

Honda R&D

Technical Review
Vol.34 No.1

April 2022



==== 表紙の言葉 =====

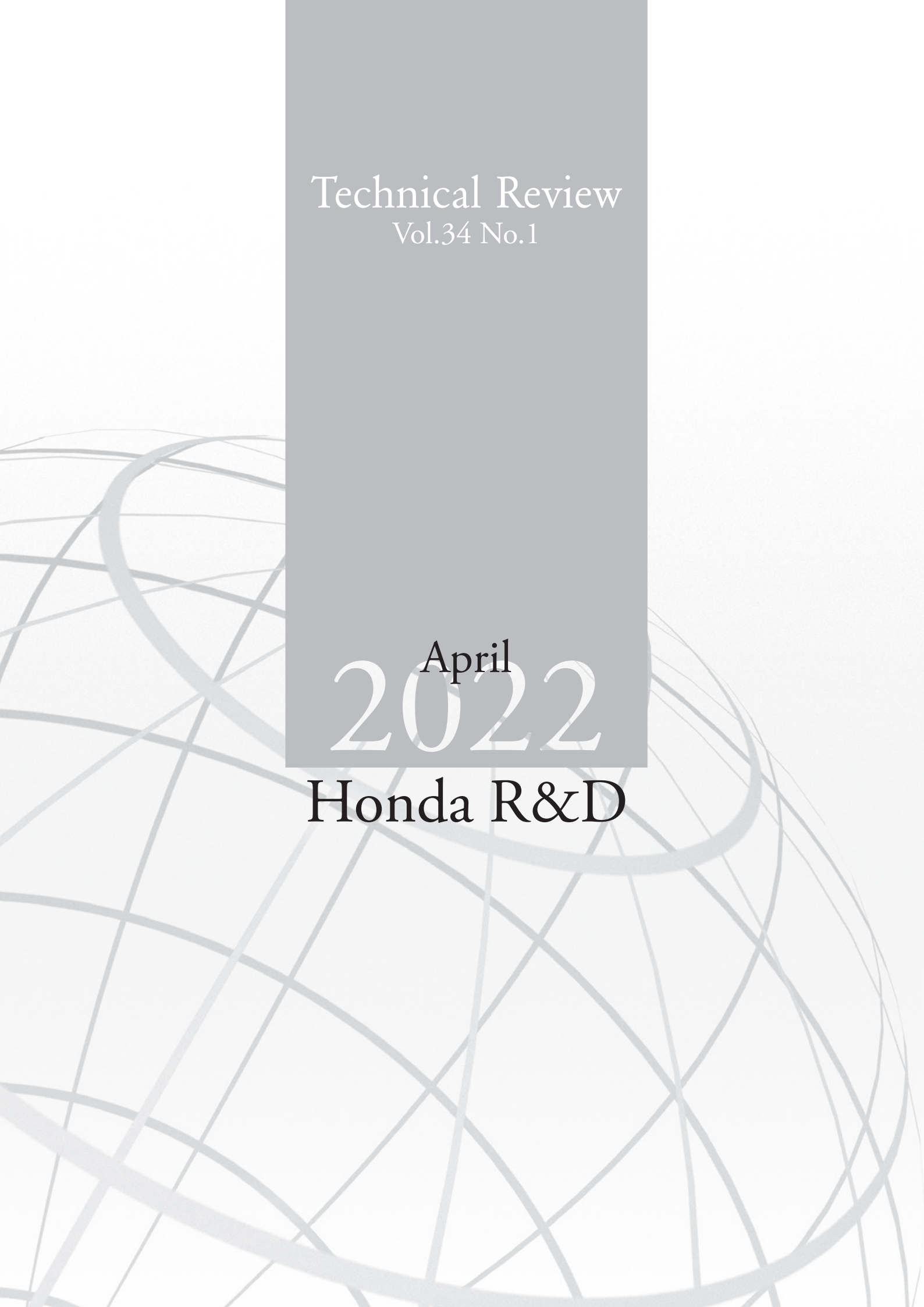
新しい技術やアイデアが生み出される過程では、多様な個性や技術、セレンディピティが混じり合い、化学変化のような状態が繰り返し起こっていると感じています。

その過程を、線や面、ランダムに選択したデジタルの効果を組み合わせる事で起こる、偶然の美しいにじみや、色の重なり、マチエールで表現しました。

また、抽象画とする事で、プロダクトデザイナーとしては珍しい美術科出身という私自身の個性を表し、多様性の表現としています。



デザインセンター
齋藤 美波

The background features a light gray wireframe sphere. A solid gray vertical bar is positioned in the upper center, containing the text 'Technical Review' and 'Vol.34 No.1'. Below this bar, the word 'April' is centered, followed by the large year '2022'. At the bottom, the text 'Honda R&D' is centered.

Technical Review
Vol.34 No.1

April
2022

Honda R&D

目次

技術紹介

- ◇ 2020 H'ness CB350 のスタイリングデザイン.....立石 康 1
- ◇ 2020 H'ness CB350 の開発 山本堪大・若狭秀智・井口貴正
小山内拓也・手嶋晋太郎・荻安丈幸 10
- ◇ 手動運転補助装置 Honda テックマチックの 2020 年モデル FIT に向けた開発..... 清水隆彦・小山俊博 21
- ◇ ハンディポータブル発電機 EU3200i の開発 武石正憲・小山浩史・加勢拓男
山本康則・平田光俊・前田譲治 28
- ◇ 2 kW クラス 電動パワーユニット eGX の開発..... 神原史吉・澤崎駿佑
山岸善彦・松永直樹 37
- ◇ 欧州向け防振タイプ刈払機の振動低減技術 小池裕貴・鶴岡慎吾 45
- ◇ 汎用駆動モジュールと走行プラットフォームの開発 伊藤 淳・増淵義則 54

論文

- ◇ 三次元集電体及び無機バインダーを用いた高目付シリコン負極 田中俊充・田名網 潔・磯谷祐二
向井孝志・池内勇太 63
- ◇ カーボンリサイクルメタン合成を目的とした二酸化炭素と水蒸気の共電解反応条件の検討
毛里昌弘・柳澤和貴
牧 美里・吉田潤平 71
- ◇ 防水・防塵フィルタ付水素隔離構造の CFD を用いた設計手法の確立 佐々本和也・須田恵介 80
- ◇ 側面衝突における B ピラーの荷重伝達機構 長谷川 厚・山田 瞳・竹内亮太郎
藤井隆之・齋藤有美 88
- ◇ 慣性センサのみを用いた人の運動推定.....青木治雄 98

CONTENTS

Introduction of new technologies

- ◇ Styling Design of 2020 H'ness CB350 Yasushi TATEISHI 1
- ◇ Development of 2020 H'ness CB350. Kanta YAMAMOTO・Hidetoshi WAKASA・Takamasa IGUCHI
..... Takuya OSANAI・Shintaro TESHIMA・Takeyuki KARIYASU 10
- ◇ Development of Honda Techmatic System for 2020 Model Year FIT
..... Takahiko SHIMIZU・Toshihiro KOYAMA 21
- ◇ Development of EU3200i Handy Portable Generator
..... Masanori TAKEISHI・Hiroshi KOYAMA・Takuo KASE
..... Yasunori YAMAMOTO・Mitsutoshi HIRATA・Joji MAEDA 28
- ◇ Development of 2 kW Class Electric Power Unit eGX
..... Fumiyoshi KANBARA・Shunsuke SAWASAKI
..... Yoshihiko YAMAGISHI・Naoki MATSUNAGA 37
- ◇ Development of Anti-vibration Type Brush Cutter for European Commercial Market
..... Yuki KOIKE・Shingo TSURUOKA 45
- ◇ Development of General Purpose Drive Module and Drive Platform
..... Jun ITOH・Yoshinori MASUBUCHI 54

Technical papers

- ◇ High Loading Si Anode with 3D Collector and Inorganic Binder
..... Toshimitsu TANAKA・Kiyoshi TANAAMI・Yuji ISOGAI
..... Takashi MUKAI・Yuta IKEUCHI 63
- ◇ Investigation of CO₂ and Steam Co-electrolysis Conditions for Synthesizing Carbon Recycled Methane
..... Masahiro MOURI・Kazuki YANAGISAWA
..... Misato MAKI・Junpei YOSHIDA 71
- ◇ Developing Method Using CFD to Design Hydrogen Isolation Structure with Waterproof and Dustproof Filters
..... Kazuya SASAMOTO・Keisuke SUDA 80
- ◇ B-pillar Load Transfer Mechanism in Side Collision
..... Atsushi HASEGAWA・Hitomi YAMADA・Ryotaro TAKEUCHI
..... Takayuki FUJII・Yumi SAITO 88
- ◇ Human Motion Estimation Using Only Inertial Sensors..... Haruo AOKI 98

2020 H'ness CB350 のスタイリングデザイン

Styling Design of 2020 H'ness CB350

立 石 康¹
Yasushi TATEISHI

要 旨

インドのモータサイクル市場では、2013 年頃から 350 cc クラスの中型モータサイクルの人気の高まっていた。現地調査をおこない、ターゲットユーザとして、世界の流行を取り入れる、トレンドの変化に敏感な若者と定めた。彼らのコメントを参考に、「キングライディングポジション」をキーワードとした。デザインコンセプトとして「乗っている人が堂々と見えること」、「世界に通用するモダンさがあること」、「マッシブ & シェイプド」を掲げた。それらより、堂々と乗車したライダーをしっかり支える、インドユーザに満足してもらう価値と、世界トレンドを感じさせるモダンさをバランスさせた H'ness CB350 のスタイリングデザインを完成することができた。

ABSTRACT

In the Indian motorcycle market, the popularity of 350 cc class mid-sized motorcycles has been increasing since around 2013. A field survey was conducted, and the target users were determined to be young people who are sensitive to changing trends and who adopt global trends. Based on their comments, we decided to use King Riding Position as the keyword. The design was to be based on the concepts of “the rider should look imposing,” “world-class modernity,” and “massive & shaped.” Based on the above, we were able to complete the styling design of the H'ness CB350 in the following manner: it balances the bike firmly supporting the rider confidently straddling it, which is an important value to the Indian customers, and the modernity of the vehicle that evokes global trends.

1. まえがき

インドのモータサイクル市場は 100 cc – 125 cc の小型実用モデルが多くを占めている。手ごろな価格でユーザの日常的な使い勝手にマッチしていることが人気の理由である。そのインド市場において、2013 年頃から人気の高まっていたのが 350 cc クラスの中型モータサイクルであった。この中型モータサイクルは、1955 年にイギリスからインドに生産拠点を移し、現在も当時の製造方法や形体を大きく変えずに生産を続けている。販売が拡大をはじめた理由としては、2009 年のエンジン刷新による扱いやすさの向上と、2013 年頃からのディーラのリノベーションが上げられる。高級感のある店構えと、最新トレンドのグラフィックなども相まって、大きく販売を伸ばした。小型モータサイクルであふれる街を、大きなモータサイクルで走るライダーの姿は人々の注目を集めていた。Fig. 1 に、当該モデルの販売台数推移を示す。

このような市場において、現地のディーラを通じ、本カテゴリへの Honda の参入に対するお客さまの期待も明確となってきた。我々デザイナーもこの市場で受け入れられるべく、新規モデル H'ness CB350 (Fig. 2) のデザインスタディを開始した。

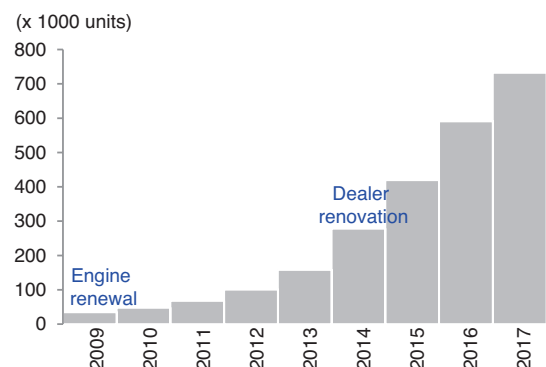


Fig. 1 Changes in sales volume of 350 cc class models

¹ デザインセンター

E-mail: yasushi_tateishi@jp.honda



Fig. 2 The H'ness CB350

2. インド市場リサーチ

2.1. ターゲットユーザ

デザインの方向性を定めるため現地に赴き、当該クラスのモデルに乗るユーザを訪問しインタビューをおこなった (Fig. 3)。その結果、このクラスのモデルに乗るユーザの考え方は、大きく二通りに分かれることがわかった。

まずは、イギリスブランドの既存 350 cc モデルに誇りを持っているユーザで、このブランドに価値を感じているため、その他のブランドには興味を示さなかった。その一方、世界の流行やトレンド変化に敏感なタイプの若いユーザ⁽¹⁾は、特にイギリスブランドへのこだわりは示さなかった。各々の比率はほぼ五分五分であった。

後者の志向を持つユーザであれば、我々の商品を喜んで受け入れてもらえると判断し、ターゲットユーザとして定めた。

2.2. ターゲットユーザによる既存 350 cc モデルに対するコメント

以下に、特に重要と思われたコメントを列記する。



Fig. 3 Scene of user interview

(1) 使用用途

- ・ 毎日の通勤、通学、買物など、実用的なコミュニタとしての用途
- ・ 週末には、交際相手や配偶者を乗せ、ショッピングや近郊のライディングを楽しむ、レジャーとしての用途
- ・ 300 km 程度の日帰りから、数日間掛けてのロングツーリングまで、ツーリング用としての用途

(2) 気に入っている点

- ・ 堂々と胸を張った姿勢で乗れる、キングライディングポジション (Fig. 4)
- ・ ゆっくり走行してもさまになるスタイリング
- ・ 大きくくりっばなエンジン
- ・ マッチョで起伏のある外観
- ・ フューエルタンク、フェンダなど、頑丈で質感もある金属製の外観部品
- ・ 二人乗りでも余裕を感じられる、前後長の長いシート

なお、キングライディングポジションとは、上体を起こし、背筋をすっと伸ばし胸を張った、堂々としたライダーの姿を示す。

2.3. ユーザ価値観の深堀

ターゲットユーザへの聞き込み調査により、彼らの持つ価値観を探った。

彼らは比較的柔軟な思考を持ち、SNS 等のインターネットで世界トレンドを把握している。その上で、実用から休日のレジャーやツーリングまで使えるモータサイクルとして、既存 350 cc モデルを選択していた。インド市場で販売されている、他の外国ブランドのモータサイクルに興味はあるが、先進国に向けた一人乗りに特化されたようなデザインなど、実用に向いていないモデルが多い。そのような休日に趣味で乗るだけのモータサイクルは、遊び用のモデルとして認識され、彼らの価値観にはそぐわないとのことであった。

また、「キングライディングポジション」は、コメントの中で特に目立っていたキーワードであるが、それは単に



Fig. 4 King Riding Position

かっこの良い姿というだけでなく、りっぱな自分を見てもらいたいという気持ちが込められていた。まじめに働き高価なモータサイクルに乗れる立場となったことをアピールしているようにも思えた。

2.4. 市場リサーチまとめ

既存 350 cc クラスのユーザ調査より、世界の流行やトレンド変化に敏感なタイプの若いユーザをターゲットユーザとして定めた。堂々としたキングライディングポジションで乗れ、実用性も大切にする。そのようなライダーを支える位置づけとなるモータサイクルは、ライダーと同様にりっぱで堂々としたものでなければならないと考えた。インドのユーザ価値と、世界トレンド価値を高次元に両立、具現化するデザインに取り組むこととした。

3. デザインワーク

3.1. デザインコンセプト

現地リサーチで得たコメントやキーワードとなる言葉を元に、デザインコンセプトを「乗っている人が堂々と見えること」、「世界に通用するモダンさがあること」と定めた。

まずは「キングライディングポジション」が似合うスタイリングに加え、スタイリングやディティールの処理にモダンな表現を取り入れることとした。

(1) 「キングライディングポジション」を解釈したスタイリングの方向性

- ・ 安定感があり、堂々としたライダーをしっかり支える、水平基調の車体
- ・ 堂々と乗車するライダーに負けない、ボリュームを持つ外観
- ・ 二人乗りでも余裕を感じる長さのシート（前後で独立したセパレートシート）
- ・ フィンが大きくりっぱに見える、空冷直立単気筒エンジン
- ・ 前方からも堂々と見える、高めに配置したヘッドライト

(2) モダンさを表現する、作りやディティール

- ・ 現代のモータサイクルで主流となっている、前寄り重心のスタイリングバランス
- ・ それぞれのパーツをモダンに見せる表面処理や一体化などのディティール処理

3.2. スケッチ展開

まずは幅広くアイデアを抽出するため、多くのデザイナーたちによりスケッチを作成し議論を重ねた。キーとなる「キングライディングポジション」とのバランスを検証するため、キングライディングポジションをかたどったター

ゲットユーザの写真をスケッチに重ねて見た (Fig. 5)。

デザインコンセプトや、抽出したユーザコメント、キーワードを読み返し、これらの条件にかなうスケッチに絞り込んでいった。最終的に決まったスケッチは、シンプルで重厚なふんい気を醸し出す1枚となった (Fig. 6)。ボリューム感や、大きさなどの確認のため、立体での検討へと進めた。

3.3. 立体検討

絞り込んだスケッチを元に全体バランスを決める作業をおこなう。まずは定められたポイントに、ハンドル、シート、ステップを配置し「キングライディングポジション」を示した。

次にクレイを付け始めるのだが、立体による全体像が見え始めたところで感じたのは、全体プロポーションの悪さであった (Fig. 7)。

シートは現地リサーチから二人が余裕を持って乗車できる長さとしていたが、立体にするとそのボリュームが大きく、相対的にフューエルタンクが小さく見えた (Fig. 8)。シート長さとライディングポジションが決定しているため、単純にフューエルタンクを大きくすることはできな



Fig. 5 Photo of target user in King Riding Position overlaid on design sketch



Fig. 6 Final sketch

い。そこで、タンクとシートが接するラインの角度を調整し、タンクのボトムライン長く見せることで、タンクが大きく見えるようにした (Fig. 9)。

パーツ個々のボリュームがエンジンを目立ちにくくしないように、各パーツの大きさ、合わせ角度を調整し、バランスが取れてきたところでクレイによる検討を終えた。



Fig. 7 First clay model

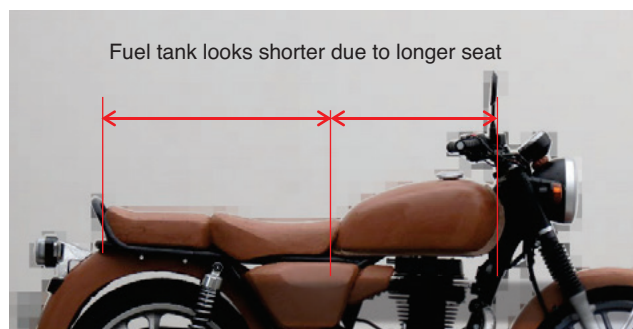


Fig. 8 Impression of double seat and fuel tank

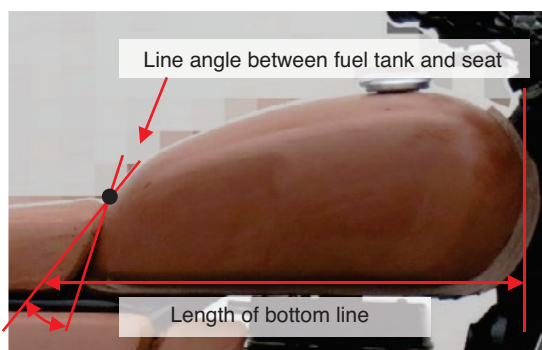


Fig. 9 Appearance adjustment by changing inclination of fuel tank rear end

4. 現地デザインリサーチ

現地でのデザインの確認をおこなうため、クレイを樹脂に置き換え、塗装をはじめ外観の仕上げを施した実機同様のモックアップを作成した (Fig. 10)。このモックアップを使い、現地でのリサーチを再びおこない、ターゲットユー

ザの反応を確認することになった。

4.1. モックアップモデルを用いてのリサーチ

ターゲットユーザ層にいるさまざまな属性のユーザを招き、モックアップを見ながらのディスカッションをおこなった (Fig. 11)。

その結果、今回提示したデザインは多くのターゲットユーザに受け入れられるものでは無いことが明らかとなった。

以下にユーザからの主なコメントを記す。

- ・ 前から見ると 100 cc くらいの小型モータサイクルのように見える
- ・ エンジンが小さい
- ・ プラスチックでできているような印象で、壊れそうに見える
- ・ 既存の 350 cc モデルを真似しているように見える
- ・ 最新技術の LED 光源を用いたヘッドライト (Fig. 12) はモダンに見える

4.2. ユーザコメントの分析

調査に使用したモックアップを前に、リサーチでユーザから否定された部分について、正しく理解するための議論を重ね分析をおこなった。

- (1) 100 cc クラスの小型モータサイクルに見えるフロントビュー

主要因として考えられるのはタイヤの細さである。りっぱさをねらった大径 19 インチホイールであったが、タイヤが露出したデザインでは、より細く見える要因となっていた。フロントタイヤの幅方向でのサイズアップが必要と考えた。

- (2) 小さく見えるエンジン

エンジンサイズ自体は十分であったが、幅広のフレームとボリュームな外装に取り囲まれ、結果的にエンジンが目立たなくなっていた。フレームレイアウトを大幅に見直すことで、フレームの幅を狭く抑え、外装の抑揚表現の自由度を上げる必要があると考えた。

- (3) プラスチックでできているような印象

量産は鉄板を想定している部品でも、モックアップモデルはプラスチック製である。しかし、造形自体がプラスチックに見えては、例え鉄板であっても同様に見えてしまう可能性があると考えた。プレス加工特有の丸さや温かみのような感覚的な部分など、鉄板であることの表現は必要となる。

- (4) 既存の 350 cc モデルの真似に見える

既存の 350 cc モデルと同一形式のエンジン、同じライディングポジションを踏襲すれば、似て見えてしまうのは否めない。しかしながら、スタイリングデザイ



Fig. 10 Mock up model used in survey



Fig. 11 Survey state using mock up model



Fig. 12 LED headlight

ン自体にこのモデルならではの特徴が表現できていないことが大きな要因と思われた。根幹に戻って改善する必要性をチーム全体で確認した。

5. デザインの再構築

ユーザコメントの分析から、改善ポイントが全体におよび、デザインはスケッチからやり直す必要があると判断した。デザインコンセプトとして掲げた「乗っている人が堂々と見えること」、「世界に通用するモダンさがあること」に加え、「マッシブ & シェイプド」という、デザインの特徴を創出するためのワードを追加した。ターゲットユーザは、「キングライディングポジション」にはこだわるが、旧来のモデルには固執しない人たちである。インドマーケットの枠を超え、世界に通用するオリジナリティを表現することが成功のカギとなると考えた。

5.1. プロポーション

スケッチの再検討を開始し、改めて課題となったのはシートの長さであった。モダンさを表現するための前寄り

重心のスタイリングバランスを実現するためには、前後で独立したセパレートシートでは長すぎる。現地からの要望ではあったが、一体型のダブルシートに変えることで、人が座れる有効スペースを変えることなく全長を短縮することとした。これによりプロポーションは大きくモダンな方向に向かった。

5.2. フューエルタンク

フューエルタンクのデザインは、インドユーザが好むボリューム感をどう表現するかが課題であった。フューエルタンクはモータサイクルデザインの要であり、このモデルのオリジナリティにつなげたかった。硬質でモダンな要素と、ボリュームを感じる幅方向の張り出しを融合したデザインを試すことにした。上から見下ろしたときのボリューム感だけでは無い、サイドの印象にボリュームを感じさせる手法を検討した。そこで、タンク後方でボトムラインが少し上がるキャラクターラインにすることで、タンク前方にインドユーザが好むボリューム感が強調され、「マッシブ & シェイプド」を感じるオリジナリティあるタンクとなった (Fig. 13, 14)。

5.3. 機能を表した水平基調のキャラクタライン

サイドカバーの外形は、シンプルにフレームに合わせた外形でまとめた。タンクのキャラクタラインと呼応する水平基調のキャラクタラインを施し、内部のエアクリーナからの空気の流れをイメージすることにした。それにより、スロットルカバー、エンジンのシリンダヘッドのフィン、エキゾーストパイプ、マフラへつなぐ機能的な流れを構成

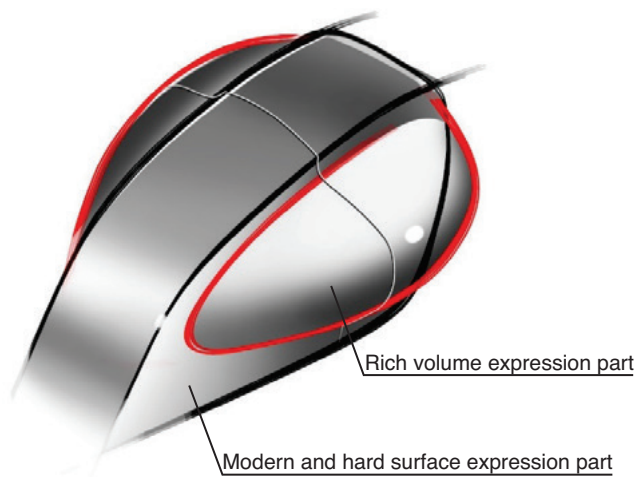


Fig. 13 Fuel tank shape with two different expressions



Fig. 14 Character line of fuel tank

した (Fig. 15). これにより、安定感ある水平基調表現を強調することができた。

これらにより、新たなデザインスケッチが完成した (Fig. 16). 商品を魅力的にするために、フレームまで見直してバランスを見直すと言う工程を共有し、開発チーム全員が一体となることで実現できた。

5.4. クレイモデルによる立体検討

シートを短くした効果により、全体のプロポーションはバランス良く整った。完成したクレイは「キングライディングポジション」のライダーを中心とした、バランスの取れたスタイリングとなった (Fig. 17). 前から見ると小型モー



Fig. 15 Character line evoking image of gas flow



Fig. 16 Updated final sketch



Fig. 17 Finished clay model

タサイクルに見えるとコメントされたフロントビューは、タイヤを太くしたことにより改善し堂々とした印象となった。安定感のある台形のフォルムはライダーをしっかり支え、平行にそろったダウンチューブ、ピボットパイプ、リヤサスペンションの角度と、ライダーの足や上体が調和することで完成した (Fig. 18)。

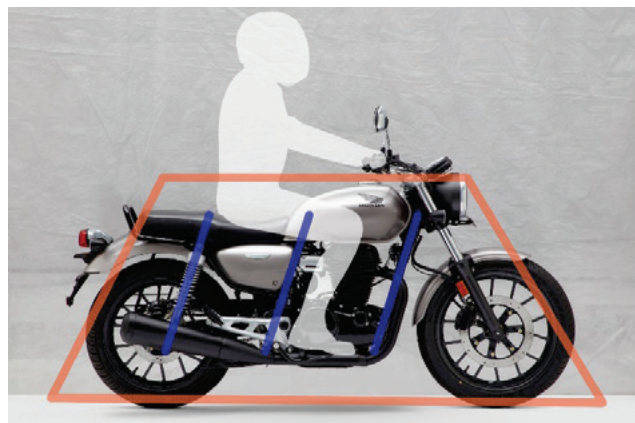


Fig. 18 Stable form and angular harmony between frame and rider

スポークを極力細くしたモダンなデザインのアルミダイキャスト製を採用した。スポークはY字型の基本形状とし、しなやかさと軽快さ、およびスポーク本数による力強さを両立させた。それにより、車体とライダーをしっかり支えるホイールデザインとなった (Fig. 21)。



Fig. 19 External design of engine unit

6. 各部デザインディテール

6.1. エンジン

エンジンのデザインは、そのメカニズムを忠実に、シンプルに表現するように心がけた。特に前方のバルンサ部分はこのエンジンの特徴でもあるため、あえて強調することで、前後の大きさ感にも寄与させた。また、空冷エンジンの見せ所であるフィン、1枚ずつ形状を変化させながら全体のシルエットを整えた。さらにフィン末端の削り加工で明暗を加えることで、モダンで立体的な美しさを増すことができた。これら手法によりエンジンそのものが重厚感を持ち、このモデルの象徴的存在となった (Fig. 19)。

6.2. メータユニット

メータユニットのデザインは、ライダーの視野が広い爽快なライディング感覚を優先し、最小限の存在感でまとめた。表示パネルの読みやすさを配慮しつつ、インジケータをコンパクトに配置し、ケースサイズを抑えた。また、モダンさを表現する重要な部品と位置づけ、レンズとケースを一体成型し、合わせ部の段差を極力抑えたシンプルで新鮮な造形とした。アナログスピードメータでは、緩やかな凸面レンズ部にデジタル表示部分のフラットレンズを組み合わせ、最小限の表現で要素を分けることで見た目の新鮮さにも寄与した (Fig. 20)。



Fig. 20 Appearance of meter unit

6.3. ホイール

前後のホイールは、最新のトレンドに沿った、個々のス



Fig. 21 Exterior design of 14-spoke die-cast aluminum wheel

6.4. シート

シートはライディング時に体重を支える快適な幅と、停車時に足着性を良くする前方のスリム化により、抑揚のある形状とした。前方のスリム化は、フューエルタンクやサイドカバーのボリューム感を強調することにもつながった (Fig. 22)。

6.5. フューエルタンク

スケッチ段階でこだわったフューエルタンクのデザインを実現すべく、立体で時間を掛けて仕上げた。タンク後方のキャラクターラインもねらい通りの効果を発揮し、ボリューム感を強調しながら引き締まった「マッシブ&シェイプド」を表現することができた (Fig. 23)。



Fig. 23 Fuel tank



Fig. 22 Seat and peripheral parts

7. カラーリング

カラーリングは、全体の造形をさらに魅力的に見せる重要な要素である。ライダーが、堂々とっぴに見えるように、高品質でありながら、モダンさも感じる印象にした。本モデルには、スタンダードとなる DLX タイプと、スマートフォン連携システムを搭載する DLX Pro タイプがある。全カラーラインナップを Fig. 24 に示す。

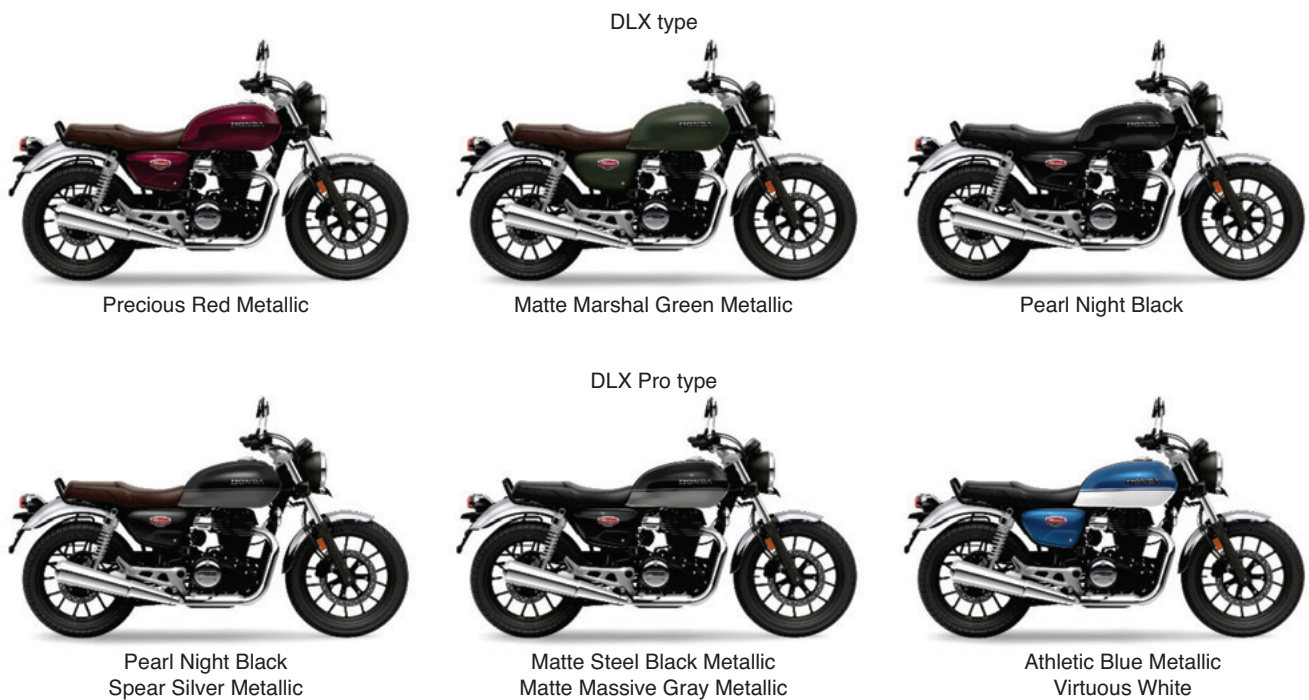


Fig. 24 Full color lineup of the H'ness CB350 (2021 model)

7.1. DLX タイプ: 落ち着いたダークカラーを採用
このモデルのために開発された、イメージカラーのダークレッド (Precious Red Metallic) は、日光のような強い光に照らされると、塗装の深い部分でメタリックが輝き、塗膜の厚みを感じる仕様とした。また、定番色であるブラックには、透明感あるパールフレークが輝く、深みを強調した色調とした。採用したダークカラーの中で、特にグローバルトレンドを意識した半光沢のマットグリーンは、より流行に敏感なユーザをねらった。

7.2. DLX Pro タイプ: 上級な印象をねらった 2 トーン塗装を採用

2 トーン塗装は、熟練を要する手作業が必要な、インドの生産ラインでは初となる仕様であった。相性の良いブラックとシルバーの組合せでは、光沢のあるタイプと、グローバルトレンドの半光沢マット仕上げタイプを設定し、幅広いユーザの獲得をねらった。また、全体的にダークカラーとなったラインナップの中で、ユーザの選択肢を増やすことを目的に、唯一明るい配色のブルーとホワイトの組合せを設定した。さわやかな印象と高級感を兼ね備えたカラーとなった。

7.3. 主体色以外のカラー、マテリアル、フィニッシュ

エンジンケースの表面などの艶やかなブラックと、シリンダなどの奥まった部分のつや消しブラックを塗り分けることで、ブラックで統一されながらも立体感を強調した。加えてシリンダヘッドの空冷フィン端末の削り加工、エンジンカバーのクロームメッキのアクセントなどにより、金属感を際立たせた (Fig. 25)。

また、前後フェンダやマフラーなどは、プレス加工された

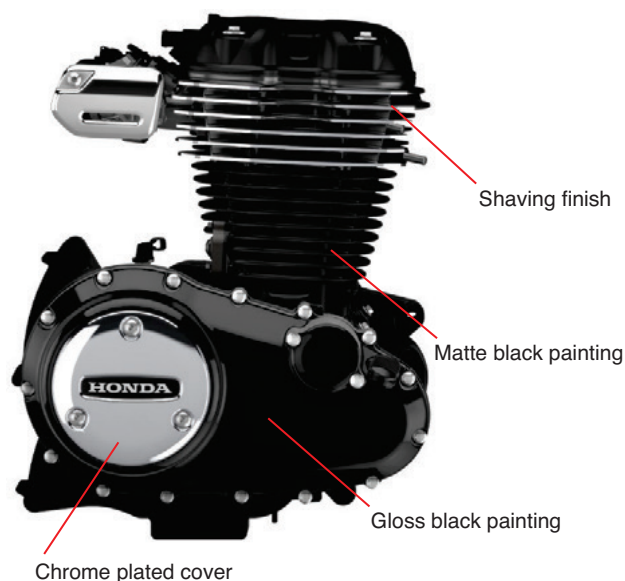


Fig. 25 Harmony of various surface treatments

鉄板らしい形状を意識した上にクロームメッキを施した (Fig. 26)。全体的にブラックと、クロームメッキ等の金属系でまとめられ、重厚で高級感ある仕上がりとなった。

8. まとめ

全体を通し一貫していたのは、ユーザから聞き出した「キングライディングポジション」というキーワードであった。このワードに込められた気持ちを理解し、ライダーに堂々と乗りこなせるか、さらにライダー自身もいかに気持ちよくライディングしてもらえるかを検討した結果のデザインとなった。開発初期にユーザから直接話を聞いたのは重要な経験であった。これらにより、インドユーザに満足してもらう価値と、世界トレンドを感じさせるモダンさをバランスさせた H'ness CB350 のスタイリングデザインを完成することができた。

今後世界でどのような展開を見せるのかを楽しみにしながら、さらなる進化に向け関わっていきたいと思っている。



Fig. 26 Designed shape accentuates raw strength and presence of pressed steel plate

参考文献

- (1) 山本堪大, 若狭秀智, 井口貴正, 小山内拓也, 手嶋晋太郎, 菊安丈幸: 2020 H'ness CB350 の開発, Honda R&D Technical Review, No. 34, No. 1, p. 10-20

■ 著 者 ■



立石 康

2020 H'ness CB350 の開発

Development of 2020 H'ness CB350

山 本 堪 大¹
Kanta YAMAMOTO
小山内 拓 也¹
Takuya OSANAI

若 狭 秀 智¹
Hidetoshi WAKASA
手 嶋 晋太郎¹
Shintaro TESHIMA

井 口 貴 正¹
Takamasa IGUCHI
荻 安 丈 幸¹
Takeyuki KARIYASU

要 旨

2010 年代半ば頃のインドにおいて、中大型モータサイクルが趣味の一つとして楽しめるようになり、その市場も伸長している。本開発では日常使いから遠出のツーリングまで幅広いニーズを満たすモデルの検討をおこなった。その結果、堂々とした乗車姿勢でゆったりとした操縦特性かつ、直進安定性と取り回しの良さを両立した車体、力強い鼓動感を感じるエンジン、ストレス無くスマートフォンが使える先進のコネクテッド装備を備える H'ness CB350 の具現化を達成した。

ABSTRACT

In India since the mid-2010s, middle and large size motorcycles are becoming popular and being enjoyed as a hobby, causing the market of such motorcycles to grow. This development is targeted at such a motorcycle that fills a wide variety of needs from daily use to long tours. In this newly developed model H'ness CB350, the chassis is designed for an upright riding position and a moderate steering response as well as ensuring stability and easy handling. The engine thumps to characterize strength. Another modern convenience is the connectivity that allows stress-free use of smartphone.

1. はじめに

2020 年、世界の二輪車販売数は COVID-19 の影響による落ち込みを見せたが、2021 年に入り復調の兆しを見ている。世界全体の販売数に大きく影響を及ぼしているのが、世界最大の二輪市場たるインドである (Fig. 1)。インドは 1990 年代に入り貿易を自由化、その後目覚ましい発展を遂げている。さらに 2010 年付近からの労働人口の拡大により、当面の成長市場として期待されている。そのような背景の中、多くの人々が毎日の移動手段としてモータサイクルやスクーターを利用している。近年では、日常の移動を支える小型モデルに加え、中大型モータサイクルが堅実な増加を見せている。Fig. 2 にインドにおける 161 cc 以上の中大型モータサイクルの販売数を示す。

このカテゴリには古くからインド地場メーカーのモデルが存在している。長い年月を経ても変わらない普遍的なデザイン、魅力的な単気筒サウンドなどが支持され、近年もなおユーザのあこがれとなっている。また、経済の発展は所

得の増加をもたらした。多くの人の手に届くようになった価格帯のモデルも存在するため、ユーザ数は年々増加し、

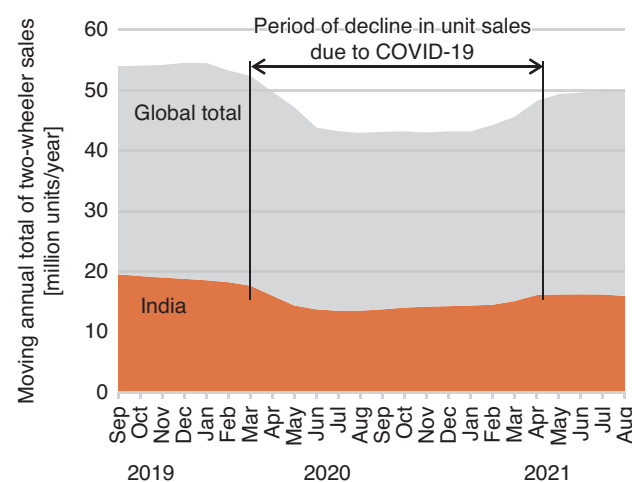


Fig. 1 Motorcycle sales trends (Market research data by Honda Motor)

¹ 本田技研工業株式会社

E-mail: kanta_yamamoto@jp.honda

新しい市場が形成されてきた。

一方 Honda はこれまで、より多くのお客さまに向け、日常の移動手段として使い勝手の良い小型モデルの普及に注力してきた。しかしながら、販売店を通じて中大型モータサイクルの導入に対する高い期待の声が上がるにつれ、インドのお客様の潜在的な要望が明確となってきた。このカテゴリに参入するにあたり Honda が期待されているのは、既存モデルの複製的なものではなく、先進的な商品であった。そこで、グローバル Honda の先進的なアイデンティティと、バイク本来の美しさを持った H'ness CB350 の開発を開始した (Fig. 3)。

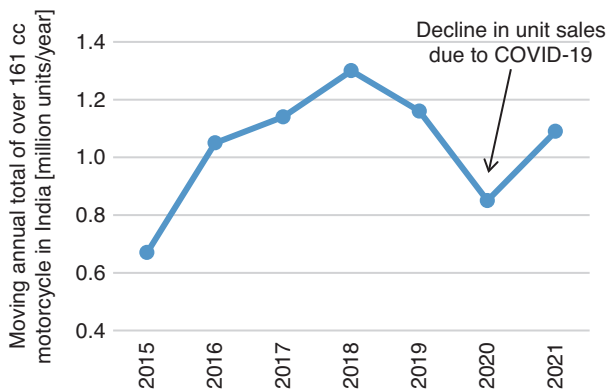


Fig. 2 Sales of over 161 cc motorcycle in India (Market research data by Honda Motor)



Fig. 3 The H'ness CB350

2. 開発のねらい

インドにおける 151 cc 以上の中大型モータサイクル市場活性化の中心には、30 歳未満の若い世代の存在がある。Fig. 4 にインドにおける各カテゴリの年齢別購買層を示す。そこで、本モデルの開発にあたり、若いユーザーのライフスタイルから分析をおこなうこととした。

まず、中大型モータサイクル購入者の約 80% が都市部に居住している (Fig. 4)。そのような世代のユーザーは、スマー

Table 1 Reason to buy middle class cruiser model

	2015	2016	2017
Top	Appearance	Appearance	Comfortable for long ride
2nd	Model reputation	Maker reputation	Appearance
3rd	Maker reputation	Exhaust sound	Riding comfort
4th	Riding comfort	Comfortable for long ride	Riding posture
5th	Exhaust sound	Riding comfort	Displacement cc

トフォンの普及により、SNS の情報を通じて世界中からリアルタイムに刺激を受けていることがわかっている⁽¹⁾。それに伴い、モータサイクルに求める価値にも変化が起きていた。特筆すべきは、今まで週末の代表的な娯楽と言えば映画鑑賞などであったが、モータサイクルで行くツーリングも含まれるようになってきたことだ。SNS で発信する情報にも、ツーリングでの体験が織り交ざるようになってきた。Table 1 に中型クルーザーモデルの購入理由の推移を示す。長距離における快適性の重要度が年々上がっていることがわかる。また、Fig. 5 に示す中型モデルの用途に関する調査結果では、頻繁にレジャーで使用するユーザーが半数を超えている。これらより、長距離移動のレジャーで楽しむユーザーが増えつつあることがわかる。これらより、単なる移動手段であったモータサイクルの用途に変化が起きていると考えた。

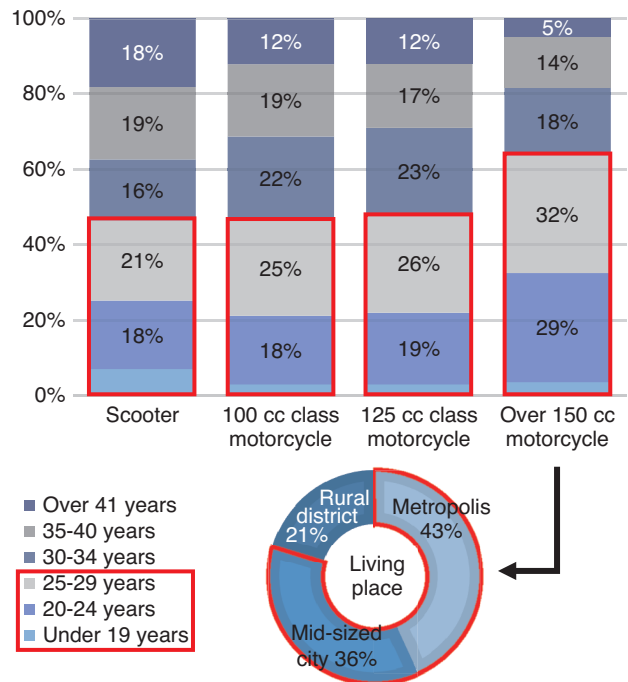


Fig. 4 Age analysis of people who bought new two-wheeler and living places of over 150 cc class motorcycle users (Market research data by Honda R&D India)

その一方、自社のユーザ聞き取り調査などにより、この若い世代のユーザも従来の価値観を継承していることがわかってきた。頻繁に家族や友人を乗せること、乗車中に堂々としたステータスを感じられること、奇をてらわない普遍的なスタイリングであること、などが依然として重要視されていると推察された。ユーザの持つ従来価値観と同様に、モータサイクルを取り巻く環境も、新しく整備されたものに変わりきっているわけではない。近年のインドでは、都市化と共に道路インフラの整備が急速に進んでいるが、市街地での慢性的な渋滞や、舗装路と未舗装路が混在する場面も多く存在する。そのような新旧入り混じった価値観、環境の中で、新しい世代のユーザが抱くニーズを具現化させ、多くのシーンで満足していただけることをねらい開発をおこなった。

Usage of 350 cc class motorcycle

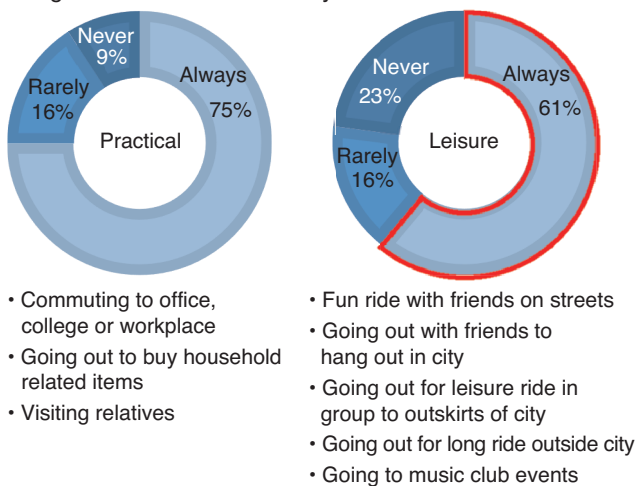


Fig. 5 Survey of usage applications for people riding motorcycles with displacement of 350 cc (Market research data by Honda R&D India)

3. 開発のコンセプト

新旧入り混じった価値観を持つ新世代ユーザのニーズを具現化すべく、「日常から遠出までー The Honda Basic Roadster」をコンセプトとした。それを実現するための四つのキーセンテンスと、要となる要素を以下に定めた。

(1) ユーザが堂々としたステータスを感じること

抑揚のあるりっぱな外観とライダーが主役の堂々としたライディングポジション
モータサイクルを駆っているという充実感を得られる力強く迫力のある鼓動感

(2) 長距離のツーリングや未舗装路でも安心して運転できること

優れた直進安定性およびゆったりとした操縦特性

Table 2 Specifications of H'nness CB350

	H'nness CB350
Displacement (cm ³)	348.36
Bore x Stroke (mm)	70 x 90.5
Maximum power (kW/rpm)	15.5/5500
Maximum torque (Nm/rpm)	30.0/3000
Curb weight (kg)	181.1
Fuel consumption (km/L)	40.0 (WMTC)
Overall length (mm)	2163
Overall width (mm)	800
Overall height (mm)	1107
Wheel base (mm)	1440
Maximum steering angle (deg)	43
Fuel tank capacity (L)	15
Ground clearance (mm)	176

(3) 狭いスペースや渋滞環境などが多い都市部でも扱いやすく、楽しく運転できること

市街地を考慮した取り回し性と低速度域での走行も楽しいと感じる特性

(4) 先進性を感じることに

ストレス無くスマートフォンが使える先進コネクテッドシステムの装備

Table 2 に主要仕様一覧を示す。次章より、これらを満たす代表的な技術手法を三つのカテゴリに分けて説明する。

4. 車体技術

地域にもよるが、インドの生活圏域には、さまざまな路面状況が存在する。Fig. 6 に実際のインドにおける路面状況の一例を示す。日常の中で、未舗装路での走行や過剰な渋滞状況下での走行、狭い二輪駐車場での取り回し性が必要とされる。一方レジャー要素として、インドでもっとも標高の高い天空の楽園、レー・ラダックへのツーリングに憧れるユーザもいる。高地（標高 5,000 m クラス）の未舗装路を何時間も走行し続けることが想定される。このような幅広い環境下において、ユーザが共通して望むライディングポジションでの走行を可能とするための要素について説明する。

4.1. 堂々としたライディングポジション

ライダーの乗車姿勢がモータサイクルと合わせ見たときに、堂々としたシルエットとなることをねらいとした (Fig. 3)。中型ネイキッドバイクの平均的なライディングポジションと本モデルとの違いを、ハンドルグリップ、着座位置 (Hip Point: H.P.)、ステップ位置で構成する三角形により示す (Fig. 7)。ハンドル幅を 616 mm と広く設定し、ハンドル握り位置を平均的ポジションに対し車体後方へ 44 mm、上方へ 12 mm に配置することで、ライダーの前傾角を浅くし



Fig. 6 Daily and leisure environments

た。それにより、全体の路面状況の確認が容易におこなえ、ライダーに安心感を与えている。また、ステップ位置を平均的ポジションに対し車体前方へ 91 mm、下方に 26 mm に配置し、ひざ角度が直角に近づくように設定している。それらにより、目標のライディングポジションを達成した。

Fig. 8 に H.P. からのクッション厚さ比較結果を示す。ハンドル位置とステップ位置は固定のため、シート着座位置の範囲が狭いと、体格によっては窮屈なライディングポジションとなる。そこで体格差があっても、ライダーが堂々としたライディングポジションで走行できるようにシート底板をフラット化し、十分なクッション厚さ 60 mm 以上を前後方向 120 mm の範囲で確保している。

Fig. 9 にレイアウトの概念図を示す。ダウンチューブ、ピボットパイプ、リヤクッションそれぞれの角度を平行とした 3 本の車体骨格ラインに対し、対称となる角度で受けるフロントフォークラインと、車体を上下に分ける水平ラインで構成した。それにより、堂々としたライディングポ

ジションで乗車できるシルエットを達成した。

4.2. ゆったりとした操縦特性

従来の中大型単気筒モータサイクルのフレームにおいては、操縦時の軽快性向上のためエンジンを積極的に活用して剛性を確保していた。そのため、クランクケースのエンジンマウントに加え、シリンダヘッドもしくはシリンダヘッドカバーへフレームを締結 (以下ヘッドハンガ) する構造が主流であった。本モデルは、さまざまな路面状況にお

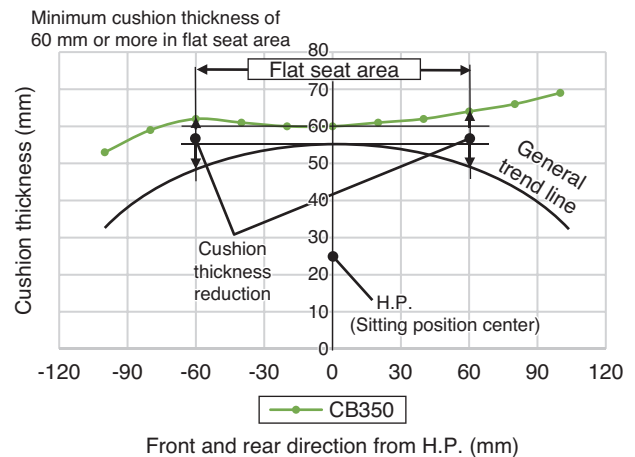
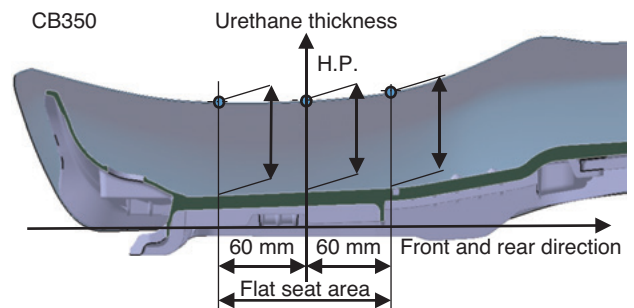


Fig. 8 Comparison of urethane thickness from center of sitting position

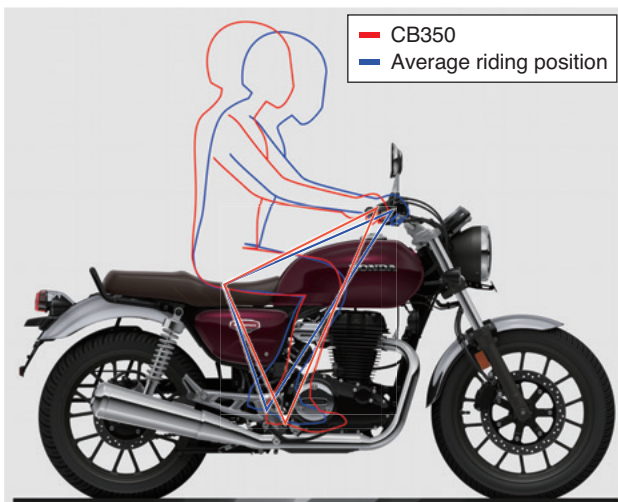


Fig. 7 Comparison of riding positions

けるゆったりとした操縦特性をねらっているため、上記従来構造、同等剛性では得られないしなやかさが必要と考えた。そこでCAE解析を活用し、フレームボデーの低剛性化とフレキシブルエリアの確保、変形の一様性を得ることをねらって構造を検討した。

Fig. 10 に、本モデル H[']ness CB350 と、CB400SS のエンジンマウント構造とフレキシブルエリアの関係性を示す。赤線はエンジンマウント部を結んだものである。CB400SS は 2001 年より日本国内で販売された空冷単気筒モデルで、従来の主流であるヘッドハンガが設定されている。本モデルはこれを廃止したことにより、ヘッドパイプ下端からハンガマウント点までの距離が長く、フレームボデー全体がたわむ構造となっている。さらにスイングアームの内側にフレームボデーを配置するインナピボット構造による低剛性化により、CB400SS と比較して、ねじれ剛性を 29% 低減した。

Fig. 11 に前後タイヤの接地点へ横方向に荷重入力した際の、フレームボデーの CAE 解析データの一例を示す。本

モデルではヘッドパイプ下端からエンジンハンガマウントまで、応力が広範囲に分散されていることがわかる。変形を一様にするため、各部断面及び溶接された各ステー類による剛性変化の影響の最小化をおこなった (Fig. 12)。このような変形特性を実現することで、外乱に対して穏やかに挙動を収束させる車体特性が得られている。

Fig. 13 に本モデルの前輪分担荷重と完成車重心高さのポジションマップを示す。スポーティなモータサイクルと比較して前輪分担荷重を下げ、重心の高さをも下げることににより、ゆったりとした操縦特性を実現している。

4.3. 日常の使い勝手を考慮した取り回し性と直進安定性

本モデルはゆったり走るための直進安定性を得るために、同等排気量帯の他モデルと比較して、ホイールベースを 1,440 mm と長めに設定している。そこで、日常の取り回し性確保を目的に、ハンドル切れ角を 43° と大きめに設定した。目標のハンドル切れ角を確保するため、キャスト角を 27.5°、フロントフォークピッチを 204 mm、フォークオフセットを 45 mm とし、さらに外観性と取り回し性を両立

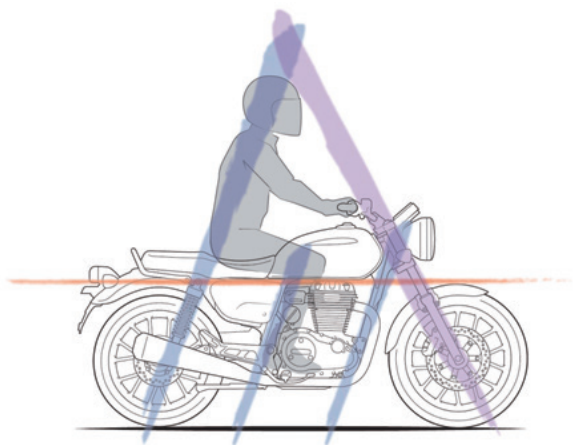


Fig. 9 Sense of unity between rider and vehicle

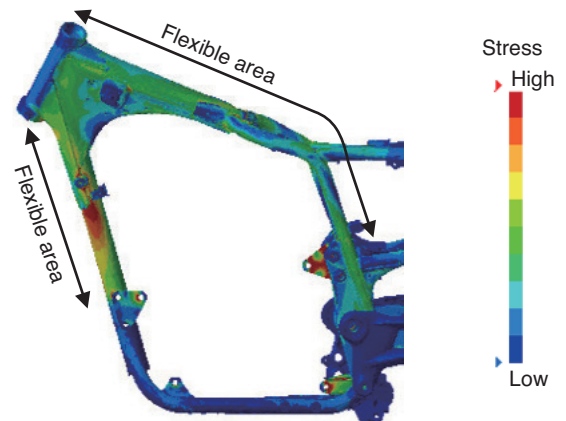


Fig. 11 Frame body analysis result

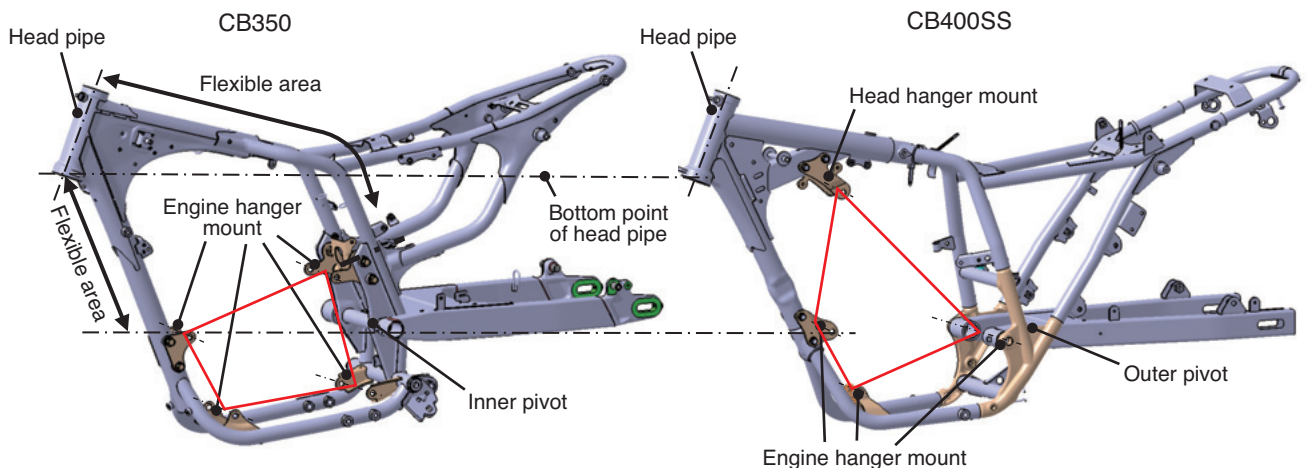


Fig. 10 Flexible areas in frame body

するタンク形状とした。それにより、回転最小半径を日々の通勤、通学で用いられている小排気量帯のモータサイクル同等とした。Fig. 14 に完成車のホイールベースと回転最小半径の関係性を示す。

