

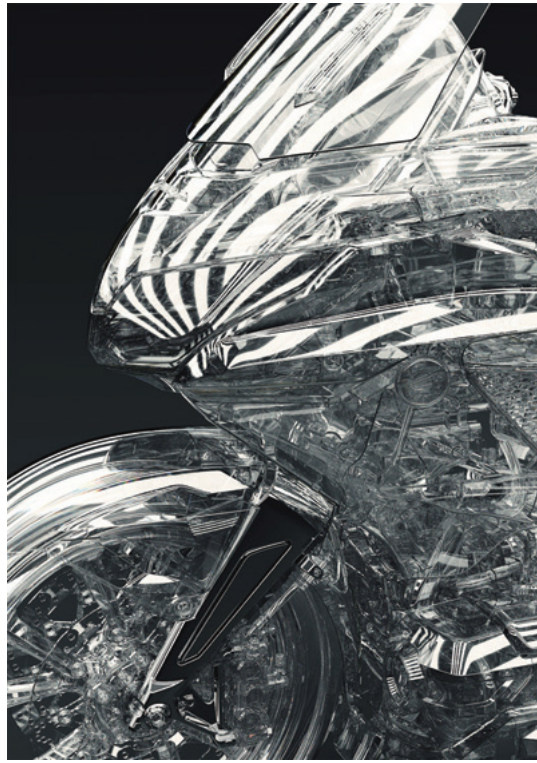


Honda R&D

ISSN 0915-3918

Technical Review Vol.30 No.2

October 2018

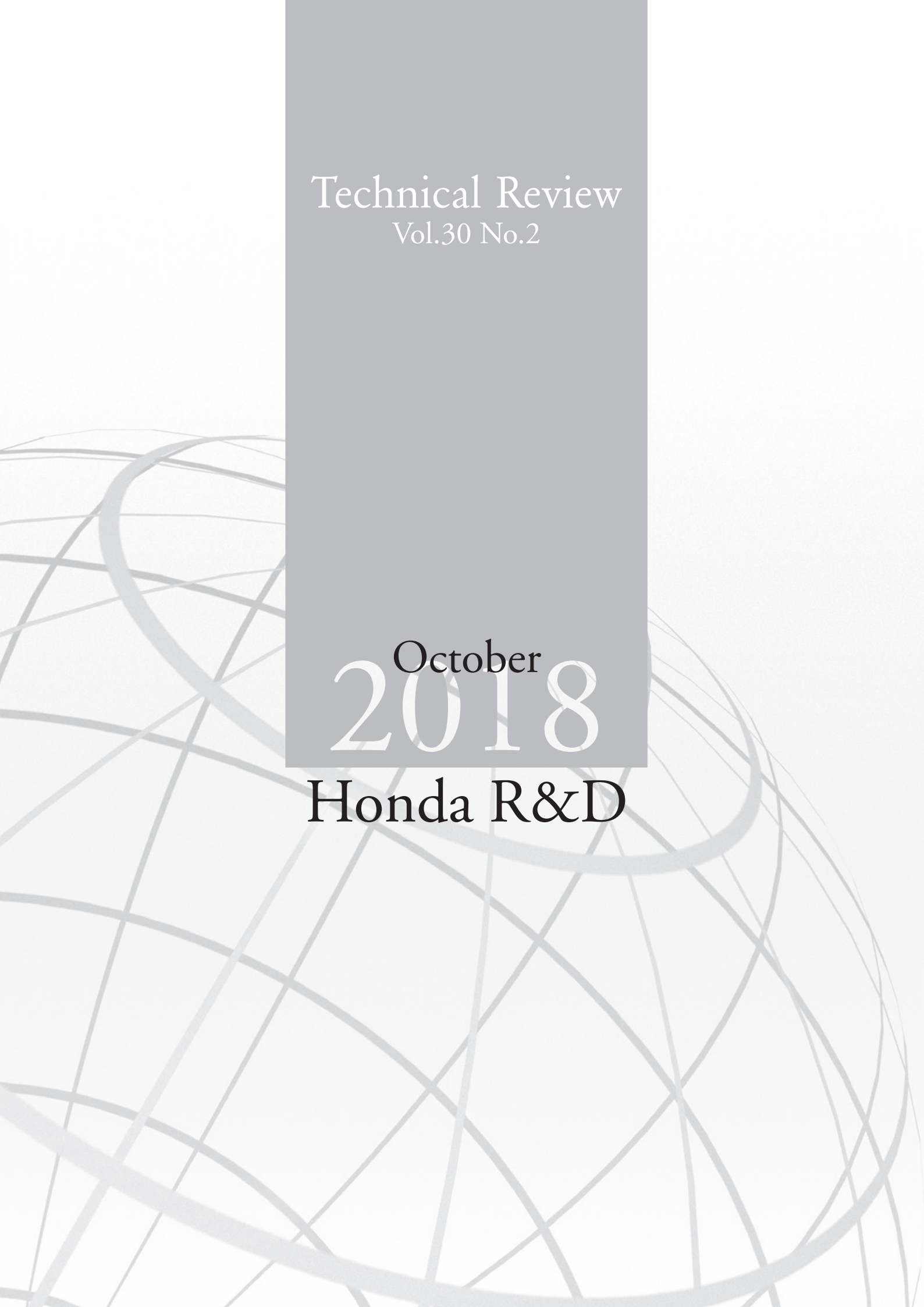


—— 表紙の言葉 ——

表紙デザインは新型ゴールドウイングをモチーフにしています。
多数のパーツで構成されている機械的要素と、美しいデザインの融合を
表現しました。



パワープロダクツR&Dセンター
大門 路人

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.30 No.2'. Below this bar, the word 'October' is centered above the large number '2018'. At the bottom, the text 'Honda R&D' is centered.

Technical Review
Vol.30 No.2

October
2018
Honda R&D

目 次

技術紹介

- ◇ 2018 Gold Wing の開発.....会田樹穂子・中西 豊 1
- ◇ 2018 Gold Wing 用水平対向 6 気筒パワーユニットの開発 横田 洋・野島 悟・藺田 豊
大崎裕介・紺谷昌弘・山崎 覚 15
- ◇ 2018 Gold Wing 用 7 速 DCT の開発 平山 琢・横川幸生・藤本靖司 29
- ◇ 2018 Gold Wing 用シーン別ライディングモードの開発 楠田篤志・横川幸生・中井一穂 36
- ◇ 2018 Gold Wing 用ダブルウィッシュボーン式フロントサスペンションの開発 栗原直樹・三代純平 44
- ◇ ロボット芝刈り機 Miimo HRM3000 の開発 大窪 晋・川西健太・山村 誠
蟹沢拓哉・百澤 大 50
- ◇ 副室ジェット燃焼によるガソリンエンジンの熱効率向上技術.....小林広樹・甲村公典・中西啓太郎
大田篤志・鳴海裕樹・竹形徳之 57
- ◇ ハイポイドギヤ歯面のうねり性状評価手法の開発 堀 剛・宿島直人 65
- ◇ 2018 年モデル Accord Hybrid 用 Intelligent Power Unit 町田 淳・圓 眞義・早瀬章吾 72
- ◇ 大気中の不純物が固体高分子形燃料電池性能に及ぼす影響評価への取り組み 吉田恵子・岡野 竜 76
- ◇ 試作車レス開発を考慮した自動車空調用ホース振動伝達予測.....深澤将弘・雲丹亀真剛 83

論文

- ◇ 高出力用リチウムイオン二次電池の容量劣化解析 錢 朴・木下智博・酒井 洋
古田照実・川合光幹 89
- ◇ 分子量に着目した燃料電池用高分子電解質膜の耐久性評価 平出篤志・中原 章 99
- ◇ MBD のための極低速走行操縦性シミュレーション技術.....豊島貴行・畔勝良友・小林佳亮
池田直史・高野広喜・小畠 勲 106
- ◇ 船外機におけるキャビテーションを考慮した CFD 計算.....南郷あや香・伊賀由佳 114

CONTENTS

Introduction of new technologies

- ◇ Development of 2018 Gold Wing Kihoko KAITA・Yutaka NAKANISHI 1
- ◇ Development of Horizontally-opposed Six-cylinder Engine for 2018 Gold Wing
..... Hiroshi YOKOTA・Satoru NOJIMA・Yutaka SONODA
Yusuke OSAKI・Masahiro KONTANI・Satoru YAMASAKI 15
- ◇ Development of 7-speed Dual Clutch Transmission for 2018 Gold Wing
..... Taku HIRAYAMA・Yukio YOKOGAWA・Yasushi FUJIMOTO 29
- ◇ Development of Ride Modes for Various Conditions for 2018 Gold Wing
..... Atsushi KUSUDA・Yukio YOKOGAWA・Kazuho NAKAI 36
- ◇ Development of Double Wishbone Type Front Suspension for 2018 Gold Wing
..... Naoki KUWABARA・Junpei MISHIRO 44
- ◇ Development of Robotic Lawnmower Miimo HRM3000
..... Susumu OKUBO・Kenta KAWANISHI・Makoto YAMAMURA
Takuya KANISAWA・Dai HYAKUSAWA 50
- ◇ Technology for Enhancing Thermal Efficiency of Gasoline Engine by Pre-chamber Jet Combustion
..... Hiroki KOBAYASHI・Kiminori KOMURA・Keitaro NAKANISHI
Atsushi OHTA・Hiroki NARUMI・Noriyuki TAKEGATA 57
- ◇ Development of Evaluation Method for Waviness Property on Hypoid Gear Tooth Surface
..... Takeshi HORI・Naoto SHUKUSHIMA 65
- ◇ Intelligent Power Unit for the 2018 Model Year Accord Hybrid
..... Jun MACHIDA・Naoyoshi MADOKA・Shogo HAYASE 72
- ◇ Initiative to Evaluate Effects of Atmospheric Impurities on PEM Fuel Cell Performance
..... Keiko YOSHIDA・Ryu OKANO 76
- ◇ Method for Predicting Vibration Transmission of Car Air-conditioning Hose in Light
of Prototype-less Development
..... Masahiro FUKAZAWA・Shingo UNIGAME 83

Technical papers

- ◇ Analysis of Capacity Fading for High-power Lithium Ion Rechargeable Batteries
..... Pu QIAN・Tomohiro KINOSHITA・Hiroshi SAKAI
Terumi FURUTA・Mitsumoto KAWAI 89
- ◇ Durability Evaluation of Polymer Electrolyte Membrane for Fuel Cells by Molecular Weight Analysis
..... Atsushi HIRAIDE・Akira NAKAHARA 99
- ◇ Technique for Simulating Vehicle Handling in Very Low Speed Range for Model Based Development
..... Takayuki TOYOSHIMA・Yoshitomo AZEKATSU・Yoshiaki KOBAYASHI
Naofumi IKEDA・Hiroki TAKANO・Isao OBATA 106
- ◇ CFD Calculation of Cavitation in Outboard Motors Ayaka NANGO・Yuka IGA 114

2018 Gold Wing の開発

Development of 2018 Gold Wing

会 田 樹穂子*
Kihoko KAITA

中 西 豊*
Yutaka NAKANISHI

要 旨

Gold Wing は 1975 年に発売された Honda のグランドツアである。本開発では Gold Wing の DNA である信頼性と安心感を継承しつつ、最新のテクノロジーを付加することで、Gold Wing 史上で最も操って楽しいモータサイクルを目指した。この実現のため、軽量で高密度なパッケージングを最重点目標と設定し、完成車パッケージングを見直した。エンジンには軽量かつコンパクトな 1,833 cm³ 水冷 4 ストローク水平対向 6 気筒エンジンを開発し、トランスミッションには微速前後進機能付の 7 速+リバースギヤのデュアルクラッチトランスミッションを初搭載した。フロントサスペンションには Honda 独自のダブルウィッシュボーン式サスペンションを開発した。これらの先進技術により、完成車として前モデルに対して、40 kg の軽量化と、全長で 55 mm、全幅で 40 mm、全高で 25 mm の小型化を達成し、Gold Wing 史上最も操って楽しいモータサイクルを実現した。

ABSTRACT

The Gold Wing is a grand tourer type motorcycle of Honda, which was first released in 1975. In the development of the new Gold Wing, we endeavored to create the motorcycle with the most enjoyable maneuverability throughout all the models appeared in the chronicle of the Gold Wing by applying the latest technologies while inheriting their DNA of reliability and safety conscience. To achieve this goal, a light weight and highly dense packaging was set as the most crucial objective, and its packaging design was reviewed throughout the entire vehicle. For the power source, a light weight compact engine, which is water-cooled four-stroke horizontally-opposed six-cylinder engine with 1,833 cm³ displacement, was developed. As its transmission, a dual clutch transmission, which has seven-speed and reverse gears with slow speed forward and backward moving functions, was applied first in the Gold Wing series. A double wishbone type suspension uniquely designed by Honda was developed for its suspension. Thanks to those advanced technologies, the downsizing was realized compared to the previous model by 40 kg in weight, 55 mm in vehicle length, 40 mm in vehicle width and 25 mm in vehicle height, and that made it possible to realize the motorcycle with the most enjoyable maneuverability throughout all the models appeared in the chronicle of the Gold Wing.

1. ま え が き

Gold Wing は 1975 年の発売以来、累計生産台数は約 795,000 台を数え、お客様と市場に育てられてきた Honda のグランドツアである。初代 Gold Wing は北米市場において、カテゴリやメーカの枠を超えたモータサイクルの頂点を意味する「King of Motorcycle」をコンセプトに掲げて生み出された。威風堂々としたたずまいや悠然とした走りなど、「King」にふさわしい威厳と気品を兼ね備えるため、静粛性と快適性を持ったモデルを目指した。この実現のために採用したのが、低重心で、かつ低振動で静粛性の

高い、水冷 4 ストローク水平対向エンジンにシャフトドライブ、シート下燃料タンクという Gold Wing の基本パッケージングである。この初代 Gold Wing は、その信頼性の高さと安心感、振動の少なさや上質な走りから、アメリカ大陸横断のような長距離ツーリングを愛するライダーに支持された。彼らは、Gold Wing に大型のフェアリング、リヤトランクやパニアケースを装備するカスタマイズを施し、パートナとの走りを楽しんだ。このような市場の需要を素早く取り入れて生み出されたのが、1980 年に発売された 2 代目 GL1100 インターステートである。タンデム乗車時や積載時の走行性能を向上させるため、排気量を 1,100 cc

*二輪 R&D センター

に拡大し中低速トルクを増大したスタンダードモデルに加え、インターステートモデルには、大型フェアリングとリヤトランク、パニアケースが標準装備された。1982年にはオーディオやCB無線、パッセンジャ用バックシートなどを装備したアスペンケードも発売し、現代の Gold Wing の持つ基本仕様装備の原型となった。さらに、3代目(1984年)では排気量を1,200 ccに拡大、4代目(1988年)では気筒数も増やし水平対向6気筒(F6)エンジンとし排気量を1,500 ccに拡大した。前モデルとなる5代目(2001年)ではF6エンジンを踏襲しながら排気量を1,800 ccに拡大した⁽¹⁾。アンチロックブレーキシステム(Antilock Brake System: ABS)の装備や世界初となる二輪車用エアバッグの搭載、外観の刷新などマイナチェンジを加えながら17年間にわたりお客様に愛されてきた。

これらの変遷を経て、Gold Wing はグランドツアラとしての進化を続けてきた。その過程で、必然的に車両サイズは拡大し、重量も増加してきた。また近年には、5代目 GL1800 をベースに F6B(2013年)、F6C(2014年)を開発し、Gold Wing をコアとしたラインアップを拡充してきた。5代目 GL1800 は、70 を超える国と地域で販売され、使用環境もグローバルに拡大している。

以上の背景のもとで、6代目となる本開発のコンセプトを定めるために、さまざまな地のお客様との対話を重ねてきた。その結果、お客様が Gold Wing に求める価値観の変化が確認された。中でも「りっぱで豪華であることが扱いやすさの障害につながる場合がある」、「快適さがともすれば退屈に感じられる」などの意見は、私たちに対し、40年

以上にわたる「The King」というテーマそのものに踏み込んだ再検討を求めるものであった。そこで、これまで前提としていた「The King」への先入観から自らを解放し、今一度モータサイクルの魅力の原点に立ち返り、6代目となる Gold Wing がお客様に提供すべき価値を再構築することから開発をスタートさせた。そして、私たちは歴代の Gold Wing の持つ世界感や上質感を継承しつつ、6代目 2018 年モデル Gold Wing GL1800 に最新技術を採用することにより、全面的な刷新をおこなった。

本稿では、完成車の開発のねらいと目標を達成した技術手段について述べる。

Fig. 1 に、6代目 Gold Wing の外観写真を示す。Fig. 2



The Gold Wing Tour DCT Airbag (2018)

Fig. 1 Appearance of 2018 Gold Wing Tour



Fig. 2 Appearances of successive Gold Wings



Fig. 3 Appearances of fifth generation Gold Wing series

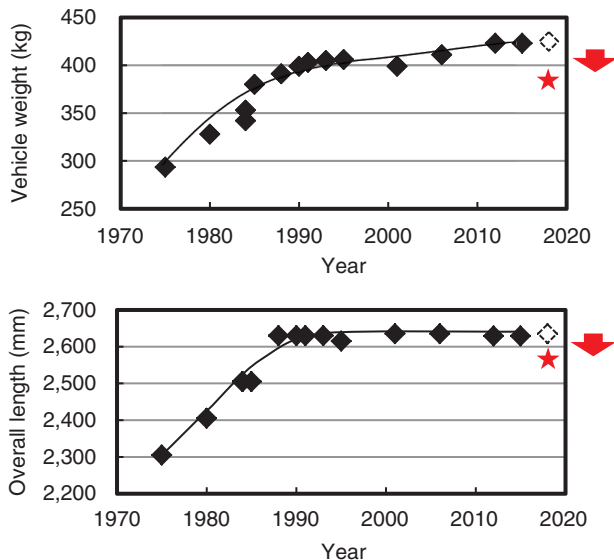


Fig. 4 Weight and overall length of successive Gold Wing series

に、歴代の Gold Wing の外観写真を示す。Fig. 3 に、5 代目 Gold Wing, F6B, F6C の外観写真を示す。Fig. 4 に、車両サイズと重量の推移を示す。

2. 開発のねらい

2.1. コンセプト

本モデルの開発コンセプトは、「The Honda Premium Tourer 二人の感動にいつその輝きと充実を」と定めた。

コンセプトを定めるにあたり市場の声に耳を傾けると、前モデルのメインユーザである「Baby Boomer」と言われる世代からは、Gold Wing と共に歳を重ねる中で、Gold Wing には乗り続けたいが、車両重量の軽減や取り回し性の良さを求める声が上がってきた。一方で、永く愛されるモータサイクルであり続けるために、次世代のターゲットユーザとなる「Generation-X」と言われる世代への訴求が求められた。彼らからは「日常生活を送る中でのわずかな時間を使って、非日常の世界への旅に使えるなどの気軽さも兼ね

備えたい」といった声も上がった。このようなユーザや使い勝手の変化から、豪華けんらんかつ重厚長大路線からの脱却と若返りが必要と考えた。

40 年以上にわたり脈々と受け継がれてきた Gold Wing のコアコンセプトはパートナーと伴に旅する楽しみである。このコアコンセプトに磨きをかけ、Gold Wing の DNA であり、唯一無二の F6 エンジンがもたらす信頼性と安心感に最新テクノロジーを付加することで、Gold Wing 史上最も操って楽しいモータサイクルを目指した。

この実現のため、各々の領域におけるテーマを下記のように設定した。

(1) 完成車および車体

デイリースユースからロングツーリングまで幅広く使いこなせる軽量かつ高密度な完成車パッケージング

(2) パワーユニット

スムーズながらも時にはアグレッシブさを発揮し、軽量コンパクト化された F6 ユニット

(3) 電装および制御

プレミアムを実感する先進装備

(4) スタイリング

洗練された鋭さと緊張感

上記テーマに基づき、投入技術と仕様装備を検討した。

2.2. タイプ設定と仕様

本開発では、より幅広い世代やし好のお客様に乗って楽しんでいただけるよう、2 タイプのモデルを同時開発した。従来のリヤトランク標準装備モデルを「Gold Wing Tour」として、リヤトランクレスタイプのモデルを「Gold Wing」としてペットネームも改めた。モデル外観を Fig. 5 に示す。

各々のモデルに対し、トランスミッションはマニュアルトランスミッション (Manual Transmission: MT) とデュアルクラッチトランスミッション (Dual Clutch Transmission: DCT) を設定した。また、Gold Wing Tour には、エアバッグを装備したモデルを「Gold Wing Tour DCT Airbag」としてタイプ設定した。

これらの組合せにより、一つの仕向け地に対し最大五つの

タイプ設定をおこなった。さらに各仕向地ごとのニーズに合わせた派生モデルと仕様装備を設定し、全 18 仕向地に対して合計 48 派生モデルを開発した。

本稿では特に断らない場合はアメリカ合衆国向けの Gold Wing Tour DCT Airbag タイプについて記述する。

2.3. 仕様と装備

今回のフルモデルチェンジでは、プレミアムの体現にふさわしい新技術を採用し、装備設定をおこなった。Table 1 に主要仕様装備一覧を示す。表の太文字セルは新機構および新技術を表す。

2.3.1. エンジン

軽量コンパクト化と出力向上、さらには燃費向上を実現した 1,833 cm³ F6 エンジンを開発した (Fig. 6)。低回転域での余裕あるトルク特性とゆったりとしたクルーズ特性、そこからの力強い加速、低振動や静粛性を前モデルから進化させた。この実現のため、ボア/ストローク比の見直しや CRF450 (モトクロッサ) で採用されている吸気側にフィンガフォロワロッカアームを配置したユニカムバルブトレイン⁽²⁾を搭載した。また、圧縮比を高め、燃焼室を 2 バルブバスタブ型から 4 バルブベントルーフ型へ変更することなどにより、出力と燃費の向上を実現した (Fig. 7)。詳細は「2018 Gold Wing 用水平対向 6 気筒パワーユニットの開発」⁽³⁾編にて述べる。



The Gold Wing Tour DCT Airbag



The Gold Wing

Fig. 5 Appearances of sixth generation Gold Wing series

始動、充電システムにはスタータモータ機能と発電機能を併せ持つインテグレートッドスタータジェネレータ (Integrated Starter Generator: ISG) を大型モータサイクルで初採用し、始動音の静粛性を高めた。また、ISG と DCT とを組み合わせることでスムーズな発進と停止が可能なアイドリングストップ機能を設定した (アメリカ合衆国向けには設定無し。MT タイプには設定無し)。

2.3.2. トランスミッション

トランスミッションには MT と DCT の 2 タイプを設定した。MT は、前モデルの 5 速仕様に対して 6 速仕様とした。ギヤレシオは、1 速から 5 速までは前モデルのレシオをほぼ踏襲することで、余裕駆動力を確保した。その上で、ハイレシオな 6 速を追加することで、クルーズ走行時の静粛性と燃費を向上させた。また、MT には、カム式のアシストスリッパクラッチを採用した。アシスト機構によりクラッチ操作荷重を約 20% 低減し、スリッパ機構によりシフトダウン後のクラッチ接続によるショックを低減させた。

一方、Gold Wing に初搭載となる DCT では前進側を 7 速に多段化した。7 速ギヤのレシオは MT の 6 速ギヤと同一の設定としつつ、MT に対して低速段を 1 段追加した。低速側をクロスレシオ化することで、変速前後のエンジン回転数変化が小さくなり、変速時の操作音やショックを低減することができた。変速スケジュールは、四つのライディングモードのねらいにそれぞれ合わせた変速タイミングとしている。詳細は「2018 Gold Wing 用シーン別ライディングモードの開発」⁽⁴⁾編で述べる。

Fig. 8 に本モデルと前モデルのギヤレシオ配分を車速に換算した形で比較する。

また、Gold Wing ならではの装備である後進 (リバース) 機構は、モータ駆動方式からエンジン駆動方式に変更した (DCT タイプのみ。MT タイプは前モデル同様にモータ駆動方式)。後進時の動力伝達経路中にチェーンを使用することで、アイドラ軸を追加することなくコンパクトで軽量の構造としている。さらには、二つのクラッチの駆動力伝達方向が、奇数段用は後進方向、偶数段用は前進方向となるため、クラッチの接続の切替えのみで前進と後進を切り替えることが可能になった。この機能を用いて、手元のハンドルスイッチの操作により微速での前進および後進をおこなうことができる微速前後進機能 (ウォーキングスピードモード) を開発した。これにより、切り返しや駐車を容易におこなうことが可能となり、利便性が向上した。Fig. 9 に DCT のギヤ配置図を示す。

詳細は「2018 Gold Wing 用 7 速 DCT の開発」⁽⁵⁾編で述べる。

2.3.3. フロントサスペンション

フロントサスペンションには、Honda 独自のモータサイクル用ダブルウィッシュボーン式サスペンションを開発した。本サスペンションの採用により、3.2.1. 項で後述する

Table 1 Comparison of specifications and equipment between developed and previous models

Item		Developed model		Previous model
		Gold Wing	Gold Wing Tour (DCT, airbag)	GL1800 (airbag)
Engine	Cylinder arrangement	6 horizontally opposed		6 horizontally opposed
	Cooling system	Liquid cooled		Liquid cooled
	Valve train	4 valve OHC (Unicam)		2 valve OHC
	Bore × Stroke (mm)	73 × 73		74 × 71
	Displacement (cm ³)	1,833		1,832
	Throttle bore	φ 50 × 1 with TBW		φ 40 × 2
	Starter	Integrated starter generator		Motor
	Generator			Excitation formula
	Transmission	Manual 6 speed	Dual clutch 7 speed + Reverse	Manual 5 speed
	Clutch system	Mechanical with assist slipper	Hydraulic control	Hydraulic assist
	Reverse	Motor driven ※1	Engine driven	Motor driven
Body	Frame body	Aluminum twin tube		Aluminum twin tube
	Windscreen	Electrically adjustable (low height)	Electrically adjustable (standard)	Manually adjustable
	Airbag	—	equipped	equipped
	Drive type	Shaft		Shaft
	Front suspension	Double wishbone type		Telescopic type
	Rear suspension	Swing arm type (PRO-LINK/PRO-ARM)		Swing arm type (PRO-LINK/PRO-ARM)
Electrical equipment and control	Lighting devices	LED		Bulb
	LCD display	7 inch multi display		6.5 inch multi display
	Apple CarPlay ※3	adopted		—
	Ignition	Honda SMART Key system (electrically)		Mechanical key
	Steering lock system			Mechanical key + remote controller
	Rear trunk and pannier lock system			
	Cruise control	equipped		equipped
	Mode select	4 modes		—
	Honda Selectable Torque Control	※2	equipped	—
	Hill Start Assist	equipped		—

※1 No reverse mode for US model

※2 Only equipped for Japan model

※3 Apple CarPlay is trademark of Apple Inc.



Fig. 6 Appearance of sixth Gold Wing's engine

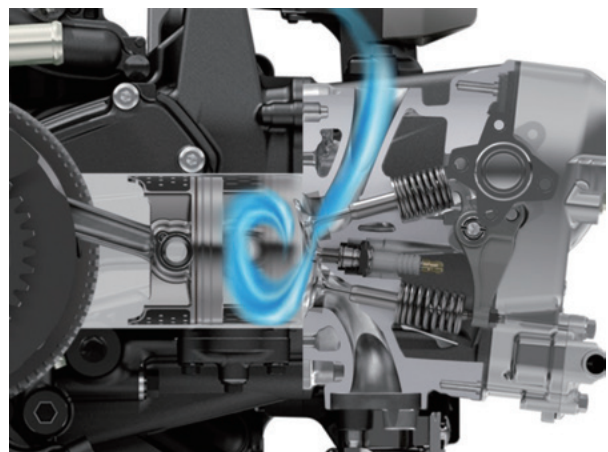


Fig. 7 Internal view of engine

高密度化なパッケージングを実現するとともに、乗り心地性能の向上を図っている。一般的に従来のテレスコピック式サスペンションでは、それ自体を構造部材として使っている。そのため、アウトチューブとインナチューブには大きな横力が加わり、しゅう動抵抗が増大する。

これに対し、今回開発したダブルウィッシュボーン式サスペンションでは、衝撃を吸収するクッション機能と転舵を受け持つフォークホルダを分離し、両者を上下二つのアームで支える構成とした (Fig. 10)。また、このリンク式の構造では、すべてのピボット部に転がり軸受を採用することで、ストローク時および転舵時のフリクション低減を実現した。これらの結果、クッションのしゅう動抵抗を低減させ、路面からハンドルに伝わる衝撃を前モデル比で約30%低減した。また、緩衝部を転舵部と操舵部から分離した構造をとることで、前モデルに対して操舵慣性モーメントを40%以上低減し、走行時のハンドリングをより軽快にした。

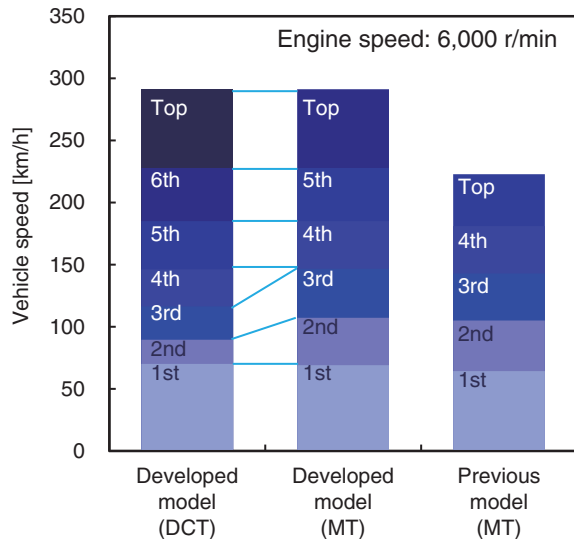


Fig. 8 Vehicle speed on each gear position at 6,000 r/min

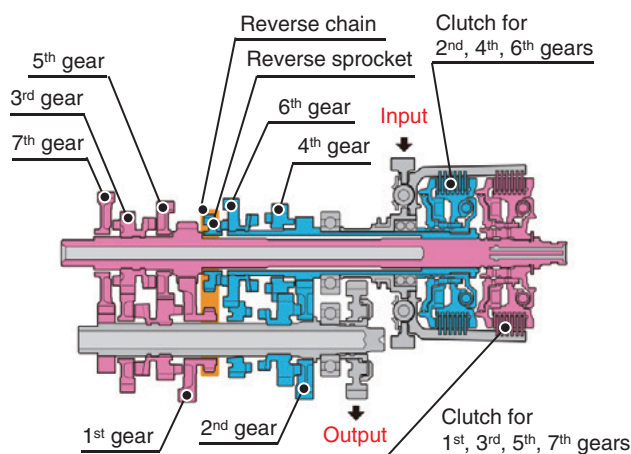


Fig. 9 Gear arrangement of dual clutch transmission

以上の結果、切り返しや進路変更など、市街地での頻繁なハンドル操作にも軽快なハンドリングで応え、加減速時や路面ギャップによる衝撃の少ない滑らかな乗り心地を実現した。

詳細は「2018 Gold Wing 用ダブルウィッシュボーン式フロントサスペンションの開発」⁽⁶⁾編にて述べる。

2.3.4. 電装および制御

ライダーがそれぞれのシーンでさらに意のままに操れるような走り特性の提供をおこなうために、五つの制御要素を用いた「シーン別ライディングモード」を開発した。このシステムでは、スロットルバイワイヤ (Throttle By Wire: TBW) による出力特性や後輪スリップ時の駆動力特性、シフトの変速特性 (DCT タイプのみ)、サスペンションの減衰力特性、ブレーキの前後制動力配分特性を連動させた統合制御をおこなっている。詳細は「2018 Gold Wing 用シーン別ライディングモードの開発」⁽⁴⁾編にて述べる。

また、坂道発進時の安心感と利便性の向上を目的とした Honda のモータサイクルで初となるヒルスタートアシスト (Hill Start Assist: HSA) を採用した。車両停止時に、ライダーからのブレーキレバーへの一定速度かつ一定荷重以上の操作入力を検知すると、ヒルスタートアシストモードに入る。ライダーが発進動作に入ると、ブレーキレバーを離れた後も一定時間ブレーキ効力を保持し、坂道発進時の安心感を向上している。

さらに、前モデルと同様に、オートクルーズ機能を装備している。車載インフォテインメントには、モータサイクルで世界初となる Apple CarPlay (Apple CarPlay は、Apple Inc. の商標です) や 7 inch マルチディスプレイ、Bluetooth® 対応オーディオを採用した。イグニッションのオン、オフ操作やハンドルロックを機械的な鍵を使用せず可能とす

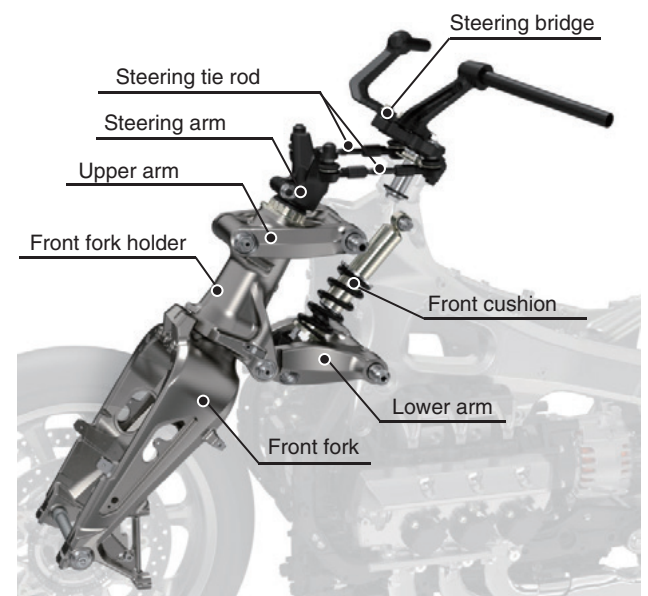


Fig. 10 Configuration of double wishbone type front suspension

る Honda SMART Key システムを搭載した (Fig. 11). このシステムでは、サイドポケットやパニアケース、リヤトランクのロック機構とも連動させることで利便性を向上させた。

Fig. 12 にインスツルメントパネル全体の外観写真を示す。



Fig. 11 Honda SMART Key



Fig. 12 Instrument panel

3. 完成車レイアウト

3.1. 完成車基本諸元

完成車の基本諸元はゆったりとした走りができる安定性と意のままに操れる操縦性の両立をねらった設定とした。ホイールベースは前モデルに対し 5 mm 伸ばした 1,695 mm とし、キャスト角を寝かし、車体の安定性を確保した。Table 2 に前モデルとの諸元の比較を示す。Fig. 13 に本モデルの基本諸元を示す。

また、軽量で高密度なパッケージングを追及して、完成車サイズの小型化を実現した。Fig. 14 に本モデルと前モデルの車体サイズの比較を示す。前モデル比で全長で 55

Table 2 Comparison of dimensions and other properties between developed and previous models

		Developed model		Previous model
		Gold Wing (MT)	Gold Wing Tour (DCT, airbag)	GL1800 (MT, airbag)
Curb mass	kg	356	383	423
Overall length	mm	2,475	2,575	2,630
Overall width	mm	925	905	945
Overall height	mm	1,340	1,430	1,455
Wheelbase	mm	1,695		1,690
Seat height	mm	745		740
Ground clearance	mm	130		125
Caster angle		30°30′		29°15′
Trail	mm	109		109
Fuel tank capacity	L	21		25

mm、全幅で 40 mm、全高で 25 mm 短縮した (アメリカ合衆国向け Airbag 付最上級グレード同士での比較)。

3.2. 完成車重量

完成車の軽量化目標は整備重量で 30 kg 軽減とし、だれもが乗って違いが体感できる F6B (前モデルにおけるトランクレスタイプ、トランク付タイプに対し整備重量で 28 kg 軽量) 並の軽さをトランク付タイプで実現することを目指した。

エンジンは 3.3.2. 項で後述する技術により MT 仕様で 6.2 kg、DCT 仕様で 3.8 kg の軽量化を達成した。車体系部品では後述の技術により 18.2 kg 軽減した。電装系部品では多重通信の採用によりハーネスやセンサ類の数を削減し、制御ユニットの統合化、各部品の最適配置などを合わせて 13.1 kg 軽減した。これらに加え、ガソリン量や各種オイル量、冷却水量などの見直しの結果、前モデルに対して、完成車の整備重量は 40 kg の軽減 (アメリカ合衆国向け Airbag 付最上級グレードにおける比較) を達成した。

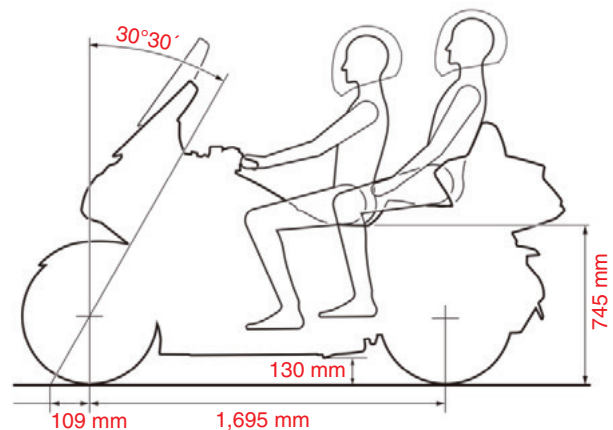


Fig. 13 Main dimensions

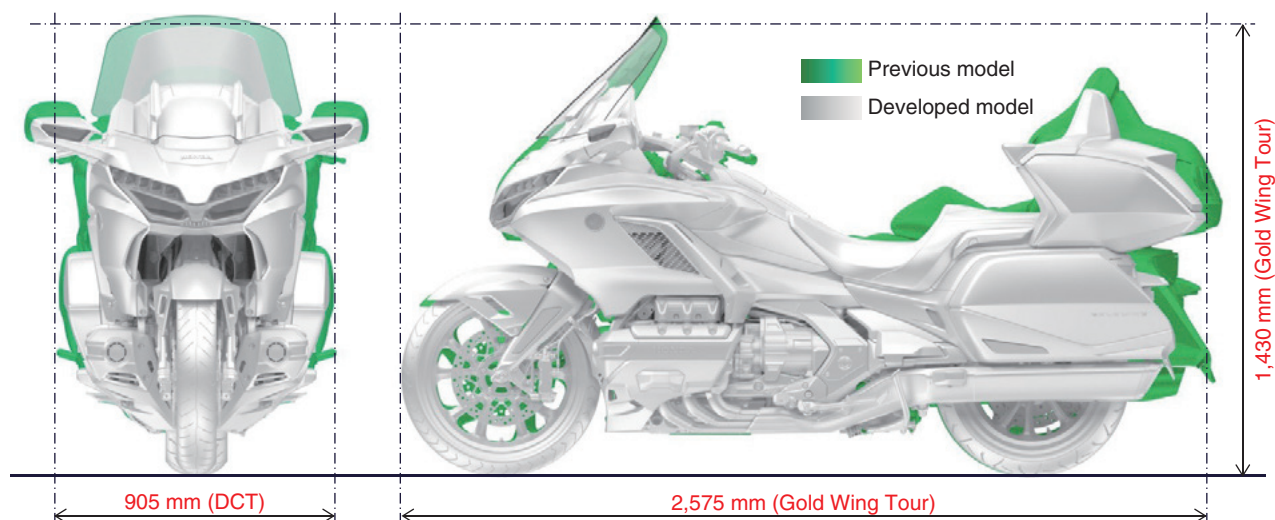


Fig. 14 Comparison of vehicle size

3.3. 完成車パッケージング

完成車サイズの小型化と軽量化を可能とした完成車のパッケージングと新たに採用された技術について述べる。このパッケージングにより、前輪分担荷重比を前モデルの44.9%から本モデルでは46.5%まで増加した。また、車両慣性モーメントをヨー方向、ロール方向ともに前モデル比で約15%低減した。これらの結果、Gold Wing 史上、最も操って楽しいモータサイクルを実現した。Fig. 15 にパッケージングを示す。

3.3.1. ダブルウィッシュボーン式フロントサスペンションによる完成車前後長の短縮と幅の削減

一般的にモータサイクルにおいて、完成車前後長を短くするためには、エンジン搭載位置を極力車両前方に置くことが望ましい。しかしながら、エンジンの搭載位置はフロントタイヤとの位置関係に依存する。モータサイクルで一般的なテレスコピックタイプのフロントサスペンションでは、Fig. 16 の緑の線に示すように、サスペンションが縮むと車体上後方にフロントタイヤが移動する。一方、新たに開発したダブルウィッシュボーン式サスペンションでは、

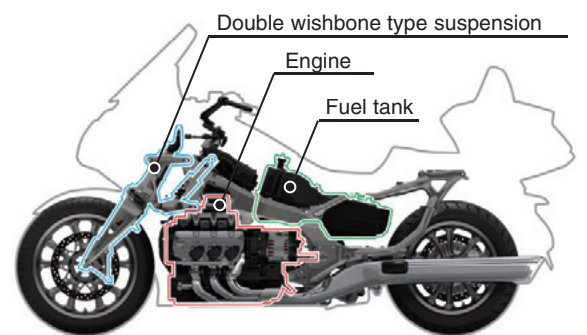


Fig. 15 Packaging

赤の線に示すように、2本のリンクのジオメトリ設定により、フロントタイヤのストローク軌跡を上方向に移動することができる。これにより、フロントサスペンション全屈時のフロントタイヤの前後移動量を前モデル比で24 mm減らすことが可能となった。その結果、エンジン搭載位置を前方に移動することが可能となった。

また、ダブルウィッシュボーン式サスペンションの採用により、完成車の幅方向寸法の削減が可能となった。テレスコピック式フロントサスペンションでは、ハンドル操舵時にフロントタイヤを挟んだ左右一対のチューブがステアリングステム軸を中心に回転する。このため、この回転軌跡の範囲には部品を配置することができず、2本のフォークが回転する軌跡の外側に配置することになる。一方、ダブルウィッシュボーン式サスペンションではフロントタイヤを挟むフォークより上方は1本の軸となるため、転舵に必要なスペースを削減できる。そのため、転舵スペースの

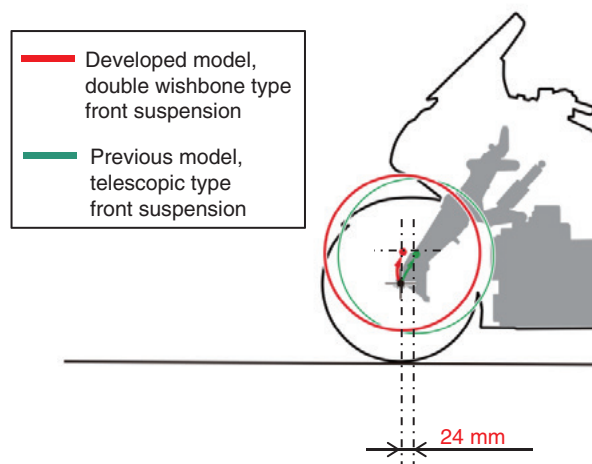


Fig. 16 Trajectories of front axle

外側に配置しているサイドラジエータと導風のためのフェアリング内面を車体内側に寄せることが可能となった。これにより、3.3.5. 項で後述する冷却システムの最適配置や高効率化と合わせて、フェアリングの最大幅を前モデルに対して約 90 mm 削減した。

3.3.2. エンジンの軽量コンパクト化と搭載位置

本モデルでは重点目標である軽量で高密度なパッケージングに寄与すべく、エンジンは軽量コンパクト化を目指した。動弁系の 2 バルブから 4 バルブへの変更や 7 速 DCT の採用などの重量増加要因がある中で、前モデルに対して、MT 仕様で 6 kg、DCT 仕様で 3.5 kg の軽量化を目標とした。また、完成車の運動性能の向上と乗員乗車位置を前モデルに対して車両前方へ移動するために、フロントカバー前部から左シリンダヘッド後端間の前後長は 30 mm 短縮することを目標とした。

軽量化については、エンジン基本骨格のコンパクト化、前モデルの 2 連スロットル仕様からシングルスロットル仕様への変更、ISG の採用によるスタータモータとそれらに付随する補機類の廃止などをおこなった。また、DCT 仕様では、微速前後進機能の内蔵により、リバース関連の専用部品を廃止するなど、多岐にわたる軽量化をおこなった。これらにより、前述の重量増加要因があるにもかかわらず、エンジン重量で約 6.2 kg (MT 仕様)、約 3.8 kg (DCT 仕様) の軽量化を達成した。

前後長の短縮については、ボア径を従来の $\phi 74$ mm から $\phi 73$ mm に変更するとともに、クランクシャフトに高強度な合金鋼を採用して、長手方向寸法の短縮などをおこなうことにより、フロントカバー前部から左シリンダヘッド後端間の前後長の 29 mm 短縮を達成した (Fig. 17)。

3.3.3. 乗員乗車位置

一般的に、水平対向エンジンを搭載したモータサイクルではシリンダやシリンダヘッドが横方向に張り出すため、ライダーの足元の操作スペースの確保が課題となる。本モデルでは、エンジンのコンパクト化と前方搭載により、前モデル同等の足元スペースを確保しつつ、ライダーの乗車位置を車両前方に 36 mm 移動した。また、ライダーとパッセンジャをとともに前方に移動することで、車体後端に位置するパニアケースとリヤトランクの前方移動が可能となった。これにより、乗員の居住空間を確保した上で、車両慣性モーメントの減少に寄与した。これらの結果、乗車時の前輪分担荷重の増加による更なる安定性の向上を実現した。さらに、完成車の重心位置とライダーの乗車位置が近づいたことで、スポーティな操縦性の実現に寄与した。

また、前モデルよりもウインドスクリーンと乗員間の距離が短縮したことで、ウインドスクリーンの小型化とライダーとパッセンジャ双方の頭部の防風性能向上が図れた。防風性能の詳細は 5 章にて後述する。

一方、乗員の前方移動に伴い、エアバッグモジュールの

搭載スペースの確保と燃料給油口のスペース確保を両立することが課題となった。この課題を解決するために、本モデル用に新開発したエアバッグモジュールは前モデルでは 160 mm あった車両前後方向長さを 125 mm に短縮し、重量も 4.2 kg から 3.4 kg に軽量化した。これにより、この課題は解消された。

Fig. 18 に、本モデルと前モデルの乗員乗車位置の比較を示す。図中の三角形はヒップポイント、グリップポイント、ステップポイントから構成されるライダーの乗車姿勢を示す。本モデルでは、前モデルの基本三角形を踏襲しつつ、ヒップポイントを車両前方に移動した。

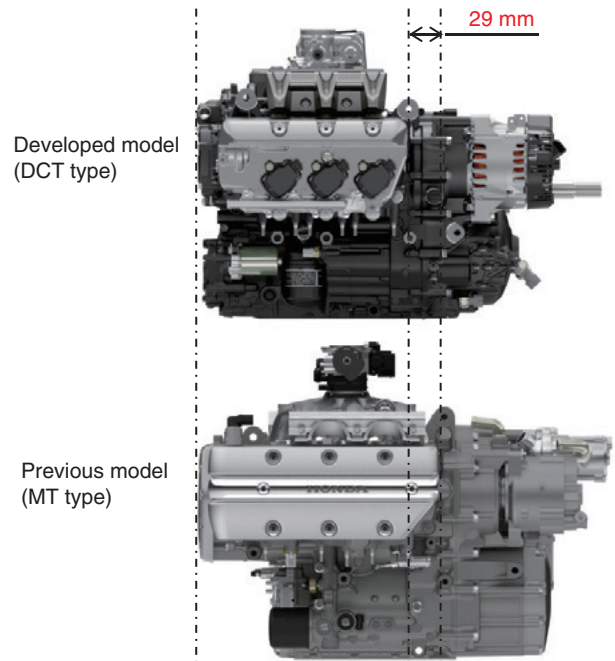


Fig. 17 Comparison of engine lengths between developed and previous models

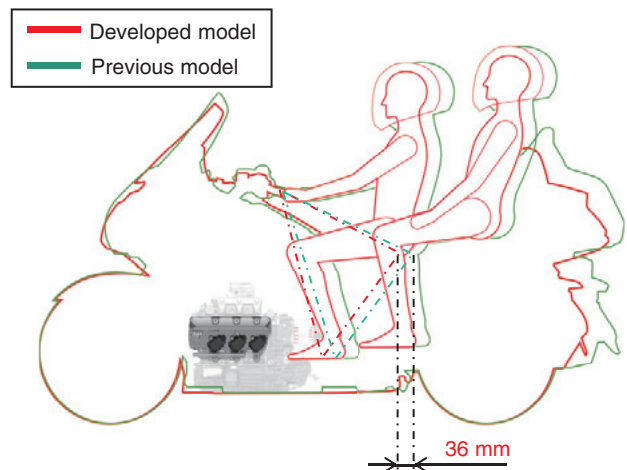


Fig. 18 Comparison of rider positions between developed and previous models

3.3.4. 燃料タンク

燃料タンクの搭載位置は、低重心をねらって歴代の Gold Wing に受け継がれているシート下とした。シート下配置の燃料タンクで課題となるのが必要容量の確保とライダーの足着き性の両立である。本開発では、ツアラモデルにとって重要な航続距離を前モデルと同等にするために、WMTC モードにおける燃費を 20% 向上とし、燃料タンク容量を 4 L 削減し 21 L とすることを目標とした。

燃費向上の達成手段としては、完成車重量の軽減と空気抵抗の低減、エンジンの低燃費化技術の採用をおこなった。これらにより、前モデルに対し、WMTC モードで 20%^{*1}、60 km/h 定地燃費で 35%^{*2} 向上を達成した。

* 1 欧州向け Airbag 付最上級グレード同士での比較

* 2 日本向け Airbag 付最上級グレード同士での比較

空気抵抗低減については 5 章にて、エンジンの低燃費化技術については「2018 Gold Wing 用水平対向 6 気筒パワーユニットの開発」⁽³⁾ 編にて述べる。

燃料タンクには、前モデルと同様に多層ブロー成形樹脂製を採用し、その形状自由度を活かした設計をおこなった。前部は、ライダーが自然な形でニグリップをおこなえるように幅方向を膨らませた形状とした。ライダーのまたぎ幅部は、絞り込んだ形状として停車時の足着き性を向上した。これにより、燃料タンク容量 21 L を確保した上で、単体重量で 0.6 kg の軽量化を達成した。

Fig. 19 に、燃料タンクの外觀形状を示す。

3.3.5. 冷却システム

乗員前方のフェアリングの最大幅を抑えるための課題は、エンジン冷却性能の確保と乗員の熱快適性（居住空間への過剰な温風巻き込み防止と温度上昇抑制）との両立にあった。前モデルでは、ラジエータをフレームボデーの両外側に配置するサイドラジエータ方式が採用された。また、冷却ファンは熱快適性確保のため、ラジエータコアの車体内側に配置されていた。

本モデルでは、前モデルに対しラジエータコアのフィン

ピッチを短縮した。また、冷却ファンをラジエータコアの車体外側に配置し、フェアリングの膨らみ部分に収めた。これにより、ラジエータ近傍のフェアリングの幅を削減した。一方、ファンを外側に配置にした場合に課題となる熱快適性については、車両前方のフェアリング部に新気導入の開口部を設け、ラジエータを通過し温められた空気と新気とを混合することで、後方に流れる空気の温度を下げた。また、この後方に流れた空気が乗員居住空間に流れ込まないように、ラジエータ後方のフェアリング形状を形成した。Fig. 20 に乗員の足周辺の空気の温度分布を表した Computational Fluid Dynamics (CFD) 解析の結果を示す。ラジエータを通過した排風がライダーおよびパッセンジャの足の外を流れていくことが確認できる。

以上の結果、前モデル同等の熱快適性を確保しつつ、ラジエータコア（タンク、車両への取付けを含まない）の占有体積を前モデルに対して 15% 低減できた。これにより、冷却システム重量で 2.6 kg の軽量化を達成した。また、乗員前方のフェアリングの最大幅を前モデルに対して約 90 mm 削減した。

3.3.6. 積載システム

本モデルでは、パニアケースとリヤトランクの積載容量の見直しをおこなった。前モデルでは、大陸横断ツーリングを想定し、パートナーとの一週間分の荷物を積載できるように、150 L の容量を確保していた。本モデルでは、旅環境の変化や、より若い現役世代の使い勝手などを考慮し、パニアケースとリヤトランクを合わせて 3 泊 4 日分相当となる 110 L の容量とした。また、パニアケース、リヤトランクともに開閉時や触った時の質感と剛性感を出すために、前モデルと同様に、外観と内側の二重構造を採用しつつ、この二重構造部のオーバーラップ面積や板厚を全面的に見直した。この結果、パニアケースとリヤトランクを合わせて 6.2 kg の軽量化を達成した。

また、積載容量が不足する場合を考慮して、前モデルよりも積載面積と積載重量を増やしたトランクラックをオプションキットとして開発した。トランクレスタイプの車両には、シート後方のカウル上に取付け可能なキャリアをオプションキットとして開発した。



Fig. 19 Fuel tank assembly

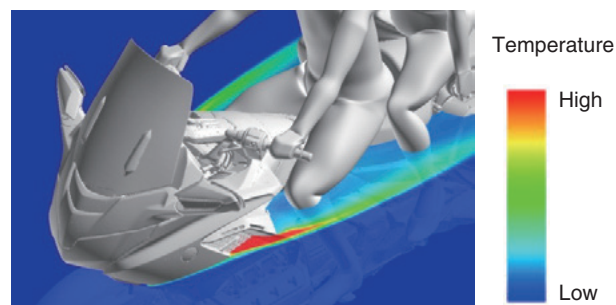


Fig. 20 Result of thermal distribution analysis by CFD

3.4. 乗員の居住性

3.4.1. ハンドルポジション

前モデルではフロントサスペンションにテレスコピック構造を採用しながらも、ツアラしいゆったりとしたポジションと取り回し性の両立を目指した。このため、操舵系の回転軸とハンドルグリップポイントの前後方向のオフセット量を大きくし、かつグリップ間の幅方向の距離を広くした。これにより、操舵時のグリップポイントの移動量が大きくなった。

本モデルでは、転舵軸と操舵軸を別軸化したダブルウィッシュボーン式サスペンションの採用により、操舵軸の設定自由度が増加し、操舵軸をライダー寄りに設定することができた。また、グリップポイントを高さ方向で上に約 20 mm 移動させ、グリップ間の幅方向の距離を 10 mm 狭めつつ、絞り角度を広げることで脇まわりをゆったりとさせた。これらにより、前モデルよりもグリップポイントが小回りする移動軌跡を与えることで、ハンドル操作を容易にした。Fig. 21 にハンドル操舵時のグリップポイントの移動軌跡の比較を示す。

これらの構造は、ハンドルの小型化と転舵軌跡のコンパクト化を可能とし、コンパクトでスリムな外観の実現に貢献した。

3.4.2. シート形状

前モデルでは、ライダーが快適に操縦を楽しめるように、また、パッセンジャが快適にツーリングを楽しめるように、ライダーとパッセンジャ双方の空間を分けたシートの基本形状とした。本モデルでもそのコンセプトを継承し、基本形状を踏襲した。

本モデルでは、ライダーが運動性能の向上をより積極的に楽しめるように、ヒップポイント横のシートバックの廻り

込み形状をなくし、ライディング時に体重移動をしやすい形状とした。このシートバック形状の変更は前モデルで必要であった足着き時のお尻の移動を不要とし、前述のタンク容量削減と併せて、足着き性の良さにも貢献している。外観は前モデルのような柔らかいデザインから、本モデルのスタイリングに合わせてモダンでシャープなデザインとした。

Fig. 22 に本モデルと前モデルのシート外観形状を示す。

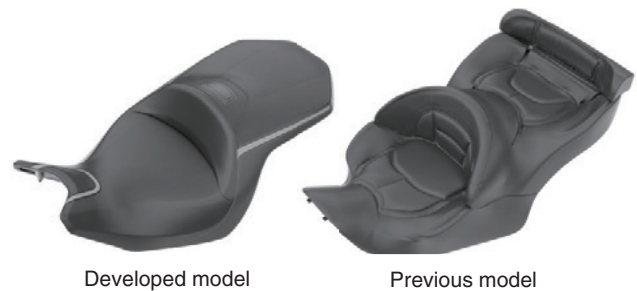


Fig. 22 Comparison of seat shapes

4. 骨格技術

4.1. フレームボデー

フレームボデーには、アルミツインチューブ式を継承しつつ、安定感のある直進性と軽快性の両立を目的として、新たな設計をおこなった。メインフレームには、薄肉アルミニウムダイカスト技術を全部品に適用した上で、その構成部品を大型化し、これらを一体化することによって、前モデルでは 23 部品あったメインフレームの構成部品を 4 部品に集約した。これにより、各構成部品の接合箇所を減らし、フレームボデーの総溶接長を 8.0 m から 3.6 m へと短縮することで、重量の軽減を図るとともに、自動溶接対応による生産性向上と品質安定化をおこなった。また、薄肉アルミニウムダイカストの適用により、各部に求められる板厚をきめ細かく調整することが可能となった。さらには、スイングアームピボット部は 4.2. 節で述べる新規構造を採用することで、ピボット軸の上下に配置していたクロスパイプ 2 本を 1 本に削減し、フレームボデーの軽量化を図った。

また、リヤクッションには、上下の締結部にピロボールを採用し、プロアーム構成部品のねじれ変形を受け止めることで、乗り心地性を向上した。前述のダブルウィッシュボーン式フロントサスペンションの採用とあわせて、前後のサスペンションをスムーズに作動させることで、フレームボデーの剛性を前モデルよりも低くすることが可能となった。

これにより、車両の運動性能と乗り心地性を向上させつつ、フレームボデーの 4 kg の軽量化を達成した。

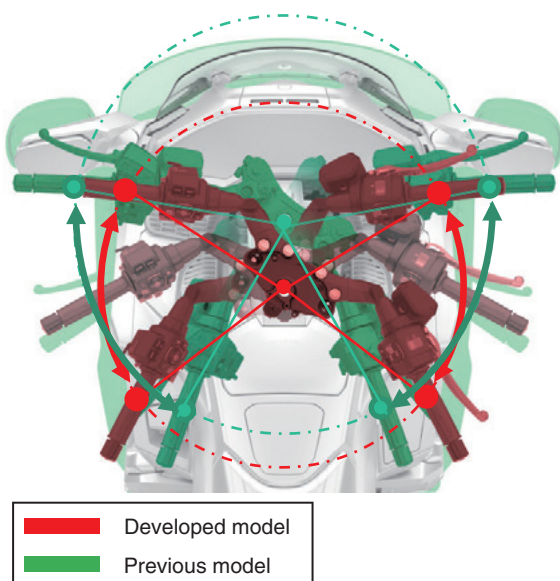


Fig. 21 Comparison of handle movable extents between developed and previous models

Fig. 23 にフレームボデー形状比較, Fig. 24 に本モデルのリヤクッション形状を示す。

4.2. スイングアーム

スイングアームには、車体右側にドライブシャフトを内蔵した後輪片持ち形式を継承しつつも、軽量化と操縦安定性と乗り心地の向上の実現を目的として、ピボット部に新たな設計をおこなった。前モデルでは、左右両側にテーパーローラベアリングを用いてスイングアームを支持していた。そのため、フレームボデー側には、ベアリングに必要な予圧を前提とした剛性が求められたため、重量増加の要因となっていた。本モデルでは、左側のみにボールベアリングを用いて、スイングアームとフレームとの締結機能を持たせ、右側には、ニードルベアリングを用いた軸構造と

した。これにより、右側ピボット部の締結軸力がフレームボデー側の剛性に与える影響を排除し、フレームボデー側の設計の自由度を向上させた。

以上の変更により、フレームボデー側の剛性を最適化することで、操縦安定性としなやかな乗り心地の両立を実現した。Fig. 25 にピボット部の構造を示す。

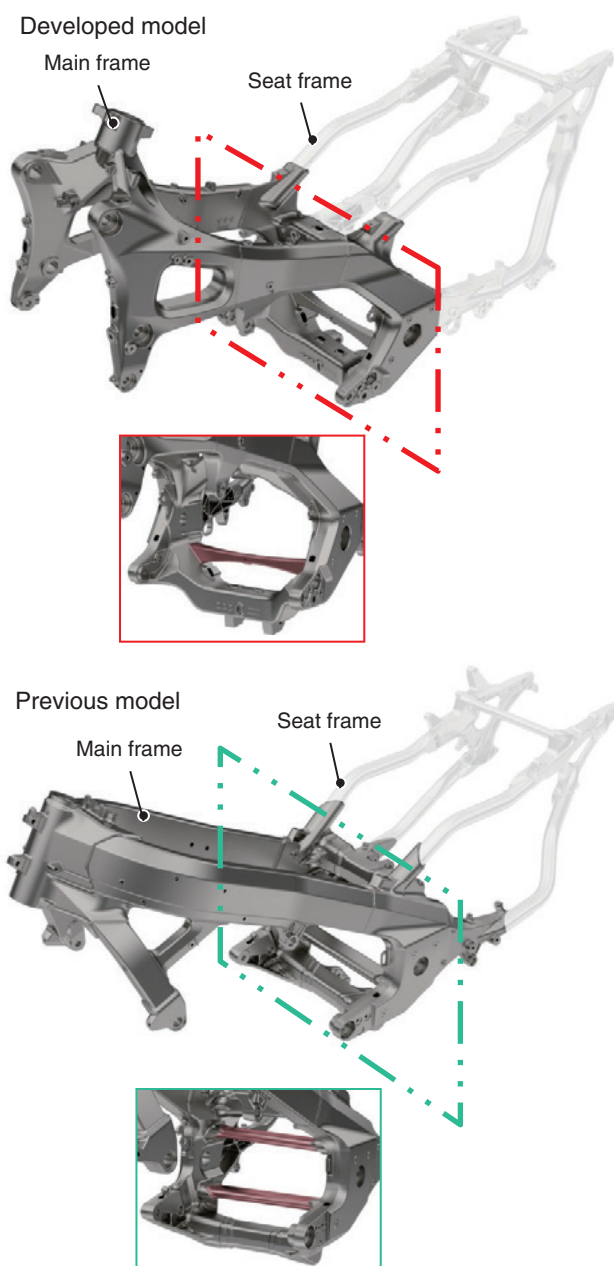


Fig. 23 Comparison of frame bodies



Fig. 24 External view of rear cushion

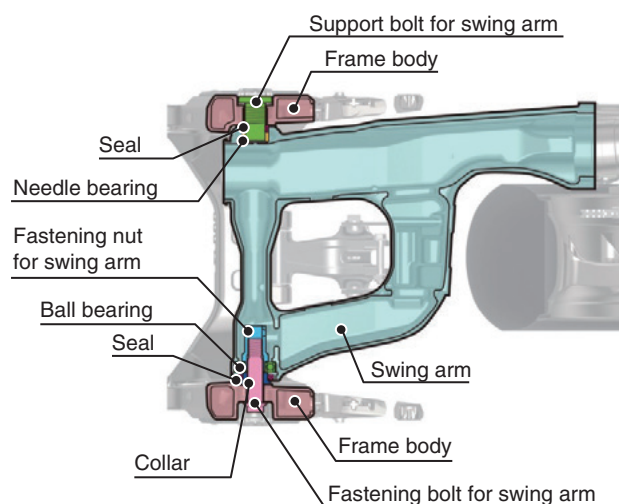


Fig. 25 Structure of swing arm pivot shaft

5. エアマネジメント

本開発におけるエアマネジメントの課題は、ツアラに求められるライダーとパッセンジャ双方の快適性（防風性能、熱マネジメント）を満足した上で、コンパクトな外観がもたらす燃費性能（空気抵抗の低減）と運動性能の向上を実現することであった。一般的に、ウインドスクリーン後方の防風領域内外の境界を示す流線は、弧を描き、乗員の頭上付近で高さのピークを迎えた後に徐々に下がってくる。このため、スクリーンのサイズが同じでも、乗員との距離が近いほうが流線の低下による防風性能の低下の影響を受けにく

くなる。本モデルでは、ライダーとパッセンジャ双方にとっての防風性能を確保するため、前モデルに対し、ライダーとパッセンジャをともに車両前方に 36 mm 移動した。また、本モデルでは、電動可動スクリーンや導風ダクトの採用により、走行風を積極的にライダーの防風領域へ導入し、モータサイクルらしく心地よい風を感じる快適さも表現した。

これらの結果、コンパクトな外観としつつも、ねらいとする快適性を実現した。このコンパクトな外観は、前モデルに対し 13% の空気抵抗係数の低減をもたらし、燃費と運動性能の向上を実現した。これにより、エンジンの低燃費化技術と合わせて、3.3.4. 項で述べた燃費の向上を達成した。さらに、フェアリング重量で 2.4 kg の軽量化を達成した。



Fig. 26 External view of electronically controlled wind screen

5.1. 電動可動スクリーン

前モデルでは手動式での可動としていたウインドスクリーンであったが、本モデルではモータ駆動式の電動可動スクリーンを採用した。これにより、市街地走行や高速走行など、シチュエーションや異なる速度域などに合わせて、手元のスイッチによる無段階の高さ調整が可能となった。また、スライドレールをラウンド形状とすることでスクリーン高さと角度を同時に変更することを可能とした。これにより、スクリーンの可動量に対する流線の変化を大きく得ることができた。この結果、小型かつ軽量のシステムを実現した。Fig. 26 にウインドスクリーンの可動軌跡を示す。

5.2. CFD 解析によるエアマネジメントの検討

本開発において、エアマネジメントの検討には CFD 解析を活用した。

一般的に、防風領域内外の境界を示す流線の検討手法として定常解析が用いられる。本開発においても防風領域の確認にはこの手法を用いた。一方で、実際の走行時には、境界の周辺では乱れによる圧力変動が発生し、乗員の頭が左右方向や前後方向に振られる事象を引き起こす場合がある。定常解析では流速や圧力の変動が再現できないため、こういった事象を解析上で検証することはできなかった。そこで、本開発では定常解析のみならず、非定常解析を導入し⁽⁷⁾、圧力変動量を物理量として捉えて可視化した。Fig. 27 (a), (b) に定常解析により求めた平均流速の分布を

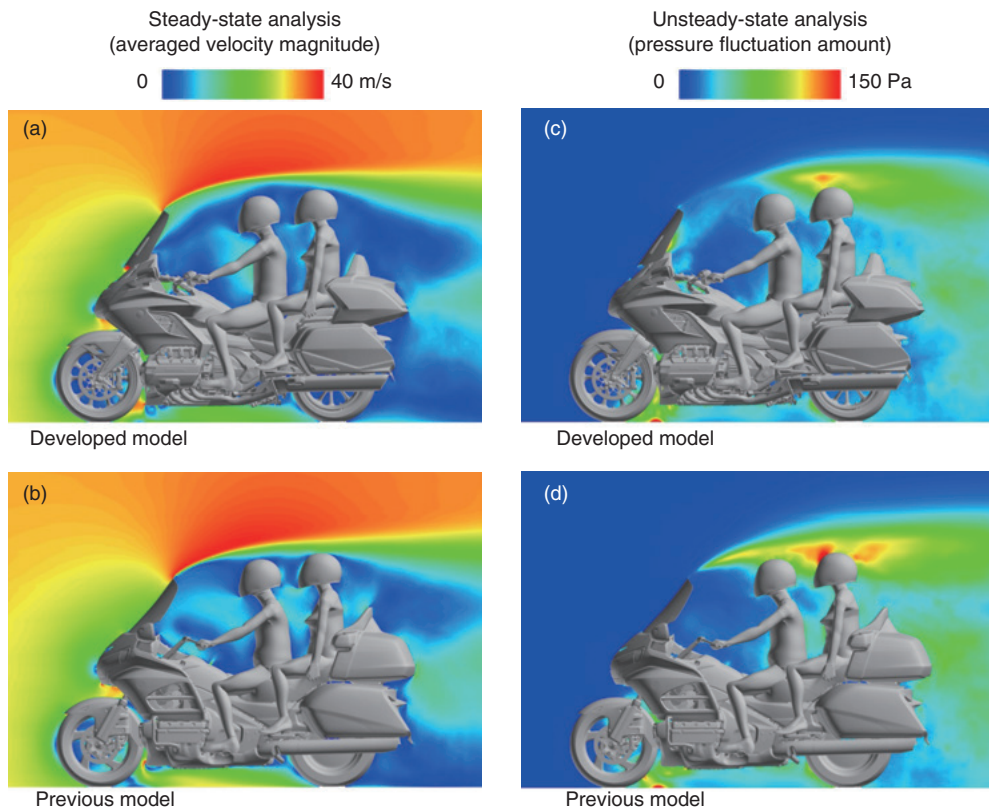


Fig. 27 Results of verification for wind protection performance by CFD analysis

示す。スクリーン高さはいずれも可動範囲の中で最も高い位置に設定した状態とした。

図中 (a) に示すように、本モデルでは、ライダー、パッセンジャ双方のヘルメットを超えた高さに境界があり、乗員居住空間が防風領域内であることが確認できる。同様に、図中 (b) に示すように、前モデルにおいても、ライダー、パッセンジャ双方のヘルメット上方に境界があり、防風領域に大きな差異は見られない。

次に、Fig. 27 (c), (d) に非定常解析により求めた圧力変動量の分布を示す。図中 (c), (d) の対比が示すとおり、本モデルでは、前モデルに対し特にパッセンジャ頭部の圧力変動が減少していることがわかる。実際に、風洞実験および走行テストの結果、本モデルでは前モデルに対し、頭振られのレベルが向上していることが確認できた。このように、解析結果と実車両での官能評価の相関をとることで、検討精度の向上と細部形状の詰めが可能となった。

この結果、本モデルではスクリーンの幅を前モデルに対し、幅方向の最大幅部で 185 mm 縮小し、地面からスクリーン上端までの高さを 25 mm 低減し (可動範囲の最下端位置同士での比較)、コンパクトな外観とツアラに求められる快適性の両立に寄与した。Fig. 14 にスクリーンサイズの比較を示す。

6. まとめ

今回開発した Gold Wing は、歴代の Gold Wing が継承してきた歴史と DNA を受け継ぎながら、多くの最新技術を導入した。前モデルに対して、完成車の整備重量は 40 kg の軽量化、完成車のサイズは、全長で 55 mm、全幅で 40 mm、全高で 25 mm の小型化を達成した。

これらの結果、モータサイクルの原点である「乗って楽しい、操って楽しい」上質な旅をパートナーと共に存分に楽しめる、現代版プレミアムグランドツアラを生み出した。

参考文献

- (1) 青木 征憲, 戸坂 哲也, 南 秀美, 石原 浩, 狩野 宏司: ゴールドウィング GL1800 の紹介, Honda R&D Technical Review, Vol.13 No.2, p.13-26
- (2) 星 紀夫, 志村 康雄, 大熊 孝則, 野村 明史, 後郷 和彦: 4 ストロークモトクロス CRF450R の紹介, Honda R&D Technical Review, Vol.14 No.1, p.21-30
- (3) 横田 洋, 野島 悟, 藺田 豊, 大崎 裕介, 紺谷 昌弘, 山崎 寛: 2018 Gold Wing 用水平対向 6 気筒パワーユニットの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.30 No.2, p.15-28
- (4) 楠田 篤志, 横川 幸生, 中井 一穂: 2018 Gold Wing 用

シーン別ライディングモードの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.30 No.2, p.36-43

- (5) 平山 琢, 横川 幸生, 藤本 靖司: 2018 Gold Wing 用 7 速 DCT の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.30 No.2, p.29-35
- (6) 榎原 直樹, 三代 純平: 2018 Gold Wing 用ダブルウィッシュボーン式フロントサスペンションの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.30 No.2, p.44-49
- (7) 西脇 大祐, 小澤 弘幸: 二輪車乗員の頭振られを引き起こす非定常流れの解析, 自動車技術会 2018 年春季大会学術講演会講演予稿集, No.15-18, p.1-5, (2018)

■ 著 者 ■



会田樹穂子



中西 豊

2018 Gold Wing 用水平対向 6 気筒パワーユニットの開発

Development of Horizontally-opposed Six-cylinder Engine for 2018 Gold Wing

横 田 洋*
Hiroshi YOKOTA
大 崎 裕 介*
Yusuke OSAKI

野 島 悟*
Satoru NOJIMA
紺 谷 昌 弘*
Masahiro KONTANI

藺 田 豊*
Yutaka SONODA
山 崎 寛*
Satoru YAMASAKI

要 旨

新型 Gold Wing の完成車コンセプトに基づき、「スムーズながらも時にはアグレッシブさを発揮し、軽量コンパクト化された F6 パワーユニット」を開発コンセプトに掲げた新型水平対向 6 気筒パワーユニットを開発した。軽量コンパクト化のために、クランクシャフトやコンロッドの材質と形状を変更し、吸気側にフィンガフォロワロッカーアームを配置したユニカムバルブトレインやシングルスロットルなどを採用した。燃焼効率の向上のために、燃焼室形状を 2 バルブバスタブ型から 4 バルブペントルーフ型へ変更した上で高圧縮比化し、吸気ポートに高タンブル形状を採用した。完成車コンセプトから求められる走りの質感を高めるために、Throttle by Wire を採用した。また、目標とする静粛性と排気音色を実現するために、Integrated Starter Generator 駆動部への新機構ダンパとラバーカップリングの採用と、排気系諸元の見直しをおこなった。以上により、前モデルに対し、DCT 仕様で 7.1 kg、MT 仕様で 9.5 kg の軽量化とコンパクト化を達成した。ピーク出力を 6 kW 向上しつつ、WMTC モード燃費（クラス 3-2）で 24% の向上（国内向け）を達成した。また、高い質感と静粛性に加えて、重厚感とパルス感を楽しめる排気音色を実現した。

ABSTRACT

On the basis of the concept of new Gold Wing, the new horizontally-opposed six-cylinder power unit was developed with the theme “smooth yet aggressive at times, light weight and compact flat-six power unit.” To achieve weight reduction and compactness of the power unit, the materials and the shapes of the crankshaft and the connecting rods were redesigned. To realize lightweight and compact power unit, the Unicam valve train having finger follower rocker arms for the intake valves and the single throttle body were applied. To enhance combustion efficiency, the combustion chamber was changed from bathtub type for two valves, to the pent roof type for four valves. In addition, the compression ratio was increased and the intake ports were applied with a shape generating a strong tumbling of intake air. To enhance maneuvering qualities, which was derived from the set concept of the developed motorcycle, a throttle-by-wire system was adopted. To the drive system of the Integrated Starter Generator, a damper of revised configuration and a rubber coupling were implemented and the requirements for tranquil riding were fulfilled. A comfortable exhaust sound was also provided by reassessing the design of the exhaust system. With all the measures mentioned above, weight reduction, together with downsizing, was successfully achieved by 7.1 kg for the DCT equipped model and by 9.5 kg for the MT equipped model compared to the previous model. Furthermore, the peak output power was increased by 6 kW and, yet, the fuel economy was improved by 24% (in the case of the model sold in Japanese market) in the WMTC mode (class 3-2). As mentioned above, the enjoyably deep and pulsated exhaust sound was also achieved while offering the mild and high quality sounds of mechanical operations.

