

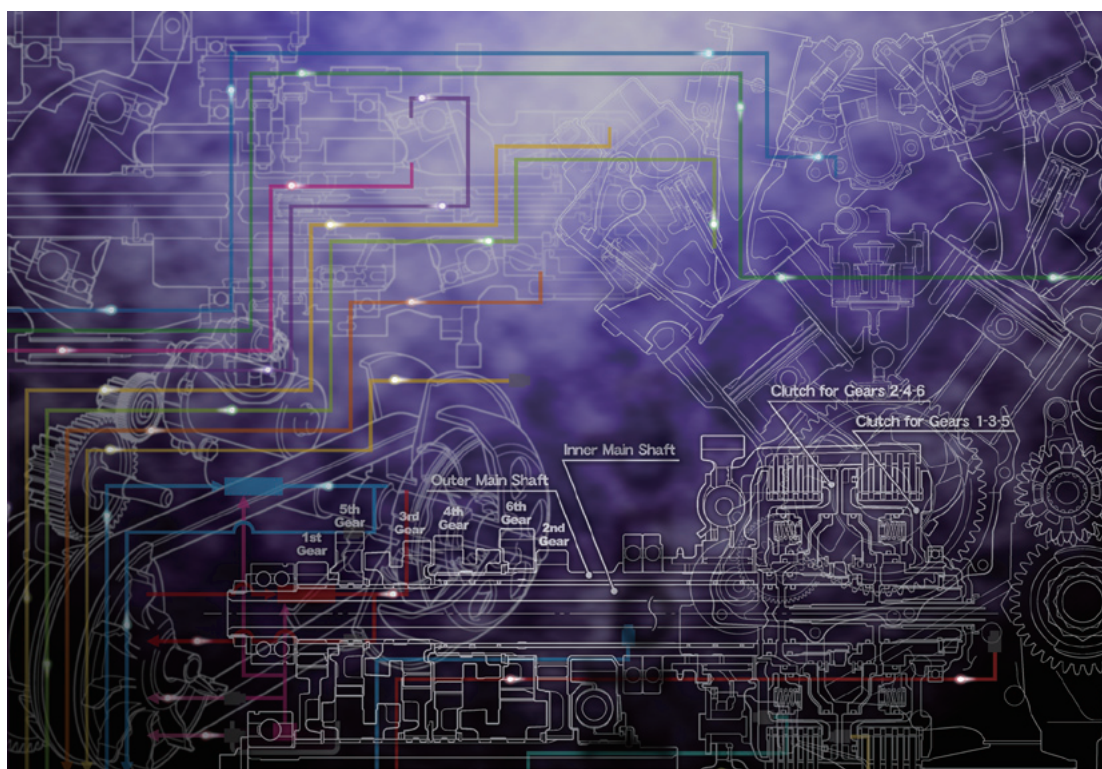
Honda R&D

Technical Review Vol.22 No.1

Clutch for Gears 2-4-6

Clutch for Gears 1-3-5

April 2010



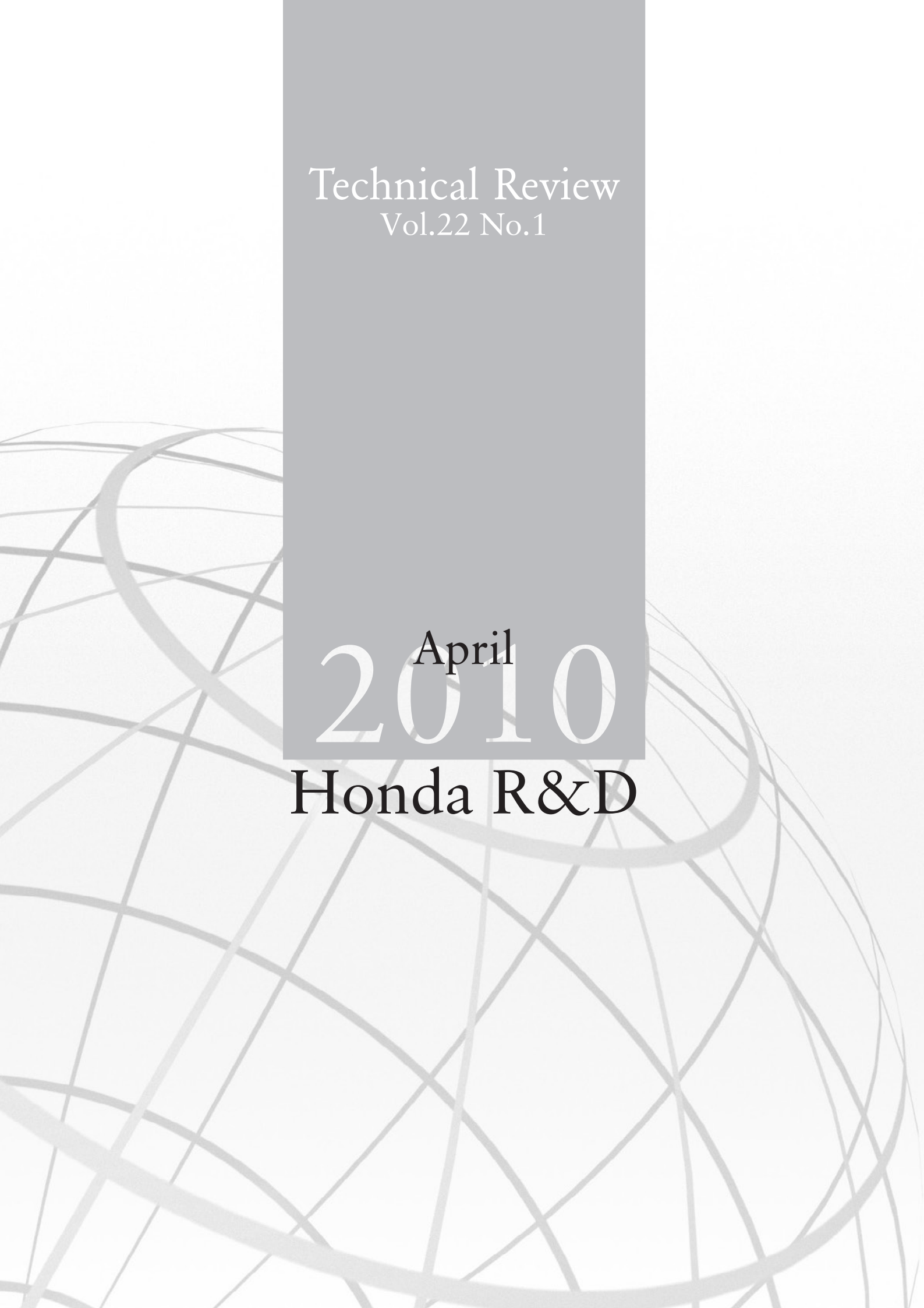
表紙の言葉

約55年前のHonda初二輪ATを機に、AT技術は今日まで瞬く間に進化して来ました。
とりわけ、世界的に地球環境保護が取沙汰され、現在では環境に配慮するエンジン性能も飛躍的に高まりました。

表紙のデザインは「設計者がATワールドを創造し、新機構エンジンに命を宿す」といったイメージで、少し幻想的に仕上げました。
私も従業員として、またひとりのHondaファンとして、将来発表される新技術を楽しみにしています。



二輪R&Dセンター
星野貴丸

The background features a light gray wireframe sphere on the left side, composed of intersecting lines. A solid gray vertical bar runs down the center of the page, serving as a backdrop for the text.

Technical Review
Vol.22 No.1

April
2010
Honda R&D

目 次

技術紹介

- ◇ ステップワゴンのデザイン 秋丸立也・風間智史
内田 智・小林美絵 1
- ◇ Styling Development for 2010 Acura ZDX Eric Schumaker・Damon Schell・Michael Wiedeman
Michelle Christensen・Kimberly Marte 7
- ◇ 新型スモールスポーツハイブリッドカー「CR-Z」の開発 石川昌宏・細田正晴・高橋 潤
小野寺和夫・宮原啓輔・松井 充 13
- ◇ インバータ発電機「EU3000i Handi」の小型・軽量化技術 平沼淳二・広瀬忠文・結城 仁
田中 豪・室野井和文 21
- ◇ 新型テックマチックシステムの開発 木幡高志・伊藤法彦・和田伊佐夫
宮崎 諭・藤井 聡・大崎 優 28
- ◇ 天然ガス改質による家庭用水素供給システム(HES IV)の実証試験 吉田哲也・倉品大輔
山下郁也・大高彰文 35
- ◇ MDX用新骨格6速ATの開発 新堀 勇・武藤彰男・武生裕之
高橋 徹・齋藤吉晴・津幡義道 42
- ◇ Using Road Simulation Technology for Durability Verification of Plastic ATV Fenders Scott Batdorf 50
- ◇ 焼ならしによりV炭窒化物の析出を制御した高強度軟窒化クランクシャフトの開発
諏方 悟・川口大二・村上 敦
木村和良・多田雅人 55
- ◇ 化合物層制御技術を用いた高強度弁ばねの開発 前川恵一・村上 敦・橋村雅之
鎗田 博・渡辺崇則 63
- ◇ 車両前輪近傍の死角領域を直感的に視認可能な二重反射鏡の開発 松本善行・岸本雄也 70
- ◇ Next Generation Vehicle Safety System Research via Wireless Communication Sue Bai 74
- ◇ 単気筒エンジンにおけるカム駆動機構の動的挙動シミュレーション技術の研究
壇 恵一・新納 忠・神谷満好
川上拓郎・菅野牧子・小沼隆之 82
- ◇ ClassAスタイリングデータ作成CADシステムの開発 篠原智義・春原慶子・坂居三郎・勝部弘嗣
井出大介・原 宗生・金田 健 88
- ◇ ClassAスタイリングデータ作成の効率化に挑んだCAD技術の実装アルゴリズム
篠原智義・春原慶子・坂居三郎
勝部弘嗣・井出大介 99

- ◇ 3D単独図による設計と製造の情報連携 外山寛之・師 鉄平・伊原 伸
南野達彦・米倉浩之・坂井伸二 114
- ◇ 2Dと3Dが相互連携したレイアウトのためのCAD機能開発 荒瀬高志・菅原一志・斉藤 肇 119
- ◇ CATIA V5に適応したDPM構築のためのシステム開発 中野文雄・宅美仁史・山本孝則 127
- ◇ DSS(作図支援システム)の開発 山本 良・實満 聡・鈴木和典 132

論文

- ◇ 二輪車用小型エンジンにおける排気バルブ制御によるNO_x低減システムの開発 中溝大和・藤原一夫
小島 充・山西輝英 137
- ◇ 最適化を利用したピストン摩擦力の分解解析 中西啓太郎・岡田義裕・世良啓太
南 克哉・角田 巖 145
- ◇ 遊星歯車装置における製造誤差とトルク分担の関係 垣内浩樹 150
- ◇ 金属ベルトCVTのV面角度の最適化 矢ヶ崎 徹・青山英明・一條秀治
戸塚博彦・原田雅道 158
- ◇ 駆動系ハイポイドギヤにおける歯元応力の予測技術 岡野武政・河合信治・高村 繁・堀 剛
岡田善成・庄田宜史・池永直樹 165
- ◇ 高調波振動を低減するアクティブ・コントロール・エンジン・マウント・システムの開発
石黒哲矢・米 竜大・根本浩臣 172
- ◇ 小型ブラシレス直流モータのセンサレス制御の一手法の提案 秋山雅彦・星野大介・根本浩臣 179
- ◇ 衝突時の軸圧潰エネルギー吸収量向上のためのMAGレーザハイブリッド溶接適用技術
小林 茂・五味哲也 188

CONTENTS

Introduction of new technologies

- ◇Styling Design of STEP WGN Tatsuya AKIMARU • Satoshi KAZAMA
Satoshi UCHIDA • Mie KOBAYASHI 1
- ◇Styling Development for 2010 Acura ZDX Eric Schumaker • Damon Schell • Michael Wiedeman
Michelle Christensen • Kimberly Marte 7
- ◇Development of New Model CR-Z Honda Small Hybrid Sports Car
..... Masahiro ISHIKAWA • Masaharu HOSODA • Jun TAKAHASHI
Kazuo ONODERA • Keisuke MIYAHARA • Toru MATSUI 13
- ◇Innovative Technologies for Compactification of Inverter Generator, “EU3000i Handi”
..... Junji HIRANUMA • Tadafumi HIROSE • Hitoshi YUKI
Go TANAKA • Kazufumi MURONOI 21
- ◇Development of New Honda Techmatic System Takashi KOHATA • Norihiko ITO • Isao WADA
Satoshi MIYAZAKI • Satoshi FUJII • Masaru OHSAKI 28
- ◇Verification Test of Home Energy Station IV System Using Natural Gas Reforming
..... Tetsuya YOSHIDA • Daisuke KURASHINA
Ikuya YAMASHITA • Akifumi OTAKA 35
- ◇Development of New Honda 6-speed Automatic Transmission for MDX
..... Isamu SHINBORI • Akio MUTO • Hiroyuki TAKEO
Tooru TAKAHASHI • Yoshiharu SAITO • Yoshimichi TSUBATA 42
- ◇Using Road Simulation Technology for Durability Verification of Plastic ATV Fenders Scott Batdorf 50
- ◇Development of High-strength, Nitrocarburized Crankshaft with Control
of Vanadium Carbonitride Precipitation by Normalization
..... Satoru SUWA • Daiji KAWAGUCHI • Atsushi MURAKAMI
Kazuyoshi KIMURA • Masato TADA 55
- ◇Development of High Fatigue Strength Valve Spring Using Control of White Layer by Nitriding
..... Keiichi MAEKAWA • Atsushi MURAKAMI • Masayuki HASHIMURA
Hiroschi YARITA • Takanori WATANABE 63
- ◇Development of Double-reflection Mirror System for Front-side Blind Spots
..... Yoshiyuki MATSUMOTO • Yuya KISHIMOTO 70
- ◇Next Generation Vehicle Safety System Research via Wireless Communication Sue Bai 74
- ◇Research in Technology for Simulating Dynamic Behavior of Cam Drive Mechanism in Single-Cylinder Engines
..... Keiichi DAN • Tadashi NIINO • Mitsuyoshi KAMIYA
Takuro KAWAKAMI • Makiko SUGANO • Takayuki KONUMA 82
- ◇Development of Class A Surfacing CAD System
..... Tomoyoshi SHINOHARA • Keiko SUNOHARA • Saburo SAKAI • Hirotugu KATSUBE
Daisuke IDE • Muneo HARA • Takeshi KANEDA 88
- ◇Implemented Algorithms of Challenging CAD Technology aimed at Increasing Efficiency of Class A Surfacing
..... Tomoyoshi SHINOHARA • Keiko SUNOHARA • Saburo SAKAI
Hirotugu KATSUBE • Daisuke IDE 99

◇Coordination of Information Between Design and Manufacture Domains by 3D Annotated Model Hiroyuki TOYAMA • Teppei MORO • Shin IHARA Tatsuhiko NOUNO • Hiroyuki YONEKURA • Shinji SAKAI	114
◇Development of CAD Tool for Layout with 2D-3D Interactive Functionality Takashi ARASE • Hitoshi SUGAWARA • Hajime SAITO	119
◇Development of DPM System for CATIA V5 Fumio NAKANO • Hitoshi TAKUMI • Takanori YAMAMOTO	127
◇Development of DSS (Drawing Support System) Ryo YAMAMOTO • Satoshi HOUMAN • Kazunori SUZUKI	132

Technical papers

◇Development of NOx Reduction System Based on Exhaust Valve Controls for Use in Small Motorcycle Engine Yamato NAKAMIZO • Kazuo FUJIHARA Mitsuru KOJIMA • Teruhide YAMANISHI	137
◇Teardown Analysis for Piston Assembly Friction with Optimization Controls Keitaro NAKANISHI • Yoshihiro OKADA • Keita SERA Katsuya MINAMI • Iwao KADOTA	145
◇Static Torque Sharing Distribution of Planetary Gear Sets Generated by Manufacturing Error Distribution Hiroki KAKIUCHI	150
◇Optimization of V-surface Angle for Metal Pushing V-belt CVT Tooru YAGASAKI • Hideaki AOYAMA • Shuji ICHIJO Hirohiko TOTSUKA • Masamichi HARADA	158
◇Prediction of Tooth Root Bending Stress in Hypoid Gears for Drivetrain Takemasa OKANO • Shinji KAWAI • Shigeru TAKAMURA • Takeshi HORI Yoshinari OKADA • Takafumi SHODA • Naoki IKENAGA	165
◇Development of Active Control Engine Mount System which Reduces Higher Harmonic Vibration Tetsuya ISHIGURO • Tatsuhiro YONE • Hirotomi NEMOTO	172
◇Proposal of Sensorless Control Method for Small Brushless DC Motor Masahiko AKIYAMA • Daisuke HOSHINO • Hirotomi NEMOTO	179
◇MAG-Laser Hybrid Welding that Increases Amount of Axial Collapse Energy Absorption in Collisions Shigeru KOBAYASHI • Tetsuya GOMI	188

ステップワゴンのデザイン

Styling Design of STEP WGN

秋 丸 立 也*
Tatsuya AKIMARU
内 田 智*
Satoshi UCHIDA

風 間 智 史*
Satoshi KAZAMA
小 林 美 絵*
Mie KOBAYASHI

要 旨

今回のフルモデルチェンジで4代目となるステップワゴン
は、「皆楽 MAX ミニバン」というコンセプトのもと、5
ナンバーユーティリティミニバンとして、ユーザの期待を
超える機能性と空間を持った、生活の豊かさの創出を提供
する商品として開発をおこなった。

その中でデザインは「FRIENDLY MAX」をキーワードに
展開した。

エクステリアデザインでは「広さ」「使いやすさ」「シンプ
ル」という観点で、ひと目で広大な空間を感じさせるスクエ
アな骨格と、楽しいドライブをイメージさせる大きなガラ
スエリアを採用し、豊かな面や張り出したフェンダ、躍動感
のあるフォルムなどで、機能的でシンプルながらもあたた
かみのある「FRIENDLY MAX EXTERIOR」を実現した。

インテリアデザインも、「広さ」「使いやすさ」「シンプル」
という観点で、ひと目で使い勝手のよさを感じさせながら、
より広さを感じさせる造形や、誰でも見やすく操作しやす
い表示と操作系などで、機能性と親しみやすさを両立した
「FRIENDLY MAX INTERIOR」を実現し、カラーデザインに
ついて、その特徴をより引き立たせたものを開発した。

ABSTRACT

The newly released fourth-generation STEP WGN is
the result of a full model change based on the concept
of a “minivan maximizing comfort for everyone.” It was
developed as a product creating lifestyle richness with
greater functionality and space than users expect in a “5
number” (small class) utility minivan.

“Friendly Max” was chosen as the keywords for the
design development.

The STEP WGN’s exterior design was
conceptualized for spaciousness, ease of use and
simplicity. Honda has achieved a “Friendly Max
Exterior” that is at once functional, yet is simple and
warm with rich surfaces, projecting fenders and a lively-
looking form taking advantage of the minivan’s square
frame. It gives the impression, at first glance, of a large
space and the generous amount of glass surface-area
evocative of the joy of driving.

The interior design uses the same concepts of
spaciousness, ease of use and simplicity to achieve a
“Friendly Max Interior” that embodies both functionality
and friendly-feeling qualities with a form that projects
both space and usability at first glance, and a display and
operating system that anyone can see and use with ease.
Color designs, moreover, were chosen to draw out these
characteristics.

1. はじめに

初代ステップワゴンは、週末を積極的に楽しむ新しい姿
のファミリーカーとして 1996 年にデビューし、FF 5 ナン
バーユーティリティミニバンの先駆けとなり、日本国内に
新しいマーケットを築いた。

先代のステップワゴンでは、空間の広さをキープしながら
フロアを下げる「低床低重心骨格」を採用することで、走

行時の安定性と日常での使い勝手を向上させた。

そして今回のフルモデルチェンジでは、低床低重心骨格
を活かすことで、5ナンバーミニバン最大の広さと日常の
使い勝手を両立させつつ、今までになく便利で親しみやす
い道具をつくる、という考え方でアプローチした(Fig. 1)。

デザインは「広さ」「使いやすさ」「シンプル」という観点
で、「FRIENDLY MAX」をキーワードに、主たるユーザであ
る家族が主役の豊かな生活創出をねらいとした(Fig. 2)。

*四輪R&Dセンター

2. パッケージレイアウト

家族の生活を豊かにする便利な道具として、低床低重心骨格を基本に、使い勝手に優れた5ナンバーミニバン最大空間を目指した。

まず、先代譲りの段差のない掃き出し低床フロアを継承して、小さな子供なら1列目席から3列目席までかがまずに歩ける室内高となるように全高を定め、5ナンバーサイズ全長限度の4690 mmで、FF 5ナンバーユーティリティミニバンではトップの8人乗り室内空間を確保した(Fig. 3)。

さらに水平基調の大きなサイドウィンドウの採用と、先代より45 mm全高を上げてルーフまわりを拡大したことにより、どの席に座っても見晴らしが良く心地良い開放感を実現した。

また、2列目席の最後端位置を先代より100 mm後方に設定すると同時に、後席ドア開口寸法を25 mm拡大することで、幼児や高齢者の乗降が容易となった(Fig. 4)。

ミニバンの機能として重要な荷室のユーティリティとしては、日常の買い物から自転車まで楽々載せられるスペースとしてだけではなく、前席に対してもう一つの新しい居住空間としての機能を期待できる四角い空間を目指し、3列目席をクラス初の床下格納とした(Fig. 5)。

著作権上の理由により非表示

Fig. 1 Approach to development

Friendly Max Design



Fig. 2 Design concept

3. エクステリアデザイン

「FRIENDLY MAX EXTERIOR」を具現化するために、「広さ」「使いやすさ」「シンプル」という観点で、いままでの5ナンバーユーティリティミニバンには無い新しい骨格を創り上げることを目指した。

外観をひと目見て、大きくてたくさん積みそうに感じられる四角い「箱セクション」と、明るくてドライブが楽しそうで、運転もしやすそうな、大きく水平基調のガラスで覆われた「全周グラッシーキャビン」を、長く愛される「シンプル」なスタイルで包むことを基本モチーフとした(Fig. 6)。

この骨格をベースにして、爽快で気持ちのよい走りを感じさせる「動きのあるフォルム」を、なだらかに翼断面を描くルーフライン、切り上げたリヤバンパ、テールゲートの見切りに駆け上がるキャラクターラインで表現した。また、走

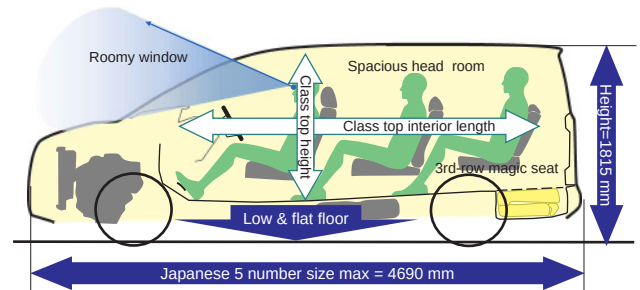


Fig. 3 Vehicle package highlights

(compared to previous model)

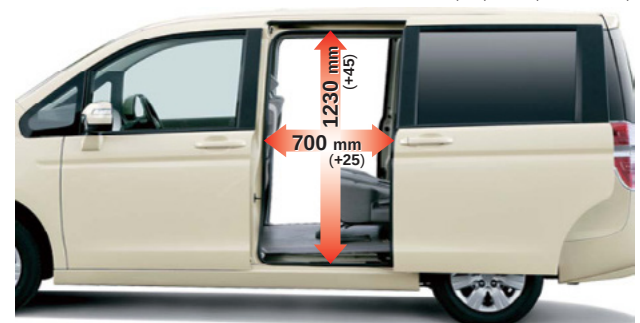


Fig. 4 Easy rear sliding door access



Fig. 5 For my family room

りの安定感や安心感を感じさせる「ワイドトレッド表現」を、大きな凹面を使うことで、実寸法以上に張り出して見える前後フェンダの処理により実現した(Fig. 7)。

そのような特徴を「張りのある高質な面やコーナ部分の処理の吟味」などの作り込みによって、機能的でシンプルながらもファミリーカーとしてより人に優しく温かい印象を与える新しい機能感表現を目指した。

フロントデザインについては、しっかりとした強いかたまりを感じさせるエンジンフードを基本に、クロムメッキグリルとヘッドライトを横一文字に通したグラフィックを採用することで、ワイドで精悍な印象とし、ヘッドライトについては大きな丸型4灯マルチリフレクタータイプとすることで、高機能かつ明るい表情をねらった。

リヤデザインについては、大きく3次元的にラウンドしたリヤウインドウ、張りのあるリヤパネル、高い位置に見えるリヤバンパの処理等で、強さや豊かさを表現している。リヤコンビランプについては、大きなテールゲート開口を確保しながら、サイドに大きく回りこませるデザインとクロムメッキハウジングとインナーレンズカットにより高級感を表現している。

Friendly Max Exterior

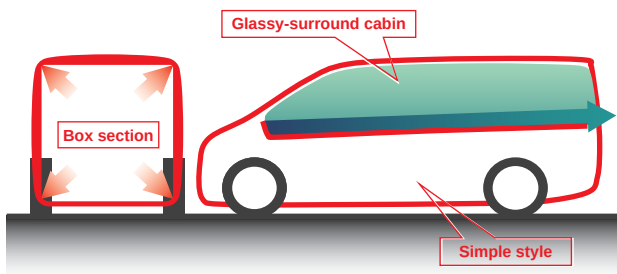


Fig. 6 Exterior design highlights (1)

Dynamic and rich functional square box ⇒
Aiming to express sense of function for new generation

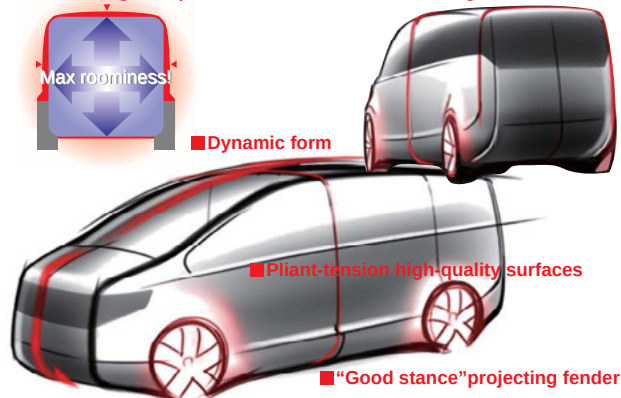


Fig. 7 Exterior design highlights (2)

(最終レンダリングを Fig. 8 と Fig. 9 に示す)

広くて使いやすい、機能的な骨格が見えながらも人に優しいシンプルな5ナンバーユーティリティミニバンの新しいデザイン、「FRIENDLY MAX EXTERIOR」を創り出した。

(最終デザイン形状を Fig. 10 と Fig. 11 に示す)



Fig. 8 Final rendering



Fig. 9 Final rendering



Fig. 10 Final exterior



Fig. 11 Final exterior

4. インテリアデザイン

「FRIENDLY MAX INTERIOR」を具現化するために、5ナンバーユーティリティミニバンに期待される機能性を追求しながら、「広さ」「使いやすさ」「シンプル」という観点で、デザインを進めた(Fig. 12)。

インストルメントパネルでは、収納などのユーティリティと、表示および操作系のインターフェイスの両立をねらった。アッパー部のかたまりを前後でずらし、そこから生み出されるスペースをトレイ機能として使えるようにし、ずらして運転席に近づけた部分をオーディオやナビの操作に活かした骨格とした(Fig. 13)。

メータやエアコンなどの表示は、遠方に置くことにより、瞬間認知のしやすさと前方空間の広さに貢献し、燃費が良いときはメータ中央のリングの色が緑色へと変化していくので、直感的に燃費の状況を知ることができる。

また、スイッチ配置を表示の配置と一致させた手元のエアコン操作は、直感操作を可能とすることをねらいとした(Fig. 14)。

シートは、空間として広く感じさせながら、ゆったり座れそうに見える、横方向への広がり意識した造形とした。

Friendly Max Interior



“Function-based design” that people expect of utility minivan

Expressing new sense of function

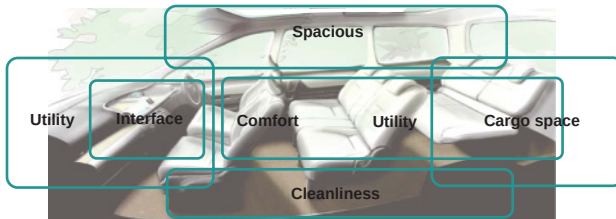


Fig. 12 Approach to interior design



Fig. 13 Instrument panel

特に3列目の床下格納シートは、収納時にフロアにぴったりと収まるよう、荷室機能との両立を具現化したデザインとした(Fig. 15)。

また、ドアライニングは、収納と前後方向の広さ感を両立させるため、すっきりとした水平基調とした。

さらに今までにない広さ感を表現するために、大開口スカイルーフと、明るい白木調のフローリングフロアで、さらなる明るさと楽しさを実現した(Fig. 16)。

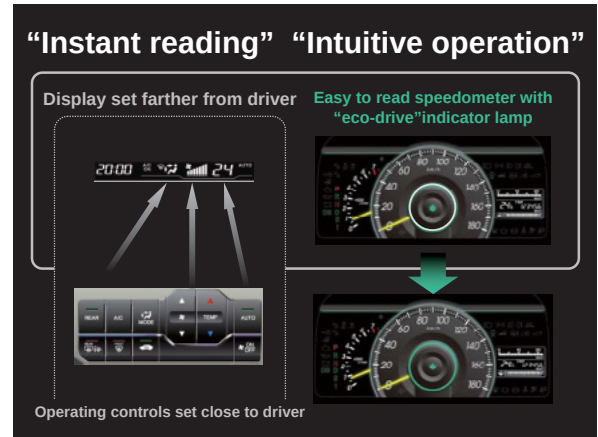


Fig. 14 Driver's interface

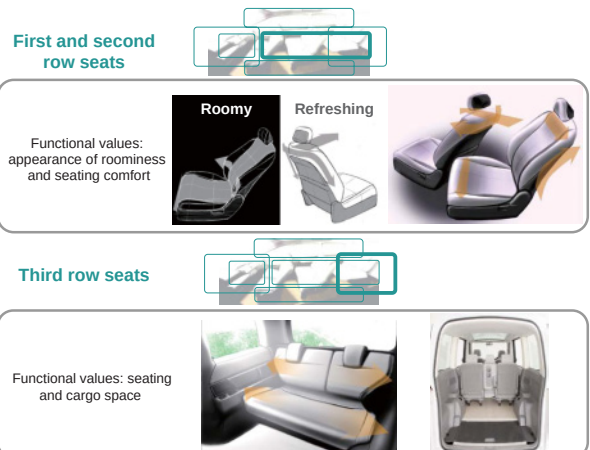


Fig. 15 Seats



Fig. 16 Roof and floor

それらを総合したインテリア空間全体として、ユーティリティミニバンに期待される、広くて使い勝手のよい、シンプルなデザインの機能空間、「FRIENDLY MAX INTERIOR」を創り出した(Fig. 17)。

5. カラーデザイン

5.1. エクステリア

張りのある高質な面をもつ、ハコ型を基調とした人に優しいフォルムから生まれる、機能的でありながらぬくもりを感じるスタイリング、その特徴と色との相乗効果で、より使いやすく、親しみやすい道具としての色を開発のテーマとした。

テーマカラーとしては、家族の生活に自然になじんでいくような、やさしいカラーのプレミアム・ヒダマリ・アイボリー・パールとアオゾラ・ブルー・メタリックを設定した。

プレミアム・ヒダマリ・アイボリー・パールは、陽だまりのあたたかさや明るさを出すべく、従来のパール以上に張りのある面変化に追随した、色変化を生み出す3コートパールにて表現した。

ぬくもり感のある車の特徴を強調し、車を大きくみせる色となった。

アオゾラ・ブルー・メタリックでは、ぬけるような透明感をもつ青い空の色を出すべく、深みのある質感でシンプルに面の張りを強調する色とした(Fig. 18)。

他にボデーカラーとしては、定番のライトシルバーよりも輝度と金属質感を高めたスーパー・プラチナ・シルバー、上質な中にも華やぎを感じるディープ・ボルドー・パール、クリスタル・ブラック・パール、ホワイト・パール、ガンメタリックカラーのポリッシュドメタルメタリックをラインナップした(Fig. 19)。

5.2. インテリア

広々として、さまざまな用途に使える空間を演出すべく、



Fig. 17 Final interior

自然の要素を取り入れた、明るく心地よい空間をつくることを目指した。

室内全体のカラーコーディネートとしては、頭上空間と使用空間のカラーリングにコントラストをつけ、広さをより実感しやすくしたシート表皮やルーフ色など、全体にわたり光や風など自然の要素をイメージした(Fig. 20)。

内装色は、グレーとブラックの2色を設定した。ピラーやルーフまわりは、より広さを感じさせる明るいマックス



Fig. 18 Inspirations for exterior colors



Fig. 19 Exterior color options

著作権上の理由により非表示

Fig. 20 Interior inspirations

アイボリー、フロアはダークグレーとブラックという構成とした。

全体の表面を覆うシボについては、木漏れ日をイメージした重なり合ったシボを用い、カラーコーディネートとシボの相乗効果により、ユーザに自然に受け入れられる使いやすい空間を演出した(Fig. 21)。

ルーフ色は、頭上空間に最大限の明るさを目指したマックスアイボリーを採用することにより、外からの光をより一層明るく見せ、室内空間を実寸法以上に広く演出している。

シートファブリック色については、ライトグレーとブラックの2色とした。ライトグレーシートはシートの座面と背面とでグレーの2トーンになっており、空間にメリハリを出すとともに、使いやすさも両立させた。

柄は、インテリアデザインの特徴である横基調造形と広さを両立するため、横基調で風の流れをイメージした模様とした。さらに、地模様には深みのある処理を入れることで奥行き感と汚れにくさも両立させた。

ファブリック素材については、手触り感のよいスエード調トリコットを採用した。

せたインテリアデザイン、親しみやすさと心地よさを取り入れて特徴をより際立たせたカラーデザインなど、新しい機能感表現を目指したデザインとした。

家族が主役であり、家族と一緒に夢を広げていけるようなクルマとして、新しいステップワゴンの存在が、より多くのお客様に受け入れられることを期待している。

著作権上の理由により非表示

Fig. 21 Coordinated interior color scheme

6. まとめ

ステップワゴンは、日本国内に FF 5 ナンバーユーティリティミニバンという新しいジャンルを開拓し、以来、家族の幸せ、楽しさを提案し続けてきた。

その 13 年目の進化として、かつてない広さと使い勝手、経済性で、家族の期待を超えたミニバン価値を創造し、高い機能性が見えながらも人に優しい新しいデザインで商品魅力をより高めた、4 代目のモデルを創り上げた。

5 ナンバー枠を守りながら、クラスを超えた開放感と 3 列目席の床下格納などの使い勝手を実現したパッケージレイアウト、箱型でありながら爽快で気持ちのよい走りを感じさせるエクステリアデザイン、広さ感と機能性を両立さ

■ 著 者 ■



秋丸 立也



風間 智史



内田 智



小林 美絵

Styling Development for 2010 Acura ZDX

Eric Schumaker*

Michelle Christensen*

Damon Schell*

Kimberly Marte*

Michael Wiedeman*

ABSTRACT

In keeping with Acura's core value of being an innovator of vehicle segments, the ZDX team identified an opportunity to create a segment that would satisfy a trend-setting luxury customer and raise Acura's prestige.

The ZDX styling concept of "Suspenseful Emotion imagining an epicurean [luxurious] journey" provides a driving and living experience of emotion and style. The "Motion Surfacing" exterior concept gives the vehicle an immediate and strong visual impression. The "Two plus Freedom" packaging concept combines characteristics of sport sedans, coupes, and SUVs to provide spirited, coupe-like driving and strong all-road performance. The "Destination Hotel" interior design concept extends the living experience of a modern and luxurious getaway.

ZDX's coupe proportions featuring large wheels and tires and a small, tapered cabin allowed stylists to create very dramatic shapes, such as the deep shoulders over the rear tires. The all-glass panoramic roof maximizes the feeling of interior openness while minimizing exterior size. The interior features wrap-around leather surfaces, ambient lighting, and a center command area called the "Blended Technology Monolith," which blends the climate, entertainment, and navigation systems.

ZDX's purpose of inviting a couple to explore and drive in a spirited fashion led to a new mix of sport SUV driving and utility combined with the comfort and seating of a sport sedan or coupe.

1. Introduction

Acura has established itself in the US market as a luxury brand with balance between performance, comfort, and value by innovating new vehicles in luxury segments or by creating entirely new vehicle segments. Luxury vehicle brands have divided their lineups into the main categories of stylish coupes, versatile sedans, and flexible SUVs. For example, Acura TSX and TL impress as sport sedans while Acura RDX and MDX created and continue to define their niche as sport SUVs.

Acura set forth with the ZDX project to add to their lineup of sedans and SUVs; however, in keeping with the Acura's core value of being an innovator of vehicle segments, the ZDX team identified an opportunity to create a new segment that would satisfy a trend-setting luxury customer and raise Acura's prestige.

This paper examines the styling concept development process from initial market understanding to final vehicle creation, and describes the achievement of key components, including the deep one-piece rear quarter panel, all-glass panoramic roof, disappearing instrumentation, and stitched leather interior surfaces.



Fig. 1 2010 Acura ZDX



Fig. 2 Acura ZDX positioning concept

2. Vehicle Concept

2.1. Target Customer

The design team targeted a customer of a certain mindset, versus age or gender. The ZDX target customers are active, adventurous individuals who appreciate cutting-edge design, innovative thinking, and fresh ideas. They are self-assured trendsetters and understand good design beyond preconceived categories. They value sleek, edgy, exotic or emotional design and find appeal in craftsmanship and high technology.

ZDX customers are in a life stage without children. They might be considered coupe category buyers since their key purchase reasons include styling and performance; however, due to their active lifestyle, they find great value in vehicles with utility and capability. They enjoy weekend getaway trips, traversing twisty mountain roads, and golfing with friends. Such activities require their vehicles to handle tough urban driving conditions year-round.

2.2. Styling Concept

The ZDX styling concept was “Suspenseful Emotion imagining an epicurean [luxurious] journey.” The designers imagined the emotion one feels when approaching this vehicle as suspenseful, that is, a mixture of anticipation, excitement, and not knowing what lies around the corner. They desired to capture the feeling of suspense and excitement a skier feels at the moment just before launching down a slope. ZDX targeted the idea of a vehicle that invites two people to join in a driving and living experience of emotion and style. The experience may be one of just two people enjoying an invigorated drive on different roads, a trip where spontaneous shopping may occur, or a planned trip with another couple to a special destination. Glancing at the ZDX, the target customer would dream of partaking in these types of positive experiences and activities, which the design team called the “Epicurean Journey.” This styling concept set the tone for the exterior, packaging, and interior design concepts.

2.3. Exterior Styling Concept

The exterior concept of “Motion Surfacing” required the vehicle to make an immediate and strong visual impression. Since the overall styling concept focuses on the feeling of suspense when a person walks up to or

sees the vehicle, the overall proportion needed to make a rapid impression. The secondary visual sensations of line, shape, and detail needed to enhance the overall proportion and draw on the customer’s experiences and emotions. The designers wanted all of the surfaces to be interactive with and generate from adjacent surfaces as the viewer moved around the vehicle and viewed it from new vantage points. The shapes and lines will in effect never end. They will just lead to new, dynamic surfaces.

The ZDX target customer is rich with experience in many types of vehicles; therefore, they are able in a glance to categorize a vehicle as SUV, sedan, or sport coupe. ZDX designers wanted to draw from the customer’s experiences with these different types of vehicles and combine the advantages offered by all three. For example, traditional SUV shapes and proportions seek to maximize passenger and cargo volume while providing all-road strength and security; sport coupes convey personal and dynamic character through a low and wide stance, small passenger compartment and windows, and smooth, flowing shapes; and sedans focus on passenger comfort with four equal seating areas and a separate cargo area.

2.4. Packaging Concept

The “Two plus Freedom” concept guided the packaging design. The packaging sought to combine some of the stand-out characteristics of sport sedans, coupes, and SUVs to provide the driver and passenger with spirited, coupe-like driving and strong all-road performance.

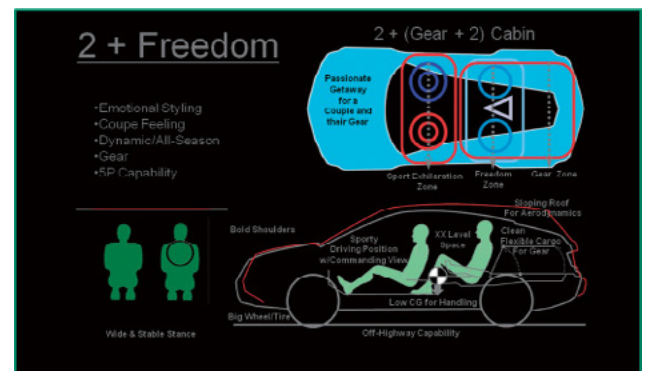


Fig. 4 Concept document describing styling shape and proportion of ZDX compared to existing vehicle

著作権上の理由により非表示

Fig. 3 Key images of ZDX usage environments

The cockpit layout provides a coupe-like feel for the front passengers. The rear area provides sport sedan seating for three adults or converts into luggage and utility space. To access the seating areas with sedan ease, four doors were required, and a rear hatch chosen for access to the utility space. The vehicle's high, protective beltline and low roof create a secure feeling from inside the cockpit. However, the passengers do not feel confined due to the integration of an all-glass roof. This layout supports the concept of a personal, sport luxury vehicle that inspires spirited driving while adding an adventurous feeling. The designers imagined the confidence of sitting higher in traffic than a coupe when looking out and focusing on other vehicles, yet having the emotional experience of a coupe when looking forward over the front fender forms or when looking rearward and seeing the haunches of the rear shoulders lifting over the large wheels and tires.

2.5. Interior Styling Concept

The interior concept was "Destination Hotel," which centers on the feelings of adventure and luxury for the high-end customer. The adventurous couple who enters the "destination hotel" is rewarded with a modern design combined with seductive textures and an exhilarating personal ambiance. The designers wanted the ZDX interior to be an extension of this hotel living experience.

The interior highlights the dominant front passenger area by surrounding the front passengers with rich leather, advanced ambient lighting, and modern technology. The key to this is the center "Blended

Technology Monolith" area where climate, entertainment, and navigation systems blend and then disappear into crafted fine metal and leather materials.

3. Design Achievement

Achieving ZDX's exterior, packaging, and interior concepts required close collaboration between Styling, Engineering, and Manufacturing. This section looks at the key design breakthroughs from Styling's perspective. Critical to achieving the ZDX's styling and engineering breakthroughs was the clear communication of the designers' styling and package concepts to the engineers. The designers felt that the key to communicating the concepts was having the engineering team personally see a styling mock-up of the ZDX while viewing the concepts. This made clear the ways in which ZDX was different than SUVs, sedans, and coupes, and helped them understand how vital uncompromised styling was to the character of ZDX.

3.1. Deep Dimension Body Shapes

ZDX's coupe proportions featuring large wheels and tires and a small, tapered cabin allowed the stylists to create very dramatic shapes, such as the deep shoulders over the rear tires. The idea was to express the "Suspenseful Emotion" concept in the overall mass and stance of ZDX. The designers imagined a sling shot pulled back in tension and in ready. They desired the overall appearance of the form to be uncompromised by the realities of passengers, door openings, and



Fig. 5 Initial ZDX interior concept

著作権上の理由により非表示

Fig. 7 Description of ZDX form

著作権上の理由により非表示

Fig. 6 Interior concept set tone for ZDX interior mood

著作権上の理由により非表示

Fig. 8 Description of ZDX stance

functioning parts. Yet they knew that ZDX needed to have comfortable seating and utility space for four.

For ZDX to accommodate four adults comfortably, four independent doors were necessary. The goal was to have the doors designed into the overall form so as not to compromise the deep, dramatic shoulders. In addition, the front rear door side pillar was positioned as far rearward as possible, similar to the position in a two door, to mimic the driving environment of a sport coupe. To allow comfortable passenger ingress, the cut lines for the doors needed to be as far fore and aft in the cabin area as possible and flow with the side window and body design lines. This design led to very deep stamping draw conditions in the rear cutline area of the rear door and wheel opening.

To achieve the crisp body line on the flowing rear wheel area and allow for a door cut line immediately forward of the wheel opening presented stamping challenges. The depth of stamping draw from the furthest out point on the rear wheel arch form into the door opening seal line was much greater than any previous construction. The team did not want to compromise the styling, so they did not request major shape changes to ease the stamping difficulty.

To achieve the design, engineers investigated two development plans concurrently. The primary plan, if successful, would result in a one-piece rear quarter panel. Styling and Engineering worked together to relieve some of the depth of draw and acute angle conditions that were making the stamping improbable. Using stamping simulation tools, engineers were able to achieve a panel design and stamping process plan that showed



Fig. 9 Rear wheel opening and shoulder area of ZDX has deep shapes with crisp edge



Fig. 10 Stamping achievement of deep draw ZDX rear quarter side panel

probability of producing the deep draw while maintaining reasonable scrap rates. To confirm the plan, dies were made to test the stamping before committing to the one-piece panel.

If the one-piece stamping could not be achieved, the backup plan was to use known technology to achieve the shape in two stamped pieces; however, this would add weight, cost, and complexity to manufacturing. In the end, the dramatic deep shoulder styling was achieved with a high-quality one-piece panel that helped meet weight and cost targets.

3.2. Panoramic Roof

ZDX's overall purpose of inviting a couple to explore and drive in a spirited fashion led to a new mix of sport SUV driving and utility combined with the comfort and seating of a sport sedan or coupe. This results in a more reclined seating position, but higher off the ground like an SUV and a small tapered cabin like a fast back coupe. While these characteristics satisfied many of the emotional and dynamic targets of the customer, they raised functional issues with visibility and passengers' perception of freedom versus confinement. The panoramic roof was pioneered to meet these seemingly contradicting needs and wants.

The goal of the panoramic roof was to maximize a feeling of interior openness while minimizing exterior size. It needed to provide maximum up, side, front, and rear visibility while maintaining the coupe cabin form. In keeping with the styling image of simple flowing forms, the roof could not be overflowing with visual detail and complexity.

The resulting roof is a smooth glass surface from base of the windshield to the rear license area that is disrupted only by a performing rear air spoiler and four minimal on-surface cut lines between panels. In plain view, the glass surface extends from left to right roof side rails without cuts. The visibility from within the cabin was maximized and tuned to create up-and-outward visibility.

The mechanisms and structures of the sliding center section were minimized and moved outboard to create an amazing open roof experience. To protect passengers from excess sunlight, the roof glass provides 70% sun protection, and powered sun shades span out from the center transverse roof beam that block all but 3% of sunlight.



Fig. 11 Long and wide expanse of glass of ZDX panoramic roof



Fig. 12 The ZDX panoramic roof allows unparalleled upward and outward visibility experience



Fig. 13 Sun shades roll out from center roof beam in fore and aft directions to provide protection to front and rear passengers

3.3. Disappearing instrumentation

Achieving the center control stack “Monolith” theme was an interesting blend of engineering creativity and styling dream. The styling team envisioned the front passengers in personal wraparound areas of fine leather, and in between them would be a center command area referred to as the “Blended Technology Monolith.” This area would allow passengers to interact with many functions of the vehicle, such as climate, sound, and navigation, but not be overly complicated or cluttered.

Engineers had already been working on a process to have a simple surface that could transform into an interactive display when lit. They had no specific product to apply this technology until they learned of the idea the ZDX designers had in mind for the Blended Technology Monolith area.

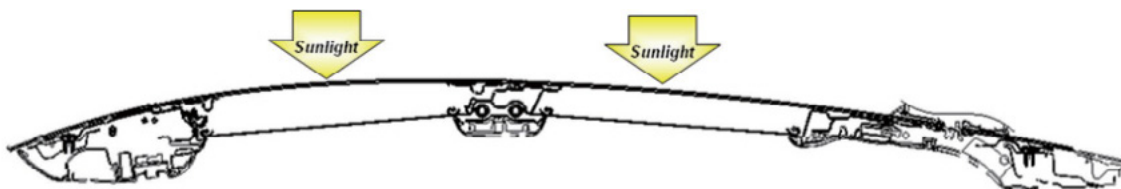


Fig. 14 Section of panoramic roof and sun shade mechanism



Fig. 15 Images of Blended Technology area in off and on conditions used to demonstrate idea during development of ZDX

3.4. Stitched Leather Interior Surfaces

Creating the wraparound leather surfaces to achieve the interior design concept required new business and manufacturing processes. The design idea was to have leather wrapped and stitched around the interior parts and appear seamless. This required the door and part cuts to be minimized and the leather texture, color, and stitching to be perfectly consistent and flowing from one part to another. Three suppliers, each with excellent experience in providing stitched leather parts, were chosen to make the interior leather surfaces.

In the past, appropriate matching of different parts from different suppliers was achieved by creating a master sample and distributing it to each supplier. However, a new level of matching accuracy would be required since the ZDX would have naturally varying leather and actual stitching. Since the suppliers had slightly different techniques to select and trim leather and used different materials and thread, the design team had to establish new verification processes to guarantee consistency.



Fig. 16 ZDX interior design sketch expressing wraparound shapes and hand-stitched leather surfaces

4. Conclusion

The ZDX defines a new vehicle class for a new class of Acura owner. ZDX combines the emotional and dynamic character of a sport coupe with the utility and confidence of sport sedans and SUVs. The flavors of these luxury categories are blended in an incredible way to truly delight an active, discerning customer pursuing life.

Achieving the exterior, packaging, and interior concepts posed challenges that required innovation and close collaboration between Styling, Engineering, and Manufacturing. The key design achievements included the following:

- (1) The deep rear quarter panel required a depth of stamping draw greater than any previous construction. Using stamping simulation tools, engineers were able to achieve a one-piece panel design that met the deep draw requirement while maintaining reasonable scrap rates.
- (2) The reclined seating position and small tapered cabin raised functional issues with visibility and passengers'

perception of freedom versus confinement. The all-glass panoramic roof allows unparalleled upward and outward visibility that maximizes the perception of interior openness while minimizing exterior size.

- (3) The Blended Technology Monolith allows passengers to interact with many functions of the vehicle, such as climate, sound, and navigation, but not be overly complicated or cluttered.
- (4) The wraparound interior leather surfaces required a new level of matching accuracy to accommodate naturally varying leather and hand-stitching. The design team established new processes to guarantee consistency across multiple suppliers.

■ 著 者 ■



Eric Schumaker



Damon Schell



Michael Wiedeman



Michelle Christensen



Kimberly Marte

新型スモールスポーツハイブリッドカー「CR-Z」の開発

Development of New Model CR-Z Honda Small Hybrid Sports Car

石川 昌 宏*
Masahiro ISHIKAWA
小野寺 和 夫*
Kazuo ONODERA

細田 正 晴*
Masaharu HOSODA
宮原 啓 輔*
Keisuke MIYAHARA

高橋 潤*
Jun TAKAHASHI
松井 充*
Toru MATSUI

要 旨

2009年モデルインサイトのプラットフォームおよびハイブリッドシステムを活用し、新時代のハイブリッドによるスモールスポーツカーの開発をおこなった。

エンジンを 1.5L IMA(Integrated Motor Assist)とし、さらに6速トランスミッションと組み合わせることでスポーティなフィーリングを実現した。デザインは、低、短、ワイドでスポーツパッケージを際立たせ、Honda初のLED DRL(Light-emitting diode Daytime Running Lights)ヘッドライトに代表される先進アイテムにより、先進スポーティフォルムを実現した。インテリアは先進 3D メータ、スマートスポーツシートでスポーティさを演出し、ソフトフィールインストルメントパネルと金属フィルムの使用によるクオリティの向上を図った。走りはきびきびとしたハンドリングとし、ドライブシチュエーションに合わせた3モードドライブシステムを採用することで新感覚の加速と爽快な走りを実現した。

走りと燃費を高次元でバランスさせ、デザインでスポーティさを演出することで、IMAという新しい価値を持つ、今までになかったスモールスポーツハイブリッドカーを作り上げた。

ABSTRACT

The 2009 model year INSIGHT platform and hybrid system have been used to develop a fun car with a new generation hybrid configuration.

A sporty feeling was given by a 1.5-L Integrated Motor Assist (IMA) engine in combination with a six-speed transmission. The “Low, short, and wide” design emphasized its nature as a sport package, and its advanced sporty form was further realized by Honda’s very first light-emitting diode, daytime running light (LED DRL) headlights and other such advanced items. A sporty quality was produced in the interior by means of advanced three-dimensional gauges and smart sport seats, and a “soft feel” instrument panel and metallic film were used to enhance the quality. The handling was made agile for driving performance, and the adoption of a 3-Mode Drive System adapted to different driving situations realized a completely new feeling of acceleration and exhilarating driving performance.

The development achieved a high-level balance between driving performance and fuel efficiency. With a design that produces a sense of sportiness, an unprecedented small sporty hybrid car was created that possesses the new value of the IMA.

1. はじめに

世界的な環境問題によるエコロジ意識の拡がりやガソリン価格の高騰により、低燃費車のニーズが全世界で高まっている。一方、ヨーロッパにおける Honda ブランドの認知度は、ここ数年徐々に向上しており、そのさらなる向上への起爆剤となる車が待ち望まれていた。そこでヨーロッパで

*四輪R&Dセンター

人気の3ドアスモールカーにおいて、燃費とスポーツ性を両立させるという新しい価値を提案し、ヨーロッパにおける Honda ブランドのプレゼンスの強化と若者層の獲得、および企業平均燃費低減をねらいとした。同時にアメリカ、日本にも展開できるグローバルカーという位置づけで、CR-Zの開発をスタートさせた。

2. コンセプト

独自性や革新性を具現化し、新時代を切り開く、新しい魅力の創造をねらいとし、ハイブリッド技術を核として、環境への姿勢と Honda DNA といえるスポーツ性の両立を目指し、グランドコンセプトを「先進！ Hybrid Café Racer」とした(Fig. 1)。

「Café Racer」とはバイク好きの者が集まるイギリスの「エースカフェ」を発祥とする。仲間にも自慢できる都市型スポーツカーでありたいという気持ちを「Café Racer」というコンセプトで表現した。

新しい時代に向けたスモールスポーツの新価値創造のために、以下の項目をメインテーマと定め開発を進めた。

- (1) 先進スポーティフォルム
- (2) 新感覚加速フィールと低燃費の両立
- (3) 軽快キビキビハンドリング
- (4) デイリーユースコンフォート

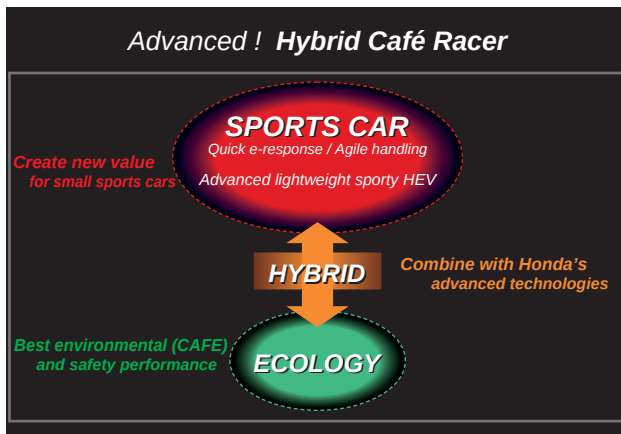


Fig. 1 Grand concept

3. 先進スポーティフォルム

3.1. エクステリアデザイン

3.1.1. デザインコンセプト

エクステリアデザインは、高密度な力強い「塊」とその塊から隆起した足回りの「躍動感」を表現し、コンセプトは「Advanced Sensual Bullet」とした。フロントに低く構えた大型グリルを配置し低重心感を演出した。ブラック塗装を施したフロントピラーと高曲率フロントウインドウによるクリアで一体感あるガラスエリアでアドバンスと爽快視界を実現した。深く絞られた前後フェンダが躍動感を演出し、フェンダと連続するリヤエクストラウインドウとリヤコンビライトがワイド感と踏ん張り感を表現した。スポーツカーの魅力とハイブリッドの先進性を両立させた、大人を満足させるクールなプレミアムスポーツカーに仕上げた(Fig. 2)。

3.1.2. 低全高、ショートオーバーハングフォルム

スポーツカーの必要条件である低全高を実現するためには、歩行者保護性能を満足させながら、エンジンフード高をいかに下げられるかが課題であった。

トルクアップレゾネータを外すとともに、インテークマニホールドとエアークリーナの構造を変更することで、エンジンの高さを、ベースとした 2008 年モデル FIT より 14 mm 低くした。シミュレーション計算によるフード板厚最適化、デザイン面と衝突エリアの最適化、およびアップメンバとダンパベースの結合構造変更(Fig. 3)により、フード後端の高さを、2009 年モデルインサイトより 23 mm 低くした。それらの施策の結果、車体のルーフ高さを 2009 年モデルインサイトより 75 mm 低い 1350 mm とした(全高はアンテナを含むため 1395 mm)。

リヤフレーム構造のスティフナ形状を最適化するとともに、クロスメンバ追加でリヤパネルを、エネルギー吸収構造とすることで、米国自動車安全法規(FMVSS)301 の後面衝



Fig. 2 Exterior design

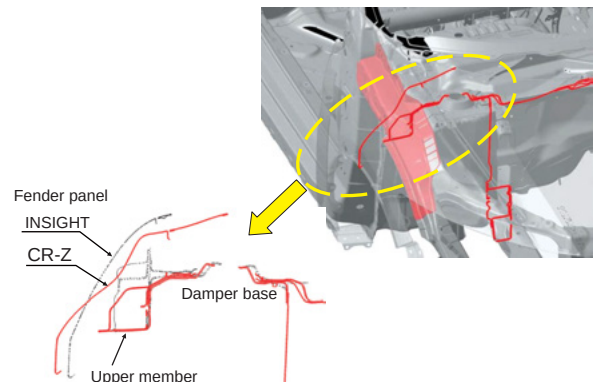


Fig. 3 Upper member

突規格をクリアしながら、リヤオーバーハングを2009年モデルインサイトより 225 mm 短くし、全長を 4080 mm とした (Fig. 4)。

3.1.3. 高曲率フロントウインドウ

スポーツカーとしてのコーナリング視界と先進フォルム実現のために、高曲率のフロントガラスが必要となった。

ガラスは高曲率にするとガラス両端に視覚的なゆがみが発生してしまう。さらにガラスの取付け角度も寝ているため、今までの Honda 車の中で最もゆがみに対して厳しい形状となった (Fig. 5)。そのため、重力成形法からよりゆがみの出にくいプレス成形法に変更するとともに成形シミュレーションによるデザインと成形性のマッチングを繰り返し検証することで、フロントウインドウの高曲率化を達成した。

さらにフロントガラスとサイドガラスの一体感演出のために、フロントピラーにガーニッシュを採用した。フロントガラスとピラーガーニッシュの一体感向上と風切り音低減をねらい、ガラス端部側面とフロントピラーガーニッシュの組み合わせにより排水溝を形成するガラス一体型フラッシュサーフェスフロントピラーを採用し、水はけ性能と風切り音低減を両立をさせた (Fig. 6)。

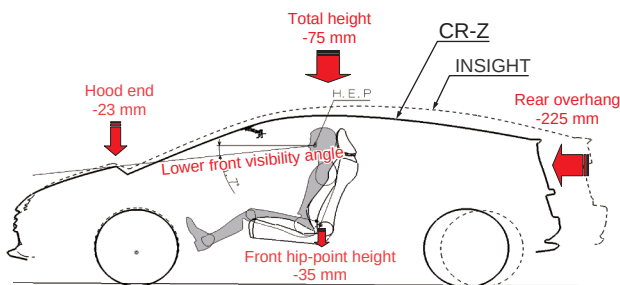
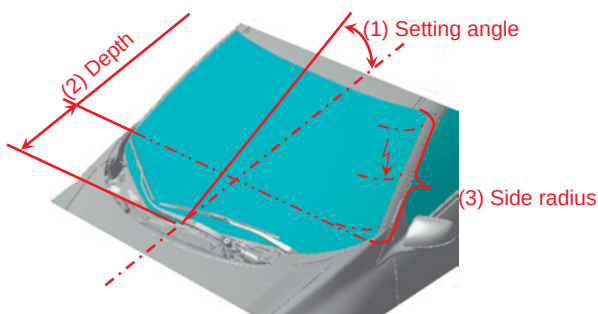


Fig. 4 Package design



Model	(1) Setting angle	(2) Depth (mm)	(3) Side radius (mm)
INSIGHT	23.1°	66.3	1100 – 1600
CIVIC 2D	21.9°	60.0	1100 – 2150
ELYSION	27.0°	145.0	880 – 1140
FIT	26.0°	56.6	3000 – 4600
NSX	24.2°	176.0	800 – 1030
CR-Z	22.3°	143.4	600 – 1000

Fig. 5 Front window glass

高曲率フロントウインドウ採用によりスポーツタイプカテゴリトップレベルのコーナリング視界が得られた。縦軸にコーナリング中どこまで先が見えるかのコーナ評点、横軸に交差点でのフロントピラー越しの死角の少なさの交差点評点を表したフロントピラー視界指標を Fig. 7 に示す。

3.1.4. LED DRL

2012 年から施行される EU DRL 法規の先取りと商品性向上をねらいとして、白色 LED を用いて、薄型・低消費電力 DRL を開発した。

Fig. 8 に点灯状態を示す。従来のヘッドライトと変わらない大きさの中に DRL 機能を取り込んだ高密度ヘッドライトは、先進デザインとして CR-Z の大きな特徴となった。

Fig. 9 にリフレクタ断面構造を示す。指向性に強い LED の特徴を生かし、リフレクタを小さくした。従来のバルブと同等の配光性能を持ちながら、寿命は従来のバルブを上回る

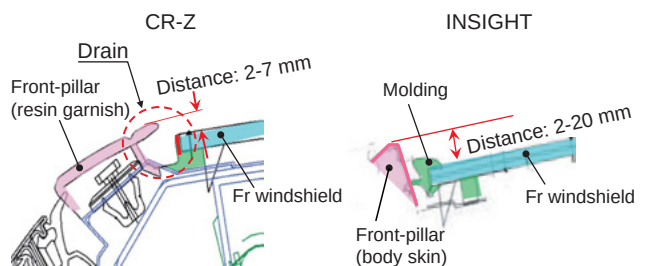


Fig. 6 Front pillar section

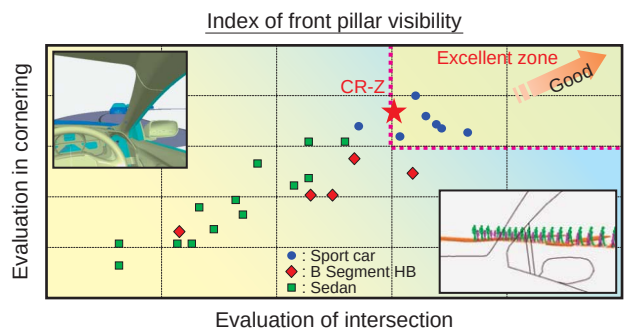


Fig. 7 Index of front pillar visibility



Fig. 8 LED DRL

6000 h, 消費電力は従来のバルブの約半分の 24 W である。

また、日本仕様は LED の数を二分の一にしてポジションランプとした。

3.1.5. ロープロファイルアンテナ

先進デザインのルーフを飾るアイテムとして、受信性能を落とすことなくスタイリッシュな AM/FM アンテナを開発した(Fig. 10)。

従来の AM/FM マイクロアンテナは、約 180 mm のロッド(内部は巻き線)をアンテナエレメントとしていた。ロッドタイプのアンテナは FM 帯波長 λ の $1/16(\lambda/16)$ に共振して受信し、ロープロファイルアンテナ(以下 LPA)はその約 $1/50(\lambda/50)$ に共振して受信をする。

巻き線アンテナエレメントのまま共振波長を $\lambda/50$ とすると受信帯域が狭くなり、アンテナの実用性が失われる。LPA はアンテナエレメントを面状にして、広帯域受信を可能にした。この構造をもつ小型 AM/FM アンテナの実用化は世界初である。

LPA は、金属エレメントとコイルでアンテナエレメントを構成することで、受信帯域を広帯域化し、マッチングの難しいローノイズ・ハイゲイン増幅器と組み合わせて、マイクロアンテナ同等以上の受信性能を実現した。

Fig. 11 に LPA とマイクロアンテナの受信性能比較を示す。

3.2. インテリアデザイン

3.2.1. デザインコンセプト

インテリアデザインはスポーティコックピット、IMAらしい先進感、2+2パッケージにベストな機能性をテーマに

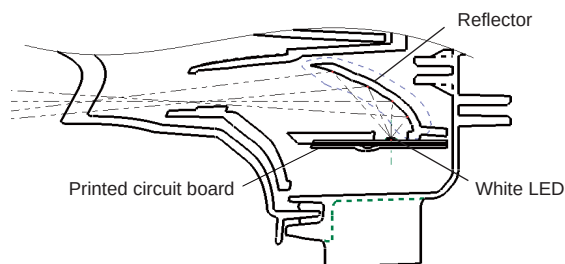


Fig. 9 Sectional structure of DRL



Fig. 10 Low profile antenna

「Smart Cockpit」をコンセプトとした(Fig. 12)。

インストルメントパネルはスポーティなタイト感と爽快感を両立した「フローティングアップパッド」と、運転に必要な機能を集約した「先進・スポーツメータクラスタ」で構成し、シートはホールド性と安全機能を両立した「スマートスポーツシート」とした。

3.2.2. スポーティと高クオリティ

デザインをより際立たせ、かつクオリティを高めるため、インストルメントアップパッドには Honda として初となる「ソフトフィールインストアップ」を採用した。また、インストルメントパネルからコンソールをつなぐガーニッシュとドアライニングのグリップ部に、自動車業界では初となる「高輝度金属フィルムガーニッシュ」を採用した。

「ソフトフィールインストアップ」は、あらかじめ成形したインストルメントパネルを金型にセットし、金型の中に二種類の液体を注入し、化学反応によってウレタンの表皮を生成する工法である。金型の中で表皮を生成するために高い絞転写性を有し、かつ艶の調整が容易なため、高品位な外観が得られる。生成された表皮は皮厚 1 mm と、柔らかさを感じるほどのストローク感はないものの、非常に高品位な触感をもつ。

「高輝度金属フィルムガーニッシュ」は、Fig.13 に示すフィルム層をあらかじめ成形した基材に真空圧空成型で巻き込んだものである。フィルム層の一層に錫(スズ)を蒸着させた後、光沢表面処理をおこなった層(本金属層)を入れ込むことで、めっき同等の外観を得られる。

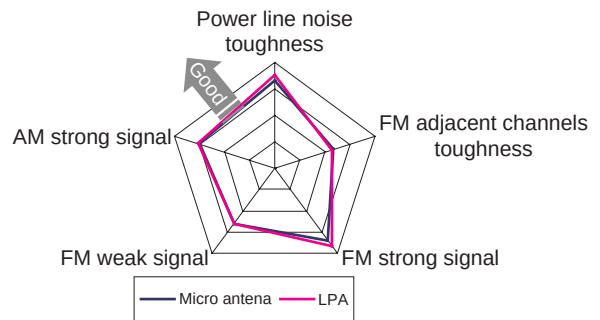


Fig. 11 Local compatibility



Fig. 12 Interior design

このフィルムは高延伸性のためデザイン自由度が高く、ドアグリップのような深絞り形状にも対応できる。塗装では再現できない金属の光沢をもつ一方、金属板では成形不可能な複雑な形状にも適用できる本技術の採用で高品位な外観を実現した。

ソフトフィールインストアップと高輝度金属フィルムガーニッシュにより、スモールカーとは思えない1クラス上のインテリアに仕上げる事ができた。

3.2.3. 先進 3D メータ

メータは一目で感じる「先進」と「未来」をデザインコンセプトとし、センタにクリスタル調の一眼メータを配置した。微細加工による放射状ブルーラインの目盛の発光と虚像技術により、宇宙空間を連想させる3次元の見え方を実現した。さらにセンタ部にドライビングに必要な主要機能を集約させることで視認性を向上させた(Fig. 14)。

3.2.4. スマートスポーツシート

フロントシートは、スポーツ走行にもしっかりと応えられるよう、ホールド性重視の開発をおこなった。スポーティなバケット風シートデザインを採用するとともに、ヘッドレスト部は安全機能を持つ頸部衝撃緩和シートとした。ヘッドレストとシートバックを一体に見せるために、ヘッドレストとシートバックをつなぐ部位をガーニッシュで覆った。

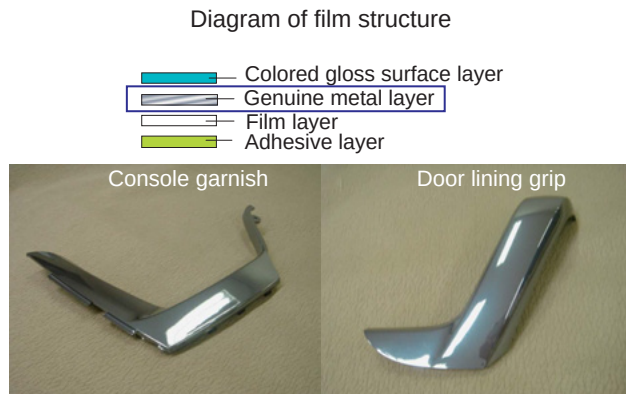


Fig. 13 Door grip and console garnish

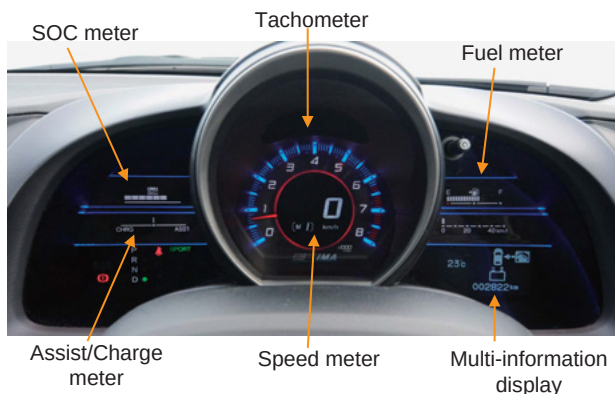


Fig. 14 Advanced 3D meter

メイン・サイド・サポート部それぞれに、先進性を感じさせるシート生地を採用した(Fig. 15)。

下記の三項目の技術で、シートの高いホールド性を実現した。

- (1) シートクッションとシートバックの土手立ち上り部を別体化するとともに、ウレタンの硬度を柔らかめにした。これにより体の小さな人はシート形状で体を支えられ、体の大きな人は、シート外側に張り出した形状で体を支えられる。体格を問わず体をホールドできるため、例えばステアリングを操作したときに体が操舵方向の反対を向いてしまうという違和感を取り除けた。
- (2) ベースのシートフレーム横側にサポートワイヤを追加しコーナリング時の体の横方への移動を抑えた。
- (3) 加減速時に臀部がシートクッションと摩擦により動かないような腿角度を設定した。また角度だけではなくシート生地の動摩擦係数にも着目し、臀部のずれを起こさないような生地を採用した。

デザインと機能を高次元で融合したフロントシートを開発したので、お客様に「運転して楽しい」を体感していただけると確信している。

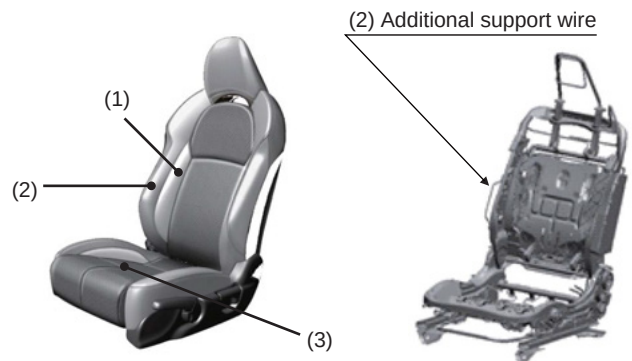


Fig. 15 Design and structure of front seat

4. 新感覚加速フィールと低燃費の両立

4.1. パワートレイン

4.1.1. エンジン

2009 年モデル FIT の 1.5L/4 バルブエンジンをベースとしてIMA搭載のため一部改良した。さらに1バルブ休止VTEC(Variable valve Timing and lift Electronic Control system)化することにより環境性能を向上し、CARB(California Air Resources Board)Emissions Rating を AT-PZEV(Advanced Technology -Partial-Credit Zero Emission Vehicle:ゼロ排出ガス車として部分換算される先進技術搭載車)としている。環境性能向上により低下した高回転領域出力を IMA 化によって補うとともに、低回転領域を IMA

モータによってトルクアップした。その結果、出力特性はエンジン回転数に対してよりフラットになり、中低速域出力応答性と、実用域での扱いやすさが向上した(Fig. 16)。

4.1.2. トランスミッション

世界初となる、ハイブリッドエンジンと6速マニュアルトランスミッションとの組合せを開発し、スポーティフィールを追求した。トランスミッション開発では、ベースとなる6速マニュアルトランスミッションに以下の変更をおこなった。

- (1) IMA 搭載のためにミッションケースの変更、ニュートラルスイッチセンサ追加、IMA 専用クラッチの新規開発
- (2) スポーティフィール向上のために、シフトストローク短縮(50 mm から 45 mm)、シフト操作荷重低減
- (3) 燃費と走りのバランスを追及したレシオ設定

尚、日本とアメリカ仕様には2009年モデルインサイトと同じ CVT(Continuously Variable Transmission)も設定した。

4.1.3. IMA

IMAモータ、バッテリー、IPU(Intelligent power unit)はインサイト仕様を流用し、ケーブル、吸気・排気ダクトは車体形状に合わせて変更した。1.5 L エンジン+ IMA + 6速トランスミッションの組み合わせにより、AT-PZEV規制値をクリアしながら、排気量1.5 L以下の燃費性能と排気量 1.8 L 以上の走りを両立させた(Fig. 17)。

4.2. 3モードドライブシステム

4.2.1. システムのねらい

ドライブにハイブリッドスポーツの特徴をより楽しんでもらうために、SPORT, NORMAL, ECONの三つのモードを設定した。NORMALではキビキビとしたハンドリングと

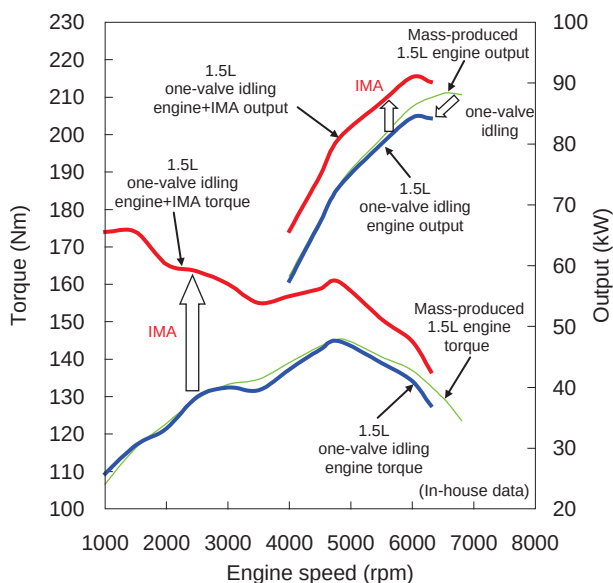


Fig. 16 Power train performance

スムーズな走りで燃費を高次元でバランスさせる。SPORTではハイレスポンスで力強い走りとしっかりとしたハンドリングでエキサイティングフィールを楽しむ。ECONではエコロジカルドライブ支援で燃費向上を実感する(最大で5%から10%向上)。これらをドライブシチュエーションに合わせて操作する楽しさもねらった。

4.2.2. システム構成とセッティング

3モードシステムのイメージとセッティングを Fig. 18 に示す。

ステアリング操舵力、エンジンレスポンス、モータアシスト、エアコンを各モードごとに切り替える。エンジンスタートではノーマルモード、そこからどのモードへでも、ボタンを押すことで簡単に切り替えられる。さらにモードによりアンビエントメータの色も変化する。ノーマルとエコモードではどちらのモードも走行時はブルー、燃費走行に入るとグリーンに変わり、スポーツモードだけは常時レッドとなり、よりスポーティさを演出する。

この3モードドライブシステムにより、ハイブリッド車ならではの、異なる三つのドライビングを実現した。

4.3. 軽快キビキビハンドリング

4.3.1. シャシ

サスペンションは 2009 年モデルのインサイト仕様を流

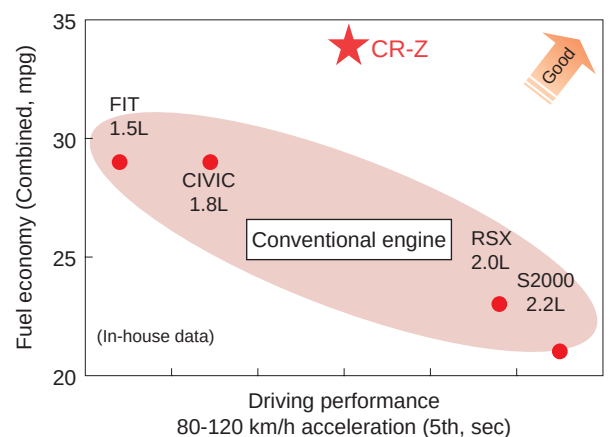


Fig. 17 Driving performance and F/E

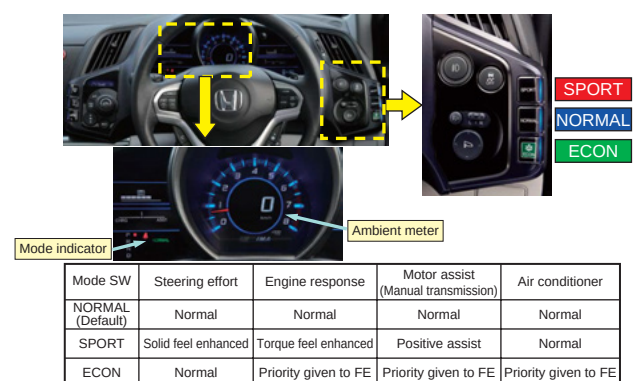


Fig. 18 3-mode drive system

用した。フロントトレッドは20 mm拡大した。リヤトレッドは、タイヤの磨耗性能を考慮しつつキャンバ角を1°から1.5°に変更するとともに、トレーリングアーム内補強形状を変更し、27 mm 拡大した。これらとスプリング、ダンパ特性、高効率ブラシレスEPS特性の専用セッティングで軽快かつ安定性の高いスポーティな操縦安定性と、しなやかな乗り心地を高次元でバランスさせた乗り味を実現した (Fig. 19)。

タイヤサイズは市場で広く流通している大径サイズ195/55 R16を採用した。サマーシーズン用とオールシーズン用のタイヤをそれぞれ専用開発して、低燃費でありながら操縦安定性と乗り心地を高次元でバランスさせた。

パワートレインを支えるマウントシステムには 2009 年モデルインサイトと同様のトルクロッドを配した3点慣性主軸方式を採用し、マウント特性を専用設定することで、操縦安定性および乗り心地の向上に貢献している。

また、アルミ鍛造のフロントサスペンションロワアーム、軽量デザインアルミホイールの採用も、車両の軽量化と共に、操縦安定性および乗り心地の向上に貢献している。

4.3.2. ボデー剛性

キビキビとした操縦安定性能には高いボデー剛性が要求される。しかしCR-Zは2ドアハッチバッククーペであるため、

大きなドア開口とテールゲート開口をもつデザインである。そのため、フロントバルクヘッドアップのコーナ部へのガセット追加、フロントダンパとダッシュボードアップ間への効率良いパッチ配置、センタピラー、ルーフレール間のストレート構造化、およびテールゲート開口全周の閉断面化をおこない、ボデー剛性の向上を図った (Fig. 20)。

さらにリヤサスペンションのトレーリングアーム取付け点に、H型パフォーマンスロッドを採用することで、操縦安定性能の向上に貢献した。

4.3.3. スポーティサウンド

開発コンセプトである「ハイブリッドスポーツ」を際立たせるため、音にも工夫をした。

感応評価の結果、加速時の中周波音がスポーティ感を演出することがわかったため、加速エンジン音と排気音に着目し、エンジン振動の伝達部であるマウント特性を最適化した。排気系については、ショートオーバーハングの限られたレイアウトの中で、MT 車では迫力感、CVT 車ではすっきり感を目標に、それぞれ専用設計とした。

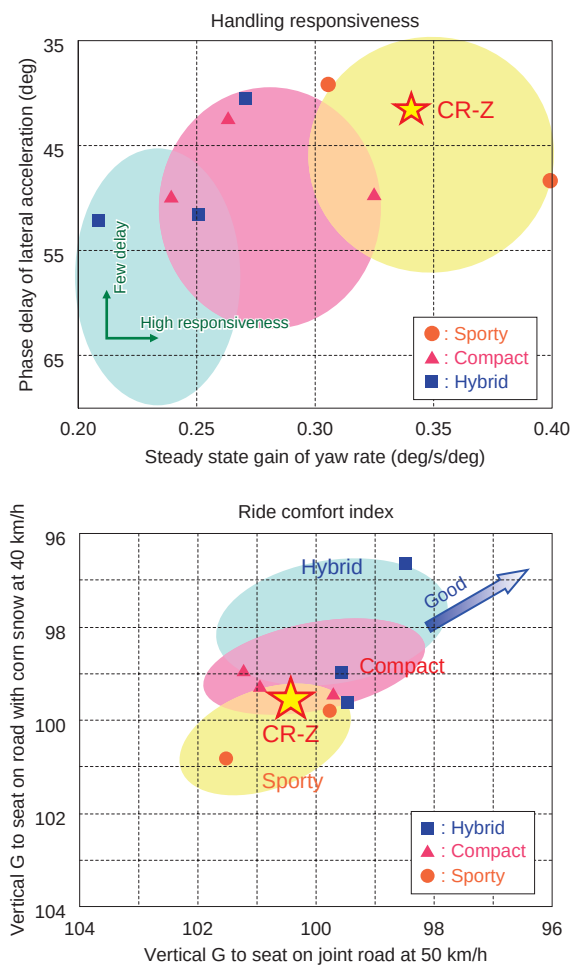


Fig. 19 Chassis dynamics

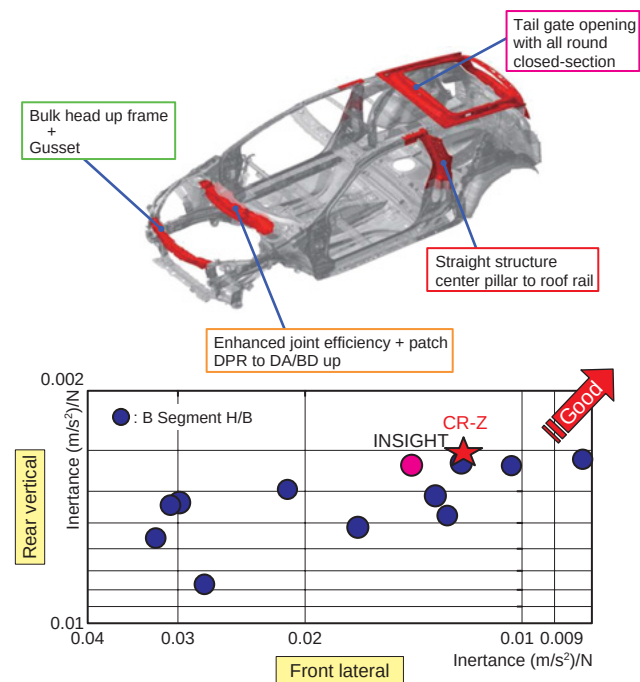


Fig. 20 Body structure and rigidity

5. デイリーユースコンフォート

5.1. ワンタッチフォルダウンシート

贅肉を削ぎ落としたスポーティなデザインとデイリーユースの荷室機能を両立させるために、シンプルな構造の荷室を開発した。

荷室は、リヤシートを起こした状態でも二つの小型 (655 × 480 × 255 mm) のスーツケース、または一つの大型 (750 × 540 × 280 mm) のスーツケースを収納でき

る。荷室にはトノカバーがオプションで用意され、三つのモードで使えるので、日常での使い勝手が良い。

リヤシートバックは一体化され、センタのロックノブ操作により、ワンタッチで簡単に倒すことができる。これにより段差の無い荷室部分が拡大され、9.5型の一般的なゴルフバッグを2セット分入れられる(Fig. 21)。

IMS(Instant mobility flat tire repair system)仕様では、普段車に載せておきたいが使用頻度が少ないもの(車検証や三角表示板、洗車用具など)を入れられる床下大型ボックスを設けた。スペアタイヤ仕様にも、小物収納用ボックスを設けた。

また、北米仕様はリヤシートの無い2シート仕様とした(Fig. 22)。リヤシートの代わりにセパレータとトレイを設け、トレイの底にはカーペット材を敷き、中の物が転がっても音がしないよう配慮した。セパレータを倒すとき生じるトレイとの接触音低減のため、ダンパを組込み、高品位な操作感を実現した。また、センタにロックノブを設けリヤシート仕様と同様の使い勝手とした。

2シート開発にあたっては設計の工夫による共用化により効率的な開発をおこなった。例えばセパレータのフレー



Fig. 21 Luggage space

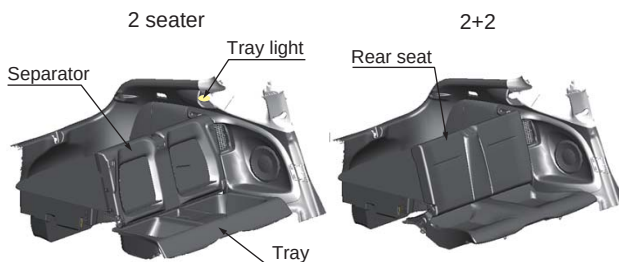


Fig. 22 Rear package

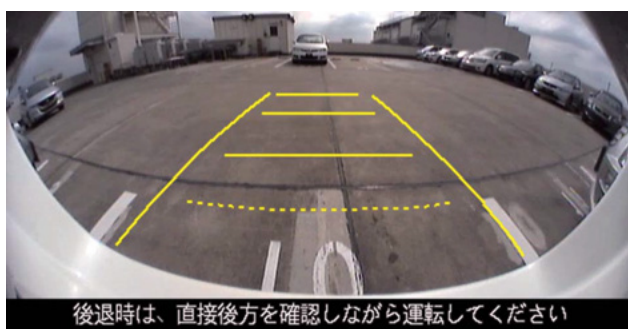


Fig. 23 Image from wide-angle camera

ムはリヤシートのフレームを流用し、リヤシートベルトの穴にはトレイを照らすライトを設けることによりサイドライニングを共用化し、二つの異なるパッケージングを両立させた。

5.2. リヤワイドカメラ

リヤビューカメラは、さらなる使い勝手の向上のために視野角度を従来の 130°から 180°に広げたワイドカメラを開発した。そのカメラの表示画像を Fig. 23 に示す。

180°の画面を単純に映し出すだけでは、魚眼レンズのように非常にひずみが大きく、対象物が認識しづらくなってしまう。

そこで、画面に映し出される後方および側方180°の車両の大きさを規定した。そのうえで中心付近の画像は従来のカメラと同等の映像で、かつ、画面を横切る物体の軌跡は直線的になるように画像処理をおこない、違和感なく広範囲の認識を可能にした。

6. むすび

我々の創り上げた CR-Z は、低くスポーティなスタイリング、軽快で意のままに操れるハンドリング、そしてハイブリッドによる新感覚加速フィールにより、新しい時代のスポーティ感を表現できた。さらに低燃費で日常の使い勝手も考慮したことにより、日常と非日常をその日の気分によって使い分けでき、車本来の楽しさを味わえる新しい価値を持った車に仕上げる事ができた。

お客様に自動車本来の走る喜びと所有する喜びを十分に感じていただけたと思う。「スモールスポーツの新価値創造」へ我々が出した答え「CR-Z」が、より多くのお客様に理解していただけたと確信している。

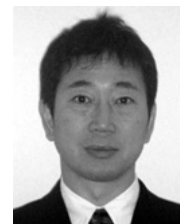
■ 著 者 ■



石川 昌宏



細田 正晴



高橋 潤



小野寺和夫



宮原 啓輔



松井 充

インバータ発電機「EU3000i Handi」の小型・軽量化技術

Innovative Technologies for Compactification of Inverter Generator, "EU3000i Handi"

平 沼 淳 二*
Junji HIRANUMA
田 中 豪*
Go TANAKA

広 瀬 忠 文*
Tadafumi HIROSE
室野井 和 文*
Kazufumi MURONOI

結 城 仁*
Hitoshi YUKI

要 旨

ABSTRACT

ポータブルエンジン発電機は停電時のバックアップ電源や工事用の電源だけでなくレジャーにも使用される。レジャーでは主にキャンピングカーのエアコン電源として使われており、低騒音で可搬性に優れる 3 kVA クラスの発電機が求められている。こうしたニーズにこたえるために「EU3000i Handi」を開発した。

EU3000i Handi は既販プロユース仕様の「EU3000is (3 kVA)」に対し、体積を 36%、質量を 42% 削減し、クラストップレベルの小型・軽量化を実現した。

エンジンは、高回転化やフルトランジスタ点火時期制御などにより、EU3000is に搭載されている排気量 196 cm³ のエンジンに対して排気量 163 cm³ にダウンサイジングした。また、マグネシウム合金で補強した樹脂モノコック構造のフレームを開発し、鋼板フレームに比べ大幅な軽量化を図った。さらに、ヘルムホルツ型レゾネータの装着により吸気音を低減し、きょう体構造の改良によりメカニカルノイズの吸音と遮音の効果を向上した。その結果、定格出力時の騒音値は既存のレジャーユース仕様の「EU2000i (2 kVA)」と同等の L_{WA} 91 dB を実現した。

In addition to their use as an emergency backup power source during power outages and as a power source for construction applications, portable engine generators are also used in leisure activities. In the latter category, their main application is a power source for the air conditioners used in camper vans and recreational vehicles, necessitating a quiet and highly portable 3 kVA-class generator. The EU3000i Handi was developed in response to this need.

The volume of the EU3000i Handi has been reduced by 36% and its weight by 42% from the professional-use EU3000is (3 kVA), realizing class-leading lightness and compactness.

The maximum speed of the engine used in the new generator has been increased and full transistor ignition timing control has been employed, helping to reduce engine displacement to 163 cm³ from the 196 cm³ engine used in the EU3000is. A plastic monocoque structure reinforced with magnesium alloy is used for the frame, further reducing overall weight in comparison with that of the steel frame. In addition, the use of a Hershel resonator has reduced air intake noise, and the modification of the housing configuration has increased the absorption and shielding of mechanical noise. This has resulted in the achievement of the noise level of L_{WA} 91 dB, when the unit is being operated at rated output, equivalent to that of the previous recreational use generator, the 2 kVA EU2000i.

1. まえがき

ポータブルエンジン発電機は、自然災害時の停電などのバックアップ電源や、工事現場での電気機器・工具などの電源、およびレジャーなどアウトドアでの電源として広く使われている。また、急激な経済発展に伴う電力需給のアンバランスにより停電が頻発する進展国では、業務や生活面でのバックアップ電源などにも多く使われている。世界中で生活が豊かになると共に電力需要が高まる中、ポータ

*汎用R&Dセンター

ブルエンジン発電機はますますニーズが高まってきている。また、これらさまざまなニーズに対応するためには、高品質な電気性能、軽量コンパクト、低騒音、低燃費が求められている。

インバータ発電機は従来の二極界磁回転型発電方式の発電機に比べ、高品質な電気性能⁽¹⁾を有していること、発電出力に応じてエンジン回転数を変化させることができるため低騒音、低燃費⁽²⁾などの特長がある。

これらインバータ発電機の特長から、Honda では市場

ニーズに対応するため防音型インバータ発電機 EU シリーズの第一弾として、発電出力 3 kVA の EU3000is を 1998 年に発売した。以来、発電出力 1 - 6.5 kVA までの商品をシリーズ化し、1 - 3 kVA クラスは主にキャンプやキャンピングカー用電源などのレジャーに、また、3 - 6.5 kVA クラスは主に自然災害時の停電のバックアップ電源や工事現場での電気機器・工具などの電源等として多くのお客様に受け入れられている。

Fig. 1 は EU シリーズと二極界磁回転型発電方式の開放型フレームタイプ EM3800SX、およびその他の防音型インバータ発電機の質量と出力の相関を示したものである。

開放型フレームタイプ EM3800SX に対し、インバータ発電機 EU3000is は、フライホイール兼用の多極アウトロータ式オルタネータ⁽²⁾の採用等により軽量化が図られている。また、主にレジャーで使われる EU1000i や EU2000i に比べて、EU3000is の出力当たり質量が大きいことがわかる。

EU3000is は工事現場等でのプロユースや、事務所等のバックアップ電源を想定しているため、大容量の燃料タンクや、セルモータ+バッテリーを装備している。また、EU2000i に対して工事現場等での過酷な使用が考えられるために EU2000i のようなシンプルな樹脂製モノコックフレームの採用が強度・剛性の観点で困難であり、鋼板を多用したフレーム構造を採用している。これらが出力当たり質量差の大きな要因である。

しかしながら、北米レジャー市場での主用途であるキャンピングカー用エアコン(RV エアコン)の電源としては

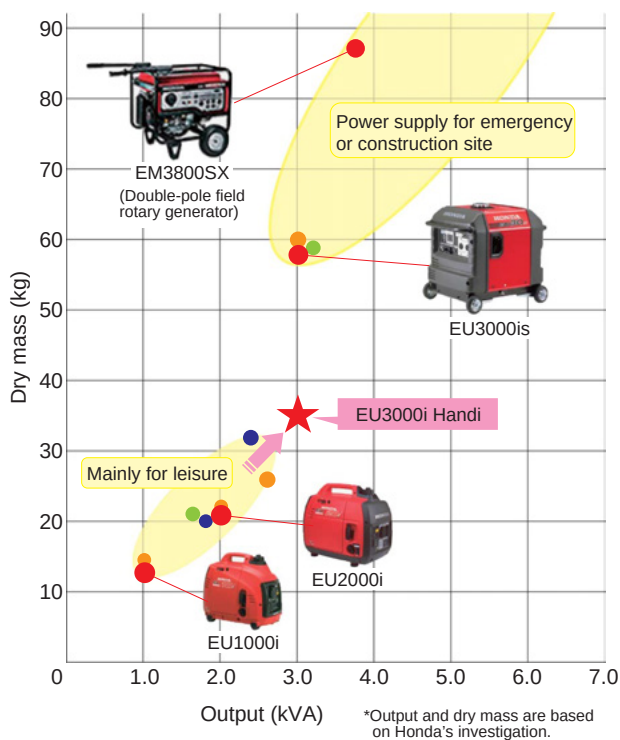


Fig. 1 Output and dry mass

EU2000i では出力が不足する場合が多く、使い方から見ると軽量コンパクトや移動しやすさが求められているにもかかわらず、プロユース仕様の EU3000is を使用しているのが実態である。また、レジャー用と家庭の非常電源用とを一台の発電機で兼用するためにも、軽量コンパクトで手軽に使える 3 kVA クラスの発電機が望まれている。

これらのニーズにこたえるべく、3 kVA クラス発電機「EU3000i Handi」を開発したので、投入した小型軽量化技術を紹介する。

2. 開発の目標

軽量コンパクトな 3 kVA クラスのインバータ発電機に対する市場ニーズにこたえるため、以下の目標を設定して EU3000i Handi を開発した。

(1) 優れた可搬性と取扱い性

レジャーユースでの発電機の運び方は、キャンプサイトまでキャンピングカーやトラックの荷台に積んで運び、キャンプサイトで発電機を荷台から人力で降ろして、設置場所まで運ぶのが一般的である。荷台からの積み降ろしを人力でおこなうため発電機の軽さと、設置場所まで一人で楽に移動できることをそれぞれ重視し、試作モデルを使った官能テストにて、ガソリンとエンジンオイルを除いた乾燥質量は 35 kg、ホイールとけん引ハンドルを装備した上でのけん引荷重は 80 N を目標値として設定した。

Fig. 2 に EU3000is をキャンピングカー用電源として使用している例を示す。

発電機は盗難防止のためにキャンピングカーのそばに置いて使われることが多い。発電機の排気口をキャンピングカーのボデー面に向けないように、また、排気口の反対面にコンセントやエンジンスイッチがあるので、電源ケーブルの差込やエンジンスイッチの操作がしやすいように発電機の全長方向をキャンピングカーのボデー面と平行にして置くのが一般的である。よって、全幅が狭いほど設置スペースを少なくすることができることから、EU3000is に対する小型化としては全幅 - 20% を目標とした。

(2) RV エアコンに適した発電出力性能

最大出力 3 kVA を確保しつつ、冷房能力 4 kW クラス



Fig. 2 Example of use as camper power source

RVエアコンの起動を可能とする瞬時出力を有することを目標とした。

(3)優れた静粛性

定格出力 1.6 kVA の EU2000i と同等の定格出力時音響パワーレベル L_{WA} 91 dB を目標とした。

3. 小型・軽量化技術

3.1. 小排気量エンジンの適用

発電機軽量化のため既存の EU3000is に搭載されている排気量 196 cm³ のエンジン GX200 に対し、17%小さい排気量 163 cm³ のエンジン GX160 を採用した。これにより約 500 g の軽量化を達成した。

エンジン排気量を小さくした上で既存の EU3000is 同等の最大発電出力 3 kVA を確保するため、標準仕様の GX160 に対して以下4項目の変更をおこなった。これにより、最大出力時の目標回転数である 4000 min⁻¹ においてスロットル全開出力を 11%向上させた。

(1)最大出力時のエンジン高回転化

EU3000i Handi はインバータ発電方式であることにより出力電圧の周波数はエンジンの回転数に依存しない⁽¹⁾。そこで、発電機最大出力発生時の目標エンジン回転数を既存 EU3000is の 3800 min⁻¹ から 4000 min⁻¹ へ変更した。

(2)バルブ作動角の拡大

高回転における出力を重視したセッティングとするため、標準仕様の GX160 に対してバルブ作動角を、吸気側 20 deg、排気側 10 deg それぞれ広げたバルブタイミングを採用した。

(3)キャブレタベンチュリボア拡大

始動性・アイドル安定性・負荷追従性も配慮しつつ、標準仕様の GX160 キャブレタベンチュリボアに対して面積比で 21%拡大し、高回転時の充てん効率向上を図った。

(4)点火時期制御

既存の EU3000is で採用されているトランジスタ式マグネット点火では回転数や負荷によらず点火時期一定となるため、主にトルクピーク回転数におけるノッキング限界や部品強度によって全域の点火時期が決まってしまう。そこで、EU3000i Handi ではフルトランジスタ点火によって回転数ごとに点火時期を制御できる仕様を採用し、回転数に応じて始動性や最大出力などそれぞれに適した点火時期を設定した。

Fig. 3 にエンジン性能曲線を示す。

3.2. 小型化のためのエンジン配置と冷却構造

キャンピングカー電源として使われる場合の設置スペースを少なくするため、全幅のスリム化に重点を置き、パッケージングを検討した。

Fig. 4 に従来の EU3000is と EU3000i Handi のエンジン

搭載方向と全幅サイズおよび冷却風通路を示す。

既存の EU3000is では、きょう体内の冷却風の圧力損失を小さくするため、冷却風通路が直線的で短くなるよう、クランクシャフトの直角方向を発電機の幅方向としている。これに対し、EU3000i ハンディではエンジン幅の最も小さい側であるクランクシャフト方向を発電機の幅方向とした。これにより、既存の EU3000is に比べて 21%小さくした全幅 379 mm のボデーを実現した。

エンジン配置の変更に伴い、冷却風の流れが直線的でなくなること、高密度な部品配置によるきょう体内空間の減少により、開発初期は EU3000is に比べ冷却風の圧力損失が増え冷却風が流れにくかったが、数値流体力学(Computational Fluid Dynamic: CFD)解析による冷却風通路形状の改良により、冷却性の良い冷却風通路を構成した。

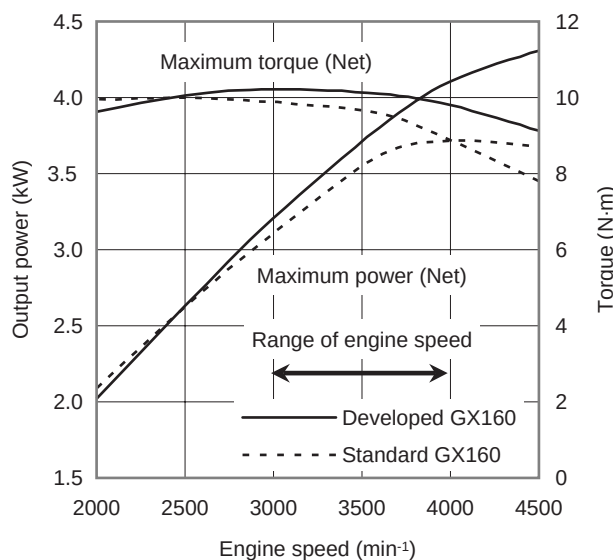


Fig. 3 Engine performance

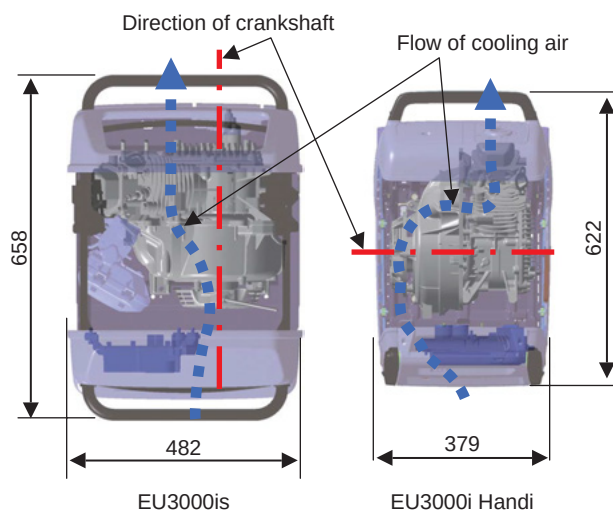


Fig. 4 Location of engine in relation to full width of generator

Fig. 5 に CFD 解析によるエンジンのシリンダヘッド回りの冷却風流れの改善例を示す。

開発初期に比べてシリンダヘッド下側の冷却風量不足を改善した。

また、Fig. 6 は発電機ボデー内の冷却風の流れ経路のイメージである。

主にインバータユニット等の発熱の少ない部品エリアとオルタネータやエンジン、マフラなど的高発熱部品エリアとをセンタフレームを利用した隔壁で仕切り、発熱の少ない部品エリアから高発熱部品エリアへと冷却風を流すことで効率良く冷却する構造とした。

3.3. シンプルなフレーム構造

フレーム構造に関する軽量化手法の一つは、既存の EU3000is の鋼板を多用した構造に対して、樹脂を多用したことである。

EU3000is のフレームとカバーの構成を Fig. 7 に、EU3000i Handi の構成を Fig. 8 と Fig. 9 に示す。

EU3000is は建設現場での使用等のプロユースを想定しているため、フロントカバーとリヤカバーを除き、フレームとカバーの材料に鋼板を使用し、ヘビーデューティな仕様になっている。

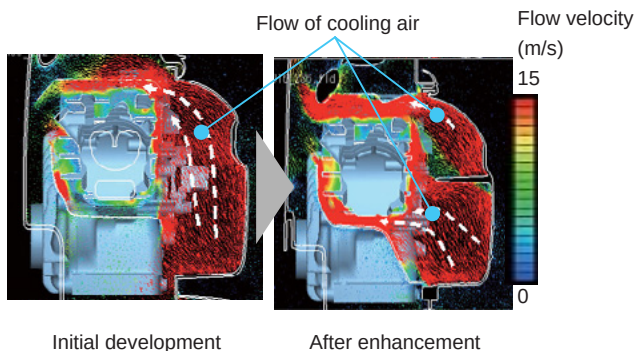


Fig. 5 Cooling air flow dynamics around cylinder head

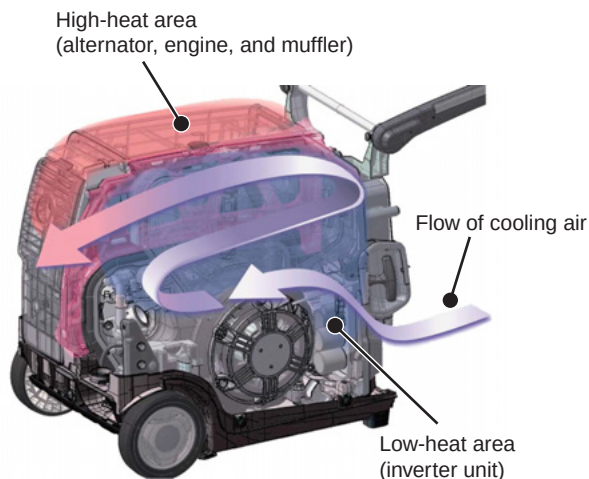


Fig. 6 Flow of cooling air

それに対して、レジャーユースを想定し、軽さを訴求する EU3000i Handi はセンタフレームで補強した樹脂モノコック構造とした。

けん引ハンドルとホイール間を結合する主骨格となるセンタフレームはマフラに近接しているため、冷却風が止まる運転停止直後にマフラからの熱ふく射による温度上昇が生じる。温度上昇時にフレーム剛性を確保するためには弾性率の温度依存が小さい金属材料の選択が必要であり、EU3000i Handi ではマグネシウム合金を採用した。

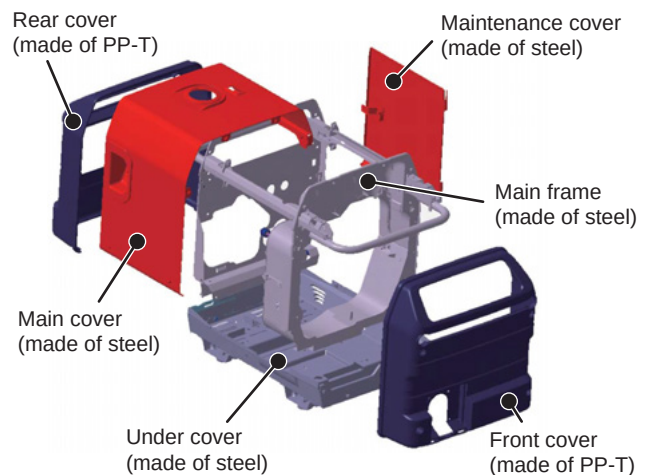


Fig. 7 Structure of frame and cover (EU3000is)

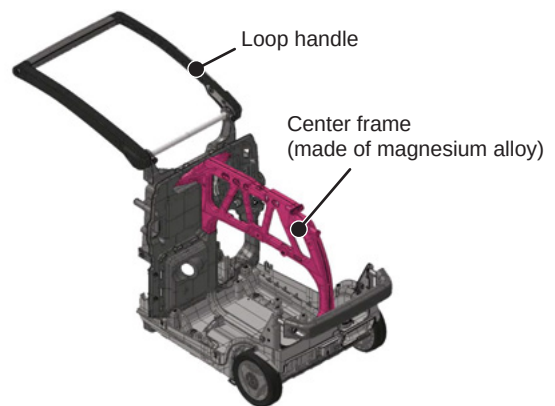


Fig. 8 Structure of frame (EU3000i Handi)

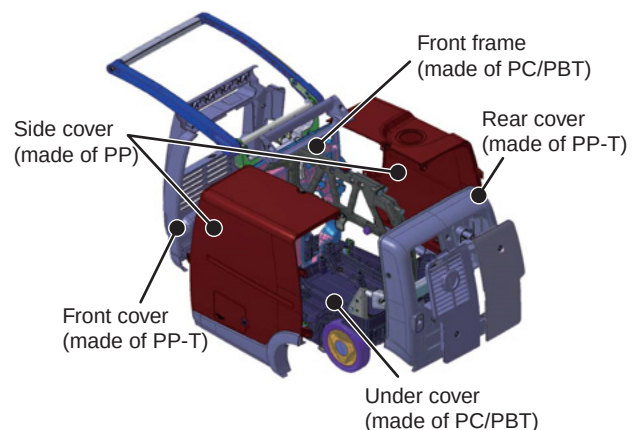


Fig. 9 Structure of cover (EU3000i Handi)

熱の影響を受けにくい高強度・高剛性の主骨格を得ること、その他のフレーム・カバーは汎用樹脂のみで構成した樹脂モノコック構造が可能となり、軽量化だけでなくコスト面でもメリットを得ることができた。

軽量化の効果としては、フレームとカバーの合計質量は EU3000is の 14 kg に対し EU3000i Handi では約 60% 削減し 6 kg を実現した。

3.4. インバータ ユニット

EU3000i Handi では、エンジンの最高回転数を EU3000is より引き上げたため、オルタネータのサブ巻線電圧範囲が広がり、幅広い入力電圧に対応する電源回路構成が必要になった。EU3000is と同等の電源回路構成では、エンジンの高回転域における電源回路の損失が増加し、ユニットが大型化してしまう。したがって、EU3000i Handi では、低回転から高回転までの幅広い入力電圧範囲で安定して動作でき、損失の少ないリングチョークコンバータ方式を採用した。

また、波形フィードバック制御をソフトウェア処理とすることで、部品点数の削減が可能となり、基板面積を削減した。既存の EU3000is のインバータユニットと EU3000i Handi のインバータユニットを Fig. 10 に示す。

EU3000is では別体だったノイズフィルタを内蔵しても、EU3000is のインバータユニットと同等の外形寸法維持と、質量を 13% 低減し 500 g の軽量化を実現した。

また、インバータユニットには新たに簡易アワーマータ機能を内蔵した。プロユースと異なりレジャーでは不定期に発電機を使用することが多いため、累積使用時間を把握しにくく、エンジンオイル交換等のタイミングがわかりにくい。EU3000i Handi ではメンテナンス時期の目安を使用者に知らせるために、インバータユニットに運転時間を記憶させ、エンジン始動時に累積運転時間に応じて出力表示灯を点滅させる機能を設けた。点滅パターンは、運転時間

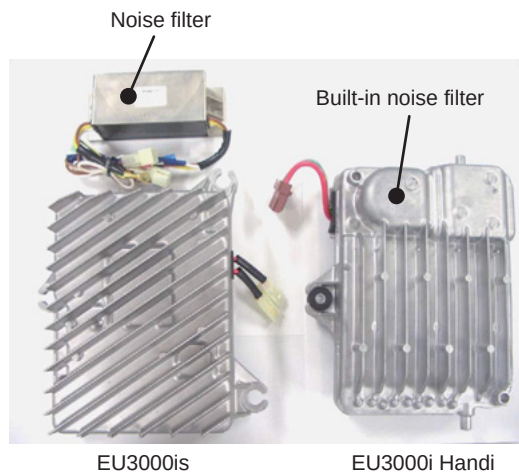


Fig. 10 Inverter unit

100時間までは点滅なし。以後、100時間ごとに1回ずつ点滅回数を増やし、500 時間以上は5回点滅する。

3.5. オルタネータ

EU3000is と EU3000i Handi のオルタネータを Fig. 11 に示す。

EU3000i Handiでは、高磁力マグネットの使用および、磁気回路のパーミアンス係数(磁気回路と磁石形状により決まる係数)をアップすることにより、マグネット厚を薄くし巻線スペースを確保した。また、Fig. 12に示す磁束密度分布シミュレーションより、ステータコアを流れる磁束密度を解析しステータコア設計をおこないEU3000isに対して、発電能力を従来同等としながら積厚を 5 mm 薄くし、質量を 14% 低減し 730 g の軽量化を実現した。

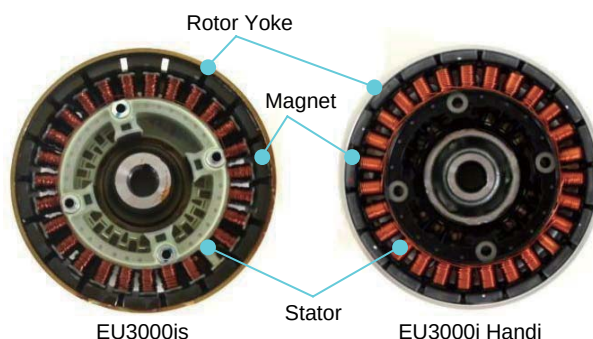


Fig. 11 Alternator

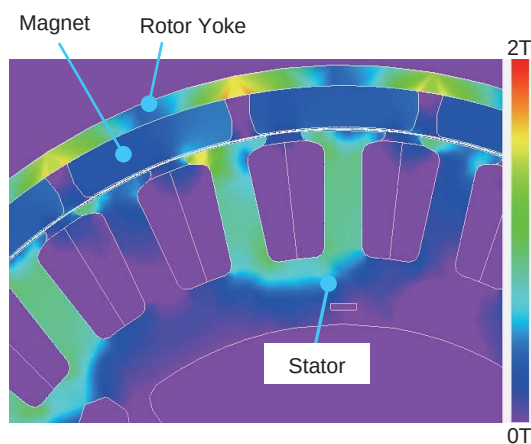


Fig. 12 Distribution of magnetic flux density of alternator

4. 発電性能

インバータ発電機は過負荷状態および出力短絡が発生した場合、負荷装置と発電機自身の保護を目的に過負荷保護機能を有している。過電流保護機能は出力電流の検出値が過電流しきい値を超過した時間をカウントし、設定された期間、過電流状態が継続したら発電停止させる。出力短絡時には上記過負荷保護機能に加えてハードリミット回路によ

りパワー素子のスイッチング動作を停止させ、短絡電流のピーク電流を抑制し発電機を保護する。この間、マイコンは過電流を検出し、設定時間経過後に発電機停止させる。

レジャーユースにおけるRVエアコンは、冷房能力4kWクラスが主流となっており、発電出力3kVAの発電機で通常は運転できる。しかしながら、RVエアコンのスイッチ操作を素早く何度も繰り返すとRVエアコンのコンプレッサがロックしロック電流が流れるため、瞬時的に3kVA以上の発電出力が必要となる。このときの出力電流は過電流しきい値を超えるため、設定期間内にコンプレッサのロック状態が回復しないと保護機能が作動し、RVエアコンを作動できない。このため、冷房能力4kWクラスのRVエアコンの作動には、通常時は3kVAの発電機で使用できるにもかかわらず、3.5kVA以上の発電機が必要となる。

EU3000i Handi では、このコンプレッサロック状態から復帰するまでの期間において、ロック電流に耐えうる大容量パワー素子を採用すると共に、過負荷保護機能の作動時間を従来の5秒から10秒に延長することにより、発電出力3kVAの発電機で、冷房能力4kWクラスのRVエアコンに対応した。

しかし、上記設定時間を出力短絡時においても適用すると短絡電流の流れる時間が従来の倍になり、パワー素子の電流破壊の要因となることがある。そのため、新たに短絡電流検出をおこない、短絡電流が流れた場合は5秒間で出力を停止させ、発電機を保護する設定とした。

5. 騒音低減技術

(1) 吸気音の低減

EU3000i Handi はポータブルエンジン発電機として初めて吸気レゾネータを採用し、吸気音の低減を図った。Fig. 13 に吸気口、吸気レゾネータ、キャブレタの位置を示す。

キャブレタ下のスペースを利用し、ヘルムホルツ型レゾネータ⁽³⁾を設定した。

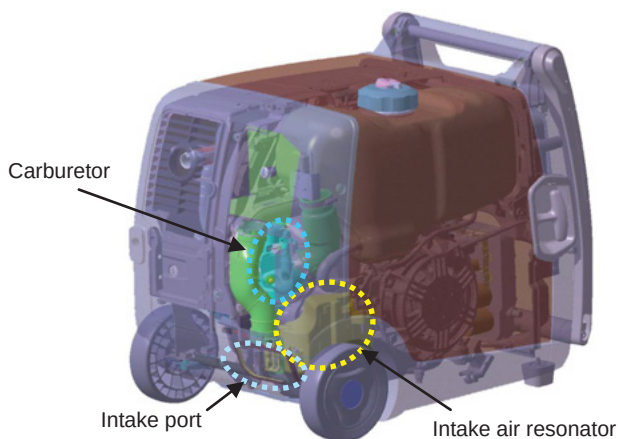


Fig. 13 Location of intake port, resonator and carburetor

Fig. 14に吸気レゾネータ有り無しでの、吸気口近接騒音特性を示す。

200 - 630 Hz の吸気音帯域の騒音抑制をねらい、CAE を利用した容積設定、形状設計の結果、吸気口から45度、500 mm 位置での近接騒音にて 5dB(A)以上の効果を得た。

(2) 放射音の低減

メカニカルノイズに対しては、樹脂カバー内側に溶着固定した吸音材による吸音や、きょう体開口部(冷却風の入口と出口)と、メカニカルノイズ源であるエンジンとの間の空間に大型部品(インバータユニット、マフラ)を配置し遮音効果を高めることで、きょう体外部への放射音を減少させている。

吸音材については、EU3000iis にはウレタン発泡材やフェルトを使用しているが、自動車分野で使用されている吸音率に優れたポリプロピレン製の不織布⁽⁴⁾を採用した。同等の吸音率を維持しつつ吸音材の厚さを約 40%減らしたことで全幅の削減に寄与した。また、質量も約200 g削減した。

これらの騒音低減技術により、定格出力(2.6 kVA)時の騒音値は目標値の L_{WA} 91 dB を達成した。EU2000i の定格出力の 1.6 kVA での騒音値を 3.5 dB 低減し、ワンランク上の静粛性を実現した。

Fig. 15 に実用出力域における EU3000i Handi の騒音特性と EU2000i の定格出力時の騒音値を示す。

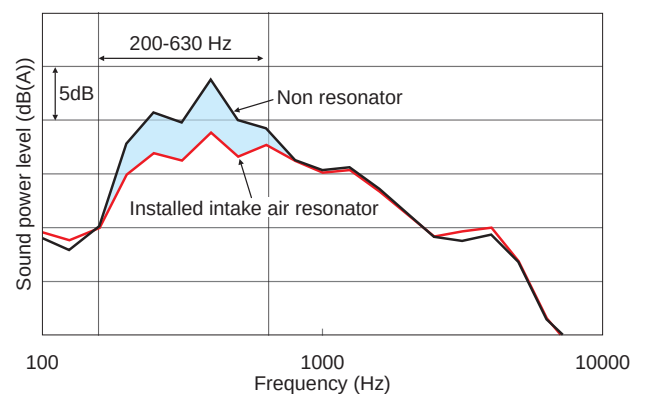


Fig. 14 Noise characteristics around inlet

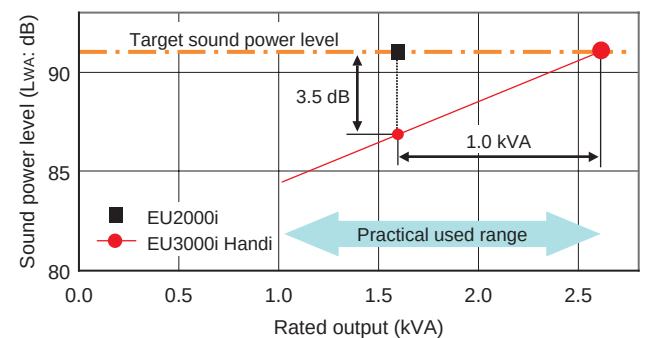


Fig. 15 Noise characteristics of EU3000i Handi

6. まとめ

各コンポーネントの小型・軽量化とシンプルなフレーム構造に加え、レジャーでの使い方に合わせて装備仕様と連続運転時間を見直した。プロユース仕様の EU3000is に対して、セルスタータを廃止しリコイルスタータのみとしたこと、レジャーユースで必要な定格出力時連続運転時間 3.5 h を確保しつつ燃料タンクを小型にすることにより、軽量コンパクトで手軽に使える 3 kVA クラス発電機を具現化した。

Fig. 16 に EU3000i Handi の外観、Fig. 17 にけん引ハンドルを使用した移動時のイメージ、主要諸元を Table 1 に示す。

以下に EU3000i Handi の小型・軽量化技術内容のまとめを示す。

(1) 各コンポーネントの小型軽量化とマグネシウム合金製センタフレームで補強した樹脂モノコック構造により、35.2 kg の乾燥質量を達成し、楽に扱える軽さを実現した。これは、同出力の従来機 EU3000is に対し 42% の軽量化に相当する。

また、二輪ホイールと折りたたみ式のけん引ハンドル装備により、けん引荷重を 80 N とし、一人で楽に運べる優れた可搬性を備えた。

全幅は 379 mm とし、EU3000is に対して 103 mm の



Fig. 16 Appearance of EU3000i Handi



Fig. 17 EU3000i Handi with handle

Table 1 EU3000i Handi specifications

		EU3000i Handi
Engine	Displacement (cm ³)	163
	Speed (min ⁻¹)	3000-4000
Generator	Max. AC output (kVA)	3.0
	Rated AC output (kVA)	2.6
Continuous operating hours (h)		3.5
Operating noise level (L _{WA} : dB)		91
Dimensions	L×W×H (mm)	622×379×489
	Dry mass (kg)	35.2
	Wet mass (kg)	40.1

スリム化を達成すると共に、体積では36%のコンパクト化を図った。

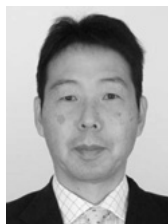
(2) 既存 EU3000is より排気量が 17% 小さいエンジンの使用による軽量化と共に、発電出力 3 kVA を確保しつつ、RV エアコンの使用に必要な瞬時出力も確保した。

(3) 定格出力時の騒音値 L_{WA} 91 dB を達成し、定格出力が約 40% 小さい EU2000i と同等の騒音レベルを達成した。

参考文献

- (1) Kouchi, T., Ito, K., Nakamura, M.: Development of a Lightweight and Compact 1kVA-class Portable Generator, SAE Paper, 1999-01-3304(1999)
- (2) 河内敏文, 清水元寿, 広瀬忠文, 杉本幸男: 軽量コンパクトな正弦波インバータ発電機「EU16i」の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.2, p.35-42
- (3) 福田基一, 奥田襄介: 騒音対策と消音設計, 共立出版, p.156(1974)
- (4) <http://www.mmm.co.jp/auto/acoustic/tai/index.html>, 2009/11/6

■著者■



平沼 淳二



広瀬 忠文



結城 仁



田中 豪



室野井和文

新型テックマチックシステムの開発

Development of New Honda Techmatic System

木 幡 高 志*
Takashi KOHATA
宮 崎 諭*
Satoshi MIYAZAKI

伊 藤 法 彦*
Norihiko ITO
藤 井 聡*
Satoshi FUJII

和 田 伊佐夫*
Isao WADA
大 崎 優**
Masaru OHSAKI

要 旨

足の不自由な方の自立支援に有効な、手動運転補助装置「Honda テックマチックシステム」を新たに開発し FIT に搭載した。

本開発においてはHonda純正としての安全性と信頼性の確保と、操作性において「運転ができる」という領域から「運転を楽しむ(FUN FOR EVERYONE)」領域に大きく進歩させ、さらにさまざまな機種に対応でき、容易に取り付けられることをねらいとした。

本稿では、そのねらいを達成するための具体的な構造について説明し、内装と融合したコントロールレバー部のデザインについても述べる。さらに、体の不自由な方の運転免許の歴史やその市場についても紹介する。

ABSTRACT

A new manually operated “Honda Techmatic System” auxiliary driving device that supports the independence of people with lower limb disabilities was developed and installed in a Honda FIT.