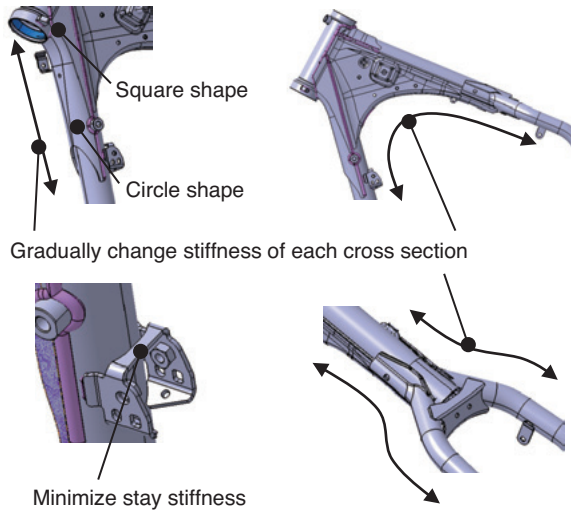


Fig. 12 Each part structure to make deformation uniform

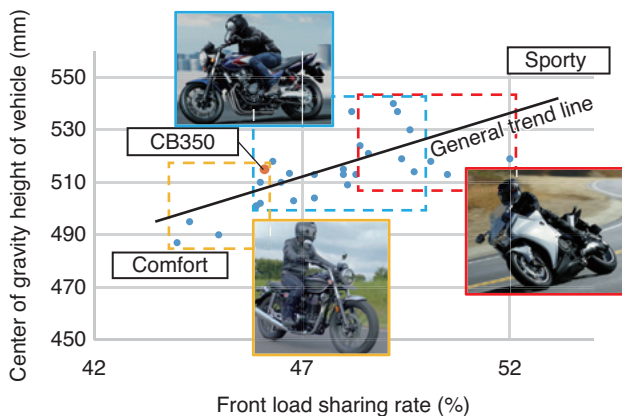


Fig. 13 Relationship between wheel weight bias and center of gravity height

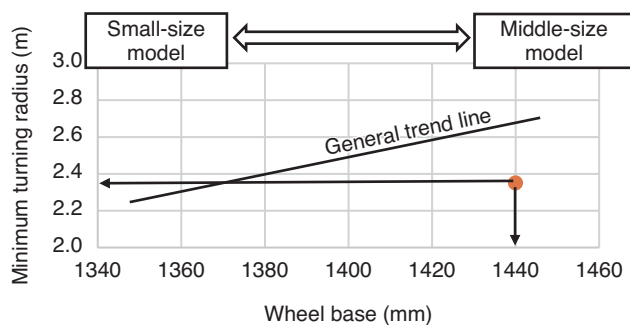


Fig. 14 Relationship between wheel base and minimum turning radius

5. エンジン技術

クルージングが目的のモータサイクルを購入する場合、インドにおいても鼓動感⁽²⁾は重要視されている。また、街中での利便性のためには、力強く低速域での粘りがある出力特性と、取り回ししやすい車体重量が重要である。そこで、エンジンは低回転型のロングストローク単気筒とし、トルクウェイトレシオとエンジン重量のバランスの良い 350 cc を選択した。この形式は燃焼間隔が広く、エンジンの鼓動を感じやすい。冷却方式は空冷を採用し、冷却フィンの機能美を強調したシンプルなお観とした。燃焼特性に優れたロングストローク形式に加え、シリンダヘッド上部を油冷構造とすることで、インドにて 2020 年より施行された排気ガス規制、BS6 に適合させている。

5.1. 鼓動感をもたらす振動の特性

鼓動感は一一般的に音、特に排気音と振動の複合要素による感覚と捉えられており、高い鼓動感を感じさせるためにはどちらも重要な要素である (Fig. 15)。そこで鼓動感を際立たせるため、音と振動の周波数特性について検証をおこなった。一定回転数 3000 rpm の排気音をイヤホンで聞きながら大型加振機により周波数別の振動を体感し、振動が排気音とマッチしているかの評価をおこなった。加振波形は 12.5 Hz、25 Hz、50 Hz、100 Hz の正弦波とした。テストライダーは 3 人で、10 段階の絶対評価の平均値とした。その結果、Fig. 16 に示すように、燃焼間隔である回転の 0.5 次と同じ周波数である 25 Hz の振動が最も相性が良いことがわかった。回転の 0.5 次成分の振動 (以下、0.5 次振動と呼称する) を強調し、その他の次数成分を低減するこ

	 Exhaust sound	 No sound
Engine vibration 	1 Good pulse feeling	2 Pushed up feeling (not pulse feeling)
No vibration 	3 Be able to feel pulse feeling, but not enough	

Test conditions

1. Feel the sound and vibration
Test vehicle: Single cylinder engine motorcycle
Test mode: Accelerate to speeds of 0-80 km/h
2. Feel only vibration
Test vehicle: Single cylinder engine motorcycle
Test mode: Accelerate to speeds of 0-80 km/h with earplugs
3. Feel only sound
Test vehicle: EV scooter
Test mode: Accelerate to speeds of 0-80 km/h
+ Play the exhaust sound with earphones

Fig. 15 Combination of exhaust sound and engine vibration for pulse feeling

とが鼓動感を際立たせる効果が高いということである。

5.2. 鼓動感を最大化する振動マネジメント

本モデルの振動特性の目標を、常用の領域 (TOP ギヤ 80 km/h までの領域) で 1 次振動よりも 0.5 次振動を大きくすることに設定し、鼓動感を最大化することとした。ここで Fig. 17(a) に CB400SS の振動特性を示す。加速度はスロットル全開加速モードとしフレームピボット位置で測定をおこなった。0.5 次振動は主に燃焼によりエンジンが後輪を回転させるときに生じるトルク変動により主に発生する振動であり、エンジン回転数が上がるにつれて低下する。一方 1 次振動はピストンの往復運動により生じる振動で、エンジン回転数の上昇と共に増加する。

0.5 次振動を大きくするためにエネルギーロスの低減をおこなった。まずピストンのフリクション低減を目的にオフセットシリンダを採用した。次にオイルかくはん損失およびピストン、クランクシャフト等の動きによる空気抵抗の抑制を目的に、クランクケースを密閉式とした。Fig. 18 に本モデルと、密閉構造を持たない 300 cc 空冷単気筒エン

ジンの各部内圧を示す。本モデルは密閉構造を持たない他のモデルに比べクランクケース内圧が低いことがわかる。

また、エンジンからのトルク変動が後輪に伝わる間に、衝撃を吸収するためのクラッチダンパとリヤハブダンパが

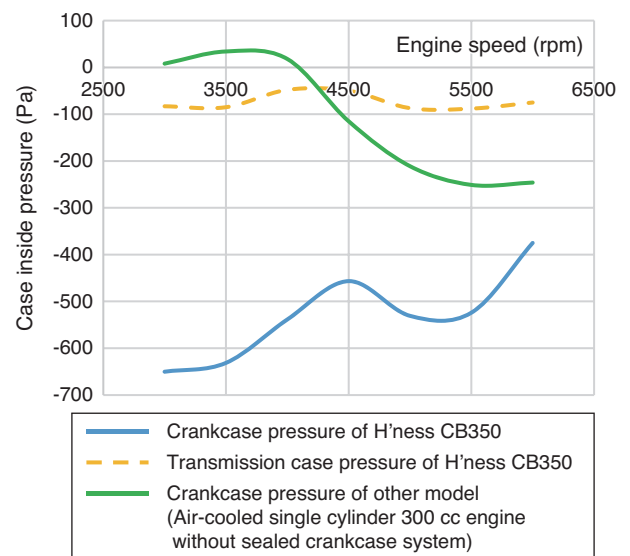


Fig. 18 Case inside pressure of H'ness CB350 (crankcase and transmission case) and other model (air-cooled single cylinder 300 cc engine)

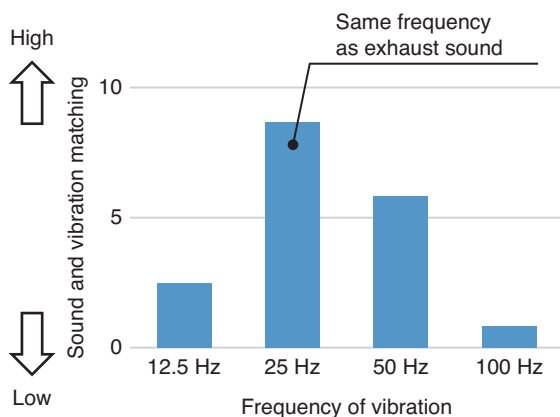


Fig. 16 Matching vibrations of different frequencies with exhaust sound

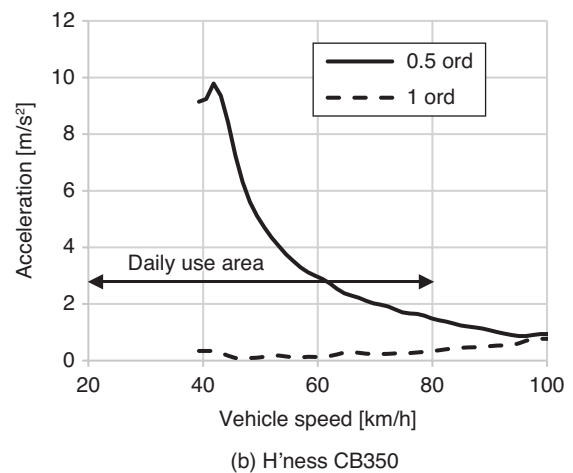
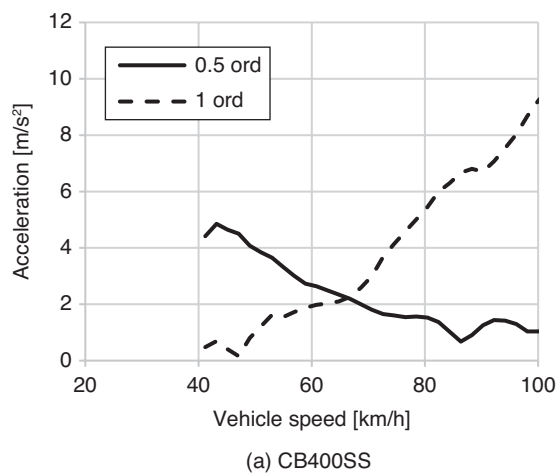


Fig. 17 Frame pivot vibration acceleration of CB400SS and H'ness when throttle is fully open in top gear position

配されている。これらの特性が過度に硬いとギクシャク感を生むが、柔らかくすると後輪による蹴りだし感が薄れてしまう。燃焼の状態や動力伝達系部品の慣性モーメント、タイヤの諸元など、後輪の蹴りだし感を評価するために考慮すべき要素は多岐にわたる。そこで、機構解析⁽³⁾を用いることで、ギクシャク感を生じさせない範囲で極力硬いダンパ特性となる組合せを検討し、0.5 次振動のコントロールをおこなった。

1 次振動の抑制は新規バランサ機構を採用することにより実現した。1 次振動の抑制は一般的に 1 次 1 軸バランサを設けることが多く CB400SS でも採用している。しかし、1 次 1 軸バランサはバランサ軸とランクシャフト軸が異なることに起因する 1 次偶力振動が発生してしまう。そのため、1 次 2 軸バランサを採用し、1 次偶力振動についても抑制をおこなった。Fig. 19 に本モデルのバランサレイアウトの模式図を示す。本モデルではトランスミッションのメイン軸上のクラッチ背面に後方のバランサを配置することで、専用軸を不要とした。またクランク軸からメイン軸までの軸間距離で決まる後方のバランサ位置に対し、自由度

がある前方のバランサ軸は、極力クランク軸に近い位置に配し、コンパクトかつシンプルなレイアウトとしている。前後のバランサ軸間の不一致は、前後のアンバランスウェイト量およびウェイトの左右位置を、同じく不均等に設定することで全体のバランスを取っている。これにより、1 次慣性および偶力振動を抑制し、排気音と異なる周期で生じる振動を抑制した。

CB400SS と同一条件で測定した本モデルの振動特性を Fig. 17(b) に示す。CB400SS に対し、0.5 次振動はロス低減とダンパの最適化により低速域で増加し、1 次振動は 2 軸バランサにより全域低減しており、常用領域では 0.5 次振動が 1 次振動を上回っている。

5.3. 鼓動感を最大化する音マネジメント

力強く迫力のある鼓動感を最大化するためには排気音の音質は非常に重要である。排気音色は重厚感とパルス感を指標に定量評価をおこなうことができる⁽⁴⁾。重厚感は大い、重厚さや低い、重いといった重厚さを表す指標であり、パルス感は歯切れのよいといった間欠性（不連続性）を表す指標である。つまり、重厚感とパルス感が大きいほど力強く迫力のある鼓動感を感じられるということである。

重厚感を大きくするためには、200 Hz 以下の低い周波数帯の音を大きくする必要がある。そのため同排気量帯の機種と比較し大径のテールパイプを採用して低周波域の消音特性を抑える構造とした。一方、パルス感を大きくするためには燃焼ごとの音圧変化を大きくする必要がある。膨張室の多室化は排気の圧力変動の抑制につながるため、膨張室を 1 室とし排気の圧力変動を過度に抑制せず存在感のある音量としてパルス感を創出した。また、エンジンを低回転型のロングストローク単気筒にすることで、力強く低速の粘りがある出力特性と合わせて燃焼間隔を長くし、パルス感の増幅をおこなった。Fig. 20 に街中を穏やかに加速するモードであるスロットル開度 12.5% 加速走行時の音色評価結果を示す。CB400SS に対し、本モデルは重厚感、パ

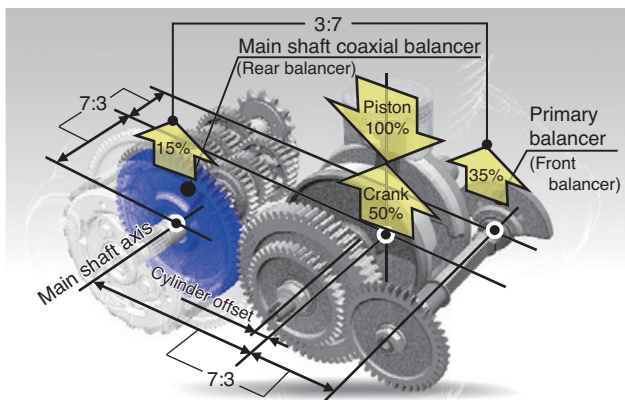


Fig. 19 General layout of single and dual axis balancers of H'ness CB350 engine for first order vibration

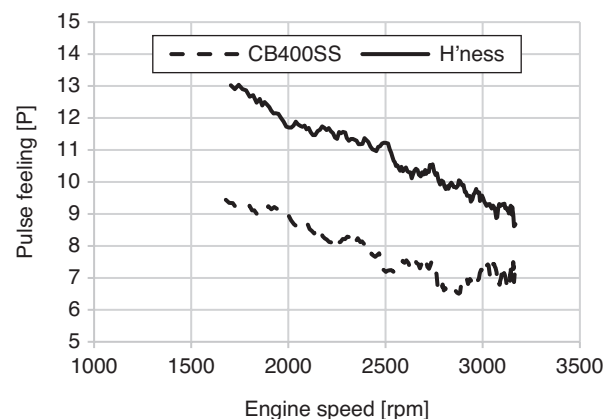
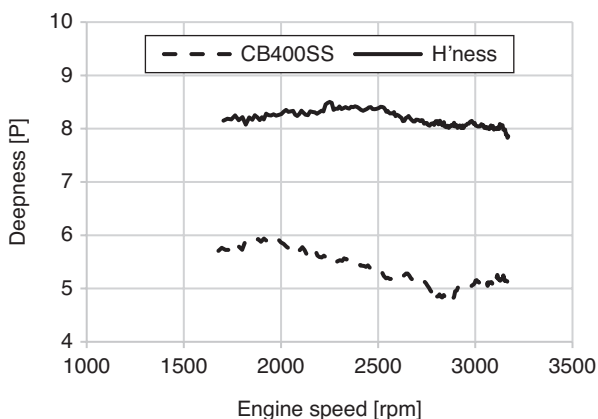


Fig. 20 Comparison of H'ness CB350 and CB400SS deepness and pulse feeling when throttle is 12.5% open

ルス感ともに大きく上回っていることがわかる。一方で、法規規制への適合は、排気音以外の音を可能な限り抑制することで成立させている。特に走行騒音への寄与度が大きいエンジンの放射音は、CAEにより空冷フィンやエンジンカバー類の剛性を最適化することで静音化をはかった。

このような排気音のマネジメントと、その排気音と最も相性が良い振動の最大化により、力強く迫力のある鼓動感を実現した。

6. 先進のコネクテッド装備

インドでのスマートフォンの普及率は2022年では6割を超える見込みとなっており、日常生活を送る上で欠かすことのできないものとなってきた⁽¹⁾。ニューデリー市内においても、多くのライダーが信号待ち時や路上停車時にスマートフォンを操作している場面に遭遇する (Fig. 21)。ライダーは基本的にヘルメットやグローブなどの防具の装着が必要のため、電話をかけるだけでも多くの手間が発生する。1億5千万台を超える二輪車が普及しているインドにおいて、スマートフォンの普及に伴い、二輪車乗車中での使用要望が増加していた。そこで、モータサイクルとスマートフォンの組合せによる、先進コネクテッド装備を投入することとした。

6.1. システムコンセプト

二輪車乗車中にスマートフォンを操作するシステムとしては、汎用のヘッドセットなどがすでに市販されている。しかしこれらの製品は、電話着信時にハンドルから手を離しての操作や、一定時間の待機が必要であった。そこで我々は、スマートフォンとのコミュニケーションを音声

フィードバック主体でおこなうシステムの構築を目指した。最小限の手元スイッチ操作を併用することにより、運転中にストレス無く使えるシステムとした。

6.2. 基本機能の設定

一般的によく使われるスマートフォンの機能は、電子メールや情報検索、地図、ナビゲーションなどと多岐にわたる⁽⁵⁾。さまざまな選択肢から検討し、ライダーが走行中に使いたい基本機能として、音声案内ナビゲーション、音楽再生、電話およびメッセージ送受信を選定した。なお、電話とメッセージについては、他の機能を使用中でも割り込みができるようにした。各機能についての説明を Fig. 22 に示す。



Fig. 21 Using smartphone while on motorcycle

	Detail of function	Remark
 Navigation	Search places and set new destination	Can search destination by voice Navigate by using Google maps
	Set destination from favorites	Can register 5 favorite places (Home, work place, friend's house, and so on)
	Cancel navigation	-
 Call	Receive call	-
	Start call to your contacts	Can search contact by voice
	Start call to your favorites	Can register 5 favorite contacts
 Message	Read received SMS, WhatsApp, LINE, Facebook Messenger and reply by voice	Can input message by voice HSVCS changes voice message into text Can reply by using prepared quick messages as well (OK, I'm driving, etcetera)
	Start to send SMS to your contacts or favorites	Can search contact by voice Can register 5 favorite contacts HSVCS changes voice message into text
 Music	Play music (Google Play Music, Spotify, Amazon music, YouTube Music, and so on)	The availability of 3rd party apps depend on their updates
	Skip music (Next track)	-
	Adjust volume	Can manage volume of smartphone sound to 0, 20, 40, 60, 80, and 100%

Fig. 22 Basic function list

6.3. システム構成と操作階層

システムの概要を示すイラストを Fig. 23 に示す。スマートフォンとモータサイクルは **Bluetooth** 無線により接続している。ライダーは左ハンドルスイッチを操作することでスマートフォンを操作することができる。ヘッドセットとスマートフォンもまた、Bluetooth 無線により接続しており、音声でのメッセージ入力や、音楽や電話、メッセージの読み上げを聞くことができる。

各種アプリケーションは、階層ごとのシンプルなメニューからの選択の繰り返しによって、ねらった操作をおこなえる構成とした。その階層構造は機能により異なるが、Fig. 24 に示す通り最大 4 階層までとした。音声のみのフィードバックで操作をおこなう場合、操作階層が深いとどの階層に居るのか迷うためである。階層を決めるにあたり、社内生命倫理委員会の事前審査を経た 20-50 歳代の社内テストライダーによる走行テストをおこなった。機能ごとに 3-5 階層の選択項目を配置し、音声によるフィードバックのみで何階層までの把握が可能かを確認した。その結果、5 階層以上になると操作している階層の把握がしにくくなる傾向が見られたため、4 階層を上限として設定した。

6.4. スマートフォン連携操作スイッチ

スマートフォン連携操作をハンドルから手を放さずにおこなうためのハンドルスイッチとして、最近普及が進んでいる多機能メータ操作作用スイッチを共用することとした。スイッチの形状を Fig. 25 に示す。

十字に配された右側のスイッチを長押しすることでメータ操作モードへ、また左側のスイッチを長押しすることで

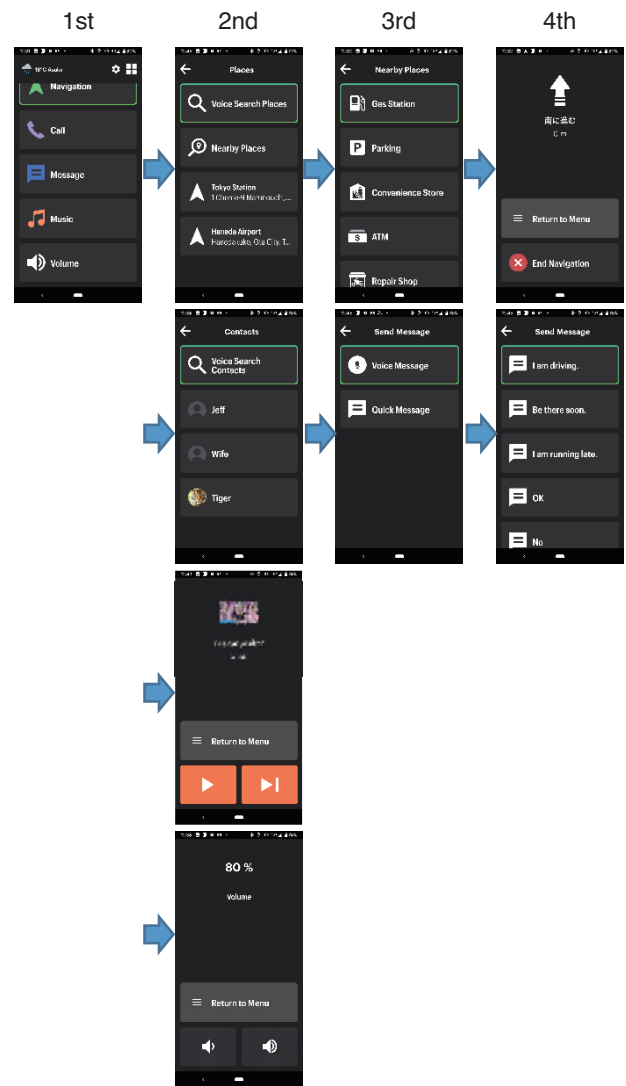


Fig. 24 Application hierarchy tree

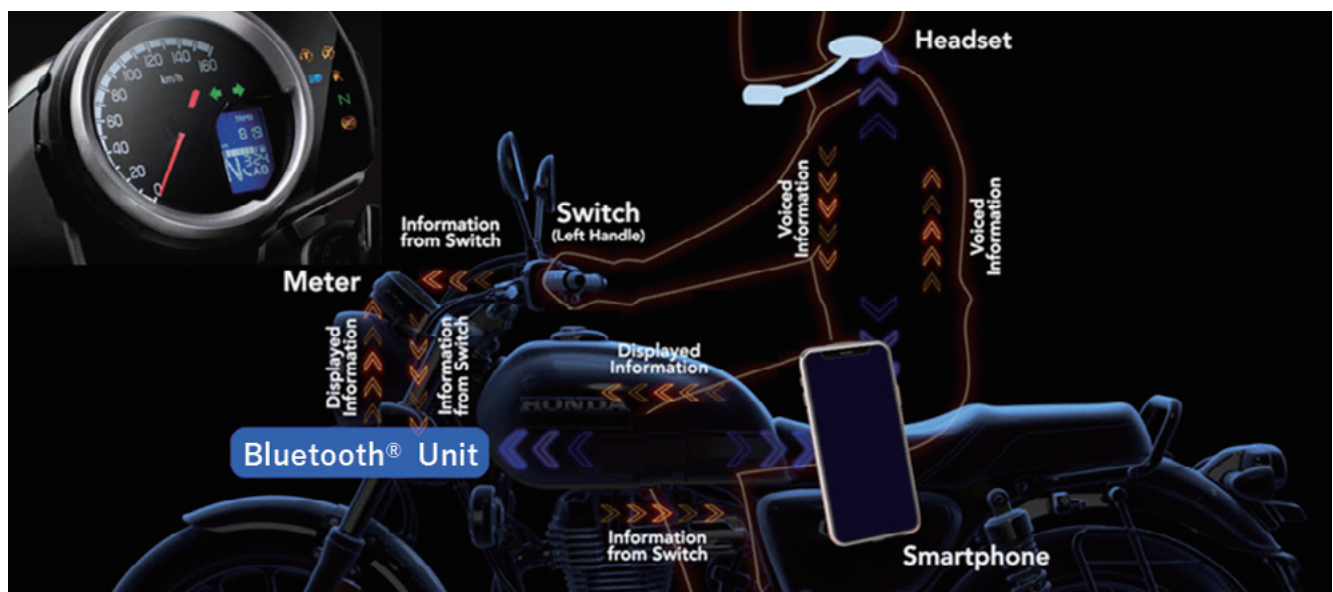


Fig. 23 Schematic diagram of system

スマートフォン連携操作モードへ移行する。これにより、スイッチの数を増やして操作性を低下させることなく、スマートフォン連携システムが操作できるようにした。

以上により、運転中にストレス無くスマートフォンが使える、モータサイクルとスマートフォンの組合せによる先進コネクテッド装備を実現した。

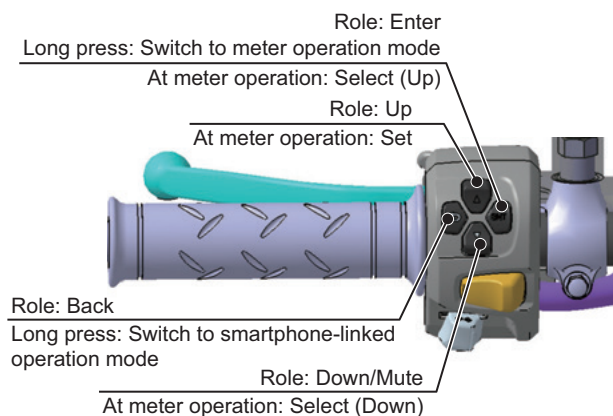


Fig. 25 Handle controller

7. まとめ

本開発では、ユーザの日常からレジャーまでの幅広いニーズを満たすモデルの具現化をおこなった。堂々としたライディングポジション、CAE解析技術に基づくゆったりした操縦特性および、直進安定性と市街地を考慮した取り回し性を両立した車体を実現した。さらに、力強く迫力のある鼓動感のため、排気音のマネジメントをおこなうと共に、その音と相性の良い、音と同じ周期で生じる振動を際立たせた。また、スマートフォンを活用したコネクテッド化による利便性の向上も実現した。これらにより、グローバル Honda の先進的なアイデンティティと、バイク本来の美しさを持った H'ness CB350 の具現化を達成した。

「日常から遠出までー The Honda Basic Roadster」をコンセプトとした本モデルは、グローバルなユーザの価値観とも合致し、派生モデルが日本でも導入された。ぜひ多くのユーザに楽しんでいただきたい。

参考文献

- (1) <https://www.meti.go.jp/press/2019/04/20190426006/20190426006-3.pdf>
- (2) 小泉孝之, 辻内伸好, 大西貴久, 武村徹明: 大型自動二輪車の鼓動感に関する感性評価, 日本機械学会関西支部定時総会講演会講演論文集, 84 巻, p. 12-20, (2009)
- (3) Higashi, Y., Iwamoto, T., Kobayashi, N.: Prediction Technology for Motorcycle Drivability Attributed to Drive Train Characteristics, SAE Technical Paper, 2012-01-0308, (2012)
- (4) Tanaka, K., Nishina, S., Sugita, H., Kato, T., Sekita, M.: Modeling Subjective Evaluation of Instantaneous Sound Qualities of Motorcycle Exhaust Sound Applying a Highly Efficient Experimental Design, Small Engine Technology Conference & Exposition, SAE Technical Paper, 2019-32-0594, (2020)

■ 著 者 ■



山本 堪大



若 狭 秀 智



井 口 貴 正



小山内拓也



手嶋晋太郎



菊 安 丈 幸

手動運転補助装置 Honda テックマチックの 2020 年モデル FIT に向けた開発

Development of Honda Techmatic System for 2020 Model Year FIT

清水 隆彦¹
Takahiko SHIMIZU

小山 俊博²
Toshihiro KOYAMA

要 旨

身体に障がいをもったユーザーの自立支援の一助となる、手動運転補助装置 Honda テックマチックシステムを 2020 年モデル FIT 用に Honda 純正用品として開発した。

従来テックマチックの操作部であるコントロールレバーの取り付け位置になっていた部分に 2020 年モデルよりスマートフォン用ワイヤレス給電 Qi を設置している。Qi の機能をテックマチックシステム車両でも活用してもらい移動の負荷軽減を図った。コントロールレバー機構において、Qi 給電のためのスペース確保により消失した車幅方向のスペース、および操作位置直下への取り付け点消失に伴う車両前方向への移動を 2016 年モデル FIT の機構を流用しながら達成した。これにより、省スペースかつユーザービリティの低下を招くことなくコントロールレバー機構を実現した。

ABSTRACT

The Honda Techmatic System, a hand-operated driving assistance device that supports the independence of users with physical disabilities, has been developed as an official Honda product for the 2020 model year FIT.

Starting with the 2020 model, a Qi wireless charger for smartphones has been installed in the area where the existing Techmatic control lever is installed. By providing Qi functionality in a Techmatic system vehicle, Honda aimed to reduce the amount of effort required by drivers. Honda was able to continue use of the 2016 model year FIT control lever mechanism by moving it further forward in the vehicle. This compensated for the loss of horizontal space due to the Qi charger and for the installation point loss directly below the control position. In this way, Honda made the control lever mechanism more compact without impacting usability.

1. まえがき

バリアフリーという考え方は時代の進化とともに、ダイバーシティという考え方に変化してきており、モビリティの分野では誰にとってもより移動しやすい環境づくりが進められている⁽¹⁾。しかしながら、障がい者が公共交通機関を活用するには、依然として乗降時のスロープの設置や、傾斜を登るために後ろから車椅子を押してもらうなど他者のサポートが必要なことが多い。そのため、人の力

を借りずに自由に移動できる自動車は彼らの生活に欠かせないものとなっている。

自動車の運転は右足でアクセルおよびブレーキ操作を、両手でステアリング、灯火器などスイッチ類、シフト操作をおこなうなど、四肢すなわち両手両足が健全なことを前提とした操作系配置になっている。このため四肢に何らかの障がいをもつ人にとって自動車の運転は容易でないことが多い⁽²⁾。その解決のために開発された運転補助装置は、障がい者が四肢の状態に合わせて運転操作ができるように

¹ 株式会社ホンダアクセス

E-mail: takahiko_shimizu@jp.honda

² 本田技研工業株式会社

自動車に付加された機構である⁽³⁾。

本稿では、手動運転補助装置 Honda テックマチックシステム (テックマチック) について概要を説明するとともに、2020 年モデル FIT に搭載されたスマートフォン用のワイヤレス給電機構 (Qi) との同時装着を実現した開発事例を紹介する。

2. 運転補助装置

日本では 1960 年の道路交通法改正により、体の不自由な方が免許を取得できるようになった。1980 年代には Fig. 1⁽⁴⁾ のような装置が検討されている。「身体障がい者用車両に限定」とされた条件付運転免許の保有者は 2019 年には約 19 万人が免許を保有している⁽⁵⁾。

また日本の販売規模は、4000 台／年であり、またその 80% を後付専門メーカー 2 社で占めている。自動車メーカーとしては一時期多くのメーカーが参入していたが、現在筆者の調べた限りでは減少してきている。

Honda は純正用品として提供することで納車後の改造などをすることなくユーザーが車両と用品を同時に購入し納車できる利便性を提供し、障がい者が不自由なく活躍できる機会や場の拡大をサポートしている。

2.1. 運転補助装置の歴史

Honda の運転補助装置の歴史は 1968 年にテックプロダクションが手動運転補助装置を Honda 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おこなったことから始まった⁽⁶⁾。1982 年には当時まだ免許取得を認められなかった両上肢障がい者⁽⁷⁾に対して、道路交通法の改正と併せて、日本初となる足動運転補助装置 Honda フランツシステムを市場に出した⁽⁸⁾。

2.2. 運転補助装置の種類

運転補助装置は障がいに応じて、Fig. 2 に示すような装置を選ぶことができるのが特徴である。以下の項で詳細を説明する。

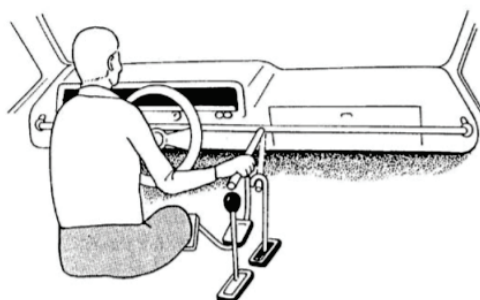


Fig. 1 Driving assistance device developed in 1980s

2.2.1. 手動運転補助装置

両足が不自由な人が手だけで運転することができるようにするための装置である。機械的にアクセルペダルやブレーキペダルを手で操作できる構造で、例えばレバータイプの場合は Fig. 3 のようにレバーを引くとアクセル、押すとブレーキを掛ける仕組みとなっている。

Honda としては左手でアクセルとブレーキ操作をする Fig. 3 と右手でステアリングを回せる装置と組み合わせて Fig. 4 の D type をラインナップしている。手動運転補助装置は日本の運転補助装置市場の半分を占めており、レバータイプやステアリングタイプなど様々な装置が提案されている。



Fig. 2 Types of driving assistance devices

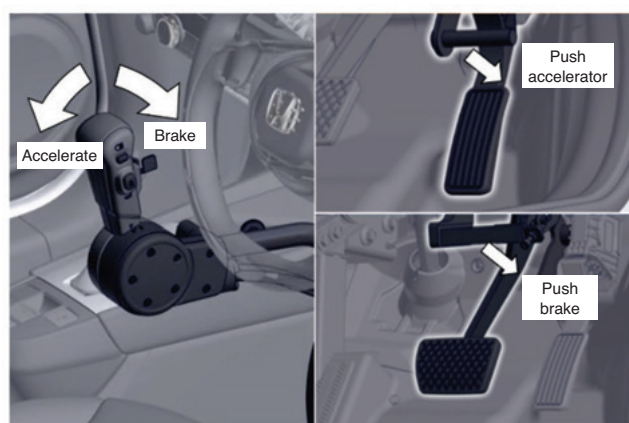


Fig. 3 System of driving assistance device for hand use only



Fig. 4 Honda Techmatic D-type

2.2.2. 左足用アクセルペダル

右足が不自由な人が左足でアクセルとブレーキを操作できるようにするための装置である。Fig. 5 のように左足側にアクセルペダルを設定し、それを踏むと車両のアクセルペダルを押せる構造になっている。その際に右足でアクセルを踏まないように右足側のペダルはフットレストに切り替わる仕様となっている。

Honda としては Fig. 6 に示す B type をラインナップしている。近年ではこの製品の販売数がのびており、市場のニーズが拡大していると考えられる。

2.2.3. 足動運転補助装置

両上肢に障がいを持たれた方に対し、足のみで乗車、運転、降車までを補助するための装置である。Honda としては Fig. 7 に示す Honda フランツシステムをラインナップしている。

フランツシステムはドイツのエーベルハルト・フランツ氏が開発したシステムである。Fig. 8 のように左足で自乗車のペダルを漕ぐ要領で操作し、その回転をステアリングに伝えて舵を切るシステムである。

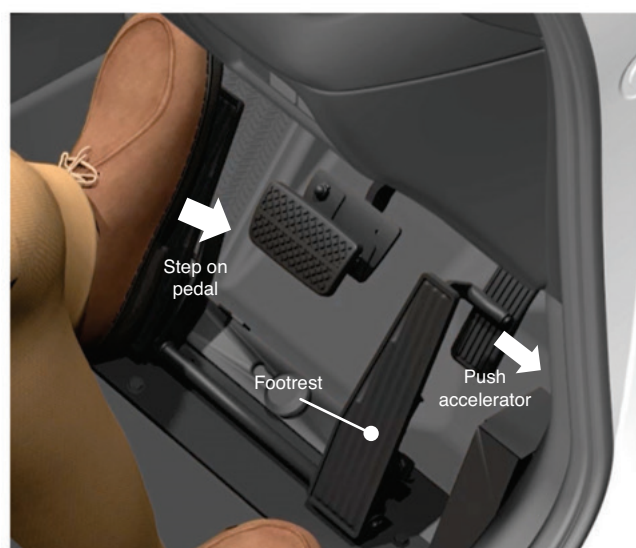


Fig. 5 System of driving assistance device for left foot



Fig. 6 Honda Techmatic B-type



Fig. 7 Honda Franz System for 2017 model year FIT

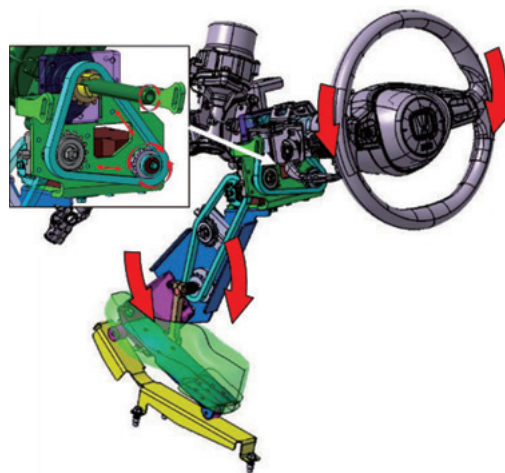


Fig. 8 Franz System driving assistance device

3. 2020 年モデル FIT 手動運転補助装置の開発

3.1. 開発のねらい

2.2.1. 項で紹介したレバータイプの手動運転補助装置は、左手でアクセルおよびブレーキを操作するもので、操作性を考慮しそのレバーはセンターコンソールの右側にレイアウトされている。そのため、レバーは強度及び耐久性を確保する観点からセンターコンソール下のボディに固定点を設けていた⁽⁶⁾。

2020 年モデル FIT では近年車載用として普及してきた Qi がセンターコンソール前方に設定された。スマートフォンの登場により障がい者は外出先で利用可能なトイレや乗り降りにおいて広いスペースが必要な駐車場などのサービス情報について事前に検索し持ち出すことができ、また急な予定変更に対してもその情報を再検索することによって外出先での利便性が増した。そのためスマートフォンは重要なツールであり、更に体が不自由な人にとって置くだけで給電ができる Qi はケーブル接続の煩わしさから開放されるため重要な装置である。

そこで本開発では、Qiを維持させながら、テックマチックのレバーのレイアウトを成立させることを狙いとした。

3.2. 取付位置の移動と構造の見直し

2020年モデルFITのテックマチック開発においてはテックマチックD typeを基本流用しつつ、最新の機能および装備に適用させることを検討していった。2020年モデルではFig. 9に示すとおり2016年モデルでコントロールレバーのボディへの直下の固定点として活用していたドリンクホルダーがQiに変更された。一方でそのすぐ後方にセレクトレバーがレイアウトされており、Fig. 10に示すコントロールレバーをボディに固定するためのスペースがなくなっていた。コントロールレバーの位置は左手での操作性の観点からセレクトレバー右後ろ付近の従来と位置を変更せず設定し、またブレーキ時の運転者の身体保持のために荷重を支えられる構造が必要である。そのため、本開発ではコントロールレバーの車体との取り付け位置を2016年モデルから車両進行方向に54.5 mm、車幅外方向に72.5 mm移動させて、シートスライドによりシートと干渉をし

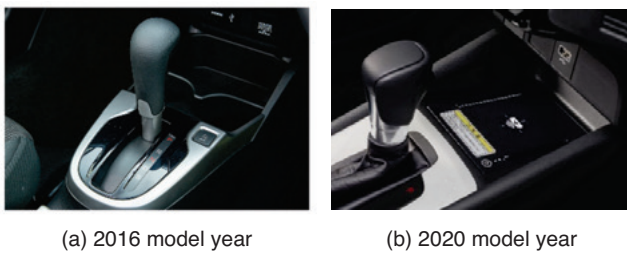


Fig. 9 Comparing drink holder of 2016 model year FIT and Qi of 2020 model year FIT

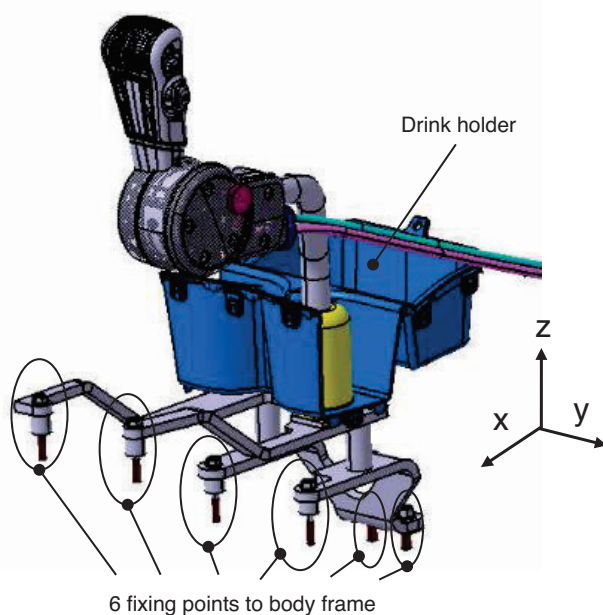


Fig. 10 Fixing image of 2016 model year FIT

ないセンターコンソール側面部に設定し、さらに内部の25 mmの限られた幅の中でその側面からの荷重に耐えられる構造を検討した。

3.3. 2020年モデルの荷重保持構造

本開発の目的として、今回のコントロールレバーの取り付け位置を前提とした耐荷重構造と必要最小限のレイアウトの実現に定めた。コントロールレバーには、ブレーキ操作時に前後方向、乗降時や意図しない状況で前後左右方向に荷重が掛かり、それぞれの荷重に耐えうる支持構造が必要である。それを踏まえて本構造としては2016年モデルで採用したセレクトレバーのドライバー側の固定点二つと前方の固定点二つを活用し、更にコントロールレバーの設置位置の移動により助手席側の二点の固定位置が荷重をうけなくなったことから、前後・左右を残された4点の固定位置で保持する構造にする必要があった。そこで、前後方向に発生する荷重に対してはセンターコンソール右側だけでロードパスをコントロールし、左右方向についてはその右側の構造をT字で支えるような構造を検討した。

センターコンソール内部にはQiとセレクトレバーの間のスペースとセレクトレバーとセンターコンソール側面部のスペースがあるためそれを活用した。Fig. 11に示すとおりセンターコンソール内の前後方向への荷重を受ける構造と左右方向の荷重を受ける構造をQiとセレクトレバーの間に設定する。また、前後方向の荷重にはセレクトレバー右側の図中の三角で示す固定点二点で荷重を受け、センターコンソール中央付近に設定される図中の三角で示す固定点二点で前後方向の負荷時の横方向のバランスを取りつつ、左右方向の荷重に耐えられるように配置した。

3.4. 構造の検討

コントロールレバーの位置はドライバーの使用状態を考慮し2016年モデルと同じ位置とした。またコントロールレバーに掛かる最大荷重として前後及び左右方向にユー

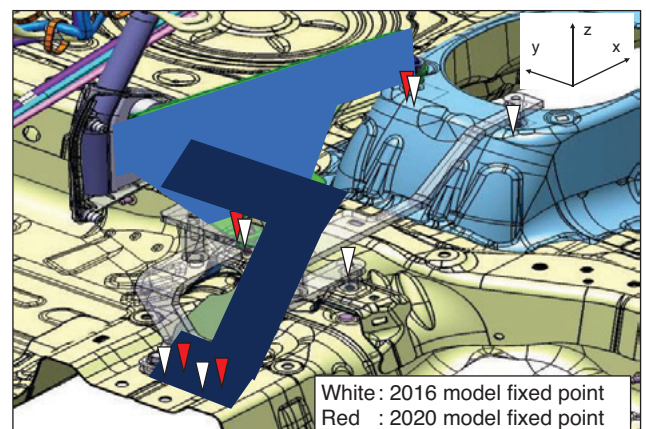


Fig. 11 Concept of structure for Techmatic

ザーの体重が掛かってしまう状態を想定して荷重要件を設定した。その上でコンセプトから構築した実際のレイアウトを Fig. 12 に示す。コンソール側面に配置した構造は二点の固定に加えブラケット上面にフランジを加えることでより前後方向の荷重に耐えられる構造とした。また左右方向に対しては前述のブラケットに補強板材を追加して変形することを防ぎつつ、車両部品を避けながら L 字でフロアに固定させて耐荷重構造を構築した。

本レイアウトを構築すると同時に前後左右のロードパスについても検討をおこなった。そのロードパスを Fig. 13 および Fig. 14 に示す。図中の赤矢印がコントロールレバーから入力される荷重とし、それに対してブラケットに

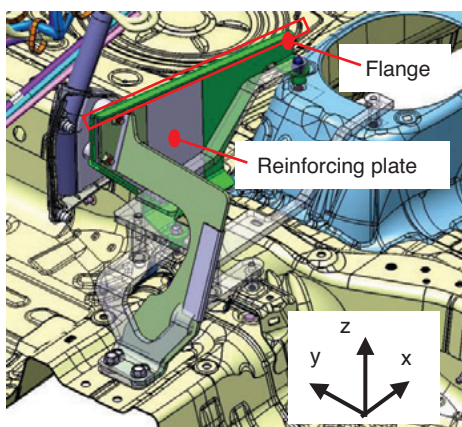


Fig. 12 Layout of load resistance structure

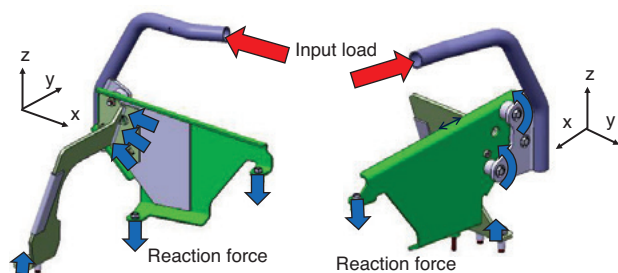


Fig. 13 Load path of back to front direction pressure

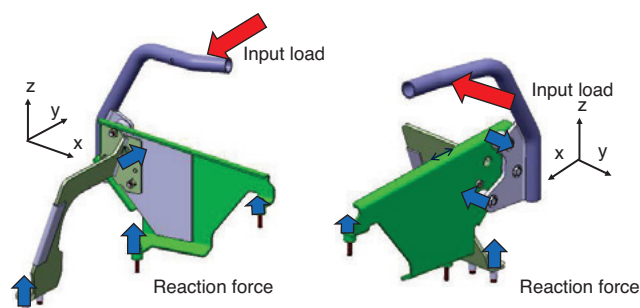


Fig. 14 Load path of outside to inside direction pressure

分散される荷重及びフロア固定部に掛かる荷重を青矢印で表現した。

ロードパスの基本的な考え方として、コントロールレバーで受けた前後方向の荷重はパイプからフランジを付けて歪みを抑えた平面に均等に分散させ、コンソール側面の二点の固定点に前方向では固定ボルトの抜き方向、後方向では圧縮で荷重を受ける構造とした。また左右方向としてはフロアに四点ある固定の前側の三点の固定点荷重を左方向では固定ボルトの抜き方向、右方向では圧縮方向で受ける構造とし、2016 年モデルと比較してモーメントの支持としては不利な条件ではあるが従来六点で固定していたものを必要最小限の固定四点で想定荷重に耐えられる構造とし、発生応力から強度成立性の検証をおこなった。

3.5. 検証結果

本レイアウトを用いて前後方向および左右方向での強度解析をおこなった。Fig. 15 および Fig. 16 に強度解析結果を示す。

解析結果では前後左右ともにパイプに荷重が集中しているものの、前後方向ではコンソール側面の固定点二点に、左右方向では前方向の固定点三点に荷重の分散が発生し、考えている通りになっていることがわかる。

本解析結果から見通しがたったため、実機試験をおこなったところ、要件とした荷重を加えても残存変位が許容範囲内に入る構造となった。実機試験結果のグラフを Fig. 17 に示す。グラフの縦軸は要件荷重を 100% とした荷重の変化とし、横軸はコントロールレバーの最大変位量を 100% とした変位量の変化とした。

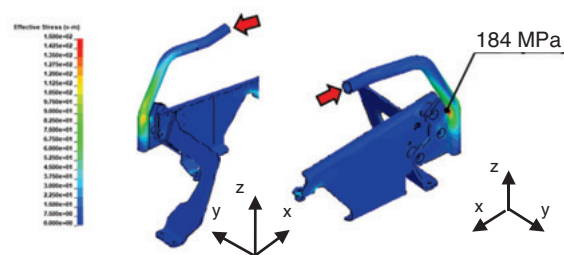


Fig. 15 Analysis of longitudinal direction

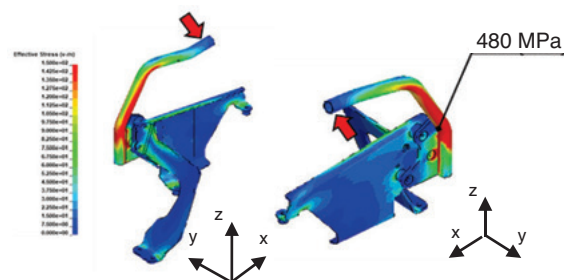


Fig. 16 Analysis of lateral direction

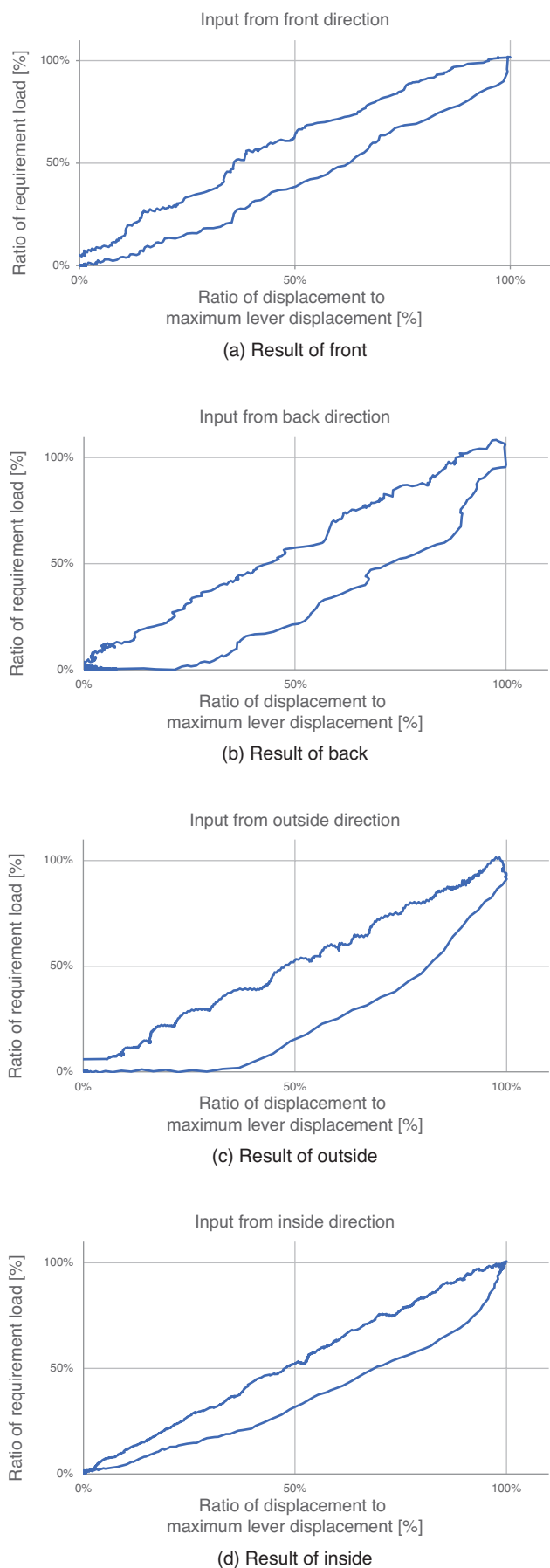


Fig. 17 Result of strength test

以上より、立体的な構造にすることで、限られたスペースながら強度を維持し固定点を六点から四点に削減して従来よりも取り付け時間の短い構造を構築した。また、そのおかげでユーザーの使い勝手を考慮して従来のコントロールレバーの位置をそのまま採用できた。2016年モデル2020年モデルの最終構造の比較をFig. 18に示す。

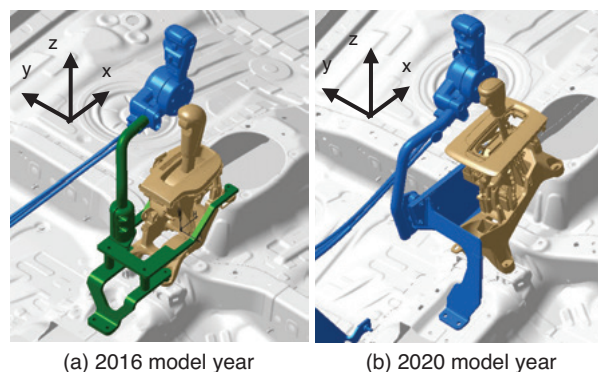


Fig. 18 Comparison of Techmatic for each model year

4. まとめ

本開発の結果、既存のテックマチックの基本システムを最大限活用しつつ、今までとは異なるコンソール側面への取り付け構造を実現することができた。

今回、2020年モデルFITに適応させたテックマチックシステムを市場に出した。この取り組みからHondaが掲げる「Fun for Everyone. Honda」⁽⁹⁾を業界全体で加速、拡大させ、より多くのお客様が移動する喜びを感じていただけるよう、さらなる品目進化に取り組んでいく。

参考文献

- (1) 国土交通省:バリアフリー法に基づく基本方針における次期目標について, (2020)
- (2) 池田宏史, 三星昭宏, 木村直也:肢体不自由者の自動車運転時における問題点, 人間環境学研究, Vol. 5, No. 1, p. 27-33, (2007)
- (3) <https://www.hcd-japan.com/drive3.html>
- (4) 藤森善一:身障者用自動車の開発, 理学療法と作業療法, Vol. 19, No. 6, p. 377-382, (1985)
- (5) 警察庁交通局運転免許課:運転免許統計令和元年版, p. 9, (2020)
- (6) 木幡高志, 伊藤法彦, 和田伊佐夫, 宮崎諭, 藤井聡, 大崎優:新型テックマチックシステムの開発, Honda R&D Technical Review, Vol. 22, No. 1, p. 28-34
- (7) 中村雄:紹介/足で運転できる自動車, 理学療法と作業療法, Vol. 15, No. 11, p. 940-941, (1981)

- (8) <https://www.honda.co.jp/50years-history/challenge/1982franzsystemcar/index.html>
- (9) <https://www.honda.co.jp/welfare/thought/>

■ 著 者 ■



清水隆彦



小山俊博

ハンディポータブル発電機 EU3200i の開発

Development of EU3200i Handy Portable Generator

武石 正憲¹

Masanori TAKEISHI

山本 康則¹

Yasunori YAMAMOTO

小山 浩史¹

Hiroshi KOYAMA

平田 光俊¹

Mitsutoshi HIRATA

加勢 拓男¹

Takuo KASE

前田 譲治²

Joji MAEDA

要 旨

可搬性を備えながらレジャー用途の多様な家電製品が使える新型 3 kVA クラスインバータ発電機 EU3200i を開発した。本発電機は、2 kVA クラスの EU2200i に三つの主要技術を投入し、サイズ・質量の増加を抑えつつ、高出力化と使い勝手向上をはかった。第一に、小型・高出力の専用エンジンとオルタネータを搭載し、比出力を向上させた。第二に、パワープロダクツ製品初のバッテリーレスフューエルインジェクションシステムを採用し、燃料消費を抑えつつ簡単始動を実現した。最後に、樹脂モノコック構造を採用することで質量増加を抑えつつ、従来同等の騒音レベルを達成した。従来製品 EU2200i に対しパワーウェイトレシオを 15% 向上させ、容量 79 L・質量 26.8 kg と 3 kVA クラストップレベルの小型・軽量発電機を実現した。

ABSTRACT

The newly developed EU3200i inverter generator of the 3-kVA class provides portability together with the ability to operate a variety of household appliances with leisure applications. The generator adds three key technologies to the 2-kVA class EU2200i to yield higher power output and enhanced usability while limiting increases in size and mass. The first was to mount a dedicated engine and alternator for compactness and high power output, increasing the specific power. The second was the initial adoption of a battery-less fuel injection system in the power product field, realizing simple startup capability while reducing fuel consumption. Finally, the new resin monocoque structure achieves noise levels on a par with previous products while limiting increases in mass. The power-weight ratio has been enhanced 15% over the preceding EU2200i, and with volume of 79 L and mass of 26.8 kg, the generator delivers the highest level of compactness and lightest level of weight in the 3-kVA class.

