

Honda R&D

Technical Review
Vol.23 No.1

April 2011



表紙の言葉

The finished form of Honda R&D's efforts have great attraction; an appeal more than just the appearance of the outer surface of the body or the physical components. It is the summation of the efforts of so many Honda associates. The finished project represents a bit of the soul of each of them. In this image, the external excitement and beauty of the CR-Z SEMA show car holds the reflections of the sketches, the welding and metal work, and fabrication activities of several associates from HRA and HPD involved with its creation.

Each Honda associate is reflected in the final form of each Honda product.

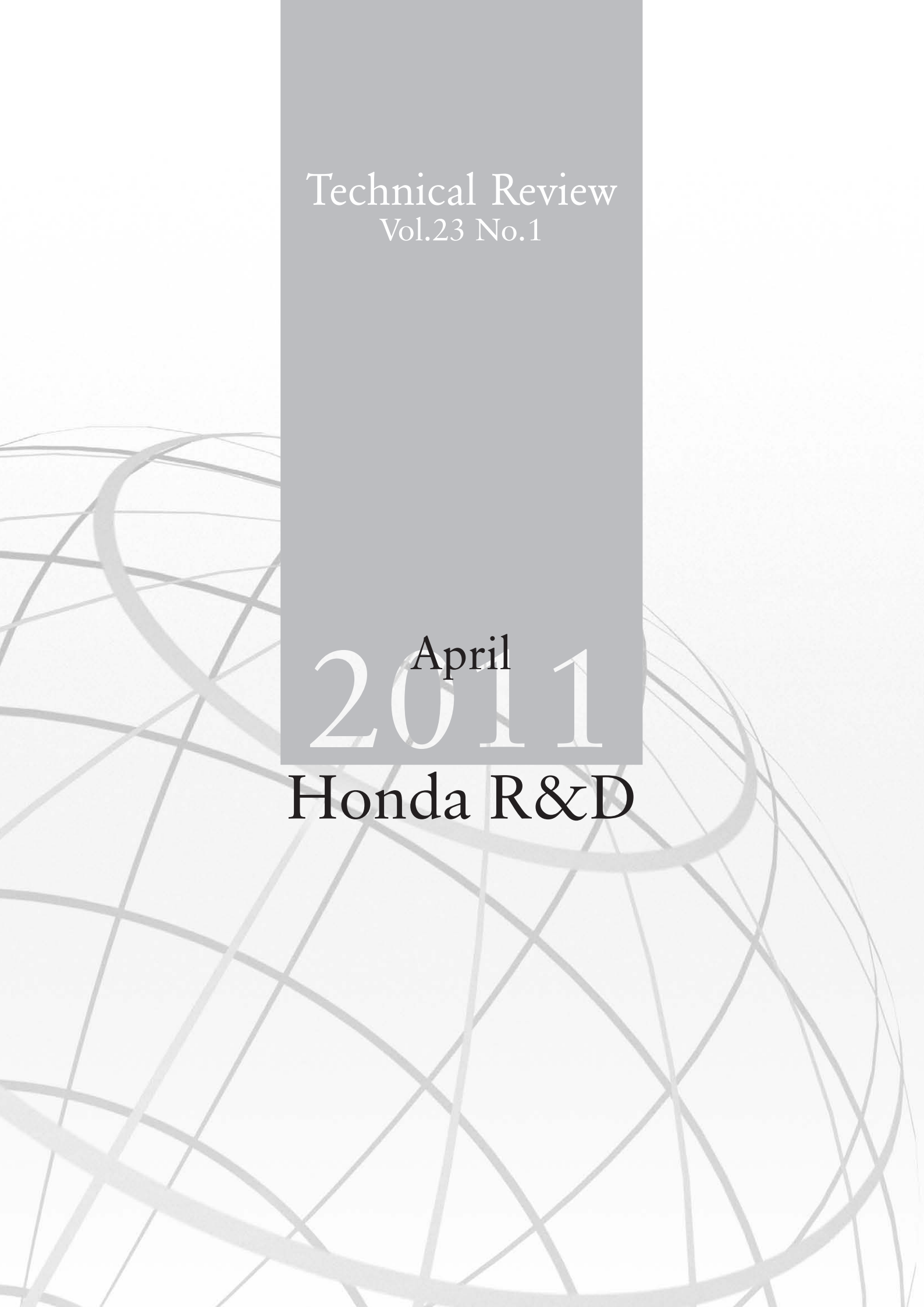
研究開発を通じて、Honda製品の非常に魅力的な外型ができあがる。その魅力は、ボデーや物理的構成要素の単なる外面的な見かけを越えたものであり、大勢のHonda社員の努力の結晶である。一つのプロジェクトはHonda社員それぞれの思いを抽出して完了する。

表紙は、SEMAショーに出展したCR-Zのワクワクさせるような外見が、作製に関わったHRAおよびHPD社員の作図、溶接、金属加工、組立活動に基づいていることを表現している。

Honda製品の最終形態には、Honda各社員の思いがこめられている。



Honda R&D Americas, Inc.
Fred Soares

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

Technical Review
Vol.23 No.1

April
2011
Honda R&D

目 次

技術紹介

- ◇ Development of an Auto Throttle System for High-Pressure Washer Engines
Tyler RICKETTS・Andrew BEJCEK・Nathaniel LENFERT 1
- ◇ VFR1200F 用デュアルクラッチトランスミッションの開発 田中政隆・荒井 大・渡辺純也
深谷和幸・橘高栄治・土谷政彦 9
- ◇ シングルベルトローリングロード付実車風洞 是本健介・河村信之・青木道広
倉谷尚志・中村信介・吉岡英樹 18
- ◇ 電子制御 AWD システムにおける新 MBD ソフトウェア開発プロセス 渡部知樹・吉野弘規
塩ノ谷陽介・関 孝幸 22
- ◇ 電子制御システム開発効率向上のための車 1 台分 HILS 河守俊明・酢谷慶治・嶋田 敏 29
- ◇ タービンプレード高精度加工用固定治具の開発 木暮昌弘・森岡 武
原 浩昭・納富貴幸 35
- ◇ 中性子ラジオグラフィによる燃料電池内部の水分布可視化 田中慎太郎・田中之人 43

論文

- ◇ X 線を用いた PEFC 発電中における水分布計測技術の開発 盛山浩司・立原隆宏・古沢透流 49
- ◇ 燃料電池電気自動車開発に向けた水素拡散シミュレーション手法の研究 松本充功・清水研一 56
- ◇ 4 ストローク小排気量空冷エンジンのオイル消費に関する考察 澤海嘉司弘・直井康夫 62
- ◇ 一連の低温燃焼サイクルを用いた自着火燃焼の研究
ー 自着火燃焼の巨視的考察とガス交換面からのアプローチ ー 森川秀明 70
- ◇ ボデー構造におけるロードパス分布の類似性に関する考察 小林広和・内藤正志・漆山雄太 77
- ◇ Development of SH-AWD System using EPS Relative Steering Angle Signal Steve TURNER 86
- ◇ ドライバアシストシステムのための画像分割技術による移動物体検知
西垣守道・Yiannis ALOIMONOS 95
- ◇ 高塗装性水性中塗り塗料の開発 居原 理 106
- ◇ 部品結合部の非線形性考慮によるエンジン構造振動解析精度の向上 神村直毅 112
- ◇ ロードノイズ低減のためのサスペンションシステムの考察 中村 聡・牧 俊光・杉本寿敬 120

CONTENTS

Introduction of new technologies

- ◇ Development of an Auto Throttle System for High-Pressure Washer Engines
Tyler RICKETTS·Andrew BEJCEK·Nathaniel LENFERT 1
- ◇ Development of Dual Clutch Transmission for VFR1200F
 Masataka TANAKA·Dai ARAI·Junya WATANABE
 Kazuyuki FUKAYA·Eiji KITAKA·Masahiko TSUCHIYA 9
- ◇ Full-scale Wind Tunnel Equipped with Single-belt Rolling Road System
Kensuke KOREMOTO·Nobuyuki KAWAMURA·Michihiro AOKI
 Naoshi KURATANI·Shinsuke NAKAMURA·Hideki YOSHIOKA 18
- ◇ New MBD Software Development Process for Electronic Control AWD System
Satoki WATANABE·Hiroki YOSHINO
 Yosuke SHIONOYA·Takayuki SEKI 22
- ◇ Full Vehicle HILS for Enhancing Development Efficiency of Electronic Control Systems
Toshiaki KAWAMORI·Yoshiharu SUDANI·Satoshi SHIMADA 29
- ◇ Development of Jig for High-precision Turbine Blade Machining
Masahiro KIGURE·Takeshi MORIOKA
 Hiroaki HARA·Takayuki NOUDOMI 35
- ◇ Visualization of Liquid Water Distribution in Fuel Cell by Using Neutron Radiography
Shintaro TANAKA·Yukihito TANAKA 43

Technical papers

- ◇ Development of in-situ X-ray Imaging Technologies for Measuring Water Distribution in Generating PEFC
 Koji MORIYAMA·Takahiro TACHIARA·Toru FURUSAWA 49
- ◇ Research of Simulation Method of Hydrogen Diffusion for Fuel Cell Electric Vehicle Development
Mitsunori MATSUMOTO·Kenichi SHIMIZU 56
- ◇ Study of Oil Consumption in Small-displacement 4-stroke Air-cooled Engines
 Kazuhiro SAWAUMI·Yasuo NAOI 62
- ◇ Study on Controlled Auto-ignition Using Sequence of Low-temperature Combustion States
 - Macroscopic Understanding of Controlled Auto-ignition and Approach from Gas Exchanging States -
 Hideaki MORIKAWA 70
- ◇ Study on Similarity of Load Path Distribution in Body Structure
Hirokazu KOBAYASHI·Tadashi NAITO·Yuta URUSHIYAMA 77
- ◇ Development of SH-AWD System using EPS Relative Steering Angle Signal..... Steve TURNER 86
- ◇ Image Segmentation-based Moving Object Detection for Driver Assistance System
 Morimichi NISHIGAKI·Yiannis ALOIMONOS 95
- ◇ Development of High-paintability Waterborne Primer Paint..... Satoru IHARA 106
- ◇ Enhancement of Vibration Analysis Accuracy of Engine Structure by Considering Nonlinear Properties
 between Components.....Naoki KAMIMURA 112
- ◇ Study of Suspension System for Reduction of Road Noise
 Sou NAKAMURA·Toshimitsu MAKI·Toshitaka SUGIMOTO 120

Development of an Auto Throttle System for High-Pressure Washer Engines

Tyler RICKETTS *

Andrew BEJCEK *

Nathaniel LENFERT *

ABSTRACT

An Auto Throttle system for residential high-pressure washer (HPW) engines has been developed. During periods of non-loaded use, engine speed is reduced from 3850 rpm to 2500 rpm.

A residential high-pressure washer has two modes, loaded (the operator is using the spray wand) and unloaded (the operator is not using the spray wand). Compared to the base model, in an unloaded condition, the Auto Throttle control system achieves a noise level reduction of 9 dB(A). The fuel economy is increased by 43%, overall carbon dioxide emissions are reduced, and engine and pump life are enhanced. User fatigue is reduced through a reduction of initial spray wand reaction force.

1. Introduction

One of the Honda philosophies is the continuous enhancement of products through economic, ecological, and ergonomic characteristics. Launched in 1997, the Honda GC series (GC Horizontal crankshaft, GCV Vertical crankshaft) engines are the highest sales volume Honda general purpose engine for consumer usage. In the late 1990s, residential high-pressure

washers became very popular. Consequently, sales of the GCV engine increased and today the majority of GCV engines are used in the residential high-pressure washer (HPW) market. The Auto Throttle system for the GCV engine was launched to U.S. customers in March 2010. Figure 1 shows the first application for the Auto Throttle engine on a residential HPW with an illustration of the Auto Throttle control system and its location.

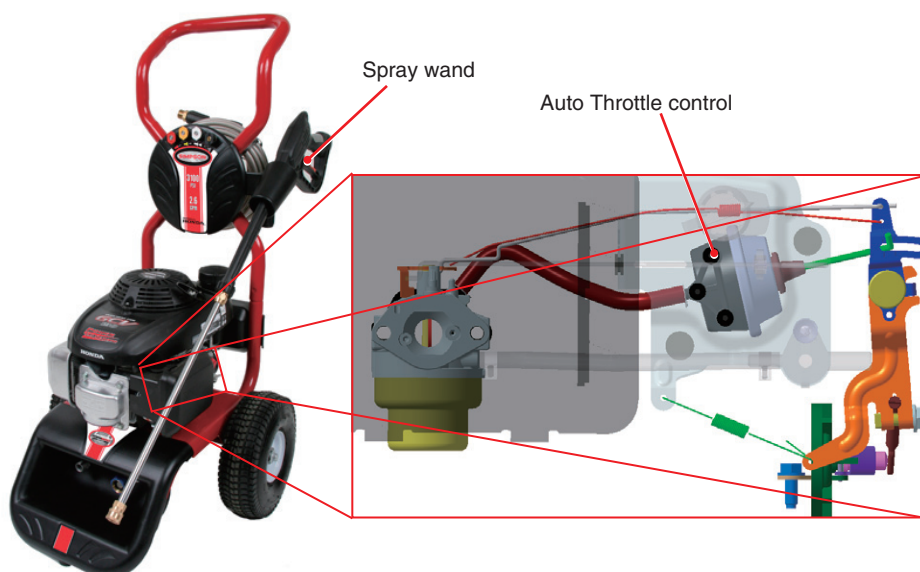


Fig. 1 High-pressure washer unit with Auto Throttle system

* HONDA R&D AMERICAS, INC.

Table 1 Honda GCV190 engine specifications

Engine type	Air-cooled 4-stroke OHC single cylinder
Bore x stroke	69 x 50 mm (2.7 x 2.0 in)
Displacement	187 cm ³ (11.4 cu in)
Compression ratio	8.5 : 1
Net horse power output	3.8 kW (5.1 HP) at 3,600 rpm
Net torque	11.3 Nm (8.3 lbs ft) at 2,500 rpm
Ignition system	Transistorized magneto
Dimensions (L x W x H)	367 mm (14.4 in) x 331 mm (13.0 in) x 349 mm (13.8 in)
Starting system	Recoil or electric starter
Carburetor	Horizontal type butterfly valve
Lubrication system	Forced splash
Oil capacity	0.55 l (0.58 US qt, 0.48 Imp qt)
Fuel tank capacity (liter)	0.93 l (0.98 US qt)
Dry weight	12.5 kg (27.6 lbs)

2. Throttle Control for the Base High-Pressure Washer Engine

Table 1 shows the specifications for the Honda GCV190 engine, which is the base engine for the Auto Throttle system. The engine has two modes of operation, loaded and unloaded. Loaded mode is when the user has activated the spray wand and the HPW pump is in its full-flow, high-pressure setting. The unloaded mode is when the spray wand is released. This causes the pump to re-circulate in a bypass function and the engine load decreases 90%. The base engine control, shown in Fig. 2, uses a mechanical centrifugal governor system with a balancing spring to regulate the throttle's position. Engine speed is fixed and the typical HPW setting is 3600 rpm. The inherent characteristic of this type of control is to increase the engine speed when the engine load is removed. On average, this increase is 250 rpm above the load set point. When the engine is idling at 3850 rpm, it is noisy, unnecessary fuel

is being consumed, and there is more engine wear. The Auto Throttle control system decreases these characteristics.

3. Auto Throttle Control for GCV High-Pressure Washer Engine

The fundamental purpose of the Auto Throttle control system is to sense an engine load demand. In the beginning of the development, five goals were set: reduce noise, reduce CO₂, minimize cost impact, increase component life, and create an automatic, self-contained system.

Figure 3 shows the components of the Auto Throttle system. The exclusive components developed for this system include a vacuum diaphragm and pivoting governor arm. Their function is to provide load-sensing feedback. Other contributing components include a centrifugal governor and supporting governor spring, a throttle return spring, and a ported carburetor insulator.

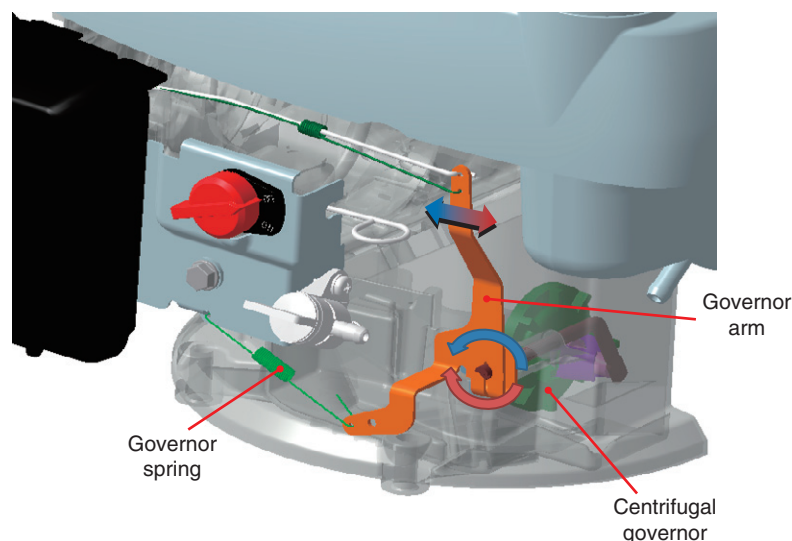


Fig. 2 Fixed Throttle control of GCV engine

3.1. Operation Cycle

Figure 4 shows the main operation cycle and noise level of a HPW using both the base fixed throttle and Auto Throttle systems. When the engines are loaded, the performance is the same. But when the spray wand is released and there is no pump demand, the base engine increases engine speed while the Auto Throttle system reduces it.

3.2. Parts Function in the Auto Throttle Control System

3.2.1. Vacuum Diaphragm

Figure 5 shows a cross-sectional view of the diaphragm assembly. The function of the diaphragm is to convert engine vacuum into a mechanical force to close the throttle. Manifold vacuum pressure is supplied to the diaphragm through the ported

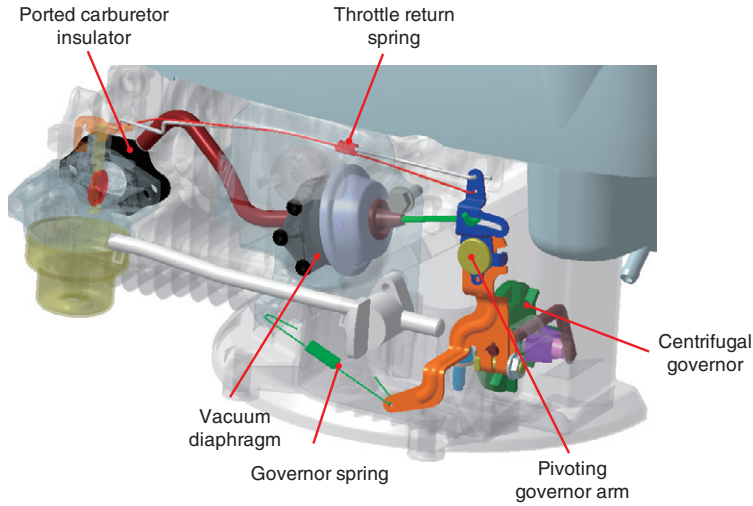


Fig. 3 Auto Throttle system components

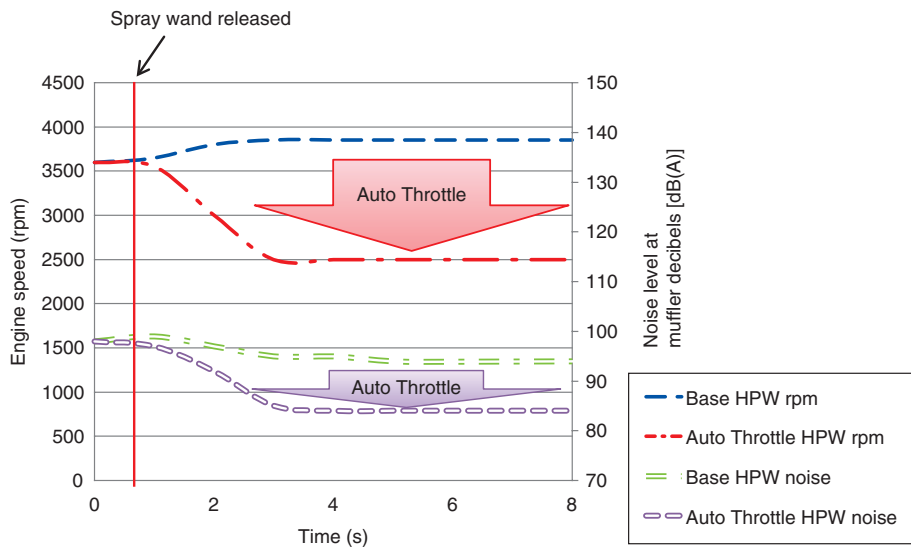


Fig. 4 Comparison of base engine and Auto Throttle engine noise

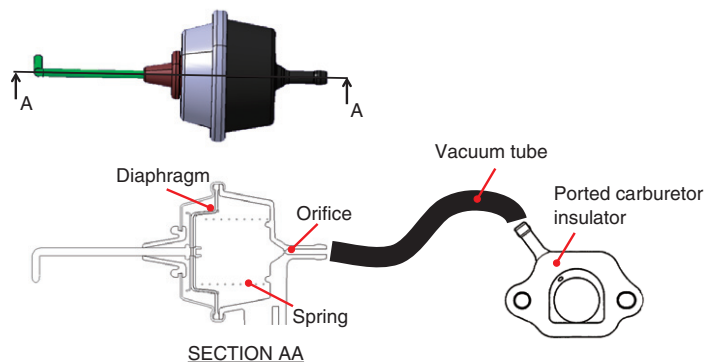


Fig. 5 Vacuum diaphragm construction

carburetor insulator. As the engine load decreases, the internal manifold vacuum increases. When manifold pressure reaches approximately -6.6 kPa, the diaphragm begins to close the throttle. Diaphragm force is affected both by its stroke position and by the vacuum pressure signal of the engine intake. Since the application is a single cylinder engine, the vacuum pressure is always pulsating, which is undesirable for system stability and durability. Therefore, an orifice was added in the diaphragm inlet to reduce the pressure fluctuations inside the diaphragm body. The orifice diameter and diaphragm body volume have inverse effects on the pressure fluctuation and response time. By reducing the orifice diameter or increasing the diaphragm body volume, it is possible to reduce the pressure fluctuation within the diaphragm.

However, these changes also influence the response time of the engine. Once body volume was determined based on force requirements and packaging space, the orifice diameter was optimized through testing. Figure 6 shows a portion of the test results.

3.2.2. Centrifugal Governor

The centrifugal governor's primary purpose is to regulate engine speed at the rated load of the engine. As shown in Fig. 7, as engine speed increases, the centrifugal governor closes the throttle. The rotational movement is provided by the engine crankshaft. As the engine speed increases, the flyweights swing out and push the slider. The slider then generates a moment on the governor shaft that closes the throttle. The speed at which the centrifugal governor maintains steady

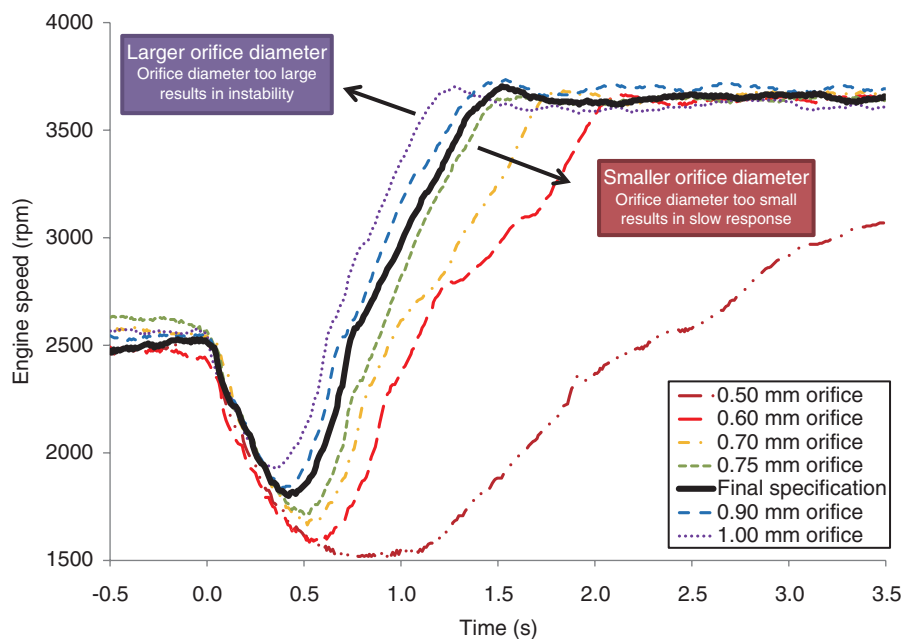


Fig. 6 Orifice effect on system response time

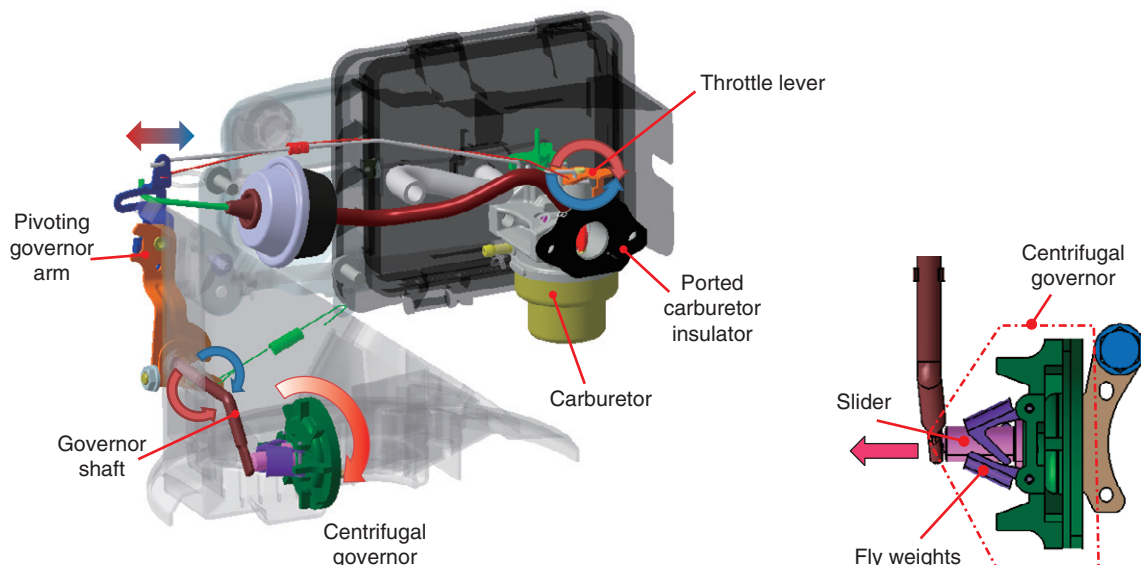


Fig. 7 Centrifugal governor configuration

state is balanced by the governor spring. Typical HPW setting is 3600 rpm while loaded. The centrifugal governor is unchanged from the base engine.

3.2.3. Pivoting Governor Arm

The governor arm's role in the system is to function as connection between input forces and regulation of throttle position. As shown in Fig. 8, the arm receives input from the centrifugal governor (F_G), diaphragm (F_D), governor spring (F_{GS}), and throttle return spring (F_{TS}).

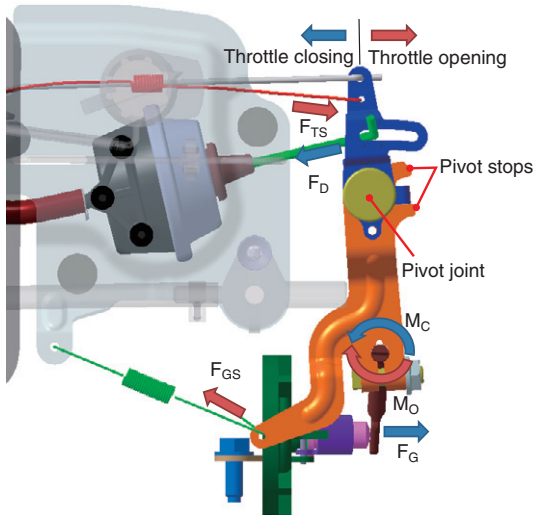


Fig. 8 Pivoting governor arm force summary

A governor arm pivot was created to alter the moment induced by the governor springs when the engine is idling. The force of the governor spring is relatively high, and adding a pivot joint to the governor arm allowed the force required of the diaphragm to be smaller in comparison, thus reducing its overall size. The pivot allows a change in throttle position to be isolated from the governor shaft. As shown in Fig. 9, the optimum pivot travel was determined through testing. If the pivot angle is too great, the engine will not return to high speed from idle; if the pivot angle is too small, the engine is not stable in the idling condition.

3.2.4. Governor and Throttle Return Springs

Figure 3 shows the governor spring and throttle return spring. The governor spring is critical for maintaining the proper engine speed when the engine is loaded; therefore, it was important to maintain the basic spring design from the base engine. Early in development, testing showed that this spring generated a moment that was too strong when the engine was idling, so it was not possible to balance the system to operate correctly in both idle and high-speed conditions without changing the base engine governor system. The governor arm pivot joint was added to keep the base engine governor spring and maintain a small diaphragm package. Consequently, a stronger throttle return spring was required to overcome the friction of the governor arm pivot joint.

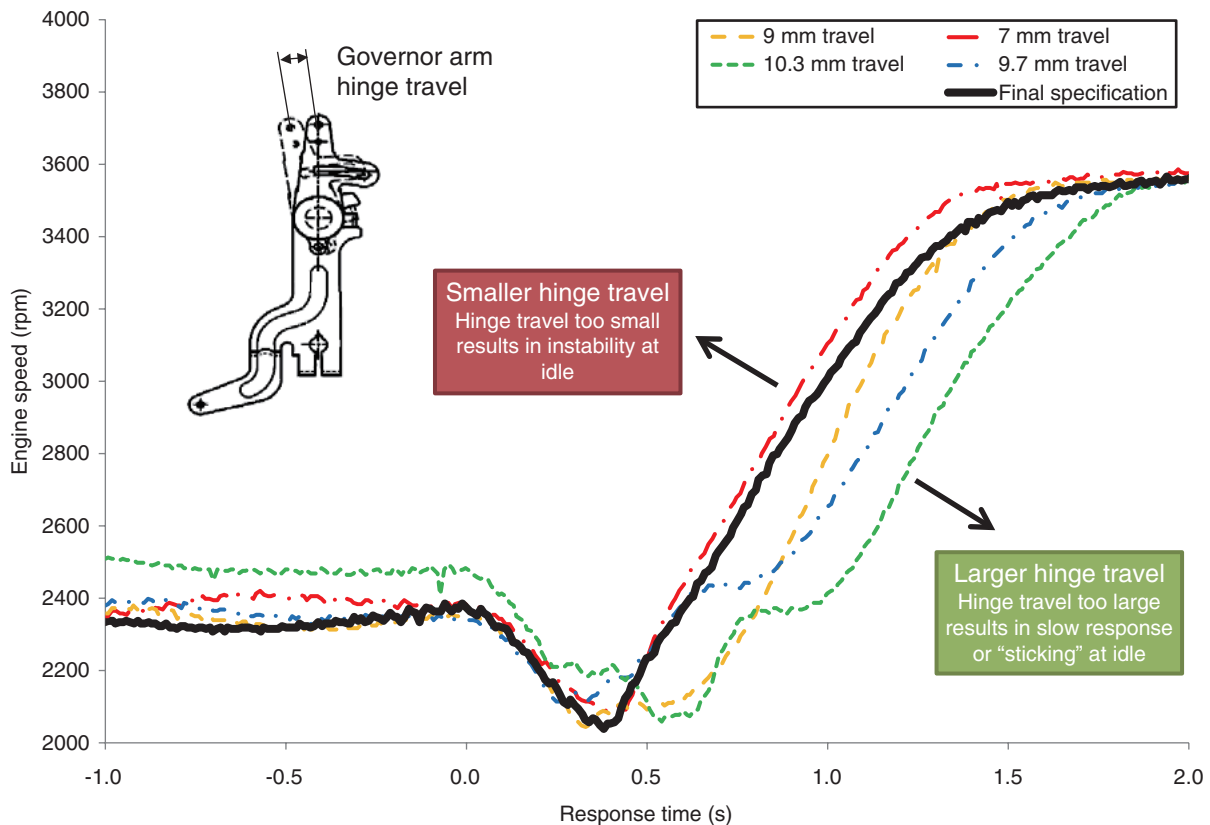


Fig. 9 Governor arm performance

4. Basic System Configuration

There are four forces that work to regulate the throttle position of the engine. As shown in Fig. 8, the diaphragm (F_D) and centrifugal governor (F_G) create a moment about the governor shaft that controls the closing of the throttle. The governor spring (F_{GS}) and throttle return spring (F_{TS}) create a moment about the governor shaft that controls the opening of the throttle. If the opening moment is too long, the engine cannot idle properly. If the moment is too short, the engine cannot return to high speed when idling. Figure 10 depicts graphically the Auto Throttle system controlling the engine speed. From $t = -1$ to 0, the throttle close moments ($F_G + F_D$) are longer than the open moments ($F_{GS} + F_{TS}$). At $t = 0$, the spray wand is activated, the engine load increases, and the vacuum signal weakens. During this transition from idle to high speed, the open moments overcome the close moments and the engine speed is then solely regulated by F_G and $F_{GS}+F_{TS}$. From $t = 2$ to 7, the engine operates at rated load. Rated load for the GC series engine varies from 50% to 80% throttle opening depending on the application. At $t = 7$, the spray wand is again released. As the engine load is removed, the engine speed immediately increases, the throttle plate closes, the vacuum signal builds again, and F_D overcomes F_{TS} initially. As the engine speed

is decreasing, F_{GS} and F_G also decrease, F_D pulls the throttle plate closed, the engine vacuum stabilizes, and the system is balanced at idle.

5. Performance Evaluation

5.1. System Design Verification

In order to determine an appropriate system response time, a survey was conducted using several Auto Throttle engines that were modified to exhibit differing response characteristics when the spray gun was engaged and released. Actual HPW customers participated in the survey and provided feedback on the response characteristics. Based on the results, a maximum response time criteria was determined for transient conditions when spraying water and not spraying water.

In the final product, any factor that changes the engine output power, which includes engine temperature, engine friction, air-fuel ratio, and barometric pressure, also affects vacuum pressure. Other factors that affect system operation include pressure washer pump load part tolerance, manufacturing variability, and assembly. To guarantee the final performance of the Auto Throttle system, machines were built in “worst-case” configurations and verified to meet the design criteria. Figure 11 shows the testing results.

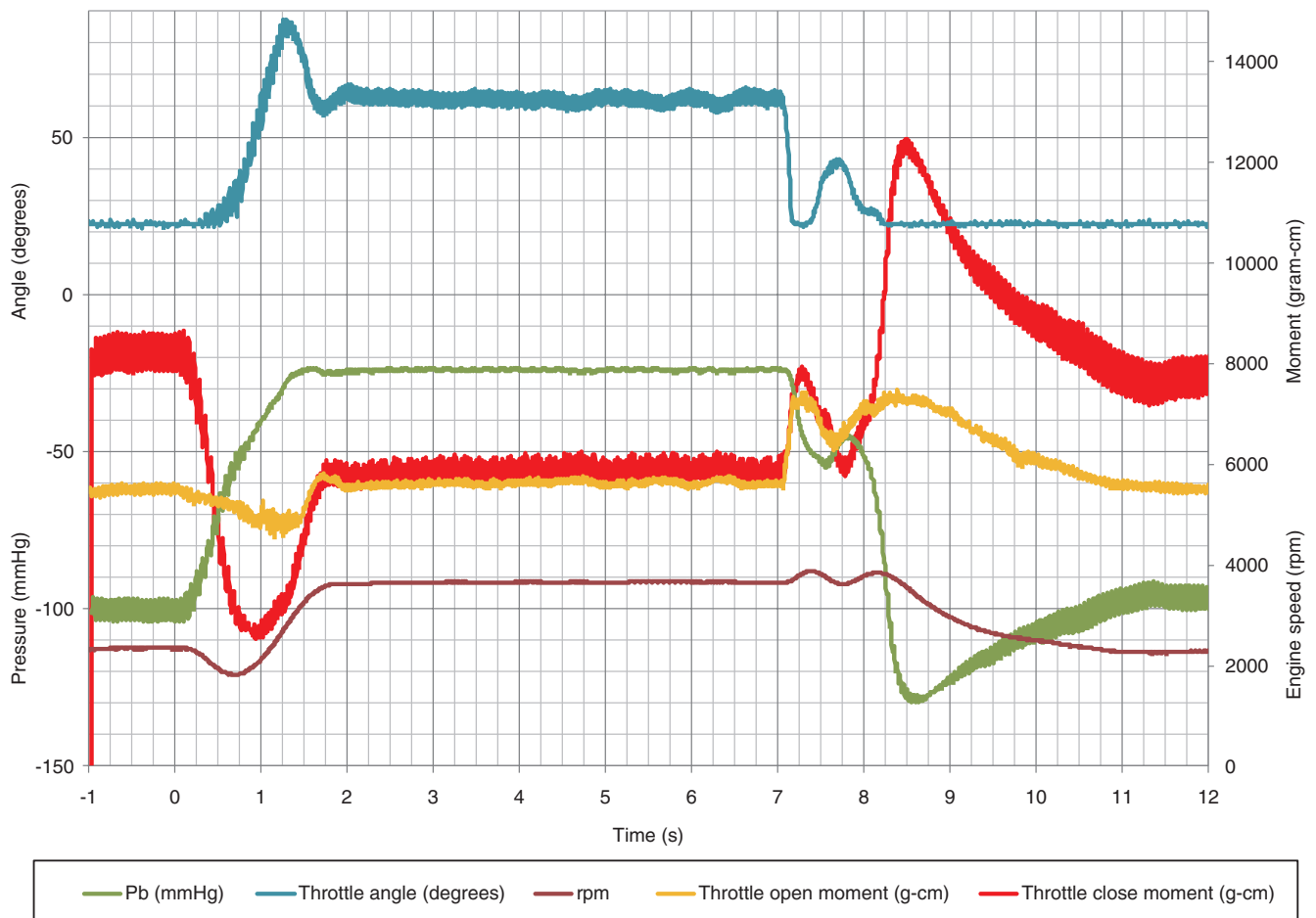


Fig. 10 Overall system performance

5.2. Noise and Fuel Consumption Enhancement

Two goals in the development were reducing noise and fuel consumption. The achievement level was determined by running the engine in high and low idle conditions and measuring the differences. The sound pressure level was measured in a hemi-anechoic chamber following the guidelines described

in ISO11094⁽¹⁾. Fuel consumption was measured by applying a steady load with a dynamometer and using a gravimetric flow meter. The loading conditions during these tests were set based on the typical loading applied by a HPW pump. Figure 12 shows the testing results.

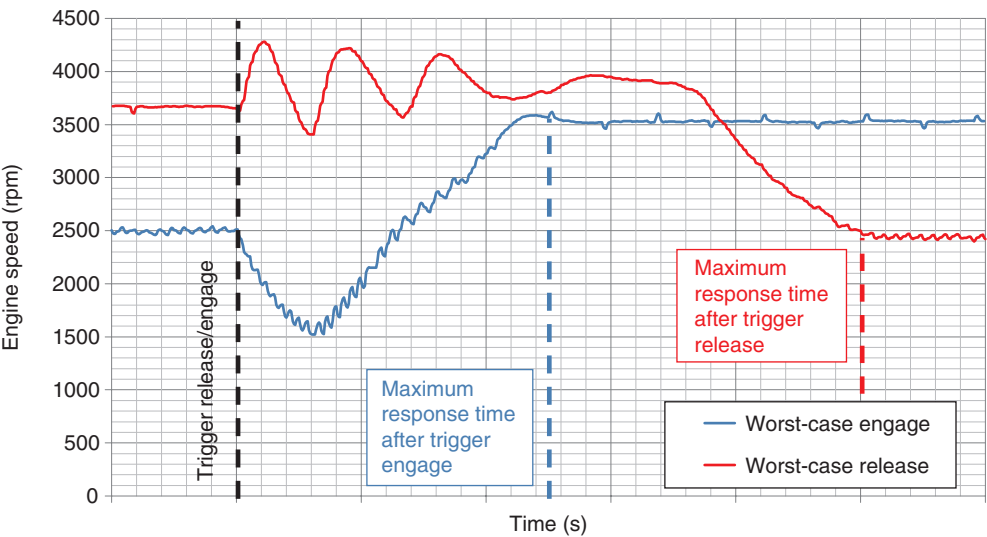
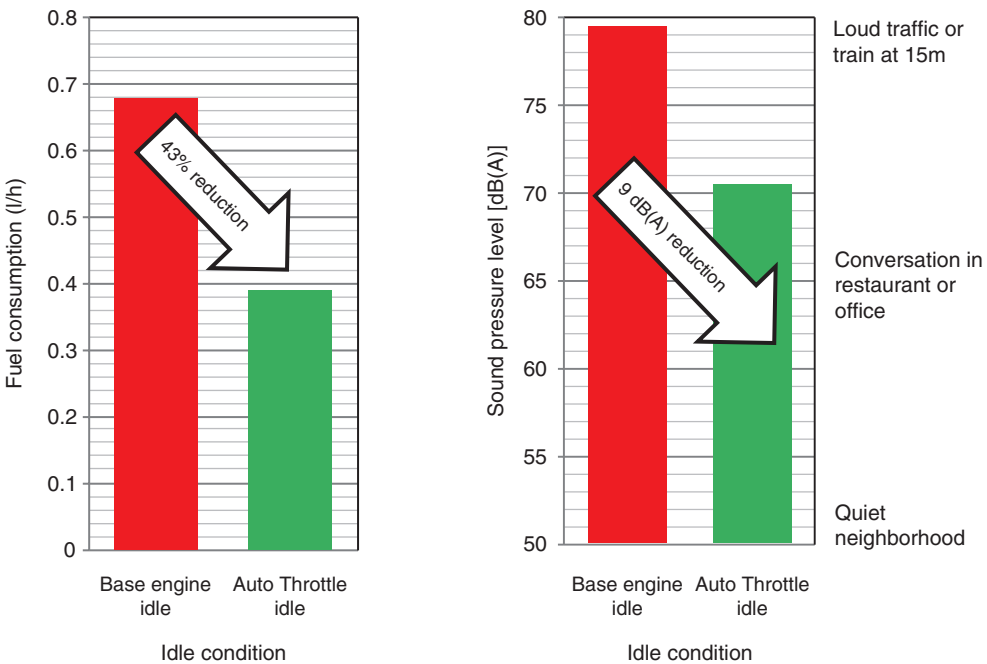


Fig. 11 Load on and off response time limits



Test condition

	Engine speed (rpm)	Load (Nm)
Auto Throttle idle	2500	1.15
Base engine idle	3850	0.95

Fig. 12 Noise and fuel consumption achievements

5.3. Spray Gun Force Reduction

Another benefit of the Auto Throttle system controlling a HPW engine is the reduced level of reaction force (or recoil) that occurs when the operator activates the spray wand. The initial engine speed and water flow are less than the base model HPW; therefore, the operator does not have to apply as much force to counteract the recoil caused by water exiting the wand. Instead, the reaction force builds gradually as the engine speed increases. This force transition was measured by supporting the HPW spray wand with a load cell and recording the force generated when the wand is activated on a base model engine and an Auto Throttle engine. Figure 13 shows the test results.

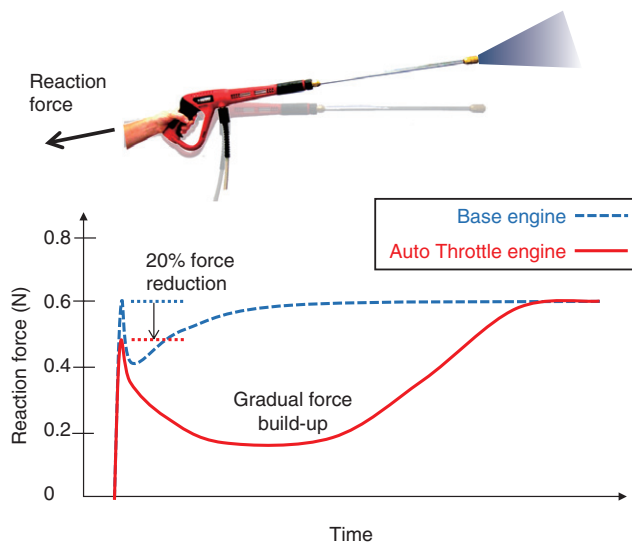


Fig. 13 Operator initial force

6. Conclusion

The Auto Throttle system accomplished the five development goals. The noise level of the engine in its idle state was reduced by 9 dB(A). This achievement is a result of reducing base engine speed from 3850 rpm to 2500 rpm using the Auto Throttle system. CO₂ emissions from the engine in its idle state were reduced. The emission reduction was confirmed by measuring the change in fuel consumption while the engine is idling. Idle fuel consumption was reduced by 43%. The system surpassed the initial cost reduction target by using common components between the base and Auto Throttle models. By reducing the engine idle speed, the Auto Throttle system achieves a 35% reduction in pump and engine revolutions in the idle state. Using engine vacuum as the actuation mechanism, the Auto Throttle system can automatically control the idle speed; no activation or adjustments by the operator are necessary.

In addition to the initial goals, the Auto Throttle system also achieved a reduction in user fatigue. This

was accomplished by a 20% reduction in the initial reaction force that the operator must support when the spray wand is activated.

The Auto Throttle system is an industry first, fully autonomous throttle control for a residential HPW. A patent application has been submitted for the achievement method of the Auto Throttle system. Currently, this type of control is being considered for other applications.

References

- (1) Acoustics — Test code for the measurement of airborne noise emitted by power lawn mowers, lawn tractors, lawn and garden tractors, professional mowers, and lawn and garden tractors with mowing attachments. ISO 11094:1991(E). Geneva, Switzerland: ISO, 1991.

■ 著 者 ■



Tyler RICKETTS



Andrew BEJCEK



Nathaniel LENFERT

VFR1200F 用デュアルクラッチ トランスミッションの開発

Development of Dual Clutch Transmission for VFR1200F

田 中 政 隆*
Masataka TANAKA
深 谷 和 幸*
Kazuyuki FUKAYA

荒 井 大*
Dai ARAI
橋 高 栄 治*
Eiji KITAKA

渡 辺 純 也*
Junya WATANABE
土 谷 政 彦*
Masahiko TSUCHIYA

要 旨

スロットル操作に対するダイレクト感を持ちつつ、変速時の駆動力切れの無いモータサイクル用 Dual Clutch Transmission (以下 DCT と呼ぶ) を開発し、VFR1200F に搭載した。

本システムは、二つのクラッチに対し独立した二系統の油圧回路を設定し、個別に制御する構成とした。発進前の弱クリープ制御、減速度追従シフトダウン制御、コーナリング推定制御などにより、モータサイクルに求められる優れた発進、変速性能を達成した。これにより、ライダスキルに依存することなく、ライディングの楽しさを味わうことが可能となった。また、DCT システムのコンパクト化を実現させたことにより、同時開発していた VFR1200F のマニュアルトランスミッション仕様とクランクケース素材の共有化を実現し、同一のフレームに搭載した。

ABSTRACT

The dual clutch transmission (DCT) for motorcycles that provides direct response to throttle operations without interruption of traction at shift was developed and installed on the VFR1200F.

This system has two separate hydraulic circuits for two clutches to provide individual controls. Weak creep control at departure, deceleration adaptive shift-down control, predictive cornering shift control, and other controls were developed to achieve the advanced performances in the vehicle departure and the shift change characteristic that are demanded for motorcycles. With those performances, riders can enjoy the pleasures of riding without depending on rider's skills. Compact design of this DCT system has made it possible to share the same crankcase raw casting materials with manual transmission (MT) type which is developed in parallel, and this design has enabled the installation on the common frame with MT system.

1. まえがき

大型モータサイクルのオートマチックトランスミッションとしては、スクータタイプに採用されているベルトコンバータと、DN-01 に搭載されている HFT (Human Friendly Transmission)⁽¹⁾ の二通りの機構が知られている。これらはいずれも、CVT (Continuously Variable Transmission) と呼ばれる無段変速トランスミッションで、滑らかな変速による快適な走行性能を持つ。一方、モータ

サイクルの FUN 要素である、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得られるスポーティなフィーリングという面では、依然マニュアル操作の有段トランスミッションが好まれる傾向にある。これら相反する二つの要求の両立を実現し、ライダのスキルに依存しない新しいオートマチックモータサイクルの価値観の訴求を目指して、世界初となるモータサイクル用 DCT⁽²⁾ を開発し、VFR1200F に搭載した。本稿では、その技術ポイントについて述べる。

*二輪 R&D センター

Table 1 VFR1200F specifications

Dimensions (L × W × H) (m)	2.250 × 0.755 × 1.220
Wheel base (m)	1.545
Weight (kg)	267
Engine type	Liquid-cooled 4-stroke OHC 4 valve 4-cylinder V-type
Engine displacement (cm ³)	1,236
Bore and stroke (mm)	81.0 × 60.0
Compression ratio	12.0
Max, power (kW/rpm)	127/10000
Max, torque (N·m/rpm)	129/8750
Fuel system type	Electronic fuel injected (PGM-FI)
Front tire size	120/70ZR17M/C(58W)
Rear tire size	190/55ZR17M/C(75M)

2. VFR1200F の機種概要

VFR1200F (Fig. 1) は先進技術と独創的なスタイリングを高次元で融合させた大型二輪スポーツツアラをねらいとして開発した。



Fig. 1 VFR1200F with dual clutch transmission



Fig. 2 External view of V4 engine with newly developed dual clutch transmission

エンジン (Fig. 2) は一つのカムシャフトで吸気、排気バルブを作動させる「UNICAM」⁽³⁾を採用しコンパクトなシリンダヘッドとすることでマスの集中と低重心を実現した。シリンダバンク角 76 度の V 型エンジンは、28 度位相ピンクランクシャフトとの組合せにより、バランスを搭載することなく一次振動を打ち消し、低回転域では力強くフラットなトルク特性を発揮し、高回転域でもスムーズな吹け上りを実現するとともに、V 型 4 気筒エンジンの独特な鼓動感と排気音を実現した。

スロットル・バイ・ワイヤ (以下 TBW と呼ぶ) によるスロットルバルブの電気的な制御と、電子制御燃料噴射装置 (以下 PGM-FI) により、常にライダーの意思に即したエンジン出力を得ることを可能にした。

スウィングアームはプロアーム式を採用。ピボットとプロペラシャフトをオフセット配置し、サスペンションの上下運動にともなう軸長の変化をプロペラ軸上に配置した等速ジョイントで吸収する構造とすることで、スポーツツアラとして操縦安定性と乗り心地の両立をはかった。

加えて、DCT の採用により、市街地では煩わしいクラッチ操作から開放され、ワインディングロードでは容易にスポーツ走行を楽しむことを可能にした。

Table 1 に、VFR1200F の主要諸元を示す。

3. DCT の開発のねらい

DCT は、四輪車では既に市販されている変速機構である。しかし、これをモータサイクルに搭載するにあたっては、エンジン搭載スペースに収容可能なサイズにしつつ、車体姿勢変化にも対応 (バンク角確保) しなければならない。また、パーツ配置による前後左右の重量配分バランスを阻害しないことも重要である。加えて、マニュアルトランスミッション (以下 MT と呼ぶ) 搭載車⁽³⁾をベースとしたため、エンジン基本構造におけるパーツコモンリティに

Table 2 Comparison of specifications of manual transmission and dual clutch transmission

		Dual clutch transmission	Manual transmission
Clutch type		Hydraulic dual	Mechanical single
Trans-mission gear ratio	Low	2.466	2.600
	2 nd	1.789	1.736
	3 rd	1.409	1.363
	4 th	1.160	1.160
	5 th	1.032	1.032
	Top	0.939	0.939
Number of main shafts		2 (Inner + outer)	1
Center distance (mm)		75	75
Engine oil capacity (lit.)		4.9	4.0
Clutch control pressure (kPa)		900	-

も配慮が必要である。これらを解決し、モータサイクルに最適な機構とするために、以下の開発目標を定めた。

- (1) スムーズな発進特性と、車体挙動の乱れを誘発する変速ショックに配慮した機構と制御にすること。
- (2) ライダに違和感のないシフトマネジメントとすること。
- (3) MT 車に対し、軸配置、軸間距離、クラッチ、トランスミッション、シフト機構の基本配置を変更せず、クラシクケースの素材を共用とし、MT 車と同一のフレームに搭載すること。

4. DCT システムの構成

4.1. システム概要

今回開発した、エンジンの断面図を Fig. 3 に、MT 車と DCT 車の諸元比較を Table 2 に示す。

DCT 車は MT 車のレイアウトに対し、クラッチを二つ装備、2 本のメインシャフトを二重構造、シフトフォークを 1 本追加 (3 本から 4 本) したが、ミッションの幅と軸配置は MT 車と同一とした。

Honda では ATV (All Terrain Vehicle) 用 DCT⁽⁴⁾ を搭載

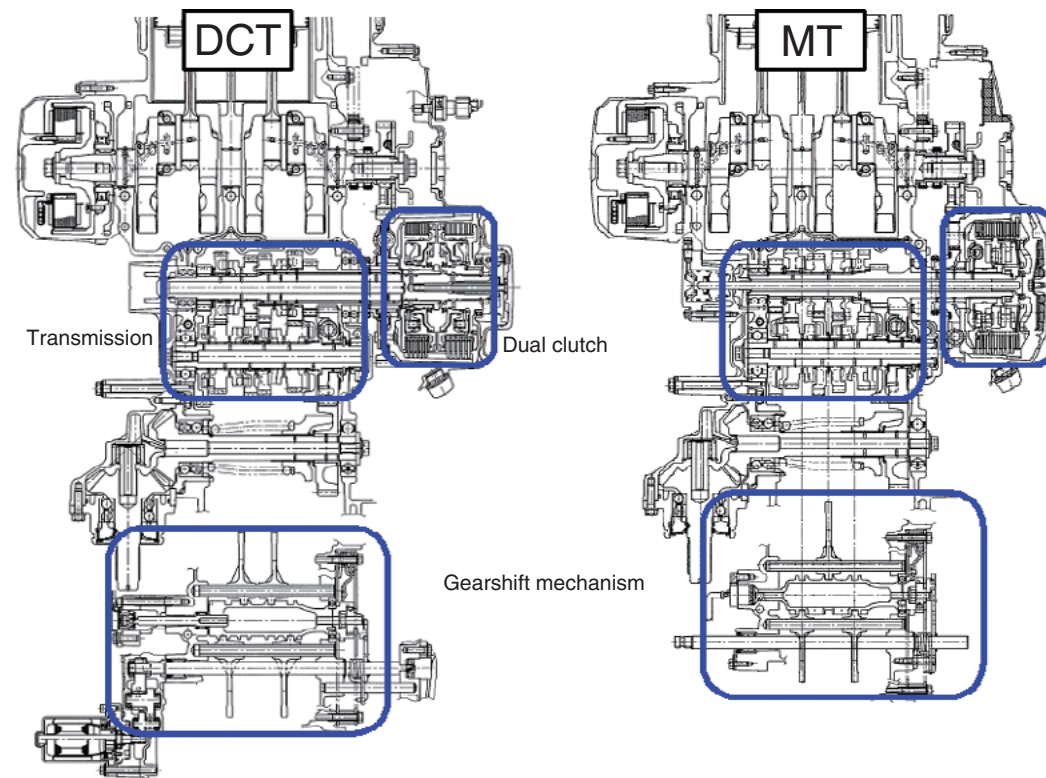


Fig. 3 Comparison of engine cross-sectional drawing

した TRX420FA (Fig. 4) を 2008 年に発売した。ATV 用の DCT では発進専用の遠心クラッチを装備しているのに対し、モータサイクル用では軽量、コンパクト化を目的として奇数側クラッチ（#1 クラッチ）を発進と変速兼用とした。また、ATV のシステムでは一つの油圧制御回路をバルブ切り替えにて二つのクラッチに分配する構成を取っているが、モータサイクルに要求される緻密な発進制御・変速制御を満足させるために、二つのクラッチにそれぞれ独立した二系統の油圧制御回路を設けた。

4.2. クラッチ部の特徴

クラッチは油圧式で、油圧ゼロ時はリターンスプリングにより切断されている。制御油圧をインナメインシャフト端部よりフィードパイプで印加することで接続する構造とした。

クラッチ推力を発生する油圧ピストンは、遠心推力をキャンセルするキャンセラ室と対向して配置している。主要パーツは、放熱性と軽量化を考慮してすべてアルミ鋳造製とした (Fig. 5)。

#1、#2 クラッチの基本構造は同じであるが、発進で使用する #1 クラッチ側の発熱量が大きいいため、クラッチプレートの板厚を変更して対応している。

4.3. トランスミッション部の特徴

DCT 車は、MT 車のトランスミッション部を基本的に踏襲したレイアウトとし、軸間、ミッション幅を同一とする



Fig. 4 TRX420FA

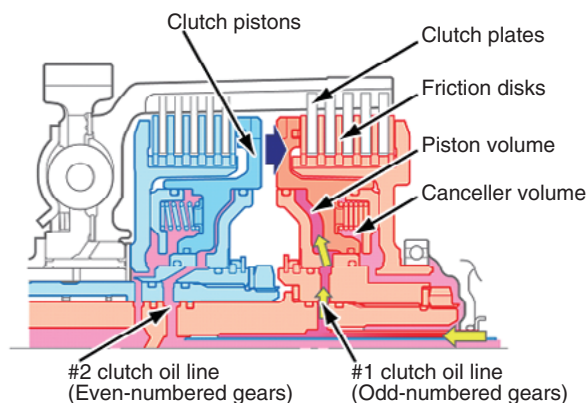


Fig. 5 Structure of dual clutch

ことで、クランクケースの素材共用化を可能とした。#1 クラッチには、インナメインシャフトと1速、3速、5速の奇数段ギヤ列、#2 クラッチには、アウトメインシャフトと2速、4速、6速の偶数段ギヤ列が接続されている (Fig. 6)。シフト動作において、ギヤ自体を左右に移動させ直接ドグを噛み合わせる手法も MT 車と同様である。

DCT 車では、実際の駆動力変化が発生するクラッチの油圧切り替えによる変速がおこなわれる前に、あらかじめ次変速段のミッションの接続、いわゆる予備変速をおこなう必要があるが、ドグクラッチタイプトランスミッションでは四輪のシステムのようなシンクロ機構がないため、予備変速時にドグ結合されるギヤ、シャフトの急激な回転変化に伴う打音が発生する。この打音は MT 車でも同じように発生するが、オートマチック車においてはライダーの操作と無関係なタイミングで発生するため、MT 車よりも気になる音として認識される傾向にあり、この打音の低減が重要である。対策として、1速から3速ギヤのレシオの見直し (Table 2)、DCT 専用の駆動系ダンパの設定、また、音の伝達系の最適化を図ることにより、打音を低減させた。また、これらは変速時のショック低減にも貢献している。

4.4. シフト機構部の特徴

シフト機構は、MT の構造をベースに、シフトスピンドルへの入力方法を、足で操作するシフトペダルから、リダクションギヤ列を装備したコントロールモータに変更したものである。シフトドラムは、ニュートラルポジション、1速から6速ポジション、および、隣り合ったギヤを同時に準備するポジションの12ポジションを有する (Table 3)。

本システムでは、シフトアップとダウンの双方に同等な変速応答時間を確保すると共に、非駆動側クラッチのフリクションロス低減による燃費向上を目的として、非駆動側のギヤ列はニュートラル状態で待機する仕様を採用した。

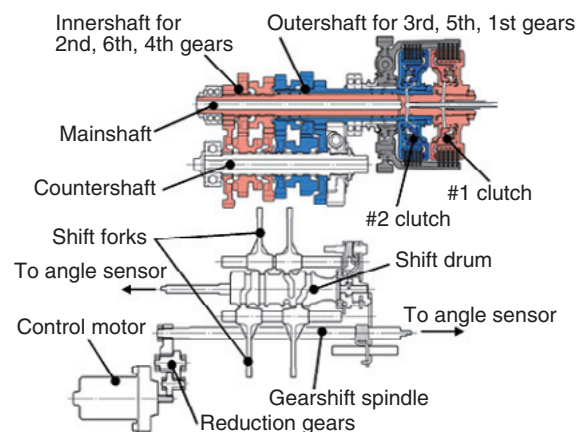


Fig. 6 Transmission and gearshift mechanism

Table 3 Shift drum position and gearshift conditions

Shift drum position #	Gearshift conditions	Engaged gear	
		Odd-numbered gears	Even-numbered gears
1	Neutral	N	N
2	Start, 1st	1	N
3	1st⇔2nd shift	1	2
4	2nd	N	2
5	2nd⇔3rd shift	3	2
6	3rd	3	N
7	3rd⇔4th shift	3	4
8	4th	N	4
9	4th⇔5th shift	5	4
10	5th	5	N
11	5th⇔6th shift	5	6
12	6th	N	6

4.5. 油圧回路の特徴

クラッチピストン推力を制御する油圧は、DCT 専用のオイルポンプで発生したものを分岐し、二つのクラッチのそれぞれの回路に設けたりニアソレノイドバルブで調圧している。それぞれの油圧回路には、独立した油圧センサを装備している。それにより、クラッチ油圧をより緻密にフィードバック制御することで、作動油であるエンジンオイルの油種の違いと温度による粘度変化に対応している。これらの油圧回路を右側のエンジンカバーに集約させることで、MT 車とのクランクケース共用を実現した (Fig. 7, Fig. 8)。