This development aimed to secure safety and reliability as official Honda product features, greatly advance operability from simply providing “the ability to drive” to “enjoying driving (Fun for Everyone),” secure compatibility with various car models, and enable easy installation.

This paper describes the specific structure used to achieve these goals, and the control lever design that blends with the cabin interior. It also introduces the history of driver’s licenses for disabled persons, and this market.

1. ま え が き

通常、自動車は足でアクセルおよびブレーキ操作を、手でステアリングや各種スイッチ操作をおこない、円滑な運転ができる操作系配置となっている。このため、主として自走用車いすを使用して生活している体の不自由な方は、自動車を運転することが困難である。バリアフリーという言葉が使われだして久しいが、車いす使用者が公共交通機関で効率良く移動するにはまだまだ障害は多く、健常者以上に車は必要な道具となっている。これらの方の社会的自立を支援するため、手でアクセルおよびブレーキ操作をおこ

なうことができる装置として手動運転補助装置がある。

手動運転補助装置は、一部を除きライセンスプレート取得後に取り付ける「後付け装置」であり、改造申請は特に必要としないが、「走る、止まる」をつかさどる重要な装置である。したがって、取り付け車両本体のアクセルおよびブレーキ同等の信頼性が求められる。今回、新型テックマチックシステムの開発においては、Honda 純正としての安全性と信頼性の確保と、操作性において「運転ができる」という領域から「運転を楽しむ(FUN FOR EVERYONE)」領域に大きく進歩させ、さらに、さまざまな機種に対応でき、容易に取り付けられることをねらいとした。

* 四輪R&Dセンター

**本田技研工業株式会社

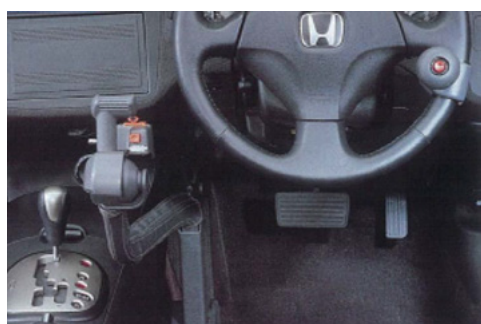
2. 手動運転補助装置の歴史と種類

日本における最初の自動車運転免許が交付された1907年(明治40年)から遅れること53年、1960年(昭和35年)12月の道路交通法改正で運転免許の取得条件が変わり、Fig. 1⁽¹⁾に示すように、体が不自由な方も装置を利用して自動車を運転できるようになった。平成20年時点で、普通自動車の運転免許保有者約7796万人の内「身体障害者用車両に限定」とされた条件付運転免許の保有者数は約21万人であり約0.27%を占める⁽²⁾。

市場規模は5000台／年程度であるが、その内約90%は専業メーカ2社で占めており、自動車メーカとしてはHonda、トヨタおよび日産3社が参入している。



Fig. 1 Manually operated auxiliary driving device



(a) Floor type



(b) Column type

Fig. 2 Types of auxiliary driving device operated by hand

Honda 関連としては、1968(昭和43年)旧テックランドが「テックマチックシステム」という商標で開発および取り付けを開始し、その後、旧ホンダ特装株式会社、そして株式会社ホンダロジスティックに引き継がれて現在に至っている。

手動運転補助装置は、商品化されてすでに約半世紀の歴史を持ち、近年欧米では専用アクチュエータを伴ったDrive By Wire 方式のものも開発されてきている。しかし、主流は電子デバイスに依存しない機械式であり、その基本構造は大きくは変化していない。

機械式の手動運転補助装置は、操作力を倍力することなしに通常足で操作するブレーキおよびアクセルペダルを作動しなければならない。そのため、従来のそれは比較的長い操作レバーを用いてロッドまたはケーブルを介し、ペダル部に追加されたリンク機構にて作動させる構造をとっている。

Fig. 2 に示すように、操作レバー取り付け方式には2種類あり、回転軸機構が運転席床上車両中央側にあるものをフロア式、ステアリングコラム下面にあるものをコラム式と呼ぶ。

また、アクセルおよびブレーキの操作方式にも2種類あり、一体式の操作レバーを車両後方へ引いてアクセル、前方へ押してブレーキ操作ができるものを1軸式、操作レバー上部にもうひとつ回転軸を持ち、この軸より上部のみが後方へ回転してアクセル、レバー全体が根元部の回転軸中心に前方に回転してブレーキ操作するものを2軸式と呼ぶ。

3. 新型テックマチックの構造

新型テックマチックシステムでは「運転を楽しむ」操作性を考慮し、初めに操作レバー部の基本構成を考えた。その結果、肘の移動量が抑えられる短い操作レバーと操作方式が明確な1軸方式を組み合わせた1軸ショートレバー方式を採用した。

1軸ショートレバー方式は、レバー部が運転席座面より高い位置にあるため、シートの前後スライドにおいてもシートクッション部との干渉が少なく、また、さまざまなインストルメントパネルの形状に対して、必要なレバー操作ストロークを確保しやすく、車両への搭載性においても有利である。

さらに、安全信頼性を満足するために、ブレーキケーブル2本化とイコライザ内蔵ドラム機構、ドラム強制回転機構を採用した。運転を楽しむために操作ゲイン可変機構、ビルトインスイッチを採用した。加えて、搭載性のために操作力伝達媒体としてケーブル機構およびフロア設置機構をそれぞれ採用した。全体構造を Fig. 3 に示すが、入力部のコントロールレバーアセンブリ(以下C.L.A.と表記)と、車両のブレーキペダル、アクセルペダルを動かすペダルリン

クアッセンブリ(以下 P.L.A. と表記)から成り立っており、この二つの部品を中心に説明する。

3.1. コントロールレバーアッセンブリ

3.1.1. デザインと機能

操作グリップは、運転者が直接手で触れアクセルとブレーキ操作をおこなう重要なインタフェースである。そのため、優れた操作性が要求されるのは当然として、ユーザの目に付きやすい場所に配置されることから、優れたデザイン性も求められる。従来の操作グリップは、操作性については良く考えられているものの、デザイン性については不足しているといわざるを得ないものが多い。本開発においては、デザイン性についても十分考慮し、車のインテリアと違和感のないものにすることができた。

グリップ形状には大別して横から掴むタイプの「I型」と、手を上に乗せるタイプの「T型」があるが、本装置では、より幅広い方々に使っていただけるよう、上に手を乗せるT型をベースにした。Fig. 4に示すモックアップモデルでのデザイン検証および実機検証を繰り返し、各スイッチの最適

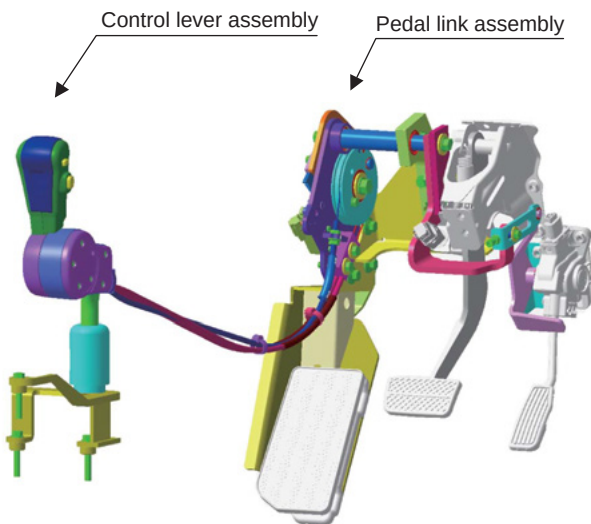


Fig. 3 New Honda Techmatic System



Fig. 4 Mock-up model

レイアウト、グリップの大きさ、断面形状の検証や、手で触れる部位の角部Rの設定などの細かい所までチューニングをおこなった。十分な強度と剛性を確保するため、グリップのフレームにはアルミダイキャストを採用し、その表面に本革を貼ることで、高い外観商品性ととも発汗による滑りに対する軽減効果を持たせた。

操作グリップが取り付けられるドライブドラムを、支持および収納するハウジングにもアルミダイキャストを採用し、高い造形自由度を得ながらも強度と剛性を確保した。これらの強度部材を、両側から樹脂カバーで挟み込む構造とし、運転時、太腿もしくは膝が接触する場合がある部位には、弾力性のある材質(熱可塑性樹脂)を採用した。

C.L.A.から足元のP.L.A.までの間は、ポリエステル製メッシュカバーの中を、3本のケーブルおよびワイヤハーネスを配索することで、すっきりとした外観商品性を確保している。Fig. 5に実車に取り付けた状態を示すが、これらの部品はすべてベーシックな黒でコーディネートしており、室内のデザインに融合し、さまざまな機種への水平展開を容易にしている。

3.1.2. 3本のブルケーブルを用いた操作力伝達機構

操作方式決定後の次なる検討項目は、レバーの操作力を、いかにしてペダルへ伝達するかである。手動運転補助装置は、既にパッケージが決定している完成車へ後付けするため、搭載性を十分考慮する必要がある。開発段階において、その媒体としてロッド方式、油圧方式およびケーブル方式を検討したが、最終的に操作性、搭載性および安全信頼性を互いに損なうことなく成立できるケーブル方式を採用した。

一般に、ケーブルは太いほうが強度的に有利であるが、許容最小曲げ半径は大きくなり、車載レイアウトに制約が発生する。本装置では、よりコンパクトな構造とするために、負荷の高いブレーキ操作荷重は、イコライザを介して2本のφ2.0 mmステンレス鋼線材複撚りケーブルが常時受け持つ構造とした。これにより、耐久性も含めて従来同等以上の十分な強度を確保した。また、アクセルケーブルは、ブレー



Fig. 5 Auxiliary driving device operated by hand (New type)

キと同一仕様のケーブルを反対の回転方向に1本配置した。このケーブル配置は Fig. 6 に示すように、二輪車のスロットル強制開閉機構と同様、レバーで直接戻り方向に入力することが可能であり、万一アクセルリンク系統に不具合が発生した場合でも、ブレーキ方向にレバーを操作することで、確実にアクセルを戻すことができる。

3.1.3. イコライザ内蔵ドラム機構

万一ブレーキケーブルが1本切れても、残存するもう1本のケーブルで確実に停止できるように、ブレーキ操作荷重は、イコライザを介して2本のケーブルで均等に伝達される構造とした。

イコライザの設計にあたっては、以下を考慮した。

- (1) イコライザ作動時(ケーブル1本切断時)に残存ケーブルおよびインナケーブルエンド部に無理な力が加わらないこと
- (2) 運転者がケーブルの破断を認識できるイコライザ作動量を確保すること
- (3) コンパクトであること

これらの項目を満足させるため、Fig. 7 に示すようにイコライザ機構をドライブドラム内に収納する構造を考案した。

Fig. 8 にイコライザの作動状態を示す。本イコライザ機構は、固定された回転軸を持っていないのが特徴であり、1本のケーブルが切れた場合、イコライザのケーブルエンド結合部は、ドラムに掘り込まれた空間の壁面に沿って、直線軌跡で移動する。これにより、残存ケーブルに無理な力が加わることなくケーブルエンドが7 mm 移動する。その結果、操作グリップ部での無効ストロークが通常の遊び量の2.5倍以上になるため、ドライバは故障を認識することができる。

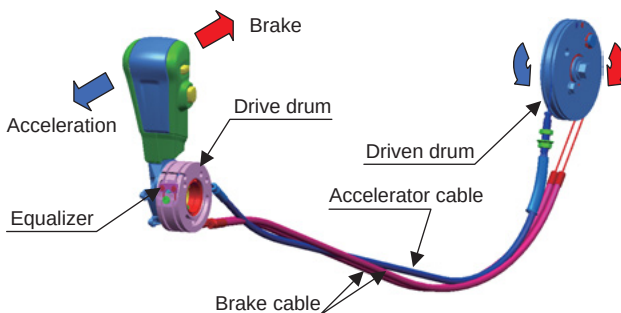


Fig. 6 Pull cables used for driving

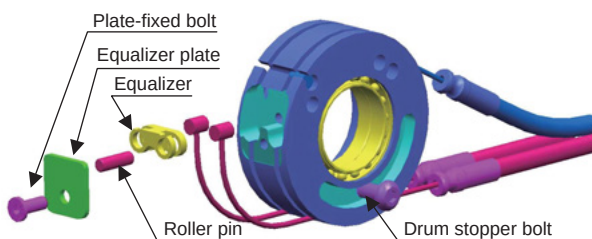


Fig. 7 Drum with built-in equalizer

さらに、ケーブル切れを客観的に認識できるようコントロールレバーハウジング上面に、Fig. 9 に示すようなインジケータを設置した。このインジケータにおいて、正常時のガタは●印の範囲におさまリ、ケーブルが切れた場合は2本の線の範囲を超えたガタ量となる。

3.1.4. グリップ内蔵スイッチ

手動運転補助装置での運転操作においては、右手でステアリングホイール、左手はアクセル/ブレーキレバー、およびATセレクトレバーの両方を操作する。そのため、円滑かつ安全な運転に必要な各種スイッチ類の操作をおこなうことが困難となる場合がある。その対応として、手動運転補助装置には、操作グリップ部にベース車と同等の機能を持った補助スイッチを装備する必要がある。ユーザによって必要とする補助スイッチの種類に若干の差があるが、本装置では Fig. 10 に示すように、より多くのユーザに対応できるように下記5個のスイッチを装備した。

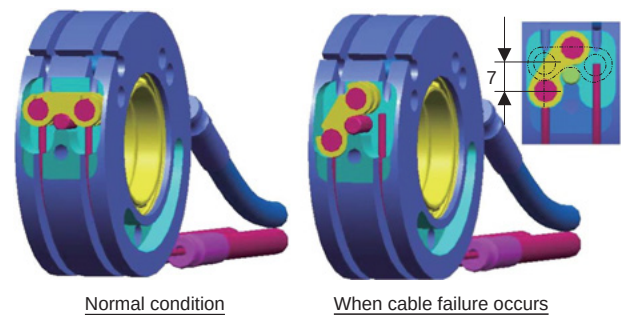


Fig. 8 Equalizer operation

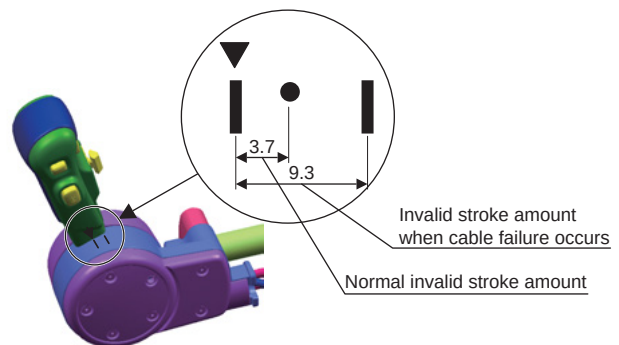


Fig. 9 Cable failure indicator

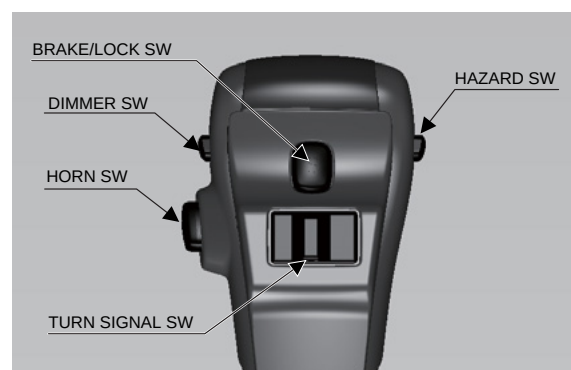


Fig. 10 Grip with built-in auxiliary switches

- (1)ブレーキロック (2)ウインカ (3)ホーン
(4)ヘッドライト Hi-Low 切り替え (5)ハザード

これらのスイッチは、信頼性とコスト低減の観点から、四輪および二輪の量産品を基本流用した。(1)のブレーキロックスイッチは、ベース車にはない手動運転補助装置に特有、かつ不可欠な最も使用頻度の高いスイッチである。ATセレクトレバーを、Pポジションから他のポジションに移動する場合、ブレーキペダルを踏み込んだ状態で、セレクトレバーを操作する必要があるが、手動運転補助装置では、左手でブレーキ操作をおこなうためそれができない。ブレーキロックスイッチを押しながら操作レバーをブレーキ側(車両前方)に押し込むと、レバーから手を離してもブレーキペダルが踏み込まれた状態で保持される。これによりセレクトレバーを操作することができる。

Fig. 11に示すように、操作グリップに装備した5個のスイッチと、インストルメントパネル内部に追加配線したワイヤハーネスとは、内径7mmのコルゲートチューブに通した、11本の自動車用極薄肉低圧電線呼び0.3(AVSSH0.3F)⁽³⁾で繋がれている。アクセルおよびブレーキ操作によるハーネスの動きを最小限のスペースで吸収するため、操作レバー回転中心部に設けた空間に通線し、その中でハーネスを屈曲(揺動)させる構造とした。

また、電線の屈曲(揺動)に対する十分な断線タフネスを検証するために、耐久試験を実施した。耐久試験は、使用頻度等を考慮した複数の作動角を組み合わせたモードと、屈曲には厳しい低温での動作環境温度を考慮したモードでおこなった。

3.2. ペダルリンクアッセンブリ

1軸ショートレバー方式を具現化する機構が、P.L.A.である。Fig. 12に示すように、回転軸がオフセットしているドリブンドラムとカムプレートは、メインプレートを挟んで配置されており、ローラを介してケーブルの引き力を、メインシャフトの回転力に変換している。

ここで、カムプレートとローラの接触部において、カム転動面の微小変形(つぶれ)を許容した「塑性変形による加工

硬化を考慮した面圧設計」⁽⁴⁾に基づき、塑性変形を許容しない場合と比較しておよそ1/5の板厚を採用し、P.L.A.の幅を可能な限り薄くした。

また、前述したブレーキロックの機構はP.L.A.に組み込まれており、その構造をFig. 13に示す。ソレノイド作動により、ラチェットが回転してカムプレートに固定されているラチェットプレートと噛み合い、メインシャフトの回転を一時的にロックすることにより、ブレーキペダルを踏み込んだ状態に保つことができる。

3.2.1. 操作ゲイン可変機構

通常のブレーキペダルは、油圧1系統故障へ対応すべく常用可動範囲の倍のストロークを確保しており、手動装置においても、油圧1系統故障へ対応したレバー可動範囲を確保する必要がある。しかしながら、従来の手動運転装置のレバーストロークとペダルstroークの関係は、回転アームやロッドからなるリンク機構のジオメトリにより決められていて、stroーク全域において最適の特性を得ることは困難であった。

そこで、ペダルstroークに対するレバーストロークの比である操作ゲインを、積極的に設定可能な可変機構を、カムとローラの組み合わせにより実現した。この機構により、ブレーキ常用操作域ではゲインを下げ操作荷重を抑え、油圧1系統故障時のstroークが増える操作領域においては

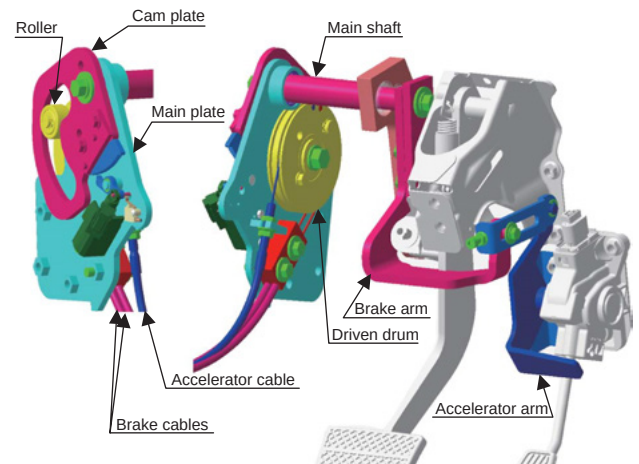


Fig. 12 P.L.A. (Pedal link assembly)

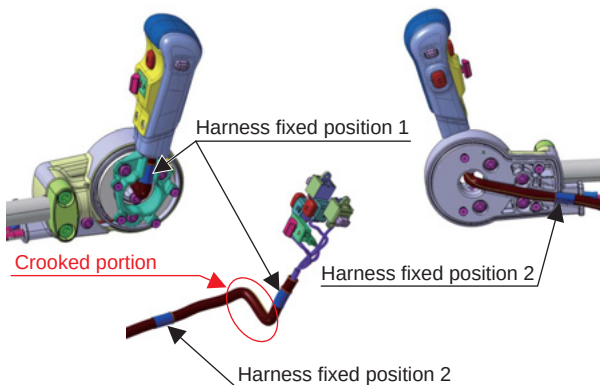


Fig. 11 Harness layout inside grip

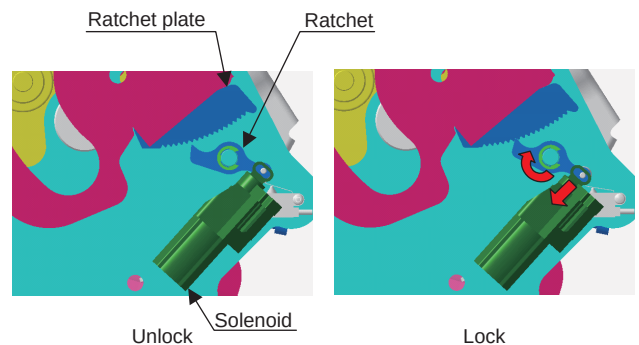


Fig. 13 Brake lock mechanism

ゲインを上げストロークを抑制することが可能となった。

ゲイン可変機構は Fig. 14 に示すように、出力軸であるメインシャフトと、離れた位置にある入力軸であるドリブンドラム、およびドリブンドラム上に中心からオフセットされているローラで構成されている。これにより、ドリブンドラムからの入力、ローラおよびカムプレートを介して、ブレーキペダルの回転軸と同軸のメインシャフトに出力される。

本来、ケーブル方式においては、ブレーキペダル回転軸上にドリブンドラムを配置したほうが部品点数を削減できる。しかし、実際に車に組み付けた場合、ブレーキケーブルの配索において、屈曲が厳しくなり、ケーブルの摺動抵抗が増加する。カムとローラの採用により、ドラムの配置を下げることが可能となり、同時に、ドラムの回転方向を逆転することができた。その結果、ケーブル配索を直線に近づけることが可能となり、操作荷重の低減、およびケーブル耐久性の向上にも寄与した。

Fig. 15 に、今回採用した操作ゲイン特性を示す。横軸にレバー先端の移動円弧長をレバーストロークとして、縦軸に

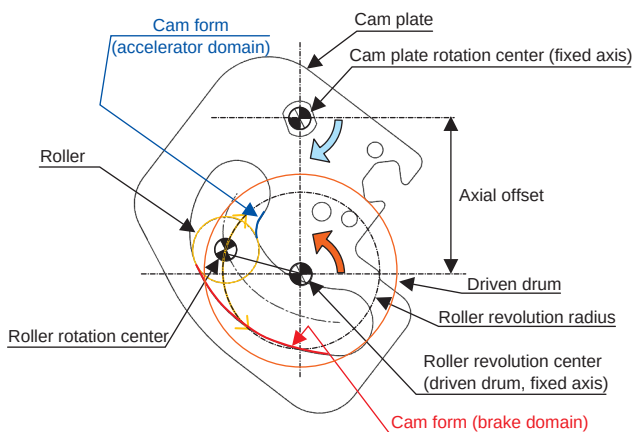


Fig. 14 Gain variable mechanism

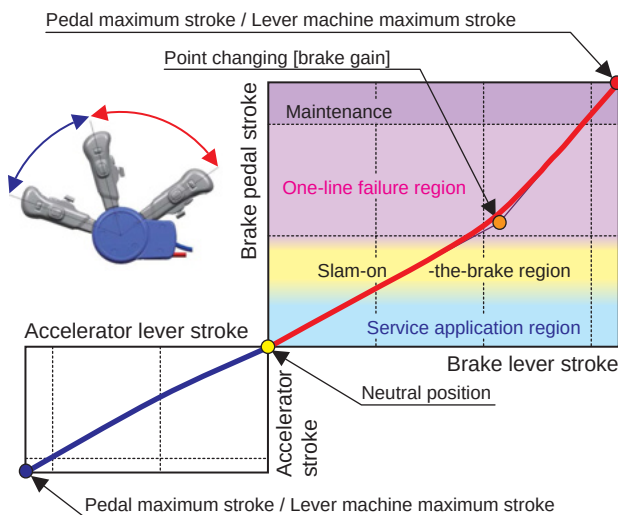


Fig. 15 Input/output characteristics

にペダルストロークをとってあり、中立点を挟んで右側はブレーキ特性を赤い線で、左側はアクセル特性を青い線で示している。

ブレーキ特性において、ペダルストロークを四つの領域に分け、背景色を変えて表している。下から順に、通常ブレーキ領域(水色)、急ブレーキ領域(黄色)、油圧1系統故障領域(桃色)、ブレーキ液交換領域(紫色)となる。

レバーが固定されているドライブドラムは、ストッパボルトでストローク規制されるが、レバー最大ストロークにて、ペダル最大ストロークとなるよう設定した。

中間の特性は、常用操作域ではゲインを下げ操作荷重を抑え、油圧1系統故障時のストロークが増える操作領域においては、ゲインを上げストロークを抑制する特性としている。

アクセル特性においても同様に、レバー最大ストロークにて、ペダル最大ストロークとなるよう設定し、常用操作域ではゲインを下げ操作荷重を抑え、アクセルを大きく開ける操作領域においては、ゲインを上げストロークを抑制する特性としている。

4. 実車検証

4.1. 操作性

Fig. 16 にアクセル操作時のレバーストロークと荷重特性を示す。装置全体の無用なガタを、最小限にするために、主要な回転軸にはボールベアリングを採用した。これにより、アクセルペダルが動き始める Fig. 16 の Point A の位置を、10 mm 以下に抑えることができた。

同様に、Fig. 17 の Point B に示す、ブレーキペダルの動き始める位置も 5 mm と少なく、中立点を挟んだ連続操作において、滑らかなレバーの操作が可能となっている。また、Fig. 16 の Point A の荷重も 12 N 以下に抑えることができ、ベース車両のアクセルペダルと同等の特性を実現することができた。

また、Fig. 17のブレーキ操作特性においては、実際にブ

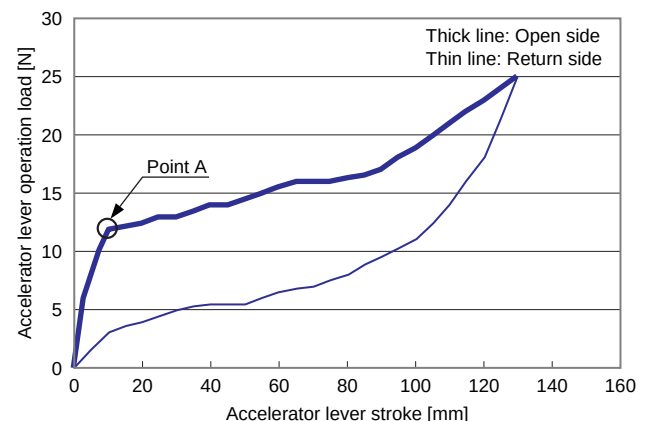


Fig. 16 Accelerator operation characteristics

レーキが効き始める Point C は、明瞭に運転者が認識することができ、そこからしっかり手ごたえを感じながら制動力をコントロールできる。その結果、ベース車と同等の操作フィーリングを得ることができた。

「運転を楽しむ」には、操作部の適切な荷重やヒステリシスの設定と、無駄な動きの排除が不可欠と考えた。その達成手段にケーブルと可変ゲイン機構を選択した。その結果、ペダルを直接押しているようなダイレクト感を達成できた。

4.2. 搭載性

開発した手動運転補助装置は、販売店にて車両に搭載することを前提としている。そこで、販売店での組立て信頼性を確保するために、C.L.A, P.L.A.およびケーブルをあらかじめ組み付け、ケーブルの張力を調整したうえで出荷する方式を採用した。

さらに、部品の取り付けは、既存の締め付け点を利用するので、販売店における車両への新たな穴あけ加工を必要としない。また、ケーブルへの損傷防止のため、保護部材の採用などの配慮もおこなった。

Fig. 18は車載組立て図を示すが、組み付け時に一旦取り外しが必要な部品は、センターコンソールなどの樹脂製の

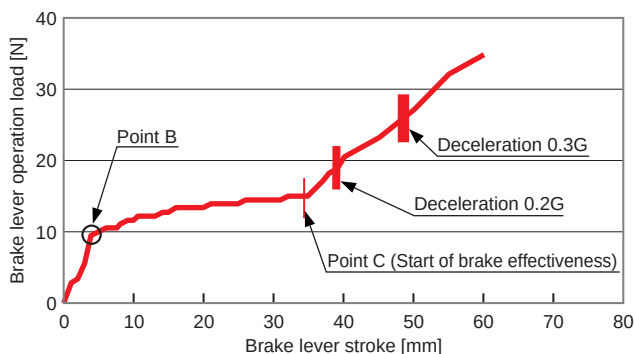


Fig. 17 Brake operation characteristics

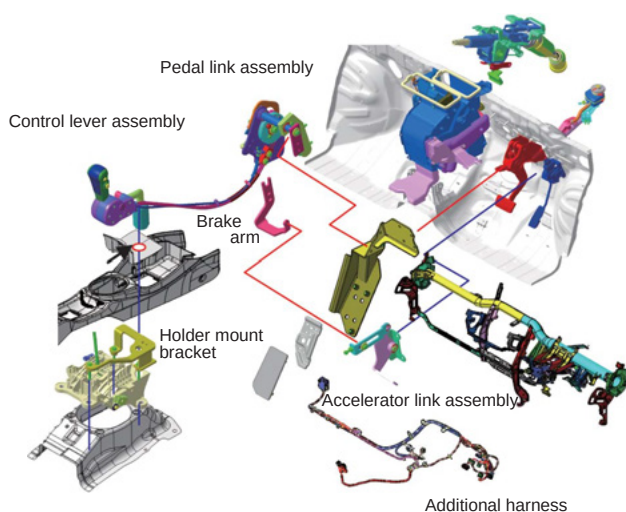


Fig. 18 Construction of New Honda Techmatic System

部品のみである。

これらの結果、当社従来製品と比較して約20%取り付け工数を削減することができた。

5. まとめ

新たに手動運転補助装置の開発をおこない FIT に搭載した。

「Honda純正」としての安全性と信頼性の確保と、操作性において「運転ができる」という領域から「運転を楽しむ (FUN FOR EVERYONE)」領域に大きく進歩させ、さらにさまざまな機種に対応でき、容易に取り付けられることをねらいと定め、それを実現することができた。

従来にはない数々の特徴を持つ自信作であり、より多くのお客様に喜んでいただけると確信している。

参考文献

- (1) 有限会社 フジオート フジコンのルーツより <http://www.fujicon.co.jp/company/05root.html>
- (2) 警察庁交通局運転免許課：運転免許統計平成20年度版 (2009)
- (3) JASOD611
- (4) 松本将, 寺田博, 渋谷八郎, 重永憲明, 佐々尾裕：水門とびら用ローラ・レールころがり接触面の面圧設計, 日本機械学会論文集 44 巻, 385 号 (1978)

■ 著 者 ■



木幡 高志



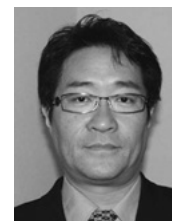
伊藤 法彦



和田伊佐夫



宮崎 諭



藤井 聡



大崎 優

天然ガス改質による 家庭用水素供給システム(HES IV)の実証試験

Verification Test of Home Energy Station IV System Using Natural Gas Reforming

吉田 哲也*
Tetsuya YOSHIDA

山下 郁也**
Ikuya YAMASHITA

倉品 大輔*
Daisuke KURASHINA

大高 彰文*
Akifumi OTAKA

要 旨

石油など他の化石燃料と比較して CO₂ 排出量が少なく、加えて家庭への供給インフラが整っている天然ガスを改質して、家庭で燃料電池電気自動車に水素を供給すると同時に、電力と熱の供給も可能とする小型水素供給システム Home Energy Station(HES)を開発した。その第4世代モデルである Home Energy Station IV(HES IV)を運用して Honda FCX への水素供給および商用電源との系統連系可能な発電を実証した。

一般家庭に HES IV と燃料電池電気自動車を合わせて導入することで、CO₂ 排出量で 30%、エネルギーコストで 54% の低減が可能であることがわかった。実証試験を通じて、環境負荷低減とユーザメリットを両立させる新しいエネルギー供給システムの形態を示すことができた。

ABSTRACT

A compact hydrogen supply system (Home Energy Station, HES) has been developed that reforms natural gas to supply hydrogen to fuel cell electric vehicles at households, while at the same time also enabling supply of electricity and heat. The Home Energy Station IV (HES IV) is the 4th-generation prototype model of this system, and was operated to verify both hydrogen supply to a Honda FCX and power generation that can be interconnected with the commercial power grid.

The results showed that introducing the HES IV together with a fuel cell electric vehicle to a typical household can reduce CO₂ emissions by 30% and energy costs by 54%. Verification tests demonstrated that this is a new energy supply system format that can simultaneously reduce the environmental load while providing merits to users.

1. はじめに

Honda はかねてより、化石燃料の代替、排出ガスの削減、地球温暖化への影響低減という観点から、水素を用いた燃料電池を次世代の究極的クリーンパワープラントととらえ、燃料電池電気自動車の開発をおこなってきた。

燃料電池電気自動車を普及させるためには、水素供給インフラの整備という社会的な取り組みが必要である。近年、インフラ業界や官公庁主導でこれらの技術に関する研究開発がおこなわれ、水素ステーションの先行導入が進みつつある。しかしながら、導入の進む地域は限られており、また

その数も将来の普及を見据えると十分とはいえない。

そこで我々は燃料電池電気自動車の早期普及に向けて、家庭に設置可能な小型水素供給システムの研究を進めてきた。2003 年には、米国カリフォルニア州の Honda R&D アメリカズ ロサンゼルス研究所において、天然ガスから水素を生成し燃料電池電気自動車に供給するとともに、コージェネレーション機能で家庭に電力と熱の供給をおこなう HES の実験稼働を開始した^{(1)・(3)}。水素製造の原料として選択した天然ガスは、家庭への供給インフラがすでに存在しており、かつ他の化石燃料と比較して水素を製造するときに排出する CO₂ 量が少ないことから、早期の燃料電池電

* 四輪 R&D センター

** HONDA R&D AMERICAS, INC.



Fig. 1 External view of Home Energy Station IV

気自動車の普及を図るには最適な燃料だと考えられる。

2007年からは、一般家庭でのより現実的な使用を想定して、高効率化と小型化を実現した第4世代モデル HES IV (Fig. 1)の実証試験を続けている。本稿では、HES IV の紹介とともに、実証試験で得られた結果を基に算出した実用化した際のエネルギーコストメリット、CO₂ 削減効果について報告する。

2. HES IV 概要

2.1. 外観

HES IV の外観を Fig. 1 に示す。HES IV は、圧縮水素製造ならびに発電をおこなうメインユニット(Main unit)、燃料電池電気自動車に水素を充填するディスペンサユニット(Dispenser unit)、排熱を温水として蓄えておく簡易貯湯槽(Hot water tank)からなる。

一般家庭への設置を想定し、システム構成の見直しおよび補機類の小型化を通して、メインユニットを第1世代と比較して約70%小型化することができた。本システムの設置は屋外を想定しているが、充填作業は燃料電池電気自動車をガレージに駐車した状態でおこなうほうが現実的なため、ディスペンサユニットを独立させて自由に配置可能とする構成を採用している。

ディスペンサユニットにはタッチパネル式の操作モニターを取り付け、ユーザが対話形式で簡単に取り扱いができ

るようにした(Fig. 2)。

メインユニットとディスペンサユニットの大きさを Fig. 3 に示す。

2.2. システムの構成と仕様

HES IV のシステム構成を Fig. 4 に示す。システムは主に、改質器(Fuel processor)、デュアルモードスタック(Dual



Fig. 2 Dispenser unit with touch panel controller

Mode Stack: DMS), 水素精製器(Pressure Swing Adsorption: PSA), 水素コンプレッサ(Compressor), 系統連系インバータ(Inverter)から構成されている。

改質器は、起動時間を短縮するために天然ガス改質法として改質触媒と酸化触媒を用いた自己熱改質法(Auto Thermal Reforming: ATR)を採用している。その後段には、改質ガス中の一酸化炭素(CO)濃度低減のために、水性ガスシフト(Water Gas Shift: WGS)反応器とCO選択酸化(Preferential Oxidation: PROX)反応器を配置している。

DMSは固体高分子膜による水素ポンプ機能と燃料電池としての発電機能を併せもつデバイスである。Fig. 5に二つの機能を図示する。水素ポンプとして機能する時は、外部からの電力により改質ガス成分中の水素が選択的にカソード側に運ばれる[Fig. 5 (a)]。同時に水素ガスはPSAの作動に必要な圧力まで昇圧される。DMSから送出される水素ガスには水分と微量の不純ガスが含まれているため、PSAとの組み合わせで燃料電池電気自動車に供給可能な水素純度を確保している。

一方DMSが発電する際は、カソードには空気が供給され、燃料電池として機能する[Fig. 5 (b)]。従来のシステムでは、水素精製に必要な昇圧デバイスと発電のための燃料電池がそれぞれ独立したデバイスとして必要であった。しかしDMSの採用によって一つのデバイスで両機能を切り替えて使用することが可能となり、システムの小型化にもつながった。

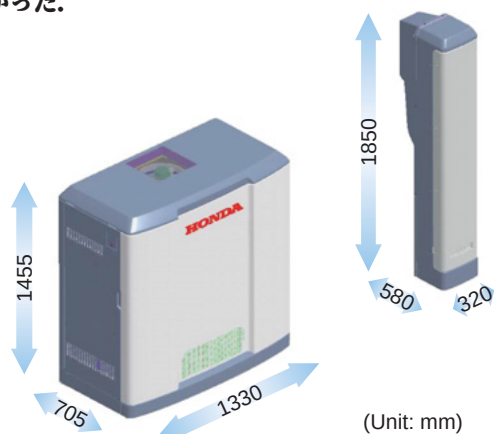


Fig. 3 Dimensions of HES IV

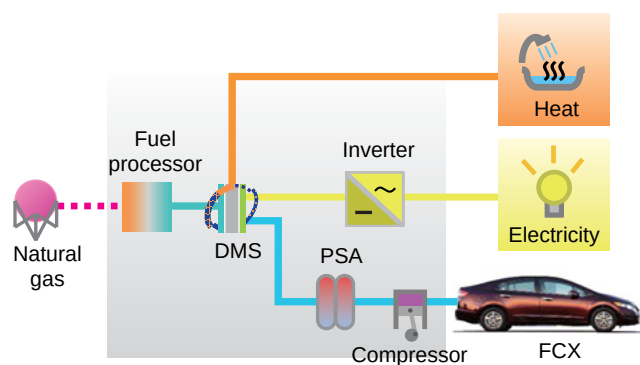


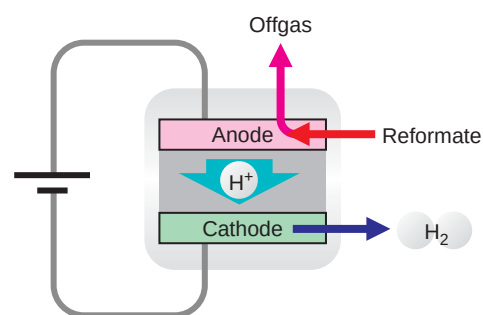
Fig. 4 System configuration of HES IV

Table 1 Specifications of HES IV

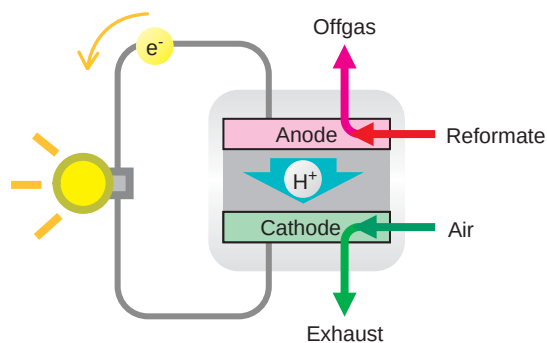
Hydrogen production	Flow rate	3 Nm ³ /h
	Filling pressure	35 MPa MAX
	Purity	> 99.99%
	Efficiency	40%
Power generation	Rated output	4 kW
	Voltage / Frequency	120/240 VAC / 60 Hz
	Efficiency	30%
Heat recovery		80°C hot water
Utility	Electricity	120/240 VAC
	Gas	Natural gas
	Water	City water
Fuel processor		ATR + WGS + PROX
Purifier		DMS + PSA
Compressor		4-stage piston compressor

水素製造能力は、FCXが100 miles 走行可能な水素量を6時間以内で充填できる3 Nm³/hに設定した。これは、夕方帰宅したユーザが燃料電池電気自動車へディスプレイを接続し、夜間を通して水素を充填したのち翌朝再び乗車することを想定している。このように、HES IVは水素貯蔵部を持っておらず、コンプレッサから直接車載水素タンクへ充填するスローフィルを採用している。

また、発電能力はロサンゼルス地区の平均的家庭に十分な電力を供給可能とする4 kWに設定した。HES IVの主な仕様をTable 1に示す。



(a) Hydrogen membrane pump



(b) Fuel cell

Fig. 5 Two functions of Dual Mode Stack

3. 運転モード

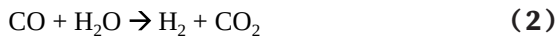
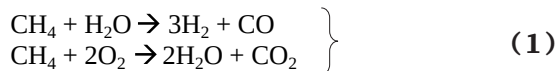
HES IV は二つの運転モードを切り替えながら運用する。一つは水素製造モードで、メインユニットで生成された圧縮水素はディスペンサユニットを経由して直接燃料電池電気自動車の水素タンクに充填される。もう一つは発電モードで、DMSで発電した電気はインバータで交流に変換されて電力として使用される。

3.1. 水素製造モード

水素製造モード時のシステムの動作は以下のとおりである。

(1) 改質器

改質器に供給された天然ガスは、同時に供給される水、酸素(空気)とともに ATR 触媒表面で式(1)に示す反応を起こし、水素リッチな改質ガスに変成される。その後、改質ガスは WGS 中のシフト触媒上で式(2)に示す CO 変成反応により水素濃度を高められる。さらに、式(3)による PROX 触媒の選択酸化作用で CO 濃度が 10 ppm 以下まで低減され、最終的には水素を約 40・50% 含んだ状態で DMS に供給される。



(2) DMS

DMSを水素ポンプとして機能させることで、固体高分子膜で選択的に水素を分離する。この段階で水素濃度は約 99%まで高められ、同時に 0.8 MPa まで昇圧されて PSA に送られる。

(3) PSA

PSA で水素以外のガスが取り除かれ、水素の純度が燃

料電池電気自動車に充填可能となる99.99%以上に高められる。

(4) コンプレッサ

水素コンプレッサで圧縮されて燃料電池電気自動車に充填される。

なお、水素製造モード運転時に必要な補機電力は商用電源から供給される。

ユーザは任意の時間にタッチパネルを操作して水素を車に充填できる。車載タンクの水素充填圧力が 35 MPa に到達すると自動的にシステムは停止するが、ユーザの指示により任意の圧力時に充填を止めることも可能である。

3.2. 発電モード

一方、発電モード時のシステムの動作は以下のとおりである。

(1) 改質器

水素製造モード時と同様に、改質器に供給された天然ガスは水素リッチな改質ガスに変成され、DMSに供給される。

(2) DMS

DMSは、アノード側に供給される改質ガスとカソード側に供給される空気で燃料電池として発電する。

(3) インバータ

DMSが発電した電力はインバータで交流に変換され商用電源と連系運用される。

発電モードは、各家庭での消費電力をもとに自動運転されるが、ユーザの指示によって起動および停止することも可能である。

4. HES IV 実証試験

4.1. 水素製造モード

本システムを稼働させて FCX に水素を充填した時の、水素製造量および車載水素タンクの圧力の変化の一例を Fig. 6 に示す。

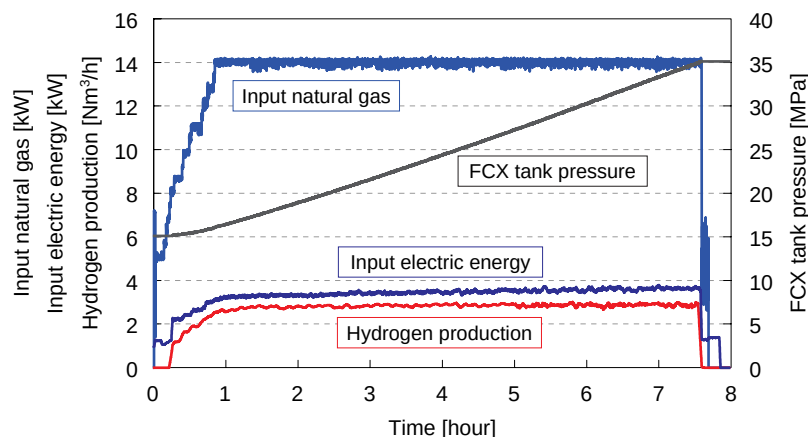


Fig. 6 Example of hydrogen production

システム起動後 10 分で車載水素タンクへ充填が開始され、50 分でシステム定格(水素製造量 = 3 Nm³/h)に到達した。本例の場合、水素タンク残圧 15 MPa からスローフィルによる充填を開始したが、起動から約 7 時間半で満充填に達し(Tank pressure = 35 MPa)、システムは自動的に運転を停止した。

また、本例における約 8 時間の水素製造モードの稼動中に、温水として回収した熱エネルギーは 27.2 kWh であった。このことから本システムの水素製造モードにおける熱回収能力が約 3.4 kW であることがわかった。

水素製造モード運転時のシステムフローと、定格時の水素製造効率および総合効率を Fig. 7 に示す。水素製造効率(η_{H_2})は、生成した水素のエネルギー(E_{H_2})を、投入した天然ガスのエネルギー(E_{NG})と投入電力(E_{elec})の和で割った値である。ただし、投入電力は発電所の発電効率と家庭までの送電ロス considering、家庭に届く時のエネルギー効率を 38% として計算した。同様に、総合効率(η_{H_2total})は E_{H_2} と回収した熱エネルギー(E_{heat})の和を投入エネルギーの和で割った値である。

$$\eta_{H_2} = E_{H_2} / (E_{NG} + E_{elec} / 0.38) \quad (4)$$

$$\eta_{H_2total} = (E_{H_2} + E_{heat}) / (E_{NG} + E_{elec} / 0.38) \quad (5)$$

4.2. 発電モード

次に本システムを発電モードで約 6 時間稼動させた時の発電量を Fig. 8 に示す。

システム起動後 10 分で DMS は燃料電池として発電を開始し、1 時間でシステム定格出力 4 kW に到達した。このときの DMS の発電量は 5.5 kW(DC)であった。DMS 発電量とシステム出力の差は、補機によって消費される電力とインバータにおける DC/AC 変換ロスによるものである。

ここに示す 6 時間の発電モードの稼動中に、温水として回収した熱エネルギーは 23.8 kWh であった。このことから本システムの発電モード時の熱回収能力は約 4 kW であることがわかった。

発電モード運転時のシステムフローと、定格時の発電効率および総合効率を Fig. 9 に示す。発電効率(η_{AC})はシステムからの出力電力(E_{AC})を、総合効率($\eta_{ACtotal}$)は E_{AC} と回

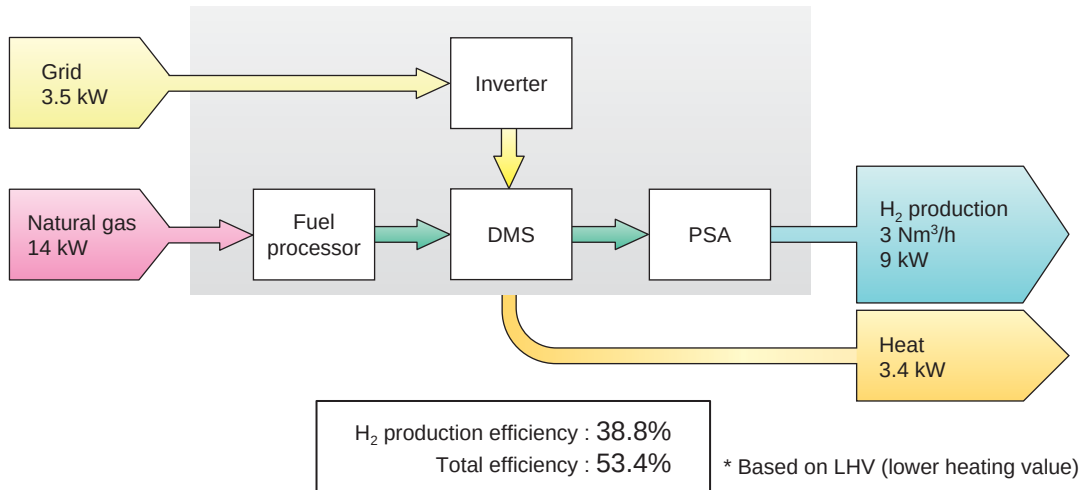


Fig. 7 System efficiency in hydrogen production mode

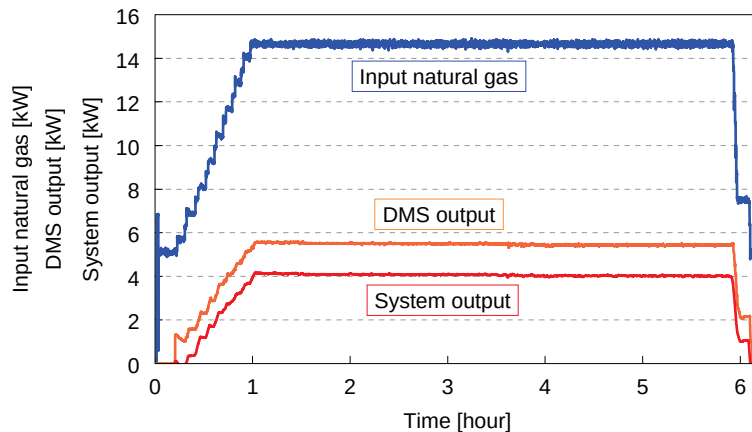


Fig. 8 Example of power generation

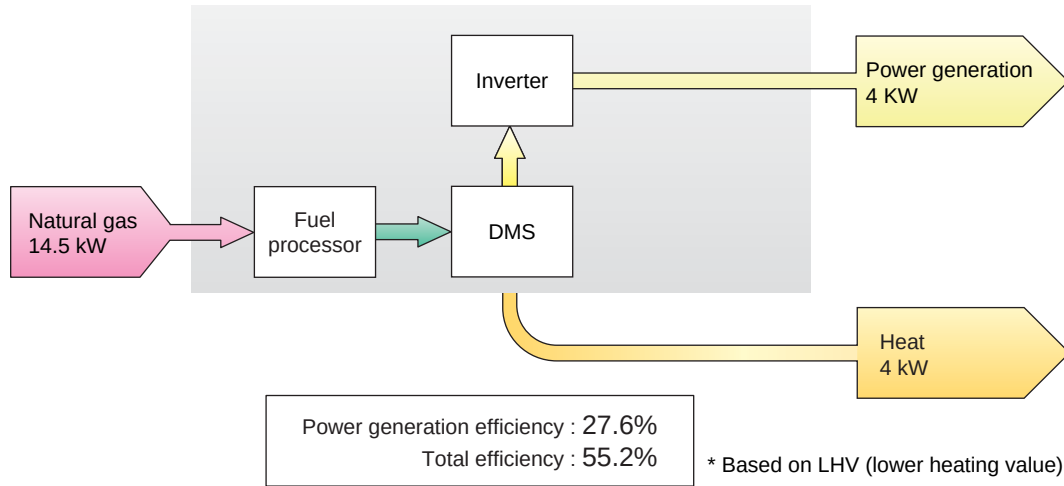


Fig. 9 System efficiency in hydrogen production mode

収した熱エネルギー(E_{heat})の和を、投入された天然ガスのエネルギー(E_{NG})でそれぞれ割った値である。

$$\eta_{AC} = E_{AC} / E_{NG} \quad (6)$$

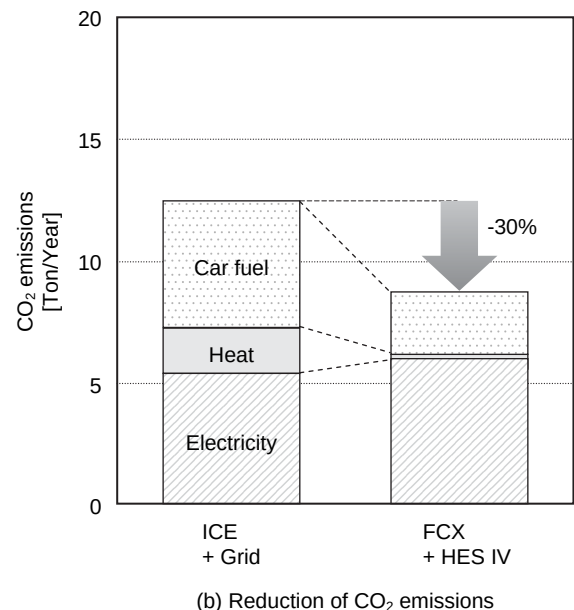
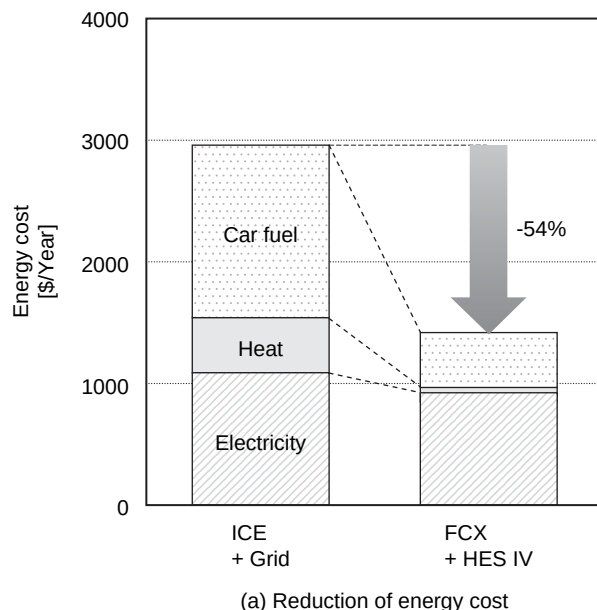
$$\eta_{ACtotal} = (E_{AC} + E_{heat}) / E_{NG} \quad (7)$$

5. 導入によるエネルギーコストとCO₂ 排出量削減効果

実証試験で得られた一連のデータを基に、HES IVを家庭に導入した場合のエネルギーコストと家庭からのCO₂ 排出量の削減効果を試算する。効果の見積は、従来のガソリンを燃料とするレシプロエンジン車と商用電源を利用した場合(ICE + Grid)と、HES IV と FCX を合わせて導入した場合

とを比較することでおこなう。計算の前提となる家庭で消費される電力と熱エネルギー量は、米国カリフォルニア州ロサンゼルス地区の一般家庭の平均年間エネルギー消費量およびエネルギーコストとした。また、自動車による年間走行距離は 10,000 miles とした。なお、自動車による CO₂ 排出量は燃料の採掘から走行による消費まで(Well-to-Wheel)の発生量で評価した。

Fig. 10に一般家庭における年間エネルギーコストとCO₂ 排出量の比較結果を示す。本システムを導入した場合、熱利用によるエネルギーコストとCO₂ 排出量がほぼゼロとなることが示された。このことから、水素製造と発電の両モードで回収できる熱エネルギーだけで、家庭で必要となる熱需要のほぼ全量を賄えることがわかる。自動車での移動によって排出するCO₂量に着目すると [Fig. 10 (b) Car Fuel],

Fig. 10 Reduction effects of energy cost and CO₂ emissions in typical household

天然ガスを改質して水素を生成していることから排出量をゼロにはできないものの、従来比で半減が可能となることが示された。

試算の結果、HES IV と FCX を合わせて利用することによって、家庭全体から排出される CO₂ 量を 30%低減しつつ、エネルギーコストも 54%低減可能であることが示された。HES IVは、環境負荷を軽減しながらもユーザがコストメリットを得られるエネルギー供給システムとして成立する見通しが得られた。

6. まとめ

エネルギー問題の解決と環境負荷低減を目的としたホームエネルギーステーションの実証試験を実施し、以下の結果を得た。

- (1) 家庭で燃料電池電気自動車への水素充填を可能とするだけでなく、必要となる電力と熱も合わせて供給できる新しいエネルギー供給システムの形態を示した。
- (2) 第1世代と比較して約70%小型化し、一般家庭に設置可能な大きさを実現した。
- (3) 家庭に HES IV と FCX を合わせて導入することにより、CO₂ 排出量を 30%低減しながら、エネルギーコストも 54%低減可能となることが示された。

参考文献

- (1) Yamashita, I., Arai, T.: Research of Home Energy Station, 2005 Fuel Cell Seminar Abstracts, p.238-240(2005)
- (2) 山下郁也：ホームエナジーステーションの研究，燃料電池開発情報センター機関誌「燃料電池」，Vol.6, No.4, p.36-38(2007)
- (3) Nagaoka, H.: Progress of Home Energy Station Phase4 System, National Hydrogen Association Annual Hydrogen Conference 2008 Proceedings, No.3795(2008)

■著 者■



吉田 哲也



倉品 大輔



山下 郁也



大高 彰文

MDX 用新骨格 6 速 AT の開発

Development of New Honda 6-speed Automatic Transmission for MDX

新堀 勇*
Isamu SHINBORI
高橋 徹*
Tooru TAKAHASHI

武藤 彰 男*
Akio MUTO
齋藤 吉 晴*
Yoshiharu SAITO

武生 裕 之*
Hiroyuki TAKEO
津幡 義 道*
Yoshimichi TSUBATA

要 旨

燃費向上、高効率、コンパクト化をねらいとして、MDX 用新骨格 6 速自動変速機(Automatic Transmission: AT)を開発した。トルク伝達効率の高い従来の Honda 製 AT 同様の平行軸構造を採用し、変速段の多段化、エンジン入力の高トルク対応をおこなった。その一方で、ギヤ列の共用化および入力軸への前後進切り替え構造の配置などをおこなうことで、2007 年モデル MDX 用 5 速 AT に対し全長を 18 mm 短縮した。また、トルクコンバータには別室多板ロックアップクラッチ(Lock-up Clutch: LC)構造を採用することで、LC 容量の向上および LC 制御領域の拡大が可能となり、新油圧制御システムの採用と合わせて 2007 年モデル MDX に対し、5%以上の燃費向上を達成しつつ、動力性能の向上とダイレクト感あふれる走りを実現した。

ABSTRACT

A new Honda 6-speed automatic transmission (AT) for the MDX has been developed with the aims of enhancing fuel economy, raising efficiency, and achieving greater compactness. The unit was built on a parallel-shaft structure similar to the previous Honda AT, which has high torque transmission efficiency. The new AT incorporated an additional gear stage and the ability to handle higher input torque from the engine. Meanwhile, providing for a common gear train and placement of the forward-reverse shift mechanism on the input shaft were performed. As a result of these and other measures, the overall length of the new transmission becomes 18 mm shorter than the 2007 model 5-speed AT for the MDX. A multi-plate lock-up clutch (LC) structure with a separate chamber in the torque converter was also adopted so that LC capacity could be increased and the LC control area expanded. In combination with the new hydraulic control system, this new configuration achieves a 5% or greater increase in fuel economy over that of the 2007 model year MDX while realizing greater power and driving performance with enhanced direct feeling.

1. まえがき

温室効果ガスの増加による地球温暖化は世界共通の課題であり、各産業分野において対策が求められている。自動車に対してはCO₂低減のため、燃費向上に対する要求が急速な高まりを見せており、早急な対応が必要である。その一方、商品性や走り感の向上も求められている。

Honda のトランスミッション領域での燃費向上への取り組みとしては、CVT⁽¹⁾、⁽²⁾および IMA⁽³⁾の適用、LC 領域の拡大などを中、小型車領域を中心におこなっている。今回新骨格として開発した 6 速 AT は、大型車領域での燃費向上をねらいとして開発をおこなった。

*四輪R&Dセンター

本 6 速 AT は燃費向上および全長短縮を達成し、同時に動力性能と走り感の向上を実現した。本稿ではこの新骨格 6 速 AT の開発のねらい、および主要技術について述べる。

2. 開発のねらい

低燃費化をおこなうには、走行時のエンジン回転数を低く抑えることで燃料消費量が減少することから、変速段の多段化がひとつの有効な手法である。従来の平行軸構造に変速クラッチと変速ギヤを追加した構造では全長の増加となり、車体フレームとのクリアランス低減による衝突安全性への影響と、車体搭載性の自由度低下が懸案となる。その

ため、多段化と全長短縮の両立が必要となる。

トランスミッションのトルク容量は、次世代エンジンの高トルク化を考慮し、骨格上限目標トルクを設定した上での設計が必要である。

また、燃費向上が求められる一方、自動車としての走り感、商品性の進化も必要となる。

上記を踏まえ、新骨格の 6 速 AT 開発に際して下記 3 項目を主要なねらいとした。

- (1) 変速段の多段化と全長短縮の両立
- (2) 次世代エンジン対応のための高トルク容量化
- (3) 燃費向上と走り感向上の両立

3. 基本構造と主要諸元

本 6 速 AT の主断面図を Fig. 1 に、車速線図を Fig. 2 に、外観図を Fig. 3 に示す。また主要諸元を Table 1 に示す。

フリクション特性に優れた従来の Honda 製 AT 同様の平行軸構造を採用した上で、(1) 2 速, 3 速, リバースギヤ列の共用化, (2) 4 速, 5 速, 6 速ギヤ列の共用化, (3) 従来カウンタシャフト上に配置していた前後進切り替え構造のサードシャフト配置, (4) カウンタシャフトおよびセカンダリシャフト締結構造のナット締結からボルト締結への変更, (5) 新エンジンブレーキ制御採用によるローホールドクラッチの廃止をおこなった。上記 5 点の採用により、多段化と同時に 18mm の全長短縮を達成した。

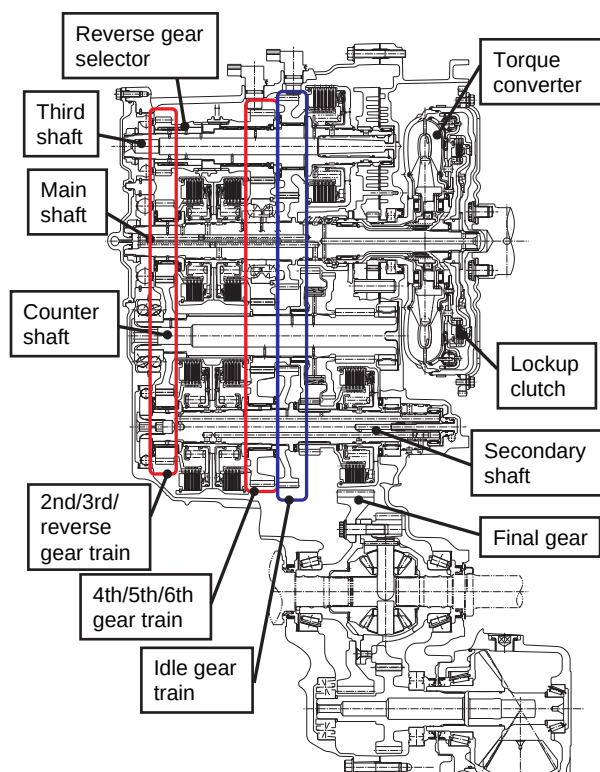


Fig. 1 Main section of Honda 6AT

Table 1 Specifications of 6AT

Transmission type		6-speed automatic
Torque capacity [Nm]		400
Ratios	1st	3.359
	2nd	2.094
	3rd	1.484
	4th	1.065
	5th	0.754
	6th	0.555
	Reverse	2.269
	Idle	1.282
Final		4.250
Ratio range		6.05
Overall length [mm]		375

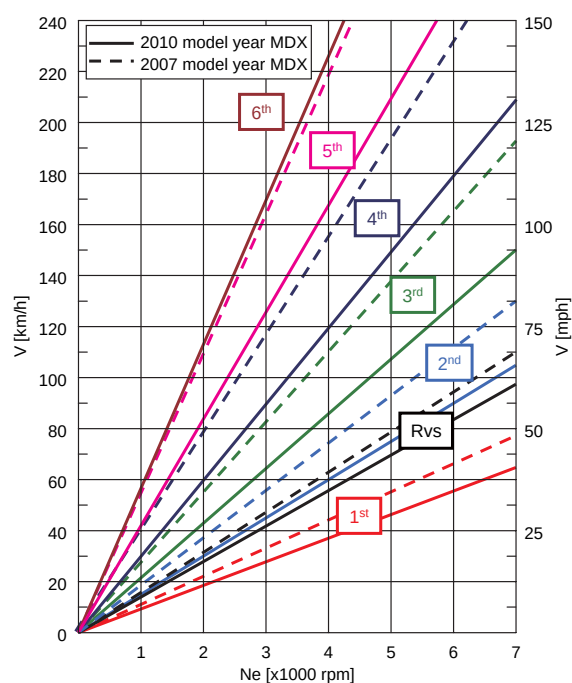


Fig. 2 Vehicle speed map

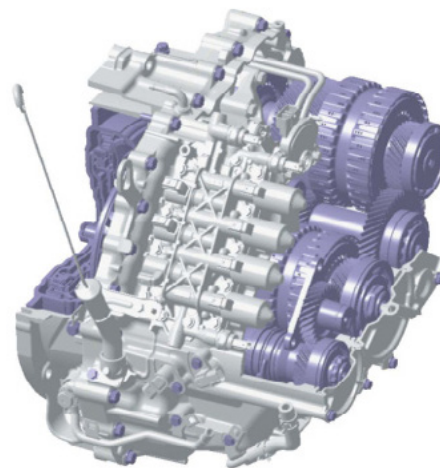


Fig. 3 Appearance of Honda 6AT

変速段の多段化に伴い、ギヤレシオのワイドレンジ化とローレシオ化が可能となった。2007年モデルMDXに対し、1速の17%ローレシオ化、最上段(6速)の3%ハイレシオ化をおこなった。このようなギヤレシオ設定とすることで、燃費向上と走り感の向上を両立した。

LCは薄型大径の湿式多板クラッチ⁽⁴⁾を配置することで、LC容量の向上およびLC制御領域の拡大⁽⁵⁾が可能となり、高トルク容量化と燃費向上を実現できた。

4. 主要技術

4.1. ギヤ、シャフトおよびケースの強度検討

CATIA V5 を用いて 3D フルモデルでの剛性解析をおこない、ギヤ、シャフトの倒れやベアリング荷重の精度の高い予測が可能となった⁽⁶⁾。この解析により、ケースと多軸噛み合い構造ギヤの仕様最適化による全長短縮およびギヤの噛み合い状態の改善がはかれた。

ギヤ、シャフト、ケースなどの動力伝達および支持部品をすべて 3D モデル化し、各部品のクリアランスなどを考慮した状態での最大エンジントルク入力時の剛性解析をおこなった。解析モデルを Fig. 4 に示す。ギヤの倒れ、シャフトのたわみなどが考慮された状態となり、ケース応力解析が実機に近い条件となるため発生応力の予測精度が上がり、開発のフロントローディングが可能となった。ケース応力解析結果を Fig. 5 に示す。

また、上記解析より求められたギヤおよびシャフトの倒れを考慮した状態でのギヤ歯面の面圧分布と歯元累積応力を求め⁽⁶⁾、単体ギヤテストを用いて得られた材料強度マップに照らし合わせることで各変速ギヤおよびファイナルギヤの強度を検証し、ギヤ耐久性予測をおこなった。同時にクルーズトルク入力時の歯当たり状態を同様の手法を用いて求めることで、ギヤ音への影響予測もおこなった。Fig. 6 にファイナルギヤの面圧分布を示す。Fig. 6(a) は歯形修正前におけるフルトルク伝達時の全変速段累積面圧分布を示す。

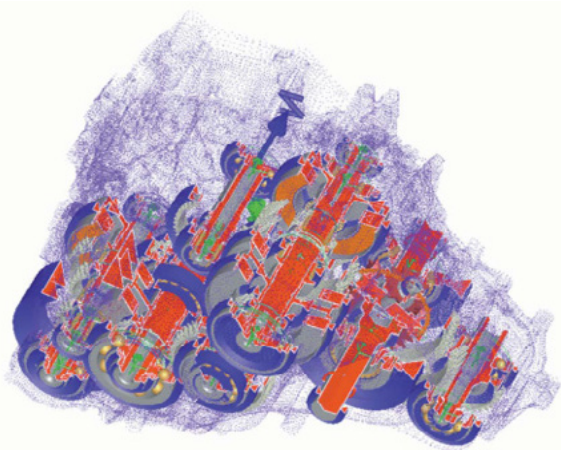


Fig. 4 Analysis model

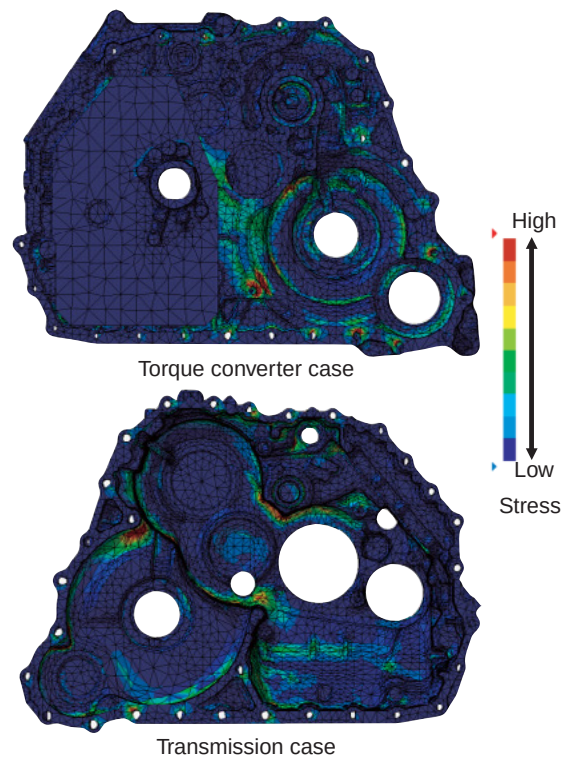


Fig. 5 Stress analysis result for cases

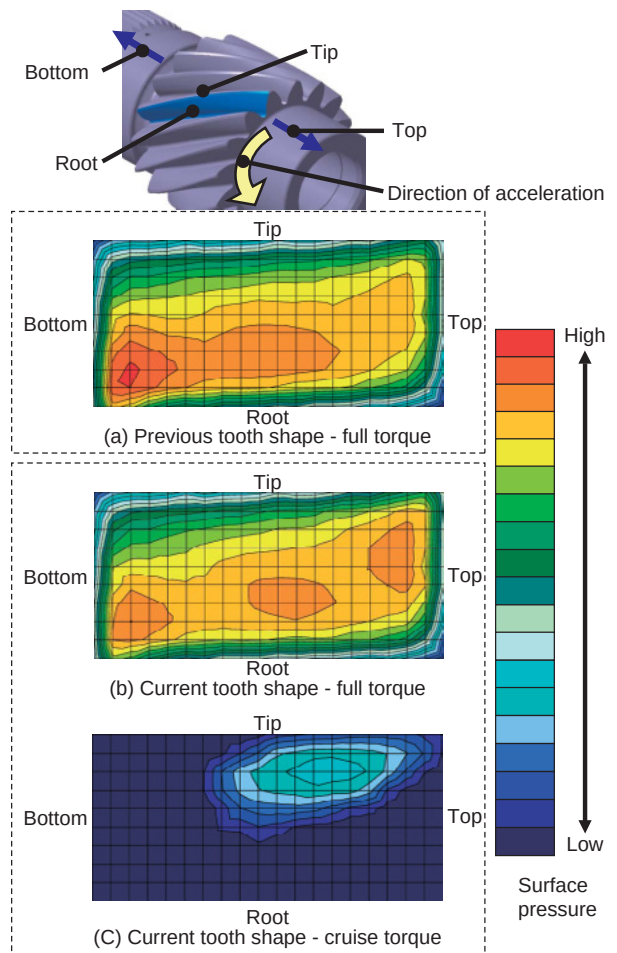


Fig. 6 Pressure map of final gear

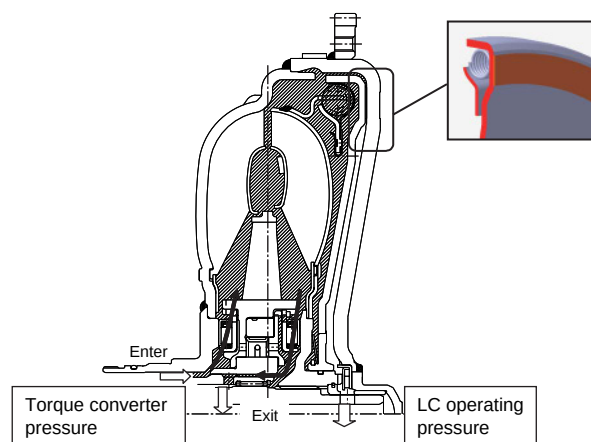
歯面の偏った箇所に面圧が集中し、ピーク面圧も高い位置付けとなっている。Fig. 6(b) は、上記解析結果を考慮し、歯形を修正した状態でのフルトルク伝達時の全変速段累積面圧分布を示す。歯幅全体に面圧を分散させることで局所的な面圧集中はなく、ピーク面圧も低減しており、耐久性の向上した歯形設定であることがわかる。また、Fig. 6(c) は歯形を修正した状態での 6 速クルーズトルク伝達時の面圧分布を示す。耐久性を考慮した歯形であると同時に、常用域での噛合い状態が点当たりではないことがわかる。Fig. 7 にファイナルギヤの NV 測定結果を示す。フルトルク伝達時およびクルーズトルク伝達時の歯当たり状態を予測した歯形形状での NV 測定結果において、目標値を満足する結果が得られた。

4.2. 多板ロックアップクラッチ

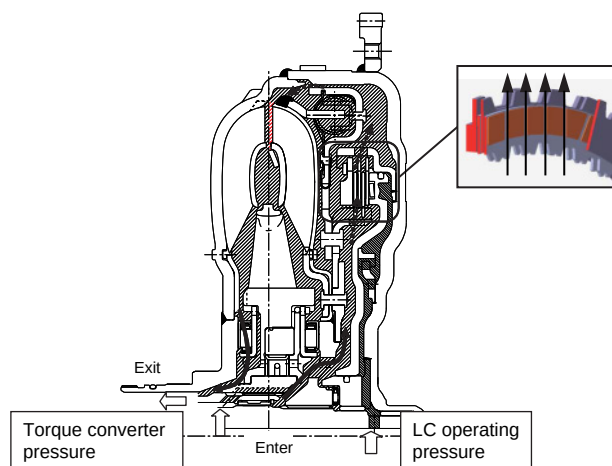
エンジン入力の高トルク化に対応するため、別室多板構造のロックアップクラッチを採用した。2007 年モデル MDX 用および本 6 速 AT のトルクコンバータの LC 係合時におけるオイル流れを Fig. 8 に示す⁽⁵⁾。従来方式の単板 LC に対し、係合面積拡大のため変速クラッチと同構造の湿式多板構造とした。また、多板化に際し、スペース確保のためトルクコンバータの扁平率を 2007 年モデル MDX の 65% に対し、51% までさらに扁平化をおこなった。単板 LC がトルクコンバータ内圧のみの調圧で LC 制御をおこなうのに対し、多板 LC ではトルクコンバータ内圧を一定に調圧し、変速クラッチ同様にピストン背圧を調圧することで LC 容量制御をおこなう。

従来の単板 LC 構造では、LC 係合時の LC フェーシング冷却はトルクコンバータ内を流れるオイルでおこなうことができなかった。しかし、新しい LC 制御手法と潤滑溝付の LC フェーシング形状をした多板 LC 構造を採用することで、トルクコンバータ内を流れるオイルによる LC ディスクの冷却が可能となり、LC の冷却性および許容発熱量が向上し、スロットル全開領域などの過渡状態でも LC を係

合することが可能となった。Fig. 9 にロックアップクラッチの作動領域を示す⁽⁵⁾。スロットル高開度、低車速領域の LC 作動領域を拡大することで、燃費向上とダイレクト感あふれる走りを実現した。



(a) 2007 model year MDX



(b) 2010 model year MDX

Fig. 8 Structure of torque converter

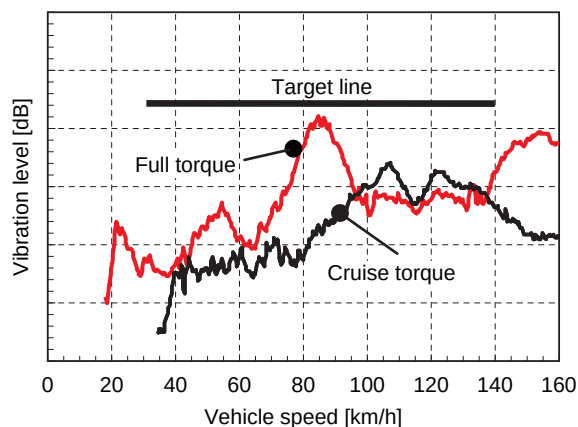


Fig. 7 Final gear NV

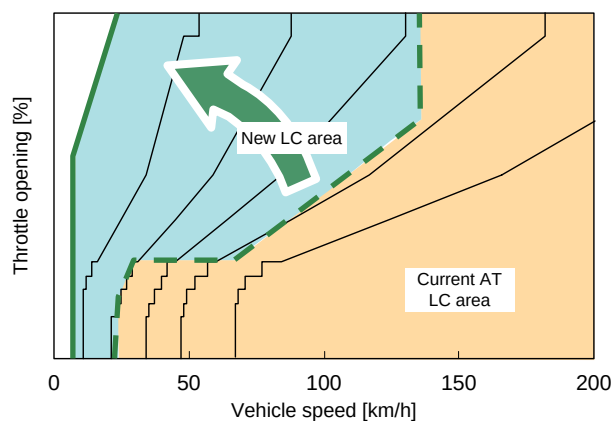


Fig. 9 Lock-up clutch map

4.3. フリクション低減油圧回路

燃費向上と信頼性向上を目的として、新しい油圧制御回路を採用した。本6速ATの油圧制御回路をFig. 10に示す。

2007年モデルMDXではライン圧一定調圧、Dレンジでの潤滑圧ON/OFF制御、P、R、Nレンジでの潤滑カットをおこなっていた。本6速ATでは、ライン圧Hi/Lo 2ステージ切り替え制御によるオイルポンプ負荷低減、潤滑圧調圧による安定潤滑供給、P、R、Nレンジ時の潤滑制御、チョークによる低温時潤滑量制限をおこなっている。これにより高負荷時のメカ部品の耐久保証と、低負荷時のオイルポンプ負荷低減および潤滑油によるクラッチフリクション低減による燃費向上とを両立している。

4.4. モジュール構造バルブボデー

小型化、品質と性能の向上およびメンテナンス性の向上を目的として、電装デバイスのモジュール化をおこなった。

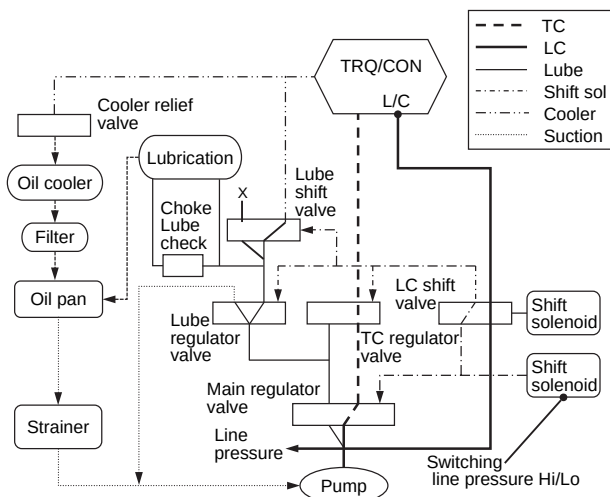


Fig. 10 Hydraulic circuit

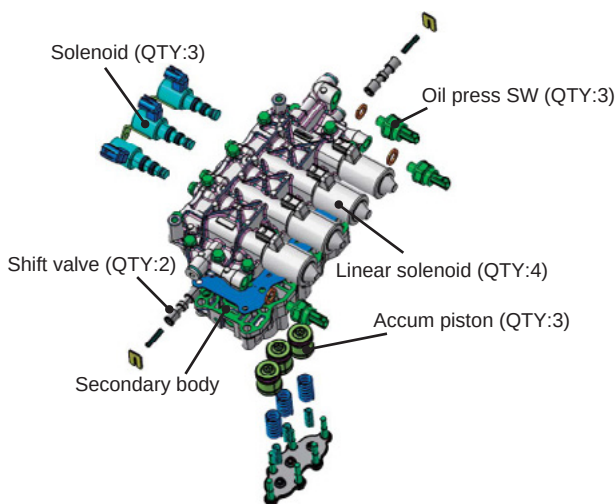


Fig. 11 Secondary valve body assembly

Fig. 11にモジュール構造バルブボデー(セカンダリバルブボデー)を示す。リニアソレノイドおよびシフトソレノイドを集約したボデーと、アキュムピストンを含むバルブボデーの背面合わせ構造となっている。

2007年モデルMDXではリニアソレノイド単体でのクラッチ圧調圧をおこなっていたが、このようなモジュール構造とすることで、シフトバルブやアキュムピストンなどの油圧回路構成部品を組み込んだ状態での調圧と油圧保証が可能となり、より高精度なクラッチ圧保証が可能となった。Fig. 12にモジュール状態でのリニアソレノイド調圧方法を示す。セカンダリボデーのライン圧油路より元圧を供給し、所定電流をリニアソレノイドに印加した状態で、出力油路の油圧が規定値になるまでアジャストキャップを圧入し、スプリングセット荷重を調整する。このような調圧をおこなうことにより、クラッチ圧精度が向上し、変速ショックを低減することができた。

4.5. 潤滑オイルマネージメント

フリクション低減とエアレーション抑止による冷却効率向上および飛沫オイルの利用によるギヤ歯面潤滑をおこなうため、樹脂一体成形によるバッフルプレートをケース内に設置している。Fig. 13にバッフルプレートを、Fig. 14に組付け状態および潤滑オイルの流れを示す。

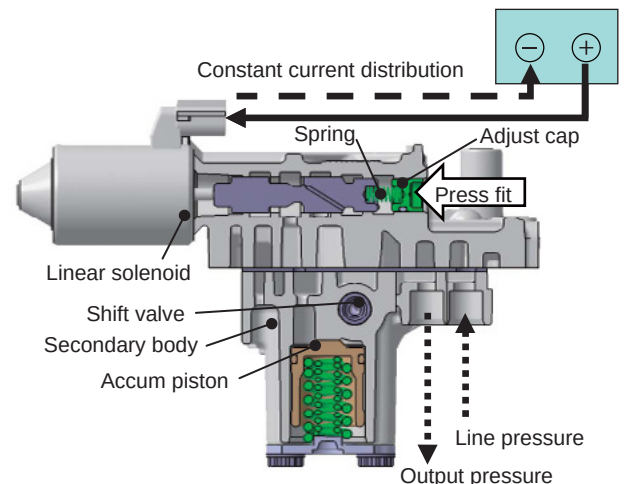


Fig. 12 Linear solenoid pressure regulation method

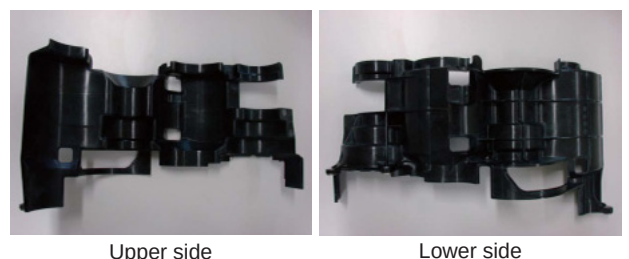


Fig. 13 Baffle plate

主要シャフトの下面側を覆うようにバッフルプレートを設置し、ケースのリップをデファレンシャルまわりに設置することで、ケース内をメカ室、デファレンシャル室、ストレーナ室の 3 室に分離している。このような配置により、シャフトからクラッチ、ギヤ、ベアリングに供給される潤滑オイルが直接ストレーナ周辺の油面をたたきつけることを防止し、オイルのエア噛みを抑制する効果が得られた。また、各変速ギヤに沿った形状とすることで、バッフルプレート上を流れるオイルによる歯面潤滑が可能となり、ギヤ耐久性向上に寄与している。

バッフルプレートに潤滑オイル供給穴を設け、デファレンシャル潤滑供給やストレーナ吸口周辺部への潤滑オイル戻しをおこなうことで、駆動時の油面最適化および変速ギヤによる攪拌抵抗を低減することが可能となった。

4.6. 新エンジンブレーキ制御

AT車でエンジンブレーキをおこなう際、シフトレバーを操作し、Lレンジにシフト変更をおこなうことで、ATの駆動ギヤは1速に固定される。1速ギヤ下にワンウェイクラッチを有するATで1速に駆動ギヤを固定する際、減速時はワンウェイクラッチが空転してしまうため、ローホールドクラッチを係合し、1速ギヤを固定する必要がある。

本6速ATでは、ギヤレシオ設定およびエンジンブレーキ時の変速およびLC制御をおこなうことで、ローホールドクラッチを廃止することが可能となった。Lレンジでの

新エンジンブレーキ制御内容を Fig. 15 に、2007 年モデル MDX との減速駆動力比較を Fig. 16 に示す。

新エンジンブレーキ制御ではLレンジ走行時、低車速状態では1速で走行し、高車速時は2速へ変速をおこなう。また、加速駆動力が必要となる状態においては2速から1速へのキックダウンをおこなう。降坂時またはアクセルペダル全閉時など、エンジンブレーキが必要となる状態においては、2速駆動に固定することでワンウェイクラッチの空転を回避した。減速時の駆動力を確保するため、2速ギヤレシオを2007年モデルMDXに対し、22%ローレシオ化した。また、多板LC化により減速時のLC係合が可能となり、LCを係合していない状態に対し、7%減速駆動力が増加した。2速ギヤレシオのローレシオ化およびLCを係合することで、ローホールド無しでも2速駆動での最適な減速駆動力設定とすることができた。また、従来のLレンジ降坂時、車速の高い状態を維持しようとする、アクセル操作および1速 - 2速間の手動切替え操作を頻繁におこなう必要がある。それに対し、本6速ATの2速ギヤレシオは車速に対しリニアな減速駆動力設定となっており、頻繁なアクセル操作および手動切り替え操作が不要であるためドライバビリティが向上している。

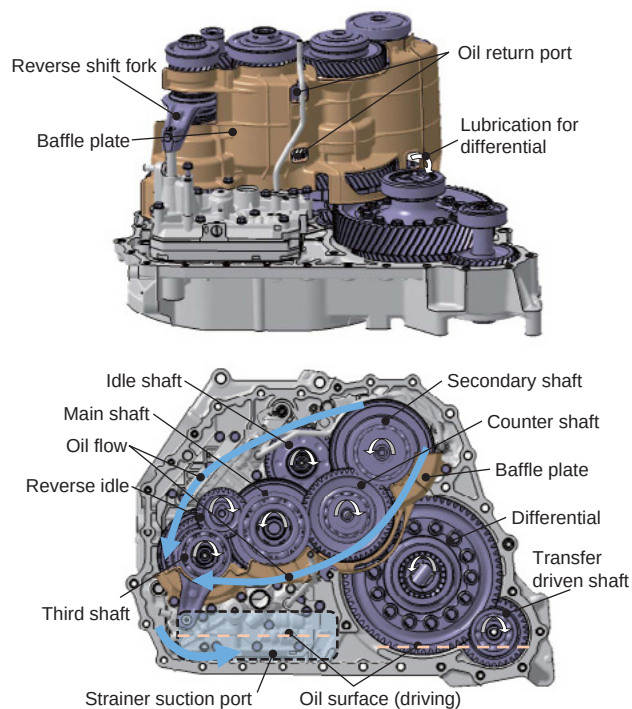


Fig. 14 Assembled baffle plate

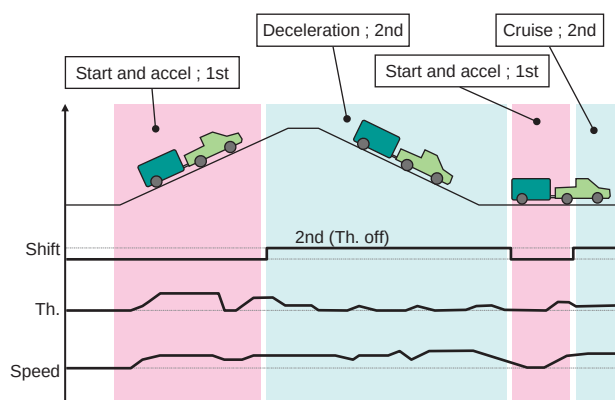


Fig. 15 New engine brake control

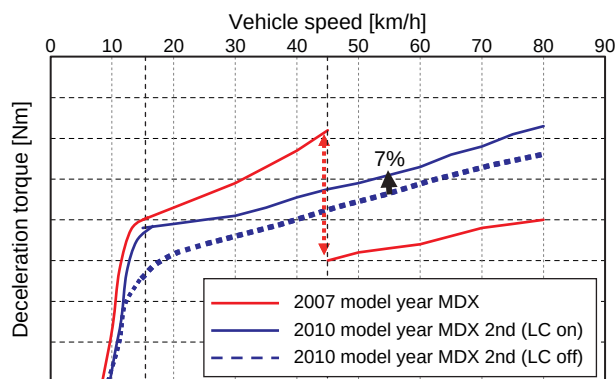


Fig. 16 Deceleration torque

Table 2 New control of mode protection targets

Mode protection target	Protection items	Control	Control target
In-P on ice by mistake	Parking	Speed limit	FI coordination (F/C)
Normal drive	Clutch	Shift limit	AT (shift)
	LC	Slip ratio limit	AT (LC)

4.7. 保護制御

本6速 AT ではユーザのミスユース(ハード保護)に対する保護制御領域を従来 AT 車に対し拡大した。従来 AT 車と同等もしくは改良をして適用している保護制御内容は、前後進切替機構保護のため高回転状態でのインギヤ、後進中の前進切替操作、氷上での前後進切替操作時のトルク制限、車速制限、変速制限、また、連続ストール時の ATF 温度上昇抑制のためのストールトルク制限が挙げられる。

Table 2 に本6速 AT で新しく適用した保護対象モードの制御概要を示す。雪上スタック状態から脱出しようとして前後進切替操作をおこなう際、雪上で駆動輪がスリップしたまま誤ってPレンジへ投入してしまう場合を想定し、パーキングギヤおよびパーキングブレーキポール保護のため駆動輪回転速度制限をおこなっている。また、LCおよび変速クラッチの発熱量抑制のため、新規保護制御を適用している。それぞれ ECU にて発熱量を予測し、保護制御適用可否を判断している。通常のLC制御時は平坦路走行、低回転かつスロットル高開度状態およびキックダウン前のスリップ制御領域の過渡使用領域においては、その他の領域に対し高めの目標発熱量を設定している。しかし、一定時間以上連続して目標発熱量に到達した場合、その他の領域と同様の目標発熱量へと目標値の持ち替えをおこなう。それでもなお、高発熱状態が継続する場合は LC の係合を解除する。また、変速クラッチ保護については、クラッチプレート温度上昇抑制のため変速ディレイ制御などを適用している。これらの保護制御を実車で検証した結果、過剰な制御介入は発生せず、通常の使い勝手への影響がないことが確認できた。

5. 燃費と動力性能

5.1. フリクションと伝達効率

各クラッチの必要伝達トルクに応じたライン圧の Hi/Lo 2 ステージ切替制御や、樹脂一体成形パッフルプレートおよびケース形状を用いたオイル攪拌抵抗低減をおこなうことにより、2007 年モデル MDX に対し車速 100 km/h において、20%のフリクショントルクを低減した。Fig. 17 にフリクショントルクを示す。

また、フリクショントルクの低減に加え、ギヤ倒れを考

慮したギヤの歯当りの適正化をおこなうことで、クルーズ走行時のトルク伝達効率を 0.7%向上させることが可能となった。Fig. 18にクルーズ走行時のトルク伝達効率を示す。

5.2. 燃費

変速ギヤの多段化、多板 LC 採用による LC 領域の拡大、フリクショントルクの低減、およびトルク伝達効率の向上をおこなうことで、2007 年モデル MDX に対し、燃費を 5 %以上向上させることが可能となった。各モードでの2007 年モデル MDX に対する燃費向上率を Fig. 19 に、US コンパインモードでの燃費向上効果の内訳を Fig. 20 に示す。

Fig. 19 の (a) は現行モード、(b) は 2012 年より適用予定の新モードでの燃費向上率を示す。現行モードおよび新モードともに 5 %以上の燃費向上を達成した。特に新モードは実用に近い測定条件であることから、実用燃費も向上していることがわかる。

燃費向上に寄与している要因としては、トルク伝達効率向上、LC領域の拡大、変速ギヤの多段化などが挙げられる。トルク伝達効率向上については、全モードで燃費向上に寄与している。LC領域の拡大については、加減速の少ないハ

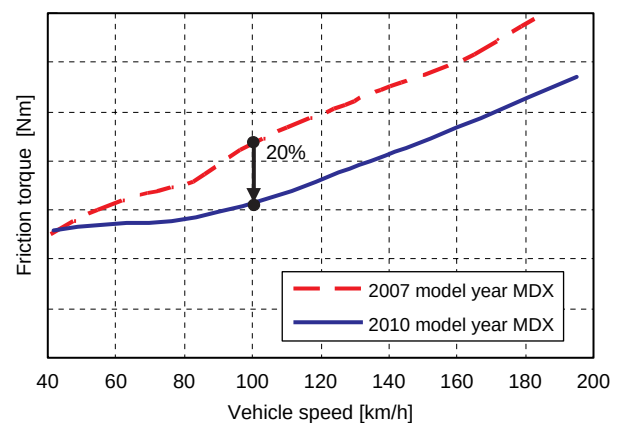


Fig. 17 Friction torque

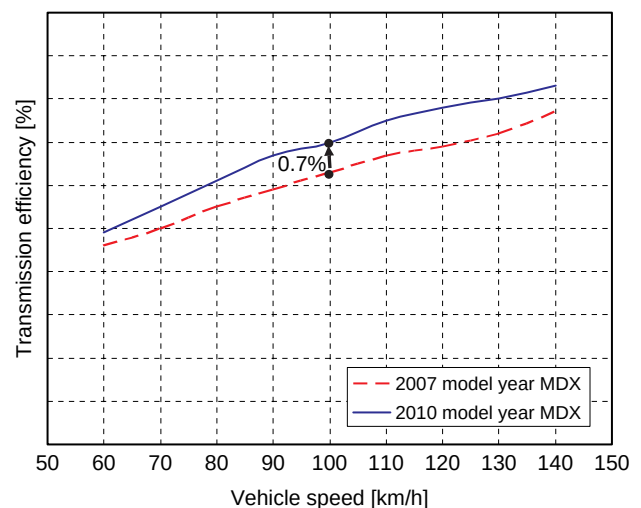


Fig. 18 Transmission efficiency

イウェイモードにおいては貢献度は少ないが、その他のモードにおいては加減速および低温時の LC 領域拡大による燃費向上が確認できた。また、変速ギヤの多段化による入力エンジン回転数の低減とフューエルカット時間延長による燃費向上効果が確認できた。

5.3. 動力性能

2007 年モデル MDX に対し、低変速段ギヤのローレシオ化および LC 直結領域の拡大をおこなうことで、全開加速時の 0 mph から 60 mph に達するまでの時間を 0.8 秒、50 mph から 70 mph に達するまでの時間を 0.9 秒短縮することが可能となった。また、LC 直結領域拡大により、マニュアルトランスミッション車のようなダイレクト感あふれる走りを実現できた。

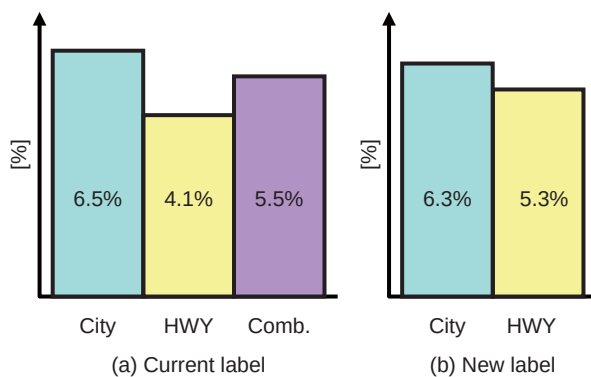


Fig. 19 Fuel economy enhancement

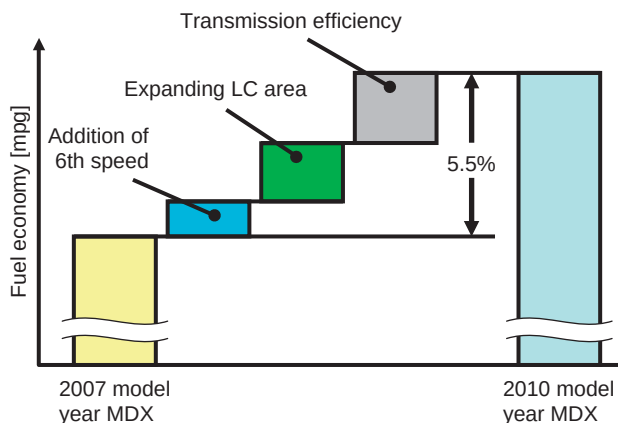


Fig. 20 Detail of fuel economy enhancement

6. まとめ

燃費向上、高効率、コンパクト化をねらいとし、新骨格の 6 速 AT を開発し、以下の結果を得た。

- (1) 変速ギヤ列の共用化、アイドルギヤの別軸配置、前後進切替構造のサードシャフト配置、ボルト型シャフト締結構造の適用、および新エンジンブレーキ制御採用によるローホールドクラッチの廃止をおこなうことで、

多段化および高トルク容量化と同時に 18 mm の全長短縮を達成した。

- (2) 多板 LC 採用による LC 領域の拡大、新油圧制御の採用および潤滑オイルマネージメントによる攪拌抵抗低減をおこなうことで、5 % 以上の燃費向上を達成した。
- (3) 燃費向上を達成しつつ、ギヤレシオのワイドレンジ化、ローレシオ化および LC 直結領域拡大により、動力性能の向上とダイレクト感あふれる走りを実現することができた。

参考文献

- (1) 佐藤洋一, 浦野純司, 大橋章人, 佐久間信次, 山口正明: 新型 Odyssey 用 CVT の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.2, p.87-94
- (2) 山口正明, 大瀧光郎, 伊藤敬介, 荏澤英夫, 戸塚博彦: 新型 FIT 用トルクコンバータ付き CVT の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.20, No.2, p.11-16
- (3) 福田俊彦, 江口高弘: 新型インサイト燃費向上技術, Honda R&D Technical Review, Vol.21, No.1, p.83-89
- (4) 安部浩也, 高橋徹, 鶴岡政昭, 高野博: 多板ロックアップクラッチ式超々扁平トルクコンバータ, Honda R&D Technical Review, Vol.21, No.1, p.107-112
- (5) 武井寛, 石川豊, 齋藤吉晴, 津幡義道: ロックアップクラッチのファイン制御, Honda R&D Technical Review, Vol.21, No.2, p.141-146
- (6) 館野義和, 古居芳臣, 法田和宏: トランスミッション用外歯車のかみあいミスアライメント予測技術の研究, Honda R&D Technical Review, Vol.19, No.2, p.104-109

著者



新堀 勇



武藤 彰男



武生 裕之



高橋 徹



齋藤 吉晴



津幡 義道

Using Road Simulation Technology for Durability Verification of Plastic ATV Fenders

Scott Batdorf*

ABSTRACT

To validate the durability of ATV fenders in the lab, it is necessary to apply a testing method that utilizes inertial reactions with large displacements and high accelerations that are present in actual vehicle usage. A relatively simple test rig was devised utilizing an ATV frame, hydraulic actuators, and beam structures. The test rig can reproduce many high amplitude events common to ATVs such as jumps, whoops, and log crossings. By combining this test rig with road simulator technology, a simulation test method was developed. A correlation study to actual riding durability testing demonstrated the test method's ability to reasonably recreate testing conditions and validate ATV fender durability. With this method, efficient and timely part validation was achieved. This simulation method was successfully applied during development and continues to be utilized in additional research and development projects.

