

Honda
&D
Technical Review
Vol.19 No.1

Technical Review Vol.19 No.1



April 2007

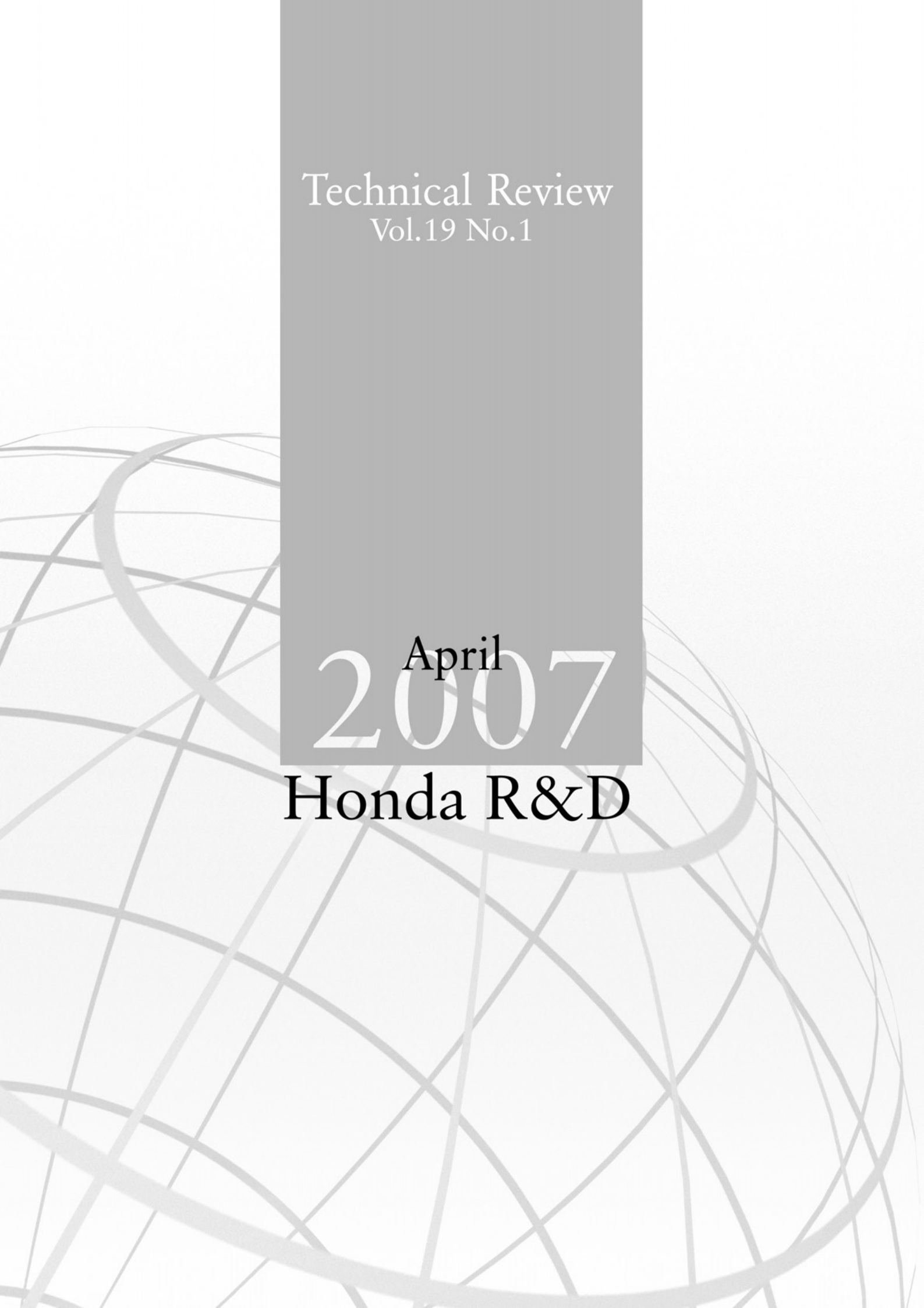


表紙の言葉

自分の好きなモノたちに囲まれた楽しい世界を想像してみました。
でもまだまだ足りない。
もっともっと楽しいモノたちを創り出したい。
無から新しいモノを生み出す苦しさ、
しかし出来たときの喜びは何ものにも変えられない達成感がある。
その喜びを多くの人々と共感していきたい。
私たちが創造した新たなモノたちが世界にあふれ
人々の日常をより豊かで楽しくしていくことに思いを込めて
デザインしました。



四輪開発センター
鈴木知子



Technical Review
Vol.19 No.1

April
2007

Honda R&D

目 次

技術紹介

- ◇ 新型CR-Vのデザイン 本間美樹・藤巻昇次 1
- ◇ 新型 ASIMO のデザイン 輿石 健 6
- ◇ ブラジル向けCIVIC用1.8L フレックスフューエルエンジンの開発 齊木良治・中島 進・中島寛明
三木健太郎・沖 秀行・御領園陽一 13
- ◇ 新型[BF90]船外機の開発 吉村 肇・藤間昭史・坪内方則
宮内智広・木村 亨 20
- ◇ SUV用四輪駆動力自在制御システムの開発 今村正広・小西良和・井上真幸 26
- ◇ POP-UP HOOD SYSTEMの開発 華山 賢・永富 薫・石崎達也
松田一男・西村純一・鳥取正臣 32
- ◇ Development of Active Damper System using Magnetorheological Dampers for 2007 Model Year Acura MDX
Lars Moravy・Jeremy Nutting・Nate Ellis 36
- ◇ アクティブダンパシステムにおけるセンサの校正技術と作動確認手法 関谷重信・伊沢正樹・平井義貴 42
- ◇ サンパウロとボストンの道路事情とエンジンマウント変位について 飯山 淳・吉田裕之
太田日吉・飯沼 健 47

論文

- ◇ 汎用高膨張比エンジンの研究 第二報—熱発生と正味性能— 古賀 響・渡辺 生 52
- ◇ ガソリンHCCI着火時期制御の研究 北村 徹・篠原俊成
高梨淳一・浦田泰弘 59
- ◇ 強制油冷システムを用いた二輪車用空冷エンジンの熱マネジメント 後閑祥次・高橋易資・稲吉 真 65
- ◇ 高耐熱リークNO_x触媒の開発 細江広記・坂主政浩・徳島君博
西山忠夫・金枝雅人・紺谷省吾 73
- ◇ 安定性と応答性を両立させたCVT発進クラッチの油圧制御技術 岡本雅之・寺山 哲・森本 茂 79
- ◇ 焼準省略可能な高強度軟窒化クランクシャフトの開発 浅井鉄也・瀧谷善弘
佐野直幸・松本 齊 86
- ◇ 内燃機関用ピストン表面処理技術の開発 杉村健太郎 94

◇ 転がり抵抗・制動距離性能向上のためのタイヤトレッドゴムの粘弾性特性最適化の研究	茂木恵美子・溝根哲也 長谷裕之・西谷広滋	100
◇ 樹脂部品の衝撃破壊シミュレーションのための微視損傷モデルの開発	前 博行・岸本喜久雄	107
◇ 押し出しアルミニウム部材の圧潰解析のための直交異方性損傷モデルの開発	前 博行・岸本喜久雄	114
◇ パネル振動位相コントロールによるSUV車室内低周波音圧の低減	近藤 隆・須藤 晶・安田紘之	122
◇ 実稼動モード解析と音響ホログラフィを用いたドア閉まり音メカニズムの研究	木立純一	129
◇ 多目的最適化を用いた防音材仕様検討手法の確立	多田寛子・井出史彦 佐々木匡・許 筠	135
◇ ライダ挙動を含む二輪車の走行シミュレーション技術の構築	手塚良孝・玉島 勉・細田和作 宮岸俊一・中村豊一・吉木浩人	142
◇ ピストン打音発生時のピストンスカート面圧測定	神谷満好・小林利彰・嶽 和秀 高橋幸敬・三原雄司・染谷常雄	149
◇ 3次元ピストン挙動シミュレーションによるピストン打音予測	小林利彰・嶽 和秀 神谷満好・高橋幸敬	156
◇ 次数トラッキングデータを用いた実稼動モード解析の考察	坂口元康	163
◇ 単気筒エンジンにおける組立型クランクシャフト系の動的挙動シミュレーション技術の開発	岩本達也・齋藤淳也	169

CONTENTS

Introduction of new technologies

- ◇Style and Design for New CR-V Yoshiki HONMA • Shoji FUJIMAKI 1
- ◇Styling and Design of New ASIMO Takeshi KOSHIISHI 6
- ◇Development of 1.8L Flexible Fuel Vehicle System for 2007 Model Year CIVIC for Brazil
..... Ryoji SAIKI • Susumu NAKAJIMA • Hiroaki NAKASHIMA
..... Kentaro MIKI • Hideyuki OKI • Yoichi GORYOZONO 13
- ◇Development of New BF90 Outboard Motor
..... Hajime YOSHIMURA • Akifumi FUJIMA • Masanori TSUBOUCHI
..... Tomohiro MIYAUCHI • Toru KIMURA 20
- ◇Development of Super Handling-All Wheel Drive System for SUV
..... Masahiro IMAMURA • Yoshikazu KONISHI • Masaki INOUE 26
- ◇Development of POP-UP HOOD SYSTEM Ken HANAYAMA • Kaoru NAGATOMI • Tatsuya ISHIZAKI
..... Kazuo MATSUDA • Junichi NISHIMURA • Masaomi TOTTORI 32
- ◇Development of Active Damper System using Magnetorheological Dampers for 2007 Model Year Acura MDX
..... Lars Moravy • Jeremy Nutting • Nate Ellis 36
- ◇Sensor Calibration Technique and Check Method for Active Damper System
..... Shigenobu SEKIYA • Masaki IZAWA • Yoshitaka HIRAI 42
- ◇Road Conditions and Engine Mount Displacement of Sao Paulo and Boston
..... Atsushi IYAMA • Hiroyuki YOSHIDA
..... Hiyoshi OHTA • Ken IINUMA 47

Technical papers

- ◇Research on Extended Expansion General-Purpose Engine (Part 2)— Heat Release and Brake Performance —
..... Hibiki KOGA • Sei WATANABE 52
- ◇Study of Ignition Timing Control of Gasoline HCCI Engine
..... Toru KITAMURA • Toshinari SHINOHARA
..... Junichi TAKANASHI • Yasuhiro URATA 59
- ◇Thermal Management of Air-cooled Motorcycle Engines Using Forced Oil-cooling System
..... Yoshitsugu GOKAN • Yasushi TAKAHASHI • Makoto INAYOSHI 65
- ◇Development of Lean NO_x Catalyst with High Thermal Durability
..... Hiroki HOSOE • Masahiro SAKANUSHI • Kimihiro TOKUSHIMA
..... Tadao NISHIYAMA • Masato KANEEDA • Shogo KONYA 73
- ◇Hydraulic Control Technologies with Robust Stability and Performance for CVT Start Clutch
..... Masayuki OKAMOTO • Satoshi TERAYAMA • Shigeru MORIMOTO 79
- ◇Development of Non-normalized Nitrocarburized High Strength Crankshaft
..... Tetsuya ASAI • Yoshihiro TAKITANI
..... Naoyuki SANO • Hitoshi MATSUMOTO 86
- ◇Development of Piston Surface Treatment for Internal Combustion Engine Kentaro SUGIMURA 94

◇Research on Optimization of Viscoelastic Properties of Tire Tread Rubber to Reduce Rolling Resistance and Decrease Braking Distance Emiko MOGI • Tetsuya MIZONE Hiroyuki HASE • Koji NISHITANI 100	100
◇Development of Microscopic Damage Model for Impact Failure Simulation of Polymeric Components Hiroyuki MAE • Kikuo KISHIMOTO 107	107
◇Development of Orthotropic Damage Model for Crush Simulation of Extruded Aluminum Member Hiroyuki MAE • Kikuo KISHIMOTO 114	114
◇Study of Method to Reduce Low-frequency Noise by Controlling Panel Vibration Phase Takashi KONDO • Akira SUTO • Hiroyuki YASUDA 122	122
◇Study of Door Closing Sound Mechanism Using Operational Modal Analysis and Acoustic Holography Junichi KIDACHI 129	129
◇Establishment of Method for Optimizing Multi Specifications for Sound-proof Packages Hiroko TADA • Fumihiko IDE Tadashi SASAKI • Jun HSU 135	135
◇Motorcycle Dynamic Simulation Model Incorporating Actual Rider Behavior Data Yoshitaka TEZUKA • Tsutomu TAMASHIMA • Wasaku HOSODA Shunichi MIYAGISHI • Toyokazu NAKAMURA • Hiroto YOSHIKI 142	142
◇Measurement of Piston Skirt Oil-film Pressure when Piston Slap Noise Occurs Mitsuyoshi KAMIYA • Toshiaki KOBAYASHI • Kazuhide TAKE Yukitaka TAKAHASHI • Yuji MIHARA • Tsuneo SOMEYA 149	149
◇Piston Slap-noise Prediction Using 3-dimensional Piston Secondary Motion Simulation Toshiaki KOBAYASHI • Kazuhide TAKE Mitsuyoshi KAMIYA • Yukitaka TAKAHASHI 156	156
◇Study of Modal Analysis from Order Tracking Data Motoyasu SAKAGUCHI 163	163
◇Development of Simulation Technology for Dynamic Behavior of Assembled Crankshaft Systems in Single-cylinder Engines Tatsuya IWAMOTO • Junya SAITO 169	169

新型 CR-V のデザイン

Style and Design for New CR-V

本 間 美 樹*
Yoshiki HONMA

藤 巻 昇 次**
Shoji FUJIMAKI

要 旨

新型 CR-V は、先代 CR-V の持つ機能的な部分を損なわずに SUV のタフネス感を核として乗用車の持つフォーマル性やクオリティをより高める「PREMIUM SMART SUV」という新コンセプトで開発をした。

その中で、エクステリアデザインでは「DYNAMIC EMOTIONAL」というコンセプトに基づき、躍動感のあるスポーティフォワードキャビンと大径タイヤを強調したタフネス感のあるロアボデーの組み合わせにより、その方向性を大きくシフトした。

また、インテリアデザインでは「QUALITY TOUGHNESS」というコンセプトを基にエクステリア同様、SUV としてのタフネス感のある機能的なデザインや使い勝手の良さをベースに、乗用車としての爽快感や安心感を洗練された上質空間で包み込み、それらを高次元に融合することで新鮮でアップスケールなスマート SUV 空間とした。

ABSTRACT

The CR-V has been redesigned under a new concept—"Premium Smart SUV"—combining the toughness of an SUV with the quality and sophistication of a passenger car, all without sacrificing the functionality of the classic CR-V. To achieve this, we have drastically redesigned the exterior of the new CR-V based on the concept "Dynamic & Emotional," giving it a combination of dynamic sporty forward cabin and a rugged lower body that emphasizes large wheels. The concept for the interior of the redesigned CR-V has been given the name "Quality & Toughness," and like the exterior aims to provide the vehicle with a tough, functional and driver-friendly SUV design with the refined space of a safe, exhilarating passenger car. By optimally merging these concepts to build the newly designed CR-V, we have created an SUV that is fresh and upscale.

1. はじめに

CR-V は 1995 年の発表以来“ライトクロカン”というまったく新しい発想を市場に提案してきた。そして、その乗用車とクロカンの良い部分の融合としてのコンセプトがお客様に深く浸透し、特に国内では子育て世代のライフスタイルカーとして爆発的なヒット商品となった。また現在では世界 160 ヶ国以上で発売し CIVIC、ACCORD に次ぐワールドカーに成長している。

そのなかで、現在メイン市場となっている米国においておこなわれた新型 CR-V 開発に向けての市場調査では、先代 CR-V のユーザからは特にその機能性の部分において、大変愛され多くのお客様に満足されていた。

しかし、それ以外のお客様の声や、実際の使われ方、市街地やフリーウェイでの見え方等々、さまざまな調査を重ねるなかで時代変化にともなう、SUV に対しての潜在的な欲求や兆しを実感する結果となった。

それは、初代から多くのユーザに受け入れられてきた

CR-V の使い勝手の良さや機能的な価値をさらに進化させることと SUV としての、より力強いダイナミックな性能を表現するデザイン。

さらには、SUV でありながらセダンにも劣らない上質でエモーショナルな官能性を合わせ持つことであり、その相反する要素の高次元融合が、新型 CR-V としての新たな価値であると定めこれを「PREMIUM SMART SUV」というコンセプトで表現した。

* 四輪開発センター

** HONDA R&D AMERICAS, INC.

2. デザインのねらい

グランドコンセプトである「PREMIUM SMART SUV」に対し、あらゆるシーンをアクティブかつスマートに行動する、都会的で本物志向の「大人の自遊人」をユーザイメージとした中で、SUVとしてのタフネス感を「核」としながらも乗用車としてのクオリティで包み込む、新しい価値を持った次世代コンパクト SUV の創出を目指した。

その中で、エクステリア デザインコンセプトは「DYNAMIC EMOTIONAL」としスポーティで滑らかなキャビンとがっちりとしたダイナミックロアボデーとの融合をねらいとした。

また、インテリア デザインコンセプトは「QUALITY TOUGHNESS」とし、安定感を感じさせる機能的なデザイン構成と、露出した骨格によるタフネス感をベースとしながら、シンプルで上質感のある心地よい空間デザインの融合をねらった。

3. パッケージレイアウト

パッケージの基本的な考え方は、先代 CR-V から世界中のユーザに支持されている取り回しの良いコンパクトなボデーサイズと、使い勝手の良さを感じさせる広々とした空間に、乗降性の良いヒップポイントや安心感のあるアイポイント等の基本的なディメンジョンを CR-V の DNA と捉え、それを継承した。

その中で、大人4人がゆったり乗れて、4人分の荷物がきっちり収められる居住空間を確保したうえで、乗用車としての爽快で上質感のあるエモーショナルなフォワードキャビン骨格のスタイリッシュな空間で包み込んだ。また、SUVとしての象徴である大径タイヤと、タフなロアボデーとの融合により「PREMIUM SMART SUV」を表現する新しい SUV 骨格をねらった(Fig. 1)。

また、使い勝手の向上としては、荷室スペースを簡単に整理できる「ダブルデッキーカーゴシェルフ」のアイデアや、リヤテールゲートの開閉トルクの低減、さらには、サイドシル高さを抑えた乗降性等の細やかな配慮をおこなうことで日常生活のシーンで、よりスマートに使いこなせる機能性やエモーショナル性と非日常性を表現する、

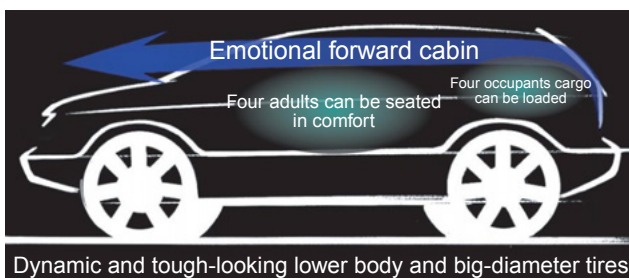


Fig. 1 Package concept

ダイナミックなタフネス感を高効率なパッケージングで両立し具現化した。

4. エクステリアデザイン

先代 CR-V の持っているパッケージの機能的な良さを損なわずに都会的で洗練された「DYNAMIC EMOTIONAL」デザインを目指した。

テールゲートの開閉方法の変更により、荷室空間を確保しながらリヤウインドを前傾させ、フロントウインドのフォワード化と相まってスポーティで躍動感のあるキャビンができあがった。

またクォータピラーを廃止し、ダイナミックでパーソナルなワンモーションのサイドウインドグラフィックスとし、プレミアム性の高いクロムメッキモールでトリミングした(Fig. 2)。

大径化したタイヤが存在感を増すとともに、しなやかに大きく張り出した前後フェンダーが力強くロアボデーを引き締め、タフなイメージのロアガーニッシュとともにグッドスタンスを生んでいる(Fig. 3)。



Fig. 2 Side view



Fig. 3 Dynamic emotional



Fig. 4 Final rendering

また、フロント廻りでは“一目でわかる CR-V デザイン”を目標にアッパー＆ロアの2段構えのグリルと、大きなヘッドライトが一体となった構成が大胆で精悍な印象を造りだした。

リヤ廻りでは先代 CR-V からの特徴になっている、縦型コンビライトを継承しつつ背負いタイヤをシンボライズした立体的で力強い、特徴的なデザインとなった(Fig. 4)。

5. インテリアデザイン

インテリアでは「QUALITY TOUGHNESS」のコンセプトからSUVとしてのアクティブでタフネス感のある機能性を進化させながら、それに加えた、乗用車としての都会的な上質感を高次元で融合させ、日常から非日常までのあらゆる

シーンにおいてスマートに使えるアップスケールなデザインを目指した。

5.1. QUALITY TOUGHNESS

SUVとしての記号性である、タフネス感や硬質感を感じさせる構造的なモチーフを取り入れ、インテリアデザインとしての構成要素の核とした。

インストルメントパネルでは、オーディオ、エアコン、シフト等からなる機能部品を集約したセンタ部分と、両サイドのデフロスタやアウトレット部をそれぞれ、ソリッド感のある柱(構造体)として表現しステアリング、ドアグリップ、フロントシートバック等の主要部位にも同様のモチーフで統一している(Fig. 5)。

また、QUALITYの表現としては、その硬質感を持たせた



Fig. 5 QUALITY TOUGHNESS

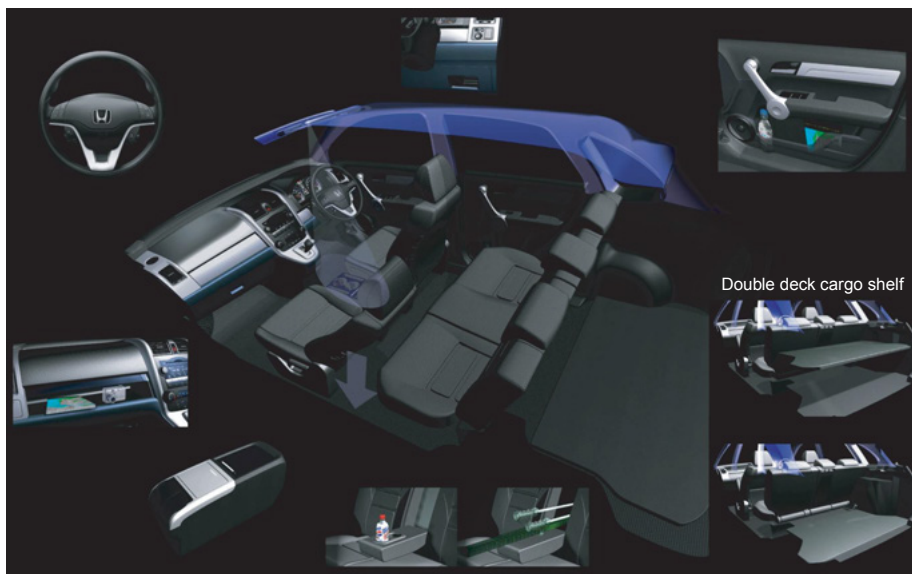


Fig. 6 Interior utility

部位に対して上質感と優しさのある面質とし、硬質な機能感と上質で洗練されたクォリティ感を融合させた。さらにはリヤ荷室のダブルデッキーカーゴシェルフを始めとする使い勝手の良いユーティリティ性を随所に持たせるなど「QUALITY TOUGHNESS」をインテリアのコンセプトとして表現した(Fig. 6)。

6. カラーデザイン

6.1. エクステリア

グランドコンセプトである「PREMIUM SMART SUV」を表現するためのカラーデザインとして、どんなシーンでもスタイリッシュに感じる PREMIUM SMART COLOR をテーマに開発した。

エクステリアデザインの抑揚のある面質と、SUVとしての強さ感を効果的に表現する「WHISTLER SILVER M」を、テーマカラーとして専用に開発し通常のメタリック粒子より、さらに大きな粒子とすることでダイナミックで洗練されたイメージを表現した。

そのほか、既存色をプラスした計6色でのカラーラインナップとしている(Fig. 7)。

6.2. インテリア

エクステリアカラーと同様のテーマで開発をおこない SUV としての機能性と乗用車としての上質性の融合を目指した。

シートファブリックには、トリコット素材にエンボス加工を施したアクティブな機能性と都会的で洗練された INDIGO BLACK(新色)とのコーディネートにより、クールで力強い空間を感じさせる新しいブラックインテリアカラーをテーマカラーとした [Fig. 8 (a)]。

また、上質でプレミアム感を表現する IVORY 革内装では心地良い開放的な空間を表現し、それらふたつのバリエーションにより PREMIUM SMART の表現をおこなった [Fig. 8 (b)]。

7. まとめ

私たちは「PREMIUM SMART SUV」という、グランドコンセプトを基に日常から非日常までの、あらゆるシーンをアクティブに行動する「大人の自遊人」をユーザイメージとし、よりエモーショナルで力強く、より上質に、より機能的に、よりスマートにといった相反する要素の高次元融合に

著作権上の理由により非表示

BLACK& INDIGO BLACK



Fig. 8 (a) Interior color

BLACK & IVORY



Fig. 8 (b) Interior color

向けて、担当メンバが一丸となり開発に取り組んだ。

その具現化に向けての過程では、目標達成に向けての高いメンバ意識によりさまざまな議論や、多くのせめぎ合いが繰り返された。

その結果、3代目 CR-V の進化にふさわしい、デザイン、走り、使い勝手の本質的進化はもちろん、その奥底に込められた味わい深さや、適度な緊張感に“幸せ”を感じて頂けるような、魅力的なモデルチェンジができたと確信している。

また、この新型 CR-V が初代、2代目に続き世界中のさまざまなシーンで活躍しより多くのお客様に喜ばれる CR-V となってくれることを願っている。

■ 著 者 ■



本間 美樹



藤巻 昇次

新型 ASIMO のデザイン

Styling and Design of New ASIMO

興 石 健*

Takeshi KOSHIISHI

要 旨

新型 ASIMO はオフィスなどの実環境で自律的に作業する能力と運動機能の向上を目的に開発された。そのデザインは“人々の身近で役に立つための機能進化”をコンセプトとし、“先進性”および“親和性”をそれぞれあえて強調した複数のモデルを従来の ASIMO と比較検討しながら方向性を定めた。また 3D データを用いたデザインワークではデザイナーとエンジニアが開発の初期段階から連携し、コンピュータグラフィックス(以下、CG)で動態を、モックアップで実際の空間での存在感を確認しながら、デザインと機構を高いレベルで“調和”させた。その結果、従来の ASIMO の“親しみやすい”イメージをいかしつつ、新たな機能を具現化するデザインを実現することができた。

ABSTRACT

The new ASIMO has been developed to enhance the robot's ability to function autonomously in real-life environments (offices, etc.) and its physical capability. The design concept for the new model is “Advanced functions for increased usefulness.” The orientation of the development was decided while comparing different prototypes constructed to focus on “advancement” and “friendliness” respectively with the current ASIMO. Designers and engineers collaborated from the initial stages of development in design work using three-dimensional data. The fine-tuning ASIMO's dynamic status using computer graphics (CG), and the robot's presence using mockups in actual spaces, have enabled the achievement of a superb “harmony” between design and mechanical features. The resulting design enables the incorporation of new functions while retaining ASIMO's “friendly” image.

1. はじめに

Honda は新しいモビリティの創造の一つとして、人と共存、協調し社会の中で役に立つことで新しい価値をもたらすヒューマノイドロボットの研究をおこなってきた。その成果として 2000 年 10 月末に ASIMO を誕生させ^{(1), (2)}, ささまざまな活動を通して国内や世界各国の人々との交流の場をつくっている。

さらにオフィスなどの実環境で自律的に作業する能力と運動機能の向上を目的として新型 ASIMO を開発し、2005 年に発表した⁽³⁾。新型 ASIMO には周囲の環境や人の位置を認識するためのセンサ類を胴体下部と腰、頭部の前後と耳部に搭載し、また運動機能や表現力を向上させるため、腰、手首、親指、首に新たに関節軸を追加し、ひじは大きく可動する構造とした。これらの新機構を搭載し、さらに実環境での存在感を向上させるために全高を上げるなどの大幅な変化を融和させ、美しいかたちを生み出すことがデザイナーに求められる。本稿では新型 ASIMO のデザインの考え方とプロセスについて紹介する。

2. ASIMO デザインコンセプト

人に近いかたちをしているヒューマノイドロボットは、先鋭すぎたデザインでは人々の共感が得られない。また親しみやすさのみを追求しても受け入れられない。“先進性”と“親和性”が絶妙なバランスを保ち、人に近すぎず遠すぎない“心地よい距離感”で存在することが望ましいと考える。以上の考え方に基づいて、ASIMO のデザインは“先進性と親和性の調和”を基本理念としている。

従来の ASIMO のデザインは、ヒューマノイドロボットが実験室の中から社会へ一歩踏み出し、新しい工業製品として多くの人々に受け入れられるよう、“より身近で親しみやすい存在へ”をコンセプトとしている。

新型 ASIMO のデザインにあたりそのイメージを大きく変えてしまうと、多くの人々に“ASIMO がどこかへ行ってしまった”という気持ちを抱かせてしまう。ここにヒューマノイドロボットゆえのモデルチェンジの難しさがある。新型 ASIMO のデザインは、従来の ASIMO のイメージをいかしつつ、新たな機能を具現化する“人々の身近で役に立つための機能進化”をコンセプトとした。

Fig. 1 に ASIMO の進化とそのデザインをイメージ図で示す。

* 基礎技術研究センター

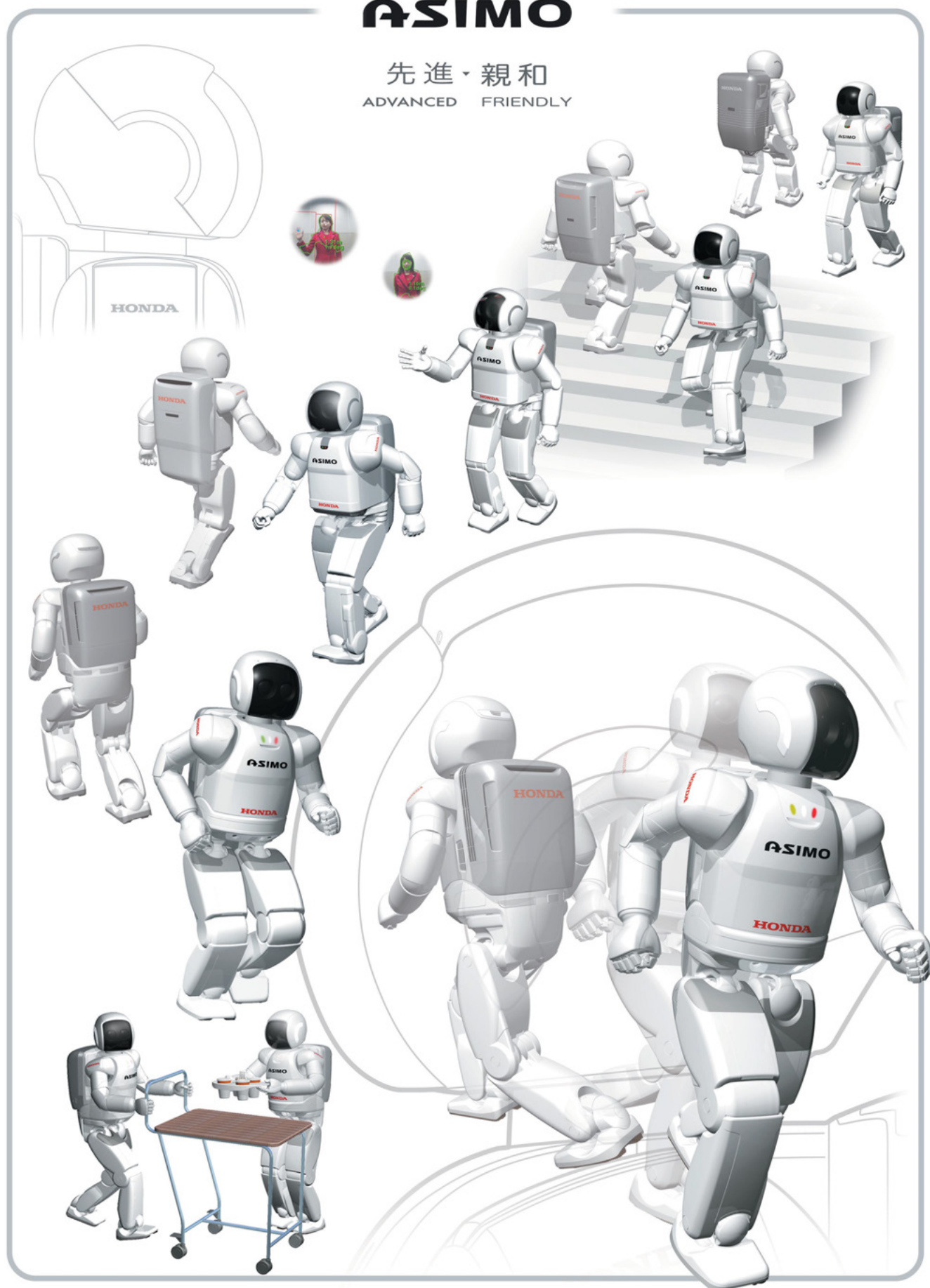


Fig. 1 Evolution of styling and design of ASIMO

3. デザインプロセス

3.1. デザイン手法

ヒューマノイドロボットの実現には、多くの可動部分を持つための安全への配慮や、動いたときの違和感がない見え方など、人間型特有のさまざまな課題があり、センサ類の最適な配置や、関節軸の追加による可動範囲の増加など、機能はかたちに直結する。それらの解決にはデザインが重要な役割を果たすことからデザイナーとエンジニアは開発の初期段階から密に連携し、両者共通のツールである3Dデータを用いたデザインワークをおこなう。

美を追求するデザイナーと革新技术を追求するエンジニアのせめぎ合いは常にあるが、3Dデータを用いることによりお互いの提案を具体的に共有し高め合っていくことができる。またデザイナー自身が直接3Dソフトを駆使することで、ヒューマノイドロボットの静態だけでなく動態の美しさも考えながら線や面の一つ一つに意思を入れ、つくっては壊すプロセスを何度も繰り返し、デザインを熟成することができる。そしてCGによるレンダリングやアニメーションで完成イメージの高精度なシミュレーションをおこなう(Fig. 2)。しかしながら人と同じ空間での存在感を確認することは現在のコンピュータ技術でも十分とは言えず、これを補う方法としてモックアップを作成する。これを身近に置いておくことで、その時々見え方や感じ方を確認することが可能となる。

3.2. デザインスタディのねらい

デザインの新たな可能性と、センサ類の搭載や関節軸の増加など新機構への提案を目的とする試案(以下、デザインスタディ)をCGやモックアップで進めた。各デザインスタディと従来のASIMOの位置づけをFig. 3で示す。“先進性”と“親和性”が“調和”している従来のASIMOを起点とし、そのバランスをあえて変化させて“先進性”を強めたデ

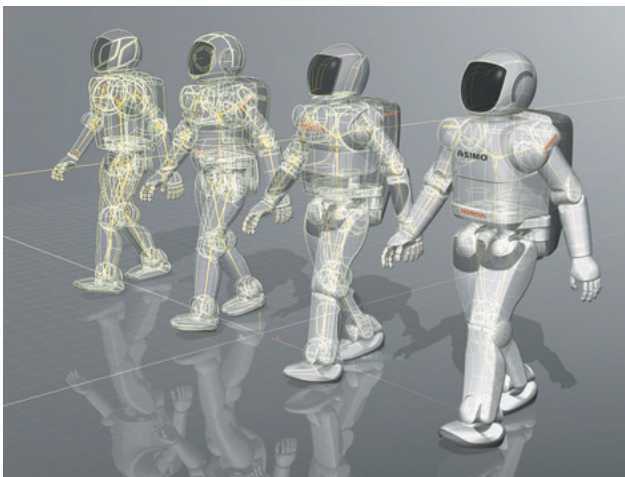


Fig. 2 Rendering and animation by computer graphics (CG)

ザインスタディA [Fig. 3(a)]と“親和性”を強めたデザインスタディB [Fig. 3(b)]を比較検討のために作成した。以下にそれぞれのねらいを述べる。

(1) デザインスタディAのねらい

先進イメージを強め、機能に徹するヒューマノイドロボットを表現する。頭部はフルフェイス型ヘルメットを基本形とし、表面にセンサ類を配置するとともに、耳や口を発光式とする。関節は、動いた際に外形の差異が少ない球状とし、柔軟素材により可動範囲を最大限にとりつつ安全性向上をねらう。

(2) デザインスタディBのねらい

親しみやすさを強め、コミュニケーション性を高めるための顔を表現する。可動角度を大きくするため、首、ひじ、手首、腰、の関節軸を追加し、さまざまな動きに対応できるようにする。

3.3. デザインクリニックの結果

人々に両デザイン案のねらいがどのように伝わり、従来のASIMOとの関係がどう受け取られるかを確認するため、不特定の被験者の意見を調査するデザインクリニックを実施した。従来のASIMO(Fig. 4)、デザインスタディA(Fig. 5)、デザインスタディB(Fig. 6)のモックアップとCGアニメーションを提示し、アンケートと聞き取りをおこない以下の回答を得た。

(1) 従来のASIMO

かわいらしくて親しみやすいイメージに好感をもつ。このASIMOが今後どうなっていくのかとても楽しみに思う。重たい印象の背中など、各部を改良していく進化もよいと感じる。

(2) デザインスタディA

高性能で黙々と作業をこなす印象を受ける。未来的に感じる一方で暖かみはあまり感じない。従来のASIMOとの関連は薄く、まったく別のヒューマノイドロボットに見える。新しい機構は若干違和感がある。

(3) デザインスタディB

コミュニケーション性は高い。しかし表現が安易な印象も受ける。従来のASIMOと違和感なく共存ができるが、兄弟などバリエーションの一つと感じる。新しい機構は違和感がない。

被験者の意見をまとめると、それぞれのデザイン案はデザイナーのねらい通り理解され、従来のASIMOの機能的でシンプルなデザインが共感を得ていることを示している。

3.4. 最終デザインの決定

新型ASIMOのデザインには、従来のASIMOのイメージをいかながら各デザインスタディで検討した新しい機構を取り入れるとともに、次に述べる三つの観点でデザインを進めた。



Fig. 3 Relation of design studies with previous ASIMO [(a) : advanced design, (b) : friendly design]



Fig. 4 Previous ASIMO (Mockup)



Fig. 5 Design study A (Mockup)



Fig. 6 Design study B (Mockup)

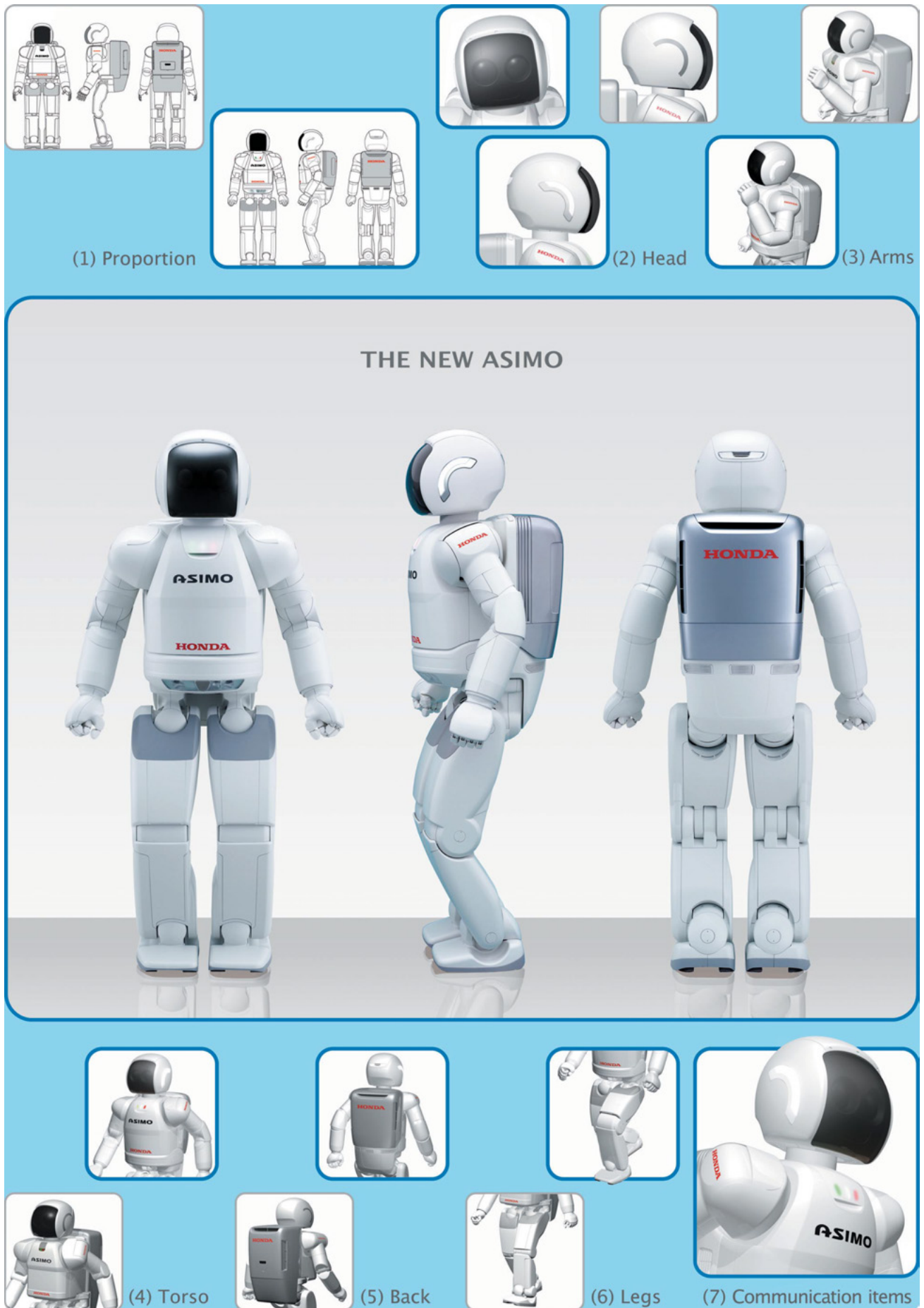


Fig. 7 Overall final design and design of parts (Blue frame : new ASIMO ; Gray frame : previous ASIMO)

1. LEDによる発光や、首をかしげる動作をデザインに融和し、“コミュニケーションのしやすさ”を表現。
2. 丸みのある面とすっきりした線を基調として“やさしさ”を表現。
3. 機能的で力強いカタチで“うごきのよさ”を表現。

従来の ASIMO と、新型 ASIMO の最終デザインを Fig. 7 に対比して示し、以下に詳細を説明する。

(1) プロポーション

従来の ASIMO は、人と同じ空間の中で役に立てるミニマムなサイズと考えられる全高 120 cm で、同じくらいの子供に近似する 6 頭身である。新型 ASIMO は、新機構を成立させ、存在感を向上させるために、全高 130 cm、約 6.3 頭身とした。さらに首と腕の軸の位置関係を見直して姿勢の向上を図った。また人の身近で活躍できるように全体を丸みのある面とすっきりした線により構成し“やさしさ”を表現した。

(2) 頭部

頭部は特に全体のイメージへ大きく影響するため、数案を展開し最終的に下記のデザインとした。

当初 3D データで適切と考えたサイズは、モックアップでは予想外に小さく見え、その結果“親和性”が低い印象を与えたため、バランスを整えてサイズを決めた。

頭部全体は“親和性”を高めるために丸みを強め、前後と耳部にセンサ類を内蔵した。また首に関節軸を追加して、首をかしげる動作で表現する能力を高めた。その際に胸や背中に接触しないように丸みをもった底面とした。頭頂部は“走り”を表現するために先端部の角度と横のラインにより風で髪がなびくイメージとした。

ヒューマノイドロボットのデザインでは目がとても重要である。やさしく親しみやすい“ひとみ”を表現するために、光がほどよく反射するよう、レンズを繰り返して試作した。

(3) 腕

肩は小型化し球状に近づけて、動いた際の外形の差異を最小とした。ひじは可動角度が大幅に増えたため、内側にソフトな材質を配置するとともに、外側は動かしたときにも大きな段差が生じない形状とした。手首は、従来の ASIMO では円柱状であったが、自由度の増加に対応して球状とした。指は握手をしたときにやさしい感触を与えるよう一本一本の丸みを強めた。

(4) 胴体

新型 ASIMO は、運動機能を向上させるため、胴体に回転機構をもつ。その結果、従来の ASIMO のような角基調の胴体では回転時に角が大きくなりすぎてしまうため、デザインスタディ B で検討した、回転時の上部と下部のずれが少ない丸みがあるカタチを基本とした。また下部には、周囲の環境を認識するためのセンサ類をレイアウトし、その性能を発揮する機能的な外観とした。

(5) 背面

背中部分は、内部構造の見直しとバッテリーの小型化にともなって小さくすることが可能となり、胴体との一体感をもたせた。また交換式バッテリーと一体になった構造とし、脱着用ハンドルと操作スイッチパネルを上部リッドに内蔵して使い勝手を高めた。

腰部分は背中の小型化と胴体の回転機構により別の部品とした。ここは従来の ASIMO と大きく異なる部位であり、違和感が生じないよう検討を繰り返しおこない、センサ類の配置と脚後部への挟み込みに配慮した機能的な腰部とした。

(6) 脚部

脚は当初、従来の ASIMO と同じ長さであったが、胴体が長く見えないよう、ももとすねを延長しプロポーションを整えた。また安全性をより高めるねらいでひざの段差を少なくし、すそをフレア形状として“走り”に対応する力強い脚部を表現した。

(7) コミュニケーションアイテム

人は光やその光り方に生命感を抱く。新型 ASIMO ではこれを効果的に活用し耳と胸を発光式とした。耳ははっきりと光り、胸はデザインスタディ A で試した、発光時には心がありつつもやさしく光り、消灯時は存在感を少なくする光り方のデザインとした。

4. まとめ

新型 ASIMO のデザイン開発では、“先進性”および“親和性”をそれぞれあえて強調したモデルによるデザインクリニックや、初期段階からデザイナーとエンジニアが 3D データを共有しお互いの提案を高めあっていくなど、双方の接点を模索し、高いレベルで“調和”を図ることに努めた。また同時に常に静態のみならず動態を考慮し“コミュニケーションのしやすさ”、“やさしさ”、“うごきのよさ”を表現した。その結果、従来の ASIMO の“かわいらしく、親しみやすい”というイメージをいかしつつ、“人々の身近で役に立つための機能進化”というコンセプトを具現化する新しいデザインをおこなうことができた。このデザインは多くの人々の共感を得ると考える。

5. 終わりに

ヒューマノイドロボットへの世の中の期待や興味は尽きず、夢は無限に広がっている。それは Honda に送られてくる世界中の子供たちが描いた絵や、ASIMO を見つめるまなざしからも強く感じることができる。自由に思い描かれる空想のロボットを実現するためには困難な課題が多いが、人との共存を目指し一步一步確実にデザインを進めていきたい。

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
- (2) 小池昭男, 興石健: ヒューマノイドロボット ASIMO の
デザイン, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.1,
p.7-16
- (3) 重見聡史, 河口裕一郎, 吉池孝英, 川邊浩司, 小川直
秀: 新型ASIMOの開発, Honda R&D Technical Review,
Vol.18, No.1, p.38-44

■著 者■



興 石 健

ブラジル向けCIVIC用 1.8L フレックスフューエルエンジンの開発

Development of 1.8L Flexible Fuel Vehicle System for 2007 Model Year CIVIC for Brazil

齊 木 良 治*

Ryoji SAIKI

三 木 健太郎*

Kentaro MIKI

中 島 進*

Susumu NAKAJIMA

沖 秀 行*

Hideyuki OKI

中 島 寛 明*

Hiroaki NAKASHIMA

御領園 陽 一*

Yoichi GORYOZONO

要 旨

Honda はブラジルの市場ニーズに対応した Flexible Fuel Vehicle(以下 FFV)用 1.8L VTEC 4 気筒エンジンを開発した。本エンジンはガソリンおよびエタノール、また両者のいかなる混合割合の燃料でも運転を可能とする機能を有する。エンジン本体については VTEC によるバルブタイミングの最適化、圧縮比の変更等により、ブラジルの燃料に適した諸元を選定するとともに、燃料系部品については、エタノールの耐食性を考慮した材料を適用してブラジル市場への対応をおこなった。本稿では、当エンジンの達成性能、および採用技術について紹介する。

ABSTRACT

Honda has developed a 1.8L VTEC 4-cylinder engine for a Flexible Fuel Vehicle (FFV) that meets the needs of the Brazilian market. This engine has a function that enables it to be run on either gasoline or ethanol, or on both fuels mixed in any ratio. Engine specifications that are suitable for Brazilian fuel were selected by optimizing the valve timing using VTEC and changing the compression ratio. For the fuel system parts, materials with ethanol corrosion resistance were chosen and applied to the Brazilian market. In this paper, the performance achieved by this engine and the applied technology are described.

1. まえがき

近年、地球温暖化の問題に対して CO₂ 低減の要求が高まり再生可能なバイオ系燃料が注目されている。ガソリンの代替燃料としてサトウキビやとうもろこしを原料としたバイオエタノール、軽油の代替燃料として大豆や菜種を原料としたバイオディーゼル燃料が存在する。ブラジルなどで使用されているバイオエタノールは、サトウキビ等植物を原料としている。これら植物が成長する際に CO₂ を吸収するため、自動車用燃料として使用した場合に、CO₂ 排出量がゼロとみなされる燃料である。バイオ系燃料は、石油の代替燃料であると同時に、地球温暖化の対策としても注目されている燃料である。

ブラジルでは、サトウキビの生産量が豊富なおうえ、バイオエタノールの製造工場が数多くあり、これまで国策により、バイオエタノール燃料の販売がおこなわれてきた。ブラジルにて販売されるガソリンにはエタノールを20-25%混合(以下ガソホール)することが義務づけられている。ガソ

ホールのみならず、エタノールのみの燃料(以下E100)も販売されている。

Honda は代替燃料車として天然ガスで走行可能な CIVIC GX^{(1)・(3)}を 1998 年より発売している。この度、2005 年に発売した新型 CIVIC⁽⁴⁾をベースに、CIVIC FFV 用フレックスフューエルエンジンを開発した。本稿では、CIVIC FFV の採用技術について紹介する。

2. 開発のねらい

本エンジンを搭載する CIVIC は、ブラジルにおいて Fit に次ぐ販売台数であり、ブラジルにおける基幹機種である。エネルギーの多様化に対応するガソホールでもエタノールでも使用可能なユーザーニーズに応じた車両として下記項目を開発目標とした。

- (1) 使用燃料の選択自由度があること
- (2) 使用燃料に左右されない走行性能が保証されていること
- (3) 給油時の商品性が確保されていること

*四輪開発センター

Table 1 Fuel properties

	E0	E100
Heating value (MJ/Air kg)	2.95	2.99
Octane number RON/MON	93/81	110/92
Stoichiometric air fuel ratio	14.6	9.0
Latent heat of evaporation (kJ/Air kg)	30.2	101
Boiling point (°C)	25-200	78
Theoretical air fuel ratio (Volume after carburetion)	43.1	14.3
Ratio of the number of moles of combustion before and after	1.07	1.14

3. 燃料性状について

Table 1に主要燃料の代表的性状を示す。ブラジルで一般的に流通している燃料としてはガソホル、およびE100がある。一般的にエタノールを内燃機関の燃料に使用することの利点としてオクタン価が高い(RON110)ことがあげられる。それにより圧縮比を上げることが可能となるため、熱効率の向上が見込める。反面、燃料系部品の腐食、ゴムや樹脂材の劣化、発熱量の低下による燃費の低下、および蒸気圧が低いことによる低温始動性やドライバビリティ等に課題がある。

4. エンジンの概要と主要諸元

4.1. エンジン

Fig. 1にR18A型FFVエンジンの外観図を、Table 2にベースとなるガソリンエンジンと比較した主要諸元を示す。2006年モデルのガソリンエンジンに対し、次の改良をおこなった。

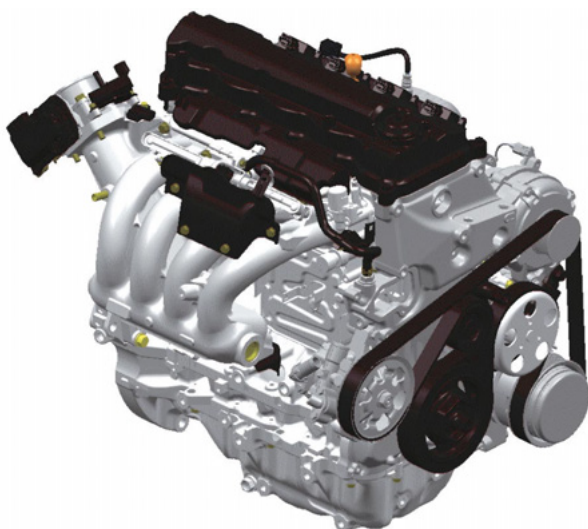


Fig. 1 R18A FFV engine

Table 2 Engine specifications

	2006 Gasoline engine	2007 FFV engine
Fuel	E20-E25	E20-E100
Cylinder configuration	In-line 4-cylinder	In-line 4-cylinder
Bore × stroke (mm)	81 × 87.3	81 × 87.3
Displacement (cm ³)	1799	1799
Compression ratio	10.5 : 1	11.5 : 1
Valve train	SOHC i-VTEC Inlet delayed closure	SOHC i-VTEC 1 intake valve inactive
Number of valves	4 per cylinder	4 per cylinder
Valve diameter (mm)	In.	32
	Ex.	26

- (1) 燃料特性に合わせた高圧縮比化
 - (2) 低温始動性確保のためにインテークマニホールドへのサブ燃料供給デバイスの追加とインテークマニホールドのアルミニウム化
 - (3) 低温ドライバビリティ向上を目的としたバルブタイミングの変更
 - (4) エタノール使用時のバルブリセッション対策(バルブとバルブシートの材質変更)
- 等である。

4.2. 燃料供給系

Fig. 2にFFVの燃料タンクと燃料供給システムの配置を示す。エンジンへの燃料供給は、メイン燃料タンクの燃料が供給されるメイン燃料系と、サブ燃料タンクの燃料が供給されるサブ燃料系から構成される。Fig. 3にメイン燃料供給システムを示す。エタノールへの耐腐食性向上を目的としてSUS304に材料変更したデリバリパイプとFig. 4に示すFFV用メインインジェクタから構成される。Fig. 5にサブ燃料系を示すが、低温始動用に設置したサブデリバリパイプ、サブフューエルインジェクタおよびソレノイドバルブから構成される。

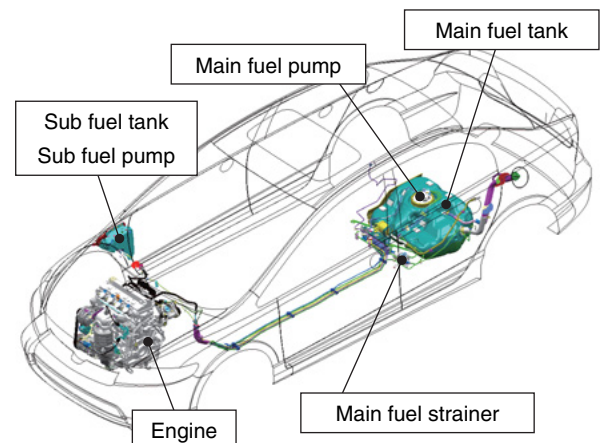


Fig. 2 Overview of CIVIC FFV fuel supply system

燃料タンクは、2006年モデルで開発したガソリン車のものを流用し、E100 の使用に対応したフューエルポンプモジュールを新たに採用している。また、燃料ストレーナは、整備や交換の容易さを図るために従来のフューエルポンプモジュール一体式から燃料タンク外置きとした。

右側フロントフェンダ内に始動用の補助燃料タンク(以降サブタンク)を有するが、給油時の商品性向上の目的より、

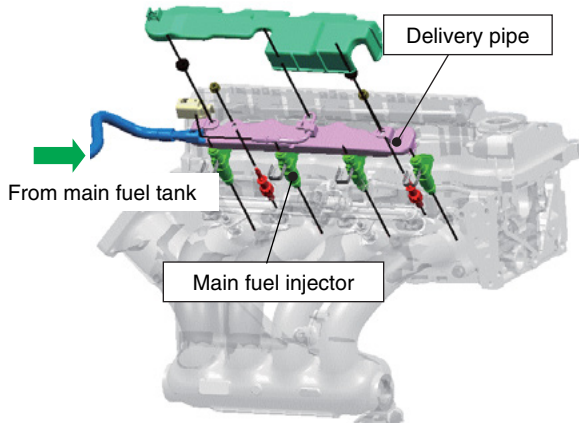


Fig. 3 Main fuel supply system

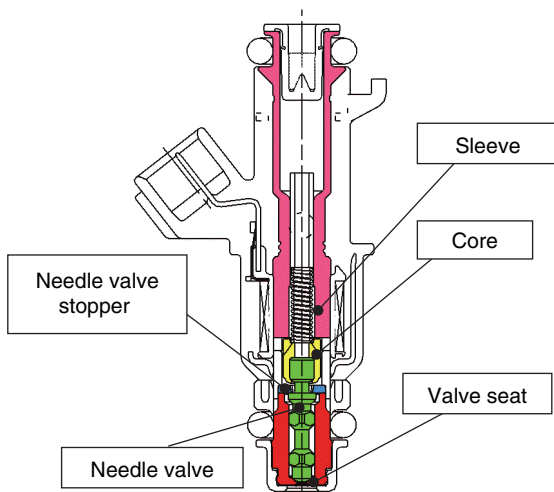


Fig. 4 Fuel injector for FFV

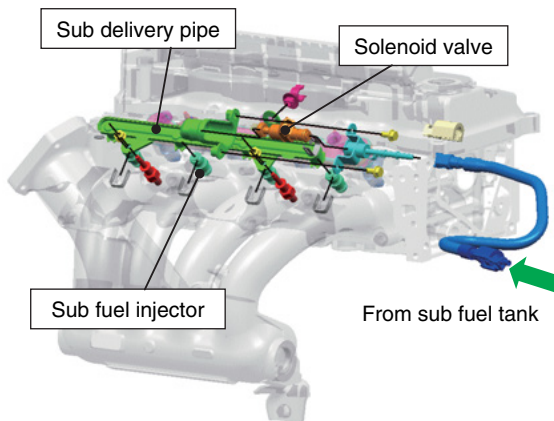


Fig. 5 Sub fuel supply system

Table 3 Material for main fuel system

Parts		Gasoline engine	FFV engine
Fuel injector	Valve seat	SUS440C	ATS34 Passivation film
	Needle valve	SUS440C	ATS34 Passivation film
	Needle valve stopper	SUS440C	SUS440C Passivation film
	Core	PB	K-M62F Passivation film
	Sleeve	K-M35FL	K-M62F
Delivery pipe		JSH270C Electroless Ni-P plating	SUS304L

右側フェンダにサブタンク専用の給油口を設置した。E100 や高濃度エタノール燃料使用時は、低温時に始動困難となるためにサブタンク内のガソホルをエンジン始動時に供給し、始動の補助とする。サブタンクの燃料は、低温始動時のみ使用するため、消費量と給油頻度を考慮して700cm³の容量設定とした。サブタンク内のフューエルポンプモジュールはガソリン車で使用しているものを流用している。

4.2.1. メイン燃料供給系

メイン燃料系は、高濃度エタノールや E100 がメイン燃料タンクより供給されるため、デリバリパイプやインジェクタは耐腐食性と耐磨耗性を向上させた材料を採用した。

Fig. 3 に示すように、メイン燃料タンクからの燃料はデリバリパイプからインジェクタを介して各気筒に供給されるが、デリバリパイプは SUS304 へ材料変更し、エタノールに対する耐腐食性を向上させた。

Fig. 4 にメインインジェクタの構造を示す。ガソリン用のインジェクタに対して、各部位の材料変更をおこない、耐腐食性および耐磨耗性の向上を図った。また、Table 3にメインインジェクタとデリバリパイプの材料をガソリン用と比較して示す。

4.2.2. サブ燃料供給系

高濃度エタノール使用時には、低温始動性が低下するためサブタンクよりガソホルを供給し、始動の補助とする。

Fig. 5 にインテークマニホールドに取り付けた始動用サブ燃料系を示す。Fig. 6にインテークマニホールドへ取り付けしたサブフューエルインジェクタの断面図を示す。アルミニウムのインテークマニホールドにサブフューエルインジェクタ、サブデリバリパイプおよびソレノイドバルブを取り付けた構造とした。高濃度エタノール使用時かつ低温始動時にはサブタンクからガソホルを供給し、ソレノイドバルブを介しサブデリバリパイプ内が燃料で充填され、各気筒に設置したサブフューエルインジェクタから燃料が各気筒へ供給される。エンジン始動完了が判定されると、サブタンクの燃料供給が停止し、ソレノイドバルブを閉とし

て、燃料を遮断する機構としている。

エンジンが暖機状態下あるいはメイン燃料タンク内の燃料がガソリンの場合は、メイン燃料のみの供給でエンジン始動可能であり、サブ燃料は供給しない。

4.3. 出力特性

4.3.1. エタノールの燃焼時の特性

エタノールを内燃機関用燃料として使用した場合のガソリンとの比較は Table 1 に示した通りである。Fig. 7 にエタノール濃度と設定点火時期、充填効率および発生トルクの関係を示す。試験結果より以下を確認した。

- (1) 全開時の MBT はほとんど変化なし
- (2) RON 向上のため点火時期進角可能(低回転で効果大)
- (3) 気化潜熱増加のため充填効率向上(高回転で効果大)
- (4) 点火時期進角と充填効率向上による出力向上(低回転で効果大)

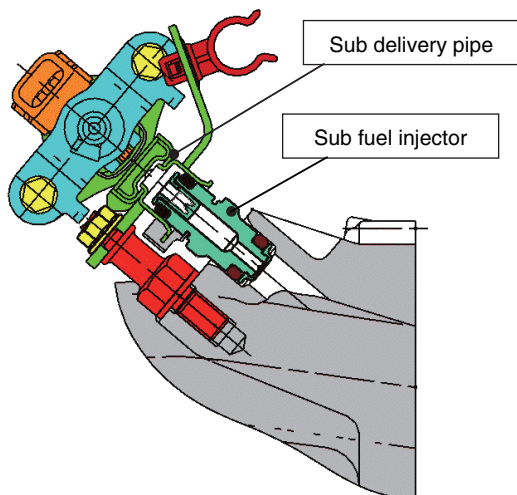


Fig. 6 Side view of sub fuel injector

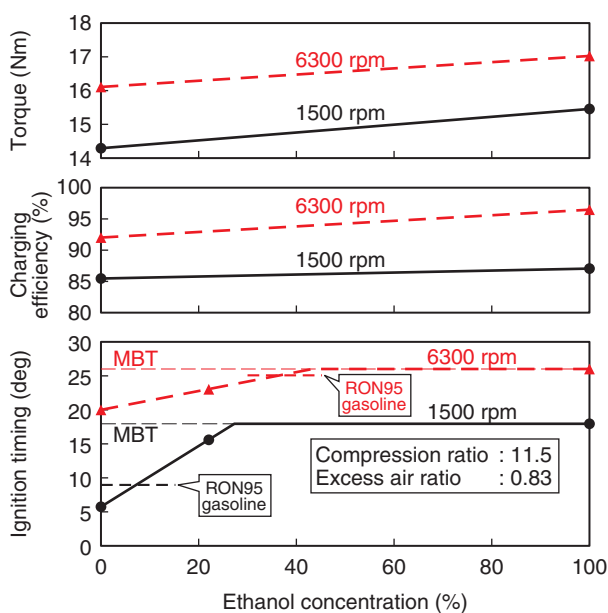


Fig. 7 Relation of ethanol concentration to ignition timing, charging efficiency and engine torque

Table 4 Comparison of engine power for ethanol and gasoline

	Ethanol	Gasoline
Output power (kW)	107.6	103.6
Max. cylinder pressure (kPa)	7100	6910
Max. cylinder temperature (K)	2430	2620

点火時期進角については、エタノール濃度が増すとRONが向上し、点火時期進角が可能となることが確認できる。ブラジル市場で最低の RON となる E22 では、低回転では RON95 ガソリンを大幅にしのぐ RON であると推定できるが、高回転では RON95 ガソリンよりも低い RON であると推定できる。気化潜熱による充填効率向上は、単位時間当たりの燃料噴射量が多い高回転ほど影響が大きいと考えられる。

Fig. 8 に同一条件でのエタノールとガソリンの高回転領域における筒内圧と温度の関係を示す。筒内圧が増加しているにもかかわらず、燃焼後のモル数増加により筒内温度は低下している。Table 4にエタノールとガソリン運転時の出力、最高筒内圧および最高筒内温度の関係を示す。出力は約4%増加しているが、最高筒内温度は低下している。

4.3.2. 全開性能

本エンジンの特徴は、

- (1) 低回転域の充填効率を高め、流速向上により低温時燃焼および部分負荷時の BSFC を向上させた吸気1バルブ運転
- (2) 高回転域の出力を発揮する吸気2バルブ運転
- (3) エタノール濃度 100%時の気化性とエタノール濃度下限時のノック特性を考慮した圧縮比

である。

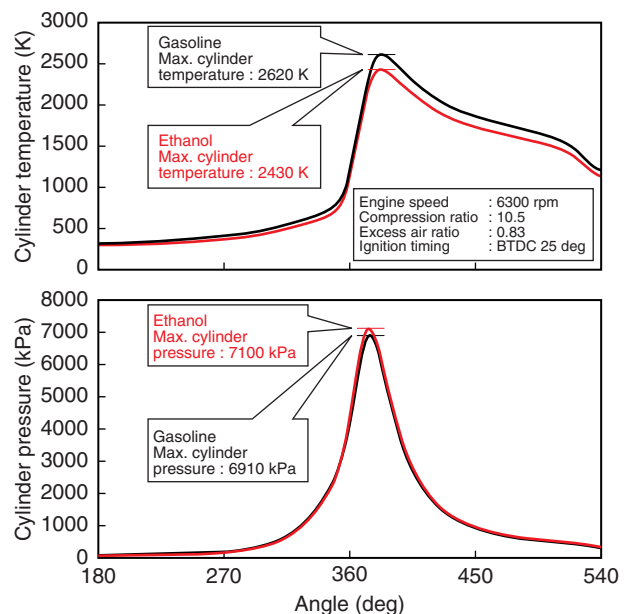


Fig. 8 Comparison of cylinder pressure and temperature for ethanol and gasoline

Fig. 9 および Table 5 にエタノール濃度上下限各々の出力を示す。

4.4. 低温時のエンジン性能

4.4.1. エタノールの低温時の特性

エタノールを自動車用燃料として使用する場合の課題として、低温時の飽和蒸気圧が低いことによる始動性不良があげられる。ガソリンは低温においても含有するブタン等の低沸点成分により十分な蒸気圧を有するが、エタノールは低温では可燃範囲に到達する蒸気圧は得られない。単一成分であるため、増量も効果的ではない。その特性を考慮して、FFV に適した諸元選定が重要である。

FFVに適した基本仕様を考察する。充填効率を考慮し圧縮後の圧力と温度を示すと、

$$P_c = P_0 (\eta_v \varepsilon)^\kappa \quad (1)$$

$$T_c = T_0 (\eta_v \varepsilon)^\kappa \quad (2)$$

P_c : 圧縮後の筒内圧

P_0 : 吸気圧力

T_c : 圧縮後の筒内温度

T_0 : 吸気温度

η_v : 充填効率

ε : 圧縮比

κ : 比熱比

飽和蒸気圧は温度に対して急激に増加するので、

(1) 充填効率増加(低回転)

(2) 圧縮比増加

は筒内温度を上昇させ、低外気温時のエタノールの気化性を大きく向上させる。また、吸気1バルブ休止は混合気の流

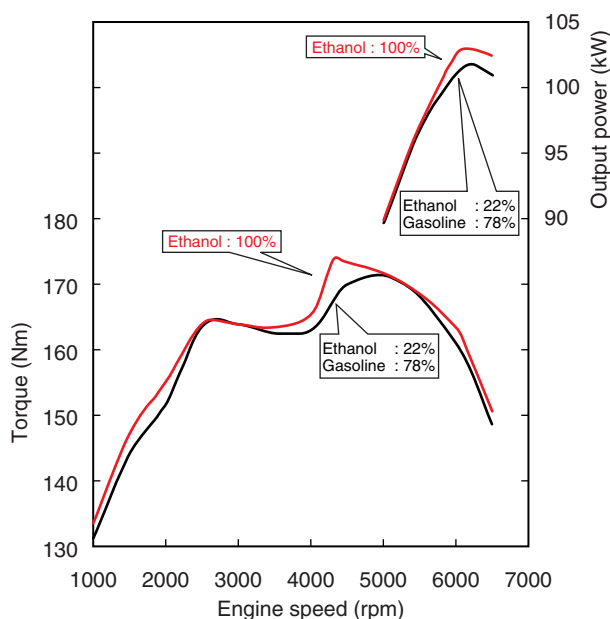


Fig. 9 Engine performance

Table 5 Engine power

	Ethanol	Ethanol 22% Gasoline 78%
Max. power (kW/rpm)	103/6200	102/6200
Max. torque (Nm/rpm)	174/4300	172/5000

速を増し、エタノールが吸入空気およびシリンダ壁面などとの接触を増やすため、気化性を向上させる有力な手法である。

本エンジンではエタノール含有率が20%から100%まで変化することを考慮して圧縮比を決定した。充填効率を決定するバルブタイミングはVTEC機構を採用して、

(1) 始動および低速で使用する吸気1バルブ

(2) 高回転で使用する吸気2バルブ

を切り替えることにより、商品性と十分な最高出力を各々発揮可能のように設定した。

4.4.2. エタノールの低温時の燃焼特性

エタノールを自動車用燃料として使用する場合の二つめの課題は、低外気温時の始動および直後の発進に相当する高負荷運転である。Fig. 10に低吸気温かつ低水温時の空燃比特性を示す。吸気圧-60kPaは始動直後のアイドリング状態を、吸気圧-13kPaは発進時の高負荷状態を代表している。エタノールでの高負荷運転ではTHC濃度が高い。これは低吸気温かつ低水温であるため、高負荷運転時の大量のエタノールが気化できないためであると考えられる。通常、理論空燃比でCO₂濃度は最大となるが、気化しないエタノールは燃焼に関与しないため、 $\lambda = 0.9$ 近辺で最大となっている。Table 6に吸気圧、水温、吸気温とMBTの関係を示す。MBTの変化は負荷により異なり、高負荷の方

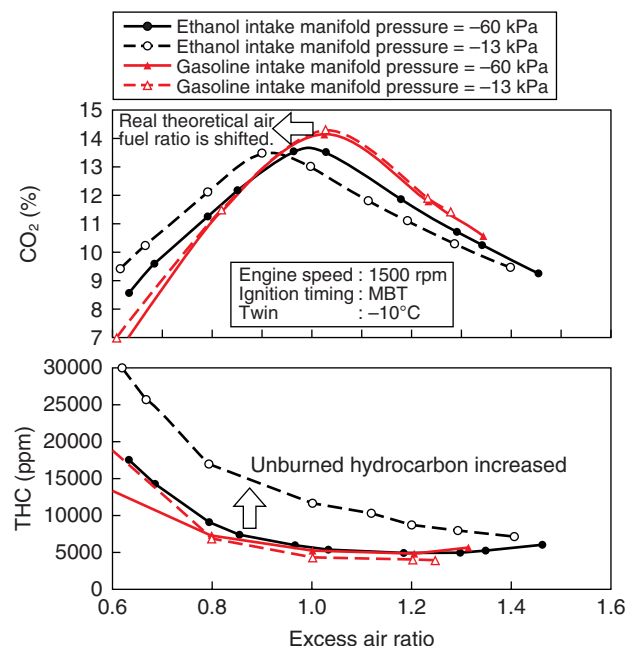


Fig. 10 Characteristics of excess air ratio at low temperature

Table 6 Comparison of MBT after cold start and after warm-up

Intake pressure (kPa)	MBT BTDC (deg)	
	Tw=80°C Ta=25°C	Tw=-10°C Ta=-10°C
-60	25	30
-13.3	10	25

がよりアドバンスする。これは大量の燃料を噴射する高負荷の方が気化性が低いため、早期に点火しなければ良好な燃焼を得られないためである。

4.4.3. 過渡燃焼特性

エタノール燃料使用時の厳しい運転条件のひとつに始動直後に高負荷運転をおこなう場合がある。その評価の指標として高負荷運転移行時のトルクを計測した。Fig. 11に始

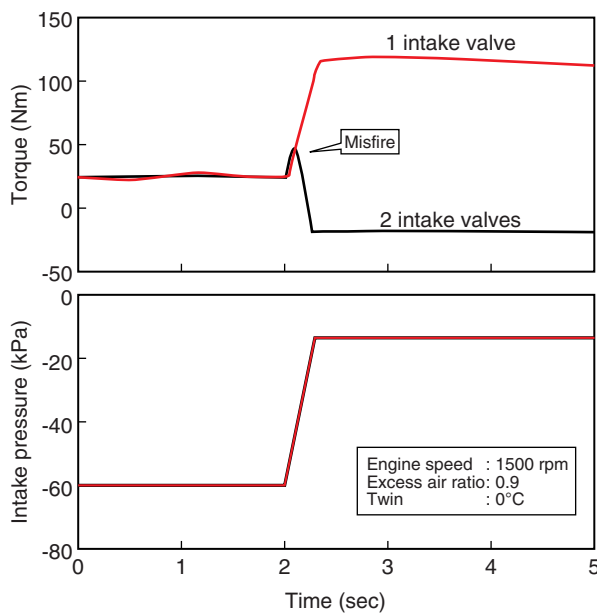


Fig. 11 Comparison of torque during acceleration between 1 intake valve and 2 intake valves

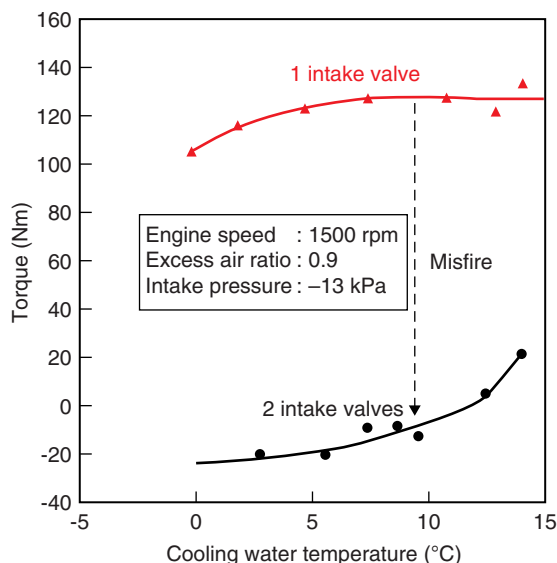


Fig. 12 Comparison of torque during acceleration between 1 intake valve and 2 intake valves

動直後に部分負荷状態から急激に高負荷運転をおこなった場合の過渡期のトルク特性を示す。Fig. 12に始動直後に高負荷運転をおこなった場合の定常状態におけるトルク特性を示す。吸気2バルブ運転では冷却水温度13℃まで暖機運転しても高負荷運転をおこなうと失火をおこしてしまう。

吸気1バルブ運転ではブラジル最低気温での始動直後に相当する冷却水温度0℃でも良好な燃焼を得られる。理由は流速の増加およびスワール流発生により、燃料と吸入空気および壁面との接触頻度が上がり、気化が改善したためと考えられる。

5. 燃料制御

5.1. メイン燃料制御

FFVではガソリンエンジンとの使用燃料の性状違いに基づく燃料制御仕様の変更をおこなった。

5.1.1. エタノール濃度学習

本エンジンではガソリンエンジンと同様に Universal Exhaust Gas Oxygen sensor(以下 UEGO センサ)を用いてストイキフィードバック(以下 F/B)運転をおこなうが、エタノールとガソホルでは理論空燃比が異なるため、エタノール使用時にはガソホル使用時に対して必要燃料量が増加する。必要燃料量増加分をUEGOセンサにより検出し、メインタンク内燃料のエタノール濃度を推定する。

燃料給油時には、現在使っていた燃料とは異なる燃料が給油される場合があるため、燃料タンク内のフューエルレベルセンサ出力を用いて給油判定をおこない、給油発生時にはエタノール濃度を再学習する。

5.1.2. エタノール濃度別燃料補正

エタノールはガソホルに比べ沸点が高く、蒸気圧が低いため、低温では気化しにくい。そのため低水温下での燃焼では、ガソホルに比べて理論空燃比差以上に、より多くの燃料供給を必要とする。そこで、エタノール濃度学習値に応じた始動増量係数の選択をおこない、また燃料付着補正制御をエタノール濃度別に実施する。

5.1.3. A/F F/B 係数のアクティブリミット

通常のガソリンエンジンの場合、ストイキ運転中の UEGO センサ出力に影響を及ぼす要素はほぼ部品ばらつきのみであるため、F/B 幅を広く設定する必要がない。FFVではそれに加えて理論空燃比が大きく異なる燃料を使用してストイキ F/B するため、F/B 幅を広く設定する必要がある。しかし、単純にガソリン車に対してF/B上下限リミットを広げてしまうと不必要な燃料F/Bを助長してしまう場合がある。そのため、上下限リミットの初期値はガソリン車相当とし、F/B 係数がリミット値に達した際は、今までと異なる燃料が使用されたと判断し、徐々にリミットを広げる設定とした。これにより、良好な燃料F/B性能と、燃料切り替え学習性能を両立した。

Table 7 Emission standard

Stage	(g/km)		
	CO	NMHC	NOx
PROCONVE L-4	2.0	0.16	0.25
PROCONVE L-5	2.0	0.05	0.12

5.2. サブ燃料制御

低温かつ高濃度エタノール使用時には、始動時間が長くなったり、始動不能となったりするために、始動時水温が所定温度以下かつエタノール濃度が所定濃度以上時にはサブタンクよりサブ燃料をインレットポート内に噴射し、エンジンの始動を補助する制御とした。これにより、全温度域に渡り、使用燃料に左右されない良好な始動性を確保した。

6. ブラジル排気ガス法規と低排出ガス技術

6.1. ブラジル排気ガス法規

Table 7に2005年1月1日より施行されているPROCONVE L-4 法規を示す。また参考に 2009 年より導入予定のPROCONVE L-5 法規も示す。本エンジンは PROCONVE L-4に対応している。ブラジルにおける特徴的な法規要求としては、下記に示す3種の試験燃料で上記法規規制値を満足することが必要である。

- (1) 標準 AEHC(気化含水エチルアルコール)
- (2) 標準 E-22 ガソリン(標準ガソリン 78%と無水エタノール 22%の混合物)(v/v)
- (3) 標準 E-22 ガソリン 50%と標準 AECH50%(v/v)からなる混合物

FFV はいかなる混合比の燃料でも使用可能であるため、このような法規要求となっている。

6.2. 排気ガス処理システム

Fig. 13にエミッション達成結果を示す。ベースとなるガソリン車の排気ガスシステムに対して、EGRバルブは廃止した。図中の(1) - (3)は、前項に示した各試験燃料を示

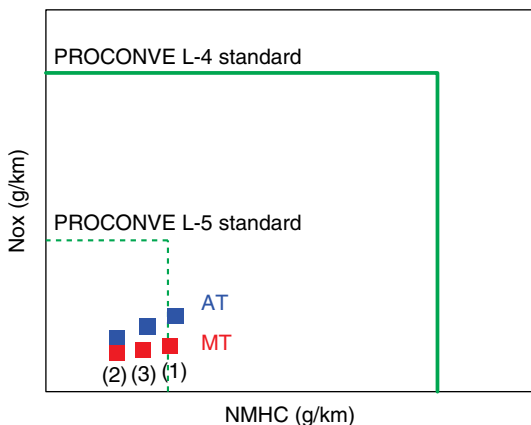


Fig. 13 Achievement of exhaust emission

す。エタノール濃度が高いほど、始動時および始動直後にガソリンに対して多くの燃料を必要とするために、NMHCの排出量が多くなる傾向を示す。

7. あとがき

本開発の FFV エンジンはブラジルで発売される CIVIC に搭載され、VTEC と高精度燃料制御により多様な燃料への対応とエミッション性能を両立し、当初のねらいであった開発目標を達成した。

本開発は、今後強化されるエミッション規制、および全世界で導入が加速しているエタノール混合燃料に対して、基本となる技術を確認したと確信している。今後は、さらなる改良を重ねて、地域および時代の要請に応えられる高効率パワートレインの開発を目指していきたい。

参考文献

- (1) 新井作司, 村石忠: ホンダ圧縮天然ガス専用乗用車, HONDA R&D Technical Review, Vol.9, p.17-24
- (2) 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
- (3) 中島進, 後藤博之, 渡辺修, 松永俊英, 中島寛明, 中島摩沙洋: 新型 CIVIC GX 用 1.8L CNG エンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.2, p.116-124
- (4) 瀬古一行, 多賀渉, 鳥居建史, 中村聡, 秋間和洋, 関谷明堂: 新型 CIVIC 用 1.8L i-VTEC エンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.8-15

■著 者■



齊木 良治



中島 進



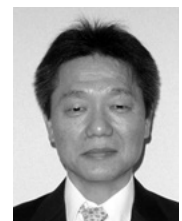
中島 寛明



三木 健太郎



沖 秀行



御領 園陽一

新型 [BF90] 船外機の開発

Development of New BF90 Outboard Motor

吉 村 肇*
Hajime YOSHIMURA
宮 内 智 広*
Tomohiro MIYAUCHI

藤 間 昭 史*
Akifumi FUJIMA
木 村 亨*
Toru KIMURA

坪 内 方 則*
Masanori TSUBOUCHI

要 旨

走行性能向上および低燃費化に重点を置き、Honda 4 ストローク中型船外機 BF90 のフルモデルチェンジを行った。

2006 年モデル新型 BF90 では、SOHC-2 ステージ VTEC および 2 系統独立制御冷却機構の採用、インテークマニホールドやエアサイレンサなどの吸気系諸元の熟成により、現行 BF90 に比べ比出力(kW/L)を 13%向上した。船外機特有の使い勝手を考慮し、O₂ センサを用いたオープンリーンバーン制御により燃費を現行 BF90 に対し 20%向上しつつ、2008 年の CARB エミッション規制および 2006 年欧州レクリエショナルクラフト指令規制に適合した。

また、ギヤケース形状の改良により水中抵抗を低減し、完成機重量の軽減と合わせ走行性能を向上した。アルミフィッシングボートに搭載した結果では、現行 BF90 に対し 0-200 m 加速は 0.9 秒短縮し、最高速でも 4.6 km/h の向上となった。

ABSTRACT

Honda has developed an all-new mid-sized outboard motor in the 4-stroke outboard motor series, the new BF90. Development of the new BF90 stressed enhancements to operating performance and fuel economy.

The new 2006 BF90 uses a SOHC 2-stage VTEC and a dual independent circuit control cooling system. With refinements to the intake system general specifications, including the intake manifold and air silencer, this outboard motor achieves a 13% higher specific power (kW/L) than the current BF90. Fully considering the ways in which outboard motors are used, an open-loop lean burn control system, which uses oxygen sensors, was adopted, raising fuel economy by 20% over the current BF90. At the same time, the motor complies with 2008 CARB emission regulations and the 2006 European Recreational Craft Directive's regulations.

Modifications to the gear case shape have reduced water resistance. This, combined with a reduction in total motor weight, has enhanced operating performance. When used with an aluminum fishing boat, this new BF90 motor achieves 0-200 m acceleration 0.9 seconds faster than in the current motor, and a maximum speed that is 4.6 km/h higher.

1. はじめに

世界の船外機市場において、いわゆる、中型クラスと呼ばれる 37 kW(50 馬力)以上 74 kW(100 馬力)以下の船外機が占める割合は、約 18%であり、台数にして約 119 千台(2005年度, Honda 調べ)となる。このクラスは、燃費や快適性、環境意識の高まりから、全体市場の拡大と共に堅調に推移している。

Honda は、1995 年にキャブレタモデルの BF75/90 を発

*汎用開発センター

売したが、今回、経済性と環境適合性を現行 BF90 以上のレベルで実現した上で、高出力化および走行抵抗低減による走行性能を向上したフューエルインジェクションモデル(以下 FI)新型 BF90 を開発した。

外観デザインは、BF225, BF150 で採用のインテグレートドラインを踏襲した Wing Form を継承し、Honda 中大型船外機のデザインラインアップを完成させた。Fig. 1に外観写真を示す。



Fig. 1 External view of new BF90

2. 主要諸元および概要

新型 BF90 の主要諸元を Table 1 に示す。

エンジンは、2005 年モデルのフィット用 1.5 L 直列 4 気筒エンジン⁽¹⁾をベースに、動弁系には吸気側にのみ 2 ロックアームタイプの VTEC 機構⁽²⁾を組み込んだ、SOHC 4 バルブ形式を選択した。

3. エンジン性能向上

3.1. エンジン出力向上

新型 BF90 では、船外機エンジンとしては初の吸排気共用ロッカシャフトによる SOHC-2 ステージ VTEC 構造を採用した。

また、BF150 で採用した 2 系統独立制御冷却機構⁽³⁾、外気導入エアダクトの設置による、全装備状態での損失低減やノックコントロールの採用、空燃比のチューニングを行った結果、現行 BF90 の 1590 cm³ に対し 1496 cm³ と小排気量設定としながらも全域で上回る出力を得た(Fig. 2)。

3.2. 燃費の向上

3.2.1. リーンバーンによる低燃費の実現

新型 BF90 でも BF150 同様、低燃費の実現のためリーンバーン制御を実施している。BF150 では船外機初となる Linear air fuel ratio (LAF) センサを用いたリーンバーン制御⁽³⁾であったが、今回はコスト面で有利な O₂ センサを用いたオープンリーンバーン制御を採用した。これにより、モード燃費は現行 BF90 に対し 20% 向上した(Fig. 3)。

また、使用頻度の高いクルージング運転領域においてそ

Table 1 Specifications

Code name	New BF90 L-type
Overall length (mm)	740
Overall width (mm)	440
Overall height (mm)	1570
Transom height (mm)	537
Dry mass (kg)	165
Engine type	4-stroke L-type 4-cylinder
Displacement (cm ³)	1496
Bore (mm) × stroke (mm)	73 × 89.4
Compression ratio	9.7:1
Valve train	SOHC VTEC 16 Valves
Valve number	4/cylinder
Maximum power (kW/rpm)	66.2/5800 (90PS/5800rpm)
Maximum torque (N·m)	127
Recommended engine speed range (rpm)	5300 - 6300
Fuel supply system	Programmed Fuel Injection
Ignition system	Programmed Ignition (with Plug Top Coil)
Charge output (A)	35
Cooling system	Water cooling (with 2 thermostats)
Exhaust system	Through propeller hub

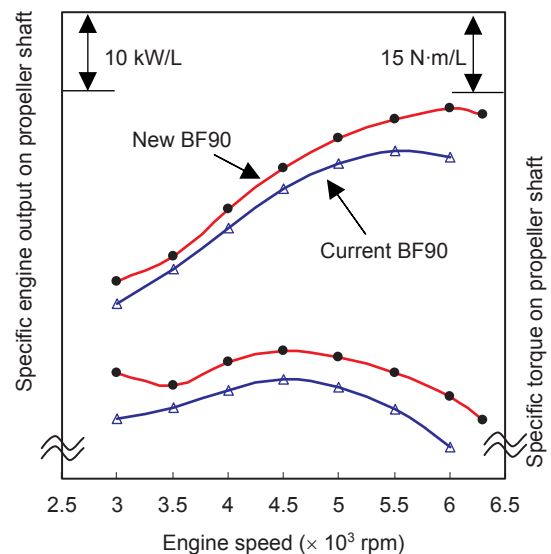


Fig. 2 Specific power and torque of BF90

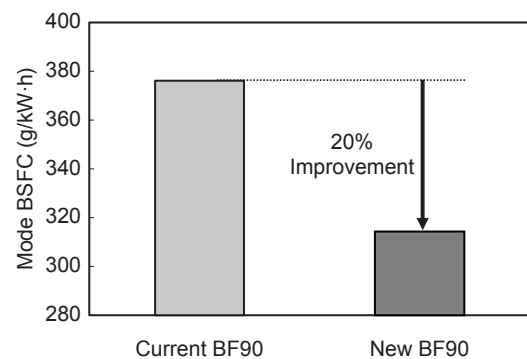


Fig. 3 BSFC in emission measuring mode

の空燃比(以下A/F)を18までリーン化することにより、実用燃費も他社機に対しアドバンテージを持つことができた。Fig. 4 に実走行時の燃料消費量のグラフを示す。

3.2.2. O₂ センサを用いたリーンバーン制御

新型 BF90 では BF150 の LAF センサに代えて O₂ センサを採用した。LAF センサと O₂ センサは空燃比検出可能範囲が大きく異なる。Fig. 5 にそれぞれの出力特性を示す。LAF センサは、付属されたマイクロコンピュータを含むセンサ制御回路により、A/Fを広範囲に渡って検出できるが、O₂ センサは理論空燃比を境にセンサ素子起電力が急激に変化するため、リッチかりんかを判定することしかできない。このため、O₂ センサではリーンバーン運転中はフィードバック制御により燃料噴射量を補正することはできない。

そのため新型 BF90 では、エンジン回転数と負荷(インテークマニホールド圧力)をパラメータとした理論空燃比ねらいの基本噴射量マップを用意し、これに目標とするリーン化係数(当量比)を乗算するのみでリーンバーン運転時の噴射量を決定するオープンリーンバーン制御とした。これにより、高価なLAFセンサを用いることなく、リーンバーン運転が可能となる。

ただしこの方式では、基本噴射量マップの微細な差異がリーンバーン運転時の空燃比のズレに直結するため、その精度が非常に重要となる。この基本噴射量マップの精度を確保するため、下記のような制御を行った。

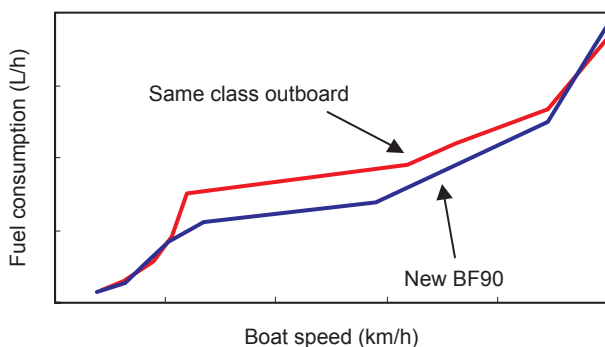


Fig. 4 Fuel consumption at cruising speed

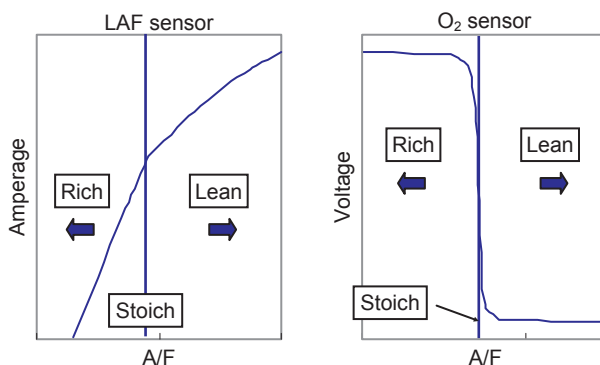


Fig. 5 A/F ratio sensor output

リーンバーン運転を想定した運転領域においては、一度理論空燃比でフィードバック運転を行い、O₂ センサの出力を元に基本噴射量マップを補正し、その補正量を算出する。

この補正量は、運転領域をエンジン回転数方向に8分割したそれぞれの領域ごとに学習値として不揮発メモリに記憶され、エンジン停止後も保持される。

運転領域を負荷方向に分割しなかったのは、船外機特有の航行負荷特性に由来する。二輪車や自動車と異なり、変速機を持たない船外機は使用する船艇とプロペラが決定すると、Fig. 6のようにエンジン回転数と負荷の関係がほぼ一意的に決まる。すなわち、あるエンジン回転数における負荷は、定常運転時にはほとんど変化しないため、負荷方向への学習値の持ち分けは必要ないと判断した。

このように補正値を運転領域ごとに細分化して持ち分けることによって基本噴射量マップの精度向上を図った。

以上のように求めた学習値はリーンバーン運転移行時に基本噴射量マップの補正用利用される。補正値の算出は、各学習領域において代表となるエンジン回転数を設定し、それぞれの学習値をその代表点で直線補間して求めることとした。

リーンバーン運転への移行条件は、暖機が終了していること、リーンバーン運転対象領域内であること、定常運転中であること、およびエンジン回転数ごとに8分割した学習領域での学習値が更新されていることとしている。

ある学習領域における基本噴射量マップの補正量は、その学習値が更新された学習領域から、まだ学習値が未更新の別の学習領域へ遷移した場合はリーンバーン運転を中止し、理論空燃比での運転を実施して学習値を更新してから再びリーンバーン運転へ移行する。

また、リーンバーン領域内ですべての学習領域の学習値が更新されている場合は、リーンバーン運転中に学習領域が変化してもそれぞれの領域での学習値を用いてリーンバーン運転を継続する制御としている。

前述のような学習値設定とリーンバーン運転条件の設定によってリーンバーン運転時の空燃比ばらつきを $A/F=18 \pm 0.5$ に抑えることができ、リーンバーン運転時のドライ

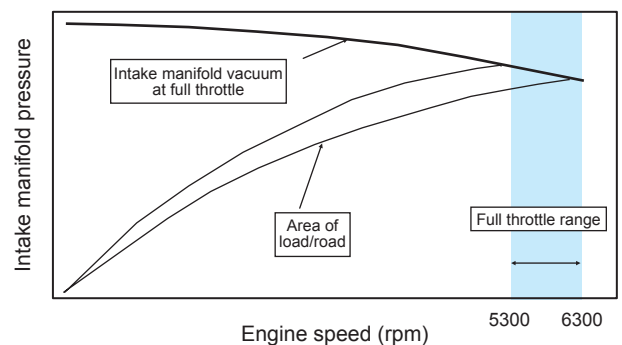


Fig. 6 Intake manifold pressure

バビリティも良好とすることができた。

また、新型 BF90 の排気ガスエミッションは CARB マリンエミッション規制の最終年度(2008年)規制値をクリアし、ULTRA-LOW エミッションレベルを達成した。また、2006年より施行されている欧州のレクリエショナルクラブ指令の規制値にも適合させている。

4. 走行性能向上について

4.1. ギヤケース形状による速度向上効果

ギヤケースの水没部は砲弾部(Gear box section)や砲弾をフレームとつないでいる部位(以下、支柱部:Body section)と、プロペラ上面の圧力を維持するために設定されているアンチベンチレーションプレートで構成される。ギヤケースの構造図を Fig. 7 に示す。これらを小型化すれば水没部の抵抗は減少するが、排気通路の確保やギアの耐久性を考慮する必要がある、極端な小型化は困難である。そこで下記 2 項目を主眼に実機およびシミュレーションで最高速の向上を図った。

- (1) アンチベンチレーションプレートの形状見直しによる水中抵抗の低減
 - (2) 砲弾および支柱部前側 R 形状見直しで、表面圧力低下の軽減によるプロペラエアレーションタフネスを向上
- 新型 BF90 用ギヤケースのアンチベンチレーションプレートの形状を、現行 BF90 に対して、加速および高負荷時のエアレーションタフネスが低下しないレベルまで縮小した結果、最高速が約 0.8 km/h 向上した。またウォータスクリーンおよびスクリーン後部形状の変更、砲弾前後形状のテーパ化により最高速が約 0.9 km/h 向上した。

新型 BF90 のギヤケース表面の圧力分布は、現行 BF90 に対し、砲弾と支柱部の前方側面 R 止まり部の形状を大きくすることで、圧力低下を軽減するシミュレーション結果を得た。Fig. 8 にギヤケース側面の圧力分布の傾向を示す。支柱部前方側面の R を 250 mm から 500 mm にすることで約 0.9 km/h 速度向上した。Fig. 9 に支柱前方側面 R 形状

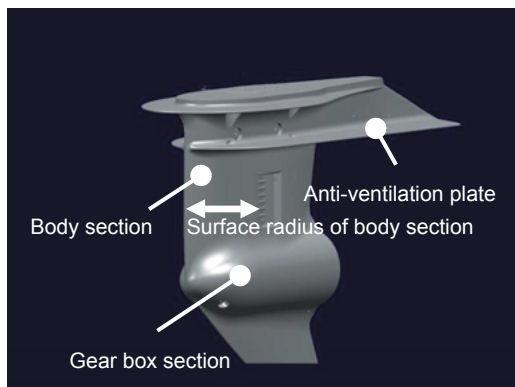


Fig. 7 Structure of gear case

違いによる最高速の傾向を示す。

以上のギヤケースの形状変更により、新型 BF90 の最高速は、現行 BF90 に対して 2.6 km/h 向上した。

4.2. 軽量化技術

軽量化技術のため、ネオジウムマグネット ACG とエキゾーストマニホールド一体シリンダヘッドを採用し、完成機重量を現行 BF90 に対し 7 kg 軽減した。

4.2.1. ネオジウムマグネット ACG

新型 BF90 の ACG は、軽量・コンパクト性と高充電出力を両立させるため、Honda 船外機の大型 FI 機種(115 馬力以上)で搭載しているベルト駆動オルタネータに代えて、クランク軸取り付け方式のネオジウムマグネット ACG を採用した。

これにより、従来のベルト駆動オルタネータの充電システムに対し、部品重量で 20% の軽量化、およびベルト駆動機構部品の廃止を含む大幅な部品点数削減を達成した。

また、ACG ステータコイルおよび ACG ロータをエンジンに密接して取り付けることにより、従来の多極マグネットタイプ ACG に対し、約 10% の部品高さ低減を実現した。ネオジウムマグネット ACG を船外機としての使用環境に適合させるため、ACG ロータに冷却風導入口を設け、ACG ステータコイルおよび ACG ロータマグネットの冷却を行う構造とした。また、海上での使用を考慮し、ネオジウムマグネットの耐食性を考慮した仕様とした。Fig. 10 に ACG の外観写真を示す。

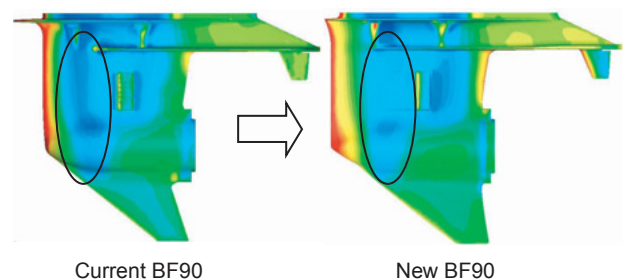


Fig. 8 Pressure distribution of gear case

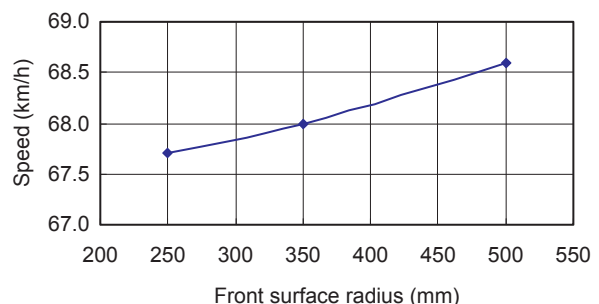


Fig. 9 Maximum speed according to front surface radius



Fig. 10 New BF90 ACG

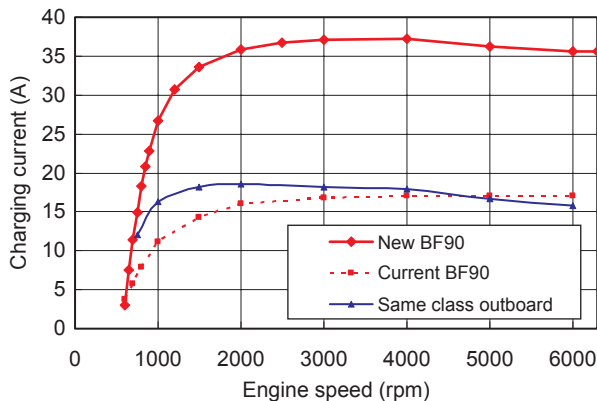


Fig. 11 Comparison of charging performance

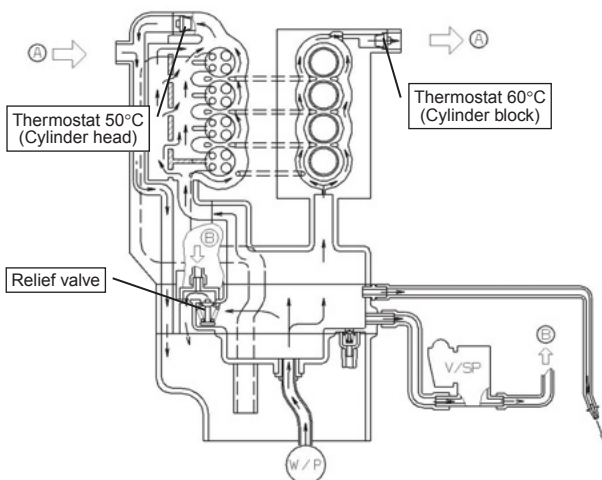


Fig. 12 Cooling system of new BF90

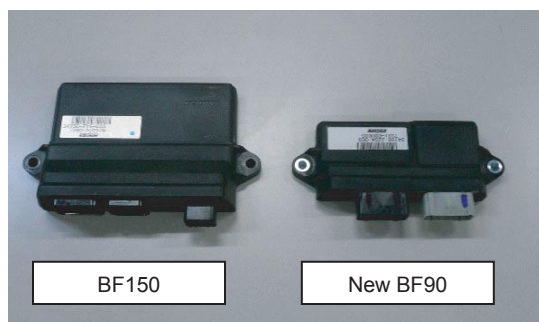


Fig. 13 New BF90 ECU

新型 BF90 は、現行 BF90 キャブレタモデルに対し、FI システムの電力消費が発生する。このことを考慮し、FI システムの電力消費を差し引いた条件において、このクラスの船外機では最高出力性能の定格充電出力 35 A、部品単体出力性能として 44 A を達成した。Fig. 11 に BF90 の充電出力特性を示す。

4.2.2. エキゾーストマニホルド一体シリンダヘッド

従来、船外機の排気管まわりの構造としては、別体のエキゾーストマニホルドを取り付けるか、シリンダブロック側に通路を構成するかの 2 種であった。これに対し、新型 BF90 ではシリンダヘッドのみでエキゾーストマニホルドを構成し、従来機種に比べ 3 kg の軽量化を実現した。

エキゾーストマニホルド一体シリンダヘッドとするに当たり、2 系統冷却システム、水冷式レギュレータ、外部配管レス冷却通路構造を合わせて採用し、高出力と小型化を両立させた。

Fig. 12 に冷却経路の模式図を示す。

4.2.3. ECU

新型 BF90 専用開発を行った ECU は、Interstitial Via Hole 入り 4 層基板を採用し、実装密度の向上を図った。非貫通の内層ビアを使用することによる有効実装面積の向上と、ビア上に実装パットを設けることで、基板面積で 45 % の小型化を図った。合わせて省スペースコネクタを採用し、ケースを小型化し充填樹脂材料を節減することで、従来の直列 4 気筒エンジン BF150 用 ECU に対し、部品重量で 40 % 以上の軽量化を図った。Fig. 13 に ECU の外観写真を示す。

また、エンジン制御は、BF115 以上の大型船外機で培った船外機向け FI システムを搭載した。燃費・エミッション性能の両立を目的とした O₂ センサ、エンジンノッキング検出手段である共振式ノックセンサなどを採用している。

5. まとめ

新型 BF90 を開発するにあたって、燃費と走りの両立を図り、現行 BF90 に対して以下の結果を得た。

- (1) 比出力で、13% 向上。
- (2) 燃費性能で、20% 向上。
- (3) 加速性能で、0 - 200 m 加速 0.9 秒短縮。
- (4) 最高速で、4.6 km/h の向上。

参考文献

- (1) 中山幸夫、鈴木誠、岩田洋一、山野順司：2002 年モデル「Fit」用 1.3L 2 プラグエンジンの開発、Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.2, p.43-52
- (2) 新里智則、林有登：新型 2.0 L リーンバーンエンジン

の開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2,
p.45-54

(3) 米沢道, 松田佳之, 田和寛基, 設楽貞文, 豊後圭一郎,
鈴木幸夫: 高出力・低燃費船外機[BF150]の開発,
Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.29-38

■著 者■



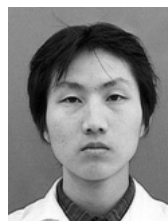
吉村 肇



藤間 昭史



坪内 方則



宮内 智広



木村 亨

SUV用四輪駆動力自在制御システムの開発

Development of Super Handling-All Wheel Drive System for SUV

今 村 正 広*

Masahiro IMAMURA

小 西 良 和*

Yoshikazu KONISHI

井 上 真 幸*

Masaki INOUE

要 旨

LEGEND で実現した四輪駆動力自在制御システム(以下 SH-AWD)を技術的ベースとして、SUV車両に適したリヤデファレンシャルユニットを開発した。このリヤデファレンシャルユニットは従来の SH-AWD に対し、高トルク容量化と小型軽量化を達成している。

これは適応車両特性に合わせて、リヤデファレンシャルユニットに対する要求性能を再設定することで、相反する高トルク化と軽量化を高い次元でバランスさせた結果である。達成手法として、最適レシオ(増速比)の設定と、高 μ と低摩耗を両立するクラッチ、および新クラッチを最適にコントロールするアクチュエータ(ソレノイド)があげられる。

ABSTRACT

A rear differential unit suitable for SUV vehicles was developed based on the super handling – all wheel drive (SH-AWD) unit that was mass-produced for the LEGEND. This newly developed rear differential unit has a higher torque capacity and is smaller and lighter than the previous SH-AWD. Redefining the demanded performance of the rear differential unit, according to the characteristics of the vehicle in which it is to be used, resulted in a balance of increased maximum torque and weight reduction. To achieve the development goals, selection of the optimal ratio (speed-increasing ratio), a clutch capable of high μ with low abrasion, and an actuator that optimally control the new clutch were mentioned.