1. ま え が き

Gold Wing は、1975 年の初代 GL1000 発売以来、長距離ツアラーとしての進化とラインナップの拡充を続けてきた Honda のグランドツアラーである。そのパワーユニットには、初代から低重心、低振動、静粛性を特徴とする水平対向エ

ンジンを採用してきた。初代の 4 気筒 1000 cc から 1100 cc、1200 cc へと排気量を拡大し、さらに 6 気筒 1500 cc、1800 cc へと変更をおこないながら水平対向という形式を 40 年以上にわたって継続し、進化させてきた。

本稿では、2018 年に全面刷新し、量産を開始した 6 代目 Gold Wing GL1800 用の水平対向 6 気筒（以下、F6）

*二輪 R&D センター

パワーユニットについて紹介する。本パワーユニットは、モータサイクルで唯一無二の F6 エンジンを軽量コンパクト化し、最新の動弁機構や Throttle by Wire (以下, TBW), Integrated Starter Generator (以下, ISG), Dual Clutch Transmission (以下, DCT) などを装備している。前モデルに対し、低燃費化しつつ出力とスロットルレスポンスを向上させた。また静粛性を向上させるとともに重厚感とパルス (鼓動) 感を楽しめる排気音色により、運転する楽しさを追及したパワーユニットである。

なお、トランスミッションの仕様は、7 速 DCT 仕様 (以下, DCT 仕様) と 6 速マニュアルトランスミッション仕様 (以下, MT 仕様) の 2 仕様がある。本稿では特に断りの無い限り、DCT 仕様について記述する。また、DCT についての詳細は、「2018 Gold Wing 用 7 速 DCT の開発」⁽¹⁾ 編で述べる。

2. パワーユニット開発のねらい

完成車の開発のねらいを市場とユーザ指向の変化より豪華けんらんかつ重厚長大路線からの脱却と若返りとし、乗って楽しい、操って楽しいモータサイクルを目指した。それらを踏まえ、パワーユニットの開発コンセプトを「スムーズながらも時にはアグレッシブさを発揮し、軽量コンパクト化された F6 パワーユニット」とし、主な開発目標を以下と定めた。

- (1) DCT 仕様で 6.5 kg, MT 仕様で 9.0 kg の軽量化
- (2) エンジン前部から左シリンダヘッド後端までの長さ 30 mm の短縮
- (3) 前モデル同等以上の出力と WMTC モード (クラス 3-2) における 20% の燃費向上
- (4) 重厚感とパルス感を際立たせた排気音と、質の高い始動音

新型 Gold Wing のコンセプトである幅広いシーンで使いこなせる軽量で高密度なパッケージングに寄与すべく、パワーユニットも軽量コンパクト化を最重点の目標とした。動弁系の 2 バルブから 4 バルブへの変更や 7 速 DCT を新たに採用しつつ、完成車全体の軽量化目標から DCT 仕様では 6.5 kg, MT 仕様では 9.0 kg の軽量化を目標とした。さらに、完成車運動性能の向上をねらったライダーの乗車位置の前方移動を実現するために、エンジン前部から左シリンダヘッド後端までの長さを 30 mm 短縮することを目標とした。低回転域での余裕あるトルク特性と力強い加速性能、低振動と静粛性は、前モデルから継承進化させつつ、WMTC モード (クラス 3-2) における 20% の燃費向上を目標とした。また、大排気量らしい重厚感とモータサイクルらしいパルス感を楽しめる排気音とトップエンドモデルにふさわしい質の高い始動音の実現を目指した。Fig. 1 にパワーユニットの外観を示す。

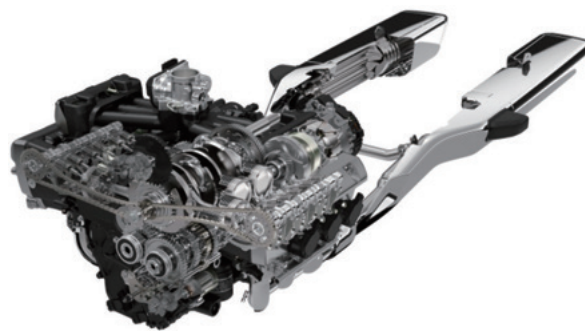


Fig. 1 Overview of power unit

3. パワーユニット仕様と主要諸元

Table 1 に、新型 Gold Wing (北米向け) の前モデルとの主要諸元比較を示す。

エンジン形式は、縦置き水冷 4 ストローク水平対向 6 気筒 1800 cc の形式を前モデルから継承しながら全面的に刷新した。軽量コンパクト化のため、ボアストローク寸法とスロットルボデー数を変更した。燃焼効率向上のため、高圧縮比化や燃焼室形状を 2 バルブバスタブ型から 4 バルブペントルーフ型へ変更した。また、利便性向上のため、トランスミッションには 6 速 MT 仕様に加えて 7 速 DCT 仕様を設定した。さらに、ISG とエンジン駆動によるリバーズ機構を新たに採用した。

Table 1 Power unit specifications

	Developed model		Previous model
	DCT type	MT type	
Cylinder arrangement	F6-cylinder		F6-cylinder
Bore x Stroke (mm)	73 x 73		74 x 71
Displacement (cm ³)	1833		1832
Compression ratio	10.5 : 1		9.8 : 1
Maximum power	94 kW / 5500 rpm		88 kW / 5500 rpm
Maximum torque	171 Nm / 4500 rpm		169 Nm / 4000 rpm
Valve train	Unicam - 4 valve		SOHC - 2 valve
Combustion chamber configuration	Pent roof		Bathtub
Diameter (mm) / Number of throttle body	φ 50 / 1		φ 40 / 2
Generator	Integrated Starter Generator (ISG)		Dedicated generator
Starter			Dedicated motor
Transmission	7-speed DCT	6-speed MT	5-speed MT
Reverse system	Engine drive	Motor drive	Motor drive
Engine weight (kg)	114.3	111.9	118.1
Engine length x width x height (mm)	617 x 702 x 503		633 x 706 x 513

*The engine weight includes the intake system, starting system, charging system and the transmission. The intake system consists of the throttle body and the downstream parts. Exhaust system not included.

*The engine length does not include the final shaft.

4. エンジン基本骨格

4.1. クランクシャフトおよびコンロッド

完成車の運動性能および居住性向上のために、エンジンの前後長の短縮を図った。クランクシャフトの前モデルとの比較を Fig. 2 に示す。ボア径を前モデルの $\phi 74$ mm から $\phi 73$ mm に変更するとともに、クランクシャフトの材質を軟窒化鋼から内部硬度の高い合金鋼へ高強度化した。材質変更と各部形状最適化により、クランクジャーナル幅で 1 mm、クランクピン幅で 2 mm 短縮、クランクウェブ各々で 1 - 2 mm の薄肉化を図り、クランク全長 (前後のジャーナル間距離) を 22.6 mm 短縮した。その結果、シリンダ間の距離 (ボアピッチ) を各 9 mm、左右シリンダオフセットを 4 mm 短縮することができた。クランクピン径を 4 mm 拡大することで、ストローク増加に伴うクランクシャフトの剛性低下やクランクピン幅短縮に伴うコンロッド大端メタルの面圧増加に対応した。また、クランクパルスロータの位置を前モデルのクランクシャフト前部からクランクシャフト後部に移動させ、エンジン前部フロントカバーからクランクシャフトまでの距離を約 7 mm 短縮させた。

これらにより、Fig. 3 に示すようにエンジン前部から左シリンダヘッド後端までの距離を前モデルに比べ 29 mm 短縮した。その結果、ライダーの足元スペースを確保しつつ乗車位置の前方移動、前輪分担荷重の増加が可能となり、完成車運動性能向上に寄与することできた。

コンロッドは、材質を非調質鋼から浸炭鋼への変更により高強度化し、ロッド長を 7 mm 短縮することで、ストローク増加に伴うエンジン幅増加の抑制と軽量化を実現している。また、ロッドとキャップの締結は、ナットレス構造を採用し、コンロッドボルトを M8 サイズ弾性域締付から M6 サイズ塑性域締付とすることで、上述のクランクピン

幅短縮に寄与している。コンロッド形状の前モデルとの比較を Fig. 4 に示す。

以上の変更により、クランクシャフトと 6 本のコンロッドを合わせて 1.1 kg の軽量化を達成した。

4.2. 動弁系およびシリンダヘッド

動弁機構には、軽量化とコンパクト化を目的として、吸気側にフィンガフォロワロッカアームを配置したユニカム

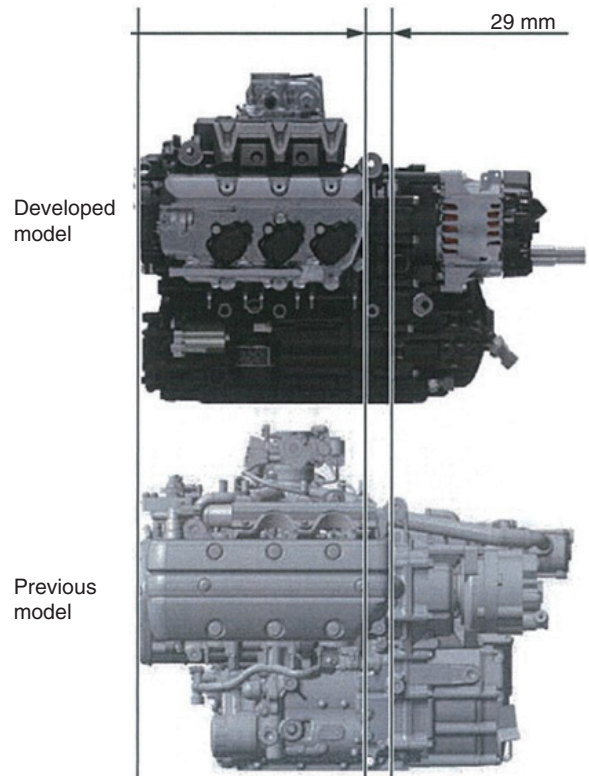


Fig. 3 Left view of power unit

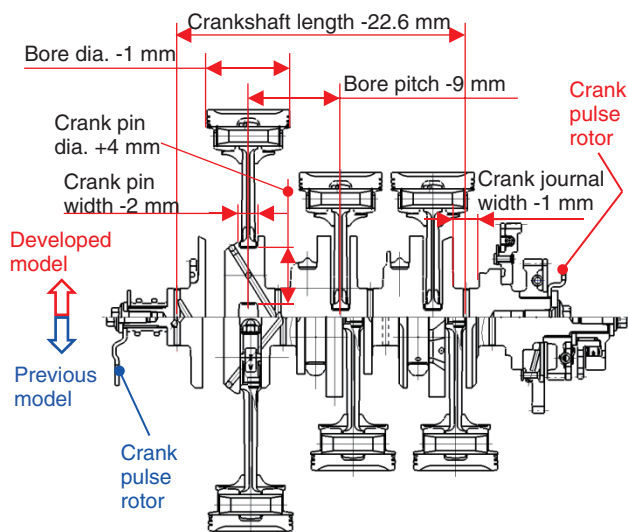


Fig. 2 Crank shaft (comparison in the left cylinder)

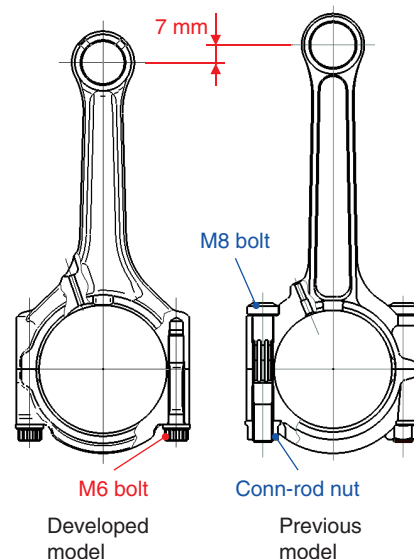


Fig. 4 Connecting rod

バルブトレインを採用した。Fig. 5 にその構造を示す。

水平対向エンジン特有の車体バンク角の確保の観点から、前モデルと同様に1本のカムシャフトを上方(吸気側)に配置した。その上で、排気バルブをローラロッカアームで駆動するユニカム構造を採用し、2バルブから4バルブへの変更に対応した。また、吸気側にフィンガフォロワロッカアームを採用することで、前モデルや従来のユニカム機構⁽²⁾のシリンダヘッドの吸気側にあるバルブリフト保持部を廃止した。これにより、左右のシリンダヘッドを合わせて2.8 kgの軽量化を達成した。

さらに、ロッカアームシャフトを吸気と排気で同軸化し、カムシャフト材質の高強度化による薄肉化やカムロブ裏の肉抜き、その他動弁系部品の軽量化をおこなった。これらにより、2バルブから4バルブへの変更やロッカアーム部品の追加がありながらも、動弁系全体で1.3 kgの軽量化を達成した。

4.3. エンジンの軽量化

4.1. 節と4.2. 節で紹介した軽量化の事例以外にも、エンジン全体で多岐にわたる軽量化をおこなった。以下に代表的なものを紹介する。

シリンダスリーブの材質を鋳鉄からアルミニウム複合材料⁽³⁾とすることで2.2 kg、冷却系の部品配置変更で0.7 kgの軽量化をおこなった。また、ISGの採用によるスターモータとそれらに付随する始動系と充電系部品の廃止により2.4 kg(5章に記載)、2連スロットルからシングルスロットルへの変更により1.1 kg(7章に記載)、リバース機構付きトランスミッション構造⁽¹⁾の採用によるリバース関連部品の廃止により1.3 kg(DCT仕様のみ)の軽量化をおこなった。

これらにより、DCT仕様では、システム採用による重量増と前モデルの5速から7速への多段化による重量増を差し引いて、前モデルに対してエンジン重量で3.8 kgの軽量化を実現した。また、MT仕様では、5速から6速

への多段化による重量増を差し引いて、6.2 kgの軽量化を実現した。

(エンジン重量には、スロットルボデーより下流の吸気系と燃料系部品、始動系と充電系の部品、トランスミッションを含む。)

4.4. メインベアリング部ベアリングキャップ

Gold Wing は、クランク打音低減を目的に、6気筒1800 ccになった前モデルからクランクケースのメインベアリング部のベアリングキャップ材質に鉄系焼結材を採用している⁽⁴⁾。本モデルでは、前モデルに対して出力向上を図ったことにより、クランクケースのベアリングキャップとの合わせ面のフレットングの発生が懸念された。

フレットング疲労の主要因であるクランクケースのベアリングキャップとの合わせ面の振幅応力、合わせ面に生じる微小な滑り量(以下、相対すべり量)の低減に着目した⁽⁵⁾。また、それらの低減には、接触面の面圧分布の均等化や荷重入力時のベアリングキャップ外側の面圧低下を防ぐことが有効と考えた。その理由は、面圧過小が相対すべり量の増大をもたらす傾向にあるとの考えに基づく。一般的にこれらへの対応手法としては、ベアリングキャップの高剛性化や締付4本化のような締結剛性を高くする対応やジャーナルボルトピッチ拡大などが有効である。しかしながら、いずれも重量増やエンジンサイズの拡大をもたらす。そのため、軽量コンパクト性との両立を考慮し、ベアリングキャップをクランクケースへ圧入する構造を採用した。Fig. 6 にその構造を示す。また、ジャーナルボルトには高強度材を採用し、サイズをM12からM10へ変更した。さらに、締付ピッチを拡大することで締付面の面圧の均等化を図った。

Fig. 7 にクランクケースのベアリングキャップとの合わせ面の面圧分布の締付時と荷重入力時の解析結果を示す。なお、この図は、Fig. 6 に示すクランクケース下側の合わせ面(A)の面圧分布を示している。また、荷重入力時の結果は、外側周辺の相対すべり量が最大のタイミングのものを示している。前モデルでは、締結時に内側(ジャーナル

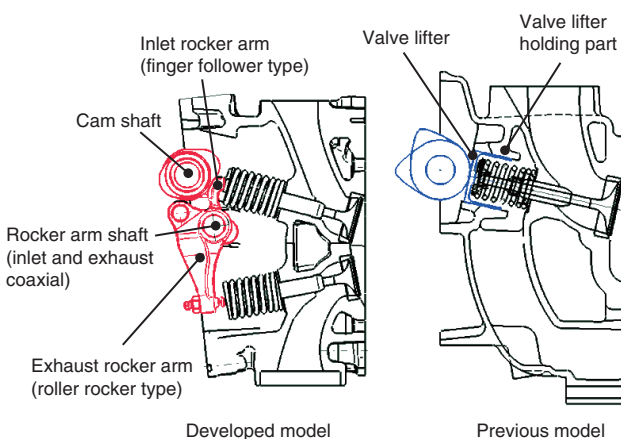


Fig. 5 Cross section of valve system

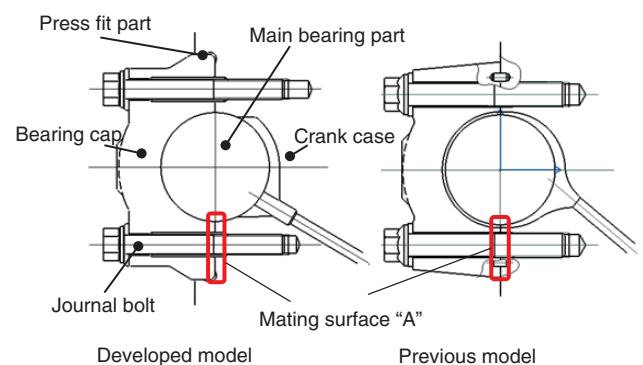


Fig. 6 Bearing cap

5. ISG

側)の面圧が高く、外側の面圧が低い分布となっている。また、荷重入力時に外側のベアリングキャップ端部近傍の面圧が大きく低下している。それに対し、圧入構造の採用により、締結時の面圧均等化と荷重入力時の外側端部近傍の面圧低下が解消されていることがわかる。なお、荷重入力時の内側(ジャーナル側)に面圧低下が見られるが、ベアリングキャップ締結構造では内側の相対すべり量は小さいため、フレTTINGの懸念や実機での発生は無い。

Fig. 8 にクランクケースのベアリングキャップとの合わせ面の振幅応力と相対すべり量の解析結果を示す。合わせ面全体の中で、振幅応力が最大の部分を比較しているが、前モデルに対し、振幅応力、相対すべり量の低減が実現できていることがわかる。これらにより、実機での合わせ面フレTTINGの発生は無く、エンジンの軽量コンパクト化にも寄与することができた。

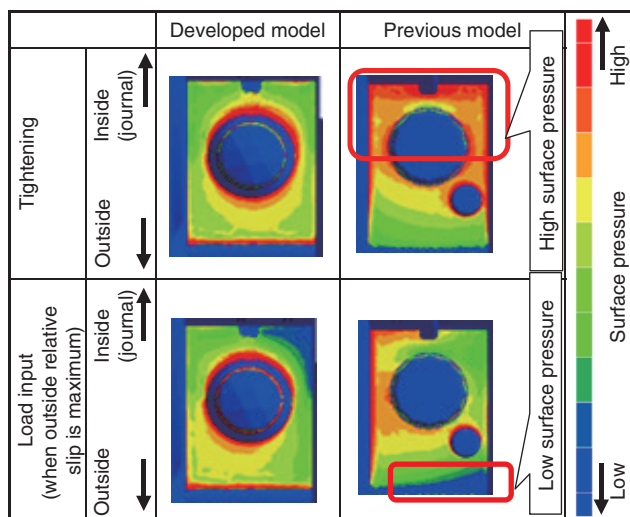
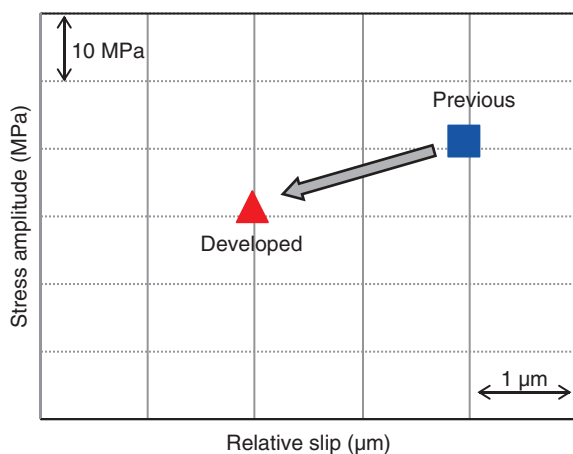


Fig. 7 Results of crank case surface pressure analysis



Analysis condition
Journal bolt axis power: lower limit
Combustion pressure: maximum
Press fit interference: center

Fig. 8 Results of stress and relative slip analysis

5.1. 機械的構造

新型 Gold Wing 用の始動系と充電系の開発において、重要視したのは軽量化と静粛性である。

その実現のため、スタータモータ機能と発電機機能を併せ持つ ISG を大型二輪車として初採用した。Fig. 9 に ISG の外観図を示す。前モデルでは始動系にはスタータモータを、充電系には励磁式 AC Generator (ACG) を各々装備していた。ISG 採用によりスタータモータ、スタータリダクションギヤ、スタータマグネットスイッチおよび電線類等を廃止することが可能となった。これにより、始動系と充電系を合わせて 2.4 kg (-20%) の軽量化を実現した。

Fig. 10 に本モデルの ISG およびその駆動系の構造図を示す。Fig. 11 に前モデルの ACG とスタータモータおよびこれらの駆動系の構造図を示す。

5.2. 始動性能および充電性能

ISG は既に四輪車では広く普及している。しかしながら、四輪車用の ISG をそのまま採用した場合、始動時に前



Fig. 9 Shape of ISG for developed Gold Wing

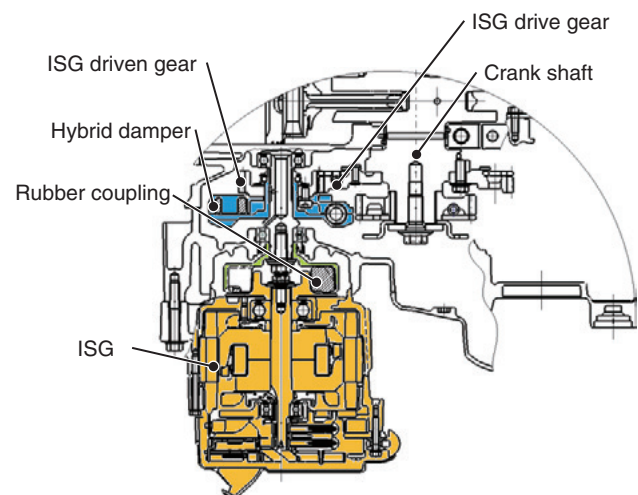


Fig. 10 Gear and couplings to drive ISG

モデル比 2.2 倍の電流が必要であり、前モデルより大きい容量のバッテリーを装備する必要があった。そこで、始動制御方法を見直し本モデル用に最適化することにより、始動時に必要な電流を前モデル比 1.5 倍以下まで抑制することを可能とした。これによりバッテリー容量とサイズを変更すること無く、本モデルに要求される始動性能を満足した。

一方、充電制御において、本モデルに要求される発電容量は前モデルの約 1.2 倍程度であった。しかしながら、ISG 定格発電容量は前モデルの約 1.7 倍となるため、前モデルで用いていた充電系のハーネスやヒューズ等の構成部品の許容電力を超えるレベルとなった。これは、ハーネス線径の拡大による重量増加や新設計のヒューズとヒューズボックスを必要とする。そこで、本モデルでは前モデル比 1.2 倍の発電容量とするために、PGM-FI ユニットの指令により、エンジン回転数ごとに ISG の励磁電流を適正範囲に保つ協調制御を導入した。Fig. 12 に本モデルの ISG と

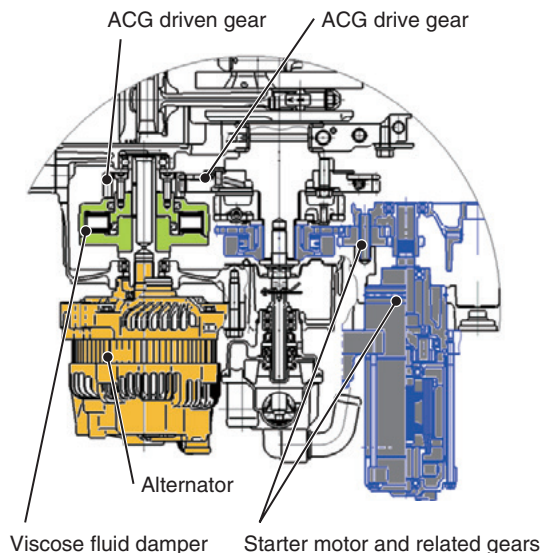


Fig. 11 Gears and couplings to drive starter motor and alternator

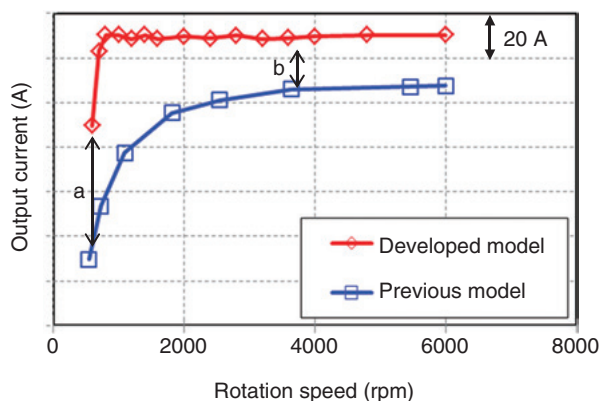


Fig. 12 Characteristics of output current to rotation speed

前モデルの ACG の発電特性グラフを示す。アイドリング回転数近傍では前モデル比最大約 2.9 倍 (図中 a) の出力向上を実現しつつ、4000 rpm 付近では同約 1.2 倍 (図中 b) と幅広いエンジン回転数で安定した発電容量を実現することが可能となった。

5.3. 駆動方式および騒音性能

四輪車における ISG の駆動はベルト駆動方式が一般的であるが、本モデルではギヤによるダイレクト駆動方式を採用した。縦置きエンジンを搭載した二輪車の特徴として、クランクシャフト回転の加減速時に車体を左右に揺らすロールモーメントが発生する。この車体挙動は停止時にライダーに対し不快感を与える。このロールモーメントをキャンセルするために、ISG をクランクシャフトと逆回転させることができるギヤ駆動方式を選択した。

ISG 駆動ギヤにはヘリカルギヤを採用し、スパーギヤで駆動する前モデルに対しギヤうなり音のさらなる低減をおこなうことで、質感を向上させた。ヘリカルギヤとスパーギヤの駆動音比較を Fig. 13 に示す。横軸はエンジン回転数、縦軸はライダーの耳の位置で測定した音圧である。実線はオーバーオール音圧レベル、波線は ISG ギヤの噛合い次数 (1 次) 成分の音圧レベルを表している。スパーギヤは 1700 rpm 付近 (トップギヤの車速で 80 km/h 相当) で ISG ギヤの次数成分の音圧レベルが特に高く、オーバーオール音圧レベルを押し上げるほど支配的である。一方、ヘリカルギヤは、オーバーオール音圧レベルを押し上げるギヤ音の突出が無い。これにより、質感の向上が得られた。

ISG 駆動部にはクランクシャフトの回転変動に起因するラッシュ音を低減するための緩衝装置 (以下ダンパ) が必要である。また、ISG は発電だけでなく、エンジン始動もおこなう。前モデルで採用しているビスカスダンパはエンジン始動時のクランキングトルクに対して滑りが生じるた

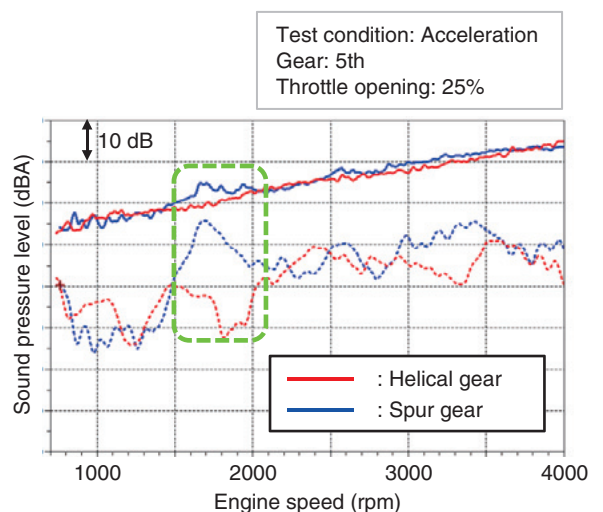


Fig. 13 Comparison of ISG gear noise

め、エンジンを始動できない。そのため、新型では、スプリングとラバーを組み合わせた新機構ダンパとラバーカップリングを併用した。Fig. 14 に新しいダンパの構造を示す。

新機構ダンパは、ダンピングストロークを確保するためのアークスプリングと衝撃吸収性が高いダンパラバーとの併用構造となっている。この構造を採用することで、要求されるダンパ作動角と最大荷重を小スペースで両立させることが可能となった。継ぎ手部には容易に結合できて結合ラッシュ音を抑制するラバーカップリングを採用した。前モデルではカップリングを用いずに駆動軸と ACG をスプラインで結合していたために、スプライン結合部のバックラッシュに起因する音の発生があった。ラバーカップリングの採用によりラッシュ音の発生要因を排除した。

エンジン始動に ISG を用いることにより、始動時の音質を前モデルに対し向上することができた。前モデルでは、スタータモータが供給できるトルクは、エンジンから要求されるクランキングトルクに比べて低いため、大きなリダクションギヤの減速比〔総減速比 28.3 (内部減速比 6.4)〕が必要であった。

一方、ISG のスタータモータとしての出力は約 4.4 倍 (前モデル比) に向上したことにより、リダクションギヤの減速比は 2.5 まで低減した。そのためエンジン始動時の ISG 回転数は、前モデルのスタータモータおよびリダクションギヤの回転数に対し低く抑えることが可能となった。また、エンジン始動ギヤ (= ISG 駆動ギヤ) には、ISG の駆動トルク変動に対応したギヤ強度が求められることから、モジュールが大きく歯幅の広いヘリカルギヤを採用している。そのため、前モデルのスタータギヤに比べて歯の剛性が高い。また、減速比が小さくなったことにより、前モデルの二段減速に対して一段での減速が可能になった。

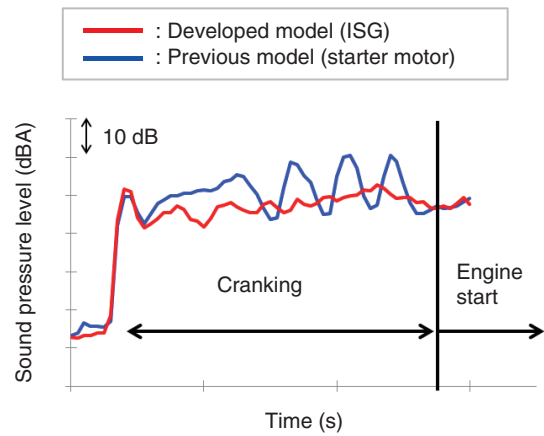


Fig. 15 Comparison of engine starting noise

これにより、ギヤ列全体の剛性も高められた。これらの結果、始動系の動力伝達経路の変形に起因する音圧変動が減少し、音質の向上が得られた。本モデルと前モデルのエンジン始動時の音圧比較を Fig. 15 に示す。横軸は時間、縦軸は音圧を示す。本モデルは前モデルに比べて全体的に音圧が低く、変動も抑えられていることがわかる。

6. エンジン性能

要求される動力性能と低燃費性能を両立させるために、燃焼効率の向上を図り、前モデル以上の性能を実現した。

シリンダヘッドは、バンク角とライダの足元居住性確保のため、前モデルよりカムシャフトを吸気側に寄せた配置としている。そのため、前モデルは SOHC 直押し式バルブリフト機構により、吸排気バルブを各 1 バルブずつ並列に配置していた。新型 Gold Wing では、ユニカムバルブトレ

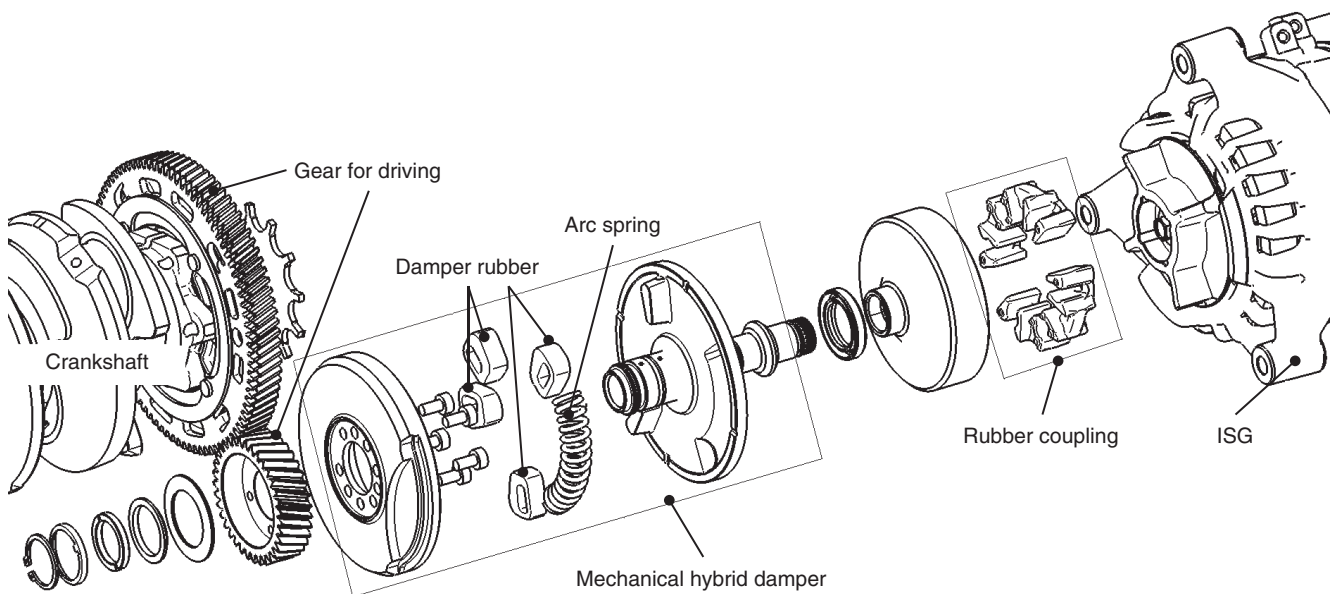


Fig. 14 Structure of ISG damper and coupling

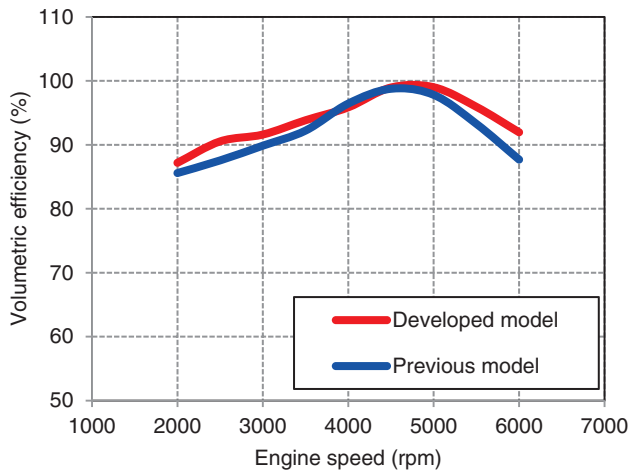


Fig. 16 Volumetric efficiency

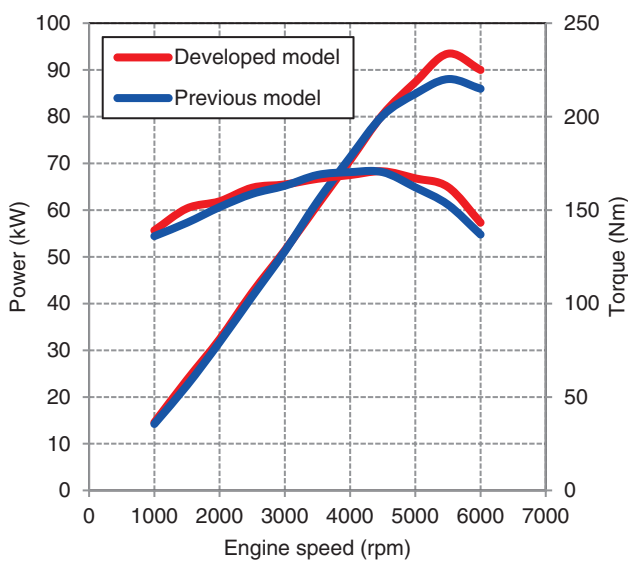


Fig. 17 Engine performance

インを採用することで、前モデルと同様にカムシャフトを吸気側に寄せた SOHC 構造としながら、4バルブ化することが可能となった。これにより、吸気ポート形状は筒内流動強化をねらった高タンブル形状としながらも、2バルブから4バルブへの変更により体積効率を向上することができた。体積効率の測定結果を Fig. 16 に示す。全域において、前モデル同等以上に向上していることがわかる。4バルブ化に伴い、燃焼室形状は前モデルのバスタブ型からペントルーフ型に、圧縮比は前モデルの 9.8 から 10.5 へ変更している。

Fig. 17 に、エンジン出力およびトルク（クランク軸換算）を示す。また Fig. 18 に、常用域の図示燃料消費率（ISFC）を示す。前モデルに対し全域で同等以上の出力となっており、低負荷領域の ISFC が改善している。

また、Fig. 19 に摩擦損失を前モデルと比較する。DCT

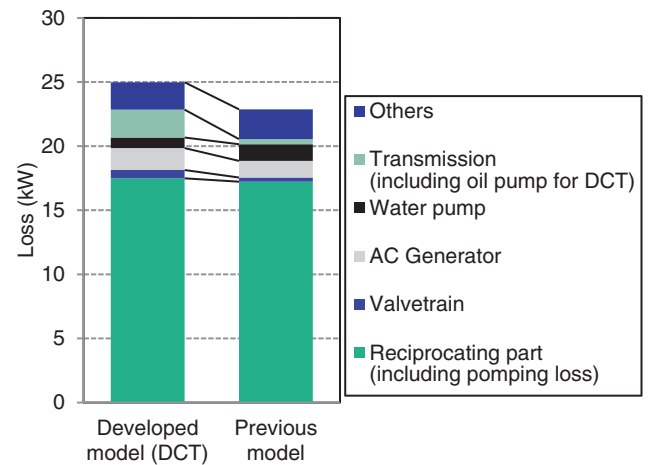


Fig. 19 Breakdown of loss at 6000 rpm

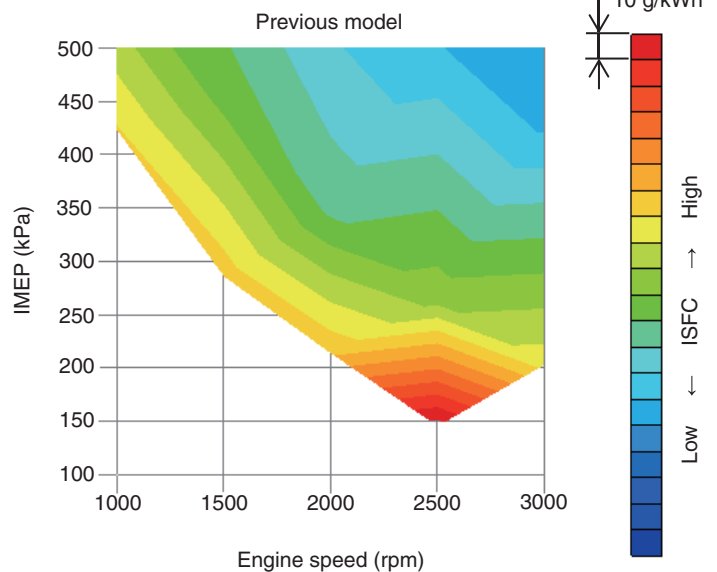
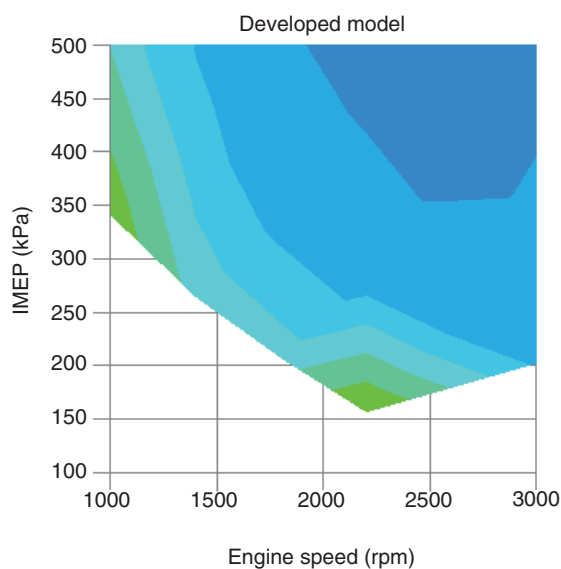


Fig. 18 ISFC map

モデルでは、専用オイルポンプの追加等により、摩擦損失は前モデルに対し増加しているにもかかわらず、燃料消費率の改善や車体軽量化、トランスミッションの多段化等の変更により、WMTC モード (クラス 3-2) 燃費は 14.7 km/L から 18.2 km/L (国内向け) へ向上している。

7. 吸気系

7.1. TBW の採用

きめ細かいスロットル制御をおこなうことで、ユーザーに質感の高い走行を提供することを目的として、スロットルボデーには TBW を採用した。TBW を用いておこなっている制御を以下に列記する。

- ・ クルーズコントロールシステムの簡素化
- ・ Honda セラクタブルトルクコントロールシステムの採用
- ・ 走行モード選択システムの採用
- ・ スロットル急開時の急激なトルク変動の抑制
- ・ 微速前後進システムの採用 (DCT のみ)
- ・ 変速ショックの緩和 [変速時に生じるクランクシャフト系の慣性トルクの緩和 (DCT のみ)]
- ・ アイドリング回転数の制御
- ・ 最高速度リミッタ
- ・ アイドリングストップ解除時のスロットル開度制限

このように、前モデルから採用したクルーズコントロールシステムの簡素化に加えて、さまざまな機能を付加することができた。

7.2. シングルスロットルの採用

TBW の採用により追加される駆動用モータによる重量と必要スペースの増加を相殺するために、前モデルの 2 連スロットル仕様に対して、シングルスロットル仕様を採用した。Fig. 20 と Fig. 21 に、前モデルと本モデルのスロットルボデーとインテークマニホールドの外観図を示す。

多気筒エンジンのシングルスロットル仕様は、四輪車では一般的な仕様となっている。Gold Wing においても、前モデルの開発時にシングルスロットル仕様の採用を試みたものの、要求されるレスポンスが得られなかったためにその採用を断念した経緯があった。本モデルでは、スロットルバルブ下流の容積 (インテークマニホールドと吸気ポートの容積) を前モデルに対し 8% 低減した。また、動弁系の 2 バルブから 4 バルブへの変更とバルブタイミングの最適化による燃焼改善などをおこなうことで、前モデル同等以上のスロットルレスポンスを実現した。

Fig. 22 に、スロットルバルブの開角に対する幾何学的開口面積の変化を示す。Fig. 23 に、CAE を用いて計算したスロットルバルブの開角に対する体積効率の変化を示す。なお、計算には市販の一次元解析ソフトを用いた (解析条件: エンジン回転数 1000 rpm, スロットル操作速度 80

deg/sec)。前モデルに比べて本モデルは幾何学的開口面積の変化率が低いにもかかわらず、体積効率の変化率が上回る結果が得られた。

Fig. 24 に、実車を用いて計測したスロットル開角に対する駆動力の変化を示す (計測条件: エンジン回転数 1000 rpm, スロットル操作速度 6.7 deg/sec)。この結果から、本モデルのスロットルレスポンスは、前モデルを上回っていることが確認された。

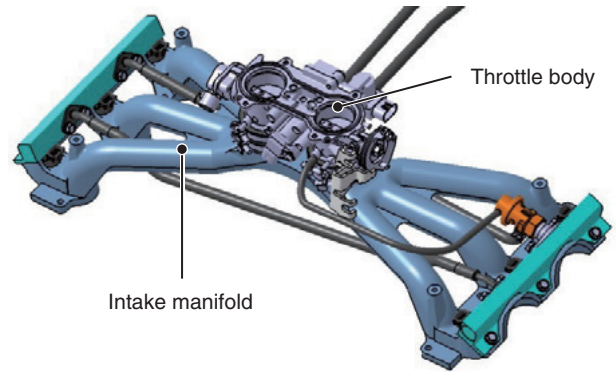


Fig. 20 Throttle body and intake manifold of previous model

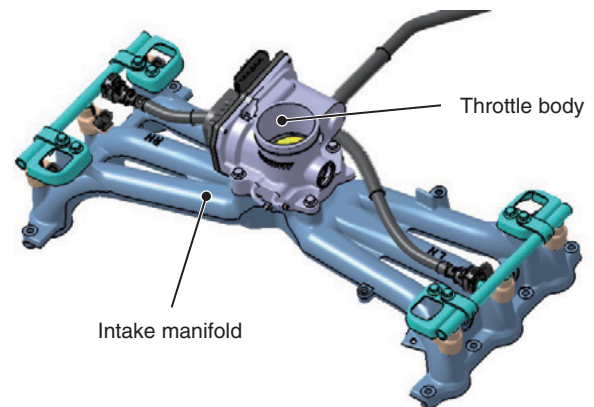


Fig. 21 Throttle body and intake manifold of developed model

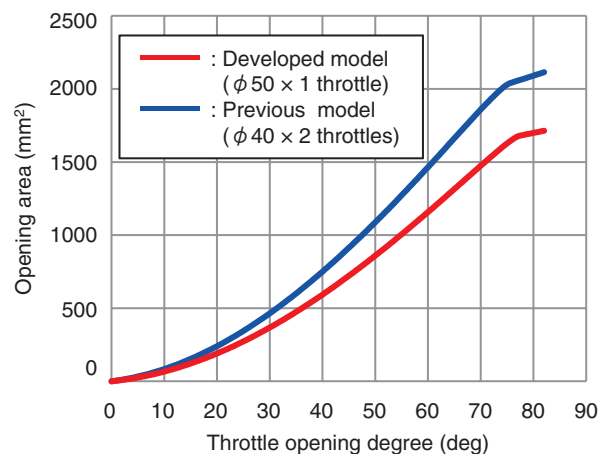


Fig. 22 Throttle opening characteristic

7.3. エアダクトの配置

エアクリーナボックスの周辺には、前モデルと同様にエアバッグモジュールやABSモジュレータ、ECUなどの電装部品が配置されている。また、本モデルでは、完成車コンセプトの実現のために、ダブルウィッシュボーン式フロントサスペンションが採用されている。そのため、限られた空間の中にエアクリーナボックスを配置する必要があった。

最終的にエアクリーナボックスの容積は、前モデルと同じ6.6 Lを確保することができたが、エアフィルタの面積は3%削減せざるを得なかった。そこで、最大限の吸気効率の実現を目指し、エアフィルタの面積を有効的に活用するためのエアダクトの配置検討をおこなった。二つあるエアダクトのうち、一方を車体前向き、もう一方を車体後向きにそれぞれ一つずつ配置するなど、吸気の流れ解析をおこないながら仕様を決定した。

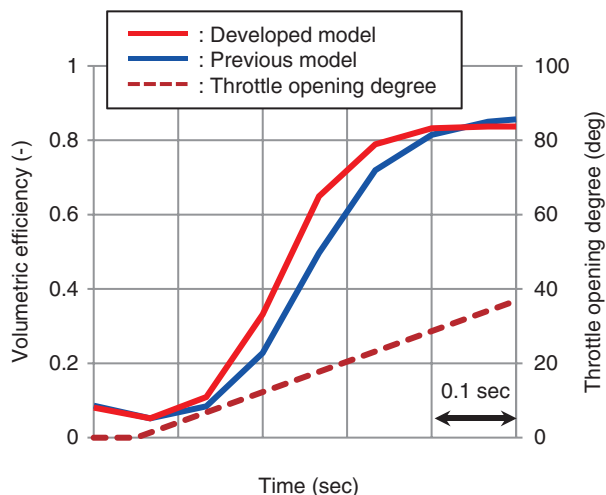


Fig. 23 Transition of volumetric efficiency in degree of throttle opening

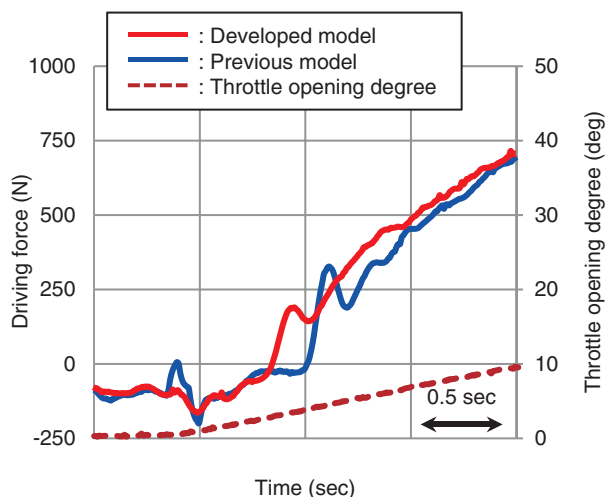


Fig. 24 Driving force (actual measurement)

Fig. 25 に前モデルと同様に二つのエアダクトを車体前向きに配置したエアクリーナボックス (Type A) を、Fig. 26 に一方を車体前向き、もう一方を車体後向きに配置したエアクリーナボックス (Type B) を示す。Fig. 27 に、CFD を用いて計算したエアダクトとコネクティングチューブの入り口と出口の断面、ならびに、エアフィルタの上流と下流の投影面における平均圧力を示す。なお、計算には市販の流体解析ソフトを用いた (解析条件: エンジン回転数 5500 rpm 相当時の定常流)。Type A に比べて Type B のエアクリーナボックスの方が、各部の平均圧力が高い結果が得られた。

Fig. 28 に実車を用いて計測したエアクリーナボックスの内部圧力 (エアフィルタの下流側) を示す (計測条件: エンジン回転数 1000 rpm – 6000 rpm, スロットル全開)。実測値においても、Type B は Type A よりも高い圧力を示し、圧力損失が少ないことが確認された。以上の結果より、本モデルでは Type B のエアダクト配置を採用した。

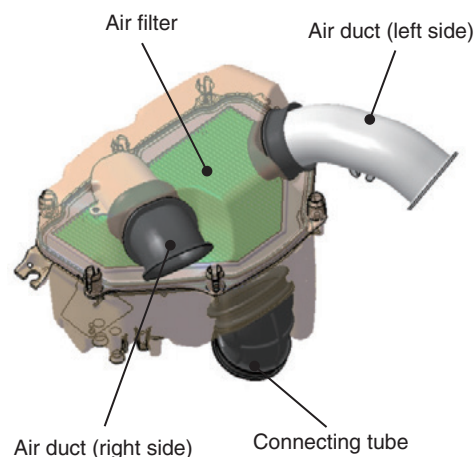


Fig. 25 Air cleaner box Type A

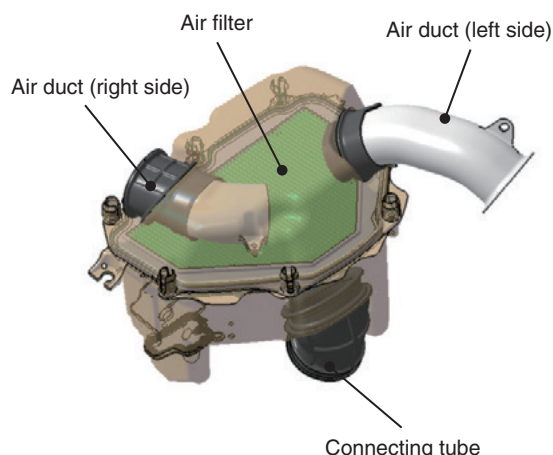


Fig. 26 Air cleaner box Type B

7.4. 吸気系の軽量化

吸気系の領域では、クルーズコントロールシステムのシステム変更とシングルスロットルの採用に伴うスロットルボデーやインテークマニホールドの構造変更により、前モデルに対して 1.1 kg の軽量化を達成した。

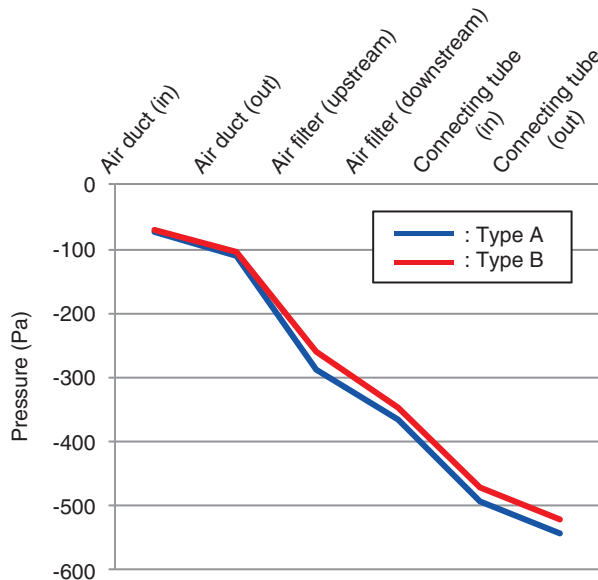


Fig. 27 Average pressure of each part

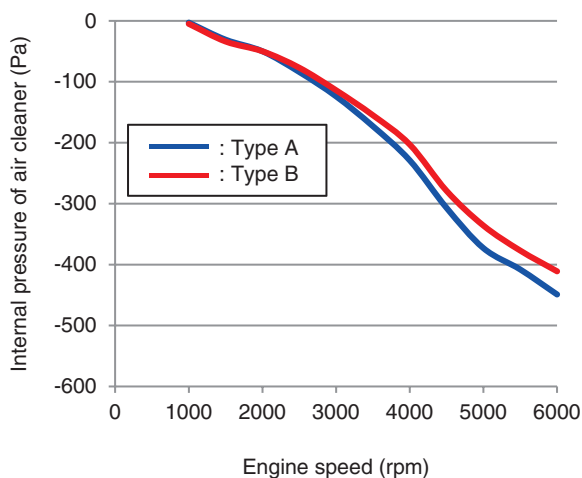


Fig. 28 Internal pressure of air cleaner box

8. 排気系

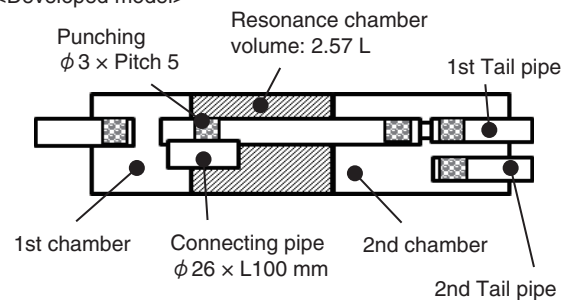
排気系は、新しい Gold Wing にふさわしい音色の実現と軽量化を目標とした。質感の高さが求められる機種であることから、排気音色は重厚感を大きく出すことが求められた。また、F6 エンジンでありながらもパルス感を出すことを目標とした。以下に、重厚感とパルス感の向上手法について述べる。

Fig. 29 にマフラーの内部構造を前モデルと比較する。マフラー内部は前モデル同様の 2 室構造に加え音の減衰を図る共鳴室を有する構造としている。テールパイプは前モデルの 1 本に対し音の歯切れの良さを出すために 2 本設定している。第 1 テールパイプは、第 2 膨張室を介さずに、第 1 膨張室から大気へ開放する構造とした。これは、高い圧力をもった排気を直接テールパイプに導き、燃焼と連動した歯切れの良い音をねらったためである。

構造の検討においては、マフラーの減衰特性を評価の指標とした。減衰特性は Fig. 30 に示す実験装置を用いてマフラー入り口と出口で測定した音圧より算出した。Fig. 31 に前モデルとの減衰特性の比較を示す。横軸は周波数、縦軸は減衰量を示す。また、赤線は本モデルを、青線は前モデルを示す。

排気音の重厚感を向上させるためには、200 Hz 以下の低周波数の音圧を強調する必要がある。前モデルは第 1 膨張室と共鳴室をつなぐ連通管 (connecting pipe) から構成されるヘルムホルツ型共鳴構造で、共鳴周波数 (減衰が高い周波数) は 150 Hz 付近である。一方、本モデルは第 1 膨張

<Developed model>



<Previous model>

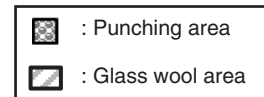
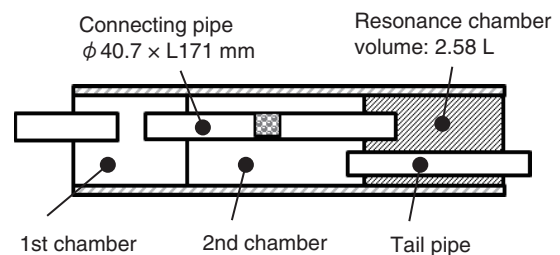


Fig. 29 Comparison of muffler structures

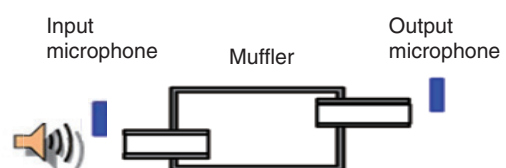


Fig. 30 Schematic diagram of test rig

室と共鳴室をつなぐ連通管に加えて、第1膨張室と第2膨張室をつなぐ連通管に直径3 mm、ピッチ5 mmのパンチング穴を設けることで共鳴周波数を350 Hz付近に設定し、200 Hz以下の減衰量を抑えた (Fig. 31 緑枠部)。その結果、低周波数帯の音圧が前モデルに比べ増加し、重厚感向上に寄与した。Fig. 32 は本モデルと前モデルの実機排気音測定結果に200 Hzのローパスフィルタをかけて低周波数帯の音圧を比較したグラフである。横軸はエンジン回転数、縦軸は200 Hz以下の音圧レベルを示す。本モデルの低周波数帯の音圧は、すべてのエンジン回転数において前モデルを上回っており重厚感が向上していることがわかる。また、高周波の減衰量を上げることで (Fig. 31 橙色枠部)、前モデルで採用しているマフラ外筒のグラスウールを廃止することが可能となった。これにより、左右合わせて2.1 kgの軽量化を達成した。

パルス感は、音圧変動の周期が30 Hz以下のときに感じやすいことが一般に知られている。等間隔爆発の6気筒エンジンでは、排気音はクランクシャフト1回転に3回 (3

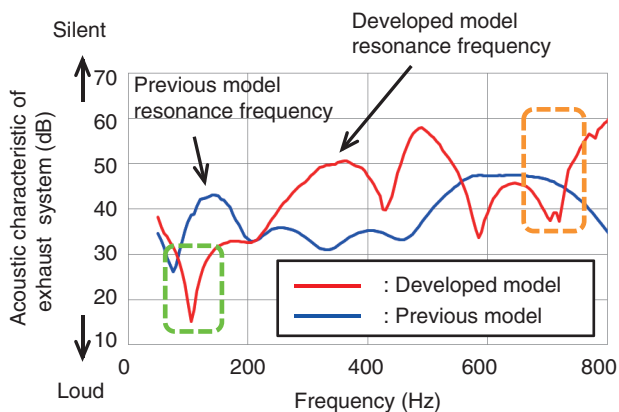


Fig. 31 Acoustic characteristic of exhaust system

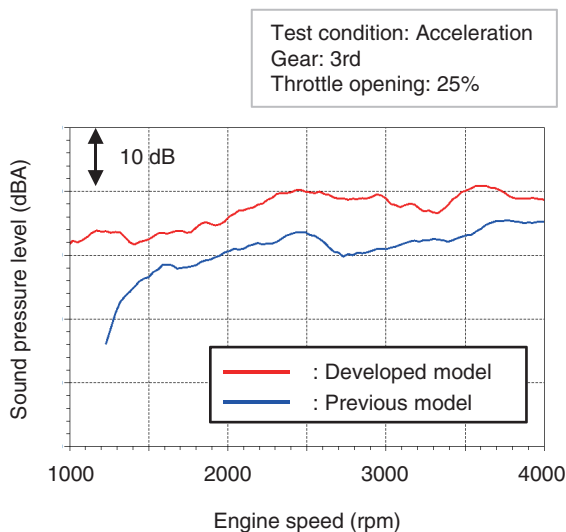


Fig. 32 Sound pressure level (under 200 Hz)

次)の周期で変動し、エンジン回転数が600 rpm (10 Hz)以上では30 Hz以上の周期となるため、音量は一定に聞こえる。したがってアイドルエンジン回転数が730 rpmのGold Wingでは、通常パルス感は期待できない。

そこで、エキゾーストパイプ入り口から集合部までの間のインナパイプ断面積を#2 #3気筒のみ他の気筒に比べて20%減少させることで、音量に差をもたせるエキゾーストパイプ構造を採用した (Fig. 33)。その理由は、エキゾーストパイプ径が小さい気筒では排気音圧振幅が小さくなり、クランクシャフト2回転に1回 (0.5 次)の周期で音量が変化して聞こえるようになると考えた。

Fig. 34 にエンジン回転数一定条件下での排気音圧変動の模式図を示す。上の図はコンベンショナルな等径のエキゾーストパイプ、下の図は2気筒のみ断面積を減少させたエキゾーストパイプを示す。

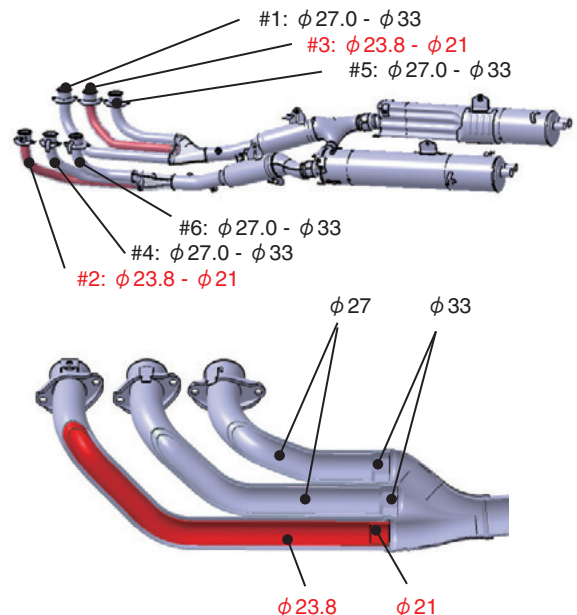


Fig. 33 Configuration of exhaust system

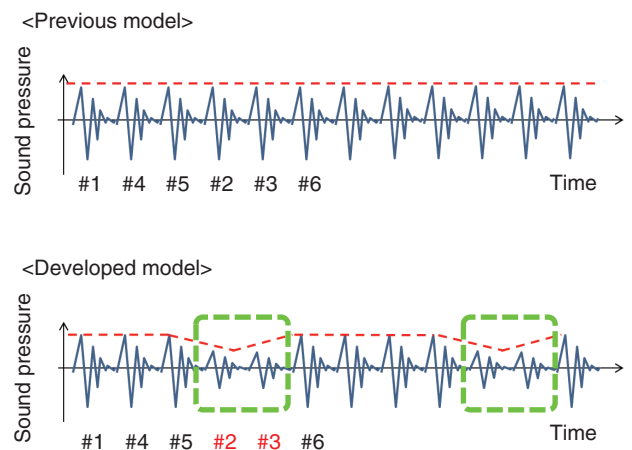


Fig. 34 Comparison of sound pressure waves (image)

実機を用いて排気音圧を測定した結果を Fig. 35 に示す。本モデルの音圧測定結果より、0.5 次の周波数 (2000 rpm で 16 Hz = 0.06 sec の間隔) で音圧の変動が起きていることがわかる。一方、前モデルの音圧測定結果より、3 次の周波数 (2000 rpm で 100 Hz = 0.01 sec の間隔) で音圧の変動が起きていることがわかる。この結果より、ねらい通りのパルス感の向上が確認された。なお、0.5 次の音圧変動の周期は 3600 rpm まで 30 Hz 以下となるため、新モデルでは常用域においてもパルス感を感じることができるようになった。

重厚感とパルス感を、田中らの研究において構築された指標⁽⁶⁾にて評価した結果を Fig. 36 に示す。前モデルに

対して、重厚感は 1.2 ポイント、パルス感は 2.5 ポイント向上し、新しい Gold Wing にふさわしい排気音色を実現した。

前述したマフラの軽量化に加えて、デザイン性能と機能をバランスさせたマフラカバーの小型化により排気系トータルで 3.3 kg の軽量化を達成した。これを前述したエンジン重量に加えることで、パワーユニットとしては DCT 仕様で 7.1 kg, MT 仕様で 9.5 kg の軽量化を達成した。

9. まとめ

「スムーズながらも時にはアグレッシブさを発揮し、軽量コンパクトされた F6 パワーユニット」をコンセプトとして新型 Gold Wing 用の水平対向 6 気筒パワーユニットの開発をおこなった結果、以下の開発目標を達成した。

- (1) パワーユニット全体の重量において、DCT 仕様で 7.1 kg, MT 仕様で 9.5 kg の軽量化を達成した。
- (2) エンジン前部から左シリンダヘッド後端までの長さを 29 mm 短縮し、エンジンの全長、全幅、全高のコンパクト化を達成した。
- (3) 最大出力の 6 kW 向上、全域での出力同等以上、WMTC モード燃費 (クラス 3-2) の 24% 向上 (国内向け) を達成した。
- (4) 高い質感と静粛性に加えて、重厚感とパルス感を楽しめる排気音色を実現した。

参考文献

- (1) 平山琢, 横川幸生, 藤本靖司: 2018 Gold Wing 用 7 速 DCT の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.30, No.2, p.29-35
- (2) 星紀夫, 志村康雄, 大熊孝則, 野村明史, 後郷和彦: 4 ストロークモトクロス CRF450R の紹介, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.21-30
- (3) 乾浩敏, 佐藤栄一, 鍛冶俊彦, 重住慎一郎: 押出し加工性に優れたシリンダスリーブ用アルミニウム複合材料の開発, 自動車技術会論文集 46 巻 (2015) 2 号, p.545-550
- (4) 青木根憲, 戸坂哲也, 南秀美, 石原浩, 狩野宏司: ゴールドウィング GL1800 の紹介, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.2, p.13-26
- (5) 石原祥道, 濱川丈, 佐藤謙次, 山崎穀幸, 史超, 橋本尚, 羽根田裕彰, 高橋伸一: シリンダブロックのメインベアリング部のフレット疲労による破損に対する予測および検証手法の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.28, No.1, p.182-187
- (6) Tanaka, K., Sugita, H., Saito, H., Sekita, M.:

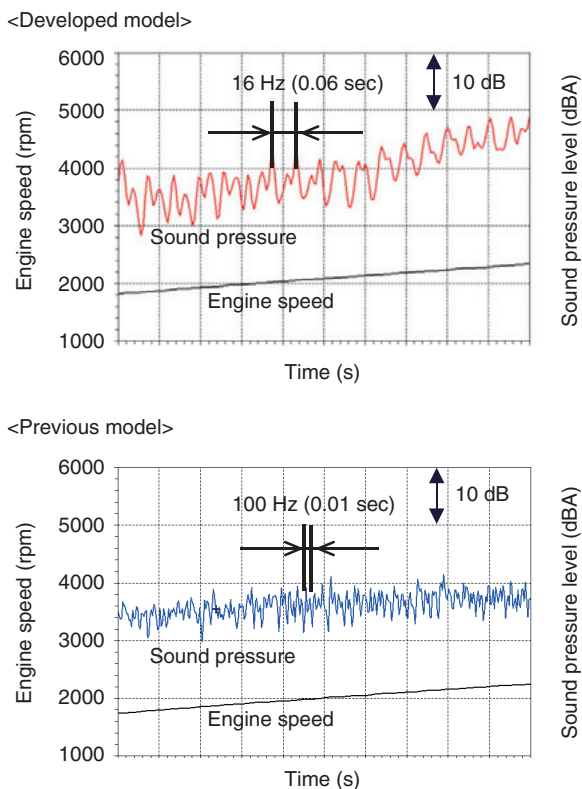


Fig. 35 Comparison of exhaust sound pressure

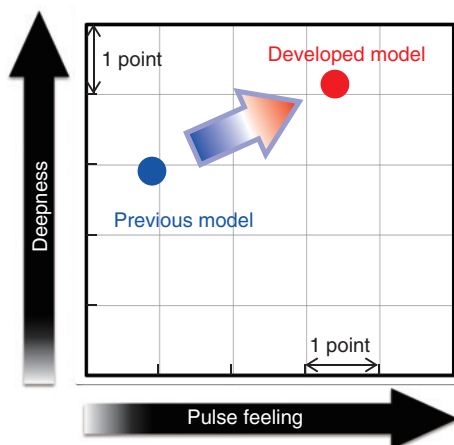


Fig. 36 Quantitative evaluation of exhaust sound

Design Method of Motorcycle Exhaust Sound
Fitting to Vehicle Concept Regardless of Engine
Configurations, SAE Technical Paper, 2014-32-0121,
doi:10.4271/2014-32-0121, (2014)

■ 著 者 ■



横 田 洋



野 島 悟



藺 田 豊



大 崎 裕 介



紺 谷 昌 弘



山 崎 覚

2018 Gold Wing 用 7 速 DCT の開発

Development of 7-speed Dual Clutch Transmission for 2018 Gold Wing

平 山 琢*
Taku HIRAYAMA

横 川 幸 生**
Yukio YOKOGAWA

藤 本 靖 司**
Yasushi FUJIMOTO

要 旨

Honda のグランドツアラーである Gold Wing は、上質感と静粛性を備え、高い評価を得てきた。2018 モデル Gold Wing では、マニュアルトランスミッション仕様に加え、快適ながらも操る楽しさのあるスポーティな変速を可能とした 7 速デュアルクラッチトランスミッション仕様を新たに追加した。トランスミッションレシオを上質感と静粛性向上に適した配分とし、クラッチとスロットルバイワイヤを協調させた変速制御や変速時の音を緩和するダンパの追加により変速時の静粛性の更なる向上をはかった。また、Gold Wing ならではのリバース（後進）機構は、従来のモータ駆動方式からデュアルクラッチトランスミッション構造を活用したエンジン駆動方式への変更により、軽量コンパクトなエンジンパッケージを実現した。さらには、ハンドルスイッチ操作のみで極低速での前進および後進をおこなうことができる微速前後進機能（ウォーキングスピードモード）を追加した。これにより、切り返しや駐車が容易になり利便性が向上した。

ABSTRACT

The Gold Wing, Honda's grand tourer motorcycle, has been highly praised for its quality feel and quietness. The 2018 Gold Wing GL1800 is offered with either the manual transmission or a newly added 7-speed dual clutch transmission, which allows for comfortable, yet sporty and enjoyable shifting. The transmission ratios are optimized for enhanced quality feel and quietness, and shifting become even quieter thanks to shift controls coordinating the clutch and throttle-by-wire and added dampers to absorb shifting noise. In addition, the reverse mechanism, a Gold Wing exclusive feature, was changed from the existing motor-driven system to an engine-driven system utilizing the architecture of the dual clutch transmission, producing a lightweight and compact engine package. Further, a new forward/reverse walking speed mode was added, capable of both forward and backward creep at very low speed with just the push of a handlebar switch. These changes have made the Gold Wing more convenient by making it easier to turn around and park.