1. Introduction

In recent development of new models and revamping of existing models, the plastic fenders on ATVs have typically been parts of major focus. To maintain a styling advantage in the market, new part configuration and construction has been desired. Also with ever increasing economic pressures, finding methods that allow reduced part cost or part count is a focus. These two factors, along with others, lead to designs such as the 2008 TRX400X ATV. This model utilizes a multi-layer fender structure that includes a base fender and an over fender. With this structure, it was possible to get a revolutionary new look while reducing part cost and increasing part toughness.

With this new part configuration, the methods used to evaluate the strength and durability of the fenders in the past may not have been suitable. Methods such as actual vehicle riding durability can take a long time to verify the parts, while methods such as impact testing may not accurately indicate weak areas of the construction. Fatigue testing methods of a point applied load with constant amplitude or a point applied displacement with constant amplitude were also determined not able to accurately indicate the weak points of the structure. Even inertial reacted testing with constant amplitude or frequency was considered to be deficient in accurately reproducing the actual situation. It was determined that the best method to efficiently test the new construction would be to use an inertia reacted Remote Parameter Control™ test method, more commonly termed road simulation.

This paper describes the techniques used in the creation of a method for applying road simulation technology to verify the durability of plastic ATV fenders.

2. Considerations in designing road simulation test rig

When it was determined that durability testing would need to be conducted on the new fender structure, many test methods were considered. One of the first methods considered, primarily due to simplicity, was to measure deflection at the tip of the fenders during actual vehicle operating conditions, then to conduct a displacement controlled constant amplitude test by applying the load/displacement near the tips of the fenders. The amplitude of displacement would be determined by common strain damage correlation procedures. This test method was deemed inappropriate as the deflection shape of the fender would most likely be different than actual operating conditions. The deflection shape is largely influenced by the inertial input loads due to large accelerations as well as the frequencies at which these inputs occur. The geometry of the fender is generally quite complex and has several bolted connections in addition to contact points with the frame body. In addition to strain damage, proper deflection shape is necessary to accurately reproduce wear on contacting surfaces as well as possible slip loads at bolted connections. The fenders are relatively long, wide, and thin, with a significant portion of the mass cantilevered from the frame. During high speed jumps with large

* HONDA R&D AMERICAS, INC.

accelerations, a distributed load applied to the surface would be more appropriate, yet difficult to reproduce in the lab.

In order to recreate the proper deflection shape, inertial reaction would need to be used. Briefly considered was a method where a single hydraulic actuator would be attached near the center of the ATV frame-body and control the displacement amplitude at either a constant frequency or through a frequency sweep. This method was not chosen because it was thought that it would also not be able to sufficiently reproduce all the deflection shapes that occur in the highly dynamic usage conditions. It was then determined that a method using two vertical inputs to reproduce vertical and pitch motions should be sufficient for a first try at recreating the actual usage. Using existing equipment and fixtures, the first generation test rig was constructed and operational in a very short time. The test rig consisted of 2 hydraulic actuators with 250 mm (10 inches) of stroke capability, an aluminum link with roller bearings on each end attached to a bracket that was bolted to the rear of the frame, a collar welded to the front of the frame with roller bearing, and the ATV frame body with fenders attached. Fig. 1 shows the 1st generation test rig.

3. Preliminary simulations

With the test rig design selected, data from actual vehicle operation needed to be collected. Initially, the best metric (acceleration vs. strain) and locations for the parameter to be reproduced was not certain. With the unknown of which parameters would be the desired signals for reproduction and which would be used for reference, many parameters were recorded simultaneously. Acceleration data was acquired at 2 points on the ATV frame body and 2 points near the tips

of the fenders (1 front, 1 rear). Strain measurements were taken at 6 points on the fenders as well. Once the data was collected, the instrumented fenders along with the frame mounted accelerometers were transferred to the test rig.

When the test rig was ready to run, a white noise displacement signal was input into the hydraulic actuator system and the response of each of the above mentioned parameters was measured. All being performed within road simulation software, the frequency response function (FRF) and coherence were determined. It was quickly discovered that the coherence, or how much of the output signal is related to the input signal, of the accelerometers attached to the tips of the fenders and the strain gages were very low, and thus using these as controlling parameters would have caused difficulties in creating good reproductions. Being far removed from the displacement input points; these locations have responses that are heavily dependant on many other factors aside from vertical displacement. With the frame mounted accelerometers attached in close proximity of the displacement input points, coherence was good, and thus they were chosen as the controlling parameter.

With the measured FRF, the inverse FRF was calculated within the simulation software and the iterative process of reproducing began. During this stage, it was discovered that the available stroke of the hydraulic actuators were not going to be sufficient for reproducing acceleration of several key events a sport ATV experiences such as a triangle jump or running a whoops section. In addition to the lack of stroke capability, it was observed that during other events such as staggered log crossings, the lack of body roll was significantly reducing the calculated strain damage. With these two short falls, it was determined that a more elaborate test rig would need to be developed.

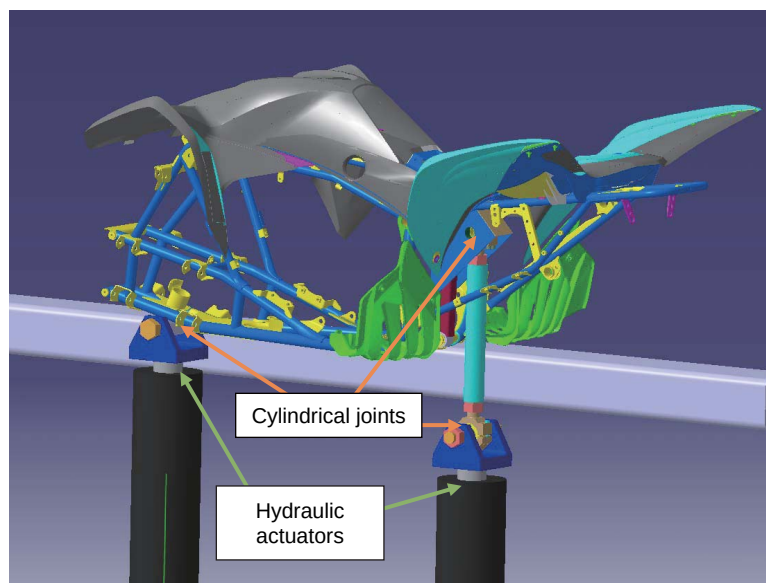


Fig. 1 Computer model of 1st generation test rig

4. 2nd generation test rig and simulations

In determining the design of the next generation test rig, there were 2 primary requirements: (1) there must be adequate displacement to reproduce jump events and (2) body roll motion should be simulated in addition to vertical and pitch motions. Primarily due to the shape and orientation of the fenders, it was determined that forward, lateral, and yaw motions would cause limited additional motion and damage to the parts. To determine the amount of vertical displacement needed, a linear drive estimate was performed using unitary gain in a single iteration on the 1st generation test rig. The displacement that the simulation software indicated plus some additional buffer was calculated to be approximately 500 mm (20 inches). With the rig requirements and much consideration to full DOF (Degree Of Freedom) constraint, the 2nd generation test rig was designed.

As shown in Fig. 2, the method chosen to obtain the required displacement was to use simple lever arrangements with 3 hydraulic actuators. The center pivot of the levers were made such that the fulcrum points could be changed, thus allowing for additional displacement if needed. The ATV frame-body was still used as the base for attaching the fenders as in the 1st generation test rig. The front suspension components were also used with the exception that the dampers were replaced with rigid links. In order to attach the actuator/lever assemblies to the front spindles, simple links with spherical joints at each end were used. The rear of the frame was connected to the third actuator/lever assembly via a single spherical joint. This left the entire structure with a single uncontrolled DOF, so a double arm arrangement was designed to laterally support the front of the vehicle with a spherical joint. The design allowed for the roll axis of the vehicle to be placed easily based on the location of two spherical joints. The roll axis was initially chosen to be the same as the suspension roll

axis. This arrangement caused a majority of the mass to be above the roll axis and was quite violent to the test rig structure. The roll axis was then moved closer to frame-body center of mass. This resulted in a much smoother operating rig and had minimal effect to damage correlation of the test parts. An additional revision that was made at a later time was to add 2 additional links. One was between the rear of the body and the actuator/lever assembly. The other was a very long arm between the rear of the body and a reaction fixture. This revision reduced the lateral and fore/aft forces transmitted to the actuator/lever assembly, improving stiffness and test rig component life. Motion capability of final test rig was over 500 mm (20 inches) of vertical motion and more than 20 degrees of both pitch and roll motion.

With the 2nd generation test rig having 3 actuators, there were 3 control channels for the simulation software, requiring 3 response signals for simulation. From findings during the 1st generation preliminary simulations, it was determined that frame body accelerations would be the best control signals. Positions on the frame body were chosen so that each of the 3 accelerometers would be primarily sensitive to only 1 input. Preventing significant cross couplings in the control/response systems aids in quicker and less difficult simulations. Due to the frame body structure of the TRX400X not being very wide in the front, a lightweight rigid beam with the accelerometers secured to it was attached to the front of the vehicle. This allowed for placement of an accelerometer near each of the front actuator/lever assembly connection points. A coherence check confirmed the beam mounted accelerometers to be adequate control signals for simulations with the 2nd generation test rig. A quick try of controlling with the fender tip mounted accelerometers was also checked, but as with the 1st generation test rig, coherence was low. As stated before, maintaining close proximity between input points and response measurement points aids in achieving good coherence.

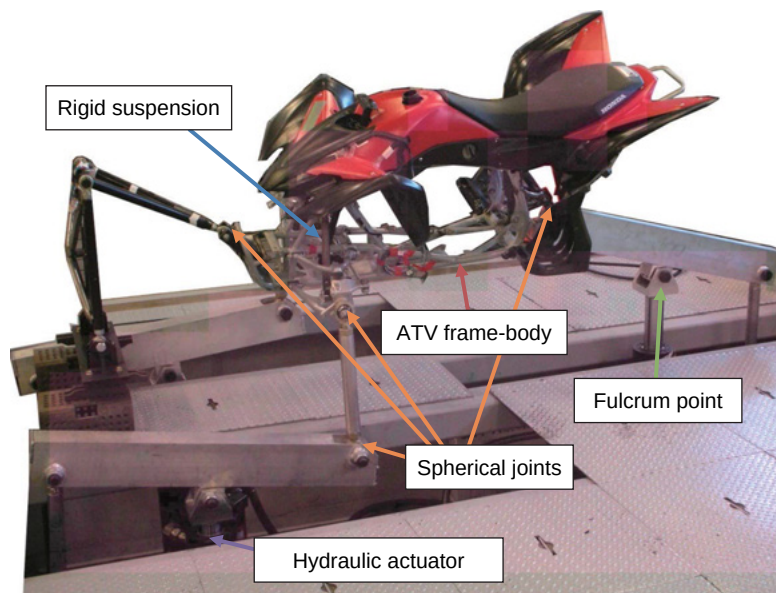


Fig. 2 2nd generation test rig

5. Additional considerations during simulations

One of the parameters to be considered during simulation is the range of frequencies that will be reproduced. With ATVs, the more severe events that one wants to reproduce are jumps, which require large amounts of stroke to reproduce the actual events exactly. When looking in more detail at a jump, it can be broken up into 4 separate events. The first section is the launch. This is when the vehicle changes directions to include some significant portion of vertical velocity. This typically occurs quickly and can be somewhat damaging. This is shown by the red zone in Fig. 3. The second portion is the upward motion portion shown as green in Fig. 3. This event is not very damaging, but can cover a vertical motion of 2 m (6 feet) or more. The 3rd portion, shown as blue, is the fall. This also is not very damaging, and covers basically the same displacement as the upward motion. The last portion is the impact and suspension oscillations that follow. This is the orange section in Fig. 3. This high acceleration is very damaging for inertial loaded parts. So in considering the jump, damaging events for the fenders occur quickly, or at a relatively high frequency, while the majority of the vertical motion occurring at a relatively low frequency is not very damaging.

An easy way to remove this large, undamaging motion is to apply a high pass filter to the acceleration data. The question then becomes how high of frequency content can be filtered out before integrity of the test begins to diminish. This can be answered a couple

different ways. The field data can be filtered and compared to unfiltered data through a damage or pseudo-damage calculation. Another way is drive the test rig with a sinusoidal displacement, starting with a very slow frequency and gradually increasing the frequency while either recording frame to fender tip displacement, strain on the fender, or simply visually observing the frame to fender motion.

The upper frequency limit of the band for simulation is often determined by the design and capability of the test rig. In order to achieve high accelerations, the rig was designed to be light. However, with lightness often comes lower stiffness. This results in lower natural frequencies of the system. Ideally, the rig is designed with detailed CAE analysis to optimize this weight/stiffness balance. Once the test rig is built, it is fairly easy to determine this upper limit. During the FRF measurement process, the coherence will become low once this limit is reached at higher frequencies. This lower coherence means that it will be difficult for the simulation software to accurately reproduce the desired response at higher frequencies. To determine if it should be attempted to reproduce higher frequencies, the damage effect of this higher frequency portion of the data needs to be investigated. This can be done as mentioned above by filtering the field data and then comparing the damage back to the unfiltered data. A quicker, but less accurate way, is to simply look at the spectrum analysis of the field data, such as an example shown in Fig. 4. As seen in Fig. 4, there is substantial spectrum content in the 50 to 60 Hz range that could

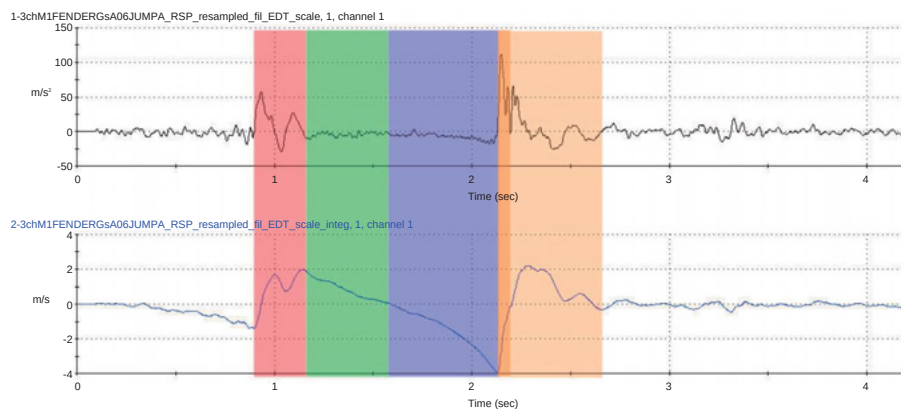


Fig. 3 Acceleration versus time (top) and velocity versus time (bottom) of frame near front left corner of ATV

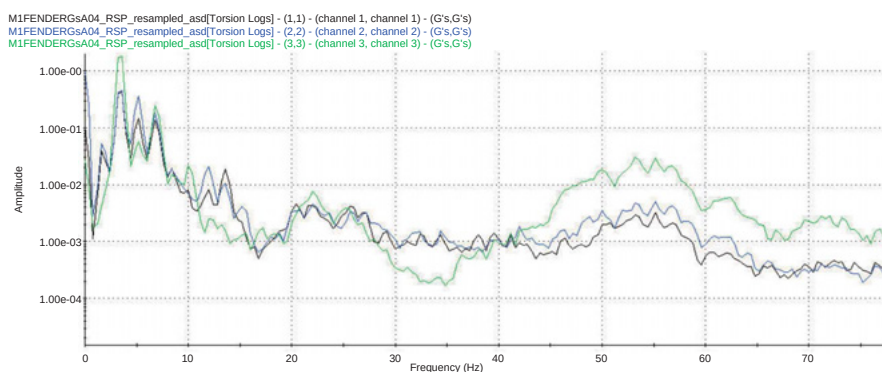


Fig. 4 Spectrum analysis of field data acceleration measurements at 3 different locations

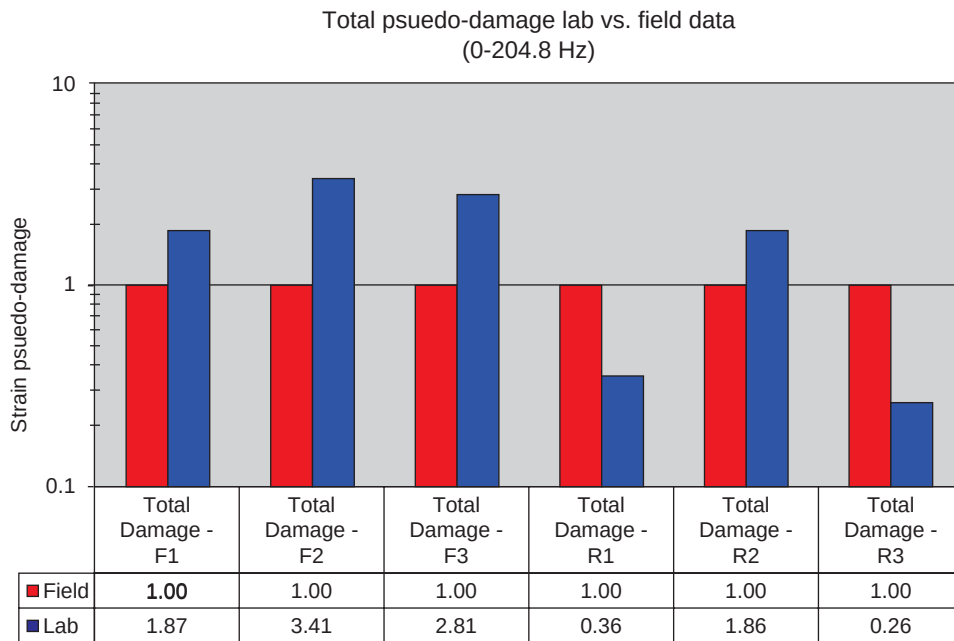


Fig. 5 Pseudo-damage of field and lab data at 6 different locations

cause significant damage, especially for the location indicated by the green line. Pursuing a simulation to include up to 60 Hz would lead to a more valid simulation for this example.

6. Qualifying results

Once the drive files were created, it was necessary to validate if the simulation was adequately reproducing wear and damage. To quantify this, strain measurements were taken at the same locations as the initial field measurements. A damage analysis comparison was done to compare field versus lab results. The target for pseudo-damage values from lab testing was to be in the range of 0.5 to 2.0 times damage values from field data. As seen in Fig. 5, only 2 of 6 channels achieved this target. The remaining channels were in the range of 0.25 to 4.0 times. In the case of the initial test for the TRX400X, it was determined that the damage correlation was sufficient. An additional method to verify the simulation was to compare actual damage and wear to vehicle durability testing. This type of analysis was done, and confirmed the 0.25 to 4.0 times damage range to be acceptable. On later projects, limit testing has become more of a focus. In this case, the field acceleration data can be scaled to produce more severe events and accelerate damage accumulation with relatively accurate results. Through experience with this and other projects, it has been demonstrated that the durability verification of plastic ATV fenders can be done with road simulation technology.

7. Conclusion

A unique test rig and method were developed to validate the durability of ATV fenders. This rig was

able to reproduce high displacement events such as jumps as well as higher frequency vibrations. The result was the creation of an effective method for reproducing durability testing and quickly evaluating durability of the ATV fenders.

Remote Parameter Control TM is a trademark of MTS Systems Corporation

■ 著 者 ■



Scott Batdorf

焼ならしによりV炭窒化物の析出を制御した 高強度軟窒化クランクシャフトの開発

Development of High-strength, Nitrocarburized Crankshaft with Control of Vanadium Carbonitride
Precipitation by Normalization

諏 方 悟*
Satoru SUWA
木 村 和 良**
Kazuyoshi KIMURA

川 口 大 二*
Daiji KAWAGUCHI
多 田 雅 人**
Masato TADA

村 上 敦*
Atsushi MURAKAMI

要 旨

高い生産性を有する高強度クランクシャフトを開発した。本開発では、高い疲労強度と加工性、ひずみ矯正性を両立したクランクシャフトを検討するにあたり、析出強化元素として知られるVの鋼中の固溶量が、加熱温度に依存することに着目した。熱間鍛造後の制御冷却ではなく、より簡便に処理条件を設定しやすい焼ならし温度のコントロールにより高強度化可能な材料を開発した。焼ならし温度を最適化することで、加工性、ひずみ矯正性を確保しながら、現行材に対し疲労強度が30%以上向上した。

ABSTRACT

A high-strength crankshaft with a high productivity has been developed. This crankshaft development sought to balance high fatigue strength, machinability and straightening ability. Vanadium is known as a precipitation strengthening element, and the development focused on the fact the amount of solid solution of vanadium in steel is dependent on the heating temperature. A material was developed in which a high level of strength could be achieved through control of the normalizing temperature, for which conditions could more easily be set, rather than controlled cooling following hot forging. Optimization of the normalizing temperature helped to enable the achievement of a 30% or more increase in fatigue strength against the existing material, while maintaining machinability and straightening ability.

1. はじめに

二輪車用エンジンには、これまでの高出力／コンパクト化に加え、CO₂排出削減のための燃費向上観点から、より軽量化が求められ、エンジン回転部で最も重いクランクシャフトの軽量化は重要である。クランクシャフトには、エンジンの燃焼室の爆発力やピストン、コネクティングロッドなどの往復運動部の慣性力によって生じる曲げ応力に耐える強度が必要であり、軽量化要求によりクランクシャフトへの負荷は増加している。

一方、二輪車用のクランクシャフトの機械加工工程は、レース加工、ミーリング、ドリル加工、研磨加工、ギヤ加工等の多岐にわたるため、クランクシャフト用素材は、高い加工性が求められる。そのため、クランクシャフトの高強度化を図る場合においても、生産性との両立が求められる。

* 二輪R&Dセンター

** 大同特殊鋼株式会社

本開発では、高い疲労強度と加工性、ひずみ矯正性の両立したクランクシャフトを検討するにあたり、硬さ推移曲線のデザインをおこなった。疲労強度向上のため、析出強化元素として知られるVを採用し⁽¹⁾⁻⁽³⁾、Vの鋼中の固溶量が、加熱温度に依存することに着目した。熱間鍛造後の制御冷却ではなく、より簡便に処理条件を設定しやすい焼ならし温度の制御により高強度化可能な材料を開発した。焼ならし温度を最適化することで、加工性、ひずみ矯正性を確保しながら、現行材に対し疲労強度が30%以上向上した。

2. 開発のねらい

二輪車用一体型クランクシャフトは、焼入れ焼戻しされた鋼や焼ならしされた鋼に軟窒化処理や窒化処理が施されたものが多い。焼入れ焼戻しされた鋼のクランクシャフト

は、疲労強度を確保するには有利であるが、均質な金属組織となるため被削性が劣る。焼ならしされた鋼は、フェライト－パーライトの混合組織であるため、均質な金属組織と比較して被削性に優れており、軟窒化処理や窒化処理される際、フェライト組織へのNの拡散速度が速いため、生産性に優れる。近年では、焼ならしを省略しても焼ならしされた鋼と同等の特性を有する鋼も実用化されている⁽⁴⁾。

これまで著者らは、コスト削減の観点から通常のクランクシャフトには、焼ならし省略可能なカルシウム－硫黄快削鋼を使用してきた。高い疲労強度が要求されるクランクシャフトには、応力集中部の疲労強度確保を目的として、軟窒化後に高い表面硬さが得られるAl添加された軟窒化用鉛硫黄複合快削鋼が使用されてきた。しかし、クランクシャフトに生じる応力こう配から要求される硬さ推移曲線に対し、軟窒化された現行材の表面付近の硬さは過剰に高いものになっていた。

そこで開発にあたっては、高い疲労強度と加工性、ひずみ矯正性の両立を目的とし、以下の特性を満足できる材料を設計した。

- (1) 特別な熱処理工程の追加なしに高強度化可能なこと
- (2) 現行材同等の生技性であること
- (3) 鉛フリー化可能なこと

3. 高強度クランクシャフト用材料開発のブレイクスルーポイント

3.1. 硬さ推移曲線デザイン

材料成分設計に先立ち、硬さ推移曲線のデザインをおこなった(Fig. 1)。疲労強度向上のためには、応力こう配から要求される硬さ推移曲線を上回る硬さプロファイルとする必要がある^{(5), (6)}。高強度化のため、現行材の硬さ推移曲線に対して、内部硬さを高め、窒化拡散深さを深くする。さらにひずみ矯正性を確保するため、表層硬さを低くする。

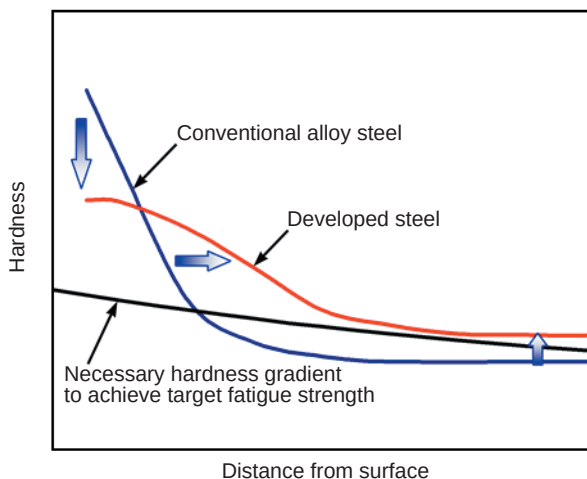


Fig. 1 Hardness transition curve design

より深い窒化深さと低い表層硬さが求められることから、実用窒化深さの目標を 0.3 mm 以上、表層硬さ(母材表面からの距離が 0.05 mm の位置の硬さ)の目標を Hv500 以下に設定した。また、加工性を低下させないため、焼ならし後の硬さの目標を HRB100 以下とした。

3.2. 従来のクランクシャフト用材料の特徴と高強度化手法の検討

Honda 二輪車の標準的な負荷が生じるクランクシャフト用鋼(以下、標準材という)と高い疲労強度が要求されるクランクシャフト用鋼(以下、現行材という)の金属組織を Fig. 2 に示す。標準材の組織は熱間鍛造後の焼ならしを省略しているため、結晶粒径が大きい粗い組織となっているが、両組織ともに高い加工性を確保するためフェライト－パーライト組織となっている。

大型二輪車用クランクシャフトの多くは、焼入れ焼戻しにより素材の硬さを高くし、さらに軟窒化処理や窒化処理により疲労強度を向上させる方法が用いられている。しかし、均質な焼戻しマルテンサイトのような金属組織は、フェライト－パーライトのような混合組織と比較して被削性が劣る。また、窒化処理時の N の拡散速度がフェライトと比較して遅いため、窒化拡散深さを向上させようとすると長時間の処理が必要になり、生産性が低下する。そのため、加工性を低下させることなく疲労強度を向上させるには、フェライト－パーライト組織のまま疲労亀裂起点となるフェライトを強化することが有効である。

フェライトを強化するためには、V, Ti 添加による析出強化, P, Si 添加による固溶強化が考えられる。Ti, P の添加は衝撃値を低下させるため、クランクシャフトにプライマリードライブギヤが直接切削されているものもある大型二輪車のクランクシャフト用材料としては望ましくない。また V 添加による疲労強度向上と比較して、同一添加量では Si 添加による疲労強度向上効果は小さい^{(1), (2)}。

以上より、開発材は V 添加により硬さの上昇を最小限としながら疲労強度向上を図ることをねらいとした。

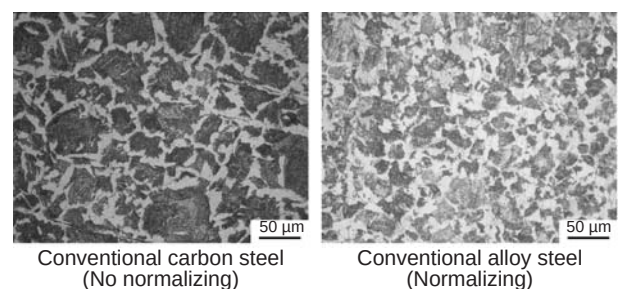


Fig. 2 Microstructure of conventional carbon steel and conventional alloy steel

3.3. V 固溶量制御手法の検討

V 添加鋼は非調質鋼とも呼ばれ、熱間鍛造後の焼入れ焼戻し(調質処理)を省略しても焼入れ焼戻しされた鋼と同等の特性が得られることから、クランクシャフト、コネクティングロッド、ホイールハブ等に幅広く実用化されている。Fig. 3 に統合型熱力学計算システム Thermo-Calc にて計算した、加熱温度と V 固溶量の関係を示す。加熱温度の上昇によって V 固溶量が増加するが、非調質鋼に添加される V 量は、熱間鍛造前の加熱(1100 – 1300℃)で V を完全固溶させるため、0.2%以下の場合が多い。

非調質鋼のクランクシャフトは、熱間鍛造後に大型扇風機等により制御空冷され、硬さが HRC20 以上になる⁽⁷⁾ため硬いま加工される、もしくは硬さを低くするため、焼なましされる場合もある。本開発では、熱間鍛造後の大型扇風機による制御空冷では細かな冷却速度コントロールは困難であると考えられることから、焼ならし温度の調整により V 固溶量を制御し、硬さをコントロールすることを試みた。

4. 合金設計

4.1. 基本成分

二輪車用のクランクシャフトに直接切削加工されるタイミングスプロケット等は、耐摩耗性向上のために高周波焼入れされ、HRC50以上の焼入れ硬さを得ている。高周波焼入れ硬さを安定的に得るため、C 量は 0.4%を下限とした。Al は N と結合しやすいため、表層の硬さ上昇が著しく、軟窒化処理時の N の拡散を阻害するため、非添加とした。S は鋼中で MnS となり、被削性向上に寄与するが、高周波焼入れ時に焼割れを引き起こす場合があるため、S 量は JASO S1 レベルの 0.06%とした。さらに、切粉破碎性確保のため、鋼中の硫化物系介在物を微細分散化することによ

り、快削成分としての Pb を非添加とした。その上で、C, Mn, Si, V 量を調整した。

まず、現行材に対して C, Mn, Cr, V を添加または削減し、焼ならし後の硬さが HRB100 以下となるように C 当量 Ceq を調整した合金を複数作製した。C 当量は以下の式(1)により算出した。

$$Ceq = C + 0.07Si + 0.16Mn + 0.19Cu + 0.17Ni + 0.2Cr + [V] \quad (1)$$

[V]: 焼ならし加熱時の γ 中に固溶できる V 量

これらの合金を現行材と同じ条件で焼ならし後に塩浴軟窒化し、表層硬さ、実用窒化深さを測定した。Fig. 4 に Cr 量と表層硬さの関係を示す。Cr 添加量が 0.3%以上となると軟窒化後の表層硬さが目標上限を超えるので、Cr 量は 0.3%以下とした。表層硬さ、実用窒化深さの関係を Fig. 5 に示す。表層硬さと窒化深さに明確な相関はないことから、合金添加量の調整により窒化深さを向上させながら表層硬さを低下させることが可能であることが示唆された。

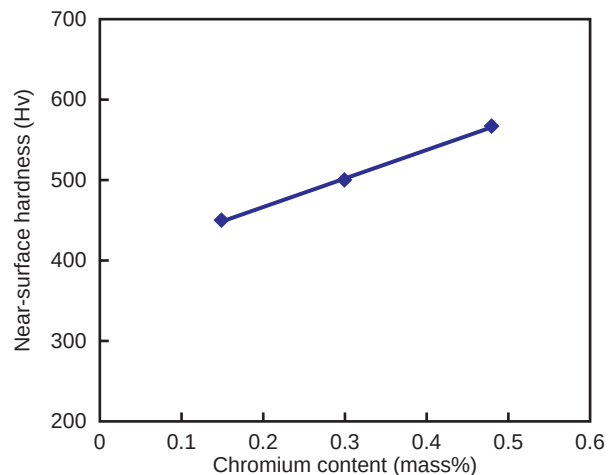


Fig. 4 Relationship between chromium content and near-surface hardness

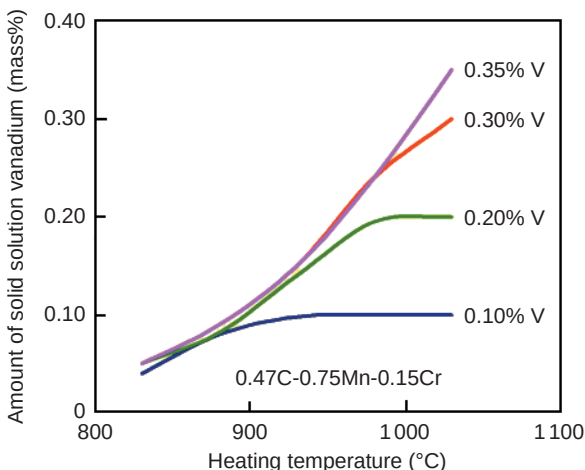


Fig. 3 Relationship between heating temperature and amount of dissolved vanadium

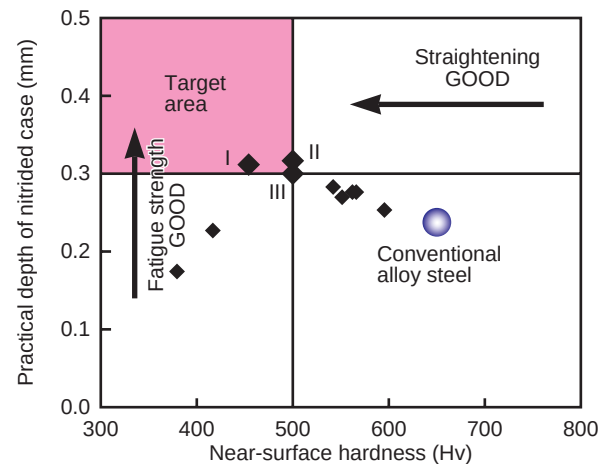


Fig. 5 Relationship between near-surface hardness and practical depth of nitride case

4.2. 疲労強度による検討

Fig. 5 にて表層硬さと実用窒化深さが目標範囲内にある 3 鋼種について小野式回転曲げ疲労試験をおこなった。化学成分を Table 1 に示す。試験片は、クランクシャフトのフィレット R 部に生じる応力こう配相当の応力分布となる形状 (Fig. 6) とした。表層硬さと疲労強度の測定結果を Fig. 7 に示す。試験片の焼ならし温度は 900℃ 以下のため、焼ならし加熱時に再固溶する V 量は同じとなる (Fig. 3)。しかし、V 添加量が少ない鋼種 III の疲労強度は、他と比較して低い。鋼種 III は、焼ならし加熱時に未固溶の V 量が少なかったため結晶粒が粗大化し、疲労強度が低くなったと考えられる。我々は、表層硬さと疲労強度のバランスがよい鋼種 I を選択した。

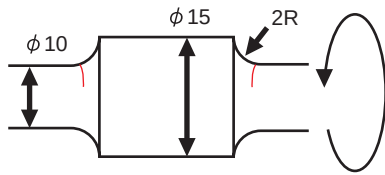


Fig. 6 Geometry of rotating-bending fatigue test specimen

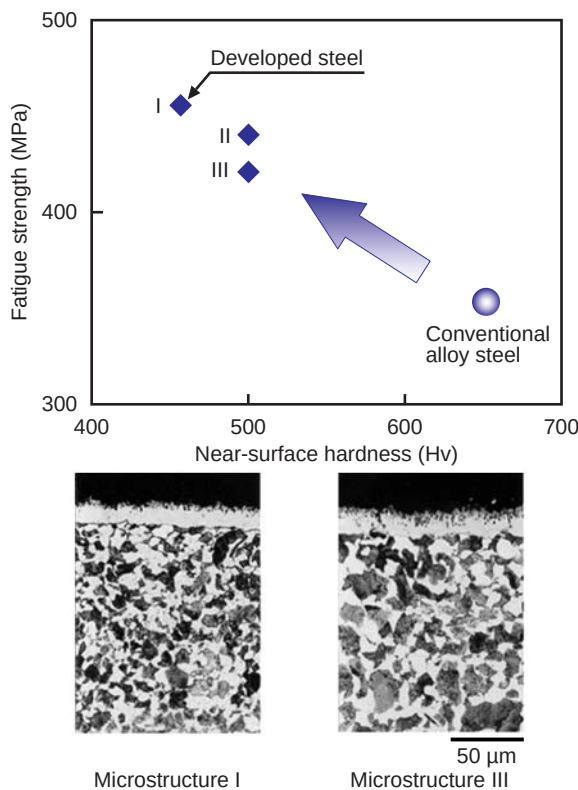


Fig. 7 Near-surface hardness and fatigue strength

5. 開発鋼の特性

5.1. 焼ならし特性

焼ならしは、熱間鍛造によって荒れた組織の改善、硬さの調整を目的としておこなわれるため、AC3 温度以上に加熱する必要がある。一般的には、ワークは温度バラツキ等を考慮して、AC3 温度 + 50℃ 以上に加熱され、空冷される場合が多く、標準的な加熱温度の範囲は 50℃ 前後とされている。開発鋼の AC3 温度を下記の式 (2) にて計算すると約 770℃ となるため、820℃ 以上に加熱する必要がある。

$$AC3 = 854 - 180C + 44Si - 14Mn - 17.8Ni - 1.7Cr \quad (2)$$

焼ならし加熱温度の影響を確認するため、40 mm × 40 mm の試験片にて加熱温度を 830℃ - 980℃ とし、空冷後の硬さを測定した。焼ならし温度と硬さの関係を Fig. 8 に示す。焼ならし温度が高い方が、硬さが高い傾向を示す。これは熱間鍛造後の空冷時に析出した V 炭窒化物が、焼ならし加熱されることで再固溶し、その際高温で加熱された方が再固溶する量が多く、その後の冷却過程でより V 炭窒化物による析出硬化が大きくなったためと考えられる。つまり、Thermo-Calc で計算された固溶量よりも多量に V を添加した場合、その計算で用いた温度以下の焼ならし温度においては、その温度を制御することで任意の硬さが得られることがわかった。

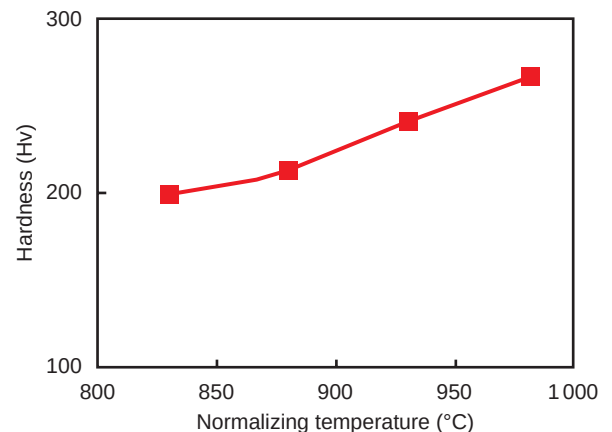


Fig. 8 Relationship between normalizing temperature and hardness

Table 1 Chemical composition of conventional alloy steel and developed steel

Steel Grades	C	Mn	S	Cr	V	Al	Pb
Conventional alloy steel	0.23	1.00	0.055	1.00	-	0.016	0.08
Sample I	0.47	0.75	0.048	0.15	0.30	-	-
Sample II	0.45	0.74	0.049	0.30	0.29	-	-
Sample III	0.43	0.75	0.047	0.30	0.15	-	-
Developed steel *	0.47	0.75	0.060	0.15	0.30	-	-

* Based on Sample I

冷却速度の影響を確認するため、加熱温度を820℃、880℃とし、冷却速度を0.1 – 2℃/secとした時の硬さを測定した。焼ならし硬さに及ぼす冷却速度の影響をFig. 9に示す。冷却速度が速い方が、遅い場合に比べ硬くなる傾向を示す。冷却速度が速いとV炭窒化物が冷却過程で微細分散し析出硬化能を高め、遅い場合はV炭窒化物が凝集し硬化能が低くなることによるものと考えられる。また、冷却速度が遅いと結晶粒が粗くなり、疲労強度、ひずみ矯正性に悪影響を及ぼす可能性がある。

5.2. 疲労強度特性

開発材の焼ならし温度の疲労強度特性への影響を確認するため、Fig. 6の試験片を用い小野式回転曲げ疲労試験をおこなった。試験片は、40 mm × 40 mm にて焼ならしをおこない、試験片に加工後塩浴軟窒化処理したものをを用いた。Fig. 10に焼ならし温度と疲労強度の関係を示す。焼ならし温度の上昇により疲労強度が向上する原因は、内部硬さの上昇によると考えられる。しかし、焼ならし温度980℃の疲労強度は、930℃と比較して向上していない。Fig. 11に焼ならし温度980℃、930℃の金属組織を示す。焼ならし温度上昇により、結晶粒が粗大化したため、疲労強度が向上しなかったと考えられる。焼ならし温度930℃以下では、焼ならし温度により疲労強度のコントロールが可能である。

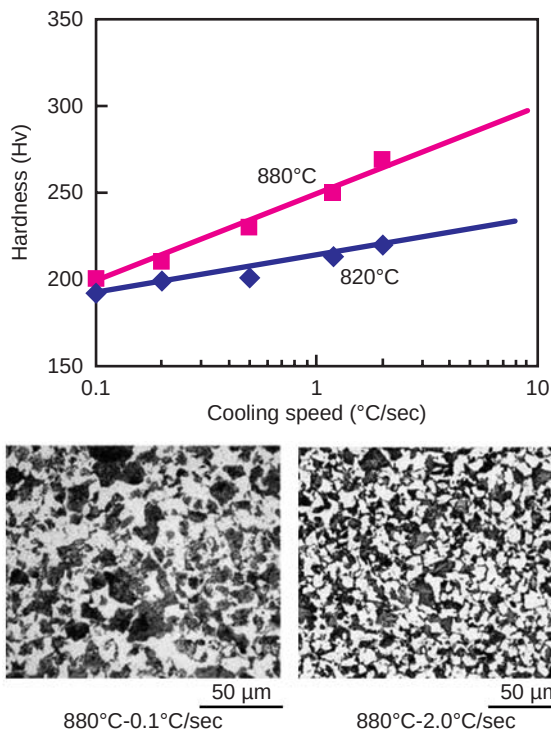


Fig. 9 Effect of cooling speed on hardness after normalizing

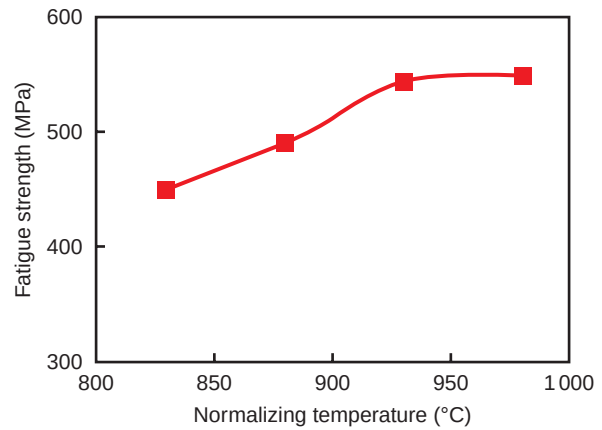


Fig. 10 Relationship between normalizing temperature and fatigue strength

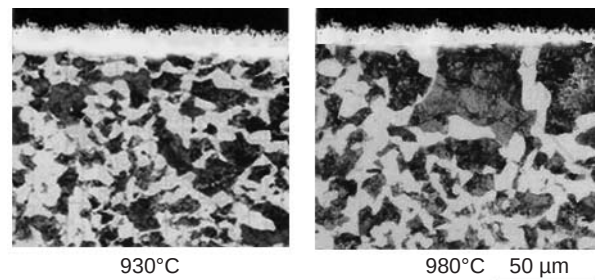


Fig. 11 Microstructure of developed steel at normalizing temperature of 930 °C and 980 °C

5.3. ひずみ矯正性

Fig. 6の試験片を用い、焼ならし温度のひずみ矯正性の影響を確認するため、3点式静曲げ試験をおこなった。支点間距離を106 mmとし、亀裂が生じるまで中央部を押し込み、除荷後の振れ変化量を測定した。Fig. 12に焼ならし温度と振れ変化量の関係を、Fig. 13に内部硬さと表層硬さの関係を示す。焼ならし温度上昇により内部硬さは上昇するが、表層硬さに差異はないため、応力が高い表面部の延性は変わらない。しかし、曲げによって生じる内部の塑性変形量は硬さの上昇によって低下するため、焼ならし温度の上昇によりひずみ矯正能が低下したと考えられる。

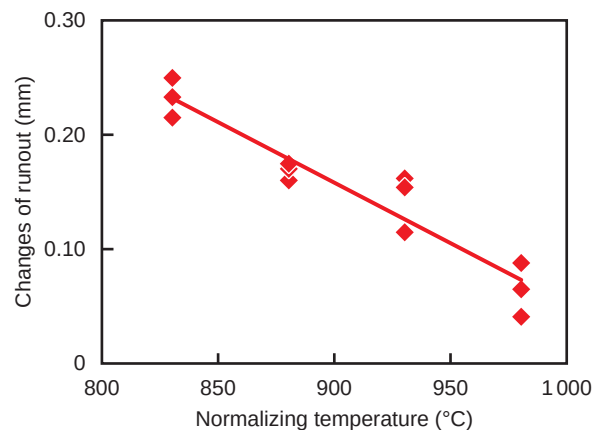


Fig. 12 Normalizing temperature and changes of runout

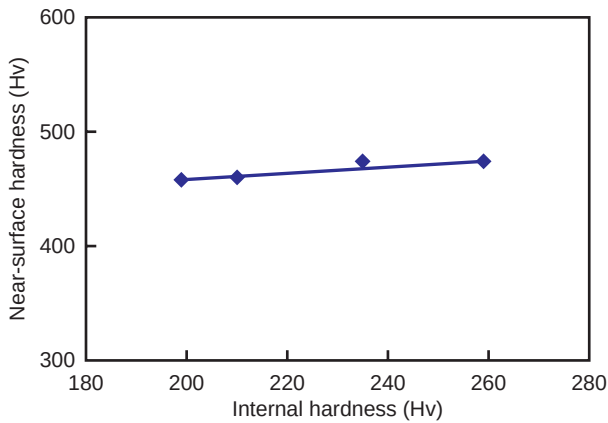


Fig. 13 Relationship between internal hardness and near-surface hardness

6. クランクシャフト特性

6.1. 疲労特性

供試クランクシャフトの形状を Fig. 14 に示す。加工工程は、焼ならし温度を 820°C とした以外は、現行材と同じ加工工程とした。開発材と現行材との硬さ推移曲線を Fig. 15 に示す。現行材と比較して高い内部硬さ、深い窒化拡散層深さ、低い表面硬さを有するクランクシャフトが得られた。次に、クランクシャフト両端のジャーナル部を保持し、センタジャーナルを両振り加振した。発生応力は、センタジャーナルのフィレット部にひずみゲージを貼って測定した (Fig. 16)。クランクシャフト曲げ疲労試験の結果を Fig. 17 に示す。開発材の疲労強度は、疲労強度が最も低くなる焼ならし温度 820°C においても現行材と比較して 30% 向上した。

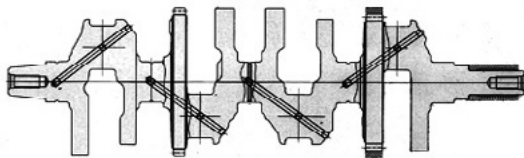


Fig. 14 Shape of sample crankshaft

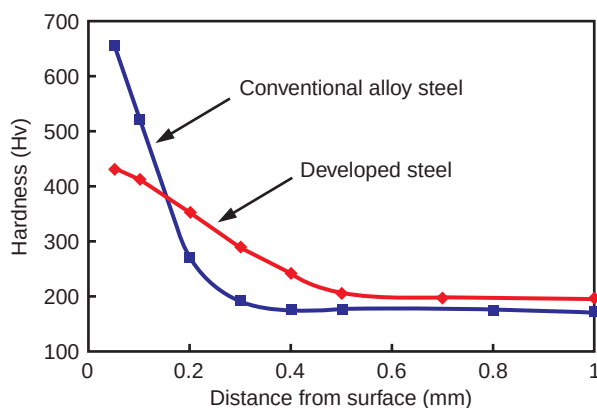


Fig. 15 Hardness transition curve of developed and conventional alloy steel

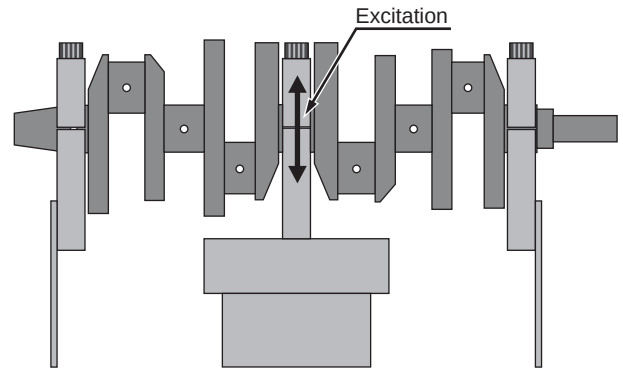


Fig. 16 Bending fatigue test method for crankshaft

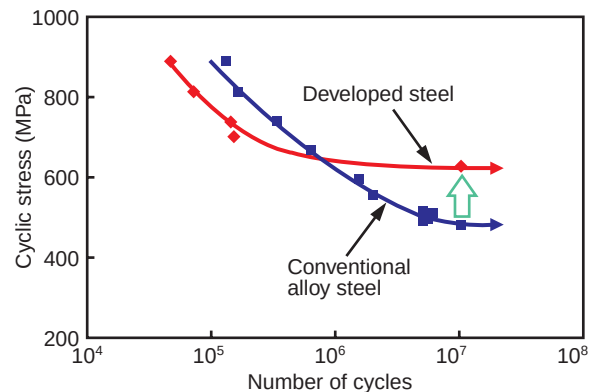


Fig. 17 Results of bending fatigue test for crankshaft

6.2. ひずみ矯正性

Fig. 14 の形状のクランクシャフトを用いて、クランクシャフト両端のジャーナルを V ブロックにて支持し、亀裂が生じるまでセンタジャーナルを押し込み、除荷後のセンタジャーナルの振れ変化量を測定した (Fig. 18)。焼ならし温度と振れ変化量の関係を Fig. 19 に示す。焼ならし温度の上昇に伴い、ひずみ矯正能が低下する。生産性を考慮した場合、焼ならし温度を低めに設定した方が望ましい。しかし、加工精度の向上や軟窒化処理後に発生するひずみ量の抑制手法の構築により、開発鋼は基本工程を変えることなく焼ならし温度を高めることで疲労強度の更なる向上を図ることが可能である。

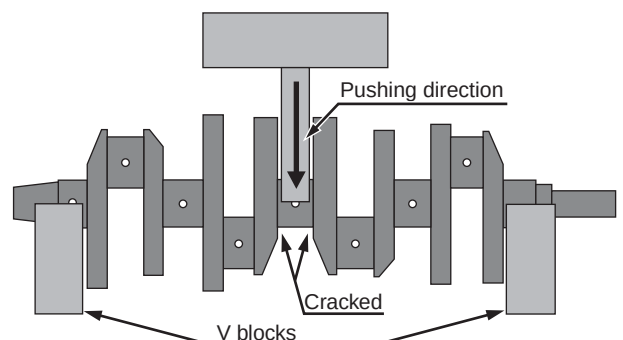


Fig. 18 Changes of runout test method for crankshaft

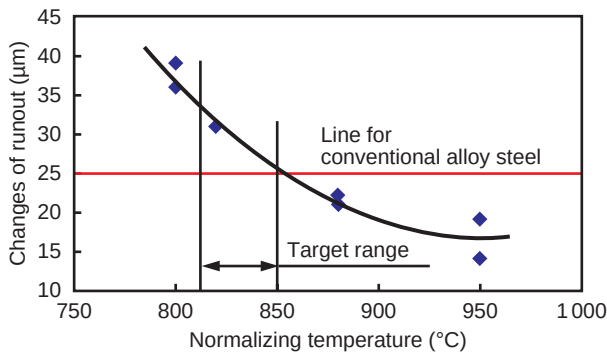


Fig. 19 Relationship between normalizing temperature and changes of runout



Fig. 21 Crankshaft with new geometry for new V-4 cylinder engine

7. 適用効果

開発材によるクランクシャフトは新ジオメトリV型4気筒エンジンを搭載した2010年モデルのVFR1200F(Fig. 20)に適用され、現行材を使用した場合と比較してクランクピン径を約2mm縮小することができ、エンジンの小型、軽量化を実現した(Fig. 21)。

8. まとめ

開発材の適用により、現行材と比較して高い内部硬さ、深い窒化拡散層深さ、低い表面硬さを有するクランクシャフトが得られ、以下の知見を得た。

- (1) 焼ならし温度で固溶するV量以上のVを添加すると、焼ならし温度の制御により硬さを調整することが可能である。
- (2) 焼ならし加熱時の未固溶量が少ない場合、結晶粒が粗大化するため、V添加量が多い方が疲労強度は高い。
- (3) 焼ならし温度を最適化することで、加工性、ひずみ矯正性を確保しながら、現行材に対し疲労強度が30%以上向上した。

本技術を用いたクランクシャフトの適用は、エンジンの小型／軽量化を実現し、高出力のみならず、CO₂排出削減のための燃費性能向上にも貢献するものである。



Fig. 20 Mass production motorcycle VFR1200 using developed crankshaft

参考文献

- (1) 飯田善次, 高田健太郎, 鈴木茂, 佐藤史: 軽量コネクティングロッドの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.17, No.2, p.115-121
- (2) 松原敏彦, 佐藤泰紀, 飯田善次, 田口隆: コネクティングロッド用高疲労強度快削非調質鋼の開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.4, p.73-85
- (3) 中村貞行, 秦野敦臣: ステアリングラック用高強度・高靱性非調質棒鋼, 電気製鋼, Vol.69, No.1, p.73-78 (1998)
- (4) 天孝篤志, 諏方悟: 焼ならし処理省略可能なクランクシャフト用鉛フリー快削鋼の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.141-148
- (5) 西坂強, 佐藤康夫: フレッチング損傷防止に関する研究, トライボロジスト, Vol.40, No.9, p.768-775(1995)
- (6) 井上幸一郎, 松村康志: 中炭素鋼の軟窒化特性に及ぼす合金元素の影響, 電気製鋼, Vol.75, No.1, p.11-18 (2004)
- (7) 田原謙, 清水真吾: 小型汎用エンジンクランクシャフト用高じん性非調質・鉛フリー快削鋼の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.2, p.191-196
- (8) 大同特殊鋼株式会社: 特殊鋼ハンドブック, p.518 (2001)

■ 著 者 ■



誠方 悟



川口大二



村上 敦



木村和良



多田雅人

化合物層制御技術を用いた高強度弁ばねの開発

Development of High Fatigue Strength Valve Spring Using Control of White Layer by Nitriding

前 川 恵 一*
Keiichi MAEKAWA
鎗 田 博***
Hiroshi YARITA

村 上 敦*
Atsushi MURAKAMI
渡 辺 崇 則****
Takanori WATANABE

橋 村 雅 之**
Masayuki HASHIMURA

要 旨

材料の未固溶炭化物を低減しながら焼き戻し軟化抵抗を向上させる元素添加をおこなうことで、冷間コイリング性を維持しながら、窒化後の内部硬さの向上をはかった。弁ばねの表面処理である窒化に関しては、従来は化合物層に対する対応はおこなわず高硬度化していた。しかし、線材強度、窒化拡散層硬さ、内部硬さを極限まで高めた結果、化合物層強度が破損のヒューズとなり疲労強度が上がらないことがわかった。そこで化合物層が疲労強度に有害と考え、本来、相反する化合物層レスと窒化拡散層硬さ向上を両立する窒化方法を開発した。

ABSTRACT

Elemental addition to a material to reduce its non-dissolved carbide content while increasing its resistance to temper softening has helped to increase internal hardness after nitriding while maintaining its cold-coiling-ability. Conventionally, high strength has been achieved by applying nitriding as a surface treatment to the valve springs, without consideration of the compound layer. However, when the strength of wire coils, the hardness of the nitrogen-diffused layer, and internal hardness are maximally increased, the white layer becomes the points of origin of breakages, and fatigue strength does not increase. The white layer was therefore judged detrimental to fatigue strength, and a nitriding method was developed that attained nitriding without the white layer and the achievement of increased hardness in the nitrogen-diffused layer, which had previously been incompatible.

1. はじめに

二輪車の動弁系は、バルブリフタまたはロッカアームを介してバルブを駆動する方式が一般的で回転数は高いもので 15000 r/min を超える。弁ばねは回転上昇に伴ってサージングと呼ばれる共振現象が発生し、設計応力を超える応力増加があるため、高回転領域での使用頻度が多い二輪車では高い疲労強度の弁ばねが求められている。弁ばねを高強度化することは動弁系のコンパクト化を可能とし、エンジンや車体の軽量化へ寄与する。また高強度化に伴い弁ばねへの負荷が増えると、高速運動での高熱環境下にさらされ荷重の低下(へたり)が発生し、バルブの挙動低下につながるため、耐へたり特性も重要である。

弁ばねの高強度化には、材料の高強度化と表面処理技術の向上によるところが大きい。材料の引張強度は一般的に硬さに比例するため、材料を高硬度化する開発が進められてきた

(1), (2)。しかし高硬度は同時にじん性低下を招くため、冷間コイリング性が低下する。また高硬度化しても、表面処理である窒化により焼戻され内部硬さが低下するため焼戻し軟化抵抗の向上が必要となる。焼戻し軟化抵抗は弁ばね特性に重要な耐へたり特性にも影響が大きい。しかし焼戻し軟化抵抗を向上させる元素もまた、炭化物形成により冷間コイリング性を低下させる。実用化されている高強度材(SWOCN-V材)は焼戻し軟化抵抗を向上させるためVを0.4%添加し、優れた焼戻し軟化抵抗を得ることができたがV添加による未固溶炭化物の増加で冷間コイリング性の余裕度が低下した。弁ばねの表面処理技術として窒化は、表面硬さ向上のために窒化温度を上げ窒素拡散を促進させる。しかし窒化条件により内部硬さや化合物層の厚さは変化する。これらは疲労強度に影響を及ぼすため、窒化条件の選定は非常に重要である。

本稿では、合金成分、窒化条件を中心に高強度弁ばねの開発について報告する。

* 二輪R&Dセンター

** 新日本製鐵株式会社

*** 鈴木金属工業株式会社

**** エア・ウォーター株式会社

2. 材料成分設計

2.1. 合金成分のねらい

材料の考え方として、以下の3点を設計コンセプトとし開発をおこなった。

- (1) 高強度と冷間コイルリング性を両立し、窒化性にも優れること。
- (2) 窒化温度における内部硬さ低下を防ぐため、焼き戻し軟化抵抗が高いこと。
- (3) コスト高を抑制するため、特殊処理はせず、現有設備で生産可能なこと。

2.2. 合金成分検討

高強度と冷間コイルリング性の両立する合金成分の検討をおこなった。高強度弁ばね鋼にとってVは窒化での表面硬化元素として重要であるだけでなく、窒化の加熱後も内部硬度を維持するために重要な元素である。一般にVは400–700℃の加熱により析出硬化するために、ばね鋼の窒化のように加熱処理する製品に有用である。しかし工業的に利用するには考慮すべき点も多い。添加したVが粗大な未溶解炭化物として鋼中で消費されてしまえば前述の析出硬化の効果は小さくなるばかりでなく、粗大な未固溶炭化物そのものがコイルリング性の低下を招く弊害を生じる。したがって未固溶炭化物を抑制し、弊害を抑制するとともに、弁ばね製造時の窒化処理での析出硬化や焼戻し軟化抵抗を得るために有効な固溶または微細なVを確保することが重要である。

このことは Fig. 1 に示すようにVを多量に添加してもその効果が飽和してしまうことから予測される。このようにV添加量は実質的な有効V量を確保するとの観点から添加するものの、むやみな過剰添加をさけ、圧延からばね製造に至る製造工程の熱履歴で有効に活用できる最大量とした。

同様に他の元素についても強度と炭化物の観点から検討した。すなわちCr炭化物は固溶しにくいいため高周波処理のような短時間熱処理には適さないと考えられている。

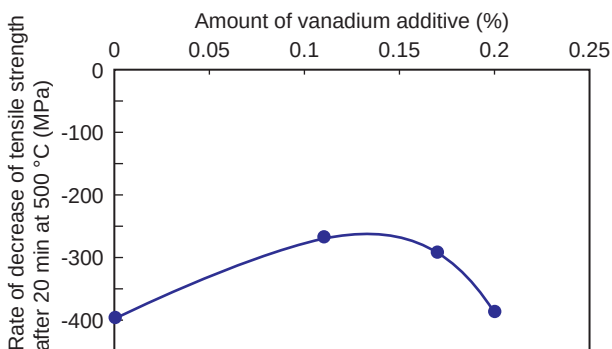
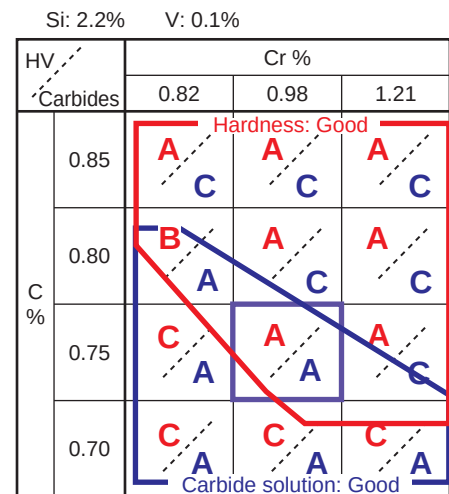


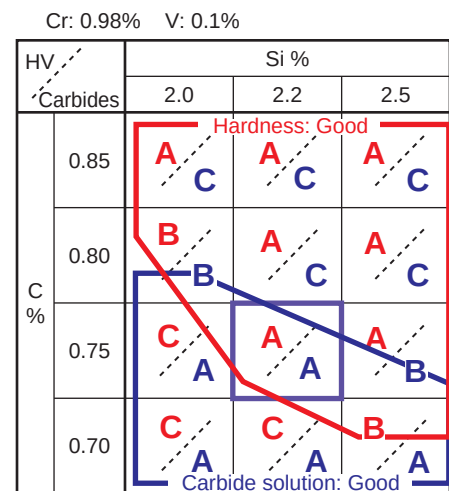
Fig. 1 Relation between vanadium additive amount and temper softening characteristic

またSiはばねのへたり特性を向上させる元素として知られているが、同時に炭化物生成挙動に影響することが知られているため、この両者を強度と炭化物の観点から最適添加量について検討した。

Fig. 2(a), (b)にその検討結果を示す。コイルリング時の未固溶炭化物量と窒化後の内部硬さの観点から実用例を基準に評価し、前者はサーモカルクによる計算値より、後者はこれまでのデータベースの硬さを、従来鋼を基準として判定した。すなわち Fig. 2 の各カラムの上段は硬度、下段は炭化物析出挙動の評価であり、従来よりも良好なものをA、低下するものをC、その臨界値に近いものをBとして示した。その結果、焼入れ焼戻し後の炭化物挙動(コイルリング性と窒化後の強度に影響)と窒化後の内部硬さの点から 0.73%C-2.2%Si-1.0%Cr-0.1%V を基本的な成分とした。



(a) Effect of C and Cr



(b) Effect of C and Si

Preferable Acceptable Not acceptable

HV: A B C

Carbides: A B C

Fig. 2 Example of predicted performance of wires in terms of carbide state and hardness after heat treatments

さらに高強度化するには未固溶炭化物を生じにくく、析出強化できる Mo の添加が有効と考えられる。しかし過剰な Mo 添加は焼き入れ性に大きく影響して、圧延からばねに至る種々の熱処理においても容易にマルテンサイトやベイナイトなどの過冷組織を生じて硬化することで折損などの製造上の問題を引き起こす。そのため Mo 添加も想定熱履歴の中で過冷組織を生じない最大量に設定した。

さらに Mo 同様、焼入れ時の加熱で容易に固溶する W の添加を検討した。W の析出硬化量は Mo ほど強くないものの、焼き入れ性への影響も小さく、過冷組織生成による製造上の問題も引き起こしにくい。そのためさらに窒化後の内部硬度を確保するために W を添加した。

このようにばねに必要な性能と製造性を確保するために関連する元素を総合的に検討し、開発鋼成分を実験により確認した。その成分は Table 1 に示すとおりで、Fig. 3 に $500^{\circ}\text{C} \times 3$ 時間加熱後の硬さ(焼き戻し軟化抵抗)とノッチ曲げ角度(コイル加工性)で整理した。その結果、基本成分に Mo, W を加えた開発鋼が強度と加工性の両立が可能な成分であることが確認された。

2.3. 開発合金の諸特性

実炉溶解した線から作製したオイルテンパ線のノッチ曲げ、自径巻き試験結果を Fig. 4, Fig. 5 に示す。冷間コイルリング性の指標としたこれらの結果では SWOCN-V に対し強度に対するコイルリング性に明確な優位性が認められる。これは Fig. 6 に示すように V の低減による未固溶炭化物の低減が要因と考えられる。

Table 1 Composition of developed steel

	(mass%)						
	C	Si	Mn	Cr	Mo	V	W
Developed steel	0.75	2.16	0.71	0.98	0.13	0.10	0.15
SWOCN-V (Previous)	0.73	1.67	0.58	0.56	0.15	0.41	—

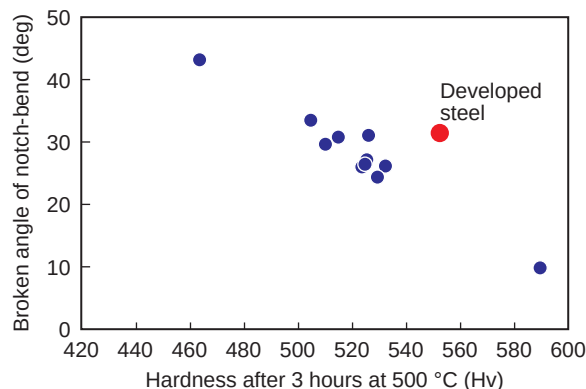


Fig. 3 Results of material composition study

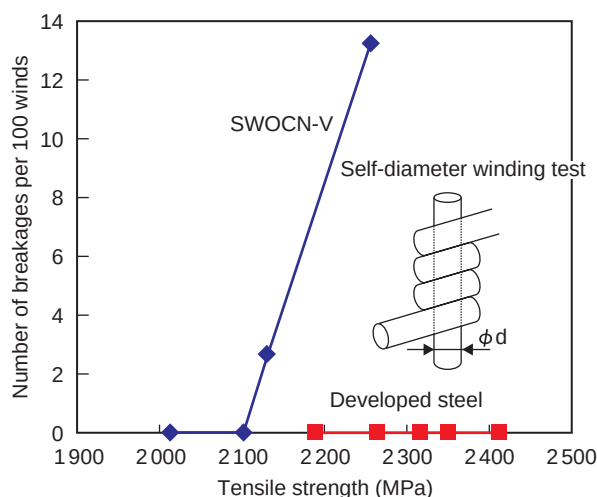


Fig. 4 Result of self-diameter winding test

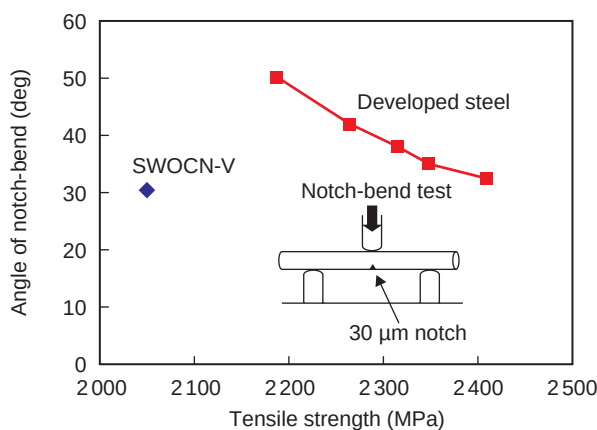


Fig. 5 Result of notch-bend test

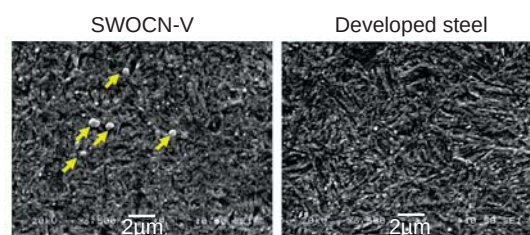


Fig. 6 Identification of non-dissolved carbide

次に低温焼戻特性を Fig. 7 に示す。オイルテンパ線の強度を高強度側にしても窒化相当温度で焼戻すと 2250 MPa 以上では、ほぼ同等硬さになることからオイルテンパ線の引張強度は 2250 MPa で設定できる。またオイルテンパ線の低温焼鈍特性を Fig. 8 に示す。SWOCN-V 材に対しほとんどの温度域で約 200 MPa の強度向上が認められる。開発材は溶解～オイルテンパ工程まですべて現有設備にて製造可能である。

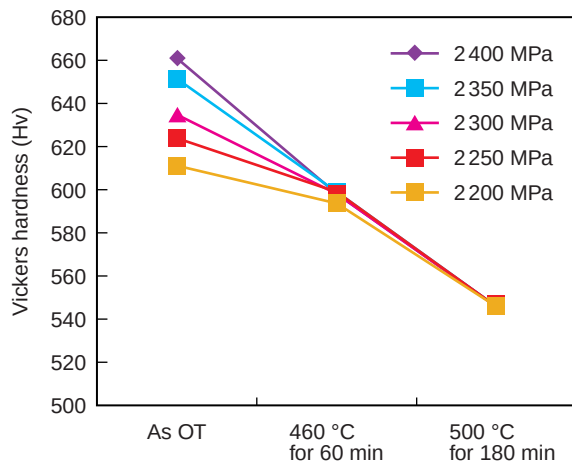


Fig. 7 Results of low-temperature tempering

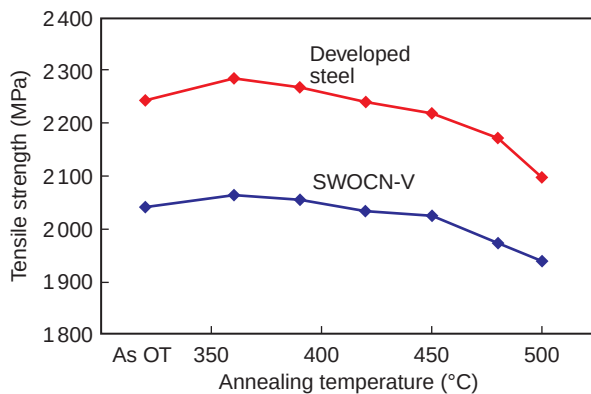


Fig. 8 Results of low-temperature annealing

3. 高強度弁ばねに適した窒化処理の検討

3.1. 窒化品質のねらい

窒化条件の中で、一般的に処理温度を上げると窒素拡散層硬さが上昇するが内部硬さが低下し、処理温度を下げた場合はその逆となる。弁ばね断面の応力負荷状態は内径表面が最も高く、高疲労強度を達成するためには、高N濃度を有する窒素拡散層を表層部に形成させ高硬度化させることが重要になる。しかし通常的气体窒化処理でそのような窒素拡散層を形成させるためには、 NH_3 ガスを多く分解させて多量の活性なHを発生させることが必須となるため、同時に発生するN量も多くなる。したがって窒化処理をおこなう鋼材の最表面部には高N濃度の化合物層が形成される。この化合物層はじん性が乏しいことから、過剰な化合物層は疲労強度の低下をもたらす⁽³⁾。本開発においては、窒素拡散層硬さと化合物層をコントロールし⁽⁴⁾疲労強度に最適な窒化品質を見出すこととした。

3.2. 窒化条件の最適化

鋼材最表面部に化合物層が形成するかどうかは、鋼材表面から浸入するN量、すなわち NH_3 ガスの分解量と、鋼材

内部へ拡散するN量とのバランスによって決まる。化合物層の形成を抑えるためには、最もN濃度が高くなる最表面部のN濃度が約 5 wt% 未満になるように、 NH_3 ガスの分解率を制御してやる必要がある。

NH_3 ガスの分解率および鋼材中へのNの拡散速度はどちらも温度の影響を大きく受ける。また、鋼材中へのNの拡散速度は鋼材の組成によっても左右されるため、その最表面部に化合物層を形成させないためには、それぞれの鋼材に合わせた NH_3 の分解率となるように雰囲気調整をおこなう必要がある。

ただし、化合物層形成を防止するガス組成、窒化温度のみでは弁ばね表面に存在する酸化膜の還元が十分におこなわれず、窒化が不安定になるという問題が発生する。そこで筆者らは、窒化前の弁ばね表面に存在する酸化膜をフッ化物へ置換した後に窒化することとした。このフッ化工程は冷間コイリング後の低温テンパより低い温度で処理するため、硬度低下の懸念は無い。フッ化物へ置換された鋼表面は窒化雰囲気中では酸化膜より活性化するため、比較的低い NH_3 ポテンシャルで最表面の化合物層を生成させずに窒化が進行する。

開発材に適した窒化処理を検討するに当たり、最初に窒化温度と時間を決定することとした。テストは弁ばねを小型窒化炉にて、温度と時間を変化させてフッ化後窒化処理し、それぞれの内部硬さと窒素拡散深さを測定した。なお前記テストは NH_3 と H_2 ガス比率を一定にした窒化をおこなった。結果をFig. 9に示す。開発材の目標値を内部硬さHv610以上とし、窒化時間は量産性も考慮して2 hrとした上で窒化温度は470°Cに決定した。

次に開発材に対し各温度で化合物層が形成した場合を▲、しない場合を●で示すと Fig. 10 のようになる。温度が決まれば窒化雰囲気中の NH_3/H_2 ガス比率によって化合物層の有無が決まることがわかる。したがって化合物層が形成しない領域かつ境界線に近い組成で窒化処理をおこなうことによって、表層部に化合物層を有しない高N濃度の窒素拡散層を形成することが可能となるのである。

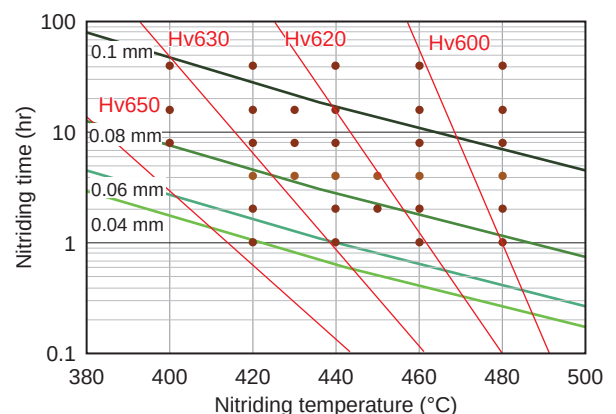


Fig. 9 Relation among temperature, time depth of nitriding, and internal hardness

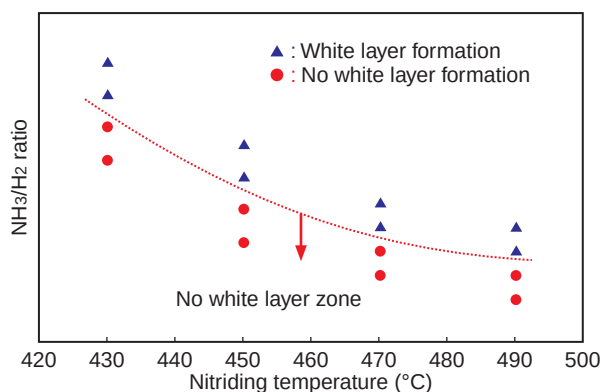


Fig. 10 Relation among gas composition, nitriding temperature, and white layer

3.3. 窒化化合物層の疲労強度への影響調査

窒化化合物層の影響を明らかにするため、 NH_3/H_2 ガス比率の変更により二種類の弁ばねサンプルを作製した。Fig. 11のSEM写真では、各サンプルの化合物層厚さを示している。サンプルAは化合物層厚さが2 μm 、サンプルBでは化合物層が認められない。これらについて星型疲労試験機を用いて疲労強度を評価した。Fig. 12にS-N線図を示す。■が内部起点、□と○が表面起点で折損したものを示す。この結果から窒化化合物層が厚いサンプルAはすべて表面起点にて折損する。逆に化合物層が存在しないサンプルBは内部起点の破損形態が多くなる。疲労強度は内部起点と表面起点が共存するサンプルBが、表面起点のみのサンプルAに対し高いことがわかる。この原因について Fig. 13を用いて説明する。Fig. 13には弁ばねの最表面近傍に負荷される応力分布を示している。弁ばねで最も応力が高くなる内径表面近傍では窒化拡散による高硬度化で疲労強

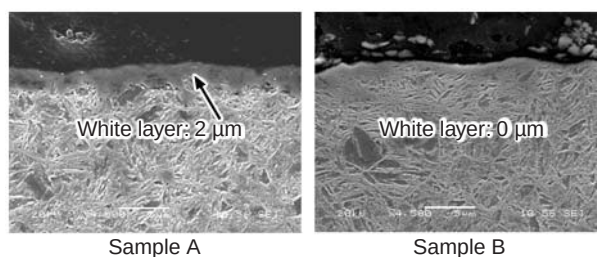


Fig. 11 SEM image of fatigue test specimens

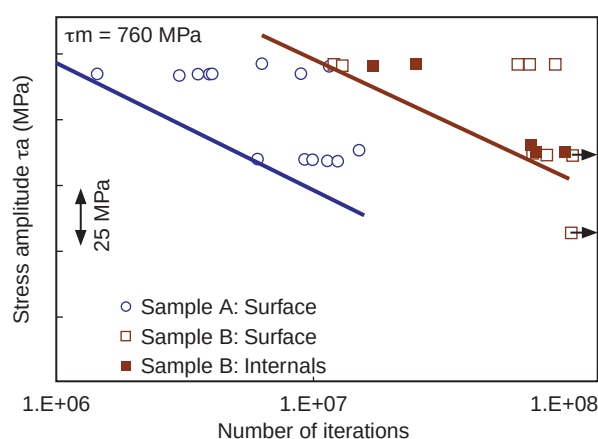


Fig. 12 Fatigue strength effect due to white layer thickness

度を高めているが、窒化化合物層($\epsilon\text{-Fe}_3\text{N}$)は稠密六方晶であり硬く脆いため⁽⁵⁾、最表面に存在した場合微小な切欠を起点に疲労破損が進行したと推察する。対してSWOCN-V材では化合物層が2 μm レベルで存在するが、低負荷領域においては最表面に負荷される応力も低いため、化合物層の強度低下が顕在化しなかったものと考えられる。

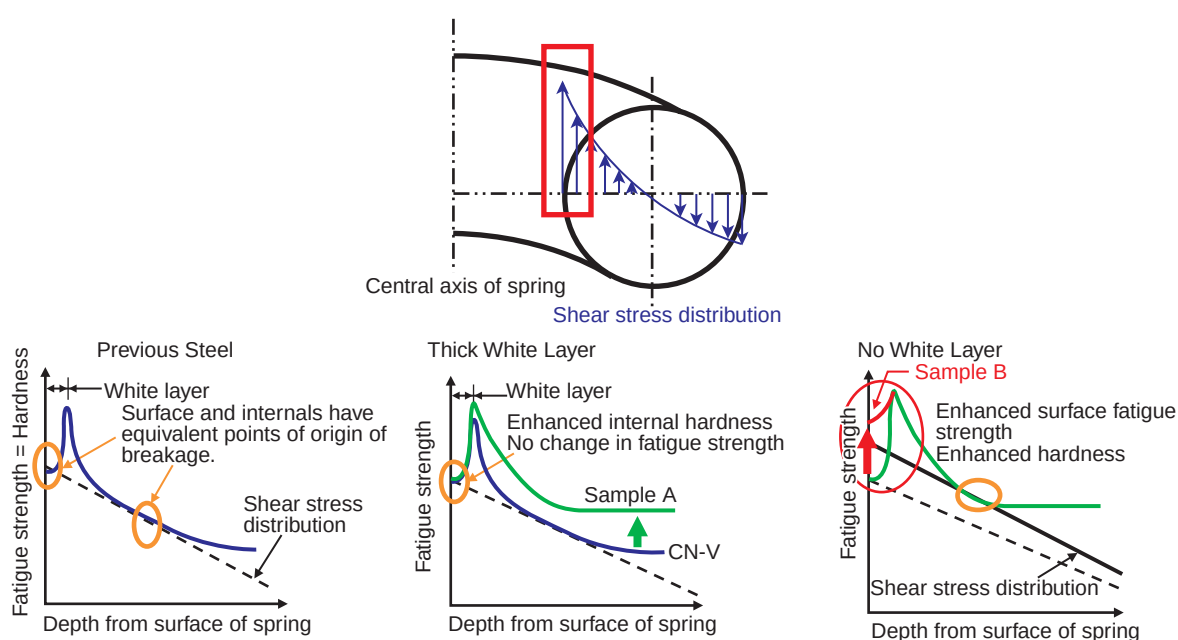


Fig. 13 Schematic diagram of influence of white layer thickness on fatigue strength

4. 高強度弁ばねの各種特性

4.1. 疲労特性

本開発材である高強度弁ばねと SWOCN-V の星型疲労試験の結果を Fig. 14 に示す。疲労試験ははじめに $\tau_m = 686$ MPa でおこなったが開発材の折損が認められなかったため、 $\tau_m = 760$ MPa で再度テストをおこなった。そのため Fig. 14 の比較材としての SWOCN-V 材の S-N データは τ_m の差異を換算したもので示している。

開発材の SWOCN-V 材に対する優位性は明らかで 20% の疲労強度向上が認められた。これは Fig. 15 に示す疲労試験用弁ばねの硬度こう配が、開発材が SWOCN-V 材に対し全域で向上していること、化合物層レスにより表面疲労強度の低下を防止していることが要因と考えられる。

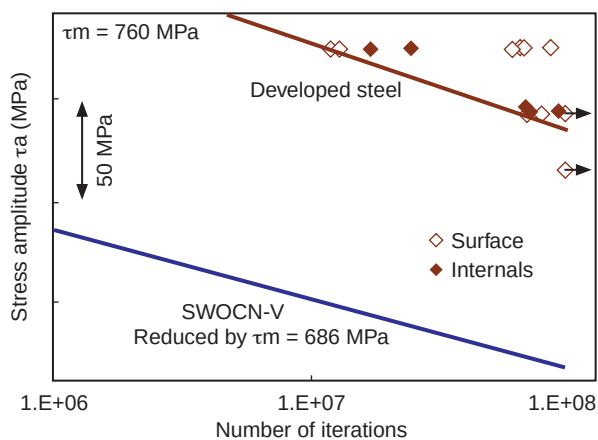


Fig. 14 Fatigue characteristic of developed steel

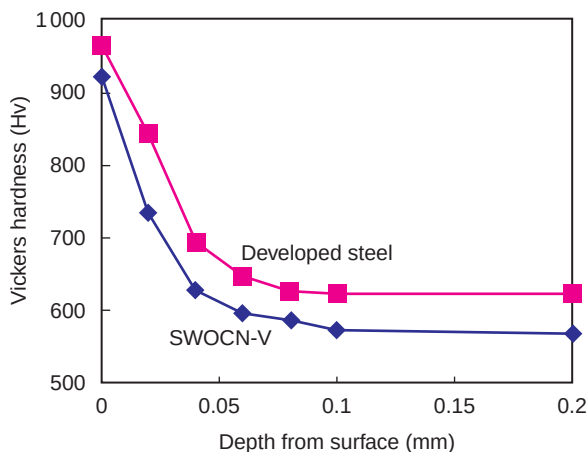


Fig. 15 Results for hardness after nitriding

4.2. へたり特性

弁ばねをエンジン高負荷環境下で用いる場合、高速運動による高熱環境下にさらされることで、荷重低下を起こすことがある。荷重低下によりバルブ挙動低下を招き、場合によっては、エンジンを破損する恐れがある。したがって、疲労強度上昇に対応した耐へたり性の向上が必要となる。

へたり特性は、各応力に締め付けたばねの150℃、100 hr 保持後の荷重低下量を測定することで評価をおこなった。へたり測定結果を Fig. 16 に示す。SWOCN-V 材に対し約 25% のへたり性の向上が認められ良好な耐へたり性を有することがわかる。この理由としては、Si や Mo のマルテンサイトマトリックス強化や Cr, V, W の微細炭化物の析出が考えられる。

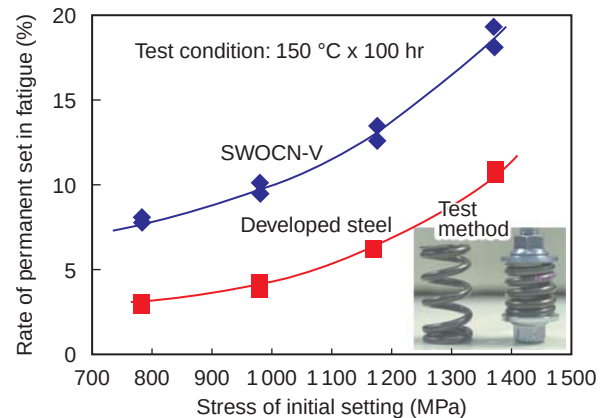


Fig. 16 Permanent set in fatigue characteristic of developed steel

5. 高強度弁ばねの適用事例

開発した高強度弁ばねを 2006 年 MotoGP マシンに適用することで、シリンダヘッド高さを低く、回転数を高く、カムリフト量を大きくするなどの設計変更が可能となった。当該マシンを操るニッキー・ヘイデン選手は、2006 年の MotoGP ワールドチャンピオンを獲得した。

さらに MotoGP で得られたノウハウをフィードバックし、モトクロスレーサバイクである CRF250R (Fig. 17) に量産車として初適用した。高強度弁ばねの適用により、高回転化と耐久性を両立させ、高回転領域でのエンジン出力特性を大幅に向上させた。量産機種への順次適用を検討している。



Fig. 17 CRF250R 2010 model using developed valve springs

6. まとめ

- (1) SWOCN-V 材をベースに、高強度、高じん性を両立させる成分検討をおこない 0.73C-2.2Si-1.0Cr-0.1Mo-0.1V-0.15W 鋼を選定し開発鋼とした。
- (2) オイルテンバ線の冷間コイルリング性を確保しながら窒化処理後の必要硬さを満足することができた。
- (3) 窒化化合物層の疲労強度への影響を明らかにし、高疲労強度を達成するためには化合物層を生成しない窒化条件が必要であることがわかった。フッ化による活性化反応を用いることで、化合物層レスの窒化が実現可能となった。
- (4) 開発材による高強度弁ばねは、SWOCN-V 材に対し疲労強度で20%、耐へたり性で25%の向上が認められた。

あとがき

高性能エンジンのさらなる高出力化のみならず、自動車エンジンのコンパクト化、軽量化に寄与することで燃費性能への貢献でお客様へ訴求していける商品の開発へつなげたい。

謝 辞

本開発にあたり、御協力を頂いた日本発条株式会社の皆様へ紙面を借りて厚く御礼申し上げます。

参考文献

- (1) 萩原好敏, 伊藤幸生, 小曾根敏夫, 山田勝彦, 林博昭, 小野田光芳: 高強度弁ばね用浸炭窒化鋼オイルテンパー線の開発, ばね論文集, No.35, p.13-20(1990)
- (2) 青木利憲, 鈴木秀和, 榊原隆之, 脇田将見, 西村泰輔: 加工性と疲労強度向上を両立した超高強度弁ばねの開発, ばね論文集, No.45, p.25-30(2000)
- (3) 近藤覚, 伊藤佳伸, 中野修, 内田尚志, 小野田光芳: ガス窒化したばねの疲労強度に及ぼす化合物層の影響, 熱処理, No.36, p.34-40(1995)
- (4) Fujikawa, H., Watanabe, T.: Advanced Surface Hardening Techniques Using Gas Process, Solid State Phenomena, Vol.118, p.161-166(2006)
- (5) 高瀬孝夫: 鋼の表面硬化法としての窒化, 鉄と鋼, No.66, p.1423-1434(1980)

■著 者■



前川 恵一



村上 敦



橋村 雅之



鎗田 博



渡辺 崇則

車両前輪近傍の死角領域を直感的に視認可能な 二重反射鏡の開発

Development of Double-reflection Mirror System for Front-side Blind Spots

松 本 善 行*

Yoshiyuki MATSUMOTO

岸 本 雄 也*

Yuya KISHIMOTO

要 旨

車両前輪近傍の死角を少なくするためのミラーシステムを開発した。二重反射光学系を採用することで、像の反転が無く誤認を生じ難い直感的鏡像生成を実現した。車両に実装し効果検証を実施したところ、幅寄せや狭路通過性能に向上が確認できた。

ABSTRACT

A mirror system was developed that enables viewing of front-side blind spots. This mirror system uses a double-reflection optics system that eliminates image inversion and produces intuitive images that help prevent misconception. The effects when mounted on a vehicle were verified, and the mirror system was confirmed to enhance abilities to pull up to curbs and drive through narrow passages.

1. まえがき

車にはその構造上運転席から直接視認不可能な死角といわれる部分がある。特に車両近傍は死角が存在し、その死角に不安を感じるユーザは多いと考えられる。とりわけ運転が不慣れなユーザの多くは幅寄せや車庫入れ等のハンドル操作を苦手と感じていると予想される。近年カメラ技術の進歩により、車両周囲の映像をナビゲーションシステムなどの液晶画面に表示する技術が実用化され好評を博している。

本稿では、平面鏡と凸面鏡の組み合わせにより、従来視認できなかった前輪近傍の死角領域を直感的に視認させる手法を紹介する。ここで直感的とは、鏡に特有な像の上下または左右反転が無く正像で視認できることを指す。

2. 二重反射光学系の構成

車両近傍の死角領域を視認するためのミラーはさまざまな形態で実用化されており、特にトラックやバスといった大型車両においては複数の死角視認用ミラーが取り付けられている (Fig. 1)。

しかしこれらのミラーは単面鏡であるので像は必ず上下または左右に反転する。反転の無い正像を得るためには、ペリスコープ (Fig. 2) のように2枚の鏡を組み合わせればよい。

本研究ではペリスコープの原理を用い、従来視認できなかった前輪近傍の死角領域を正像で視認させることを目標とした。



Fig. 1 Example of mirrors for blind spots

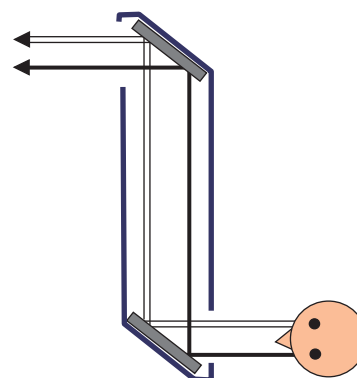


Fig. 2 Principle of periscope

*四輪R&Dセンター

2.1. 着目する死角領域

運転の苦手なユーザが不安を感じるシーンに狭い道でのすれ違いがある。これは、車両前輪フェンダ部から前方に広がる死角により、自車両と縁石や溝といった対象物までの距離を各ドライバが車両感覚⁽¹⁾のみで判断しなくてはならないからである。さらに近年の車は、デザイントレンドや爽快視界の観点からボンネットが見えにくい傾向にあり、一層近傍見切りが困難になっている。そこで路肩寄せ、料金所寄せ、狭路通過等日常的なシーンにおいて利便性向上が期待できる車両前輪近傍の死角の視認をターゲットとした (Fig. 3)。

2.2. 光学設計

前輪近傍を視認可能とする光学系の概略図を Fig. 4 に示す。室内と室外に設置した2枚のミラーの二重反射により、正像の提示が可能である。

ドライバに対し内側のミラー (Inner Mirror Right, Left) は平面鏡、外側のミラー (Outer Mirror Right, Left) は凸面鏡とした。各ミラーのパラメータを Table 1 に示す。

2.3. 像の見え方と視野範囲

Fig. 5(a)のように、ドアミラーハウジングに設置され、車両前輪近傍の死角を視認できるカメラが既に実用化されている。このカメラにより表示される映像は Fig. 5(b) に示すように、ドライバがドアミラー近傍から直接前輪近傍を俯瞰した正像となっているため認知しやすい。

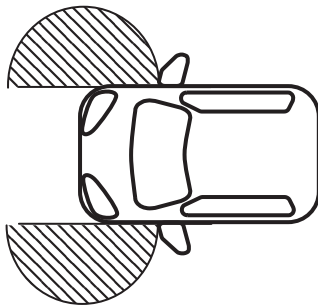


Fig. 3 Target field of view

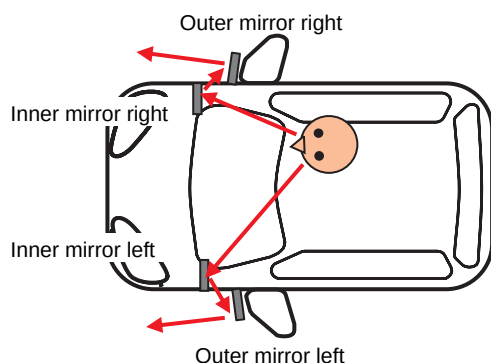


Fig. 4 Mirror layout

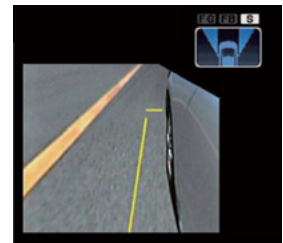
Table 1 Mirror parameters

Spec.	Right	Left
Eye point-inner mirror distance	924 mm	1262 mm
Inner mirror-outer mirror distance	175 mm	175 mm
Inner mirror area	1945 mm ²	3148 mm ²
Outer mirror area	5277 mm ²	6674 mm ²
Inner mirror curvature	Flat	Flat
Outer mirror curvature	R100 mm	R120 mm
Inner mirror angle	24.8 deg	48.7 deg

上記カメラ像にならい、本ミラーも前輪近傍を中心にその前方までを俯瞰できるよう平面鏡の位置、曲面鏡の曲率を検討した。設計的、構造的な制約を少なくするため、ドライバが最も知りたい車両近傍の幅方向を大きく写し、前方はより広範囲が見えるよう小さく写すことで、小さな鏡面積を有効に活用できるよう設計した [Fig. 6(a)]. ミラー光学シミュレーションにより生成した像の見え方を Fig. 6(b) に示す。視認範囲は Fig. 6(c) に示すように車両進行方向の前輪後端より地平線まで、車両幅方向のボデー側端より 1 m とした。なおこの範囲は各ミラーの取り付け位置や曲率を変化させることで変更可能である。

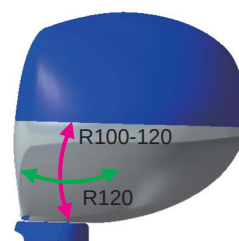


(a) Camera on mirror housing

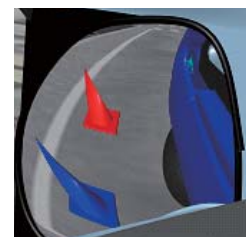


(b) View of front-side

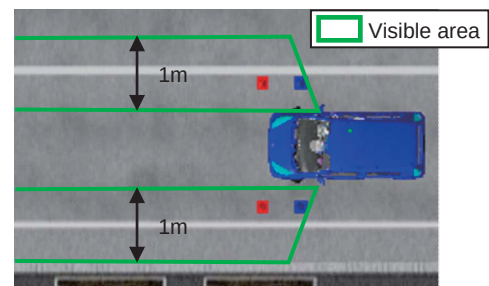
Fig. 5 Front-side view camera system



(a) Design of mirror surface



(b) Mirror view



(c) Visible area

Fig. 6 Result of mirror view simulation

2.4. 鏡面配置

ライフ(2004年モデル)をベース車として選び、本ミラーを設置した。

Inner Mirror は直接視界を妨げないよう三角窓前端部付近のAピラーガーニッシュ根元に設置した〔Fig. 7(a)〕。

また、Outer Mirror は新たに室外突起物を増やさないようドアミラーハウジング面に滑らかにフィットさせ、デザイン的な一体感を表現した〔Fig. 7(b)〕。

2.5. 外観デザイン

本ミラーを搭載した車両の外観デザインをFig. 8に示す。ベース車で用いたライフのように、三角窓を持つ車両であれば、内装デザイン、車体デザインに大きな影響を及ぼすことなく各ミラーを設置可能である。

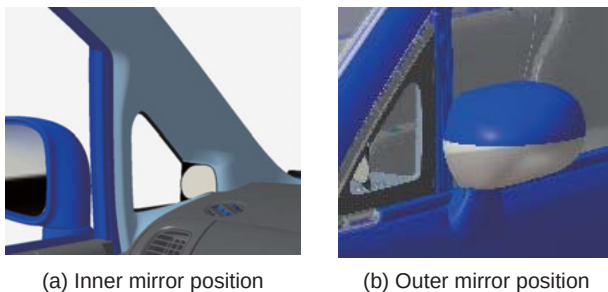


Fig. 7 Layout of each mirror



Fig. 8 Exterior view of test vehicle

3. 効果の検証

3.1. 検証項目の設定

検証の項目としては、車両前側部の見切り感覚を必要とする路肩寄せと狭路通過を選んだ。検証に用いたコースをFig. 9に示す。路肩寄せに関しては縦列駐車を想定したシーンとし、現実には即した使い勝手の検証を心掛けた。狭路通過に関しては、近付くと運転席から見えない2本のパイロン間を通過してもらい、通過の際の安心感の評価をおこなった。なお検証は、社内公募による被験者に実験内容を説明し同意を得た上でおこなった。

3.2. 実験結果

Fig. 10に本ミラー有り、無しによる路肩寄せ結果の変化を示す。運転に慣れた被験者においては、縁石までの幅寄せ距離に大きな差は見られなかったが、運転が不慣れな被験者においては顕著な差が見られ、当初のねらい通りの効果が得られることが確認できた。

次に Fig. 11 に本ミラー有り、無しによる狭路通過時の安心感官能評価結果を示す。とりわけ運転が不慣れな被験者は安心感が顕著に向上すると回答した。運転に慣れた被験者においても、対象物が見えることによる安心感向上が確認できた。

実験終了後、各被験者に対して自由記述形式で感想を尋ねたところ、

- ・直感的に理解しやすかった
- ・先が見通せて安心感があった
- ・普段何気なくおこなっている路肩寄せの結果がわかってよい

など肯定意見が多かった。また、

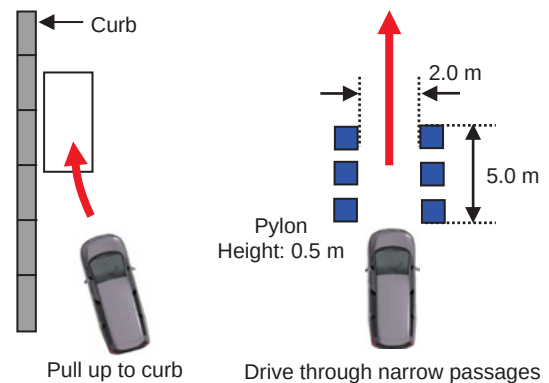


Fig. 9 Course for experiments

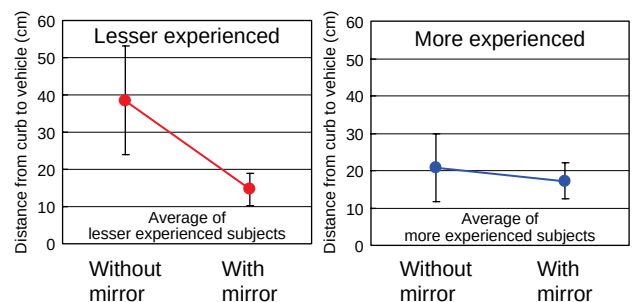


Fig. 10 Result of experiment 1



Did you drive through narrow passages well?

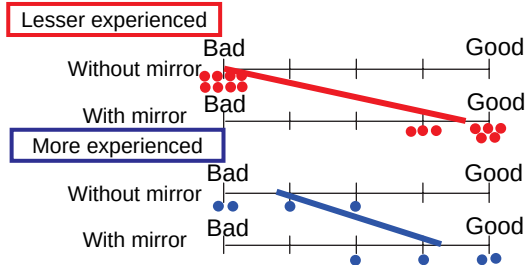


Fig. 11 Result of experiment 2

- ・ 像をもう少し大きくしてほしい
 - ・ 左右のミラーを交互に見るのは煩わしい
- など、今後の更なる改良に向けた意見も抽出できた。

4. まとめ

車両前輪近傍の死角を視認可能なミラーシステムを開発し、車両に実装し効果検証を実施した。その結果路肩寄せや狭路通過に対して有用であることが確認できた。今後はよりわかりやすく認知できるミラー面のありかたを人間工学的に検討し、適応領域の拡大を目指したい。

なお、本技術は 2010 年モデルステップワゴンのサイドビューサポートミラー⁽²⁾として適用された。

参考文献

- (1) <http://www.honda.co.jp/safetyinfo/kyt/master/master03.html>
- (2) <http://www.honda.co.jp/STEPWGN/webcatalog/equipment/>

■ 著 者 ■



松本 善行



岸本 雄也

Next Generation Vehicle Safety System Research via Wireless Communication

Sue Bai*

ABSTRACT

In 2007, more than 41,000 people were killed in traffic collisions in the United States (NHTSA 2007). As the number of vehicles on U.S. roads continues to increase, and we at Honda continue to research autonomous safety systems, a new area of safety research has emerged – specifically, wireless communication-based active safety technology. Using wireless communication, vehicles exchange highly reliable, low latency safety messages with each other and the infrastructure to help prevent collisions. This effort represents a major step toward the goal of “vehicles that do not crash.”

This paper presents an overview of the projects in DSRC communication based Vehicle-to-Vehicle (V2V) and Vehicle-to-Infrastructure (V2I) safety technology research. Prototype system development and testing results are presented, as well as USDOT proposed further research plan.

1. Introduction

A wireless communication enabled safety system has the potential to complement or in some instances, provide alternative approaches to autonomous safety system.

In 1999, the US Federal Communications Commission (FCC) allocated a wireless spectrum in the 5.9 GHz frequency range for use by Dedicated Short Range Communications (DSRC) systems for supporting Intelligent Transportation Systems. National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA) and automakers collaborated through the Crash Avoidance Metrics Partnership (CAMP) Vehicle Safety Communications Consortium. The potential of Vehicle to Vehicle (V2V) and Vehicle-to-infrastructure (V2I) communication to enhance vehicle safety was investigated. In 2006, reflecting the results of the research experience, the FCC refined the rules for DSRC to explicitly consider “vehicle-to-vehicle collision avoidance and mitigation.”

Honda is dedicated to providing our customers with top level safety features. We are continuously searching for new solutions to enhance safety for our customer.

Since 2006, Honda R&D Americas has engaged in cooperative agreements with CAMP to conduct pre-competitive system development research on V2I and V2V communication-based safety applications in the Cooperative Intersection Collision Avoidance System – Violation (CICAS-V) and the Vehicle Safety Communications-Applications (VSC-A) projects.

2. Cooperative Intersection Collision Avoidance System (CICAS-V) project

Intersection-related collisions account for 12% of fatal accidents in the U.S., based on NHTSA Fatality Analysis Report System 2006 data. The CICAS-V project focuses on intersection signal violation warning application through DSRC communication between a vehicle and an intersection.

The objective of the CICAS-V project was to design, develop, and test a prototype system to help prevent intersection collisions by warning the driver when the in-vehicle system determines a potential intersection traffic signal or sign violation.

2.1. Concept of operation

The concept is shown in Fig. 1. A CICAS-V equipped intersection has a Roadside Equipment (RSE) that continuously broadcasts DSRC messages over the air. The messages contain the signal phase and timing (SPAT) of the traffic signal controller output for each direction of travel, a digital representation of the intersection geometry (GID) with high accuracy, and the GPS differential corrections.

A CICAS-V equipped vehicle has an Onboard Equipment (OBE) that receives DSRC messages from the RSE as the vehicle approaches a CICAS-V equipped intersection. The OBE continuously monitors the distance from the vehicle to the intersection stop bar, the vehicle speed, the lane of travel, as well as the signal

phase and timing of the traffic light corresponding to the lane in which the vehicle is traveling. The OBE then determines whether the vehicle has enough time to pass the intersection before the traffic light turns to red. If it is determined that a violation is likely to occur, the OBE issues a warning to the driver.

For stop sign intersections, the OBE determines the potential stop sign violation by calculating whether the vehicle has enough time to come to a stop before reaching the stop bar.

2.2. Geometric intersection description (GID)

In order for the vehicle OBE system to determine the correct traffic signal that the vehicle is heading toward, an accurate intersection digital map is necessary. In CICAS-V project, the intersection digital map was based on a 30 cm level accurate road and lane geometry for all the lanes and roads near the intersection.

The road and lane geometry in the original survey data are too large to fit into one DSRC packet size of 1.4KB. Therefore, the geometry information is compressed into a simplified form, which contains an array of points that are packaged into a single DSRC message. The vehicle's OBE parses the package and recreate the accurate intersection geometry map.

Figure 2 illustrates the contents of a typical GID. In a GID, all geometry points are offsets from a single reference point with absolute latitude, longitude and altitude location information, and this point serves as the origin of the GID coordinate.

Lanes and roads are described as an array of points with lane width information at each point. The order of

the points starts from the stop bar towards the outskirts of the intersection in that lane/road. Each of the lane points represent the location of the center of the lane or road. The array of points for each approach covers a 300 meter distance from the stop bar.

2.3. Signal phase and timing

The RSE in a CICAS-V equipped intersection broadcasts the DSRC message, which contains the SPAT information in a fixed frequency. Normally the frequency is set to 10 Hz. The SPAT message contains the current signal phase, time to next signal phase change and the approaches that are associated with that signal, for each of the signals in that traffic signal control unit.

The signal phase information is obtained through the traffic control unit in real time, and the information is packaged into a single DSRC message.

2.4. GPS corrections

In order for the vehicle to map itself to the correct lane in the GID received by the vehicle's OBE system, it is necessary to apply external position corrections to the vehicle's GPS positioning system. In the CICAS-V project, the RSE is designed to be able to collect differential GPS (DGPS) information through an external high-accuracy GPS receiver, package the DGPS correction data into a single DSRC packet in the standard Radio Technical Commission for Maritime Service (RTCM) format, and broadcast the correction packet over the air.

Figure 3 illustrates the structure of the GPS correction module of the RSE system.