1. はじめに

2004 年モデルの LEGEND で量産されている SH-AWD システムは、四輪の駆動力を自在に制御することにより、ドライバの負担を軽減しながら旋回性能を高めることを実現した。

その後、2006 年に発売された RDX, MDX にも SH-AWD システムが搭載されているが、これには新規開発したリヤデファレンシャルユニットが採用されている。

この新規開発リヤデファレンシャルユニットでは、SH-AWD の特徴であるダイレクト電磁クラッチによるトルクコントロール構造を踏襲するとともに、適用車両特性を加味して 4WD システムに求められる要求性能を設定し、各要素を最適設定することにより、高出力化、軽量小型化を実現した。

ここでは、新規開発リヤデファレンシャルユニットの概要と主要技術を中心に紹介する。

*四輪開発センター

2. 開発のねらい

新規リヤデファレンシャルユニットの開発において、開発目標を以下のように定めた。

「四輪駆動力自在制御を踏襲し、旋回性能 1 ランク向上(従来車両比)」

「高出力化と小型軽量化の両立」

上記を実現するための技術要素として、以下の項目に着目して開発をおこなった。

- (1) 車両特性にマッチしたレシオ(増速比)設定
- (2) 高 μ 、低摩耗を両立する新クラッチ
- (3) 新クラッチに合わせたアクチュエータの設定

3. 基本構造と諸元

外観図と主断面図をそれぞれ Fig. 1, Fig. 2 に示す。全体構造は、Fig. 3 に示す初代 MDX, PILOT, RIDGELINE

に搭載された VTM-4(Variable Torque Management® 4-Wheel Drive System)に酷似しているが、ハイポイドギヤとプラネタリギヤによる2段減速構成はSH-AWDを踏襲している。

中央部分(以下センタセクションと呼ぶ)には専用レシオが設定されたハイポイドギヤと潤滑用ポンプが配置されて

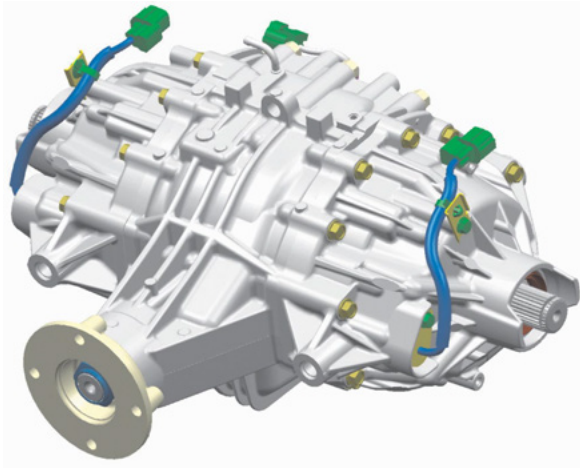


Fig. 1 View of newly developed rear differential unit

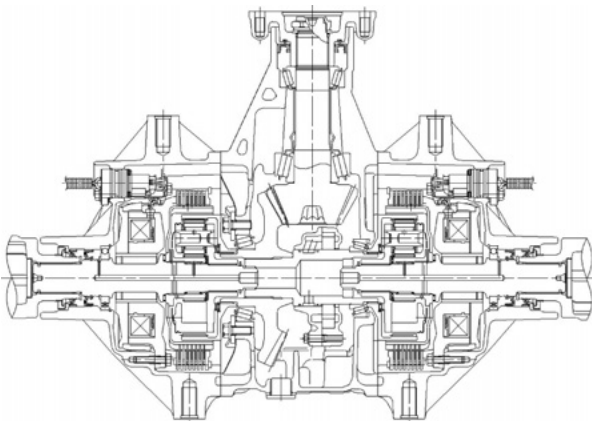


Fig. 2 Cross-section view of newly developed rear differential unit for RDX and MDX

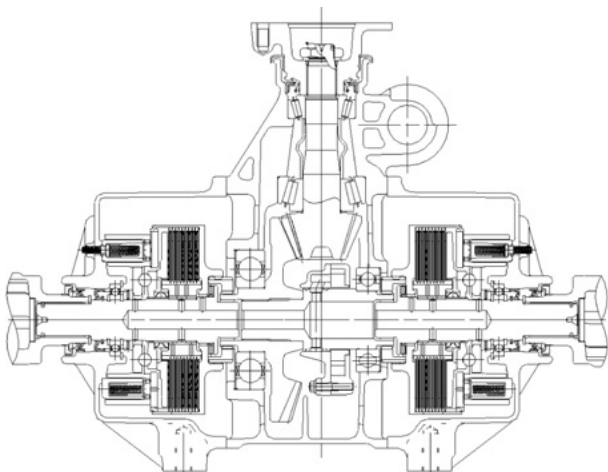


Fig. 3 Cross-section view of previous rear differential unit VTM-4

いる。ケース構成はVTM-4と同様の前後2分割構造で、製造方法も同じハイプレッシャーダイキャストで生産される。

VTM-4に対するセンタセクションの変化点はハイポイドリングギヤの支持をボールベアリングからテーパローラベアリングに変更した点があげられる。目的はギヤ支持剛性の向上とベアリング小型化による軽量化である。

Fig. 4 および Fig. 6 は開発リヤデファレンシャルユニットを、Fig. 5 は VTM-4 構造を示す。

開発リヤデファレンシャルユニットにはベアリングセットプレートとそれをケースに対して締結する M8 フランジボルトを追加している。

テーパローラベアリングを正常に機能させるためには、プレロードと呼ばれるアキシャル荷重が必要である。しか

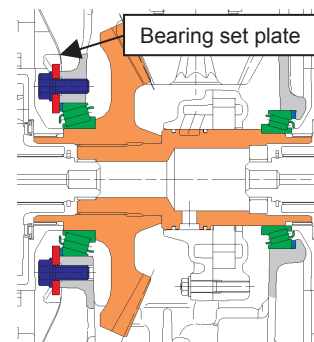


Fig. 4 Developed structure

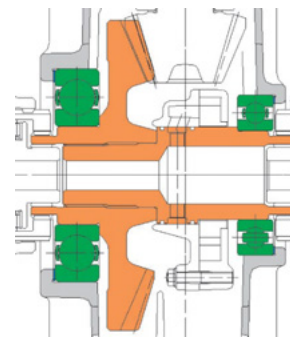


Fig. 5 Previous structure

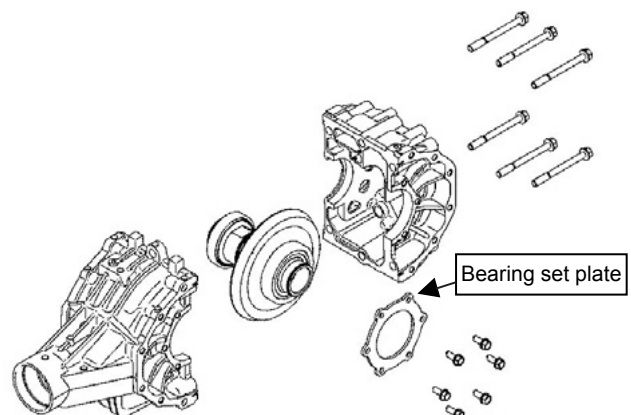


Fig. 6 Developed structure

し前後分割ケースでは組立時にベアリングを圧縮する装置(治具)が必要となる。そこでベアリングセットプレート構造によりケース結合後にプレロードを付加できるようにし、組立性を確保しながら支持剛性の向上を達成した。

左右クラッチのコントロール部分は従来の SH-AWD 構成(Fig. 7)と同様である。コントロール部分は、以下の3要素から構成される。

- (1) プラネタリギヤ Assy
- (2) 湿式多板クラッチ
- (3) 電磁ソレノイド

プラネタリはリング、キャリア、サンの三つの要素を持ち、リングから入力され、キャリアが出力となる。残りの要素であるサンギヤのトルクをコントロールすることで、出力トルクを0から最大出力まで自在制御が可能となる。この機構自体は従来のSH-AWDで開発された物と同一であるが、それぞれの部品はプラネタリのレシオ設定を除いて新設計され、小型軽量化を達成している。

最大出力トルクは従来のVTM-4およびSH-AWDに比べ増大させている。

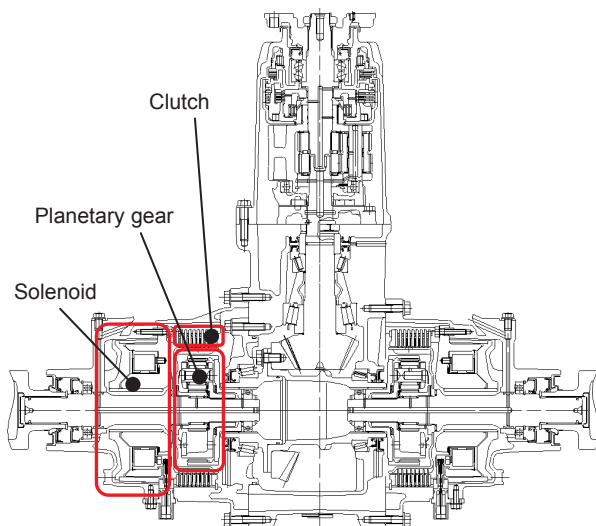


Fig. 7 Cross-section view of rear differential unit SH-AWD for LEGEND

4. レシオ(増速比)設定

本システム開発にあたり、適用ターゲット車両をRDXとMDXとした。どちらも車両カテゴリーで表すとSUVとなるが、車両コンセプトからスポーツセダン並みの走行性能が強く求められている。

しかしながら、一般的にSUV車両はセダンに比較して重心が高く、旋回性能を高めることは容易ではない。この性能向上対策のひとつとして位置付けられたのがSH-AWDシステムである。

SH-AWDシステムは前輪回転数よりもリヤデファレン

シャルユニット内部回転を高く設定することが必要である。これは前輪中央の旋回半径よりも後輪外輪の旋回軌跡が大きい状態で、後輪外輪に駆動方向のトルクを与えるための条件である⁽¹⁾。

SH-AWDシステムで重要な増速レシオ設定にあたり、いろいろな走行モードで検証をおこなった結果、旋回半径30m以上で後輪外輪が駆動できれば十分なメリットを得られることがわかった。この結果より本開発では1.7%の常時増速とし、従来のSH-AWDに採用されている2段変速をおこなう増速機部分を廃止した。この設定理由は上記SUV車両特性から転舵角が大きくなるにつれて前輪のスリップ率が増加し、実質の増速比が大きくなると予想したからである。前輪のスリップ率を0.8%と予想し、これを加味して机上検討した結果、1.7%増速で十分な性能を発揮できると予想した。

検討結果をFig. 8に示す。前輪スリップ率0.8%状態では、旋回半径28.4m以上で後輪外輪を駆動できることを示しており、上記検証で確認した旋回半径30m以上で後輪外輪を駆動する要求をクリアしている。

その証明をおこなった結果をFig. 9に示す。通常舗装路および雪上で実走確認した結果、机上計算で加味した0.8%以上の前輪スリップが発生しており、旋回半径30m以下で

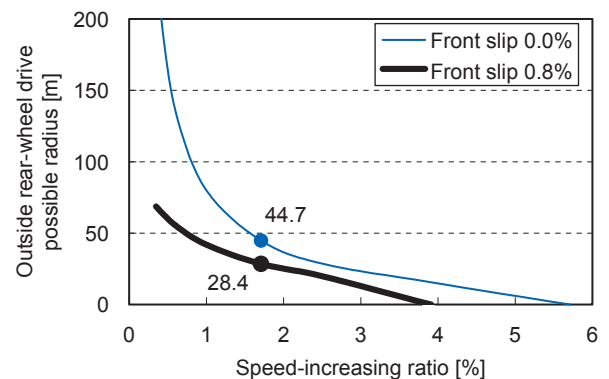


Fig. 8 Relation between speed-increasing ratio and drive possible radius

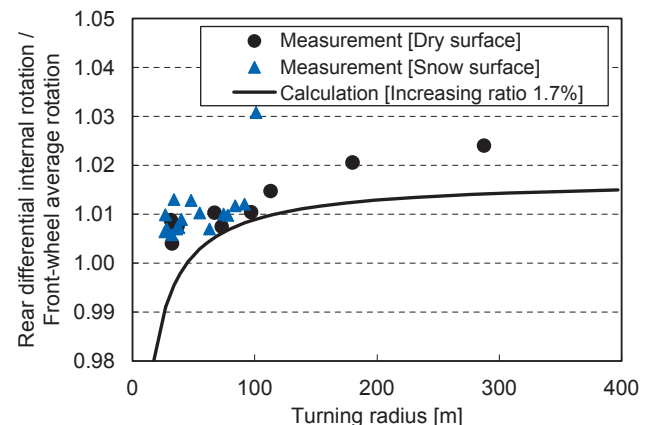


Fig. 9 Measurement result of rear differential internal rotation

も十分に後輪外輪を駆動できることを示している。

以上のように車両特性に着目してレシオ設定をおこなった結果、増速機による2段変速無しで十分な左右駆動力配分効果を実現することができた。

以上のように SH-AWD の増速比は旋回性能を決定する重要な要因である。また5章で説明するクラッチ摩耗量に大きく影響することも同時に考慮している。

5. 高 μ 、低摩耗クラッチ

リヤデファレンシャルユニットのトルク容量(最大出力トルク)を決定する要素として、クラッチの μ 値および特性があげられる。SH-AWD システムのクラッチは常にスリップ制御をおこなっているため、 μ の絶対値に加え低摩耗量を要求される。この摩耗量は6章で説明するアクチュエータ(以下、電磁ソレノイド)の形式に影響する。

本開発では、従来の SH-AWD で開発したクラッチに対し、材料の見直しに留まらず製造方法の変更まで踏み込んで開発した結果、 μ 値向上と低摩耗量の両立を実現した。

具体的変更項目は以下の通りである。

- (1) フェーシング材料の変更
- (2) 成型工程の変更

スリップ回転数ごとの μ 特性実測値をFig. 10に示す。従来のクラッチに比較して μ 値が向上したことを示している。ここで重要なポイントは回転数の増加に伴い μ 値が上昇する特性である。この特性が失われるとスリップ制御時に不具合が発生する場合が多い。不具合の具体例として振動や異常音があげられる。

μ 値向上はフェーシングを構成する原材料配合比率の最適化と表面平滑性向上で達成した。 μ 値の向上により、クラッチ枚数を減らすことができ、軽量化とコストダウンにも貢献している。

摩耗量低減は製造方法の変更により摩擦材硬度を向上させることにより達成した。Fig. 11は使用開始直後の初期摩耗量と24万km相当使用後の摩耗量を示す。従来クラッチに比較し、新開発クラッチは初期摩耗、耐久摩耗ともに低

減できたことを示している。

生涯のクラッチ摩耗量を予測するために、クラッチ吸収エネルギーを使用した。これは走行中の出力トルクとクラッチ回転数から計算することができる。あるモードを実走した時の吸収エネルギーを生涯分に換算することで生涯摩耗量設定のベースとしている。

また、摩耗量は4章で説明した増速比に大きな影響を受けるため、この側面からの検討も同時におこなった。Fig. 12はその机上検討結果を示す。

吸収エネルギーと増速比は基本的には比例関係にあるが操縦安定性から要求される左右配分制御量によっても変化するため、車両制御側との整合が必要である。

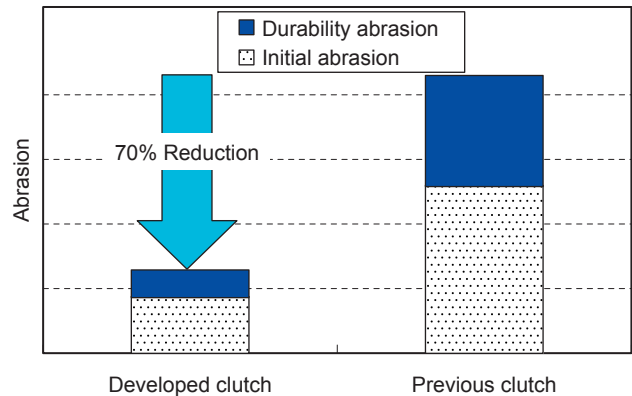


Fig. 11 Abrasion comparison

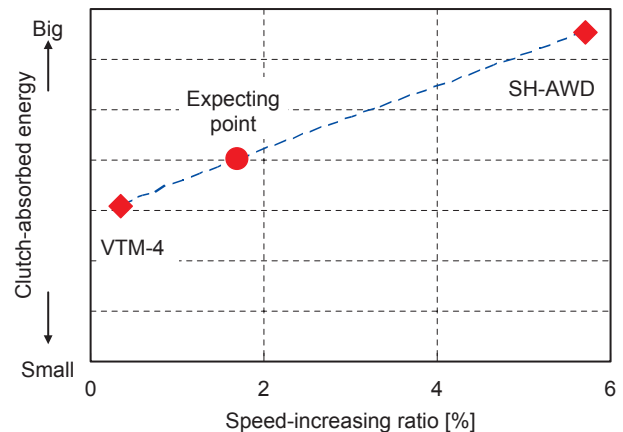


Fig. 12 Relation between speed-increasing ratio and clutch-absorbed energy

6. アクチュエータ設定

クラッチをコントロールするアクチュエータ(以下、電磁ソレノイド)は、最適増速比設定とクラッチ摩耗低減により、フラットギャップを採用して小型軽量化を達成した。具体的変更内容は以下の通りである。

- (1) エアギャップ形式変更(テーパからフラットへ)
- (2) メインコイル巻き数変更
- (3) サーチコイル巻き数変更

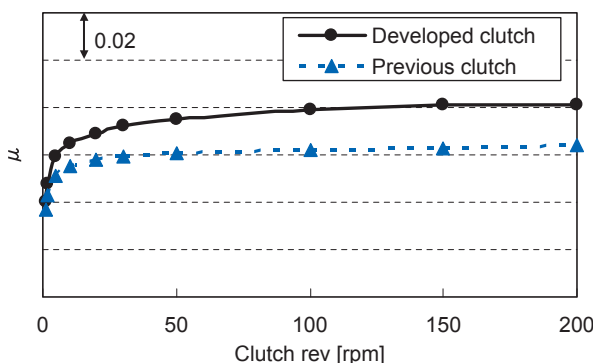


Fig. 10 Clutch μ characteristic

SH-AWD システムの特徴であるダイレクト電磁クラッチは電磁ソレノイドの吸引力をクラッチに直接印加してトルクをコントロールする構造である。吸引力はエアギャップの二乗に反比例するので、小型軽量化に対してはエアギャップを小さく設定することが有効であるが、生涯分のクラッチ摩耗量よりも小さくすることはできない。すなわち電磁ソレノイドが吸引力を出すためにはエアギャップが必要であり、クラッチが摩耗してエアギャップが無くなる（ヨークとアーマチャが接触する）と当然ながら吸引力が発生しなくなる。このことからエアギャップ設定とクラッチ摩耗量が密接に関連していることがわかる。

本開発では最適増速比設定と低摩耗クラッチの開発により、生涯でのエアギャップ変化量が低減できた。その結果、電磁ソレノイドのエアギャップ形式を従来のテーパ形式からフラット形式に変更し、大幅な小型化を実現した。Fig. 13 に同一スケールの断面図を示す。図中の赤い太線がエアギャップを示す。

電磁ソレノイドはエアギャップ変化により吸引力が変化する特性を持っていることは前記したが、エアギャップを決定しているクラッチの厚さは常にスリップ制御されるため、微小ながら摩耗が進行していく。これはエアギャップが変化することを意味し吸引力が変化してクラッチトルクが変化していくこととなる。この変化を検出して電磁ソレノイドに印加する電流値を補正するシステムが磁束検出システムである⁽²⁾。本開発では磁束検出システム自体は従来のSH-AWD を踏襲したが、エアギャップのフラット化に伴い磁束検出精度を向上させる必要が生じた。

対応として、サーチコイル巻き数増大と、検出電流増大をおこない、磁束検出精度を20%向上した。この対応により、従来と同等のコントロール性を確保している。

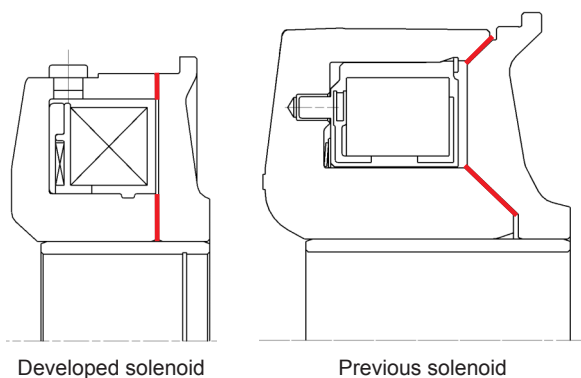


Fig. 13 Cross-section of electromagnetic solenoid

7. 結果

開発目標として定めた「旋回性能1ランク向上」、「高出力化と小型軽量化の両立」に対し以下の結果を得た。

7.1. 旋回性能1ランク向上

開発リヤデファレンシャルユニットを搭載した車両と、初代 MDX を、通常 DRY 路、積雪路、ダート路で性能比較をおこなった。結果は、開発コンセプトとした「旋回性能1ランク向上」を実現したことを示している (Fig. 14)。

7.2. 高出力化と小型軽量化の両立

最大出力の比較を Fig. 15 に示す。従来車両に搭載されている VTM-4 に比較し、10%の高出力化を達成した。

重量の比較を Fig. 16 に示す。同様に VTM-4 に対し、5%の軽量化を達成した。

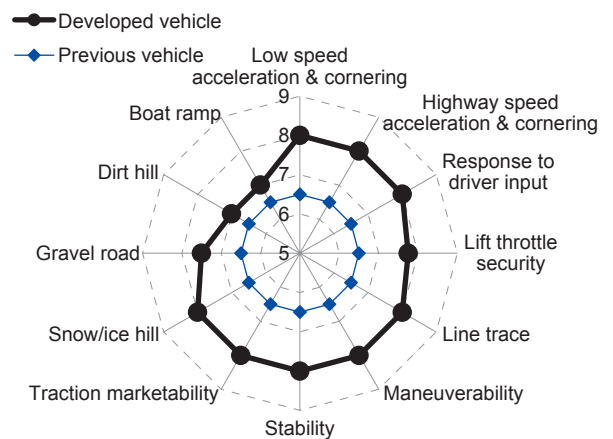


Fig. 14 Evaluation value

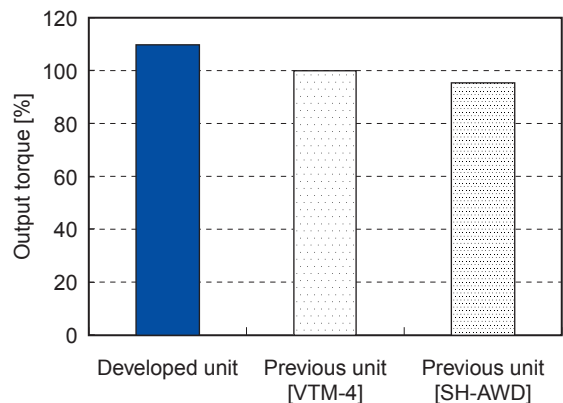


Fig. 15 Output torque comparison

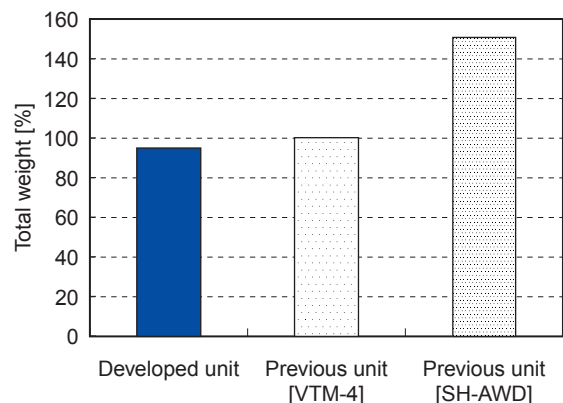


Fig. 16 Weight comparison

8. まとめ

- (1) 車両特性とタイヤスリップ率に着目し、増速比1.7%における外輪駆動可能旋回半径は28.4 mと予測した。また実走においてその確からしさを証明できた。
- (2) LEGENDにて開発した四輪駆動力自在制御を基本踏襲し、SUV車両に最適な設定をおこなった。これにより全走行領域において従来車両に対し1ランク以上の性能向上を達成した。
- (3) 新開発クラッチを主とした容量向上対策により、従来車両に搭載されているリヤデファレンシャルユニットに対し、10%の出力向上を達成した。
- (4) 最適増速比設定によるクラッチ吸収エネルギー低減により電磁ソレノイドの軽量化を達成した。その結果、従来のリヤデファレンシャルユニットに対し5%の軽量化を達成した。

参考文献

- (1) 國井力也，岩崎明裕，渥美淑弘，森淳：四輪駆動力自在制御システム(SH-AWD)の開発，Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.2, p.9-16
- (2) 國井力也，菅野裕，岩崎明裕，関谷重信：SH-AWD用ダイレクト電磁クラッチの制御技術，Honda R&D Technical Review, Vol.17, No.2, p.20-25

■ 著 者 ■



今村 正 広



小西 良 和



井上 真 幸

POP-UP HOOD SYSTEM の開発

Development of POP-UP HOOD SYSTEM

華 山 賢*
Ken HANAYAMA
松 田 一 男*
Kazuo MATSUDA

永 富 薫*
Kaoru NAGATOMI
西 村 純 一*
Junichi NISHIMURA

石 崎 達 也*
Tatsuya ISHIZAKI
鳥 取 正 臣*
Masaomi TOTTORI

要 旨

歩行者との衝突時に、フードの後部を持ち上げてエンジンなどの部品とフードの間に空間を確保し、歩行者の頭部への衝撃を緩和する POP-UP HOOD SYSTEM を開発した。本システムを新型LEGENDに搭載し、低いフードでスポーティーなエクステリアデザインを表現すると同時に、2005年から欧州で始まった歩行者保護規制に対応した安全性能を満足させることができた。

ABSTRACT

A POP-UP HOOD SYSTEM has been developed to help reduce the severity of head injuries to pedestrians in pedestrian-to-automobile accidents. The system operates by lifting the rear portion of the hood upon vehicle collision with a pedestrian, therefore increasing the clearance between the hood and the solid components underneath the hood, such as the engine. This system, which is being used on the new LEGEND model, enables the automobile to have a lower styled hood and thus a sporty exterior design, while enhancing safety features in line with the European pedestrian protection regulations that took effect in 2005.

1. まえがき

2005年に日本、欧州で法規制化されたように歩行者保護に対する意識が高まっている。Honda は 1998 年から歩行者傷害軽減ボデーを採用するなど他社に先駆けて歩行者保護に積極的に取り組んでおり、さらに歩行者の頭部傷害リスクを低減するPOP-UP HOOD SYSTEMの開発をおこなった。本システムを新型 LEGEND に搭載し、低いフードでスポーティーなエクステリアデザインを表現すると同時に、欧州歩行者保護規制に対応した安全性能を満足させることができた。以下に POP-UP HOOD SYSTEM の技術について紹介する。

2. 開発のねらい

歩行者の死亡事故においては、車体の前面に衝突し、頭部がフードに衝突して死亡するケースが多くを占めている⁽¹⁾ (Fig. 1)。

そこで、衝突時の歩行者の頭部への衝撃をさらに緩和するため、新型 LEGEND においてフードの後部を持ち上げてエンジンなどの部品とフードの間に空間を確保するシステムの開発をおこなった。開発のねらいを以下に定めた。

- (1) 迅速なシステム作動の実現
- (2) 高精度な衝突センシングの実現
- (3) 欧州法規制に対応した高い歩行者安全性能の実現

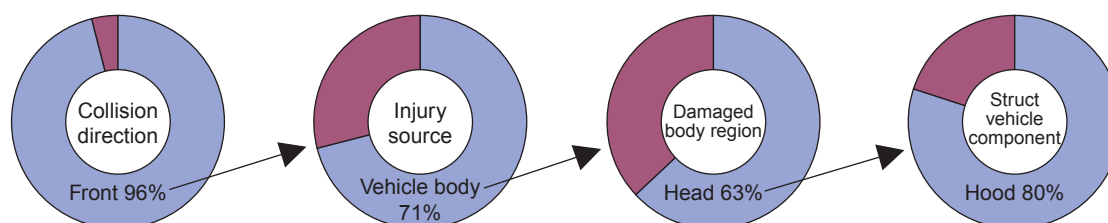


Fig. 1 Data of fatal pedestrian accidents

*四輪開発センター

3. システムの概略

3.1. システム構成

システム構成を Fig. 2 に示す。本システムは歩行者の衝突を検知するための歩行者衝突センサと、自車の速度を検出するためのホイールセンサ、制御用 ECU、フードを持ち上げるための火薬式アクチュエータ、ヒンジ、フードで構成されている。

次にシステムの作動フローを Fig. 3 に示す。歩行者衝突センサとホイールセンサの情報により、特定の車速以上で、歩行者相当の衝撃を受けた場合作動する。そして、火薬式アクチュエータがヒンジを曲げながらフードを持ち上げ、作動後は火薬式アクチュエータのロック機構により、フードの位置を保持する。

持ち上げ量はフードの後端で約 90mm とし、システム作動時のドライバーの視界確保に配慮した。

3.2. 歩行者衝突センサ

Fig. 2 に示すように歩行者衝突センサは、バンパビームに支持された歩行者脚部の衝突エネルギーを吸収するためのアブソーバと、加速度計で構成されている。検知方式は耐環境性と信頼性に優れた静電容量型加速度計を採用し、アブソーバに 3 個設置した。

一連の衝突判定を Fig. 4 に示す。加速度計のデータを専用の ECU へ送信する。ECU で演算処理をおこない、設定されたしきい値と比較する。しきい値を越えた場合は火薬式アクチュエータへ点火電流を通电させる。

3.3. 火薬式アクチュエータ

Fig. 5 に火薬式アクチュエータを示す。火薬式アクチュエータは車両の左右のヒンジ下にそれぞれ一個ずつ配置した。歩行者が車両に衝突してからその頭部がフードに当たるまでの時間にフードの持ち上げを完了する。

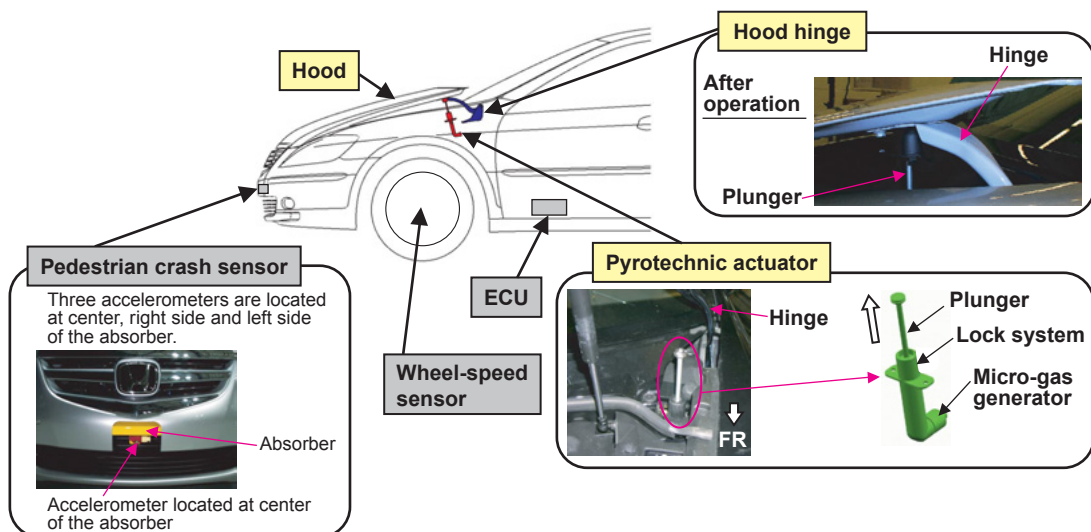


Fig. 2 System configuration

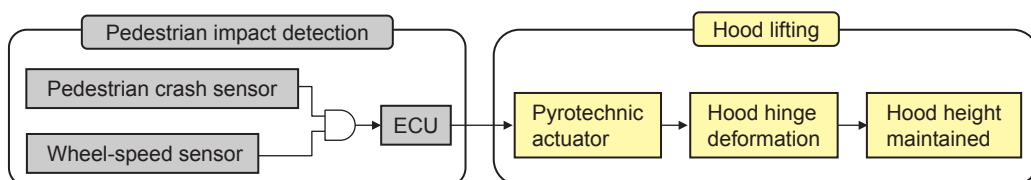


Fig. 3 Block diagram

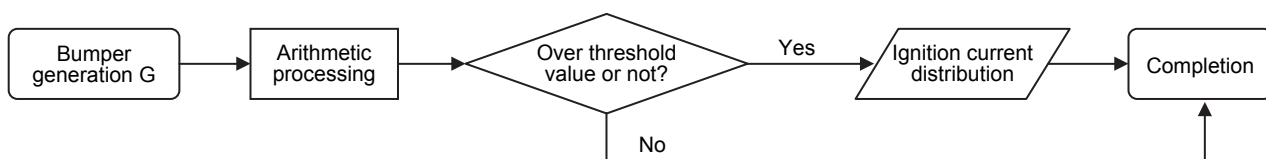


Fig. 4 Detection algorithm

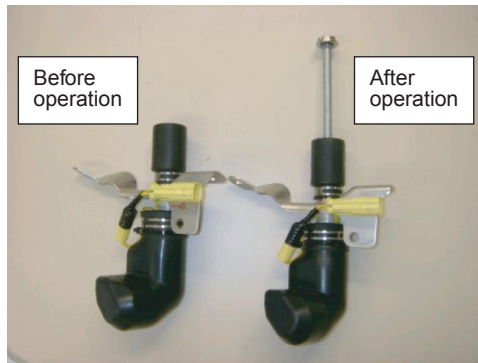


Fig. 5 Pyrotechnic actuator

4. 性能確認

4.1. 迅速なシステム作動の確認

歩行者ダミーを用いた衝突テストによりシステム作動性能を確認した(Fig. 6)。テストには衝突テスト用ダミーの基準であるアメリカ成人男性の平均サイズのダミー(身長175cm, 以下AM50)と、6才児の平均サイズのダミー(身長120cm, 以下C6Y)を用いた。衝突モードは、歩行者が道路を横断中に横から車に衝突される場合を想定した⁽²⁾。テスト

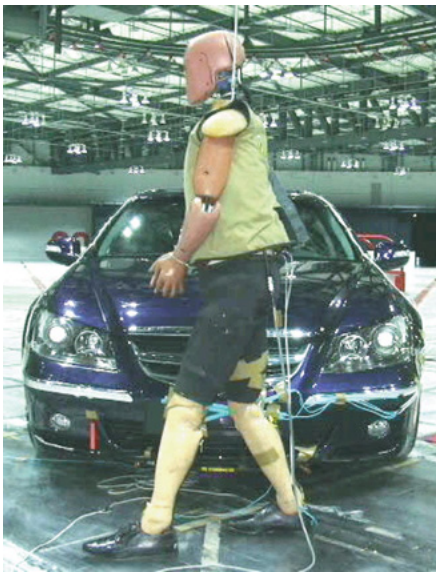


Fig. 6 Setting up of AM50 pedestrian dummy test

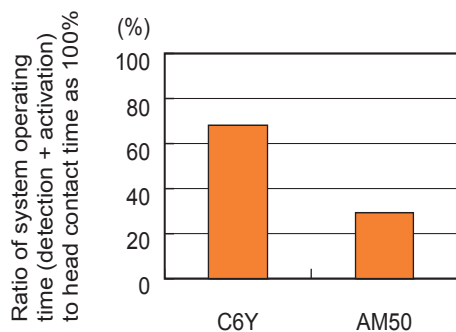


Fig. 7 Results of pedestrian dummy test struck at center of vehicle

トは衝突速度 40km/h にておこない、衝突部位は車幅の中心とした。Fig. 7にテスト結果を示す。C6Y, AM50いずれの場合も頭部がフードへ衝突するまでに迅速にシステム作動が完了することを確認した。

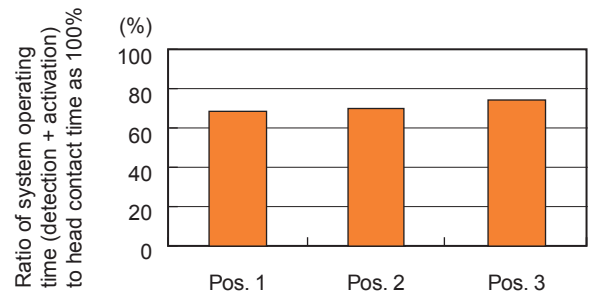
4.2. 高精度な衝突センシングの確認

歩行者ダミーテストによりセンシング性能を確認した。テストは軽量でバンパへの入力小さいため検知の難しいC6Y ダミーを用い、衝突速度 40km/h にておこなった。Fig. 8にテスト結果の代表的な例を示す。バンパの幅広いエリアで歩行者の衝突を迅速に検知することを確認した。

4.3. 欧州法規制に対応した高い歩行者安全性能の確認

2005 年 10 月から欧州で歩行者保護規制が始まった。テストは歩行者の頭部と脚部を模したインパクトをそれぞれ車両に衝突させ、傷害値を測定する(Fig. 9)。頭部については、衝突速度35km/hで、基準は2/3の領域で傷害値(HIC)が 1000 以下、残りの 1/3 の領域で傷害値(HIC)が 2000 以下である。

欧州歩行者保護規制の頭部インパクトテストをおこない(Fig. 10)、本システムによって、2/3 以上の領域で HIC が 1000 以下、1/3 以下の領域で HIC が 2000 以下であることを確認した。



Pos. 1	In front of accelerometer
Pos. 2	Middle of two accelerometers
Pos. 3	Outside of accelerometer

Fig. 8 Results of C6Y pedestrian dummy collision test at various crash positions

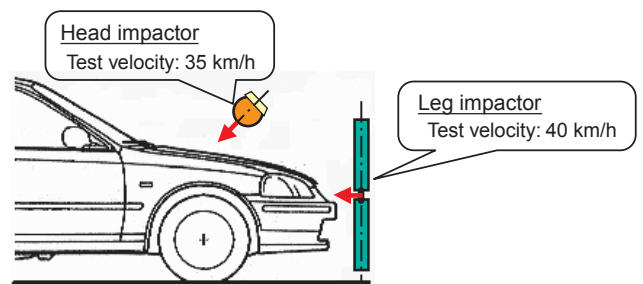


Fig. 9 European regulation test

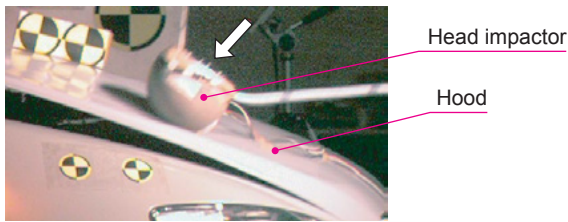


Fig. 10 Head impactor test with POP-UP HOOD

5. まとめ

衝突時の歩行者の頭部への衝撃を緩和するため、以下の性能を有する POP-UP HOOD システムの開発をおこなった。

- (1) 歩行者衝突センサと火薬式アクチュエータを用いて頭部がフードへ衝突するまでに作動完了する迅速なシステム作動性能を実現した。
- (2) バンパの幅広いエリアで歩行者の衝突を迅速に検知できる高精度な衝突センシング性能を実現した。
- (3) フードの後部を持ち上げてエンジンなどの部品とフードの間に空間を確保することにより、新たに欧州で始まった歩行者保護規制に対応した高い歩行者安全性能を実現した。

参考文献

- (1) 交通統計 1995 年版：(財)交通事故総合分析センター
- (2) 永富薫，華山賢，石崎達也，佐々木栄，松田一男：
DEVELOPMENT AND FULL-SCALE DUMMY TESTS
OF A POP-UP HOOD SYSTEM FOR PEDESTRIAN
PROTECTION, 19th International Technical Conference
on the Enhanced Safety of Vehicles, No.05-0113(2005)

■ 著 者 ■



華山 賢



永富 薫



石崎達也



松田一男



西村 純一



鳥取正臣

Development of Active Damper System using Magnetorheological Dampers for 2007 Model Year Acura MDX

Lars Moravy*

Jeremy Nutting*

Nate Ellis*

ABSTRACT

This paper describes the development of magnetorheological (MR) dampers and their application to the 2007 model year MDX. MR dampers have been used in the market on various vehicles since 2001. They use a special oil-based fluid (Magnetorheological fluid, MRF) that contains small iron particles (1–10 μm in size) and a controllable electromagnetic piston to allow a wide range of damping forces. The system provides the customer a benefit over conventional dampers by using its wide range of available damping force to enhance body control while simultaneously providing outstanding ride comfort. This technology was implemented on the 2007 model year MDX under the name Active Damper System (ADS). The ADS system uses Honda-exclusive control logic that precisely controls damping force via skyhook, roll, pitch, and several other algorithms. The result is a vehicle with a higher level of both ride and handling performance that leaves all of our customers more satisfied.

要 旨

本文は磁性流体ダンパ(MR ダンパ)の開発およびその2007 年モデル MDX への適用について述べる。

2001 年以降、MR ダンパはさまざまな機種に採用されているが、鉄の微粒子(1–10 μm 大)を含む特種なオイル(磁性流体、MRF)と、電流コントロールが可能な電磁ピストンを組み合わせることにより、幅広い減衰力レンジを可能にした減衰力可変ダンパである。

本システムは、その幅広い減衰力変化レンジを生かし、従来タイプのダンパに対してボディコントロール性を向上させると同時に卓越した乗り心地を実現したものである。

本技術は、Active Damper System(ADS)の名称で、スカイフックロジックを基本としたHonda独自のロール、ピッチ、その他数種の高精度減衰力コントロールアルゴリズムと共に 2007 年モデル MDX に適用し、結果多くのお客様に満足いただけるより優れた乗り心地とハンドリング性能を兼ね備えることができた。

1. Introduction

Magnetorheological (MR) dampers have been in the automotive market since 2001. The key component to MR dampers is a special Magnetorheological fluid (MRF) that consists of damper oil with approximately 20% pure iron particles that are 1–10 μm in size. Some of the early shortcomings of MRF that included sedimentation and long-term viscosity variation have been completely resolved by special additives being incorporated in the fluid⁽¹⁾. Honda investigated ADS technology and enhanced its overall vehicle performance and durability through electrical, mechanical, and control design.

The base structure of the MR damper is similar to a monotube damper except that the piston valve is replaced with an electromagnetic piston core that is then connected to the Electronic Control Unit (ECU) via an external electrical connector. This connection structure has been the detriment of MR dampers in the past and

has been enhanced during the development. Changes were made to the damper's internal structure to increase maximum damping force and to its external structure to increase robustness to electrical connectivity and oil sealability.

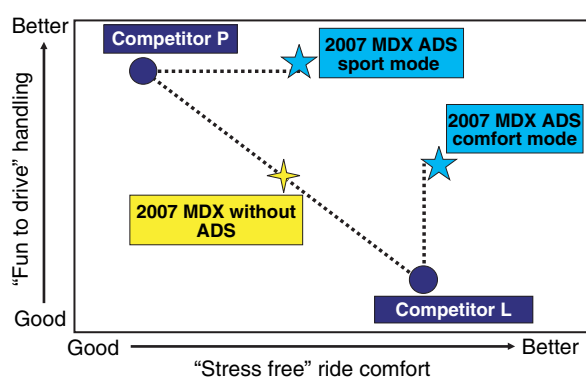


Fig. 1 Active Damper System targets

* HONDA R&D AMERICAS INC. OHIO CENTER

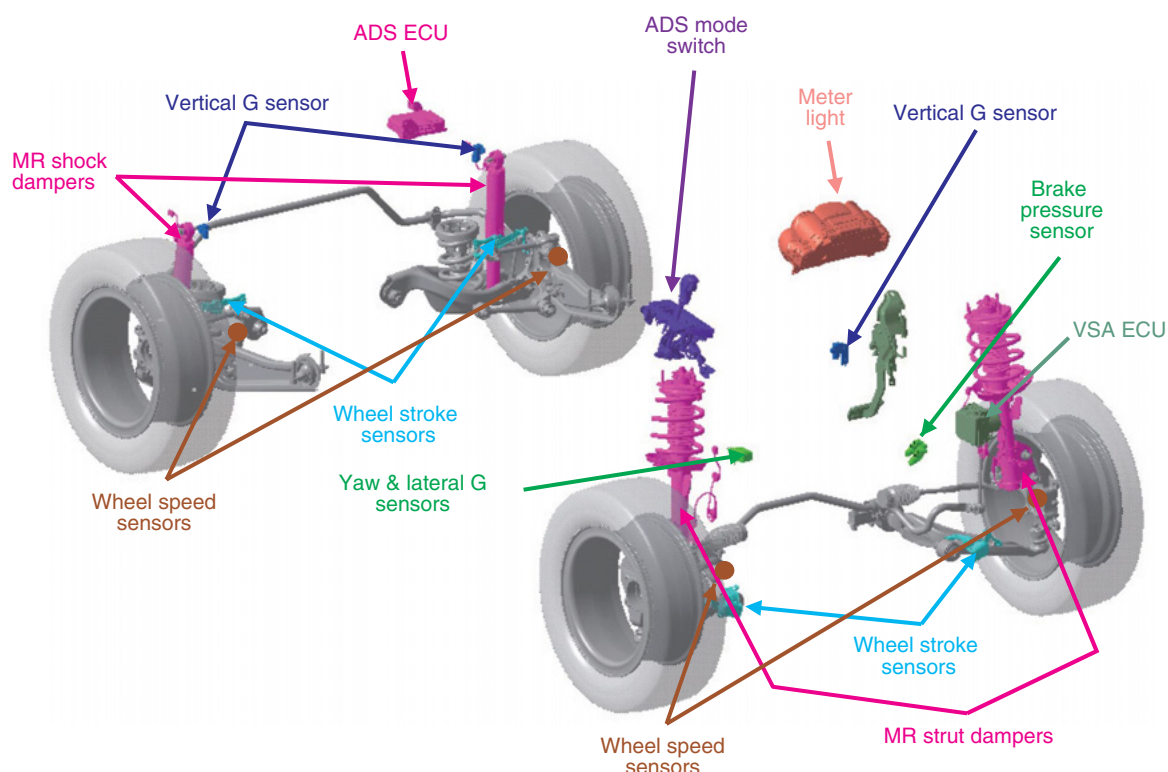


Fig. 2 Active Damper System components

The target of ADS was to enhance ride, handling, and overall sprung mass motions without compromise. In the end, two distinct settings of ADS were developed to accentuate the uniqueness of the system. Sport mode was developed to maintain the ride levels of the base 2007 model year MDX with conventional dampers and enhance handling to best-in-class levels. Comfort mode targeted base 2007 model year MDX levels of handling and class-leading levels of ride comfort. Figure 1 describes this concept.

2. System Overview

ADS consists of four wheel stroke sensors, three vertical acceleration sensors (G sensors), a combined yaw and lateral acceleration sensor, four MR dampers, and an ECU as visualized in Fig. 2. In addition, ADS communicates with the VSA system to determine vehicle speed and brake pressure. The output of each sensor is used by the control logic in the ECU to precisely determine the appropriate damping force required at each MR damper in order to achieve the desired level of lift, roll, pitch, and road input isolation for the vehicle.

3. MR Damper Construction

The 2007 model year MDX suspension is set up with front strut-type suspension and rear multi-link trailing arm-type suspension. In order to package the monotube structure of the MR damper in a strut, an inverted monotube strut is used. The rear MR damper uses a

monotube shock. Figure 3 shows the details of the MR damper internal structure.

Unlike a conventional oil-based damper, the MR damper piston does not utilize a valve structure of deflecting disks and springs. Instead, the MR damper has a simple structure consisting of a piston outer ring, an electromagnetic piston core and two piston plates which

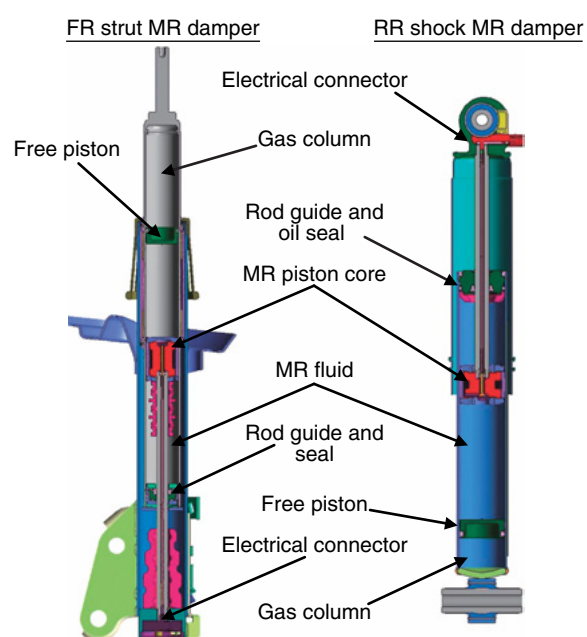


Fig. 3 MR damper construction

set the piston core concentric with the piston ring making a constant annular gap. It is this annular (radial) gap that defines the damping force characteristics of the MR damper. These structures are shown in Fig. 4.

Reference⁽³⁾ detail how an MR damper can vary the damping force versus velocity characteristics by applying a range of 0 to 5 Amps of electrical current to the electromagnetic piston core of the damper. When the damper is in its off state (no current applied), MRF flows

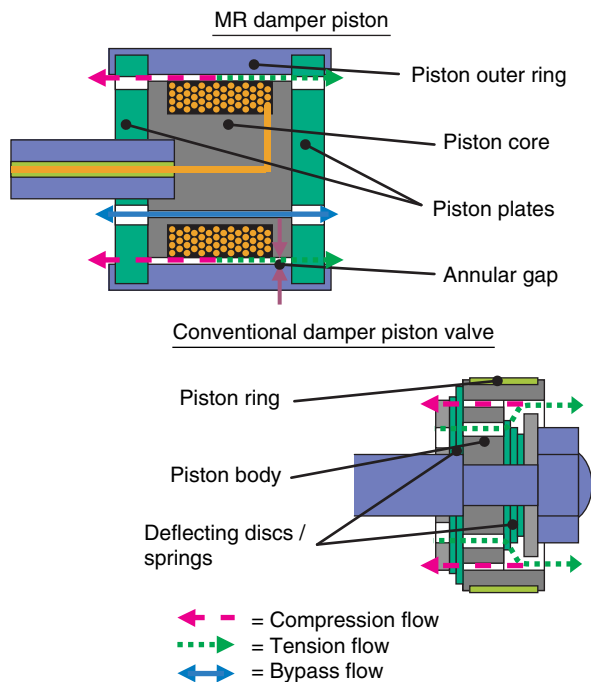


Fig. 4 Conventional damper piston valve versus MR damper piston

through the annular gap in a laminar state. When current is applied (on-state), the electromagnet builds up a magnetic field and creates magnetic bonds with the iron particles aligning within the annular gap. This effectively increases the viscosity of the fluid moving through the orifice, increasing the amount of damping force the damper produces. Higher levels of current will further increase the strength of the bonds, raising the fluid shear force and subsequent damping force. The shearing occurs in the walls of the annular gap where the stress caused by the motion of the damper is greater than the yield stress created by the magnetic bonds. The area between the shear walls flows as a plug of magnetically bonded iron particles. This is called the MR effect and can be seen in Fig. 5. The MR effect only occurs at the ends of the piston where the magnetic flux vector is perpendicular to the annular gap. Varying the current applied to the electromagnetic piston core varies the flux.

The ability to change damping characteristics on command is what separates the MR damper from a conventional damper. An MR damper responds more quickly than other semi-active and active damper systems with a response time of less than 5 milliseconds as compared to 10 milliseconds or more for other controlled systems and conventional dampers. The wide range of damping force available coupled with quick response time allows the vehicle to achieve simultaneous good ride and handling without the compromise that must be made when tuning the single damping force characteristic curve of a conventional damper. Figure 6 shows a comparison of a conventional damping force curve to that of an MR damper.

Within this characteristic curve, an MR damper can be tuned by two methods. The annular gap previously

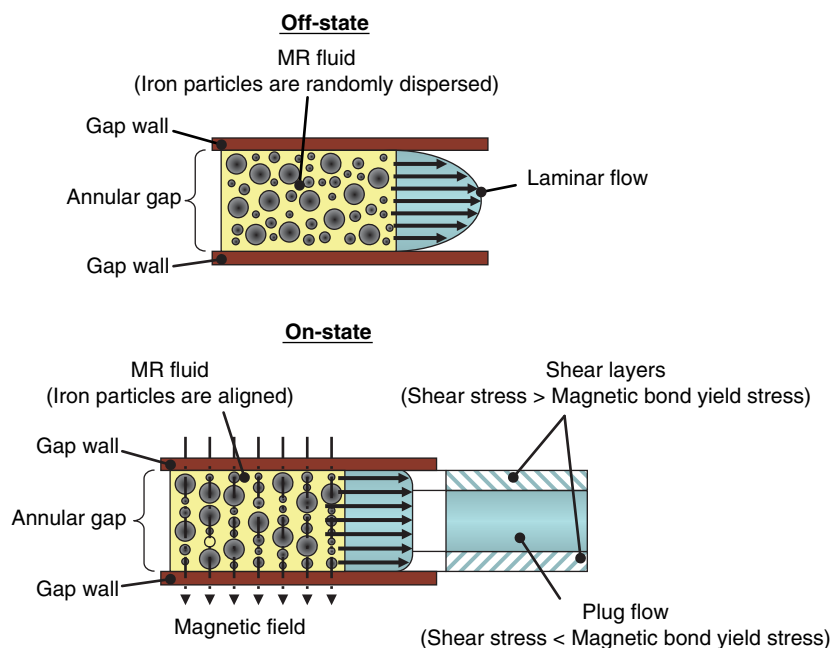


Fig. 5 MR fluid off- and on-state flow

described can be varied. A smaller gap will increase the peak damping force available; conversely, a larger gap will decrease the peak damping force. Within the piston there is also flow through an orifice inside the piston that does not see the magnetic field. This flow is called bypass flow. Varying the size of this orifice modifies the slope at which the damping force curve reaches peak damping force and off-state damping force characteristics.

Increased damping force was required for the 2007 model year MDX program over the current available capability of MR strut-type dampers in order to impart the SUV Platform with the desired level of roll control. Having already reduced the bypass lower than any other MR damper in production or test, the internal piston core bypass holes were removed, effectively filling them with the base steel of the core. This allowed more magnetic flux through the core and thus higher levels of damping.

The electrical connectors were also a focus for enhancement. On-vehicle connector vibrations were measured and modifications were made to the connector structure in order to enhance sealability in these conditions. The strut connector added three bolts and molded-in sleeves in order to maintain seal compression

over life. The rear connector seal structure was enhanced by adding lips and separating the ground and positive terminal seal structures. These changes are highlighted in Fig. 7.

4. ADS Control Logic

The basic theory for flat ride control of ADS control logic is skyhook suspension control. Skyhook control theory is visually depicted in Fig. 8. This well-known suspension concept applies damping force in a model that treats the sky as a fixed body with the damper C_1 between the sky and the sprung mass of the vehicle. The excitation force comes from the road surface through the tire with stiffness K_1 , the unsprung mass, and the vehicle suspension of stiffness K_2 and damping C_2 . Thus, the sprung mass motion can be controlled by the damping force provided by the damper connecting it and the fixed sky. In ADS, this control logic is taken to further understanding where the damping force can be controlled C_s in order to reduce sprung mass movements and thus flatten the ride of the vehicle for the customer.

In addition to skyhook control, ADS implements roll control logic, pitch control logic, and unsprung mass control logic. Reference⁽²⁾ describes.

the unique feature of the roll control logic in that it takes into account ride isolation while reacting to vehicle yaw and lateral acceleration response to firm-up the dampers and counteract roll. ADS implements this concept as a method that targets a roll control proportional to the lateral acceleration differential value of the vehicle. Figure 9 shows the block diagram of ADS control logic.

The vehicle inputs are converted to damper current values by ADS control logic in the following procedure:

- (1) Vehicle sensor inputs are interpreted by the body control logic (skyhook, pitch, and roll) after the derivative and integral processes have been completed on the sensor outputs

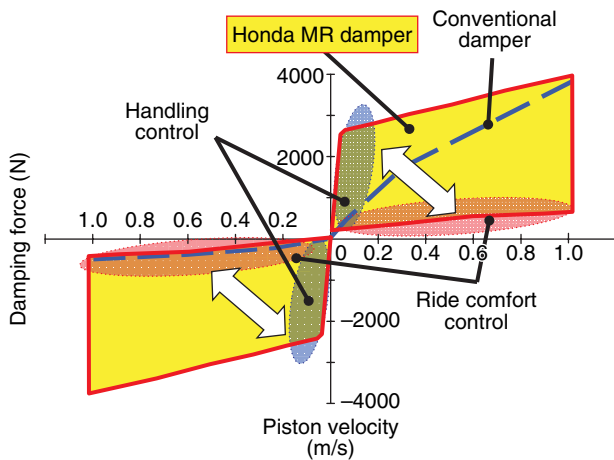


Fig. 6 Typical MR damper force versus velocity curve

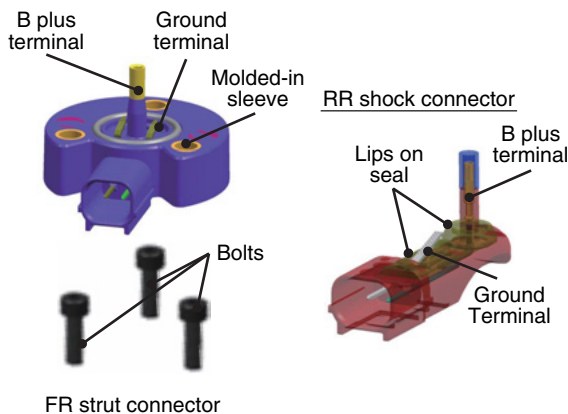


Fig. 7 Honda strut and shock MR damper connectors

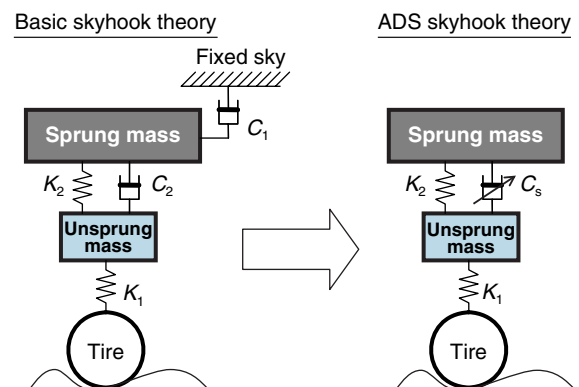


Fig. 8 Skyhook suspension control theory

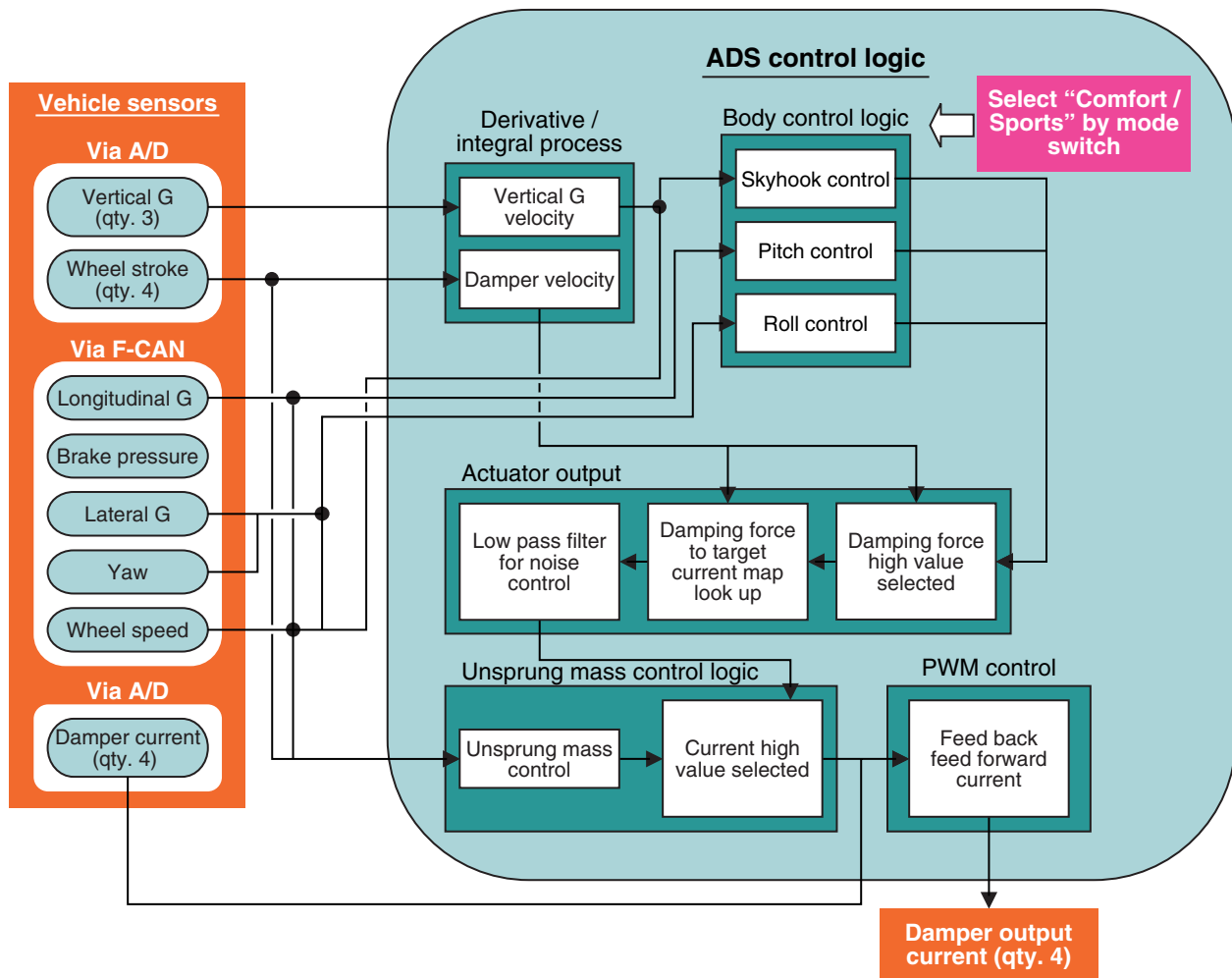


Fig. 9 Control logic block diagram

- (2) The highest damping force is selected from one of the three body control algorithms
- (3) Damper target current is looked up in the damping force map to match the high-selected damping force from the body control logic
- (4) The target current is then run through a low pass filter for noise control
- (5) If required, unsprung mass control logic adds current to the target current in order to modulate aftershake and other unsprung mass incidents
- (6) The target current is then compared to actual damper current and an adjusted output current is given to each damper

5. Vehicle Performance

The large range of damping force allowed by the MR dampers combined with the derivative control-based algorithm allow for a very wide range of ride and handling tunability. In order to appeal to the broadest possible range in consumer tastes, two driver-selectable damper modes were developed: "Sport and Comfort." The goal of the selectable mode is to allow the driver to tailor the ride comfort and handling of the vehicle to their mood or driving condition and broaden the overall

appeal of the 2007 model year MDX by reducing the ride-handling tradeoff that occurs with conventional damper tuning. Changing between the modes is accomplished using a two-position switch mounted on the console. The ADS operating mode is relayed to the driver via an indicator on the mode switch as well as through a message that is displayed on the combi-meter MID display for a short time, each time the ADS mode is changed.

Comfort mode and Sport mode operate using the same sensor inputs, algorithm, and damping force look-up tables. The ride and handling differentiation comes from higher Sport mode gain settings for the roll, pitch, and skyhook portions of the algorithm. These higher gain levels result in a higher commanded current for a given maneuver in Sport mode versus Comfort mode. The higher commanded current gives higher damping forces, yielding highly controlled roll, pitch, and heave motions. The highly controlled body motions in Sport mode have the added benefit of enhancing load transfer during transient maneuvers. Faster load transfer results in less delay in tire force build up, helping the vehicle to respond more quickly to driver steering and brake inputs. The net result is that the vehicle has a more

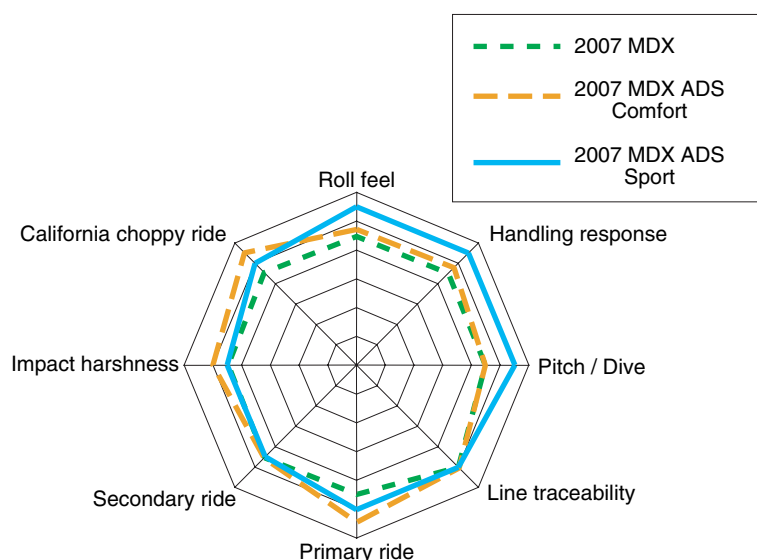


Fig. 10 ADS vehicle performance achievement

nimble, agile feel in Sport mode versus Comfort mode. The higher damping forces also result in a small decrease in bump isolation, though ride levels are still significantly better than that of a conventional non-MR damper sport suspension. Decreased isolation actually has some positive benefit in that it differentiates the Comfort and Sport modes and provides the driver with an increased, but not annoying, level of tactile feel. Overall achievement levels of both the Sport and Comfort modes can be seen in Fig. 10 as referenced to the base conventional damper.

The Comfort mode uses the same algorithm as the Sport mode but lowers the gains and resulting damping force to allow the sprung mass to have a more relaxed, isolated road feel. Roll, pitch, and vehicle heave motions are tuned to be closer to that of the conventional suspension vehicle and the result is a level of ride isolation that exceeds the capability of a conventional mechanical damper. To take full advantage of the damper capability and maximize Comfort mode ride isolation, the spring rates on the MR equipped vehicle were decreased by about 18% versus the conventional damper springs.

6. Conclusion

Having focused on the limits of MR damper capability, extensive investigation, testing, and tuning have provided the following results:

- (1) A unique MR damper with enhanced damping force capability and durability through changes to the piston core, electrical connectors, and sealing systems.
- (2) Combined with the enhanced MR damper and a two-gain mode algorithm, a vehicle that can exhibit traits of both a ride comfort-tuned and a sport handling-tuned suspension without typical tradeoffs.

References

- (1) Carlson, J.D.: What Makes a Good MR Fluid?, International Conference on Electrorheological (ER) Fluids and Magnetorheological (MR) Suspensions (2001)
- (2) Izawa, M., Kato, T., Fukuzato, T., Sekiya, S.: Development of a Roll Control Method Using a Variable Damper that Takes into Account Ride Performance while Steering, The 8th International Symposium on Advanced Vehicle Control (2006)
- (3) Schöpfel, A., Spengel, G., Kuipers, G., Höcht, T., Gies, S.: Das Dämpferregelungssystem Audi magnetic ride im neuen Audi TT, Aachen Colloquium of Automobile and Engine Technology (2006) (in German)

■ 著 者 ■



Lars Moravy



Jeremy Nutting



Nate Ellis

アクティブダンパシステムにおける センサの校正技術と作動確認手法

Sensor Calibration Technique and Check Method for Active Damper System

関 谷 重 信*
Shigenobu SEKIYA

伊 沢 正 樹*
Masaki IZAWA

平 井 義 貴**
Yoshitaka HIRAI

要 旨

アクティブダンパシステムは電子制御減衰力サスペンションシステムである。そのセンサの校正技術と作動確認手法を開発した。車両を運転して段差を通過しホイールを上下運動させてホイールストローク位置を校正する。このとき同時にセンサの作動確認をおこなう。専用装置を必要とせず、センサの校正と作動確認を数秒以内で終了することができた。

ABSTRACT

An active damper system is an electronically controlled damping force suspension system. Technology for calibrating the sensor of this system and a method of checking its operation were developed. The wheel stroke position is calibrated when the wheels are moved up and down by driving the vehicle over a bump, and the operation of the sensors is checked simultaneously. The sensors were calibrated and their operations were checked within a few seconds without the need of any dedicated equipment.

1. はじめに

アクティブダンパシステム(ADS)は、乗り心地と車両姿勢のフラット感を両立する電子制御減衰力サスペンションシステム(Fig. 1)である。

一般的に電子制御システムは車両組立後にセンサ校正を必要とする場合が多い。また出荷前にシステムの正常作動を確認

することで出荷後のシステム作動不良を防ぐことができる。

しかしながらセンサ校正とシステム作動確認をおこなうために大掛かりな装置を用いると、車両一台あたりの作業時間が長くなる傾向があり、結果として製造コストが高くなる。

ADSも他の電子制御システムと同様にセンサの校正と作動確認が必要になったが、専用装置を用いずに短時間に終了する技術を開発した。本稿にてその技術を紹介する。

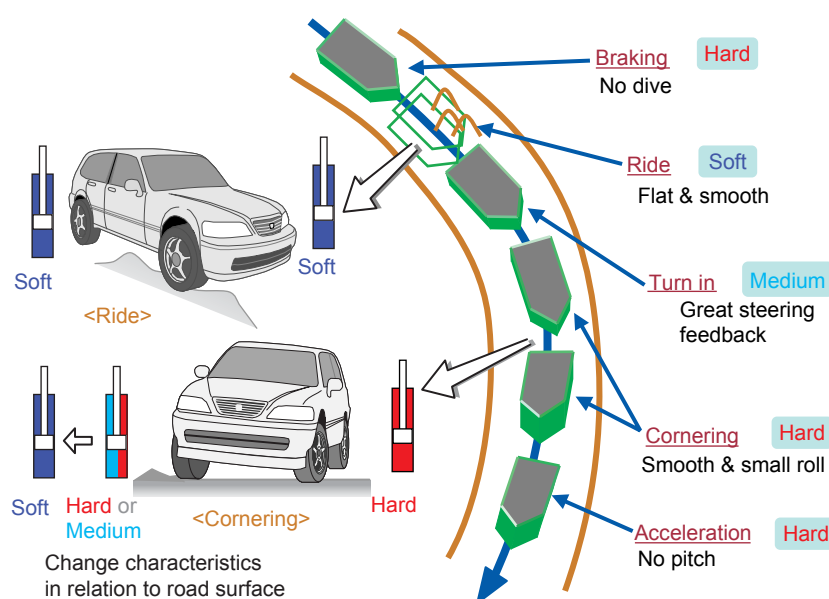


Fig. 1 Active damper system overview

* 四輪開発センター

** 本田技研工業株式会社

2. ADS 概要

ADSはブレーキ作動時に車両前方が沈み込むまたは加速時に車両前方が浮き上がるピッチ現象を抑えるように、車両前後方向の加速度の微分に応じてサスペンションダンパ減衰力を制御する。同様に車両横方向の加速度の微分に応じてダンパ減衰力を制御して旋回時と車線変更時に車両が傾いてしまう姿勢変化を抑えている⁽¹⁾。同時に路面凹凸による車両上下速度を低減するように制御している。

ダンパ減衰力を制御する際に、サスペンションが伸び縮みする速度すなわちホイールストローク位置の時間変化を精度良く検出したい。ホイールストロークを検出するストロークセンサとサスペンション部品の取り付け精度を向上させて減衰力の制御性能を高めることを検討した。

ストロークセンサはホイールストローク位置をリンク角度として検出し電圧に変換して出力する回転角度センサである。ホイールストローク位置を精度良く検出するためにサスペンションが伸びきる位置のストロークセンサ出力を工場での車両組立後に校正することにした。

また ADS のような電子制御システムの場合、車両組立後にシステムが正常作動することを確認する。Fig. 2の上下加速度センサとストロークセンサは車両の上下運動時に作動を確認できる。よって車両を上下運動させてストロークセンサの校正と併せて上下加速度センサとストロークセンサの作動確認をおこなうことを検討した。

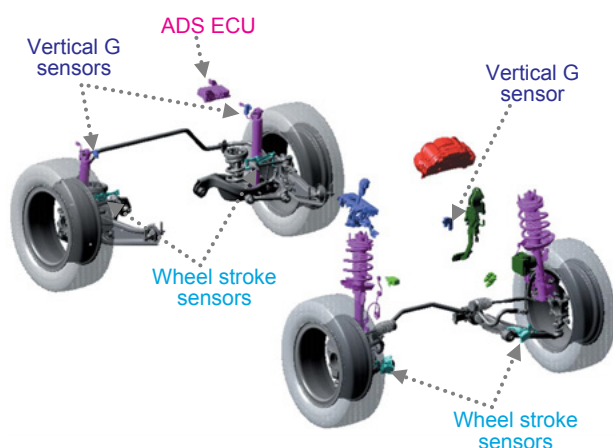


Fig. 2 ADS ECU and sensors

3. ストロークセンサ校正技術

ストロークセンサを校正するためにサスペンションを伸ばす方法は以下の3通りある。

(1) 車両下部のジャッキアップポイントを持ち上げる。

四輪同時にタイヤ交換する際に用いられるような油圧で動作するリフト装置などが必要になる。車両をゆっくりと持ち上げるので上下加速度センサの作動確認が困難である。

(2) ホイールを下から跳ね上げる加振装置を用いる。装置がプログラムに従いホイールを安定して上下運動させるので、ストロークセンサの校正と同時に上下加速度センサの作動確認をおこなうことができるが、装置が高価である。

(3) 車両を運転して段差を通過しホイールを上下運動させる。装置を必要としないので安価であり、上下加速度センサの作動確認を同時におこなうことができる。

以上の比較から、装置を用いない段差通過方法について検討を進めた。具体的方法は、段差通過時にサスペンションのホイールストロークが伸びきり、ADS の電子制御ユニットがサスペンションの一番伸びている位置を記憶する。作業員がいろいろな運転をすることを考えると、段差通過方法を成立させる条件は、広範囲の車速で安定してサスペンションを伸ばすことである。

3.1. シミュレーション検討

Fig. 3 のように段差通過時の路面上下変位に単一の周波数しか含まれない場合のホイールストローク変化のシミュレーション結果を Fig. 4 に示す。

路面上下変位が単一周波数の場合、サスペンションのホイールストローク変位幅が車両速度により変化してしまう。広範囲の車速でサスペンション変位幅を一定にする段差が理想的である。段差凹凸変位に含まれる周波数がバネ上共振周波数(本稿の事例において 1.3Hz)に一致すれば、段差の凹凸に対しバネ上の上下変位とサスペンションのホイールストローク変化を一定値に安定させることができる。したがってバネ上共振(1.3Hz)より低い周波数から高い周波数までをスイープして段差凹凸変位に含ませた周波数スイープ段差(Fig. 5)を考案した。段差の凹凸周波数が単一の場合に

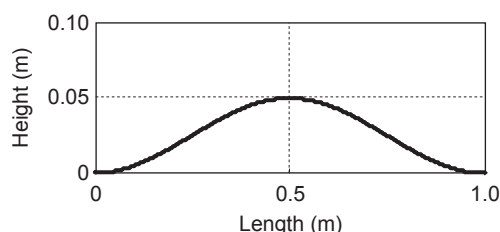


Fig. 3 Single frequency bump shape

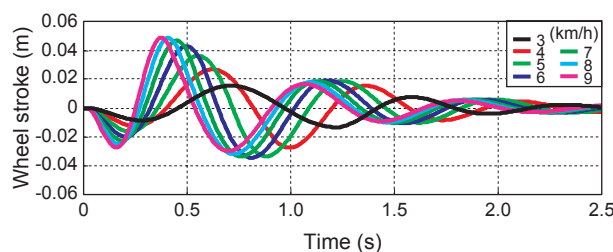


Fig. 4 Wheel stroke through single frequency bump (Simulation result)

比較して、周波数スイープ段差は広範囲の車速で安定してサスペンションを伸ばすことをシミュレーションにて確認した(Fig. 6)。

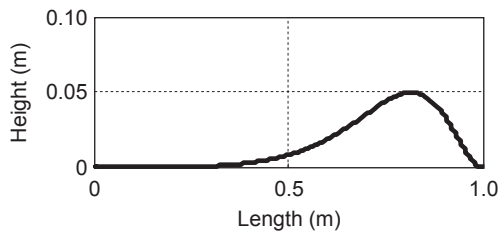


Fig. 5 Sweeping frequency bump shape

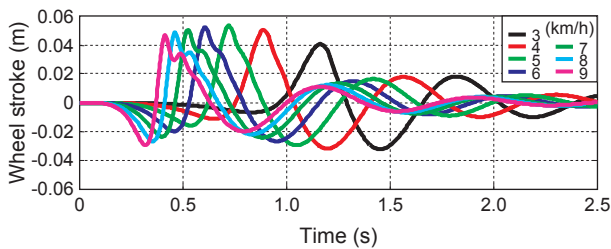


Fig. 6 Wheel stroke through sweeping frequency bump (Simulation result)

3.2. 実機検討

周波数スイープ段差を製作し、段差を通過する際の車両速度を変化させて、ADSの電子制御ユニットを用いてサスペンションのホイールストロークが伸びきる位置を校正した結果を Fig. 7 に示す。

車両をジャッキアップしてホイールストロークを伸ばした数値と、車両速度範囲 7km/h から 15km/h にて段差通過時に電子制御ユニットが校正した数値がほぼ一致している。

段差を通過するのに必要な時間は数秒間以内であり、短時間にストロークセンサを校正できる。次に述べるストロークセンサと上下加速度センサの作動確認を同時にできるという効果もある。

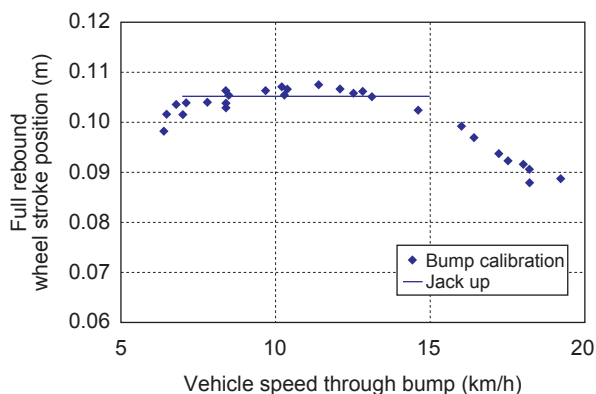


Fig. 7 Full rebound calibration result through sweeping frequency bump

4. センサ作動確認手法

センサが正常に作動していることを確認するために、段差通過時にストロークセンサと上下加速度センサの相互比較をおこなった。ホイールストロークと上下加速度を同じ物理量であるバネ上上下速度へ変換する(Fig. 8)。バンドパスフィルタはバネ上共振周波数を抜き出す効果とセンサのオフセット値をキャンセルする効果がある。

段差通過時の路面凹凸変位に含まれる周波数がバネ上共振周波数より低い場合、バネ上上下速度は発生するが、ストロークしなくなる。またバネ上共振周波数より高い周波数ではストロークはするがバネ上上下速度が小さくなる。ストローク変位とバネ上上下変位の両方をバランスよく動かすためにはバネ上共振周波数でタイヤを上下させる段差とすれば良い。広範囲の車速で段差凹凸変位にバネ上共振周波数を含ませる周波数スイープ段差は、ストロークセンサと上下加速度センサの相互比較に適している。

上下加速度を積分しバネ上上下速度を求める。ストロークセンサからバネ上上下速度を求めるためにバネ上質量とバネ下質量からなるサスペンションモデル(Fig. 9)に対し x_1 と x_1 の 1 階微分、 x_2 と x_2 の 1 階微分を状態とした現代制御理論のオブザーバ(Fig. 10)を構成した⁽²⁾。

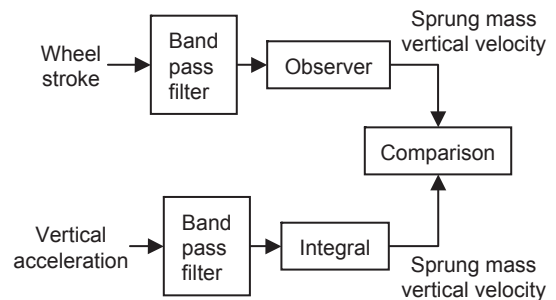


Fig. 8 Sensor comparison checking method

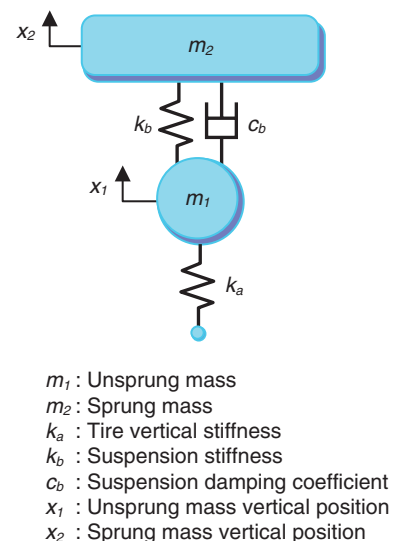


Fig. 9 Suspension model

サスペンションモデルの運動方程式は式(1)、(2)となる。

$$m_1 d^2 x_1 / dt^2 = k_b(x_2 - x_1) - k_a x_1 + c_b(dx_2 / dt - dx_1 / dt) \quad (1)$$

$$m_2 d^2 x_2 / dt^2 = k_b(x_1 - x_2) + c_b(dx_1 / dt - dx_2 / dt) \quad (2)$$

ADSの電子制御ユニットが段差を通過した際の上下加速度センサとストロークセンサの出力信号から車両上下速度を算出した結果を Fig. 11 に示す。

車両上下速度で相互比較をおこなうことによりセンサ出力ゲインの異常を見つけることができる。ストロークセンサの出力回路故障によりゲインが低下した場合の車両上下速度算出結果を Fig. 12 に示す。

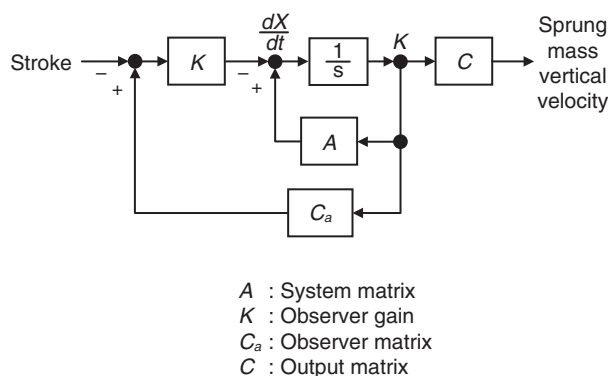


Fig. 10 Observer

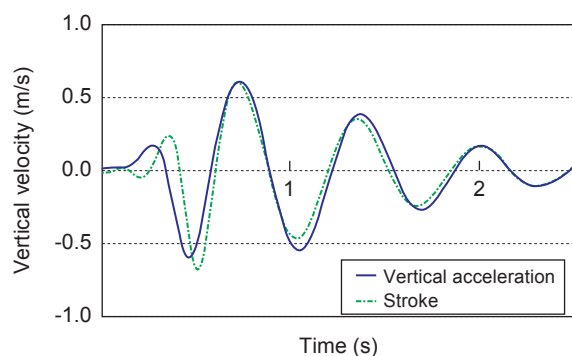


Fig. 11 Sprung mass vertical velocity comparison through bump

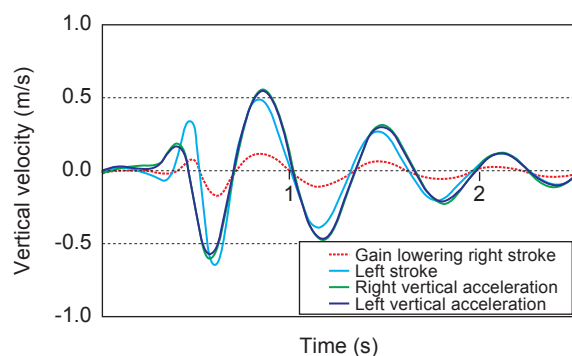


Fig. 12 Sensor gain lowering in sprung mass vertical velocity comparison

左右のストロークセンサと左右の上下加速度センサ合計四つの上下速度から出力ゲインの異常を判定する。右車輪と左車輪は同時に段差を通過するので四つの上下速度は同じとなるはずである。出力ゲインが低下している右のストロークセンサから求めた上下速度絶対値の時間積分を残り三つのセンサから求めた上下速度絶対値の時間積分の平均値と比較しゲイン異常を判定する。一つの車輪ごとに二つのセンサを比較する場合、出力ゲインの異常を判定できるがどちらのセンサが異常なのかわからない。左右の二つの車輪にて四つのセンサを比較するので多数決により出力ゲインが異常であるセンサを特定できる。

以上のセンサ相互比較技術により作業員の官能評価に頼らずに定量的にセンサ作動確認をおこなうことができる。

5. 適用事例

本技術が実際の工程で用いられた事例を紹介する。作業員は車両を運転して段差(Fig. 13)の手前で一時停止する。出荷検査テスト(Fig. 14)を操作して検査を開始し、段差を通過する。ADSの電子制御ユニットがホイールストロークの伸びきった位置を記憶すると同時にストロークセンサと上下加速度センサを相互比較し結果を出荷検査テストに送信する。ストロークセンサ校正とセンサ相互比較に必要なものは段差と電子制御ユニットのソフトウェアのみであり、専用装置を用いない工程とすることができた。

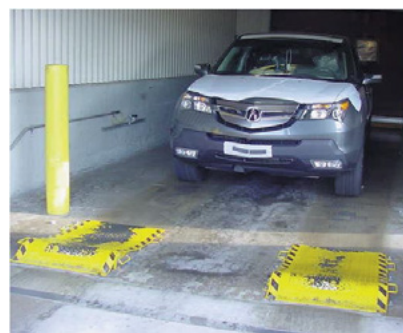


Fig. 13 Sweeping frequency bump in vehicle build plant



Fig. 14 Shipping inspection tester

段差の長さを変えることにより、段差通過速度を調節することができる。段差を設置する場所を作業員がどのような速度で通過しているか調査し、その通過速度により段差の長さを調整する。この工程を設置した Honda of Canada Manufacturing では段差通過速度を 7km/h から 15km/h とした。段差通過速度を下げたい場合において、たとえば段差の長さを 40% 短縮し、通過速度を 4km/h から 9km/h と低下させることができる。

6. まとめ

アクティブダンパシステム装着車に対し、センサ校正技術とセンサ作動確認手法を開発した。

- (1) 本技術の適用事例では、作業員が車両を運転して周波数スイープ段差を通過する。その際に ADS の電子制御ユニットがセンサ校正とセンサ作動確認のソフトウェアプログラムを実行する。
- (2) 広範囲の段差通過車速においてサスペンションを安定して伸ばした。サスペンションが伸びきる位置のストロークセンサ出力を校正し、ダンパ減衰力の制御性能を高めた。
- (3) 段差通過時に、ストロークセンサと上下加速度センサの出力を同じ物理量であるバネ上下速度へ変換して相互比較をおこなった。作業員の官能評価に頼らず、定量的にセンサの作動を確認できた。
- (4) 大掛かりな装置を必要とせず、数秒間でセンサ校正と作動確認を終了させることができた。

参考文献

- (1) Izawa,M., Kato,T., Fukuzato,T., Sekiya,S., "Development of a Roll Control Method Using a Variable Damper that Takes into Account Ride Performance while Steering, AVEC, 060184, p.199-203(2006)
- (2) 小郷寛, 美多勉: システム制御理論入門, 実教出版, p.115-129(1979)

■ 著 者 ■



関谷 重信



伊沢 正樹



平井 義貴

サンパウロとボストンの道路事情と エンジンマウント変位について

Road Conditions and Engine Mount Displacement of Sao Paulo and Boston

飯 山 淳*

Atsushi Iiyama

太 田 日 吉*

Hiyoshi Ohta

吉 田 裕 之*

Hiroyuki Yoshida

飯 沼 健**

Ken Iinuma

要 旨

エンジンマウントへの大きな変位入力の特徴的な、ブラジルのサンパウロ地区およびアメリカのボストン地区での実車入力を紹介する。サンパウロ地区では、ボストン地区に比べ常用速度域での変位入力が大きく頻度も約10倍で、また他地区では計測されないような特徴的な変位ピークが存在する。

このピークは、サンパウロの路面の荒さと急勾配の坂道の影響であった。

ABSTRACT

This paper describes the displacement of the engine mount when a vehicle was driven in Sao Paulo, Brazil, and in Boston, U.S.A. The both areas were characterized by large displacement inputs to the engine mounts. In Sao Paulo, the input in the normal speed range was larger than in Boston, and the frequency was about ten times as high. Also, a large peak that cannot be measured in other regions was found here.

This peak was due to the uneven roads and steep slopes in Sao Paulo.

1. はじめに

エンジンマウントは、防振ゴムとしてエンジンを支持すると共に、エンジン振動の車体への伝達を低減する部品として重要である。

開発においては、その防振特性を長期間発揮できるようにするためにマウントへの入力を把握した上で、十分な耐久性能となるように、ゴム、ブラケット部の設計をおこなう必要がある。特に大きな入力値は強度、耐久面の設計要素として重要である。

一方、世界各地域での道路状況に従って、エンジンマウントへの変位入力は特徴的な傾向を示すことがわかっていく。そこで特に大きな入力が見られる地域としてブラジルのサンパウロ地区と、アメリカ内で比較的に入力が多いと思われるボストン地区での実車のエンジンマウントの変位計測結果から、道路環境がその変位挙動に及ぼす影響について考察する。

* 四輪開発センター

** HONDA R&D AMERICAS, INC. OHIO CENTER

2. 道路環境

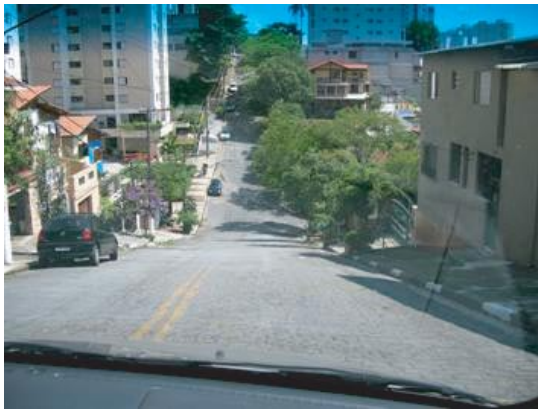
サンパウロとボストンの道路環境について述べる。サンパウロは全体的に路面が荒れており、次のような特徴がある。

- (1) 勾配の急な石畳の坂道が多く、坂道途中の交差点や路上駐車が多い [Fig. 1 (a)].
- (2) 生活道路は、石畳とアスファルト舗装が混在し、うねりが大きい [Fig. 1 (b)].

- (3) 幅が広く高低差の大きい排水溝が多い [Fig. 1 (c, d)].

一方のボストンは、アメリカの中でも路面が荒れており、次のような特徴がある。

- (1) 細かなピッチでゆがんだアスファルト路面が多い [Fig. 2 (a)].
- (2) マンホールが多く、深くくぼみとなっている [Fig. 2 (b)].
- (3) 大きくうねりのある路面が多い [Fig. 2 (c)].
- (4) 路面電車の軌道がある [Fig. 2 (d)].



(a) Brick road steep slope



(b) Mixture of Brick road and asphalt paving with high waviness



(c) Large and wide drainage ditch with steep pitch



(d) Road surface at a drainage ditch in intersection

Fig. 1 Unique road surfaces in Sao Paulo



(a) Slightly distorted asphalt road



(b) Many indentations on road surface by manholes



(c) Undulating road surface



(d) Existence of streetcar track

Fig. 2 Unique road surfaces in Boston

3. 変位測定手法

サンパウロとボストンで変位計測を実施したルートは、各市内中心部で日常生活での通行路を主眼に1周数十 km のルートを設定した。なお、市街地走行ルートとしての設定であるため、ハイウェイ走行は含まれていない。

エンジンマウントへの入力を実測する手段としては、取り付けブラケット等へのひずみゲージ貼付があるが、低振幅からゴム特有の高振幅挙動まで、精度良く計測できるとはいえない。

そこで各エンジンマウントに対し、なるべく直接的に入力が計測できるように、ブラケットの締結点付近にポテンシオメータ型の直線変位計を上下、前後の2方向の変位が測定できるように取り付け(Fig. 3)、同期させた。これによって、マウントとブラケットの締結点で入力により発生する変位量が実変位量として得られ、2次元での変位挙動としても把握することができるようになった。

実際の開発においては、変位計にて測定した変位量を、そのマウントであらかじめ計測しておいた変位と荷重のばね線図より、荷重に換算して用いている。

計測にあたり中型車1.7L 4ATをテスト車として用い、そのテスト車は車両個体差を排除するため同一車を現地に搬送しサスペンションセッティング等の変更をすることなく計測走行を実施した。

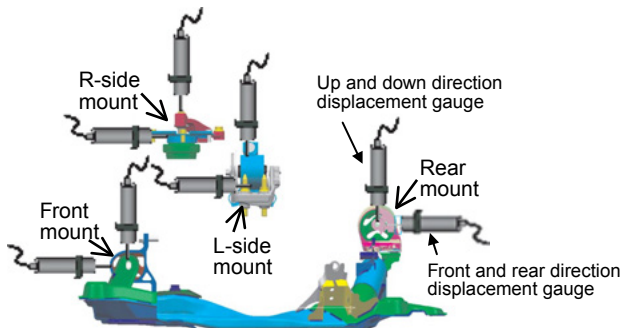


Fig. 3 Installation of engine mount displacement gauges

4. 測定結果

交通の流れに沿った市街地ルート走行時の各マウント点の変位軌跡を Fig. 4 に示した。サンパウロでのマウントの変位は、入力の方向はボストンとほぼ同様であるが、ボストンに比べ各マウント共変位量が大きかった。また頻度回数は少ないが、リヤマウントでは特に大きな変位が認められた(Fig. 5)。

この特に大きな変位を発生させる走行状況を解析したところ、急勾配の坂道発進をおこなう際に一瞬タイヤスリップが発生し、その後反力でエンジン系が瞬間的な共振を起こして大きな変位となったことが推定された。

サンパウロには坂の途中に交差点があり、一時停止をせざるを得ない状況が多い。また、路面はアスファルトが一部はがれたり、石畳の部分もある。しかも急登坂で、駆動輪である前輪に十分な荷重がかからないこともタイヤの瞬間的なスリップを引き起こす要因となっていた(Fig. 6)。

一方、サンパウロで一般的な排水溝などの大きなギャップを通過する時、低速度での接地があってもこのような極端な大入力は発生しないことが、ルートごとの入力検証で明らかになった。

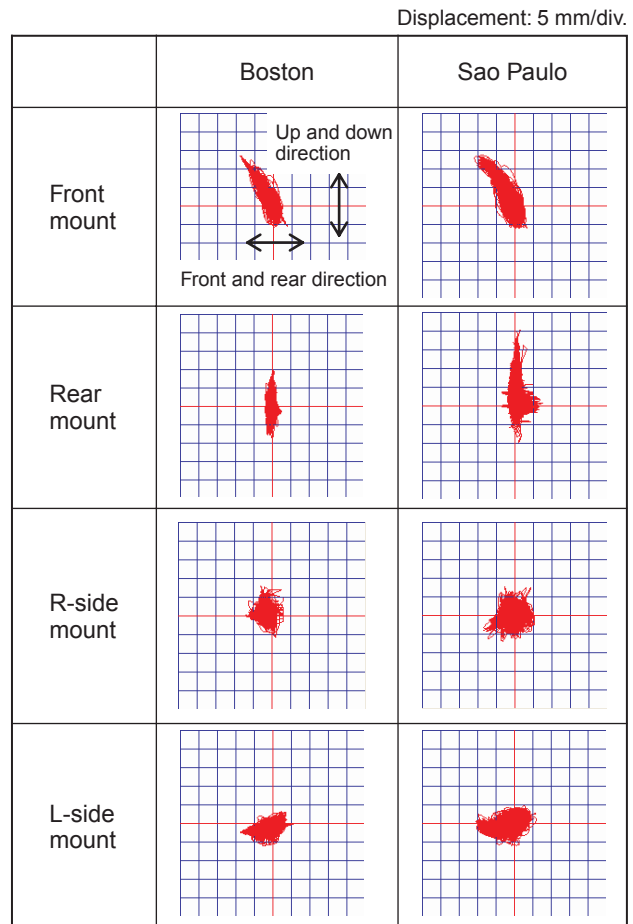


Fig. 4 Comparison of displacement between Sao Paulo and Boston

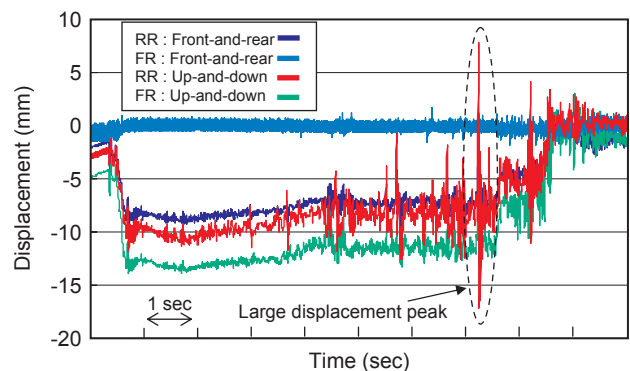


Fig. 5 Displacement of front and rear mount during starting with squeal on steep slope in Sao Paulo

次に車両の差による急登坂発進時の大入力発生の確認として、小型車で中型車と同様な計測を実施した。その結果、市街地ルート上の同一の急坂路で、瞬間的なスリップが発生し、その時のマウント変位はすでに Fig. 5 に示したような特徴的なピークを示した。しかし、ピークを示したマウントは中型車のように RR マウントではなく、小型車では L-side マウントが最大入力を示した(Fig. 7)。これは、車種の違いおよびエンジンと駆動系とエンジンマウントレイアウトによる、ばねマス系の固有値の差と考えられる。

計測乗車中、サンパウロでは路面の荒れやうねりにより車体の揺れが大きいことが体感されている。

そこで各マウントの変位ごとの頻度を比較するため、変位入力を頻度処理し、1 周数十 km で設定した市街地ルートを、10 万 km 走行したものととして周回数倍し、すべての変位頻度を比較した結果、各マウントの変位においてサンパウロ地区の頻度がボストン地区の10倍程度高くなっていることがわかった(Fig. 8, Fig. 9)。

また、リアマウントでの -18mm 付近の大変位は急坂登坂時のスリップで発生した大変位であるが、発生頻度としてはわずかである。



Example of road surface where squal occurs in irregular section

Fig. 6 Typical steep slope in Sao Paulo

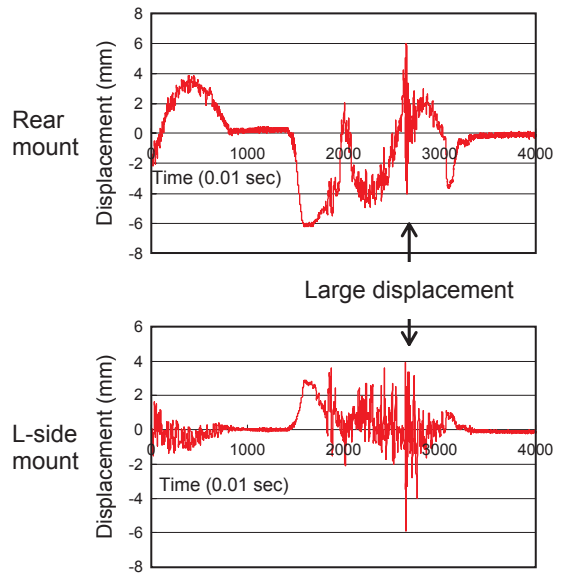


Fig. 7 Small car displacement of rear mount and L-side mount during starting with squal on steep slope (up-and-down direction)

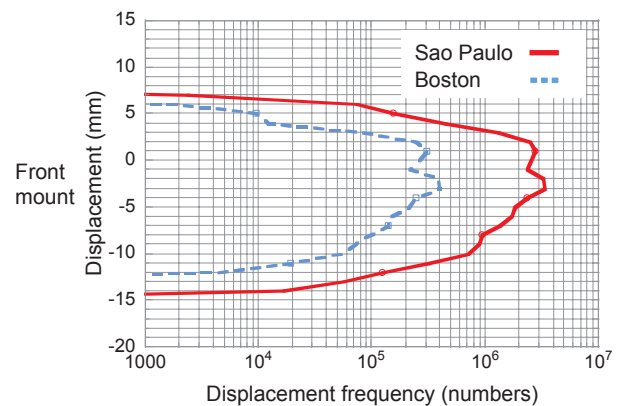


Fig. 8 Front mount comparison of displacement frequency for 100000 km between Sao Paulo and Boston (up-and-down direction)

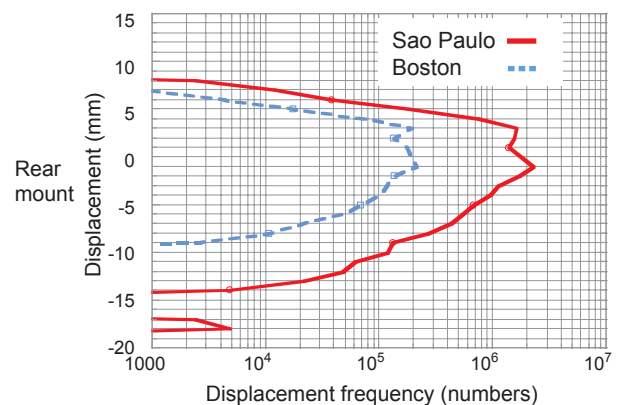


Fig. 9 Rear mount comparison of displacement frequency for 100000 km between Sao Paulo and Boston (up-and-down direction)

サンパウロでの入力頻度がボストンと比較して多い理由としては、

- (1)石畳が露出している箇所が多い。
- (2)石畳の上に被せたアスファルト舗装が剥がれたり、舗装が不完全で石畳とアスファルトが混在するため、その継ぎ目部分を通過する際の入力が多くなる。
- (3)排水溝が至る所に設置されている上、通常の走行速度で進入するケースが多いため大入力が発生する。
- (4)下り坂の終点箇所に交差点が多く、排水溝との段差による接地が発生しやすい。

などがあげられる。

5. まとめ

市場でのエンジンマウント挙動には、走行時の路面からの影響で大入力が存在する場合があることがわかった。

特にサンパウロ地区では、急登坂発進時のタイヤスリップによりエンジンと駆動系が共振し、一部のマウントにおいて特徴的な大変位が発生することがわかった。

耐久性が重要な性能であるエンジンマウントの設計においては、大きな入力まで盛り込んだ計測データを考慮する必要があり、そのためには市場での実入力の把握が重要である。

本検証結果を含めて、開発におけるマウントの単体耐久性評価では加振条件を仕向地別に設定しており、特にブラジルに関しては、従来の加振条件に加え、急登坂発進相当の入力に応じた加振条件の設定もおこなうなど随時対応している。

■著 者■



飯山 淳



吉田 裕之



太田 日吉



飯沼 健

汎用高膨張比エンジンの研究 第二報

－熱発生と正味性能－

Research on Extended Expansion General-Purpose Engine (Part 2)
－ Heat Release and Brake Performance －

古 賀 響*
Hibiki KOGA

渡 辺 生*
Sei WATANABE

要 旨

複リンク機構を用いた汎用高膨張比エンジンの燃焼および効率について、リンク系部品を除き同じ構成部品からなる従来型エンジンと比較した。

供試エンジンの図示熱効率は、従来型エンジンの 29.6% に対し、33.2%に向上する。圧縮上死点付近のピストン速度は従来型に比較して遅く、その質量燃焼割合の変化は燃焼期間中の燃焼室容積に対するシリンダ容積比の変化に依存することがわかった。このため、クランク角度基準でみた最適点火時期の負荷に対する変化は、従来型エンジンよりも小さい。点火時期固定による運転で比較した結果、供試エンジンの汎用 EPA モードにおける正味熱効率は、従来型の 20.1%に対し約 13%向上し 22.7%となった。

ABSTRACT

The combustion and efficiency of an extended expansion general-purpose engine employing a multiple linkage system was compared to that of a conventional engine consisting of the same component parts with the exception of the linkage system.