1. まえがき

キャンピングカー用電源などレジャー領域の豊富な需要を背景に、北米のインバータ発電機市場は継続的に拡大している (Fig. 1)。出力別の市場規模は 2 kVA クラスが大きい、近年 3 kVA クラスの市場規模も同時に伸びている。従来のキャンピングカー用途では、主としてエアコン用に発電機が使われていたが、使用機器の多様化 (冷蔵庫、コー

ヒーメーカー、調理家電等) で高出力が必要となり、3 kVA クラスの販売台数が伸びたと推測できる。

レジャー領域では、発電機は通常各家庭で保管され、使用時に車に積載し運搬される。現地到着後も車から使用場所まで持ち運ばれる機会が多いため市場では可搬性が重視される。このため 2 kVA クラスでは EU2200i (Fig. 2(a)) のような片手で持てるスーツケーススタイルが主流であるが、伸びゆく 3 kVA クラスでも同様に可搬性のニーズが高

¹ ライフクリエーションセンター

E-mail: masanori_takeishi@jp.honda

² デザインセンター

いと考えた。そこでスーツケーススタイルの EU2200i を 3 kVA クラスに進化させた発電機 EU3200i (Fig. 3) を開発した。本稿では、EU3200i へ投入した高出力化と使い勝手向上を実現する技術を紹介する。

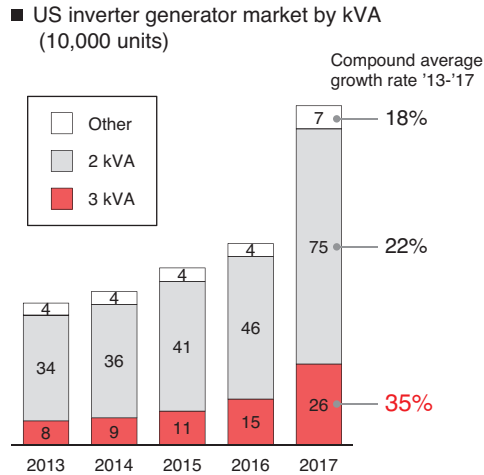


Fig. 1 US inverter generator market by kVA



Fig. 2 External view of previous Honda generators



Fig. 3 External view of EU3200i

2. 機種概要と主要諸元

EU3200i の商品コンセプトは、レジャーの場面で使い易い軽量コンパクト 3 kVA クラス発電機である。本発電機の主要諸元を、ベース機種の EU2200i と比較して Table 1 に示す。従来製品 EU2200i に対し出力質量比を 104 VA/kg から 119 VA/kg へ 15% 向上させ、容量 79 L・質量 26.8 kg

Table 1 Comparison of specifications

Model name	EU2200i	EU3200i
Max power [VA]	2200	3200
Rated power [VA]	1800	2600
Mass [kg]	21.2	26.8
Output to mass ratio [VA/kg]	104	119
Width [mm]	290	306
Enclosure volume [L]	63	79
Remote monitoring	Bluetooth	Bluetooth
Fuel supply system	Carburetor	Fuel injection
Run time (1/4 rated) [h]	8.1	8.6
Run time (rated) [h]	3.2	3.3
Noise level (rated) [dB(A)]	90	91

を達成した。Fig. 4 に示すように、3 kVA クラスで他社既存商品や EU3000i Handi (Fig. 2(b))⁽¹⁾ と比較して小型・軽量化を実現した。

外観は以下の三つの価値を表現する「プレミアム・インテリジェンスデザイン」とした。

- ・ 一目で分かる変化・進化
- ・ 要素が少なくシンプルで賢く見えるたたずまい
- ・ 所有した時に味わえる満足感、充実感、優越感

構造を美しく見せるために、光の陰影で軽くコンパクトに見せる多面体形状を取り入れ、他にはない特徴的な印象を与えている。多面体形状にすることで、光の反射する面、陰になる面ができ、陰影を際立たせ美しく魅せる形状となると共に、四隅を無くすることで破損リスクを減らし、運搬時に身体や車などに角をぶつけるリスクを軽減した。ま

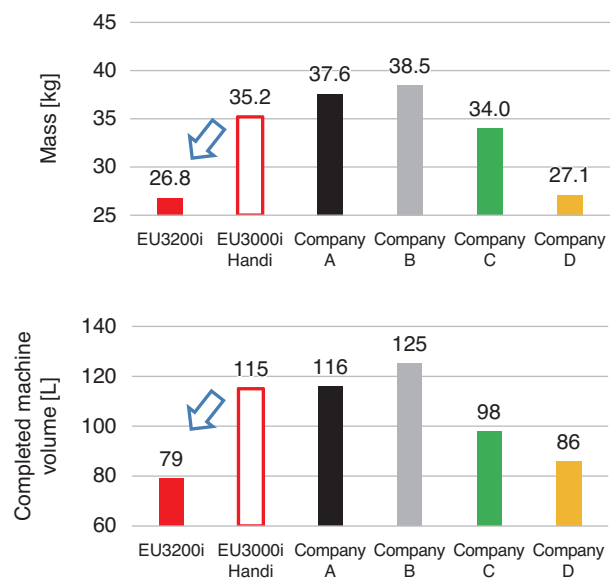


Fig. 4 Comparison of 3-kVA class generator mass and volume

た、他社製品にはないオリジナリティを感じさせる特徴のある形状とすることにも寄与している。

開発にあたっては、可搬性に優れた既存機種 EU2200i をベースとし、三つの主要技術を投入した。

- (1) 小型・高出力の専用エンジンとオルタネータ
- (2) 燃料消費を抑えつつ簡単始動を実現するパワープロダクツ製品初のバッテリーレスフューエルインジェクション (FI) システム
- (3) 質量増加を抑えつつ従来同等の騒音レベルを達成した樹脂モノコック構造によるパッケージング

以下に高出力化と使い勝手向上を実現する各技術の詳細を述べる。

3. エンジン・オルタネータ

3.1. 小型高出力エンジン GX130

EU3200i に搭載したエンジン GX130 は、スーツケーススタイル実現のために、EU2200i に搭載したエンジン GXR120 の幅方向寸法を維持しつつ、発電出力アップに対応したエンジン出力と小型化・軽量化を両立させるため、三つの技術手段を取り入れた。

- (1) 高回転・高圧縮比・吸入空気量増による高出力化
- (2) ベアリングホルダ構造による構造体の軽量化
- (3) 燃焼室と動弁室の分離による冷却効率向上

3.1.1. 高出力化

はじめに、GX130 と GXR120 の諸元比較を Table 2 に示す。

GX130 は GXR120 に対して 7% の排気量アップにとどめつつ、エンジンを高回転、高圧縮比化した。ストイキ運転を実現するために、ストローク/ボア比を 1.0 近傍に設定し、バルブを傾斜配置した燃焼室形状により筒内流動を強化している。

高出力化するためには、吸入空気量を増加する必要があるが、EU2200i で採用しているキャブレタは吸入通路の極少部であるベンチュリボア径を考慮してスロットルボア径を設定しなければならないため、スロットルボア径を拡大するには、キャブレタのサイズを大きくする必要があった。そのため、EU3200i は、FI を採用することで燃料システムのサイズを維持したまま、スロットルボア径拡大を可能とした。

以上の高回転、高圧縮比化、スロットルボア拡大による吸入空気量の増加により、Fig. 5 に示すように最大出力を 43% アップさせた。

3.1.2. ベアリングホルダ構造による構造体の軽量化

Fig. 6 に GX130 と GXR120 のエンジン構造の比較を示す。GX130 は、タイミングベルト側軸受にベアリングホルダ構造 [Fig. 6(A)] を採用することで、タイミングベルトを軸受に対し外側に配置することが可能になり、クランク

Table 2 Comparison of engine specifications

Model name	EU2200i	EU3200i
Engine name	GXR120	GX130
Engine type	Air-cooled 4 stroke OHC	
Displacement [cm ³]	121	130
Bore × Stroke [mm]	60 × 43	56 × 53
Compression ratio	8.5	10.0
Stroke/Bore ratio	0.72	0.95
Engine mass [kg]	5.6	5.0
Throttle bore diameter [mm]	15	18
Outer diameter of cooling fan [mm]	171.5	

シャフトの軸受間距離を 97.5 mm から 70 mm に短縮した。これにより、高圧縮比による荷重増に対する支持剛性を確保しつつ、クランクシャフト軸受をシリンダパレル側に集約することでクランクケースカバー側の構造を簡素化することができ、GXR120 に対して 0.6 kg の軽量化を達成した。

3.1.3. 燃焼室と動弁室の分離による冷却効率向上

GX130 は前述のように高出力化及び後述するストイキ運転に対応したことでエンジン温度は従来機種に比べ高くなり、スーツケーススタイルの発電機に搭載されることで、エンジンの冷却性能を成立させるための課題があった。これを解決するために、タイミングベルトを外側 (軸端側) に配置し、Fig. 6(B) に示すように、燃焼室と動弁室を分離した。これにより、Fig. 6(C) に示すように、シリンダとタイミングベルト間に冷却風路を新たに設けることができ、シリンダヘッドの放熱面積が増加することで、高回転化と併せて、クーリングファンのサイズを維持することができた。Fig. 7 にインバータ発電機のクーリングファン外径と発電出力のトレンドを比較したグラフを示す。EU3200i において、発電出力とファン外径の比率が変化し、冷却効率が向上したことが示されている。

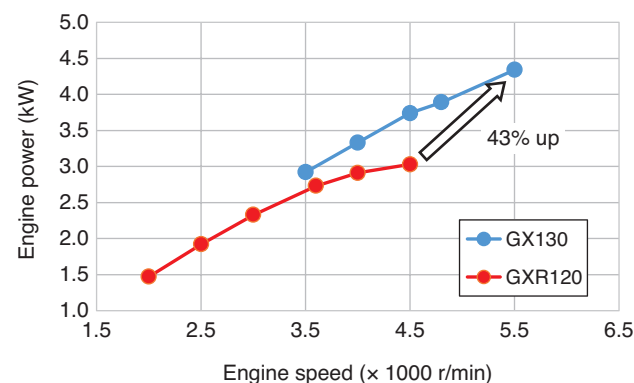


Fig. 5 Comparison of engine power

3.2. オルタネータの小型高出力化

エンジンと同時に発電部においても小型高出力のオルタネータを導入した。Table 3 にオルタネータの諸元を示す。

オルタネータは完成機の幅寸法を維持しつつ高出力化を達成するために EU2200i と同外径（ロータ外径 150 mm）で 3.2 kVA を出力できることが要求された。この達成手段として、マグネット材料を EU2200i のフェライトに対し、最大エネルギー積 BHmax が 1.82 倍のネオジムボンドを採用し、オルタネータ出力を向上させた。また、磁力アップによる各部適正化によって、ステータの積厚を 14% 削減することが可能となり、オルタネータトータル質量を 6.3% 削減できた。

以上により、Fig. 8 に示すように、EU2200i に対し、ロータ外径を維持した小型オルタネータの最大出力を 55% 向上させた。

Table 3 Comparison of alternator specifications

Model name	EU2200i	EU3200i
Outer diameter of rotor [mm]	150	
Continuous rated output of alternator [kVA]	2.4	3.7
Efficiency of alternator (rated) [%]	86<	
Thickness of stacking [mm]	24.15	21.00
Mass [kg]	3.2	3.0
Output weight ratio [kVA/kg]	0.75	1.16
Magnet type	Ferrite	Neodymium-based bond magnet
BHmax [MGOe]	5.5	10.0
Material of stator core	35A360	
Material of yoke	JSC270E	SPHC

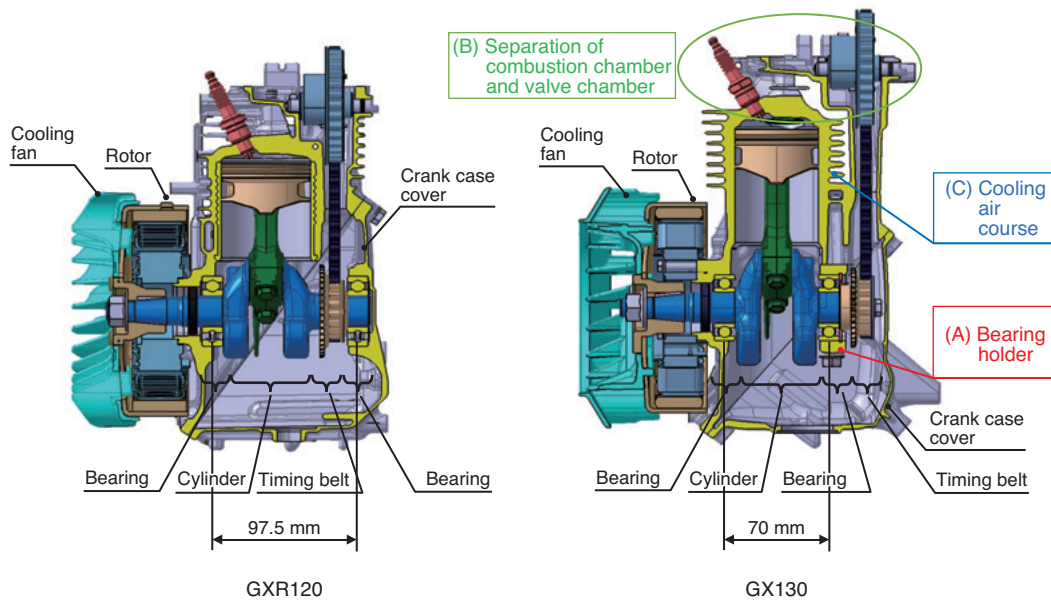


Fig. 6 Sectional view of GXR120 and GX130

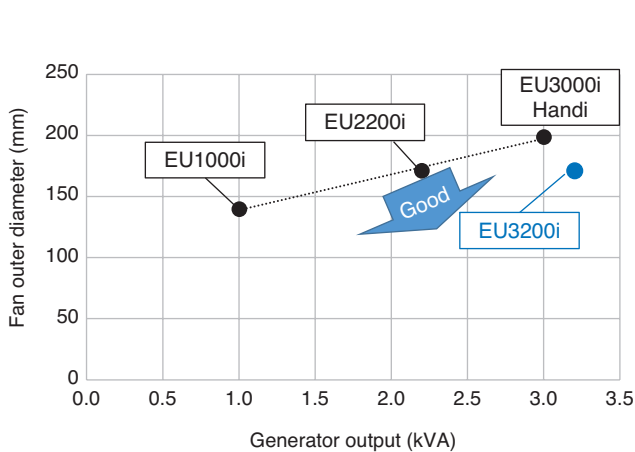


Fig. 7 Trends of fan outer diameter and generator power

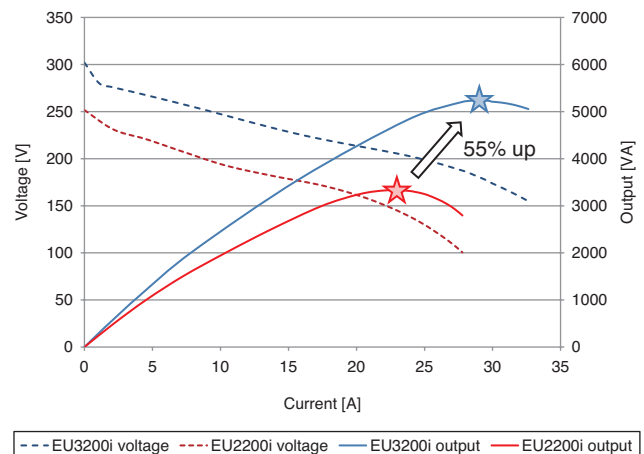


Fig. 8 Comparison of EU3200i and EU2200i alternator performance at 5500 r/min

4. バッテリレス FI システム

EU3200i にはストイキ運転により燃料消費を抑えつつ簡単始動による使い勝手向上を実現するため、パワープロダクツ製品初のバッテリレス FI システムを採用した。

4.1. ストイキ運転による低燃費化

EU3200i ではスロットル全開を除く領域で、FI システムと排気 O_2 センサを使用したフィードバック制御によるストイキ運転を行なっている。Fig. 9 に示すように最大出力時は出力空燃比として燃費は従来と同等レベルを維持しつつ、定格負荷 4800 r/min 以下はストイキ運転としてより低燃費を実現した。これにより、前述の Table 1 で示したように、EU2200i に対して発電機の定格出力が 44% 向上しているが、ストイキ運転による低燃費化によりタンク容量は 3.6 L から 4.6 L の 28% 増加にとどめつつ、定格出力での連続運転時間を維持できた。

4.2. 簡単始動システム

本開発では、通常 FI システムを始動するために用いるバッテリー式スタータモータを使わずに、既存の発電機と同じリコイルスタータ操作で始動できる、FI 始動システムを構築した。

ハンディポータブル発電機の始動は、バイクで用いられるキックスタートではなく、手動によるリコイルスタータが用いられることが多い。このため、始動デバイスの電力を低回転で発生させる必要があった。そこで、リコイルスタータを引くことによりクランクシャフト軸を回転し、オルタネータで AC 三相電力を発生させた。発生した電力をエンジンコントロールユニット（以下 ECU）内部の電源回路で DC 電力に変換し、FI デバイスに供給した。なかでも ECU は、燃料ポンプ・インジェクタ・点火コイル・スロットルモータといった FI デバイスを制御・駆動し、始動制御を担っている。

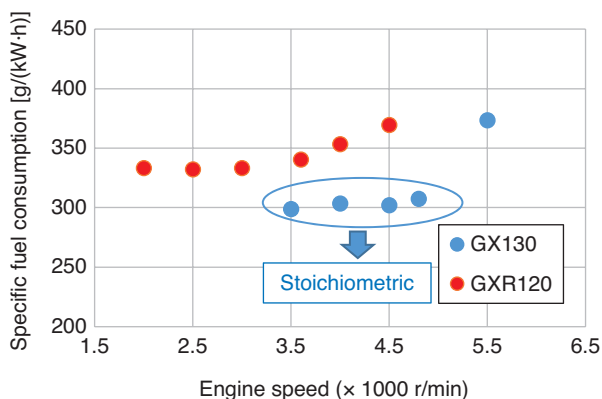


Fig. 9 Comparison of specific fuel consumption

始動時に作動し電力を必要とする部品を Fig. 10 に、既存の EU2200i とのシステムの対比を Fig. 11 に示した。FI を採用したことなどによる始動時の要求電力の違いは、EU2200i が 3 W (電力消費部品; 3 部品) であるのに対し、EU3200i は 21 W (電力消費部品; 7 部品) となった。始動時に電力消費する部品を以下に示す。

・ EU2200i (3 部品)

点火ユニット、イグニッションコイル、スロットル

・ EU3200i (7 部品)

ECU、点火ユニット、燃料ポンプ、インジェクタ、エンジン温度センサ (TE センサ)、吸気管内負圧センサ (MAP センサ)、スロットル

バッテリーを使わず、低回転なりコイル始動でデバイスの電力を発生させる、という課題を達成するため、以下の三つの技術手段を採用した。

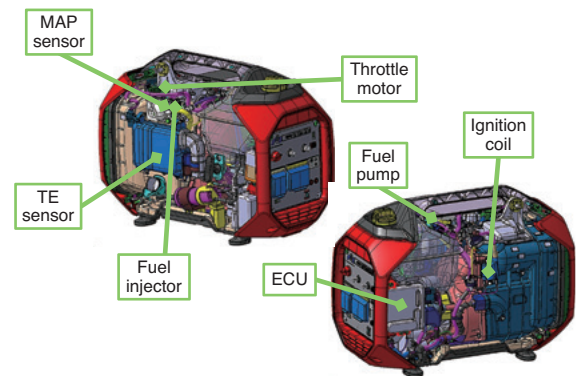


Fig. 10 Power consuming parts at startup

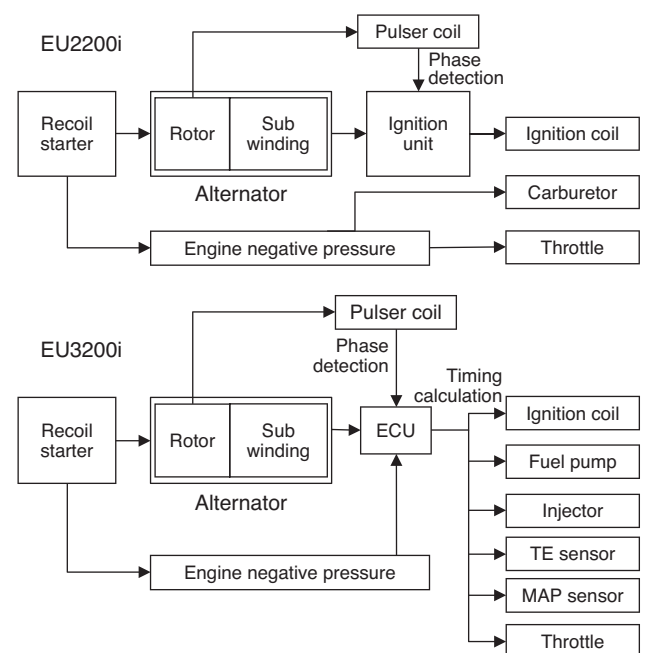


Fig. 11 Comparison of system with EU2200i

Table 4 Comparison of recoil specifications

Model name	EU2200i	EU3200i
Recoil reel diameter [mm]	100	65
Number of recoil rope turns	2.6	3.9

- ・ 低回転数で要求電力を満たす、オルタネータ仕様
- ・ 低回転時に少ない着火チャンスでエンジン始動を可能にするため、クランクシャフト回転直後に燃料を予備噴射する制御
- ・ 始動時の回転数を確保するため、リール径を EU2200i に対し小径化し、ロープ巻き数を増したリコイルスタータ仕様 (Table 4)

これらの手段を採用することで、リコイルスタータ操作フィーリングや、始動操作回数、および始動可能な環境温度は、すべて既存の EU2200i と同等でありながら、始動時のチョーク操作を削減する使い勝手の向上をバッテリーレス FI システムで実現できた。

5. パッケージング技術

EU3200i のきょう体構造は、2 kVA クラスインバータ発電機を持ち運び性を実現するため、きょう体形状を 1 ハンドルスーツケーススタイルとした。加えて、これまでの EU シリーズとしての低騒音化も実現するフレーム構想を検討するのにあたり、主に以下の四つの課題対応が必要であった。

- (1) 小排気量・高回転型エンジン採用によるきょう体低騒音化
- (2) 小型化、軽量化および良好な持ち運び性を実現するきょう体形状
- (3) 燃料配管および電装部品を目視しながら組立できる構造
- (4) ストイキ運転による排気および排風温度の上昇対応以降、これら四つの課題対応を実施した EU3200i のきょう体構造について説明する。

5.1. きょう体の低騒音化

EU3200i はきょう体サイズを 2 kVA クラス発電機ヘダウンサイジングさせる技術手段として、小型軽量高回転型エンジンを採用した。このエンジン搭載を念頭に、小型軽量で連続運転に耐えうる冷却性能と定格出力・2.6 kVA 時の騒音値:91 dB(A) を達成させるきょう体構造を検討した。EU3200i のフレーム構造を Fig. 12 に示す。

まず初めに、パッケージングを決めるため、主要補器の配置に加え、きょう体の低騒音化構造の検討を行った。

高回転型のエンジンに一番近く、エンジン冷却性向上のための冷却風のガイド機能を持つ樹脂シュラウドに吸音材

を設定し、エンジンをフルカバーする構造を採用した。

さらにきょう体の樹脂カバーと合わせて、エンジンからの機械音の低減のための吸音材+二重の樹脂フルカバー構造とした。

5.2. フレームレスモノコック構造ときょう体側面形状

1 ハンドルスーツケーススタイルのきょう体パネルは、小型化・軽量化・低騒音化を行う一方で、内蔵する部品を守る骨格の役割や良好な持ち運び性を実現する形状である必要がある。

スーツケーススタイルの場合、本機持ち運び時にきょう体の側面形状がユーザーの脚に触れる場合があるため、側面形状をラウンド形状とすることで、不快感を軽減させた。きょう体側面形状の断面図を Fig. 13 に示す。

一方で、側面形状をラウンドさせすぎると、エンジンや電装部品などの収納スペース以外に、無駄な空間 (Dead space) が発生し、きょう体サイズの肥大化を招いてしまう。

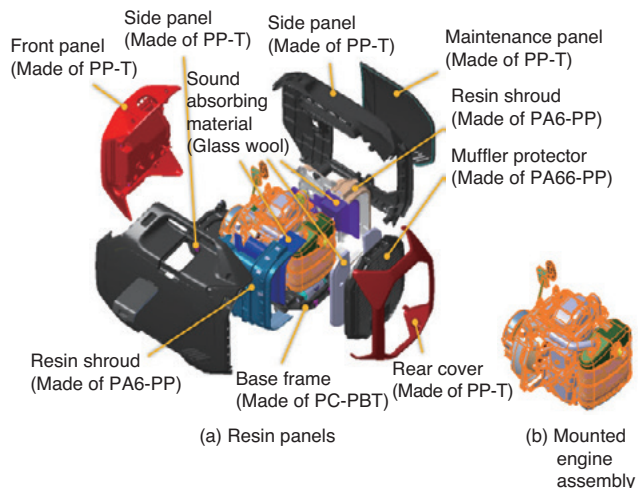


Fig. 12 Frame structure of EU3200i

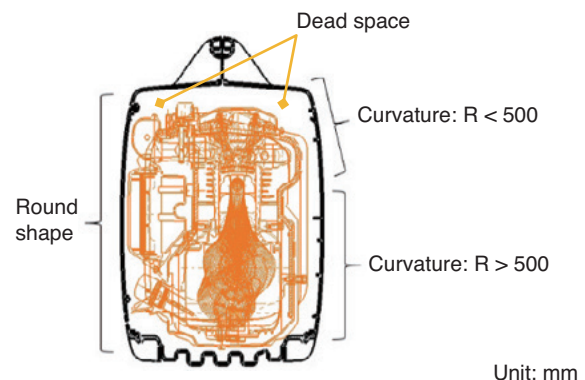


Fig. 13 EU3200i housing side shape (sectional view)

そこで、良好な持ち運び性と無駄空間の最小化を実現させるため、側面のラウンド形状の曲率を検討し、持ち運び時に触れる可能性が高いきょう体側面パネルの上部と中央部の曲率を連続的に変化させた。

側面形状を曲面としシエル構造とすることで、モノコックフレームを構成するきょう体パネルの強度・剛性を高められ、きょう体パネルの小型化と合わせて、良好な持ち運び性を実現するきょう体形状とすることができた。

5.3. 燃料タンクマウント構造

目視ができない状態での部品組立は、燃料漏れや始動不能などの重大な品質不良の一因となる。特に、燃料漏れや、発電機の起動や出力に関する部品に関しては、目視しながら組立できる構造とする必要がある。従来のモノコック構造採用機種 (EU2200i) との構造比較を Fig. 14 に示す。

EU3200i では燃料タンクをフロントパネルに組付けることで自立可能な構造とした。サイドパネルを外した状態でのきょう体組立が可能となり、燃料配管と電装部品ハーネスの目視しながらの組立を実現できた。

また、EU3200i ではエンジンをマウントするブラケット、ヘッドカバー、エンジンマウント機能を持つファンカバーをアルミダイキャスト製とした。エンジン本体の支持機能を持たせ、これらをきょう体の両サイドパネルのハンドル部後部とベースフレーム部にゴムマウントを介して支持した。

さらに、フロントパネルへ金属製燃料タンクとインバータユニットをゴムマウントを介して組付け自立させる構造とし、きょう体と締結し一体化させることでエンジンのマ

ウント構造部と合わせて本機取り扱い時に必要な強度および剛性を確保した。構造の概要を Fig. 15 に示す。

本構造の特徴は、以下 2 項目である。

第 1 に、きょう体パネルにてモノコック構造を構成すると共に、燃料タンクの保持機能もパネルに持たせることで内部フレーム構造なしで自立させることを実現した構造。

第 2 に、そのきょう体パネルとエンジンなどの内部構成部品にて、本機取り扱い時に必要な強度および剛性を確保しつつ、その質量をきょう体ハンドルで直接保持させている構造。

本構造採用により、部品点数の削減およびパッケージング性を向上させ、サイズの小型化および軽量化に貢献した。

5.4. ストイキ運転に伴う排気及び排風温度上昇対応

ストイキ運転化による運転時の排気温度の上昇に伴い、マフラ冷却性を向上させることを目的に、本機後部のマフラプロテクタ排風口位置を本機中央上部に集中させた。マフラ周囲の冷却風流れを Fig. 16 に示す。

本構造により冷却風がマフラ表面を伝って流れる構造とすることで、マフラ冷却性を向上させた。

また、この構造はエンジンからの機械音の放出を抑制するラビリンス構造としても機能するため、吸音材を設定することで機械音の低減:-1 dB(A) を実現させ、完成機騒音値の目標達成に貢献した。

一方、冷却風がマフラから奪う熱が増えたことで、排風温度が上昇した。そこで、排風が与える設置環境への影響を考慮し、排風ルーバの形状の設定を行った。

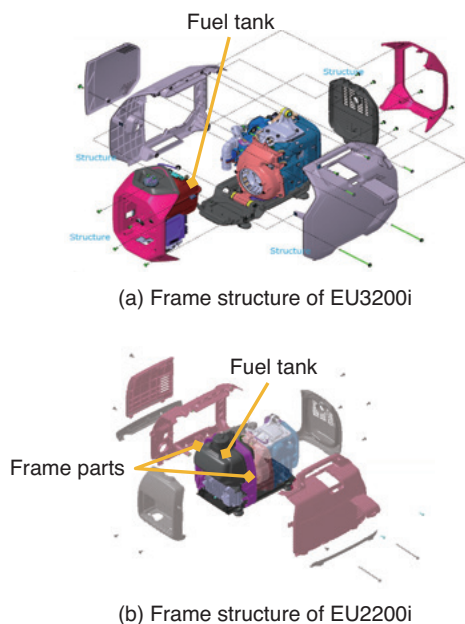


Fig. 14 Comparing frame structure of EU3200i and EU2200i

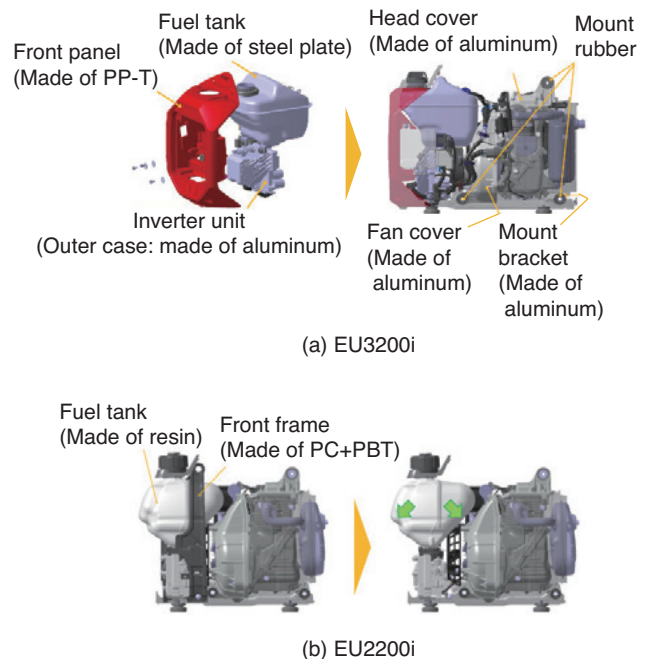


Fig. 15 Fuel tank supporting structure

形状検討に際しては、市場での運転時の設置環境を調査し、求められる目標値の設定を行った。調査の結果、本機の設置環境としては、芝地への設置が多く見られることが分かった。使い勝手上、代表的な設置状況を Fig. 17 に示す。

本機運転による排風にて、芝枯れが発生しない排風接地面の温度を目標値として設定した。

また、排風ルーバ形状検討においては、本機の冷却性能だけではなく騒音特性にも影響を与えるため、本機の各部の温度要件と合わせて、騒音値への影響も確認しつつ、きょう体後部のルーバ角度を設定した。排風ルーバの設定部位を Fig. 18 に、Fig. 19 に本構造採用により達成した排風接地面温度と定格出力時の騒音値を示す。以上の実際の使い勝手と設置環境への影響を考慮したきょう体形状の設定により、周囲の環境にも適合する従来にはない小型・軽量・低騒音化と良好な持ち運び性を有するきょう体パッケージを実現することができた。

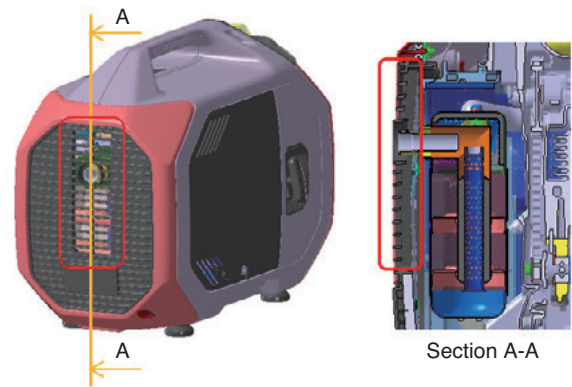


Fig. 18 Exhaust louver of EU3200i

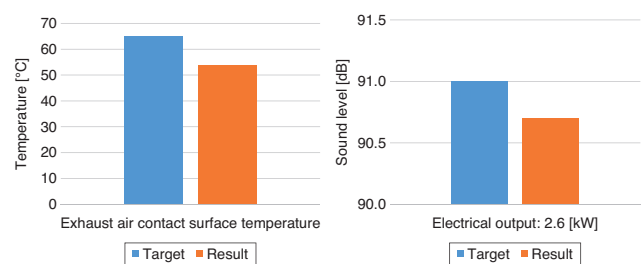


Fig. 19 Exhaust air contact surface temperature and sound level at rated output

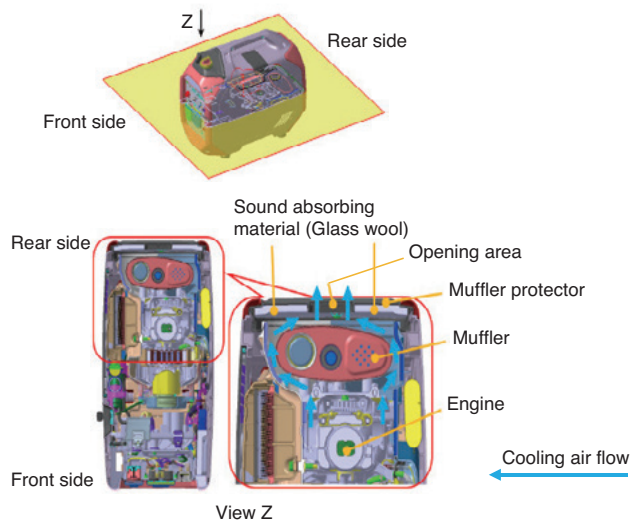


Fig. 16 Cooling air flow in muffler labyrinth structure



Fig. 17 Example of typical placement location of single-handle portable generator

6. まとめ

レジャーの場面で使いやすい軽量コンパクト 3 kVA クラス発電機をコンセプトに EU3200i を開発した。スーツケーススタイルの従来製品 EU2200i に対しパワーウェイトレシオを 15% 向上させ、容量 79 L・質量 26.8 kg と 3 kVA クラストップレベルの小型・軽量発電機を実現した。本機種に投入した高出力化と使い勝手向上の両立を実現する主要技術は以下の三つである。

- (1) 小型・高出力の小排気量・高回転・高圧縮比専用エンジン GX130 とネオジムボンドマグネットを採用したオルタネータ
- (2) 質量増加となるバッテリーを不要としながらストイキフィードバック運転により燃料消費を抑えつつ簡単始動を実現するパワープロダクツ製品初のバッテリーレス FI システム
- (3) 補強フレーム部材を無くすことにより質量増加を抑えつつ従来同等の騒音レベルを達成した樹脂モノコック構造によるパッケージング

以上の主要技術とひと目で分かる新しい「プレミアム・インテリジェンスデザイン」を採用した EU3200i が今後、北米のみならず全世界のお客様に喜んでいただける商品となることを確信している。

参考文献

- (1) 平沼淳二, 広瀬忠文, 結城仁, 田中豪, 室野井和文: インバータ発電機「EU3000i Handi」の小型・軽量化技術,
Honda R&D Technical Review, Vol. 22, No. 1, p. 21-27

■ 著 者 ■



武石正憲



小山浩史



加勢拓男



山本康則



平田光俊



前田譲治

2 kW クラス 電動パワーユニット eGX の開発

Development of 2 kW Class Electric Power Unit eGX

神 原 史 吉¹

Fumiyoshi KANBARA

山 岸 善 彦¹

Yoshihiko YAMAGISHI

澤 崎 駿 佑¹

Shunsuke SAWASAKI

松 永 直 樹¹

Naoki MATSUNAGA

要 旨

小型建設機械のランマやプレートコンパクタなど各種作業機械用動力源として、幅広い作業機に搭載されている汎用エンジン GX シリーズに対し、搭載互換性を持つ 2 kW クラスゼロエミッション (大気汚染物質 HC/NO_x および温室効果ガス CO₂ 排出ゼロ) 電動パワーユニット eGX を開発した。eGX は、作業機の搭載条件や使用環境を鑑みて、一体型とセパレート型を設定した。なかでも一体型は同出力帯のエンジンとの互換性を考慮し、本体サイズや作業機への出力軸取り付け形状などに互換性を持たせた。耐久性が重要であるモータは、150 m/s² 以上の耐振性を達成するロータシャフト支持構造やステータの締結構造を構築しつつフレットング摩耗対策も実施した。さらに建設現場で想定される耐水性、耐塵埃性を達成するために密閉モータケースとしつつ、内扇ファン、外扇ファンを採用することで定格出力 1.6 kW を連続運転できる冷却性を達成した。

ABSTRACT

The general-purpose GX series engines are installed in a broad range of work machines, serving as power sources for small construction machinery such as tamping rammers and plate compactors. Now, Honda has developed the eGX, a 2-kW-class zero-emission (zero emissions of HC/NO_x air pollutants and CO₂ greenhouse gas) electric power unit that can replace these engines. The eGX comes in integrated types and separated types, configured for differing work machine mounting conditions and usage environments. Of these, the integrated type was made for replaceability with engines of the same power band. The body size, the shape of the output shaft connected to the work machine, and other aspects are designed for replaceability with the GX engines. Since durability is important for the motor, vibration resistance of 150 m/s² or more was attained through the rotor shaft support structure and stator connecting structure. Fretting abrasion countermeasures were also implemented. In addition, a sealed motor case was used to provide the water and dust protection required on construction sites, and cooling sufficient for continuous operation at the rated output of 1.6 kW was attained with the use of inside and outside fans.

1. ま え が き

汎用エンジン GX シリーズ⁽¹⁾は高い信頼性や搭載性により、小型建設機械市場など各種作業機械用動力源として、幅広い作業機に搭載されている。他方、近年は欧州において欧州ノンロードエンジン第5次排出ガス規制 (通称 EU Stage V)⁽²⁾が開始され、作業機用エンジンにもより一層の低エミッション化が要求されている。また、坑道内や

住宅近接エリアでの夜間工事といった環境下において、これら小型作業機の使用を要望されており、機器の低騒音化が求められている。これら市場要望より、作業機の電動化によって低エミッション、低騒音を実現したものが存在するが、作業機側の少ない変更で既存のエンジン作業機を電動化しつつ作業性と耐久性を同等にしたいというニーズもあることがわかった。

作業性の観点で影響するのは、電動作業機の電力供給

¹ ライフクリエーションセンター

E-mail: fumiyoshi_kanbara@jp.honda

方式であり、大きくコード方式とバッテリー方式に分かれる。コード方式は、作業現場付近の定置電源からコードにて電力を導き電動作業機のモータを駆動させる。電源確保やコードの取り回しの関係から、コード式は作業環境や作業姿勢が制限されるため、自走式の作業機に不向きである。バッテリー方式は、バッテリーを作業機に内蔵したものと、着脱式バッテリーを取り付けたものがある。どちらの方式でも、バッテリーを充電しておくことで電源が無い作業現場でも作業を行うことができ、作業姿勢の制限を受けないメリットがあるため、自走式作業機に向いている。しかし、必要とされる連続運転時間に応じたバッテリー容量の確保や、電欠時の対応などに課題がある。

耐久性の観点では、道路工事などの作業機にとって舗装する前の地盤を転圧する作業は、振動と塵埃の巻き上げが発生する環境である。これに対して、モータ、バッテリー、電装機器を保護する必要がある。既存のバッテリー式電動作業機の中では、機器に対して専用に設計しバッテリーや電装機器の保護機構を持つものや、既存エンジン作業機に対して電装機器を保護するために出力等の性能を抑えることで対応をしているものがある。

こうしたニーズに応えるため、2 kW クラスゼロエミッション（大気汚染物質 HC/NO_x および温室効果ガス CO₂ 排出ゼロ）電動パワーユニット eGX を開発した。外観を Fig. 1 に示す。本稿では、搭載互換構造および eGX の中でも技術課題の多かった、モータの耐久性に適用した技術について述べる。



Fig. 1 External view of eGX

2. 開発目標

eGX 開発では、エンジン作業機への搭載互換性と、厳しい使用環境に耐える性能・信頼性の二つを商品コンセプトとした。具体的な目標を以下に示す。

- (1) 既存エンジンである GX120⁽³⁾、GX100⁽⁴⁾ 搭載の作業機に載せ替えが可能なパッケージングによる搭載互換性とエンジン作業機と同様の作業性

- (2) 建設作業機器の使用環境を想定した耐久性として耐振性、耐環境性の構築

なお、Fig. 2 に GX120、Fig. 3 に GX100 の外観を示す。

さらにモータは、エンジン同等の耐久性、作業性能、耐環境性能を実現するため、目標を以下に設定した。

- (a) 150 m/s² 以上の耐振性
- (b) 建設現場での地盤の転圧作業環境を想定した耐塵埃性 (JIS8 種 Z8901)
- (c) 高圧洗浄作業を想定した耐水性
- (d) 連続定格出力 1.6 kW/3600 rpm 以上が可能な冷却性

上記の連続定格出力は、2 kW クラスのエンジンを搭載する小型建設機械の所要出力調査に基づき、約 7 割の作業機をカバーできるよう設定した目標値である。（2021 年 10 月現在、Honda 調べ）



Fig. 2 External view of GX120



Fig. 3 External view of GX100

3. 適用技術

3.1. 搭載互換構造

eGX は、想定される搭載機の設置・運転条件を鑑みて、二つの型式を設定した。ひとつは一体型とし、モータ、バッテリー、Power Distribution Unit (PDU) をワンパッケージにした。もう一つはセパレート型とし、バッテリーと PDU からなるコントロールアッセンブリ部とモータ部を分離した。eGX の一体型とセパレート型および GX120 と GX100 の主要諸元を Table 1 に示す。Fig. 1(a) は一体型であり、(b) はセパレート型である。両型式ともに、共通の着脱式リチウムイオンバッテリーパックを採用し、エンジン作業機と同等の作業性とした。着脱式のため、予備バッテリーを準備し随時交換できるため、作業機器の長時間連続運転を可

Table 1 Specifications of eGX, GX120, and GX100

Model name	eGX		GX120	GX100
Type	Integrated type	Separated type	Integrated type	Separated type
Category	Permanent magnet DC motor		Single cylinder, OHV 4-stroke engine	Single cylinder, OHC 4-stroke engine
Cooling system	Forced air cooling		Forced air cooling	Forced air cooling
Shaft layout	Horizontal		Horizontal	Horizontal
Continuous rated power (kW/rpm)	1.6 / 3600		2.1 / 3600	1.7 / 3600
Maximum power (kW/rpm)	1.8 / 3600		2.6 / 3600	2.1 / 3600
Maximum torque (N·m/rpm)	5.6 / 3600 (3 s rating)		7.3 / 2500	5.7 / 3600
Set speed (rpm)	3600	3000, 3300, 3600	1400 - 3900	1850 - 4100
Noise level (L_{WA} (dB))	78	81	100	100
Overall mass (kg)	25.0	22.2	15.5	11.1
Battery mass (kg)	6.4		-	-
Operation temperature range (°C)	-15 to 40		-15 to 40	-15 to 40

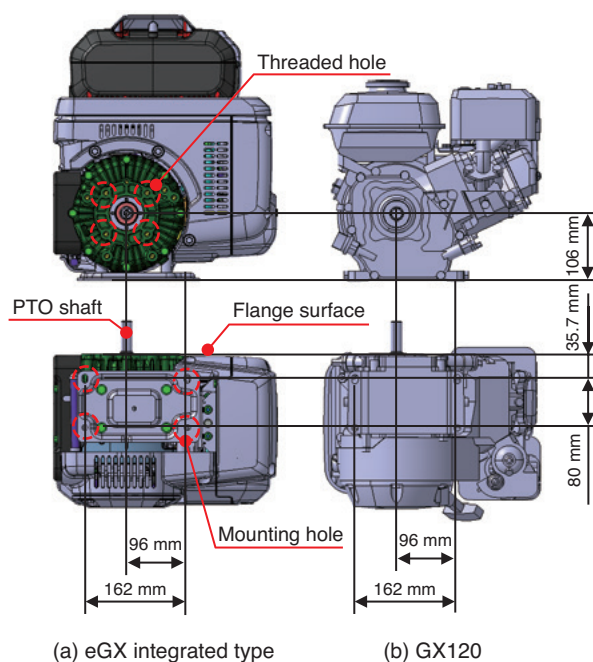
能とした。

モータは、出力軸（ローターシャフト）の位置をエンジンと搭載互換性を持たせるため、同一寸法とした。Fig. 4(a)に eGX, (b)に GX120 の取り付け位置の寸法を示す。

Fig. 5 に eGX の一体型パワーユニットの構造を示す。バッテリーは、使用時の着脱利便性を考慮し、モータの上側に配置した⁽⁵⁾。エンジン搭載作業機では燃料タンク位置に相当する。PDU は、最大幅を抑えるため、モータの横側に配置した。外観は、外力、塵埃、水などから内部部品を保護するため、樹脂カバーを設けた。耐振性に関しては、バッテリーと PDU はバッテリーセルや多数の電子部品から構成されているため、モータに L 字形のメインフレームを設け、

防振ゴムを介してそれぞれを取り付ける防振マウント構造を採用した⁽⁶⁾。

次に eGX のモータ構造を Fig. 6 に示す。モータは、アルミニウム製のリアケースとフロントケースでステータとロータを保護する密閉構造とした。ステータは、フロン



(a) eGX integrated type

(b) GX120

Fig. 4 Fitting dimension comparison of eGX integrated type and GX120

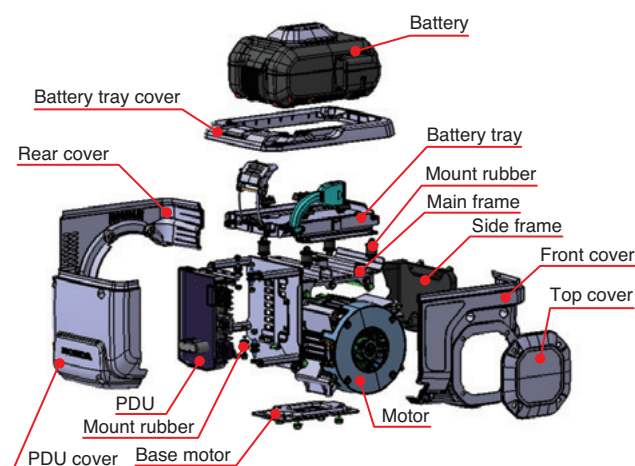


Fig. 5 Structure of eGX integrated type

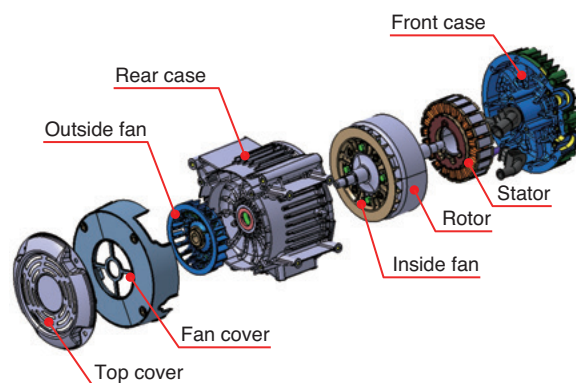


Fig. 6 Structure of eGX motor

トケースにボルトで固定した。ロータは中央部に動力伝達のシャフト、外殻内側表面にマグネットが配置されており、シャフトはリアケース・フロントケースに組み込まれたベアリングにより保持した。ロータのヨーク面に内扇ファンが、シャフトに外扇ファンが固定されており、それぞれケースの内側、外側の気流を作ることでモータの冷却を行っている。外扇ファンの周囲に冷却風の方角をガイドするためのファンカバーおよびトップカバーが配置され、リアケースに固定した。

eGXは、発電機のオルタネータとの部品共有化、製造工程の共用化を構想したことから、オルタネータの各部品のレイアウト構造は発電機で採用するアウターロータ構造で開発を開始した。さらに、建設機械で要求される過酷な環境要件である強度、振動、塵埃、耐水性に 대응べく、以下に示す改良を行った。

3.2. 耐振性

モータ部は 150 m/s^2 以上の耐振性を持つ仕様とした。これは、ランマやプレートコンパクタといった転圧機器への搭載が、振動に対し最も厳しい条件と想定したためである。転圧機器は、振動がパワーユニット部にも伝達する特徴を持ち、既存の汎用エンジンにおいても強い振動に対応するための専用設計である。転圧機器への電動パワーユニット搭載を想定すると、バッテリーやPDUはゴムマウントを介することで防振が可能である。一方、モータは動力伝達のシャフトと機器の駆動部の相対位置が規定され、ゴムマウントの使用が制限される。このことから、モータ自身に高い耐振性が必要であった。そこでモータの耐振性を成立させるため、仕様決定に関する検討結果を以下に示す。

3.2.1. ロータ支持構造

ロータ部の耐振性を向上させるためには、ロータの支点となるベアリングの配置が重要である。また、ロータとステータとの間のエアギャップは、生枝性を考慮したうえで出力・性能を最大化するため、最小 0.5 mm と設定した。モータ部に振動が加わった場合にも、このエアギャップが保持される必要がある。これを踏まえたロータ支持構造の検討結果を示す。

3.1. 節で述べたように、設計条件として発電機オルタネータと同形状にするため、ヨーク・マグネット部を全てオルタネータと共用することを考え、ロータ軸は Fig. 7(a) のような片持ちで、転圧機器にも耐えうる支持構造を検討した。加えて、発電機オルタネータとの共用部品は少なくなるものの、耐振性には優位と考えられる、ケース両側にベアリングを配置した両端支持構造も検討した。この配置を Fig. 7(b) に示す。

上記二つの仕様に対し、モータケースに加わるラジアル方向の振動加振力を模擬した静解析を実施し、ロータの変位量を算出した。この結果を Fig. 8 に示す。初期の片持ち

支持構造は、静的な目標変位量レベルの達成したものの、実際ランマに搭載したところロータとステータの接触が発生した。他方、両端支持構造は、静解析では片持ち支持構造に対し変位量を 30% 低減する効果が得られた。そこで試作し、ランマでの耐久試験の結果、モータ部の接触は解消されたため、両持ち構造を採用した。

3.2.2. ロータシャフト潤滑

ベアリングの組付け方法は、フロントケース、リアケースに圧入した。ロータシャフト・ベアリング間のクリアランスはルーズ設定となるため微振動が発生し、ロータシャフトの摩耗の発生が懸念された。摩耗が進展した場合、クリアランスが拡大し異音やモータ効率の低下、過大な振動、破損といった事象につながる可能性があるため、摩耗量を抑制する必要がある。

摩耗量はランマに搭載して評価した。追加保護の無いロータシャフト耐久後画像を Fig. 9(a) に示す。茶褐色の部分がベアリングと接触した部分であり、ピッチングを伴う摩耗が発生した。

そこで、改善仕様の検討を行った。各仕様における耐久試験後のシャフトにおけるベアリング接触部の画像を Fig. 9(b), (c), (d) に示す。

Fig. 9(b) は、シャフトに二硫化モリブデンコーティングを施したものである。二硫化モリブデンコーティングは、初期の摩耗抑制には効果があったものの、運転時間が増すに伴い摩耗量が増加した。モリブデンコーティング自体に耐久性がないため初期の良好な潤滑状態を継続できなかったと推定した。

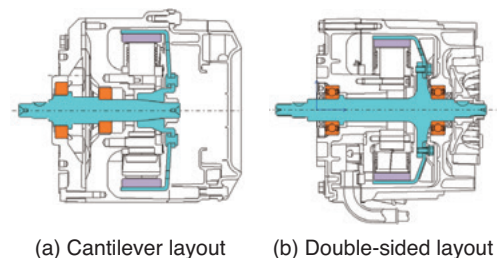


Fig. 7 Bearing layout

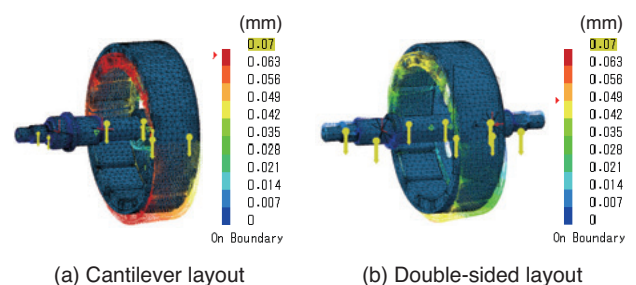


Fig. 8 Rotor displacement

Fig. 9(c) は、シャフトに硬質クロムメッキを施したものである。表面硬度を 17% 高くすることで摩耗量を抑制することを狙ったもので、狙い通りの効果が得られた。

Fig. 9(d) はシャフト・ベアリング間に汎用工業用グリスを塗布することで金属間の直接接触を回避したものである。耐久試験の結果、摩耗量を 1/10 以下に抑制することができた。また、eGX の想定ライフを越える運転を行った場合にもメンテナンスフリーで摩耗量を抑制した結果が得られた。

eGX では、良好な結果が得られた硬質クロムメッキとグリス塗布のうち、生技性の良いグリス塗布を採用した。

3.2.3. ロータシャフト・ヨーク間締結構造

eGX では、汎用性を持つパワーユニットとして必要な、複数の形状の出力軸タイプのロータシャフトを用意した。ロータをヨーク・マグネット部とシャフト部で分割される構造とすることでシャフトのみ複数の仕様を持つものとした。分割部の締結構造に関する検討結果を示す。

Fig. 10(a) は、発電機オルタネータと同様にヨーク部とシャフトの間にハブを設け、ヨークとハブをリベットで締結した構造である。この仕様は、ランマに搭載したところ Fig. 11 のようにヨークとリベットの接触面におけるフ

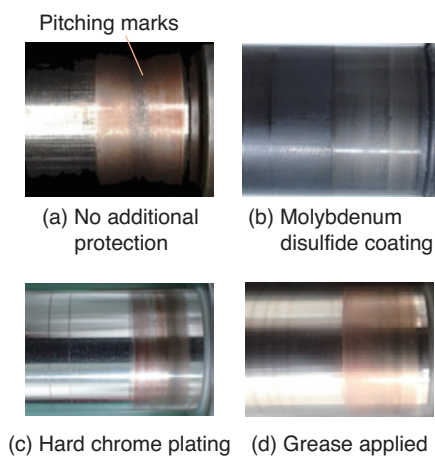


Fig. 9 Shaft condition inside of bearing after durability test

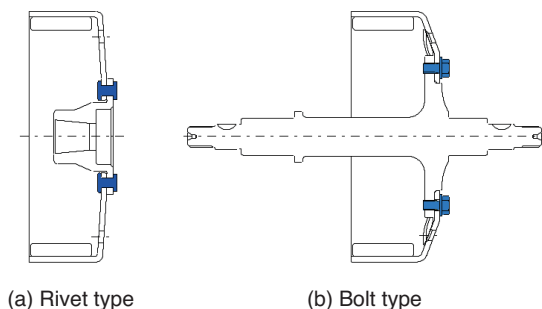


Fig. 10 Rotor shaft fastening

レッシング摩耗が発生し、進展を抑制することができなかった。

そこで、ロータシャフトとヨークをボルト締結とした⁽⁷⁾。これを Fig. 10(b) に示す。この変更により上記課題の解決が確認され、この仕様を採用した。

3.2.4. ステータ締結構造

ステータは、フロントケースにボルトを締結した。締結点は、構造上スロット部とシャフト部の間に配置が制限される一方、ステータのスロット部の振動を抑え、巻き線を保護する必要があった。

発電機では M5 サイズのボルト二点で締結していたが、ランマに搭載した際ステータが損傷した。この原因としてステータの共振が考えられた。フロントケースに各周波数の加速度を与え、ステータの加速度を確認した結果を Fig. 12 に示す。ステータを二点で締結した仕様では 360 Hz 付近に共振点があった。また、ランマの入力振動成分を分析した結果、11 Hz 付近に転圧周期による主な入力があるが、400 Hz 付近にも比較的大きな入力があった。この入力特性とステータの共振により過大な振動が発生し、ステータの強度に影響すると推定した。

これに対し、共振点を 500 Hz 以上に上げる目的で、M6 サイズのボルト三点で締結することを検討した。その結果、Fig. 12 にみられるように 360 Hz 付近の加速度が 1/10 程度まで低減し、共振点は 600 Hz 以上となる効果が確認された。この変更により上記課題の解決が確認され、この仕様を採用した。



Fig. 11 Fretting abrasion on plane of rivet

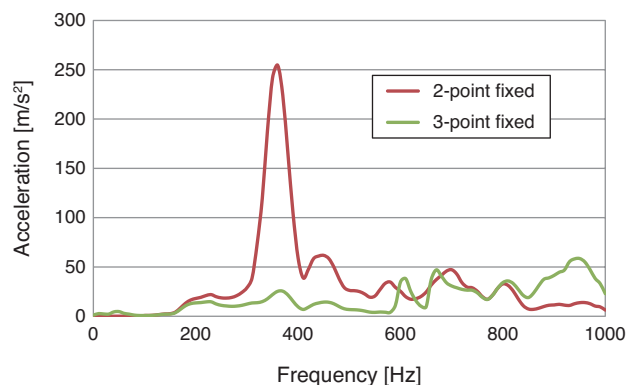


Fig. 12 Acceleration of stator

3.3. 耐環境性

3.3.1. 耐塵, 耐水性

Fig. 13 に eGX の内部構造を示す。モータ部は Fig. 14 に示す通り、ダストシールを設定することで塵埃および水の軸部からの侵入を防止した。Fig. 15 にモータケースの水抜き穴とエアイベントを示す。モータ下部に水抜き穴を設定することで、想定外の事象によりモータ内部へ水が浸入した場合でも水が排出される構造とした。モータ上部には防水仕様のエアイベントを設け、水抜き穴が閉塞しない構造にした。

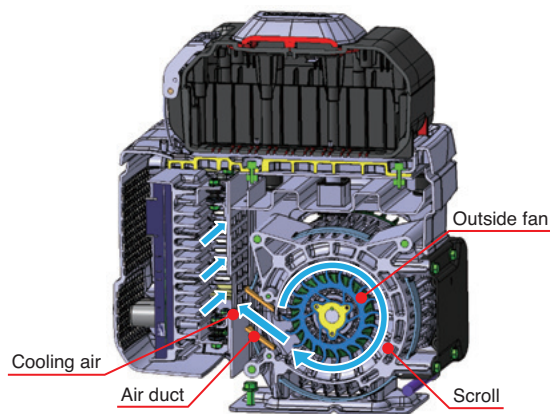


Fig. 13 Internal view of eGX

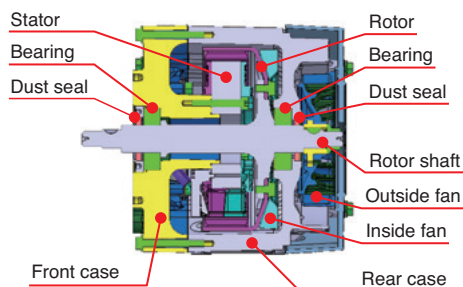


Fig. 14 Internal view of eGX motor

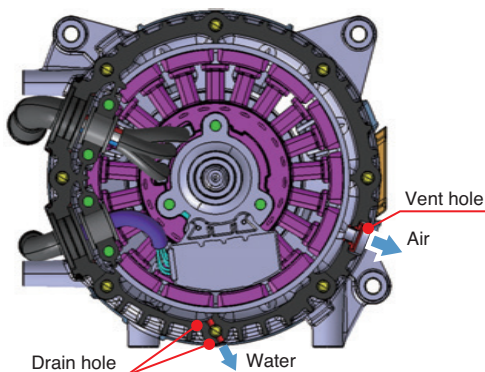


Fig. 15 Water hole layout

3.3.2. 冷却性

モータの冷却を検討する上で、発熱要因となるステータ部の損失レベルを把握することが重要である。そこで、eGX を定格運転した時の、全損失分析を Fig. 16 に示す。eGX の定格運転時の全損失の内訳は、大きくモータコンローラの損失約 20%、モータが約 80% になった。モータの損失の中で、巻き線部で発生する銅損とコア部で発生する鉄損が約 47%、ベアリング部のフリクション損が約 23%、今回採用した外扇ファンおよび内扇ファンの風損が約 12% となっている。鉄損の一部はコアからケースあるいはシャフトから直接熱伝導により外部冷却されるが、鉄損の一部、銅損は、全てモータ内部に放出されることになり、局所的な温度上昇を発生させる。それにより、パルス検出のための内部センサの温度保護により、パワーユニットの連続定格運転時間に影響を及ぼした。

そのため、以降に述べるような冷却手法を検討した。

モータの詳細構造を Fig. 17 に示す。

ステータコアの 21 本のポールにはインシュレータを介して巻き線が施され、各巻き線はバスリングで接続されて

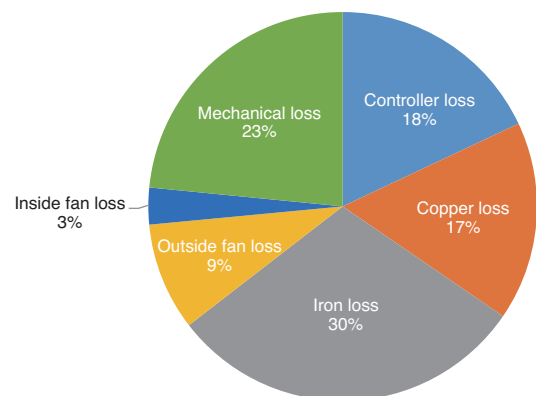


Fig. 16 Loss analysis of electric power unit

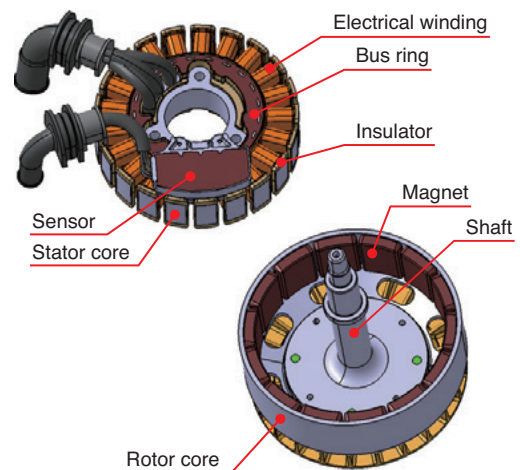


Fig. 17 Detailed structure of motor

いる。パルス検出のためのセンサはステータコアに締結されており、ステータコアはケースにボルト締結されている。ロータヨークの内周には 14 極の磁石が接着されており、ステータの外周部でエアギャップを介して回転する。モータの形式としてはアウターロータ構造を採用している。アウターロータ構造の利点は、ロータの磁石が円周外部方向に配置できるため、磁石を大型化することができる。特に、このモータの磁石は発電機の生産設備の流用の観点からフェライト磁石を採用しており、一般に使われているネオジウム系の希土類磁石と比較すると、最大エネルギー積が 1/5 以下と低い。

より多くの磁石を円周外側に配置し、磁石の等価断面積を増やすことにより、ステータとロータ間のギャップ磁束量を増加させている。

一方、アウターロータ構造の課題は、ステータの巻き線が、ロータコアとのエアギャップ、さらにケースとのエアギャップを介して、最も内側に存在するため、巻き線に流れる電流で発熱した周辺部の冷却であった。

一般の産業用モータは、シャフトの軸上に外扇ファンを配置し、その外扇ファンの風をモータケースの外周部に強制対流させる冷却方法を取っているものが多い。しかし、eGX は建設機械用の防塵、防水の観点からモータケースを密閉構造としたため、外扇ファンの冷却風だけでは、モータ内部温度の低減が十分でなかった。これらのことから、モータ内部に冷却風を流す方法として内扇ファンを搭載する検討を行った。簡易モデルを用いた内扇ファンによる冷却風の流れを流体解析した結果を Fig. 18 に示す。

本解析では 21 本の隣り合う巻き線間の空隙を再現することが難しいことから、ステータとロータのエアギャップを広げた簡易モデルで流体解析を行った。

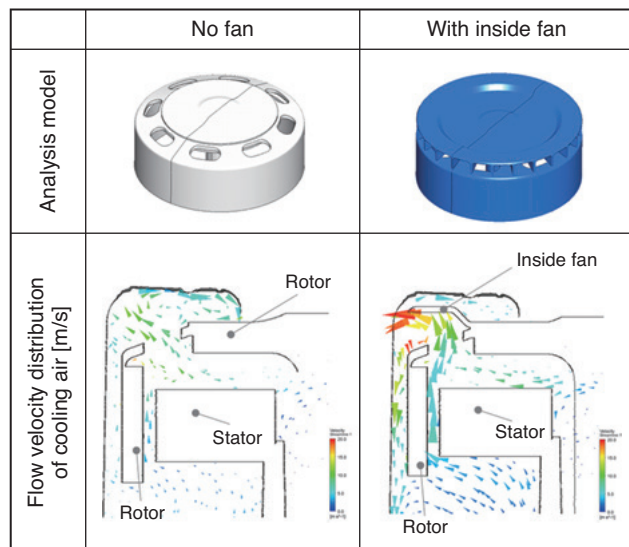


Fig. 18 Fluid analysis result inside motor

ロータの上部に取り付けられた内扇ファンが回転することにより、ステータ内部の空気がファンの外側に押し出され、その空気はロータの外面とケース内面の空隙を通り、ステータの下部側に流れる。一方、ステータ下部側の空気はステータの巻き線部を介して、リア側上面に流れる。この内部空気が銅損の発熱源である巻き線部と鉄損の発熱源であるステータコア部分を循環することにより、モータ内部温度を外部ケースに伝達することができる。

流体解析のロータの外表面とケースの内面の空隙を流れる空気の流量を解析した結果を Fig. 19 に示す。計算の結果から、内扇ファンがある場合は無い場合と比較して、約 4 倍の内部空気を循環することが期待できる。

これらの検証結果から、eGX のモータでは、冷却用に外扇ファンと内扇ファンの両方を搭載した。Fig. 20 に冷却方式の断面図を示す。冷却風の流れをまとめると内扇ファンはロータコアの穴から巻き線周囲の内部雰囲気気を吸いだしモータ内部の空気を循環させることで、巻き線からモータ内部空気への熱伝達率および内部空気からハウジングへの熱伝達率を高める。外扇ファンはハウジング外表面に冷却風を流すことでハウジングから外気に熱を放散させる⁽⁸⁾。

つぎに、モータを定格運転の条件下で、50 分後の温度上昇を比較した試験結果を Table 2 に示す。三つの条件、全てのファンが無かった場合、外扇ファンのみ装備、内外扇ファン装備での冷却性能を比較した。全てのファンが無い構成では、巻き線の温度が急速に上昇し、それに伴う

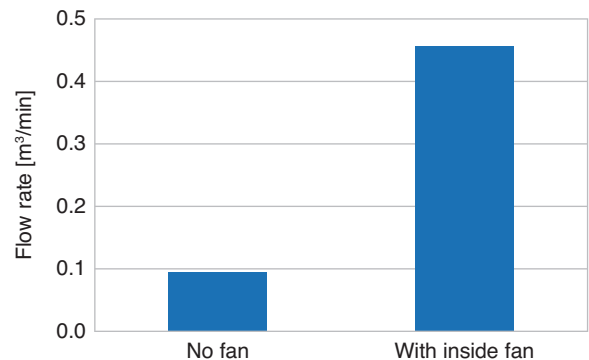


Fig. 19 Flow rate passing through gap between rotor and case

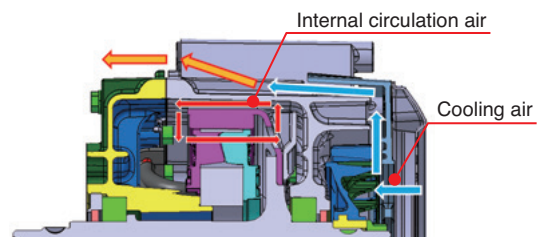


Fig. 20 Image of motor cooling system

Table 2 Temperature rising test result at rated point after 50 min

Measurement place	40°C conversion		
	No fan (°C)	With outside fan (°C)	With inside and outside fans (°C)
Motor internal atmosphere near sensor	91	74	67
Internal sensor	96	78	69
Electrical winding (Rear side)	150	130	96
Electrical winding (Front side)	141	122	91

モータの内部温度も上昇するため、温度飽和せず、連続定格運転することができなかった。

外扇ファンだけを搭載した場合、ファンが無い場合と比較するとモータの内部温度は約 20°C 下がるものの、巻き線周辺部分の局所的な温度上昇が発生し、温度飽和することがなかった。

内外扇ファンの両方を構成した場合、温度飽和をし、連続運転が可能となった。

4. まとめ

過酷な使用環境である小型建設機械市場の要望に応える、2 kW クラスゼロエミッション電動パワーユニット eGX を開発した。搭載互換構造およびモータの耐久性に関して、以下の技術を適用した。

- (1) 作業機の搭載条件や使用環境を鑑みて、一体型とセパレート型を設定した。一体型は同出力帯のエンジンとの互換性を考慮し、外形寸法や電装機器の配置、出力軸の位置と取り付け面を同一寸法とするパッケージングを構築した。
- (2) モータの耐振性は、ロータシャフトの支持構造適正化とベアリング保持部のフレット磨耗対策、ロータシャフト・ヨーク間のボルト締結構造採用、ステータ締結の適正化により、150 m/s² 以上の振動に耐える構造とした。
- (3) モータの耐環境性は、主にモータケースを密閉構造とすることで、耐水、耐塵埃性を達成しつつ、モータ内部に内扇ファン、外部に外扇ファンを設定することで連続定格出力 1.6 kW/3600 rpm を達成する冷却性を構築した。

今後さらに高まる環境規制に対し、既存のエンジン作業機を電動化するというニーズに応えることが可能となった。

参考文献

- (1) 一般社団法人 日本陸用内燃機関協会：ホンダ GX エンジンの進化を振り返る，LEMA, No. 530, p. 19-33, (2018)

- (2) Regulation (EU) 2016/1628 of the European Parliament and of the Council, Chapter I, Article 4. Engine categories, (2016)

- (3) <https://www.honda.co.jp/engines/GX/GX120/>

- (4) <https://www.honda.co.jp/engines/GX/GX100rammer/>

- (5) 特許公開番号：WO2020/049617, (2020)

- (6) 特許公開番号：WO2020/194728, (2020)

- (7) 特許公開番号：WO2020/202390, (2020)

- (8) 特許公開番号：WO2020/202391, (2020)

■ 著 者 ■



神原 史吉



澤崎 駿佑



山岸 善彦



松永 直樹

欧州向け防振タイプ刈払機の振動低減技術

Development of Anti-vibration Type Brush Cutter for European Commercial Market

小池 裕貴¹
Yuki KOIKE

鶴岡 慎吾¹
Shingo TSURUOKA

要 旨

欧州コマーシャルハンドヘルド市場向けに、Honda 初の防振タイプ刈払機 UMK450E XEET を開発した。本開発では、防振フレームに装備するマウントラバーの形状、およびドライブシャフトの軸受配置に着目して振動低減技術を構築した。マウントラバーは、振動低減、刈払い作業時のスイング剛性、実機自重保持の要求を同時に満足する形状を新規設計した。軸受配置については、ドライブシャフトをダイナミックダンパーとして活用する新たな配置設計手法を構築した。この軸受配置設計により、刈刃やエンジンフライホイールの静アンバランス量に起因するハンドル振動のばらつきを抑制した。新規設計したマウントラバーおよび軸受配置により、欧州コマーシャル市場ユーザの要求を満足する低振動刈払機を実現した。

ABSTRACT

Honda's first anti-vibration type brush cutter UMK450E XEET was developed for the European commercial hand-held market. This development established vibration reduction technology by focusing on the shape of the mount rubbers equipped to the anti-vibration frame and the driveshaft bearing placement. The mount rubber shape was newly designed to simultaneously satisfy demands for vibration reduction, swing stiffness during brush cutting work, and actual machine own-weight support. A new bearing placement design method was established that uses the driveshaft as a dynamic damper. This bearing placement design suppresses handle vibration variation due to the static unbalance amounts of the cutting head and the engine flywheel. The newly designed mount rubber and bearing placement realized a low vibration brush cutter that satisfies the user demands in the European commercial market.