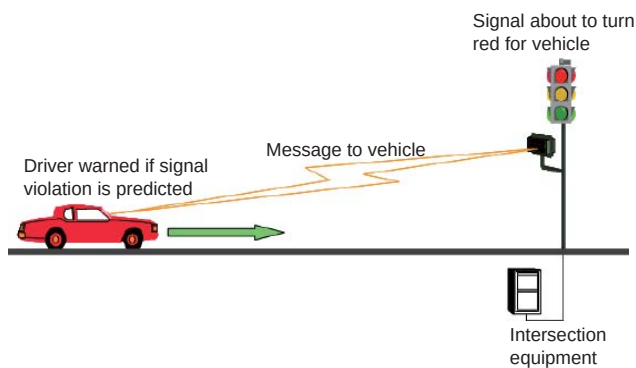


Fig. 1 CICAS-V concept of operation

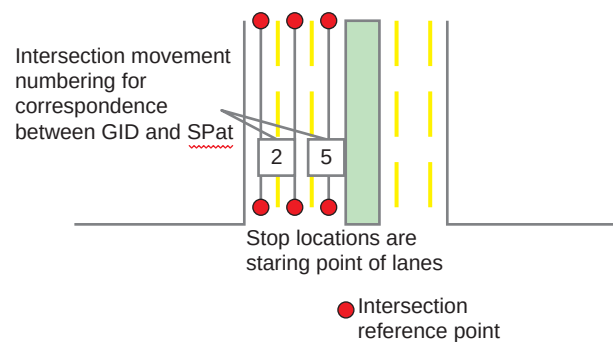


Fig. 2 GID description

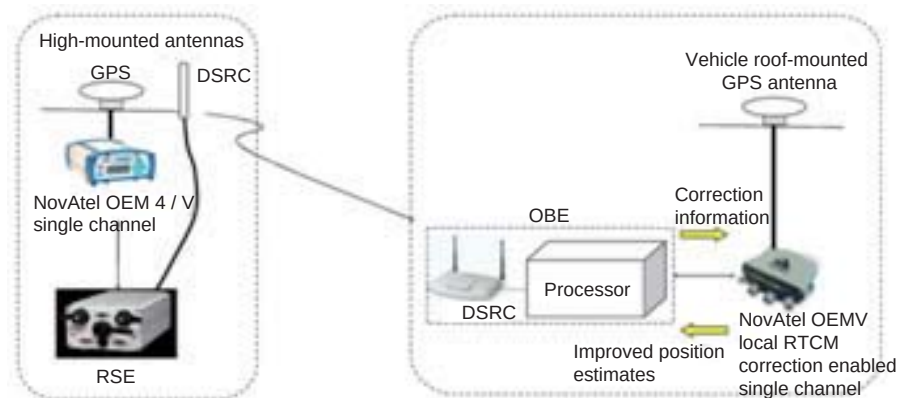


Fig. 3 CICAS-V GPS correction equipment

The RTCM 1001 form is selected to be an adequate form with good accuracy improvement and a modest over-the-air data volume requirement. In most cases, the RTCM 1001 correction message is less than 100 bytes.

2.5. OBE system architecture

Figure 4 illustrates the system architecture of the OBE in a CICAS-V vehicle. Figure 5 shows the OBE and other hardware installed in a vehicle.

From the bottom of the Fig. 4, the CICAS-V WSU software service API module interfaces with the vehicle's Control Area Network (CAN) to obtain vehicle information, such as brake status, vehicle speed, and acceleration. The GPS positioning data obtained from the on-board GPS receiver feeds into other modules through the API module as well. The DSRC radio interfaces with the radio handler and data demux module, and sends and receives CICAS-V DSRC messages. The radio handler/data demux module packages outgoing DSRC messages, parses incoming DSRC messages, and feeds the parsed data into other modules for further processing. The GID module maintains the latest GID information. The SPaT module parses the signal phase and timing data and feeds the information to other modules. DAS logger is a data logging module that records the vehicle status and other module status constantly for post-processing.

The intersection identification module determines the intersection the vehicle is heading toward based on the vehicle heading direction, current location, and the GID mapping.

The map matching module determines the most likely lane and approach the vehicle is traveling and the distance to the stop bar of that approach or lane.

Once the correct intersection is determined and the

vehicle is mapped on a specific lane and the corresponding approach with its signal phase and timing known to the OBE, the warning algorithm module determines whether a signal violation is likely to occur, and warns the driver when necessary.

A generic version of a driver-vehicle interface (DVI) is implemented with a colored intersection icon and an audible warning output. It receives output from the warning algorithm module and then issue the visual and/or audible warning depending on the warning level determined by the warning algorithm.

2.6. Objective testing

A set of test procedures was developed by the team and an objective test of the CICAS-V prototype system was performed in 2008 at the Virginia Tech Smart Road on a closed test track. Signalized intersections and stop sign intersections were used for the tests. Both true-positive and false-positive tests were conducted. The system passed all tests.

2.7. Conclusion

The prototype system was implemented successfully. It demonstrated the feasibility of implementing such

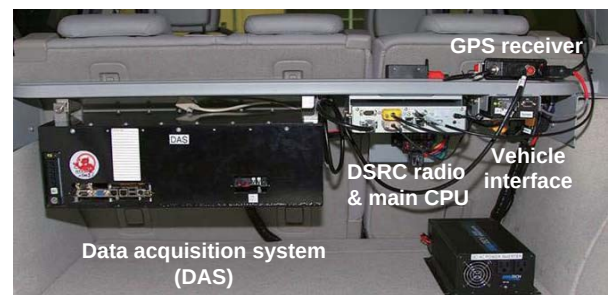


Fig. 5 CICAS-V components in a vehicle

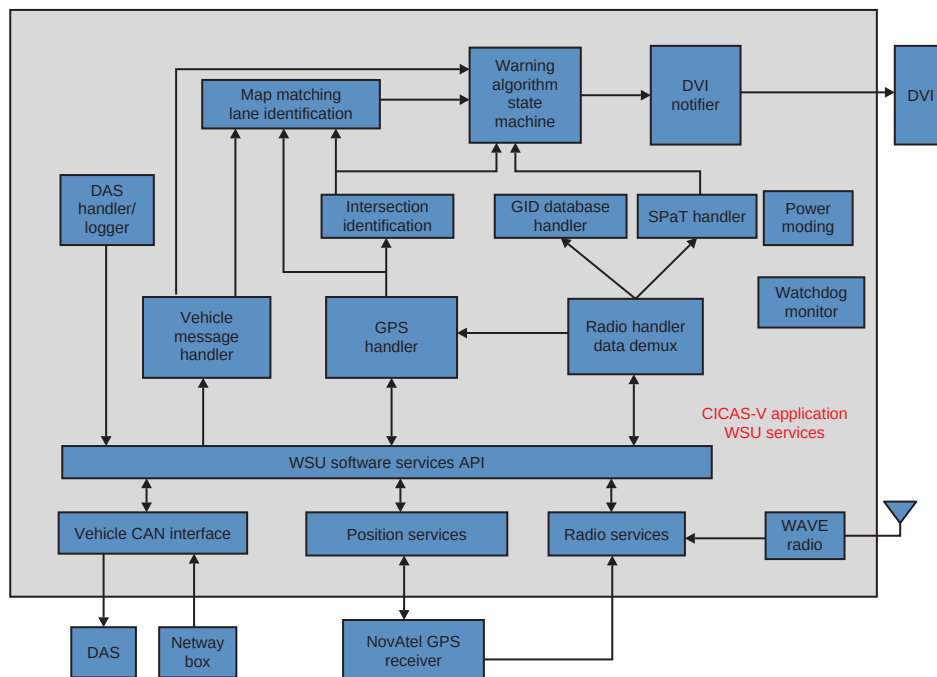


Fig. 4 CICAS-V OBE architecture

systems in multiple locations across multiple vehicle manufacturers. The DSRC messages created in CICAS-V project are incorporated into the SAE J2735 standard and are being further refined in the next standard publication.

3. Vehicle Safety Communications – Applications (VSC-A) project

VSC-A project is a three year project that started in December, 2006. This project focused on V2V safety applications. The technology development objectives of the VSC-A program are to develop scalable and common vehicle safety communication architecture, protocols and messaging framework or interfaces necessary to achieve interoperability among different vehicle manufacturers. It also seeks to develop accurate and affordable vehicle positioning technology in conjunction with the 5.9 GHz DSRC to support most of the safety applications with high potential benefits, and to define a set of DSRC + positioning-based vehicle safety applications and establish a set of minimum system performance requirements.

3.1. Application Selection

Based on the 2004 NHTSA's General Estimate System (GES) data, the V2V applications such as rear-end, head-on, angle and sideswipe types are applicable to approximately 66% of the 6.2 million crashes. Seven crash scenarios were chosen based on their crash rankings by frequency, cost, functional years lost and a composite crash ranking based on the above three ranks.

The following applications were selected to correspond to each of the selected top crash types:

- Emergency Electronic Brake Light (EEBL) – the EEBL application enables a vehicle to broadcast a self-generated emergency brake event to surrounding remote vehicles. Upon receiving such event information, the surrounding vehicles determine the relevance of the event and, if necessary, warn the driver. This application is particularly useful when the driver's line of sight is obstructed by other vehicles or bad weather conditions, such as fog or heavy rain.
- Forward-Collision Warning (FCW) – The FCW application warns the driver of an impending rear-end collision with a vehicle ahead in traffic in the same lane and the same direction of travel. FCW is intended to help drivers avoid or mitigate rear-end vehicle collisions in the forward path of travel.
- Intersection-Movement Assist (IMA) – The IMA application is intended to warn the driver when it is not safe to enter an intersection due to high collision probability with other vehicles.
- Blind-Spot Warning (BSW) + Lane-Change Warning (LCW) – During a lane-change attempt, the BSW + LCW application informs the driver when a vehicle is detected in the driver's blind spot zone, and warns the driver if the zone the vehicle intends to change to is, or will soon be, occupied by another vehicle traveling in the same direction.

- Do-Not-Pass-Warning (DNPW) – When a driver attempts to pass a slower vehicle and the passing zone is or will be occupied by a vehicle traveling in the opposite direction, the DNPW application informs the driver and, if a potential collision is determined, the system warns the driver.
- Control-Loss Warning (CLW) - The CLW application enables a host vehicle to broadcast a self-generated control loss event to surrounding remote vehicles. Upon receiving such event information, the remote vehicle determines the relevance of the event and, if necessary, warns the driver.

3.2. System Architecture

In this project, vehicles equipped with the DSRC radio and vehicle positioning system periodically broadcast their location, travel path, and vehicle status (e.g., brake, acceleration, etc.) over the air through the DSRC radio. In addition to broadcasting messages, the DSRC safety system in each vehicle also receives over the air messages from other vehicles, and then determines the relevance of the contents in the message to the safety applications. If a potential collision is detected, advisory or warnings are presented to the driver through a common Driver-Vehicle Interface (DVI) in both audio and visual means.

The DSRC safety system consists of the following sub-system/modules:

- Interface subsystem: Vehicle Controller Area Network (CAN) to OBE interface module, data logger and engineering graphic user interface
- Communication subsystem: Wireless Message Handler (WMH), Security Module and DSRC radio
- Positioning Subsystem: GPS module and Forward-looking camera module
- Supporting Subsystem: Sensor Data Handler (SDH), Path History module (PH), Path Prediction module (HVPP), Target Classification module (TC)
- Application Module: all six applications
- Threat Arbitration module (TA)
- Engineering Driver Vehicle Interface Notifier (DVIN) module

Figure 6 shows the architecture design of the DSRC V2V system. Figure 7 describes the hardware components of the system.

In Fig. 6, from the bottom, the system interfaces with vehicle sensor output through the CAN bus, receives GPS location information from an external GPS receiver and antenna, transmits and receives DSRC over the air messages through an embedded DSRC radio, has a security module that signs outgoing messages and verifies incoming messages, and has a wireless message parsing/scheduling module –Wireless Message Handler (WMH). The received vehicle sensor data, GPS location data and remote vehicle's data are then processed through the sensor data handler, and feeds into the Target Classification module (TC) and Path Prediction Module (PH) to further determine the relative position of each of the remote vehicles. The applications receive TC output and determine the relevance of the remote

vehicle's position and status, and then output the threat level. The Threat Arbitration module (TA) arbitrates the threats when multiple threats are present from multiple applications, determines the ranking of the threats, and outputs the rankings and threat-relative data to the DVI module that controls how and when to inform and warn the driver.

3.3. Sub system design – path history

One of the challenges in identifying surrounding vehicles' locations relative to the host vehicle (e.g., ahead, ahead left/right, intersecting left/right, etc.) is that the instantaneous position and heading of the remote vehicle is not sufficient to generate the relative coordinate due to the road shape. For example, on a curved road, the leading vehicle may be several meters

distance away laterally at the middle of the curved road while the host vehicle is just entering the curve in the same lane. In this case, if only the instantaneous latitude, longitude and heading of the remote vehicle are utilized to calculate the relative positioning, the result will point the remote vehicle toward far right from the host vehicle. In order to improve the performance on target classification, the vehicles generate a set of points that represents the past 300 meter distance of travel, which is called the Path History. The path history of each vehicle is then transmitted over the air, to assist the surrounding vehicle in determining the vehicle's classification.

Due to the limitation on DSRC bandwidth, the data exchanged over the air needs to be minimized. Therefore, the path history object was further refined and

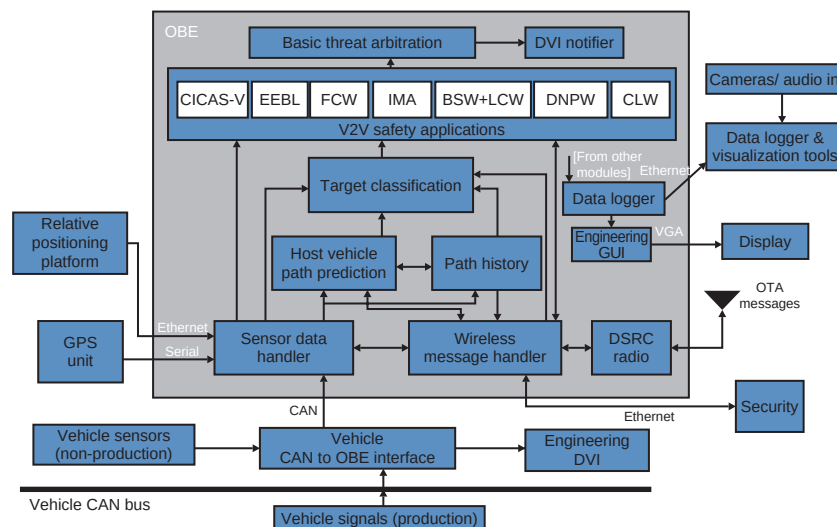


Fig. 6 VSC-A system architecture

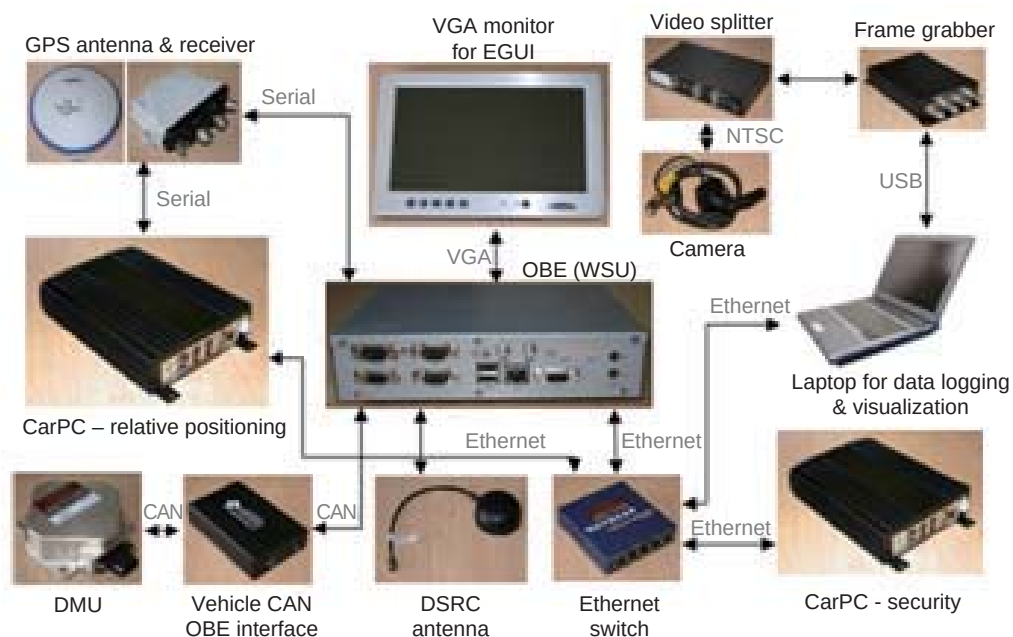


Fig. 7 System main hardware components

compressed using a concise point representation, depicted in Fig. 8.

The Path History module maintains an array of the vehicle's recent position and sensor data points over a certain distance, and computes a concise representation of the actual path history of the vehicle based on allowable position error tolerance between the actual vehicle path and its concise representation. The concise representation is updated periodically and then transmitted over the air by Wireless Message Handler (WMH) module.

After intensive testing, the error tolerance of one meter was found to be adequate for good performance of all the safety applications developed in this project.

Figure 9 shows a typical concise path history representation for a vehicle traveling on an oval track

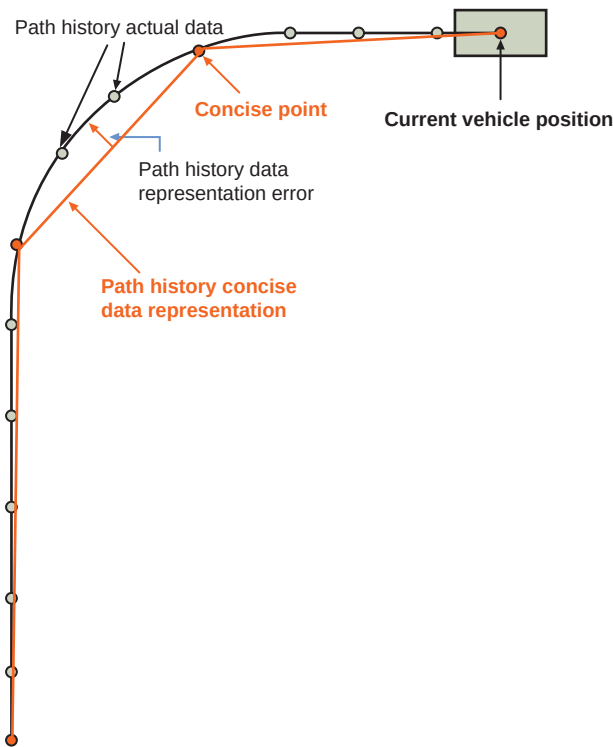


Fig. 8 Path history concise point representation

consisting of straight paths, tight curves with estimated radius of 279 meters, and wide curves. With one meter allowable error, for a 300 meter distance path history, the number of concise points that was required varied from two points to nine points.

3.4. Positioning

One of the objectives of the project is to develop an accurate and affordable vehicle positioning solution. DSRC communication enables the vehicle to keep track of surrounding vehicles and the potential threat. In order to determine the potential threat, lane level positioning precision is required so that the potential threat can be identified as to which lane it presents.

Two methods are implemented as shown in Fig. 10. One is to use GPS latitude and longitude data over the air exchange and difference the current vehicle location from the over the air surrounding vehicle data. The second method is to exchange pseudo range data from the vehicle's GPS receiver over the air and each vehicle processes the surrounding vehicle's pseudo range data and generates high-accuracy relative positioning data using an onboard RTK engine.

Extensive testing was conducted and the comparison between these two methods of relative positioning

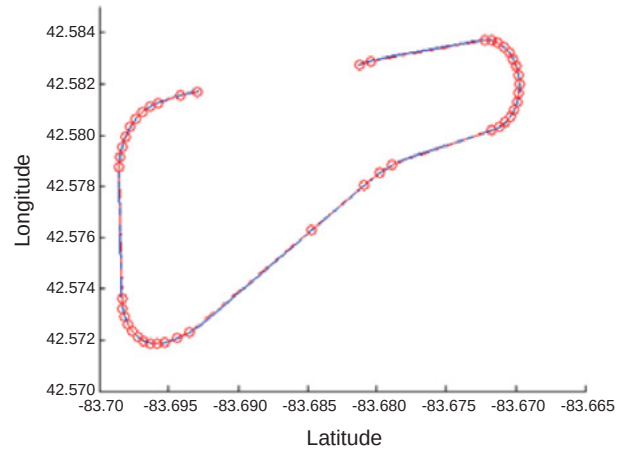


Fig. 9 Oval track vehicle trajectory and path history concise representation

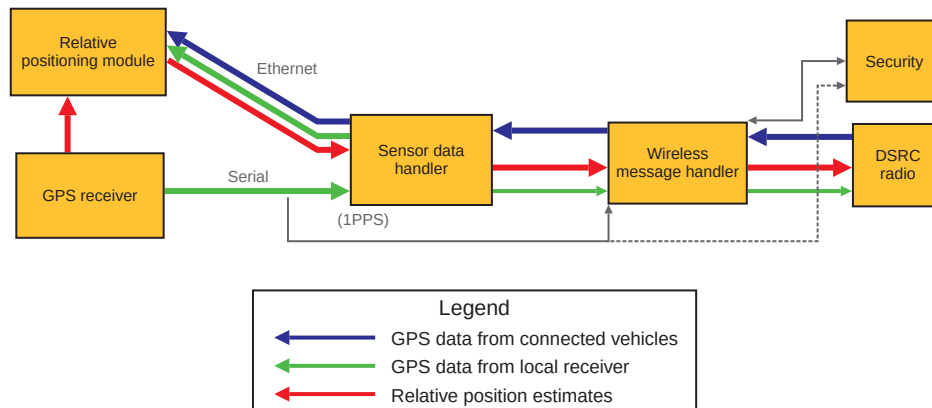


Fig. 10 Relative positioning module

solution is illustrated in Fig. 11. In the test scenario, two test vehicles were driven in the same lane on the straight road, so the lateral distance between the vehicles was maintained close to zero. The positioning system was configured to estimate the lateral distance using Real Time Kinematic (RTK) engine and using the latitude/longitude differentiation method (Single point method). The top plot in Fig. 11 shows the comparison of the output using both relative positioning approaches. Although both methods were able to provide less than one meter error in most parts of the driving, the output from the single point method was found to be more sensitive to the differences in the satellite visibility to each vehicle.

3.5. Performance specification and objective testing

A set of performance specifications for V2V safety systems were developed. The performance requirements include a common domain that applies to all of the VSC-A applications, such as the vehicle types, roadway characteristics, traffic density, GPS coverage constraints and weather conditions, the minimum requirements for the overall correctness of true-positive and false-positive warnings, and the detailed performance requirements for each application including the operating speeds, the detection/warning zone each application shall cover, and both the true positive and false positive aspects of the application performance.

A set of objective testing procedures was developed and the system was tested in June 2009 on a closed test track at the Transportation Research Center in East Liberty, Ohio using the objective testing procedures also developed by the project. The scenarios represent some of the typical crash types that each application is designed to help prevent. The performance specification and the test procedures can be used in the future to test application performance across different vehicles and application developers.

3.6. Interoperability and standard development

Another objective of this project was to develop a scalable and interoperable vehicle safety communication systems architecture, including channel considerations, protocols, and security.

The application level over the air data exchange

content based on the previous SAE DSRC J2735 standard was implemented. During the project development, the data contents continue to be refined and compressed in order to optimize the application performance while minimizing the over the air data volume.

The application level message consists of two main parts:

- Part I - Contains basic vehicle state, such as vehicle ID, GPS time, location information, motion, vehicle size, etc.
- Part II - Contains additional information, such as vehicle event, path history, path prediction, and RTC messages that are used to transmit GPS pseudo range data for high-accuracy relative positioning engine in the DSRC safety system.

A DSRC message with Part I is transmitted at 10Hz frequency as the default rate, while Part II data can be transmitted at equal or lower frequency.

The finalized message content is now included in the SAE J2735 version 2 which was published in November, 2009.

3.7. Conclusion

The VSC-A project was completed in December, 2009. The current implementation of the V2V safety system performs well in good conditions. The test results indicate that these types of test applications and systems potential can be deployed. We anticipate safety benefits by deploying such a system.

Through the development experience, it is identified that from the technical challenge perspective, further work is necessary, especially in V2V positioning and security implementation.

4. Next Step

The next phase of the V2V and V2I research is being planned. The 3-year research plan is shown in Fig. 12. It focuses on interoperability with larger scale implementation and is scheduled to start in December, 2009, immediately after the VSC-A project's completion. The USDOT's V2V research plan for the next phase is shown in Fig.12. It is anticipated that new V2I applications prototypes will be implemented as well.

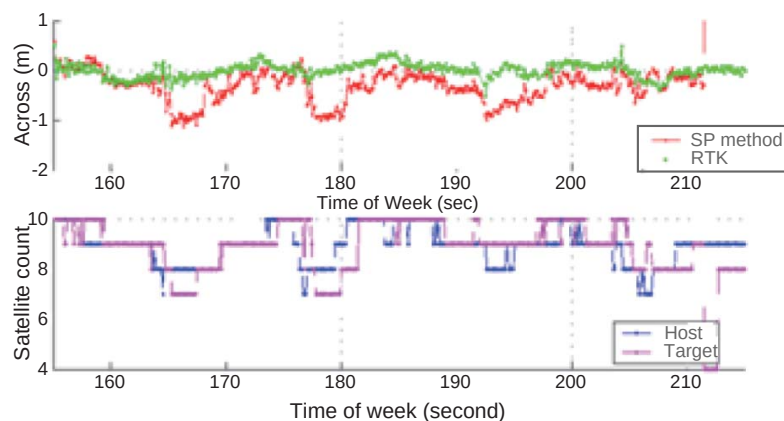


Fig. 11 Comparison of V2V lateral distance estimates

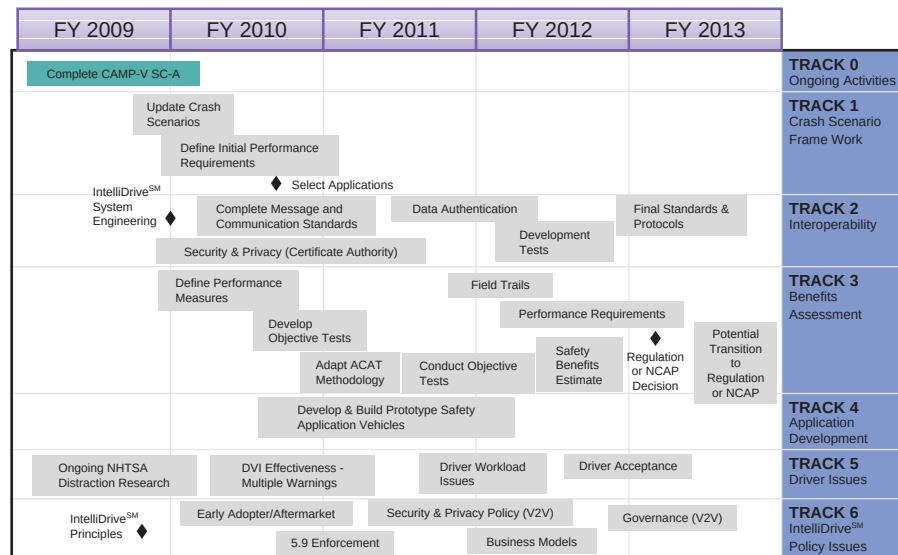
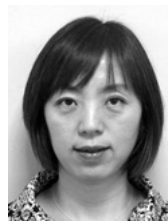


Fig. 12 Intellidrive V2V safety research plan

References

- (1) CICAS-V Final Report.
- (2) NHTSA Fatality Analysis Reporting System 2006 data at www.fars.nhtsa.dot.gov
- (3) "Intersection Collision Avoidance – Violation Project: Task 5 Final Project Report", Virginia Tech Transportation Institute, April 2007, DOT HS 810 749.
- (4) "Cooperative Intersection Collision Avoidance System for Violations (CICAS-V) for Avoidance of Violation-Based Intersection Crashes", Michael Maile, Luca Delgrossi, Mercedes-Benz Research & Development North America, Inc., Paper Number 09-0118
- (5) "Vehicle Safety Communications – Applications – VSC-A First Annual Report", DOT HS 811 073
- (6) Using Dedicated Short Range Communications for Vehicle Safety Applications – the Next Generation of Collision Avoidance, Arthur A. Carter, NHTSA, James Chang, Noblis, Paper Number 09-0330
- (7) "Vehicle-to-Vehicle Safety Application Research Plan", Ray Resendes, NHTSA.

■ 著 者 ■



Sue Bai

単気筒エンジンにおけるカム駆動機構の動的挙動 シミュレーション技術の研究

Research in Technology for Simulating Dynamic Behavior of Cam Drive Mechanism in
Single-Cylinder Engines

壇 恵 一*

Keiichi DAN

川 上 拓 郎*

Takuro KAWAKAMI

新 納 忠*

Tadashi NIINO

菅 野 牧 子*

Makiko SUGANO

神 谷 満 好*

Mitsuyoshi KAMIYA

小 沼 隆 之*

Takayuki KONUMA

要 旨

単気筒エンジンにおけるカムチェーン駆動損失とアイドル回転域のカムチェーン打音の机上評価技術を確認した。従来、カムチェーンの打音・駆動損失を机上評価した例はほとんど無く、カムチェーンの打音や駆動損失を満足させるテンショナリフタやテンショナガイドの仕様は、実機テストにて決定されていた。本研究において開発したシミュレーションモデルに与えたカムチェーンやテンショナガイドの静特性・動特性・カムチェーンとカムスプロケットのかみ合い剛性や摩擦係数等は、各々、実機単体テストにより取得した。その結果、カムチェーン打音の発生荷重とカムチェーンシステムの駆動損失が実機データと絶対値レベルで高い相関性を持つことが確認された。本研究により、低燃費と静粛性のエンジン性能を高い次元で両立するカムチェーンシステムを設計初期段階で検討することが可能となった。

ABSTRACT

A technology has been established for theoretical evaluation of timing chain systems, including drive loss and slapping noise at idling engine speed, in single-cylinder engines. To date, almost no theoretical evaluation reports have been published about drive loss and slapping noise in cam drive systems including timing chains. The specifications for tensioner lifters and tensioner guides that satisfy slapping noise and friction loss requirements have therefore been determined only through tests with actual engines. The highly accurate mechanism simulation model developed in this research is populated with data obtained through bench tests with actual engines. This includes the static and dynamic characteristics of the cam chain and tensioner guide as well as the cam sprocket and cam chain contact stiffness and friction coefficient. The results have confirmed a high correlation at the absolute value level between the simulation values and the actual engine test values for the load generated when cam chain slapping noise occurs as well as drive loss in the cam chain system. This research enables examination at the initial design stage of cam chain systems intended to achieve a high-level balance of enhanced fuel efficiency and low noise in engine performance.

1. まえがき

小型二輪車において、単気筒エンジン搭載車が主流となっており、燃費向上のためカム駆動系の駆動損失の低減が求められている。カム駆動系のレイアウトを適切におこなうことによりエンジンの燃費低減を図ることができる。また、小型二輪車では、カム駆動にはコンパクト性・高張力駆動耐久性からカムチェーンシステムが使用されており、カムチェーンとカムスプロケット間のかみ合い時に発生する音の低減が求められている。このため、カム駆動系の駆動損失とカムチェーンかみ合い時の発生ノイズの定量化を可能とする数値解析システム開発が求められている。近年、数

値解析においては3次元モデルを用いた機構解析が用いられてきている。カム駆動系の機構解析をおこなうには、動弁系のカムトルク、カムチェーンの挙動、テンショナガイドの挙動を同時に求める必要があるため、複雑で大規模な解析システムを構築する必要があり、実用化が困難であった。また、カムチェーンのモデル化は、構成要素の多さとカムスプロケットとの接触の数値化という課題がある。一方、数値計算領域においては、リカーシブル法等の解析アルゴリズムの進化により、多自由度な質点系モデルの解析時間が短縮化され設計パラメータの検討用ツールとして実用的なものとなってきている。これらを背景として、今回、カムチェーンおよびカム駆動系の挙動、動弁系挙動を総合的にシミュ

*二輪R&Dセンター

レーションするシステムを開発し応用性の研究をおこなった⁽¹⁾。本稿においては開発システムの概要、カムチェーン関連部品のモデル化手法および、カム駆動系の駆動損失およびアイドル回転域でのカムスプロケットとカムチェーン間のかみ合い時挙動のシミュレーションによる予測評価について述べる。

2. システム開発の全体構成

開発の対象とする動弁系機構は、小型二輪車で多く採用されている燃焼室上部にカムシャフトを一つ持つ SOHC とした。Fig. 1 に開発したシステムの概要を示す。カムトルクは、高回転域でバルブ系の加速度による慣性力が增大するため、エンジン回転速度毎に変化する。よって、エンジン常用回転速度域のすべてのカムトルクを考慮できるように、カム、バルブ、バルブスプリング、ロッカアームをモデル化した。また、カムチェーン挙動に影響を及ぼす、テンショナガイド、チェーンガイド、テンショナリフトをモデル化している(以下、カムチェーン系モデルという)。これらの各構成要素をニュートン・ラフソン法による時間領域での数値積分計算を用いることにより、実機エンジンの運転状態を再現した。

3. カムチェーン系モデル化手法とモデル特性値の検証

3.1. カムチェーン系のモデルにおける課題

クランクシャフトの運動をカムシャフトへ伝えるカムチェーンは、多数のリンク要素から構成されており、チェーン全体の剛性・減衰は、チェーンリンク間の摩擦・接触剛性等により非線形特性を有している。またカムチェーンと他部品との接触・摩擦状態を数値化するために数値モデルの特性値を取得する必要がある。このため、チェーン系をモデル化する手法を検討した。

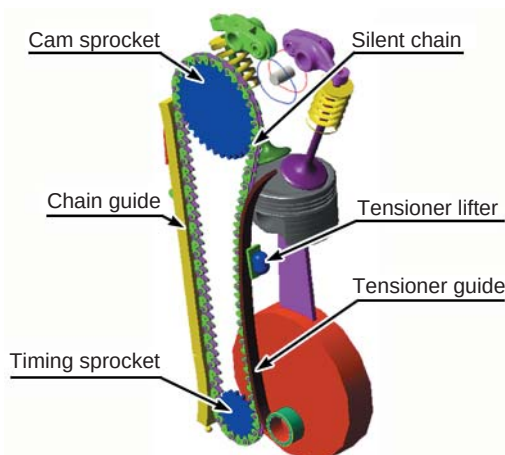


Fig. 1 Overview of developed system

3.2. カムチェーン

カムスプロケットへのかみ込みやテンショナガイドとチェーンの接触を精度良くモデル化をおこなうため、個々のチェーンリンクを形状の無い質点系に簡易化せずに実形状をモデルに反映した。本システムでは Fig. 2 に示すように多自由度モデルとしており、各チェーンリンクに質量・慣性モーメントを持たせ、チェーンリンク間を非線形バネで表現した。チェーンリンク間の剛性値は、アムスラー試験機にてカムチェーンの引っ張り試験をおこない、荷重-変位より相関性を確認した。さらに、カムチェーンの共振周波数に代表される動特性の精度を検証するため Fig. 3 に示す計測治具を用いて、予張力と加振加速度毎に電磁加振機にて加振をおこない、Fig. 3 に示す A 部の振幅量を計測した。実測値と計算値の結果を Fig. 4(a), Fig. 4(b) に示す。

また、Table 1 に実測値と計算の FFT 結果を示す。共振周波数及び共振時の振幅値は、良い相関性を示すことが確認された。

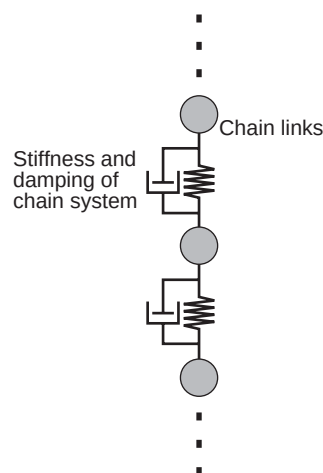


Fig. 2 Multi-degree-of-freedom model of chain links

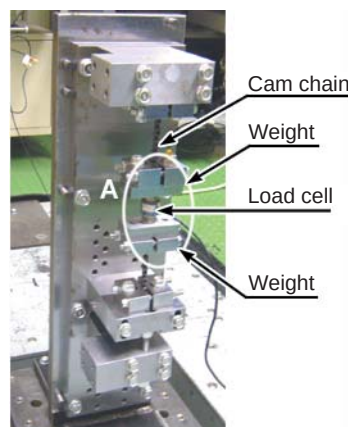


Fig. 3 Measuring tool for chain link dynamic characteristics

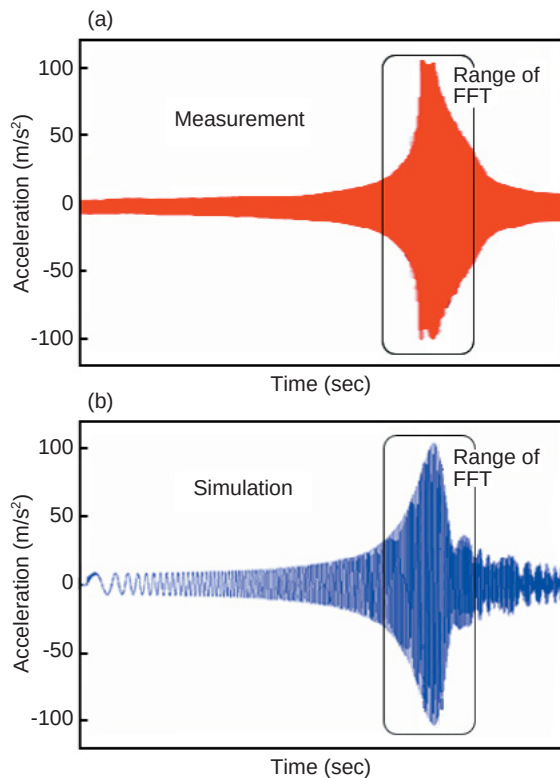


Fig. 4 Measurement and simulation results for the dynamic characteristics of chain links

3.3. チェーンガイド

チェーンガイドのモデルを Fig. 5 に示す。チェーンガイドの形状は、チェーンガイドを 20 分割した beam 要素にて特性を表現した。単位荷重下における数値計算上の各部の曲げ変位量を実測値に合わせることで beam 要素の剛性特性値を同定した。

Table 1 FFT results of measurement and simulation

	Measurement	Simulation
Resonance frequency (Hz)	424.1	430.0
Amplitude (m/s ²)	31.7	31.9

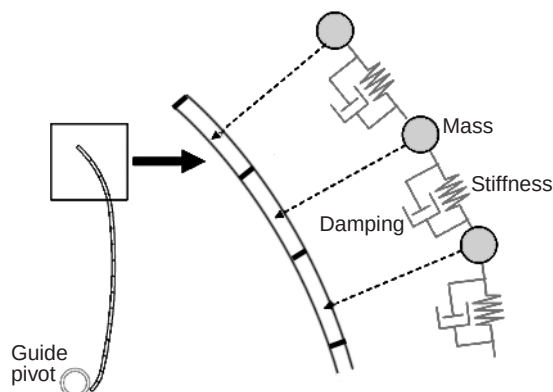


Fig. 5 Model of chain guide

3.4. カムsprocket

カムsprocketとカムチェーンのモデルを Fig. 6 に示す。カムsprocketへのかみ込みを表現するため、カムチェーンとのかみ合い部分には、接触剛性・接触減衰・摩擦を考慮したモデルとしている。このかみ込み部の特性を把握するために、Fig. 7 に示す振り子テストをおこない、系の持つ総エネルギーの時間変化を求め、実測と計算の相関性検証をおこなった。Fig. 8 に示すように、総エネルギーが時間とともに低減していくが、この低減率を計算結果は良く表していることが確認された。

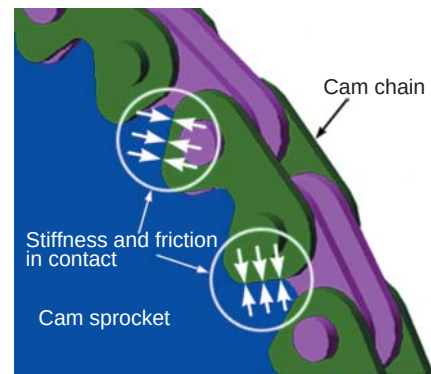


Fig. 6 Model of cam sprocket and cam chain

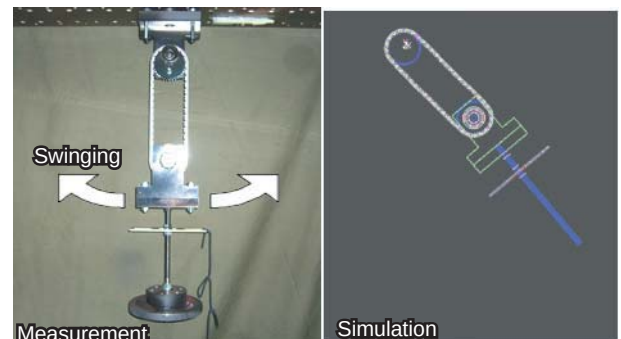


Fig. 7 Pendulum test for measurement of mesh area contact stiffness and friction

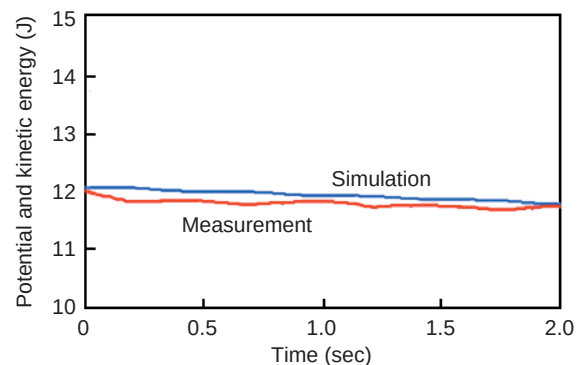


Fig. 8 Comparison of simulation result and measurement result of potential and kinetic energy

4. カムチェーン系モデルの実機運転状態との 相関検証

開発したカムチェーン系モデルが実機エンジン運転状態を精度良く表しているのかを検証するため、カム駆動トルクとリフタへの発生荷重に関して、シミュレーション計算値と実測値との比較検証をおこなった。実機エンジンは Fig. 9 に示す単気筒 150 cm³ エンジンを使用した。実機計測は 1400 r/min から 9000 r/min までおこなった。Fig. 10 にカム駆動トルクの 1 サイクルでの最大値の比較、Fig. 11 にリフタへの発生荷重の比較結果を示す。どちらも、6000 r/min 以降の速度域ではやや差異は見られるが、1400~6000 r/min 域では良い相関性が見られる。これらの結果から、開発したモデルは実機運転状態を良く再現しているといえる。

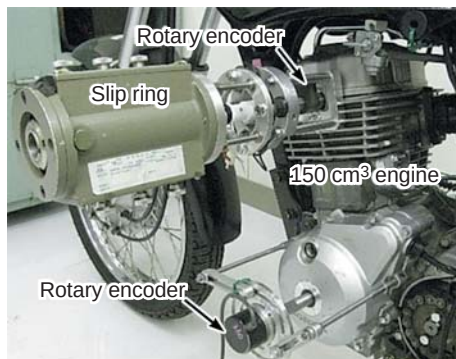


Fig. 9 Test engine and measurement system

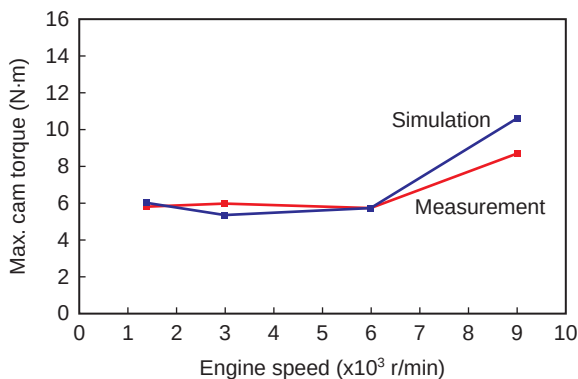


Fig. 10 Comparison of simulation result and measurement result of maximum values for timing sprocket drive torque

5. 開発システムの応用研究

5.1. カムチェーン駆動損失の予測検討

カムチェーン駆動損失の計算手法について示す。開発システムでは、クランクスプロケット駆動トルクとカム駆動トルクが計算される。これらの計算値を用いて、カムチェーンの駆動損失を計算する手法について検討した。ク

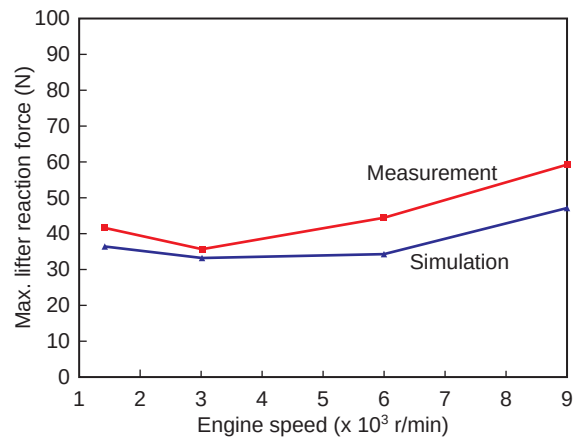


Fig. 11 Comparison of simulation result and measurement result for lifter reaction force

ランクスプロケット平均駆動トルクを T_f 、カム平均駆動トルクを T_c 、とした場合のカムチェーン平均駆動トルク FT は、式(1)で定義される。

$$FT = T_f - T_c \quad (1)$$

$$P_{slc} = FT \cdot N \cdot \frac{2\pi}{60} \quad (2)$$

FT : カムチェーン平均駆動トルク (Nm)

T_f : クランクスプロケット平均駆動トルク (Nm)

T_c : カム平均駆動トルク (Nm)

P_{slc} : カムチェーン駆動損失馬力 (kW)

N : エンジン回転数 (r/min)

これを基に2章で示したエンジンにおけるカムチェーン駆動損失の比較をおこなった。Fig. 12 に結果を示す。6000 ~ 7000 r/min において計算では変動が見られるものの、良い相関性を示している。

5.2. カムスプロケットとカムチェーンのかみ合い挙動と打音

アイドリング時に、カムチェーン室から鳴る音は、違和感を受ける音であり商品性を阻害するものである。この音の発生のタイミングを把握するため、発音部近傍に生ずる加速度を加速度センサにて計測した⁽²⁾。その測定値を Fig. 13 に示す。打音は、加速度の急激な振幅の増大から排気上死点のタイミングにて発生していることがわかった。さらにこの現象を調べるためにカムチェーンがカムスプロケットへ着座する場所へ着座荷重を減衰させるモリスダンパを付けて計測したところ、打音が消えた。以上のことから、排気上死点時に、カムスプロケットとチェーンの接触により打音が発生していることを発見した。次に、この打音を机上評価するため、打音の発生要因となるカム

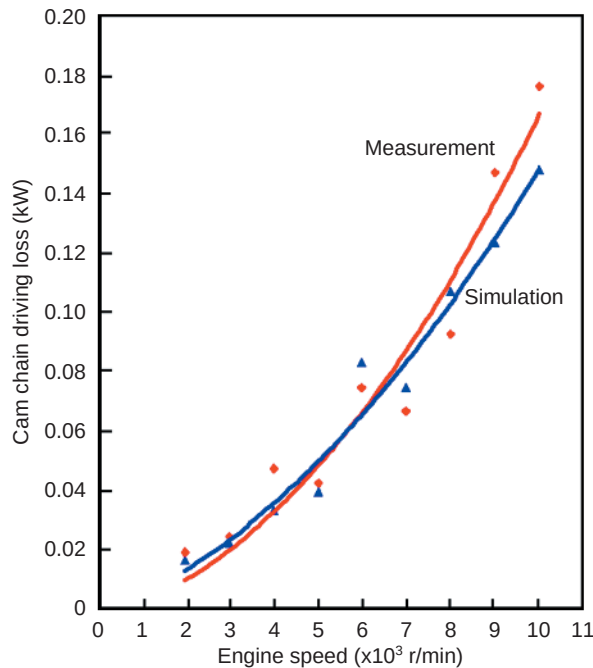


Fig. 12 Cam chain driving loss

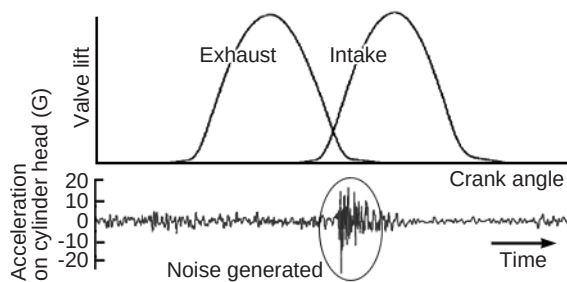


Fig. 13 Variation of acceleration on cylinder head

チェーンがカムスプロケットへ衝突する力の測定を試み、シミュレーション計算値との比較をおこなった。実機試験は Fig. 9 で示したエンジンを用いた。発音起振力を計測する治具を Fig. 14 に示す。カムスプロケット平面の荷重 $X \cdot Y$ 成分とカムトルクの測定がおこなえる 3 分力計を製作し、計測をおこなった。Fig. 15 に 1400 r/min 運転時の計算結果と実機の計測結果の比較を示す。最大荷重の振幅量、発生タイミングとも良い相関があり打音発音起振力のシミュレーションによる予測評価が可能となった。

5.3. カムチェーンレイアウトの評価

カム駆動系の設計パラメータは、主としてチェーンガイドの形状、剛性、および支点位置、テンショナリフタの取り付け角、位置などである。これらのパラメータはエンジン全体のレイアウトに影響するものであり、低燃費と静粛性を高い次元で両立するためには、これらの設計パラメータを、設計初期段階で検討する必要がある。そのパラメータスタ

ディーとして当シミュレーションを用い、設計パラメータを変えた場合の打音の変化について確認した。Fig. 16 に、1400 r/min 時のチェーンガイドの剛性違いによるカムチェーン打音発音起振力のシミュレーション評価の結果を示す。このエンジンの場合、チェーンガイドの剛性を上げると、1400 r/min 時のカムチェーン打音の主因である発音起振力が下がり、より静粛性を保てることがわかった。

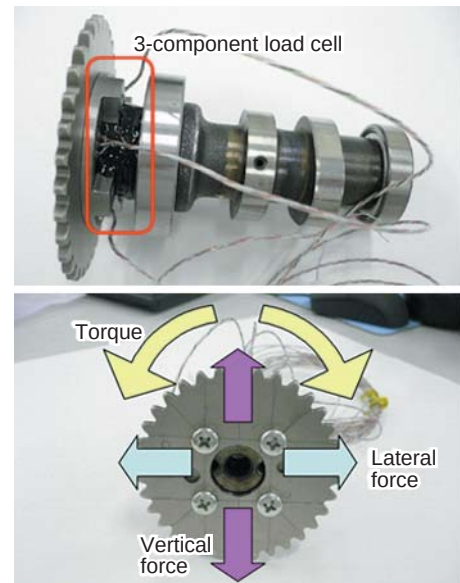


Fig. 14 3-component load cell for measuring excitation force

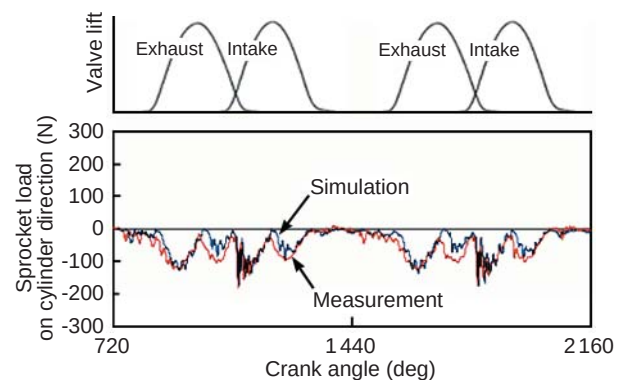


Fig. 15 Comparison of calculation result and actual engine measurement result for sprocket load on cylinder direction at 1400 r/min

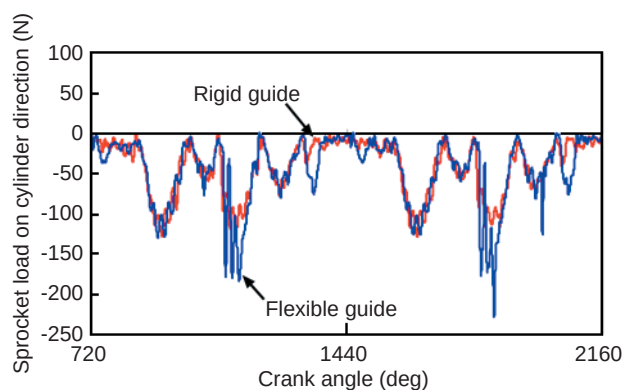


Fig. 16 Comparison of rigid guide and flexible guide result for sprocket load on cylinder direction at 1400 r/min

6. まとめ

- (1)カム駆動系・往復部・動弁系まで連成計算するシステムを開発することによりカム駆動系の挙動を精度よく計算することができた。
- (2)カムスプロケットとカムチェーン間のかみ合い時の打音現象を明らかにし、アイドル回転域でのカムチェーン打音のシミュレーションによる予測評価ができる手法を見出した。
- (3)クランクスプロケット駆動トルクとカム駆動トルクからカムチェーン駆動損失を計算することが可能となった。

参考文献

- (1) Takagishi, H., Nagakubo, A.: Multi-body Dynamic Chain System Simulation Using a Blade Tensioner, SAE Paper, 2006-32-0067(2006)
- (2) 小林利彰, 嶽和秀, 神谷満好, 高橋幸敬: 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, Honda R&D Technical Review, Vol.19, No.1, p.156-162

■著 者■



壇 恵一



新納 忠



神谷 満好



川上 拓郎



菅野 牧子



小沼 隆之

ClassA スタイリングデータ作成 CAD システムの開発

Development of Class A Surfacing CAD System

篠原 智 義*

Tomoyoshi SHINOHARA

井出 大 介*

Daisuke IDE

春原 慶 子*

Keiko SUNOHARA

原 宗 生**

Muneo HARA

坂居 三 郎*

Saburo SAKAI

金田 健**

Takeshi KANEDA

勝部 弘 嗣*

Hirotsugu KATSUBE

要 旨

ClassA データ(または ClassA サーフェスデータ)とは、製品のスタイリングを表現する高品質な曲面データを意味する。四輪デザイン開発プロセスにおいては、ClassA サーフェスデータ作成 CAD を用いてクレイモデルの 3D 測定データから ClassA サーフェスデータを作成する。

複雑化かつ多様化する四輪スタイリングの形状表現に応えながら ClassA サーフェス作成過程でのさらなる高精度化、高効率化を図るために、独自の ClassA スタイリングデータ作成 CAD システムを開発し、形状表現や形状精度、開発効率において効果を発揮した。

ABSTRACT

Class A data (or Class A surface data) is high-quality surface data used to express product styling. During the process of design development of four-wheeled vehicles, Class A CAD is used to generate Class A surface data based on 3D scanned data from clay models. An original CAD system for the generation of Class A styling data has been developed in order to respond to the increasing complexity and diversity of shape expression in four-wheeled vehicle styling, and at the same time to increase the precision of Class A data and the development efficiency of the process of generating Class A surfaces. The new system has displayed positive results in the areas of shape expression, shape accuracy, and development efficiency.

1. まえがき

デザイン開発プロセスの最終段階ではクレイモデルの3D測定データからClassAサーフェスと呼ばれるスタイリング形状データを作成する。ClassAサーフェスとは、自動車の内外形状に代表される滑らかで連続した高精度かつ高品質な曲面を指す総称である。

近年デザインの緻密化により意匠形状を高精度に表現するClassAデータが必要とされる中で、製品開発期間のさらなる短縮に応えるために、ClassAデータ作成システムは意匠再現の精度と高い作業効率を同時に実現することが課題である。

従来の CAD システムにおいては、デザイナーがイメージする意匠形状を作成するために形状操作と形状評価を繰り返す必要があり、その形状操作においては曲線や曲面の数

学的な表現形式を意識する必要があった。これらの課題を解決するために、本システムにおいては、現実世界における板状物体の振る舞いを参考にした直感的な曲面操作や、デザイナーがおこなう意匠形状の評価方法をヒントにして、曲線や曲面の可視化された形状評価の結果を操作することで評価対象である形状自体の修正を可能とする新技術を開発した。また、形状処理演算に新しいアルゴリズムを適用することで、計算時間の短縮と出力形状の品質向上を同時に実現した。

本稿では、独自の方法で実現した ClassA データ作成システムの代表的な新機能である(1)測定フィッティング機能、(2)高速・高精度面張り機能、(3)グローバルデフォーメーション機能の概要と、製品開発過程における ClassA サーフェス作成現場での効果実績を紹介する。

* HG 管理室

** 四輪R&Dセンター

2. システム開発のねらい

本システムの開発においては、ClassAサーフェスの品質熟成スピードのアップとモデリング期間の短縮化をねらい、ClassA データ作成工数の 50%削減を目指した独自の CAD システムを開発した。

2.1. 本システムと ClassA データの作成工程

本システムは Fig. 1 が示すとおり、クレイモデルの 3D 測定データから外形形状のClassAサーフェスデータを作成する過程を担う。

2.2. ClassA データ作成工数削減の手段

データ品質とモデリング作業の効率化の観点から、本システムの開発ではデザインデータ完成までを以下に示す三つの作業フェーズに分解し、それぞれの作業フェーズに対応する CAD 機能に新技術を投入することで目標達成を図った。

(1)測定データへの曲面フィッティング作業フェーズ

(2)高精度な ClassA サーフェス作成フェーズ

(3)ClassA サーフェスの修正フェーズ

Fig. 2 は三つの作業フェーズに対応する代表的技術を表している。

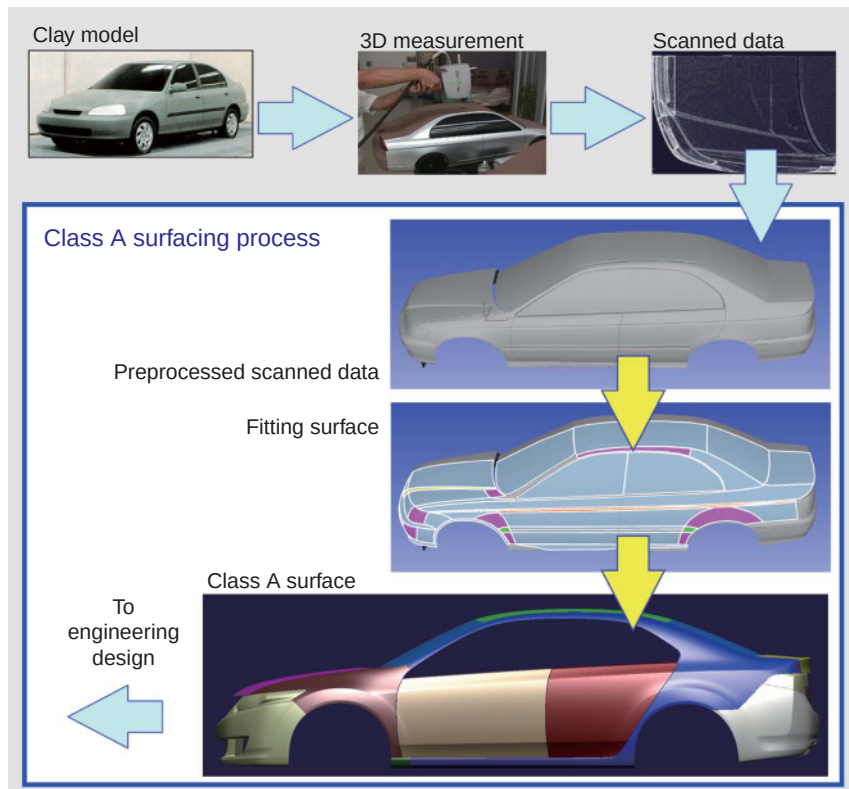


Fig. 1 Class A surfacing in styling process

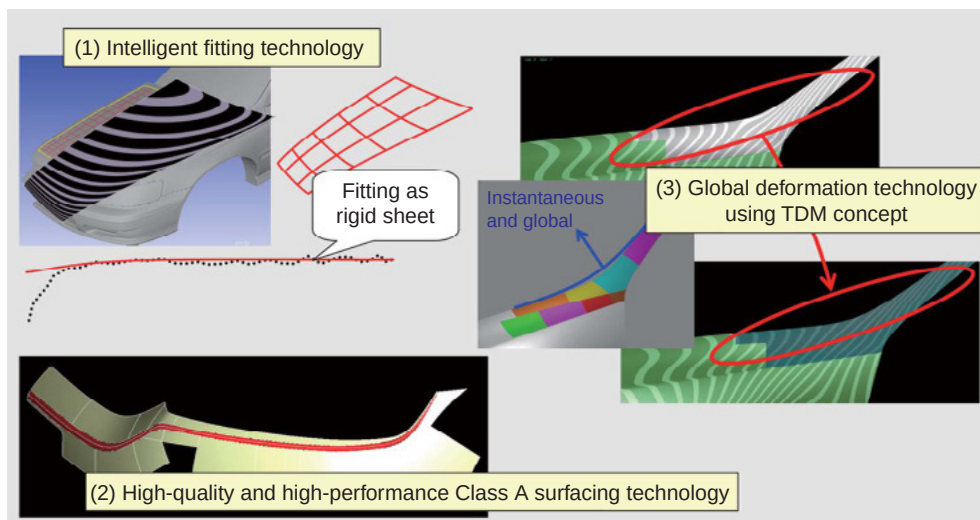


Fig. 2 Three typical technologies corresponding to three phases of Class A surfacing process

3. システム構成の概要

本システムの構成概要を Fig. 3 に示す。Fig. 3 で下段はシステムのプラットフォーム部分を表し、上段は具体的な機能部分を表す。本システムでは一部に市販コンポーネントを利用してシステム開発の効率を高めながらも、目標である ClassA データ作成工数の 50%削減を実現するために、Fig. 2 で示した三つの新技術の適用が容易な構成とした。主な特徴は以下のとおりである。

- (1) プラットフォーム部分と機能部分を疎結合として、当システムへ実装する機能の独立性を確保した。
- (2) データ量の大きい測定データを効率的に管理するために、プラットフォームのジオメトリカーネルには独自ポリゴンカーネルを実装した。Fig. 3 では(A)で表されている。
- (3) Fig. 2 で示した三つの新技術は、プラットフォームに制約されない機能部分に実装した。Fig. 3 では(B)から(D)で表されている。

以下に Fig. 3 内の(A)から(D)の役割を整理する。

(A)は本システム独自のポリゴンカーネルであり、大容量の測定データを利用するための効率的なメモリ管理を可能とした。

(B)は ClassA データ作成工程の最上流であるフィッティングサーフェスを作成する技術であり、微小なうねりやノイズを含むクレイモデルの形状から高品質な曲面生成を可能とした。

(C)は ClassA データ作成の中核となる技術であり、旧システムにおいても最重要の技術として位置づけられてきたが、当システムでは出力サーフェスの計算速度と品質において向上を図った。

(D)は本システムの独創的なコンセプトであるモデリング手法を実現するコア技術であり、直感的なデフォメーション操作を可能としてシステム目標の達成に大きく貢献した。

なお上述(1)により、本システムのプラットフォームは ClassA CADのみならず、デザイン開発を支援する他のCADシステムへの流用が可能である。

4. CAD 機能の概要

本章では、Fig. 3における(A)から(D)の技術概要と、これにより具現化した主な機能を紹介する。

4.1. 独自ポリゴンメッシュカーネル

ClassAサーフェスデータの作成準備や前段階では、システムに読み込んだ測定データのポリゴンメッシュ形状解析、必要個所の切り出しなどの前処理が必要となる。これらの機能を構築する基盤技術として、独自のポリゴンメッシュ形状処理カーネルを実装した。

本カーネルは、ポリゴンメッシュ形状処理の中核処理部であり、単体で独立したモジュールとして存在する。アプリケーションシステムからはこれをリンク参照する形式である。本カーネルは自己完結することで、他の任意のアプリケーションへの流用が容易となり、汎用性を高めることができた。

本システムが扱う3D測定データは、数百万頂点という大容量データであり、このデータをインタラクティブに操作できることが求められる。よって、データ格納の方法や、メモリマネジメントの方法がシステムの最重要課題となる。本カーネルでは、以降に説明する(1)ハーフエッジデータ構造、(2)独自メモリプール、(3)独自ガベージコ

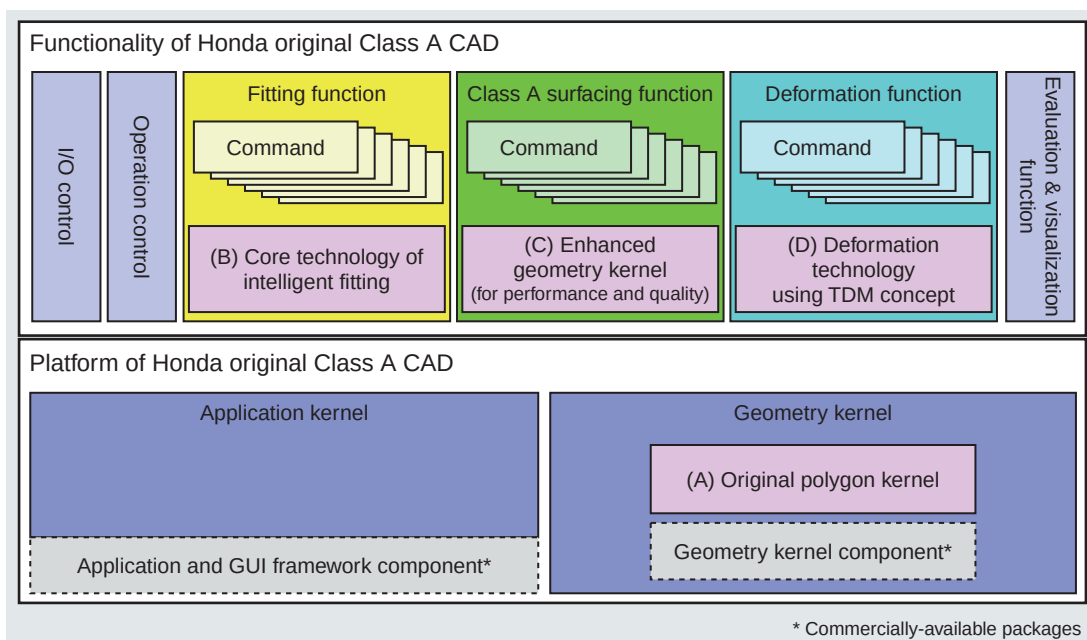


Fig. 3 Outline of system configuration

レクション、の三つの要素技術を導入することで、上記課題を解決した。

4.1.1. ハーフエッジデータ構造

効率的なポリゴンメッシュ形状処理を実装するためには、ポリゴンメッシュの位相要素である、エッジ、頂点、フェイスの三種類の位相要素間の相互隣接や参照関係を効率的に参照できることが不可欠である。このため本カーネルではハーフエッジデータ構造⁽¹⁾を採用している。Fig. 4 にハーフエッジデータ構造の概要を示す。ハーフエッジデータ構造では、エッジの両側にハーフエッジの概念を導入することにより、各位相要素間の隣接参照関係を効率的に構築できる。具体的な参照方法は以下のとおりである。

- ・各ハーフエッジは、その始点の頂点、並走するエッジ、およびその反対側にあるハーフエッジ、属するフェイス、およびそれを共有する他のハーフエッジを参照する。
- ・各頂点はそれを始点とする任意のハーフエッジを参照する。
- ・そして、各フェイスはその上にある任意のハーフエッジを参照する。
- ・最後に、各エッジはその両側にあるいずれかのハーフエッジを、それぞれ参照する。

4.1.2. 独自メモリ管理による、高速かつ効率的なメモリ断片領域確保

数百万という膨大な数のオブジェクトのメモリ確保および解放を効率的におこなうため、本カーネルでは Small Object Allocator⁽²⁾に準ずる独自のメモリ管理をおこなっている。Fig. 5 にメモリ管理機構の概要を示す。具体的には、システムからの領域割り当てや解放をチャンクと呼ばれる小メモリ領域単位でおこなう。最も若い世代のチャンクをカレントチャンクと呼び、アプリケーションからのメモリ確保要求のあるごとに、ここから単位メモリ断片を提供する。カレントチャンクが一杯になったタイミングでこれをチャンク管理リストに追加し、新しいチャンクを生成する。

管理対象となるオブジェクトの種類が限られているため、本カーネルでは五種類の位相要素(フェイス、エッジ、ループ、ハーフエッジ、頂点)、それぞれについて一つずつ、全部で五つのチャンクリストを用意した。このようにポリゴ

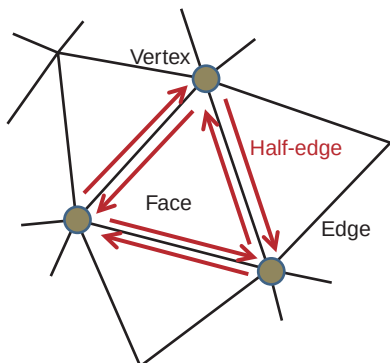


Fig. 4 Half-edge data structure

ンメッシュの位相要素オブジェクトの専用メモリプールとして特化することにより、シンプルかつ高効率なメモリプールを実現させている。

4.1.3. ガベージ・コレクション機能

形状処理操作を繰り返すうちにカーネルの内外からもはや参照されることのなくなったオブジェクトが残り、効率的なメモリ利用が妨げられるという課題がある。

本カーネルでは、Mark-Sweep-Compact 法⁽³⁾に準ずるガベージコレクション(GC)を実装し、全オブジェクトの被参照状態を監視して不要なオブジェクトが占めている領域を効率的に削除や解放する機能、および参照されているオブジェクトの占有領域の断片化を防ぐための非断片化処理機能を実現した。

また GC の導入により、個々の位相要素について明示的なメモリ解放をおこなう必要がなくなるため、メモリリークや二重解放といった不都合から解放されるという利点もある。Fig. 6 に示した GC 機構の動作概要は以下のとおりである。

図中の(1)は、ユーザ操作が繰り返される間に、参照されている要素とされていない要素とが各メモリチャンクの中に混在した状態になることを示す。一切の GC 処理を施さずにこれを放置すれば、メモリチャンクリストは参照さ

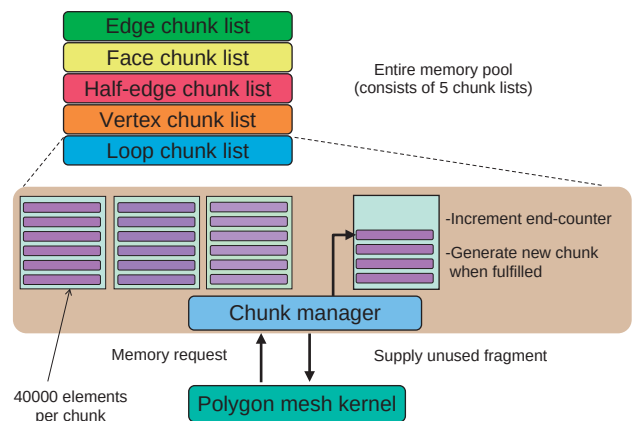


Fig. 5 Memory pool for topological nodes

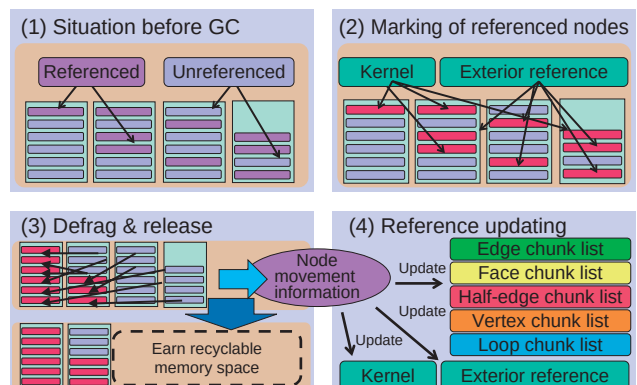


Fig. 6 Garbage collection

れていない要素で満たされ続け、システムのメモリを際限なく浪費する。

図中の(2)は、カーネルの内外から参照されている要素と参照されていない要素とを識別する目的で、参照されているすべての要素にマークをつけた状態を示す。

図中の(3)は、(2)に続いて、参照されている全要素について非断片化処理をおこなうと同時に、参照されている要素が一つもなくなったチャンクが占有していたメモリは順次解放した状態を示す。また、この過程での要素の全移動情報を記録する。

図中の(4)は、カーネルの内外において、すべての要素の参照元が(3)で記録した移動情報をもとに更新されることを示す。

Mark-Sweep-Compact 法を採用したのは、本カーネルが扱うポリゴンメッシュのハーフエッジデータ構造が各要素間の相互ループ参照であるため、相互ループ参照を扱えない他の GC 実装パラダイム(参照カウンタ⁽⁴⁾、他)を採用することは本システムの位相要素管理には適さなかったからである。

前節で述べたように、本実装ではメモリ確保要求に応じた領域は必ずカレントチャンクから確保することになっているが、カレントチャンクにはスイープ処理⁽³⁾や圧縮処理が明らかに不要な未確保領域が常に存在しており、他のチャンクに対して例外的な事項が多い。そこで、一連の Mark-Sweep-Compact 処理の適用をカレントチャンク以外の飽和したチャンクのみに限定した。このことにより、カレント以外のチャンクについてはすべて飽和していることを前提としてアルゴリズムを記述することができ、カレントチャンク専用の処理が不要となることで実装が容易になるばかりでなく、パフォーマンス上も有利になる。

以上の設計により、シンプルかつ実用上高効率な GC 機構を実現した。

4.2. フィッティング技術

ClassA データ作成では、クレイモデルの 3D 測定データを入力としてデザイン形状を維持した ClassA サーフェスデータを作成する。従来この工程では手動での曲面生成をおこない、その後測定データと曲面データとの形状傾向や離れ距離を評価し、手動での修正を繰り返していた。この作

業は多大な工数を必要とするため、従来より測定データから意匠形状を反映した曲面形状を自動的に作成する仕組みは数多く考えられている。これを「測定フィッティング技術」と定義する。

従来の測定フィッティング技術では、クレイモデルのうねりや測定時の誤差をそのまま出力に反映させてしまうため、ClassA データとして必要な曲面の品質が保てなかった。そこで、本システムではデザイン形状を維持しながらも、クレイモデルのうねりや測定誤差を除去し、ClassA 品質を満たした曲面を生成する。これを「インテリジェントフィッティング技術」と定義し、以下ではこの技術の概要と従来技術との出力品質の違いを記す。

まず従来技術による結果を示す。Fig. 7 (a)は測定データの光の映りこみ(ハイライト)を模擬的に再現した図である。このように、測定データには細かなノイズや段差が存在する。Fig. 7 (b) は従来技術である最小二乗法によるフィッティング(Least Square Fitting: LSF)をおこなった結果のハイライトを示し、Fig. 7 (c) は曲率 G2 の値を表示している。測定データのノイズにより出力面に段差やよれが生じており、曲率 G2 も波打っているのがわかる。このような乱れが存在する場合、ClassA 品質としては不適格である。

次に、インテリジェントフィッティング技術の概要と結果を示す。

曲面の品質を保ち、また曲面間の連続性を維持するためには、曲面の接線 G1、曲率 G2 をコントロールする必要がある。さらに、前述のように曲率のうねりは品質に影響を与えるので、曲率 G2 の変化率もコントロールする必要もある。

これらをコントロールするために、本システムでは「しなり(Stiffness)」という概念を導入する。Fig. 8 のように、実物のモデルに金属の定規を押し当てた場合、表面の傾向に追従するが、細かな凹凸は無視される。これは、この定規自体が硬さを持っており、ある一定以上には曲がらないためである。この概念を数学的な制約条件としておきかえ、フィッティング時に条件として与えることで、ClassA 品質を保った曲面を出力する。

Fig. 9 (a)、Fig. 9 (b) は、この概念を導入した出力曲面を示す。Fig. 7 (b)、Fig. 7 (c) と比較すると、測定データの傾向を維持しながらも、滑らかなハイライトおよび G2 の変化を持っていることがわかる。しかし、ここまでは単面ご

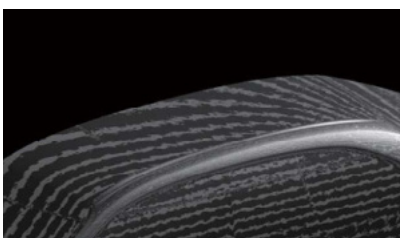


Fig. 7 (a) Scanned polygon

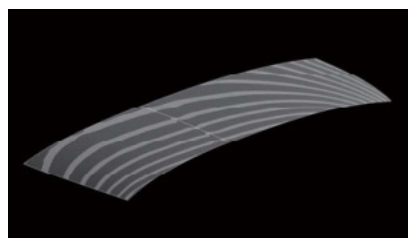


Fig. 7 (b) Highlight of LSF surface

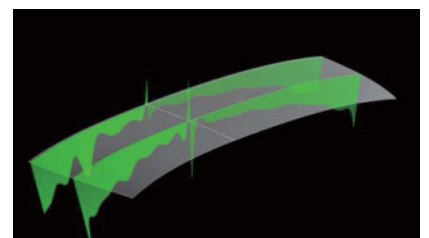


Fig. 7 (c) Curvature plot of LSF surface

とにフィッティングをおこなっているため、曲面の境界部にて位置や曲率に段差が生じている。

そこで、この問題を解決する「マージ技術」について述べる。

最終的な ClassA データは、互いに連続性を持った複数の曲面から成り立っている。ここでいう連続性は、位置 G0、接線 G1、曲率 G2 をいう。従来、接続する状態を一意に定めることで、連続性を保障する手法がとられていた。しかし、この手法では接している箇所の外側にて大きなうねりが生じるため、ClassA 品質として不適格である。

本システムでは、「連続性を保つ」ということを数学的な制約条件におきかえ、接続する状態にも自由度を持たせることで、全体のうねりを小さくしたまま連続性を保つ。Fig. 10 (a), Fig. 10 (b) は、このシステムを導入した出力曲面を示す。接している箇所にて位置および曲率の連続性を保ちながらも曲面のうねりを抑えていることがわかる。

4.3. 高速かつ高精度な ClassA サーフェス作成技術 Honda の ClassA データ作成においては、デザイナーのイ

メージを具現化するために、キャラクタラインと呼ばれる線を基準として、流れるようなハイライトを通す曲面構成が必要とされている。さらに設計要件を満たすためには、高い精度が要求される。Honda では、市販 CAD では実現不可能だったり、多大な工数を要する複雑な形状を簡単に作成するため、最新の技術を用いて独自の CAD システムの開発をおこなってきた。しかし、近年の自動車デザインは、形状が複雑化し、その曲面数も 5 年前と比較して約 2 倍となっており、ClassA データを作成する現場においては、さらなる高速化、高精度化が求められていた。そこで、本システムの ClassA サーフェス作成機能では、伝統的なデータ作成コマンドのノウハウを継承すると同時に、その高速化、高精度化を実現しながら、185 機能にも及ぶコマンド群の開発をおこなった。

代表的な例として、Fig. 11 に示す曲線のスムージング機能を挙げる。曲線のスムージング機能では、構成点を直接選択し動かすことができる、直感的な操作を実現することによって、曲線修正工数を減らすことに成功した。また、コントロールポイントを用いた修正や、5 次曲線で端末の G2 連

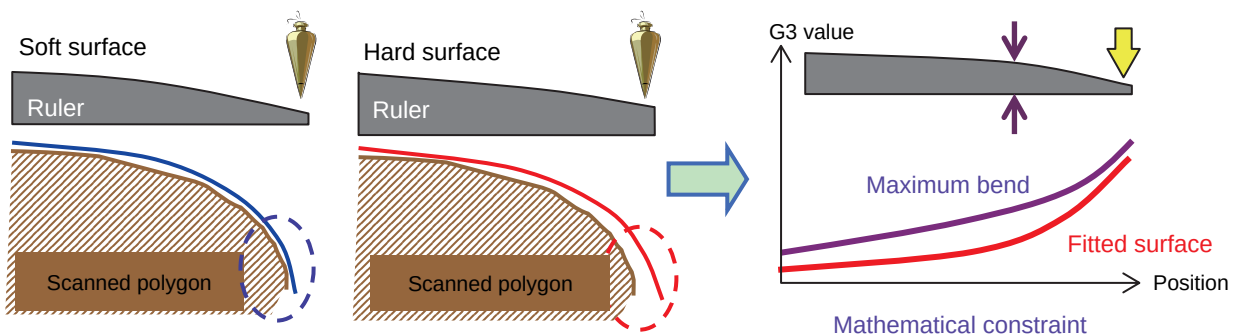


Fig. 8 Concept of stiffness

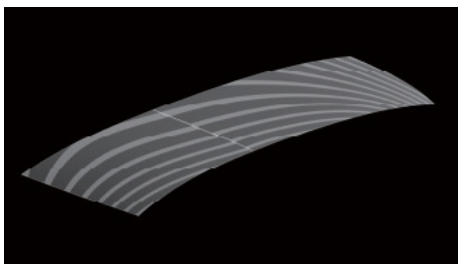


Fig. 9 (a) Highlight of intelligent fitting surface

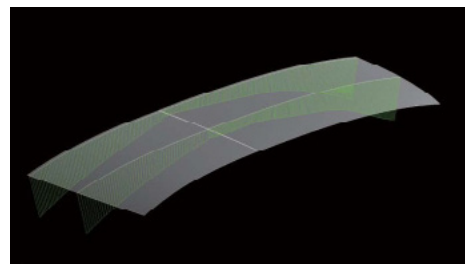


Fig. 9 (b) Curvature plot of intelligent fitting surface

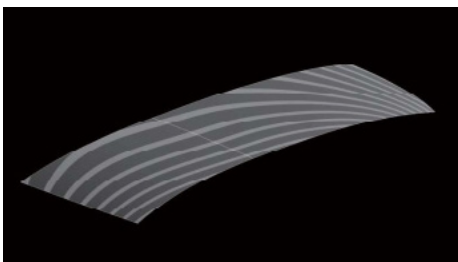


Fig. 10 (a) Highlight of merged surface

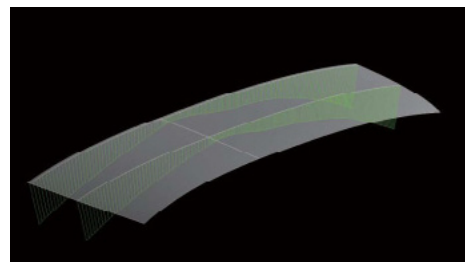


Fig. 10 (b) Curvature plot of merged surface

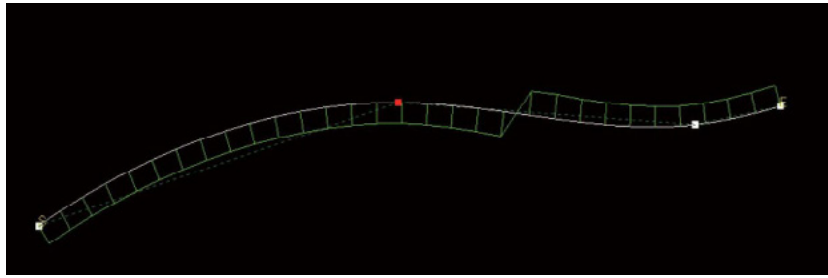


Fig. 11 Curve editing

続性を保ちながらの修正も可能とし、カーブ修正の幅を広げ、修正工数削減と、連続性の精度を高めた。

曲面においては、四辺の Coons 面を応用した Honda 独自の四辺面作成コマンドの開発をおこなった。従来のシステムでは3次の曲面で作成されていたため、曲面内部の曲率傾向が乱れることがあったが、本システムでは5次C2面で四辺面を作成することにより、内部連続性を格段に高めることができた。Fig. 12は従来システムと本システムによる四辺面の断面線曲率を示す。

さらに、フィレット面の作成の高速化と、曲面品質の高精度化をおこなった。フィレットとは、曲面と曲面とが作り出す角に丸みをつけた形状である。自動車の表面には曲率半径が 2.5 mm 未満の突起があってはならないという、保安基準を満たすための重要な要素でもあり、ClassA サーフェス数の約10%を占めている。本システムでは、フィレット作成アルゴリズムの刷新により、計算速度の高速化と、サポート面との G2 連続を強化したフィレット面の作成を実現した。高速化技術においては、従来の交線計算に代わって、サポート面上の法線ベクトルと断面平面の法線ベクトル、さらにサポート面の法曲率を用いて、フィレット計算をおこなう手法を開発した。また、サポート面との G2 連続の強化においては、周辺曲面の微分値情報である、境界横断導関数(Cross Boundary Derivative: CBD)を入力として、段階的な Gordon 面張りにより、周辺面との G2 接続を満たしたフィレット面の開発をおこなった。さらに、計算アルゴリズムの刷新だけでなく、Fig. 13に示すフィレット面作成と曲面品質評価機能が連動するインターフェイスによって、フィレット作成の工数削減に貢献した。

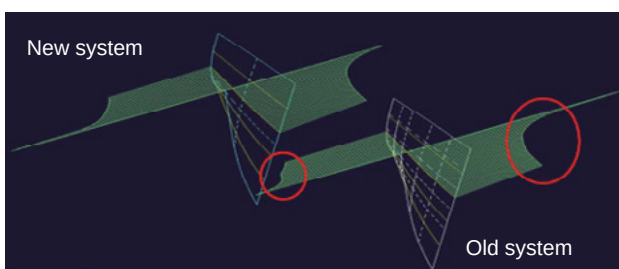


Fig. 12 Four-boundary surface

4.4. グローバルデフォメーション技術

スタイリングデザインの熟成過程でクレイモデルが変更されると、それに応じて作成した ClassA データも更新しなければならない。従来システムでは、既存曲面の数学パラメータを繰り返し操作することでデータ修正をおこなっていた。この作業は、目標の曲面形状を得ることに対して間接的な修正手法であるため、試行錯誤による形状操作に多大な時間を要した。そのため、時には曲面を再作成した方が早い場合もあった。このような ClassA データ作成方法では、クレイモデルの変化に ClassA データの更新が追いつかない。

本システムでは、デザイナーの審美的視点で、形状の目標を直接的に入力することを曲面形状の修正の手段とし、より直感的に効率よく既存面群を修正する技術を開発した。本手法は、直接的な形状目標を入力とすることからターゲットドリブンモデリング(Target Driven Modeling: TDM)と呼び、本節ではその新技術による実装例を紹介する。

4.4.1. ハイライトコントロール

ハイライトコントロールとは、ターゲットドリブンモデリングの考えを、ClassA データの品質評価基準のひとつである2次元ハイライトに適用したものである。既存の曲面群に対して目標とするハイライトを指定することで、目標のハイライトになるように曲面群を変形させる機能であ

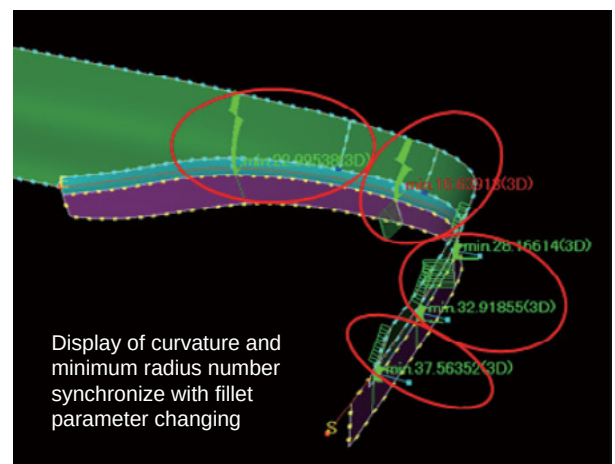


Fig. 13 Creation of fillet with dynamic evaluation

る。Fig. 14に目標のハイライトに対する出力結果を示す。図上部が変形前であり、下部がその結果を示す。図中の青線は曲面群のハイライトを可視化したものである。本例では、黄線で示したハイライトが白線を通るように変形をおこなった。変形結果の曲面群に対してハイライトを可視化したところ、指示した白線上にハイライトが通っていることが確認できる。

4.4.2. 曲率コントロール

曲率コントロールとは、既存の曲線に対して曲率プロットの目標線を入力することで既存の曲線を変形する機能である。従来システムでは、曲線のコントロールポイントや通過点の位置をひとつずつ繰り返し調整することで目標の曲線を得ていた。本機能はターゲットドリブンの考えに基づき、既存の曲線と目標の曲率プロットを入力するだけで、既

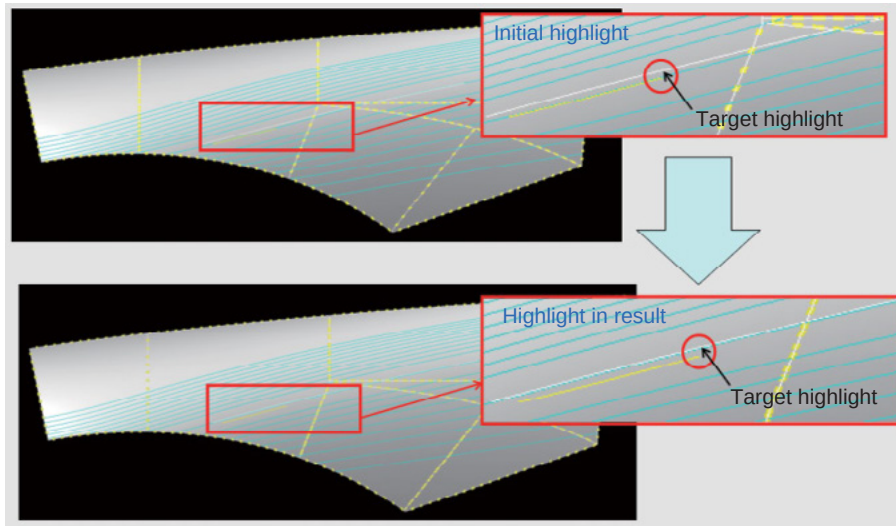


Fig. 14 Highlight control in sample case

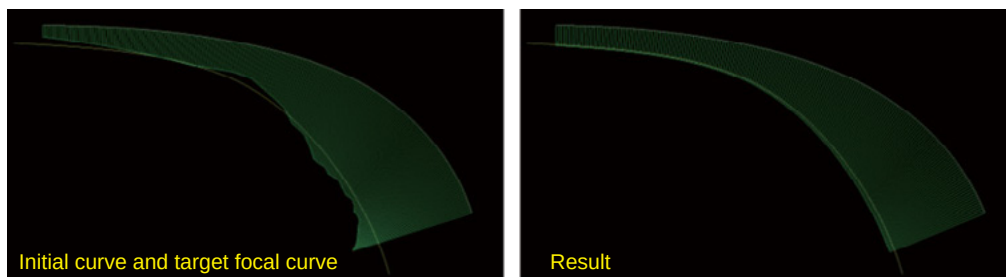


Fig. 15 Curvature control in sample case

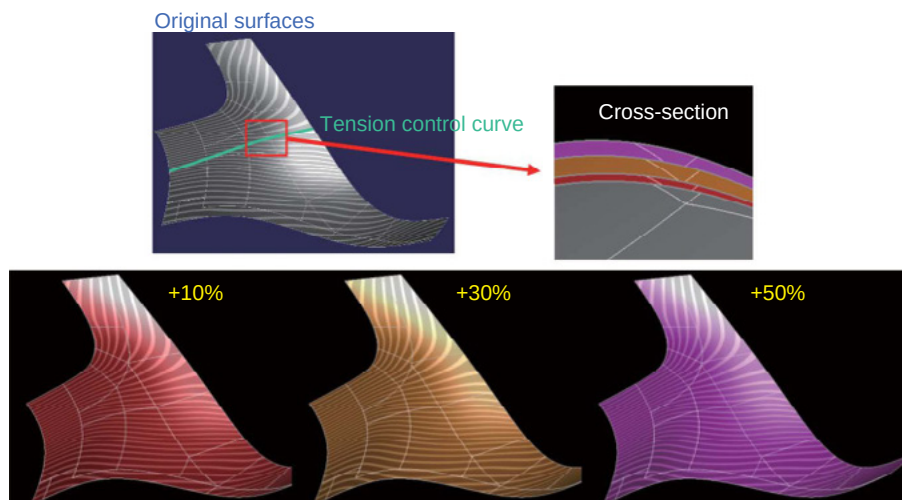


Fig. 16 Tension control in sample case

Table 1 Modeling time by parts (hours)

Production model	Recent model	Past model A	Past model B
Applied system	New system	Past system	Past system
Modeling time of parts L	235 h	823 h	340 h
Modeling time of parts M	134 h	188 h	440 h
Modeling time of parts N	125 h	225 h	169 h
Total modeling time	494 h	1236 h	949 h

Table 2 Reduction ratio by parts (%)

Model	vs. Past model A	vs. Past model B
Reduction of modeling time (total time)	60%	48%

$$\% = (\text{Past model X} - \text{Recent}) / \text{Past model X}$$

Table 3 Modeling time by styling phase (hours)

Production model	Recent model	Past model X	Past model Y	Past model Z	Ave.(X,Y,Z)
Applied system	New system	Past system	Past system	Past system	Past system
Styling phase P	92 h	190 h	129 h	182 h	167 h
Styling phase Q	202 h	823 h	340 h	230 h	464 h
Styling phase R	932 h	2204 h	1029 h	1453 h	1562 h

$$\text{Ave.}(X,Y,Z) = (X+Y+Z)/3$$

Table 4 Reduction ratio by styling phase (%)

Phase	Phase P	Phase Q	Phase R
Reduction of modeling time (average for phase)	45%	56%	40%

$$\% = (\text{Ave.}(X,Y,Z) - \text{Recent model}) / \text{Ave.}(X,Y,Z)$$

Table 5 Analysis of effect by main functions implemented on new system

No.	Function	Model	Computing time* in past system	Computing time* in new system	Reduction of computing time
1	Fitting surface on measured mesh	Fig. 17 (a)	13 min.	3 min.	77%
2	Fillet surface (Class A)	Fig. 17 (b)	14 sec.	3 sec.	79%
3	Blending surface (Class A)	Fig. 17 (c)	18 sec.	2 sec.	89%
4	Matching surface (Class A)	Fig. 17 (d)	64 sec.	35 sec.	45%
5	Global deformation (Deformation)	Fig. 17 (e)	15 h	1.5 h	90%
6	Highlight control (Deformation)	Fig. 17 (f)	1 h	43 sec.	99%

* Computing time represents the total computing time for iterative operations.

存の曲線を目標の曲率プロットを描くような曲線に変形する。Fig. 15では、既存の曲線に対して目標の曲率プロットを指示することで、指示通りの曲線が得られたことが確認できる。

4.4.3. 曲面テンションコントロール

曲面テンションコントロールは、既存の曲面群に対して、面の張り具合(テンション)を調整する機能である。修正する曲面群上にテンションを操作するための曲線を定義する。現在の曲面群の張り具合を0とし、±100%でその程度を変化させることを可能とする。これにより、もう少し張りを強くしたいといったデザイナーの視点での曲面群のコントロールが可能となる。Fig. 16では、既存曲面群に対しそれぞれ

10%, 30%, 50%のテンション増をおこなった結果である。入力形状の意匠形状をよく保っているため結果の全体像ではわかりにくい、操作を定義した曲線上の断面で比較すると、その程度に応じて曲面群の張りが強くなっていることが確認できる。

5. 本システムにおける工数削減効果とその分析

システム開発の目標値である ClassA データ作成工数 50%削減に対して、実際の製品開発過程を通してClassAデータ完成までの効果検証をおこなった。さらに、機能別の効果について分析した。

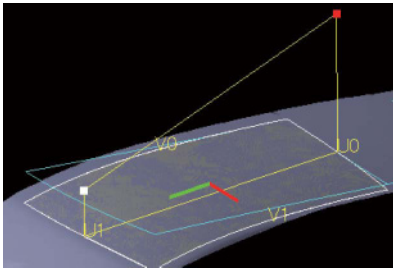


Fig. 17 (a) Fitting surface

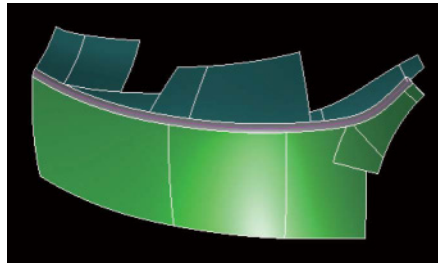


Fig. 17 (b) Fillet surface

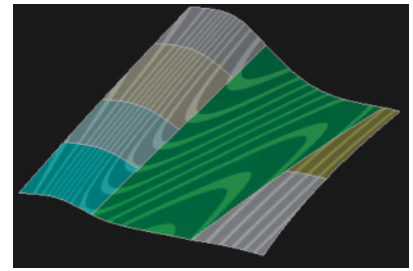


Fig. 17(c) Blending surface

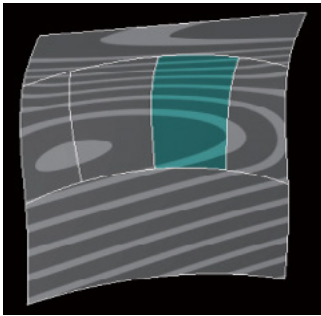


Fig. 17 (d) Matching surface

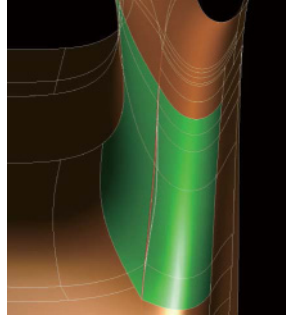


Fig. 17 (e) Global deformation

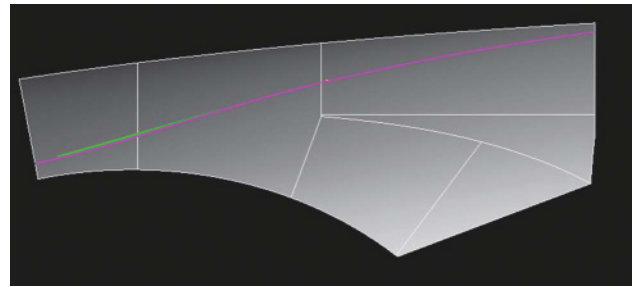


Fig. 17 (f) Highlight control

5.1. 本システムにおける工数削減効果

デザイン部位ごとの ClassA データ作成に要した時間と工数削減率は Table 1, Table 2 のとおりであった。

デザイン開発フェーズごとの ClassA データ作成に要した時間と工数削減率は Table 3, Table 4 のとおりであった。

車種や部位、デザイン開発フェーズにより 10% 前後の効果のばらつきが認められるものの、新システムの目標値は達成されたといえる。

5.2. 工数削減効果の分析

Table 5 は本システムに実装した主な機能の効果を整理したものであり、Fig. 17 のモデルはそれぞれの出力形状を示したものである。Table 5 中の時間は形状完成までの操作に要したシステムの総計算時間を表し、システムユーザが形状確認や操作方法の選択に要した時間は含まれていない。

Table 5 における効果量が最大の機能 No.6 と最小の機能 No.4 では 2 倍以上の差が認められることから、その原因を分析した。本システム開発において根本的に新しい計算アルゴリズムを採用した機能 No.1 と 2、および従来システムにはなかった新たなアプローチを適用した機能 No.3, 5, 6 においてはシステム目標に対して十分な工数削減効果が発揮できていることがわかる。一方で、機能 No.4 は 45% の時間短縮を実現したものの、他の機能より効果が少ない。これは、旧システムにおいてマッチングサーフェス機能の熟成が進んでいたために、新システムでの手法の改善が顕著な差を発揮しなかったためである。

6. まとめ

- (1) ClassA データ作成工数の 50% 削減を目標として新システムを開発し、目標を達成した。
- (2) 新システムにおいては、独自のソフトウェア基盤を構築したうえで、ClassA データ作成機能を開発した。
- (3) ClassA データ作成機能においては、ClassA データ作成作業における三つの作業フェーズに着目し、各フェーズの機能に独自の新技术を適用した。

7. あとがき

本システムの開発では、システム開発者と ClassA データの作成現場においてプロジェクトメンバが一丸となって知恵と工夫を絞ってきたことで高い目標を達成できた。思うに、当プロジェクトの成果には ClassA データ作成の効率化に加えて、もうひとつの価値がある。それは、チャレンジングな目標に向かってメンバ全員の力で試行錯誤し諸課題を解決した経験そのものであり、これはまた継続的に次世代の技術を生み出し続けるための人材的な糧に他ならないと信じている。

参考文献

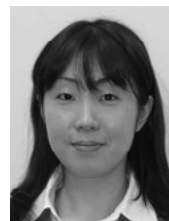
- (1) Kettner, L.: Using generic programming for designing a data structure for polyhedral surfaces, Computational Geometry Theory and Applications, Vol. 13, p. 65-90(1999)

- (2) Alexandrescu, A.: Small-Object Allocation, Modern C++ Design, Addison Wesley, p. 77-95(2001)
- (3) Jones, R., Lins, R.: Mark-Compact Garbage Collection, Garbage Collection Algorithms for Automatic Dynamic Memory Management, John Wiley & Sons, p. 97-114 (1996)
- (4) Jones, R., Lins, R.: Reference Counting, Garbage Collection Algorithms for Automatic Dynamic Memory Management, John Wiley & Sons, p. 43-72(1996)

■ 著 者 ■



篠原 智義



春原 慶子



坂居 三郎



勝部 弘嗣



井出 大介



原 宗生



金田 健

ClassA スタイリングデータ作成の 効率化に挑んだ CAD 技術の実装アルゴリズム

Implemented Algorithms of Challenging CAD Technology aimed at Increasing Efficiency
of Class A Surfacing

篠原 智 義*
Tomoyoshi SHINOHARA
勝 部 弘 嗣*
Hirotsugu KATSUBE

春 原 慶 子*
Keiko SUNOHARA
井 出 大 介*
Daisuke IDE

坂 居 三 郎*
Saburo SAKAI

要 旨

本システムの開発にあたっては ClassA サーフェス作成工数50%削減の目標を達成するため、ClassAサーフェス完成までの三つのモデリングフェーズに着目した。各領域での作業効率を革新的に向上させる新技術を開発して、CAD機能としての具現化に成功した。本文では、とりわけ大きな効果を得た代表的な機能についてこれを実現した技術を紹介する。

具体的にはまず、クレイモデルの測定データにフィットする基本曲面の作成において、物理的な板の「しなり」をヒントに、曲面の振る舞いや品質を最適化モデルとして定義し、これを解くことで高品質なフィッティング曲面の作成技術を確立した。

次に ClassA サーフェス数の約 10%を占めるフィレット面の作成において、計算アルゴリズムの根本的な刷新により高速化と高精度化を同時に達成した。

ClassAデータ作成の最終段階においては、デザイナーの審美的視点で目標形状への微修正が可能な TDM(ターゲットドリブンモデリング)機能の実現により、繊細な意匠形状の表現が求められるClassAサーフェスの仕上げ作業を効率化した。

ABSTRACT

In order to satisfy a development target for a 50% reduction in the man hours expended in the generation of Class A surfaces, the development of the system discussed in this paper focused on three phases of modeling leading to the completion of Class A surfaces. New technologies were developed to innovatively increase work efficiency in each area, and these were realized as CAD functions. This paper will discuss the technologies that helped to realize the functions that have had the greatest effect on performance.

First, for the generation of basic surfaces fitted over scanned clay model data, a technology was developed that defines surface behavior and quality as an optimization model based on hints from the stiffness of physical plates. The solution of the optimization model generates high-quality fitting surfaces.

Next, the computational algorithms for the generation of the fillet surfaces that represent approximately 10% of the number of Class A surfaces were fundamentally revised, resulting in a simultaneous increase in speed and accuracy.

For the final phase of Class A data generation, a target-driven modeling (TDM) function was realized that helps enable designers to make minor adjustments in accordance with their aesthetic judgment. This function has increased the efficiency of finishing work for Class A surfaces, which demands the expression of finely detailed design shapes.