The results show that this extended expansion increases indicated thermal efficiency from 29.6% to 33.2%. In addition, as the piston speed near the compression top dead center of this engine is slow, mass fraction burned depends upon the change in the cylinder volume with respect to the capacity of the combustion chamber during the combustion period. The change of the minimum spark advance for best torque (MBT) timing relative to load is smaller than that of the conventional engine. Brake thermal efficiency of the test engine was increased by approximately 13%, from 20.1% for the conventional engine to 22.7%, under the EPA mode with fixed ignition timing operation.

1. まえがき

地球温暖化や化石燃料の枯渇への懸念が高まる中、最近時の原油価格の高騰による燃料費増加も重なり、汎用エンジンを搭載した作業機械の分野においても、熱効率向上への要求はますます大きくなっている。筆者らは先報⁽¹⁾において、Fig. 1のような、複リンク系を用いたピストン・クランク機構を用いてアトキンソンサイクルを実現する高膨張比エンジンについて、その機構の概要と理論を報告した。そして、実際にエンジンを試作し、その図示熱効率を同出力クラスの量産エンジンと比較した。しかし、比較対象とした量産エンジンは、供試エンジンとはボア、プラグおよびバルブ配置が大きく異なり、その図示熱効率の差異には高膨張比化の効果以外に、上記因子による違いを含んでいた。また、動弁機構も大きく異なることから、機械損失にも差異があると考えられ、正味性能の比較評価には至らなかった。

*汎用開発センター

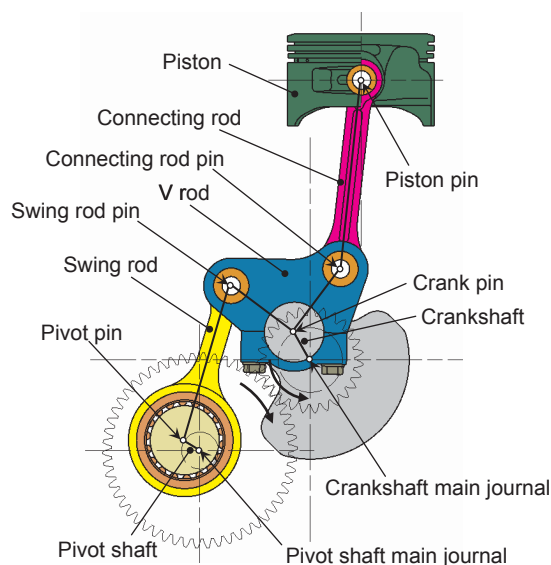


Fig. 1 Configuration of multi-link system

本報告では、供試エンジンと同様の構造および燃焼室形状を有する従来型エンジンを試作し、ほぼ同等とみなせる条件のもとで従来型およびリンク式高膨張比エンジンの性能比較を行い、高膨張比化による図示熱効率の向上効果を検証した。また供試エンジンの正味性能についても報告する。

2. 試験手法

2.1. 供試エンジン諸元

先報の複リンク式高膨張比エンジンの外観を Fig. 2 に、その主要諸元と、今回比較用に試作した従来タイプのエンジンの諸元を Table 1 に示す。

比較にあたり、従来型エンジンを高膨張比化した場合を想定し、両エンジンがほぼ同等の全開出力を有するよう、従来型エンジンの行程容積を設定した。

両エンジンのボア、燃焼室形状は同一とし、圧縮比を合

Table 1 Engine specifications

		Extended expansion	Conventional
Engine type		Air-cooled 4 stroke OHC single-cylinder spark-ignition	
Bore (mm)		64	64
Stroke (mm)	Intake and compression	42.1	51.0
	Expansion and exhaust	63.3	
Displacement (cm ³)	Intake and compression	135	164
	Expansion and exhaust	204	
Combustion chamber volume (cm ³)		18.1	21.9
Compression ratio		8.5	8.5
Expansion ratio		12.3	
Fuel		Gasoline	
Air-fuel ratio		12.5	

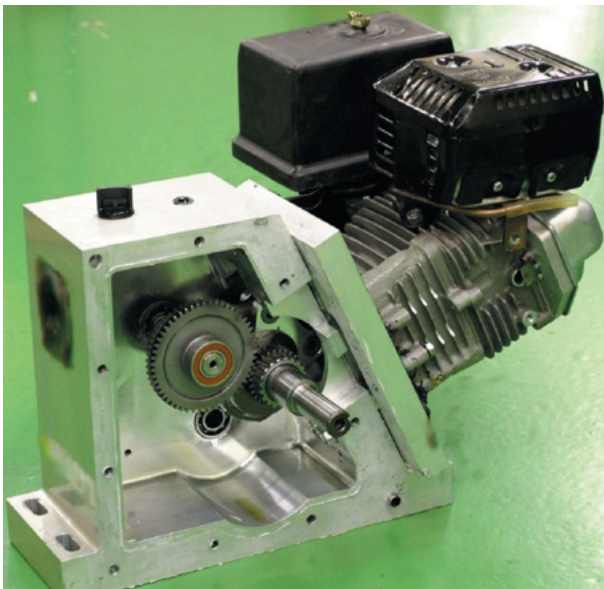


Fig. 2 External view of test engine

わせるための燃焼室容積の調整は、シリンダ下部へのシム挿入で行った。シリンダヘッド・プラグ・給排気バルブおよび動弁機構・ピストンおよびシリンダブロック等の構造部品、ならびにエアクリーナ、気化器、マフラといった吸排気系の補機部品は、すべて同一部品を使用している。

また、本高膨張比エンジンは複リンク式であるため、ピストン上下死点間のクランク角度が正確に 180° とはならない(Fig. 3)。そのため排気弁開と吸気弁閉時期はFig. 4に示すように、各々のピストン下死点時のクランク角度を基準として、給排気とも同一の $\Delta\theta$ となるように設定した。

2.2. 高膨張比エンジンの平均有効圧

行程容積の異なるエンジン間で性能を比較する場合、平均有効圧を用いるのが一般的である。しかし一般的な平均有効圧は、以下の式(1)、(2)で表されるように、全行程容積が等しい前提で定義される。

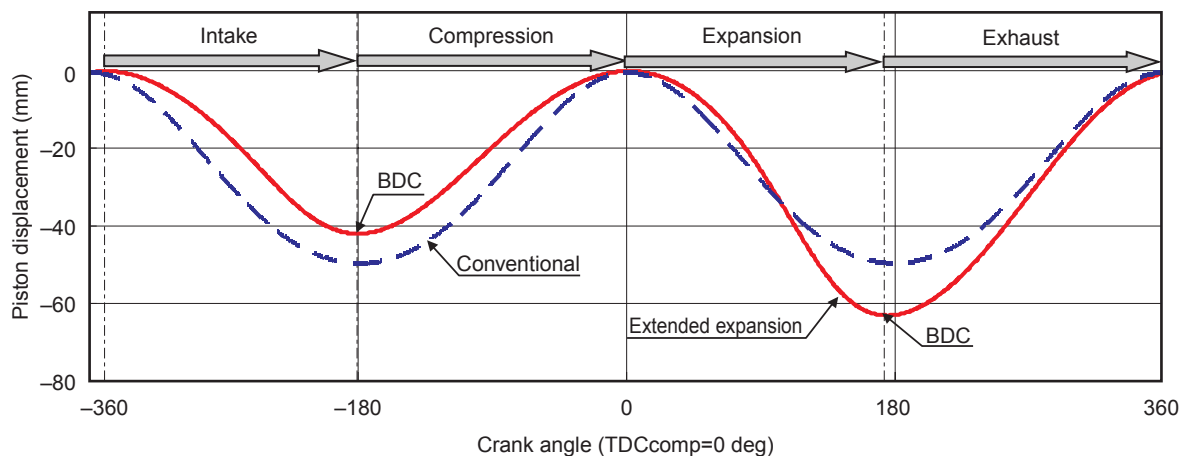


Fig. 3 Piston displacement of test engine

$$IMEP_{net} = \frac{W_i}{V_d} \quad (1)$$

$$BMEP = \frac{W_e}{V_d} \quad (2)$$

ここで W_i は図示仕事, W_e は正味仕事, V_d は行程容積を表す。

本報では, 行程毎の行程容積が異なるエンジンを比較するため, 図示平均有効圧(IMEP_{net})および正味平均有効圧(BMEP)を以下のように定義した。

$$IMEP_{net} = \frac{W_i}{\int p dV} \quad (3)$$

$$BMEP = \frac{W_e}{\int p dV} \quad (4)$$

式(3)において, 図示仕事 W_i は本高膨張比サイクルにおいても通常と同じく^{(2), (3)}, 以下のように PV 線図の面積から求められる(Fig. 5)。

$$W_i = \int p dV \quad (5)$$

ここでの W_i は Fig. 5 にあるように, ポンプ損失を含んだ図示仕事を表す。

2.3. 試験条件

以下の試験は汎用エンジンの代表的な運転モードとして規定される, EPA排気エミッション規制⁽⁴⁾の運転モードに準拠して行った。本運転モードは Fig. 6 の各円の中心に指定される, 回転数, 負荷別の6つのテストサイクルからなる。定格回転数の85%として定められるエンジンの運転回転数3060 rpmにおいて, 出力, 燃料流量, 筒内圧を比較した。筒内圧はシリンダヘッドに装着したピエゾ型圧力センサ(Kistler 社製 6041A)により計測し行程仕事を算出した。各テストモードの結果を Fig. 6 の円の大きさで表される重み係数により, 加重平均してモード熱効率を算出した。

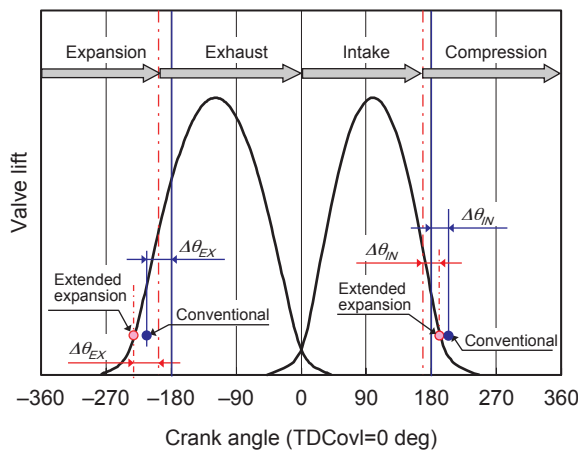


Fig. 4 Valve lift curve

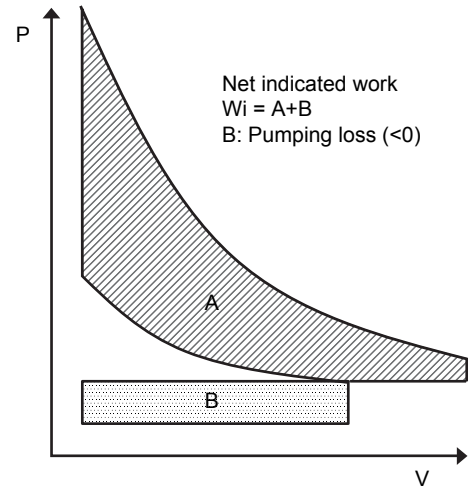


Fig. 5 Definition of net indicated work

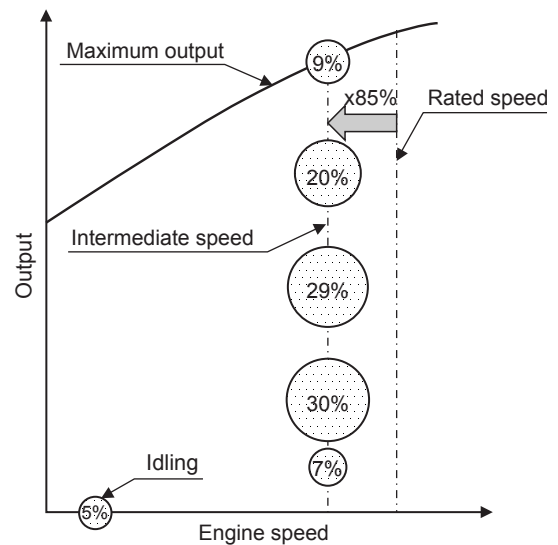


Fig. 6 Weighting factor of test cycle (subpart E of 40 CFR part 90)

3. 試験結果

3.1. 図示熱効率の向上

高膨張比化による図示熱効率の向上効果を検証するため, スロットル弁全開運転時における供試エンジンと従来型エンジンの各行程毎の図示仕事および損失を比較した。上記の合計である1サイクル間の仕事量, 燃料消費量から求めた1サイクル間の供給熱量および図示熱効率とあわせ Table 2 に示す。

両者の仕事量の合計はほぼ同じであるが, 供試エンジンへの供給熱量は小さく, 少ない燃料から等しい図示仕事を取り出していることがわかる。供試エンジンの図示熱効率は33.2%であり, 従来型の29.6%に対し3.6ポイントの向上となった。これは従来型に対し約12%の改善に相当する。

サイクル内での損失に注目すると, 供試エンジンの排気時の損失は従来型に比べ1.6 J増加するものの, 吸気および圧縮行程での損失は, 従来型を9.1 J下回る。これは, 以下

Table 2 Measured work and loss of each cycle

		Extended expansion	Conventional
Work or loss of each stroke (J/stroke)	Intake	-1.2	-3.6
	Compression	-34.5	-41.2
	Expansion	186.3	190.4
	Exhaust	-4.5	-2.9
Total work (J/cycle)		146.1	142.7
Supplied Heat (J/cycle)		439.5	481.8
Indicated efficiency (net)		33.2%	29.6%

の理由によるものと考えられる。供試エンジンの膨張行程は従来型に比べ長く、排気時の損失は増大するものの、膨張比が高いために排気圧力は低く、損失の増加は少ない。他方、供試エンジンの吸気・圧縮行程長は短いため両行程での損失は大きく減少する。このように供試エンジンの損失の合計は従来型を下回る結果となった。

各負荷に対する吸排気行程での損失を評価するため、両者のポンプ損失をポンピング平均有効圧力(PMEP)で比較し、Fig. 7 に示す。供試エンジンの PMEP は、全負荷域にわたって減少しており、スロットル弁による絞り損失の発生する軽負荷域においても、高膨張比化による損失低減効果のあることが示された。

3.2. 複リンク式エンジンの燃焼特性

レシプロエンジンのピストン速度と、等容度など燃焼特性の関係については、いくつかの報告がある⁽⁵⁾⁻⁽⁷⁾。

筆者らは先報で、複リンク式高膨張比エンジンと従来型エンジンのシリンダ内圧力を数値シミュレーションによって比較し、複リンク式エンジンの最大筒内圧(Pmax)が、従来型よりも大きくなると予測し、この理由について上死点付近のピストン速度変化によるものと述べた⁽¹⁾。Fig. 8は、複リンク式エンジンと従来型エンジンの、圧縮上死点近傍

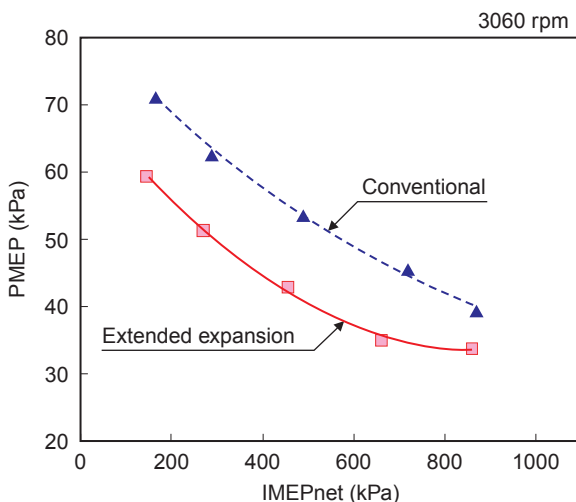


Fig. 7 Pumping mean effective pressure

におけるシリンダ内容積変化を比較したもので、横軸にクランク角度、縦軸には燃焼室容積に対するシリンダ容積の比(以下、容積比)を示す。複リンク式エンジンの容積変化は緩慢で、クランク角度に対し同一の熱発生を仮定すれば、Pmaxは大きな値をとることが予想される。Fig. 9に最適点火時期(MBT)の全開運転で実測された筒内圧力の変化を示す。予想に反し、複リンク式エンジンの Pmax は従来型エンジンよりも低い値となった。

この相違をみるため、クランク角度に対する両者の質量燃焼割合を比較すると(Fig. 10)、複リンク式エンジンは従来型に対し質量燃焼割合で10%以後の燃焼が遅く、主燃焼期間(10-90% MFB)は8°長くなり、両者の熱発生は大きく異なる。一方、同じ期間における両者の質量燃焼割合を先述の容積比に対する変化で比較すると(Fig. 11)、主燃焼期間の大部分でその傾向が一致する。

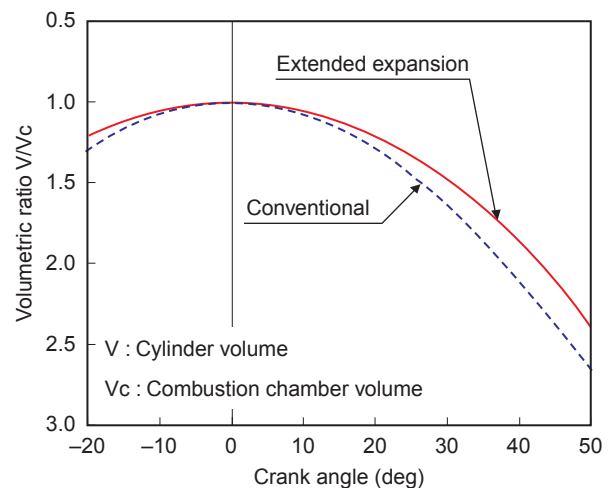


Fig. 8 Volumetric change during combustion

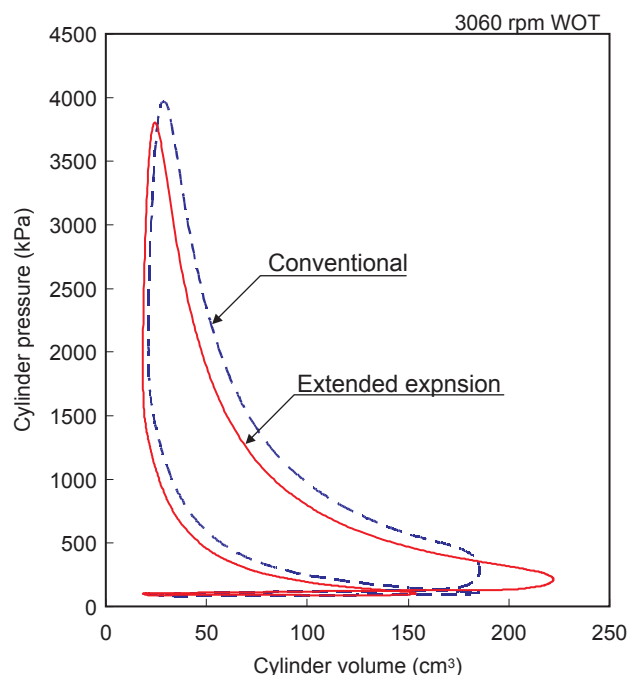


Fig. 9 Measured P-V diagram

以上より、先報の数値シミュレーションにおける、クランク角度に対し同一の熱発生という仮定はあてはまらず、実際の熱発生においては上述の容積比に対する依存度が高いと判断できる。

3.3. 点火時期特性

熱発生がクランク角よりも容積比に支配されるということは、クランク角基準である点火時期特性も従来型エンジンと異なることを意味する。Fig. 12は最適点火時期(MBT)を基準とし点火時期を変化させた場合の全開出力を比較したものである。これによれば、複リンク式エンジンでは、点火時期を変えた場合の出力変化が従来型に対して小さい。

さらに、負荷を変えた場合の点火時期特性の変化について結果を示す。Fig. 13は、横軸に負荷率を、縦軸に各負荷での MBT を全開時 MBT からの差異で示したものである。一般的に軽負荷での運転は燃焼期間が長くなるため MBT は進角し、全開時 MBT に対する差異は軽負荷ほど大きくなる。しかしここに見られるように、従来エンジンに比べ、複リンク式エンジンではこの傾向が小さい。

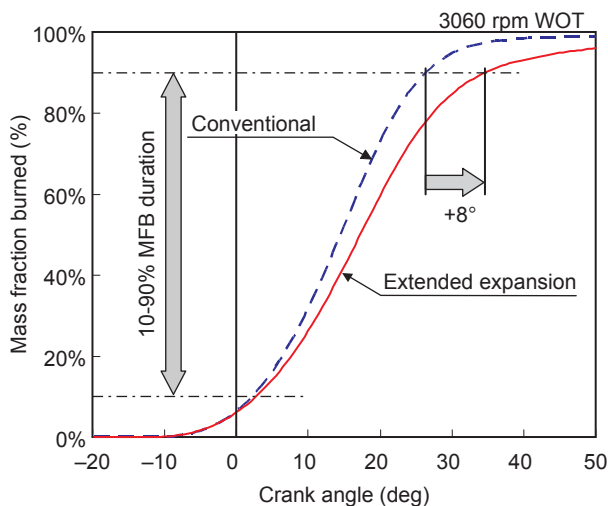


Fig. 10 MFB versus crank angle

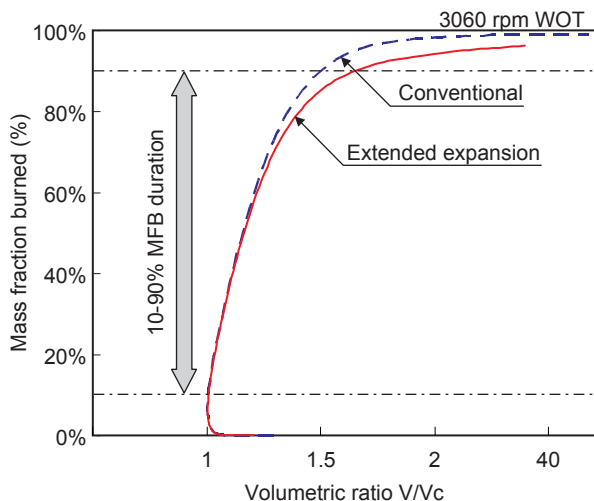


Fig. 11 MFB versus volumetric change

軽負荷での MBT が全開時と大きく変わらないということは、一般に点火装置の簡略化のため点火時期制御装置をもたない汎用エンジンにおいて、軽負荷での熱効率向上が期待される。そこで、汎用 EPA モード (Fig. 6) の中で重み係数が30%と最も大きい、25%負荷での図示熱効率を比較した (Fig. 14)。各負荷を全開時の MBT に固定して運転し

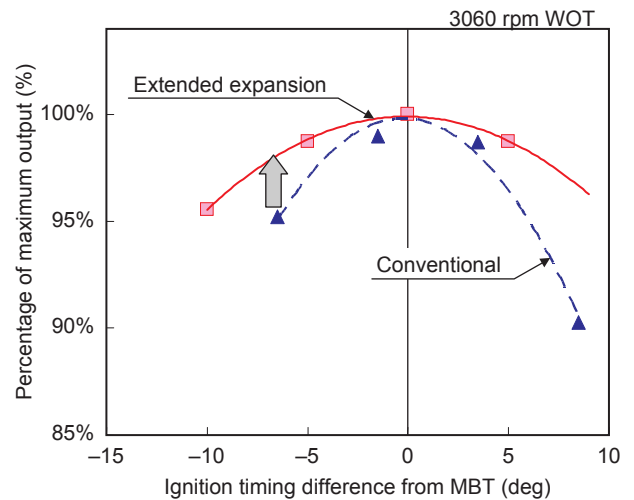


Fig. 12 Ignition timing characteristic at WOT

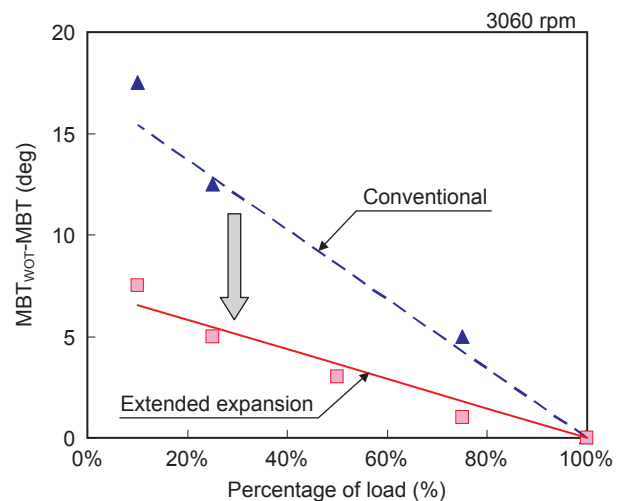


Fig. 13 MBT difference from MBT_{WOT}

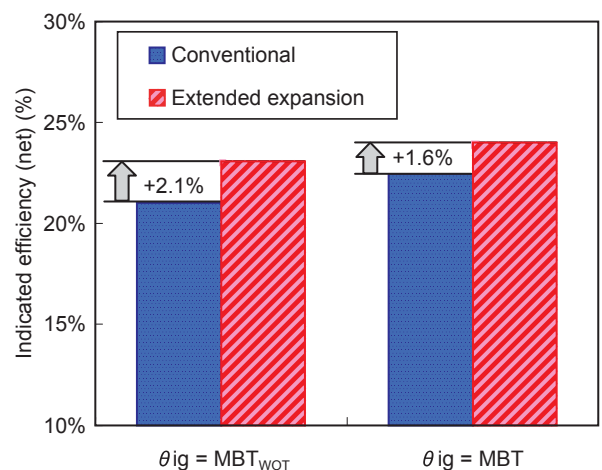


Fig. 14 Indicated efficiency (net) at 25% load

た固定点火時期運転の場合、供試エンジンは従来型に対し、2.1 ポイントの効率向上となる。これに対し、負荷ごとに MBT 点火した可変点火時期運転の場合は、図示熱効率の向上は 1.6 ポイントにとどまる。これにより、本方式による複リンク式エンジンが、点火時期固定で運転される汎用エンジンに適した燃焼特性をもつことが確認された。

3.4. 正味熱効率および汎用 EPA モードにおける熱効率

供試エンジンの正味平均有効圧と正味熱効率の関係を、従来型エンジンと比較して Fig. 15 に示す。点火時期を全開時 MBT に固定して運転した複リンク式エンジンの正味熱効率は、軽負荷域でも従来型を上回る。また、Fig. 16 に先述の汎用 EPA モードによる正味熱効率を示す。固定点火時期運転でのモード熱効率は 22.7% と、従来型の 20.1% と比較して 2.6 ポイントの向上となり、これは約 13% の燃費向上に相当する。いずれの場合でも、供試エンジンの熱効率は従来型を上回り、高膨張比化による図示熱効率の向上が正味熱効率向上に結びつく結果となった。

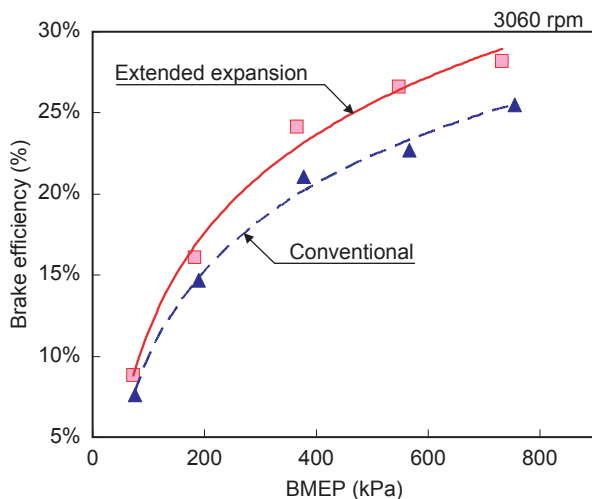


Fig. 15 Brake efficiency ($\theta_{\text{ig}} = \text{MBT}_{\text{WOT}}$)

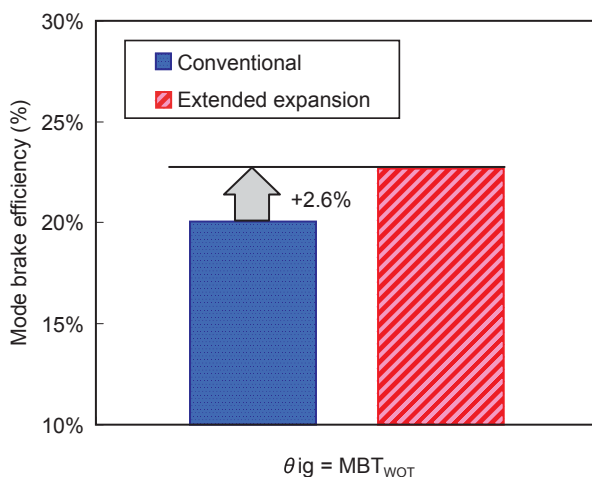


Fig. 16 Mode brake efficiency comparison

4. まとめ

複リンクを用いた高膨張比エンジンの性能についてリンク系を除き同じ構成部品からなる従来型エンジンと比較を行い、以下の結果を得た。

- (1) 供試エンジンのスロットル弁全開時の図示熱効率は 33.2% と、従来型の 29.6% に対し 3.6 ポイント向上した。これには膨張比向上による図示熱効率向上に加えて、吸気行程損失の低減が寄与している。
- (2) 供試エンジンの熱発生は、燃焼室容積に対する燃焼期間中のシリンダ容積変化に依存する。圧縮上死点付近のピストン速度が遅い同エンジンでは、クランク角度基準でみた供試エンジンの熱発生は従来型に比べて遅くなるが、シリンダ容積比基準では主燃焼期間の大部分において従来型と一致する。
- (3) 供試エンジンのクランク角度基準でみた最適点火時期の負荷に対する変化は従来型エンジンよりも小さくなる。その結果、汎用 EPA モードにおいて、固定点火時期運転でのモード熱効率は 22.7% と、従来型の 20.1% に対し 2.6 ポイント向上した。これは約 13% の燃費向上に相当する。

上述のように、複リンク式の高膨張比汎用エンジンは、汎用エンジンの効率向上に大きく寄与する技術であるが、その実用化のためには、従来型とは異なる往復部振動の改善、各リンク構成部品の強度・剛性設計の確立、それに基づく軽量化や材料、および製造法の選定などの課題がある。幅広い作業機に搭載される汎用エンジンの環境負荷低減に向け、今後もこれらの課題の克服に取り組んでいきたい。

なお、先報⁽¹⁾「汎用高膨張比エンジンの研究」p.84に記載の Fig. 6 中にある「 $\kappa = 3.1$ 」は「 $\kappa = 1.3$ 」の誤記であり、ここに訂正いたします。

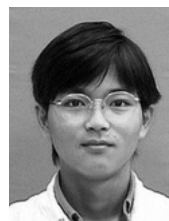
参考文献

- (1) 渡辺生，河野昌平，倉田眞秀，古賀響：汎用高膨張比エンジンの研究，Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.81-86
- (2) Heywood, J. B. : Internal Combustion Engine Fundamentals, p.47-50(1988)
- (3) 八田桂三，浅沼強，松木正勝：内燃機関計測ハンドブック，朝倉書店，p.323-325(1979)
- (4) Environmental Protection Agency : Title 40 CFR, Part 90, Subpart E, p.219-247(2000)
- (5) Pouliot, H. N., Delameter, W. R., Robinson, C. W. : A Variable-Displacement Spark-Ignition Engine, SAE Paper, 770114(1977)
- (6) Miwa, K., Kidoguchi, Y., Mohammadi, A. : A Study on a New Combustion Cycle with a New Internal Combustion

Engine with Rhombic Link Z-Crank Mechanism,
Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan,
Vol.33, No.2, p.19-24(2002)

- (7) Sano, S., Kamiyama, E., Ueda, T. : Improvement of
Thermal Efficiency by Offsetting the Crankshaft Center
to the Cylinder Bore Center, 1996 JSAE Annual Congress
Proceedings, 9638770, p.129-132(1996)

■著 者■



古賀 響



渡辺 生

ガソリン HCCI 着火時期制御の研究

Study of Ignition Timing Control of Gasoline HCCI Engine

北村 徹*

Toru KITAMURA

高梨 淳一*

Junichi TAKANASHI

篠原 俊成*

Toshinari SHINOHARA

浦田 泰弘*

Yasuhiro URATA

要 旨

均質圧縮自己着火(HCCI)燃焼は、火炎伝播燃焼と異なりスパークプラグの点火によらず着火する燃焼であり、着火には多くのパラメータが存在し、最適な着火時期に制御することが大きな技術課題の一つである。そこで、内部EGR量と吸入空気量を決定する排気と吸気行程の部分および、化学反応により熱発生が生じる圧縮行程の部分から構成される HCCI 着火時期シミュレーションモデルを構築し、性能試験結果と一致することを確認した。またこの着火時期シミュレーションモデルを基本に制御アルゴリズムを構築し、電磁バルブを備えた4気筒エンジンに適用し、HCCI燃焼で要求トルクに応じた着火時期に制御できることを確認した。

ABSTRACT

Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) combustion is a method of combustion in which ignition occurs without being dependent on the ignition of a spark plug, unlike flame spread combustion. There are many parameters involved in ignition, and it is a challenge to control the ignition timing to an optimum value. Accordingly, a two-part HCCI ignition timing simulation model was constructed, with one part corresponding to the exhaust and intake strokes that determine the internal EGR and air intake amount, and the other part corresponding to the compression stroke during heat release by a chemical reaction. The results obtained using this model agreed with the performance test results. From the ignition timing simulation model, a control algorithm was developed and applied to a 4-cylinder engine fitted with an electromagnetic valve train, and the ability to control the ignition timing to the value corresponding to the demand torque in HCCI combustion was confirmed.

1. まえがき

近年、地球環境問題への関心が高まり、自動車業界においても CO₂ 削減が、急務の課題である。HCCI 燃焼は均質希薄混合気を多点火させ、短い燃焼期間により高い等容率が得られ、ポンピングロスが少なく、正味熱効率の改善を可能にしている。また、低温燃焼により、窒素酸化物(NO_x)を数 ppm レベルに抑えられるという特徴も合わせ持つ^{(1)・(5)}ことなどから、現在盛んに研究がおこなわれている。

HCCI 燃焼はスパークプラグの点火を起源とする火炎伝播燃焼と異なる自己着火燃焼である。この自己着火開始条件には多くのパラメータが存在し、要求トルクに対して効果が最大となる最適な着火時期に制御することが技術課題であった。

2. 研究のねらい

本研究は、HCCI燃焼における各行程の役割に着目し、単気筒エンジンでの HCCI 性能試験での検証により、着火時期制御のパラメータを明確にした着火時期シミュレーションモデルを構築する。またこれに基づく制御アルゴリズムにより、要求トルクに応じた着火時期に制御することを目指す。

3. 着火時期シミュレーション

HCCI 燃焼の着火時期シミュレーションモデルの構成を Fig. 1 に示す。モデルは、排気と吸気行程、圧縮行程と膨張行程の三つより構成した。排気と吸気行程は、吸排気動弁系

*四輪開発センター

Table 1 Specifications of single cylinder research engine

Bore × stroke (mm)	80 × 80
Displacement (cm ³)	402
Compression ratio	15
Valve diameter (mm) × number of valves	Intake 27.5 × 2 Exhaust 24.5 × 2
Fuel system	Port injection

で内部EGR量と吸入空気量を操作し、シリンダ内のガスの温度と充填量を決定し、圧縮行程は、噴射燃料量を合わせたシリンダ内混合気の圧縮と化学反応による温度上昇(着火)を表現し、熱炎の開始を意味する着火時期が決定され、膨張行程は、着火時期から始まる熱炎によって発生される仕事および排気温度が算出される。次にモデルの決定方法について述べる。吸気加熱 HCCI 性能試験から着火時期を求める圧縮行程のモデルを決定した。シリンダ内のガス温度と充填量を求める排気と吸気行程のモデルは、内部EGRによる HCCI 性能試験と、先に決定した圧縮行程のモデルを用いて決定した。

吸気温度と燃料噴射量に対する HCCI 燃焼特性の確認に用いた単気筒エンジンの諸元を Table 1 に示す。なお、吸気加熱による HCCI 燃焼テストが可能のように、3 kw の吸気ヒータを吸気ポート上流に備えている。

3.1. 吸気加熱 HCCI 燃焼

吸気加熱方式による HCCI 燃焼は、排気エネルギーで充填ガスを加熱しない、したがって、吸気条件のみを考慮すれば、圧縮行程の HCCI 燃焼モデルの同定が可能である。

3.1.1. 吸気加熱による性能試験結果

エンジン回転数1000rpm, 吸気温度 200℃の運転条件で、図示平均有効圧力(IMEP)を 76kPa から 327kPa まで変化させたときのクランク角に対する熱発生率をFig. 2に示す。燃料噴射量を増量すると、熱発生率が大きくなると同時に、着火時期が早くなり、発生トルクも大きくなることがわか

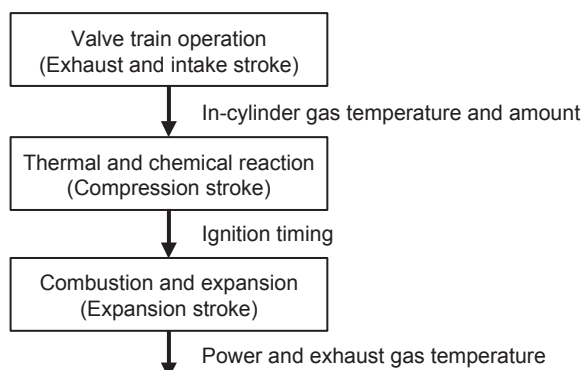


Fig. 1 Ignition timing simulation model

る。また、吸気温度と燃料噴射量に対する図示燃料消費率 (ISFC)と NOx 排出量の特性を Fig. 3 に示す。IMEP に対して ISFC が最小となる吸気温度が存在し、ISFC が最小となるポイントと NOx 排出量が最小となるポイントは一致する。したがって、着火時期制御を考える場合、要求トルクに応じて、最適なシリンダ内ガス温度に制御することにより、熱効率を最大にし、同時に NOx 排出量を最小にすることができる。

3.1.2. HCCI 燃焼モデル

HCCI燃焼モデルは、均質な混合気の化学反応と考え、反応速度は、アレニウスの法則に従い、式(1)で示すことができる。

$$\frac{dN}{dt} = A[F][O]e^{-E^*/RT} \quad (1)$$

E^* : 活性化エネルギー, A : 頻度因子, $[F]$: 炭素および水素 mol 数, $[O]$: 酸素 mol 数, R : 気体定数, T : 混合気温度

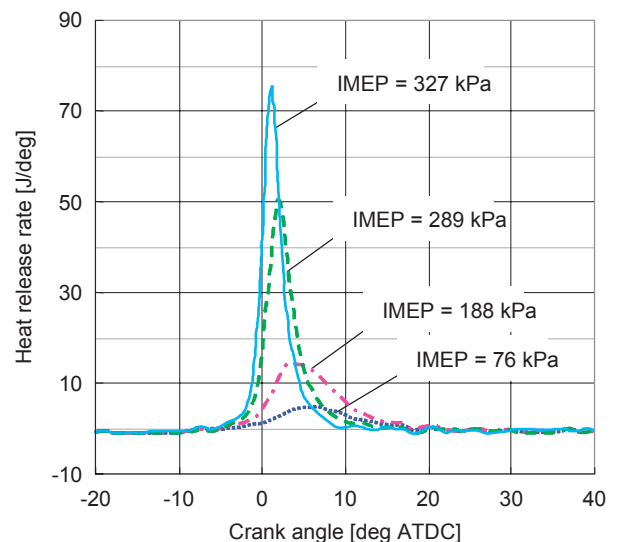


Fig. 2 Tendency of heat release pattern according to IMEP

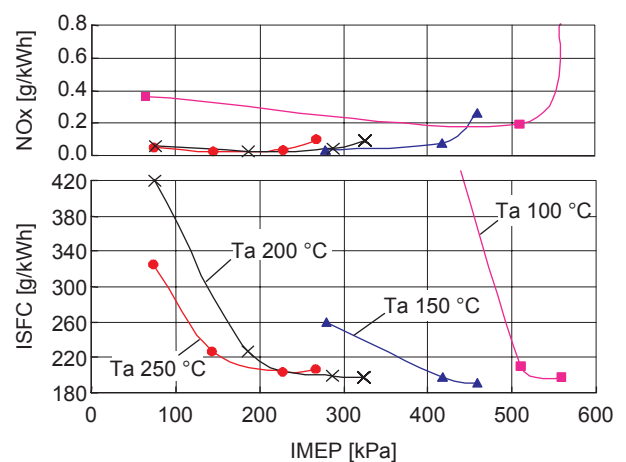


Fig. 3 ISFC and NOx characteristic of air intake heating HCCI

$[F], [O]$ については、反応ごとに減少していく。混合気温度については、次のように考える。一回あたりの反応熱を q_0 、冷却損失を dQ_c とすると、温度変化 dT は、式(2)のように表される。

$$dT = \frac{q_0 dN - dQ_c}{C_v N_i} - (\kappa - 1) \frac{T}{V} dV \quad (2)$$

C_v :定積比熱, N_i :シリンダ内ガス量, V :シリンダ容積, κ :比熱比

式(1), 式(2)よりエンジンにおける HCCI 燃焼を制御するパラメータは、燃料噴射量, 吸入空気量, シリンダ内ガス温度である。燃焼モデルは、燃料噴射量から燃焼に寄与する炭化水素 mol 数と、吸入空気量から酸素分子 mol 数と、燃焼には寄与しないで温度上昇するだけの窒素分子 mol 数を初期条件とし、圧縮と化学反応によりシリンダ内ガス温度を算出するものである。そのモデルの出力である着火時期が、性能試験と一致するよう反応速度と反応熱のパラメータを同定した。着火時期の定義は、熱発生率の立ち上がりが明確となる 2 J/degCA 以上となるときのクランク角度とした。

3.1.3. 性能試験との比較

Fig. 4 に着火時期シミュレーションで得られる熱発生率の結果を示す。なお計算条件は前述の性能試験条件(エンジン回転数 1000rpm, 吸入温度 200℃)である。燃料量を増加させると、着火時期が早くなり、発生トルクが大きくなる傾向がシミュレーションでも再現できている。また吸入温度を変化させた場合の着火時期シミュレーション結果と性能試験結果の比較を Fig. 5 に示す。実機 HCCI 燃焼の着火時期と比較して ± 5 degCA の精度であることが確認できた。

3.2. 内部 EGR における着火時期モデルの構築

内部 EGR を用いた HCCI 燃焼でのエンジン制御パラメータと着火時期モデルパラメータの関係を Fig. 6 に示す。燃

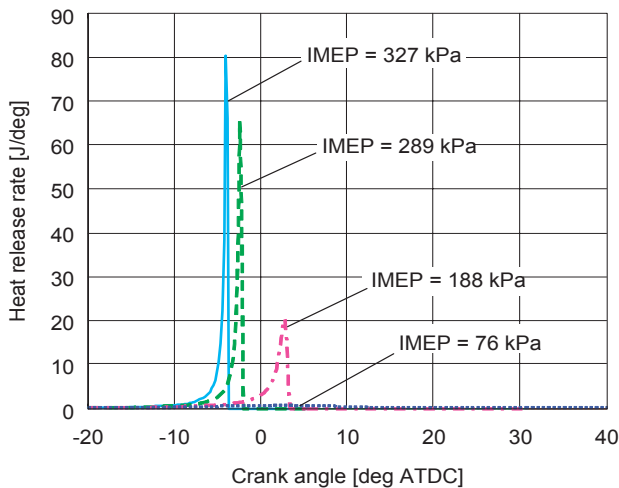


Fig. 4 Simulation result of heat release pattern

料噴射量を G_{fuel} , 吸入空気量を G_{air} , シリンダ内ガス温度を T_{gas} とする。内部 EGR を利用する場合は燃焼ガスがシリンダ内に残るので、燃焼ガスに含まれる二酸化炭素分子 mol 数, 酸素分子 mol 数, 水蒸気 mol 数を考慮する必要がある。また排気に含まれる酸素分子 mol 数も着火時期に寄与するため、排ガス分析計で計測した。二酸化炭素, 水蒸気は不活性ガスとして扱った。

吸入空気と内部 EGR を合わせたシリンダ内ガス温度 T_{gas} の求め方の概要を Fig. 7 に示す。吸気温度 T_a と排気温度

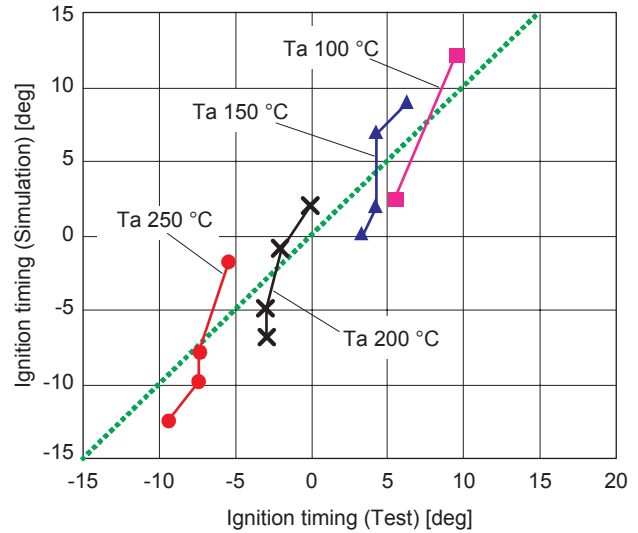


Fig. 5 Comparison of ignition timing simulation and test result

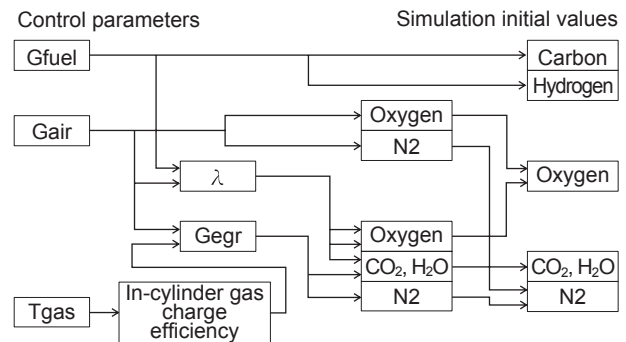


Fig. 6 Relationship between control parameters and ignition timing simulation parameters

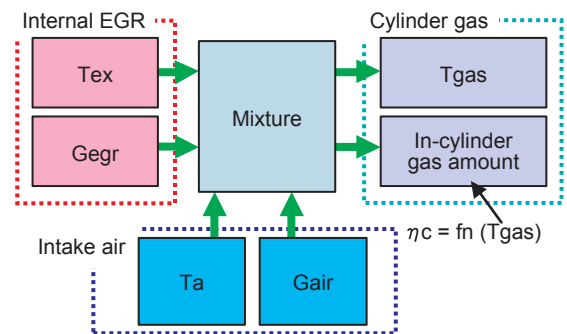


Fig. 7 Conceptual diagram of cylinder gas temperature and amount calculation

T_{ex} を吸入空気量 G_{air} と内部 EGR 量 G_{egr} で内分して、シリンダ内ガス温度として燃焼モデルの初期値として与えることとした。シリンダ内ガス温度の算出を式(3)に示す。

$$T_{gas} = \frac{(T_{ex}G_{egr} + T_aG_{air})}{G_{egr} + G_{air}} \quad (3)$$

3.3. 内部 EGR 性能試験との比較

前述の単気筒エンジンでバルブタイミングとリフトを変更し、内部EGR量が40%になる条件で性能試験をおこなった。運転条件は、エンジン回転数 1000rpm, IMEP 300kPa とし、吸気温度の変化に対する確認をおこなった。

内部EGRを含む状態においても、性能試験とシミュレーションでの着火時期は Fig. 8 に示すように、 $\pm 3\text{degCA}$ 以下で一致している。

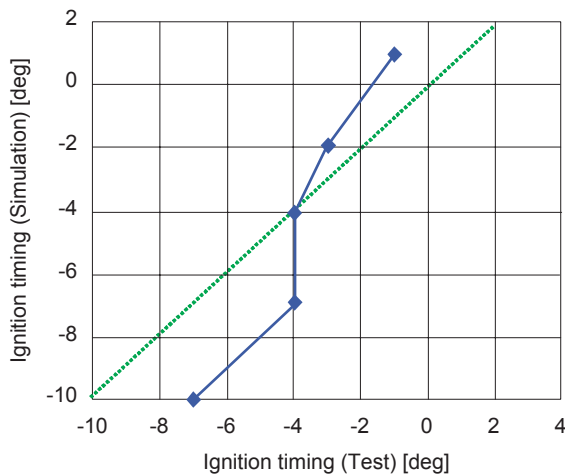


Fig. 8 Comparison of internal EGR HCCI ignition timing simulation and test results

4. 着火時期制御アルゴリズム

前述した着火時期シミュレーションのモデルを用いて、HCCI燃焼の着火時期制御アルゴリズムを構築した。制御アルゴリズムのブロック線図を Fig. 9 に示す。HCCI 着火時期制御の基本は、要求トルクから燃料噴射量と吸入空気量を算出すると同時に、目標シリンダ内ガス温度を算出し、その温度になるように内部EGR量を決定することである。そして、決定された必要吸入空気量と内部EGR量が得られるよう吸気バルブおよび排気バルブの閉弁タイミングが制御される。

4.1. 目標シリンダ内ガス温度算出

Fig. 3 で前述したように、要求トルクに対して着火時期が最適になるシリンダ内ガス温度が存在することを示した。ある要求トルクに必要な目標シリンダ内ガス温度は、アレニウスの法則より、反応速度を上げる必要のある高回転時は、シリンダ内ガス温度を高くする必要があり、炭素および

水素 mol 数が高くなる高負荷時は、反応速度を一定に保つために、シリンダ内ガス温度を低くする必要がある。Fig. 10 にエンジン回転数のパラメータとして、負荷に対する目標シリンダ内ガス温度を示す。

4.2. シリンダ内トータルガス充填量の算出方法

シリンダ内トータルガス充填量の算出方法を以下に述べる。吸気バルブ閉弁時期でのピストン位置でシリンダ容積は計測可能である。シリンダ内の圧力はインテークマニホールド圧力と等しく、シリンダ内ガス温度は、目標シリンダ内ガス温度とすると、気体の状態方程式より、吸入空気と内部 EGR を合わせたトータルガス充填量が決定される。

したがって、目標シリンダ内ガス充填量 E_{tg} は、式(4)のように、目標シリンダ内ガス温度 T_{tgas} から算出できる。

$$E_{tg} = \frac{\text{Constant}}{T_{tgas}} \quad (4)$$

4.3. 排気温度推定

排気温度のサイクルごとの計測による内部 EGR 温度算出では演算処理時間が長く、燃焼制御に用いることができない。そのため本研究では、排気温度推定をおこなった。HCCI 燃焼の場合、圧縮開始時のシリンダ内ガス温度が高く、排気温度は火花点火の燃焼と比較して低いため、シリンダ内ガス温度が排気温度に影響を与える。したがって、壁面

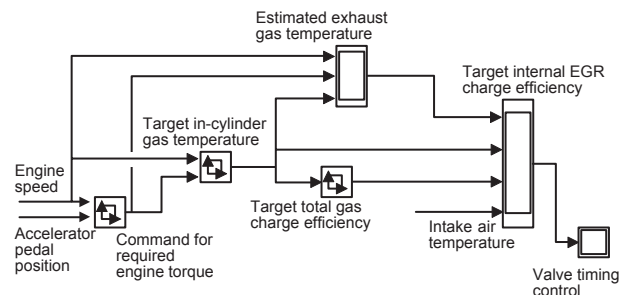


Fig. 9 Block diagram of ignition timing control for gasoline HCCI engine

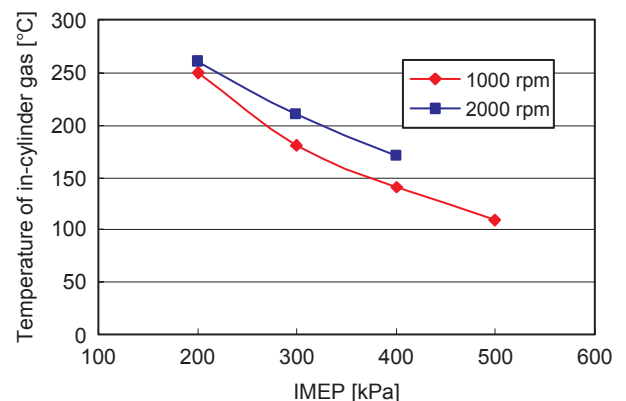


Fig. 10 Target temperature of in-cylinder gas for required torque

からの熱伝達による温度低下を考慮した排気温度推定ロジックを採用した。推定排気温度 T_{EX} の算出は、式(5)に示すように、基準エンジン回転数の排気温度 T_{EX0} 、シリンダ壁温 T_{EMPCYL} とエンジン行程周期 M_E により、おこなう。

$$T_{EX} = T_{EX0} - AhM_E \frac{T_{EX0} - T_{EMPCYL}}{N_t C_p} \quad (5)$$

h : 熱伝達率, A : 伝熱面積, N_t : 排ガス量, C_p : 定圧比熱

Fig. 11に吸気温度の異なる条件での排気温度推定の検証結果を示す。± 8 °C で推定できることを確認した。

4.4. 要求内部 EGR 量の算出方法

HCCI 燃焼の各運転条件に最適な要求内部 EGR 量 N_{egr} は、式(6)に示すように、要求シリンダ内ガス温度 T_{igas} 、シリンダ内トータルガス充填量 E_{ig} 、吸入吸気温度 T_a と推定排気温度 T_{EX} から算出する。

$$N_{egr} = E_{ig} \frac{T_{igas} - T_a}{T_{EX} - T_a} \quad (6)$$

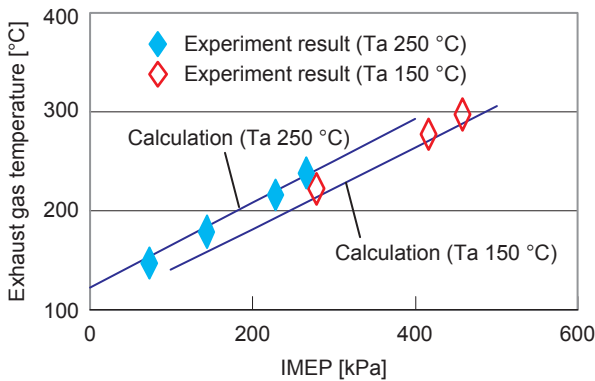


Fig. 11 Result of exhaust gas temperature estimation

5. 制御アルゴリズム検証

前述の HCCI 着火時期制御アルゴリズムを適用した電磁式自在バルブタイミング機構⁽⁶⁾付き 4 気筒 HCCI エンジンの概観を Fig. 12 に、その諸元を Table 2 に示す。

5.1. 電磁バルブ制御

電磁バルブの作動概要を Fig. 13 に示す。内部 EGR を増加させる場合は、排気バルブ閉弁時期を進角するとともに、吸気バルブ開弁時期を遅角するように制御をおこなう。

5.2. 要求トルクステップ試験

エンジン回転数を 1500rpm 一定とし、要求トルク (BMEP) を 300kPa から 350kPa までステップ状に変化さ

Table 2 Specifications of research 4-cylinder engine

Bore × stroke (mm)	75 × 90
Displacement (cm ³)	1590
Compression ratio	15
Valve diameter (mm) × number of valves	Intake 30 × 2 (EMV) Exhaust 24 × 2 (EMV)
Fuel system	Port injection

せた場合の実トルク応答性を確認した。

各制御パラメータの動きを Fig. 14 に示す。図中 Cycle No.=4 の要求トルクの増加(a)に対して、吸排気バルブタイミングは、内部 EGR を減少させ(d)、シリンダ内温度を低下させる(b)ように動作する。またこのときのサイクルごとの筒内圧力波形とそのピーク時期を Fig. 15 に示す。要求トルクをステップ変化させた 5 サイクル目の筒内圧波形から、筒内圧ピーク値はステップ的に変化していることがわかる。また筒内圧力のピーク位置は、トルク変化の前後で常に効率の良い ATDC10deg 近傍のタイミングに制御できていることがわかる。

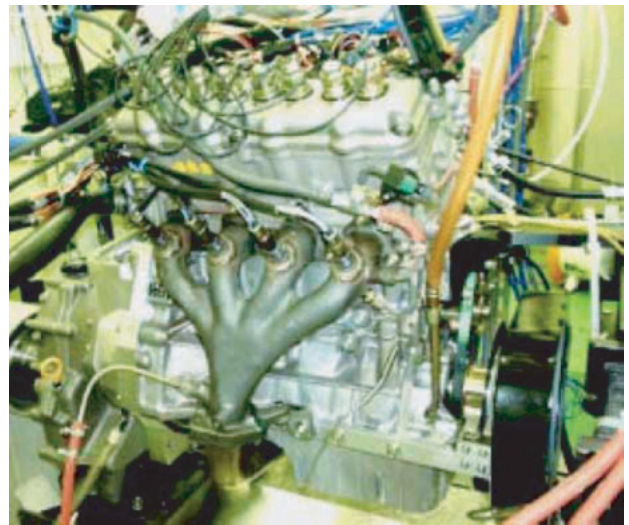


Fig. 12 Photograph of research 4-cylinder engine

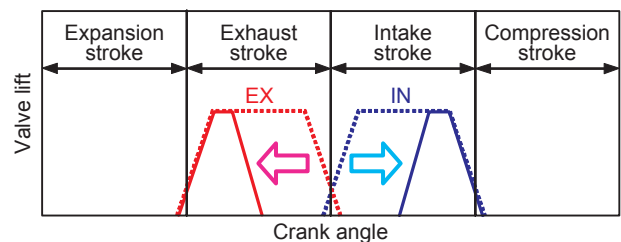


Fig. 13 Valve timing diagram of internal EGR HCCI condition

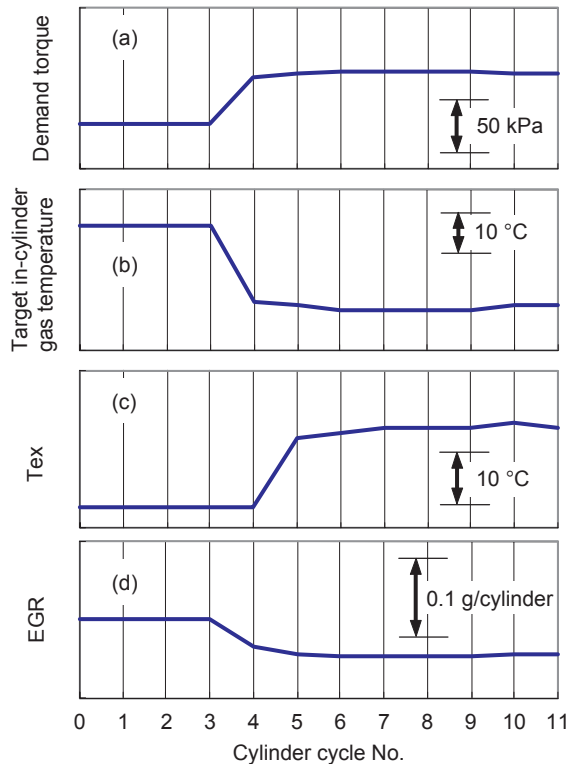


Fig. 14 Time chart of HCCI ignition timing control parameters of demand torque step

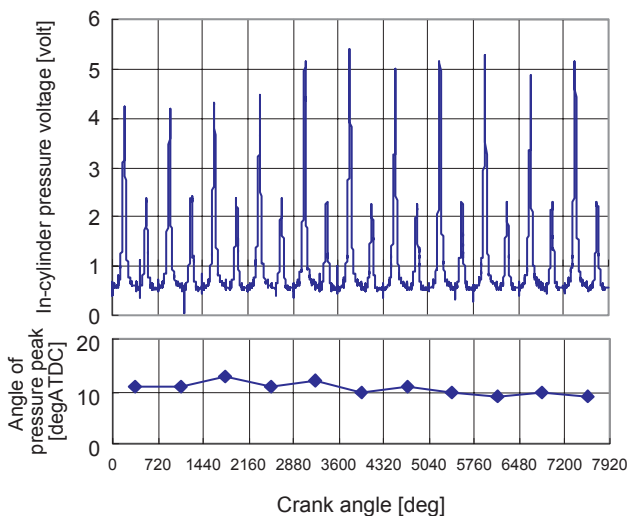


Fig. 15 Time chart of in-cylinder pressure and angle of pressure peak

6. まとめ

吸気バルブ閉弁時のシリンダ内ガス量および温度に着目したガソリン HCCI 着火時期制御アルゴリズムの研究をおこない以下の知見を得た。

- (1) HCCI 燃焼の着火時期シミュレーションモデルは、吸気加熱方式、内部 EGR 方式ともに性能試験との差が $\pm 5 \text{ deg}$ 以内の精度が得られた。
- (2) 上記 HCCI 燃焼の着火時期制御アルゴリズムを電磁式自在バルブタイミング機構が搭載された 4 気筒エンジ

ンに適用し、要求トルクステップの変化に対する追従性と着火時期の制御精度が高いことが確認できた。

参考文献

- (1) Aoyama, T., Hattori, Y., Mizuta, J., Sato, Y.: An Experimental Study on Premixed-Charge Compression Ignition Gasoline Engine, SAE Paper, 960081(1996)
- (2) Hirata, K., Hasegawa, K., Urushihara, T., Iiyama, A., Itoh, T.: A Study on Gasoline-Fueled Compression Ignition Engine — A Trial of Operation Region Expansion, SAE Paper, 2002-01-0416(2002)
- (3) Fuerhapter, A., Piock, W. F., Fraid, G. K.: CSI-Controlled Auto Ignition — the Best Solution for the Fuel Consumption — Versus Emission Trade-Off?, SAE Paper, 2003-01-0754(2003)
- (4) Koopmans, L., Strom, H., Lundgren, S., Backlund, O., Denbratt, I.: Demonstrating a SI-HCCI-SI Mode Change on a Volvo 5-Cylinder Electronic Valve Control Engine, SAE World Congress, 2003-01-0753(2003)
- (5) Urata, Y., Awasaka, M., Takanashi, J., Kimura, N.: Study on Gasoline HCCI Engine Equipped with Electromagnetic Variable Valve Timing System, Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik(2004)
- (6) Sugimoto, C., Sakai, H., Umemoto, A., Shimizu, Y., Ozawa, H.: Study of Variable Valve Timing System Using Electromagnetic Mechanism, International Spring Fuels & Lubricants, 2004-01-1869(2004)

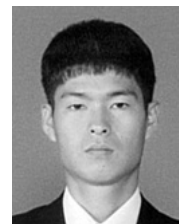
■ 著 者 ■



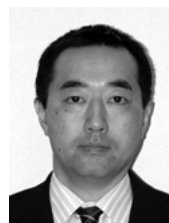
北村 徹



篠原 俊成



高梨 淳一



浦田 泰弘

強制油冷システムを用いた二輪車用空冷エンジンの熱マネジメント

Thermal Management of Air-cooled Motorcycle Engines Using Forced Oil-cooling System

後 閑 祥 次*
Yoshitsugu GOKAN

高 橋 易 資*
Yasushi TAKAHASHI

稲 吉 真**
Makoto INAYOSHI

要 旨

エンジンの冷却は、出力、燃費、騒音、耐久信頼性への影響が大きく、設計段階におけるエンジン各部の温度予測は、二輪車用空冷エンジンの開発にとって重要である。

本研究では、Computational Fluid Dynamics(CFD)を用いて冷却風および冷却用オイルの流体挙動を解析して熱伝達率を算出した。これを境界条件として熱伝導計算をおこなうことにより、エンジン各部の温度分布を求めた。

解析の結果、空冷方式に油冷システムを併用することで、点火プラグ座近傍温度で大幅な温度低減が可能となり、水冷エンジンに近い温度分布が得られる見通しを得た。また、冷却油量を制御することで気筒間の温度不均衡の改善も可能となった。

さらに実走行試験においては、熱負荷軽減によるノッキング限界の向上も確認できた。

ABSTRACT

Engine cooling substantially affects power output, fuel economy, noise reduction and durability. Estimating each engine part's temperature in the early stages of design is important in the development of air-cooled motorcycle engines. In this study, engine temperature distributions were obtained through heat transfer coefficient calculations based on Computational Fluid Dynamics (CFD). From the analysis, it was found that by using air-cooling with a forced oil-cooling system, the cylinder head temperature sufficiently decreased, and the resultant temperature distribution was almost the same as that of water-cooled engines. It was also found that the temperature gradient among cylinders was manipulated by controlling the cooling-oil flow. Furthermore, heat loads were controlled as well, and the knocking limit was also enhanced when the engine was tested in a prototype motorcycle.

1. はじめに

近年、二輪車の顧客ニーズが多様化する中で、シンプルな空冷エンジンを搭載した二輪車を望む声が依然として多い。また開発途上国の二輪車市場においては、低コスト化を目的として比較的部品点数の少ない空冷エンジンの需要は多い。

しかし空冷エンジンは、走行風に頼らざるを得ないことが冷却上の最大の課題であり、エンジンにおける総放熱量の確保とともに多気筒エンジンにおける気筒間温度不均衡の改善をおこなうことは冷却性能上重要である。また、冷却性能を追求することは、空冷エンジンの機能美を追求することでもあり、デザインの観点からも重要である。従来、空冷エンジンの開発には、風洞実験による冷却風流れの可視化や実走行試験における温度測定結果を基本とし、設計の初期段階において流れの挙動や温度予測を定量的に解析することは困難であった。近年、二輪車においても排

気エミッション対応や燃費向上の重要性が増し、そのためにはエンジンの温度コントロールが非常に重要な課題となっている。

本研究においては、まず空冷エンジンの冷却性能を追求するため、冷却風挙動の CFD 解析をおこない、冷却フィン形状、オイルクーラや導風口の最適位置などいくつかの有用な知見を見いだした⁽¹⁾。そして空冷エンジンの更なる冷却性能向上を図るため、油冷システムの効果検討をおこなった。油冷システムの効果検証には、CFD解析により冷却風の局所熱伝達率と冷却油の平均熱伝達率を求め、それらを用いてエンジンの熱伝導計算をおこない、エンジン各部の温度分布を求めた。なお、本研究のCFD解析には、複雑形状の流れ場でメッシュ生成工数をほとんど必要としない直線直交格子によるパーシャルセル法^{(2), (3)}を用いた。

本報では直列4気筒排気量 900 cm³ の空油冷エンジンを用いた机上検討結果、試作車による実験結果および油冷システム採用の効果について述べる。

* 二輪開発センター

**株式会社デザインネットワーク

2. エンジン概要

2.1. 空油冷エンジンのコンセプト

新しい空冷エンジンの設計構想段階において、出力性能、燃費、騒音、排気エミッションそして耐久信頼性の観点から、水冷エンジン並みの温度分布に近づけることを開発目標とした。その技術手段(コンセプト)を整理すると次のようになる。

- (1) 冷却フィンについては、冷却風の流速が高く、より冷却効果の高い形状を検討する。
- (2) 冷却性能の高いオイルクーラ配置と内部構造を決定する。
- (3) 熱源であるシリンダヘッドの燃焼室周辺の温度低減を計るために、排気ポート長の短縮やポート壁の肉厚の見直しにより伝熱量を低減して放熱量を高める。
- (4) 燃焼室近傍の伝熱による温度上昇には専用のオイル冷却系油路を配設して放熱量を高める。また、気筒間の温度不均衡改善のため、冷却系油路内にオリフィスを設置して各気筒油冷ジャケットへの油量調整をおこなう。
- (5) 走行条件や環境の変化に対応するため、FIの制御に油温センサ情報を加味した油温制御機能を追加する。

以前から前述の項目(1)-(3)について空冷エンジンの冷却フィン形状やオイルクーラの配置についての冷却風流れ解析をおこなってきた。これらをさらに拡張して項目(4)の検討をおこなうためにエンジン全体の熱伝導計算をおこない、机上における各部の温度予測が可能となってきた。特に多気筒エンジンの場合には、耐久信頼性の向上や品質安定化の観点から、最高温度の低減だけではなく、各気筒間温度の不均衡を改善することも重要である。したがって、熱流体解析を応用することで定量的な最適油量の算出をおこなうこととする。

項目(5)については、効率の良い温度制御方法を探るため、サーモスタットや温度センサのレイアウト配置を検討する。なお、エンジン冷却を目的とした油冷システムに関する研究⁽⁴⁾、⁽⁵⁾が報告されているが、定量的に数値化されたものや可視化されたものは少ない。

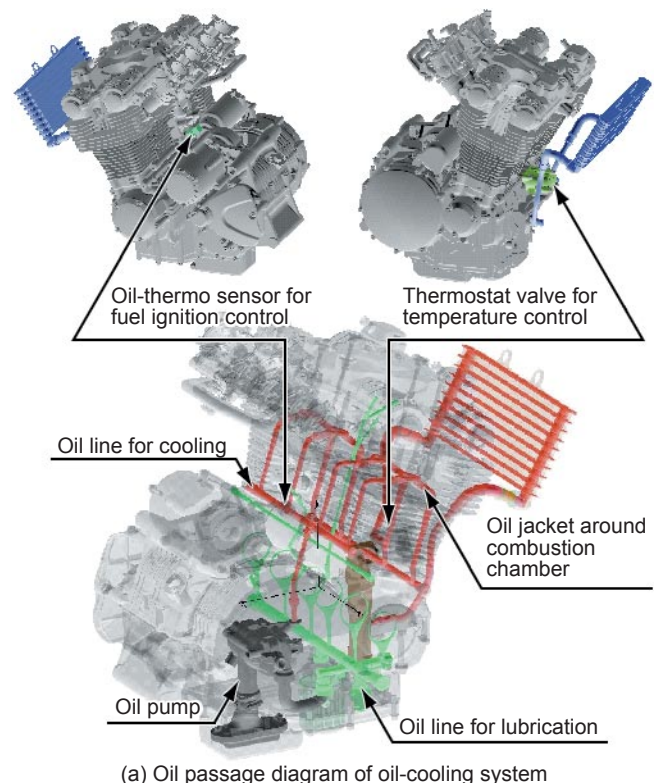
以上の検討を踏まえて、新規エンジン設計および製作をおこなうこととした。また、計算結果の精度の妥当性を検証するために、CFD解析と実験を合わせておこなうこととした。

2.2. 油冷システム

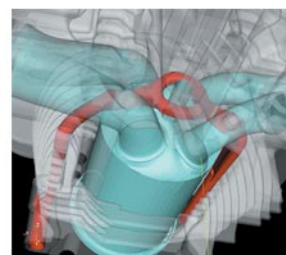
Fig. 1 (a)は油冷システム構造における油路系統図を示す。図中の緑と赤で示された部分がそれぞれ潤滑用、および冷却のオイル通路である。二つのロータを持つオイルポンプから供給されるオイルを二系統の油路に分割し、一方は潤滑系油路(緑)を形成させ、もう一方は冷却系専用油路(赤)として形成させる強制油冷構造とした。さらに燃費改善や排気エミッション規制対応のため、冷却系油路内にFIシステム用の温度センサを配置した。また暖機性能の向上のために、サーモ

スタットはオイルクーラ前に配置した。

オイルジャケットの形状については、冷却媒体であるオイルは冷却水に比べ比熱が小さいことから、同じ流量における冷却性能は水冷式のものと比較すると劣る。本システムでは、オイル温度により粘性係数が変化するオイルの特徴を利用し、かつ冷却オイルの流速を高めて熱伝達率を向上させる形状を検討した。それをシリンダヘッド燃焼室近傍に配設することによって、熱源となる燃焼室に近い部位を効率よく冷却できるレイアウト構成とした。強制油冷却構造の場合、冷却油流れのよどみ領域が存在すると、当該部分の冷却油温度が上昇して、オイル劣化が懸念される。また、油路内表面積を大きくし過ぎた場合には、受熱面積が増加して冷却油温度が上昇し過ぎることが懸念される。具体的には、水冷エンジンのような燃焼室まわり全体を覆った冷却水たまり(ウォータジャケット)形状とは異なり、Fig. 1 (b)に示すようなそれぞれ二つの吸気および排気ポートの間に通路を形成させ、ジャケットの中子製作や鋳造など製造上の懸案項目も考慮して、よどみが少なく受熱面積を適正化したオイルジャケット形状とした。



(a) Oil passage diagram of oil-cooling system



(b) Oil jacket shape around combustion chamber

Fig. 1 Outline of engine oil-cooling system

3. 計算概要

3.1. CFD 解析項目

空冷エンジンを新規設計する場合、初期段階における検討項目として CFD による解析は有効である。

走行風を最大限に有効活用するために、冷却風流れ、冷却フィンの最適形状、効率の良いオイルクーラ位置の検討等が CFD 解析項目としてまず挙げられる。風洞実験室では流れの可視化しかおこなえないのに対し、CFD 解析では、試作機の製作前に実走行条件下での流れ場の検討、および冷却性能の定量的検討、エンジン各部の熱伝達率算出が可能となる。さらにそれらの結果を拡張することでエンジンの温度分布の算出や熱ひずみ解析につなげることが可能となる。

また油冷システムを採用するにあたり、オイルジャケット形状や冷却油の流し方、冷却油循環量の適正化の検討、さらには熱源の最小化を目的とした排気ポート形状の検討も、CFD を用いた解析項目として挙げられる。

3.2. 計算手順

Fig. 2 に計算手順を示す。形状データは数値風洞とともに、CATIA に代表される 3D-CAD (Fig. 2 (a)) で作成し、Stereo Lithography (STL) データ形式でファイルに書き出す。その後、市販ソフト⁽⁶⁾を用いて STL データの不具合修正や部品の組立て作業をおこなった。組立て後の STL データの

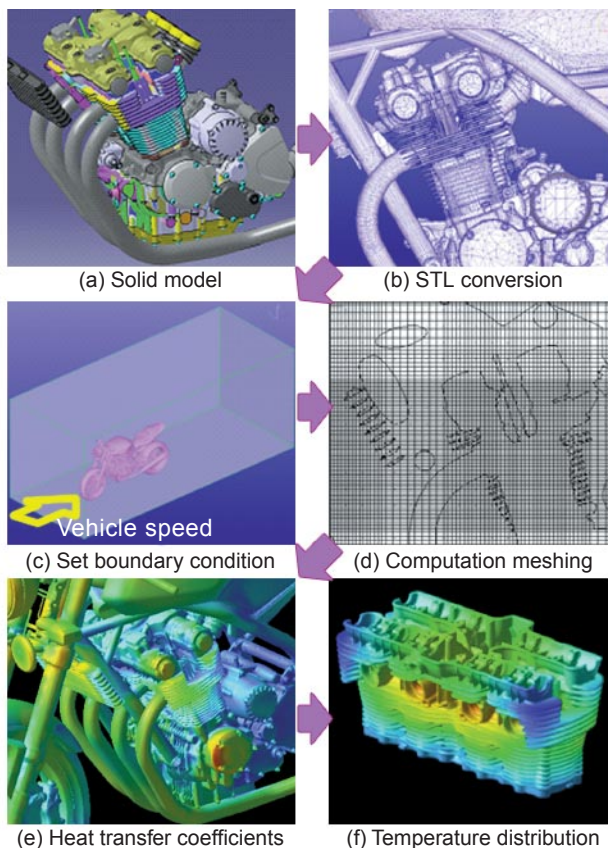


Fig. 2 Procedure of air-cooled engine analysis using CFD code

一部を Fig. 2 (b) に示す。

実走行条件相当での流れの解析のため、Fig. 2 (c) に示すような数値風洞内に完成車 3D モデルを置き、直線直交格子 (Fig. 2 (d)) を設定して、境界条件を与える。計算格子は、 $133 \times 128 \times 139$ の約 237 万セルである。計算終了後は、カルマンのアナロジーから導いた式⁽⁷⁾により、局所熱伝達率 (Fig. 2 (e)) を求めた。オイルジャケットも同様に冷却油流れの CFD 解析をおこなった。

上記で求めた熱伝達率と、燃焼室や排気ポート等での熱流束 (heat flux) により、熱伝導計算をおこない、エンジンの温度分布を求める。

ここで、熱伝導計算は CFD 計算におけるパーシャルセル法のプログラムを拡張しておこなう。直線直交格子には冷却風流れの CFD 計算と同じものを用いることにより、熱伝達率の格子間補間計算は不要となる。

3.3. 境界条件

冷却風挙動解析の CFD 計算における境界条件は、Fig. 2 (c) に示す数値風洞の入口に、車速相当の流速を与え、風洞入口の乱れ強さは 5 %、長さスケールは 0.05 m とし、地面および側壁は固定壁とした。

エンジンの熱伝導計算における境界条件には、CFD 計算から求めた冷却風の局所熱伝達率とオイルジャケットの平均熱伝達率を用いた。しかしそれらのほかに、潤滑油による冷却や、燃焼室、シリンダ壁、吸排気ポート内壁の熱流束を考慮する⁽⁸⁾ 必要があるが、その値は必ずしも明確ではない。

本研究は、空油冷エンジンの冷却性能の検討が目的であり、特にオイルジャケットの影響を検討することがねらいであった。そこでシリンダバレル底面 (クランクケースデッキ面) の温度は実験用エンジンの測定値を代入し、エンジンの測温点数箇所で概略一致するようにその値を調整した。

熱伝導計算における計算格子を冷却風流れの CFD 計算と同一としたため、熱伝導計算のグリッドは比較的粗い。一方シリンダヘッドは最低肉厚がグリッドに対して薄いため、Fig. 3 に示すように、一つのセル内に冷却風と冷却油の

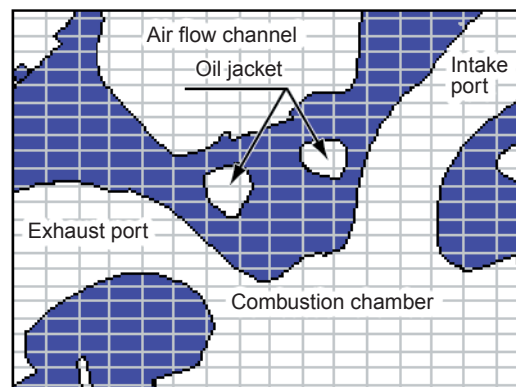


Fig. 3 Computation grids for heat conductive calculation

二つの熱伝達率設定が必要なところも生じる。さらに燃焼室に接して熱流束の境界条件が必要なところもある。以上のような場合でも計算が可能のように、熱伝導計算用の形状データ(STL データ)は設定境界条件ごとにグループ分けし、一つの計算セルにおいて、熱伝達率や熱流束および実測温度を組合せ、複数の境界条件が設定できるようにした。

4. 計算結果と考察

4.1. オイルジャケットの熱伝達率

オイルジャケットによる受熱量計算のため、冷却油の熱伝達率(α : W/m²K)を計算した。その計算結果の一例を Fig. 4 に示す。

吸気および排気ポート間では通路断面積は減少することにより、流速が増加して熱伝達率は高まる。一方、断面形状は変化するが受熱面積はあまり変わらないため、冷却効率は向上する。排気ポート側の広がり部は、シリンダヘッドを鋳造する際にオイルジャケット中子を自立させるための台座(幅木)であるが、この部分で冷却油のよどみが生じないように、CFD により数種類の形状から最適なものを選定した。

オイルは水と異なり、油温によって粘性が大きく異なる性質がある。熱伝達率は油温により大きく異なるので、流量と

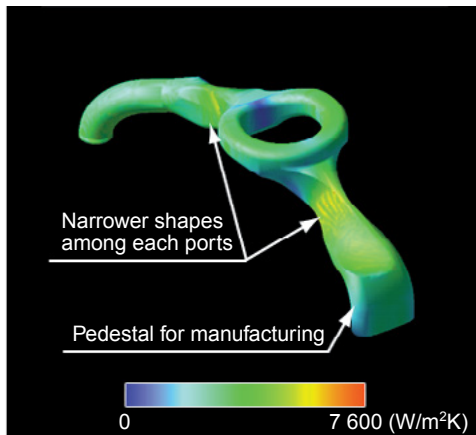


Fig. 4 Heat transfer coefficients of oil jacket

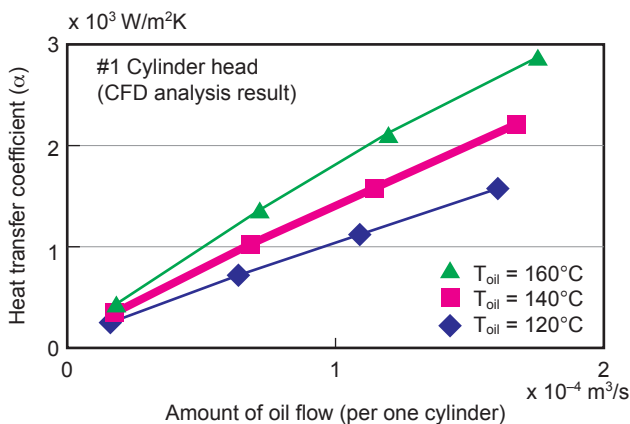


Fig. 5 Relationship between oil flow amount and heat transfer coefficients

油温の組合せと熱伝達率の関係を CFD により求めた。なおオイルジャケットの平均熱伝達率は、シリンダヘッド部分のオイルジャケットのみの平均値として扱った。その結果を Fig. 5 に示す。これにより、油温が 120 °C よりも 160 °C の場合の方が、熱伝達率は 70-80% も高いことがわかる。

水冷式の場合には、水温が高まると、冷媒とその通路内壁面の温度差(ΔT : °C)が小さくなるため冷却熱量は低下する。しかし油冷式の場合、油温が上がると ΔT による低減以上に α の増加が大きいため、油温が高いと冷却熱量が増加する場合がある。たとえば、オイルジャケット内壁面温度を 250 °C と仮定すると、油温が 120 °C から 160 °C に上昇することによって、 ΔT は 130 °C から 90 °C と 0.7 倍となるが、 α は 1.7 倍となり、熱伝達量($\alpha \Delta T$)は 1.19 倍となる。

したがって、オイルジャケット形状は水冷式のウォータージャケットとは異なり燃焼室全体を覆う形状ではなく、受熱面積を少なくし、オイルの流速を高めたシンプルな形状とすることが望ましい。

4.2. 表面温度測定結果との比較

Fig. 6 に、エンジンの熱計算結果と台上試験での赤外線放射温度計(サーモビューア)による表面温度測定結果を比較して示す。計算条件および測定条件は、80 km/h 相当のエンジン負荷および走行風である。

計算ではカルマンのアナロジーから導いた式を用いて α

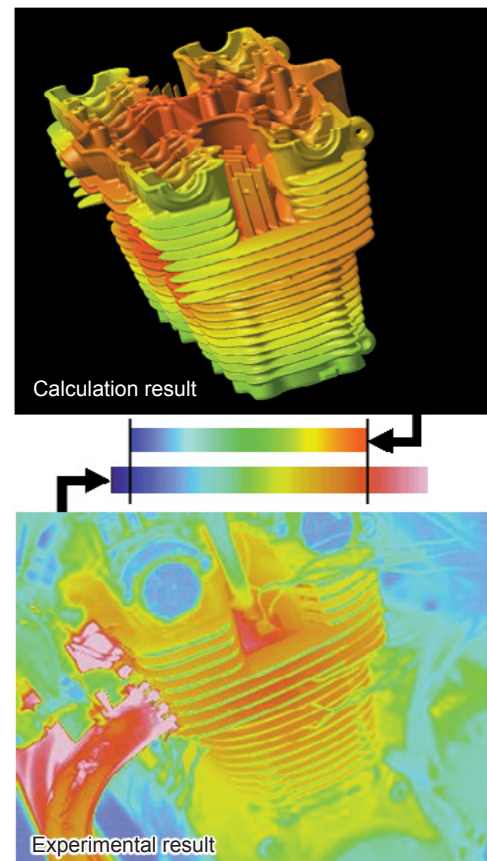


Fig. 6 Comparison of temperature (at 80 km/h)

を求め、冷却風の温度は常に 25 °C の仮定のもとで熱計算をおこなった。計算結果の排気ポート側の冷却フィンの温度の方が吸気ポート側の冷却フィンよりも低くなっているが、サーモビューアに示された冷却フィン温度は、排気ポート側も吸気ポート側もほぼ同じ程度である。これは、実際のエンジンでは排気管周りの空気温度が高く、温度差が計算の場合に比べて小さくなるためと考えられる。

以上、いくつかの点で改良の余地は残るものの、エンジンの温度分布としてはほぼ妥当な計算結果が得られたと言える。

4.3. 油冷の効果

油冷の効果を調べるために、油冷の有無で、熱伝導計算をおこなった。計算条件は、230 km/h 走行相当負荷で油冷なしの状態とするため、オイルジャケットの熱伝達率をゼロとした。その熱伝導計算結果の温度分布を Fig. 7 に示す。

図より冷却フィン先端は冷えているが、中間気筒(#2, #3 シリンダ)の排気ポート内壁部の温度が高く、エンジン中央部の冷却が十分でないことがわかる。計算上のシリンダヘッドスパークプラグ座近傍温度(T_{plug} : °C)を Fig. 8 中の (a) に示す。 T_{plug} の気筒間格差は約 40 °C であり、中間気筒の T_{plug} は最高 300 °C 近い温度と推定される。

次に油冷効果を検証するために、オイルジャケットの熱伝

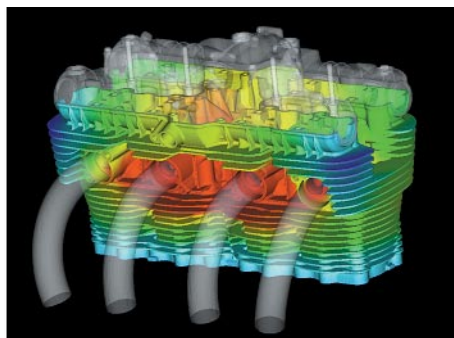


Fig. 7 Temperature distribution without oil-cooling

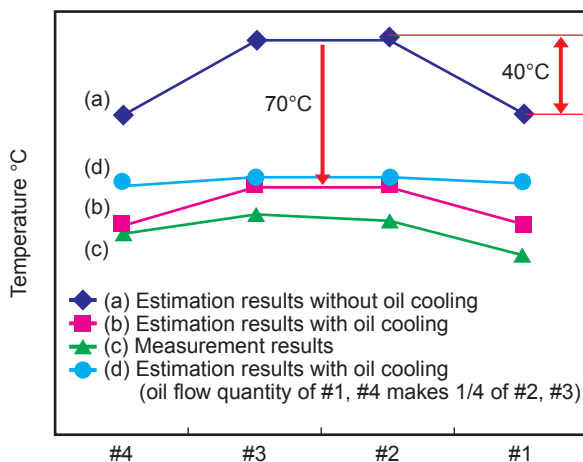


Fig. 8 Calculation of cylinder head temperature (at 230 km/h)

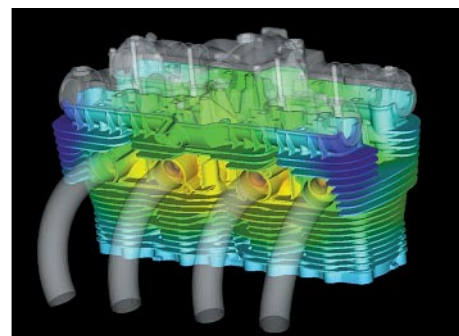
達率は、気筒あたりの冷却油量 $1 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ (6.0 l/min), 油温 160 °C 相当として再計算をおこなった。その結果を Fig. 9 に示す。全体的に温度が低くなっており、油冷効果が読み取れる。そのときの T_{plug} は Fig. 8 中の (b) に示すように、最も温度の高い中間気筒で約 70 °C の温度低減が見込まれた。

ここで計算値と測定値の比較検証をおこなった。測定値は Fig. 8 中の (c) に示す。

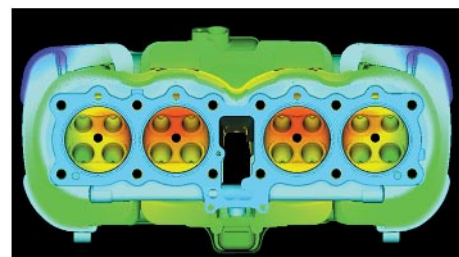
計算値の精度は不十分なもの、気筒間の温度不均衡(外側気筒(#1, #4 シリンダ)と中間気筒(#2, #3 シリンダ)の T_{plug} の差異)は、計算値と実測値で同程度であり、気筒間温度不均衡の改善に対する計算での検討が可能である。

Fig. 9 (a) を細かく見ると、まず排気ポート側のシリンダヘッド冷却フィン角部が良く冷えている。これに対し、エンジン中央部燃焼室近傍は全体的に温度が高い。特に排気ポート周辺内壁温度が高い。これはフロントタイヤやフロントサスペンションなどによって走行風が遮られ、エンジン前面中央部に十分な冷却風が得られないためと考えられる。

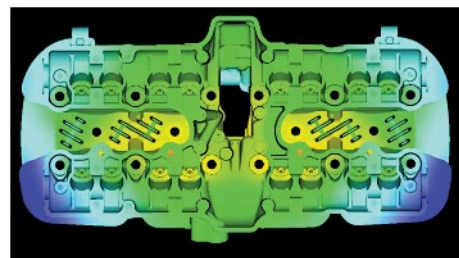
Fig. 9 (b) にシリンダヘッド燃焼室周りの温度分布図を示



(a) Oblique perspective view



(b) Bottom view



(b) Top view

Fig. 9 Temperature distribution with oil cooling ($T_{oil} = 160^\circ\text{C}$)

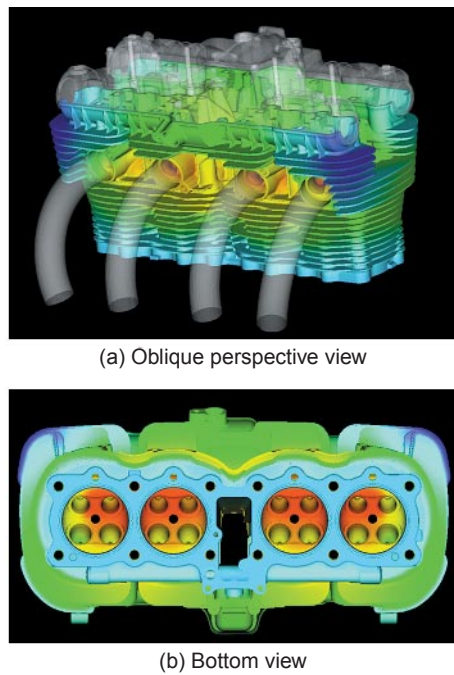


Fig. 10 Temperature distribution of improving uneven temperature among cylinders ($T_{oil} = 160^{\circ}\text{C}$)

す。燃焼室壁は、吸気ポートより排気ポート側の方が温度は高く、特に分岐させた二本の排気ポート間の燃焼室温度が高いことがわかる。気筒別の比較では、外側の気筒は良く冷えているのもわかる。

4.4. シリンダ気筒間温度不均衡の改善

シリンダ気筒間温度不均衡の改善検討のために、気筒ごとの冷却油量を何通りか変えて、計算をおこなった。その結果、中間気筒(#2, #3シリンダ)への冷却油量は変えず、外側気筒(#1, #4シリンダ)への冷却油量をオリフィスで絞って流量比で約 $1/4 (0.25 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s})$ 程度とすることにより、Fig. 10 および Fig. 8 (d) に示すような計算結果が得られ、気筒間温度不均衡を改善できることがわかった。

5. 実機テストによる油冷効果確認

5.1. シリンダヘッド点火プラグ座近傍温度

エンジンの冷却性能の効果を評価するため、シリンダヘッド点火プラグ座近傍温度(T_{plug})をその指標として用いた。

Fig. 11 は、オイルジャケット(1気筒当り)へ供給する冷却油量と T_{plug} の関係を実験により求めたグラフである。各気筒への供給すべき冷却油量はエンジン回転数 7000 r/min において、1気筒あたり $1 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ 程度が望ましいとの結果を得た。これによりフリクション低減の観点から、オイルポンプ要求吐出量を最小限とすることが可能となった。

Fig. 12 (a) および (b) に本油冷システム採用による実走行試験における温度低減効果を示す。Fig. 12 (a) は図示平

均有効圧力(IMEP: MPa)と T_{plug} の関係を示し、図中の丸印で示された点は代表的な量産機種種の温度であり、四角印の点は本エンジンの油冷有無での温度を示す。水冷エンジンは空冷エンジンに比べて燃焼室周辺を熱交換効率の良い冷却媒体(冷却水)で覆われていることから、燃焼室内壁面温度は全体的に低く、したがって T_{plug} は低い。一方、空冷エンジンは冷却媒体を持たず、ヒートマスに依存せざるを得ないことから、 T_{plug} は IMEP に比例して急激に上昇する傾向がある。

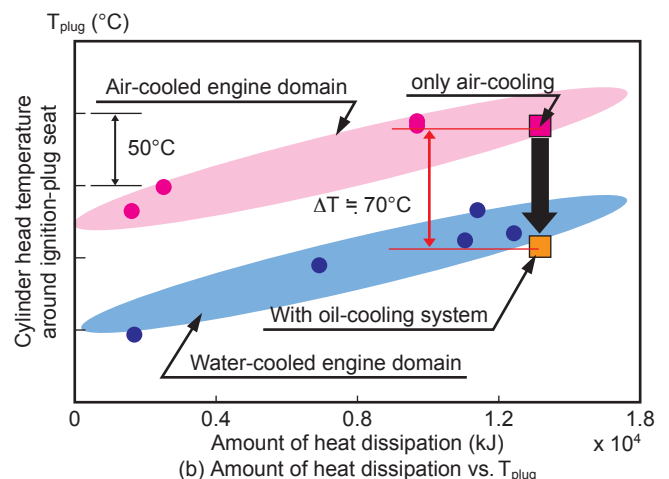
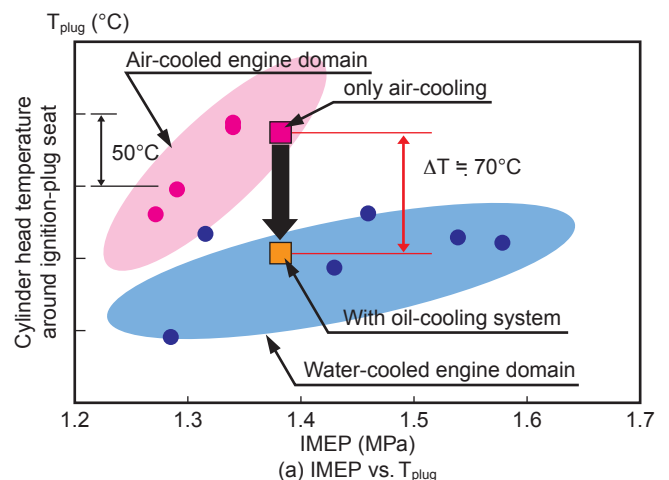
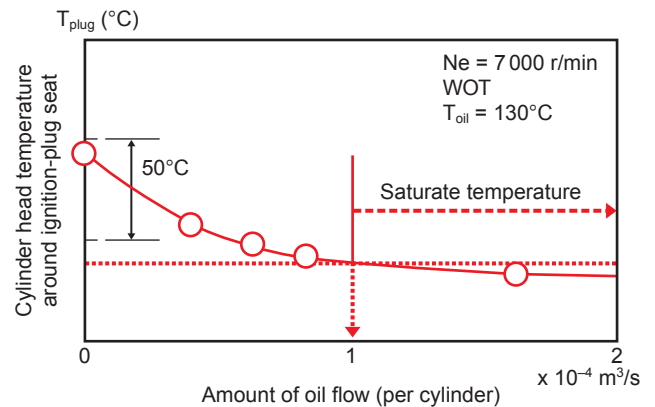


Fig. 12 Effect of oil-cooling

本研究にて製作した空油冷エンジンの場合には、同一の IMEP において、Fig. 12 (a) に示すように約 70 °C の温度低減効果が得られた。なお、図中油冷なしのデータは、同一エンジンを用いて冷却油を循環させずに、空気冷却のみをおこなった結果である。

Fig. 12 (b)は、Fig. 12 (a)を修正しエンジン総放熱量(Q_t) (kJ)に対する T_{plug} の関係を示す。Fig. 12 (a)と同様に同程度のエンジン発熱量を有するエンジンに対して、約70 °C の温度低減効果が示されている。なお、Fig. 12 (b)における、各々の点は代表的な量産機種種の当該温度を用いた。 Q_t (kJ)はエンジン総放熱量として、式(1)⁽⁸⁾により算出した。

$$Q_t = Q_{t1} + Q_{t2} + Q_{t3} \quad (1)$$

ここで Q_{t1} (kJ) : 燃焼室周辺からの伝導による放熱量, Q_{t2} (kJ) : 燃焼室周辺からのふく射による放熱量, Q_{t3} (kJ) : ピストン往復部の摩擦熱による放熱量である。

Fig. 13 は弊社の代表的な量産機種における二輪車カテゴリ別の IMEP と圧縮比 (ϵ) の関係を示す。図より、本研究において製作したスポーツ系の二輪車においては、同じ出力を有するエンジン(同一 IMEP)で空冷エンジンでも水冷エンジンに近い圧縮比に高めることが可能となったことがわかる。

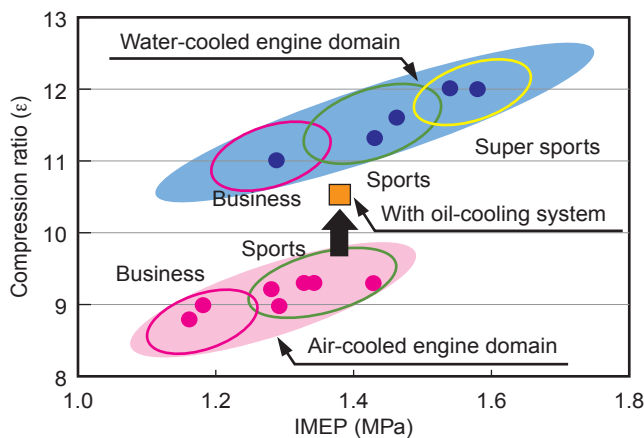


Fig. 13 Effect of oil-cooling for compression ratio

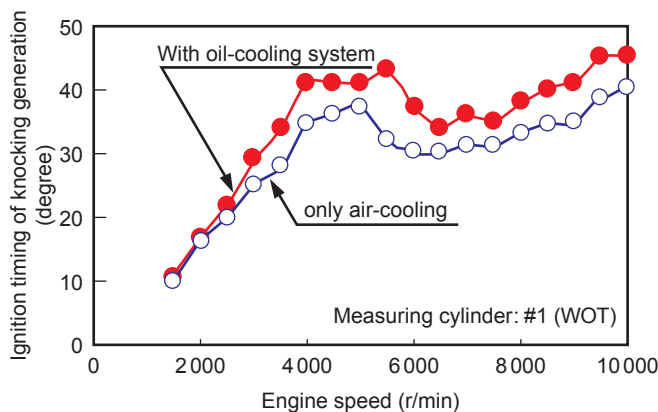


Fig. 14 Effect of oil-cooling for engine knocking limit

5.2. ノッキング限界の向上

Fig. 14は、空冷エンジンに本油冷システムを採用した場合のノッキング限界向上の効果を示す。

2 000 r/min 以上のエンジン回転速度全領域において、ノッキング発生点火時期でおおよそ + 5 ° 以上の改善が見られた。これは燃焼室近傍の壁面温度を低減かつ均一にしたことで、未燃焼混合ガスの温度が低減できたためと推測する。

さらに、耐久試験をおこなった結果、バルブシートのゆがみ劣化やブローパイガス排出量も水冷エンジン並みに改善したことを確認した。

6. 結言

- (1) 空冷エンジンにおける強制油冷システム併用の効果を確認して、水冷エンジンと同等のポテンシャルを有する冷却効果が見込めることがわかった。
- (2) 強制油冷システムの冷却油量制御により、気筒間温度不均衡の改善が図れることがわかった。
- (3) 強制油冷システムを併用することで、空冷エンジンでも水冷エンジンに近い温度分布となることを実走行試験で確認した。
- (4) ノッキング限界の改善など、油冷化の効果を確認した。

参考文献

- (1) 高橋易資, 後閑祥次: 二輪車用空冷エンジンの冷却流れの CFD 解析, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.2, p.140-147
- (2) Takahashi, Y., Fukuzawa, K., Fujii, I.: Numerical simulation of flow in intake ports and cylinder of multi-valve S.I. engine using PCC method, Proceedings of International Symposium on COMODIA 94, p.529-534 (1994)
- (3) 高橋易資, 野村友和, 石間経章, 小保方富夫: 直線直交格子を用いたパーシャルセル法による筒内定常流の計算と PIV 計測による検証, 日本機械学会論文集, 第 71 巻, 第 706 号, B 編, p.1694-1701(2005)
- (4) 桐生宗典: 二輪車 750cc 油冷式エンジンの開発, 自動車技術, Vol.40, No.9, p.1154-1158(1986)
- (5) 団野喜昭, 鎌田寛, 北田泰造: 乗用車用エンジンにおけるシリンダブロック油冷の効果と成立性, 自動車技術, Vol.42, No.8, p.1058-1064(1988)
- (6) 3DataExpert, <http://www.deskartes.com>, 2006/1/16
- (7) 高橋易資, 後閑祥次, 稲吉真, 石間経章, 小保方富夫: カルマンのアナログによる局所熱伝達率の数値予測と二輪車用空冷エンジンへの応用, 日本機械学会論文集, 第 72 巻, 第 724 号, B 編, p.2886-2893(2006)

- (8) 星満：伝熱・熱流体メカニズムから水冷・空冷システム
への応用，エンジン熱工学と冷却技術 マスター講座
(2002)

■ 著 者 ■



後 閑 祥 次



高 橋 易 資



稲 吉 真

高耐熱リーン NOx 触媒の開発

Development of Lean NOx Catalyst with High Thermal Durability

細 江 広 記*

Hiroki HOSOE

西 山 忠 夫*

Tadao NISHIYAMA

坂 主 政 浩*

Masahiro SAKANUSHI

金 枝 雅 人**

Masato KANEEDA

徳 島 君 博*

Kimihito TOKUSHIMA

紺 谷 省 吾***

Shogo KONYA

要 旨

リーン NOx 触媒で起きていた NOx 吸着成分であるアルカリ材の移動を阻止し、かつ高浄化率を維持できるメタル担体を開発した。メタル担体にはアルカリ材と反応しやすい Si がほとんど含まれていないため耐久後も高浄化率が得られるものと期待されていたが、長時間のエイジング後はコーディエライト担体を用いた場合よりも浄化率が減少した。これはアルカリ材がメタル担体内に移動するのではなく、メタル担体中の Cr が触媒層に移動しアルカリ材と複合化合物を作るためであった。さらにこの Cr の触媒層への移動を防止するために従来のメタル担体を 1100℃の大気雰囲気中で熱処理することにより表面に α -アルミナを形成させた担体を新規に開発した。開発品においてはアルカリ材の移動はなく、また Cr の移動もほとんど見られなかった。本担体を用いた場合、従来のコーディエライト担体を用いた場合よりも 830℃にて 280 時間エイジング後の NOx 浄化率が 31%向上した。

ABSTRACT

A new metal substrate was developed to prevent the migration of alkali metals which work as NOx adsorbents and maintain a higher NOx conversion rate after thermal aging. A higher NOx conversion rate was expected after thermal aging because the metal substrate contains almost no silicon (Si), however, the NOx conversion rate after thermal aging fell below that of the cordierite substrate. This was not due to the migration of alkali metals to the metal substrate, but due to the chromium (Cr) in the metal substrate migrating to the washcoat and generating complex compounds formed with alkali metals. To help prevent this migration, the conventional metal substrate was heat-treated in air at 1100 °C to make an α -alumina barrier on the surface. This newly developed substrate showed no migration of alkali metals and almost no migration of Cr. When this substrate was used, the NOx conversion rate after heat treatment at 830 °C for 280 hours was 31% higher than that of the conventional cordierite substrate.