1. まえがき

Honda は、これまで欧州のコンシューマハンドヘルド市場に、1馬力・1.5馬力のエンジンを搭載した刈払機を展開・販売してきた。本開発では、新たに欧州のコマーシャル市場をターゲットとして、2馬力エンジンを搭載した刈払機を開発した。

刈払機はハンドヘルド式の作業機であり、2馬力クラスのコマーシャル市場では、農家や造園業者の草刈り作業等に使用されている。特にこの市場では、一日に長時間作業するユーザが多い。市場調査 (Honda 調べ) の結果より、コ

ンシューマ市場におけるホームユーザの作業時間が一日平均1時間程度であるのに対して、本開発のターゲット層であるコマーシャル市場のユーザは一日最大6時間程度作業することが分かった。作業中は常に、刈刃の回転やエンジンによる加振力がハンドルに作用し続けるため、長時間作業するユーザにとっては、ハンドル振動が小さいことが重要となる。更にユーザは、作業環境 (負荷) に応じてスロットルレバーで回転数を調整しながら作業をおこなう。そのため、広い回転数レンジでハンドル振動が小さいことが重要となる。このような要求にこたえるため、Honda として初めて防振フレーム構造を備えた刈払機 UMK450E XEET

¹ ライフクリエーションセンター

E-mail: yuki_koike@jp.honda

を開発した。Fig. 1 に開発した防振タイプ刈払機の全体イメージ図を示す。

本開発では、欧州コマーシャル市場のユーザ要求を満足するために、二つの主要振動低減技術を構築した。まず、防振フレーム構造の主要部品であるマウントトラバーの形状を新規設計した。これにより、広い回転数レンジの振動低減を図った。次に、エンジン駆動力を刈刃に伝達するドライブシャフトの軸受配置に着目し、新たな軸受配置設計手法を構築した。これにより、回転体のアンバランスに起因する加振力増加に対して、ハンドル振動値のばらつき低減を図った。本稿ではこれらの振動低減技術を紹介する。



Fig. 1 Image view of UMK450E XEET

2. 開発のねらい

2.1. EU の物理要因 (振動) 指令と機械指令

振動低減の目標値を定めるうえで重要な指標となる EU の物理要因 (振動) 指令 Directive 2002/44/EC⁽¹⁾ について説明する。この指令により、安全・健康上のリスクから作業労働者を保護するための最低必要条件として、振動ばく露量の基準値が定められている。振動ばく露量の基準値として、振動ばく露対策値 (EAV) と振動ばく露限界値 (ELV) が定められている。一日の振動ばく露量が EAV を超える場合、雇用者は振動ばく露時間の抑制や、より低振動な刈払機の選定等に努める必要がある。一方、いかなる場合にも一日の振動ばく露量は ELV を超えてはならない。

EAV, ELV の基準値を満たすため、ハンドル振動値に応じた一日の許容作業時間 (振動ばく露時間) がガイドラインとして示されている。Fig. 2 にその関係をグラフで示す⁽²⁾。グラフの横軸が一日の振動ばく露時間であり、縦軸がハンドル振動値である。ハンドル振動値は、アイドル回転数時とレーシング回転数 (エンジン最大出力回転数の 133%) 時のハンドル振動値の合成値で表される。二つのグラフはそれぞれハンドル振動値に応じて振動ばく露量が EAV と ELV に達するまでの時間を示している。Fig. 2 のグラフに基づき、ターゲットユーザの作業時間を満足するようにハンドル振動の開発目標値を設定する必要がある。

また、欧州の機械指令 Directive 2006/42/EC⁽³⁾ により、

刈払機の使用説明書にハンドル振動値の測定値とともに不確実性を記載することが開発メーカに求められる。ここで不確実性とは、測定手順上および製造上において生じる振動加速度のばらつき範囲のことを指す。特に防振タイプ刈払機は、防振フレームを備えていない刈払機と比較してハンドル振動値が小さい。そのためユーザは、ハンドルを通じて振動加速度のばらつきの大きさをより感じやすい。したがって、防振タイプ刈払機を開発する際には、不確実性を可能な限り低減することが重要となる。

2.2. 開発目標

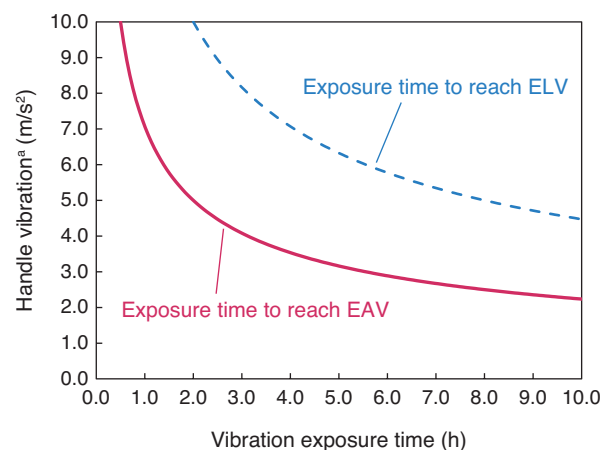
本開発では以下 (1), (2) の目標を設定した。

(1) ハンドル振動

EU の物理要因 (振動) 指令 Directive 2002/44/EC⁽¹⁾ を踏まえて、市場調査より一日最大 6 時間程度作業するターゲットユーザを安全・健康上のリスクから保護できるように目標値を設定する必要がある。そこで本開発では、一日 8 時間作業する場合でも EAV を満足するハンドル振動値 2.5 m/s^2 を開発目標に設定した (ハンドル振動測定方法は ISO22867-2011⁽⁴⁾ に準拠)。更に、実用回転数域全域で 2.5 m/s^2 を上回る共振が発生しないことを開発目標に設定した。

(2) ハンドル振動値の不確実性

刈刃は、作業用途に応じてユーザが自由に付け替えることができる。そのため、刈刃の付け替えにより予期せず加振力が増大し、パイプ部品等の共振が励起される可能性がある。このような共振は、ハンドル振動値の不確実性を増加させる要因となる。不確実性を低減するためには、装備



$$a: \text{Handle vibration (m/s}^2\text{)} = \left[\frac{1}{2} (I_d^2 + R a^2) \right]^{1/2}$$

I_d : vibration value at idling speed (m/s^2)

$R a$: vibration value at racing speed (m/s^2)

Note: I_d and $R a$ are three-axis composite values of each filtered acceleration response (r.m.s. value). Racing speed is engine speed of 133% of speed at maximum engine power.

Fig. 2 Relationship between handle vibration and allowable vibration exposure time

する刈刃の静アンバランス量ばらつきに対してハンドル振動値のばらつきを低減することが重要となる。また、主要回転部品であるエンジンフライホイールの静アンバランス量ばらつきに対しても、ハンドル振動値のばらつきを低減することが望ましい。本開発では、刈刃・エンジンフライホイールそれぞれの静アンバランス量ばらつきを考慮したうえで、ハンドル振動値のばらつき（不確実性）が 2.0 m/s^2 未満に収まることを開発目標に設定した（ハンドル振動測定方法は ISO22867-2011⁽⁴⁾ に準拠）。

本開発では上述の開発目標（1）、（2）に加えて商品性向上の観点から、以下に述べるスイング剛性も考慮した。ハンドル振動を低減するためには、防振フレームに装備するマウントラバーのばね定数を小さく設計する必要がある。しかし、マウントラバーのばね定数が小さい場合、刈払作業中のスイング剛性が低下する。ここで言うスイング剛性の低下とは、刈払作業のスイング操作時における手元ハンドルの角度変位量に対して、作業部（刈刃）の角度変位量の遅れが大きくなることを指す。角度変位量の遅れのイメージ図を Fig. 3 に示す。このような作業部角度変位量の遅れは、意図通りに操作できないことによる作業効率低下や疲労感の増加等、商品性低下につながることに留意し、マウントラバーの設計をおこなった。

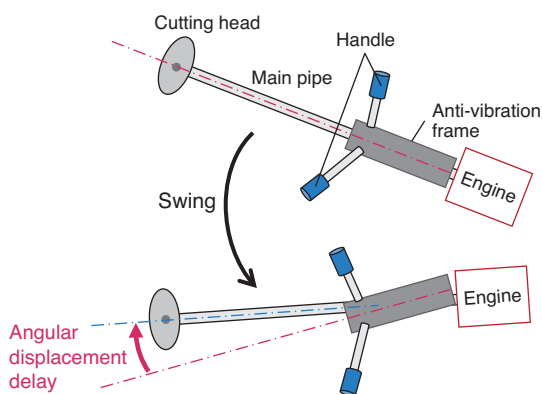


Fig. 3 Angular displacement delay of cutting head from handle swing motion

3. 振動低減技術

本開発では、マウントラバーの新規設計および新規軸受配置設計手法の構築により、2.2. 節で述べた開発目標の達成を図った。

3.1. マウントラバー

3.1.1. 防振フレームの構造

Fig. 4 に、開発した防振タイプ刈払機におけるエンジンからハンドル取付部までの防振フレーム構造概略を示

す⁽⁵⁾。防振フレームは、前後各2個ずつ、合計4個のマウントラバーにより樹脂製のボックスフレームを保持する構造となっている。各マウントラバーは、メインパイプに締結されているマウントホルダおよびクラッチハウジングにより、それぞれ保持されている。ハンドルパイプは、ハンドルホルダを介して樹脂製ボックスフレームに締結されている。このような防振フレーム構造にすることで、起振源である刈刃やエンジンからハンドルへ伝達される振動を低減することができる。

次に、マウントラバー形状およびマウントラバー保持構造の特徴を説明する。Fig. 5 に、検討過程のマウントラバー形状を一例として示す。また Fig. 6 に、マウントラバーの保持構造を示す。マウントラバーは、外周壁と中央の穴形状部を複数のリブでつないだ形状となっている。Fig. 6(a) に示すように、樹脂製ボックスフレームは、前後端にそれぞれマウントラバーの外壁を挿入する保持部を備えている。一方 Fig. 6(b) に示すように、マウントホルダおよびクラッチハウジングは、それぞれ2ヶ所にピン形状の突起を備えた構造となっている。これらピン形状の突起をマウントラバー中央の穴形状部に挿入することで、マウ

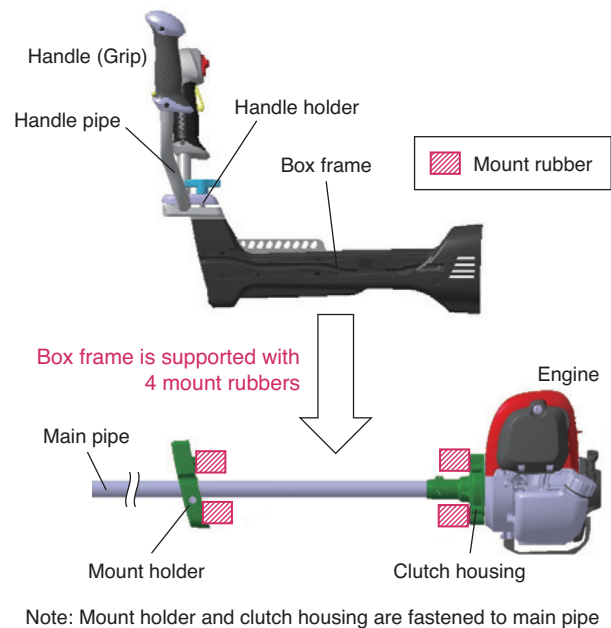


Fig. 4 Anti-vibration frame structure

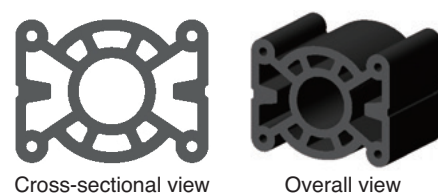


Fig. 5 Mount rubber

ントラバーを内壁側から保持する構造となっている。各部品を組付けた状態のイメージ図を Fig. 6(c) に示す。以上より、マウントラバーは外壁部と中央の穴形状部がそれぞれ保持されており、間のリブ形状により振動伝達率を低減する構造となっている。

3.1.2. マウントラバー設計要求

(1) 振動変位領域のばね定数

ユーザがハンドルを保持した状態において、マウントラバー中央の穴形状部が振動起因の入力荷重により変位する領域を振動変位領域と定義した。先行テストの結果より、この領域の想定変位量はおおよそ 3 mm 未満とした。このような振動変位領域では、ばね定数を小さくすることが要求される。目標のハンドル振動値を達成するため、本開発では、Fig. 5 に示すような空隙部の多いマウントラバー形状を前提として形状検討をおこなった。ここで、本章後述の(3)実機自重保持の観点より、実機自重方向のばね定数を小さくするとマウントラバーの大変形・座屈が懸念される。そこで振動変位領域では、スイング方向変位のばね定数を小さくすることを基本方針とした。

(2) スイング変位領域のばね定数

Fig. 3 に示すようなスイング操作の入力荷重によりマウントラバー中央の穴形状部が変位する領域のことをスイン

グ変位領域と定義した。先行テストの結果より、Fig. 5 に示すような空隙部の多いマウントラバー形状の場合、この領域の想定変位量はおおよそ 3 mm 以上とした。このようなスイング変位領域では、必要十分なスイング剛性を確保するため、ばね定数を大きくすることが要求される。本開発では、振動変位領域とスイング変位領域の相反するばね定数要求を両立するため、スイング変位方向のばね定数が変位量に応じて非線形となるようにマウントラバー形状を設計した。

(3) 実機自重保持(低振動, 耐久性)

本開発の防振タイプ刈払機は、約 10 kg の実機自重を 4 ヶ所のマウントラバーで支える構造である。マウントラバーは、振動低減のため空隙部の多い形状を採用している。このため、実機自重によりマウントラバーが大変形・座屈すると、ばね定数増加に伴う振動増加や、耐久性低下を招く懸念がある。したがって、低振動と耐久性の観点から、実機自重による大変形・座屈が発生しないように配慮した。

3.1.3. マウントラバー仕様検討

マウントラバーの各設計要求を満足するための仕様検討プロセスをそれぞれ説明する。

(1) 振動変位領域のばね定数

振動変位領域のばね定数を検討するにあたり、開発初期に、異なるばね定数のマウントラバーを複数水準試作した。ばね定数とハンドル振動実測値の相関関係より、目標のハンドル振動値を達成するばね定数(スイング方向のばね定数:5.2 N/mm)を設計目標値として設定した。

次に、Computer Aided Engineering(CAE)解析を用いて、マウントラバー形状のパラメータスタディをおこなった。具体的には、Fig. 7 に示すように板厚分布やリブの本数・配置を変えた各マウントラバー形状に対して、強制変位解析をおこなうことで、それぞれのばね定数を算出した。強制変位解析のイメージ図を Fig. 8 に示す。マウントラバー挿入部を模擬したボックスフレームの簡易形状、マウントラバーの 2 部品をモデル化した。このモデルを用い

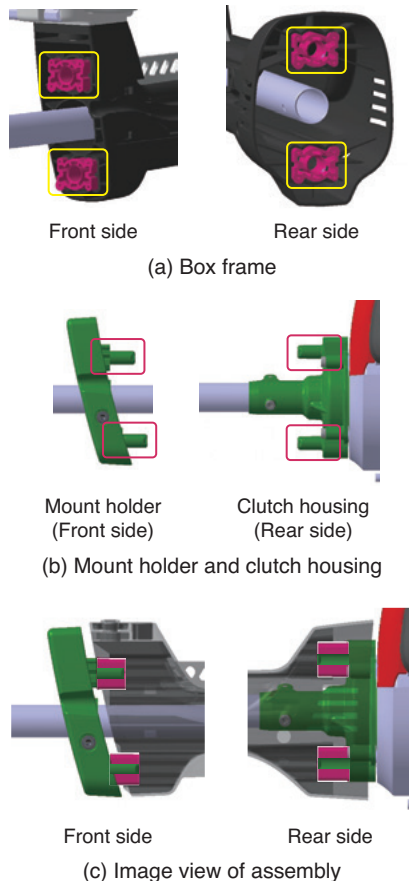


Fig. 6 Support structure of mount rubbers

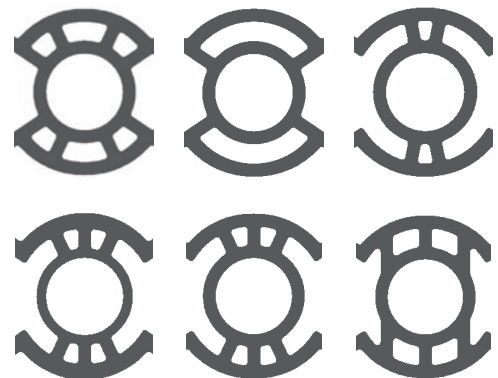


Fig. 7 Examples of mount rubber shape in parameter study

て、マウントラバー中央の穴形状部を強制変位させた時の反力値を出力することでばね定数を算出した。パラメータスタディで把握した傾向より、目標ばね定数を満足する形状を見出した (Fig. 9)。

(2) スイング変位領域のばね定数

他社の防振タイプ刈払機との比較検証をおこない、必要十分なスイング剛性を確保するためのばね定数目標値を定めた。振動変位領域とスイング変位領域各々のばね定数目標値を両立するために、スイング方向変位に対して Fig. 10 に示すような非線形ばね定数特性を設計目標として設定した。なお、グラフの傾きがばね定数に相当する。

Fig. 10 の非線形ばね定数特性を満足するため、スイング方向変位に対して両端に突起形状を有する構造を採用した。CAE 強制変位解析をおこない、突起形状を調整した。初期仕様および最終仕様の突起形状を Fig. 11 に示す。また、それぞれの形状に相当するばね定数の CAE 解析結果を Fig. 12 に示す。最終仕様の突起形状により、振動変位領域のばね定数 (グラフの傾き) は目標の傾き以下となる低ばね特性を達成しながら、スイング変位領域のグラフの傾き

は目標の傾き同等以上となる高ばね特性を達成した。

(3) 実機自重保持 (低振動, 耐久性)

まず、実機の自重を保持した状態において低振動を実現

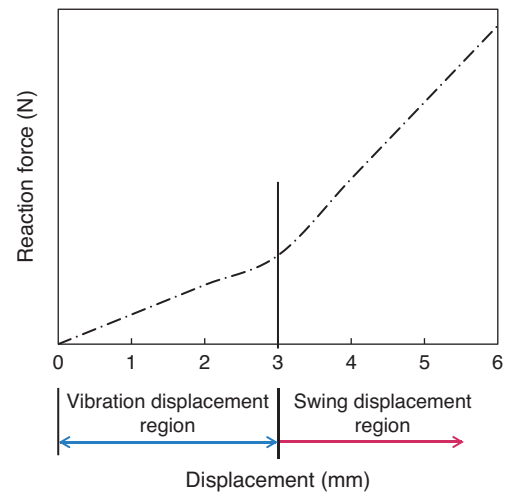


Fig. 10 Target nonlinear spring constant characteristic

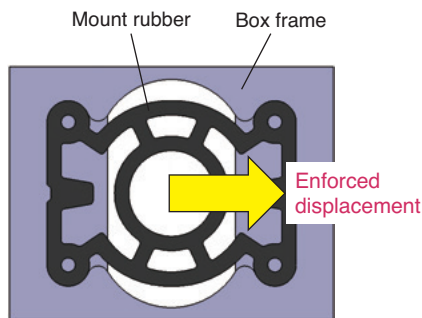


Fig. 8 Image view of enforced displacement CAE analysis

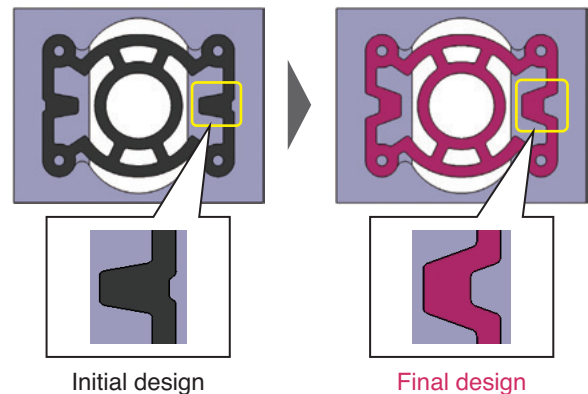


Fig. 11 Comparison of protrusion shapes

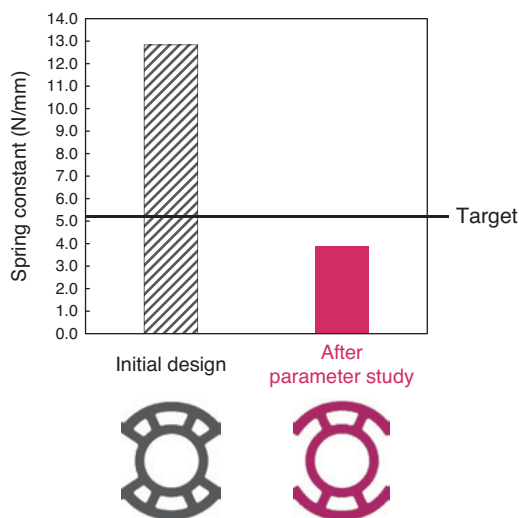


Fig. 9 CAE results of each mount-rubber spring constant

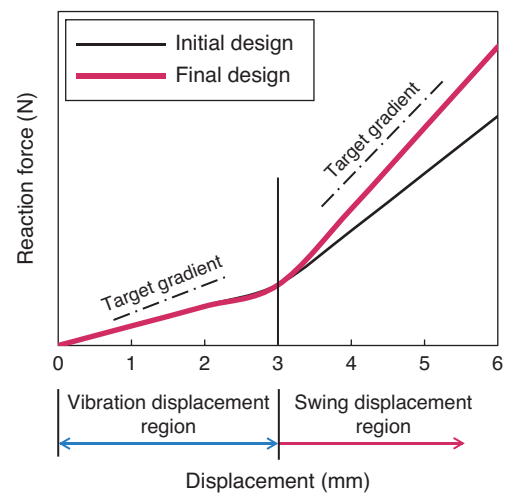


Fig. 12 Nonlinear spring constant characteristics

するための、形状検討をおこなった。本開発では、Fig. 13に示すようなマウントラバー挿入部下部のクリアランス量に着目した。実機の自重を保持した状態では、クリアランス量設定がマウントラバーの変形状態に影響し、ばね定数およびハンドル振動値が変化する。したがって、マウントラバー形状だけでなく、挿入部のクリアランス量設定も重要な設計要素となる。本開発では、実機自重による変位量を考慮したCAE強制変位解析、およびハンドル振動実測により、クリアランス量のパラメータスタディをおこなった。このCAE強制変位解析では、Fig. 8と同様にマウントラバー挿入部を模擬したボックスフレームの簡易形状、マウントラバーの2部品をモデル化した。このモデルにおいて次の二つの解析ステップに分けて、マウントラバー中央の穴形状部を強制変位させた時の反力値を出力した。まず、最初の解析ステップで実機自重が作用する方向に強制変位させた。ここでの強制変位量は、刈払機実機装備時のマウントラバー変形状態を参考に、同等の変形状態となるように設定した。次の解析ステップでFig. 8と同様にスイング変位方向に強制変位させた。Fig. 14(a)に、各クリアランス量の強制変位解析結果を示す。横軸の変位量はスイング方向の強制変位量を示している。グラフの傾きがばね定数に相当する。また、Fig. 14(b)に各クリアランス量のハンドル振動値の実測結果を示す。Fig. 14(a), (b)の結果より、振動変位領域のばね定数、およびハンドル振動値がともに

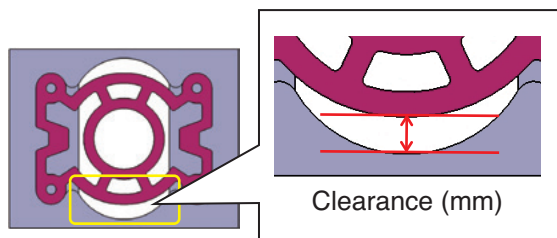


Fig. 13 Clearance at bottom of mount rubber

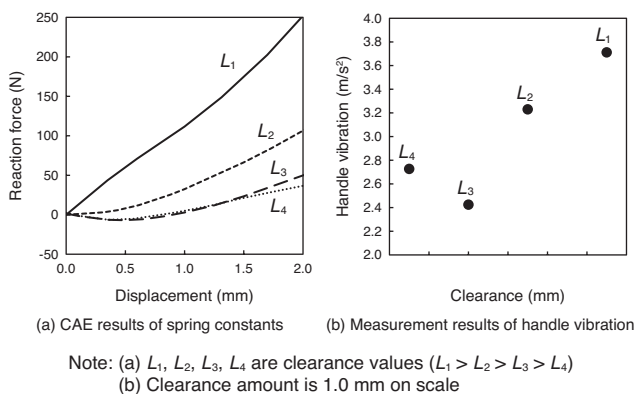


Fig. 14 Spring constants and handle vibration depending on clearance values

最小となるクリアランス量 (図中 L_3) に設定した。

次に耐久性の観点から形状の妥当性確認をおこなった。まず、実機自重を保持した状態において、マウントラバー変形状態を目視確認した。これにより、設定したクリアランス量において、局所的に伸び量の大きい部位や内壁同士での自己接触が生じている部位が存在しないことを確認した。また、エンジン連続運転時における試験ベンチ耐久テスト、実作業時の耐久テスト、および各種想定される作業モードでの耐久テストを実施した。これらのテストより、マウントラバーの破損が無いことを確認した。

以上の検討プロセスを経て、マウントラバーの最終仕様を見出した (Fig. 15)。

3.2. ドライブシャフトの軸受配置技術

3.2.1. 駆動系部品の基本構造

駆動系部品の基本構造を Fig. 16 に示す。エンジンの回転力は、遠心クラッチ、ドライブシャフト、減速ギヤを通じて刈刃に伝達される。ドライブシャフトは、メインパイプ内に配置された複数のゴム製軸受により保持されている。一般的な刈払機の軸受部品としては、ゴム製軸受の他、樹脂製ライナー材が使用される場合もある。開発した防振タイプ刈払機 UMK450E XEET は、複数のゴム製軸受 (以下、軸受) による支持構造を採用している。

3.2.2. ダイナミックダンパーコンセプト

刈刃・エンジンフライホイールのアンバランス量に起因する加振力増加に対して、メインパイプの共振を抑制するための新たな軸受配置設計手法を構築した。一般的には、Fig. 16 に示すような均等 (もしくはおおよそ均等) な間隔で軸受が配置されている⁽⁶⁾。なお、軸受の配置個数は各刈



Fig. 15 Mount rubber of UMK450E XEET

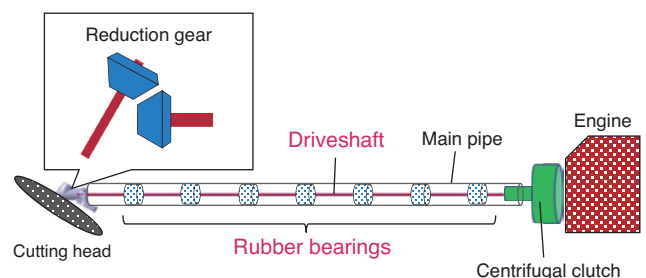


Fig. 16 Drivetrain component structure

払機で異なる。これに対して本開発では、軸受配置を不均等化し、ドライブシャフトをダイナミックダンパーとして活用した^{(5), (7)} (Fig. 17)。図に示すように、隣り合う二つの軸受配置間隔を極端に大きく広げた領域 (図中 Wide span area) を1ヶ所設ける。この領域における両端支持のドライブシャフト曲げ1次モード振動をダイナミックダンパーとして活用する。ドライブシャフト曲げ1次モード振動の固有周波数は、Wide span areaの両端二つの軸受配置間隔 (図中 #5と#6の距離) を調整することにより、任意の周波数に設定可能である。これにより、任意の周波数に対してメインパイプ (マウントホルダ取付位置) に反共振を生成することができる。マウントホルダ取付位置に反共振を生成することで、ハンドルへの共振振動の伝達率が抑制される。

応用設計手法として、その他残りの軸受配置間隔 (図中 #1から#4) も変更することにより、ダイナミックダンパーの領域を追加することができる。これにより、複数の加振周波数に対して、同時に共振を抑制することも可能となる。

本設計手法は、軸受配置を変更するのみであり、追加のデバイス設置や各部品の形状変更 (例: メインパイプ径の変更等) を必要としない。したがって、商品性観点で重要な全体重量やスイング剛性に影響を及ぼさずに、共振対策をおこなうことが可能となる。

3.2.3. UMK450E XEET の軸受配置

本開発では、Fig. 18に示す軸受配置に設定した。減速ギヤにより周波数成分が異なる刈刃とエンジン双方の加振力に対して同時に共振を抑制するため、ダイナミックダンパーの領域を2ヶ所設けた。共振抑制のターゲット周波数は、レーシング回転数に相当する刈刃とエンジンそれぞれの回転1次成分の周波数とした。これら二つのターゲット周波数に応じて、軸受配置間隔 (図中の#2と#3、#5と#6の配置間隔) により2ヶ所のダイナミックダンパーの固有周波数をそれぞれ設定した。

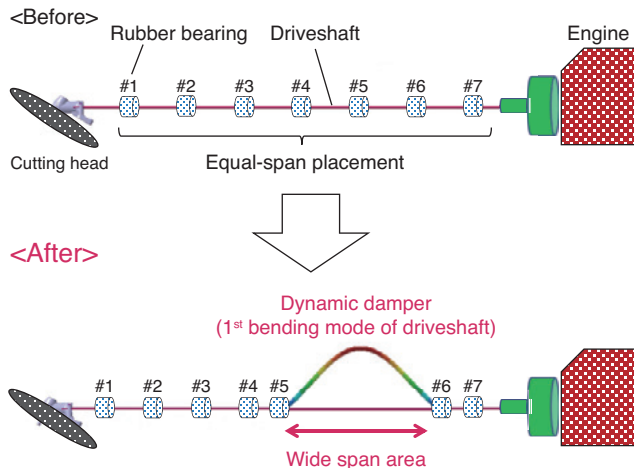


Fig. 17 Dynamic damper outline

3.2.4. 効果確認

実稼働実測により、ダイナミックダンパーコンセプトの軸受配置 (Fig. 18) と均等な軸受配置 (Fig. 16) それぞれのハンドル振動を比較した。ハンドル振動の測定方法はISO22867-2011⁽⁴⁾に準拠した。エンジン回転数をアイドルからフルスロットルまでスイープさせた時の左ハンドルの振動加速度を測定した。結果をFig. 19⁽⁷⁾に示す。Fig. 19(a), (b) はそれぞれ刈刃1次成分、エンジン1次成分のハンドル振動トラッキングデータである。なお、減

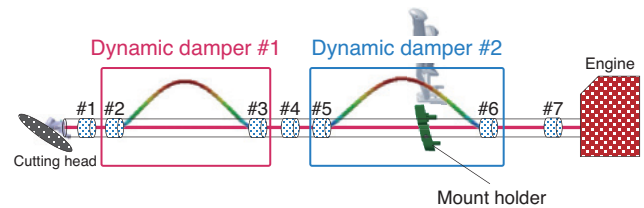
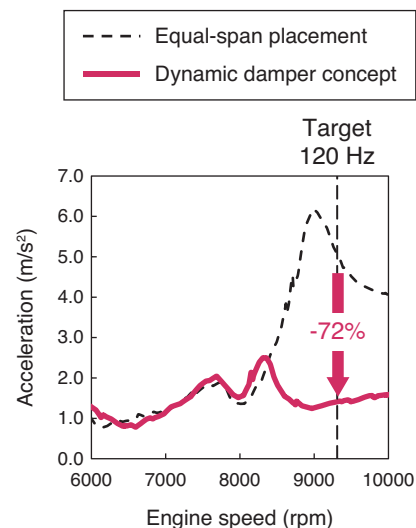
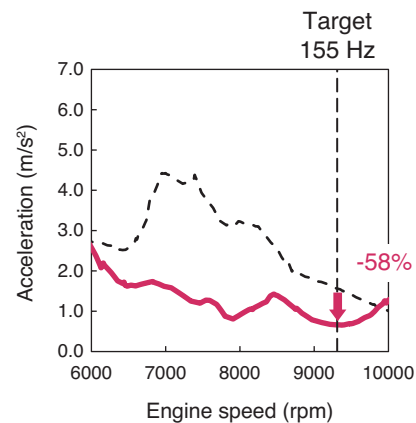


Fig. 18 Bearing placement of UMK450E XEET



(a) Vibration of first-order component of cutting head



(b) Vibration of first-order component of engine

Fig. 19 Measurement results of handle vibration

速ギヤによる刈刃とエンジンの回転数比は 0.77:1 である。図に示すように、刈刃・エンジン 1 次成分双方のターゲット周波数において、均等な軸受配置と比較してそれぞれ、72%、58% 振動レベルを抑制できた。

4. 達成度確認

2.2. 節で述べた開発目標 (1), (2) に対する達成度を以下に示す。

4.1. ハンドル振動

ハンドル振動の測定結果を Fig. 20 に示す⁽⁸⁾。縦軸のハンドル振動値は 2.1. 節で述べたように、アイドル回転数時とレーシング回転数時のハンドル振動値の合成値である。測定には代表的な刈刃である鉄刃とナイロン刃を用いた。平均的なアンバランス量の刈刃をそれぞれ装備してハンドル振動を測定した。図より、左右のハンドルともに、目標のハンドル振動値 2.5 m/s^2 未満を達成していることを確認した。

また、エンジン回転数をスイープさせた時のハンドル振動測定結果を Fig. 21 に示す。エンジン回転数域全域において 2.5 m/s^2 未満の振動レベルになっており、 2.5 m/s^2 を上回るような共振ピークが無いことを確認した。

4.2. ハンドル振動値の不確か性

ダイナミックダンパーコンセプトの軸受配置 (Fig. 18) において、刈刃、エンジンフライホイールの静アンバランス量をそれぞれ変えたときのハンドル振動測定結果を Fig. 22 に示す。参考として均等な軸受配置 (Fig. 16) の測定結果を Fig. 22(a) に合わせて示す。縦軸のハンドル振動値は、アイドル回転数時とレーシング回転数時のハンドル振動値の合成値である。Fig. 22(a), (b) より、ダイナミックダンパーコンセプトの軸受配置では刈刃、エンジンフライ

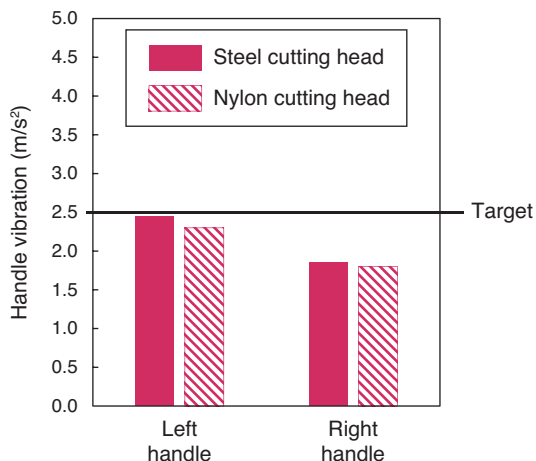


Fig. 20 Measurement results of handle vibration

ホイールそれぞれの静アンバランス量増加に対するハンドル振動値の増加を抑制できていることを確認した。また、Fig. 22(a) より、軸受配置の変更が、静アンバランス量増加に対するハンドル振動値のばらつき低減に寄与していることを確認した。

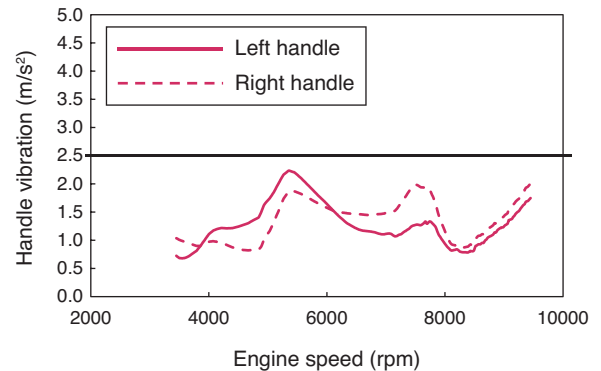
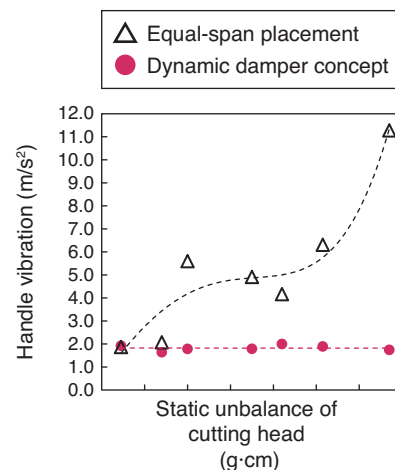
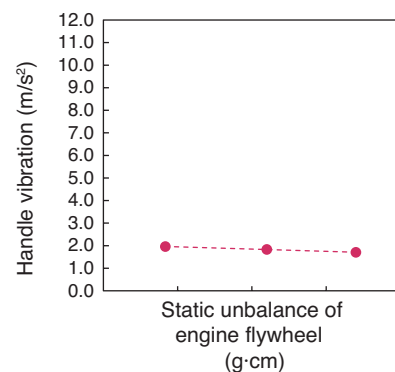


Fig. 21 Measurement result of handle vibration



(a) Left handle vibration to static unbalance of nylon cutting head



(b) Left handle vibration to static unbalance of engine flywheel

Note: (a) Static unbalance amount is 2.0 g-cm on scale
(b) Static unbalance amount is 0.3 g-cm on scale

Fig. 22 Measurement results of handle vibration to static unbalance amount

Fig. 23 にハンドル振動値の不確か性の測定結果を示す⁽⁸⁾。ハンドル振動はアイドル回転数時とレーシング回転数時のハンドル振動値の合成値である。不確か性は 2.1 節および 2.2 節で述べた内容に準拠する。図より、鉄刃、ナイロン刃いずれを装備した場合においても、左右ハンドルともに目標の不確か性 2.0 m/s^2 未満を達成していることを確認した。

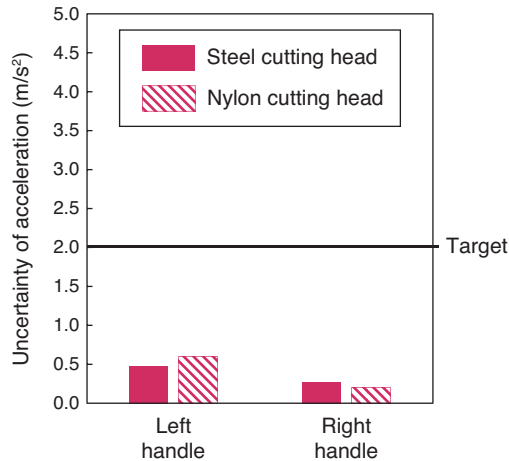


Fig. 23 Measuring uncertainty of handle vibration

5. おわりに

欧州コマーシャル市場のユーザ要求を満足するため、マウントラバー形状およびドライブシャフトの軸受配置に着目して振動低減技術を構築した。以下に要点を述べる。

- (1) スイグ剛性の確保とハンドル振動の低減を両立するため、スイグ方向変位に対して非線形なばね定数特性を有するマウントラバー形状を設計した。設計プロセスにおいて CAE によるパラメータスタディを有効活用することで、マウントラバーのリップ形状および挿入部のクリアランス量を適正化した。これにより実機自重を保持しながら 2.5 m/s^2 以下のハンドル振動を達成した。
- (2) ドライブシャフトをダイナミックダンパーとして活用することで任意周波数の共振を抑制する軸受配置設計手法を構築した。これにより、ターゲット周波数において、均等な軸受配置と比較して刈刃 1 次成分の振動を 72%、エンジン 1 次成分の振動を 58% 低減した。また、刈刃やエンジンフライホイールの静アンバランス量増加に対するハンドル振動の増加を抑制し、ハンドル振動値の不確か性目標値 2.0 m/s^2 未満を達成した。

これらの振動低減技術により、欧州コマーシャル市場のターゲットユーザ要求を満足する低振動刈払機を実現した。

参考文献

- (1) Directive 2002/44/EC of the European Parliament and of the Council of 25 June 2002 on the minimum health and safety requirements regarding the exposure of workers to the risks arising from physical agents (vibration), (2002)
- (2) <https://www.hse.gov.uk/vibration/hav/vibrationcalc.htm>
- (3) Directive 2006/42/EC of the European Parliament and of the Council of 17 May 2006 on machinery, and amending Directive 95/16/EC, (2006)
- (4) ISO22867, Forestry and gardening machinery – Vibration test code for portable hand-held machines with internal combustion engine – Vibration at the handles, Second edition, (2011)
- (5) Koike, Y., Tsuruoka, S.: Anti-resonance frequency control by span-tuning dynamic vibration absorber for brush cutter vibration reduction, Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 143, No. 5, p. 1-8(055001), (2021)
- (6) Okubo, N., Nakagawa, H., Furuya, K., Toi, T.: Vibration reduction of brush cutter, in Proc. 31st IMAC, A Conference on Structural Dynamics, California, USA, p. 225-233, (2013)
- (7) Koike, Y., Tsuruoka, S.: Simultaneous resonance suppression in response to multiple excitation sources of a brush cutter, in Proc. World Congress on Engineering 2021, London, UK, p. 273-278, (2021)
- (8) Honda OWNER'S MANUAL (Original Instructions) UMK450E Brushcutters

■ 著 者 ■



小池 裕 貴



鶴岡 慎 吾

汎用駆動モジュールと走行プラットフォームの開発

Development of General Purpose Drive Module and Drive Platform

伊藤 淳¹

Jun ITOH

増 渕 義 則¹

Yoshinori MASUBUCHI

要 旨

駆動や操舵、緩衝といった走行に必要な機能を集約した汎用駆動モジュールと、それらを統括し、自律移動機能と容易に接続可能な協調制御機能を備えた走行プラットフォームを開発した。本稿では、駆動モジュールの構成、及び、4個の駆動モジュールから成る走行プラットフォームのシステム構成と共に協調制御による操舵性について示した。また、楽天グループ株式会社と共同で、走行プラットフォームをベースとした自動配送ロボットを開発し、国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構の助成を受け、国立大学法人筑波大学構内で実施した走行実証実験の中で、走行プラットフォームの有効性を確認した。本汎用駆動モジュールと協調制御技術を用いれば、様々な形態の電動モビリティを効率的に作り出せる。

ABSTRACT

A general purpose drive module that consolidates the functions needed for driving, such as drive, steering, and impact absorption, and a drive platform equipped with a cooperative control function that governs the driving functions and is easily connectable to an autonomous drive function were developed. This paper describes the configuration of the drive module, the system configuration of a drive platform consisting of four drive modules, and the steerability achieved by cooperative control. An autonomous delivery robot based on this drive platform was developed with Rakuten Group, Inc. and the effectiveness of the drive platform was confirmed in driving demonstration tests conducted on the University of Tsukuba campus with the support of the New Energy and Industrial Technology Development Organization. Use of this general purpose drive module and cooperative control technology enables the efficient creation of various forms of electric mobility.