1. まえがき

ClassA サーフェス作成工数 50%削減の目標を実現させるために、ClassAサーフェス完成までの三つのモデリングフェーズに着目し、その作業効率を向上できる CAD 機能の実現を目指した⁽¹⁾。三つの作業プロセスを効率化できる

機能要件は以下の(A)から(C)である。

(A)クレイモデルの測定データからフィッティング面を作成するフェーズにおいて、測定データとの精度を維持しながら ClassA データの品質を満たす曲面を効率的に作成できること。

(B)コーナ部や集合部など、複雑な意匠の形状を表現する

* HG 管理室

曲面の作成段階で、高品位な曲面をレスポンス良く作成できること。

- (C)一旦できあがった ClassA サーフェスに対して意匠の傾向の調整やデザイン変更をおこなう場合など、形状目標は明確だが品質を確保しながらの作業に手間がかかる工程の効率化ができること。

我々の求めるサーフェス品質と計算性能を満たす技術は存在せず、本システムの目標達成のためにはこれらの要件を満たす技術の開発が必要不可欠であった。

本システムでは効果的な技術の開発により、上記の機能要件を満たす CAD 機能を実現した。以下の(1)から(3)は本システムで確立した新技術である。本稿ではこれらの CAD 機能実現技術を紹介する。

- (1)大容量の測定データをインタラクティブに操作、参照できるポリゴン演算処理の高速化を図った。そのうえで、物理的な板の「しなり」をヒントに、測定データにフィットする曲面の作成技術を開発した。これは、サーフェスの振る舞いや品質を定義した最適化モデルを解くことで高品質なフィッティング曲面を得る技術である。
- (2)従来システムから培ってきた ClassA データ作成機能のノウハウを継承すると同時に、その高速化、高精度化を進め、185 機能にも及ぶコマンド群の開発をおこなった。とりわけ ClassA サーフェス数の約 10%を占めるフィレット面の作成においては、計算アルゴリズムの根本的な刷新により高速化と高精度化を同時に達成し、複雑なフィレット形状の計算において従来比で 90%以上の高速化を実現した。
- (3)ClassA サーフェスの形状修正作業においては、形状目標は明確な一方で形状完成までに手間がかかる作業工程の効率化を図った。本システムでは CAD 操作の新しいコンセプトである TDM(ターゲットドリブンモデリング)を考案し、これを実現できる技術開発に成功した。TDM を CAD 機能として具現化したことにより、形状修正過程でのモデリング作業の簡略化を図った。

2. ポリゴンカーネル機能概要

ポリゴンメッシュの測定データから ClassA 曲面データを作成する過程では、ポリゴンメッシュの前処理や形状解析が必要となる。本システムで扱う測定データは数百万の頂点を含む大容量データであるが、インタラクティブな操作が要求されるため、ポリゴンカーネルのデータ構造とメモリ管理機構の特性を最大限に引き出すアルゴリズムの構築が必要である⁽¹⁾。主な機能要件とその実現課題を以下に示す。

- (1)測定データのモデル形状を視覚的に確認するために、メッシュの断面線形状をポリラインセクションとして

作成する必要があるが、切断平面との交錯点の計算と、交錯点群のポリライン化での効率化が課題となる。

- (2)ポリゴンメッシュの一部の領域を選択したり、曲面作成の領域設定のためには、3D 曲線をポリゴンメッシュ上に投影する必要がある。しかしポリゴンメッシュ上に穴がある場合や、また投影線が複数存在する場合の対応が課題である。
- (3)測定データの欠落やその他の要因によりポリゴンメッシュにあいた穴を埋める機能が必要であるが、穴の形状や大きさによらず、等方的な穴埋めパッチの高速な作成が課題である。
- (4)ClassA サーフェスと測定データの形状の差異を把握するために、ポリゴンメッシュと ClassA サーフェスの離れ距離を計算する機能が必要とされる。離れ距離を計算するには、直線とポリゴンメッシュの高速な交錯計算が必要である。

本章では、ポリゴンカーネル機能実現のための、(1)から(4)の課題に対する具体的な解決技法を紹介する。

2.1. ポリラインセクション作成手法

本機能は、隣接する交錯点間の相互接続処理を効率的におこなうための技術的課題を解決するため、

- (1)断平面とポリゴンメッシュ位相要素(エッジ、頂点)間の交錯判定計算
- (2)隣接する交錯点の検索および接続処理
- の二段階の処理で構成した。

交錯判定では、まず断平面と全頂点間との位置関係を調べ、続いて断平面と全エッジとの交錯判定をおこなう。頂点が断平面の表側にある場合は正の符号を、裏側にある場合は負の符号を割り当てる。頂点と断平面間の距離がトランス値以内であれば、交錯頂点とする。次に交錯エッジ判定として、両端の頂点の符号が異なるエッジを、断平面と交錯しているとし、エッジ上の交錯点位置を計算する。Fig. 1で、点線は断平面を表し、黒い丸と白い丸はそれぞれ、断平面の表側と、裏側にある頂点を表し、赤い丸は、断平面と交錯頂点および、エッジ上の交錯点を表す。

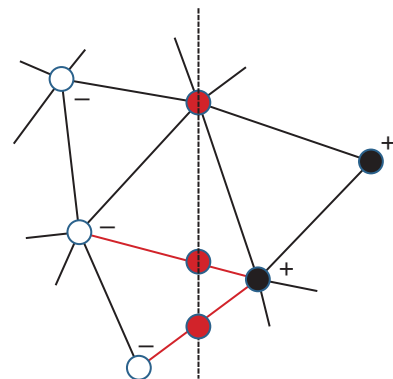


Fig. 1 Polyline-section algorithm

接続処理では、任意の交錯エッジまたは交錯頂点を開始点とし、順次隣接する交錯位相要素を探索して、一つながりの交錯点の配列として再構成する。交錯エッジの場合は、両側のフェイスに属する全位相要素の中から、交錯頂点の場合は、周囲一隣接フェイスに属する全位相要素の中から、それぞれ隣接する交錯位相要素の探索を開始する。隣接する交錯位相要素がすべて検索された時点で、1本のポリラインセクションが完成する。残りの交錯位相要素も同様に再構成し、ポリラインセクションの作成が完了する。

2.2. 曲線投影手法

本来の投影結果のポリラインが、穴をまたぐ場合や、複数本に及ぶ場合にもすべての投影計算を正しく出力する必要がある。本手法では、前項のポリラインセクションを利用して以下の処理ステップで構成した。処理概要を Fig. 2 に示す。

- (1) 投影したい曲線を離散ポリラインに分割する。
- (2) 離散ポリラインのセグメントと投影方向より断平面を定義する。
- (3) 上記(2)の断平面とポリゴンメッシュとの交線ポリラインを求める。
- (4) 交線ポリラインから投影前のセグメントに相当する部分を抽出し、投影セグメントとする。
- (5) ハーフエッジデータ構造を参照しながら隣接するセクションフラグメントの探索をおこない、上記(4)で求めたすべてのセグメント投影形状が相互接続された段階で、曲線形状の抽出が完成する。

2.3. 自動穴埋め処理手法

あらゆる穴輪郭形状において穴埋めパッチ内のポリゴン品質を確保するには、同アルゴリズムの使用が不可欠であるが、大きな穴形状ではパフォーマンスが低下する。この課題を解決するために、本手法では以下の処理ステップで構成した。

- (1) 穴の輪郭形状は、対側の要素を持たないハーフエッジを検出しクラスタリング処理することで得る。穴の輪郭を抽出する段階の図を Fig. 3 (a) に示す。
- (2) 穴の輪郭が 30 頂点未満の場合はパッチの総面積が最小となる条件で Liepa の穴埋めアルゴリズム⁽²⁾を実行し、穴埋めパッチを得る。穴の輪郭形状が 30 頂点以上の場合、下記(3)から(8)の独自アルゴリズムによる初期パッチを作成した後にリメッシュ処理をおこなう。
- (3) 穴の輪郭形状の中心座標を求める。
- (4) 穴の輪郭形状の各頂点から、輪郭形状ポリラインの平均エッジ長だけ中心に向かった場所に新規に頂点を作成し、新規エッジを伸長する。このとき、隣り合う新規頂点間の距離が閾値よりも小さい場合は、一つの頂点に融合する。
- (5) 隣り合う新規エッジ同士を STRIP 状もしくは FAN 状にテセレーションし、穴の外辺を埋める帯状パッチを作成する。
- (6) ここで帯状パッチの内側にできた一回り小さな穴の大きさが、10 頂点よりも小さくなるまで、(1)から(5)の処理をおこなう。Fig. 3 (b) は第二世代目の帯状パッチが作成された様子を示す。
- (7) 穴輪郭形状の大きさが10頂点以下になった時点で、任意の頂点を始点として FAN 状に穴を埋めることで初期パッチが完成する。Fig. 3 (c) はこの段階を示す。
- (8) 穴を埋めた初期パッチに対してリメッシュ処理をおこなう。リメッシュ処理は、穴埋めパッチが周囲形状と同等なポリゴン精度を得るために、目標のエッジ長を輪郭形状ポリラインの平均エッジ長とした等方的なポリゴンで満たされるような位相処理を繰り返す⁽³⁾。(1)から(7)までに作成された初期パッチは、最初から目標のエッジ長を考慮したポリゴン群で構成されており、リメッシュ処理の高速化に有利である。Fig. 3 (d) は穴埋め処理が完了した状態を示す。

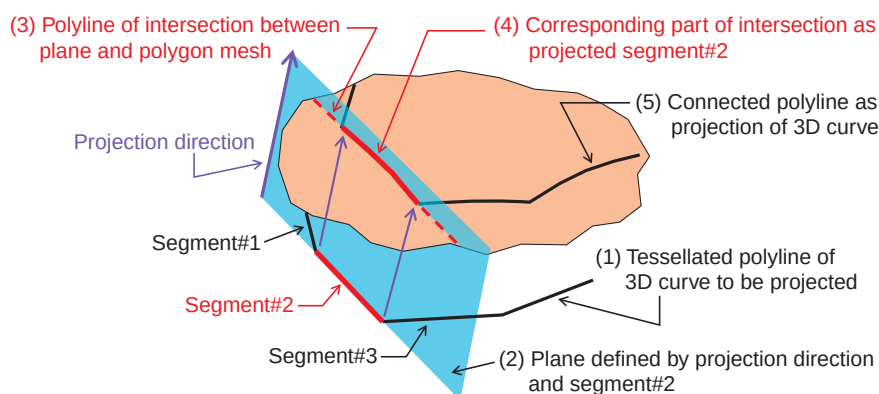


Fig. 2 Algorithm for 3D curve projection on polygon mesh

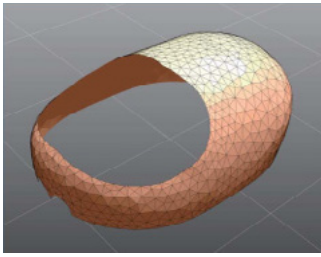


Fig. 3 (a) Hole detection

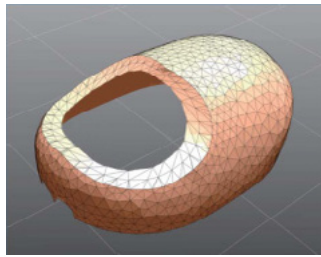


Fig. 3 (b) Initial patch creation

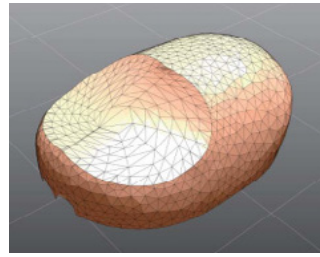


Fig. 3 (c) Completed initial patch

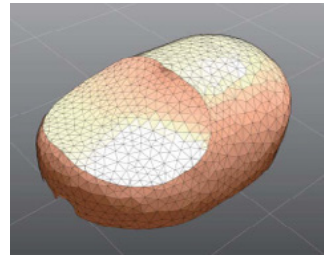


Fig. 3 (d) Hole filled with final patch

2.4. メッシュ - 幾何要素間離れ測定機能

レイとメッシュ間の交錯計算を高速化するためには、効率的な空間分割を構築する必要もあり、本機能では以下の処理ステップでこれを実現した。

(1) 高効率で高速な空間分割

(2) 上記(1)で作成した空間分割を活用した高速交錯計算

空間分割作成は、以下の処理で構成される。

- (i) 任意のポリゴンをシードとし、その重心から各軸方向に対して距離が一定距離以内(ターゲットメッシュの長手方向直径の 40 分の 1)にある立方体形状領域を定める。
- (ii) シードを含めこの領域に含まれるすべてのポリゴンをグリッドの構成ポリゴンセットとする。
- (iii) 構成ポリゴンセットの AABB (Axis-Aligned-Bounding-Box) を計算し、これをグリッド形状とする。
- (iv) まだどのグリッドにも属していないポリゴンを対象として、すべてのポリゴンがいずれかのグリッドに分類されるまで(i)から(iii)を繰り返す。

各グリッドは空間配置的に重なりをもっているが、その中に含まれるポリゴンのセットに重複はない。つまり、任意のポリゴンは、いずれかの一つのグリッドにのみ属している。交錯計算処理はまずこのグリッドとの交錯判定を計算し、

その後交錯が確定したグリッド内に存在するすべてのポリゴンに対して交錯を計算する二段階の処理である。

すべてのグリッドは、AABBとして構築してあるので、レイとグリッドの交錯判定は高速におこなうことができる。

Fig. 4 (a) はターゲットメッシュと外部からのレイ 10 本との交錯計算において、レイの集合との交錯が判定されたグリッドの集合を示している。グリッドがその内部に保持しているポリゴンの集合をピンク色で示した。

レイとポリゴンの交錯判定は、このピンク色のポリゴンのセットのみを対象とするので、判定計算回数の縮小、すなわちパフォーマンス向上に大きく寄与する。レイとポリゴンとの交錯判定処理は以下のように構成される。

- (i) レイが X 軸となるように、処理対象メッシュの全頂点セットを座標変換する。
- (ii) 各ポリゴンにおいて、三つの頂点すべての Y 座標の正負がすべて同じ符号の場合、または Z 座標の正負がすべて同じ符号の場合は交錯候補から外す。
- (iii) 上記(ii)のふるいを通過したポリゴンのうち、X 軸との交錯点がポリゴン内部に存在するものすべてが交錯ポリゴンとなる。既に内外判定をおこなっているため、交錯点における 3D 座標を計算することは容易である。

Fig. 4 (b) はターゲットメッシュに向けた複数のレイとの交錯判定結果を示す。



Fig. 4 (a) Ray-grid intersection

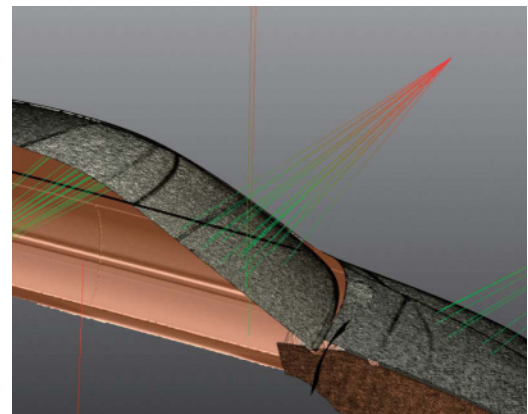


Fig. 4 (b) Ray-mesh intersection

3. フィッティング技術

ClassA データは、クレイモデルの 3D 測定データを入力として作成される。従来この工程では測定データとの傾向や離れを比較し、手動での曲面修正を繰り返していた。この作業は多大な工数を必要とするため、従来より測定データから意匠形状を反映した曲面を自動的に作成する仕組みは数多く考えられてきた。これを「測定フィッティング技術」と定義する。

従来の測定フィッティング技術では、クレイモデルのうねりや測定時の誤差がそのまま出力に反映されるため、ClassA データとしての曲面品質は保てなかった。本システムではデザイン形状を維持しながらも、クレイモデルのうねりや測定誤差を除去し、ClassA 品質を満たした曲面を生成できる以下の技術を開発した。

(1) 単面としての品質を保障する「インテリジェントフィッティング技術」

(2) 複数曲面間の連続性を保障する「マージ技術」

本章ではこれらの技術を確立した具現化手法を述べる。

3.1. インテリジェントフィッティング技術

曲面の品質や、曲面間の連続性を維持するためには、曲面の接線 G1、曲率 G2 をコントロールする必要がある。さらに、曲率のうねりは品質に影響を与えるので、曲率 G2 の変化率 G3 もコントロールする必要がある。

これらをコントロールするために、本システムでは「しなり (Stiffness)」という概念を導入した。ここで「しなり」とは、例えば、実物のモデルに金属板の定規を押し当てた場合、表面の形状傾向には追従するが、細かな凹凸は無視される様子をいう。これは、この定規自体がある一定以上には曲がらない硬さを持つからである。

Fig. 5 は「しなり」のふるまいを模式的に表す。肌色の測定データは細かな段差を伴っている。ここで任意の初期曲面 (水色) から、測定データとの離れを最小化するフィッティングをおこなうと、うねりを伴った紫色の曲面が出力

される。そこで、本システムではフィッティングにより動ける範囲に、曲率変化 G3 の幅として図中の赤矢印で示す制約条件を付加した。これにより、測定データに追従しながらも、曲面のうねりを制御したインテリジェントフィッティング面 (赤色) が得られる。

このアイデアのもと、本システムでは最小二乗法のアプローチに加え、求めるべき形状の性質を条件として付与した条件付き収束演算として定義した。具体的には、下記のような収束演算の目的関数と制約条件を定義した。

目的関数: (測定データとの離れ)² + (各点での G3 の値)

制約条件: (G3 値) < (しなりの上限)

制約条件として G3 値を用いたのは、これが定規の「しなり」のように、うねりを制御することができると考えたためである。ここで、過剰な G3 値制約は測定データに対する追従性を低下させ、過小な G3 値制約は曲面のうねりを生みやすくなる。これを金属板でいう硬さとしてとらえ、押し当てる金属板の厚みを変えるように、「しなり」の調整度を制約条件とした。また、G3 値が増大すると曲面全体にうねりを生じやすくなるので、これを収束演算におけるエネルギー関数として、目的関数にも含めた。

上記を具体的に実装する手法について述べる。システムとしての入力および出力は、下記のとおりである。

入力: 3D 測定データ

曲面の領域を定義する 4 本の境界線

NURBS 曲面の制御点 (CP) の数

「しなり」の大きさ

出力: 形状品質を満たした曲面

入力情報から基準となる初期面を生成して、フィッティングをおこなう。曲面の数学的表現では NURBS 曲面を用いた。入力の境界線より定義できる u, v 空間内に、制御点を等間隔に配置して初期面を定義する。NURBS 曲面では、曲面は制御点 (CP) の座標値に対して基底関数 $B(u, v)$ を掛け合わせることで表現される。基底関数は、パラメータ空間 u, v と、空間の節目 (NURBS 曲面の *knot*) を用いて一意に定まる。いま、 n 個の制御点 $a_0, a_1, \dots, a_n$ によるパラメータ

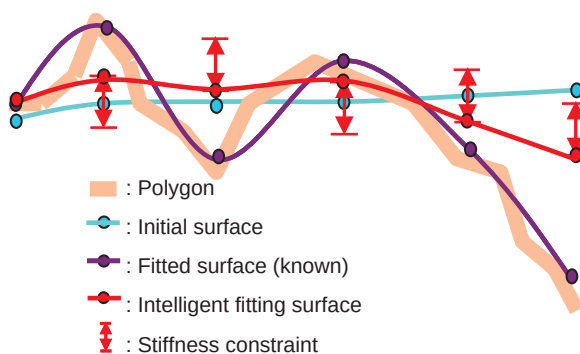
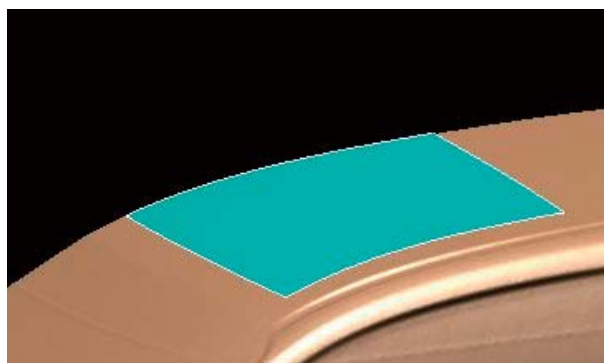


Fig. 5 Stiffness as constraint

空間 u, v での曲面の式 $S(u, v)$ は、以下のように表せる。

$$S(u, v) = (B_0(u, v), B_1(u, v), \dots, B_n(u, v)) \begin{pmatrix} a_0 \\ a_1 \\ \vdots \\ a_n \end{pmatrix} = [B][a] \quad (1)$$

ここで、基底関数の行列を $[B]$ と記した。

式(1)に示されるように、曲面は線形の演算として書き表せる。フィッティングをおこなう領域や制御点の数はあらかじめ与えられているので、インテリジェントフィッティング曲面生成のために求めるべき未知数は制御点列 $a_0, a_1, \dots, a_n$ である。

$(B_0(u, v), B_1(u, v), \dots, B_n(u, v))$ が定まっているため、 u, v 方向の微分は、 $a_0, a_1, \dots, a_n$ とは独立した演算として定義できる。これを u 方向 n 階目の微分行列 $[D_u^n]$ とあらかじめ定義しておき、後述する式(9)、式(19)での G2 および G3 の計算に用いる。

$$\partial S / \partial u = [D_u^1][B][a], \quad \partial^2 S / \partial u^2 = [D_u^2][B][a], \quad \partial^3 S / \partial u^3 = [D_u^3][B][a] \quad (2)$$

まず、測定点との離れの目的関数 C_{Dist} を求める。 m 個の測定点 $P_0, P_1, \dots, P_m$ に対して、基準面上で最も近いパラメータ地点 $(u_0, v_0), \dots, (u_m, v_m)$ を定義する。

すると、 C_{Dist} は P とパラメータ地点との離れの二乗となるため、

$$C_{Dist} = \begin{pmatrix} P_0 \\ P_1 \\ \vdots \\ P_m \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} B_0(u_0, v_0) & B_1(u_0, v_0) & \dots & B_n(u_0, v_0) \\ B_0(u_1, v_1) & B_1(u_1, v_1) & \dots & B_n(u_1, v_1) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ B_0(u_m, v_m) & B_1(u_m, v_m) & \dots & B_n(u_m, v_m) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} a_0 \\ a_1 \\ \vdots \\ a_n \end{pmatrix} \quad (3)$$

$$= [P]^T [P] - 2[P][B]^T [a] + [a]^T [B]^T [B][a]$$

$$\therefore C_{Dist} = [f]^T [a] + \frac{1}{2} [a]^T [H][a] \quad (4)$$

$$[f] = -[B]^T [P] : \text{線形成分 } 1 \times n (X \text{ に依存している}) \quad (5)$$

$$[H] = [B]^T [B] : \text{二次成分 } n \times n (X \text{ に依存しない}) \quad (6)$$

となる。ここで、 $[P]^T [P]$ 項は定数になるため除外し、収束演算に用いる項を C_{Dist} とした。

f, H の要素数は測定データの個数 m には依存せず、制御点の個数 n にのみ依存していることがわかる。よって一度初期条件として式(5)、式(6)を計算すると、最適計算の際には膨大な量の測定データを用いずにすみ、計算量を少なくできる。

加えて、G3 値の目的関数 C_{Energy} は、微分行列を用いると下記のように定義できる。

$$C_{Energy} = \frac{\partial^3 S}{\partial u^3} + \frac{\partial^3 S}{\partial v^3} + \frac{\partial^3 S}{\partial u^2 \partial v} + \frac{\partial^3 S}{\partial u \partial v^2} \quad (7)$$

$$= [D_u^3][D_v^3][B][a] + [D_v^3][D_u^3][B][a] + [D_u^2][D_v][B][a] + [D_u][D_v^2][B][a]$$

最終的な目的関数 C は、下記ようになる、

$$C = C_{Dist} + \lambda C_{Energy} \quad \lambda : \text{定数} \quad (8)$$

次に制約条件を求める。いま uv 方向に対する G3 の値が、 b_L より大きく b_H より小さいとする。この時の各点における制約条件は、微分行列を用いると下記のように決められる。

$$b_L^{u3} < \frac{\partial^3 S}{\partial u^3} < b_H^{u3}, \quad b_L^{v3} < \frac{\partial^3 S}{\partial v^3} < b_H^{v3}, \quad b_L^{uv2} < \frac{\partial^3 S}{\partial u^2 \partial v} < b_H^{uv2}, \quad b_L^{uv2} < \frac{\partial^3 S}{\partial u \partial v^2} < b_H^{uv2} \quad (9)$$

ここで、両端の b^{u3}, b^{v3}, b^{uv2} は u, v 空間で各階数微分した G3 の制約値であり、指定する「しなり」の度合いにより変動する。具体的には、G3 制約の上限値は絶対的、かつ定量的に定義し、上限値での出力結果よりどれだけ硬くするかによって G3 制約の下限値を決定する。

さて、条件付き線形行列の収束演算には「線形計画法 (Linear Programming)」という手法が用いられることが多い。しかし、今回は目的関数内に二次の項目が出るため、二次式に拡張した「二次計画法 (Quadratic Programming)」という手法を用いた。二次計画法を解くアルゴリズムには、OOQP⁽⁴⁾ という手法を用いた。

式(4)、式(9)に示されるように、今回用いる目的関数 C 、制約条件 A は、下記のような一般系として書き表すことができる。以下では OOQP⁽⁴⁾ の表記にあわせ、行列の表現 $[X]$ を簡略化し X と記述する。

$$C = \frac{1}{2} a^T H a + f^T a \quad (10)$$

$$A a > b \quad (11)$$

a : 解

H : 目的関数(二次成分)

f : 目的関数(線形成分)

A : 制約条件(計算式)

b : 制約条件(値)

くわえて、後述する式(19)で示される G2 接続の制約条件などを考えて、等号の制約条件を下記のように定義する。

$$D a = d \quad (12)$$

D : 制約条件(計算式)

d : 制約条件(値)

式(11)、式(12)の条件を満たし、式(10)を最小化する解 a を求める。制約条件がない場合には、最適解 $\underline{a}$ においては、

$$dC / d\underline{a} = 0 \quad \therefore H \underline{a} = -f \quad (13)$$

が成り立つが、制約条件がある場合にはこれを満たすとは限らない。そこで、それぞれの制約条件に対応した新たな未知数 y, z, s を考え、下記のような式 L を定義する。こ

で, s, z は不等号を成立させるため, 正の値である.

$$L = \frac{1}{2} a^T H a + f^T a - y(Da - d) - z(Aa - s - b) \quad (14)$$

$$s \geq 0 \perp z \geq 0$$

ここで, 第一項と第二項が目的関数を, 第三項が等号の制約条件を, 第四項が不等号の制約条件を示す. この時最適解 $\underline{a}$ においては, 下記の条件式が成り立つ.

$$\frac{dL}{d\underline{a}} = 0 \quad \therefore \quad H\underline{a} - D^T y - A^T z = -f \quad (15)$$

$$\frac{dL}{dy} = 0 \quad \therefore \quad A^T \underline{a} = b \quad (16)$$

$$\frac{dL}{dz} = 0 \quad \therefore \quad C^T z - s = d \quad (17)$$

$$\frac{dL}{ds} = 0 \quad \therefore \quad sz = 0 \quad (18)$$

本手法では, これらの条件式を Newton 法により解き, $\underline{a}$ を導出する.

3.2. マージ技術

最終的な ClassA データは, 互いに位置 G0, 接線 G1, 曲率 G2 の連続性を持った複数の面から成り立っている. ここでは, この連続性を自動で保障することを目標とする.

NURBS 式においては, 端末部分での数値を一意に定めることにより, 任意の連続性が確保できる. しかし, この手法では, 曲面の内部で大きな乱れが生じ, ClassA 曲面として不適であった. 本システムでは, インテリジェントフィッティング面の制約条件に加えて, 曲面間の連続性の制約条件を設定した.

式(8)で定義した目的関数は, 単一の曲面だけでなく複数曲面を一度に計算することができる.

いま, 曲面 1 の制御点 $a_0, a_1 \dots a_n$, 曲面 2 の制御点 $b_0, b_1 \dots b_n$ を同時に計算することを考える. ここで, 曲面 1 の (u_0, v_0) で定義される点と, 曲面 2 の制御点 (u_1, v_1) で定義される点にて u 方向での G2 連続を保障するためには,

$$\frac{\partial^2 S_1}{\partial u_1^2} - \frac{\partial^2 S_2}{\partial u_2^2} = 0 \quad (19)$$

が成り立てばよい. そこで, $a_0, a_1 \dots a_n, b_0, b_1 \dots b_n$ を未知数として式(8)を構築し, インテリジェントフィッティング曲面に加えて式(19)の条件式を加えることで, 境界部にて曲率連続性を保った二つの曲面を得ることができる.

4. フィレット面張りの高速化と高精度化技術

近年の自動車のデザインでは形状が複雑化し, その曲面数も 5 年前と比較して約 2 倍となっており, ClassA データ

作成工数の増加が課題となっている. ClassA データでは意匠形状の再現性だけではなく, 曲面のデータ精度も重要であるため, データ作成工数の削減には, データ作成の高速化と高精度化の両立が必要である.

Fig. 6 で示すとおり, フィレットとは曲面同士が交わる角を丸めた曲面形状である. 自動車のデザインでは ClassA サーフェス数の約 10% を占めるフィレット曲面について, 計算処理の高速化と, 曲面品質の高精度化をおこなった.

Honda のフィレットは, サポート曲面群とフィレット曲面とが G2 連続をなす滑らかな形状が主流である. そのようなフィレット作成においては, まず Fig. 7 で示すようなサポート曲面に G2 接続するリブと呼ばれる骨組みの曲線群を求め, そのリブ群を用いて曲面を作成する. 本システムでは, リブの作成手法の改善によって高速化, 面張り手法の改善によって高精度化をおこなった.

4.1. 高速化技術

サポート曲面と G2 接続するリブ曲線は, Fig. 8 が示すように, 両端点の 1 階微分ベクトルと 2 階微分ベクトルを入力条件にした, 5 次 1 セグメントの B-Spline 曲線として求める. 1 階微分ベクトルは接線を表し, 2 階微分ベクトルは曲率を表す.

従来の方では, 端点の接線と曲率を求めるために, 稜線の法線断面平面とサポート曲面群との交線から微分値を取得していた. 交線計算は収束計算であるため, 高品質なフィレットでは計算時間が増大する課題がある. 本システ

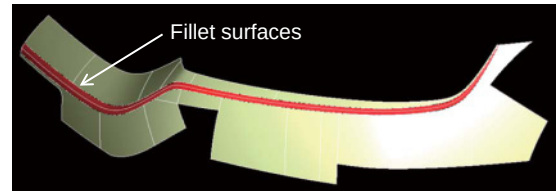


Fig. 6 Sample of fillet

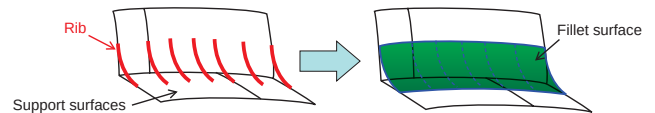


Fig. 7 Sample of rib

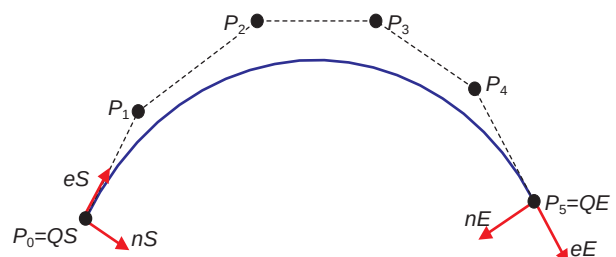


Fig. 8 Control points of 5 degree rib curve

ムでは、交線計算をせずに、サポート曲面上のリブ端点での面単位法線ベクトルと断面平面単位法線ベクトル、さらにサポート曲面の法曲率を用いて、リブ端点での曲率を高速に求める方法を開発した。

曲線 $C(t)$ の単位接線ベクトルを $e(t)$ 、単位主法線ベクトルを $n(t)$ 、曲率関数を $\kappa(t)$ とする。

パラメータ $0 \leq t \leq 1$ 、制御点 $P_0, P_1, P_2, P_3, P_4, P_5$ とすると、5 次 Bezier 曲線 $C(t)$ は次のように表示される。

$$C(t) = (1-t)^5 P_0 + 5(1-t)^4 t P_1 + 10(1-t)^3 t^2 P_2 + 10(1-t)^2 t^3 P_3 + 5(1-t) t^4 P_4 + t^5 P_5 \quad (20)$$

曲線の 1 階微分ベクトル、2 階微分ベクトルは、

$$\Delta P_i = P_{i+1} - P_i \quad (21)$$

$$\Delta^2 P_i = \Delta(\Delta P_i) = \Delta P_{i+1} - \Delta P_i = P_{i+2} - 2P_{i+1} + P_i \quad (22)$$

とする。式(21)、(22)を用いて、

$$\frac{dC}{dt} = 5 \{ (1-t)^4 \Delta P_0 + 4(1-t)^3 t \Delta P_1 + 6(1-t)^2 t^2 \Delta P_2 + 4(1-t) t^3 \Delta P_3 + t^4 \Delta P_4 \} \quad (23)$$

$$\frac{d^2 C}{dt^2} = 20 \{ (1-t)^3 \Delta^2 P_0 + 3(1-t)^2 t \Delta^2 P_1 + 3(1-t) t^2 \Delta^2 P_2 + t^3 \Delta^2 P_3 \} \quad (24)$$

と表示できる。特に始終点での 1 階微分ベクトル、2 階微分ベクトルは

$$\left. \frac{dC}{dt} \right|_{t=0} = 5(\Delta P_0), \quad \left. \frac{dC}{dt} \right|_{t=1} = 5(\Delta P_4) \quad (25)$$

$$\left. \frac{d^2 C}{dt^2} \right|_{t=0} = 20(\Delta P_1 - \Delta P_0), \quad \left. \frac{d^2 C}{dt^2} \right|_{t=1} = 20(\Delta P_4 - \Delta P_3) \quad (26)$$

である。

1 階微分ベクトルは、面上リブ端点での接平面と、稜線の法線断面平面から求められ、式(25)より P_0 と P_4 が決まる。2 階微分ベクトルは、弧長パラメータを用いて算出されたフレネーの公式⁽⁵⁾から、1 階微分ベクトルに直交する⁽⁶⁾ことが示されており、その大きさは、以下の方法から求め、式(26)より P_2 と P_3 が決まる。

Fig. 9 は、以下のリブ端点での曲率計算方法を示す。

n : リブ端点でのサポート曲面単位法線ベクトル

m : 断面平面単位法線ベクトル

e : リブ端点でのリブ単位接線ベクトル(接平面と断面平面との交線から算出)

α : n と m のなす角度

κ_n : リブ端点での e 方向法曲率

κ : リブ端点での断面線曲率

とすると、 κ は断面線を陽に求めなくても、次式で計算される。

$$\kappa = \left| \frac{\kappa_n}{\sin \alpha} \right| \quad (27)$$

ただし、 $\alpha = 0$ の場合は、断面平面と接平面が一致するので、リブは求められない。

また、曲面の面上点での法曲率の算出方法は以下のとおりであり、Fig. 10 に示す。

曲面式を $S(u, v)$ 、単位法線ベクトルを $n(u, v)$ とする。曲面上の点 p で単位接ベクトル e を与えると、 e と n を含む断面平面が定まる。この平面で曲面の断面線を求め、断面線の p での曲率(n の側に曲率中心がある場合を正、 n の逆側に曲率中心がある場合を負とする符号付き曲率を考える)を面上点 p における e 方向の法曲率(normal curvature)という。接ベクトル e を接平面内で 1 周させると、一般に法曲率も変化する。その最大値と最小値を特に主曲率(principal curvature)という。主曲率を与える接ベクトルは、互いに直交するという性質があるので、特に主方向(principal direction)という。これらの算出は以下のとおりである。 $\langle, \rangle$ はベクトル内積を表し、曲面のパラメータ u, v での偏微分を $S_u, S_v, S_{uu}, S_{uv}, S_{vv}$ で表す。

まず、法曲率を算出したい面上点位置で、第 1 基本量とよばれる

$$E = \langle S_u, S_u \rangle, F = \langle S_u, S_v \rangle, G = \langle S_v, S_v \rangle \quad (28)$$

および、第 2 基本量とよばれる

$$L = \langle S_{uu}, n \rangle, M = \langle S_{uv}, n \rangle, N = \langle S_{vv}, n \rangle \quad (29)$$

を算出する。

単位接ベクトル e を

$$e = \xi S_u + \eta S_v \quad (30)$$

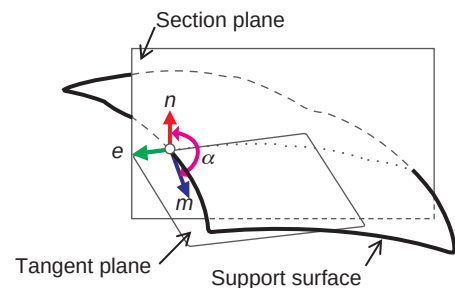


Fig. 9 Method of calculation of curvature at end point of rib

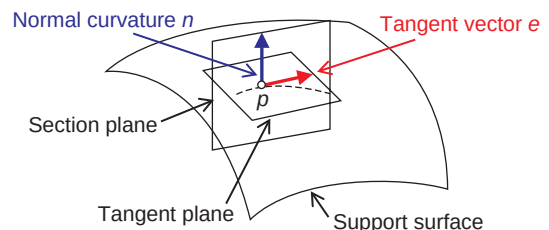


Fig. 10 Normal curvature of surface

と表示する。ただし、

$$\langle e, e \rangle = \langle \xi S_u + \eta S_v, \xi S_u + \eta S_v \rangle = E\xi^2 + 2F\xi\eta + G\eta^2 = 1 \quad (31)$$

である。

主曲率を κ_j 対応する主方向を $e_j = \xi_j S_u + \eta_j S_v$ ($j=1, 2$) とすると、主曲率・主方向は、次の固有値・固有ベクトルを求める問題に帰着する。

$$\frac{1}{EG-F^2} \begin{bmatrix} G & -F \\ -F & E \end{bmatrix} \begin{bmatrix} L & M \\ M & N \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi_j \\ \eta_j \end{bmatrix} = \kappa_j \begin{bmatrix} \xi_j \\ \eta_j \end{bmatrix} \quad (32)$$

さて、上記の固有値問題を解いて、主方向と主曲率が得られたとする。二つの主方向は接平面の正規直交基底であるから、

$$e = (\cos\theta)e_1 + (\sin\theta)e_2 \quad (33)$$

と表せるが、このとき、 e 方向の法曲率 κ_n と主曲率の間には、次のオイラーの公式が成立する。

$$\kappa_n = (\cos\theta)^2 \kappa_1 + (\sin\theta)^2 \kappa_2 \quad (34)$$

この公式を用いて、 e 方向の法曲率 κ_n を算出でき、式 (27) よりリブ端点での断面線曲率を求め、5 次 1 セグメントの B-Spline 曲線を求めることによって、交線計算を用いずに高速にリブを求める。

4.2. 高精度化技術

従来の技術では、サポート曲面とフィレット曲面との連続性の保障において、法線断面平面とサポート曲面、フィレットとの交線の接続性を検査していた。交線計算は収束計算であるため、計算時間がかかりながらも、交線位置以外の連続性は保障できなかった。本システムでは、周辺面の微分値情報である Fig. 11 に示す境界横断導関数 (Cross Boundary Derivative: CBD) を用いた段階的な Gordon 面張りによって、サポート曲面とフィレット面の G2 接続を実現した。

フィレット面の作成は、以下のように段階的におこなう。

(1) サポート曲面との G1 接続を保障するために、端リブ

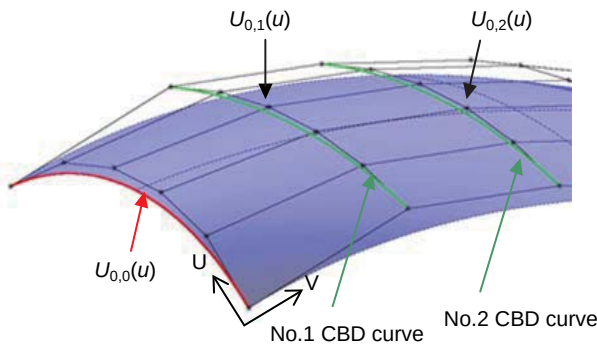


Fig. 11 Cross-boundary derivative curves No.1 and No.2 at $U_0(u)$

$U_{0,0}(u)$ とその近傍のリブ 2 本 $U_{0,1}(u)$, $U_{0,2}(u)$ からなる局所曲面を考え、 v 方向偏微分により 1 階 CBD 曲線を求め、サポート曲面の接線ベクトルをもとに大域変形と呼ばれるツイストベクトル整合をおこなう⁽⁷⁾。

- (2) サポート曲面との G2 接続を保障するため、端リブ $U_{0,0}(u)$ とその一つ内側の参考リブ $U_{0,1}(u)$ と、先に求めた 1 階 CBD 曲線からなる局所曲面を考え、2 階偏微分より 2 階 CBD 曲線を求める。
- (3) 上記 1 階 CBD 曲線と 2 階 CBD 曲線をもとに、サポート曲面との連続性を考えずに G0 Gordon 面を作成する⁽⁷⁾。
- (4) G0 Gordon 面より再度 1 階 CBD 曲線を取り出し、サポート曲面との G2 連続性を確保するための再度大域変形をおこなう。
- (5) 上記の 1 階 CBD 曲線、2 階 CBD 曲線、G0 Gordon 面の 1 階 CBD 曲線、R 止まり線とリブ列で Gordon 面を作成し、出力面とする。

4.2.1. 端リブ沿い 1 階 CBD の決定

始端リブの場合、始端リブ $U_{0,0}(u)$ と、その近傍の参考リブ 2 本 $U_{0,1}(u)$, $U_{0,2}(u)$ の合計 3 リブを通過する二次 Lagrange 補間多項式 $\xi_{0,s}(v)$, $\xi_{1,s}(v)$, $\xi_{2,s}(v)$ を考える。

$$\text{局所曲面 } T(u,v) = U_{0,0}(u)\xi_{0,s}(v) + U_{0,1}(u)\xi_{1,s}(v) + U_{0,2}(u)\xi_{2,s}(v) \text{ から, (35)}$$

$$\text{始端 CBD } \frac{\partial T}{\partial v}(u, b_0) = U_{0,0}(u)\xi'_{0,s}(b_0) + U_{0,1}(u)\xi'_{1,s}(b_0) + U_{0,2}(u)\xi'_{2,s}(b_0) \quad (36)$$

を計算する。このとき、コーナツイストベクトルをサポート曲面から決め、1 階 CBD 制御曲線の端点接線ベクトルをツイスト整合する必要がある。これを、CBD 制御曲線の大域変形と呼ぶ。本システムでは、端リブの端点でサポート曲面との G2 ツイスト整合を考慮するため、1 階 CBD 制御曲線のツイスト整合および、そのツイストベクトルに変更するための大域変形をおこなった⁽⁷⁾。

また、終端リブにおいても同様に 1 階 CBD 制御曲線を算出するが、このとき終端方向から微分する。

4.2.2. 端リブ沿い 2 階 CBD の決定

端リブと、それより一つ内側のリブ、および端リブ沿いの 1 階 CBD 関数から、 1×2 次の Coons 面補間を考える。この Coons 面 $T(u, v)$ で 2 階 CBD 関数を算出する。Coons 面 $T(u, v)$ は

$$T(u,v) = T_1(u,v) + T_2(u,v) - T_3(u,v) \quad (37)$$

ただし、 $\mu_j(u)$ は u 方向の補間関数、 $\lambda_j(v)$ は v 方向の補間関数、 $D_s(u)$: 始端側 1 階 CBD 制御曲線、 u は区間 $[a_v, a_m]$, v は区間 $[b_v, b_m]$ として、

$$T_1(u,v) = [U_0(u), D_s(u), U_1(u)] \begin{bmatrix} \lambda_0(v) \\ \lambda_1(v) \\ \lambda_2(v) \end{bmatrix} \quad (38)$$

$$T_2(u, v) = [\mu_0(u), \mu_1(u)] \begin{bmatrix} V_0(v) \\ V_1(v) \end{bmatrix} \quad (39)$$

$$T_3(u, v) = [\mu_0(u), \mu_1(u)] \begin{bmatrix} U_0(a_0), D_s(a_0), U_1(a_0) \\ U_0(a_m), D_s(a_m), U_1(a_m) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \lambda_0(v) \\ \lambda_1(v) \\ \lambda_2(v) \end{bmatrix} \quad (40)$$

で定義され、 $\frac{\partial^2 T}{\partial v^2}(u, b_0)$ を求めることによって、2階 CBD 関数を求める。

また、終端リブにおいても同様に2階 CBD 制御曲線を算出するが、このとき終端方向から微分する。

4.2.3. G0 Gordon 面の作成

R 止まり線、リブ列、端リブ沿い1階2階 CBD 関数から、サポート曲面との連続性を考えないで、Gordon面を張る⁽⁷⁾。このとき、V 方向の補間関数は、5次 C4 スプライン関数とする。

$$\tilde{T}(u, v) = \tilde{T}_1(u, v) + \tilde{T}_2(u, v) - \tilde{T}_3(u, v) \quad (41)$$

ただし、 $D_s(u)$ は終端側1階 CBD 制御曲線、 $E_s(u)$ は始端側2階 CBD 制御曲線、 $E_e(u)$ は終端2階 CBD 制御曲線として、

$$\tilde{T}_1(u, v) = [U_0(u), D_s(u), E_s(u), U_1(u), U_2(u), \dots, U_{n-2}(u), U_{n-1}(u), E_e(u), D_e(u), U_n(u)] \begin{bmatrix} \lambda_0(v) \\ \lambda_1(v) \\ \vdots \\ \lambda_{n+3}(v) \end{bmatrix} \quad (42)$$

$$\tilde{T}_2(u, b_0) = [\mu_0(u), \mu_1(u)] \begin{bmatrix} V_0(v) \\ V_1(v) \end{bmatrix} \quad (43)$$

$$\tilde{T}_3(u, v) = [\mu_0(u), \mu_1(u)] \begin{bmatrix} U_0(a_0), D_s(a_0), E_s(a_0), U_1(a_0), U_2(a_0), \dots, U_{n-2}(a_0), U_{n-1}(a_0), E_s(a_0), D_s(a_0), U_n(a_0) \\ U_0(a_m), D_s(a_m), E_s(a_m), U_1(a_m), U_2(a_m), \dots, U_{n-2}(a_m), U_{n-1}(a_m), E_s(a_m), D_s(a_m), U_n(a_m) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \lambda_0(v) \\ \lambda_1(v) \\ \vdots \\ \lambda_{n+3}(v) \end{bmatrix} \quad (44)$$

である。

4.2.4. G0 Gordon 面より、各内部リブ沿い1階 CBD の決定

G0 Gordon 面から、各内部リブにおいて1階 CBD 制御曲線を取り出し、サポート曲面との G2 接続性を確保するための大域変形をおこなう。

4.2.5. G1 Gordon 面の作成

上述における補正済みの各内部リブ沿い1階 CBD 関数と、R 止まり線、リブ列、端リブ沿い1階、2階 CBD 関数から、5次 C3 補間を使って Gordon 面を張る。この面を G1 Gordon 面とよび、 $\tilde{\tilde{T}}(u, v)$ であらわし、これを出力曲面とする。

$$\tilde{\tilde{T}}(u, v) = \tilde{\tilde{T}}_1(u, v) + \tilde{\tilde{T}}_2(u, v) - \tilde{\tilde{T}}_3(u, v) \quad (45)$$

ただし、 $D_i(u)$ は内部リブ沿い1階 CBD 制御曲線として、

$$\tilde{\tilde{T}}_1(u, v) = [U_0(u), D_i(u), E_i(u), U_1(u), D_i(u), U_2(u), D_i(u), \dots, U_{n-2}(u), D_{n-1}(u), U_{n-1}(u), E_i(u), D_i(u), U_n(u)] \begin{bmatrix} \lambda_0(v) \\ \lambda_1(v) \\ \vdots \\ \lambda_{2n+3}(v) \end{bmatrix} \quad (46)$$

$$\tilde{\tilde{T}}_2(u, b_0) = [\mu_0(u), \mu_1(u)] \begin{bmatrix} V_{10}(v) \\ V_{11}(v) \end{bmatrix} \quad (47)$$

$$\tilde{\tilde{T}}_3(u, v) = [\mu_0(u), \mu_1(u)] \begin{bmatrix} U_0(a_0), D_s(a_0), E_s(a_0), U_1(a_0), D_s(a_0), U_2(a_0), D_s(a_0), \dots, U_{n-2}(a_0), D_{n-1}(a_0), U_{n-1}(a_0), E_s(a_0), D_s(a_0), U_n(a_0) \\ U_0(a_m), D_s(a_m), E_s(a_m), U_1(a_m), D_s(a_m), U_2(a_m), D_s(a_m), \dots, U_{n-2}(a_m), D_{n-1}(a_m), U_{n-1}(a_m), E_s(a_m), D_s(a_m), U_n(a_m) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \lambda_0(v) \\ \lambda_1(v) \\ \vdots \\ \lambda_{2n+3}(v) \end{bmatrix} \quad (48)$$

である。

5. グローバルデフォメーション技術

高品質なスタイリングデザインの追及によってクレイモデルの更新が頻繁になると、ClassA サーフェスを最初から作成し直す従来の方法ではデータの更新が追いつかない。ClassA データ作成の作業を効率化するために、既存の ClassA サーフェスを変形、修正するアプローチに着目した。

従来の曲面修正手法で目標の形状を得るには、まずすべての単曲面で数学パラメータの調節を繰り返して意図する形状を表現し、次にそれらが曲率連続で接続するように曲面同士を微調整する必要がある、時間のかかる作業となっていた。本件システムではデザイナーの審美的視点で形状目標を直接入力することを曲面形状の修正手段とすることで、より直感的で効率のよいデータ修正作業を可能とした。これをターゲットドリブンモデリングと呼ぶ。さらに複数の曲面を一度に入力しながらも、既存の連続性を維持することで出力曲面群の連続性を保証する技術を開発した。これらの技術例としてハイライトコントロールと曲率コントロールを紹介する。

5.1. ハイライトコントロール

ハイライトコントロールとは、ClassA データの品質評価基準のひとつである2次元ハイライトにターゲットドリブンモデリングの考え方を応用したものである。本機能は既存の曲面群に対して目標とするハイライトを指定することで、目標のハイライトを得る形状に変形させる。Fig. 13は上段に入力曲面群とデザイナーの意図である目標のハイライトを示し、下段にその出力結果を示す。図中の青線は曲面群のハイライトを可視化したものであり、その中でも黄線で示したハイライトが、白線で指定した位置を通るように変形をおこなった。

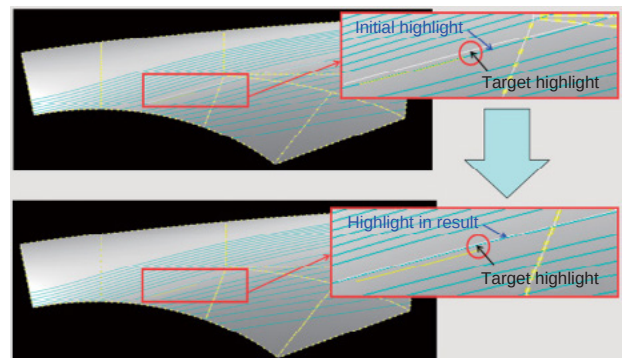


Fig. 13 Input and result of highlight control

5.1.1. 2次元ハイライト

Fig. 14は2次元ハイライトの定義を図示している。2次元ハイライトとは、曲面の意匠形状を評価するために曲面上に発生させるハイライト線である。評価したい曲面に対して一定方向の平面群を定義し、その交線を生成する。生成された交線の接線ベクトルが同じ向きになる点を抽出し、それらを結んで得られる曲面上の曲線として定義する。

5.1.2. ハイライトコントロール手法

ハイライトとは前述のとおり曲面上の同じ接線方向を持つ点を結んだものである。そのため、曲面のハイライトをコントロールするということは、既存のハイライト線から目標のハイライト線へ接線ベクトルを維持しながら移動させることを意味する。しかし、曲面周端部で既存の連続性を固

定しつつハイライト線での接線ベクトルを維持した場合、Fig. 15のように、曲面操作の条件過多により目標のハイライト周辺の曲面形状に逆向きの変化が生じる。

この課題を解決するため、ハイライト線での接線ベクトルを維持するという基本構想に加えて、以下に示す曲面変形の自由度を与えた。

- (1)接線ベクトルは維持しつつ、曲面の法線方向に自由度を持たせる。
- (2)ハイライト操作の視線方向に対して、位置的自由度を持たせる。

これらを Fig. 16 に図示する。本機能で入力する目標ハイライト線は、曲面形状の傾向変移を指定するものであるため、上記の自由度は目標としたハイライトの実現を可能

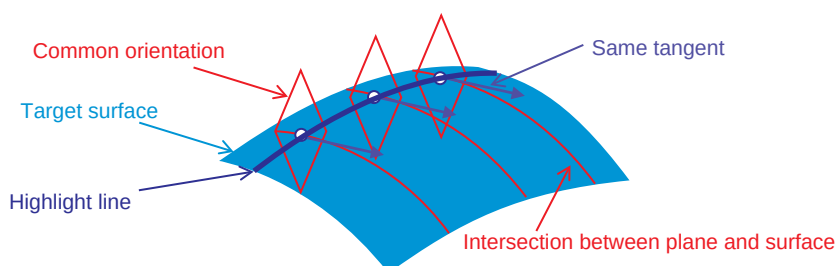


Fig. 14 Definition of 2D highlight

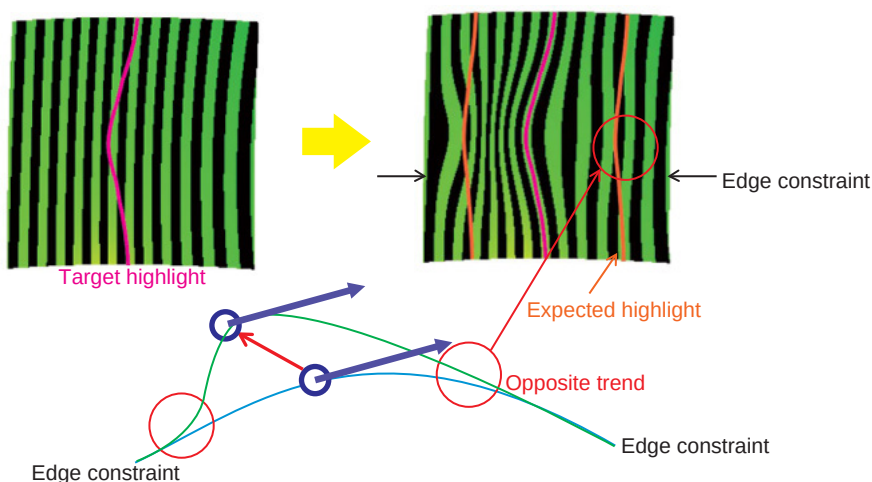


Fig. 15 Issue from over-constraints

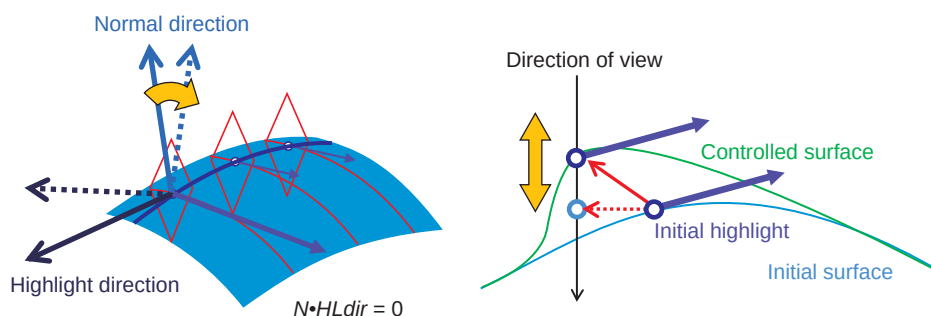


Fig. 16 With given freedom

とし、かつ悪影響を及ぼさない。以上の手法により、ハイライトコントロールにおける技術的課題を解決した。

5.2. 曲率コントロール

曲率コントロールとは、既存の曲線に対して曲率プロットの目標線を入力することで既存曲線の形状を変形する機能である。従来システムでは、目標の曲線を得るために、曲線のコントロールポイントや通過点の位置をひとつずつ繰り返し調整していた。本機能は、ターゲットドリブンの考えに基づき、Fig. 17 に示すように既存の曲線 C と目標の曲率プロット TF を入力することで、目標の曲率プロットを得る曲線形状へダイレクトに変形させることを目的とする。

5.2.1. 曲率コントロール手法

Fig. 17 中の曲線 C 上の任意の点 P において、目標の曲率プロット TF を満たす曲率 κ の値は、点 P の法線ベクトルと TF との交点を点 P_f としたとき、

$$\kappa = (P - P_f) / \text{曲率描画スケール} \quad (49)$$

として表現される。これを曲線 C のパラメータ s を用いて曲線全体で表現すると、

$$\kappa(s) = (C(s) - TF) / \text{曲率描画スケール} \quad (50)$$

となる。このとき、目標の曲率を満たす結果の曲線 CT は、既存の曲線 C の始点位置を P_0 、始点ベクトルを T_0 とした

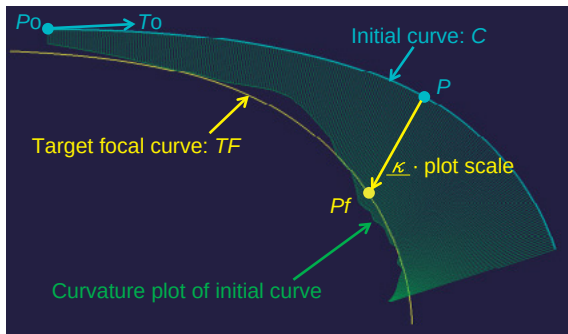


Fig. 17 Input for curvature control

とき、

$$\theta(s) = \text{Angle}[T_0] + \int_{[0,s]} \kappa(u) \frac{du}{ds} ds \quad (51)$$

$$CT(s) = P_0 + \int_{[0,s]} \{\cos[\theta(u)], \sin[\theta(u)]\} \frac{du}{ds} ds \quad (52)$$

として求めることができる。

5.2.2. 始終点の拘束条件

しかし、式(52)では結果として得られる曲線 CT の終点の位置を指定することができない。Class A モデリングでは、既存の曲線の始終点の位置だけでなく、そのベクトルや曲率を維持することが重要となる。

例えば、得られる曲線 CT の曲率を κ_c とすると、始終点のベクトルを維持するためには、

$$\int_0^u \kappa_c(u) du = \int_0^u \kappa(u) du \quad (53)$$

を満たす必要がある。さらに、始終点の曲率を維持するためには、

$$\kappa_c(u_a) = \kappa(u_a) \quad (54)$$

$$\kappa_c(u_b) = \kappa(u_b) \quad (55)$$

を満たす必要がある。Fig. 18 は式(53)から式(55)を概念的に表している。既存の曲線の始終点のベクトルが維持されるためには、曲線の位置パラメータ $u[u_a, u_b]$ とその位置での曲率 $\kappa(u)$ で、既存の曲線と結果の曲線ではその積分された面積が同じになる。

しかし、目標の曲率プロット TF はユーザが描画し入力するため、前述の拘束条件を完全に満たすことは難しい。そのため、式(49)より得られる曲率 $\kappa(u)$ には、式(53)から式(55)の拘束条件を満たすような補正が必要である。本件システムではシステムが動的に定めるスカラー関数 $\varphi(u)$ を用いて、

$$\kappa_m(u) = \kappa(u) \times \varphi(u) \quad (56)$$

とする補正をおこない、式(49)より得られる曲率 $\kappa_m(u)$ に置

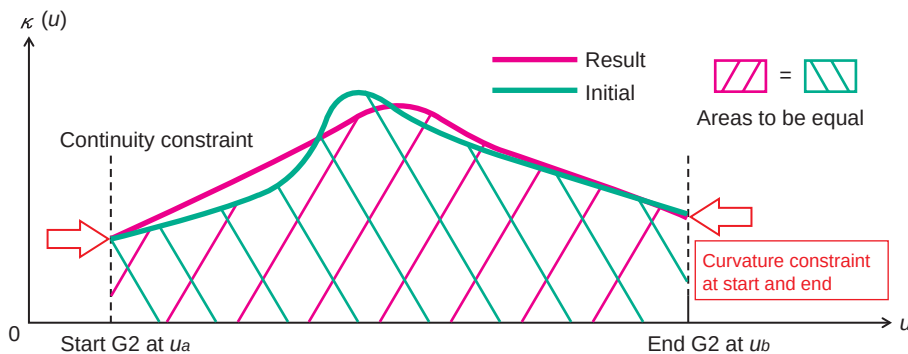


Fig. 18 Constraint of integrated area

き換えた。これより、始終点の拘束条件を満たすことができ、ClassA モデリングに要求される形状連続での曲率コントロールを実現した。

6. 新技術の効果

6.1. ポリゴン処理技術

本件システムのポリゴン処理技術において達成された内容は以下のとおりである。

- (1) ハーフエッジデータ構造を利用した効率的なポリラインセクション計算を実現した。計算結果を Fig. 19 に示す。
- (2) 投影曲線をセグメントに分割することでメッシュ上への正確な投影計算を可能とした。計算結果を Fig. 20 に示す。
- (3) 独自に考案した初期パッチの効率的な生成手法による、ロバストで高速な自動穴埋め処理を実現した。計算過程と結果を Fig. 3 に示した。
- (4) メッシュのフェイスセットを高速に空間分割する独自の交錯計算手法により、効率的なポリゴンメッシュ - 幾何形状間の離れ距離計算を実現した。Fig. 21は計算結果を可視化したものを示す。

6.2. フィッティング技術

フィッティング技術によって達成された内容を整理する⁽¹⁾。

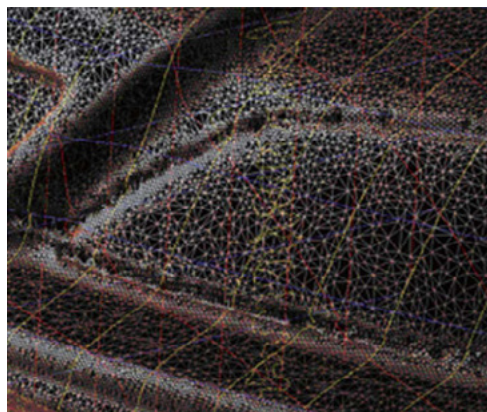


Fig. 19 Creation of polyline-section on scanned data

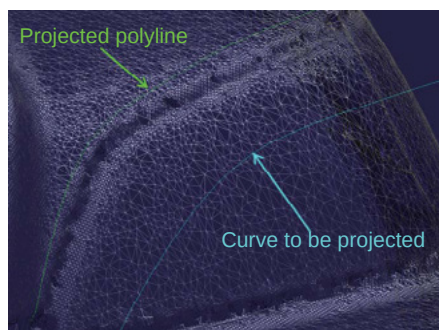


Fig. 20 Projection curve on scanned data

Table 1 Fillet performance

	Previous system	New system
Sample of fillet 1	27 min.	15 sec.
Sample of fillet 2 (Fig. 22)	52 sec.	5 sec.
Sample of fillet 3	34 sec.	3 sec.

- (1) インテリジェントフィッティング技術により、単面のフィッティングサーフェスの形状品質を確保できた。
- (2) フィッティング技術を応用したマージ技術により、複数のフィッティングサーフェス間の連続性を保障した接続を可能とした。

6.3. フィレット技術

本件システムのフィレット技術では計算処理の高速化と出力形状の高精度化を同時に達成した⁽¹⁾。

- (1) リブ導出計算のアルゴリズムを刷新することで計算処理速度を向上させることができた。Table 1でフィレット作成に要する時間を従来システムと比較した。すべてのサンプルで 90%以上の高速化を確認できた。Fig. 22 はもっとも複雑な形状サンプルである。
- (2) フィレットサーフェス作成の最終処理においては、段階的 Gordon 面張りを適用することでサポートサーフェスと G2 接続するフィレット面の作成に成功した。また、段階的 Gordon 面張りにより、フィレット面自

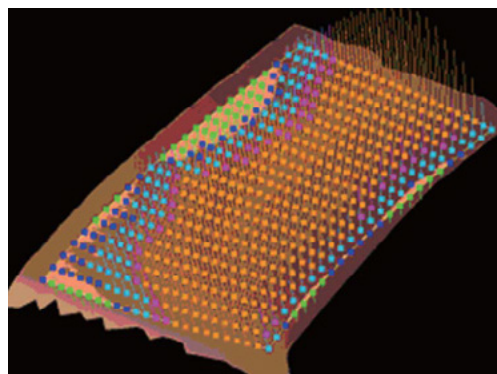


Fig. 21 Mesh-surface distance map

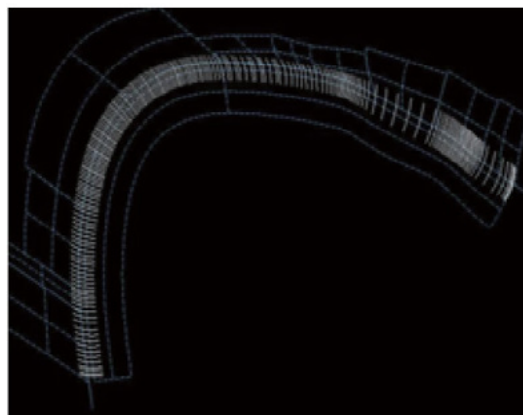


Fig. 22 Sample of fillet 2

体の形状品質を向上させた。Fig. 23は新旧のシステムで同一の入力から得られたフィレット形状のガウス曲率を可視化したものである。従来システムのフィレット面ではガウス曲率の急激な変化が確認できるが、新システムでは高い形状品質を確保している。

6.4. グローバルデフォメーション技術

ハイライトコントロールと曲率コントロールは、グローバルデフォメーション技術の適用で TDM を実現した一例である⁽¹⁾。

(1)ハイライトコントロール機能では、複数の曲面で構成される意匠形状に対して目標とするハイライトの指示をするだけで、短時間で目標形状への修正を可能にした。Fig. 13 のケースでは従来の修正作業には 60 min. を要していたが、本件システムではこれを 43 sec. に短縮した。

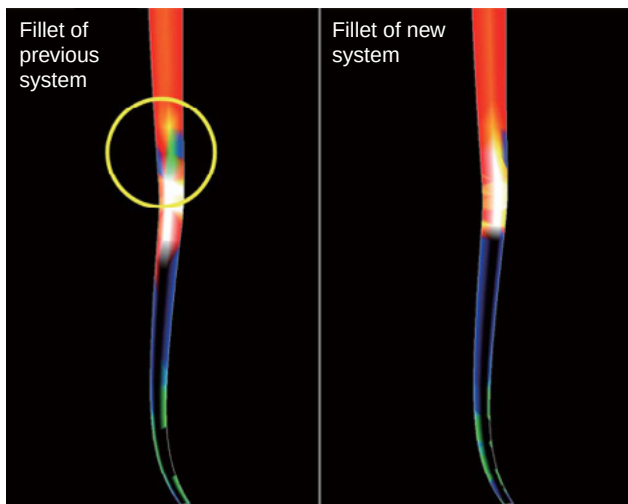


Fig. 23 Visualization of gauss curvature

(2)曲率コントロール機能では、既存の曲線に対して曲率プロットの目標線、および始終点の連続性を指示するだけで曲線の変形操作を可能とした。Fig. 24は同一の入力曲線と目標の曲率プロットに対して、始終点の連続性条件だけを変えた出力結果を示す。本技術により従来手法に要した時間比で最大 17%までに短縮した。

7. まとめ

ClassA サーフェス作成工数 50%削減の目標を実現させるために、ClassA サーフェス完成までの三つのモデリングフェーズに着目し、その作業効率を格段に向上できるCAD機能の実現を目指した。

- (1)クレイモデルの測定データからフィッティング面を作成するフェーズにおいて、独自のポリゴンワークベンチによって大容量の測定ポリゴンデータの加工をロバストかつ高速に可能とすることで、測定データへの曲面フィッティング作業の基盤を構築した。そのうえで曲面フィッティング機能では、ClassA サーフェスの基本曲面となる品質要件を満たしつつ、測定データとの精度を維持した曲面生成を実現し、ClassA データ作成の初期段階での効率化に成功した。
- (2)ClassA サーフェス作成機能の高速、高精度化においては、使用頻度が高いフィレット機能で独自のアルゴリズムにより計算処理の高速化と高精度化を実現するなど、ClassA データ作成の中核機能における効率化とデータ品質の向上を実現した。
- (3)ClassA データ修正フェーズにおいては、新しいコンセプトである TDM の具現化に成功し、意匠傾向の調整やデザイン変更への対応など、手間がかかる作業工程で効率化を実現した。

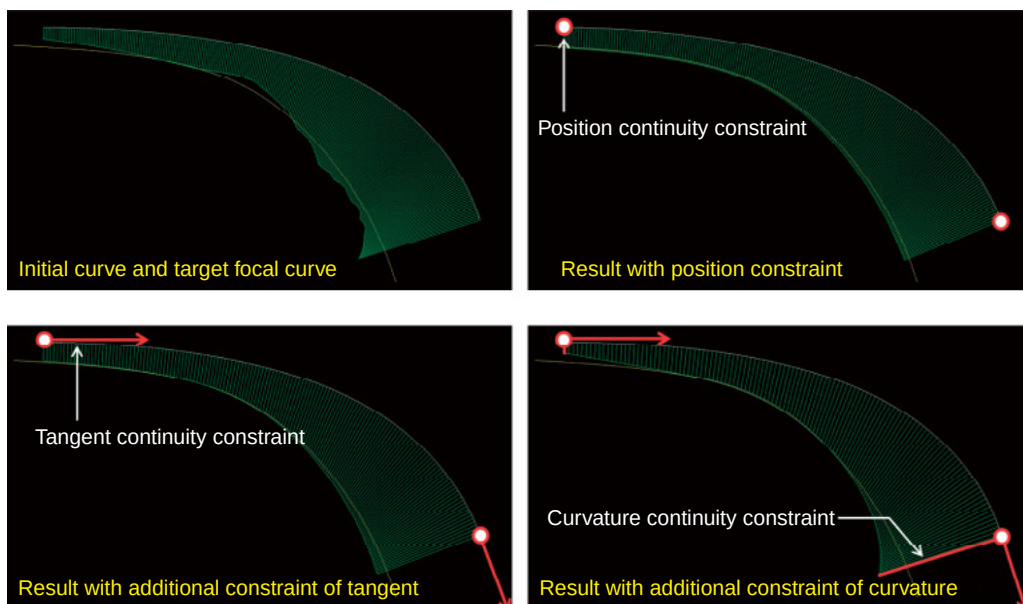


Fig. 24 Input and results of curvature control with various continuity constraints

参考文献

- (1) 篠原智義, 春原慶子, 坂居三郎, 勝部弘嗣, 井出大介, 原宗生, 金田健: ClassA スタイリングデータ作成 CAD システムの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.22, No.1, p.88-98
- (2) Liepa, P.: Filling Holes in Meshes., Proc. Eurographics/ACM SIGGRAPH Symp. Geometry Processing, p.200-205 (2003)
- (3) Botsch, M., Kobbelt, L.: A Remeshing Approach to Multiresolution Modeling, Proc. Eurographics/ACM SIGGRAPH Symp. Geometry Processing, p.189-196(2004)
- (4) Edward, M. G., Stephan, J. W.: Object-oriented software for quadratic programming, ACM Transactions on Mathematical Software, Vol.29, Issue 1, p.58-81(2003)
- (5) Gerald, E. F.: Curves and Surfaces for CAGD, The Frenet Frame, p.191-194(1993)
- (6) 清水保弘: 意匠面創成のための曲率単調曲線生成技術, UNISYS 技報, Vol.21, No.3, (No.71), p.85-104(2001)
- (7) 清水保弘, 関戸勝己: 周辺面群との接続機能付きメッシュ面創成コマンドの開発, UNISYS 技報, Vol.19, No.4, (No.64), p.1-26(2000)

■ 著 者 ■



篠原 智義



春原 慶子



坂居 三郎



勝部 弘嗣



井出 大介

3D 単独図による設計と製造の情報連携

Coordination of Information Between Design and Manufacture Domains by 3D Annotated Model

外 山 寛 之*
Hiroyuki TOYAMA
南 野 達 彦*
Tatsuhiko NOUNO

師 鉄 平*
Teppei MORO
米 倉 浩 之*
Hiroyuki YONEKURA

伊 原 伸*
Shin IHARA
坂 井 伸 二*
Shinji SAKAI

要 旨

開発期間を短縮しながらも製品の品質を保つためには、開発の早期段階で、実車が無い代わりに 3D モデルを用いたデジタル検証をおこなうという開発のフロントローディングが必要である。

その際にボトルネックとなってくるのが、2Dデータ上に設計情報を記載している図面である。そのため、設計情報を3Dに集約した図面である3D単独図(以下、3DA)化を核にした設計から製造までの一貫した3D活用プロセスの構築をおこなった。3DA化のポイントは、部門間やシステム間の連携をスムーズにおこなえるように、3DAが持つ形状要素や属性の格納方法、データ構造を図面特性ごとに自由度を持たせることである。

これらにより、3DAを用いた3Dデータでの早期検証と3DA作図作業の高効率化を実現した。

ABSTRACT

In order to maintain product quality while shortening development time, it is necessary to conduct front-loaded development. This involves digital verification conducted at an early stage of development using a 3D model of the vehicle instead of working with an actual vehicle.

What can become bottlenecks in this process are drawings that have design information presented in 2D form. Therefore, a consistent process utilizing 3D from design to manufacturing was built, taking as its core the conversion of design information to a 3D annotated model (3DA), which consists of drawings that aggregate all that information in 3D form. A notable point about the adoption of 3DA is the degree of freedom it provides for storage methods and data structure of the shape elements and attributes possessed by 3DA, according to the particular characteristics of the drawings, so as to enable smooth coordination between divisions and systems.

By these means, the early verification of 3D data using 3DA and the enhancement of efficiency in 3DA drawing creation were realized.

1. はじめに

近年の自動車開発では、タイムリーに高品質な商品を提供するために、開発期間を短縮しながらも車両の品質を保つ必要がある。それに伴い、設計から製造までの各工程において、3Dデータを用いた製品仕様の検討や検証が普及しつつある。

ボデープレス部品などでは、製品形状を示す図面(以下、部品図)は、製品形状を3Dデータとして持っており、それを用いて製造部門での製品の検証や製造につなげている。それに対して、製品同士の結合、シーリング、組立て等の要領を示し、製品形状を組み合わせて完成品に仕立てるための図面(以下、要領図)がある。設計部門での検討段階では、

結合の位置やシーリングの塗布部位等も3Dデータとして持ち、成立性を検討しているが、従来の要領図にする際には、それらの3Dデータを2D図に投影し、要領図の目的に沿った設計指示情報を注釈として、その2D図上に記載していた。

そのため、製造部門の要領図を利用する担当者が2D図面を見て情報を読取り、必要に応じて以下の作業をおこなっていた。

- (1) ロボットティーチングへの利用のために3D形状を作成する
- (2) 各々の製造仕様書形式に設計指示を転記する
- (3) 実車状態を想定した仕様を検討する

上記の作業の課題として、読み取り、転記、データ作成

*四輪R&Dセンター

するための工数がかかり、また転記の際のヒューマンエラーが発生する可能性がある。また上記(3)の作業は、実車を確認の方が容易なために実車が存在する開発中期以降でしかおこなうことができなかった。このような課題により、2D図のみでの検証は時間がかかっており、製造部門で早期段階の要領図の仕様検証は、部門の一部でしかおこなわれていなかった。

そこで、設計部門が開発の早期段階で3Dデータを活用している点に着目して、要領図を3D単独図(以下3DA)化し、一貫した3Dデータ活用プロセスを構築することで、実車が無い開発の早期段階に実車相当の精度の高い3Dデータを用いたデジタル検証を効率よくおこなうことが可能になると考えた。

本稿では、3DAの構造と効果について紹介する。

2. 3DA化のねらい

3DAを用いた機種開発に際して以下の三点を主要なねらいとした。

- (1)要領図3DA化による3Dデータ活用プロセスを構築する
- (2)3DA要領図を用いた早期検証をおこなう
- (3)3DA要領図作図作業を高効率化する

従来主流の3D+2Dの図面様式では、3Dデータで形状を表現し2D図に設計指示情報として属性を記す形態であったが、3DA化する際に3Dデータと属性を効率よく3Dデータに一本化し、後工程にシームレスに繋げ、3Dデータと属性のどちらを編集してもアンマッチが生じることがない高効率に扱える図面形態を考える必要があった。

そこで、Fig. 1のように3Dデータ内に設計指示情報(図中※印)を属性として格納させパラメータ化することで設計意図と表記のアンマッチの削減や、格納した属性情報をコ

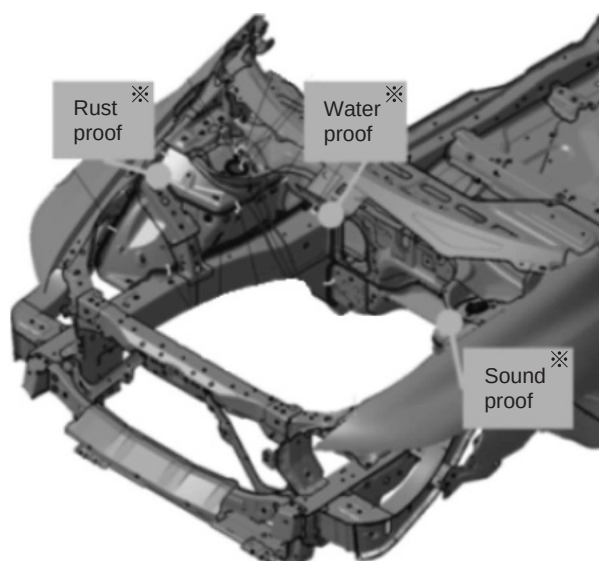


Fig. 1 Keeping attributes in 3D

ントロールすることで、作図の効率化や図面の活用につなげることが可能となる。

Fig. 2のように、従来では2D図を用いて、要領図を利用する担当者が仕様を想定して検討をおこなっていたために精度がばらつき、早期検討につながらなかった。今回の取り組みでは、属性を自由に格納し、コントロールを可能にすることにより、すべてのプロセスで3Dデータを活用し、シームレスな連携をおこなうことで一貫した3Dデータ活用プロセスが構築できた。

3Dデータを活用し、図面を3DA化することで、従来図面では不可能であった部門間やシステム間での活用連携を図ることができるようになった。

要領図を3DA化するにあたり、図面の使われ方を洗い出した。その洗い出した項目を3Dデータを用いた新しいプロセスに当てはめ、プロセスを成立させるために、3Dデータを保持する構造や、設計指示を属性として3Dデータ内に格納する場所を定義した。

設計者が設計指示を格納する際に、従来の作図では設計指示をテキストとして手入力するために工数が掛かっており、さらに、繰返し作業のためにヒューマンエラーをおこしやすい作業を伴うが、3DA化に伴い3Dデータを用いて自動入力を可能にするシステムを開発し、設計作業効率と設計指示入力の精度を向上した。

これらをおこなうことによって本章冒頭の(1)-(3)の項目を達成した。

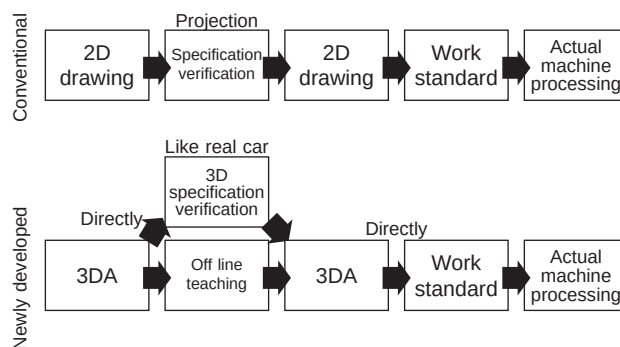


Fig. 2 3D process

3. 3DAの基本的な構造

3DAの基本構造を説明する。

部門間やシステム間での連携をスムーズにおこなうために、3DA作図におけるポイントがある。

- (1)形状要素の分類
- (2)属性の格納方法
- (3)データの構造

上記三項目を図面特性ごとの自由度を持たせて設定することで、次章で記述するさまざまな活用につなげることが可能となる。

Table 1 Shape element

Shape element	3D shape
Product shape	Body shape, Shape of combination element (adhesives, sealer, MIG weld, etc...), Indication symbol ...
Supplementary shape	Center point, Centerline, Center curve, Edge curve, Area surface ...

3.1. 形状要素の分類

形状要素については、Table 1 に示すように製品形状(Product shape)と補助形状(Supplementary shape)に分類される。

3DAが持つ製品形状としては、実車に近いデジタル検証がおこなえる3Dデータが必要である。例として、Fig. 3のようなボデー形状(Body shape)やFig. 4のような結合要素形状(Shape of combination element)があげられる。

補助形状としては、製品形状に準じ、シミュレーションや製造等への利用に適した形式の3Dデータが必要である。例として、Fig. 5のような法線方向を示す中心線(Centerline)やFig. 6のようなエッジカーブ(Edge curve, 図中※印)があげられる。

3.2. 属性の格納方法

属性の格納方法については、Table 2のように図面情報や設計指示を反映した属性(以下、設計属性:Design attribute)とシステムが識別するための属性(以下、システム属性: System attribute)があり、必要に応じて活用が可能になるような対応を図った。

また、3D データ情報(Part Number 等の 3D データに既

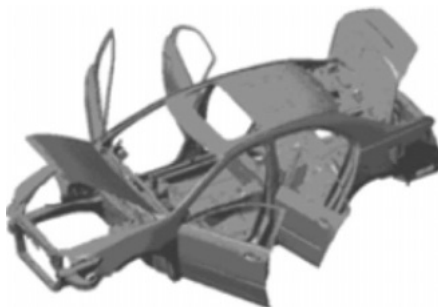


Fig. 3 Body shape

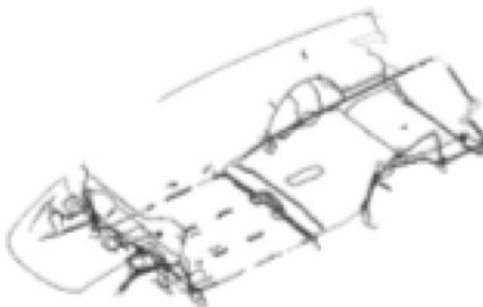


Fig. 4 Shape of combination element

Table 2 Attribute list

Attribute	Example
Design attribute	Part number, Part name, Length, Tolerance, Angle, Surface roughness, Mass, Variation, Material, Thickness, Position, Normal direction, Destination ...
System attribute	Management number, System ID, Sequential number, Flag, ...

に持たせている属性)を自動取得して設計指示の属性として格納するシステムを開発することで作図効率を向上させることが可能である。Fig. 7のようなシステムにより、作図の過程でシステム属性に制御された格納場所に設計者が意識せずに、設計指示の属性を格納することが可能になる。

3.3. データ構造

3DAを活用するためには、前述のさまざまな形状要素や属性を整理し、特定のネーミングルールに従い Fig. 8 のようなデータ構造で、3Dデータ内に格納することが必要である。それによりシステムは整理されたデータ構造のルールに沿って、図面情報の出力や表示をおこなうことが可能になる。

設計でのデータ作成時にデータ構造のルールを守るためには、3DAのデータ構造の基になる図面のひな型のファイルや、データの整理を自動化可能にするシステムが必要になる。

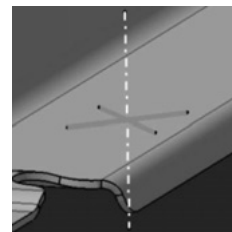


Fig. 5 Centerline

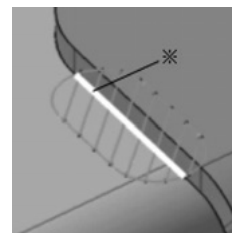


Fig. 6 Edge curve

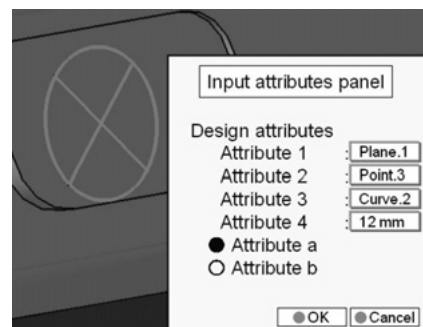


Fig. 7 Input attributes on 3D

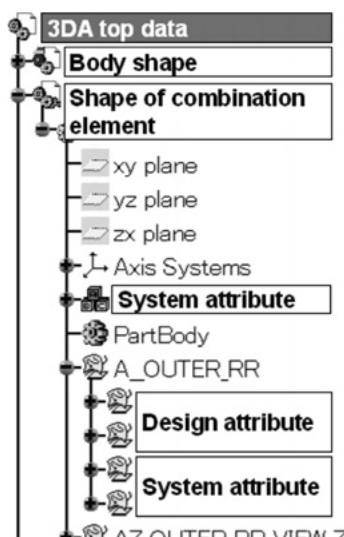


Fig. 8 Data structure

4. 3DA 利用事例

開発をフロントローディングすることをねらいとして 3DA を設計部門で作成し、製造部門で活用する一貫した 3D データ活用プロセスを構築した。部門間やシステム間の連携をスムーズにおこなうため 1 章で述べた以下の作業での活用例を示す。

- (1) ロボットティーチングへの利用のために 3D 形状を作成する
- (2) 各々の製造仕様書形式に設計指示を転記する
- (3) 実車状態を想定した仕様を検討する

4.1. ロボットティーチングへの利用

後工程とのシステム連携を考慮し、3DA 内に補助形状を含む。Fig. 9 のように補助形状である Center Curve を 3DA 内に持つことで、ロボットのティーチングパスのガイドとして利用できるようにした。

4.2. 製造仕様書への利用

設計指示情報を属性として格納する方法を工夫することにより実現した製造仕様書との連携について説明する。

製作現場での活用や保管をおこなうために、従来は 2D 図から製造部門の担当者が転記することで作成していた製造

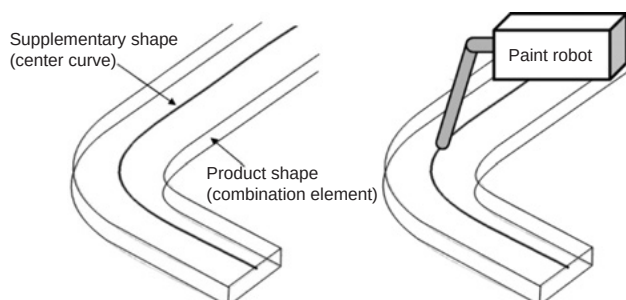


Fig. 9 Utilization of supplementary shape

仕様書のような紙媒体の作成が必要である。3DA 化の加速により急激に 3D データ活用が求められてきたが、製造仕様書の作成のために、3D データに属性として格納されている情報群を紙媒体に出力する必要があった。3DA では、属性の入出力のコントロールをおこない、格納方法を工夫することで自由な活用を可能にしているため、さまざまな形態に情報を書き出しすることができる。

Fig. 10 のように 3DA 要領図に含まれるシステム属性をキーに、データ構造のルールに沿って格納されている属性をシステムが自動的にコントロールし、必要な情報を Excel などの PC データに出力できる。3DA から製造仕様書を自動で作成することにより、作成時の転記ミスがなくなり、また、工数削減が可能となった。

4.3. 仕様検証への利用

部品表の構成から、製造部門の各工程単位に必要な形状のみを抽出して提供することで、工程ごとの検証にシームレスにつながるデータ構造とすることができる。それらのデータと 3DA 内の設計指示を組み合わせることで、従来の予測型検証から実車相当のデジタル検証を実現した。

Fig. 11 のように、シーラの塗布位置を検討する際に、従来 2D 図から合わせ部を予測していたが、3DA 化により、実車に近い 3D データで合わせ部を確認できた。さらに設計指示として形状を持つことにより、より明確に製造部門で検討できるようになった。

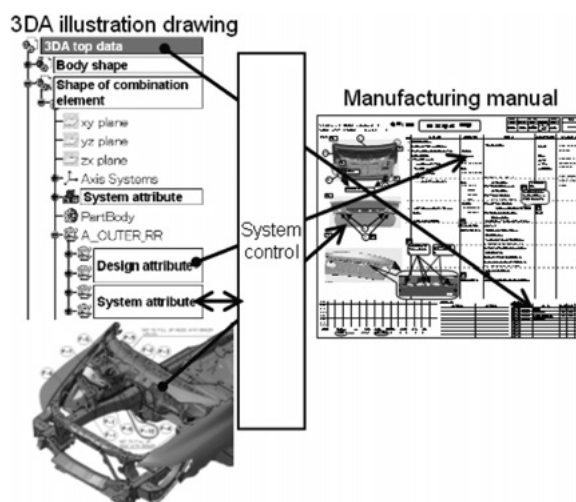


Fig. 10 Utilization of system attributes

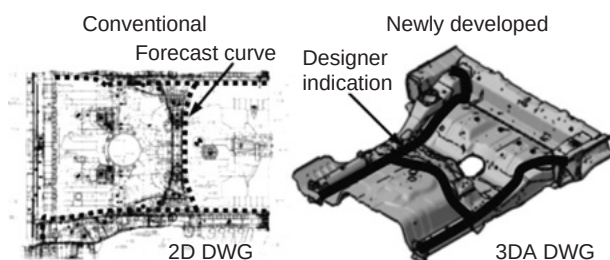


Fig. 11 Utilization of data structure

5. 3DA化による効果

前述のねらいと各施策を具現化することで実現した一貫した 3D データ活用プロセスの構築により、3DA 要領図を用いた 3D データでの早期検証と 3DA 要領図作図作業の効率化が可能となった。

開発時期ごとの製造部門からの要領図に対する不具合抽出件数の推移を Fig. 12 に示す。従来の開発機種(図中 Car-A)では、開発中期の検証による不具合抽出が多かった。3DA を活用するプロセスを適用した機種(図中 Car-B)では、開発初期の検証により、1 イベント前倒しで従来発見が遅かった不具合抽出が可能となり、早期に根深い課題への対応が可能となった。

関連する施策を並行して実現し各施策を組み合わせることであるべきプロセスを構築し、開発初期の検証が実現できる。それには、3DA 要領図を早期に出図することが必要となり、設計部門での作図作業の効率化がキーになる。

3DA 要領図作図作業の効率化として、従来の 2D 図での課題や重複作業の内容等を主に見直すことが必要である。

Fig. 13 に作図の効率化の例を示す。従来の 2D 図作図では、図中の上段 3、4、5 で示しているビューを作成し、

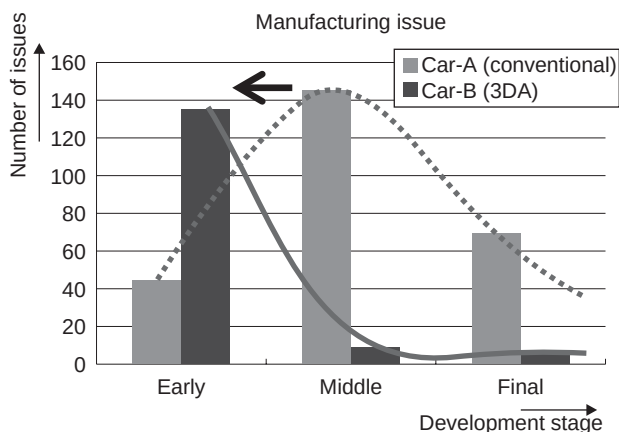


Fig. 12 Number of issues identified by manufacturing domain

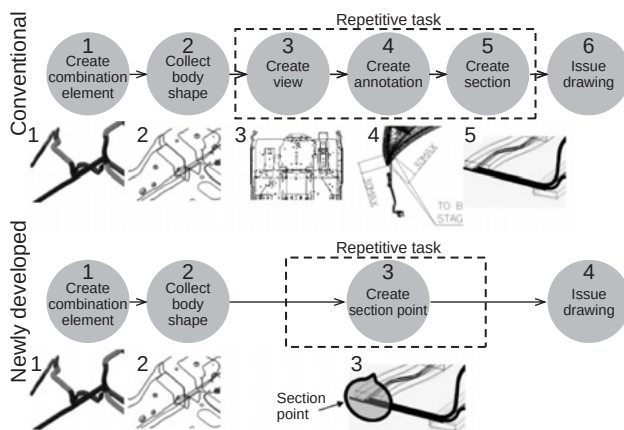


Fig. 13 Enhancing process of making drawings

設計指示を注釈により付加をおこない、セクションを作成するという作業を繰り返しおこなっており、作図の全工数内の多くの割合を占めていた。3DA 作図時には、その作業を図中の下段 3 で示しているセクションポイントに属性を格納する作業のみに置換えることで作業を容易にし、作図工数を削減した。

ユーザビリティの向上をおこない無理無駄の無い作業プロセスを構築することで、従来の品質を損なわず作図作業の工数削減が実現できる。

6. おわりに

実車が存在しない開発の早期段階で、精度の高い 3D データを用いた実車相当のデジタル検証をおこなう一貫した 3D データ活用プロセスの構築のために、要領図の 3DA 化をおこなった。

3DA 化で重要な点は従来の図面の置換えではなく、車両開発プロセスの分析をおこない、重複作業、繰返し作業、転記作業などのボトルネックポイントを明確にし、それを解消する最適な作業プロセスで再構築をおこなうことである。その際に、属性を自由に入出力できるデータ構造にし、設計部門や製造部門で属性を容易に扱えるよう CAD 機能で支援することにより、再構築したプロセスにマッチする図面を構築する必要がある。

これらをおこなったことにより、作図の効率化、設計と製造の容易な情報連携につながり、フロントローディングが実現できた。

■ 著 者 ■



外山 寛之



師 鉄平



伊原 伸



南野 達彦



米倉 浩之



坂井 伸二

2D と 3D が相互連携したレイアウトのための CAD 機能開発

Development of CAD Tool for Layout with 2D-3D Interactive Functionality

荒瀬 高志*
Takashi ARASE

菅原 一志*
Hitoshi SUGAWARA

斉藤 肇*
Hajime SAITO

要 旨

工業製品の設計プロセスにおいて、特に仕様が確定していないなかで部品の形を決めていくレイアウト作業では二次元(以下 2D)上と三次元(以下 3D)上の形状を同時参照しながら検討し、それらの結果が相互に反映されていることが重要である。設計ツールである CAD(Computer Aided Design)にはこれらの作業が効率よくおこなえる機能性が求められる。これに対して設計業務とその具体的な手法に基づき、CAD 上で必要な作業を 2D 上と 3D 上の作業の関係性に着目して整理した。そしてそれらを実現する新機能のコンセプトと機能要件を定義し、CATIA V5 標準機能として実現した。レイアウト機能と 2D と 3D の連携機能を併せ持つ新機能の活用により、構想からレイアウト段階のさらなる設計効率向上を可能にした。

ABSTRACT

In the process of designing industrial products, it is important to be able to review designs while referring simultaneously to 2D and 3D forms, and to be able to mutually reflect the results of these reviews in both 2D and 3D, in particular during layout work when the shapes of parts are formulated before specifications have been established. Functionality helping to enable these procedures to be conducted efficiently is demanded of the design tool, computer-aided design (CAD). Based on design procedures and the concrete methods employed in them, the operations that can be considered as necessary in CAD were outlined with a focus on the relationship between operations in 2D and 3D. A concept and functional requirements were formulated for new functions enabling these operations to be conducted, and these functions were realized as standard CATIA V5 functions. The use of these new functions, combining layout functions and 2D-3D association functions, has increased the efficiency of the design process from the concept stage to the layout stage.

1. まえがき

近年のコンピュータの著しい性能向上によって、自動車やオートバイなど大規模アセンブリの設計、製造において 3D モデルの活用が広がっている。そのため、3D CAD システムが製品開発の競争力となる設計プロセスの効率化に果たす役割はますます大きくなっているといえる。

3D CAD はフィーチャーベースパラメトリックモデリング概念の導入により大きな進化を遂げた。パラメトリックとは、最終形状だけでなく形状を作成し制約する条件(寸法値だけでなく、寸法化されない数値ないし設計意図などの非数値の条件を含む)を取り扱い、これを変更することにより多様な設計変更に応える技術である。また、フィーチャーとは形状をエッジやフェースなどトポロジー単位で編集するのではなく、例えばボスやリブのような意味上のまとま

りを持つ 3D 形状を一つの単位として取り扱い、さらにこれらを作成順に履歴として保持することで形状変更時の作業性向上に寄与する技術である。これらの技術を備えた 3D CAD によって、CAD モデルに設計意図やノウハウ、製造工程で活用する情報などを内包させることができるようになったほか、設計変更時に制約条件を保持したまま形状再構築の自動化が図れるようになったことで、3D 形状作成工数の削減が可能になった。

ただし、これらの技術をうまく使いこなせるか否かはユーザーがどこまで設計変更を見込んだ 3D モデリング手順を構築したかで左右されることが多く、設計業務と同時に並行で適切な 3D モデリング手順を検討することの難しさがこれらの技術を活用した設計効率の向上にとっての課題となっている⁽¹⁾。

Honda においては基幹 CAD として CATIA を使用して

きたが、より一層の製品開発のフロントローディング化と3Dデータによる一気通貫を目指し、バージョン4(以下V4)からバージョン5(以下V5)への移行と、V5が持つフィーチャーベースパラメトリックモデリング機能を活かした高効率な3D設計手法の確立に取り組んできた。

これらの取り組みの中で、部品形状が表現される3D空間とその断面形状や投影形状などが表現される2D空間を同時参照しながら相互に矛盾のないように検討していく手法を効率よくおこなうための機能がV5に不足しているため、V5を活用した製品設計効率の向上に対し課題があることがわかった。

本稿では、まず製品開発における設計業務について説明する。そして、仕様が確定していないなかで部品の形状を決めていく構想、レイアウトの各業務にとって必要なCAD上での作業について述べる。それを受けて、それらの作業を効率よくおこなうために定義した新機能のコンセプト、ならびに開発した機能について紹介する。

2. 製品設計の現状とCAD作業

ここでは例として自動車の車体開発の設計業務と具体的なCAD上での作業について説明する。

2.1. 製品設計における主な業務

設計業務は開発開始から順に構想作業、レイアウト作業にわけることができる。

構想作業とは、作業の前提となる情報を入手しそれを基に設計上要求されていることを整理して、それをどのように実現するかを企画することである。ここで作業の前提となる情報とは、スタイリングスケッチやクレイ測定データ、パッケージング、過去の部品、新技術などである。構想作業の結果として、部品構成や配置を視覚的に表した図、代表的な投影面や断面における基本的な形状定義を作成する。Fig. 1に構想作業の結果の一例として、テールゲートの部

品構成図を示す。

レイアウト作業では、構想作業の結果がさまざまな要件に対して成立するように部品の基準となる部位の位置や形状(以下レイアウト)を決め、それらを基に製品形状を作成していく。前半の作業を基本レイアウト、後半を詳細レイアウトとわけて呼ぶこともある。さまざまな要件とは部品間、工具とのクリアランスや製造のための成形性、組み付け性、コスト、重量、法規など多岐にわたる。必要となる情報はデザインデータ、構想検討結果、周辺部品の基本レイアウトなどである。Fig. 2(a)は基本レイアウト時のテールゲートヒンジ部の断面検討例を、Fig. 2(b)は詳細レイアウト時におけるテールゲート内部フレーム作成の作業例を示す。

レイアウトを決めていくプロセスは形状定義の仮決め(以下仮設定)、仮設定した形状が各種要件を満たすかの確認(以下検証)、検証結果の仮設定への反映の繰り返しである。この繰り返しを時には部品の複数箇所ですべて同時におこなったり、あるいは一箇所あたり複数案で進めたりする場合もある。

レイアウト段階では、デザインデータや周辺部品の基本レイアウト変更への対応や、各種要件達成の観点からの形

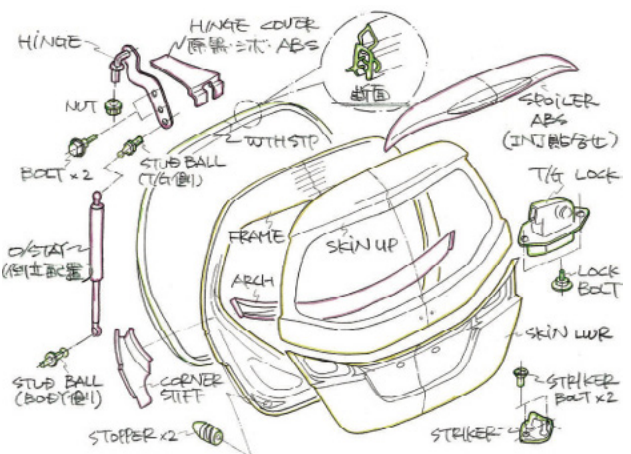
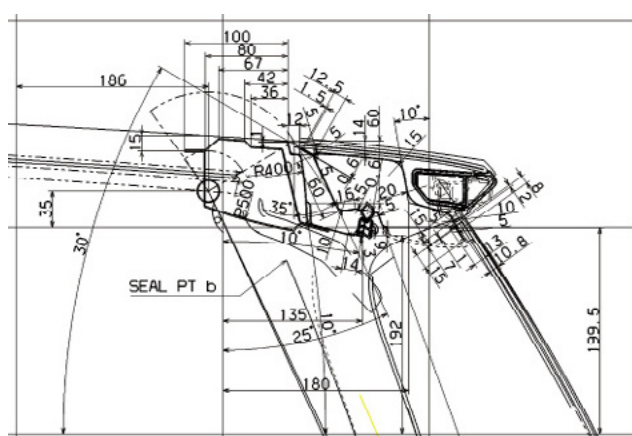
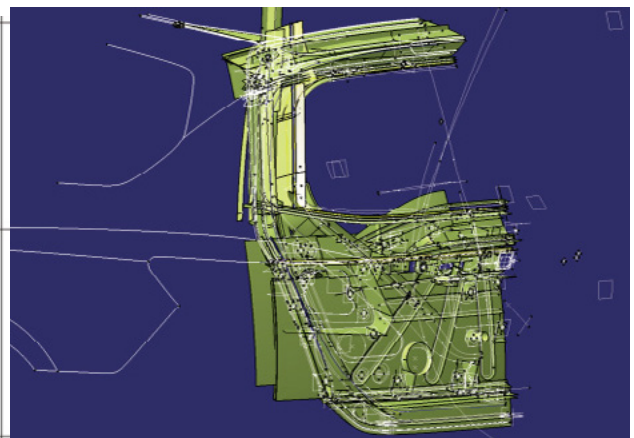


Fig. 1 Concept of parts structure



(a) Rough layout (hinge section)



(b) Detail layout (frame)

Fig. 2 Layout

形状定義の見直しは頻繁に発生する。このように自他共に変動が多くかつ時間が限られた状況下で、設計者は最適なレイアウトを求め、部品形状を作成する必要がある。

そのためには周囲や自己の状況変化を速やかに自部品の検討に取り込み、仮設定を修正し、再検証をおこなえることが重要である。

2.2. 2D上や3D上での具体的な作業とその連携

ここでは2.1.で述べた各設計業務における具体的な検討手法とCAD上での作業について説明する。

2.2.1. 構想作業

構想段階においては代表的な投影面や断面上での検討が主体となる。その際、過去モデルや周辺部品の2Dでの基本形状定義や3D形状を重ね合わせて表示し、参照しながら自部品の検討をおこなうことは重要で、これにより早い段階で周辺との調整が必要なることを認識できたり、また過去の設計ノウハウを参考にした形状定義案を作成すること

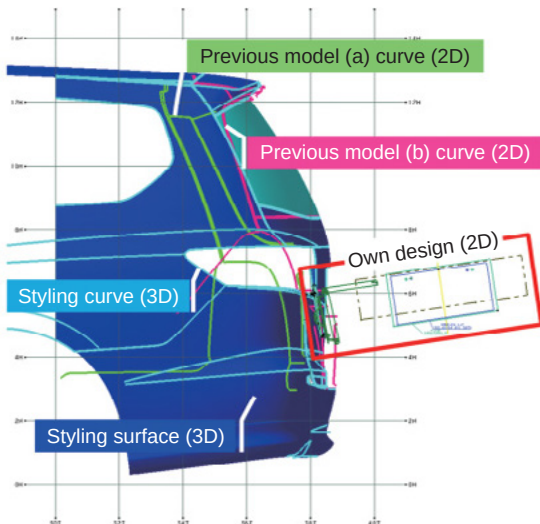


Fig. 3 Overlay

ができる。Fig. 3は他部品形状の重ね合わせ作業例で、過去モデルの2D形状と、外形デザイン(3D形状)を重ね合わせた上で自部品であるライセンスプレートのレイアウト検討をおこなっている。

また、基本的な形状定義の考え方や方向性などを関係者にわかりやすく説明するために寸法や注釈、補助線など(以下アノテーション)を記入したり印刷したりすることは情報共有や調整のために不可欠であり、2Dデータはこれらの点からみても取り扱いに優れる。Fig. 4に各種アノテーションが付与された2D上のレイアウトの例を示す。

2.2.2. 基本レイアウト作業

基本レイアウト時の基準形状作成や位置決めにおいても2D上での作業は多く、デザインデータを基準として三角法に基づき側面図、平面図、背面図などの投影図(以下ビュー)や断面図(以下セクション)を作成、配置し、さらに構想段階と同様に他の形状をビューやセクションに重ね合わせて参照しながら仮設定、検証を繰り返す。

ただし、その結果は正しく3D上の位置や形状として反映させる必要があるため、3D上での作業も増加する。Fig. 5(a)

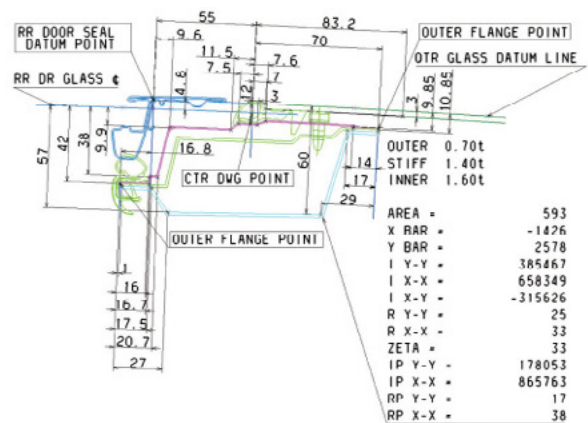
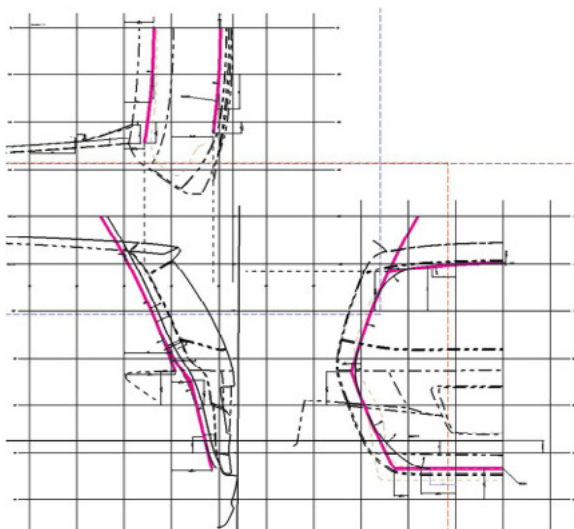
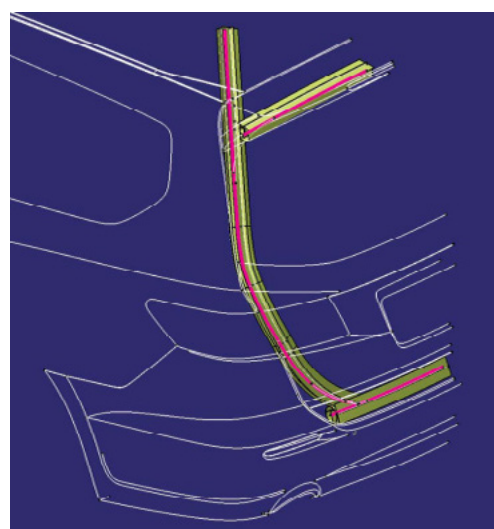


Fig. 4 Annotated 2D layout



(a) 2D layout



(b) 3D geometry from 2D layout

Fig. 5 3D geometry creation from 2D layout

ではデザインデータを基準としたビューを配置し、各ビューでシール部分の基本形状を作成している。また、Fig. 5(b)ではそれらを基に 3D 上で合成カーブを作成し、そこからフレーム形状の検討をおこなっている例を示している。

2.2.3. 詳細レイアウト作業

詳細レイアウトに入ってくると部品形状の作成作業が増加するため主体となる作業空間が逆転し、3D 上での仮設定、検証が多くなる。ただし、作成した 3D 形状が基準となるビューやセクション上で各種要件を満足しているか確認するため、2D 上での作業も必要である。

また、この段階においても基準としていたデザインデータや周辺部品等の変更は発生し、3D データの変更を 2D 上のビューやセクションへ正しく反映した上で 2D 上の設定自体を見直さなければならない場合もある。Fig. 6 はデザインデータ変更による 2D 定義修正の例で、ここではガラス形状の変更を 2D 上に投影し、内部構造の形状を修正している。

これらの検討手法と作業形態から、2D 上での作業と 3D 上での作業は密接に連携していること、設計プロセスが進行していくのにしたがって主体となる設計空間が 2D から 3D に移行していくことがわかる。

2.3. 構想・レイアウトに必要な作業

2.2. で説明した構想、レイアウト段階で必要な作業を以下に整理する。

- (1) 各種ビューやセクションを図学に基づき配置する [Fig. 5(a)]
- (2) 2D 形状にアノテーションを追記し、必要に応じて印刷する (Fig. 4)
- (3) 2D, 3D 問わずビューやセクションへ重ね合わせて参照する (Fig. 3)
- (4) 2D 形状に基づき 3D 形状を作成し、2D 形状に発生した変更は 3D 形状へ反映する (Fig. 5)
- (5) 3D 形状に基づき 2D 形状を作成し、3D 形状に発生した変更は 2D 形状へ反映する (Fig. 6)

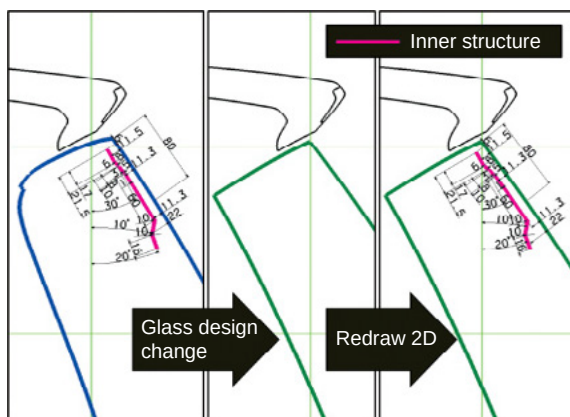


Fig. 6 Modification of 2D data due to styling design change

構想段階では(1)から(3)の作業が多く、レイアウト段階では(1)から(5)すべての作業が必要である。つまり、これらすべての作業をおこなえることが CAD に要求されることであり、設計者がそれらを CAD を用いて効率よくおこなうことができれば設計効率そのものを向上させることができるといえる。

3. 既存 CAD システムの特徴と課題

これまでの CAD システムは 2.3. の作業すべてを効率よくおこなうことができなかった。以下具体的な課題を説明する。

3.1. V4 のレイアウト作業時における機能不足

V4 はスペースモード(3D)、ドローモード(2D)を持ち、ドローモードでは 2.3. の(1)から(3)の作業をおこなうための機能が充実し、2D 上でのレイアウト作業を効率よくおこなうことができた。また、AUXVIEW2 機能により 3D データを基準に 2D 形状を作成し、3D 形状の変更を 2D に反映する [同(5)] こともできた。

しかし、ドローモードで作成した 2D 形状のスペースモードへの出力(DRW->SPC)は可能なものの更新機能がないため 2D 形状に変更があった場合 3D 形状の再作成が必要だったこと、また一旦 3D 形状を作成すると変更が難しいなど 3D 形状作成機能も十分ではなかったことから、同(4)の作業やその後の 3D 上でのレイアウト作業を効率よくおこなうことができなかった。結果として図面に直結する 2D 形状作成が優先され、3D 形状がタイムリーに同期できなかった。

3.2. V5 のレイアウト作業時における機能不足

V5 は完成度の高いフィーチャーベースパラメトリックモデリング機能を持ち、基本的にはスケッチャー機能で寸法や幾何的な拘束が与えられた 3D 形状のベース(以下 2D プロファイル)を作成し、そこから各種ワークベンチを使い分けながら 3D 上でのレイアウト作業と進んでいく。スケッチャーは 3D 形状や他の 2D 形状を透過表示しながら 2D プロファイル作成が可能で、2.3.(3)の作業が可能である。また 2D プロファイルと 3D 形状は自動的に双方向の同期が可能で、具体的には 2D 形状変更の 3D 形状反映はスケッチャーワークベンチから他のワークベンチへ移動するだけで自動的におこなわれ、逆に 3D 形状変更の 2D 形状反映は「エッジを使用」機能で実現可能である。これらの機能性により同(4)、(5)の作業を効率よくおこなうことができる。

ところが、スケッチャー機能は単一平面上での 2D プロファイル作成機能であり、さまざまな位置で作成した複数の 2D プロファイルを同時に並べて参照することができな

い。さらに、作成したプロファイルに寸法は与えられるものの、テキストや表、各種シンボルを記入することができない。これらの機能不足によって同(1)、(2)の作業はスケッチャー上では不可能である。

一方、2D図面作成機能であるドラフティングワークベンチにはビューやセクションの配置〔同(1)〕、アノテーションの付加、印刷の機能〔同(2)〕と3D形状からの2D形状の作成機能〔同(5)〕が揃っているものの、2D形状から3D形状作成・更新機能がないこと〔同(4)〕、3D形状の重ね合わせ機能〔同(3)〕がないこと、3D形状と別ファイルになってしまうことなどから、これもレイアウト作業には適さない。

結局、V5でも同(1)から(5)のレイアウト作業を効率よくおこなうことができなかった。

4. 新機能のコンセプトと機能要件

2.1.において、自他共に変動が多くかつ時間が限られた状況下で最適なレイアウトを求めるためには仮設定、検証のサイクルを繰り返すことが重要なことを述べた。また2.2.において、2D上での作業と3D上での作業は密接に連携していること、設計が進行するにしたがって主体となる設計空間が2Dから3Dに移行することを説明した。これらは、設計初期である構想段階から設計後期である詳細レイアウト段階まで、2Dと3Dの連携した作業をできるだけ効率よくおこなうことが重要であることを意味する。

また、2.3.でまとめた構想とレイアウトで必要な作業は、2Dと3Dの連携した作業をおこなうために必要な機能性そのものを表している。

以上のことから、新機能開発にあたってのコンセプトを「構想設計から詳細設計まで2Dと3Dが相互連携した作業ができるCAD機能」と定めた。ここで2Dと3Dが相互連携できるとは、以下の機能要件にまとめられる。

- (a) 作図用と同等な2D機能
- (b) 2Dや3D形状の背景透過表示機能
- (c) 2D形状の3D形状への同期機能
- (d) 3D形状の2D形状への同期機能

これら(a)から(d)機能要件を満足する機能は2.3.で挙げたすべての作業をおこなうことができる。よってこれらの機能要件を基に開発をおこなった。

5. 2D レイアウト for 3D デザインの開発

4.の(a)から(d)の機能要件を持つ機能開発の前提条件として、V5上での動作が必須である。そのためV5開発元のダッソーシステムズ社と共同で開発を進めた。また開発期間短縮を図るため、可能な限り既存のV5機能を応用する方針とした。具体的には、2D側は同(a)の作図機能を

Table 1 2DLO functional advantages

Category	Item	V4	V5 SKT	V5 DRW	V5 2DLO
Layout functionality	Drawing functionality	Yes	N/A	Yes	Yes
	2D overlay	Yes	N/A	Yes	Yes
	3D overlay	Yes	Yes	N/A	Yes
2D and 3D associativity	2D->3D	N/A	Yes	N/A	Yes
	3D->2D	N/A	Yes	Yes	Yes

得るためにドラフティング機能をベースとし、同(c)、(d)の2Dと3Dの連携機能はスケッチャー機能を組み込むようにした。ただし同(b)については、作図機能と背景透過表示を同時に実現する既存機能が存在しないため新規開発とした。また、3D側については既存の3Dワークベンチに切り替えることとした。そしてこれらの機能をV5上で動作する標準ワークベンチとして実装した。機能名は「2D レイアウト for 3D デザイン」(以下2DLO)とした。Table 1に既存機能と2DLOの機能比較を、Fig. 7に2DLOの画面構成を示す。

2DLO ワークベンチを起動すると、部品データファイル(CATPart)内に2Dレイアウトシートが作成され、3D上の位置に関連したビューやセクションを作成し、Fig. 8(a)のように三角法に従い配置できる。アノテーション付加やシートごとの印刷も可能である〔4.の機能要件(a)〕。ビューやセクション上では2D形状が作成できると同時に「背景を表示」機能によって他のCATPartが持つビューやセクション、3D形状を透過して表示することができる〔同(b)〕。Fig. 9に二つの過去モデルのデータと、関係する3Dのデザインデータを自部品のセクションに重ね合わせている検討例を示す。

また2D形状は「3D プロファイル」機能によって3D形状として活用することができるようになり、2D形状の編集結果は更新機能により3D上へ即座に反映される〔同(c)〕。例としてFig. 8(b)では、Fig. 8(a)において各ビューで作

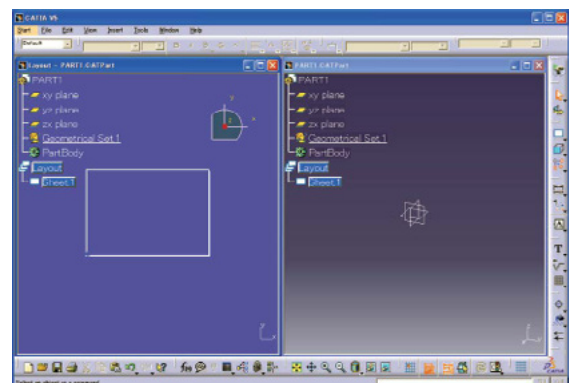


Fig. 7 2DLO screen structure

成した2D形状を基に3Dカーブを合成し、そこからフレーム形状を3D上で作成している。

さらに3D形状を基にビューやセクション上に作成した投影形状や断面形状は「エッジを使用」機能により3D形状が変更された際、更新機能により即座に最新状態へ反映す

ることができる〔同(d)〕。Fig. 10の例では、ガラス面のデザインが変更された際、そのガラス面を基に作成していたフレーム形状の断面定義が再作成なく自動的に更新されていることを示している。

これらのことから、2DLOは2D形状と3D形状を同時

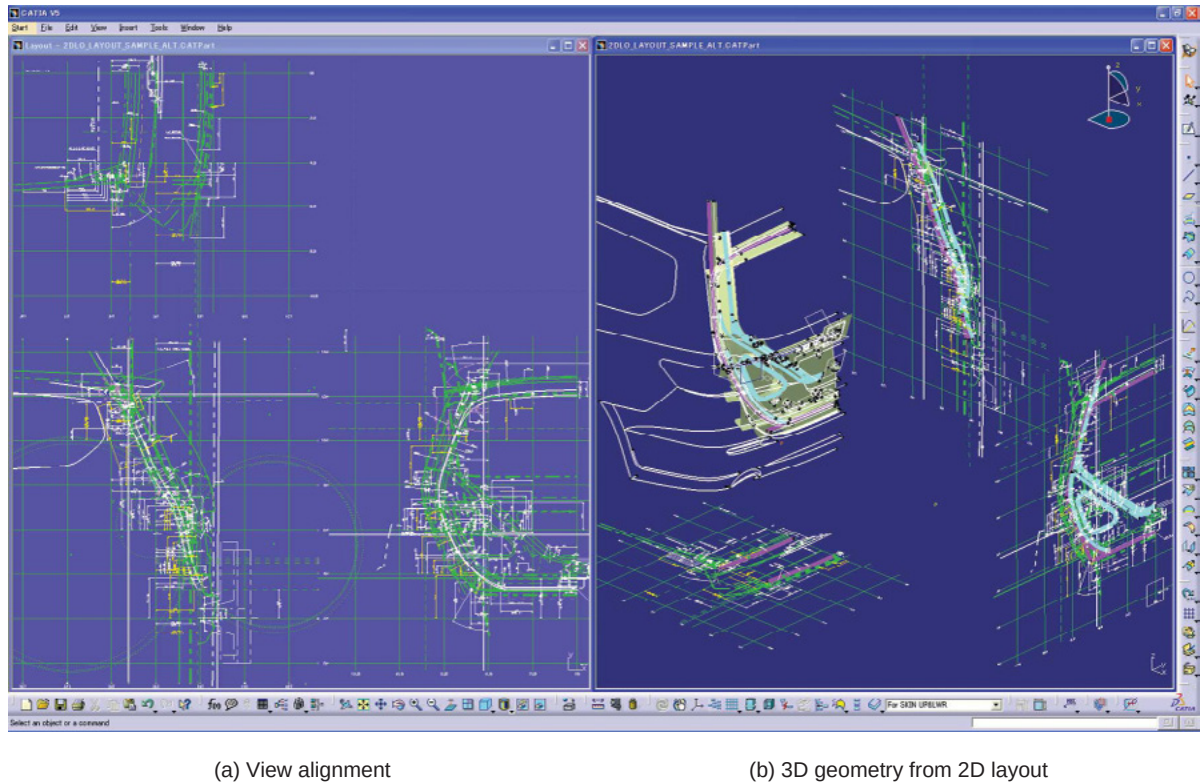


Fig. 8 2DLO 3D geometry creation from 2D layout

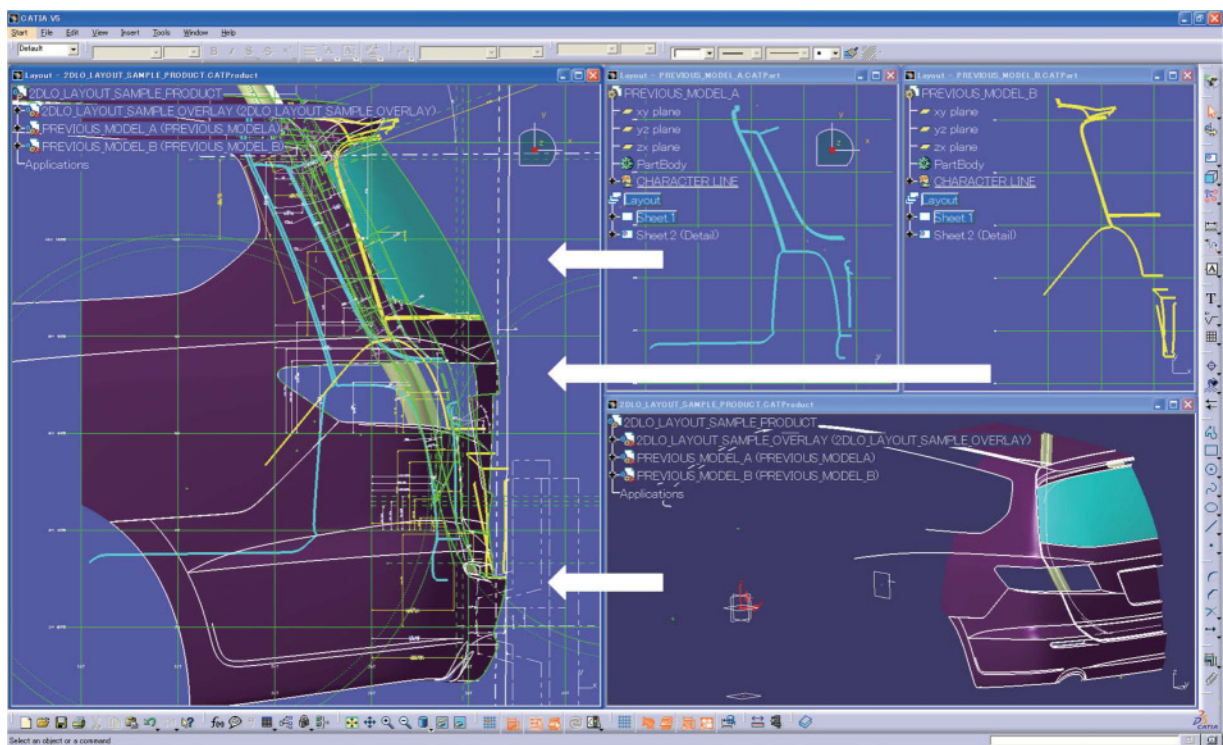


Fig. 9 2DLO overlay

参照しながらの作業と、更新機能による 2D 形状と 3D 形状の相互反映の両方が可能な CAD ツールであり、構想作業やレイアウト作業において必要な機能性を満たしていることがわかる。

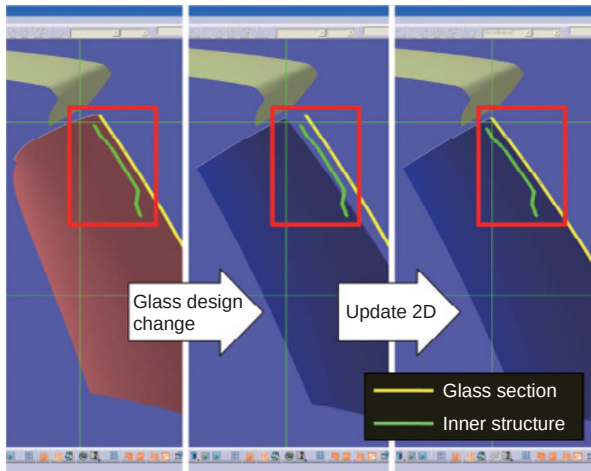


Fig. 10 2DLO Use-edge

6. 効果と活用状況

6.1. 製品開発プロセスにおける効果

製品開発における本ツールの効果は、主に以下の4点にまとめることができる。

- (1) 構想から製品 3D 作成まで同一機能で一気通貫できることによる作業効率の向上
- (2) 2D と 3D の不一致や基準修正によるデータ修正工数の削減
- (3) 構想、設計意図の共有を促進
- (4) 活用手法の多様さと同一フォーマットによる容易なデータ交換

(1)に関しては、構想、基本レイアウト、詳細レイアウトと、仕様や周囲の形状が不確定な時期から製品 3D データ作成までの幅広い製品設計業務において 2D 作業と 3D 作業が連携した効率のよいレイアウト作業ができるようになった。

(2)では、2D 形状定義と 3D 形状が同一ファイル内に保持できるため相互反映が容易で、2D と 3D の意図しない矛盾や不一致が起りにくくなり、対応漏れに起因するレイアウト作業のやり直しが減少した。また、デザインデータの変更や 2D 設定の見直しなど内外基準の変更による形状の再作成工数を削減できるようになった。

(3)に関して、2D 形状定義と 3D 形状が同一ファイル内に保持できることに加えそれらを同時に参照できることから、他者の作成した 2D と 3D が混在したレイアウトの可読性が向上した。これはレイアウト検討手法のノウハウ蓄積にも役立つ。また、3D断面や他レイアウトと自レイア

ウトを重ねた検討内容がそのまま印刷できるため、部門内でのチェックや他部門との調整の際の準備工数を削減できるようになった。

そして(4)では、本稿の例で挙げた車体系以外にも、2D 上での定義がより重要な領域では 2D 機能を主体に、逆に 3D 上での作業がより重要な領域では 3D レイアウトの透過表示による検証を主におこなうなど、さまざまな使い方を同一フォーマット上で実現できるため、それらの部門間でのデータ交換時の変換作業が不要になった。

6.2. 活用状況

開発のねらいとしていた 2D 上での初期検討をベースに 3D形状を連携して作成していく手法に加えて、比較的早期から 3D 上でのレイアウト検討をおこない、ビューやセクションへ透過表示して 3D 上での仮設定を 2D 上で検証したり、印刷して検討会や他部門との調整に使用するという手法も多く用いられている。

上記のようなレイアウト機能としての活用だけでなく、2DLO は一部部品の 3D 単独図(3DA)の印刷用 2D の作成 (Fig. 11)や、コスト計算のための板取図作成 (Fig. 12)などに幅広く活用されている。

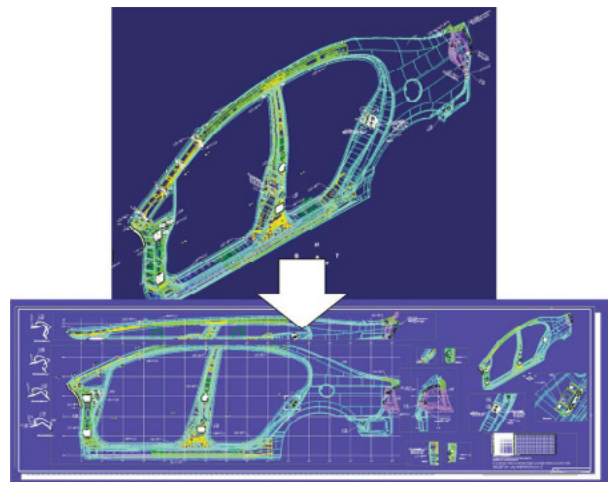


Fig. 11 2D viewing of 3DA for print

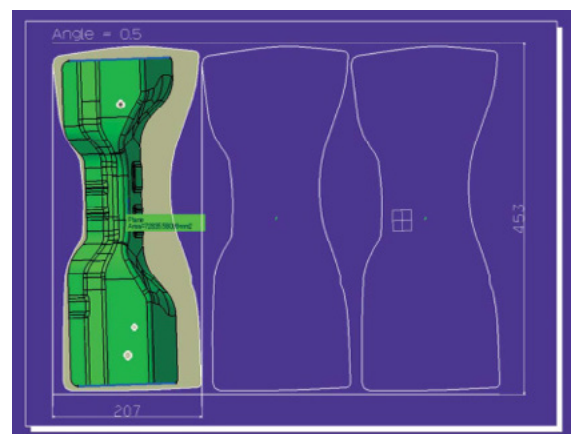


Fig. 12 Blank layout

7. まとめ

- (1) 設計業務において必要なCAD作業を明確にし、ビューやセクションの配置や重ね合わせなどのレイアウト機能と、2D と 3D が相互連携できる機能を兼ね備えたレイアウトのための機能コンセプト、機能要件を定義した。
- (2) コンセプト、機能要件に基づき開発した 2DLO の活用により、2D と 3D を同時参照し、かつ相互反映しながらの作業が設計初期段階から製品形状作成まで一貫して単一機能上でおこなえるようになった。
- (3) 2D と 3D を参照しながらの作業効率が向上したことに加え、従来と比較して形状再作成工数の削減も図れるようになり、設計効率全体の向上も可能にした。

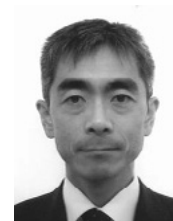
参考文献

- (1) 日経 CG 編：新 CAD の基礎知識，日経 BP 社，p.127-136(1996)

■ 著 者 ■



荒瀬 高志



菅原 一志



斉藤 肇

CATIA V5 に適応した DPM 構築のためのシステム開発

Development of DPM System for CATIA V5

中 野 文 雄*
Fumio NAKANO

宅 美 仁 史*
Hitoshi TAKUMI

山 本 孝 則*
Takanori YAMAMOTO

要 旨

Data Proto Model の活用拡大に伴い、DPM 構築機種および派生数が増加してきた。また、部品表システムからの連携も週単位から日単位への頻度向上および部品構成の精度向上が求められている。加えて CAD システムの CATIA V5 化対応も必要となり、V5 の機能を最大に活用でき、かつ出図されたデータをできるだけ早く DPM として公開できるように DPM 構築のためのシステムを開発した。開発に際して、旧システムにて構築された CATIA V4 データを含む DPM の形状精度を保証し、V5 データ化して本システムに移行した。効果として、図面が出図されてから DPM 公開されるまでの日程を最大 4 日間短縮し、他部門での仕様検討を前倒しすることが可能になった。

ABSTRACT

With the increasing use of Data Proto Model, the number of model types and their variations for which the system is employed has increased. Coordination with Bill of Materials systems is now demanded to increase the speed of response of the system from units of weeks to days and to increase the part structure accuracy. In addition, it is also necessary to deal CATIA V5 data. A system for the construction of DPM was therefore developed to help enable the functions of CATIA V5 to be maximally exploited and the data used in drawing issues to be made available as DPM as quickly as possible. During the development process, the accuracy of the shape in DPM was verified, including the accuracy of CATIA V4 data formulated using the previous system, and the data was imported to the new system after conversion for V5. As a result, the period from a drawing issue to the completion of the DPM has been reduced by a maximum of four days, and other departments are able to review specifications ahead of schedule.