1. まえがき

今日、自動車の環境負荷低減に対する要望はさらなる高まりを見せている。特に近年は従来から規制物質としてあげられていた一酸化炭素(CO)、炭化水素(HC)、窒素酸化物(NOx)の他に、人体に直接的には有害でないが地球温暖化の原因となる二酸化炭素(CO₂)の排出を削減する動きが加速している。

CO₂ 排出削減のためには燃費向上が必要であり、希薄燃

焼は今なお有力な燃費向上手段である。そして、希薄燃焼エンジンにおいては三元触媒で NOx を浄化することができないため NOx を吸着還元できるリーン NOx 触媒が必要となる。

各国の CO, HC, NOx のエミッション規制はますます厳しくなっている。従来のリーン NOx 触媒では熱エイジング後の性能が十分でなく、エミッション規制が厳しくなるにつれてガソリンの希薄燃焼エンジンは減少してきている。

* 四輪開発センター

** 株式会社日立製作所

*** 新日本製鐵株式会社

本研究では、コーディエライト担体を用いたリーンNOx触媒が熱エージングによりコーディエライト担体中のSiと吸着材のアルカリ金属とが反応して性能が低下するという問題を解決するために、Siをほとんど含まずアルカリ材の担体への移動が起きないメタル担体を用いた場合のリーンNOx触媒の性能低下原因を検討した。そして、メタル担体を用いた場合のリーンNOx触媒の性能低下原因となるCrの触媒層への移動を防止する方法を開発した。これにより従来のコーディエライト担体に担持したリーンNOx触媒に対し830℃にて280時間エージング後のNOx浄化率が31%向上した。

2. 希薄燃焼エンジンにおけるNOx浄化技術

ガソリンエンジンでは1970年代に三元触媒が開発された。この三元触媒は理論空燃比近傍でCO、HC、NOxを一度に処理するものであり、浄化ウィンドウ幅を広げる酸素吸放出材(OSC)、高精度空燃費(A/F)制御の発展と共に現在ガソリン排ガス浄化法の主要技術となっている。

一方で、地球温暖化が近年ますます問題となっている。直接人体には害はないが地球温暖化に影響を与える物質であるCO₂の排出量を削減しようとする動きが盛んになっており、自動車もその例外ではない。自動車からのCO₂排出を削減するための燃費向上技術は軽量化、フリクション低減などがあるが、希薄燃焼技術は有効な燃費向上技術であり、1990年代後半に盛んに直噴エンジン技術の開発が進められた。

しかし、三元触媒は理論空燃比近傍では良好なNOx浄化能を示すが、酸素濃度が0.5%以上である酸素過剰雰囲気下ではほとんどNOxを浄化することができず三元触媒に代わる酸素過剰雰囲気下でのNOx浄化技術が求められてきた。

酸素過剰雰囲気下でもNOxを浄化する触媒としては、

- (1) NO 直接分解触媒
- (2) HC-SCR 触媒
- (3) NOx 吸着還元触媒

がある。このうち(1)(2)の触媒はいずれもNOx浄化性能が十分ではなく平成17年排ガス基準をクリアできない。

(3)の触媒はリーン雰囲気下で吸着材にNOxを吸着し、間欠的にリッチスパイクを打つことで吸着材に吸着されたNOxを浄化する触媒(リーンNOx触媒)である⁽¹⁾。リーンNOx触媒の浄化メカニズムをFig. 1に示す。その後種々の改良を加えて⁽²⁾STREAM直噴において平成17年排ガス基準に対し50%NOx低減を達成している。しかし、現在ではストイキガソリンエンジンの大半が平成17年排ガス基準に対し75%NOx低減を達成させているが、希薄燃焼ガソリンエンジンでは高NOx浄化率を有する触媒がなく75%NOx低減は達成できていない。従って、リーン雰囲気下でも平成17年排ガス基準に対しさらに75%NOx低減を達成できる触媒が燃費向上の観点から望まれていた。

3. リーンNOx触媒用メタル担体の開発

3.1. コーディエライト担体の問題点と代替担体の検討

2章で述べたように、NOxを浄化する触媒は大きく分けて三種類あるが、今後の厳しいエミッション規制に適合するためにはリーンNOx触媒のNOx浄化性能を改善するのが最も現実的であるといえる。

従来より適用されているコーディエライト担体上にNOx吸着材を担持した触媒の性能低下の防止手法としては、

- (1) 貴金属のシタリングの防止
 - (2) サルファ被毒の防止
 - (3) アルカリ材の担体への移動防止
- があげられる。

このうち(1)は従来の三元触媒でも同様の問題を抱えているが解決は容易ではない。また、(2)はサルファパージをすることで性能が回復する。また、さらなる低サルファ燃料の適用により解決されるものと期待される。

残る(3)がリーンNOx触媒特有の性能低下現象である。これは、リーンNOx触媒がNOx吸着材としてアルカリ金属を用いているために生じる現象で、700℃以上の高温でアルカリ材がコーディエライト中に移動し、カリウムの場合例えば式(1)のような反応を起こす。



Fresh および熱エージング後のカリウムの存在を示した

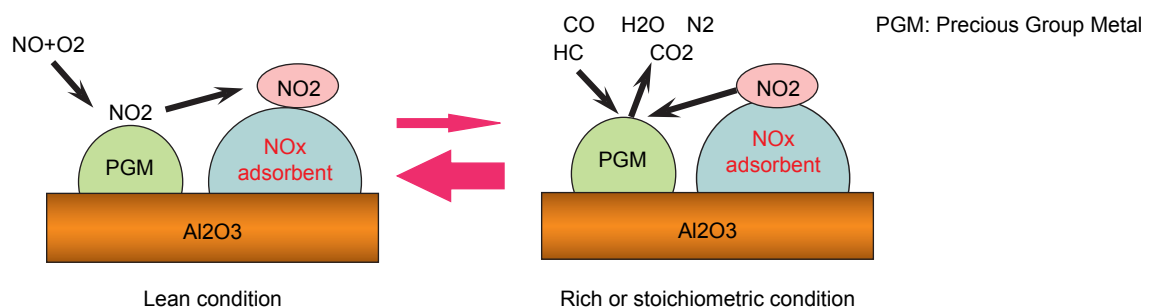


Fig. 1 NOx Purification mechanism of lean NOx catalyst

電子線マイクロアナライザ(EPMA)の解析結果を Fig. 2 に示す。熱エージングにより触媒層のアルカリ材量が減少し、担体にアルカリ材が移動しているのがわかる。

本反応は、サルファ被毒におけるサルファパージのように逆反応を起こす方法は見つかっていない。このように反応したアルカリ材は複合化合物となり NOx を吸着させる能力が低下してしまうのでリーン NOx 触媒の性能低下の原因となる。また、担体中にできた化合物はコーディエライトとは熱膨張係数が異なるため担体破壊を引き起こすおそれもある。本例として 830℃にて 300 時間エージングさせた後の触媒外観を Fig. 3 に示す。熱エージングにより外壁にクラックが入っているのがわかる。従って、担体破壊を起こさないためにアルカリ材の担持量を制限する必要がある。

アルカリ材が担体へ移動する理由は式(1)の通りアルカリ材が Si と結びつくためである。これを防止するために吸着材を安定化させる添加元素を加える方法⁽²⁾や、担体と触媒の間にカリウム捕獲層を設けてアルカリ材が担体にまで到達するのを防止する方法が提案されている⁽³⁾。

コーディエライト担体以外に量産されている担体としてメタル担体があり、三元触媒用担体などにすでに量産適用されている。メタル担体は 20Cr-5Al 系のフェライト系ステ

ンレス合金を用いた担体であり、メタル箔を接合するロウ材の一部にのみ Si が含まれるだけなのでこの担体を用いることでアルカリ材の移動を防止し性能向上を図ることができると考えた。

3.2. メタル担体でのテスト結果と性能低下の原因

上記検討の下、20Cr-5Al のメタル担体にリーン NOx 触媒を担持した後、830℃での熱処理をおこなって NOx 浄化率を測定した。

その結果および比較として従来用いられていたコーディエライト担体にリーン NOx 触媒を担持したものの結果を Fig. 4 に示す。20Cr-5Al のメタル担体に担持したリーン NOx 触媒は 830℃にて 300 時間エージング後はコーディエライト担体に担持したリーン NOx 触媒に比べ NOx 浄化性能が低下した。また、コーディエライト担体に担持したリーン NOx 触媒は熱エージング時間と共に浄化率低下度合いが減少していくが、メタル担体に担持したリーン NOx 触媒の場合は時間と共にほぼ一直線に性能が低下した。

この通常とは異なる性能低下の原因を突き止めるために、触媒および担体の EPMA 分析をおこなった。その結果を Fig. 5 および Fig. 6 に示す。Fig. 5 に示すように

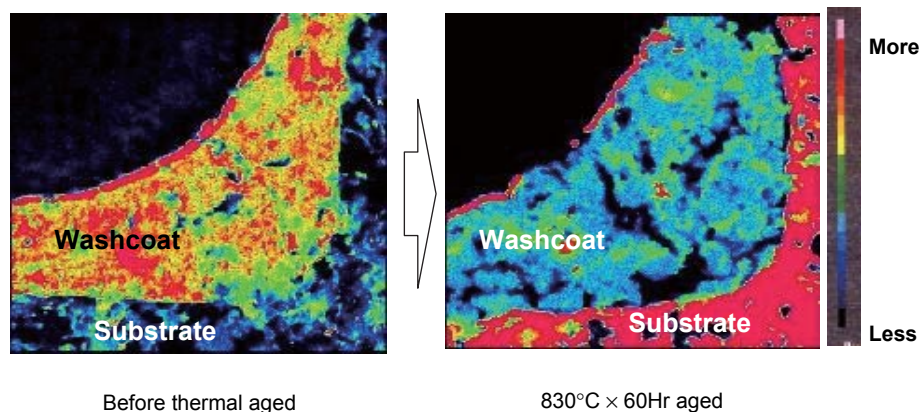


Fig. 2 EPMA map of potassium before and after thermal aging



Fig. 3 Surface crack after 830°C x 300Hr aging

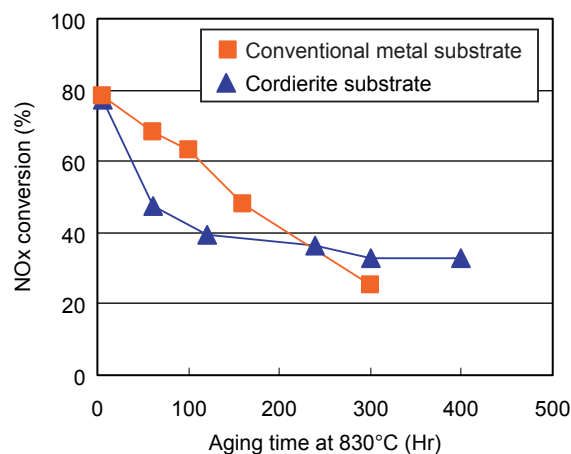


Fig. 4 NOx Conversion with respect to aging time

担体の成分分析の結果アルカリ材はメタル担体に移動しておらず、また、その他の触媒成分も担体側には移動していない。一方で Fig. 6 に示すように触媒の成分分析をおこなった結果、メタル担体中の Cr が触媒層に移動していることが判明した。この Cr の移動量と NOx 浄化率との関係を Fig. 7 に示す。Cr の移動量にほぼ比例して NOx 浄化率が低下している。

さらに触媒層だけを取り出して粉末 X 線回折法(XRD)で解析した結果、アルカリ材と Cr が反応してクロム化合物

を形成していた。触媒層の XRD による解析結果を Fig. 8 に示す。このことよりメタル担体を用いた場合にリーン NOx 触媒の浄化率が低下するのは、熱エージングによりメタル担体中の Cr が触媒層に移動し例えば式(2)の反応を起こし、アルカリ材が複合酸化物になることで吸着能力が落ちたためである。

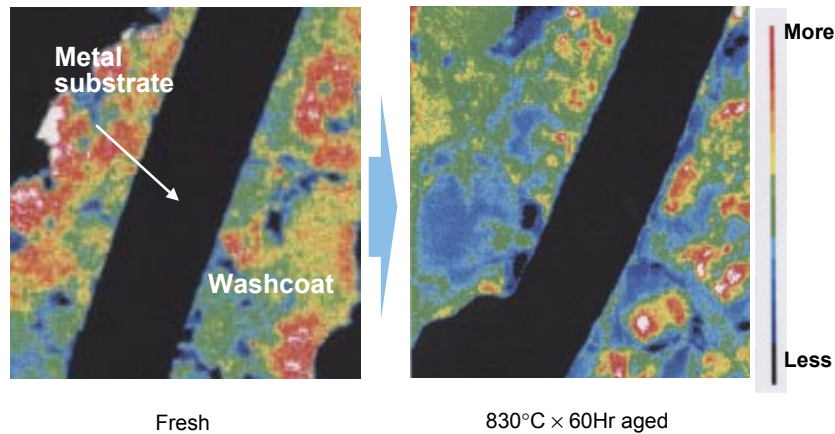
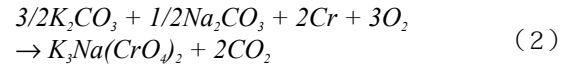


Fig. 5 EPMA map of potassium before and after aging

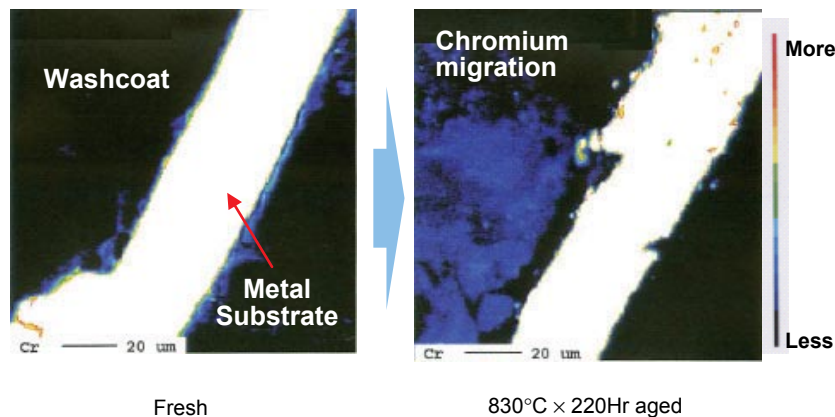


Fig. 6 EPMA map image of chromium before and after aging

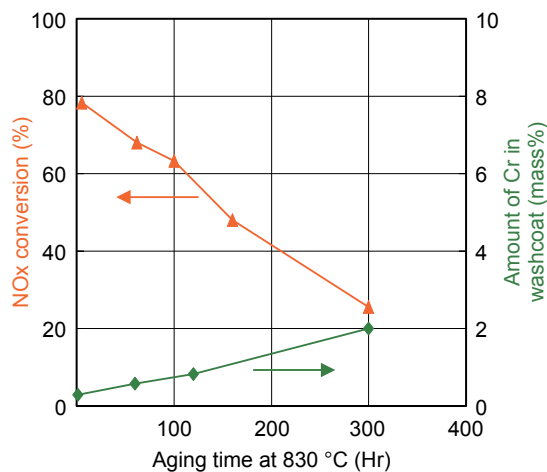


Fig. 7 NOx conversion and amount of Cr in washcoat with respect to aging time

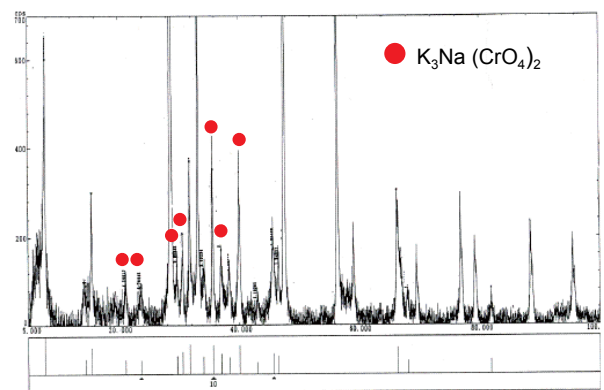


Fig. 8 XRD chart of washcoat after 830°C x 220Hr aging

3.3. Crの移動を抑制したメタル担体の開発

上記の通り、従来のメタル担体を用いたのでは Cr が触媒層に移動してしまい複合化合物を作って NOx 浄化率が低下してしまう。そこで Cr の移動を防止する新たな手段を構築する必要がある。

従来のメタル担体はFe-20Cr-5Al合金から構成される。このうち、Al を 5mass% 添加しているのはメタル担体が高温酸化雰囲気中にさらされたときにAlを選択的に酸化させて保護性のアルミナ皮膜を形成し、メタル担体の耐酸化性を向上させるためである。

そこで、この保護性のアルミナ皮膜を、リーン NOx 触媒を担持した場合における熱エージング時の Cr 拡散障壁として利用することを検討した。従来のメタル担体を大気雰囲気中で1100℃で酸化させ、表面に α アルミナを形成したメタル担体(以下、 α 処理メタル担体という。)の走査型電子顕微鏡(SEM)像をFig. 9に示す。触媒層とメタル担体の間に均一に α アルミナが介在しているのがわかる。

この α アルミナ担体の Cr 移動抑制効果を確認するために 830℃でのエージング処理をおこない NOx 浄化性能を確認した。Fig. 10に従来のメタル担体と α 処理メタル担体の熱処理後のEPMAマップを示す。従来のメタル担体では Cr が触媒層に移動していたが、 α 処理メタル担体では Cr の移動が観察されなかった。

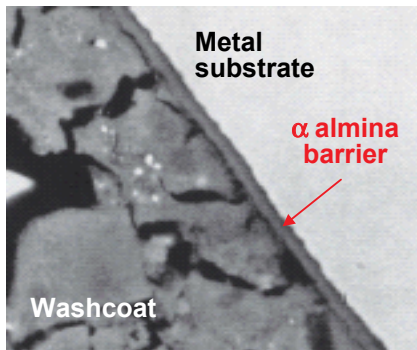


Fig. 9 SEM image of metal substrate with alpha alumina barrier

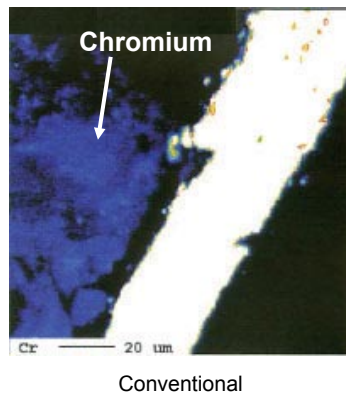


Fig. 10 EPMA map of chromium after 830°C x 220Hr aging

Fig. 11に熱エージング後のコーディエライト担体、従来のメタル担体、 α 処理メタル担体のNOx浄化率を示す。Crの移動を防止できた α 処理メタル担体では性能低下度合いが緩やかであり、830℃にて280時間エージングさせた後の浄化率はコーディエライト担体の場合に比べて31%NOx浄化率が向上した。

なお、この α アルミナ皮膜は強固であり実車相当の耐久振動試験をおこなってもメタル担体と α アルミナ皮膜の間に亀裂が生じることはなく十分な耐久性を有することが確認された。

4. まとめ

量産メタル担体を大気雰囲気中にて 1100℃で熱処理することにより、表面に緻密な α アルミナ膜を析出させた新たな担体を開発した。この担体を用いることでメタル担体を用いた場合のリーン NOx 触媒の NOx 浄化性能低下の原因である Cr の触媒層への移動をほぼ抑えることができた。その結果、830℃にて 280 時間エージング後において、コーディエライト担体の場合に比べて 31%NOx 浄化率が向上した。

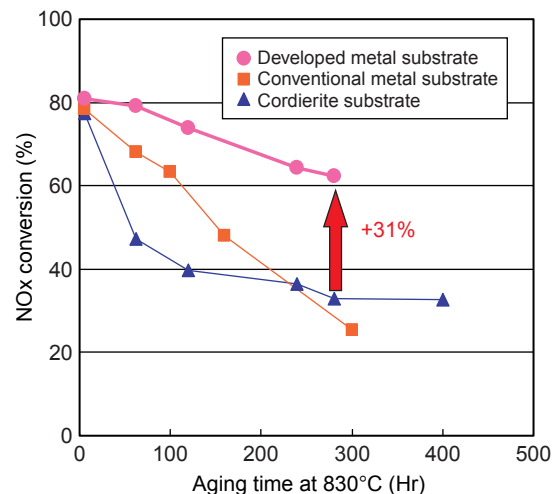
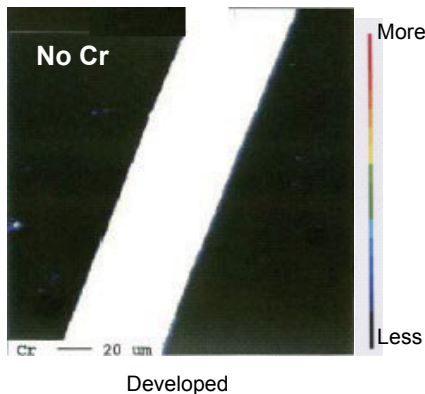


Fig. 11 Effect of metal substrate with α alumina barrier



同時に本研究を通じて以下の知見が得られた。

- (1) メタル担体ではSiがほとんど含まれていないためにアルカリ材が担体に移動することはない。
- (2) メタル担体を用いたときにリーン NO_x 触媒の浄化率が低下するのはメタル担体中の Cr が触媒層に移動しアルカリ材と複合酸化物を形成するためである。
- (3) メタル担体を熱処理して表面に緻密な α アルミナ層を析出させることで Cr の移動をほぼ抑制でき、この担体を用いることでリーン NO_x 触媒の性能が向上する。

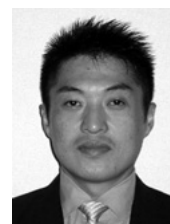
参考文献

- (1) Ohno,H., Takanohashi,T., Takaoka,N., Kuroda,O., Iizuka,H. : Nox Conversion Properties of a Mix Oxide Type Lean NO_x Catalyst, SAE Paper, 2000-01-1197(2000)
- (2) Kaneeda,M., Kuroda,O., Iizuka,H., Higashiyama,K., Hiratsuka,T., Shinotsuka,N., Ohno,H., Takanohashi,T., Satoh,N. : Improvement of Thermal Resistance of Lean NO_x Catalyst, SAE Paper, 2003-01-1166(2003)
- (3) Iwachido,K., Tanada,H., Watanabe,T., Yamada,N., Nakayama,O., Ando,H., Hori,M., Taniguchi,S., Noda,N., Abe,F. : Development of the NO_x Adsorber Catalyst for Use with High-Temperature Condition, SAE Paper, 2001-01-1298(2001)

■ 著 者 ■



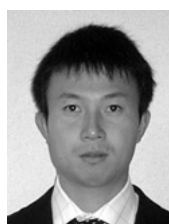
細江 広記



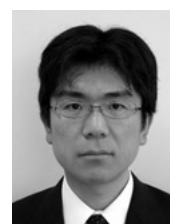
坂主 政浩



徳島 君博



西山 忠夫



金枝 雅人



紺谷 省吾

安定性と応答性を両立させた CVT 発進クラッチの油圧制御技術

Hydraulic Control Technologies with Robust Stability and Performance for CVT Start Clutch

岡 本 雅 之*

Masayuki OKAMOTO

寺 山 哲*

Satoshi TERAYAMA

森 本 茂*

Shigeru MORIMOTO

要 旨

ホンダマルチマチック S は、発進機構として油圧制御湿式多板クラッチ(発進クラッチ)を採用した軽量コンパクトな CVT である。この発進クラッチの油圧制御はトルクコンバータの特性が規範となっているが、実油圧の監視はしていない。そのため、油圧回路の温度変化や経年劣化、あるいは構成部品の加工ばらつきなどによる油圧特性の変化に対し発進特性が影響を受けてしまうという課題がある。そこで本研究では、特に温度変化に対してロバストな発進クラッチ制御を実現するため、電子制御による油圧サーボ系を構成した。コントローラ構造は 2 自由度制御系とし、フィードバック部には μ 設計法を用いて特性変動を積極的に考慮した。

その結果特に低温下での応答性が向上し、また常温、低温でほぼ同等の立ち上がり時間、オーバーシュート率を実現した。

ABSTRACT

Honda Multi Matic S is a lightweight compact CVT with a hydraulically controlled wet multiple plate clutch (start clutch) used for starting. The start clutch is controlled with the torque converter as a reference, but the actual pressure is not sensed. This results in an issue in which the start characteristics are affected by temperature changes, age deterioration of the hydraulic circuit, and changes in hydraulic pressure characteristics due to process dispersion of components. Accordingly, in this research, a hydraulic servo system was configured in order to realize robust start clutch control with respect to temperature changes in particular. The controllers were composed of a two degree of freedom control system. In the design of the feedback controller, μ -synthesis was used, and variations in characteristics were actively taken into consideration.

As a result, the performance was enhanced, particularly at low temperatures, and a roughly equivalent rise time and overshoot rate were achieved at both ambient and low temperatures.

1. まえがき

Honda 独自の軽量コンパクトな CVT であるホンダマルチマチック S⁽¹⁾は、各構成部品の改良をおこない高効率化と低コスト化を実現したシステムである。CVT の発進機構としてはトルクコンバータや電磁クラッチなどもあるが、ホンダマルチマチック S では油圧制御湿式多板クラッチ(発進クラッチ)を使用している。さらに発進クラッチをプーリの下流に配置し(Fig. 1)、車軸に近いところでトルク制御をおこなえるため自在な発進特性を実現できる。

発進クラッチシステムは、電子制御ユニット(ECU)、電磁比例制御弁(LSOL)、油圧回路、湿式多板クラッチで構成される。まず ECU がトルクコンバータを規範とする発進

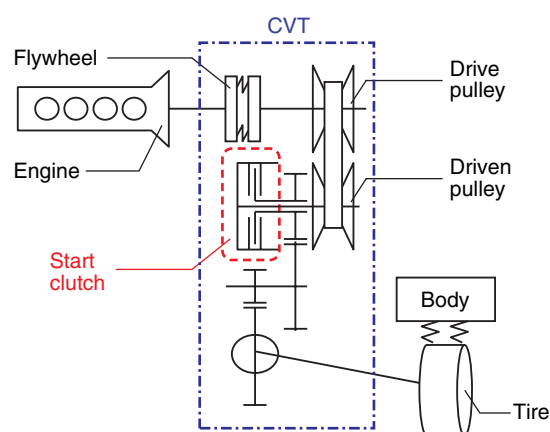


Fig. 1 Layout of start clutch

*四輪開発センター

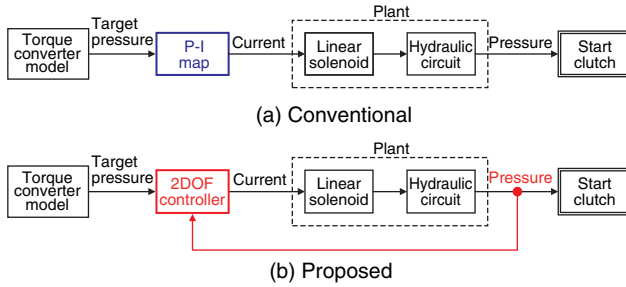


Fig. 2 Block diagram of pressure control

トルクから目標油圧を決定し、電流油圧特性マップをもとに電流を出力する。その電流に応じて LSOL と油圧回路で調整された油圧で湿式多板クラッチのピストンを作動させ、発進トルクを発生する [Fig. 2(a)]。

しかし実油圧の監視はしていないため、温度変化によるクラッチ油圧の応答特性の変化が発進特性に影響してしまう。また、LSOLの電流のばらつきや、圧力制御弁におけるバネ定数や推力のばらつきによる調圧ポイントの変化、さらにクラッチの経年劣化によっても発進特性は変化してしまう。

そこで本稿では、特に温度変化が発進特性に及ぼす影響を低減することを目的とし、目標値追従特性と外乱抑圧特性を独立に設定することが可能な2自由度制御を用い、電子制御による油圧サーボ系を構成した [Fig. 2(b)]。2自由度制御では種々の構成法が提案されておりその効果が報告されているが^{(2), (3)}、ここではフィードフォワード制御とフィードバック制御を並列に配置する手法⁽⁴⁾を採用した。

2. 制御対象

発進クラッチは、LSOLによって調整された油圧でピストンを駆動することにより作動する (Fig. 3)。LSOL に電流を与えると推力が発生してスプール弁が作動し、オイル供給口が開く。そしてオイルポンプからオイルが供給さ

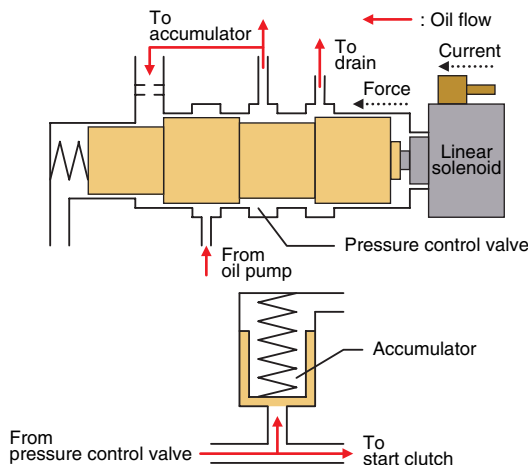


Fig. 3 Hydraulic circuit

れ、クラッチ圧が発生する。反対に、クラッチ圧の減圧は、LSOLの推力を下げることによりドレンを開口することでおこなう。また、ライン圧の脈動がクラッチ圧にも影響を及ぼすため、それを除去する目的でアキュムレータが設置されている。

2.1. モデリング

LSOL においては、入力電流 I_{SC} と LSOL が発生する推力 F_{SC} の特性を1次遅れ系で近似する。

$$F_{SC} = \frac{k_{IF}}{T_{IF} + 1} I_{SC} \quad (1)$$

LSOL 開口部における流量 Q_{SC} は LSOL 部スプール変位 x_{SC} とクラッチ圧 P_{SC} に依存する。またスプールのフィードバック部に流れる流量 Q_f は P_{SC} とスプール圧 P_f の差圧の平方根に比例する。

$$Q_{SC}(x_{SC}, P_{SC}) = \begin{cases} -CA_{SC}(x_{SC}) \sqrt{\frac{2P_{SC}}{\rho}} & (0 \leq x_{SC} \leq x_d) \\ CA_{SC}(x_{SC}) \sqrt{\frac{2|P_{CR} - P_{SC}|}{\rho}} \text{sgn}(P_{CR} - P_{SC}) & (x_d < x_{SC} \leq x_{SCmax}) \end{cases} \quad (2)$$

$$Q_f(P_{SC}, P_f) = C \frac{\pi d_o^2}{4} \sqrt{\frac{2(P_{SC} - P_f)}{\rho}} \quad (3)$$

ρ : オイル密度 x_d : ドレン全閉位置
 P_{CR} : ライン圧 x_{SCmax} : ストローク長
 d_o : オリフィス径

ここで C は流量係数であり、油温によって変化する。また、開口面積 A_{SC} は変位 x_{SC} に依存し次式で与えられる。

$$A_{SC}(x_{SC}) = \begin{cases} \pi d_m(x_d - x_{SC}) & (0 \leq x_{SC} \leq x_d) \\ 0 & (x_d < x_{SC} < x_o) \\ 2L_N(x_{SC} - x_o) & (x_o \leq x_{SC} < x_N) \\ 2L_N(x_N - x_o) & \\ + \pi d_m(x_{SC} - x_N) & (x_N \leq x_{SC} \leq x_{SCmax}) \end{cases} \quad (4)$$

d_m : メイン部スプール径 x_o : ノッチ開口開始位置
 L_N : ノッチ幅 x_N : ノッチ完全開口位置

P_{SC} と P_f に関してはそれぞれ以下の式が成り立つ。

$$\begin{aligned} \frac{V_{CL}}{K} \frac{dP_{SC}}{dt} &= Q_{SC}(x_{SC}, P_{SC}) - Q_f(P_{SC}, P_f) - A_{AC} \frac{dx_{AC}}{dt} \\ \frac{V_f}{K} \frac{dP_f}{dt} &= Q_f(P_{SC}, P_f) + A_f \frac{dx_{SC}}{dt} \end{aligned} \quad (5)$$

V_{CL0} : アキュムレータ部初期容積 V_{f0} : F/B 部初期容積
 A_{AC} : アキュムレータ部受圧面積 A_f : LSOL 部受圧面積

ただし、 $V_{CL} = V_{CL0} + A_{AC}x_{AC}$ 、 $V_f = V_{f0} - A_f x_{SC}$ である。 K は体積弾性係数であり油温や油中の空気混入率によって変化する。

スプールに対する力の釣り合いから x_{SC} とアキュムレータ部スプール変位 x_{AC} に関して以下の関係が成り立つ。

$$\begin{aligned} m_{SC} \frac{d^2 x_{SC}}{dt^2} + D_{SC} \frac{dx_{SC}}{dt} + k_{SC} x_{SC} &= F_{SC} - P_f A_f - F_{fld} - f_{SC0} \\ m_{AC} \frac{d^2 x_{AC}}{dt^2} + D_{AC} \frac{dx_{AC}}{dt} + k_{AC} x_{AC} &= P_{SC} A_{AC} - f_{AC0} \end{aligned} \quad (6)$$

m_{SC} : LSOL 部スプール質量

m_{AC} : アキュムレータ部スプール質量

k_{SC} : LSOL 部バネ定数

k_{AC} : アキュムレータ部バネ定数

f_{SC0} : LSOL 部バネ初期荷重

f_{AC0} : アキュムレータ部バネ初期荷重

F_{fld} : 流体力

ここでスプールの可動範囲はそれぞれ $0 \leq x_{SC} \leq x_{SC \max}$, $0 \leq x_{AC} \leq x_{AC \max}$ である。また D_{SC} と D_{AC} は粘性摩擦係数であり、油温によって変化する。

2.2. 線形モデルの導出

入力を電流 δI_{SC} 、出力をクラッチ圧 δP_{SC} とし、前節で得られた基本関係式を線形化することにより以下の状態空間表現を得る。

$$\begin{cases} \delta \dot{x} = A \delta x + B \delta u \\ \delta y = C \delta x + D \delta u \end{cases}$$

$$\delta x = (\delta x_{SC}, \delta x_{AC}, \delta \dot{x}_{SC}, \delta \dot{x}_{AC}, \delta P_{SC}, \delta P_f, \delta F_{SC})^T$$

$$\delta u = \delta I_{SC}, \delta y = \delta P_{SC}$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ a_{31} & 0 & a_{33} & 0 & a_{35} & a_{36} & a_{37} \\ 0 & a_{42} & 0 & a_{44} & a_{45} & 0 & 0 \\ a_{51} & 0 & 0 & a_{54} & a_{55} & a_{56} & 0 \\ 0 & 0 & a_{63} & 0 & a_{65} & a_{66} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{77} \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$C = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ c_5 \ 0 \ 0], D = 0$$

$$a_{31} = -\frac{k_{SC} + K_{fldx}}{m_{SC}}, a_{33} = -\frac{D_{SC}}{m_{SC}}, a_{35} = -\frac{K_{fldP}}{m_{SC}}, a_{36} = -\frac{A_f}{m_{SC}} \quad (7)$$

$$a_{37} = \frac{1}{m_{SC}}, a_{42} = -\frac{k_{AC}}{m_{AC}}, a_{44} = -\frac{D_{AC}}{m_{AC}}, a_{45} = \frac{A_{AC}}{m_{AC}}$$

$$a_{51} = \frac{K_{KSC}}{V_{CL}}, a_{54} = -\frac{K_{AAC}}{V_{CL}}, a_{55} = \frac{K(K_{SCP} - K_f)}{V_{CL}}, a_{56} = \frac{KK_f}{V_{CL}}$$

$$a_{63} = \frac{KA_f}{V_f}, a_{65} = \frac{KK_f}{V_f}, a_{66} = -\frac{KK_f}{V_f}, a_{77} = -\frac{1}{T_{IF}}$$

$$b_7 = \frac{k_{IF}}{T_{IF}}, c_5 = \frac{1}{10^4 g}$$

Fig. 4, 5 は油温が 80℃ と -10℃ の場合のステップ応答であり、得られた線形モデルによるシミュレーションと実験の応答を比較している。両場合とも良い一致を示している。また、Fig. 6 に示すように折点周波数は 80℃ の場合約 100(rad/s)、-10℃ の場合約 40(rad/s)であり、応答性が大きく異なる。

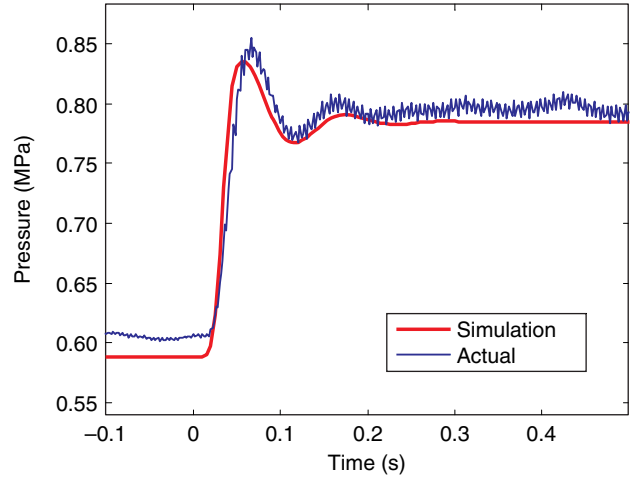


Fig. 4 Step response (80 °C)

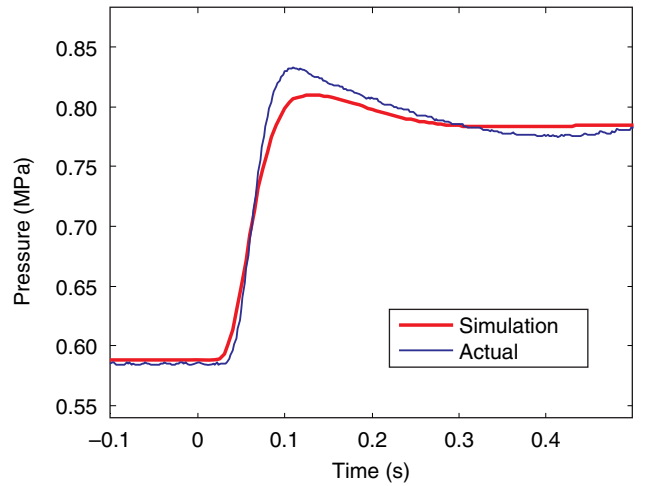


Fig. 5 Step response (-10 °C)

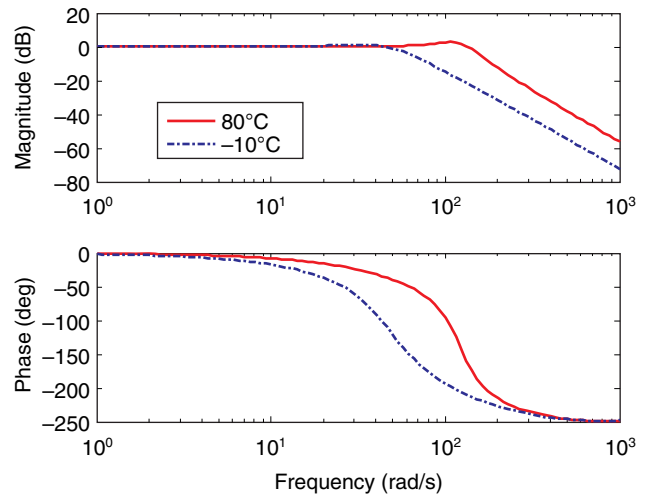


Fig. 6 Bode diagram

3. コントローラ設計

3.1. コントローラ構成

速応性とロバスト性を両立するため、2自由度制御系を構成する。2自由度制御では種々の構成法が提案されているが、ここではFig. 7に示すようにフィードフォワード(F/F)コントローラとフィードバック(F/B)コントローラを並列に配置する手法を採用する。

まず、目標値応答を容易に設定できるように、 $F(s)$ を設計パラメータとして

$$u_{ff}(s) = F(s)P(s)^{-1}r(s) \quad (8)$$

なるF/F制御を考える。このとき、外乱もモデル化誤差もなければ

$$y(s) = P(s)u_{ff}(s) = F(s)r(s) \quad (9)$$

が成立する。さらにモデル化誤差などのために上式が成立しない場合に備えて、望ましい出力 $F(s)r(s)$ と実際の出力 $y(s)$ の偏差を F/B する

$$u_{fb}(s) = K(s)(F(s)r(s) - y(s)) \quad (10)$$

を考える。そして

$$u(s) = u_{ff}(s) + u_{fb}(s) \quad (11)$$

によって制御入力を定めるとする。この構成は、 $F(s)$ により目標値応答性を整形し、 $K(s)$ により外乱や制御対象の特性変動の影響を低減するもので、それらの特性を独立に設定できるという利点を持つ。

前章で示した通り、油温 80℃と-10℃では応答性が大きく異なる。このような大きな変動に対して単一のF/Bコントローラでロバスト性を確保するためには、制御性能を犠牲にして緩やかなF/Bとせざるを得ない。そこで、20℃以下とそれ以上の二つの領域に分け、それぞれに対しコントローラを設計し切り替えて用いることで、制御性能とロバスト性の両立を図る。

3.2. F/F コントローラ設計

まず、立ち上がりの仕様を満足するように規範モデル $F(s)$ を決定し、つぎに制御対象 $P(s)$ の逆システムを用いて $H(s)$ を求める。すなわち、 $H(s) = F(s)P(s)^{-1}$ とする。

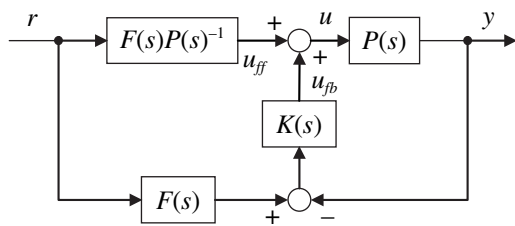


Fig. 7 Two degree of freedom control system

3.3. F/B コントローラ設計

ロバスト制御系の代表的手法である H_∞ 制御では、温度変化による油圧回路の特性変動やむだ時間などの不確かさを有するプラントの集合に対して安定化コントローラを設計することが可能であるが、基本的に不確かさを単一として扱う必要がある。しかし、現実には不確かさが1箇所に来ることはまれで、例えばアクチュエータ、センサなどのそれぞれに存在するのが一般的である(Fig. 8)。それらを1箇所にまとめた不確かさとして扱ってしまうと(Fig. 9)、実際には存在しないものまで含んでしまう。結果としてコントローラに対して不必要に厳しい制約を課すことになるため、十分な外乱抑圧特性や速応性が得られなくなってしまう。

それに対して μ 設計法⁽⁵⁾では、不確かさをありのまま扱うことが可能である。Fig. 10では非対角要素が0となっており、実際に存在する不確かさだけを扱えるような表現になっている。こうすることで、より性能の高いコントローラを設計することができる。

ここでは、Fig. 11に示す一般化プラントを考え、構造的な不確かさを考慮した μ コントローラを設計する。重み関数 $W_2(s)$ は乗法変動の幅を表わす。温度に依存するパラメータ変化やむだ時間など想定される変動の平均値から得たノミナルモデルと、最大値および最小値から得た変動モデルとの差をプロットすると、Fig. 12の破線のようになる。こ

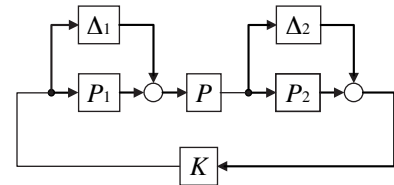


Fig. 8 Original uncertainties

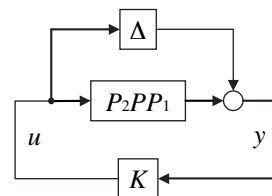


Fig. 9 Unstructured uncertainties

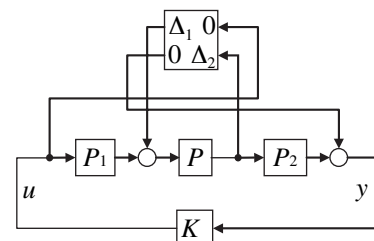


Fig. 10 Structured uncertainties

れを覆うように $W_2(s)$ を選定することで、想定した変動に対してロバスト安定化を図った。また $W_1(s)$ は外乱の動特性、 $W_3(s)$ は入力に対する重み、 $W_4(s)$ は調整要素であり、試行錯誤の末 Fig. 13 のように選定した。なお μ コントローラを求める際は、最も一般的な方法である DK イテレーションを用いた。

DK イテレーションによる μ , γ の推移を Table 1 に示す。なお、表中で回数 3' とは γ を準最適にして再計算した

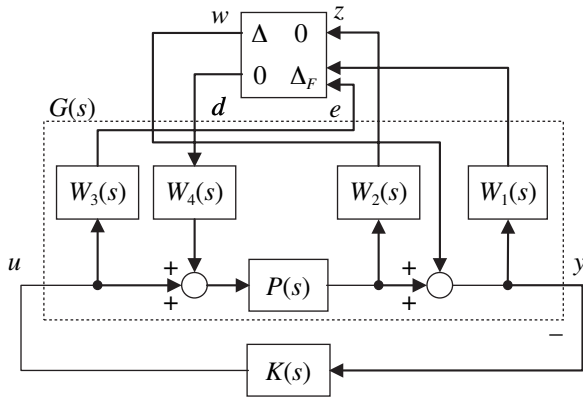


Fig. 11 Generalized plant

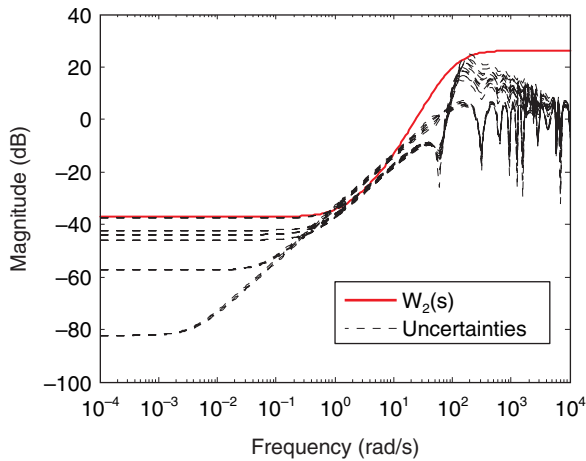


Fig. 12 Bode diagram of uncertainty and weighting function

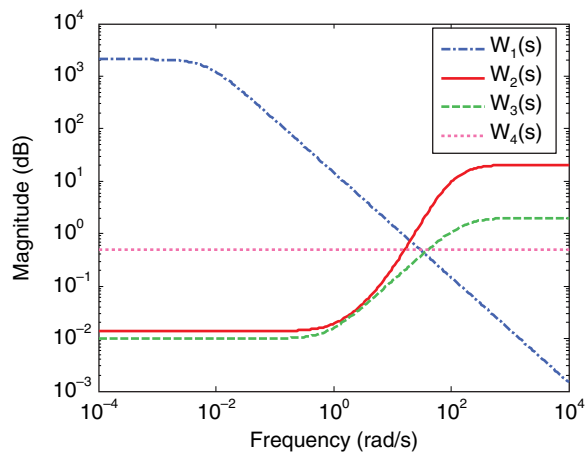


Fig. 13 Bode diagram of weighting function

Table 1 Result of DK iteration

Number of times	1	2	3	3'
Order of K	7	11	13	13
Order of D	0	4	6	6
γ	1.563	0.941	0.922	0.940
μ	1.451	0.941	0.922	0.939

場合のことである。DK イテレーションの 1 回目と 3 回目で求めた μ コントローラを用いて構成した閉ループ系の μ プロットを Fig. 14 に示す。Fig. 14 を見ると、1 回目は 10-100(rad/s)付近において μ の値が 1 を超えているが、3 回目では全域で 1 未満となっている。これは Fig. 15 に示すように、DK イテレーションの過程で自動的に重み関数の調整をおこない、特に中間周波数帯において最適化が図られているためである。Fig. 16 に示すコントローラの Bode 線図を見ると、10-100(rad/s) 付近において位相が急激に進められており、制御帯域を広げるための強い安定化が図られていることがわかる。

理想的なコントローラの周波数特性は、低域については定常特性を確保するためゲインを高くし、高域については

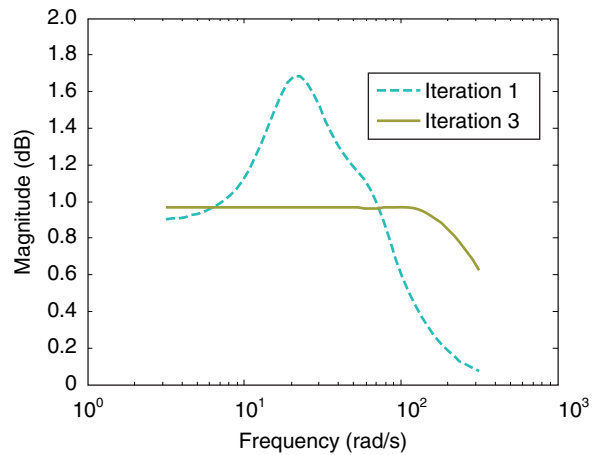


Fig. 14 μ plot

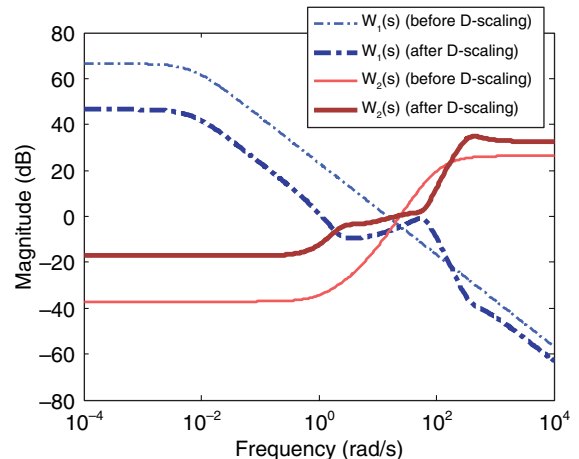
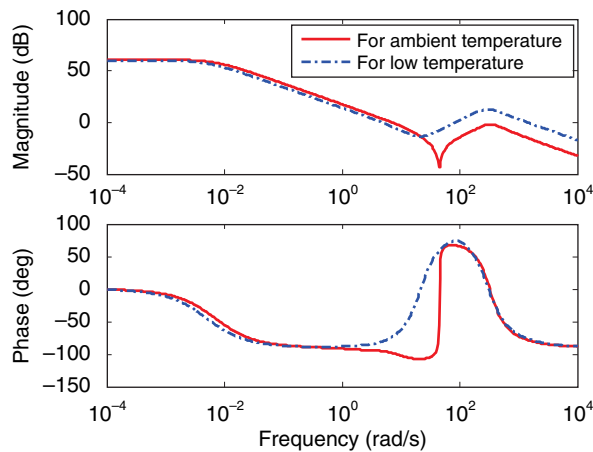


Fig. 15 Result of D-scaling

Fig. 16 Bode diagram of μ controller

不確かさやノイズの影響を排除するために 40-60(dB/dec)の傾きでカットオフ特性を持たせるというのが一般的であるが、それだけならば他の手法でも大差なく実現可能なことが多い。しかし大きく性能に影響を与えるのは中間周波数帯であり、かつ調整が難しい。すでに述べたように、 μ 設計法ではこの中間周波数帯の最適化を手動ではほぼ不可能なレベルまで自動的におこなっており、有効なツールであるといえる。

4. 実機試験結果

4.1. ステップ応答

Fig. 17, 18 は、実機にておこなった油温 80 °C, -10 °C のステップ応答である。80 °C の場合、オープンループ制御と比較して立ち上がり時間はほぼ同じで、オーバーシュート率を約 65% 低減した。また、-10 °C の場合は立ち上がり時間を約 20% 短縮し、オーバーシュート率をほぼ 0 % にした。また、80 °C と -10 °C ではほぼ同じ立ち上がり時間、オーバーシュート率とすることができた。

また Fig. 17, 18 のコントローラ出力を見ると、まず最初に F/F コントローラ出力によって十分な立ち上がり特性を確保し、その後 F/B コントローラによって目標値応答とのずれ、特にオーバーシュートや定常偏差の抑制が図られており、2 自由度制御系が有効に機能していることがわかる。

4.2. 走行結果

実際に走行した結果を Fig. 19, 20 に示す。80 °C と 5 °C の両場合とも、良好に追従していることがわかる。

5. まとめ

CVT 発進クラッチに対し、温度変化に対してロバストな発進クラッチ制御を実現するため、2 自由度制御系を用いて油圧サーボ系を構成した。これにより、以下のことを

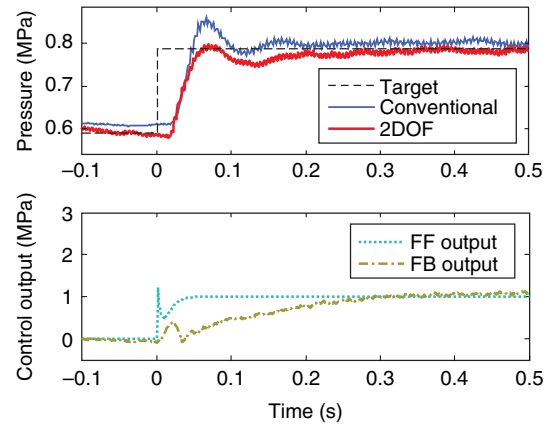


Fig. 17 Step response (80 °C)

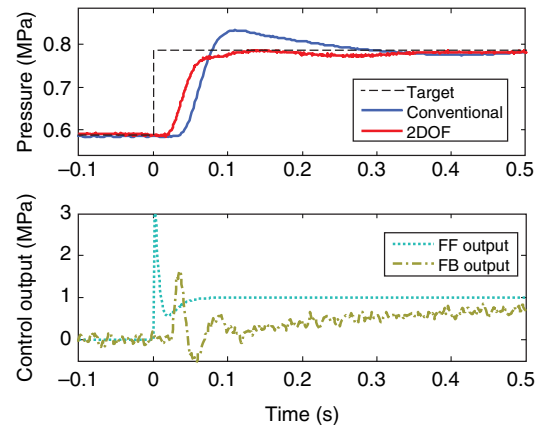


Fig. 18 Step response (-10 °C)

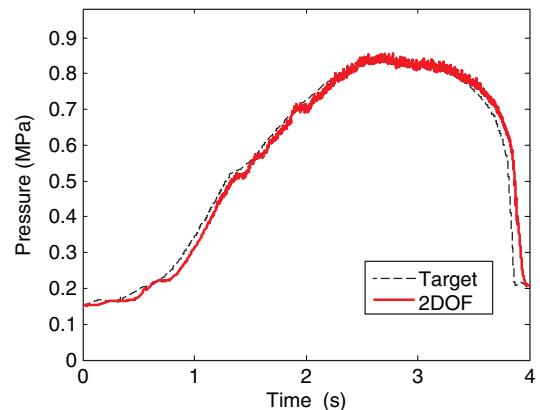


Fig. 19 Operating results (80 °C)

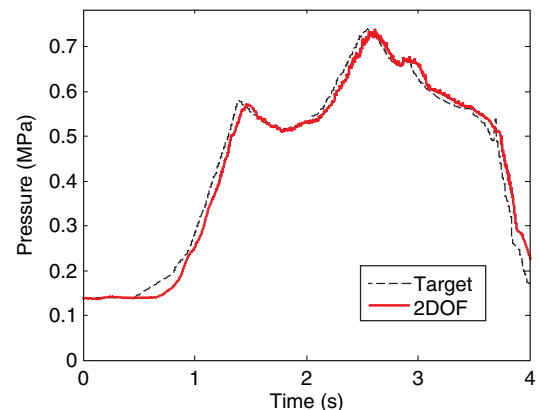


Fig. 20 Operating results (5 °C)

実現した。

- (1) 常温(約 80℃)において、オーバシュート率を約 65% 低減した。
- (2) 低温(約-10℃)において、立ち上がり時間を約20%短縮し、オーバシュート率をほぼ0%にした。
- (3) 常温と低温でほぼ同等の立ち上がり時間、オーバシュート率とすることができた。

参考文献

- (1) 角誠, 國井久史, 藤本修一, 一條秀治, 長谷川隆, 福島幸彦: フィット用新 CVT の開発, Honda R&D Technical Review, Vol. 14, No. 1, p.67-76
- (2) 安達和孝, 若原龍雄, 越智徳昌, 金井喜美雄: 2 自由度制御による無段変速機の変速比サーボ系設計, 計測自動制御学会論文集, Vol. 36, No. 6, p.527-533(2000)
- (3) 岡村義英, 高橋昌也, 星野郁弥: 2 自由度制御理論を用いた押出し機の世界速度制御, 計測自動制御学会論文集, Vol. 35, No. 7, p.926-933(1999)
- (4) 杉江俊治, 藤田政之: フィードバック制御入門, コロナ社, p.169-175(1999)
- (5) 藤田政之: μ - 解析・シンセシスの基礎と応用, 計測自動制御学会, 48p.(2001)

■著 者■



岡本 雅之



寺山 哲



森本 茂

焼準省略可能な高強度軟窒化クランクシャフトの開発

Development of Non-normalized Nitrocarburized High Strength Crankshaft

浅井 鉄也*

Tetsuya ASAI

佐野 直幸**

Naoyuki SANO

瀧谷 善弘*

Yoshihiro TAKITANI

松本 斉***

Hitoshi MATSUMOTO

要 旨

軟窒化処理による強度向上効果を最大限に活用する材料成分設計をおこなうことで、同じ素材硬度を有する従来のクランクシャフトに比べ約16%高い疲労強度、かつ同等の加工性および曲がり矯正性を有する非調質軟窒化クランクシャフトを開発した。開発材が有する高い疲労強度と曲がり矯正性の両立は、少量のMo添加による適度なフェライト強化によって達成された。Mo添加による強化メカニズムは、Mo炭窒化物の析出による二次硬化ではなく、軟窒化処理中に形成されるMoクラスターが大きな格子ひずみを生み出し、通常の固溶強化よりも降伏応力を増大させているものと考えられた。また焼準処理工程の廃止などにより従来高強度クランクシャフトに比べて、熱間鍛造以降の製造時に排出するCO₂量の最大約22%の低減、およびコスト約8%の低減を達成した。

ABSTRACT

A non heat-treated nitrocarburized crankshaft was developed by designing the material composition so as to maximize the effectiveness of the strength increase due to nitrocarburization. This crankshaft has a fatigue strength that is approximately 16% higher than that of a conventional crankshaft of the same material hardness, while possessing the same workability and straightening ability. Strengthening ferrite by adding a relatively small quantity of molybdenum (Mo) gave the developed material both high fatigue strength and excellent straightenability. The mechanism of strengthening by the addition of Mo is thought not to be the secondary hardening due to the precipitation of molybdenum carbonitride, but the formation of a Mo cluster consisting of several atoms during the nitrocarburizing process. This results in a greater strengthening effect compared to solid solution strengthening, thus contributing to higher yield strength. It was found that compared to the conventional high strength crankshaft, the elimination of the normalization process and so on reduced CO₂ emission during and after the hot forging process by approximately 22%, and costs by approximately 8%.

1. まえがき

近年の自動車エンジンに求められるものは、低燃費や低排出ガスなどの環境性能に加えて、さらなる軽量・高出力・低コスト化など多様化している。これに連動し、エンジンの構成部品であるクランクシャフトには、高強度化、低コスト化および製造エネルギーの低減などが求められる。熱間鍛造にて製造されるクランクシャフトの大半は炭素鋼をベースにして、調質処理、表面ロール加工、高周波焼入れまたは

軟窒化処理など、加工や熱処理を加えることにより特性の向上が図られる^{(1)・(5)}。その中で、軟窒化処理にて高強度化する場合の材料的な手法としては、0.45mass%以上の比較的高い炭素含有量の鋼を使用して焼入れ・焼戻し、あるいは焼きならし(焼準)処理などをおこなって母材の強度特性の改善を図る。さらには窒化物を形成しやすい、いわゆる窒化性元素のAl、Cr、Vなどを添加して軟窒化後の部品表面付近の硬度上昇を図ることなどがおこなわれてきた⁽⁶⁾。しかしこれらの方法では、調質処理による製造エネルギー、CO₂

* 四輪開発センター

** 住友金属工業株式会社

*** 株式会社住友金属小倉

排出量およびコストの増加を伴う。さらには、高い素材硬度は加工性の低下を、軟窒化後の高い表層硬度は曲がり矯正性の低下を招いてしまう。

本開発では、非調質を前提として高強度化を図りながらも、加工性および曲がり矯正性を低下させない軟窒化クランクシャフトについて検討した。

2. 開発のねらい

従来、Hondaの自動車用ガソリンエンジンには、標準強度材料と高強度材料の主に2種類のクランクシャフトが使われていた。両クランクシャフト材料ともに軟窒化処理を施すことで特性を向上させているが、高強度材料は高炭素鋼を使用し熱間鍛造後に焼準処理を施して、標準材よりも高い強度を得ていた。一方、標準材では焼準処理廃止を前提として、素材硬度および軟窒化後の表層硬度を低くしているため、加工性および曲がり矯正性に優れる。その結果、標準材クランクシャフトの製造コストは低い。そこで、強度は従来高強度材同等かつコストは標準材同等を目標とし、以下の特性を満足できる材料を検討した。

- (1) 焼準省略可能なこと(従来標準材同等)
- (2) 高疲労強度であること(従来高強度材同等)
- (3) 低い素材硬度であること(従来標準材同等)

3. 材料成分設計の考え方

3.1. 基本成分設定

従来高強度材にて焼準処理を施さない場合、Fig. 1 (a)に示すように粗く、フェライト面積率の低い組織となり、曲がり矯正性の低下を招く。よって焼準を省略するためには、フェライト面積率およびその析出サイトを増加させる必要がある。これについては、すでに焼準を廃止している標準クランクシャフトと同様の手法を用いる⁽⁷⁾。つまり、CおよびMn量の最適化によりフェライト面積率を増加させ、さらにN添加による初析フェライト析出の促進を図り、組織を微細化させる。また、このような焼準しない軟窒化鋼において、疲労強度と曲がり矯正性を向上させるには、Fig. 2に示すように低C化および高Mn化が有効である。なお曲が

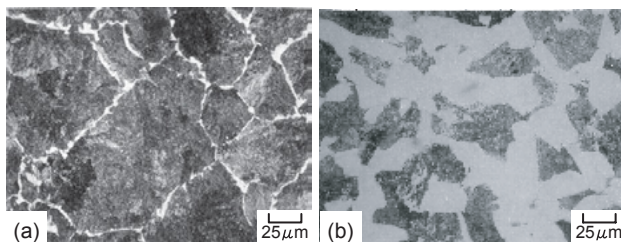


Fig. 1 Optical micrographs of as-forged state:
(a) Conventional high-strength steel
(b) Developed steel

り矯正性については、テストピースに曲げ変形を与えていき、クラックが発生したときのひずみ値(クラックひずみ)で評価した⁽⁸⁾。材料の塑性変形量が大きいき、つまり矯正できる曲がり量が大きければ曲がり矯正性が高いといえる。

一方、クランクシャフトにはオイルシールとの耐摩耗特性も必要とされ、その特性はFig. 3に示すようにC添加量に依存する。

以上のような観点からC量は0.35mass%以上とし、かつ標準材と同等のフェライト分率となるように、Fig. 4の関係

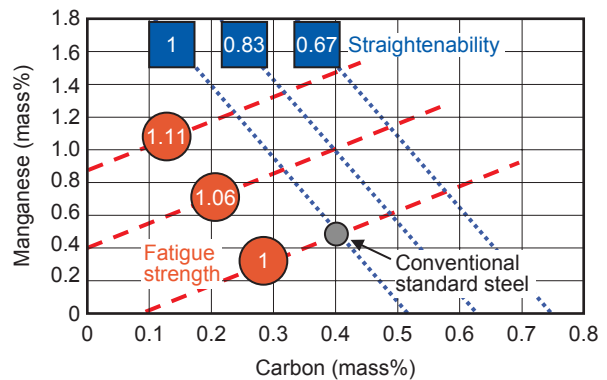


Fig. 2 Correlation diagram between content of alloying additions and properties of nitrocarburized specimen

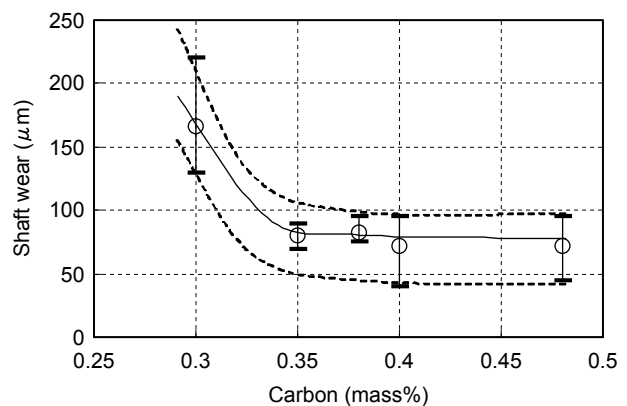


Fig. 3 Relationship between carbon content in steel and wear loss at oil seal section of crankshaft

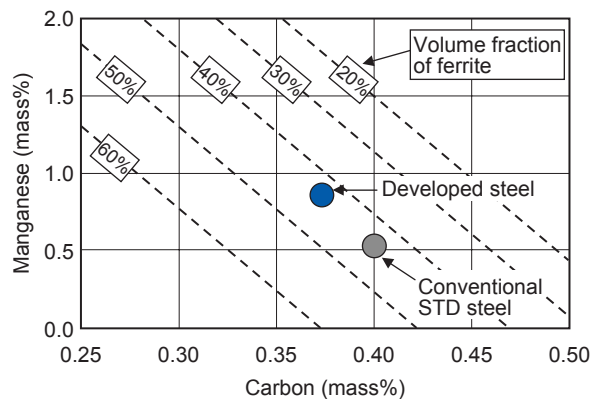


Fig. 4 Relationship between content of alloying additions and volume fraction of ferrite

より C, Mn の量を設定した。これにより Fig. 1 (b) に示すように、熱間鍛造ままにおいても高いフェライト面積率と微細な組織を達成した。

3.2. Mo 添加による高強度化

前述したように高いフェライト面積率としたが、目標の疲労強度達成にはフェライト組織を強化し、さらには軟窒化後の表層硬度を高くする必要がある。ただし、表層付近を過度に硬くすると延性が損なわれてしまうため、その強化手法、つまりは添加元素の選定は重要である。一般構造用鋼においてフェライトを効果的に強化する元素としては Si, Ni, Mo, V, Al^{(9), (10)}などが適当と考えられる。しかし、Si, Ni は窒化後の硬度増大にほとんど寄与しない⁽¹¹⁾ため疲労強度向上は期待できず、逆に Al や Cr および V は硬い窒素化合物などの形成により表層の硬度が上昇^{(12), (13)}して曲がり矯正性を著しく低下させるため、これらの元素は採用できない。

一方 Mo は、高いフェライト固溶強化能を有しかつ窒化

後の硬度も適度に上昇させる元素である。Fig. 5に示すような手順にて試験片を作製し平面曲げ疲労試験をおこない、疲労強度に及ぼす Mo 添加の影響を調べた。Fig. 6 に示すように、少量の Mo 添加においても疲労強度が向上することを確認した。この結果より、強度向上のための Mo 添加量を 0.16mass% と設定した。この Mo 添加による高強度化メカニズムについては次章にて考察する。

4. Mo による高強度化メカニズム

4.1. 軟窒化処理中の降伏比の増加

Mo の強化機構には、軟窒化処理がなんらかの影響を与えていると考えられる。そこでまず、軟窒化処理相当の熱履歴(600℃×2h)を付与する前後での機械的特性の変化を調べた。比較として、Mo を含まない材料の引張り試験も同様におこなった。試験片の準備工程を Fig. 7 に、供試材の化学成分を Table 1 に、試験結果を Table 2 に示す。Mo を含まない材料では熱処理前後で降伏比(降伏点/引張り強度)は変化しないが、Mo を含む材料では降伏比が約 6 % 上昇する。一般に降伏比が大きい材料ほど疲労強度は高い⁽¹⁴⁾。つまり Mo 添加鋼では、軟窒化処理の際の温度上昇のみによっても疲労強度が上昇することを示している。

4.2. Mo の存在状態解析

降伏比が上昇する理由を含めて、Mo 添加鋼の強化メカニズムを材料構造の観点から解明するため、アトムプローブ電界イオン顕微鏡(APFIM)⁽¹⁵⁾を用いて、Mo の分布状態を原子レベルで解析した。

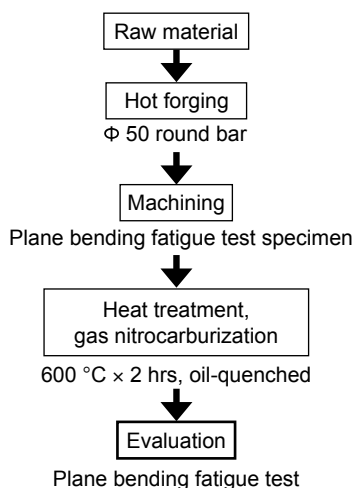


Fig. 5 Method of specimen preparation and property evaluation

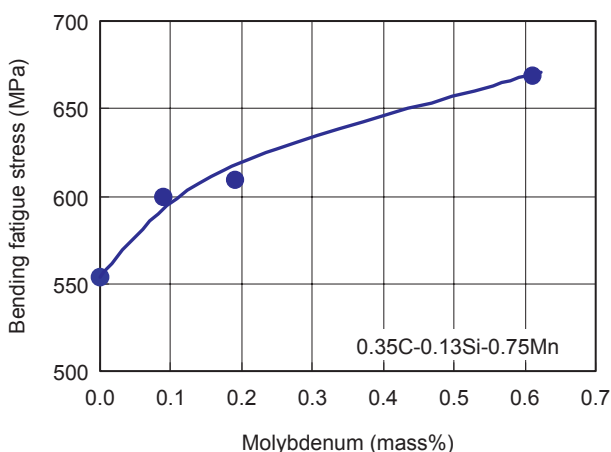


Fig. 6 Effect of Mo on plane bending fatigue strength in developed steel

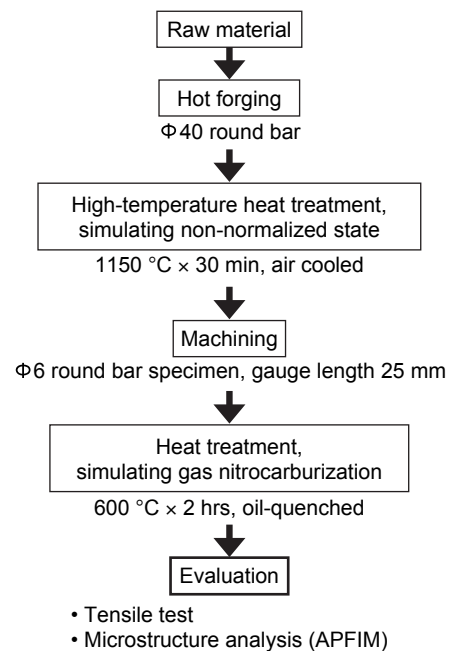


Fig. 7 Method of specimen preparation and property evaluation

Table 1 Chemical composition of Mo-added and Mo-free steel, in mass %

	C	Si	Mn	P	Cu	Ni	Cr	Mo	Ti	N
Mo-added steel	0.35	0.21	0.76	0.016	0.01	0.02	0.08	0.16	0.008	0.0180
Mo-free steel	0.41	0.19	0.58	0.014	0.01	0.02	0.06	0.01	0.009	0.0190

Table 2 Variation of mechanical properties of Mo-added and Mo-free steel, before and after heat treatment at 600°C for 2 hours

Material	Before 600 °C × 2h				After 600 °C × 2h			
	Tensile strength	Yield point	Elongation	Yield ratio (YP/TS)	Tensile strength	Yield point	Elongation	Yield ratio (YP/TS)
Mo-added steel	668 MPa	387 MPa	23.2%	0.579	658 MPa	402 MPa	23.2%	0.611
Mo-free steel	676 MPa	352 MPa	22.4%	0.521	653 MPa	340 MPa	22.8%	0.521

4.2.1. APFIM について

APFIM は、電界イオン顕微鏡(Field Ion Microscopy: FIM)と飛行時間型質量分析器を組み合わせたものである。電界イオン顕微鏡とは、試料表面の原子配列を、原子一つずつに対応する個々の輝点の集まりとして観察できるものである。APFIM の模式図を Fig. 8 に示し、以下にその原理を述べる。

- (1) 針状に成形した試料に高電圧を印加することで試料先端には数 V/Å の高い電界が発生する。
- (2) 試料表面の原子が順次剥ぎ取られるようにして真空中へ正のイオンとして放出される。(電界蒸発)
- (3) イオンが検出器に到達するまでの飛行時間とその時の印加電圧からその質量、つまり原子種が同定される。

検出器に到達するイオンは、プローブホールと呼ばれる小穴で選別される。そのため結果的には、プローブホールの試料表面への投影面積(直径約2nm)に相当する底面を持つ、高さ(深さ)約100nmの円柱(図中の点線で囲んだ領域)内に存在する原子がサンプリングされる。このように個々の原子が、その原子種と検出された順番(深さ方向の位置に対応)の二つの情報をもって検出されるので、透過型電子顕微鏡(TEM)では検出が困難な析出のごく初期段階の微細な析

出物や溶質原子どうしのクラスタの存在も検出できる⁽¹⁶⁾。⁽¹⁷⁾。また、APFIM分析は超高真空中でおこなわれるが、ごく微量のネオンやヘリウムを真空チャンバに導入しておくことでこれらの希ガス原子が試料表面でイオン化され、対向した蛍光板に当たって発光し、試料表面での原子配列が輝点の集合として観察できる。これがFIM像であり個々の原子が分解して観察できることから明らかなように、顕微鏡としての倍率は数百万倍である。

4.2.2. APFIM 解析結果

Fig. 9 は 600°C × 2h の熱処理をおこなった Mo 添加鋼のFIM像である。周囲よりも明るい輝点のコントラスト(図中の○印)が、熱処理前よりも多く存在する傾向が見られた。これらは Mo のクラスタと考えられた。

FIM 観察対象物において、母相よりも蒸発電界強度の高い合金元素が濃化して析出物を作っていると、電界蒸発の際に周囲の母相原子が先に電界蒸発する。そのため析出物は試料表面に残存しやすくなり、そのエッジ効果により希ガス原子の電界イオン化が優先的に起こるようになる。その結果、この部分が周囲よりも明るく観察されることになる。析出物よりもずっと小さな合金元素のクラスタでも、同じようなことが起こる。

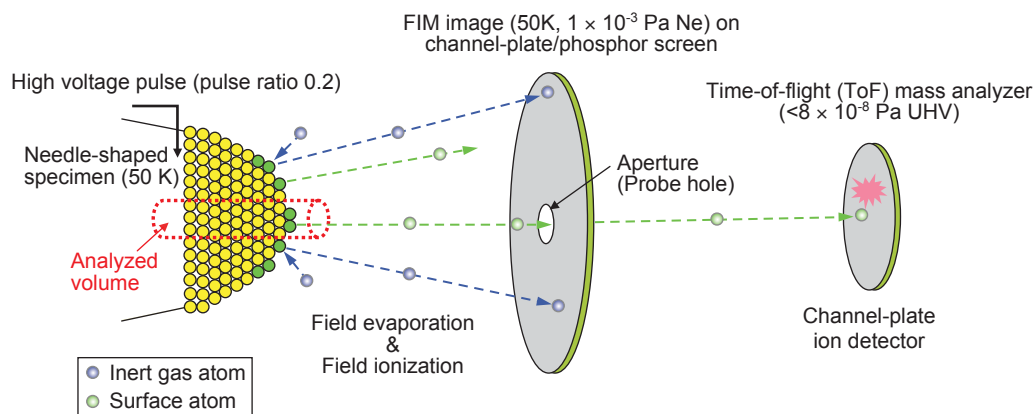


Fig. 8 Schematic diagram showing principles of atom-probe field ion microscopy (APFIM) and analyzing condition of present study

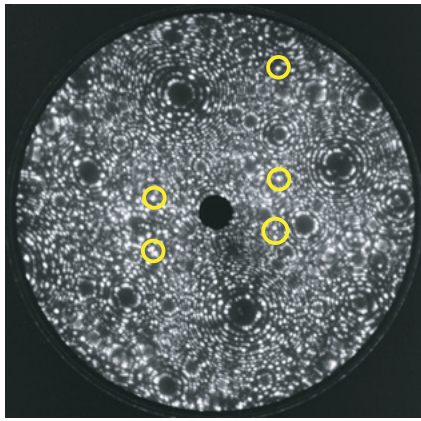
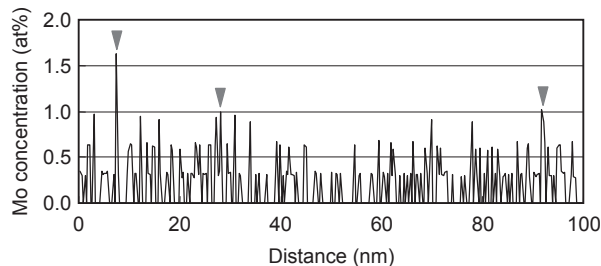
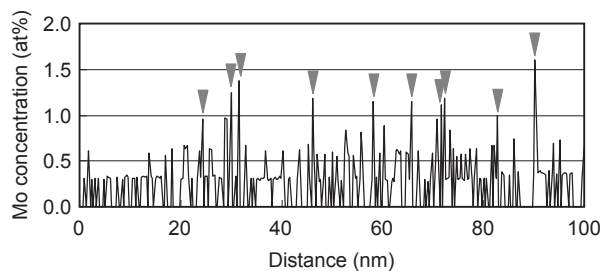


Fig. 9 FIM image of developed steel containing 0.2mass% Mo, after aged at 600 °C for 2 hours



(a) As-forged (non heat-treated) specimen



(b) Aged specimen (aged at 600 °C for 2 hours)

Fig. 10 Concentration profiles of developed steel containing 0.2mass% Mo

この Mo クラスタの存在をさらに検証するために、Mo 原子の分布状況を APFIM にて詳細に調べた。その結果を Fig. 10 に示す。Fig. 10 は、検出されたイオンをほぼ鉄の格子定数に相当する値・約 3 Å の深さごとにブロック分けし、その各ブロックでの Mo 濃度を求めたもので、Mo 原子の濃度プロファイルにあたる。各ブロックには約 300 個のイオンが含まれる。

Fig. 10 のデータ解釈のための模式図を Fig. 11 に示す。原子がカウントされる領域(Fig. 8中の点線で囲んだ領域)を拡大すれば Fig. 11 (a) のようになる。溶質原子がクラスタを形成していれば、図中の(→)で示すようになっていいると考えられる。この円柱を適当な厚み d の円盤(単位ブロック)に区分けして、単位ブロック内での溶媒原子および溶質原子の個数から、その円盤での溶質原子濃度が計算できる。これを深さ方向に沿って順次プロットしたものが、Fig. 11 (b)の溶質原子の濃度プロファイルである。単位ブロック内に溶質原子のクラスタが存在すると、その溶質原子の濃度はランダムまたは均一に固溶している場合の濃度よりも高くなるので、図中(▼)で示すような濃度スパイクとして現れてくる。

Fig. 10 において、鍛造まま材と 600°C × 2h の熱処理材とを比べると、熱処理後では Mo のクラスタと考えられる凝集体の存在頻度が 3 – 4 倍に増加していることがわかる。なお、平均的に固溶している場合の Mo 濃度は約 0.1at% であり、1.0at% 以上の濃度を示す場合を Mo クラスタとみなした。

これより、軟窒化相当の熱履歴を付与するだけで、Mo のクラスタの形成が促進されることが明らかになった。また、実際に軟窒化した試料の表面近傍の拡散層の部分では 600 °C × 2h 材で確認された Mo クラスタの他に、これに N が

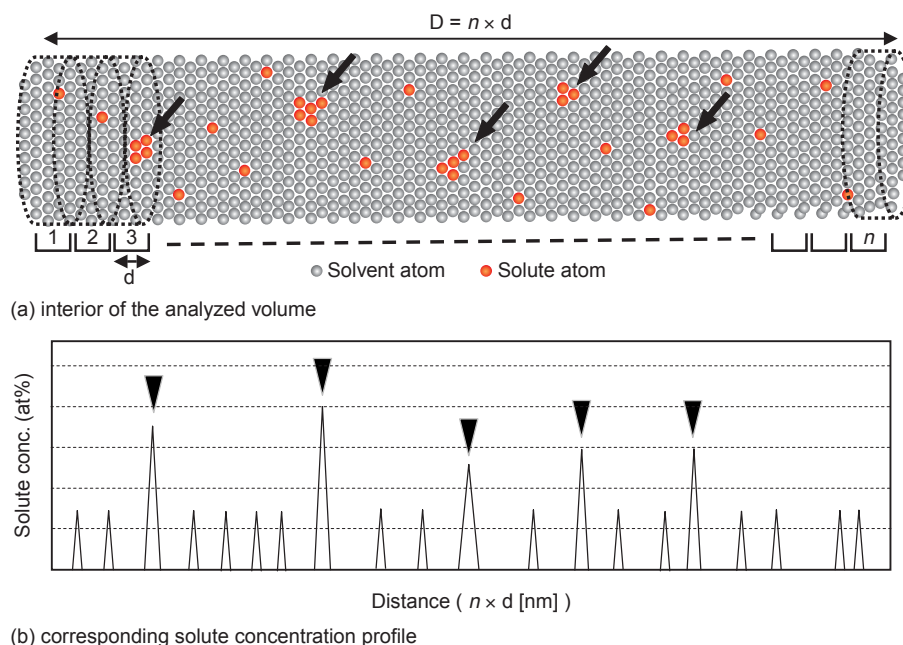


Fig. 11 Schematic diagram

Table 3 Chemical composition of developed and conventional steel, in mass %

	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	N	Ti	Pb
Developed high-strength steel	0.37	0.20	0.82	0.015	0.07	-	0.16	0.015	0.01	-
Conventional standard steel	0.40	0.25	0.52	0.015	0.05	-	-	0.015	0.01	-
Conventional high-strength steel	0.48	0.30	1.42	0.015	0.05	-	-	-	-	-

取り込まれた Mo と N のクラスタも生成していると考えられる。しかし、APFIM では質量数／価数比が 14 である二価の Si^{2+} イオンと一価の N^+ イオンを区別できないので、0.2 % 程度の Si を含有している開発鋼ではこれを検証するには至らなかった。

次に、実際に軟窒化した Mo 添加鋼の窒素拡散層部(表面直下約 50 μm 深さの部分)から切り出した試料の TEM 観察をおこなった。その結果 Mo の窒化物は確認されず、Fig. 12 に示すように、窒化物としては棒状の γ' - Fe_4N あるいは微細な粒状の α'' - Fe_{16}N_2 といった鉄系窒化物の析出が観察されるのみであった。また、このような Mo のクラスタが形成する Mo 添加鋼の軟窒化後の表面近傍での N 濃度は、Fig. 13 に示すように、Mo 無添加鋼である標準材に比べて高いことがわかった。

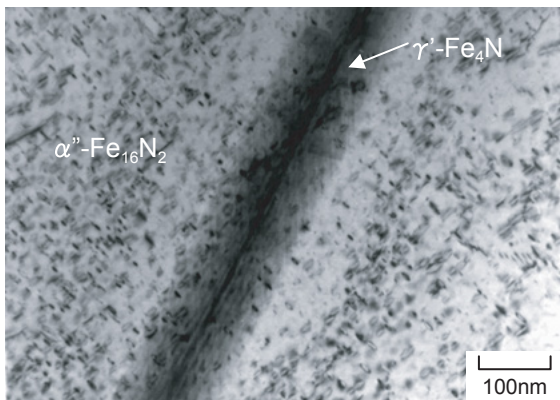


Fig. 12 Transmission electron micrograph taken from diffusion layer of developed steel containing 0.2mass% Mo, after nitrocarburization

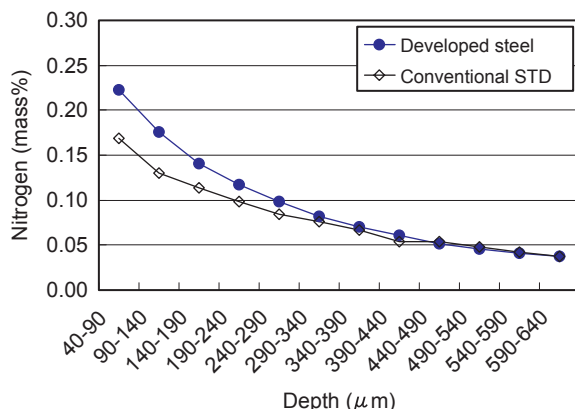


Fig. 13 Nitrogen content of steel after nitrocarburization

4.3. 強化メカニズムの考察

以上の実験結果から、0.16mass%程度の Mo 添加における軟窒化後の高疲労強度化のメカニズムを以下のように考察する。すなわち、Fig. 14 の模式図のように軟窒化処理時の温度上昇に伴い、フェライトに固溶していた Mo が数原子程度の Mo クラスタを形成し、Mo 原子単独のときよりも大きな格子ひずみが発生する。このゆがんだ格子の隙間には、通常よりも多い N が軟窒化処理により侵入しトラップされる。その結果、この大きなひずみ場が転位運動を妨げ、降伏応力が増大することにより高い疲労強度を示すものと考えられる。

5. クランクシャフト特性

以上の検討結果により、材料成分を Table 3 のように設定した。あわせて標準および従来高強度クランクシャフトの材料成分も記載した。次に本材料を用いて、2.4L用L4クランクシャフトを作製し各特性の確認をおこなった。

5.1. クランクシャフトの機械的特性

Fig. 15 に示すように、本開発クランクシャフトの内部硬度は従来高強度材のものに比べて低く標準と同等であるが、軟窒化後表層付近の硬度は高強度のものと同様である。曲げ疲労強度は Table 4 に示すように、従来高強度材同等以上であり、標準材比 16%の高疲労強度化を達成した。また、クラック発生ひずみは従来高強度クランクシャフトに比べ増加し、標準材のものと同色ないことを確認した。

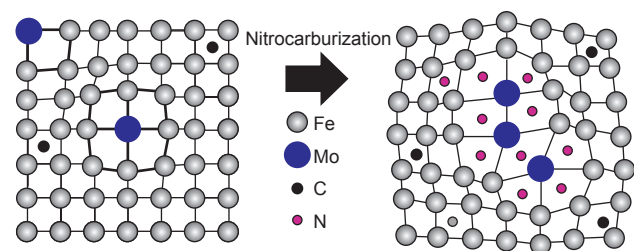


Fig. 14 Schematic illustration of Mo clustering process during nitrocarburization in developed steel

Table 4 Bending fatigue strength and strain for cracking of crankshafts
(Conventional standard crankshaft = 100)

	Bending fatigue strength	Strain for cracking
Developed HS	116	90
Conventional STD	100	100
Conventional HS	113	73

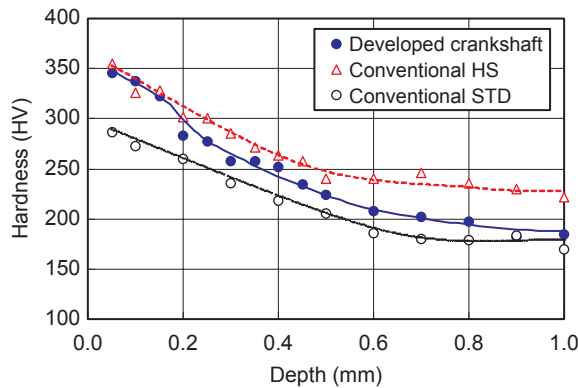


Fig. 15 Hardness distribution of crankshafts

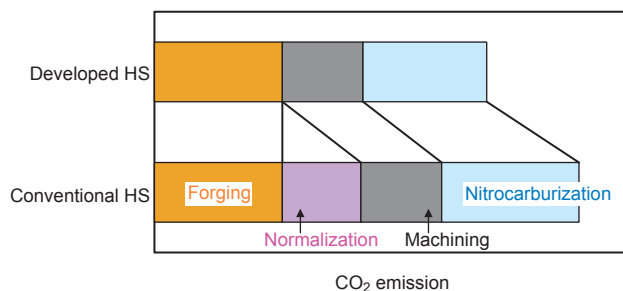


Fig. 16 Comparison of the total CO₂ emission and its constituents during production between developed and conventional high-strength crankshafts

5.2. 適用効果

Fig. 16に示すように、従来高強度材クランクシャフトと比べ、熱間鍛造以降の製造時に排出するCO₂量の最大約22%低減、およびコスト約8%の低減を達成した。

6. まとめ

焼準省略高強度軟窒化クランクシャフトの開発の中で、以下のことが明らかになった。

- (1) 600℃×2hの軟窒化処理をおこなったクランクシャフト材料において、0.16mass%Mo添加による疲労強度向上効果は約16%と高い。
- (2) 軟窒化処理相当の熱履歴(600℃×2h)を付与するだけでもMo添加鋼の降伏比は上昇する。
- (3) APFIMによる解析の結果、軟窒化相当熱履歴付与後の

Mo添加鋼では、Moクラスタの形成が促進されていた。

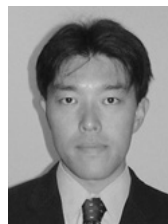
- (4) 軟窒化後Mo添加鋼の拡散層のN濃度は、Mo無添加鋼に比べ高い。
- (5) Mo添加における軟窒化後の高疲労強度化のメカニズムは、Moクラスタの形成およびそれに伴うN濃度増加により導入される大きな格子ひずみによるものと考えた。

参考文献

- (1) 岩間直樹：自動車用特殊鋼部品における最近の技術動向，自動車技術，Vol.55, No.10, p.64-68(2001)
- (2) 鈴木信一，谷健二：最近の窒化処理製品，熱処理，32巻，第5号，p.262-266(1992)
- (3) 森元秀，河本剛，張龍隆行，大脇進，岩間直樹：高疲労強度非調質クランクシャフトの開発，自動車技術会学術講演会前刷集，No.47-00, p.9-12(2000)
- (4) 恩田勇人，浅井鉄也，藤木賢治，工藤洋嗣，室伏和昌：高強度高周波焼入れクランクシャフトの開発，Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.2, p.175-182
- (5) 長坂英明，森啓之，荒木重臣，石橋保樹，濱田猛，高見元彦：冷間ロール加工による一体型クランク軸の疲労強度の向上，神戸製鋼技報，Vol.48, No.1, p.68-71(1998)
- (6) 丹羽祐久，渡辺昌征，磯川憲二：高強度クランク・シャフト用軟窒化鋼の開発，電気製鋼，Vol.51, No.1, p.24-33(1980)
- (7) 天孝篤志，諏方悟：焼き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，Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.141-148
- (8) Matsumura, Y., Kurebayashi, Y., Konagaya, D., Mizuno, K.: Development of Nitrocarburizing Steel for Crankshafts, SAE Technical Papers, 1999-01-0601(1999)
- (9) 池田正一，阿南吾郎：高強度非調質棒鋼，神戸製鋼技報，Vol.52, No.3, p.47-51(2002)
- (10) 家口浩，土田武広，松島義武，安部聡，岩崎克浩，稲田淳：フェライト・パーライト型非調質鋼の疲労特性に及ぼす組織因子の影響，神戸製鋼技報，Vol.50, No.1, p.53-56(2000)
- (11) 鈴木信一，谷健二：ガス軟窒化加工における硬化層深さの評価，熱処理，32巻，第2号，p.92-97(1993)
- (12) 井上幸一郎，松村康志：電気製鋼，Vol.75, No.1, p.11-18(2004)
- (13) 渡辺幹，上野英生，福住達夫：窒化用鋼 MAC24 および NT100, NT200 の窒化特性の改善，三菱製鋼技報，Vol.34, p.1-9(2000)
- (14) 松島義武：非調質鋼の特徴と適用事例，第72回塑性加工講座資料，p.65-81(1998)

- (15) Miller, M. K.: Atom Probe Tomography, Analysis at the Atomic Level, Kluwer Academic/Plenum Publishers, New York(2000)
- (16) 佐野直幸, 前原泰裕: Cu 添加極低炭素鋼における Cu 析出の初期段階, 日本金属学会誌, 第 60 巻, 第 3 号, p.261-268(1996)
- (17) 高橋淳, 川崎薫, 川上和人, 杉山昌章: Cr 及び Cu 添加型窒化处理鋼の 3 次元アトムプローブ解析, 新日鉄技報, 第 381 号, p.22-25(2004)

■著 者■



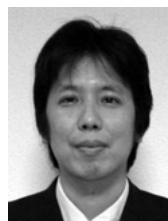
浅井 鉄也



瀧谷 善弘



佐野 直幸



松本 斉

内燃機関用ピストン表面処理技術の開発

Development of Piston Surface Treatment for Internal Combustion Engine

杉 村 健太郎*

Kentaro SUGIMURA

要 旨

内燃機関用ピストンスカート部への適用を目的とし、耐摩耗性の高い低フリクション表面処理技術を開発した。従来の低フリクションコート剤は、含有するモリブデン等の固体潤滑剤が、自己潤滑、摩耗、摩滅することで低フリクションを実現するため、長時間にわたる性能効果の維持は期待できなかった。本技術は、オイル吸着効果を有する高強度被膜により、従来比約5倍に耐摩耗性を向上しつつ、約40%のフリクションを低減するものである。

また生産性においても、ピストンスプレー塗装技術を応用したものであり、特殊な生産設備等を必要とせず、材料置換だけで容易に切り替えが可能である。

ABSTRACT

Low-friction surface treatment technology that provided high wear resistance was developed for the piston skirt of an internal combustion engine. Conventional low-friction coating materials consist of a solid lubricant, such as molybdenum, and the effectiveness of performance was not expected to be maintained for a long time because lower friction was realized by self-lubrication, wear, and abrasion. The newly developed technology uses a high-strength film, which has an oil adsorption effect, enabling friction to be reduced by about 40% while increasing wear resistance about 5-fold as compared to conventional coating materials.

Concerning productivity, because this technology employs piston spray painting technology, the new film can be applied by simply replacing the material without any need for special production equipment.