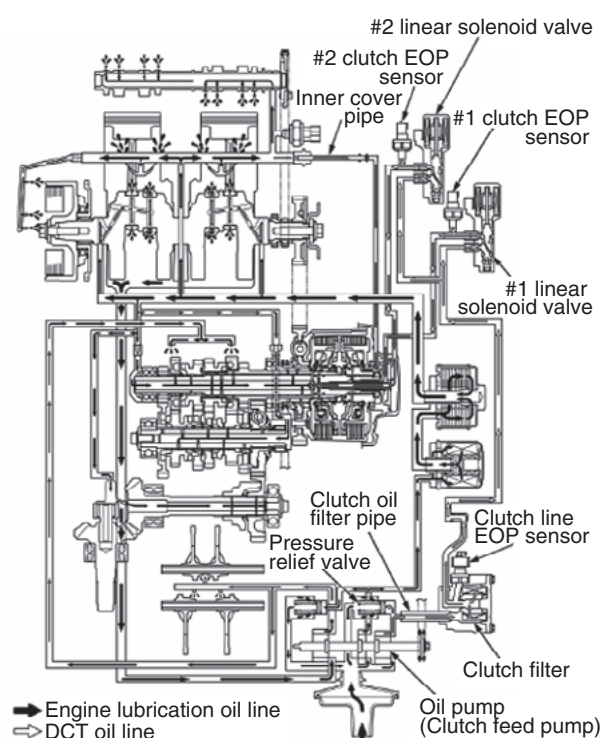


Fig. 7 Hydraulic circuits

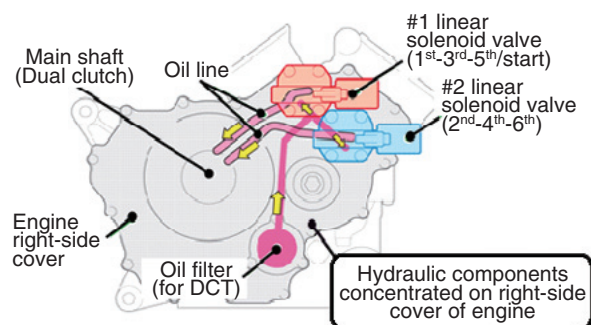


Fig. 8 Engine right-side cover layout

5. DCT の制御について

5.1. 制御システム概要

Fig. 9 が、ECU への入力 (スイッチおよびセンサ) と出力信号をまとめたものである。ライダーの意志 (スロットル開度、各入力スイッチ)、エンジンの運転状態 (エンジン回転数)、走行状態 (車速) と、DCT の作動状態 (各シャフトの回転数、シフト機構の角度、油温、クラッチ油圧等) をモニタし、変速マップと照合しながら目標ポジションを算出、クラッチ油圧とシフト機構の動作信号として出力している。

5.2. エンジンオイルへの対応

モータサイクルにおいては通常、トランスミッションの潤滑油をエンジンオイルと共用化しており、本システムにおいてもエンジンオイルをシステムの作動油および潤滑油として用いている。しかしながら一般的にエンジンオイルは温度に対する粘度の変化が ATF (オートマチックトランスミッションフルード) に対し大きい為、粘度変化に柔軟に対応する必要がある。

そこで本システムではクラッチへの油圧を常時モニタする油圧センサを用いた油圧フィードバック制御を採用するとともに、油圧応答特性からオイルの粘度を推定する機能を追加した。推定されたオイル粘度に基づいてフィードバックゲインを切り替えることで、油温や粘度変化に対し柔軟に対応できる構成となっており、粘度変化が発進や変速フィーリングに与える影響を最小化するとともに、油圧制御系の応答を高めることができた。

5.3. 発進制御

モータサイクルは停止状態では車体を足で支える必要があるため、インギヤでの停止中にスロットルを閉じた状態においてはクラッチを切断し、クリープトルクを発生させないシステムとする必要がある。しかし、油圧制御式の発進クラッチにおいて、停止状態でクリープトルクを与えない制御とすると、発進開始直後にクラッチピストンを短時間に大きく移動させる必要があり、クラッチ伝達トルクを緻密に制御することが難しい。

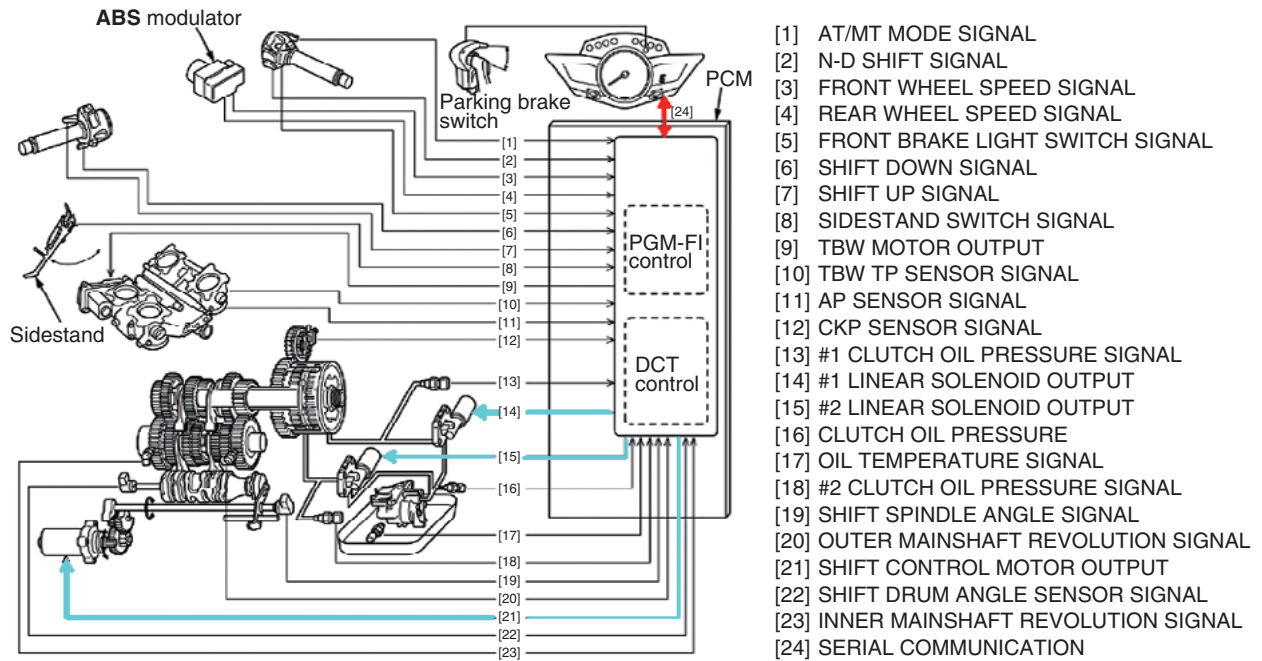


Fig. 9 Diagram of control system

上記の課題を解決するために、本システムでは、弱クリープ制御を追加した。弱クリープ制御とは、スロットルが開くタイミングから、エンジン回転が実際に上昇するまでのタイムラグに着目し、その時間内にクラッチピストンの移動を終了させる制御とした。まずスロットルが開いたことを検出すると、クラッチ制御目標油圧を弱いクリープが生じる状態まで上昇させる。このとき、スロットルはすでに開いた状態であるため、車体がクリープ状態で前進することは使い勝手にも問題がない。その後エンジンの出力応答があり、エンジン回転が上昇した後に、スロットル開度とエンジン回転数に応じて目標伝達トルクをクラッチに与える制御としている (Fig. 10)。このような制御シーケンスをとることにより、停止中には確実なクラッチ切断を実現しながらも、エンジン回転が上昇する前に、クラッチがトルクを伝達し始める状態に移行させることが可能となり、スムーズな発進性能を確保することができた。

5.4. 変速動作

DCTの変速動作は、以下の順におこなわれる。

- (1) 変速指令により、待機側のギヤを結合させ、奇数と偶数段ギヤを同時結合状態に移行する (予備シフト)。
- (2) クラッチ油圧のかけ替えにより駆動側と非駆動側クラッチを切り替える。
- (3) 非駆動側となったクラッチ制御油圧の低下完了を油圧センサが検知し、非駆動側のドグを切断することでニュートラル待機状態とし変速動作を完了する。

モータサイクルのギヤシフト機構はドグクラッチタイプであり、DCTのシフト機構として用いた場合は四輪車で一

般的に使われているシンクロタイプの機構に比べ予備シフトにかかる時間が短いという長所がある。そのため、本システムにおいては予備シフト完了までのタイムラグが70 ms程度となっており、違和感ない変速応答特性を実現できている。

しかしながら一度に2速以上の変速をおこなう、「飛びシフト」は構造的に実現できない。そこで、各センサの出力を常時監視し、シフト送り系の制御と油圧制御を連携させ、変速時間を短縮した。

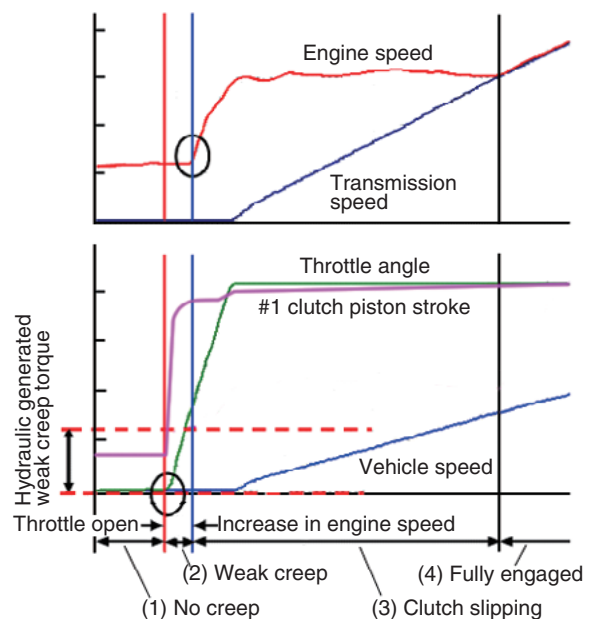


Fig. 10 Time chart during starting

このように各作動の連携を取りながら所要時間を可能な限り短縮させることで、連続的な変速要求受付のインターバル時間 500 ms 以下を実現した (Fig. 11)。

また、MT 車は変速時にクラッチ操作およびスロットル操作により駆動力を切断してシフトチェンジをおこなう必要があるのに対し、DCT 車では二つのクラッチを連続的につなぎかえることにより、駆動力を切断することなく変速が可能である。このイメージを Fig. 12 に示す。この特徴を最大限に生かすために、変速時にはエンジントルクの推定値および変速前後のレシオ差から最適なクラッチ容量を決定し、後輪駆動力がスムーズに繋がるように制御している。それにより、連続的な加速の持続、変速時の車体ピッチング挙動の低減が可能となった。

5.5. 変速タイミング制御の特徴

変速タイミングは、基本的には車速とスロットル開度信号を基に、モード別のベース変速テーブルによって決定される。変速モードの構成としては、市街地走行をターゲットとし、燃費性能にも重点をおいた D モード、ワインディングでのスポーツ走行をターゲットとして、比較的エンジンの高回転領域を使用する S モード、左グリップ部に装備された UP/DOWN スイッチにてライダーがギヤポジションを任意に選ぶことができる MT モードの 3 モードを装備している (Fig. 13)。

モータサイクルに求められるスポーツ走行性能を AT においても実現するためには、コーナへのアプローチから脱

出までの区間においての適切なギヤ選択が重要である。そこで、エキスパートライダーのシフトパターンを解析の上、以下の制御を追加した。

5.5.1. 減速度追従シフトダウン制御

コーナ進入に際し、手前からあらかじめシフトダウンをおこなうことで、適度なエンジンブレーキにより車体の安定を確保すると共に、コーナ脱出時の十分な加速に備えることがスポーツ走行では必須である。そこで車体減速度に応じてシフトダウンタイミングを早めるロジックを採用し、ライダーがマニュアル操作した場合に近い変速パターンを実現した (Fig. 14)。

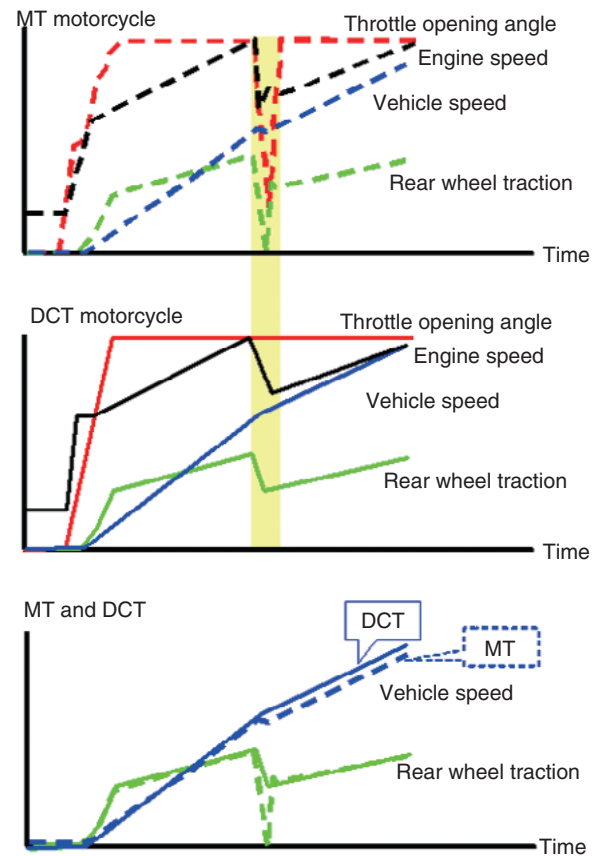


Fig. 12 Comparison between MT motorcycle and DCT motorcycle using time chart of gearshift

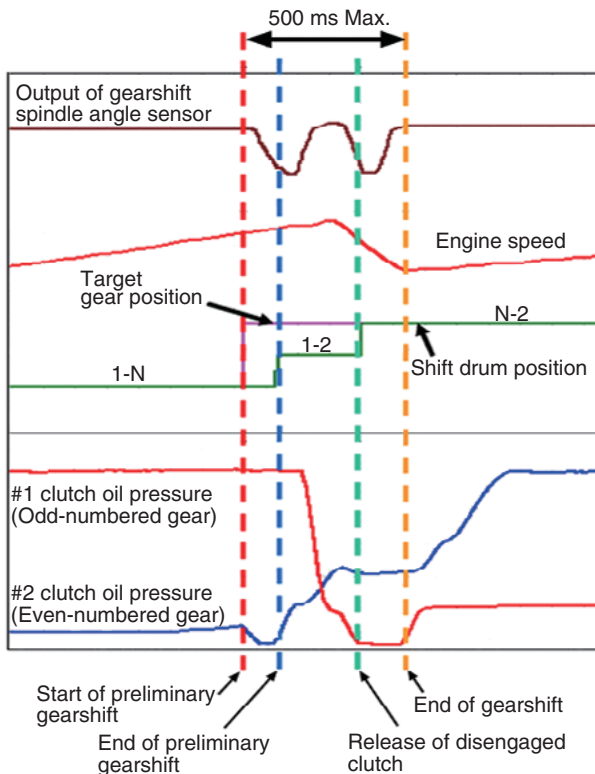


Fig. 11 Time chart of gearshift sequence

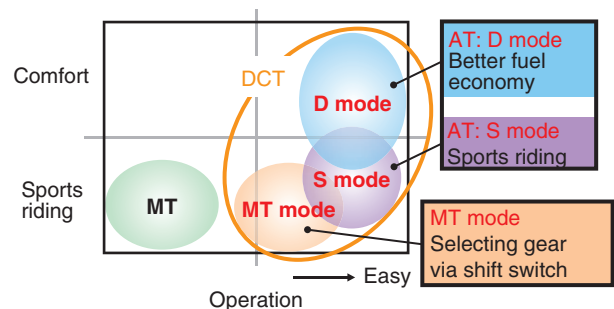


Fig. 13 Gearshift modes

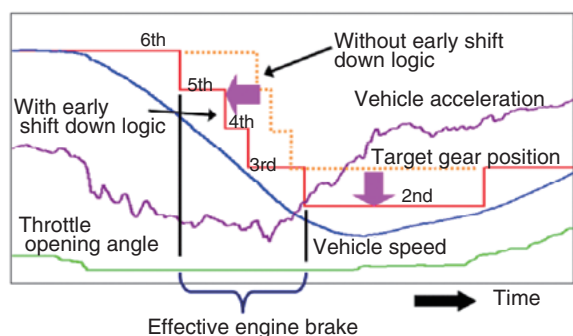


Fig. 14 Early shift down logic during deceleration

5.5.2. コーナリング推定制御

コーナリング中に車体が傾いて走行することがモータサイクルの特徴であり、コーナリング中の不用意なシフトが頻発しないことが求められる。しかし、操舵角や左右輪の回転差で比較的容易にコーナリング状態を検知できる四輪とは異なり、走行中にコーナリング状態を検出することは容易ではない。そこで本システムにおいては、一般的なライディングにおいてはコーナリング中に車体がほぼクルーズ状態になることに着目し、スロットル開度から走行状態を加速とクルーズと減速状態に分け、加速からクルーズ、もしくは減速からクルーズ状態となった場合に、変速スケジュールを動的に変化させることで、コーナリング中のシフトアップを抑制するロジックを導入している。このコーナリング推定ロジックの採用により、バンク角度検出用のセンサ等を追加すること無く、コーナリング中の変速作動を効果的に抑制することができた (Fig. 15)。

5.6. ブリッピング制御

MT モードでは変速開始タイミングにライダーの意思が入るため、AT モードに対し変速時間重視のセッティング

を採用することができる。そこでシフトダウン時には、変速作動中に奇数と偶数の双方のクラッチを切断了状態でTBWシステムとの協調制御をおこなうことにより、エンジン回転を上昇させて次変速段への回転あわせをおこなう、いわゆるブリッピング制御を実現した (Fig. 16)。このブリッピング制御ではATモードでの変速に対し、変速完了までの時間を500 msから170 msに短縮することが可能となった。

さらに、シフトダウン時にビギナーライダーでもエキスパートライダーがおこなうブリッピングを体験できるため、スポーティなフィーリングを演出することが可能となった。

5.7. クラッチ初期学習制御

クラッチ接続性能は、クラッチディスクのクリアランスばらつきや、クラッチリターンスプリング荷重のばらつき

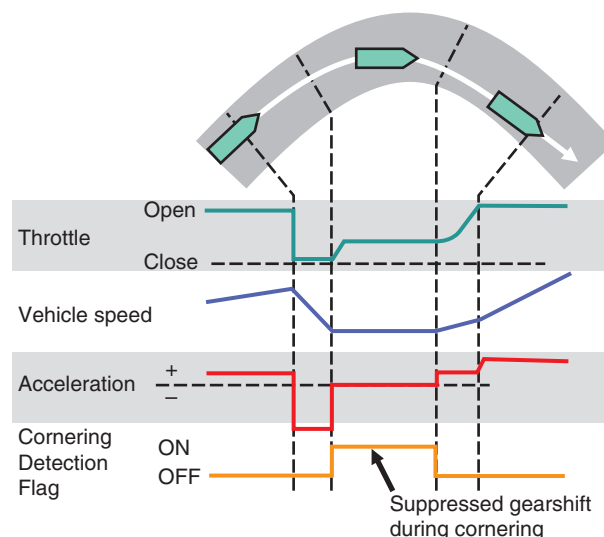


Fig. 15 Cornering detection logic

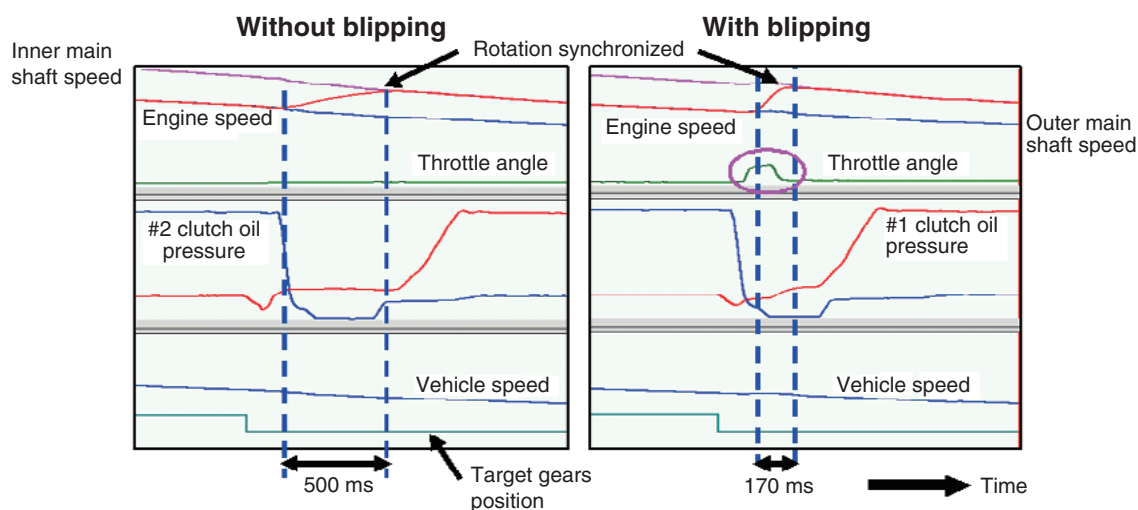


Fig. 16 Comparison of blipping effect

により、クラッチ接続ポイントが変化するため個体差を持つ。一方で、クラッチ接続制御は、クラッチの接続ポイント相当の油圧を基準として制御され、なおかつ、緻密な精度の高いクラッチ接続性能が求められるモータサイクル用 DCT においては、これらの個体差を補正することが望ましい。また、補正は工場での出荷前に実施する場合に加え、市場でクラッチ交換をした場合にも簡便に実施できなければならない。これらの要求を満たすべく、DCT 用のクラッチ初期学習制御を開発した。

クラッチ初期学習制御は、クラッチの目標油圧を一定速度で上昇させ、実油圧挙動の変化からクラッチ接続ポイントを推定し、ECU に記録するものである。この制御の導入によって、公差幅全域における均一な接続性能を得ることができ、安定した緻密なクラッチ接続制御に貢献している。

6. まとめ

スロットル操作に対するダイレクト感を持ちつつ変速時の駆動力切れの無いモータサイクル用 DCT システムを開発し、VFR1200F に搭載することにより、新しい価値観を有するモータサイクルを実現した。以下にその技術のポイントを示す。

- (1) ミッションレシオおよびダンパ特性の最適化、弱クリーブ制御、クラッチ初期学習制御により、スムーズな発進特性と変速動作を実現した。
- (2) コーナリング推定制御、減速度追従シフトダウン制御、ブリッピング制御を追加することにより、ライダーに違和感のないシフトマネジメントを実現した。
- (3) 右側エンジンカバーに DCT の制御油圧回路を集約し、二つのクラッチの直列配置やメインシャフトの二重軸構造を採用することで、MT 車とクランクケースの素材共用を可能とし、同一のフレームに搭載した。

参考文献

- (1) Yoshida, Y., Yakigaya, N., Nakamura, K., Takeuchi, K., Nakano, K., Usukura, Y. : New Generation Hydraulic-Mechanical Transmission with Lock-up Mechanisms and Automatic Start Clutch, SAE Paper, 2008-32-0040 (2008)
- (2) 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)
- (3) Kisaichi, T. : Technologies for Enabling Concept of New-geometry 4-cylinder V-type Engine, SAE Paper, 2009-32-0059 (2009)

- (4) 水野欣哉, 濱岡誠二, 橘高栄治, 小林正樹: ATV 用 5 速デュアルクラッチトランスミッションシステムの開発, Honda R&D Technical Review, Vol. 20, No. 2, p. 70-75 (2008)

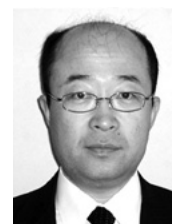
■ 著 者 ■



田中 政隆



荒井 大



渡辺 純也



深谷 和幸



橘高 栄治



土谷 政彦

シングルベルトローリングロード付実車風洞

Full-scale Wind Tunnel Equipped with Single-belt Rolling Road System

是 本 健 介*
Kensuke KOREMOTO
倉 谷 尚 志*
Naoshi KURATANI

河 村 信 之* 青 木 道 広*
Nobuyuki KAWAMURA Michihiro AOKI
中 村 信 介* 吉 岡 英 樹**
Shinsuke NAKAMURA Hideki YOSHIOKA

要 旨

当社はシングルベルト付実車風洞の運用を開始した。本風洞は、実走状態の車両周りの流れの模擬のため、(1)大型シングルベルトローリングロードシステム、(2)オープンジェットとアダプティブウォールの切り換え式観測部、(3)スケール模型の姿勢を制御するモデルモーションシステムを備えている。本稿では、この風洞設備の概要および実車搭載の有無での風洞試験の一例を紹介する。

ABSTRACT

Honda has begun operating a full-scale wind tunnel with a single-belt system. In order to simulate flow around a vehicle in actual motion, the wind tunnel is equipped with (1) a large-scale single-belt rolling road system, (2) a test section that can convert between open jet and adaptive wall systems, and (3) a model motion system that controls the attitude of a scale model. This paper gives an overview of the wind tunnel facility and gives an example of wind tunnel testing with and without an actual vehicle in place.

1. はじめに

近年、厳しい燃費要求に伴う空力の役割が増し、商品性および安全性向上を目的とした高速安定性に対する要求も増してきたためローリングロードシステム (RRS) 付実車風洞の必要性が増した。そこで当社では、新たに RRS 付実車風洞の建設計画を立て、2009 年 4 月から試運転をおこなった。

本風洞の主な特徴は、シングルベルト RRS⁽¹⁾⁻⁽³⁾およびアダプティブウォールシステム (AWS)^{(4), (5)}の採用である。シングルベルト RRS は、実走状態の車両床下流れを再現でき、従来の固定地面板風洞と比較し、より実走に近い抗力、揚力を計測することができる。AWS は、観測部と車両の面積比に起因する車両周りの流れの加速現象 (ブロックage) による壁干渉⁽⁶⁾をオープンジェット並に最小化でき、288 kph での試験が可能となる。

本稿では、この風洞の概要および試験の一例を紹介する。

* 四輪 R&D センター

** アデコ株式会社

2. 風洞の概要

2.1. 風路設計

風洞の概略図を Fig. 1 に示す。鉄筋コンクリート造りの風路は、実車の空力および音響試験用のノズルサイズ 24.1 m² のオープンジェット観測部 (最高風速 200 kph) と実車およびスケール模型の空力試験用のノズルサイズ 17.1 m² の AWS (最高風速 288 kph) に切り換え可能である。この観測部の切り換え方法は、AWS アセンブリをオープンジェットプレナムに入れ、可動プレナム壁を閉めることでおこなう。

2.2. オープンジェット観測部およびプレナム

Fig. 2 にオープンジェット観測部に実車を搭載した写真を示す。オープンジェット観測部は、長さが 14.5 m である。観測部末端では、三枚のフラップ (トップおよび二枚のサイド) からなるコレクタフラップが設置されている。

一次境界層制御装置 (PBLRS) は、オープンジェットノ

ブル出口の 2 m 上流 (AWS ノズルの下流 1 m) に位置し、そのスクープ高さは 60 mm である。

オープンジェット形態での音響試験は、PBLRS を稼働させた状態あるいは停止させた状態で、スクープをフェアリングで覆うことによっておこなう。

観測部の特徴は、米 MTS 社製の RRS および RRS に設置した各種天秤である。詳細は後ほど述べる。

観測部は、長さ 24 m、幅 16 m、高さ 12.4 m のプレナムに覆われている。プレナム壁は、独 FAIST GmbH 社製の吸音材によって囲まれている。制御室と反対側の壁は、可動式で上から吊るされた吸音材壁からなる。これらのパネルは、AWS がストレージとプレナム間を移動するときに開閉する。

2.3. AWS 観測部

Fig. 3 に AWS 観測部に実車を搭載した写真を示す。AWS は、側壁および天井壁を最大 200 mm 変位させ、実走状態の車両周りの流れを壁形状で再現し、搭載した車両と壁のプロジェクションの影響を最小にできる装置である。AWS 観測部は、長さ 17.5 m で、入口の断面積は、 17.1 m^2 である。壁の初期位置は、境界層の発達分を考慮した拡大形状となっており観測部出口の断面積は 17.7 m^2 となっている。

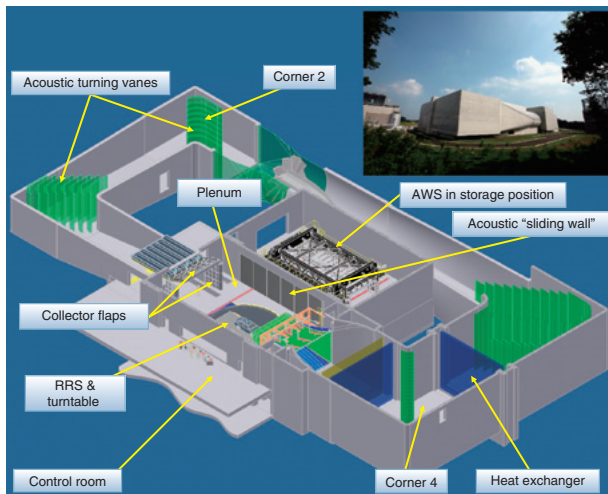


Fig. 1 Wind tunnel layout



Fig. 2 Open jet test section view from upstream with collector in background

AWS は、観測部外側の鋼鉄製の支柱、側壁および天井壁の透明なアクリル板からなる。側壁は、高さ 3 m、幅 1 m、厚さ 25.4 mm のアクリル板 30 枚 (片側 15 枚)、天井壁は、長さ 1 m、幅 3.5 m、厚さ 25.4 mm のアクリル板 15 枚からなる。壁可動のため支柱には側壁 30 個および天井 30 個の電気機械式のアクチュエータが搭載されている。

Fig. 4 に AWS 効果の一例を示す。図中の Flat wall は、AWS の初期状態を示し、オープンジェットおよび AWS に実車を搭載した時の車両中央線上の静圧分布を比較する。AWS 稼働後の静圧分布は、オープンジェットの分布と一致しているのがわかる。AWS 稼働前の初期状態での静圧分布は、プロジェクションの影響で車両周りの流れが加速するため、AWS 稼働後およびオープンジェットの結果と比較して低くなる。

2.4. 送風機

Fig. 5 の送風機は、米 FlaktWoods 社製で最大出力 3.6 MW のモータ (TMEIC 社製) で駆動し、最大流量 $1400 \text{ m}^3/\text{s}$ を発生する。送風機は、直径 8 m であり、炭素繊維強化プラスチック製の 24 枚の動翼および鋼鉄製の 35 枚の静翼から構成される。

2.5. 熱交換器

熱交換器は、コーナ 3 出口面から下流 9.8 m に位置する。この熱交換器は、2 列の円形管および水平フィンの組み合わせ



Fig. 3 AWS test section view from upstream

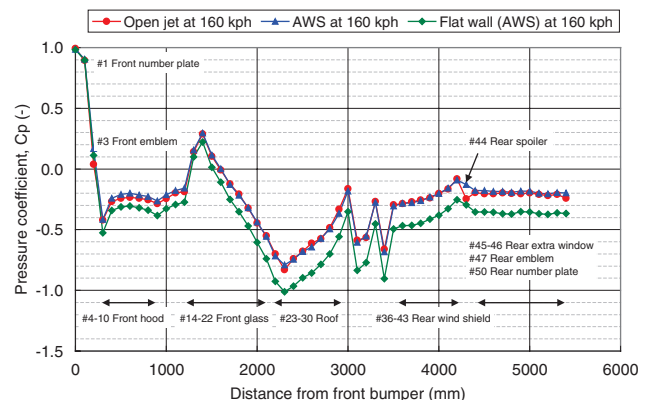


Fig. 4 Static pressure distributions along vehicle surface

わせからなる。冷却溶媒は 30% グリコールと水の混合液が用いられている。

2.6. 境界層制御装置およびシングルベルトローリングロード

観測部の境界層制御装置は、前述のスクープ形状の PBLRS と吸い込みおよび接線噴出し方式の二次境界層制御装置 (SBLRS) からなる。SBLRS は、RRS の上流ローラ部にスロットを持ち、幅はベルトと同じ 3.2 m である。PBLRS は、HSD (High speed diffuser) にて再注入し、SBLRS は、吸い込み直後にベルト上流端から接線噴出しする。

Fig. 6 にシングルベルト RRS を示す。今回、HFM (Horizontal Force Measurement) を搭載したシングルベルトを採用した。この HFM は、RRS の構造部材に設置され、オイルベアリングを用いて、浮いた状態にある RRS に加わる水平方向の空気力を車両の持つ内部抵抗を計測することなく高精度で計測できるシステムである。

RRS のステンレスベルトは、幅 3.2 m、長さ 9 m (ローラ軸間距離)、厚さ 1 mm であり、最高速度は 300 kph で運転され、ベルト速度は風洞の風速と同期して運転する。RRS は、直径 12.3 m のターンテーブルと同期し、横風試験を再現するため $\pm 10^\circ$ のヨー角での試験が可能である。

車両にかかる揚力あるいはダウンフォースは、ステンレスベルト下に設置したロードセルにて、四輪独立して計測可能である。このロードセルは、実車用およびスケール模型用があり、エキセントリックシステム上に設置しているため、ホイールベースおよびトレッドの異なる車両でも対応可能である。



Fig. 5 Main fan with 9 inlet guide vanes, 24 rotor blades and 35 stators

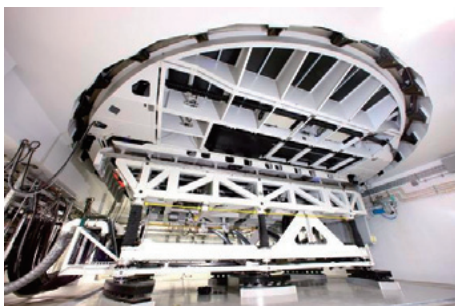


Fig. 6 Rolling Road System and turntable

以下に境界層制御装置、RRS に関連する試験の一例を示す。

Fig. 7 に風路中心軸に沿った x 軸方向の静圧分布を主要な他メーカの結果と比較する。グラフは引用論文^{(2), (7), (8)}をもとに作成した。本風洞の静圧勾配は、車両搭載位置で平坦に保たれている。

Fig. 8 にベルト中心での境界層制御違いでの境界層分布を比較する。三段階 (PBLRS, SBLRS, RRS) の境界層制御を用いることで平坦な分布が得られていることがわかる。

Fig. 9 および Fig. 10 に RRS 非稼働時と稼働時の実車背後の全圧分布計測結果をそれぞれ示す。RRS 稼働の有無によってタイヤから生じる後流の広がり異なるのがわかる。

2.7. モデルモーションシステム

ヘキサポッドと呼ばれる六つの電気機械式アクチュエータを備えたモデルモーションシステムもまた、米 MTS 社製である。このシステムはピッチ、ロール、ヒープを含めた多自由度の動きにスケール模型を操作可能である。ヨー

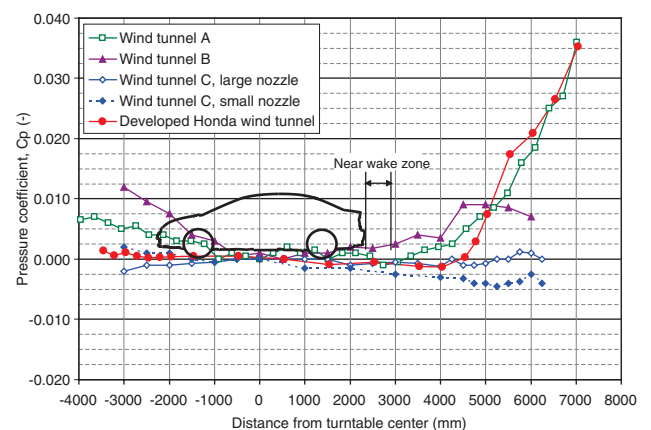


Fig. 7 Axial static pressure distributions along centerline of empty test section in selected wind tunnels (Outline of 4.5 m long test vehicle centered at $x = 0$ is shown on open jet mode)

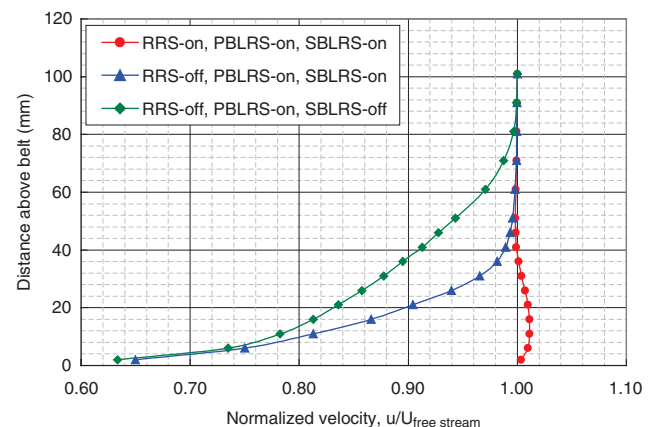


Fig. 8 Boundary layer velocity profiles at $x = -2000$ mm at 200 kph for three boundary layer control conditions on open jet mode

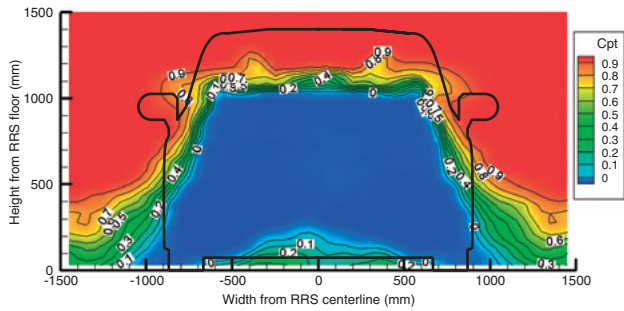


Fig. 9 Total pressure coefficients in cross-section at 10 mm behind vehicle with RRS-off at 100 kph on open jet mode

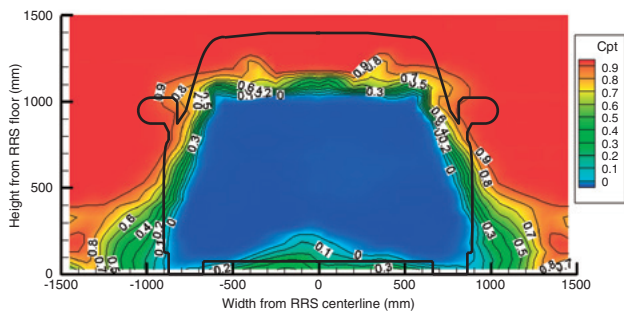


Fig. 10 Total pressure coefficients in cross-section at 10 mm behind vehicle with RRS-on at 100 kph on open jet mode

Table 1 Wind tunnel aerodynamic performance summary

Test parameter		Open jet results	AWS results
Total pressure uniformity		$\Delta P_t/q = 0.08\% (1\sigma)$	$\Delta P_t/q = 0.10\% (1\sigma)$
Static pressure uniformity		$\Delta P_s/q = 0.33\% (1\sigma)$	$\Delta P_s/q = 0.19\% (1\sigma)$
Longitudinal turbulence intensity, u'/U		0.20% (at 200 kph)	0.199% (at 288 kph)
Flow angularity		$\Delta\alpha = 0.09^\circ$	$\Delta\alpha = 0.10^\circ$
		$\Delta\beta = 0.09^\circ$	$\Delta\beta = 0.10^\circ$
Boundary layer profile	$z = 2 \text{ mm}$	$ u-U /U = 0.82\%$	$ u-U /U = 0.15\%$
	$z = 50 \text{ mm}$	$ u-U /U = -0.42\%$	$ u-U /U = 0.18\%$
Sound pressure level	100 kph	56.2 dBA	
	180 kph	71.8 dBA	

モーションシステムは、ストラットの中に設置されており、ターンテーブルの動きと同期して運転する。

2.8. 気流計測結果

気流計測結果を Table 1 に要約する。オープンジェットおよび AWS とともに実用上満足できる性能と同等あるいは大きく上回る値を示した。

3. まとめ

この風洞の特徴を紹介し、車両の有無での空力試験の一例を示した。

この風洞は、実走車両周りの流れを模擬できる装置とし

て、車両空気抵抗の低減および操縦安定性の改善に効果的な試験装置であると考えられる。

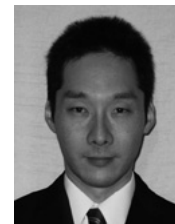
参考文献

- (1) Carver, S., Senft, V.: Five Key Technologies for Large-Belt, High-Speed Rolling Road Wind Tunnel Testing, Wind Tunnel International, 2009 Annual Review, p. 116-118
- (2) Duell, E., Kharazi, A. Ebeling, W., Mercker, E.: The BMW AVZ Wind Tunnel Center, SAE Paper, 2010-01-0118
- (3) Bordner, J.: Keeping Ahead of the Pack, Wind Tunnel International, 2009 Annual Review, p. 82-85
- (4) United States Patent # 4308748 (1982)
- (5) Whitfield, J. D., Jacocks, J. L., Dietz, W. E., Pate, S. R. : Demonstration of the Adaptive-Wall Concept Applied to an Automotive Wind Tunnel, SAE Paper, 820373
- (6) Mercker, E., Wickern, G., Weidemann, J.: Contemplation of Nozzle Blockage in Open Jet Wind-Tunnels in View of Different 'Q' Determination Techniques, SAE Paper, 970136
- (7) Kim, M.S., Lee, J. H, Kee, J. D., Chang, J. H.: Hyundai Full Scale Aero-acoustic Wind Tunnel, SAE Paper, 2001-01-0629
- (8) Walter, J., Duell, E., Martindale, B., Arnette, S., Geierman, R., Gleason, M., Romberg, G.: The DaimlerChrysler Full-Scale Aeroacoustic Wind Tunnel, SAE Paper, 2003-01-0426

■ 著 者 ■



是本 健介



河村 信之



青木 道広



倉谷 尚志



中村 信介



吉岡 英樹

電子制御 AWD システムにおける 新 MBD ソフトウェア開発プロセス

New MBD Software Development Process for Electronic Control AWD System

渡 部 知 樹*

Satoki WATANABE

塩ノ谷 陽 介*

Yosuke SHIONOYA

吉 野 弘 規*

Hiroki YOSHINO

関 孝 幸*

Takayuki SEKI

要 旨

電子制御 AWD システム開発において、従来の実行可能なモデル表現による制御設計 (Model Based Design: MBD) 仕様書を適用したソフトウェア開発プロセスに対して、仕様品質の向上を目的として、システム制御設計の強化をおこなう新 MBD ソフトウェア開発プロセスを構築した。その際、検証プロセスの変更やシステム制御設計とソフトウェア詳細設計との開発役割領域の見直しをおこなった。また、それに伴う仕様書の作成手法の構築や、仕様書の流用率を上げるためにアプリケーションのプラグイン構造化をおこなった。

このプロセスを、新規量産する電子制御 AWD システムのソフトウェア開発に適用した結果、従来のソフトウェア開発プロセスに対して仕様書変更量を 50% 削減できた。

ABSTRACT

A new model-based design (MBD) software development process was constructed for the development of electronic control all-wheel-drive (AWD) systems. This new process enhances system control design with the aim of increasing specification quality compared to the previous software development process that applies executable model-based control design specifications. The new process changes the verification process and adjusts the division of development duties between system control design and software detail design. In addition, a method for generating the related specifications was constructed, and plug-in structuring was performed for applications to increase the specification reuse rate.

The new process was applied to the development of software for a new mass-produced electronic control AWD system, and resulted in a 50% reduction in the volume of specification changes compared to the previous software development process.

1. まえがき

近年、車両に搭載される電子制御システムおよび制御ソフトウェアは、複雑かつ大規模化しているが、一方で制御信頼性向上、開発期間の短縮、開発の効率化が求められている。そこで、ソフトウェア開発および仕様書の記述手法として実行可能なモデルによる MBD 仕様書の導入が進められてきており、モデル記述のガイドラインも制定されている⁽¹⁾。

*四輪 R&D センター

電子制御 AWD システム開発では、2007 年の量産機種から、MATLAB/Simulink, Stateflow⁽²⁾に汎用のコード自動生成ツール⁽³⁾と Honda 内製のデータ設定ツール⁽⁴⁾を活用して、固定小数点データモデル表現による MBD 仕様書を適用した。この MBD 仕様書の適用は、システム開発者の仕様理解度の向上や MBD 仕様書とソフトウェアの不適合の削減、システム制御設計者が作成する仕様書からコード生成までのソフトウェアの設計を容易にすることを目的とした。モデルおよびコード生成に対する検証負荷

を軽減するために、MBD 仕様として使用できるブロックの種類の制限やブロックに適用するパラメータや入出力に対するデータ設定値の制約、データ名称など記述手法の規定をおこなった MBD ソフトウェア開発プロセスが構築された。

このプロセスを V 字プロセスで表現すると Fig. 1 のようになる。システム制御設計者は、MBD 仕様のモデルを作成するときに、モデル内で定義される固定小数点のデータ設定をおこなっていた。しかし、データ設定において、適切なスケリングをおこなうにはソフトウェア設計のスキルを要する。また、モデルへのデータ設定をおこなう工程は、データ設定だけでなくデータの説明などの付属情報の組込みもおこなうので MBD 仕様書の作成には多大な時間を要していた。本来、これらの設計はソフトウェア詳細設計の領域でもあり、システム制御設計とソフトウェア詳細設計の役割分担が不明確であった。

また、このプロセスにおいて、システム制御設計者は要求仕様とモデルの一致性を確認しながら MBD 仕様の作成をおこなうことができるが、仕様の確からしさを確認する手法は確立しておらず、V 字プロセスのソフトウェアを設計する工程において、動作確認結果を管理する仕組みもなかった。結果として、ソフトウェア開発の最終工程であるシステム検証でも MBD 仕様書作成時の動作確認時と重複したテストをおこなうという無駄の発生や、MBD 仕様作成時の動作確認で検出できなかった仕様不具合が、システム検証時に初めて発見されることもあった。そのときの仕様修正ループは大きいため、システム開発の後期に仕様変

更によるソフトウェア開発の割合が増大し、MBD による実行可能な仕様書のメリットを十分に活用できていないという課題があった。

2. 新 MBD ソフトウェア開発プロセスのねらい

従来の MBD ソフトウェア開発プロセスの課題を解決し、さらに、仕様品質の向上を実現することを目的として、新 MBD ソフトウェア開発プロセスでは以下のような手法を考えた。

- (1) 浮動小数点データモデルを用いたフロントローディング検証の導入
- (2) システム制御設計強化のための仕様書フォーマットの作成
- (3) MBD 仕様書のデータ抽出ツールの開発
- (4) 仕様流用率を向上させるアプリケーションのプラグイン構造化

これらにより、ソフトウェア開発効率を向上させ、仕様書修正の削減やシステム開発の後期のソフトウェア開発負荷割合の軽減を図った。

3. フロントローディング検証

3.1. 新 MBD ソフトウェア開発プロセスの V 字プロセス

Fig. 1 のような従来の V 字プロセスに対して、新 MBD ソフトウェア開発プロセスを Fig. 2 のような V 字プロセスとした。従来のプロセスからの変化点は以下の二点であ

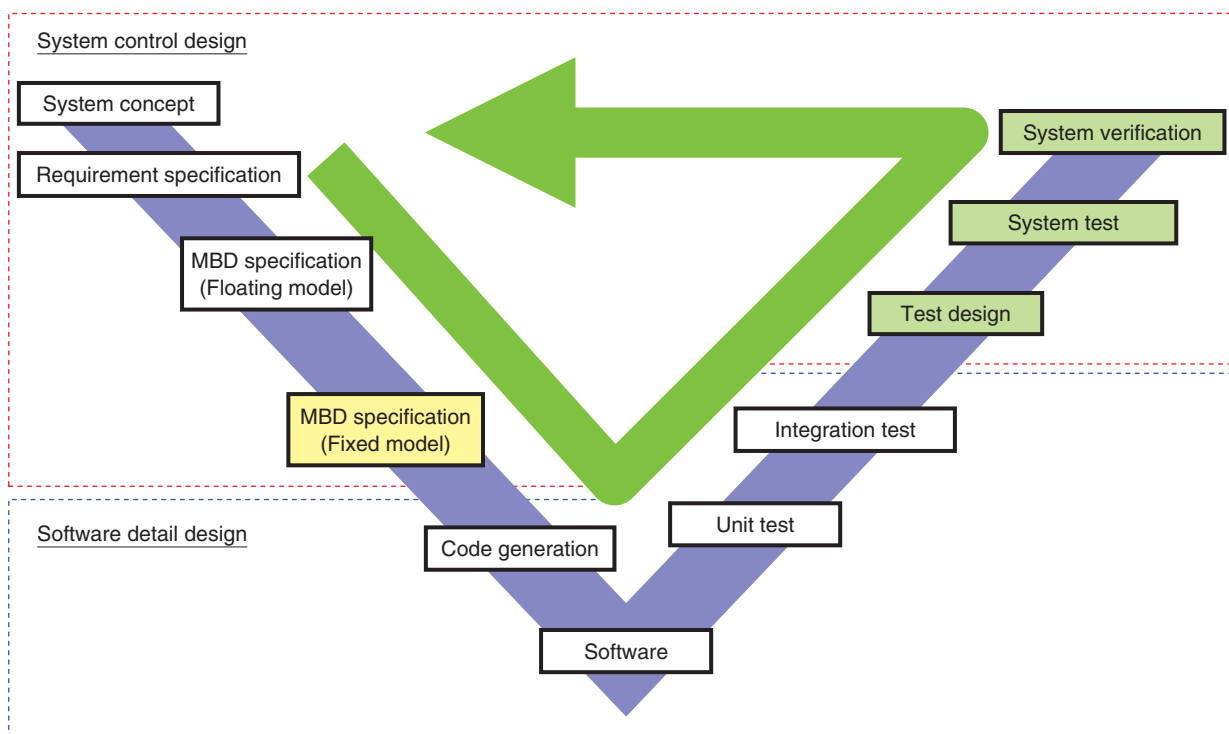


Fig. 1 V-process of previous MBD process

る。一点は、システム制御設計からソフトウェア詳細設計に移行する前に、フロントローディングで検証をおこなうことである。もう一点は、システム制御設計者が作成するMBD仕様書を浮動小数点データのモデルで表し、固定小数点データのモデルならびにデータスケールをソフトウェア詳細設計領域に移行させたことである。

ソフトウェア詳細設計に移行するまえにフロントローディングで検証をおこなう目的は、要求仕様やMBD仕様の不適合の下流工程への流出を防ぎ、修正ループを小さくすることで開発効率を向上することである。また、検証工程を分割しているため、システム開発の最終工程であるシステム検証の負荷を低減することができる。

フロントローディング検証をおこなうにあたっては、MBD仕様書を浮動小数点データモデルに留めておくことによりデータ設定工程を削減して、シミュレーションからフロントローディング検証までのループを効率的に循環させ、システム制御設計に集中した検証をおこなうプロセスとした。

3.2. 検証工程の分散

新MBDソフトウェア開発プロセスでは、Fig. 2のV字プロセスで示すように、検証工程をフロントローディング検証と実機によるシステム検証の二つに分けて検証負荷を分散させるプロセスとした。

フロントローディング検証は、定常的な制御動作確認や要求仕様とMBD仕様の一致性、パラメータ設計値の妥当性についてシミュレーションや机上検証を実施する。実機

によるシステム検証では、車両運動性能の評価や車両環境との適合性検証、過渡状態の検証を実施する (Fig. 3)。

新MBDソフトウェア開発プロセスでは、MBD仕様書を作成すると同時に、フロントローディング検証項目とシステム検証項目について、テスト設計仕様書を作成することにした。フロントローディングの検証イベントでは、それぞれの検証手法とフロントローディングの検証結果についてレビューをおこなう。このように、実機でのシステム検証手法も含め、フロントローディング検証でレビューをおこなうことにより、システム制御設計者や検証承認者がシステム検証工程のテスト内容について理解を深め、テスト内容の妥当性をチェックすることができる。これにより、システム開発の最終工程であるシステム検証で発見されることがある検証内容の不適合や仕様要求自身やソフトウェアとの不適合を削減する取り組みとした。

また、従来のプロセスでは、開発初期でソフトウェアに投入するデータは、厳密に設定されたデータではなく、実機でのテストをしながらパラメータの調整をおこなっていることが多く、パラメータの変更がシステム内の他仕様領域や他システムに影響を及ぼすこともあった。本プロセ

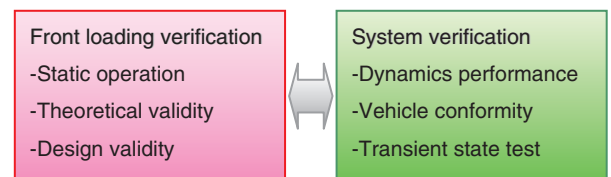


Fig. 3 Division of verification items

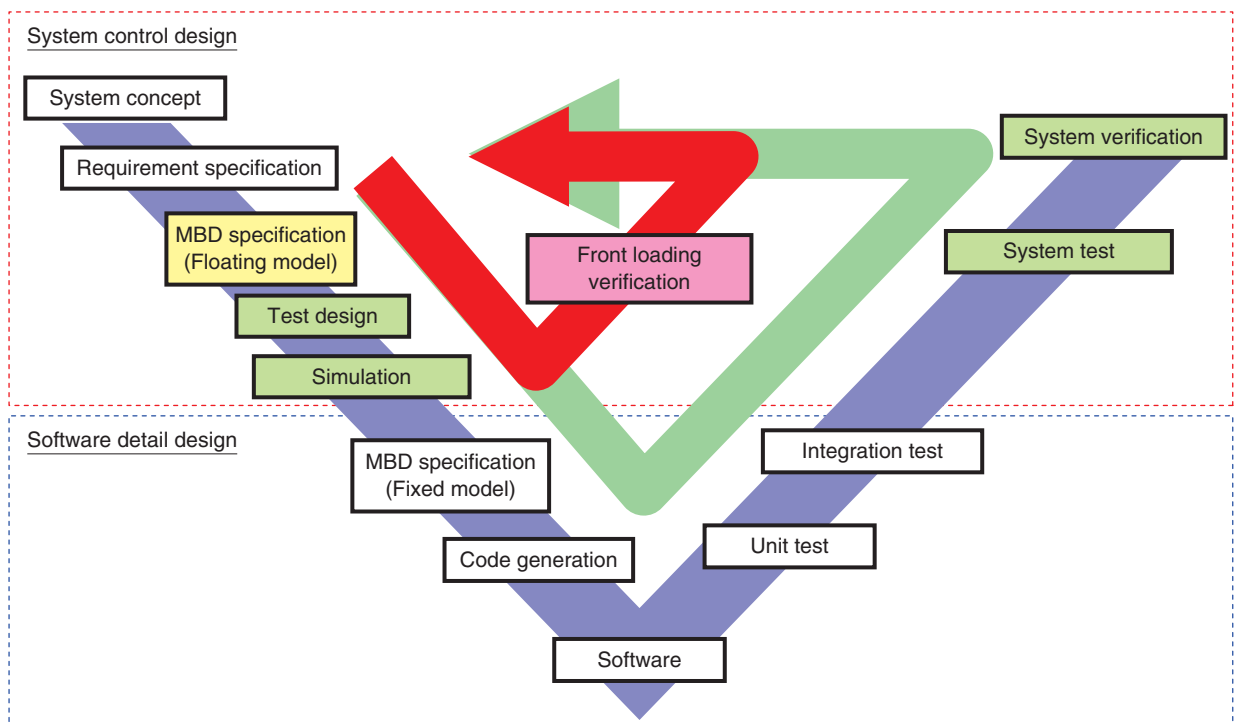


Fig. 2 V-process of new MBD process

スでは、開発初期であっても仕様検証され、かつ理論的なデータが設定されたソフトウェアであるため、パラメータ変更やそのソフトウェアの影響確認などの反復的な作業を削減している。

4. 仕様書フォーマット構成

新 MBD ソフトウェア開発プロセスでは、システム構想からシステム検証まで一貫した検証を推進するために、MBD 仕様書に加えて以下の四つのフォーマットを用意した (Fig. 4)。

- (1) システム構想書
- (2) 要求仕様書
- (3) テスト設計仕様書
- (4) テスト報告書

以下に各フォーマットの特徴を示す。

- (1) システム構想書

投入する機能の要求仕様に併記して、目的や要求の背景や構想内容、要求に至った経緯などのノウハウを記述するためのフォーマットである。

- (2) 要求仕様書

ソフトウェア詳細設計に仕様要求を明示する仕様書であ

り、システム構想書に対して背景やシステム構想の情報を取り除いて、投入する機能の目的や要求とその条件のみが記述された仕様書とする。なお、この要求仕様を詳細に具現化した仕様が MBD 仕様となる。

- (3) テスト設計仕様書

検証レビューでは、あらかじめ検証手法やパラメータ設定手法を記述し、それに則って検証した結果を示すが、要求と実現内容の不適合を容易にチェックできるように要求項目と検証手法や検証する観点、パラメータの設定手法を併記して記述する構成としている。このとき、検証手法やパラメータ設定手法は、フロントローディング検証項目とシステム検証項目を分割してそれぞれの内容を締結できるように記述する構成とした。

- (4) テスト報告書

フロントローディング検証結果とシステム検証結果をひとつのシートに記述するフォーマットにしており、フロントローディング検証の結果からシステム検証への引き継ぐ項目なども記述することにより、フロントローディング検証とシステム検証間の検証漏れを防止する構成とした。

5. モデル内データ情報の自動抽出

システム制御設計において、MBD 仕様書は浮動小数点データのモデル表現としているが、ソフトウェア詳細設計者がソフトウェアを製作するためには、データスケーリングの基準が必要である。また、システム制御設計者自身も、適切な制御をおこなうために、スケーリングなどの設定を要求したいデータが存在する。そこで、

- a. 各アプリケーションの最終出力の精度要求
- b. パラメータ設定のスケーリング要求

のように、ソフトウェア詳細設計者にデータ設定要求をおこなう。その手段として、MBD 仕様書とは分離して、上記二項目のデータ設定要求をおこなう仕様書 (以下データ設定要求書) を作成して、MBD 仕様書と一対でソフトウェア詳細設計へ提示する。そして、ソフトウェア詳細設計ではデータ設定要求書を基準として、要求するデータ以外のデータを含めて全データのスケールをおこないソフトウェアを作成することとした。

ただし、データ設定要求書を作成する際、ハンドタイピングでデータの記述をおこなうと MBD 仕様とデータ設定要求書の間でタイピングミスなどの誤記によるデータ名称やデータ説明内容の不適合が発生する恐れがある。そこで、MATLAB/Simulink モデルにおいてデータ設定要求したいデータを抽出してデータ設定要求書に反映させるツールを開発して仕様書表現不備の低減をおこなった。

データ設定要求書を作成する自動抽出ツールは、

- (1) MBD 仕様書 (浮動小数点データモデル)
- (2) データ情報抽出プログラム

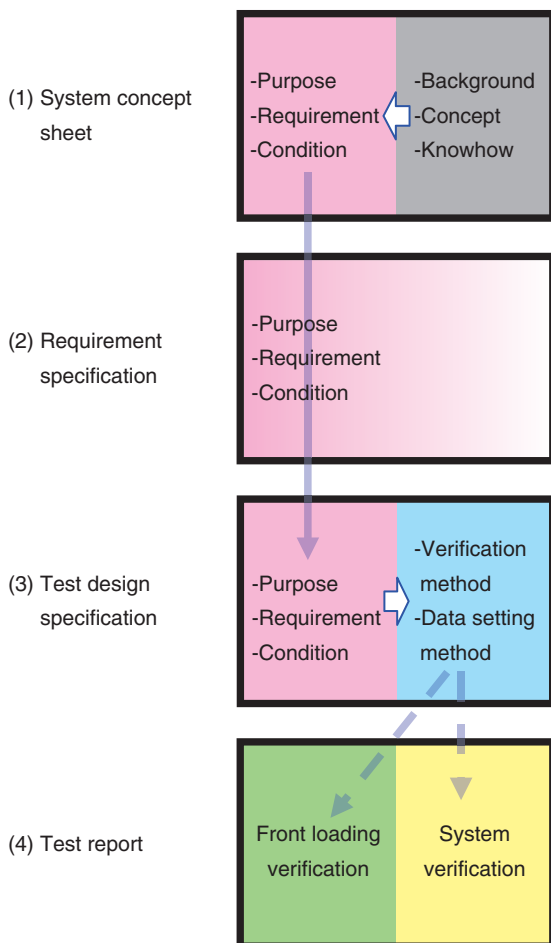


Fig. 4 Format of new process documents

(3) データ抽出要求および挿入プログラム

(4) データ設定要求書

の四つの要素で構成される。データ設定要求書は Fig. 5 のような流れで作成されるが、以下にその特徴を示す。

(1) MBD 仕様書 (浮動小数点データモデル)

データ設定要求書に定義されるべき変数およびパラメータが MBD 仕様書内のモデルブロックに表現される。また、MBD 仕様には、データ属性の認識を容易にするなど MBD 仕様の可読性向上や検証効率の向上のためにモデル内のブロック適用規定やデータ名称規定をおこなっている。データ設定要求書に抽出したいデータについても、MBD 仕様の記述規定により、プレフィックスの付加や抽出するデータを定義するためのプロパティの設定をおこなっている。

(2) データ情報抽出プログラム

データ情報抽出プログラムは、(1)でモデルに設定された情報をキーワードとしてモデルの階層構造を解析しながら検索して、モデル内に記述されたさまざまな情報からデータ名称やブロックに埋め込まれたデータ説明の情報とその階層のみを抽出するプログラムとした。

また、パラメータの抽出は、ひとつのブロックに対して複数のパラメータの設定を要求するデータがあるため、適

用するブロックに応じて、異なるパラメータ数を最適に要求できるプログラムとした。

(3) データ抽出要求および挿入プログラム

このプログラムは、データ設定要求書で起動され、このプログラムの要求によりデータ情報抽出プログラムが実行される。そして、データ情報抽出プログラムによって作成されたリストのデータ名称とその説明、データの階層をデータ設定要求書に挿入していくプログラムである。また、データ設定要求書に既存のデータがあり、改版を実行する場合は、データのマージ処理をおこなう機能を有する。