1. はじめに

近年、少子高齢化に伴う人手不足や、新型コロナウイルス感染症への対応が社会課題となっている。このため、配送や誘導、清掃、警備などのサービスや作業を人に代わって行う自律移動型電動モビリティが、技術の進歩を背景に社会に実装されはじめており、電動モビリティの分野は変化が著しい。

Honda はこれまで、暮らしに役立つ電動モビリティ商品として、電動カートのモンパル⁽¹⁾やロボット芝刈り機のMiimo(ミーモ)⁽²⁾などを開発してきた。更に新コンセプト

の電動カート WANDER WALKER CONCEPT⁽³⁾や、自律移動する空港ガイドロボット⁽⁴⁾を開発し、お客様の暮らしの更なる向上を目指して、様々なことに取り組んできた。しかし、この著しい変化に対応するため、我々は多様な電動モビリティをタイムリーに開発することが必要と考えた。

そこで本稿では、モビリティの走行に必要な機能をワンパッケージに集約した汎用駆動モジュール (Fig. 1) と制御技術、及び多様な形態に拡張可能な走行プラットフォーム (Fig. 2) について紹介する。

¹ ライフクリエーションセンター

E-mail: jun_ito@jp.honda

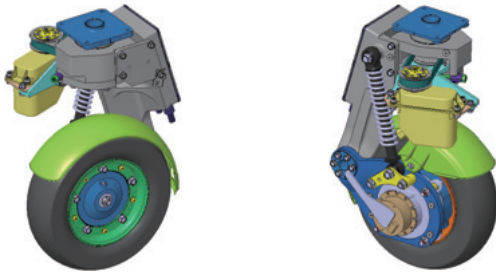


Fig. 1 General purpose drive module

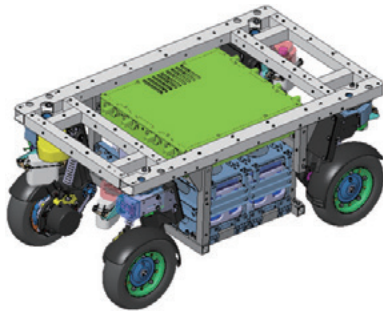


Fig. 2 Drive platform

2. コンセプトと構成

2.1. コンセプト

自律移動型電動モビリティの例として、自動配送ロボットの開発を考える。自動配送ロボットを設計する場合、まず走行環境や積載物の量や大きさなどの要求を定義する。しかし、開発の初期段階においては、要求が不確定なことが多く、要求の再考とロボットの基本設計を見直す過程を経ることが考えられる。例えば初期の要求積載量から増加することで積載能力が不足し、ロボットのサイズを変更するためにホイールベースやトレッドなどの仕様変更が想定できる。また、走行環境の要求が変更され、想定以上の駆動力や小回り性能が求められる可能性もある。更に、初期段階で想定していないような監視機能を追加など、新たなニーズに対応することも考えられる。

このように、新タイプのモビリティ開発は、仕様の変更や機能の拡張に即応できることが重要だと考えた。なかでも仕様変更で影響が大きいのが駆動・操舵部であり、用途ごとに個別設計する場合は、多くの開発リソースが必要と予測される。

そこで我々は、駆動・操舵などの走行機能をワンパッケージに集約した汎用駆動モジュールと、それを統合制御する走行プラットフォームというコンセプトに至った。走行機能をモジュール化することで、ホイールベースやトレッドの設定自由度が高く、モジュール数の違いにより走行性能を変えることができる。また走行プラットフォームは、多様な作業機能や自律移動機能を付加できる拡張性がある。これらは様々

な形態の自律移動型電動モビリティのベースとなる。

2.2. 汎用駆動モジュールの構成

汎用駆動モジュールは、走行に必要な機能部品（タイヤ、駆動モータ、操舵モータなど）を集約したもので、電源と入力信号を与えることで作動する。操舵モータの作動角度は、任意の操舵角をとるために $\pm 180^\circ$ とした。この駆動モジュールは最少一つで、従動輪との組み合わせにより、任意の方向に移動可能なモビリティを作ることができる。また、駆動モジュールの数を増やすことで機能を向上させることができる。

例えばフリーカスターやオムニホイールのような自在従動輪を四つ、その間に駆動モジュールを二つ配置すれば、超信地旋回（その場旋回）や平行移動などの自在な移動が可能なモビリティができる [Fig. 3(a)]。また、駆動モジュールを四つ用いれば走破性と機動性を併せ持つモビリティとなる [Fig. 3(b)]。

2.3. 走行プラットフォームの構成

走行プラットフォームの構成は、後述する自動配送ロボットを検討した内容を例に説明する。自律移動型モビリティは、作業タスクを完遂するため走行可能領域が広く、段差の乗り越えや狭幅の路地などでも走破可能であることが望ましい。そこで駆動モジュールを四つ車体に配置する構成とし、四輪独立駆動、四輪独立操舵とした。

四輪独立駆動は、坂道や不整地の走行、段差の乗り越えに有効であり、四輪独立操舵は、超信地旋回や平行移動を可能にし、狭路の通過や障害物の回避、縦列駐車のような機体の格納が可能となる。

本検討でのサイズは、モンパルのような電動カートと同等の、幅 700 mm、長さ 1200 mm 以下、質量は 200 kg 以下とした。この寸法の自動配送ロボットであれば、歩行空間でも人の通行を著しく妨げることなく走行でき、エレベータを含めた屋内での移動も可能と考えた。

駆動モジュールは、パッケージングメリットを生かすためメインフレームの四隅に配置した。電源系や電装部品は駆動モジュールの間に集約し、メインフレームの下側に走行に必要な機能部品を全て収めた。自律移動のためのセンサー類、配送ボックスはメインフレームの上側に配置した。

メインフレームは、用途に応じて容易に交換可能な構造

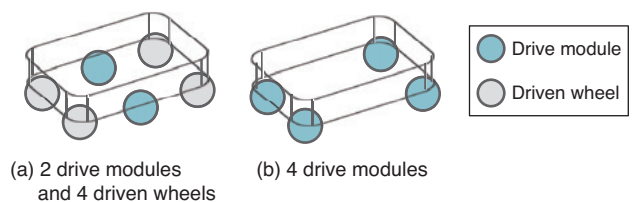


Fig. 3 Example of module layout variations

とすることで、モビリティのサイズの変更や形態の変更に対応できるようにした。例として、監視機能をメインフレーム上側に搭載した警備ロボットや、車体前方または後方には清掃用ブラシや芝刈り用カッターデッキなどの作業部を取り付けた自動作業ロボットへの拡張が想定できる (Fig. 4)。

走行プラットフォームのシステムは、駆動機能と、それを統括する協調制御機能と安全機能で構成した。別途構成する自律移動システムから走行プラットフォームシステムへ指示を与える構成とした (Fig. 5)。

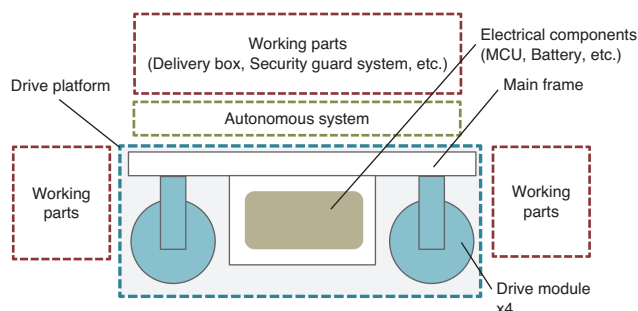


Fig. 4 Layout concept of drive platform

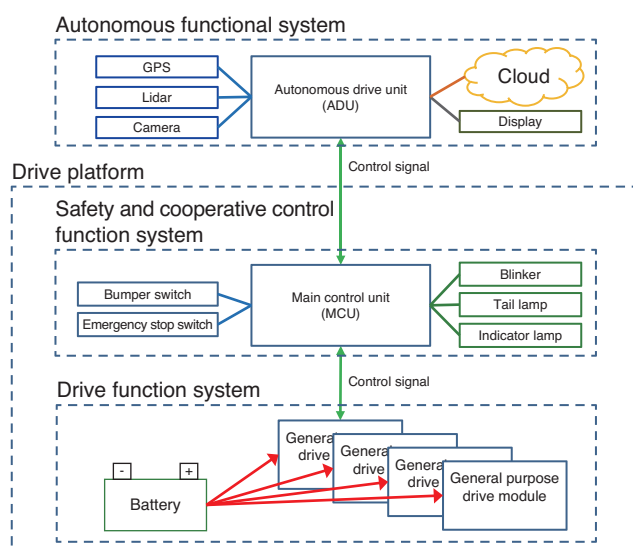


Fig. 5 Control outline diagram

Table 1 Specifications of drive module

Drive motor rated output	150 W
Steering motor maximum torque	38 N·m
Tire (Diameter x Width)	280 x 80 mm
Suspension	Bottom link
Wheel stroke	50 mm
Parking brake	Power off brake

3. 設計と特徴

3.1. 汎用駆動モジュール

前述のコンセプトを実現するための、汎用駆動モジュールの仕様諸元 (Table 1) と部品配置 (Fig. 6) を示す。

汎用駆動モジュールは、(e) タイヤ、(f) 駆動用モータ、停止保持のための (m) 無励磁作動形ブレーキ、それらを固定する (l) スイングアーム、衝撃吸収と接地性向上のための (k) ショックアブソーバ、(j) 操舵用モータ、動力伝達用の (h) ベルト・(i) プーリ、車体への (b) 固定用フランジ付きスピンドル、そしてそれらを支える (c) フレームで構成される。

(e) タイヤは走破性とメンテナンス性を考慮して外径 280 mm、幅 80 mm、ウレタン注入のエアレスタイヤとした。(f) 駆動用モータは減速機内蔵のインホイールタイプの三相ブラシレスモータであり、定格出力は 150 W である。パーキングブレーキとして、リリースレバー付きの (m) 無励磁作動形ブレーキをモータ軸に取り付けた。

これらは (l) スイングアームに固定され、(k) ショックアブソーバと共に (c) フレームに取り付けた。ホイールストロークは 50 mm とした。このサスペンション形式はボトムリンク式サスペンションであり (k) ショックアブソーバが駆動・制動の反力により伸縮する。後述するように、これを利用し加減速時の車体の姿勢変化を抑制することを狙った。

車体への取り付けを簡易化するために、車体への機械的な接続は、モジュールの上部に設けた (b) 固定用フランジ付きスピンドルを、ボルトのみで固定できる構造とした。この (b) 固定用フランジ付きスピンドルを (a) 操舵軸とし、

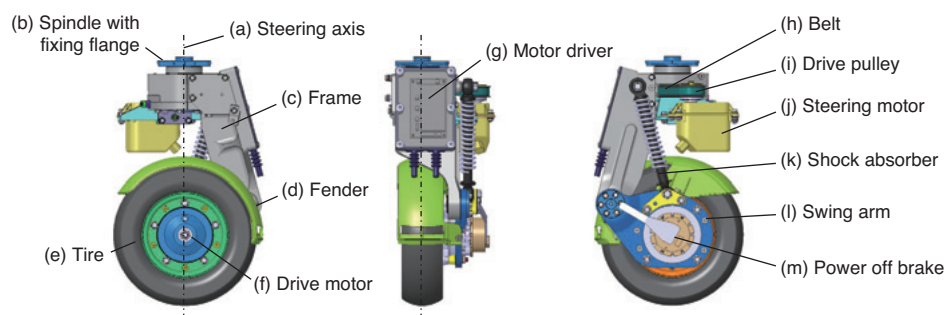


Fig. 6 Design of general purpose drive module

そこに (o) ドリブンプーリを固定した (Fig. 7). (c) フレーム側に固定した (j) 操舵モータに (i) ドライブプーリを取り付け、(h) ベルトでモータのトルクを (o) ドリブンプーリに伝達する。これによりモジュール全体がこの (a) 操舵軸を中心に回転する。

コンパクトなパッケージングを実現するため、(a) 操舵軸は (e) タイヤの前後左右方向の中心を通り、回転軌跡を最小とした。これによりキャストトレールが無くなり、セルフライニングトルクが発生せず、操舵力を低く抑えた。

(a) 操舵軸は中空であり、モータなどのワイヤーハーネスはここから車体側へ通線した。(g) 駆動モータ用のモータドライバは (c) フレームに取り付けられ、電源と信号を与えることで作動する。

各構成部品の配置は、コンパクトさと取り付けの容易さを実現するために、操舵モータの取付構造やサスペンションピボット軸の配置を工夫し、底面がタイヤ外径と同等の直径約 300 mm の円筒内に収めた。Fig. 8 に示す円筒に駆動・操舵・緩衝・停止保持の機能が集約されているため、スペース効率に優れている。また、このモジュールを用いたモビリティを開発する際には、設計者は基本的にこの円筒相当のスペースを残しフレームなどを配置すればよく、設計を効率的に進められる。

モジュールを車体に取り付けた後のタイヤのトー角を調整するため、操舵モータの位置制御による電気的な調整に加え、メンテナンス性を考慮し、機械的に調整できる (p) リンクを操舵モータ固定部に設けた。

3.2. 走行プラットフォーム

3.2.1. 構成

走行プラットフォームの主要諸元を Table 2, 外観を Fig. 9 に示す。サイズは、人の歩行空間での使用を前提としているモンパルのような電動カートに相当する。

走行プラットフォームは走破性と機動性を兼ね備えるため、汎用駆動モジュールを 4 個搭載し、四輪独立駆動、四輪独立操舵とした。最高速度は歩行空間での移動を考慮し

Table 2 Specifications of drive platform

Length x Width x Height	1180 x 620 x 530 mm
Rated output	600 W
Maximum speed	6 km/h
Minimum turning radius	700 mm
Step height which can be climbed over	90 mm

で 6 km/h とし、助走無しで乗り越えられる段差の高さは 90 mm である。それぞれの駆動モジュールは $\pm 180^\circ$ の範囲で独立に操舵可能であるため、後述する協調制御機能によ

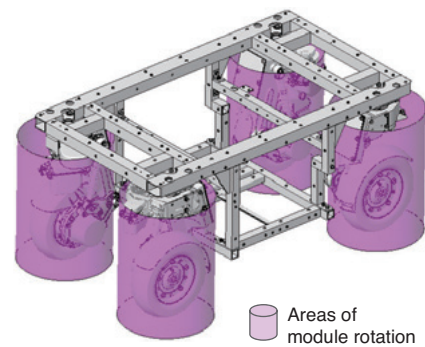


Fig. 8 Areas of module rotation

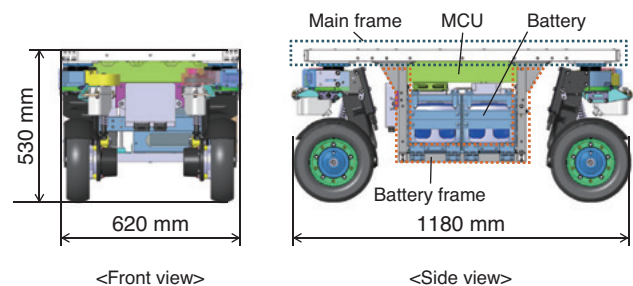


Fig. 9 Layout of drive platform

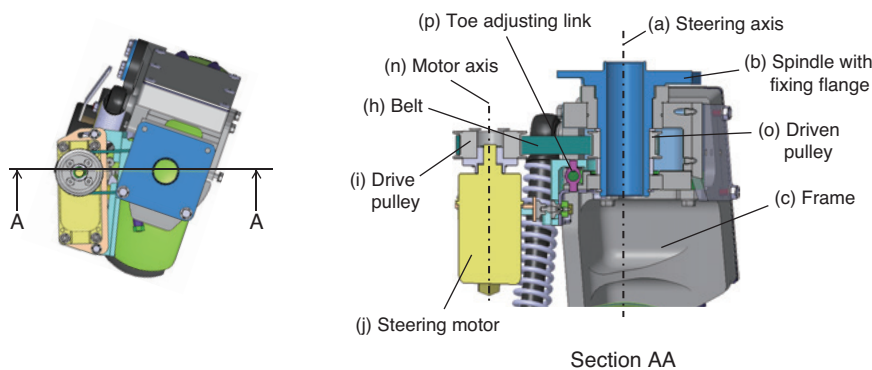


Fig. 7 Cross section of steering axis

り、回転半径 700 mm の超信地旋回 [Fig. 10(a)] や、真横も含めた平行移動 [Fig. 10(b)] が可能である。

駆動モジュールは、スペースを効率的に使うために車体メインフレームの四隅に配置した。また後述する姿勢変化の抑制機構のために、スイングアームのピボット軸が車体中央寄りになるようにした。走行に必要な機能部品は駆動モジュールに集約されているため、バッテリーや MCU、センサ類などのための空間を広くとることができ、メインバッテリーを車体中央の下方に 2 個横並びに配置し、走行用と自律移動機能用の電源を個別に確保できた。サブバッテリーも併せて、車体下方に電源系の部品を集約し、低重心化した。

電源系の構成部品は箱型のバッテリーフレームに収まり、メインフレームに固定される。この箱型フレームは独立した一つの電源モジュールになっており、メインフレームの上方へ配置し走行プラットフォームの形態を変えることも容易である。走行系 MCU は電源系とメインフレームの間の空間に配置した。メインフレームより上に出る部品は無く、車体上面がフラットで、自律移動のためのセンサ類や、荷室など作業部を容易に取り付けられる構造とし、拡張性を持たせた。また、メインフレームは、単体での交換が可能な構造とすることで、ホイールベースやトレッドの拡大に対応可能とした。

3.2.2. 姿勢変化の抑制機構

ボトムリンク式サスペンションは、路面からの駆動・制動反力によりショックアブソーバが伸縮する。これを利用して加減速時の車体前後方向の傾きを抑えることを狙った。Fig. 11 に制動時に車体に働く力の概略を示す。駆動モータによる制動トルクが発生すると、タイヤは路面から制動反力を受ける。この制動反力により車体が減速すると同時に、この力がピボット軸を中心としてスイングアームを回転させようとする。前側の駆動モジュールでは、タイヤを路面に押し付ける力となり、その反力がショックアブソーバを引き伸ばし車体前部を押し上げる力となる。後側の駆動モジュールでは、制動反力がショックアブソーバを縮め、車体後部が沈む。この動きは慣性力によるノーズダイ

ブを緩和し車体の姿勢を安定方向に導く。加速時はこれと反対の動きとなり、同様に姿勢が安定する。

駆動モジュールのスプリングレートやピボット軸位置、各モジュールの取付間隔などは、機構解析ソフト (Adams) を用いて姿勢変化の様子を確認しながら設定した。Fig. 12 に解析モデルを示す。モデル (A) はボトムリンク式サスペンションで、モデル (B) は仮想的にショックアブソーバを直接タイヤに取り付けたリンク無しモデルである。両者の違いはサスペンションの形式のみであり、ホイールレート、質量、重心位置などの各パラメータは同一とした。

Fig. 13 に平地を一定速度で走行中に制動力を与えた際の、車体ピッチ角の解析結果を示す。横軸に時間、縦軸にノーズダイブ方向をマイナスとしたピッチ角をとった。モデル (A) のピッチ角はモデル (B) に対し小さくなっており、狙いの効果が発揮されていることがわかる。

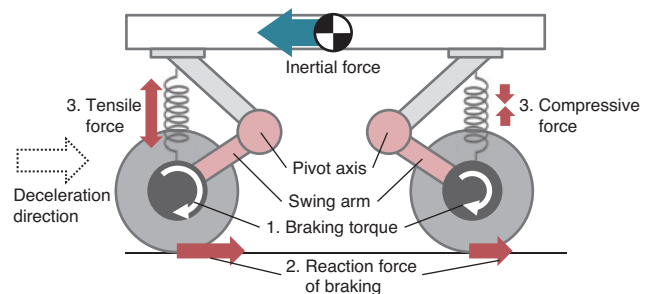
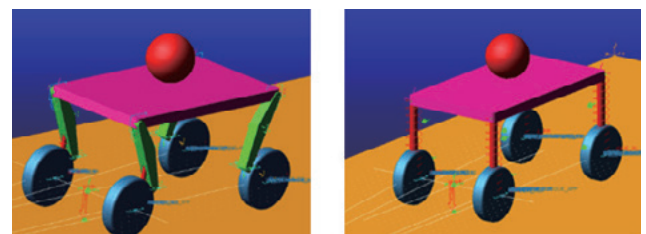


Fig. 11 Force acting on vehicle during deceleration



Model (A): Bottom link

Model (B): No link

Fig. 12 Simulation models of Adams

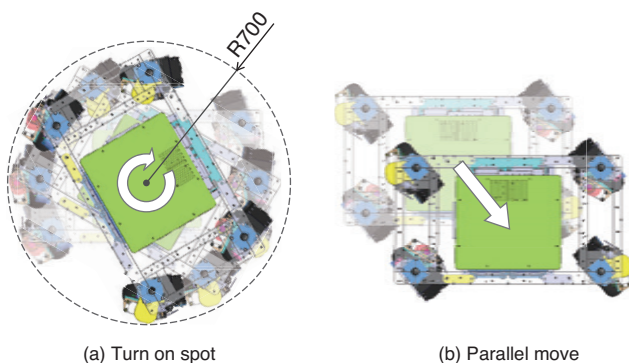


Fig. 10 Maneuverability of drive platform

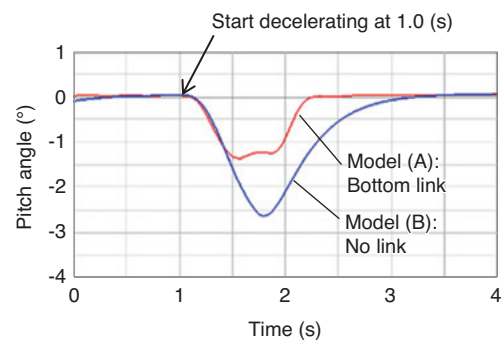


Fig. 13 Simulation result of pitch angle during braking

4. システム構成と特徴

汎用駆動モジュールのブロック図を Fig. 14 に示す。

駆動モジュールには駆動機能と操舵機能のみが搭載され、複雑な制御を担わせることなく最低限必要な機能のみとした。駆動機能と操舵機能はそれぞれ独立し、それぞれに電源を供給し指示を与えることにより作動させることができる。

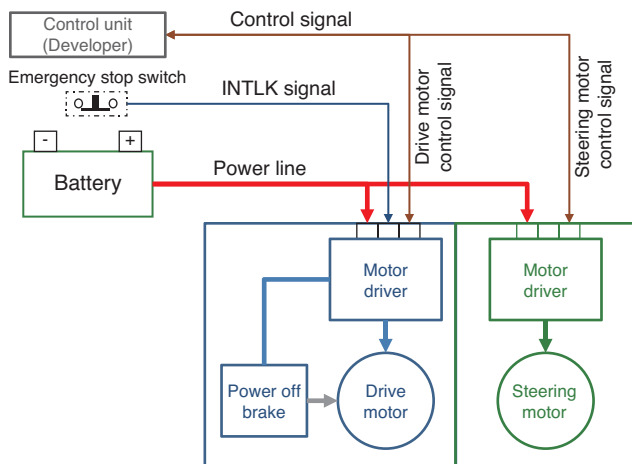


Fig. 14 Block diagram of general purpose drive module

この駆動モジュールを用いた走行プラットフォームのシステムブロック図を Fig. 15 に示す。走行プラットフォームは、駆動モジュールとそれらを統括する MCU と電源で構成される。ここに自律移動機能を有する ADU からの指示を与えることで自律移動可能なモビリティを構成できる。

4.1. 汎用駆動モジュール

4.1.1. 駆動機能

駆動のためのモータとモータドライバ、無励磁作動形ブレーキの三つのブロックで構成され、モータドライバに電源を接続し、コントロールユニットから通信で回転数を指示するだけでモータの回転数はコントロールされる。無励磁作動形ブレーキの ON/OFF はモータドライバが自動で行う。駆動の状態は通信経由でコントロールユニット側にフィードバックしている。

通信による駆動指示とは別に、駆動機能を停止させるインターロック機能があり、それを作動させることで駆動モータを停止できる。Table 3 に駆動機能の諸元を示す。

4.1.2. 操舵機能

操舵力を与えるモータとモータドライバで構成され、電源を接続し操舵指示を与えることで駆動モジュールの操舵機能を操作できる。操舵範囲は $\pm 180^\circ$ とした。ユニット自体は 180° を超えて回転できる構造になっているが、電源

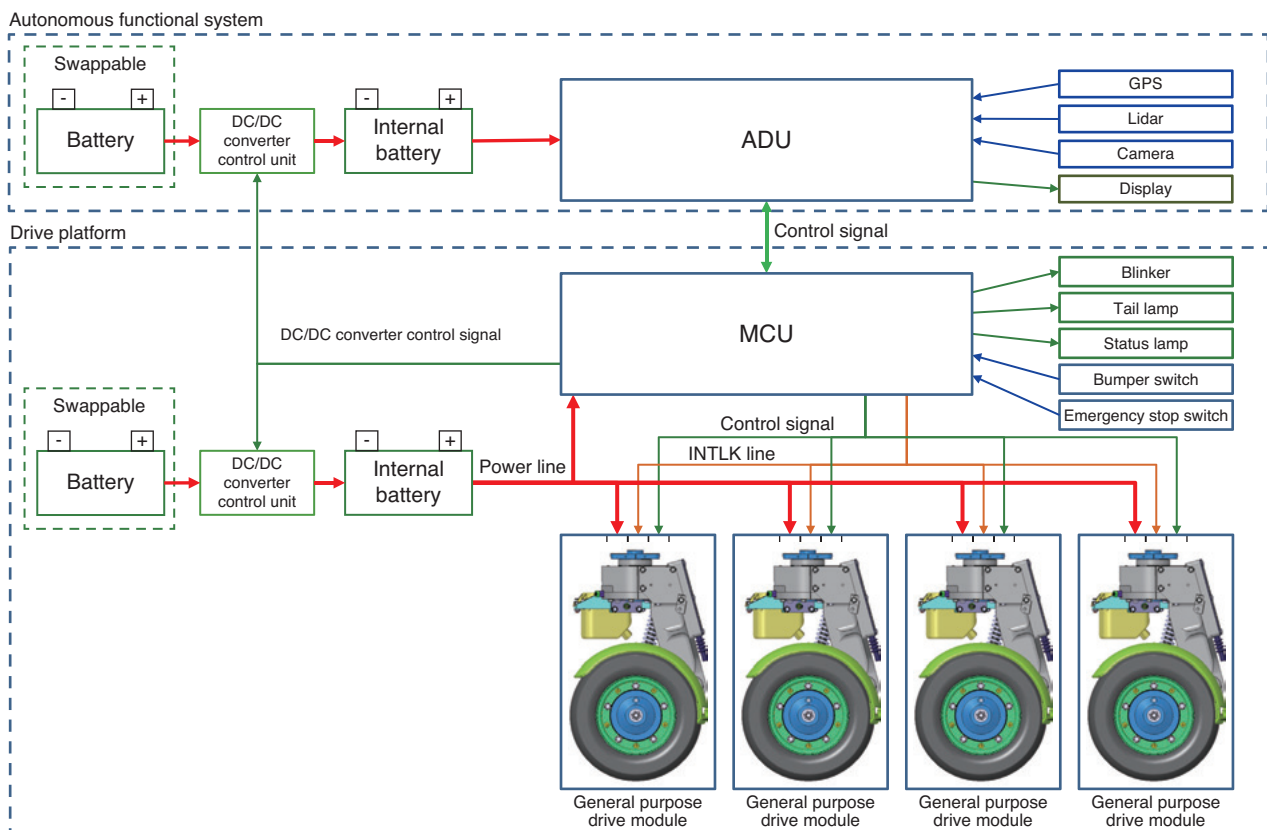


Fig. 15 Block diagram of drive platform

Table 3 Specifications of drive function

Rated output	150 W
Maximum continuous speed	182 rpm
Interface	CAN
Control method	Rotation speed control

Table 4 Specifications of steering function

Steering angle	$\pm 180^\circ$
Steering speed	$90^\circ/\text{s}$
Interface	PPM/CAN

や信号線などのハーネス類が操舵軸の中空シャフトを通して接続されているため、それらを保護するために操舵角を制限した。

駆動機能と同様に、操舵状態を通信経由でコントローラ側にフィードバックしている。Table 4 に操舵機能の諸元を示す。

4.2. 走行プラットフォーム

走行プラットフォームのシステム構成は、前述の駆動モジュールと MCU、電源によって構成されている。

MCU は、自律移動機能を有する ADU からの指示を受け取り、その指示を駆動モジュールへの指示に変換し、各駆動モジュールに指示することで、自律移動可能なモビリティを構成できる。

4.2.1. MCU の監視機能

MCU は、走行プラットフォームの状態及び各駆動モジュールの動作状態を監視している。更に、電源投入後の起動シーケンスなども担い、電源の状態も監視している。

また、MCU は、ADU との通信を担い、監視された内容を ADU に送り、ADU からの走行プラットフォームへの指示を受け取る。この通信の内容と送信周期を MCU が常に監視し、異常がある場合は走行プラットフォームを停止させる。

走行プラットフォームは、安全に停止させるための緊急停止スイッチと、物理的な接触があった際に車体を停止させるためのバンパースイッチを車体全周に備えており、これらスイッチは MCU により監視され、作動した場合は車体を停止させる。

4.2.2. MCU の協調制御機能

MCU は、ADU から走行プラットフォームへ送られた走行指示を、アッカーマン・ジャントー理論に基づき、任意に配置された駆動モジュールの指示に変換する。Fig. 16 に駆動モジュールを四つ車体に配置した場合の、変換に関する概念図を示す。

図は、走行プラットフォームを上から見たイメージであ

る。X 軸は走行プラットフォームの前後方向であり、Y 軸は左右方向、XY の交点は走行プラットフォームの中心である。仮想制御基準 A は X 座標上に設けた仮想のタイヤのイメージであり、B、C、D、E は駆動モジュールのタイヤのイメージである。

Fig. 16(a) に通常旋回の場合の各タイヤの操舵イメージを示す。ADU は、A における仮想タイヤの操舵角を、操舵指示として MCU に送る。MCU は、ADU からの A における操舵指示をもとに、図に示す旋回中心点を算出する。こ

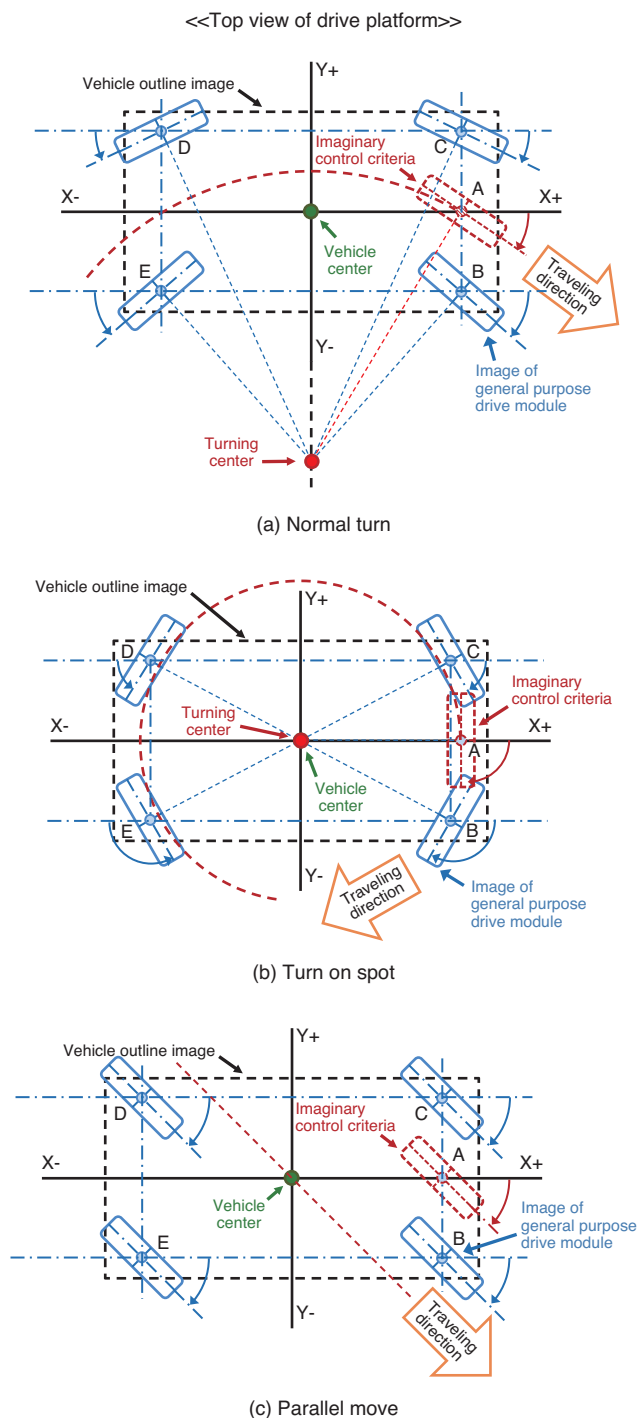


Fig. 16 Schematic chart of cooperative control

の後、各駆動モジュールの操舵角と、旋回中心からの距離に比例した駆動モータへの指示回転数を算出する。この算出された値を各駆動モジュールに指示することで、走行プラットフォームは旋回する。

Fig. 16(b) に超信地旋回の場合を示す。A を X 軸に対して 90° 操舵させることで、旋回中心は走行プラットフォームの中心となる。

Fig. 16(c) に平行移動の場合を示す。各駆動モジュールを同一方向に向けることで平行移動する。

これらの操作を組み合わせて平行移動中に操舵することとも可能であり、その際の計算も MCU が担うことで、走行プラットフォームを自在に操作できる。

このように、MCU が各駆動モジュールへの指示を担うことで、ADU は駆動モジュールの数や配置を考慮する必要がなく、走行プラットフォームを自在に操作できる。

5. 走行実証実験における効果確認

5.1. 自動配送ロボット

Fig. 17 に楽天グループ株式会社（以下、楽天）と共同で開発した自動配送ロボットを示す。このロボットの配送ボックス部分を除く、自律移動機能を搭載した車体部分の開発を Honda が担当しており、前述の走行プラットフォームがベースとなっている。

走行プラットフォームの前後部に自律移動のためのカメラや測距センサー、モニターなどを取り付けた。車体上部に緊急停止スイッチを配置し、車体全周にバンパースイッチを取り付け、作動時にはロボットが停止する。

外装は角を丸くした箱型とし、後尾灯、方向指示器、状態表示灯、バッテリー残量表示器などを視認性とバランスに配慮しつつ配置した。また前方の二つカメラの周りを円形に処理したうえで、環状の反射材を貼ることで、親しみを感じさせるような表情を与え、人のいる歩行空間を走行する際に威圧感を与えないようにすることと、ロボットの前後をわかりやすくすることを狙った。

楽天が開発した配送ボックスは走行プラットフォームのメインフレーム上部の平面に固定した。前述の設計コンセプトどおり、配送ボックスの搭載のため大規模な改修や、

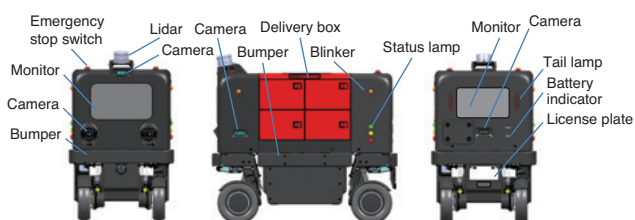


Fig. 17 Autonomous delivery robot developed with Rakuten Group, Inc.

楽天との複雑なすり合わせを必要とせず、短期間の内に自動配送ロボットを仕立てることができた。

5.2. 実走行環境での効果確認

2021 年 7 月 19 日から 8 月 31 日にかけて、Honda と楽天は、国立大学法人筑波大学構内及び一部公道において、共同開発した前述の自動配送ロボットの走行実証実験を、国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構の助成を受け、実施した。

大学構内の走行ルート上には、点字ブロックや舗装が荒れた箇所があったが、四輪駆動の走破能力とサスペンションにより安定的に走行できた (Fig. 18)。また実験の運用上、舗装路と未舗装路の間にある高さ約 40 mm の縁石を乗り越える必要があったが、そこでスタックすることもなかった。

実験中は安全確保のために、走行中に自動配送ロボットを緊急停止させることが幾度かあった。しかし姿勢変化抑制機構により、姿勢を崩すことなく安定的に停止できた。

超信地旋回 (回転半径約 700 mm) が可能なことで、切り返しのための高度な制御が不要となった。幅が約 2.6 m の道での方向転換 (Fig. 19) では、道の端に置かれた自転車や行き交う歩者がいることにより、実際に旋回に使えるスペースは 2 m 程度しかなく、超信地旋回が有効であった。



Fig. 18 Driving environment on University of Tsukuba campus



Fig. 19 Turning on spot on narrow road (Minimum turning radius: approximately 700 mm)

また、建屋内のロボットの保管場所までの経路には、エレベータや狭い曲がり角があったが、電動カート同等のサイズと四輪独立操舵による小回り性の良さにより、スムーズにロボットを出し入れできた。

このように、不整地や狭路を含んだ実際の走行環境において、自動配送ロボットを効率的に運用できたことにより、走行プラットフォームの有効性を確認した。

6. まとめ

駆動や操舵、緩衝といった走行に必要な機能を集約した汎用駆動モジュールと、それらを統括し、自律移動機能と容易に接続可能な協調制御機能を備えた走行プラットフォームを開発した。

自動配送ロボットの開発では、4個の駆動モジュールを用い、走破性と機動性を兼ね備えた走行プラットフォームとした。走行プラットフォームは上面や前後に機能を付加できるスペースを有し、様々な形態の電動モビリティを作るための拡張性を持たせた。

本走行プラットフォームをベースに、楽天と自動配送ロボットを共同開発し、国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構の助成を受け、国立大学法人筑波大学で走行実証実験を行った。そこでは、走行プラットフォームが持つ拡張性、自律移動機能との接続性、走破性と機動性が有効であることを確認できた。

今回開発した汎用駆動モジュールや協調制御技術を用いれば、自動配送ロボットに限らず、自動芝刈りロボットや自動清掃ロボットなど、様々な形態の電動モビリティを効率的に作り出せると我々は考えている。多様で実用的な自動化商品をタイムリーに開発し、暮らしの役立ちと喜びを拡大していきたい。

参考文献

- (1) 市川勝久, 廣瀬好寿, 山本隆弘, 山岸善彦, 石川智明: 電動カート「モンパル ML200」の開発, Honda R&D Technical Review, Vol. 18, No. 2, p. 28-35
- (2) 大窪晋, 川西健太, 山村誠, 蟹沢拓哉, 百澤大: ロボット芝刈り機 Miimo HRM3000 の開発, Honda R&D Technical Review, Vol. 30, No. 2, p. 50-56
- (3) 矢口忠博, 後藤芳奈, 阿部允宏, 鳥井貴彦, 三輪あさぎ: Honda WANDER WALKER CONCEPT のデザイン, Honda R&D Technical Review, Vol. 29, No. 1, p. 114-119
- (4) 斉藤陽子, 興石健: 空港案内ロボットシステムの開発とデザイン, Honda R&D Technical Review, Vol. 33, No. 1, p. 1-8
- (5) <https://www.honda.co.jp/news/2021/c210719.html>

■ 著 者 ■



伊藤 淳



増淵 義則

三次元集電体及び無機バインダーを用いた 高目付シリコン負極

High Loading Si Anode with 3D Collector and Inorganic Binder

田 中 俊 充¹
Toshimitsu TANAKA
向 井 孝 志³
Takashi MUKAI

田 名 網 潔¹
Kiyoshi TANAAMI
池 内 勇 太³
Yuta IKEUCHI

磯 谷 祐 二²
Yuji ISOGAI

要 旨

ABSTRACT

リチウムイオン二次電池の高エネルギー密度化を実現すべく、三次元集電体及び無機バインダーのSi負極への適用検討を実施した。試験実施にあたり小型セルでの試算を実施、通常の塗工電極に対しエネルギー密度の観点で優位性があることを確認した。

6.0 mg/cm²程度の目付け量において作製した電極(密度0.05 g/cm³)を用い、無機バインダーの効果を確認したところ、無機バインダー無し品ではエージング工程2サイクル目まで容量維持率が25%以下まで低下してしまう一方、無機バインダー併用品では、50サイクルの時点の容量維持率が78%であった。次に高エネルギー密度化のため電極プレスをおこない、得られた電極(密度0.17 g/cm³, 0.59 g/cm³)を用い同様のサイクル試験を実施したところ、0.17 g/cm³品では未プレス品と容量維持率が同等であった一方、0.59 g/cm³品では容量維持率が46%まで低下した。試験後電極の断面観察の結果、期待通り電極体の膨張収縮が抑制できていた一方、合剤層と集電箔界面間にクラックが存在し、そのクラック量が0.59 g/cm³品の方が多いことを確認した。

The application of three-dimensional collector and inorganic binder for silicon anodes was investigated with a view to raising the energy density of lithium-ion secondary batteries to a high level. In connection with testing, simulations with compact cells were conducted and confirmed the advantage over conventional electrodes in terms of energy density.

The effectiveness of inorganic binder was confirmed using electrodes (density 0.05 g/cm³) fabricated with a loading mass of about 6.0 mg/cm². It was found that the capacity retention of items without inorganic binder diminished to 25% or less up to the second cycle of the aging process, but the capacity retention of items that included inorganic binder was 78% at 50 cycles. Next, electrode pressing was carried out in order to raise the energy density to a high level. The electrodes obtained in this way (density 0.17 g/cm³ and 0.59 g/cm³) were used to perform the same kind of cycle testing, with the result that while the 0.17 g/cm³ item had the same capacity retention as the unpressed item, the capacity retention of the 0.59 g/cm³ item diminished to 46%. The results from cross-sectional observation of the electrode after testing showed that while the expansion and shrinking of the electrode had been successfully suppressed as anticipated, there were cracks between the interfaces of the composite layer and the collector foil, and the amount of that cracking was confirmed to be greater in the 0.59 g/cm³ item.

1. ま え が き

持続可能な社会実現のため官民を挙げた脱炭素社会への取り組みが進められている中、弊社では汎用機器、二輪・四

輪車の電動化を推進している⁽¹⁾。

市場に様々な二次電池が存在する中、特に四輪車ではエネルギー密度の観点からリチウムイオン二次電池(以下、LIB)が多く採用されているが、ガソリンのエネルギー密

¹ 先進技術研究所

E-mail: toshimitsu_tanaka@jp.honda,

kiyoshi_tanaami@jp.honda

² 先進技術研究所, 博士(学術)

³ ATTACCATO 合同会社

度 (12000 Wh/kg まで) に対し, LIB エネルギー密度は高いもので 200 Wh/kg 程度であることから, 同セルを搭載した電動車両はガソリン車に対し航続距離が短いという課題を抱えている^{(2),(3)}. この課題を解決する手段の一つとして LIB の高エネルギー密度化がある. エネルギー密度には, 単位体積あたりの体積エネルギー密度 (Wh/L) または, 単位重量当たりの重量エネルギー密度 (Wh/kg) が存在するが, 今回セルのエネルギー密度を議論する際には車載観点で重要な体積エネルギー密度を用いる.

電池の体積エネルギー密度は, 例えば下記の式で表される.

$$\text{体積エネルギー密度 (Wh/L)} = \text{平均駆動電圧 (V)} \times \text{活物質容量密度 (Ah/g)} \times \text{電極密度 (g/L)}$$

このうち電極密度は, 単位面積あたりに存在する活物質を表す目付け量 (mg/cm^2) と厚み (μm) に分解できる. すなわち高エネルギー密度化を達成するためには, 平均駆動電圧の高電圧化と高容量密度化, 及び電極の高密度化 (活物質の高目付化, 電極膜厚の薄膜化) が有効である.

これまでに, 三次元網目構造体 (以下, 3D 集電体) を適用し, 電極 (以下, 3D 電極) の目付を増加させることで, セルのエネルギー密度を約 10% 向上できること, 及び目付を増加させる場合の課題である内部抵抗増大やサイクル特性の低下においても通常電極に対し優位であることを確認し, 同技術の高エネルギー密度化への有効性を明らかにしてきた^{(4),(5)}. この 3D 電極技術に対し, 高容量活物質を適用することで更なるエネルギー密度の向上が期待できる.

そこで, 次世代高容量負極として検討されているシリコン (以下, Si) の 3D 集電体への適用検討を実施した.

今回負極活物質として適用する Si は, その理論容量密度が 4200 mAh/g, 実効容量としても 3600 mAh/g 程度まで確認されており⁽⁶⁾, 一般的な LIB の負極に適用されている黒鉛の 372 mAh/g に比べ容量約 10 倍の活物質である. 一方で, 同活物質は充放電時に最大で 4 倍の体積膨張を起こすことから, サイクルを重ねるごとに膨張収縮を繰り返すことで集電箔から Si 活物質を含む合剤が滑落し, サイクル性が極めて低いという課題がある⁽⁷⁾.

2. 電極設計指針

Fig. 1 及び 2 に目付け量 $3.0 \text{ mg}/\text{cm}^2$ の Si 電極のエージング前後の走査型電子顕微鏡 (SEM) による断面画像を示す. エージング後では, 活物質の膨張により, 電極厚さが $25 \mu\text{m}$ から $45 \mu\text{m}$ と 1.8 倍に膨張していることが確認できる. 更に, 電極体の崩壊が確認でき, 電子伝導が断裂されていることがわかる. そのため, Si 系電極のサイクル性確保のためには目付を低くする必要がある. こうした課題に対し, 各部材 (活物質, バインダー, 導電助剤, 電解

液) の改良, 電極仕様, 充放電条件の最適化が進められている⁽⁸⁾⁻⁽¹⁰⁾. しかしながら, 依然として 100 サイクル以上のサイクル性が確認できているのは $3.0 \text{ mg}/\text{cm}^2$ 以下であり, 一般的黒鉛電極に対し半分以下である⁽¹¹⁾⁻⁽¹⁴⁾.

そこで今回, 活物質に Si を使用し, 3D 集電体とケイ酸塩系バインダー (以下, 無機バインダー) を組み合わせることで, セルとして十分なエネルギー密度を提示できる Si 負極について検討した. Fig. 3 に示すように, 3D 集電体の網目状構造によるマイクロメートルサイズの構造保持と, 無機バインダーによる強固なシクロキサン結合によるナノメートルサイズの構造保持を組み合わせることで Si 粒子間, 及び合剤間の剥離を抑制, 目付を向上させた際の課題であるサイクル性の向上を試みた.

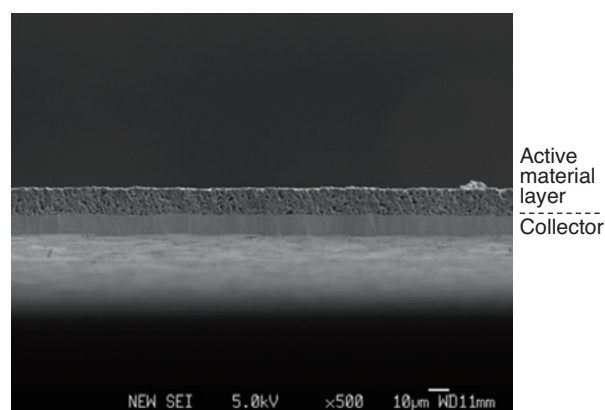


Fig. 1 Cross-section SEM image of Si electrode before aging (magnification: $\times 500$)

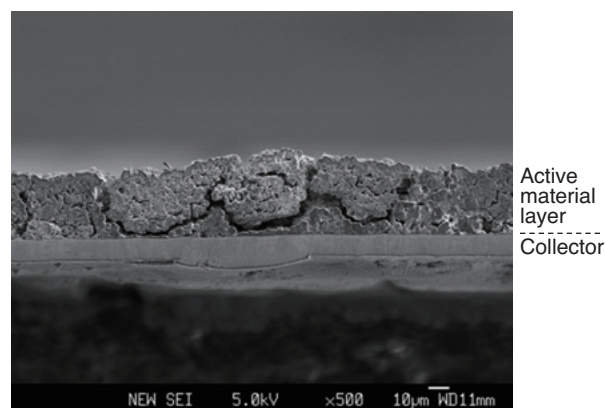


Fig. 2 Cross-section SEM image of Si electrode after aging (magnification: $\times 500$)

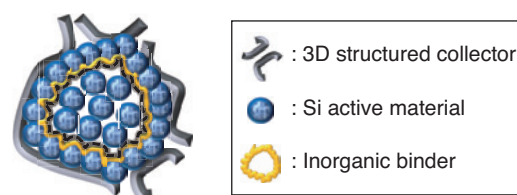


Fig. 3 Image of 3D anode with Si applied

Table 1 Electrode calculation conditions

	Foil coated electrode	3D electrode	3D-Si electrode
Cathode active material	$\text{LiNi}_{1/3}\text{Mn}_{1/3}\text{Co}_{1/3}\text{O}_2$		
Cathode active material content	94 wt%		
Cathode collector foil	Al 15 μm	Aluminum Celmet	
Cathode 3D-structured collector porosity	-	97%	
Anode active material	Graphite		Silicon
Anode active material content	96.5 wt%		91%
Anode 3D-structured collector porosity	-	97%	
Element ratio	83 vol%		
Anode collector foil	Cu 8 μm	Nickel Celmet	
Separator	15 μm		
Negative/Positive ratio	1.05		
Cell volume	360 mL		

また、こうした部材の組み合わせに加え、電極密度も重要なパラメータである。例えば低密度電極は、極板内にある一定量の空隙を持たせることができるため、膨張収縮による電極体ひずみを抑えることでサイクル性を向上させることができる一方、容量の寄与しない体積が存在することから体積エネルギー密度が減少する。本検討では、高エネルギー密度化を念頭に、プレスによる高密度化検討も合わせて実施した。

2.1. エネルギー密度の算出

セルサイズを 360 mL と仮定し Table 1 の試算条件にて、通常の集電箔を使用した電極（以下、箔電極）、三次元構造集電体を使用した電極（以下、3D 電極）、及び三次元構造集電体に Si 系活物質を使用した電極（以下、3D-Si 電極）について、目付け量を変更させた場合のセルの体積エネルギー密度を試算した。試算結果を Fig. 4 に示す。

箔電極の試算結果を点線として、3D 電極の試算結果を二重線として、3D-Si 電極の試算結果を実線として示す。3D-Si 電極では、電極密度 0.3 及び 0.5 g/cm^3 の条件にて試算した結果を示す。

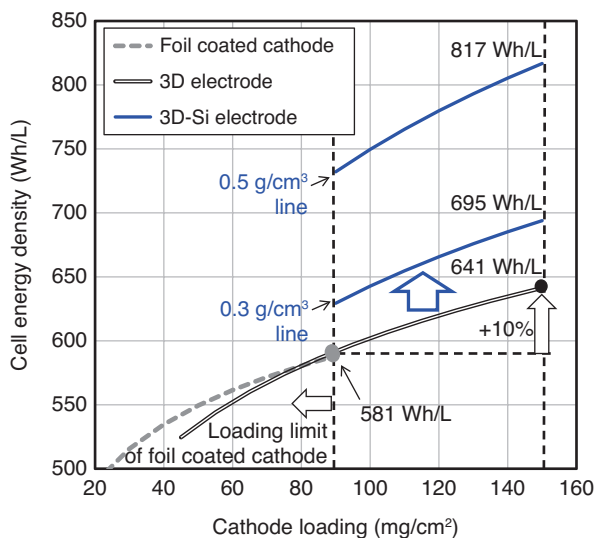


Fig. 4 Relationship between electrode type and cell energy density

箔電極では、主にバインダーの偏在による結着力低下により過去の弊社評価において目付 90 mg/cm^2 程度が塗工限界であったことを踏まえると、セルの体積エネルギー密度は最大で 581 Wh/L であるのに対し、3D 電極では 3D 集電体によるマクロな構造保持により目付上限が増加することでセルの体積エネルギー密度は最大で 641 Wh/L まで向上する。これは、電極の高目付化により、必要な電極の積層数が削減され、容量に寄与しない集電体やセパレータ等の部材使用量が削減された結果、体積エネルギー密度が増加することを示している。

これに加え、Si 活物質を適用した 3D-Si 電極については、正極目付 90 mg/cm^2 での比較において、低密度 (0.3 g/cm^3) で 629 Wh/L、高密度 (0.5 g/cm^3) で 732 Wh/L となる。また、正極目付 150 mg/cm^2 では、低密度 (0.3 g/cm^3) が 695 Wh/L、高密度 (0.5 g/cm^3) が 817 Wh/L となる。以上の結果より、計算上従来の箔電極に対し、最大で 1.4 倍のセル体積エネルギー密度の向上が可能になる。

3. 実験方法

3.1. セル部材

3.1.1. 三次元構造集電体

集電体は住友電気工業株式会社製のセルメットを使用した。正極にはアルミニウムのセルメット、Si 系負極にニッケルのセルメットを使用した。通常、LIB 負極には銅集電箔が用いられるが、Si 活物質の膨張収縮への対策として集電体の機械強度を高める狙いで、より高強度であるニッケルを材質として採用した。

3.1.2. 正極

活物質として三元系層状酸化物 $\text{LiNi}_{1/3}\text{Co}_{1/3}\text{Mn}_{1/3}\text{O}_2$ (NCM)、導電助剤はアセチレンブラック (AB)、結着剤としてポリフッ化ビニリデン (PVDF) を使用し、組成比を NCM/AB/PVDF = 94/4/2 wt% とした。その後、Fig. 5 に示すフローに従い、(a) スラリー調液したのち、(b) 電極の目付け量が 100 mg/cm^2 となるよう電極塗工を実施、その電極に対し (c) 電極密度が 3.2 g/cm^3 になるよう圧延をおこなうことで電極を作製した。

3.1.3. 負極

各電極の仕様を Table 2 に示す。活物質として Si 粉末

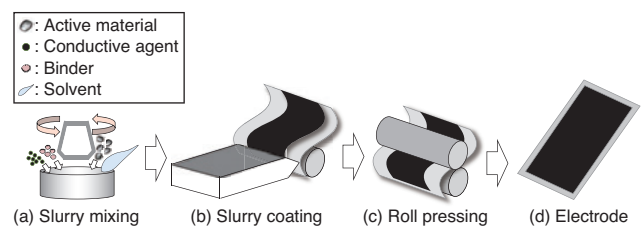


Fig. 5 Lithium-ion battery electrode manufacturing processes

Table 2 Silicon electrode

	Reference	Si-0.05 g/cm ³ (Si-1)	Si-0.17 g/cm ³ (Si-2)	Si-0.59 g/cm ³ (Si-3)
Active material	Silicon			
Active material content	90 wt%			
Electrode loading	6.0 mg/cm ²		5.5 mg/cm ²	5.3 mg/cm ²
Electrode density	0.05 g/cm ³		0.17 g/cm ³	0.59 g/cm ³
Inorganic binder	Not applied	Applied		
Collector	Nickel Celmet			

を、導電助剤として AB、及び気相法炭素繊維 (VGCF) を、結着剤として PVDF を使用し、組成比は、Si/AB/VGCF/PVDF = 91/4.2/0.8/4 wt% とした。この組成にて正極同様手順にて、Table 2 に示す目付け量及び密度の無機バインダー塗布前の電極を得た。

得られた電極に対し、過去の文献⁽¹⁰⁾を参考にスプレー法にて無機バインダー溶液 ($K_2O \cdot 3SiO_2$) を目付け量 1.0 mg/cm² になるよう塗布・含浸させた後 120℃ の温度にて加熱処理をおこなうことで所望の電極を得た。

この電極に対しロールプレス (ロール温度 60℃) を実施、Table 2 に示す異なる密度の電極を得た。

3.1.4. セパレータ

厚さ 15 μ m ポリエチレン微多孔膜を使用した。

3.1.5. 電解液

溶媒は、エチレンカーボネート (EC)、ジメチルカーボネート (DMC)、エチルメチルカーボネート (EMC) の混合溶媒とし、比率を EC/DMC/EMC = 30/40/30 wt% とした。混合溶媒に支持塩の六フッ化リン酸リチウム ($LiPF_6$) を 1.2 モル濃度で溶解させて電解液とした。

3.1.6. セル外装体

今回、外装体としては CR2032 型コインセルを使用した。

3.2. 電極の分析

3.2.1. 走査型電子顕微鏡

電極中の活物質と集電体の接触状態を確認する目的で、クロスセクションポリッシャで断面を制作し、Carl Zeiss 社製 ULTRA55 型走査型電子顕微鏡を用いて観察した。

3.2.2. エネルギー分散型 X 線分析

電極中の活物質、導電助剤、バインダーの分散性を確認する目的で、上述の断面に対し、日本電子社製エネルギー分散型 X 線分析 (EDX) を用い元素マッピング (C, F, K, Si, Ni) をおこなった。各元素の、C は導電助剤及び結着剤、F は結着剤、K は無機バインダー、Si は活物質、Ni は集電体の存在をそれぞれ表している。

3.3. セル評価方法

セルを 45℃ の恒温槽に設置し、4.2 から 2.5 V の範囲にてそれぞれ 0.1 C の定電流充放電サイクル試験を実施した。なお休止時間は 1 時間として計測した。本試験では、

エージング処理として 0.1 C の定電流充放電を 5 サイクル実施したのち、計 50 サイクル実施した。

4. 結果と考察

Fig. 6 から 8 にサイクル試験前の Si 適用三次元電極、Si-0.05 g/cm³、Si-0.17 g/cm³、Si-0.59 g/cm³ (以下、Si-1、Si-2、Si-3) の各断面 SEM 結果を、Fig. 9 から 11 に EDX

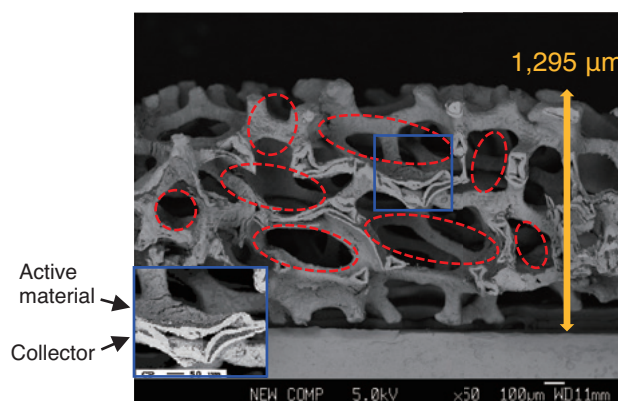


Fig. 6 Cross-section SEM image of Si-1 before test (magnification: $\times 50$)

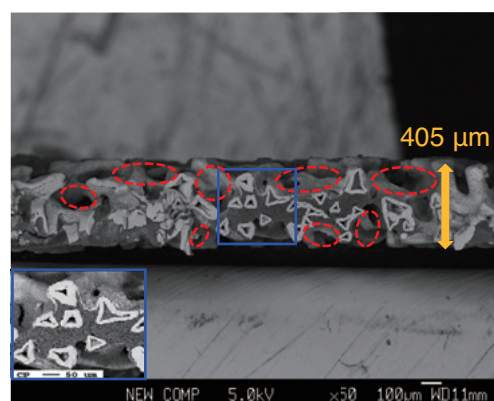


Fig. 7 Cross-section SEM image of Si-2 before test (magnification: $\times 50$)

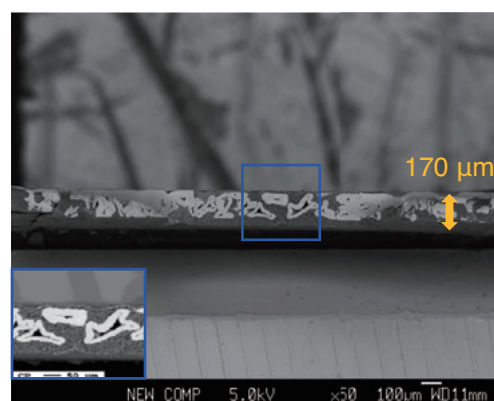


Fig. 8 Cross-section SEM image of Si-3 before test (magnification: $\times 50$)

を用い実施した元素マッピング結果をそれぞれ示す。

塗工後電極である Si-1 では、塗工前の集電体と同様の膜厚、空隙構造 (図中赤枠) を有しているのに対し、Si-1 に対しプレスを実施し、密度をそれぞれ 0.17 g/cm^3 , 0.59 g/cm^3 に調整したサンプルである Si-2, Si-3 については、密度の増加に伴い構造体由来の大きな空隙が減少, Si-3 では断面画像で判断するかぎり存在していないことを確認した。

また、各電極の EDX 結果より、いずれのサンプルも Si 像で示される活物質の部位に、導電助剤 (C 像), バイン

ダー (F 像: PVDF, K 像: 無機バインダー) が存在していることを確認した。しかしながら、Si-3 では電極内外で K 像にコントラストが存在し、電極内部において無機バインダー量が十分ではないことが示唆された。

Fig. 12 に、reference と Si-1 のエージング時 (5 サイクル) における充電容量推移を示す。reference ではエージング 2 サイクル目の時点で初期容量に対し 25% まで容量維持率が低下しているのに対し、Si-1 では 78% であった。この結果より、三次元集電体を適用する系においても無機バインダーによるミクロな構造保持が効果的であることを確認した。

Fig. 13 に密度の異なる各電極 (Si-1, Si-2, Si-3) のサイクルテスト前後の放電容量を、Fig. 14 にサイクル数と容量

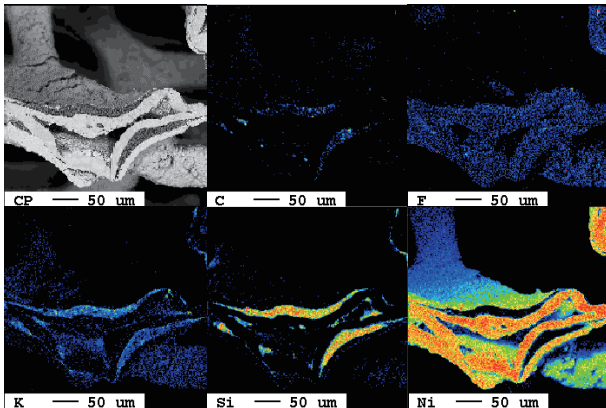


Fig. 9 Cross-section EDX images of Si-1

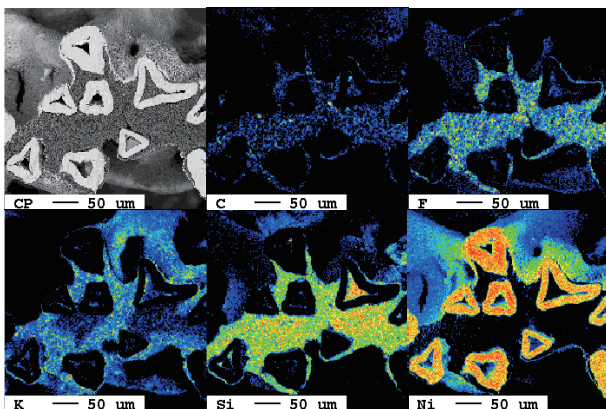


Fig. 10 Cross-section EDX images of Si-2

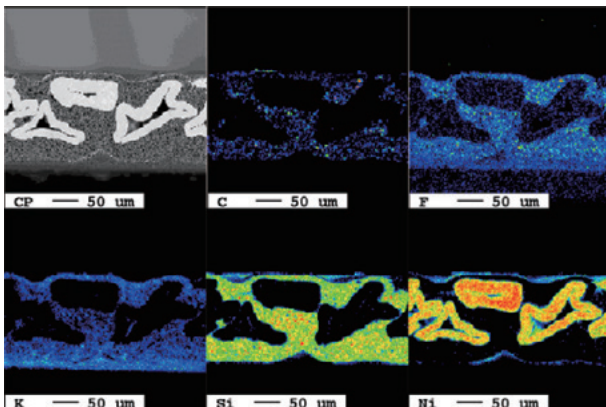


Fig. 11 Cross-section EDX images of Si-3

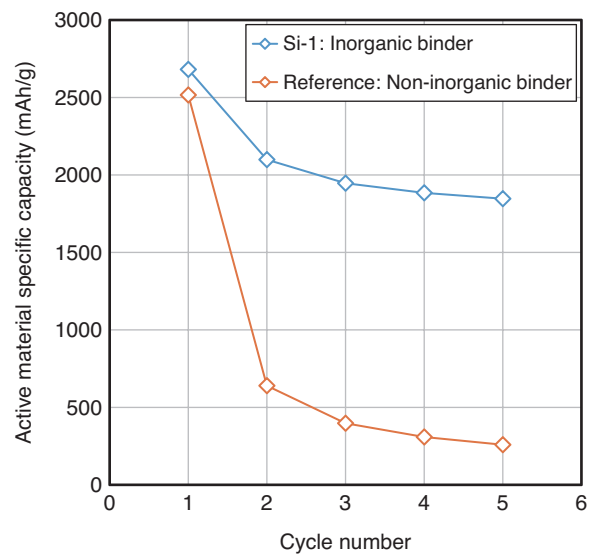


Fig. 12 Charge capacity in aging process of reference item and Si-1

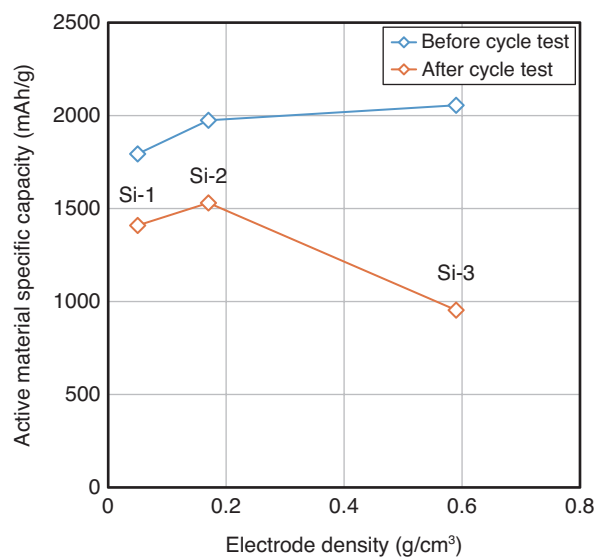


Fig. 13 Discharge capacity of each electrode before and after cycle test

維持率の関係を示す。初期の放電容量は Si-1, Si-2, Si-3 の順に, 1794, 1975, 2055 mAh/g であった。この容量向上は, 高密度化により導電助剤, 活物質, 集電体のコンタクト性が改善されたものと考えている。一方で, 50 サイクル経過後の放電容量は, 上述の順に 1409, 1530, 954 mAh/g であった。また, 容量維持率としては, それぞれ 78, 77, 46% であり, サイクル性の観点では低密度品の方が優位であることが示された。電極中の空隙が Si 活物質の膨張収縮に対する緩衝層として機能したこと, 及び無機バインダーの分散性が主因であると考えている。以上の結果より, 今回の仕様では高目付ながら 50 サイクル時点で 78% の容量維持率が達成できること, 及び放電容量並びに容量維持率は電極密度に依存することが示された。

Fig. 15 から 17 にサイクル試験後に取り出した各電極の低倍率 (倍率:50 倍) 断面 SEM 像を, Fig. 18 から 20 に高倍率 (倍率:2000 倍) 断面 SEM 像を示す。

低倍率 SEM 像より, 各極の膜厚は Si-1, 2, 3 の順に 1057, 487, 200 μm であった。Fig. 6 から 8 の断面 SEM 像よりサイクル試験前の膜厚が, それぞれ 1295, 405, 170 μm であることを踏まえると, サイクル試験前後での電極膨張率は最大で Si-2 の 1.2 倍程度であり, 今回の電極構成によって, 塗工電極系に比べ 1/4 程度まで低減することを確認した。これは, 無機バインダーによる活物質間のミクロな構造保持に加え, 活物質の膨張収縮に対し三次元的な構造保持が期待できる 3D 集電体適用を組み合わせることにより活物質間の剥離や滑落が抑制された結果であると考えている。また, Si-1 についてはむしろ電極膜厚が収縮しているが, これは同電極が未プレス品であることからコインセルの拘束荷重にて収縮した影響によるものと考えている。以上の結果より, 同仕様で Si 系負極による高目付と高

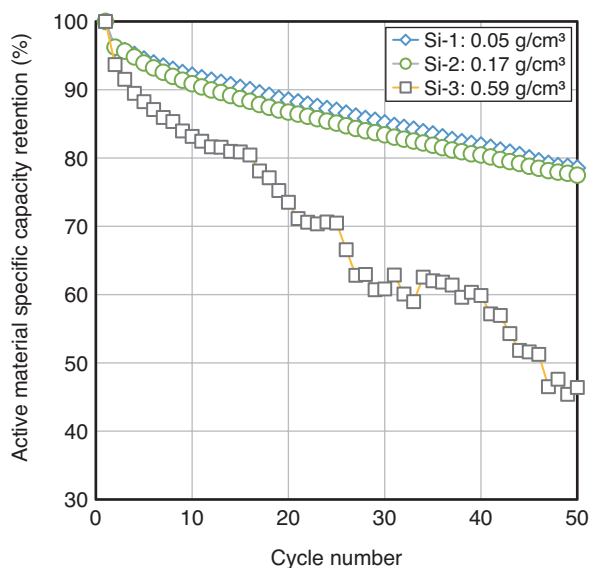


Fig. 14 Capacity retention of Si-1, Si-2, and Si-3

耐久の両立に有効な手段であるということが確認できた。

一方, 高倍率断面 SEM 像より, Si-1 並びに 2 では集電箔及び活物質合剤層間 (Fig. 18, 19 中赤枠) に, Si-3 では集電箔及び活物質合剤層間 (Fig. 20 中赤枠) に加え活物質合