1. はじめに

自然環境の保護、排出ガス規制、化石燃料の枯渇等、社会的、経済的背景よりエネルギー資源の有効利用が求められている。ガソリン用内燃機関では、全エネルギーの約40%程度が機械損失で失われる⁽¹⁾。そのため燃費、出力の向上のために、機械損失の低減が果たす役割は大きい。

機械損失中のピストンしゅう動抵抗による損失は、機械損失全体の約40%を占めるため⁽²⁾、部品軽量化、低張力ピストンリング、ピストン表面処理等の技術開発が行われ、機械効率の向上がなされてきている。

ピストンに表面処理を施す主目的は、初期性能の向上や、ピストンのあたり、なじみ等の慣らし運転の簡略化⁽³⁾、耐焼付き性の向上である。ピストン表面処理に用いられる代表的処理の模式図を Fig. 1 に示す。

代表的なピストンの表面処理法として、二硫化モリブデン、グラファイト、PTFE等の固体潤滑剤を含む表面処理、乾性被膜潤滑剤が知られている。固体潤滑剤は、へき開(結

晶構造の原子間結合力が弱い面にてすべる現象)等の自己潤滑作用によって、フリクションを低減するため、摩耗が避けられない。このため被膜の長期的な持続性に課題を抱えていた。

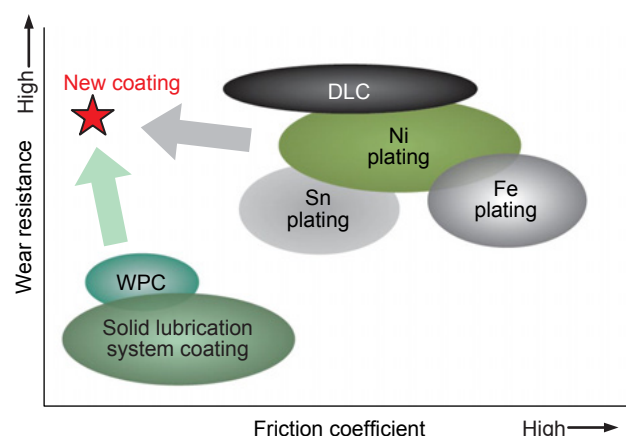


Fig. 1 Piston surface treatment

*汎用開発センター

2. ピストンスカートの潤滑状態

ピストンのトライボロジーにおいて、重要なことはシリンダボアとピストンが流体潤滑を保ち続けることである。Fig. 2 は Stribeck 曲線⁽⁴⁾と呼ばれるしゅう動面部の潤滑状態、摩擦特性を表したものである。

しゅう動速度が低いと、しゅう動面同士が固体接触したまま滑る境界潤滑状態であるため、摩擦係数は大きい。他方、高速では流体潤滑状態となるため、しゅう動面に固体接触はほとんどなく、摩擦係数は低い。その間にある中速域は境界潤滑と流体潤滑の遷移域で、混合潤滑状態と呼ばれる。

ピストンスカートのしゅう動状況、潤滑状態を Stribeck 曲線にあてはめると、シリンダボア内上死点付近でピストンスカート面は境界、もしくは混合潤滑領域にあり、中央部から下死点においては流体潤滑状態にある⁽⁵⁾。

また、ピストンの潤滑状態はエンジン回転数によっても若干異なり、特に低回転域では境界潤滑が支配的で、ピストンスカートのしゅう動損失には、その表面状態が大きく影響する⁽⁶⁾。

よってピストンの低フリクション化は、状況による差異は有るが、境界潤滑領域を持っているために難しい。

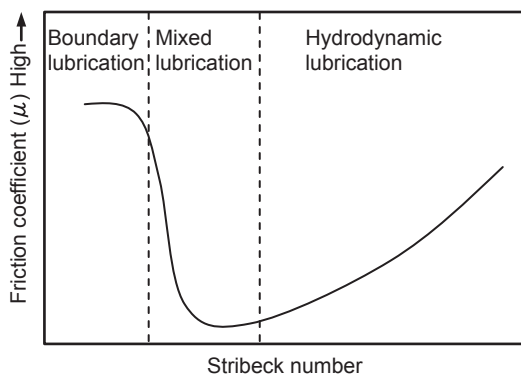


Fig. 2 Stribeck curve

3. 材料設計

当技術はピストンスカート部にオイルの吸着および保持作用を持つ被膜を形成し、従来境界潤滑領域にあった低速しゅう動時にまで流体潤滑領域を拡大することで、しゅう動損失を低減するものである。また、従来の課題であった耐摩耗性を向上するため、被膜の強度向上を行なった。

さらに材料設計にあたっては、以下の生産性および実現性を考慮した。

- (1) 特殊な生産設備を必要としないこと
- (2) 環境負荷物質を有しないこと
- (3) 安価であること

上記の条件を満足する材料として、乾性被膜潤滑剤に着目した。乾性被膜潤滑剤とは、結合樹脂の接着力によって、

二硫化モリブデン、グラファイト、PTFE等の固体潤滑剤をしゅう動面に定着させる機能塗料⁽⁷⁾である。この塗料は、適切な膜厚に塗布し、乾燥または加熱硬化させることで被膜化し、潤滑剤として作用する。

ところが一般的に被膜強度が向上すると、じん性は低下し、これは被膜密着度の低下につながる。つまり、被膜強度と密着力とはトレードオフの関係にあり、これら相反する性質を同時に作りこむため、

- (1) 配合粒子の選定
 - (2) 配合量
 - (3) 樹脂の選定、焼成温度(架橋度)
- を最適化する材料開発を行なった。

4. 材料試験方法

ピストンの往復運動を模擬するため、材料試験機として、Fig. 3 の往復動摩擦摩耗試験機を用いた。

試験片のディスクに表面処理を施し、左右への往復運動を行い、ピンを用いて上部より荷重をかけ、設定した潤滑雰囲気にて試験を行った。

また、表面処理密着力、実機性能についての評価は、エンジン実機での性能測定、および耐久試験にて行った。

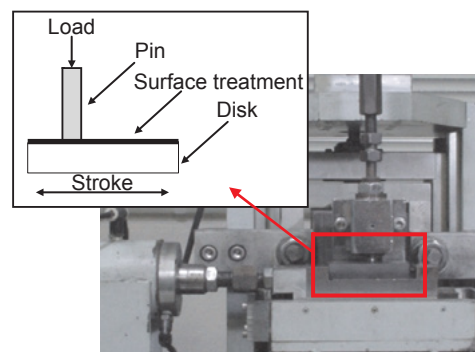


Fig. 3 Dynamic friction abrasion testing machine

5. 試験結果

5.1. オイル吸着効果と対摩耗性

一般的に樹脂材料は濡れ性、親油性が低く⁽⁸⁾、本開発で使用する結合樹脂も例外ではない。本技術は、ピストンスカートの流体潤滑領域を広げる手法に、被膜のオイル保持作用を用いるため、親油性の向上は必要不可欠である。

親油性向上のため、表面処理剤のベース結合樹脂内に微小硬質粒子を配合し、表面特性の改質を行った。この際、配合粒子の大きさによりピストン表面における配合粒子と結合樹脂の面積比が異なるため、表面の摩耗に対する特性が変化する。結合樹脂への粒子配合量を一定とし、粒度を変化させた場合の摩耗量を Fig. 4-(a) に示す。

グラフより、配合粒子の粒度が小さくなるにつれて表面処理部の摩耗量が少なくなることがわかる。これは樹脂表面における配合粒子の比表面積が増え、ピストン表面における摩耗特性の改質効果が大きくなり、オイル潤滑性能が向上したと考えられる。また配合粒子が大きいものは、ピストン表面における比表面積が小さく、表面特性の改質が成されていないのみならず、配合粒子自体によるアブレシブ摩耗を引き起こし、摩耗量が多い。

配合粒子を1 μm以下にまで分散し配合させることで、樹脂表面における配合粒子の比表面積を増やした場合の、配合量に対する摩耗量の変化を Fig. 4-(b) に、被膜のオイル吸着、保持効果を Fig. 4-(c) に示す。

なお、ここではオイル吸着、保持効果の指標として、オイル併用時の摩耗量 δA_{oil} と無潤滑時の摩耗量 δA_{dry} との比率を使用する。

$$Effect = 1 - \frac{\delta A_{oil}}{\delta A_{dry}} \times 100(\%)$$

グラフによれば、配合粒子量を増すことで、オイル併用時の摩耗量を抑えることができる。しかし、配合重量比が60%を超えると摩耗量が多くなる。これは結合樹脂が配合粒子の許容量を超えると保持できず、ぜい性状態となるためである。

彼我比較として、現在主流の乾性被膜潤滑剤、耐摩耗ピストン表面処理の無電解ニッケルめっき、高強度被膜のDLC(Diamond-like carbon)とのオイル吸着、保持効果の比較結果を Fig. 4-(d) に示す。本開発による被膜のオイル保持効果が高いことがわかる。

5.2. オイル吸着効果と低しゅう動性

微小硬質粒子の配合による表面特性の改質により、耐摩耗性のみならず、しゅう動特性も変化する。結合樹脂への粒子配合量を一定とした場合の、配合粒子平均粒度と動摩擦係数の関係を Fig. 5-(a) に示す。グラフによれば、平均粒度が小さいほどしゅう動抵抗は小さい。また平均粒度の異なる2種類の被膜による表面粗さを Fig. 5-(b) に示す。表面粗さの低減は、しゅう動部の真実接触面積が増えることで面圧が低下し、動摩擦係数の低減に結びつくものと考察される。

総しゅう動距離に対するしゅう動特性の変化を、他の表面処理手法と比較した結果を Fig. 5-(c) に示す。各表面処理は「あたり」「なじみ」の効果により、総しゅう動距離10 000 m 程度で飽和する。本開発表面処理が従来の乾性被膜潤滑剤に対し、初期段階で60%、飽和状態で40%しゅう動抵抗を低減していることがわかる。

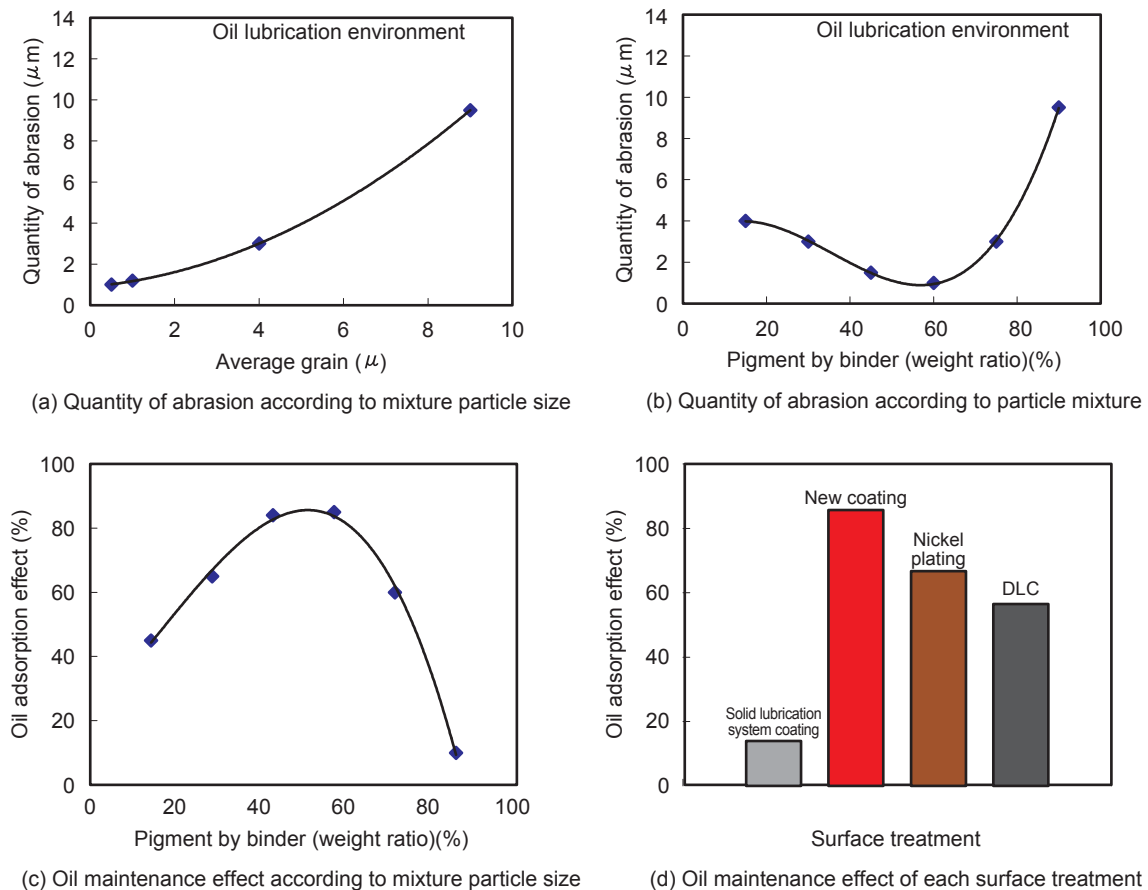


Fig. 4 Oil adsorption effect and anti-abrasivity

5.3. 表面処理の密着性と対摩耗性

結合樹脂は鎖状高分子と呼ばれ、架橋構造を持たせるために焼成し、強度を向上させる⁽⁹⁾。

本技術では、通常トレードオフの関係にある被膜強度と密着力の相反する性質を両立するため、じん性による緩衝を目的とした中間層を用いることにより、高強度被膜から中間層、および中間層からピストンスカートの間の密着性を確保した。電子顕微鏡による断面画像を Fig. 6-(a) に、イメージを -(b) に示す。

密着度を評価するための試験方法として、実機運転試験を行った。実機仕様と試験条件をそれぞれTable 1-(a)、-(b)に示す。

本稿ではピストンのしゅう動に対し、最も厳しい条件を想定し、アルミスリーブ仕様の汎用エンジンを使用し、試験を行った。

Table 1-(a) Engine specifications

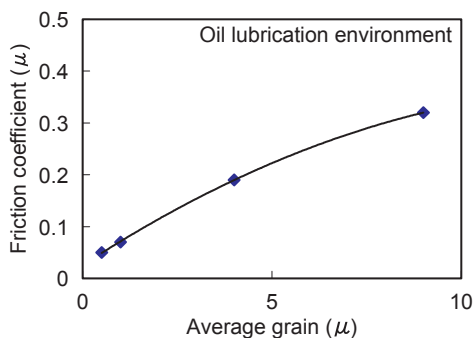
Type	Air-cooled 4-stroke OHC single cylinder
Cylinder	Aluminum cylinder
Bore x stroke	64 x 50 mm
Displacement	160 cm ³
Compression ratio	8.5:1
Lubrication system	Forced splash

Table 1-(b) Test condition

Engine speed	3600 rpm
Throttle	Wide open throttle
Fuel	Regular (Density 0.7304 g/cm ³)
Oil	API SJ SAE 10W-30
Oil maintenance	Upper to lower

試験後のピストン接写写真と摩耗量を Table 2 に示す。20 時間の運転結果より、従来の乾性被膜潤滑剤に比べ、本開発被膜はスカート部の金属素地は見られず、耐摩耗性が向上しているのがわかる。これは従来の乾性被膜潤滑剤が自己潤滑によって低フリクションとなるのに対し、本技術がオイル保持によって低フリクションとなることの違いが明確に表れたものと考えられる。また、150 時間運転後の結果より、被膜の摩耗は、20 時間から 150 時間までの運転にて 2 μ m の定常摩耗を示し、被膜性能の長期性能持続がみられる。

また、中間層を用いたことにより高強度被膜の密着力が向上し、表面層の剥離等は見られない。



(a) Relationship between friction and average grain



(b) Surface coarseness according to grain size

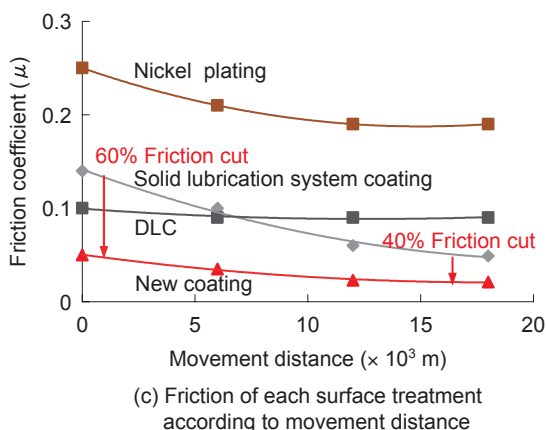
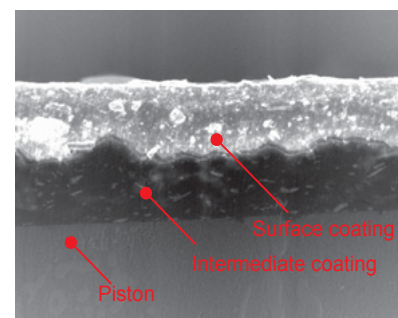
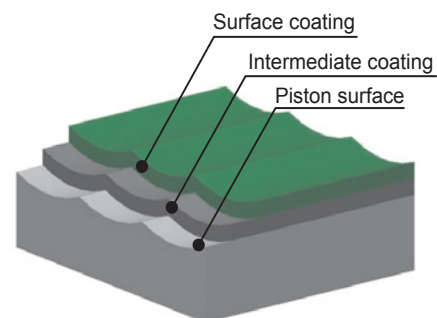


Fig. 5 Oil adsorption effect and friction



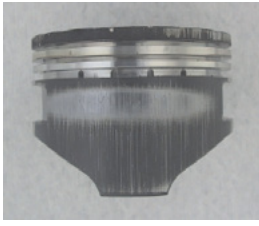
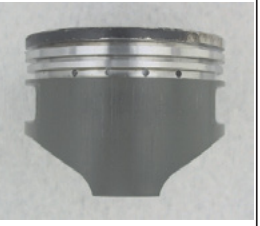
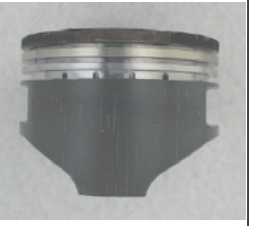
(a) SEM image of piston surface



(b) Cut image of piston surface

Fig. 6 Image of piston surface

Table 2 Engine durability test result

	Conventional coating	New coating	New coating
Piston surface (Thrust side)			
Operation time	20 h	20 h	150 h
Quantity of abrasion	Worn out (Coat 15 μm)	4 μm	6 μm

5.4. 実機性能試験結果

同一の試験エンジンに、ピストンのみを組み換えることで、各表面処理別のエンジンの出力性能を測定した。測定結果の全開出力特性線図を Fig. 7 に示す。

測定データより、全負荷 3600 rpm 時にて、以下の効果が得られる。

- (1) 表面処理無しから、本開発表面処理について
4.9%出力向上
- (2) 表面処理無しから、従来の乾性固体潤滑被膜について
2.4%出力向上
- (3) 従来の乾性固体潤滑被膜から、本開発表面処理について
2.4%出力向上

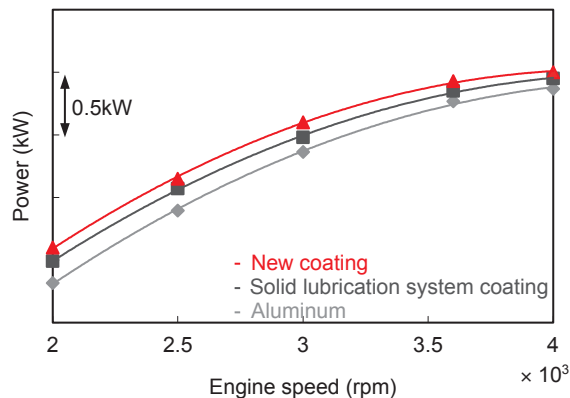


Fig. 7 Power curve

6. まとめ

- (1) ピストンの表面にオイル吸着、保持効果を持たせ、特性を変化させることにより、低フリクションと耐摩耗性を両立させる高強度被膜を開発した。
- (2) 往復動摩擦摩耗試験結果より、従来の乾性固体潤滑被膜と比較し、約5倍の耐摩耗性向上、約40%のフリクション低減が確認できた。
- (3) 実機全開出力測定結果より、本表面処理を施す事にて、約4.9%の出力向上を確認することができた。

7. おわりに

内燃機関は社会環境等の要求に応じるべく開発、改善が成されてきた。ピストンはその一部であり、根幹部品の一つである。高性能の維持、寿命延命は、社会的経済効果、化石燃料の枯渇、環境問題等には必要不可欠な要素であると考え、本研究がその一助になることを切実に願う。

謝 辞

開発にあたり、多大な協力を頂いた住鋳潤滑剤(株)黒田様、山口様、住友金属鋁山(株)佐藤様を始めとする関係者各位に、紙面を借りて厚く御礼申し上げる。

参考文献

- (1) 鈴木孝：環境のためのエンジン技術動向とトライボロジー，トライボロジスト，Vol.49, No.10, p.750(2004)
- (2) 染谷常雄：エンジンのトライボロジー，ENGINE TECHNOLOGY, Vol.1, No.2, p.24(1999)
- (3) 三宅紀明：ピストンのトライボロジー技術，トライボロジスト，Vol.50, No.9, p.650(2005)
- (4) 木村好次，岡部平八郎：トライボロジー概論，養賢堂，p.120(1982)
- (5) 松谷隆司，中田高義，新保善一，久保田隆：ボア壁温分布改善用ウォータージャケットスパーサ，自動車技術会学術講演会前刷集，No.36-04, p.19-22(2004)
- (6) 村上元一，許斐敏明，野平英隆，前田頼成，中田雅彦：エンジン実動時のピストン摩擦力解析，自動車技術会論文集，Vol.22, No.4, p.70-73(1991)
- (7) 松永正久：固体潤滑ハンドブック，幸書房，p.237(1978)
- (8) 石井淑夫：ぬれ技術ハンドブック，テクノシステムp.89(2001)
- (9) 栗原福次：高分子材料大百科，日刊工業新聞社，p.20(1999)

■著 者■



杉村健太郎

転がり抵抗・制動距離性能向上のための タイヤトレッドゴムの粘弾性特性最適化の研究

Research on Optimization of Viscoelastic Properties of Tire Tread Rubber
to Reduce Rolling Resistance and Decrease Braking Distance

茂 木 恵美子*

Emiko MOGI

長 谷 裕 之*

Hiroyuki HASE

溝 根 哲 也*

Tetsuya MIZONE

西 谷 広 滋*

Koji NISHITANI

要 旨

タイヤの転がり抵抗低減とウェット路面での制動距離短縮は、低燃費化と走行安全性の観点から重要である。しかしこれらの性能はトレッドゴムの性能によるところが大きく、両立させるためにはゴムの粘弾性特性の二律背反性能を克服する必要がある。

本研究では、車両の走行時、制動時におけるタイヤの接地面挙動解析を詳細におこない、制動時にはタイヤトレッドの接地幅方向の両端部ゴムの性能寄与が大きく、定常走行時には中央部ゴムの性能寄与が大きいことを見出した。この結果から分割トレッド構造を考案し、それぞれの部位に粘弾性特性を最適化したゴムを配置し、かつ接地圧を均一化したタイヤを開発することにより、転がり抵抗を維持したままウェット制動距離の 5m 短縮を達成した。

ABSTRACT

The achievement of reduced rolling resistance and lower braking distances is important in terms of automotive fuel efficiency and safety. These goals are strongly dependent on the performance of the tread rubber used in the tire, but are contradictory in terms of viscoelastic properties, an issue which needs to be addressed if these goals are to be satisfied simultaneously.

The research discussed in this paper involved analyses of the behavior of the contact patch of a vehicle's tires when the vehicle is cruising and braking. The results show that the two edge sections of a tire in the direction of width make the greatest contribution during braking, and the center section of a tire makes the greatest contribution during cruising. This discovery led to the proposal of a segmented tread configuration. Tires were developed on this basis, using different rubber compounds with optimized viscoelastic properties in the different segments. The distribution of contact pressure on the contact patch was also equalized. The newly developed tires displayed a 5-m reduction in wet braking distance when compared to other tires with identical rolling resistance characteristics.

1. はじめに

近年、自動車への低燃費化と走行安全性の要求から、転がり抵抗が小さく、かつ制動性能の良いタイヤが強く求められている。

タイヤの転がり抵抗係数(以下RRCと呼ぶ)とJ-NCAP(独立行政法人自動車事故対策機構が公表している自動車アセスメント)に準じて実施したウェット路面での制動距離の関

係を Fig. 1 に示す。ここに示すように、RRC とウェット制動距離は二律背反関係にあり、両者の性能を同時に高次元で両立させることが困難なことがわかる。

本研究では、自動車の走行時、制動時におけるタイヤの接地面挙動に着目し、タイヤトレッドゴム材料の最適配置と接地面圧の均一化によって、RRC 低減と制動距離短縮を高次元で両立するタイヤを開発したので報告する。

*四輪開発センター

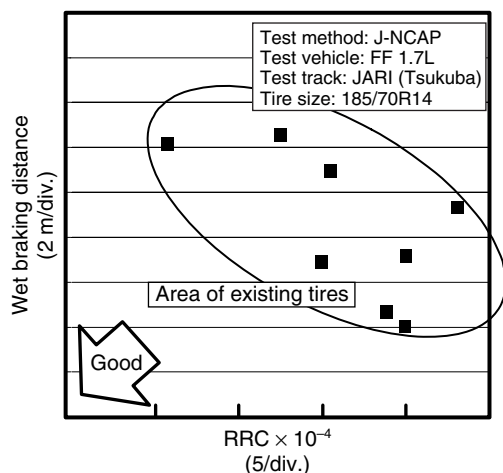


Fig. 1 Relationship between wet braking distance and RRC

2. タイヤトレッドゴムの粘弾性特性

2.1. タイヤ性能の背反性と粘弾性の関係

一般的に RRC を 10% 低減すると、車両燃費は 1-2% 向上すると報告されており⁽¹⁾、RRC は燃費への影響が大きい。RRC はタイヤの大部分を構成しているゴムや高分子繊維が転動中に受ける繰り返し変形により、エネルギーをロスすることに起因する。ゴムは一般に弾性と粘性の両方の性質を持つ「粘弾性体」と呼ばれており、粘性があるために変形時のエネルギーは完全に回復することがなく、一部は熱エネルギーとして消費される。すなわちヒステリシスロス(履歴損失)を生ずる。ヒステリシスロスは、材料の $\tan\delta$ (損失正接=損失弾性率/貯蔵弾性率)に比例するので、一般的に $\tan\delta$ を用いて表される⁽²⁾。Fig. 2 にヒステリシスロスの簡単な概念を示す。

タイヤ部材の中ではトレッド部ゴムの RRC への寄与が約 50% を占めており⁽³⁾、トレッドゴム材料の $\tan\delta$ を小さくすることにより、RRC を低減することができる。しかし、トレッド部は唯一路面と接触する部分であり、RRC だけでなく、安全性の点からウェット路面での制動性能も重要視されている。制動力はトレッドゴムの摩擦力に支配され、ゴムの摩擦力はヒステリシスロスによる摩擦力と凝着摩擦力の和で表される。実際に、実車制動距離の温度依存性がこのゴムの粘弾性特性から精度良く予測できることが証明されている⁽⁴⁾。ウェット路面における制動性能の向上へは、水膜の影響で路面とゴムの接触面積が減少し、凝着摩擦力も減少することから、ヒステリシスロスによる摩擦力の寄与が大きくなる。つまり、トレッドゴムの $\tan\delta$ を増加させることが有効な手段となる。

以上より、RRC 低減と制動性能向上では、異なる $\tan\delta$ 特性が求められていることとなるが、従来から Fig. 3 に示すようなタイヤ挙動と $\tan\delta$ の変形周波数依存性との関連付けにより、走行時と制動時のゴムへの入力周波数の違いに着

目した $\tan\delta$ コントロール手法が用いられてきている。

タイヤの RRC は、タイヤが 1 回転で一度、路面による変形を受けることによって発生する。一方、制動力はトレッド表面のゴムが、路面骨材の 0.1mm ピッチ程度の微小な凹凸に追従した細かな変形を受けることによって発生する。すなわち、それぞれの変形を周波数で整理すると、同じヒステリシスロスでも RRC は $10^1 - 10^2 \text{ Hz}$ 、制動力は $10^4 - 10^6 \text{ Hz}$ の変形入力周波数に相当することになる。実験室においては、1000Hz 以上の高周波を得ることが困難なため、粘弾性物質によく用いられる時間-温度換算則(WLF 式)でこの振動数を温度に換算すると、10Hz 程度での $\tan\delta$ 測定の場合、RRC は 50-60℃、ウェット制動性は 0℃ 付近に相当することになる⁽⁵⁾⁻⁽⁷⁾。したがって、60℃ 付近の $\tan\delta$ が小さく、0℃ 付近の $\tan\delta$ が大きいゴムが RRC と制動性能を同時に向上できるゴムとなる。このヒステリシスロスの観点で各性能に求められるタイヤトレッドゴム材料の方向性を Table 1 にまとめた。

しかしながら、60℃ $\tan\delta$ 低減と 0℃ $\tan\delta$ 向上をねらった従来の $\tan\delta$ コントロール手法では、両者の特性を同時に向上させることは困難であった。さらに RRC と制動性能に加えて、トレッドゴム特性が大きな影響を及ぼすタイヤ性能に雪上性能がある。雪上性能の評価指標となる低温(-15℃)のゴム弾性率 E^* と 0℃ の $\tan\delta$ の関係を Fig. 4 のように

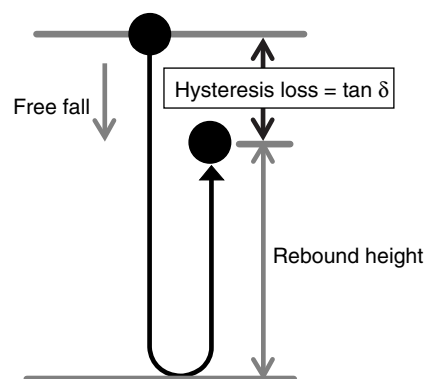


Fig. 2 Image of hysteresis loss of viscoelastic compound

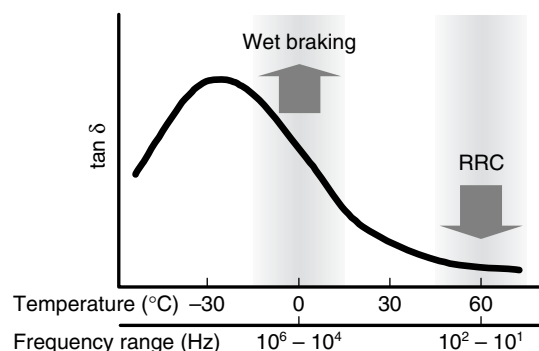
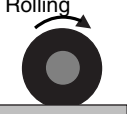


Fig. 3 Temperature dependence and frequency dependence of $\tan\delta$

Table 1 Comparison of direction of enhanced tread compound

	Phenomenon	Frequency	Index Direction
RRC	Rolling 	$10^1 - 10^2 \text{ Hz}$	$60^\circ\text{C } \tan \delta$ Small
Wet braking	Slipping 	$10^4 - 10^6 \text{ Hz}$	$0^\circ\text{C } \tan \delta$ Large

表すと、低温性能が要求されるオールシーズンタイヤ(M+Sタイヤ)と、一般の夏用タイヤでは、 $0^\circ\text{C} \tan \delta$ の分布範囲が大きく違う。すなわちオールシーズンタイヤと一般の夏用タイヤとでは、異なる低温 E^* の制約範囲の中での粘弾性コントロールがおこなわれていることがわかる。

2.2. 粘弾性特性変化とタイヤ性能の関係の検証

タイヤトレッドゴムの粘弾性特性とタイヤ性能の関係を明確にするため、量産タイヤのトレッドゴムをベースに、次のようなゴムを試作した。

A: $0^\circ\text{C} \tan \delta$ を増大

B: $60^\circ\text{C} \tan \delta$ を減少

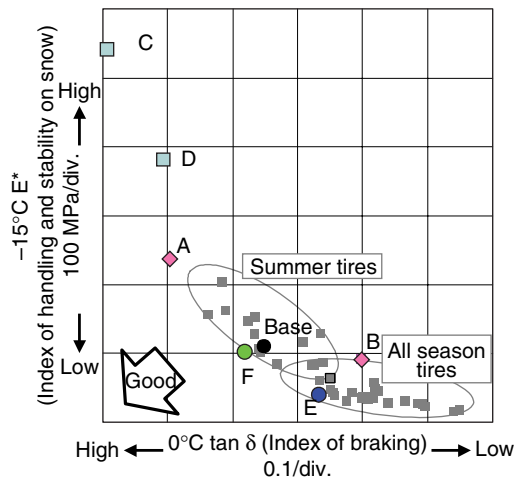
C: $0^\circ\text{C} \tan \delta$ を増大(-15°C の E^* の増大は許容)

D: $60^\circ\text{C} \tan \delta$ を減少(-15°C の E^* の増大は許容)

E: -15°C の E^* をオールシーズンタイヤ許容範囲とし、 $0^\circ\text{C} \tan \delta$ 増大、 $60^\circ\text{C} \tan \delta$ 減少

F: -15°C の E^* を夏用タイヤ許容範囲とし、 $0^\circ\text{C} \tan \delta$ 増大、 $60^\circ\text{C} \tan \delta$ 減少

なお、上記の物性を実現するためのゴム配合の考え方は次の通りである。ゴムの粘弾性特性を大きく左右するのは、

Fig. 4 Relationship between $0^\circ\text{C } \tan \delta$ and $-15^\circ\text{C } E^*$

ポリマ種別と無機フィラ(カーボンブラック、シリカ)の種別、配合量であり、 60°C の $\tan \delta$ を小さくするためには、フィラの分散性、反応性を向上させる必要がある。そこで溶液重合スチレンブタジエンゴム(S-SBR)の末端変性タイプをメインポリマに選定し、補強効率を上げる手法を用いた。 0°C $\tan \delta$ の増大は、フィラの高充填によりおこない、 -15°C の E^* の調整は、ブタジエンラバ(BR)の添加量、および添加オイルの最適化にておこなった。

なお、量産タイヤトレッドゴムとゴム A - F の粘弾性的な位置づけを Fig. 4, 5 に示す。

A - D のゴムを用いて試作したタイヤ A - D と量産タイヤの性能評価結果は Fig. 6 のようになった。タイヤ A と B は RRC と制動性能の二律背反ライン上を動くのみであったのに対し、 -15°C の E^* の増大は許容し、雪上性能を無視したタイヤ C, D では制動性能と RRC がともに向上していることが確認できた。以上のことから、雪上性能を維持したままでは粘弾性コントロールのみによる制動性能と RRC の向上には限界があり、粘弾性コントロールと併用する新たな考え方が必要であるといえる。

そこで制動性能と RRC を同時に向上させる新たな切り口として、車両の基本性能がタイヤ接地面と路面との力のやり取りにより発揮されることに着目し、制動時、定常走行時、雪上走行時におけるタイヤの接地面挙動解析を詳細におこなった。

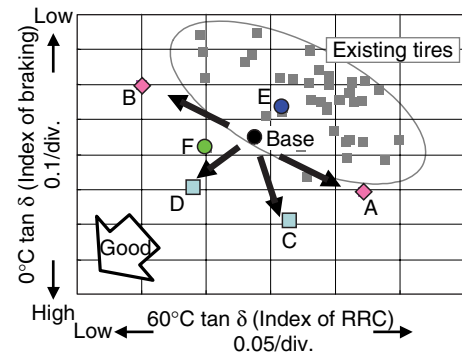
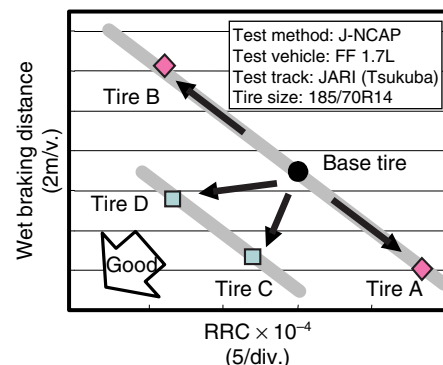
Fig. 5 Relationship between $60^\circ\text{C } \tan \delta$ and $0^\circ\text{C } \tan \delta$ 

Fig. 6 Relationship between wet braking distance and RRC

3. 各性能における接地面挙動解析

タイヤの接地面はタイヤが路面と接している部分であり、同一タイヤにおいても空気圧や負荷荷重により、接地面形状や圧力分布が変化する。さらに、定常走行時や制動時、雪上走行時で接地面の状態はさまざまに変化する。本研究では接地部の中でもそれぞれの性能を発揮させるのに寄与する部位が異なると考え、従来単一ゴム材料にて構成されていたトレッド部の各部位に最適な材料を配置することにより性能向上が図れると予測し、挙動解析をおこなった。

なお、本研究では接地面の周方向の長さを接地長、幅方向の長さを接地幅、接地幅方向の中央部をセンタ部、端部をショルダ部と呼び、これらを Fig. 7 に示す。

3.1. 制動時の接地面挙動解析

J-NCAP では 100km/h からのフル制動がおこなわれる。Fig. 8 は J-NCAP に準じて実施した湿潤路面での制動テストにおけるタイヤ荷重の推移であるが、1.7L FF 車では 0.2 秒間で前輪の荷重が定常荷重から制動最大荷重まで到達しており、前輪への荷重移動が非常に短い時間で起こることがわかる。

このような状態下でのタイヤの接地面挙動を把握するた

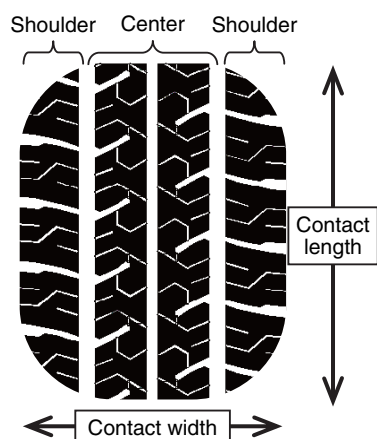


Fig. 7 Definition of footprint (Contact patch)

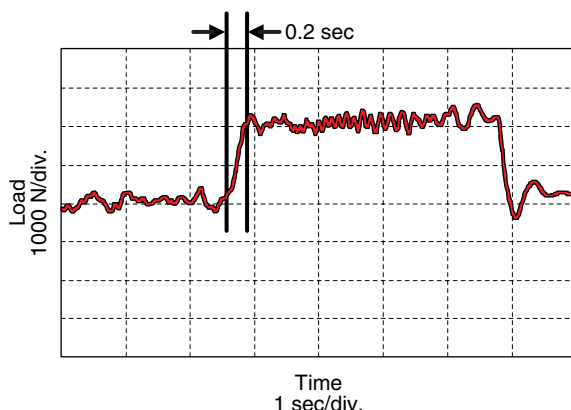


Fig. 8 Front wheel load variation in wet braking

め、タイヤ単体を使用して、Fig. 9に示すように、電磁型加振機にて 5Hz の加振をおこない、120Hz の応答性を持つ面圧センサ(センササイズ: 75 × 75mm, 分解能: 2mm)を用いて接地面圧分布測定を実施した。また、比較のために静的に制動荷重を与えた場合(制動荷重にて接地面圧力が飽和した状態)の測定もおこなった。接地面圧分布測定範囲および解析範囲は Fig. 10 に、面圧測定結果を Fig. 11 に示す。

Fig. 11より、動的接地圧測定結果を定常荷重と制動最大荷重で比較すると、センタ部の接地圧は変化がないのに対し、ショルダ部接地圧変化が大きく、タイヤ接地面内において、制動時に面圧負荷が大きいのはショルダ部であること

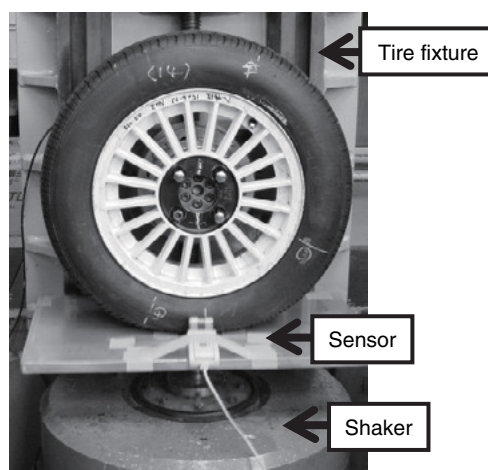


Fig. 9 Dynamic contact patch measuring equipment

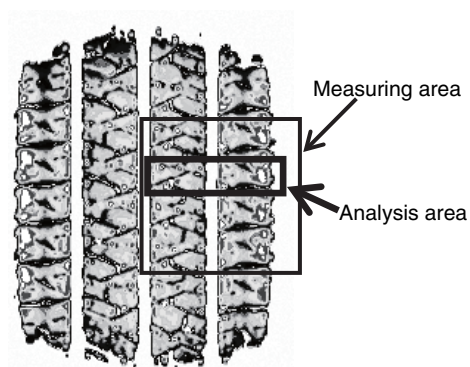


Fig. 10 Measuring and analysis areas of contact patch

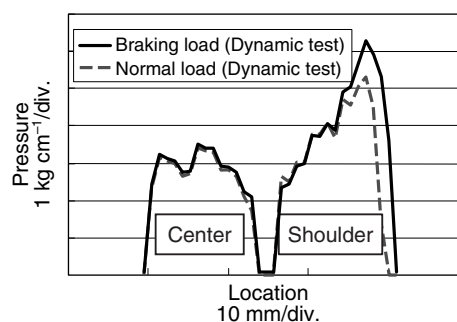


Fig. 11 Comparison of contact patch pressure distribution in normal load and braking load

がわかる。また Fig. 12 に示すように、動的接地圧と静的接地圧を比較すると、動的に荷重を与えたほうがショルダ部接地圧が高くなることがわかる。

一般的にゴムは接地圧が低いほど摩擦係数 μ が高いため、面圧が不均一な現象を取り除くことにより、制動距離の短縮ができると考え、同一トレッドゴムを用い、Fig. 13に示すような端部接地圧の高いタイヤと接地圧が均一化されたタイヤを試作した。これらのタイヤで実車のウェット制動距離を比較したところ、接地圧均一タイヤは端部接地圧が

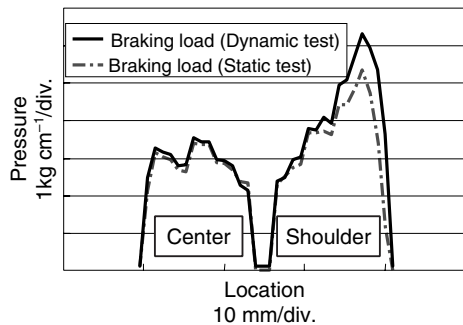


Fig. 12 Comparison of contact patch pressure distribution in dynamic and static tests

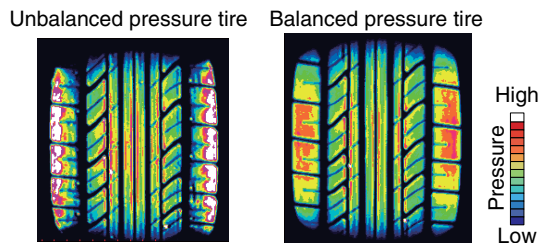


Fig. 13 Comparison of contact patch pressure under braking load

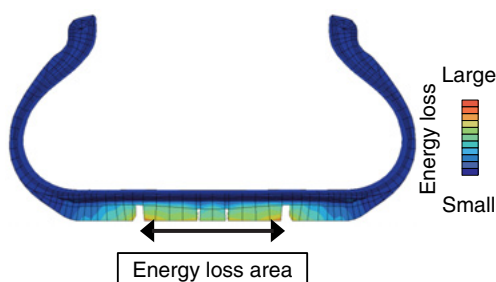


Fig. 14 Hysteresis loss distribution by finite element method analysis

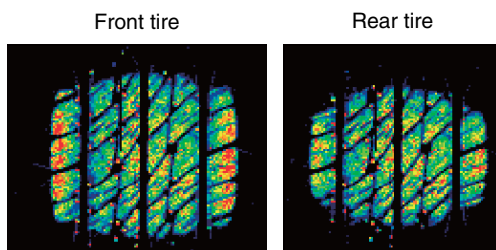


Fig. 15 Comparison of contact pressure

Table 2 Target tire characteristics

Performance goal	Part of contact patch	Index of tread compound property	Direction
Braking	Shoulder	0°C tan δ	Up
RRC	Center	60°C tan δ	Down
Snow handling	Center	-15 °C E*	Down

高いタイヤよりも 3m 以上制動距離が短くなり、接地圧の均一化が制動距離の短縮に効果があることを確認した。

3.2. 定常走行時の接地面挙動解析

定常走行時のタイヤの接地面挙動を解析するため、タイヤを構成する各部材の材料物性を入力し、定常状態での直進走行を想定したFEM解析を実施した。その結果、Fig. 14に示すように、センタ部ゴムのエネルギー損失が大きく、タイヤのRRCにはセンタ部ゴムの性能寄与が大きいことがわかった。

3.3. 雪上走行時の接地面挙動解析

雪上でタイヤが摩擦力を発生するメカニズムは圧縮抵抗、雪柱剪断力、粘着摩擦力、剪断摩擦力(エッジ効果)が主体となる⁽⁸⁾。すなわち、トレッドパターンデザインと低温でのゴムの弾性率が雪上性能を決定するといえ、FF車両において雪上走行における安定性を確保するためには、後輪タイヤの接地状態、つまり低負荷荷重での接地面挙動が重要となる。Fig. 15はFF 2.0L車の前輪と後輪の接地面を示したものであるが、後輪荷重では接地面中のセンタゴムの占有面積が大きく、センタゴムの低温時の柔軟性確保が必要となることがわかる。

4. タイヤ性能向上技術と効果

以上の実車でのタイヤ接地面挙動解析から、求める性能とそれに寄与する部位、ゴム特性の方向性を検討した結果をTable 2にまとめる。これらを具現化するため、Fig. 16に示すような、センタ部にはRRC低減と雪上性能確保に有効なゴムを、ショルダ部にウェット制動性能に有効なゴムを配置した分割トレッド構造を提案する。またそれらのゴ

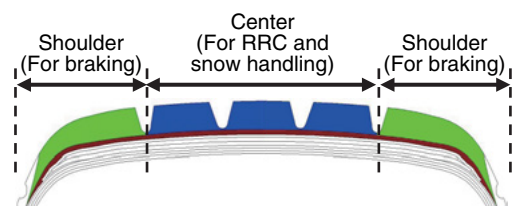


Fig. 16 Segmentation of tread construction

ム性能が十分に発揮できるように、接地面全体の圧力分布を均一化する。

4.1. 適用ゴム材料

Table 2のゴム特性の方向性から、センタ部とショルダ部それぞれに最適なゴムとして、前述したゴム E と F を配置する。

4.2. タイヤ接地圧分布の均一化

タイヤの接地圧分布の均一化は以下の手法でおこなった。Fig. 17にタイヤの断面形状を示す。接地圧分布の均一化はクラウン形状の最適化により実施できる⁽⁹⁾ため、目的関数を最小接地圧分散とし、設計変数をクラウン R 形状に設定して、最適断面形状を FEM 計算により求めた。その結果を加硫型形状とする。

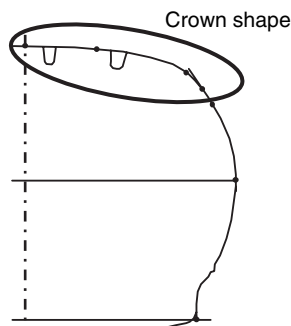


Fig. 17 Cross section of tire forming die

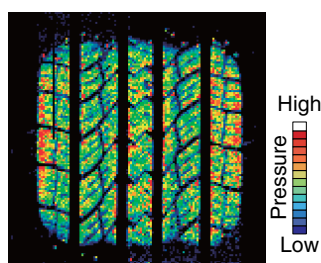


Fig. 18 Contact patch pressure of developed tire at braking load

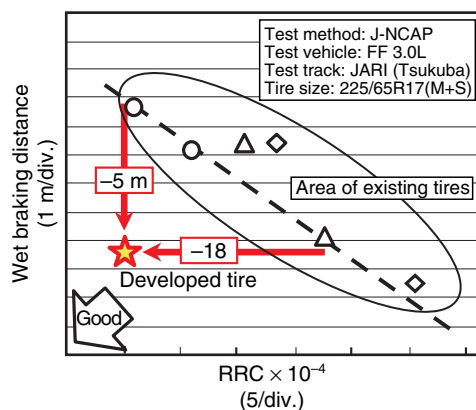


Fig. 19 Relationship between wet braking distance and RRC

4.3. 性能確認結果

3分割トレッド構造に開発ゴムの最適配置をおこない、クラウン R 形状を最適化したタイヤの性能を確認した。接地圧形状は Fig. 18 に示すように、制動最大荷重において均一化されていた。RRC の計測と、実車ウェット制動距離 (J-NCAP方式) の計測結果の関係を現状の単一トレッドゴムタイヤの結果とともに Fig. 19 に示す。開発タイヤは RRC 同等タイヤと比較して制動距離が 5m 短縮し、制動距離同等タイヤと比較すると、RRC を 18 低減することができた。すなわち、本研究により、背反性能であった RRC と制動性能を同時に高次元で向上させることができた。

また雪上での操縦安定性能 (直進トレース性、旋回トレース性、制動性、駆動性) も確保でき、本技術は、タイヤの基本性能 (耐久性、耐摩耗性など) や商品性 (操縦安定性、乗り心地、ロードノイズなど) に悪影響をおよぼさないことも確認できた。

5. まとめ

本研究の成果として以下のことが得られた。

- (1) トレッドゴムの粘弾性特性から、タイヤ性能においては雪上性能の確保が制約となり、粘弾性コントロールのみによる制動性能と RRC を同時に向上させるには限界がある。
- (2) 制動時のタイヤ挙動解析から、タイヤ接地面において制動性能に大きく寄与しているのは、ショルダ部のゴムであり、またゴムの摩擦性能を効果的に発揮させるには、接地面内の面圧分布を均一にすることが有効である。
- (3) 定常走行時を想定した FEM 解析から、転がり抵抗に寄与が高いのは接地面センタ部である。
- (4) FF車において雪上性能を確保するためには、後輪で接地面積の大部分を占めるセンタ部のゴムの低温弾性率の寄与が大きい。
- (5) トレッドを分割構造として、制動性能、転がり抵抗、雪上性能に有効な特性を有するゴムを最適配置すること、接地面圧分布が均一になるようにタイヤの断面形状を設計することにより、従来のタイヤに対し、転がり抵抗維持ではウェット制動距離を 5m 短縮、制動距離維持では RRC を 18 低減することができた。

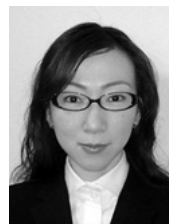
6. おわりに

本技術を用いたタイヤを、SUV 車の 2.0L 仕様に適用した。車両の開発目標にあわせ、RRC 低減を主眼においてタイヤを開発することにより、制動性能を損なわずに、10・15 モード燃費において約 1.5% の燃費を改善することができた。

参考文献

- (1) Futamura, S., Scuring, D.: Rolling Loss of Pneumatic Highway Tires in The Eighties, Rubber Chem. Tecchnol., Vol. 63, p.315(1990)
- (2) 横浜ゴム株式会社編：ころがり抵抗のメカニズム，自動車用タイヤの研究，山海堂，p.151-154(1995)
- (3) 横浜ゴム株式会社編：ころがり抵抗のメカニズム，自動車用タイヤの研究，山海堂，p.155-156(1995)
- (4) 川上恵夫，長谷裕之，溝根哲也：タイヤトレッドゴムの粘弾性と実車制動距離の温度依存性の関係，Honda R&D Technical Review, Vol.17, No.1, p.88-93
- (5) 村松凌，高橋英明：転がり抵抗低減のための材料技術，日本ゴム協会誌，第 73 巻，p.103-109(2000)
- (6) 村岡清繁：タイヤ用ゴムにとって粘弾性特性とは，日本ゴム協会誌，第 74 巻，p.242-247(2001)
- (7) 小澤洋一，芥川恵造，柳澤和宏，平田靖：タイヤにおける環境対応型新材料技術，日本ゴム協会誌，第77巻，p.219-225(2004)
- (8) 横浜ゴム株式会社編：雪氷上でのタイヤ摩擦，自動車用タイヤの研究，山海堂，p.117-119(1995)
- (9) 株式会社ブリヂストン編：接地圧分布と偏磨耗性，自動車用タイヤの基礎と実際，山海堂，p.211-213(2006)

■ 著 者 ■



茂木恵美子



溝根哲也



長谷裕之



西谷広滋

樹脂部品の衝撃破壊シミュレーションのための 微視損傷モデルの開発

Development of Microscopic Damage Model for Impact Failure Simulation of Polymeric Components

前 博 行*
Hiroyuki MAE

岸 本 喜久雄**
Kikuo KISHIMOTO

要 旨

ミクروسケールの材料パラメータに基づき、部品レベルでの衝撃大変形解析をおこなうため、クレイズ密度依存型軟化則を現象論的に提案する。そのため、ミクロスケールでの実験と粗視化分子動力学を用いて、クレイズ生成、成長、フィブリル破断をモデリングする。そして、本軟化則を導入することで志澤らのモデルを改良し、部品レベルでの衝撃大変形解析をおこなう。最後に、部品レベルでの実験と解析結果を比較し、本手法の有効性を示す。

ABSTRACT

For simulating the final failure of the component made by polymeric materials based on the microscopic material properties, the craze density-based softening law was proposed phenomenologically. The microscopic experiment was conducted while the craze nucleation, growth and fibril failure were simulated with the coarse grained molecular dynamics model. The impact failure test was also conducted on the actual automotive part. The deceleration time history and damage zone development were compared with those obtained by the finite element (FE) analysis. As a result, the usefulness of the constitutive equations with microscopic material properties was validated.

1. まえがき

近年、環境、安全への取り組みから、自動車部品に対する要求性能が多様化、高度化してきている。従来、自動車部品は、各種材料グレードから最良の材料を選択し、設計されてきた。しかしながら今後も、商品性能、安全性能、コストなどのさらなる両立が要求され、既存の材料の選択から、製品における必要特性を発現する新しい素材への研究ニーズが高まることが予測される。それら新素材の組成開発にあたっては、衝撃破壊メカニズムの把握とともに、数値計算技術の向上は不可欠となる。

室内衝撃や歩行者衝突において重要な部品であるインストルメントパネル、ドアライニング、バンパフェース等はポリプロピレン等の樹脂材料で作成されており、それらの衝撃性能は材料組成によって大きく支配されることが知られる⁽¹⁾。

これら樹脂材料部品の衝撃大変形特性を解析するためには、ガラス状樹脂において観察されるミクロボイドとフィブリルからなるクレイズという微視損傷を考慮した材料構成則が必要となる。ミクロスケールでのシミュレーション

によるクレイズの研究は過去数多くおこなわれてきた^{(2)・(6)}。クレイズの成長開始は高分子の鎖長によって影響を受けることが明らかにされ^{(2)・(3)}、ガラス状態の樹脂の巨視的破壊エネルギーは、クレイズの弾性特性と破壊応力というミクロレベルの物理量によって求められることが明らかにされた⁽⁴⁾。また、クレイズの発生メカニズムを分子鎖の絡み合いを用いて表現する^{(5)・(6)}など、クレイズのメカニズムはミクロスケールでのシミュレーションによって、明らかにされつつある。

一方、樹脂材料のガラス状態における降伏後の挙動予測を目的としたマクروسケールでのシミュレーションによるクレイズの研究も盛んにおこなわれてきた^{(7)・(9)}が、これらの材料構成則はクレイズ生成を予測することに限られ、クレイズの成長とせん断帯との両現象を取り扱うことはできなかった。それらを予測可能とする材料構成則の研究は志澤らによっておこなわれ、クレイズとせん断帯の両現象を取り扱える材料構成則が提案されている^{(10)・(13)}。この材料構成則(志澤らのモデル)はひずみ速度硬化則、クレイズ生成則、クレイズ成長則から構成されており、ポリプロピレンや

* 四輪開発センター

** 東京工業大学

ポリカーボネートの静的引張実験結果と比較し、ミクロスケールでは良い一致を示したが、自動車の衝突時に発生する中、高ひずみ速度における変形と破壊に関する検証がなされていない。また、材料組成レベルから部品レベルまでを解析するためには、ミクロ、マクロを連結した材料モデリングや解析手法を構築する必要がある。

そこで、本研究では、部品レベルでの衝撃大変形解析をミクロスケールの材料パラメータを含んだ状態でおこなうため、クレイズ密度依存型の軟化則を現象論モデルとして提案する。そのため、ミクロスケールでの実験と粗視化分子動力学を用いて、クレイズ生成、成長、フィブリル破断による最終破壊をモデリングし、軟化則を現象論的に提案する。そして、本軟化則を導入することで上述の志澤らのモデルを改良し、部品レベルの解析で使用可能な材料構成則を提案する。最後に、部品レベルでの実験と解析結果を示し、本手法の有効性を示す。

2. 実験手法

2.1. 試験片および供試材料

本研究で用いた熱可塑性結晶性樹脂であるポリプロピレンは、自動車の内、外装部品として多用されており、特に衝撃荷重が負荷される部品においては、エラストマをブレンドすることで強化されている。そのため、上記材料は高ひずみ速度域まで延性的な挙動を示す^{(14), (15)}。衝撃部品における破壊挙動を評価するため、本研究では、エラストマブレンドポリプロピレンを供試材料として選択した。材料試験片形状を Fig. 1 に示す。本試験片は破壊力学試験片であり、ASTM D5045-93 に準拠した形状である。試験片はバンパフェースから切出し加工されたものである。予き裂長さは0.2mm とし、鋭いカッターナイフで切込み加工を施して作成した。

2.2. 実験装置および方法

2.2.1. 環境型 SEM 内引張試験について

ミクロスケールにおけるクレイズの大変形、破壊挙動を

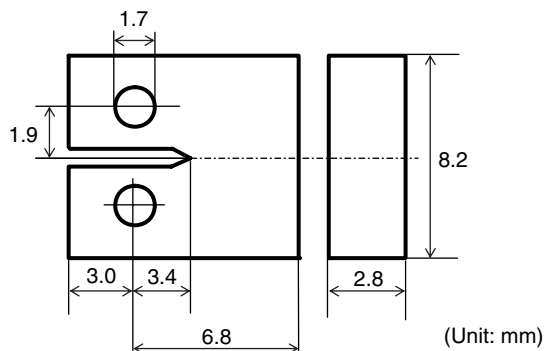


Fig. 1 Schematic illustration of compact tension test specimen

測定するため、環境型SEM内において引張試験をおこなった。環境型 SEM (FEI 社製 Quanta600F) のチャンバ内に微小引張ステージ (Deben 社製 M5000) を装着し、破壊力学試験片を引張変形させた。環境型 SEM 内での引張ステージと試験片装着時の概観写真を Fig. 2 に示す。引張速度は0.5, 4.0 mm/min であり、環境温度は23℃とした。引張負荷中、クレイズ発生箇所における変形をビデオカメラにて撮影し、同時にチャックでの荷重を測定した。試験後、ビデオ画像から、巨視的なき裂が進展を開始するまで、き裂先端位置におけるフィブリルの伸びを測定した (Fig. 3)。

2.2.2. バンパフェース衝撃試験について

自動車部品レベルの試験として、振り子試験装置を用いて、バンパフェースの破壊試験をおこなった。本実験の概観写真を Fig. 4 に示す。バンパフェースは鉄製のジグに固定されており、三角柱形状のインパクトを 2.8m/sec でバンパフェースの中心位置より約40%オフセットさせた位置に衝突させた。その際にインパクトの減速度を測定し、バンパフェース裏側に設置した高速度カメラによって、クレイズ損傷ならびに破壊の進展状況を撮影した。

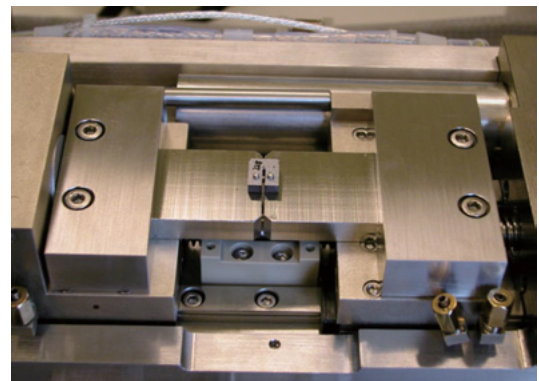


Fig. 2 Photograph of tensile stage and specimen in ESEM

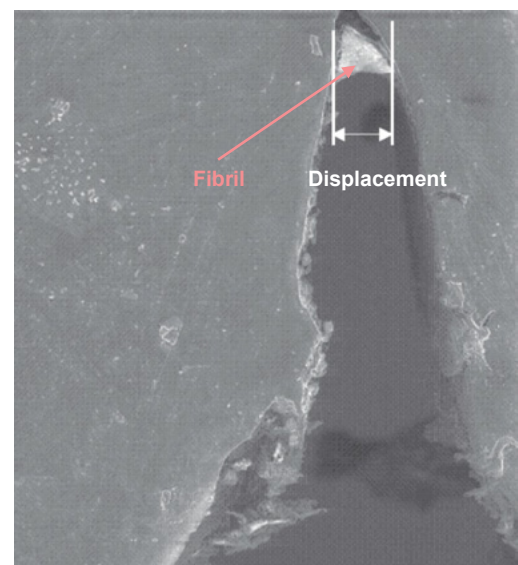


Fig. 3 Photograph of crack tip during tensile test

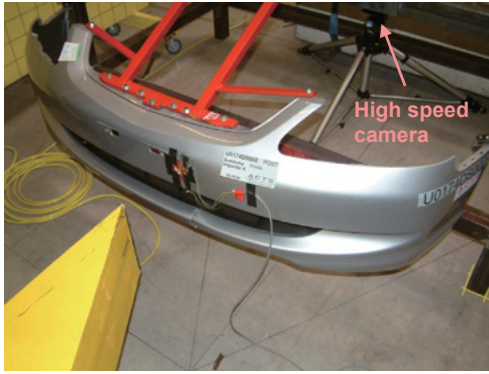


Fig. 4 Photograph of bumper face impact test

3. 粗視化分子動力学モデル

本章では、クレイズをミクロスケールでモデリングするために用いた粗視化分子動力学モデルを以下に示す。

3.1. ポテンシャル関数

クレイズの生成、成長をミクロスケールでモデリングするため、粗視化分子動力学を用いた。解析ソルバーはパブリックドメインの統合シミュレータである OCTA⁽¹⁷⁾を用いた。本解析では、ビーズ、スプリングモデルを用いてモデリングをおこなない、ビーズ間に働く van der Waals 力は式(1)に示される Lennard-Jones (LJ) ポテンシャルを用いる。

$$U_{nonbond}(r_{ij}) = 4\epsilon_{ij} \left[\left(\frac{\sigma_0}{r_{ij}} \right)^{12} - \left(\frac{\sigma_0}{r_{ij}} \right)^6 \right] \quad (1)$$

ここで、 r_{ij} は LJ 球体の直径であり、 ϵ_{ij} は相互作用力の強さを示す。また、ビーズ間に働く共有結合力は、式(2)に示す単純な調和ポテンシャル関数を用いる。

$$U_{bond}(r) = \frac{1}{2} k (r - r_0)^2 \quad (2)$$

ここで、 k はバネ定数、 r_0 は初期の釣り合い状態におけるバネの結合長さである。

3.2. ポリプロピレンのバルクモデル

Fig. 5 に粗視化分子動力学の計算モデルを示す。モデル形状は $14.1 \times 14.1 \times 50.0 \mu\text{m}$ の直方体であり、総ビーズ数は 10000 個であり、ビーズ 1 個に約 77 層のラメラ構造が含まれることに相当する。また、バネの色はそれぞれの分子鎖を意味する。構造緩和後の結合長さは $1 \mu\text{m}$ とし、分子鎖形状は直鎖を仮定した。よって、本解析モデルでの鎖一本がフィブリルの束に相当することになる。引張方向の境界条件は Staggered の反射条件を用い、その他の方向は周期反射条件としている。初期の構造緩和計算は、ポテンシャルを自動的にスケールリングすることでおこなわれ⁽¹⁶⁾、計算ステップ数は 50000 回である。ここで、非結合間ポテンシ

ル関数の相互作用の強さ ϵ_{ij} や結合間ポテンシャルのバネ定数 k は、環境型 SEM 内引張荷重変位関係がシミュレーション結果と良い一致を示すように、決定する。

4. 結果および考察

4.1. 環境型 SEM 内引張試験結果

破壊力学試験で得られた荷重とフィブリルの変位関係を Fig. 6 に示す。引張速度が大きくなるほど、最大荷重が大きくなることがわかった。また、引張負荷中のき裂先端位置でのクレイズ生成写真を Fig. 7 に示す。フィブリルが引張負荷方向に配向し、破断している様子が示されている。

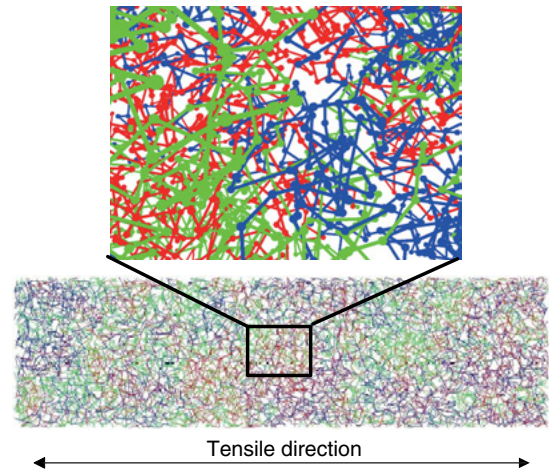


Fig. 5 Coarse molecular dynamics model

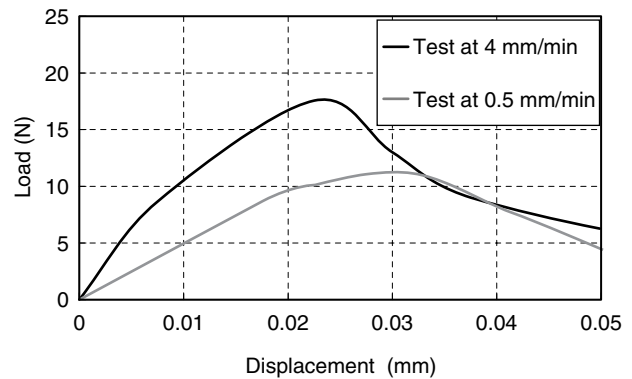


Fig. 6 Load displacement histories of crack tip

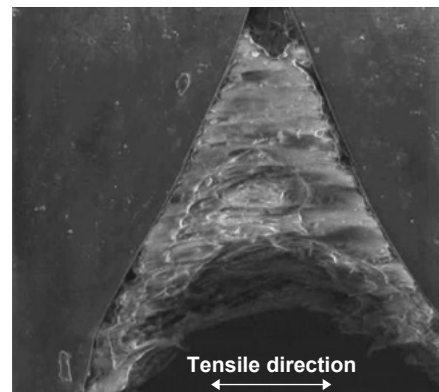


Fig. 7 Photograph of crack tip during tensile loading

4.2. 粗視化分子動力学シミュレーション結果

結合間ポテンシャル関数のバネ定数は、荷重変位関係の勾配に対して感度が強く、非結合間ポテンシャル関数の相互作用力と結合間ポテンシャル関数の両方が荷重変位関係の最大値に対して感度が強いことがパラメータ解析によって明らかにされている⁽¹⁸⁾。この結果を用いて、本解析でのポテンシャル関数のパラメータを決定し、シミュレーションをおこなった結果を Fig. 8 に示し、最終破断時の変形図を Fig. 9 に示す。最大荷重到達後、フィブリルが配向し、分子鎖が解かれ破断していくことによって、荷重が低下していくことが実験とシミュレーションで確認された。この軟化挙動を有限要素モデルでの軟化則として盛り込むことで、マイクロパラメータを考慮したモデリングが可能になると考えられる。

4.3. クレイズ密度依存型軟化則と弾粘塑性材料構成則

上述の粗視化分子動力学と環境型 SEM 内引張試験結果

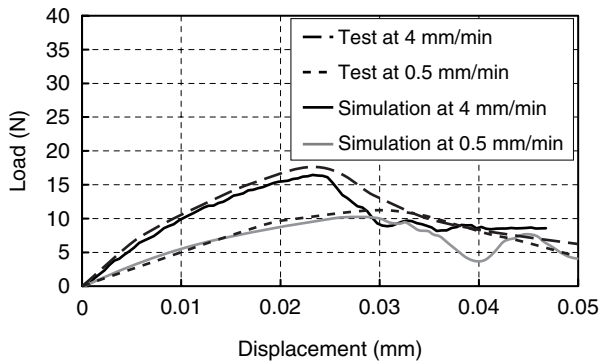


Fig. 8 Load displacement histories of bulk model



Fig. 9 Simulated deformation of crack tip in coarse molecular dynamics model

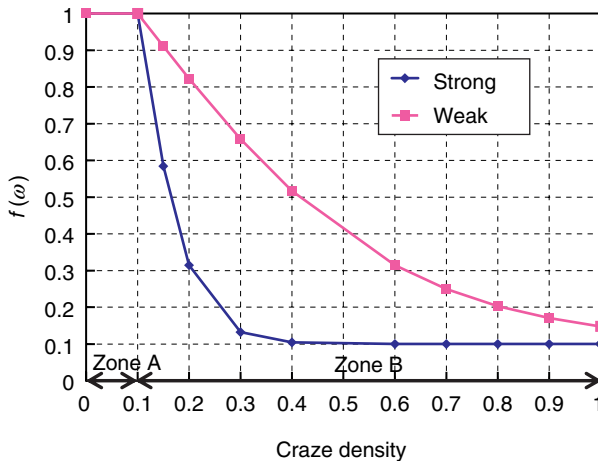


Fig. 10 Schematic explanation of softening factor and craze density

から、マイクロ領域における破壊メカニズムはクレイズ内のフィブリルの連続的な破断によって支配されることが確認された。この現象をマクロスケールでの有限要素シミュレーションにおいて考慮するため、クレイズ密度に依存した軟化則を提案する。Fig. 10に本軟化則の概念図を模式的に示す。クレイズの生成と成長の過程を Zone A と Zone B に分け、Zone A をマイクロ損傷域、Zone B をマクロ損傷域とする。Zone A では、本軟化則は機能せず、志澤らのモデルをそのまま利用する。一方で、クレイズが成長し、Zone B に達すると、軟化則が機能し、改良型流れ応力によって計算が実行される。また、軟化度合いを係数として変更することで、顕著な軟化挙動と鈍感な軟化挙動を表現することが可能となる。

上記の概念を具体化するため、志澤らにより提案されている、クレイズの生成、成長を考慮した構成則を用いて、本研究において修正した流れ応力式と軟化則を以下に示す。

$$\overset{\nabla}{\mathbf{T}} = \mathbf{C}^v : \mathbf{D} - \dot{\bar{\epsilon}}^p (\cos \delta) \mathbf{P}' - \dot{\omega} \mathbf{T} / (1 - \omega) \quad (3)$$

ここで、 $\mathbf{T}$ は Cauchy 応力、 $(\overset{\nabla}{\cdot})$ は Jaumann 速度であり、 $\mathbf{D}$ は変形速度、 $\dot{\bar{\epsilon}}^p$ は相当塑性ひずみ速度、 ω はクレイズ密度、 $\dot{\omega}$ はクレイズ速度であり、 $\mathbf{C}^v$ 、 $\mathbf{P}'$ 、 $\cos \delta$ は参考文献中に定義されている^{(10)・(13)}のでここでは省略する。また、クレイズ速度は次式で示され、

$$\dot{\omega} = A(1 - \omega) \left(\dot{\bar{\epsilon}}_m^p + B \cdot D_1 \dot{\bar{\epsilon}}^p \cdot 0.5 [1 + \tanh\{-D_2(\bar{\epsilon}^p - \epsilon_c)\}] \right) \cdot \dot{\bar{\epsilon}}^p \quad (4)$$

A 、 B 、 D_1 、 D_2 は材料定数となる。また、 $\dot{\bar{\epsilon}}_m^p$ は平均塑性垂直ひずみ速度であり以下の式で定義される。

$$\dot{\bar{\epsilon}}_m^p = d\{(q_1 \omega) \cosh((q_2 \omega + q_3) \sigma_m / \sigma_y)\} / dt \quad (5)$$

ここで、 σ_m は静水圧応力、 σ_y は降伏応力であり、 q_1 、 q_3 は材料定数である。式(4)の第一項はクレイズの発展を示し、第二項はクレイズの生成と成長を意味する。 ϵ_c はクレイズ成長停止ひずみである。クレイズの発生判定には、静水圧応力クライテリアを用いた以下の式を用いる。

$$\sigma_b \geq A_1 + (B_1 / 3 \sigma_m) \quad \sigma_b = \sigma_1 - \nu \sigma_2 - \nu \sigma_3 \quad (6)$$

ここで、 σ_b はフィブリルの配向に必要な応力を示し、 σ_i は主応力であり、 A_1 と B_1 は材料定数である。ひずみ硬化則には、式(7)、(8)に示される通り、ひずみ速度依存係数 m を用いた指数硬化型の式を用いており、流れ応力 g は樹脂で引張試験時に観察される第二降伏以降での再配向による応力上昇を表現できる式になっている。

$$\dot{\bar{\epsilon}}^p = \dot{\bar{\epsilon}}_r \left| \frac{\bar{\sigma}}{g(\bar{\epsilon}^p)} \right|^{1/m} \quad (7)$$

$$g(\bar{\epsilon}^p) = \sigma_r \{ \tanh(k_1 \bar{\epsilon}^p) + k_2 + H_e(\bar{\epsilon}^p - \epsilon_r) k_3 (\exp \bar{\epsilon}^p - \exp \epsilon_r) \} \quad (8)$$

ここで、 $\dot{\varepsilon}_r$ は参照ひずみ速度、 σ_r は参照応力、 ε_r は参照ひずみを表す。 k_1 ・ k_3 は材料定数である。 $He(x)$ は式(9)に示されるステップ関数である。

$$H_e(x) = \begin{cases} 1 & (x \geq 0) \\ 0 & (x < 0) \end{cases} \quad (9)$$

本研究では、式(10)、(11)に示される流れ応力式を用いる。クレイズによる破壊は数百から数千本の分子鎖が連続的に破断していく現象であり、これを現象論的に表現したクレイズ密度依存型軟化則と流れ応力とで表現することで、クレイズの成長に起因する最終破壊をマイクロパラメータを用いてシミュレートすることが可能となる。

$$g(\bar{\varepsilon}^p) = \sigma_r \{ \tanh(k_1 \bar{\varepsilon}^p) + k_2 + H_e(\bar{\varepsilon}^p - \varepsilon_r) k_3 (\exp \bar{\varepsilon}^p - \exp \varepsilon_r) \} \times f(\omega) \quad (10)$$

$$f(\omega) = 1 - \tanh((\omega - w_2)w_3) \quad (11)$$

ここで、 w_2 は軟化式が適用開始されるクレイズ密度であり、 w_3 は軟化の強さを表すパラメータである。本軟化則を式(11)の右辺と乗算したものを流れ応力 $g(\bar{\varepsilon}^p)$ として用いる。有限要素解析は、汎用陽解法ソルバー RADIOSS Ver.4.4においてユーザーサブルーチンとして材料則を組み込むことで、計算をおこなっている。Fig. 11にバンパフェース衝撃試験の有限要素モデルを示す。なお、バンパフェースモデルはシェル要素を用いてモデル化されている。

4.4. バンパフェース衝撃実験と計算結果

本材料構成則における簡便な材料定数決定手法は既に提案され、本部品における材料定数は同定済みである⁽¹⁹⁾。本有限要素解析のための材料定数を Table 1 に示す。

Fig. 12にバンパフェース衝撃実験における減速度の測定結果と計算結果を示す。高速度カメラの映像から20msecにてクレイズが発生し、40msecにてき裂が発生するのが観察された。従来のひずみによる破断判定による計算結果は、実験値よりも早い時間で破断し、減速度を低く示した。一方、本材料構成則では、クレイズの発生およびき裂進展とともに実験結果と良い一致を示した。

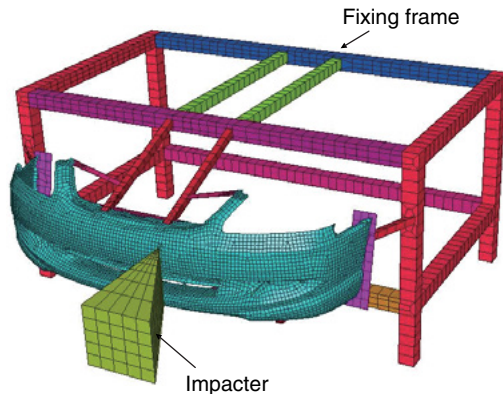


Fig. 11 Finite element model of bumper face

Table 1 Material parameters

A	0.383	σ_r	100.55 (MPa)
B	1.226	σ_y	17.432 (MPa)
A_1	19.82 (MPa)	k_1	44.795
B_1	41766.5 (MPa ²)	k_2	0.863
D_1	0.999	k_3	1.243
D_2	100.541	q_1	0.0001177
ε_c	1.087	q_2	12.44
m	0.069	q_3	2.908
$\dot{\varepsilon}_r$	1	w_2	0.22425
ε_r	0.0001	w_3	4.0968

Fig. 13は40, 60, 80msecにおけるバンパフェースの変形写真を示す。これらはFig. 4に示されるように、バンパフェース裏面に置かれた高速度カメラによって撮影された。40msecにおいてき裂が進展を開始し、インパクトのバンパ

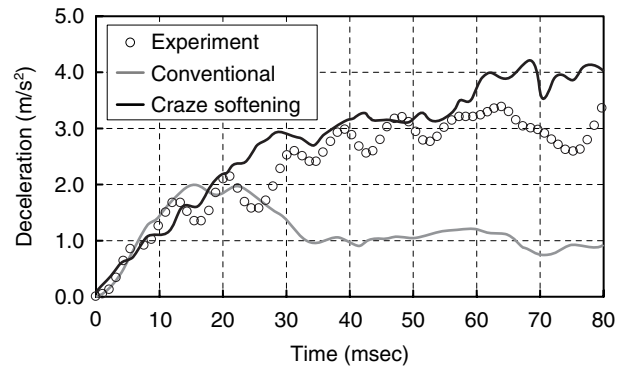


Fig. 12 Deceleration time histories of bumper face test

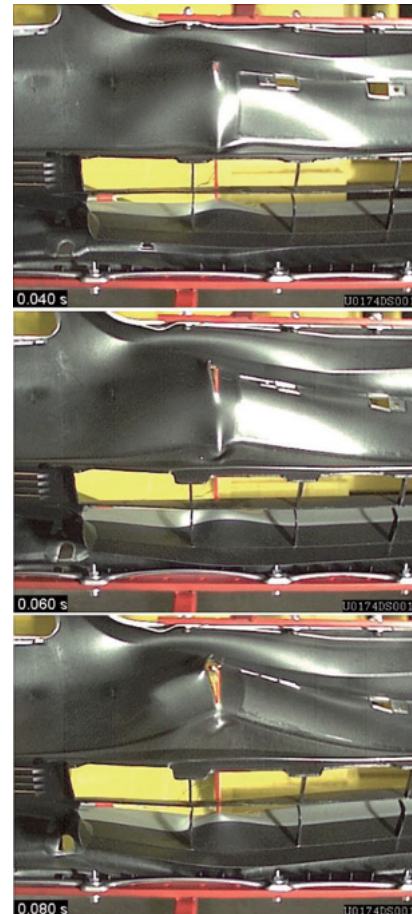


Fig. 13 Deformation of bumper face

フェースへの侵入にともない、き裂がさらに進展していくことが観察された。また、き裂先端位置における白化はクレイズによるものであり、本実験で観察された破壊形態がクレイズ支配によるものであることが明らかになった。40, 60, 80msecにおけるバンパフェースのクレイズ密度分布を伴う変形図を Fig. 14 に示す。40msecにおいて、き裂が発生、進展を開始している状態が実験と同様の傾向を示している。また、き裂先端位置におけるクレイズ密度分布やインパクト衝突位置近傍でのクレイズ密度分布においても、実験と計算とで傾向が一致した。これにより、減速度と変形形態との両方において、本解析手法の有用性が確認された。また、材料のミクロスケールにおける材料パラメータを用いて、マクロスケールにおける大変形、衝撃破壊挙動を解析することが可能となった。

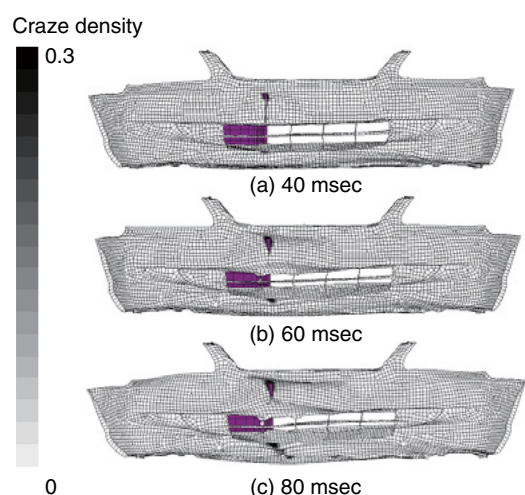


Fig. 14 Simulated deformation and craze density distribution of bumper face

5. まとめ

部品レベルでの衝撃大変形解析をミクロスケールの材料パラメータを考慮しておこなうため、ミクロスケールでの実験と粗視化分子動力学モデルを用いて、クレイズ生成、成長、フィブリル破断をモデリングし、最終破断を考慮した軟化則を現象論的に提案した。そして、本軟化則を導入することで志澤らのモデルを改良し、部品レベルでの衝撃大変形解析に適用した。その結果、部品レベルでの実験と解析結果が良い一致を示し、本手法の有効性が確認された。

参考文献

- (1) Keuerleber, M., Eyerer, P.: High-Speed Tensile Testing of Polymers and its Application to an Instrument Panel, Roell Amsler Symposium(2002)
- (2) Baljon, A. R. C., Robbins, M. O.: Energy Dissipation During Rupture of Adhesive Bonds, Science, Vol.271, p.482-484(1996)
- (3) Baljon, A. R. C., Robbins, M. O.: Simulation of Crazeing in Polymer Glasses: Effect of Chain Length and Surface Tension, Macromolecules, Vol.34, No.12, p.4200-4209 (2001)
- (4) Rottler, J., Barsky, S., Robbins, M. O.: Cracks and Crazes: On calculating the Macroscopic Fracture Energy of Glassy Polymers from Molecular Simulations, Phys. Rev. Lett. Vol.89, No.14, p.148304-1-148301-4(2002)
- (5) Rottler, J., Robbins, M. O.: Jamming under Tension in Polymer Crazes, Phys. Rev. Lett. Vol.89, No.19, p.195501-1-195501-4(2002)
- (6) Rottler, J., Robbins, M. O.: Growth, Microstructure and Failure of Crazes in Glassy Polymers, Phys. Rev. E., Vol.68, No.1, p.011801-1-011801-18(2003)
- (7) Boyce, M. C., Parks, D. M., Argon, A. S.: Large Inelastic Deformation of Glassy Polymers. Part I: Rate Dependent Constitutive Model, Mech. Mater., Vol.7, No.1, p.15-33 (1988)
- (8) Arruda, E. M., Boyce, M. C.: Evolution of Plastic Anisotropy in Amorphous Polymers During Finite Straining, Int. J. Plast., Vol.9, No.6, p.697-720(1993)
- (9) Wu, P. D., Van der Giessen, E.: On Improved Network Models for Rubber Elasticity and Their Applications to Orientation Hardening in Glassy Polymers, J. Mech. Phys. Solids, Vol.41, No.3, p.427-456(1993)
- (10) 村上大介, 小林誠一, 鳥垣俊和, 志澤一之: ポリマの粘塑性大変形挙動に関する熱, 力学的モデリングとシミュレーション(第1報, ひずみ速度依存性に由来する構成式の非共軸性), 日本機械学会論文集A編, Vol.68, No.668, p.674-681(2002)
- (11) 村上大介, 小林誠一, 鳥垣俊和, 志澤一之: ポリマの粘塑性大変形挙動に関する熱, 力学的モデリングとシミュレーション(第2報, 流れ則に基づく尖り点モデルとそのFEM解析), 日本機械学会論文集A編, Vol.68, No.668, p.682-689(2002)
- (12) 小林誠一, 富井大介, 志澤一之: クレイズの進展, 消滅を考慮したポリマの破断予測モデルおよび大変形シミュレーション, 日本機械学会論文集A編, Vol.70, No.694, p.810-817(2004)
- (13) 中垣望, 海老原誠, 小林誠一, 志澤一之: 非晶性ポリマに対する軟化形硬化則およびクレイズの伝ば, 成長停止モデルを用いた破断予測シミュレーション, 日本機械学会第17回計算力学講演会講演論文集, p.129-130 (2004)
- (14) 前博行, 高田賢治, 高橋順一, 山本敏治: 樹脂材料の常温での非線形・ひずみ速度依存性挙動について: 実

- 験結果の考察, Honda R&D Technical Review, Vol. 16,
No.1, p.165-172
- (15) Mae, H.: Fracture simulation of elastomer blended
polypropylene based on elastoviscoplastic constitutive
equation with craze and tensile softening law, J. Phys.
IV, Vol.134, p.1215-1223(2006)
- (16) COGNAC User's Manual Version 4.2.4(2005)
- (17) <http://octa.jp>
- (18) Mae, H.: Analysis on Mechanical Behavior of
Polypropylene by Coarse-Grained Molecular Dynamics
Model, Proceedings of the 13th International Conference
on Deformation, Yield and Fracture of Polymers, p.497-
500(2006)
- (19) Mae, H., Kishimoto, K.: Modeling and Simulation of
Impact Failure Characteristic of Polypropylene by
Elastoviscoplastic Constitutive Law, J. Solid Mechanics
and Materials Engineering, Vol.1, No.1, p.35-46(2007)

■ 著 者 ■



前 博 行



岸本喜久雄

押出しアルミニウム部材の圧潰解析のための 直交異方性損傷モデルの開発

Development of Orthotropic Damage Model for Crush Simulation of Extruded Aluminum Member

前 博 行*
Hiroyuki MAE

岸 本 喜久雄**
Kikuo KISHIMOTO

要 旨

押出しアルミニウム部材は押出方向と押出垂直方向とで機械特性が大きく異なることが知られる。負荷荷重の方向が一様でない場合における押出しアルミニウム部材のエネルギー吸収性能を評価する際には、それら機械特性の押出方向依存性を考慮する必要がある。そこで本研究では、直交異方性を有する損傷モデルを用いた解析手法を提案することを目的とし、まず押出方向と押出垂直方向とから切出した試験片を用いて引張、3点曲げ、混合モード破壊試験をおこない、直交異方性の影響を把握した。つぎに、簡便な直交異方性損傷モデルを用いて、押出しアルミニウム部材の圧潰挙動をシミュレートし、実験と比較した。その結果、本手法が有用であることが確認された。

ABSTRACT

It is well known that an extruded aluminum member has the different mechanical characteristics between the axial direction and the normal direction. It is important to consider the extruded direction dependence of mechanical characteristics in evaluating the energy absorption performance of the extruded aluminum member at non-uniform loading directions. For simulating such an orthotropic mechanical characteristic, the simple orthotropic damage model was proposed with the simulation method. The test specimens were cut out of the axial aluminum member in the axial and normal directions. The tensile, three-point bending and mixed-mode fracture tests were conducted in order to obtain the orthotropic characteristics. The simple orthotropic damage model was proposed and applied to the crush behavior of the extruded aluminum member. The load displacement curve and damage zone development were compared with those obtained by the experiments. As a result, the usefulness of the orthotropic damage model and simulation methods were validated.

1. まえがき

一般に、押出しアルミニウム部材は押出し方向と押出し垂直方向とで、機械的特性が大きく異なることが知られており、負荷方向がさまざまな場合において、押出しアルミニウム部材のエネルギー吸収性能を評価する際には、これらを考慮したシミュレーション技術の確立が必要と考えられる。過去、押出しアルミニウム部材の衝撃エネルギー吸収特性や解析手法に関する研究が数多くなされてきた。さまざまな荷重荷重条件におけるエネルギー吸収特性評価^{(1)・(6)}や、押出しアルミニウム部材の直交異方性を考慮した解析手法^{(7)・(9)}などがあげられる。しかしながら、直交異方性を考慮したものについては、微小変形を仮定したものに限られていた。

そこで本研究では、押出しアルミニウム部材において、直交異方性を考慮した簡便な損傷モデルを用いた解析手法を提案することを目的とする。まず、押出しアルミニウム部材の押出方向と押出垂直方向とから切出した試験片を用いて引張、3点曲げ試験をおこない、機械的特性の直交異方性を把握する。また、押出しアルミニウム部材の圧潰変形時のき裂発生箇所は、複雑な応力状態を示すことが考えられるため、混合モード破壊靱性試験をおこない、破壊モードが混在する状況の応力拡大係数を測定する。それに基づき、引張、3点曲げ試験で測定された直交異方性について考察をおこない、材料モデルを提案する。最後に、簡便な直交異方性損傷モデルを用いて、押出しアルミニウム部材の圧潰試験の数値シミュレーションをおこなう。そして、実験と解析結果を比較し、本手法の妥当性について検討する。

* 四輪開発センター

** 東京工業大学

2. 材料構成則

本研究の材料モデルは簡単のため、式(1)に示す線形弾塑性モデルを用い、模式図を Fig. 1 に示す。

$$\sigma = a + b \bar{\varepsilon}_p \quad (1)$$

ここで、 a は降伏応力、 b は加工硬化係数であり、 $\bar{\varepsilon}_p$ は相当塑性ひずみである。なお、解析は平面応力条件のもとでおこなわれることから、相当塑性ひずみは式(2)として計算している。

$$\bar{\varepsilon}_p^2 = 4/3(\varepsilon_{xx}^2 + \varepsilon_{xx}\varepsilon_{yy} + \varepsilon_{yy}^2) + 1/3(\varepsilon_{xy}^2 + \varepsilon_{yz}^2 + \varepsilon_{zx}^2) \quad (2)$$

ここで、 ε_{ii} 各方向の塑性ひずみ、 ε_{ij} はせん断塑性ひずみである。

材料の応力ひずみ関係を全ひずみ理論に基づき以下の式を用いて計算をおこなう。

$$\varepsilon_{all} = \varepsilon_e + \varepsilon_p \quad (3)$$

$$\sigma = E(1 - D)\varepsilon_e \quad (4)$$

$$\varepsilon_p = (\sigma - a)/b \quad (5)$$

ここで、 ε_{all} はひずみベクトル、 σ は応力テンソル、 E は弾性マトリックスである。

損傷モデルとしては、Johnson と Cook により提案されている等方性線形累積型損傷モデル⁽¹⁰⁾を参考に、以下に示す直交異方性損傷則を提案する。

$$D = \int_{\bar{\varepsilon}_1}^{\bar{\varepsilon}_2} 1/\bar{\varepsilon}_p d\bar{\varepsilon}_p \quad (6)$$

$$\bar{\varepsilon}_1 = 2/\sqrt{3} \{c_{1xx}\varepsilon_x^2 + c_{1xy}\varepsilon_x\varepsilon_y + c_{1yy}\varepsilon_y^2 + 1/4(c_{1xy}\varepsilon_{xy}^2 + c_{1yz}\varepsilon_{yz}^2 + c_{1zx}\varepsilon_{zx}^2)\}^{1/2} \quad (7)$$

$$\bar{\varepsilon}_2 = 2/\sqrt{3} \{c_{2xx}\varepsilon_x^2 + c_{2xy}\varepsilon_x\varepsilon_y + c_{2yy}\varepsilon_y^2 + 1/4(c_{2xy}\varepsilon_{xy}^2 + c_{2yz}\varepsilon_{yz}^2 + c_{2zx}\varepsilon_{zx}^2)\}^{1/2} \quad (8)$$

ここで、 D は直交異方性損傷パラメータであり、 $\bar{\varepsilon}_1$ は損傷累積開始の相当塑性ひずみであり、 $\bar{\varepsilon}_2$ は損傷累積終了の相

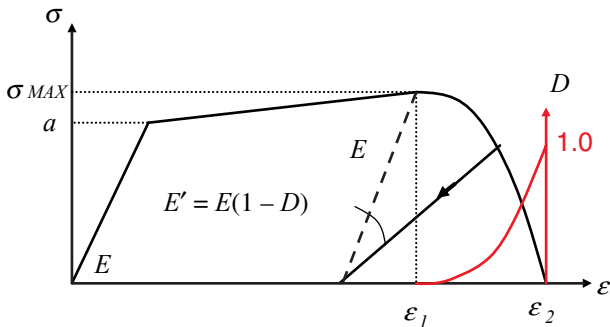


Fig. 1 Illustration of material model with damage

当塑性ひずみである。また、 c_{ijkl} と c_{2ijkl} は直交異方性パラメータである。各方向のひずみ成分に、それぞれ異なる重みを加えることによって、全体のひずみ量に対しての影響度を調整することが可能となる。これらの相当ひずみ量に対する寄与度を制御することによって、現象論的に直交異方性を取り扱うことが可能となる。本解析では、 D が 1 に達すると材料が破壊するものとし、シェル要素における板厚方向に分布した積分点の中で、 D が 1 に達するとその積分点での応力テンソルが 0 と計算される。また、シェル要素のすべての積分点において、 D が 1 に達すると、シェル要素を削除するという多層積分点判定手法を用いている。これにより、き裂の発生と進展を簡易的に表現することが可能となる。

有限要素解析は、汎用陽解法ソルバー RADIOSS Ver.4.4 においてユーザーサブルーチンとして材料則を組み込むことで、計算をおこなっている。Fig. 2 に 3 点曲げ試験の有限要素モデルを示し、Fig. 3 に押し出しアルミニウム部材の圧潰試験の有限要素モデルを示す。有限要素モデルは Belytschko のシェル要素を用いており、板厚方向を 5 点の積分点によって表現している。

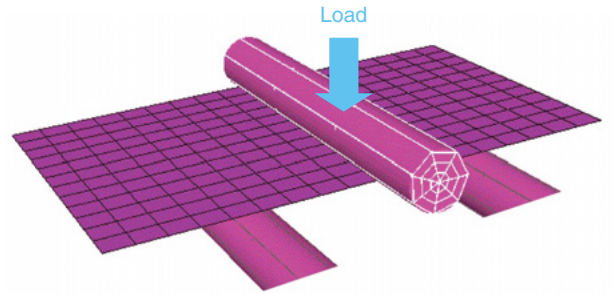


Fig. 2 Finite element model of three-point bending test

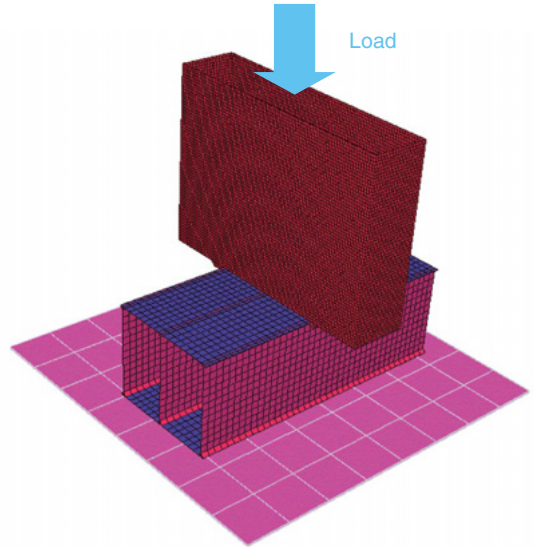


Fig. 3 Finite element model of aluminum extrusion crush test

Table 1 Chemical composition of A6061 (wt. %)

Si	Fe	Cu	Mn
0.40-0.80	0.7	0.05-0.20	0.15
Mg	Cr	Zn	Ti
0.08-0.12	0.04-0.35	0.25	0.15

3. 実験手法

3.1. 供試材料および試験片

実験に用いた材料は A6061-T6 アルミニウム合金製の押出成型材料である。厚さ 2 mm と 3mm の薄板から構成される薄肉閉断面矩形管より、押出方向と押出垂直方向とで引張試験片、3点曲げ試験片、混合モード試験片を切り出し加工した。供試材の化学成分を Table 1 に示す。本研究では、延性的な材料と脆性的な材料挙動を把握するため、Mg と Si の配合量が異なる 2 種類の組成を試験した。各組成は、Mg と Si を少なめに含む組成 A と、Mg と Si を多めに含む組成 B を用いた。時効条件は 190℃ を 3 時間とした。引張試験片は厚さ 2mm の薄板部分から切り出した JIS Z2201 14B 号に準拠したものを用い、Fig. 4 に試験片形状を示す。

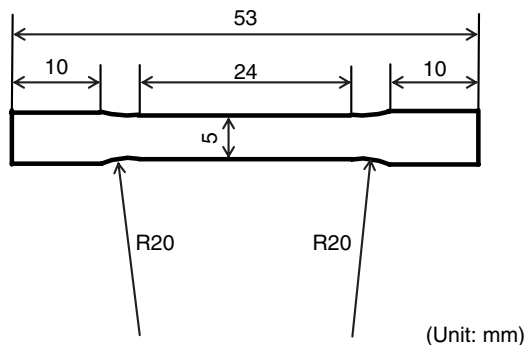


Fig. 4 Schematic illustration of tensile test specimen

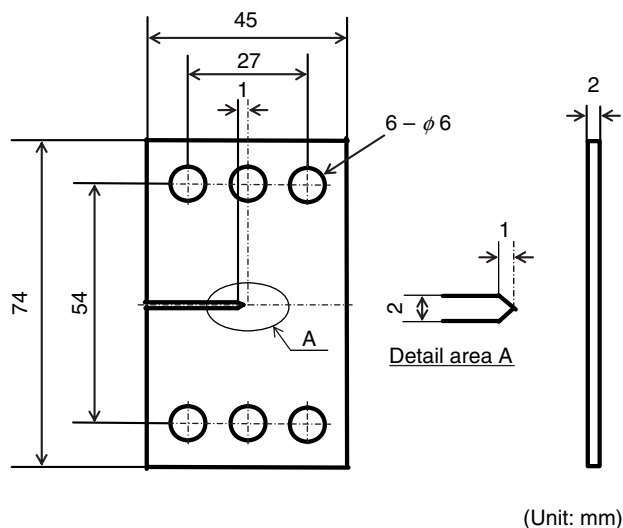


Fig. 5 Schematic illustration of mixed-mode fracture tests specimen

曲げ試験片は長方形薄板(L=40, w=20, t=2 mm)を用いた。また、Richard により提案されている⁽¹¹⁾混合モード破壊試験片の形状を Fig. 5 に示す。予き裂は JSME S001-1992 に準拠し疲労試験によって導入された。押し出しアルミニウム部材の圧潰試験片は、薄肉閉断面矩形管から 200 mm の長さに取り出したものを用いた。

3.2. 実験装置および方法

3.2.1. 引張、3点曲げ試験について

本研究では、準静的応力ひずみ挙動を測定するため、万能試験機(島津製作所製、定格容量 5kN)を使用した。引張速度は 0.5 mm/min とした。3点曲げ試験においては、圧子速度を 50 mm/min とし、圧子での荷重と変位量を測定した。3点曲げ試験装置の写真を Fig. 6 に示す。

3.2.2. 混合モード破壊試験について

引張、3点曲げ試験と同じ万能試験機において、Fig. 7 に示される混合モード破壊試験ジグを用いて、破壊試験をおこなった。き裂進展開始時のき裂先端部の応力状態を評価する方法として、応力拡大係数 K を用いた。添え字 I と II はそれぞれ引張支配による破壊形態であるモード I とせ

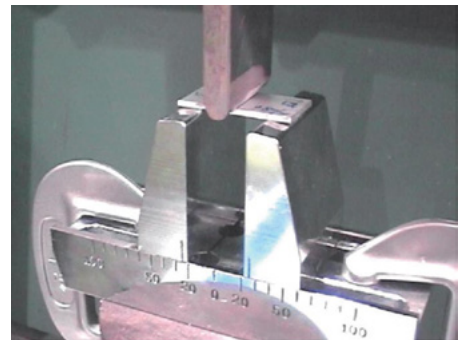


Fig. 6 Photograph of bending test device

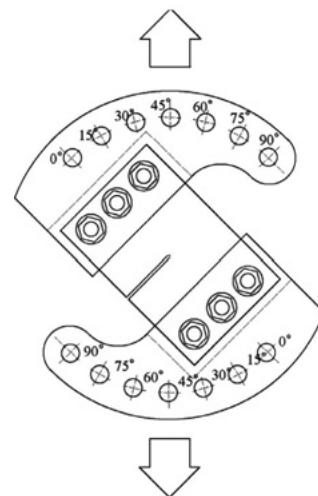


Fig. 7 Schematic illustration of mixed-mode fracture test device

ん断支配による破壊形態であるモード II を意味する。この係数は Richard と Benitz による有限要素解析解が以下の式で示されている⁽¹²⁾。

$$K_{I,II} = F_{I,II} P / WB \sqrt{\pi a} \quad (9)$$

ここで、 W は試験片幅、 B は試験片厚さ、 a は予き裂長さ、 P は負荷荷重である。 F_I 、 F_{II} は荷重軸角度および予き裂長さによって定まる補正係数である。

試験中は予き裂先端をビデオマイクロスコープ(スカラー社製、VMS-3000)で観察し、き裂の発生と進展を測定した。Fig. 8 に試験装置の概観写真を示す。

3.2.3. アルミニウム部材の圧潰試験について

部品レベルの試験として、アルミニウム部材の圧潰破壊試験をおこなった。本実験の概観写真を Fig. 9 に示す。アルミニウム部材は鉄製のジグに固定されており、四角柱形状の圧縮ジグを 100 mm/min で移動させ、アルミニウム部材を圧潰させた。その際にホームビデオカメラによって、部材の変形ならびにき裂の進展状況を撮影した。



Fig. 8 Photograph of mixed-mode fracture test device



Fig. 9 Photograph of crush test device

4. 結果および考察

4.1. 引張試験結果

引張試験の結果から得られた組成 A と組成 B の機械的特性を Table 2 に示す。組成 A の応力ひずみ関係を Fig. 10

Table 2 Mechanical properties

	Composition A		Composition B	
	Axial	Normal	Axial	Normal
Elastic modulus (MPa)	70.5	70.8	71.4	70.1
Yield stress (MPa)	278	270	303	291
Tensile strength (MPa)	316	311	336	331
Rupture stress (MPa)	270	264	296	308

に、組成 B の応力ひずみ関係を Fig. 11 に示す。両組成とも、応力値においては、押出し方向と垂直方向とで異方性がわずかに確認されたが、顕著な違いは観察されなかった。また、降伏応力や引張強度の直交異方性は無視できると考えられる。一方で、組成 A の破断ひずみは組成 B の破断ひずみよりも大きな値を示し、組成 A が組成 B よりも延性的な挙動を示した。また、組成 A と組成 B の応力値を比較すると、Mg と Si を多く含む組成 B の方が大きな応力値となった。

4.2. 3 点曲げ試験結果

Fig. 12 と 13 に組成 A、組成 B の曲げ試験での荷重変位関係を示す。両組成とも、押出し方向の破断変位が押出し垂直方向よりも大きい傾向となり、引張試験では観察されなかった直交異方性が曲げ試験では顕著に現れた。また、組成 A は Mg, Si を多く含む組成 B よりも延性的な挙動を示した。一般に、Mg, Si 系アルミニウム合金においては、Si 等の添加粒子が起点となって、き裂が発生することが報告さ

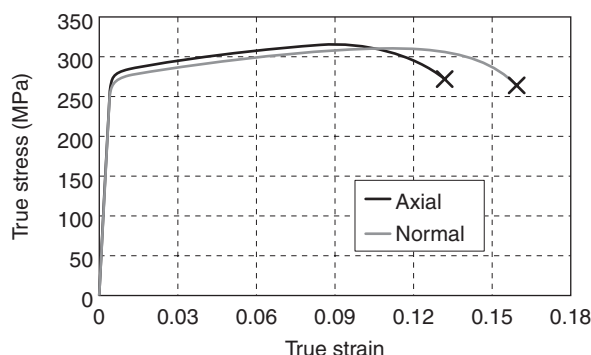


Fig. 10 Stress-strain curves of composition A

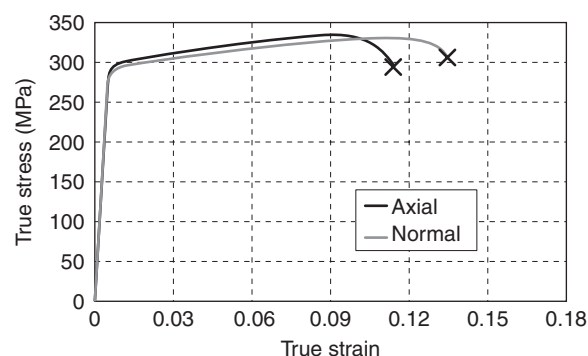


Fig. 11 Stress-strain curves of composition B

れており^{(13)・(15)}、本研究においても同様の結果を得た。Fig. 14 は組成Aの3点曲げ試験後の試験片裏面の写真であり、図中に示される領域を電子顕微鏡(JEOL製, JSM-5300T)により観察した。Fig. 15 と 16 には組成Aの押し出し方向と押し出し垂直方向試験片の曲げ試験後の試験片裏面の電子顕微鏡写真である。Fig. 15に示される通り、押し出し方向試験片の破壊形態は最外層からの引張による破壊であるが、微小なき裂が数多く試験片表面に観察された。一方、押し出し垂直方向試験片においては、破壊面がせん断帯に沿って板厚方向に傾いて形成されており、ひずみの局所化が起きていることが明らかになった。これらの破壊形態の違いが、3点曲げ試験で観察された直交異方性の要因と考えられる。

4.3. 混合モード破壊試験結果

本試験で得られた荷重変位関係とき裂開始点から、き裂先端の応力拡大係数を得た。各組成の応力拡大係数の分布図を Fig. 17 と 18 に示す。組成Aと組成Bとを比較する