1. はじめに

6 代目 Gold Wing は、そのコンセプトである「The Honda Premium Tourer —二人の感動にいつその輝きと充実を—」を実現するために、すべてを新設計した。エンジンは前モデルの縦置き水冷 4 ストローク水平対向 6 気筒（以下 F6）の形式を継承した。

トランスミッションは、マニュアルトランスミッション（Manual Transmission: MT）仕様に加え、新たにデュアルクラッチトランスミッション（Dual Clutch Transmission: DCT）仕様を設定し、従来二輪車同様にパワーユニットと同じケース内に収める構造とした。

二輪車用の DCT は、ライダーをクラッチ操作と変速操作

から開放し、加速やコーナリング、ブレーキなどファンライドに直結する車体操作により集中させ、さらにスロットル操作に対してリニアでダイレクトな駆動伝達からスポーティなフィーリングが得られるという特徴がある。

DCT モデルは VFR1200F⁽¹⁾ で初めて量産化され、NC700/750 シリーズ⁽²⁾、CRF1000L (Africa Twin)⁽³⁾ と進化を続けてきている。

6 代目 Gold Wing の DCT は、これまでのコンセプトを踏襲しながら、上質感を向上させ、新たな機能を追加している。

Gold Wing 用の DCT 仕様には、幅広い用途への対応と静粛性向上のため、二輪車用の DCT として初の 7 速を採用した。Gold Wing ならではのリバース機能は、軽量化の

* 本田技研工業株式会社

** 二輪 R&D センター

ため、前モデルのモータ駆動方式から DCT 独自の構造を活用したエンジン駆動方式を採用した (MT 仕様は前モデル同様にモータ駆動方式)。さらに、利便性向上のため、ハンドルスイッチ操作のみで極低速の前後進走行が可能となったまったく新しい微速前後進機能を採用した。

高い質感を求められる Gold Wing は、従来の DCT よりもさらに変速時のミッション打音や作動音の低減が必要である。そこで、変速時の衝突音が発生する部位に対しダンパを配置することにより、上質感と静粛性を向上させた。

さらに、スポーティな走行を目指した今回の Gold Wing では、クラッチ制御とスロットルバイワイヤ (Throttle By Wire: TBW) 制御を協調させることで、すばやい変速を実現させた。

本稿では、本モデルに搭載した DCT について、特徴的な構成と開発した技術について詳細に紹介する。

2. Gold Wing 用 DCT の特徴的な技術

Gold Wing に DCT を採用するにあたり、以下の特徴的な技術を開発した。

- (1) クラッチと TBW の協調制御によるエンジン駆動のリバース機構と、リバースチェーンの採用による軽量かつコンパクトなリバース機構とトランスミッション構造
- (2) 切り返しや駐車時など極低速での取り回し性を向上させる微速前後進機構 (ウォーキングスピードモード)
- (3) クラッチと TBW の協調制御によるスムーズながらも時にはアグレッシブさを発揮するスポーティな変速制御
- (4) 走行時の静粛性とスムーズな変速による上質感を向上させるための、二輪車用 DCT 初の 7 速化と変速時の打音低減

3. システムの構成

本章では、Gold Wing に搭載した DCT の特徴的な基本構成について解説する。

3.1. DCT の配置

Fig. 1 で示すように前モデル同様、クランク軸やトランスミッション軸は、車体に対して縦置きに配置している。DCT システムの各部品は、コンパクト化をねらいエンジン内に配置した。

リバース機構は軽量化を目的としエンジン駆動方式を採用しエンジン内部にすべて配置した。これにより、電動モータや制御用ドライバが不要となり、モータ駆動方式に対し、およそ 1.3 kg の軽量化を実現した。

3.2. リバース機構とトランスミッション構造

トランスミッションは従来の二輪用 DCT と同様に、二重管構造のメインシャフトとカウンタシャフトで構成される二軸の構造を採用している。トランスミッションは、前進 7 速とリバースの、合わせて 8 段とした。Fig. 1 に示すとおりリバース機構にはギヤを使わずに軽量化をねらい静粛性と耐摩耗性に配慮したサイレントチェーンを採用した。

ギヤによる駆動の場合、前進中はメインシャフトに対し、カウンタシャフトが逆転する (Fig. 2-a)。リバース駆

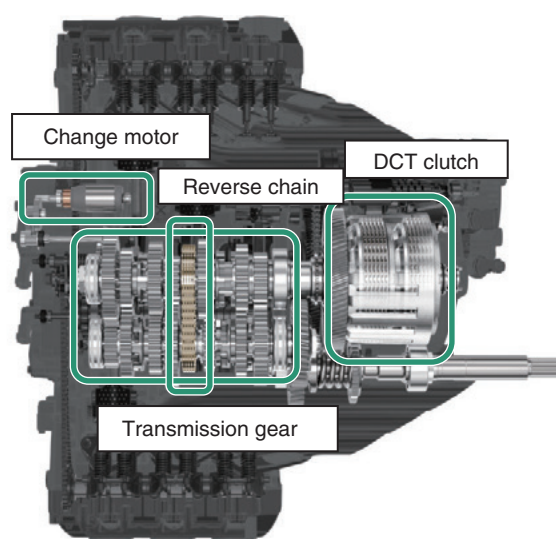


Fig. 1 Cutaway drawing of developed transmission

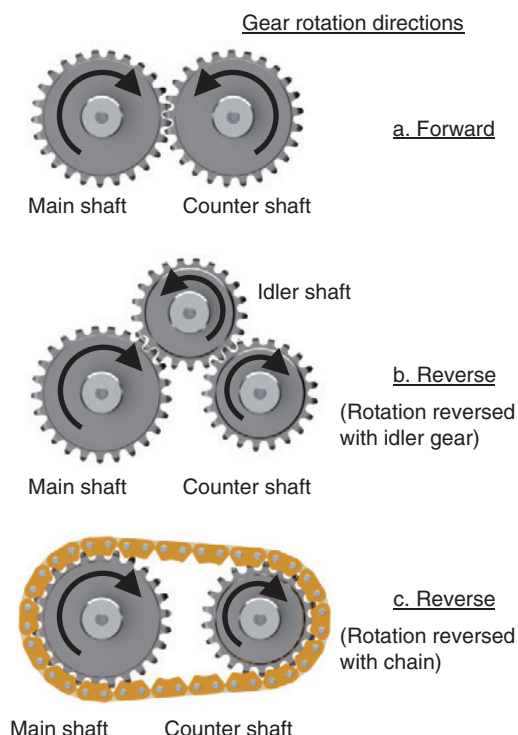


Fig. 2 Direction of shaft rotation (image)

動させるためには、メインシャフトとカウンタシャフトの間にアイドルシャフトとアイドルギヤを追加し、カウンタシャフトを正回転させる必要がある (Fig. 2-b)。一方チェーンによる駆動では、メインシャフトとカウンタシャフトがともに正転する (Fig. 2-c)。この構造を採用することでアイドルシャフトとアイドルギヤが不要となり、コンパクトで軽量なリバース機構とすることができた。

ただし、チェーンのみの減速では、必要とする減速比が得られない。そのため、メインシャフトとカウンタシャフトの間で、合計 3 回の減速をおこなうことで、後進時に必要な減速比を得ている。そのため特殊な駆動経路となっている。

Fig. 3 に後進時と前進時の駆動力伝達経路を示す。

後進時は、「奇数段 #1 クラッチ→奇数段メインシャフト→減速 1 回目 (1 速ギヤ)→減速 2 回目 (リバースチェーンで逆転)→偶数段メインシャフト→減速 3 回目 (2 速ギヤ)」となる。

一方、前進時は、「偶数段 #2 クラッチ→偶数段メインシャフト→減速 1 回目 (2 速ギヤ)」となる。

すなわち、二つのクラッチの駆動力伝達方向は、奇数段用は後進、偶数段用は前進となる。これにより、前進と後進の切替は、ギヤの切替え操作を必要とせずクラッチのつなぎ替えのみでおこなえる構造となっている。

各速ギヤ、リバースチェーンの配置は、7-3-5-1-R-6-4-2 と特殊な配列を取り、二重管構造のメインシャフトとカウンタシャフトをチェーンで連結させるほかに例のないトランスミッション構造とした。

また、リバース用チェーンを採用したことにより、組立て時には、メインシャフトとカウンタシャフトをそれぞれ独立した状態で組むことができない。このため、組立て時にはメインシャフトとカウンタシャフトをあらかじめ組み

合わせた状態でエンジンに搭載する必要がある。そこで、Fig. 4 に示すようなカセット式ミッション構造にすることで組立て性を成立させている。

3.3. 変速機構

シフトドラムのポジションは、7 速およびリバースポジションの追加に伴い、Table 1 に示すように従来二輪車用 DCT の 6 速 12 ポジションから 15 ポジションへと変



Fig. 4 Cassette transmission architecture

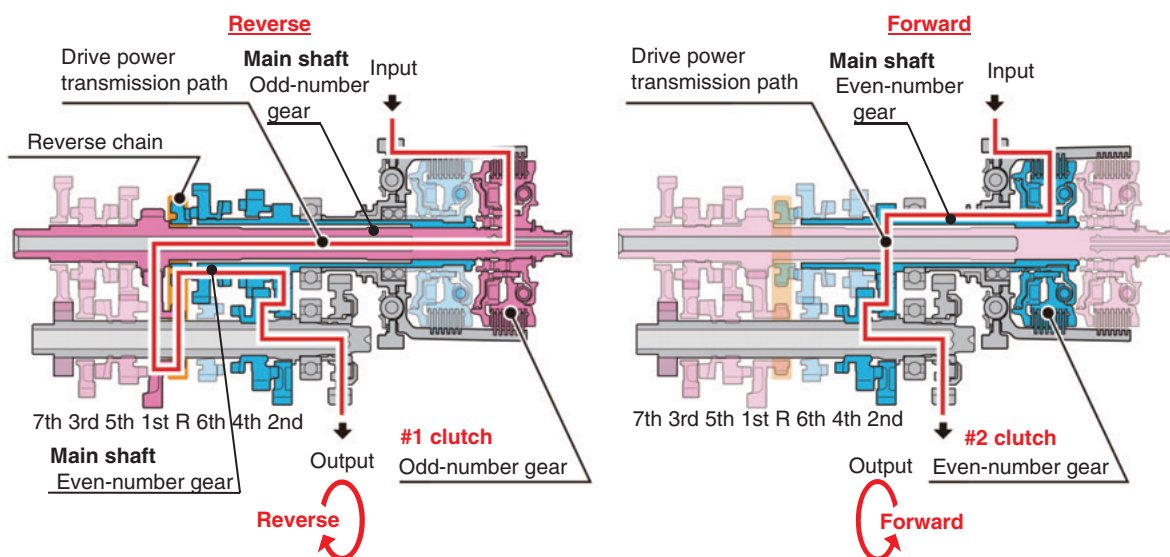


Fig. 3 Power transmission path

Table 1 Shift drum positions

Shift drum positions of developed model				Shift drum positions of other DCT models			
Shift drum position #	Gear shift conditions	Engaged gear		Shift drum position #	Gear shift conditions	Engaged gear	
		Odd-numbered gears	Even-numbered gears			Odd-numbered gears	Even-numbered gears
1	Rvs	N	R, 2	1	Neutral	N	N
2	Neutral	N	R	2	Start, 1st	1	N
3	Start, 1 st	1	N	3	1st ⇄ 2nd shift	1	2
4	1st ⇄ 2nd shift	1	2	4	2nd	N	2
5	2 nd	N	2	5	2nd ⇄ 3rd shift	3	2
6	2nd ⇄ 3rd shift	3	2	6	3rd	3	N
7	3 rd	3	N	7	3rd ⇄ 4th shift	3	4
8	3rd ⇄ 4th shift	3	4	8	4th	N	4
9	4 th	N	4	9	4th ⇄ 5th shift	5	4
10	4th ⇄ 5th shift	5	4	10	5th	5	N
11	5 th	5	N	11	5th ⇄ 6th shift	5	6
12	5th ⇄ 6th shift	5	6	12	6th	N	6
13	6 th	N	6				
14	6th ⇄ 7th shift	7	6				
15	7 th	7	N				

更している。これにより、1ポジションあたりのシフトドラムの角度が従来の30°から24°となるため、シフトドラムの外周に配置されたシフトフォークリード溝の長さが確保できない。そこで、シフトドラムの外径をφ42からφ58へ拡大することで、1ポジションあたりのシフトドラム外周のリード溝長を従来の6速仕様と同等にした。また、チェンジ作動モータの配置は、エンジンをコンパクトにするため、モータがエンジンの内側に向くように配置した (Fig. 1)。

4. Gold Wing 用 DCT の特徴的な技術

本章では、開発した特徴的な技術について解説する。

4.1. ウォーキングスピードモード

DCT 搭載モデルでは、リバース機能を前モデルの電動モータ駆動方式からエンジン駆動方式に変更した上で、微速前後進機能を追加した。

二輪車での後進はライダーが乗車しながら極低速度で走行する必要がある。また、MT仕様においてエンジンを動力としたリバース機構を採用した場合、低速で前進するときと同様にスロットルとクラッチの操作により、速度の細かい調整をおこなう必要がある。そのため、エンジンを動力源にしたリバース機構では使いやすさが得られなかった⁽⁴⁾。

本モデルのDCT仕様では、TBWとの協調制御によりクラッチとスロットルを同時に作動させ、速度を細かく調整することができる。そのため、エンジンを動力としたリバース機構を採用することが可能となった。

また、前述のとおり、前進と後進の切替えは、ギヤの切替え操作を必要とせずにクラッチのつなぎ替えのみでおこ

うことができる。この機能を用いてハンドルスイッチ操作のみで極低速での前進および後進をおこなうことができるウォーキングスピードモードを開発した。

以下に、微速前後進機能について説明する。

Fig. 5 に、左ハンドルスイッチの外観を示す。

トランスミッションがニュートラルの状態ウォーキングスピードモード切替えスイッチによりモードを変更した後、前進はシフトアップのスイッチで、後進はシフトダウンのスイッチで操作する。

いずれのスイッチも、押している間は微速で走行することができる。

これにより、駐車場からの出し入れや方向転換など、極低速での車体取り回し性を向上させている。スイッチ操作中は極低速走行を安定的におこなうために、車速フィード



Fig. 5 View of left handle grip switches

バック制御によりクラッチ伝達トルクを微調整している。

しかしながら、下り坂で車速が高くなった場合、車速フィードバック制御によりクラッチ伝達トルクを減らし続けると、最終的にクラッチは開放される。そのため、車両は空走して目標車速を維持できなくなる。

そこで、後進中においては前進用のクラッチ、前進中においては後進用のクラッチを接続することで、進行方向と逆方向の駆動力が働き、車両を減速させることができる。このことに着目し、車速が目標車速を超えた場合に、進行方向のクラッチにかわって逆方向のクラッチを接続する制御も導入した。これにより一定以上の速度超過を抑制している (Fig. 6)。

また、微速前後進モード中、クラッチ接続によるエンジンの負荷が増大した場合においても、TBW により、アイドルリング時のエンジン回転数よりやや高めの約 1000 rpm となるようにフィードバック制御をおこなっている。

これにより微速前後進中、ライダーはスロットルグリップによる微妙な操作の必要性なく、車両の取り回しに集中できるようになった。

4.2. スポーティな変速制御

DCT は変速時に前段ギヤに接続されたクラッチを開放すると同時に、次段ギヤに接続されたクラッチを接続することでスムーズ、かつ駆動力が途切れない変速をおこなっている。

本モデルでは、シーン別ライディングモードの切替えシステムが採用されている。四つのモードの内、SPORT モードにおいては、シフトアップ時に、変速ショックは他のモードと同等としつつ、よりスポーティな走行を可能と

するために、TBW 制御と協調して変速時間を短縮させる制御を新たに導入した。

従来の DCT の制御においても、クラッチ接続時間を短縮することは、接続中のクラッチ伝達トルクを大きくすることで可能である。しかしながら、接続時間の短縮は、結果的にエンジン回転数の低下率 (クランク角加速度) を増大させ、クランク系の慣性トルクが増大する。この慣性トルクが後輪に伝わると車体前後方向の加速度変化が生じ、ライダーは変速ショックとして感じる。このため、従来の変速制御では、クラッチ接続時のショックをライダーの許容範囲に抑制する必要がある、クラッチの接続時間を短くすることが容易ではなかった (Fig. 7-a, b)。

そこで Fig. 7-c に示すように、TBW 制御と協調し、クラッチ接続時にスロットルを閉じることで、変速時間の短縮により発生する慣性トルクの増加分に相当するエンジントルクを減少させた。これにより変速ショックを増加させ

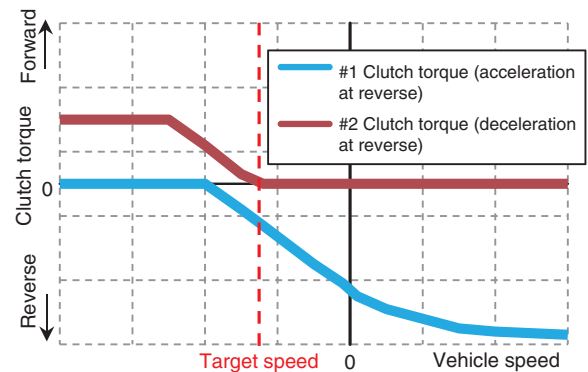


Fig. 6 Clutch torque at reverse

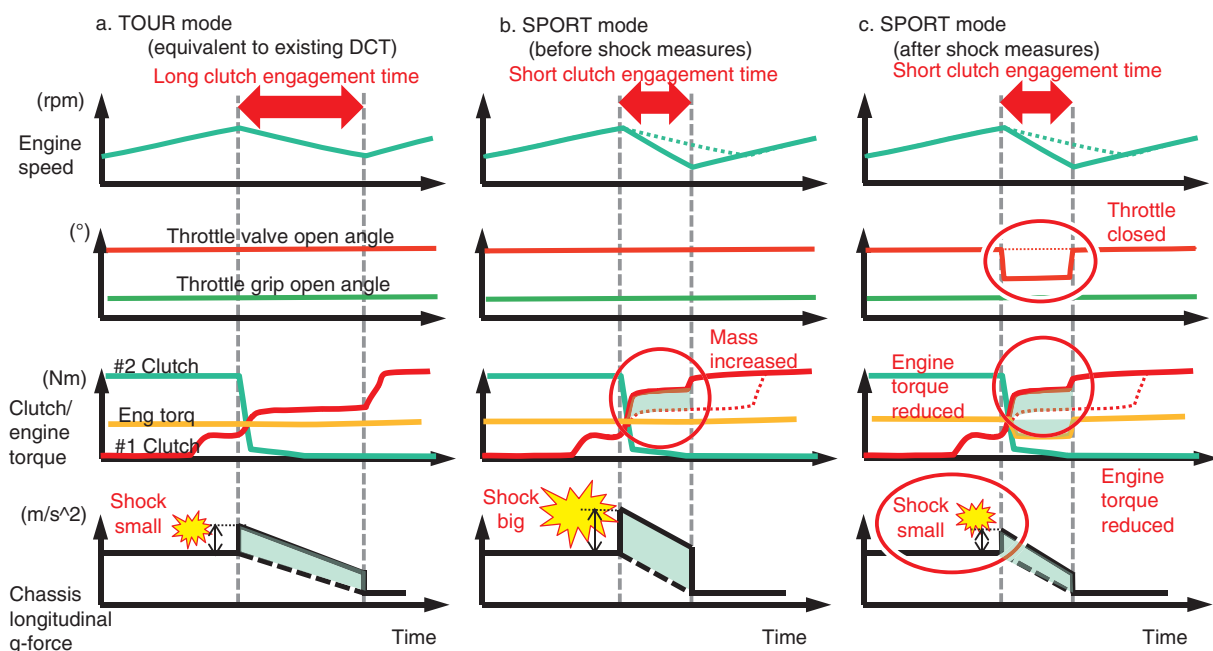


Fig. 7 Shift times and control

ることなく、変速時間を 300 ms から 200 ms に約 35% (条件: Throttle 開度 25 度 エンジン回転数 3000 rpm) 短縮させた。

4.3. トランスミッションの多段化およびレシオ配分による静粛性の向上

変速ショックの低減と静粛性を向上させるため、トランスミッションを 7 速化へと多段化しつつ、各ギヤレシオの適正化をおこなった。

Fig. 8 に示すように、走行騒音が小さく、変速時の作動音が聞こえやすい低車速域では、前モデルに対し低速側は 1 段追加してクロスレシオにした。これにより、変速前後のエンジン回転数の変化量を小さくし、変速音の低減をおこなった。さらに、クロスレシオにより変速前後の駆動力の変化が小さくなることで、変速ショックが緩和され、質感を向上させた。

一方、ツーリングで多用される高車速域では、前モデルに対して高速側に 1 段追加することで、巡航時のエンジン回転数を低く抑え、静粛性を向上させた。

Fig. 8 に示すように 100 km/h 走行時のエンジン回転数は、前モデルの約 2600 rpm (5 速) に対して 600 rpm 低い約 2000 rpm (7 速) に抑えることができた。これにより、前モデルに対して車速 100 km/h 巡航時のライダー乗車位置の耳元騒音を約 5 dB 低減させている。

4.4. 変速時の打音低減

クラッチには、質感向上のため、クラッチセンタダンパを設置した。このダンパにより、変速時に発生する各ギヤのドグクラッチ打突時の加振力と加振周波数を低下させ、衝突音の低減をはかっている。Fig. 9 にクラッチ構造図を示す。また、Gold Wing では各部の静粛性を追求していく中で、従来の機種では気にならない変速時の衝突音が相対的に目立つようになった。そのため、変速時の衝突音が発生する部位に対してラバー製のダンパを設定した。

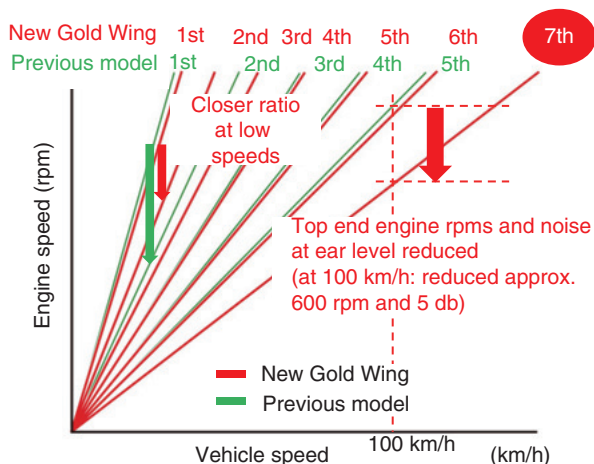


Fig. 8 Speed diagram

変速時にシフトフォークに引きずられたシフトフォークシャフトの端面が、エンジンケースにあたりその際に衝突音が発生する。その衝突音を抑えるため、シャフト両端にダンパを装着した (Fig. 10)。

また、変速時にシフトドラムを回転させるためのマスターアームが、その動きを規制するストッパピンにあたる時に衝突音が発生する。その衝突音を低減させるために、マスターアーム部にダンパを装着した (Fig. 11)。これらの対応と、前述のクラッチセンタダンパにより、変速時の静粛性を向上させた。

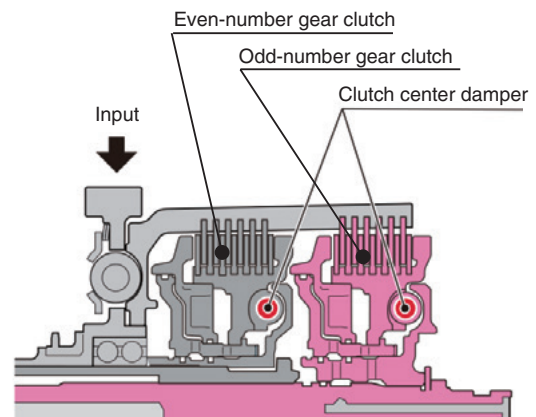


Fig. 9 Structure of dual clutch

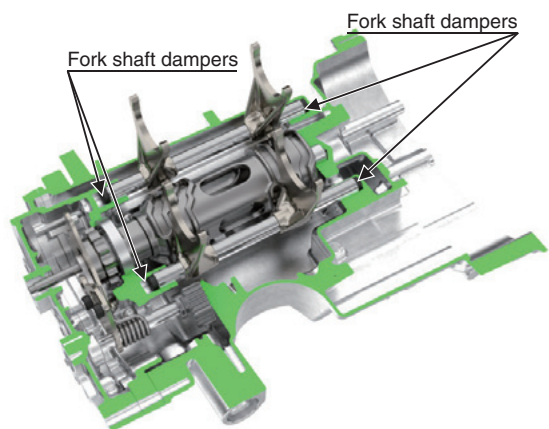


Fig. 10 Fork shaft dampers

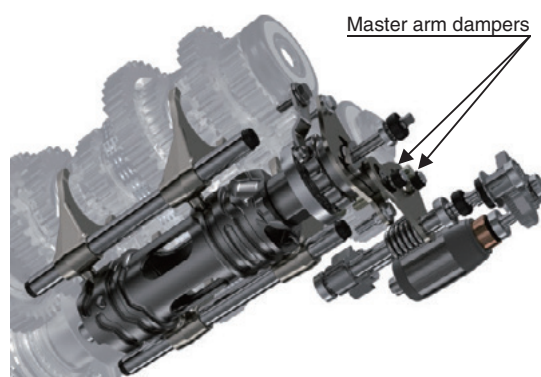


Fig. 11 Master arm dampers

5. まとめ

6 代目 Gold Wing 用の DCT で、開発した以下の特徴的な技術について本稿にて紹介した。

- (1) クラッチと TBW の協調制御により、エンジン駆動のリバース機構を採用することが可能になった。さらにリバースチェーンの採用により、軽量かつコンパクトな F6 エンジンを実現した。モータ駆動方式に対し、およそ 1.3 kg の軽量化を達成した。
- (2) ウォーキングスピードモードにより、ハンドルスイッチ操作のみで極低速の前後進走行が可能となった。これにより、狭いところでの切り返しや駐車時など極低速での取り回し性を向上させた。
- (3) クラッチと TBW の協調制御により、変速ショックを抑えつつも、SPORT モードでは変速時間を 35% 短縮した。これにより、スムーズながらもスポーティな変速が可能となった。
- (4) 7 速に多段化し、さらにレシオを静粛性向上に適した配分とし、走行時の耳元騒音で約 5 dB 低減させた。また、変速時の衝突音が発生する部位に対しダンパを配置し、これらにより、スムーズな変速による上質感の向上を達成した。

これらの技術の採用により、スポーティで扱いやすく、上質感と静粛性を持ち合わせる Gold Wing 史上最も操って楽しいモータサイクルの実現に貢献した。

参考文献

- (1) Watanabe, J., Arai, D., Abe, T., Tanaka, M., Ogasawara, A., Tsuchiya, M., Tsubota, R.: Development of Dual Clutch Transmission for Large Motorcycles, SAE Paper, 2010-32-0057, (2010)
- (2) 小林弘毅, 根来正明, 大須賀貴則, 三堀敏正, 大島正: NC700 シリーズの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.24, No.2, p.23-31
- (3) 飯塚直, 山倉裕, 今井良幸, 飯田晃祥, 菅野剛, 中村公紀, 小山信也, 中村健一郎, 小野和彦: CRF1000L Africa Twin の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.28, No.2, p.9-20
- (4) 太田淳朗, 山形哲雄, 伊藤俊文, 根布秀秋, 内馬場孝一, 藤田晴康: 二輪車用リバースコントロールシステム, HONDA R&D Technical Review, Vol.2, p.49-58

■ 著 者 ■



平 山 琢



横 川 幸 生



藤 本 靖 司

2018 Gold Wing 用シーン別ライディングモードの開発

Development of Ride Modes for Various Conditions for 2018 Gold Wing

楠 田 篤 志*
Atsushi KUSUDA

横 川 幸 生*
Yukio YOKOGAWA

中 井 一 穂*
Kazuho NAKAI

要 旨

Honda モータサイクルのグランドツアラモデルである Gold Wing は、走りの快適性とスポーツ性の両面をバランスさせ高い評価を得てきた。2018 年モデル Gold Wing GL1800 では、その両面を正常進化するだけでなく、スポーツ走行、郊外路走行、雨天走行などの走行シーンにおいても、さらに意のままに操れる特性をライダーに提供することで、ライダーが享受できる性能領域をより拡大することを目指した。それを実現するためには、出力応答特性など多くの要素を変更させる必要がある。しかし、変更する要素を増やした場合、ライダーがそれらの要素を組み合わせ、走行シーンに適した設定に合わせ込むことは容易ではない。そこで、本モデルでは、市販二輪車初となる (Honda 調べ) 五つの要素 (出力応答特性、駆動力特性、変速特性、サスペンションの減衰力特性、ブレーキの前後制動力配分特性) を統合制御したシーン別ライディングモードを確立した。これにより、ライダーがそれぞれのシーンでさらに意のままに操れる走り特性の提供をおこなうことを実現した。

ABSTRACT

With its well-balanced riding comfort and sportiness, Honda's grand tourer model Gold Wing has gained good reputation for decades. In the 2018 Gold Wing GL1800, in addition to bringing the comfort and sportiness to a new height, a target was set to provide the rider with more performance benefits by offering selectable ride modes to adjust to various riding conditions such as the sport ride, the riding on suburban road, in rain, etc. To achieve the target, various factors such as the engine power response have to be altered. When the number of factors to alter increases, it is not easy for the rider to combine such factors and adjust to the riding conditions and rider needs. Accordingly developed in this model is world's industry first (according to Honda's research) new system for the motorcycle to allow the rider to select a ride mode for each condition by the integrated control of five factors (engine power response, characteristic of driving force, gear shift timing, suspension damping, front/rear brake force distribution). The newly-developed system provides the riding performance that allows the rider to control the motorcycle as the rider wants in various conditions.

1. まえがき

Gold Wing は、Honda モータサイクルのグランドツアラモデルである。前モデルである 5 代目 Gold Wing は、走りに関する快適性とスポーツ性という両面をバランスさせ、高く評価されていた。6 代目となる 2018 年モデル Gold Wing GL1800 では、「Gold Wing 史上で最も操って楽しいモータサイクル」を目指した。「最も操って楽しい」とは、ツアラとして正常進化するだけでなく、スポーツ走行、郊外路走行、雨天走行などの走行シーンにおいても、さらに意のままに操れる特性をライダーに提供することとした。すなわち Fig. 1 に示すように、ライダーが享受できる性能領域

を拡大することをねらった。それを実現するためには、サスペンションセッティングや出力応答特性などの要素を変更し、シーンに合わせて走りの特性を変化させる必要がある。しかし、Gold Wing はツアラとしてより幅広い走行シーンに適合させるため、多くの要素の変更が求められると考えた。また、変更する要素を増やした場合、それらの各特性を組み合わせ、走行シーンに適した設定に合わせ込むことは容易ではない。そこで、本モデルでは、各シーンでライダーが求める性能を達成させる五つの要素 (出力応答特性、駆動力特性、変速特性、サスペンションの減衰力特性、ブレーキの前後制動力配分特性) を抽出し、これらを統合制御する (二輪業界初、Honda 調べ) シーン別にライディ

*二輪 R&D センター

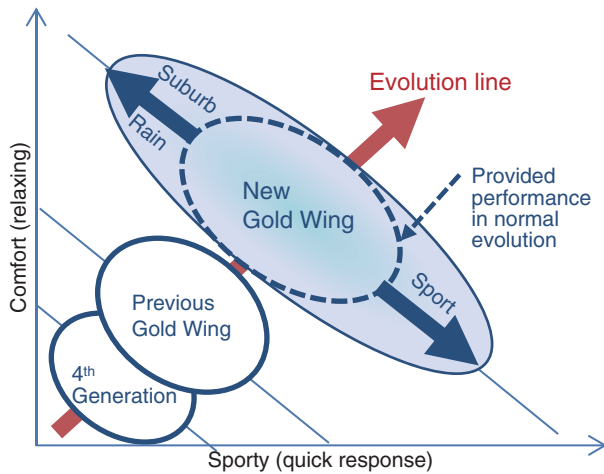


Fig. 1 Target zone

ングモードを選択できるシステム（以下、シーン別ライディングモード）を開発した。本稿では、そのシステムの詳細について解説する。

2. 開発のねらい

6代目 Gold Wing では、さまざまなシーンにおいて快適性とスポーツ性のバランスが取れた走りの特性を TOUR モードと設定した。その TOUR モードをベースとし、その他代表的な走行シーンに合わせた SPORT, ECON, RAIN の三つのライディングモードを設定した。これらのモードはライダーが走行中にスイッチで選択できるようにすることで、ライダーが享受できる性能の領域を拡大することをねらった。各モードの想定シーンと走りの特性イメージを Table 1、走りの特性のポジショニングを Fig. 2 に示す。TOUR モードをベースとした、各モードの具体的なねらいを以下にする。

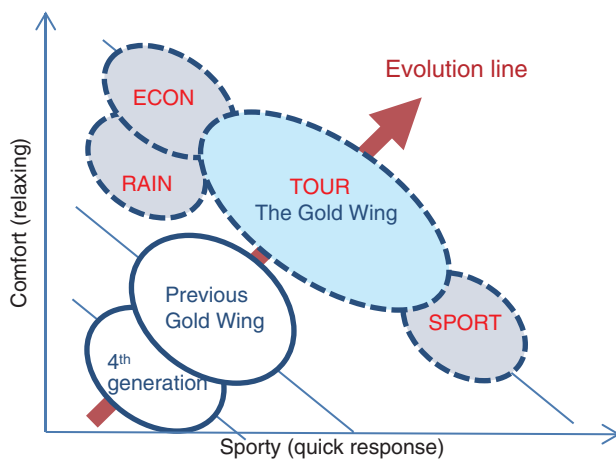


Fig. 2 Performance positioning image

Table 1 Presumed conditions and riding characteristics

Mode	Condition	Characteristic
TOUR	Versatile	The most balanced in various situations (The Gold Wing)
SPORT	Winding / Solo riding	Exciting with quick response
ECON	Suburb / Congested (urban)	Comfort and relax with mild response
RAIN	Wet / Dirt	More secure in low μ road condition

- (1) SPORT モード：加速性能などの動的性能の向上
- (2) ECON モード：静粛性の向上などの快適性の向上、および燃費性能の向上
- (3) RAIN モード：滑りやすい路面での後輪グリップの確保などによる安心感の向上

3. 達成手法

ここでは、各ライディングモードのねらいを達成するための手法について説明する。本システムはマニュアルトランスミッションモデル、Dual Clutch Transmission (DCT) モデル共に採用されているが、本稿では DCT モデル搭載のシステムについて解説する。

3.1. 技術手段

ライダーが求める性能を達成するための要素を、各モードの代表的な走行から抽出し、技術手段を選定した。Fig. 3 に各モードにおける五つの要素に対応する技術手段を示す。

3.1.1. SPORT モード

ワインディングロードなどで、よりスポーティな走行をおこなう場合には、コーナ入り口までの減速区間では、短い時間で確実な変速操作やブレーキ操作で車体を安定させてコーナへの進入準備をすることが求められる。この場合、変速特性、前後ブレーキ制動力配分特性、サスペンションの減衰特性が車体の安定性に寄与する要素となる。

また、コーナ出口の加速区間では、より高い加速を得るためにタイヤのスリップを誘発させないようにスロットルグリップ操作と適切な変速操作タイミングが求められる。この場合、スロットルグリップ操作に対する出力応答特性や、駆動力特性、変速特性が、加速特性に寄与する要素となる。

3.1.2. ECON モード

ECON モードは、渋滞路や郊外路に適した走行を想定している。渋滞路では、発進と停止の繰り返し操作がおこなわれるため、スロットルグリップ操作に対する車体挙動の

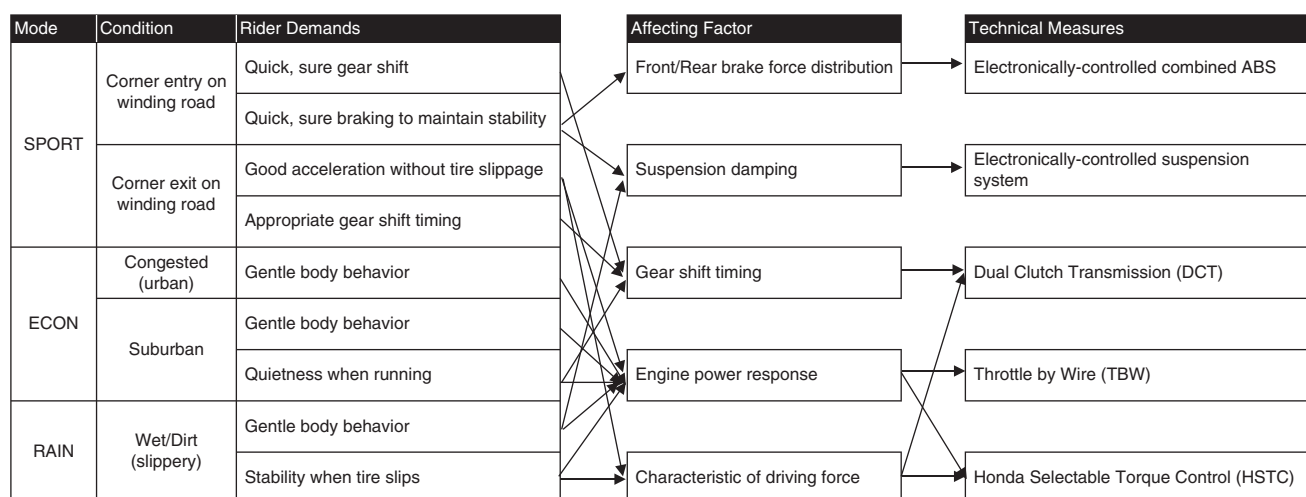


Fig. 3 Technical measures to adjust five factors to demands of each mode

変化が穏やかであることが求められる。この場合、スロットルグリップ操作に対する出力応答特性が車体挙動変化に寄与する要素となる。また、郊外路で車速 100 km/h 以下でゆったりと走行するクルージングの際には、穏やかな車体挙動の変化に加えて静粛性も重要であり、走行中の騒音の低減が求められる。この場合、変速特性がエンジン騒音の低減に寄与する要素となる。

3.1.3. RAIN モード

滑りやすい路面でより高い安心感を得るためには、ECON モード同様にスロットルグリップ操作に対する車体挙動の変化が穏やかであることが望まれる。また、急激なスロットルグリップ操作でリヤタイヤが滑った際の車体の安定性も求められる。この場合、スロットルグリップ操作に対する出力応答特性や、サスペンションの減衰力特性、

スリップ時の駆動力特性が、車体挙動の変化とスリップの低減に寄与する要素となる。

以上から、各モードにおいて、ライダーが求める性能に寄与する、出力応答特性、駆動力特性、変速特性、サスペンションの減衰力特性、ブレーキの前後制動力配分特性の五つの要素を抽出した。

3.2. 制御システム

五つの技術手段を同時に制御するシステムについて Fig. 4 に示す。各デバイスを制御するコントロールユニット間の通信は CAN 通信を使い、統合制御ができる構成とした。各モードの選択は右手ハンドルスイッチでおこない、走行中においても選択でき、その後、スロットルグリップをいったん全閉にすると切替え完了となる。

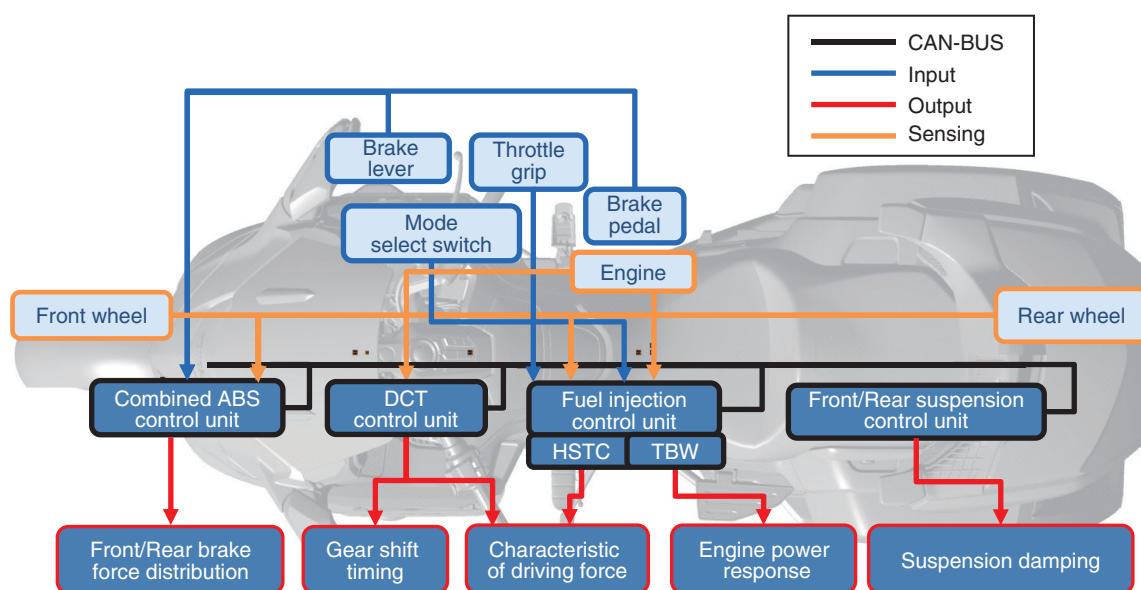


Fig. 4 Overview of system to control five factors

4. 各モードにおける制御項目の設定

SPORT, ECON, RAIN の各モードのねらいに対し、それぞれの技術手段の制御内容について述べる。

4.1. スロットルバイワイヤシステム (TBW)

TBW は、Fig. 5 に示すように、右手ハンドルスイッチハウジング内のアクセラレータポジションセンサ (APS) によって検出されたスロットルグリップ開度とエンジン回転数等からスロットルバルブ開度を決定し、エンジンの出力特性を制御するものである。あるエンジン回転数における、スロットルグリップ開度に対する各モードの出力特性の関係を Fig. 6 に示す。ベースである TOUR モードに対して、SPORT モードは高い加速性能をより楽しめるように、スロットルグリップ開度に対する出力の立ち上がり特性を急峻にした。ECON モードはスロットルグリップ操作に対する出力変化が過敏にならないように、出力の立ち上がり特性を穏やかにした。また、RAIN モードは滑りやすい路面でも安心感が得られるように、スロットルグリップ開度に対する出力の立ち上がりを ECON モードよりもさらに穏やかにした。以上のような、出力特性を得るための、

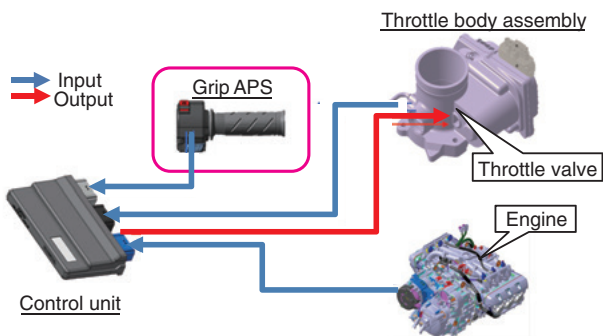


Fig. 5 TBW system

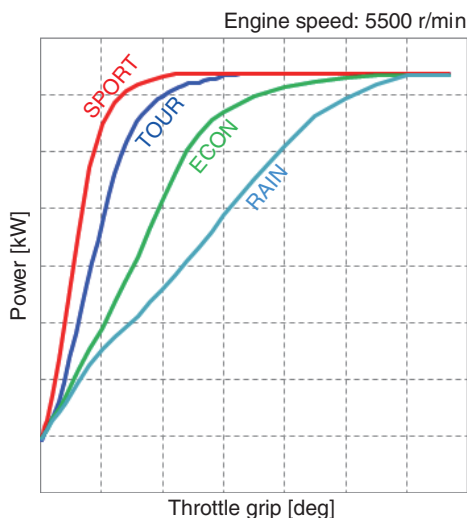


Fig. 6 Engine power characteristic in each mode

スロットルグリップ開度とスロットルバルブ開度の関係 (TBW 特性) を Fig. 7 に示す。

4.2. Honda セレクタブルトルクコントロール (HSTC) システム

HSTC は、前後輪のホイールに設置した車輪速センサの車速信号から後輪のスリップ率を算出し、スリップ率がしきい値を超えた場合にエンジントルクをコントロールすることで後輪の過剰なスリップを抑制するシステムである。エンジントルクは TBW によるスロットルバルブ開度と、燃料噴射量によりコントロールされる。このシステムは、スリップ率がしきい値を超えると最初に TBW による制御が開始され、さらにスリップ率が増加し、次のしきい値を超えた場合に燃料噴射による制御が追加される 2 段階の制御となっている。

このシステムを用いた各モードにおけるスリップ率とエンジントルクの関係を Fig. 8 に示す。オンロードのツアラモデルという特性上、スリップ率のしきい値については、すべてのモードで同一とした。エンジントルクのコ

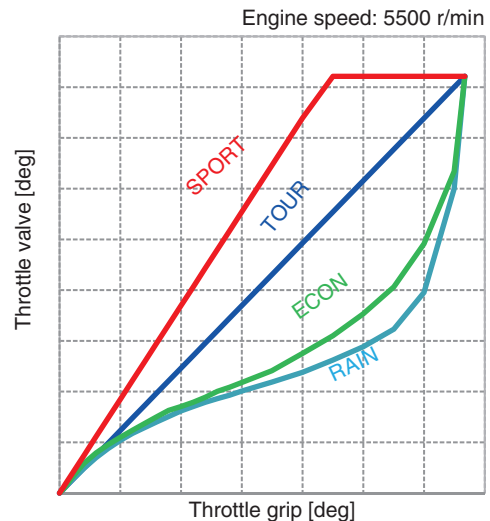


Fig. 7 TBW characteristics

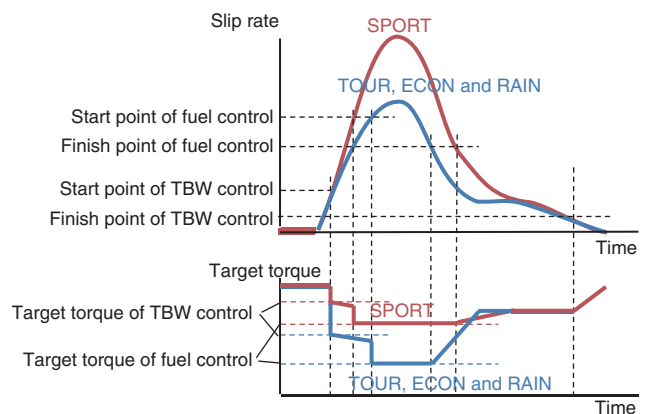


Fig. 8 Slip ratio threshold and target torque

ントロール目標値については、SPORTモードとその他のモードで違いを設けている。滑りやすい路面でのスリップ収束を優先したTOURモードに対し、SPORTモードにおいてはスリップ中でも高い加速ができるように目標トルクを高く設定した。また、ECONモードとRAINモードは、TOURモードに対し同一の設定値であるが、前述のとおりTBWによるスロットルグリップ開度に対する出力応答を穏やかな特性としており、よりスリップが発生しにくい特性となっている。

4.3. 電動アジャストサスペンションシステム

電動アジャストサスペンションシステムは、ショックアブソーバのダンピングアジャスタにステッピングモータを配置することにより、前後サスペンションシステムの減衰特性を変更するものである。Fig. 9に前後ショックアブソーバの減衰特性を示す。テンションの減衰力特性のみを変更した。前後共にベースのTOURモードに対し、SPORTモードはよりハードな減速や加速による車体挙動変化を抑制するために、減衰力特性を高く設定した。また、RAINモードについては、タイヤの路面接地圧変化を低減するために、減衰力特性を低く設定した。

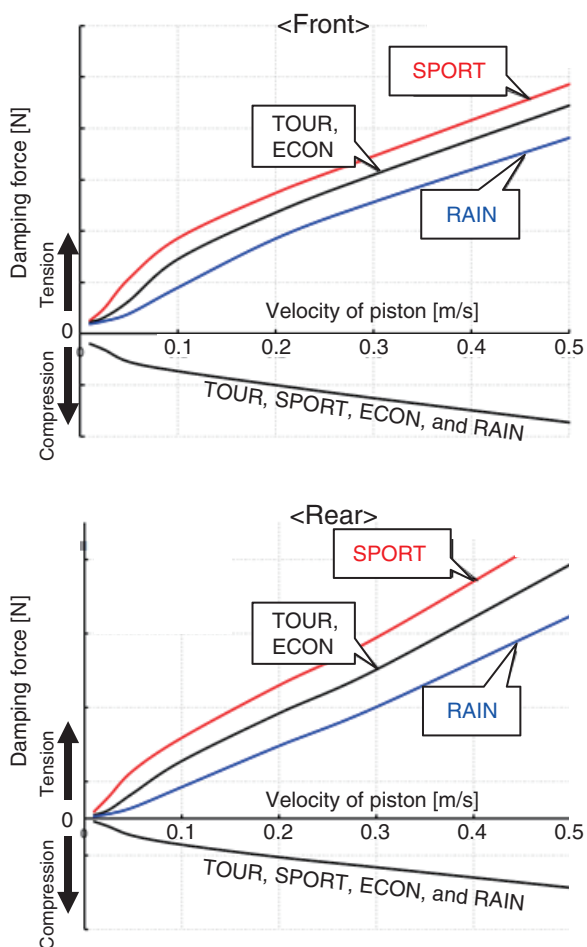


Fig. 9 Damping characteristics of front and rear shock absorbers

4.4. 電子制御式コンバインドABSシステム

ブレーキシステムには前後輪の制動力配分を最適化するデュアルコンバインドブレーキシステム⁽¹⁾にABSシステムを加えた電子制御式コンバインドABSを採用した。このシステム概略をFig. 10に示す。フロントレバー操作時には、前輪の制動力を発生させ、同時に昇圧機能付のABSモジュレータによりリヤキャリパの液圧を昇圧することで後輪の制動力も発生させている。また、リヤブレーキペダル操作時には、リヤブレーキのマスタシリンダ液圧はモジュレータ内部で前後の液圧制御をおこなわれた後、前後のキャリパに分配される。

SPORTモードでは、より高い減速度に対して過度な車体ピッチングを抑制するために、フロントレバー操作時のリヤの制動力を高く設定した。Fig. 11にフロントレバー操作時のリヤキャリパ圧特性を示す。

4.5. シーン別ライディングモードによるDCT制御の違い

DCTは、マニュアルトランスミッションが持っているダイレクトな駆動力伝達はそのままに、オートマチックトランスミッションの操作性を付加させたシステムである。Gold Wing用DCTについては「2018 Gold Wing用7速

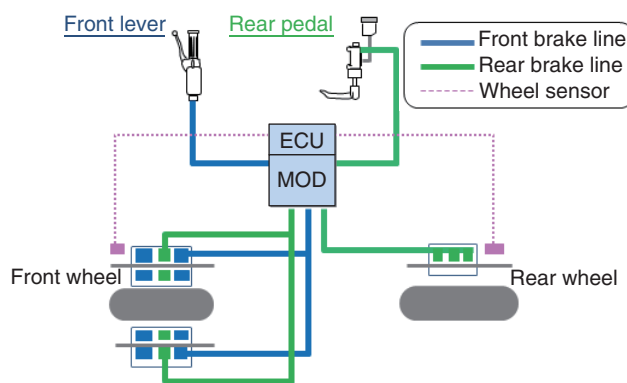


Fig. 10 Electronically controlled combined ABS

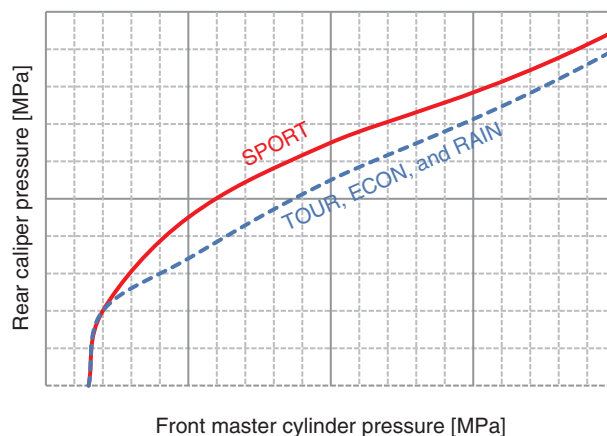


Fig. 11 Rear brake pressure when front brake lever is held

Table 2 Setting of each item in each mode

Mode	Condition	Characteristic	Engine power response (TBW)	Characteristic of driving force (HSTC)	Gear shift timing (DCT)	Suspension damping (Suspension)	Brake force distribution (Combined ABS)
TOUR	Versatile	The most balanced in various situations (The Gold Wing)	Throttle grip $\approx$ Throttle valve Response = Normal	Controls torque at rear wheel slip Control amount = Large	Optimum low speed cruise Shift timing = Normal	Offers riding comfort in various situation Damping force = Normal	Controllable brake characteristics having stable performance Rear brake pressure = Normal
SPORT	Winding Solo riding	Exciting with quick response	Throttle grip $<$ Throttle valve Response = Quicker	Controls torque at rear wheel slip Control amount = Small	Holds gear up to high engine revolution Shift timing = Later	Controls pitching Enhances stability at acceleration/deceleration Damping force = Higher	Brake characteristics coping with frequent acceleration/deceleration Rear brake pressure = Higher
ECON	Suburb Congested (urban)	Comfort and relax with mild response	Throttle grip $>$ Throttle valve Response = Milder	Controls torque at rear wheel slip Control amount = Large	Shift up at earliest timing Shift timing = Earliest	Offers riding comfort in various situation Damping force = Normal	Controllable brake characteristics having stable performance Rear brake pressure = Normal
RAIN	Wet/Dirt	More secure in low μ road condition	Throttle grip $>$ Throttle valve Response = Mildest	Controls torque at rear wheel slip Control amount = Large	Shift up at earlier timing Shift timing = Earlier	Reducing changes of tire contact area on road surface Damping force = Lower	Controllable brake characteristics having stable performance Rear brake pressure = Normal

DCT の開発⁽³⁾にて述べる。ここでは各ライディングモードでの変速特性とアダプティブクラッチ容量制御について述べる。

変速特性のうち、変速スケジュールについてはライディングモードごとに以下のように設定した。SPORT モードにおいては、ベースである TOUR モードに対して、より高いエンジン回転数で変速する設定とすることで、低いギヤを維持し、より高い加速特性を楽しむようにした。ECON モードは、より低いエンジン回転数で変速する設定とすることで、早く高いギヤへ移行させ、より静粛性、燃費性能を高めた。RAIN モードは、スロットルグリップ操作に対して緩やかな車速のコントロール性と、滑りやすい路面での扱いやすさ向上のために、低速側のギヤでは

ECON モードに近い低いエンジン回転数で変速することで後輪駆動力を抑えた。一方、高速側のギヤでは TOUR モードに近い高めのエンジン回転数で変速することでスロットルグリップを閉じたときに、滑りやすい路面でのエンジンブレーキを適切な強さとした。Fig. 12 にモード別の変速エンジン回転数を示す。

DCT はドグクラッチ式トランスミッション採用している。ドグクラッチは回転方向に遊び角を持っている。そのため、スロットルグリップ開閉時にドグの衝突で生じる大きな後輪トルク変化により、車体挙動変化が発生する。この対応としてアダプティブクラッチ容量制御を付加した。アダプティブクラッチ容量制御は、スロットルグリップ開閉時にクラッチトルクを定常時に対して下げる制御⁽²⁾である。これにより、瞬間的にクラッチをスリップさせ、ドグが衝突時に発生する大きな後輪トルク変化を緩和させている。Fig. 13 に示すように、RAIN モードにおいては、TOUR モードに対して 10% 低く設定した。これにより、スロットルグリップ操作に対してより穏やかな後輪トルク変化とした。さらに、前述の Fig. 7 に示した TBW 制御特性と併せて、滑りやすい路面での扱いやすさを向上させている。一方 SPORT モードでは、TOUR モードに対しクラッチトルクを 5% 高い設定とした。これによりスロットル操作に対してショックを緩和しつつも、よりダイレクトなフィーリングを実現した。

以上、各モードにおける制御項目の設定について述べた。

各モードにおける各要素のセッティング一覧を Table 2 に示す。

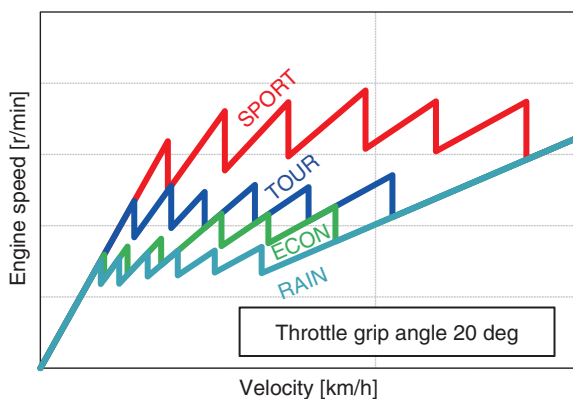


Fig. 12 Shift timing in each mode

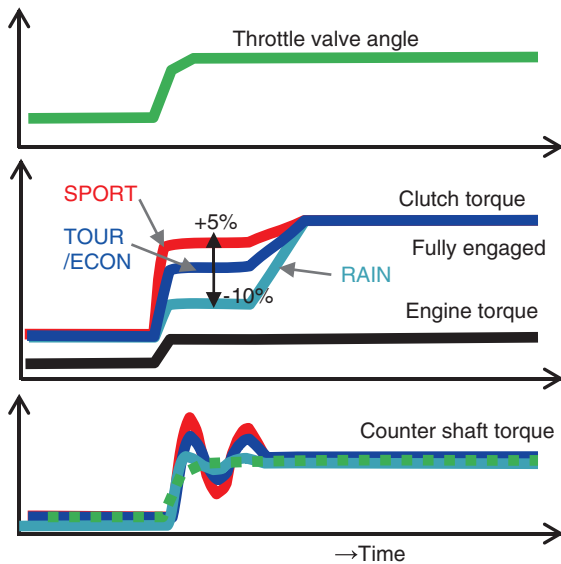


Fig. 13 Adaptive clutch torque in each mode

5. 走りの性能向上効果

各モードで設定した制御の効果について述べる。

5.1. SPORT モード、動的性能の向上

SPORT モードによる動的性能向上の代表例として加速性能がある。Fig. 14 に加速性能の確認結果を示す。試験モードは、ワインディングロードのコーナ出口や、US の一般的なフリーウェイへの合流シーンを想定した。75 km/h (45 mph) 定速走行からスロットルグリップを1秒間で75%まで開け、120 km/h (75 mph) に到達する時間を測定した。SPORT モードでは、TOUR モードに対し120 km/h

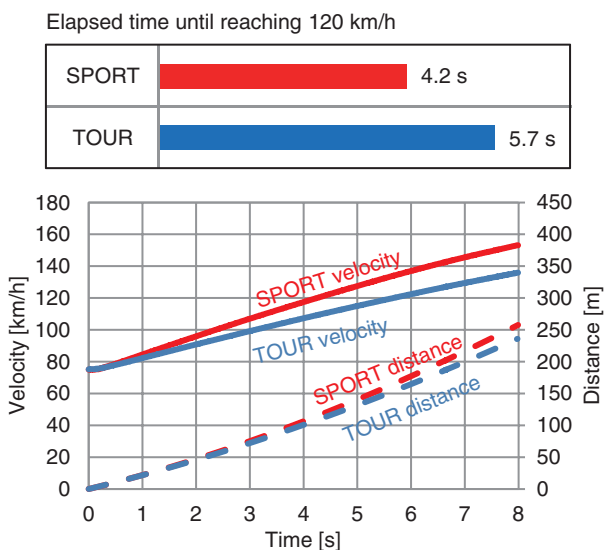


Fig. 14 Acceleration performance

(75 mph) に到達する時間が1.5秒短縮することができた。この理由は、Fig. 15 に示すように、同一条件でスロットルグリップを開けても、TOUR モードではスロットルバルブの開度は80%に制御されているが、SPORT モードでは100%となることと、DCT の変速制御により、加速時のギヤポジションが1段低いことにより高い加速性能を得ているためである。

5.2. ECON モード、快適性と経済性の向上

ベース TOUR モードに対する ECON モードの快適性と経済性向上の効果を確認するために、ライダー耳元騒音と燃費を確認した。Fig. 16 に一定車速走行時 (75 km/h) におけるライダー耳元騒音計測結果を示す。試験方法は US の一般的な郊外路のクルーズ走行を想定した。ECON モードではライダー耳元の騒音値を3 dB (3.6%) 低減できた。これは、DCT による変速特性制御により、TOUR モードに対し、走行中のギヤポジションを1段高く設定し、エンジン回転数を低下させることで達成している。次に Fig. 17 にモード走行燃費結果を示す。試験には US を代表とする LA4 モードと国際基準の WMTC モードを用いた。DCT による変速特性制御により燃費測定モード走行時に ECON モードは

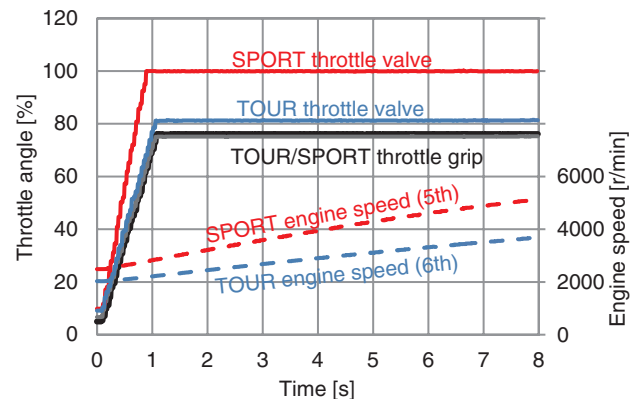


Fig. 15 Throttle angle and engine speed in each mode

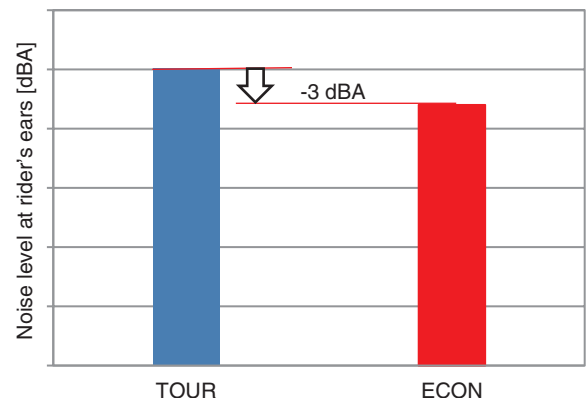


Fig. 16 Noise at rider's ears

より高いギヤで走行可能な変速スケジュールに設定しているため、それぞれのモードで約 3% 向上できた。

5.3. RAIN モード、安心感の向上

RAIN モードによる安心感の向上を示す代表例としてリヤタイヤのスリップ収束性能がある。Fig. 18 にスリップ収束性能を確認した結果を示す。試験方法としては、路面 μ が 0.4 の中 μ 路で、1 速ギヤを使用し、最大トルクを発生するエンジン回転数の 80% である車速 35 km/h 付近からスロットルグリップを 0.3 秒で全開にする。その際に、いったん上昇したリヤタイヤのスリップ率が、トルクコントロール開始後にスリップ率 30% に収束するまでの時間を測定した。RAIN モードでは収束時間が最も短い約 200 msec

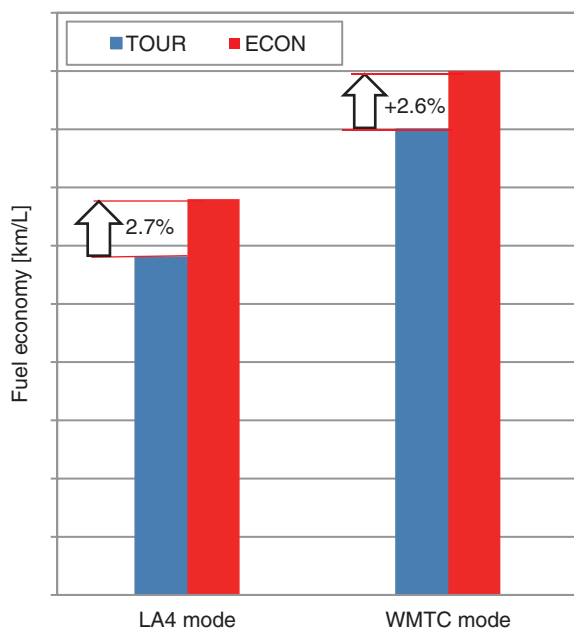


Fig. 17 Fuel consumption

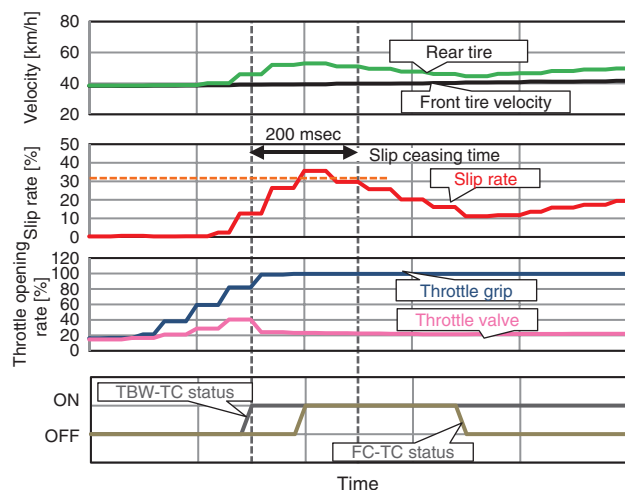


Fig. 18 Test result of tire slip ceasing

msec となることが確認できた。また、他のモードにおいても安心感を得られる収束時間となっている (SPORT モードは約 300 msec, TOUR, ECON モードは約 250 msec)。

6. まとめ

シーン別ライディングモードの開発のねらいであった以下の 3 項目を達成し、ライダーが享受できる性能領域の拡大を実現させることができた。

- (1) SPORT モードでは、TOUR モードに対し定常走行からの加速性能の向上が得られ、動的性能向上が確認できた。
- (2) ECON モードでは、TOUR モードに対し定常走行時の耳元騒音低減、および、モード燃費走行における燃費向上が得られ、快適性、および、経済性向上が確認できた。
- (3) RAIN モードでは、TOUR モードに対し中 μ 路でのスリップ収束性向上効果が得られ、安心感の向上が確認できた。

市販二輪車初となる (Honda 調べ) 五つの要素 (出力応答特性、駆動力特性、変速特性、サスペンションの減衰力特性、ブレーキの前後制動力配分特性) を統合制御したシーン別ライディングモードを確立した。これにより、ライダーがそれぞれのシーンでさらに意のままに操れる走り特性の提供をおこなうことを実現した。

参考文献

- (1) 西川豊, 南里武彦, 竹野内和也, 谷一彦, 高柳眞二, 深谷修一: プレーキバイワイヤシステムを用いたスポーツ二輪車用 ABS の開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.65-09, p.15-18, (2009)
- (2) 横川幸生: 二輪車用 DCT システムの紹介, 自動車技術, 71 巻 9 号, p.33-38, (2017)
- (3) 平山琢, 横川幸生, 藤本靖司: 2018 Gold Wing 用 7 速 DCT の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.30, No.2, p.29-35

著者



楠田 篤志



横川 幸生



中井 一穂

2018 Gold Wing 用ダブルウィッシュボーン式 フロントサスペンションの開発

Development of Double Wishbone Type Front Suspension for 2018 Gold Wing

乗 原 直 樹*

Naoki KUWABARA

三 代 純 平*

Junpei MISHIRO

要 旨

6代目 2018 年モデル Gold Wing GL1800 のフロントサスペンションシステムを開発するにあたり、軽快な操縦性と高い安定性の両立および快適かつ上質な乗り心地をシステムの目標として掲げた。これらの目標を達成するために、Honda 独自のモータサイクル用ダブルウィッシュボーン式サスペンションを開発した。アームレイアウトの工夫によりタイヤストローク軌跡を垂直方向に変更することで、タイヤの後方移動量を小さくし、エンジンを前方に搭載可能とした。これにより、フロント分担荷重を増やし、軽快な操縦性と高い安定性の両立を実現した。また、すべてのピボット部にニードル軸受を採用し、合わせてクッションに横力が作用しない構造を持つため、テレスコピック式サスペンションに比べ、しゅう動抵抗を低減させた。これにより、段差路などの走行においてはばね上加速度を前モデル比で約 30% 低減し、快適で上質な乗り心地を達成した。さらに、本システムでは転舵軸に対し操舵軸を後方にオフセットしタイロッドで連結する機構とすることで、ハンドルを短くしフル転舵時の操作性を向上させた。

ABSTRACT

In developing the front suspension system for 6th generation 2018 Gold Wing GL1800, we aimed to realize both agile handling and high stability at the same time, and a comfortable and high quality riding experience. To this end, we developed a Honda original double wishbone type suspension system for motorcycles. By devising the arm layout, the stroke trajectory of the front axle was set in the vertical direction, and the amount of rearward movement of the tire was reduced. This made it possible to allow forward shifting of the engine position, which in turn increases the front divided load, and we were able to realize both agile handling and high stability at the same time. In addition, by using needle bearings for all pivots and at the same time having a structure in which lateral force does not act on the cushion, the sliding resistance was able to be reduced as compared with the telescopic type suspension. As a result of all these enhancements, the vertical acceleration of sprung mass was reduced by about 30% compared with the previous model in traveling roads such as an uneven road, contributing to the realization of a high quality and comfortable riding experience. Furthermore, in this system, the handlebar pivot axis is offset backward from the wheel steering pivot axis, and tie rods are used to connect between the pivots. This mechanism effectively shortened the length of the handlebars and enhanced operability in situations close to full steering.