1. はじめに

近年の製造業の製品開発においては、Digital Mock-Up (DMU)と呼ばれるコンピュータ上での三次元(以下 3D)モデルを用いて、設計初期段階で設計部門や製造部門等で仕様検討をおこなっており⁽¹⁾、Hondaにおいても Data Proto Model(以下 DPM)という名称で製品開発に役立てている⁽²⁾。DPM 構築においては、車一台分の部品の 3D データを集めて、また各 3D データが局所座標系で作成されている場合は取り付け位置を全体座標系にて定義しながら、CADシステム上で完成車状態を表示できるようにデータ登録をおこなっていく。そこで、登録したデータの管理や構築支援のために Product Data Management(以下 PDM)システムとしてダッソーシステムズ社製の ENOVIA VPM(以下

VPM)を使用したシステム(以下旧システム)の開発もおこない、部品表(Bill of Material:BOM)システムから出力された製品構成を登録して DPM 構築をおこなっていた。

しかしながら、DPM のユーザ活用が拡大してきたことや、CAD システムが CATIA V4(以下 V4)から CATIA V5(以下 V5)に変更されてきたことにより、以下のような課題が発生した。

- (1) DPM 構築機種および派生拡大によるデータ量の増加にともなうシステムの処理速度低下
- (2) できるだけ最新の部品を用いて DPM を構築するための部品表システムデータ連携頻度の向上要求
- (3) V5 および Windows 環境への対応

これらの課題に対応したシステム開発をおこない、DPM の活用拡大を実現できたのでここに報告する。

*四輪R&Dセンター

2. システム開発方針

上記の課題からシステム開発のねらいを以下のように設定した。

- (1) DPM 構築機種および派生数を拡大できるようなデータ保持方法とする。
 - (2) 部品表システムデータ連携頻度を週単位から日単位とする。
 - (3) Windows 環境で稼動する PDM システムとする。
 - (4) DPM 構築システムのスケーラビリティを確保する。
- 上記4項目についての検討結果について説明する。

3. システム開発項目について

3.1. DPM データ保持形式の変更

製品構成は部品の適用情報に相当する技術部品表情報の構成部分(以下部品表情報)と部品自体の構成部分(以下部品構成)に分割して考えることができる(Fig. 1)。

部品表情報については、機種に対して上位よりそれぞれ、ファミリー、セクション、サブセクションという階層に分類し、機能保証単位である部品(以下レベル1部品)の適用を管理しており、部品構成においては適用されている各レベル1部品の構成部品をレベル2からレベルN部品という階層を用いて親子関係で管理している。

旧システムでは、機種ごとに部品表情報と部品構成の両方すべて展開し、各階層の親子関係をリンク情報として連結することでひとつのツリー構造にし、PDMシステムで管理していた。

部品構成にひも付けられる CAD データは 3D 形状を表現する単品部品のみとしていた。ただし、各単品部品の CAD データについては、同機種内でも複数個使用されたり、他の機種でも使用されたりするため、3D 形状とは別に位置情報の設定が必要となった。そこで、各部品の親部品の局所座標系に対する座標変換行列として、適用される派生とその期間とともに上位部品とのリンク情報に設定されていた(Fig. 2)。以下このツリー構造を Exploded Mode と呼ぶことにする。

Exploded Mode の場合、一機種あたりの派生および部品

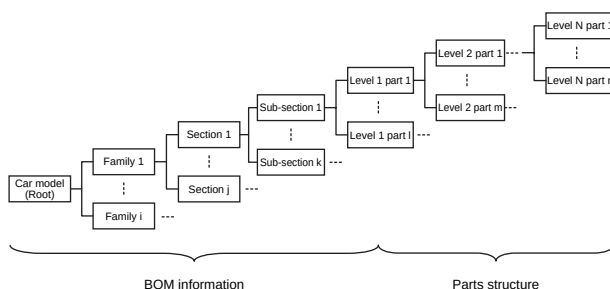


Fig. 1 Car structure in BOM system

構成の設計変更履歴が増加すると、ツリー構造を表現するリンク情報が増大する。これにより、リンク情報に対して検索条件を設定し、日付や派生によるフィルタリング処理を実行する場合のシステムレスポンスが低下し、DPM構築機種拡大を阻害する要因となっていた。

これに対して、本システムでは、部品構成をCATProduct (Assembly 構造保持ファイル)と呼ばれる V5 データとして保存し、部品構成とレベル2以下の部品の位置情報をツリー構造として PDM システムで管理しないようにした(Fig. 3)。

以下このツリー構造を Work Package Mode と呼ぶことにする。

Work Package Modeによって、派生および部品構成の設計変更履歴増加によるリンク情報の増加を抑制し、フィルタリング処理を実行する場合のシステムレスポンスを保証することができる。

3.2. 日単位での部品表システムデータ連携

旧システムにおいては、機種名および派生等の情報指示により、週単位で車一台分の最新製品構成を登録していた。

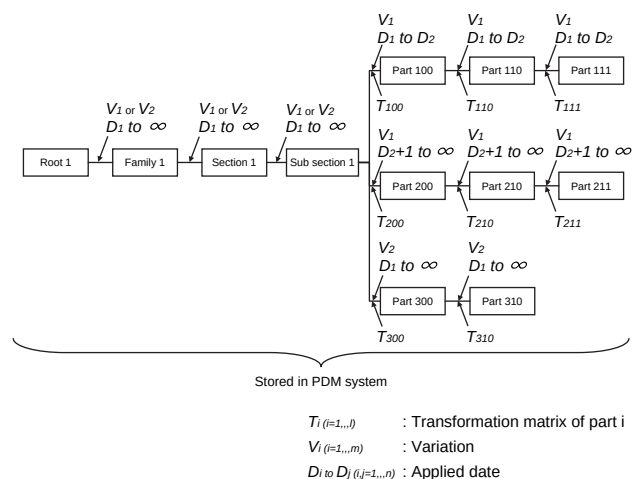


Fig. 2 Structure tree definition of Exploded Mode

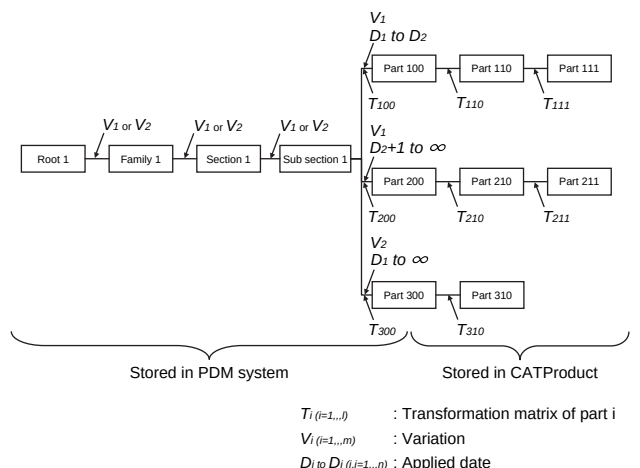


Fig. 3 Structure tree definition of Work Package Mode

このため、DPM構築機種および派生の増加により、部品表システムからの出力時間および DPM 構築システムへの登録時間も増大していた。また、週単位での更新のため、部品表システムで日々処理される設計変更内容と不整合が発生し、DPM 活用展開の課題になっていた。

そこで、本システムにおいては DPM 構築をおこなう機種や派生等の情報を事前に部品表システムに登録し、登録した派生に適用される部品の設計変更単位で外部ファイルに出力するように変更した(Fig. 4)。

これにより部品表システムで処理されていた部品表データ抽出時間の短縮が可能となる。

また、この外部ファイルを毎日、本システムに登録することにより、登録時間の短縮が可能となり、部品表システムとの不整合を解消することが可能となる。

3.3. PDM システムの変更

旧システムでは、V4 で作成された 3D データを UNIX で稼働する VPM を使用し、DPM を構築していた。UNIX 機は導入および保守が高価で、DPM構築機種および派生の増加によるシステム拡張に課題が発生していた。

しかしながら、CAD システムが V4 から V5 に変更され

	Date						
	Mon.	Tue.	Wed.	Thu.	Fri.	Sat.	Sun.
Previous system							
Drawing issues	✓	✓	✓	✓	✓		
Structure lists							

: Parts structure of full car

	Date						
	Mon.	Tue.	Wed.	Thu.	Fri.	Sat.	Sun.
New system							
Drawing issues	✓	✓	✓	✓	✓		
Structure lists	✓	✓	✓	✓	✓		

: Parts structure of 1 drawing issue

Fig. 4 Timing of drawing issue and structure output

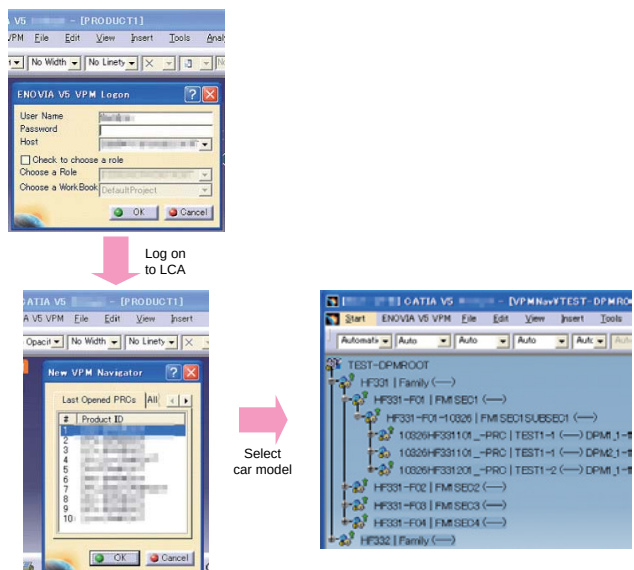


Fig. 5 Operation to access to structure tree

ることにより、以下のような利点があるため本システムでは ENOVIA V5 VPM(以下 LCA)に変更した。

(1) V5 との親和性が高い(Fig. 5)。

(2) V5 から容易に製品構成や 3D データにアクセス可能である(Fig. 6)。

(3) Windows 機の使用により、安価かつ高速で処理が可能である。

これにより、部品構成登録後のモデリング時間の短縮が可能となった。

3.4. 分散処理によるスケーラビリティの確保

本システムにおいて分散処理をおこなった際、各処理にてエラーが発生する場合がある。エラーとなった処理を簡単に検知し、対応を迅速におこなえる機能がシステム運用上必要となった。この要件を満たす機能として、社内で他システム向けに構築された分散処理機能を流用することとした。

Job Controller のシステム構成の概略を Fig. 7 に示す。

DPM 構築 Server(サブミットマシン)から Job queue (Database)へ Job 登録を実施する。Job Controller が、定期的に Database を監視し、CATIA 処理マシン(実行マシン)へ Job を割り当てる。Job を割り当てられる CATIA 処理マシンは処理管理ファイル(ActServerManager)に一覧形式で記述されており、その中で起動できる同時実行処理数が設定できる。Job 割当てが実施されている最中でも、処理管理ファイルの変更が可能であり、処理数によってスケーラビリティが確保できる。



Fig. 6 Operation to access 3D data from structure tree

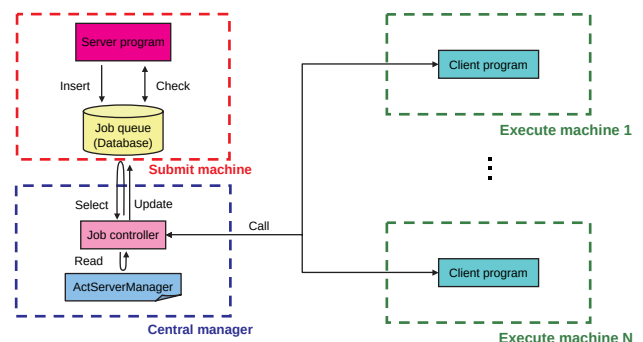


Fig. 7 System configuration of job control system

Table 1 Amount of data convert

Item	Number of models	Number of variations	Number of V4 data	Number of V5 data	Total number of V4/V5 data
Total	24	69	31888	14750	46638

また、実行された Job のステータスが Database に反映され、エラー時にはステータスを変更するだけで簡単に再処理をおこなうことができ、DPM構築のシステム運用の効率化を実現できた。

4. 旧システムからのデータ移行

本システムを開発するにあたって、旧システムでのDPMデータの資産を有効活用するためデータ移行が必須となった。移行対象として本システムにて有効になる機種を選定し、データ数は Table 1 のとおりとなった。

このデータ数と本システムでの活用時期を元に、Honda 内でデータ活用している部門に対してサービス保証をする要件として

- (1) Exploded Mode を Work Package Mode に変換し、全体座標系での各部品の取り付け位置に差異がないことを保証する。
 - (2) 3D 形状の精度保証をし、V4 データを V5 データへ変換する。
 - (3) 1機種あたりのデータ移行によるサービス停止を最短期間(2週間)で実施する。
- を設定し移行作業をおこなった。

4.1. VPM から LCA へのデータ変換

旧システムで作成されたデータは、外部システムへの連携として、ISO10303(以下STEP)-11に規定されたEXPRESS言語にてISO10303-21(以下STEP/Part21)で規定された交換構造形式で表現されている外部ファイルとして出力される⁽³⁾。

しかし、このSTEP形式は規格文書の量が多いだけでなく規格が分散しており、それらを再構成しないと内容が理解できないため可読性が低い。またこのファイル自体はVPM固有のデータ管理情報で表現されているため、社内での部品および車構成情報として理解することが困難である。

そこで、今後のDPMデータ交換において下記3項目を考慮し、STEP/Part21形式をXML形式に変更することとした。

- (1) 社内での活用性向上
- (2) データ交換時の可読性向上
- (3) 普及したXMLツールを利用することによるシステム開発コストの低減

一方、Exploded Mode から Work Package Mode への変更も同時に実施した。XMLファイル内に、各部品構成の先頭部品の全体座標系での座標変換行列も記述するようにし、

車全体の中での位置をXMLファイルから復元できる仕様とした。

また、本システム固有の名前空間で有効となるXMLとし、本システムでの入力I/Fファイルを兼用できるよう開発した。同時に、本システムで構築されたDPM構成情報も、同一フォーマットのXMLで出力されるようにした。これにより、

- (1) DPM 新規構築時の他機種データの流用
- (2) 部品番号が試作時のものから量産時のものに切り換わる際の位置情報コピー
- (3) 他システムへのデータ提供が可能となった。

4.2. Exploded Mode から Work Package Mode への変換

前述のとおり、Exploded Modeの場合、部品構成内の各部品の位置情報は、自分自身の親部品の局所座標系に対する座標変換行列で表現されている。このため、全体座標系での座標を計算する場合には、自分自身のすべての上位部番に与えられている座標変換行列の積が必要となる(Fig. 8)。

これに対して、本システムで管理される Work Package Modeでは、下位構成を持つ部品(Assembly)はCATProductで表現される。そのCATProductに含まれる3Dデータの位置は、親CATProductからの座標変換行列で表現され、CATProduct内に格納される(Fig. 9)。

これにより、Assembly部品における局所座標系での位置情報の表現が可能となり、他機種でAssembly部品を流用した場合に、機種固有の位置情報に影響されず部品配置が可能となる。

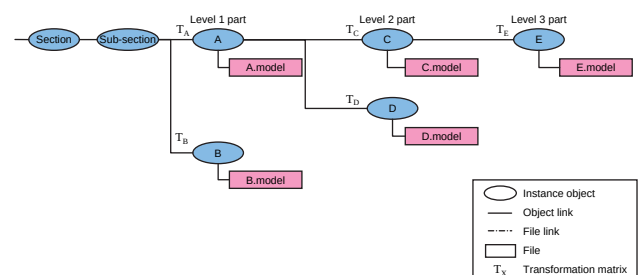


Fig. 8 Position matrices of Exploded Mode

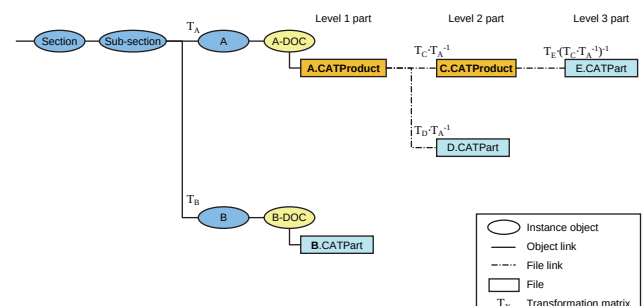


Fig. 9 Position matrices of Work Package Mode

前項で作成した本システム独自の XML データを作成する際に、各部品の位置情報である座標変換行列の演算をおこなない、全体座標系から局所座標系への座標変換を実施した。この XML を用いることにより、部品構成を表現する CATProduct を自動作成し、Assembly 内の相対位置を設定することが可能となった。

4.3. V5 変換時の形状保証

V5 では、V4 時の 3D 形状保持形式が一部異なっており、変換後に変換元との形状差異が生じていないか確認する必要がある。そこで、V4 データを V5 データに変換したときの形状差異を把握するために社内で構築された 3D 形状誤差システムと連携し、変換後の 3D データの確認を実施した。形状差異検出は、変換前後の二つの CAD データについて下記 2 段階で実施される。

(1)ソリッド数とサーフェス数および体積、重心と表面積の比較

(2)サーフェス、エッジの比較

しかし、本システムでのデータ変換時では移行時の処理時間短縮のため、(1)の比較のみを実施し、差異検出された場合にのみ(2)の処理をおこなうこととした。

形状比較結果について以下に示す。

(1)V4 で 3D が作成された移行機種において、約 90%のモデルで形状の差異は検出されなかった。

(2)形状比較結果が差異ありとなったモデルは手作業にて 3D モデル修正を実施した。

(3)比較処理自体が正常におこなわれなかったデータについては、V5 上で形状比較をおこなった。

この結果、Table 1 で示された V4 データ 31888 個のすべてを V5 データに変換できた。

5. 本システムにおける効果

(1)出図から DPM 公開までの期間を最大 10 日間から 4 日間短縮し、6 日間にすることができた。

(2)出力された製品構造の情報により、全体座標系での位置情報を他機種もしくは自機種で流用することが可能となり、位置設定の作業工数を 1 レベル 1 部品あたり約 5 分削減できた。

(3)Windows 機でモデリング可能となった。

(4)部品表システムとの連携において、設計変更単位に変化点を抽出する仕様にしたことにより、変化点を抽出する作業工数を削減できた。

6. まとめ

上述のシステム開発により、

(1)PDM システムで管理するツリー情報を旧システムと

比較して削減することにより、DPM構築機種拡大および派生数を拡大できるようにした。

(2)日単位での部品表システムデータ連携を可能にし、出図されたデータをできるだけ早く DPM として公開できるようにした。

(3)DPM 構築のためのシステムを V5 に適用させることで、Windows 環境にて稼動することが可能になった。

(4)分散処理機能を導入することにより、DPMシステムのスケラビリティを確保することが可能になった。

参考文献

(1) <http://monoist.atmarkit.co.jp/fpro/articles/xvl/02/xvl02a.html>, 2009/08/18

(2) 上田宏, 中里正明, 加賀谷昭夫, 中村忠, 師鉄平, 田中秀幸: Data Proto Model のシステム開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.77-84

(3) [http://www.tc184-sc4.org/SC4_Open/SC4_Legacy_Products_\(2001-08\)/STEP_\(10303\)/](http://www.tc184-sc4.org/SC4_Open/SC4_Legacy_Products_(2001-08)/STEP_(10303)/), 2009/09/11

■著 者■



中野 文雄



宅 美 仁 史



山本 孝 則

DSS(作図支援システム)の開発

Development of DSS (Drawing Support System)

山 本 良*
Ryo YAMAMOTO

實 満 聡*
Satoshi HOUMAN

鈴 木 和 典*
Kazunori SUZUKI

要 旨

本システムは、図面経歴および構成部品などの管理情報(以下部品管理情報)を入力し、それらの情報を車の製品基本情報を総合管理している技術部品表システム(以下NEWS)の情報と照らし合わせ、整合性が取れているかチェックをおこなう CAD ソフトウェア(以下 CATIA V5)上で動作するシステムである。

部品管理情報を効率よく入力するためのインターフェイスを開発し、NEWS との整合性チェック結果を図面にフィードバックし修正する一連の作業を自動化した。また、外部ネットワーク接続におけるセキュリティの対応を強化したことによってインターネットを介して本田技術研究所だけでなく、取引先環境でも同システムを使用できるようになった。

効果として、設計者の図面作成や修正といった図面の作図および出図工数を、CATIA V4の作図支援システムに対して約 35%削減することができた。

ABSTRACT

The DSS system operates on CAD software (hereafter, "CATIA V5"). It inputs the drawing history, components and other management information (hereafter, "parts management information"), compares this information with the information of the technical parts table system (hereafter, "NEWS") that comprehensively manages basic automobile product information, and checks for compatibility between the two.

An interface was developed to efficiently input parts management information, and the series of tasks to feed back the results of the compatibility check with NEWS to the drawings and correct the drawings was automated. In addition, security measures, when connecting with external networks, were strengthened, enabling the DSS system to be used not only by Honda R&D Co., Ltd, but also with suppliers' system environments via the internet.

This effectively reduced the drawing creation and issue processing time needed for designers to create and correct drawings by approximately 35% compared to the CATIA V4 drawing support system.

1. まえがき

これまで図面データ上の標題欄、構成部品欄から部品管理情報を抽出、チェックする CATIA V4 の作図支援システム(以下旧システム)を社内開発し展開をしてきた。しかし図面の図枠や構成部品欄の作成に工数がかかること、チェック結果の修正に工数がかかること、セキュリティ確保や外部からの DB 接続に課題があり、取引先にシステムを提供していなかったことなど、作図や出図をおこなう上で以下の課題、制約があった。

(1) 煩雑な作図手順

設計者は作図の際、作図規定として定められている技術

*四輪R&Dセンター

標準規格および作図規定に準拠した、標準化されたシンボル形状(構成部品欄などを表現する表の枠線、および欄中の記号、文字など)を手動で配置しながら標題欄や構成部品欄を作成する必要があった。例えば、構成部品が複数存在する場合、構成部品欄をシンボル形状からその都度選択し、作成する必要があった。

(2) 部品表情報チェック機能

一連のチェック作業が自動化されていないため修正に工数がかかっていた。構成部品欄の部品名称、適用されている部品の個数は人がチェックをおこなっており工数がかかっていた。

(3) 取引先作図環境の未整備

各取引先が図面を発行する場合、社内規定に従って作図

した図面を担当設計者へ提出する必要がある。しかし、旧システムはセキュリティや通信性能などの課題のため、取引先への提供はおこなわれていなかった。取引先で作図された図面は、担当設計者が旧システムでチェックし、標題欄、構成部品欄などの図面情報の修正をおこなう必要があり、作業負荷が発生していた。

これらの旧システムでの課題解決のため、CATIA V5 システムの移行に合わせ、部品管理情報の作成支援および NEWS と照らし合わせ、整合性が取れているかチェックをおこなう作図支援システム(Drawing Support System : 以下 DSS)の開発をおこなった。

2. 開発のねらい

CATIA V5 では Drawing(2D)や Product/Part(3D)にファイルが分割されている。それらのファイル間にリンクを持たせ管理する機能により既存データの流用、複数作業での作業分担が容易となった。作図支援システムについても、V5の技術特性を生かし、前述の課題に対処するために、以下をねらいとして新システムの開発をおこなった。

- (1) CATIA V5 の図面および部品管理情報作成支援システムを開発し、設計者の作業効率を向上させる。
- (2) NEWSと連携した部品管理情報のチェックと自動修正機能を開発し、図面品質チェック自動化機能を向上させる。
- (3) セキュリティの対応を強化し、作図支援ツールを取引先へ提供し、利便性を向上させる。

Fig. 1 にシステム概要を示す。標題欄、構成部品欄の自動配置、図面情報の入力、入力結果のチェックなど作図支援機能(Drawing Support Command)を集約させることで、図面品質の向上、作図手順の簡略化を目指した。

また Web ヘルプとの連携をおこなうことで、設計者がエラー原因に対応したヘルプを参照しながら修正をおこな

えること、セキュリティを保ち、取引先でも DSS を使用できることを開発目標とした。

NEWSとの連携を強化し、図面チェック機能の精度向上を図り、図面差し戻しをなくすこと、および図面発行までのリードタイムを 35%削減することを目指した。

その上で、3D属性情報など、今後の機能拡張が容易となるよう、各システム間の連携の容易性を実現するシステム構築を図った。

3. DSSの開発機能

開発のねらいに沿って新機能を実装した。以下開発された機能について説明する。

3.1. 部品管理情報の作成支援機能

旧システムのデータ構造では、テキストなどのシンボル形状の中に図面、部品管理に必要な属性情報を持たせていた。設計者は複数の作図コマンドを駆使して、最初にシンボル形状を図面上に配置し、その後で属性情報を記入していた。このため作業効率が悪いことと、シンボル形状の再配置などがフレキシブルにできないなどの課題があった。

新システムではシンボル形状と属性情報を分離し、個別にハンドリング可能となるようなデータ構造を採用した。シンボル形状と属性情報のリンクはシステム内部で管理し、設計者はシンボル形状を意識すること無く、部品管理情報を入力できるようになった。標題欄、部品構成欄を作成する専用のユーザーインターフェイス画面から部品管理情報を入力し、図面上の配置座標を指定することで、標題欄、部品構成欄を効率よく作成し、フレキシブルに図面上にレイアウトすることが可能となった(Fig. 2)。

また、Excel の専用フォーマットに記載した標題欄や構成部品欄の情報を DSS 上の個別標題欄や構成部品欄に入力する Excel import 機能、DSS 上の個別標題欄や構

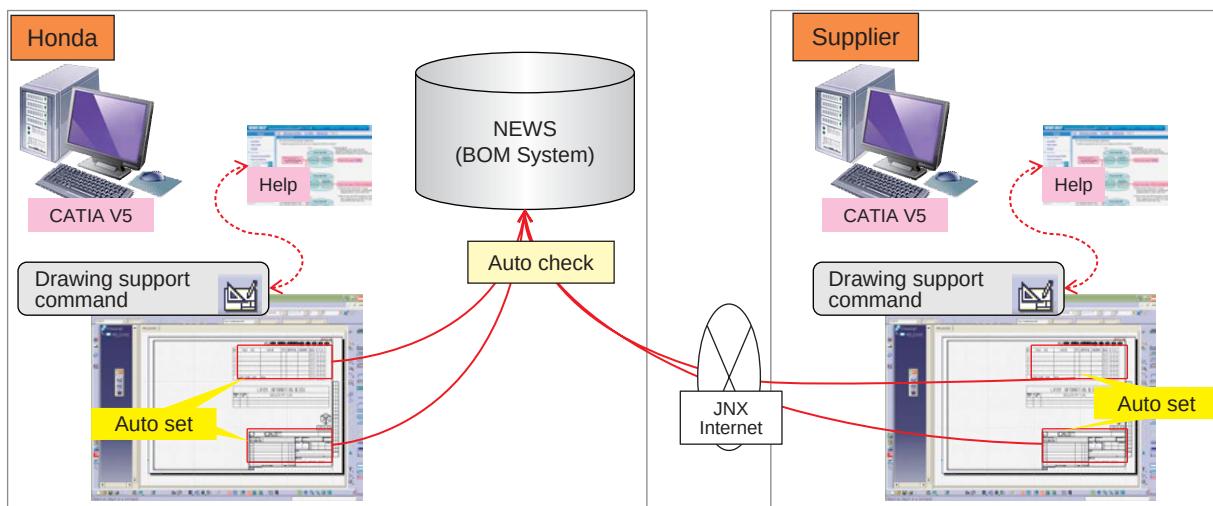


Fig. 1 Image of DSS

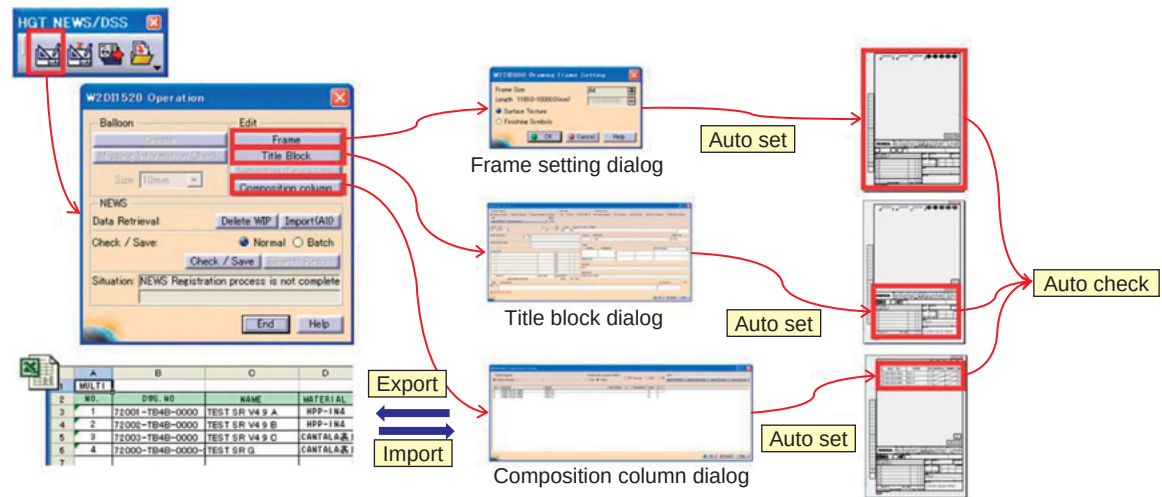


Fig. 2 2D drawing support

成部品欄の一覧を Excel の専用フォーマットに出力する Excel export 機能を開発した。

設計者が DSS 上で部品番号や部品名称を手入力すると、入力ミスが発生する可能性があるが、NEWS から構成情報をコピーし Excel の専用フォーマットにペーストし Import することで入力ミスをすることなく DSS に入力することができる。

3.2. 部品管理情報のチェックと修正機能

DSS と NEWS の二つのシステム間をソケット通信で連携し、部品管理情報の自動チェックをおこなう機能を開発した (Fig. 3)。DSS で作成された部品管理情報はテキストファイルとして出力され、NEWS 振り分けサーバ (NEWS Distributer) に接続し (図中(A))、処理をおこなっていない NEWS 計算サーバ (NEWS Calculation server) に処理依頼をする (図中(B))。そこで NEWS データベースの製品基本情

報との整合性チェックがおこなわれる。NEWS 計算サーバを並列化し処理を分散させることにより、処理全体の高速化を図った。

整合性のチェックは部品番号の経歴 (設計変更の経歴)、部品名称、適用されている部品の個数で比較をおこない NAS 上にチェック結果が保存される (図中(C))。図面チェックでエラーが発生した場合、チェック結果をテキストファイル経由で DSS にフィードバックし (図中(D))、部品情報を最新の状態に自動的にできるようにした。また設計者の確認が必要な内容については、修正確認箇所を図面上でハイライト表示し、設計者の判断の上、修正できるように柔軟性を持たせた。同時にエラーメッセージとエラー対応方法が記載されたヘルプの画面を表示し、確認しながら図面の修正をおこなえるようにした。構成部品の多い図面では 300 以上の構成部品欄が記載されている。これらの構成部品に対して設計変更の履歴を追って、整合性のチェックをおこなうため、設計者の作業負担が大きかった。従来はすべて手作業で部品管理情報のチェックをしていたが、DSS では自動でおこなえるようになった。

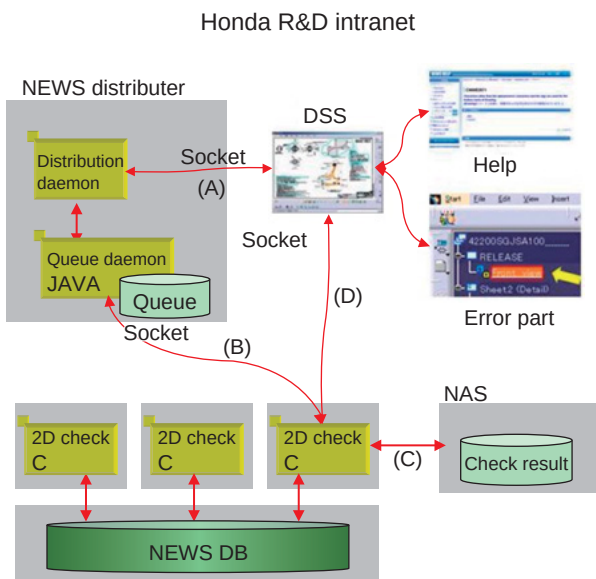


Fig. 3 DSS check flow

3.3. 取引先版 DSS の機能

取引先版 DSS で図面チェックをおこなった場合のフローを Fig. 4 に示す。はじめに図面データから部品表情報が記載されたテキストファイルを取引先環境のローカルに作成する。DMZ 領域にある認証サーバに接続し SSL 認証とログイン認証を受ける。リバースプロキシサーバを設置することにより、認証サーバへの応答の肩代わりができ、セキュリティをより高めることができる。DMZ には外部からの不正アクセスを防ぐファイヤーウォールを設置している。その後、Servlet から部品表情報ファイルを所内のイントラネット内のサーバにアップロードする。チェックは所内版 DSS と同様におこなわれ、チェック結果ファイルはサーバを経由し取引先のローカル端末に書き出す。最後に取引先

版 DSS のダイアログにチェック結果が表示される。

外部の DMZ 領域から研究所のイントラネット内のサーバへの接続プロトコルは、システム間連携の業界標準である RMI-IIOP(Remote Method Invocation over Internet Inter-ORB Protocol)を採用した。

ソフトウェアのセキュリティ強化対応として、取引先にはそれぞれ固有のメーカ識別タグを付与している。メーカ識別タグにはメーカコード、メーカ名、Honda 事業所の略称が記載されているサイト名がそれぞれ格納されている。取引先版 DSS で図面のチェックをおこなう場合、このメーカ識別タグがモジュールに含まれていないと、図面チェックが実行できないように制御している。

取引先環境構築、運用の効率化のために DSS を導入するためのインストーラを作成した。Fig. 5 に示すとおり、取引先版 DSS プログラム本体とヘルプを別々にインストールできるようにすることにより、差分モジュールのサイズを最小限にして提供することができる。

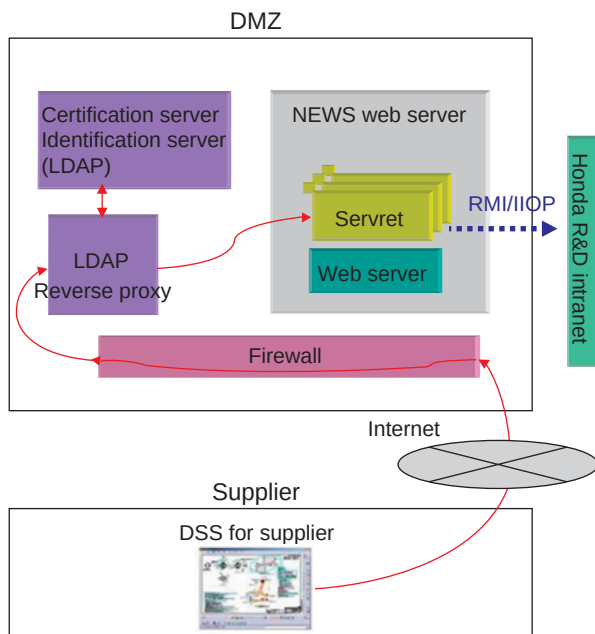


Fig. 4 Supplier DSS check flow

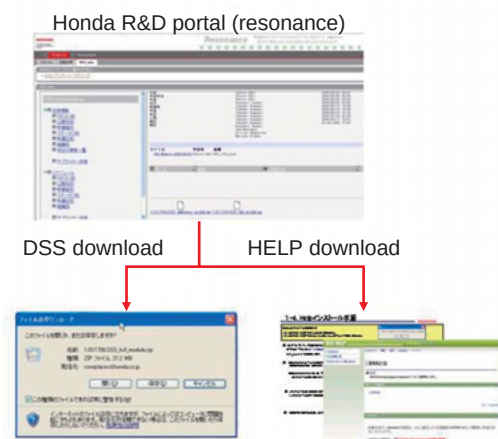


Fig. 5 Supplier DSS difference installer

4. 効果

4.1. 作図作業効率の向上

DSSでは作図機能を一つの機能に統一したことで、図枠、標題欄、構成部品欄などの作成は、統一されたコマンドより自動で実施されるようになった(Fig. 6)。

4.2. 図面品質チェック機能向上

NEWSとの連携をおこない、作図時に部品表情報と図面情報の相互チェックをおこなう仕組みを取り入れたことで、図面品質チェック機能が向上した。

チェック自動化を実現し、設計者の作業簡易化、高速化が実現できた。作図効率や図面品質チェック機能向上により設計者の作業時間が旧システムに比べ35%以上削減した(Fig. 7)。

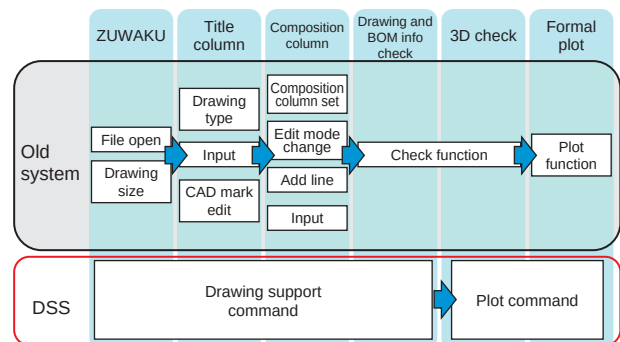


Fig. 6 Unification of command

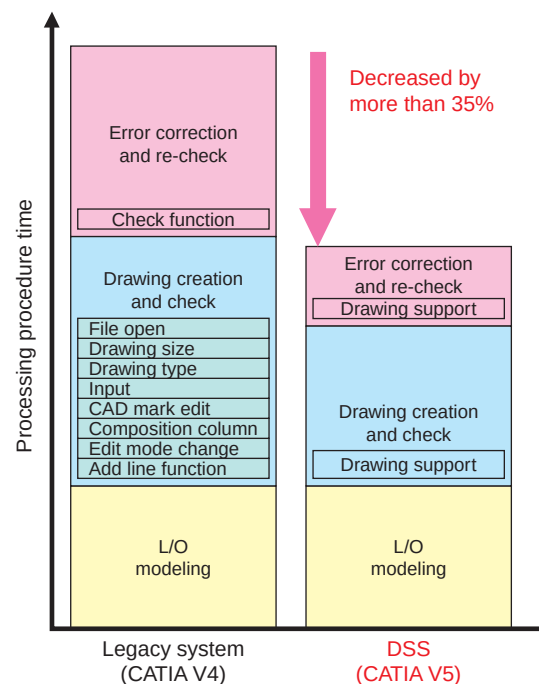


Fig. 7 Processing procedure time

4.3. 取引先への作図環境提供

取引先版 DSS では所内と同等の機能を利用することが可能となっており、取引先での作図効率向上と図面品質チェック機能向上に貢献している。2009 年 8 月時点で国内外含め 210 社の取引先にて DSS を利用していただいている。

4.4. システム能力の向上

DSS では図面チェック機能の一部を作図機能と統合化することで、チェック精度は向上させつつ図面チェックにかかる時間を短縮した。処理サーバの並列化なども実施して、システム安定性、処理全体の高速化を図り、旧システム以上の性能を確保することができた。

また NEWS との連携を強化し、システムの利便性向上および他システムとの連携の容易性を実現した。

5. まとめ

DSS を開発したことにより、設計者の作業効率と図面品質チェック自動化機能が向上し、作図および出図工数を約 35%削減することができた。またセキュリティの対応を強化し、DSS を取引先へ提供し利便性も向上した。

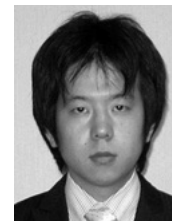
3D モデリングの技術の進歩は顕著であり、今後、図面データの形態は 2D 図から 3D 図に移行していき、3D 属性情報を保持したデータ形態に拡張していく。

DSS の今後の展開としては、モデル上に書かれた 3D 属性情報を読み取りチェックし、現状の図面チェックと同様、精度の高いデータを下流工程に受け渡しできるように改善していく。また NEWS をはじめとする各システム間の連携の容易性をより実現できるシステムを構築し、機種開発に貢献できるようシステムを展開していきたい。

■ 著 者 ■



山本 良



實満 聡



鈴木和典

二輪車用小型エンジンにおける排気バルブ制御による NO_x 低減システムの開発

Development of NO_x Reduction System Based on Exhaust Valve Controls for Use in Small
Motorcycle Engine

中 溝 大 和*
Yamato NAKAMIZO
小 島 充*
Mitsuru KOJIMA

藤 原 一 夫*
Kazuo FUJIHARA
山 西 輝 英*
Teruhide YAMANISHI

要 旨

圧縮行程初期又は吸気行程後期から圧縮行程初期に、排気バルブをわずかに開閉させる内部 EGR システムを考案した。この開閉タイミングの場合、吸気行程はほぼ完了しているため、新しい混合ガスの充てん率低下はほとんどない。かつ、筒内圧は負圧であるため、NO_x低減のための十分な既燃ガスが勢いよく筒内へ流入する。その熱エネルギーと乱流エネルギーにより、筒内の混合ガスが活性化される。ゆえに、本システムはバルブタイミングを可変にする必要はなく、排気側カム軸と同軸に配置されたEGRカムをソレノイドで作動させるシステムとした。その結果、良好なドライバビリティを得つつ、排気エミッション規制(Euro 3)走行モードにおいて、NO_x が約 50%、CO が約 20%低減された。また、NO_xが大幅に低減できたために、Euro 3排気エミッション規制値をクリアするための触媒容積を、従来に対して約 70%小さくすることが可能となった。

ABSTRACT

An internal EGR system was devised that opens and closes an exhaust valve slightly at the beginning of the compression stroke, or between the end of the intake stroke and the beginning of the compression stroke. When this valve timing is used, the fresh air-fuel mixture charging rate shows practically no decrease because the action occurs when the intake stroke is more or less over. Sufficient burnt gas for NO_x reduction rapidly flows into the cylinder because the in-cylinder pressure is negative. The thermal energy and turbulence kinetic energy of the burnt gas activate the air-fuel mixture in the cylinder. Therefore, this system does not require variable valve timing, and it was designed to use a solenoid to operate an EGR cam that is located on the same shaft as the exhaust camshaft. As a result, the system achieved favorable drivability while reducing NO_x by approximately 50% and reducing CO by approximately 20% in the Euro 3 driving mode. Significant reduction of NO_x also enabled a reduction of approximately 70% in the catalyst volume needed to satisfy Euro 3 exhaust emissions standards.

1. まえがき

二輪車の排出ガス規制が年々厳しくなる中、現状の排気エミッション低減システムは触媒の浄化率の性能に依存している。特に、NO_x を大きく低減させるためには、触媒の浄化率を向上させる必要がある。そのために、空燃比のストイキ制御、触媒の容積増、マフラ内における触媒の配置、触媒の温度などを検討する必要がある。その結果、高コストのシステムになってしまうケースが多い。また、燃費低減のために空燃比をリーンにすると、触媒の NO_x 浄化率が大きく低下する。そのためにリーン化が図れない。ゆえに、触媒に頼らず、NO_x を低減する低コストの技術が必要である⁽¹⁾⁻⁽³⁾。

*二輪R&Dセンター

今回、圧縮行程初期又は吸気行程後期から圧縮行程初期に、排気バルブをわずかに開閉させる低コストな排気バルブの二度開け内部EGRシステムを考案した。本稿では、そのシステムによる NO_x 低減効果とその達成手法について述べる。

2. 開発のねらい

本システムの開発のねらいは、大幅な NO_x 低減により排気エミッション低減のために使っている触媒容積を大幅に小さくして、小型二輪車において環境性能と経済性を両立させることである。そのために、目標を下記内容とした。

- (1) 既燃ガスの流入による、熱および乱流エネルギーにより筒内の混合ガスが活性化されること。そして、大幅な NO_x が低減されること。
- (2) 良好なドライバビリティを得るため、EGRによる既燃ガスの流入により新気混合ガスの充てん率が大きく低下しないこと。
- (3) 軽量・コンパクトで廉価な内部 EGR システムレイアウトとすること。

3. システム概要

3.1. システム作動機構

Table 1 に本エンジンの主要諸元を示し、Fig. 1 に本システムの EGR カム作動機構の概略を示す。Fig. 1 に示されるように、シンプルな動弁構造とするため、EGRカムはカムシャフトと同軸上に配置され、軸方向にスライドする。EGR カムが作動しない場合(EGR OFF)と EGR カムが作動する場合(EGR ON)との切り換えは、リンクを介してソレノイドによりおこなわれる。本システムのレイアウトで配慮した主な内容を以下に記す。

- (1) リンク機構を設け、レバー比を与えることで、ソレノイドの小さいストローク量から適切な EGR カムのスライドストローク量を確保した。
 - (2) EGRカムと通常の排気バルブ用カムは、同一のロッカアームにより排気バルブを作動させる。
 - (3) 各部品の公差によるクリアランスの累積を吸収するため、リンク機構内にアジャストスクリューを設ける。
- 次に、EGRカムが作動した時の排気バルブのリフトカーブを Fig. 2 に示す。

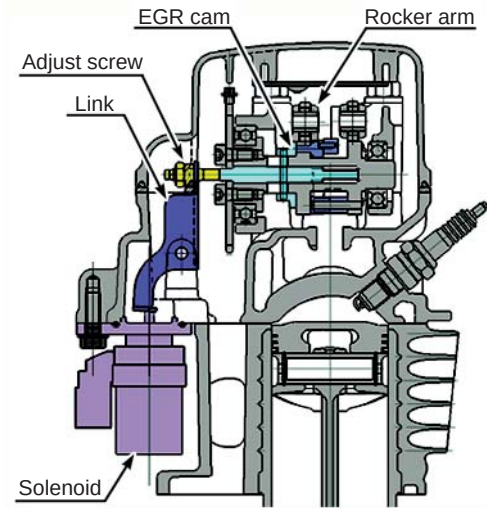


Fig. 1 EGR cam actuation mechanism

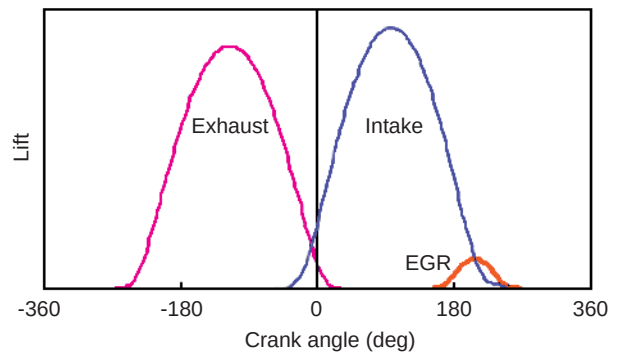


Fig. 2 Exhaust valve lift curves during actuation of EGR cam

3.2. 本システムによる燃焼改善確認

3.2.1. 実機における燃焼解析結果

本システムの EGR カムが作動しない場合(EGR OFF)及び EGR カムが作動した場合(EGR ON)の筒内圧力、排気管圧力、吸気管圧力を Fig. 3 に示す。

このグラフから、EGRカムが作動すると同時に排気管圧力が低下し、筒内圧力が上昇していることがわかる。すなわち、EGRカムが作動するタイミングにおいては筒内圧力が負圧であるため、EGRカムによって排気バルブが開くと同時に排気ポートから既燃ガスが筒内に流入し、筒内圧力が上昇することが明らかになった。

また、吸入管圧力の上昇はほとんどないため、既燃ガスが吸入管側にはほとんど流入していない。ゆえに、既燃ガスのエネルギーは筒内の混合ガスを活性化するために有効に使われていると考えられる。

次に EGR カムが作動しない場合(EGR OFF)と作動した場合(EGR ON)との P-V 線図を Fig. 4 に、熱発生率($dQ/d\theta$)を Fig. 5 に示す。これらのグラフから、EGR ON の場合はEGR OFFの場合より筒内圧力が大きく上昇し、 $dQ/d\theta$

Table 1 Engine specifications

Items		Specifications
Engine type		4-stroke Single-cylinder
Cooling type		Liquid cooled
Bore × stroke (mm)		50.0 × 55.0
Displacement (cm ³)		108
Compression ratio		11.0
Valve train		SOHC
Valve diameter (mm)	Inlet	φ25.5 × 1
	Exhaust	φ21.0 × 1
Max. power (kW/r/min)		6.6/7 500
Max. torque (Nm/r/min)		9.3/6 000

$d\theta$ も高くなることが明らかになった。また、Fig. 6 に EGR OFF, ON における筒内温度を示す。EGR ON の場合、圧縮行程中の温度は上昇しながらも、燃焼行程中の最高温度は低減できている。

以上のように、本システムの EGR カムの開けタイミングを圧縮行程初期又は吸入行程後期とし、閉じタイミングを圧縮行程であるが筒内圧が負圧状態のタイミングにすると、燃焼を改善させつつ筒内の最高温度を低減できることが明らかになった。

3.2.2. CFD による筒内流動と燃焼解析結果

(1) 計算条件

3.2.1. の実験結果に基づき、既燃ガスの流入と乱流エネルギーの効果を確認するため、筒内流動を含めた燃焼解析を CFD 解析により検証した。

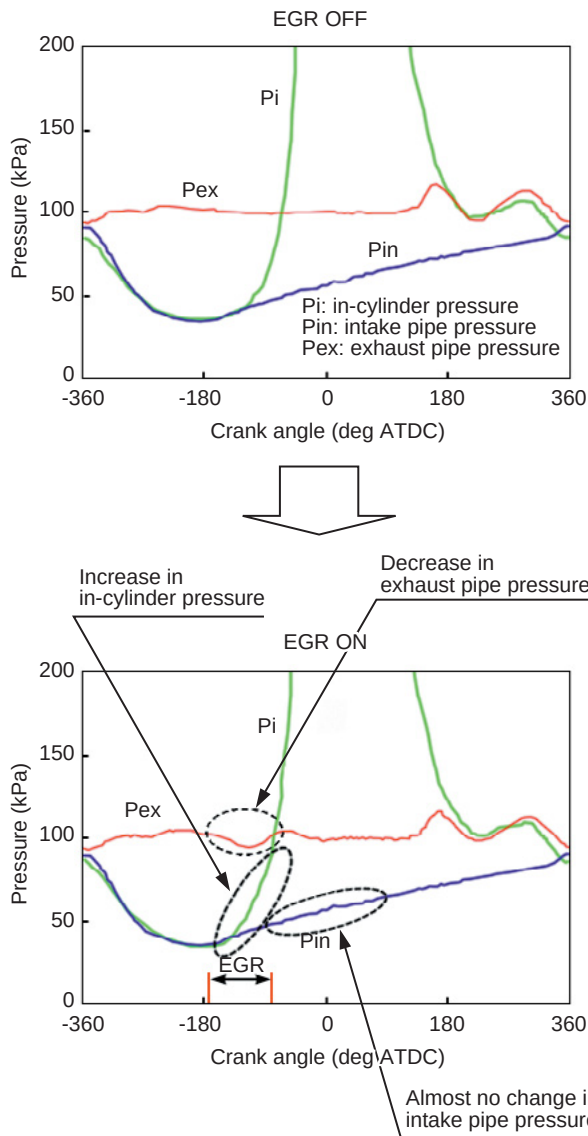


Fig. 3 Pressure applied to each part when EGR cam is in OFF and ON state

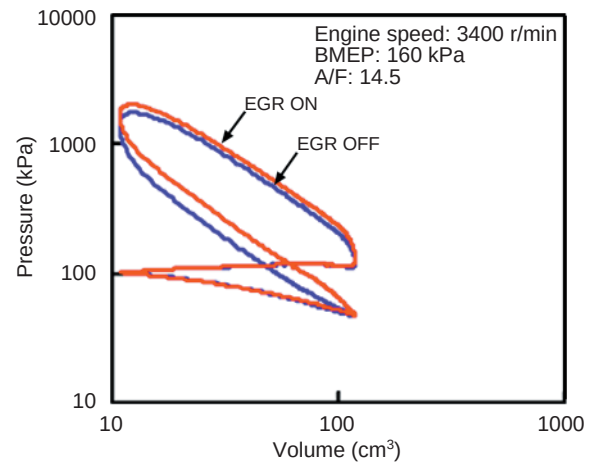


Fig. 4 P-V diagram when EGR cam is in OFF and ON state

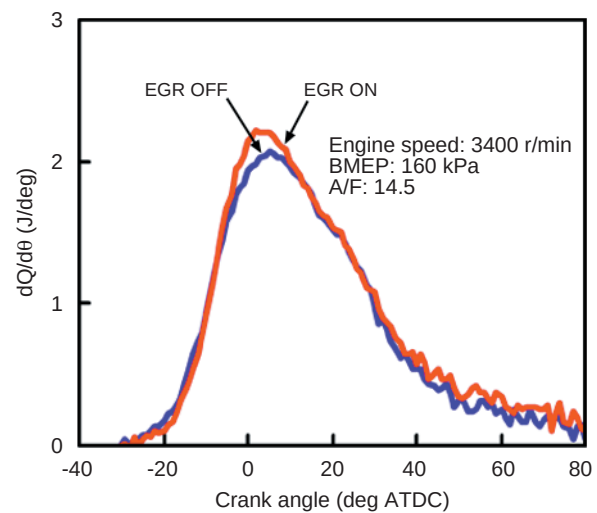


Fig. 5 $dQ/d\theta$ when EGR cam is in OFF and ON state

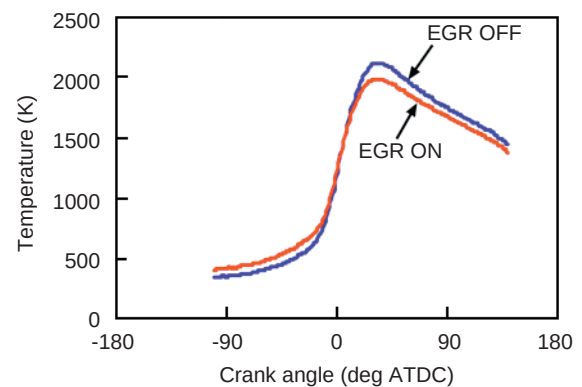


Fig. 6 In-cylinder temperature when EGR cam is in OFF and ON state

CFD 計算には市販の三次元熱流体解析コードである FIRE(AVL List 社)を用い、乱流モデルは標準 $k-\varepsilon$ を、燃焼モデルは ECFM(Extended Coherent Flame Model)を適用した。計算の初期条件と境界条件には、実機測定より得られた各部圧力及び各部温度測定値を与えた。なお、インジェクタから噴射された燃料は吸気弁が開くまでの間に吸気ポー

ト内ですべて気化しているものと仮定し、均質単相(当量比 = 1)の新気がシリンダに流入し、既燃ガスと混合して燃焼する過程を計算した。

(2) EGR 分布

排気管内の既燃ガスが筒内に流入する様子及び、EGR OFF, ON における EGR 分布を Fig. 7 に示す。EGR ON の場合、圧縮行程初期(−160 ~ −100 deg ATDC)のタイミングでEGRカムにより排気バルブが再び開き、排気管内の既燃ガスが筒内壁面に沿うように筒内に流入し、筒内の EGR 率が上昇していることがわかる。EGR 作動時の各部圧力測定値から推定できる既燃ガスの筒内流入現象が、より詳細に確認できた。

(3) 筒内乱流エネルギー

EGR OFF, ON におけるスパークプラグ近傍の乱流エネルギーを Fig. 8 に、筒内平均乱流エネルギーを Fig. 9 に示す。EGR ON の場合、筒内の乱流エネルギーが大きく上昇していることがわかる。EGR作動時に、排気管内と筒内

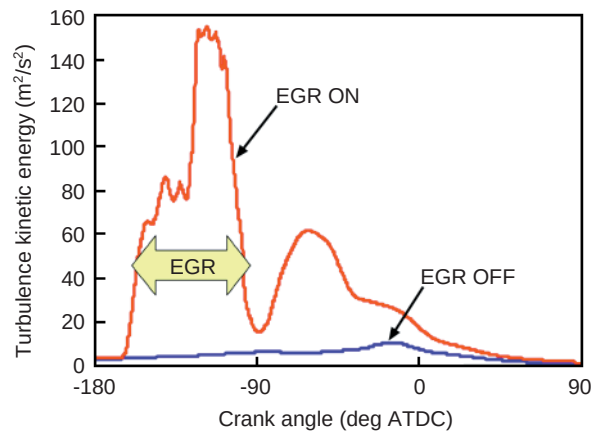


Fig. 8 CFD analysis of turbulence kinetic energy around spark plug

の圧力差で流入してくる既燃ガスが乱流エネルギーの増幅源となっている。本システムでの燃焼改善原因の一つと考えられる乱流エネルギーの変化が、より詳細に確認できた。

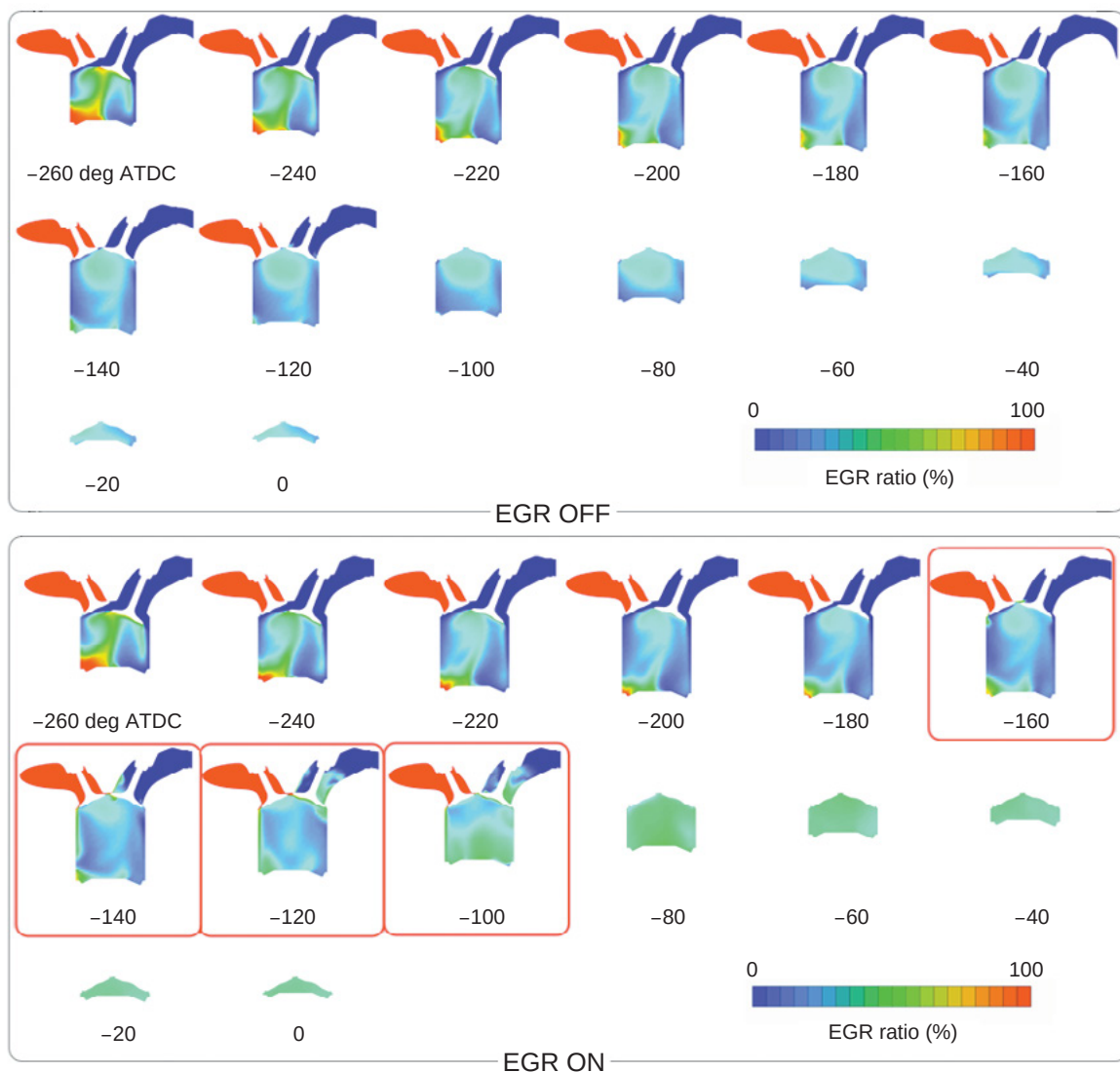


Fig. 7 CFD analysis of EGR

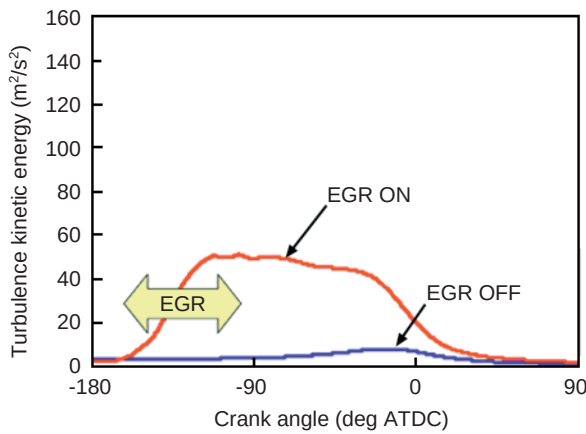


Fig. 9 CFD analysis of average turbulence kinetic energy in cylinder

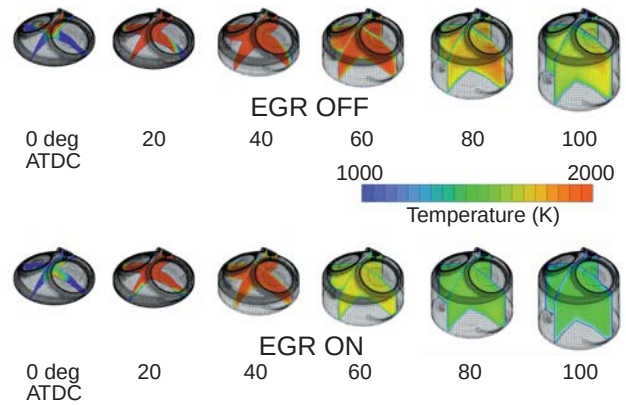


Fig. 11 CFD analysis of in-cylinder temperature

(4) 火炎伝播

EGR OFF, ON における火炎伝播の様子を Fig. 10 に示す。EGR ON の場合、着火遅れがあるものの、着火後の火炎伝播が早いことがわかる。EGR 流入による筒内の乱流エネルギーと内部 EGR による熱エネルギーの向上が原因であると考えられる。実験結果同様に、EGR 率の上昇にもかかわらず燃焼が改善していることがわかる。

(5) 筒内温度

EGR OFF, ON での燃焼行程中における筒内温度変化の様子を Fig. 11 に示す。

EGR ON の場合、燃焼行程中の筒内温度が低減していることがわかる。

以上のように、CFD 解析においても、本システムは燃焼を改善しつつ燃焼温度を低減できることが確認できた。

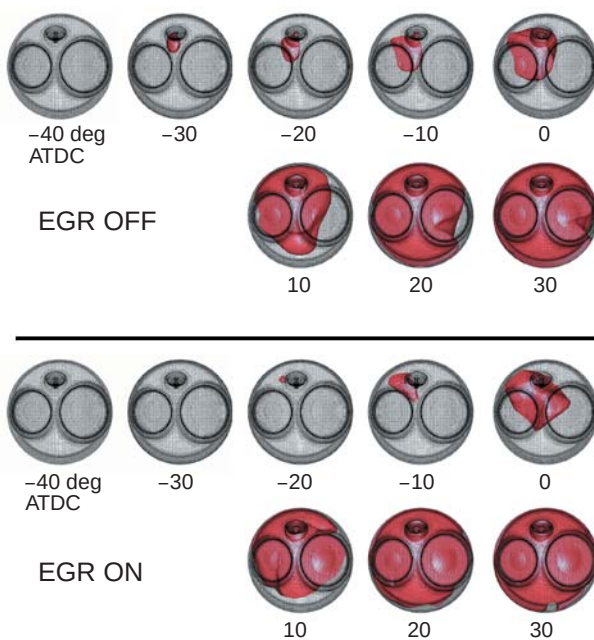


Fig. 10 CFD analysis of flame propagation

4. EGR カム作動特性の設定

4.1. 作動タイミング

EGR カムのリフトを一定とし、開角タイミングを変化させた各仕様(1, 2, 3)での排気バルブのリフトカーブを Fig. 12 に示す。そして、各仕様においてエンジン回転数・負荷を変化させ、NOx を測定した。それらの測定ポイント(a, b, c, d, e, f)を Fig. 13 に示し、各測定ポイントでの EGR による NOx 低減率の結果を Fig. 14 に示す。

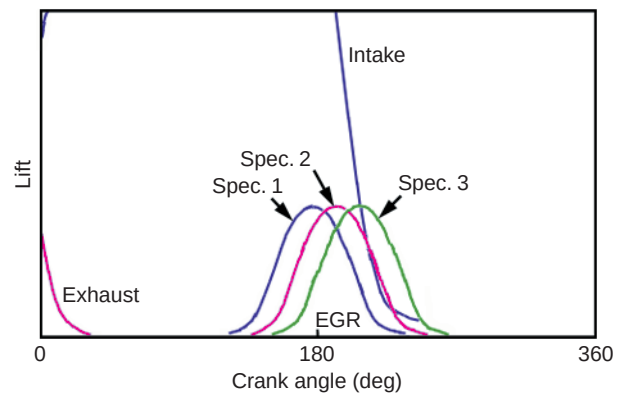


Fig. 12 Exhaust valve lift curves by difference in actuating timings of EGR cam

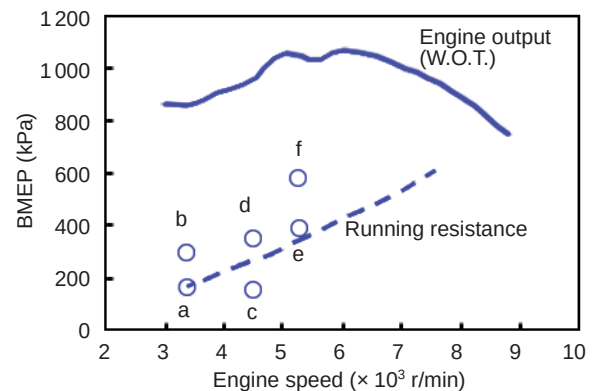


Fig. 13 EGR effect verification points

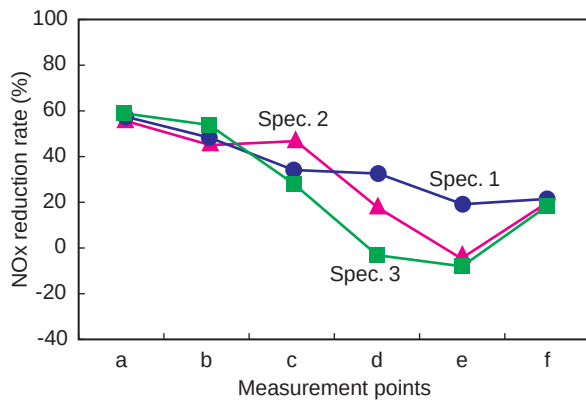


Fig. 14 NOx reduction rate by difference in actuating timings of EGR cam

各仕様共に、低回転・低負荷ほど NOx 低減率が高いのは、EGR カムが作動したときの筒内の負圧が大きいいため、既燃ガスの筒内への流入が多くなるからである。一方、高回転・高負荷になるほど NOx 低減率が少ないのは、EGR カムが作動したときの筒内の負圧が小さいため、既燃ガスの筒内への流入が少なくなるからである。

ただし、仕様 2、3 において、高回転・高負荷領域(測定ポイント f)で NOx が低減しているのは、EGR カムが閉じるタイミングで、筒内圧力が排気管圧力より高くなり、筒内の混合ガスが筒内から排気ポートに抜けてしまい、その結果、圧縮圧力の低下により燃焼が悪化したからである。そのときの筒内圧力、排気管圧力、吸入管圧力を Fig. 15 に、筒内圧力から求めた $dQ/d\theta$ を Fig. 16 に示す。これらのグラフからも、燃焼が悪化していることがわかる。

これらの結果より、燃焼を悪化させることなく、低負荷から高負荷まで NOx の低減効果を得るためには、EGR カムの開角タイミングは仕様 1 が良いことがわかる。

4.2. 作動リフト

EGR カムの開角タイミングを一定(4.1 項の仕様 1)とし、リフト高さを変化させた各仕様(A, B, C, D)での排気バルブのリフトカーブを Fig. 17 に示す。そして、各仕様においてエンジン回転数・負荷を変化させ、NOx を測定した。測定ポイントは、Fig. 13 に示したポイントであり、EGR による NOx 低減率の結果を Fig. 18 に示す。

低リフトの場合(仕様 A)は、EGR カムの開角面積が少ないため、筒内への既燃ガスの流入が少ない。ゆえに、NOx 低減率も少ない。一方、高リフトの場合(仕様 D)は、今回の測定ポイントすべてにおいて NOx 低減率が非常に多くなった。これは EGR カムの開角面積が大きくなり、筒内への既燃ガスの流入が多くなったためである。しかしながら、低回転・低負荷領域(測定ポイント a, c)では既燃ガスが非常に多く筒内に流入し過ぎたため、燃焼が悪化し、Fig. 19 に示すように HC が増加した。

以上のことより、今回の供試エンジンで NOx を低減させるための EGR カムの仕様として、EGR カムの開角タイミングは仕様 1、リフトは仕様 C が最も良いことが明らかになった。そして、EGR カムの作動は、エンジン回転数(Ne)とスロットル開度(θ_{th})により、ON/OFF 制御するものとした。

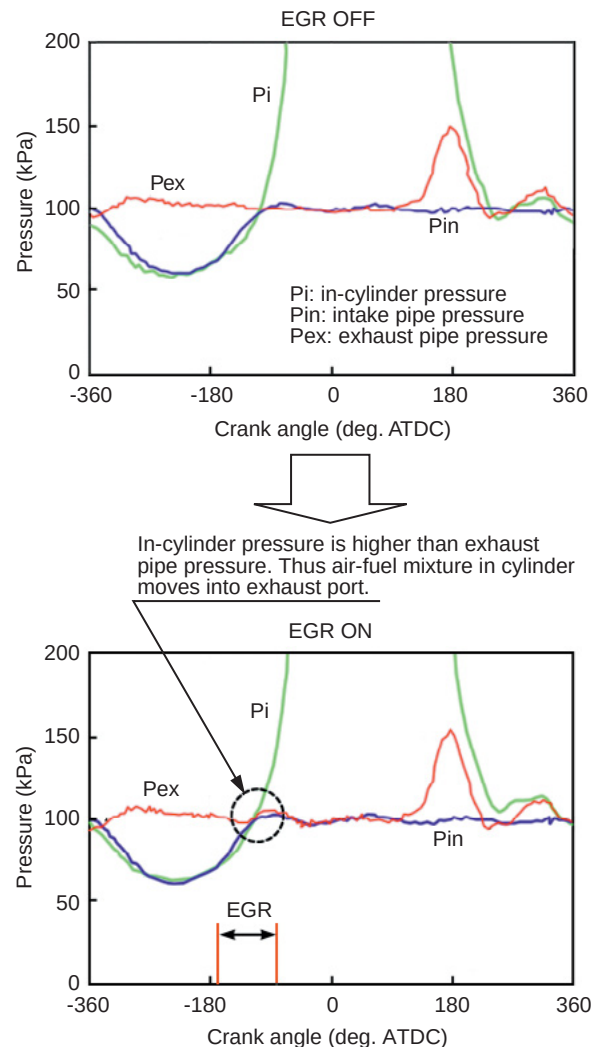


Fig. 15 Pressure applied to each part at measurement point "f" in specification 3

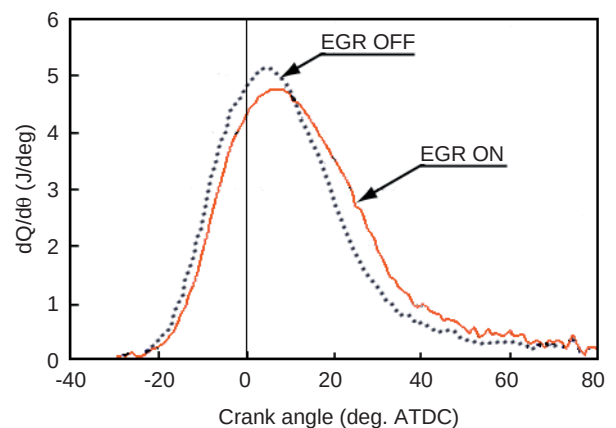


Fig. 16 $dQ/d\theta$ at measurement point "f" in specification 3

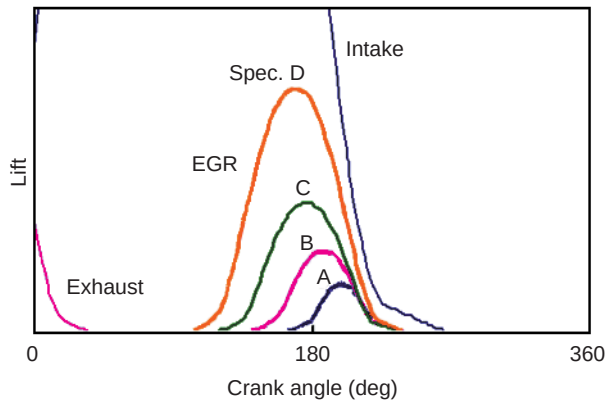


Fig. 17 Exhaust valve lift curves by difference in EGR cam lifts

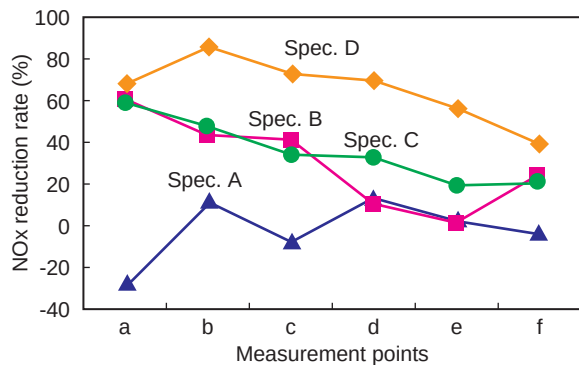


Fig. 18 NOx reduction rate by difference in EGR cam lifts

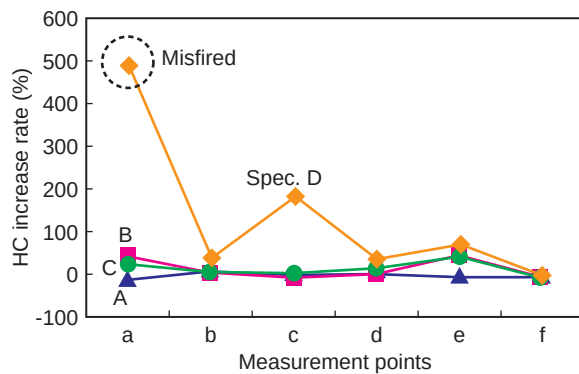


Fig. 19 HC increase rate by difference in EGR cam lifts

5. 排気エミッション性能

本システムを使って、完成車で排気エミッションを確認した。触媒なしでの排気エミッション規制(Euro 3)走行モードでの試験結果をFig. 20に示す。このグラフより、定常走行のみならず加減速走行においても NOx 及び CO が大きく低減していることがわかる。

触媒なしでの Euro 3 走行モードでのトータル排気エミッション値を Fig. 21 に示す。このグラフに示すように、本システムにより NOx は約 50%低減し、CO は約 20%低減す

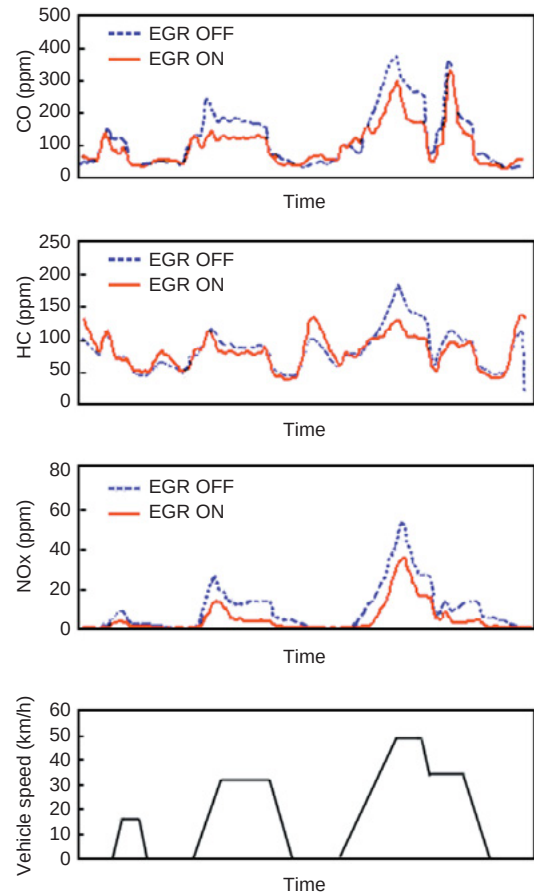


Fig. 20 Time history of exhaust emission in Euro 3 driving mode

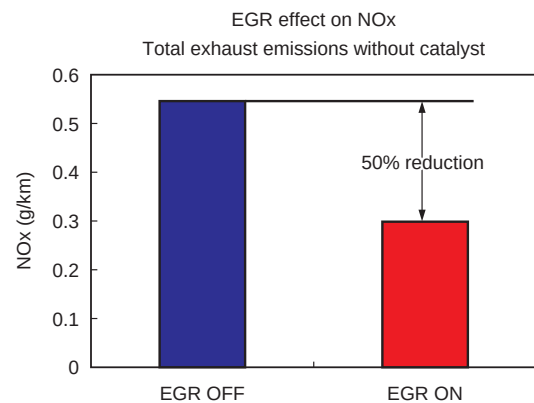
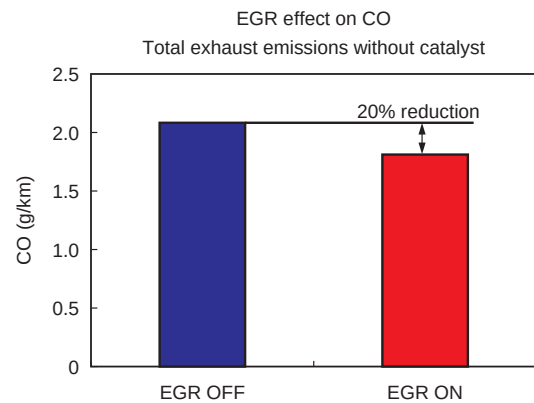


Fig. 21 Exhaust emission reduction effect by developed system in Euro 3 driving mode

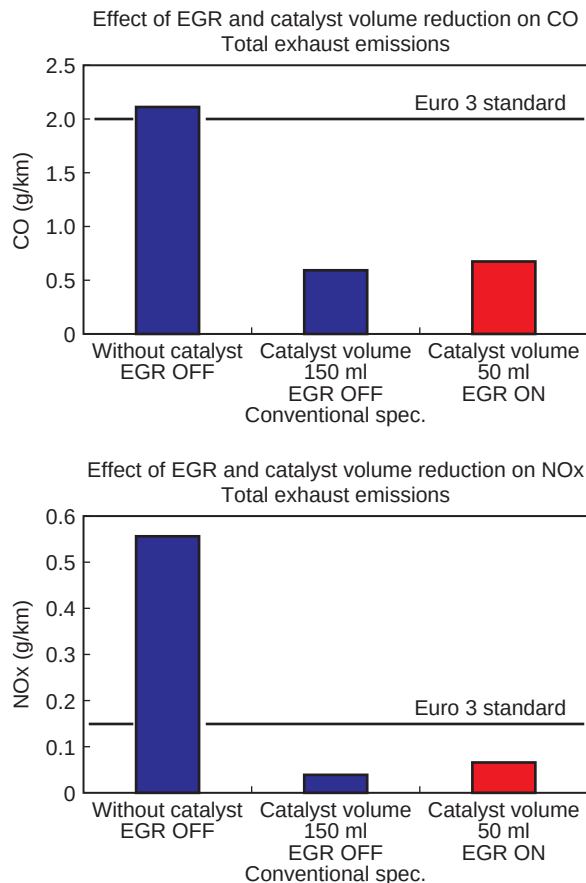


Fig. 22 Catalyst volume reduction effect by developed system in Euro 3 driving mode

ることが明らかになった。次に、触媒容積を小さくした場合の Euro 3 走行モードでの排気エミッションを測定した。その結果を、Fig. 22 に示す。このグラフからわかるように、Euro 3 排気エミッション規制値をクリアするための、触媒容積を従来に対して約70%小さくすることが可能となった。

6. まとめ

今回考案した内部 EGR システムにおいて、以下の知見と成果を得た。

- (1) EGRカムの作動タイミングは筒内圧が負圧状態で、できる限り遅いタイミングで開閉させることが望ましい。
- (2) Euro 3 走行モードでのトータル排気エミッション値において、NOx は約 50%低減、CO は約 20%低減することが明らかになった。
- (3) NOxの大幅な低減により、Euro 3排気エミッション規制値をクリアするための触媒容積を、約70%小さくすることが可能となった。

参考文献

- (1) Fuerhapter, A., Unger, E., Piock, W. F., Fraidl, G. K.: The new AVL CSI Engine-HCCI Operation on a Multi Cylinder Gasoline Engine, SAE Paper 2004-01-0551
- (2) 伊藤輝行: ガソリンエンジンにおける HCCI の可能性, ENGINE TECHNOLOGY Vol.7 No.2, p.26-32(2005)
- (3) 小池誠: 直接噴射式ガソリンエンジンの未燃排出物低減に関する研究, ENGINE TECHNOLOGY Vol.9 No.1, p.64-71(2007)

■ 著 者 ■



中 溝 大 和



藤 原 一 夫



小 島 充



山 西 輝 英

最適化を利用したピストン摩擦力の分解解析

Teardown Analysis for Piston Assembly Friction with Optimization Controls

中 西 啓太郎*
Keitaro NAKANISHI
南 克 哉*
Katsuya MINAMI

岡 田 義 裕*
Yoshihiro OKADA
角 田 巖*
Iwao KADOTA

世 良 啓 太*
Keita SERA

要 旨

本研究では、ピストン摩擦力におけるスカートおよびリングの寄与解析手法の構築および実践をおこなった。寄与解析は、スカートおよびリングそれぞれのストライベック線図を同定することによっておこなった。その結果、スカートは流体潤滑状態にあり、リングは混合潤滑状態にあることが明らかとなった。また、高回転低負荷条件下では特に、スカート摩擦力が支配的であることが明らかとなった。

ABSTRACT

This research involved creating a method for analyzing the contribution of the skirt and rings to the friction force of the piston assembly, and implementing such analysis. The contribution analysis was carried out by identifying the respective Stribeck curves for the skirt and the rings. The results showed that the skirt is in the fluid-lubricated region and the rings are in the mixed-lubricated region of the curve. The results also made clear that the friction force of the skirt is the dominant component under high-speed, low-load conditions, in particular.