加えて、データ名称の重複チェックなどのデータチェックや、データ設定要求書の改版時に反映される情報の変化点が抽出できる機能を有することにより、MBD 仕様記述されるデータの不備を低減した。

(4) データ設定要求書

データ設定要求書には、上記プログラムによりモデルから抽出されたデータが整列するが、ソフトウェア詳細設計に対してデータ設定要求をおこなうために、各データに対してスケーリングや、データの単位を記述する。

設定要求を記述する際、タイピングミスによる誤記や複数の仕様作成者によるデータ設定要求のばらつきを削減するために、あらかじめデータの分類をおこない、データ設定要求値は分類に応じたりリストから選択するだけの構成とした。

6. アプリケーションのプラグイン構造

従来の MBD ソフトウェア開発プロセスのアプリケーション構成は、アプリケーション間のデータの入出力は直接変数を受け渡しする構成であり、アプリケーションの外部出力に変更が生じると、変数を参照しているすべてのアプリケーションは自身に変更がなくても参照元の変更の影響を受けて仕様書変更が必要となる。

新 MBD ソフトウェア開発プロセスでは、アプリケーションの仕様変更が他アプリケーションに与える影響を小さくして、仕様の流用率を向上することにより仕様書の作り直しを削減するアプリケーションの構成を考案した。これにより、定時間処理のソフトウェア処理構成でありながらアプリケーションの付け替えが容易にできるプラグイン構造となるように、変数が受け渡しされるアプリケーション構成とした。

そのプラグイン構造は、Fig. 6 のように OS データを各アプリケーションで演算するための物理値変換する Application Programming Interface (以下 API) と各アプリケーションの API を有することを特徴とする。各アプリケーションの API は、対になっているアプリケーションの出力が他のアプリケーションの入力として使用されるときに API からの入力の位置づけで使用できるように、汎用的

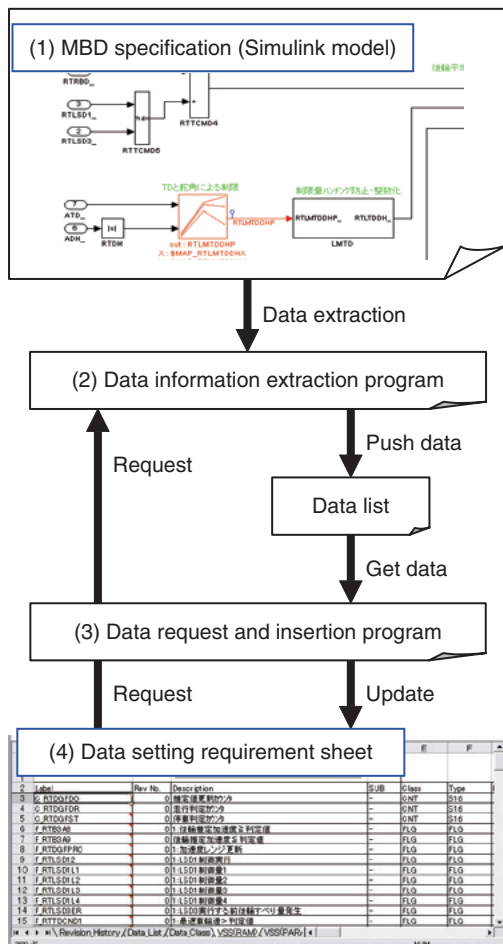


Fig. 5 Generation of data setting requirement sheet

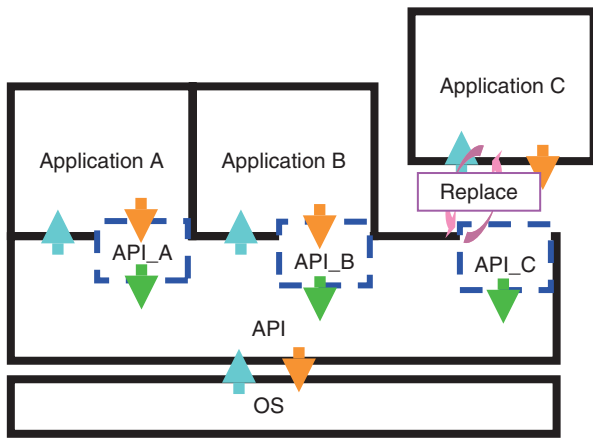


Fig. 6 Plug-in structure of applications

な変数に変換する。これによりアプリケーションの出力に変更が生じて各アプリケーションの API が変更を吸収するため、参照先のアプリケーションを変更しなくてもソフトウェアを生成することが可能となった。

例としては、通常の車両制御アプリケーションに対して、診断機による制御などの代替値制御のアプリケーションがあり、その制御値を通常の制御値に切り替えて使用したい場合がある。そのとき、車両制御アプリケーションに割り込ませて使用するのではなく、車両制御アプリケーションの API に制御値の切り替え処理をおこなう機能を持たせることにより、各アプリケーションは本来の目的の制御のみを要求する仕様を表現することができる。これにより、従来の開発では仕様をアドオンするとさまざまな領域に対しても実施しなければならない仕様変更を軽減したり、仕様書の流用率が向上でき、開発効率を上げることができた。

7. プロセスの評価

7.1. 仕様品質の評価

電子制御 AWD システム開発では、新 MBD ソフトウェア開発プロセスを新規量産システムのソフトウェア開発に適用した。システム制御設計者が提示した仕様書に対して、ソフト詳細設計者から発行された仕様整合書の発行枚数や記載内容を分析して、従来の MBD ソフトウェア開発プロセスを初めて新規システム開発に適用したときのものと比較をおこなった。

まず、仕様書量に対する仕様整合書の発行枚数の割合は従来の MBD ソフトウェア開発プロセスを適用した開発に比べ約 20% 減少した。

また、仕様整合書の内容を分析して、要求仕様と MBD 仕様の不適合や仕様書表現不備に関連する「記述ミス」「データ設定不具合」「仕様不適合」の項目とその他に分類した。その結果を Fig. 7 に示す。従来の MBD ソフトウェ

ア開発プロセスでは、要求仕様や MBD 仕様の不適合や仕様書表現不備の項目の割合が全体の 80% 以上を占めていたが、フロントローディング検証を実施した新 MBD ソフトウェア開発プロセスでは 40% 以下となった。そして、新 MBD ソフトウェア開発プロセスでは、総仕様書量に対する要求仕様や MBD 仕様の不適合や仕様不備項目による仕様書変更の割合が、従来の MBD ソフトウェア開発プロセス適用時に比べ約 50% 減少した。

7.2. ソフトウェア開発負荷の評価

システム開発日程に対して時系列で出図されたソフトウェア仕様書量の比較結果を Fig. 8 に示す。従来の MBD ソフトウェア開発プロセスでは、システム開発後期に仕様書出図がピークとなっているが、新 MBD ソフトウェア開発プロセスでは、開発終了に近づくにつれ仕様書の出図量が減少している。

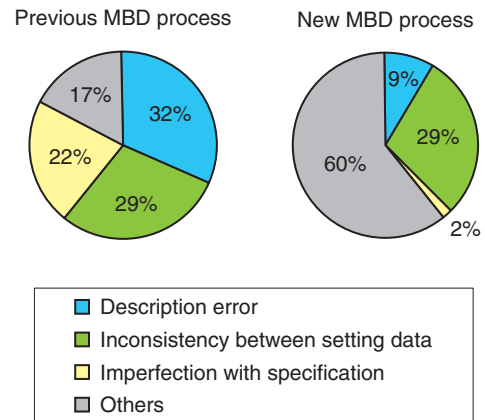


Fig. 7 Comparison of subject in requirement confirmation sheet

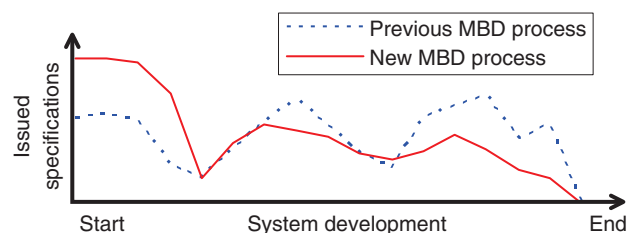


Fig. 8 Volume of issued specifications

8. まとめ

電子制御 AWD システムのソフトウェア開発プロセスにおいて、MBD 仕様書を浮動小数点データ表現とすることで、システム制御設計領域とソフトウェア詳細設計領域を分離した。これにより、フロントローディング検証が効率的におこなわれるようになり、仕様品質を向上できた。

新規量産の電子制御 AWD システムのソフトウェア開発に適用した結果、要求仕様と MBD 仕様の不適合や仕様書表現不備による仕様書の修正が減少したことにより、仕様作成工数および検証作業量が削減され、システム開発後期のソフトウェア開発負荷割合の軽減をおこなうことができた。

参考文献

- (1) <http://jmaab.mathworks.jp>
- (2) http://www.mathworks.co.jp/products/product_listing/index.html
- (3) <http://www.dspace.com/en/inc/home/products/sw/pcgs/targetli.cfm>
- (4) 箕輪信太郎, 廣田俊明, 横山浩紀, 石黒哲矢, 大塚訓: パワープラント制御ソフトの自動生成, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.243-248

■ 著 者 ■



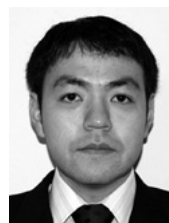
渡部 知樹



吉野 弘規



塩ノ谷 陽介



関 孝幸

電子制御システム開発効率向上のための車 1 台分 HILS

Full Vehicle HILS for Enhancing Development Efficiency of Electronic Control Systems

河 守 俊 明*
Toshiaki KAWAMORI

酢 谷 慶 治*
Yoshiharu SUDANI

嶋 田 敏*
Satoshi SHIMADA

要 旨

車両に搭載される電子制御システムは、複数の Electronic Control Unit (ECU) による多重通信を用いた機能連携が進み、これらを結合した車 1 台分統合電子制御システムとしての ECU 実機検証は、品質確保の効果を増している。この実機検証の効率向上を目的とし、実車試験に先行して、車載ネットワークを構成するすべての ECU の統合実機検証をおこなう環境として、Honda Electrical Revolution for Control Unit by using Large Examination System (HERCULES) を開発した。これにより、従来に比べ約 3 か月先行して、実機検証ができるようになった。同時に構築した自動運転機能によって、試験期間を 1/2 以下に短縮した。

ABSTRACT

Electronic control systems mounted in vehicles are increasingly functioning cooperatively by means of multiple communication that uses multiple ECUs (electric control systems), and verification of actual ECUs as a full vehicle integrated electric control system that links these ECUs is more efficient in securing quality. To increase the verification efficiency, Honda has developed the Honda Electrical Revolution for Control Unit by using the Large Examination System (HERCULES) as an environment that can perform integrated verification of all ECUs that comprise the on-board network, in advance of tests using actual vehicles. This enables verification of ECUs approximately three months earlier than with the conventional method, and automated test operation functions constructed at the same time also reduced the testing period by one-half.

1. はじめに

近年の自動車には安全、環境、快適などの分野に関する高度な要求を満足するために数多くの ECU が搭載されている。これらの ECU は、Fig. 1 に示すような Controller Area Network (CAN) をはじめとする複数の車載ネットワークによる多重通信を用いて、センサ信号の共用や個々のアクチュエータ制御への介入といった機能連携を強化し、車両全体としての高機能化と高性能化を実現している⁽¹⁾。

そのため、車載ネットワーク全体を結合した車 1 台分統合電子制御システムとしての ECU 実機検証 (以下、ECU 統合実機検証) は、品質確保の要として適用が進められて

いる。しかしながら、試作車を主体とした実機検証は、以下のような効率面での課題があった。

(1) 試験タイミング

すべての車種バリエーション (機種、仕向け、グレード、オプション) に対応した各試作車を、開発の初期段階で確保することは困難であり、その結果、ECU 統合実機検証の実施時期は遅れ、試験工程が開発後期に集中する。

(2) 試験期間

特殊な環境下での走行と操作、劣化要素などの現物実現、車両組み付け状態における ECU の電气的特性計測、解析のための同一状況の再現が困難であり、準備と解析を含む試験工程に多くの期間を要する。

*四輪 R&D センター

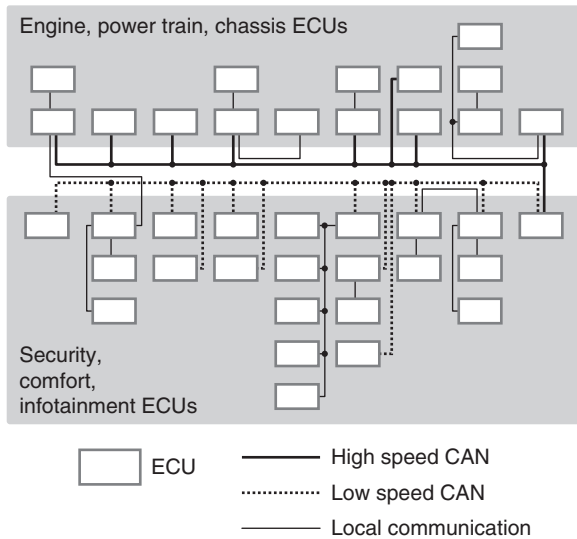


Fig. 1 Example of ECU network

このような課題への対応として、実車を用いずに複数の ECU とそれらの制御対象を台上で接続した静的な実機検証環境や、複数の制御対象を Hardware In the Loop Simulation (HILS) に置き換えた動的な実機検証環境の導入が、欧米自動車メーカを筆頭に進められている^{(2), (3)}。

今回、上記の課題解決に向け、車載ネットワークを構成するすべての ECU の制御対象を HILS に置き換えた HERCULES を開発し、量産車開発工程へ試験適用した。本稿では、その構成と、試験適用で得られた効果について述べる。

2. 開発のねらい

HERCULES 開発のねらいを以下と定めた。

- (1) 車載ネットワークを構成するすべての ECU に対し

て、それらすべての制御対象をモデル化し、実車試験に先行して車両全体の動的な ECU 統合実機検証が可能な環境を構築する。

- (2) 定型的な有人試験条件をデータ化して同一状況の再現性を確保すると共に、試験の自動運転が可能な構成として、試験と解析に要する期間の短縮を図る。

3. システム構成

HERCULES は、Fig. 2 に示すように、車載ネットワークを構成するすべての ECU の制御対象を包括した車両モデルと、走行試験を模擬するための環境、ドライバモデル、また、それらを実時間で演算して ECU へ電気信号として帰還させるプロセッサボードと Input/Output (I/O)、およびそれらの自動運転をつかさどる Host PC にて構成されている。

3.1. ハードウェア

3.1.1. I/O, プロセッサボード, ラック

約 40 の ECU に対応する、以下の I/O を実装した。

- ・デジタル I/O = 828 ch
- ・アナログ I/O = 454 ch
- ・パルス幅変調, 可変抵抗, その他の I/O = 484 ch

これらの I/O と ECU 間の配線上には、意図的な接続故障 (断線, 短絡) を生成するためのリレー回路を実装した。その他、プロセッサボードや電源といったすべてのハードウェアを格納する筐体として、計 7 台のフルサイズラックを用いた。

3.1.2. ECU 電源

車両に搭載されるバッテリーは、劣化や充電状態などの要因から電流負荷による電圧変動が発生する。そのため、

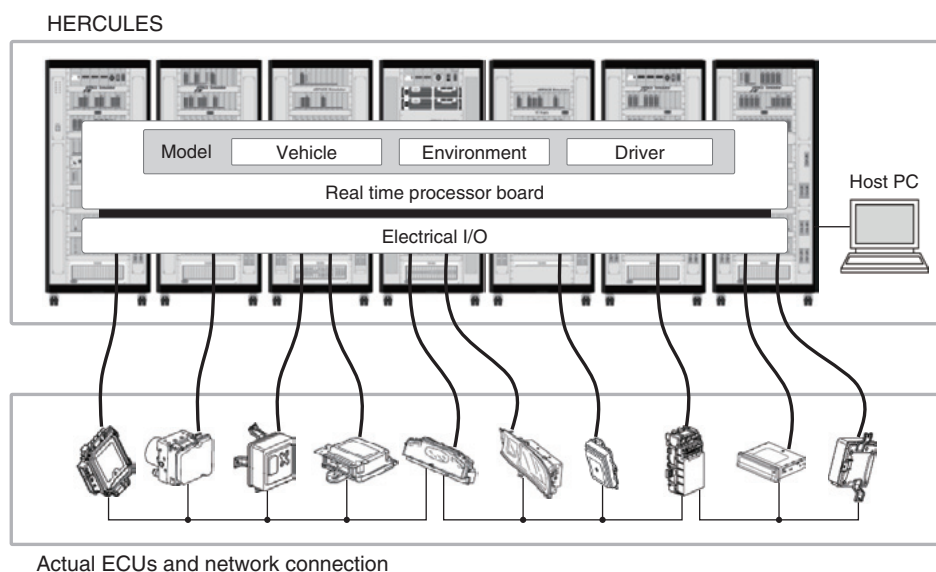


Fig. 2 HERCULES structure

Fig. 3 に示すように実際のバッテリー相当の電圧変動を生成するためのプログラマブル電源を実装した。また、車種ごとに異なる ECU の電源接続構成の変更や、各種ヒューズ抜き状態の再現をするため、ECU ごとに独立したリレー回路を実装し、実車同等のさまざまな電源状態を模擬できるようにした。さらに、ECU 電源の上流配線上に個別の電流計を実装して、ECU ごとの消費電流計測を可能とした。

3.1.3. その他の特徴的な機能

3.1.1. 項で示した標準的な I/O 以外の入出力を有する ECU については、専用の I/O 機能を構築した。例として、大電流や無線通信を取り扱う ECU への対応手法を記す。

(1) パワーレベルシミュレータ Electric Power Steering (EPS) ECU は、モータ駆動のためのパワー回路を内蔵するため、制御対象となるステアリング系の負荷に応じたモータの実電流を ECU に帰還させる必要がある。そ

のため、Fig. 4 に示すように、ブラシレスモータの電气的状態を実時間で演算するための Field-Programmable Gate Array (FPGA) ボードと、演算されたモータ電流を実時間で生成するための電子負荷装置を用いたパワーレベルシミュレータを構築した。

(2) 無線シミュレータ Tire Pressure Monitoring System (TPMS) ECU は、タイヤ各輪に内蔵されたセンサが検出した圧力値を、Radio Frequency (RF) 帯無線信号として受信している。そこで、車両モデルの状況に応じてこれらの信号を擬似生成可能な無線シミュレータを構築した。

3.2. モデル

Fig. 5 に、モデルの全体構成を示す。モデルは車両、環境、ドライバに分かれており、各々がグループ結合されている。

dSPACE 社製のモデルパッケージを基本に、独自の機

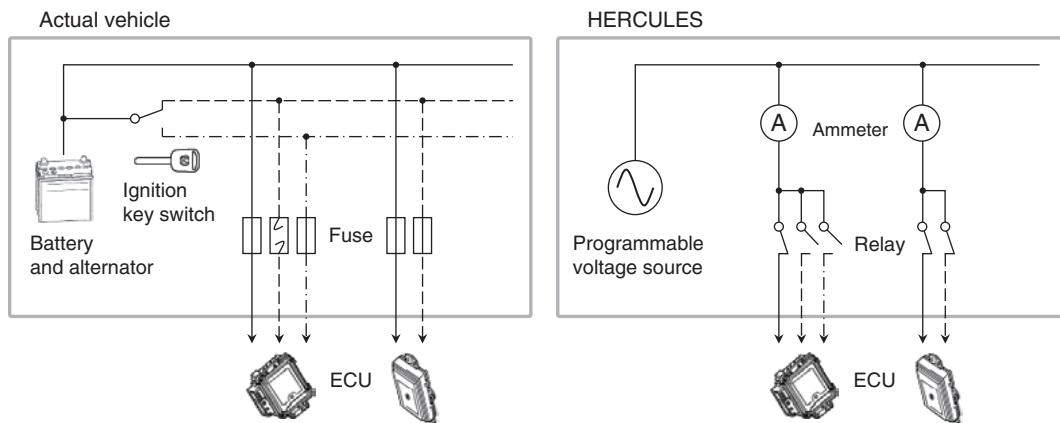


Fig. 3 ECU power supply structure

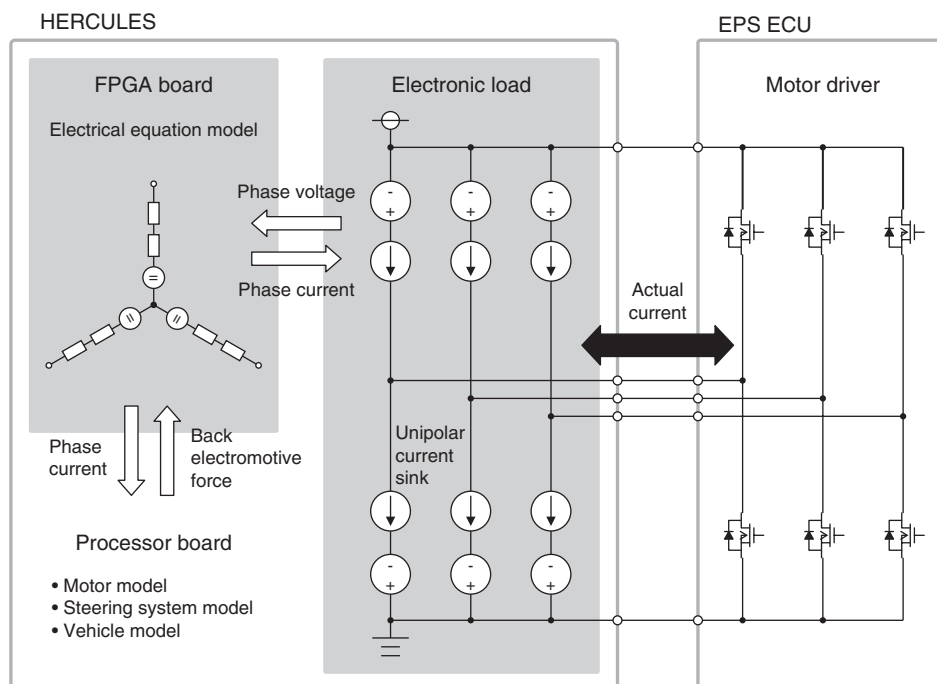


Fig. 4 Power level simulator for EPS ECU

構、ボデー電装に関する不足箇所、および I/O 制御に関する機能を追加した。

3.2.1. 車両モデル

車両モデルは、ネットワークに接続されるすべての ECU 制御対象を含んでいる。モデル作成における精度要件は、すべての制御対象が、ECU の規定する正常範囲内の挙動を満たせる精度とした。特徴を以下に記す。

(1) エンジン補機類 Exhaust Gas Recirculation (EGR), Evaporative Emission Control System (EVAP) を模擬したモデルと、バッテリー状態に影響するオルタネータ、スタータモータのモデルを追加した。

(2) パワーステアリング EPS パワーレベルシミュレータのためのブラシレスモータモデルと、ステアリングギヤボックスのモデルを追加した。

(3) バッテリー 劣化や充電状態による電流負荷に応じた電圧変動を模擬するためのモデルを追加した。

(4) ボデー電装 パワーウィンドウや各種の快適装備に用いられる電動アクチュエータを模擬したモデルを追加した。

3.2.2. 環境モデル

各種の走行状況を模擬するため、コースレイアウトや路面摩擦といった条件を任意に定義可能な構成とした。

3.2.3. ドライバモデル

有人試験条件の置き換えをするため、自律的な車線追従走行 (アクセル、ブレーキ、ステアリングの自律操作) および、走行状況に同期した任意タイミングでの車両装備の操作 (イグニッションキー、各種スイッチ操作) ができるようにした。また、車両の検査工程を想定した外部診断ツールの操作も可能な構成とした。

3.2.4. モデル演算

モデルの基本演算周期は 1 ms とし、高速性を要する箇

所については部分的な反復演算を用いる。7 台のプロセッサボードによる並列演算により実時間で計算する。

3.3. 自動テスト

定型的な繰り返し試験に要する期間の短縮、および操作や計測をおこなう作業時間の削減のため、複数の試験項目を連続で自動運転する機能を構築した。任意の試験条件 (テストパターン) を定義し、それらの実行順序や判定条件を指定することで、結果レポート生成までの一連の作業が自動でおこなわれる。

3.3.1. テストパターン

基本的なテストパターン定義の例を Fig. 6 に示す。ここでは、有人車両走行や操作試験のモード定義に沿って、走行位置もしくは経過時間における車速と装備操作をデータ化する。

3.3.2. 判定条件

車両状態 (モデル変数) や各 ECU の状態出力値は、任意に定義したしきい値、および論理式に基づき判定できる。

3.3.3. 結果レポート

自動テストによって生成された結果レポートの例を Fig. 7 に示す。ここでは判定条件の例として、各 ECU の失陥警告灯表示、シャットダウン後の待機電流、Diagnostic Trouble Code (DTC) ストアを定義しており、各々の結果を ECU 単位で表示している。

3.4. システム概観

完成したシステムの概観を Fig. 8 に示す。検証対象とする ECU および、それらのネットワーク接続は Fig. 8 中央に位置する 2 台の ECU ラックに配置される。検証車種の切替えは、これら ECU ラックの入れ替えにておこなう。

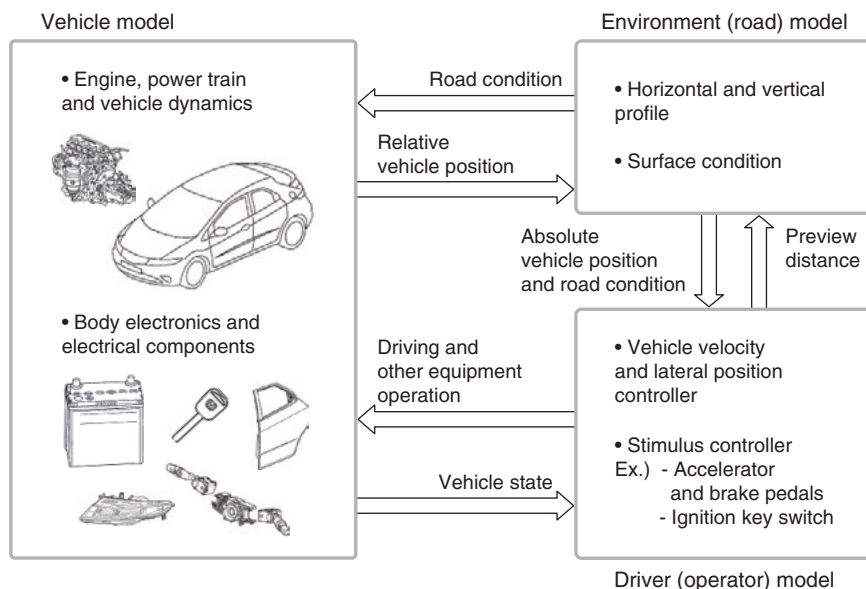


Fig. 5 Model structure

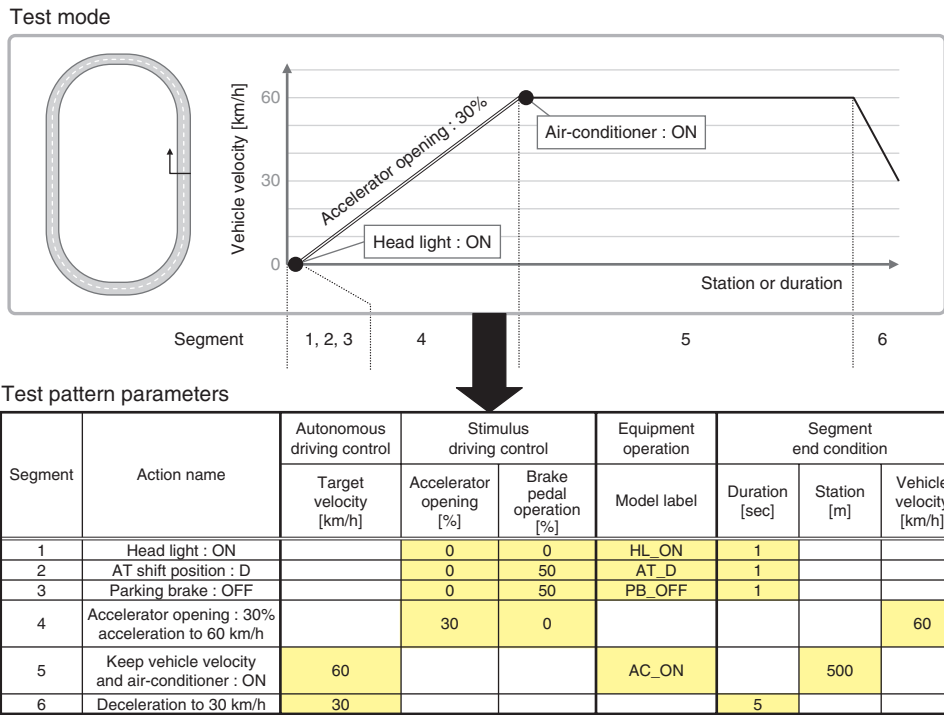


Fig. 6 Example of test pattern parameters

Test pattern No.1

ECU name	Warning lamp	Standby current	DTC
ECU_A	Failed	Passed	Failed
ECU_B	Passed	Passed	Passed
ECU_C	Passed	Passed	Passed
ECU_V	Passed	Passed	Passed
ECU_W	Passed	Failed	Passed
ECU_X	Passed	Passed	Passed
ECU_Y	Passed	Failed	Passed
ECU_Z	Passed	Passed	Passed

Fig. 7 Example of report file

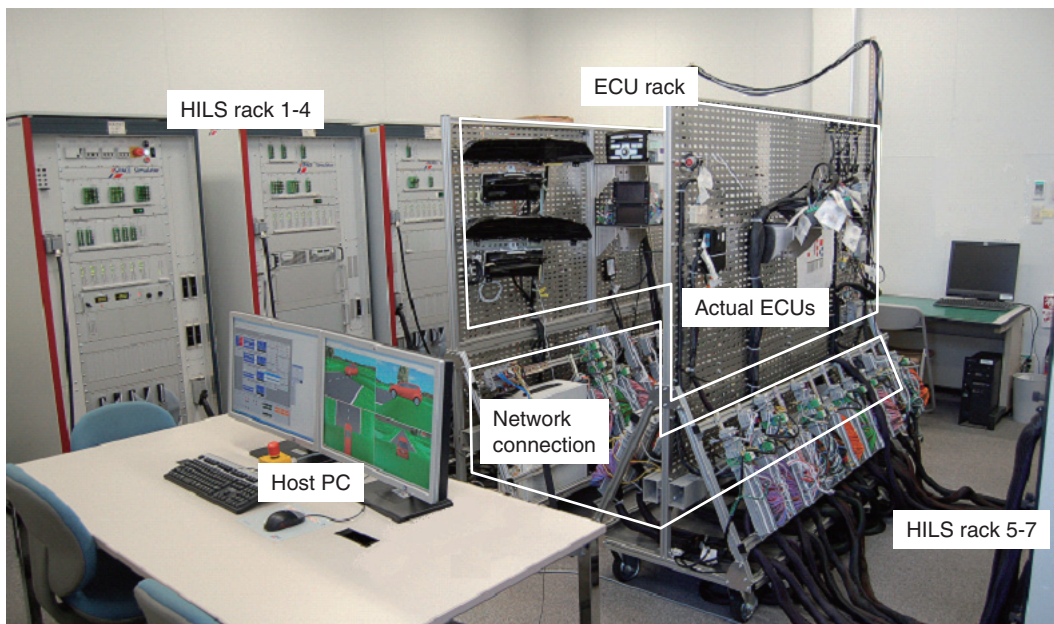


Fig. 8 HERCULES overview

4. システム精度検証

HILS に置き換えられたすべての制御対象が、ECU の規定する正常範囲内の挙動を満たすことを検証した。車載ネットワークを構成するすべての ECU を接続し、動作させた状態での車両モデルの検証事例を記す。

Fig. 9 に、旋回走行時の車両走行軌跡と、横加速度、ヨーレートのモデル演算結果と実車計測結果を示す。この事例では、横加速度とヨーレートのモデル演算結果の相関性が、ECU の規定する正常範囲に収まることを確認した。

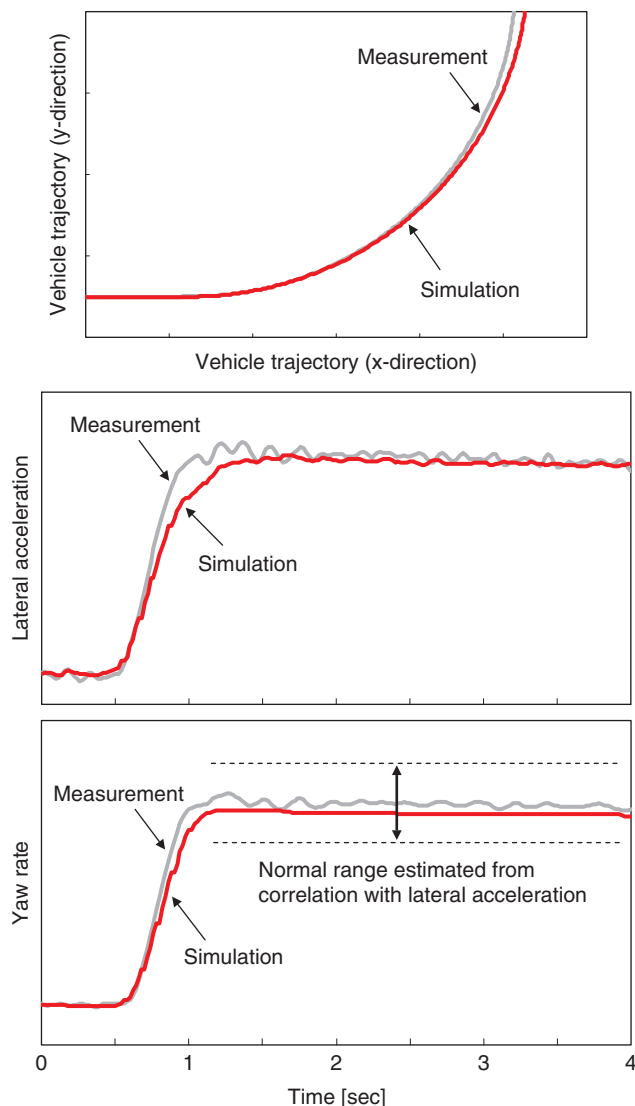


Fig. 9 Example of HILS verification

5. 試験適用効果

2011 年モデル量産車開発工程への HERCULES 試験適用を経て、以下の効果が確認できた。

- (1) 約 1200 パターンの試験項目について、従来の実車試験に比べ、約 3 か月先行して実施できた。HERCULES

は、実車試験で抽出した不具合事象を、同様に、再現および抽出できることを確認した。

- (2) 自動運転機能を用いた昼夜連続運転および、HILS による高い状況再現性、解析容易性から、試験と解析に要する期間を 1/2 以下に短縮できた。

6. まとめ

HERCULES の開発により、実車試験に先行して、実車を用いず ECU 統合実機検証が可能となり、併せて試験期間の短縮が可能となった。今回構築したシステムおよびテストパターンは、拡張性や流用性を備えており、今後、多くの車種に展開することでさらなる効果が期待できる。

参考文献

- (1) Schaeuffele, J., Zurawka, T.: Automotive Software Engineering, SAE International, 408 p.(2005)
- (2) Plöger, M., Sauer, J., Büdenbender, M., Held, J., Costanzo, F., De Manes, M., Di Mare, G., Ferrara, F., Montieri, A.: Testing Networked ECUs in a Virtual Car Environment, SAE Paper, No. 2004-01-1724(2004)
- (3) Heiming, B., Haupt, H.: Hardware-in-the-Loop Testing of Networked Electronics at Ford, SAE Paper, No. 2005-01-1658(2005)

■ 著 者 ■



河守 俊明



酢谷 慶治



嶋田 敏

タービンブレード高精度加工用固定治具の開発

Development of Jig for High-precision Turbine Blade Machining

木 暮 昌 弘*

Masahiro KIGURE

原 浩 昭*

Hiroaki HARA

森 岡 武*

Takeshi MORIOKA

納 富 貴 幸*

Takayuki NOUDOMI

要 旨

高精度、低コスト、環境にやさしく量産に適用可能な製法をねらいとして、航空機用ガスタービンエンジンの主要部品であるタービンブレードの高精度加工に最適な加工用治具を開発した。

タービンブレードは3次元形状の翼部品で、高回転エンジンの性能を左右する最重要部品であり、耐熱合金の難削材で使用量が多いので精密鋳造で製造している。ブレード取り付け部は特殊形状で高精度が要求されるため、仕上げに精密研削加工を行っている。従来は翼面形状を基準として、低融点合金を流し込んだ一体型の固定治具を用い研削加工を行ってきたが、ブレードの固定および取り外しで、高温溶解工程があり、手作業の工数が多く量産には向きでなかった。

代替材として、自動車に採用されているリサイクルが可能な低コストの樹脂材に着目した。加工設備に多数個配置できる加工基準を持ったコンパクトな形状で、インサート成形製法で簡単に成形ができ、機械加工で高精度が達成できる剛性を持ち、加工後の治具取り外しでブレードの変形がなく、リサイクルが可能な樹脂であることを要件とした。実験に基づき適切な材料としてPPA材を選定し、固定治具に採用した。

ABSTRACT

A machining jig optimized for high-precision machining of turbine blades, which are principal parts in aviation gas turbine engines, was developed. The objective was methods of manufacturing that are high-precision, low-cost, environmentally considerate, and capable of application to mass production.

Turbine blades are airfoil parts with three-dimensional geometry, and they are the most important parts in determining the performance of high-speed engines. They are manufactured by precision casting because they employ large amounts of heat-resistant alloys that are difficult-to-machine materials. The blade attachment part has a special shape and requires high precision, and is therefore finished by precision machining. It used to be that low-melting-point alloys would be poured into a fixture jig, using the airfoil surface geometry as a reference, and the piece would then be machined. However, fixing the blade in place and removing it involved a high-temperature dissolution process, and the labor required for the manual steps made this method unsuitable for mass production.

An alternative material was sought in the recyclable, low-cost resins used in motor vehicles. The resin jigs were in a compact form machined to standards that would allow multiple blocks to be placed on the machining equipment; the material could be formed simply using the insert molding manufacturing process; it possesses the rigidity to allow high-precision machining; removal of the jig after machining would not result in blade deformation; and the resin should be recyclable. Based on experimentation, PPA was selected as the material and adopted for the fixture jig.

1. ま え が き

ガスタービンエンジンは圧縮機、燃焼器、タービンで構成されており、航空機の推進やプロペラ、発電機、車両などの駆動に利用される。連続的に取り込んだ空気を圧縮機で高圧にし、燃焼器で燃料を加え着火、燃焼により高いエ

ネルギーを持つ燃焼ガスを得る。そしてこの燃焼ガスをタービンに送り込み、エネルギーの一部を回転運動として取り出す。この回転出力は圧縮機を駆動する動力源となる。タービンブレード(以下ブレードとする)はタービンを構成する部品であり、燃焼ガスを受ける翼形状部と、ディスクに組み付くツリー部から成る。このツリー部はタービ

*基礎技術研究センター

ン回転時に遠心力に耐え、ブレードをディスクに保持するように形状設計されている。その形状がクリスマスツリーに似ていることからツリー部と呼ばれ、重要な部分であるためミクロンオーダの寸法精度、面粗度が要求される。またブレードには翼形状外周にシュラウドと呼ばれる構造を持つものがあり、ディスクに組み付けた際に円環状になってガス漏れ、ブレードの共振を防止する (Fig. 1)。

ブレードにはNi基耐熱合金が使用される。遠心力に対するクリープ強度が重要なので、引っ張り応力の直角方向に結晶粒界がないように精密鑄造時に凝固速度を制御し、単結晶や一方向凝固の材料を得る。耐熱合金は熱伝導率が低く、硬くねばり強い難削材である。そのため切削工具の消耗が大きく加工コストが高い。またブレードは機械加工を行うための位置決め、固定が難しい部品であり、製造コスト増大の原因となっている。

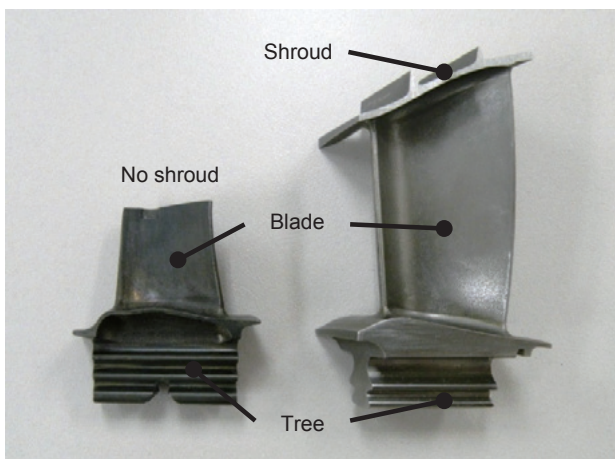


Fig. 1 Image of turbine blade

2. ブレード加工工程

2.1. 工程概略

まず耐熱合金のインゴットを真空中で加熱、溶解し、精密鑄造でブレード素材をつくる。続いてブレード素材を固定治具で位置決めし、ツリー部とシュラウド部の機械加工を行う。このとき工程間で寸法検査を実施する。加工後にブレードを固定していた固定治具を取り外し、バリの除去、表面研磨、洗浄工程を経て完成検査を行う。翼形状部は精密鑄造の状態で設計要件の寸法精度、面粗度を満たすので機械加工を行わず、素材のまま使用する。ツリー部、シュラウド部は精密鑄造のままでその設計要件を満たすことができないため、機械加工によって仕上げ加工を行う。

2.2. 従来のブレードの固定方法と問題

ツリー部およびシュラウド部を機械加工するために押えられる場所は機械加工を行わない翼形状部だけである。

しかし翼形状を直接押さえると変形するので機械加工できない。そのため翼形状を受け、変形させない固定治具が必要である。固定治具は翼形状を基準に取り付けられ、機械加工時に押さえ部となる。

固定治具には翼形状部を総形治具によって挟み込む方法と、何らかの固定材料で翼形状部を包み込む方法とがある。総形治具で挟みこむ方法は治具をブレードの種類ごとに機械で同時加工する数を準備する必要がある。初期の治具製造コストが高い。また精密鑄造で造られる翼形状部の寸法ばらつきに対応することが不可能であり、挟み込む際に翼面に傷を付けることがある。また加工中に押えが不十分になり位置ずれを起こし、寸法不良となる可能性がある。そのため固定材料で翼形状部を包み込む方法を採用し、固定材料には約 200℃ で溶解する低融点合金を用いていた。しかしブレードの固定時と、加工後の低融点合金取り外し時にブレードと低融点合金を加熱、冷却する必要がある。リードタイムが長いという課題があった。取り外す時にブレードに残った合金不純物を手作業で除去する必要がある。さらにリードタイムが長くなった。また低融点合金は重くて取り扱い性が悪く、材料コストが高いなどの課題があった。

3. 樹脂によるブレードの固定

3.1. 繊維強化熱可塑性樹脂による固定

安く、軽く、リードタイムの短縮が可能な固定治具を検討した結果、固定材料を低融点合金から繊維強化熱可塑性樹脂に置き換えることとした。一般に繊維強化熱可塑性樹脂は Fiber Reinforced Thermo Plastic (FRTP) といわれるものである。熱可塑性樹脂は冷却固化が速く、インサート成形でブレードを数分以内に固定することができる。繊維強化でない樹脂を使ったブレード固定方法が他社より特許出願されているが、繊維強化熱可塑性樹脂 (以下樹脂とする) を用いることで固定治具の剛性を高められる。より大きな加工負荷でも固定治具が変形しないので、ブレードの加工条件が改善でき、加工効率と品質の向上が期待できる。

樹脂を選定するためには成形性、ブレード加工効率、樹脂の取り外しやすさ、樹脂材料コストを総合的に評価、判断する必要がある。樹脂の特性値だけでその適合性を判断することができないため、数種類の樹脂を選出し成形、取り外しの実験を行って判断した。本論ではこの工程の特徴であるブレード機械加工前の成形、加工後の取り外しを中心に述べる。まず成形実験を行った。樹脂の特性値は成形状態で大きく異なるため成形品を観察、寸法測定して樹脂性能が発揮できる最適な成形条件を設定した。続いて取り外し実験を行い樹脂の取り外し方法を決めた。Fig. 2 にブレード素材と固定する樹脂外観を示す。

3.2. 成形金型

ブレード素材は精密鋳造で造られ、その寸法公差は 0.05 mm より大きい。そのためブレード素材と金型との隙間はインサート成形が可能であるとされる 0.05 mm よりも大きく設定する必要があった。この隙間は樹脂漏れの原因となり、樹脂寸法、機械特性を悪化させる。この課題に対しては成形条件による対応が必要であった (Fig. 3)。

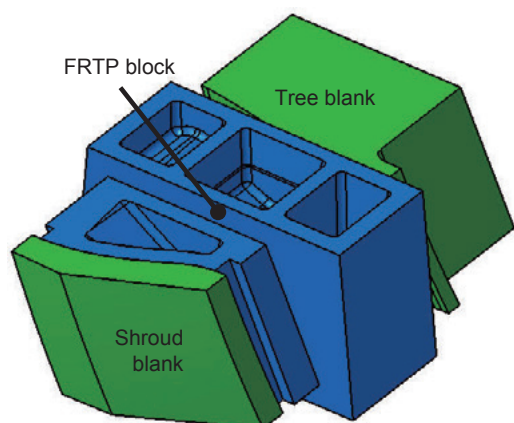


Fig. 2 Overview of turbine blade with F RTP block

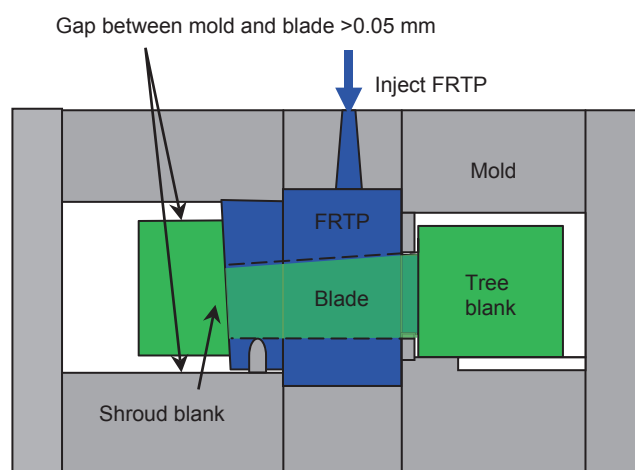


Fig. 3 Section view of insert mold

4. ブレードの固定

4.1. 樹脂選出

樹脂の選出に当たり以下の項目を検討した結果、ガラス繊維強化ポリフタルアミド (以下 PPA)、竹繊維強化ポリ乳酸 (以下 PLA)、ガラス繊維強化ポリプロピレン (以下 PP) の 3 種類を固定材料の候補とした (Table 1)。

(1) 耐薬品性

薬品に対する樹脂の耐性である。使用する切削液、洗浄液、オイルなどに侵されず、特性変化を起こさない樹脂を使用する。

Table 1 Material data sheet of selected F RTPs

	PPA	PLA	PP
Resin content	Polyphthalamide	Polylactic acid	Polypropylene
Fiber content	Glass	Bamboo	Glass
Fiber weight ratio (%)	45	60	40
Density (kg/m ³)	1560	1390	1220
Young's modulus (GPa)	13.8	4.4	9.5
Charpy absorbed energy (kJ/m ²)	10.3	3.3	37
Mold shrinkage (%)	0.6	0.3	0.7

(2) 弾性率

固定治具の剛性の指標となる機械的性質。値が大きいほど負荷が加えられたときの治具変形量は小さい。

(3) コスト

市販されているもので安く、入手しやすい流通量が多い樹脂を使用する。

(4) 成形収縮率

成形品の寸法精度、変形に影響する値である。値が小さいほど固化時の収縮量が小さい。異方性は小さい方がよい。

(5) 衝撃強さ

樹脂を取り外すとき、割れやすさを判断する指標となる値である。樹脂に衝撃的な荷重を加え、破壊するのに要したエネルギー量であり、値が小さいほど割れやすい樹脂だといえる。

(6) 環境適合性

環境負荷が小さい樹脂を使用する。その樹脂がリサイクル可能かどうか、生分解性を有するなど廃棄しやすい材料であるかどうか判断する。

4.2. 成形条件

樹脂成形においては、樹脂が良好な流動性を持ち、低圧力かつ短時間で金型の隅々まで充填され、均一に冷却、固化されることが理想的である。しかし今回のブレードインサート成形においては、前述のようにブレード素材と金型との間に大きな隙間があり、樹脂メーカーの推奨する成形条件では樹脂漏れを起こした。そのため隙間付近の樹脂流動性を落として樹脂漏れを防ごうとした。樹脂流動性を落とすには熔融温度を下げる方法と、金型温度を下げる方法とが考えられる。樹脂の熔融温度を下げる方法は樹脂流動

性が低下するため射出圧力を上げる必要があり、これは樹脂漏れ防止と相反する。さらに熔融温度を下げることで、熔融不足による脆化を引き起こす可能性が高くなる。よって樹脂熔融温度を下げる方法は適切ではないと判断した。金型温度を下げる方法は上記のような欠点がない。通常金型温度を変えることは行われていないが、射出圧力を上げずに金型に接する樹脂流動性を局所的に制御する新しい試みであり、射出成形の応用範囲が広がる可能性がある。と判断した。

成形条件として調整すべきパラメータは以下の四つである。

(1) 樹脂温度および樹脂射出圧力

樹脂温度、射出圧力ともに高い方が樹脂流動性は良好になり成形、充填しやすくなるが樹脂は漏れやすくなる。樹脂温度は樹脂が熱分解しない範囲において、樹脂漏れしない程度高めに設定する。樹脂射出圧力は低い値から設定し、充填状態によって調整する。

(2) 金型温度

金型温度は高い方が金型内で樹脂が冷え難く、樹脂流動性が良いので樹脂を充填しやすい。一般的に金型温度は樹脂のガラス転移温度よりも高めに設定されるが樹脂が漏れやすくなる。また冷却時の樹脂収縮量が大きくなるので、ひけが発生する原因となる。そのため金型温度は充填に十分な樹脂流動性を保ちつつ、できるだけ低く設定する。

(3) 射出速度

射出速度が高い方が樹脂は速く金型内に送り込まれる。樹脂の流動性が良いまま充填されるので充填密度が高まり金型形状の再現性が良好になるが、射出速度が高いほど樹脂は漏れやすい。射出速度は樹脂が漏れない範囲で高く設定する。

(4) 保圧

保圧は高い方が樹脂の固化時に樹脂を押し込み続けられるので充填密度が高まるが、樹脂が漏れやすくなる。また保圧を過大にかけ過ぎると樹脂内部の残留応力が高まり、離型後に変形を起こす原因となる。保圧は樹脂漏れを起こさず、変形のない程度で高めに設定する。

今回は樹脂漏れを起させないために、金型温度を低めに設定し、樹脂漏れしない範囲で射出速度を可能な限り高速側に調整して最適条件を得る実験を行った。射出速度を上げることで樹脂流動性が低下する前に樹脂が金型内に行き渡ることになり、樹脂均一化および製品形状の再現性が良好となる。金型温度と射出速度の関係について PPA を例に取り説明する (Fig. 4)。

使用した PPA のガラス転移点は 123 °C であり、メーカー推奨金型温度は 135 °C 以上であるが、この実験では 100 °C と 120 °C を設定して実験を行った。金型温度 100 °C

の実験では充填不足と、冷えた樹脂同士が接触した境界跡が残るウェルドラインと呼ばれる外観不良が発生した。不良を改善しようと射出速度をさらに上昇させたが、不良が無くなる前に樹脂漏れを起こし、樹脂流動性が改善されず、樹脂が十分に充填できなかった。充填不足では樹脂の機械特性が十分に発揮できない。そのため金型温度 100 °C では適切な条件設定ができないと判断した。

金型温度 120 °C では金型温度の上昇によって樹脂流動性が改善し、その制御も可能となった。射出速度の上昇で樹脂充填不足とウェルドラインは樹脂漏れを起こす前に無くなった。実験の結果、樹脂漏れ、歩留まりが悪化する射出速度が明確となり、最適な射出速度を見いだすことができた。

次に保圧と樹脂射出圧力の関係を PP, PPA を例に取り説明する。射出成形は金型に樹脂を充填する射出工程と固化させる冷却工程とに分けられる。射出工程で樹脂を押し出すために加えられる圧力が射出圧力であり、固化の過程で加えられる圧力を保圧と呼ぶ。

樹脂は冷却固化時に収縮する。この収縮により充填された樹脂と金型との間に隙間ができると、金型に接していない樹脂の冷却速度が金型に接している樹脂のそれよりも遅くなる。この冷却速度差によって樹脂内部に残留応力が生じ、成形品が変形する原因となる。この対策として、樹脂が流動性を維持した状態であれば樹脂を追加供給することが有効である。

射出圧力は樹脂の種類、熔融温度と金型温度、形状などにより総合的に決められる。今回は射出速度によって成形を制御しており、射出圧力はできる限り低めに設定した。保圧は樹脂の充填密度向上、金型との接触確保に寄与する。そのためブレードのインサート成形では樹脂とブレードを密着させ、確実に固定するために重要である。よって保圧は樹脂漏れを起こさず、歩留まりの良好な範囲においてできる限り高く設定した。

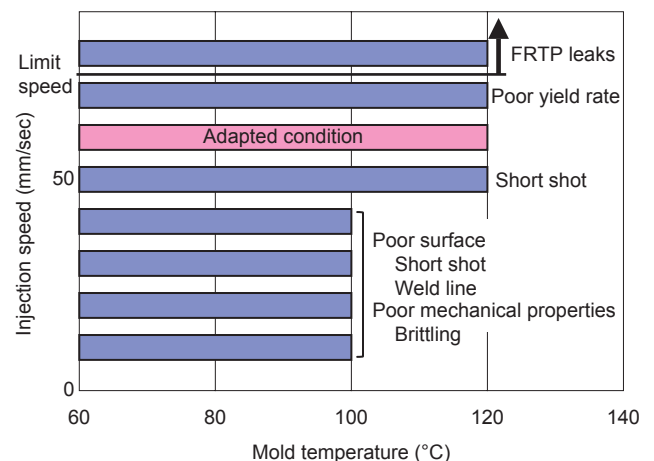


Fig. 4 Injection speed - mold temperature diagram

PP, PPA において射出圧力と保圧の関係について実験を行った (Fig. 5). まず PP での実験結果を説明する. PP のガラス転移温度は常温以下であり, 金型が室温でも十分な流動性を示す. このため射出圧力を 50 MPa と低めに設定し, 保圧は射出圧力より低い 20 MPa から上昇させ, 樹脂の充填状態を確認する実験を行った. 保圧を射出圧力と同じ 50 MPa としても収縮によるひげが大きく, 充填不足と変形が生じるが, 保圧を射出圧以上にも上昇させるとひげが改善され, 保圧が 100 MPa に達するまで樹脂漏れを起こさないことが判明した. 最終的に歩留まりを考慮し, 保圧は 80 MPa を採用した.

続いて PPA の実験結果を説明する. PPA では金型温度がガラス転移温度より低く, 射出速度も遅めに設定されているため, 流動性が著しく低下する. これより射出圧力はメーカー推奨値よりも高めの 200 MPa に設定し, 保圧は PP 同様に射出圧力より低い 80 MPa から上昇させて充填状態の確認を行った. 保圧 80 MPa においては若干の充填不足, 変形が観測されたが, 保圧の上昇とともに改善された. 保圧が 150 MPa を超えると樹脂漏れが確認されたため, 歩留まりを考慮して 140 MPa を最適値と判断した. この値は射出圧力よりも低い.

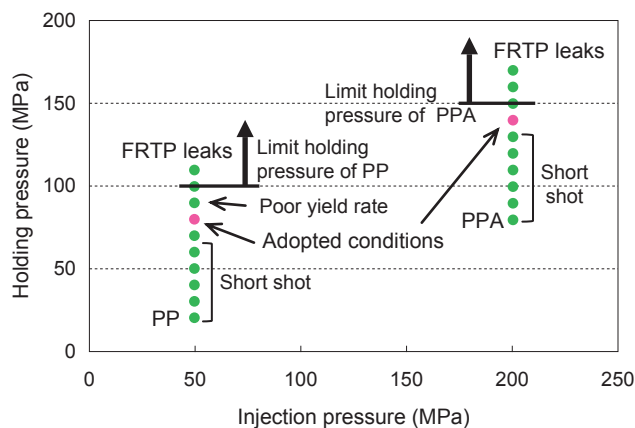


Fig. 5 Holding pressure - injection pressure diagram

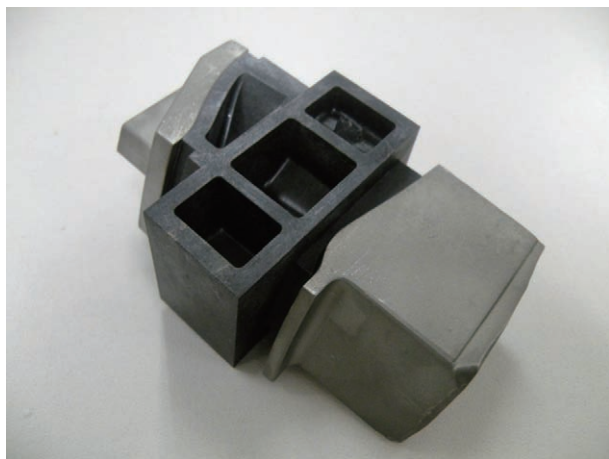


Fig. 6 Turbine blade with F RTP block

このように成形実験を行い PPA, PP, PLA それぞれで樹脂漏れを起こさない成形条件を設定することができた. 以下にブレードをインサート成形し, PPA で固定した例を Fig. 6 に示す.

樹脂の選定については樹脂の取り外しにて判断を行う.

5. 樹脂取り外し

5.1. 取り外し方法

ブレードを固定していた樹脂は加工後に安全かつ簡単に, 短時間で取り外さなければならない. 樹脂の取り外し方法について以下五つの方法を比較検討し, 分割による方法がブレードと樹脂の温度変化が無く, 取り扱いやすいために最も作業効率が高いと判断した.

(1) 燃焼

樹脂に着火し, 燃やす方法. ブレードが高温に加熱され, 酸化, 汚損, 変形などが懸念される. 安全面でも問題があり, 樹脂のリサイクルは不可能.

(2) 加熱

ブレードを炉に入れるなどし, 樹脂を加熱, 溶融して取り外す方法. ブレード表面に溶着した樹脂を除去する必要がある. 樹脂のリサイクルは可能.

(3) 化学処理

薬品または紫外線等で樹脂を脆化させて取り外す方法. 処理時間が長く, 作業者の安全確保が必要で設備が大掛かりになるためコストが高い. 樹脂のリサイクルは不可能.

(4) 冷却

樹脂を液体窒素などで冷却し, 脆化させてから取り外す方法. 冷媒が必要で作業の安全確保が必要となる. 樹脂のリサイクルは可能.

(5) 分割

樹脂に荷重を加え, 割って取り外す方法. 温度変化が無く, 取り扱いやすい. 樹脂のリサイクルが可能. ただし, 取り外す時, 樹脂に加えた荷重によりブレードが変形してはならない.

5.2. 分割による樹脂取り外し

分割による樹脂取り外し方法はブレードが変形しないことが前提条件である. このため樹脂に加える荷重を小さくする必要がある.

シュラウドがなく, アンダーカットのないブレードにおいて実験を行った. 油圧ハンドプレスで樹脂に直接荷重を加え, 曲げによる引っ張り応力で樹脂下面に設けたくさび状のノッチから亀裂を進展させた (Fig. 7).

このとき分割に必要な荷重は PPA で 1800 N, PLA で 500 N, PP で 1500 N であり樹脂のブレードへの溶着, ブレード変形は PPA, PLA, PP どれにも見られなかった.