1. ま え が き

今回開発した 6 代目 2018 年モデル Gold Wing GL1800 は、前モデルである 2001 年発売の 5 代目 GL1800 から 17 年ぶりのフルモデルチェンジとなる。本モデルは運動性能、動力性能、快適性に「質感の高さ」を追求し、Gold Wing 史上で最も操って楽しいモータサイクルを目指した。フロ

*二輪 R&D センター

ントサスペンションを開発するにあたり、上記を達成するために下記の 2 項目を目標として掲げた。

- ・ 軽快な操縦性と高い安定性を両立するパッケージングの実現
- ・ 快適かつ上質な乗り心地の実現

軽快な操縦性と高い安定性を両立するために、エンジン搭載位置およびライダーポジションを車両前方に移動しフロ

ント分担荷重を増やす必要があった。また、快適かつ上質な乗り心地を達成するために、ストローク時のしゅう動抵抗を低減させ、かつ高剛性なサスペンションにすることが要求された。

Gold Wing のフロントサスペンションには、初代よりテレスコピック式サスペンションを採用してきた。しかしながら、本モデルの高い性能目標を達成するためには、従来の構成に捉われないまったく新しいサスペンションシステムを開発する必要があった。さまざまなタイプのサスペンションを比較検討した結果、本モデルに最も適切なフロントサスペンションがダブルウィッシュボーン式サスペンションであった。

本稿では6代目 Gold Wing GL1800 用に新たに開発した、ダブルウィッシュボーン式フロントサスペンションの構造の特徴ならびに得られた性能について紹介する。

2. サスペンション型式の選定

サスペンション型式の選定にあたり、要求される性能と新型グラッドツアラにふさわしい外観および先進装備の搭載性などの項目を評価項目として検討した。検討結果を Fig. 1 に示す。

この結果より、本モデルのねらいを達成するためには、しゅう動抵抗低減と高剛性化に有利なピボットにニードルベアリングを採用するタイプのダブルウィッシュボーン式サスペンションが最も有効であることが明確化された。

一方、前モデルではフロントサスペンションにテレスコピック構造を採用しながらも、ツアラらしいゆったりと

したポジションと取り回し性の両立を目指した。このため、ハンドル転舵軸とハンドルグリップポイントの前後オフセット量が大きく、かつグリップ間の幅方向の距離が広い。これにより、ハンドル転舵時のグリップエンドの移動量が大きい構造であった。この構造を本モデルに適用する場合、ハンドルフル転舵時にはグリップポイントがライダーの脇腹に近づき、反対側の手は遠くなるという課題が考えられた。

そこで、タイヤの転舵軸とハンドル操舵軸を別軸化し、ハンドル操舵軸を後方にオフセットさせ、タイロッドで連結する新システムを考案した。

以上より、本モデルでは転舵軸と操舵軸を別軸化したダブルウィッシュボーン式サスペンションを選定した。

3. サスペンション構造

ダブルウィッシュボーン式サスペンションは、四輪車では比較的普及している。このサスペンション形式は、上質な乗り心地と高い操縦性を実現できる構造であり、高級車やスポーツ車、F1 などに多く採用されている。Honda では NSX やレジェンドなどに適用されている (Fig. 2)⁽¹⁾。

その特徴を下記に示す。

- ・クッションユニットへサイドフォースが作用しないため、スムーズな作動性が得られる。
- ・上下のアームでタイヤを支えるため、剛性の高い構造が得られる。
- ・キャスト角、キャンバ角等のアライメントの設計自由度が高い。

Type	Telescopic		Bottom link		Arm link		
	Upright (previous model)	Inverted	Leading	Trailing	Hub steer	Ball joint DWB* link	Bearing pivot DWB* link
							
Performance	Shift engine position forward	BASE	≡	≡	+	+	+
	Reduce sliding resistance	BASE	≡	+	+	+	++
	Increase stiffness	BASE	+	-	-	-	+
	Reduce steering moment of inertia	BASE	≡	-	-	+	+
	Weight	BASE	≡	-	-	-	-
Market-ability	Innovativeness	BASE	≡	≡	+	+	+
	Appearance	BASE	≡	≡	+	+	+

Change from base model

Comparable:

≡

Superior:

+

Inferior:

-

*DWB: Double wishbone type

Fig. 1 Comparison of suspension types

本モデルではこれらの特徴を活かしながら、アームに対してタイヤの取り付け方向を 90 度変えて、モータサイクル用として独自の構成とした。さらに上下運動するフロントフォークとフォークホルダを 2 本のアームで支える構造とした。本構造の説明図を Fig. 3 に示す。

本システムは転舵部、緩衝部、操舵部より構成されている。転舵部はフロントフォーク、それと連結しているステ



Fig. 2 Double wishbone type suspension for automobiles

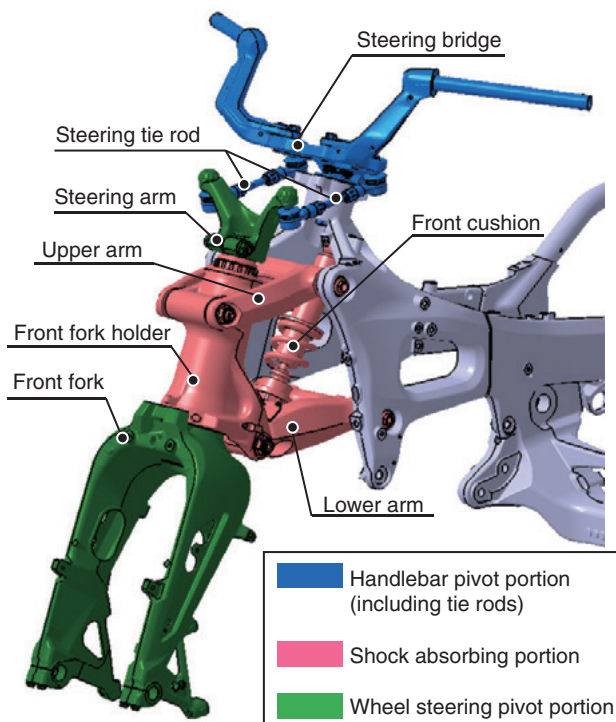


Fig. 3 Front suspension of 2018 Gold Wing

アリングアームより構成されている。これらは中空薄肉アルミニウムダイカストで造られ、タイヤを支えるフロントフォークを左右一体とすることで軽量かつ高剛性な構造となっている。また、従来のテレスコピック式フロントフォークに対して緩衝部が含まれない構造のため、ハンドルで操作する慣性モーメントが前モデルと比べ 40% 以上低減している。

緩衝部は従来の二輪車フレームの最前部にあるヘッドパイプに相当するフォークホルダをアッパアーム、ロアアームで支える構成となっており、ロアアームにはクッションユニットが取り付けられている。この構造はクッションに曲げ荷重が作用しない。さらに、四輪車の場合、一般的に各リンクのジョイント部にはボールジョイントやラバーブッシュが使用されている。本モデルではアームのすべてのピボットにニードル軸受および 4 点接触ボール軸受を採用することで、ガタ付きが無く高剛性で、かつ滑らかな回転が得られる構造となっている。また、アーム配置によりフロントタイヤのストローク軌跡を、地面に対して垂直方向に設定することで、フロントタイヤの後方移動量を前モデルに対し 24 mm 短縮している (Fig. 4)。

操舵部はステアリングブリッジおよびハンドル、タイロッドにより構成されている。フロントフォークやフォークホルダのばね下部とばね上部である操舵部を分離し、ガタ感の少ない専用タイロッドを採用することで乗り心地とダイレクトな操縦性を得られる構造となっている。

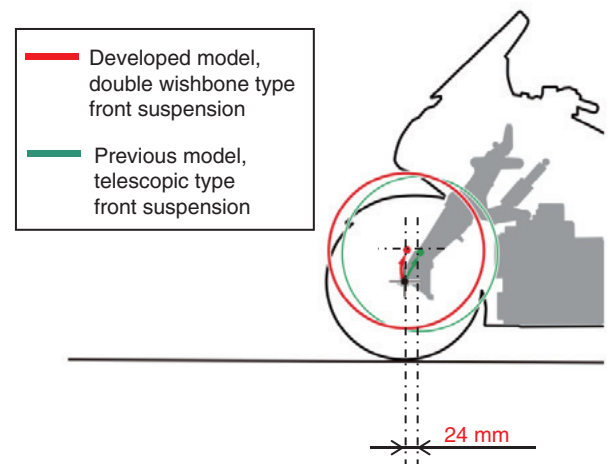


Fig. 4 Comparison of front tire stroke trajectories

4. 軽快な操縦性と高い安定性を両立する パッケージングの実現

前述のとおりフロントタイヤの後方移動量を 24 mm 短縮することで、エンジンを車両前方に搭載することが可能となった。これにより空車状態におけるフロント分担荷重

比は前モデルの 44.9% に対し、DCT 仕様では 46.5% に増加した。また、ライダーおよびパッセンジャの居住スペースを維持したまま乗車位置をエンジンコンパクト化も合わせて従来比 36 mm 前方に移動させることができ (Fig. 5)、ねらいである操縦性の向上と車体のコンパクト化を達成した。

さらに乗員とスクリーンの距離を近づけることにより、小型のウインドスクリーンで前モデル同等以上の防風機能を備えることも可能となった。

従来のテレスコピック式フロントサスペンションでは、転舵する際に左右のフォークを同時に回転させるため、車体幅方向のスペースが必要だった。一方、本方式では転舵軸のみ回転させる構造のため、フロントカウル部の幅をスリム化することができる。

これによりサイドラジエータの小型化と併せてフロントカウル部の幅を転舵軸周りで約 100 mm スリム化した (Fig. 6)。

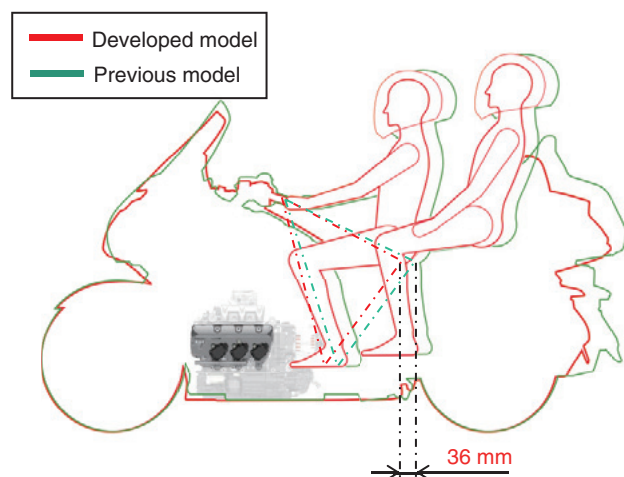


Fig. 5 Engine location and riding position

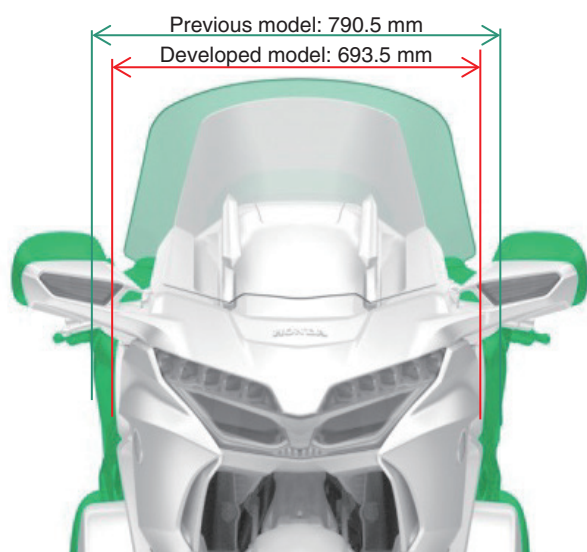


Fig. 6 Comparison of front cowl widths

またタイヤを動かす転舵軸とハンドルを動かす操舵軸を分割し前後オフセットすることで、タイヤ上方にあるメータや操作パネルを低く配置することが可能となり低重心化に貢献している。

さらにハンドルポジションの設計自由度が拡大したことでフル転舵時にライダーとハンドルの隙間を従来モデルより 90 mm 広げることができ、転舵時の操作性向上が図れた (Fig. 7)。

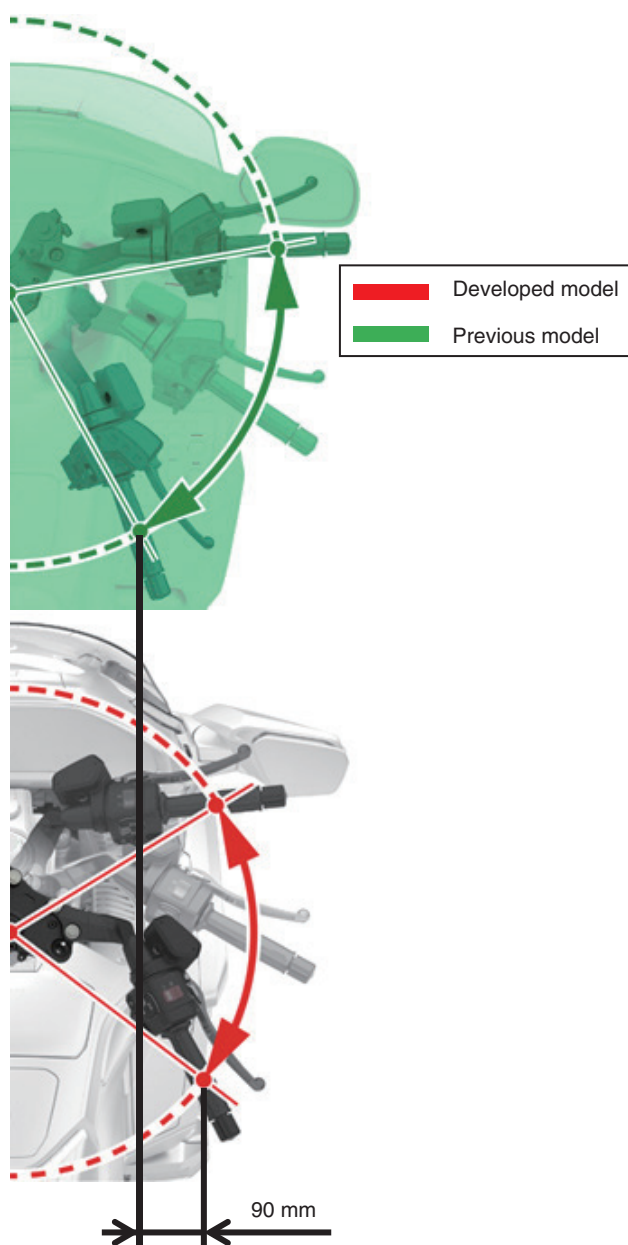


Fig. 7 Comparison of handle grip positions at full steering

5. 上質な乗り心地の実現

第3章にて述べたダブルウィッシュボーン式フロントサスペンションにより、達成した性能を確認するため、実走

計測をおこなった。

高さが 10 mm – 20 mm の連続した段差を車速 60 km/h で通過した際の、ばね上加速度を計測した。結果を Fig. 8 に示す。前モデルに対して本モデルの発生加速度のピークは低いことが見てとれる。さらに、10 回分のピーク加速度を平均した値を Fig. 9 に示す。この比較から 30% ばね上加速度が低減されていることがわかる。

次に、メカニズムを検証するため、高さが 20 mm の段差を車速 100 km/h で乗り越えた際の、ばね下およびばね上加速度、および車体のピッチ角速度を計測した。

Fig. 10 はばね上上下加速度の時間変化であり、本モデルではピーク加速度が低減されているとともに、すばやく収れんしている。また、ピッチ角速度の時間変化を Fig. 11 に示す。前モデルに対して本モデルは、高周波の振れが少

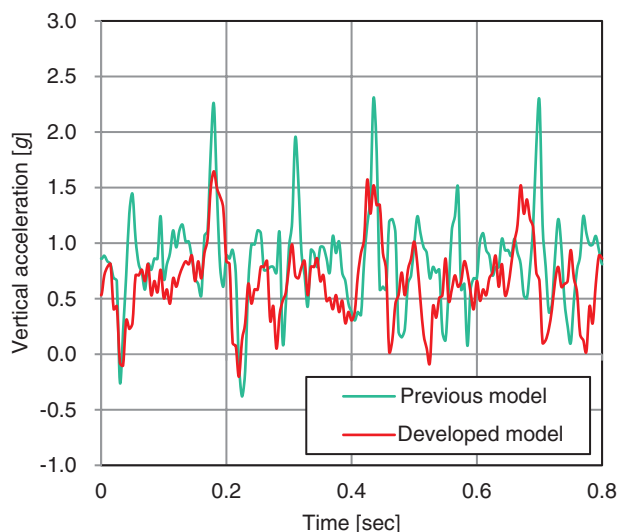


Fig. 8 Sprung mass vertical acceleration when running on continuous steps

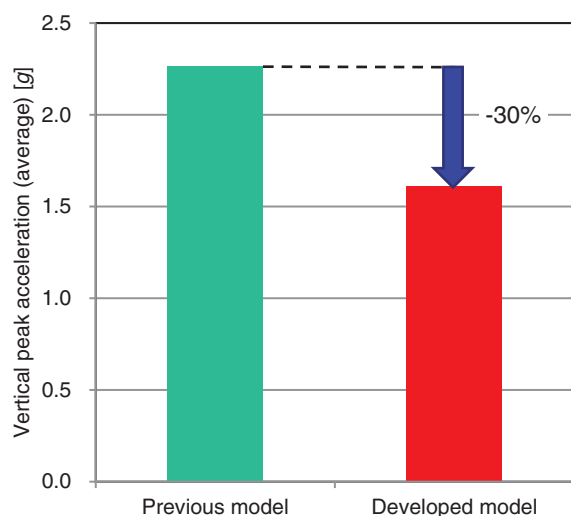


Fig. 9 Average of sprung mass peak acceleration when running on continuous steps

なく、穏やかな挙動を示しており、これらが上質なフィーリングにつながっていると推測する。さらに、このときのばね下の前後加速度について周波数分析をおこなった。結果を Fig. 12 に示す。テレスコピック式フロントサスペンションを持つ前モデルでは、10 Hz 前後および 25 Hz 前後にピークが見られ、フロントフォークのベンディングによ

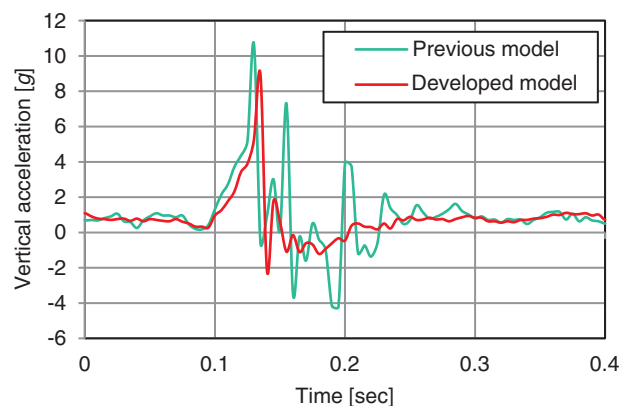


Fig. 10 Vertical acceleration of sprung mass when passing through step (h=20 mm)

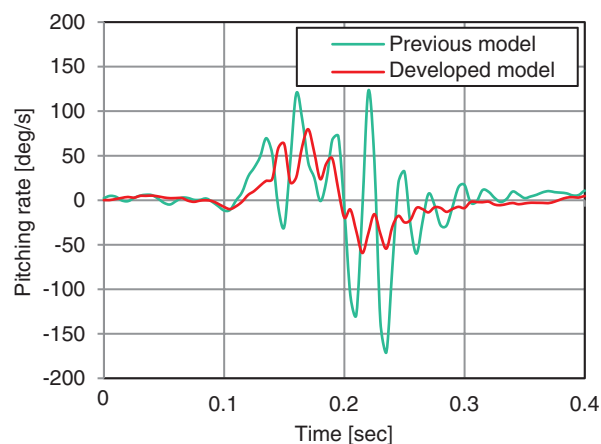


Fig. 11 Pitching rate when passing through step (h=20 mm)

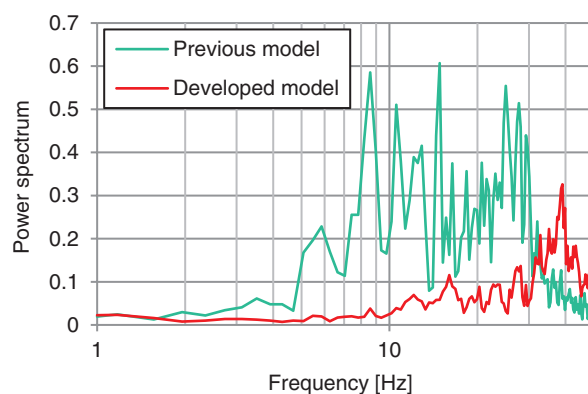


Fig. 12 Power spectrum of longitudinal acceleration of unsprung mass when passing through step (h=20 mm)

る前後方向の振動が発生していると推測される。一方、本モデルではピークが 40 Hz 付近と高く、サスペンションの前後曲げ剛性が高く、振動しにくい特徴を持っている。

以上の結果から、本モデルのサスペンションは、路面からの入力に対しスムーズに作動できるシステムであるといえ、上質な乗り心地性能を実現している。

6. まとめ

軽快な操縦性と高い安定性を両立するパッケージングおよび上質な乗り心地を達成するために、新たにフロントサスペンションの開発をおこなった。

転舵軸と操舵軸を別軸化した独自構造の二輪車用ダブルウィッシュボーン式サスペンションを採用した。このサスペンション構造により、タイヤストローク軌跡を変更し、エンジンを前方に搭載することが可能となった。これにより、フロント分担荷重が増加し、軽快な操縦性と高い安定性の両立を実現した。また、リンク各部のピボットにニードルベアリングを採用したしゅう動抵抗の少ない本構造により、ばね上加速度を 30% 低減し、ピッチングの収れん性を向上させることで上質な乗り心地を達成した。

参考文献

- (1) <http://www.honda.co.jp/NSX/webcatalog/performance/driving/>

■ 著 者 ■



乗原直樹



三代純平

ロボット芝刈り機 Miimo HRM3000 の開発

Development of Robotic Lawnmower Miimo HRM3000

大 窪 晋*

Susumu OKUBO

蟹 沢 拓 哉*

Takuya KANISAWA

川 西 健 太*

Kenta KAWANISHI

百 澤 大*

Dai HYAKUSAWA

山 村 誠*

Makoto YAMAMURA

要 旨

効率よく芝刈り作業をおこなうことができ、設置、清掃、操作が容易なロボット芝刈り機を開発した。

芝刈り作業に必要な時間を短くするため、作業境界において、効率の良い巡回方式とした。

また、芝刈り機の汚れを取除く作業を軽減するために、ロボット芝刈り機では世界初となる流水洗車可能な防水フレームとした。

従来のロボット芝刈り機では、充電のためのドッキングステーションの設置場所は限定的であったが、できるだけ自由な場所に設置したいニーズに対応するため、任意の角度でドッキングステーションに帰還可能なシステムとした。

さらに、親しみのある外観デザインを有し、スマートフォンと連携できる商品とした。

ABSTRACT

A robotic lawnmower has been developed that mows lawns efficiently and simplifies placement, cleaning, and operation.

It uses an efficient method for turning within the mowing boundaries to shorten the time required for mowing.

In addition, in order to facilitate mower cleaning, the robotic lawnmower is the world's first to be given a waterproof frame that is washable with a garden hose.

Also, whereas existing robotic lawnmowers have limited options for where to place the docking station for charging, this robotic lawnmower was enabled with a system for returning to the docking station from any angle in response to user demand for as much freedom as possible in station placement.

Furthermore, the mower has a likable exterior design and can be linked with smartphones.

1. まえがき

芝刈り作業は労働として捉えられ、余暇を過ごす時間の確保が芝刈り機に求められている。

Honda は、2012 年にロボット芝刈り機 Miimo HRM300 と 500 を発売した。その後 2015 年と 2016 年にモデルチェンジをおこない、モデル名を HRM310K1 と 520K1 (以下、従来モデルと称する) に改めている。

発売以来、従来モデルは労力と時間をかけずに芝地を綺麗に保つというニーズに対応している⁽¹⁾。

ロボット芝刈り機が普及している欧州において、近年欧州メーカーの商品投入のみならず、中国メーカーも参入し、競争が激しくなっており、また、ロボット芝刈り機に対する様々な研究⁽²⁾もおこなわれている。

Honda は Fig. 1 に示す HRM3000 をプレミアムモデルとして新たに開発した。本報では、このモデルの特徴である、短時間での芝刈り作業技術、洗車可能な防水構造、ドッキングステーション設置の自由度向上の技術と新機能を紹介する。

* パワープロダクツ R&D センター



Fig. 1 Robotic lawnmower Miimo HRM3000

2. 開発のねらい

開発に先だって、欧州での市場調査をおこない、ユーザが現状のロボット芝刈り機に対し、求めているものや不満点を解析した。

その結果下記4項目のニーズが高いことが分かった。

- (1) 自動走行しながら芝刈り作業をする本体（以下モアと称する）での芝刈り作業を短時間にし、花壇や植栽の手入れの時間や、子供と庭で遊ぶ時間を増やしたい。
- (2) モアの刈り取り部や裏側に刈り取り後の芝が付着しやすく、清掃に労力を要するので、それを簡単にしたい。
- (3) 盗難への心配や庭の景観を美しく保つため、目につかない場所にドッキングステーションを設置したい。
- (4) 購入後の作業時間設定や、モアの予期しない停止等のトラブル発生時の復帰操作を簡単にしたい。

これらのユーザニーズをふまえて、HRM3000 では下記を開発のねらいとした。

- (1) 芝刈り作業時間を従来モデルに対し短縮
- (2) 水道ホースでモアの洗車が可能
- (3) ドッキングステーション設置場所の自由度拡大
- (4) 簡単で分かりやすい操作方法

3. 構成とデザイン

3.1. HRM3000 の構成

HRM3000 は、Fig. 2 に示すように前述のドッキングス

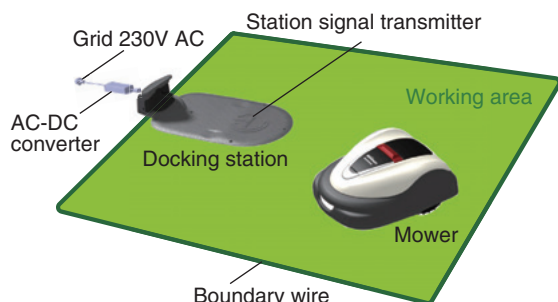


Fig. 2 Robotic lawnmower configuration

Table 1 Comparison of specifications

Model	HRM520K1	HRM3000
Overall length (mm)	645	710
Overall width (mm)	550	
Overall height (mm)	275	301
Wheelbase (mm)	300	326
Mass (kg)	11.9	13.8
Wheel diameter (mm)	Front	100
	Rear	200
Forward speed (m·s ⁻¹)	0 - 0.55	
Trimming width (mm)	220	250
Trimming height (mm)	20 - 60	
Blade rotating speed (min ⁻¹)	2500	2290
Blade type, Number of blades	Swing-back type, 3 blades	
Motor performance (W)	For driving	10.8 x 2
	For mowing	28.8
	For trimming height adjust	-
Battery	Type	Li-ion
	Capacity	22.2V x 3.6Ah
Sound power level (dB(A))	60.5	59

テーションとモアで構成されるが、ドッキングステーションは、作業境界を設定する境界ワイヤへの信号と、ドッキングステーションの位置を示すステーション信号などを発している。

モアの構成図を Fig. 3 に、従来モデル HRM520K1 との諸元比較を Table 1 に示す。モアは、刈り取り作業用のブレードと走行用の左右後輪を駆動する三つのモータおよび刈り高さ調整用モータ、電源となるバッテリー、モアの動作をコントロールする制御ボードで構成される。また、機器の状態表示や作業設定を入力するディスプレイと、境界ワイヤ信号やステーション信号の磁界を捉えるエリアセンサを備える。ユーザはモアのディスプレイで設定や操作をおこなえるが、制御ボード上の Bluetooth[®] による無線通信を用いてスマートフォンでも操作ができる。また、後述するようにスマートフォンだけでおこなえる機能を追加した。

3.2. デザイン

3.2.1. 基本概念

Honda のロボット芝刈り機ブランドを明確に訴求することを目指した。Fig. 4 に示す基本概念のイメージにあるように、感性的な付加価値として、プレミアムモデルの高級感の訴求と、ユーザに親しみや愛着をもって使ってもらえるデザインとした。

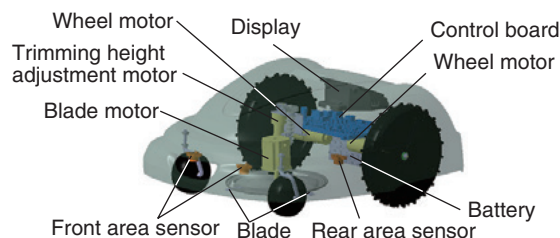


Fig. 3 Mower components

3.2.2. モアのデザイン

ロボットに対して人間が親しみや愛着を持つための要因として、外観形状以上にそれらの動きに生物感を感じることが人間との親和性を高めるのではないかと仮説を立てた。これを基に、4.1.1. 項で述べるモアのスムーズターンが生物感を感じさせることに着目して、Fig. 1 に示すようにその動きを想起させる有機的な曲線で構成されるスタイリングとした。また、カラーリングは、ラインナップ全体としてのロボット芝刈り機ブランド訴求拡大のため、従来モデルを踏襲する構成とした。

4. 技術と新機能の紹介

4.1. 作業効率の向上

芝の高さを設定どおりに維持しつつ短時間で作業を完了するためには、作業エリアの全体をくまなく、かつ効率よく芝刈りすることが必要である。そこで、モアの刈り幅を大きくするとともに走行方式を改良することで短時間の芝刈り作業を可能とした。

4.1.1. スムーズターン

作業エリアの形状は簡単なものから複雑なものもあるため、モアは場所によって繰り返し走行してしまうことがある。その場合にはより多くの刈り取り時間がかかってしまう。そのため、従来モデルは、作業境界到達時、旋回角度にランダム性をもたせることで隅々まで走行できるようにした⁽¹⁾。この走行方式では Fig. 5 (a) に示すように、作業境界にたどり着いた時に停止する。その後、旋回動作に移行するので、停止動作により、時間が余分に必要となる。そこで、より短時間で芝を刈り取るために Fig. 5 (b) に示す停止動作を無くしたスムーズターン動作を取入れた。

スムーズターンは作業境界近傍で減速しながら、ランダム角度分旋回動作をおこない走行する。境界ワイヤから発せられる磁界強度をモアの前方エリアセンサで受信

し、境界ワイヤまでの距離をもとめて旋回を開始することで作業境界の際を走り抜ける動作となる。この動作によって旋回時の停止によるロスを低減し、短時間での作業が可能となる。

スムーズターンにより、停止時間のロスを低減することができるが、作業境界上や角地の芝が刈り残される場合がある。そこで、まんべんなく作業エリアを走行させるため、Fig. 5 (c) に示すように旋回方式 (a) と (b) を組み合わせる。そして、旋回方式を切り替える時間を設けた。以下これを組合せ旋回と称する。その切り替え時間と旋回角度の範囲をパラメータとし、さまざまな形状のエリアで効率的に走行する値をシミュレーションで求めることにした。庭形状は Fig. 6 に示すような欧州の業界規格⁽³⁾で定められているものをシミュレーションに用いた。作業効率は作業境界内の 95% を通るまでの時間としている。結果として、Fig. 7 に示すように組合せ旋回方式は、従来モデルより作業効

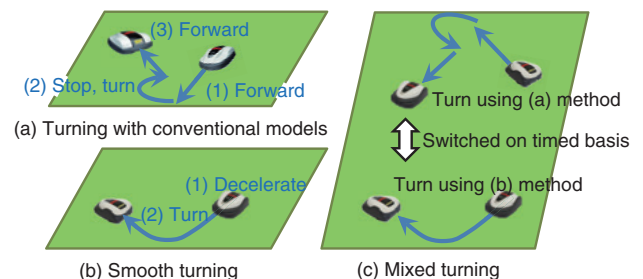


Fig. 5 Turning method

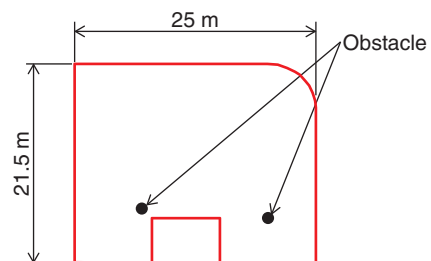


Fig. 6 496 m² working area

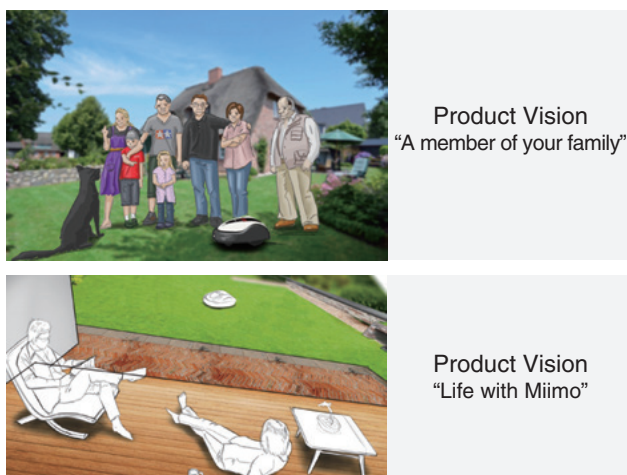


Fig. 4 Basic concept illustrations

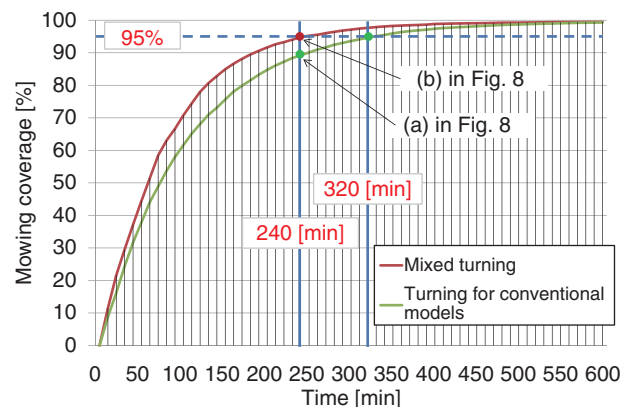


Fig. 7 Simulation results

率が 20% 以上向上することが確認された。

Fig. 8 は、二つの旋回方式におけるシミュレーション時間 240 分での作業エリアの塗りつぶし結果を示す。ここで芝刈りしていないところを黒色、1 回しか刈っていないところを黄色、2 回以上を赤で示す。

4.1.2. 刈り幅

短時間での作業を実現するには、刈り取り量も重要となる。刈り取り量は刈り幅を大きくすることで得られるため、従来モデルの 220 mm から 250 mm に変更した。また、刈り幅を大きくすることでブレード回転速度を低回転に設定することができ、刈り取り量の増加と低騒音化を両立させることができる。その結果、Table 1 に示すように音響パワーレベルを従来モデルに対して同等以下に抑えることができた。

4.1.3. 効率向上結果

シミュレーションにより求められたパラメータを HRM3000 に搭載し、実際に芝地を走行させた。モーションキャプチャで観察された走行軌跡の結果を Fig. 9 に示す。二つの方式とも作業範囲が庭全体の 95% に達する時間は、Fig. 7 に示すシミュレーションと一致した。よって、実際の芝地においても従来の走行よりも短時間の芝刈り作業を実現することができた。

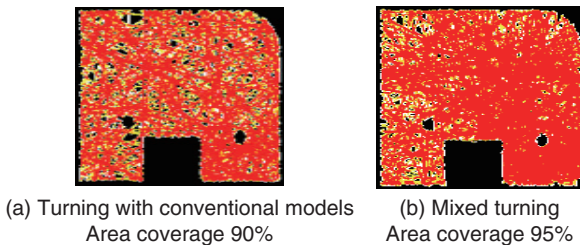
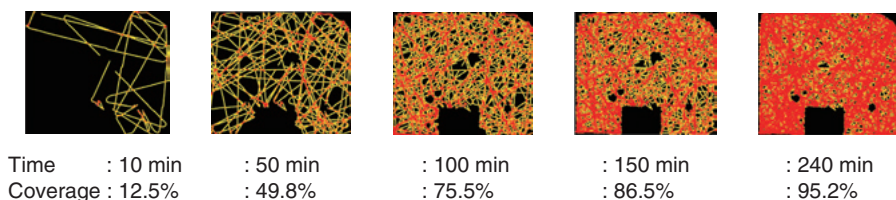


Fig. 8 Simulated mowing coverage at 240 mins.

HRM3000



Conventional model

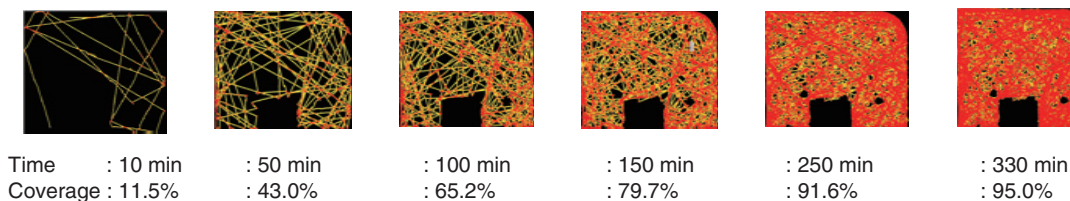


Fig. 9 Actual mowing coverage observed by motion capture

4.2. 洗車可能なモア

ロボット芝刈り機が自動作業を継続すると、Fig. 10 のようにモアの裏側に刈り取った芝が付着するため、取り除く作業が必要である。短時間で清掃するには、Fig. 11 のように、ガーデンホースなど流水による洗車が有効である。しかし、従来モデルおよび他社ロボット芝刈り機は、2016 年時点、流水に対する防水が保証されていない。そこで従来モデルに対して HRM3000 は、Fig. 12 に示すように、ブーツと防水通気フィルタを追加し、防水構造とした。さ



Fig. 10 Grass trimmings on mower underside



Fig. 11 Washing

らに、刈り高さ調整機構を電動化して、防水フレーム内で機構を完結することで、防水性の高い構造とした。

この構造によって、国際規格に規定された防水レベル⁽⁴⁾は、これまでのロボット芝刈り機の業界標準である「防まつ」を示すIPX4に対して、「防噴流」を示すIPX5を達成し、これにより世界初となるホース洗車可能なロボット芝刈り機を実現した。

4.3. ドッキングステーションの設置

盗難への心配や庭の景観を美しくしたいというユーザーの要望はさまざまなため、庭ごとに適したドッキングステーションの設置位置が必要である。また、モアが芝刈り作業を継続するためには、バッテリーを充電するドッキングステーションに確実に帰還することが重要である。

従来モデルでは、境界ワイヤと平行なドッキングステーションの設置に限られていたが、HRM3000では、Fig. 13に示すようにユーザーの要望に応えるため、境界ワイヤに対して垂直、奥まった場所、境界ワイヤの角地への設置も可能とした。

ドッキングステーションを自由に設置するためには、モアが任意の角度でドッキングステーションに帰還できることが必要である。そこで、ドッキングステーションにス

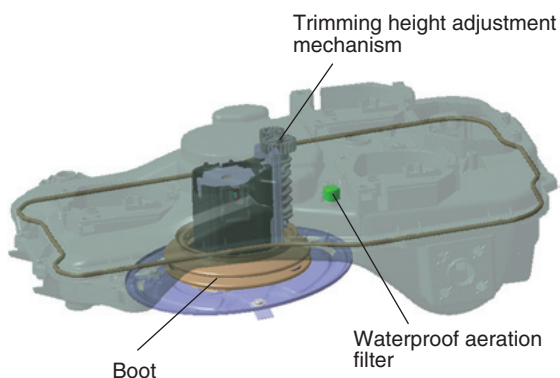


Fig. 12 Waterproof frame

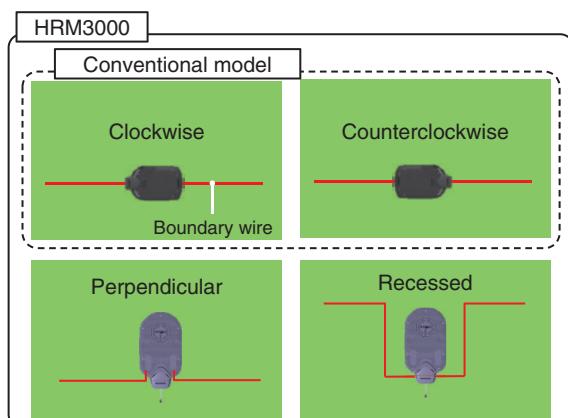


Fig. 13 Docking station placement

テーション信号システムを適用し、モアが任意の方向からステーション位置を認識できるようにした。

ステーション信号システムは、ドッキングステーション下側に円状のワイヤを設置し、常に周辺に均一な磁界信号を送信している。Fig. 14はステーション信号の磁界発生概念図である。

従来モデルはFig. 15に示すようにドッキングステーションに帰還するとき、境界ワイヤに沿って走行する。しかし、ステーション信号の磁界強度範囲が狭いことでステーションの近傍で認識かつ一方のみにしかステーションへ向かうことができなかった。

HRM3000は帰還時、Fig. 16のStep1に示すように境界ワイヤに沿って戻り、モアの前方エリアセンサでステーション信号を検出し、磁界強度が高くなる中心に向かう。これにより、任意の方向よりドッキングステーションに誘導できる。

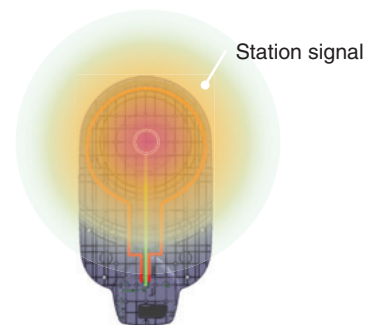


Fig. 14 Station signal magnetic field

Conventional model

Homing and docking

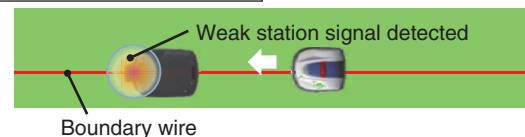
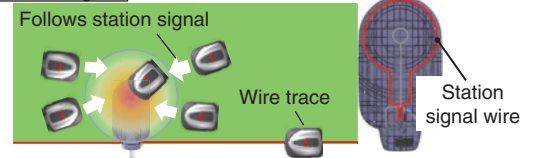


Fig. 15 Docking method of conventional models

HRM3000

Step 1: Homing



Step 2: Docking

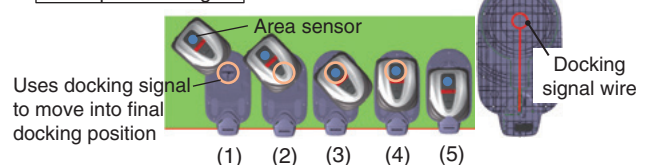


Fig. 16 Driving method when docking

最終的に Fig. 16 の Step2 のようにモアとステーションの充電端子を接続させるため、ドッキング信号をモアの後方エリアセンサが検知し、ドッキング信号の磁界強度の高い中心に到達させて、モアはドッキングステーションの充電端子まで帰還する。このステーション信号システムにより、よりドッキングステーションの設置自由度を向上させることができた。

4.4. スマートフォン連携機能

4.4.1. トラブルシューティング機能

ユーザがモアの状態を把握し、何らかのトラブルが生じているとき、どのように対応すべきかを表示する機能である。Fig. 17 に示す例のようにユーザがおこなうべき操作やディーラへの連絡が必要な場合はその指示を画面上に表示する。

4.4.2. トラブルレポート送信機能

Fig. 18 のようにスマートフォンを使って、モアからの故障履歴や設定情報を Honda のサーバ経由でディーラの製品診断システムに伝える⁽⁵⁾機能である。従来モデルのユーザは、モアが故障した時、ディーラに電話など口頭で状況を伝えていた。ディーラは、ユーザの庭に来て初めて正確な状況を把握することになるため、ユーザからの情報と実際の状況が食い違い、問題対応と解決までに時間がかかる場合があった。

故障履歴や設定情報などの正確な状態をあらかじめ伝えることで、ディーラは故障原因を推測し、ユーザの庭を訪

問する前に故障への対応ができる。定量的なデータとして伝えることで、正確な情報の共有と把握ができ、原因に対しての迅速な対応を可能とした。

4.4.3. スマートフォンアプリの GUI

デザインの基本概念に則り、ユーザが愛着をもち、かつ直感的に使える GUI(グラフィカルユーザインターフェース)とした。

商品に親しみが感じられ、かつ直感的に理解できる表現にするために、Fig. 19 のように Home 画面では現在のモアの状態表示を動きと表情のあるアニメーションによって表現した。また、Fig. 20 に示されるように、Home 画面上部のユーザが頻繁に視認する⁽⁶⁾位置に使用頻度の高い操作アイコンを配置し、操作利便性を高めた。



Fig. 19 Status indicators

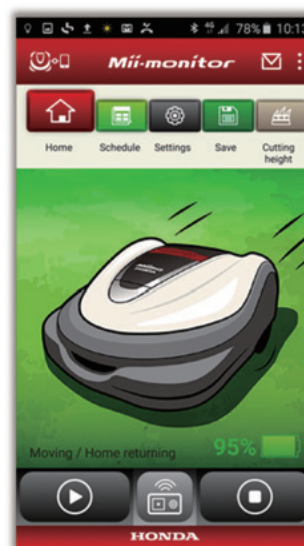


Fig. 20 Home screen and icon design

Window shows user's next operations.

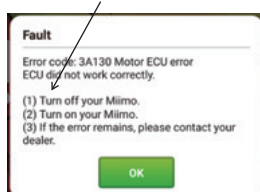


Fig. 17 Troubleshooting example

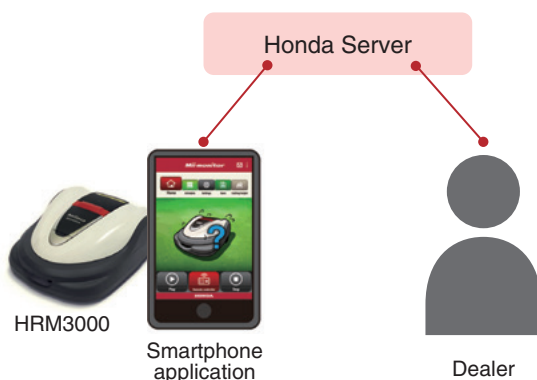


Fig. 18 Trouble reporting system

5. まとめ

ロボット芝刈り機ユーザの市場調査によって得たニーズに応えるため、下記の技術を開発した。

- (1) 短時間での芝刈り作業を可能にするスムーズターン
- (2) 水による洗車が可能な防水フレーム
- (3) ドッキングステーション設置の自由度を向上させるステーション信号システム

さらに、スマートフォンとの連携により、設定やトラブル発生時の対応が簡単におこなえる商品を提供することができた。

参考文献

- (1) 川上俊明, 小林浩, 山村誠, 丸山修平: ロボット芝刈り機 Miimo の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.25, No.2, p.52-57
- (2) 島村秀明, 松井勇樹, Sebastian SCHMITT: ロボット芝刈り機の最適走行制御の研究, Honda R&D Technical Review, Vol.29, No.2, p.82-86
- (3) European Garden Machinery Industry Federation: EGMF ROBOTIC MOWERS PERFORMANCE EVALUATION STANDARD RLM004-1.0/2016 第4.2 項
- (4) 国際電気標準会議 IEC60529: 2001 第6 項
- (5) 土橋学, 山村誠, 三輪あさぎ, 山中真: マルチプロトコル自動認識技術を用いた汎用製品診断システム, Honda R&D Technical Review, Vol.20, No.2, p.88-92
- (6) <https://www.nngroup.com/articles/f-shaped-pattern-reading-web-content-discovered/>, 2006/April/17

■ 著 者 ■



大 窪 晋



川 西 健 太



山 村 誠



蟹 沢 拓 哉



百 澤 大

副室ジェット燃焼によるガソリンエンジンの 熱効率向上技術

Technology for Enhancing Thermal Efficiency of Gasoline Engine
by Pre-chamber Jet Combustion

小 林 広 樹*
Hiroki KOBAYASHI
大 田 篤 志*
Atsushi OHTA

甲 村 公 典*
Kiminori KOMURA
鳴 海 裕 樹*
Hiroki NARUMI

中 西 啓太朗*
Keitaro NAKANISHI
竹 形 徳 之*
Noriyuki TAKEGATA

要 旨

副室ジェット燃焼を採用した単気筒ガソリンエンジンで、過去に研究された正味熱効率 45% エンジンに対して 2 ポイントの正味熱効率向上を達成した。達成手法は機械圧縮比 16 とし、副室設計の最適化と副室内壁への断熱材のコーティングを実施し、圧縮比設定を含めた燃焼室形状の最適化をおこなった。その結果、同時に SULEV20 エミッション規制対応のため NO_x 排出量は 30 ppm と炭化水素排出量は 2000 ppm を達成した。また、燃焼安定性は CPmi 3% 以下と筒内圧力上昇率は 300 kPa/deg 以下とし、実車の振動騒音要求を満足する数値を達成した。

ABSTRACT

A two-point increase in brake thermal efficiency was achieved over an engine with a brake thermal efficiency of 45% from a previous study by using a single-cylinder gasoline engine adopting pre-chamber jet combustion. These results were achieved with a mechanical compression ratio of 16:1 by optimizing the pre-chamber design, coating the pre-chamber inner walls with thermal insulation, and optimizing the combustion chamber shape, including compression ratio settings. The resulting configuration also achieved NO_x emissions of 30 ppm and hydrocarbon emissions of 2000 ppm, which puts it in compliance with SULEV20 emission regulations. In addition, combustion stability was kept to a CPmi of 3% or lower, the rate of in-cylinder pressure increase to 300 kPa/deg or lower, and noise vibration requirements for actual vehicles were satisfied.

1. まえがき

近年、気候変動の原因の一つと考えられる CO_2 の排出量削減への取り組みが急速に進み、今後は Electric Vehicle (EV) や Fuel Cell Vehicle (FCV) などの Zero Emission Vehicle (ZEV) の割合が増加していくと予想されている。しかしながら、ZEV の普及拡大には時間が必要であると予測されており、内燃機関を積んだ Hybrid Electric Vehicle (HEV) と Plug-in Hybrid Electric Vehicle (PHEV) が当分の間は主流となると考えられる。HEV と PHEV の燃費向上のためにはモータやバッテリーなどの電動技術の研究に加えて、内燃機関の正味熱効率向上技術の研究が必要である。Honda はこれまでの研究でガソリンエンジンにおいて正味熱効率 45% を達成⁽¹⁾しており、次のステップ

として正味熱効率 50% を目指している。正味熱効率 50% 達成のためには、高圧縮比エンジンへのリーン燃焼の採用が必要である。

そのため、リーン燃焼には高いノッキング抑制効果と厳しいエミッション規制に対応できるリーン限界性能が要求される。Honda では Homogeneous Lean-charge Spark Ignition (HLSI) 燃焼の研究⁽²⁾において、高いリーン限界性能と低 NO_x を達成した。しかし、均質リーン燃焼は EGR 燃焼に比べてノッキング抑制効果が低いことが知られている⁽³⁾。また、筒内エンドガスの希薄化によりノッキングを抑制する成層燃焼が考えられる。しかし、成層燃焼の課題は均質燃焼と比較して NO_x 排出量が高くなることである。成層燃焼は Direct Injection Stratified Charge (DISC) 燃焼が研究⁽⁴⁾されている。DISC 燃焼では EGR 導入を併用す

*四輪 R&D センター

ること高いリーン限界性能と低 NO_x 排出量を両立している。EGR導入を併用すると熱効率向上効果が低下するため、熱効率向上の効果を最大限に得るためには、EGR導入を併用せずに低 NO_x 排出量を実現する成層燃焼が必要であると考えた。

本研究ではリーン燃焼で性能要求を達成する手段として、成層燃焼の一つである副室ジェット燃焼を研究した。副室ジェット燃焼のエンジン構成をFig. 1に示す。燃焼室の中央部に副室を設置し、その内部に点火プラグと副室内を量産点火システムのエネルギーで着火可能な空燃比(AFR)に制御するための専用直噴(DI)インジェクタを配置する構成となっている。また、主室側への燃料供給をおこなうポート噴射(PI)インジェクタを別に備える。それにより、主室と副室の混合気AFRが異なる成層燃焼をおこなう。また、副室ジェット燃焼は副室容積の設定によりリッチな混合気の割合が決められ、専用DIインジェクタでねらいのAFRに制御することができる。そのため、成層燃焼でありながら、 NO_x 排出量を低く抑えることが可能である。本稿では、その副室ジェット燃焼の研究について紹介する。

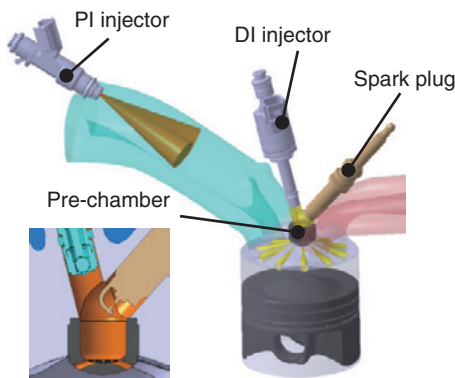


Fig. 1 Engine configuration for pre-chamber jet combustion

2. 目標値の設定

正味熱効率50%達成への各技術進化の目標設定として、廃熱回収、点火システム、インジェクタ、冷却損失低減技術などの技術進化で3ポイント、残り2ポイントをリーン燃焼で達成する。本研究のねらいは、過去に研究された正味熱効率45%エンジン⁽¹⁾にリーン燃焼を組み合わせることで2ポイント以上の正味熱効率向上を達成することである。リーン燃焼を採用する場合、三元触媒による排ガス浄化ができない。そのため、リーン燃焼専用の後処理触媒の採用と燃焼室から排出されるエミッション(フィードエミッション)の低減により厳しいエミッション規制をクリアする必要がある。そこで、まず初めに、フィードエミッ

ン低減の目標値について検討した。目標とするエミッション規制はSULEV20とし、リーン燃焼専用の後処理触媒システム⁽⁵⁾の採用を前提に達成を目指した。触媒システム浄化率は炭化水素(HC)に対して99.6%、 NO_x に対して95.9%を前提とした。検討方法はFTP-75モード走行データから算出したモード中におけるエンジン回転数と負荷の運転頻度を使用し、定常積算によるモードシミュレーションをした。その計算結果から効率点負荷においてフィード NO_x 排出量は50 ppm以下、フィードHC排出量は2800 ppm以下を目標値とした。加えて、燃焼安定性と筒内圧力上昇率($dP/d\theta$)は実車の振動騒音要求を満足する数値にする必要がある。そこで本研究では、目標性能を最高正味熱効率の達成条件で正味熱効率向上を含め以下の五つと定めた。燃焼安定性の指標は図示平均有効圧変動率(CPmi)とした。

(1) 目標正味熱効率

45%達成技術に対して2ポイント以上の向上

(2) SULEV20達成のための目標エミッション

フィード NO_x 排出量は50 ppm以下

フィードHC排出量は2800 ppm以下

(3) 実車の振動騒音要求

CPmiは3%以下

$dP/d\theta$ は350 kPa/deg以下

次に、正味熱効率および NO_x 排出量の目標性能を達成するために要求されるAFRについて検討した。まず初めに、目標正味熱効率達成に必要なAFRについて検討した結果を説明する。検討には1次元シミュレーションを用いてMinimum advance for best torque (MBT)運転、主燃焼期間(MFB 10-90%)が25 deg固定とした場合の正味熱効率の変化をEGR燃焼およびリーン運転条件で計算した。計算は先の研究で正味熱効率45%を達成したエンジンの性能結果を基におこない、運転条件は最高正味熱効率達成条件とした。計算結果をFig. 2に示す。これより2ポイントの正味熱効率向上のためにはAFR 28以上のリーン限界性能が要求されることがわかった。

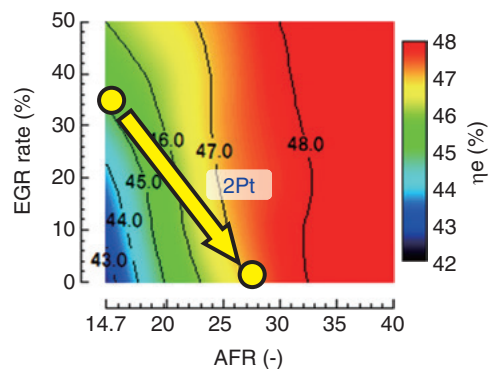


Fig. 2 Brake thermal efficiency for EGR combustion and lean combustion using 1-D simulation

次に、 NO_x 排出量 50 ppm 以下を達成するための AFR を明確にするために、先の研究で正味熱効率 45% 達成したエンジンで AFR に対する NO_x 排出量の特性を確認した。 NO_x 排出量は筒内最高温度と相関がありノッキングによる点火遅角により排出量が増加する。そのため、運転条件は、ノッキングによる影響が含まれないエンジン回転数 2000 rpm、図示平均有効圧 (IMEP) 470 kPa の運転条件で確認した。結果を Fig. 3 に示す。この結果から、 NO_x 排出量を 50 ppm 以下とするためには、AFR 30 以上のリーン限界性能が必要であることがわかった。上記の二つの検討結果から、AFR 30 以上で運転可能なリーン燃焼の実現を目指した。

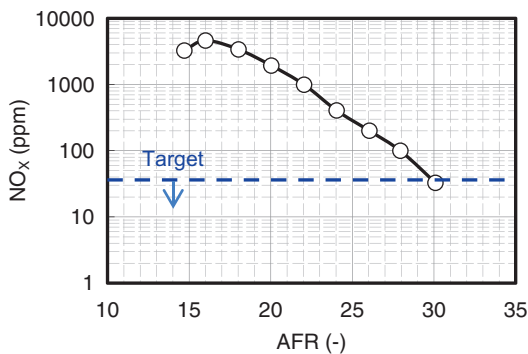


Fig. 3 Characteristics of NO_x emissions by AFR for base engine

3. 燃焼コンセプト

副室ジェット燃焼の燃焼過程について、Fig. 4 に示す副室ジェット燃焼をボトムビューで直接撮影した可視化画像および Computational Fluid Dynamics (CFD) の計算結果で説明する。主室へは吸気行程に PI インジェクタで燃料供給をし、圧縮行程に副室内の専用 DI インジェクタを噴射することで副室と主室の AFR が異なる混合気状態を形成する。その後、副室内の点火プラグにより点火 [Fig. 4 (1)] することで副室内の燃焼が開始され、主室と副室の間に圧力差が生じる。その圧力差を利用して副室から主室へ火炎が噴出し [Fig. 4 (2)]、その熱エネルギーにより主室の混合気が燃焼を開始する [Fig. 4 (3)]。このような燃焼形態をとるために、副室ジェット燃焼は安定した着火性能を確保でき、また主室の混合気が多点着火を起こすことで急速燃焼を実現することが可能な燃焼である。その結果、高いリーン限界性能の達成と同時にノッキングの抑制が期待できる燃焼である。

次に、副室ジェット燃焼が低 NO_x 排出量となる優位性について説明する。過去の成層燃焼では筒内流動と DI 噴射のサイクルばらつきが発生しても安定した着火性を確保

するため、プラグ近傍をリッチな AFR の混合気分布にする必要があった。また、プラグ近傍のリッチな AFR の混合気量も多かった。その結果、 NO_x 排出量が多くなることが課題であった。副室ジェット燃焼では、圧縮行程で副室内に燃料を噴射することで主室側へ燃料が流出することなく副室内に留まる。そのため、副室容積設定で筒内全体 AFR に対してリッチな AFR となる領域を調整できる優位性がある。また、副室内混合気をねらいの AFR に制御し、同時にプラグ近傍にリッチな混合気を毎サイクル安定して配置できる優位性がある。以上のような特性を持つため、成層燃焼でありながら NO_x 排出量の低減が実現できる燃焼である。

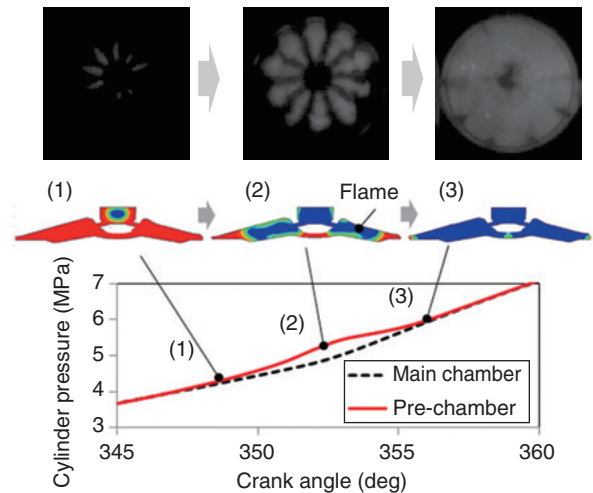


Fig. 4 Visualized direct bottom view and CFD calculations for pre-chamber jet combustion

4. エンジン設計

目標性能達成に向けた副室ジェット燃焼エンジンの各設計パラメータの影響を説明する。

4.1. 評価エンジン諸元

本研究に用いた供試エンジンの諸元を Table 1 に示す。このエンジンは、正味熱効率 45% を達成した研究において重要な要素であったボアストローク (S/B) 比と圧縮比は維持しつつ、ボア径を 73 mm とした単気筒エンジンである。また、同じく重要な要素であった吸気弁遅閉じアトキンソンサイクルも継承した。圧縮行程の圧縮比は吸気弁閉じ時の筒内容積に対する圧縮上死点の筒内容積から計算した圧縮比を実効圧縮比とした。また、膨張行程の圧縮比は膨張比 (機械圧縮比) として示す。

4.2. 副室設計

副室ジェット燃焼エンジンで主室の燃焼へ大きく影響を

Table 1 Test engine specifications for pre-chamber jet combustion

Number of cylinders	1
Displacement volume (cm ³)	458
Bore (mm)	φ 73
Stroke (mm)	109.5
Stroke/bore ratio	1.5
Expansion ratio	17.0
Effective compression ratio	12.5
Aspiration	Supercharger
Fuel supply (main/pre)	(PI/DI)
Ignition energy (mJ)	60

およぼす副室から主室へ供給される熱エネルギー量を決定する副室設計について検討した。主な副室の設計パラメータは、Fig. 5 に示す副室容積、副室噴孔数、副室噴孔径、それと副室噴孔数と副室噴孔径から計算される副室噴孔総断面積である。最適設計をするためにこれらの設計パラメータの各性能への影響を確認した。以下に、目標値の達成に大きく寄与した副室容積と副室噴孔総断面積について詳しく説明する。