1. まえがき

自動車用エンジンは、地球温暖化を抑制するためさらなる燃費の向上が求められている。燃費向上のためには、図示熱効率の向上と共に摩擦損失の低減が必要となる。ピストン、コンロッドの摩擦損失は全摩擦損失の 1/3 程度と大きな割合を占めていることが報告されており⁽¹⁾、特にピストン摩擦損失の低減は重要な課題として数多くの計測、解析がおこなわれてきた。

ピストン摩擦力の計測手段としては、スリーブを浮動支持して、負荷される荷重を測る手法がいくつか実施されている^{(2), (3)}。しかし、摩擦力はスカート部とリング部との合力として計測されるため、各々の寄与度は明らかになっていない。それに対し、それぞれを単独で解析した例としては、リング単体の摩擦力測定⁽⁴⁾やCAEによる計算^{(4)・(6)}等があるが、実動時での解析は報告されていない。以上の課題

は、実測ピストン摩擦力を直接的に分解解析することによって解決できる。

本研究では、計測したピストン摩擦力を、ストライベック線図の同定によってスカート発生分とリング発生分とに分解する手法を提案し、実動時の摩擦力分布を算出した。次に、得られた線図を用いてスカート、リングそれぞれの摩擦損失に対する回転数および負荷の影響を調べてピストン摩擦損失への寄与を解析し、低減へ向けた一助とする。

2. 実験装置

ピストン摩擦力の計測にあたり、スリーブを浮動支持した単気筒エンジンを製作した。製作したエンジンの諸元および断面図を Table 1 および Fig. 1 に示す。

スリーブの支持構造として、十分な剛性を持ち高回転域まで計測が可能であることから、伊藤らの研究⁽³⁾を参考に

Table 1 Engine specifications

Engine type	4-stroke
Number of cylinders	1
Bore (mm) × Stroke (mm)	186 × 86
Compression ratio	9.8
Crank offset (mm)	0.0
Cooling system	Water - cooled
Camshaft	SOHC
Valves (IN/EX)	1/1
Lubrication oil	SAE 0W-20 (80±1°C)

3分力センサを利用した。剛性の確保とスリーブの傾き防止のため、3分力センサは吸排気両側に計6個配置〔Fig. 1 (A)〕してスリーブを両持ち支持した。これによりスリーブは両側から引っ張り荷重を受けるので、ボアに2次変形が生じることになる。これを防ぐため支持部〔Fig. 1 (B)〕をブロック本体から独立させた。

燃焼室のシールはシリンダ内に突出したヘッドとスリーブとの間でおこなった。これにより筒内圧のスリーブ上面への直接付加を防ぐことができる。ただしこの場合、シールにOリングを利用すると、燃焼圧により生じるヘッド変形によって、スリーブへの荷重伝達が発生することが報告されている⁽⁷⁾。このため、シールにはピストンリング相当形状のシールリングを利用して、筒内圧のシールと荷重伝達抑止とを両立させた。

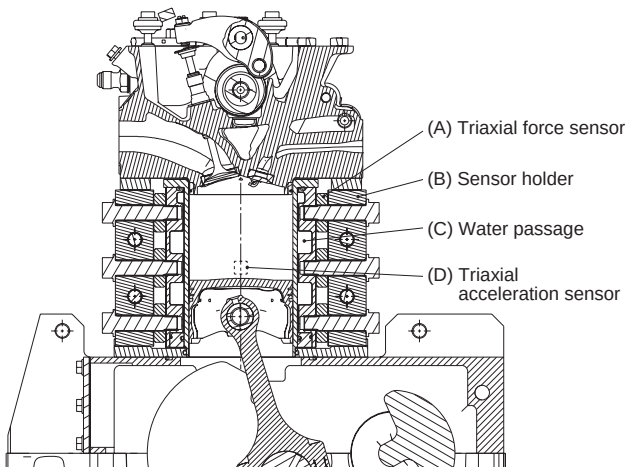


Fig. 1 Engine cross section

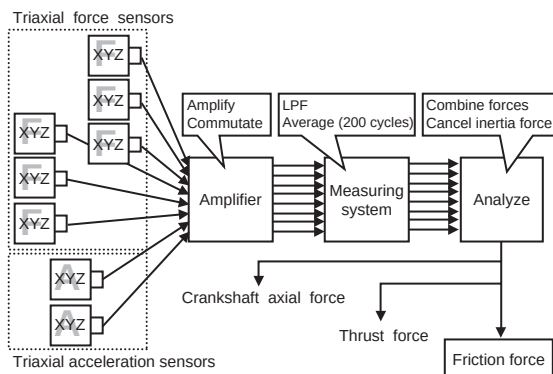


Fig. 2 Friction measuring system

スリーブの構造は、ボアの真円度を確保し、軽量化と整備性向上のため、内外二層とした。締結には上面に設けたフランジを用い、間隙を冷却水路〔Fig. 1 (C)〕とした。

計測システムを Fig. 2 に示す。

摩擦力の算出は、3分力センサ出力値の合計からスリーブの慣性力分を差し引くことによっておこなった。その際慣性力は、スリーブの重心を通るように配置された2個の加速度センサ〔Fig. 1 (D)〕の値から計算した。

3. ストライバック線図の同定

ピストン摩擦力 F は、スカート(以下添字 s)とリング(同添字 r)の摩擦力の和として以下のように展開される。

$$F = F_s + \sum F_r \quad (1)$$

それぞれの摩擦力は、摩擦係数 μ と垂直抗力 N との積として表すことができる。この μ の特性を明らかにすることで、式(1)に表されるような摩擦力の分解をすることが可能となる。

3.1. ストライバック線図の同定手法

摩擦係数 μ は、粘度 η 、速度 v 、面圧 p を用いて Fig. 3 のような特性を持つ(ストライバック線図)ことが知られており、本研究では以下の3項目をこの関数の制御因子として利用した。

- (1) 流体潤滑域での摩擦係数勾配 a
- (2) 混合摩擦域での最小摩擦係数 b
- (3) 境界摩擦係数 c

潤滑油はニュートン流体とし、行程中の直径クリアランスが一定であるとして、流体潤滑域は原点を通る1次関数を仮定した。混合摩擦域は最小摩擦係数 b 、境界摩擦係数 c を通り滑らかに繋がるような2次関数を仮定した。

ここで、スカートとリングとはそれぞれ別の線図を持つと考え、それぞれ以下のように表すことができる。

$$(\text{Skirt}) \mu_s(\eta, v, p) = \mu_{a_s, b_s, c_s}(\eta, v, p) \quad (2)$$

$$(\text{Rings}) \mu_r(\eta, v, p) = \mu_{a_r, b_r, c_r}(\eta, v, p) \quad (3)$$

スカート面に働く垂直抗力はピストンに働くスラスト荷重に等しく、リング外周面に働く垂直抗力は張力および

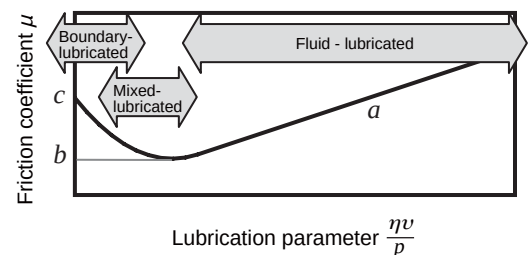


Fig. 3 Stribeck curve

ング背面圧力で決まると仮定すると、 μ の算出時に必要となる面圧 p 、および垂直抗力 N は、以下のように表される。

$$(\text{Skirt}) \quad p_s = \frac{N_s}{A_s} \quad (4)$$

$$N_s = F_{th} \quad (5)$$

$$(\text{Rings}) \quad p_{r_i} = \frac{N_{r_i}}{\pi D h_{1_i}} \quad (6)$$

$$N_{r_i} = 2 \pi F_{t_i} + \pi D h_{1_i} p_{g_i} \quad (7)$$

ただし、 A_s :スカート片側面積、 F_{th} :スラスト荷重、 D :ボア径、 h_{1_i} :リング幅、 F_{t_i} :リング張力、 p_{g_i} :リング溝圧力、添字 $i(=1-3)$ は各リングの識別を表す。これらと、ピストン速度 v 、オイル粘度 η を用いて、摩擦力 F は、以下のように表される。

$$F = \mu_s(\eta, v, p_s) N_s + \sum_{i=1}^3 (\mu_r(\eta, v, p_{r_i}) N_{r_i}) \quad (8)$$

ここで、式(5)(7)からわかるように、 N_s と N_r の構成因子は異なっている。これを利用し、任意の条件およびクランク角で F を実測値 F_{measured} と一致させることで、 $\mu_s(\cdot)$ 、 $\mu_r(\cdot)$ を特定することができる。実測値との平均自乗誤差 ε_f は、利用する実測点数を m として、

$$\varepsilon_f = \sqrt{\frac{1}{m} \sum_{j=1}^m (F_j - F_{j \text{ measured}})^2} \quad (9)$$

となる。この誤差 ε_f が最小となるように、 a_s - c_r を変数とした最適化解析をおこない、ストライベック線関数 $\mu_s(\cdot)$ 、 $\mu_r(\cdot)$ を同定した。以上をシステムとして Fig. 4 に示す。

3.2. ストライベック線図の同定および結果

線図の同定には、以下の2条件での結果を利用した。

- (1) 1500 rpm モータリング、吸気管絶対圧 25 kPa ($P_{\text{max}} = 0.4 \text{ MPa}$)
- (2) 2500 rpm モータリング、吸気管絶対圧 100 kPa ($P_{\text{max}} = 2.1 \text{ MPa}$)

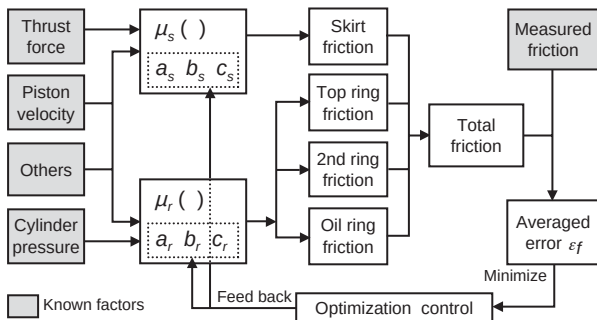


Fig. 4 System for identifying Stribeck curves

振動成分の影響を抑止するため、Fig. 5 のようにクランク角 30 deg ごとに離散化し、振動の大きい圧縮上死点直後を除く各 23 点(計 46 点)のデータを利用した。

この離散化された実験値を満たすように、パラメータ a_s - c_r の最適化解析をおこなった。最適化には焼きなまし法⁽⁸⁾を用いた。

得られたストライベック線図を Fig. 6 に示す。

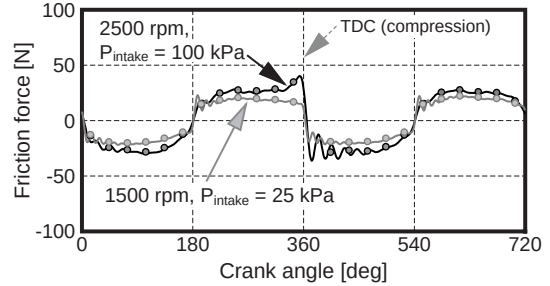


Fig. 5 Discretized empirical data

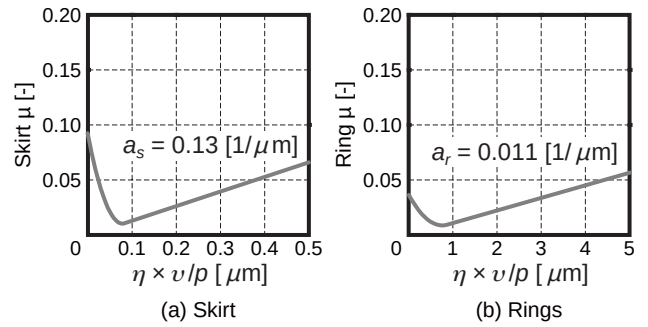
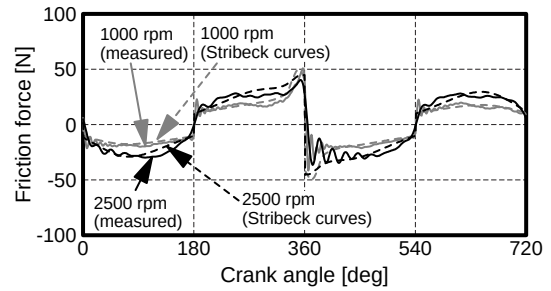
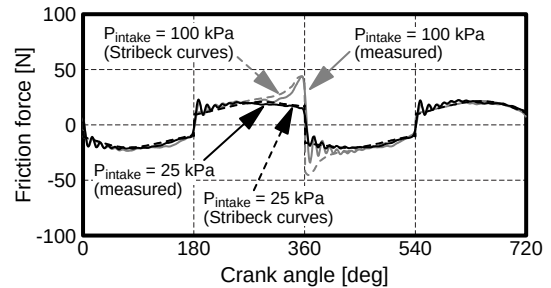


Fig. 6 Stribeck curves for skirt and rings



(a) Influence of speed (motored, intake pressure = 100 kPa)



(b) Influence of intake pressure (1500 rpm motored)

Fig. 7 Validation of Stribeck curves

境界摩擦係数はスカートで約 0.09, リングで約 0.04 であり, リングの摩擦係数はスカートの半分程度と小さい。また, 流体潤滑範囲での勾配 a_r がスカートに比べ 1/10 程度と小さい。これはリングの真実接触幅が呼び幅 h_1 よりも小さいために実面圧が呼び値よりも大きくなったからであると考えられる。

3.3. ストライベック線図の妥当性検証

複数条件下で, ストライベック線図から算出される摩擦力を実験結果と比較し, 線図の妥当性を検証した。結果を Fig. 7 に示す。

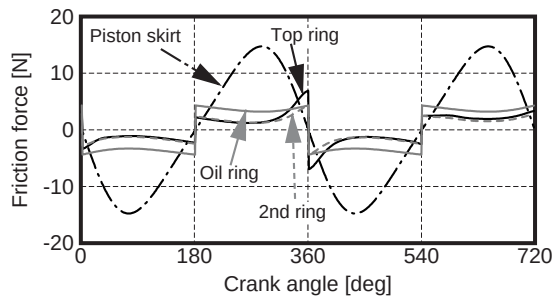
回転数によってピストン高速度域での摩擦力が変化する様相 [Fig. 7 (a)] や, 筒内圧の違いによって圧縮上死点付近での摩擦力が增大する特徴的な現象 [Fig. 7 (b)] を良く捉えられており, 得られたストライベック線図の妥当性を確認することができた。

4. ピストン摩擦力の寄与解析

式(8)に, 得られたストライベック線図 $\mu_s(\cdot)$, $\mu_r(\cdot)$ を適用することで, 摩擦力の寄与解析をおこなった。

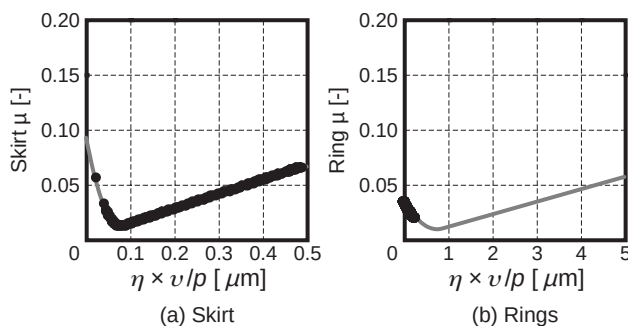
4.1. 実測摩擦力の寄与解析

得られた実測フリクションを分解解析した結果の一例, およびその時のストライベック線図の利用範囲を Fig. 8, Fig. 9 に示す。また摩擦損失の分布を Fig. 10 に示す。



(1500 rpm motored, intake pressure = 25 kPa)

Fig. 8 Friction distribution



(1500 rpm motored, intake pressure = 25 kPa)

Fig. 9 Application area of Stribeck curves

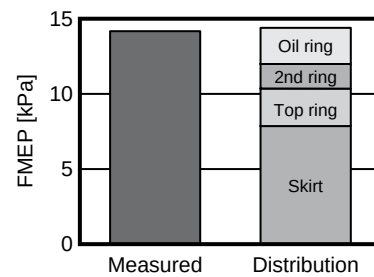
Fig. 8 より, スカートにおいては速度に比例した摩擦力が発生しており, また Fig. 9 (a) の線図利用範囲から, 十分な流体潤滑下にあることがわかる。それに対し, Fig. 8 のリングの摩擦力波形はほぼ一定値となっていることから境界潤滑が支配的となっていることが予測され, Fig. 9 (b) の結果からもこれを確認することができる。

また, Fig. 10 の摩擦損失分布から, 本条件下ではスカートがピストン摩擦損失の約半分を占め, 次に, 筒内圧の影響を受けやすいトップリングと張力の高いオイルリングの影響が大きいことがわかった。

4.2. 回転数, 負荷による摩擦損失と寄与の変化

摩擦損失への寄与が回転数や負荷によってどう変化するかを確認するため, 回転数と吸気管圧力を変化させた場合の摩擦損失を算出した。結果を Fig. 11 に示す。

Fig. 11 (a) を見ると, スカートは流体潤滑下にあるため, 摩擦損失は回転数に比例して増加していることがわかる。また, Fig. 11 (b) より, リングの摩擦損失はスカートと比



(1500 rpm motored, intake pressure = 25 kPa)

Fig. 10 FMEP distribution

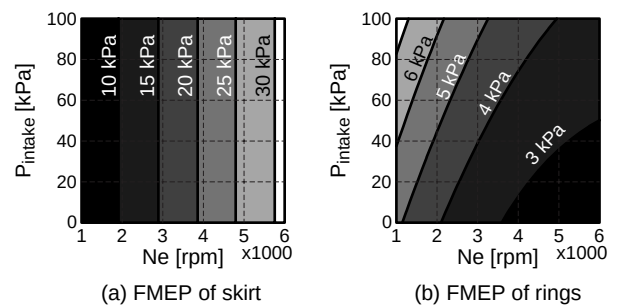


Fig. 11 FMEP maps of skirt and rings

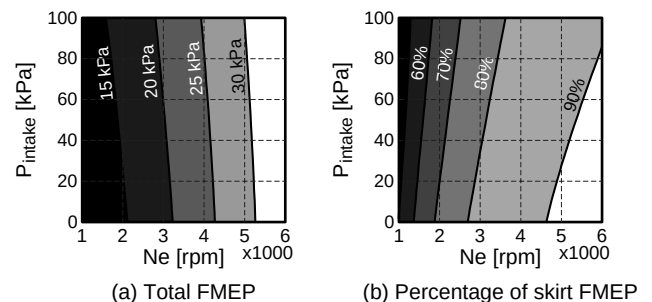


Fig. 12 Total FMEP and skirt percentage

べ小さく、回転数が増加すると流体潤滑に近づくためさらに減少することがわかる。そして負荷が高くなると、筒内圧によるリング背面荷重が増加するため摩擦損失は増大する。

ピストン全体の摩擦損失およびスカートの割合をFig. 12に示す。

全体の摩擦損失は高回転、高負荷になるほど増大する。また、スカート摩擦損失の割合はほぼ全域で50%以上であり、特に高回転かつ低負荷条件では90%を占めていることが明らかとなった。

本研究では、実測結果を元にピストン摩擦力とリング摩擦力とに切り分け、それぞれについての考察をおこなったが、より精度を向上させるためには、

- (1) ファイアリングでの結果を利用した線図同定
 - (2) より実作動状態に近い線図形状の近似手法
 - (3) リングごとに独立した線図の導入
- が必要であると考えている。

また、本手法を応用し、例えばエンジン全体のフリクション測定結果から、モータリング分解法を用いずに各部品ごとの寄与を分析することも可能になると考えられる。

5. まとめ

ピストン摩擦損失低減に向けて実験結果を元にした摩擦力解析をおこない、以下の知見を得た。

- (1) 実験結果を元にストライベック線図を同定する手法を考案し、種々の条件下で実験値と良い一致を見ることができた。
- (2) 上記手法により、実測摩擦力をスカート寄与分、リング寄与分とに分解することができた。その結果、本エンジンにおいてはスカートは流体潤滑が支配的であり、リングは主に境界または混合潤滑下にあることが確認された。
- (3) 回転数、負荷に関するスカート摩擦、リング摩擦の影響を解析した結果、スカート摩擦は回転数、リング摩擦は回転数および負荷の影響を強く受けることが確認された。また、スカート摩擦損失の割合は50-90%程度であり、高回転、低負荷であるほどスカートの損失割合が大きくなることがわかった。

参考文献

- (1) 宮村紀行: エンジンの省燃費化, トライボロジスト, 第36巻, 第11号, p.27-31(1991)
- (2) 瀧口雅章, 瀧本崇弘, 永沢賢一: ピストン系摩擦部に与える省燃費油の効果, 第12回内燃機関シンポジウム講演論文集, p.361-366(1995)
- (3) 伊藤泰志, 許斐敏明, 岩下義博: 3分力センサ法によるエンジン実働時のピストン摩擦解析, 自動車技術会

論文集, No.37, p.163-169(1988)

- (4) Sugai, T., Yoshida, H., Ohgake, K., Yamada, T.: Friction Reduction Effects of Narrow-Width and Low-Tension Piston Rings, Review of Automotive Engineering, Vol.27, No.2, p.243-249(2006)
- (5) Carden, P., Bell, D., Priest, M., Barrell, D.: Piston Assembly Friction Losses: Comparison of Measured and Predicted Data, SAE Paper, No.2006-01-0426(2006)
- (6) 鈴木秀和, 馬場泰一, 門井法明: ガソリンエンジンにおけるピストンスカート部のフリクション解析—スカート油膜分布の影響—, 自動車技術会論文集, Vol.36, No.5, p.163-168(2005)
- (7) Furuhashi, S., Takiguchi, M.: Measurement of Piston Frictional Force in Actual Operating Diesel Engine, SAE Paper, No.790855(1979)
- (8) Kirkpatrick, S., Gelatt, D. C., Vecchi, P. M.: Optimization by Simulated Annealing, Science, Vol.220, No.4598, p.671-680(1983)

■著 者■



中西啓太郎



岡田義裕



世良啓太



南 克哉



角田 巖

遊星歯車装置における製造誤差とトルク分担の関係

Static Torque Sharing Distribution of Planetary Gear Sets Generated by Manufacturing Error Distribution

垣内 浩樹*
Hiroki KAKIUCHI

要 旨

遊星歯車装置において歯車の強度設計を適切におこなうためには、製造誤差を統計的に捉え、製造誤差に起因する遊星歯車にかかるトルクの分布を予測する必要がある。本論では、一般の n ピニオンの遊星歯車装置に対して、製造誤差と遊星歯車にかかるトルクの関係式を導出した。これによって、遊星歯車にかかるトルクの分布を表す式を得ることができた。また、実験によって関係式を検証し、その妥当性を確認した。トルクの分布を予測するためには、関係式に現れる遊星歯車装置の剛性値を推定する必要がある。その剛性値は図面值と材料特性値を入力した、3D FEM を用いた数値解析によって算出する。剛性値の推定精度を実験によって検証し、剛性値が高い精度で算出できることを確認した。以上から、一般の n 個の遊星歯車を有する遊星歯車装置について、製造誤差に起因する遊星歯車にかかるトルクの分布を机上データのみで精度良く予測することが可能となった。

ABSTRACT

Creating an appropriate design for gear strength in a planetary gear set requires that manufacturing errors be grasped statistically and that the distribution of torque to the planet gears due to manufacturing errors be projected. This article describes the derivation of an expression of relation between manufacturing errors and the torque applied to planet gears in a common n -planet planetary gear set. As a result, a formula expressing the distribution of torque to the planet gears could be obtained. Tests were also conducted to verify the relational expression, and its validity was confirmed. In order to project the distribution of torque, it was necessary to estimate the stiffness of the planetary gear set in the relational expression. Those stiffness values were calculated by numerical analysis using a 3D finite element model (FEM) to which the plan values and material property values were entered. The accuracy of the estimated stiffness values was verified by testing, and it was confirmed that the stiffness values could be estimated with a high degree of accuracy. Given the above, the distribution of torque to planet gears due to manufacturing error in a common n -planet planetary gear set could be estimated with a high degree of accuracy using only estimated data obtained by desktop methods.

1. まえがき

遊星歯車装置は入力された荷重を複数の遊星歯車で分担して出力するため、自動変速機に用いるとこれを小型かつ軽量にできる。理想的には、入力されたトルクは遊星歯車を經由する際、遊星歯車の数だけ等しく分割されて伝達される。しかし、実製作上では、製造誤差の影響で各遊星歯車に分配されるトルクが不均等になるため、その長所が十分発揮されない場合がある。

製造誤差は製品によって異なるため、1 セットの遊星歯車装置の中で各遊星歯車が分担するトルクの比率も製品に

よって異なる。したがって、製造される製品全体を統計的にみると、製造誤差の分布に対応して、遊星歯車装置への任意の入力トルクに対する遊星歯車にかかるトルクは分布を形成することになる。このため、遊星歯車装置における歯車の強度設計では製造誤差の影響を考慮して設計をおこなう必要がある。

従来、遊星歯車装置における歯車の強度設計では、製造誤差の影響を経験的な安全率で保証していたため、歯車が過剰品質になる傾向があった。これに対して、製造誤差の分布から、遊星歯車間にかかるトルクの分布を予測することができれば、安全率を適正化することができ、歯車を必要十

*四輪R&Dセンター

分な強度を持つものに設計することが可能となる。

一般に、機械加工における寸法の誤差の分布は正規分布に従うことが知られており、その事実に基づいて寸法は図面値で管理されている。このため、遊星歯車間のトルク分担に影響を及ぼす任意の製造誤差と各遊星歯車にかかるトルクの関係が理論的にわかれば、製造誤差の分布に対する遊星歯車のトルクの分布がわかることになる。また、製造誤差と各遊星歯車にかかるトルクの理論的な関係がわかれば、任意の製造誤差の組合せに対して、逐一強度解析をおこなわなくとも、遊星歯車にかかるトルクの分布を予測することが可能となる。

任意の製造誤差と遊星歯車にかかるトルクの関係を表す式は、これまで4ピニオンの遊星歯車装置の場合については導出されていたが⁽¹⁾、一般の n ピニオンの遊星歯車装置に対しては導出されていなかった。また、関係式の妥当性は実証されていなかった。

一方、遊星歯車装置は遊星歯車の数を増加させることで、トルク容量をより高くすることができるので、高トルク容量化のため、遊星歯車の数が5以上の遊星歯車装置が実機にて適用されている。そのため、5ピニオン以上の遊星歯車装置に対しても任意の製造誤差と遊星歯車にかかるトルクの関係を表す式が必要である。

そこで、本論では、一般の n ピニオンの遊星歯車装置に対して、任意の製造誤差と遊星歯車にかかるトルクの関係式を導出する。また、その妥当性を実験によって確認する。

2. 偏心誤差と荷重の関係

林ら⁽¹⁾や日高ら^{(2), (3)}は、遊星歯車装置を軸直角平面内の多自由度の線形モデルとしてモデル化するとともに、各種誤差による遊星歯車間のトルク分担不均等を、誤差による遊星歯車間での噛み合い開始時期の違いと捉え、各種誤差を各ギヤ間の噛み合い誤差に換算することによって各種誤差と遊星歯車間のトルク分担の関係について解析している。このような考え方にない、遊星歯車装置はその内の各歯車の歯当たりが歯面中央近くに分布するように適切に設計されているとして、遊星歯車装置を軸直角平面内の線形モデルでモデル化する。そして、製造誤差を等価噛み合い誤差に変換し、遊星歯車装置における自動調心作用に注目することによって、一般の n 個の遊星歯車を有する遊星歯車装置について製造誤差と各遊星歯車にかかるトルクの関係式を導出する。製造誤差を等価噛み合い誤差に変換する際には、製造誤差は歯車の軸間距離に比べて十分小さいので、製造誤差による噛み合い作用線の変化は無視する。対象とする遊星歯車装置は、ラジアル方向に十分なクリアランスを持っているとし、自動調心作用が完全に機能するものとする。また、各種製造誤差はすべて同じ尺度の等価噛み合い誤差に換算して取り扱うことができるため、以下では一種

類の製造誤差を取り扱うことにする。ここでは、各種製造誤差の中でも、遊星歯車を支持するピン穴位置の偏心誤差が最も遊星歯車間でのトルク分担に影響を及ぼすことが知られている⁽⁴⁾ので、製造誤差としてピン穴位置の偏心誤差を取り扱う。

2.1. 偏心誤差と等価噛み合い誤差

n 個の遊星歯車を有する遊星歯車装置において、 j 番目の遊星歯車を支持するピン穴位置の偏心誤差によって生じる、 j 番目の遊星歯車と太陽歯車の噛み合いにおける等価噛み合い誤差 ε_{SPj} と j 番目の遊星歯車と内歯車の噛み合いにおける等価噛み合い誤差 ε_{IPj} は次のように表される。

$$\varepsilon_{SPj} = -\vec{d}_{pj} \cdot \vec{i}_{SPj} \quad (1)$$

$$\varepsilon_{IPj} = -\vec{d}_{pj} \cdot \vec{i}_{IPj} \quad (2)$$

ここで、

$\vec{d}_{pj}$: j 番目の遊星歯車を支持するピン穴位置の偏心誤差

$\vec{i}_{SPj}$: 太陽歯車と j 番目の遊星歯車の噛み合い作用線方向の単位ベクトル(太陽歯車から遊星歯車の向きを正とする)

$\vec{i}_{IPj}$: 内歯車と j 番目の遊星歯車の噛み合い作用線方向の単位ベクトル(内歯車から遊星歯車の向きを正とする)

である。また、式中の $\cdot$ はベクトルの内積を表す。

なお、等価噛み合い誤差 ε_{SPj} と ε_{IPj} は、ピン穴位置の偏心誤差が歯面と歯面が離れる方向の時、正の値をとる。

さらに、 j 番目の遊星歯車と太陽歯車、内歯車それぞれとの噛み合いにおける等価噛み合い誤差の和をとり、それを ε_{pj} と置く。

$$\varepsilon_{pj} = -a_p \vec{d}_{pj} \cdot \vec{i}_{pj} \quad (3)$$

ここで、

$$\vec{d}_{pj} = \vec{i}_{SPj} + \vec{i}_{IPj} \quad (4)$$

$$\vec{a}_p = |\vec{a}_{SP1}| = |\vec{a}_{SP2}| = \cdots = |\vec{a}_{SPn}| \quad (5)$$

$$\vec{i}_{pj} = \vec{a}_{pj} / a_p \quad (6)$$

である。

例えば、Fig. 1 にあるようにピン穴位置の一つが正規の位置からずれている場合、その位置のピンで支持されている遊星歯車 Planet 1 が他の遊星歯車よりも早く噛み合い始めることになる。なお、その程度を、噛み合い作用線上での距離で表した値が等価噛み合い誤差である。

2.2. 並進移動と等価噛み合い誤差

ピン穴位置に偏心誤差が発生している遊星歯車装置にト

ルクが加わると、太陽歯車、遊星キャリア、内歯車の位置は、その支持部のラジアル方向のクリアランスが十分大きい場合、噛み合い反力がつり合う位置に落ち着く。

噛み合い反力がつり合った状態での、太陽歯車、遊星キャリア、内歯車の位置の組合せは無数にあるが、ここでは便宜的に、太陽歯車と内歯車は同心を保ち、遊星キャリアの中心のみがそれとは異なる位置にあるとする。なお、位置の組合せが異なっても各遊星歯車に分担されるトルクは同じであるので、このように考えても一般性は失われない。

例えば、Fig. 1 のピン穴の位置ずれに対して、遊星キャリアのつり合いの位置は遊星歯車 Planet 1 にかかる噛み合い反力の合力の方向にある。Fig. 2 に示すように、遊星キャリアが、Fig. 1 の状態から、遊星歯車 Planet 1 にかかるギ

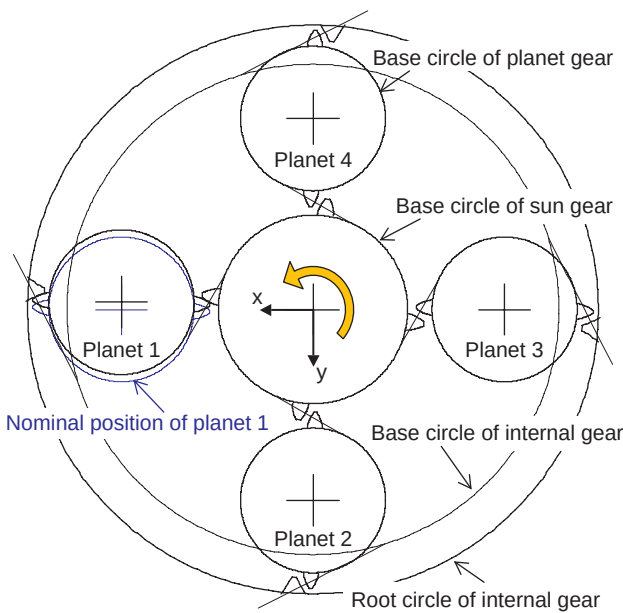


Fig. 1 Pin hole displacement

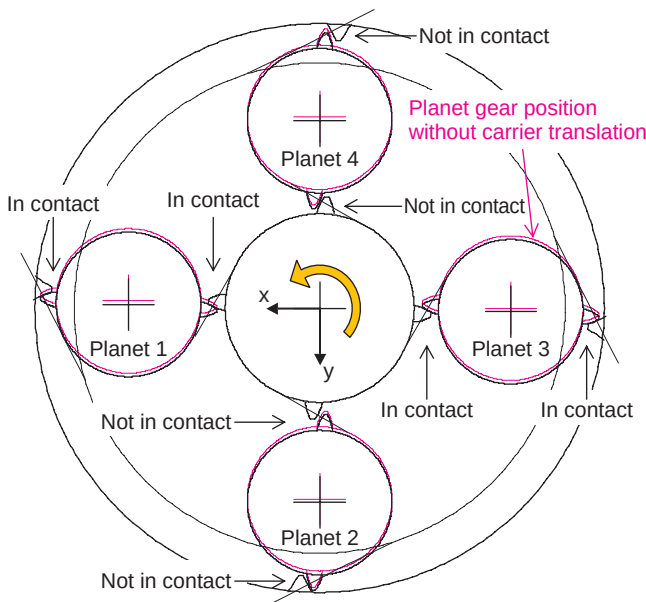


Fig. 2 Carrier translation

ア反力の合力の方向へ、遊星歯車 Planet 1 とこれに対向する遊星歯車 Planet 3 が同時にトルクを伝達する位置にまで移動する。その位置では、遊星歯車 Planet 1 と Planet 3 が同じ大きさのトルクを伝達するので、遊星キャリアにかかる力は釣り合うことになる。なお、遊星歯車 Planet 2 と Planet 4 については、遊星キャリアがそのように移動しても、太陽歯車と遊星歯車の歯面間距離と遊星歯車と内歯車の歯面間距離の、どちらか一方が縮まるが、他方が伸びるため、それぞれの影響が打ち消し合うので、遊星歯車 Planet 1 よりも噛み合い開始時期が遅れることに変わりはない。

遊星キャリアの偏心によって生じる、 j 番目の遊星歯車と太陽歯車の噛み合いにおける等価噛み合い誤差 c_{SPj} と j 番目の遊星歯車と内歯車の噛み合いにおける等価噛み合い誤差 c_{IPj} は次のように表される。

$$c_{SPj} = -\vec{c} \cdot \vec{i}_{SPj} \quad (7)$$

$$c_{IPj} = -\vec{c} \cdot \vec{i}_{IPj} \quad (8)$$

ここで、

$\vec{c}$: 力のつり合いがとれた状態での、太陽歯車と内歯車の中心に対する遊星キャリア中心の位置

である。

さらに、これらの和をとり、それを c_{pj} と置く。

$$c_{pj} = -a_p \vec{c} \cdot \vec{i}_{pj} \quad (9)$$

なお、仮定した遊星歯車装置におけるラジアル方向のクリアランスが十分大きい場合とは、太陽歯車と内歯車が同心の状態で測った遊星キャリアのラジアル方向のクリアランス RCL_c が次式を満たす場合である。

$$RCL_c \geq |\vec{c}| \quad (10)$$

2.3. 噛み合い反力の式

遊星歯車装置の剛性モデルとして、Fig. 3 のような線形ばねモデルを考える。ここで、 k_{SP} は、太陽歯車と遊星歯車の噛み合い剛性、遊星歯車を支持するベアリングの剛性、ピンの剛性、遊星キャリアの剛性、それぞれをばね定数一定の線形ばねと捉え、これらを合成した合成ばね定数である。また、 k_{IP} は、内歯車と遊星歯車の噛み合い剛性、遊星歯車を支持するベアリングの剛性、ピンの剛性、遊星キャリアの剛性、内歯車の円環剛性、それぞれをばね定数一定の線形ばねと捉え、これらを合成した合成ばね定数である。

j 番目の遊星歯車が、太陽歯車と内歯車の両方と接触を開始した状態から、 j 番目の遊星歯車が荷重を受けて各部の変形が完了した状態までの間での、 j 番目の遊星歯車と太陽歯車の噛み合い作用線上の噛み合い点の進行量を x_{SPj} と置く。そして、 j 番目の遊星歯車と内歯車の噛み合い作用線上の噛み合い点の進行量を x_{IPj} と置く。また、遊星歯

車の回転方向のつり合いから、遊星歯車と太陽歯車の間の噛み合い反力の大きさと、その遊星歯車と内歯車の間の噛み合い反力の大きさは等しく、その大きさを f_{pj} と置く。 j 番目の遊星歯車の噛み合い反力の大きさ f_{pj} は、太陽歯車との噛み合い、内歯車との噛み合い、それぞれに関して次のように表される。

$$f_{pj} = k_{SP} x_{SPj} \quad (11)$$

$$f_{pj} = k_{IP} x_{IPj} \quad (12)$$

また、 x_{SPj} と x_{IPj} の和をとり、それを x_{pj} と置く。

$$x_{pj} = x_{SPj} + x_{IPj} \quad (13)$$

式(11)、(12)、(13)から、 j 番目の遊星歯車の噛み合い反力の大きさ f_{pj} は次のように表される。

$$f_{pj} = K_p x_{pj} \quad (14)$$

ここで、

$$K_p = k_{SP} k_{IP} / (k_{SP} + k_{IP}) \quad (15)$$

である。

各遊星歯車間での噛み合い点の進行量の差が等価噛み合い誤差であるので、 x_{pj} から ε_{pj} と c_{pj} を除いた値は、各遊星歯車間で等しい。その値を $\hat{x}_p$ と置くと、

$$x_{pj} = \hat{x}_p + \varepsilon_{pj} + c_{pj} \quad (16)$$

である。

式(16)から、 f_{pj} は次のように表される。

$$f_{pj} = K_p (\hat{x}_p + \varepsilon_{pj} + c_{pj}) \quad (17)$$

また、式(17)から、次の式が得られる。

$$\vec{f}_{SPj} = K_p (\hat{x}_p + \varepsilon_{pj} + c_{pj}) \vec{i}_{SPj} \quad (18)$$

$$\vec{f}_{IPj} = K_p (\hat{x}_p + \varepsilon_{pj} + c_{pj}) \vec{i}_{IPj} \quad (19)$$

ここで、

$\vec{f}_{SPj}$: j 番目の遊星歯車と太陽歯車の噛み合い反力

$\vec{f}_{IPj}$: j 番目の遊星歯車と内歯車の噛み合い反力

である。

2.4. 力のつり合いの式

遊星キャリアに加わる力のつり合いと、式(18)、(19)から、次式が得られる。

$$\sum_{j=1}^n K_p (\hat{x}_p + \varepsilon_{pj} + c_{pj}) a_p \vec{i}_{IPj} = \vec{0} \quad (20)$$

また、各遊星歯車との間で伝達するトルクの総和が、太陽歯車に加わるトルク T_s となるから、太陽歯車の基礎円径を r_{BS} として、

$$\sum_{j=1}^n K_p (\hat{x}_p + \varepsilon_{pj} + c_{pj}) r_{BS} = T_s \quad (21)$$

である。

2.5. 等価噛み合い誤差と分担トルクの関係

力のつり合いから等価噛み合い誤差と分担トルクの関係式を導出する。

対称性から、

$$\vec{i}_{p1} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (22)$$

とおいても、一般性を失わない。この時、

$$\vec{i}_{pj} = \begin{pmatrix} \cos(2\pi(j-1)/n) \\ \sin(2\pi(j-1)/n) \end{pmatrix} \quad (23)$$

である。

式(9)、(20)、(23)より、

$$\vec{c} = \begin{pmatrix} 2u/(na_p) \\ 2v/(na_p) \end{pmatrix} \quad (24)$$

が得られる。ここで、

$$u = \sum_{h=1}^n \varepsilon_{ph} \cos(2\pi(h-1)/n) \quad (25)$$

$$v = \sum_{h=1}^n \varepsilon_{ph} \sin(2\pi(h-1)/n) \quad (26)$$

である。

さらに、式(9)、(17)、(21)、(24)より、等価噛み合い誤差

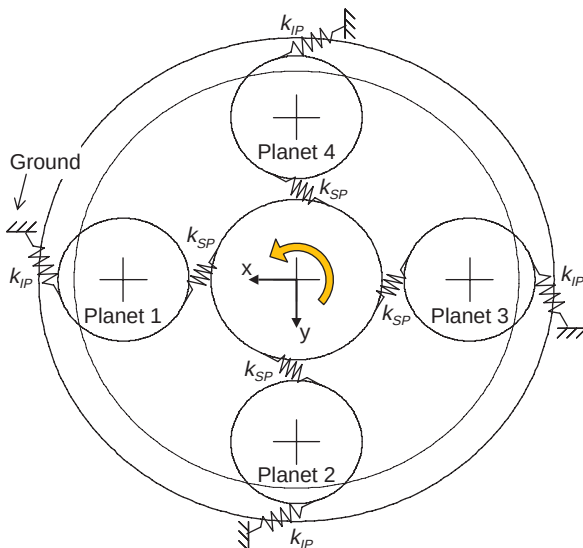


Fig. 3 Stiffness model of planetary gear sets

と各遊星歯車の噛み合い反力の関係を表す次式が得られる。

$$f_{pj} = T_S / (nr_{BS}) + K_p E_{pj} \quad (27)$$

ここで、

$$E_{pj} = \varepsilon_{pj} - \left(U_{pj} + V_{pj} + \sum_{h=1}^n \varepsilon_{ph} \right) / n \quad (28)$$

$$U_{pj} = 2u \cos(2\pi(j-1)/n) \quad (29)$$

$$V_{pj} = 2v \sin(2\pi(j-1)/n) \quad (30)$$

である。なお、式(28)によって得られる E_{pj} を、 j 番目の遊星歯車における誤差投影量と呼ぶことにする。

式(27)から、 j 番目の遊星歯車が担うトルク T_{pj} は、遊星歯車の基礎円径を r_{BP} とし、

$$T_{pj} = (T_S r_{BP}) / (nr_{BS}) + K_p r_{BP} E_{pj} \quad (31)$$

である。本式の右辺第1項は荷重が等分配された時のトルクの値となっており、右辺第2項は等分配時のトルクに対する偏差の値となっている。偏差の値は、 j 番目の遊星歯車における誤差投影量 E_{pj} に比例することがわかる。

なお、ピン穴の位置精度を ϕ_b とすると、遊星歯車にかかる分担トルクの分布を表す式は、式(31)から次のように得られる。

$$f(T_{pj}) = (1/\sqrt{2\pi}\sigma) \exp(-(T_{pj} - m)^2 / (2\sigma^2)) \quad (32)$$

ここで、

$$m = (T_S r_{BP}) / (nr_{BS}) \quad (33)$$

$$\sigma = a_p K_p r_{BP} \sigma_{PH} \sqrt{(n-3)/n} \quad (34)$$

$$\sigma_{PH} = b/6 \quad (35)$$

である。

3. 実機検証

ピン穴位置の偏心誤差と遊星歯車にかかる分担トルクの関係式の妥当性を実験によって確認した検証結果について報告する。その後、製造誤差に起因する遊星歯車にかかる分担トルクの分布を予測するのに必要な剛性値 K_p の推定精度の実機検証結果について報告する。

実験には4ピニオンの遊星歯車装置を用い、4ピニオンの場合の関係式について検証をおこなった。実機検証は、二つの段階に分けておこなった。まず、ピン穴の位置ずれがほとんど無い遊星キャリアを用いて、遊星歯車にかかるトルクの測定手法について確認をおこなった。次に、ピン穴位置を意図的にずらした遊星キャリアを用いて、関係式の検証をおこなった。その後、同じ実験結果を用いて、剛性値 K_p

Table 1 Planetary gear set specifications

Term		Sign	Value
Number of teeth	Sun gear	z_s	30
	Planet gear	z_p	23
	Internal gear	z_i	78
Normal module		M	1.3
Normal pressure angle		α	20 deg
Helix angle		β	20 deg
Center distance		a	37.1 mm

の推定精度の検証をおこなった。

なお、4ピニオンの場合におけるピン穴の位置ずれと j 番目の遊星歯車にかかるトルク T_{pj} の関係式は、以下のようになる。

$$T_{pj} = (T_S r_{BP}) / (4r_{BS}) + K_p r_{BP} E_{pj} \quad (36)$$

ここで、

$$E_{pj} = (\varepsilon_{p1} - \varepsilon_{p2} + \varepsilon_{p3} - \varepsilon_{p4}) / 4 \quad (j = 1, 3) \quad (37)$$

$$E_{pj} = -(\varepsilon_{p1} - \varepsilon_{p2} + \varepsilon_{p3} - \varepsilon_{p4}) / 4 \quad (j = 2, 4) \quad (38)$$

である。

式(37)、(38)から、実験において対向する二つの遊星歯車でトルクが等しくなることが予想される。

3.1. 実験装置

実験に用いた装置のレイアウトを Fig. 4 に示す。装置には二つの遊星歯車が含まれている。二つの内歯車をケースに固定し、遊星キャリア同士を結合させるとともに、二つの太陽歯車をシャフトで接続した機構となっている。図で左側の遊星歯車が計測対象であり、その主な諸元を Table 1 に示す。各遊星歯車にかかるトルクの測定については、直接測定することが困難であったので、代わりに、内歯車の外周にひずみゲージを貼り付け、ゲージ貼り付け部の下を遊星歯車が通過する際の内歯車円環部のひずみを測定し、トルクを推定した。ひずみゲージを貼り付けた状態の内歯車を Fig. 5 に示す。ひずみゲージを、周方向に約 90 度間隔で、軸方向に二箇所ずつの計八箇所に貼り付けて、計測をおこなった。

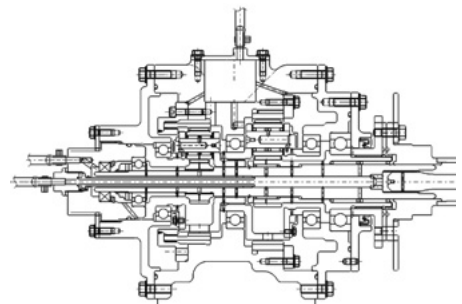


Fig. 4 Layout of test rig

Table 2 Pin hole displacement of test carriers

Carrier	Pin hole displacement							
	μm							
	Planet 1		Planet 2		Planet 3		Planet 4	
	dx	dy	dx	dy	dx	dy	dx	dy
A	-1.5	40.2	0.5	-9.2	1.7	-3.3	-2.5	-5.4
B	-25.9	-2.0	-30.5	-8.6	-24.6	-16.5	-17.9	91.1
C	-11.6	2.5	-23.6	89.9	89.5	-20.9	1.0	-108.8
D	-20.4	3.0	-19.8	3.1	-19.1	54.4	-20.1	4.2

Table 3 Projected error of test carriers

Carrier	Projected error			
	μm			
	Planet 1	Planet 2	Planet 3	Planet 4
	E_{P1}	E_{P2}	E_{P3}	E_{P4}
A	-21.8	21.8	-21.8	21.8
B	-3.3	3.3	-3.3	3.3
C	7.7	-7.7	7.7	-7.7
D	24.0	-24.0	24.0	-24.0

3.2. 実験条件

遊星歯車にかかるトルクの測定手法を確認する実験は、ピン穴の位置ずれがほとんど無い遊星キャリアを用いて実験をおこなった。関係式の検証実験は、ピン穴位置を意図的にずらした遊星キャリアを用いておこなった。検証実験に用いた、四つの遊星キャリアAからDのピン穴位置の正規の位置からの偏差を Table 2 に示す。また、それぞれの遊星キャリアでの、各遊星歯車における誤差投影量を Table 3 に示す。各遊星キャリアそれぞれに対して、118, 157, 196, 235 Nm の、四つの入力トルクで実験をおこなった。

3.3. トルク測定手法確認実験の結果

ピン穴の位置ずれがほとんど無い遊星キャリアの入力トルク別のひずみの測定結果を Fig. 6 に示す。横軸は、時間であり、回転速度は一定としたので、ほぼ遊星キャリアの回転角度に等しい。縦軸は、内歯車のひずみである。遊星キャ

リアの回転に応じてひずみが周期的に発生していた。ひずみゲージの直下を遊星歯車が通過するタイミングで引張りひずみが発生し、隣り合う二つの遊星歯車の中間位置が通過するタイミングで圧縮ひずみが発生していた。特に引張りひずみのピークが遊星歯車にかかるトルクに相関関係があると考えられる。図の四つのピークそれぞれが、遊星歯車装置の四つの遊星歯車それぞれに対応している。四つのピークの値がほぼ同じ値となっているが、これは各遊星歯車にトルクが均等に分配されていることを表している。

入力トルク別の測定結果から引張りひずみのピーク値を読み取り、各入力トルクにおける算術平均値を求めた。得られた平均値を遊星歯車にかかるトルクに対してプロットした。遊星歯車にかかるトルクは、各遊星歯車が等分配で荷重を分担しているとして太陽歯車に加わる入力トルクからレシオ換算して求めた。結果を Fig. 7 に示す。横軸は、遊星歯車にかかるトルクであり、縦軸は、内歯車のひずみのピーク値の算術平均値である。



Fig. 5 Position of strain gauge

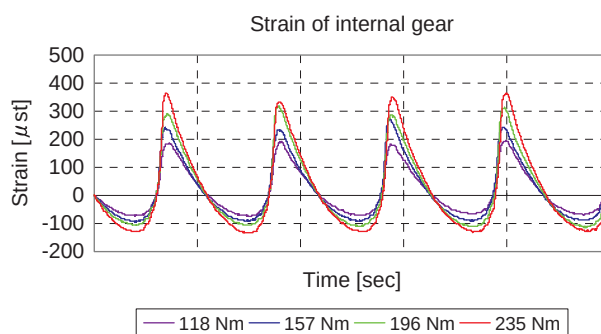


Fig. 6 Strain of internal gear for carrier with vanishingly small pin hole displacement

遊星歯車にかかるトルクに対して、内歯車円環外周部のひずみが比例していた。したがって、各遊星歯車に対するひずみの比率が、各遊星歯車にかかるトルクの比率になっていると考えられる。関係式の検証実験では、ひずみの比率から遊星歯車のトルク分担率を求め、これと太陽歯車にかかる入力トルクの値とレシオから、各遊星歯車にかかるトルクを推定した。

3.4. ピン穴位置ズレ量別での遊星歯車トルク測定の結果

テストピースAの入力トルク別のひずみの測定結果をFig. 8に示す。引張ひずみのピーク値に注目すると、遊星歯車によって値が異なっていた。これは、遊星歯車に分担されたトルクの不均等が反映された結果と解釈できる。また、対向する二つの遊星歯車でひずみがほぼ等しかった。これは、対向する二つの遊星歯車でかかっているトルクが同じであるためと解釈することができ、式(37)、(38)から予測された結果に一致している。

テストピースAからD、それぞれに対して実験をおこない、得られた測定結果から各遊星歯車に対応する引張ひずみのピーク値を読み取った。各入力トルクにおけるピーク

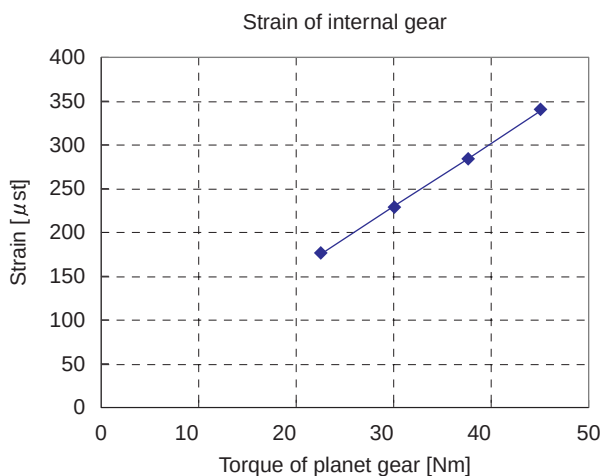


Fig. 7 Peak value of strain of internal gear with planet gear torque for carrier with vanishingly small pin hole displacement

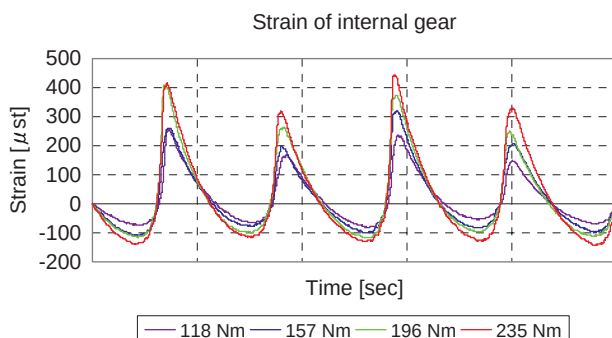


Fig. 8 Strain of internal gear for test carrier A

値の算術平均値を求め、得られた平均値から各遊星歯車にかかるトルクを推定した。そして、テストピースのピン穴位置の位置ずれ量から算出される誤差投影量に対して、ひずみから推定した各遊星歯車にかかるトルクの値をプロットした。四つある遊星歯車の内の一つの結果をFig. 9に示す。横軸は誤差投影量、縦軸は遊星歯車にかかるトルクである。実線の直線は、実験データを1次関数で最小二乗近似した結果得られた直線である。色の違いは、入力トルクの違いを表している。

Fig. 9にあるように、誤差投影量に対して遊星歯車にかかるトルクの値は比例していた。また、近似直線のy切片の値は、入力トルクが各遊星歯車に均等に分配された場合のトルクの値とほぼ等しくなっている。本結果から、実機において式(36)で表される比例関係が成立することが確認された。

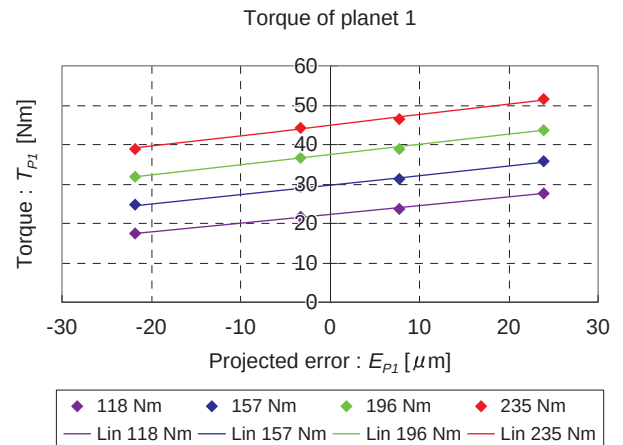


Fig. 9 Variation of torque of planet gear No.1 T_{P1} with projected error E_{P1} for different input torque

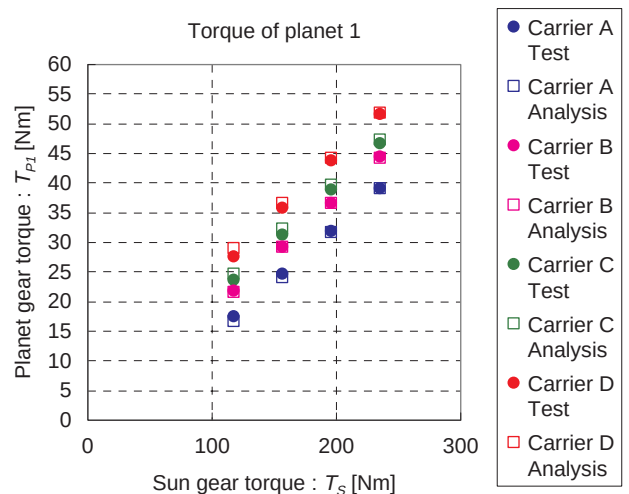


Fig. 10 Variation of torque of planet gear No.1 T_{P1} with sun gear torque T_s for different carrier

3.5. 剛性値 K_p の推定精度検証

式(36)で表される比例関係が成立することを実証できたが、遊星歯車にかかるトルクの分布を精度良く予測するためには、剛性値 K_p の値を精度良く推定する必要がある。この剛性値 K_p の値は 3D FEM を用いた数値解析から算出できる。剛性値 K_p の推定精度を今回の実験装置の場合について確認する。

今回の遊星歯車装置に対して 3D FEM モデルを作成し、数値解析をおこなった。その際データは形状情報や配置などの図面データと、ヤング率などの材料物性値のみを用いた。計算結果から得られた剛性値 K_p を用いて、テストピース A から D それぞれにおける遊星歯車にかかるトルクを算出した。計算結果を Fig. 10 に実験結果と合わせて示す。横軸は太陽歯車にかかるトルク、すなわち入力トルク、縦軸は遊星歯車にかかるトルクである。図で内側が塗りつぶされた丸い点が実験結果であり、内側が塗りつぶされていない四角い点が計算結果である。色の違いは、実験に用いた遊星キャリアの違いを表している。

計算結果と実験結果を比較すると、両者は良く一致していた。これによって、机上データのみを用いた 3D FEM 解析によって、剛性値 K_p の値を精度良く推定できることが確認された。

4. まとめ

遊星歯車装置に対して、等価噛み合い誤差に注目し、以下のことを明らかにした。

- (1) 一般の n 個の遊星歯車を有する遊星歯車装置におけるピン穴位置の偏心誤差と各遊星歯車にかかるトルクの間関係式を導出した。
- (2) これによって、ピン穴位置の製造誤差に起因する、遊星歯車にかかるトルクの分布を表す式の導出が可能となった。

また、実機検証によって、以下のことを確認した。

- (3) 得られた関係式が実機においても成立する。
- (4) 製造誤差に起因する遊星歯車にかかるトルクの分布を予測するのに必要な剛性値 K_p は、3D FEM による数値解析をおこなうことで精度良く推定することができる。

以上から、一般の n 個の遊星歯車を有する遊星歯車装置について、製造誤差に起因する遊星歯車にかかるトルクの分布を机上データのみで精度良く予測することが可能となった。

参考文献

- (1) 林輝, 高橋崇, 石川二郎: 遊星歯車機構の荷重つりあい理論, 日本機械学会論文集, 36 巻, 288 号, p.1394-1404(1970)
- (2) 日高照晃, 寺内喜男, 土肥圭司: シュテキヒト遊星歯車装置における偏心誤差と太陽歯車の補正運動の解析, 日本機械学会論文集, 44 巻, 385 号, p.3221-3230(1978)
- (3) 日高照晃, 杉本信行, 石田武: 遊星歯車装置の荷重等配機構における各種誤差と荷重配分の関係, 日本機械学会論文集(C編), 52 巻, 480 号, p.2200-2206(1986)
- (4) 城越教夫, 日高照晃, 賀勢晋司: 小バックラッシ遊星歯車装置における各種誤差と性能に関する研究(荷重配分, 角度伝達誤差および太陽歯車軸変位の解析), 日本機械学会論文集(C編), 65 巻, 633 号, p.2014-2021(1999)

■著 者■



垣内 浩樹

金属ベルト CVT の V 面角度の最適化

Optimization of V-surface Angle for Metal Pushing V-belt CVT

矢ヶ崎 徹*
Tooru YAGASAKI
戸塚 博彦*
Hirohiko TOTSUKA

青山 英明*
Hideaki AOYAMA
原田 雅道*
Masamichi HARADA

一條 秀治*
Shuji ICHIJO

要 旨

CVTの伝達容量と伝達効率向上を両立させるため、金属ベルトのV面角度に着目し、この最適角度を検討した。その結果、V面角度を 11 deg から 9 deg にすることで、伝達容量で約20%の向上を達成しつつ、OD レシオ(速度比0.45付近)の単体効率を約 0.5%向上させた。金属ベルトの疲労強度はV面角度を狭角化させるほど、リング張力が低減され、伝達容量が向上することを軸間力測定と耐久試験により確認した。金属ベルトの伝達効率は、金属ベルトがプーリ上で半径方向に移動した最大値と最小値の差である軌道ずれ量の影響を受ける。軌道ずれ量を小さく抑えることで、半径方向のすべり移動により生じる摩擦損失が低減され、ベルト伝達効率が向上することを明らかにした。

ABSTRACT

The V-surface angles of the elements of metal-pushing V-belts were focused on, and an optimum angle was studied, in order to increase both torque transfer capacity and torque transfer efficiency in a CVT. The resulting reduction of the element V-surface angles from 11° to 9° produced an increase of approximately 20% in torque transfer capacity, and an increase of approximately 0.5% in unit efficiency in the OD ratio (close to a speed ratio of 0.45). With regard to the fatigue strength of the belt, measurements of the force between the shafts and durability tests showed that the ring tension is reduced and torque transfer capacity is increased in proportion to the degree of narrowing of the V-surface angles of the elements. The torque transfer efficiency of a metal-pushing V-belt is affected by the maximum level of variation in belt trajectory, as represented by the difference between the maximum and minimum values of the movement of the belt in the radial direction on the pulley. The research discussed in this paper indicated that control of the degree of variation in belt trajectory reduced friction loss due to the slip-motion of the belt in the radial direction, thus increasing torque transfer efficiency.

1. まえがき

1970 年に Dr.Hub. Van. Doorne によって発明された金属ベルト式CVTは、近年、燃費向上、排出ガス低減のニーズにより、適用が拡大している。その骨格部品である金属ベルトは、常に伝達容量向上と伝達効率の向上が期待されているが、金属ベルト式CVTは、高速巡航での伝達効率の改善が課題であるとの指摘があり⁽¹⁾、CVTの方式をめぐってさまざまな議論が展開されている。最近、CVTの軸推力を最適化すれば、伝達効率が向上するという報告⁽²⁾があり、こ

れは、さらなる伝達効率向上の可能性あることを示唆している。また、これまでV面角度と伝達容量および伝達効率の関係に着目した研究は少なかった。

本稿では、金属ベルト式 CVT のV面角度の最適化に着目し、伝達容量と伝達効率を改善できる最適なV面角度を導き出した。その結果、V面角度を従来の 11 deg に対し、9 degとすることで、従来の金属ベルトより、さらに伝達容量と伝達効率が向上することを明らかにした。その概要について報告する。

*四輪R&Dセンター

2. 開発のねらいと目標

金属ベルト式 CVT の伝達容量と伝達効率の改善には、金属ベルトそのものの改善、プーリ等、金属ベルトをクランプする構造の改善、金属ベルトをクランプする制御圧力の最適化が考えられる。本開発では、金属ベルトの V 面角度最適化により金属ベルトの伝達容量を向上させるとともに、従来製品同等以上の伝達効率確保を目指した。金属ベルト式 CVT の伝達容量は、入力回転数、入力トルク、速度比、低軸推力側プーリの軸推力の条件を定めた時、一定時間以上伝達できることで定義される。本稿では、伝達容量の評価を、TOP レシオ(最高車速となる速度比)で定めた運転モードでの耐久時間の比とした。

開発の目標として以下を定めた。

- (1) 金属ベルト伝達容量：従来比 + 20%
- (2) 金属ベルト伝達効率：従来比 同等

3. 開発コンセプト

金属ベルトの伝達容量向上のためには、金属ベルトに発生する応力を低減する必要がある。Table 1 は、金属ベルトの伝達容量を従来比 20% 向上するためのリング応力の低減手法を、一覧にしたものである。リング幅の拡幅や、リングの積層枚数増加、CVT の軸間距離増加等、種々のリング応力低減手法が考えられるが、いずれも金属ベルトのサイズアップや重量増加を伴う。

本開発では、CVT 用金属ベルトの V 面角度を従来よりも狭角の 9 deg に設定した。これにより、CVT のサイズアップや重量増加無しに、伝達容量を 20% 向上させるとともに、伝達効率を従来同等以上にすることを開発コンセプトとした。

Table 1 Technique for reduction of ring stress

	Item changed in metal pushing V-belt			Item changed in transmission
Spec.	V-surface angle	Width of rings	Number of laminated rings	Distance between shafts
	11 → 9 [deg]	9.2 → 18.2 [mm]	12 → 17 [Number]	156 → 170 [mm]
Weight	Same	Increase	Increase	Increase

4. 金属ベルトの構造と各部名称

金属ベルトは数百枚のエレメントと複数層、2 束のリングにより構成される (Fig. 1)。

金属ベルトの構造と、各部の名称を Fig. 2 に示す。

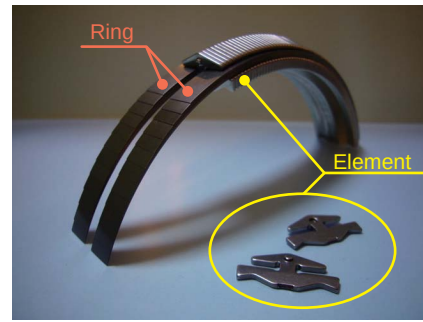


Fig. 1 Metal pushing V-belt

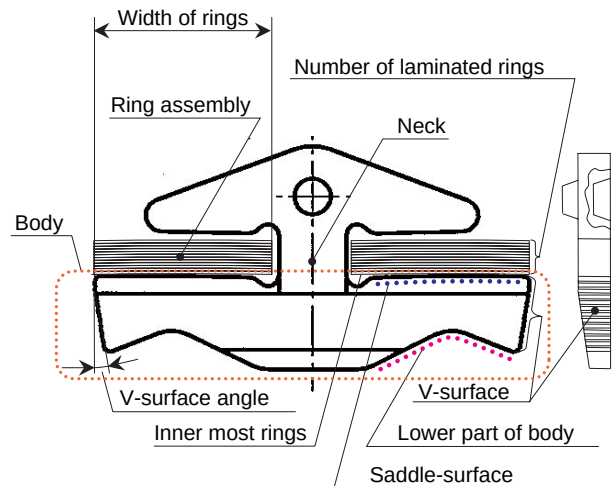


Fig. 2 Configuration of element and ring assembly

5. 金属ベルトの仕様

金属ベルトの V 面角度を 9 deg に設定するにあたり、エレメント剛性について考慮し、ボデー下部形状を見直した。その他の諸元は V 面角度 11 deg のエレメントと同一である。

5.1. エレメント V 面剛性の検討

V 面剛性は、速度比や入力されるトルクによらず、理論上の V 面角度を一定に保つように設計する。エレメントの V 面角度を変更した場合、プーリから金属ベルトのエレメントに加わる軸推力のベクトル (Fig. 3) が変化するため、設定した V 面角度に合わせて、エレメント・ボデー下部形状の見直しをおこなう必要がある (Fig. 4)。

V 面剛性の評価法を Fig. 5 に示す。図中、エレメント V 面の最上部を A、最下部を B としたとき、A-B の値で示す V 面変位が、速度比によらず最小値になるように設計した。

5.2. エレメント V 面剛性の影響

エレメントの V 面剛性が、最大伝達容量におよぼす影響を確認した。V 面角度を一定に保つ場合と保たない場合の

エレメント変形図を Fig. 6 に示す。Fig. 6(a) はV面変位が少なく、V面角度を一定に保つようにした場合であり、Fig. 6(b) はV面変位が大きく、V面角度を一定に保たない場合である。V面変位(A-B)と最大伝達容量の関係を Fig. 7 に示す。最大伝達容量は実測により求めた値であり、V面角度を一定に保つようにした場合を基準に、V面角度を一定に保たない場合の最大伝達容量の割合を示した。V面角度を一定に保つ場合に対し、V面角度を一定に保たない場合、最大伝達トルクが 3.2%低下した。

金属ベルトにおいてはエレメントV面とプーリーV面間に形成される境界潤滑膜の剪断によりトルク伝達がおこなわれている。Fig. 6(b) のようにエレメントV面の変位が大きく、V面剛性が失われた場合、エレメントV面はプーリーV面に対して局所的な接触となり、境界潤滑膜を有効に形

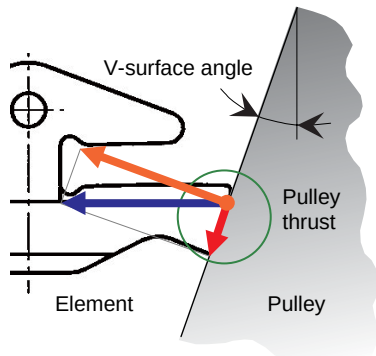


Fig. 3 Pulley thrust vector

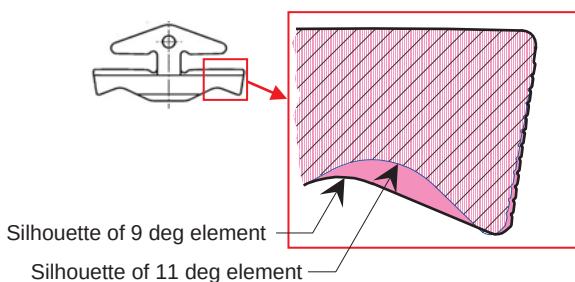


Fig. 4 Difference of outline of lower part of body

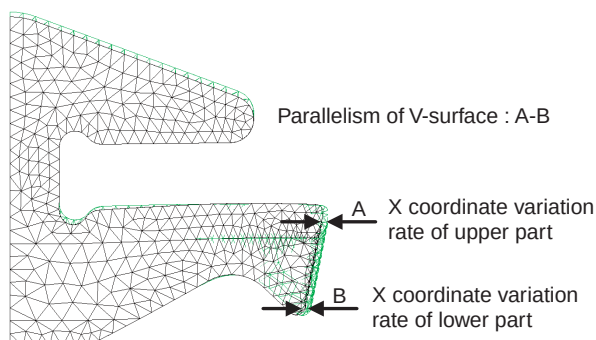


Fig. 5 Parallelism of V-surface

成ができないため、剪断力が低下し⁽³⁾、最大伝達トルクも減少すると考えられる。したがって、エレメントのV面剛性を保つことは、最大伝達トルクを有効に確保することにつながる。

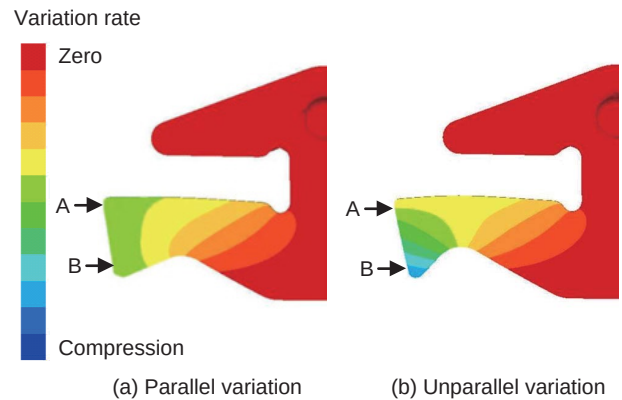


Fig. 6 Variation rate of element

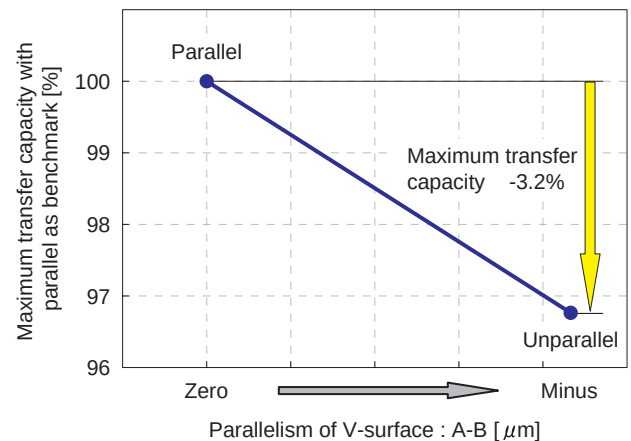


Fig. 7 Relation between rigidity of V-surface and maximum transfer capacity

6. 伝達容量向上効果の検証

V面角度 9 deg の伝達容量向上効果は、シミュレーションと実測で軸間力を確認し、さらに耐久試験を実施して検証した。

6.1. 軸間力の推定

V面角度を 11 deg から 9 deg にすることで、軸間力が約 10%低減でき、その結果、リングの応力振幅 σ_a で約 4 %、平均応力 σ_m で約 7 %の応力が低減され、伝達容量向上につながることを、シミュレーションにより推定した。

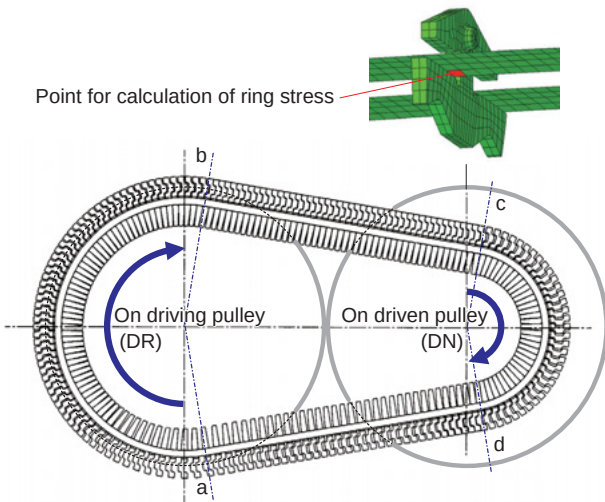
金属ベルトの最内周リングの発生応力を、速度比0.61の条件で金属ベルトの回転位相ごとに示した結果が Fig. 8 である。解析に用いた位置と位相は Fig. 8(a) に示す。

Fig. 8(b) は、V面角度が 11 deg の従来の金属ベルトの

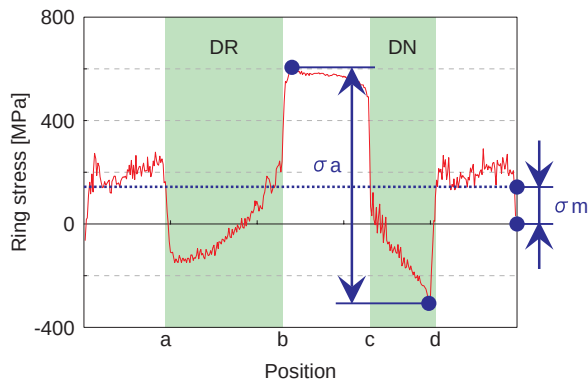
解析結果, Fig. 8(c) は, V 面角度 9 deg に設定した金属ベルトの解析結果である。Table 2 に, Fig. 8(b), Fig. 8(c) で求めた応力振幅 σ_a , 平均応力 σ_m を一覧で示す。

Table 2 List of calculated ring stresses

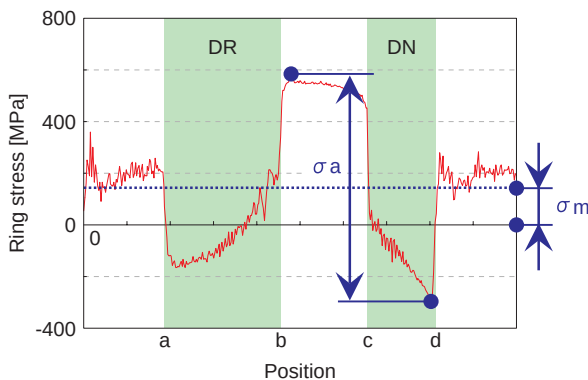
	V-surface angle		Rate of easing of stress
	11 deg	9 deg	
Stress amplitude σ_a	461 MPa	441 MPa	4%
Mean stress σ_m	144 MPa	134 MPa	7%



(a) Position on metal pushing V-belt in operation



(b) Ring stress diagram for 11 deg V-surface angle



(c) Ring stress diagram for 9 deg V-surface angle

Fig. 8 Calculated ring stress

6.2. 軸間力の測定

軸間力は、プーリの軸推力とトルク伝達によって発生するプーリ間に作用する力であり、金属ベルトの張力と比例する力である。V 面角度を従来の 11 deg から 9 deg にすることで、軸間力が低減され、エレメントのサドル面の接触面圧も低減する。したがって、軸間力の大きさを測定することでリング張力の大きさを比較することができる。

6.2.1. 測定方法

軸間力の計測方法を Fig. 9 に示す。ドリブン側プーリスタンドは、Base面に固定し、ドライブ側プーリスタンドは、回転軸と直交する方向に、自在に移動可能なスライドレール上に固定する。ドライブ側プーリスタンドの一端は、ロードセルを介して固定面に接合する。これにより、金属ベルトの張力によってドライブ側プーリとドリブン側プーリ間に発生する軸間力を、ロードセルで計測する。

6.2.2. 測定結果

軸間力はV面角度 9 deg とすることで、実車の最高車速に相当する運転モードで16%低減されていることが確認された。この結果は、シミュレーションと同様な傾向を示す (Fig. 10)。

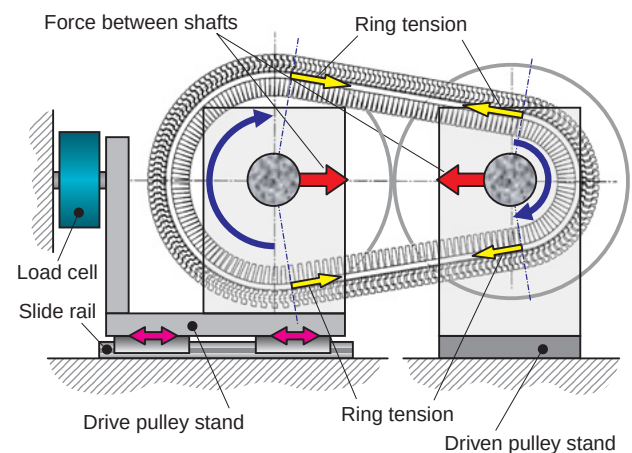


Fig. 9 Method for measurement of force between shafts

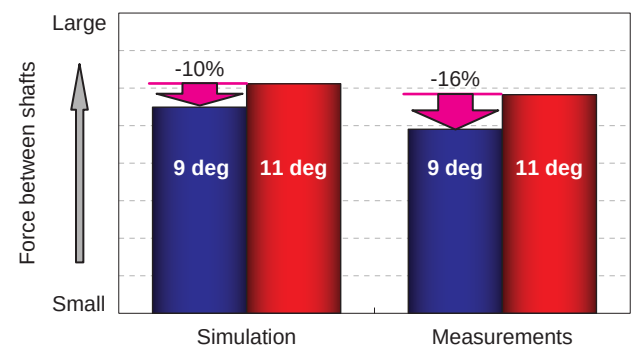


Fig. 10 Relation between V-surface angle and force between shafts

6.3. 伝達容量の検証

V面角度 9 deg の金属ベルトの伝達容量向上を確認するため、V面角度 11 deg の限界時間からさらに時間延長の耐久試験を実施した。Fig. 11 はV面角度 11 deg と 9 deg の軸間力と金属ベルトの回転回数を比較したグラフである。V面角度 11 deg に対し、9 deg では軸間力が低減した効果で、従来比 23%の伝達容量向上効果を確認した。

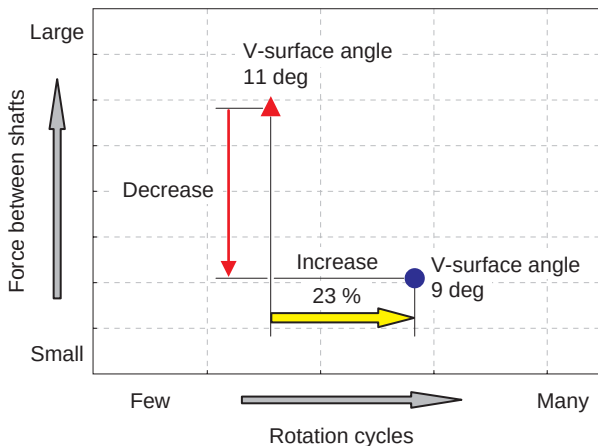


Fig. 11 Relation between rotation cycles of metal pushing V-belt and force between shafts

7. 伝達効率の検証

伝達効率検証は、プーリ巻付き時の軌道ずれ量を測定し、それを効率測定値と照らし合わせることで、軌道ずれ量に影響されることを明らかにした。

7.1. プーリ巻付き軌道測定の必要性

プーリ巻付き時の軌道は、速度比により、幾何学的な半径として定まるピッチ半径になると考えられていた。しかし、実際には油圧を受けるプーリの倒れなどで、わずかに巻付き半径から軌道のずれが発生する。その軌道のずれは、動力を伝達している回転方向に直交する向きの移動となるため、伝達効率を低下させると考えられる。金属ベルトのV面角度を変更した場合は、同一の運転条件でも、速度比を維持するための保持推力が異なるため、軌道が変化すると考えられる。そこで金属ベルトのプーリ巻付き時の軌道をV面角度違いで測定する必要がある。

7.2. 軌道ずれの測定方法

金属ベルトのプーリ入口から出口まで通過する軌道を、測定装置を用いて計測した。Fig. 12は、ドライブ側プーリの巻付き時の金属ベルト軌道を計測するための装置である。金属ベルトの外周に、渦電流式変位センサを配置し、金属ベルトの要素最外周面までの距離を計測した。測定ピッチは30 degごとであり、ドライブプーリの入口から出

口まで、8個のセンサを用い、210 degの区間を計測した。測定した位相ごとの変位データは、速度比より幾何学的に求めた巻付き半径(ピッチ半径)を基準とし、ピッチ半径からの相対変位量で示した。

7.3. 最大軌道ずれ量と伝達効率

金属ベルトの軌道のずれを計測したグラフが Fig. 13 である。最大軌道ずれ量の定義は、ピッチ半径を基準とし、最大の半径と最小の半径の差とした。Fig. 14 は、Fig. 13 で得られた金属ベルトの軌道を基に、金属ベルトがプーリに巻付いた状態を、模式的に示した図である。

金属ベルトがプーリに巻付いていない領域(入口より210 degから360 degの回転位相)は、プーリV面間にエレメントが存在しないため、プーリのたわみ等で、プーリV面間隔が狭くなる。その影響でプーリ入口(入口から60 degの回転位相)およびプーリ出口(入口より190 degから210 degの回転位相)の軌道は、ピッチ半径の外側に位置し、計測した軌道の中で、最大半径となっている。金属ベルトがプーリに巻付いている領域(入口より210 degの回転位相)は、プーリV面間にエレメントが存在するため、V面間隔は広くなる。その影響で、プーリ入口より60 degから190 degの回転位相は、ベルトの軌道がピッチ半径より内周側に近寄ると考えられる。

このような金属ベルトの軌道のずれは、プーリ回転方向に直交し、半径方向にすべり移動する動きであり、金属ベルトが動力伝達をおこなう上では動力損失として作用すると考えられる。

次に金属ベルトの軌道のずれが、金属ベルトの伝達効率に与える影響を確認した。金属ベルトの軌道ずれのパラメータとして、最大軌道ずれ量を用い、伝達効率との関係を整理した(Fig. 15)。

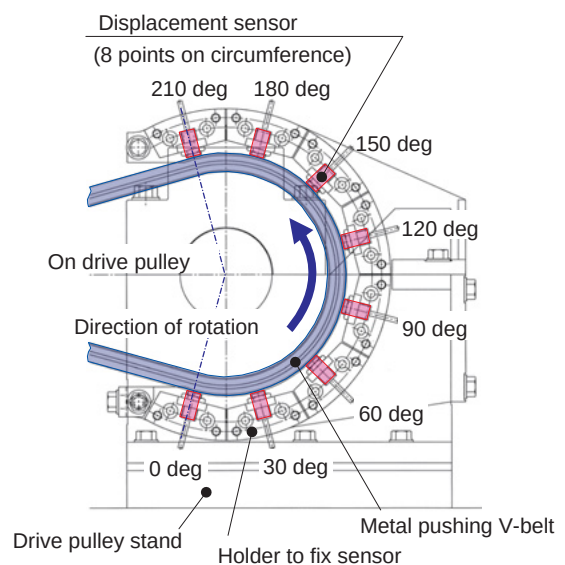


Fig. 12 Equipment for measurement of trajectory of metal pushing V-belt on pulley

伝達効率の測定は、V 面角度 9 deg で、プーリに加える軸推力の作用点を変えることで、金属ベルトの軌道を変化させておこなった。この結果、最大軌道ずれ量と伝達効率には、相関があり、軌道ずれ量を少なく抑える程、金属ベルトの伝達効率が向上する傾向が確認された。

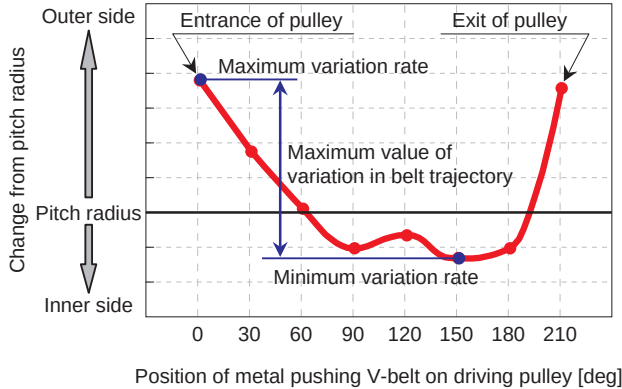


Fig. 13 Results of measurement of trajectory of metal pushing V-belt

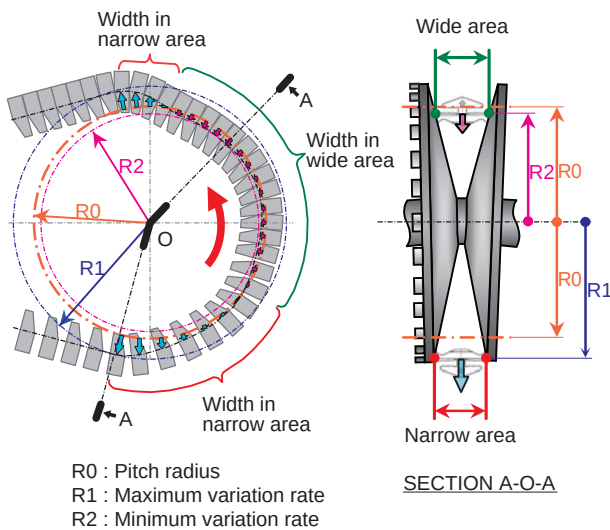


Fig. 14 Mimetic diagram of metal pushing V-belt trajectory on pulley

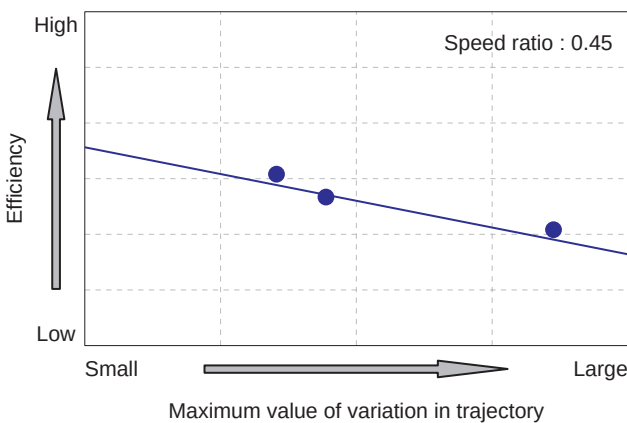


Fig. 15 Relation between maximum value of variation in belt trajectory and torque transfer efficiency

7.4. V 面角度と最大軌道ずれ量

V 面角度と最大軌道ずれ量の関係を確認した。Fig. 16 は入力トルクに対する最大軌道ずれ量の変化を、V 面角度 11 deg を基準に、11 deg, 9 deg, 7 deg で比較して示したものである。最大軌道ずれ量は V 面角度 7 deg が最大で、続いて 11 deg であり、V 面角度 9 deg は最も少ない値を示している。エレメント V 面角度と最大軌道ずれ量のこの傾向は、入力トルクが変化しても変わらない。

7.5. V 面角度と伝達効率

V 面角度ごとの伝達効率を、V 面角度 11 deg を基準とした伝達効率の差として、速度比ごとに示した (Fig. 17)。

V 面角度 9 deg のとき、MID レシオ, TOP レシオが V 面角度 11 deg と同等の伝達効率を示し、LOW レシオ, OD レシオでは伝達効率が最大になっている。V 面角度 9 deg より狭角側の領域では、OD レシオを除き、すべての速度比で、伝達効率が 11 deg より低下する。したがって、V 面角度 9 deg がすべての速度比で最良の伝達効率を得られる最適な V 面角度といえる。

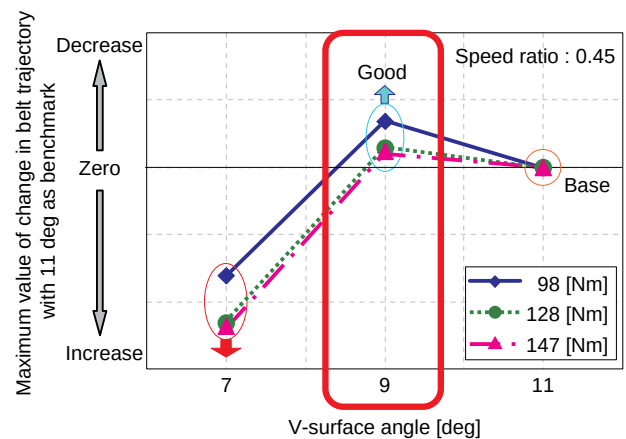


Fig. 16 Relation between V-surface angle and maximum value of change in belt trajectory

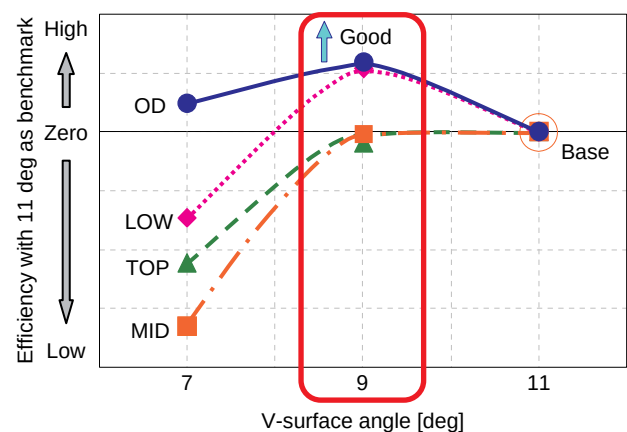


Fig. 17 Relation between V-surface angle and torque transfer efficiency

8. 実車変速特性

従来ベルトと開発ベルトの実車変速特性を比較した。

8.1. V面角度とプーリストローク

V面角度を狭角化した場合、同一のレシオレンジでは、プーリストロークが低減する。これにより、プーリの行程容積も減少し、実機の急加減速時の変速時間を短縮できる。

8.2. 変速時間の計測結果

V面角度 11 deg に対し、9 deg ではドリブン側油圧の立ち上がり時間が早く、その分、LOWレシオ側に向かう速度比の変化も速くなった。

Fig. 18 は、実車にて車速 60 km/h からの急減速(-4.9 m/s^2)をおこなった際、速度比がLOWレシオ側に戻る場合の変速特性を示したものである。

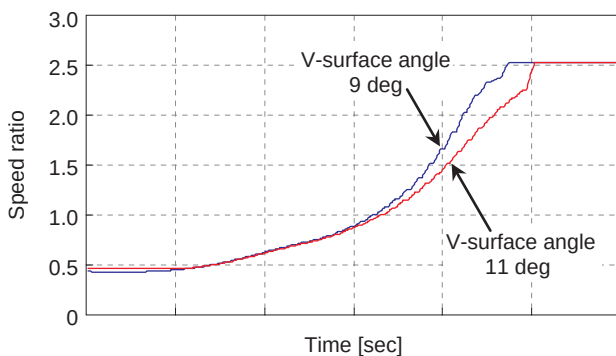


Fig. 18 Comparison of change in speed ratio with V-surface angle

9. まとめ

V面角度に着目し、この最適角度を検討した結果、V面角度9 degが最適であることを確認し、以下の結論を得た。

- (1) V面角度 9 deg 仕様にて、伝達容量は従来比 23%向上した。
- (2) V面角度 9 deg 仕様は、すべての速度比で伝達効率同等以上の向上が確認され、7 deg, 9 deg, 11 degの内、9 deg が最も伝達効率が高いことを確認した。
- (3) V面角度の狭角化は、プーリの行程容積減少により、急加減速時の変速時間を短縮できることを確認した。
- (4) プーリ巻付き時の金属ベルトの最大軌道ずれ量は、伝達効率に影響することを確認した。

10. あとがき

性能の競争が激しい製品は、進化が止まれば自然淘汰されるだけに、常に切実な開発となる。切実な開発であればこ

そ、目標値をより明確にし、これまで完成したと考えていた仕様も、細部を追求する必要があった。小さな変化を見逃さなければ、さらなる改良点が明確となり、改良をあきらめなければ次の進化につながることを本開発で示した。

今後の開発でも、細部をさらに詰めながら、さらなる伝達機構の理論的探究をおこない、CVTの性能向上を推進していきたい。

参考文献

- (1) AutoBiz 別冊 オートモーティブ・テクノロジー 2004 戦略編, 第3部技術戦略, Part3-CVT の今後, 日経 BP 社, p.194-199(2003)
- (2) 坂上恭平, 大窪和也, 藤井 透, 吉田秀昭, 矢ヶ崎 徹: 金属Vベルト式 CVT のすべり状態を記述する指標を用いた最適推力制御とそれによる動力伝達効率の向上, 自動車技術会論文集, Vol.39, No.5, p.101-106(2008)
- (3) 中原綱光, 宮崎圭介: 摩擦に関連した表面薄膜のせん断強度測定, 日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集, F29, p.455-456(2007)

■ 著 者 ■



矢ヶ崎 徹



青山 英明



一條 秀治



戸塚 博彦



原田 雅道

駆動系ハイポイドギヤにおける 歯元応力の予測技術

Prediction of Tooth Root Bending Stress in Hypoid Gears for Drivetrain

岡 野 武 政*
Takemasa OKANO
岡 田 善 成*
Yoshinari OKADA

河 合 信 治*
Shinji KAWAI
庄 田 宜 史**
Takafumi SHODA

高 村 繁* 堀 剛*
Shigeru TAKAMURA Takeshi HORI
池 永 直 樹***
Naoki IKENAGA

要 旨

駆動系ハイポイドギヤ歯元強度を精度良く評価するため、噛み合い位置の変化を考慮した歯元応力の予測技術を構築した。実機でのギヤセットは複数の部品で支持されているため、それらの変形により実働時のギヤの噛み合い位置は無負荷時とは異なる。この噛み合い位置の変化により、歯元応力は増加する。そこで、ギヤ支持部品の剛性を考慮したハイポイドギヤ歯元応力シミュレーションを開発した。本技術により、歯底に沿った歯幅方向の応力分布と最大応力値において、実測値と良好な相関が得られた。

また、この歯元応力を基準にした強度評価により、ハイポイドギヤの寿命予測精度が向上した。

ABSTRACT

A technology for the prediction of tooth root bending stress that considers changes in the gear meshing position has been developed to help enable accurate evaluation of the tooth root strength of hypoid gears used in drivetrains. The gear sets in actual vehicles are supported by a number of other components, and deformation of these components in operation produces different gear meshing positions to those observed when the gears are unloaded. These changes in meshing position increase the stress on the tooth roots. A hypoid gear tooth root stress simulation that considers the stiffness of the supporting components was therefore developed. This technology displayed a good correlation with measurement results for stress distribution along the tooth bottom in the direction of the tooth width and for maximum stress values.

Strength evaluations based on tooth root stress obtained in this way also increased the accuracy of prediction of the lifespans of hypoid gears.

1. まえがき

近年、自動車開発では環境保護の観点からCO₂削減、燃費向上のため軽量化が求められている。一方、エンジンの高出力化やSUVに代表される市場ニーズの対応により、駆動系部品の伝達トルク負荷は高まっている。さらに、4WDシステムでは雪道走行を主目的としたもの以外にも、操縦安定性の向上を目的とした高性能型の4WDが開発され、走行時のシステムの作動頻度が増加している。このような状況下において、4WDシステムとしても、軽量化と強度を両立する設計をおこなうためには、個々の部品への負荷を正

確に予測できることがますます重要となっている。

そこで本稿では、駆動系4WDシステムの骨格を決定するハイポイドギヤに着目した。

ハイポイドギヤは、トルク負荷時に歯面の接触位置が移動する。また、歯の厚さが歯幅方向で一定でないため、歯元に発生する応力は変動する。この噛み合い位置の変化量は、ギヤを支持する部品の構造、配置、形状や伝達トルクなどにより異なる。実機におけるハイポイドギヤの歯元強度を評価するには、この噛み合い位置の変化による歯元応力を精度良く予測することが重要である。

これまで、ハイポイドギヤ歯元応力の研究として、ギヤ

* 四輪R&Dセンター

** 三和工機株式会社

***株式会社ショーワ

単体での応力解析法の報告はあった⁽¹⁾。

また、一般的にハイポイドギヤの歯元応力計算に使用されるグリーソン社製ソフト^{(2), (3)}も、ギヤ単体の計算をおこなうには有効なツールであるが、ギヤの支持剛性がソフト内で計算できない。

そこで、構造解析を用いて、実機における噛み合い位置の変化量を再現し、歯元応力の算出までを一貫しておこなえる予測技術を構築した。これにより、ハイポイドギヤ歯元応力の計算精度が向上したので報告する。

2. 研究のねらい

一般的なFF車をベースとしたトルクスプリット型4WD車両の場合、エンジントルクは前輪軸上に配置したトランスミッションとその終減速部に付加されたトランスファユニットよりプロペラシャフトとリヤデファレンシャルユニットを介して後輪軸へと伝達される(Fig. 1)。

トランスファユニットの機能は、終減速部より分流したトルクと回転をハイポイドギヤにより直角方向に変換しプロペラシャフトに出力することである。

車両のエンジンルームのパッケージングレイアウトにおいて、トランスファユニットの与える影響は大きい。ステアリングギヤボックス等のシャシ部品や排気系部品との位置関係から、トランスファユニットのサイズが大きくなると、車高やエンジン搭載位置が変わることもある。そのため、トランスファユニットを小型化することが求められる。

次に、Hondaのトランスファユニットの特徴を述べると、トランスミッションと独立分離したカセット方式であること、ヘリカルギヤとハイポイドギヤの二段増速方式であることが挙げられる。

利点としては、機能をトランスファユニットに集約することで、2WDと4WDの違いに関係なくトランスミッションの骨格を統一できる。また、二段増速方式はトランスファユニットの配置に自由度がある。

しかし、Fig. 2に示すように、トランスファユニットのハウジングは、ハイポイドギヤの反力の他に、ベアリング

支持点の外側に配置されたヘリカルドリブンギヤの反力も受ける。また、ハウジングはリングギヤを支持するハウジングAとピニオンギヤを支持するハウジングBで構成されているため、接合面に微小すべりが生じる。この微小すべりも、噛み合い位置を変化させ歯元応力を増加させる要因となる。

ハイポイドギヤには、このような状況下でも十分な強度を持たせることを要求される。しかし、従来は正確な噛み合い位置の変化を予測する手法が確立されていなかったため、経験に基づく強度評価をおこなっていた。そのため、実働時の噛み合い状態を再現できる歯元応力解析手法が必要であった。

以上のことから、本研究のねらいを、トランスファユニットにおける

(1)実働時の噛み合い状態を考慮したハイポイドギヤ歯元応力予測技術の構築

(2)ハイポイドギヤ寿命の予測精度向上と定めた。

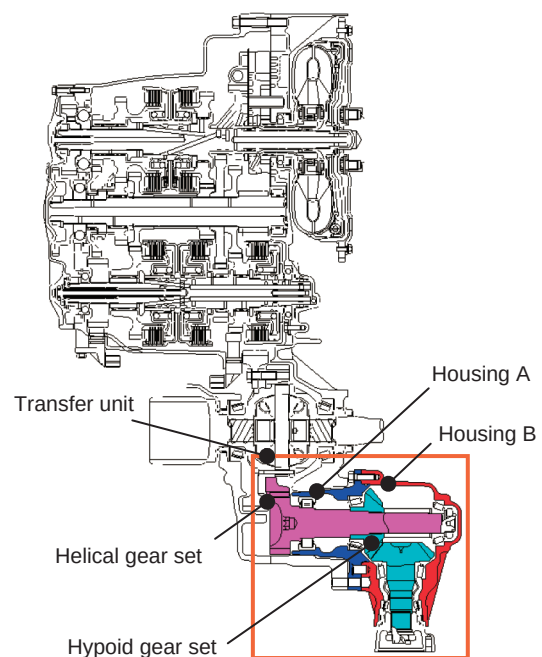


Fig. 2 4WD main section

3. ハイポイドギヤ歯元応力の予測技術

トランスファユニットの実働時の噛み合い状態を再現するために、トルク伝達経路となるヘリカルギヤ、シャフト、ハイポイドギヤセット、それらを支持するハウジング、ベアリングなど構成部品の剛性、はめ合いなどを反映した構造解析モデルを構築した。

また、本稿では計算手法の確立を主題とするため、ハイポイドギヤ歯面については、光学式非接触測定機を活用し、実際の形状を計測してモデル化した⁽⁴⁾。

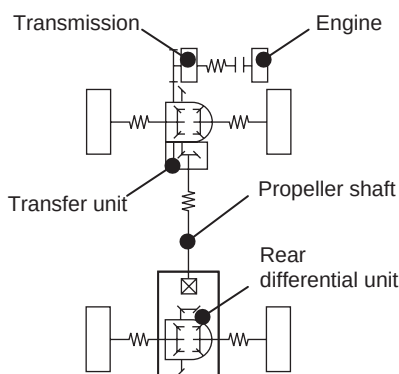


Fig. 1 4WD vehicle model

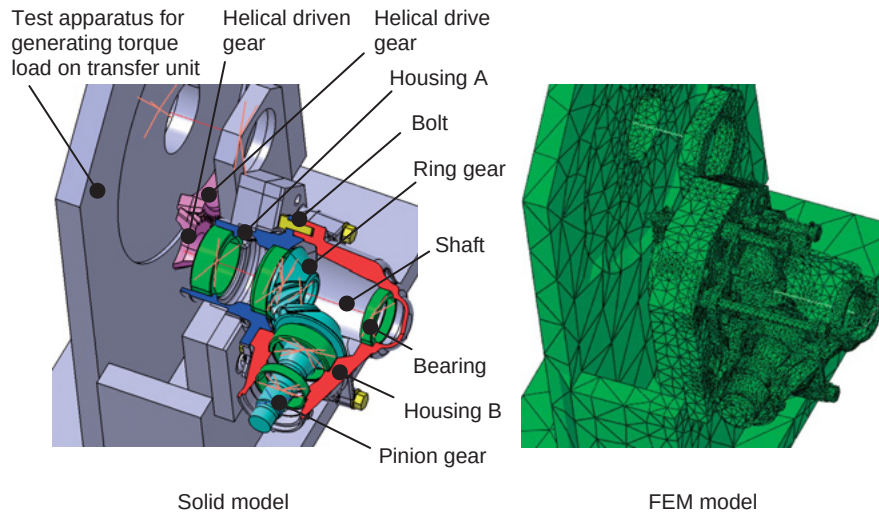


Fig. 3 Components of transfer unit for analysis

3.1. シミュレーションモデル

Fig. 3 にハイポイドギヤ歯元応力シミュレーションに用いたトランスファユニットアセンブリモデルの構成を示す。

先に述べたハウジングの変形と接合面の微小すべりを考慮するため、ハウジングの接合面には接触条件として摩擦係数を定義し、はめ合い部にはクリアランスを設定する。さらに、締結部ボルトの軸径、材質および軸力を設定する⁽⁵⁾。

次に、内部構成部品のモデル化について述べる。

ベアリングはラジアル方向とスラスト方向の反力を受けるため、それぞれの反力に対する剛性値を適切に設定することが重要となる。そこで、アウト内周面を軸受け中心点と剛体バーで接続、その軸受け中心点をシャフト軸に接続し、そこにベアリングの径方向、軸方向、傾きの剛性値を設定する(Fig. 4)。また、アウト外周面とハウジング間は接触面を定義することで、ベアリングの荷重方向では圧縮力が作用し、それと反対方向では離れる状態を再現する⁽⁶⁾。

そして、シャフト軸は弾性バーを用いて軸径と材質を定義し、たわみやねじれを再現する。最後に、ハイポイドギヤはシャフトに対し、剛体バーでシャフト軸と結合し、スプラインギヤとのはめ合いを再現した。

3.2. ハイポイドギヤの 3D モデル化

ギヤのモデル化について、そのフローを Fig. 5 に示す。光学式非接触測定機で測定して得られた点群データを基

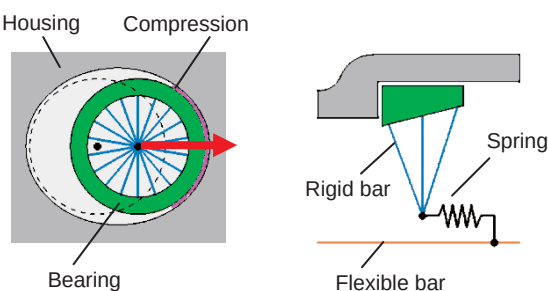


Fig. 4 Bearing model

に、リバースエンジニアリングソフトウェアを使用して、歯面、歯底が一体となったポリゴンデータを生成する。しかし、この段階のポリゴンデータには、実際の歯切り加工の切削痕や研削筋目などの表面粗さレベルの凹凸形状も再現されている。このデータを構造解析に使用するとメッシュ数が膨大となるため、これらの微細形状を除外する必要がある。そこで、このポリゴンデータから測定形状に対して $5\mu\text{m}$ 以内の範囲にあるものを抽出し、歯溝形状を表わす滑らかなサーフェスデータを生成した。

最後に、図面より作成した母材形状のソリッドモデルから、このサーフェス形状を除去することでギヤモデルが完成する。

次に、このソリッドモデルを基に FEM モデルを作成する。構造解析では、ギヤの噛み合いによるトルク伝達を再現するために、リングギヤ歯面とピニオンギヤ歯面間には接



Fig. 5 3D model making process

触面を定義し摩擦係数も考慮する。解析に用いる要素は、できる限りサーフェスの曲面形状に沿うよう2次要素を選定した。さらに、メッシュのサイズ設定は、計算応力の精度に影響を及ぼすことから、歯元部は 0.4 mm 以下とした。また、メッシュ数を削減するために6歯を残し、それ以外の解析結果に影響のない歯については省略した。

3.3. 解析プロセス

本手法の解析プロセスを Fig. 6 に示す。

Step1 では、トランスファユニットを治具板に組み付けた直後の状態を再現する。まず、ボルトに締め付け軸力を入力しハウジング間を締結、さらに、ベアリングのプリセット荷重を入力する。この際、ハイポイドギヤおよびヘリカルギヤは回転運動しないよう拘束する。

Step2では、静的なトルク負荷状態を再現するため、トルクはプロペラシャフトと勘合されるピニオンギヤのスプライン部より負荷する。

Step3は、ハイポイドギヤ駆動時の噛み合い状態を再現するために、治具板側のヘリカルドライブギヤをトルクの入力に相対する方向に強制回転させる。ここで、ヘリカルドライブギヤを回転させる角度はハイポイドギヤの噛み合い始めから終わりまでとし、0.5 度おきに歯元応力を計算する。

最後に、結果の処理方法について述べる。

歯元の引張応力は、Fig. 7 に示すように噛み合い歯面の歯元部に発生する。

Fig. 8 に、噛み合い開始から終了までの三つの噛み合い位相における応力コンターと、歯元部の歯幅方向に沿った応力分布の計算結果例を示す。この例からもわかるように、歯元の応力は噛み合い位相に応じて変化する。強度を評価する際は、発生する最大応力でおこなう必要がある。そのため、結果処理においては、ハイポイドギヤの噛み合い始めから終わりまでの位相の中で、最も高い応力値を読み取る。

3.4. 計算結果

噛み合い位置の変化量が歯元応力に与える影響を確認するため、ギヤの支持剛性を考慮した場合としない場合の歯元の応力分布を比較した(Fig. 9)。考慮しない場合の解析モ

デルは、支持部品をすべて剛体として定義している。

支持剛性を考慮した場合、ピーク応力の発生位置はヒール方向に移動し、その値が増加している。逆にトー方向では応力が減少している。

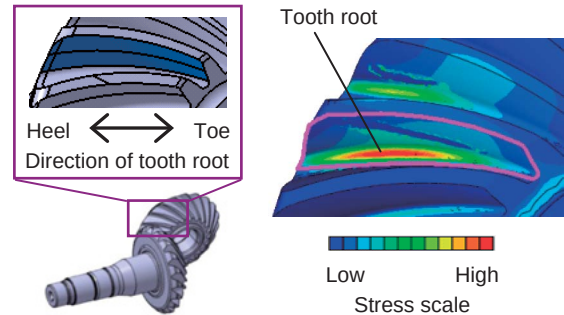


Fig. 7 Tooth root bending stress

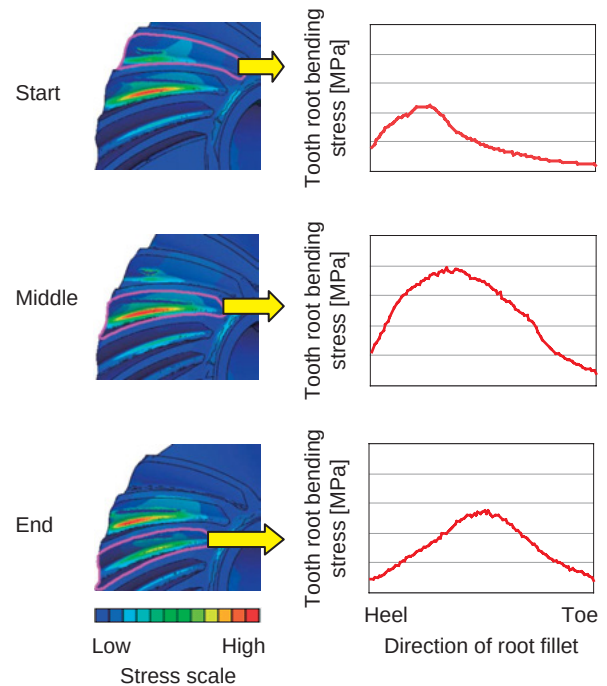


Fig. 8 Tooth root bending stress in different phase

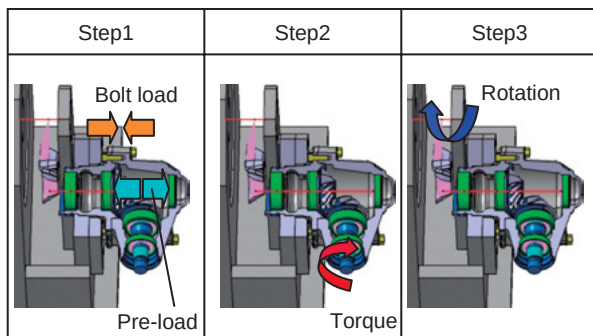


Fig. 6 Analysis procedure

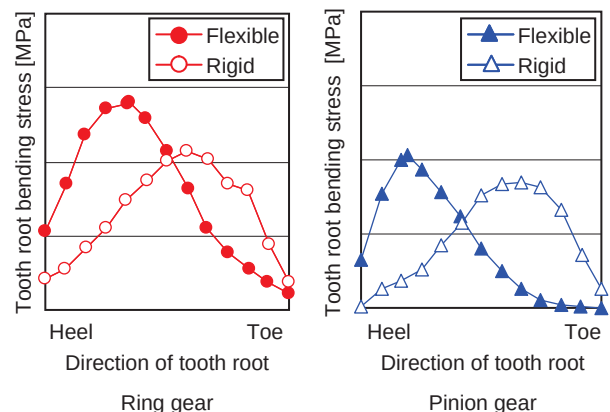


Fig. 9 Influence of stiffness of gear supports

4. 解析精度検証

4.1. 歯元応力の測定

解析精度検証のため、Fig. 10に示す台上ねじり試験機で静的負荷噛み合い状態における歯元部の引張応力を測定した。

この試験機は、計算モデルと同様にピニオンギヤ軸上からトルクを入力し、ヘリカルギヤで回転を固定する構造である。

測定においては、Fig. 11に示すように、一歯の歯元部に5枚のひずみゲージを貼り付ける。歯幅方向の貼り付け位置をずらしたギヤを三つ使用して歯元応力を測定し、歯幅方向に沿って15ポイントの応力値を得た。検証に用いた応力値は、計算モデルと同様に、ハイポイドギヤの噛み合い開始から終了までの位相の中で、最も高い応力値を読み取ったものである。

測定をおこなったハイポイドギヤセットでは、過去の実機耐久試験において、リングギヤが先に破損する傾向があった。また、今回の測定においてもリングギヤの方が応力値は高い。これらのことから、リングギヤに着目し検証することにした。

4.2. 計算値と実測値の比較

Fig. 12に計算値と実測値の応力分布の比較を示す。両者

は良好に一致している。実機においても、ピーク応力発生位置がヒール方向に変化し、歯元への負荷が歯幅全体で分担されていない。これは、先に述べた支持剛性を考慮した計算と同様に、噛み合い位置の変化量が、歯元の応力に影響していることを表す。

次にピーク応力値について検証する。Fig. 13は、ギヤサイズの異なる4種類のハイポイドギヤで実測した結果との比較である。なお、ギヤサイズはAが一番小さく、Dが一番大きい。実測値に対して計算値は高めとなる傾向がある。これは、ひずみゲージ個当たりの測定幅に対し、シミュレーションモデルのメッシュサイズ幅が小さいことが原因であると思われる。差異はいずれも10%以内であった。

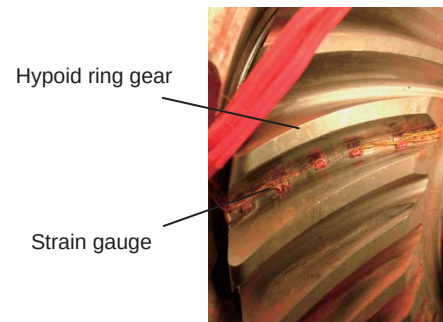
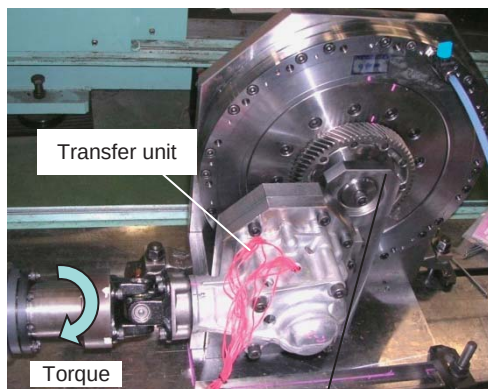


Fig. 11 Gear stress measurement set-up



Test apparatus for generating torque load on transfer unit

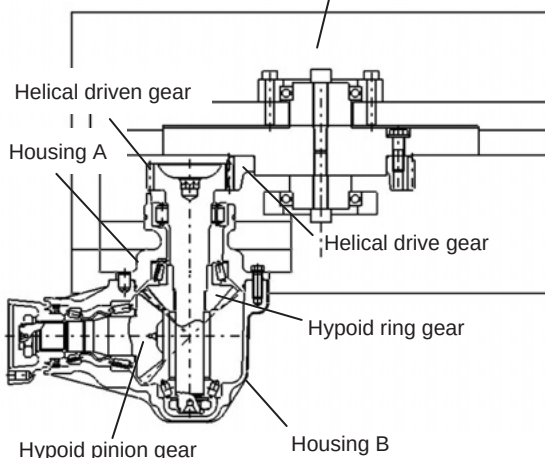


Fig. 10 Torsion tester

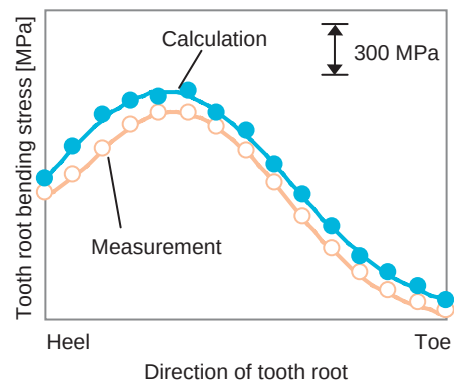


Fig. 12 Distribution of tooth root bending stress for ring gear

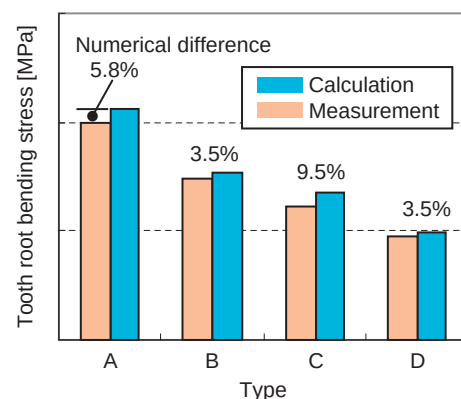


Fig. 13 Comparison of actual measurements and analysis values for tooth root bending stress

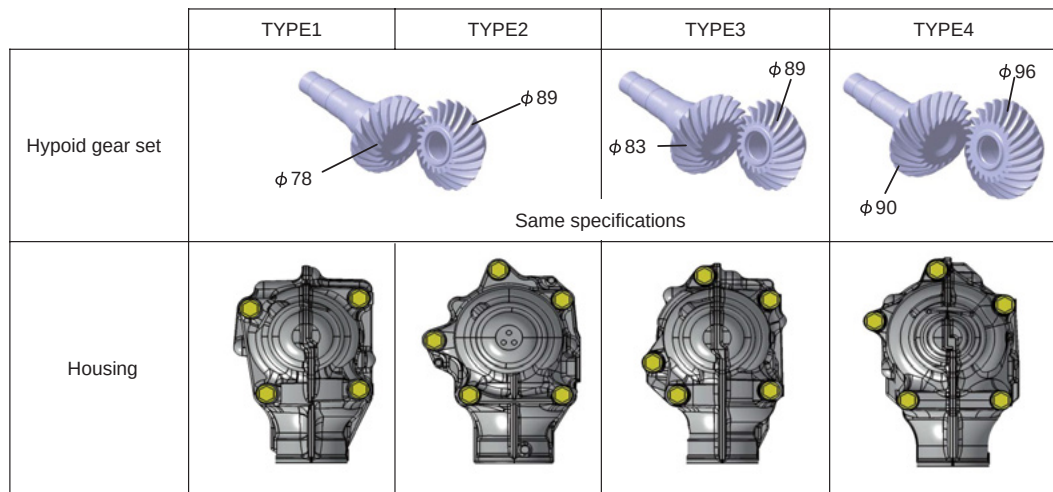


Fig. 14 Combination of hypoid gear sets used for examination and housing

5. ハイポイドギヤ歯元強度の評価

ハイポイドギヤ疲労試験をおこない、計算応力値と破損時のかみあい回数の相関を確認した。

5.1. ハイポイドギヤ疲労試験

寿命線図作成のため、サイズの異なる3種類のギヤと形状の異なる4種類のハウジングの組み合わせにより、4種類のトランスファユニットを製作し、耐久試験をおこなった(Fig. 14)。ハイポイドギヤの材質および浸炭焼入れ条件についてはすべて同じである。

連続高負荷耐久試験装置を Fig. 15 に示す。装置は、ギヤが破損した際の振動をGセンサで検知し自動停止する設定である。この試験ではピニオンギヤ側からトルクを入力し、ハイポイドギヤが破損するまで運転し、その時の噛み合い回数を割り出す。

運転条件として、入力トルクは500, 750, 900, 1100 Nmの間で選択し、入力回転数は一定とした。

テスト終了後のギヤを Fig. 16 に示す。ギヤは歯元応力の高いヒール方向の歯元部から破損する。

5.2. 歯元応力と耐久寿命の関係

Fig. 17に、縦軸を計算応力値Sとし、横軸をギヤ疲労試験における破損時の噛み合い回数Nとしてギヤ疲労試験結果をプロットしたものを示す。

本シミュレーションによる応力値とギヤ寿命の相関係数は0.94であった。これにより、精度の良い寿命予測が可能となり、ハイポイドギヤのサイズ設定を経験に頼らずおこなうことができる。

また、本手法はハイポイドギヤサイズの最適設計にとどまらず、ハウジング形状やベアリングの配置などの設計初期段階におけるトランスファユニットの骨格検討をおこなう際にも活用できる。

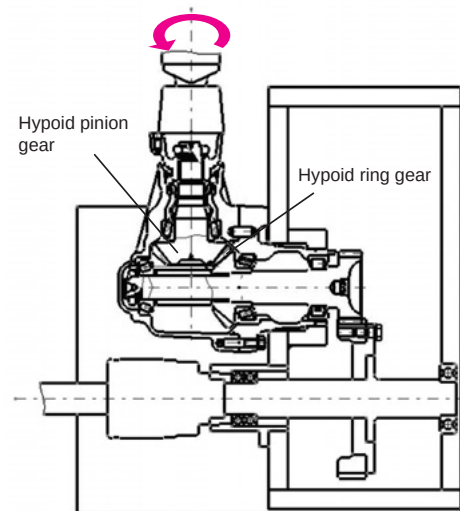
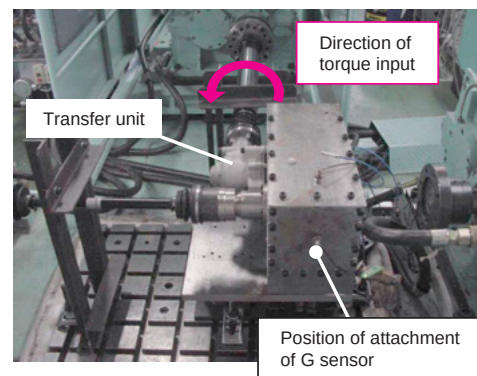


Fig. 15 Equipment used for durability test



Fig. 16 Status of gear damaged in durability test

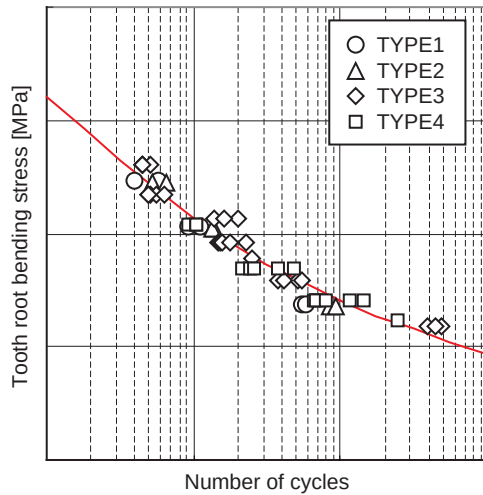


Fig. 17 Stress number diagram

6. まとめ

- (1) 駆動系ハイポイドギヤの歯元応力を精度良く予測するため、ギヤの支持剛性と歯面の噛み合いを再現する、ハイポイドギヤ歯元応力シミュレーションを開発した。
- (2) 計算応力値は実測値に対し10%以内の予測精度を実現した。
- (3) 計算応力値と破損時のギヤ噛み合い回数との相関は高く、精度の良い寿命予測が可能となった。

参考文献

- (1) 汪中厚, 久保愛三, 青木聡, 竹田兼人, Gosselin, C., 野中鉄也: ハイポイドギヤの歯元応力の解析法(第1報, 解析法の導出), 日本機械学会論文集(C編), 66巻, 652号, p.212-220(2000)
- (2) The Gleason Works: Bending Stresses in Bevel Gear Teeth(1981)
- (3) The Gleason Works: Passenger Car Drive Axle Gear Design(1970)
- (4) 高村繁: 非接触測定技術の精密部品への適用, Honda R&D Technical Review, Vol.17, No.2, p.38-43
- (5) 平岡昌巳, 富田好一, 鈴木寛, 飯島康友, 笹原千嘉江: トランスミッションハウジングの剛性解析技術の構築, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.2, p.115-122
- (6) 館野義和, 古居芳臣, 法田和宏: トランスミッション用外歯車のかみあいミスアライメント予測技術の研究, Honda R&D Technical Review, Vol.19, No.2, p.104-109

■著 者■



岡野 武政



河合 信治



高村 繁



堀 剛



岡田 善成



庄田 宜史



池 永直樹

高調波振動を低減するアクティブ・コントロール・エンジン・マウント・システムの開発

Development of Active Control Engine Mount System which Reduces Higher Harmonic Vibration

石 黒 哲 矢*
Tetsuya ISHIGURO

米 竜 大*
Tatsuhiko YONE

根 本 浩 臣*
Hirotomi NEMOTO

要 旨

V6可変シリンダエンジンの燃費性能を向上させる方法に3気筒運転領域の拡大がある。3気筒運転によって1気筒あたりの燃焼圧力が上昇し、燃焼の基本次数だけでなく高調波成分のエンジン振動も大きくなる。この高調波振動に対しても振動騒音(NV)商品性を満足する新型アクティブ・コントロール・エンジン・マウント・システムを開発した。高調波振動には、エンジンが発生する振動以外にアクティブ・コントロール・エンジン・マウント(Active Control Engine Mount:ACM)を駆動することにより発生する振動がある。新型 ACM システムは、正弦波駆動制御および多次数制御により、この二つの高調波振動を低減する。さらに、エネルギー回生回路を採用することで発熱量を低減し、電子制御ユニットの小型化と信頼性を両立させている。車両搭載による試験の結果、拡大された3気筒運転領域においても NV 性能を向上できた。

ABSTRACT

The range of three-cylinder drive can be increased in order to boost the fuel efficiency performance of V6 cylinder-on-demand engines. The use of three-cylinder drive increases the combustion pressure per cylinder, and also increases engine vibration not only at the fundamental order of combustion, but also at higher harmonic frequencies. A new active control engine mount (ACM) system was developed to respond to this higher harmonic vibration in order to satisfy commercial demands for noise and vibration (NV) performance. The operation of an ACM generates higher harmonic vibration other than the vibration produced by the engine. The new ACM system applies sine-wave drive control and multi-order frequency control in order to reduce these two forms of higher harmonic vibration. In addition, the use of a regenerative circuit has reduced heat production, helping to enable a reduction in size of the electronic control unit to be reconciled with reliability. Tests of the system in an actual vehicle showed that NV performance was increased even when an expanded range of three-cylinder drive was employed.