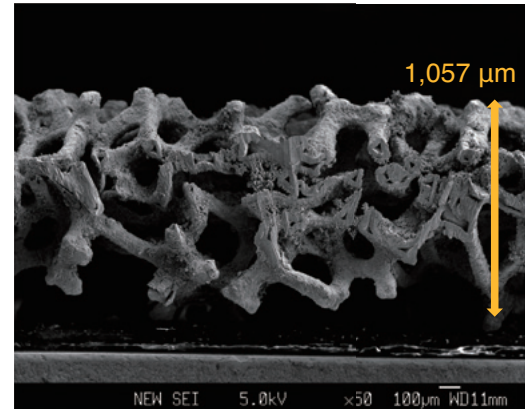


Fig. 15 Cross-section SEM image of Si-1 after test (magnification: ×50)

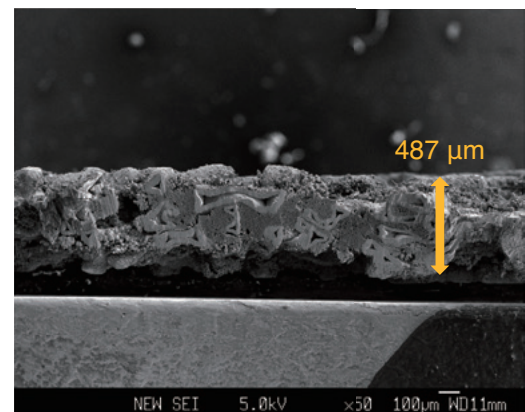


Fig. 16 Cross-section SEM image of Si-2 after test (magnification: ×50)

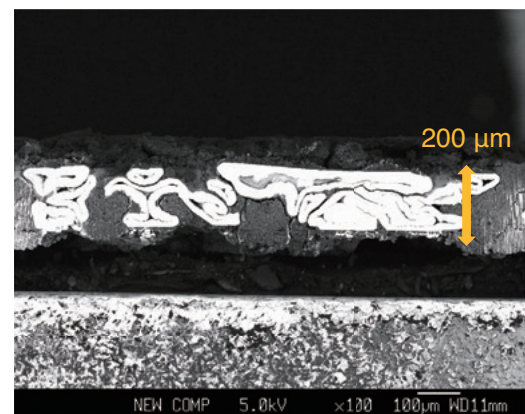


Fig. 17 Cross-section SEM image of Si-3 after test (magnification: ×50)

剤層内 (Fig. 20 中青枠) にクラックが発生していることを確認した。合剤層内のクラックは、導電パス切断に伴う抵抗増加や活物質の孤立化を引き起こすことから、これにより容量維持率が低下したものと考えている。また、Si-1, 2

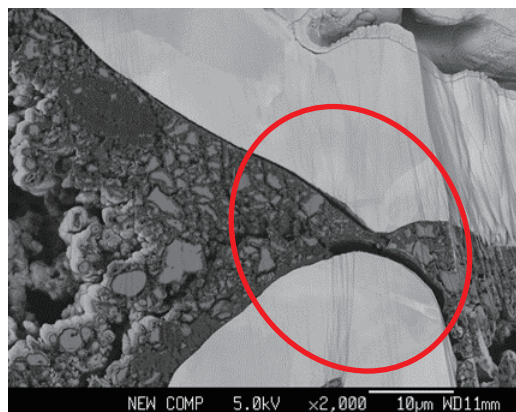


Fig. 18 Cross-section SEM image of Si-1 after test (magnification: $\times 2000$)

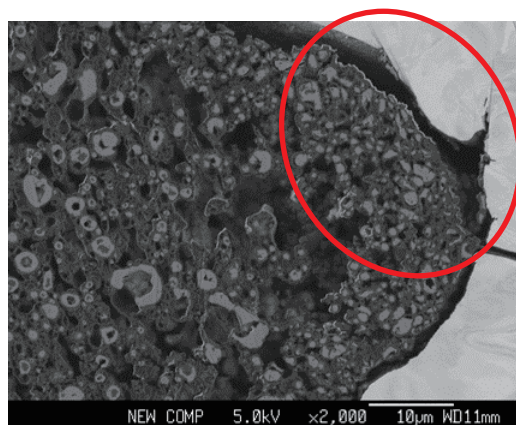


Fig. 19 Cross-section SEM image of Si-2 after test (magnification: $\times 2000$)

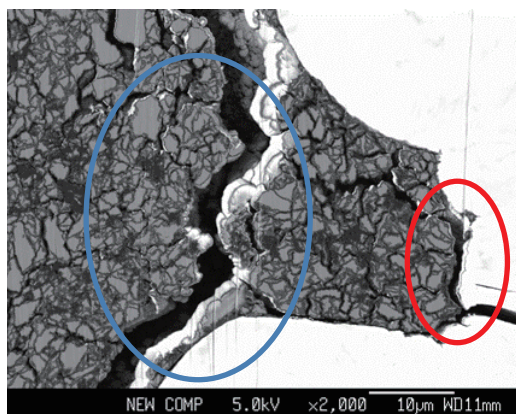


Fig. 20 Cross-section SEM image of Si-3 after test (magnification: $\times 2000$)

では電極内に構造体由来の空隙が存在しており、これらが合剤層の膨張収縮に対し緩衝層として機能するのに対し、Si-3 では空隙がほとんど存在しないことから活物質合剤層並びに集電箔界面に対し力学的負荷が大きく、集電箔及び活物質界面に加え合剤層内にもクラックが生じたことで、容量維持率が低かったものと考えている。

以上の結果より、今回の仕様において高目付ながらサイクル初期における電極体の崩壊を抑制できた一方、集電体界面付近の微細なクラックによる導電パスの切断に起因した容量維持率低下を確認した。今後、実用化に向けた更なるサイクル性向上のため、微細なクラックの抑制を念頭に材料・電極仕様、並びに充放電条件の適正化が必要と考えられた。

5. まとめ

今回、リチウムイオン二次電池の高エネルギー密度化を実現すべく、三次元集電体及び無機バインダーの高目付 Si 負極への適用検討を実施した。

- (1) 三次元集電体に加え無機バインダーを適用することで、 6.0 mg/cm^2 程度の目付け量において、50 サイクルの時点の容量維持率が 78% であった。
- (2) 電極の解体解析の結果、各極の膨張率は最大で 1.2 倍程度であり、今回の仕様が Si 系負極の課題である膨張収縮抑制に寄与していることが示された一方、集電箔及び合剤層間、及び合剤層内にクラックがあることを確認した。

今後、劣化要因と考えられるクラック抑制を念頭に、更なる部材、及び電極仕様の適正化を継続推進してゆく。

参考文献

- (1) 本田技研工業株式会社: Honda サステナビリティレポート 2021, p. 4-9, (2021)
- (2) 西本裕: 電気自動車用二次電池, 特許懇, No. 274, p. 30-37, (2014)
- (3) 経済産業省: 自動車新時代戦略会議 (第 1 回) 資料, (2018)
- (4) 田名網潔, 磯谷祐二, 青柳真太郎, 奥野一樹, 竹林浩, 妹尾菊雄, 細江晃久: 高容量リチウムイオン電池への三次元構造電極の適用検討, Honda R&D Technical Review, Vol. 32, No. 2, p. 115-124
- (5) 田名網潔, 田中俊充, 磯谷祐二, 青柳真太郎, 細江晃久, 竹林浩, 奥野一樹, 山本琢磨: 三次元網目構造電極を適用した高容量リチウムイオン電池の内部抵抗低減, Honda R&D Technical Review, Vol. 33, No. 1, p. 66-77
- (6) Park, M.-H., Kim, M. G., Joo, J., Kim, K., Kim, J.,

- Ahn, S., Cui, Y., Cho, J.: Silicon Nanotube Battery Anodes, *Nano Lett.*, Vol. 9, Issue 11, p. 3844-3847, (2009)
- (7) Zuo, X., Zhu, J., Müller-Buschbaum, P., Cheng, Y.-J.: Silicon based lithium-ion battery anodes: A chronicle perspective review, *Nano Energy*, Vol. 31, p. 113-143, (2017)
- (8) Wu, H., Cui, Y.: Designing nanostructured Si anodes for high energy lithium ion batteries, *nanotoday*, Vol. 7, p. 414-429, (2012)
- (9) Li, J.-T., Wu, Z.-Y., Lu, Y.-Q., Zhou, Y., Huang, Q.-S., Huang, L., Sun, S.-G.: Water Soluble Binder, an Electrochemical Performance Booster for Electrode Materials with High Energy Density, *Advanced Energy Materials*, Vol. 7, Issue 24, (2017)
- (10) 高橋牧子, 木下智博, 田名網潔, 青柳真太郎, 向井孝志, 池内勇太, 坂本太地, 山下直人: ケイ酸塩系無機バインダを用いた高性能Si負極, *Honda R&D Technical Review*, Vol. 33, No. 1, p. 78-85
- (11) Wang, Y., Xu, H., Chen, X., Jin, H., Wang, J.: Novel constructive self-healing binder for silicon anodes with high mass loading in lithium-ion batteries, *Energy Storage Materials*, Vol. 38, p. 121-129, (2021)
- (12) Haridas, A. K., Nguyen, Q. A., Terlier, T., Blaser, R., Biswal, S. L.: Investigating the Compatibility of TTMSF and FEC Electrolyte Additives for $\text{LiNi}_{0.5}\text{Mn}_{0.3}\text{Co}_{0.2}\text{O}_2$ (NMC) – Silicon Lithium-Ion Batteries, *ACS Appl. Mater. Interfaces*, Vol. 13, Issue 2, p. 2662-2673, (2021)
- (13) Nguyen, C. C., Seo, D. M., Chandrasiri, K. W. D. K., Lucht, B. L.: Improved Cycling Performance of a Si Nanoparticle Anode Utilizing Citric Acid as a Surface-Modifying Agent, *Langmuir*, Vol. 33, Issue 37, p. 9254-9261, (2017)
- (14) Yoon, T., Chapman, N., Seo, D. M., Lucht, B. L.: Lithium Salt Effects on Silicon Electrode Performance and Solid Electrolyte Interphase (SEI) Structure, Role of Solution Structure on SEI Formation, *Journal of The Electrochemical Society*, Vol. 164, No. 9, A2082-A2088, (2017)

■ 著 者 ■



田中 俊 充



田名網 潔



磯谷 祐二



向井 孝 志



池内 勇 太

カーボンリサイクルメタン合成を目的とした 二酸化炭素と水蒸気の共電解反応条件の検討

Investigation of CO₂ and Steam Co-electrolysis Conditions
for Synthesizing Carbon Recycled Methane

毛 里 昌 弘¹

Masahiro MOURI

牧 美 里¹

Misato MAKI

柳 澤 和 貴¹

Kazuki YANAGISAWA

吉 田 潤 平¹

Junpei YOSHIDA

要 旨

ABSTRACT

カーボンリサイクルの高効率化を目指し、再生可能エネルギーを利用した共電解によるメタン合成の検討をおこなった。具体的には、二酸化炭素と高温水蒸気から、共電解により一酸化炭素と水素の混合物である合成ガスを得るための反応条件を検討した。最初に、合成ガス生成に適した固体酸化物型電解セルの特性を理解するために、電解質支持体構造セルと燃料極支持体構造セルの共電解性能を比較した。その結果、電解電流密度、合成ガス変換率ともに、燃料極支持体構造セルが高くなることが分かった。次にこの燃料極支持体構造セルを用いて、固体酸化物型電解セルリアクタの設計指針となる電解電流密度と原料ガス処理量の関係を得た。また、同リアクタの運転指針となる、メタンガス生成の理論モル比に合成ガス組成を合わせるための原料ガス組成を確認した。

An investigation of methane synthesis by co-electrolysis using renewable energy was conducted. The aim was to achieve highly efficient energy conversion in carbon recycling. Specifically, the investigation focused on the reaction conditions that apply when carbon dioxide and high-temperature steam are used to obtain syngas, which is a mixture of carbon monoxide and hydrogen made by co-electrolysis. First, the co-electrolysis performance of the electrolyte supported cell and of the fuel electrode supported cell were compared in order to determine the characteristics of a solid oxide electrolysis cell that are suited to syngas production. It was found from the results of that comparison that both the electrolysis current density and the syngas conversion rate are higher with the fuel electrode supported cell. Next, the relationship between the electrolysis current density and the source gas throughput quantity, which is a design parameter for the solid oxide electrolysis cell reactor, was obtained using a fuel electrode supported cell. Confirmation was also obtained of the source gas composition needed to match the syngas composition to the theoretical molar ratio for producing methane gas, which is an operation criterion for such reactors.

1. 緒言

二酸化炭素 (CO₂) に代表される温室効果ガスによる気候変動対策として、各国が 2050 年までのカーボンニュートラル達成に向けた意欲的な目標や取組みを掲げている⁽¹⁾。

その中で、再生可能エネルギーを利用した CO₂ の再資

源化 (カーボンリサイクル) が検討されており、Power to Gas (P2G) によるメタン製造 (メタネーション) 技術が注目されている。P2G とは、再生可能エネルギーの電力を気体燃料に変換する技術である。メタネーションの原料ガス (Source gases) となる CO₂ 源には、製鉄所⁽²⁾、ゴミ処理場⁽³⁾、火力発電所等からの排出ガスを用いることが有効と考

¹ 先進パワーユニット・エネルギー研究所

E-mail: masahiro_mouri@jp.honda

えられている。再生可能エネルギー100%の電力で製造したメタン (CH_4) はカーボンニュートラルなグリーンメタンとして定義され、都市ガスへの互換あるいは代替燃料として期待されている⁽⁴⁾。都市ガス組成の約90%は CH_4 であるので、グリーンメタンを既存の天然ガスや都市ガスパイプラインへ注入して輸送と貯蔵ができる。

そこで、本研究ではFig. 1に示すような、高効率なカーボンリサイクル CH_4 合成を目指した、 CO_2 と高温水蒸気 (H_2O) の同時電解反応である共電解 (Co-electrolysis) により合成ガス (Syngas) すなわち酸化炭素 (CO) と水素 (H_2) の混合物を得て、この合成ガスを經由して CH_4 を合成するシステムである。

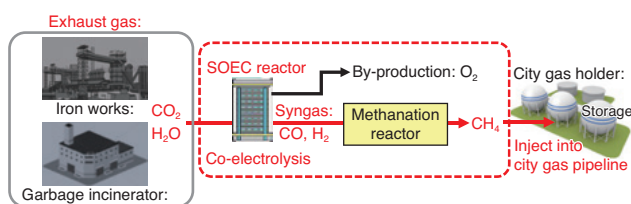


Fig. 1 Co-electrolysis methanation system via syngas

2. メタン製造の高効率化

2.1. メタン合成プロセス

P2G による CH_4 製造には主にFig. 2に示す、二つの方法が検討されている⁽⁴⁾。

Fig. 2(a)の方法では、上流の水蒸気電解、もしくはアルカリ水電解により H_2 を生成し、次に生成した H_2 と CO_2 を混合して後流の熱化学リアクタへ供給し、サバティエ反応により CH_4 合成をおこなうものである。

Fig. 2(b)⁽⁵⁾⁻⁽⁷⁾の方法では、上流の CO_2 と H_2O の共電解反応により生成した合成ガスを後流のメタネーションリアクタへ供給し、熱化学反応により CH_4 合成をおこなうものである。

反応に関与する化学種に着目して、この二つの方法を比較すると、Fig. 2(a)では、上流の電解により生成した H_2 を一旦貯蔵して、後流の CH_4 合成に必要なモル数と一致するように CO_2 と混合してから熱化学リアクタへ導入する必要がある。このため大規模 CH_4 製造を想定した場合、電解 H_2 の貯蔵タンクやパイプラインの新規設置が必要となり、それに伴う関連法規、技術規格の整備も課題となる。

欧州では、電解 H_2 を都市ガスパイプラインへ注入し、都市ガスの一部として利用することも検討されているが、 H_2 は CH_4 よりも体積当たりの発熱量が小さいため、 H_2 の混合量が制限されて利用拡大が進んでいない⁽⁸⁾。

一方、Fig. 2(b)では、上流の共電解で生成する合成ガスの組成を後流の CH_4 合成に必要なモル数と一致させることができれば、その全量をメタネーションリアクタに直接導入でき中間ガス貯蔵が不要となる。また、原料ガスのモル数もFig. 2(b)の方が少ないため、原料ガス供給の昇圧や昇温に必要なエネルギーを抑制できる。さらに合成反応後も CH_4 と同時に副生する H_2O のモル数が少なく、脱水エネルギーを低減できる。

そこで、本研究では反応経路以外のエネルギー消費が少なく、高効率なメタネーションが期待できるFig. 2(b)の方法を用いることとした。

2.2. 共電解による合成ガス生成

本研究では、メタン合成の原料となる合成ガスを高効率に得るため、固体酸化物型電解セル (Solid oxide electrolysis cell: SOEC) を共電解リアクタに用いた。

Fig. 3にSOECリアクタによる共電解の概念図を示す。原料となる CO_2 と H_2O を同時に電解還元し、 CH_4 合成反応の原料となる合成ガスを得る。

共電解では、燃料極 (Fuel electrode) において式 (1)、(2) に示す反応が同時に起こり、原料ガスと電子 (e^-) から CO 、 H_2 および酸素イオン (O^{2-}) が生成される。

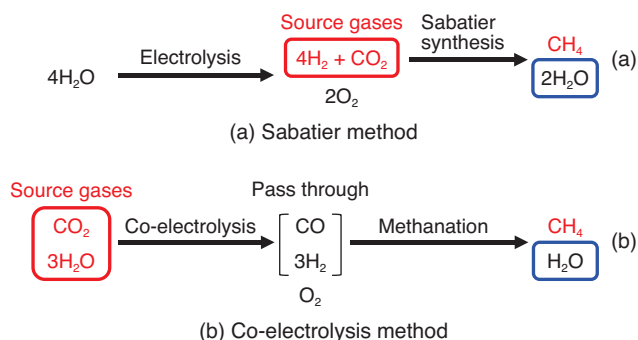


Fig. 2 Comparison of methane synthesis processes

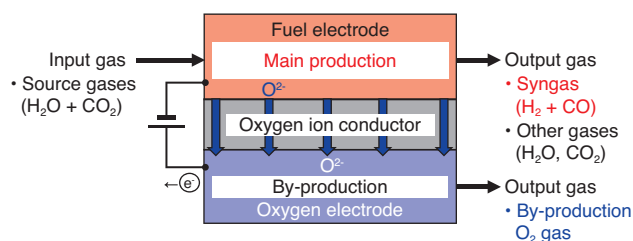


Fig. 3 Structure and material flow in SOEC co-electrolysis reactor

さらに副反応として式(3)に示す水性シフト反応(Aqueous shift reaction)も並行で起こる。



酸素極(Oxygen electrode)では、式(4)に示すように O^{2-} から酸素(O_2)を生成する。



共電解による合成ガス生成は、Fig. 4に示すように吸熱反応になる。この共電解反応に必要なエネルギーを式(5)に示す。

$$\Delta H = \Delta G + T\Delta S \quad (5)$$

ΔH : Enthalpy [kJ]

ΔG : Gibbs energy [kJ]

T : Operating temperature [K]

ΔS : Entropy [kJ/K]

ここで ΔH は反応に必要な全エネルギー、 ΔG は電力として供給するエネルギー、 $T\Delta S$ は熱として供給するエネルギーと定義される。このように反応エネルギーの一部を熱でも供給することができるため、例えば、製鉄所、ごみ処理場、火力発電所等の排熱を利用すれば、投入エネルギーを低減することが可能となる。これは他手法に対するSOECの優位性として期待されている⁽⁹⁾。これにより、SOECを用いた見かけのP2Gのエネルギー変換効率は100%を超えることもあるため、他手法と比較する際は熱収支を考慮する必要がある。

SOECの作動温度は、電解質(Oxygen ion conductor)中を移動する O^{2-} の抵抗低減のために少なくとも650℃以上の作動温度が必要となる⁽¹⁰⁾。一方でこの O^{2-} 移動抵抗に伴う過電圧による発熱は吸熱反応に利用できる。高温電解反応の吸熱と電解セルの発熱が釣り合う電位をサーモニュートラル電圧(Thermo-neutral voltage)と呼び、1セル当たりの電解電圧は、およそ1.3 V / Cellになる。よって、これ以

上の電圧であれば自律運転が可能となり、外部からの熱供給が不要となる。

2.3. 共電解用 SOEC リアクタの設計課題

合成ガス生成に用いるSOECリアクタのサイズは、式(6)に示す通り、 CO_2 目標処理量($Ta \text{ CO}_2 \text{ tqr}$)を基準にして決定される⁽¹¹⁾。SOECリアクタの小型化と製造コスト低減のためには、セル積層数($No \text{ cr}$)の削減が有効である。そのためには、電解電流密度(Current density)を向上させて、単位電極面積当たりの CO_2 処理量($\text{CO}_2 \text{ tra}$)を増加させる必要がある。

$$Ta \text{ CO}_2 \text{ tqr} = \text{CO}_2 \text{ tra} \cdot S \text{ ac} \cdot No \text{ cr} \quad (6)$$

$Ta \text{ CO}_2 \text{ tqr}$: CO_2 target throughput quantity per minute per SOEC reactor [t - CO_2 / min / Reactor]

$\text{CO}_2 \text{ tra}$: CO_2 throughput quantity per minute per unit active area [t - CO_2 / min / m^2]

$S \text{ ac}$: Active area of cell [m^2 / Cell]

$No \text{ cr}$: Cell stacking number per SOEC reactor [Cells / Reactor]

一方で、 CO_2 処理量の増加のために、SOECリアクタへ入力する原料ガス流量を多くすると、合成ガスへの変換率が低下することがある⁽¹²⁾。これは、原料ガスがSOECリアクタの処理能力を超えて入力されると吹き抜けてしまうためと推定される。このため、セルの電極面積と積層数を決定するためには、電解電流密度から原料ガス処理量と、合成ガス変換率から原料ガス吹抜け量を把握することが重要である。

2.4. 共電解用 SOEC リアクタの運転課題

SOECリアクタによる合成ガス生成では、式(1)と(2)に示した CO_2 と H_2O の電解反応と並行して、式(3)の水性シフト反応が起こる。このため、SOECリアクタへ入力した原料ガス中の H_2O から H_2 への変換と、 CO_2 から CO への変換はそれぞれ等量にならない可能性がある。後流のメタネーションリアクタで CH_4 合成をおこなうための理論モル比は $\text{H}_2 / \text{CO} : 3$ である。このため、SOECリアクタの出力ガスがこれに一致するように、上流のSOECリアクタへ入力する原料ガスの $\text{H}_2\text{O} / \text{CO}_2$ モル比の調整や水性シフト反応の温度依存性を把握することが重要となる。

3. 研究のねらい

SOECリアクタを用いた CO_2 と H_2O の共電解による合成ガス生成を経由するメタネーションにおいて、メタネーションシステムの効率を高めるために、SOECリアクタの設計指針と運転指針となる以下の事項を検討した。

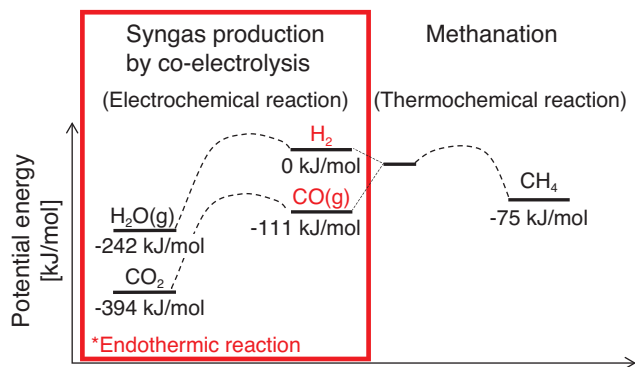


Fig. 4 Potential energy diagram in syngas synthesis and methanation

- (1) 合成ガス生成に適した SOEC の選定と構造の把握
- (2) 電解電流密度特性, 原料ガス処理量, 合成ガス変換率の確認
- (3) CH_4 合成理論比になる合成ガス生成のための原料ガス $\text{H}_2\text{O} / \text{CO}_2$ モル比, 反応条件の確認

4. SOEC と試験装置

4.1. 合成ガス生成に適した SOEC の選定

SOEC の基本構造は Fig. 5 に示す通り, 燃料極層 (Fuel electrode layer), 電解質層 (Electrolyte layer), 酸素極層 (Oxygen electrode layer) の大きく三層から成る。

現状では共電解用に専用設計された SOEC が存在しないことから, 固体酸化物型燃料電池用のセル (Solid oxide fuel cell: SOFC) を SOEC として転用した。燃料極層は, e^- 伝導を有する触媒となるニッケル (Ni) と O^{2-} 伝導を有する酸化物セラミックス (YSZ, GDC) の多孔質構造体を混合したものになる。ここでは e^- を受け取り, 原料ガスの CO_2 と H_2O を共電解反応により還元して合成ガスを生成する。電解質層 (ScSZ, YSZ) は, 燃料極で生成した O^{2-} を電場により正極の酸素極へ移動させる層で, 燃料極と酸素極の間のガス透過を遮断するバリア機能も兼ねている。酸素極層は, ランタン (La), ストロニウム (Sr) を混合した O^{2-} 伝導と e^- 伝導を有する多孔質構造酸化物セラミックス (LSM, GDC, LSC) になる。ここでは燃料極から移動してきた O^{2-} を酸化して O_2 と e^- を生成する。

Fig. 5 に示した 2 種類の SOEC の構造を比較すると, 電解質支持体構造セル (Electrolyte supported cell: ESC) では, 電解質層が厚く, 燃料極層が薄い構造となっており, 燃料極支持体構造セル (Fuel electrode supported cell: FSC) では, 電解質層が薄く, 燃料極層が厚い構造になっている。FSC の方が電解質層が薄いので O^{2-} の移動抵抗も小さいと考えられるが, SOEC として使用する際に, ESC と FSC のどちらの構造が有利かは知られていないため, 本研究では, 最初に ESC と FSC の比較選定をおこなった。

Type	ESC	FSC
Cross-sectional view		
Plan view		

Fig. 5 Layer structure and materials in SOEC

4.2. 共電解試験用 SOEC リアクタ

本研究で使用した SOEC リアクタの構造を Fig. 6 に示す。SOEC には円筒型も存在するが⁽¹¹⁾, 本研究では, 異なる材質, 構造の SOEC の比較や, 積層による電極面積拡大などを容易にするため平板型を選択した。

外形サイズ 50 mm 角, 電極サイズ 40 mm 角の SOEC を両面から集電体 (Au 製 100 メッシュ 直径 0.7 mm) で挟み, さらにその外側の配管付きアルミナ製インターコネクタで固定する構造とした。インターコネクタには幅 2 mm, 深さ 0.4 mm の矩形断面形状の直線ガス流路を 10 本形成した。その流路配置は, 燃料極と酸素極で対向流となるようにした。

4.3. 試験装置

共電解試験装置の概要を Fig. 7 に示す。原料となる CO_2 は, 純度 99.99% のガスボンベより供給した。 CO_2 はマスフローコントローラ (MFC) で供給流量を調整した後, 90°C 以上に加熱した純水バブラへ通して加湿した。 $\text{H}_2\text{O} / \text{CO}_2$ のモル比をバブラの露点設定で調整し, SOEC リアクタの燃料極ガス流路入口へ原料ガスとして入力した。SOEC リアクタの酸素極ガス流路入口へは, 不活性なアルゴンガス (Ar) に O_2 を 5% Vol で添加したキャリアガスを供給した。SOEC リアクタへのガス入力, 両極とも

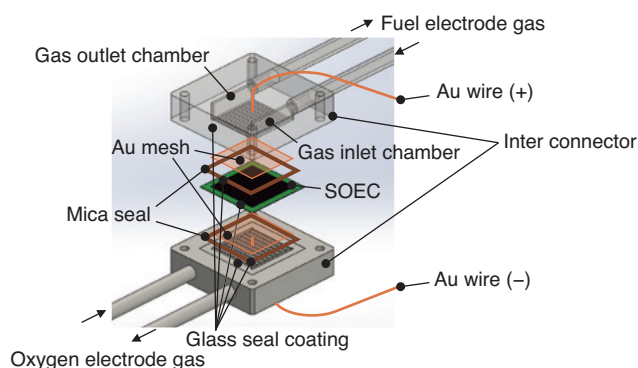


Fig. 6 SOEC reactor test rig structure

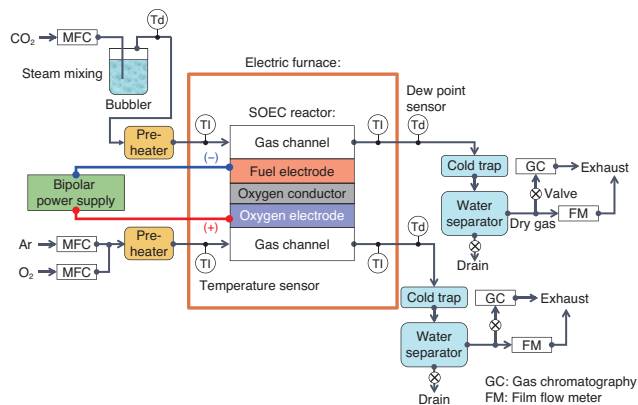


Fig. 7 Co-electrolysis test apparatus

にリアクタ出口を大気圧開放にしておこなった。

電解電流は、インテリジェント・バイポーラ電源（菊水電子工業株式会社製 PBZ20-20）を並列運転させて印加した。共電解反応後の SOEC リアクタの出力ガスは、高精度精密膜流量計（株式会社堀場エステック社製 SF-U Series VP-3U, VP-4U）で体積流量を測定し、除湿後にマイクロガスクロマトグラフィ（Agilent 社製 990 Micro GC）に導入して組成分析をおこなった。H₂、O₂、N₂、CH₄、CO のガス分析は、キャリアガスに Ar ガス、分離カラムに Molecular Sieve 5A を用いて熱伝導度型検出器（Thermal Conductivity Detector: TCD）で計測した。また、CO₂ 分析は、キャリアガスにヘリウム（He）ガス、分離カラムに Pora PLOT Q を用いて TCD で計測した。

5. 試験条件

本研究は、5.1. 節から 5.3. 節の順で実施した。

5.1. SOEC タイプの選定

合成ガス生成に適した SOEC タイプを選定するために、入力原料ガス量に対する共電解反応による出力合成ガス量の割合で表される合成ガス変換率を ESC と FSC で比較した。試験条件を Table 1 に示す。

SOEC リアクタへ入力する原料ガスの H₂O / CO₂ モル比は、CH₄ 生成の理論モル比と同一の 3 と設定した。作動温度は、電解質中の O²⁻ 移動抵抗を考慮して 800℃ とした。SOEC リアクタに入力する原料ガス流量は、電解電流密度 1.0 A/cm² での原料ガス利用率 10% に設定して 1.12 NL/M とした。この条件下でセル電圧がサーモニュートラル電圧の 1.3 V / Cell に到達、維持するように電解電流を調整した。次にここから原料ガス流量を徐々に減らし、サーモニュートラル電圧での電解電流密度と合成ガス変換率が最大となる条件を確認した。

5.2. 電解電流密度特性評価

電解電流密度特性評価は、SOEC リアクタの設計指針を得ることを目的とした。試験条件を Table 2 に示す。

SOEC リアクタへ入力する原料ガスの H₂O / CO₂ モル比は、CH₄ 生成の理論モル比と同一の 3 に設定した。作動温度は、セルの耐熱温度を考慮して 850℃ とし、セル電圧はサーモニュートラル電圧の 1.3 V / Cell に調整した。

5.3. 原料ガス H₂O / CO₂ モル比特性評価

原料ガスの H₂O / CO₂ モル比特性評価は、SOEC リアクタの運転条件指針を得ることを目的とした。試験条件を Table 3 に示す。

作動温度は、水性シフト反応の温度依存性を把握するために 700, 800, 850℃ とした。ここでもセル電圧はサーモ

Table 1 Evaluation conditions for selection of SOEC type

Parameters	Values	Units
Steam/CO ₂ molar ratio	3	N.A.
Operating temperature	800	°C
Source gas flow rate	0.16-1.12	NLM*
Operating pressure	No pressurization	N.A.
Cell voltage	1.3	V

*NLM: Normal liters per minute

Table 2 Evaluation conditions for characteristics of electrolysis current density

Parameters	Values	Units
H ₂ O/CO ₂ molar ratio	3	N.A.
Operating temperature	850	°C
Source gas flow rate	0.16-0.56	NLM
Operating pressure	No pressurization	N.A.
Cell voltage	1.3	V
Current density	1.3-2.2	A/cm ²

Table 3 Evaluation conditions for characteristics of source gas H₂O/CO₂ molar ratio

Parameters	Values	Units
H ₂ O/CO ₂ molar ratio	0.1-5	N.A.
Operating temperature	700, 800, 850	°C
Source gas flow rate	0.16	NLM
Operating pressure	No pressurization	N.A.
Cell voltage	1.3	V

Table 4 Indices for evaluating co-electrolysis performance

Evaluation index	Definition
Current density	Current per unit active area
H ₂ conversion rate	Molar number of production H ₂ / Molar number of input H ₂ O
CO conversion rate	Molar number of production CO / Molar number of input CO ₂
Syngas conversion rate	Molar number of production H ₂ and CO / Molar number of input H ₂ O + CO ₂
Faraday efficiency	Reaction electrons of production gas / Supplied electrons
Conversion energy efficiency	Combustion heat value of production gas (HHV) / Supplied electricity

ニュートラル電圧の 1.3 V / Cell に調整した。

共電解性能の評価に用いた指標を Table 4⁽¹³⁾ に示す。

電解電流密度は、単位電極面積当たりの電解電流量であり、電流密度が高いほど原料ガス（CO₂ と H₂O の混合物）の処理量が大きくなる。

共電解による H₂ 変換率（H₂ conversion rate）は、SOEC リアクタに入力する原料ガス中の H₂O から H₂ への変換率

を表し、同様に、CO 変換率 (CO conversion rate) は、CO₂ から CO への変換率を表す。また、合成ガス変換率 (Syngas conversion rate) は H₂ 変換率と CO 変換率の合算になり、原料ガスから合成ガスへの変換率を表す。これらの変換率が高い方がリアクタとして高性能といえる。

ファラデー効率 (Faraday efficiency) は、投入した電子量当たりの合成ガス生成量から換算した反応電子量を表し、直接生成された CH₄ も反応電子量に含めた。変換エネルギー効率 (Conversion energy efficiency) は、電解に投入した電力量から生成されたガスの熱量 (HHV) へのエネルギー変換率を表す。本研究の共電解反応では、式 (5) に示す熱エネルギーも反応に使われるため投入電力に対して生成ガスのエネルギーが上回ることもある。

6. 結果・考察

6.1. SOEC タイプの選定

ESC と FSC の共電解性能を比較した結果を Fig. 8 に示す。これは SOEC リアクタへの原料ガス入力流量に対する電解電流密度と合成ガス変換率の関係を示している。

原料ガス入力流量を多くすると、SOEC の構造違いに関わらず電解電流密度は増加し、逆に合成ガス変換率は低下した。本試験結果では原料ガス流量 1.12 NLM 条件において電解電流密度は最大となった。FSC では 1.4 A/cm² であり、ESC の 0.2 A/cm² に対して 7 倍の処理量が見込まれる。ESC に対して FSC の処理量が多かったのは、Fig. 5 の断面図に示す通り電解質層の厚さが ESC の 150 μm に対して、FSC では 3 μm と薄く、同層での O²⁻ の移動抵抗が小さいためと考えられる。

一方で、原料ガス入力流量 0.16 NLM で合成ガス変換率は最大となった。この条件での ESC と FSC の電解電流密度を Table 5 に示す。

Table 5 Comparison of co-electrolysis performance ESC vs FSC at 0.16 NLM

Parameters	ESC	FSC	Units
Syngas conversion rate	10	63	%
Current density	0.2	1.0	A/cm ²

合成ガス変換率は ESC の 10% に対して FSC では 63% と 6 倍となり、この条件でも電解電流密度は ESC の 0.2 A/cm² に対して FSC では 1.0 A/cm² と 5 倍の処理量となった。この変換率の差については、燃料極層の厚さが ESC の 50 μm に対して FSC では支持体機能を兼ねるため 400 μm と 8 倍厚く形成されており、その分触媒量が多くなることから、電気化学反応が促進されたと考えられる。

以上の結果より、合成ガス生成に適した SOEC のタイプとして FSC を選択した。また、以後の合成ガス生成条件の検討は FSC で実施した。

6.2. 電解電流密度特性評価

原料ガスの入力流量を 0.16 NLM から徐々に増加させた際の電解電流密度と H₂, CO, CH₄ の合成量変化を Fig. 9 に示す。原料ガス流量を増加させると、電解電流密度が増加して H₂, CO 合成量も増加するが、高流量側で鈍化して比例増加しないことが分かった。また、CH₄ 生成も僅かに検出されるが、高流量側で生成量の減少が見られた。

次に、Fig. 9 の試験結果から、電解電流密度に対する合成ガス変換率を計算した結果を Fig. 10 に示す。

電解電流密度が増加すると合成ガス変換率は減少することが分かった。これは SOEC リアクタで処理しきれなかった未反応の原料ガスが吹き抜けたためと考えられる。原料ガスの吹抜けは、吹抜け量に応じた加熱、加湿のエネルギーが無駄になるためシステム効率を低下させる。このため、SOEC リアクタの設計は合成ガス変換率を優先することになる。

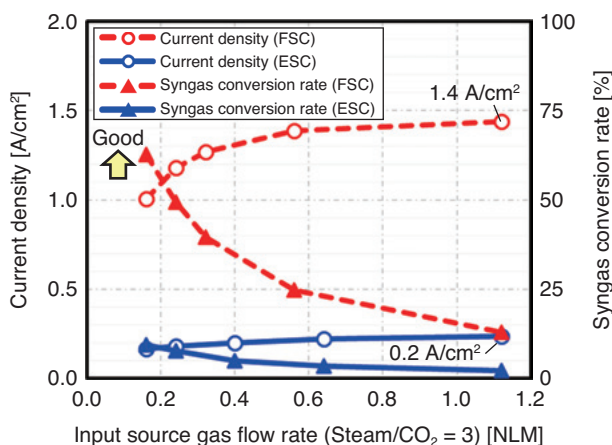


Fig. 8 Comparison of co-electrolysis performance ESC vs FSC at 800°C

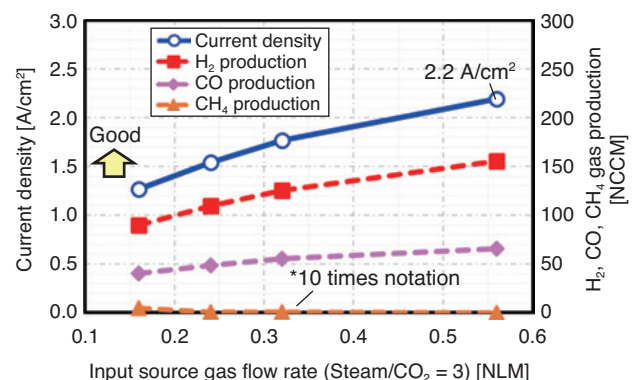


Fig. 9 Current density and produced gases at various input source gas flows at 850°C

以上より、SOEC リアクタの設計指針となる、原料ガス処理量と合成ガス変換率の特性を把握することができた。

原料ガス処理量を増加させるには、未反応原料ガスを減らすように触媒への原料ガス供給を促進する SOEC リアクタ構造等の検討が必要である。

6.3. 原料ガスの $\text{H}_2\text{O} / \text{CO}_2$ モル比特性評価

CH_4 合成の理論モル比 $\text{H}_2 / \text{CO} : 3$ となる合成ガス組成に出力されるように、SOEC リアクタへ入力する原料ガスの $\text{H}_2\text{O} / \text{CO}_2$ モル比を変化させた結果を Fig. 11 に示す。

出力ガスのモル比を $\text{H}_2 / \text{CO} : 3$ とするためには、作動温度が高くなるほど入力原料ガスの $\text{H}_2\text{O} / \text{CO}_2$ モル比を H_2O 過剰にする必要があることが分かった。これは共電解反応と並行して、式 (3) に示した右辺から左辺への水性シフト反応が起こるためと推定される。温度が上がるほど、共電解で生成した H_2 と未反応原料ガスの CO_2 から H_2O と CO を生成する反応が促進されたと考えられる。出力ガスを CH_4 合成の理論モル比とするための入力原料ガスの $\text{H}_2\text{O} /$

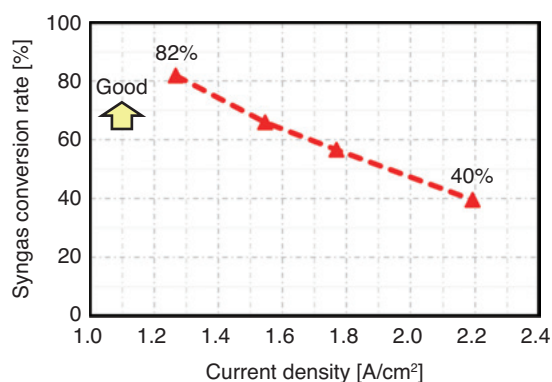


Fig. 10 Syngas conversion rate at various current densities at 850°C

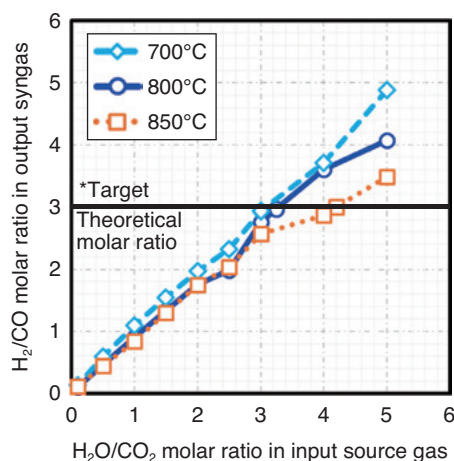


Fig. 11 H_2/CO output molar ratio vs $\text{H}_2\text{O}/\text{CO}_2$ input molar ratio at various temperatures

CO_2 モル比は、700°C では 3.0, 800°C では 3.3, 850°C では 4.2 となった。

この時の各温度条件でのファラデー効率と変換エネルギー効率を Fig. 12 に示す。

各温度でのファラデー効率は 90% から 92% と高い電解性能を示した。また、変換エネルギー効率も 102% から 103% となり、100% を超えることが分かった。これは合成ガスの生成が吸熱反応であり、反応に直接関与した電力に加えて SOEC に加えた熱エネルギーも利用できるためである。

次に、各温度における最大電解電流密度を Fig. 13 に示す。原料ガス処理量を意味する最大電解電流密度は、800°C で最も高くなることが分かった。

同様に、各温度における合成ガス変換率を Fig. 14 に示す。合成ガス変換率と電解電流密度の温度特性は同じ傾向を示し、ここでも 800°C で最も高くなることが分かった。

800°C で合成ガス変換率が 700°C よりも高くなったのは、温度上昇により O^{2-} の移動抵抗が下がり、電解電流密度が増加して原料ガス処理量が増加したためと考えられる。

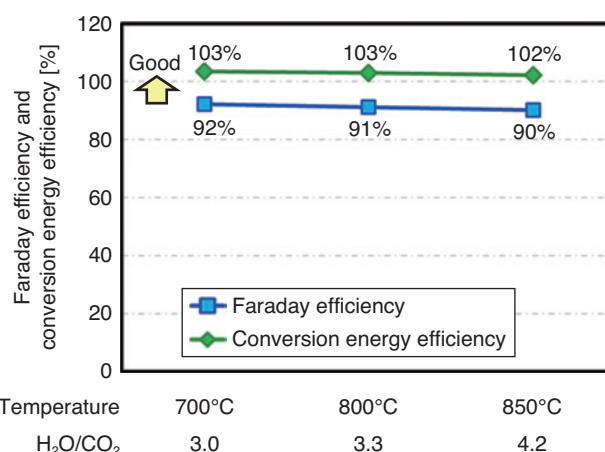


Fig. 12 Faraday efficiency and conversion energy efficiency at various temperatures

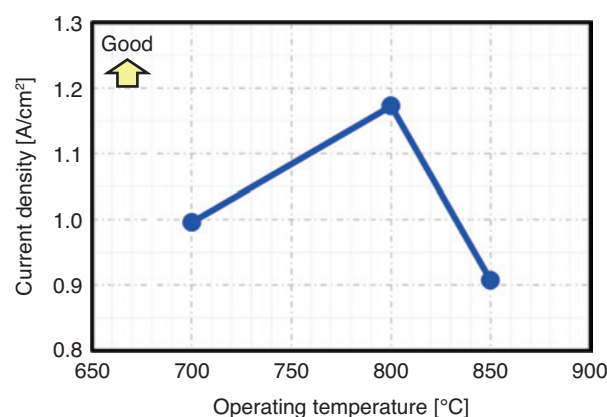


Fig. 13 Current density at various temperatures

一方、850℃で合成ガス変換率が減少したのは、式(3)の水性シフト反応によりH₂Oの生成量が増加して、原料ガスのH₂Oが過剰となり、変換率の低下を引き起こしたと考えられる。

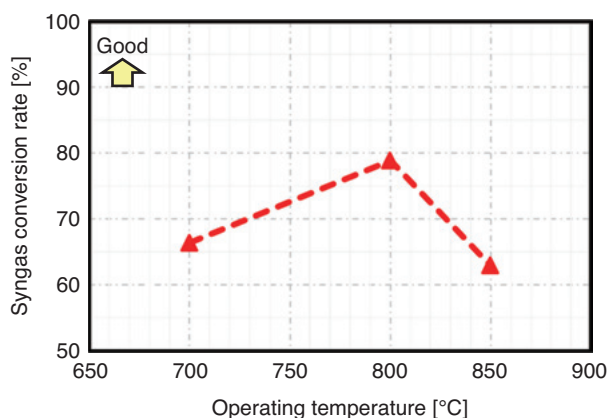


Fig. 14 Syngas conversion rate at various temperatures

7. 結言

カーボンリサイクルCH₄合成の高効率化を目指し、CO₂とH₂Oの共電解によりCOとH₂の混合物である合成ガスを得るSOECリアクタの運転指針と反応条件を検討し、以下の結果を得た。

- (1) ESCとFSCの共電解性能を比較した結果、単位電極面積当たりのCO₂処理量を表す電解電流密度と合成ガス変換率は、どちらもFSCの方が高く、FSCが合成ガス生成に適していることが分かった。
- (2) 入力する原料ガス量の増加により、電解電流密度は増加するが合成ガス変換率は低下した。高効率なCH₄合成システムを目指すには、SOECリアクタは大型化しても低流量で運転した方が有利であることが示唆された。
- (3) 出力ガス組成をCH₄合成の理論モル比H₂/CO:3とするためには、原料ガスのH₂O/CO₂モル比をH₂O過剰にする必要があることが分かった。また、作動温度800℃付近で、電解電流密度と合成ガス変換率がともに高くなったことから、SOECの共電解運転には適した温度があることが分かった。

以上より、高効率なCH₄合成のためには、FSCを搭載したSOECリアクタを800℃付近で低流量運転すべきであることが分かった。一方で、SOECリアクタの小型化に向けては、原料ガスの高流量化すなわち高電解電流密度運転を目指したいが、現状では合成ガス変換率と相反しており、最適化に向けて今後も検討を続けていきたい。

参考文献

- (1) 資源エネルギー庁:令和2年度エネルギーに関する年次報告(エネルギー白書2021),第2章2050年カーボンニュートラル実現に向けた課題と取組,p.36,(2021)
- (2) JFEホールディングス株式会社:JFEグループ環境経営ビジョン2050,カーボンリサイクル高炉技術開発,p.14-21,(2021)
- (3) 日立造船株式会社:日立造船株式会社におけるCCU事業の取組,清掃工場から回収した二酸化炭素の資源化による炭素循環モデルの構築実証事業,環境省CCUSの早期社会実装会議~実証事業の到達点と今後の道筋~, (2)環境省実証事業の到達点と今後の道筋,④有効利用技術(U)について発表資料,p.2,(2018)
- (4) 大阪ガス株式会社:都市ガスの脱炭素化に貢献「革新的メタネーション」実現のキーとなる新型SOECの試作に成功,水素・液体燃料などの高効率製造にも活用可能な技術の開発,p.2-5,(2021)
- (5) Ebbesen, S. D., Høgh, J., Nielsen, K. A., Nielsen, J. U., Mogensen, M.: Durable SOC stacks for production of hydrogen and synthesis gas by high temperature electrolysis, Int. J. Hydrogen Energy, Vol. 36, Issue 13, p. 7363-7373, (2011)
- (6) Ebbesen, S. D., Graves, C., Mogensen, M.: Production of Synthetic Fuels by Co-Electrolysis of Steam and Carbon Dioxide, Int. J. Green Energy, Vol. 6, No. 6, p. 646-660, (2009)
- (7) Singh, V., Muroyama, H., Matsui, T., Eguchi, K.: Performance Comparison between Ni-SDC and Ni-YSZ Cermet Electrodes for Carbon Dioxide Electrolysis on Solid Oxide Electrolysis Cell, ECS Transactions, Vol. 64, No. 2, p. 53-64, (2014)
- (8) Altfeld, K., Pinchbeck, D.: Admissible hydrogen concentrations in natural gas systems, Gas for energy, Vol. 3, p. 1-16, (2013)
- (9) 前田厚史, 渡邊憲太郎, 荒木拓人, 森昌史:共電解を利用したSOEC型メタン混合ガス製造システム及び製造ガスの都市ガスパイプラインへの供給検討,燃料電池, Vol. 17, No. 1, p. 81-89, (2017)
- (10) 田中洋平:高温水蒸気・CO₂共電解によるFT用合成ガス製造に関する調査,2021年度JPECフォーラム,第1グループカーボンリサイクル/プラスチック資源循環,セッション3発表資料,p.4,(2021)
- (11) 経済産業省:カーボンリサイクル技術ロードマップ,(令和3年7月改訂),p.11,(2021)
- (12) 島田寛之, 山口十志明, 荒木拓人, 水澤竜也, 森昌史,

藤代芳伸: 2. 固体酸化物形電解セルを用いた共電解技術の開発, *Electrochemistry*, 84 巻 8 号, p. 611-615, (2016)

- (13) 北川裕也, 水澤竜也, 前田厚史, 荒木拓人, 森昌史: 火力発電所排ガスを利用した共電解形 SOEC システムの効率解析, *燃料電池*, Vol. 19, No. 1, p. 74-83, (2019)

■著 者■



毛里昌弘



柳澤和貴



牧 美里



吉田潤平

防水・防塵フィルタ付水素隔離構造の CFD を用いた設計手法の確立

Developing Method Using CFD to Design Hydrogen Isolation Structure with
Waterproof and Dustproof Filters

佐々本 和 也¹

Kazuya SASAMOTO

須 田 恵 介¹

Keisuke SUDA

要 旨

燃料電池システムの更なる小型・軽量化に向けて、防水・防塵フィルタ付水素隔離構造を、流体解析を用いて設計するために必要なフィルタ特性値を取得する方法を開発した。フィルタ前後のガスの圧力と濃度を測定し、流体解析による測定内容の再現計算によって、フィルタ特性値を同定した。

同定した特性値は、異なるガス種・流量・濃度条件の流体解析でも汎用的に使えることを確認した。

更に、流体解析モデルの妥当性検証のために、取得したフィルタ特性値を用いて、簡易形状の実験装置と解析結果におけるガス濃度を比較し、極低流量のガス流れ条件においても良好に予測できることを確認した。

その結果、フィルタ付水素隔離構造の流体解析を用いて、より安全かつ小型・軽量の隔離構造を実現するための設計手法を確立した。

ABSTRACT

With a view to still greater compactness and lighter weight in fuel cell systems, a method using computational fluid dynamics was developed to obtain the filter properties necessary to design a hydrogen isolation structure with waterproof and dustproof filters. The filter properties were identified by measuring gas pressure and concentration on both sides of the filter and then using computational fluid dynamics to simulate the measurements to reproduce their content.

The identified properties were confirmed to be versatile and applicable for other initial conditions of gas type, flow, and concentration.

The design method was also validated by comparing the gas concentrations obtained from measurement by a simple testing apparatus to the results of computational fluid dynamics using identified properties. It was confirmed that satisfactory prediction was possible even under conditions of extremely low gas flow.

As a result, a design method using computational fluid dynamics was developed to realize a safer, more compact, and lighter-weight hydrogen isolation structure with filters.