Fig. 6 に過去に研究された正味熱効率 45% エンジンで最大正味熱効率となるエンジン回転数 2000 rpm, IMEP 810 kPa, AFR 35 の運転条件において副室容積を変更した場合の各性能への影響を示す。副室容積が小さいほど、NO_x 排出量および $dP/d\theta$ が低減できるが、一方で MFB 10-90% angle は増加する傾向にある。熱効率は副室容積 2.0 cm³ までは熱効率の低下はなく、それ以上小さくすると熱効率が低下する結果となった。NO_x 排出量が低減するのは副室容積が小さいほどリッチな混合気割合が低下するためである。また同時に副室内ガス量が低下するため副室から主室へ供給される熱エネルギーが低下し $dP/d\theta$ の低下および燃焼期間の増加が起こるためである。熱効率の変化に対しては、AFR 35 の運転条件で副室から主室へ供給される熱エネルギーが燃焼安定性を維持できなくなる熱エネルギー量になると HC が増加するため大きく熱効率が低下していると考えられる。以上の性能結果から、副室容積設定は NO_x 排出量および $dP/d\theta$ を最小にしつつ熱効率低下をおよぼさない 2.0 cm³ とした。

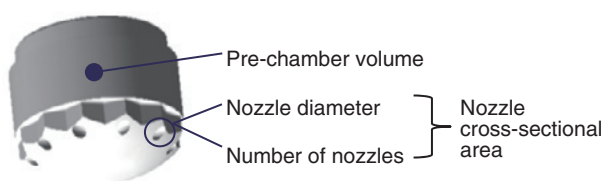
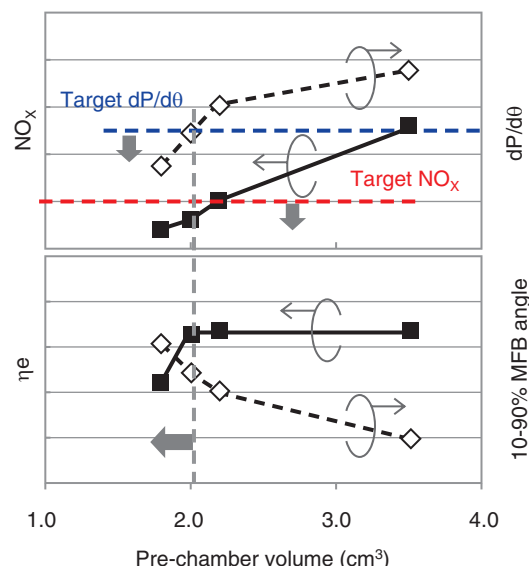
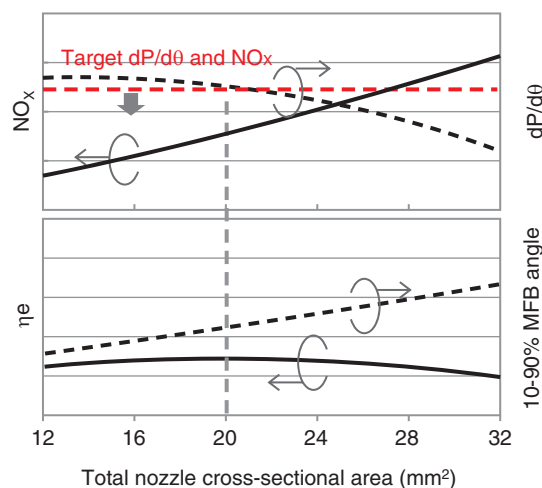


Fig. 5 Pre-chamber design parameters

Fig. 7 にエンジン回転数 2000 rpm, IMEP 810 kPa, AFR 35 の運転条件における副室噴孔総断面積を変更した場合の各性能への影響を示す。副室噴孔総断面積を小さくするほど NO_x 排出量は低減できるが、 $dP/d\theta$ が増加する。MFB 10-90% angle は副室噴孔総断面積を小さくするほど低下していくが、熱効率は副室噴孔総断面積が 20 mm² で最大値となり、それより大きくても小さくても熱効率は低下する。これは副室噴孔総断面積が小さいほど副室の圧力上昇が高く主室へ供給される熱エネルギーが増加し燃焼安定性が確保できるためである。そのため、同等の燃焼安定性を確保する際に点火時期を遅角化することが可能となり、筒内最高温度が低下し NO_x 排出量を低減できる。熱効率の変化に対しては、副室噴孔総断面積が大きすぎると副室の圧力上昇が低く副室から主室へ供給

Fig. 6 Comparison of pre-chamber volume on NO_x and thermal efficiencyFig. 7 Comparison of NO_x and thermal efficiency by total nozzle cross-sectional area

される熱エネルギーが低下する。そのため、AFR 35 の運転条件で燃焼安定性の維持ができなくなり HC が増加するため熱効率は低下する。一方で副室噴孔総断面積が小さすぎると AFR 35 の運転条件での燃焼安定性を確保するのに必要以上に副室圧力上昇がおき、副室から主室へ供給される熱エネルギーが増加する。それにより副室での冷却損失増加の影響が大きくなり熱効率が低下すると考えられる。一方で $dP/d\theta$ は副室から主室へ供給される熱エネルギーが増加すると急激な燃焼となるため高くなる。以上の性能結果から、副室噴孔総断面積設定は NO_x 排出量および $dP/d\theta$ が目標数値以下であり、熱効率最大となる 20 mm^2 とした。具体的な設計値は、副室噴孔数は 10 孔、副室噴孔径は $\phi 1.6 \text{ mm}$ の設定とした。

副室設計の最適化をおこなった後の各性能を Fig. 8 に示す。Fig. 8 はエンジン回転数 2000 rpm, IMEP 810 kPa, の高負荷運転条件における AFR に対する性能結果を示している。正味熱効率の算出には正味熱効率 45% を達成した研究と同様に直列 4 気筒エンジン相当のメカニカルフリクションおよび 1 次元シミュレーションにより推定した過給機損失を用いた。燃焼安定性は AFR 38 まで CPmi 3% 以下を達成し、AFR 30 以上の条件において MBT 運転を実現している。

4.3. 副室における冷却損失の低減技術

副室内燃焼は比表面積 (S/V 比) が大きいために、壁面への冷却損失が高くなる可能性が考えられた。そのため、熱

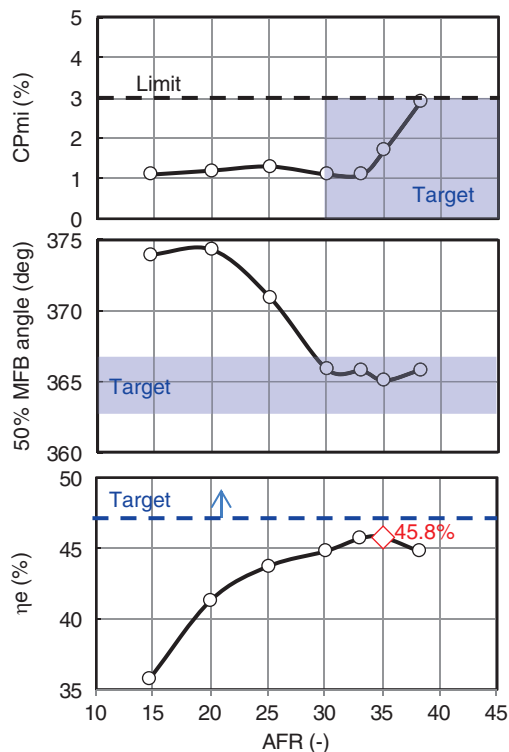


Fig. 8 Lean characteristics under heavy load

効率の向上のために副室内の冷却損失の低減に取り組んだ。冷却損失低減を目指し副室内壁に Fig. 9 に赤色で示す部分への断熱材のコーティングをおこなった。また、副室内表面積に対するコーティング部の割合は 37% である。エンジン回転数 2000 rpm, IMEP 810 kPa, AFR 35 の運転条件におけるコーティングの影響を Fig. 10 に示す。それにより、冷却損失低減効果とそれに付随する主室への熱エネルギー量の増加により未燃損失の低減効果が得られ、熱効率が 0.5 ポイント向上する結果となった。また、ノッキングに対する影響がなかったため時間損失は変化がなく、廃熱は上記損失低減分のすべてが熱効率向上とならないため廃熱も同時に増加した。

4.4. 燃焼室 S/V 比設定

副室ジェット燃焼エンジンにおいては、同一圧縮比の一般的なガソリンエンジンに比べて、燃焼室の S/V 比が増加する。また副室容積が同一の場合、圧縮比が高いほどその影響は大きくなる。そのため、圧縮比と燃焼室の S/V 比の関係について検討した。Fig. 11 に圧縮比と S/V 比の比較テストから得られた熱効率感度マップを示す。図中の Step 1 として、燃焼室の S/V 比の影響を確認するため、圧縮比を低下させることによる燃焼室の S/V 比低減の性能を確認した。その結果、圧縮比低下により理論熱効率は低下する一方、冷却損失、未燃損失の低減効果が大きく逆に熱効率が向上する結果が得られた。また図中の Step 2 として、燃焼室形状を最適化し燃焼室の S/V 比のさらなる低減を

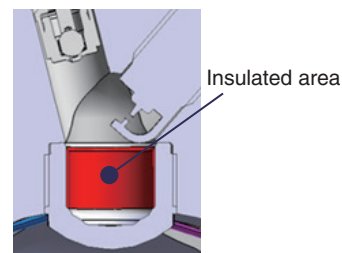


Fig. 9 Insulated area of pre-chamber

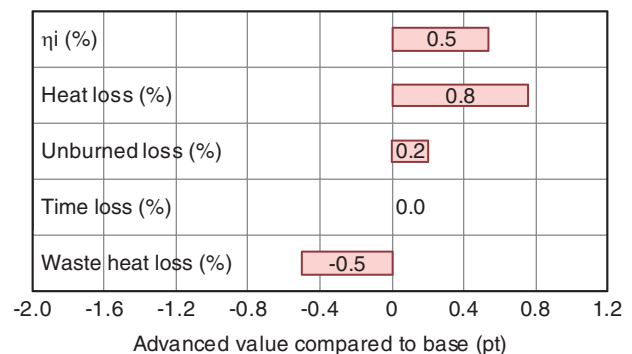


Fig. 10 Effects of coating on pre-chamber

図り熱効率を向上させた。以上の結果から、副室ジェット燃焼エンジンの圧縮比設定は燃焼室形状の見直しを含めて圧縮比 16 とした。

4.5. 筒内流動設定

先の研究で正味熱効率 45% を達成したエンジンは火炎伝播速度向上を目的として高タンブルポートを採用していた。しかし、副室ジェット燃焼では燃焼形態が変化するため要求される筒内流動が変化することが考えられた。そのため、副室ジェット燃焼における最適な筒内流動の選定をおこなった。タンブル比の異なる二つのポート仕様で性能を比較した結果を Fig. 12 に示す。ポート A のタンブル比は 0.4、ポート B のタンブル比は 1.8 で、エンジン回転数 2000 rpm、IMEP 510 kPa 運転条件で比較した結果である。タンブル比の違いによる燃焼期間の変化はなく、タンブル

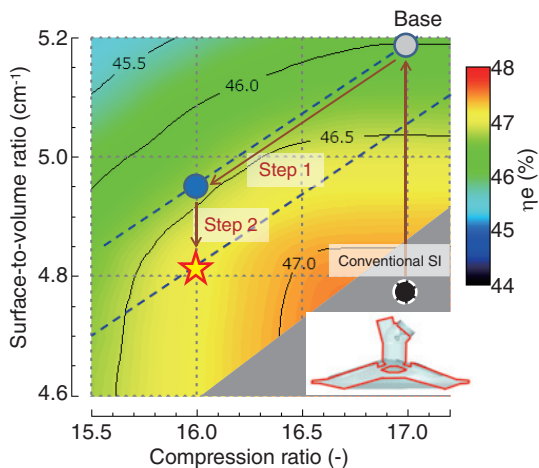


Fig. 11 Effects of surface-to-volume ratio and compression ratio on brake thermal efficiency in pre-chamber jet combustion engine

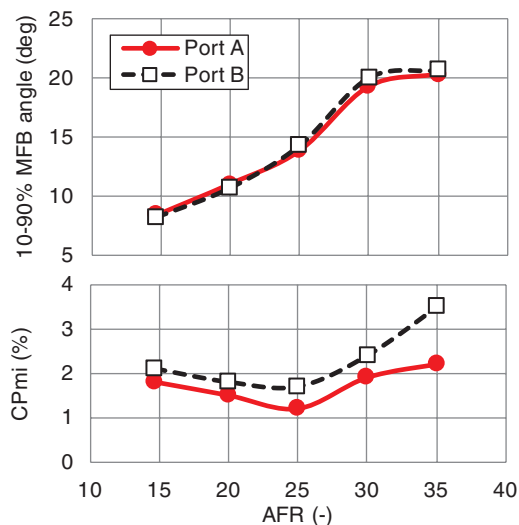


Fig. 12 Performance results for intake ports with different tumble ratios

比の高いポート B の仕様では燃焼安定性が低下することがわかった。燃焼期間に変化がない理由として副室ジェット燃焼では、点火プラグは副室内にあるため、通常 SI エンジンのように流動強化による初期火炎核の成長促進効果が得られないためと考えられる。次に燃焼安定性低下解析のため CFD による筒内流動解析した結果を Fig. 13 に示す。この図は圧縮行程、副室へ燃料噴射後のクランクアングル 80 deg BTDC における筒内流速分布を示している。ポート A では、主室と副室のガス交換がほとんどないのに対して、ポート B ではタンブル流れが残っており主室と副室のガス交換がおこなわれていることがわかる。副室内に留まらせるために圧縮行程で副室内専用 DI インジェクタにより噴射した燃料が、この残存するタンブル流れにより主室へ流れ、燃焼開始時の副室内燃料量がサイクルごとに変化する。その結果、サイクルごとに副室から主室へ供給される熱エネルギーの変動により、主室の燃焼もサイクルごとに変動し燃焼安定性が低下すると考えられる。以上の結果から、副室ジェット燃焼の筒内流動はタンブル比の低いポート A 仕様とした。

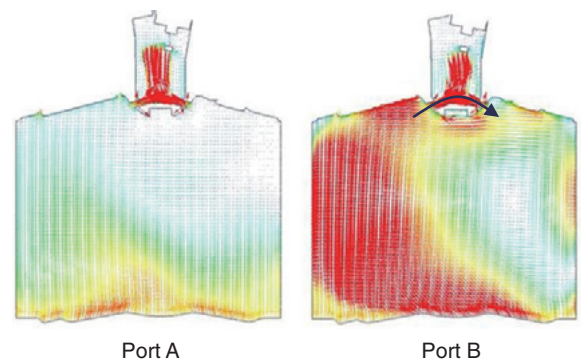


Fig. 13 In-cylinder flow with CFD at crank angle of 80° BTDC

5. 検証結果

ここまで述べてきた副室ジェット燃焼エンジンの対応技術をすべて適用した単気筒エンジンにおいて最終達成値を確認した。最終仕様のエンジン諸元を Table 2 に示す。正味熱効率は 45% を達成した研究と同様に直列 4 気筒エンジン相当のメカニカルフリクションおよび 1 次元シミュレーションにより推定した過給機損失を用いて算出した。

Fig. 14 にエンジン回転数 2000 rpm、IMEP 870 kPa の高負荷運転条件における AFR に対する各性能を示す。燃焼安定性は AFR 40 まで CPmi 3% 以下を達成し、AFR 35 の条件において MBT 運転を実現することで正味熱効率は 45% に対して 2 ポイント向上を達成した。また、同時に正味熱効率向上を達成した AFR 35 の条件において、その

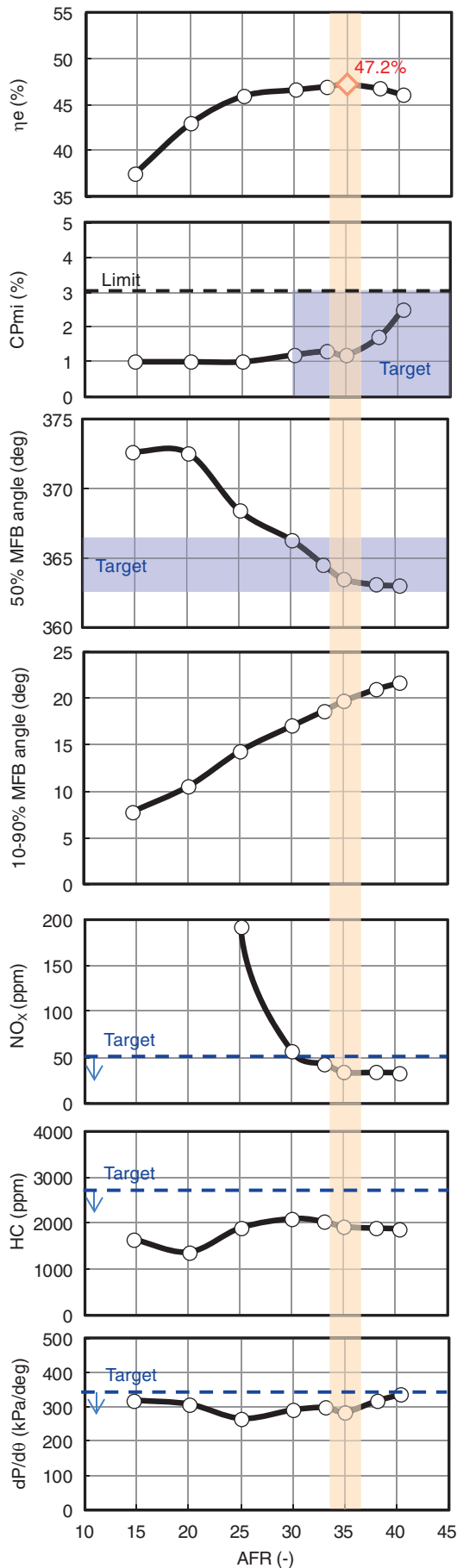


Fig. 14 Lean characteristics at high load with final test engine specifications

Table 2 Final test engine specifications

Number of cylinders	1
Engine type	DOHC 4-valve
Displacement volume (cm ³)	458
Bore (mm)	φ 73
Stroke (mm)	109.5
Stroke/bore ratio	1.5
Expansion ratio	16.0
Effective compression ratio	12.5
Pre-chamber volume (cm ³)	2.0
Nozzle diameter (mm)	φ 1.6
Number of nozzles	10
Pre-chamber specification	Thermal insulation coating
Intake port	Weak flow
Aspiration	Supercharger
Fuel supply (main/pre)	PI/DI
Ignition energy (mJ)	60

他の目標性能である NO_x 排出量は 30 ppm, HC 排出量は 2000 ppm, CPmi は 1.2%, $dP/d\theta$ は 300 kPa/deg を達成した。

Fig. 15 にエンジン回転数 2000 rpm における各負荷に対する正味熱効率を先の研究で正味熱効率 45% を達成したエンジンと比較した結果を示す。正味熱効率は、最大となる負荷条件以外においても向上していることが確認された。

本研究で得られた成果は単気筒エンジンにおけるものである。今後はこれらの成果を適用した自動車用の多気筒エンジンの実用化に向けて、部分負荷と出力点運転を両立する過給システム開発およびリーン燃焼に対応した専用触媒の開発をおこなっていく。

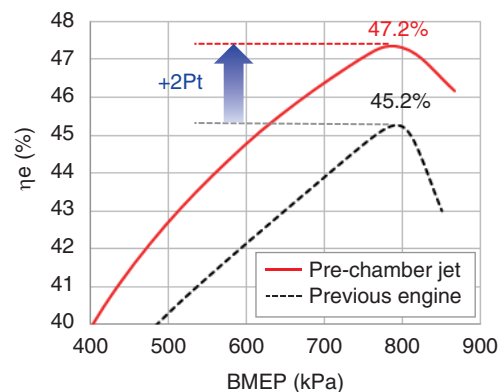


Fig. 15 Achieved brake thermal efficiency at engine speed of 2000 rpm

6. まとめ

機械圧縮比 16 の単気筒ガソリンエンジンに副室ジェット燃焼を適用し、副室設計の最適化および副室の追加に起因する各損失の低減をおこなった。その結果、エンジン回転数 2000 rpm, IMEP 870 kPa, AFR 35 の運転条件において以下に示す性能を達成した。

(1) 目標正味熱効率

45% 達成技術に対して 2 ポイント向上

(2) SULEV20 達成のための目標エミッション

フィード NO_x 排出量は 30 ppm

フィード HC 排出量は 2000 ppm

(3) 実車の振動騒音要求

AFR 40 まで CPmi 3% 以下

dP/d θ は 300 kPa/deg

参考文献

- (1) 田岸龍太郎, 池谷健一郎, 高沢正信, 山田健人: ガソリンエンジンの正味熱効率 45% 達成技術, Honda R&D Technical Review, Vol.27, No.2, p.1-10
- (2) Hanabusa, H., Kondo, T., Hashimoto, K., Sono, H., Furutani, M.: Study on Homogeneous Lean Charge Spark Ignition Combustion, SAE Technical Paper, doi:10.4271/2013-01-2562, (2013)
- (3) Nakata, K., Nogawa, S., Takahashi, D., Yoshihara, Y., Kumagai, A., Suzuki, T.: Engine Technologies for Achieving 45% Thermal Efficiency of S.I. Engine, SAE Technical Paper, doi:10.4271/2015-01-1896, (2015)
- (4) 甲田豊, 菅波友二, 小林裕幸, 小川賢: 高性能・低エミッション 2.0L 直噴ガソリンエンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.39-46
- (5) Takeori, H., Wada, K., Matsuo, Y., Morita, T., Konomoto, T., Murata, Y., Kimura, M., Miyauchi, A.: Study of an Aftertreatment System for HLSI Lean-burn Engine, SAE Technical Paper, doi:10.4271/2018-01-0945, (2018)

■ 著 者 ■



小林 広樹



甲村 公典



中西 啓太郎



大田 篤志



鳴海 裕樹



竹形 徳之

ハイポイドギヤ歯面のうねり性状評価手法の開発

Development of Evaluation Method for Waviness Property on Hypoid Gear Tooth Surface

堀 剛*
Takeshi HORI

宿 島 直 人*
Naoto SHUKUSHIMA

要 旨

ハイポイドギヤから発せられる高次数ギヤ放射音の原因となる歯面うねりを定量評価する測定、解析手法を開発した。歯面うねりは、光学式非接触3次元測定機を用いて測定した。この結果に2次元フーリエ変換と逆フーリエ変換による画像フィルタリングを適用し、ギヤ音の周波数に影響する周期性のあるうねり成分を抽出した。本手法を用いて実機ユニットで歯面うねり評価をおこなった結果、うねりの周期性のピーク次数とギヤ放射音の周波数のピーク次数が一致した。また複数の供試体ギヤの評価の結果より、ピーク次数のうねり振幅値とギヤ放射音の音圧レベルの定量的な相関関係を見出した。これより従来には無いハイポイドギヤ単品での定量評価が可能となった。

ABSTRACT

Measuring and analysis methods have been discovered for quantitative evaluation of tooth surface waviness, which cause high-order sound radiation from hypoid gears. Tooth surface waviness was measured by an optical, non-contact 3D measuring device. Taking this measurement result, images were filtered by applying a 2D Fourier Transform and inverse Fourier Transform to extract the cyclical waviness components impacting gear noise frequencies. The method was used to evaluate tooth waviness of hypoid gear in an actual gearbox unit. The cyclical peak order of the waviness matched the peak order of frequencies of sound radiation from gears. In addition, upon evaluating multiple specimen gears, a quantitative correlation was found between the amplitude of peak order waviness and the pressure level of sound radiation from gears. This has newly made quantitative evaluation of hypoid gears in isolation possible.

1. まえがき

SUVに代表される全輪駆動(AWD)多目的乗用車の普及と拡大に伴いHondaは多くの駆動系用ハイポイドギヤを開発し商品化してきた。ハイポイドギヤは原動機の回転動力を駆動輪に伝達する経路において回転軸を直角に変換する傘歯車的一种である。Fig. 1に示すHondaのAWD車両のドライブトレインのようにプロペラシャフトの前後端に各1組のギヤセットを配置する構造が一般的である。前端側はトランスミッションに付随するパワートランスファユニットに、後端側は後輪軸上に配置するリヤドライブユニットに内蔵されそれぞれが駆動トルクを伝達する。

近年の乗用車の車室内静粛性能の向上に伴い、駆動系装

置から発生する振動騒音に対してより厳しい高品質な性能が要求されるようになった。特にハイポイドギヤのかみあいから発せられる高周波の振動騒音は実機の常用運転域で

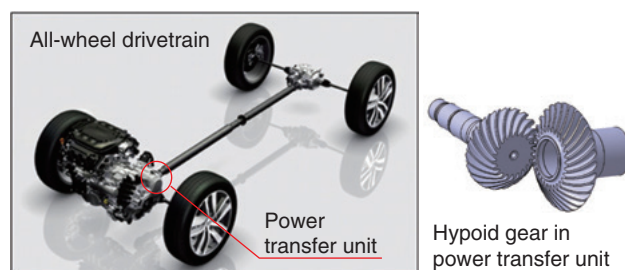


Fig. 1 Drivetrain and hypoid gear of Honda AWD vehicle

*四輪 R&D センター

耳障りな高周波音となり、開発段階の車室内騒音において課題となってきた。歯車の動力伝達において発生する振動騒音は1対のギヤのかみあい歯面、すなわち駆動側歯面と従動側歯面のかみあい周期に同期した周波数を持った特性を有する。高次数ギヤ音の周波数はかみあいの周期に対して一定倍の次数成分を有することより歯面のうねり性状、および歯面製造過程の精度管理に影響を受けていることが知られている⁽¹⁾。しかし従来は高次数ギヤ音の原因となる歯面のうねり性状を定量評価できる手法や指標が無かった。このためギヤ単品での評価は容易ではなく、量産の製造工程では完成品ギヤセットのかみあい試験結果による品質合否判断とその後の流動管理をおこなってきた。これより管理工数が増加し生産効率の低下を招いていた。またギヤ音やうねりの発生防止策をギヤ単品の製造管理条件にフィードバックするために、製造条件違いによるギヤかみあい試験、および実機騒音試験のパラメータスタディに多くの時間と労力を費やしていた。

2. 高次数ギヤ音の発生メカニズム

2.1. ハイポイドギヤの歯面うねりと高次数ギヤ音の関係

開発車両の室内騒音において、3000 Hz から 4000 Hz 付近に高周波音が顕著に発生している車両と発生が無い車両の比較をおこなった。高周波音の発生している車両のパワートランスファユニットに内蔵されるハイポイドギヤセット単体を、実機の組込み状態と同様になるかみあい試験機に配置し実機と同等の負荷を掛けて試験をおこなった結果、車両で発生している高周波音の周波数に相当するかみあい次数に伝達誤差のピークが確認された。Fig. 2 に高周波音の発生する車両の室内音のデータを示す。横軸は周波数のハイポイドギヤのかみあい1サイクルに対する次数成分を、縦軸は車両の走行速度を、そしてカラー図の色調は音圧の強さをそれぞれあらわす。本稿においては、ハイポイドギヤの瞬間的にかみあう歯面同士が隣接する次の歯面に移行し同じ動作を繰り返すまでの周期をかみあい1サイクルと定義する。その周期は駆動歯車、従動歯車ともに一致し各歯車が1回転するのに所要する

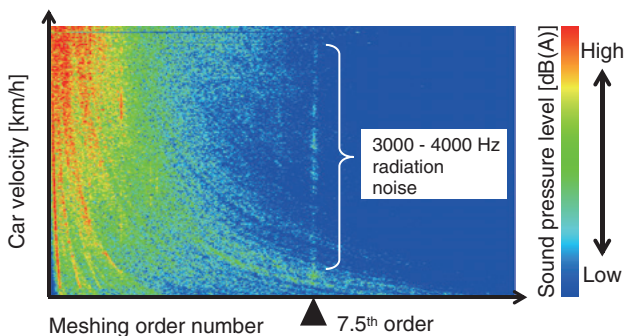


Fig. 2 Sound radiation level inside actual vehicle

時間を歯数で除した値に等しい。室内騒音計測の間、車両は所定のモード条件に従い一定の加速度を保ち試験走行をする。そして計測された走行速度ごとの全ての周波数範囲の音圧データより、ハイポイドギヤのかみあい1サイクルに対する次数成分に分析した音圧レベルを横軸方向に配列し表示した。さらに車両の走行速度に従い、グラフ縦軸方向に移動しながら連続的にデータの記録をおこなった。このグラフより計測中のほぼ全域の速度においてハイポイドギヤのかみあい1サイクルに対して7.5次成分の周波数をもった高周波音が絶えず発生していることが確認できた。Fig. 3 にギヤ単体のかみあい伝達誤差データを示す。測定にはグリーソン社製かみあい試験機 600HTT を使用した。一定時間の回転の間に収集した伝達誤差量のデータから、高速フーリエ変換にて周波数分析をおこないハイポイドギヤのかみあい1サイクルに対する次数成分をグラフの横軸に、伝達誤差の振幅値を縦軸にあらわす。このグラフ上に室内騒音データに確認された高周波音と同じ7.5次周期の伝達誤差ピークを確認できた。

かみあい伝達誤差は二つの歯車の回転運動においてかみあい1サイクル間の回転変動量をあらわす値であり、単位はrad または mm で評価される。伝達誤差は両歯面の幾何形状(歯形)から決まる法線方向の相対位置に等しく、その値に応じた角加速度が従動歯車に周期的に発生し、振動騒音の起振力として直接影響することが知られている⁽²⁾、⁽³⁾。これらの結果より試作車両で課題となった高周波音はハイポイドギヤの歯面より発せられた7.5次のギヤ放射音であることがわかった。またハイポイドギヤのかみあい歯面を観察すると、ギヤ放射音の発生するギヤの歯面には同じ方向に規則正しい間隔で複数並ぶ筋目模様が確認された。Fig. 4 に駆動側小歯車(ピニオン)の歯面の画像を示す。次に動力伝達の作用点となる歯面上のかみあい点の略図をFig. 5 に示す。歯面にはかみあい開始点 A1 から終了点 A2 の間の接触点を結ぶかみあい軌跡線 (Fig. 5 図中の Path of contact) が存在し、動力伝達は接触点がかみあい軌跡線上を等速運動することによりおこなわれる。さらにその線上には一つ前のかみあいから切替わる瞬間点 B1、および次のかみあいに切替わる瞬間点 B2 が存在する。歯車が 2π / 歯数の角度回転をする間にかみあい点は B1-B2 間を移動し、この動作を1単位とした繰り返し運動をおこないなが

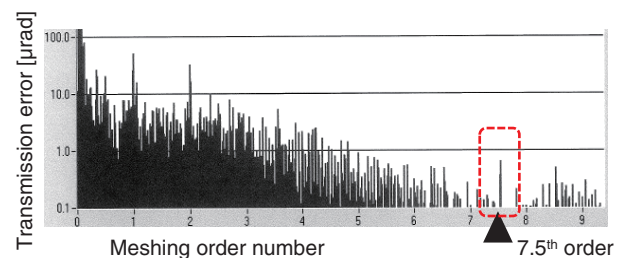


Fig. 3 Transmission error spectrum of hypoid gear

ら動力伝達をする。これらより Fig. 4 にて確認された歯面の筋目模様は規則正しい間隔でかみあい軌跡線上を横切っていることが推測される。さらにかみあい1サイクルの中における伝達誤差特性の様子を Fig. 6 のモーショングラフに示す。横軸は駆動側歯車の回転角度をあらわし、一方縦軸は従動歯車の回転変動の大きさとして遅れ量(伝達誤差)をあらわす。伝達誤差が0となる横軸線上においては、駆動側歯車と被駆動側歯車の歯面の接点は等速運動となり被駆動側歯車の回転に遅れが発生しない状態をあらわす。伝達誤差曲線の交点はかみあいの切替わる瞬間点 B1 と点 B2 に相当しその間隔はかみあい1サイクルの回転角度に等しい。点 B1, B2 では歯形の持つクラウニング量に応じた1次周期の回転遅れが発生しこれらは歯面の法線方向の相対位置に等しい。これより仮に点 B1-B2 間のかみあい軌跡線上に一定の周期性を持つうねり性状が存在すると、回

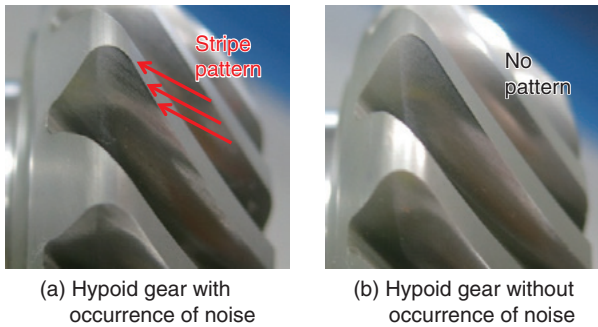


Fig. 4 Stripe pattern on tooth surface of hypoid gear

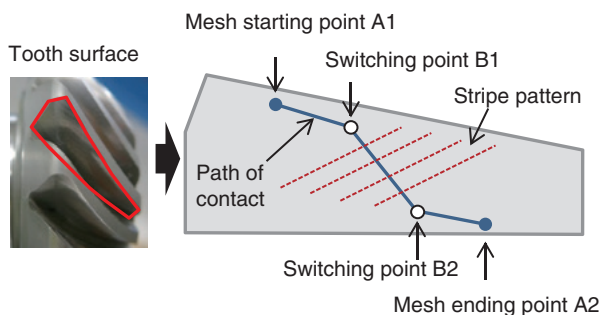


Fig. 5 Sketch of tooth surface and path of contact

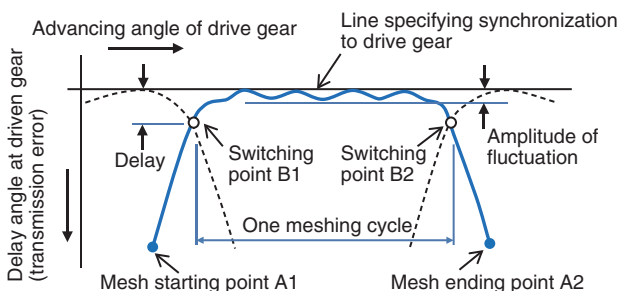


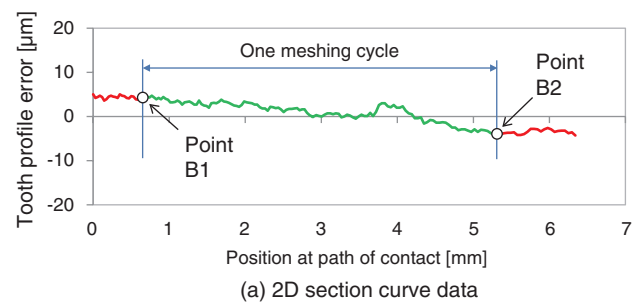
Fig. 6 Motion graph during one meshing cycle

転時にはかみあい1サイクルの間に、B1-B2 移動距離をうねり性状の間隔ピッチ長さで除した値で倍する周期次数をもった伝達誤差と回転変動が発生する。これら歯面のうねり性状が特定次数の伝達誤差に影響することは従来の研究より明らかにされている^{(1), (4)}。

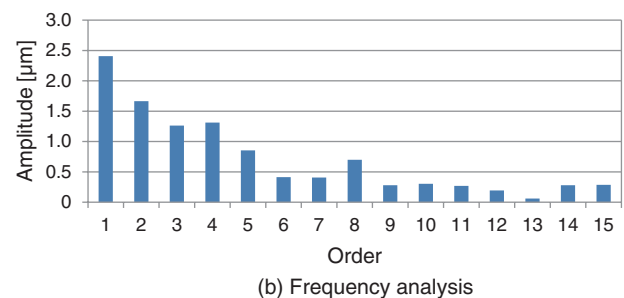
2.2. 歯面うねりの定量評価方法の目的

従来の研究においては歯面のうねり性状の測定、評価法として歯車試験機等の歯形測定機を用いて歯形形状、歯筋形状測定線上を2次元的に測定する手法が知られている⁽¹⁾。従来手法を応用しクリンゲルンベルグ社製の歯形試験機と専用ソフトウェアを用いて Fig. 5 に示すかみあい軌跡線上で歯形計測し、そこから得られた法線方向の断面曲線を抽出した。また曲線内に存在するうねりの周期性を解析するために高速フーリエ変換処理をおこなった。測定に用いた試験歯車は、歯切り加工時にカッタのアライメントを調整し意図的に歯面うねりを発生させたものである。測定結果を Fig. 7 に示す。Fig. 7(a) は歯面上のかみあい軌跡線上の断面曲線データである。横軸はかみあい軌跡線の長さ方向の位置を、縦軸は歯面法線方向の形状を示す。一方(b) は(a) データを周波数解析した結果であり、横軸はかみあい1サイクルに対する周期次数成分を、縦軸は歯面法線方向の振幅値をあらわす。このグラフには車両で発生している高周波音に相当する7.5次付近の成分以外にも多くの次数成分の周期が現れている。これより測定結果から得られたピークとなる周期次数値と振幅値をうねりの特性値として定量評価することは容易ではない。

歯切り加工や熱処理等の製造工程を経て、ハイポイドギヤの歯面上には波長の異なる凹凸性状がさまざまな方向



(a) 2D section curve data



(b) Frequency analysis

Fig. 7 Measurement results

に存在している。主な性状としては Fig. 8 の歯面の略図に示す (1) 歯形形状、クラウニング、(2) うねり性状、(3) 加工筋目がある。加工筋目とは切削点に生じる挽き目やカットブレードの表面性状の転写等による筋目の総称とする。上記手法では測定段階でかみあい軌跡線上のすべての性状情報を捕捉するため、他の粗さレベルと対比して小さいうねりはそれらに埋没してしまい顕在化ができない。このため従来手法では歯面単独での評価は容易ではなく、完成品ギヤセットのかみあい試験による伝達誤差量で評価をおこなっていた⁽¹⁾。本研究では方向と周期の異なるさまざまな性状が存在する歯面形状データの中から、ギヤ放射音の原因となる微小な特定のうねり成分のみを抽出し定量評価することを目的とした新手法を構築した。そのために、歯面測定は従来のかみあい軌跡線上の2次元測定から歯面広範囲の3次元測定に変更し、得られた歯面3次元データから画像フィルタリング手法を用いてうねり性状の方向分析と抽出をおこなった。

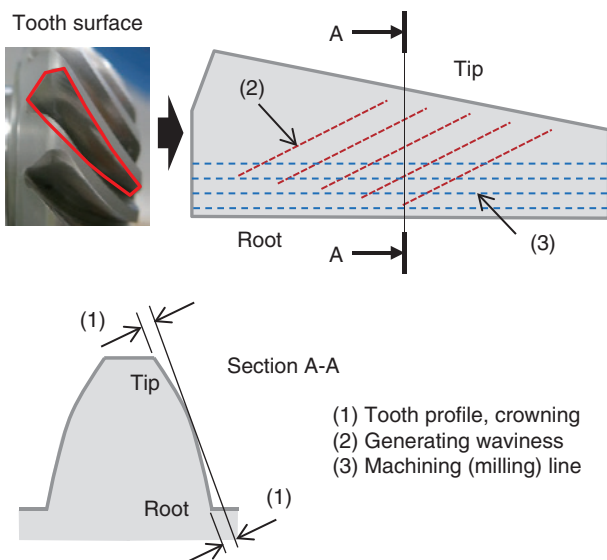


Fig. 8 Sketch of tooth surface and property

3. 歯面うねり性状の測定と評価手法の構築

3.1. 歯面形状の3次元測定

歯面形状を高精度に3次元測定することができるアリコナ社製の光学式非接触3次元測定機を用いて計測をおこなった。本測定機では焦点移動式測定を採用しており、測定の様子と機器の基本仕様を Fig. 9 に示す。測定機Z軸上を移動する対物レンズを介して撮像センサに歯面の画像を取り込む。移動中の対物レンズの高さ位置ごとに連続して撮像された複数の各画像データにおいて、焦点の合った部位の画素（ピクセル）と高さ情報を合成して一つ

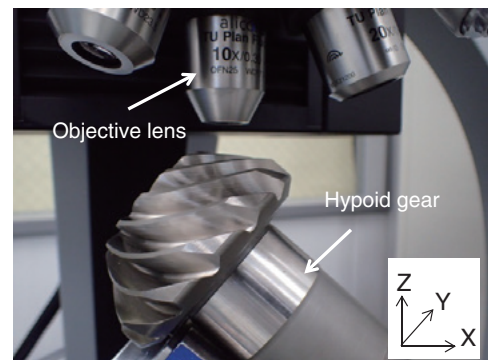
の3次元形状データを生成する。これにより測定部位を傷つけずに高低差の大きい箇所を短時間で測定することが可能である。また、測定テーブルをXY方向に移動して3次元データを複数回連結することにより広範囲な歯面データを合成する。

3.2. 多項式近似を用いた歯形形状除去

取得した画像データは、クラウニングやバイアス等の歯形形状による波長の長い成分が含まれている。これら形状成分の影響が大きい場合、うねり成分を顕在化することが容易ではない。この形状偏差を取り除くために、最小自乗法による多項式近似を適用した。表面座標を $Z = f(x, y)$ とした場合、 n 乗の多項式は式 (1) であらわされる。多項式の添数 i, j は最小自乗法により算出される。

$$Z_n(x, y) = \sum_{j=0}^n \sum_{i=0}^n a_{ij} x^i y^j \quad (1)$$

本測定では $n = 3$ 次の多項式を用いて計算をおこなった。形状成分を除去した結果クラウニングによる影響のない平坦な歯面データを得た (Fig. 10)。



Horizontal resolution	1.76 μm
Vertical resolution	0.1 μm
Viewing range (X)	10 mm
Viewing range (Y)	5 mm

Fig. 9 Measuring equipment and basic specification

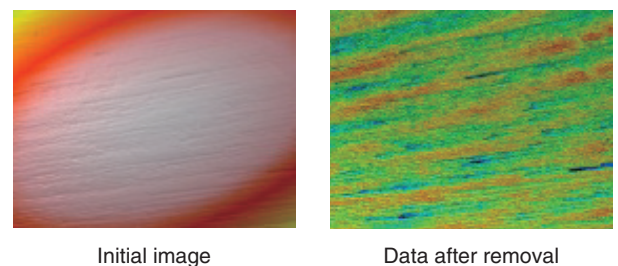


Fig. 10 Removal with polynomial approximation

3.3. 2次元高速フーリエ変換によるうねり成分の検出

形状偏差を取り除いた3次元画像データには、歯切り加工時の切り刃の偏芯運動によって発生したうねりと思われる筋目が見受けられる。一方それとは方向の異なる波長の短い筋目が発生しうねりの筋目を覆っている。この二つの筋目の周波数成分を検出するために2次元高速フーリエ変換(2次元FFT)を用いた。Fig. 11に2次元FFTの概要を示す。2次元である画像は水平方向と垂直方向の二つの周波数成分を持っているため、水平方向と垂直方向に対してそれぞれ1次元の周波数解析をおこなっている。

2次元FFT解析結果グラフの見方をFig. 12の解説図を見ながら説明する。グラフの縦横方向はそれぞれ画像データの垂直方向、水平方向をあらわす。なお画像データの上辺は歯先線と一致させて計測をしている。中心点からの距離はうねりの周波数をあらわしており中心から離れるにしたがい高周波成分となる。今、画像データ上に一定の方向に周期性を持つうねりのピークを結ぶ等高線が存在すると右図のグラフのようにその波長に相当する中心からの位置に高輝度部としてあらわれ、輝度は振幅の大きさを示す。中心点と高輝度点を結ぶ直線のベクトルはうねりのピーク等高線に垂直な方向をあらわす。本データにおいてうねりは歯先線に対し19.8度の方向に傾斜していることを示している。

3.4. 逆高速フーリエ変換による3次元データの抽出

解析ソフトウェア上にて分析された2次元FFTデータの中から、高輝度部のうねり成分のみを分離抽出した後に同ソフトウェアの逆高速フーリエ変換をおこない3次元データを生成する。これらのフィルタリング処理を経て方

向と周期の異なるさまざまな性状が存在する歯面3次元データの中から、うねり成分のみを抽出し得られた3次元データをFig. 13に示す。データはかみあい1サイクルに相当するかみあい軌跡線(Fig. 13図中のPath of contact)を含む周辺広範囲の歯面うねりを捉えたものであり、その上辺は歯先線(Fig. 13図中のTip)と一致し、左右辺は歯先線に垂直方向な測定範囲を示す。またコンター図の色調は歯面法線方向のうねり高さを示す。この3次元データは、同じ角度に傾斜したうねり性状がかみあい軌跡線上を横切るように規則正しく並んでいる様子を明確にとらえており、かみあい1サイクルの間に約7山のうねりが存在している。本手法によりギヤ放射音の原因となる特定のうねり成分のみを抽出することが可能となり、うねりの定量評価手法の目的を達成した。

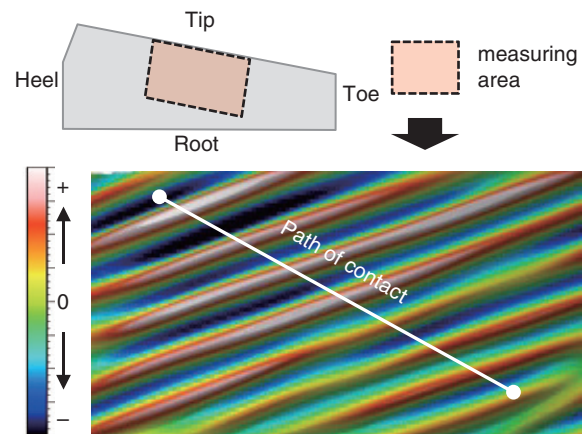


Fig. 13 3D data of tooth surface waviness

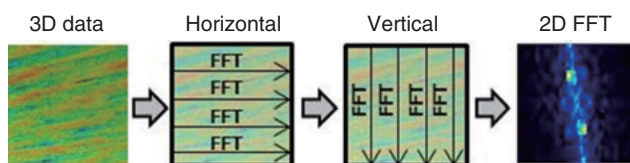


Fig. 11 Calculation procedure of 2D FFT

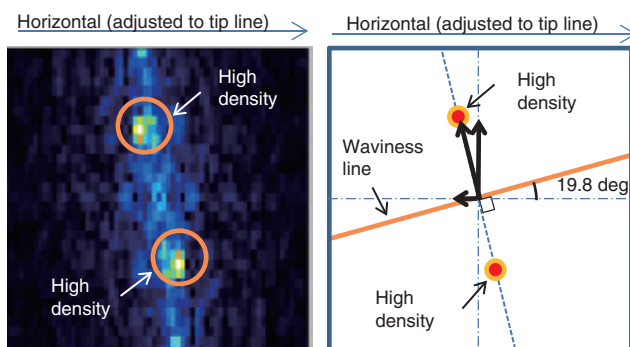


Fig. 12 Calculation result of 2D FFT

4. うねりの定量評価結果と実機検証

本手法を用いて実際のハイポイドギヤの歯面うねりを測定評価し、手法の確からしさとギヤ音発生メカニズムの検証をおこなった。抽出された歯面うねり3次元データ上のかみあい軌跡線上のうねり形状から周波数解析をおこない、かみあい1サイクルに対するうねりの周期次数成分と振幅値を算出評価した。かみあい軌跡線についてはクリンゲルンベルグ社製ソフトウェアから得られるPath of contactの座標情報を元に3次元データ上のかみあい1サイクルに相当する区間を特定し断面曲線を切り出した。

検証に用いた試験歯車ハイポイドギヤセットの詳細条件をTable 1に示す。カッターヘッド切り刃の取付け偏芯精度は通常の量産工程では数ミクロンに管理をしているが、試験歯車では歯面うねりが顕著に発生するように意図的に大きく再現して歯切り加工をおこなっている。この試験歯車は2.2.節に示される、従来の測定手法では定量評価ができなかったものと同一の仕様である。

Table 1 Detailed conditions of hypoid gear for inspection

	Pinion	Gear
Number of teeth	21	29
Module		3.724
Pinion offset		
Mean spiral angle	36.1 deg	30.8 deg
Sum of pressure angle	40 deg	40 deg
Cutter head type	Stick blade	Stick blade
Cutter head radius	2.25 inch	2.25 inch
Number of cutter blade pairs	11 pairs	11 pairs
Cutter rotation speed	211 rpm	239 rpm
Generating feed speed	4.54 deg/sec	5.71 deg/sec
Cutter runout on machine	0.03 mm	0.03 mm

4.1. 実機ギヤ放射音と歯面うねりの周期性比較

本手法により抽出した歯面うねりのかみあい軌跡線上の形状データと周波数分析結果を以下に示す。Fig. 14 はうねり性状のみを抽出した歯面 3D データのかみあい軌跡線の長さ方向を横軸に、歯面法線方向の形状を縦軸に示した断面曲線図である。Fig. 15 は Fig. 14 データを周波数解析した結果であり横軸にかみあい 1 サイクルに対する周期次数成分を、縦軸に歯面法線方向の振幅値を示す。本手法により試験歯車に発生した歯面うねりは平均ピッチ 0.65 mm であり、かみあい 1 サイクルに対して 8 次付近に周期ピークを持ち最大振幅 0.55 μm の特性と評価できる。次に Fig. 16 に同一のハイポイドギヤを組み込んだ実装試験結果を示す。これはトランスミッションおよびパワートランスファ

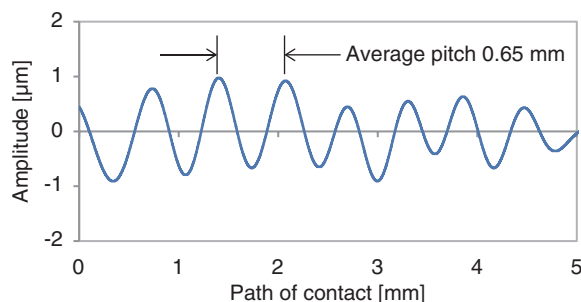


Fig. 14 Section curve data of waviness extracted

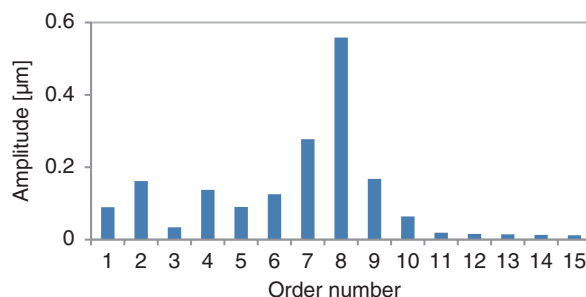


Fig. 15 Frequency analysis result of waviness extracted

ユニットを台上ベンチに設置し、所定の位置にてマイクロフォンで測定した放射音データであり縦軸は平均音圧、横軸は周波数のハイポイドギヤのかみあい 1 サイクルに対する次数値を示す。本データの矢印で示す部位には 7.6 次付近の周波数にピークを持つ顕著なギヤ放射音の発生が確認でき、これは歯面うねりの測定、評価結果より得られた特性値と一致する。以上の検証結果より歯面うねりにより高次数ギヤ放射音が発生するメカニズムが明らかとなったと同時に本評価手法の検出精度の確からしさが証明できた。

4.2. 実機ギヤ放射音と歯面うねりの振幅値の関係

4.1. 節の試験歯車と同一諸元仕様のハイポイドギヤ複数について同様の歯面うねりの測定評価と実装試験をおこなった。これらのギヤは量産管理条件の中から無作為に選出したものである。結果より歯面うねりと高次数ギヤ音の関係を Fig. 17 にまとめた。グラフ横軸に歯面うねりの振幅値を、縦軸に実機ユニットでのギヤ放射音ピークの音圧値を示す。ギヤ放射音の音圧値はうねりのピーク周期次数と同じ 7.6 次の値をプロットする。このグラフより放射音とうねりの振幅値の間には正の相関があり、うねりの振幅値の増加にともないギヤ放射音ピーク値が増加する傾向を定量的に捉えた。

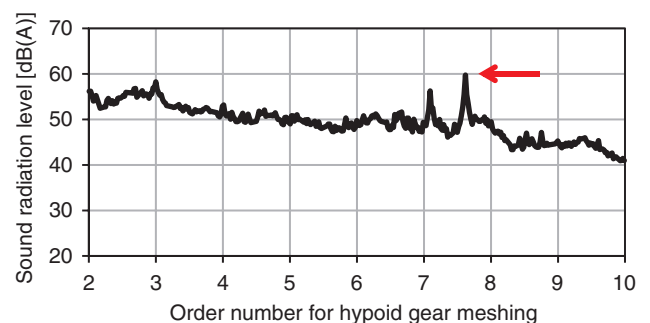


Fig. 16 Result of power transfer unit test

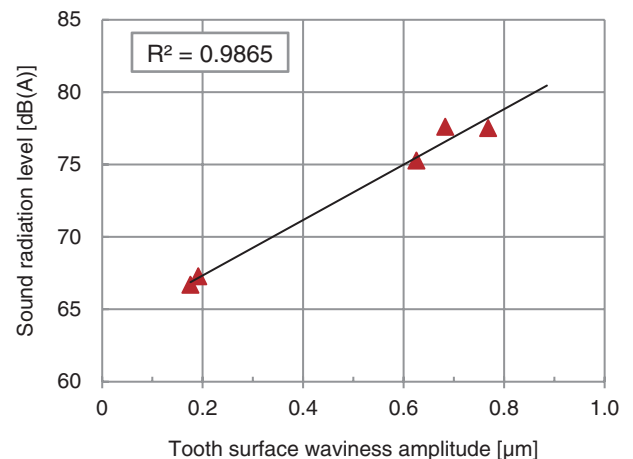


Fig. 17 Relationship between waviness amplitude and sound radiation level

5. まとめ

従来から経験的に知られてきた、ハイポイドギヤ歯面に発生した周期性のあるうねり性状と高次数ギヤ音の關係について、本研究ではうねりの評価手法の検討を通じて以下のことを達成することができた。

- (1) 歯面の3次元測定データから2次元高速フーリエ変換と逆高速フーリエ変換を用いた画像フィルタリング手法よりうねり成分のみを抽出し、従来には無い歯面うねりの定量評価手法を新たに構築した。本手法による測定結果から歯面うねりが高次数ギヤ音の発生要因であることを明らかにした。
- (2) 本手法により評価されたピーク次数のうねり振幅値と実機ギヤ放射音の音圧値の相関關係を定量的に捉え、同時にうねり振幅値の指標基準を得た。これよりギヤ単品の定量評価が可能となった。

参考文献

- (1) 加藤昭悟:ハイポイドギヤ精度測定技術に関する研究, 京都大学学位論文(博士) 205p., (1996)
- (2) 柴田好克, 牧泰希, 森勝浩:歯車のかみあいにおける歯面修整及びピッチ誤差のかみあい伝達誤差に及ぼす影響, TOYOTA Technical Review, Vol.52, No.2, p.40-47, (2002)
- (3) 渡辺健, 白木啓一郎:直交歯車箱によるハイポイドギヤ振動と放射音の基礎試験, スバル技報, 第41号, p.138-144, (2014)
- (4) 江上領, 近藤忠身, 伊熊元紀:ねじ型工具歯車加工に起因するゴースト音発生メカニズム, Honda R&D Technical Review, Vol.20, No.2, p.99-105

■著 者■



堀 剛



宿島直人

2018 年モデル Accord Hybrid 用 Intelligent Power Unit

Intelligent Power Unit for the 2018 Model Year Accord Hybrid

町 田 淳*
Jun MACHIDA

圓 眞 義*
Naoyoshi MADOKA

早 瀬 章 吾*
Shogo HAYASE

要 旨

SPORT HYBRID i-MMD システムを搭載する 2018 年モデル Accord Hybrid のため、後席シート下へ搭載可能な小型 Intelligent Power Unit を開発した。従来モデルに対して Li-ion バッテリーモジュールを小型化し、構造部品を集積化し、冷却構造を最適化した。さらに、12 V DC-DC コンバータをエンジンルーム内の Power Control Unit へ統合し、Intelligent Power Unit を後席シート下へ搭載可能なサイズに小型化した。その結果、ガソリン車同等の荷室容積とトランクスルー構造が実現できた。また、小型化に伴い 10% の軽量化も達成した。

ABSTRACT

A compact intelligent power unit capable of being installed under rear seating was developed for the 2018 model year Accord Hybrid that is to be equipped with the SPORT HYBRID Intelligent Multi Mode Drive (i-MMD) system. The lithium-ion battery module was made more compact than in previous models, the structural parts were integrated, and the cooling structure was optimized. A 12 V DC-DC converter was also integrated with the power control unit in the engine compartment, making the intelligent power unit compact enough to install under the rear seat. As a result, the vehicle gained trunk room equal to gasoline-powered automobiles and realized a structure allowing continuous open space from the trunk through to the rear passenger compartment. The increased compactness also achieved a 10% reduction in weight.

1. まえがき

現在、世界的規模で深刻な課題として捉えられている地球温暖化や大気汚染は、自動車産業界全体においても対応すべき主要課題である。その中で、自動車メーカ各社は排出ガス低減に取り組むことを急務とし、その有効な解決手法の一つとして Hybrid Electric Vehicles (HEVs), Plug-in Hybrid Electric Vehicles (PHEVs), Battery Electric Vehicles (BEVs) 並びに Fuel Cell Vehicles (FCVs) に代表される各種電動車両の開発を進めている。

Honda が 2013 年に発売した 2 モータハイブリッドシステム (SPORT HYBRID i-MMD) は、HEV および PHEV の両ラインナップを備えた Accord に初搭載された⁽¹⁾。この電動パワートレインはエンジンに加えて二つのモータを内蔵した Electric Coupled Continuously Variable Transmission (電気式 CVT)、Power Control Unit (PCU) および Intelligent Power Unit (IPU) で構成されている。

IPU は、高電圧バッテリーとそれを制御するバッテリー

ECU、高圧配電および空冷デバイスで構成され、モータ駆動電流の供給、アシストエネルギーの放出ならびに回生エネルギー貯蔵、ジェネレータ発電時の余剰電力をバッファするなどの機能を有している。さらに、瞬時にエネルギーを入出力させるなど、IPU はハイブリッドシステムを支える電力マネジメントを包括する役割を担っている。

2016 年に発表された SPORT HYBRID i-MMD システムでは各コンポーネントの高効率化、小型化技術によりさらなる進化が図られた^{(2), (3)}。しかし、Accord Hybrid においては車両パッケージ制約により IPU を荷室へ搭載する必要が生じ、ガソリン車と比べて荷室容積や使い勝手が制限されていた。

本稿では、新型 SPORT HYBRID i-MMD システム (Fig. 1) に採用したセダン型ハイブリッド車におけるガソリン車同等の荷室容積の確保とトランクスルー構造を実現するため、車両の後席シート下に搭載可能な小型 IPU の開発をねらいとした、2018 年モデル Accord Hybrid 用 IPU の開発内容を紹介する。

*四輪 R&D センター

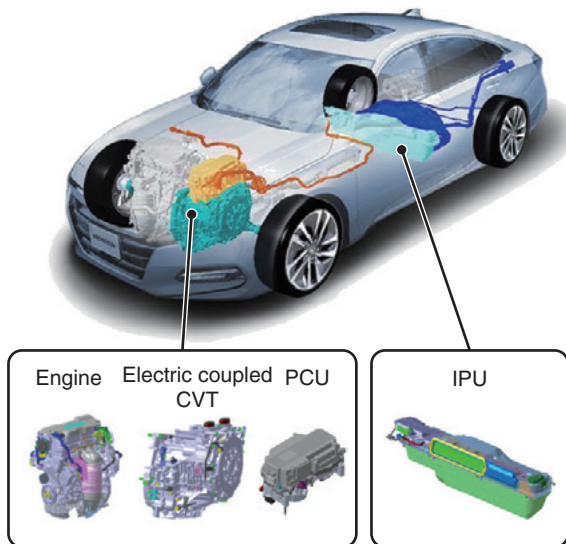


Fig. 1 Electric powertrain components in new SPORT HYBRID i-MMD system

2. 考え方

Fig. 2 に新型 IPU の構成を示す。IPU は、ケースとカバーで空間を形成している。その内部は高電圧 Li-ion バッテリモジュール、電力遮断機能を有する高電圧配電部品、バッテリー冷却機能部品およびバッテリー電圧や容量を監視、制御するためのバッテリー ECU で構成されている。

IPU を後席シート下へ搭載するためには、Fig. 3 に示す制約空間に収納可能なサイズに小型化する必要がある。Table 1 にその空間を定める各方向の制約条件を示す。

これらのレイアウト制約条件の中において、IPU の後席シート下への搭載を検討した。

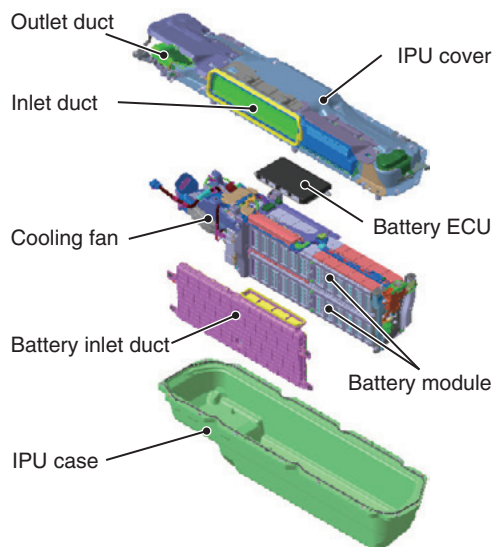


Fig. 2 Configuration of IPU

Table 1 Boundary constraints under rear seat

Direction	Constraint condition
Longitudinal	Passenger's leg space and fuel tank
Lateral	Space between side frames
Vertical	Rear seat height and cushion thickness Minimum ground clearance

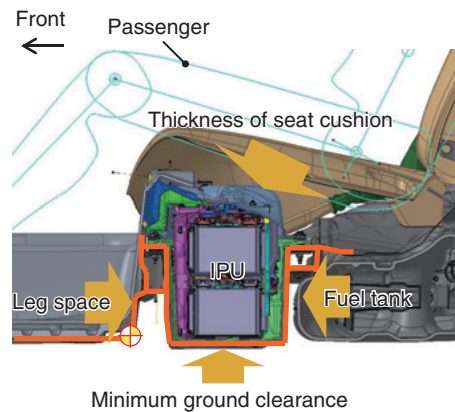
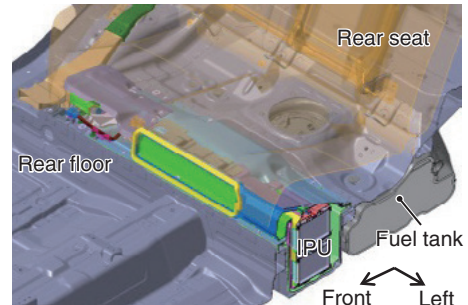


Fig. 3 Constraints on layout under rear seat

3. 小型化技術

3.1. Li-ion バッテリパック小型化

Fig. 4 に示すように、Accord Hybrid の IPU には 72 個の Li-ion バッテリセルが搭載されている。前モデルでは直列に 18 セル結合したモジュールを 4 台組み合わせていたが、新型では直列に 36 セル結合したモジュール 2 台に変更してセル積層方向長さを短縮した。さらに、中間拘束プレートの追加およびフレーム剛性向上により、セル直列数増加に伴うモジュールの強度と剛性を適正化した。

その結果、モジュール締結固定および高電圧ハーネス配索、かん合に必要な付帯容積を 15.5% 低減した。

3.2. シートスティフナ機能統合 IPU カバー

IPU 全高の大部分はバッテリーモジュールが占めるが、それ以外にも、IPU カバー、ケース底面と部品間のクリアランスがある。

IPU を後席シート下に搭載する場合、IPU カバーとシー

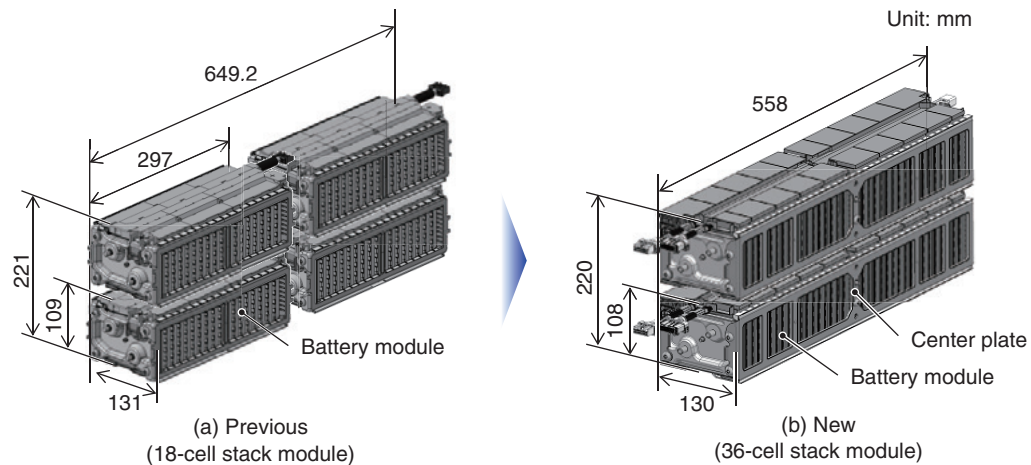


Fig. 4 18-cell stack battery module and modified 36-cell stack battery module

トスティフナの機能が一部重複する。そこで重複する部品と機能を統合して不要なクリアランスを削減した。

さらに、IPU カバーは衝突時最大荷重に耐え得る必要がある。そこで、バッテリーを含む高電圧部が金属部に接触しないようカバーのレイアウト、材質、板厚を設定した。

Fig. 5 に CAE 解析した結果を示す。最大荷重が印加され IPU 上面のカバーが変位しても、カバーとバッテリー高電圧部間のクリアランスが保たれていることが確認できた。

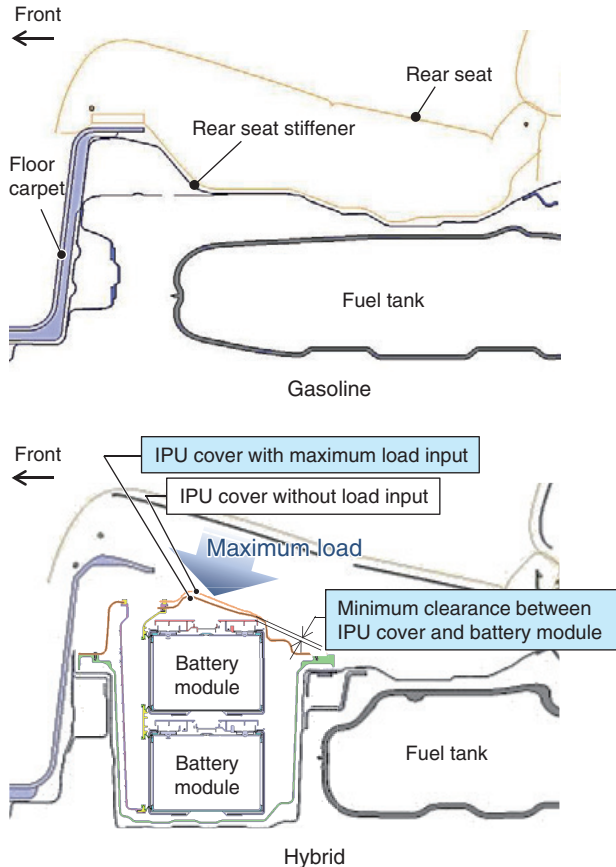


Fig. 5 Analysis results for IPU cover displacement under maximum load input

3.3. ケース一体空冷構造

従来の IPU は Li-ion バッテリーモジュールの入口側、出口側の両方に大型のダクトを設けて空冷経路を形成していた。新型 IPU では、ケースとカバー締結面をシール構造とすることで IPU 内部を気密構造化し、冷却ファンにより冷却風を誘引することで出口ダクトを省略した。

Fig. 6 に冷却風の流れを CFD 解析した結果を示す。バッテリー出口から冷却ファン吸気口に向かって流路が形成されている。また、Fig. 7 はバッテリー出口側における冷却風の流速分布を示しており、全セルへ冷却風が供給されていることが確認できた。

その結果、新型 IPU は従来同等の冷却性能を確保しつつ、車両前後方向の寸法を 26.3 mm 低減した (Fig. 8)。

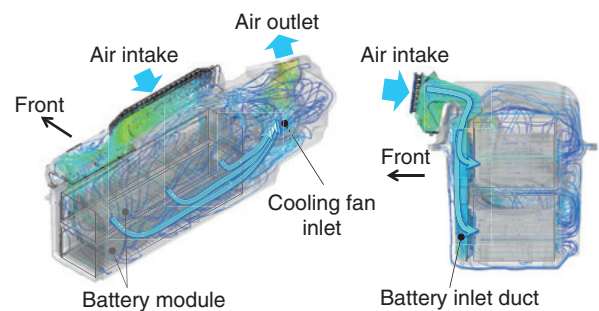


Fig. 6 Cooling air flow line inside IPU

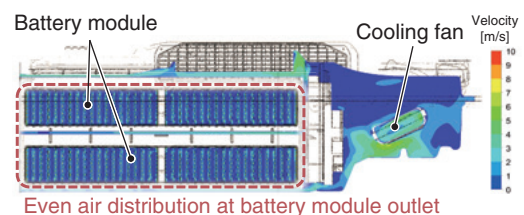


Fig. 7 Distribution of cooling air flow rate on battery outlet

さらに、新型 SPORT HYBRID i-MMD システムでは、従来 IPU に内蔵されていた 12 V DC-DC コンバータユニットを PCU 側に機能統合し一体化した⁽⁴⁾。

これらの技術により、IPU 容積を前モデルの 70.8 L から 48.1 L へと 32.1% 縮小したことで後席シート下への搭載が可能となった。

Fig. 9 に示すように、2018 年モデル Accord Hybrid ではガソリン車と同じ VDA 容量 549 L を実現することができた。さらに、大開口トランクスルー機能が追加されたことで、ガソリン車同等の荷室容積とトランクスルー構造を備えた普及型高効率ハイブリッド車を実現することができた⁽⁵⁾。

また、小型化にともない前モデルに対し IPU の重量を 4.0 kg、10% 軽量化した。

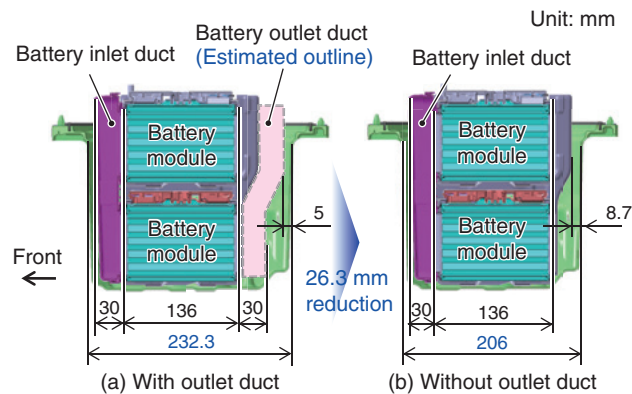


Fig. 8 Volume reduction of IPU due to elimination of battery outlet duct

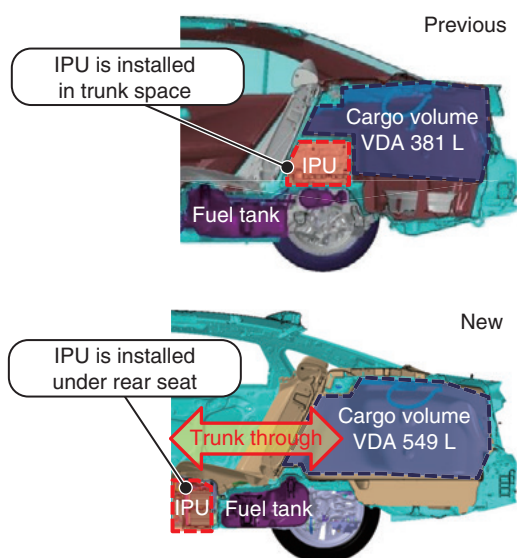


Fig. 9 Comparison of cargo volume of previous Accord Hybrid with that of new Accord Hybrid

4. まとめ

2018 年モデル Accord Hybrid においてガソリン車同等の荷室容積およびトランクスルー構造を実現するために、後席シート下に搭載できる IPU を開発した。

- (1) Li-ion バッテリモジュールの小型化、IPU カバーと車体シートスティフナの機能統合、ケース一体空冷構造化により、IPU 容積を前モデルの 70.8 L より 32.1% 小型化し 48.1 L とすることで後席シート下への搭載を実現した。
- (2) IPU の小型化により、前モデルに対して重量を 4.0 kg 低減し 10% の軽量化を達成した。

参考文献

- (1) 井手博仁, 須永義弘, 樋口成智: 2014 年モデル Accord 用 SPORT HYBRID i-MMD 制御システムの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.25, No.2, p. 32-40
- (2) 高橋雅也, 合葉司: 第 2 世代 2 モータハイブリッドシステム用トランスミッション直載型高出力密度 PCU の開発, 自動車技術会 2016 年秋季大会学術講演会講演予稿集, p. 1916-1921, (2016)
- (3) 大上真樹, 井上雅志, 高松宏光, 赤井健一, 鎌田太一郎: ハイブリッドシステム用新構造モータの開発, 自動車技術会 2016 年春季大会学術講演会講演予稿集, p. 1100-1105, (2016)
- (4) 佐藤博之, 西岡太, 伊東悠太, 小堀俊光, 町田淳, 吉本康時: ホンダ 2 モータ・ハイブリッドシステム技術の進化, 自動車技術, Vol.72, No.9, p. 42-47, (2018)
- (5) <http://hondanews.com/honda-automobiles/channels/accord-hybrid-press-releases/releases/all-new-2018-accord-hybrid-arrives-in-showrooms-as-the-new-benchmark-among-midsize-hybrids>, (2018)

■ 著 者 ■



町田 淳



圓 眞義



早瀬 章吾

大気中の不純物が固体高分子形燃料電池性能に及ぼす 影響評価への取り組み

Initiative to Evaluate Effects of Atmospheric Impurities on PEM Fuel Cell Performance

吉田 恵子*
Keiko YOSHIDA

岡野 竜*
Ryu OKANO

要 旨

ABSTRACT

燃料電池自動車を実環境で走行した場合に大気中の不純物の濃度が燃料電池性能に与える影響を実車搭載セルを用いた台上試験で評価した。

大気中の不純物として、ガス系の不純物である SO_2 , H_2S , NO_2 , NH_3 の濃度が燃料電池の時間当たりの出力へ及ぼす影響を明らかにすることができた。窒素系および硫黄系の不純物を同様の濃度で比較した場合、硫黄系不純物の方が出力への影響が大きかったことが明らかになった。

一方、非ガス系の不純物である NaCl については、海塩が粒子の形態でも飛散している状況を考慮し、従来評価してきた水溶液による評価結果と比較した。その結果、投入形態の差異によって出力への影響が異なることが明らかとなった。 NaCl 系不純物の台上評価を実施する場合、想定される環境に準じた適切な NaCl 形態を選定することが必要であることがわかった。

The effect of atmospheric impurity concentrations on fuel cell performance when a fuel cell vehicle runs in a real-life environment was evaluated by bench tests using an actual automotive cell.