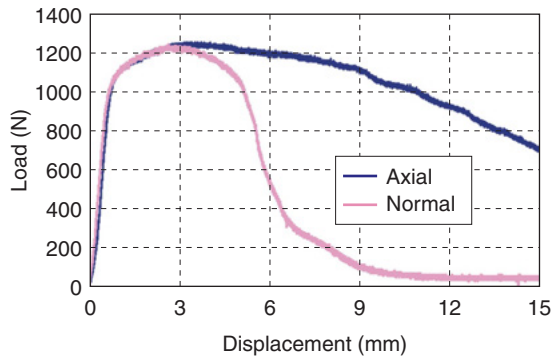


Fig. 12 Load displacement histories of composition A

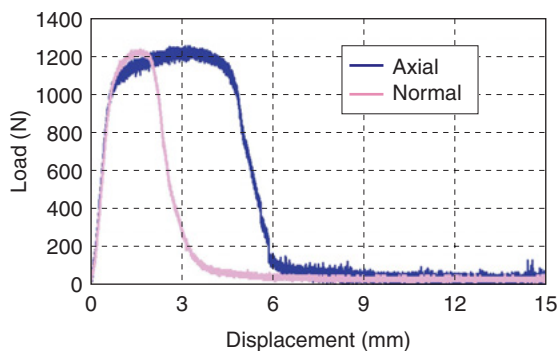


Fig. 13 Load displacement histories of composition B

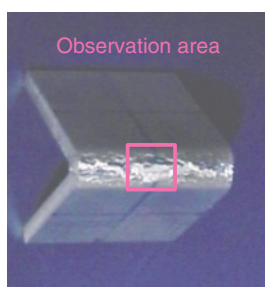


Fig. 14 Specimen of composition A after bending test

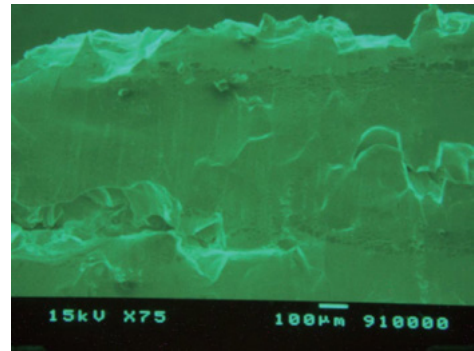


Fig. 15 SEM photograph of composition A cut in the axial direction after bending test

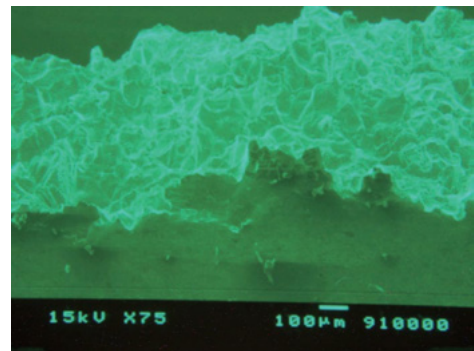


Fig. 16 SEM photograph of composition A cut in the normal direction after bending test

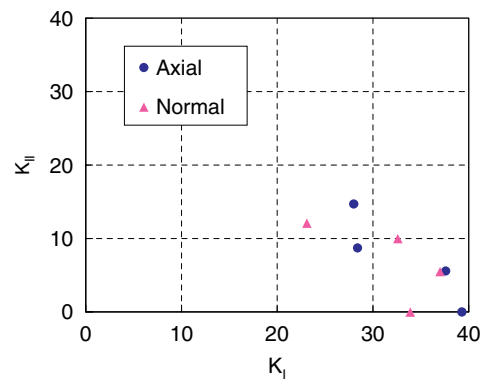


Fig. 17 Mixed-mode stress intensity factors of composition A

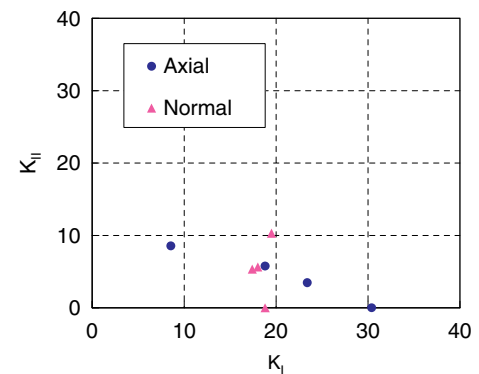


Fig. 18 Mixed-mode stress intensity factors of composition B

と、応力拡大係数は全体的に組成Aが組成Bよりも大きな値を示しており、組成Aが組成Bよりも延性的な破壊挙動を示すという3点曲げ試験結果を裏付ける結果となった。また、各々の組成における押し出し方向と垂直方向での応力拡大係数を比較してみると、モードI応力状態では、押し出し方向における応力拡大係数の方が押し出し垂直方向よりも大きくなっているが、モードIIの成分が増えるに伴い、押し出し方向と垂直方向での応力拡大係数の差は小さくなっていく傾向となった。3点曲げのき裂開始点の応力状態は、モードIに近いのに対して、引張試験時のき裂開始点での応力状態は、純粋なモードIというよりも、せん断支配のモードIIが支配的な状態と考えられ、それによる混合モード破壊を起こしたと推測される。これら実験観察結果から、直交異方性損傷モデルの材料定数を決める際には、直交異方性が顕著に現れる3点曲げ試験結果に基づくのが良いということがわかった。

4.4. アルミニウム部材の圧潰試験結果

Fig. 19は圧潰試験での圧縮荷重変位曲線を示す。3点曲げ試験と同様に、組成Aの最大荷重値が組成Bよりも小さい値を示した。また、試験後のアルミニウム部材の写真をFig. 20と21に示す。組成Aにおいては、き裂は部材端部まで進展しなかったが、組成Bにおいては、き裂が部

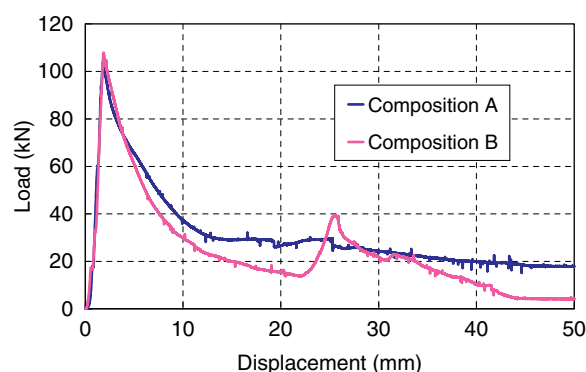


Fig. 19 Load displacement histories of crush tests

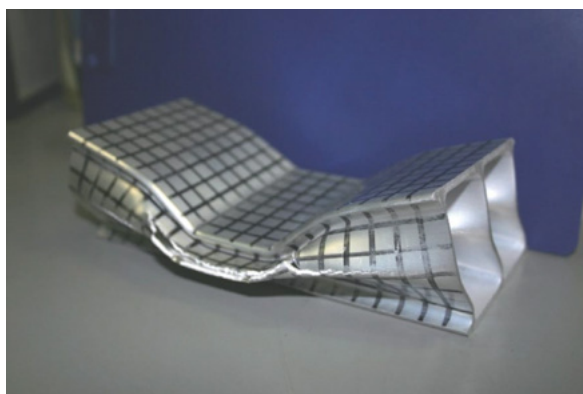


Fig. 20 Composition A after crush test

Table 3 Material parameters

	Composition A	Composition B
Elastic modulus (GPa)	71	71
Yield stress (MPa)	290	310
Strain hardening parameter	420	420
ϵ_1	0.19	0.09
ϵ_2	0.27	0.095
C_{1xx}	0.401	0.184
C_{1xyy}	0.633	0.429
C_{1yy}	1	1
C_{1xy}	1	1
C_{1yz}	1	1
C_{1zx}	1	1
C_{2xx}	0.071	1
C_{2xyy}	0.267	1
C_{2yy}	1	1
C_{2xy}	1	1
C_{2yz}	1	1
C_{2zx}	1	1

材端部まで達した。以上から、組成Aは延性的な破壊挙動を示したのに対し、組成Bは脆性的な破壊挙動を示したと考えられる。

4.5. 3点曲げ試験と計算の比較

本提案の材料構成則において、異方性パラメータを除くすべての材料定数は引張試験結果に基づき決定された。また、異方性パラメータにおいては、3点曲げ試験における荷重変位特性とシミュレーション結果とが類似するようなパラメータ群を求めた。Table 3に組成AとBで用いた材料定数を示し、Fig. 22と23に、同定された定数を用いた3点曲げ試験のシミュレーション結果と実験結果を示す。提案する直交異方性損傷モデルを用いることによって、3点曲げ試験において観察された直交異方性が、組成AとBにおいて精度良く表現されることが明らかになった。また、直交異方性を考慮せず引張試験結果のみによって材料定数を決定した場合は、実験結果の再現性が低い結果となった。

4.6. アルミニウム部材圧潰試験と計算の比較

アルミニウム部材の圧潰試験結果と、同定されたパラメータ群を用いておこなった数値シミュレーション結果と

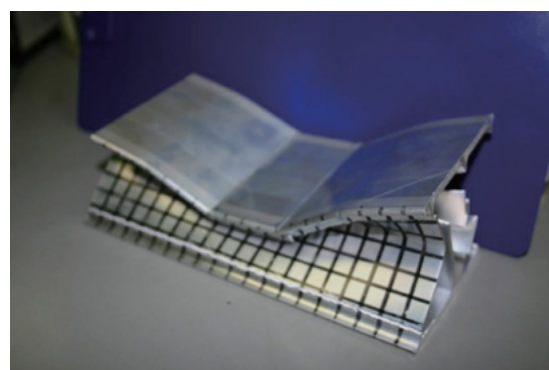


Fig. 21 Composition B after crush test

の比較を Fig. 24 と 25 に示す。組成 A と B どちらにおいても、荷重変位特性は、従来の直交異方性を考慮しないシミュレーション結果よりも、最大荷重到達後の荷重変位特性において、シミュレーション精度向上が確認された。また、Fig. 26 に計算された組成 A の相当塑性ひずみ分布および変形図を示す。Fig. 27 は、圧潰試験後のアルミニウム部材の写真を示す。Fig. 26 と 27 に示されるように、アルミニウム部材の変形モードおよびき裂発生箇所も精度良く計算されている。これは、最大荷重到達以降の、き裂の発生および進展を本研究の直交異方性損傷モデルを用いることで計算できることを示唆している。

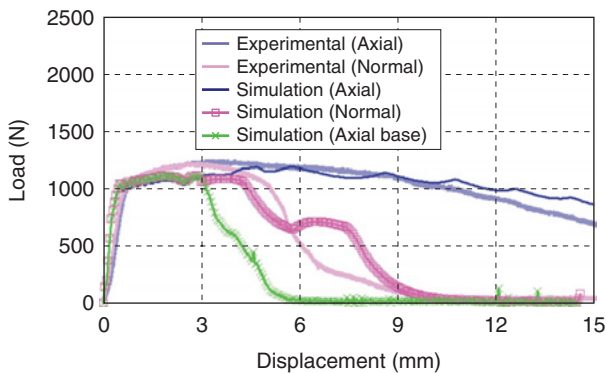


Fig. 22 Bending load displacement curves of composition A

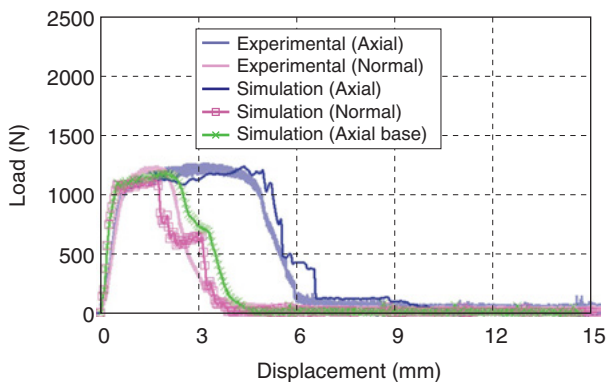


Fig. 23 Bending load displacement curves of composition B

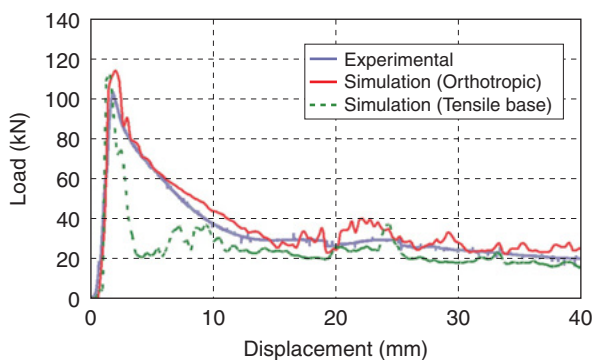


Fig. 24 Load displacement histories of composition A

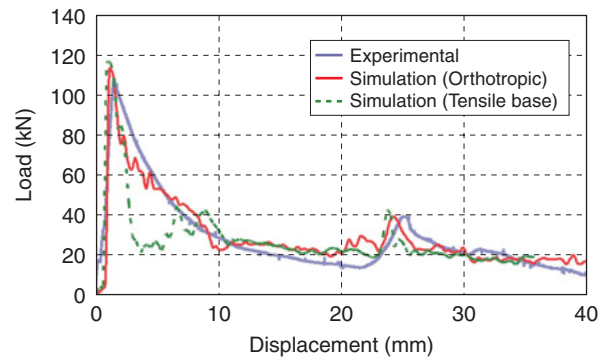


Fig. 25 Load displacement histories of composition B

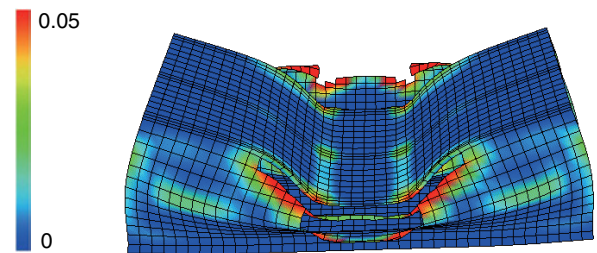


Fig. 26 Equivalent plastic strain distribution of composition A

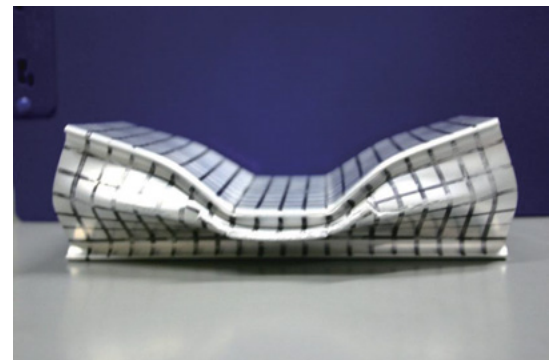


Fig. 27 Photographs of composition A member after crush test

5. まとめ

押し出しアルミニウム部材の圧潰挙動を予測するため、簡便な直交異方性損傷モデルを提案した。引張試験結果に基づき弾塑性構成則の材料定数を同定し、3点曲げ試験結果を用いて直交異方性損傷モデルの材料定数を同定した。同定された材料定数を用いて、アルミニウム部材の圧潰試験を有限要素解析した結果、荷重変位関係と損傷域ともに実験結果と良い一致を示した。以上から、押し出しアルミニウム部材の圧潰時における変形や荷重を計算するためには、直交異方性損傷則が重要であることが示唆された。また、本研究における解析手法が押し出しアルミニウム部材の圧潰挙動解析において有用であることが示された。

参考文献

- (1) Langseth, M., Lademo, O. G.: Tensile and torsion testing of AA6060-T4 and T6 aluminum alloys at various strain rates, Technical Report, Norwegian University of Science and Technology(1994)
- (2) Langseth, M., et al.: Crashworthiness of aluminum extrusions: validation of numerical simulation, effect of mass ratio and impact velocity, International Journal of Impact Engineering, Vol.22, p.829-864(1999)
- (3) Reyes, A., et al.: Crashworthiness of aluminum extrusions subjected to oblique loading: experiments and numerical analyses, International Journal of Mechanical Sciences, Vol.44, p.1965-1984(2002)
- (4) Reyes, A., et al.: Square aluminum tubes subjected to oblique loading, International Journal of Impact Engineering, Vol.28, p.1077-1106(2003)
- (5) Reyes, A., et al.: Aluminum foam-filled extrusions subjected to oblique loading: experimental and numerical study, International Journal of Solids and Structures, Vol.41, p.1645-1675(2004)
- (6) Kokkula, S., et al: Offset impact behavior of bumper beam-longitudinal systems: numerical simulations, International Journal of Crashworthiness, Vol.11, No.4, p.317-336(2006)
- (7) Lademo, O. G., et al.: An evaluation of yield criteria and flow rules for aluminum alloys, International Journal of Plasticity, Vol.15, p.191-208(1999)
- (8) Clausen, A. H., et al: Stretch bending of aluminum extrusions for car bumper, Journal of Materials Processing Technology, No.102, p.241-248(2000)
- (9) Lademo, O. G., et al.: Modeling of plastic anisotropy in heat-treated aluminum extrusions, Journal of Materials Processing Technology, Vol.125-126, p.84-88(2002)
- (10) Johnson, G. R., Cook, W. H.: Fracture characteristics of three metals subjected to various strains, strain rates, temperatures and pressures, Engineering Fracture Mechanics, Vol.21, No.1, p.31-48(1985)
- (11) Richard, H. A.: VDI FORSCHUNGSHEET 631, Seiten, p.1-60(1985)
- (12) Richard, H. A., Benitz, K.: A loading device for the creation of mixed mode in fracture mechanics, International Journal of Fracture, Vol.22, p.55-58(1983)
- (13) Wang, Q. G.: Microstructural effects on the tensile and fracture behavior of aluminum casting alloys A356/357, Metallurgical and Materials Transactions A, Vol.34, No.12, p.2887-2899(2003)
- (14) Naka, T., Yoshida, F.: Deep drawability of type 5083 aluminum-magnesium alloy sheet under various conditions of temperature and forming speed, Journal of Materials Processing Technology, Vol.89-90, p.19-23 (1999)
- (15) Gokhale, A. M., Patel, G. R.: Analysis of variability in tensile ductility of a semi-solid metal cast A356 Al-alloy, Materials Science and Engineering A, Vol.392, p.184-190 (2005)

■著 者■



前 博行



岸本喜久雄

パネル振動位相コントロールによる SUV車室内低周波音圧の低減

Study of Method to Reduce Low-frequency Noise by Controlling Panel Vibration Phase

近 藤 隆*
Takashi KONDO

須 藤 晶*
Akira SUTO

安 田 紘 之*
Hiroyuki YASUDA

要 旨

低速こもり音やドラミングなどの低周波音圧に対して、複数のパネル振動の位相に着目し音圧を低減する手法を検討した。低周波騒音の事象はキャビン形状で決まる音響モードの影響が大きい。そこで低周波数領域において車室内音圧に影響のあるパネル位相の関係をパネル共振周波数の配置によって実現し、音圧を低減する方法を考案した。

また、低周波数領域におけるBEM解析技術を構築し、測定結果から得られた境界条件によって車室内音圧の予測ができ、各パネルの寄与を明確にした。これらの結果から、完成車において複数のパネル共振周波数を変更する構造変更をおこない、音圧を打ち消す位相の実現することで10dBの音圧低減効果が得られた。

ABSTRACT

A method of reducing the sound pressure of low frequency noises such as booming and drumming noise was devised by focusing on the phase relation between multiple panel vibrations. Low frequency noise is affected by the acoustic modes, which are determined by the shape and the size of the cabin. Accordingly, an advantageous panel phase relation was clarified for the sound pressure inside the cabin in the low frequency region, and a method of realizing this phase relation by means of the distribution of the panel resonance frequencies was invented.

Also, technology for performing BEM analysis in the low frequency region was established. The sound pressure in the cabin was predicted according to the boundary conditions obtained from the measurement results, and the contribution of each panel was clarified. From these results, the multiple panel resonant frequencies of a completed vehicle were adjusted, and the necessary phase relation for canceling the sound pressure was realized, thus the sound pressure was reduced.

1. まえがき

近年、環境性能に対する要求の高まりから、直噴エンジンやディーゼルエンジンの採用、燃費改善のためのATロックアップ領域の拡大など、エンジンやサスペンションの振動を増加させる要素が多くなってきている。さらには軽量化への要求も高く、振動騒音の性能と相反することが多く、低周波振動騒音の開発は、より難度が増している。

ワゴンやミニバンでは、キャビンの形状と大きさで決まる車室内の音響1次モード周波数が、フロントサスペンションの共振周波数に近いために、低速こもり音やドラミング(低周波ロードノイズ)などの低周波騒音が問題となりやすく、その対策に多くの工数をかけている。近年、この領域における音響と構造の連成問題に取り組む研究^{(1), (2)}がおこなわれているが、対策手法はボデーの骨格構造の補強や

マスダンパ、ダイナミックダンパ等の付加になることが多く、パネルに注目した対策例もあるが、ひとつのパネルのみを対策することがほとんどで⁽³⁾、複数のパネルの関係を考慮した事例はあまりない。

本稿では特にワゴンやミニバンを対象とし、音響1次モードが支配的な周波数領域において、フロントガラス、ルーフ、テールゲートなどのキャビンを構成する複数のパネル共振周波数を適切に配置することで、車室内音を低減する手法について述べる。また、本手法の有効性を検証するために、境界要素法(Boundary Element Method : BEM)を用いた解析手法⁽⁴⁾を低速こもり音、ドラミングに適用した事例を紹介する。

本手法を用い、開発の初期段階において各パネルの共振周波数を適切に設定することにより、早期に仕様決定が可能となった。

*四輪開発センター

2. パネル位相コントロールによる音圧低減手法

2.1. 音の発生メカニズム

低周波騒音の発生メカニズムについて考える。振動源はエンジンやサスペンションであり、その振動がエンジンマウントやサスペンションブッシュなどを經由してボデーに伝わり、キャabinを構成するフロントガラス、ルーフ、テールゲートなどのパネル振動を励起し、その結果として車室内に音が発生する。このとき、車室内に存在する音響モードが音圧に影響を及ぼすが、音響モードの周波数はキャbinの形状と大きさによって決まり、ワゴンやミニバンにおける音響1次モードの周波数はおおむね 40-50Hz になる。このモードではキャbinの前部と後部が腹、中央部が節となる Fig. 1 に示すような音圧分布となる。

2.2. 従来手法の課題

従来低周波騒音の低減手法としては寄与の高いパネルに着目し、その振動レベルを低減するためにパネル応答特性を変化させる構造変更が多かった。この場合、構造変更による振動レベルの低減には限界があり、次に寄与の高いパネル振動を低減するという対策仕様決定までに時間のかかる開発手法であった。限られた開発期間の中で早期に仕様決定するために、複数のパネルの特性に着目し、振動レベルの低減のみに頼らない開発手法が必要となる。

2.3. 複数パネルの位相に着目した音圧低減手法

本研究では音響1次モードの特徴を考慮し、二つ以上のパネルの位相に着目し、音圧を低減する位相の関係を共振周波数の配置によって実現する方法を考案した。

例として、キャbinの前部に配されたフロントガラスと後部に配されたテールゲートの二つのパネルのみから音圧が発生している場合を考える。4気筒車のエンジン2次振動によるアイドル騒音領域(20-25Hz)のように、音響1次モードの影響が少ない低周波領域では、車室内空間の体積変化が大きくなるようなパネル位相の関係で音圧が増加する。一方、音響1次モードが支配的な領域では、体積変化を大きくするような位相の関係であればFig. 2に示すように、音響モードの特徴からキャbinの前側と後側が逆位相の音圧分布を示すため、フロントガラスから発生した音をテールゲートから発生した音で打ち消すことになり、音圧は減少する。つまりキャbin前方部に配置されるパネルと後方

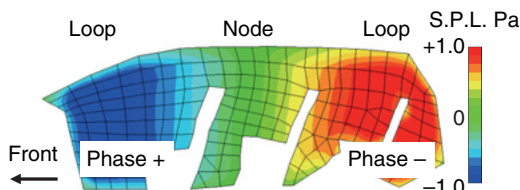


Fig. 1 Sound pressure distribution of 1st acoustic mode

部に配置されるパネルが室内側に対して同位相で振動する構造が求められる。

以上のようなパネル位相コントロールによる音圧低減の考え方をういて、具体的な検討をおこなった。

2.4. 共振周波数によるパネル位相コントロール

各パネルの位相はその共振周波数を境に位相特性が反転する1自由度振動モデルの基本的特徴を利用し、車室内音圧に寄与の高いパネルの共振周波数を最適に配置することで、音圧を低減させるパネルの位相の実現することが可能と考えた。

完成車の加振実験を実施し、フロントガラス中央部とフロントピラー部の振動位相特性を比較した結果、Fig. 3に示すようにフロントガラスの1次モードの共振周波数を境に位相が反転していることを確認した。これは1自由度共振モデルが示す基本的な特徴である。この結果は完成車における各パネルの位相特性がそれらの共振周波数の変更により決定できることを示している。

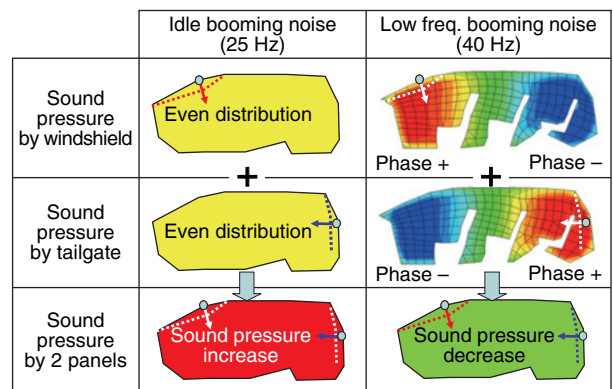


Fig. 2 Mechanism of noise generation

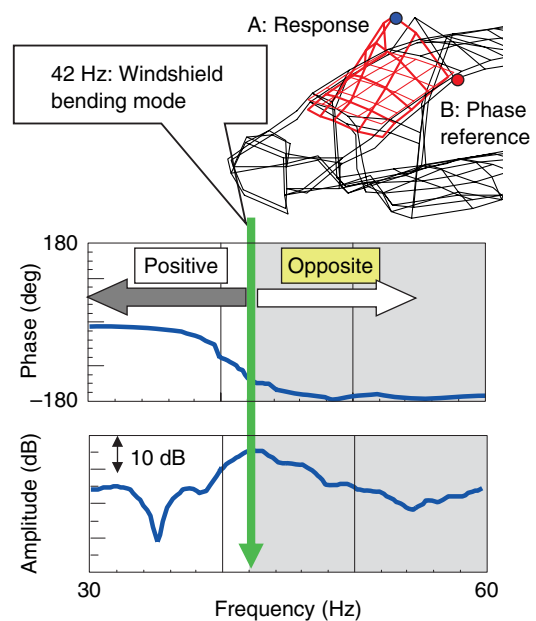


Fig. 3 Transfer function from front pillar to center of windshield

2.5. パネル位相の組み合わせ

音響1次モードを打ち消す位相の関係を実現させる方法を二つのパネルの共振特性から考える。フロントガラス共振周波数を音響モードより低くし、テールゲート共振周波数をそれより高く設定することで音響モード領域における二つのパネルの位相がキャビン室内側に対して同位相となり、音圧の低減が可能となる。共振周波数と位相を Fig. 4 に示す。

各パネル位相の関係は、それぞれの共振周波数の関係から定まり、その位相によって音を増長したり打ち消したりすることがわかった。完成車においては、音響1次モードに近い周波数において音圧が高いことが多いため、本研究では完成車の音響1次モードの周波数近傍において、パネルの位相をコントロールし、車室内音圧を低減することを目的とした。

パネル位相の関係は、個々のパネルの共振周波数を音響1次モードの周波数より高く設定するか、低く設定するかで決まる。今回の試験に供した車両の室内音圧に対して寄与の高いパネルは、寄与の高い順にフロントガラス、ルーフ、リヤフロア、テールゲートの4パネルであるから、それぞれのパネルの共振周波数を音響1次モード周波数よりも高くするか低くするかで組み合わせを検討した。テールゲートに関しては、構造上音響1次モード周波数よりも共振周波数を高く設定することが困難であるため、低く配置せざるを得ない。その結果、Table 1 に示すように A-H まで8通りの共振周波数の組み合わせが考えられる。また、フロントガラスを基準にとると、音を増長する位相であるか、打ち消す位相であるかが実験結果から得られるので、それを図中に示した。網かけ表示になっている配置は、フロントガラスから発生する音を増長する位相になる。よって、網かけ表示が少ない組み合わせが望ましいことから、CとFの組み合わせが良好であることがわかる。

以上のようなパネル位相コントロールによる音圧低減の考え方をを用いて具体的な検討をおこなった。

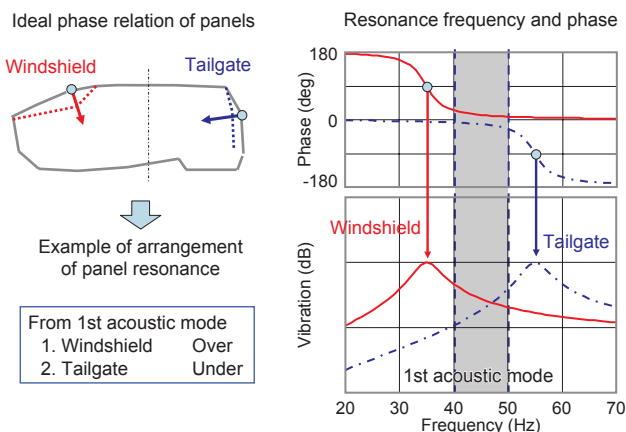


Fig. 4 Ideal arrangement of panel resonance

Table 1 Combination of panel resonance frequency

	Windshield	Roof	Rear floor	Tailgate	Phase condition
A	↑	↑	↑	↓	Even
B	↑	↑	↓	↓	Poor
C	↑	↓	↑	↓	Excellent
D	↑	↓	↓	↓	Good
E	↓	↑	↑	↓	Good
F	↓	↑	↓	↓	Excellent
G	↓	↓	↑	↓	Poor
H	↓	↓	↓	↓	Even

Unsuitable phase condition

↑ Resonance frequency : over 1st acoustic mode

↓ Resonance frequency : under 1st acoustic mode

3. BEM を用いた解析手法

3.1. BEM による車室内音圧予測

車室内音圧は、室内の各パネル振動からそれぞれ発生する音の重ね合わせで表現される。発生する車室内音圧に対し、どのパネルが重要であるかを知るためには、パネル寄与を明確にする手法が必要となる。そこでBEMを用い、キャビン空間をモデル化してパネル振動から音圧を計算する解析手法を導入した。

まず、Fig. 5 に示すようなシートを含むキャビンの閉空間をモデル化した。

境界面が剛壁の状態では、計算による音響モードの周波数が完成車で測定した結果より高く、さらにダンピングが低いために鋭いピークが現れてしまい、車室内音圧の計算結果と実測値の差異が大きく精度が低い。これは内装材の影響により完成車状態では境界壁面の音響インピーダンスが計算モデルよりも低いことが理由として考えられる。そこで、数種類の内装材の単体特性テストを実施し、得られた平均的な値を音響インピーダンスが高いガラス部分を除いた境界壁面に設定した。この手法により、計算値と実測値の差異は Fig. 6 に示すように±3dB 以内となった。

3.2. パネル寄与解析

本手法によりパネル振動速度からそのパネルが発生する音圧成分を計算することが可能であり、各パネルの音圧成分の大きさと位相を比較することで、パネル寄与解析が可

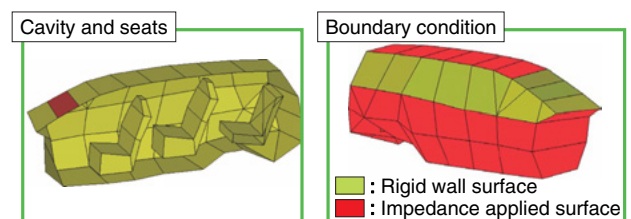


Fig. 5 BEM cavity model

能となる。二つのパネルによるパネル寄与解析結果を例に音圧を低減させる方法を考える。

フロントガラスの成分とルーフの成分が車室内音圧に対して寄与が大きい場合、フロントガラスとルーフの二つの音圧成分が互いに打ち消すような位相の関係にあれば、車室内音圧を小さくすることが可能であることがわかる。Fig. 7 ではフロントガラス成分の位相を 90 度遅らせた例を示す。ルーフ成分との位相差がほぼ 180 度になり、合成ベクトルとしては小さくなる。つまり、この状態が実現できれば、車室内音圧の低減が可能と考えられる。

3.3. ドラミング(低周波ロードノイズ)への適用

3.3.1. パネル位相の把握に関する課題

低速こもり音はエンジン起振力が入力源となる事象であり、エンジンパルスを測定基準とすることで複数のパネルの位相の関係を把握することは容易である。一方、本手法をドラミング(低周波ロードノイズ)に適用することを考えると、路面からの振動入力が4輪のタイヤを介してボデーに伝わるため、無相関な複数の入力があり、位相の関係を把握するためには信号処理に工夫が必要である。

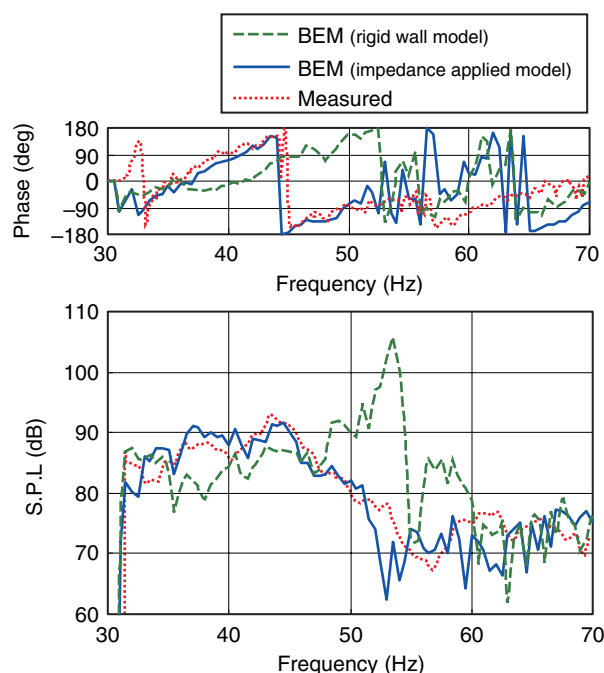


Fig. 6 Calculated S.P.L from actual car vibration

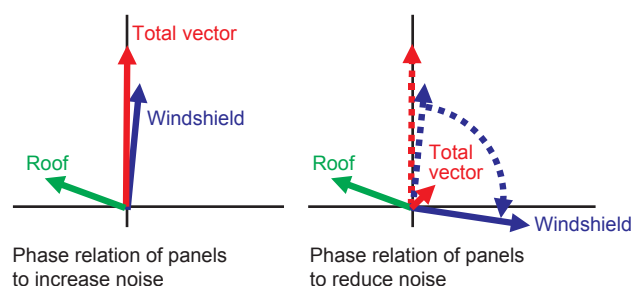


Fig. 7 Panel contribution analysis

そこで、複数の入力が存在する事象に対して、寄与の高い基準を抽出し、その位相の関係を把握する次に示すような相関成分抽出法を用いた。

3.3.2. 相関成分抽出法

ドラミングの入力はサスペンション振動であることから、実稼動時の音圧およびパネル振動を各輪のサスペンション振動との相関性の高い成分に分解することで、各パネルの位相の関係を把握した。

k 個の独立した振動入力がサスペンションから伝わると考える。測定された車室内音圧を P とすると、 P は式(1)に示すように k 個の成分の合計で表される。

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + \dots + P_k \quad (1)$$

このように、室内音圧を各入力によって発生する成分に分解することで、各パネルの位相の関係を検討する。このとき、入力 j に起因する音圧成分 P_j は入力 j と室内音圧のコヒーレンス γ_j の平方根をかけることで式(2)のように得られる。

$$|P_j| = |P| \cdot \sqrt{\gamma_j} \quad (2)$$

P_j の位相特性は、入力信号と室内音圧のクロスパワースペクトルで得られる。

m 枚のパネルがあるとし、パネル n の振動に注目すると、入力 j と相関のある成分 V_{nj} はパネル n の振動と入力 j とのコヒーレンス γ_{nj} から式(3)のように得られる。

$$|V_{nj}| = |V_n| \cdot \sqrt{\gamma_{nj}} \quad (3)$$

V_{nj} の位相特性は入力 j とパネル n の振動とのクロスパワースペクトルで得られる。こうして得られた j と相関のある振動入力 V_{nj} を BEM モデルに与えることで式(4)に示すように P_j が算出され、同時に各パネルの寄与を算出することが可能となる。

$$P_j = \sum_m \{ [H_j] \cdot V_{nj} \} \quad (4)$$

H_j : パネル j の音響振動伝達関数

4. 完成車検証結果

4.1. 低速こもり音低減効果

4.1.1. パネル位相コントロールによる音圧低減効果

Table 1のCとFの組み合わせを実現することを目的として、CAEを用い車体の構造変更検討をおこなった。その結果Cにおいては、フロントガラスの共振周波数を上げるために多くの重量が必要であることがわかった。対象となる車両の開発においては、重量の制約が大きいので、Fの組み合わせが現実的であると判断し完成車による検証をおこなった。この組み合わせではフロントガラスの音圧成分に対して、ルーフとリヤフロア音圧成分が打ち消す位相の関

係となり、テールゲート音圧成分が増長する位相となる。増長させる音圧成分の寄与が小さければ全体としての音圧低減効果は期待できる。

低速こもり音の検証に使用するテスト車両を a とする。車両 a の各パネル共振周波数は、フロントガラスの共振周波数が40Hz、ルーフの共振周波数が43Hzと、音響1次モード周波数である43Hzに近接していた。Fの組み合わせを実現するためフロントガラスとフロアの共振周波数が音響1次モード周波数よりも低く、ルーフ共振周波数が高くなるようCAEにより構造検討をおこない、テスト車両の構造変更を実施した。音響1次モードが支配的である領域は、モードの周波数である43Hzを中心として、その前後に及ぶため、フロントガラスの共振周波数を33Hz、ルーフを60Hz、フロアを36Hzに配置し、音響モードの周波数から十分にパネル共振周波数を遠ざけた。これによりTable 1におけるFの組み合わせが、Fig. 8に示すように実現された。

完成車における構造変更後のフロントガラスとルーフの振動位相を確認した結果、Fig. 9(上段)に示すように音響1次モード支配領域において互いに打ち消す位相の関係(室内側に対して同位相)であることが確認でき、構造変更前後における低速こもり音は対象とした43Hz(エンジン回転数：1300rpm)付近において、10dB以上の大幅な音圧低減効果が得られた。

パネル寄与解析の結果、構造変更前後におけるフロントガラス音圧成分とルーフ音圧成分の関係が増長から打ち消す特性に変化していることが確認された(Fig. 10)。

4.1.2. 従来手法との比較結果

位相コントロールによる効果を比較するため、従来手法との比較をおこなった。従来手法とはパネル振動レベルの低減を目的とした手法であり、ここでは位相の関係が音響モードを増長させる組み合わせとなるTable 1におけるAについて同じ車両aに構造変更をおこない、パネル振動レベル低減のみの対策による音圧低減効果を確認した。

この場合、ルーフ共振特性はFと同じだが、フロントガラス共振を60Hz、リヤフロアを45Hzに変更した(Fig. 11)。

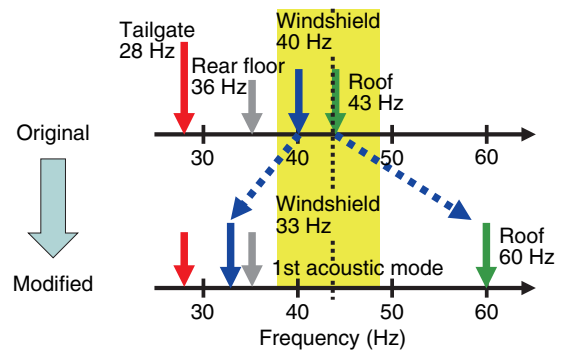


Fig. 8 Modification F of panel resonance

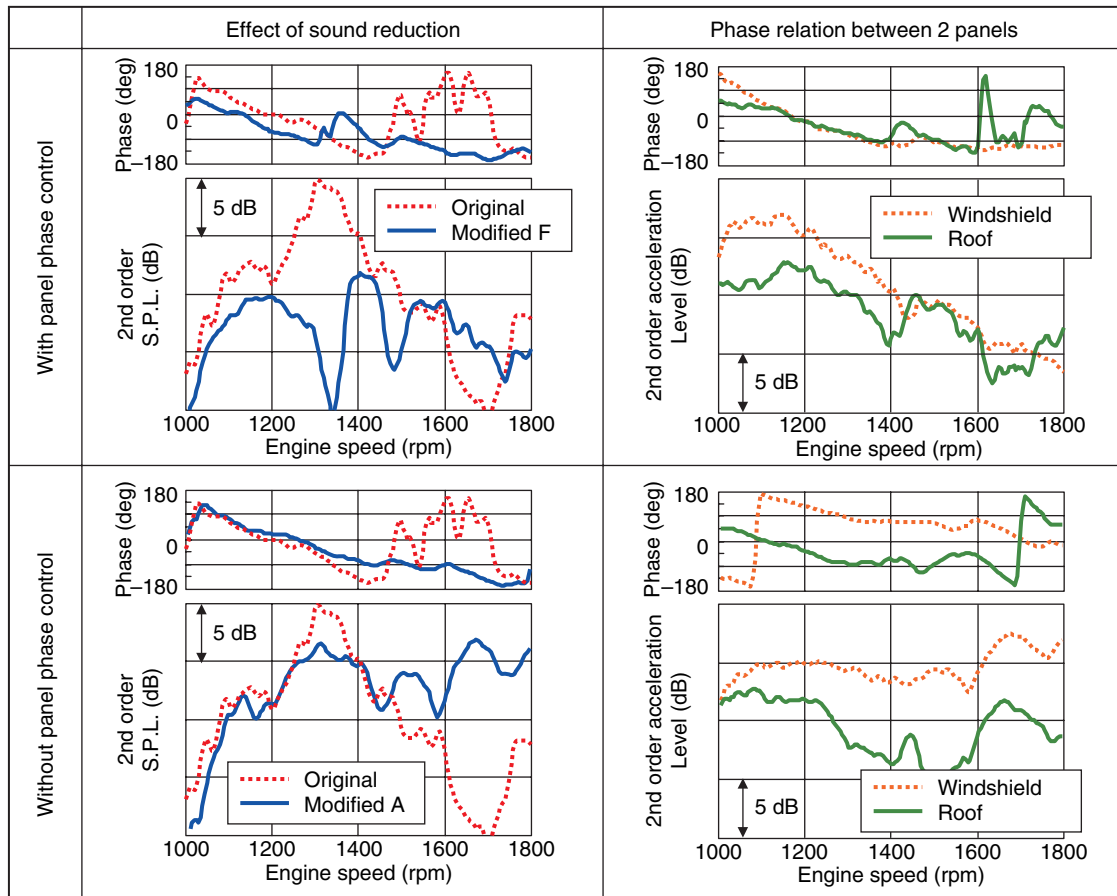


Fig. 9 Result of low frequency booming noise and panel phase relation

パネル支持構造の剛性をあげるにより固有値を高くし、かつ振動レベルをF同等になるよう構造変更をおこなった。低速こもり音の低減効果とフロントガラス、ルーフの位相の比較をFig. 9(下段)に示す。フロントガラスとルーフの位相はFとは異なり、室内側に対して逆位相となっている。これは音響1次モードを増長させる位相の関係であり、音圧低減効果は4dB得られたが、Fの組み合わせに対しては効果が低い。フロントガラス、ルーフ振動ともにFとほぼ同じ振動レベルまで低減できているため、これ以上の音圧低減効果を得るためにはさらに振動レベルを低減する必要があるが、具現化構造に置換するのは困難である。よって位相コントロールによるFの組み合わせの音圧低減効果が従来手法Aの組み合わせよりも高いことが証明された。

開発の初期段階からこのような共振配置を検討してくことで、低周波騒音問題を早期に解決することが可能である。

4.2. ドラミング低減効果

4.2.1. 相関成分抽出結果

ドラミングの実車検証をおこなうテスト車両をbとする。車両bに対して、入力寄与の特定をおこなった。まず入力成分に関してはサスペンション振動として4輪3方向の振動に対する相関成分を式(1)により抽出した。対象の周波数領域では前後方向のサスペンション振動レベルが他の方向よりも高いため、前後方向に着目し、相関成分の比較をおこなった。その結果を Fig. 12 に示す。

この結果より後輪からの入力成分が40Hz 領域では寄与が高いことがわかる。よって後輪サスペンション前後振動を基準としたパネル振動速度成分を同様にして測定結果か

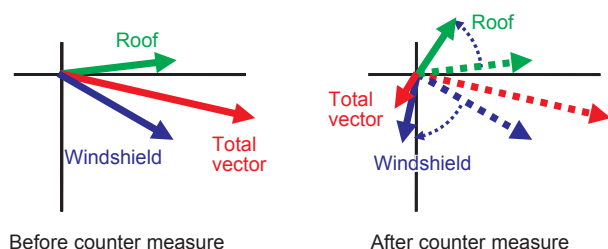


Fig. 10 Panel contribution vector at 43Hz for booming noise

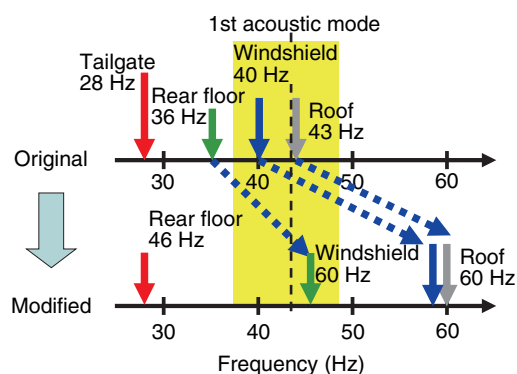


Fig. 11 Modification A of panel resonance

ら算出し、BEM モデルの境界条件として与えた。

Fig. 13 に後輪サスペンション音圧成分とBEM モデルから計算した結果を比較した。低速こもり音解析結果と同様に $\pm 3\text{dB}$ 以内の精度が得られた。この結果よりドラミングに対しても相関成分抽出法を適用することにより十分な精度を得られることがわかった。

BEM 解析結果より43Hz のパネル寄与を確認した結果、テールゲート成分が支配的であり、さらにフロントガラス成分と音響モードを増長する位相の関係であることがわかった。これより対策の方向性としては、まずテールゲート振動の振幅を低減すること、さらにこれら二つのパネルの

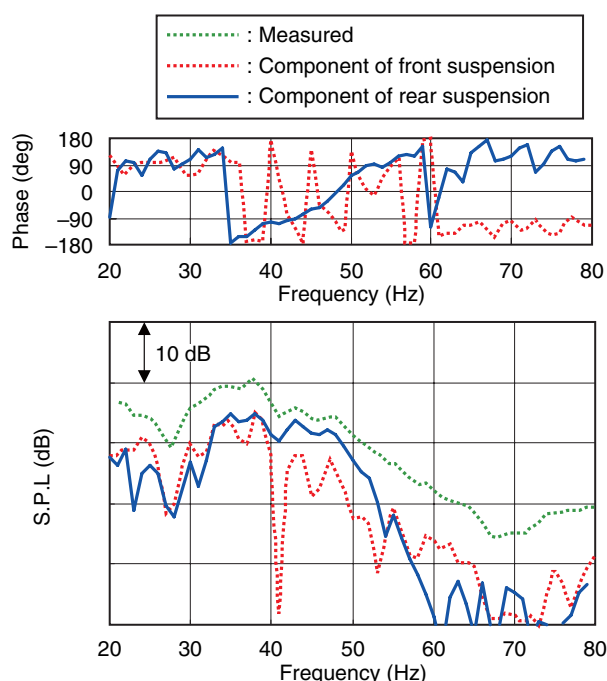


Fig. 12 Result of calculated coherent component

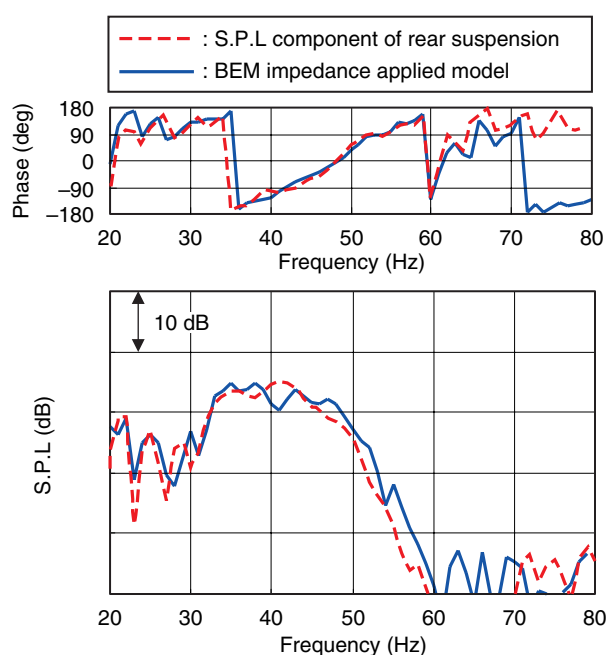


Fig. 13 Compared with S.P.L measured and calculated

位相を音響モードを打ち消す特性に変更することが考えられる。

本テスト車両bのパネル共振配置を確認した結果、Fig. 14のような分布となっていた。特徴としてはルーフの曲率が小さく、共振周波数が高いことと、テールゲート共振周波数が高いことがあげられる。よって音響1次モードの周波数にルーフパネルよりもテールゲートの固有値が近いこと、後者の影響が高いと予測される。よって前述した対策の方向性を考慮するとTable 1のAに相当する組み合わせの音圧低減効果が高いと判断した。フロントガラスの共振を音響モードよりも高くし、テールゲート共振を低く設定することで音響モードの打ち消し効果が得られると予測される。

テスト車両bにおいてフロントルーフレールの剛性対策

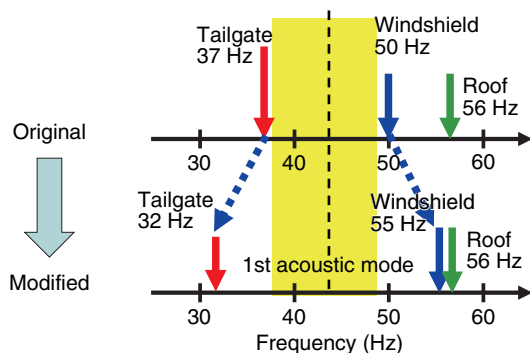


Fig. 14 Modification of panel resonance for drumming

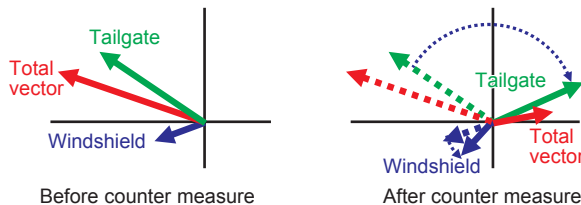


Fig. 15 Panel contribution vector at 43Hz for drumming

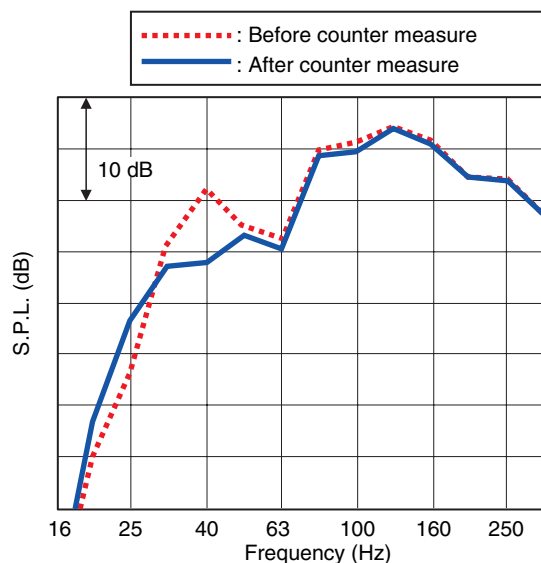


Fig. 16 Effect of panel phase control for drumming

によりフロントガラス共振を5Hz高くし、テールゲートのストッパーを低ばね化することでテールゲート共振周波数を5Hz低くする変更を加えた結果、Fig. 15のようなパネル寄与に変化し、ねらいどおり二つのパネルが音響モードを打ち消す位相に変化した。この位相の関係によりFig. 16のように40Hz領域で-6dBの低減効果が得られた。

5. まとめ

ワゴン・ミニバンにおいて低速こもり音やドラミングなどの低周波騒音に対して以下が明らかになった。

- (1) パネルの位相特性が、その共振周波数でコントロールできることを示し、複数のパネルの共振周波数を適切に配置することで、室内音を打ち消すことを明らかにした。
- (2) パネルの位相コントロールによって室内音が低減できることを、完成車の構造変更で実際に証明し、その有効性を確認した。
- (3) 境界要素法を用いて、パネル振動の測定結果から精度良く音圧を算出し、パネルの音圧に対する寄与や位相の関係を明確にした。
- (4) 相関成分抽出法を用いることで単一入力源の低速こもり音だけでなく、無相関の入力源が複数存在する事象であるドラミングにも適用し、実用上十分な解析精度を得た。

参考文献

- (1) 清野裕之, 山内裕司, 安田仁彦: 構造・音響連成系の実験解析と理論的考察, 日本機械学会論文集, 71巻, 708号, p.39-46(2005)
- (2) 岩間昭憲: 振動と音圧連成系を対象とした実験モード解析手法の開発, 自動車技術会論文集, Vol.24, No.2, p.108-112(1993)
- (3) 谷本隆一, 二宮修, 朝倉孝征: バックドア振動制御によるワンボックスカーのこもり音低減, 日本機械学会論文集(C編), 68巻 668号, p.131-136(2002)
- (4) 今西快友, 長谷川知己, 三橋孝, 小谷野進司: 境界要素法と実測による車室内音場解析, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.72-05, p.25-28(2005)

■著者■



近藤 隆



須藤 晶



安田 紘之

実稼動モード解析と音響ホログラフィを用いた ドア閉まり音メカニズムの研究

Study of Door Closing Sound Mechanism Using Operational Modal Analysis
and Acoustic Holography

木 立 純 一*
Junichi KIDACHI

要 旨

ドアが閉まるときの境界条件を確保するため、実稼動モード解析(OMA)を用いてモード解析し、時刻歴振動挙動(ODS)と振動モードの関連付けをおこなった。さらに振動挙動と音の放射現象の関係を証明するために、時間領域音響ホログラフィにて音響放射現象を確認した。従来法では低周波の測定限界があったため、今回は、新しい手法である統計的最適化近距離音響ホログラフィを用いた。その結果、過渡状態における振動現象と音響放射現象に関連性があることを確認できた。また、振動の流れをコントロールすることで、ドア閉まり音の音色を変える手法を開発した。

ABSTRACT

In order to keep the boundary conditions of door closings, operational modal analysis (OMA) was used to obtain the correlation between the operational deflection shape (ODS) and mode of vibration. As a result, it was possible to understand the time domain deflection shape. In addition, to verify the relationship between the deflection shape and phenomenon of noise radiation, the acoustical radiation phenomenon was determined using time domain acoustical holography. With this conventional method, there were limits to the measurement of low frequencies, so in this research a new method called statistical optimal near-field acoustic holography was used. As a result, it was possible to determine a correlation between the vibration phenomenon and phenomenon of noise radiation in transient conditions. A method of changing the door closing sound was developed by controlling the vibration flow.

1. まえがき

近年、自動車の商品魅力の一つとしてドア閉まり音(以下閉まり音)が注目されているが、一方、自動車の低燃費化を目的とした車両の軽量化への要求も高くなり、閉まり音の向上を目的とした部材の採用が困難となっている。

本研究では、時間領域における過渡的な閉まり音発生メカニズム(以下時間領域的閉まり音)の解明をおこない、現行量産ドアに対し部材の追加をせずに、閉まり音向上が可能な構造を導いた。

2. 閉まり音構成要素

閉まり音の構成要素は、Fig. 1に示すように、低周波、中周波、高周波成分は、それぞれドア外板面、ドアシール、ド

アロックと相関が高い。

ドアシール(中周波)、ドアロック(高周波)については、それぞれ物体間で音が発生する現象であり、シール断面やドアロック内部の構造で対応が可能である。一方、ドア外板面の音は、なんらかの衝撃が起因となり、ドア外板面が振動し

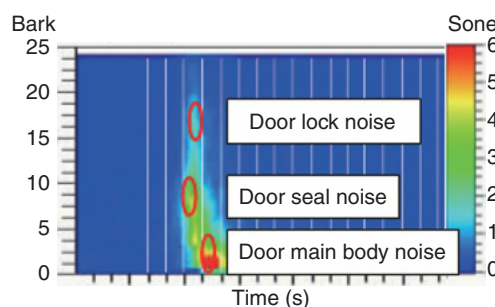


Fig. 1 Door closing sound element

*四輪開発センター

ている現象である。このための解析手法として、ドア外板面の固有値を調べるモード解析が考えられるが、過渡現象であるドア閉まり音メカニズムを解明するには、さらに入力と応答のプロセスを調べる必要があるため、以下に述べるよう実稼動モード解析と時刻歴振動挙動、時間領域音響ホログラフィを用いて解析をおこなう。

3. 過渡状態における振動挙動の解析

ドア外板面の振動解析をおこなう場合、一般的にはモード解析が有効である。モード解析は、対象構造から得られる周波数応答関数(FRF)からモードパラメータを抽出し、モードモデルを推定する技術である。FRF測定は対象物を自由支持し、加振器等を用いて対象物に対する入出力信号を測定する。

この場合、実際にドアが使用される状態の境界条件が異なることと、過渡状態の振動挙動を把握することができないことが問題であった。

そこで、これらの課題を解決できる手法として、以下に示す、実稼動モード解析と時刻歴振動挙動を用いて、過渡状態の振動挙動を解析した。

3.1. 実稼動モード解析(OMA)

OMA(Brüel&Kjær 社 Operational Modal Analysis)⁽¹⁾は対象物の振動応答信号のみからモーダルパラメータを抽出する技術で、加振力の測定を必要としない。しかし、何らかの方法で対象物の振動を励振する必要があるため、車室内に配置されたスピーカからランダム信号を放射してドアを音響励振し、ドア外板面およびサッシュに取り付けた36個の加速度ピックアップで振動挙動を把握した(Fig. 2)。

3.2. OMA によるモード解析結果

閉まり音構成要素解析結果から、モード解析の対象の上限周波数を 200 Hz とし、ドア外板面のモード解析した結果、Fig. 3 に示すモードシェイプの MAC の(OMA の SSI 法)⁽¹⁾とおり、精度の高いモーダルパラメータを推定することができた。

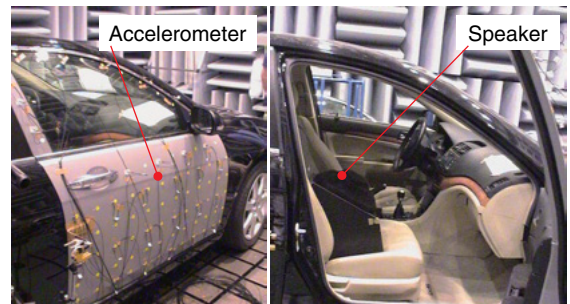


Fig. 2 Operational modal analysis

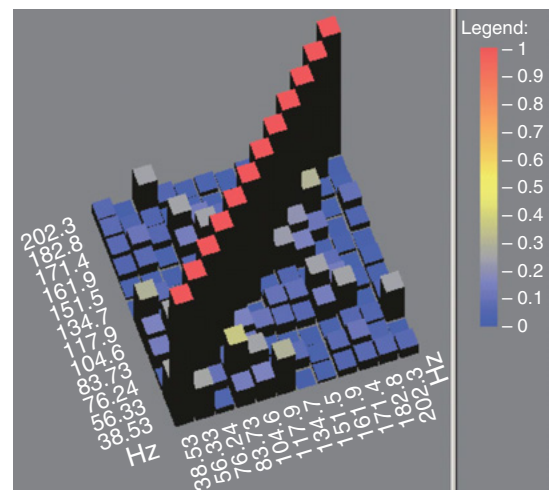


Fig. 3 MAC of door mode shape

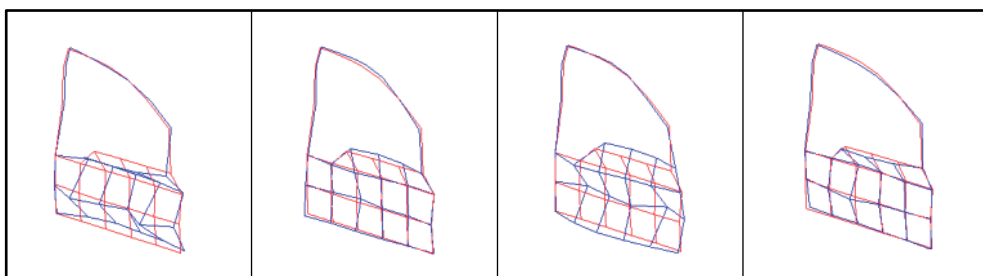


Fig. 4 Time ODS around 135 Hz

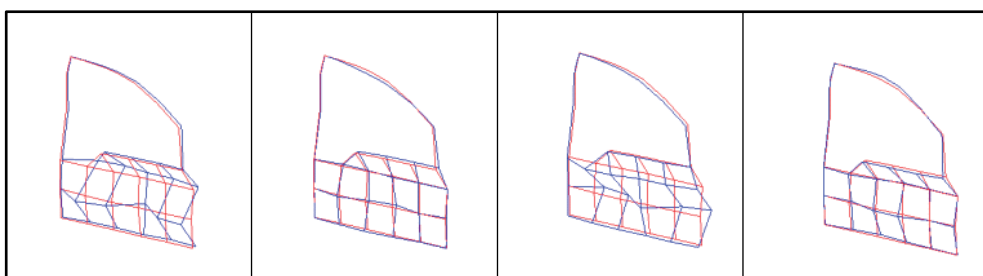


Fig. 5 Modal shape of 7th mode, 135 Hz

3.3. 時刻歴振動挙動 (ODS)

ODS (Brüel&Kjær社 Operational Deflection Shape) は、複数のセンサと単純な信号処理 (振幅比と位相差を得るクロススペクトル測定または時間同時測定) を用いて、実稼動状態における対象構造の振動挙動を (特定周波数または時刻歴信号の) 動画にて表現する技術である⁽²⁾。

3.4. ODS による過渡振動挙動検証結果

OMA にて推定された振動モードと時刻歴の振動挙動との関連を調べるため、時刻歴 ODS に用いた信号をモード周波数付近でフィルタ処理した信号による ODS 動画とモード形状を比較した。その一例を Fig. 4 と Fig. 5 に示す。

Fig. 4 は 135 Hz を中心とする 10 Hz 幅のバンドパスフィルタ信号による 1 サイクルの時刻歴動画で、Fig. 5 は OMA により推定された 7 次モード (135 Hz) のモード形状である。両者は振動の腹および節の位置が良く一致しており、ドア閉まり時の境界条件でモード解析がおこなえたといえる。

また OMA ではわからない過渡振動挙動が Fig. 6 に示す通り、ドアが閉じた瞬間にドアサッシュ上端に発生した衝撃が、振動源となりドア外板面へ伝搬され、外板面のモードを励振させているとわかった。

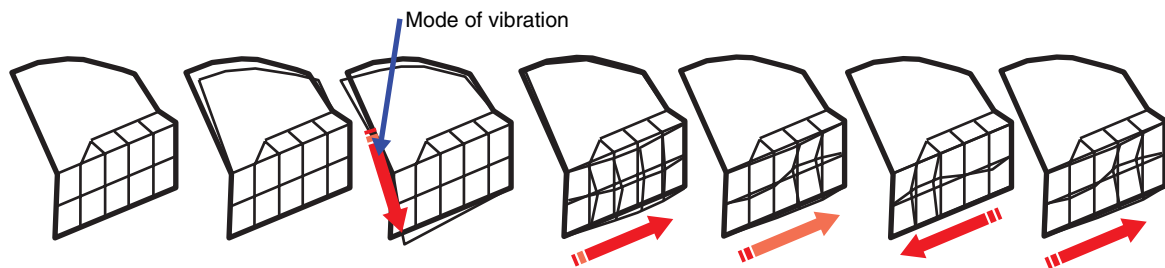


Fig. 6 Operational deflection shape

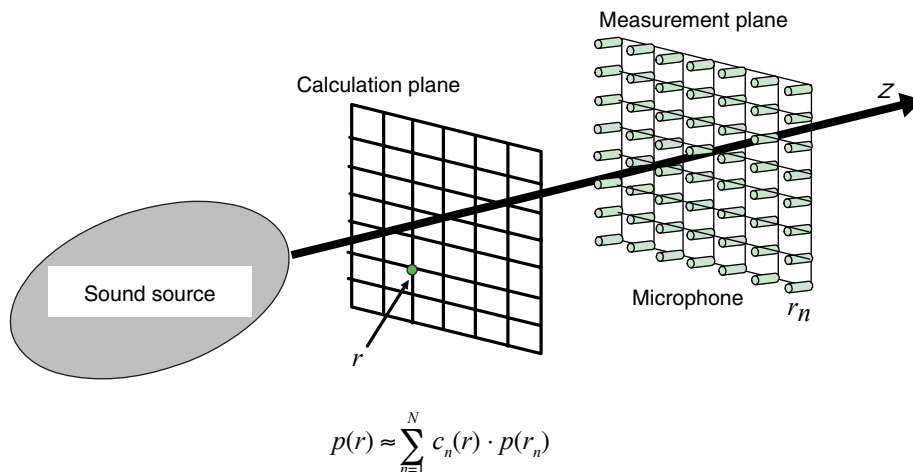


Fig. 7 Basics of statistical optimal near-field acoustic holography

4. 音響放射現象の検証

ODS の解析結果から過渡振動挙動は把握できたが、振動と音の関連を調べるため、音響放射状態を確認する必要がある。そこで、ドア外板面の音響放射の実態を知るために、時間領域音響ホログラフィ (Brüel&Kjær 社 統計的最適化近距離音響ホログラフィ) を適用した。

4.1. 時間領域音響ホログラフィの問題点

従来の近距離音響ホログラフィ (NAH) は、原理として 2 次元離散フーリエ変換に基づく。低周波数の音響現象に対してホログラフィ測定を適用する場合、実際には有限長で決定される 2 次元離散フーリエ変換のためのアレイサイズ (空間窓) に音響現象が入りきらないことがある。その場合、空間周波数領域への離散フーリエ変換とその逆変換を繰り返すことで、空間窓の端における不連続性が、解析結果にゴーストをもたらす⁽³⁾。類似の現象は、時間信号に離散フーリエ変換を適用する場合の窓関数の議論と同じである。このため、先に推定されたドア外板面の低次モード周波数では大きなサイズを必要とするが、適用が現実的ではない。

4.2. 統計的最適化近距離音響ホログラフィ (SONAH)

SONAH は近距離音場ホログラフィ (NAH) を改良したものであり、任意配置された測定面上の音圧データから任意の計算面に、2次元離散フーリエ変換を使わずに直接に計算する方法である (Fig. 7)。任意の計算点 r での時間高調波音圧 $p(r)$ は、測定音圧データ $p(r_n)$ の複素線形結合として表すことができ、複素係数 $C_n(r)$ は最小自乗法にて統計的に推定される⁽⁴⁾。この場合、複素係数 $C_n(r)$ は音響波面を表現するための固有情報となるが、ここでは z 軸を移動するために用いている。

SONAH の場合、ホログラフィのセンサに対する制約 (アレイサイズ、マイクロホン配置) が少ないため、小さなサイズのアレイが適用できるという優位性がある。

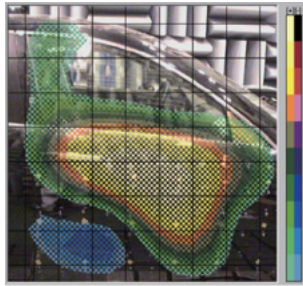


Fig. 8 Near-field acoustic holography (135 Hz)

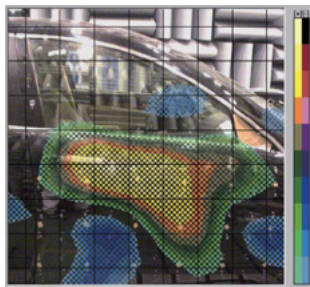


Fig. 9 Statistical optimal near-field acoustic holography (135 Hz)

4.3. 低周波数限界の検証

ドア外板面 7 次モード周波数 (135 Hz) における、従来法の NAH (Fig. 8) と SONAH (Fig. 9) による Active Intensity の結果は、同時刻の Active Intensity の振幅の大きい部分と正負の境界はそれぞれ対応する振動モードの腹と節との位置と一致している (Fig. 5)。また、SONAH の結果 (Fig. 9) は、従来法 (Fig. 8) に比べて、振動モードの腹と節の位置との関係をより明確に示していること (分解能の良さ) もわかる。

4.4. 音響放射現象の検証結果

SONAH によるホログラフィ計算を適用した結果、ODS のアニメーションと同様に、ドア外板面後端より低周波成分の (30Hz-200Hz) 音源が発生し時間の経過と共に外板面を移動していることが確認できた (Fig. 10)。

また、Fig. 11 に示すとおり、SONAH の結果は、振動現象に対して、位置関係と方向が一致していることもわかった。

以上の結果から、ドア外板面の過度振動現象が音響放射されていることを証明できた。

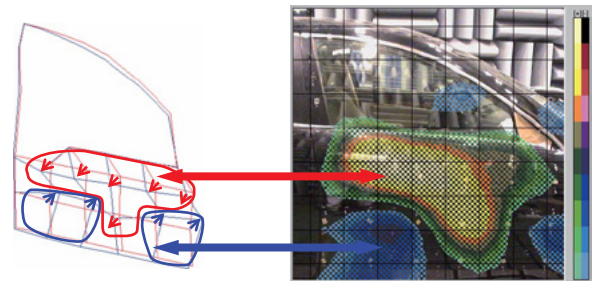


Fig. 11 Time ODS and near-field acoustic holography (135 Hz)

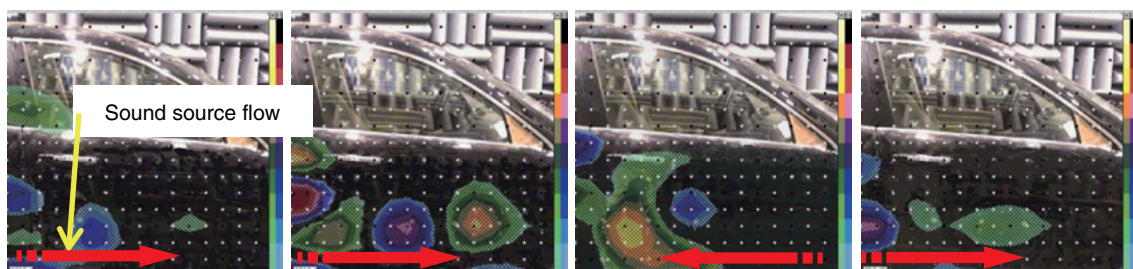


Fig. 10 Near-field acoustic holography of door

5. 低周波成分強調手法

ドア外板面の振動挙動が音となって放射されていることが先の実験から示されたことから、振動の流れを制御し、低周波成分の音色をコントロールする手法について検討した。

音圧レベルとして、低周波成分が多いドア外板面のモードを解析したところ、ドア単体の1次振動モードが40Hz以下に存在していることがわかり、低周波成分を強調させるためには、1次振動モードを下げて、振動の伝搬を制御すればよいと考えた。

そこで、量産車のドア(以下ベースドア)を用いて、振動伝搬の制御手法を検討した。

5.1. 構造の検討

CAEを用いて、1次振動モードを下げられる構造を検討した。

今回は、ベースドアに対し、ドア外板面へ振動抑制効果のある部材などは検討項目から除外し、ドア外板面の保持構造を変更することで、1次振動モードの変化ができるかを検討した。

その結果、1次振動モードを下げる外板面の保持構造を得ることができた。

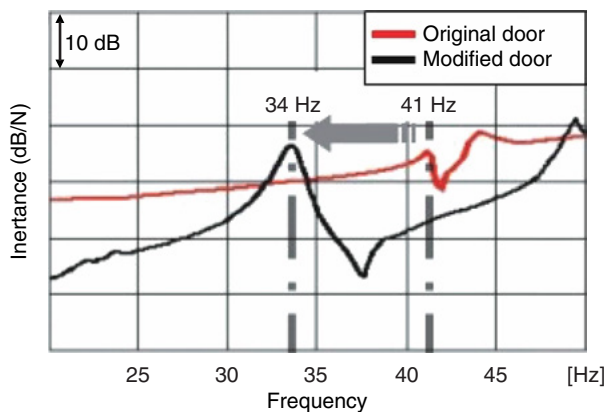


Fig. 12 Modal analysis of door

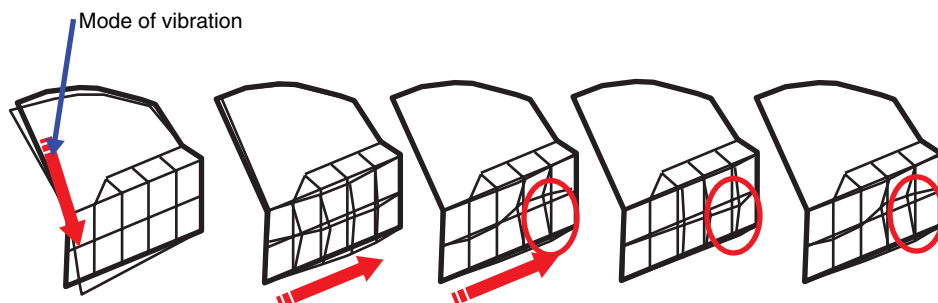


Fig. 13 Operational deflection shape

Table 1 Sound pressure level (-200 Hz)

	SPL (dB)
Original door	96.0 dB
Modified door	99.2 dB

5.2. 外板面保持構造変更ドアの効果検証

外板面保持構造を変更したドアを作成し、モード解析したところ、Fig. 12に示すように1次振動モードを下げることができた。

また、ODSの結果から外板面保持構造を変更ドアは、変更前(Fig. 6)に比べ Fig. 13に示すとおり前後方向の振動の流れを制御していることも確認できた。

5.3. 外板面保持構造ドアの音検証

実車にて閉まり音の効果を確認したところ、外板面保持構造を変更したドアは、エキスパート、一般ユーザの主観評価において、低周波成分が強調されている効果を確認できた⁽⁵⁾。

また、Table 1に示すとおり、低周波(-200Hz)の音圧レベルが3 dB以上向上していることがわかった。

6. まとめ

本研究にて、ドア閉まり音メカニズム解明をおこなった結果、以下に示す結論が得られた。

- (1) 実稼動モード解析、時刻歴振動挙動と時間領域音響ホログラフィを用いて、低周波成分は、ドア閉時の衝撃により発生した振動が、ドア外板面へ伝搬し、振動モードを励振、音を放射しているのを証明できた。
- (2) ドア外板面の振動モード解析において、音響加振による実稼動モード解析(OMA)がドア閉まり時の境界条件を確保しながら、有効に実施できた。
- (3) ドア閉まり音の音響現象を把握する手法としてSONAHによる時間領域音響ホログラフィで、ドアの低次モード周波数の音響現象を明確に把握できた。
- (4) 量産車のドアに対し、外板面保持構造を変更することによって低周波成分を強調できた。

参考文献

- (1) Møller, N., Gade, S.: Operational Modal Analysis on Cars, Proc. Of JSAE Spring Convention(2002)
- (2) Døssing, O.: Structural Testing Part 1 & 2, Brüel&Kjær Primers. BR 0458-11 & BR 0507-11
- (3) 木立純一, 富田宜志, 高須努: ドア閉まり音メカニズム解明のための測定技術, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.37-06, p.5-8(2006)
- (4) Hald, J.: Patch Near-field Acoustical Holography Using a New Statistically Optimal Method, Bruel & Kear Technical Review, No.1, p.40-50(2005)
- (5) 木立純一, 小池昌則: ドア閉まり音メカニズムの研究, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.37-06, p.1-4(2006)

■ 著 者 ■



木立 純一

多目的最適化を用いた防音材仕様検討手法の確立

Establishment of Method for Optimizing Multi Specifications for Sound-proof Packages

多田 寛子*

Hiroko TADA

佐々木 匡**

Tadashi SASAKI

井出 史彦*

Fumihiko IDE

許 筠**

Jun HSU

要 旨

車室内音低減と燃費向上のために、車体に適用される防音材仕様最適化探索手法に注目した。最適な防音材仕様を提案するために、2ステップからなる手法を確立した。(1)防音材をいくつかの要素に分割し、各要素における多層構造材料とその板厚を設計変数とする。車室内音と防音材重量を目的関数とし、各要素での最適音響特性(吸音率、透過損失)を探索する。(2)各要素の多層構造板厚分布を設計変数とし、二つの音響特性(吸音率、透過損失)を目的関数とした最適板厚分布を探索する。

確立した手法を用いて、フロア部を事例に最適防音材仕様の探索をおこなった。その結果、軽量で車室内音目標値を満足する最適防音材仕様を探索できた。

ABSTRACT

This paper describes an optimization method for designing a vehicle sound-proof package. This method enables the achievement of an optimum balance between lower weight and higher absorption performance. In order to propose a sound-proof package in the early stages of vehicle development, it is necessary to assess the number of sound-proof elements required and to select the optimum design specifications for weight and absorption performance. However, it is difficult to achieve conflicting objectives simultaneously, and acoustic engineers therefore require special technical knowledge. The research discussed here developed a new automated optimization method that resolves these issues. The new method enables detailed sound-proof package specifications to be obtained, including the thickness distribution for each part. These specifications can be easily transferred to drawings. The method was successfully used to reduce the sound pressure level of a vehicle cabin, providing verification of its accuracy.

1. はじめに

近年、自動車の車室内における静粛性は、商品性能を向上させる大きな要素となっている。一方、低燃費の観点から軽量化も必要不可欠な項目となっている。しかし、静粛性向上(防音性能向上)と軽量化は相反するケースが多い。

効率的な防音材仕様を適用するためには、仕様検討を開発初期段階からおこなう必要がある^{(1), (2)}。その検討の流れを以下に示す。

- (1)車室内音目標値の設定
- (2)車室内目標値を達成するための、車体特性目標値の設定(SEA 法による吸音特性:DLF, 遮音特性:CLF)
- (3)車体特性目標値を達成するための防音材音響特性目標値の設定(吸音率, 透過損失)

(4)防音材音響特性目標値を達成するための防音材仕様検討(材料, 板厚, 適用面積)

(1)-(3)については、既に SEA 法を用いた検討手法が確立されている^{(1), (2)}。しかし、(4)における防音材仕様を決定するためには、防音材の材料, 板厚, 適用面積などの多くの項目について検討が必要となり、短時間で仕様を決定するのは困難である。

本研究では、車室内音目標値を満足させる最適な仕様を短時間で決定するために多目的最適化を用いた検討手法を提案し、探索した解集合と最適解を比較することで、その妥当性を検証することを目的とする。提案した手法を用いて、自動車の車室内音目標値を満足する最小重量の防音材仕様を決定し、実車へ適用した際の車室内音から最適仕様の妥当性について述べる。

* 四輪開発センター

** エンジニアス・ジャパン株式会社

2. 解析手法

自動車に適用される防音材は、いくつかの材料の積層構造からなっている。その一例を Fig. 1 に示す。ここでは、その構造を多層構造とよぶ。

防音材音響特性(吸音率, 透過損失)は, 多層構造の各層の材料と板厚, およびその適用面積によって決定される。これらの項目を防音材仕様とよぶ。

車室内音目標値を達成するための防音材仕様検討の流れを Fig. 2 に示し, 詳細を以下に記す。

(1) 要素における防音材仕様の検討

防音材の板厚はボデーパネル形状や空調用ダクト, ハーネス等の他レイアウトにより制約を受ける。これらの制約を基に防音材をいくつかの要素に分割する。この時, 分割された各要素の多層構造の各層は一樣材料とし, 板厚も等価であるとする。車室内音目標値を満足する要素の各層材料と等価板厚を検討する。同時に, 音響特性(吸音率 $\bar{\alpha}_{if}$, 透過損失 $\overline{TL}_{if}$)を算出する。ここで, f は 1/3 オクターブバンド中心周波数である。

(2) 要素における防音材板厚分布の検討

量産車に適用される防音材の板厚は, Fig. 3 で示されるように, 薄い部分から厚い部分までの分布を持つ。これを板

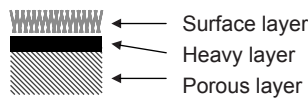


Fig. 1 Multi-layer sound-proof package

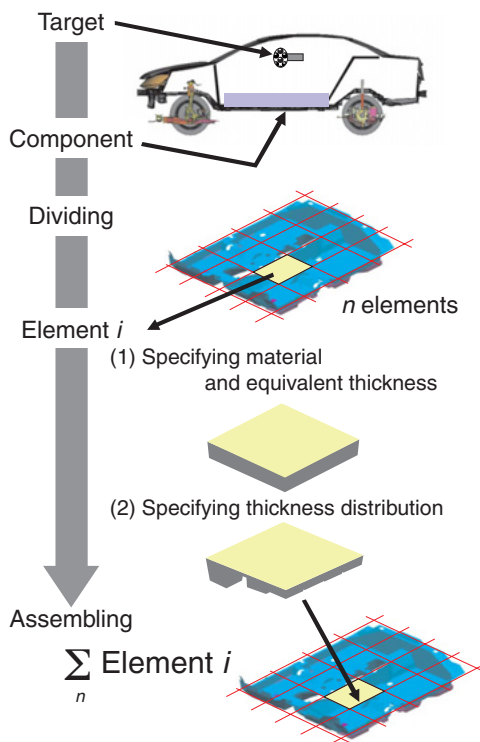


Fig. 2 Procedure for design of optimized sound-proof package

厚分布とよぶ。

これは, 分割した各要素内でもパネル形状やその他レイアウトにより一定板厚を保てないからである。そのため, (1)に示す防音材仕様の検討で分割された等価な板厚をもつ要素の音響特性を維持したまま, 図面反映可能な防音材板厚の検討をおこなう。等価板厚要素と図面反映可能な板厚分布を持つ要素の音響特性には式(1), (2)のような関係がある。

$$\bar{\alpha}_{if} = \frac{\sum_j A_{ij} \cdot \alpha_{jf}}{A_i} \quad (1)$$

$$\overline{TL}_{if} = 10 \times \log \left(\frac{1}{\bar{\tau}_{if}} \right) \\ \bar{\tau}_{if} = \frac{\sum_j A_{ij} \cdot \tau_{jf}}{A_i}, \overline{TL}_{if} = 10 \times \log \left(\frac{1}{\bar{\tau}_{if}} \right) \quad (2)$$

ここで, 要素 i の面積を A_i , 要素 i における一定板厚 j の面積を A_{ij} , 吸音率を α_j , 透過損失を τ_j とする。

以下に, 各要素での防音材仕様検討と防音材板厚分布についての最適仕様検討手法について述べる。

2.1. 防音材仕様最適化

ここでは, 防音材の要素における最適仕様の検討の流れと用いられたアルゴリズムについて述べる。

2.1.1. 最適仕様探索の流れ

Fig. 4 に分割した要素における仕様最適化の計算の流れを示す。それぞれの内容は以下の通りである。

- (1) 防音材を n 個の要素に分割し, 各要素での多層構造各層の材料と等価板厚を設計変数とする解析用 SEA モデルを作成する。
- (2) 各要素ごとに, 構造全体板厚, 各層等価板厚, 解析周波数, および車室内音に制約条件を設定する。
- (3) 防音材全体重量, 車室内音を目的関数として設定する。
- (4) 上記条件下における最適防音材仕様を探索する。

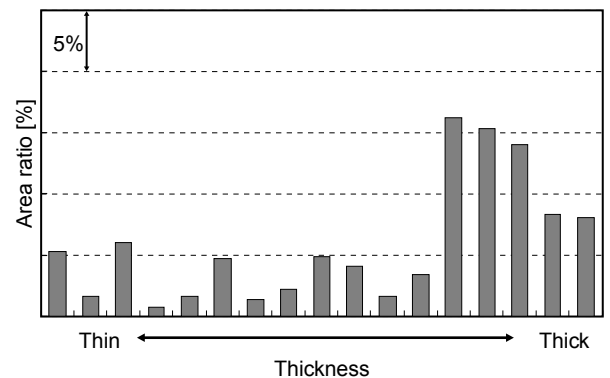


Fig. 3 Thickness distribution of mass produced floor carpet

(5)(4)で満足した各要素ごとの最適音響性能(吸音率 $\bar{\alpha}_{ij}$, 透過損失 $\overline{TL}_{ij}$)を算出⁽³⁾する。

2.1.2. 最適仕様探索アルゴリズム

前項(3)で設定された複数の目的関数(防音材全体重量, 車室内音)を満足する最適な設計変数探索においては, Non-dominated Sorting Genetic Algorithm(NSGAI⁽⁵⁾)を採用する。しかし, 設計変数が多く, 探索時間が長くなるため, 二段階で設計変数の絞込みを実施する。その方法を以下に示す⁽⁶⁾。

(1) グルーピング

分割された各要素において同じ多層構造を持つ要素をグループ化し, 設計変数の絞込みをおこなう。

(2) サンプルによる車室内音感度解析

直交表実験計画法を用いて, 設計変数である多層構造各層の等価板厚を3水準に変化させ, 車室内音への感度が低い設計変数を初期値固定とし, 設計変数の絞込みをおこなう。

2.2. 防音材板厚分布最適化

ここでは, 防音材要素における最適板厚分布検討の流れと, 用いられたアルゴリズムについて述べる。

2.2.1. 最適板厚分布探索の流れ

Fig. 5 に要素における板厚分布の最適解探索の流れを示す。それぞれの内容は以下の通りである。

(1) 分割要素 i での最適音響性能(吸音率 $\bar{\alpha}_{ij}$, 透過損失 $\overline{TL}_{ij}$)を目的関数として設定する。

(2) 分割要素 i の面積を A_i , その要素での一定板厚 j の

面積を A_{ij} とする。各一定板厚の面積割合は $\frac{A_{ij}}{A_i}$ で示され, 設計変数として設定する。この面積割合の変化を板厚分布とする。

(3) 上記条件下において, 最低重量で最適音響性能を満足する最適板厚分布を探索する

2.2.2. 最適板厚分布探索のアルゴリズム

分割した要素における最適板厚分布は, 具現化が可能で

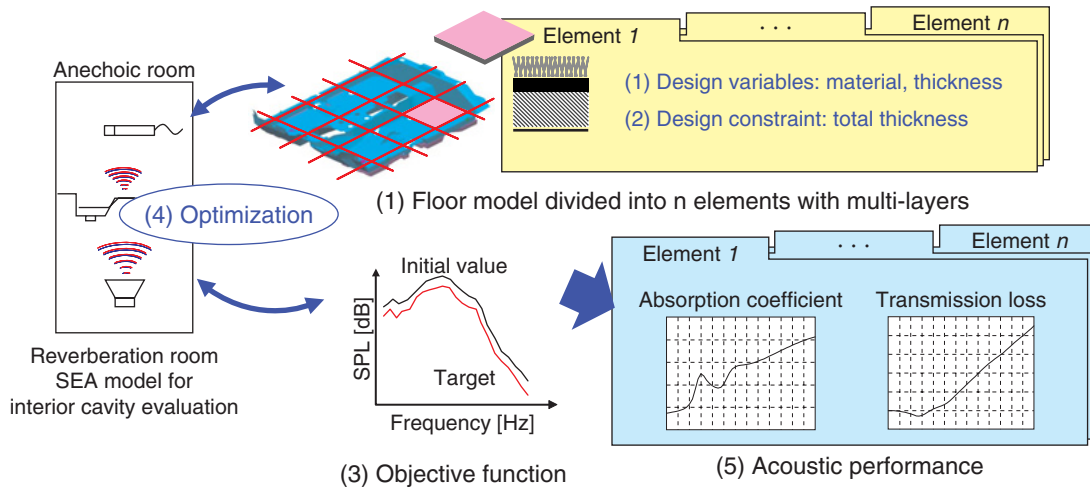


Fig. 4 Optimization process for design variables in elements

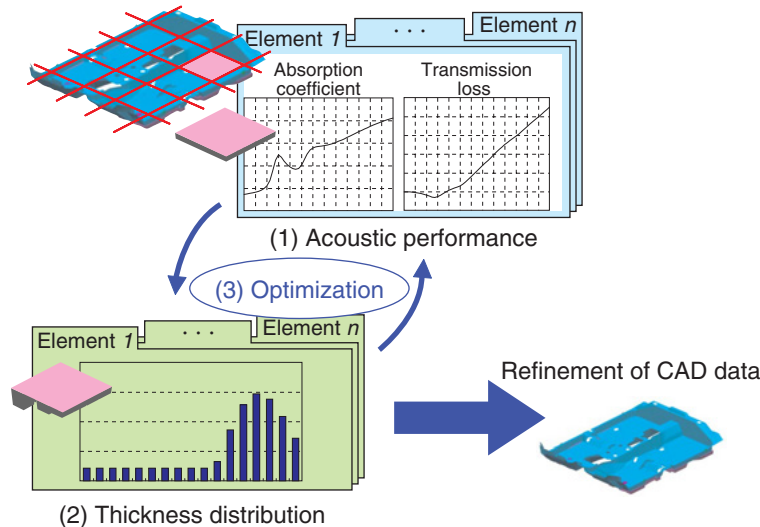


Fig. 5 Optimization process for thickness distribution

あり、かつその探索時間が短いことが望ましい。これを満足するために、三つの項目を探索アルゴリズムに取り入れ、その内容を以下に示す。

(1) 板厚分布の関数化 Fig. 3で示すように、量産車の分割した要素での板厚分布は、パネル形状やそのほかのレイアウト制約の影響を受ける。その板厚分布はある板厚を中心に滑らかな曲線を描く傾向を示す。本手法では、この傾向を再現可能な、板厚分布 $\frac{A_{ij}}{A_i}$ を式(3)のような関数で表す。

$$\frac{A_{ij}}{A_i} = K_1 \cos(k_1 \times j) + L_1 \sin(l_1 \times j) + K_2 \cos(k_2 \times j) + L_2 \sin(l_2 \times j) + M \quad (3)$$

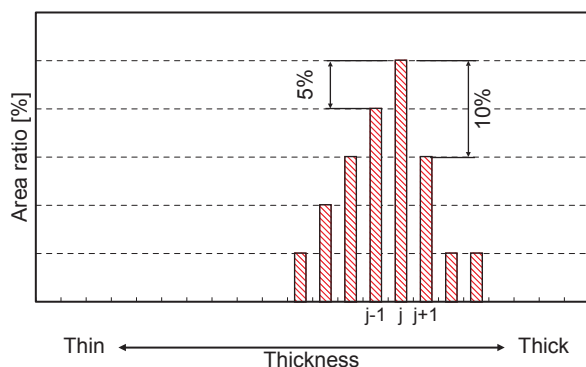


Fig. 6 Constraint for thickness distribution

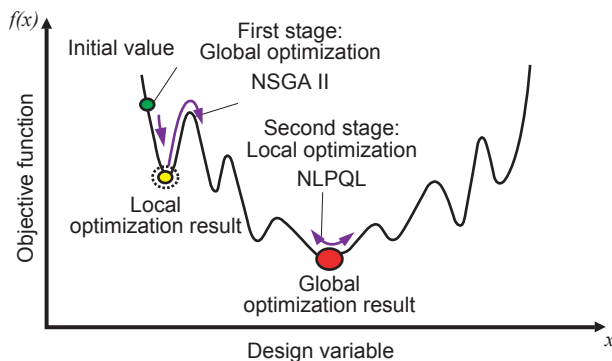


Fig. 7 Results of local and global optimization

ここで、式(3)中の係数 $K_1, k_1, L_1, l_1, K_2, k_2, L_2, l_2, M$ は $\frac{A_{ij}}{A_i}$ を決定するための変数である。

(2) 板厚分布具現化のための制約設定 分割要素 i で関数で示した板厚分布 $\frac{A_{ij}}{A_i}$ において、ある板厚 j の面積割合が突出する場合があります。それを具現化するのは困難である。面積割合を突出させないために、板厚 j の面積割合と隣接する板厚 $j-1$ と $j+1$ の面積割合の変化度合いにそれぞれ制約を設定する。Fig. 6 にはその一例として、 $j-1$ に 5%, $j+1$ に 10% の制約を設定したものを示す。その結果、具現化可能な板厚分布探索が可能となる。

(3) 二段階最適解探索 目的関数とした吸音率と透過損失は個々に独立した指標であり相関性がない。そのため、用いるアルゴリズムによっては初期値近傍の局所最適解を探索し、大域最適解を見逃してしまう可能性がある。

ここでは、Fig. 7 に示すよう、大域探索として NSGAII を、局所探索として NLPQL (Sequential Quadratic Programming)⁽⁴⁾ を組み合わせたアルゴリズムを用いることにより、大域最適解探索を可能とした。

3. 解析結果

フロア部を事例にあげ、最適防音材の仕様検討を、提案した防音材仕様最適化と防音材要素板厚分布最適化の手法を用いておこなった。各最適化での検討内容を以下に示す。

3.1. 防音材仕様最適化

フロア部対策による車室内音の効果目標を設定し、これを満足する分割した要素での最適防音材仕様を探索した。Table 1 に防音材仕様最適化における変数設定を示す。

また、Table 2 に最適防音材仕様探索に対する目標値を示す。

Table 1 で設定された約100通りの設計変数に対し、Fig. 8 に示すよう、グルーピングとサンプリングを用いた車室内音響感度解析により設計変数の絞込みをおこなった。そ

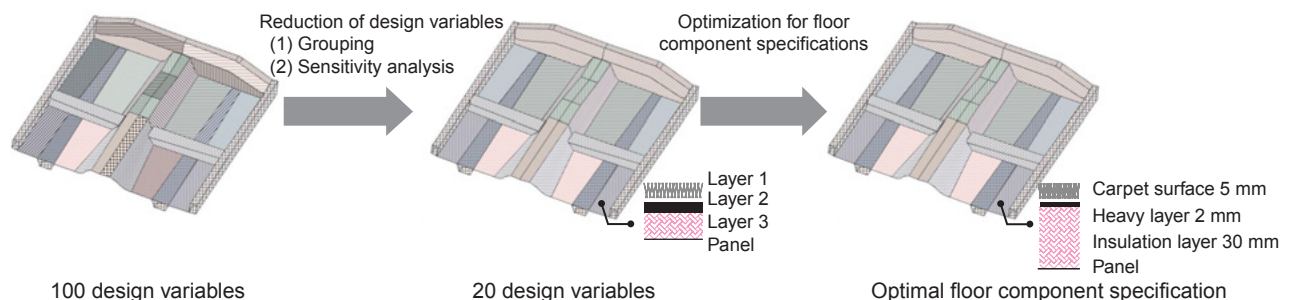


Fig. 8 Reduction of design variables and optimal result

Table 1 Optimization variables for elements

Objective component	Floor carpet divided along with floor panel shape into 50 elements
Design variables	Each layer thickness in multi-layer
Constraints	Total thickness of multi-layer in each part
Objective functions	Interior cavity sound pressure level in O.A. and high frequency range 1.25-5 kHz

Table 2 Target for floor optimization in interior cavity sound pressure level and floor carpet total weight

	High-frequency range 1.25-5 kHz	O.A.	Total weight
Target	1.0 dB reduction	1.0 dB reduction	Lighter than initial weight

の結果、設計変数を約 20 個まで絞込んだ。

次に、絞込んだ設計変数を用いて、条件を満足する要素における仕様最適化をおこなった。探索された最適仕様の一部を Fig. 8 に示す。また、その時の吸音率 $\bar{\alpha}_{ij}$ 、透過損失 $\overline{TL}_{ij}$ を Fig. 9 に示す。

3.2. 防音材板厚分布最適化

Fig. 9 に示す分割要素での最適音響性能(吸音率 $\bar{\alpha}_{ij}$ 、透過

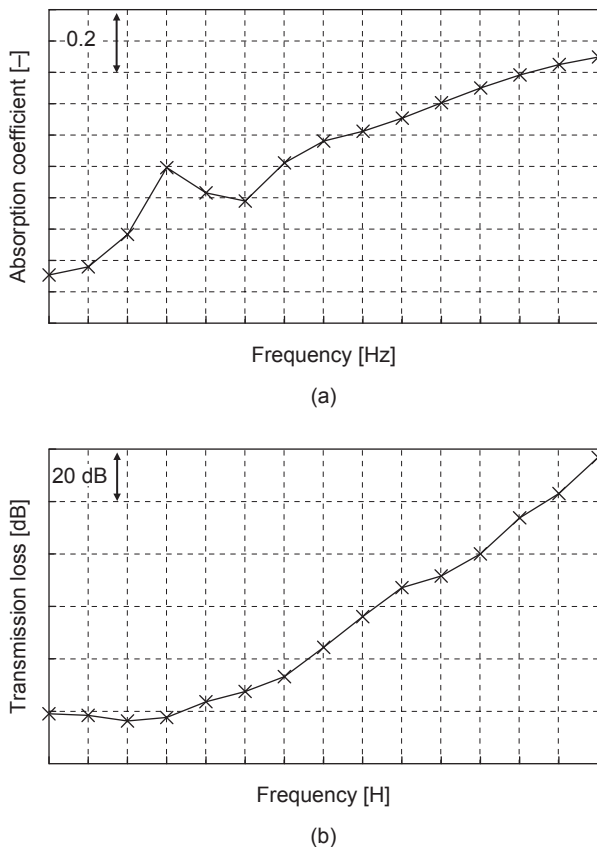


Fig. 9 Sound-proof performance of optimal sound package: (a) absorption coefficient and (b) transmission loss

Table 3 Optimization variables for thickness distribution

Design variables	Thickened in 2 mm pitch from 7 mm to 41 mm in an element
Constraints	Coefficients in Eq.(3) restrained as follows; $-10000.0 \leq K_1, L_1, K_2, L_2 \leq 10000.0$ $-10000 \leq k_1, l_1, k_2, l_2 \leq 10000$ $0 \leq M \leq 10000$
Objective functions	Absorption coefficient and transmission loss of the element

損失 $\overline{TL}_{ij}$) を保持したまま、より具現化可能な板厚分布となるよう検討をおこなった。

要素における板厚分布の最適解探索における変数設定を Table 3 に示す。

上記条件のもと、分割した要素最適板厚分布の探索をおこない、最適音響性能を保持した、具現化可能な板厚分布の探索ができた。探索された最適板厚分布の結果を Fig. 10 に示す。

4. 手法の妥当性

探索された最適防音材仕様の結果から、提案した防音材仕様最適化と防音材要素板厚分布最適化手法の妥当性を述べる。また、検討されたフロア部防音材の最適仕様を実車へ適用し、その効果を検証した。

4.1. 防音材要素仕様最適化

二段階の絞り込みをおこなった設計変数に対し、最適仕様探索をおこない、その時の解分布の高周波域車室内音とフロアカーペット重量の関係を Fig. 11(a) の×印に示す。また、フロアカーペットの最軽量で達成できる高周波車室内音の解分布(パレート解)を●印、今回の手法を用いて探索された最適仕様解を▲印で示す。また、この時の車室内音 O.A. に対するフロアカーペット重量との関係を Fig. 11(b) の▲印に示す。

最適解とその近傍の解の目標値との関係を比較したものを Table 4 に示す。この表から、探索された最適解は設定

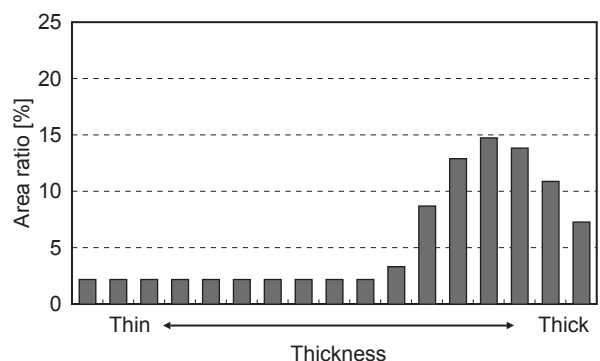


Fig. 10 Optimal thickness distribution for floor element

Table 4 Comparison between optimization results

	High-frequency range 1.25-5 kHz	O.A.	Total weight
Target	1.0 dB reduction	1.0 dB reduction	Lighter than initial weight
Optimal result	Achieved	Achieved	Achieved
Result 1	Achieved	Achieved	Not achieved
Result 2	Achieved	Not achieved	Achieved

したすべての目標値を満足しているのに対し、その近傍の解は一部の目標値を満足していないことがわかる。

これらの結果より、提案した手法を用いることで、多数の仕様パターンから車室内音への効果目標を満足する最適解が探索されており、その妥当性を検証できた。

4.2. 防音材要素板厚分布最適化

分割した要素における最適板厚分布探索時の音響性能の解分布(×印)を Fig. 12 に示す。同時に、初期板厚分布での性能を図中■印、最適板厚分布での性能を▲印で示す。

最適解探索を進めていく中で、解が目標性能を満足する図中の左下へ分布していくことがわかる。このことから、提

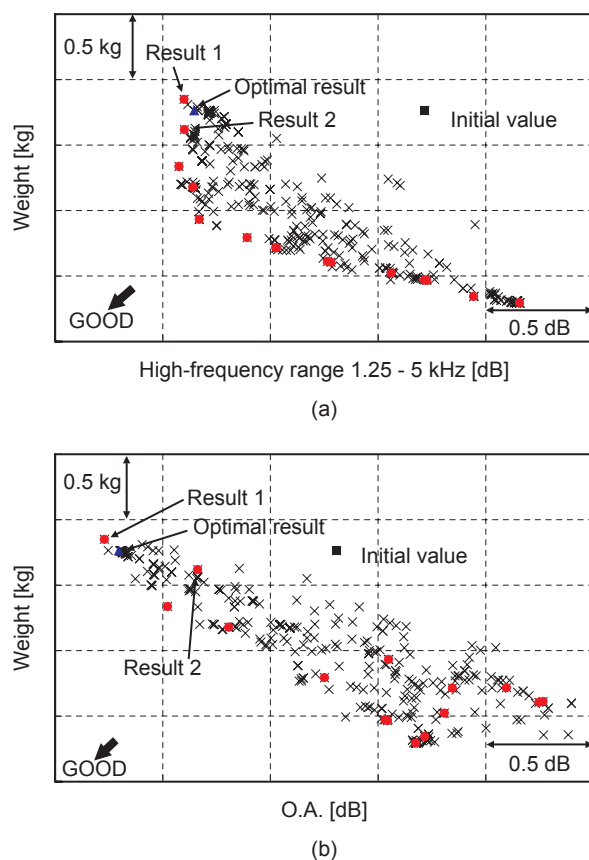


Fig. 11 Distribution of samples during optimization:
(a) high-frequency range versus weight
(b) O.A. versus weight

案した手法を用いることで、関数化されたさまざまな板厚分布から目標とした吸音率、透過損失を満足する最適板厚分布が探索されていることが確認できた。

次に、今回提案した式(3)に示す板厚分布関数の妥当性を検証するために、式(3)を用いずに板厚分布を乱数で表し、最適解を探索した。その結果を Fig. 13 に示す。この板厚分布はすでに Fig. 10 に示したものと異なり、ある板厚を中心にした滑らかな曲線を描いていない。一般的にパネルは連続的な形状をしており、この結果に示される極端な板厚分布の変化は、カーペット表面に凸凹を有することを意味する。このことから、式(3)に示す関数を用いて板厚分布を示すことにより、目標音響性能を満足する具現化可能な板厚分布の探索が可能であることが確認できた。

以上の結果より、提案した手法を用いることで、多数の板厚分布から、具現化可能な最適解が探索されており、その妥当性を検証できた。

4.3. 実車による検証

提案した手法を用いて検討したフロア部防音材の最適仕様を実車へ適用し、車室内音への効果を検証した結果、Table 2で設定された車室内音への効果目標を満足するレベルにあることが確認でき、その妥当性を検証できた。

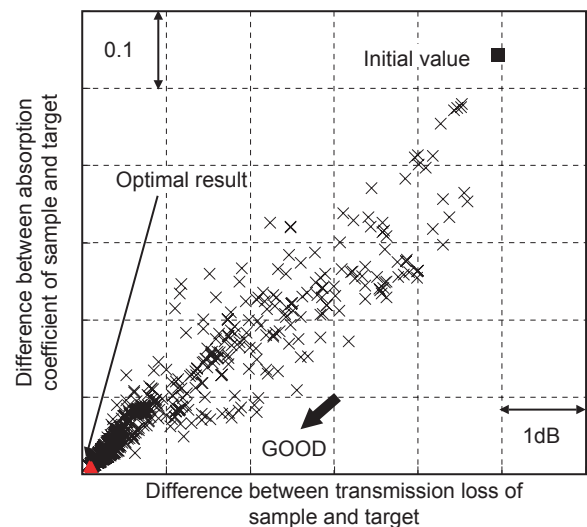


Fig. 12 Distribution of samples during optimization of thickness distribution

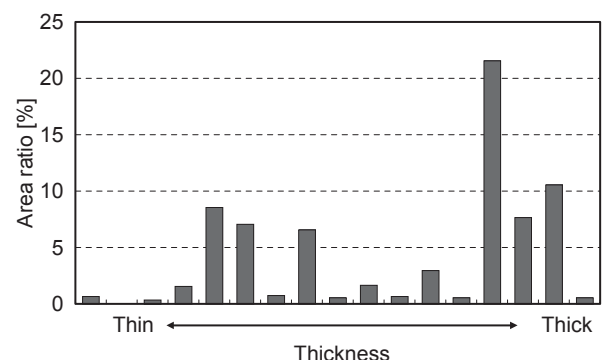


Fig. 13 Optimal random thickness distribution

5. まとめ

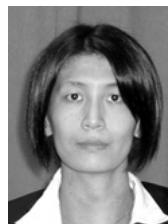
目標性能を満足する防音材仕様検討における、最適仕様探索手法を提案した。その手法の妥当性を考察し、優位性を検証した結果、以下の項目がわかった。

- (1) 目標性能を満足する防音材仕様検討のために、防音材の分割した要素における最適仕様探索と、各要素での最適板厚分布探索からなる防音材最適仕様探索手法を確立できた。
- (2) 提案した手法を用いて検討された解集合から、探索された最適解の妥当性を確認できたと考える。
- (3) 本手法を用いて、仕様の検討をおこない、実車へ適用した結果、車室内音が目標値を満足し、その妥当性を確認できた。

参考文献

- (1) 野口好洋, 土居隆之, 多田寛子, 見坐地一人: SEA 法による吸音型防音材料仕様の決定手法, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.149-153
- (2) 野口好洋, 土居隆之, 多田寛子, 見坐地一人: 次期大衆車軽量防音パッケージの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.123-05, p.11-15(2005)
- (3) 見坐地一人, 多田寛子, 山下剛, Mantovani, M., Gaudino, C., Falk, T.: Prediction of the SEA Input Parameters for the Sound Package, SAE Paper, 2003-01-1022(2003)
- (4) Schittkowski, K.: A fortran subroutine for solving constrained nonlinear programming problems, Annals of Operations Research, Vol. 5, p.485-500(1985/86)
- (5) Deb, K., Agrawal, S., Pratap, A., Meyarivan, T.: A fast and elitist multi-objective genetic algorithm: NSGA-II, Technical Report 200001, Indian Institute of Technology Kanpur, Kanpur Genetic Algorithm Laboratory(2000)
- (6) Deb, K.: Multi-Objective Optimization using Evolutionary Algorithms, Jhon Wiley & Sons(2001)

■著 者■



多田 寛子



井出 史彦



佐々木 匡



許 筠

ライダー挙動を含む二輪車の走行シミュレーション 技術の構築

Motorcycle Dynamic Simulation Model Incorporating Actual Rider Behavior Data

手塚良孝*
Yoshitaka TEZUKA
宮岸俊一*
Shunichi MIYAGISHI

玉島勉* 細田和作*
Tsutomu TAMASHIMA Wasaku HOSODA
中村豊一* 吉木浩人*
Toyokazu NAKAMURA Hiroto YOSHIKI

要 旨

二輪車の走行シミュレーションにおいて、ライダーは車体に固定の質量として扱われてきたため、ライダー挙動に関する研究とシミュレーションへの適用が長年の課題であった。本研究では、ライダー挙動を取り入れたワインディングコース走行シミュレーション技術構築を推進した。映像処理型のモーションキャプチャにより、実走行時のライダー挙動を数値化し、車体モデルに結合させた新たな人体モデルに適用することで、実際のライダー挙動を再現した。計算に必要な走行軌跡の取得には、Global Positioning System計測機器を用いた。得られたデータと多自由度ライダーモデルを導入した二輪車走行モデルを、機構解析ソフトに適用することで、ライダーの積極的な体重移動と加減速を伴うワインディングコース走行の計算精度が向上した。

ABSTRACT

For motorcycle dynamic simulation, the rider had previously been defined as a mass that is fixed on the motorcycle; therefore, examining and applying rider behavior to dynamic simulation models have been long-standing issues. This research established a dynamic model that simulates running on a winding road course while incorporating rider behavior. Rider behavior in actual running tests was digitalized using an image-processing-type motion capture system. By applying the digitalized behavior data to the motorcycle simulation model, the actual rider behavior was accurately modeled. Actual running paths for the simulation were measured using a Global Positioning System. Calculation accuracy of the rider model weight shift during acceleration and deceleration on the winding road course was enhanced by applying the acquired rider behavior data and the motorcycle dynamic simulation model which incorporates the multi-degree-of-freedom rider model, into the multi-body dynamics analysis software.