PPA と PLA で生じた亀裂は瞬間的に翼断面の前縁側から反対側へ進展し、樹脂は二つに割れてそのままブレードを取り出すことができた。PPA は荷重が加わって数ミリメートル樹脂ブロックが押し込まれ、変形してからノッチに亀裂が入って割れた。PLA は特に脆性が大きく、樹脂ブロックがほとんど押し込まれないうちにブロックが割れてブレードを取り出すことができた。PP は亀裂の進展が途中で止まり、押し込んで荷重を加え続けても樹脂が変形するだけでブレードを取り出すことができなかった。油圧ハンドプレス工程だけでブレードを取り出せないため、手作業で樹脂を割って除去した。PP は取り外しで不利な樹脂であると判断し候補から外した (Fig. 8)。

この実験においてブレードの変形は無かったが、この分割方法は樹脂ブロックの変形によってノッチに亀裂を発生させるため、ブレードの剛性が低い場合、ブレードの変形が懸念され実用的でないと判断した。ブレードの剛性に影

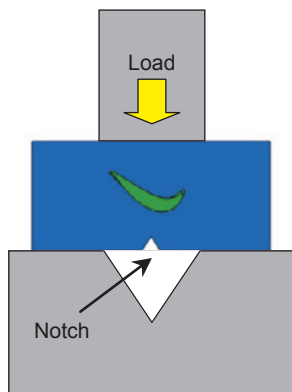


Fig. 7 Breaking method with notch



Fig. 8 Results of breaking method with notch

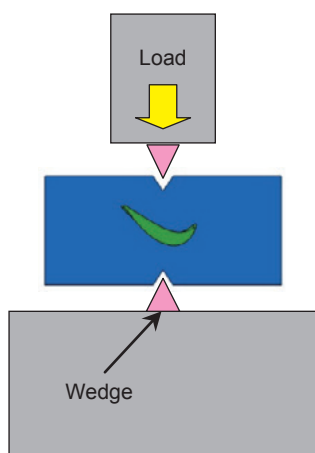


Fig. 9 Breaking method with 2 wedges

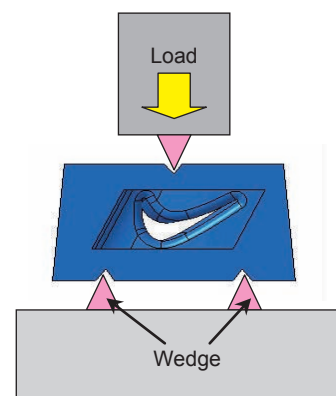


Fig. 10 Breaking method with 3 wedges from 2 sides

Table 2 Comparison of breaking load

	Breaking load	
	Notch	2 wedges
PPA	1800 N	100 N
PLA	500 N	30 N
PP	1500 N	N/A

響されない樹脂の分割方法を検討し、局部的に荷重を加えて樹脂を分割する方法を考えた。PPA と PLA を用いて次の実験を行った。樹脂上下面に設けたノッチにくさびを挿入し、局部的に荷重をかけた。このとき樹脂に設けたノッチはくさびのガイドの役割を果たす (Fig. 9)。

実験の結果 PPA の分割に必要な荷重は 100 N 以下、PLA では約 30 N となり、取り外されたブレードに変形は無かった (Table 2)。これは先の実験での分割時の荷重に比べ大幅に小さく、亀裂が発生する際の樹脂の変形が局部的で小さくなる。くさびを用いて荷重を加える方法で PPA, PLA に亀裂を発生させ、分割できることが分かった。

5.3. 分割数の検討

これまでの説明はシュラウドの無いブレードについてのものであった。しかし実際のブレードには外周部にシュラウドを持つことでアンダーカットを生ずるものがある。シュラウド付きブレードではシュラウド内側およびブレード翼面側がアンダーカット形状となっている。このアンダーカットにより 2 分割では樹脂を取り出すことができない。アンダーカット部の樹脂を取り外すためにより細かく分割することを検討した。

最初に樹脂を 3 分割することを考えた。PPA, PLA について樹脂上面に 1 か所、下面に 2 か所のくさびを配置した。分割時の治具概略を Fig. 10 に示す。

Table 3 Results of breaking method with 3 wedges from 2 sides

	Breaking load	Results	Yield rate (%)
PPA	500 N	Crack was unstable. Half of blocks were left.	50
PLA	50 N	Crack was unstable. 90% of blocks were left.	10

PPA, PLA とも割れ方が安定せず、樹脂が取り外せない場合があった。PPA の歩留まりは約 5 割、PLA では約 1 割であった (Table 3)。下側にくさびを 2 か所配置したが、左右どちらか一方のくさびのみ亀裂が生じ、残りのくさびでは亀裂が全く生じない現象が起こった。実験では樹脂下面に 2 か所のくさびから左右対称に亀裂が生ずることは稀であり左右非対称に亀裂が進展した (Fig. 11)。

また PLA ではブレード翼面に樹脂の溶着、変色が見られた。この現象はシュラウドのないブレードでは認められず、シュラウドがついた場合に金型と成形条件の違いによって発生したものと考えられる。これより、シュラウド付きのブレードにおいて PLA は不適切だと判断し候補から外した。

樹脂を 3 分割する方法の結果から、1 面に 2 か所くさびを配置する方法は難点があり、亀裂を安定して生じさせるためにくさび位置を検討し直した。そこで樹脂の 4 面を使い、各面に 1 か所ずつくさびを配置する方法とした。有限要素法によって応力分布を計算した結果、この方法においてはくさび周辺の応力の増加が局部的であり、ブロックの変形を抑えてブレードに影響を与えないことが予想された (Fig. 12)。

ハンドプレス of 1 工程で 4 面に荷重をかけるための専用治具をつくった。これはシリンダーの下降運動を利用して上下方向および左右方向から樹脂を挟み込む機構である (Fig. 13)。

4 面に 1 か所ずつくさびを配置した実験は PPA のみ実施した。実験では荷重 200 N で四方全てから均一な亀裂が入り、安定して割ることができた。課題であったアンダー

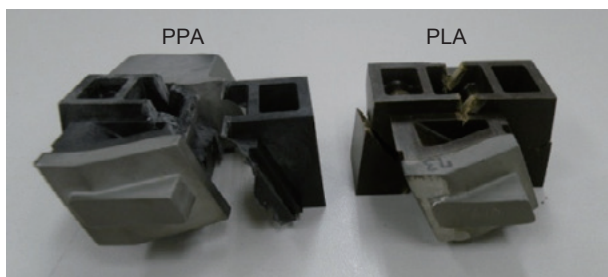


Fig. 11 Result of breaking method with 3 wedges from 2 sides

カット部の樹脂も取り外すことができ、繰り返し実験を行っても安定して亀裂が生じることを確認した (Fig. 14)。また樹脂取り外し工程に要する時間は約 1 分であり、安全に短時間でブレードから樹脂を取り外せることも確認できた。よってこの分割方法を採用し、樹脂取り外し実験により亀裂が進展しやすく、ブレードに溶着しない PPA をブレードの固定材料とした。

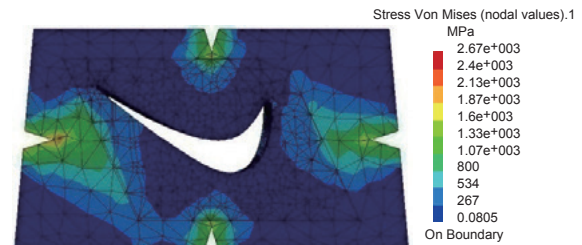


Fig. 12 Stress contour of FRTP block

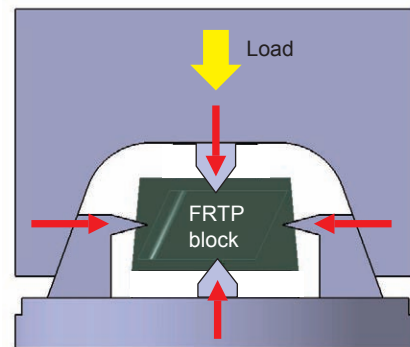


Fig. 13 Breaking method with 4 wedges from 4 sides

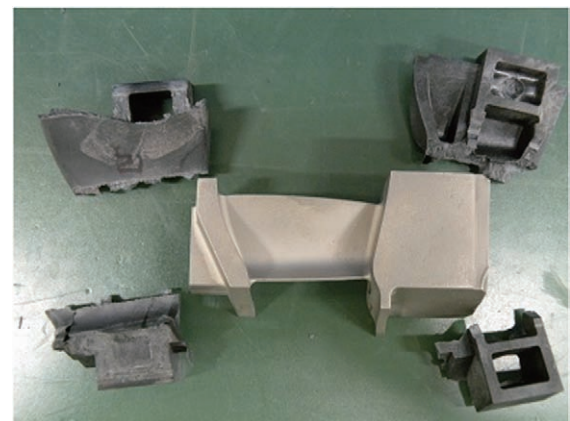


Fig. 14 Result of breaking method with 4 wedges from 4 sides

6. まとめ

- (1) ブレードを樹脂で固定する工程、インサート成形において、金型表面に接する樹脂流動性を局所的に制御し、金型との隙間から樹脂を漏らさずに成形する最適条件を見いだした。

(2) ハンドプレスと専用治具を使い、樹脂を分割して安全に効率良くブレードから取り外す方法を見いだした。これにより樹脂のリサイクルも容易となる。

(3) ブレードの固定に用いる材料として PPA, PP, PLA を選出、成形、加工、樹脂取り外し実験を行い比較した結果、PPA を最適な材料として選定した。

以上により、ブレード固定治具材料を低溶融合金から PPA に置換することができた。これより工程が簡素化、短縮され、ブレードの固定コストを削減することが可能となった。また軽量化によって作業時の取り扱い性も向上した。

■ 著 者 ■



木暮昌弘



森岡 武



原 浩昭



納富貴幸

中性子ラジオグラフィによる燃料電池内部の 水分分布可視化

Visualization of Liquid Water Distribution in Fuel Cell by Using Neutron Radiography

田 中 慎太郎*
Shintaro TANAKA

田 中 之 人*
Yukihito TANAKA

要 旨

燃料電池の発電機能に影響する大きなファクタの一つとして、セル内の液水の滞留が挙げられ、液水の可視化、定量化は燃料電池の水マネジメントをおこなう上で重要な技術である。

本研究では、中性子ラジオグラフィを用いて発電中の燃料電池内部の液水分布可視化をおこない、液水を定量化した。

この結果から、発電性能を低下させる要因の一つである抵抗過電圧に関し、CCM 中液水量が増加すると抵抗過電圧が低下する傾向にあるが、ある液水量以上では一定となることを明らかにした。一方、一定負荷発電中の電圧降下量は GDL 中の液水量と強い相関があり、GDL 中の液水量増加と共に電圧降下量が大きくなることを明らかにした。

ABSTRACT

The accumulation of liquid water in the cell is given as a major factor affecting the electric generation performance of fuel cells, and the visualization and quantification of this liquid water is a key technology for fuel cell water management.

This study used neutron radiography to visualize the liquid water distribution inside a fuel cell during electric generation, and quantified the liquid water.

The results showed that resistance overpotential, which is one factor that reduces electric generation performance, tends to drop as the quantity of liquid water in the CCM increases. However, the resistance overpotential becomes constant at a certain quantity of liquid water or more. In addition, it was also shown that the amount of voltage drop during constant-load electric generation is strongly correlated with the quantity of liquid water in the GDL, and that the amount of voltage drop increases as the quantity of liquid water in the GDL increases.

1. はじめに

地球温暖化や大気汚染等の環境問題、石油の枯渇によるエネルギー問題というモビリティが現在直面する課題に対応可能な究極の技術として、燃料電池電気自動車の開発をおこなっている。

燃料電池では、アノード極側からの燃料である水素が、カソード極側からの空気中の酸素と反応し電力を発生させる。

アノード (An) 極: $\text{H}_2 \rightarrow 2\text{H}^+ + 2\text{e}^-$

カソード (Ca) 極: $1/2 \text{O}_2 + 2\text{H}^+ + 2\text{e}^- \rightarrow \text{H}_2\text{O}$

Fig. 1 に燃料電池セルの断面構成を示す。燃料電池反

応は、電解質膜 (Polymer Electrolyte Membrane: PEM) の両面に触媒層を設けた CCM (Catalyst Coated Membrane) とガス拡散層 (Gas Diffusion Layer: GDL) を接合することにより得られる膜電極接合体 (Membrane Electrode Assembly: MEA) でおこなわれる。MEA 内において、プロトン伝導体である PEM は、保水状態でプロトン伝導機能を発揮し、発電性能を低下させる要因の一つである抵抗過電圧を低減させると考えられる。その反面、GDL のガス拡散性を低下させる GDL 内部での液水滞留は、触媒層近傍の酸素濃度を低下させ、発電性能低下要因の一つとなると考えられる。しかし、PEM 中や GDL 中など MEA 内各部の液水が発電性能に与える影響について明確な結論は得られていない。

*四輪 R&D センター

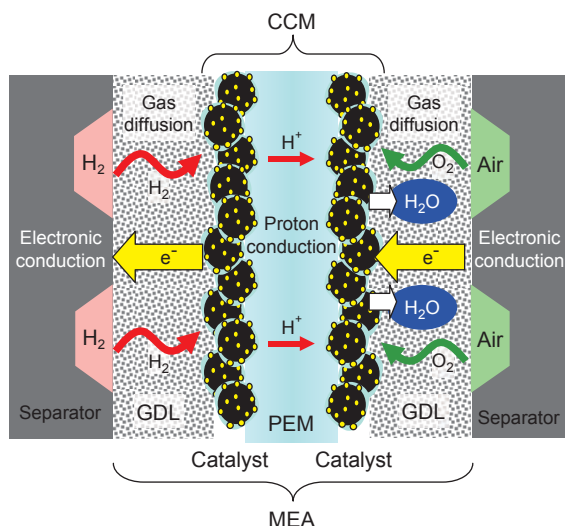


Fig. 1 Schematic of fuel cell

2. 研究の目的

発電中の MEA 断面における液水可視化を中性子ラジオグラフィにておこない、可視化結果より求められる MEA 内各部の液水量と抵抗過電圧、一定負荷発電中の電圧降下との関係に関する知見を得ることを目的とした。

3. 中性子ラジオグラフィとは

中性子ラジオグラフィとは、対象の構成原子の中性子減衰特性を利用して、物質の定量化をおこなう手法である。燃料電池の構成材料として多く用いられる Al, C, F 等の原子に対しては減衰が小さいが、H 原子を含む物質に対しては減衰が大きい。この特性を利用して、H 原子濃度が高い液水による中性子減衰を測定し、セル断面の液水の可視化、定量化をおこなう。

Fig. 2 は熱中性子に対する代表的原子、分子の質量減衰係数を示す⁽¹⁾。H 原子を含む H₂O 分子はその他の原子と比較して質量減衰係数が大きいことがわかる（なお、H₂O

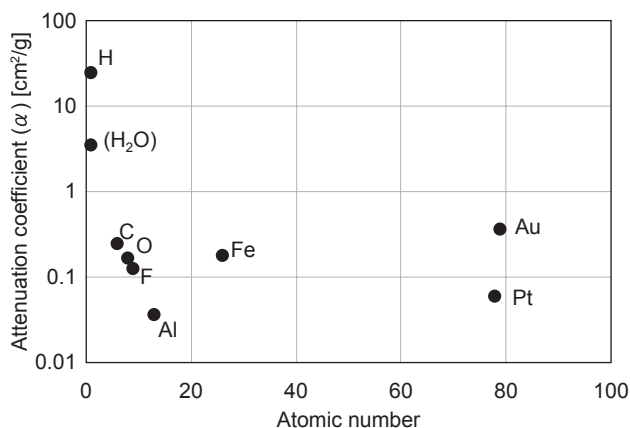


Fig. 2 Attenuation coefficient of elements

のみ H の原子番号で代表してプロットしている)。この中性子の減衰から試験体の厚み t [cm] を導くには、式 (1) で示されるランベルト・ベールの法則を用いる。

$$I_{out} = I_{in} \exp(-\alpha \cdot t) \quad (1)$$

ここで、 I_{in} は入射中性子強度、 I_{out} は透過中性子強度、 α は試験体の中性子質量減衰係数 [cm^2/g] を示す。さまざまな発電条件における MEA 内部の液水厚みを上述のように測定し、後述する有効電極部の中性子線方向の厚み (5 mm) で除して単位体積中の液水占有率 (vol%) として表すことにより、MEA 内の液水を定量化した。

中性子ラジオグラフィ計測は、スイス Paul Scherrer Institut (PSI) の Electrochemistry Laboratory (ECL) と Neutron Imaging and Activation Group (NIAG) の協力のもと、PSI の ICON にておこなった。計測手法は、PSI より確立された高分解能燃料電池可視化手法を用いて実施した^{(2), (3)}。

4. テスト手法

Fig. 3 にセルの構成を示す。CCM と GDL により構成される MEA を、ガスの漏洩を防ぐためのガスケットと共にセパレータで挟み込み、中性子ラジオグラフィ用セルとした。

Fig. 3 のように、セルの断面方向からの中性子透過像を計測する。流路深さ (A_n , C_a) と MEA の厚みの総和が 1 mm から 2 mm という観察領域において、断面方向の空間分解能を向上させるため、Fig. 4 に示すように、検出器

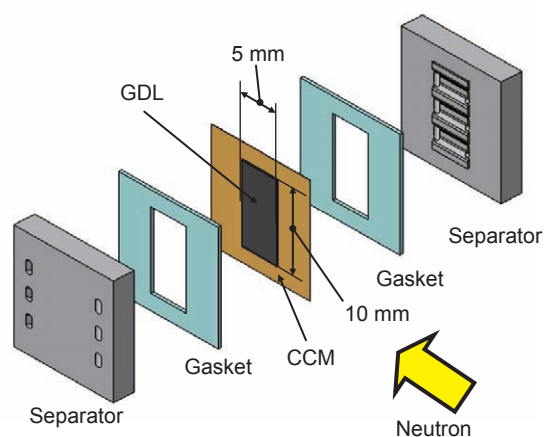


Fig. 3 Configuration of cell for neutron radiography

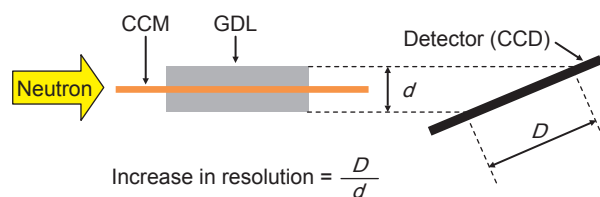


Fig. 4 Schematic of increase in resolution

Table 1 Cell configuration and test conditions

Cell configuration	Electrode area	0.5 cm ²
	Separator	3 channels
Test conditions	Current density	1.0 A/cm ²
	Cell temperature	50, 70, 85 °C
	An gas	H ₂
	Ca gas	Air
	An gas humidity	50, 100 %RH
	Ca gas humidity	40, 70, 100 %RH

(CCD)を断面方向に対し傾けて計測をおこなった⁽²⁾。

このように中性子透過像を一方向(本研究ではMEA厚み方向)のみ引き伸ばして計測することにより、得られる画像の解像度は13.5 $\mu\text{m}/\text{pixel}$ から2.3 $\mu\text{m}/\text{pixel}$ に向上するが、中性子ビームの直進性、検出器固有のぼやけにより、実質的に得られる空間分解能は約20 μm である。

Table 1にセルの仕様と、テスト条件をまとめて示す。セル温度、Caガス湿度、Anガス湿度の三つのパラメータを変化させて発電をおこない、発電中の端子電圧、抵抗過電圧の計測と、その時のMEA内部液水分布可視化を同時におこなった。

5. 液水分布が発電性能に与える影響

中性子ラジオグラフィにより得られた画像の一例をFig. 5に示す。青く着色している部分が液水を示す。電流密度を1.0 A/cm²で固定して発電しているため、燃料電池

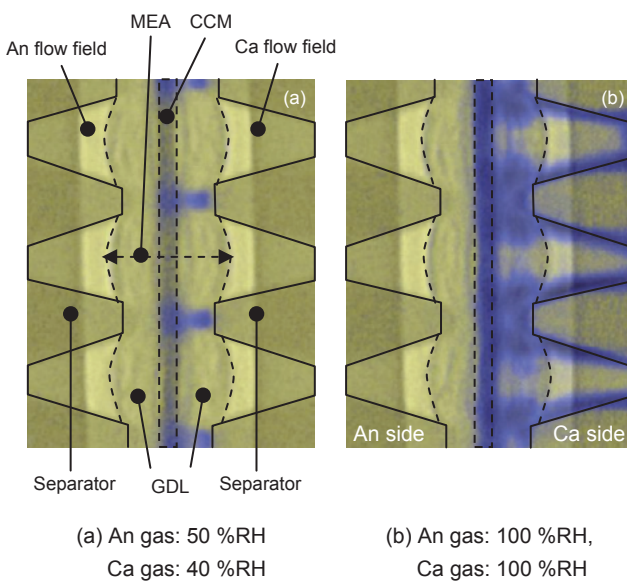


Fig. 5 Images of liquid water distribution during electric generation and regions of quantitative analysis

反応により生成する水量はいずれの発電条件でも同じであるが、両極に低湿度のガスを流したFig. 5(a)の方が高湿度のガスを流したFig. 5(b)に比べ、供給ガスによりMEA内部が乾燥し、液水が少ないことがわかる(セル温度はいずれも70 °C)。

次に、Table 1で示した各テスト条件での発電性能(端子電圧)をFig. 6に示す。

飽和水蒸気量が小さく、MEAが乾燥しづらいセル温度50 °Cの条件では、Caガス湿度が高くなると端子電圧が低下した。これは、触媒層中やGDL中の液水滞留により、触媒へのガス移動が阻害され、有効電極面積が低下したことが原因と推察される。一方、飽和水蒸気量の大きいセル温度85 °Cでは相対湿度が低くなると端子電圧が低下する挙動が確認された。これは、乾燥によるPEMのプロトン伝導機能低下(抵抗過電圧の増加)が原因と推察される。セル温度70 °Cでは、Caガス湿度が70 %RHの条件で高い性能が得られており、実施した条件の中では、Anガス湿度:100 %RH, Caガス湿度:70 %RHで最も高い端子電圧が得られた。

これらセル温度、ガス湿度に対する電圧挙動を明らかにするため、Fig. 5に示したCCM, GDLそれぞれの領域で中性子ラジオグラフィにより液水を定量化し、同時に取得された端子電圧、抵抗過電圧との相関を解析して液水分布が発電性能に与える影響を明らかにした。

5.1. CCM中の液水量と抵抗過電圧の関係

Fig. 7に、Table 1で示した各発電条件において測定した抵抗過電圧を示す。

いずれのセル温度でも、Caガス湿度が低くなると抵抗過電圧が増加した。特に、飽和水蒸気量の大きいセル温度85 °Cでは、Caガス湿度の低下に伴う抵抗過電圧の増加が他のセル温度よりも大きく、Fig. 6で示した85 °Cの端子電圧の挙動がこの抵抗過電圧の挙動で説明できる。この時の抵抗過電圧とMEA内部の液水量の関係を検証するため、

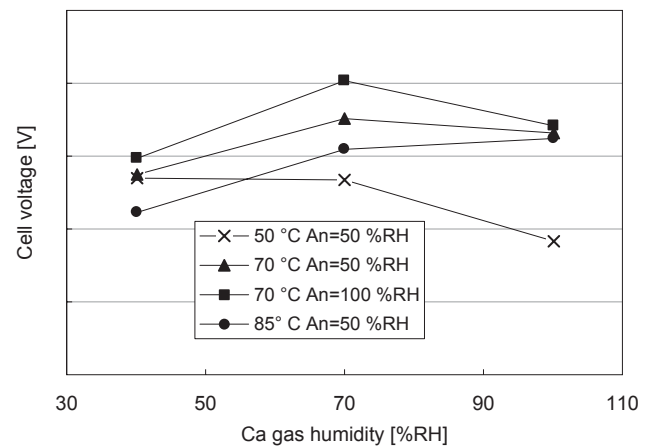


Fig. 6 Cell voltage of each test condition

中性子ラジオグラフィにより定量化した液水量との比較をおこなった。前述のように、PEM中の水量が抵抗過電圧の変化に大きく影響するため、PEM中の液水のみを定量化することが理想的である。しかし、中性子ラジオグラフィの分解能に比べPEMの厚みが薄く、PEM中と触媒層中、それぞれの液水量を明確に切り分けることが困難であるため、ここでは、CCM中の液水量を用いる。抵抗過電圧とCCM中の液水量の関係をFig. 8に示す。

CCM中の液水量が増加すると、抵抗過電圧が低下するが、ある液水量以上では一定化した。発電性能を向上させるためにPEMのプロトン伝導機能を十分に発揮させるには、ある一定量以上の液水を保水させる必要があることがわかる。

5.2. GDL中の液水量と電圧降下の関係

MEA中の液水滞留により一定負荷発電で電圧が降下する要因としては、触媒層中の液水滞留による触媒層内のガス拡散性の低下と、GDL中の液水滞留による触媒層へのガス移動量の低下の二つが考えられる。触媒層内の液

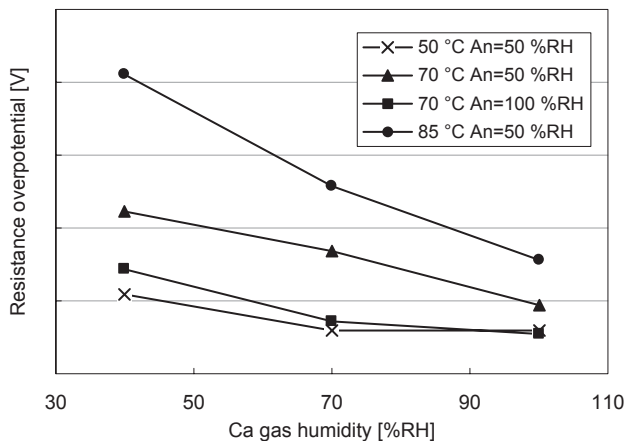


Fig. 7 Resistance overpotential of each test condition

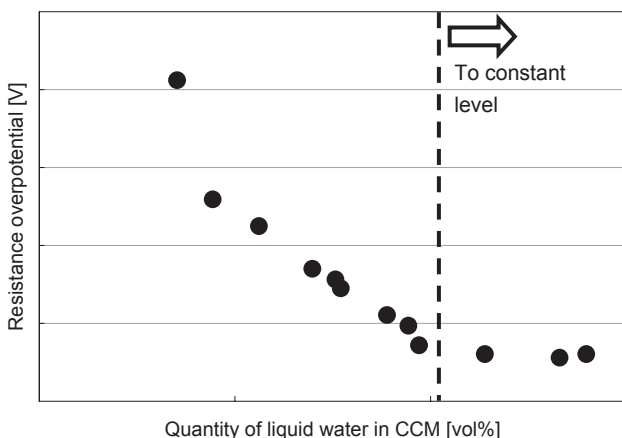


Fig. 8 Relation between resistance overpotential and liquid water in CCM

水量定量については、中性子ラジオグラフィの分解能に比べて触媒層厚みが薄く、精度の高い定量化が困難なため、GDL中の液水滞留と電圧降下の関係について検証した。電圧降下挙動については、 1.0 A/cm^2 で一定負荷発電を開始してからの電圧低下量を測定することにより定量化した。なお、端子電圧には前述の抵抗過電圧の変化も含まれてしまうため、この変化をキャンセルしたIR free (端子電圧と抵抗過電圧の和)の低下量を電圧降下量として用いた。例として、セル温度: 50°C , Anガス湿度: 50 %RH, Caガス湿度: 70 %RHで発電をおこなった時のIR freeの挙動をFig. 9に、同時計測した中性子可視化結果 (発電開始0 min, 10 min後)をFig. 10に示す。

Fig. 9において、発電開始直後はIR freeが高く、この時点でMEA内部に液水がほとんど滞留していないことがFig. 10(a)からわかる。一方、一定負荷発電を継続するとIR freeは低下し、ある一定の値となるが、このIR free一定領域でのMEA内部には液水が滞留し、特にセパレータのリブ部近傍のGDL中に液水が多く滞留していることがFig. 10(b)からわかる。

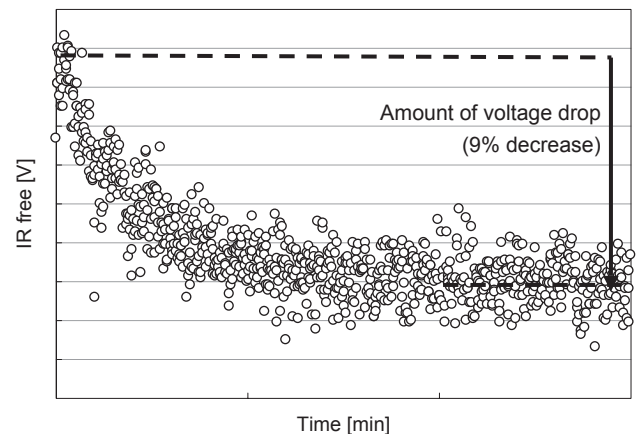


Fig. 9 Time evolution of IR free and voltage drop

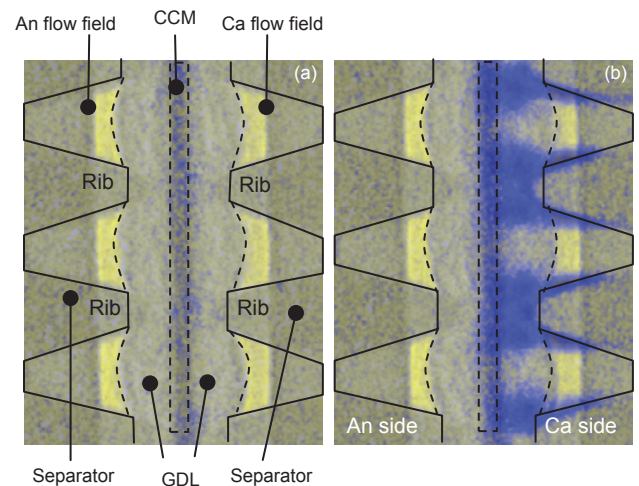


Fig. 10 Change in liquid water distribution during electric generation (a) $t = 0 \text{ min}$, (b) $t = 10 \text{ min}$

次に、Table 1 で示した各発電条件における一定負荷 (1.0 A/cm^2) 発電中の電圧降下量を Fig. 11 に示す。

飽和水蒸気量の小さいセル温度 50°C では、Ca ガス湿度の変化に伴う電圧降下量の増加が他のセル温度よりも大きく、Fig. 6 で示した 50°C の端子電圧の挙動がこの電圧降下挙動で説明できる。電圧降下量と GDL 中の液水量の関係を検証するため、中性子ラジオグラフィにより定量化した GDL 中の液水量との比較をおこなった。GDL 中の液水量は、Fig. 10(b) で示したように、ガス流路近傍と、リブ部 (通電のために GDL と接しているセパレータの凸部) 近傍で大きく異なり、リブ部近傍で液水が多く分布する傾向にある。これは、リブ部近傍の GDL にガスが拡散しづらく、生成水の乾燥が流路部に比べて少ないことが原因と考えられる。このため、リブ部近傍、流路部近傍と、これらを平均化した GDL 平均の三つのパターンで GDL 中の液水定量化をおこない、電圧降下量との相関を検証した。いずれの結果も GDL 中の液水量が増加すると電圧降下量が増加する傾向がみられ、一定負荷発電中の電圧降下を抑制するためには GDL 中の液水量を低減化させる必要があることが確認された。液水定量化部位の三つのパターンの中では GDL

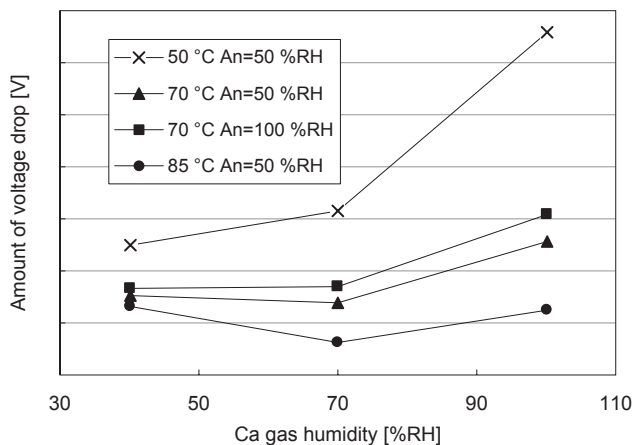


Fig. 11 Voltage drop of each test condition

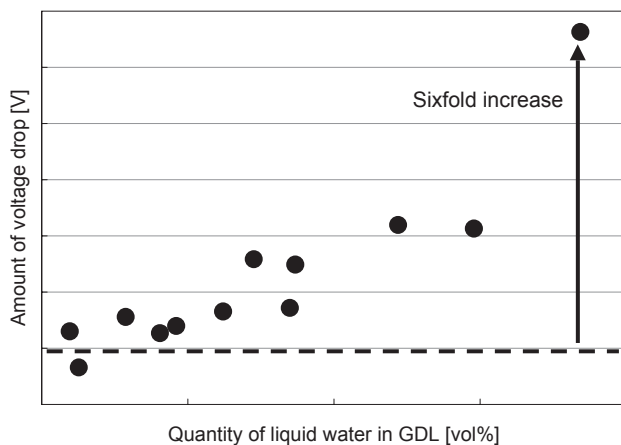


Fig. 12 Relation between voltage drop and liquid water in GDL

平均と電圧降下量の相関が最も強かった。GDL 中の平均液水量と電圧降下量の関係を Fig. 12 に示す。

GDL 平均の液水量と電圧降下量の相関が強い理由としては、液水の滞留によりガス移動に寄与する GDL のガス拡散性が低下するためと考えられ、触媒層へのガス移動が阻害される挙動を GDL 平均液水量が最も良く表している。

5.3. 理想的な水分布に関する考察

Fig. 8 に示した CCM 中の液水量と抵抗過電圧の関係と、Fig. 12 に示した GDL 中の液水量と電圧降下の関係をまとめた結果を Fig. 13 に示す。

Fig. 6 にて示したように、本実験のテスト条件の中では、セル温度: 70°C 、An ガス湿度: 100 %RH、Ca ガス湿度: 70 %RH にて最大の端子電圧を得ることができた。Fig. 14 に前述の条件下での中性子可視化画像を示す。この条件は、Fig. 13 の中で抵抗過電圧を一定の値まで低下させるために必要な最低の CCM 液水量にあることがわかる。この

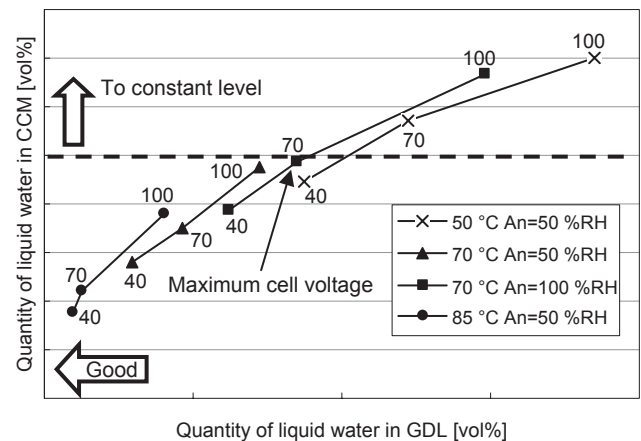


Fig. 13 Relation between liquid water in CCM and GDL (represented by cathode gas humidity)

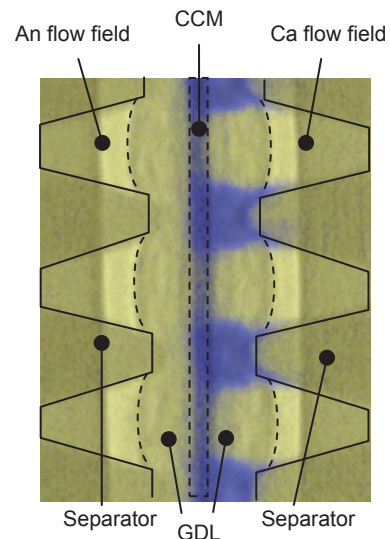


Fig. 14 Image of liquid water distribution under the best condition (An gas: 100 %RH, Ca gas: 70 %RH)

条件よりも乾燥条件にすると PEM が十分な液水を保持できず、抵抗過電圧が増加し、湿潤条件にすると GDL 中の液水が増加して有効発電面積が減少し、いずれも性能低下を引き起こすと考えられる。

MEA 中の理想的な水分分布について考察すると、プロトン伝導機能を発揮する上で必要な液水量を CCM (PEM) 中に保持したまま、有効電極面積を低減させる GDL 中の液水量は極力減らすことが重要であると考えられる。しかし、セル温度やガス湿度などの発電条件の変更だけでは CCM 中の液水量増加に伴い GDL 中液水量も増加してしまう。発電性能を向上させるため、MEA 中の水分分布を理想的な分布に近づけていくには、材料開発や層構成の最適化、流路構造の検討が必要であると考えられる。

6. まとめ

燃料電池の発電性能に影響する抵抗過電圧、一定負荷発電時の電圧降下量と MEA 内各部の液水量との関係を検証するため、中性子ラジオグラフィによる発電中の水分分布の可視化、定量化をおこなった。結果をまとめると、

- (1) CCM 中の液水量が増えると抵抗過電圧が低下する傾向にあるが、ある液水量以上では一定となる。
- (2) GDL 中の液水量が増えると一定負荷発電開始後の電圧降下量が大きくなる。
- (3) 高い発電性能が得られる発電環境は、CCM (PEM) 中の液水量がプロトン伝導性を発揮する最低液水量の環境で発現しているが、理想的な水分分布を実現させるためにはさらなる材料開発や流路設計が必要である。

参考文献

- (1) 独立行政法人日本原子力研究開発機構ホームページより抜粋：
http://rrsys.tokai-sc.jaea.go.jp/rrsys/html/riyou_bunya/pdf/0607.pdf
- (2) Boillat, P., Frei, G., Lehmann, E. H., Scherer, G. G., Wokaun, A.: Neutron Imaging Resolution Improvements Optimized for Fuel Cell Applications, *Electrochem. Solid-State Lett.* 13, B25(2010)
- (3) Boillat, P., Scherer, G. G.: Chapter 12 of *Neutron Radiography*, edited by Wang, H., Yuan, X., Li, H.: *Handbook of PEM fuel cell durability*, Volume 2, PEM fuel cell diagnostics tools, Taylor & Francis Group, LLC, CRC, In Press(2011)

■ 著 者 ■



田中 慎太郎



田中 之人

X 線を用いた PEFC 発電中における水分分布計測技術の開発

Development of in-situ X-ray Imaging Technologies for Measuring Water Distribution
in Generating PEFC

盛 山 浩 司*
Koji MORIYAMA

立 原 隆 宏*
Takahiro TACHIARA

古 沢 透 流**
Toru FURUSAWA

要 旨

固体高分子型燃料電池にとって内部の水管理は発電および耐久性能を高めるためのキー技術となっており、内部の水輸送現象の解明が求められている。

X 線 CT および X 線ラジオグラフィーを用いた発電中の燃料電池内部におけるその場観察技術を開発し、拡散層およびガス流路内部の水輸送現象の解析をおこなった。

電流密度に応じて拡散層内部の水が成長する様子や親水性の流路壁面に沿って拡散層から流路へ水が排出される様子を観察した。また、画像解析をおこない、発電中における拡散層内部の水分分布を定量的に評価し、リブ下の拡散層に水が多く滞留しやすいことを確認した。

ABSTRACT

Water management in fuel cells is a key technology for enhancing the performance and durability of polymer electrolyte fuel cells (PEFC), and water transport phenomena in PEFC have to be clarified.

In-situ measurement techniques in generating PEFC using X-ray computed tomography (CT) and X-ray radiography were developed, and water transport phenomena in the Gas Diffusion Layer (GDL) and gas channels were analyzed.

The water inside the GDL was observed to increase in accordance with the current density, and it was also observed that water is discharged from the GDL to the channels along the hydrophilic channel wall surfaces. In addition, image processing was performed, and the water distribution inside the GDL during generation was quantitatively evaluated. The results confirmed that a large amount of water easily accumulates in the GDL under the rib.

1. ま え が き

近年、高効率かつゼロエミッションのエネルギー変換システムの一つとして、燃料電池が注目を浴びている。なかでも固体高分子型燃料電池 (Polymer Electrolyte Fuel Cell:PEFC) は低温作動かつ高出力密度という特徴により、次世代の自動車用電源として精力的に研究開発がおこなわれている。PEFC からは水しか排出されないことが長所の一つである。しかし一方で、この水の管理が重要な課題となっている。PEFC の一層の発電性能および耐久性の向上を図るためには、電解質膜の乾燥 (ドライアウト) を防ぐために適度な水分を維持しつつ、触媒層、拡散層 (Gas Diffusion Layer:GDL) およびガス流路内の凝縮水が酸素の拡散や流動を阻害しないようにする必要がある。このような水管理の課題を解決するには、水輸送メカニズムの解明が必須である。そのため、中性

子イメージング⁽¹⁾や核磁気共鳴イメージング (Magnetic Resonance Imaging:MRI)⁽²⁾を活用した計測技術および数値シミュレーションによる予測技術⁽³⁾が盛んに開発されている。また X 線 CT (Computed Tomography) を用いた燃料電池内部の計測もおこなわれているが、発電後の計測がほとんどである。しかし、発電中と発電後では、内部の水分分布は異なるため、発電中の水輸送メカニズムの解明には、発電後の計測では不十分である。また、GDL の繊維構造と水を分離した上での燃料電池内部の水分分布は定量化されていない^{(4),(5)}。そこで本研究では、発電中の燃料電池内部の三次元的な水分分布を高空間分解能で計測する技術として X 線 CT 技術、高時間分解能で動的な水の挙動を計測する技術として X 線ラジオグラフィー技術、そして定量的に水の分布を評価するための画像解析技術を構築し、拡散層およびガス流路内部の水分分布を定量的に評価した。

* 四輪 R&D センター

** 基礎技術研究センター

2. X線 CT を用いた水輸送解析

2.1. X線 CT イメージング概要

X線 CT とは、計測対象に X 線を照射し、X 線源と検出器もしくは観察試料を 180° もしくは 360° 回転させながら、減衰しながら透過した X 線を検出し、その収集したデータから三次元画像を構成する技術である⁽⁶⁾。X 線 CT は MRI や中性子線イメージングに比べ、サブミクロンという高い空間分解能、三次元の物体形状と含水状態両方の計測が可能、低コストおよび安全性という点で優れている。一方で、X 線吸収係数は分子量に比例するため、分子量の小さい物質に感度の良い中性子線イメージングに比べ、分子量の小さい水素原子を含む水分子に対する感度が低い。しかしこれは、X 線の照射エネルギーを小さくし、カーボンおよび水と空隙の S/N 比を改善することで解決できる。

Fig. 1 に X 線 CT 計測装置の概要図を示す。X 線管はフィラメント材料、ターゲット材料ともにタングステンを用いた反射型密封管を採用し、検出器はイメージンシファイアを備えた 145 万画素の CCD を用いて、管電圧 110 kV、管電流 80 μ A で計測をおこなった。

画像の空間分解能は、式 (1) のように X 線と観察試料、そして検出器の位置関係および検出素子配列数で決まる。

$$S = D/(L/I)/A \quad (1)$$

ここで S は空間分解能、 D は受光部有効サイズ、 L は X 線源から検出器までの距離、 I は X 線源から観察試料までの距離、 A は検出素子配列数である。また、 L/I は投影拡大率であり、試料を X 線源に接近させるほど、空間分解能が向上する。本試験では、X 線源から 2.5 mm の距離にセルを配置し、幾何学的な形状の詳細度、コントラスト、計測時間のバランスの観点より、ビュー数 1000、フレーム平均 20、1CT スキャン時間を 30 分として、空間分解能 2.5 μ m で計測をおこなった。

Fig. 2 に X 線 CT 計測で用いた燃料電池セルの分解図を示す。電極面積は 10 mm $\times$ 10 mm とし溝幅 0.5 mm、山幅 0.5 mm、深さ 0.5 mm の直線流路を 11 本配置した 15 mm

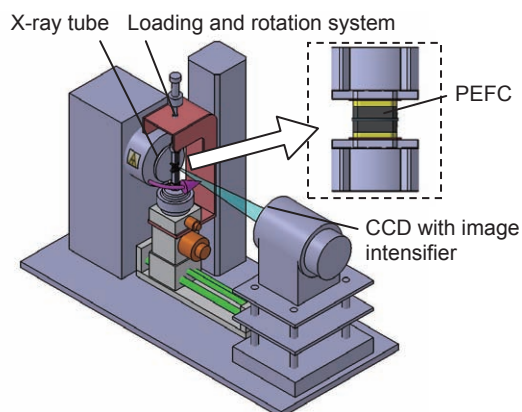


Fig. 1 X-ray CT imaging system

$\times$ 15 mm のカーボンセパレータから成り、温度は熱電対で計測しながらセラミックヒータで調節した。なお、拡散層および流路における高コントラストの CT 画像を得るため、X 線吸収係数の大きい白金が含まれる触媒層による S/N 比の低下を避けるためにセルを X 線源に対して水平に置いた (Fig. 1)。またセル面圧支持用のボルトに用いられる金属部品による X 線の減衰を避けるためにボルトレス面圧回転機構を構築した。面圧シリンダを用いて荷重を一定に制御しながら回転しているが、一定電流で発電する際、セルの位置ずれもガスリークもなく、セル電圧を一定にしたまま計測できた。

2.2. 実験手順

電解質膜には DuPont 製 NR212 を用い、触媒層は白金 0.5 mg/cm²、カーボン 0.5 mg/cm²、電解質 0.38 mg/cm² となるよう作成した。また拡散層には東レ製カーボンペーパーである TGP-H-060 を用いてセルに組み込み、0.6 A/cm² 一定の定電流エージング試験をおこなった。エージング試験後、一度セルから MEA (Membrane Electrode Assembly) および GDL を取り出し、真空脱泡処理をおこない、MEA および GDL 内部に完全に水を含浸させた。次に燃料電池セルに完全含水状態での MEA および GDL を再度組み込み X 線 CT 計測し、完全含水状態のリファレンス画像を取得した。さらに、N₂ パージをおこない、内部が乾燥していく過程の X 線ラジオグラフィーを用いて乾燥状態になったことを確認した後、燃料電池内部の状態を X 線 CT 計測し、乾燥状態のリファレンス画像を取得した。

その後、電流密度が一定となるように発電させ、電圧が安定した状態を保ちながら、X 線ラジオグラフィーおよび CT 計測し、画像解析をおこない、内部の水分布の可視化および GDL 内の飽和度分布の定量化をおこなった。

2.3. X線 CT 計測結果

アノード極側には露点温度 300 K で加湿した水素を流量 50 ml/min で流し、カソード極側は露点温度 300 K で加湿した酸素を流量 150 ml/min で流し、セル温度 300 K で試験をおこなった。

Fig. 3 に X 線 CT により三次元再構成した燃料電池セルの画像を示す。これは Fig. 2 に示す燃料電池セルの中心

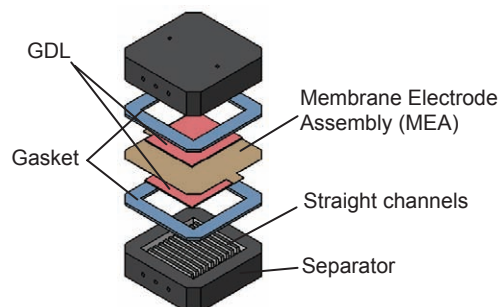


Fig. 2 Fuel cell for X-ray CT imaging

軸まわりの直径 2.5 mm の領域を観察した結果である。Fig. 3 の上側がアノード、下側がカソードであり、黄緑色の矩形領域がガス流路、橙色の矩形領域がセパレータのリブ部である。また、赤色の領域が GDL、青色の領域が MEA (触

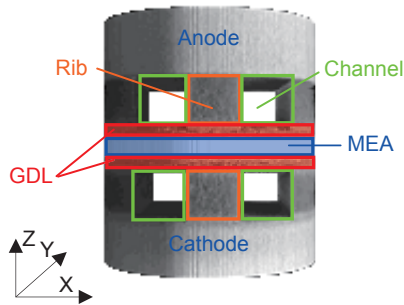


Fig. 3 Three dimensional X-ray CT image of PEFC

媒層および電解質膜)を示している。このセルの I-V 性能曲線を Fig. 4 に示し、各発電条件における CT スライス画像を Fig. 5 に示す。Fig. 5 の各画像は (1) リファレンス画像 (乾燥状態), (2) 電流密度 0.30 A/cm^2 の画像, (3) 電

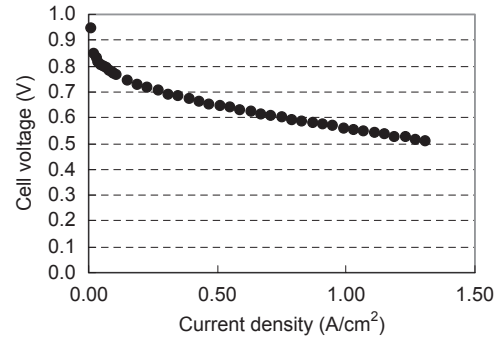


Fig. 4 I-V performance curve of PEFC

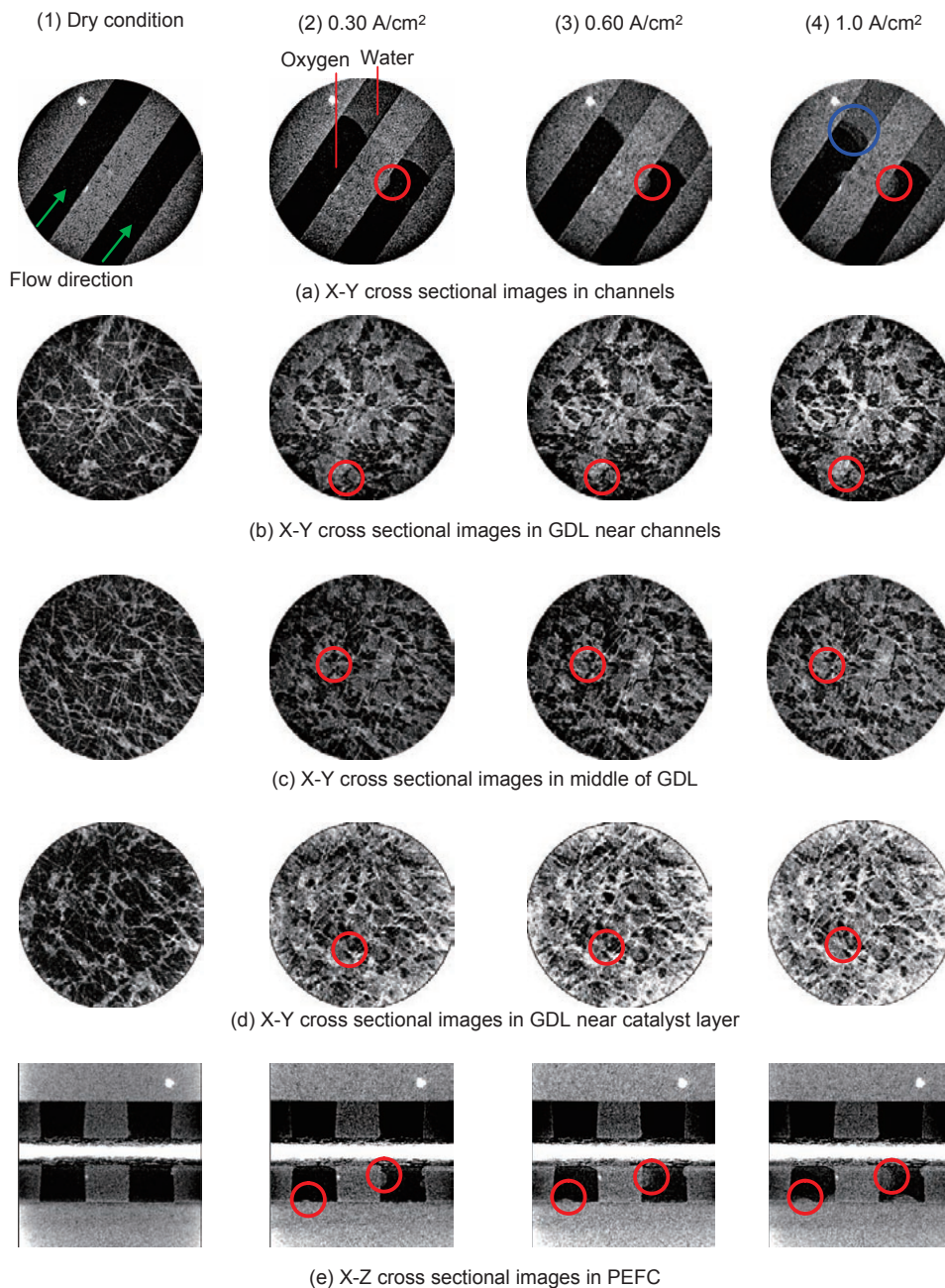


Fig. 5 Cross sectional images in generating PEFC

流密度 0.60 A/cm^2 の画像, (4) 電流密度 1.0 A/cm^2 の画像を示している. また, (a)-(e) はそれぞれカソードにおける (a) 流路中央 (X-Y) 断面, (b) 流路に近い GDL の (X-Y) 断面, (c) GDL の中央 (X-Y) 断面, (d) 触媒層に近い GDL (X-Y) 断面, (e) セル (X-Z) 断面を示し, 赤丸で囲まれた領域は生成水の一例を示している.

Fig. 5(a) は電流密度 0.30 A/cm^2 以上において液相水が流路に排水され, 流路が水が塞いでしまう Plugging が起きている様子を示している. また, その流路内の水はほとんど動いていないため, セパレータと水の接触界面が観察でき, 濡れ性の変化が計測できる. そして, Fig. 5(b)-(d) より GDL 内部における水が電流密度の上昇に伴い増加し, 成長していく様子やガス流路側から触媒層側に向けて水の量は増加していく傾向にあることがわかる. また, Fig. 5(e) からは, 電流密度の上昇に伴い, 流路内の水滴が成長していく様子がわかる. Fig. 5(a)-(4) の青丸で囲まれた部分ではセルが一回転する間 (30 分) に流路内の水の界面が移動した形跡が確認できる. このように X 線 CT を用いて発電中の燃料電池内部の水の存在状態を計測することができた. 次に水の定量化をおこなうために画像解析技術を採用することにした.

2.4. 画像解析手順

発電中の燃料電池内部の水分布の識別および定量化のために, X 線 CT で得られたデータの画像解析をおこなった. 本試験条件においては, 水がほぼ定常的に存在し, コントラストの良い画像が得られた. そこで, Fig. 6 に示す手順で水分布の抽出をおこなった.

(1) 各断面でのヒストグラムや GDL のカーボン繊維径を

参考にしながら, ドライ画像を二値化し, 繊維と空隙 (水蒸気を含む酸素) に分ける.

(2) (1) と同様に発電時の画像を二値化し, 繊維および水と空隙に分ける.

(3) 発電による電解質膜の膨張や材料の熱膨張の影響を除去するため (1) と (2) の三次元的な位置合わせをおこなう.

(4) (3) で位置合わせした画像の差分を取り, 発電時に増えた水分布を抽出する.

(5) (4) で分離できた水のデータと (1) のデータを用いて, 空隙, 繊維, 水の三次元三値化ボクセルデータを作成する.

2.5. 画像解析結果

Fig. 7 に水分布の抽出結果を示す. Fig. 7 の各画像は (1) N_2 パージ後のドライの画像, (2) 電流密度 0.30 A/cm^2 の画像, (3) 電流密度 0.60 A/cm^2 の画像, (4) 電流密度 1.0 A/cm^2 の画像を示す. また, (a)-(d) はそれぞれカソードにおける (a) 流路中央 (X-Y) 断面, (b) 流路に近い GDL の (X-Y) 断面, (c) 触媒層に近い GDL の (X-Y) 断面, (d) セル (X-Z) 断面を示している. Fig. 7 の紫色で示すように本画像解析手順により発電中の燃料電池内部の水分布を抽出できた.

Fig. 8 に 1 A/cm^2 におけるカソードガス流路および GDL 内部における水分布を三次元的に示した図を示す. Fig. 8 より拡散層と反対側のガス流路壁面に結露した水がはりついている様子や流路壁面に沿って水が排出される様子, そしてガス流路内の下流側で水が詰まってしまう Plugging 現象が起きている様子が確認できる.