The effect of the concentrations of the gaseous atmospheric impurities SO_2 , H_2S , NO_2 , and NH_3 on fuel cell power over time was clarified. Comparison of nitrogen-based and sulfur-based impurities at the same concentrations revealed that sulfur-based impurities have a larger effect on power.

Regarding the non-gaseous impurity NaCl , as sea salt also scatters in aerosol form, these evaluation results were compared with the results for the conventionally used aqueous solution. The results showed that the effect on power differs according to the injection format. Therefore, when performing bench evaluation of NaCl -based impurities, it is necessary to select an appropriate NaCl form that conforms to the assumed environment.

1. はじめに

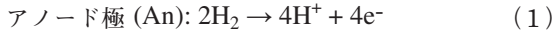
GHG (greenhouse gases) による地球温暖化の抑制、化石資源の枯渇、自動車の排ガスに含まれる環境汚染物質の低減といった諸課題に対応するため、クリーンかつ低燃費な自動車の開発が進められている。燃料電池自動車 (FCV) は走行中 CO_2 を排出せず、ガソリン車同等の航続距離、燃料充填時間、低温始動性を有するため、上記課題解決策のひとつとして注目されている⁽¹⁾。

* 四輪 R&D センター

Fig. 1 に固体高分子形燃料電池 (以下燃料電池) の構成図を示す。燃料電池セル (以下セル) は、膜電極接合体 (membrane electrode assembly: MEA) を、ガス流路が形成されたセパレータで挟んだ構造を有し、そのセルを複数枚積層したものを燃料電池スタック (以下スタック) と称している。

MEA は高分子電解質膜 (polymer electrolyte membrane: PEM) と触媒層 (catalyst layer: CL)、およびガス拡散層 (gas diffusion layer: GDL) から構成されている。

燃料電池の反応は以下の式(1)に示すアノード極の水素酸化反応と、式(2)に示すカソード極の酸素還元反応からなる。



一般的に、燃料電池はカソード極に供給する酸素を大気から取り入れ、セル内で水素と反応させる。今後FCVが普及するに従い、さまざまな環境を走行するケースに並び、大気中の種々の不純物がスタックに流入する可能性が考えられる。それらの成分や、濃度によっては、スタックの発電出力(以下出力)に影響を及ぼすことが考えられる。そのため、FCVの実使用環境での耐久性を評価するためには、大気中に含まれる不純物の影響を明らかにする必要がある。そのような背景から、燃料電池研究分野では、大気中の不純物の種類と濃度が出力へ与える影響に関する研究⁽²⁾がおこなわれている。主な出力低下の原因は、カソード極触媒層に使われる白金触媒表面に不純物が吸着することにより、触媒性能が低下することであると考えられている。

ところで、現状では依然として高価である燃料電池システムのコストを低減するための一つの方法として、貴金属である白金触媒の使用量を低減させる研究⁽³⁾がおこなわれている。しかし、触媒量を単純に低減させた場合には、白金触媒の表面積が低下することにより、同一不純物濃度においても、出力低下に及ぼす影響がより大きくなることが知られている⁽⁴⁾。スタック開発において、上記要請より今後ますます触媒量を低減させる方向性となるため、不純物の濃度影響を明らかにする研究は重要である。

これまで大気中の不純物が出力に与える影響についての報告は、JARIセル⁽⁵⁾等の市販ミニセルでの試験によるものが多く、実際の車載セルを使用したものは、見当たらない。

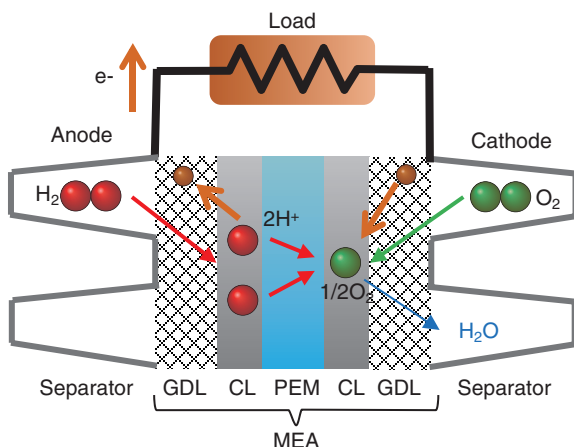


Fig. 1 Schematic image of PEM fuel cell

Table 1 Atmospheric impurities to affect fuel cell

Impurity	Form	Concentration	Upper limit	Hot spot
H ₂ S	Gas	1700 ppb	1000 ppb	Hot spa Volcano
SO ₂	Gas	250 ppb	1000 ppb	
		19 ppb		
NO ₂	Gas	600-6000 ppb	10000 ppb	Heavy traffic Tunnel
NH ₃	Gas	21 ppb	100 ppb	
		38 ppb		
NaCl	Solution Aerosol	100 µg/m ³		Coastal area

一般的にミニセルはサーペンタイン流路を使用しているものが多く、実際の車載セル流路とは異なり、不純物を含有した空気の拡散形態が異なる。そのため出力低下への影響では実車と差異が発生する可能性が考えられる。

スタック出力に影響を与えと考えられる大気中の代表的な不純物⁽⁵⁾についてTable 1に示す。不純物は、硫黄系ガス(H₂S, SO₂)および窒素系ガス(NO₂, NH₃)と、非ガス系のもの(NaCl)がある。

大気中の不純物の濃度は、地理環境、気象条件などさまざまな因子に左右される。そのため各種不純物の影響をすべて実車走行テストにより定量的に理解することは現実的ではない。そこで本研究では異なる濃度の不純物を含んだ模擬大気ガスを実車搭載セルのカソード側に供給して発電する台上試験をおこなった。

一方、非ガス系のNaClを評価する場合、従来はNaCl水溶液をセルの入口から投入するという手法⁽⁶⁾が用いられてきた。しかしながら沿岸地区においては粒子(エアロゾル)形態でも飛散しているため⁽⁶⁾、エアロゾルで不純物が流入した場合の燃料電池出力への影響を明らかにする必要がある。そこで本研究では、従来法の水溶液で投入する手法に加えて、エアロゾルで投入する方法で台上試験をおこない両者を比較した。

2. 台上試験方法

2.1. ガス系不純物の評価手法

2.1.1. ガス濃度の設定

各不純物の想定最大濃度は、以下のとおり文献値⁽⁵⁾を参考に設定した。Table 1にその一覧を示す。

(1) H₂S H₂Sは主として火山ガスに由来する。箱根大涌谷におけるH₂S濃度測定の結果、最大で1時間平均1700 ppbという報告⁽⁵⁾がある。火山によっては、これより高い濃度が観測される可能性は考えられるものの、労働安全衛生法⁽⁷⁾におけるH₂Sの作業環境管理濃度は1000 ppb

とされていることから、本研究での最大想定濃度は 1000 ppb と設定した。

(2) SO_2 SO_2 は火山ガス由来のものと、化石燃料由来のものの 2 種類がある。ただし、化石燃料由来のものは、ガソリンや工場排気ガスの脱硫技術の進化により、近年は減少傾向⁽⁸⁾である。火山ガス由来の SO_2 濃度は、箱根大涌谷における測定の結果、250 ppb であるのに対して、都市部における値は、19 ppb であった⁽⁵⁾。環境省が定める SO_2 濃度の環境基準⁽⁹⁾は、1 時間平均で 100 ppb である。1000 ppb を越えると刺激臭となり不快感が増大するという人体影響評価結果がある⁽¹⁰⁾ため、本研究での最大想定濃度は 1000 ppb と設定した。

(3) NO_2 NO_2 の発生源は、工場、火力発電所、自動車、家庭などである⁽¹¹⁾。都市部の計測値として、600 ppb という報告⁽⁵⁾がある。ただし東京都の報告⁽¹²⁾では、局所的ではあるが交通量の多いトンネル出口において、最大 6000 ppb という報告がある。本研究での最大想定濃度は 10000 ppb と設定した。

(4) NH_3 NH_3 の発生源は、自動車の排気ガス、ならびに酪農地域での家畜からの糞尿や土壌成分に由来する。自動車の排気ガス由来の NH_3 では、たとえば東京の交通量の多いところで、21 ppb という報告⁽⁵⁾がある。また、酪農由来の大気中の NH_3 濃度についての報告⁽¹³⁾によると、千葉県の子産が盛んな地域で、最大で 38 ppb が観測されている。そこで本研究での最大想定濃度は 100 ppb と設定した。

2.1.2. 実験条件

評価には 10 枚の実車搭載セルから構成されるスタックを用いた。発電評価装置の概略図を Fig. 2 に示す。高純度水素（純度 5N）をバブリング方式によって実車同一条件に加湿、加温したものを燃料ガスとしてスタックに供給した。酸化剤ガスは不純物を除去した空気（以下クリーン

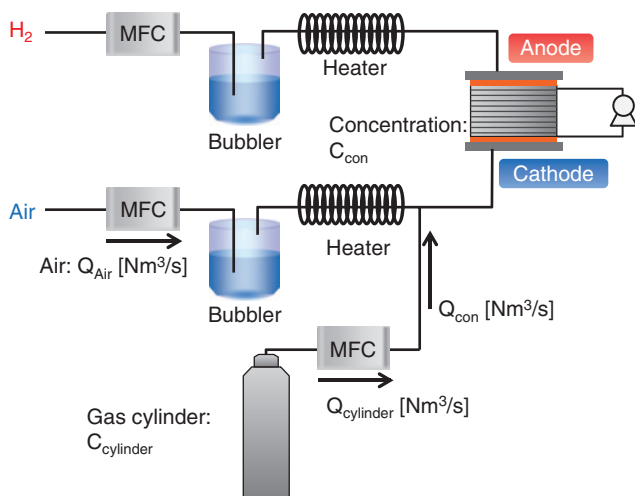


Fig. 2 Experimental scheme of gaseous impurity injection

エア）を加湿、加温後、所定の不純物をスタックカソード極ガス入口配管に T 型継手を接続し混入させて供給した。不純物の流量は濃度が一定に調整されたガスボンベから KOFLOC 社製 Model 3660 SERIES マスフローコントローラ (MFC) を用いて制御した。スタック温度は冷媒を用いて一定に制御した。

評価に用いた運転モードを Fig. 3 に示す。横軸は時間、第 1 縦軸は負荷を、第 2 縦軸はカソード極に供給する流量を示す。評価は車両の起動と停止、加速と減速時に発生する負荷変動を模擬したモード（以下走行モード）でおこなった。式 (3) に示すように走行モード中は設定負荷変動に伴いカソード流量 Q_{Air} が変化する。

$$Q_{Air} [\text{Nm}^3/\text{s}] = \frac{I}{4F} \times 0.0224 \times s \times \frac{1}{0.21} \quad (3)$$

I : Current [A]

F : Faraday constant [C/mol]

s : Stoichiometric number

スタックに入る不純物流量 Q_{con} は、ガスボンベの不純物濃度 $C_{cylinder}$ とガスボンベより供給されるガス流量 $Q_{cylinder}$ [Nm^3/s] から式 (4) で求めた。

$$Q_{con} = C_{cylinder} \times Q_{cylinder} \quad (4)$$

スタックに入る空気中の不純物濃度 C_{con} は式 (5) で求めた。

$$C_{con} = \frac{Q_{con}}{Q_{Air} + Q_{cylinder}} \quad (5)$$

クリーンエア供給中、走行モード最大負荷時の出力を抽出し、時間当たりの出力低下の基準として用いた。

不純物を供給した際の出力影響評価指標は式 (6) のように各種大気中不純物供給時の出力傾き ($\Delta P_2/\Delta t$) とクリーンエア供給時の出力傾き ($\Delta P_1/\Delta t$) との差をとり、出力低下率 (power decay rate) と定義した (Fig. 4)。

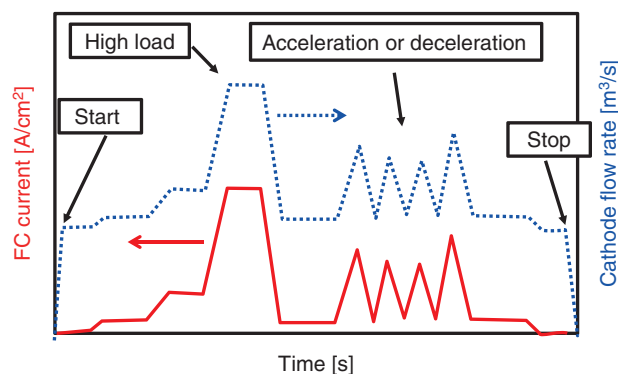


Fig. 3 Schematic drawing of evaluated operation mode

$$\text{Power decay rate [kW/h]} = \frac{\Delta P_2}{\Delta t} - \frac{\Delta P_1}{\Delta t} \quad (6)$$

2.2. NaCl の評価手法

2.2.1. NaCl 濃度の設定

大気中に存在する NaCl は海塩粒子と呼ばれており、海水の塩分に由来するエアロゾルである。気中の海塩粒子濃度は、風速、風向、天候などのさまざまな要因の影響を受けるため、その最大値を設定するためには、長期間の観測が必要である。これまで一般に公開されているデータはみつからなかったため、本研究では実測をおこなった。

あらかじめ大気中の海塩粒子濃度が最も高い場所と時期を調べた結果、日本では沖縄などの南方の島で、台風が来る夏の時期だとわかった⁽¹⁴⁾。そこで、株式会社電力テクノシステムズの気中塩分モニタリング装置⁽¹⁵⁾を用いて、沖縄県宮古島の一般財団法人日本ウエザリングテストセンター宮古島暴露試験場にて測定をおこなった。2016 年 9 月 2 日から 2016 年 10 月 2 日の一ヶ月間における NaCl 濃度（4 時間平均）の頻度分布を Fig. 5 に示す。最頻値は $20 \mu\text{g}/\text{m}^3$ であったが、 $100 \mu\text{g}/\text{m}^3$ に達する期間もあることがわかった。

そこでテストに用いる NaCl の濃度は沿岸地区で計測した最高濃度である $100 \mu\text{g}/\text{m}^3$ に設定した。

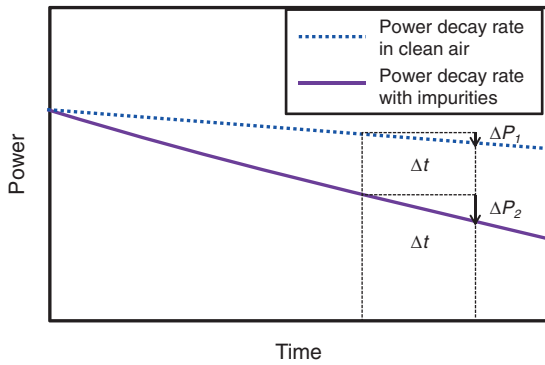


Fig. 4 Power decay rate by subtracting rate in clean air for correction

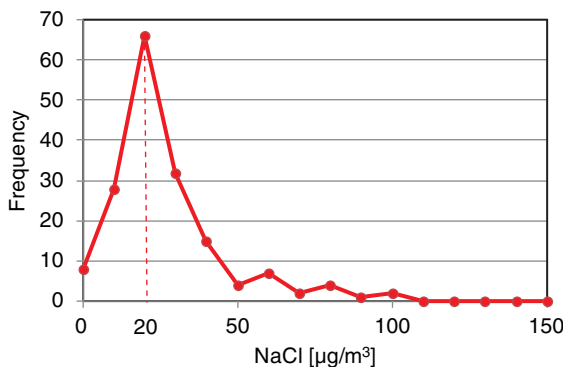


Fig. 5 Frequency distribution of sea salt aerosol

2.2.2. NaCl の実験条件

従来法の NaCl を水溶液で投入した場合とエアロゾルで投入した場合の差を明らかにするため、同一スタック仕様、および条件で評価をおこなった。評価モードは車両発電環境に合わせて、流路内凝縮水がない条件をあらかじめシミュレーションで検討して $0.1 \text{ A}/\text{cm}^2$ 一定負荷発電モードに設定した。評価には 10 枚の実車搭載セルから構成されるスタックを用いた。高純度水素（純度 5N）をバブリング方式によって加湿、加温し燃料ガスとしてスタックに供給した。酸化剤ガスはクリーンエアーを加湿、加温後、NaCl をスタックカソード極ガス入口に T 型継手を接続し混入させて供給した。スタック温度は冷媒を用いて一定に制御した。

NaCl を水溶液で供給する際は、HPLC ポンプ (Scientific Systems 社製 SERIES 1) を用いて水溶液流量を制御し、スタック入口でクリーンエアー中の NaCl 濃度が $100 \mu\text{g}/\text{m}^3$ になるように調整した。発電評価装置の概略図を Fig. 6 に示す。

スタックに入る NaCl 流量 Q_{NaCl} [kg/s] は、NaCl 水溶液濃度 C_{solute} と NaCl 水溶液流量 $Q_{\text{solution1}}$ [kg/s] から式 (7) で求めた。

$$Q_{\text{NaCl}} = C_{\text{solute}} \times Q_{\text{solution1}} \quad (7)$$

カソード流量 Q_{Air} [Nm^3/s]、スタック入口温度 T_{Air} [K]、スタック入口圧力 P_{Air} [kPa] から体積流量 V_{Air} [m^3/s] を式 (8) で求めた。

$$V_{\text{Air}} = Q_{\text{Air}} \frac{101.3}{P_{\text{Air}}} \times \frac{T_{\text{Air}}}{273} \quad (8)$$

スタックに入る NaCl の濃度 C_{NaCl} [kg/m^3] を式 (9) で求めた。

$$C_{\text{NaCl}} = \frac{Q_{\text{NaCl}}}{V_{\text{Air}}} \quad (9)$$

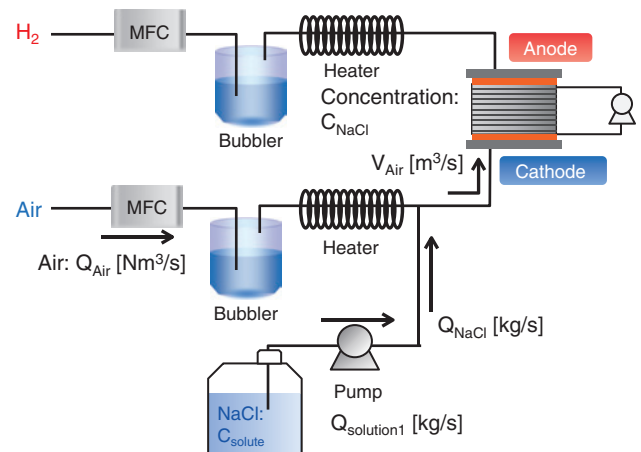


Fig. 6 Experimental scheme of salt water injection

NaCl をエアロゾルで供給する際は、エアロゾルアトマイザー (TSI 社製 Model9306) を用いてエアロゾルを発生させ、スタック入口でクリーンエア中の NaCl 濃度が $100 \mu\text{g}/\text{m}^3$ になるように調整した。発生させているエアロゾル濃度は重量変化と水溶液濃度より定量をおこなった。

発電評価装置の概略図を Fig. 7 に示す。

スタックに入る NaCl 流量 Q_{NaCl} [kg/s] は、NaCl 水溶液濃度 C_{solute} と NaCl 水溶液重量変化 $Q_{\text{solution2}}$ [kg/s] から式 (10) で求めた。

$$Q_{\text{NaCl}} = C_{\text{solute}} \times Q_{\text{solution2}} \quad (10)$$

カソード流量 Q_{Air} [Nm^3/s] と加圧エア流量 Q_{pAir} [Nm^3/s] からエア総量 Q_t [Nm^3/s] を式 (11) で求めた。

$$Q_t = Q_{\text{Air}} + Q_{\text{pAir}} \quad (11)$$

エア総量 Q_t [Nm^3/s]、スタック入口温度 T_{Air} [K]、スタック入口圧力 P_{Air} [kPa] から体積流量 V_t [m^3/s] を式 (12) で求めた。

$$V_t = Q_t \frac{101.3}{P_{\text{Air}}} \times \frac{T_{\text{Air}}}{273} \quad (12)$$

スタックに入る NaCl の濃度 C_{NaCl} [kg/m^3] を式 (13) で求めた。

$$C_{\text{NaCl}} = \frac{Q_{\text{NaCl}}}{V_t} \quad (13)$$

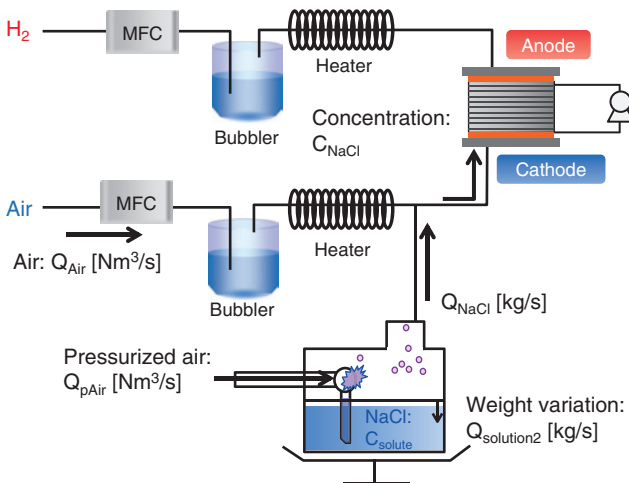


Fig. 7 Experimental scheme of salt aerosol test

3. 結果と考察

3.1. ガス系不純物の結果と考察

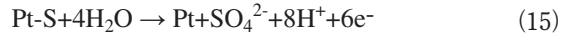
Fig. 8 に各不純物濃度と出力低下率の関係を示す。

従来報告⁽⁵⁾のように総じて大気中不純物濃度が高くな

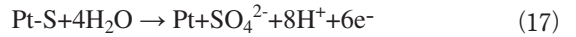
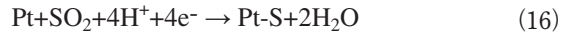
ると出力低下が大きくなることが本実験でも確認された。

ガス種ごとの特徴として硫黄系不純物 2 種 (H_2S , SO_2) の出力低下率の濃度依存性は類似の挙動を示した。文献⁽¹⁶⁾で提唱されている H_2S , SO_2 での Pt 触媒表面の反応は以下のとおりである。

H_2S は、



一方 SO_2 は、



いずれも最終的に SO_4^{2-} の形で Pt 表面の活性点に吸着する反応となるため、両者の出力への濃度依存性が似ていると推定される。

文献⁽⁵⁾で述べられているように、同じ濃度で比較した場合 NO_2 の方が硫黄系不純物よりも出力低下に与える影響が小さかった。ただし Table 1 に示すように、硫黄系不純物は大気中最大濃度が 1000 ppb であるのに対して NO_2 は 1000 ppb 以上の環境も存在するので、 NO_2 の高濃度地域では出力への影響が生じる可能性もあると考えられる。

NH_3 は実環境で想定している 100 ppb で出力への影響はみられなかった。従来報告⁽⁵⁾と同様、1000 ppb を越えない限り出力への影響が発生しないことが本研究でも確認できた。

3.2. NaCl の結果と考察

NaCl 投入評価後のセル電圧を Fig. 9 (a) に示す。初期性能 BOL (Beginning of life) との差が NaCl による出力低下度合いを示している。NaCl をエアロゾル形態で投入する場合、水溶液で投入する場合と比較して出力の低下の度合いが小さかった。得られた値を詳細に解析すると Fig. 9 (b) に示す通り、エアロゾル形態で投入したセルに対して水溶

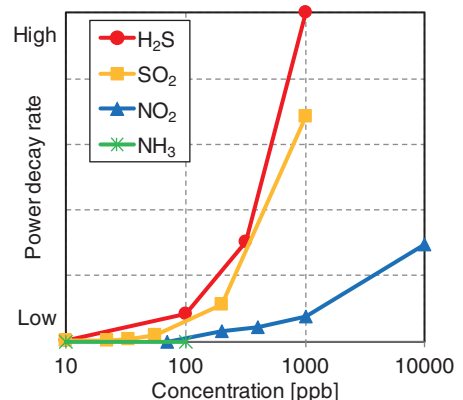


Fig. 8 Relationship between power decay rate and gaseous impurities concentration

液で投入したセルは抵抗過電圧成分の大きな上昇がみられた。Fig. 9 (c) のグラフ斜線部分のセル電圧の差 (ΔA) と抵抗過電圧の差 (ΔB) がほぼ一致することから、セル電圧の差異はこの抵抗過電圧による差異と考えられる。

文献⁽¹⁷⁾によると高分子電解質膜側鎖の H^+ が Na^+ に置換されると抵抗が上昇すると言われている。水溶液で投入した場合は Na^+ が電解質膜まで浸透し、膜中の H^+ がイオン交換することにより、抵抗過電圧成分が上昇したと考えられる。

一方エアロゾルによる導入は抵抗上昇がみられなかった。そこで、カソード流路内の凝縮水生成の有無について、固体高分子形燃料電池シミュレーションソフトウェア⁽¹⁸⁾へ Honda のセル物性を入力してシミュレーションを実施した。結果は Fig. 10 に示す通り、本研究の条件範囲内ではカソード流路で凝縮水が発生しないことを確認することができた。本研究のテスト条件ではエアロゾルで投入した

$NaCl$ が凝縮水に溶解しイオン化するプロセスを経ず、 Na^+ が膜に到達しなかったことが抵抗上昇が見られない原因と考えられる。一方、カソード流路に凝縮水が発生する高負荷運転条件ではエアロゾルで投入した $NaCl$ が膜に到達する場合も考慮する必要があると考えられる。

4. 結論

FCV が実環境で走行した場合、大気中に含まれる不純物の濃度が燃料電池性能に与える影響を、実車搭載セルを用いた台上試験で評価したところ、以下の結論を得た。

- (1) 窒素系不純物と硫黄系不純物を同様の濃度で比較した場合、硫黄系不純物の方が出力に対する影響が大きかった。
- (2) $NaCl$ についてはセルへの投入形態として、水溶液とエアロゾルの比較をしたところ、両者は出力に異なる影響を及ぼすことがわかった。 $NaCl$ 系不純物の台上評価を実施する場合、想定される環境に応じて投入する $NaCl$ の形態を適切に選定することが重要だと考えられる。

参考文献

- (1) 松永稔, 福嶋達也, 尾島邦明, 木村顕一郎, 小川隆行: FCX クラリティ用 燃料電池パワートレイン, Honda R&D Technical Review, Vol. 21, No. 1, p.7-14
- (2) Cheng, X., Shi, Z., Glass, N., Zhang, L., Zhang, J., Song, D., Liu, Z-S., Wang, H., Shen, J.: A review of PEM hydrogen fuel cell contamination: Impacts, mechanisms, and mitigation, Journal of Power Sources, Vol. 165, Issue 2, p. 739-756, (2007)
- (3) Wee, J-H., Lee, K-Y., Kim, S. H.: Fabrication methods for low-Pt-loading electrocatalysts in proton exchange membrane fuel cell systems, Journal of Power Sources, Vol. 165, Issue 2, p. 667-677, (2007)
- (4) Gasteiger, H. A., Panels, J. E., Yan, S. G.: Dependence of PEM fuel cell performance on catalyst loading, Journal of Power Sources, Vol. 127, Issues 1-2, p. 162-171, (2004)
- (5) 独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構: 平成 17~21 年度成果報告書 固体高分子形燃料電池セルの劣化メカニズム解析と余寿命評価手法の開発, (2010)
- (6) 三浦和彦: 海塩粒子の生成と化学・物理的性質, 日本海水学会誌, 第 61 巻, 第 2 号, p. 102-109, (2007)
- (7) 厚生労働省通達: 作業環境測定基準の一部を改正する告示等の適用等について, 基発 0207 第 3 号 (平成 24 年)
- (8) 環境省: 平成 17 年度大気汚染状況報告書 (<https://>

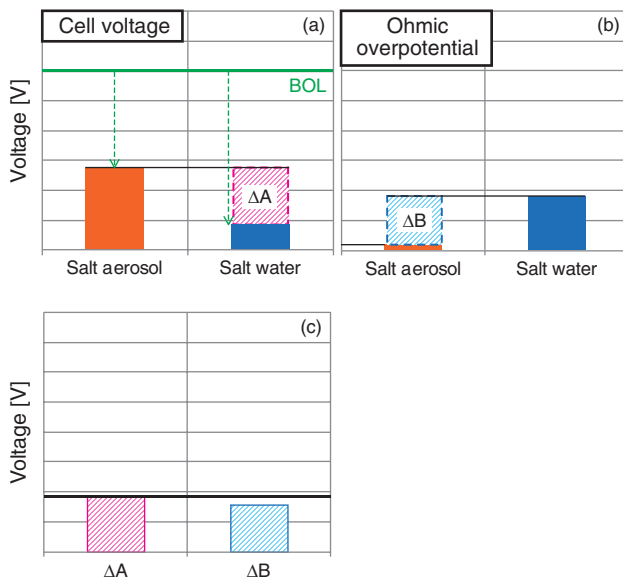


Fig. 9 Cell voltage and ohmic overpotential

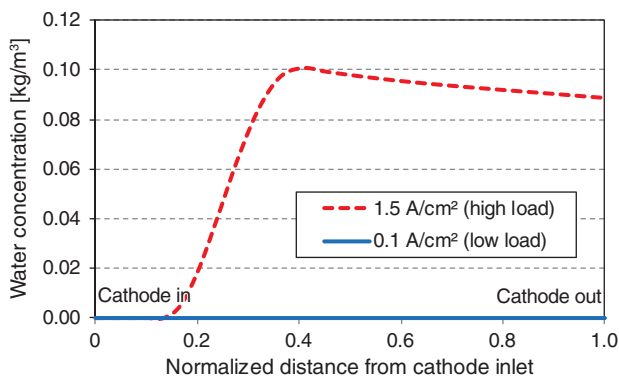


Fig. 10 Simulation of cathode channel

- www.env.go.jp/air/osen/jokyo_h17/rep04.pdf)
- (9) <https://www.env.go.jp/kijun/taiki.html>
- (10) <http://www.city.yokohama.lg.jp/kankyo/mamoru/kanshi/worda/so2.html>
- (11) https://www.erca.go.jp/yobou/taiki/kids/aozora/haisyutu_04.html
- (12) 齊藤伸治, 石井康一郎, 上野広行, 内田悠太, 横田久司, 秋山薫: トンネル調査による実走行車両からの窒素酸化物排出特性, 東京都環境科学研究所年報, p. 37-42, (2012)
- (13) 千葉県環境生活部環境研究センター水質環境研究室: 印旛沼をモデルとした特定流域圏における環境改善と再生に関する研究報告書, p. 56, (2008)
- (14) 沖縄防衛局: 普天間飛行場代替施設建設事業に係る環境影響評価書, 第6章 6.11 塩害, p. 17
- (15) http://www.dentec.co.jp/business_contents/product_sale/salimeter.html
- (16) Franco, A. A.: Polymer Electrolyte Fuel Cells: Science, Applications, and Challenges, Pan Stanford, p. 428-485, (2013)
- (17) Bendert, J. C., Papadimas, D. D., Myers, D. J.: The Effect of Na⁺ Impurities on the Conductivity and Water Uptake of Nafion 115 Polymer Electrolyte Fuel Cell Membranes, Journal of The Electrochemical Society, Vol. 157, Issue 10, (2010)
- (18) <https://www.psenterprise.com/sectors/fuelcell>

■ 著 者 ■



吉田 恵子



岡野 竜

試作車レス開発を考慮した 自動車空調用ホース振動伝達予測

Method for Predicting Vibration Transmission of Car Air-conditioning Hose
in Light of Prototype-less Development

深 澤 将 弘*

Masahiro FUKAZAWA

雲丹亀 真 剛*

Shingo UNIGAME

要 旨

加速時におけるエンジン振動が発生原因となる室内こもり音やエンジン音の低減検討を目的とした、空調用ホースの振動伝達予測技術を構築した。ホース単体モデルについては、補強層の異方性を考慮した多層構造を再現した。封入された冷媒ガスにより受ける内圧の影響については、解析精度に寄与しない影響因子を省略することで解析時間を短縮した。さらにボデーのモーダルモデルとモード合成法にて結合することで車両状態のモデルを作成し、エンジンからボデーへの振動伝達関数を算出した。その結果、周波数誤差 2%、伝達関数レベル誤差 3 dB の精度で算出することができた。加えてモデリング手法や計算条件の工夫により、総解析時間を 24 時間以内とすることができた。以上により、試作車レスで空調用ホースの振動伝達を予測することができるようになった。

ABSTRACT

A method for predicting the transmission of vibration by air-conditioning hose was devised for the purpose of examining the reduction of booming noise in the cabin and of engine noise caused by engine vibration during acceleration. For the stand-alone model of the hose, a multi-layered structure was recreated to take into account the anisotropy of the reinforcing layer. With regard to the internal pressure exerted by coolant gas sealed inside, influence factors that do not contribute to analytical precision were omitted, thereby shortening the time taken by analysis. A model of the vehicle state was created by joining a modal model of the body by the mode synthesis method, and vibration transfer function from the engine to the body was calculated. Calculation successfully yielded results with an error of 2% in the frequency and an error of 3 dB in the transfer function level. In addition, measures devised for the modeling method and calculation conditions enabled the total analysis time to be kept within 24 hours. With this prototype-less approach, the vibration transfer in air-conditioning hose can now be predicted.

1. まえがき

自動車の静粛性に対する要望は高まりつつあり、エンジン振動の主次数成分からなるこもり音や、高次数成分からなるエンジン騒音の低減は、お客様に与える車両の印象を大きく左右する重要な課題である⁽¹⁾。このエンジン振動の固体伝播が主となる約 100 Hz から 1000 Hz の周波数帯域にはさまざまな伝達経路がある。その一つに、エンジン振動が Fig. 1 で示す空調用ホース（以下、ホース）から伝達し、室内音となる経路がある。

試作車が作成された段階で、室内こもり音やエンジン音

の要因がホース伝達であることが判明した場合には、エンジンルーム内の部品レイアウトは決まっていることが多い。そのため、ホースの配索を大幅変更することは容易ではなく、ホース伝達に対する騒音対策にコストや質量の追加を要していた。

また近年、開発日程短縮や開発コスト低減を目的とした手戻りの少ない開発への移行により、モデルベースシステムズエンジニアリング (MBSE) を用いた試作車レスの開発プロセスの必要性が高まっている。しかしホースの振動伝達に関する研究事例はあるが⁽²⁾、エンジンからボデーまでの振動伝達関数（以下、伝達関数）をシミュレーション予

*四輪 R&D センター

測する技術は見当たらない。その原因は、Fig. 2 で示すようにホースは材質の異なる多層構造であることや、冷媒ガスにより受ける内圧の影響のモデル化や、計算時間増大等の技術的課題がある。そこで本研究の目的はそれらの技術的課題を解決することにより、MBSE を用いた試作車レス開発に向けた車両搭載状態のホース振動伝達関数のシミュレーションを実現することとした。

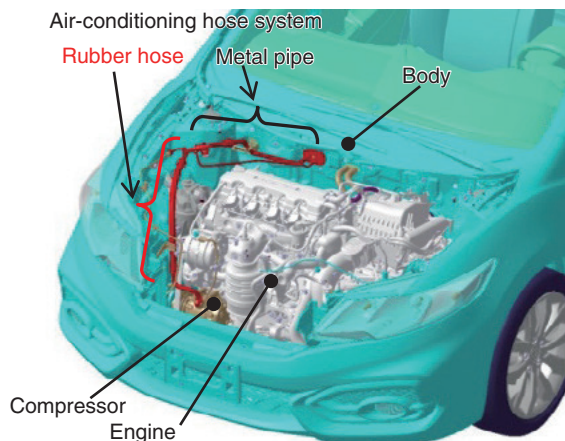


Fig. 1 Car air-conditioning hose system

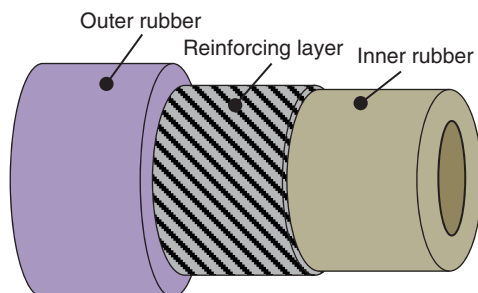


Fig. 2 Structure of air-conditioning hose

2. 開発のねらい

本研究のねらいは、試作車レス開発に対応するためのホースの伝達関数予測技術を構築することである。

現物を忠実にモデリングすることで計算精度は高まると考えられるが、必要以上に詳細にすることはモデリング時間と計算時間の増大に直結する。本稿の技術は商品開発に適用させることを目的としており、高い予測精度と短い解析時間という、背反する二つの要求を両立させることが要求される。

まず最低限必要な伝達関数予測精度の目標を設定した。ホースは Fig. 1 で示すように空調用コンプレッサに接続されるが、コンプレッサの共振周波数は一般的に 100 Hz から 1000 Hz であり、ホースの共振周波数と近接するため、

ホースとコンプレッサの共振周波数の分散を検討する必要がある。そのため、ホースの共振周波数の予測には $\pm 5\%$ 程度の精度が必要と考えた。また開発において支障のない仕様検討を可能とするには、 ± 3 dB の精度で伝達関数のピークレベルを算出する必要がある。よって本技術の目標予測精度は、車両状態の伝達関数にて周波数誤差 $\pm 5\%$ 、伝達関数レベル ± 3 dB とした。

またモデリング時間や計算時間を含めた総解析時間は、一日の作業時間を 8 時間と想定した際に、解析開始から三日以内に結果を取得できれば開発日程に支障なく設計作業ができると考え、合計 24 時間以内を目標とした。

3. 構築技術概要

空調用配管は Fig. 3 で示すように高压配管と低压配管の二系統が存在し、一般的に低压配管はエンジンとボデーとを直結することになるため構造上振動が伝達しやすい。低压配管はエンジンに搭載されている空調用コンプレッサと、ボデーに取付けられているエバポレータを接続しており、大部分が金属製のパイプで構成されるが、中間には振動遮断を目的としてゴムホースが採用されることが多い。本技術は、以上の理由から振動伝達において重視される低压配管のホースを対象とした。

対象車両は中型セダンモデルとし、伝達関数を予測する際のホースの状態は、Fig. 4 に示すように実際の状態を忠実に再現した。

また、車両搭載状態の空調用低压ホースを流れる冷媒ガスの圧力は約 1 MPa である。ホースはその圧力を受け止めるために繊維の補強層を含む多層構造となっている。また Fig. 4 で示す測定点における伝達関数の、内圧有無の実測結果を比較すると、Fig. 5 で示すように最大で 10 dB 以上レベルが変化し、また約 150 Hz から 1000 Hz の広範囲にわたり伝達関数に変化していることがわかる。これは内圧の大小によってホースのヤング率や形状が変化したことに起因すると考えられ、ホースの伝達関数把握には内圧を考慮する必要があることがわかった。よって伝達関数予測においても内圧を付加した状態を再現することとした。

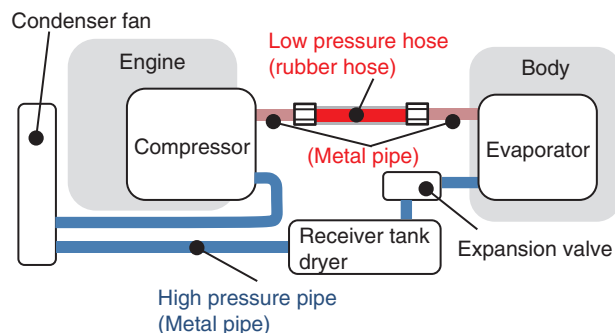


Fig. 3 Overview of car air-conditioning hose system

そこで、本技術のステップは下記とした。

- (1) 内圧のない状態で、ホース単体のモードを再現するのに必要な物性値やメッシング条件を検討する
- (2) (1)で作成したホースに、内圧の影響を付与したモデルを構築する
- (3) 車両搭載状態を再現するため、パイプ、ボデー、コンプレッサ等の周辺部品を付与したモデリング技術を構築する

なお、特にステップ(3)で結合するボデーに関しては、既存の他の解析目的で作成されたFEMボデーモデルのリソースを利用することで、新規で大規模なモデルの構築を不要とし、解析時間を短縮させることとした。また、中型セダンのモデルを用いて技術構築した後に、小型SUVモデル車両にて技術の汎用性を検証した。

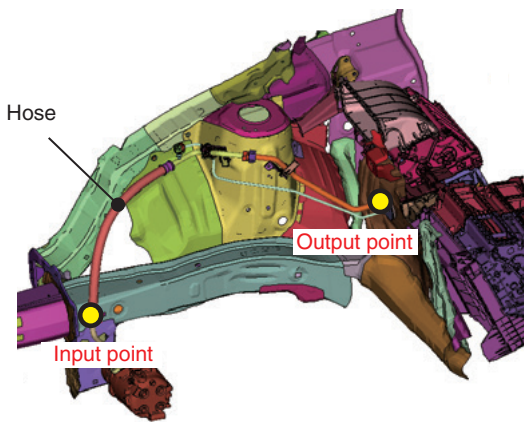


Fig. 4 Measuring points in sedan model

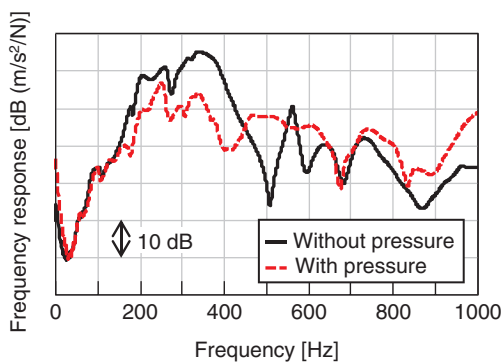


Fig. 5 Test results produced with and without pressure

4. 構築技術詳細

4.1. 多層構造をもったホース単体予測モデル構築

先述の通りホースは多層構造となっているため、各層の物性を考慮したCAEモデルを作成した。

直径約20 mmのホースに対し、モデル全般のメッシュサイズは5 mmとしたが、各ゴム部のラジアル方向のメッシングに関しては、Fig. 6に示すように各ゴム層ごとに3

層メッシュとなるようにサイズを細かく変更した。それにより、ホースのラジアル方向で変形するモードを精度良く再現することができた。

また中間に位置する補強層に関してはホースのヤング率に対する影響が大きいので、引張りと圧縮方向の異方性を設定することで、モードの再現性を向上させた。

次に固定されていない状態でストレート形状であるホースを、90°曲げたモデルを作成しFig. 7で示す測定点における伝達関数を算出した。Fig. 8にその結果を示すが、実測との再現精度は共振ピークにおいて伝達関数レベル誤差が2 dBであり、ホースの繊維を含む多層構造のモデルを、ホースの曲げも考慮して再現することができた。

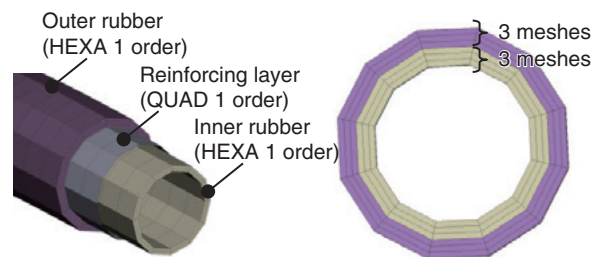


Fig. 6 Modeling of multi-layered hose

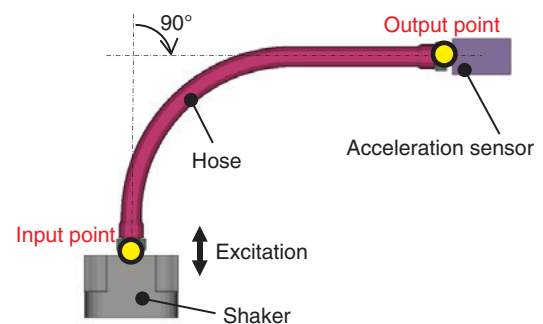


Fig. 7 Way to bend hose and measuring points

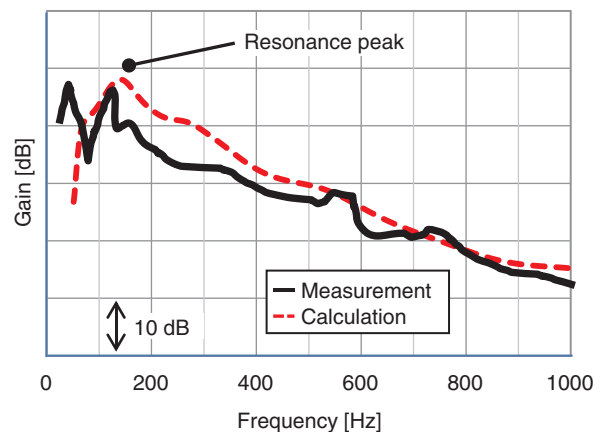


Fig. 8 Frequency response accuracy under conditions without pressure

4.2. ホース内圧影響のモデル化

内圧を付加することによる影響因子には大きく二つ挙げられる。一つ目は、ホースが高分子材料のゴムでできているため応力とひずみの関係が非線形であることにより、ヤング率が変化する影響である。二つ目は、ホースが内側からの圧力によって膨らむことで、直径や全長が変わる形状の変化によるものである。

まずゴムホースのヤング率と形状の変化の、二つの影響因子を省略することなく詳細に考慮したモデルを作成した。手法としては冷媒ガスに触れるホースの最も内側の面を指定し、その面に対し圧力を付加することで内圧影響を再現した。そして非線形解析にてヤング率と形状の変化を算出し、内圧付加する前と比較した結果が Fig. 9 (a), (b) である。内圧付加によりヤング率と形状が共に変化しており、二つの影響因子が再現できていることがわかる。この詳細モデルは実現象を忠実に再現できていると考えられるが、ホース単体モデルにも関わらず計算に4時間以上を要した。

本技術は計算精度と時間短縮の両立をねらいとしているため、計算精度を維持できるならば、解析時間短縮のため考慮する影響因子は必要最小限としたい。ここでホースの内圧付加による、直径や全長の寸法変化率の計算結果を

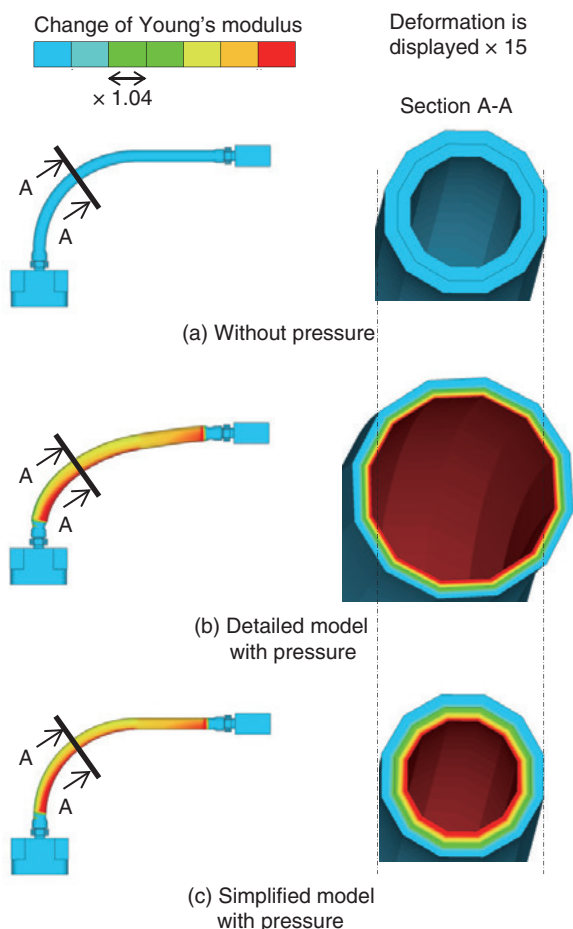


Fig. 9 Pressure effect result for each model

Fig. 10 に示すが、それぞれ 1.9% と 0.3% と微小であることがわかる。そこで変形を無視した状態でも計算精度を維持することができるかどうか検証をおこなった。

ゴムホースのヤング率変化のみを考慮し、形状変化を無視する簡易モデルを作成するにあたり、内圧の付加方法は先述の詳細モデルと同様とした。そして静解析にて内圧によるヤング率と形状の変化を算出したが、その後伝達関数を算出するための動解析は、Fig. 9 (c) で示すようにヤング率の変化のみを取り込み、ホースの直径と全長が変化する情報は取り込まずにおこなった。この簡易モデルは線形解析となるため、1 時間以下で計算結果を得ることができた。

伝達関数の詳細モデルと簡易モデルにおける算出結果の差は、Fig. 11 に示すように共振ピーク周波数にて 1%, 伝達関数レベルにて 1 dB 以下の差であった。一方、計算時間は詳細モデルに対して、簡易モデルにて約 4 分の 1 に短縮することができた。そこで本研究では、必要最低限の計算精度を維持したまま計算時間を短縮するため、ホースのヤング率変化のみを考慮した簡易モデルを採用することとした。Fig. 12 にて簡易モデルと実測との再現精度をみると、共振ピークにて伝達関数レベル誤差が 3 dB であり、内圧

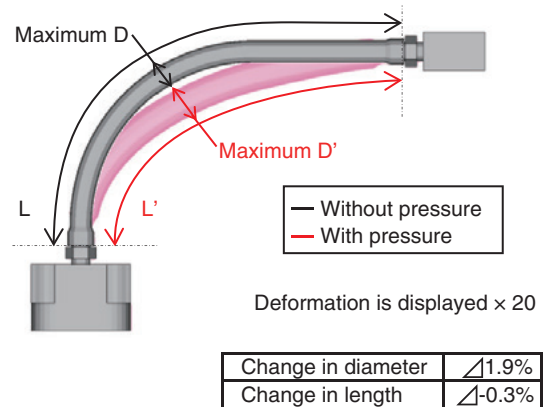


Fig. 10 Change in hose dimensions by pressure

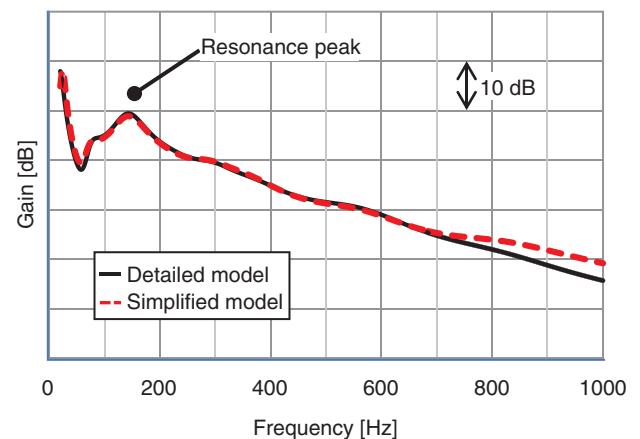


Fig. 11 Frequency response results for each model

が付加されたホースの伝達関数を予測する技術を構築することができた。

4.3. 車両搭載状態の再現

前節までで構築したホース単品のモデルを用いて、車両に搭載された状態の伝達関数予測をおこなった。

車両状態の再現には、ホースに接続されるパイプやクリップの追加をおこなった。またボデーは先述の通り新規での大規模モデル作成を不要とするため、既存のモデルを使用した。その際、本技術は約 100 Hz 以上のホース周辺のみがローカルで振動する周波帯域を対象としており、エンジンルームから離れた車両後部は影響が小さいため、車両前部のみのカットボデーモデルとした。またボデーやエンジンのモダラルモデルと、部分モード合成法 (CMS)^{(3), (4)}により結合することでモデル構築した。それらにより、解析に要する時間を短縮させることができた。

Fig. 13 に伝達関数結果を示す。共振ピークにて実測との再現精度は周波数誤差が目標 $\pm 5\%$ に対し再現精度 2%, 伝達関数レベル誤差が目標 ± 3 dB に対し再現精度 3 dB

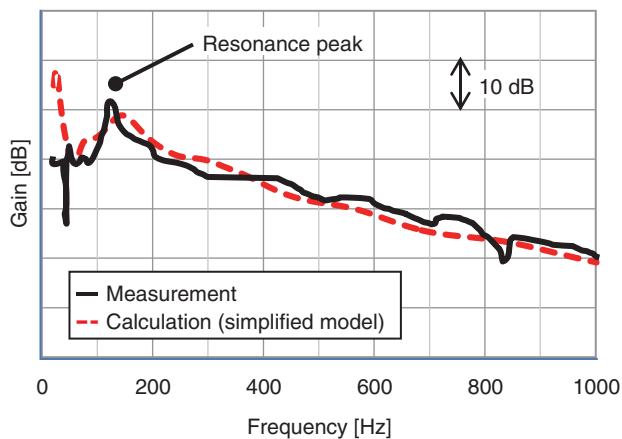


Fig. 12 Frequency response accuracy under conditions with pressure

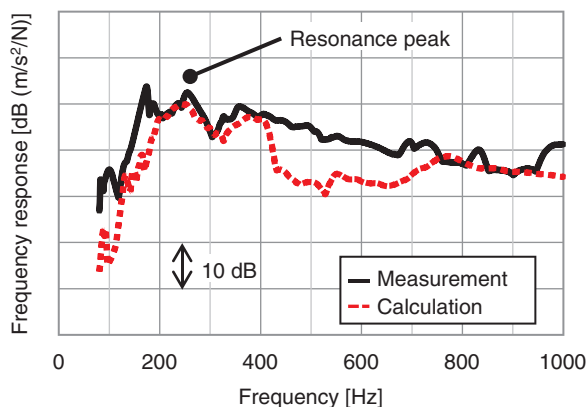


Fig. 13 Frequency response accuracy of hose model installed in sedan

と目標を満足した。また総解析時間は目標 24 時間以内に對し 23.75 時間であり、目標を達成することができた。

以上により、車両搭載状態におけるホースの伝達関数を予測する技術を構築することができた。

4.4. 汎用性の検証

本技術を小型 SUV モデルに適用し、汎用性を検証した。前節までで対象としていた中型セダンモデルとはエンジン、ホース、配管パイプ、ボデーのすべてが異なるモデルとなるが、同様のモデリング手法を用いて解析をおこなった。Fig. 14 に測定点、Fig. 15 に伝達関数結果を示す。

共振ピークにて、実測との再現精度は周波数誤差が 2%, 伝達関数レベル誤差が 2 dB と目標を満足した。また総解析時間は 23.25 時間であり、目標を達成することができた。

よって本技術にてサンプルとしたような一般的なホースレイアウトであれば、十分汎用性があると考えられ、構築した予測技術の有用性が検証された。

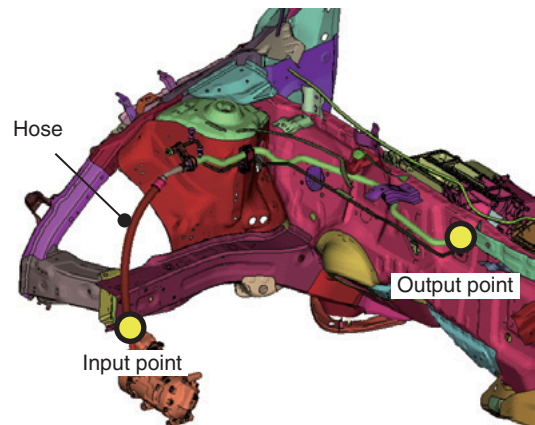


Fig. 14 Measuring points in compact SUV

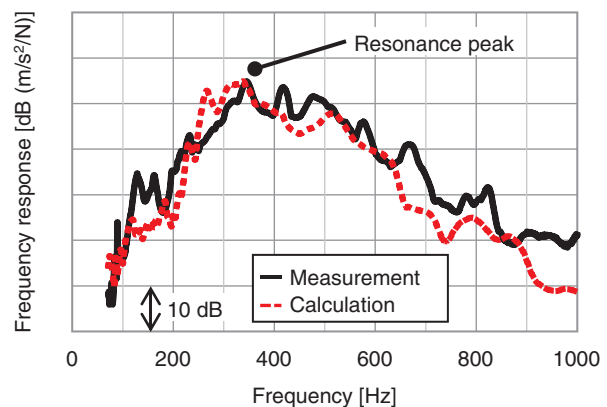


Fig. 15 Frequency response accuracy of hose model installed in compact SUV

5. まとめ

加速時におけるこもり音や、エンジン音の伝達経路の一つである空調用低圧ホースに関し、試作車レスの開発初期段階に対応するため振動伝達予測技術を構築し、その汎用性も検証した。

その際、車両開発に適用できるよう検討をおこない、以下の成果を得た。

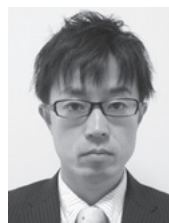
- (1) 車両状態において、共振ピークの周波数誤差 2%, 伝達関数レベル誤差 3 dB とし、車両開発で支障のない精度でホースによる振動伝達を再現することができた。
- (2) モデリングの簡略化や解析手法の工夫により、合計解析時間を 24 時間以内とし、(1) の計算精度を維持したまま、解析時間を短縮できた。
- (3) ボデー大規模モデルに関しては、既存の FEM モデルのリソースを活用することにより、時間を短縮することができた。

以上より、MBSE を用いた試作車レス開発に向け、車両搭載状態におけるホースの振動伝達関数を十分な精度で予測する技術を構築することができた。

参考文献

- (1) 松本聖司, 角賢治, 山本憲一, 大西有紀子: CAE によるシリンダブロック・オイルパン系の放射音解析, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.962, p.229-232, (1996)
- (2) 角田克彦: 自動車用ホースの現状と将来動向, 日本ゴム協会, 日本ゴム協会誌, 第 80 巻, 第 10 号, p.375-379, (2007)
- (3) 深澤将弘, 村尾剛史, 雲丹亀真剛: 液封マウント振動伝達予測手法, Honda R&D Technical Review, Vol.27, No.1, p.111-116
- (4) 長松昭男, 大熊政明: 部分構造合成法, 培風館, p.103-105, (1991)

■ 著 者 ■



深澤 将弘



雲丹亀真剛

高出力用リチウムイオン二次電池の容量劣化解析

Analysis of Capacity Fading for High-power Lithium Ion Rechargeable Batteries

銭 朴*
Pu QIAN
古田 照実*
Terumi FURUTA

木下 智博* 酒井 洋*
Tomohiro KINOSHITA Hiroshi SAKAI
川合 光幹*
Mitsumoto KAWAI

要 旨

ABSTRACT

高出力用リチウムイオン二次電池の保存劣化による容量減少メカニズムを解析した。本研究で用いた電池の劣化は保存時間に特定の形態をとらず、一般的な単純ルート則では説明できなかった。電気化学測定の結果、劣化は正極と負極を往復するリチウムイオン量の損耗、および正極容量減少の二つの原因によって、正負極の利用範囲がずれることによって生じることがわかった。上記二つの原因を明らかにするため、電池の材料分析をおこなった結果、リチウムイオン量の損耗は電解液が負極上で還元分解されることによる Solid Electrolyte Interphase 形成に、正極容量減少は活物質の部分的結晶構造変化に、それぞれ起因することを明らかにした。さらに、Solid Electrolyte Interphase の詳細な化学成分分析により、電解液成分が負極で電気化学的還元分解されるのに伴い、まず有機成分を多く含む初期膜が形成され、時間経過とともにその有機成分が無機成分に変化してゆく組成、構造変化が明らかになった。一方、材料分析で求めた膜中のリチウムイオン量は、電気化学計測手法で求めた正負極間を往復するリチウムイオンの損耗量と一致しなかった。その損耗量は電気化学計測手法で求めることが必要であることを新たに明らかにした。

An analysis for elucidating the mechanism of capacity loss due to calendar aging in high-power lithium ion rechargeable batteries have been performed. The degradation of the batteries used in this research did not follow any particular trend with storage time, so that it could not be explained by the general, simple square root law. Electrochemical measurements revealed two factors that lead to degradation by a capacity balancing shift among the electrodes. The two factors are: the loss of active lithium which flows between anode and cathode, and cathode capacity fading. In order to identify the above two factors, we performed some material analyses of the battery. The results clearly showed that the loss of active lithium is caused by the formation of a solid electrolyte interphase due to reduction of solvent in electrolyte on the anode surface, and cathode capacity loss due to partial crystalline structure transition of the active material. A further detailed chemical composition analysis of the solid electrolyte interphase showed clearly that as the electrolyte components undergo electrochemical reductive degradation on the anode surface, an initial film largely dominated by organic components is first formed, then change in chemical composition and structure occurs whereby those organic components transform into inorganic components. However, the total amount of lithium in the film that was measured by material analysis did not match with the amount of cyclable lithium lost between the cathode and anode as obtained by electrochemical measurement techniques. We newly showed that there is the crucial need to determine the amount of the active lithium loss using electrochemical measurement techniques.

1. まえがき

リチウムイオン二次電池は 1991 年に実用化⁽¹⁾されて以来、その高容量、高出力⁽²⁾などの特徴からまずは携帯機器用に普及した。近年は電動車の駆動用電池としても用い

られ、将来はその使用量が大きく増加すると予想されている^{(3), (4)}。リチウムイオン二次電池は高容量、高出力を実現できるものの、他の化学電池と同様に劣化⁽⁵⁾という課題が存在する。電池の劣化は充放電回数に依存するサイクル劣化、および保存時間に依存する保存劣化（以下サイクル

*四輪 R&D センター

劣化と対応するためにカレンダー劣化と称する)が知られている。このような特徴を有する電池の使用に際し、一般的には限られた時間による試験データに基づいて長期予測をおこなうため、多様な試験条件を設定した多数の評価を実施し、各条件と劣化の関係性マップを作成する。電池のカレンダー劣化は温度と充電深度(State of Charge: SOC)に依存するが、それらと単純な線形関係にはならないため、マップ作成には条件マトリクスに応じた膨大なテスト数と時間が必要である。この開発工数を削減するために、従来、電池の容量減少が保存時間あるいはサイクル数の平方根に比例すると仮定したルート則による予測が用いられることが多かった⁽⁶⁾⁻⁽¹⁰⁾。ルート則は、負極表面に形成される膜(Solid Electrolyte Interphase: SEI)の成長速度を基にしている。つまり、正負極間を往復するリチウムイオン(以下移動リチウムと略する)がSEI生成のために損耗され、正負極間を往復できなくなることにより電池の容量が減るとの仮定に基づいている。しかし電池の劣化は複数の要因が複雑に相互作用しあった結果であり^{(5), (11)-(18)}、本論3章で示すように単純ルート則に合致しない挙動を示すことも知られている^{(11), (14)}。このような容量減少の挙動を説明するため、電池容量が正負極それぞれ単極容量および正負極の利用範囲のずれから評価できることが報告されている⁽¹¹⁾⁻⁽¹⁴⁾ことから、これらの内容を取り込んだ精度の高い新規予測式の導出が期待されている。

新規予測式の導出のためには上記利用範囲ずれの原因を明らかにし、そのずれ量を定量することが必要である。SEIに取り込まれたリチウム量が、移動リチウム損耗と相関関係があるという報告^{(8), (10), (13)}があるが、単極容量減少と移動リチウム損耗の因果関係を解明し、それらのメカニズムに基づいた容量減少の予測式を構築した例はこれまで報告されていない。

そこで、本研究では電池の劣化挙動を正確に予測するために必須である、電池劣化メカニズム解明を目的とし、電気化学測定と電池構成物質分析を組み合わせる解析を実施した。本報では電池の容量減少を対象として解析をおこなった結果までを論じ、新規予測式の導出については次報にて詳細に報告する予定である。ここでは、以下電池の劣化による容量減少を単に劣化と略する。

2. 実験方法

2.1. 対象電池仕様

本研究には角型高出力用リチウムイオン電池を用いた。電池の外寸はおおむね100 mm × 80 mm × 16 mmであり、電池正極にはNMC(Ni, Mn, Co)三元系層状酸化物、負極には炭素系材料、セパレータにはポリエチレン微多孔質膜、電解液には炭酸エステル系溶媒に支持塩としてLiPF₆を加えた。試験に用いた電池は出荷時コンディ

Table 1 Capacity retention during calendar degradation test

Temperature (°C)	SOC (%)	Aging time		Capacity retention (%)
		days	day ^{1/2}	
65	80	610	24.7	62.7
65	50	450	21.2	85.7
65	20	450	21.2	91.5
55	80	450	21.2	84.3
55	50	250	15.8	89.9
55	20	450	21.2	95.8
45	80	190	13.8	83.7
45	50	200	14.1	93.6

ショニング工程が既に実施されており、ただちに使用できる状態であった。

電池の充電深度は新品電池のSOC - OCV(Open Circuit Voltage:開回路電圧)曲線から決定した。容量維持率は劣化前の電池容量に対する劣化後の電池容量の百分率とした。劣化試験は被験電池を所定のSOCに充電した後、所定温度の恒温槽に所定時間保管することによりおこなった。Table 1に、対象電池について所定保持時間ごとの充放電試験結果により得られた、容量減少の経時変化の例を示す。

2.2. 電気化学測定

試験に用いた電池は試験後に解体し、電極、セパレータおよび電解液をそれぞれ回収した。それらは後述の電気化学測定および2.3.節の分析に供した。

解体された電極を用いてTable 2に示す構成の2032型コイン電池を作製した^{(12), (13)}。これらを用いて残放電容量測定と容量測定をおこなった。組み上げた正極ハーフセル(Cathode half cell)は2.5 Vまでの、負極ハーフセル(Anode half cell)は1.5 Vまでの放電容量を残放電容量としてそれぞれ測定した。その後、正極は2.5 V下限、4.2 V上限の電圧範囲、負極は0.1 V下限、1.5 V上限の電圧範囲の容量を測定し、それぞれの単極容量とした。測定には電池をそれぞれ3個用意し、それらの平均値を採用した。

なお、新品電池および劣化電池から電極を回収する作業、および回収電極をコイン電池に組み込む作業はすべてアルゴンガスが充満したグローブボックス内で実施した。

2.3. 解体電池の分析

2.3.1. 走査型電子顕微鏡および走査型透過電子顕微鏡観察
解体電池から回収した正極および負極をクロスセク

Table 2 Coin cell configurations for electrochemical measurements

	Cathode half cell	Anode half cell	Full cell
Cathodes	Extracted cathode	Extracted anode	Extracted cathode
Anodes	Li metal	Li metal	Extracted anode
Separators	New	New	New
Electrolyte	New	New	New

ジョンポリッシャ (Cross section polisher: CP) で断面を作成し, Carl Zeiss 社製 ULTRA55 型走査型電子顕微鏡 (Scanning Electron Microscope: SEM) を用いて観察した. 試験片は専用のトランスファベッセルを用い, 大気非曝露で SEM 装置に装填した. 回収した正極から別のサンプルを切り出し, 日本電子社製 JEM-ARM200 型走査型透過電子顕微鏡 (Scanning Transmission Electron Microscope: STEM) を用いて断面を観察した. 観察用試料は集束イオンビーム (Focused Ion Beam: FIB) 装置を用いて作成した.