1. まえがき

高速安定性・定常円旋回シミュレーションなど、機構解析ソフトによる二輪車の走行シミュレーションは実走行試験との相関性も高く、広く商品開発や学術研究の場で利用されている^{(1)・(3)}。しかし、これらのシミュレーションにおけるライダーモデルは、固定質量や、1-2自由度の簡単なモデルで表現されており、ライダー挙動を伴う操縦特性の研究には適用が難しかった。本研究は、スーパースポーツ系車両の開発における、積極的な体重移動を含むライダー挙動と加減速を伴うワインディングコース走行時の操縦性検討や、クローズドサーキットの走行シミュレーションを実現させることを目的とし、その第一ステップとして、ライダー挙動およ

び走行軌跡を正確に再現するための計測技術・シミュレーション技術を構築した。

実際のライダー挙動を再現させるため、ライダーの腰や肩など人体各部位の挙動計測手法を確立し、より現実に近い挙動を再現できる人体モデルを二輪車走行モデルに組み込む必要があった。また、単純な直線や円形状で定義されていた計算上の目標走行ラインを、ワインディングコース走行の計算を可能とするため、実際の走行軌跡を取得する計測システムを必要とした。本稿では、ライダー挙動および走行軌跡の計測手法について説明し、得られたライダー挙動データ・実走行軌跡のデータをシミュレーションに適用した結果を事例とともに報告する。

*二輪開発センター

2. 計測技術とシミュレーション手法

計測から計算までの流れを Fig. 1 に示す。はじめに、ワインディングコース走行時のライダ挙動、走行軌跡および車体挙動の計測をおこない、得られたデータをシミュレーションモデルに組み込むことで、加減速を含むワインディングコース走行の計算をおこなう。以下にその詳細を述べる。

2.1. ライダ挙動の計測方法

片山らの研究では、ライダと車両をリンク機構にてつないだライダ挙動計測装置が考案されている⁽⁴⁾。また、近年では、スポーツ医学やコンピュータアニメーション分野で活用されるモーションキャプチャ技術による、人体挙動計測の進歩がめざましい。二輪車走行時のライダ挙動を、精度よく計測できるシステムとして、ライダの操縦動作の自由度を制約しないこと、車体挙動に影響しない小型なものであることを前提に調査・検討した結果、本研究では、一台の CCD カメラで撮影されたライダ挙動の動画から、人体の三次元座標データを求めるモーションキャプチャ手法を採用することにした^{(5), (6)}。ゆがみの少ない画像と、ライダの動きをカバーできる撮影範囲を得るために、使用するカメラレンズと位置を検討した(Fig. 2)。

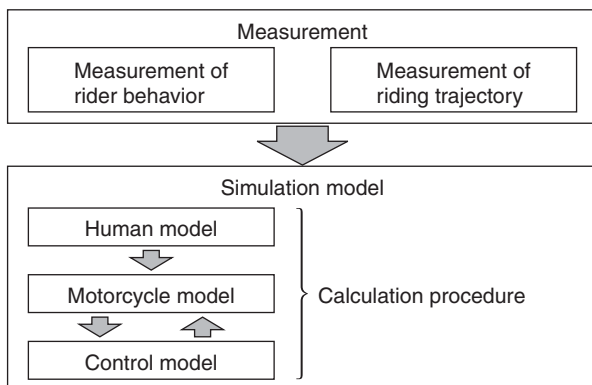


Fig. 1 Process flow from measurement to simulation



Fig. 2 CCD camera position

基本となる画像処理の考え方について説明する。Fig. 3は静止状態の車両上で、格子模様のベストを着用したライダが、前傾姿勢および横移動をおこなった際の計測結果の例である。図中の黄色線は、標準姿勢のライダ背中の格子模様の輪郭を示す(以下、パターンという)。ライダが標準姿勢から前傾姿勢へ変化した際に、動画中のライダ背中のパターンは、Fig. 3 (a) から Fig. 3 (b) へと徐々に変化していく。Fig. 3 (b)のライダの背中のパターン変化をみると、ライダ背中が前方に移動しながら前傾度を増していることがわかる。Fig. 3 (c)は、ライダが標準姿勢から左側へ横移動したあとの姿勢を示す。このときのパターン変化をみると、ライダの横移動と同時にライダの左肩が前進していることがわかる。モーションキャプチャソフトウェア(以下、キャプチャソフトという)では、このような動画の映像パターンの変化を追跡・解析することにより、人体の姿勢変化(挙動)の抽出をおこなっている。その精度は、ライダ前後・左右の動きに対し 10 mm 以内であることを確認した。

映像情報からライダ挙動を得る手法を実施例(Fig. 4)とともに説明する。映像は、任意の長さにて区切った映像単位ごとに処理をおこなうものとする。まず、黄色のワイヤモデルにて表現されたキャプチャソフト上の簡易人体モデルに対し、身長、肩幅、腕長さなど(以下、各部位という)基本寸法をライダの実寸法と一致させる。次に、作業する映像単位の先頭フレームにて、映像内のライダ各部位と、簡易人体モデルの各部位が重なるように位置と姿勢を調整する(以下、関連付けという)。キャプチャソフトは、映像パターン変化に合致するように簡易人体モデルの姿勢変化量を計算し、各部位の位置・姿勢を連続的に追跡・抽出する。キャプチャソフト内で発生する累積誤差については、映像単位の最終フレームでも、映像内のライダと簡易人体モデルの関連付けをおこない、最終フレーム側からも逆回しで姿勢変化を計算することで誤差を最小化している。得られたデータは、車体モ

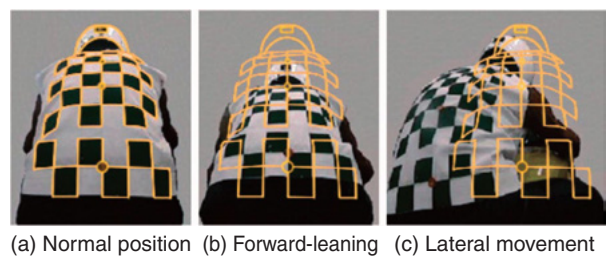


Fig. 3 Example of rider position while riding

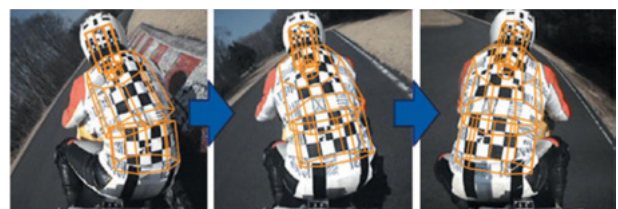


Fig. 4 Consecutive movement of rider

デルに新たに組み込んだ人体モデルの挙動データとして使用する。

2.2. 走行軌跡の計測方法

ワインディングコース走行軌跡の計測は、ライダーごとの差異を把握できる精度が必要となった。走行軌跡の把握手法として、古くから慣性航法装置や残跡装置などが知られているが、今日では、自転車位置把握手法として Global Positioning System (以下、GPS という) が一般的になり、さらに小型・高性能化により二輪車への応用が広がってきた。本研究では、GPS による走行軌跡計測に注目した。以下に GPS を用いた走行軌跡の計測について説明する。

二輪車特有の大きなバンク角やロールおよびピッチ挙動は、GPS アンテナの角度変化を生み、受信状態の悪化から安定した計測ができないことが多い⁽⁷⁾。このため、ライダーおよび積載した計測器による GPS 衛星電波の遮へいを避けるよう GPS アンテナ位置に配慮し、数種類の GPS について走行軌跡の比較実験をおこない、搭載に適する GPS を選定した。計測した走行軌跡の緯度・経度等の情報は、平面位置情報に座標変換する。また、アンテナ搭載位置とタイヤ接地点は大きなバンク角時にずれを生じるため、車体に取り付けたロール角速度センサのデータを利用し、計測後の演算処理でタイヤ接地点への換算をおこなった。

2.3. シミュレーションモデル

本研究で使用した人体モデルと車体・制御モデルについて説明する。

2.3.1. 人体モデル

本研究においては、コンピュータ上でライダー挙動を忠実に再現できる人体モデルの取り込みをおこなった。人体モデルは、19 個のパーツに分かれており、それぞれに質量と慣性モーメントが定義される。その際のデータは人体データベース GeBOD を参照している⁽⁸⁾。さらに、各関節部での荷重反力などが算出できるため、将来的にライダーの疲労度、乗り心地などの予測技術へ応用が可能と考えられる。人体各部位の質量・慣性モーメントは、ライダーの身長・体重な

どの基本情報を入力することで、内包するデータベースから作成される。これに、人体各部位の角度、座標位置情報を入力することで、人体モデルの姿勢を車体モデル上で決定することができる。車体モデルとの接続は、ハンドル左右、ヒップ、ステップ左右の計 5 箇所である。ライダー挙動は、時間経過に伴う各部位の移動量として扱われる。

2.3.2. 車体モデル

車体モデルを Fig. 5 に示す。ばね上操だ系、ばね下操だ系、フロントタイヤ、エンジンを含む後部車体、ライダー、リヤサスペンションおよびリンク機構、スイングアーム、リヤタイヤの 9 要素から構成される。なお、フレームボデー、フロントフォーク、スイングアームは剛体として扱う。タイヤモデルは、マジックフォーミュラタイヤモデルを採用している⁽⁹⁾。

2.3.3. 制御モデル

制御モデルは、横方向と前後方向の制御に分けて取り扱っている。本シミュレーションモデルで用いた制御モデルを Fig. 6 に示す。横方向制御モデルは、ロール方向の動的な釣合いを満たし目標走行ラインに追従する制御 (Fig. 6 の 1)、ウィーブやウォッブルの振動を低減するための制御 (Fig. 6 の 2) の二つから構成され、車体モデルの操だ角を制御している。目標走行ラインに追従する制御におけるア

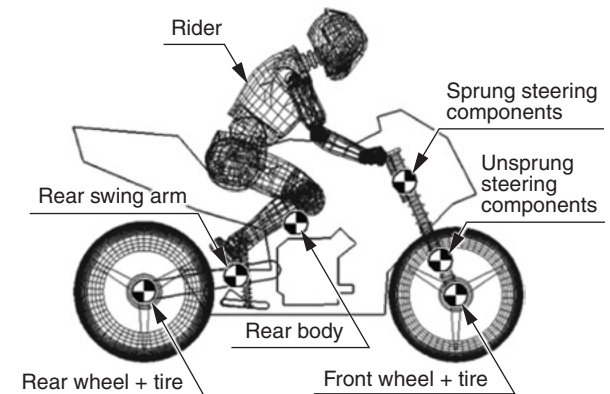


Fig. 5 Motorcycle simulation model

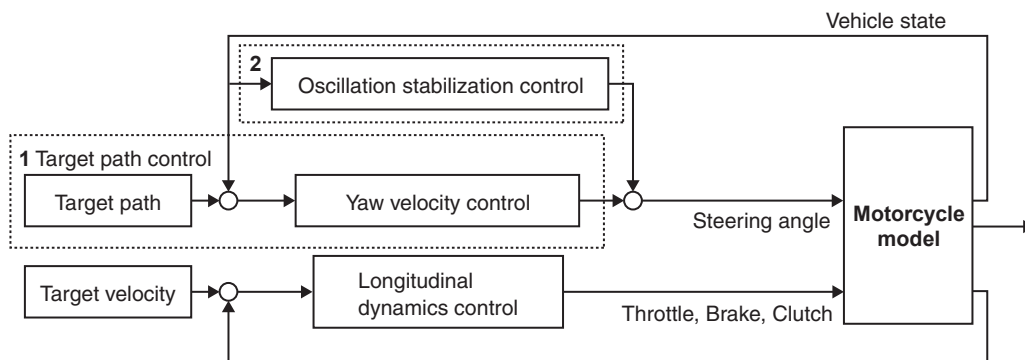


Fig. 6 Control model for motorcycle simulation model

ルゴリズムは、現在の車両状態量と Δt 秒走行後の一次予測位置からみた目標走行ラインとの偏差・曲率より、できるだけスムーズな走行になるよう、最適化計算を用いて目標ヨー角速度を算出する。得られた目標ヨー角速度と現在のヨー角速度との差分に応じた、操だ角の制御をおこなうフィードバック制御モデルとした⁽¹⁰⁾。

前後方向制御モデルは、目標車両速度に対して、エンジン回転数に応じたスロットル開度を制御するとともに適切なギヤを選択し、クラッチ操作をおこなうモデルとした。また、前後ブレーキ力の配分を変化させることも可能とした。

2.3.4. 計算手順

- (1) ライダ挙動のデータは、車体モデル上の基準点からの移動量に変換をおこない専用フォーマットとして作成する。
- (2) 実走行軌跡のデータは、タイヤ接地点に換算した計算専用フォーマットとして作成し、目標コースとする。
- (3) 車速データと移動距離データを計算専用フォーマットとして作成し、車両の速度目標とする。

これら三つのファイルを機構解析ソフトに読み込んで計算がおこなわれる。

3. ライダ挙動を含む走行計測および結果

3.1. 計測車両

Fig. 7 に計測車両を示す。車両は、排気量 599 cm³、計測車両質量 209.3 kg、ホイールベース 1.39 m である。計測機器は、車体角速度センサおよびデータロガーをフューエルタンク上、GPS をリヤシート上に、GPS アンテナ部はフロントメータ上部にそれぞれ配置した。ライダ挙動撮影用 CCD カメラは、リヤに固定した。車両データとして、前後・横加速度、ヨー・ロール角速度、操だトルク、操だ角、左右ステップ荷重、フロント・リヤサスペンションストロークを計測した。また、ライダ挙動映像と車体挙動データの同

期を図るために、光電スイッチを搭載し走行コース脇に設けた反射板に反応させる。光電スイッチから出力される信号の一方は、LED 発光回路を用いて映像側に記録し、もう一方は車両データ計測用ロガーに記録をおこなった。GPS を用いて反射板の位置を特定することで、ライダ挙動・車体挙動・走行軌跡の同期とシミュレーションへの適用を容易とした。

3.2. ライダ挙動の計測結果

ワインディングコースを社内テストライダー 7 名に自由に走行してもらい、各ライダーの計測をおこなった。その結果、ライダーごとの操縦操作と体の動き、車体挙動と走行軌跡などの違いがわかった。代表として、左右切り返し走行時 (Fig. 8) に違いが見られた 2 名のライダーについて、操だトルク、ロール角速度、ライダーの腰横移動量のデータを Fig. 9 に示す。たとえば、ライダー A の腰横移動量は少なく、操だトルクとロール角速度の時系列波形に相関関係が見られる。つまり、ライダー A は、操だトルク主体で二輪車にロール挙動を与える特徴を持つ。ライダー B の腰の移動タイミングはライダー A よりも早く、その移動量も多い。また、腰の移動とロール角速度の関係をみると、腰の動きが完了した際にロール角速度の増加がみられる (Fig. 9 内の点線枠に示す)。このときの操だトルクに目立った変動がないことから、このロール角速度の増加はライダーの体重移動によるロール挙動と考えられる。したがって、ライダー B は操だトルクと体重移動を利用してロール挙動を与える特長を持つ。このように本研究で用いた計測技術により、体重移動を伴うライダー挙動がデータ化され、各ライダーの特徴を明確にすることが可能となった。今回の計測例では、ライダー挙動・ハンドル操作・走行軌跡について分類し、7 名の中からライダー B を標準的な操縦をおこなうライダーとして特定することができた。計測で得られたライダー挙動データは二輪車走行モデルに適用し、ライダーの特徴を反映した計算に利用する。

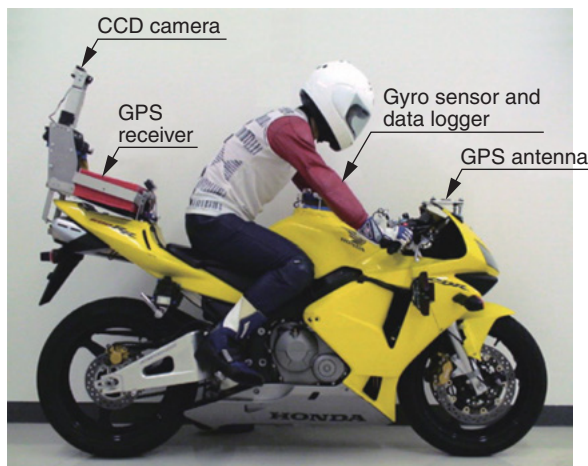


Fig. 7 Test motorcycle and location of measuring instruments

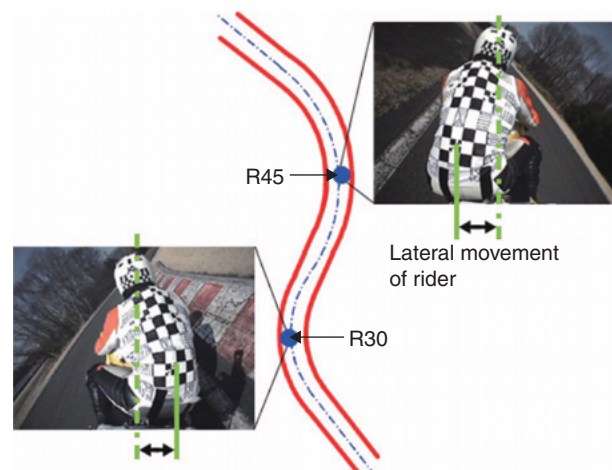


Fig. 8 Rider behavior on right-and-left turn

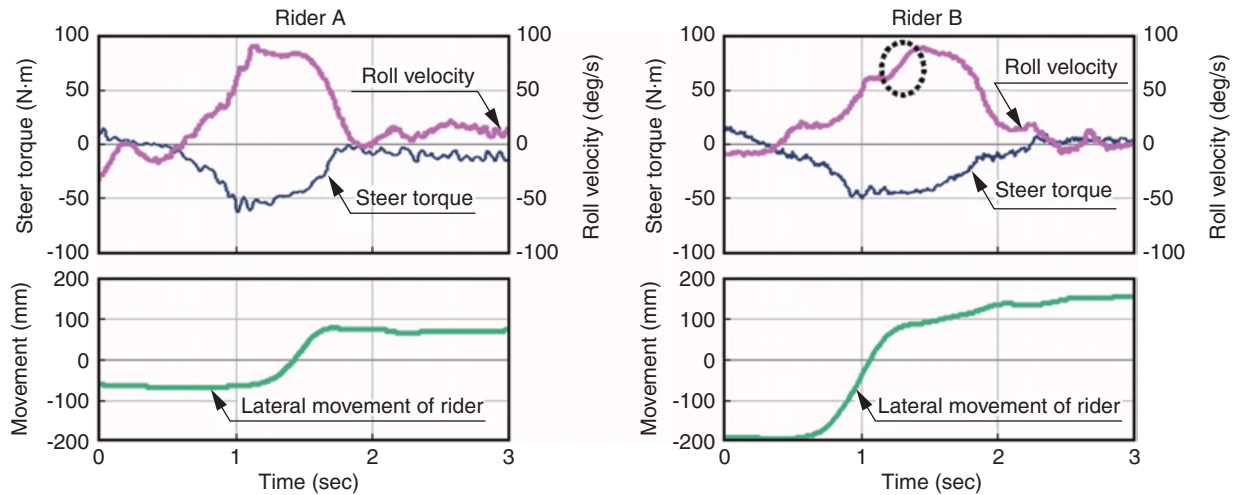


Fig. 9 Results of rider behavior

3.3. 走行軌跡の計測結果

本研究で使用した GPS の走行軌跡の計測結果を Fig. 10 に示す。路面には半径 30 m の円と進入および脱出の方向を示す直線が描かれ、ライダーはこれ为目标に複数回の走行をおこなった。その結果、走行軌跡のバラツキは、図中の光電スイッチ用反射板位置の幅方向で $\pm 1\text{m}$ 程度発生していることがわかった。一方、ワインディングコースでは、おおむね満足できる結果を得たが、一部のコーナでは、数 m の誤差が生じることがある。これは、GPS アンテナが大きく傾くことにより、GPS が持つ本来の性能を発揮できないことが原因と考えられる。今後、GPS の計測データを補正する技術に注目し、精度向上を図る必要がある。

4. 適用事例

適用事例として、(株)モビリティランドツインリンクもてぎ北ショートコース (Fig. 11) での走行シミュレーションを示す。コースは全長 982 m である⁽¹¹⁾。実走行試験のデータと計算結果を合わせて、Fig. 12 に示す。赤線が実験値、青線が計算値を表す。図の上段から、車体の速度および車体ロール角速度とヨー角速度をそれぞれ示す。一部を除きおおむね実験値と一致しており、本研究で構築したライダー挙動の取り込みとタイヤ接地点での走行軌跡が、実走行試験

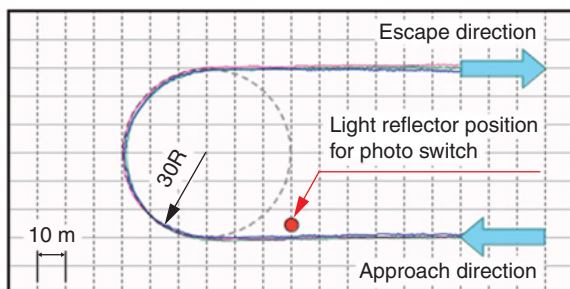


Fig. 10 Measurement of riding trajectory

の再現性の高さに寄与していることが確認できた。Fig. 12 内の点線枠に示す低速コーナにおける実験値と計算値の差異は、GPS の走行軌跡データが実際の走行軌跡より内側を

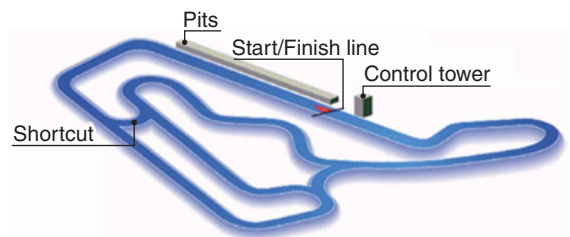


Fig. 11 Twin Ring MOTEGI (North short course)

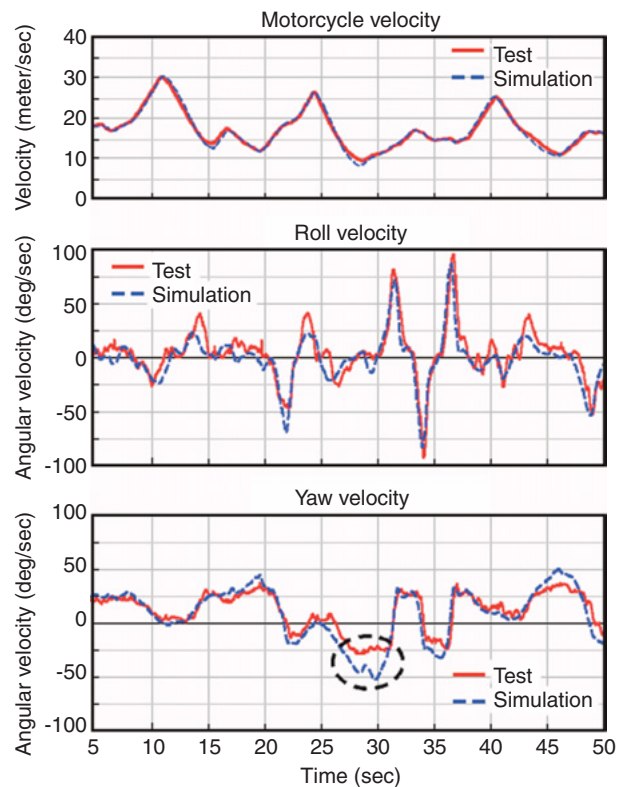


Fig. 12 Comparison between simulation results and test data

観測しているためと考えられる。

次に、ライダー挙動の有無を比較した計算の例をFig. 13に示す。大きなライダー挙動を伴う連続するコーナ部(Fig. 14)での操だトルクとロール角度の大きさに違いがある。ライダー挙動がない場合、コーナでロール角度が大きくなり、オーバシュートの傾向を示している。二輪車走行モデルにライダー挙動を取り込むことにより、車体のロール角度が軽減していることが確認できた。

以上より、従来の走行シミュレーションモデルに多自由度ライダーモデルを導入し、実走行で得られたライダー挙動と走行軌跡をデータとして与えることで加減速を含む複合コースの走行が実現できることがわかった。

5. まとめ

- (1) モーションキャプチャを応用することで、実走行時のライダー挙動を三次元データとしてとらえる計測手法を確立した。
- (2) GPS 観測データをロール角速度情報によるタイヤ接地点への換算をおこなうことで、二輪車の実走行軌跡を計測できることがわかった。
- (3) 実走行時のライダー挙動を忠実に再現すること、実際の走行軌跡を目標コースとして与えることで、加減速を含む複合コース(サーキットなど)の走行シミュレーションを実現できることがわかった。

謝 辞

本研究開発を進めるにあたり、ご協力いただきましたエムエスシーソフトウェア株式会社の皆様、VI-grade の皆様に紙面をお借りして深くお礼申し上げます。

参考文献

- (1) Hidefumi, ISHII, Yoshitaka, TEZUKA: Considerations of Turning Performance for Motorcycles, Proceedings SETC '97, SETC Paper 9734601/972127, p.383-389 (1997)
- (2) 今泉博英, 藤岡健彦: 機構解析言語による二輪車-ライダー系の運動特性に関する研究 - 後部積載重量物がウォブル運動に与える影響とその制振法 -, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.965, 9638220, p.177-180 (1996)
- (3) 二輪車の運動性能専門委員会編: 二輪車の運動特性とそれを取りまく環境, 自動車技術会, p.73-79(1997)
- (4) 片山硬, 西見智雄, 青木章: ライダの振動特性の測定, 自動車技術会論文集, No.35, p.147-153(1987)
- (5) 山本正信, 川田聡, 近藤拓也, 越川和忠: ロボットモデルに基づく人間動作の三次元動画追跡, 電子情報通信学会論文誌, Vol.J79-D-II, No.1, p.71-83(1996)
- (6) 大田佳人, 山際貴志, 山本正信: キーフレーム拘束を利用した単眼動画からの人間動作の追跡, 電子情報通信学会論文誌, Vol.J81-D-II, No.9, p.2008-2018 (1998)
- (7) 村澤直喜, 鈴木浩二, 安藤正訓, 西本修, 池上健太郎, 盛田裕之: 二輪車用ナビゲーションシステムの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No2, p.75-81
- (8) <http://www.lifemodeler.com/>
- (9) 手塚良孝, 石井秀文, 清田悟: 二輪車運動性能解析へのマジックフォーミュラタイヤモデルの適用, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.59-00, 20005043,

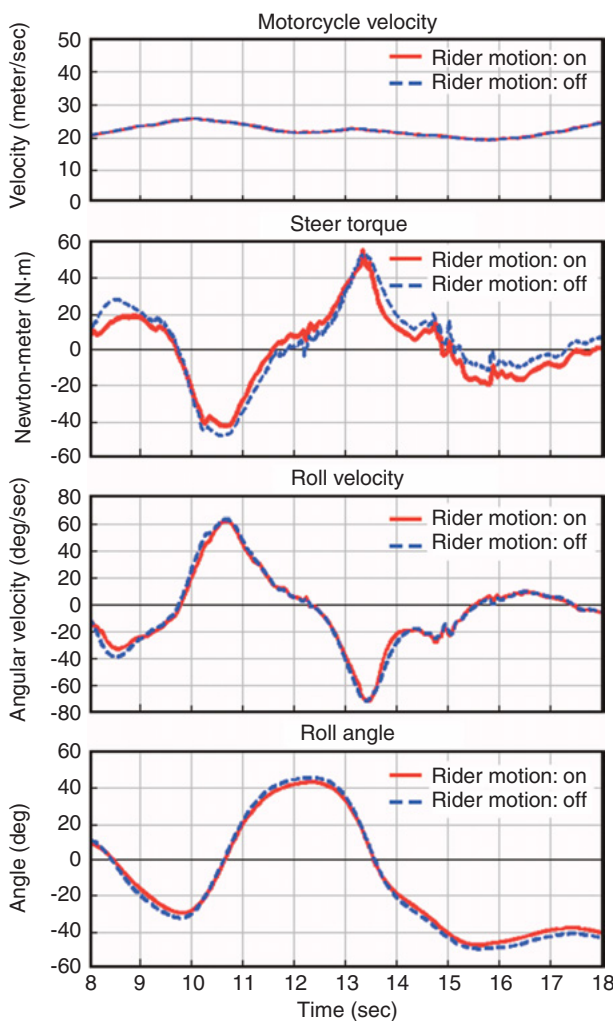


Fig. 13 Simulation results with or without rider movements

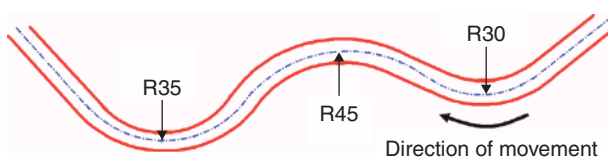


Fig. 14 Test course

p.17-20(2000)

(10) <http://www.vi-grade.com/>

(11) <http://www.twinring.jp/>

■ 著 者 ■



手塚良孝



玉島 勉



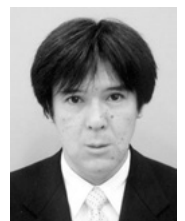
細田和作



宮岸俊一



中村 豊一



吉木浩人

ピストン打音発生時のピストンスカート面圧測定

Measurement of Piston Skirt Oil-film Pressure when Piston Slap Noise Occurs

神谷 満 好*

Mitsuyoshi KAMIYA

高橋 幸 敬*

Yukitaka TAKAHASHI

小林 利 彰*

Toshiaki KOBAYASHI

三原 雄 司**

Yuji MIHARA

嶽 和 秀*

Kazuhide TAKE

染谷 常 雄***

Tsuneo SOMEYA

要 旨

ピストンスカート面形状、剛性、質量に影響を与えない小型薄膜圧力センサを物理蒸着法によりピストンスカート面に直接成膜し、ピストン打音発生時のシリンダライナ加振力と密接な関係にあるピストンスカート面の油膜圧力を測定した。その結果、実稼動エンジンにおいて、ピストン打音の指標であるシリンダライナ振動加速度に追従した油膜圧力が測定され、本測定手法の有効性を確認した。また、エンジン回転速度やピストンピンオフセット量の変更に伴うピストンスカート面の油膜圧力分布の変化が測定できた。これらより、シリンダライナ振動加速度のみでは説明できない、ピストンがシリンダライナへ衝突した際のピストンスカート面の油膜圧力の違いから、そのピストン挙動の違いを明確にした。その結果、ピストン挙動シミュレーションの精度向上が図られ、ピストン打音対策への効率の良い検討が可能となった。

ABSTRACT

A small thin-film pressure sensor that does not affect the piston skirt surface geometry, stiffness, and mass was directly deposited onto the piston skirt surface by physical vapor deposition, and the oil-film pressure on the skirt surface which is closely related to the cylinder liner excitation force when piston slap noise occurs was measured. The oil-film pressure corresponding to the cylinder liner acceleration, which is an indicator of piston slap noise, was measured in an engine under running condition, and the accuracy of this measurement was confirmed. It was also possible to measure the change in the oil-film pressure distribution on the piston skirt surface corresponding to changes in engine speed and the piston pin offset. The difference of the oil-film pressure on the piston skirt surface when the piston collides with the cylinder liner, which was not possible to explain from cylinder liner acceleration alone, allowed the mechanism where the piston secondary motion differs to be identified. As a result, the accuracy of the piston secondary motion simulation was enhanced, enabling effective measures against piston slap noise to be studied.

1. まえがき

近年の乗用車用エンジンは、小型、軽量、高出力、低燃費、低公害といった商品魅力に加え静粛性への要求も高い。それ故、ピストンに関しても上記要求を満たすために、軽量化、耐久性の確保、フリクション低減を設計目標とするだけでなく、ピストン打音の低減を目的としたピストンピンオフセット調整やピストンスカートフォーム変更といった設計がなされている。

一方、近年のシミュレーション技術の進化に伴い、ピストン打音発生時のピストン挙動やピストンスカート面の油膜圧力分布の予測が可能となりつつある。しかし、その予測精度は十分ではなく、ピストン開発の工数削減には至っておらず、予測精度向上が要求されている。

そこで特にピストン打音発生時のピストン加振力と密接な関係にある、ピストンスカート面の油膜圧力分布の時刻歴遷移を測定し、ピストン打音発生メカニズムを解明する必要がある。

* 四輪開発センター

** 武蔵工業大学

*** 東京大学 名誉教授

本論文では、開発の効率化に寄与するピストン挙動シミュレーションの精度向上を目的に、その影響因子を明らかにする。測定にあたっては、新たに小型薄膜圧力センサを用いてピストン打音発生時のピストンスカート面の油膜圧力の直接測定を試みた。

2. ピストンスカート面の油膜圧力測定手法

2.1. ピストン打音と油膜圧力測定

ピストンスカート面の油膜圧力測定に関しては、反スラスト側で発生するピストン打音を対象とした。このピストン打音は、主に往復運動部慣性力とシリンダ内圧力の増減により、圧縮および膨張行程上死点付近で、ピストンが急激にスラスト側から反スラスト側に移動するとともに、ピストンピン周りに生じるモーメントによりピストンが回転し、反スラスト側スカート面がシリンダライナへと衝突するために発生すると考えられている⁽¹⁾。しかし、実稼動エンジンにおいて、この挙動は短時間で生じるため、シリンダライナ振動加速度測定ではピストン挙動との関係が不明確で、ピストンの並進および回転挙動のシリンダライナ振動加速度に対する寄与分離が困難であった。

このようなピストン挙動のメカニズム解明にはピストンスカート面の油膜圧力分布測定が必要となるが、往復運動部質量に影響する大きなセンサや、ピストンスカート剛性やスカート面性状の変化を生じる測定手法は使用できない。

そこで、ピストンの質量、スカート面剛性および形状へ影響が無く、直接スカート面の油膜圧分布測定可能なセンサを用いた。

2.2. 測定手法概要

ピストンスカート面の油膜圧力分布測定には、エンジンのしゅう動部表面に直接形成できる薄膜圧力センサを用いた。このセンサは実稼動エンジンにおける主軸受の油膜圧力分布測定用として開発され⁽²⁾、ピストンピンボス部やコンロッド大端部軸受の油膜圧力分布測定においても実績がある^{(3)・(5)}。エンジンの滑り軸受の研究⁽⁶⁾においても、単体テスト装置による油膜圧力分布の検証にこのセンサを応用した実績があるが、実稼動エンジンの代表的な往復動運動部であるピストンスカート部への薄膜圧力センサの適用したのは初の試みである。

2.3. センサ構造

薄膜圧力センサの圧力感知部は、物理蒸着法により測定部位に直接成膜した薄膜抵抗体である。このセンサは、取り付け穴や測定用の油導入孔を必要とせず、しゅう動部の曲率に応じた形状に取り付けることができるため、測定対象部の形状変化、剛性低下、質量増加などの影響が少ないという利点がある。

Table 1 Alloy composition of sensors [wt%]

	Cu	Mn	Ni
Cu-Mn-Ni alloy	87.8	8.75	3.45

薄膜圧力センサは Fig. 1 に示すような形状を持ち、約 $\phi 1\text{ mm}$ 以下の微小な領域の圧力測定が可能である。センサ膜は Fig. 2 に示すように、導電体であるピストン表面の上に付着強度を上げる中間膜、絶縁膜、圧力感知膜、リード膜、保護膜から構成され、全膜厚は約 $12.6\text{ }\mu\text{m}$ である。本測定に用いたピストンスカート面は、センサが形成された状態でピストン径を実機と同じにする必要があるため、成膜部を成膜行程前にセンサの全膜厚分だけ研磨した。

2.4. センサ材料と圧力特性

圧力感知材料は、実稼動エンジンにおける主軸受、コンロッド大端部の油膜圧力分布測定^{(2)・(4)}などにおいて使用された Cu-Mn-Ni 合金を用いた。Table 1 にセンサ合金の組成を示す。

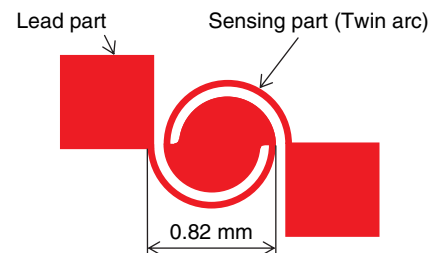


Fig. 1 Shape of thin-film sensor (Plain view)

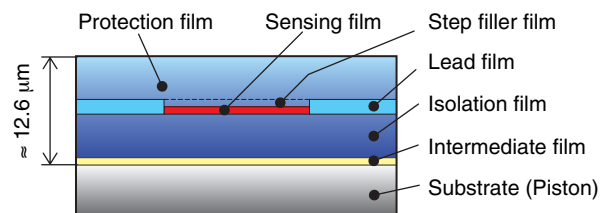


Fig. 2 Structure of thin-film sensor (Cross section)

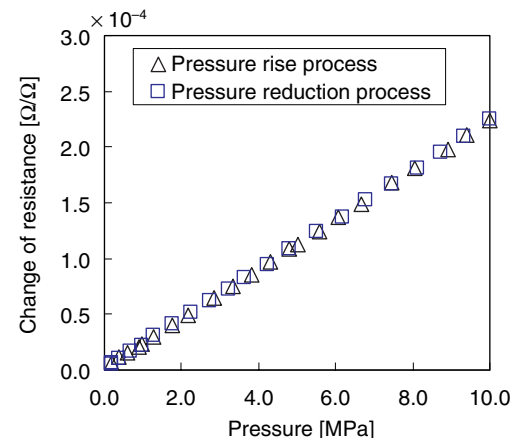


Fig. 3 Pressure-resistance characteristics

この材料により製作されたセンサの圧力に対する出力特性の一例を Fig. 3 に示す。測定の対象範囲である 0-10 MPa において、高い直線性と低ヒステリシス性能が得られた。

2.5. 測定位置

Fig. 4 に既存のピストン挙動シミュレーションにより求めた異なるピストンピンオフセット量におけるピストン打音発生時のピストンスカート面の油膜圧力分布計算結果を示す。この結果と従来の開発における経験から、Fig. 5 に示すように、ピストンピン穴の中心と同位置の反スラスト側ピストンスカート面上に 1 箇所、およびこの位置から上方に 4 mm おきに 2 箇所の合計 3 箇所に薄膜圧力センサを形成した。

2.6. 供試エンジンおよび測定装置

供試エンジンの基本諸元を Table 2 に示す。

測定は 3 番気筒のピストンについておこなった。ピストンに取りつけられたセンサ信号ターミナルからエンジン外部までの配線取り出しには、Fig. 6 に示すリンク機構を用いた。リンクはコンロッド大端部より三つの節を持つ。三つの薄膜圧力センサからの配線取り出し経路をピストンスカート面上の点より、コンロッドおよびリンクへとつながる矢印線で示す。

薄膜圧力センサは金属抵抗素子であり、作用する圧力によりセンサ抵抗が微小に変化する。この薄膜圧力センサを Fig. 7 に示すホイートストンブリッジ回路の 1 辺に組み込む

Table 2 Engine specifications

Engine type	Water-cooled, DOHC, 4-stroke 16 valves, In-line 4-cylinder, gasoline	
Bore × Stroke [mm]	86.0 × 86.0	
Displacement [cm ³]	1998	
Compression ratio	9.8 : 1	
Max. power [kW / (r/min)]	118 / 6500	
Max. torque [N·m / (r/min)]	191 / 4000	
Piston pin offset [mm]	0.8 (Standard)	1.3
Cylinder offset [mm]	0.0	

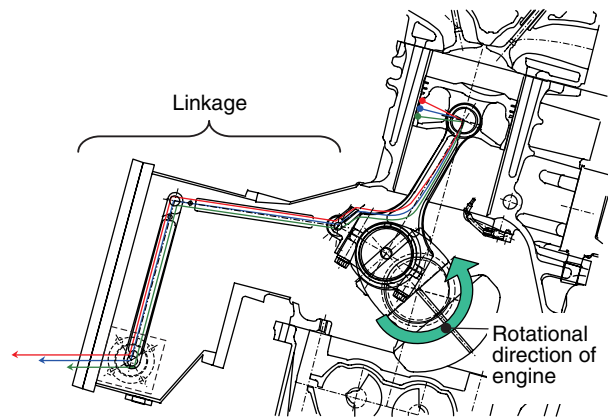


Fig. 6 Linkage and wiring from thin-film sensors

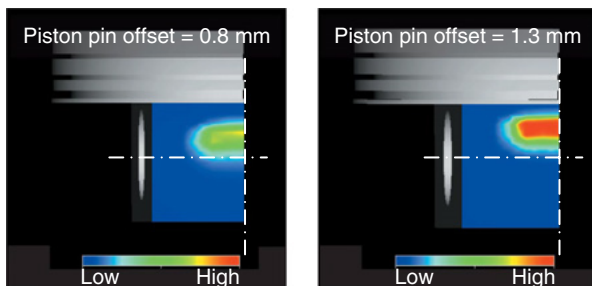


Fig. 4 Simulation results of oil-film pressure distribution on anti-thrust side skirt

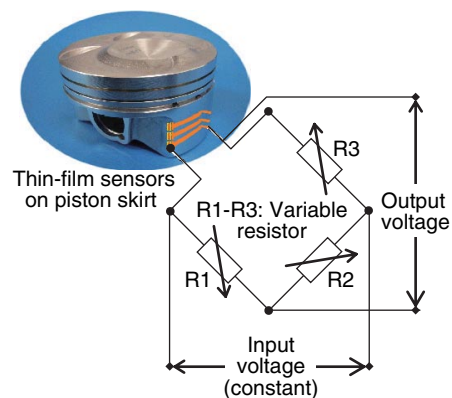


Fig. 7 Measurement circuit (Wheatstone bridge)

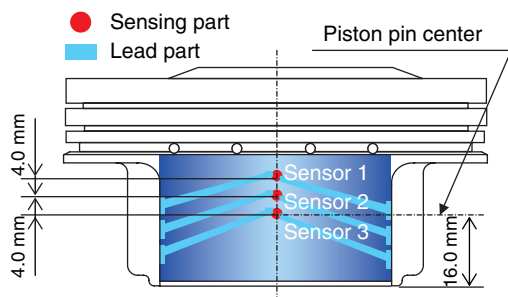


Fig. 5 Thin-film pressure sensors on anti-thrust side skirt

ことで、ホイートストンブリッジ回路内の端子間に微小電圧が発生する。出力された電圧値は微小なため、ストレインアンプにて出力を増幅し測定した。

3. 測定結果および考察

3.1. ピストンスカート面の油膜圧力とシリンダライナ振動加速度的関係

供試エンジンは、エンジン出口水温 0 °C、ファイヤリン

グ、無負荷、主に 3000 r/min から 4000 r/min の運転条件において、ピストンピンオフセット量をスラスト側へ 0.8 mm から 1.3 mm へ変更すると、反スラスト側においてピストン打音が発生する。

そこで Fig. 8 に示すようにシリンダライナ外壁ウォータージャケット内、シリンダライナ円周に対し法線方向に一軸の加速度センサを取りつけた。このシリンダライナ振動加速度測定値を打音発生時のピストン加振力の代表値とみなし、同時に測定したピストンスカート面の油膜圧力測定値と相関性を調べた。

Fig. 9 に、先に記述した運転条件における、ピストン打音発生時の反スラスト側ピストンスカート面の薄膜圧力センサ 1 の測定値に対する反スラスト側シリンダライナ振動加速度センサの測定値を示す。

図中、下方の点線で囲んだ領域はピストンピンオフセット 0.8 mm、上方の点線で囲んだ領域は 1.3 mm の結果であり、点直線は両結果の最小二乗法による近似直線である。またエンジン同一回転速度による結果を同一記号で示した。

サイクルごとの燃焼指圧やピストン挙動の変化、接触点が微妙にセンサ位置と異なることから生じるばらつきを考

慮しても、ピストン打音発生時に、反スラスト側ピストンスカート面の薄膜圧力センサ 1 の測定値とシリンダライナ振動加速度との間に相関係数 $R^2 = 0.980$ の高い比例相関が得られた。したがってピストン打音発生時の薄膜圧力センサ測定値はピストン加振力を良好に表しており、このことは薄膜圧力センサによる測定の有効性を示していると考えられる。

3.2. エンジン回転速度の違いによるピストンスカート面の油膜圧力比較

Fig. 10(a) に燃焼指圧測定値、Fig. 10(b) に反スラスト側シリンダライナ振動加速度測定値、Fig. 10(c) に反スラスト側ピストンスカート面の油膜圧力測定値を示す。また、Fig. 10(d) および Fig. 10(e) に単純な機構モデルによるピストンサイドフォース計算値およびピストンピン中心周りのピストン回転モーメント計算値を示す。図中の垂直な点線は、シリンダライナの振動加速度発生開始クランクアングルである。

Fig. 10(b) および (c) より、2000 r/min ではシリンダライナ振動加速度は小さく、ピストンスカート面の薄膜圧力センサの出力はシリンダライナ振動加速度出力に対して位相が遅れて発生する。これに対して 3500 r/min では薄膜圧力センサ出力とシリンダライナ振動加速度発生開始クランクアングルには位相差はない。しかし、シリンダライナ振動加速度は大きく、シリンダライナ上下方向に配置した三つの薄膜圧力センサ出力値は、2000 r/min 同様、センサ 1, 2, 3 の順に小さい。

また Fig. 10(d) より、シリンダライナ振動加速度発生開始クランクアングルにおけるサイドフォース計算値は、2000 r/min の場合はほぼ 0 N であるが、3500 r/min の場合は -700 N 前後あり、反スラスト側からスラスト側へ移動させる力がピストンに作用している。

さらに Fig. 10(e) より、ピストンのピン周りの回転モーメント計算値より、2000 r/min の場合は、ピストンに反スラスト側へ弱いモーメントが作用しているが、3500 r/min の場合は、Fig. 8 の矢印で示すように反スラスト側へ(ピストンヘッドを反スラスト側に押し付ける方向に)強いモーメントが作用している。

以上の結果をもとに、Fig. 11 および Fig. 12 に、2000 r/min および 3500 r/min におけるピストン挙動を示す。

2000 r/min の場合、シリンダライナ振動加速度発生以前、ピストンは小さいながらもサイドフォースにより反スラスト側に位置している。その後、サイドフォースの影響が無くなると同時に、弱いピストンピン周りの回転モーメントを受け続けていたピストンは、Fig. 11(a) に示すように、薄膜圧力センサの取り付け部位より下側においてシリンダライナに接触し、シリンダライナ振動加速度のみが発生した。さらにその後、Fig. 11(b) に示すように、ピストンはシリンダ

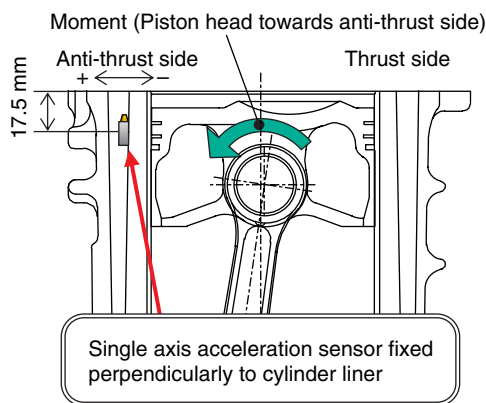


Fig. 8 Location of acceleration sensor

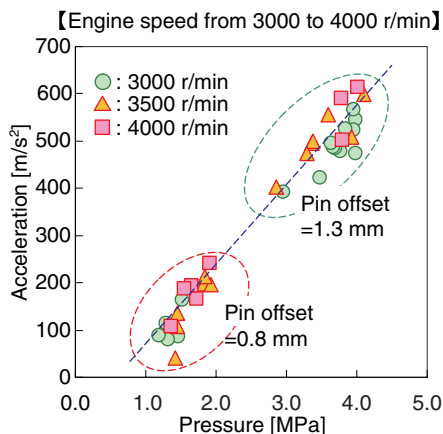


Fig. 9 Pressure measured by sensor 1 versus cylinder liner acceleration at two different piston pin offsets

ライナから離れつつも、反スラスト回りのモーメントが増加し続け、薄膜圧力センサ部位でシリンダライナに再接触したために、ピストンスカート面の油膜圧力は、シリンダライナ振動加速度発生クランクアングルより位相遅れが生じたものと考察できる。

3500 r/min の場合は、Fig. 12 に示すように、ピストンはスラスト側に押しつけられており、ほぼピストンクリア

ランス分が反スラスト側に空いている状態で、反スラスト側へのピストンピン周りの強いモーメントを受ける。このとき、ピストンがピンを中心に反スラスト側へと回転し、最も上方に設置した薄膜圧力センサ 1 近傍でシリンダライナと接触したために、シリンダライナ振動加速度およびスカートの油膜圧力は、ともに大きく、位相差なく測定されたものと考察できる。

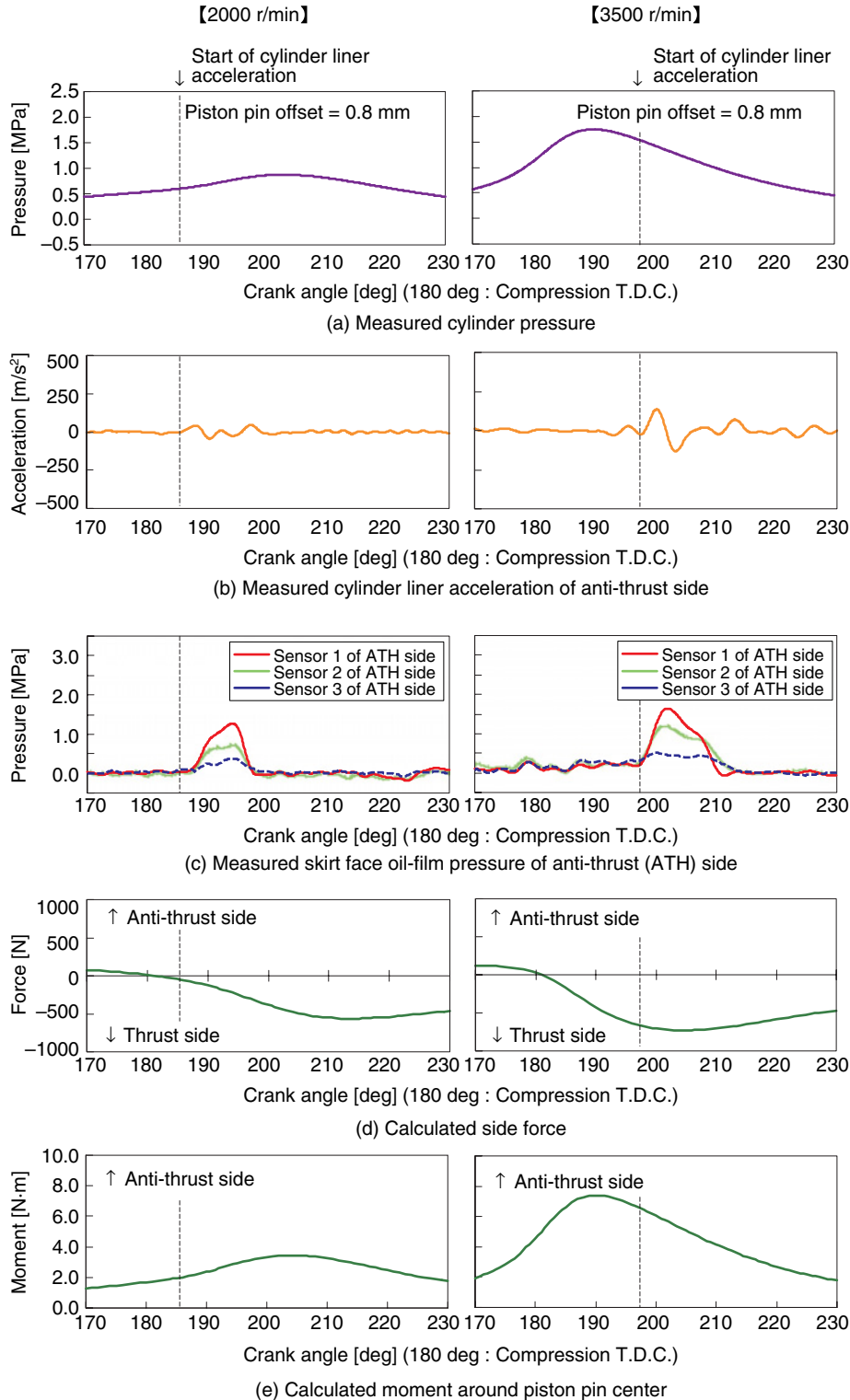


Fig. 10 Experimental and calculation results for different engine speeds

3.3. 同等燃焼指圧でのピストンピンオフセット違いによるピストンスカート面の油膜圧力比較

Fig. 13(a)に反スラスト側シリンダライナ振動加速度測定値, Fig. 13(b)にピストンスカート面の薄膜圧力センサの測定値を示す。また, Fig. 13(c)に単純な機構モデルによるピ

ストンピン周りの回転モーメントの計算値を示す。図中の垂直な点線は、シリンダライナ振動加速度発生クランクアングルである。

Fig. 13(a) および (b) より、シリンダライナ振動加速度が発生した際のピストンピンオフセットの違いによるピストンスカート面の薄膜圧力センサ2の測定最大値に違いはほとんどみられず、センサ1の測定最大値にのみ差異が現れている。したがってセンサ1の測定値でピストンスカート面の油膜圧力差を評価できることがわかった。

その結果, Fig. 13(c)より、ピストンピンオフセット量増加の際には、ピストンピン周りのモーメント増加により、ピストン上部が反スラスト側に強く押し付けられ、シリンダ

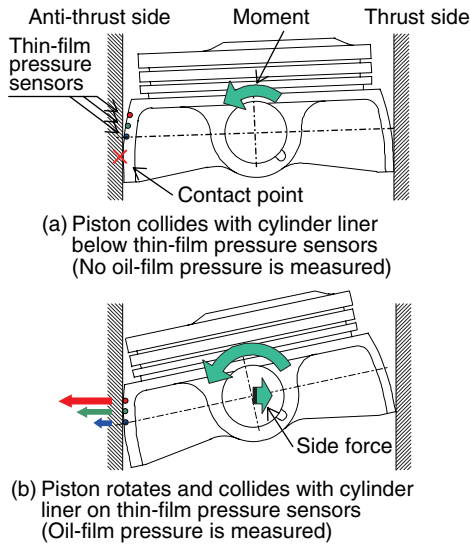


Fig. 11 Piston secondary motion at 2000 r/min

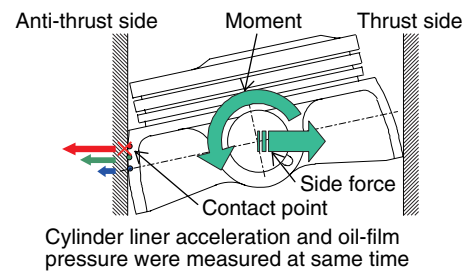


Fig. 12 Piston secondary motion at 3500 r/min

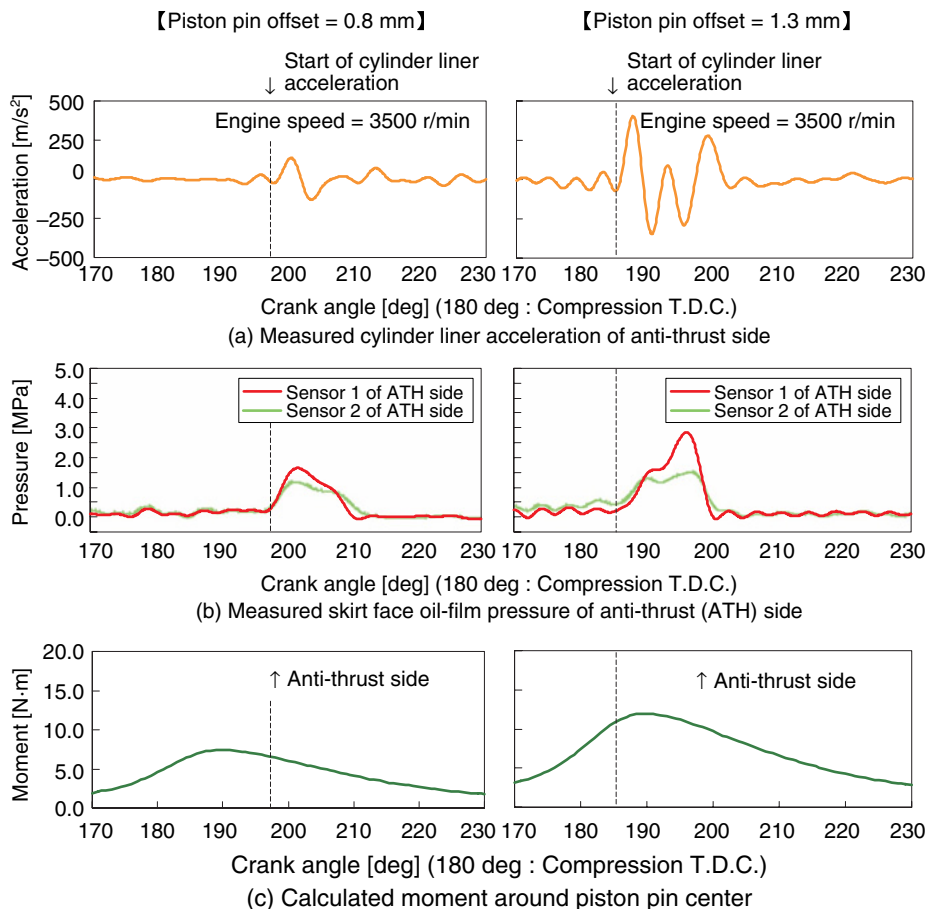


Fig. 13 Experimental and calculation results for different piston pin offsets at 3500 r/min

ライナ振動加速度が増加している。

このことから、ピストン打音の主要因が、ピストン回転挙動によるスカート面上部への接触であることが判明した。

以上により、ピストン打音を予測するピストン挙動シミュレーションにおいて、ピストンの回転挙動に留意したモデル構築ができ、予測精度向上が図られた⁽⁷⁾。

4. まとめ

- (1)物理蒸着法により小型薄膜圧力センサをピストンスカート面へ直接取付けることで、エンジン実稼動時のピストンスカート面の油膜圧力測定を可能とした。
- (2)ピストン打音発生時において、加振力の一指標であるシリンダライナ振動加速度とピストンスカート面の薄膜圧力センサ測定値との間に比例相関が認められ、本測定手法の有効性が確認された。
- (3)異なるエンジン回転速度や、ピストンピンオフセット量変化に伴う、ピストンスカート面の油膜圧力の遷移が測定された。このことから、シリンダライナ振動加速度のみでは従来説明できなかったピストン打音の大きさの要因が、ピストンの回転挙動にあることをピストンスカート面の油膜圧力測定により明らかにした。
- (4)実稼動時のピストンスカート面の油膜圧力が直接測定できたことにより、ピストン挙動シミュレーションの予測精度向上が図られ、効率の良い対策検討を可能とした。

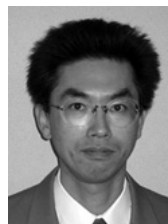
参考文献

- (1) Künzel, R., Tunsch, M., Werkmann, M.: Piston Related Noise with Spark Ignition Engines — Characterization, Quantification and Mechanism of Excitation, SAE Paper, 2000-01-3311(2000)
- (2) Mihara, Y.: Development of Measuring Method for Oil Film Pressure of Engine Main Bearing by Thin Film Sensor, Dissertation, Musashi Institute of Technology (1995)
- (3) Mihara, Y., Someya, T., Kobayashi, K., Kusunoki, T.: Development of a New Thin Film Sensor for the Measurement of Oil Film Pressure, Japanese Society of Tribologist, International Tribology conference Nagasaki 2000, p.1621-1626(2000)
- (4) Mihara, Y., Someya, T.: Measurement of Oil-film Pressure in Engine Bearings Using a Thin-film Sensor, Society of Tribologists and Lubrication Engineers Paper, Vol.45, p.11-20(2002)
- (5) 佐藤謙次, 町田恭一, 牧野克紀: コンロッド大端部の剛性が油膜に与える影響について, HONDA R&D

Technical Review, Vol.12, No.1, p.33-38

- (6) 町田恭一, 牧野克紀, 佐藤謙次: 単体試験装置によるエンジン用滑り軸受の焼付き要因の解析, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.1, p.39-44
- (7) 小林利彰, 嶽和秀, 神谷満好, 高橋幸敬: 3次元ピストンシミュレーションによるピストン打音予測, Honda R&D Technical Review, Vol.19, No.1, p.156-162

■著 者■



神谷 満好



小林 利彰



嶽 和秀



高橋 幸敬



三原 雄司



染谷 常雄

3次元ピストン挙動シミュレーションによる ピストン打音予測

Piston Slap-noise Prediction Using 3-dimensional Piston Secondary Motion Simulation

小 林 利 彰* 嶽 和 秀*
Toshiaki KOBAYASHI Kazuhide TAKE
神 谷 満 好* 高 橋 幸 敬*
Mitsuyoshi KAMIYA Yukitaka TAKAHASHI

要 旨

新たなピストン打音予測手法を確立した。従来、ピストン打音予測は、ピストン挙動シミュレーションを用いた運動エネルギー等による評価であったが、予測精度が低く信頼性に欠けていた。本研究では、ピストン打音と相関の高いシリンダライナ振動に着目し、シリンダライナ熱変形の予測精度向上と、ピストンとシリンダブロック動剛性モデルの精度向上、および油膜モデルの改良による3次元ピストン挙動シミュレーションプログラムの精度向上を図ることにより、精度の高いシリンダライナ振動予測を可能とする。これにより、ピストン打音が実用上十分な精度で予測可能であることを、実働時エンジンの測定値と比較し確認する。そしてこの手法を新規開発エンジンに適用することにより、開発初期段階でのピストン仕様決定を可能とする。

ABSTRACT

A method of predicting piston slap noise was developed. Conventionally, piston slap noise was evaluated using moving energy or vibration of cylinder liner obtained by simulating the piston secondary motion. However, prediction accuracy and reliability were lower. This new method focuses on cylinder liner vibration, which has a high correlation with piston slap noise. Increasing the accuracy of predicting the cylinder liner thermal deformation, the piston and cylinder block dynamic stiffness model, and the 3-dimensional piston motion simulation program through oil film model modification enabled cylinder liner vibration to be predicted highly accurately. As a result, it was confirmed that piston slap noise could be predicted with sufficient accuracy for all practical purposes based on a comparison with the measured values for an actual engine under running conditions. By applying this method to a newly developed engine, the piston specifications could be determined at the initial stage of development.

1. はじめに

近年、自動車の環境性能と快適性・ドライバビリティの両立が強く求められる中で、レシプロエンジンにおけるピストン設計の重要性が増している。その設計に際し、ピストンの挙動シミュレーションを用いた耐久性やフリクション低減に対する解析事例が既に多数報告されている^{(1)・(4)}。一方ピストン打音に関しても、挙動シミュレーションを用いたさまざまなアプローチがおこなわれている^{(5)・(7)}。これらの報告では、いずれも打音に相関の高いと考えられる運動エネルギーやシリンダライナ振動からの打音予測がおこなわれているが、結果は定性的な範囲に限られ、その精度は実用上十分といえない。しかし、設計初期段階で耐久性やフリ

クションの予測と同時にピストン打音予測を可能とすることにより、テスト工数が削減され、設計の効率が向上できることから、精度の高いピストン打音の予測手法確立が求められている。

2. 予測手法概要

2.1. ピストン打音とシリンダライナ振動の相関

ピストン打音は、エンジンの運転状態に依存する異なる挙動による数種の打音の発生が知られている。本研究ではこれらを総称してスラップノイズと表記するが、特に無負荷空転にて反スラスト側で発生する打音と、軽負荷低回転にてスラスト側で発生する打音の二つを対象とする。

*四輪開発センター

Fig. 1 にその一例を示す。実働時のエンジンにおけるピストンの仕様違い、および温度違いの条件で、聴感上許容境界レベルのシリンダライナ振動を0dBとしたときの、仕様違いによるシリンダライナ振動相対変化量と、ピストン打音の聴感評価の相関を示す。聴感評価は複数のエキスパートによる評価値を平均し数値化した。

このグラフより、ピストン打音の聴感評価の変化量とシリンダライナ振動の相対変化量には、比例相関があり、シリンダライナ振動の高精度予測による、ピストン打音の聴感評点の変化量が予測可能と判断する。

2.2. 計算の流れ

計算の流れを Fig. 2 に示す。ピストンの挙動予測においては、熱による変形量が大きくクリアランスに影響する。そのため、ピストン打音発生時のシリンダライナおよびピス

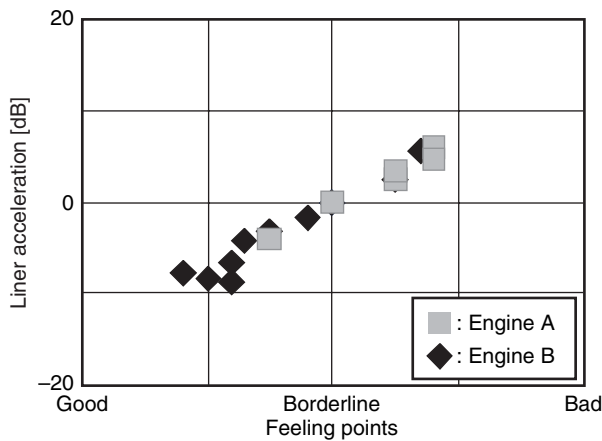


Fig. 1 Correlation of cylinder liner acceleration and feeling points

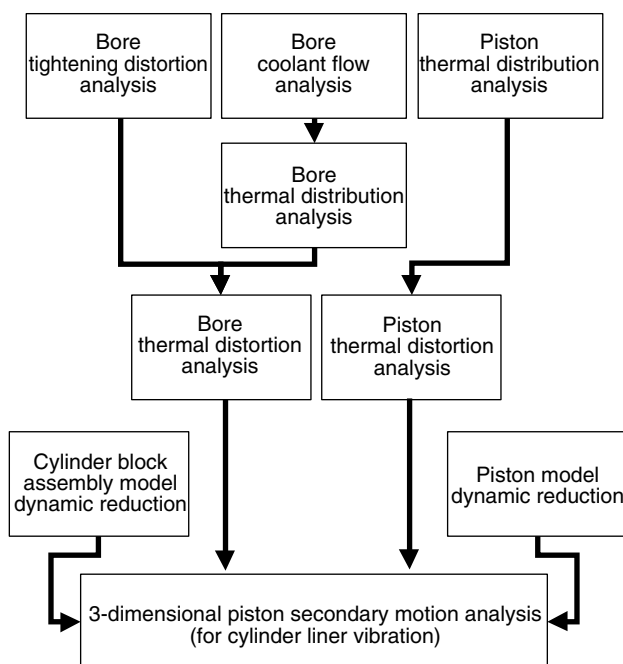


Fig. 2 Analysis flow

トンの熱変形を精度良く予測することが重要である。

シリンダライナの熱変形については、汎用流体解析プログラムを用いた流体解析によりウォータジャケット内の熱分布解析をおこない、汎用非線形構造解析プログラムによるシリンダブロックの締結変形解析と合わせ、低温暖気過程の熱変形量を予測する。

ピストンの熱変形についても、燃焼室からの入熱を考慮した熱変形解析を実施し、変形量を予測する。

一方、衝突後のシリンダライナ振動を精度良く予測するため、先の熱解析に使用したシリンダブロック、およびピストンの FEM モデルを、振動特性を考慮するために動縮約を用いてモデル化する。

これらのモデルおよび解析結果を用いた3次元ピストン挙動プログラムにより、シリンダライナ振動を精度良く予測する。

3. 熱変形予測と検証

3.1. シリンダライナ熱変形解析

実働時のシリンダライナ変形は、冷却水流れによる熱伝達係数分布を用いて熱分布計算を元とする熱変形解析と、締結変形解析を連成解析させ予測する⁽⁸⁾。Fig. 3 に使用したシリンダブロックの FEM モデルを示す。

このモデルを用いておこなった熱分布解析の温度結果と、実働時のシリンダライナ温度測定値の比較結果を Fig. 4 に示す。低温始動直後、暖機過程、暖気後すべての予測値と測定値の温度比較から、温度誤差の標準偏差は、5.8℃であり、予測精度±17℃といえる高精度な予測温度が得られていることから、この解析結果を用いて熱変形解析を実施する。

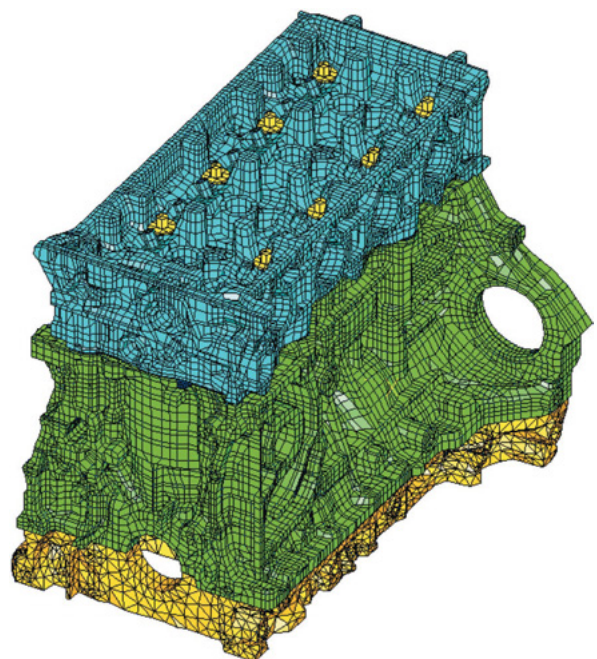


Fig. 3 Cylinder block FEM model

3.2. ピストン熱変形解析

実働時のピストン変形は、熱分布解析の入力条件として燃焼室周りの入熱値、および境界条件について、過去の解析に基づくデータベースを用いて解析をおこなった。Fig. 5に使用したピストンの FEM モデルを示す。

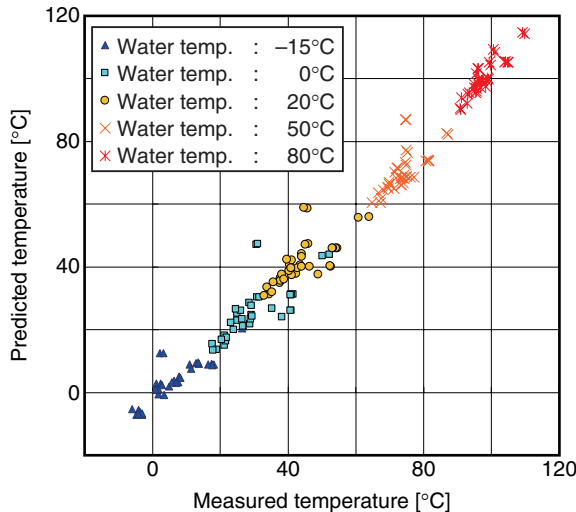


Fig. 4 Verification results for thermal distribution of cylinder block

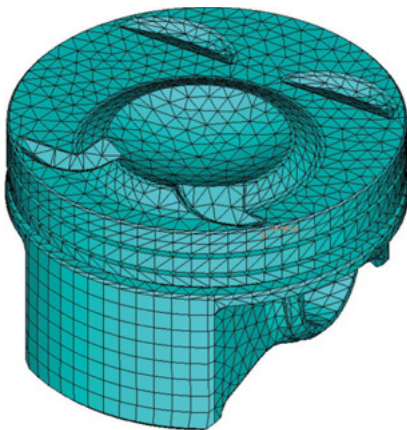


Fig. 5 Piston FEM model

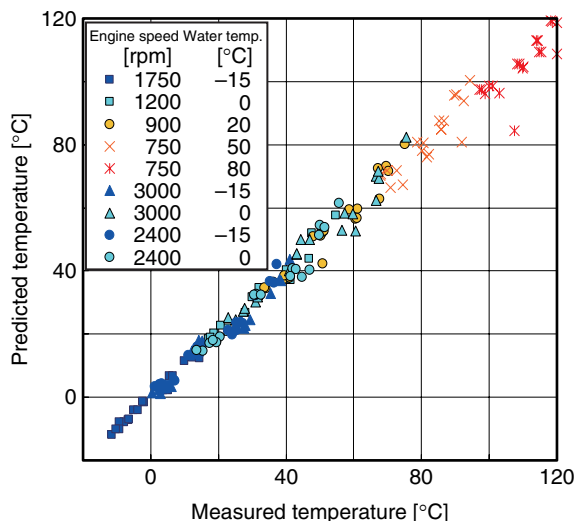


Fig. 6 Verification results for thermal distribution of piston

また、Fig. 6 に熱分布解析結果の予測値と、実働時のピストン温度測定値の比較結果を示す。測定点での温度誤差は標準偏差 3.5℃であり、予測精度 $\pm 10^\circ\text{C}$ といえ、ピストンに関しても温度の予測精度が十分であると判断し、この熱分布解析の結果を用いて熱変形解析を実施する。

4. 3次元ピストン挙動シミュレーション

4.1. 縮約モデル

本研究で用いる 3 次元ピストン挙動プログラムにおいては、シリンダライナ振動の予測精度の向上のため、Fig. 3 および Fig. 5 に示される熱変形解析にて用いたシリンダブロックモデル、およびピストンモデルを、動縮約法により縮約し、動剛性モデルの精度向上を図る。シリンダブロックモデルの精度を検証した結果を Fig. 7 に示す。

伝達関数の測定は、シリンダライナ内壁上部を加振点とし、応答点は実機エンジンにおいてシリンダライナ振動を測定する点とした。FEMモデルによる周波数応答解析も同一の点を加振・応答点としている。

その結果、予測値がほぼ測定値と同一のラインに乗ることから、シリンダライナ振動解析用モデルとして十分な精度であると判断する。

4.2. 油膜モデル

本研究の 3 次元ピストン挙動シミュレーションプログラムでは、ピストンスカートとシリンダライナの摺動面には弾性流体(Elasto Hydro Dynamics: EHD)を考慮した油膜特性が適用されているため、ピストンスカートとシリンダライナの間はオイルが完全に充填されている状態をモデル化している。しかし、現実のエンジンではピストンスカート・シリンダライナ間に強制給油機構が存在せず、その潤滑状態は気泡を生じていると考えられている。そのため、気泡の混入による油膜圧を補正する目的で、Fig. 8 に示すように、スカートとシリンダライナの間の油中に気泡を考慮したモデルを導入する⁽⁹⁾。

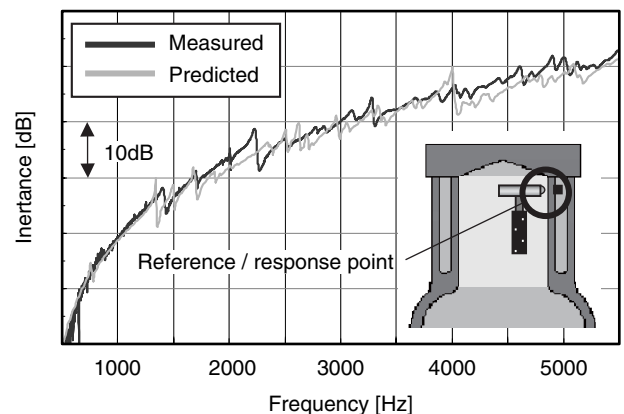


Fig. 7 FRF verification results of cylinder block

4.3. ピストン挙動解析

3.1 節および 3.2 節に基づく熱変形解析結果と、4.1 節および 4.2 節に示すモデルを使用して挙動解析をおこない、ピストン挙動の予測値と、実働時のエンジンの測定値との比較を実施した。

Fig. 9 に実働時のエンジンでのピストン挙動の測定装置概要を示す。挙動測定は図のように、シリンダブロックに 4 対のギャップセンサを埋め込み、その内 2 対のセンサ出力よりピストンの並進・回転変位を算出する手法にて実施した。この測定により得られた、打音が顕著である無負荷空転 2400 回転におけるピストン挙動並進変位の予測値と測定値

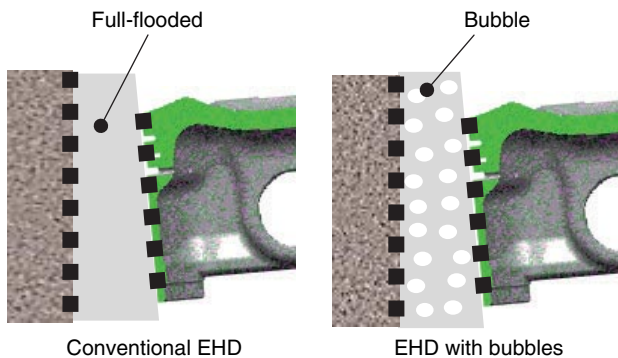


Fig. 8 Conception of bubble model

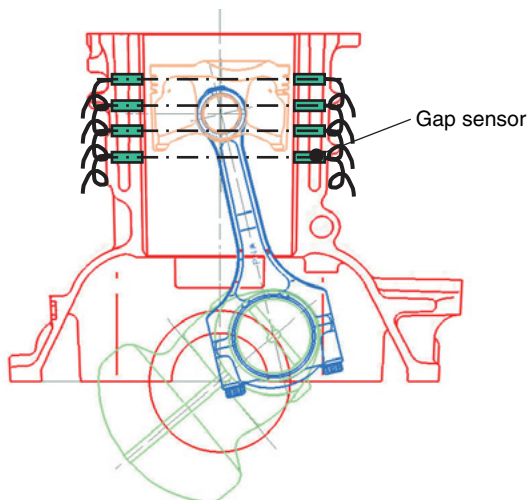


Fig. 9 Piston motion measurement method

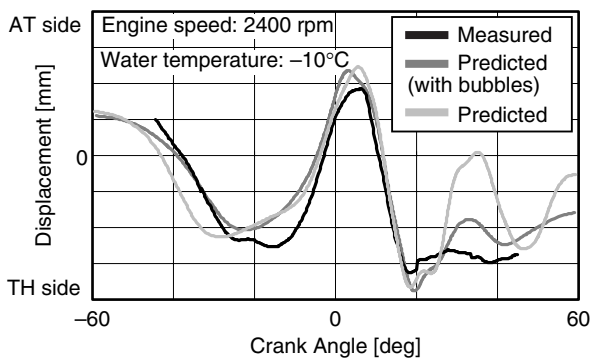


Fig. 10 Verification results for lateral displacement of piston

の比較結果を Fig. 10 に、同じく回転変位の予測値と測定値の比較結果を Fig. 11 に示す。

予測値と測定値の比較の結果、ピストン挙動の予測値が測定値を精度良く再現していることを確認した。また油膜内に気泡を考慮することにより、その精度がさらに向上することができた。

4.4. 検証結果

前述の通り、シリンダブロック、ピストン熱変形の予測精度向上、動剛性モデルの精度向上、油膜モデルの改善により、ピストン挙動予測の精度向上が確認された。この手法を用いて、ピストンの仕様変更に対するシリンダライナ振動変化量を、実働時のエンジンのシリンダライナ振動測定値と比較する。

Table 1 に供試エンジンとピストンの諸元を、Table 2 に検証をおこなった各仕様のピストンの変更仕様を示す。

解析対象は、実働時のエンジンによる測定で、各仕様の差が顕著に現れた無負荷空転 2400 回転付近の反スラスト側打音とした。

シリンダライナ振動の測定は、小型加速度センサを、エンジンのウォータージャケット内、シリンダライナ外壁(スラスト方向、ガスケット面から 15mm 下方)に取り付けておこなった。

以上により得られたシリンダライナ振動の、BASEピストンのレベルを 0 として相対変化量を表したグラフを、Fig. 12

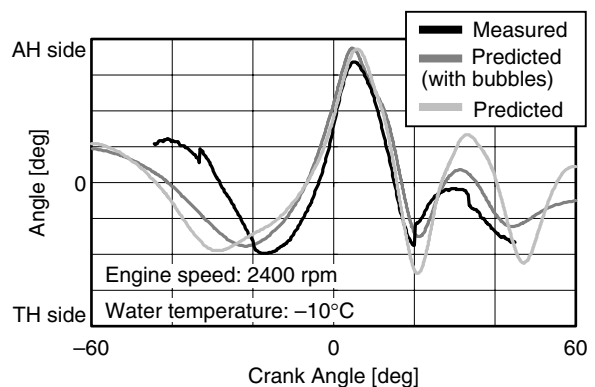


Fig. 11 Verification results for rocking angle of piston

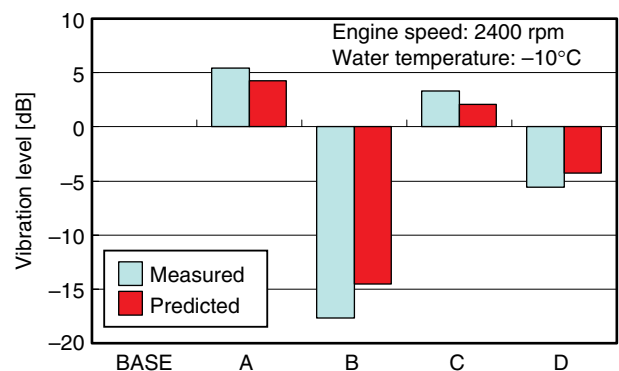


Fig. 12 Verification results of cylinder liner accelerations

Table 1 Specifications of engine and piston

Items	Specifications
Cylinder configuration	Inline 4-cylinder
Valve train	DOHC 4 valves
Crank offset length [mm]	0
Ignition system	Single point ignition
Fuel supply system	PGM-FI
Displacement [cm ³]	1998
Bore × stroke [mm]	86 × 86
Compression ratio	9.8
Maximum power [kW]	118
Maximum torque [Nm]	191
Compression height [mm]	26.2
Skirt width × height [mm]	34 × 29.5
Piston weight [g]	310

Table 2 Variations among pistons

	BASE	A	B	C	D
Pin offset [mm]	0.8	1.3	0.3	0.8	0.8
Skirt form	Base	Base	Base	Thin	Thick

に示す。このグラフからいずれの仕様においても、若干解析の方が低めになる傾向はあるが、精度の高い予測結果が得られた。

5. 実機適用

本予測手法を用いて、新開発エンジンに対する、シミュレーション上でのスカートプロファイルの検討をおこなった。

Table 3に適用した新開発エンジンとピストンの諸元を示す。

ピストン打音は、前述のように異なるエンジンの運転状態により異なる挙動による打音が発生する。それ故、仕様の決定に際しては、それら異なる領域の打音低減を同時に満たすことが要求される。

したがってスカートプロファイルの変更に対しても、複数の運転状況における打音の増加が無いことを確認する。

スカートプロファイルは、BASEピストン形状に対し、バレルフォームおよび楕円量を変更した。

Fig. 13に、スカートプロファイルを変更した4種のピストンにおける 3000 回転・無負荷空転時の反スラスト側シリ

Table 3 Specifications of newly developed engine and piston

Items	Specifications
Cylinder configuration	Inline 4-cylinder
Valve train	SOHC 2 valves
Crank offset length [mm]	14
Ignition system	Dual point sequential ignition
Fuel supply system	PGM-FI
Displacement [cm ³]	1339
Bore × stroke [mm]	73 × 80
Compression ratio	10.8
Maximum power [kW]	70
Maximum torque [Nm]	123
Compression height [mm]	26.2
Skirt width × height [mm]	38 × 29.5
Piston weight [g]	205

ンダライナ振動、および 1500 回転・軽負荷時のスラスト側シリンドライナ振動の解析結果を示す。グラフは前述同様、BASE ピストンのシリンドライナ振動レベルを 0 としたときの相対変化量を表す。

このグラフから、Type 1、および Type 4 で示されるフォームの振動レベルが 4-6 dB 程度改善されることから、スラスト側・反スラスト側双方のピストン打音を低減することが予測される。

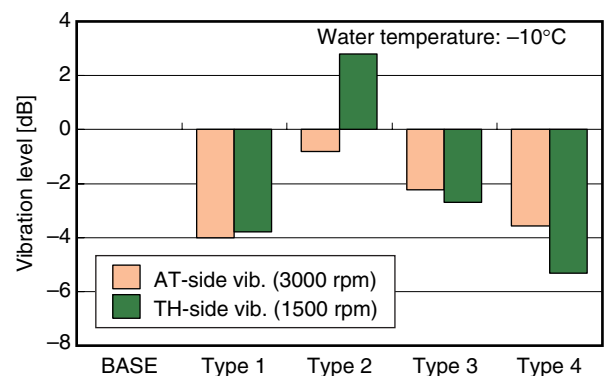


Fig. 13 Comparison of predicted cylinder liner acceleration (TH side and AT side)

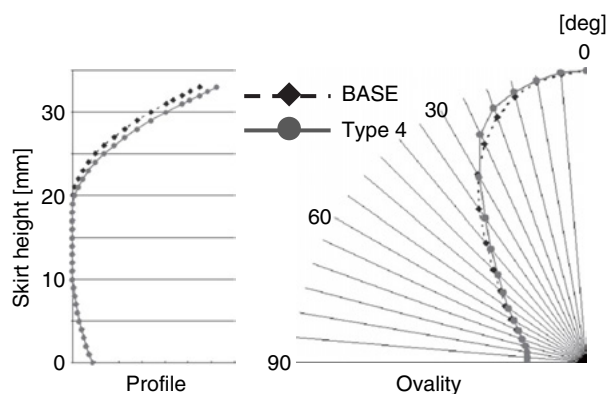


Fig. 14 Skirt profile

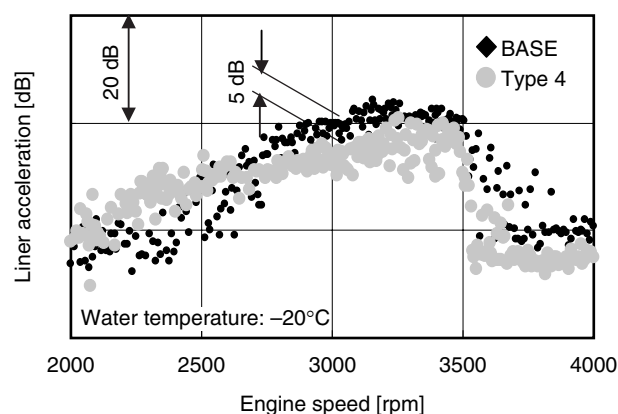


Fig. 15 Cylinder liner acceleration (BASE versus Type 4)

また、この時同時にフリクションおよびかじりに対する予測⁽⁴⁾をおこない、提案された仕様のうち、かじりおよびフリクションについても、増加が予測されなかった Type 4 を実際に作成し、実働時のエンジンによる検証がおこなわれた。

Fig. 14 に BASE および Type 4 のスカートプロフィール概要を示す。

実働時のエンジンにおけるピストン打音確認の結果、予測値と同様に BASE ピストンからほぼ 5dB 程度のシリンダライナ振動が低減し、聴感評価でも打音の低減があることが確認された。

Fig. 15 に BASE および Type 4 のシリンダライナ振動加速度(反スラスト側)の測定結果を示す。ピストン打音が顕著であった 2800 回転から 3200 回転の領域において、シリンダライナ振動加速度が低減していることが確認された。

6. まとめ

- (1)ピストン打音の発生する領域において、精度の高いシリンダライナ振動予測によるピストン打音の相対予測を可能とした。
- (2)解析により得られたシリンダライナ振動によるピストン打音予測の精度を、実働時のエンジンにおける測定

により検証し、有効性を証明した。

- (3)新開発エンジンに対し、本手法を用いてピストンフォーム変更によるピストン打音の低減を予測し、最適なフォームの提案をおこなった。その結果、早期の仕様決定ができ、テスト工数の削減に貢献した。

参考文献

- (1) Nakayama, K., Yasutake, Y., Takiguchi, M., Furuhashi, S. : Effect of Piston Motion on Piston Skirt Friction of a Gasoline, SAE Technical Paper, 970839, p.75-82(1997)
- (2) Teraguchi, S., Suzuki, W., Takiguchi, M. : Effects of Lubricating Oil Supply on Reductions of Piston Slap Vibration and Piston Friction, SAE Technical Paper, 2001-01-0566(2001)
- (3) Reipert, P., Voigt, M. : Simulation of the Piston / Cylinder Behavior for Diesel Engines, SAE Technical Paper, 2001-01-0563(2001)
- (4) 佐藤謙次, 藤井欽也, 伊東真, 香田信介 : シリンダボア変形を考慮したピストン挙動シミュレーションによるフリクション解析, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.94-100
- (5) Ryan, J. P., Wong, V. W., Lyon, R. H., Hoult, D. P. : Engine Experimental on the Effect of Design and Operational Parameters on Piston Secondary Motion and Piston Slap, SAE Technical Paper, 940695(1994)
- (6) Nakada, T., Yamamoto, A., Abe, T. : A Numerical Approach for Piston Secondary Motion Analysis and its Application to the Piston Related Noise, SAE Technical Paper, 972043(1997)
- (7) Kunzel, R., Tunsch, M., Werkmann, M. : Piston Related Noise with Spark Ignition Engines — Characterization, Quantification and Mechanisms of Excitation, SAE Technical Paper, 2000-01-3311(2000)
- (8) Xin, J., Shih, S., Itano, E., Maeda, Y., Kawamoto, M., Yamamoto, Y. : Theoretical Consideration to Improve Engine Cooling and Application of Coupling 3D Combustion Simulations with Heat Transfer in Water Jacket and Components, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.2, p.117-126
- (9) 染谷常雄 : 滑り軸受け油膜の負圧に関する研究(第1報, 負圧発生モデルと諸因子が圧力分布に及ぼす影響), 日本機械学会論文集(C編), 66巻, 650号, p.3489-3496(2000)

■ 著 者 ■



小林利彰



嶽和秀



神谷満好



高橋幸敬

次数トラッキングデータを用いた実稼動モード解析の考察

Study of Modal Analysis from Order Tracking Data

坂口 元 康*

Motoyasu SAKAGUCHI

要 旨

エンジンの実稼動データからの固有モード抽出技術の提案をした。エンジン振動の特性を考慮し、部分空間法に次数トラッキング振動データを用い、モード抽出精度が向上した。

FEMの検証に用いられるモード形に注目して、本提案手法の精度検証をおこなった。パルスを用いた加振テストで擬似的にトラッキング解析をおこない、伝達関数を用いるモード解析と比較し、相似のモード形が得られることを確認した。本手法を実際のエンジン振動へ適用し、ディーゼルエンジンのチェーンカバーのモードの抽出をおこない、従来用いられていた、実稼動時振動形状解析、および平均処理スペクトルによるモード抽出に比べ、モード形の直交性が向上した。

以上の結果から、従来手法と比べエンジンの実際の稼動条件での固有モードの抽出精度が向上する手法を確立した。

ABSTRACT

A Modal analysis technology using engine data taken under operational conditions is proposed. Taking the features of engine vibration into consideration, order tracking vibration data is used as an input to the subspace method and the identification of modal parameters is enhanced.

Paying attention to the mode shape used to validate FEM, and an accuracy validation by the proposed method was conducted. In the excitation test using pulses, pseudo tracking analysis was conducted. The results were compared with the modal analysis using the transfer function, and it was confirmed that a similar mode shape was obtained. By applying this method to actual engine vibration, the chain cover mode of diesel engines was identified, and it was confirmed that the orthogonality of the mode shape was enhanced compared to the mode shape obtained using conventional operational deflection shape and using average spectrum.

From the above, it is determined that the proposed method offers enhanced identification accuracy of the natural modes under actual engine operating conditions, as compared to the conventional method.