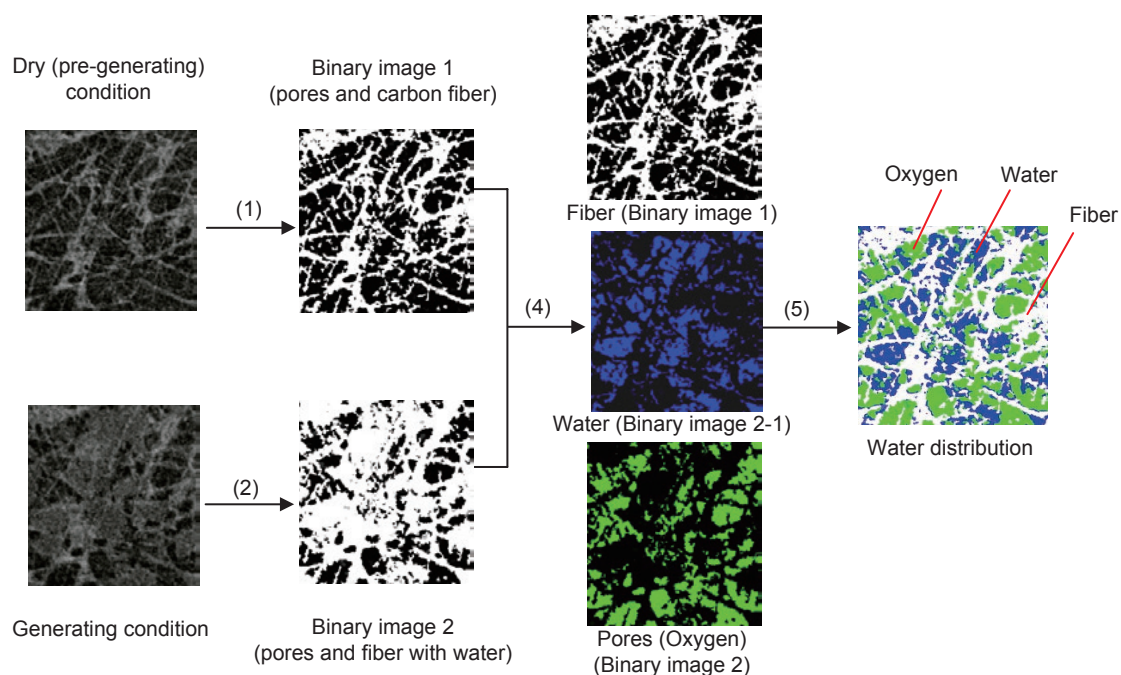


Fig. 6 Image processing procedure

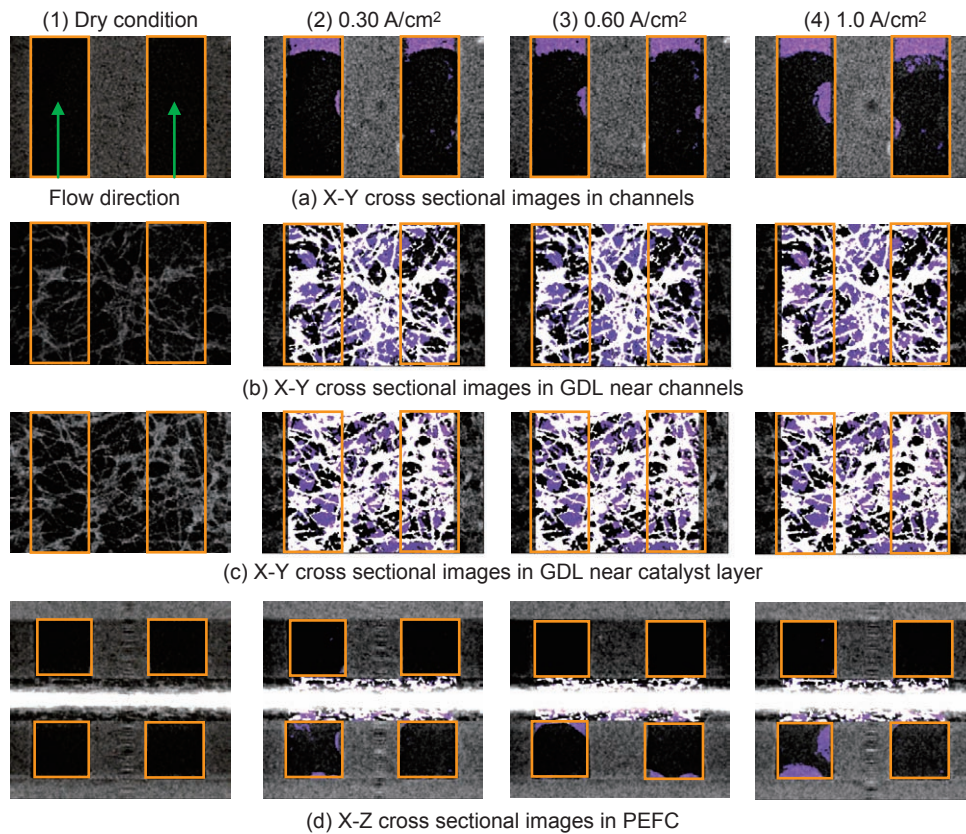


Fig. 7 Cross sectional images in generating PEFC

さらに流路およびリブ直下の GDL 内部の水の様子を X-Z 断面で示した図を Fig. 9 に、X-Y 断面に示した図を Fig. 10 に示す。Fig. 9 および Fig. 10 より、リブ下の GDL に多くの水が滞留し、流路直下の GDL 内の水はリブ直下の GDL 内の水に比べて少ないことが確認できる。

次に、三次元的に抽出した水分分布からカソード GDL の触媒層側から流路側に向かう位置における飽和度分布を解析した結果を Fig. 11(a) および Fig. 11(b) に示す。なお、飽和度は GDL 内の空隙のうち水が占める面積割合として定

義した。Fig. 11(a) は流路下領域における飽和度分布を示し、Fig. 11(b) はリブ下領域における飽和度分布を示す。全体的にリブ下の方が流路下よりも飽和度が高く、流路下領域では触媒層側から流路に近づくにつれて飽和度が減少する傾向にある。一方、リブ下は触媒層側よりもリブ直下の飽和度が高くなる傾向にあることがわかった。

リブ下に水が滞留する要因は、

- (1) リブ部を形成するセパレータは濡れやすい、すなわち水の接触角が小さく水が動きづらい。
- (2) リブ下は流路までの排出距離が長いだけでなく、GDL の細孔がつぶれてガスが流れにくい、ガスの流れが水を持ち去りにくい。
- (3) リブ部は外気に冷やされるセパレータと一体構造のため、水が凝縮しやすい。

ことが考えられる。今回の試験のような常温の試験におい

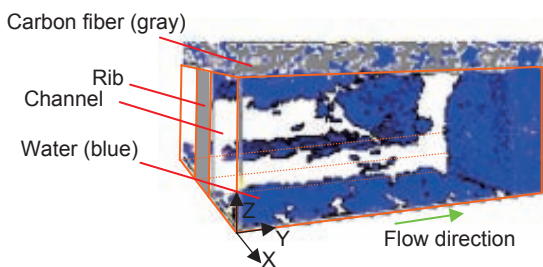


Fig. 8 Three dimensional water distribution in GDL and gas channels obtained by X-ray CT imaging

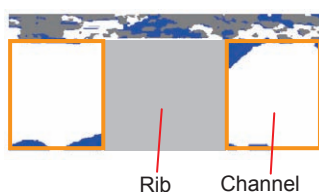


Fig. 9 X-Z cross sectional image

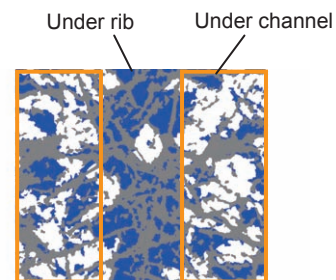


Fig. 10 X-Y cross sectional image directly under rib and channels

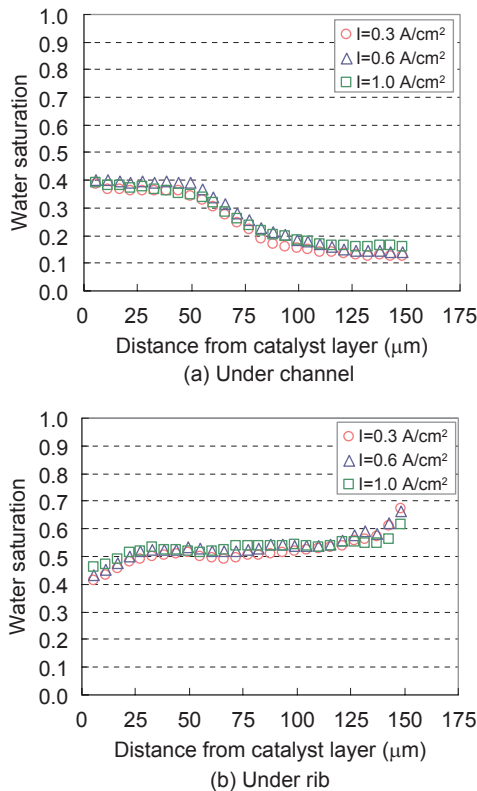


Fig. 11 Water saturation in GDL

てもリブ下に多くの水が滞留することから、リブ下の濡れ性や細孔のつぶれはGDLからガス流路への水の排出挙動に大きな影響を及ぼすことがわかった。

3. X線ラジオグラフィーを用いた水輸送解析

3.1. X線ラジオグラフィーイメージング概要

X線ラジオグラフィーはX線CTのように観察対象を回転させずに、X線の透過画像を取得する方法である。そのため、構造や水分分布の三次元的な計測はできないが、リアルタイムでの観察が可能である。X線ラジオグラフィー試験では、X線管はフィラメント材料として六ホウ化ランタン、ターゲット材料にタングステンをを用いた透過型開放管を採用し、検出器はイメージンシファイアを備えた500万画素のCCDを用いて、管電圧70 kV、管電流110 μA で計測をおこなった。露光時間3秒とし、空間分解能

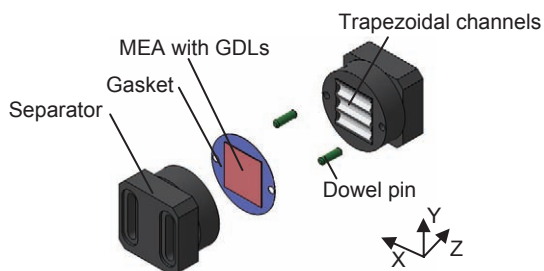


Fig. 12 Fuel cell for X-ray radiography imaging

は、4.3 μm で計測をおこなっている。Fig. 12にX線ラジオグラフィー試験で用いた燃料電池セルを示す。電極面積は10 mm $\times$ 9.3 mmとし、下底2.1 mm、上底0.58 mm、高さ0.58 mmの台形の直線流路を3本配置した直径15 mmのカーボンセパレータを用いた。試験手順、画像解析手順はX線CT試験に準じ、アノード極側には露点温度310 Kで加湿した水素を流量50 ml/minで流し、カソード極側には露点温度317 Kで加湿した空気を流量200 ml/minで流し、セル温度323 K、328 K、333 Kの3条件で試験をおこなった。

3.2. X線ラジオグラフィー計測結果

セル温度違いが内部の水分布に及ぼす影響を解析した。Fig. 12におけるX方向に透過した画像にセルの各構成要素の説明を加えたものをFig. 13に示す。上部がアノード、下部がカソードである。また、黄緑色の領域がガス流路、橙色の領域がセパレータのリブ部であり、赤色の領域がGDL、青の領域がMEAを示している。Fig. 14にセル温度328 K、1 A/cm^2 の定電流試験におけるPEFC内部の含水率分布の時間変化を示す。なお、含水率はドライの画像、脱泡後の完全含水状態の画像を用いて正規化して算出した。Fig. 14(a)のドライ状態から、発電に伴う生成水によりリブ下のGDLに水が滞留し[Fig. 14(b), (c)], その後リブ下から流路壁面に沿って水がガス流路へ排出される様子[Fig. 14(d), (e)]が確認できる。セル温度323 K、

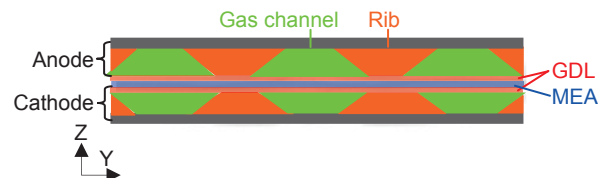


Fig. 13 X-ray radiography image of PEFC

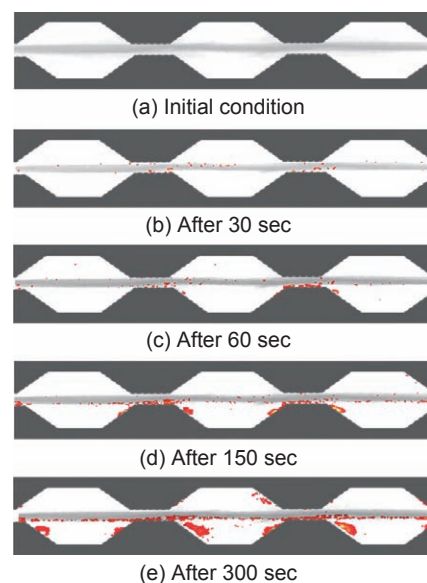


Fig. 14 X-ray radiography images

328 K, 333 Kにおけるカソード GDL およびカソードガス流路内の含水率の時間変化を Fig. 15 に示す。328 K および 333 K では内部の含水率が定常状態に達しているのに対し、323 K では定常になることなく水が増加した。これは、セル温度 323 K では、供給ガス中に含まれる水蒸気および発電によって生成された水蒸気を持ち去れずに拡散層および流路内部に結露するためである。Fig. 16 に発電開始後 450 秒後におけるカソード GDL およびガス流路内の含水率を表わしたグラフを示す。Fig. 16 より、323 K から 328 K にセル温度が上昇したときにガス流路内の含水率の減少分が拡散層内の含水率の減少分よりも大きく、328 K から 333 K にセル温度が上昇したときにその差が小さくなるのがわかる。このことから、まずは流路内における水が乾いた後に拡散層が乾燥することがわかる。このように、X 線ラジオグラフィーを用いて、時系列的な水分分布の変化を計測できた。

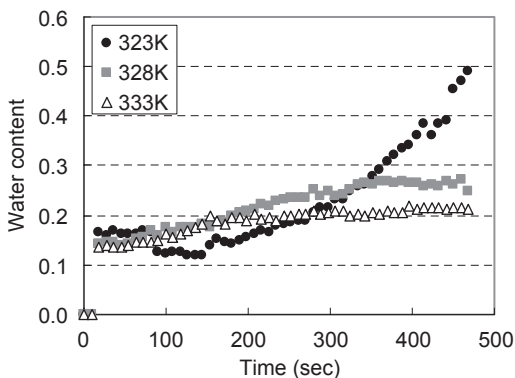


Fig. 15 Effect of operating temperature on water content in GDL and gas channels

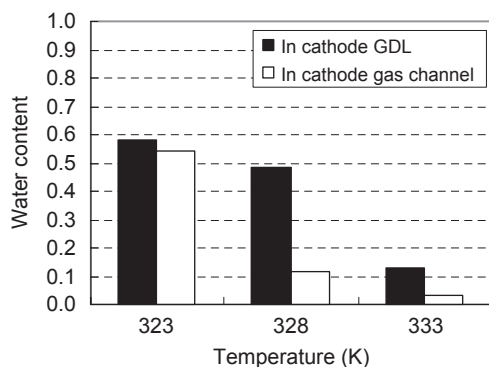


Fig. 16 Water content in GDL and gas channels

4. まとめ

発電中の燃料電池内部の水分分布を高空間分解能かつ高コントラストで三次元計測可能な X 線 CT 計測システムおよび高時間分解能で水の動的な挙動を解析できる X 線ラジオグラフィー計測システムを構築した。そして、画像解析技術を構築し、水分分布の定量解析をおこなった結果、触媒層近傍およびリブ直下の GDL 内部に生成水が滞留しや

すいこと、GDL から流路へ出た水がセパレータに沿って排出される様子、流路内に水が詰まってしまう Plugging 現象、流路壁面における結露水、およびその成長過程を観察した。

今後、三次元的な空間分解能が高い X 線 CT と時間分解能の高い X 線ラジオグラフィーを組み合わせることにより、運転温度、流入ガスの速度や湿度が排水挙動に及ぼす影響を解析するとともに最適部材および構造の検討をおこなっていく。

参考文献

- (1) Hussey, D.S., Jacobson, D.L., Arif, M., Owejan, J.P., Gagliardo, J.J., Trabold, T.A.: Neutron images of the through-plane water distribution of an operating PEM fuel cell, *Journal of Power Sources*, Vol. 172, Issue 1, p.225-228 (2007)
- (2) Teranishi, K., Tsushima, S., Hirai, S.: Analysis of Water Transport in PEFCs by Magnetic Resonance Imaging Measurement, *Journal of Electrochemical Society*, 153, A664-A668 (2006)
- (3) Pasaogullari, U., Wang, C. Y.: Two-phase Modeling and Flooding prediction of Polymer Electrolyte Fuel Cells, *Journal of Electrochemical Society*, 152, A380-A390 (2005)
- (4) Sinha, P. K., Halleck, P., Wang, C. Y.: Quantification of Liquid Water Saturation in a PEM Fuel Cell Diffusion Medium Using X-ray Microtomography, *Electrochemical & Solid-State Letters*, Vol. 9, A344-348 (2006)
- (5) Maeda, M., Isogai, Y., Shiozawa, M., Tejima, T., Hamada, J.: Analysis of water distribution in a fuel cell using x-ray computed tomography, *Denso technical review*, Vol.13, No.1, p.37-43 (2008)
- (6) Kak, A.C., Slaney, M.: Principles of Computerized Tomographic Imaging, IEEE Press (1988)

著者



盛山 浩司



立原 隆宏



古沢 透流

燃料電池電気自動車開発に向けた 水素拡散シミュレーション手法の研究

Research of Simulation Method of Hydrogen Diffusion for Fuel Cell Electric Vehicle Development

松本 充功* 清水 研一*
Mitsunori MATSUMOTO Kenichi SHIMIZU

要 旨

燃料電池電気自動車において水素タンク周りは複雑な空間形状となる。この空間に万一水素が漏れた場合を想定して水素拡散挙動をシミュレーションできる手法について研究した。

従来の計算領域分割法では車両開発で許容される期間内で計算できないため、三段分割計算手法を考案して計算時間を短縮した。また、精度向上を目的とし、乱流による拡散、混合を適切に計算できる乱流モデルを選定した。

その結果、計算時間を4日に抑えつつ、水素噴出時のピーク濃度と噴出後の残留濃度が精度5%以内で計算できることを確認した。また、異なる水素噴出条件に対しても適用できる見通しを得た。以上より本手法が燃料電池電気自動車の開発に有用であることを明らかにした。

ABSTRACT

Research was conducted on a method that can simulate hydrogen diffusion behavior in the event that hydrogen leaks into the complexly shaped space around the hydrogen tank of a fuel cell electric vehicle.

Calculations cannot be performed in a permissible time period for the vehicle development with the conventional analysis region partitioning method, so a three-part partitioning calculation method was newly devised to shorten the calculation time. In addition, in order to enhance the calculation accuracy, the turbulence models that can appropriately calculate turbulent diffusion and mixing were selected.

The results confirmed that the peak concentration when hydrogen spouts and the residual concentration after spouting can be calculated at an accuracy of within 5%, while keeping the calculation time to just four days. In addition, it was presumed that the new method can be applied to differing hydrogen spouting conditions. These results indicated that the new method is useful for the development of fuel cell electric vehicles.

1. まえがき

Honda では、低炭素化の究極の姿である燃料電池電気自動車をはじめとして、水素社会の実現に向けた水素応用技術の研究開発をおこなっている。

水素は、無色かつ無臭で比重が最も小さく拡散が早いといった、従来の燃料にはない特性を持っており、これらの特性に配慮した設計をおこなうことが重要である。

燃料電池電気自動車では、万一の水素漏洩を検出するために水素センサを設置している (Fig. 1)。従来は、車両を用いたテストによって検討していたため、この設置位置を決定するまでに数ヶ月を要していた。水素が拡散をとまないうちに流れる挙動をシミュレーションで短期間に解析できれば、設計段階から水素センサの適切な設置位置を検討することができる。

* 四輪 R&D センター

しかし、これまで、単純な形状に対して水素拡散シミュレーションをおこない精度検証した報告はあるが^{(1), (2)}、燃料電池電気自動車の複雑な形状に対してシミュレーションの精度を検証し、設計検討に適用できる手法であることを実証した例は、水素応用技術分野の研究報告を調査した限り見当たらない。

従来、車両の複雑な形状での水素拡散シミュレーションは、計算規模が大きく、実用的な時間で計算できなかった。

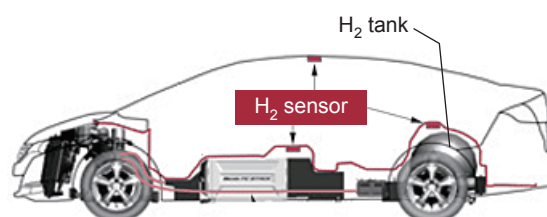


Fig. 1 Position of hydrogen sensors

そこで、計算領域の分割法を改良し、計算時間を短縮した。また、設計検討に適用できる精度を確保するために、水素の乱流拡散、混合を高精度で計算できる乱流モデルの選定をおこなった。

これらの手法を用いて、車両の水素タンク周りについて水素拡散シミュレーションを実施し、高速応答濃度計測で得た実測値と比較検証した。

2. 開発のねらい

燃料電池電気自動車の設計検討に有用な水素拡散シミュレーション手法の構築をねらいとした。車両の複雑形状で水素濃度の時間変化を解析するため、CATIA モデルを反映した 3D 空間形状で非定常計算ができる手法を検討した。計算時間、計算精度の目標は以下の通りに設定した。

- (1) 計算時間:一週間以内
- (2) 計算精度:水素濃度が実測値と定量的に一致

計算時間の目標値は、従来のテストによる水素センサ設置位置の検討に要した時間に対して優位性がある値とした。

3. シミュレーション手法の構築

3.1. 水素拡散現象の特徴と計算上の課題

車両内で万一水素が漏れ出た場合、Fig. 2 に示す現象を経て、水素は流動、拡散すると考えられる。まず、噴出部では圧縮をとまなう噴流乱流が形成され、周囲の気体を巻き込みながら拡散していく。その後、車両内の構造物により流れの向きを変えつつ、壁面粘性影響によって壁乱流による流動、拡散に移行する。さらに流れが進むと、噴出による慣性力は弱まり、相対的に浮力影響が支配的となるため、水素は上昇して上部に滞留する。

これらを解析するためには、以下の二点が課題である。

- (1) 計算負荷の高い圧縮性計算を、大量の空間メッシュかつ細かい時間ステップで非定常計算しなければならない、計算時間が長くなる。
- (2) 乱流による流動、拡散影響を精度良く解析できる乱流モデルが不明。

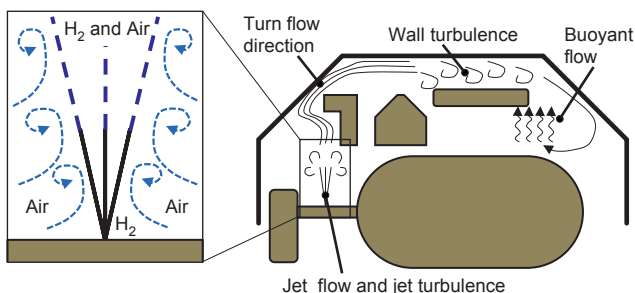


Fig. 2 Flow phenomena in case of hydrogen leak inside vehicle

前者については 3.2. 節で、後者については 3.3. 節で詳細を述べる。

3.2. 計算時間の低減

3.2.1. 要因分析

計算時間が長くなる要因は 3.1. 節で述べたように、以下の三点がある。

- (1) 圧縮性計算を要する。
- (2) 空間メッシュ数が大きくなる。
- (3) 時間ステップ数が大きくなる。

圧縮性が影響するのは噴出口近傍のみであるが、解析領域全体を圧縮性計算しなければならない、計算負荷が高まってしまう。

空間メッシュ数が大きくなる原因は、車両内全体の複雑形状を再現するためのメッシュ数が必要なことに加え、噴流現象を解像するために、噴出口近傍にさらに細かいメッシュを要するためである。

時間ステップ数が大きくなる原因は、非定常計算におけるクーラン数の制約を満たす必要があるためである。クーラン数 C は式 (1) で表される。

$$C = \frac{v\Delta t}{\Delta x} \quad (1)$$

v : Velocity

Δt : Time step

Δx : Mesh size

クーラン数は時間ステップ当たりの流体の移動メッシュ数を表し、過度に大きいと反復計算中の数値の発散や、時間変化の高周波成分の喪失による精度低下を引き起こす。1 以上のクーラン数で非定常計算が可能な陰解法を用いても、信頼性のある計算をおこなうための上限値は 40 程度とされている⁽³⁾。流速 v が高く、メッシュサイズ Δx が小さい噴出口近傍を含む非定常計算において、クーラン数の制約を満たすためには、時間ステップ Δt を小さくしなければならない。したがって、時間ステップ数が大きくなってしまう。

3.2.2. 従来技術

水素拡散シミュレーションの計算時間短縮技術として、独立行政法人新エネルギー産業技術総合開発機構の「水素の有効利用ガイドブック」では、仮想煙源法と計算領域分割法が紹介されている⁽⁴⁾。

仮想煙源法は、圧縮計算を要する噴出部近傍を計算せず、円形の噴出口からの噴流に対する理論式を用いて、境界条件を設定し、残りの領域を計算する。この方法は噴出部近傍に障害物がある場合には適用が困難であることから、複雑形状の解析には適さない。

計算領域分割法は噴出部近傍のマッハ数 0.5 より大きい

領域を圧縮性領域として分割して計算し、その結果を境界条件として残りの非圧縮性領域を計算する。圧縮計算を必要な領域のみに限定するため、計算時間の短縮ができる。計算領域分割法の概念を Fig. 3 に示す。仮想煙源法とは異なり、複雑な空間形状を再現して計算できる。

計算領域分割法を用い、マッハ数 0.5 の位置で分割し、二段目を非定常計算した場合の計算時間を検討した。水素の音速を 1200 m/s と考えると流速 v は 600 m/s、クーラン数を 40、複雑形状の再現に必要なメッシュサイズを最低 5 mm とすると、時間ステップは式 (1) より 3.3×10^{-4} 秒となる。現状の計算機性能では並列計算をおこなったとしても、1 秒分の計算に約三週間を必要とする。水素拡散挙動は数秒から数十秒のオーダーで解析したいため、目標の一週間では計算できない。

二段目の計算時間を短縮するため、分割位置を噴出口に対してより遠方に設定し、非定常計算が扱う流速を下げた場合についての検討もおこなった。しかし、この場合は一段目の圧縮計算領域が広がるため、一段目の計算に一週間以上要してしまう。

3.2.3. 三段分割計算手法

従来の計算領域分割法では、一段目の圧縮計算と二段目の非定常計算のいずれかの計算時間が長くなってしまうのを回避できないので、さらに分割数を増やした三段分割計算を考案した。三段分割計算手法の概略を Fig. 4 に示す。三段分割計算手法では、一段目は従来の計算領域分割法と同様に圧縮計算が必要な噴出口近傍のみを計算する。二段

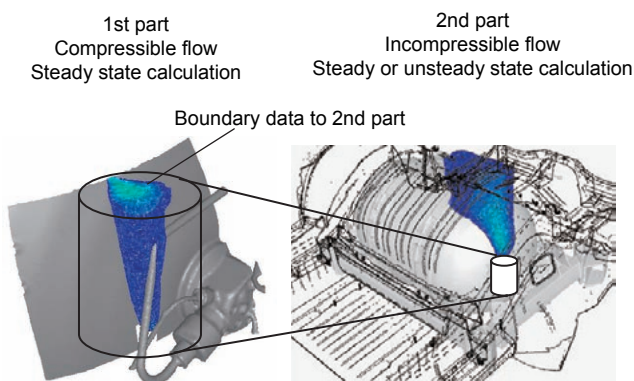


Fig. 3 Analysis region partitioning method

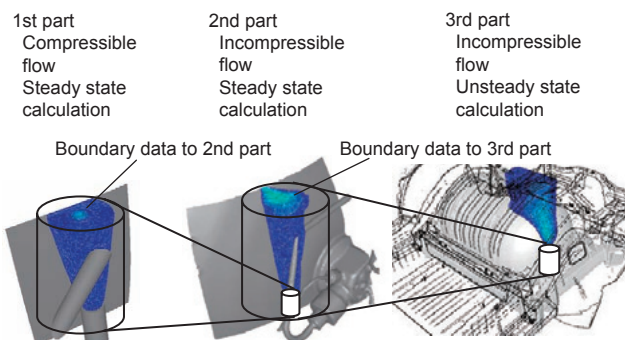


Fig. 4 Three parts partitioning method

Table 1 Turbulence models

Model	Number of equations	Characteristics
k- ω standard	2	Possible to calculate near wall region without wall function
k- ω SST	2	Hybrid model of k- ω standard and k- ϵ standard
k- ϵ standard	2	Basic 2 equations model and popular in engineering field
k- ϵ realizable	2	k- ϵ standard model with enhanced wall function
RSM	7	Possible to calculate turbulent anisotropy

SST : Shear Stress Transport
RSM : Reynolds Stress Model

目は三段目の非定常計算のクーラン数が 40 以下になるまでの領域について非圧縮定常計算をおこなう。二段目と三段目の分割位置における流速は 10 m/s 以下が目安となる。そして三段目で解析対象全体の非圧縮非定常計算をおこなう。この方法により、すべての計算領域で実用的な時間で計算が可能になると考えた。

3.3. 乱流計算精度の向上

3.3.1. 乱流計算手法

流れのある場における拡散現象は、濃度差によって生ずる分子拡散よりも、乱流によって混ざり合う乱流拡散や乱流混合の影響が支配的である。乱流の計算手法には、直接数値シミュレーション (DNS)、ラーズ・エディ・シミュレーション (LES)、レイノルズ平均モデル (RANS) などがある。渦の全部あるいは一部を厳密計算する DNS、LES は計算負荷が高すぎるため、実用上は RANS を選択するのが妥当である。RANS の乱流モデルは数多く開発されているが、どのような計算対象に対しても万能なモデルは存在しない。目標とするシミュレーションの精度を達成するためには、分割計算の各領域に対して精度良く計算できるモデルを選定することが必要である。

工学計算への適用実績のある五つの乱流モデルを候補とし、噴出口に発生する噴流乱流と壁面流れで発生する壁乱流の乱流モデルを選定した。候補の乱流モデルを Table 1 に示す。

3.3.2. 噴流乱流計算モデルの選定

噴出口径を ϕ 1.4 mm、流量を 120 NL/min、鉛直上向きに噴出した場合をテストケースとして検証した。三段分割計算手法の二段目までに相当する定常計算をおこなない、噴出口から 0.2 m までの噴出軸上について、各乱流モデルで計算した水素濃度と実測値を比較した。結果を Fig. 5 に示す。

k- ω SST モデルが最も高精度である。さらに、噴出条

件(噴出口径, 流量)が変わっても $k-\omega$ SST モデルを用いて精度良く計算できるかを検証した。結果を Fig. 6 に示す。どの噴出条件に対しても精度良く計算できた。 $k-\omega$ SST モデルは噴出条件によらず有効なモデルである。分割計算の一段目および二段目は噴流乱流の影響が支配的と考え、 $k-\omega$ SST モデルを採用した。

3.3.3. 壁乱流計算モデルの選定

噴出口径を $\phi 7$ mm, 流量を 212 NL/min とし, 水平の壁面に平行に噴出した場合について検証した。噴出軸上

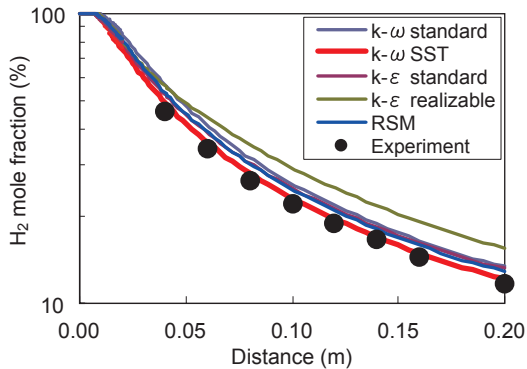


Fig. 5 Comparison of calculations with experiment to select jet turbulence model

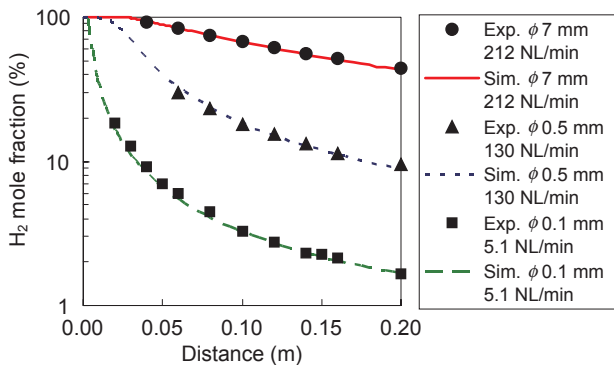


Fig. 6 Comparison of various jet flow calculations with experiments

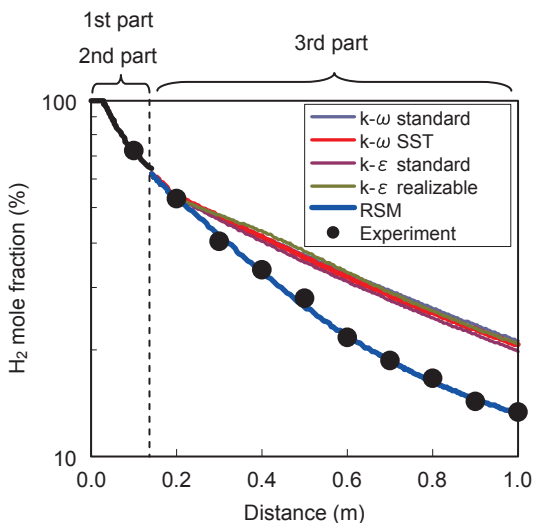


Fig. 7 Comparison of calculations with experiment to select wall turbulence model

0.14 m の位置までを, 三段分割計算手法の二段目までで計算し, 三段目の計算として 0.14 m から 1 m までの範囲について乱流モデルを変えて計算した。実測値と比較した結果を Fig. 7 に示す。

壁乱流では, 二方程式モデルはいずれも計算値の水素濃度が高くなり, 十分に拡散を表現できない。一方で七方程式モデルである RSM モデルは実測値に良く一致する。RSM モデルは乱流渦の異方性を計算可能であり, 壁面付近の速度差で発生する異方性の強い縦渦の影響を表現できたためと考えられる。主に車両フロアパネルに沿う流れを計算する分割計算の三段目には RSM モデルを採用した。

4. シミュレーション手法の検証方法

4.1. 検証対象と条件

計算手法の効果を確認するため, 開発初期段階の燃料電池電気自動車における水素タンク周りの車両床下空間を対象として, 実験と計算を実施し, 計算時間と計算精度を検証した。噴出条件は口径 $\phi 7$ mm, 流量 212 NL/min で代表した。噴出口を水素タンク横の配管継手付近に設置して鉛直上方に水素を噴出させた。噴出時間は 4 秒とした。Fig. 8 に水素噴出位置と水素濃度の評価ポイントを示す。

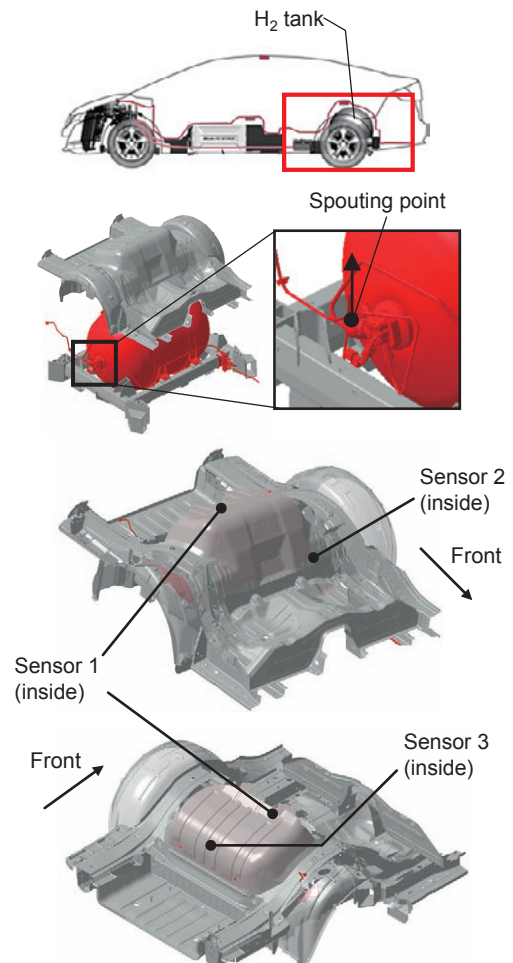


Fig. 8 Model used for experiment

水素濃度の評価ポイントはフロアパネルの最上部と前後の3か所に設定した。

4.2. ソルバ

FLUENT6.3をソルバとして使用し、陰解法、SIMPLE法にて計算した。水素の浮力を考慮するため、ナビエストークス方程式の体積力の項に重力式を追加したモデルを使用し、水素と空気の混合、拡散を計算するため、Fickの拡散式をベースに乱流拡散を考慮したSpeciesモデルを用いた。

4.3. 解析メッシュ

解析メッシュはCATIAモデルをベースとし、各パーツに対する表面メッシュを作成後、表面メッシュをつなぎ合わせ、最後に空間全体のメッシュを生成させるという手順で作成した。空間形状再現のため、部品まわりに対してはメッシュサイズを最大5 mmとし、メッシュ形状はテトラメッシュとした。

4.4. 実験手法

計算に使用したCATIAモデルに対応する車両部品と水素を用い、安全性に留意して計測した。

車両床下の非定常計算に対する比較検証には、広い濃度域に対して、高速な応答性かつ高精度な実測値が求められる。広範囲の濃度域の水素濃度計測に多く用いられている気体熱伝導式のセンサは90%応答時間がおおよそ5秒であり、今回の計測に対しては応答性が不足する。接触燃焼式のセンサは濃度4%以下の計測に用いられ、高濃度水素の計測には適さない。そこで測定可能な水素濃度の範囲が広く、かつ高速応答での計測に特化したイオン検知器HX-07i(能美防災株式会社製)⁽⁵⁾を用いて計測した。

5. 検証結果

三段分割計算における各段の計算結果について水素濃度のコンター図をFig. 9に示す。三段目の計算結果では水素が拡散を伴い流れる挙動が可視化できた。一段目、二段目の計算に要した時間は1日、三段目の計算に要した時間は3日の計4日であり、目標の一週間以内で計算できた。

水素濃度の評価ポイントにおいて実測値と比較した結果をFig. 10に示す。どの評価ポイントについても計算値と実測値は良く一致した。特にフロアパネル最上部(Sensor 1)については、水素噴出後30秒まで5%以内の精度で計算できた。またフロア前後の二点(Sensor 2, 3)についてはピーク濃度と30秒経過後の濃度が5%以内の精度で計算できた。水素濃度の立ち上がり時刻や水素噴出終了後の濃度振動挙動についても良く再現できた。

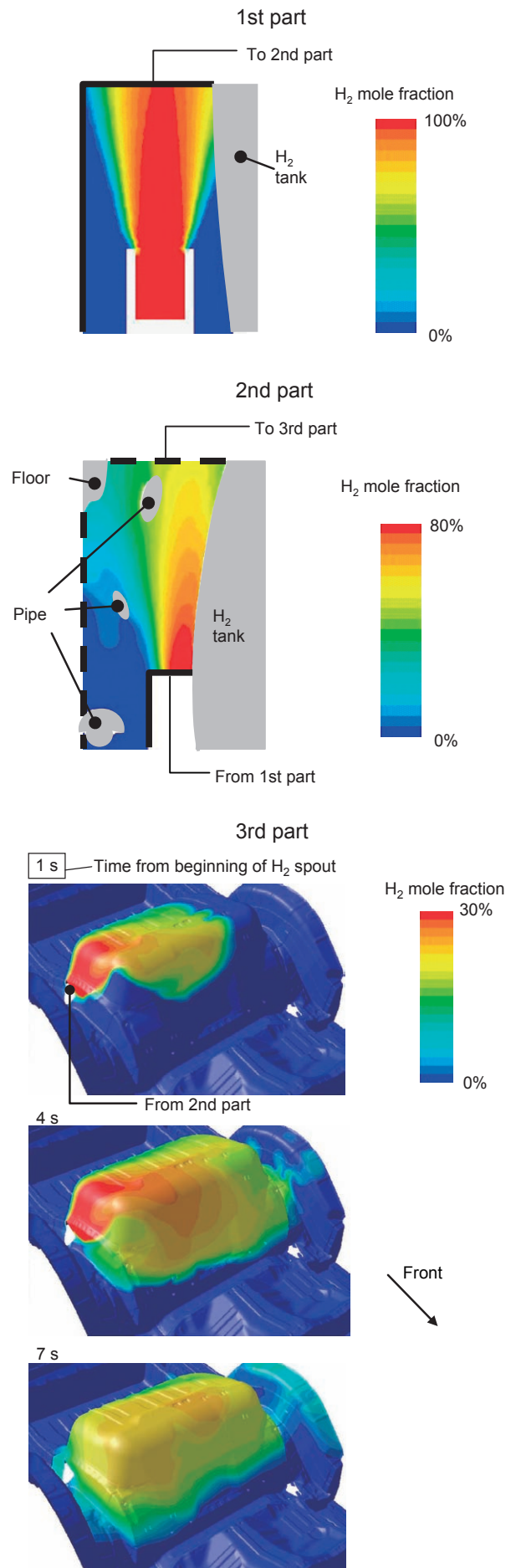
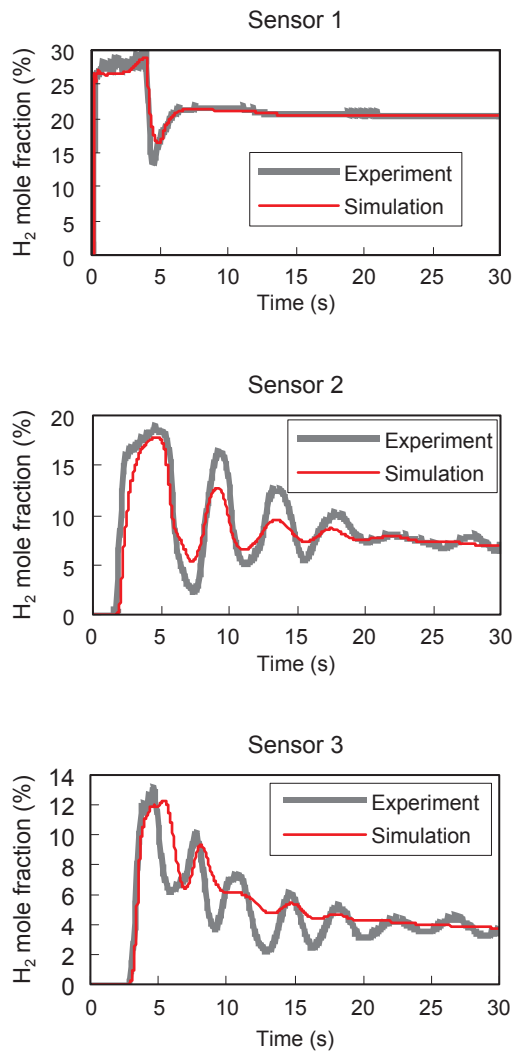


Fig. 9 Hydrogen mole fraction contours


 Fig. 10 H₂ mole fractions at sensor positions

6. まとめ

燃料電池電気自動車の設計検討に有用な水素拡散シミュレーション手法として三段分割計算手法を考案し、適切な乱流モデルを選定した。効果を検証した結果、以下の二点を確認した。

- (1) 全領域の計算時間は4日であり、目標の一週間以内を達成した。
- (2) 水素のピーク濃度および残留濃度が、実測値に対して5%以内で一致した。

また、噴出部近傍については、異なる水素の噴出条件に対しても精度良く計算できることを確認し、車両形状においてさまざまな漏洩事象の解析に汎用的に適用できる見通しを得た。

地球環境の未来において水素エネルギーへの期待は大きく、「見えない」水素を簡便に扱えることが望ましい。本研究をはじめ、水素を「見える」ようにする技術は着実に進化を遂げており、これらを活用することによって、水

素を制御、管理した車両およびシステム開発を加速させていきたい。

参考文献

- (1) Michael, R. S., Eric, S. G., Matthew, N. S.: Risk incurred by hydrogen escaping from containers and conduits, Proceedings of 1998 U.S. DOE Hydrogen Program Review, NREL/CP-570-25315 (1998)
- (2) Tchouvelev, A. V., Devaal, J., Cheng, Z., Corfu, R., Rozek, R., Lee, C.: CFD modeling of hydrogen dispersion experiments for SAE J2578 test methods development, 2nd International Conference on Hydrogen Safety (2007)
- (3) FLUENT Inc./FLUENT Asia Pacific: FLUENT6.3 ユーザーズガイド, 第25章, p.118 (2007)
- (4) 独立行政法人新エネルギー産業技術総合開発機構: 水素の有効利用ガイドブック, p.554-561 (2008)
- (5) 能美隆, 前川麻弥, 茂木俊夫: 水素イオンセンサ, 水素エネルギーシステム, Vol.33, No.2, p.54-59 (2008)

著者



松本 充功



清水 研一

4 ストローク小排気量空冷エンジンの オイル消費に関する考察

Study of Oil Consumption in Small-displacement 4-stroke Air-cooled Engines

澤 海 嘉司弘*

Kazuhiro SAWAUMI

直 井 康 夫*

Yasuo NAOI

要 旨

高温となる4ストローク小排気量空冷エンジンにおけるオイル消費の要因解析を実施した。オイル消費の多くはオイル上がりによるものであり、シリンダ壁面温度がオイル消費率に影響をおよぼしている。その温度を低減させることでオイル消費率を抑制できることが明らかとなった。また、シリンダの変形に対し、オイルリングの組み合わせ幅寸法の縮小および追従性係数の向上、ピストンの首振り現象の緩和は、オイル消費率を低減する有効な手段であることが確認できた。さらに、エンジン各部の温度が高い空冷エンジンではオイルのNOACK蒸発量がオイル消費に大きく影響を及ぼすことが確認できた。

ABSTRACT

A causal analysis of oil consumption was conducted for 4-stroke small-displacement air-cooled engines, which experience high temperature operations. The majority of oil consumption occurs as a result of oil loss that goes up into the combustion chamber, and the temperature of the cylinder walls affects the oil consumption rate. Results indicated that it was possible to control the oil consumption rate by reducing the cylinder wall temperature. It was also shown that the reduction of the width of the oil ring assembly and the increase of its coefficient of flexibility, in addition to the alleviation of the piston slap, were effective means to reduce the oil consumption rate. It was further demonstrated that the NOACK volatility of the oil has a significant effect on oil consumption in an air-cooled engine, in every part of which the temperature gets high.

1. まえがき

オイル消費は、4ストロークエンジンにおいても不経済であるばかりでなく、燃焼室内でのオイル炭化量増加による機能障害の発生原因となる。これらの対策としてオイル消費を解析した研究⁽¹⁾⁻⁽⁹⁾は多くみられる。

二輪車で多用される空冷エンジンは、水冷エンジンと比較しエンジン温度が高いという特徴がある。特に小排気量エンジンでは高負荷、高エンジン回転数の使用頻度が高

いため、高温の状況下で運転される。また、シリンダボア径の小さい小排気量エンジンにおいては、ピストン、ピストンリングなどの製造公差を、ボア径に対して比例縮小できないため、精度確保が相対的に不利となる。これらの特徴に着目したオイル消費の研究事例は少ないため、本稿では、国内向けスクータに採用されている排気量49 cm³の空冷エンジンを用いて、オイル消費の改善を目的とした要因解析を実施した。その結果について報告する。

*二輪 R&D センター

Table 1 Specifications of test engine

Engine type	4-stroke, SI engine
Cooling system	Forced air-cooling
Bore x Stroke	37.8 x 44.0 mm
Number of cylinders	1
Displacement	49 cm ³
Compression ratio	10.1
Valve drive system	OHC
Maximum output	3.0 kW / 8250 r/min
Cylinder	Cast-iron sleeve
Oil ring	Multi-piece steel rail ring (2.0 mm width)

2. 試験方法

2.1. オイル消費測定法

オイル消費率を測定する方法としては、エンジン運転前後のオイル容積の差から消費率を直接測定する容積法がある。これは簡便かつ高い精度でオイル消費を測定する方法であるが、長時間の試験を要し、一定の運転条件を維持した場合に限られ、過渡運転時の瞬時のオイル消費率を測定することはできない。一方、オイルに硫黄を添加し、排ガス中の硫黄濃度からオイル消費率を測定する硫黄トレース法⁽¹⁰⁾ (以下Sトレース法と示す)がある。これは過渡的な運転条件でも、短時間で瞬時のオイル消費率を測定できる。

本研究では、これらの測定方法を使い分けて試験をおこなっており、詳細な測定条件や方法は各項目にて記述する。なお、オイルはSAE粘度10W-30を使用し、Sトレース法の計測器は、堀場社製自動車排ガス硫黄成分測定装置MEXA-1170SXを用いた。

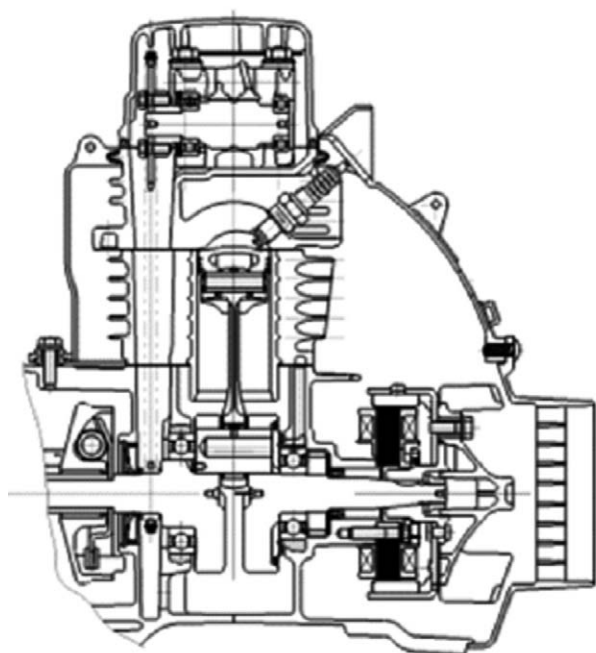


Fig. 1 Layout of test engine

2.2. 供試エンジン

試験に用いたスクータ用小排気量強制空冷エンジンの諸元をTable 1に、レイアウトをFig. 1に示す。

3. オイル消費の要因解析

3.1. 小排気量空冷エンジンのオイル消費

オイル消費をマクロ的に捉えるため、小排気量空冷エンジンの温度条件や運転条件とオイル消費率の関係をSトレース法にて測定した。車速50 km/h(エンジン回転数8000 r/min, スロットル開度52%)一定速にて、冷機状態より実走行時の最高温度まで油温を上昇させながらオイル消費率の測定をおこなった。結果をFig. 2に示す。この図より、オイル消費率は油温の上昇に伴い増加する傾向にあり、高温時には値が安定しないことがわかった。

つぎに、エンジン回転数および負荷条件を変え、定常運転にて油温がサチュレートした時のオイル消費率を測定した結果をFig. 3に示す。この図より、高負荷、高エンジン回転数になるにつれてオイル消費率が増加する傾向にある。

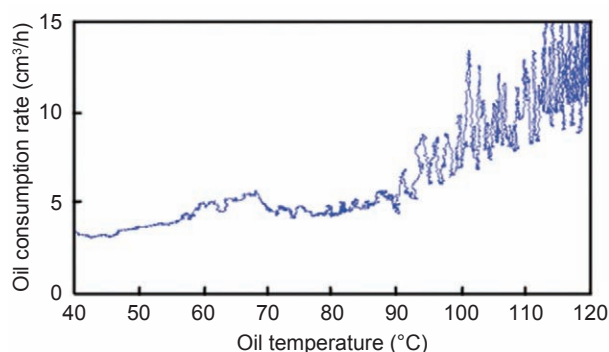


Fig. 2 Relation between consumption rate and temperature of engine oil

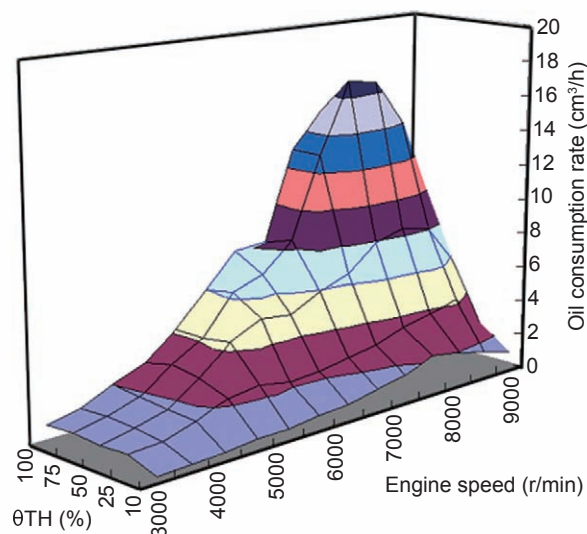


Fig. 3 3D-map of engine oil consumption rate

ことがわかった。また、Fig. 4 ではそのときの油温を縦軸に示している。この図より、油温もオイル消費率と同様に高負荷、高エンジン回転数になるにつれて増加傾向にあることがわかった。また、Honda の二輪車において、冷却方式の異なるエンジンの油温を調査した結果を Fig. 5 に示す。この図は、実走行時における最高油温を示しており、空冷エンジンは水冷エンジンに対し油温が高い傾向にあることがわかる。すなわち、高負荷、高エンジン回転数の使用頻度の高い小排気量かつ油温の高い空冷エンジンはオイル消費に不利であるといえる。

3.2. オイル消費に影響をおよぼす温度因子

3.1. 節で述べた結果より、オイル消費率は温度に依存していることがわかったが、支配的な温度因子は明確となっていない。そこで、オイル消費に影響が大きいと考えられる油温（オイルパン内油温）、点火プラグ座面温度およびシ

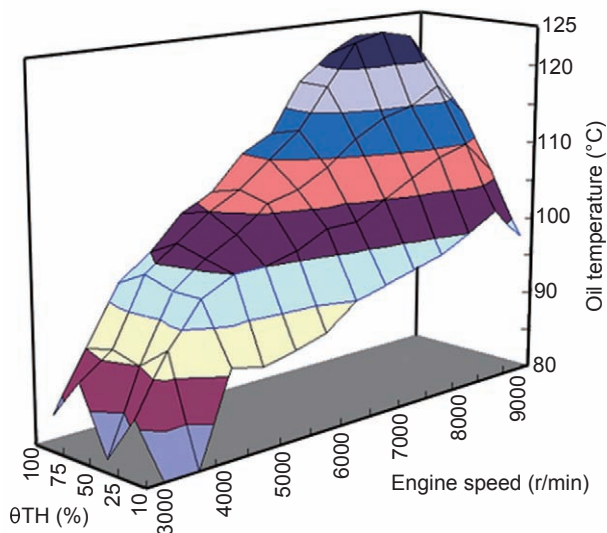


Fig. 4 3D-map of engine oil temperature

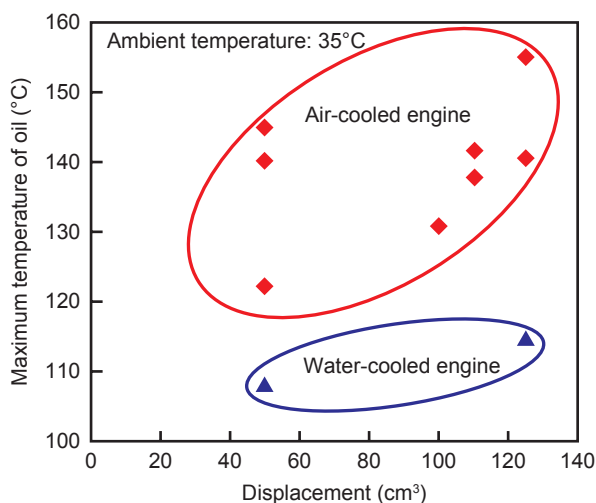


Fig. 5 Difference of oil temperature by cooling system and engine displacement

リンダ壁面温度を測定した。シリンダ壁面温度の測定部位については Fig. 6 に示す。なお、本研究では IN ポート側のシリンダ壁面温度を代表値としている。上記温度因子のオイル消費への影響を調べるため、定常運転時にエンジンへの冷却風量により上記 3 箇所の温度を変化させたときのオイル消費率を S トレース法にて測定した。測定結果を Fig. 7 に示す。この図より、オイル消費率はシリンダ壁面

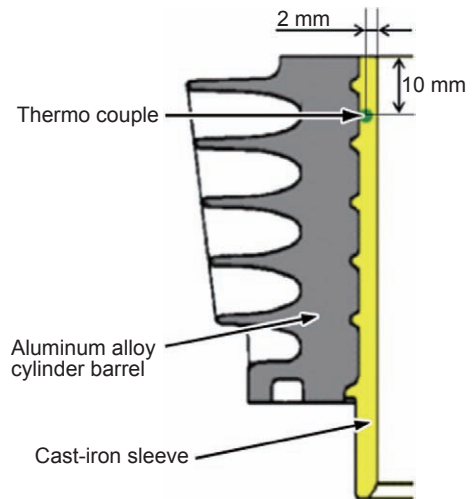


Fig. 6 Measurement point of cylinder wall temperature

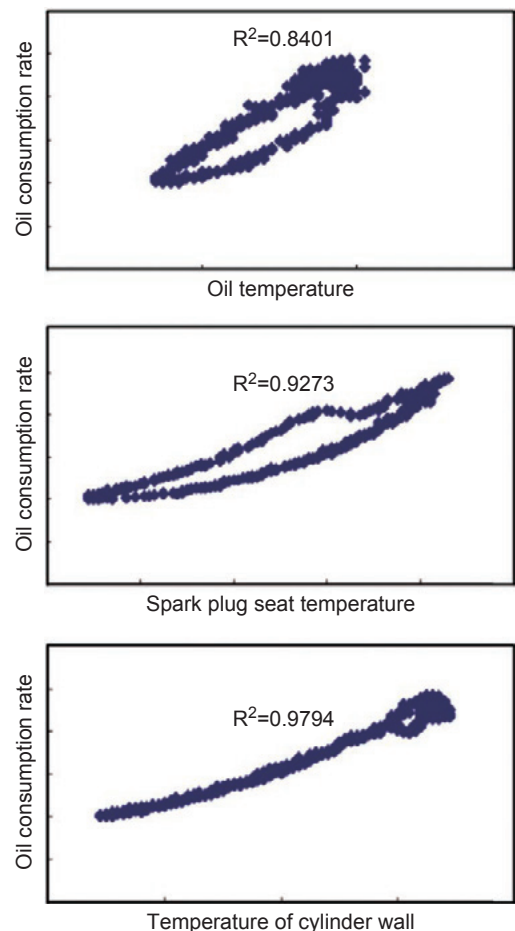


Fig. 7 Relation between oil consumption rate and temperature in each part of engine

温度に最も相関があることがわかった。以後、本研究ではシリンダ壁面温度を管理ポイントとすることにした。

3.3. オイル流失経路

オイルの流失経路は、以下に大別される。

- (1) ブローパイガスと共にクランクケース外に放出されるもの
- (2) オイル上がり (ピストン、ピストンリング、シリンダ相互の隙間から燃焼室へ流失するもの)
- (3) オイル下がり (バルブとバルブステムシールおよびバルブガイドの隙間からポート内へ流失するもの)

(1)については、通常ブローパイガスは吸気系に還流しているが、吸気系に導入せず大気放出させた場合でもオイル消費率に差がみられなかった。これより、(1)は極微量であることがわかった。(2)および(3)については、それぞれの割合を確認する手法として Fig. 8 に示す特殊構造のエンジンを用いた。これは、エンジン内部のオイル潤滑領域を二分化し、オイル上がりが生じる部位を含む領域 (以下エリア a と示す) およびオイル下がりが生じる部位を含む領域 (以下エリア b と示す) を分離した構造としている。測定手法は S ストレース法で、使用するオイルは硫黄入りおよび硫黄無しを用いた。

運転条件は車速 50 km/h (エンジン回転数 8000 r/min・スロットル開度 52%) 一定速とし、冷機状態よりシリンダ

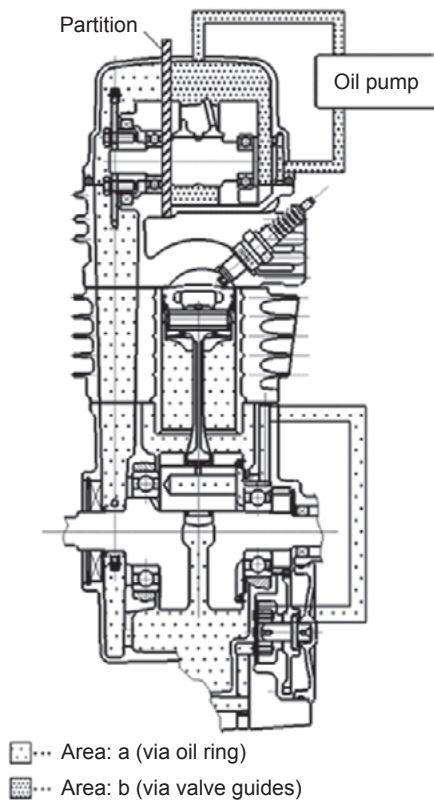


Fig. 8 Isolated structure of lubrication area for analyzing inflow path to combustion chamber

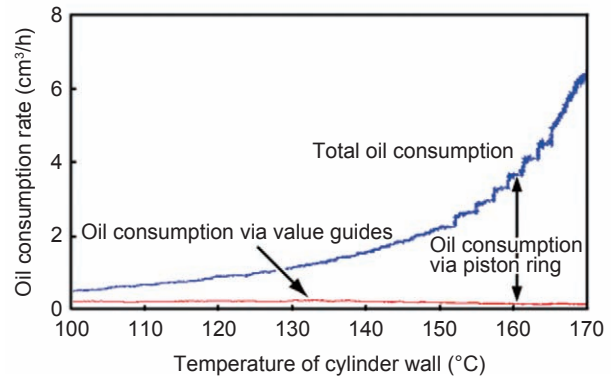


Fig. 9 Analysis of inflow path to combustion chamber

壁面温度を上昇させながらオイル消費率を測定した。測定の第一段階として、エリア a およびエリア b の両方に硫黄入りオイルを使用し、全体のオイル消費率を測定した。次に、エリア a に硫黄無しオイル、エリア b に硫黄入りオイルを使用して、オイル下がりだけのオイル消費率を測定した。これらの結果を Fig. 9 に示す。この図は全体のオイル消費率とオイル下がりによる消費率を示し、その差分がオイル上がりによる消費率である。これより、シリンダ壁面温度が高くなるにつれて、オイル上がりによる消費比率が急激に上昇して大半を占め、また、オイル下がりによる消費率については、温度による影響がほとんどないことがわかった。

4. オイル消費率の低減手法

4.1. ピストンリングによるオイル消費率低減手法

3.1. 節にて確認した Fig. 2 の結果より、高温時にオイル消費率が安定しないという事実に対し、シリンダの変形の影響に着目した。本研究の供試エンジンでは、Fig. 6 で示す鋳鉄スリーブ鋳込みアルミニウムシリンダを採用している。当該のシリンダを規定トルクにて締付け、160 °C に加熱した時のシリンダの内径変化量を Fig. 10 に、真円度を

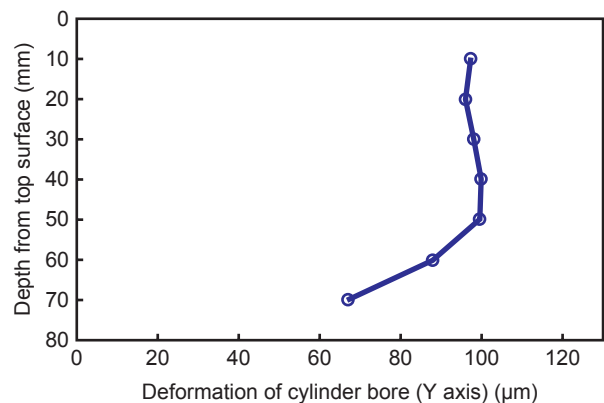


Fig. 10 Deformation of cast-iron sleeve type cylinder bore at 160°C

Fig. 11 に示す. このシリンダの変形に対し, オイルリングの性能向上によるオイル消費改善を検討した. 本研究の供試エンジンでは, Fig. 12 に示す 3 ピースタイプのオイルリングを使用しており, このようなオイルリングでは, ピストンが首振り現象を起こしたとき, 表中に示すオイルリングの組合せ幅 h_1 が短いほどシリンダ壁面より離れる距離が少ないためオイル消費率が少ない⁽¹¹⁾といわれている. また, シリンダの径方向の変形に対するオイルリングの追従性の指標として追従性係数⁽¹¹⁾がある. 追従性係数 (k) の定義を式 (1) に示す. k の値が大きいほど追従性が高い.

$$k = \frac{3 \cdot Ft \cdot d_1^2}{E \cdot h_2 \cdot a_1^3} \quad (1)$$

k : 追従性係数

Ft : 張力 (N)

d_1 : シリンダ径 (mm)

E : リング材弾性率 (MPa)

h_2 : サイドレール幅 (mm)

a_1 : サイドレール厚さ (mm)

これらを踏まえ, h_1 , h_2 , a_1 寸法を標準品 (オイルリング a) に対し縮小したオイルリング b を試作した. これらの諸元を Table 2 に示す. オイルリング b を用いて, 車速 50 km/h (エンジン回転数 8000 r/min・スロットル開度 52%) 一定速にて, 冷機状態よりシリンダ壁面温度を上昇

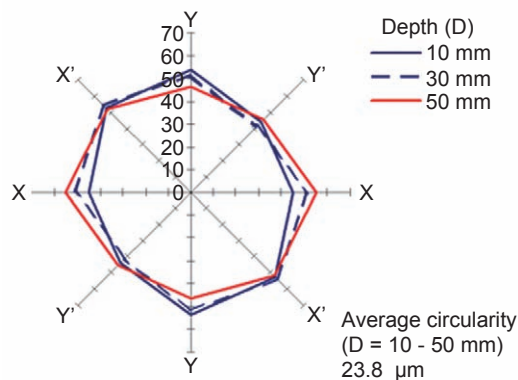


Fig. 11 Circularity of cast-iron sleeve cylinder bore at 160°C

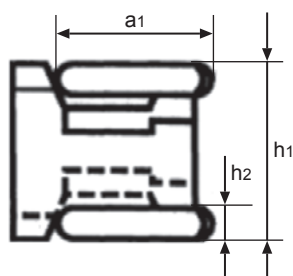


Fig. 12 Structure of oil ring

Table 2 Specifications of oil ring

	a(Standard)	b(Modified)
h_1 (mm)	2.0	1.5
h_2 (mm)	0.35	0.3
a_1 (mm)	1.7	1.1
Piston ring closed gap (mm)	0.45	0.35
Tension(N)	11.7	13.2
Coefficient of flexibility: k	0.15	0.72

させながらオイル消費率を S トレース法で測定をおこなった. その結果を Fig. 13 (テスト B) に示す. なお, 図中のテスト A は Fig. 2 に示すテスト結果の横軸を油温と同時に計測したシリンダ壁面温度に置き換えたものである. オイルリングを a から b に変更することにより, シリンダ壁面温度 170 °C でのオイル消費率は約 15 cm³/h から 8 cm³/h となり, 約 45% 低減することができた. 同時に高温域での変動も無くなった. これは, ピストンの首振り現象およびシリンダの変形に対するオイルリングの追従性が向上したためと考えられる. これより, シリンダボア径が小さい小排気量エンジンにおいても, 当該寸法を縮小することは, オイル消費率低減に有効な手段であることが確認できた.

4.2. シリンダ壁面温度の低減

シリンダ壁面温度の低減手法としては, 放熱フィン, クーリングファンの改良による冷却性能向上なども考えられるが, 本研究では一般的に放熱性に優れ, 熱変形にも有利といわれているアルミニウム一体シリンダを採用し, オイル消費率低減効果の確認をおこなった. シリンダの外観形状, 壁面粗度, 単品時の内径精度は鋳鉄スリーブ鋳込みアルミニウムシリンダと同等とし, ピストンリングは, 4.1. 節でオイル消費率の低減効果が確認できたオイルリング b を用いた. Fig. 14 は, 車速に対するシリンダ壁面最高温度を示す. 鋳鉄スリーブ鋳込みアルミニウムシリンダに対し, 全体にアルミニウム一体シリンダのほうが温度は低く, 最高温度においては約 15 °C の差がある.