2.3.2. 核磁気共鳴スペクトル分析

負極のリチウム金属電析状態を確認する目的で, 固体 ^7Li 核磁気共鳴 (Nuclear Magnetic Resonance: NMR) スペクトル分析をおこなった. 回収した負極の一部からグローブボックス内で合剤層を剥離し, 外径 4 mm の NMR サンプル管に充填し, 密栓してから測定に供した. 固体 NMR の測定には Bruker 社製 AVANCE III 400 を用いた.

電解液成分分析および負極 SEI 抽出成分分析は溶液 ^1H NMR でおこなった. 電池から回収した電解液成分を重水素化アセトニトリル (CD_3CN) に溶解し, NMR 測定に供した. SEI 成分抽出はグローブボックス内で剥離した負極合剤を重水 (D_2O) で抽出し, 固体成分を取り除いた抽出液を NMR 測定に供した. 溶液 NMR の測定には日本電子社製 ECA400 を用いた.

2.3.3. セパレータの透気度測定

解体電池から回収したセパレータはグローブボックス内で炭酸ジメチルを用いて洗浄した後, グローブボックスから取り出し, 大気中において透気度を測定した. 測定には東洋精機製作所製ガーレー式デンソメータ G-B3C を用いた.

2.3.4. 高周波誘導結合プラズマ発光分光分析法による分析

電解液中のリチウムイオン濃度定量分析は高周波誘導結合プラズマ発光分光分析法 (Inductively Coupled Plasma Atomic Emission Spectroscopy: ICP-AES) を用いておこなった. 所定量の電解液を秤量し, 混合酸を加えて加熱し, 電解液を分解させてリチウムイオンを含む溶液とした. 溶液を超純水で所定濃度に希釈してから ICP-AES 測定をおこなった. 負極合剤の ICP-AES 分析においては, グロー

ブボックス中で剥離した合剤層を所定量秤量し, 混合酸を加えて加熱することにより炭素成分を分解し, イオンを含む溶液とした. 溶液を超純水で所定濃度に希釈してから ICP-AES 測定をおこなった. ICP-AES 分析装置にはセイコーインスツルメンツ社製 SPS3000 を使用した.

2.3.5. イオンクロマトグラフィ分析

不活性雰囲気下で剥離した負極合剤を超純水で抽出し, 固体成分を取り除いた後の抽出液をイオンクロマトグラフィ (Ion Chromatography: IC) により分析をおこない, 抽出液中のイオンを定性, 定量した. 装置には Dionex 社製 DX-320 イオンクロマトグラフィ装置を用い, カラムには 4 mm ϕ $\times$ 250 mm 同 IonPac AS4A-SC, 溶離液には炭酸水素ナトリウム水溶液を用いた.

2.3.6. X線光電子分光分析

グローブボックス中で回収した電極を専用のトランスファベッセルで X 線光電分光 (X-ray photoelectron spectroscopy: XPS) 測定装置に導入し, 測定をおこなった. 装置には ULVAC-PHI 社製 PHI Quantera SXM を用い, 励起 X 線源には monochromatic Al $K_{\alpha 1,2}$ 線 (1486.6 eV) を使用した. X 線ビーム径は 200 μm であった. ここで XPS による表面分析は, 表面から約 2 nm の深さまでの成分情報を主に反映したものとなる.

2.3.7. 軟 X 線吸収微細構造法

グローブボックス中で回収した電極を専用のトランスファベッセルで軟 X 線吸収微細構造分析 (Soft X-ray absorption fine structure) 装置に導入し, 測定をおこなった. 入射光のサイズは 1 mm $\times$ 1 mm であった. 軟 X 線吸収微細構造法は検出モードに依存して表面から異なる深さまでの化合物組成情報が得られる. 部分電子収量法 (Partial Electron Yield: PEY) は約 2 nm の深さまで, 全電子収量法 (Total Electron Yield: TEY) は約 20 nm の深さまで, 部分蛍光収量法 (Partial Fluorescence Yield: PFY) は約 200 nm までの深さ領域の化合物組成情報が得られる.

2.3.8. オージェ電子分光法による深さ方向分析

グローブボックス中で回収した電極を専用のトランスファベッセルで走査型オージェ電子分光分析装置 (Scanning Auger electron spectrometer: AES) に導入し, 測定をおこなった. 装置には ULVAC-PHI 社製 SAM670 を用い, 励起電子線ビーム径は 100 nm であった. 試料をエッチングしながら測定を繰り返すことにより, 深さ方向に対する組成変化の分析をおこなった.

3. 解析結果および考察

3.1. 容量劣化試験の結果

Fig. 1 に本研究対象電池の劣化試験結果 (Table 1) の一例を示す. 横軸に保存日数の平方根, 縦軸に容量維持率をとり, 保存日数に対する変化をプロットした. その結果

Table 3 Degradation analysis results

Aging phenomena	Analysis method	Results	Reference
Capacity loss	Electrochemical measurement	Observed	1
Active Li loss	ICP of electrodes and electrochemical measurement	Observed	2
Cracking	Cross section SEM observation	Not observed	3
Delamination	Cross section SEM observation	Not observed	4
Li plating	Solid state $^7\text{LiNMR}$	Not observed	5
Loss of electrolyte	NMR, ICP of electrolyte	Not observed	6
Clogging of separator	Gurley densometer	Not observed	7

(Table 3, Reference 1), 保存試験による容量減少は単純ルート則, すなわち一つの直線に一致せず, 劣化速度が図中 A, B, C の三つの異なる領域に分かれていることがわかった. 各領域内においては, 容量維持率が保存日数の平方根に比例し, それぞれはルート則に従っているが, 領域間で不連続となっており一つの単純ルート則で説明することはできなかった.

このようにリチウムイオン電池の劣化挙動は単純なルート則には従わず, 容量減少の原因を SEI 成長のみから説明することは容易ではないことが明らかになった.

3.2. 電気化学測定の結果

Fig. 2 に電気化学測定結果を示す^{(12), (13)}. 図に示す各値は, Fig. 3(a) に示す方法により求めた. すなわち, 正極残放電容量 $Q_{R,cathode}$ は, 組み上げたハーフセルの端子電圧か

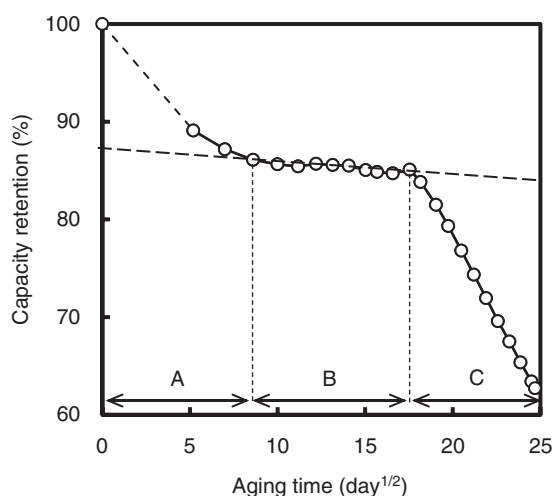


Fig. 1 Capacity retention of Li ion battery during aging (aging condition: SOC=80% at 65°C)

ら 2.5 V まで, 負極残放電容量 $Q_{R,anode}$ はハーフセルの端子電圧からを 1.5 V まで放電することによりそれぞれ求めた. これらを用いて正負極の利用範囲のずれ量 Q_{shift} を次式で算出した.

$$Q_{shift} = Q_{R,cathode} - Q_{R,anode} \quad (1)$$

利用範囲のずれ量および負極残放電容量は, 劣化前の正極および負極容量でそれぞれ規格化した.

また, Fig. 3(a) の三つの模式図で示すように, 利用範囲のずれ量および正極容量減少分から, 移動リチウム損耗量 ΔLi が下の式によって求められる. (Table 3, Reference 2)

$$\Delta Li = Q_{shift} + \Delta Q_{cathode} \quad (2)$$

ここで,

$\Delta Q_{cathode}$: 正極容量減少分

Fig. 3(b) にはこの手法で求めたリチウム減少量を ICP-AES の測定結果と合わせて示す.

3.3. 電池の材料分析結果

3.3.1. SEM および STEM

劣化品電極断面の SEM 観察において, 正負極ともに電極層の割れ, および集電体からの剥離が起きていないことを確認した (Table 3, Reference 3, Reference 4). 一方, 負

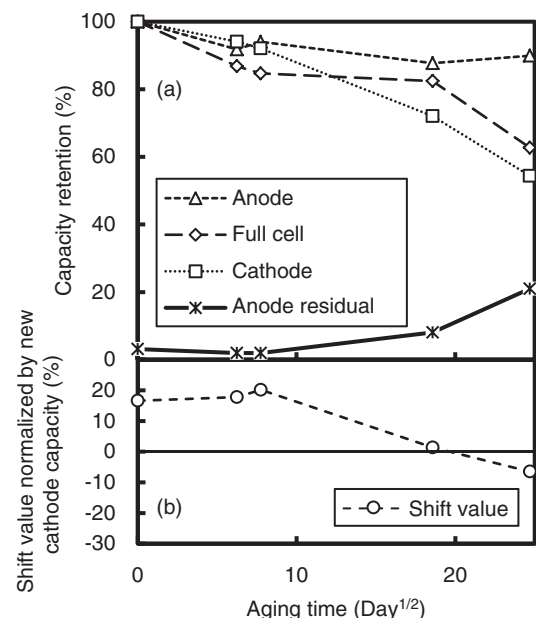
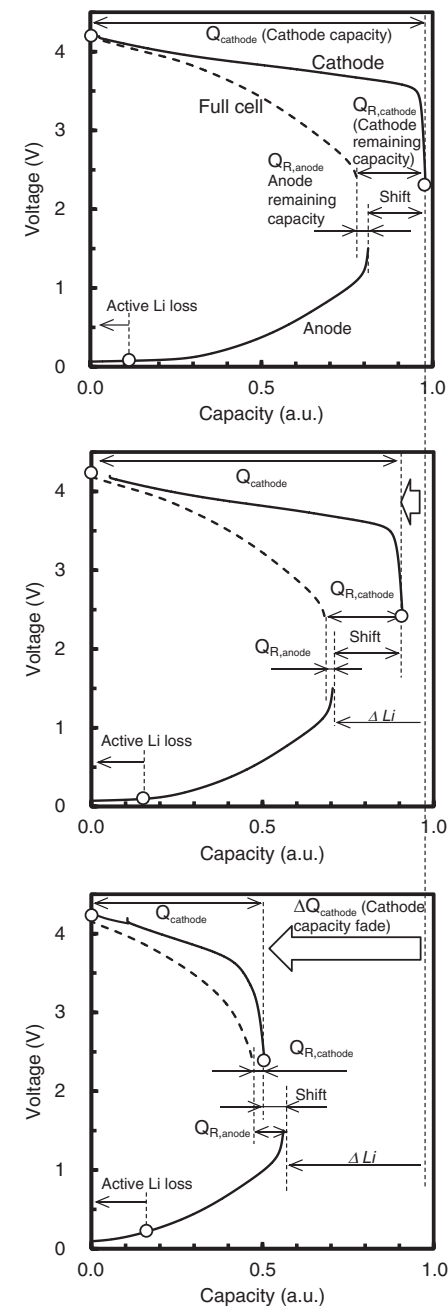
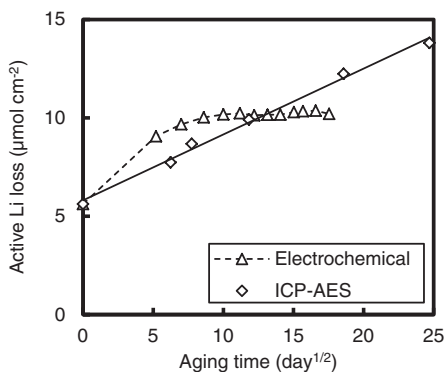


Fig. 2 Capacity retention of full cells and electrodes (a) Capacity retention (b) Shift value normalized by new cathode capacity. (aging condition: SOC=80% at 65°C) (Triangle: anode capacity retention; diamond: full cell capacity retention; square: cathode capacity retention; asterisk: residual anode capacity normalized by new anode capacity; circle: shift value normalized by new cathode capacity)



(a) Schematic drawings about active Li loss, cathode capacity fade, and capacity shift between anode and cathode.



(b) Li amount on the anode surface measured by ICP-AES (diamond) and active Li loss measured electrochemically (triangle)

Fig. 3 Active Li loss by SEI growing

極においては負極活物質表面に SEI の形成が観察された (Fig. 4 中の矢印で示す白色部分).

正極活物質の断面を STEM で観察した結果を Fig. 5 に示す. 本研究で用いた電池の活物質は菱面体 (Rhombohedral) 系の層状岩塩型リチウム遷移金属酸化物であるが, STEM 像において一つの結晶粒内に二つの領域が存在することを示唆する明瞭なコントラストが現れた. 両部分の STEM 像の Fast Fourier Transform (FFT) パターンから, 変質部位にはスピネル状 (spinel like) 結晶構造が見られ⁽¹⁷⁾⁻⁽¹⁹⁾, 活物質の部分的な結晶構造変化が生じていることを確認した.

3.3.2. 核磁気共鳴スペクトル分析

負極合剤の固体 ^7Li NMR スペクトルには, 0 ppm (LiCl 基準) 付近のピークのみが観察された. 0 ppm 付近のピークはリチウム塩に帰属される. リチウム金属の電析がある場合, 268 ppm 付近にピークが現れる. 本研究対象電池においてはこのピーク部分が検出されなかったため, 本研究では電析は考慮しなかった (Table 3, Reference 5).

回収電解液の溶液 ^1H NMR 分析の結果から, 本実験範囲において電解液主成分の変質は起きていないことがわかった (Table 3, Reference 6).

負極重水抽出成分の ^1H NMR の結果から, 微量の有機成分としてメトキシ基, エトキシ基, グリコキシ基, 羧酸イオン, および酢酸イオンが検出された. また, 含リン化合物として亜リン酸塩, リン酸メチル誘導体が検出された. アルコキシ化合物は電解液溶媒成分の分解生成物, 含リン化合物は電解質あるいは添加剤の分解生成物であると考えられる^{(15), (16)} (Table 3, Reference 2).

3.3.3. セパレータの透気度測定

新品および劣化品電池から回収したセパレータの透気度に大きな差がなかったことから, セパレータの目詰まりは生じていないと考えられる (Table 3, Reference 7).

3.3.4. ICP-AES 分析

SEI 中のリチウムイオンと活物質中に存在するリチウムイオンを区別するため, ICP-AES 測定の前に負極の残

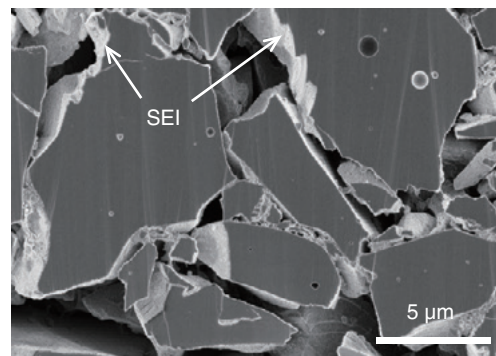


Fig. 4 Cross section SEM image of anode (arrows indicate SEI)

放電容量を測定し、負極活物質に残存するリチウムイオン量を定量した。ICP-AES 測定で得られた負極中の総リチウムイオン量 (Table 4) から、残放電容量に相当するリチウムイオン量 [Fig. 2(a)] を差し引くことにより、SEI 中のリチウムイオン量を求めた。Fig. 3(b) と Table 4 にこの方法で求めた SEI 中のリチウムイオン量と劣化時間の平方根の関係を示す。リチウムイオンの量は広く知られているルート則^{(6), (7)}と一致した [Fig. 3(b)] もの、Fig. 3(a) に示す手法で求められた ΔLi 値とは一致しなかった [Fig. 3(b)]。

負極の ICP-AES 測定については Table 4 に示すとおり、Ni, Co, Mn の定量もおこなった。SEI に含まれる遷移金属の量はいずれも 0.01 wt% 未満であり、保存時間による増

Table 4 ICP-AES results for anodes

Aging time (Day ^{1/2})	Results (wt%)			
	Li	Ni	Co	Mn
0.0	1.42	<0.01	<0.01	<0.01
6.2	1.73	<0.01	<0.01	<0.01
7.7	1.94	<0.01	<0.01	<0.01
18.6	3.01	<0.01	<0.01	<0.01
24.7	4.27	<0.01	<0.01	<0.01

Aging condition: SOC=80% at 65°C

加も観測されなかったため、負極上において正極由来の遷移金属析出は起きていないことを確認した。

3.3.5. IC 分析

負極超純水抽出成分の IC 分析の結果から、フッ素イオン、シュウ酸イオン、およびリン酸イオンが検出された。これらのイオンは電解液あるいは添加剤の分解生成物であると考えられる。そのうち、フッ素イオンの量は劣化の進行につれて増加した。フッ素イオンの存在は SEI 中に LiF 成分の存在を示唆していると考えられる⁽²⁰⁾。

3.3.6. X 線光電子分光分析

XPS の分析結果から、炭素成分のうち、炭酸塩あるいは炭酸エステルが全成分の 3% から 7% を占めていたことがわかった。XPS では、炭酸塩成分と炭化水素成分の区別が付きにくいので、炭酸塩成分の定量はできなかったが、約 2 nm までの表面において、炭素成分に劣化の進行に伴う大きな変化は起きていないと推定される。

3.3.7. 軟 X 線吸収微細構造法分析

Fig. 6 に負極表面の炭素 K 殻吸収スペクトルを示す。光子エネルギーが 289.0 eV と 290.6 eV の吸収はそれぞれカルボニル基と炭酸塩の吸収に帰属される⁽²²⁾。表面から約 2 nm の深さまではカルボニル基の吸収に比べて炭酸塩の吸収が弱かった [Fig. 6(a)] のに対し、表面から 20 nm の深さまで観察すると炭酸塩の吸収がより強くなった [Fig. 6(b)]。特に保持日数が 18.6 day^{1/2} と 24.7 day^{1/2} の負極においては、炭酸イオンの吸収がカルボニル基の吸収よりも大きくなった。表面から 200 nm の深さまでの情報には、主に負極活物質に由来する炭素成分がメインであった [Fig. 6(c)]。

これらの結果から、SEI 最表面と比較して活物質に近い領域により多くの炭酸塩が含まれると考えられる。293.0 eV および 295.5 eV の吸収はともにバインダーの C-F に帰属される⁽²²⁾。新品に比べて、劣化の進行につれて C-F の吸収強度が減少した。これは、劣化の進行につれて SEI が厚くなることによるものであり、その成長が間接的に示されたものと考えられる。

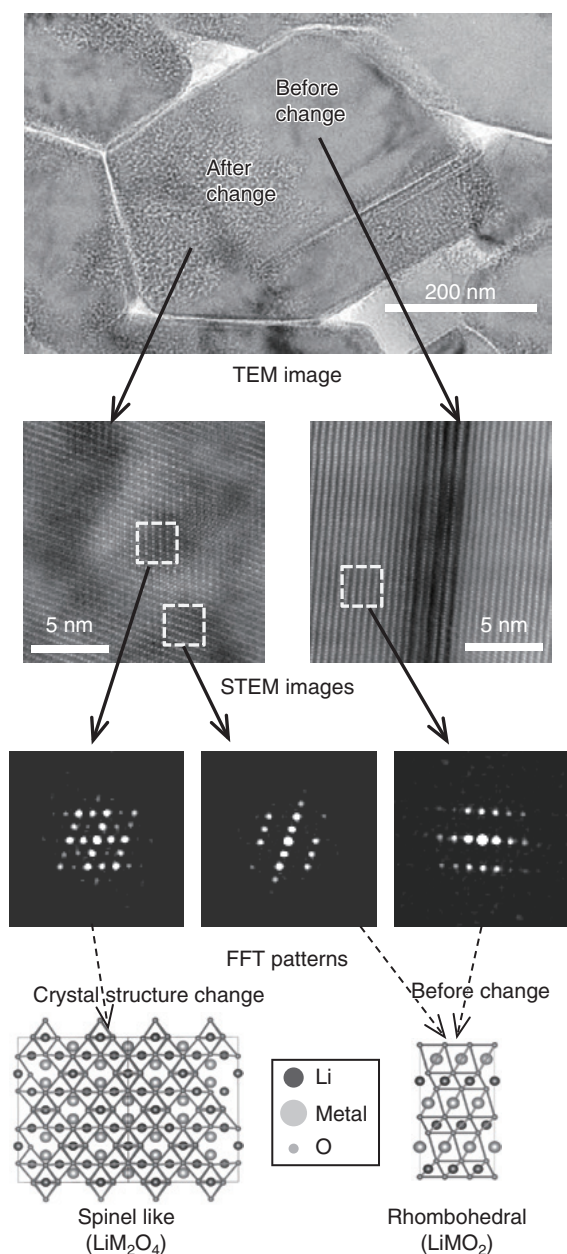
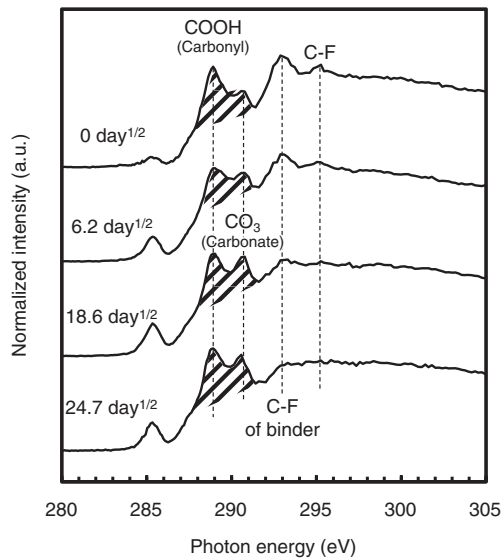
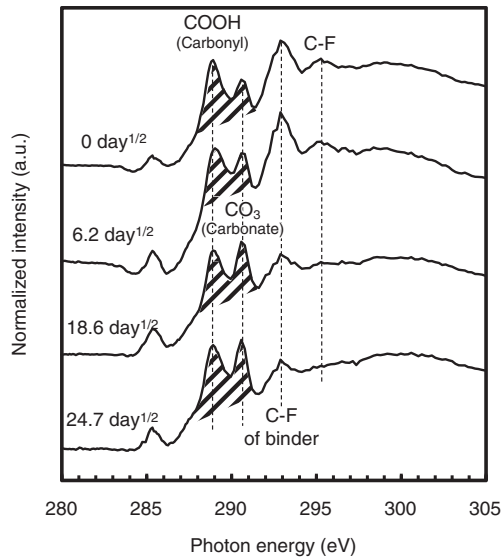


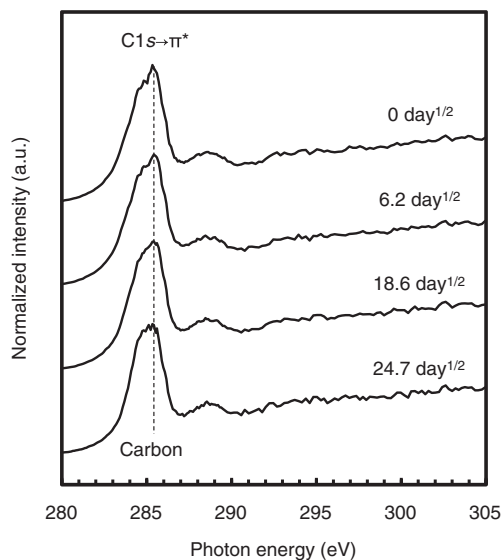
Fig. 5 Cross section TEM, STEM images and FFT patterns of cathode active material



(a) Partial electron yield mode



(b) Total electron yield mode



(c) Partial fluorescence yield mode

Fig. 6 Soft X-ray near edge absorption fine structure of carbon K-edge for anodes (aging condition: SOC=80% at 65°C)

3.3.8. オージェ電子分光法による深さ方向成分分析

Fig. 7 に負極表面の F, C, Li, P, O の深さ方向の存在量分布を示す。SEI 表面をエッチングしながら測定する手法を用いたため、正確な深さの規定は容易ではないが、相対比較は可能と考えられる。ここでは酸素成分の半値を SEI の厚さと定義して、その部分の成分を SEI 成分とした。Fig. 7 に示した活物質内部の成分分布からわかるように、活物質の主成分は炭素であったが、少量のリチウムも含まれていた。3.2. 節の電気化学測定で示したように回収された負極にわずかな容量が残っていたため (Fig. 2)、活物質内部のリチウムは解体時負極に残留していたリチウムであると考えられる。一方、SEI において、Fig. 7(a) で示したように表面に近い層は Li, C, O が主成分であったが、劣化の進行にともなう SEI の成長によって、深い領域では C の割合が減少し、代わりに Li の含有量が増加した。添加剤の影響を考えると F の割合は比較的小さかった (Fig. 7(b))。

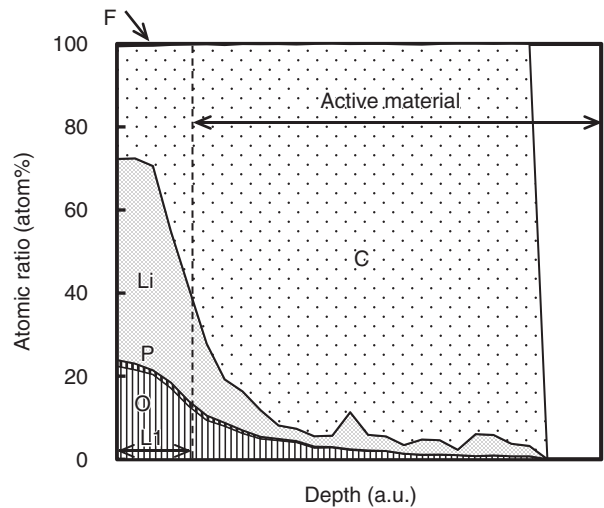
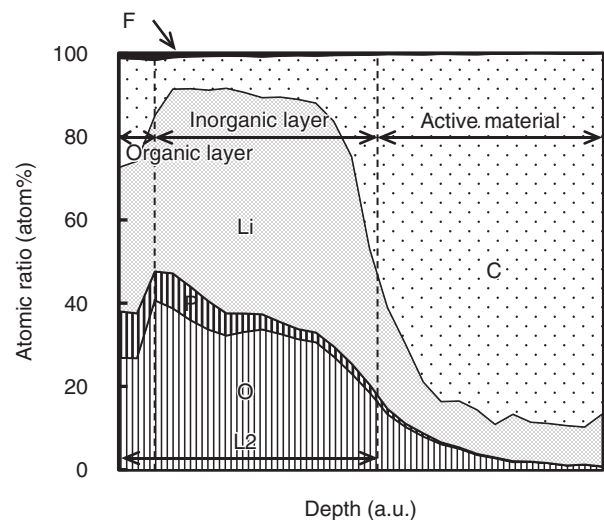
(a) Aging time = 0 day^{1/2}(b) Aging time = 18.6 day^{1/2}

Fig. 7 AES depth profiles of anodes surfaces

3.4. 考察

3.4.1. 電気化学測定

Fig. 2 に示すように、フルセルの容量維持率が保持時間経過と共に下がっていくのに対して、負極の容量維持率は、90% 程度までで下げ止まった。しかし、正極の容量維持率は保持時間 $6.2 \text{ day}^{1/2}$ では 94.1%, $7.7 \text{ day}^{1/2}$ では 92.1%, $18.6 \text{ day}^{1/2}$ では 72.0%, $24.7 \text{ day}^{1/2}$ では 54.4% へ減少した。一方、式 (1) にしたがって算出したずれ量は保持時間 $0 \text{ day}^{1/2}$ では 17% であったが、 $7.7 \text{ day}^{1/2}$ では 20% に上昇したものの、 $24.7 \text{ day}^{1/2}$ では反転して -6.5% へ減少した。ここで、利用範囲のずれ量が正の値をとることは完全放電状態でもまだ正極にリチウムを受け入れる容量が残っていることを意味する。すなわち、移動リチウム量が減少した状態を表している。一方、負の値をとることは完全放電状態でもまだ負極にリチウムが残っていることを意味する。つまり、正極容量が減少した状態を表している。これらの結果から、電池の劣化は移動リチウム量の減少および正極容量減少の二つに起因していることが明らかになった。

3.4.2. 移動リチウム損耗

前項の通り ICP-AES で求めた SEI に取り込まれたリチウムイオンの量と、電気化学測定で求めた移動リチウム損耗量 [Fig. 3(b)] が一致しなかった。負極での電解液の還元分解生成物である SEI の一部は電解液に溶解し、SEI に取り込まれないことが知られている^{(15), (16), (20), (21)}。また、正極で酸化された電解液成分の一部は負極まで拡散移動し、負極上で還元されて SEI に取り込まれる例も報告されている^{(20), (21)}。これらの理由から、SEI に取り込まれたリチウム量と移動リチウム損耗量とが一致しないことが起こり得ると考えられる。この場合、精度の高い予測のために移動リチウム損耗量 ΔLi は式 (2) によって求めた値を採用することが必要であると考えられる。

前節の分析結果を総合すると、SEI の組成構成は、表面には有機リチウム化合物の割合が多く、表面から深さ 2 nm 付近を超えた領域から無機成分が多くなっていると考えられる。無機成分としては、炭酸リチウム、リン酸化合物およびフッ化リチウムが存在していると考えられる。SEI がこのような構造をとることは、添加剤成分や電解液が負極で還元分解される際、初期に有機成分を多く含む層が形成され、時間とともに有機成分が無機成分へ変化していくとする考え⁽²⁴⁾で説明できる。

また、移動リチウム損耗は、遷移金属の負極表面への析出に起因する SEI の絶縁破壊が原因と報告されているが⁽²²⁾、本実験では 3.3.4. 項で述べたように析出は起きていないことを確認した。そのため、次報で述べる劣化予測式の構築における、リチウムイオン減少の計算にこれを考慮しないことにした。

3.4.3. 正極容量減少

充電状態の Rhombohedral 系層状岩塩型リチウム遷移

金属酸化物は、結晶内部のリチウムイオンの分布の不均一性により、層状構造が部分的に結晶構造変化すると報告されている⁽¹⁷⁾⁻⁽¹⁹⁾。この場合、変化した部分は構造式 LiM_2O_4 で表されるスピネル構造と MO で表される岩塩構造が混在するとされている。ここで、M は Ni, Co, および Mn の遷移金属を表す。Fig. 5 に示すように本研究においてもカレンダー劣化にともない同様の結晶構造変化が観察された。M が Mn の場合を例とした場合、単位体積当たり熱平衡状態で含有可能なリチウム量は、劣化前の層状岩塩構造 (LiMO_2) では 42.8 mol/L 、劣化後のスピネル構造 (LiM_2O_4) では 22.2 mol/L であり⁽²⁵⁾、スピネル構造の方がリチウムの含有量が少ない。この理由のため、正極の容量が減少したものと考えられる。

4. まとめ

従来、リチウムイオン二次電池のカレンダー劣化は、保存日数の平方根に比例するという単純なルート則で予測されていた⁽⁶⁾⁻⁽⁹⁾。その根拠は保存期間中に電解液の電気化学分解反応 (SEI 生成反応) によって移動リチウムが損耗すると説明されている。

しかしながら、本研究で対象とした角型高出力用リチウムイオン二次電池において、その劣化はルート則に従わず、単純ルート則だけでは説明することができなかった。そのため本研究では、電気化学的手法と材料分析手法を組み合わせるにより劣化メカニズムの解明を試みた。その結果、電池の主な劣化原因が正極活物質の部分結晶構造変化と、負極上で起こる SEI 生成成長反応による移動リチウムの損耗の二つであることがわかった。ここで、一般的に用いられている ICP-AES 分析による SEI 中に取り込まれたリチウムイオン量の定量結果と、電気化学的に求めた移動リチウムの損耗量が一致しないこともわかり、SEI 中のリチウムイオン量から定量的に正負極の利用範囲のずれが求められないことを明らかにした。本研究で得られた知見を基にすることで、正確かつ迅速な電池性能の長期にわたる劣化予測式の構築が可能になると考えられる。

参考文献

- (1) Sony History 第 13 章 晴れて国際規格 < 3.5 インチ・マイクロフロッピーディスク >、第 3 話 高い安全性と高エネルギー、長寿命の実現, <https://www.sony.co.jp/SonyInfo/CorporateInfo/History/SonyHistory/2-13.html#block4>
- (2) Etacheri, V., Marom R., Elazari R., Salitra G., Aurbach D.: Challenges in the development of advanced Li-ion batteries: a review, Energy Environ. Sci., Vol.4, 3243-3262, (2011)

- (3) (独) 新エネルギー・産業技術総合開発機構: 自動車用二次電池技術開発ロードマップ 2013, (2013)
- (4) Hannan, M. A., Lipu, M. S. H., Hussain, A., Mohamed, A.: A review of lithium-ion battery state of charge estimation and management system in electric vehicle applications: Challenges and recommendations, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol.78, p.834-854, (2017)
- (5) Barré, A., Deguilhem, B., Grolleau, S., Gérard, M., Suard, F., Riu, D.: A review on lithium-ion battery ageing mechanisms and estimations for automotive applications, *Journal of Power Sources*, Vol.241, p.680-689, (2013)
- (6) Peled, E.: The Electrochemical Behavior of Alkali and Alkaline Earth Metals in Nonaqueous Battery Systems--The Solid Electrolyte Interphase Model, *Journal of Electrochemical Society*, Vol.126, p.2047-2051, (1979)
- (7) Peled, E.: Film forming reaction at the lithium/electrolyte interface, *Journal of Power Sources*, Vol.9, p.253-266, (1983)
- (8) 田尾洋平, 山手茂樹, 尾崎哲也, 稲益徳雄, 吉田浩明, 奥山良一: リチウムイオン二次電池用グラファイト負極上の SEI 被膜の成長過程, *GS Yuasa Technical Report*, Vol.10, No.2, p.8-15, (2013)
- (9) Wang, D., Coignard, J., Zeng, T., Zhang, C., Saxena S.: Quantifying electric vehicle battery degradation from driving vs.vehicle-to-grid services, *Journal of Power Sources*, Vol.332, p.193-203, (2016)
- (10) 齊藤治之, 齊藤崇実, 村田英則, 三浦環, 杉田喜徳, 枚田典彦, 新田芳明: 電動車両駆動用電池の耐久性能設計及び劣化現象解析, 自動車技術会 2018 年春季大会 学術講演会講演予稿集, No.96-18, p.1-4, (2018)
- (11) Lewerenz, M., Marongiu, A., Warnecke, A., Sauer, D. U.: Differential voltage analysis as a tool for analyzing inhomogeneous aging: A case study for LiFePO_4 /Graphite cylindrical cells, *Journal of Power Sources*, Vol.368, p.57-67, (2017)
- (12) 小林剛, 庄野久実, 小林陽, 宮代一, 三田裕一: リチウムイオン電池劣化解析手法の開発 (I) - 正・負極電位解析による電池容量低下要因の解析 -, 電力中央研究所報告, Q10026, (2011)
- (13) 庄野久実, 大内崇広, 加藤尚, 小林剛, 小林陽: 擬似参照極法による市販リチウムイオン電池の劣化要因解析, 電力中央研究所報告, Q13006, (2014)
- (14) 本藏耕平: リチウムイオン電池の劣化予測に向けた放電曲線の数理モデル構築, 九州大学大学院工学府博士論文, (2015)
- (15) Ziv, B., Borgel, V., Aurbach, D., Kim, J., Xiao, X., Powell, B. R.: Investigation of the Reasons for Capacity Fading in Li-Ion Battery Cells, *Journal of The Electrochemical Society*, Vol.161, p.A1672-A1680, (2014)
- (16) Aurbach, D.: Review of selected electrode-solution interactions which determine the performance of Li and Li ion batteries, *Journal of Power Sources*, Vol.89, p.206-218, (2000)
- (17) Nayak, P. K., Grinblat, J., Levi, M., Wu, Y., Powell, B., Aurbach, D.: TEM and Raman spectroscopy evidence of layered to spinel phase transformation in layered $\text{LiNi}_{1/3}\text{Mn}_{1/3}\text{Co}_{1/3}\text{O}_2$ upon cycling to higher Voltages, *Journal of Electroanalytical Chemistry*, Vol.733, p.6-19, (2014)
- (18) Hausbrand, R., Cherkashinin, G., Ehrenberg, H., Gröting, M., Albe, K., Hess, C., Jaegermann, W.: Fundamental degradation mechanisms of layered oxide Li-ion battery cathode materials: Methodology, insights and novel approaches, *Materials Science and Engineering B*, Vol.192, p.3-25, (2015)
- (19) Yan, P., Zheng, J., Chen, T., Luo, L., Jiang, Y., Wang, K., Sui, M., Zhang, J-G., Zhang, S., Wang, C.: Coupling of electrochemically triggered thermal and mechanical effects to aggravate failure in a layered cathode, *NATURE COMMUNICATIONS*, Vol.9, p.1-8, (2018)
- (20) Wang, A., Kadam, S., Li, H., Shi, S., Qi, Y.: Review on modeling of the anode solid electrolyte interphase (SEI) for lithium-ion batteries, *Computational Materials* Vol.15, p.1-26, (2018)
- (21) Peled, E., Menkin, S.: Review—SEI: Past, Present and Future, *Journal of The Electrochemical Society*, Vol.164, No.7, p.A1703-A1719, (2017)
- (22) Nguyen, D-T., Kang, J., Nam K-M., Paik, Y., Song, S-W.: Understanding interfacial chemistry and stability for performance improvement and fade of high-energy Li-ion battery of $\text{LiNi}_{0.5}\text{Co}_{0.2}\text{Mn}_{0.3}\text{O}_2$ //silicon-graphite, *Journal of Power Sources*, Vol.303, p.150-158, (2016)
- (23) Cody, G.D., Ade, H., Wirick, S., Mitchell, G.D., Davis, A.: Determination of chemical-structural changes in vitrinite accompanying luminescence alteration using C-NEXAFS analysis, *Organic Geochemistry* Vol.28, Issues 7-8, p.441-455, (1998)
- (24) Malmgren, S., Ciosek, K., Hahlin, M., Gustafsson, T., Gorgoi, M., Rensmo, H., Edström, K.: Comparing anode and cathode electrode/electrolyte interface

composition and morphology using soft and hard X-ray photoelectron spectroscopy, *Electrochimica Acta* Vol.97, p.23-32, (2013)

- (25) Nitta, N., Wu, F., Lee, J., Yushin, G.: Li-ion battery materials: present and future, *Materials Today*, Vol.18(5), p.252-264, (2015)

■ 著 者 ■



銭 朴



木下 智博



酒井 洋



古田 照実



川合 光幹

分子量に着目した燃料電池用高分子電解質膜の 耐久性評価

Durability Evaluation of Polymer Electrolyte Membrane for Fuel Cells by Molecular Weight Analysis

平 出 篤 志*
Atsushi HIRAIDE

中 原 章*
Akira NAKAHARA

要 旨

ABSTRACT

燃料電池用の高分子電解質膜において、分子量に着目することで、短期間の耐久試験でも高い感度で劣化を検出できる評価手法を確立した。高分子の分解反応に着目し、高分子がラジカルと反応する確率と分子量の関係をモデル化することで、分子量の低下を計算によって予測して分子量低下曲線を作成した。燃料電池用の高分子電解質膜単体での過酸化水素曝露試験を実施し、高分子電解質膜の分解による分子量低下が、算出した分子量低下曲線に従うことを実験的に確認した。また実際の燃料電池セルでの耐久試験を実施し、燃料電池の運転環境で発生する高分子電解質膜の分子量低下が分子量低下曲線に従うことを実験的に確認した。分子量低下曲線を用いることで、短期間の耐久試験での劣化量から長期間の耐久試験での劣化量を予測できるようになり、高分子電解質膜の耐久性の評価に必要な試験時間をおよそ五分の一以下に短縮した。

As molecular weight analysis of polymer electrolyte membrane for fuel cells has an advantage in sensitivity of membrane damage detection, it can detect slight changes in membrane damage even in a short-term durability test. Modelizing the relationship between the molecular weight of polymer and the probability that the polymer will react with a radical allows calculation of molecular weight reduction as an approximation to a curve. Hydrogen peroxide exposure testing was carried out on a membrane to experimentally confirm that the decrease in molecular weight due to degradation of the membrane follows the molecular weight reduction curve. It was also experimentally confirmed by a real fuel cell durability test that the reduction in molecular weight of membrane under the fuel cell operating conditions follows the molecular weight reduction curve. With the molecular weight reduction curve, it becomes possible to predict the degree of degradation in long term durability tests from degradation in short term tests, thereby shortening the test time necessary for evaluating the durability of the polymer electrolyte membrane to around one fifth or less.

1. 緒言

燃料電池は電気化学反応を利用して、燃料を燃焼させずに発電をおこなうことを特徴とした発電装置である。廃熱のロスがないためにエネルギーの変換効率がよいことや、高温に達しないために反応の副生成物が少ないことの利点がある。燃料として水素を利用する場合は、空気中の酸素と反応させることで発電をおこない、反応生成物として水が生成される (Fig. 1)。燃料電池は環境負荷の小さなエネルギーであることから、近年では電気自動車用の発電装置

として採用される例が増加している。

自動車用燃料電池の開発では常に小型化や低コスト化が求められており、これらとはトレードオフの関係にある耐久性と両立させた上で設計を最適化することが重要である。しかしながら燃料電池の耐久性を評価するためには、数か月から年単位の長期間の耐久試験を実施する必要がある。このことが従来より燃料電池自動車の開発期間を長期化させる要因となってきた。

燃料電池の発電は膜電極接合体 (membrane electrode assembly: MEA) と呼ばれる部分でおこなわれる (Fig. 1)。

*四輪 R&D センター

負極 (anode) と正極 (cathode) の間に配置された高分子電解質膜 (polymer electrolyte membrane: PEM) は、燃料電池の運転中に徐々に分解されて劣化することが知られている。燃料電池の発電性能を向上させるために PEM の厚みは数十 μm という薄さで作られているが、同時に十分な耐久性をもたせた設計とする必要がある。PEM の材料としては現在、テフロン® として知られるポリテトラフルオロエチレン骨格 ($-\text{CF}_2-$) を特徴とするフッ素樹脂系の電解質 (perfluorosulfonic acid: PFSA) が主流となっている。代表的な PFSA 高分子である Nafion® の化学構造を Fig. 2 に示す。PFSA の分解は Fig. 3⁽¹⁾ に示されるような、高分子の切断 (Fig. 3 図中、緑色のハサミで図示) と、高分子の末端のカルボキシル基 ($-\text{COOH}$) から分解が進行する Unzipping 反応 (Fig. 3 図中、青色の矢印で図示) の二つの反応機構が存在すると考えられている。どちらの反応機構も分解の原因物質は OH ラジカルであると考えられており、PFSA の高分子が切断されるとその末端はカルボキシル基となって、Unzipping 反応の新たな起点となる^{(2), (3)}。Unzipping 反応の化学反応式を以下に示す⁽²⁾。



Unzipping 反応では PFSA の構成成分である炭素やフッ素が、 CO_2 やフッ化物イオンの形で PEM の外に放出されるため、PEM の膜厚の減少が発生する⁽⁴⁾。このときに放出されるフッ化物イオンの量を測定することで、PFSA が分解された速度を知ることができ、これをフッ素リリースと呼ぶ。

2016 年以前、PFSA 製の PEM については、耐久性を定量的に評価する方法が確立されていなかった。このため PEM の寿命を把握するには、PEM が寿命に至るまでの長期間の耐久試験を実施する必要があった。これに対して既報⁽⁵⁾では、フッ素リリース量が増加する挙動に着目して PEM の耐久性を定量的に評価し、PEM の寿命を予測する手法を開発して報告した。具体的には、Fig. 3 に示されるように PFSA の高分子が切断されると、切断された箇所は新たに二つの末端となるため、Unzipping 反応の起点は指数関数的に増加することが示唆された。そこで、PFSA が分解される二つの反応機構をモデル化し、フッ素リリース量を耐久時間の関数として数式化することで、指数関数に従って増加するフッ素リリース量を計算で予測できるようにした (Fig. 4)。またこの結果として、PEM が寿命に至る以前に、耐久試験の途中でも、フッ素リリース量の増加する挙動から劣化の速度を定量的に評価し、PEM の寿命を事前に予測することが可能になった。しかし一方で、フッ素リリース量の指数関数的な挙動は、耐久試験の早い段階では変化が小さいことから、PEM の劣化を十分な感度で検出できるまでにはやはり数か月以上の長期間の耐久試験が必要であり、燃料電池の開発期間が長期化するという課題は解決できていなかった。

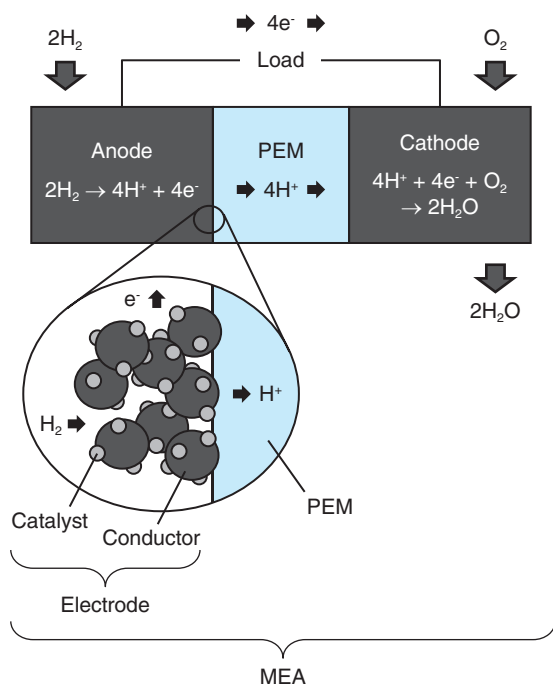


Fig. 1 Schematic cross section of typical fuel cell

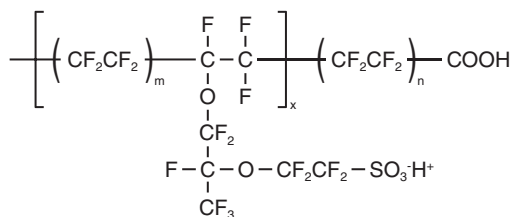


Fig. 2 Chemical structure of Nafion®

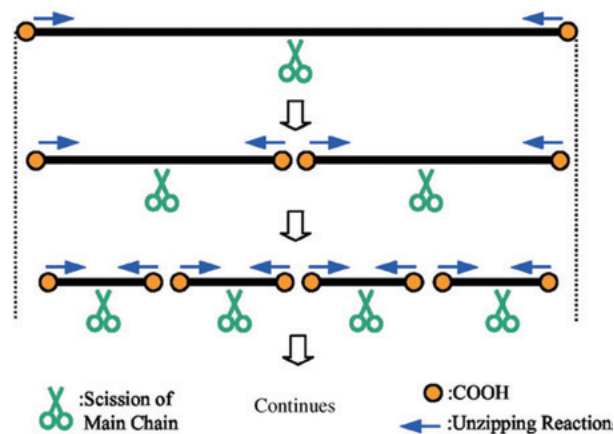


Fig. 3 Degradation mechanism of PFSA polymer

そこで、PEM の耐久性を短期間で評価するために、短い耐久時間でも PEM の劣化を高い感度で検出することが可能な、フッ素リリースに代わる新しい評価手法の開発をおこなった。

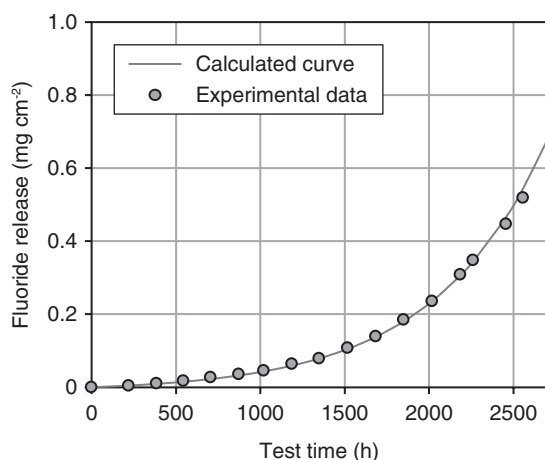


Fig. 4 Non-linear behavior of fluoride release in durability test

2. 分子量低下のモデル化

Fig. 3 に示された分解のメカニズムにおいて、1 本の高分子に着目すると、1 回の切断につき高分子末端の数は 2 倍に増加し、高分子の長さを表す分子量はおおよそ半分に低下することがわかる。したがって、高分子の末端を起点とするフッ素リリース量は初期の増加量は小さく、増加量が時間とともに大きくなるような指数関数的増加をする。これに対して分子量の低下は、初期の低下量をもっとも大きく、分子量が低下するにつれて低下量も徐々に小さくなるという、半減期に似た指数関数的減衰を考えると考えられる。この点に着目すると、フッ素リリース量よりも分子量のほうが、材料劣化の初期段階においては変化が大きいことから、PFSA の劣化を短期間かつ高感度で検出するのに適していると考えられる。

まず理論的なアプローチとして、高分子の分解によって分子量がどのように低下するのかを知るために、分子量低下のモデル化をおこなった。高分子が OH ラジカルとランダムに反応して切断される様子をモンテカルロシミュレーションを用いてモデル化することで、高分子の分解によって分子量が低下する様子をグラフ化する。以下、モデル化のためにいくつかの仮定を設定した。Fig. 3 に示された二つの反応機構について、高分子の切断では 1 回の反応で分子量が大きく低下するのに対して、Unzipping 反応では式 (1) から式 (3) に示したとおり、1 回の反応で発生する分子量の低下はごくわずかである。そこで今回はモデルの簡略化のために Unzipping 反応は考慮せず、高分子の切断

のみを考慮するモデルとした。また分子量測定に用いるゲル浸透クロマトグラフィ法は、高分子の溶媒中のサイズに基づいて分離をおこなう測定原理から、測定結果には高分子の主鎖の長さが主に反映され、側鎖の有無は測定結果に影響を与えにくいという特徴がある。そこで、モデルでは高分子は枝分かれのない様な直線と仮定し、分子量は高分子の長さに比例すると仮定した。

次に高分子が OH ラジカルによって切断される反応をモデル化する。OH ラジカルは反応性が非常に高いため、発生した OH ラジカルが高分子と接触した箇所で切断が起こると仮定した。Flory⁽⁶⁾-Huggis⁽⁷⁾ の格子モデルによると、高分子は空間中で分子量に比例した体積を占めるため、ランダムに拡散してくる OH ラジカルとある高分子とが接触する確率は、その高分子の分子量に比例すると考えられる。そこで、ある高分子が切断される確率は、その分子量、すなわち簡略化したモデルでは高分子の長さに比例すると仮定した。計算機に実装するためのアルゴリズムを Fig. 5 に示す。Fig. 5(a) ではまず、事前に実測した PEM の分子量分布の情報から、モデルで取り扱う高分子の初期の長さと本数を決定した。簡略化のために、分子量分布を、分子量 10^3 g/mol から 10^7 g/mol の範囲を対数軸で等間隔になるように 16 分割したヒストグラムにして、それぞれの本数を決定した。次に Fig. 5(b) では長さと本数を決定した高分子の集合すべてを 1 本につなげて、その総長さに対して一様な乱数を発生させることで切断箇所を決定した。乱数により決定した切断箇所を Fig. 5(c) に緑色のハサミで図示した。この方法により、ランダムに拡散してくる OH ラジカルとそれぞれの高分子とが接触して反応する確率、すなわち高分子がその長さに比例した確率で切断されることを表現した。最後に Fig. 5(d) のように、切断された後の高分子の長さと本数をヒストグラムにすることで、分解後の分

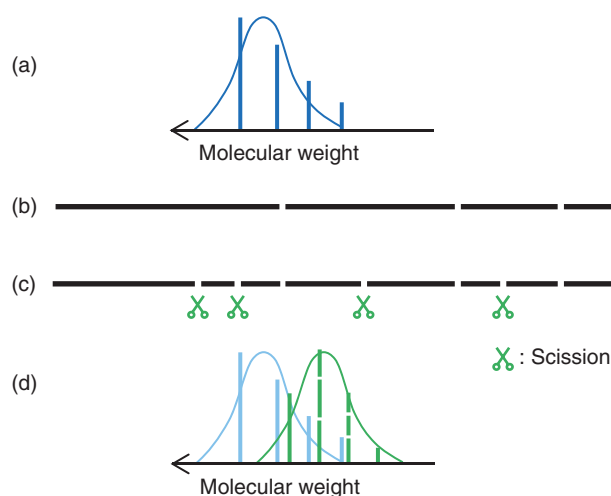


Fig. 5 Modelization of random polymer scission and molecular weight reduction

子量分布を取得した。作成した分子量低下のモデルによる計算結果を Fig. 6 に示す。切断の回数 N を、高分子の元の本数で平均化した 1 分子あたりの値で示している。

$$N = (\text{切断の回数}) / (\text{高分子の元の本数}) \quad (4)$$

切断の回数 N と分子量低下の関係を Fig. 7 に示す。縦軸は初期の分子量を 100% とした分子量保持率で表している。 $N=1$ では計算上、すべての高分子が平均して 1 回切断されることになるため、分子量保持率が約半分の 50% 程度となっている。

以上の結果から、作成した分子量低下のモデルでは、高分子材料が一定の速度で分解されると、平均分子量は Fig. 7 の曲線に従って低下することが予想された。そこでこの曲線を分子量低下曲線と名づけた。横軸は高分子の切断回数であるため、OH ラジカルの発生速度が一定の耐久試験であれば、横軸を試験時間に置き換えてこの曲線を利用することができる。

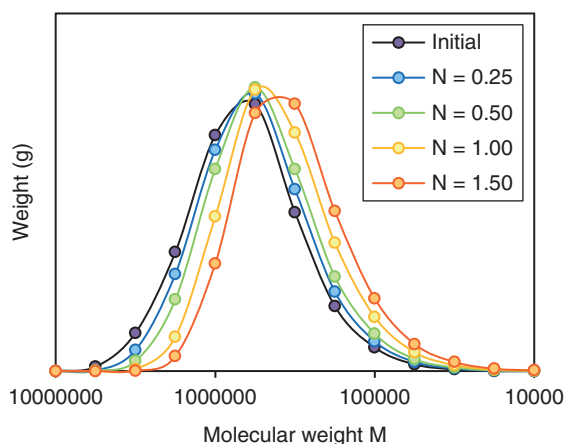


Fig. 6 Calculated shift of molecular weight distribution using random polymer scission model

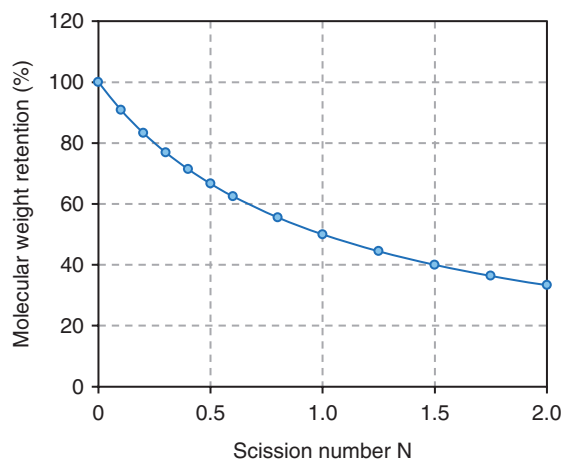


Fig. 7 Calculated molecular weight reduction curve using random polymer scission model

フッ素リリース量は Fig. 4 に示したように指数関数的増加をするため、初期の変化がもっとも小さいのに対して、Fig. 7 に示した分子量低下曲線は指数関数的減衰をするため、初期の変化がもっとも大きい。したがってフッ素リリース量よりも分子量を測定するほうが、材料劣化の早期診断において劣化を高い感度で検出するのに適した手法であるといえることができる。

3. 実験と考察

2 章では高分子材料が一定の速度で分解される際の分子量低下をモデル化して分子量低下曲線を得た。ただしモデルを作成する過程では、簡略化のためにいくつかの仮定を設定したため、この 3 章では作成したモデルの確からしさを実験的に検証する。

3.1. 材料単体試験でのモデルの検証

高分子の構造と反応を簡略化して作成したモデルに対して、実際の燃料電池の PEM に使用している PFSA の高分子では、次の三点が簡略化したモデルとは異なる点として挙げられる。(1) モデルでは高分子は一様な直線でありランダムな位置で切断されると仮定したが、実際には Fig. 2 に示したような主鎖構造であるため、高分子が切断される箇所は特定の箇所に限定される⁽³⁾こと、(2) モデルでは高分子は枝分かれのない一様な直線と仮定したが、実際には Fig. 2 に示したような側鎖を持つこと、(3) モデルでは高分子の切断のみを考慮したが、実際には切断と Unzipping 反応の二つの反応機構によって分解されること。そこで、モデルの確からしさを確認するために、PFSA の高分子の分子量低下が分子量低下曲線に従うのかどうかを、PEM 単体を劣化させる試験で実験的に検証した。実験的な分子量低下が分子量低下曲線に従うようであれば、上記の三点について簡略化をしたモデルでも、PFSA の高分子の分子量低下を予測するうえで十分に実用的であるといえることができる。

試験方法は過酸化水素曝露試験による⁽⁸⁾。過酸化水素曝露試験は、燃料電池の運転中に PEM が分解される環境を模擬して PEM の耐久性を評価するための試験方法である。一定の濃度の過酸化水素の蒸気に PEM を曝露することによって、PEM は一定の速度で供給される OH ラジカルに曝される。OH ラジカルの発生速度が一定であれば、PEM が分解される反応の回数は曝露時間に比例すると考えられる。過酸化水素曝露試験における曝露時間と分子量低下の関係が Fig. 7 の分子量低下曲線に従うことを確認するため、曝露時間を変えた 5 水準のサンプルを作成して分子量測定をおこなった。曝露試験の条件は燃料電池で想定される運転環境から温度 90℃、湿度 30% とした。

まず、試験後の PEM の洗浄に使用した水をイオンクロ

マトグラフィで分析した結果、フッ素イオンの発生が確認されたことから、過酸化水素曝露試験において Unzipping 反応が起こっていることを確認した。分子量測定の結果を Fig. 8 と Fig. 9 に示す。Fig. 8 は各曝露時間の試験後の分子量分布である。縦軸は分子量測定装置の示差屈折計の出力で、高分子溶液の屈折率は溶質の重量濃度に比例することが知られている。Fig. 6 に示したモデルによる計算結果と同様に、分子量分布のピークがその形状を保ったまま低分子量側に移動することを確認した。また Fig. 9 は各曝露時間の試験後の平均分子量を、Fig. 7 の分子量低下曲線に重なるように横軸のスケールを調整してプロットしたものである。過酸化水素曝露試験の曝露時間と分子量低下の関係が分子量低下曲線と一致することから、先に述べた三つの仮定の正しさが裏づけられた。

- (1) Fig. 2 に示したような主鎖構造を持つ PFSA の高分子でも、高分子が切断されうる箇所は、ランダムであ

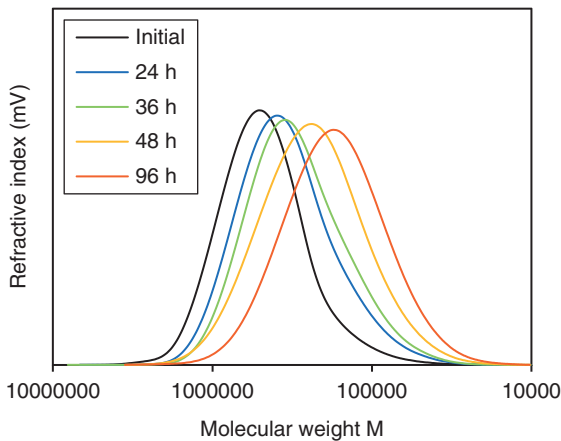


Fig. 8 Membrane degradation detected by shift of molecular weight distribution in hydrogen peroxide exposure test

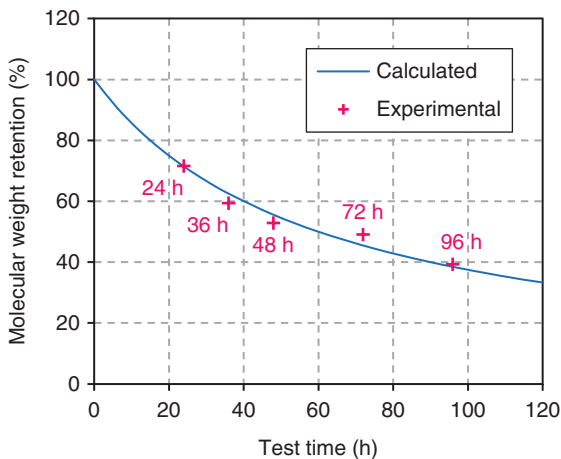


Fig. 9 Relationship between exposure time and molecular weight reduction follows model-calculated curve

ると仮定して差し支えない程度にまんべんなく遍在している。

- (2) Fig. 2 に示したような側鎖を持つ PFSA の高分子でも、ある高分子が切断される確率は、その長さ、すなわち分子量に比例する。
- (3) 高分子の切断と Unzipping 反応の二つの反応機構によって分解される PFSA の高分子でも、Unzipping 反応による分子量の減少は小さく、分子量の低下は切断のみを考慮した分子量低下曲線に従う。

以上の結果と考察から、PFSA の高分子も一定の速度で分解される場合には、その分子量は分子量低下曲線に従って低下することを確認した。

3.2. 燃料電池運転環境でのモデルの検証

前節では PFSA の分解による分子量低下が分子量低下曲線に従うことを PEM 単体の過酸化水素曝露試験で確認した。しかし、実際の燃料電池の運転環境では、(1) PEM の両面に触媒を含む電極が配置された MEA では、Fig. 1 に示した主反応以外にも複数の副反応が膜劣化に関与する可能性がある⁽³⁾こと、(2) 発電時には電極間の電位が変化して反応速度や反応経路に影響を与えるため、高分子の切断と Unzipping 反応の二つの反応機構が、PEM 単体で実施した過酸化水素曝露試験とは異なる比率で発生する可能性があること、(3) MEA の構成材料の劣化などに起因して、OH ラジカルの生成速度が一定ではない可能性があること、の三点が PEM を単体で劣化させる試験とは異なる点として挙げられる。

そこで、燃料電池の実際の運転中の PEM の劣化でも、PFSA の分子量低下が分子量低下曲線に従うのかどうかを、燃料電池の耐久試験で実験的に検証する。発電試験中の分子量低下が分子量低下曲線に従うようであれば、分子量低下曲線は燃料電池の運転中の分子量低下を予測するうえで十分に実用的であるといえることができる。また本テストでは同時に、Fig. 7 に示した分子量低下曲線の横軸の、高分子が切断される反応の回数を、燃料電池の運転時間と実験的に関連づける目的もある。なお燃料電池材料の耐久試験は長期間を要するため、耐久試験はストレスを加速した試験によって評価することが一般的である⁽³⁾。ここでは燃料電池で想定される運転環境の範囲で化学劣化によって厳しい温度 90℃、湿度 30% の条件で加速試験を実施した^{(3),(4)}。燃料電池の運転時間と PEM の分子量低下の関係が Fig. 7 の分子量低下曲線に従うことを確認するために、運転時間を変えた 5 水準の耐久試験を実施し、耐久試験の終了後に PEM の分子量測定を実施した。

結果を Fig. 10 と Fig. 11 に示す。Fig. 10 は各耐久時間の試験後の分子量分布である。Fig. 6 に示したモデルによる計算結果と同様に、分子量分布のピークがその形状をほぼ保ったまま低分子量側に移動することを確認した。また

Fig. 11 は各耐久時間の試験後の平均分子量を、Fig. 7 の分子量低下曲線に重なるように横軸のスケールを調整してプロットしたものである。燃料電池の運転時間と分子量低下の関係が分子量低下曲線と一致することから、燃料電池の実際の運転環境で発生する PEM の分解においても、PFSA の分子量低下は分子量低下曲線に従うことを確認した。またこの結果から、一定の条件での燃料電池の運転中には OH ラジカルが一定の速度で生成していることが裏付けられた。さらに分子量低下曲線を取得したことによって、短期間の耐久試験での PEM の分子量の低下量を解析することで、長期間の耐久試験での PEM の劣化量を予測することが可能になった。

Fig. 12 は分子量低下曲線を膜厚減少やフッ素リリースの挙動と比較して図示したものである。従来の膜厚やフッ素リリース量を測定する方法では、劣化量が指数関数的増加をするため、劣化が検出可能な大きさになるまでには

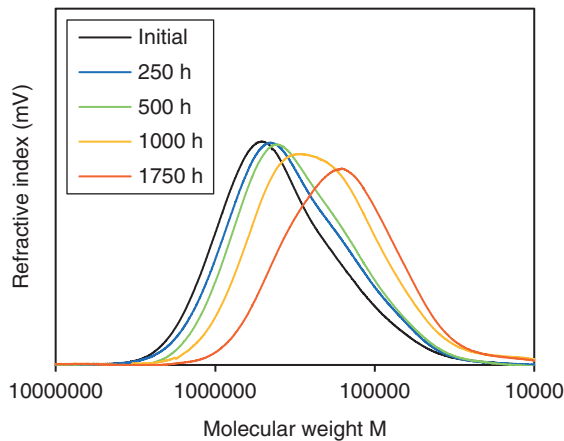


Fig. 10 Membrane degradation detected by shift of molecular weight distribution in real fuel cell test

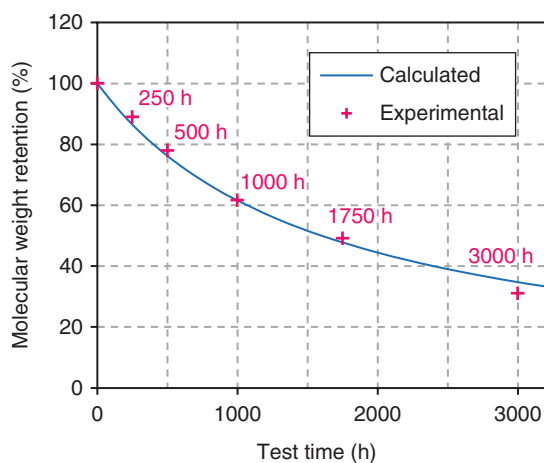


Fig. 11 Relationship between accelerated test time and molecular weight reduction follows model-calculated curve

長期間の耐久試験を必要としていた。しかし今回、新たに分子量低下に着目したことで、膜厚やフッ素リリース量にはほとんど変化の表れないような短期間の耐久試験でも、PEM の劣化を高い感度で検出できるようになった。具体的には Fig. 12 において膜厚の減少や分子量の低下を有意に検出するためにどちらも 10% 程度の変化が必要であるとすれば、耐久試験に必要な時間は五分の一以下に短縮することができる。これにより、従来は数か月以上の長期間を必要としていた耐久試験を数週間単位にまでに短縮することが可能になった。

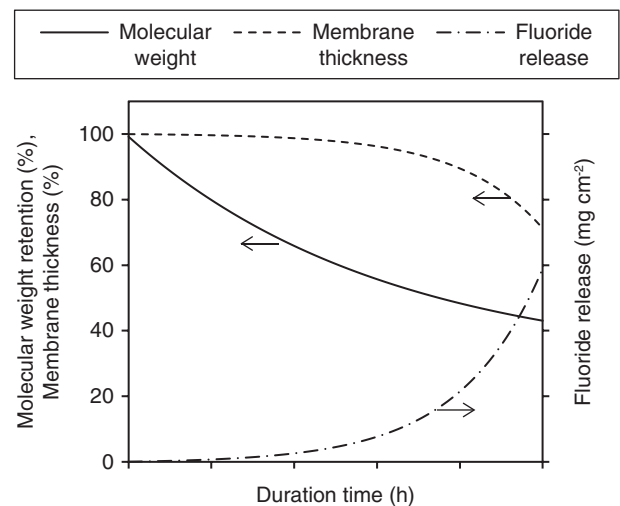


Fig. 12 Non-linear behavior of molecular weight reduction, membrane thickness loss, and fluoride release in durability test

4. 結言

燃料電池の開発においてはこれまで、PEM の耐久性を評価するために数か月以上の長期間の耐久試験が必要であるという課題があった。これに対して本研究では、PFSA 高分子の分子量低下に着目することで、短期間の耐久試験でも PEM の劣化を高い感度で検出できることを見出した。高分子の分解反応において高分子がラジカルと反応する確率と分子量の関係をモデル化することで、分子量の低下を計算によって予測し、高分子材料の分子量低下曲線を作成した。PEM に使用している PFSA の高分子の分子量低下が分子量低下曲線に従うこと、および燃料電池の運転環境で発生する PEM の分子量低下が分子量低下曲線に従うことをそれぞれ実験的に確認することで、作成したモデルの確からしさを検証した。分子量低下曲線を作成し、これを利用することによって、短期間の耐久試験での劣化量から、長期間の耐久試験での劣化量を予測することが可能になり、この結果、PEM の耐久性の評価に必要な試験時間をおよそ五分の一以下に短縮することを実現した。

参考文献

- (1) Hommura, S., Kawahara, K., Shimohira, T., Teraoka, Y.: Development of a Method for Clarifying the Perfluorosulfonated Membrane Degradation Mechanism in a Fuel Cell Environment, J. Electrochem. Soc., 155 (1), p. A29-A33, (2008)
- (2) Curtin, D. E., Lousenberg, R. D., Henry, T. J., Tangeman, P. C., Tisack, M. E.: Advanced Materials for Improved PEMFC Performance and Life, J. Power Sources, 131, p. 41-48, (2004)
- (3) Coms, F. D.: The Chemistry of Fuel Cell Membrane Chemical Degradation, ECS Transactions, 16 (2), p. 235-255, (2008)
- (4) Li, J., Wang, K., Yang, Y.: Membrane Durability and Degradation under Dry Fuel Cell Operation Conditions, ECS Transactions, 25 (1), p. 385-394, (2009)
- (5) 平出篤志: 燃料電池用高分子電解質膜の化学劣化に対する寿命予測技術, Honda R&D Technical Review, Vol. 28, No. 1, p. 45-53
- (6) Flory, P. J.: Thermodynamics of High Polymer Solutions, J. Chem. Phys., 10, p. 51-61, (1942)
- (7) Huggins, M. L.: Some Properties of Solutions of Long-Chain Compounds, J. Phys. Chem., 46 (1), p. 151-158, (1942)
- (8) 本村了, 川原健吾, 下平哲司: フッ素系電解質膜の燃料電池環境下での劣化機構解析, 高分子学会予稿集, Japan 54 (2), p. 4517-4518, (2005)

■ 著 者 ■



平出 篤志



中 原 章

MBD のための極低速走行操縦性シミュレーション技術

Technique for Simulating Vehicle Handling in Very Low Speed Range for Model Based Development

豊 島 貴 行*

Takayuki TOYOSHIMA

池 田 直 史*

Naofumi IKEDA

畔 勝 良 友*

Yoshitomo AZEKATSU

高 野 広 喜*

Hiroki TAKANO

小 林 佳 亮*

Yoshiaki KOBAYASHI

小 畠 勲*

Isao OBATA

要 旨

量産車の開発で活用している従来の性能設計用シミュレーションモデルをベースに、ステアリング系のモデルを新たに組み込むことで、極低速操縦性指標を開発初期に一括して計算できるシミュレーション技術を構築した。これにより指標ごとにシミュレーションモデルを個別に作成する必要がなくなり、性能設計の効率が向上した。また開発初期においてシミュレーションによる検討が容易でない性能指標であったステアリング戻りトルクについても、高速から極低速までシームレスに車速条件を変えて計算できるようになった。本技術は極低速走行操縦性と高速領域の操安性を両立する仕様の検討や、キングピン軸周りのトルク要因の分析などで、開発初期の性能設計に有効であり、2014 年モデル FIT から採用されている小型車用シャシプラットフォームの開発に適用した。

ABSTRACT

A conventional performance design simulation model, used in the development of mass production vehicles, was taken as the base to which a steering system model was newly added on to create a technique capable of simulating vehicle handling at very low speeds by performing a bulk calculation of those indices together during the initial stages of development. As a result, there is no longer a need to create separate simulation models for each index, and the efficiency of performance design has been enhanced. Formerly, the performance index of steering return torque could not readily be examined by means of simulation during the initial stages of development, but this can now be estimated seamlessly from high speeds to very low speeds by changing the vehicle speed condition. This technique is effective for performance design during the initial stages of development, including for investigation of specifications to achieve a balance between vehicle handling at the very low speed range and handling stability at the high speed range, for analysis of factors in torque around the king pin axis, and other such investigation. It has been applied to the development of chassis platforms for compact vehicles that were adopted, starting with the 2014 model year FIT.