1. ま え が き

Honda が開発した CLARITY FUEL CELL では車内空間を広くするため、燃料電池パワートレインをフロントフード内に搭載し⁽¹⁾、Fig. 1 に示す水素隔離構造で水素系部品を覆って、水素 (H_2) に対する安全性設計を実現している。水素隔離構造は、バリア・水素センサ・ダクトの3要素で構成されている。車両衝突などにより、水素系部品が破損すると隔離構造内に水素が漏洩する場合がある。それを

水素センサで検知し、水素の供給を遮断する。

更に、ダクトを通して水素濃度を引火しないレベルに下げてから車外に排出し、車両の安全性を確保させている。

水素は分子が小さいため、通常運転時でも数 cm^3/min 程度の極低流量水素がスタックのシール材料を透過して水素隔離構造内に排出される。この水素がセンサの異常検知濃度しきい値を超えると、通常運転時でも水素が漏洩していると判断されシステムが停止してしまう。そのため、水素隔離構造は、この微小量の透過水素に対しては、水素セン

¹ 先進パワーユニット・エネルギー研究所

E-mail: kazuya_sasamoto@jp.honda

サが異常と検知する濃度を超えないように水素を排出することが必要とされる。そのため、流体解析 (CFD) を活用し、前述した量の水素透過があっても水素濃度がしきい値未満になることを確認した上で設計がおこなわれている。

安全性能を満たしていれば、水素隔離構造は小型かつ軽量であることが望ましい。そこでダクトの代わりに水素排出用の防水・防塵フィルタを複数取り付け、前述した機能を持たせる方法が考えられる。本報では、フィルタを用いた水素隔離構造の設計に用いる CFD 手法の構築、及びその妥当性検証結果について報告する。

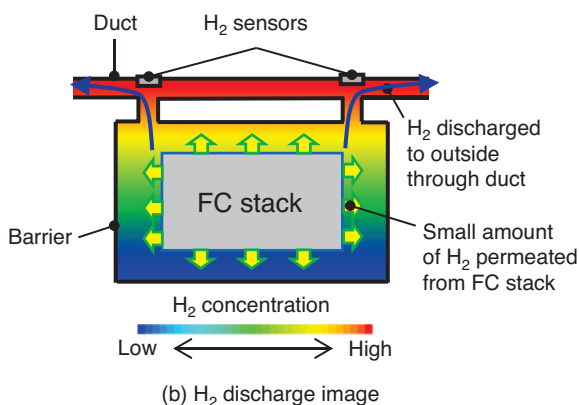
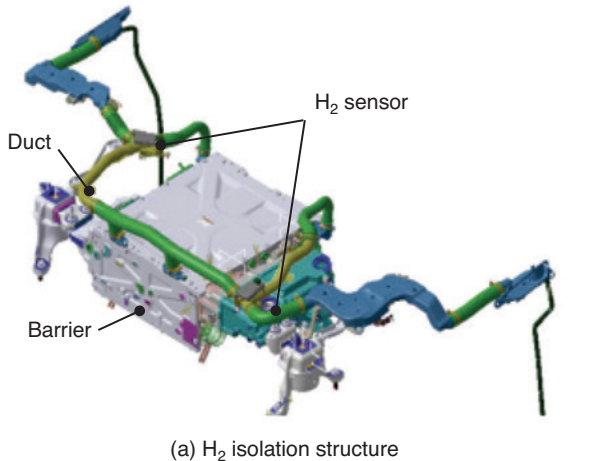


Fig. 1 H₂ isolation structure in Honda CLARITY FUEL CELL

2. 開発のねらい

Fig. 2 に、フィルタ付水素隔離構造の概念図を示す。通気性のある防水・防塵フィルタをバリアの一部に配置し、フィルタを通してフロントフード内の空間に可燃濃度未満の水素を排出する。これにより、ダクトを廃止し隔離構造の小型化・軽量化をおこなう。フィルタにおける水素排出量は、以下の三つの要素によって決定される。

- (1) 設置位置: 水素は空気より軽く、隔離構造内の上方に蓄積するため、フィルタの設置位置によって水素排出量が増える。

- (2) 面積: 面積が大きいほど水素の排出量が増える。

- (3) 材料特性: 材料自体の水素の通しやすさにより、水素排出量が増える。

水素の透過量は、車両の運転状況や外気温によって変化するため、CFD に用いる特性値は様々な計算条件に対して汎用的に使える値であることが求められる。

CFD を用いた設計の際、まず水素隔離構造内外の空間と、設置位置・面積を再現したフィルタ空間の三次元モデルを作成する。次に、フィルタ特性をパラメータとして与え、入力条件である水素量に対して出力される水素濃度の予測計算をおこない、水素隔離構造内の水素濃度がしきい値未満を達成する形状やフィルタの面積、配置を決定していく。そのため、CFD をおこなう前にフィルタの特性値を入手しておく必要がある。

しかし、本設計のように、防塵・防水フィルタを水素換気目的で用いること、及び低流量の水素がフィルタを透過する事象は、一般的なフィルタの使用法・想定事象ではない。そのため、本設計に必要な特性値は存在せず、その取得方法も確立されていない。

そこで、本研究では特性値の取得方法を新規に構築し、低流量ガスの CFD 手法を確立させる。

本研究のねらいを、以下のように定める。

- (1) CFD に入力するフィルタを透過する、極低流量のガス特性値を取得する方法を確立し、値を取得すること
- (2) 取得した特性値は、異なる透過量・温度条件でも使用可能な、汎用性の高い値であること
- (3) CFD の予測値と実測値を定量的に一致させること

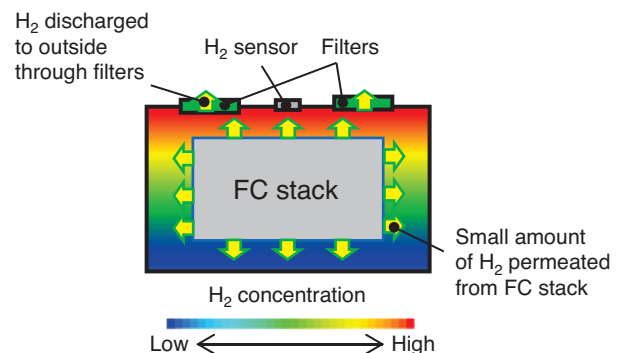


Fig. 2 H₂ discharge image of H₂ isolation structure with filters

3. フィルタ極低流量特性値取得方法の構築

3.1. 基礎方程式

以下に、各パラメータと、ガスの移動現象の相関を表す基礎式を示す。式 (1) が移流方程式 (Darcy 式)、式 (2) が拡散方程式である。

$$\frac{dP}{dx} = -A_1 \mu v + A_2 \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (1)$$

$$\frac{\partial C}{\partial t} = D \frac{\partial^2 C}{\partial x^2} \quad (2)$$

A_1 : 粘性抵抗係数 [1/m²]

A_2 : 慣性抵抗係数 [1/m]

C : ガス濃度 [mol/mol]

D : 拡散係数 [m²/s]

P : 圧力 [Pa]

t : 時間 [s]

v : ガス流速 [m/s]

x : 距離 [m]

ρ : 混合ガス密度 [kg/m³]

μ : 混合ガス粘度 [Pa·s]

ここで、フィルタ特性は A_1 , A_2 , D であり、この三特性を、式 (1), (2) に示す圧力勾配 (移流) と濃度勾配 (拡散) の二つから推定する。フィルタの特性は、通常の流れ場と同様に移流と拡散で表現することができる。

移流の影響は、圧力と流速の相関式で表現され、一般的には二次関数で示される。その二次関数の係数が、粘性抵抗係数 A_1 , 慣性抵抗係数 A_2 である。

拡散の影響は、拡散方程式に示されるように、濃度差によって生じる。中流量以上の流れ場においては、式 (1) 右辺の v が大きく移流が支配する流れ場となる。一方、流量が微小な流れ場においては、移流の影響が小さくなり、相対的に拡散の影響が強まるため、特に低流量の流れ場において、 D の値を A_1 , A_2 と切り分けて明確化することが重要となる。そのために測定装置を考案し A_1 , A_2 を実測することを試みた。

3.2. 圧力・濃度測定装置と測定手法

A_1 , A_2 , D の値を切り分けるため、二つの空間の間にフィルタを設置し、その両側の圧力と濃度の時系列データを同時に測定できる測定装置を作成した。更に、測定内容を CFD で再現計算し、設計をおこなう際に必要となる CFD パラメータの取得をおこなう手法を考案した。

Fig. 3 にフィルタ両面の圧力・濃度測定の測定装置を示す。流路を $\phi 20$ mm の直管とし、混合ガスの特性を取得するために、左右二ヶ所のガス入口を設ける。閉じたバルブを隔てて、異なる種類のガス A とガス B を流路内に封入する。ここから、ガス A を供給しながら A 側の排出口と B 側の供給口を閉じると同時にバルブを開け、A 側からフィルタを透過して B 側に抜ける一方向の流れを作り、全てのガスを B 側排出口一ヶ所から排出させる。

フィルタは Fig. 4 に示すようにアルミプレートで固定する。フィルタ形状は (a) に示すシート型、(b) に示すボタン

型のどちらでも対応可能な形とした。フィルタ穴は $\phi 10$ mm と小さくし、フィルタの面方向に濃度分布がつかない形とした。このフィルタ付プレートを、両面に O リング付きのフランジで挟んでシールする。フィルタの前後に濃度センサと圧力センサを取り付け、フィルタの前後で測定をおこなう。測定時には、測定装置周辺の室温と、ガス A, B の流入温度を合わせて室温とガス温度の温度差をなくし、温度変化による測定誤差が生じないように配慮した。

フィルタの前後に、それぞれ濃度センサ (C_2 , C_3), 圧力センサ (P_2 , P_3) を配置し、バルブ開放直後から、各センサ値が定常状態に至るまでの時系列データを測定した。

この時、複数のガス流量条件で取得した圧力差 $P_2 - P_3$ と、ガス流量を流路面積で除したガス流速の関係は、式 (3) 及び Fig. 5 に示す二次関数の形で表現される。この時、 a , b は係数である。

$$\frac{P_2 - P_3}{x} = av + bv^2 \quad (3)$$

この式 (3) と式 (1) が同一となることから、

$$-A_1 \mu = a \quad (4)$$

$$A_2 \frac{1}{2} \rho = b \quad (5)$$

の関係式が成り立ち、これにより A_1 , A_2 が求められる。

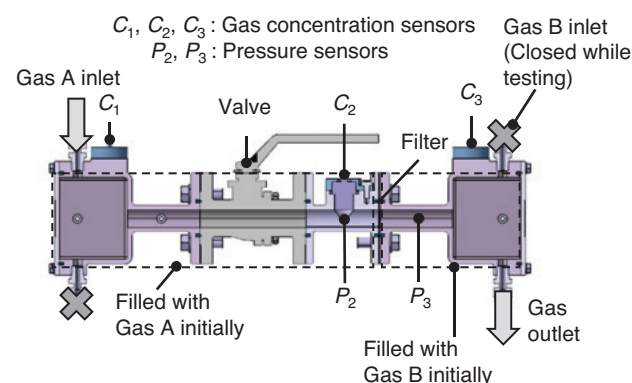


Fig. 3 Filter pressure drop and gas concentration measuring apparatus

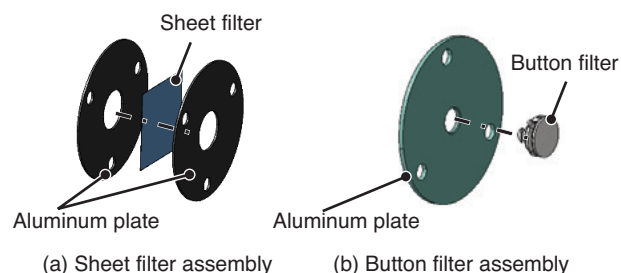


Fig. 4 Filter assembly

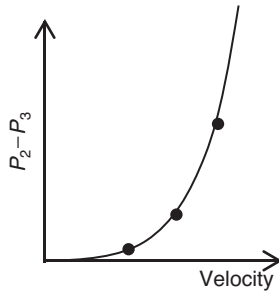


Fig. 5 Gas velocity and filter pressure drop

3.3. CFD 解析による拡散係数 D の同定

濃度は、圧力のように定常状態でフィルタの前後に差がつくものではなく、時間経過とともに C_2 , C_3 は同じ値に近づく。そのため、 D の取得には別の方法が必要となる。

そこで、前述した実機形状と測定方法を CFD で再現し、測定結果と同等の C_2 , C_3 におけるガス濃度の時系列データを再現できる D を同定する。Fig. 3 に示した試験装置の空間及びフィルタのメッシュモデルを作成し、フィルタからガス A 側の空間にガス A、ガス B 側の空間にガス B を充満させた状態を初期条件として与え、その状態から、規定流量・濃度のガス A を流入させて、ガス A がフィルタを通過してガス B 側の出口へ移動する非定常計算をおこなった (Fig. 6)。

CFD のフィルタ部分に A_1 , A_2 , D の値を与えることで、テストで測定されるような現象、すなわち、フィルタ部がガスの移動を阻害し、 P_2 , P_3 の圧力差及び、 C_2 に対して C_3 の濃度の立ち上がりが遅れる現象が CFD でも表現される (Fig. 7)。この遅れが、 A_1 , A_2 , D によって変化する。このうち、 A_1 , A_2 は測定結果から同定されるため、残りの D を CFD により同定する。本手法は、ガス流量が低い程 C_2 , C_3 の差が大きく生じるため、低流量のガス条件であっても測定が可能である。

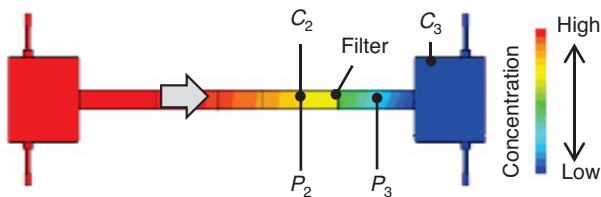
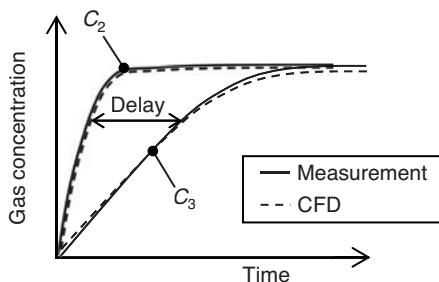


Fig. 6 Image of Gas A concentration distribution


 Fig. 7 Image of C_3 gas concentration rise delay against C_2

D の同定には、Fig. 8 のように、異なる複数の D を入力した CFD を複数回おこない、 C_2 , C_3 の測定値と各 CFD 結果における誤差の二乗値を 1 秒おきに計算し、規定時間 t_e までの最小二乗の積算値 Δ_{sum}^2 を取得した。この時、 Δ_{sum}^2 は式 (6) で示される。

$$\Delta_{\text{sum}}^2 = \sum_{t=0}^{t_e} (C_{\text{test}} - C_{D_i})_{C_2}^2 + \sum_{t=0}^{t_e} (C_{\text{test}} - C_{D_i})_{C_3}^2 \quad (6)$$

C_{D_i} : 時刻 t における、拡散係数 D_i を用いた CFD 結果のガス濃度 [mol/mol]

C_{test} : 時刻 t における、測定結果のガス濃度 [mol/mol]

t_e : 規定時間 [s]

各計算に用いた拡散係数 D_i を横軸に取り、各計算の Δ_{sum}^2 を縦軸に取り、 Δ_{sum}^2 が最小となる D を決定した。

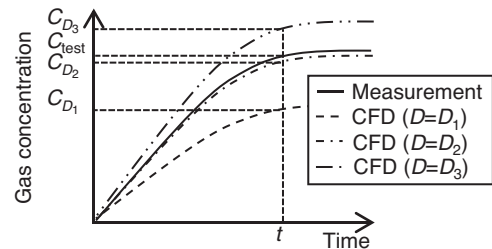
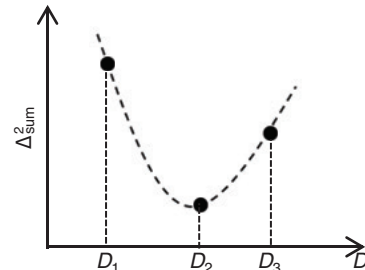

 (a) Image of gas concentration profiles with different D_i s

 (b) Image of Δ_{sum}^2 against D_i

Fig. 8 Diffusion coefficient identification method

4. フィルタ特性の同定結果と考察

4.1. 特性同定試験および CFD 条件

Table 1 に、今回実施した測定および CFD 条件の一覧を示す。フィルタは日東電工株式会社製テミッシュ⁽²⁾ Z3-NTF210SE を使い、ヘリウム (He) と窒素 (N_2) の混合ガスをガス A、窒素単体ガスをガス B として、フィルタにおけるヘリウムと窒素の混合ガス特性を取得する。

本来の燃料電池システムにおける想定では、空気中における水素の特性が必要となるが、水素は可燃濃度が低く試験で用いるには制約があるため、今回は安全性を考慮して

水素の代替としてヘリウム、空気の代替として窒素を使用する。

本試験では、ヘリウム濃度を4%に固定し、合計5, 10, 20 cm³/minの異なる三条件でガスAを流した時の結果からフィルタ特性を同定する。温度は室温、ガスA, Bともに25℃で固定する。

4.2. ソルバ

FLUENTをソルバとして使用し、非定常計算をおこなった。本解析領域は、通常空間とフィルタ部の二つに分かれており、それぞれ異なるガスの透過特性を持つ。そのため、ユーザー定義関数を作成し、通常空間における混合ガスの相互拡散係数 D_0 、フィルタ特性 A_1 , A_2 , D をそれぞれの場所に与えて計算する。 D_0 は、式(7)に示すChapman-Enskogの式で与え、フィルタ特性は、測定で取得した値 A_1 , A_2 と、任意の D を固定値で与えるものとする。

以下に、 D_0 の計算式と変数の一覧を示す。

$$D_0 = \frac{266T^{3/2}}{PM^{1/2}\sigma^2\Omega_D} \quad (7)$$

D_0 : 通常空間における混合ガスの相互拡散係数 [m²/s]

M : 混合ガス分子量 [kg/kmol]

σ : 分子間ポテンシャルパラメータ

Ω_D : 衝突積分

T : 温度 [K]

4.3. 同定結果

異なる三条件のガスA流量に対するフィルタ差圧 P_2-P_3 の測定結果をFig. 9に示す。点で示したものが測定結果、それに対して、測定結果と式(4), (5)から A_1 , A_2 を同定した結果を用いたCFD結果の曲線を重ねて表示している。この作業によって A_1 , A_2 の値を同定した。

Fig. 10に、同定で得られた値近傍の D と Δ_{sum}^2 の結果を示す。この作業によって D の値を同定した。

今回同定した結果を用いて、三ヶ所の測定点におけるヘリウム濃度 C_1 , C_2 , C_3 の濃度測定結果と、CFD結果の比較をおこなった。Fig. 11に、Table 1で示した三条件における濃度変化の比較結果を示す。この結果から、今回同定し

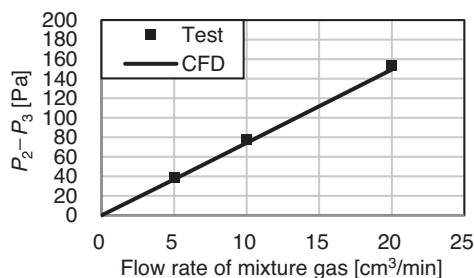


Fig. 9 Comparison of measurement (test) and CFD filter pressure drop with identified A_1 and A_2

Table 1 Measurement and CFD conditions for filter characteristics identification

Gas A				Gas B	Temperature [°C]
He [cm ³ /min]	N ₂ [cm ³ /min]	He+N ₂ [cm ³ /min]	He concentration [%]		
4.8	0.2	5	4	N ₂	25
9.4	0.4	10			
19.2	0.8	20			

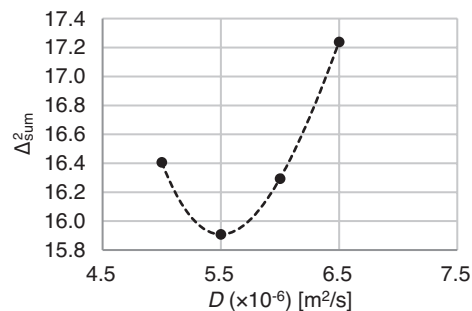
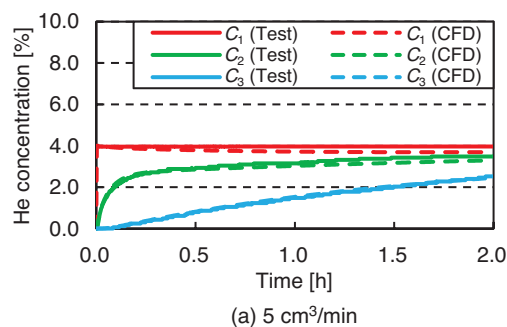
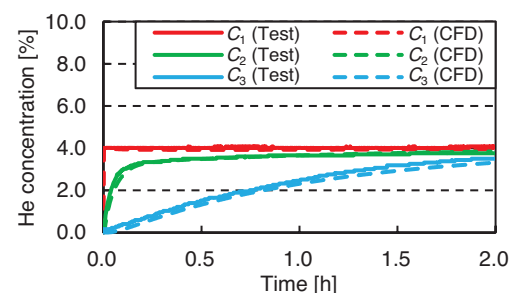


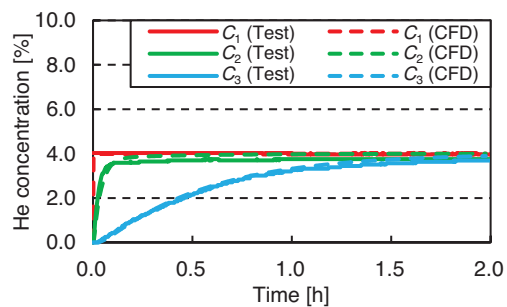
Fig. 10 Δ_{sum}^2 against D_i



(a) 5 cm³/min



(b) 10 cm³/min



(c) 20 cm³/min

Fig. 11 Comparison of measurement (test) and CFD He concentration profiles with identified D at three sensors

Table 2 Measurement and CFD conditions for validation

No.	Gas A				Gas B	Temperature [°C]	
	He [cm³/min]	N ₂ [cm³/min]	He+N ₂ [cm³/min]	He concentration [%]			
1	4.6	0.4	5	8	N ₂	25	
2	9.2	0.8	10				
3	18.4	1.6	20				
	He [cm³/min]	O ₂ [cm³/min]	He+O ₂ [cm³/min]	He concentration [%]			
4	4.8	0.2	5	4	O ₂		
5	9.4	0.4	10				
6	19.2	0.8	20				
7	4.6	0.2	5	8			
8	9.2	0.4	10				
9	18.4	0.8	20				

た数値を用いた CFD 結果は、どの流量条件においても測定結果の濃度変化をよく再現できた。

4.4. 同定結果の汎用性検証結果

この同定したフィルタ特性値が、他の計算条件においても、フィルタの差圧及び濃度予測 CFD に汎用的に使える値であるかどうかの検証をおこなう。

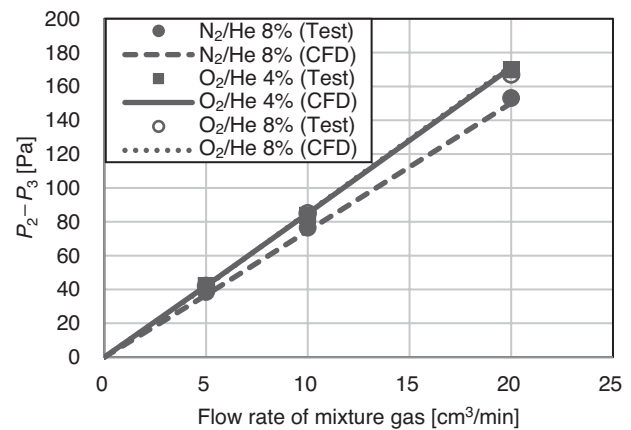
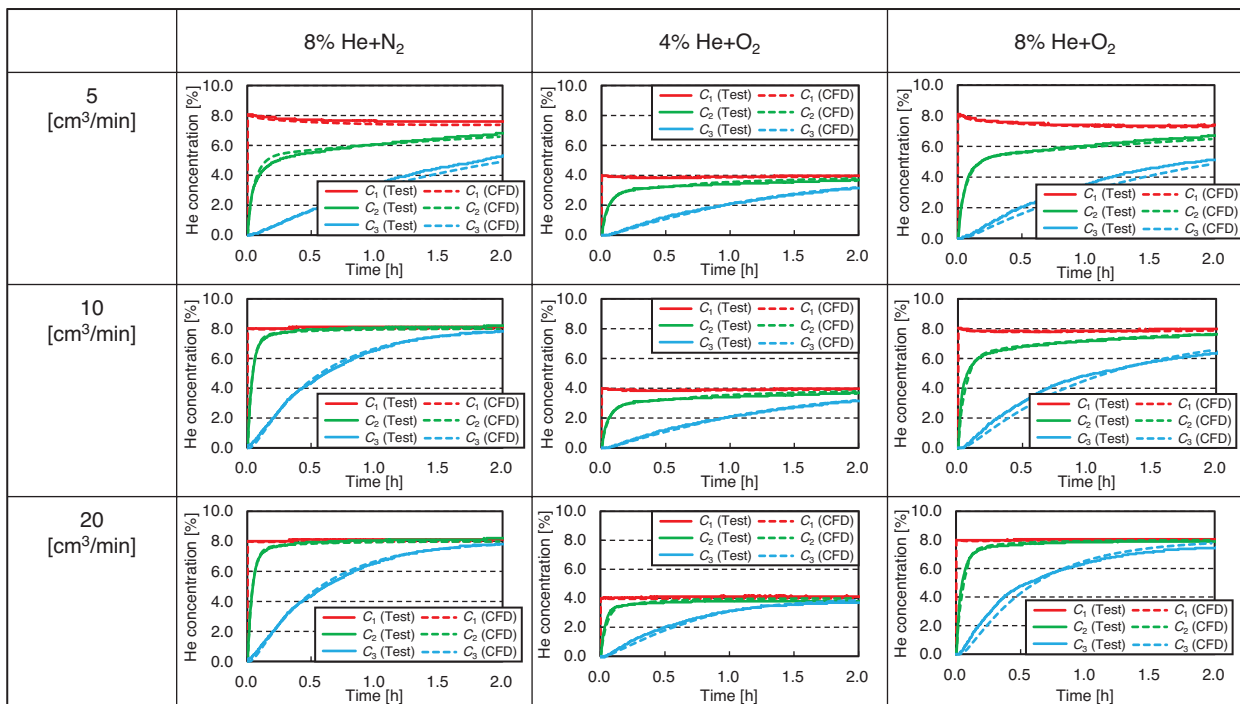
Table 2 に、検証用の測定および CFD 条件を示す。条件 1 から 3 はヘリウム濃度の違いに関する検証、条件 4 から 9 はガス種の違いに関する検証として、窒素の代わりに酸

素を用いている。これにより、様々な流量・濃度・ガス種において、今回の特性値の汎用性を検証する。

この九条件における、フィルタ差圧の測定値と、同定した値を用いた CFD の比較結果を Fig. 12 に示す。この結果が示す通り、同定した特性値を、異なる濃度、ガス種に用いてもフィルタ差圧を精度良く予測できることが確認された。

次に、Fig. 13 に濃度 C_1 , C_2 , C_3 の測定結果と CFD 結果の比較結果を示す。同定した特性値を用いた CFD 結果が、全ての条件における測定結果を良く再現できた。

本手法で得られた特性値は、他の濃度、流量条件でも使うことができる汎用性かつ信頼性の高いデータであることが確認できた。


 Fig. 12 Comparison of measurement (test) and CFD filter pressure drop with identified A_1 , A_2 , and D

 Fig. 13 Comparison of measurement (test) and CFD He concentration profiles with identified D at three sensors for validation

5. 設計手法の検証結果

5.1. 検証計算概要

Fig. 14 に、フィルタ付水素隔離構造を簡易的に模擬した実験装置と CFD による濃度分布イメージを示す。

実験装置はガス流入用の配管、前章で特性取得したフィルタ、FC スタックの水素隔離構造を模した直方体形状の箱、及び濃度センサで構成されている。ガス流入は配管の一つ所からのみとし、そこから濃度 100% のヘリウムガスを箱の内部に流入させる。それ以外の配管及びフィルタ以外の通路は全て封鎖し、箱の内部に拡散したヘリウムガスは、空気と混合しながら内部空間全体に広がり、箱の側面に設置したフィルタを介して外に流出する。この時、箱の内外の濃度差に応じて、空気もフィルタを介して流入出するため、最終的に定常状態の濃度場が構築される。この定常状態における Sensor 1 から Sensor 5 の五ヶ所におけるセンサのヘリウム濃度を測定し、この濃度を今回取得したフィルタ特性値を用いた CFD で予測できるかを検証した。

検証は Table 3 に示す三つの条件でおこなった。条件 1 は、フィルタがなく 20 個のフィルタ取付穴からガスが自由に行き来できる条件とし、フィルタなしにおける超低速 CFD 手法の妥当性検証をおこなった。条件 2, 3 は 1 に対してフィルタの個数とヘリウムガスの流入流量を変えて、取得したフィルタ特性と CFD 技術の妥当性を評価した。なお、条件 2 ではフィルタが付かない部分の穴はアルミテープで封鎖した。なお、温度は一律 25℃ とした。

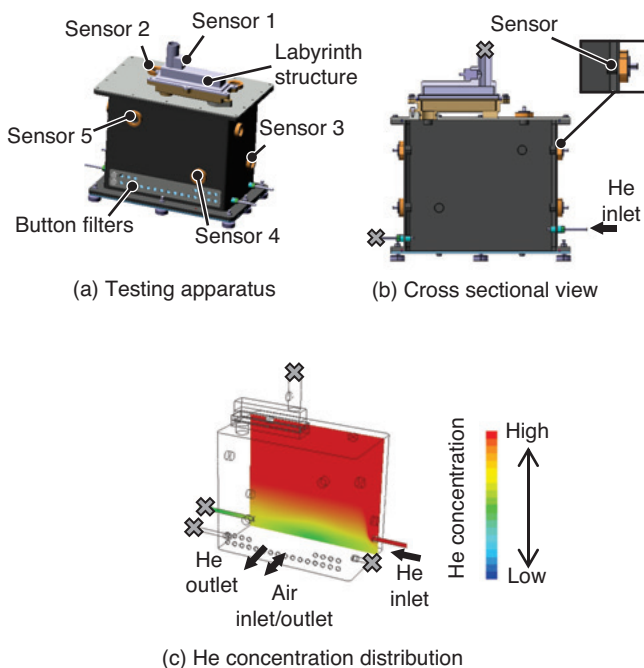


Fig. 14 Testing apparatus and He concentration distribution

Table 3 Measurement and CFD conditions for validation

No.	He [cm ³ /min]	Number of filters	Number of holes
1	18	0	20
2	10	10	0
3	10	20	0

5.2. 検証計算結果

Fig. 15 に、各条件におけるセンサの濃度測定結果と、同条件で実施した CFD による濃度予測結果の比較を示す。

(a) と (c) は本来同一流量で比較すべきであるが、フィルタ無しにおける 10 cm³/min のテストでセンサ濃度の精度保証範囲外となる低濃度の値が測定されたため、(a) の流量を 18 cm³/min に変更した。

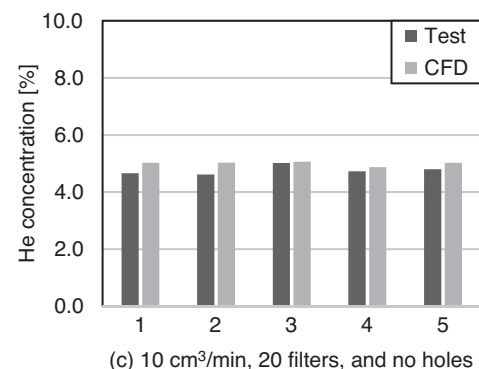
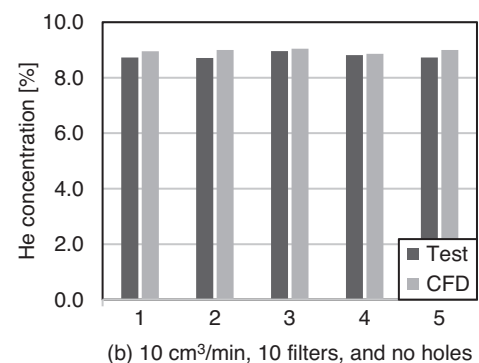
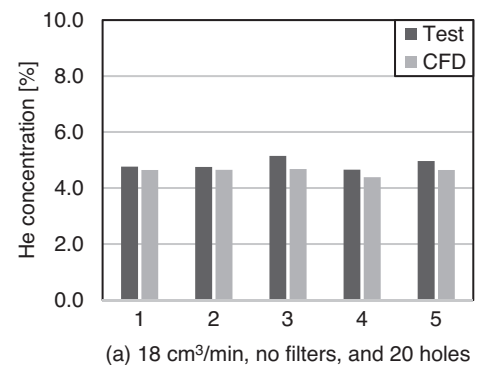


Fig. 15 Comparison of measurement (test) and CFD He concentration at five sensors

この結果、流量が高いフィルタ無しの濃度が、流量が低いフィルタ有りでの濃度よりも低くなり、フィルタによる空気とヘリウムの透過の阻害が確認できた。また (b) と (c) の比較においては、換気をおこなうフィルタの穴数が少ないほどヘリウム濃度が高くなることが確認できた。センサ位置違いでの結果では、差異は小さいものの、流入入口に近い Sensor 3 の濃度が高い傾向を再現できた。

これらの結果が示すように、どの条件、センサ位置においても、CFD 結果はテスト結果を良好に予測することが確認された。これにより、今回取得したフィルタ特性値および CFD 手法の妥当性が確認された。

6. まとめ

フィルタの特性値を CFD により同定した結果を用いて実験装置と解析結果を比較し、別の実験条件での実験値と解析値の検証をおこなった。これにより、防水・防塵フィルタ付水素隔離構造の CFD を用いた設計手法の妥当性を確認した。

- (1) フィルタ前後の圧力と濃度を測定し、CFD による測定内容の再現計算によって、フィルタ特性値を同定した。
- (2) CFD モデルの妥当性検証のために取得したフィルタ特性値を用いて、簡易形状の実験装置と解析結果におけるガス濃度を比較し、極低流量のガス流れ条件においても良好に予測できることを確認した。
- (3) 同定した特性値は、異なるガス種・流量・濃度条件の CFD でも汎用的に使えることを確認した。

水素は目に見えない可燃性ガスであり、試験的にも場所や条件の制約を受けやすい。本手法のように水素濃度を簡便に予測できる技術は、より安全かつ小型・軽量の水素隔離構造を設計する場合には有用な技術と考える。

本 CFD 技術は、更に燃料電池自動車 (FCV) 実車における水素濃度の予測技術にも転用可能であり、安全な水素社会の実現のために必要な技術となることが期待できる。

参考文献

- (1) 木村顕一郎, 河崎輝明, 大村孝之, 渥美淑弘, 清水潔: 新型燃料電池自動車 CLARITY FUEL CELL の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.28 No.1, p.1-7
- (2) https://www.nitto.com/jp/ja/products/temish_search/about/
- (3) JIS K 7126-1: プラスチックフィルム及びシート—ガス透過度試験方法—第 1 部: 差圧法, (2006)
- (4) JIS K 7126-2: プラスチックフィルム及びシート—ガス透過度試験方法—第 2 部: 等圧法, (2006)
- (5) ASTM D1434: Standard Test Method for Determining Gas Permeability Characteristics of Plastic Film and

Sheeting, (2015)

- (6) ISO 15105-1: Plastics - Film and sheeting - Determination of gas-transmission rate - Part 1: Differential-pressure methods, (2007)
- (7) JIS P 8117: 紙及び板紙—透気度及び透気抵抗度試験方法 (中間領域)—ガーレー法, (2009)
- (8) JIS L 1096: 織物及び編物の生地試験方法, (2010)

■ 著 者 ■



佐々本和也



須田 恵 介

側面衝突における B ピラーの荷重伝達機構

B-pillar Load Transfer Mechanism in Side Collision

長谷川 厚¹
Atsushi HASEGAWA
藤井 隆之²
Takayuki FUJII

山田 瞳¹
Hitomi YAMADA
齋藤 有美³
Yumi SAITO

竹内 亮太郎¹
Ryotaro TAKEUCHI

要 旨

米国道路安全保険協会 IIHS がおこなっている側面衝突試験に対し、B ピラーの変形量を抑制し、かつ高い荷重を発生することができる技術を構築した。側面衝突ではバリアから受ける荷重の大半を B ピラーの曲げで支える必要がある。そこで、バリアからの横方向入力を車体下方向の軸荷重として支えることができる新たな荷重経路を B ピラーに作り出し、荷重を衝突初期から高めて曲げ変形の抑制を図った。軸荷重は B ピラー断面内に内部機構を追加し、サイドシルへ荷重伝達させることにより実現した。内部機構の構造は机上計算とシミュレーションから定めた。量産の B ピラーに内部機構を組み込んだ試作品を製作し、その落錘試験により、B ピラーの発生荷重が 2 倍に高まり、変形量を 1/5 に低減できることを実証した。

ABSTRACT

Based on side collision testing that the Insurance Institute for Highway Safety in the United States has been conducting, a technology was created that can reduce the amount of B-pillar deformation and also generate a high load. In a side collision, it is necessary for the greater part of the load received from the barrier to be supported by the bending of the B-pillar. This was addressed by creating a new load path in the B-pillar. The new load path is able to support the lateral load input from the barrier as an axial load in a downward direction in the vehicle body. This increases the load from the initial time of collision and reduces bending deformation. A load transfer mechanism in the B-pillar cross-section was added for the axial load and this was realized by a load path to the side sill. The structure of the load transfer mechanism was decided through theoretical calculation and simulation. A prototype was fabricated with a load transfer mechanism in a mass-produced B-pillar. Drop tests with the prototype proved that the load generated on the B-pillar was doubled so that the amount of deformation could be reduced to one-fifth.

1. まえがき

自動車の安全性能に対する要求は高まり続けており、事故を未然に防止する予防安全技術は目覚ましい進歩を遂げている。一方で、事故が起きた際に被害を軽減する衝突安全基準の強化も続いており、米国道路安全保険協会 (IIHS) では安全性能の評価点と死亡率の相関に焦点を当てた研究を継続的におこなっている⁽¹⁾。今後は、側面衝突に対する車両の安全性を高めるため、新しい試験基準 (以降、新 IIHS MDB) の適用が計画されている⁽²⁾。

Fig. 1 に新 IIHS MDB の概要を示す。デフォーマブルバリア (以降、バリア) 重量が 1500 kg から 1900 kg に増加し、バリアが車両に衝突する速度も 50 km/h から 60 km/h に引き上げられる⁽²⁾。これは、衝突エネルギーで 1.8 倍の増加に相当する。

カーボンフリー社会の実現に向けて、今後の自動車には大容量バッテリーや水素タンクなどが搭載され車体重量が増加し、より多くのエネルギー吸収量が必要となることが予想される⁽³⁾。

そこで著者らは、側面衝突の将来課題を想定し、現段階

¹ 先進技術研究所

E-mail: atsushi_hasegawa@jp.honda

² 本田技研工業株式会社

³ 株式会社 ペントラー・オートモーティブ

で最も高エネルギーな試験基準である新 IIHS MDB に着目した。

現状の車体構造では、Bピラー（前席と後席の間にある柱）が起点となり、サイドシルとルーフサイドレール、フロアクロスメンバーとルーフクロスメンバーに荷重が伝達される⁽⁴⁾。バリアは車体下部に衝突するため、Bピラーの下側が最大変形位置となる曲げ変形を生じる。安全性は Structure と呼ばれる最大変形位置からシートセンターまでの距離と Dummy の傷害値の二項目で評価される。Structure は大きさによって4段階に分類され、変形量が少ないほど良い評価を得る。これらの観点からBピラーは側面衝突にとって主要な構造体である。

これまでのBピラーに関する研究には、変形モード予測⁽⁵⁾や部分軟化手法⁽⁶⁾による変形モードの制御、高ハイテン材の適用による軽量化⁽⁷⁾⁻⁽¹⁰⁾などがある。いずれもBピラー構造に大きな進化はなく、少ない変形で大きな荷重を発生させるためには補強部材の追加、板厚増といった手法がとられていた。これらは車体重量増につながり、溶接板厚の制約も考慮すると補強には限界がある。

そこで本研究では、側面衝突の中で最も高エネルギーな試験基準である新 IIHS MDB を代表事例とし、Bピラーが少ない変形で大きな荷重を発生させることができる新しい荷重伝達機構の構築に取り組んだ。

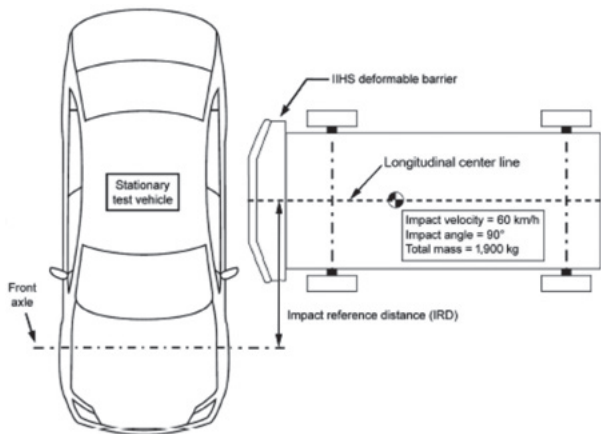


Fig. 1 Deformable barrier alignment with test vehicle

2. Bピラーの荷重向上コンセプト

2.1. 従来構造での荷重発生手法

バリアから入力を受けたときの変形図を Fig. 2 に示す。バリアはフロントバンパビームを模擬した赤色の凸部と青色の一般部のハニカムで構成され、車体の形状に追従して変形する。Bピラーはバリアからの分布荷重（以降、 F_{mdb} ）

を受けると、下側が最も大きな曲げ変形をしながらルーフサイドレールとサイドシルに荷重伝達する。

部材へ曲げ方向の力が作用した場合、軸方向の力と比べると荷重発生に対して不利となる⁽⁴⁾。新 IIHS MDB のような高エネルギー衝突では、Bピラーの曲げ変形は更に増え、ルーフサイドレールやサイドシル支持部への引っ張り入力が増加する。従来構造では曲げ変形を前提としているため最大荷重に到達するまでに大きな変形量を必要とする。そのため、曲げに寄与が高いBピラーの断面サイズや板厚、補強部材の追加によって荷重を高め、変形量と支持部の負荷を下げるのが一般的な手法となる。

2.2. 新しい荷重発生の考え方

Bピラーの発生荷重を高める基本原理は、モーメントの釣り合いを応用し、バリアから受ける横方向荷重を垂直方向の軸荷重に伝達することである。Fig. 3 に模式図を示す。サイドシルに固定された部材に横方向荷重 F_y が作用すると、時計回りのモーメントが発生する。このモーメントは

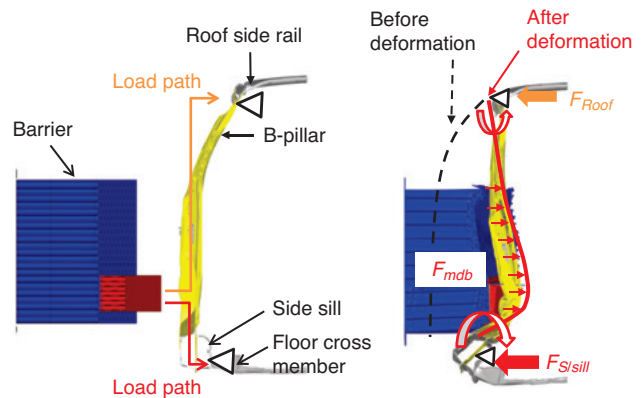


Fig. 2 Deformation mode of B-pillar in conventional structure

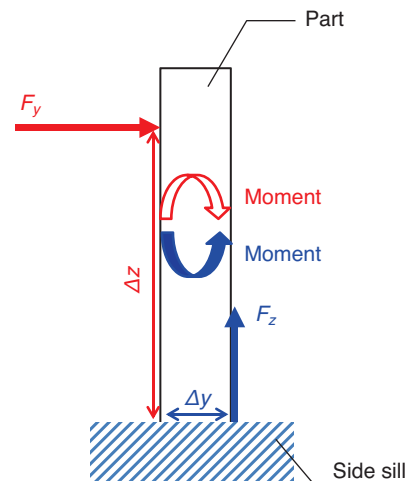


Fig. 3 New basic principles of load transfer

サイドシルから受ける上下方向荷重 F_z によって発生する反時計回りのモーメントと釣り合う。つまり、横方向荷重を高めるには、上下方向の軸荷重を高めればよい。

この基本原理をBピラーに応用する仕組みを Fig. 4 (a) の構成図に示す。Bピラー下部の断面内に Loading part (以降、L/Part) と、Support part (以降、S/Part) の2部品からなる機構 (以降、内部機構) を設けた。L/Part と S/Part は青矢印で示すように傾斜面にて互いに接し、傾斜面中央の結合部Oを起点とする赤線部の範囲で半周分のみ結合されている。S/Part はベースプレートを介しサイドシルの上面に配置する。

バリアからの横方向荷重が加わるとBピラーはL/Part に接触し、内部機構は Fig. 4 (b) のように変形する。L/Part は結合部Oを起点に回転することで横方向荷重を下方に変換しS/Part に伝達する。S/Part はL/Part から室内側半周を押されることで上下方向の軸荷重を発生する。内部機構はサイドシルやフロアクロスメンバーに荷重を伝達させる新しい荷重経路を作りだすことになる。ここで、 F_{y-LP} はBピラーからL/Partに加わる横方向荷重、 F_{z-SP} はS/Partが発生する軸方向荷重を示す。すなわち、 F_{y-LP} と F_{z-SP} は結合部Oを起点としたモーメントの釣り合いの関係が成立し、結合部Oからそれぞれ F_{y-LP} と F_{z-SP} が作用する長さ Δy , Δz と F_{z-SP} を設定することで F_{y-LP} を定めることができる。

内部機構をBピラーに組み込んだときの荷重と変形の構想図を Fig. 5 (a) に示す。左図の青矢印はバリアからの荷

重を内部機構を介し、サイドシルへ伝達させる新しい経路を表す。内部機構の軸荷重が加わることでBピラーの発生荷重が高まり、バリアを大きく潰す。Bピラーの曲げ変形が大きい従来構造の赤点線と比較して、青点線で示す新構造では大幅に変形量が低減する。

荷重と変形量の効果を Fig. 5 (b) に概念図として示す。縦軸は荷重、横軸はバリアの変形量 S_{mdb} とBピラーの変形量 S_{BP} を表わす。青線で示す新構造は少ない変形量で最大荷重に到達する。最大荷重を変形量で除した荷重勾配 (以降、 K_{BP}) は従来構造に比べて大きくなる。青斜線部のバリアのエネルギー吸収量が増えることでBピラーの負担が減少する。

以上より、Bピラーの荷重向上コンセプトは内部機構によって軸方向で荷重を支える伝達経路を作り、荷重勾配 K_{BP} を高めることである。

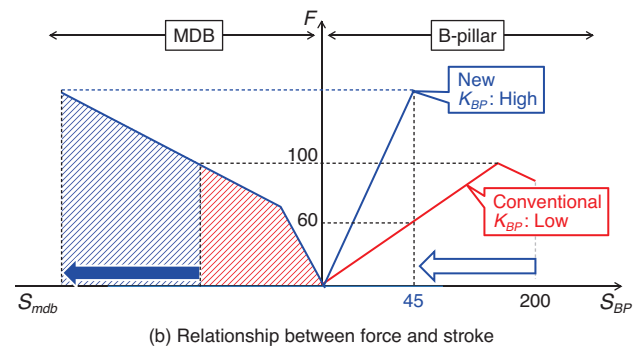
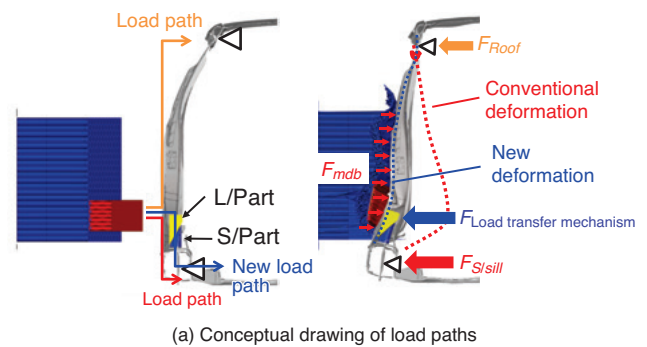


Fig. 5 Deformation mode of B-pillar in new structure

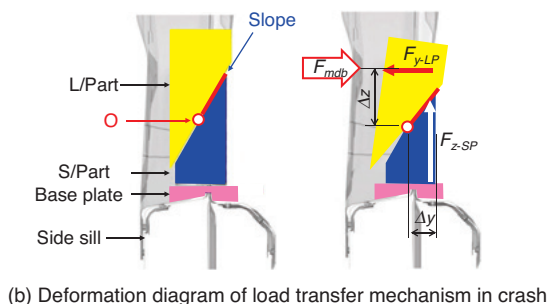
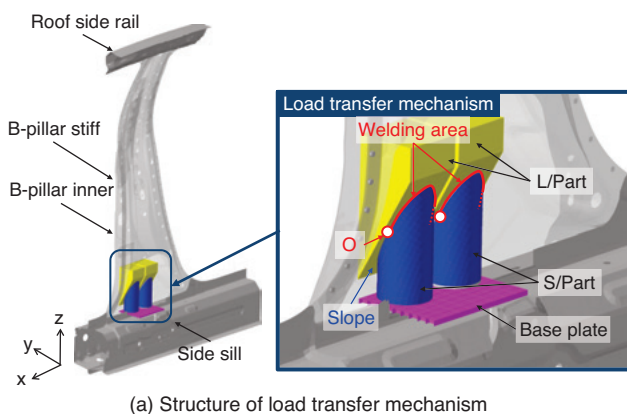


Fig. 4 Diagram of new structure

3. 内部機構の要求性能と設計手法の構築

2章で述べたコンセプトを実現するため、3.1. 節では目標荷重を設定した。3.2. 節以降では内部機構の主要な3つの設計変数である傾斜角、Bピラーとの左右クリアランス、S/Partの圧壊荷重を定式化し、設計手法を構築した。Bピラー内に設置した時の複合荷重をシミュレーションにより検証し、設計手法の妥当性を確認した。

3.1. Bピラーの目標荷重の設定

はじめに、新 IIHS の衝突条件において B ピラーの目標荷重の設定をおこなった。バリアと B ピラーの位置関係を Fig. 6 に示す。バリアが B ピラーと接触する領域を I, II, ドアビームを介し B ピラーに荷重が入力される領域を III, IV, V とした。バリアは領域ごとに面圧が規定されているため、B ピラーへの入力範囲が定まると、バリアで発生する荷重 F_{mdb} は式 (1) から概算することができる。このとき、B ピラーが発生する荷重 F_{BP} は作用反作用の関係から F_{mdb} と等しい。ここで、 $F_{mdb,i}$ は各領域におけるバリアの発生荷重、 $p_{mdb,i}$ は面圧、 $A_{mdb,i}$ は面積、 K_{air} は空気バネ係数である。

$$F_{mdb} = \sum_{i=1}^5 F_{mdb,i} = \sum_{i=1}^5 P_{mdb,i} \times A_{mdb,i} \times K_{air} = F_{BP} \quad (1)$$

次にBピラーの目標変形量の設定をおこなった。バリアを最大限に潰したときのエネルギー吸収量をもとに、車体全体の目標変形量を定め、そこからBピラー変形量の目標値を算出した。MDBと車体の衝突によって車体が吸収するエネルギー量 ΔE_{CAR} は、車体とバリアの運動量保存則とエネルギー保存則より式(2)のように表すことができる⁽⁴⁾。ここで、 M_{CAR} は車体重量、 M_{mdb} はバリア重量、 V_0 はバリアの衝突速度、 ΔE_{mdb} はバリアのエネルギー吸収量である。

$$\Delta E_{CAR} = \frac{M_{mdb} M_{CAR}}{2(M_{mdb} + M_{CAR})} V_0^2 - \Delta E_{mdb} \quad (2)$$

また、 ΔE_{CAR} は車体反力 F_{CAR} と車体変形量 S_{CAR} を用いて式(3)のように表すことができる。このとき、作用反作用の関係から車体反力 F_{CAR} が発生する理論上最大の荷重は $F_{mdb-max}$ と等価であり、式(1)と同様にしてバリアと車体の接触領域から求めることができる。

$$S_{CAR} = \frac{2\Delta E_{CAR}}{F_{CAR}} = \frac{2\Delta E_{CAR}}{F_{mdh-max}} \quad (3)$$

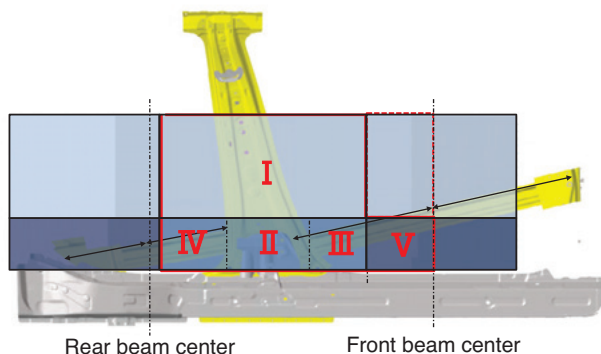


Fig. 6 Schematic diagram of B-pillar and MDB contact area

Table 1 Numerical values used to derive targets

Variable	Value	Variable	Value	Variable	Value
$P_{mdb,1}$	140 kPa	$A_{mdb,1}$	$2.8 \times 10^5 \text{ mm}^2$	K_{air}	1.3
$P_{mdb,2}$	325 kPa	$A_{mdb,2}$	$1.4 \times 10^5 \text{ mm}^2$	M_{mdb}	1900 kg
$P_{mdb,3}$	325 kPa	$A_{mdb,3}$	$1.4 \times 10^5 \text{ mm}^2$	M_{CAR}	1500 kg
$P_{mdb,4}$	325 kPa	$A_{mdb,4}$	$1.4 \times 10^5 \text{ mm}^2$	V_0	60 km/h
$P_{mdb,5}$	1100 kPa	$A_{mdb,5}$	$5.0 \times 10^4 \text{ mm}^2$	K_{BP}	2.5 kN/mm
				K_{DR}	2.0 kN/mm

続いて S_{CAR} を B ピラーの変形量 S_{BP} とドアの変形量 S_{DR} の合算として考え、Fig. 7 に示すような簡易的な線形バネのシステムを用いて、B ピラーの荷重勾配 K_{BP} を算出した。ここで、ドアの荷重勾配 K_{DR} を 2.0 kN/mm とすると、目標変形量を満足するために必要な K_{BP} は 2.5 kN/mm となる。また、 S_{BP} は K_{BP} と式 (1) の F_{BP} を用いて式 (4) で表すことができる。これより B ピラーの目標変形量 S_{BP} が定まる。

$$S_{BP} = \frac{F_{BP}}{K_{RP}} \quad (4)$$

式(1)から(4)の変数に Table 1 の値を代入し、完成車として必要なBピラーの荷重と変形量の目標を $F_{BP} = 166$ kN, $S_{BP} = 66$ mm と算出した. ここで車両は一般的なCカテゴリーとして考え、車両重量 M_{CAR} は 1500 kg とした. 目標となる荷重と変位量の関係は Fig. 8 の黒線のようになる. 本研究ではBピラー単独の検討をおこなうため、ドアから荷重は入力されない. そこで領域Vでバリアから受ける荷重 51 kN は除外し、Fig. 8 の赤線で示すように $S_{BP} = 46$ mm, $F_{BP} = 115$ kN をBピラーの目標となる. また、Fig. 5 (b) より、従来構造のBピラーでは目標変形量 46 mm に到達し

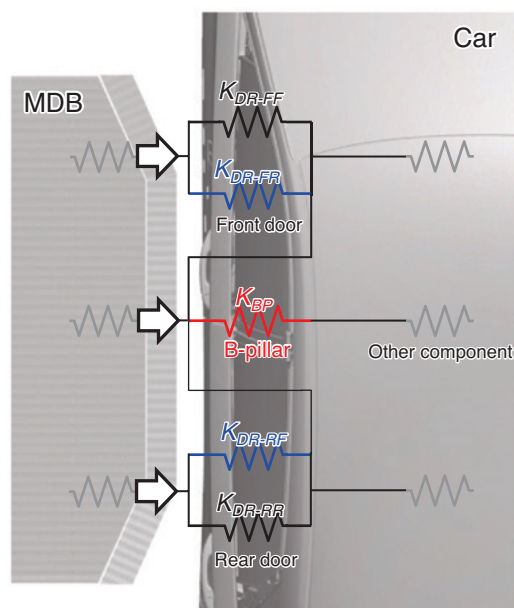


Fig. 7 Spring system of B-pillar and front and rear doors

たときに発生する荷重はおよそ 60 kN であることから、内部機構に求められる F_{y-LP} は $115-60 = 55$ kN と定めた。

3.2. 内部機構の傾斜角

次に、内部機構の傾斜角を定める検討をおこなった。内部機構とバリア凸部との位置関係を Fig. 9 に示す。内部機構がバリアから等分布荷重を受けると仮定したとき、荷重入力点はバリア下端と L/Part 上端の高さの中央 (以降 O') となる。ここで S/Part の半径を Δy 、結合部 O から O' までの距離を Δz 、 O' から S/Part 下端までの距離を H 、L/Part と S/Part 合わせ面の傾斜角を θ と表すと、 F_{y-LP} と F_{z-SP} はモーメントの釣合いから式 (5)、(6) のように表すことができる。

$$F_{y-LP} \cdot \Delta z = F_{z-SP} \cdot \Delta y \quad (5)$$

$$\Delta z = H - (h + \Delta y \tan \theta) \quad (6)$$

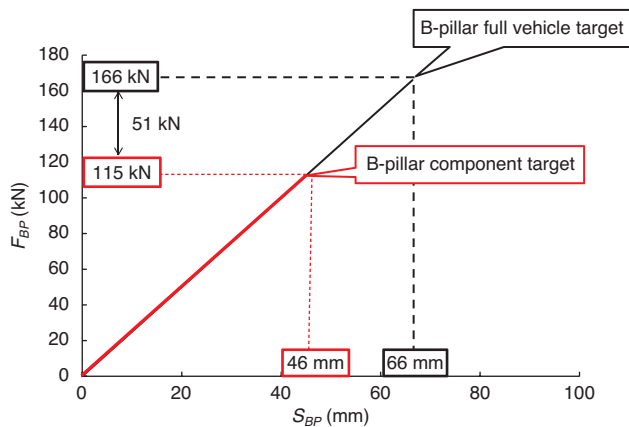


Fig. 8 B-pillar target displacement and load

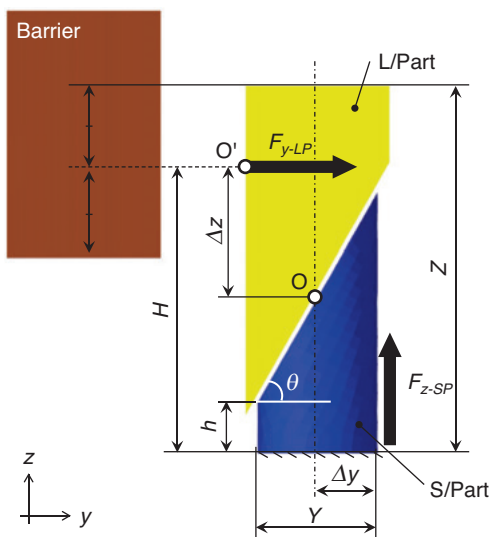
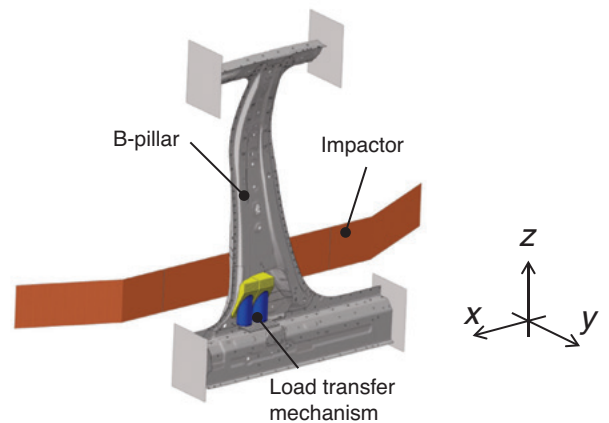


Fig. 9 Schematic diagram of load transfer mechanism

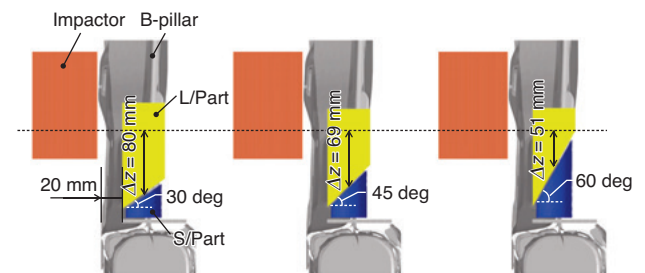
内部機構の大きさは B ピラーの下部へ配置することを考慮して、 $Z = 150$ mm, $Y = 50$ mm と設定した。S/Part の室内側の円筒部分が安定して軸荷重を発生させるため、S/Part の室外側の寸法は極力短くなるように下面からの高さ $h = 20$ mm とした。式 (6) より F_{z-SP} は $\theta = 30$ deg のとき 175 kN, $\theta = 60$ deg のとき 112 kN と試算できる。机上検討では傾斜角 θ を大きくするほど Δz が減少し、小さい F_{z-SP} で大きな F_{y-LP} を発生することができ、効率的に B ピラーの荷重を高められることが示された。

内部機構を B ピラーに組み込んだ複合性能を LS-DYNA を用いたシミュレーションで確認し、目標変形量で最も高い荷重が発生する傾斜角を検討した。

解析モデルを Fig. 10 (a) に示す。B ピラーはルーフサイドレールとサイドシルに結合した。内部機構は B ピラー開口部の中に配置し、左右の位置はサイドシル中央部に設定した。ルーフサイドレールとサイドシル前後端面の境界条件は完全固定とし、境界部の回転や変形による影響を排除した。B ピラーモデルはメッシュサイズ 5 mm の Shell 要素とした。一方バリアモデルは、新 IIHS MDB の凸部と同じ形状の剛体要素とし、B ピラーの準静的な荷重と変位の関係を得るため 1 m/s の強制変位を与えた。Table 2 に示すように傾斜角 θ は 30 deg, 45 deg, 60 deg の 3 ケース評価した。それぞれの内部機構の形状を Fig. 10 (b) に示す。



(a) Schematic diagram of simulation model



(b) Cross section of load transfer mechanism with each angle

Fig. 10 Appearance of CAE model

Table 2 Parameter used for investigation of different θ

	Model 1	Model 2	Model 3
θ	30 deg	45 deg	60 deg
$\Delta y/\Delta z$	0.31	0.36	0.49

L/Part は剛体要素, S/Part は 590 MPa 級ハイテン材, 板厚は 1.5 mm の Shell 要素とした。

Fig. 11 に B ピラーの荷重 F_{BP} と変形量 S_{BP} の関係を示す。内部機構を搭載したモデルでは、矢印部で示す変形量のタイミングで荷重の増加が始まった。これは Fig. 10 に示す B ピラーと内部機構の左右クリアランス 20 mm とおおむね一致した。黒点線部で示す目標変形量 $S_{BP} = 46$ mm においては、机上計算同様 $\theta = 60$ deg のとき荷重目標 115 kN を上回り、従来モデルと比べておよそ 2 倍に荷重が上昇した。

以上より、S/Part の座屈荷重 F_{z-sp} が一定であるとき、内部機構の傾斜角によって F_{BP} を変更できることがわかった。次節以降では、傾斜角は $\theta = 60$ deg として検討をおこなった。

3.3. 内部機構と B ピラーの左右クリアランス

前節より、荷重増加タイミングは B ピラーと内部機構の左右クリアランスに関係があることが示唆された。B ピラーが変形してクリアランスがなくなり、内部機構と接触したタイミングで、サイドシルへの荷重伝達が発動したと考えられる。

そこで、目標変形量でより高い荷重が発生できるクリアランスをシミュレーションで求めた。前節で傾斜角を定めた Model 3 を用い、内部機構と B ピラーのクリアランス CL を Fig. 12 に示すように 5, 20, 30, 50 mm の計 4 ケース実施した。

Fig. 13 に B ピラーの荷重 F_{BP} と変形量 S_{BP} の関係を表す。クリアランスが小さい 5 mm のケースが F_{BP} の上昇が

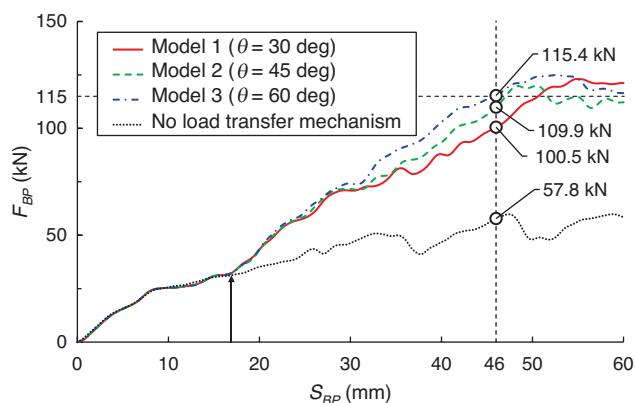


Fig. 11 Load displacement curves at different angles

一番早いことがわかった。一方、目標変形量時の F_{BP} は $CL = 20$ mm のケースで最大となった。目標変形量時における内部機構と B ピラーの変形の様子を Fig. 14 に示す。 $CL = 5$ mm から 30 mm では B ピラーと内部機構が接触しているが、 $CL = 50$ mm では接触していない。クリアランスが大きくなると内部機構への荷重伝達が遅れ、B ピラーの荷重を早期に高める効果が少なくなる。一方、クリアランスが小さくなりすぎると内部機構の接触が早まり、S/Part が早期に座屈して B ピラーを支持する力を持続できない。

以上の結果から、目標変形量タイミングで F_{BP} が最も高いクリアランスの条件は 20 mm となる。

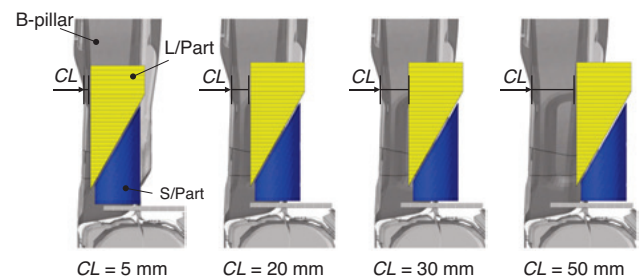


Fig. 12 Schematic diagram of different clearances

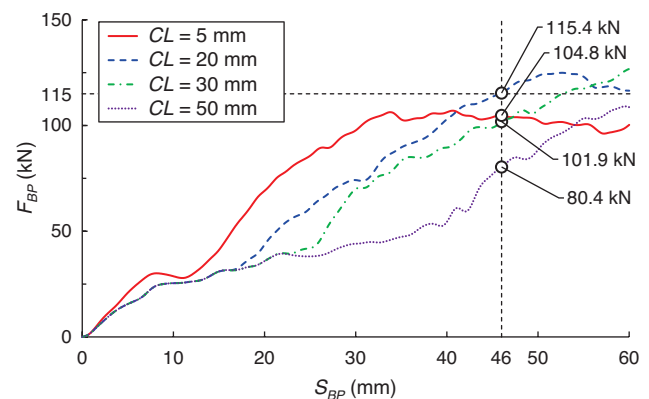
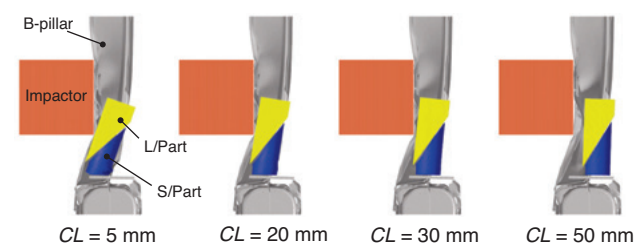