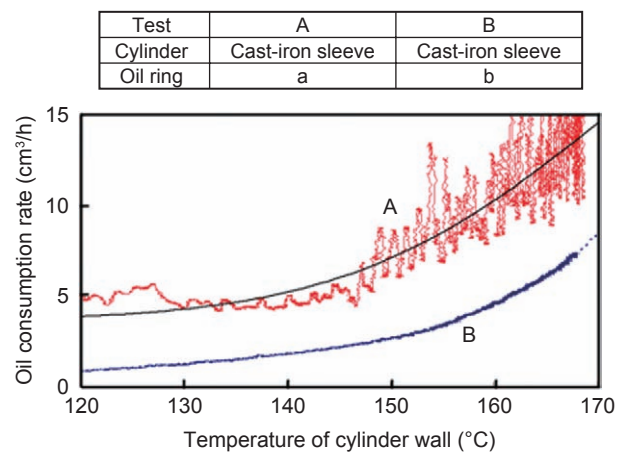


Fig. 13 Effect of modified oil ring for oil consumption rate

次に、アルミニウム一体シリンダを規定トルクにて締付け、160℃に加熱した時のシリンダの内径変化量を Fig. 15 に、真円度を Fig. 16 に示す。鋳鉄スリーブ鋳込みアルミニウムシリンダの変形量と比較し、真円度は小さくなっているが、熱膨張による内径変化量は大きいという違いがわかる。

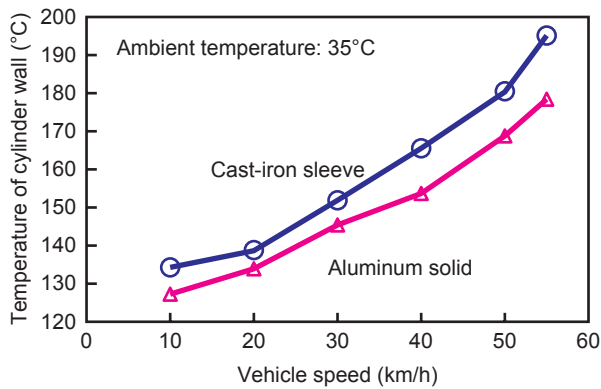


Fig. 14 Comparison of cylinder wall temperatures by difference of material

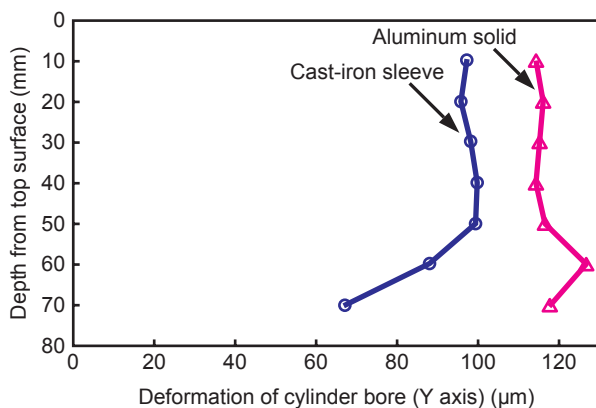


Fig. 15 Deformation of aluminum solid cylinder bore at 160°C

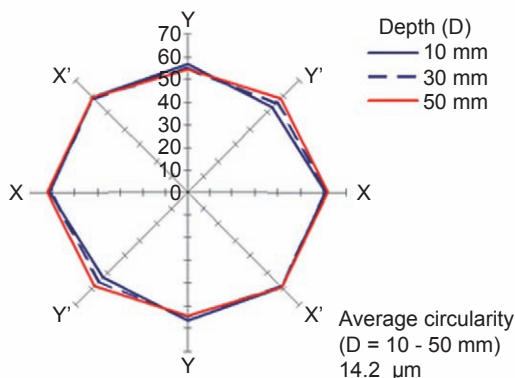


Fig. 16 Circularity of aluminum solid cylinder bore at 160°C

オイル消費率の測定はSトレース法にておこない、車速 50 km/h (エンジン回転数 8000 r/min, スロットル開度 52%) 一定速とし、冷機状態よりシリンダ壁面温度を上昇させながら比較した。その結果を Fig. 17 (テスト C) に示す。アルミニウム一体シリンダは、同一シリンダ壁面温度下でわずかながらオイル消費率が多く高温域の変動も大きいことがわかった。これは、アルミニウム一体シリンダの真円度は向上しているものの、シリンダ内径変化量の増加によりピストンの首振り現象が大きくなったためと考えられる。

そこで、ピストン首振り現象を緩和させるため、Top および 2nd ランド径を 50 μm 拡大したピストンを用い、運転条件は上記と同一とし、その効果を確認した。結果を Fig. 17 (テスト D) に示す。ランド径を拡大することでオイル消費率が減少していることがわかる。また、その値がテスト B (Fig. 13 より) のオイル消費率を下回り、高温域の変動も無くなったことからその効果が確認できた。

以上より、Fig. 14 に示すシリンダ壁面最高温度が低減する結果と合わせると、大幅なオイル消費率の低減が期待できる。鋳鉄スリーブ鋳込みアルミニウムシリンダの壁面温度 170℃とし、同一条件でのアルミニウム一体シリンダの壁面温度を 158℃ (Fig. 14 車速 50 km/h 時における温度差より) と仮定したときのオイル消費率を比較した場合、アルミ一体シリンダとピストン首振り対策ピストンを組み合わせてのオイル消費率は約 8 cm³/h から 3.2 cm³/h へと減少し、約 60% 低減する。供試エンジンの標準状態と比較すると、約 15 cm³/h から 3.2 cm³/h へと減少し、約 80% のオイル消費率の低減効果がある。

4.3. NOACK 蒸発量によるオイル消費への影響

小排気量空冷エンジンは、シリンダ壁面温度が高温となるため、オイル上がりによるオイル消費の中に、オイル

Test	B	C	D
Cylinder	Cast-iron sleeve	Aluminum solid	Aluminum solid
Oil ring	b	b	b
Piston	Standard	Standard	Top/2nd land+ 50 μm

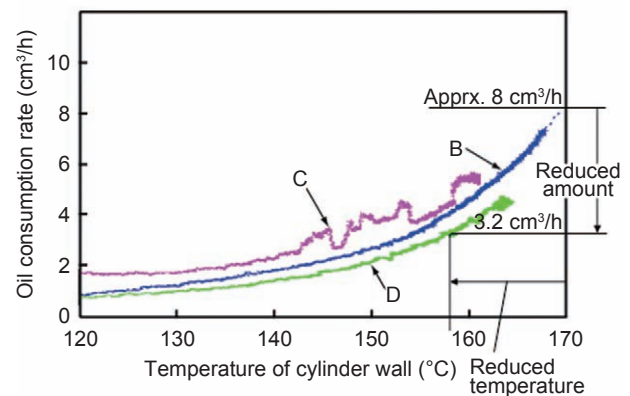


Fig. 17 Effect of aluminum solid cylinder with modified piston for oil consumption rate

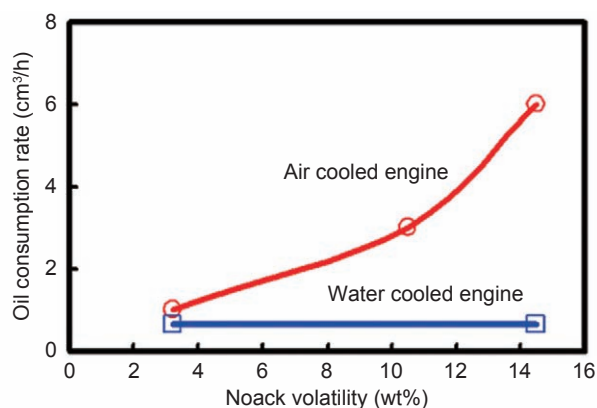


Fig. 18 Influence of NOACK volatility for oil consumption rate

の蒸発による消費が多く含まれていると考えられる。一般にオイルの蒸発量を示す指標としては、NOACK 蒸発量 (250 °C 真空状態で 1 時間維持した時の蒸発量) がある。これまでに記述した試験に使用したオイルは、NOACK 蒸発量 14.5% である。これに対し、NOACK 蒸発量 10.5%、3.2% のオイルを試作し比較をおこなった。蒸発によるオイル消費率の測定には一定の運転条件を維持する必要があると考えられるため、車速 55 km/h (エンジン回転数 8800 r/min, スロットル開度 100%) 一定速で実走行時の最高油温を保持し、20 時間の連続運転後、容積法にて測定した。ここでは、供試エンジンと共に、同一排気量の水冷エンジンでも同様の測定をおこなった。その結果を Fig. 18 に示す。空冷エンジンでは、NOACK 蒸発量を下げることによってオイル消費率低減に効果がある。一方、水冷エンジンにおいてはオイル消費率に変化がほとんどない。よって、NOACK 蒸発量を下げることによる高温となる小排気量空冷エンジンには有効なオイル消費率低減手法であるといえる。

5. まとめ

4 ストローク小排気量空冷エンジンにおいて、オイル消費を支配する要因とそれを低減させる手法について検討した。その結果を以下に述べる。

- (1) オイル消費率は、温度上昇に伴い増加してゆく傾向にあることが確認できた。また、最も相関がある温度因子はシリンダ壁面温度である。
- (2) オイル流失経路としては、ピストン、ピストンリング、シリンダ相互の隙間から燃焼室へ流失するオイル上がりによる消費が高温域において大半を占める。
- (3) 小排気量空冷エンジンにおいて効果的なオイル消費率低減手法を以下に記す。

- ・シリンダ壁面温度を下げることで、オイル消費率を低減できる。

- ・シリンダの変形およびピストンの首振り現象に対するオイルリングの追従性向上とピストンの首振り現象の緩和は、ピストン、ピストンリングなどの精度確保が相対的に不利となる小排気量空冷エンジンにおいても、オイル消費率を低減する有効な手段となる。
- ・供試エンジンの標準仕様における消費率 (シリンダ壁面温度 170 °C) に対し、上記二つの低減手法を採用した場合、オイル消費率は約 80% 低減できる見通しを得た。
- ・NOACK 蒸発量の低いオイルを使用することでオイル消費率を低減させることができる。水冷エンジンに比べ高温で運転される小排気量空冷エンジンはその効果が大きい。

参考文献

- (1) 中村望, 平石文昭, 村上信明, 星川淳, 東博文: 過給ガソリンエンジンにおけるエンジンオイル消費要因分析, 自動車技術会 学術講演会前刷集, No.82-10, p.23-28(2010)
- (2) 吉田秀樹, 小林弘幸, 佐藤彰: ピストンのセカンドランド容量と形状によるオイル消費の低減, 自動車技術会論文集, Vol.27, No.4, p.53-58(1996)
- (3) 吉田秀樹, 小林弘幸, 山田武志, 瀧口雅章, 桑田一宏: 3 ピースオイルリングの薄幅・低張力化によるオイル消費への影響, 自動車技術会 学術講演会前刷集, No.90-98, p1-4(1998)
- (4) 大隅康之, 熊切渡南: SO₂ 法によるガソリンエンジンのオイル消費測定, SUZUKI TECHNICAL REVIEW Vol.19, p.82-87(1993)
- (5) 立石幸男, 藤村和浩, 新啓一郎: 潤滑油消費量低減法の研究, 自動車技術会論文集, Vol.27, No.1, p.58-62(1996)
- (6) 飯島直樹, 桜井武雄, 瀧口雅章, 針谷安男, 山田武志, 吉田秀樹: ガソリンエンジンにおけるエンジン実働中のシリンダー変形とオイル消費の関係, 自動車技術会論文集, Vol.40, No.5, p.1217-1222(2009)
- (7) 小林弘幸, 吉田秀樹, 山田正樹, 鈴木孝男: 薄幅超低張力オイルリングの開発, 自動車技術会 学術講演会前刷集, No.54-01, p.7-10(2001)
- (8) 稲垣英人, 許斐敏明: エンジン高回転時のオイル消費要因解析, 自動車技術会論文集, Vol.36, No.4, p.113-118(2005)
- (9) 飯島直樹, 青木秀馬, 今村淳一, 瀧口雅章: 低張力リングのピストン摩擦力とオイル消費への影響について, 自動車技術会 学術講演会前刷集, No.71-09, p.5-10(2009)

- (10) 村上慎一:自動車排ガス硫黄成分測定装置 MEXA-1170SX, HORIBA Technical Reports, No.34, p.66-71(2009)
- (11) 自動車用ピストンリング編集委員会:自動車用ピストンリング, 山海堂, p.30-33(1997)

■ 著 者 ■



澤海嘉司弘



直井康夫

一連の低温燃焼サイクルを用いた自着火燃焼の研究 — 自着火燃焼の巨視的考察とガス交換面からのアプローチ —

Study on Controlled Auto-ignition Using Sequence of Low-temperature Combustion States
- Macroscopic Understanding of Controlled Auto-ignition and Approach from Gas Exchanging States -

森 川 秀 明*

Hideaki MORIKAWA

要 旨

自着火 (CAI) を巨視的に捉えた考察をおこない, CAI の着火時期と熱発生を同時に制御できる可能性を実験的に調べた. まず CAI 燃焼の燃焼温度上昇を評価するパラメータとして ΔT なる概念を導入した. 圧縮終わり筒内ガス温度 (T_{AI}) と ΔT は EGR 率と当量比のみの関数であるから, 筒内ガス交換を適切に操作すれば良好な CAI が実現できると考えられる.

そこで CAI を車両用エンジンに適用するにあたり, 自然吸気 4 ストローク機関において可能な全てのガス交換状態を表すガス交換線図を提案し, このガス交換線図上にさまざまな燃焼形態をプロットした燃焼マップを作成した. 実用可能な燃焼はいずれの燃焼形態も EGR 希釈による低温燃焼 (LTC) であることがわかった. これに基づいて筒内ガス交換の連続的な制御によって一連の低温燃焼サイクルのメリットを活かす制御手法を提案した. 排気量 1300 cm³ の V ツインモータサイクルに対して最適 LTC コントロールを適用した場合, 従来燃焼方式に比べて LA-4 モード走行で燃費約 20% の改善と NO_x 約 90% の低減が見積もられた.

ABSTRACT

A possibility to control the auto-ignition timing and the heat release process was experimentally examined. Through a macroscopic analysis of the controlled auto-ignition (CAI), two physical parameters were introduced to explain the CAI condition. These are T_{AI} , which is the in-cylinder gas temperature at the end of compression stroke, and ΔT , which indicates the heat capacity of the working gas. The experimental analysis revealed that T_{AI} dominates the onset of auto-ignition and ΔT dominates its heat rising process. If these parameters were maintained in certain ranges, desirable CAI should be generated. The both parameters are thermo-dynamically calculated with the exhaust gas recirculation (EGR) ratio and the equivalence ratio only.

In order to examine the gas exchange state that allows of the above-mentioned condition, a typical gas exchanging chart that represents all the possible gas-exchange states in a naturally aspirated four-stroke engine was introduced. On this map, the CAI area and the surroundings were carefully plotted. As the result, it was revealed that there was the approach to the CAI from the SI combustion with a sequence of low-temperature combustion due to the dilution on the map.

The experimental results finally suggest that BSFC and BSNO_x of a 1300 cm³ motorcycle could be decreased by 20% and 90% respectively in the LA-4 mode, by utilizing the sequence of the low-temperature combustion including the CAI.

1. まえがき

燃費と NO_x エミッションを同時に低減する燃焼法として自着火燃焼 (CAI)⁽¹⁾ が注目されている. 実用化における課題は (1) 着火時期と着火後の熱発生 of 制御手法の確立, (2) CAI 領域の拡大, (3) 自着火 (AI) と火花点火 (SI) 燃焼の適切な移行である.

着火時期は筒内作動ガス温度が鍵となること, すなわち

* 二輪 R&D センター

ガソリン機関の場合は 1000 K + α の自着火温度 (T_{AI}) なるものが知られている⁽²⁾. 着火後の熱発生 of 制御法に関しては熱発生速度を評価するパラメータとして ΔT なる概念を導入する⁽³⁾. ΔT は筒内の燃焼現象を 0 次元として扱うことで理論的に導くことができる. CAI に関して詳細化学的アプローチによる研究⁽⁴⁾ が多い中であって, 本論文では T_{AI} と ΔT を適切に与えることで良好な CAI を実現する可能性を実験的に調べた. このように CAI を巨視的に捉えて

燃焼制御をよりシンプルにアプローチすることは CAI を実利面で適用する際に有効であると考えられる。

AI 燃焼の最大の特長は低温燃焼 (LTC) による高い熱効率と低 NO_x のポテンシャルを有することである。このため CAI 領域の拡大は注目される課題の一つとされている⁽⁵⁾。CAI の負荷上限拡大の有効な技術手段としては例えば過給が考えられている⁽⁶⁾。しかしながら車両用エンジンで使用される負荷領域は広範にわたるため、たとえ CAI 領域の拡大をもってしても AI-SI のハイブリッド燃焼の採用が現実的ソリューションであろうと考えられる^{(7), (8)}。

本論文では筒内ガス交換と燃焼制御の面から AI と SI をスムーズに移行させる手法を提案する。そのためにまず自然吸気 4 ストローク機関において可能なすべてのガス交換特性を明らかにすることを試みた。さらにガス交換を連続的に制御することによって一連の LTC サイクルのメリットを活かすコントロール手法を提案し、その検証をおこなった。

2. ΔT コンセプトの導入

熱発生速度を評価するパラメータとして、作動ガスの熱容量当たりの発熱量を表すパラメータ、 ΔT なる概念を導入する。熱損失、熱解離、混合気の不均一性はないとして等容燃焼を仮定すると、熱力学第 1 法則より発熱量 Q は

$$Q = \Delta T (C_{vf} \cdot G_f + C_{vr} \cdot G_r) \quad (1)$$

で表される。ここで C_{vf} : 混合気の定容比熱、 C_{vr} : 残留ガスの定容比熱、 G_f : 混合気質量、 G_r : 残留ガス質量である。

V : 排気量、 η_c : 充填効率、 ρ : 空気密度、 ϕ : 当量比、 α : 理論空燃比、 ξ : EGR 率、 H_u : 燃料の低位発熱量とした場合、

$$\text{吸入空気質量: } G_a = V \cdot \eta_c \cdot \rho$$

$$\text{供給燃料質量: } M_f = G_a \cdot \phi / \alpha$$

$$\text{混合気質量: } G_f = G_a + M_f = G_a (1 + \phi / \alpha)$$

$$\text{残留ガス質量: } G_r = G_f \{ \xi / (1 - \xi) \}$$

$$= G_a (1 + \phi / \alpha) \{ \xi / (1 - \xi) \}$$

$$\text{燃料発熱量: } Q = H_u \cdot M_f = H_u \cdot G_a \cdot \phi / \alpha$$

式 (1) を G_a で除すと ΔT は下式となる。

$$\Delta T = H_u (\phi / \alpha) / [C_{vf} \{ 1 + (\phi / \alpha) \} + C_{vr} \{ 1 + (\phi / \alpha) \} \{ \xi / (1 - \xi) \}] \quad (2)$$

この ΔT は排気量、機関負荷条件に関わらず ϕ と ξ のみの関係式となる。 ΔT の物理的意味は自着火発生後の筒内作動ガスの温度上昇である。

3. 実験装置および実験方法

供試機関としてボア 100 mm × ストローク 82.6 mm、排気量 650 cm³ の 4 ストローク単気筒水冷ガソリン機関を用いた。供試機関の仕様を Table 1 に示す。可変動弁機構とし

Table 1 Specifications of experimental engine

Engine type	4-stroke single-cylinder liquid-cooled
Bore x Stroke (mm)	100 x 82.6
Displacement (cm ³)	648.7
Compression ratio	10.0
Valve diameter (mm x number)	Intake : $\phi 36 \times 2$ Exhaust : $\phi 31 \times 2$
Valve drive	Hydraulic-electric (Lotus AVT)
Valve timing (1mm lift)	Exhaust opening : 35 deg BBDC
	Exhaust closure : -120 ~ 0 deg ATDC
	Intake opening : -120 ~ 0 deg ATDC
	Intake closure : 35 deg BBDC
Valve lift (mm)	6
Fuel system	Port injection
Injection pressure	350 kPa (gauge)
Fuel	Gasoline (RON 91)

て油圧電子制御の自在バルブ駆動装置 (Lotus AVT)⁽⁹⁾を備えており、ネガティブオーバーラップ⁽¹⁰⁾を与えて EGR 率を変化させた。圧縮比は 10 である。ポート噴射により燃料供給し筒内に均一予混合気形成される。燃料にはレギュラーガソリン (RON91) を用いた。

実験装置の概略を Fig. 1 に示す。自着火運転には高温の残留ガスが必要であるため、スパークプラグによる SI 燃焼運転から徐々に EGR 率を増加させることにより自着火燃焼へ移行させた。内部 EGR ガス量はネガティブオーバーラップ量を変化させることで EGR 率を 10 – 80% の範囲で制御した。本実験では現象を単純化して考察するために排気弁閉じ時期と吸気弁開き時期が対称となるようなバルブタイミング (Symmetrical Negative-Overlap: SNO) としている。Fig. 2 にバルブリフトカーブの例を示す。ガス交換過程の把握のために吸気管、排気管それぞれに圧力センサ、熱電対を設置した。筒内圧力はシリンダヘッドに取り

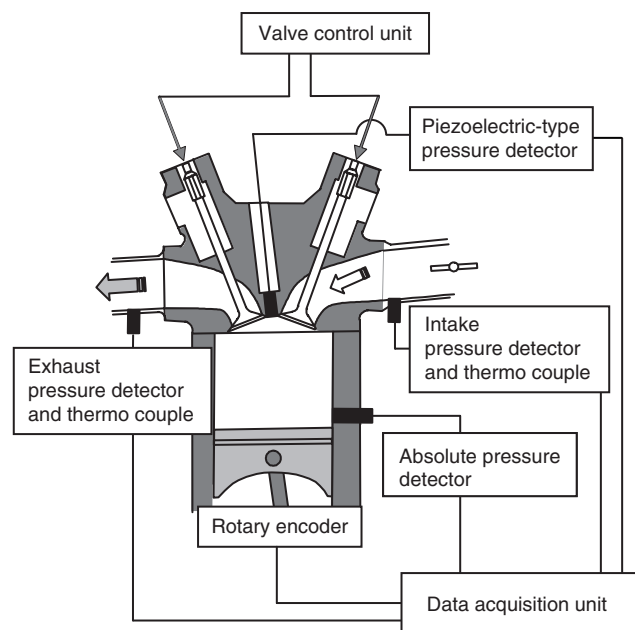


Fig. 1 Layout of detectors

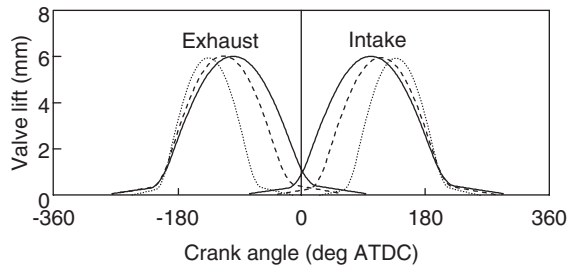


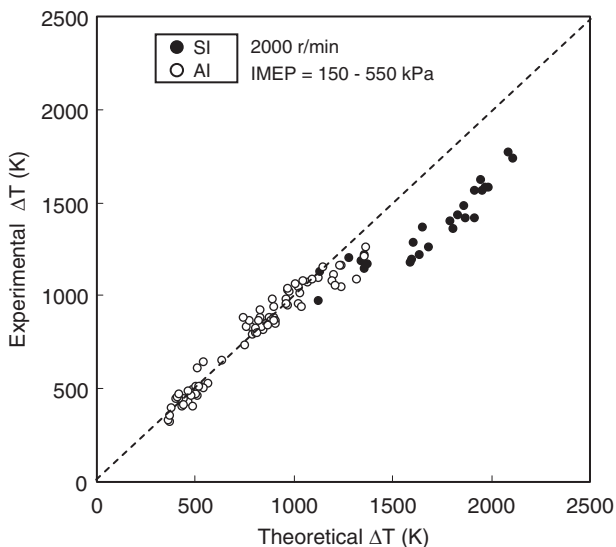
Fig. 2 Variations in valve events

付けたピエゾ型圧力センサにより計測した、筒内圧力を補正する目的で、シリンダ側面に取り付けた半導体圧力センサにより下死点近傍筒内圧の絶対圧計測をおこなった。指圧解析および排気ガス分析により火花点火 (SI) 燃焼から自着火 (AI) 燃焼までの燃焼現象の解析をおこなった。

4. ΔT コンセプトの自着火燃焼制御への適用

第2章で述べたように ΔT の物理的意味は着火後の筒内作動ガス温度上昇であるから、実験によって燃焼最高温度と着火時期の温度の差として求めることができる。Fig. 3 に式 (2) で計算される理論 ΔT と実験で得られた ΔT の相関を示す。実験で得られる ΔT は、エンジン速度 2000 r/min で図示平均有効圧力 IMEP, 当量比 ϕ , EGR 率 ξ を変化させて指圧解析から求めた。理論 ΔT は ϕ と ξ のみによって一義的に定まり、実験に対応する ϕ と ξ を与えて式 (2) で計算される。図中において●は SI 燃焼, ○は AI 燃焼を表す。

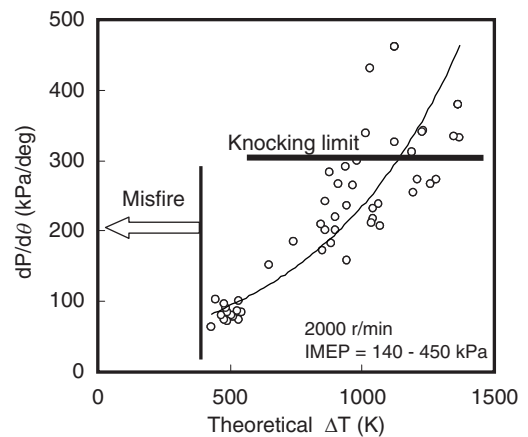
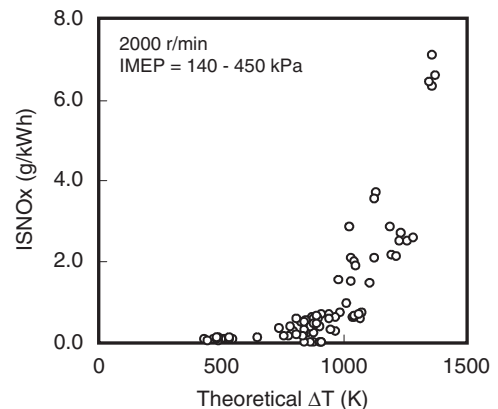
ΔT が大きい時は実験 ΔT は理論 ΔT を下回っている。これは ΔT が大きいほど筒内作動ガス熱容量は小さく、燃焼最高温度が高くなるため熱解離、熱損失の影響が顕著になるためと考えられる。一方、 ΔT が小さい時は理論 ΔT

Fig. 3 Correlation between experimental and theoretical ΔT

と実験 ΔT は良い一致を示している。特に自着火燃焼領域で良い一致を示す。したがって、 ΔT は自着火燃焼の着火後の熱発生を評価するための指標として有効であることがわかった。

Fig. 4 に IMEP 140 - 450 kPa の自着火燃焼における理論 ΔT に対する圧力上昇率 $dP/d\theta$ の関係を示す。 ΔT の増大より作動ガス熱容量が低下すると、急速燃焼になり $dP/d\theta$ が増大し燃焼騒音の増加、ひいてはノッキングに至る。300 kPa/deg. をノッキング限界と定義した場合、 ΔT は 1000 K 以下にする必要があることがわかる。一方、 ΔT が 500 K 以下では失火のために燃焼を維持することができなかった。これは作動ガス熱容量が過大となることにより熱発生が緩慢になったためと考えられる。 ΔT を 500 - 1000 K の範囲内に保つことによって、失火やノッキングに至らずに良好な自着火に制御できることがわかった。

Fig. 5 に自着火燃焼における理論 ΔT に対する図示 NO_x 排出率 ISNO_x を示す。 $\Delta T < 1000$ K では ISNO_x は低いレベルに抑えられているが、1000 K を越えると ISNO_x は急増する。自着火温度 T_{AI} は約 1000 K であるから、 $T_{\text{AI}} + \Delta T$ は燃焼最高温度 T_{max} を表す。 T_{AI} は負荷や回転数によらず略一定⁽²⁾であるから、 ΔT は燃焼最高温度に対応している。 ISNO_x 増大の要因は作動ガス熱容量が低下して ΔT が大きくなると燃焼最高温度がサーマ

Fig. 4 Effect of ΔT on pressure rise rateFig. 5 Effect of ΔT on NO_x emissions

ル NO_x 生成温度 (約 1800 K) 以上になるためと考えられる。自着火燃焼において NO_x を低く抑えるためには $\Delta T < 1000 \text{ K}$ の低温燃焼をさせることが必要であることがわかる。

5. ガス交換面からのアプローチ

Fig. 6 に IMEP と筒内ガス交換効率 (Gas-charging efficiency: η_g) の関係を示す。 η_g は行程容積を占める新気質量に対する全ガス質量 (新気と EGR ガス) の比と定義する。 IMEP は無負荷から全負荷 (WOT) までとしている。

図中実線で示す直線は当量比 $\phi = 1$ のときの筒内新気質量割合 (η_c) を表しており、 η_c は IMEP と比例関係にある。 η_c 線は EGR なしということに相当し、コンベンショナルな 4 ストロークエンジンはこの線に沿って負荷が調整される。一方、図中上方に示す曲線は自然吸気での η_g の上限、すなわち EGR 限界線を表している。 EGR 限界線は筒内作動ガス温度によって決定される。負荷の減少に伴い新気質量は減少するから、IMEP が低いほど投入可能な EGR 率は増加する。投入された EGR ガスにより筒内ガス温度は上昇するため、負荷の減少とともに EGR 限界線は減少傾向になる。しかしながら、EGR 率の増加により EGR ガス温度は低下するため、IMEP 300 kPa 付近で EGR 限界線は下げ止まっている。破線は等 EGR 率線を表している。等 EGR 率線は η_c 線と同様に原点を通る直線である。結果として新気と EGR ガスの実現可能なガス交換状態は η_c 線と EGR 限界線の間に位置付けられる。

ここで提案したガス交換線図は自然吸気 4 ストローク機関において可能なすべてのガス交換状態を表している。以降、このガス交換線図をベースに筒内ガス交換と燃焼制御について検討していく。

適切な CAI のためには、 T_{AI} と ΔT に関して (1) $T_{\text{AI}} > 1000 \text{ K}$ 、(2) $500 \text{ K} < \Delta T < 1000 \text{ K}$ を満足させることが必要であることを前節で述べた。 T_{AI} と ΔT は EGR 率と当量比の関数であるから、ガス交換線図上に (1)、(2) の

条件を図示することができる。 Fig. 7 は $\phi = 1$ のガス交換線図上に ΔT コンセプトを適用した CAI 領域を示している。 CAI の IMEP 上限は 450 kPa、そのときの EGR 率は約 40% であることがわかる。

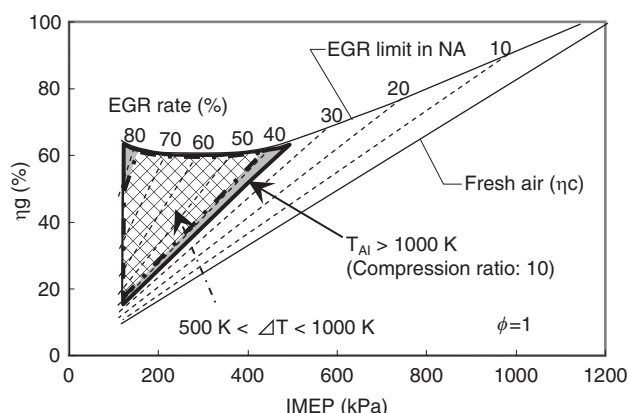


Fig. 7 Conditions for CAI obtained by applying ΔT concept to gas exchange chart

6. ガス交換線図上における燃焼形態の位置付け

Fig. 8 は SNO を変化させることによって EGR 率を変化させた時のファイヤリングテスト結果を燃焼形態別にガス交換線図にプロットした結果である。テスト条件はエンジン速度 2000 r/min、 $\phi = 1$ である。 AI を○、希釈 SI を●、従来 SI 燃焼を■、不整燃焼を▲でそれぞれ示す。 AI と希釈 SI は点火 ON/OFF により判別した。点火 OFF にした時に燃焼が持続する場合を AI、燃焼が持続できずに失火に至る場合を希釈 SI とした。従来 SI 燃焼は SNO=0 deg のバルブタイミングを与えた場合のテスト結果とした。不整燃焼は IMEP 変動率 $\text{COV}_{\text{imep}} > 5\%$ あるいは $dP/d\theta > 300 \text{ kPa/deg}$ となる燃焼状態と定義した。 AI 燃焼は低い負荷で η_g が大きい領域に位置付けられる。車両用エンジンに適用可能なガス交換は不整燃焼領域を除いた領域にコントロールすれば良い。

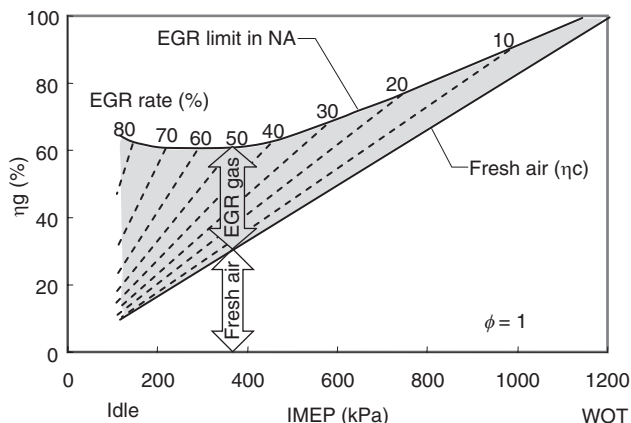


Fig. 6 Gas exchange chart

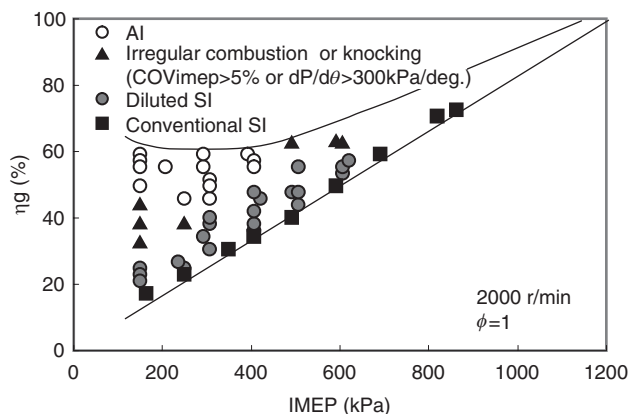


Fig. 8 Results of plotting combustion on chart

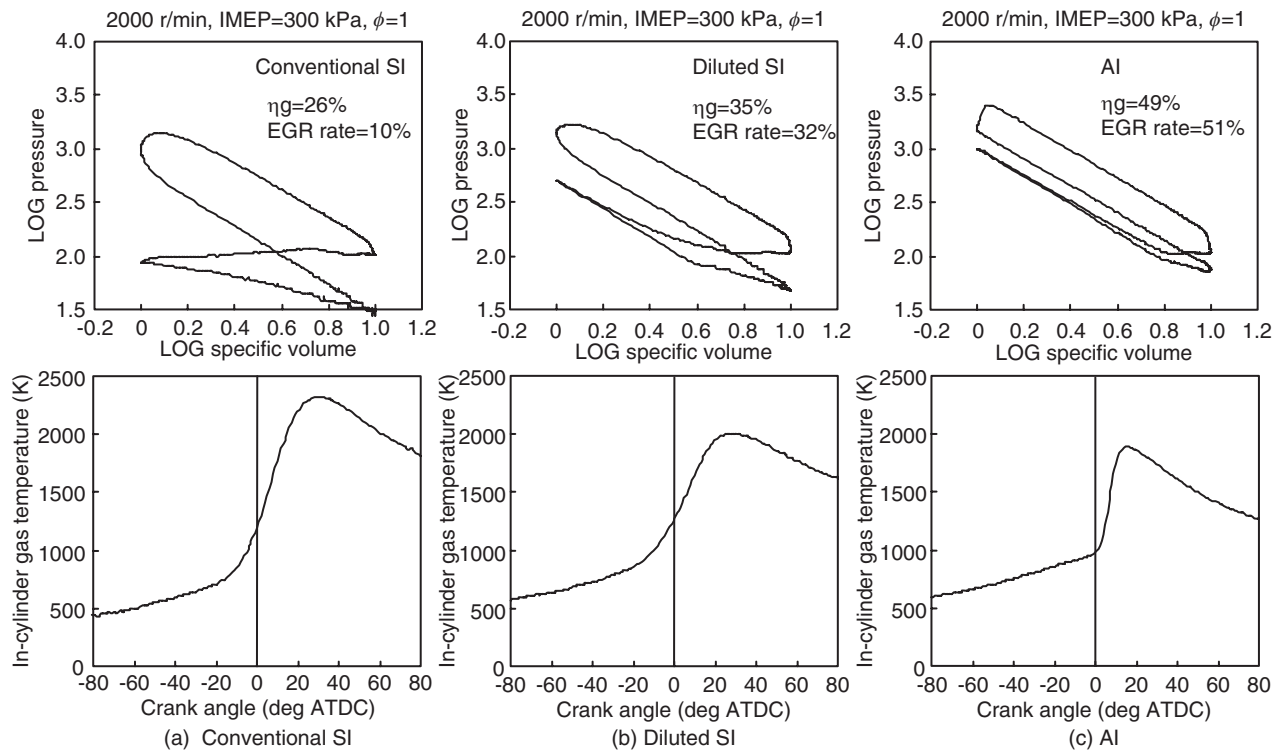


Fig. 9 Indicator diagrams for LTC cycles

7. LTC サイクルの指圧線図

Fig. 9 にエンジン速度 2000 r/min, $\phi=1$, IMEP 300 kPa における P-V 線図と筒内平均ガス温度履歴を従来 SI, 希釈 SI, および AI を比較して示す。従来 SI はオーバーラップ量 $SNO=0$ deg のバルブタイミングの試験結果であり, そのときの EGR 率は 10% である。AI は $SNO=-90$ deg のバルブタイミングを与え, そのときの EGR 率は 51% である。(1)急速燃焼, (2)高指圧燃焼, (3)低ポンピング損失, (4)低温燃焼(LTC; Low Temperature Combustion)という特徴があることがわかる。EGR 率増大は η_g を増大させ, 筒内作動ガスの熱容量が増大するため, 燃焼最高温度が低くなったと考えられる。 η_g が大きくなるということは LTC 度合いが大きくなることを意味する。LTC 度合いが大きくなるようなガス交換状態とすることで燃焼温度が下がり NO_x の低減, 熱損失低減による熱効率向上およびポンピング損失低減の可能性がある。これが LTC のメリットである。

8. LTC サイクルを用いたコントロール手法

負荷コントロールの選択は燃焼不適領域(不整燃焼およびノッキング)を避けるようにガス交換を至らしめることに相当する。Fig. 10 に負荷コントロール方法として三つの例を示す。太実線矢印は従来 SI 燃焼の負荷コントロールを表している。細実線矢印は全負荷域にわたって希釈

SI 領域を通すコントロール方法である。これは $SNO=-47$ deg で固定されたバルブタイミングで実現させることができるが, EGR ガスが常に一定割合で投入されているため最大 IMEP は 10 – 20% 減少してしまう。また LTC 度合いが小さいため燃費, NO_x の低減効果は小さい。破線矢印は本論文で提案する最適 LTC コントロールを表す。このコントロールは全負荷の SI 燃焼から無負荷の AI 燃焼までを燃焼状態の切り替えなしに一連の LTC サイクル(SI → 希釈 SI → AI)の燃費・エミッションのメリットを活用するように連続的にコントロールする方法である。この最適 LTC コントロールを実現するためには或る負荷に応じた適切なガス交換状態を作れば良く, 必ずしも高速応答の可変動弁機構は必要ない。

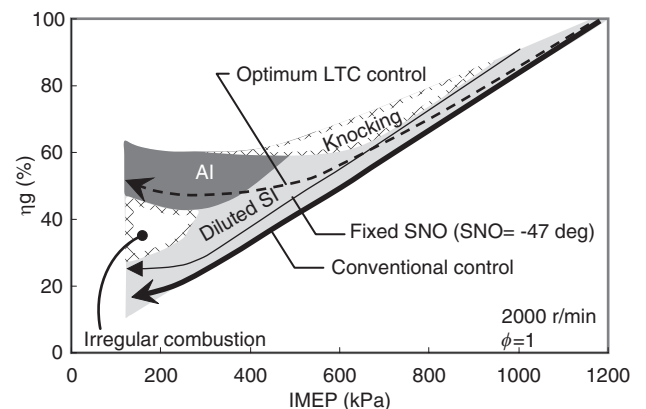


Fig. 10 Three examples of possible IMEP control

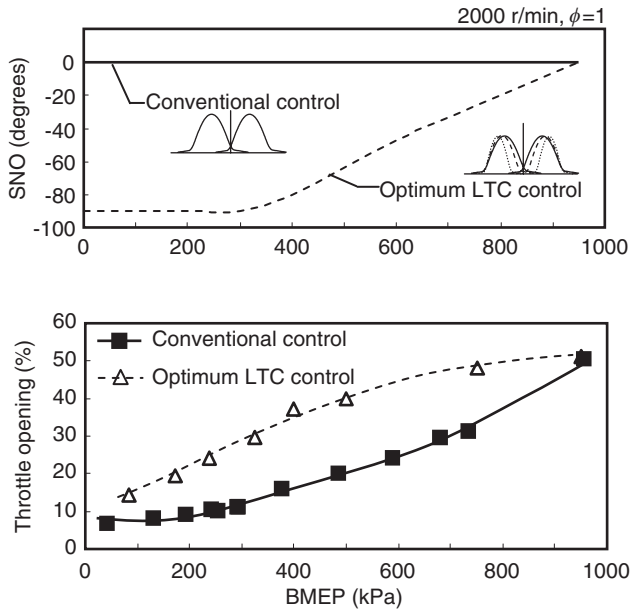


Fig. 11 SNO and throttle opening against BMEP

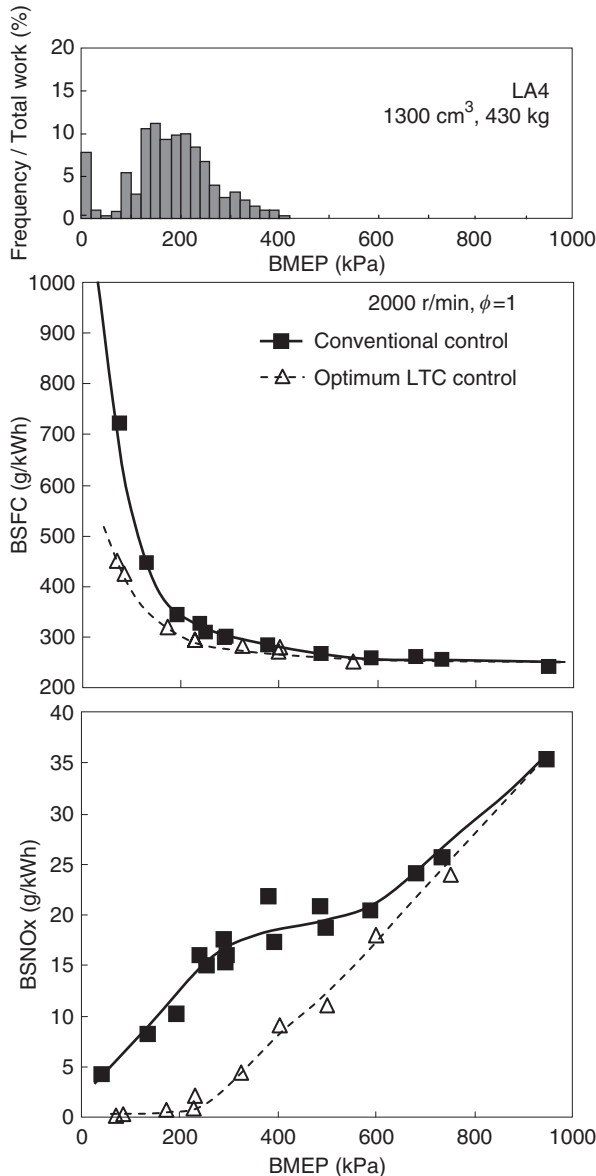


Fig. 12 BSFC and BSNOx characteristics against BMEP

Fig. 11 に正味平均有効圧力 BMEP に対する SNO およびスロットル開度を示す。エンジン速度 2000 r/min の場合、最適 LTC コントロールでは負荷に応じて SNO は 0 から -90 deg の範囲でバルブタイミングを変化させる必要があることがわかる。このとき、BMEP 300 kPa 以下で CAI が起きる。最大負荷 (SI) から無負荷 (AI) までをスムーズかつ連続的にガス交換コントロールすることで希釈 SI 領域を含めた LTC のメリットを最大限に活かすことができる。

9. 最適 LTC コントロールのメリット

Fig. 12 に BMEP に対する正味燃料消費率 BSFC および正味 NO_x 排出率 BSNO_x 特性を従来 SI と最適 LTC コントロールを比較して示す。最上段の棒グラフは排気量 1300 cm³ の V ツインモータサイクルの LA-4 モード走行時の負荷頻度分布を示している。これらのデータから、同 V ツインモータサイクルにおける燃費、NO_x を見積もると、LA-4 モード走行で燃費約 20% の改善と NO_x 約 90% の低減が期待できる。

Fig. 13 に従来 SI と最適 LTC コントロールの図示燃料消費率 ISFC およびポンピング平均有効圧力 PMEP を示す。最適 LTC コントロールとすることで IMEP 300 kPa 以下の低負荷域において ISFC が改善されている。この負荷域の燃焼形態は AI である。また PMEP はすべての負荷範囲で低減することがわかる。

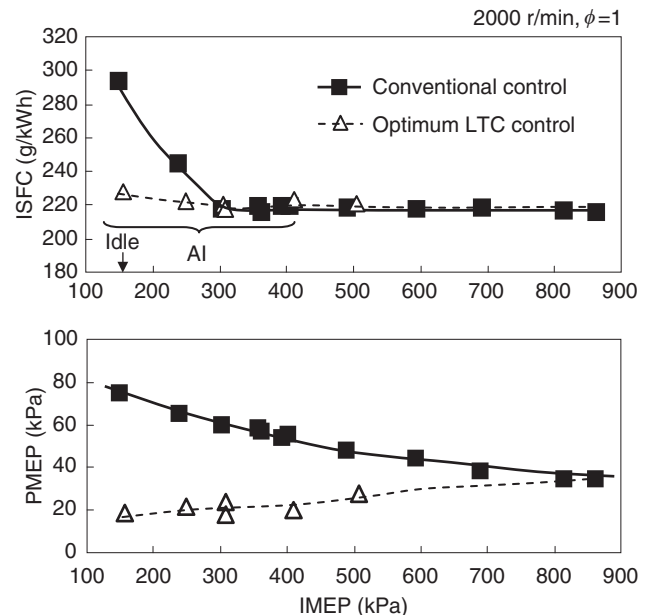


Fig. 13 ISFC and PMEP characteristics against IMEP

10. まとめ

CAI の着火時期と熱発生を同時に制御する物理パラメータについて巨視的な考察をおこない、以下の実験的知見を得た。

- (1) 適切な CAI を実現させるためのパラメータは自着火温度 T_{AI} と ΔT である。 T_{AI} は着火時期、 ΔT は着火後の熱発生を表す。
- (2) ΔT を 500 – 1000 K の範囲内に保つことによって、失火やノッキングに至らずに良好な自着火に制御できる。
さらに、AI 燃焼の車両用エンジンへの適用に関してガス交換面からアプローチし、以下の知見を得た。
- (3) 自然吸気 4 ストローク機関において可能なすべてのガス交換状態を表すガス交換線図を提案した。
- (4) このガス交換線図上に AI 燃焼、希釈 SI 燃焼、不整燃焼などの燃焼形態をプロットした燃焼マップを作成した。
- (5) (4) の燃焼マップ上で負荷に応じて適切な度合いの LTC サイクルを“連続的”に選択するコントロール手法 (最適 LTC コントロール) を提案した。このコントロールにより SI 燃焼から AI 燃焼を切り替えなしにスムーズに利用することが可能となり、希釈 SI 燃焼を含めた一連の LTC サイクルの燃費・エミッションのメリットが最大に活かされる。
- (6) 排気量 1300 cm³ の V ツインモータサイクルに対して最適 LTC コントロールを適用した場合、従来燃焼方式に比べて LA-4 モード走行で燃費約 20% の改善と NO_x 約 90% の低減が見積もられた。
- (7) Kakuya, H., Yamaoka, S., Kumano, K., Sato, S.: Investigation of a SI-HCCI Combustion Switching Control Method in a Multi-Cylinder Gasoline Engine, SAE Paper, 2008-01-0792(2008)
- (8) Matsuda, T., Wada, H., Kono, T., Nakamura, T., Urushihara, T.: A Study of a Gasoline-fueled HCCI Engine -Mode Changes from SI Combustion to HCCI Combustion-, SAE Paper, 2008-01-0050(2008)
- (9) Law, D., Kemp, D., Allen, J., Kirkpatrick, G., Copland, T.: Controlled Combustion in an IC-Engine with a Fully Variable Valve Train, SAE Paper, 2000-01-0251(2000)
- (10) Kaneko, M., Morikawa, K., Itoh, J., Saishu, Y.: A Study on Homogeneous Charge Compression Ignition Gasoline Engines, JSME International Journal, Series B, Vol. 46, No. 1, p. 31-36(2003)

参考文献

- (1) Thring, R. H.: Homogeneous-Charge Compression-Ignition (HCCI) Engines, SAE Paper, 892068 (1989)
- (2) Ishibashi, Y.: Basic Understanding of Activated Radical Combustion and It's Two-Stroke Engine Application and Benefits, SAE Paper, 2000-01-1836(2000)
- (3) Morikawa, H., Ishibashi, Y.: An Experimental Approach to the Controlled Auto-Ignition, SAE Paper, 2007-01-0173(2007)
- (4) Ishiyama, T., Kee, S., Kitamura, Y., Horibe, N., Shioji, M.: Modeling and Experiments of NO_x Formation in DI-PCCI Combustion, SAE Paper, 2007-01-0194(2007)
- (5) Urushihara, T., Hiraya, K., Kakuhou, A., Itoh, T.: Expansion of HCCI operating region by the combination of direct fuel injection, negative valve overlap and internal fuel reformation, SAE Paper, 2006-01-517(2006)
- (6) Cairns, A., Blaxill, H.: Lean Boost and External Exhaust Gas Recirculation for High Load Controlled Auto-Ignition, SAE Paper, 2005-01-3744(2005)

■ 著 者 ■



森川 秀明

ボデー構造におけるロードパス分布の類似性に関する考察

Study on Similarity of Load Path Distribution in Body Structure

小 林 広 和*

Hirokazu KOBAYASHI

内 藤 正 志*

Tadashi NAITO

漆 山 雄 太*

Yuta URUSHIYAMA

要 旨

乗用車ボデー構造の設計では、複数の荷重条件において、構造内にどのようにロードパスを分布させるかを構想し、それを検証することが重要と考える。また、ロードパス分布は、荷重条件によらず構造内の結合剛性が高いところに密に分布する傾向を持つので、荷重条件が異なっても類似性があると考えられる。

そこで本研究では、構造内のロードパス分布を指標化できる指標 U_{sum} を用いたロードパス把握方法と、応力によるロードパスの把握方法を対比させて解析をおこない、二種類の方法の違いを明確にすると共に、乗用車ボデー構造に4種類の荷重条件を負荷した時のロードパス分布の検証をおこなった。その結果、 U_{sum} を用いれば応力を用いた時よりも少ない指標で視覚的なロードパス分布の解析が可能であることを示す。また、ねじり荷重条件はロードパス分布が構造全体に広がるため、他の荷重条件に対して類似性が高くなることがわかった。

ABSTRACT

Consideration and verification of the way in which load paths will be distributed throughout the structures under various loading conditions is an important element in the design of automotive body structures. Furthermore, given the tendency that load-path distribution becomes denser where coupling rigidity is high irrespective of the loading conditions, it is conjectured that similarities exist in the load-path distributions even under differing loading conditions.

The research discussed in this paper therefore conducted a comparative analysis of two methods for identifying load paths: using U_{sum} , which functions as an indicator of the distribution of load paths in body structures, and using stress. The difference between the two methods was clarified, and the distribution of load paths when four different loading conditions were applied to automotive body structures was studied. As a result, it was demonstrated that using U_{sum} , load-path distributions can be visually analyzed employing less indicators than was the case when using stress. In addition, the level of similarity of load-path distribution to distribution in other loading conditions was high for torsional loading conditions in which load paths are distributed throughout the structure as a whole.