1. はじめに

近年、モデルベース開発 (MBD) は、複雑化が進む自動車開発を効率化する有効な手法となっている^{(1), (2)}。V-Model による量産車の開発プロセスを Fig. 1 に示す。MBD は Fig. 1 の左下赤枠で囲まれた機能設計や性能設計の段階でシミュレーションを活用して仕様検討を進めるための開発手法である。

量産車の MBD では限られた時間の中でさまざまな特性値を計算するとともに、速やかに情報を共有できる環境を

構築することが重要である⁽³⁾。また、従来は計算や計測が容易ではなかった性能項目の検討要望に対応していくことも求められている。

これまで構築してきた高速域の運動性能項目であるラップタイムを予測計算するためのモデル⁽⁴⁾や、外乱に対するロバスト性能の項目である横風安定性を予測計算するモデル⁽⁵⁾なども、MBD の領域を広げるための取り組みの一環であった。近年は、さらに自動駐車機能や自動運転機能に対応した極低速走行における操縦性 (以下極低速走行操縦性) を検討する要望も高まっている。Fig. 2 に

*四輪 R&D センター

これまで構築してきた開発初期における車両運動シミュレーションの対象車速領域を示す。従来のシミュレーションは数十 km/h から数百 km/h の車速を対象としており、極低速走行時の検討に対応していなかった。これは従来の MBD 用シミュレーションが、計算効率向上のために走行状態の車両特性を線形化し、左右対称のモデルで近似していたためである。

しかし、ステアリングホイールを大きく切り込んで走行するような場面では、ステアリング系の非線形特性や左右非対称性の影響により、従来のモデルでは計算精度を高められないという課題があった。そのため、極低速走行時の非線形性や非対称性を考慮する車両運動特性は、フルビークルシミュレーションを使って検討していた。Fig. 3 はフルビークルシミュレーションモデルのイメージ図である。このモデルは個々の部品単位でモデル化するので、開発初期に限られた情報から作成するのは容易ではない。量産車の開発初期の MBD 用の計算モデルとしては相応しくなかった。

極低速走行時に限定した計算モデルの研究例はあるが⁽⁶⁾、MBD 用シミュレーションモデルの研究例はこれまであまりなかった。そこで、開発初期に入手できる情報のみ

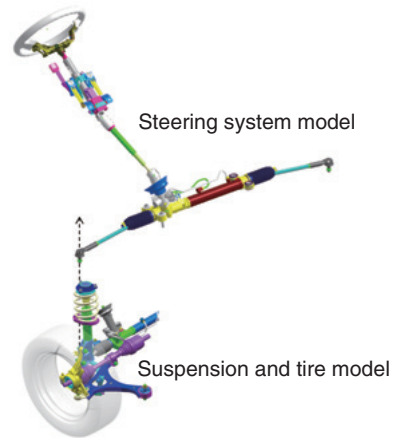


Fig. 3 Image of full vehicle simulation model

を使い、極低速から高速まで幅広い車速領域の運動性能を一括して計算できる、新たな MBD 用シミュレーションモデルを構築した。

2. ねらい

車速 10 km/h 以下の領域を極低速と規定し、極低速から高速走行までの運動性能を、同一環境下で検討できるシミュレーションモデルとして以下を目標とした。

- (1) 開発初期に入手可能な情報のみで計算できるシミュレーションモデルであること。
- (2) 極低速走行操縦性に関する特性値と、高速走行時の操安性の特性値を同時に計算できるモデルであること。
- (3) 量産車開発の中で運用できる精度と効率で計算結果を出力できるモデルであること。

3. 極低速走行時の車両運動特性

極低速走行操縦性については以前よりさまざまな角度から研究がおこなわれている⁽⁷⁾⁻⁽¹⁰⁾。極低速走行時の車両運動特性は、交差点での右左折、Uターン、駐車時の切り返し等の場面での操縦性と深く関わる。極低速走行操縦性の指標は、車両の小回り性とステアリングホイールに生じるトルク特性に分類される。前者の代表指標として最小旋回半径があり、後者の代表指標としてステアリング戻りトルクがある。この二つの指標を本研究の評価対象とした。

3.1. 最小旋回半径

最小旋回半径とはステアリングホイールを最大に切った状態で徐行したときにタイヤ接地中心が描く軌跡の半径と定義されている^{(11), (12)}。Fig. 4 に概要を示す。4 輪とも旋回軌跡の半径は異なるが、本稿では前軸外側のタイヤ

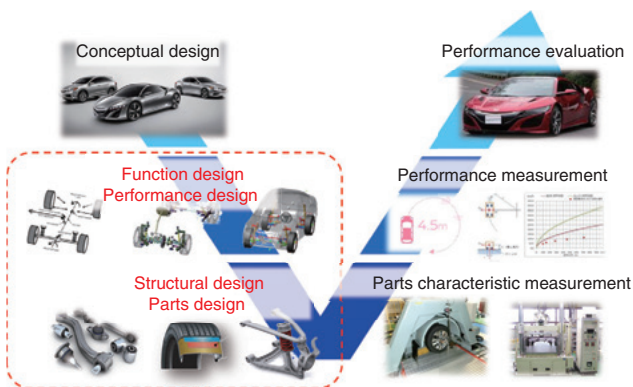


Fig. 1 Positioning of MBD in V-Model

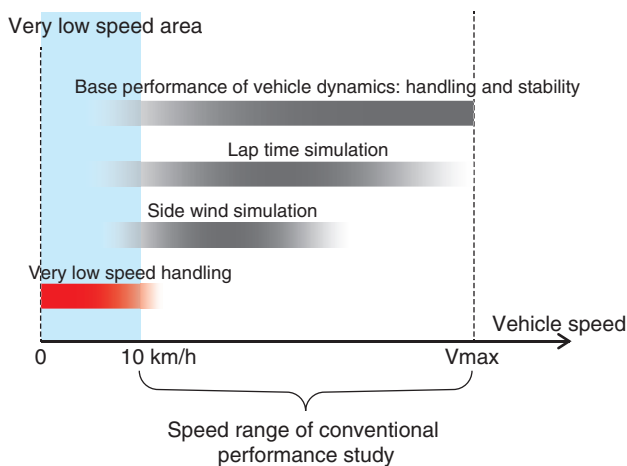


Fig. 2 Domain of performance design

接地中心が描く軌跡の半径Bを最小旋回半径として取り扱う。一定の操舵角で定常旋回する車両が徐々に車速を下げていくと、一般的にはFig. 5に示すように旋回半径も小さくなっていく。旋回半径は最大操舵角での旋回車速が0 km/h近傍で最小となり、本稿ではこれを最小旋回半径 R_{min} とする。

3.2. ステアリング戻りトルク

ステアリングホイールを切ったとき、直進状態の位置に戻そうとするトルクをステアリング戻りトルク(M_{Steer})と呼ぶ。Fig. 6に示す実線はステアリング切れ角(A_{Steer})に対する M_{Steer} を表す。ステアリングホイールを切り増す場合と、切り戻す場合とは、フリクション(M^*)がそれぞれ逆向きに M_{Steer} に加わる。そのため A_{Steer} に対する M_{Steer} は、点線で示すような幅をもったS字のリサージュ図形となる。

Fig. 7に一般的なステアリング機構を簡略に示す。 M^* の要素を除けば、 M_{Steer} はラック左右からの入力合力(F_{Rack})に比例し、 A_{Steer} はラックのストローク量(S_{Rack})に比例するため式(1)の関係となる。

$$M_{Steer} / A_{Steer} = F_{Rack} / S_{Rack} \quad (1)$$

式(1)より $A_{Steer} - M_{Steer}$ 特性は $S_{Rack} - F_{Rack}$ 特性と相似

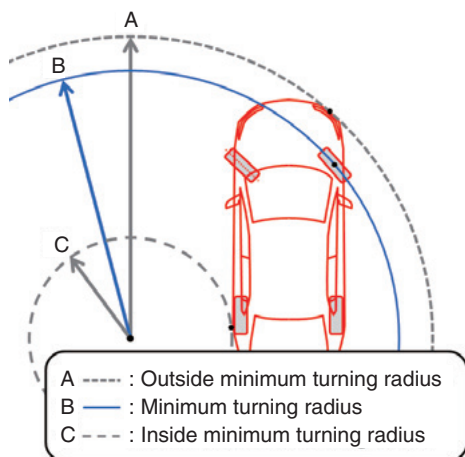


Fig. 4 Scheme of minimum turning radiuses

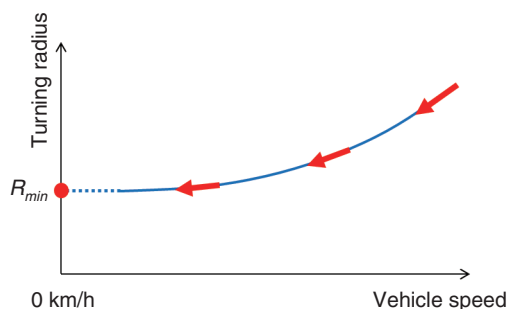


Fig. 5 Turning radius with respect to vehicle speed

形となる。そこで、本シミュレーションではこの原理に基づき A_{Steer} と M_{Steer} の関係を、 S_{Rack} と F_{Rack} の関係に置き換え $S_{Rack} - F_{Rack}$ 特性を計算することを目指した。

ところで、ステアリング戻り特性に関して、 S_{Rack} に対する F_{Rack} は単調に増加する方が感覚的に自然である。またモータ等によるアシスト制御を考慮した場合でも、単調に変化する方が、不特定点で極性が反転する変化より有利である。一方、直進状態への戻りやすさという観点からはステアリング戻り角センタは小さい方が望ましい。つまり S_{Rack} に対して F_{Rack} は単調増加し、 $F_{Rack} = 0$ となる S_{Rack} はできるだけ小さい方が良いとする知見もある⁽¹³⁾⁻⁽¹⁵⁾。

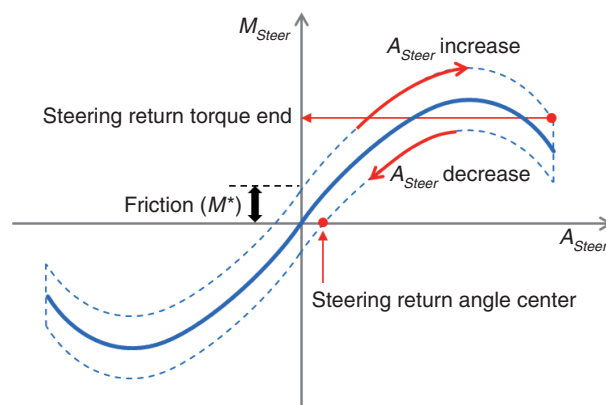


Fig. 6 Steering return torque (M_{Steer})

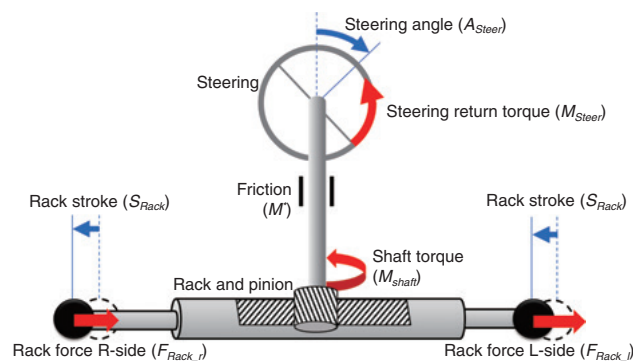


Fig. 7 Steering system

4. 達成手段

4.1. 計算モデルの概要

従来のシミュレーションモデルに加味した要素をFig. 8に示す。十分な精度の R_{min} を得るためアッカermanジオメトリを構成するサスペンションとステアリング系の基本要素をモデル化し組み込んだ。アッカermanジオメトリの概念を組み込むことで、左右の操舵角(δ)変化やタイヤの横滑り角(θ)変化に差が生じる。 δ 変化や θ 変化の差も考

慮し、タイヤ横力 (F_y) とドラッグ (F_d) の関係式を輪ごとに定める。操舵輪の F_y は左右それぞれのキングピン軸周リトルク ($M_{K/P}$) に変換され、 $M_{K/P}$ はアッカーマンジオメトリを構成する基本要素を介して左右別々に伝わり F_{Rack} となる。 $M_{K/P}$ に対する F_{Rack} の比をここではリンク効率と呼ぶ。

リンク効率を規定できれば $M_{K/P}$ から F_{Rack} を求めたり、 δ から S_{Rack} を求めることもできる。このようにして R_{min} や $S_{Rack} - F_{Rack}$ 特性の計算を他の車速域の性能指標と同時計算することが可能となる。

以上より、達成手段として従来のモデルに加える基本概念は以下の三項目に分類できる。

- (1) アッカーマン率を考慮した4輪ごとの F_y の計算
- (2) 左右独立した $M_{K/P}$ の計算
- (3) リンク効率を考慮した S_{Rack} , F_{Rack} の計算

4.2. 4輪の接地面に生じる力

極低速走行で旋回中に操舵角が大きくなると、左右輪で向きが異なる F_y が発生する。それにともない F_d が発生し一定車速で走行するためには F_d と釣り合う駆動力も必要となる。極低速走行時ではこれらの力を無視できない。そこでタイヤの接地面に発生する力を以下の三つに分類してモデルに組み込んだ。

- (A) 旋回中心方向に生じる横力
- (B) 車両を減速させる抵抗力
- (C) 車両を加速させる駆動力

4.3. 4輪の接地面に生じる力

極低速走行で旋回中に操舵角が大きくなると、アッカーマンジオメトリのとりかたにより左右輪でタイヤの横滑り角の向きが異なる。そのため F_y が対向方向に発生し、それにともない F_d もそれぞれのタイヤに発生する。したがって

一定車速で走行するためには F_d と釣り合う駆動力も必要となる。極低速走行時にはこれらの力を無視できない。そこでタイヤの接地面に発生するこれらすべての力を以下の三つに分類してモデルに組み込んだ。

- (A) 旋回中心方向に生じる横力
- (B) 車両を減速させる抵抗力
- (C) 車両を加速させる駆動力

横向き加速度を無視できるほどの極低速状態であれば、車両全体に発生する (A) の合力は 0 N としてよい。しかし横向き加速度を無視できない速さで旋回した場合、(A) の力と同時に横滑り角に応じて各車輪には (B) の力も発生する。このとき等速で旋回を続けるためには (B) の力とつりあう (C) の力が必要となる。

ここで、(B) の力について、 W を車両全体の仕事率、 W_i を各輪の仕事率、 $F_{d,i}$ を各輪の座標上で定義される抵抗力、 R_i を各輪の旋回半径、 r を車両重心点の角速度とすると、式 (2) に示すように、 W は W_i の総和より求まる。

$$\begin{aligned}
 W &= W_{fl} + W_{fr} + W_{rl} + W_{rr} \\
 &= F_{d,fl} R_{fl} r + F_{d,fr} R_{fr} r + F_{d,rl} R_{rl} r + F_{d,rr} R_{rr} r \quad (2) \\
 &= (F_{d,fl} R_{fl} + F_{d,fr} R_{fr} + F_{d,rl} R_{rl} + F_{d,rr} R_{rr}) r
 \end{aligned}$$

また F_d は θ に応じて

$$F_{d,i} = F_{y,i} \sin(\delta_i - \theta_g + \theta_i) + F_{x,i} \cos(\delta_i - \theta_g + \theta_i) \quad (3)$$

の関係となる。 $F_{x,i}$ は各タイヤ接地面の前後力、 $F_{y,i}$ は各タイヤ接地面の横力、 δ_i は各輪の操舵角、 θ_g は車両重心点の横滑り角とすると、各タイヤのスリップ角 θ は

$$\theta_i = \theta_g + l_i r + d_i r \quad (4)$$

の関係となる。 (d_i, l_i) は重心点に対する各輪の位置ベクトルである。 R_{min} は左旋回であれば R_{fl} の最小値に相当し、右

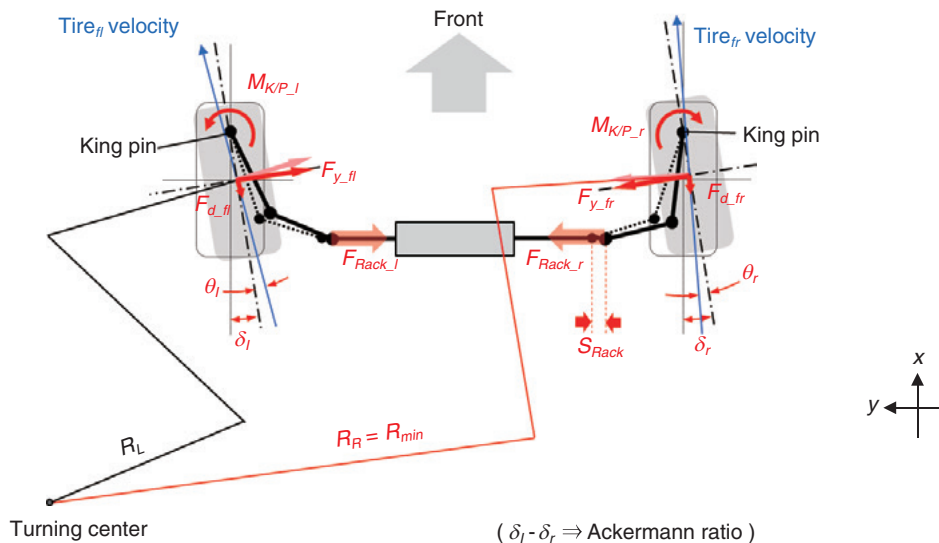


Fig. 8 Outline of model for calculating very low speed driving

旋回であれば R_{fl} の最小値に相当する。式 (2) - 式 (4) の関係式は後に R_{min} を求めるための条件となる。

また横向き加速度の影響を無視できない場合には、車面に生じるロール運動が生じてタイヤの接地面の状態が変化する。また内輪から外輪へ移動する荷重の影響もタイヤの接地状態を変えるので、それらの接地面に生じる力に対する影響を考慮する必要がある。内輪から外輪へ移動する荷重の影響により接地面に生じる力が変化する。移動した荷重 (F_z) の変化に対する F_x および F_y の変化を式 (3) に組み込み計算する。

4.4. キングピン軸周りのトルク

上述のような考え方から接地面に生じる力が求められ、その力によってキングピン軸周りのトルク ($M_{K/P}$) に変換される。 F_{Rack} は前側左右輪の $M_{K/P}$ より発生する。そこで $M_{K/P}$ の要因を以下の四つに分類する。

- (a) タイヤに生じるセルフアライニングトルクをキングピン軸周りに変換したもの。
- (b) タイヤに生じる横力をキングピン軸周りに変換したもの。
- (c) タイヤ接地点に働く上下力をキングピン軸まわりのトルクに変換したもの。
- (d) スタビライザ等のばね要素が操舵時にばね反力として発生した力をキングピン軸まわりのトルクに変換したもの。

(a) および (b) は、タイヤ接地面に生じる横力とニューマチックトレール分およびキャストトレール分のアーム長よりトルクに置き換えることができる。ニューマチックトレール分およびキャストトレール分のトルクをそれぞれ M_{K/P_1} , M_{K/P_2} とすると

$$\begin{aligned} M_{K/P_1} &= \Delta F_y \zeta_{pn} \cos \theta_{ch} \\ M_{K/P_2} &= \Delta F_y \zeta_{ct} \cos \theta_{ch} \end{aligned} \quad (5)$$

となる。ここで ζ_{pn} はニューマチックトレール、 ζ_{ct} はキャストトレール、 ΔF_y は旋回中に生じる横力、 θ_{ch} はキャスト角である。 ζ_{pn} と ΔF_y は主にタイヤ単体の特性により決まり、 ζ_{ct} と θ_{ch} は主にサスペンションとステアリング系のリンク機構により決まる値である。 M_{K/P_1} , M_{K/P_2} の概要を Fig. 9 に示す。

(c) に関して、地面からの垂直抗力によるキングピン軸周りのトルク (M_{K/P_0}) は式 (6) で求められる。

$$M_{K/P_0} = F_z \zeta_z \sin \theta_z \quad (6)$$

F_z は接地荷重、 ζ_z は接地中心の法線とキングピン軸との距離、 θ_z は接地中心の法線とキングピン軸のなす角である。従って旋回中の接地荷重変化を ΔF_z とすれば、(c) によるキングピン軸周りのトルク (M_{K/P_3}) は式 (7) となる。Fig. 10 に M_{K/P_3} の概要を示す。

$$M_{K/P_3} = (F_z + \Delta F_z) \zeta_z \sin \theta_z \quad (7)$$

(d) は、キングピン軸まわりに回転する要素とばね要素が結合され、かつ結合点に生じるばね要素のたわみ反力ベクトルとキングピンが交差しない場合、ばね要素のたわみ反力ベクトルとキングピン軸との距離をアーム長として生じるトルクである。このトルクを M_{K/P_4} とすると

$$M_{K/P_4} = \Delta F_s \zeta_s \sin \theta_s \quad (8)$$

となる。 ΔF_s は旋回中に生じるサスペンションストロークの変化などにより生じるばね要素の反力、 ζ_s はばね反力のベクトルとキングピン軸との距離、 θ_s はばね反力ベクトルとキングピン軸のなす角を示す。Fig. 11 は M_{K/P_4} の概要を示したものである。

Fig. 12 に、 S_{Rack} に対する $M_{K/P}$ の変化を示す。これらのキングピン軸周りのトルクの合計が $M_{K/P}$ となる。

$$M_{K/P} = M_{K/P_1} + M_{K/P_2} + M_{K/P_3} + M_{K/P_4} \quad (9)$$

$M_{K/P}$ がリンク機構を介して F_{Rack} となる。

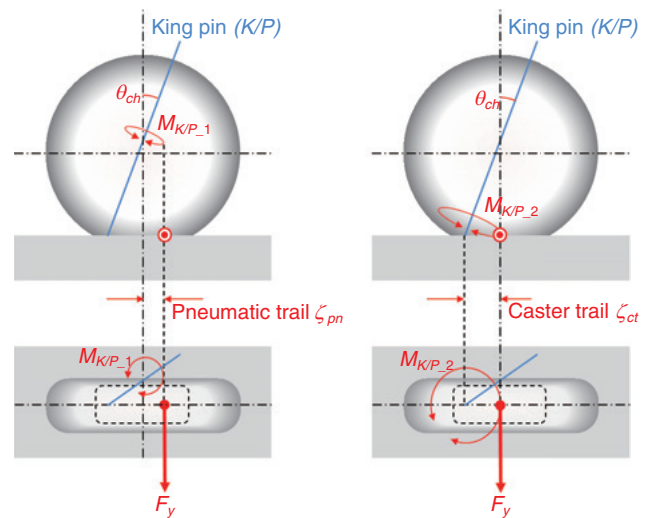


Fig. 9 Torque around king pin due to F_y

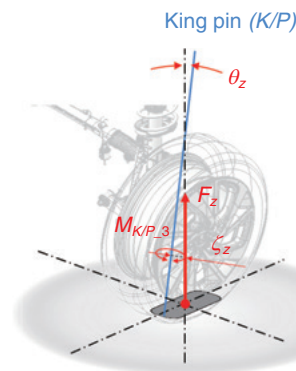


Fig. 10 Torque around king pin due to F_z

4.5. リンク効率

Fig. 13 はステアリング系モデルを模式的に表現したものである。 $M_{K/P}$ はステアリング系のリンク機構を介してラックに伝わる。タイロッドリンクの結合角の変化により伝達する力の割合が変わる。このときリンクの軸力 (F_{TR})、 F_{Rack} および $M_{K/P}$ の関係は式 (10) となる。

$$\begin{aligned} F_{TR} &= M_{K/P} / (L_1 \cos \theta_a) \\ F_{Rack} &= F_{TR} \cos \theta_b \\ &= M_{K/P} \cos \theta_b / (L_1 \cos \theta_a) \end{aligned} \quad (10)$$

θ_a , θ_b は Fig. 13 においてリンクが結合している部位の結合角, L_1 はナックルアームの長さである, $\cos \theta_b / (L_1 \cos \theta_a)$ がリンク効率で $M_{K/P}$ と F_{Rack} の関係を決定する係数である。リンク効率は S_{Rack} に対して内外輪で異なる変化を示す。

以上, 述べてきたように, 各タイヤの接地面に生じる力の計算, $M_{K/P}$ を要因ごとに計算, およびリンク効率の計算の概念をモデルを組み込むことができた。これらの概念をモデルに組み込むことで, Fig. 12 の結果と式 (10) の関係から $S_{Rack} - F_{Rack}$ 特性を描くことが可能となる。その結果開発初期に入手できる情報のみから, 高速域から極低速域

までの $S_{Rack} - F_{Rack}$ 特性を検討することが可能となった。

4.6. 最小旋回半径の計算

リンク効率を計算するため構築したステアリング系モデルは, 左右輪の操舵角変化を個別に求めることができるため, アッカーマン率も同時に計算することができる。アッカーマン率と S_{Rack} の最大値, および式 (2) - 式 (4) の関係から収束計算により各輪の旋回半径を求め, 外側前輪の旋回半径を R_{min} と定めた。

4.7. 計算結果

Fig. 14 は旋回半径の計算結果と最小旋回半径の計測値を比較したものである。計測値に幅があるのは計測誤差を含むことによる。計算結果は十分な精度を有しており, 車速 2 km/h から 10 km/h 近傍までの旋回半径の変化を同時に計算できることが確認できた。

Fig. 15 に S_{Rack} に対するリンク効率の変化を示す。フルビークルモデルの計算結果と比較し, 内外輪で異なる特性を良好に再現できていることが確認できた。

Fig. 16 に, $S_{Rack} - F_{Rack}$ 特性の計算結果を示す。フルビークルモデルの計算結果と比較し, F_{Rack} のピーク値, F_{Rack}

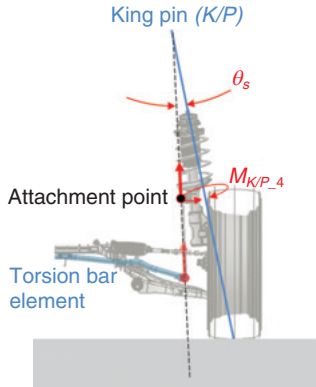


Fig. 11 Torque around king pin due to ΔF_s

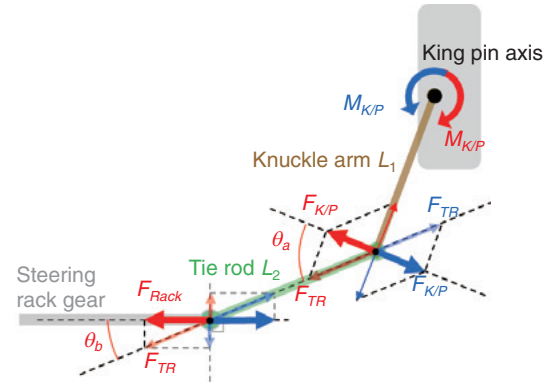


Fig. 13 Diagram of steering system model

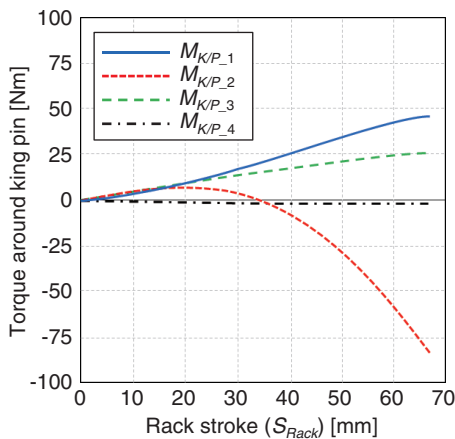


Fig. 12 Torque around king pin

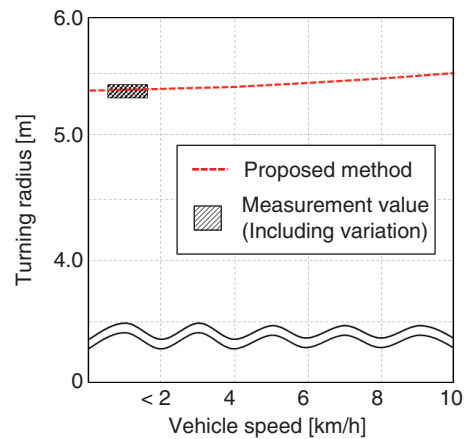


Fig. 14 Comparison of minimum turning radius

ピーク時の S_{Rack} 値, 最大 S_{Rack} 近傍の F_{Rack} 値の変化など検討に必要な特徴をおおむね再現できていることが確認できた。

Fig. 17 の (a) に極低速走行操縦性の指標の計算結果を, (b) に同時に計算した車速 120 km/h で走行中の車両運動特性の指標を示す。凡例は異なる仕様を計算した結果を示している。Fig. 17 より極低速走行時と高速走行時の性能を比較しながら仕様検討を進められることが確認できた。

5. 適用事例

Fig. 18 に実際に M_{Steer} に対する要因を分析し, シャン要素の対策案を机上で検討を進めた例を示す。この例は M_{KIP} の内訳を示しており, シャン要素各部の仕様変更がどの程度 M_{Steer} に影響するかを読み取ることができる。この分析結果により, 効率よくシャン要素の仕様検討が進められるようになった。また F_{Rack} 特性の計算結果は, シャン要素の仕様検討だけでなく, ステアリングトルクをアシストする制御モータの仕様検討にも活用が期待できる。このような

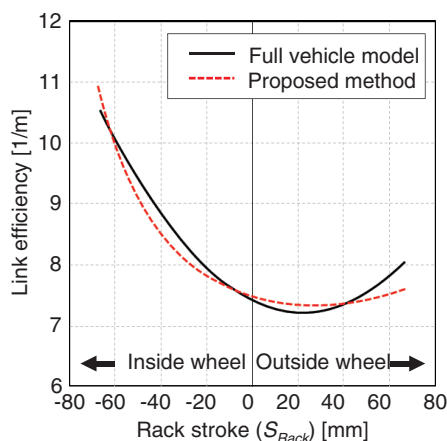


Fig. 15 Comparison of link efficiency

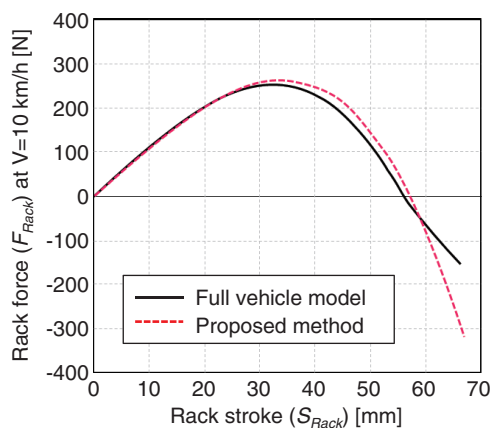
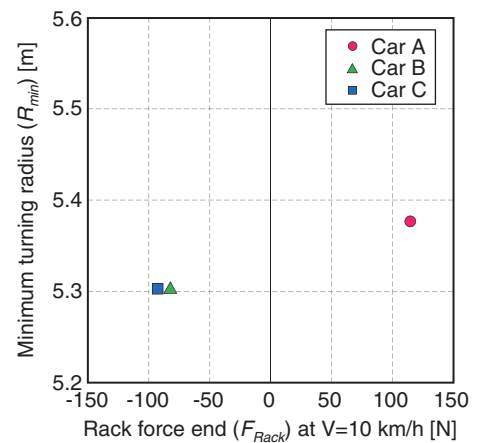
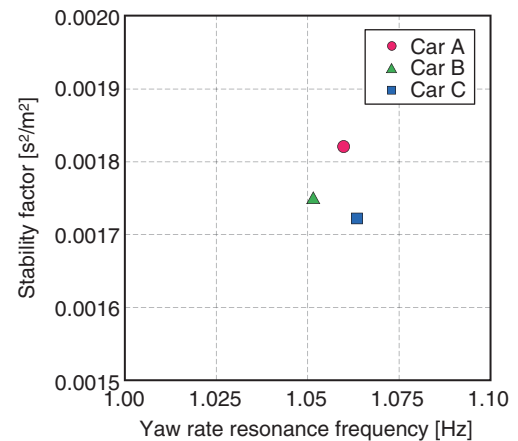


Fig. 16 Comparison of axial force of rack



(a) Very low speed range



(b) High speed range

Fig. 17 Performance design including very low speed area

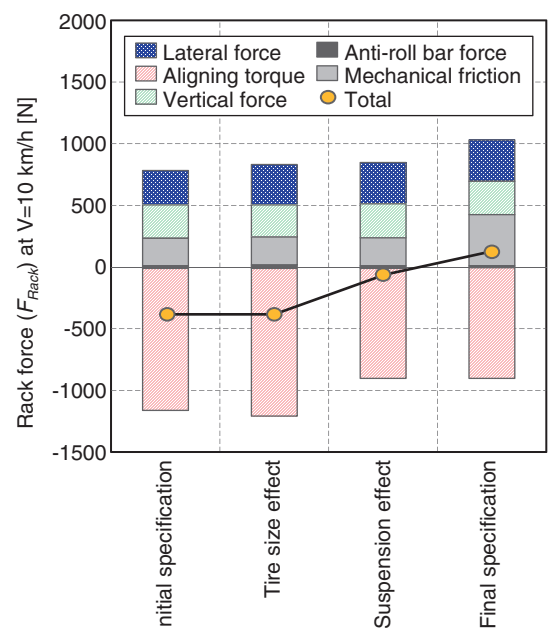


Fig. 18 Factor analysis calculation result

検討によりシャシ仕様に対して早期に見通しを得ることができるようになった。本技術は2014年モデルFITから採用されているコンパクト車用シャシプラットフォームの性能設計に適用した。

6. まとめ

量産車の開発で活用している性能設計用のシミュレーションモデルをベースにして、従来は複数のモデルを作成して計算していた極低速領域の操縦性指標を、一括して計算できるシミュレーション技術を構築した。以下に構築した技術内容をまとめる。

- (1) 従来のモデルに極低速走行操縦性の検討ができる要素を組みこみ、高速から極低速走行時までシームレスに計算できるモデルを構築した。
- (2) 極低速操縦性に対するシャシ要素の寄与分析を、その他の車速域の性能に対する仕様検討と、同時に進められる事を確認した。
- (3) 本シミュレーションモデルを、実際の量産車開発で適用し、本技術の有用性を確認した。

参考文献

- (1) 藤川智士: マツダの目指すモデルベース開発, マツダ技報, No.31, p.45-47, (2013)
- (2) 大富浩一, 羽藤武宏: 1DCAEによるものづくりの革新, 東芝レビュー, Vol.67, No.7, p.7-10, (2012)
- (3) 豊島貴行, 松澤俊明, 遠藤喜章, 伊藤憲悟, 高野広喜, 牛村智也: 量産車のMBDにおけるシャシ性能設計技術の構築, Honda R&D Technical Review, Vol.29, No.1, p.49-58
- (4) 豊島貴行, 松澤俊明, 牛村智也: 量産車開発の性能設計におけるラップタイムシミュレーション技術, Honda R&D Technical Review, Vol. 29, No. 2, p. 118-126
- (5) 豊島貴行, 畔勝良友, 池田直史: 量産車のモデルベース開発における横風安定性評価シミュレーション技術, Honda R&D Technical Review, Vol. 30, No. 1, p. 61-68
- (6) Cho Y. G.: 低速で最大舵取ハンドル角をもつ自動車ステアリングの復元性, Int J Automot Technol, Vol.10, No.4, p.431-439, (2009)
- (7) Matschinsky, W.: Road Vehicle Suspensions, Professional Engineering Publishing, p.195-242, (2000)
- (8) 篠遠誠司, 宮永俊作, 篠塚剛, 花村良文: 評価技術 設計初期段階におけるサスペンションジオメトリにかかわる諸性能の評価, いすゞ技報, No.101, p.56-61,

(1999)

- (9) 藤岡健彦, 鎌田実, 中村秀一, 津川宏之, 山本真規, 武田信之: 自動車プロジェクト開発工学—環境, ITS, 運動性能, 物流—, 技報堂出版, 226p., (2001)
- (10) 田中忠夫, 宇木秀憲, 大崎正喜: 操だ特性に関する一考察, 自動車技術, Vol.47, No.12, p.44-47, (1993)
- (11) 自動車技術用語辞典, p.394, (1997)
- (12) 自動車技術ハンドブック 設計編, 8章, p.527
- (13) 出先洋一, 久保田緑, 鷲頭正一, 大下宰一郎: 極低速大転舵時のステアリング系の復元力, 自動車技術, Vol. 36, No. 3, p.310-312, (1982)
- (14) 仲村巖, 井川一夫: 微低速時の操だ力の解析, 自動車技術会論文集, No. 19, p.53-58, (1979)
- (15) 武居康仁, 西村秀和, 田島洋: サスペンションとステアリングのジオメトリを考慮した四輪車の三次元運動解析: Dyn Des Conf, Vol.2006, ROMBUNNO.207, (2006)

■著 者■



豊島 貴行



畔勝 良友



小林 佳亮



池田 直史



高野 広喜



小島 勲

船外機におけるキャビテーションを考慮した CFD 計算

CFD Calculation of Cavitation in Outboard Motors

南 郷 あや香*
Ayaka NANGO

伊 賀 由 佳**
Yuka IGA

要 旨

船外機用のプロペラ形状を対象に、計算コストと計算精度の両立を目的として、キャビテーション現象を考慮した CFD 計算をおこなった。境界層格子解像度による主要なプロペラ性能値（スラスト係数、トルク係数、プロペラ効率）への影響を明らかにした。得られた CFD 計算の結果は、模型試験と定性的に一致し、その精度は $\pm 7\%$ であった。以上により、船外機の開発初期段階から、キャビテーション影響を考慮することができるようになった。

ABSTRACT

CFD calculations accounting for cavitation in outboard motor propellers were performed to save calculation cost and calculation accuracy. The impact of the boundary layer mesh resolution on the main propeller performance values of thrust coefficient, torque coefficient, and propeller efficiency was clarified. The obtained results of CFD calculation were qualitatively consistent with the results of model tests, and its accuracy was within $\pm 7\%$. With the above, cavitation effects can be accounted for from the early stages of outboard motor development using CFD calculation.

1. まえがき

船外機において、プロペラやギヤケースにキャビテーションが発生することが知られている。キャビテーションとは Fig. 1 に示すように圧力の低下によって、液体が気体へと相変化する現象である。

キャビテーションが発生すると、一部の例外⁽¹⁾を除いて、性能が低下することが知られている⁽²⁾。プロペラであれば推力の低下、ギヤケースであれば抵抗値の増加が起き、艇体の速度低下や船外機の燃料消費の増加をまねく。さらにキャビテーションは外観品質低下をもたらすエロージョンの原因にもなる。そのため本来は開発初期段階から、キャビテーション影響を考慮に入れることが望ましい。

これまで弊社の船外機開発における船外機燃費と動力性能予測の事例⁽³⁾では、キャビテーションを考慮しない計算

で、性能計算を実施してきた。しかしながら船外機は近年、高出力化が進み、キャビテーションが発生する高速領域で使用されるようになってきている。そのため、キャビテーションを考慮した予測計算の必要性が高まっている。

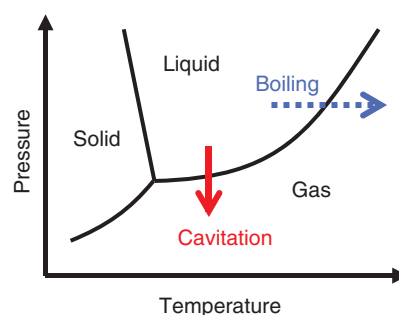


Fig. 1 Phase diagram of water

* パワープロダクツ R&D センター

** 東北大学流体科学研究所

キャビテーション現象は商用 Computational Fluid Dynamics(CFD)ソフトウェアでも計算可能^{(4), (5)}となっているものの、キャビテーションのモデル化手法はいまだ確立されていない⁽⁶⁾。一般的に CFD 計算においては、格子解像度を増加させれば、キャビテーションを精度よく予測できるが、これは計算時間、すなわち計算コストの増大につながる。このことから開発初期段階での CFD の活用に向けては、計算精度と計算コストの両立に注意を払う必要がある。

船外機で発生するキャビテーション予測の研究事例としては、二次元翼での試験と CFD 計算の比較⁽⁷⁾、キャビテーション CFD 計算結果を元にしたエロージョン予測⁽⁸⁾などがある。しかし、両者とも三次元でのキャビテーション予測精度について、船外機開発における実用性の観点での議論はない。

そこで、本論文では、船外機のプロペラに発生するキャビテーションを考慮した性能予測を目的とし、計算コストと精度の関係を明らかにする。

2. キャビテーション予測計算

2.1. 計算対象

本稿では、液体中の物体まわりの圧力状態を再現し、キャビテーションの発生箇所を予測できることを目標とした。

計算対象は、船外機での活用を見込み、外部流れかつ一般での研究事例が多い、水中におけるプロペラ形状とした。

2.2. 計算手法

2.2.1. CFD ソルバ

計算には商用 CFD ソフトウェアを使用した。計算設定を Table 1 に示す。キャビテーションは実際には非定常の現象であるものの、計算コストを考慮して、定常のレイノルズ平均流れ (RANS) として取り扱った。液相と気相の流れがほぼ同じと仮定し、気相のモデル化には、気液間の速度差がないオイラー型の混合物モデルを用いた。キャビテーションモデルは気泡力学モデルの Zwart-Gerber-Belamri モデル⁽⁹⁾を使用した。

2.2.2. 安定性の高い計算手順

キャビテーションが発生すると、液体から気体への急激な密度変化が起きる。計算上でもキャビテーション生成のタイミングで、物理量の急変が原因で計算が不安定となり、計算が発散して解が得られなくなることがある。

Table 2 に示すように、計算初期は高圧の環境条件を設定し、単相流、混相流とステップを分けて計算を実行し、最後に徐々に圧力を減少させることで、安定した計算が可能となった。

Table 1 Calculation settings

CFD software	ANSYS Fluent 16.0
Time	Steady
Viscous model	SST k- ω
Multiphase flow model	Mixture model
Cavitation model	Zwart-Gerber-Belamri

Table 2 Calculation procedures

Step 1	Single phase flow calculation with high pressure
Step 2	Multiphase flow calculation with high pressure
Step 3	Cavitation calculation with high pressure
Step 4	Cavitation calculation while reducing pressure

2.2.3. 計算領域

計算領域を Fig. 2 に示す。本検討では後述するキャビテーション水槽試験との比較による計算精度検証のために、各寸法を試験条件と合わせている。計算領域は水槽試験装置流路断面面積相当の円筒管形状とした。計算領域全体を回転させ、円筒管の外周側壁を絶対座標系に対し固定することで、プロペラの回転を模擬した。また、計算コストを下げするため、計算領域はプロペラ翼 1 枚分のみの、プロペラ軸を中心とした三回対称の領域とし、境界面は周期境界とした。

2.2.4. 計算格子

前述のように、キャビテーションは物体表面近傍の流れの再現が重要である。本稿では乱流モデルとして、低レイノルズ数型の SST k- ω モデルを使用しているため、物体表面近傍の格子解像度が細かいほど、計算精度は良くなると考えられる⁽¹⁰⁾。ただし格子解像度が細かくなると、計算コストが増加してしまう。そこで、物体表面近傍の境界層格子のみを変更し、格子解像度の違いによる計算結果と計算コストのトレードオフを検証した。

計算した境界層格子の生成パラメータを Table 3 に示す。なお各々の計算格子の境界層格子領域の厚さは同程度となるようにした。

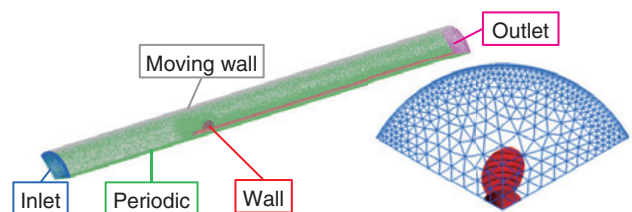


Fig. 2 Calculational domain

Table 3 Mesh generation parameter for boundary layer

	Mesh i	Mesh ii	Mesh iii
Number of boundary layers	25	15	5
First layer height [mm]	0.025	0.05	0.2
Growth rate	1.05		

3. 結果と考察

3.1. 計算精度検証試験

計算精度検証のため、CFD 計算結果をキャビテーション水槽でおこなった模型プロペラ試験結果と比較する。キャビテーション水槽試験は東京大学の船用プロペラキャビテーション水槽⁽¹¹⁾において実施した。キャビテーション水槽は回流型の水槽で、水槽内の圧力と流速を変更することで、実使用環境を模擬したキャビテーションを発生させることができる。四角柱形状の流路の中でプロペラを回転させ、動力計を使って推力 T とトルク Q を計測しながら、観察窓からキャビテーションの様相を把握した。

プロペラの主要目を Table 4 に示す。本稿では3種類のプロペラで検討を実施した。この表において D はプロペラの直径である。

ここで、船舶推進分野において使用されている、一般的な無次元数である前進係数 J 、スラスト係数 K_T 、トルク係数 K_Q 、プロペラ効率 η と、キャビテーション数 σ_n は以下の数式を用いて表される。

$$J = \frac{V_A}{nD}$$

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4}$$

$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5}$$

$$\eta = \frac{J \cdot K_T}{2\pi \cdot K_Q}$$

$$\sigma_n = \frac{p_0 - p_v}{\frac{1}{2} \rho n^2 D^2}$$

V_A はプロペラ流入速度、 n はプロペラ回転数、 ρ は液体密度、 p_0 は液体の基準圧力、 p_v は液体の飽和蒸気圧を表す。

前進係数 J はプロペラに流入する流れの角度を示す無次元数であり、同じ回転数ならば船速が速いほど J が大きくなる。キャビテーション数 σ_n はプロペラにおけるキャビテーションの発生しやすさを示す無次元数であり、 σ_n が小さいほどキャビテーションが発生しやすい。

キャビテーション水槽試験において、前進係数 J とキャビテーション数 σ_n を実使用環境と合わせることで、相似なキャビテーションを観察できる。

本試験では、前進係数 J 0.99、キャビテーション数 σ_n

Table 4 Key propeller characteristics for cavitation tunnel test

Propeller name	A	B	C
Diameter [m]	0.220		
Pitch ratio (at 0.7D)	1.26	1.06	1.12
Expanded area ratio	0.481	0.481	0.460
Number of blades	3		
Rotational direction	Counter-clockwise		
Material	Corrosion resistant aluminum alloy		

Table 5 Relative calculation time

	Mesh i	Mesh ii	Mesh iii
Relative calculation time (Mesh i as 1.00)	1.00	0.83	0.58

0.53 を基準の試験条件とした。この条件は、実使用環境で250馬力船外機を搭載した滑走艇の最高速度域である、流速70 km/h、プロペラ回転数3000 rpm から設定した。試験中は、プロペラ回転数を一定とし、水槽内流速を制御することにより、前進係数 J を変更した。

3.2. 計算格子検証結果

2.2.4. 項で述べたとおり、境界層が異なる3種類の計算格子を用いてCFD計算を実施した。計算対象はTable 4のプロペラAとした。Mesh i の計算時間を基準として、各計算格子条件でのイタレーション1回にかかる計算時間はTable 5のようになった。

プロペラ翼負圧面のキャビテーション様相をFig. 3に、プロペラ性能線図をFig. 4に示す。格子が細かいほど、プロペラ翼負圧面のキャビテーションで覆われる領域が広

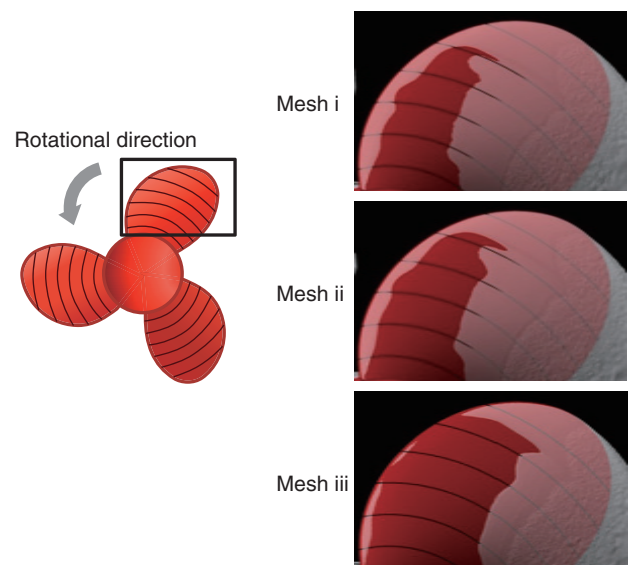


Fig. 3 Influence of boundary layer mesh resolution on cavitation on blade suction side

くなっている。負圧面側ではキャビテーションで覆われる領域が広いほどスラストの増加につながるため、これが、Fig. 4 のスラスト係数 K_T の差の原因と考えられる。

本検証の結果、Mesh i と Mesh ii はキャビテーション

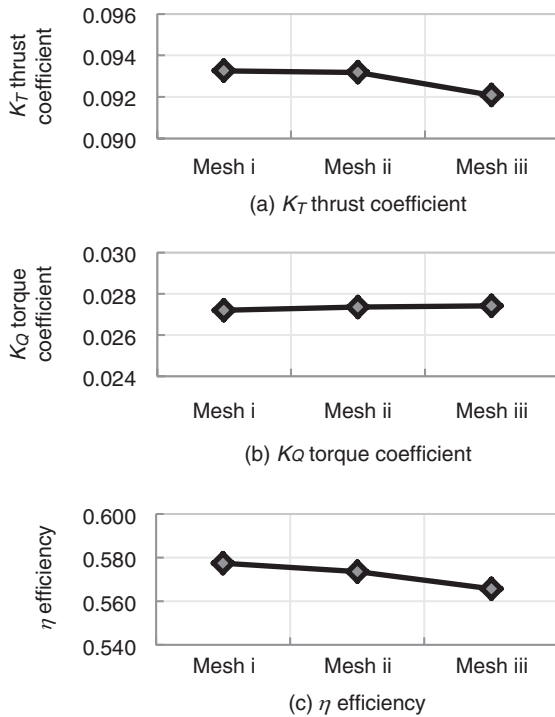


Fig. 4 Influence of boundary layer mesh on propeller performance

様相が良く似ており、プロペラ性能の差異も 1% 以下と小さいため、計算精度と計算コストのバランスから以後の計算は Mesh ii を使用した。

3.3. 試験との比較検証結果まとめ

試験との比較検証結果を定性的なキャビテーション様相と、定量的なプロペラ性能に分けてまとめる。なお、1 計算条件あたりの計算時間は 48 コア 2 CPU の並列計算機で約 9 時間であった。

3.3.1. キャビテーション様相

Fig. 5 にプロペラ A の負圧面側の、模型プロペラ試験と CFD 計算のキャビテーション様相の比較結果を示す。左から前進係数 J が 0.80, 0.99, 1.10 のときの結果である。

- ・ 前進係数 J が 0.80, 0.99 のときは、翼前縁部全体から面状のシートキャビテーションが発生しているが、 J 1.10 では翼の先端近傍 $0.8D$ 以上の位置からのみ発生している。
 - ・ 一つ手前の翼で発生したキャビテーションは J が小さいほど長く伸びている。
- といった様相はよく一致している。

J 1.10 の翼面中央部に見られる泡状のバブルキャビテーションは再現できていないものの、バブルキャビテーションは非定常性が強く、本稿で実施した定常計算での再現は容易ではないと考えられる。また J 1.10 は使用したプロペラの効率ピークを超えた領域であり、実使用範囲外である。

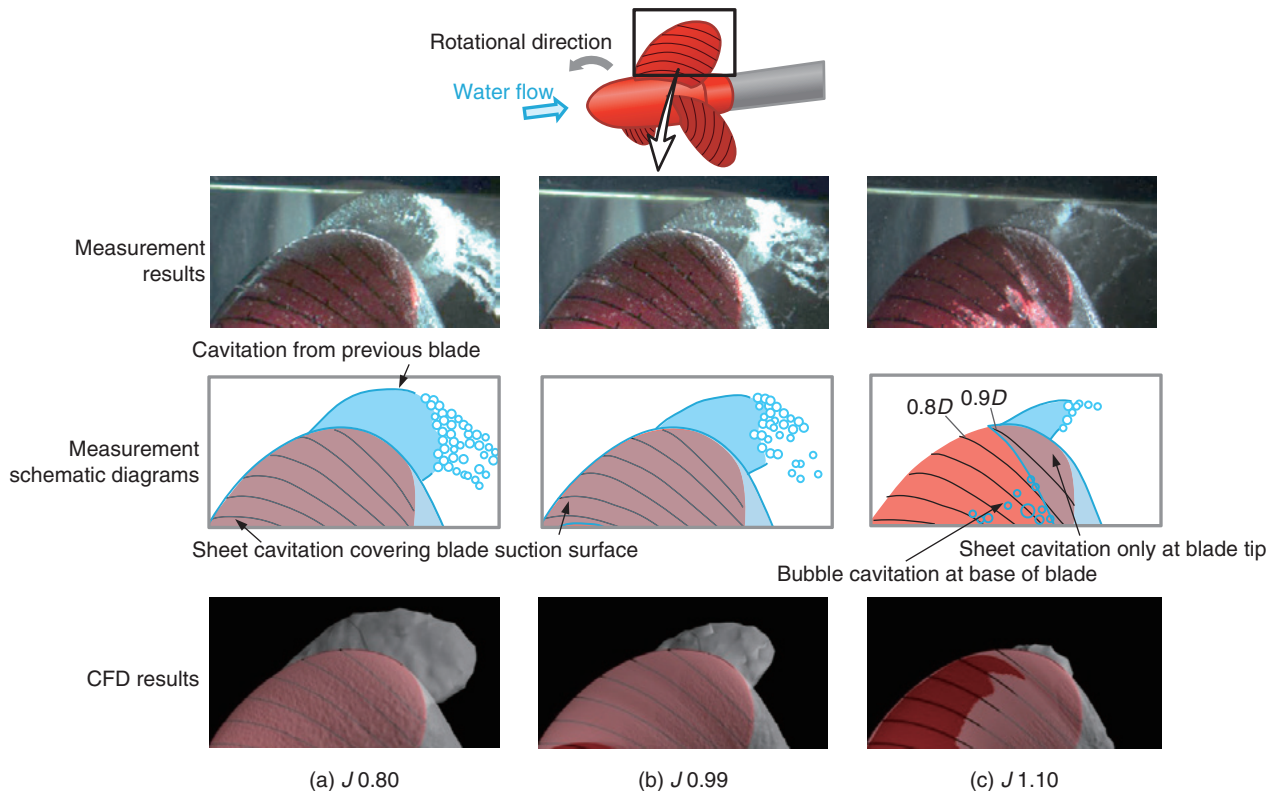


Fig. 5 Propeller blade cavitations, compared between test and calculation

実使用状態である J 0.80, 0.99 で発生するシートキャビテーションの様相は再現できていることから、本検討により定性的なキャビテーション様相を再現できたと判断した。

3.3.2. プロペラ性能

Fig. 6 に模型プロペラ試験と CFD 計算のプロペラ性能

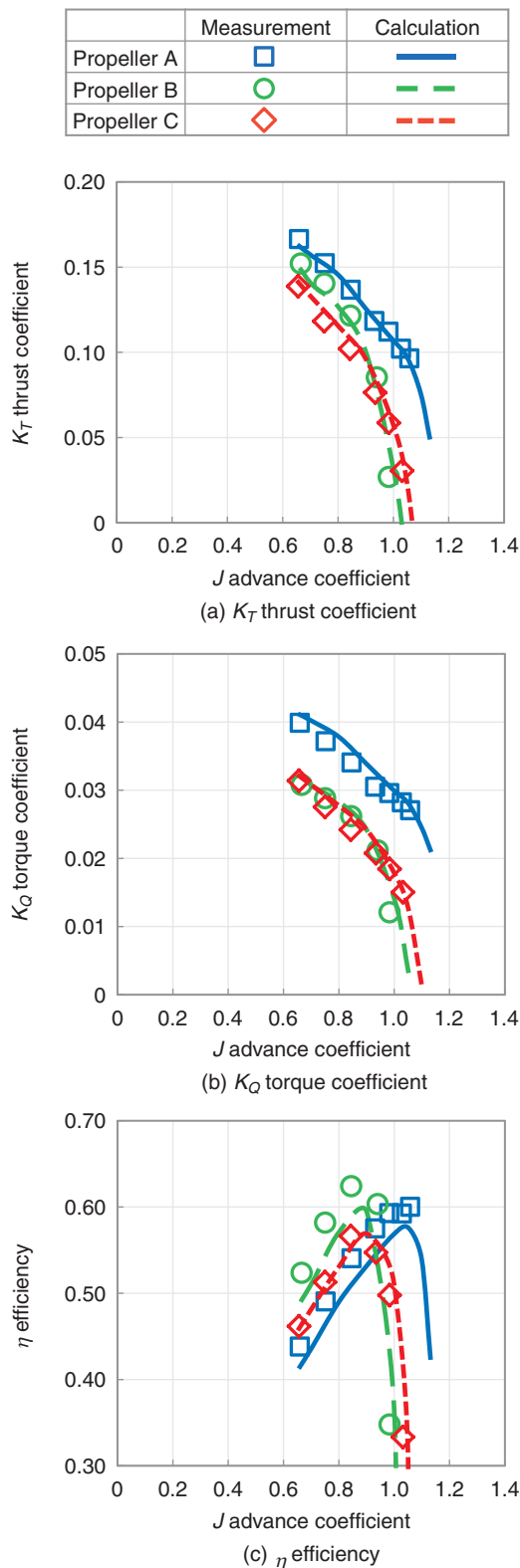


Fig. 6 Propeller performance curve compared with model test results

の比較を示す。各プロペラ間のスラスト係数 K_T の高低順序や、プロペラ効率 η のピーク位置は、模型プロペラ試験結果と CFD 計算で一致しており、プロペラ仕様の違いによる性能の差異を再現できている。

さらに、実際の走行時に使用する前進係数 J の効率ピークまでの領域で、模型試験と CFD 計算で誤差 $\pm 7\%$ 以内の精度で各性能値 (スラスト係数 K_T , トルク係数 K_Q , プロペラ効率 η) が定量的に一致した。

本検討の結果、船外機用プロペラの実使用状態に対して、キャビテーションが発生する条件下でのプロペラ性能を、CFD 計算を用いて定量的に再現できるようになった。

4. まとめ

船外機用のプロペラ形状を対象に、キャビテーション現象を、計算コストと計算精度を両立しながら予測することを目的として、以下の結果を得た。

- (1) 物体表面近傍の境界層格子の変化による計算コスト、ならびに主要なプロペラ性能値 (スラスト係数 K_T , トルク係数 K_Q , プロペラ効率 η) への影響を明らかにした。
- (2) 模型プロペラ試験と CFD 計算の結果を比較し、定性的にキャビテーション様相が一致することおよび、定量的に主要なプロペラ性能値が $\pm 7\%$ の精度で一致することを確認した。

以上の結果から、高出力化、高速化していく船外機の開発において、開発初期段階からキャビテーション影響を考慮することができるようになった。

参考文献

- (1) 右近良孝, 藤沢純一, 工藤達郎, 黒部雄三: SCP 理論設計法の実機プロペラへの応用, 西部造船会々報, 100 号, p. 133-143, (2000)
- (2) 鈴木和夫, 佐々木紀幸, 川村隆文: 船体抵抗と推進 (船舶海洋工学シリーズ②), 成山堂書店, p. 143-162, (2012)
- (3) 栗岡俊介: CFD 解析を用いた小型高速滑走艇における船外機の燃費と動力性能予測の研究, Honda R&D Technical Review, Vol. 25, No. 1, p. 166-173
- (4) Fujiyama, K.: Numerical Simulation of Ship Hull Pressure Fluctuation Induced by Cavitation on Propeller with Capturing the Tip Vortex, International Symposium on Marine Propulsors smp' 15, June, (2015)
- (5) 富松重行, 角晃太郎, 大谷亮介: ポンプ開発におけるキャビテーション CFD, ターボ機械, 42 巻, 第 11 号, p. 707-712, (2014)

- (6) 能見基彦: キャビテーション CFD の問題点, ターボ機械, 42 巻, 第 11 号, p. 694-700, (2014)
- (7) Kamiya, A.: Prediction of the Cavitation Effect on the Flow Around the Outboard Motor Propeller Blade Hydrofoil Section Using CFD, SAE Technical Paper, 2013-32-9157, (2013)
- (8) Watanabe, T., Sakamoto, H.: Method for Predicting Erosion Due to Cavitation of Outboard-Motor, SAE Technical Paper, 2014-32-0054, (2014)
- (9) Zwart, P. J., Gerber, A. G., Belamri T.: A Two-Phase Flow Model for Predicting Cavitation Dynamics, ICMF 2004 International Conference on Multiphase Flow, Japan, Paper No. 152, May 30-June 3, (2004)
- (10) ANSYS, Inc. Fluent 16.0 Theory Guide, Chapter 4: Turbulence, (2014)
- (11) 川村隆文, 前田正二: 東京大学の船用プロペラキャビテーションタンネル, 日本マリンエンジニアリング学会誌, 43 巻, 5 号, p. 720-725, (2008)

■ 著 者 ■



南郷あや香



伊賀由佳

編集長	漆山 雄太	四輪 R&Dセンター
	有馬 敏幸	四輪 R&Dセンター
	石橋 正明	二輪 R&Dセンター
	伊藤 浩	二輪 R&Dセンター
	岩舘 徹	二輪 R&Dセンター
	笠井 聡人	パワープロダクツ R & Dセンター
	桂井 隆	四輪 R&Dセンター
	木村 芳彦	二輪 R&Dセンター
	齋藤 俊博	四輪 R&Dセンター
	塩崎 智夫	二輪 R&Dセンター
	白木 晶子	四輪 R&Dセンター
	須藤 晶	四輪 R&Dセンター
	友永 久人	四輪 R&Dセンター
	中原 淳	四輪 R&Dセンター
	中村 美香	R&Dセンター X
	西田 浩明	航空機エンジン R&Dセンター
	馬場 雅之	二輪 R&Dセンター
	藤原 良也	四輪 R&Dセンター
	山本 若登	R&Dセンター X
	渡邊 生	パワープロダクツ R & Dセンター

編集協力 二輪 R&Dセンター論文委員会
 パワープロダクツ R & Dセンター論文委員会
 四輪 R&Dセンター論文委員会
 R&Dセンター X 論文委員会
 航空機エンジン R&Dセンター論文委員会

ちまたは世を挙げての人工知能 (AI) ブームである。人の特技と思われていた認知や判断、それを基にした自動運転や知能化など、その影響は自動車産業のみならず人の就労や、果ては社会のあり方にまで及ぶという。まさに百年に一度の大転換、その只中に居ることなのだろう。しかし数年後には、この実に繊細な神経と配慮とを必要とする「校正、査読、編集」といった仕事も AI たちにとって代わられる…？

だが原稿を授ける著者の側を思うと、いきなりコンピュータから「合格水準に 23 点不足です。新規性と論理性を 15 ポイント向上のうえ再提出して下さい。」などと言われるのもシャクにさわるし、かといって目の前でまるで別人が書いたような流麗な文章に一括変換されて「はい、出来ました」と手渡されるのも頂けない。やはりこの「技術を記し、読み、束ねる」という行為は、すぐれて人間的で、かつ人間のための営みなのだと思いたい。

本号では Honda 二輪のフラッグシップとして「走りの高揚感」と「操る楽しさ」を実現した GL1800 の小特集をはじめ、私どもの最新技術のエッセンスを束ねてお送りした。主役である著者の皆さんへはもちろん、発刊までの道のりを支えた多くの方々にも、この誌面を借りて感謝の意を表したい。そして、本号を紐解かれる読者の方々には、我らの創業者が口を酸っぱくして言った「人に奉仕する手段としての技術」と併せて、それをモノにした技術屋の「息づかい」を、少しでも、感じとって戴ければ幸甚である。

—(渡邊)—

発行所 株式会社 本田技術研究所

発行人 松 本 宜 之

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 四輪 R&Dセンター
 開発戦略室 技術広報ブロック 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
 ホームページ: <https://www.hondarandd.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.