1. はじめに

負圧アクチュエータをマップ制御により駆動する方式⁽¹⁾や電磁アクチュエータを適応制御により駆動する方式⁽²⁾の ACM が実用化される中、Honda における ACM は、可変シリンダシステムを搭載した V6 エンジンを対象に、専用センサを使用せず高応答のリニアソレノイドをフィードフォワード制御により駆動する方式⁽³⁾で3気筒運転を意識させない NV 性能を確立し、2004 年モデルインスパイアから商品適用された。

可変シリンダシステムは、一定速や減速など軽負荷の運転時に片側バンクのバルブを閉じたまま停止させることにより、ポンピングロス低減し燃費向上を実現する技術で

ある。しかしながら3気筒運転では、燃焼気筒の減少により基本次数であるエンジン回転3次が1.5次へ半減することと1気筒あたりの燃焼圧力が上昇することによりエンジン振動が増大する⁽³⁾。

従来の ACM システムは、3気筒運転時の1.5次成分のエンジン振動を主に低減しており、高調波成分である3次に対しては、ACM で制御する必要がなかった。

今回の新型 ACM システムの開発は、可変シリンダシステムの燃費性能を向上させるため、3気筒運転領域を拡大したことによる1.5次と3次のエンジン振動振幅の増大に新開発の制御方法により対応し、従来同様、3気筒運転を意識させない NV 性能を確立することを目的としている。

*四輪R&Dセンター

2. 開発目標

3気筒運転領域が拡大された可変シリンダシステムを従来の可変シリンダシステムに対し、新可変シリンダシステムと呼び、新可変シリンダシステムの振動振幅に対応する相殺変位量を実現した ACM を新型 ACM と呼ぶことにする。

新型 ACM は、従来 ACM よりもコイル抵抗を小さくして電流応答性を向上させることで電磁エネルギーが増加し ACM 出力が大きくなるようにパワーアップされている。

Fig. 1 に、従来および新可変シリンダシステムを搭載した機種における3気筒運転時にエンジンプラケットからボデーへ伝達される荷重を示す。新可変シリンダシステムを搭載した機種は、従来よりもトルクが必要な領域で3気筒運転できるため、1.5次、3次共に伝達荷重が大きくなっており、3次の伝達荷重は、運転域によっては NV 商品性を満足できない大きさになっている。したがって、1.5次だけでなく3次の振動にも対応できる制御により ACM を駆動

し、伝達荷重を低減する必要がある。

また、Fig. 2 は、従来 ACM と新型 ACM にエンジン重量相当の荷重をかけ、同一条件の電流印加装置で単体駆動させた場合に ACM が発生する力を表している。従来 ACM も高調波成分は出力されていたが、新型 ACM では、エンジン振動の基本次数に対応する1次成分が大きくなったのと同様な比率で高調波成分も大きく出力されている。この状態の新型 ACM でエンジン振動を相殺しようとする、基本次数は低減できるが、高調波成分は、ACM が発生する振動により、駆動していない状態よりも振動が増大する。これは、ACM の発生力が正弦波となるように ACM を駆動できていないことが原因である。

以上より、新型 ACM システムの開発にあたっては、エンジン振動振幅増大に対応する ACM のパワーアップに加え、新たに NV 性能を低下させる顕著な要因となったエンジンおよび ACM から伝達される高調波振動を、商品として許容できる大きさに低減することを目標とした。

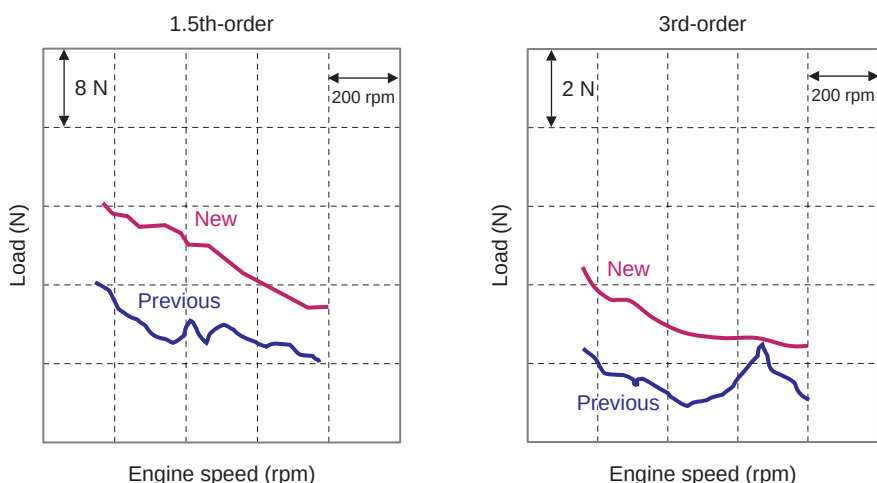


Fig. 1 Load transmitted to body from engine bracket during 3-cylinder stop mode

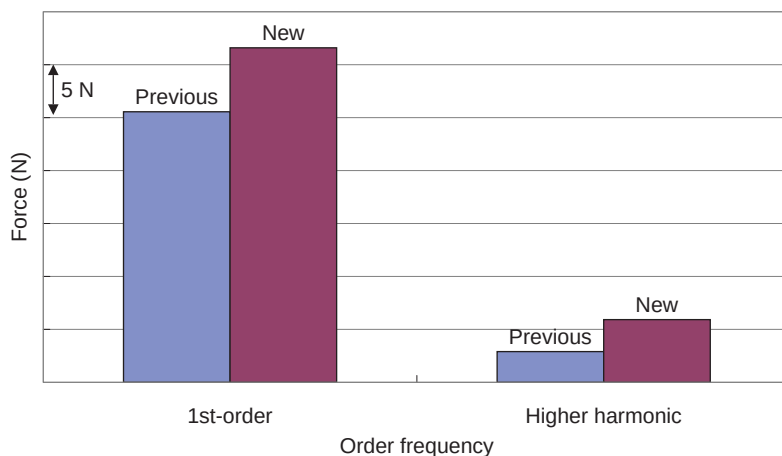


Fig. 2 Order frequency of output force from developed and previous ACM

3. ACM システムの構成

3.1. システム概要

実車に搭載された事例を Fig. 3 に示す。可変シリンダシステムを搭載した V6 エンジンのフロント側とリヤ側にそれぞれ ACM を配置し、その ACM を制御する電子制御ユニット(ECU)をキャビンに配置する。

システム構成を Fig. 4 に示す。ACM ECU はエンジン振動を把握するために必要な信号をエンジン・コントロール・ユニット(PGM-FI)から受信できるように接続されている。

ACM 構造を Fig. 5 に示す。ACM は液封部とリニアソレノイド部で構成される。リニアソレノイド内の可動子により液封部内の加振板を振幅させることで液圧が変動し、それによって本体ゴムを振幅作動させる。この機能により、ACMの動的ばね定数を可変とすることができ、エンジンブラケットからボデー(サブフレーム)へ伝達される荷重を低減することができる。

3.2. ACM 出力からの高調波成分の発生

ACM に正弦波電流を印加した場合、ACM 出力から高調波が発生する。ACM 出力は加振板動作で決定され、加振板変位 X は式(1)より導出することができる。式(1)を導出した加振板とリニアソレノイドの簡易モデルを Fig. 6 に示す。

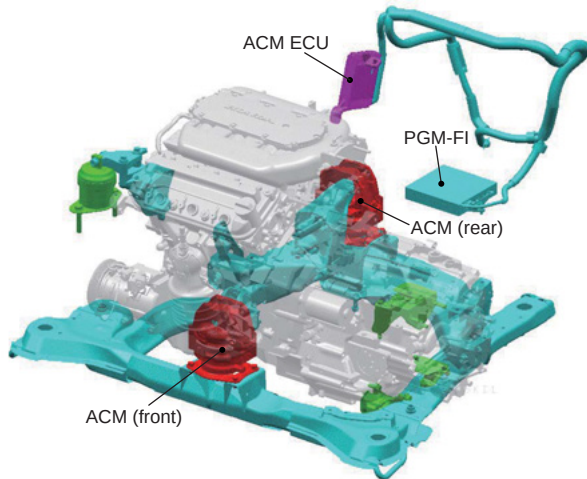


Fig. 3 ACM system configuration

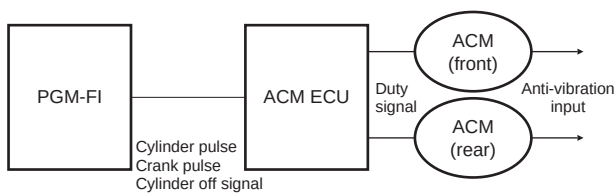


Fig. 4 Block diagram of ACM system

$$F_{act}(i, X) = M\ddot{X} + \{Ce + Cj(i)\}\dot{X} + \{Ke + Kj(i)\}X + \mu(i, \dot{X})F_n(i, X) + F_{BH}(i) \quad (1)$$

F_{act} : Magnetic force

F_n : Horizontal component of magnetic force

F_{BH} : B-H hysteresis

M : Total moving mass

Ce : Attenuation coefficient of exciter plate

Cj : Attenuation coefficient which changes with current

Ke : Spring constant of exciter plate

Kj : Spring constant which changes with current

μ : Coefficient of operation friction on bearing

i : Drive current

X : Displacement of exciter plate

式(1)で非線形な特性を有しているのは、(1)減衰特性 Ce , Cj , (2)軸受摺動抵抗 μF_n , (3)B-Hヒステリシス F_{BH} であり、これらが高調波発生の要因となっている。

本システムでは、これらハードウェアの非線形性を許容し、新しい制御方法により高調波成分の発生を低減する。

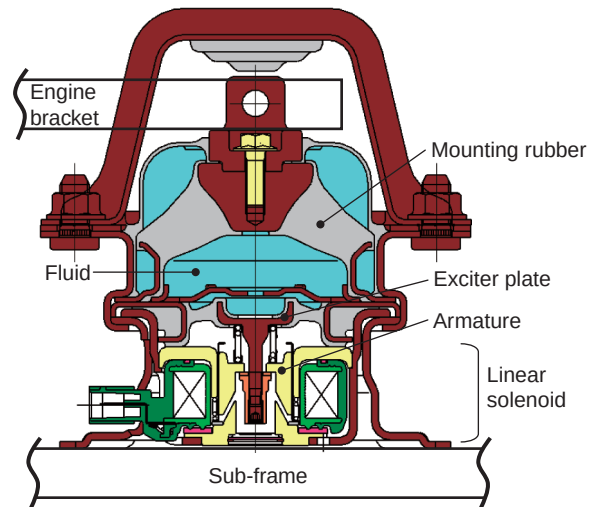


Fig. 5 Cutaway view of ACM

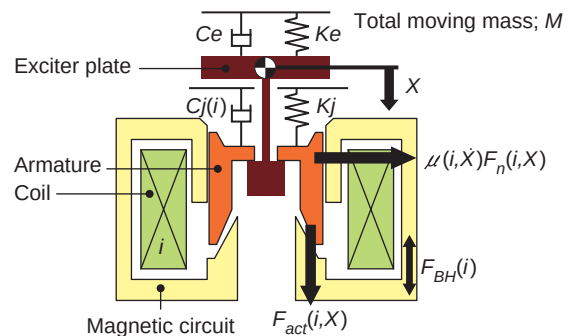


Fig. 6 Exciter plate displacement model

4. 高調波低減制御

4.1. 正弦波駆動制御

Fig. 7, Fig. 8 は、正弦波電流を印加して ACM を駆動した場合の高調波出力の次数成分の大きさと 1 次に対する位相差を表している。高調波出力の主成分は 2 次と 3 次から構成されており、その位相差は周波数に対し、線形もしくは非線形で再現性がある。したがって、印加する電流に 2 次と 3 次成分を低減する電流を合成すれば、ACM を正弦波駆動でき、高調波出力は低減できる。

$I_1, I_2, I_3, \theta_2, \theta_3$ を順に、1 次電流の大きさ、2 次電流の大きさ、3 次電流の大きさ、2 次電流の位相、3 次電流の位相とし、 f を 1 次電流の周波数、 t を ACM 駆動周期とすると、式(2)の $ICMD$ が ACM を正弦波駆動するために印加する電流式となる。

$$ICMD = I_1 \sin \omega t + I_2 \sin(2\omega t + \theta_2) + I_3 \sin(3\omega t + \theta_3) \quad (2)$$

ここで、

$$\omega = 2\pi f \quad (3)$$

である。

I_1 はエンジン回転数とエンジン振動推定値のマップとして ECU へ実装され、 $I_2, I_3, \theta_2, \theta_3$ は、1 次電流の大き

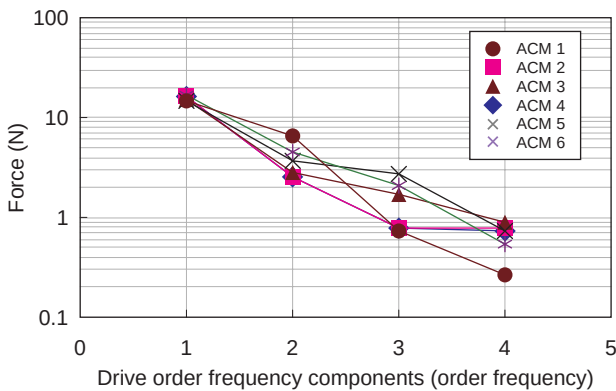


Fig. 7 Components of higher harmonic wave

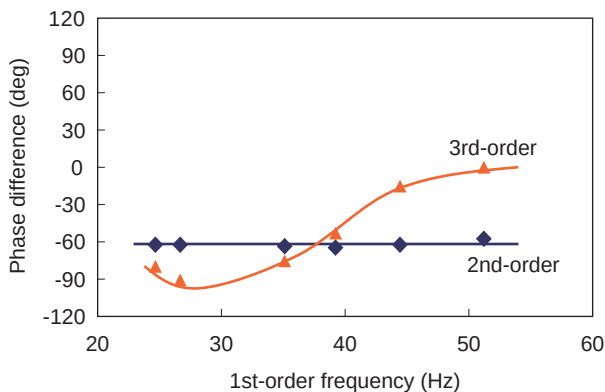


Fig. 8 Phase difference of higher harmonic wave with 1st-order

さや 1 次電流の周波数に応じて値が変化するため、1 次電流の大きさと 1 次電流の周波数のマップ(ICMD マップ)として実装される。

さらに、式(2)通りに ACM を駆動する高精度な電流制御も構築する必要がある。式(4)から式(7)に電流制御式を示す。 I_{ACT} は ACM 駆動周期ごとに取得する実電流値であり、 I_{ACT} を $ICMD$ へ一致させるようにリニアソレノイドへの通電量 $DUTY$ を算出する。本電流制御の基本構成は、電流フィードバック制御であるが、ACM 駆動周期ごとに $ICMD$ が変化していくため、フィードバック項 $DSOLP$ (比例項)、 $DSOLI$ (積分項) だけでは、追従性を満足することができない。そこで、式(2)が既知であることを利用して、フィードフォワード項 $DSOLFF$ を追加している。

駆動回路であるが、電流フィードフォワードおよびフィードバック制御する ACM 駆動回路には、インダクタンスにより電流下降性が低下する条件下においても 1 次電流の周波数内で確実に電流を 0 A まで下げられる応答性が要求される。これは、ACM の構造上、直流成分が残ると可動子が吸引された状態になり、加振板の振幅中心がオフセットして、印加電流に対する相殺変位量が小さくなるためである。

そこで、電流を上昇させる場合と下降させる場合で、駆動回路を切り替えて対応している。

ACM 駆動回路を Fig. 9 に示す。駆動回路は、FET(T1, T2)のハーフブリッジ回路、電流下降時の応答性を切り替える FET(T3)、フィードバック電流を検出する回路(検出抵抗 R_s)で構成される。ACM 駆動時の電流波形を Fig. 10 に示す。電流上昇時は、T1 と T2 を PWM 制御することで Loop1 と Loop2 のように電流経路が切り替わる。電流下降時は、T3 を PWM 制御することで Loop2 と Loop3 のように電流経路が切り替わる。電流応答性は ACM へ印加する電圧の大きさで決定されるため、Loop3 の電流経路では、ACM への印加電圧を電源電圧以上に引き上げ電源へエネルギー回生する回路(Clamping circuit)を追加して電流応答性を向上している。

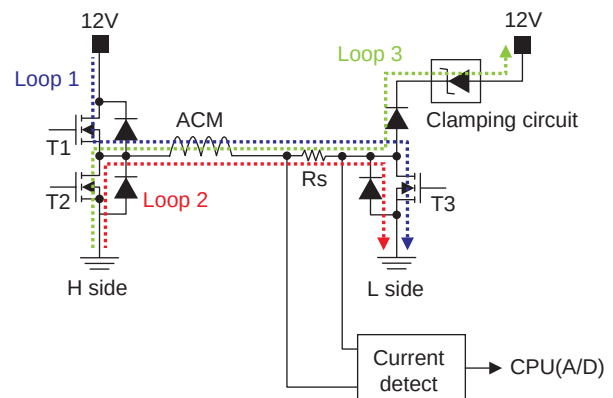


Fig. 9 ACM drive circuit

駆動回路の切り替えは DUTY の符号により指示され、正の場合は Loop1 と Loop2 を、負の場合は Loop2 と Loop3 を選択する。さらに、駆動回路を切り替えると偏差 ($ICMD - IACT$) に対する応答性が変わるため、Loop1, Loop2, Loop3 で比例ゲイン K_p 、積分ゲイン K_I を切り替えている。

$$DUTY = DSOLFF + DSOLP + DSOLI_{(n)} \quad (4)$$

$$DSOLFF = (K_p + K_I) \times \{ICMD_{(n+1)} - IACT_{(n)}\} \quad (5)$$

$$DSOLP = K_p \times \{ICMD_{(n)} - IACT_{(n)}\} \quad (6)$$

$$DSOLI_{(n)} = K_I \times \{ICMD_{(n)} - IACT_{(n)}\} + DSOLI_{(n-1)} \quad (7)$$

4.2. 単体結果

単体環境下における ACM 駆動時の高調波低減効果を Fig. 11 に、このときの ACM 発生力波形を Fig. 12 に示す。正弦波電流で駆動した場合と比較し、本電流制御では、高調波成分 (2 次, 3 次) を低減できている。

4.3. 実車 NV 高調波低減と多次数制御

正弦波駆動制御により、ACM を正弦波駆動することが可能となった。

エンジン振動は、基本次数と高調波成分の合成と考えることができるため、基本次数に対する ACM 正弦波駆動電流式と主な高調波成分に対する ACM 正弦波駆動電流式の合成式で ACM を駆動すれば、多次数のエンジン振動を低減することが可能となる。

前記した式 (2) を基本次数に対する ACM 正弦波駆動電流式 $ICMD_m$ と置き換えると、主な高調波成分に対する ACM 正弦波駆動電流式 $ICMD_h$ は、各次数の電流の周波数が

$ICMD_m$ の 2 倍になるため、式 (3) の f を $2f$ とした式 (9)、式 (10) で表され、式 (8) の $ICMD$ が、多次数のエンジン振動を低減する場合にフィードフォワードおよびフィードバック制御へ入力される電流式となる。 $I''_1, I''_2, I''_3, \theta''_2, \theta''_3$ は順に、高調波成分に対する 1 次電流の大きさ、2 次電流の大きさ、3 次電流の大きさ、2 次電流の位相、3 次電流の位相となり、 θ は $ICMD_m$ に対する $ICMD_h$ の位相である。 I''_1 と θ はエンジン回転数とエンジン振動推定値のマップとして ECU へ実装され、 $I''_2, I''_3, \theta''_2, \theta''_3$ は、 I''_1 と $2f$ を入力とした $ICMD$ マップより算出される。

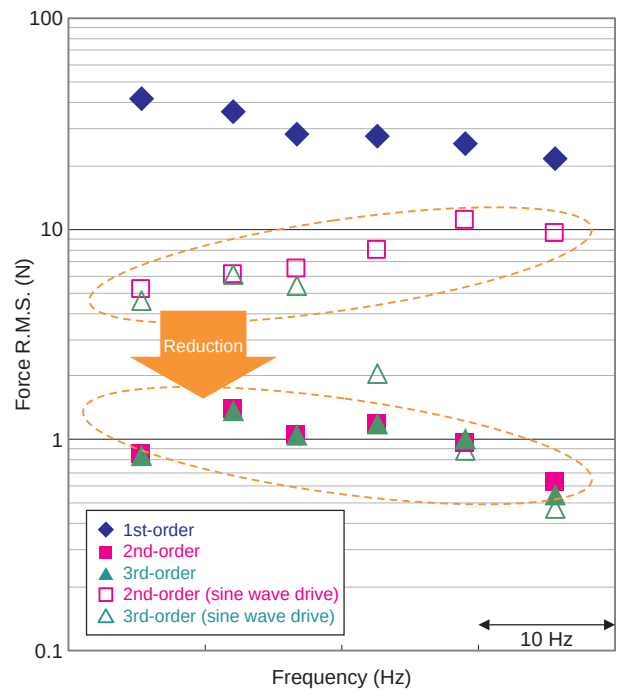


Fig. 11 Reduction of higher harmonic wave

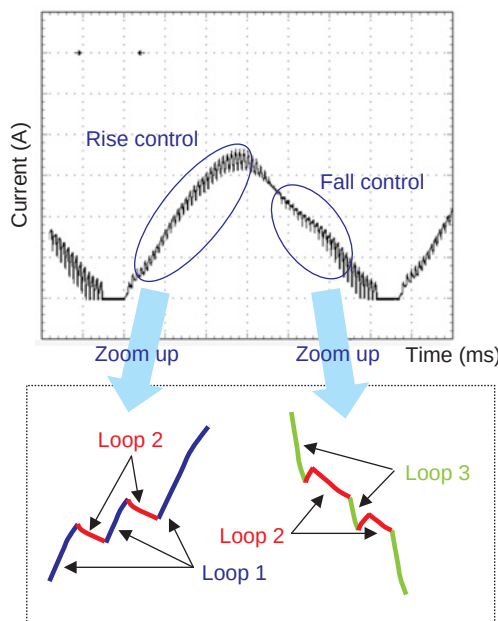


Fig. 10 Driving current waveform

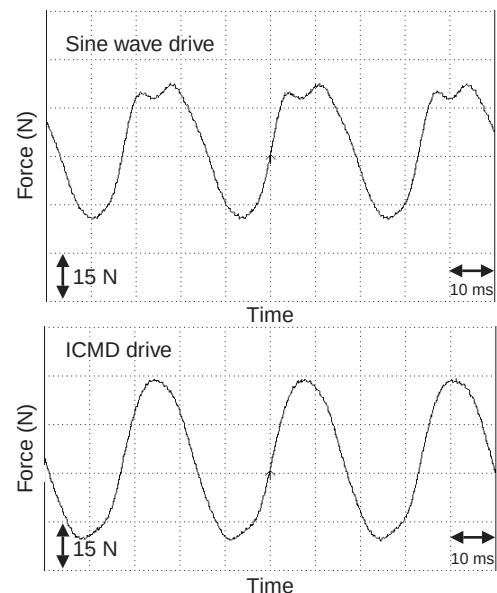


Fig. 12 Force waveform

また、ECU では電流式を ACM 駆動周期ごとに演算するため、式(8)の $ICMD$ の最下点がオフセットされる可能性があり、最下点が 0 A になるようにオフセットを補正している。

Fig. 13 に制御ブロック図を示す。

$$ICMD = ICMD_m + ICMD_h \quad (8)$$

$$ICMD_h = I_1'' \sin(\omega''t + \theta) + I_2'' \sin(2\omega''t + 2\theta + \theta_2'') + I_3'' \sin(3\omega''t + 3\theta + \theta_3'') \quad (9)$$

ここで、

$$\omega'' = 2\pi(2f) \quad (10)$$

である。

5. 実車 NV 効果

3気筒運転時に ACM を駆動した場合における伝達荷重の低減効果を Fig. 14 に示す。新型 ACM システムによって、エンジン振動 3 次成分の伝達荷重を ACM 非駆動時の 2 分の 1 以下に低減し、3 気筒運転時の高調波低減効果を確認できた。

Table 1 Specifications of developed ECU

Items	Developed ECU
PCB and frame	
Power (max)	72 W (12 V × 6 A)
Circuit loss	6 W
Size	86 × 98 × 35 mm
Weight	295 g

6. ECU 損失低減と小型化

ACM をパワーアップしたことにより、ECU の最大出力は、従来仕様の 60 W から 72 W に増加したが、エネルギー回生回路等による駆動回路の最適化を図ることにより、回路損失は、従来の約 15 W から約 6 W へ低減した。これにより、放熱フレーム重量 44%低減と ECU サイズ 35%低減を実現し、パワーアップ対応と小型化を両立できた(Table 1)。

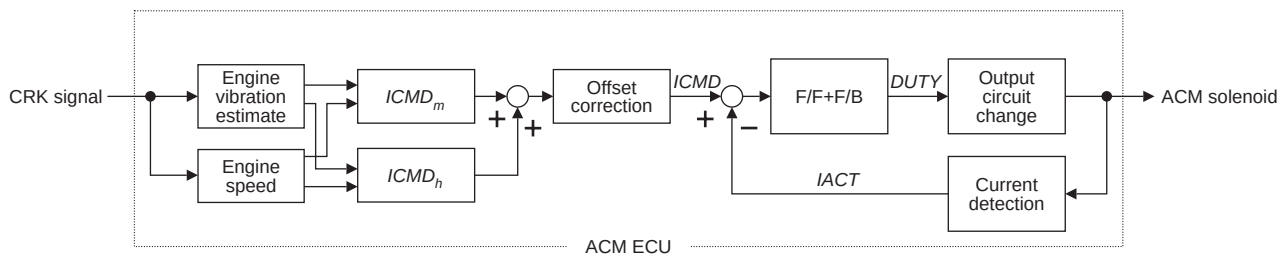


Fig. 13 Control block diagram

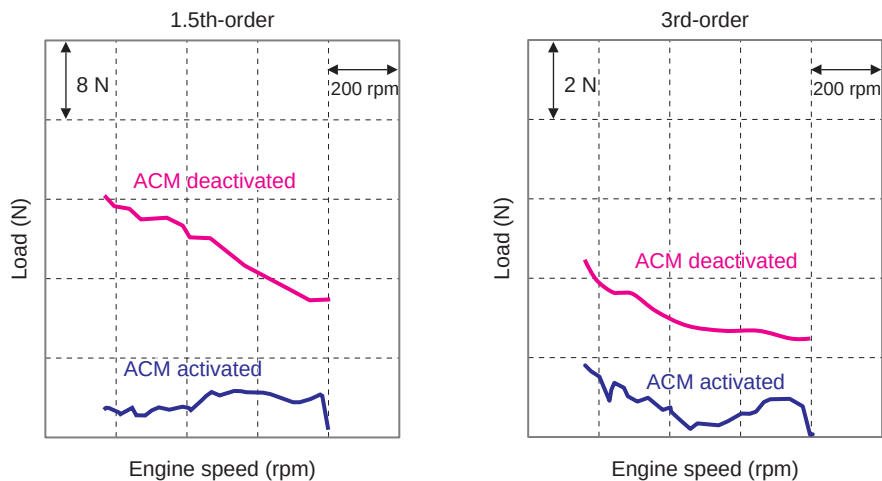


Fig. 14 Effect of new ACM system

7. まとめ

新可変シリンダシステムのエンジン振動振幅増大に対応する電流フィードフォワードおよびフィードバック制御を導入した ACM システムを開発することにより以下を達成した。

- (1) 新可変シリンダシステムにおいても 3 気筒運転を意識させない NV 性能を確立した。
- (2) ACM の正弦波駆動を可能とした制御方法を構築し、ACM が発生させる高調波振動を低減した。
- (3) 振動周期の基本次数と高調波成分の正弦波駆動電流式を合成可能とした多次数制御方法を構築し、エンジンブラケットからボデーへ伝達される高調波振動を低減した。
- (4) 駆動回路の最適化により損失を低減し、ACM のパワーアップと ECU の小型化を両立した。

参考文献

- (1) 尾崎宏, 塚本孝徳, 市川明徳, 山添久光, 柴田晃, 前野隆, 田島斉: アクティブコントロールエンジンマウントの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.983, p.141-144(1998)
- (2) 青木和重, 平出高久, 兵藤嘉彦, 相原俊彦, 四方力: アクティブコントロールエンジンマウント(ACM)を用いたディーゼルエンジン搭載車の静粛性向上, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.983, p.133-136(1998)
- (3) 松岡英樹, 三笠哲雄, 根本浩臣: アクティブエンジンマウントの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.2, p.209-214

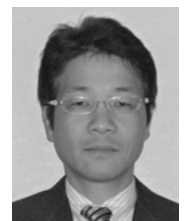
■ 著 者 ■



石黒 哲矢



米 竜大



根本 浩臣

小型ブラシレス直流モータの センサレス制御の一手法の提案

Proposal of Sensorless Control Method for Small Brushless DC Motor

秋山 雅彦*
Masahiko AKIYAMA

星野 大介*
Daisuke HOSHINO

根本 浩臣*
Hiroomi NEMOTO

要 旨

車載されるモータは、近年、個数と用途ともに拡大傾向にある。それに伴い、車一台分トータルのサイズとウェイトが増加し、エンジンルーム内搭載等による使用環境も厳しくなり、小型かつ軽量で耐環境性に優れたブラシレス直流モータへの置き換えが増えつつある。しかし、ブラシレス直流モータを制御するためには、一般的に相電流センサと磁極位置センサが必要であるためコスト増加傾向にあり、低コスト化が課題となっている。そこで、ブラシレス直流モータにおいて性能と信頼性を確保しつつ、低コスト化を達成するために、相電流センサと磁極位置センサを使用せず、もともとコントローラに存する故障検知用の DC 電流センサとモータ駆動電圧の情報により、相電流と磁極位置の両方を推定するアルゴリズムを構築した。構築した手法により、ブラシレス直流モータの低コスト化の見通しを立てることができた。

ABSTRACT

On-car motor quantities and applications have tended to increase in recent years. This is increasing the total size and weight of motors per vehicle, and operating environments are also becoming more severe, including mounting inside the engine room, resulting in an increasing trend towards replacement with compact, lightweight brushless DC motors that have better durability under harsh environments. However, as phase current and rotor position sensors are generally needed to control brushless DC motors, the cost tends to rise and reducing cost is an issue. An algorithm was therefore constructed with the aim of reducing cost while maintaining brushless DC motor performance and reliability. This algorithm estimates both the phase current and the rotor position, without using phase current or rotor position sensors, by using the DC current sensor for fail detection that was originally present in the controller, and the motor drive voltage information. The newly constructed method provided prospects for reducing brushless DC motor cost.

1. はじめに

近年、自動車の走る、曲がる、止まるといった基本性能に加え、安全、環境への対応がクローズアップされる中、さまざまなシステムが電子制御化による機能向上を達成している。電子制御化の代表的な駆動アクチュエータとしてモータがあり、適用の増加にともない小型、高性能、高信頼性、低コスト、省消費電力が要求されている。従来、モータは、ブラシ付直流(DC)モータから採用拡大してきたが、高性能化と信頼性向上、および省消費電力化の観点からブラシレス直流(BLDC)モータへの切り替わりが加速してきた。しかしながら、BLDC モータは DC モータに比べ、モータ自体は安価になるものの、モータ制御に必要な磁極位置セ

ンサと相電流センサの二つのセンサの追加、駆動回路の複雑化、制御ロジックの複雑化等の要因によりコストアップしてしまう課題が生じている。

本研究では BLDC モータが DC モータに対し競争力のあるコストにすることを目的とし、達成手段としてコストアップの主要因がモータ制御に必要な二つのセンサであることに着目し、自動車に適用が多い一方向への回転を主とする動力用途をターゲットとしたセンサレス制御手法を提案する。

センサレス制御手法として、磁極位置推定に関する手法は多数研究されている⁽¹⁾⁻⁽⁴⁾。しかし、相電流と磁極位置を同時推定する手法については研究事例が少ない⁽⁵⁾。この研究事例では、相電流推定が不可能な領域に対しては過去の

*四輪R&Dセンター

Table 1 Motor classification by use

	Power use		Servo use	
Control	Torque control		Speed control; Position control	
Specific examples	Household electrical appliance; Factory automation	Car application	Household electrical appliance; Factory automation	Car application
	Vacuum cleaner; Washing machine	Oil pump; Water pump; Fan	Robot	Variable lift system

推定値を利用し、速度制御器や電流制御器を省略した簡易化したベクトル制御に適用したものであり、応答性等のモータ制御性能には限界がある。そこで、本研究では、一般的に使用されているベクトル制御にも適用可能な相電流と磁極位置を同時に推定するセンサレス制御アルゴリズムについて提案する。

ハードウェアは従来の BLDC モータ制御システムから二つのセンサとそれぞれのインタフェース回路を削減した構成となっている。

相電流推定に関しては、モータ駆動電圧をパルス幅変調 (PWM) した FET のスイッチングパターンに応じた断片的な相電流情報が、故障検知用の DC 電流センサにより得られる。FET のスイッチングパターンの対称性に着目し DC 電流を検出することにより、磁極位置推定に適したタイミングにおける相電流の推定をおこなう。

一方、磁極位置推定に関しては、モータに対する入出力関係にあるモータ駆動電圧と相電流を利用する。モータ制御に用いる CPU 内に磁極位置と回転速度に依存しないモータモデルを構成し、モータ印加電圧を入力とし、モデル相電流を出力として得る。モデル相電流と FET のスイッチングパターンに応じて検出した DC 電流より推定された相電流を比較することにより、磁極位置と回転速度の情報を抽出し、磁極位置の推定をおこなう。

2. 小型 BLDC モータの現状と課題

Table 1 に BLDC モータ分類表を示す。

BLDC モータの適用として動力用途とサーボ用途に大きく分類され、それぞれモータ制御手法が異なることが大きな違いになっている。本研究では、自動車に適用が多い一方への回転を主とする動力用途をターゲットとした。

Fig. 1 に一般的な BLDC モータ駆動回路を示す。平滑コンデンサ、FET ブリッジ、その間に存する故障検知用の DC 電流センサと CPU、さらに、BLDC モータ駆動に従来の必要とされる相電流センサ [Phase current sensor (U, V, W)] とモータロータに装着される磁極位置検出センサにより構成される。

Fig. 2 に、一般的な DC モータと BLDC モータのコストの比較を示す。BLDC モータは DC モータに比べ高額に

なる傾向にある。コストアップの要因となっているのは、相電流センサと磁極位置検出センサであることがわかる。そこで、本研究では、三種類のセンサのうち、コストアップ要因となっている相電流センサと磁極位置検出センサの二種類のセンサを同時に削減する。

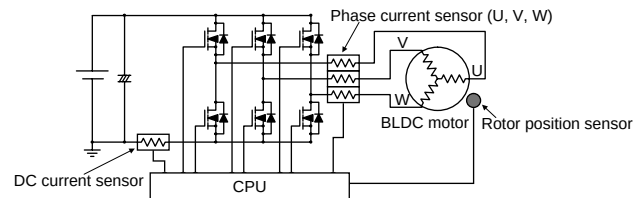


Fig. 1 BLDC motor drive electric circuit

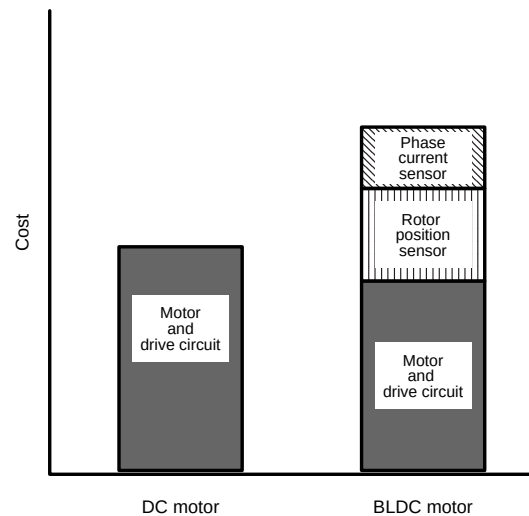


Fig. 2 DC motor and BLDC motor costs

3. 制御アルゴリズム

相電流センサと磁極位置センサを廃止し、相電流と磁極位置を高精度に推定し目標性能を達成するための以下の制御手法について説明する。

- (1) 相電流推定アルゴリズム
- (2) 磁極位置推定アルゴリズム
- (3) 磁極位置推定と相電流推定の連携

3.1. 相電流推定アルゴリズム

従来の相電流推定手法では、FETのスイッチングパターンに応じたタイミングの相電流情報を DC 電流センサで検出しそのまま利用する。各相の相電流情報は同じタイミングのものではないため、相電流を精度よく推定することが困難であった。また、磁極位置推定には指令電圧の更新タイミングにあわせた相電流情報が必要となるが、従来の相電流推定手法で得られる相電流情報は、指令電圧の更新タイミングにあわせたものではなく、FET のスイッチングパターンに応じたタイミングの情報となるため、磁極位置を精度よく推定することが困難であった。

そこで、FET のスイッチングパターンの対称性に着目し DC 電流を検出することにより、指令電圧の更新タイミングにあった高精度な相電流を推定するアルゴリズムを提案する。

Fig. 3 に提案する相電流推定アルゴリズムを示す。制御器では、指令トルクと相電流より指令電圧を出力する。PWM 変換器により、指令電圧は搬送波と比較され FET のスイッチングパターンに変換される。このパターンに応じて FET をスイッチングすることにより、相電流を生成しモータ駆動をおこなう。一方、故障検知用の DC 電流センサには、FET のスイッチングパターンに応じた断片的な相電流が流れる。したがって、FET のスイッチングパターンに応じて DC 電流センサにより DC 電流を取得することに

より、相電流を推定することが可能となる。

FET のスイッチングパターンは、モータ駆動回路の 6 個の FET の ON と OFF の組合せ(8 パターン)で決定される。Fig. 4 に各 FET 動作パターンを示す。上側 FET を ON する場合を橙色で示し、下側 FET を ON する場合を青色で示す。FET の ON と OFF の組合せにより、ゼロ電圧ベクトル(V_0 , V_0+)と互いに 60 deg 位相が異なる電圧ベクトル(V_{u+} , V_{u-} , V_{v+} , V_{v-} , V_{w+} , V_{w-})を生成することが可能となる。各電圧ベクトルと DC 電流センサで検出できる相

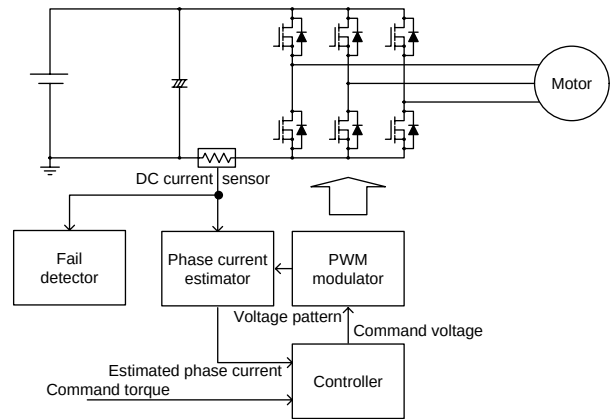


Fig. 3 Block diagram of phase current estimation system

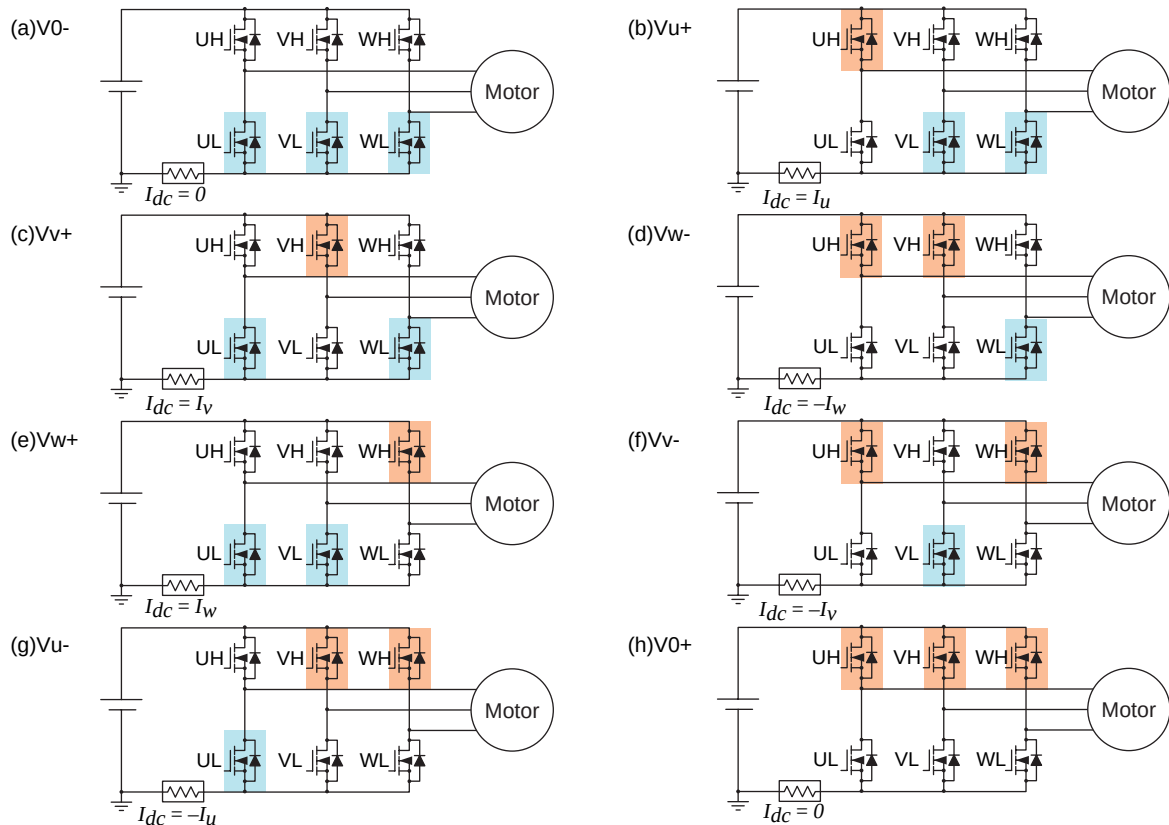


Fig. 4 Relationship between basic voltage vector and detected current

Table 2 Relationship between basic voltage vector and detected current (I_{dc})

Voltage vector	Phase U	Phase V	Phase W	Detected current (I_{dc})
V0-	Low	Low	Low	0
Vu+	High	Low	Low	I_u
Vv+	Low	High	Low	I_v
Vw-	High	High	Low	$-I_w$
Vw+	Low	Low	High	I_w
Vv-	High	Low	High	$-I_v$
Vu-	Low	High	High	$-I_u$
V0+	High	High	High	0

電流の関係を Table 2 にまとめる。

Fig. 5 に、指令電圧を三角波搬送波で PWM することで得られる FET のスイッチングパターンを示す。搬送波一周期内の FET スwitchングパターンにより、指令電圧が生成される。指令電圧 (V_u^* , V_v^* , V_w^*) が搬送波より大きい場合は、上側 FET を ON する (橙色)。一方、搬送波より小さい場合は、下側 FET を ON する (青色)。Fig. 4 で示した電圧ベクトルを用いると、搬送波一周期当りの FET のスイッチングパターンは V0-, Vu+, Vw-, V0+, Vw-, Vu+, V0- となる。

Fig. 6 に、FET のスイッチングパターンと DC 電流センサで検出可能な相電流情報の関係を示す。Table 2 に示すように、電圧パターン Vu+ では U 相電流 (I_u) を検出でき、Vw- で W 相電流 (I_w) の極性を反転させた値を検出できる。搬送波の山から次の山までの一周期で、二相分の相電流情報を取得することができ、残りの相電流に対しても BLDC モータの三相の相電流の総和が 0 になることを利用し推定が可能となる。

しかしながら、推定された相電流は、指令電圧の更新タイミングにあわせた相電流情報でないばかりではなく、各相の相電流の情報は同じタイミングのものではないため、相電流を精度よく推定することが困難となる。

そこで、相電流の推定誤差の低減手法として、搬送波の頂点对称を利用した平均算出手法 (Fig. 7) を示す。搬送波一周期当りの FET のスイッチングパターンは V0-, Vu+, Vw-,

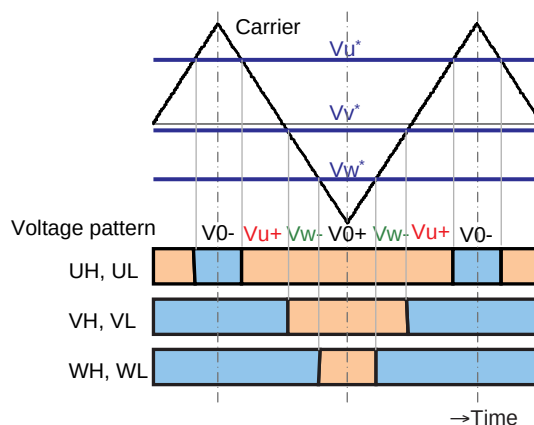


Fig. 5 Relationship between command voltage and voltage pattern

V0+, Vw-, Vu+, V0- であり、搬送波の谷 ($T_{c[m-1]}$) に対して対称であることがわかる。FET スwitchングタイミングの対称性に着目し、U 相電流 (I_{u1} , I_{u2}) と W 相電流 (I_{w1} , I_{w2}) を搬送波の谷に対して対称な 2 回のタイミング (図中、●印) で取得し、それぞれ平均化 (I_u , I_w) することで搬送波の谷における相電流値 (図中、■印) を推定する。残りの V 相電流 (I_v) は、推定した U 相電流 (I_u) と W 相電流 (I_w) と三相の相電流の総和が 0 になることを利用し演算する。推定され

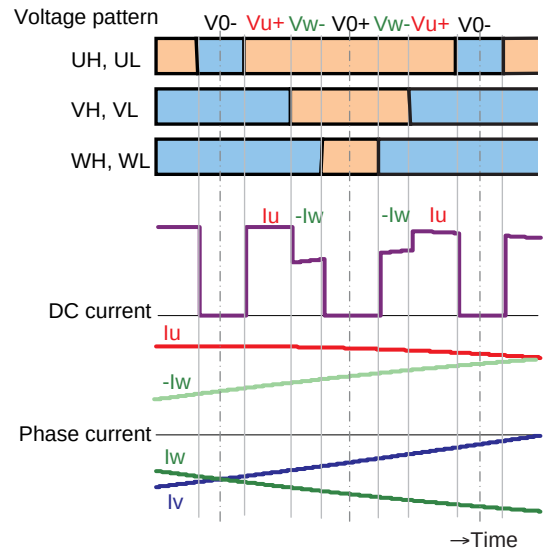


Fig. 6 Relationship between voltage pattern and phase current

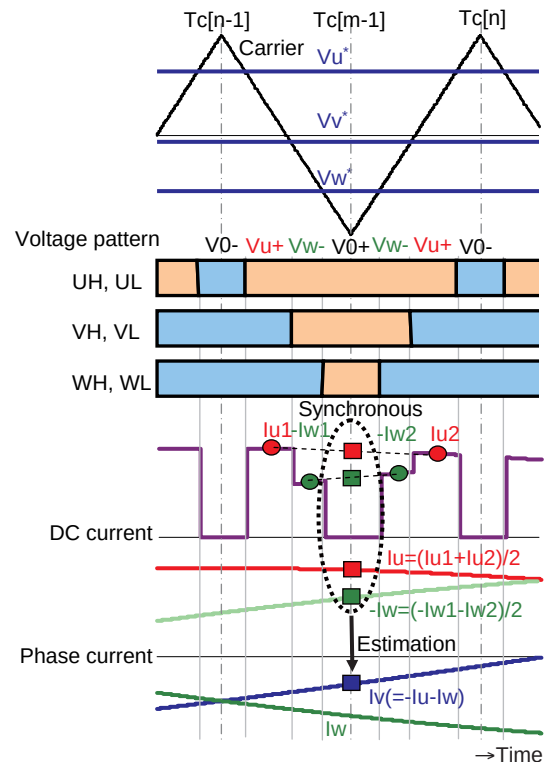


Fig. 7 Measures for reducing phase current estimation error

た三相電流のすべての値は搬送波の谷における同じタイミングの値となる。また、指令電圧の更新タイミングは、搬送波の頂点に同期させるのが一般的であるため、磁極位置推定に使用する相電流情報としては谷におけるタイミングでの推定値が適している。

さて、Fig. 8に示すように、指令電圧の大きさが同等(V_u^* V_w^*)になると相電流推定が困難になる。搬送波一周期当り相電流を検出可能な電圧パターンは V_{u+} の1種類となるため、U 相電流(i_{u1} , i_{u2})のみ取得可能であり搬送波の谷における U 相電流値(i_u)のみ推定可能となる。三相分の相電流を推定するには最低二相分の相電流推定値が必要なため、三相すべての相電流を推定するのは困難となる。

これを防止するために、各相の指令電圧の大きさが異なるように、指令電圧に必要最小限の電圧を重畳し、三相電流の推定を可能とする。磁極位置推定には、指令電圧の情報が必要となるため、重畳した電圧を定量的に捉える必要があ

る。Fig. 9に、推定が困難な領域を回避するために重畳する電圧を示す。灰色の領域は、二相分の指令電圧の大きさが同等となり三相分の相電流推定が困難な領域を示している。Fig. 9(a) は、指令電圧(V^*)が灰色の領域となっており、このままでは三相分の相電流推定が困難となる。そこで、Fig. 9(b) に示すように、連続する二つの搬送波周期(第一期間と第二期間)において、灰色の領域を回避するだけの向きの異なる同じ大きさの電圧($V^h[m]$, $V^h[m+1]$)を指令電圧(V^*)に重畳する。重畳電圧を加えた指令電圧($V^*[m]$, $V^*[m+1]$)は、もとの指令電圧(V^*)に対して位相差 γ をもつことになる。式(1)に重畳する指令電圧を示す。磁極位置推定には、重畳電圧を加えた指令電圧の値($V^*[m]$, $V^*[m+1]$)を用いることで、三相すべての相電流を推定することを可能とした。

$$V_h^* = \pm V^* \tan \gamma \quad (1)$$

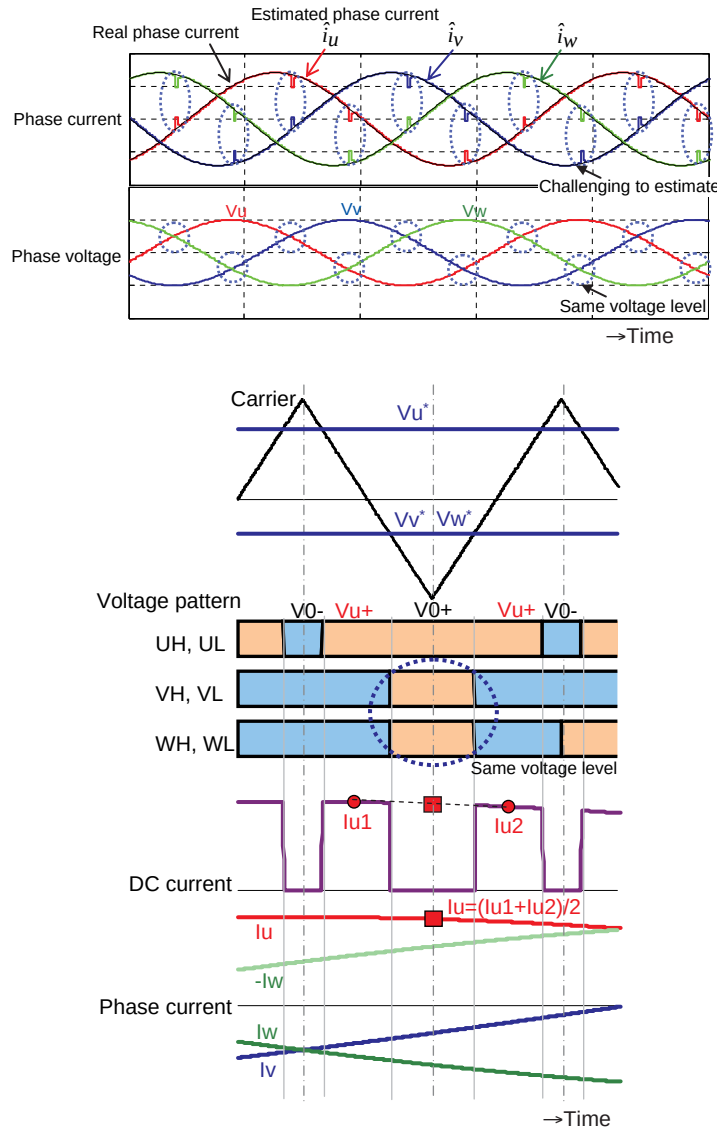


Fig. 8 Challenging cases in phase current estimation

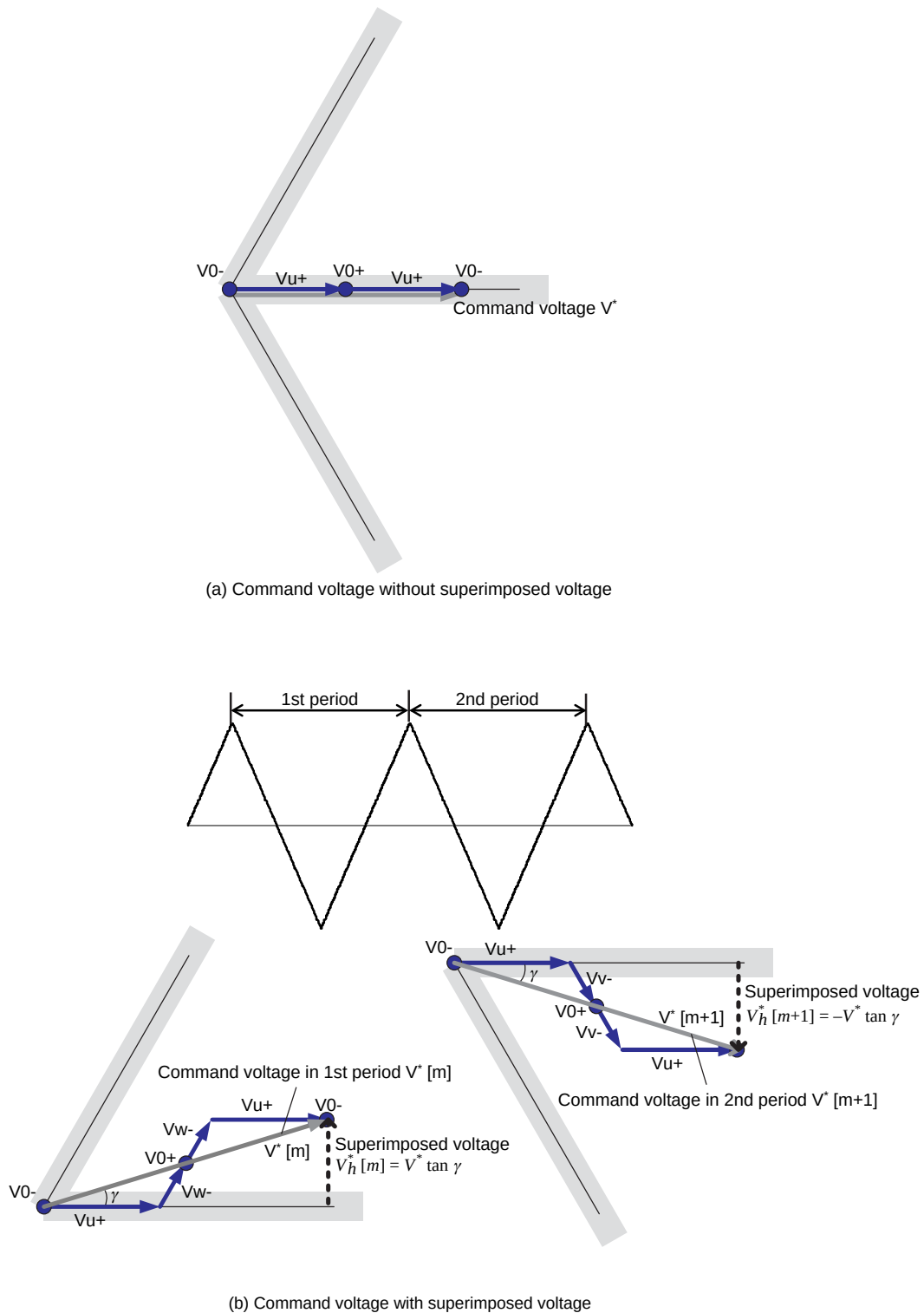


Fig. 9 Relationship between command voltage and superimposed voltage

3.2. 磁極位置推定アルゴリズム

動力用途において、誘起電圧情報が検出可能な回転速度まで、磁極位置とは無関係に回転磁界を発生させモータを駆動する他制御が用いられる。誘起電圧情報が検出可能な回転速度範囲に達すると、誘起電圧情報により推定された磁極位置にあわせてモータを制御する。Fig. 10に、提案する誘起電圧を用いた磁極位置推定アルゴリズムを示す。

実モータと並行に設置されるモデルは、磁極位置と相関のある誘起電圧を含まず抵抗とインダクタンスのみで構成される。実モータに印加される指令電圧には誘起電圧の情報が含まれており、モデルの入力としても使用される。モデルから出力されたモデル相電流と実モータの相電流から演算された電流偏差には、磁極位置の情報が含まれることになり、電流偏差から推定磁極位置誤差を演算し、推定磁極位

置誤差をゼロに近づけるべく位相同期器(PLL)を用いて磁極位置と回転速度を推定する。電流制御器(ACR)において、推定された相電流と磁極位置を用いて、指令トルクに応じた指令電圧を演算し、モータ制御をおこなう。

3.3. 磁極位置推定と相電流推定の連携

Fig. 11に、磁極位置推定と相電流推定の連携について示す。磁極位置推定には、前述のように、指令電圧と相電流の値が必要である。また、指令電圧($V^*[n-1]$, $V^*[n]$)は搬送波の山と次の山までの一周期中の電圧ベクトルの組合せで生

成されるため、磁極位置推定に用いる相電流は搬送波にあわせて取得する必要がある。本研究の相電流推定方法では、搬送波の谷におけるモータ相電流($I_u[m-1]$, $I_u[m]$, $I_w[m-1]$, $I_w[m]$)を推定可能である。相電流推定タイミングである搬送波の谷と次の谷の間の指令電圧($V^*[m]$)は、 $V^*[n-1]$ と $V^*[n]$ の平均値となる。搬送波の谷の推定相電流($I_u[m-1]$, $I_w[m-1]$)と次の谷の推定相電流($I_u[m]$, $I_w[m]$)の値とその期間の指令電圧($V^*[m]$)の値を用いることにより、磁極位置推定をおこなう。

磁極位置推定に適した搬送波の谷のタイミングで相電流

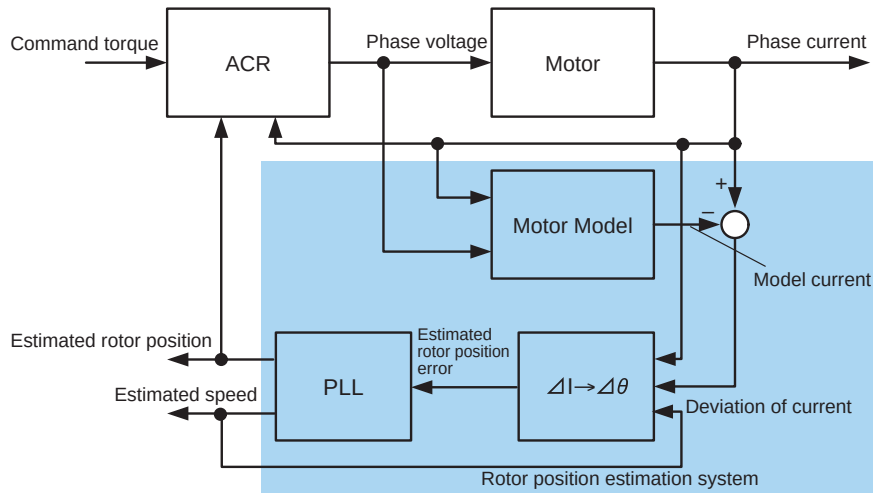


Fig. 10 Block diagram of rotor position estimation system

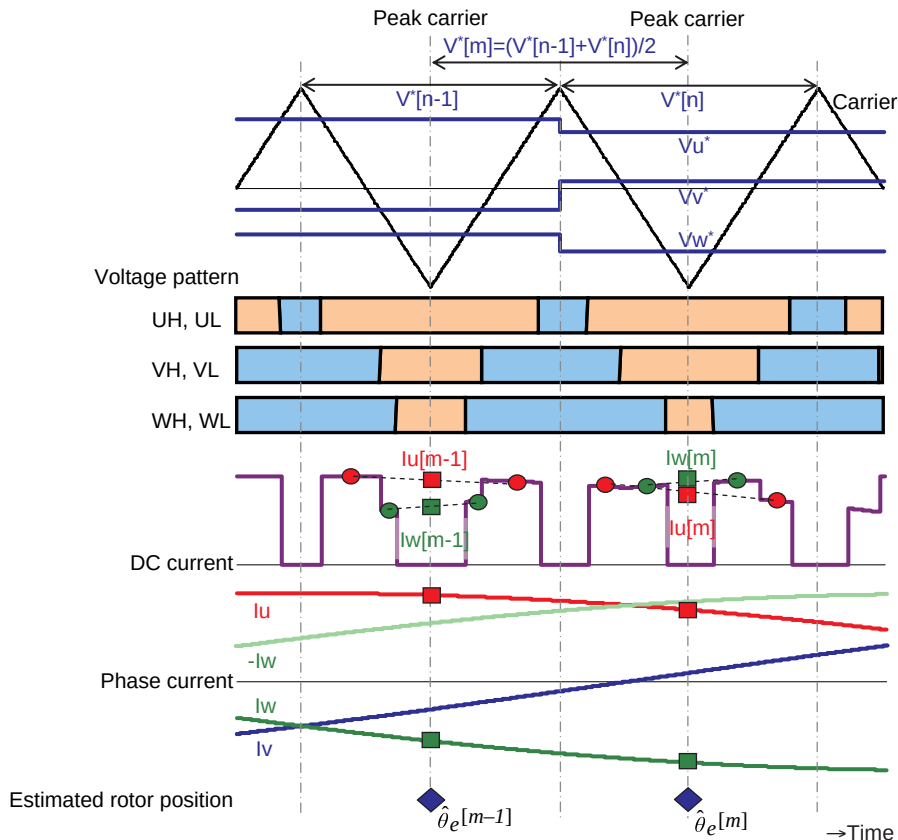


Fig. 11 Coordination between rotor position estimation and phase current estimation

推定をおこなうと同時に、相電流推定のタイミングに合わせて磁極位置推定に用いる指令電圧を補正することにより、相電流と磁極位置を同時に精度よく推定することが可能となる。

4. シミュレーション解析

4.1. 解析手法

提案する磁極位置推定と相電流推定の成立性の検証をシミュレーション解析にておこなった。解析シミュレータには MATLAB を適用した。シミュレーション解析では、モータは 100 W の IPMSM(埋込磁石型同期モータ)、最大モータ相電流 =10 Arms, 電源電圧は 12 V とし、制御方式として一般的に用いられているベクトル制御を用いた。また、スイッチング素子は理想状態(スイッチング時間=0 s)とした。

4.2. 磁極位置推定特性と相電流推定特性

Fig. 12 と Fig. 13 に、各回転速度領域における推定磁極位置誤差と推定相電流誤差を示す。誤差は、モータ相電流を 0 からモータ最大電流まで解析したときの最大値を示している。相電流と磁極位置ともに、実用上支障ない範囲で推定

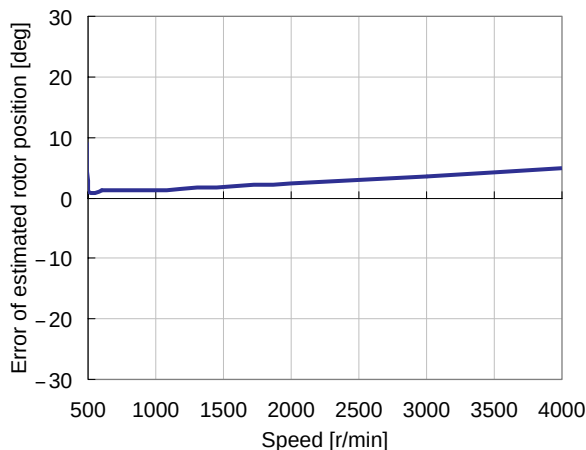


Fig. 12 Simulation results of estimated rotor position

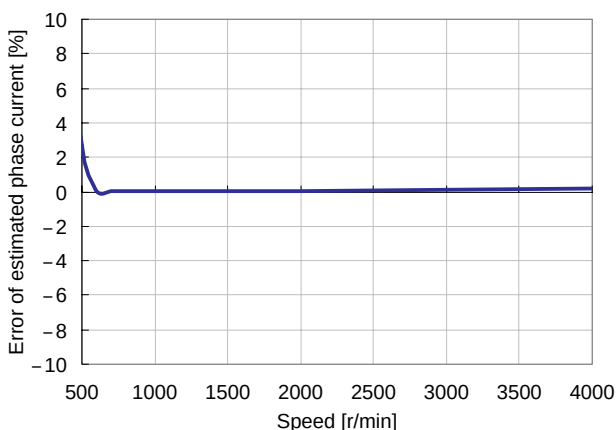


Fig. 13 Simulation results of estimated phase current

がおこなわれていることがわかる。また、回転速度が 500 r/min 付近で推定誤差が大きくなっている。動力用途においては、誘起電圧情報が検出可能な回転速度まで、磁極位置とは無関係に回転磁界を発生させモータを駆動する他制御が用いられるため、他制御の範囲を 500 r/min より大きくすることで、動力用途においては実用上支障ない。

5. 実機評価

提案する磁極位置推定と相電流推定の成立性の検証を実機評価にておこなった。シミュレーション解析と同様に、モータは 100 W の IPMSM, 電源電圧は 12 V とし、制御方式としてベクトル制御を用いた。

Fig. 14 に、回転速度が 1000 r/min における推定磁極位置と実磁極位置を示す。実磁極位置は、一般的に用いられるレゾルバセンサにより計測をおこなった。磁極位置推定は精度よくおこなわれていることがわかる。

Fig. 15 に、回転速度が 1000 r/min における推定相電流と実相電流を示す。実相電流は、ホール式の電流センサにより計測をおこなった。相電流推定困難な領域を回避するた

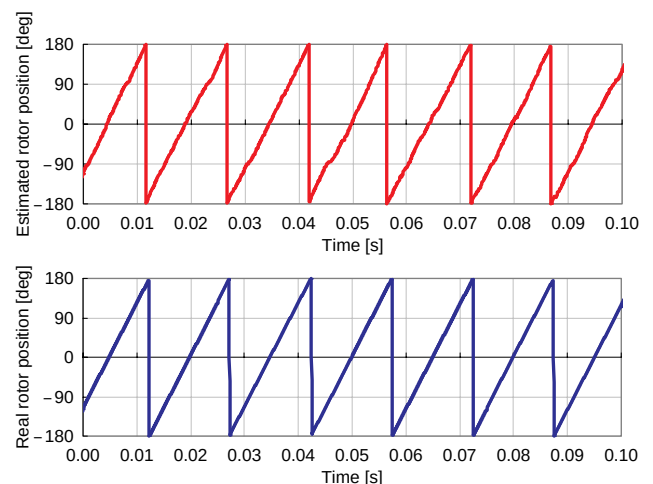


Fig. 14 Results of estimated rotor position

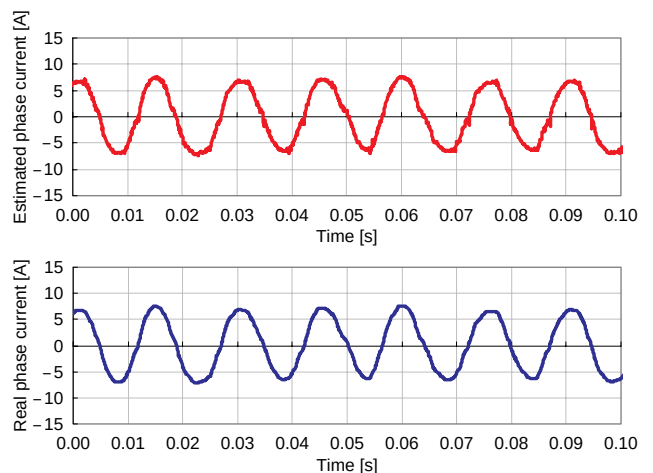


Fig. 15 Results of estimated phase current

めの重畳電圧の影響により、正弦波から少しゆがんだ波形となっているが、相電流についても実用上支障ないレベルで推定がおこなわれていることがわかる。

6. まとめ

今回、BLDC モータのセンサレス制御によるコストダウンを目的とし、一般的に BLDC モータに必要とされている磁極位置センサと相電流センサを使用せず、磁極位置および相電流を同時に推定するセンサレス制御アルゴリズムを構築した。

相電流推定に関しては、FETのスウィッチングパターンの対称性に着目し DC 電流を検出することにより、磁極位置推定に適したタイミングにおける相電流の推定をおこなう手法を示した。

磁極位置推定に関しては、磁極位置と回転速度に依存しないモータモデルを構成し、モデル相電流と相電流推定で推定された実モータの相電流値を比較することにより、磁極位置の推定をおこなう手法について示した。

磁極位置推定と相電流推定の連携に関しては、搬送波の谷のタイミングで相電流を推定すると同時に、相電流推定のタイミングに合わせて磁極位置推定に用いる指令電圧を補正することにより、相電流と磁極位置を同時に推定する手法を示した。

提案したアルゴリズムに対して、シミュレーションと実機評価により成立性を検証したところ、相電流と磁極位置を同時に精度よく推定することが確認された。

提案したアルゴリズムは一般に用いられているベクトル制御に適用可能であり、車載用の動力用途 BLDC モータに対し有効である。動力用途 BLDC モータに対するセンサレス制御の一手法を提案し、ブラシレス直流モータの低コスト化の見通しを立てることができた。

参考文献

- (1)坂本潔, 岩路善尚, 遠藤常博:家電機器向け位置センサレス永久磁石同期モータの簡易ベクトル制御, 電気学会論文誌D, Vol.124, No.11, p.1133-1140(2004)
- (2)竹下隆晴, 市川誠, 李宙柘, 松井信行:速度起電力推定に基づくセンサレス突極形ブラシレスDCモータ制御, 電気学会論文誌D, Vol.117, No.1, p.98-104(1997)
- (3)市川真士, 陳志謙, 富田睦雄, 道木慎二, 大熊繁:拡張誘起電圧モデルに基づく突極型永久磁石同期モータのセンサレス制御, 電気学会論文誌D, Vol.122, No.12, p.1088-1096(2002)
- (4)森本茂雄, 河本啓助, 武田洋次:推定位置誤差情報を利用した IPMSM の位置・速度センサレス制御, 電気学会論文誌D, Vol.122, No.7, p.722-729(2002)

- (5)川端幸雄, 遠藤常博, 高倉雄八:位置センサレス・モータ電流センサレス永久磁石同期モータ制御に関する検討, 平 14 電学産業応用部門大講演論文集, No.171, p.665-668(2002)

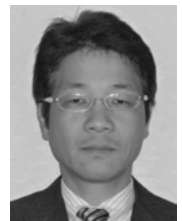
■ 著 者 ■



秋山雅彦



星野大介



根本浩臣

衝突時の軸圧潰エネルギー吸収量向上のための MAG レーザハイブリッド溶接適用技術

MAG-Laser Hybrid Welding that Increases Amount of Axial Collapse Energy Absorption in Collisions

小 林 茂* 五 味 哲 也*
Shigeru KOBAYASHI Tetsuya GOMI

要 旨

衝突時の軸圧潰エネルギー吸収量を向上させる、MAG レーザハイブリッド溶接の適用技術を開発した。ギャップ部の溶接性に優れる MAG 溶接、貫通溶接性に優れるレーザ溶接、各接合手法の長所を活かし、従来レーザ溶接のみでは接合困難とされていた亜鉛メッキ材料同士の重ね溶接および、ギャップ部位の溶接時の課題を解決した。

また、本溶接技術を適用した HAT 形テストピースの落錘試験で得られた衝突時軸圧潰エネルギー吸収量がスポット溶接を適用した場合と比較して約 40%向上した。

ABSTRACT

A technology for the application of MAG-laser hybrid welding that enhances the axial collapse column energy absorption during a collision was developed. Taking advantage of the gap weldability that is a characteristic of MAG welding and of the penetrability characteristic of laser welding, this MAG-laser hybrid welding technology resolved issues that conventional laser welding could not readily address, such as lap welding Zn-coated materials together, and welding areas where there are gaps.

The axial collapse column energy absorption during collisions obtained in drop weight tests using hat-shaped specimens on which this MAG laser hybrid welding technology had been applied was approximately 40% greater than that absorption when spot welding had been applied.

1. はじめに

地球環境保護の観点から求められる省燃費化、車体の軽量化や衝突安全性に対する要求はますます増大している。衝突時のエネルギーを吸収する部材(フロントサイドフレーム等)に従来のスポット溶接に代えてレーザ溶接等の連続溶接を適用することで圧潰時のエネルギー吸収量が向上することが知られている。古迫⁽¹⁾らによればレーザを用いた連続溶接の適用で、スポット溶接と比べてエネルギー吸収量が15%程度向上することが報告されている。しかし、最適なレーザ溶接位置の検証および、ギャップ部(以下、GAP)や亜鉛メッキ材料の重ね溶接時に生じる、接合強度低下の課題については述べられていない。レーザ溶接の適用にはこれらレーザ溶接特有の課題を複数解決しなければならず、これらが連続接合の適用が広がらない主な要因となっていた。現在、衝突時のエネルギー吸収部材(フロントサイドフレーム)は複数のプレス

部品をスポット溶接等いわゆる点溶接で接合している。これらの骨格部品は衝突時の衝撃から乗員を保護するために、その衝撃エネルギーを吸収する機能が求められる。しかし、点溶接は接合部分が不連続になるため圧潰時に口開きが発生し、このロスにより吸収可能なエネルギー量が減少する。そのため素材の板厚を厚くしたり、より高強度な高張力鋼板を用いていたが、これらは重量の増加やコストの増大を招いていた。本研究では、MAG溶接とレーザ溶接それぞれの利点を活かした MAG レーザハイブリッド溶接とその適用技術を開発することで、衝突部材の GAP の接合にも対応でき、亜鉛メッキ鋼板の重ね溶接でも接合強度低下の少ない連続溶接を可能とした。また、圧潰時のエネルギー吸収量が従来のスポット溶接と比較し向上することが確認できた。本稿では、この MAG レーザハイブリッド溶接の適用技術を述べ、この接合技術を適用した HAT 形テストピースによる落錘試験結果について報告する。

*四輪R&Dセンター

2. MAG レーザハイブリッド溶接技術

2.1. レーザ溶接の課題

板厚増加に伴う重量増加、高張力鋼板の使用に伴う材料コストや加工コストの増加に対する方策として、HAT形状部材の接合を従来のスポット溶接からレーザー溶接等の連続溶接にして、圧潰時のエネルギー吸収量を増加する方法が検討されて来た。しかし、これら現行サイドフレーム部材の接合方法を従来のスポット溶接に代えてレーザー溶接を適用するには、解決しなければならないレーザー溶接特有の、次のような課題がある。

- (1) サイドフレームは錆環境で使われる部材のため通常は防食のため亜鉛メッキ鋼板が用いられている。重ね板組みの部位をレーザー溶接すると蒸気化した亜鉛メッキが接合部にブローホールとして残留する^{(2), (3)}(以下、本稿では蒸気不良という)。
- (2) レーザ溶接は母材金属を溶かした溶金で接合をおこなうためGAP(板間にスキ間がある)溶接では接合性が低下し、わずかな GAP(0.2 mm 以上)であっても接合強度が保てない^{(4), (5)}。

また、従来のスポット溶接に代えて、同じ部位をレーザー溶接に置き換えた場合でも、軸圧潰によるエネルギー吸収量は 15%程度⁽¹⁾しか向上しない。

2.2. 蒸気不良の発生メカニズム

Fig. 1 に2枚の重ね亜鉛メッキ鋼板をレーザー溶接し不良が発生する状態を示す。亜鉛メッキ鋼板を2枚密着させた部位にレーザー溶接をおこなうと、レーザーによる高熱で鋼板表面の亜鉛メッキが蒸気化しブローホールとなって接合界面内に残存し接合強度が低下する。また、接合部表面には亜鉛メッキの蒸気が大気中に放出された跡であるピットと呼ばれる多数の気孔が見られる。Fig. 2 にX線で確認したブローホール、Fig. 3 に表面に噴出したピットを示す。

ブローホールの発生を減少させる代表的な方法としては、2枚の板間に亜鉛メッキ蒸気を排出する小さなGAPを設けるために、事前にエンボス等の形状を設定し板間の密着を

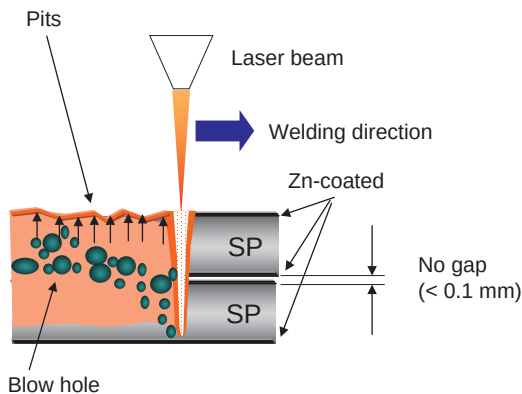


Fig. 1 Schematic defect generation model

防ぐ方法や、2枚の板の上板のみにあらかじめ出力の低いレーザーを照射し、その熱ひずみ変形で微小なGAPを発生させ蒸気を排出させる等の方法がある。しかし、いずれの方法も前工程での機械加工や、より多くの作業を必要とするため、簡易かつ確実な蒸気不良の対策とはいえない。

2.3. 蒸気不良発生防止テスト

そこで、GAPを利用して亜鉛メッキ蒸気を効率よく外部へ放出しつつ接合し、かつ圧潰時のエネルギー吸収量の増加も見込めるフランジ根元(R止まり部)の接合に着目した。GAPによる不良の発生がない接合をおこなうため、MAGとYAG レーザを組合わせた MAG レーザハイブリッド溶接技術^{(6), (7)}を用いて、HAT形状テストピースに溶接をおこないその効果を検証した。今回の実験に用いた装置構成を Fig. 4 に、溶接条件を Table 1 に示す。被溶接材の表面に深さ 2.0 mm で焦点を合わせた(DF: ディフォーカス)レーザーを先に、その後からアークが追従するレーザー先行の構成である。アークのねらい位置はレーザーの照射位置から 2.0-3.0 mm 後方(DL: レーザとアーク間の距離)にセットした。MAGアークの電源には近年急速に開発が進んでいる低入熱

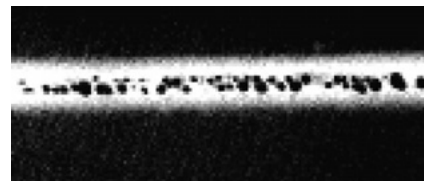


Fig. 2 X-ray inspection of blow hole

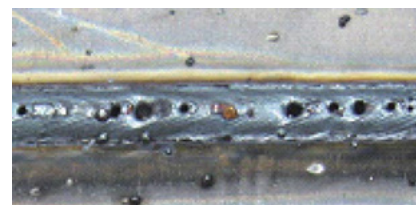


Fig. 3 Surface appearance of pit

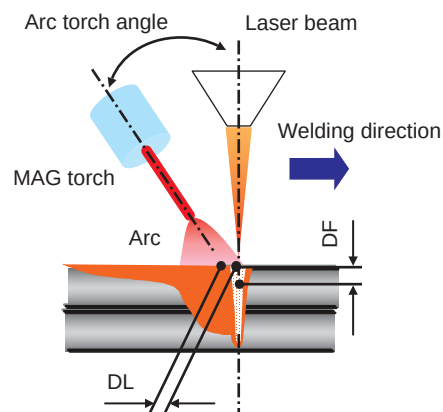


Fig. 4 MAG-Laser hybrid welding configuration

Table 1 MAG-Laser hybrid welding conditions

YAG-Laser power	3.5—4.0 kW
Focus radius	Φ0.6 mm
Defocus distance (DF)	—2 mm
Travelling speed	250 cm/min
Arc current (MODE)	250 A (CMT)
Arc torch angle	25°
Shielding gas	Ar+20%CO ₂
Distance of laser and arc (DL)	2.0—3.0 mm

アーク溶接電源(Cold Metal Transfer: * CMT)を用いた。
(*CMT:フローニクス社が開発した低入熱アーク溶接電源)

2.4. テスト結果

Fig. 5 は、今回テストに用いた HAT 形テストピースの全体図および、レーザのねらい位置を示すR止まり部付近の拡大図である。また、式(1)にブローホールの単位長さ当たりの残存率を求める測定方法と計算式を、Fig. 6にR止まりを中心にねらい位置を変化させた時の各溶接部のX線画像および、ブローホールの残存率を示す。スポット溶接による接合強度を下回るブローホールの残存率30%以上を接合不良とした。レーザのねらい位置を、R止まり(±0)からフランジ方向(−)側へ移動すると、残存ブローホールは急激に増加し、0.5 mm で既に 30%を上回る。レーザのねらい位置をR止まりからフランジと反対方向(+)側へ移動すると、R形状に沿ってGAPが増加するため、残存ブローホールは急激に減少し、1.0 mm で0%になる。しかし、1.0 mm を越えて移動すると今度は GAP が広がり過ぎ 1.5 mm では上板側に溶け落ちの穴が発生する。HAT形テストピースによるレーザねらい位置裕度は、R止まり部を原点とする

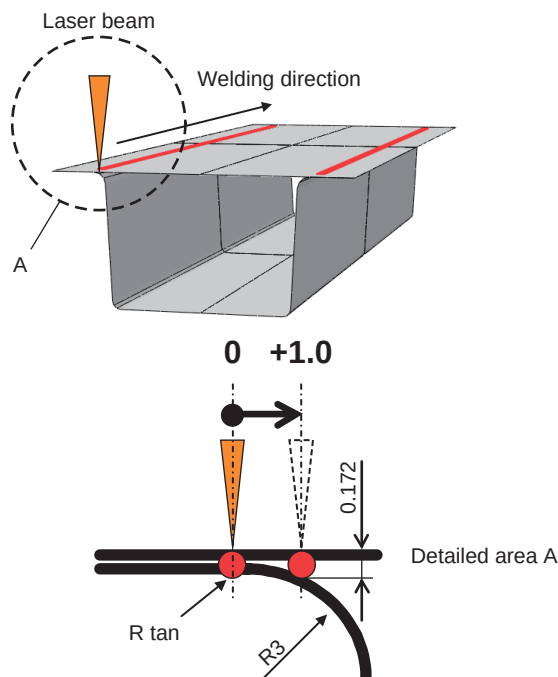
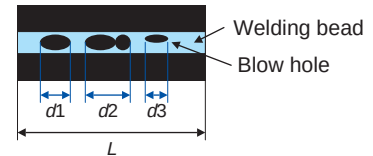


Fig. 5 Verification result of welding position

0.0 mm から 1.0 mm の範囲(Fig. 7)となった。また、最大 GAP 距離は、レーザのねらい位置(+)1.0 mm のとき 0.172 mmとなった。以上の結果から、蒸気不良の発生のないMAGレーザハイブリッド溶接の溶接条件および、適正な接合範囲が明確になった。Fig. 8に今回の実験に用いたMAGレーザハイブリッド溶接システムの装置外観を示す。



$$\text{Blow hole incidence} = \frac{\sum d_i}{L} \times 100 (\%) \quad (1) \quad (i=1, 2, \dots, n)$$

Welding position (mm)	X-ray inspection of blow hole	Blow hole incidence (%)	Evaluation
-1.5		55.6	Defect
-1.0		60.9	Defect
-0.5		39.7	Defect
±0		15.4	Good
+0.5		6.3	Good
+1.0		0	Good
+1.5		0 *Burn through	Defect

Fig. 6 Measuring result of blow hole incidence

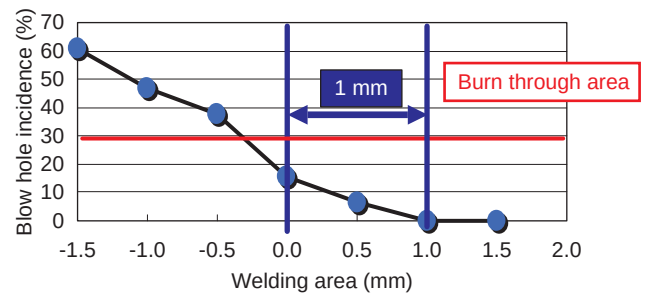


Fig. 7 MAG-Laser hybrid welding joinable area

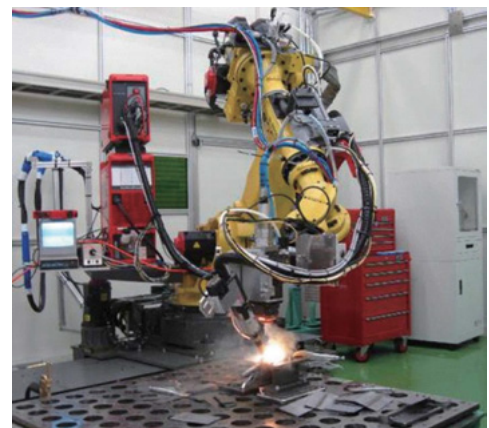


Fig. 8 MAG-Laser hybrid welding equipment

3. HAT 形テストピースを用いた効果の検証

MAG レーザハイブリッド溶接による連続接合の適用効果を検証するため CAE と落錘テストにより溶接位置、溶接方法の違いがもたらすエネルギー吸収量の差を比較した。

なお、CAE の計算には汎用陽解法ソルバ RADIOSS Ver4.4 による有限要素解析を使用した。

3.1. CAE による検証

Fig. 9 にスポット溶接および、連続溶接をそれぞれモデル化した、落錘テスト時の有限要素モデルを示す。有限要素モデルの形状は、縦 50 mm、横 70 mm、長さ 300 mm としメッシュピッチは 3 mm とした。下記(1)から(4)に、検証に用いた溶接条件(溶接方法と溶接位置)を示す。

- (1) フランジ中央へのスポット溶接(溶接間隔 30 mm)
- (2) フランジ端末への MAG レーザ連続溶接
- (3) フランジ中央への MAG レーザ連続溶接
- (4) フランジ根元(R止まり部)への MAG レーザ連続溶接

上記の有限要素モデルを用いて、接触時の速度 50 km/h でストローク量 150 mm まで圧縮したときのエネルギー吸収量を計算した。

Fig. 10 にスポット溶接時のエネルギー吸収量を 100% とした場合、連続接合の溶接位置を変化させた時のエネルギー吸収量の比較結果を示す。

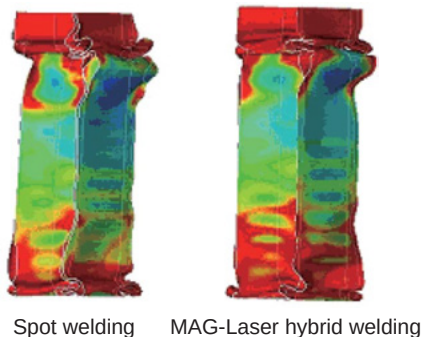


Fig. 9 Axial collapse FEM model

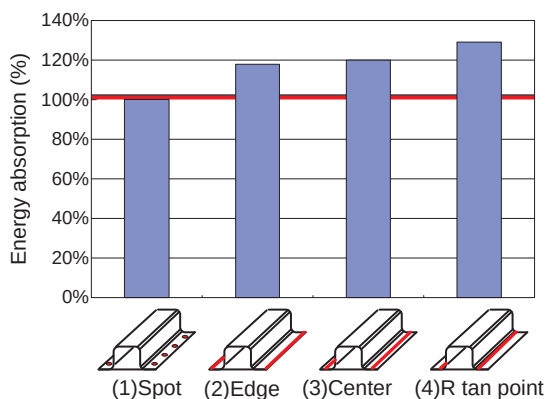


Fig. 10 Comparison of energy absorption between spot welding and MAG-Laser hybrid welding

Table 2 Drop weight test conditions

Item	Conditions
Drop weight	324 kg
Drop height	9.84 m
Crash speed	50 km/h

以上、HAT 形テストピースの CAE 解析結果からも、今回 MAG レーザハイブリッド溶接を適用した HAT 形状縦壁の根元(R止まり部)を連続溶接することが、最もエネルギー吸収量が高いことが確認できた。

3.2. 落錘テストによる検証

Fig. 11 に今回実験に用いた HAT 形テストピースの形状を示す。テストピースの形状および、溶接条件(溶接方法と溶接位置)は CAE 検証をおこなった有限要素モデルと同様(1)-(4)とし、軸圧潰試験をおこなうため HAT 形テストピースの両端に厚さ 10 mm の端板を全周 MIG 溶接で取り付け付けた。また、落錘テストの条件はテストピースへの接触時速度が 50 km/h、ストロークが 150 mm 以上となるように、圧子重量および落錘高さを Table 2 に示す値に設定した。

3.3. 落錘テスト結果

Fig. 12 にスポット溶接および、エネルギー吸収量の最も高い、縦壁の根元部を MAG レーザハイブリッド溶接した HAT 形テストピースの落錘テスト後のストローク 150 mm までの荷重(kN)－変位(mm)線図を示す。錐体落下直後のピーク荷重および、各ストローク量における荷重の大部分が MAG レーザによる連続溶接を施した方がスポット溶接を施したテストピースを上回った。Fig. 13 に落錘テスト後のテストピースの側面および、裏面の状態を示す。落錘後の画像を見るとスポット溶接を施したテストピースのフランジ側面は口を開いて複雑に折れ曲がっているのに対し、MAG レーザによる連続溶接を施したテストピースは口開きなく規則正しく折れ畳まれている。これらのスポット溶接、

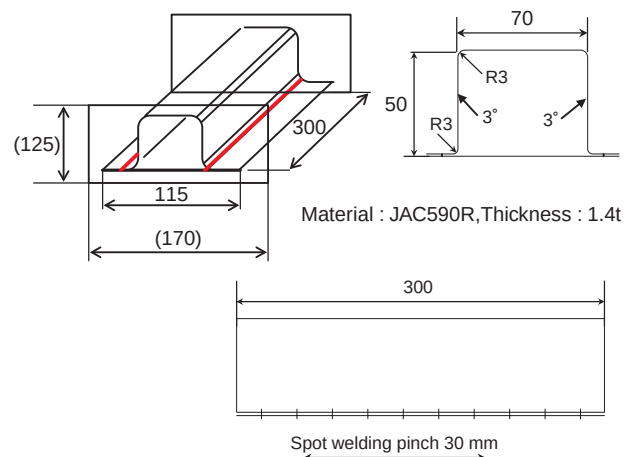


Fig. 11 Configurations of hat-shaped specimen for drop weight tests

MAGレーザハイブリッド溶接共に接合部に破断の発生は見られず、溶接状態は良好であった。

3.4. 落錘テスト結果考察

今回の落錘テストでエネルギー吸収量が向上した要因について考察する。スポット溶接の試験片はスポット間のフランジ部が口開きしており、それにより圧潰荷重が低下した可能性が高い。

このことは Karman の有効幅理論で説明される。

Karman の有効幅理論は式(2)によって表される。

$$P_{\alpha} = b_e \cdot t \cdot \sigma_r \quad (2)$$

$$b_e = (\pi^2 E k / (12(1 - \nu^2) \sigma_r))^{1/2} \quad (3)$$

なお $b_e > b$ の場合は、

$$P_{\alpha} = b \cdot t \cdot \sigma_r \quad (4)$$

なお、 P_{α} : 最高圧縮荷重、 b_e : 有効幅、 t : 板厚、 σ_r : 降伏応力、 b : 板幅、 E : 縦弾性係数、 ν : ポアソン比、 k : 周辺拘束条件によって決まる定数である。

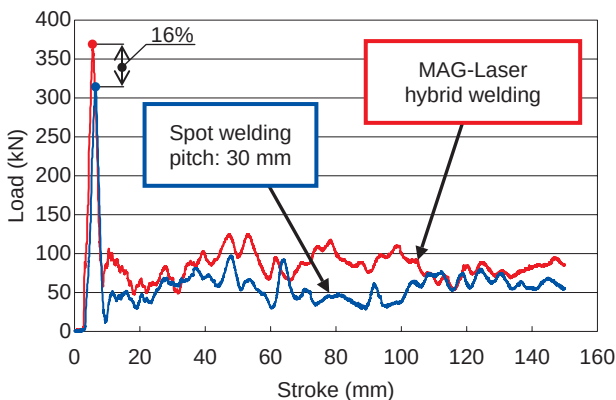


Fig. 12 Comparison of load-stroke curve in axial collapse column between spot welding and MAG-Laser hybrid welding

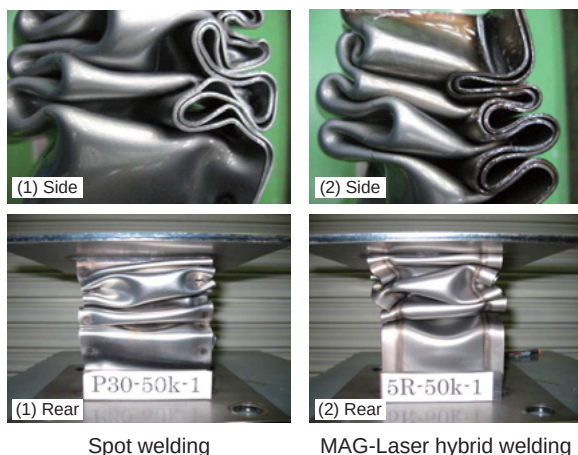


Fig. 13 Appearance of column after collapse test

両端角接の場合 $k=4.00$ 、一端角接・他端スポットの場合 $k=3.15$ 、両端スポットの場合 $k=2.40$ 、一端角接・他端自由の場合 $k=0.61$ とされる。連続溶接を施すことにより、周辺拘束条件である角接の拘束力が上がり圧潰荷重が上がることを示して⁽⁸⁾いる。MAGレーザハイブリッド接合部を角接と仮定し、今回のHAT形テストピースに適用すると、MAGレーザハイブリッド溶接の最大圧潰荷重は、スポット溶接に対し16%向上すると予測した。実際の落錘テスト結果の最大圧潰荷重も16%向上しており、Karmanの有効幅理論との相関性は高い。しかしながら、第2波以降の最大荷重を比較すると28.7%向上し、平均荷重は46.6%向上しており、Karmanの有効幅理論の効率を上回っている。エネルギー吸収の多くはこの領域に依存しており、スポット溶接を施したHAT形テストピースはこの間で発生した口開きにより、MAGレーザハイブリッド溶接との荷重差が生まれ、全体のエネルギー吸収量の差として現れたと考える。

Fig. 14にエネルギー吸収量の比較を示す。従来のピッチ30 mmで接合したスポット溶接によるエネルギー吸収量を100%とした場合、R止まり部へのMAGレーザハイブリッドによる連続接合で得られたエネルギー吸収量は、スポット溶接のテストピースと比較して+38.5%(レーザのみの連続溶接で得られる+15%程度⁽¹⁾と比較すると2.6倍)増加した。HAT形のテストピースにおいて、最もエネルギー吸収に寄与するフランジ角接部を連続接合で拘束することにより、従来の接合方法では得られなかった高いエネルギー吸収量の確保が可能になった。

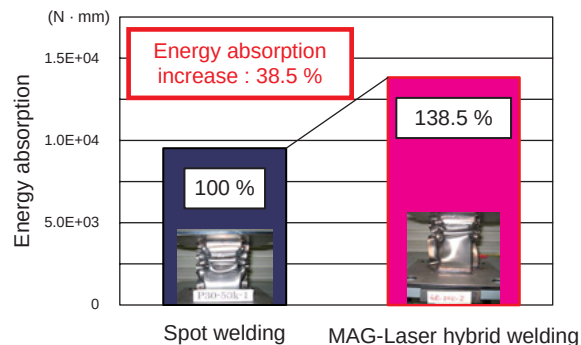


Fig. 14 Comparison of energy absorption between spot welding and MAG-Laser hybrid welding

4. まとめ

衝突時のエネルギー吸収部材であるサイドフレームを想定し、MAGレーザハイブリッド溶接技術とその適用手法を開発した。その結果、以下の性能向上を達成した。

(1)GAPの溶接性に優れるMAG溶接、貫通溶接性に優れるレーザ溶接、それぞれの特徴を有効活用したMAGレーザハイブリッド溶接技術とその適用技術の開発に

より、従来は接合ができなかったエネルギー吸収量の最も高い、R止まり部の連続溶接を可能にした。

- (2) レーザ溶接のみでは接合ができなかったR止まり部の連続溶接が可能になったことで、衝突時の軸圧潰エネルギー吸収量が、スポット溶接と比較して最大+38.5%(レーザのみの連続溶接と比較して2.6倍)向上した。

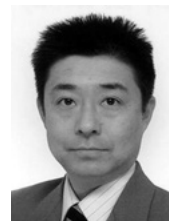
参考文献

- (1) 古迫誠志, 上西朗弘, 宮崎康信: 高強度鋼板の適用による衝撃エネルギー吸収能の向上, 新日鉄技報, 第385号, p.32-35(2006)
- (2) Seiji KATAYAMA, Masami MIZUTANI, Taishi TARUI and Kiyokazu MORI: YAG Laser Lap Welding Phenomena of Zn-Coated Steel Sheet and Monitoring of Reflected Beam. International Symposium on Joining Technologies in Advanced Automobile Assembly, p.151-158(2005)
- (3) Christin Kageler, Alexander Grimm, Andreas Otto, Michael Schmidt: Frequency-modulated zero-gap laser beam welding zinc-coated steel sheets in an overlap joint configuration, 5th International WLT-Conference on Lasers in Manufacturing Munich, June, p.1-8(2009)
- (4) 内原正人, 福井清之: 自動車用高張力鋼板のハイブリッド溶接, 溶接学会全国大会講演概要, 第75集, p.204-205(2004)
- (5) 池田倫正, 沖田泰明, 小野守章: 自動車車体組立用の新溶接技術, JFE 技報, No.16, p.40-45(2007)
- (6) Anna Fellman, Antti Salminen: A study of the phenomenon of CO₂-Laser Welding with filler and MAG Hybrid Welding, ICALEO, 303 p.117-122(2005)
- (7) C.Thomy, T.Seefeld, F.Vollertsen: Fiber Laser GMA Hybrid Welding of Thin Sheet Material 4th International WLT-Conference on Lasers in Manufacturing Munich, June, p.85-90(2007)
- (8) 綾紀元, 高橋邦弘: 車体のエネルギー吸収特性(第1報), 自動車技術会論文集, No.7, p.60-66(1974)

■ 著 者 ■



小林 茂



五味 哲也

本田技術研究所 論文委員会

委員長	川口 祐治	四輪R&Dセンター
副委員長	水村 榮	二輪R&Dセンター
委員	山下 剛	四輪R&Dセンター
	漆山 雄太	四輪R&Dセンター
	佐藤 俊彦	四輪R&Dセンター
	加藤 幹夫	二輪R&Dセンター
	馬場 雅之	二輪R&Dセンター
	小屋栄太郎	二輪R&Dセンター
	塩見 和之	汎用R&Dセンター
	永野 敬二	汎用R&Dセンター
	藤平 徹	基礎技術研究センター
	園田 豊隆	航空機エンジンR&Dセンター
事務局	友永 久人	四輪R&Dセンター
	白木 晶子	四輪R&Dセンター
	小泉 伸一	二輪R&Dセンター
	杉本 康弘	汎用R&Dセンター
	田中 公俊	基礎技術研究センター

編集協力 二輪R&Dセンター論文委員会
汎用R&Dセンター論文委員会
四輪R&D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R&Dセンター論文委員会
HRA論文委員会
(HRA Technology Introduction Planning Committee)

編集後記

子供の頃、砂利道を通る自動車を追いかけたり、バイクで世界を旅する空想に耽ったりしたものです。当時、人々は豊かさ、便利さに憧れ、各々が叶えたい夢を溢れんばかりに抱いていました。本田技術研究所がこの50年間に創り出した技術、世に送り出した商品は、一体どれだけに上るのでしょうか。

幾多の先人が困難を克服し、バイクや耕耘機、自動車、更に航空機、ロボットへと夢を実現してきました。Hondaが顧客の要請に応えるという「原点」を見失わずに志しを実践してきた「証し」でしょう。そして、そのHondaの夢を現実に変換する「エンジン」は、技術研究所でした。

20世紀を支配した価値は進歩拡大であり、その原動力は科学技術の発展であったことは間違いありません。しかし、その意図せぬ結果として環境問題が急速に拡大しています。現在の顧客の満足、またそれ以上に未来の顧客からの要請、つまり「質の高い」の要件は、「拡大」から「持続可能」に変革しています。意図せぬ結果を修復し、再び意図せぬ結果を生み出さない為には、社会全体が科学技術の発展を共有し、その成果を確実に後世に伝承することが必要不可欠です。宗一郎さんの伝説、伝記は枚挙に暇がありませんが、科学技術の共有、蓄積としては充分なものでしょうか。きっと彼の頭の中にはまだまだ貴重な知見があったに違いありません。

『Honda R&D Technical Review』創刊にあって川本さんは、「国際的に本当に創造的な技術者として『一流の証し』をする場として、この『誌』を育てていってもらうことを心から望む」と述べています。現物としての商品や技術だけでなく、その創造を可能とした新たな知見を論文として世に出し、議論し、後世に伝承することが「一流の証し」だということです。今後更なる50年、Hondaの研究開発者は「一流の証し」として、未来の顧客の満足をも得られる、質の高い研究成果を論文として発表され続けることと思います。

(杉 本)

Honda R&D Technical Review

©2010 株式会社 本田技術研究所 (禁無断転載)

2010年3月1日 Vol.22 No.1

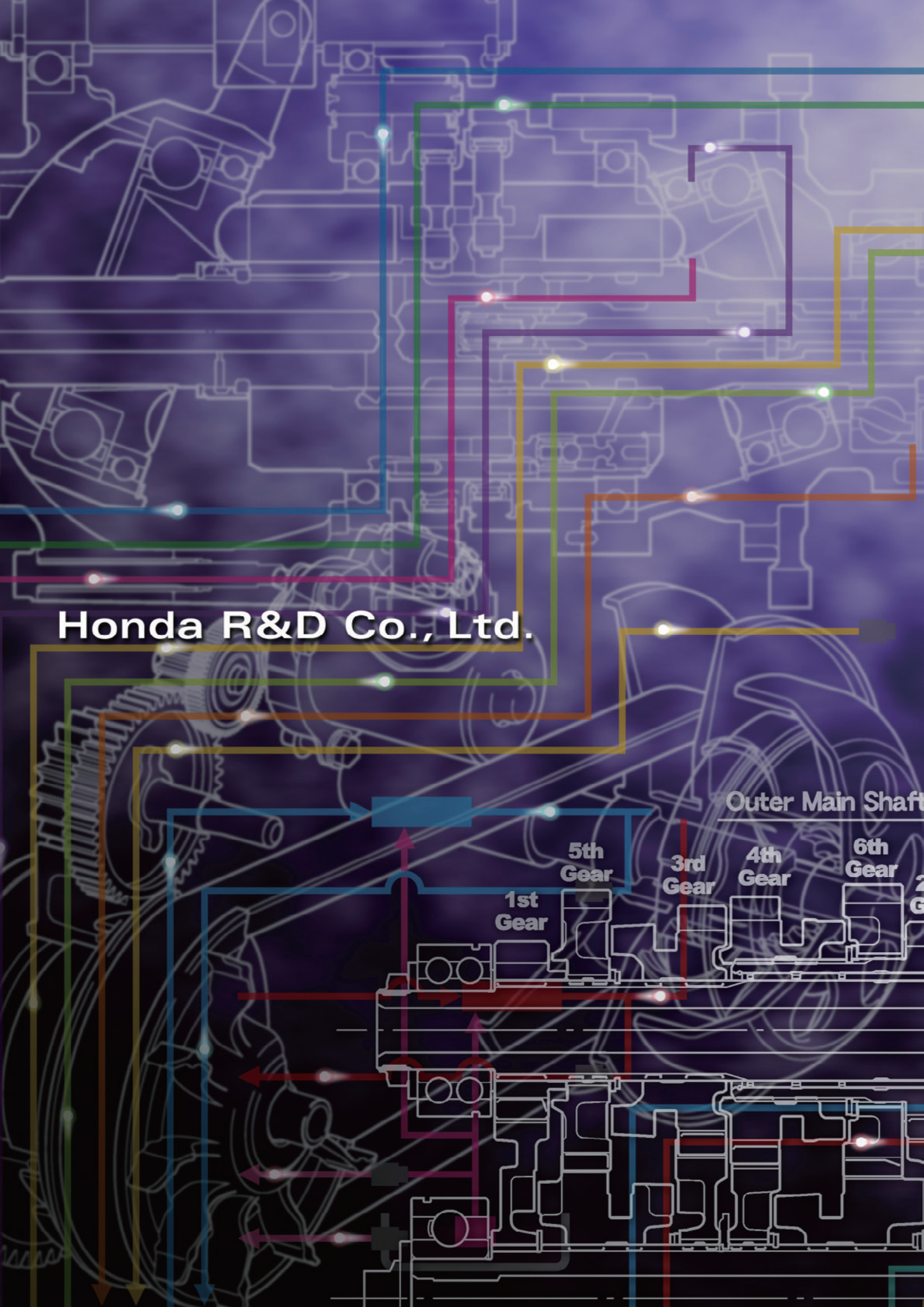
発行所 株式会社 本田技術研究所

発行人 伊 東 孝 紳

編集人 本田技術研究所 論文委員会

事務局 〒321-3393 栃木県芳賀郡芳賀町下高根沢4630番地
株式会社 本田技術研究所 四輪 R&D 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 Co., Ltd.

Outer Main Shaft

1st Gear
5th Gear

3rd Gear

4th Gear

6th Gear

2nd Gear