1. まえがき

振動対策案の検討やFEMモデルの精度向上のために、実際の構造物の固有モードを得ることは重要である。従来、固有モードは加振テストにより得られている。しかし、エンジンでは非線形性の影響や拘束条件の違いなどにより、加振テストと実際の運転状態とで固有モードが一致しない場合がある。そのため、これまでは運転状態の固有モードの代用として、簡易的に注目する周波数の振動量をそのまま扱う、実稼動時振動形状解析(Operational Deflection Shape: ODS)がおこなわれていた。この手法は、振動の可視化による対策の検討⁽¹⁾には有用である。しかし、FEMと実験の比較、および実験における測定点配置の最適検証⁽²⁾など、固有モードに注目した解析においては、ODSは根本的に固有モード

と異なる事象であるため、解析の精度が低下してしまう。

一方、実際の機械の運転条件の振動応答のみから固有モードを抽出する手法として、実稼動モード解析(Operational Modal Analysis: OMA)が研究されている⁽³⁾。⁽⁴⁾ OMAは、構造物に対する起振力が、白色雑音のような周波数領域で偏りが無いことを前提としている。しかし、エンジンの起振力は回転次数成分が支配的で、くし型のスペクトルとなるため OMA の適用が難しく、正確な固有モードは得られない。

そこで、エンジンの実稼動状態での固有モードを、精度良く得る手法を提案した⁽⁵⁾。エンジン振動の特性を考慮して、次数トラッキングデータを OMA の入力に用いて、抽出精度を向上させた。本報告では、固有モードの特性のなかでも FEM の結果との比較によく用いられるモード形に注

*四輪開発センター

目し、精度の再検証をおこなった。エンジン振動を模擬した加振テストで、従来からの伝達関数を用いたモード解析(Experimental Modal Analysis: EMA)と相似のモード形が得られた。実際のエンジン振動へ適用し、従来からのODSと比較しモード形の直交性が向上した。以上の結果から本手法によるモード形抽出精度の向上が確認できたので報告する。

2. モード抽出精度向上手法

2.1. ストochastic・サブスペース法

OMA に用いた手法は、ストochastic・サブスペース法(Stochastic Subspace Identification Method)⁽³⁾または部分空間法⁽⁴⁾と呼ばれる手法である。この手法に関する理論は参考文献に詳細に記述されているので、ここでは概要のみを記述する。ストochastic・サブスペース法は、応答の相関関数から作成されたハンケル行列に特異値分解をおこない、応答を支配する行列を求め、固有モードを抽出する手法である。Fig. 1にその概念を示す。入力に用いる応答の相関関数は、クロススペクトルの逆フーリエ変換からも得られる。ストochastic・サブスペース法は、入力される起振力が、周波数で偏りが少ない、との前提を満たせば、振動データから直接、固有振動数、モード形、およびモード減衰比を得られる。しかし、伝達関数を用いないため、モーダルマスなどによるスケールリングができない。そのため、得られた結果は、FEMの結果の検証への利用は可能だが、部分構造合成法などへの利用はできない。

ストochastic・サブスペース法は、上記のように加振テストが不要なため、大型建築物などのように、加振テストが困難な構造物の解析に使われる例が多い。また、自動車のサスペンション⁽³⁾のように振幅依存性が大きく、加振テストでは実稼動状態での振幅に相当したモードの抽出が難しい場合でも、実際の運転条件下での固有モードを抽出できる。しかし、起振力に特定の偏りがある場合には、得られた結果が、真の固有モードなのか起振力の影響を受けた結果なのか判定できず、解析の信頼性を低下させる原因になる。

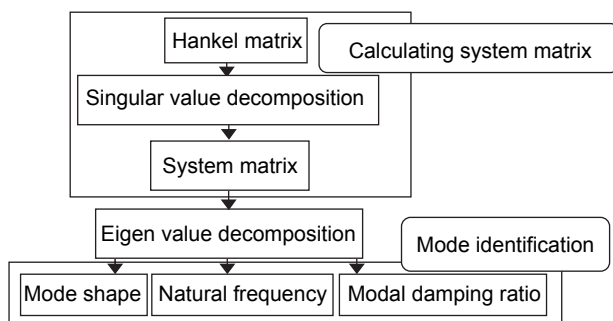


Fig. 1 Overview of OMA

2.2. エンジンに OMA を適用するときの問題点

エンジンの振動は Fig. 2 に示すように、エンジン回転に対する次数成分が支配的であり、くし型のスペクトルとなる。よって、前述の起振力が周波数で偏りが少ない、との前提が成立せず、そのままでは OMA の適用ができない。そのため、OMAを適用させるために時間や回転数で振動スペクトルの平均処理をおこない、起振力の偏りを少なくするなどの工夫が必要になる(Fig. 2)。現在市販されているOMAの解析システムは、建築構造物の常時微動のような白色入力を想定し、振動スペクトルを単純に平均処理している物が多い。しかし、この方法をエンジンの振動に適用した場合、次数成分以外の、応答レベルの小さい振動も含めて平均する。そのため、S/N比などのデータの信頼性が低下し、モード抽出精度も低下する。

2.3. エンジンに合わせた解析精度改善の提案

エンジンの実稼動状態でのモード抽出精度の向上のため、OMAの入力データに、トラッキング解析による次数成分データを用いる。次数成分の起振源は、エンジン内部の慣性力、チェーンや歯車の噛み合いなどの機構の運動による起振力、燃焼圧などであり、回転数が変化しても比較的安定したレベルを保持する。そこで、これらの事象に注目して振動に次数トラッキング解析をおこない、スペクトルとして用いる。これにより、振動スペクトルの単純な平均処理よりも S/N 比が良く、かつ起振力が周波数で偏りが少ない応答が得られる。よって、次数トラッキングデータを用いることにより、OMAの解析精度が向上すると考えられる(Fig. 3)。

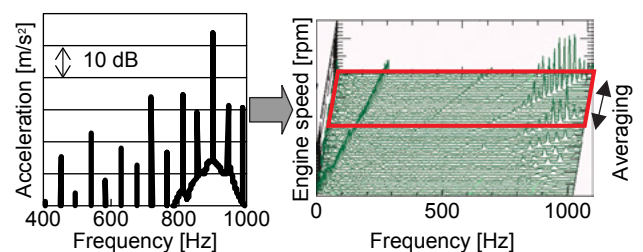


Fig. 2 Averaging engine vibration

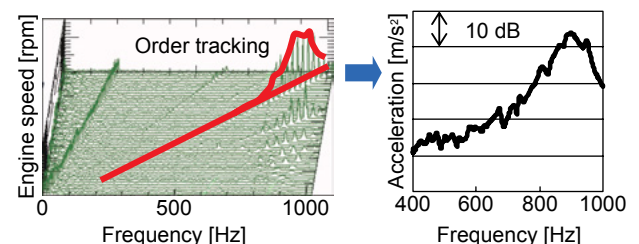


Fig. 3 Order tracking of engine vibration

3. 精度検証手法

3.1. 加振テストによる精度検証

実稼動状態での検証をおこなう前に、加振テストにより、次数トラッキングデータに OMA が適用できるかの検証をおこなった(Fig. 4)。測定対象にはシリンダヘッド、シリンダブロックに、チェーンカバー、ヘッドカバーを組み付けた物を用いている。シリンダブロックのオイルパンデッキを電磁加振器で加振し、ヘッドカバーの振動応答のみを測定する。加振テストにて次数トラッキング解析を擬似的におこなえるよう、三角波などのパルス波形を加振に用い、かつパルスの間隔を連続的に変化させ、擬似的に回転数の上昇を再現させる。このようにして得られた振動に次数トラッキング解析を用い、OMAを実行しモードを抽出する。また、OMAの比較として、ランダム波形による加振テストもおこない、EMAとの比較をおこなう。EMAの手法は、一般に広く用いられる時間領域のポリリファレンス法を用いる。

3.2. エンジンの実稼動テスト

次に、実際のエンジンをテストベンチで運転したときの振動を用いて、OMAの精度検証をおこなった。測定対象には4気筒 2.2L のディーゼルエンジンを用い、チェーンカバー表面の面外振動を測定する(Fig. 5)。燃焼加振力によるノイズを排除するために、モータリングによる外部駆動をおこない、回転数を上昇させて振動を測定する。OMAを適用するために、チェーンとスプロケットの噛み合いに注目した次数トラッキング解析と、従来からの手法であるスペクトルの平均処理をおこない、これらのデータに OMA を実行し得られたモードの比較をする。さらに、固有モードの

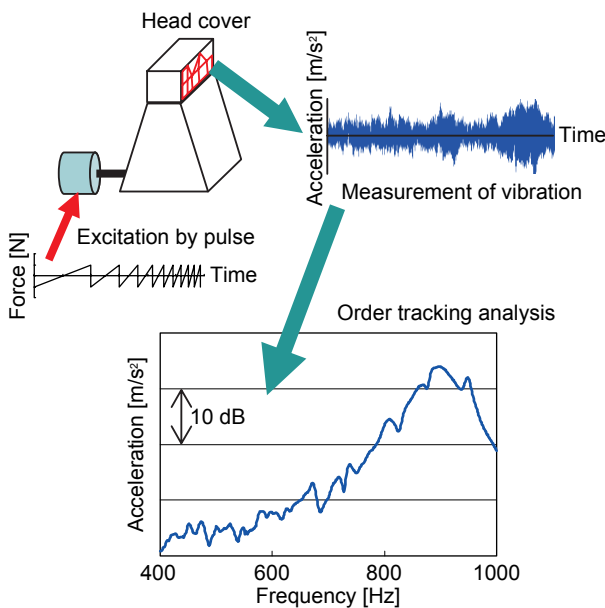


Fig. 4 Overview of pulse excitation test

代用として古くから使われているトラッキング解析結果を用いた ODS を実行し、OMA と比較する。

3.3. モード形の比較

モード形はモード解析から得られる特性の中でも、振動現象の可視化やFEMの結果との比較などに用いられる、重要な特性である。よって、OMAの精度検証では特にモード形に着目した検証を実施した。以下に、モード相関係数(Modal Assurance Criterion: MAC)⁽⁶⁾を用いたモード形の抽出精度の検証方法について述べる。モードベクトル ϕ_r と ϕ_s が与えられたとき、MACは式(1)より得られる。ここで、添字 r および s は固有モードの次数を表す。

$$MAC(\phi_r, \phi_s) = \frac{|\phi_r^H \phi_s|^2}{\|\phi_r\|^2 \|\phi_s\|^2} \quad (1)$$

ϕ_r^H は ϕ_r の共役転置を表す。MAC は2個のベクトルの相関度を示す。 $0 \leq MAC \leq 1$ であり、 $MAC=1$ のときは2個のベクトルは完全な相関があり、 $MAC=0$ のときは無相関である。

通常は、複数のモード間で MAC を計算し、マトリックス表示をおこなう。同じモード間でおこなう自己相関と、異なるモード間でおこなう相互相関がある。自己相関の場合は、非対角成分のレベルが小さいほど、モード形の直交性が高く、モードが正しく抽出されている。相互相関の場合は、対角成分が1に近い値であると、互いのモード形が相似である。

モード形の抽出精度を複数のモードについて客観的に評価するために、マトリックス表示とあわせ、MACの平均値の評価もおこなった。自己相関の場合はモードの直交性に注目して式(2)に示す非対角成分(Non-diagonal Element: Non-diag)の平均値を、相互相関の場合はモードの相似に注目して式(3)に示す対角成分(Diagonal Element: Diag)の平均値を評価する。

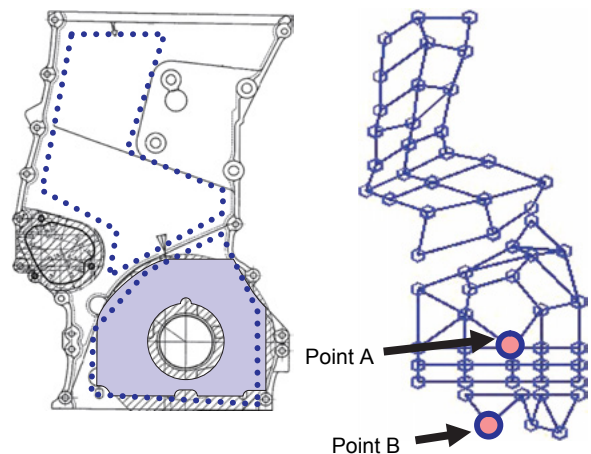


Fig. 5 Chain cover and measurement points

$$\text{Mean (Non-diag)} = \overline{\text{MAC}(\phi_r, \phi_s)} \quad (r \neq s) \quad (2)$$

$$\text{Mean (Diag)} = \overline{\text{MAC}(\phi_r, \phi_s)} \quad (r = s) \quad (3)$$

4. 結果

4.1. 加振テストによる精度検証

加振テストに OMA および EMA を適用して得られたヘッドカバーのモード形の比較をおこなった結果を Fig. 6 に示す。Fig. 6 の (a) は OMA の自己相関、(b) は EMA の自己相関、(c) は OMA と EMA の相互相関の MAC のマトリックス表示である。OMA と EMA の自己相関は、非対角成分で 0.40 以上の MAC があった。OMA と EMA で同じ傾向を示すため、OMA と EMA の解析精度の違いによるものではなく、計測点が少ないなどが原因であると推定できる。また、(c) に示す相互相関の対角成分の大きさは 0.89 以上であり、相互相関の対角成分の平均値も、0.94 と高い数値を示した。以上の結果から、OMA と EMA から得ら

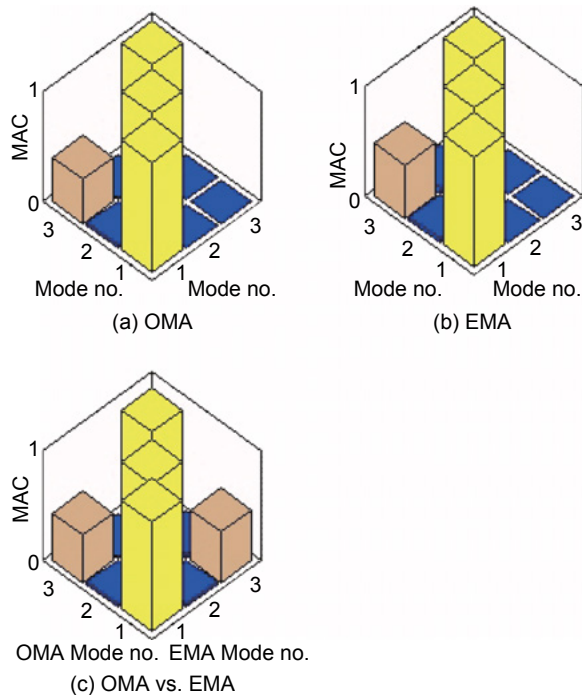


Fig. 6 MAC from excitation test

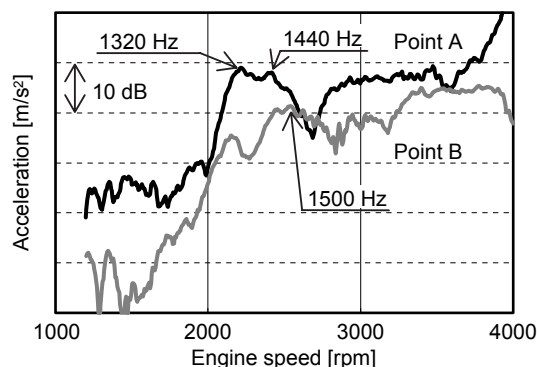


Fig. 7 36th order vibration of chain cover

Table 1 Comparison of natural frequencies of head cover by OMA and EMA

Mode no.	Natural frequency [Hz]		Difference [%]
	OMA	EMA	
1	831	829	0.2
2	901	901	0.0
3	947	947	0.0

れたモード形が相似であり、OMA が EMA と同等のモード形の抽出精度を有することが確認できた。

Table 1 には、OMA および EMA から得られた固有振動数を示す。OMA と EMA の固有振動数の差は 0.2% 以下であった。両者から得られた結果が一致し、固有振動数の抽出精度においても、OMA と EMA は同等である。

4.2. エンジンの実稼動テスト

チェーンカバー振動にチェーン噛み合い次数である 36 次のトラッキング解析を実施した結果の例を Fig. 7 に示す。測定点は Fig. 5 における Point A および Point B である。

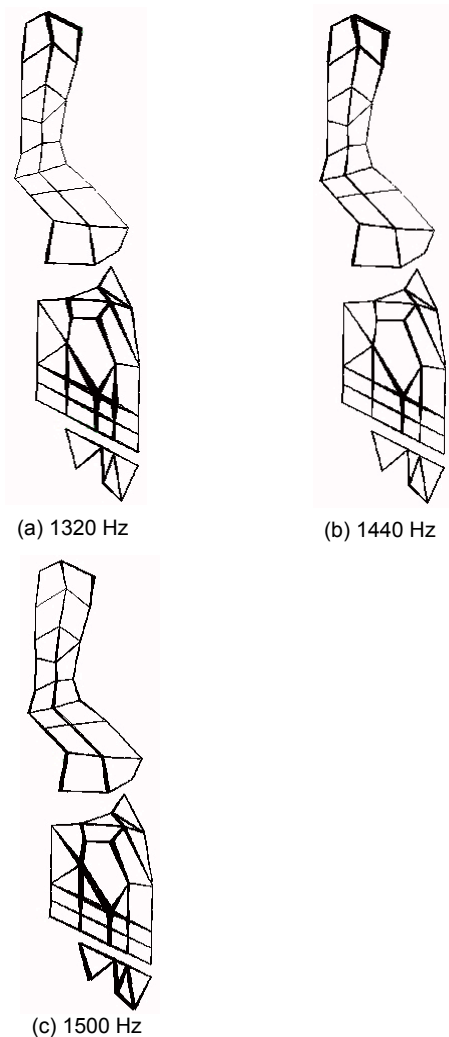


Fig. 8 ODS of chain cover

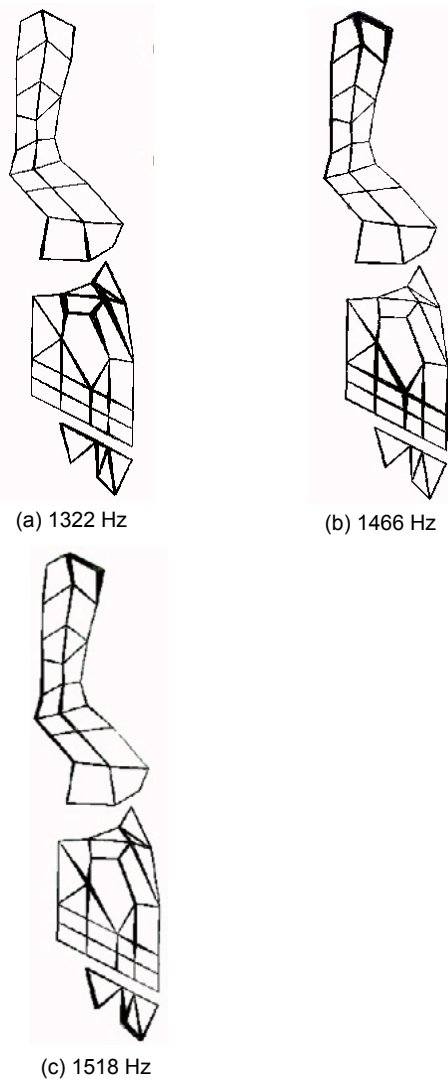


Fig. 9 Mode shape of chain cover

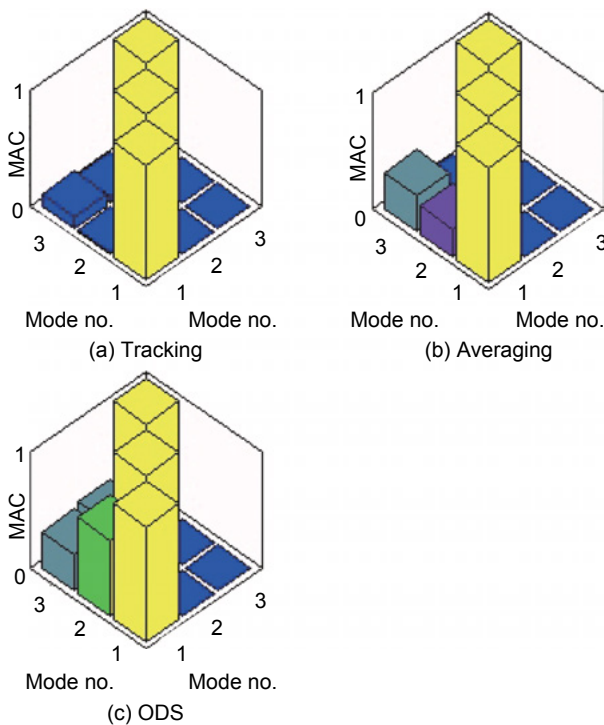


Fig. 10 MAC from operational condition

Table 2 Comparison of MAC mean from operational condition

Mean of non-diagonal MAC		
Tracking OMA	Averaging OMA	Tracking ODS
0.06	0.20	0.44

Table 3 Comparison of natural frequencies of chain cover by OMA from tracking and averaging

Mode no.	Natural frequency [Hz]		Difference [%]
	Tracking	Averaging	
1	1320	1322	0.2
2	1425	1466	2.9
3	1512	1518	0.4

振動のピークが、2200 rpm(1320 Hz) , 2400 rpm(1440 Hz), 2500 rpm(1500 Hz)に存在し、解析はこれらの周波数付近に注目して実行した。

トラッキング解析結果を用いた ODS の結果を Fig. 8 に、トラッキングデータに OMA を適用して得られたモード形を Fig. 9 に示す。Fig. 9 に示すモード形では、それぞれクランク貫通穴の上側、下側、オイルパンが振動する形状であるが、Fig. 8 に示す ODS はすべてにクランクシャフトの貫通穴の下側部分が振動する形状が含まれている。ODS はモードが分離できずに重ね合わさって表示されているためであると推定される。

自己相関の MAC を求めた結果を Fig. 10 に示す。それぞれ、(a) トラッキング解析結果から得たモード形、(b) 平均処理から得たモード形、(c) トラッキング解析結果を用いた ODS の自己相関の MAC のマトリックス表示を示している。また、Table 2 には自己相関の MAC の非対角成分の平均値を示す。トラッキング解析を用いた OMA の非対角成分は最大で 0.11 であったのに対し、平均処理による OMA の非対角成分は最大 0.31、ODS の非対角成分は最大 0.66 であった。また、Table 2 に示す非対角成分の平均値においても、トラッキング解析を用いた OMA は 0.06 であり、平均処理による OMA の 0.20、および ODS の 0.44 より小さい値を示した。トラッキング解析を用いた OMA のほうが得られる固有モードの直交性が高く、モード形の分離ができているのに対し、平均処理による OMA と ODS は直交性が低く、モード形の分離できていない。よって、トラッキング解析を用いた OMA は、従来用いられてきた ODS や平均処理による OMA と比較しモード抽出精度が向上している。

Table 3 には、トラッキング解析と平均処理を実施した振動データから得られた固有振動数の比較結果を示す。2 番目のモードで、固有振動数に 2.9% の差異が見られたが、実

用上は問題ないレベルであり、固有振動数については従来手法の OMA でも十分な抽出精度を持つ。

5. まとめ

エンジンの実稼動状態における固有モード抽出の精度向上のため、OMAに振動の次数トラッキングデータを用いることを提案した。モード形に注目した検証をおこなった結果、以下の結論を得た。

- (1)パルス波形を用いた加振テストによる検証では、振動の次数トラッキングデータを用いた OMA は、伝達関数を用いた EMA との比較において相似のモード形が得られ、EMA と同等のモード抽出精度がある。
- (2)実稼動時のチェーンカバーの振動を用いて検証した結果、次数トラッキングデータを用いた OMA は、従来からの方法である振動を平均処理する OMA 手法や、OMA の代用手法である実稼動時振動形状解析(ODS)と比べ、固有モードの直交性が高く、モード形の抽出精度が向上した。

本手法は、実際の運転条件で励起され問題となる固有モードのみを抽出できる。今後は、モード密度の高い高周波領域などで本手法を用いて解析効率の改善が期待できる。

参考文献

- (1)大塚雅也：ディーゼル燃焼騒音のエンジン構造での低減方法，自動車技術会学術講演会前刷集，No.36-05, p.7-10(2005)
- (2)銭場克己，高橋勝雄，坂口元康，山岸仁：エンジン部品振動解析への BBA 手法の適用，HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.2, p.135-142
- (3)Hermans, L., Auweraer, H. V., Abdelghani, M. : Modal testing and analysis of a car under operational conditions, 16th IMAC, p.1000-1006(1998)
- (4)日野順市，河本忠幸，芳村敏夫：部分空間法を用いたモード特性同定に関する研究(インパルス加振による振動試験)，日本機械学会Dynamics & Design Conference 2005 論文集，No.603(2005)
- (5)坂口元康：次数トラッキングデータを用いた実稼動モード解析，自動車技術会学術講演会前刷集，No.36-06, p.1-4(2006)
- (6)吉村卓也：モード相関係数，モード解析ハンドブック，コロナ社，p.128(2000)

■ 著 者 ■



坂口元康

単気筒エンジンにおける組立型クランクシャフト系の動的挙動シミュレーション技術の開発

Development of Simulation Technology for Dynamic Behavior of Assembled Crankshaft Systems in Single-cylinder Engines

岩 本 達 也*

Tatsuya IWAMOTO

齋 藤 淳 也*

Junya SAITO

要 旨

単気筒エンジンに多用される組立型クランクシャフトの動的挙動をシミュレーションする場合、クランクピン圧入の影響やクランクシャフトに直接配置される Alternating Current Generator(ACG)ロータの動的特性、および転がり軸受の特性を正確に表現することが、計算精度を向上するうえで重要である。これらの特性の変化を単体試験により検証するとともに、確認された動的特性を正確に表現したクランクシャフト系の機構解析モデルを構築し、さらに三次元弾性接触特性を表現できる転がり軸受モデルを開発した。これらを機構解析に適用することにより、組立型クランクシャフト系の動的挙動を、強度評価上実用十分な精度でシミュレーションできることを確認した。

ABSTRACT

When simulating an assembled crankshaft system of the type often used in single-cylinder engines, it is important, in terms of the accuracy of calculations, to adequately represent the influences of crankpin press fitting, the dynamic characteristics of the alternating current generator (ACG) rotor directly mounted to the crankshaft, and the characteristics of the rolling bearing. Actual measurements were performed to verify these characteristics, and a mechanical dynamic analysis model, which accurately represents the dynamic characteristics of the crankshaft system, was established. Also a rolling bearing model that represents the characteristics of three-dimensional elastic contact was developed. Using these in a mechanical dynamic analysis, the dynamic behavior of assembled crankshaft systems was simulated with enough practical accuracy for strength evaluations.

1. はじめに

二輪車やAll Terrain Vehicle(ATV)などに搭載されている単気筒エンジンのほとんどに組立型クランクシャフトを使用しており、適用機種が広範囲におよぶことから、単気筒エンジン開発において組立型クランクシャフトの耐久性を予測する技術は非常に重要である。しかしながら組立型クランクシャフトにおいては、クランクピンの両側あるいは片側をクランクウェブに圧入することで組み立てられている構造と、クランクシャフトに直接配置されている Alternating Current Generator(ACG)ロータの運動特性の影響により、従来のシミュレーション手法では精度不足であった。また、転がり軸受を一般的に使用することから、軸受のモデル化手法がシミュレーションの精度に大きく影響すると考えら

れる。これに対し、多気筒エンジンに使用されている一体型クランクシャフトの開発では、早くから機構解析を使った動的挙動シミュレーション技術^{(1), (2)}により耐久性を予測することが可能であった。

本稿では、組立型クランクシャフトに特有のそれらの影響についての単体計測による検証内容と、機構解析モデルにその特性を取り込むことによる、シミュレーションによる予測精度の向上について述べる。

2. 組立型クランクシャフトの特徴

Fig. 1に代表的な組立型クランクシャフトの構造を示す。単気筒エンジンに使用されている組立型クランクシャフトの特徴として、下記の5点が挙げられる。

*二輪開発センター

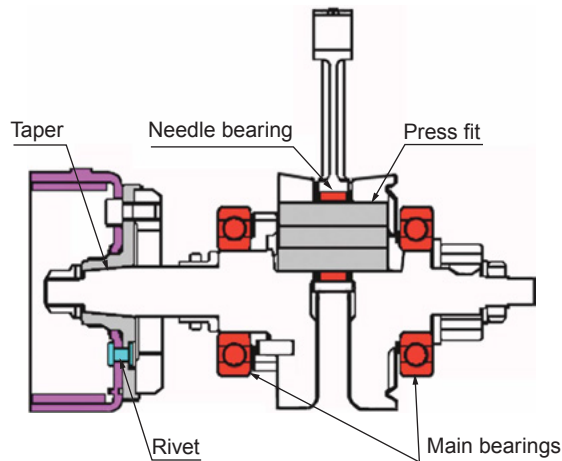


Fig. 1 Structure of assembled crankshaft

- (1) 左右軸あるいはそのどちらか一方がクランクピンとクランクウェブ間で圧入により結合されている。
- (2) 軸受に主に転がり軸受を使用している。
- (3) ACG ロータとクランクシャフトの慣性質量がほぼ同等であり ACG ロータの動的特性がクランクシャフトの挙動に影響するものと思われる。
- (4) クランクシャフト上に遠心式クラッチやベルトコンバータなどの動力伝達装置が直接取り付けられることが多い。
- (5) コンロッドとクランクピンの摺動にはニードルタイプの転がり軸受が使用される。

クランクピンの圧入構造や、ACG ロータに使用されるリベット結合構造などは、接触が介在することから一体構造のものに比べて、固有振動数や減衰への影響があると考えられる。また、軸上に取り付けられる動力伝達部品は、それぞれの動的特性がクランクシャフト挙動へ影響をおよぼすと考えられる。さらに転がり軸受は、その構造が油膜により支持されるプレーンタイプのベアリングと違い転動体により支持されるため、その数や大きさ、形状により軸受支持剛性や減衰特性が変化すると考えられる。

今回、圧入やリベット結合といった組立型クランクシャフトに一般的に用いられるものについて、動的特性の変化を単体試験により検証し、さらにその特性を機構解析モデルで表現する手法を構築した。また、軸受については、現在量産されている単気筒エンジンのほとんどに対応できるように深溝玉軸受(以下、ボール BRG という)、円筒ころ軸受(以下、ローラ BRG という)、針状ころ軸受(以下、ニードル BRG という)の機構解析モデルの開発をおこなった。

3. クランクシャフト系の動特性単体計測結果

3.1. クランクシャフトの圧入による特性

クランクシャフトの圧入代の変化による動特性の変化を見るために、テストピースを作成しその変化をハンマリング試

験により計測した。Fig. 2にテストピースの構造を示す。ピンの圧入には、量産クランクシャフトで使用される代表的な圧入代を設定し、圧入代違いによる固有振動数および減衰比の変化を確認した。また、圧入部分を一体化したクランクシャフトも作成し、圧入の有無による変化も検証した。

Fig. 3は、各圧入代違いによる主要振動モードにおける固有振動数の一体成形品に対する変化率を、Fig. 4は減衰比の変化を示したものである。この結果から、振動モードにかかわらず、圧入代の変化による固有振動数の差はほとんどなく、圧入の有無によって固有振動数に差が発生することがわかった。その変化は、一体型のものと比較して Mode 1 や Mode 4 の縦曲げモードで特に変化が大きく、最大で2%程度低下することが確認された。また、圧入による減衰比の変化については、一体成形品と比較すると大きくなっているが、その絶対値は小さく、圧入による変化はほとんどないと言える。

3.2. ACG ロータの締結構造による特性

ACG ロータの動的特性に大きく寄与する構造としては、クランクシャフトとボルト結合されるテーパ構造と、ボス部とロータ部を接続するリベット構造がある。これらの接続構造による動特性の変化を見るために、ACG ロータ部を模擬したテストピースを作成して、圧入の場合と同様にハ

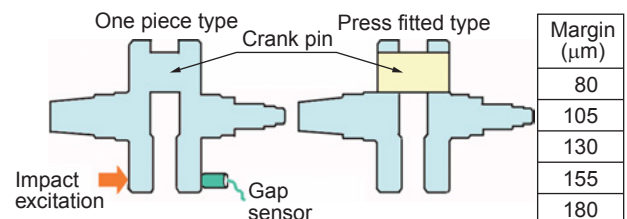


Fig. 2 Figure of press fit test piece

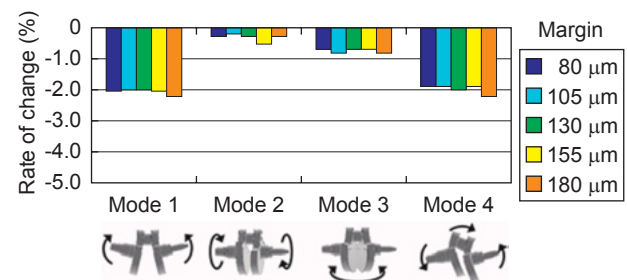


Fig. 3 Rate of eigen frequency with press fitting

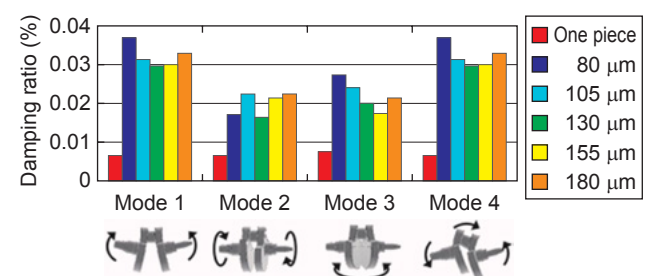


Fig. 4 Damping ratio with press fitting

ンマリング試験をおこない、周波数特性と減衰比を測定した。使用したテストピース形状を Fig. 5 に、測定した各仕様の組み合わせを Table 1 に示す。

Fig. 6 に各仕様違いにおける主要振動モードでの固有振動数の一体成形品に対する変化率を示す。この結果より、テーパの有無による固有振動数の変化は、振動モードによる差異はあるものの 2 - 3 % 程度低下することがわかった。これに対しリベット接続については、一体成形品と比べ固有振動数が大きく低下し、その変化率はモードによって異なり、最も変化率の大きい Mode 3 の軸方向振動モードで、リベットのみの影響としては約 14 % の低下が確認された。

次に減衰比の単体計測値を Fig. 7 に示す。減衰について

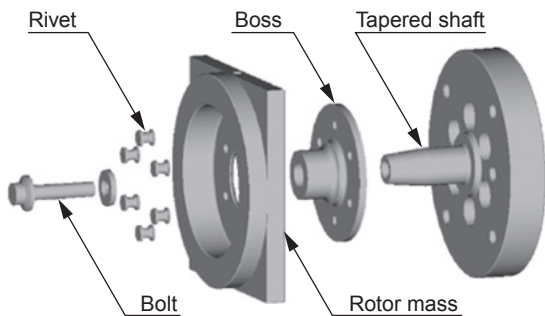


Fig. 5 Structure of ACG rotor test pieces

Table 1 Specifications of ACG rotor test pieces

Type	Between rotor and boss	Between boss and shaft
I	One piece	One piece
II	One piece	Taper & Thread tightening
III	Riveting	Taper & Thread tightening

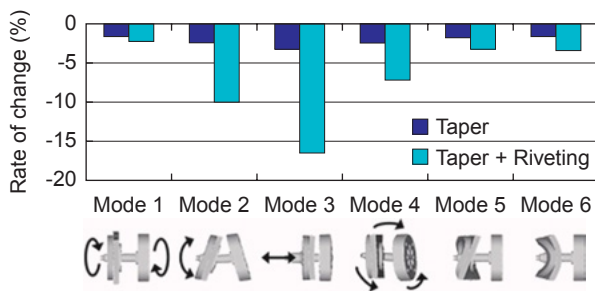


Fig. 6 Rate of change of eigen frequency with taper and rivet

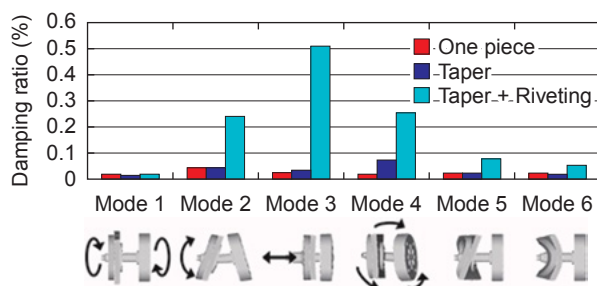


Fig. 7 Damping ratio with taper and rivet

も固有振動数と同様の傾向があり、テーパの有無による変化はほとんどなく、リベット接続の有無により大きく変化することがわかった。固有振動数変化の最も大きかった Mode 3 の軸方向振動モードで減衰比の変化が最も大きく、リベット接続なしで 0.04 % 程度だったものがリベット接続ありでは 0.5 % 程度まで上昇し約 10 倍になることが確認された。

4. 機構解析モデルの構築

クランクシャフトにおいて、機構解析を用いた動的挙動シミュレーションを実施する場合重要となるのが、弾性体モデルの構築方法である。前述の単体試験により、圧入およびリベット結合のクランクシャフト系への動的特性の影響が確認されたことから、それらを弾性体モデルである有限要素モデル(以下、FE モデルという)上で表現し、シミュレーションの精度向上を図った。

また、転がり軸受については、標準的なボール BRG に加え、さらに多様なエンジン仕様にも利用できるようにローラ BRG と、コンロッド大端部などに多用されるニードル BRG についても機構解析モデルの開発をおこなった。

4.1. クランクピン圧入部のモデル化

圧入部については、単体試験で固有振動数の低下が確認されたことから、弾性体モデル作成時に圧入部分の剛性特性を考慮できるようにした。クランクピンおよび左右クランクシャフトを、別体の FE モデルとし、圧入面をばね要素にて接合することにより、圧入による剛性変化を表現した。ばね要素は、クランクピン中心を軸とした円筒座標系にならうように作成し、三軸方向の剛性特性を与えた。ばね剛性の特性については単体試験と FE モデルとの固有振動数を比較し、各振動モードについて差異が最小となるような最適値を導出した。

Fig. 8 にこの手法を用いたクランクシャフト FE モデルの計算と単体試験の固有振動数の差異を示す。この手法により、各主要モードともほぼ 1 % 以内の精度を実現できた。

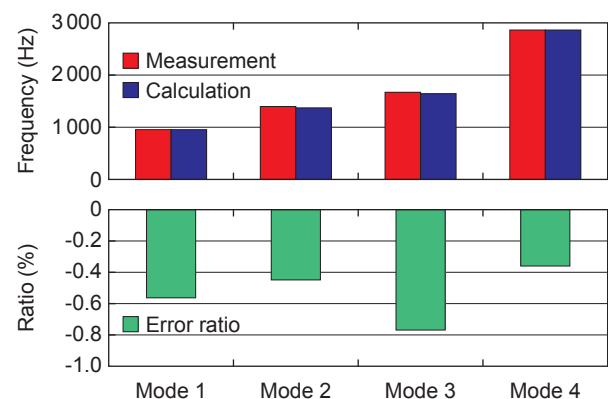


Fig. 8 Comparison of measured and calculated eigen frequencies with press fit

4.2. ACG ロータのモデル化

ACGロータのモデル化については、リベット接続が軸方向振動モードに大きな影響を与えるため、リベット部とボス接触面について剛性特性を表現できるような FE モデルを構築した。各リベットについては三軸ばね接続とし、さらにボスとロータとの接触面の最外周のエッジ部分には接触方向に一軸ばねを追加して結合した。リベット部の三軸ばねの特性については、リベット単体での剛性特性を求めこれを設定した。また、ボス外周の一軸ばね特性については、計測結果との相関をとりながら最適値を設定した。Fig. 9に前述の ACG ロータ計測用テストピースにて、計算と実機計測を比較した結果を示す。この手法により差異1.4%以内の精度を実現できた。

4.3. クランク系の減衰の取り扱い

これまでの計測結果から、ACGロータと圧入により、クランクシャフト系としては減衰が増加することがわかった。しかしながら、各単体試験から測定した減衰量は非常に小さく (Fig. 4)、一体成形品と大きく変わらないといえる。クランクシャフト系としては、圧入やACGロータ以外に、動力伝達部品である遠心式クラッチや、ベルトコンバータ、トルクコンバータなどが直接取り付けられており、それぞれの機構によりクランクシャフトに影響する減衰特性は大きく変化すると考えられる。よってクランクシャフト系としては、それぞれの動力伝達部品との組み合わせにより、クランクシャフト系の減衰量を設定する必要がある。これについては、現状では実機計測から推定する以外に方法がない。動力伝達系の違うエンジンについて何種類か測定した結果、二輪車用単気筒エンジンのクランクシャフト系の場合、おおむね1 - 5 %程度の減衰比であることが判明した。これより、クランクシャフトに取り付けられる動力伝達部品に対応する減衰量としては実機計測値をクランクシャフト系に与えてシミュレーションを実施した。

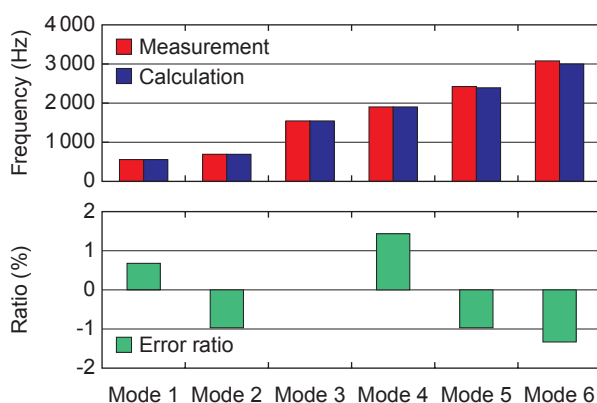


Fig. 9 Comparison of measured and calculated eigen frequencies with taper and riveting

4.4. 転がり軸受のモデル化

クランクシャフトの動的挙動シミュレーションにおいて、軸受部のモデル化手法は重要な課題のひとつである。一体型クランクシャフトでは弾性流体潤滑 (Elasto Hydrodynamic Lubrication: EHL) 理論によるプレーンベアリングモデルを利用することが一般的となっているが、組立型クランクシャフトでは転がり軸受が使用されているため、その三次元的な弾性接触状態を効率よく機構解析の中で取り扱うことが課題となる^{(3), (4)}。単気筒エンジンでは多くの場合、転がり軸受にはボールBRGを使用するが、エンジンの形式によってはローラ BRG を使用しているものもある。ボール BRG モデルの開発については、すでに報告済み^{(5)・(7)}であるため、本稿ではローラ BRG とニードル BRG の機構解析モデルの開発について述べる。

4.4.1. ローラベアリングモデル

ローラ BRG の軸受では、軸の傾きに対する接触点の大きな変化と、それに伴う剛性の変化をいかに表現するかが重要である。ローラ BRG の場合、基本的には軸方向に拘束する部分はないため、実用上は転動体が外輪溝と内輪溝の側辺部に接触するまで剛性は発生しないものとした。接触部の弾性特性は有限要素法を利用し、ひとつの転動体に関するそれぞれの接触面について荷重と反力の関係を事前に汎用構造解析ソフトウェアで計算しておく。この結果を用いて、接触が進行する各状態の剛性変化関数を Fig. 10 に示す接触角度 β を変えながら求める。これをベアリング特性ファイルとして機構解析ソフトウェアから参照し、転動体個々の変位に対する荷重を求める。個々の転動体の変位は、内輪と外輪間の相対的傾きと距離によりその接触状態を判定して求める。転動体それぞれの周方向の相対位置 α は、内輪と外輪の回転差に幾何学的に従うものとした⁽⁸⁾。機構解析ソフトウェアでは、個々の転動体荷重の合力を軸受反力として扱うようにした。

次に、衝撃加振試験装置 Fig. 11 により、単体計測との比較検証をおこなった。クランクピン部をボルトの破断により衝撃荷重を発生させることで加振し、左右クランクウェブの半径方向変位と軸方向変位を、計測結果と計算で比較した。軸受にはローラBRGとスラスト軸受としてボー

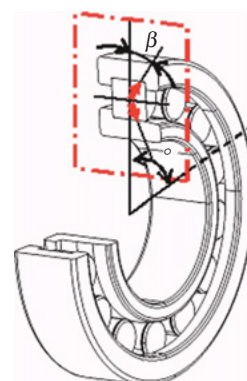


Fig. 10 Roller bearing model

ル BRG を組み合わせて使用した。Fig. 12 に各部の変位を示す。これより、実機挙動を正確にシミュレーションできることが確認された。

4.4.2. ニードルベアリングモデル

コンロッド大端部に使用されているニードル BRG は、ローラ BRG の転動体寸法が極端な場合と考えることができる。しかしながらその転動面であるクランクピンは、圧入されることにより形状が樽型に変形することから、円筒軸方向に曲率を持つことになる。そのためモデル化にあたっては、内輪には軸方向の曲率を表現できるように考慮した。

5. 実機計測との比較

単気筒エンジンの場合、一般的には軸受は二箇所であるが、クランクシャフトからの出力の取り出し方法の違いなどのために、三箇所以上の軸受を持つ単気筒エンジンもある。これまで述べた機構解析モデル化手法の妥当性を確認するため、二種類の軸受数の異なるエンジンを用いてその精度を検証した。

5.1. 二軸受タイプの場合

最も標準的な単気筒エンジンの形式として、Fig. 13のような左右軸受ともボール BRG 仕様の場合について実機計測とシミュレーションの比較をおこなった。このタイプのエンジンの場合、クランクシャフトからの出力の取り出し

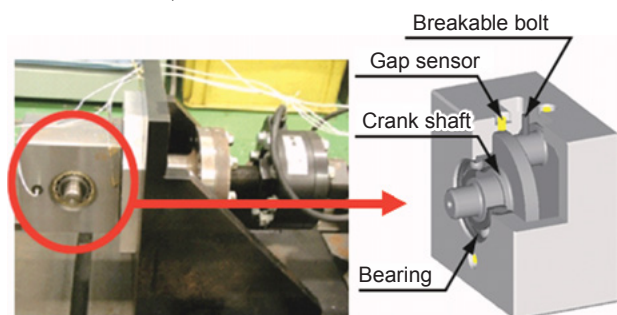


Fig. 11 Impact shaker tester

は直接ギヤを介して取り出されるため、動力伝達系による減衰が最も小さいタイプと言える。

実機計測は、左右クランクウェブでの軸直角方向変位、およびACGの触れ回り変位をギャップセンサにて計測し、さらにACGロータ側クランクシャフトの軸受部隔Rフィレット部に、ひずみゲージを貼り付けることによってひずみの計測をおこなった。

シミュレーションモデルには、前述したクランクピン圧入特性、リベット結合特性を考慮したFEモデルを使用し、軸受にはボール BRG モデルを使用した。

Fig. 14 に、左側ウェブのシリンダ方向変位と軸受部隔Rフィレット部のひずみの実機計測およびシミュレーションの結果を示す。この結果から、実機計測とシミュレーションに良い相関があることがわかり手法の妥当性が確認された。

また Fig. 15 に軸受部隔Rフィレット部のひずみについて、従来手法と本手法のシミュレーション結果と、実機計測との比較を示す。(a)は従来のばねダンパによるベアリングのモデル化手法との比較を示し、(b)はクランクシャフトの圧入部を一体として扱った場合との比較を示す。この結果から、従来手法に比較し本手法は計算精度が向上していることが確認された。

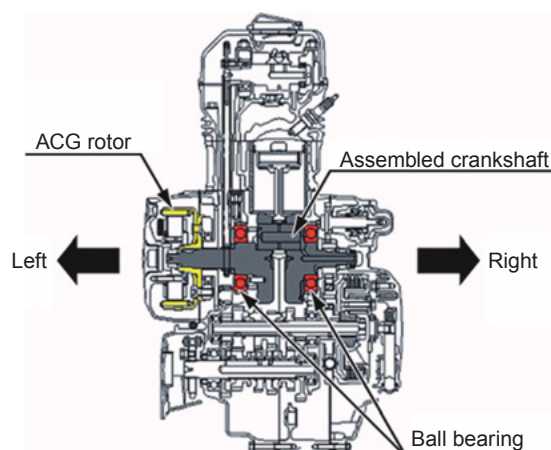


Fig. 13 Structure of 2-bearing type engine

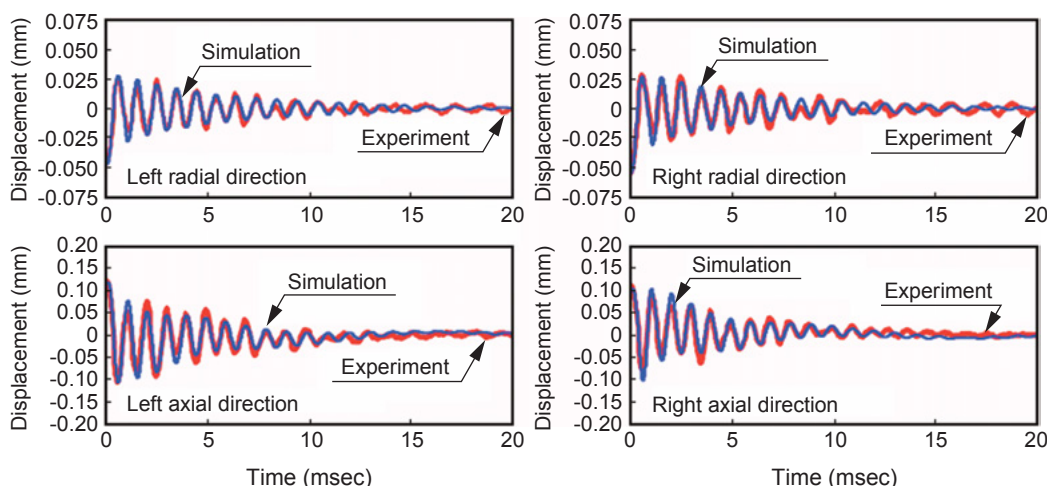


Fig. 12 Comparison of experiment and simulation of impact shaker test

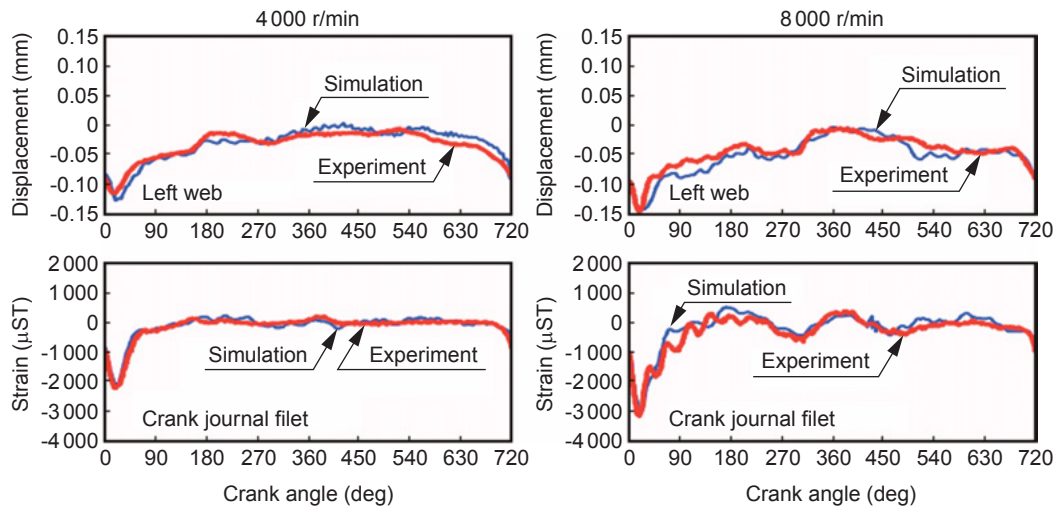


Fig. 14 Comparison of experiment and simulation results of 2-bearing type engine

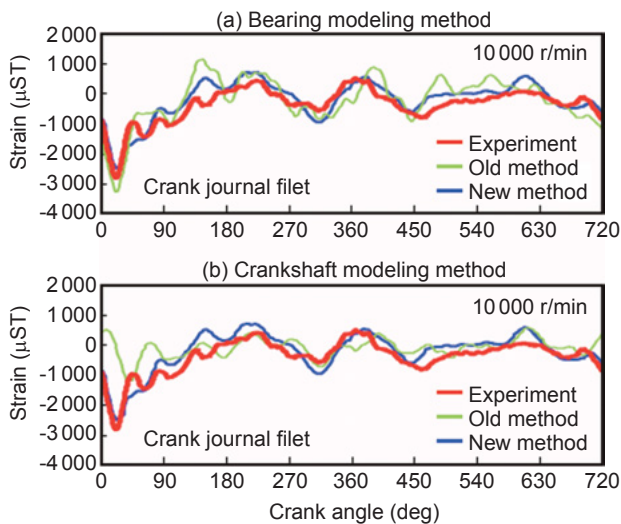


Fig. 15 Comparison of old and new methods of 2-bearing type engine

5.2. 四軸受タイプの場合

特殊な単気筒エンジンの形式として、主軸受二箇所とさらにクランクシャフト両端を支える軸受を持つタイプのエンジンがATVなどで使用されている。また、動力伝達方式としてトルクコンバータが使用されていることもあり、クランクシャフト系としてはさまざまな付加機構が軸上に載っており複雑な形態となっている。この形式のエンジンについても実機計測をおこないシミュレーションとの相関性を検証した。

Fig. 16にエンジンの概略図を示す。実機計測は二軸タイプの場合と同様に、前後クランクウェブおよびACGロータの軸直角方向変位と、前後軸のねじりひずみについて実機計測をおこなった。

次にシミュレーションモデルをFig. 17に示す。このエンジンタイプの場合、前側主軸受にローラBRG、後側主軸受にボールBRGを使用し、さらにその両端はエンジンケースカバーとの間がボールBRGにより支持されている。

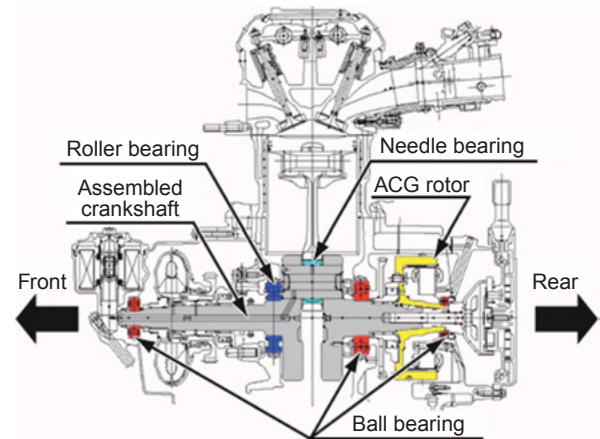


Fig. 16 Structure of 4-bearing type engine

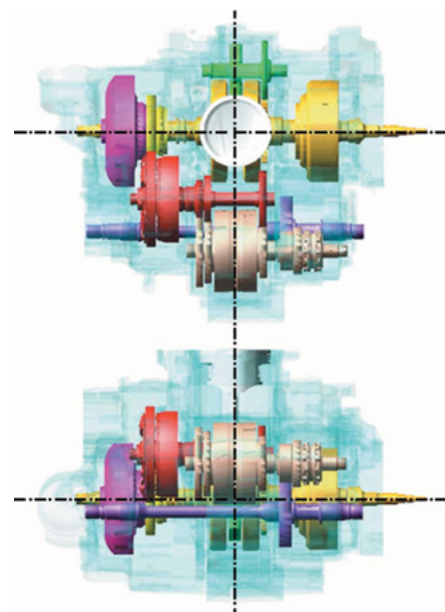


Fig. 17 Mechanical dynamic analysis model for 4-bearing type engine

Fig. 18に実機計測とシミュレーションの変位を示す。前後クランクウェブ変位および ACG ロータの変位についてよい相関があることがわかる。ACG ロータ変位の実機計測値で大きく変位している部分があるが、これはバランス調整用の穴上をセンサが通過したためである。これより軸受数が増え、クランクシャフト系の曲げ挙動が本手法にて精度良くシミュレーションできることが確認された。

次に Fig. 19 にねじりひずみをトルクに換算した値の実機計測と計算結果を示す。これを見ると実機計測とシミュレーションに若干ながら差があることがわかる。これについては、トルクコンバータのモデル表現に要因があると考え

えられる。今回のシミュレーションモデルでは、トルクコンバータの機構解析モデルをリジッドモデルとして取り扱ったため、トルクコンバータ自体のねじり剛性や内部のオイルによるねじり振動系に与える影響が表現できていないためと考えられる。

6. まとめ

(1)組立型クランクシャフトの動的挙動シミュレーションに必要な下記実機特性を確認した。

- ・組立型クランクシャフトの固有振動数は、クランク

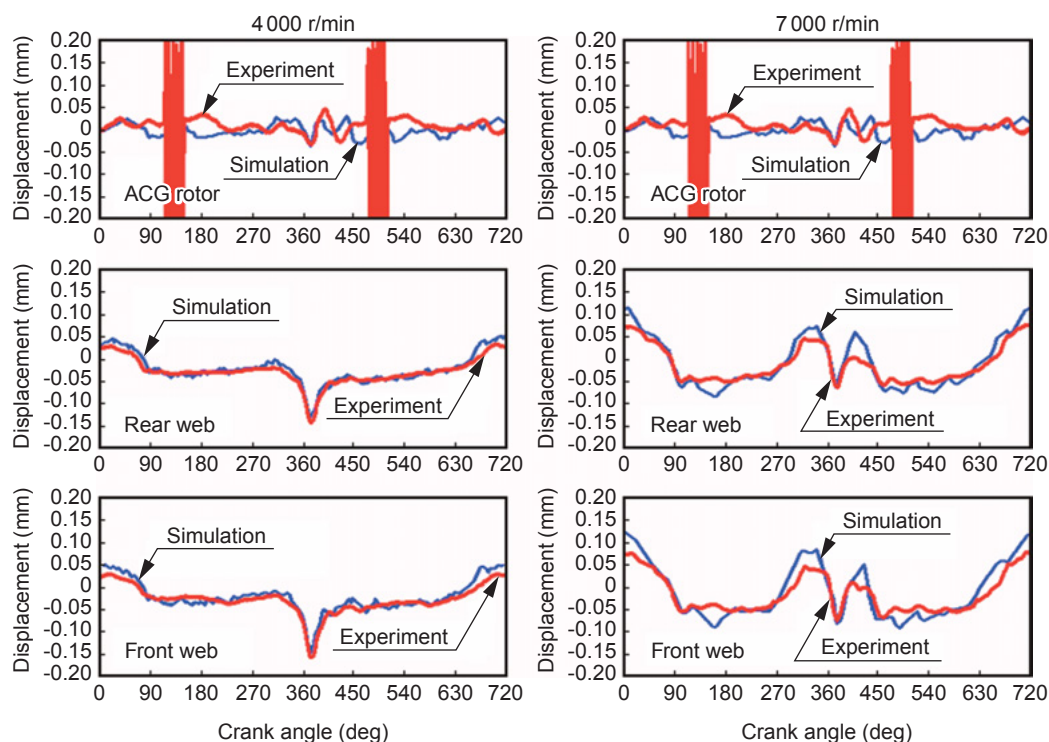


Fig. 18 Displacement of crank-web and ACG rotor of 4-bearing type engine

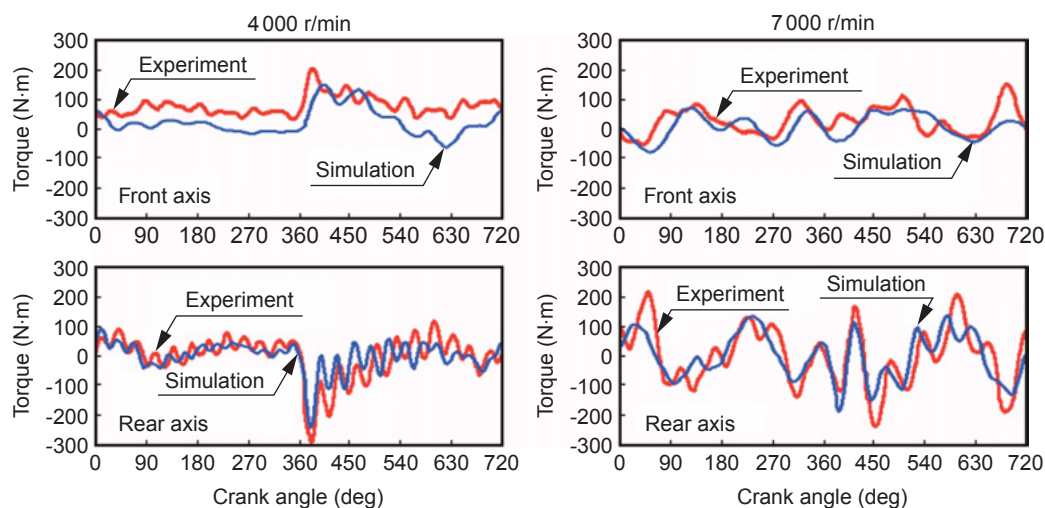


Fig. 19 Axial torque of 4-bearing type engine

ピンの圧入代の大きさにかかわらず一体成形品に比較し2%程度低下するが、圧入による減衰比への影響はほとんどない。

- ・ACGロータのテーパ結合は、一体成形品に比べ固有振動数で3%程度低下させるが、減衰比はほとんど影響しない。
- ・リベット結合は、固有振動数を最大で14%低下させ、減衰を約10倍に増加させる。

- (2) クランクシャフトの圧入およびリベット結合の動的特性を考慮した機構解析用弾性体クランクモデルの構築手法を確立した。
- (3) 転動体の種類の異なる三次元弾性接触を考慮した転がり軸受機構解析モデルを開発した。
- (4) 軸受数の異なる2タイプの単気筒エンジンにて、上記(2)(3)の機構解析モデルを適用したシミュレーションを実施し、実機との比較検証を通して、組立型クランクシャフトの強度評価における実用十分な精度が得られることを確認した。

参考文献

- (1) 新納忠, 岩本達也, 植田真吾: 二輪車用エンジンにおけるクランクシャフト系の動的挙動シミュレーション技術の構築, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.135-140
- (2) 新納忠, 岩本達也, 植田真吾: 二輪車用エンジンにおけるクランクシャフト系の動的挙動シミュレーション技術の構築, 自動車技術会 学術講演会前刷集, No.107-00, p.13-16(2000)
- (3) 坂口智也, 赤松良信: 玉軸受の振動シミュレーション, NTN TECHNICAL REVIEW, No.69, p.69-75(2001)
- (4) 多田誠二: 高速回転下における保持器音および振動・挙動の解析, KOYO Engineering Journal, No.160, p.31-38(2001)
- (5) 齋藤淳也, 岩本達也, 工藤修: 弾性特性を考慮した機構解析用転がり軸受モデルの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.249-256
- (6) Saito, J., Iwamoto, T., Kudo, O.: Development of Rolling Bearing Model for Mechanical Dynamic Analysis Considering Elastic Properties, Small Engine Technology Conference, SAE Paper 2004-32-0026(2004)
- (7) 星野裕昭, Johann Zeischka, 齋藤淳也, 岩本達也: エンジン挙動解析のための転がり軸受のモデル化技術開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, NO.92-04, p.5-8(2004)
- (8) 中原一郎: 接触応力, 材料力学一下巻一, 東京, 養賢堂, p.116-132(1966)

■ 著 者 ■



岩本達也



齋藤淳也

社外発表(2006. 7～2006. 12)

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2006. 7. 4 ＼ 7	ASME (American Society of Mechanical Engineering)/ 8th Biennial ASME Conference on Engineering Systems Design and Analysis (Torino, Italy)	DYNAMIC SIMULATION TECHNIQUE FOR PREDICTION OF STRESS ON ELEMENT OF METAL PUSHING V-BELT UNDER CVT OPERATION	齋藤 俊博	四輪開発センター
2006. 7. 9 ＼ 11	Stratasys/FDM Asia user conference 2006 (Sogwipo, Korea)	Practical usage of Rapid Prototype	涌井 哲治	四輪開発センター
2006. 7.13 ＼ 15	Generation Research Program der Ludwig- Maximilians-Universität München/Generation Plus 1.Branchenübergreifender Fachkongress mit Ausstellung (Bad Tölz, Germany)	Honda CIVIC als Beispiel vom Standpunkt der Mensch-Maschine-Schnittstelle aus	谷田 公二	四輪開発センター
2006. 7.15	情報処理学会/情報処理 Vo.47 No.7	自動車・交通分野における人工知能技術	齋藤 徹 辻野 広司	四輪開発センター (株)ホンダ・リサーチ・ インスティテュート・ジャパン
	カロス出版/アルトピア VOL.36 No8 AUG. 2006	マグネシウムダイカスト製インテーク マニホールドの開発	鷲頭 和裕 大岸 秀高 田畑 勝宗 武石伊久雄 佐藤 直樹	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
	自動車技術会/2006年度 第2回計測診断部門委員会 (京都)	マルチボディダイナミックスを用いた 補機ベルト挙動シミュレーション	高岸 広 米口 宏 坂本 大智 長久保篤史	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
	自動車技術会/Review of Automotive Engineering Vol.27, No.3	Fuel cell development for automobile application	川口 祐治	四輪開発センター
		Strength Enhancement of Piston Material with High Pressure Die Casting	谷畑 昭人 佐藤奈緒子 勝俣 耕二 白石 隆 織田 和宏 遠藤 修	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 日本軽金属(株) 本田金属技術(株)
2006. 7.16 ＼ 22	WCCM/7th World Congress on Computational Mechanics (Los Angeles, CA U.S.A)	Automatic Mesh Generation for CAD Assemblies	小崎 英明 Iulian Grindeanu Greg Spragle	四輪開発センター LMS International LMS International
2006. 7.18	ADVANCED CAPACITORS WORLD SUMMIT 2006 (San Diego, CA USA)	High Energy Density Ultracapacitor Using Advanced Activated Carbon	藤野 健	四輪開発センター
2006. 7.19 ＼ 21	電子情報通信学会 パターン 認識・メディア理解研究 専門委員会(PRMU)/画像の 認識・理解シンポジウム/ MIRU2006(仙台)	視差データのグレースケール相関による 乗客姿勢の推定	胡 振程 飯星 明	熊本大学 四輪開発センター

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2006. 7.19	自動車技術会/No.12-06 シンポジウム/ボデー構造 形成技術の最前線(東京)	CAD/CAE/セットベースを統合した新しい 最適化手法の適用検証	大給 博之 石川 晴雄 石灰 伸好 井上 全人 岩瀬 亘 大川 壮志 塩崎 弘隆 ジ 明 西垣 英一 芳賀 齊 宮地 岳彦 吉田夕貴夫	日産車体(株) 電気通信大学 日野自動車(株) 電気通信大学 トヨタ車体(株) 電気通信大学 三菱自動車工業(株) 関東自動車工業(株) (株)豊田中央研究所 四輪開発センター (株)日本総合研究所 (株)電通国際情報サービス
2006. 7.20	新技術開発財団/市村産業賞 記念講演(神奈川)	電動式パワーステアリングの開発と普及・ 市場拡大～理想のステアリングを目指して～	清水 康夫	四輪開発センター
2006. 7.23	触媒学会/第5回東京国際 触媒会議(TOCAT5)(東京)	Research for High Concentration of Precious Metal and Thin Layer of Catalyst Top Layer	猪瀬 昇志 岡山 竜也	四輪開発センター 四輪開発センター
2006. 7.24 ┐ 26	IEEE/2006 IEEE Mountain Workshop on Adaptive and Learning Systems (Logan, U.S.A.)	Robust Identification Algorithms for Adaptive Engine Controls	安井 裕司	四輪開発センター
2006. 7.25	自動車技術会/論文集 Vol.37, No.4	温冷感・快適感予測のための人体,シート熱 モデルと車室内CFDとの連成解析(第1報)	江崎 秀範 木滝 泰隆 尾関 義一 斉藤 恒洋	四輪開発センター 四輪開発センター ディー・エー・ピー・テクノロジー(株) 旭硝子(株)
		温冷感・快適感予測のための人体,シート熱 モデルと車室内CFDとの連成解析(第2報)	江崎 秀範 高野 茂喜 植村 健	四輪開発センター 旭硝子(株) 旭硝子(株)
		ダイカスト製法を用いたピストン材料の 高強度化	谷畑 昭人 佐藤奈緒子 勝俣 耕二 白石 隆 織田 和宏 遠藤 修	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 日本軽金属(株) 本田金属技術(株)
		マグネシウムダイカスト製インテーク マニホールドの開発	鷲頭 和裕 大岸 秀高 田畑 勝宗 武石伊久雄 佐藤 直樹	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
2006. 7.27	日本金属学会/日本鉄鋼協会 両北海道支部合同夏季講演 大会(札幌)	Mg-Zn-Y-Zr系合金Φ350mmサイズ大型 インゴットの内部性状	家永 裕一 大堀 国雄	基礎技術研究センター (株)日本製鋼所
2006. 7.31	自動車技術会/Review of Automotive Engineering Vol.27, No.3	Enhancement of Motorcycle Conspicuity Using Facial Image: Proposal and Evaluation by Brain Activity	菅原 卓 松本 善行 木村 真弘 櫛田 和光 村田 裕	基礎技術研究センター 四輪開発センター (株)ホンダ・リサーチ・ インスティテュート・ジャパン 二輪開発センター 二輪開発センター
2006. 8. 1	AUTO TECHNOLOGY	DYC (Direct Yaw Moment) Torque Vectoring SH-AWD	泊 辰弘 芝端 康二	四輪開発センター 四輪開発センター
2006. 8. 4 ┐ 6	日本機械学会 材料力学部門/ M&M2006 材料力学 カンファレンス(浜松)	二輪車の軽量化解析技術の開発	本間 秀樹 中川 昌彦	二輪開発センター 二輪開発センター

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2006. 8. 4) 6	日本機械学会 材料力学部門/ M&M2006 材料力学 カンファレンス(浜松)	押出しアルミニウム部材の圧潰解析への 直交異方性損傷モデルの適用	前 博行 望月 大資 大宮 正毅 井上 裕嗣 岸本喜久雄	四輪開発センター 東京工業大学 東京工業大学 東京工業大学 東京工業大学
		粉粒体を充填した薄肉構造部材の塑性曲げに おける充填長さの影響	山崎 省二 三井 敦 廣田 満昭 鈴木 道隆 飯村 健次	四輪開発センター 四輪開発センター 兵庫大学 兵庫大学 兵庫大学
2006. 8. 6) 9	日本機械学会/機械力学・ 計測制御部門 Dynamics and Design Conference 2006(名古屋)	振動音響連成問題の音圧最小化に対する 最適性の考察とそれに基づく構造最適化	古屋 耕平 吉村 卓也 須藤 晶 成國 星哉	首都大学東京 首都大学東京 四輪開発センター 四輪開発センター
		実験モード解析を用いた大型船外機の エンジンマウント剛性値測定方法	岡田 毅 塩見 和之 池野 哲朗 戸松 太郎 大熊 政明	汎用開発センター 汎用開発センター 汎用開発センター 東京工業大学 東京工業大学
		実験的特性行列同定法による船外機の モデル化	戸松 太郎 大熊 政明 塩見 和之 岡田 毅 池野 哲朗	東京工業大学 東京工業大学 汎用開発センター 汎用開発センター 汎用開発センター
2006. 8. 6) 11	The Combustion Institute/ 31st International Symposium on Combustion (Heidelberg, Germany)	Auto-ignition of Xylene Isomers - Intramolecular Isomerization Reaction of O-xylyl Radicals	村上 能規 野坂 芳雄 橋本公太郎 小口 達夫	長岡技術科学大学 長岡技術科学大学 基礎技術研究センター 豊橋技術科学大学
2006. 8.20) 24	AVEC/AVEC '06 (8th International Symposium on Advanced Vehicle Control) (TAIPEI, TAIWAN)	An Analysis of Vehicle Dynamic System Designed by Structure/Control Simultaneous Optimization	岡田 一行 納富 信也 堀内伸一郎	四輪開発センター 四輪開発センター 日本大学
		Development of a Roll Control Method Using a Variable Damper that Takes into Account Ride Performance while Steering	伊沢 正樹 加藤 貴史 福里 司 関谷 重信	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		Modeling Method for Non-linear Vibration System with Asymmetric Restoring Force	魚井 玲 徳永 裕之 見坐地一人 神保 浩之 柴田 耕一	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 山下ゴム(株) 日本大学
		Damper Assembly modeling technique based on Analytical Method for Nonlinear System with Asymmetric Restoring Force	徳永 裕之 魚井 玲 見坐地一人 柴田 耕一	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 日本大学
		DYC (Direct Yaw Control) Torque Vectoring SH-AWD	泊 辰弘 芝端 康二	四輪開発センター 四輪開発センター
2006. 8.22	電気学会/電気学会産業 応用部門大会(名古屋)	自動車用主動力回転機の開発動向	山本 恵一	四輪開発センター

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2006. 9. 7 ＼ 8	AVL List GmbH/18th International AVL “Engine & Environment” Conference (Graz, Austria)	HEV Collaborates with Variable Cylinder Management as a Good Combination	貝塚 正明 小川 博久	四輪開発センター 四輪開発センター
2006. 9. 7 ＼ 9	日本バーチャルリアリティ学会/第11回日本バーチャルリアリティ学会大会(仙台)	VRはさみシステム利用時の身体性評価 ー脳内血流変化による評価ー	谷田 公二 舟橋 健司 近江 政雄 楠見 昌司	四輪開発センター 名古屋工業大学 金沢工業大学 四輪開発センター
	日本建築学会/日本建築学会大会(横浜)	在室者の乾燥感に関する被験者実験 (その1)	有城 朗子 田辺 新一 堤 仁美 保田 佳孝	四輪開発センター 早稲田大学 早稲田大学 早稲田大学
		在室者の乾燥感に関する被験者実験 (その2)	有城 朗子 田辺 新一 堤 仁美 保田 佳孝	四輪開発センター 早稲田大学 早稲田大学 早稲田大学
2006. 9.11 ＼ 13	ライフサポート学会/第22回ライフサポート学会大会(千葉)	四肢の一関節筋と二関節筋による関節トルクと操作力	田島 孝光 大島 徹 大下 雅人	四輪開発センター 富山県立大学 富山県立大学
	日本生物工学会/第58回日本生物工学会大会 講演要旨集/日本生物工学会平成18年度大会 予稿集(豊中)	リグノセルロース由来エタノール発酵阻害物質存在下におけるコリネ型細菌によるエタノール生産	土田 芳樹 酒井 伸介 沖野 祥平 渡辺 隆司 乾 将行 湯川 英明	基礎技術研究センター (財)地球環境産業技術研究機構 微生物研究グループ(RITE) (財)地球環境産業技術研究機構 微生物研究グループ(RITE) 京都大学 生存圏研究所 (財)地球環境産業技術研究機構 微生物研究グループ(RITE) (財)地球環境産業技術研究機構 微生物研究グループ(RITE)
2006. 9.11 ＼ 15	DYMAT Association/8th International Conference on Mechanical and Physical Behaviour of Materials Under Dynamic Loading (DIJON, France)	Fracture Simulation of Elastomer Blended Polypropylene Based on Elastoviscoplastic Constitutive Equation with Craze and Tensile Softening Law	前 博行	四輪開発センター
2006. 9.14 ＼ 15	電気化学会/2006年電気化学会秋季大会(京都)	電気二重層キャパシタ高容量化のための蓄電原理に関する検討と連続賦活技術の構築	藤野 健 野口 実	四輪開発センター 四輪開発センター
2006. 9.18 ＼ 20	ISMA/ISMA International Conference on Noise & Vibration Engineering (Leuven, Belgium)	Coupling Factor in Vibro-Acoustic Problems and Sound Pressure Minimization by Structural Modification	古屋 耕平 吉村 卓也 須藤 晶 成國 星哉	首都大学東京 首都大学東京 四輪開発センター 四輪開発センター
2006. 9.19	日本機械学会/日本機械学会年次大会(熊本)	ディーゼルPCCI燃焼の特徴とその制御方法	島崎 勇一	四輪開発センター
2006. 9.19 ＼ 21	計測自動制御学会 制御部門/第35回制御理論シンポジウム(大阪)	スライディングモードアルゴリズムのAMT制御への適用	下城孝名子 安井 裕司	四輪開発センター 四輪開発センター
2006. 9.20	精密工学会/精密工学春季会講演大会(宇都宮)	四輪開発現場における形状計測の現状	梅津 健太	四輪開発センター
2006. 9.20 ＼ 22	International Research Council on Biomechanics of Impact/2006 IRCOBI Conference/'06 IRCOBI Conference (Madrid, Spain)	A STUDY OF PEDESTRIAN HEAD INJURY EVALUATION METHOD	岡本 豊 菊池 裕二	四輪開発センター 四輪開発センター

発表日	発 表 先	表 題	発表者	所 属
2006. 9.21	日本機械学会/日本機械学会 2006年度年次大会/エンジン システム部門企画ワーク ショップ(熊本)	ノッキングのモデリングと適用事例	高林 徹	四輪開発センター
2006. 9.24) 28	2006 Powder Metallurgy World Congress & Exhibition (Busan, Korea)	Mechanical Properties and Microstructure of Aluminum Alloys with Dispersed Nanoscale Quasicrystalline Particles	藤田 雅 木村 久道 井上 明久	四輪開発センター 東北大学 東北大学
2006. 9.25	自動車技術会/論文集 Vol.37 No.5	二輪車の被視認性を向上させる灯火器の 一考察	丸山 一幸 堤陽 次郎 櫛田 和光	二輪開発センター 二輪開発センター 二輪開発センター
		顔パターンに誘発される脳活動を利用した 二輪車の被視認性向上の研究	菅原 卓 松本 善行 木村 真弘 櫛田 和光 村田 裕	基礎技術研究センター 四輪開発センター (株)ホンダ・リサーチ インスティテュート・ジャパン 二輪開発センター 二輪開発センター
2006. 9.27) 29	自動車技術会/2006年 学術講演会 秋季大会(札幌)	小型二輪車用単気筒エンジンのFIシステム に対するクランク回転変動からの吸気圧 予測に関する研究	引地東一郎 金子 哲也 中嶋 寿光	二輪開発センター 二輪開発センター 二輪開発センター
		安全運転教育用ライディングトレーナの 開発とその特徴	一見 貞直 宮丸 幸夫 青木 克仁 鈴木 憲二	二輪開発センター 二輪開発センター 二輪開発センター 二輪開発センター
		連桿比が機関の熱効率におよぼす影響	鈴木 正剛 飯嶋 智司 前原 勇人 森吉 泰生	二輪開発センター 二輪開発センター 二輪開発センター 千葉大学
		小型二輪車用ヒータレスO2センサの開発	林 達生 浦木 護 牧野 圭祐 奥村 達也	二輪開発センター 二輪開発センター 日本特殊陶業(株) 日本特殊陶業(株)
		操舵系における方位角フィードバックの 一般化(第一報)	大山 泰晴 佐野 彰一 小平 和仙	四輪開発センター 東京電機大学 東京電機大学
		操舵系における方位角フィードバックの 一般化(第二報)	大山 泰晴 佐野 彰一 小平 和仙	四輪開発センター 東京電機大学 東京電機大学
		低フリクションマニュアルトランス ミッションフルードの開発	鈴木 純弥 斉藤 進 内野 雄之 川内 昌司 岩崎 徹	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		マクロエレメント法による3次元大変形 骨格構造の開発	高田 賢治	四輪開発センター
		弾粘塑性構成則を用いたエラストマ変性 PPの動的破壊モデリングとシミュレーション	前 博行 岸本喜久雄	四輪開発センター 東京工業大学
		弾性体を含む機構解析による路面入力予測 の精度検証(第2報)	芳賀 齊	四輪開発センター

発表日	発 表 先	表 題	発表者	所 属
2006. 9.27 （ 29	自動車技術会/2006年 学術講演会 秋季大会(札幌)	HATS体積速度音源およびダブルレイヤ アレイによる車室内音響伝達関数の試み	土屋 雅輝 安藤 裕紀 山下 剛 佐藤 利和 木村 正輝	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター ブリュエル・ケアー・ジャパン ブリュエル・ケアー・ジャパン
		アイドルストップシステム用ISGベルト 駆動システムの研究(第二報)	奥田 一眞	四輪開発センター
		駐車時のハンドル操作支援システムの制御	酒井 克博 鯉渕 宏之	四輪開発センター 四輪開発センター
		車対車の側面衝突時におけるコンパティ ビリティ性能に関する研究	江村 雅彦 滝澤 敏 樋口 英生 岩部 竜男 木済 貴之 鈴木 孝之	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター (株)ピーエスジー (株)ピーエスジー
		歩行者の被視認特性に関する検討	高島孝太郎 高橋 昭夫	四輪開発センター 四輪開発センター
		自動変速機パーキングロックシステムの 作動予測	山岡 崇樹	四輪開発センター
		湿式多板クラッチの摩耗特性を考慮した 耐久性予測技術の研究	齋藤 俊博 古手川 保 松浦 吉輝 田中 征一 大槻 王	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		ランキンサイクルを用いた車載用廃熱回生 システムの研究	茨木 茂 遠藤 恒雄 小島 洋一 高橋 和也 馬場 剛志 川尻 正吾	基礎技術研究センター 基礎技術研究センター 航空機エンジン開発センター 基礎技術研究センター 基礎技術研究センター 基礎技術研究センター
	空気調和・衛生工学会/ 平成18年度空気調和・衛生 工学会大会(長野)	湿度・局所気流・照度が目の快適性・ 疲労感に及ぼす影響に関する被験者実験	有城 朗子 田辺 新一 堤 仁美 保田 佳孝	四輪開発センター 早稲田大学 早稲田大学 早稲田大学
2006.10. 1	自動車技術会/Review of Automotive Engineering Vol.27 No.4	A Study of New Lighting System for Better Conspicuity of Motorcycle	丸山 一幸 植松 功 堤 陽次郎 坂本 真里 櫛田 和光	二輪開発センター 基礎技術研究センター 二輪開発センター 基礎技術研究センター 二輪開発センター
		Application of Self-organizing Map to Inspection Technology for Gear Surface	江口 純司 村上 学	四輪開発センター 四輪開発センター
	IEEE/IEEE Transactions on Industry Applications Society	Influence of Permanent Magnet Flux Density Variation on Sensorless Control For IPMSM	今井 信幸 森本 茂雄 真田 雅之 武田 洋次	四輪開発センター 大阪府立大学 大阪府立大学 大阪府立大学

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2006.10. 4	独立行政法人 海洋研究開発機構(文部科学省)/平成17年度先端大型研究施設戦略活用プログラム成果報告会(書)地球シミュレータ戦略活用プログラム(東京)	新奇ナノマテリアルの構造と特性に関する大規模シミュレーション研究	古田 照実 伊藤 優基 市川 政夫 手島 正吾 南 一生 中村 賢 中村 壽 数納 広哉	基礎技術研究センター 基礎技術研究センター 基礎技術研究センター (財)高度情報科学技術研究機構(RIST) (財)高度情報科学技術研究機構(RIST) (財)高度情報科学技術研究機構(RIST) (財)高度情報科学技術研究機構(RIST) (財)高度情報科学技術研究機構(RIST) 独立行政法人 海洋研究開発機構(JAMSTEC)
2006.10. 4 ∧ 6	IEEE/2006 CCA/CACSD/ISIC (Munich, Germany)	Stabilization Methods for Adaptive Engine Controls	安井 裕司	四輪開発センター
	ADAS/ADAS Workshop 2006 (Germany)	HONDA Night Vision System with Pedestrian Detection - a System Concept for Japanese Driving Situation	辻 孝之 Jens Gayko	四輪開発センター HONDA R&D EUROPE (DEUTSCHLAND) GMBH
2006.10. 8 ∧ 12	IEEE/IAS2006 Annual Meeting	Influence of Rotor Configuration on Robustness of Sensorless Control for Interior Permanent Magnet Synchronous Motors	今井 信幸 森本 茂雄 真田 雅之 武田 洋次	四輪開発センター 大阪府立大学 大阪府立大学 大阪府立大学
	ERTICO/13th ITS World Congress Exhibition on Intelligent Transport System and Services (London, UK)	Utility Studies of a Warning Alarm Signaling the Presence of Pedestrians	小針 弘之 宇野 宏 木俣 亮人 植田 信介 高橋 昭夫	(財)日本自動車研究所 (財)日本自動車研究所 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		Experimental Evaluation of the Human-Machine Interface for Collision Avoidance Support System in Honda Advanced Safety Vehicle-3 (ASV-3)	加世山秀樹 浅沼 信吉 間下 博	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		Vehicle-infrastructure Cooperation Systems Supporting Motorcycle's Safety	斎藤 徹	四輪開発センター
		Vehicle Safety Communication in Honda	横山 利夫	四輪開発センター
		The development of the nanoscopic traffic simulator	澤多 靖浩 黒田 貢秀 中村 眞 亘理 克好 大津 明彦 鳥井 豊隆	基礎技術研究センター 基礎技術研究センター 基礎技術研究センター 基礎技術研究センター 基礎技術研究センター (株)ホンダ・リサーチ・インスティテュート・ジャパン
2006.10. 9 ∧ 11	2006 Aachener Kolloquium / 15th Aachen Colloquium (Aachen, Germany)	SH-AWD:Direct Yaw Control (DYC)AWD	泊 辰弘 芝端 康二 北 貫二	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		A NOx Reduction System Using Ammonia Storage-Selective Catalytic Reduction in Rich and Lean Operations	佐藤 尚宏 大野 弘志 仲辻 忠夫	四輪開発センター 四輪開発センター VTT
2006.10. 9 ∧ 10	Institut für Zweiradsicherheit e. V./International Motorcycle Safety Conference: Safety, Environment and Future (Cologne, Germany)	Development of Puncture-Resistance Tubeless Tire for Motorcycles	原田 智之 高橋 博久 田中 明子	二輪開発センター 二輪開発センター 二輪開発センター
		Development of Riding Trainer for Safety Riding Education and Its Features	一見 貞直 宮丸 幸夫 青木 克仁	二輪開発センター 二輪開発センター 二輪開発センター
2006.10.10	日本塑性加工学会 東海支部/第52回塑性加工懇談会(名古屋)	自動車外板用アルミブロー成形及び接合手法の開発	矢羽々隆憲 横山 鎮	四輪開発センター ホンダエンジニアリング(株)

発表日	発 表 先	表 題	発表者	所 属
2006.10.12	日本機械学会関西支部/ 関西支部第286回講習会/ 熱応力による変形・破壊の 評価方法と対策事例(大阪)	自動車用排気系部品の熱疲労評価方法	石井 和夫	四輪開発センター
2006.10.12) 13	VDI/VDI Congress integrated safety (Stuttgart, Germany)	The Honda Intelligent Night Vision System - a Night Time Pedestrian Recognition System	辻 孝之 Jens Gayko	四輪開発センター HONDA R&D EUROPE (DEUTSCHLAND) GMBH
2006.10.16) 17	Impact and Crashworthiness Laboratory at MIT/Workshop on Computational Fracture Mechanics and ICL Review Meeting (Boston, USA)	Fracture Testing of Aluminum Castings	前 博行 Xiaoqing Teng Yuanli Bai Tomasz Wierzbicki	四輪開発センター MIT MIT MIT
2006.10.16) 18	SAE/SAE CONVERGENCE 2006 (Detroit, U.S.A)	Design Tool and Software Platform for Time-Triggered Network Systems	高田 広章 細谷伊知朗 佐藤 浩司 後藤 英樹 安達 和孝 橋本 寛	名古屋大学 大学院 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) 四輪開発センター
		Significance of Electronics Platforms and the Motivation for JasPar	安保 敏巳 谷川 浩 橋本 寛	日産自動車(株) トヨタ自動車(株) 四輪開発センター
2006.10.16) 19	SAE Powertrain & Fluid Systems Conference/The SAE Powertrain Fuels & Lubricants Activity/The Society of Automotive Engineers (Sheraton Hotel Toronto, Ontario, Canada)	Fuel Ignition Quality Control by Addition and Catalytic Decomposition of Cetane Improver	橋本公太郎	基礎技術研究センター
2006.10.22) 27	FISITA/FISITA 2006 World Automotive Congress Yokohama(横浜)	RESEARCH ON USER'S PREFERENCE FOR MOTORCYCLE ENGINE NOISE	清水 聡 須藤 一郎	二輪開発センター 二輪開発センター
		Combustion Monitoring System for Formula One Engines Using Ionic Current Measurement	島崎 勇一	四輪開発センター
		A STUDY OF A GASOLINE HCCI ENGINE EQUIPPED WITH AN ELECTROMAGNETIC VVT MECHANISM - INCREASING THE HIGHER LOAD OPERATIONAL RANGE WITH THE INTER-CYLINDER EGR BOOST SYSTEM	高梨 淳一	四輪開発センター
		ULTRA LOW EMISSION SYSTEM FOR CONTINUOUSLY VARIABLE VALVE LIFT GASOLINE ENGINE	田上 裕 安井 裕司 佐藤 正浩 伊藤 久志	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		Study on Ignition Timing Control for Diesel Engine Using In-cylinder Pressure Sensor	島崎 勇一 長谷川 衛 山口 聡 小林 誠 坂本 英樹 北山 由人 神田 智博	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター

発表日	発 表 先	表 題	発表者	所 属
2006.10.22 (27	FISITA/FISITA 2006 World Automotive Congress Yokohama(横浜)	METHOD OF TRANSFER PATH ANALYSIS FOR VEHICLE INTERIOR SOUND WITH NO EXCITATION EXPERIMENT	能村 幸介 吉田 準史	四輪開発センター 四輪開発センター
		DEVELOPMENT OF A LOW PRECIOUS METAL TWO-BED LARGE-DIAMETER CLOSE-COUPLED CATALYTIC CONVERTER	関谷 明堂	四輪開発センター
		DEVELOPMENT OF NEW 2.3 L GASOLINE TURBO ENGINE CONFORMING TO U.S. ULEV2 REGULATIONS	太田 徹 高橋 のぶ 河野 龍治 伊藤 信裕 松村 安雄	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		EVALUATION OF BASIC CHARACTERISTICS OF BEARING USING NEW BEARING RIG TESTER AND COMPATIBILITY EVALUATION USING ACTUAL CONNECTING ROD	町田 恭一 高橋 伸一 上嶋 英夫 藤木 賢治	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		A Study on Cogging Torque Reduction for EPS MOTOR with Laminating with Rotation in Stator Core	米田 篤彦 清水 康夫 三好 尚	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		DESIGN OF A DC BRUSHLESS MOTOR FOR EPS TO REDUCE CABIN NOISE	三好 尚 清水 康夫 米田 篤彦 青木 高大	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		EVALUATION FOR STEER FEELING OF INERTIA MOMENT OR VISCOSITY OF EPS MOTOR, AND METHOD FOR STEER FEELING CREATION	大庭 吉裕 清水 康夫	四輪開発センター 四輪開発センター
		A Research about Contact Stress of Worm Gear for EPS (Electric Power Steering)	渡辺 勝治 清水 康夫	四輪開発センター 四輪開発センター
		DEVELOPMENT OF NEW HONDA FCX WITH NEXT-GENERATION FUEL CELL STACK	川崎 聡志 内堀 憲治 村上 義一	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		Prediction of Stress on Elements of Metal Pushing V-belt for Fatigue Strength by Simulation of Dynamic Behavior	齋藤 俊博	四輪開発センター
		STUDY ON POWER LOSS IN PUSHING METAL V-BELT CVT	片岡 隆平 吉田 秀昭 李 智勲 藤井 透 大窪 和也	四輪開発センター 四輪開発センター 同志社大学 大学院 同志社大学 同志社大学
2006.10.25	Automotive Circle International/Euro Car Body 2006 (Frankfurt, Germany)	The new Honda CR-V car body	伊藤 裕直 和田 岳弘 柴岡 幹男 滝本 学	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター ホンダエンジニアリング(株)
	日本機械学会/論文集 C 編 72巻722号	車両の緊急障害物回避における最適舵角・ 制動制御	堀内伸一郎 平尾 隆介 岡田 一行 納富 信也	日本大学 日本大学 四輪開発センター 四輪開発センター

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2006.10.26) 28	日本自動車研究所/EVS22 (The 22nd International Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium & Exposition)(横浜)	RESEARCH ON ELECTRICALLY POWERED SMALL COMMUTER SCOOTER	本田 聡 古田 慎司 畑中 薫	二輪開発センター 二輪開発センター 二輪開発センター
		STUDY OF SMALL-SIZED SCOOTER HYBRID VEHICLE	小島 浩孝 大関 孝 岡野 則明 塚田 善昭	二輪開発センター 二輪開発センター 二輪開発センター 二輪開発センター
		3-phase High Frequency Voltage Input Sensorless Control for Hybrid Electric Vehicle Applications	今井 信幸 森本 茂雄 真田 雅之 武田 洋次	四輪開発センター 大阪府立大学 大阪府立大学 大阪府立大学
		Development of Hardware in the Loop Simulator for Hybrid Electronic Vehicles	小澤浩一郎	四輪開発センター
		Development of IMA System for The 2006 CIVIC Hybrid	瀧辺光支郎	四輪開発センター
		Evaluation of Hybrid Electric Vehicle Battery Life in North American Market	坂本 俊之 南 達郎 松田 剛史	四輪開発センター 本田技研工業(株) 四輪開発センター
		Compact and High Power Inverter for 2006 Model Year CIVIC Hybrid	安楽 文雄 大塚 浩	四輪開発センター 四輪開発センター
		Development of NiMH Battery for 2006 Civic Hybrid	井上 克哉	四輪開発センター
		MARKET EVALUATION REPORT FOR THE HONDA FUEL CELL VEHICLE	細野 芳夫	四輪開発センター
		Development of MEA for Automotive Fuel Cells at Honda	福田 薫	四輪開発センター
		Study of Hydrogen Refueling Station with Photovoltaic Modules	田口 聡 判田 圭	四輪開発センター HONDA R&D AMERICAS, INC.
		Performance measuring methods of ultra capacitors for automobiles	野口 実	四輪開発センター
2006.10.29) 11. 3	ECS (The Electrochemical Society)/210th Meeting of The Electrochemical Society (Cancun, Mexico)	Two-phase Transport properties and Transport Simulation of the Gas Diffusion Layer of a PEFC	小井戸哲也 盛山 浩二 古沢 透流 高藤圭一郎	基礎技術研究センター 基礎技術研究センター 基礎技術研究センター 基礎技術研究センター
2006.10.31	自動車技術会/Review of Automotive Engineering Vol.27 No.4	Simulation Technology of Exhaust Pulsating Flow & Orifice Noise	桜井 雅人	四輪開発センター
2006.11. 1	ガスタービン学会誌	マイクロコジェネレーションユニットの 系統連系技術	新荻 義久	汎用開発センター
2006.11. 5) 10	ASME/2006 ASME International Mechanical Congress and Exposition (Chicago, U.S.A)	Design of Automotive Torsion Beam Suspension using Lumped-Compliance Linkage Model	徳永 裕之 占部 博之 Kazuhiro Saitou Naesung Lyu Jungkap Park	四輪開発センター 四輪開発センター University of Michigan University of Michigan University of Michigan

発表日	発表先	表題	発表者	所属
2006.11.7 9	The International Association for Natural Gas Vehicles (IANGV) and the Egyptian Natural Gas Holding Company (EGAS)/The 10th International Conference and Exhibition on Natural Gas Vehicles (NGV2006) (Cairo, Egypt)	Development of a 1.8L CNG Engine for 2006 Honda Civic GX	中島 進 松永 俊英 後藤 博之	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
2006.11.10	日本機械学会/第2回埼玉ブロック大会(大宮)	小型二輪車単気筒エンジンのFIシステムに対するクランク回転変動からの燃料噴射時間予測に関する研究	金子 哲也 引地東一郎 中嶋 寿光	二輪開発センター 二輪開発センター 二輪開発センター
		軽量化設計解析技術の構築	本間 秀樹	二輪開発センター
		カルマンのアナログによる局所熱伝達率の数値予測と二輪車用空冷エンジンへの応用	高橋 易資 後閑 祥次 稲吉 真 石間 経章 小保方富夫	二輪開発センター 二輪開発センター (株)デザインネットワーク 群馬大学 群馬大学
		二輪車エンジンの“Up Sizing”コンセプト	鈴木 正剛	二輪開発センター
		電動カート「モンパルML200」の車体技術	市川 勝久 廣瀬 好寿 山本 隆弘 山岸 善彦 石川 智明	汎用開発センター 汎用開発センター 汎用開発センター 汎用開発センター 汎用開発センター
		可変ダンパによる操舵中の乗心地を考慮したロール制御手法の開発	伊沢 正樹 加藤 貴史 福里 司 関谷 重信	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
2006.11.13 17	Fuel Cell Seminar Organizing Committee/2006 Fuel Cell Seminar/Fuel Cell Seminar Abstracts for Oral Presentations (Honolulu, Hawaii, U.S.A)	Development of MEA for Next Generation Automotive Fuel Cells at Honda	金岡 長之	四輪開発センター
2006.11.14 16	JSAE & SAE/SETC '06 (2006 Small Engine Technology Conference and Exhibition) (San Antonio, U.S.A)	Governor System for General Purpose Engine Using Adaptive Control Theory	福嶋 友樹 松田 迅人 新荻 義久 谷口 洋一	汎用開発センター 汎用開発センター 汎用開発センター 汎用開発センター
		Research on Extended Expansion General-Purpose Engine	渡辺 生 河野 昌平 倉田 眞秀 古賀 響	汎用開発センター 汎用開発センター 汎用開発センター 汎用開発センター
		Research on Engine Mount Characteristics Identification of Outboard Motor Using Experimental Modal Analysis	岡田 毅 池野 哲朗 塩見 和之	汎用開発センター 汎用開発センター 汎用開発センター
		Research on the New Control Method using Crankshaft Rotational Changes for Electronically Controlled FI System of Small Motorcycle Single Cylinder Engine	引地東一郎 金子 哲也 中嶋 寿光	二輪開発センター 二輪開発センター 二輪開発センター
		Development of Electric System of Four-stroke Engine Trials Motorcycle	柿沼 弘之 小林 冬樹	二輪開発センター 二輪開発センター

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2006.11.14) 16	JSAE & SAE/SETC '06 (2006 Small Engine Technology Conference and Exhibition) (San Antonio, U.S.A)	Effect of the Ratio Between Connecting-rod Length and Crank Radius on Thermal Efficiency	鈴木 正剛 飯嶋 智司 前原 勇人 森吉 泰生	二輪開発センター 二輪開発センター 二輪開発センター 千葉大学
		Approach Combined Numerical and Experimental Analysis for Motorcycle Engine Noise Radiation	三木 秀峰 桑原 博幸	二輪開発センター 二輪開発センター
		CFD Analysis of Air Flow of Air-cooled Motorcycle Engines	高橋 易資 後閑 祥次	二輪開発センター 二輪開発センター
		Multi-body Dynamic Chain System Simulation Using a Blade Tensioner	高岸 広 長久保篤史	四輪開発センター (株)ピーエスジー
2006.11.15	アルミニウム鍛造技術会/ 創立20周年記念論文集	精密鍛造素材による低コスト・軽量ピストンの開発	岡 知生	二輪開発センター
2006.11.16	第3回国際産学連携交流会/ 国立大学法人東北大, 国立応用科学院イオン校, フランス国立中央理工学校/ (仙台)	Development of geometry-flexible aerodynamics simulation technology for reducing user burden	有馬 敏幸	基礎技術研究センター
2006.11.18) 19	軽金属学会/第111回秋期大会(東京)	(小山田記念賞 受賞講演)ダイカスト製法を用いた高強度ピストンの開発	谷畑 昭人 佐藤奈緒子 勝俣 耕二 白石 隆 織田 和宏 遠藤 修	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 日本軽金属(株) 本田金属技術(株)
		Mg-Zn-Y 系合金大型鋳造材および押出材の熱間加工性	家永 裕一 青木 康祐	基礎技術研究センター (株)日本製鋼所
		Mg-Y-Zn系合金大型鋳造材を用いた鍛造材の機械的性質	家永 裕一 附田 之欣	基礎技術研究センター (株)日本製鋼所
2006.11.22) 23	プラスチック成形加工学会/ 第14回秋季大会(成形加工 シンポジウム'06)(岐阜)	樹脂製エクストラウインドの開発	平山 貴邦	四輪開発センター
2006.11.24	日本機械学会/熱工学 カンファレンス2006(東京)	自着火燃焼制御への実験的アプローチ	森川 秀明 石橋 羊一	二輪開発センター 二輪開発センター
2006.11.25	自動車技術会/論文集 Vol.37, No.6	加速中車内音に対する嗜好性の定量化	能村 幸介 吉田 準史	四輪開発センター 四輪開発センター
		全気筒休止機構を用いたハイブリッド用1.3Lエンジンの開発	奥井 重雄 岸 勉 石川 直宏 花田 晃平	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		電磁式自在バルブタイミング機構を備えたガソリン圧縮着火エンジンの研究 ー“気筒間EGR過給システム”による高負荷運転範囲拡大ー	高梨 淳一 栗坂 守良 柿沼 隆 高沢 正信 浦田 泰弘	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター

発表日	発表先	表題	発表者	所属
2006.12. 4 6	Jointly organized by INCE-USA and INCE JAPAN/ Internoise 2006 (Honolulu, U.S.A.)	Panel Contribution Analysis using a Volume Velocity Source and a Double Layer Array with the SONAH Algorithm	Jorgen Hald 山下 剛 土屋 雅輝 木村 正輝 石井 豊 Claus Blaabjerg	Brüel & Kjaer 四輪開発センター 四輪開発センター ブリュエル・ケアー・ジャパン ブリュエル・ケアー・ジャパン Brüel & Kjaer
		Quantitative Evaluation of Mechanical Noise Character of Motorcycle Engine during Idle	清水 聡 須藤 一郎	二輪開発センター 二輪開発センター
2006.12. 6	Fraunhofer ICT/Airbag 2006 (Karlsruhe, Germany)	Airbag System for Motorcycle	飯島 聡	二輪開発センター
2006.12. 6 8	日本燃焼学会/第44回燃焼 シンポジウム(広島)	急速圧縮機を用いた各種炭化水素の予混合 圧縮着火特性評価	橋本公太郎	基礎技術研究センター
2006.12.12	自動車技術会/No.16-06 シンポジウム/自動車の振動 騒音問題とうまくつきあう 方法－研究開発の現場に おける事例を通してNVHの 基本を学ぶ－(東京)	次数トラッキングデータを用いた実稼動 モード解析	坂口 元康	四輪開発センター
		実稼動データによる伝達経路解析手法と その適用	吉田 準史 能村 幸介	四輪開発センター 四輪開発センター
2006.12.13 15	日本機械学会/第15回交通・ 物流部門大会 (TRANSLOG2006)(川崎)	EPSにおけるステアリングセンターの操舵 アシストフィードバック評価手法と制御設計に ついて	大庭 吉裕 清水 康夫	四輪開発センター 四輪開発センター
2006.12.15	建築学会 環境工学本委員会 温熱感 熱環境運営委員会 温熱感 小委員会/「人体熱モデル・ 熱環境シミュレーションの 最前線」シンポジウム(東京)	自動車内の温度感覚予測	江崎 秀範	四輪開発センター
	自動車技術会/No.17-06 シンポジウム/進化する ガソリンエンジン(東京)	吸気弁遅閉じ機構を用いた新型1.8Lガソリン エンジンの開発	林 有登	四輪開発センター
2006.12.15 17	IEEE/ICIT 2006/IEEE International Conference on Industrial Technology (Mumbai/India)	New Concept Adaptive Controls for A High-Performance and High-Efficiency Engine	安井 裕司 佐藤 正浩 田上 裕 東谷 幸祐	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		Multi-Stage Injection Control for Ultra Low Emission Vehicles	川澄 郁絵 安井 裕司	四輪開発センター 四輪開発センター
2006.12.21	第19回 翼列研究会/東京大学 工学部航空学科中心の研究会 (東京)	低レイノルズ数領域における最先端の 圧縮機空力設計技術の紹介	園田 豊隆	航空機エンジン開発センター
2006.12.22	電気学会 産業応用部門/ 産業応用フォーラム「自動車 用次世代電源システムの ロードマップ」(東京)	車輻電源システムのロードマップ	藤原 正 寺谷 達夫 坂元 哲朗 深田 隆文 斉藤 雅之	四輪開発センター トヨタ自動車(株) 日産自動車(株) (株)いすゞ中央研究所 矢崎部品(株)
2006.12	Cognitive Processing, Vol.7, No.4	A hierarchical model of operational anticipation windows in driving an automobile	谷田 公二 Ernst Pöppel, Dr.	四輪開発センター Ludwig-Maximilians-Universität München

Technical Review

Vol.19 No.1

この号の発刊にあたりご協力下さった方々

二輪開発センター：

石井 清，荻野 孝，清田 悟，小屋 栄太郎，鈴木 正剛，山口 秀樹

汎用開発センター：

角田 正樹，石川 博久，津坂 治男，浦田 秀夫，宮本 茂男，高橋 宏之，
渡辺 生，永野 敬二

四輪開発センター：

見坐地 一人，小川 賢，浦田 泰弘，石橋 正人，渡辺 利行，水元 公成

基礎技術研究センター：

芦原 淳，野崎 勝敏

April 2007

本田技術研究所 論文委員会

委員長	橋本 健	四輪開発センター
副委員長	山川 和男	二輪開発センター
委員	山下 剛	四輪開発センター
	片野 博樹	四輪開発センター
	漆山 雄太	四輪開発センター
	加藤 幹夫	二輪開発センター
	馬場 雅之	二輪開発センター
	塩見 和之	汎用開発センター
	乾 勉	汎用開発センター
	西川 正恭	基礎技術研究センター
	松井 弘樹	基礎技術研究センター
	園田 豊隆	航空機エンジン開発センター
事務局	郷土 健二	四輪開発センター
	白木 晶子	四輪開発センター
	小島 法子	四輪開発センター
	小泉 伸一	二輪開発センター
	杉本 康弘	汎用開発センター
	田中 公俊	基礎技術研究センター

編集協力 二輪開発センター論文委員会
汎用開発センター論文委員会
四輪開発センター論文委員会
基礎技術研究センター論文委員会
航空機エンジン開発センター論文委員会

編集後記

テクニカルレビュー(以下TRと略記)創刊20年を目前に、編集後記を書かせていただき、感無量です。

TR創刊当時には、論文を書くこと自体が認知されていない中で、当時の研究所の社長、川本さんから“世界レベルの品質を”との檄文をいただき、高い理想のもとで多くの方のご苦勞の末、発刊されたことが記録に残されております。

その後も多くの自発・献身的な努力に支えられて、TRはHonda論文活動の母体として、途切れることなく継続されてきましたが、時がたつにつれ論文は一部のひとが書く特別なものと思われるようになってしまいました。そんな折に技術情報室が誕生し、Hondaとして世に問うべき技術・世の中に求められる技術を論文としてプロデュースするために、2代目委員長を筆頭に編集委・論文委の総力を結集して取組んでまいりました。

おかげさまで、この10年でTRは年に2回発行されるようになり、自技会・SAEへの発表論文も格段と増えました。また、自技会会長を輩出し3代目委員長が自技会広報も始めたことから、社内外の理解も一気に高まりました。

以上は論文担当者側からみた感慨ですが、本来エンジニアであるなら誰でも論文を書くべきではないでしょうか？

義務というよりも、人が呼吸をし食事をするように、エンジニアが自らの技術を磨き専門分野でのリーダーシップを発揮するために、論文は欠かせません。「論文のメリットは？」と問う方には、「自分の考えを人に説明できずに、エンジニアと言えますか？」とお答えしましょう。欧米は言うに及ばず世界の自動車会社で、エンジニアの本当の名詞は論文です。

自分では正しいと思っても、意外な落とし穴が待ち構えていたり、逆に自分では疑問を持っていたことも励まされて自信がついたり、論文発表することで、動向や情報を得ることもあります。

論文は個人責任ですから、結果も著者本人の責任です。

こんなに張りのあるJobはありません。会社が自分のために資金を出し、プロモートしてくれるのですから、こんな好機を逃す手はありません。

長々と書いてしまいましたが、この号が発刊されるころには、HondaのSAE本格参画が発表されていることと思います。皆さんには、まだチャンスがたっぷり残されております。ぜひこの機会を逃すことなく、多忙な業務こそ宝の山ですから、仕事をきっちりこなし論文をせっせと出されるようお勧めして、筆を置きます。

(片 野)

Honda R&D Technical Review

©2007 株式会社 本田技術研究所 (禁無断転載)

2007年3月1日 Vol.19 No.1

発行所 株式会社 本田技術研究所

発行人 白石基厚

編集人 本田技術研究所 論文委員会

事務局 ☎321-3393 栃木県芳賀郡芳賀町下高根沢4630番地
株式会社 本田技術研究所 四輪開発センター

企画室 第4ブロック

TEL 028-687-2023 FAX 028-677-7854

印刷所 ☎351-0024 埼玉県朝霞市泉水2-8-21

協永堂印刷株式会社



Honda R&D Technical Reviewは資源有効活用と環境保全の観点から
古紙100%再生紙と植物性大豆インキを使用しています。



Honda R&D Co., Ltd.