1. はじめに

近年、環境負荷の低減や商品性向上に対する要求から、乗用車のボデー構造に対して要求される必要な性能を満たした上で最大限の軽量化が求められている。重量効率の高い自動車のボデー設計をおこなう際には、構造に負荷される荷重をどのように構造内に伝達させ、所定の性能を満足させるかを考えることが重要である。この荷重の伝達経路であるロードパスは、構造のどこに存在するのかを直接特定することは難しく、現状では応力やひずみを用いて間接的に推定をおこなっている^{(1), (2)}。これらの方法では、構

造の急変部や穴部などの応力集中が発生する場所のように、実際にロードパスとして使われていない場合でも応力が高く出る場所があるため、応力の大小をたどってロードパスを特定することは難しい。さらに、ロードパスを推定するためには、主応力や変形図、セクションフォースなど多くの指標を用い、総合的に判断する必要があった。

そこで、ロードパス解析のためにFEMを用いた構造内部の荷重伝達経路解析が提案されている。荷重の負荷点や拘束点と、構造上の任意点との結合の強さを、指標 U および指標 U_{sum} によって表現することによりロードパスの特定が可能になる^{(3), (4)}。この指標 U および指標 U_{sum} を用

*四輪 R&D センター

いと、構造の急変部や穴部で応力集中のような値が急変する現象が起こらないので、視覚的にロードパス分布が理解しやすいという利点がある。

構造にさまざまな荷重を加えると、構造内にはその荷重条件に応じたロードパス分布が現れる。それと同時に、構造内で周囲との結合状態が良く剛性も高い部分にはロードパスが多く分布し、逆に弱い部分にはロードパスの分布が少ない傾向も荷重条件によらず共通してみられる。つまり、ロードパス分布にはなんらかの類似性があると考えられる。

構造内部でロードパス分布の類似性が高い領域では、荷重伝達に寄与する部品、あるいは寄与しない部品がさまざまな荷重条件によらず共通になるといえる。その結果、ある一つの荷重条件で荷重伝達に寄与しない領域を改善し、有効に機能する構造が作れば、その他の荷重条件に対しても同時に有効な構造になる。

従来の構造解析では、荷重条件ごとに解析をおこない、それぞれの荷重条件で構造の改善や対策をおこなっていたため、場合によっては別々の場所が改善対象になっていた。しかし、各荷重条件におけるロードパス分布の類似性を解析し、類似性の高い荷重条件や場所を把握することができれば、その類似性の高い場所に対策をおこなうことで複数の荷重条件に共通して有効に作用する構造を構想することができ、軽量化につながる。これは、自動車ボデー開発の先行検討段階での大まかな骨格配置など、ボデー構造を巨視的に捉えた解析から、詳細設計段階でのスポットの打点位置やパネルの板組みなどの部品間の結合部分における微視的な解析まで、幅広く用いることができる。

そこで本研究では、 U_{sum}^* を用いたロードパス分布解析手法の妥当性を示すとともに、乗用車ボデー構造にさまざまな荷重条件を与えた時のロードパス分布を指標 U_{sum}^* を用いて解析をすることで、ロードパス分布の類似性が高い荷重条件を探索することを目的とする。

2. 指標 U^* と U_{sum}^*

2.1. 指標 U^* とロードパス

有限要素解析を用いた構造物内部のロードパス解析指標 $U^{(3)}$ の定義を説明する。Fig. 1(a) は、構造物を模式的に表現したもので、点Aが負荷点、点Bが支持点、点Cが構造内の任意の点を表す。この構造に強制変位 d_A を与えた時のひずみエネルギー U は式 (1) のようになる。ここで、 p_A はA点を d_A 変位させるのに必要な荷重を表す。

$$U = \frac{1}{2} p_A \cdot d_A \quad (1)$$

Fig. 1(b) は Fig. 1(a) と同一の構造であるが、任意点Cが拘束されており、A点を d_A 変位させるのに必要な荷重は

p'_A になる。この時のひずみエネルギー U' は式 (2) のようになる。

$$U' = \frac{1}{2} p'_A \cdot d_A \quad (2)$$

点Cにおける指標 U^* は式 (3) で定義される。

$$U^* \equiv 1 - \frac{U}{U'} \quad (3)$$

ひずみエネルギー U' は必ず U 以上の値となるため、 U^* は0から1の間の値を取り、負荷点では1、支持点では0となる。

Fig. 2 に構造内の U^* 分布の模式図を示す。構造内で負荷点との結合剛性が高い部位ほど、 U^* 値は大きな値を示す。つまり、 U^* 分布の稜線は負荷点からの結合剛性が高い部位といえる。構造物に負荷される力は、構造内の剛性ができるだけ高い箇所を通して支持点まで伝達され则认为られる。したがって、主要なロードパスは U^* 分布の稜線をたどって支持点まで到達する経路となる。

2.2. ロードパス分布と指標 U_{sum}^*

構造内には主要なロードパス以外にも多数のロードパスが存在するので、ロードパスの分散状態を定量的に示すことができるロードパス評価指標 U_{sum}^* ⁽⁴⁾ を導入する。

Fig. 3(a) にA点を負荷点、B点を支持点とした時の U^* 分布の概念図を示し、各節点の U^* 値を U_i^* とする。また、Fig. 3(b) には荷重の負荷点と支持点を入れ替えた時

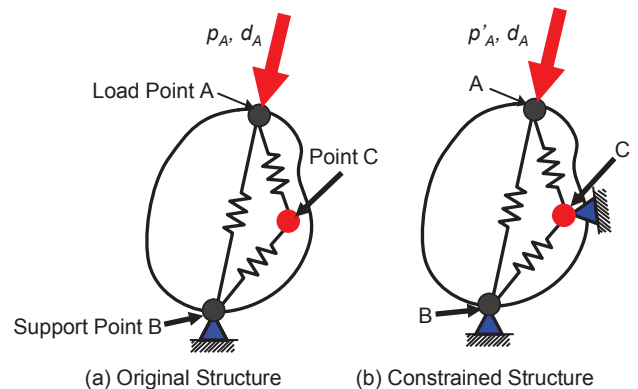


Fig. 1 Strain energy models

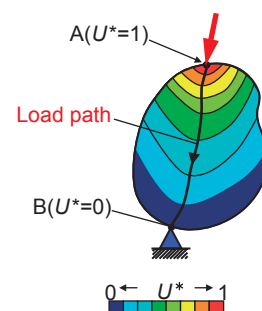


Fig. 2 Image of load path

の U^* 分布の概念図を示し、各節点の値は U_2^* とする。この時、それぞれの節点において、指標 U_{sum}^* を式 (4) で定義する。

$$U_{sum}^* = U_1^* + U_2^* \quad (4)$$

構造全体の U_{sum}^* 分布の概念図は Fig. 3(c) のようになる。

ここで、Fig. 4 に示すような 1 次元のばねモデルでは、構造全体に均一に荷重が分散されロードパス分布が一様となるため、 U_{sum}^* 値は一定で 1 となる。

穴あき平板で U を計算した例を Fig. 5(a) に示す。平板の一端に支持点を設け、その反対側の一端に引張方向に強制変位を加えた。Fig. 5(b) は同条件での応力分布、Fig. 5(c) には U_{sum}^* 分布を示す。Fig. 5(a) の U 分布では、穴をよける形で U 分布の稜線が存在し、そこに荷重点からのロードパスを描くことができる。それに対し、Fig. 5(b) の応力分布では、荷重点および穴の周辺に応力集中が見られ、ロードパスの特定が困難である。

ここで、荷重の荷重点から支持点まで到達したロードパスには大きな荷重が伝達することができるため、主要なロードパスになり得る。しかし、 U は荷重荷重点からの結合剛性が強い部分を示しているため、支持点まで到達する

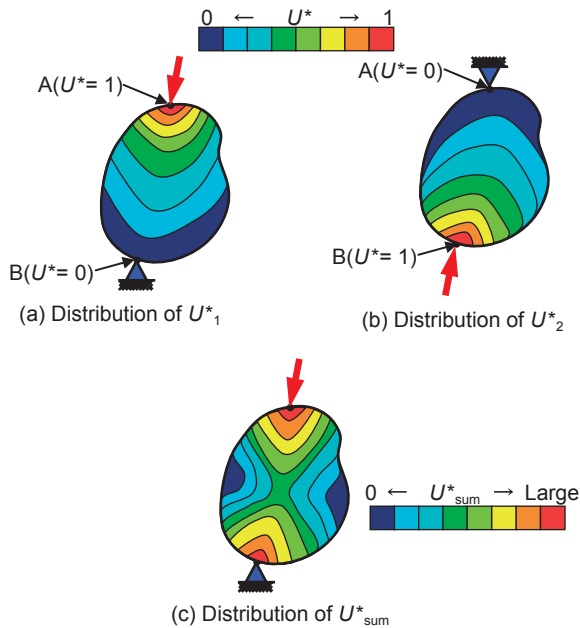


Fig. 3 Conceptual diagram of U_{sum}^*

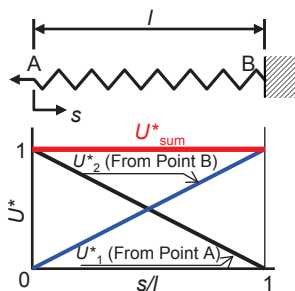


Fig. 4 Diagram for U_{sum}^*

かどうかは関係なく、荷重点からの一方向から評価した量である。そのため、複雑な形状になるとロードパスが長くなり、経路も複雑になるので、 U 分布から示されるロードパスが支持点まで到達するかどうかの判断が難しくなる。また、構造内の特定の場所だけがロードパスになる訳ではなく、ロードパスは構造全体に広く分布するので、 U による主要な数本のロードパスのみの解析では十分であるとはいえない。

Fig. 5(c) に示した U_{sum}^* 分布は、荷重の荷重点と支持点の両方からの結合の強さを表す。 U_{sum}^* 値が大きい部分では荷重の荷重点と支持点の両方からの結合剛性が高いので、荷重点から支持点まで到達するロードパスが多く分布する。逆に U_{sum}^* 値が小さい部分ではロードパスの分布が疎とな

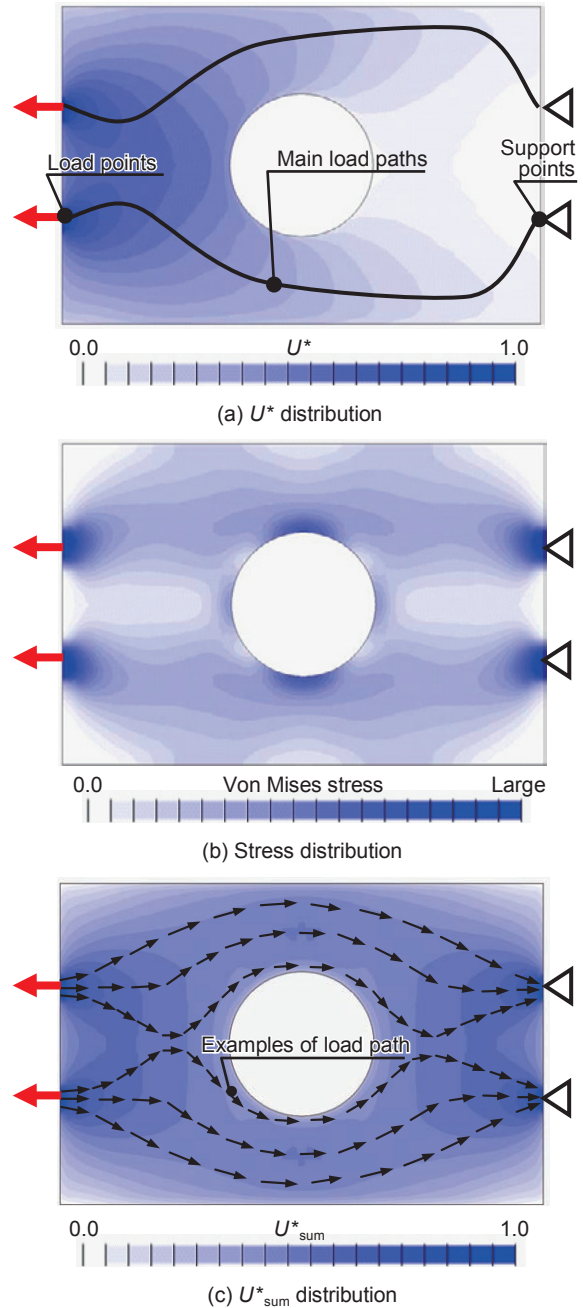


Fig. 5 U^* , stress and U_{sum}^* distribution in plate with hole

る。Fig. 5(c)で、負荷点から支持点までのロードパスの一例を図示する。もちろん、この他にも多数のロードパスを描くことができる。負荷点や支持点近傍などの U_{sum}^* 値が大きい領域ではロードパス分布が密になる。このように、 U_{sum}^* 値の大小によって実際に機能するロードパスの分布状態を視覚的に表現することができる。

3. ロードパス分布の解析手法としての応力値と U_{sum}^* 値の比較

3.1. 計算モデル

解析に用いる荷重条件を Fig. 6 に示す。荷重条件は、サスペンションからボデーに入力される代表的な4種

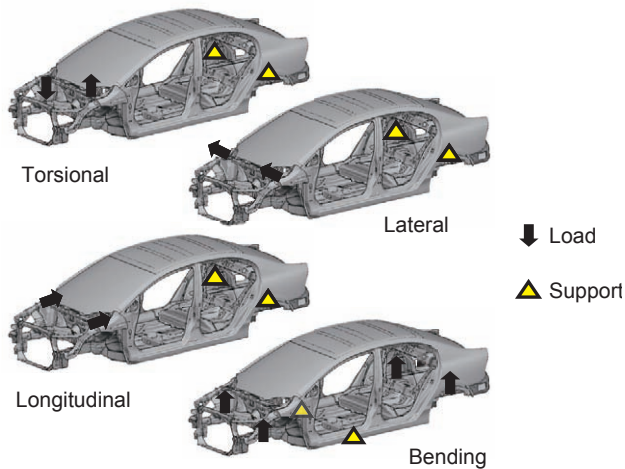


Fig. 6 Load and support conditions

類の荷重条件であるねじり荷重 (Torsion)、横方向荷重 (Lateral)、前後方向荷重 (Longitudinal)、そして曲げ荷重 (Bend) とする。基本的にはフロントダンパベースを荷重点とし、リヤダンパベースを支持点とし、曲げ荷重に関しては剛性が高く局所変形がしにくいサイドシル上を支持点とし、全ダンパベースを持ち上げることで曲げを再現した。

3.2. 計算結果の比較

乗用車ボデー構造に荷重を負荷した時に、ロードパス分布の解析手法を検証するため、応力分布と U_{sum}^* 分布について比較する。この時の荷重条件は前節のねじり荷重条件とする。

まずは応力を用いたロードパス分布の解析方法を示す。応力を用いたロードパスの解析では、変形図と主応力の方向と大きさによって力の流れを推定する。Fig. 7(b) で示した Part B 周辺の詳細図では、Part B から Part C にかけての領域で高い引張方向の主応力が働き、方向も揃っているため、ロードパスは Part A から Part B を介して Part D 方面に分布すると推測できる。

ここで注意すべき点は、板部ではせん断方向剛性に比べて面外曲げ方向の剛性が著しく低いので、板の面外曲げ方向に荷重が負荷された場合は伝達できる荷重量が少なくなるため、主要なロードパスにはならない。加えて、主応力を用いた解析では、板部に面外曲げ力が負荷されているのかどうかを容易に判断することができないという課題がある。板部に負荷される荷重方向を理解するためには、板厚

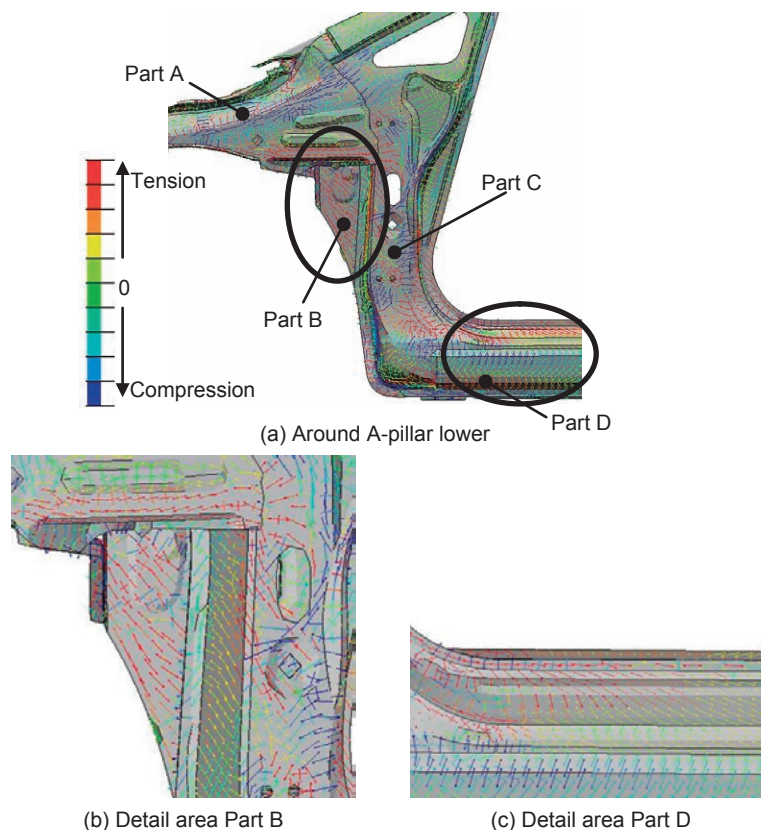


Fig. 7 Principal stress

を把握し、面内応力方向をたどって、その不連続な領域を変形図、あるいは板の両面の主応力の向きや大きさを用いて、面外変形をしているかどうかを判断する必要がある。Fig. 7(c)のPart D上面の詳細図では主応力が高く、強い荷重が負荷されているように見えるが、Fig. 9(a)で示したPart D断面の変形図を見ると、Part D上面が上方に変位し、面外方向の曲げ変形を受けていると考えられる。確認のため、Fig. 9(b)にシェル要素の表面の主応力から裏面の主応力の差をとった時のコンター図を示す。板の面外方向に曲げ力が加わると、表面は圧縮、裏面は引張になるように、両面の主応力の差が大きくなるので、図では赤色に示される。図中に丸印を付けたPart Dの上面は、赤くなっており面外方向に曲げ力が加わっていることが確認できる。よって、Part D上面はロードパスにはならない。

このように、主応力を用いた解析方法では応力が高く

出た部分がそのままロードパスになっているとは限らず、ロードパスに適正な板厚となっているかを把握した上で、さらに変形図など複数の指標を見比べて力の性質を解析する必要があるため、ロードパス分布の判断に工数と慣れが必要である。また、同じ対象物を解析しても、解析者によって結果に差が出る可能性がある。

一方、 U_{sum}^* を用いたロードパスの解析方法は、 U_{sum}^* 値が大きい場所はロードパスが密に分布しているので、構造内のロードパス分布が一目でわかる利点がある。

例えば、Fig. 8(b)で示したPart B周辺は、 U_{sum}^* 値が大きく、応力で解析した結果と同様に、ロードパスが密に分布していることがわかる。また、Fig. 8(c)で示したPart D周辺の U_{sum}^* 分布図では、Part Dの上面部は小さな U_{sum}^* 値となり、応力で解析した手法と同様にロードパス分布が疎である結果となった。

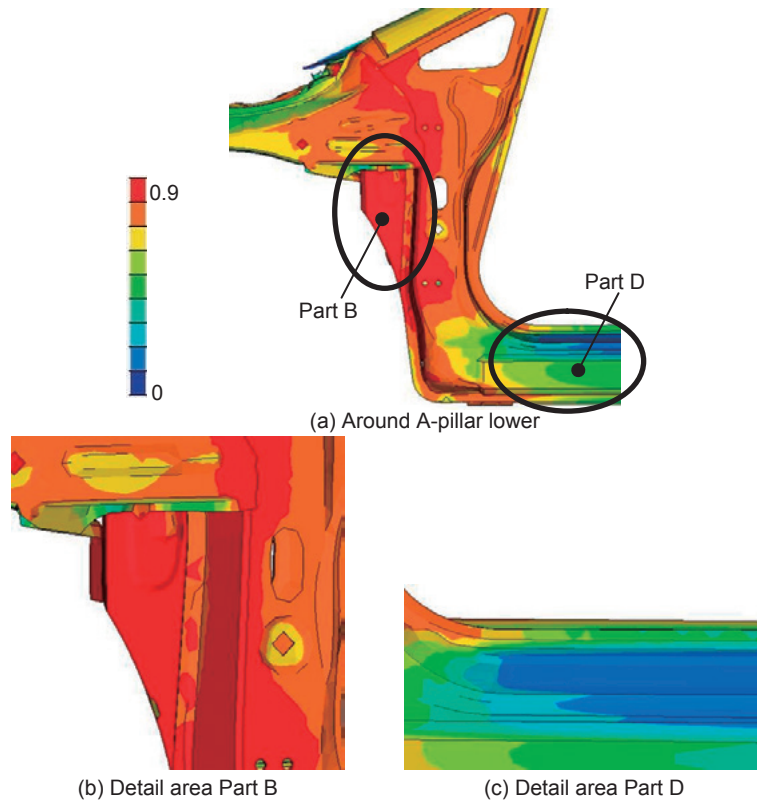


Fig. 8 U_{sum}^* distribution

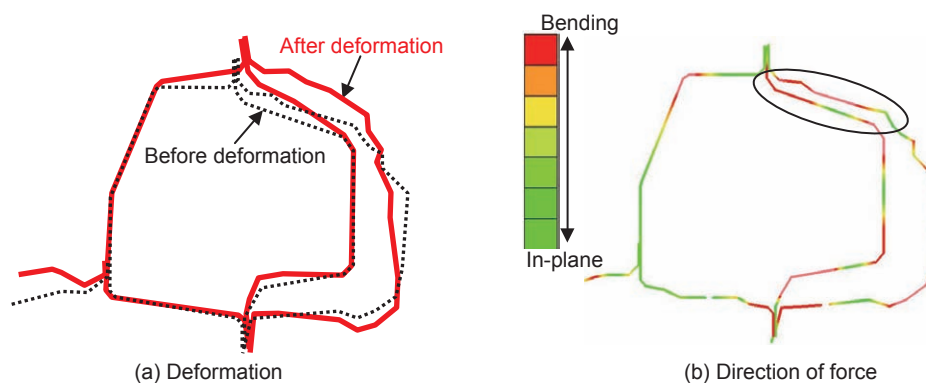
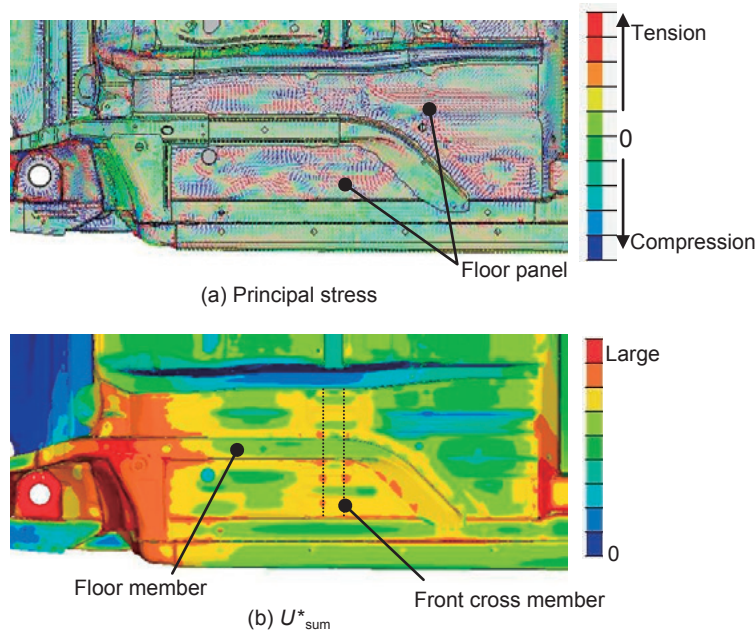


Fig. 9 Section of Part D



このように、 U_{sum}^* を用いたロードパス分布解析は、従来の応力を用いた解析法と同様の結果となり、ロードパス分布解析手法として妥当性がある。しかも、応力を用いた解析のように複数の情報を用いて解析者が総合的に判断するのではなく、 U_{sum}^* 値の大小のみで判断できるので、容易にロードパス分布を解析することができる点で優れている。

また、応力を用いた解析においては応力集中という課題がある。Fig. 10(a)にフロアパネルの主応力テンソル図を示す。ねじり荷重条件下のフロアパネルはせん断変形を受けるので、フロア全体にロードパスが分布するはずであるが、フロアパネルはビードや穴などにより形状が複雑なため、応力集中が発生し、主応力の方向や強弱が複雑に分布する。このため、フロア内にどのようなロードパスが存在するのかを解析することは困難となる。それに対して、 U_{sum}^* は応力集中のような問題は生じないので、Fig. 10(b)

に示すように、フロアパネルは黄色の領域が多く、ほぼ均一にロードパスが分布することが視覚的に認識できる。

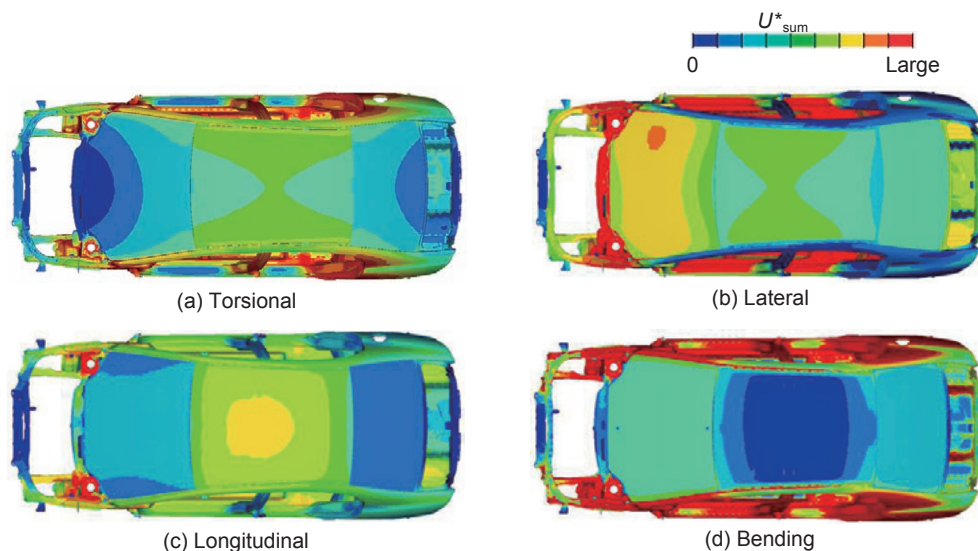
4. 乗用車ボデー構造のロードパス分布の類似性

4.1. ロードパス分布の類似性

乗用車ボデー構造にさまざまな荷重が負荷された時の U_{sum}^* 分布の類似性を比較する。

前章で挙げた荷重条件での U_{sum}^* 分布について、上面視をFig. 11、側面視をFig. 12、底面視をFig. 13に示す。それぞれ U_{sum}^* 値の平均値が異なるため、等高線の値はそれぞれの荷重条件ごとに最も見やすい値に設定した。

まず、Fig. 11の上面視を比較すると、Fig. 11(a)のねじり荷重とFig. 11(b)の横方向荷重のルーフ部に U_{sum}^* 分布の類似性がみられる。これは、ねじり荷重と横方向荷重で



はルーフには同じせん断力が加わるのに対して、Fig. 11(c)の前後方向荷重では曲げ、Fig. 11(d)の曲げ方向荷重では面外方向に力が加わるためにロードパス分布が変化するかである。

次に Fig. 12 の側面視について検討する。Fig. 12(d) の曲げ荷重ではサイドシル上に支持点があるのでサイドシル部分の U_{sum}^* 値が大きくなっているが、サイドパネルの全体的な分布の濃淡を比較すると Fig. 12(a) のねじり荷重と Fig. 12(d) の曲げ荷重の U_{sum}^* 分布に類似性がある。また、Fig. 12(b) の横方向荷重と Fig. 12(c) の前後荷重について、フロ

ントピラーロアやセンタピラーの縦骨の U_{sum}^* 値がサイドシルなどの横骨の U_{sum}^* 値に比べて小さいという点で類似性がある。しかし、Fig. 14 に示すサイドシルレインフォース部分を比較すると、Fig. 14(b) の横方向荷重と Fig. 14(c) の前後荷重は側面と上面の濃淡に違いがあり、ロードパス分布には類似性が見られない。これは、サイドシルに加わる荷重方向を考えると、横方向荷重ではサイドシルが車両横方向に曲げられるため、サイドシル上下面にせん断力が加わり、そこにロードパスが発生するが、前後方向荷重ではサイドシルには軸方向に荷重が負荷されるため、サイド

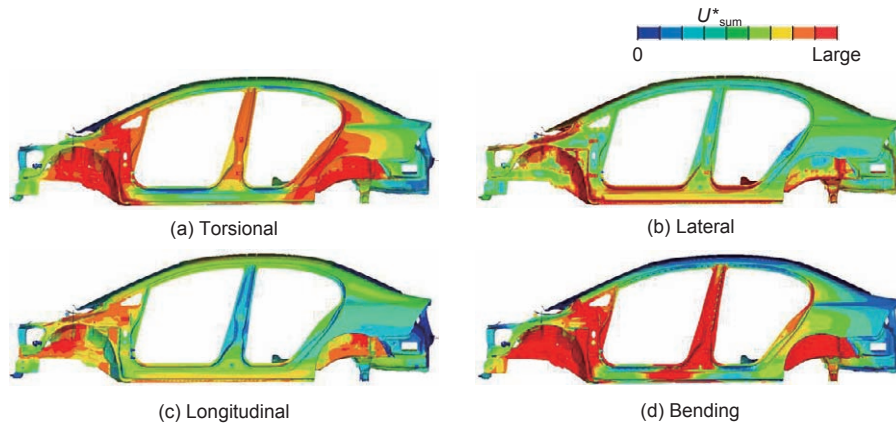


Fig. 12 Side view

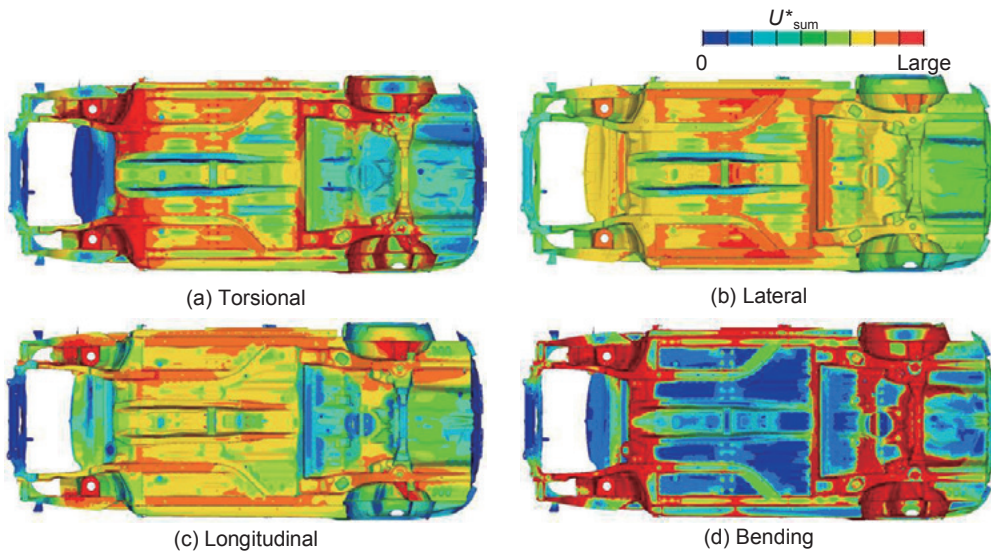


Fig. 13 Bottom view

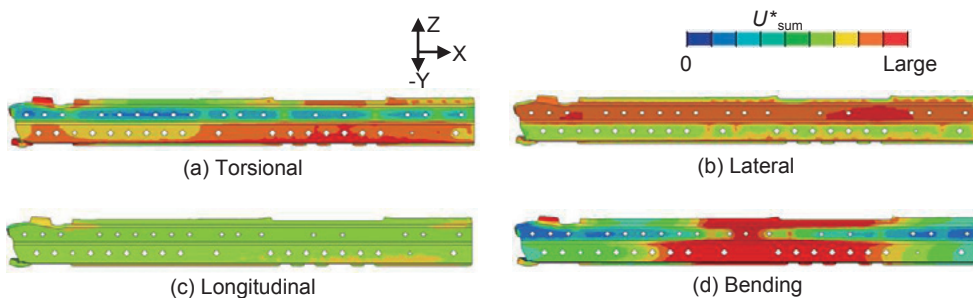


Fig. 14 Side sill reinforce

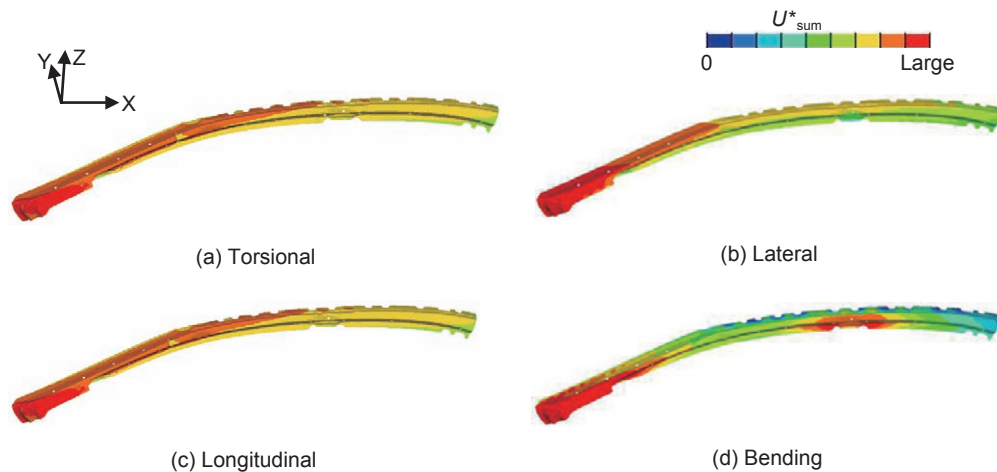


Fig. 15 Side roof rail

シル側面と上面の U_{sum}^* 値に大きな差はなく、サイドシル全体がほぼ同一の値になるからである。

側面視のもう一つの着眼点として、Fig. 15 にサイドルーフレール部分を示す。これらの比較では、Fig. 15(a) のねじり荷重と Fig. 15(c) の前後方向荷重の U_{sum}^* 分布に類似性がみられる。これらの時にサイドルーフレールに加わる荷重方向の模式図を Fig. 16 に示す。サイドルーフレールにはねじり荷重時には曲げと引張方向の力が加わり、前後方向荷重では曲げと圧縮方向に力が加わる。曲げの方向は同じで、引張と圧縮の違いがあるものの、共に軸方向に荷重が加わるために力学的条件が同一になり U_{sum}^* 分布が類似する。

最後に Fig. 13 の底面視について検討する。4 種類の荷重条件の U_{sum}^* 分布を比較すると、ボデー全体で類似性が高い荷重の組み合わせは無い。しかし、フロントフロアパネルのみに絞ると、Fig. 13(a) のねじり荷重と Fig. 13(b) の横方向荷重の類似性が比較的高い。これは、ねじり荷重と横方向荷重ではフロアにせん断力が加わるのに対して、前後方向荷重ではフロア面内圧縮力、曲げ荷重では面外曲げ力

が加わるために U_{sum}^* 分布が異なるからである。

以上、4 種類の荷重条件による U_{sum}^* 分布を比較すると、ねじり荷重による U_{sum}^* 分布は他の荷重条件による U_{sum}^* 分布に対して類似性を持つ部材が多いことがわかる。

4.2. 類似性に対する考察

ねじり荷重が他の荷重条件と類似性が高い理由について考察する。

ねじり荷重時に各部品に働く力の方向を考えると、サイドシルなどの横骨には曲げ荷重、センタピラーなどの縦骨には軸方向荷重、各パネル部にはせん断荷重が発生する。そのため、ねじり荷重はキャビン全体に大きい U_{sum}^* 値が分布する。

一方、横方向荷重と前後方向荷重では、センタピラーには主要なロードパスが存在せず U_{sum}^* 値が小さいという共通点があるが、その他の部位ではお互いの類似性はあまり高くはない。部材に働く荷重方向を考えると、横方向荷重と前後方向荷重ではフロアパネルやルーフレールの面内で力の方向が 90° 入れ替わるため軸力方向が変化する。その結果、ミッドクロスメンバ付近やトンネルフレーム付近に現れるように、 U_{sum}^* 値が大きい部分と小さい部分が荷重条件によって入れ替わる部分が存在するので、お互いの類似性よりも全体的に U_{sum}^* 値が大きいねじり荷重との類似性の方が高くなる。

曲げ荷重では、フロアとルーフが面外方向の力を受けるためロードパスが分散せずに U_{sum}^* 値が小さくなるので、他の荷重条件との類似性が低くなる。しかし、縦骨に主要なロードパスが存在することはねじり荷重と同一なので、これがねじり荷重との類似性だけが高くなる要因である。

5. まとめ

(1) U_{sum}^* を用いたロードパス分布の解析手法は、応力、変

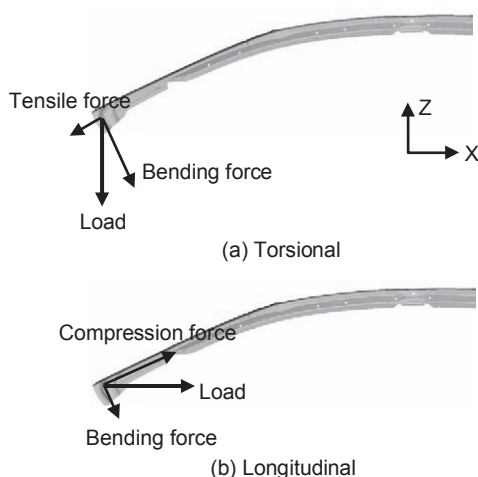


Fig. 16 Image of direction of load on side roof rail

形状態、板厚の把握による総合的なロードパスの判断と同等な結果が求まり、ロードパス解析手法として妥当性があることを示した。

- (2) U_{sum} を用いる手法では一つの指標のみで構造内のロードパス分布を示すことができ、前述の応力などを用いる手法と比べて容易にロードパスの状態を判断できる。その応用事例として、乗用車ボデーのような複雑な構造物において、 U_{sum} を用いると構造内に広がるロードパスの分布状態まで判断できることを示した。
- (3) U_{sum} を用いた解析により構造全体のロードパス分布が一目で理解できるので、異なる荷重条件においてロードパス分布が類似する部材を定性的に把握できる。その結果、乗用車ボデーのような複雑な構造物において、異なる荷重条件間でも部材単位で同一性質の荷重が負荷される部位を容易に特定できることを示した。
- (4) ねじり荷重条件は構造内の各フレーム部には曲げや軸方向荷重、各パネル部にはせん断荷重が発生するため、構造全体に広くロードパスが分布し、他の荷重条件とのロードパス分布の類似性が高いことを明らかにした。

参考文献

- (1) Kelly,D.W., Tosh,M.W.: Interpreting Load Paths and Stress Trajectories in Elasticity, Engineering Computations: International Journal for Computer-Aided Engineering and Software, Vol. 17, No. 2, p.117-135(2000)
- (2) Waldman,W., Heller,M., Laya,R., Rose,F.: Advances in Two-Dimensional Structural Load Flow Visualisation, Engineering Computations: International Journal for Computer-Aided Engineering and Software, Vol. 19, No. 3, p.305-326(2002)
- (3) 高橋邦弘, 櫻井俊彰: 構造物内部における荷重伝達経路の新たな表現方法, 日本機械学会論文集 (A 編) 71-708, p.1097-1102(2005)
- (4) 鳥飼真吾, 郭秋実, 漆山雄太, 小林広和, 高橋邦弘: 乗用車車体のねじり条件下の荷重伝達とウィンドシールドガラスの荷重分担, 自動車技術会論文集, Vol.41, No.5, p.963-968(2010)

■ 著 者 ■



小林広和



内藤正志



漆山雄太

Development of SH-AWD System using EPS Relative Steering Angle Signal

Steve TURNER *

ABSTRACT

The Super Handling-All Wheel Drive (SH-AWD) system uses the steering angle value to determine the proper left and right rear wheel torque distribution ratio to enhance vehicle handling response. Cost reduction in the application of the SH-AWD system is realized by (1) replacing the conventional stand-alone absolute steering angle sensor with an EPS resolver sensor, which determines the position of the EPS power assist motor, (2) applying integration to the change in the EPS motor position over time to yield a steering angle value relative to the initial steering rack position, and (3) using a new midpoint learning algorithm to determine the true steering angle value by calculating the difference between the initial steering rack position and the straight-ahead driving position. Through this process, a steering angle value relative to the initial steering rack position is acquired and is equivalent to the value that would be provided by an absolute steering angle sensor. To determine the straight-ahead steering position, a learning period is required during which the vehicle needs to travel a minimum distance every time the ignition key is turned on. To meet all existing system and CBU performance requirements during this learning period, two algorithms were created. First, a steering angle estimation algorithm substitutes as the true steering angle to allow SH-AWD to perform normal torque distribution operation. This algorithm uses two independent calculations to prevent excessive steering angle estimation, which would distribute more torque than necessary. Second, a new vehicle stability enhancement algorithm reduces the SH-AWD rear torque amount when an unstable driving event occurs. Using these algorithms, the SH-AWD system can achieve comparable performance by acquiring steering angle data from an EPS resolver sensor as opposed to a more costly absolute steering angle sensor.

1. Introduction

The SH-AWD system receives data from sensors and other control systems within the vehicle to determine a proper rear differential torque amount. The steering wheel angle represents the driver's intention to turn left or right and is used by the SH-AWD system to distribute torque to the left or right rear wheel for enhanced handling response.

Two types of steering angle sensors are commonly used in the industry. An absolute-type steering angle sensor permanently stores the straight-ahead reference position to immediately output the absolute position of the steering wheel when the ignition key is turned on, but this sensor is typically more expensive than a relative type sensor. Additionally, if the absolute-type stored midpoint is incorrect, such as after changes are made to the vehicle steering or suspension, the

midpoint value must be reset by a service procedure or else system malfunction may occur and could lead to customer complaints or additional warranty cost. A relative-type steering angle sensor has a simple low cost design but no permanent reference point to indicate the straight-ahead driving steering position, which is used as a reference point to determine the absolute position of the steering wheel to the left or right. Therefore, the relative-type sensor requires a midpoint learning algorithm to determine the straight-ahead position every time the ignition key is turned on. The midpoint learning algorithm needs the vehicle to travel a minimum distance to find the center steering position, which could delay the operation of some systems. The purpose of this research was to reduce the cost of the SH-AWD system by removing the stand-alone steering angle sensor and replacing it with the EPS system's resolver sensor, which is

* HONDA R&D AMERICAS, INC.

capable of calculating relative-type steering angle data. For vehicles that use EPS, the steering angle can be calculated without adding cost.

The influence of the steering angle value on the SH-AWD system operation was determined and objective performance requirements were created to evaluate the effectiveness of this new system configuration. The performance concerns of using the EPS relative-type steering angle signal were addressed as a part of this research.

2. Development Goals

The goal for the all-wheel-drive system's performance is to be consistent at all times, especially when climbing a steep hill or accelerating from a stop on a slippery surface. Changes made in the control system should be smooth so that the vehicle's behavior is not disturbed. Using a relative-type steering angle sensor creates two control states, where the true steering angle is initially unknown and where it is known after a learning interval. Therefore, new software algorithms are needed to enhance the performance of SH-AWD in this initial state. Once the midpoint learning is complete and the true steering angle is known, the EPS relative steering angle signal is identical to the absolute-type steering angle signal, so there is no impact to the SH-AWD system performance.

The SH-AWD system needs to meet the existing level for performance regardless of which control state the system is currently operating in, and it should operate in a way that is transparent to the driver. To achieve these targets, there are three new control algorithms that operate only during the initial control state: (1) a new midpoint learning algorithm

compatible with the EPS relative-type steering angle, which quickly and accurately finds the midpoint value to reduce the time spent in the initial control state; (2) an algorithm to allow torque vectoring of the rear axle to meet the system performance targets by estimating the steering angle value using other vehicle parameters; and (3) an algorithm to maintain vehicle stability while accelerating and turning to assist other vehicle control systems, which cannot perform their normal control until after the steering angle midpoint learning is complete.

3. EPS Relative-type Steering Angle Sensor

The EPS system uses a resolver sensor to monitor the electric power assist motor angle. Figure 1 shows the mechanical layout of the assist motor and resolver sensor. The EPS motor travels several complete revolutions while the steering rack moves from end to end.

The EPS resolver sensor uses electrical windings on a stator to measure the rotor position of the power assist motor. As shown in Fig. 2, the voltage relationship between the resolver windings determines the power assist motor angle. The motor angle value is integrated to calculate the total movement along the steering rack. The EPS system does not need to know the absolute position of the motor on the steering rack—only the driver's intention to steer left or right. The integrated resolver motor angle multiplied by the steering ratio results in a steering wheel angle value relative to the initial position of the power assist motor at the time that power was first applied to the system. Once system power is lost, the existing motor position is also lost and these values become unknown.

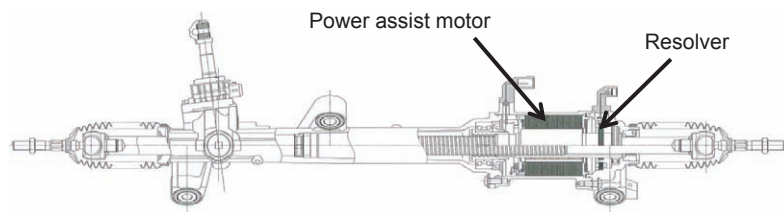


Fig. 1 Electric Power Steering rack structure

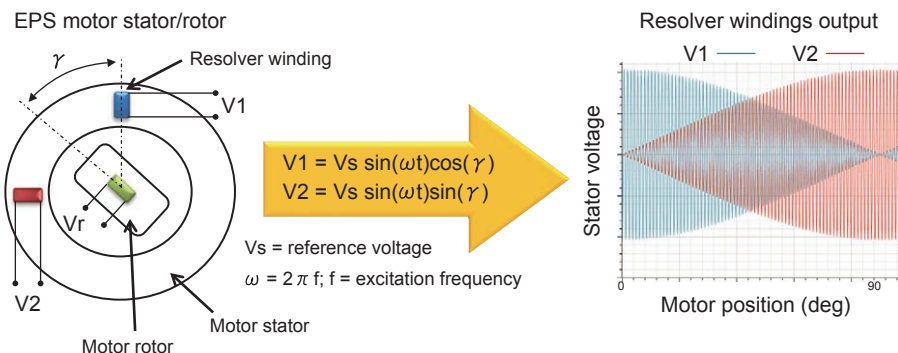


Fig. 2 EPS resolver sensor motor angle calculation

4. Midpoint Learning Algorithm

The midpoint learning algorithm is designed to take a steering angle value that has no reference point for straight-ahead driving and determine the amount of offset required to make that relationship known. Some relative-type steering angle sensors have built-in hardware that report when the steering wheel is in the straight-ahead position, in which case the midpoint learning algorithm must clarify if the wheel is truly at 0 degrees or at some multiple of 360 degrees. For the EPS relative-type steering angle, no such built-in hardware exists for the straight-ahead position, so a high accuracy algorithm is required. This algorithm can quickly determine that the vehicle is moving straight ahead and calculate the offset amount required to calibrate this position to 0 degrees.

To meet performance requirements, an absolute-type steering angle sensor must provide steering angle data at or above a required level of accuracy. To meet the same SH-AWD system performance requirements, the EPS relative steering angle signal must also achieve the same level of accuracy. To achieve this level of accuracy with a relative-type steering angle signal, many driving mode requirements were created. To allow for high accuracy and fast detection, two straight-ahead driving judgment calculations were used. The first judgment uses wheel speed requirements along with yaw rate and lateral G characteristic tables to judge that the vehicle is driving stable along a straight path. The second judgment uses different wheel speed requirements and two steering angle estimation algorithms (Eqs. 1 and 2)

that must be below a threshold amount. Figures 3 and 4 show the vehicle geometry parameters for steering angle estimation and the estimation accuracy achieved while driving on a predetermined winding road course.

$$\text{Steering angle by rear wheel delta rotation (deg): } \frac{|V_o - V_i| * WB * SR * 360}{(V_o + V_i) * TR * \pi} \quad (1)$$

$$\text{Steering angle by yaw rate and speed (deg): } \frac{WB * YAW * SR}{\text{Vehicle speed}} \quad (2)$$

Using these calculations alone resulted in midpoint accuracy of ± 6 degrees, with the worst case data

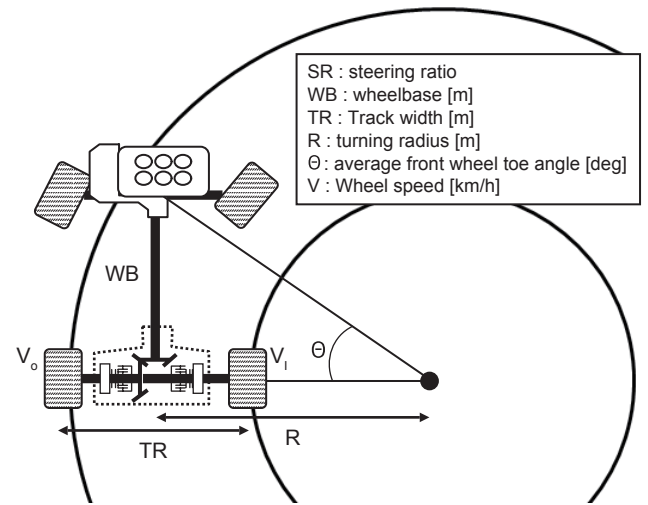


Fig. 3 Vehicle geometry parameters for steering angle estimation

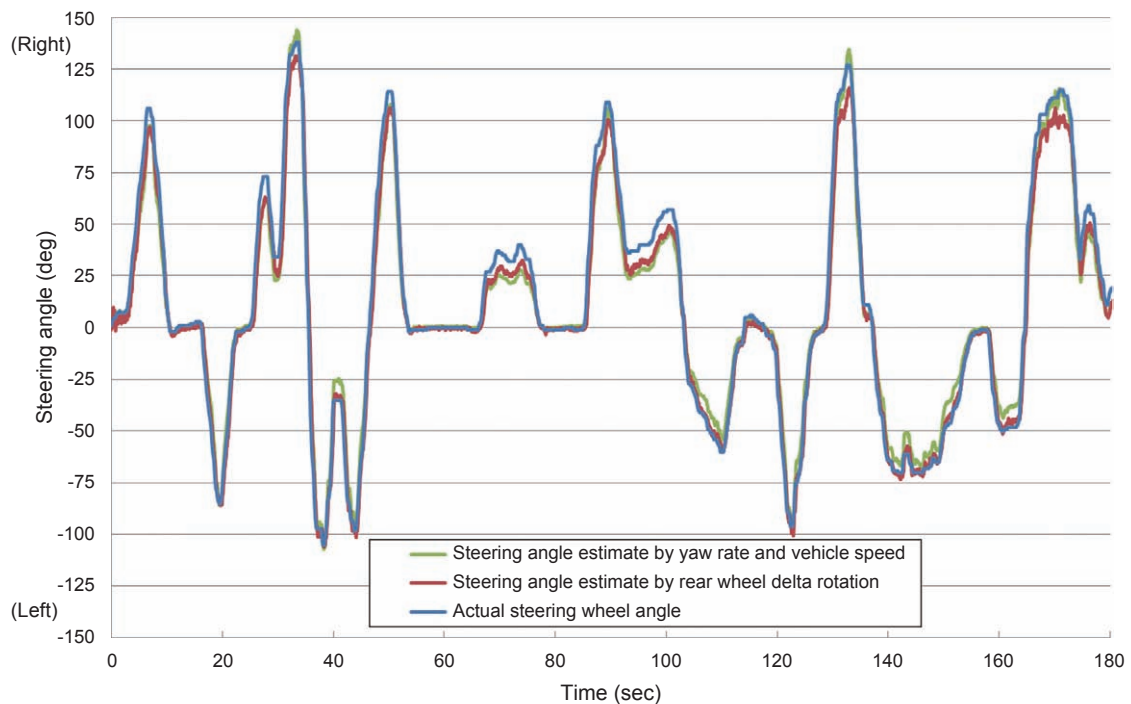


Fig. 4 Steering angle estimation accuracy

points occurring during extreme driving conditions. As shown in Fig. 5, the addition of requirements for a stable EPS steering angle value along with a one second averaging algorithm achieved results of ± 3 degrees for all driving situations. This level of accuracy meets the SH-AWD system design requirement. This calibration usually finishes within the first 400 m of driving under normal driving conditions, but can be shorter or longer based on the availability of a straight road.

The total error of the steering angle signal includes the midpoint learning algorithm error, the EPS system mechanical error, and the yaw rate sensor installation angle error. The EPS system mechanical components have a base amount of error regardless of steering rack position as well as error that increases toward both ends of the steering rack. The yaw rate and

lateral G sensor have an acceptable range for zero point accuracy in order to be used by the SH-AWD system. If both sensors are at the upper limit of acceptable range, the steering angle midpoint learning algorithm has a small amount of additional error. The total overall steering angle error is ± 8.4 degrees (see Fig. 6). The EPS steering angle signal measurement point is directly on the steering rack, rather than behind the steering wheel as with the stand-alone steering angle sensor. This removes up to 5 degrees of deflection that occurs within the steering column. Therefore, the total overall steering angle error of the EPS relative type and stand-alone absolute type are at an equal level, and no SH-AWD performance impact is introduced due to using the EPS relative steering angle signal.

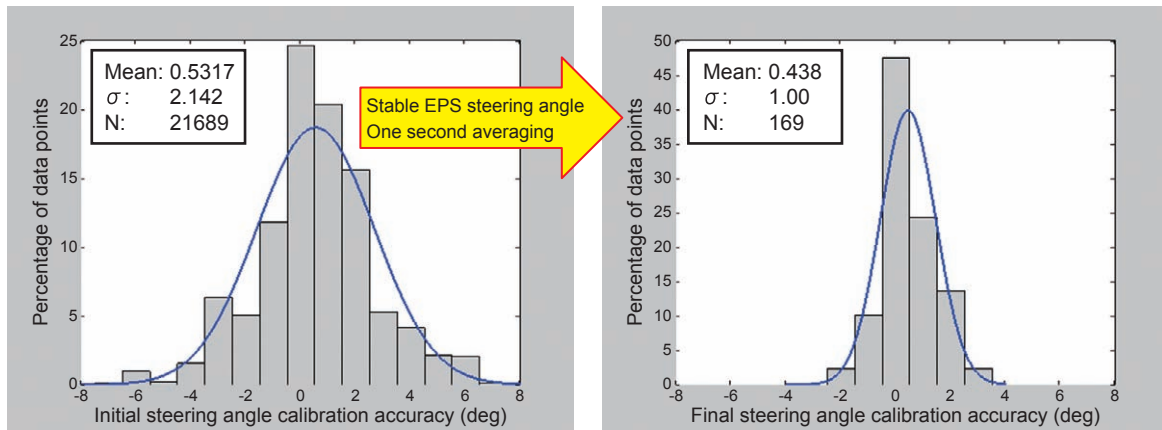


Fig. 5 Midpoint learning algorithm accuracy

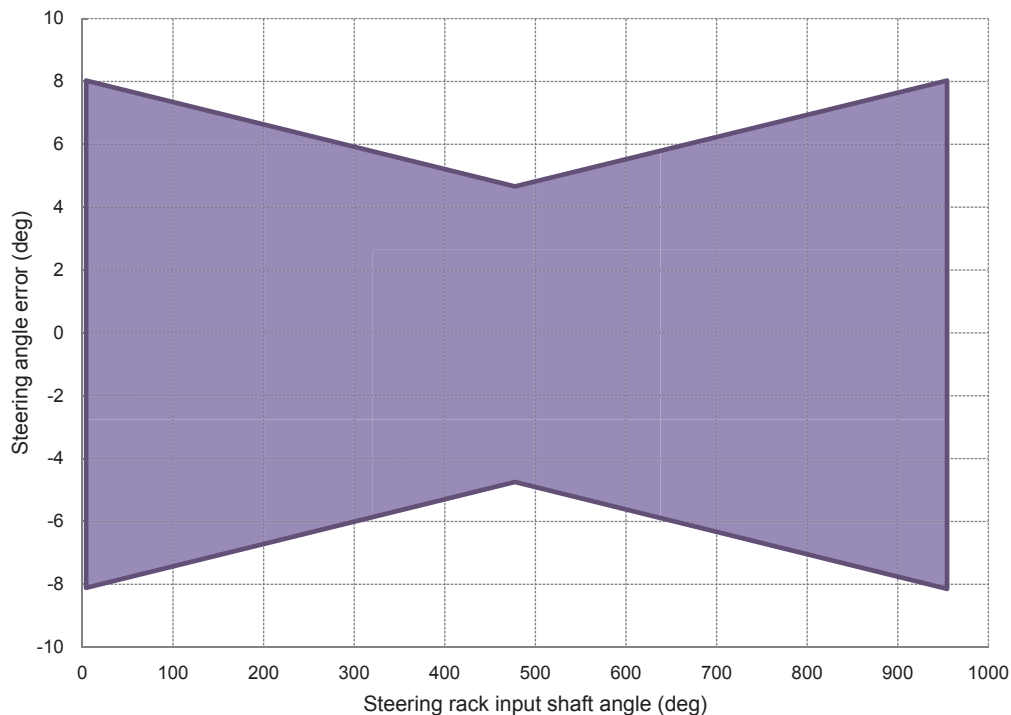


Fig. 6 EPS relative-type steering angle calculation error

5. Steering Angle Substitution

To achieve a SH-AWD system performance that is consistent and transparent to the driver, a substitute for the EPS steering angle value is required until the midpoint learning algorithm has finished, otherwise the SH-AWD will not be able to apply torque vectoring and vehicle performance will be reduced. The two steering angle estimation algorithms used for midpoint learning have very good accuracy for stable driving maneuvers, where the vehicle dynamics are linear. As shown in Fig. 7, as the driver operates the vehicle closer to the tire grip limit, the input relationships become non-linear and the steering angle estimation algorithms lose accuracy.

The design concept for steering angle substitution is to maintain the SH-AWD system performance during stable driving situations and prevent applying more rear torque than is normally distributed, which could lead to unstable vehicle dynamics. To achieve this concept, the estimated steering angle used for

SH-AWD control must be the same or lower in amplitude than if the system were using a calibrated steering angle sensor. The variables in the estimation calculations are different and, during certain driving maneuvers, one of the steering angle variables could become larger than intended, in which case the desired result is to use the other more accurate signal. Logic was made to selectively use the estimated steering angle value with the lowest amplitude and slope. This logic is effective at preventing a final estimated steering angle that is too large. During a transient maneuver it is possible for one steering angle estimate to suddenly decrease giving it the lowest amplitude, but by using the slope parameter, the signal switching does not occur until that signal stabilizes. This helps give the SH-AWD system consistent performance even during transient driving maneuvers near the tire grip limit. During unstable driving situations, one steering angle estimate can be a positive value and the other a negative value, in such case a final steering angle value of 0 degrees is used. Figure 8 shows the

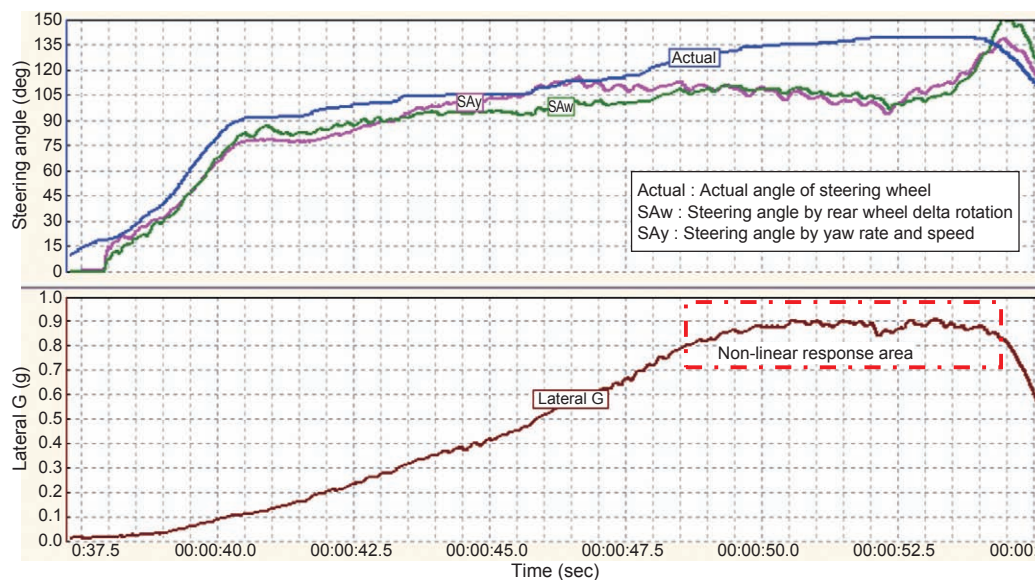


Fig. 7 Steering angle estimation accuracy versus lateral G

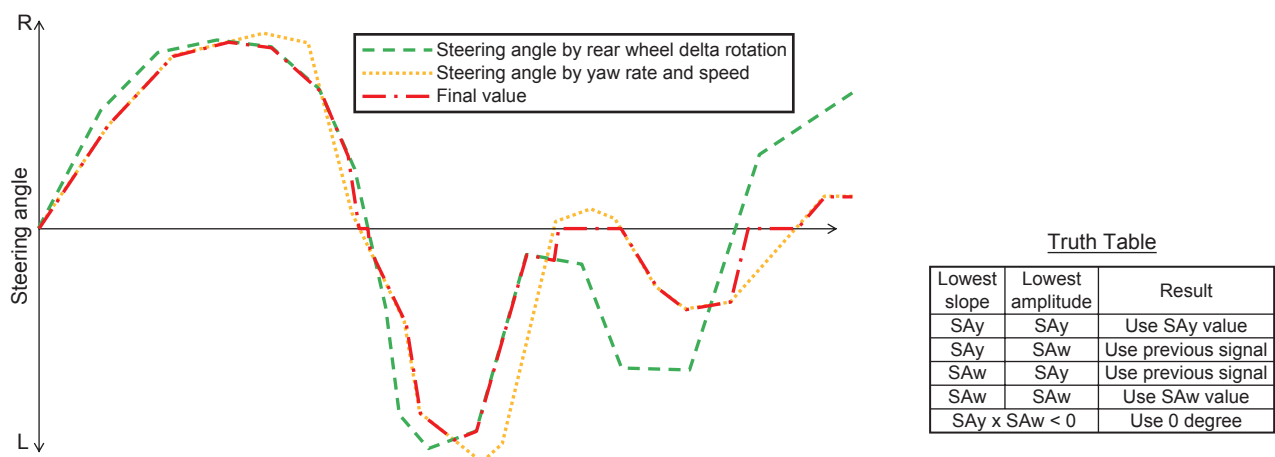


Fig. 8 Estimated steering angle signal selection logic

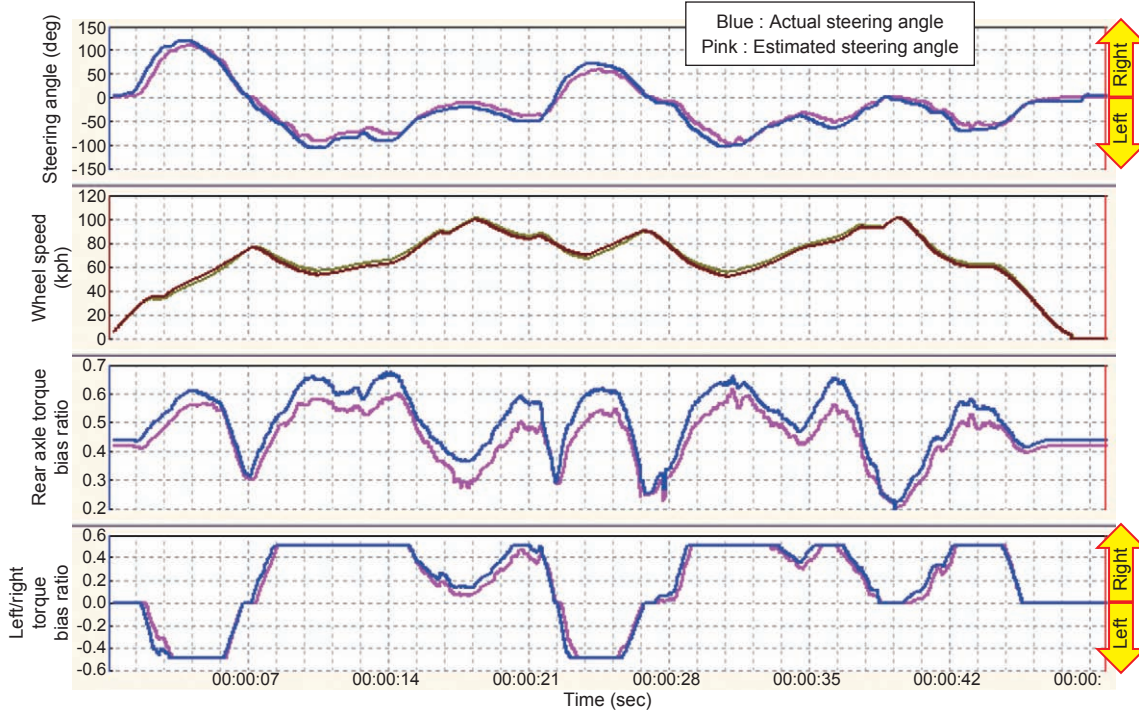


Fig. 9 SH-AWD system torque distribution change from estimated steering angle

operation of the estimated steering angle selection logic.

The change in SH-AWD system performance with the estimated steering angle was evaluated using hardware-in-the-loop simulation. The desired effect of using the estimated steering angle to allow torque vectoring to occur normally was achieved, but with slightly less rear torque and left/right distribution. As shown in Fig. 9, the effect on the front/rear torque distribution and rear axle left/right torque distribution yielded a worst case reduction of 10% compared to using the true steering angle value. The SH-AWD system performance using the estimated steering angle was evaluated by vehicle handling experts using the standard SH-AWD test courses and driving maneuvers. The SH-AWD system performance requirements were met and the system was judged acceptable. This amount of torque reduction was judged by vehicle handling experts to be similar in feeling to a slight change in road surface grip, which is typical under normal driving conditions.

6. Vehicle Stability Enhancement

Other control systems in the vehicle have limited performance capability while calculating their steering angle midpoint. During this time, the driver could experience an unstable driving situation that would normally be stabilized by one of these systems. Therefore, each control system that affects the vehicle dynamics must be capable of regulating its own performance to maintain stability during the midpoint learning time. When the absolute steering angle sensor

is applied, this performance regulating function is not needed. However, for the SH-AWD system to apply the EPS relative steering angle signal, an algorithm is required to determine when and how much to regulate performance. When accelerating and turning on road surfaces with a low coefficient of friction (low μ), the SH-AWD system can cause oversteer to occur if too much rear axle torque or left-to-right bias torque is applied. To enhance the stability in this situation, the SH-AWD system limits the rear axle torque distribution when an unstable driving event is detected (see Fig. 10). The SH-AWD system uses a normalized wheel slip calculation to determine vehicle instability and a yaw rate error calculation to determine that the car is oversteering. Using this information, the SH-AWD system sets an upper limit for the rear axle torque to stabilize the vehicle.

Understanding the speed relationship between all four wheels is critical to understanding how to detect when too much torque is applied and how to correct it. As shown in Eqs. (3)-(5) and Fig. 11, a normalized wheel slip calculation was made by comparing the wheel speed relationships between left and right along with front and rear. This wheel slip calculation has a stable driving region under which the data for all normal driving situations fall, and any data beyond this region occurs only when a vehicle loses traction.

$$\text{Left/Right Speed Delta: } V_{SLIP1} = (|V_{FL} - V_{FR}| - |V_{RL} - V_{RR}|) \quad (3)$$

$$\text{Front/Rear Speed Delta: } V_{SLIP2} = (|V_{FL} - V_{RL}| - |V_{FR} - V_{RR}|) \quad (4)$$

$$\text{Normalized Wheel Slip: } MAX(V_{SLIP1}, V_{SLIP2}) - \text{StableRegion} \quad (5)$$

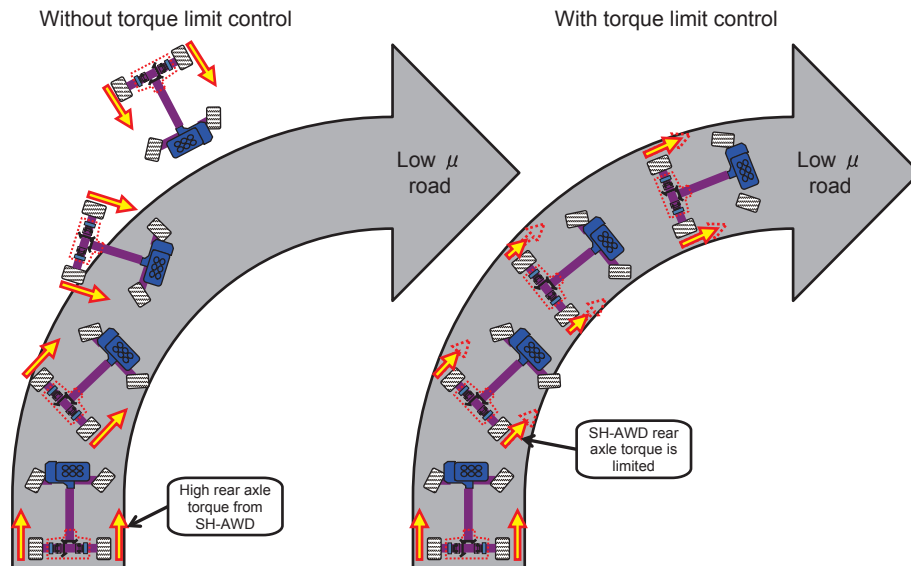


Fig. 10 SH-AWD vehicle stability enhancement operation concept

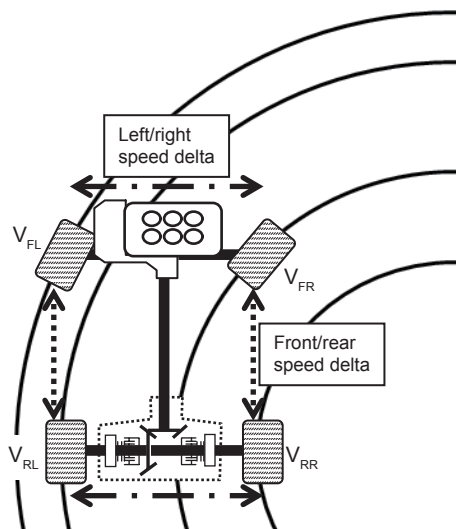


Fig. 11 Normalized wheel slip calculation

Figure 12 shows the normalized wheel slip calculation relationships during a 5 m radius turn (which has a very high speed difference between each wheel) and shows the ability of this logic to differentiate between wheel slip and tight turning. Initially the vehicle is able to do a 5 m radius turn while maintaining grip with the road surface, but as vehicle speed increases the tires eventually lose grip and the vehicle becomes unstable. The SH-AWD system removes torque from the inside rear wheel while cornering and distributes it to the outside rear wheel. This creates a situation where the inside and outside rear wheel increase speed at different rates when they lose grip.