Fig. 13 Load displacement curves at different clearances

Fig. 14 Cross section of B-pillar and load transfer mechanism at $S_{BP} = 46$ mm

3.4. S/Part の板厚

前節までで定めた内部機構の傾斜角 θ やクリアランスを固定値とすると、式 (5) で示されるようにバリアからの入力位置 Δz が変わった場合、必要な F_{y-LP} を発生させるための F_{z-SP} も変化する。そこで、S/Part の必要板厚をバリアの衝突高さが異なる新旧 IIHS MDB の条件にてそれぞれ検討した。

Fig. 15 に示すように、新 IIHS MDB は従来 IIHS MDB よりもバリア下端の位置が 25 mm 低い。式 (5) より新 IIHS MDB では $\Delta y/\Delta z = 0.49$ 、従来 IIHS MDB では 0.33 であることから、仮に従来 IIHS MDB の条件で新 IIHS MDB と同等の F_{y-LP} を発生させるためには $0.49/0.33 \div 1.5$ 倍の 167 kN が S/Part の必要荷重と試算できる。

ここで、3.3. 節で定めた $CL = 20$ mm の Model 3 を用いて、机上計算で算出した F_{z-SP} の妥当性をシミュレーションで確認した。新 IIHS MDB、従来 IIHS MDB それぞれのバリア位置に対し、S/Part の板厚 t をパラメータとして Table 3 で示す計 13 ケースを評価した。

Fig. 16 に $S_{BP} = 46$ mm における F_{BP} と F_{z-SP} の関係を示す。黒点線は F_{BP} の目標値、青点線および赤点線は新 IIHS MDB、従来 IIHS MDB それぞれの衝突位置において、机上

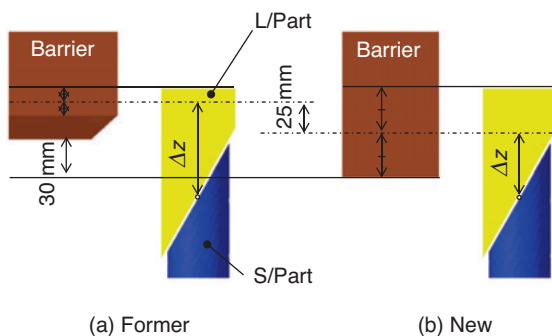


Fig. 15 Schematic diagram of relationship between positions of former and new IIHS MDB

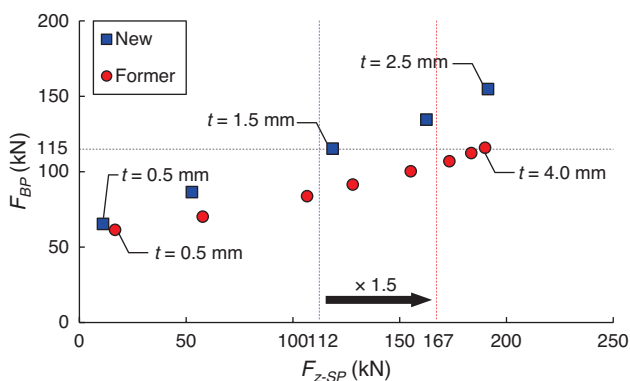


Fig. 16 Relationship between F_{BP} and F_{z-SP} at $S_{BP} = 46$ mm

Table 3 Parameters used for investigation of impact point and S/Part thickness

Parameters	Former	New
θ	60 deg	
CL	20 mm	
$\Delta y/\Delta z$	0.33	0.49
S/Part thickness t	0.5 mm, 1.0 mm, 1.5 mm, 2.0 mm, 2.5 mm, 3.0 mm, 3.5 mm, 4.0 mm	0.5 mm, 1.0 mm, 1.5 mm, 2.0 mm, 2.5 mm

計算で算出した F_{z-SP} の目標値を表す。 F_{BP} の目標値に到達したときの F_{z-SP} の値は、新 IIHS MDB では 119 kN ($t = 1.5$ mm)、従来 IIHS MDB では 190 kN ($t = 4.0$ mm) となり机上計算値とおおむね一致した。

これより B ピラーの荷重と変形量の目標を達成するための条件は新 IIHS MDB で $t = 1.5$ mm 以上、従来 IIHS MDB で $t = 4.0$ mm 以上になる。

4. 落錘試験結果と考察

4.1. 内部機構の試作

これまでの検討結果の妥当性を実証するにあたって、3 章で示した内部機構の試作品を製作した。B ピラーとその周辺部品は量産されている C カテゴリー車の部品を用いた。内部機構の大きさは Fig. 17 (a), (b) に示すように、B ピラー開口部の大きさに合わせ、前後 150 mm × 幅 60 mm × 高さ 180 mm とした。L/Part は Fig. 17 (c) に示すように格子状ブロック断面形状とし、落錘試験中に変形しない強度とした。L/Part と S/Part 接合部の角度は 3.2. 節で得られた 60 deg と定め、B ピラーと内部機構のクリアランスは 3.3. 節から 20 mm とした。S/Part は 3.4. 節で検討した 590 MPa 相当の強度を持つ STKM13C 材の一般鋼管 $\phi 50$ を用い、車体部品で一般的に用いられる板厚 0.6 から 2.6 mm の範囲内で試作した。固定プレートはサイドシル上部

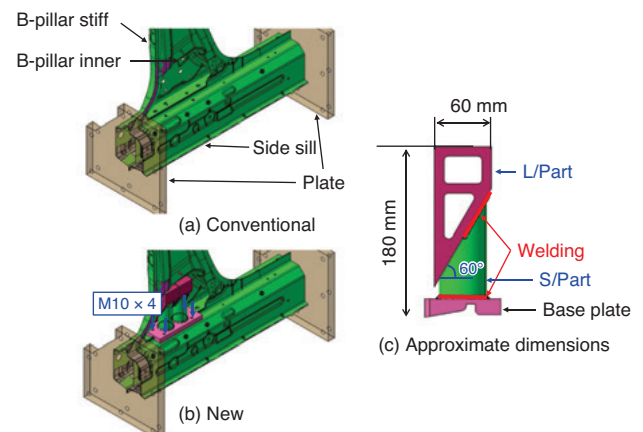


Fig. 17 Overview of load transfer mechanism

に乗せるため、傾斜面と溝をつけた形状にした。取り付けはサイドシルの上面に固定プレートを介してボルト点で締結した。

4.2. 落錘試験方法

Bピラーと内部機構の複合性能として、少ない変形量で高い荷重が発生することを落錘試験で検証した。荷重と変形量を計測でき、かつ、変形の様子を画像で記録できる日本製鉄株式会社波崎研究開発センターの落錘試験機を使用した⁽⁶⁾。バリアを錘体に取り付けて自由落下させ、高速度カメラを使って試験体とバリアが変形する状況を記録した。

Fig. 18 (a), (b) に試験体の設置方法を示す。試験体はBピラーとサイドシル、ルーフサイドレール、正方形の端板から構成される。端板はサイドシルとルーフサイドレールの前後に溶接されている。端板はロードセルを介して定盤に固定し、境界部の回転による影響を排除した。試験体の

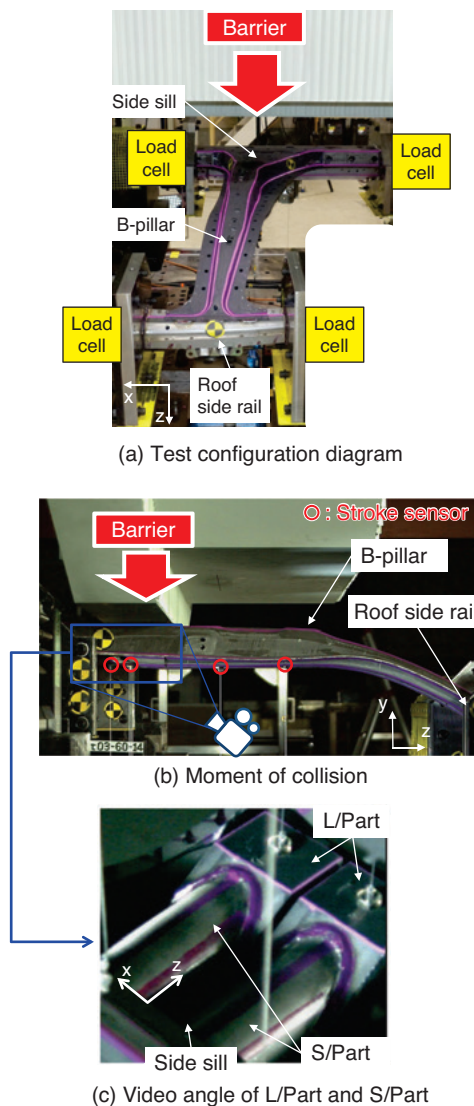


Fig. 18 Set up for drop test

Table 4 Drop test conditions

	Test 01	Test 02	Test 03
Barrier	New IIHS MDB		
Energy	24 kJ		
θ	60 deg		
CL	20 mm		
S/Part material	-	STKM13C	STKM13C
S/Part thickness	-	0.6 mm	1.4 mm

荷重はバリア側のロードセルで計測した。Fig. 18 (b) 赤丸で示す箇所にストロークセンサーを取り付け、試験体の変形量を計測した。内部機構の変形状態は Fig. 18 (c) の画角で記録した。

4.3. 落錘試験条件

落錘試験は Table 4 に示す Test 01 から 03 の計 3 体で実施した。従来構造の Test 01 と内部機構を搭載した Test 02, 03 の比較により、少ない変形量で高い荷重を発生させることができるか確認した。また、Test 02 と 03 では S/Part の板厚を変え、Bピラーの荷重 F_{y-BP} を変更できることを検証した。Test 03 が目標変形量に到達するときの Bピラーとバリアのエネルギーをシミュレーションで算出し、投入エネルギーを 24 kJ とした。

4.4. 落錘試験の結果

Bピラーとバリアの荷重と変形量の関係を Fig. 19 に表す。赤、緑、青の各実線はそれぞれ Test 01, 02, 03 の結果を示す。グラフは Bピラーが目標変形量に達するまでの範囲とした。青枠は Bピラーの荷重と変形量の目標を表し、波形の変曲点を矢印で示した。従来構造の Test 01 は変形量 6 mm で変曲点が現れ、変曲点以降の荷重増加は鈍化し、目標変形量における最終 F_{y-BP} は 58 kN に留まった。Test 02 は変形量 10 mm で変曲点が現れ、そのときの F_{y-BP} は 60 kN に到達した。変曲点以降の荷重の増分は少なく、

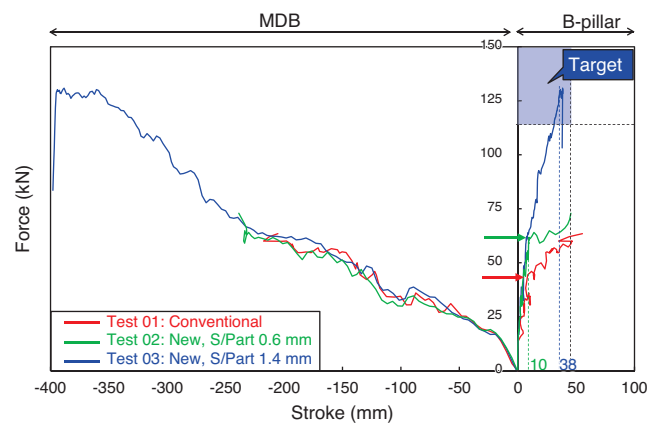


Fig. 19 Comparison of Force-Stroke curve with conventional and new structure

S/Part 0.6 mm の強度では、B ピラーの目標に届かなかった。Test 03 は変曲点がなく、目標変形量に到達する前に最大荷重 130 kN に達した。この時の荷重勾配は $K_{BP} = 3.6$ kN/mm となり、B ピラーの目標性能を達成した。

Fig. 20 に内部機構の変形過程を示す。Test 02 では荷重が 65 kN に達した 60 ms から S/Part の座屈がはじまり、90 ms では座屈量が増えている。Test 03 では荷重が 120 kN に達した 90 ms あたりで、わずかに座屈の兆しがみられる程度に留まった。

4.5. 内部機構による荷重増加範囲の考察

3.3. 節より、S/Part の座屈が大きくなると軸荷重が低下し、B ピラーを支える荷重が減少することが予測されていた。そこで、S/Part 座屈タイミングと変曲点との関連性に着目し、内部機構によって荷重を高めることができる効果範囲について考察した。

Test 02 は S/Part の変形と変曲点のタイミングが一致しており、変形量 10 mm までが荷重を高められる範囲と考えられる。Test 03 では S/Part に明確な座屈が発生していないため変曲点は存在しない。つまり、最大変形量 38 mm まで持続的に荷重を発生し B ピラーを支え続けたと推察できる。

これらより、内部機構によって荷重が増加する変形量の範囲は、Test 02 は分岐点まで、03 は最大変形量までと結論付け Fig. 21 (a) に表した。また、荷重増加量は Fig. 21 (a) に示した変形量タイミングで比較し Fig. 21 (b) に示した。Test 02 で 20 kN、03 では約 87 kN と増加となった。

以上より、S/Part は座屈せず軸荷重を発生し続けられる板厚に設定することで、高い荷重を持続して発生することができる。

4.6. エネルギー吸収量と変形量低減効果の考察

目標変形量タイミングにおけるエネルギー吸収量を Fig. 22 に示す。パリアのエネルギー吸収量は Test 01 の 8

kJ に比べ、Test 03 では 20 kJ となり 2.5 倍増加した。また、黒点線で示す投入エネルギー 24 kJ に対し、Test 03 は全て吸収したが、02 では 11 kJ、01 では 14 kJ 少ない。この不足分のエネルギーはパリアでの吸収量の差とおおむね等しい。

ここで、Test 01 波形の延長で荷重が上昇し、Test 03 と同じエネルギー吸収量に到達する推定 Force-Stroke を Fig. 23 赤斜線部に示した。B ピラーの荷重は 80 kN、変形

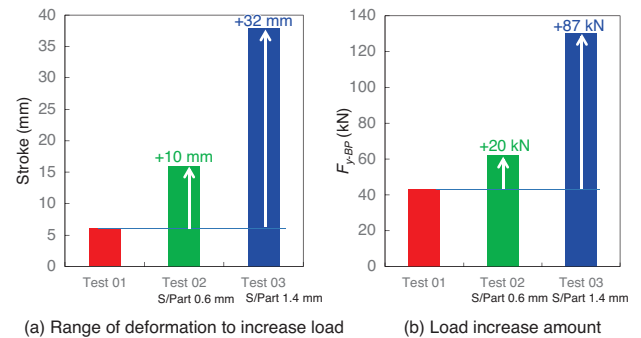


Fig. 21 Comparison of conventional structure and new structure effects

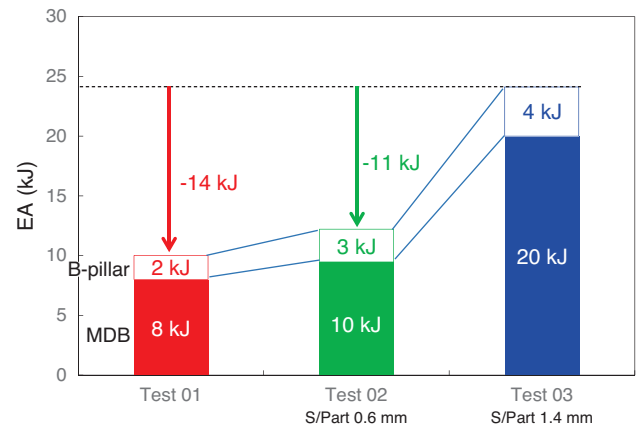


Fig. 22 Comparison of energy absorption with conventional and new structure

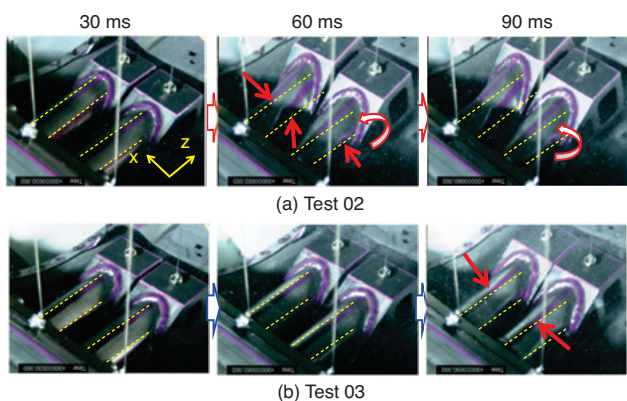


Fig. 20 Comparison of deformation modes of L/Part and S/Part

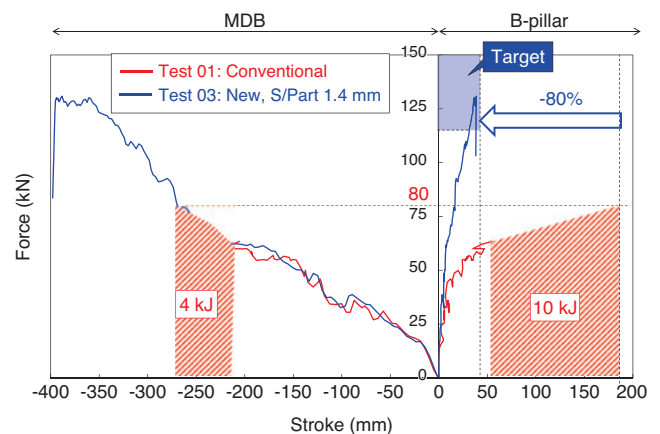


Fig. 23 Comparison of energy absorption with conventional and new structure

量は約 180 mm まで増えると予想される。B ピラーの変形量を Test 03 の実験値と、01 の推定値と比較すると、内部機構を組み込むことでは約 80 % の減少が見込まれる。

以上より、内部機構によって B ピラーの荷重を高めることで、構想通りバリアのエネルギー吸収量が増え、B ピラーの変形量を低減することができる。

5. まとめ

IIHS の衝突試験条件に着目し、側面衝突に対する更なる車体性能向上につながるコンセプトを考案した。その原理モデルを試作し、落錘試験にて目標性能を達成できる事を検証した。その結果を以下にまとめる。

- (1) バリアからの横方向入力を車体下方の軸荷重として支え、サイドシルへ荷重伝達させることを新コンセプトとした。
- (2) B ピラー下部の断面内に L/Part と S/Part の 2 部品からなる内部機構を設けた。
- (3) S/Part と L/Part の傾斜角、B ピラーとのクリアランス、S/Part の板厚をパラメータとして定めた。
- (4) 内部機構を B ピラーに組み込んだ試作品では、従来構造に対し荷重は 2 倍に高まり、変形量は推定で約 1/5 にとどめられる事を実証した。

参考文献

- (1) Arbelaez, R. A., Mueller, B. C., Brumbelow, M. L., Teoh, E. R.: Next Steps for the IIHS Side Crashworthiness Evaluation Program, SAE Technical Paper, SC18-22-0002, (2019)
- (2) Insurance Institute for Highway Safety: Side Impact Crashworthiness Evaluation 2.0 Crash Test Protocol (Version I), (2020)
- (3) 長谷川厚, 藤井隆之, 松浦範和, 清水友浩, 三浦祐輔: 後面オフセット衝突 FMVSS 301R におけるリヤバンパビームの荷重分散技術, Honda R&D Technical Review, Vol. 32, No. 1, p. 49-58
- (4) 水野幸治: 第 7 章 側面衝突, 自動車の衝突安全 基礎論, 名古屋大学出版会, p. 181-185, (2018)
- (5) 猪口純一, 山前康夫, 安木剛: Reduced Model による SUV 側突時のセンターピラー変形モードの予測, 自動車技術会論文集, Vol. 49, No. 2, p. 359-364, (2018)
- (6) Hasegawa, A., Fujii, T., Matsuura, N., Shimizu, T.: Enhancement of Longitudinal Energy Absorption Efficiency in FMVSS 301, SAE Technical Paper, 2020-01-1225, (2020)
- (7) 岡田英二: ホットスタンプとコールドスタンプ (特集 輝きと印刷), 印刷雑誌, Vol. 90, No. 7, p. 25-28, (2007)
- (8) 福地弘, 野村成彦: 自動車分野のソリューション開発 (1) 一高生産性ホットスタンプの開発一, 新日鉄住金技報, 第 402 号, p. 70-72, (2015)
- (9) 真木秀朗, 高木直: 次世代高λ型高強度鋼板の適用, 自動車技術会論文集, Vol. 48, No. 6, p. 1347-1352, (2017)
- (10) Pednekar, V., Pereira, A., Ballard, A., Chen, G., Komarivelli, R., Li, H.: Structural Performance Comparison between 980MPa Generation 3 Steel and Press Hardened Steel Applied in the Body-in-White A and B-Pillar Parts, SAE Technical Paper, 2020-01-0537, (2020)

■ 著 者 ■



長谷川 厚



山 田 瞳



竹内亮太郎



藤井隆之



齋藤有美

慣性センサのみを用いた人の運動推定

Human Motion Estimation Using Only Inertial Sensors

青木 治雄¹

Haruo AOKI

要 旨

慣性センサを用いた人の運動推定は、長時間の計測においてヨー角方向の誤差が蓄積するため、地磁気センサを用いてこれを補正する手法があるが、磁気の乱れる環境下では有効でない。そこで地磁気センサを使わずヨー角方向の誤差を補正する手法を検討した。全身の各リンクのヨー角が時間平均的に同一となる動作を計測対象とし、リンク間のヨー角の差を低減するよう補正する手法を考案した。歩行運動に対し、慣性センサと地磁気センサを用いた推定手法と光学モーションキャプチャで推定した関節角の差の root mean square が 8.4 deg であるのに対し、慣性センサのみの本手法は 8.9 deg となり、同等の精度であることを示した。また、長時間の歩行運動計測において、ヨー角の積分計算誤差を同等に抑えることを確認した。

ABSTRACT

When human motion is estimated using inertial sensors, measurement over long periods of time results in the accumulation of errors in yaw angle direction. There is a method of compensating for this using magnetometers, but this method is not effective in environments where the magnetism is unstable. A method of compensating for errors in yaw angle direction without using magnetometers was therefore investigated. A method was devised in which the measurement object is defined as motion in which every link of the body has the same yaw angle when averaged over time. Compensation is then applied by reducing the differences in yaw angle between the links. When estimating walking motion, the difference in joint angle estimated by the method using inertial sensors and magnetometers and that estimated by optical motion capture has a root mean square of 8.4 deg, while the corresponding figure with the present method using only inertial sensors is 8.9 deg. This indicates equal levels of accuracy. It was also confirmed that the integral calculation error in yaw angle when measuring walking motion over a long period of time was equally reduced.

1. 序論

人の運動を正しく計測することは、様々なバイオメカニクス解析⁽¹⁾の第一歩となる。リハビリテーション⁽²⁾やスポーツトレーニング⁽³⁾において、身体の運動を定量的に把握することができれば、適切な指導方法の検討や効果の評価が可能になる。また、スポーツ選手や重作業に従事する労働者への身体負荷が及ぼすけがや疾病リスクを予測⁽⁴⁾することにも応用できる。近年、人の動作をアシストする装着型ロボットが身体負荷の軽減や、リハビリテーションに用いられている。人の運動を基にアシスト力が制御⁽⁵⁾されるため、運動推定は装着型ロボットの重要な機能である。

既存の運動計測手法として、光学式モーションキャプ

チャが広く用いられている⁽¹⁾。これは身体に取り付けた反射マーカを複数の赤外線カメラで撮影することで三次元位置を計算し、身体姿勢を推定する方法である。この手法は高い位置精度で計測が可能だが、計測対象を複数のカメラで囲う必要があり、計測可能な範囲に制限がある。また、カメラと計測対象との間に遮蔽物があると、反射マーカ的位置が特定できなくなる場合がある。近年では一般的なカメラで撮影した RGB 画像から機械学習を用いて関節位置を推定する手法⁽⁶⁾があるが、外部から撮影することが必要なため光学式モーションキャプチャと同様の制限がある。

上記制限のない方法として、小型で身体に装着が可能な慣性センサ (inertial measurement unit: IMU) を用いて 3 次元姿勢を推定する方法⁽⁷⁾がある。IMU は加速度と角速度を

¹ 先進技術研究所

E-mail: haruo_aoki@jp.honda

計測することができ、角速度を数値積分することで姿勢を推定できる。この方法は光学式モーションキャプチャや画像から骨格推定を行う機械学習ベースの方法と比較し、演算量が少ないため、安価な演算装置で高速に処理できる。しかし、角速度の計測誤差や数値積分誤差が蓄積し、時間の経過と共に推定姿勢と実際の姿勢が乖離してしまう問題がある。この問題を解決するため、計測した加速度から推定した重力方向を頼りに、ロール・ピッチ方向の姿勢を補正する方法^{(8),(9)}が提案されている。さらにヨー方向の姿勢を補正するため、地磁気センサを組み合わせた Magnetic, Angular Rate, and Gravity (MARG) センサによる姿勢推定手法^{(10),(11)}が提案されている。しかし、地磁気を使用したヨー角補正は、安定して地磁気を計測できる環境でのみ有効である。建造物の鉄骨や金属製什器などの磁性体の周辺では磁場が大きく変化するため、しばしば地磁気を正しく計測できないことがある。また、装着型ロボットを着用した人の運動を計測する際、機体の金属製フレームやモーターの影響により地磁気の計測精度が低下してしまう。

上記のように IMU を用いた姿勢推定は、カメラの画角や遮蔽物の影響を受けないものの、地磁気を指針としたヨー角補正には課題がある。そこで、本研究では地磁気センサによらず、計測対象の運動に制限を設けることで、その制限を利用してヨー角を補正することを検討した。まず、関節を境に身体を分節化し、人の身体を剛体リンク系として考える。各リンクのヨー角が時間平均的に同一方向となる運動に計測対象を限定すれば、各リンクの姿勢の相対関係をヨー角補正の指針にできる。この考え方に基づき、IMU のみから身体座標系におけるヨー角を補正する手法を構築できたため報告する。

2. 身体姿勢の推定手法

2.1. センサ配置と身体モデル

IMU で運動推定をするため、まず人の身体を剛体リンク系としてモデル化する。Fig. 1 に身体を胴体、骨盤、左右の大腿、下腿、足部をそれぞれ剛体リンクとしてモデル化した例を示す。各リンク間は直交する三つの回転軸をもつ関節で連結されている。各リンクに IMU が取り付けられており、IMU とリンクの座標系は常に一致しているものとする。すなわち IMU の姿勢を推定すれば、リンクの姿勢と関節角度が明らかになる。リンクには固有の番号 i が割り振られており、Fig. 1 の例では $i \in \{0, 1, 2, \dots, 6, 7\}$ となる。なお、リンク 0 は後述するヨー角補正量を計算する際の基準となるリンクであり、ベースリンクと呼ぶ。

Fig. 2 に示すように、IMU はそれぞれ独自のセンサ座標系を持っている。IMU から得られる加速度、角速度は、センサ座標系で観測されたものである。ここで、リンク i の IMU で観測されたセンサ座標系における X, Y, Z 方向の加速度

を、それぞれ $a_{i,x}, a_{i,y}, a_{i,z}$ とする。同様にセンサ座標系における X, Y, Z 軸回りの角速度を、それぞれ $\omega_{i,x}, \omega_{i,y}, \omega_{i,z}$ とする。

2.2. 3次元姿勢表現

一般的に広く使用される姿勢表現として 3 次元要素で構成されるオイラー角と、4 次元要素で構成される単位クォータニオンがある。オイラー角は少ない要素数で姿勢を表すことができるが、数値的に不安定になり表現できない姿勢(特異点)を持つ。よって、本研究では特異点を持たない単位クォータニオンを用いて姿勢を表現する。

座標系 A から座標系 B までの回転を単位クォータニオン ${}^A_B\hat{e}$ として式 (1) のように表記する。ここで、座標系 B は座標系 A の正規化された回転軸 $r = [r_x \ r_y \ r_z]$ に対して θ だけ回転しているものとする。姿勢は常に式 (2) のように正規化された単位クォータニオンとなる。

$$\begin{aligned} {}^A_B\hat{e} &= [e_1 \ e_2 \ e_3 \ e_4] \\ &= [\cos \frac{\theta}{2} \ -r_x \sin \frac{\theta}{2} \ -r_y \sin \frac{\theta}{2} \ -r_z \sin \frac{\theta}{2}] \end{aligned} \quad (1)$$

$$\hat{e} = \frac{e}{\|e\|} \quad (2)$$

また、式 (3) のようにクォータニオン積 $\otimes$ を用いて、座標系 A のベクトル ${}^A v$ を座標系 B で表現した ${}^B v$ に変換^{(10),(11)}することができる。

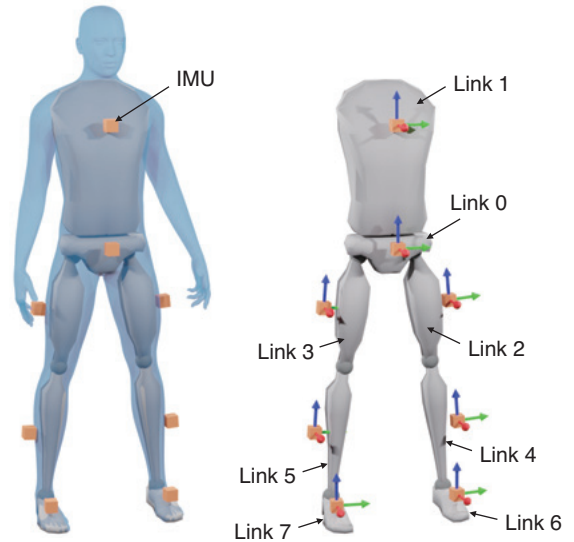


Fig. 1 Articulated human body and IMU allocation

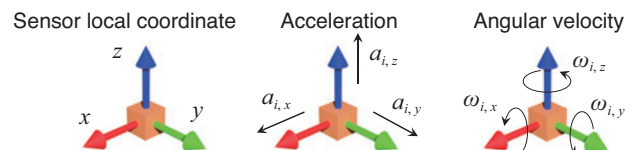


Fig. 2 Sensor coordinate systems

$${}^B\mathbf{v} = {}^A_B\hat{\mathbf{e}} \otimes {}^A\mathbf{v} \otimes {}^A_B\hat{\mathbf{e}}^* \quad (3)$$

ただし、 ${}^A_B\hat{\mathbf{e}}^*$ は ${}^A_B\hat{\mathbf{e}}$ の共役であり、式 (4) のように定義される。

$${}^A_B\hat{\mathbf{e}}^* = [e_1 - e_2 - e_3 - e_4] \quad (4)$$

2.3. ロール・ピッチ角の補正

IMU により計測した角速度を積分することで求めた姿勢の誤差を、加速度から推定した重力方向を頼りに補正することができる。Madgwick ら⁽¹¹⁾はロール・ピッチ角の誤差を最小化する最適化問題を考え、目的関数の勾配から補正方向を決定する手法を提案した。本研究のロール・ピッチ角補正も同様の手法を採用した。まず、リンク i の推定姿勢から計算した重力方向と計測した加速度の差を表す関数 f_g を次のように定義する。

$$f_g({}^S\hat{\mathbf{e}}_i, {}^S\hat{\mathbf{a}}_i) = {}^S\hat{\mathbf{e}}_i^* \otimes {}^G\hat{\mathbf{d}}_g \otimes {}^S\hat{\mathbf{e}}_i - {}^S\hat{\mathbf{a}}_i \quad (5)$$

$${}^G\hat{\mathbf{d}}_g = [0 \ 0 \ 0 \ 1] \quad (6)$$

$${}^S\hat{\mathbf{a}}_i = [0 \ a_{i,x} \ a_{i,y} \ a_{i,z}] \quad (7)$$

${}^G\hat{\mathbf{d}}_g$ を絶対座標系における重力方向、 ${}^S\hat{\mathbf{a}}_i$ は IMU により計測した加速度ベクトルとする。式 (5) を用いてリンク i の姿勢 ${}^S\hat{\mathbf{e}}_i$ を目的変数とした最適化問題を式 (8) のように定義する。これは、計測した加速度と重力方向が一致する姿勢 ${}^S\hat{\mathbf{e}}_i$ を求める最小二乗問題である。式 (8) の目的関数の勾配を式 (9) のように定義する。ただし、 J_g は f_g のヤコビ行列である。

$$\min_{{}^S\hat{\mathbf{e}}_i} \frac{1}{2} \|f_g({}^S\hat{\mathbf{e}}_i, {}^S\hat{\mathbf{a}}_i)\|^2 \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \text{grad}_g({}^S\hat{\mathbf{e}}_i, {}^S\hat{\mathbf{a}}_i) &= \nabla \left\{ \frac{1}{2} \|f_g({}^S\hat{\mathbf{e}}_i, {}^S\hat{\mathbf{a}}_i)\|^2 \right\} \\ &= J_g^T({}^S\hat{\mathbf{e}}_i) f_g({}^S\hat{\mathbf{e}}_i, {}^S\hat{\mathbf{a}}_i) \end{aligned} \quad (9)$$

式 (9) の勾配から、以下のように角速度を補正⁽¹¹⁾することができる。ここで、時刻 t におけるリンク i の角速度を ${}^S\dot{\mathbf{e}}_{i,t}$ 、加速度を ${}^S\hat{\mathbf{a}}_{i,t}$ とする。

$${}^S\dot{\mathbf{e}}_{i,t} \leftarrow {}^S\dot{\mathbf{e}}_{i,t} - \beta_g \frac{\text{grad}_g({}^S\dot{\mathbf{e}}_{i,t}, {}^S\hat{\mathbf{a}}_{i,t})}{\|\text{grad}_g({}^S\dot{\mathbf{e}}_{i,t}, {}^S\hat{\mathbf{a}}_{i,t})\|} \quad (10)$$

2.4. ヨー角補正の目的関数

各リンクの方位（ヨー角方向）が時間平均的に同一である運動が計測対象であることを利用して、ヨー角補正の目的関数を定義する。まず、リンク i のヨー角方向を示すベクトル ${}^G\hat{\mathbf{v}}_i$ を定義する。 ${}^G\hat{\mathbf{v}}_i$ は式 (12) によって計算され、リンク i の Y 軸方向の単位ベクトル ${}^S\hat{\mathbf{n}}_i = [0 \ 0 \ 1 \ 0]$ と、グローバル座標系における Z 軸方向の単位ベクトル ${}^G\mathbf{d}_g$ のそれぞれに直交するベクトルである。Fig. 3 に示すように ${}^G\hat{\mathbf{v}}_i$ は X-Y 平面（水平面）上の単位ベクトルである。

$${}^G\mathbf{v}_i = ({}^S\hat{\mathbf{e}}_i \otimes {}^S\hat{\mathbf{n}}_i \otimes {}^S\hat{\mathbf{e}}_i^*) \times {}^G\mathbf{d}_g \quad (11)$$

$${}^G\hat{\mathbf{v}}_i = \frac{{}^G\mathbf{v}_i}{\|{}^G\mathbf{v}_i\|} \quad (12)$$

次にロール・ピッチ角と同様に勾配降下法によって補正方向を導出する。 ${}^G\hat{\mathbf{v}}_i$ とベースリンク座標系の Y 軸方向 ${}^S\hat{\mathbf{n}}_0$ を用いて、ヨー角補正の目的関数を式 (13) のように定義する。なお、この目的関数はベースリンク以外のリンク ($i \neq 0$) に対して定義される。

$$f_{yaw}({}^S\hat{\mathbf{e}}_i) = ({}^S\hat{\mathbf{e}}_0 \otimes {}^S\hat{\mathbf{n}}_0 \otimes {}^S\hat{\mathbf{e}}_0^*) \cdot {}^G\hat{\mathbf{v}}_i \quad (13)$$

目的関数 f_{yaw} はスカラー値である。Fig. 4 のようにリンク 0 のローカル座標系で見た X-Z 平面（矢状面）とリンク i のヨー角方向ベクトル ${}^G\hat{\mathbf{v}}_i$ が平行のときに $|f_{yaw}|$ は 0 となり、直交するときに 1 となる。これは、リンク i のヨー角方向がベースリンクのヨー角方向と、どの程度一致しているかを示す指標となる。

2.5. ヨー角の補正

式 (13) の目的関数はリンク $i \neq 0$ とベースリンク $i = 0$ の二つのリンクの姿勢から定義されている。全身のリンクのヨー角補正を考えたとき、ベースリンク以外の各リンクはベースリンクを経由して互いに影響する。従って、全ての

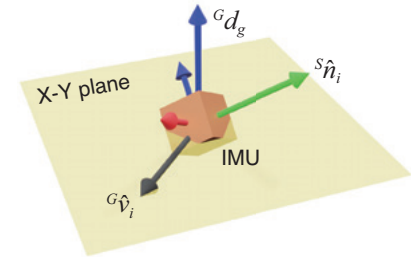


Fig. 3 Yaw angle direction of Link i

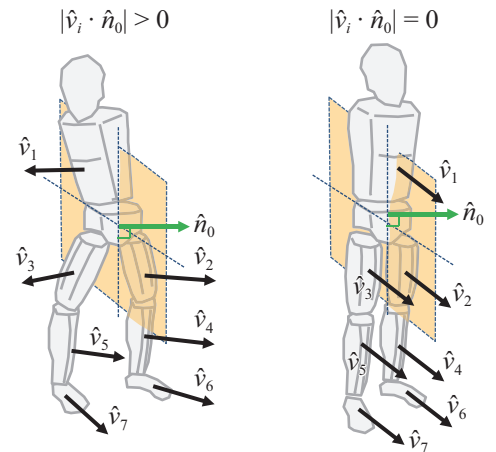


Fig. 4 Objective function for yaw compensation

リンクを考慮したヨー方向補正量の計算が必要である。全リンクのヨー角補正の目的関数を統合し、勾配から補正量を計算することを考える。次式のように、全てのリンクの姿勢をまとめて姿勢 Q と表現する。

$$Q = [\hat{e}_0 \ \hat{e}_1 \ \hat{e}_2 \ \cdots \ \hat{e}_{N-2} \ \hat{e}_{N-1}] \in \mathbb{R}^{4N} \quad (14)$$

全身のヨー角補正量を決定するにあたり、目的関数を次のように定義する。

$$\min_Q \frac{1}{2} \|F_{yaw}(Q)\|^2 \quad (15)$$

ただし、

$$F_{yaw}(Q) = \begin{bmatrix} f_{yaw}(\hat{e}_1) \\ f_{yaw}(\hat{e}_2) \\ \vdots \\ f_{yaw}(\hat{e}_{N-2}) \\ f_{yaw}(\hat{e}_{N-1}) \end{bmatrix} \in \mathbb{R}^{N-1} \quad (16)$$

F_{yaw} は N 次元のベクトルであり、ベースリンクの矢状面と各リンクのヨー角方向 ${}^G\hat{v}_i$ がどの程度直交しているかを表す。全てのリンクのヨー角方向 ${}^G\hat{v}_i$ がベースリンクの矢状面に平行となると、 F_{yaw} は全ての要素が 0 のベクトルとなる。式 (9) と同様に F_{yaw} の勾配はヤコビ行列を用いて次のように計算できる。

$$\text{grad}_{yaw}(Q) = J_{yaw}^T(Q) F_{yaw}(Q) \quad (17)$$

時刻 t の全身姿勢 Q_t と式 (17) を用いて、ヨー角補正量 ΔQ_t は以下のように計算できる。

$$\Delta Q_t = \frac{\text{grad}_{yaw}(Q_t)}{\|\text{grad}_{yaw}(Q_t)\|} \quad (18)$$

ΔQ_t は各リンクの IMU のヨー角補正量をまとめたベクトルであり、リンク i の補正量 $\Delta e_{i,t}$ を要素として次のように構成されている。

$$\Delta Q_t = [\Delta e_{0,t} \ \Delta e_{1,t} \ \Delta e_{2,t} \ \cdots \ \Delta e_{N-2,t} \ \Delta e_{N-1,t}] \quad (19)$$

式 (19) をリンクごとの要素に分解し、式 (10) のロール・ピッチ補正と同様に次式のようにリンク i のヨー角を補正する。ただし、 $\beta_{yaw} > 0$ は補正量のフィードバックゲインである。

$${}^S\hat{e}_{i,t} \leftarrow {}^S\hat{e}_{i,t} - \beta_{yaw} \Delta e_{i,t} \quad (20)$$

2.6. フィルタ構成

本研究で提案する手法 (提案手法) は、個々の IMU センサの角速度を数値積分し姿勢を計算する演算と、式 (10) と式 (20) によって姿勢を補正する演算に大別される。まず、前者について説明する。次式により IMU で計測した角速度をクォータニオンの時間微分形式に変換⁽¹¹⁾する。

$${}^S\dot{\hat{e}}_{i,t} = \frac{1}{2} {}^S\hat{e}_{i,t-1} \otimes {}^S\omega_{i,t} \quad (21)$$

$${}^S\omega_{i,t} = [0 \ \omega_{i,t}^x \ \omega_{i,t}^y \ \omega_{i,t}^z] \quad (22)$$

ただし、式 (22) の ${}^S\omega_{i,t}$ は時刻 t のリンク i の角速度であり、第 1 要素を 0 とした 4 次元ベクトルである。 ${}^S\hat{e}_{i,t}$ と前回値の姿勢 ${}^S\hat{e}_{i,t-1}$ を用いて、次のように姿勢を更新する。なお、 Δt はサンプリング時間である。 ${}^S\hat{e}_{i,t}$ は単位クォータニオンでないため、正規化が必要なることに注意する。

$${}^S\hat{e}_{i,t} = {}^S\hat{e}_{i,t-1} + {}^S\dot{\hat{e}}_{i,t} \Delta t \quad (23)$$

$${}^S\hat{e}_{i,t} = \frac{{}^S\hat{e}_{i,t}}{\|{}^S\hat{e}_{i,t}\|} \quad (24)$$

上記の計算により推定した姿勢 ${}^S\hat{e}_{i,t}$ は、IMU により計測した角速度を単純に数値積分したものである。この推定姿勢は計測値の誤差により、時間経過と共に実際の姿勢から乖離してしまう。この誤差を低減するため、式 (10) と式 (20) より求めた補正量を用いて以下のように角速度 ${}^S\dot{\hat{e}}_{i,t}$ を補正する。

$$\begin{aligned} {}^S\dot{\hat{e}}_{i,t} &= \frac{1}{2} {}^S\hat{e}_{i,t-1} \otimes {}^S\omega_{i,t} \\ &\quad - \beta_g \frac{\text{grad}_g({}^S\hat{e}_{i,t-1}, {}^S\hat{a}_{i,t})}{\|\text{grad}_g({}^S\hat{e}_{i,t-1}, {}^S\hat{a}_{i,t})\|} \\ &\quad - \beta_{yaw} \Delta e_{i,t-1} \end{aligned} \quad (25)$$

式 (25) の補正を用いた姿勢推定フィルタの構成を Fig. 5, Fig. 6 に示す。Fig. 5 はリンク i の角速度を積分し、加速度からロール・ピッチ角を補正する演算に相当する。また、Fig. 6 はヨー角補正量を求める演算である。ここで、

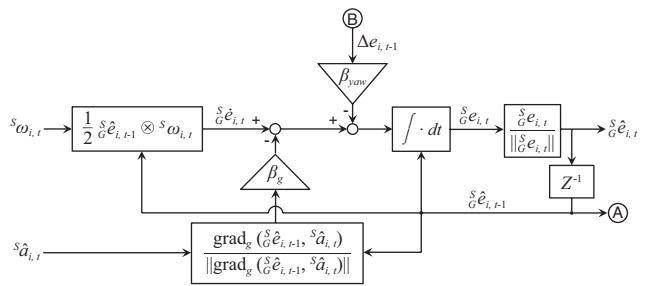


Fig. 5 Block diagram of orientation estimation

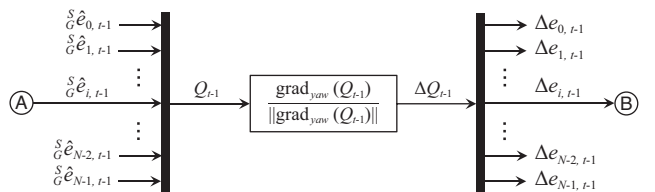


Fig. 6 Block diagram of yaw compensation

Q_{t-1} と ΔQ_{t-1} は、それぞれ全リンクの推定姿勢の前回値とヨー角補正量である。各リンクの推定姿勢の前回値 ${}^S\hat{e}_{i,t-1}$ が Fig. 5 の㉔に出力され、Fig. 6 の㉔に入力される。各リンクの推定姿勢 ${}^S\hat{e}_{i,t-1}$ を集約した Q_{t-1} を用いて、式 (18) により補正量 ΔQ_{t-1} を計算する。これを各リンクのヨー角補正量 $\Delta e_{i,t-1}$ に分解し、Fig. 6 の㉔から Fig. 5 の㉔に入力する。Fig. 5 にて $\Delta e_{i,t-1}$ は角速度にフィードバックされ、ヨー角方向の補正量として反映される。

3. 実験

歩行動作を対象に提案手法と既存の計測手法の比較を行った。運動計測で広く用いられる光学式モーションキャプチャを比較対象とし、Fig. 7 のように IMU と光学式モーションキャプチャ用の反射マーカーを設置し、同時に計測を行った。IMU は Xsens 社製の MTw Awinda を用いた。同社が提供する software development kit を経由して角速度と加速度のデータを取得し提案手法の演算を実施した。光学式モーションキャプチャは nac Image Technology 社製の MAC3D System を用いた。2名の被験者に対して、トレッドミル上で歩行計測を行った。立位静止状態からトレッドミルの速度を上げ、被験者の快適歩行速度に達してから 30 秒間の歩行を計測した。

なお、本実験は Honda の研究開発における生命倫理委員会の承認を得て行った。被験者は自由意志での参加であり、事前に実験責任者から口頭および書面で本研究の目的、内容および参加者の権利を十分に説明し、書面にて参加の同意を得ている。

IMU と光学式モーションキャプチャにより推定した歩行開始から 10 秒間の股関節、膝関節の伸展 / 屈曲角と、足関節の底屈 / 背屈角度を Fig. 8 に示す。また、両手法により推定した関節角度の差の root mean square (RMS) を Table 1 に示す。この表は股関節、膝関節、足関節それぞれ

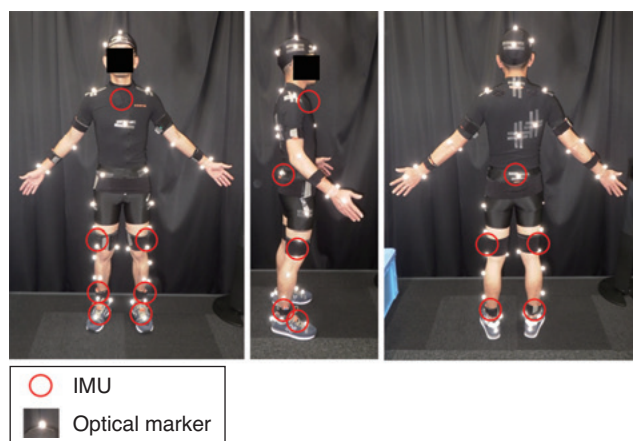


Fig. 7 IMU and optical marker allocation

Table 1 RMS differences between IMU and optical motion capture

Joint		RMS differences [deg]	
		MARG ⁽¹¹⁾	Proposed method
Hip	Extension/ Flexion	4.8	3.8
	Abduction/ Adduction	3.7	4.9
	External/ Internal	5.7	4.4
Knee	Extension/ Flexion	3.7	4.8
	Abduction/ Adduction	4.4	5.1
	External/ Internal	8.4	5.7
Ankle	Plantarflexion/ Dorsiflexion	4.7	5.8
	Abduction/ Adduction	7.2	5.3
	External/ Internal	5.7	8.9

の伸展 / 屈曲 (底屈 / 背屈), 外転 / 内転, 外旋 / 内旋の各軸について計算した角度差の RMS を示している。また、比較のため角速度、加速度に加え地磁気を計測可能な MARG センサを用いた Xsens 社の手法⁽⁷⁾の結果を掲載した。

次に長時間計測におけるヨー角誤差の低減効果を評価

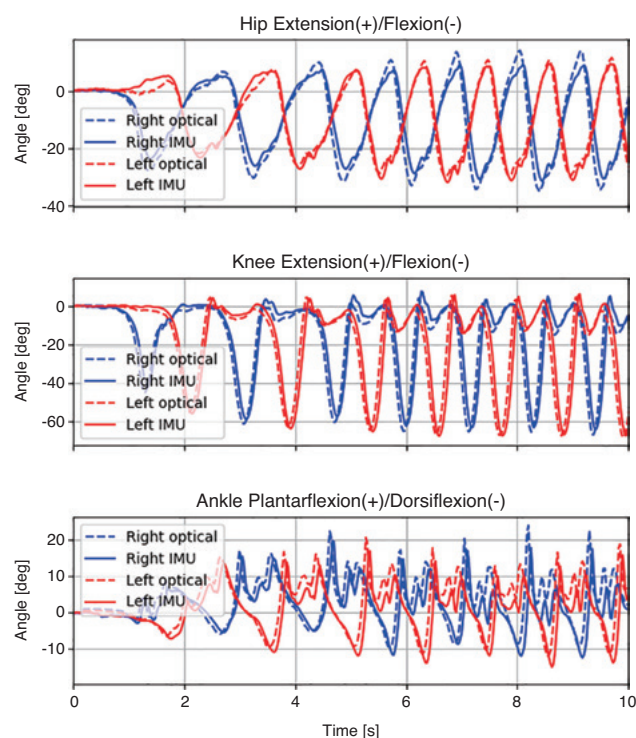


Fig. 8 Comparison of joint angles

するため、5分間の旋回動作を伴う歩行を計測した。この動作は直進歩行に比べ、ヨー方向の角速度が大きくなるため、推定誤差の影響が表れやすくなる。提案手法に対して2.5.節のヨー角補正量のフィードバックゲイン β_{yaw} を0としヨー角補正を無効にした場合と比較した。ヨー角補正なしと補正ありの場合の内旋・外旋角度を Fig. 9 に示す。

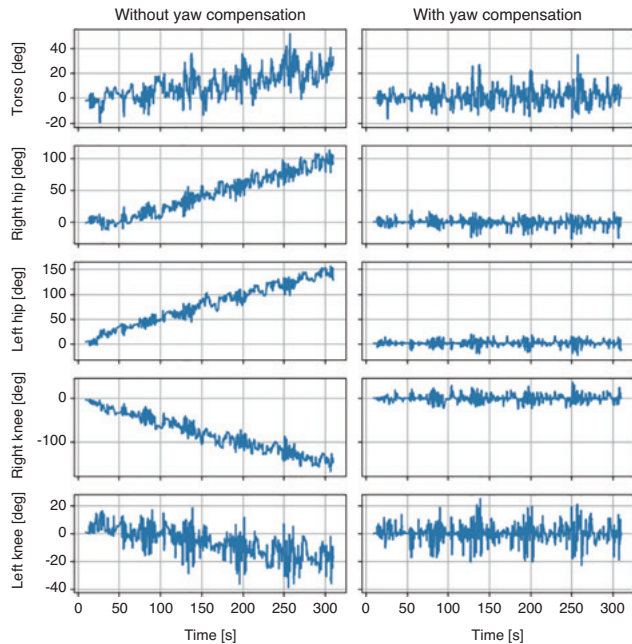


Fig. 9 Comparison of internal/external angles

4. 考察

歩行動作における光学式モーションキャプチャとの推定関節角度の比較 (Table 1) から、提案手法は関節角度の差の RMS が 3.8 から 8.9 deg となり、MARG センサによる Xsens 社の手法の RMS 3.7 から 8.4 deg と同等の結果となった。歩行動作のように各リンクのヨー角が時間平均的に同一となる動作であれば、市販のモーションキャプチャシステムと同様に提案手法を使用することができる。

また、旋回を伴う歩行動作を計測した結果 (Fig. 9) から、 $\beta_{yaw} = 0$ としヨー角補正を行わない場合は、各関節の外旋・内旋角度が大きくドリフトしていることが分かる。特に左股関節は、計測から 300 秒後に外旋方向に 150 deg ドリフトしている。歩行動作における外旋・内旋角は、重力方向を用いたロール・ピッチ角補正により改善することができず、ヨー角方向のバイアス誤差の影響を強く反映するためだと考えられる。これに対して提案手法であるヨー角補正を有効にした場合は、この誤差が解消された。旋回動作を伴う歩行はヨー角変化が大きく、非確定的なバイアス誤差の影

響が大きくなる。提案手法はそのような状況であっても、ベースリンク座標系におけるヨー角ドリフトを低減することができるため、外旋・内旋角は 300 秒後も平均的に 0 deg 付近を推移している。

5. まとめ

身体の各リンクに取り付けられた IMU のみから運動を推定する手法を構築するため、各リンクのヨー角が時間平均的に同一方向となる動作に計測対象を制限し、その制限を指針とするヨー角補正方法を検討した。

IMU が取り付けられた全リンクのヨー角がどの程度一致するかを表す目的関数を定義し、目的関数を最小化する補正方向を求めることで、ベースリンク座標系におけるヨー角を補正する手法を考案した。歩行動作に対して、従来の IMU と地磁気センサを用いた推定関節角と光学モーションキャプチャによる推定関節角の差の RMS が 8.4 deg であるのに対し、IMU のみの本手法は 8.9 deg となり、同等の精度であることを示した。

本研究により、上記の計測対象動作に対して、地磁気センサによらないベースリンク座標系でのヨー角補正を実現し、IMU のみでの長時間の運動推定が可能になると考える。

参考文献

- (1) Winter, D. A.: Biomechanics and Motor Control of Human Movement, Wiley, (2009)
- (2) Kawasaki, S., Ohata, K., Yoshida, T., Yokoyama, A., Yamada, S.: Gait improvements by assisting hip movements with the robot in children with cerebral palsy: a pilot randomized controlled trial, Journal of NeuroEngineering and Rehabilitation, Vol. 17, Article No. 87, (2020)
- (3) Bartlett, R.: Introduction to sports biomechanics: Analysing human movement patterns, Routledge, (2014)
- (4) Marras, W. S., Lavender, S. A., Leurgans, S. E., Fathallah, F. A., Ferguson, S. A., Allread, W. G., Rajulu, S. L.: Biomechanical risk factors for occupationally related low back disorders, Ergonomics, Vol. 38, No. 2, p. 377-410, (1995)
- (5) 池内康: 歩行アシスト制御系の構築, Honda R&D Technical Review, Vol. 19, No. 2, p. 154-159
- (6) Cao, Z., Hidalgo, G., Simon, T., Wei, S.-E., Sheikh, Y.: OpenPose: Realtime Multi-Person 2D Pose Estimation using Part Affinity Fields, IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence, Vol. 43, Issue 1, p. 172-186, (2021)
- (7) Schepers, M., Giuberti, M., Bellusci, G.: Xsens MVN:

- Consistent Tracking of Human Motion Using Inertial Sensing, Xsens Whitepaper Document MV0424P.A, (2018)
- (8) Mahony, R., Hamel, T., Pflimlin, J.-M.: Nonlinear complementary filters on the special orthogonal group, IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. 53, No. 5, p. 1203–1218, (2008)
- (9) Baerveldt, A.-J., Klag, R.: A low-cost and low-weight attitude estimation system for an autonomous helicopter, Proceedings of IEEE International Conference on Intelligent Engineering Systems, p. 391–395, (1997)
- (10) Marins, J. L., Yun, X., Bachmann, E. R., McGhee, R. B., Zyda, M. J.: An extended Kalman filter for quaternion-based orientation estimation using MARG sensors, Proceedings 2001 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems. Expanding the Societal Role of Robotics in the Next Millennium (Cat. No.01CH37180), Vol. 4, p. 2003–2011, (2001)
- (11) Madgwick, S. O. H., Harrison, A. J. L., Vaidyanathan, R.: Estimation of IMU and MARG orientation using a gradient descent algorithm, 2011 IEEE International Conference on Rehabilitation Robotics, p. 1–7, (2011)

■ 著 者 ■



青木 治雄

正誤表

No.	Vol. No.	ファイルNo.	論文タイトル	ページ	訂正箇所	内 容	
1	Vol.33 No.2	33-2_03	COVID-19 感染者 搬送車両の短期開発 ー 迅速な車両提供に よる社会貢献 ー	p. 29	3.4. 節 型式	誤	DBA-PR1
						正	DBA-RP1
2	Vol.33 No.2	33-2_07	硫化物全固体電池 湿式プロセス用溶媒 の検討	p. 66	式 (3)	誤	$\begin{array}{c} \text{S} \\ \\ \text{S}^- - \text{P} - \text{S}^- \\ \\ \text{S}^- \end{array} + 3\text{H}_2\text{O} \longrightarrow \begin{array}{c} \text{O} \\ \\ \text{O}^- - \text{P} - \text{O}^- \\ \\ \text{O}^- \end{array} + 3\text{H}_2\text{S}$
						正	$\begin{array}{c} \text{S} \\ \\ \text{S}^- - \text{P} - \text{S}^- \\ \\ \text{S}^- \end{array} + 4\text{H}_2\text{O} \longrightarrow \begin{array}{c} \text{O} \\ \\ \text{O}^- - \text{P} - \text{O}^- \\ \\ \text{O}^- \end{array} + 4\text{H}_2\text{S}$

編集長 漆山 雄太 先進技術研究所
石橋 正明 本田技研工業 二輪事業本部 ものづくりセンター
伊藤 浩 本田技研工業 二輪事業本部 ものづくりセンター
北村英二郎 先進パワーユニット・エネルギー研究所
古賀 響 ライフクリエーションセンター
鈴木 俊次 先進技術研究所
須藤 晶 先進技術研究所
桃原 茂郎 統括機能センター
直江 学 ライフクリエーションセンター
山本 若登 先進技術研究所
渡邊 生 先進パワーユニット・エネルギー研究所

編集協力

本田技術研究所 先進技術研究所 論文委員会
先進パワーユニット・エネルギー研究所 論文委員会
ライフクリエーションセンター論文委員会
本田技研工業 二輪事業本部 ものづくりセンター論文委員会
四輪事業本部 ものづくりセンター論文委員会

Honda R&D Technical Review を最後まで読んでいただきありがとうございました。編集にたずさわった者として、読者の皆様、今号に寄稿いただいた執筆者の皆様、編集・発行に尽力された関係者の皆様に感謝の意を表します。

新型コロナウイルス感染症が世界的なパンデミックとなってからすでに2年近くがたちますが、ワクチンの効果か日本の感染者数が下火となった昨年秋、社員向けのイベントで、作家のウォルター・アイザックソン氏による「レオナルド・ダ・ヴィンチ」の講演を聴く機会がありました。

レオナルドは画家として有名ですが、氏の描き出すレオナルドは単なる芸術家にとどまりません。「モナリザ」の裏にある解剖学と人体の神秘、「最後の晚餐」の裏にある幾何学、様々な技術分野における彼の才能と探求の成果に大変刺激を受けました。

中でも興味深かったのは、アイザックソン氏が7200ページにわたるレオナルドの手書きのノートを読み解くことで、彼の活動を理解したことです。ノートは、当時貴重だった紙を無駄にしないように各ページが雑多な記録で埋め尽くされていて、レオナルドの真の業績と幅広い探求心を現代に伝えています。

今号も二輪・ライフクリエーションの製品技術紹介から、専門性の高い論文までHondaの技術の幅広さを体現する内容となりました。Hondaホームページより世界中の皆様に読んでいただくことができるこの記録こそ我々の「ノート」であります。今号の内容がこれを読まれる皆様の好奇心を刺激し、Hondaと世界中の皆様の技術の交流のきっかけとなりますことを。

(古賀)

発行所 株式会社 本田技術研究所

発行人 大 津 啓 司

編集人 Honda R&D Technical Review 編集委員会

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 先進技術研究所
統合マネジメントブロック 論文事務局
TEL: 028-677-3311(代表) FAX: 028-677-7775
E-mail: Tr_randd@n.t.rd.honda.co.jp

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.