If the vehicle loses traction driving straight, the steering angle is not needed by other systems to stabilize the vehicle; therefore, a yaw rate error algorithm was created inside the SH-AWD system to

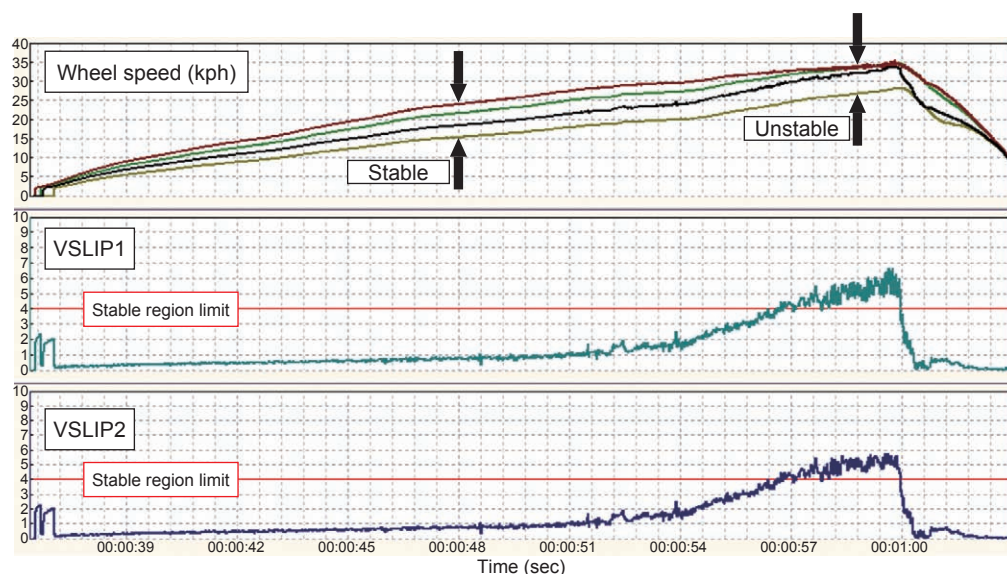


Fig. 12 Normalized wheel slip calculation during an accelerating 5 m radius turn

detect instability only while turning. The yaw rate error algorithm works with the normalized wheel slip calculation to determine when the SH-AWD system should limit the rear torque output. As shown in Eqs. (6) and (7), the actual yaw rate of the vehicle is compared to an estimated yaw rate calculated using the vehicle speed and lateral G sensor to determine the yaw rate error amount.

$$\text{Estimated Yaw Rate (deg/s)} = \frac{\text{Lateral } G \left(\frac{m}{s^2}\right) * 180}{\text{Vehicle speed} \left(\frac{m}{s}\right) * \pi} \quad (6)$$

$$\text{Yaw Rate Error} = |\text{YAW} - \text{Estimated YAW}| - \text{StableRegion} \quad (7)$$

During stable driving maneuvers, the actual and estimated yaw rates are nearly the same with a small amount of inaccuracy that decreases as the vehicle speed increases. As shown in Fig. 13, this inaccuracy is taken into account in order to create a stable driving region for the estimated yaw rate. When the yaw rate error goes beyond the stable driving region, the vehicle is oversteering and the SH-AWD system needs to limit the rear axle torque.

The SH-AWD system has several activation requirements before limiting the rear axle torque in order to prevent system misoperation. Situations such as driving on gravel or bumpy roads may cause the stability algorithm to temporarily go beyond the stable region, even though the vehicle is actually stable. To correct for such situations, the instability must be judged for a minimum time and the wheel speed, yaw rate, and lateral G sensor values must be within an allowable range. Using these conditions, the torque limit misoperation was eliminated.

To determine the torque limit amount, the normalized wheel slip calculation and the yaw rate error calculation are combined to create an instability index value. This value represents how unstable the

vehicle is in a range from 0 to 10, with 0 representing good stability and 10 representing very unstable driving. The SH-AWD system normally reduces the total rear axle torque as vehicle speed increases; therefore, if instability occurs at higher speeds, the torque limit amount needs to be lower to achieve the stabilizing effect. The torque limit starts at a default amount and is scaled by the instability index value and vehicle speed. As shown in Fig. 14, as the instability index value increases, the torque is limited to a lower value because more stabilization is needed.

To evaluate the torque limit control, the performance was compared to a vehicle using an absolute-type steering angle sensor with all driver aids enabled on both vehicles. The torque limit control is only needed during midpoint learning, so the vehicle with the EPS relative-type steering angle was only evaluated in this condition. The driving modes that

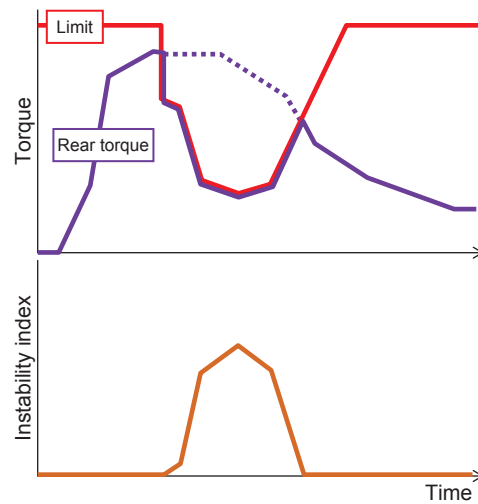


Fig. 14 Torque limit based on instability index value

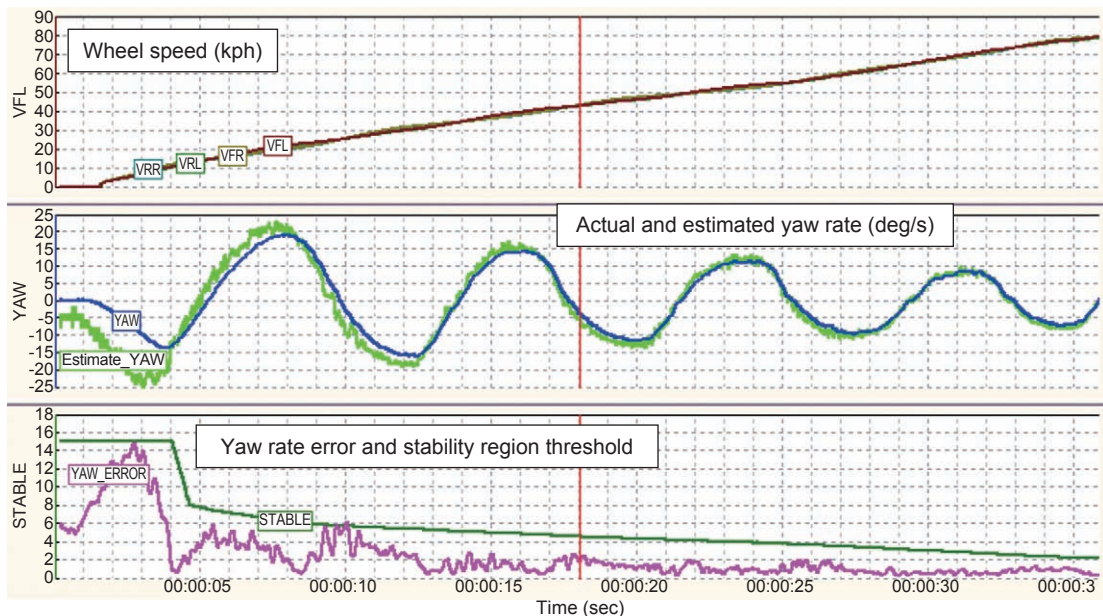


Fig. 13 Yaw rate error calculation

needed torque limit control the most were a slalom or constant radius turn on snow or ice as well as driving on a snow-covered winding road.

Driving aggressively on these courses with an absolute-type steering angle sensor results in other control systems reducing the engine torque or selectively applying the brakes to stabilize the vehicle as necessary. The vehicle using the EPS relative-type steering angle does not have the same level of capability from the other control systems during midpoint learning. The SH-AWD system torque limit function redirects torque to the front axle when instability is detected, which also maximizes the benefit of the other control system capabilities that are available. The driver was easily able to maneuver through these courses in both vehicles with a high level of safety margin. The driver feeling difference between the two vehicles is small enough that changes in the road surface conditions have a similar effect. Given the opportunity for a back-to-back test, most people would not be able to perceive any difference. With this level of performance, the SH-AWD system can apply the EPS relative steering angle signal and all vehicle stability performance requirements are achieved.

7. Conclusion

The EPS relative-type steering angle sensor can be used with the SH-AWD system to meet or exceed performance requirements. A new steering angle midpoint learning algorithm was created to work with the hardware configuration of the EPS system. A steering angle substitution algorithm allows the SH-AWD system to maintain consistent performance capability during the midpoint learning time. The vehicle stability enhancement algorithm allows the SH-AWD system to determine when too much rear axle torque is applied for the current road surface conditions to stabilize the vehicle. With this new logic, using the EPS relative-type steering angle reduces overall system cost and the difference in performance compared to an absolute sensor should be imperceptible.

■ 著 者 ■



Steve TURNER

ドライバアシストシステムのための画像分割技術による 移動物体検知

Image Segmentation-based Moving Object Detection for Driver Assistance System

西 垣 守 道*

Morimichi NISHIGAKI

Yiannis ALOIMONOS**

要 旨

ABSTRACT

自動車の進行方向上にある物体を検知することは、衝突防止に有効である。特に、自動車や歩行者のような移動物体とは衝突の可能性が高く、検知の必要性は高い。ビジョンセンサには、実際の運転状況で遭遇するさまざまな物体の検知が要求される。しかしカメラと物体は、どちらも独立に動いているため、車両に取り付けたカメラで、自律的に動いている物体を検知するのは容易ではない。移動物体の輪郭を鮮明に検知することは、特に難しかった。そこで、我々は移動物体の輪郭を鮮明に検知できる、二つのアルゴリズムを開発した。第1のアルゴリズムは、画像上の動きとエピポーラ制約との差異から、カメラと異なる方向に移動している物体を検知する。第2のアルゴリズムは、ステレオ視差と運動視差との差異から、カメラと同じ方向に移動している物体を検知する。これらのアルゴリズムでは、画像分割技術(イメージセグメンテーション)を用いることで、物体の輪郭を鮮明に検知できた。この手法で移動物体の輪郭を鮮明に検知できることを、実車を用いた実験により実証した。

The detection of objects in front of ego-vehicle is an effective means to help prevent collisions. Since the potential of collision with moving objects, such as other vehicles and pedestrians, is relatively high, it is important to detect these moving objects in particular. Vision sensors are employed to detect the various objects encountered in actual driving situations, but because the camera and the objects are moving independently, it is not easy to detect independently moving objects using vehicle-mounted cameras. The detection of sharp boundaries for moving objects has been especially challenging. We have therefore developed two algorithms to detect sharp boundaries for moving objects. The first of these algorithms detects objects moving in a different direction to the camera by identifying inconsistency between motion in the images and the epipolar constraint. The second algorithm detects objects moving in the same direction as the camera by identifying inconsistency between stereo disparity and motion disparity. The use of image segmentation technology in these algorithms has made it possible to detect sharp boundaries for moving objects. The ability to detect sharp boundaries using these methods was verified in tests using actual vehicles.

1. 緒言

Intelligent Transportation Systems(ITS)の中で、Advanced Driver Assistance System(ADAS)は、活発に研究がおこなわれている分野である。車両周辺にある自動車、歩行者、レーンマーカ、信号のような物体を検知す

るセンサは、ADASの重要な構成部品である。ビジョンセンサは、これらさまざまな物体を検知できるセンサとして期待されている。安全運転支援の観点からは特に、衝突する可能性の高い、自動車や歩行者などの自律移動物体を検知する必要がある。しかし、自律移動物体を画像から検知するのは、容易ではない。なぜなら、移動する車両に

* HONDA R&D EUROPE(DEUTSCHLAND)GMBH

** University of Maryland

取り付けカメラで撮影した画像では、静止物体も、移動物体と同様、動いて見えるためである。そのような動画から、いかにして移動物体領域を検知するかが課題である^{(1), (2)}。移動物体が、カメラの移動方向と異なる方向に移動している場合には、静止物体の見かけの動きに関する制約条件を表す、エピポーラ制約⁽³⁾を利用すれば、1台のカメラ(単眼カメラ)で、移動物体を検知できる。移動物体がカメラの移動方向と同じ方向に移動している場合には、1台のカメラでは検知不可能で、2台のカメラ(ステレオカメラ)が必要とされ、アルゴリズムもより複雑になる。そこで、これらの手法に適用する、二つのアルゴリズムを開発した。自動車応用では物体の幅や大きさの検知も求められる。この手法では、画像を有意義な部分領域に分割する、画像分割技術(イメージセグメンテーション)を用いて、物体の輪郭を検知する。

2. アルゴリズム

Ogale らは画像による移動物体検知を、カメラの動きなどとの関係から、三つのクラスに分類した⁽⁴⁾。カメラの動く方向と別の方向に移動する物体は、クラス1に分類される。この場合、物体の動きが、エピポーラ制約を満たしているかどうかによって、移動物体か否かの判定ができる。エピポーラ制約は、移動物体がカメラと同一方向に動いている場合は使えない。カメラの動きと同一方向に移動していて、さらに一部が静止物体(遮蔽物)によって隠れているような移動物体はクラス2に分類される。この場合は、遮蔽による前後関係と運動視差に矛盾がないかを調べることで、自律移動物体を検知できる。カメラと同一方向に移動するが、遮蔽物がない移動物体は、クラス3に分類される。この場合、運動視差とステレオ視差によって得られる前後関係に矛盾がないかを調べることで検知できる。

前述したクラス2の検知手法では、移動物体とそれを部分的に遮蔽する静止物体との距離によっては検知できない場合もある。しかし、クラス3の移動物体を検知する方法を使えば、どのクラスに属する移動物体でも検知できる。

そこで、この分類と検知原理に基づき、車載カメラで移動物体を検知する、二つのアルゴリズムを開発した。第1のアルゴリズムは、クラス1に属する移動物体を単眼カメラで検知する。第2のアルゴリズムは、クラス2とクラス3を含むより一般的な移動物体をステレオカメラで検知する。第1のアルゴリズムは、第2のアルゴリズムより単純であるが、検知できる移動物体は限られる。第2のアルゴリズムは、より一般的な移動物体を検知できるが、ステレオカメラが必要となる。二つのアルゴリズムは検知したい対象に応じて使い分ける必要がある。これら二つのアルゴリズムと交通状況とを対応させるため、第1のアルゴリズムを交差移動物体検知アルゴリズム、第2のアルゴリズムを並走移動物体検知アルゴリズムと呼ぶ。つまり、交差移動物体検知しか求められないシステムに適用する際には、単眼カメラで実現できる、よりシンプルな、第1のアルゴリズムを活用することができる。並走移動物体検知も求められるシステムに適用する際には、ステレオカメラが必要で、よりアルゴリズムとシステム構成が複雑化するが、第2のアルゴリズムを活用できる。

この章では、まず2.1.節、2.2.節で、アルゴリズムの要点を解説し、2.3.節、2.4.節でそれぞれ、交差移動物体検知アルゴリズムと、並走移動物体検知アルゴリズムの詳細を説明する。

2.1. 移動物体検知原理

交差移動物体検知アルゴリズムと、並走移動物体検知アルゴリズムでは、検知原理が異なる。

交差移動物体検知アルゴリズムにおける、検知原理を表す模式図を、Fig. 1に示す。この図では画像上に自車が直進している場合のエピポーラライン⁽³⁾が青線で描かれている。この場合、エピポーララインは静止物体の移動方向を表している。エピポーララインが交差する点が、Focus of Expansion(FoE)であり、すべての静止物体は、画像上をFoEからエピポーララインに沿って各方位に移動するように撮影される。エピポーラ制約とは、このように静止物体の画像上での見かけの動きに、幾何学的制約があるこ

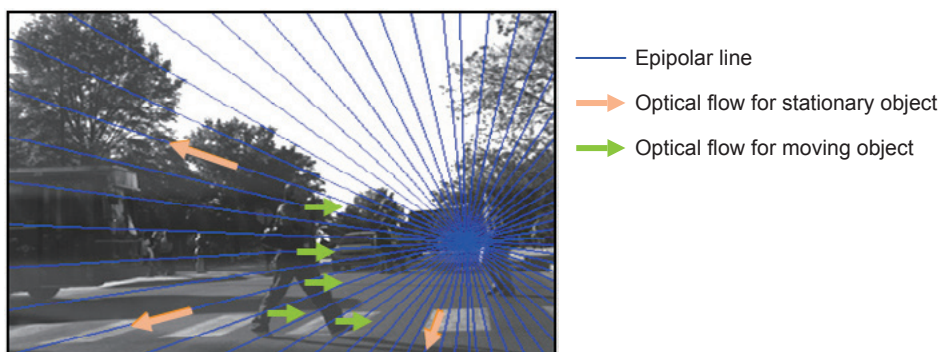


Fig. 1 Principle of detection of moving objects for intersecting objects

とを表すもので、ある画像上の点の動きが、エピポーララインに沿った動きであるとき、エピポーラ制約を満たすという。一方で、図中の歩行者のように交差移動する物体は、このエピポーララインに沿った動きにはならず、エピポーラ制約を満たさない。よって、各画素のオプティカルフローが、エピポーラ制約を満たすか否かを確認することで、移動物体を検出できる。オプティカルフローとは、画像上の各点の動きを二次元ベクトルで表したものである。自転の動きが直進だけでなく、旋回、ピッチ、ロールの回転を伴う場合は、エピポーラ制約を満たすか否かの確認はより複雑になる。そこで、後述する、正規化処理により、回転運動の影響を、画像を変形することでキャンセルし、Fig. 1で示す場合と同様に、移動物体を検知できるようにした。

移動物体が自転車と並走している場合、移動物体であっても、エピポーララインに沿った動きが撮影されるため、エピポーラ制約による検知原理は利用できず、別の検知原理によって検知する。並走移動物体検知アルゴリズムにおける、検知原理を表す模式図を、Fig. 2に示す。この図では、右側にステレオカメラ、左側に移動しているカメラを描き、静止物体と移動物体のある、同じシーンを撮影している様子を示している。ステレオカメラでは、三角測量により、静止物体、移動物体を問わず、距離を計測できる。一方、移動しているカメラでは、時刻 t と時刻 $t+1$ で撮影した画像を使って、三角測量により距離を計測すると、静止物体については正しい距離が計測できるが、移動物体については正しい距離が計測できない。それは、カメラが移動する間に、物体が移動して位置が変わってしまうためであ

る。Fig. 2に示すように、ステレオカメラでも、移動するカメラでも静止物体については実線で示すように、同じ距離が計測されるのに対し、移動物体については破線で示すように、異なった距離が計測される。よって、ステレオカメラで計測した距離と、移動するカメラで計測した距離を比較して、異なっていれば、移動物体であると特定できる。ここまでは、ステレオカメラと移動するカメラを別のカメラとして説明したが、ステレオカメラが車両に取り付けられて、移動する状況を考えれば、ステレオカメラの一方のカメラ、たとえば右側カメラを移動するカメラとして、この原理を適用できる。

2.2. セグメンテーションによる輪郭の鮮明化

本研究では、セグメンテーション技術を活用することで、移動物体の輪郭を鮮明に検知することをねらった。交差移動物体検知アルゴリズムでは、セグメンテーションをオプティカルフローの高精度化に活用し、並走移動物体検知ではオプティカルフローの高精度化に加え、ステレオ視差の高精度化にもセグメンテーションを活用した。オプティカルフロー、ステレオ視差とも、セグメンテーションの活用の考え方は同様であり、ここで概要を解説する。背景にある考え方は、Fig. 3(a)に示すような、モデルフィッティングである。図中に、計測値が点で表されている。計測値にはノイズがあり、また、何らかの理由で計測できず、抜け漏れがあるとすると、計測値が、原理的に一次式で表されるモデルに従うことがわかっていれば、図中に示すように、直線をあてはめることができる。計測値そのものではなく、モデルフィッティングの結果である直線を新たな計測値とすることで、ノイズの影響を低減し、抜けている箇所を含めてより妥当な値に補完することができる。この考え方を画像上での計測値にあてはめた模式図を、Fig. 3(b)に示す。画像がセグメンテーションにより、区画(セグメント)に分割されているものとし、塗り潰して示すセグメント内での計測値が、点で示すように、得られているものとする。例えば、計測値が平面のモデルに従うとすると、セグメント内の計測値を用いて、モデルフィッティングすることで、計測点を代表する斜線のハッチングで示す平面を得ることができる。ここまでは、一般的なモデルフィッ

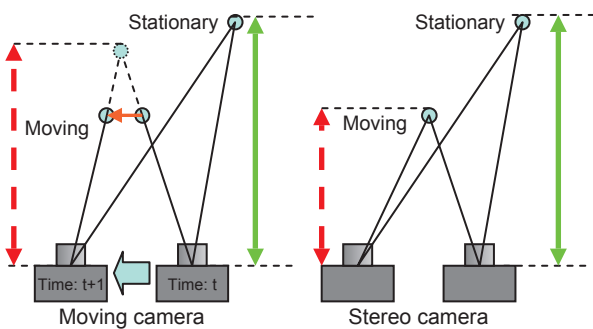
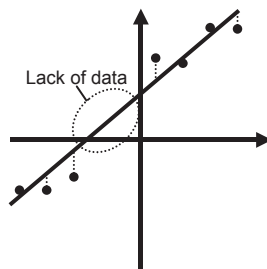
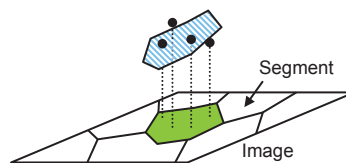


Fig. 2 Principle of detection of moving objects for preceding objects



(a) 1D model fitting



(b) Segmentation-based model fitting on image

Fig. 3 Model fitting based on segmentation

ティングを説明し、どのようなモデルを用いるかは説明しなかったが、本研究では、オプティカルフローについてはモーションモデルを、ステレオ視差については視差モデルを適用した。従来のオプティカルフロー、またはステレオ視差の算出方法では、計算対象の画素の近傍でのテクスチャを利用し、それぞれ、オプティカルフロー、または視差が一樣であると仮定して算出する。そのため、テクスチャが乏しい領域では算出できず、また、仮定が成り立たない領域では、特に誤差が大きくなるので、物体の境界を求めることが困難であった。セグメンテーションを用いたモデルフィッティングでは、あらかじめ、オプティカルフローと視差が、モデルに従って一樣に変化する領域をセグメンテーションにより求めておくことで、ノイズの影響を低減し、テクスチャの乏しい領域を含めてより妥当な値に補完でき、物体の境界でのオプティカルフローと視差の変化が鮮明に求められるようになった。

2.3. 交差移動物体検知

交差移動物体検知アルゴリズムを実現するために必要な要素は、カメラ運動推定^{(5), (6)}と、オプティカルフロー推定である。カメラ運動推定は、後述する正規化処理のために、必要である。物体の輪郭が鮮明で、ちゅう密なオプティカルフローを求めるため、カラーセグメンテーションに基づくオプティカルフローの算出方法を開発した。カラーセグメンテーションは、イメージセグメンテーションの一手法であり、色の類似性に基づいて画像を分割する手法である。アルゴリズムの全体構成を、Fig. 4に示す。2枚の連続するフレームの画像が、入力として与えられる。「Ego-motion estimation」モジュールでカメラの運動を推定し、カメラの回転の影響を画像上でキャンセルする、正規化処理（「Rectification」モジュール）をおこなう。さらに、「Optical flow computation」モジュールでオプティカルフローの初期値を計算し、最初の画像に対してカラーセグメンテーション（「Color segmentation」モジュール）をおこなう。次に、「Motion model fitting」モジュールで、カラーセグメンテーションによって得られた各セグメントの画像上での動きを表すモーションモデルパラメータを、初期オプティカルフローから、モデルフィッティングによって求める。「Moving region detection」モジュールで、オプティカルフローがエッジポララインに沿っていない画素を特定することで移動物体領域を検知する。主要なアルゴリズム要素

を、以下に詳しく説明する。

2.3.1. 正規化処理

Fig. 4に示す処理フローにおいて、「Ego-motion estimation」モジュールで、カメラの運動パラメータが得られた後、カメラの回転の影響をキャンセルする、正規化処理（「Rectification」モジュール）を説明する。

オプティカルフローは、2枚の連続フレーム画像から求める。カメラ運動推定により、カメラの並進運動と回転運動が求められると、2枚の画像のエッジポラ⁽³⁾を画像中心に移し、カメラの回転運動による画像上の動きをキャンセルするように、画像を変形することができる。これにより、Fig. 5に描かれているように、カメラの運動が並進と回転を伴ったものであったとしても、あたかもカメラが並進のみの運動をしたかのような画像に変形できる。この変形により、後段のオプティカルフローが、エッジポララインに沿っているか否か確認する処理が単純になる。つまり、カメラの回転運動の影響がなくなることで、Fig. 1に示す場合のように、容易に移動物体を検知できるようになる。正規化処理をおこなった画像の例を Fig. 6(b)に示す。この例では、Fig. 6(a)の元画像に対して、正規化処理により、画像全体が少し変形されている。

2.3.2. セグメンテーションによるモーションモデルフィッティング

Fig. 4に示す処理フローにおいて、「Optical flow computation」モジュールにおいて算出される初期オプティカルフローと、「Color segmentation」モジュールで得られるセグメントを用いて、「Motion model fitting」モジュールにおいて、モーションモデルパラメータを推定する手法を説明する。

路面、車両、標識など交通環境で見られる物体は、路上を走行する車からの距離で見た場合、平面の集まりとし

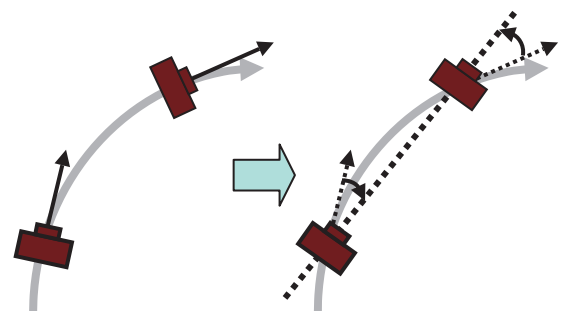


Fig. 5 Concept of rectification

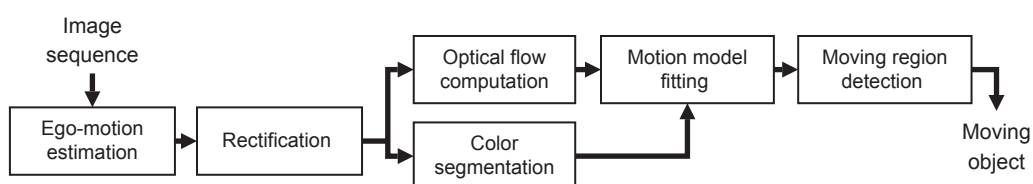


Fig. 4 Block diagram of intersecting object detection

て近似できる。画像上での動きを求める場合、歩行者のような剛体でないものでも、ある程度離れた距離では、体の部分ごとに平面として近似できる。2フレームの画像間での平面の動きは射影変換で表されるので、物体を構成する平面ごとの画像上での動きを、射影変換によってモデル化することは合理的である。そこで、色の類似性に基づいて画像を分割し、分割された各セグメントが平面の一部であり、その動きが射影変換で近似できるものと仮定し、カラーセグメンテーションに基づくオプティカルフロー算出手法を考案した。まず、初期オプティカルフローを、正規化処理後の連続する2フレーム画像を用いて、ブロックマッチング手法により計算する。この初期オプティカルフローは、ブロック内に十分なテクスチャがある領域のみで計算する。さらに、2フレームのうちの最初の画像を、カラーセグメンテーションの一手法である mean-shift 手法⁽⁷⁾により、色の類似性に基づいてセグメントに分割する。Fig. 6(c) はセグメンテーションの例であり、同一色で塗られた画素は、同一のセグメントに属することを表している。

他のセグメンテーションに基づく手法⁽⁸⁾と同様にセグメント境界は物体境界を含んでおり、各セグメントが平面の一部を撮影しているものと仮定し、セグメントごとに初期オプティカルフローを射影変換で表されるモーションモデルにフィッティングすることによって、パラメータを推定する。平面上の点を撮影した場合、あるフレームで画像位置 (x_1, y_1) に撮影された点が次のフレームで (x_2, y_2) に移動したときの動きは次の式でモデル化される。

$$w \begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} h_{11} & h_{12} & h_{13} \\ h_{21} & h_{22} & h_{23} \\ h_{31} & h_{32} & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_2 \\ y_2 \\ 1 \end{pmatrix} \quad (1)$$

ここで w は射影変換後のスケールを表す量であり、変換後の第3要素が1になるようにして求められる。 $\{h_{ij}\}$ は、推定すべき射影変換のパラメータである。初期オプティカルフローによって各点 (x_1, y_1) に対応する移動先 (x_2, y_2) が得られるので、それらの対応点を代入することにより、パラメータの推定ができる。誤差の影響を低減するために、実験ではロバスト推定手法の一つである、RANSAC 手法⁽⁹⁾を用いてパラメータを推定した。推定されたパラメータを

使ってセグメント内の各画素の動きを計算すれば、初期オプティカルフローよりも精度の高いオプティカルフローが得られ、カラーセグメンテーションにより鮮明な輪郭が得られる。

2.3.3. 移動物体領域の検知

Fig. 4 に示す処理フローにおいて、「Motion model fitting」モジュールにおいて、精度の高いオプティカルフローが得られた後、移動物体領域を特定する「Moving region detection」モジュールについて解説する。

画像上の移動物体領域は、各画素で、オプティカルフローの方向が、対応するエピポーララインとは異なっていることを確認することで特定できる。また、カメラの回転運動がキャンセルされ、エピポールが画像中心になるように正規化処理をおこなっていることから、ある点に対応するエピポーララインは、単純にその点と画像中心を結ぶ直線として求められる。各画素において、オプティカルフローの向きが、エピポーララインに沿っていない場合に、移動物体であると特定できる。

2.4. 並走移動物体検知

自転車と同一方向に移動する物体は、自律的に移動している点を、画像上の動きから推定される距離とステレオカメラにより計測される距離を比較することによって見つけ出し、移動物体に属するものとして検知する。静止物体では両者は一致するが、移動物体では異なるため、移動物体を特定できる。この手法でもカラーセグメンテーションを利用することで、物体の輪郭が鮮明に求められる。

アルゴリズムの全体をブロックダイアグラムで Fig. 7 に示す。交差移動物体の検知アルゴリズムに対して追加された部分は、セグメンテーションによるステレオ視差算出と動きからの距離推定である。また、画像上での移動物体領域の特定手法は、原理の違いから交差移動物体検知でのものとは異なっている。主要なアルゴリズム要素を、以下に詳しく説明する。

2.4.1. セグメンテーションによるステレオ視差モデルフィッティング

Fig. 7 に示す処理フローにおいて、「Stereo disparity computation」モジュールにおいて算出される初期ステレオ

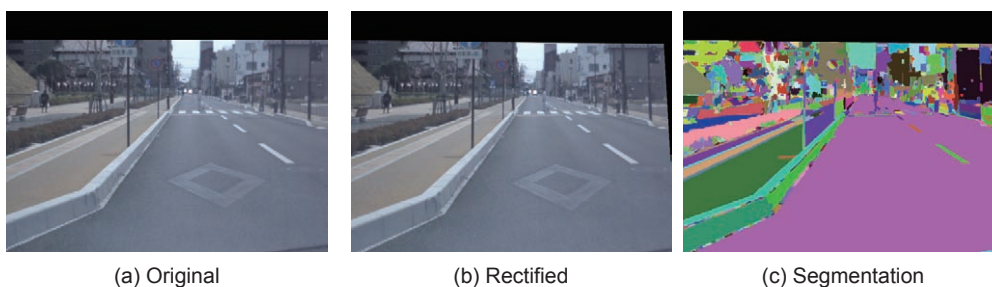


Fig. 6 Examples of rectification and segmentation

視差と、「Color segmentation」モジュールで得られるセグメントを用いて、「Disparity model fitting」モジュールにおいて、視差モデルパラメータを推定する手法を解説する。

オプティカルフロー算出の場合と同様に、初期ステレオ視差を用い、モデルフィッティングによって各セグメントの視差モデルパラメータを推定する。初期ステレオ視差は、ブロックマッチング手法によって求めるため、テクスチャが十分にある領域でしか算出できない。また、遮蔽による誤差を低減するために、基準画像を取り替えて左画像に対する右画像の視差、右画像に対する左画像の視差を求め、両者が一致する場合のみを視差値として採用する処理をおこなう。ステレオの一方の画像を mean-shift 手法により色の類似性に基づいてセグメントに分割し、視差モデルパラメータを、各セグメントに初期視差マップを当てはめることによって推定する。このとき、ステレオカメラの画像は、並行ステレオとなるように補正する。 $\alpha X + \beta Y + \gamma Z = 1$ で表される三次元空間 (X, Y, Z) の平面を撮影したときの、左右カメラの画像上での対応点 (x_1, y_1) , (x_2, y_2) は並行ステレオの場合、次式を満たす。

$$\begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \alpha' & \beta' & \gamma' \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_2 \\ y_2 \\ 1 \end{pmatrix} \quad (2)$$

ここで α' , β' , γ' は、次のように定義される。

$$\alpha' = B\alpha + 1 \quad (3)$$

$$\beta' = \frac{f_x}{f_y} B\beta \quad (4)$$

$$\gamma' = f_x B \left(\gamma - \frac{\alpha c_x}{f_x} - \frac{\beta c_y}{f_y} \right) \quad (5)$$

B はステレオカメラの基線長、 f_x と f_y は画素単位での焦点距離の x と y 成分である。 (C_x, C_y) は画像平面と光軸の交点である、主点を表す。 (x_1, y_1) , (x_2, y_2) は初期ステレオ視差を算出した際に得られるので、視差モデルのパラメータ α' , β' , γ' を、式 (2) を用いてセグメントごとに求めることが可能である。得られたモデルパラメータを用いて、各画素の視差を算出することで、初期ステレオ視差よりも精度の高い視差マップが得られ、視差の境界も鮮明になる。

2.4.2. 動きによる距離推定

Fig. 7 に示す処理フローにおいて、「Motion model fitting」モジュールにおいて、精度の高いオプティカルフローが得られた後、「Motion disparity computation」モジュールで動きから距離を推定する処理を解説する。

交差移動物体の検知とは異なり、ステレオによる距離と比較するために、画像上の動きから距離を推定する必要がある。カメラの回転運動がキャンセルされるように正規化されているので、距離 Z は次のように推定できる。

$$Z = T \frac{x}{v_x} = T \frac{y}{v_y} \quad (6)$$

ここで T はカメラの並進運動量であり、未知のパラメータである。 (v_x, v_y) は、点 (x, y) でのオプティカルフローを表している。式 (6) から、距離 Z はオプティカルフローの x または y 成分を用いて求められるが、スケールファクター T の不定性がある。Fig. 8 は、オプティカルフローの x と y 成

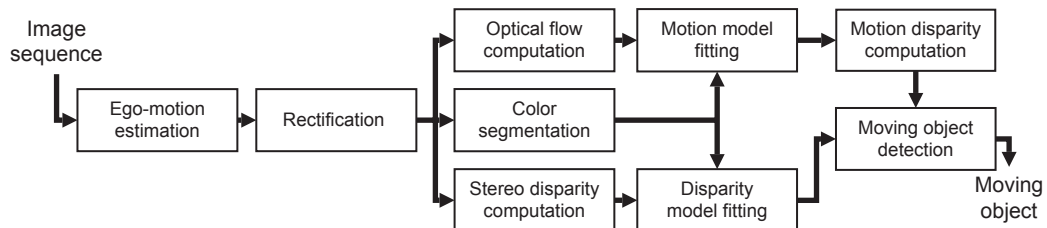


Fig. 7 Block diagram of preceding object detection

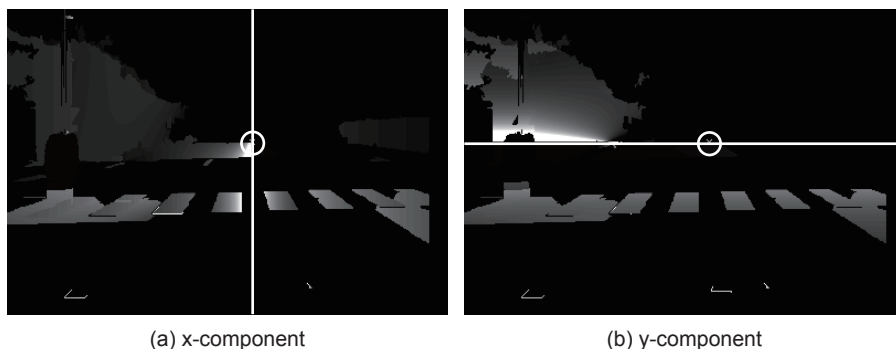


Fig. 8 Intermediate motion disparity computation results

分それぞれから距離を推定した例である。この図では、距離の変化を濃淡で表しており、白に近いほど近距離を、黒に近いほど遠距離を表す。ただし、真黒は距離が算出できなかった領域を表す。どちらの成分からも距離推定が可能ではあるものの、 x 成分を用いた場合では、図中に線で示したFoEを通る垂直線上に、 y 成分を用いた場合では水平方向にそれぞれ大きな誤差が発生する。図中で、丸印はFoEの位置を表している。この誤差はオプティカルフローの各成分が小さいために発生する。この誤差を低減するために、オプティカルフローの方位と大きさを用いることもできる。しかし、簡便さのために、この誤差が画像の特定の領域で発生していることを利用して、各成分での誤差が大きくなる領域の重みを小さくするようにして、二つの距離の重み付き平均を取ることで誤差を低減する。つまり、画像上の点 (x,y) での距離 $Z(x,y)$ を、次のように求める。

$$Z(x,y) = w_x(x,y)Z_x(x,y) + w_y(x,y)Z_y(x,y) \quad (7)$$

ここで $w_x(x,y)$ と $w_y(x,y)$ は画像上の位置 (x,y) での重みで、 $w_x(x,y) + w_y(x,y) = 1$ を満たすように設定した。 $Z_x(x,y)$ と $Z_y(x,y)$ は、 (x,y) でそれぞれオプティカルフローの x および y 成分から推定された距離である。重みの分布と重み付き平均によって得られた距離マップを、Fig. 9に示す。Fig. 8に示す各成分による距離マップと比べ、FoEを通る垂直、水平線上で発生していた大きな誤差は、Fig. 9に示す距離マップでは低減されている。

2.4.3. 移動物体領域の特定

Fig. 7に示す処理フローにおいて、「Motion disparity computation」モジュールで得られた、動きによる距離と、「Disparity model fitting」モジュールで得られた、精度の高いステレオによる距離を用いて、「Moving object detection」モジュールにおいて、移動物体領域を特定する処理を解説する。

動きからの距離推定では、スケールが不定であるので、直接ステレオによる距離と比較できない。そこで、シーン中の大部分は静止物体であると仮定して、次のように未定のスケール T を推定する。

$$T = \text{median}_{(x,y)} \left(\frac{D_s(x,y)}{D_m(x,y)} \right) \quad (8)$$

ここで $D_s(x,y)$ と $D_m(x,y)$ は画像上の位置 (x,y) での、それぞれステレオによる距離と動きによる距離を表す。メディアンは D_s と D_m が有効なすべての点を用いて計算する。そして、次のような条件を満たす画素を特定することによって、移動物体領域を検知できる。

$$|D_s - T \cdot D_m| > \theta \quad (9)$$

ここで θ は、正のしきい値である。

3. 実験

本手法では、画像分割技術を用いることで、従来のブロックマッチング手法に比べ、オプティカルフロー推定とステレオ視差推定の性能が向上した。これにより、移動物体検知において物体の輪郭を検知することができた。本章では、セグメンテーションによるオプティカルフロー推定とステレオ視差推定の性能についての実験結果を示した後、移動物体検知結果を示す。

3.1. セグメンテーションによるオプティカルフロー推定精度

セグメンテーションによるオプティカルフロー推定精度が、初期オプティカルフローよりも向上していることを定量的に評価した。ここで、セグメンテーションによるオプティカルフローは、前述のモーションモデルフィッティ

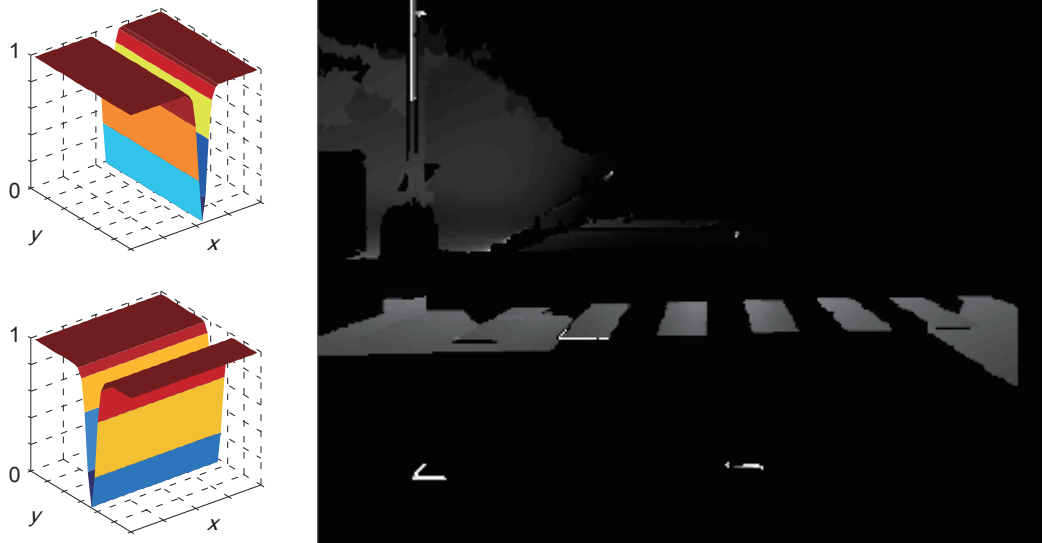


Fig. 9 Weight maps and motion disparity computation result

Table 1 Error in segmentation-based optical flow estimation

Average angular error [deg]	Sequence No.1	Sequence No.2	Sequence No.3
Initial optical flow (Block matching)	11.25 (112330)	15.57 (54162)	10.84 (81210)
Segmentation-based optical flow	8.64 (219010)	9.32 (153671)	4.60 (176364)

Average end-point error [pixel]	Sequence No.1	Sequence No.2	Sequence No.3
Initial optical flow (Block matching)	0.17 (112330)	0.22 (54162)	0.17 (81210)
Segmentation-based optical flow	0.13 (219010)	0.14 (153671)	0.07 (176364)

ングによって得られたモデルパラメータを用いて、各画素のオプティカルフローを算出したものである。Middlebury データセット⁽¹⁰⁾を使って、各時系列画像について求めたブロックマッチングによる初期オプティカルフローと、セグメンテーションによるオプティカルフローについて角度誤差とエンドポイント誤差を、Table 1 に示す。エンドポイント誤差とは、オプティカルフローを表す、ベクトルの長さの誤差である。Table 1 の数値は、角度誤差とエンドポイント誤差について、それぞれ、度と画素の単位で示している。ブロックマッチングではテクスチャレスの場合に、セグメンテーションに基づく手法では、モデルフィッティング誤差が大きい場合に有効なオプティカルフローが得られない。各時系列画像について、有効なオプティカルフローが得られた画素数を、Table 1 のカッコ内の数字で示す。Table 1 に示した誤差値は、カッコ内に示すオプティカルフローが得られた画素数での平均である。表の誤差値から明らかなように、セグメンテーションに基づくオプティカ

ルフロー推定により、従来のブロックマッチングによる手法より高精度でオプティカルフローを推定できた。また、有効な画素数が多いことは、テクスチャレス領域でオプティカルフローを補完できたことを示している。つまり、Fig. 4 と Fig. 7 の「Optical flow computation」モジュールで算出される初期オプティカルフローが、同図の「Motion Model Fitting」モジュールでの処理後に精度向上したことが確認できた。このセグメンテーションを用いたオプティカルフロー推定により、動きの境界が鮮明になったことで、物体の輪郭を鮮明に求められるようになった。

3.2. セグメンテーションによるステレオ視差推定精度

Fig. 10 は、ブロックマッチングによる初期ステレオ視差マップと、セグメンテーションによるステレオ視差マップの計算例を示している。ここで、セグメンテーションによるステレオ視差は、前述の視差モデルフィッティングによって得られたモデルパラメータを用いて、各画素の視差

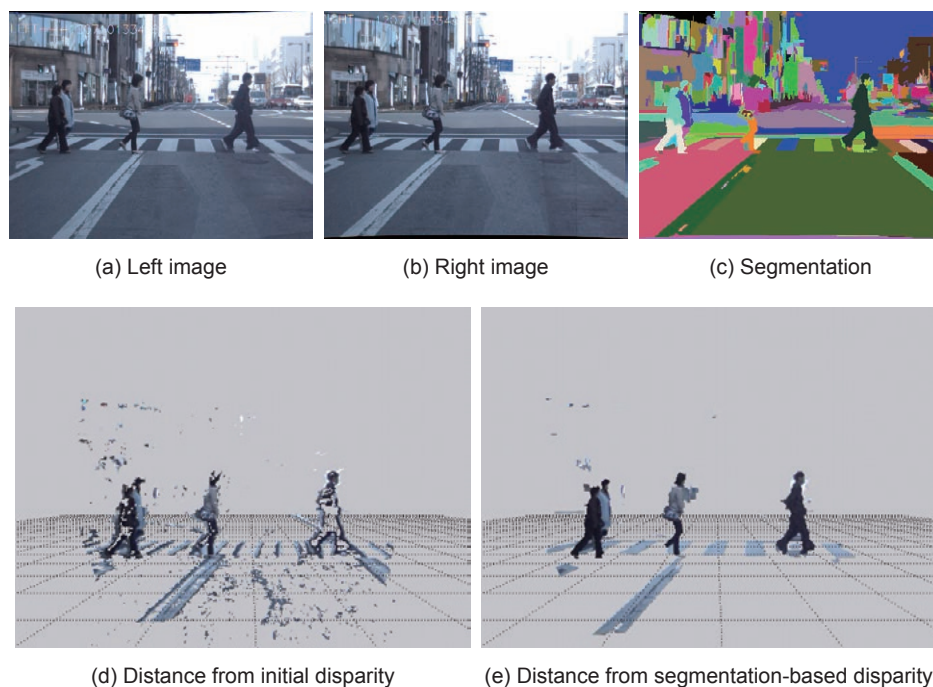


Fig. 10 Comparison of initial and segmentation-based disparity

を算出したものである。(a), (b) はステレオカメラの左右画像であり, (c) は右画像をカラーセグメンテーションした結果である。(d) にブロックマッチングによる初期ステレオ視差を, (e) にセグメンテーションによるステレオ視差推定結果を示す。初期ステレオ視差ではノイズが多く, 特に, 図中の歩行者の胴体部分のように, ブロックマッチングでは, テクスチャレス領域において, 視差が計測できない。セグメンテーションに基づく手法では, 視差モデルを用いることによってテクスチャレス領域で視差を補完でき, またノイズの影響が低減したことで輪郭が鮮明になった。つまり, Fig. 7 における「Stereo disparity computation」モジュールにより算出された初期ステレオ視差が, 同図の「Disparity model fitting」モジュールでの処理後に精度向上したことが確認できた。ステレオ視差の場合のモデルは, パラメータが少なくフィッティングが容易であることか

ら, オプティカルフローのように定量的な評価はおこなわなかったが, 他のシーンでも, Fig. 10 と同様に, セグメンテーションに基づく手法で, 従来のブロックマッチングに比べ良好な距離推定結果が得られた。

3.3. 交差移動物体検知実験

一般道路で収集した画像を用いて, 前述の交差移動物体検知手法を試みた。横断歩道を横断している歩行者に向かって走行しているシーンを実験に用いたが, 十分な距離を取り, 通常の安全な走行条件で撮影した。歩行者の検知結果を Fig. 11 に示す。この図では, 撮影した動画の 1 フレームごとの検知結果を示している。撮影した画像を図の (a) に示しており, 最初のフレームで歩行者が自転車線に進入し始め, 最後のフレームで自転車線の中央に到達した。図の (b) で塗り潰した領域が移動物体として検知された領域

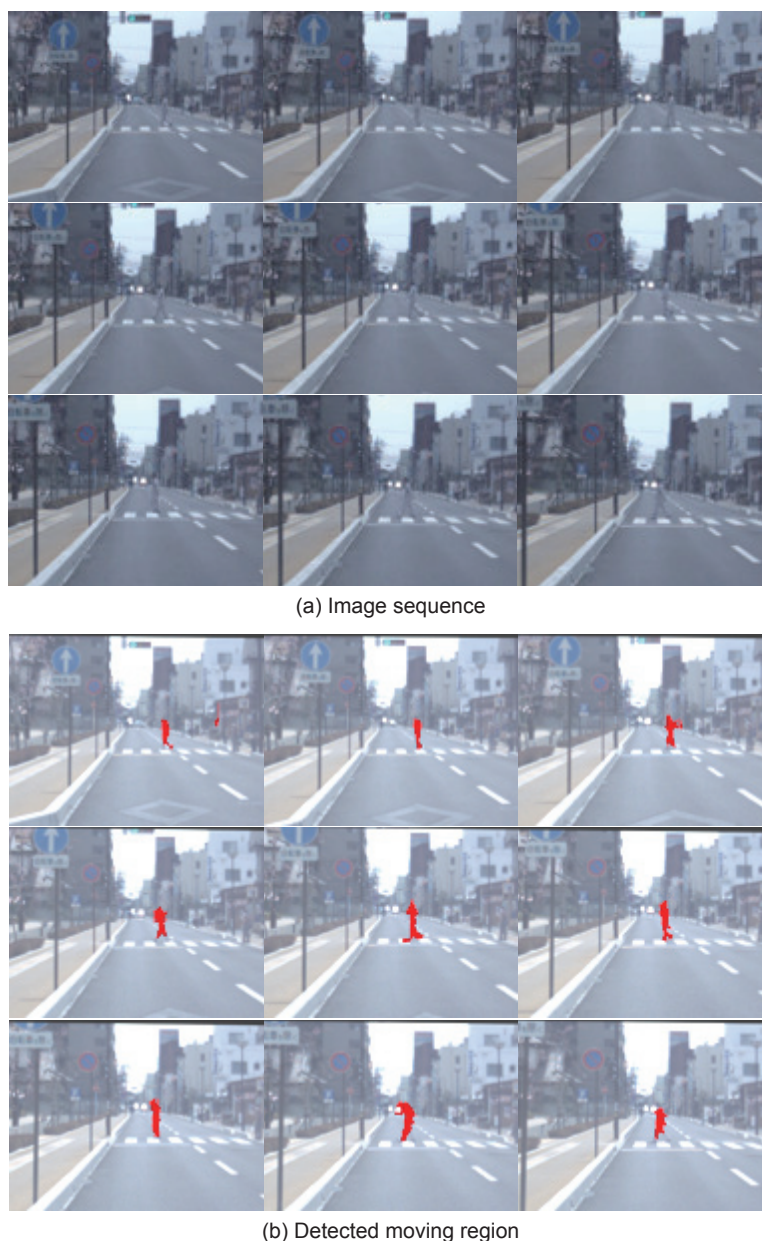


Fig. 11 Detection results for intersecting object

である。大きな誤検知もなく、歩行者を良く検知できており、輪郭も概ね正しく検知できた。この実験では簡便さのために、移動物体領域を特定する際、水平方向の動きのみから判定をおこなっており、検知できる移動物体は画像上でFoEに向かって移動する物体に限られる。また、誤検知を低減するために、大きさや画像上の位置などから、移動物体か否かを判断する後処理を加えた。

3.4. 並走移動物体検知実験

次に、並走する移動物体を検知する手法を、実際に高速道路で撮影したシーンに適用した。この実験で用いたシーンでは、自車の隣車線に並走する追い越し車両があり、また自車の前方には別の車両が走行していた。記録した動画から、8フレームごとの画像を、Fig. 12(a)に示す。

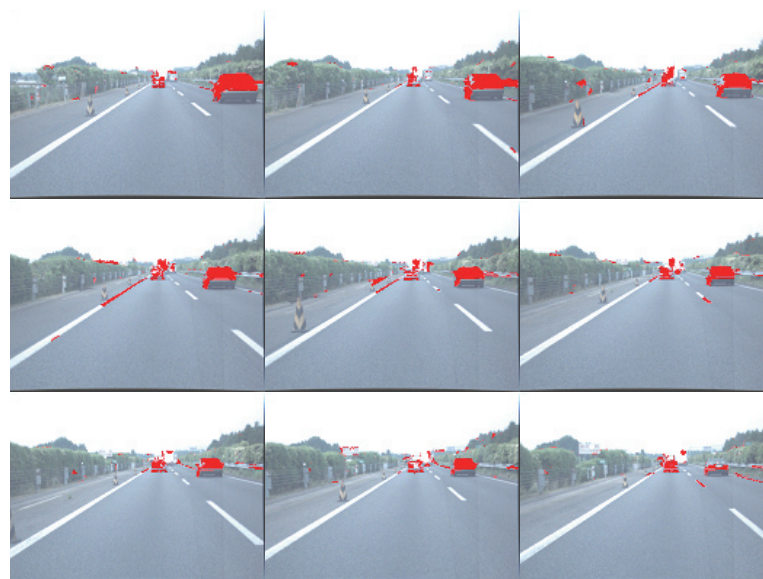
Fig. 12(b)には、移動物体として検知された領域を塗り潰して示す。先行車と隣車線の車両の両方を本手法により検知できた。また、路面に近い影の部分を除き、追い越し車両の輪郭を検知できた。この実験ではフレームごと、画素ごとに移動物体か否かを判定しており、誤検知を低減する後処理は用いなかった。誤検知が多少見られるが、断続的に発生する誤検知であるので、クラスタリングやトラッキングなどの後処理を加えることによって、低減できる。

4. 結論

車両に取り付けたカメラで撮影した動画から自律移動物体を検知する二つの手法を開発した。第1のアルゴリズムは、単一のカメラを用いる手法で、横断歩行者や交差移動



(a) Image sequence



(b) Detected moving region

Fig. 12 Detection results for preceding object

する車両のように、カメラと検知対象が別の方向に移動する場合に適用できる。第2のアルゴリズムは、ステレオカメラを用いた手法である。システムはより複雑になるが、ステレオによる距離と動きからの距離を比較することで、並走する移動物体を含む、より一般的な移動物体を検知できる。実験により、本手法を用いて移動物体の鮮明な輪郭が得られること、およびその結果、移動物体を検知できることを確認した。

現状のプログラムは、1フレームの処理に数十秒の計算時間を要している。この処理時間の短縮が今後の課題である。また、カラーセグメンテーションをオプティカルフローやステレオ視差の算出に用いる際に、セグメント境界が物体の境界を含むという仮定をしているが、この仮定が成り立たない場合に誤検知や不検知を発生しやすくなることがある。この解決も、今後の課題である。

参考文献

- (1) Agrawal, M., Konolige, K., Iocchi, L.: Real-time detection of independent motion using stereo, IEEE workshop on Motion and Video Computing (WACV/MOTIONS)(2005)
- (2) Vaudrey, T., Wedel, A., Rabe, C., Klappstein, J., Klette, R.: Evaluation of moving object segmentation comparing 6d-vision and monocular motion constraints, IVCNZ08, p.1-6(2008)
- (3) Hartley, R. I., Zisserman, A.: Multiple View Geometry in Computer Vision, Second Edition, Cambridge University Press(2004)
- (4) Ogale, A. S., Fermüller, C., Aloimonos, Y.: Detecting independent 3d movement, Handbook of Geometric Computing Applications in Pattern Recognition, Computer Vision, Neural computing, and Robotics, E. Bayro-Corrochano, Springer Verlag(2005)
- (5) Hartley, R. I.: In defense of the eight-point algorithm, IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence, Vol.19, No.6, p.580-593(1997)
- (6) Domke, J., Aloimonos, Y.: A probabilistic framework for correspondence and egomotion, ICCV Workshop on Dynamic Vision(2005)
- (7) Comaniciu, D., Meer, P.: Mean shift: A robust approach toward feature space analysis, IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence, Vol.24, No.5, p.603-619(2002)
- (8) Bleyer, M., Gelautz, M., Rhemann, C.: Colour segmentation-based computation of dense optical flow with application to video object segmentation, ÖGAI-Journal, Vol.24, No.1, p.11-15(2005)

- (9) Fischler, M. A., Bolles, R. C.: Random sample consensus: a paradigm for model fitting with applications to image analysis and automated cartography, Commun. ACM, Vol.24, No.6, p.381-395(1981)
- (10) Baker, S., Scharstein, D., Lewis, J., Roth, S., Black, M. J., Szeliski, R.: A database and evaluation methodology for optical flow, ICCV2007(2007)

■ 著 者 ■



西垣 守道



Yiannis ALOIMONOS

高塗装性水性中塗り塗料の開発

Development of High-paintability Waterborne Primer Paint

居 原 理*

Satoru IHARA

要 旨

水性中塗り塗料は、塗装時の温度の影響を受けやすく一定の温度条件とする必要があるため、省エネルギーの観点から塗装温度幅の拡大が求められている。塗装温度幅を拡大するため、塗料固形分変化に対して塗料粘度変化を抑制できる塗料樹脂組成を検討した。塗料樹脂中の親水性成分比率を増やすことで、塗着直後の低固形分領域では樹脂の相互作用が強くなり高粘度化し、乾燥前の高固形分領域では樹脂相転移が緩和され低粘度化し、塗料粘度変化を抑えられることを見出した。この手法を用いて塗料開発をおこなった結果、従来塗料で $\pm 3^{\circ}\text{C}$ であった塗装温度幅を、開発塗料で $\pm 10^{\circ}\text{C}$ まで拡大することができた。

ABSTRACT

Waterborne primer paint is easily affected by temperature and has to be applied under certain temperature conditions, and so in order to save energy there is a need to expand the range of painting temperatures. To expand the range of painting temperatures, painting resin compositions were studied that can control changes in paint viscosity in relation to changes in paint solid content. By increasing the ratio of hydrophilic component of paint resin, it was discovered that the interaction of resin in the low solid-content range directly after application was strengthened and high viscosity was achieved, while resin phase transformation in the high solid-content range prior to drying was mitigated and low viscosity achieved, thus controlling changes in paint viscosity. This technique was used to develop paints, with the result that the range of painting temperatures, which was $\pm 3^{\circ}\text{C}$ with conventional paints, was expanded to $\pm 10^{\circ}\text{C}$.

1. はじめに

自動車外板塗装は Fig. 1 に示すように電着、中塗り、ベースコート、クリアコートの四層の塗膜から形成されている。このうち中塗り塗膜は塗装外観、耐チッピング性、耐候性の三つの機能があり、自動車外板塗装の商品性や耐久性を確保する上で重要な役割を有している。

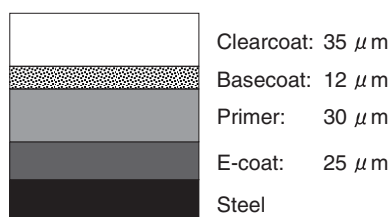


Fig. 1 Film structure of automotive body paint

中塗り塗装は大気汚染防止の観点から、揮発性有機溶剤排出量を低減するために溶剤塗料から水性塗料へと置換が進められてきた。しかし、水性中塗り塗料は溶剤中塗り塗料に比べ、塗装ブース空調温度や被塗物温度の影響を受けやすく、 $\pm 3^{\circ}\text{C}$ と狭い温度範囲で管理された条件下で塗装をおこなっている。水性中塗りを現状の温度範囲外で塗装すると、低温側では塗装たれを生じ、また高温側では塗装外観の低下を招き、いずれの条件でも塗装の商品性を損なうことになる。このため、塗装ブースとブース前のストレージ (Fig. 2) で大掛かりな空調設備が必要となりエネルギー消費量が増加する。水性塗装ブースでの空調によるエネルギー消費量が溶剤塗装に比べ、約 1.6 倍となるという試算⁽¹⁾もある。

省エネルギー化の観点から、塗装性を維持し、溶剤塗料適用時と同等の広い温度範囲で塗装可能な水性中塗り塗料

* 四輪 R&D センター

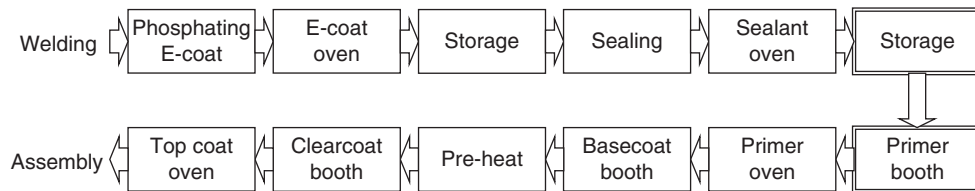


Fig. 2 Outline of body paint process

が求められている。被塗物温度変化で塗料の塗着状態が大きく変動するため、被塗物温度に着目し塗装材料の開発をおこなった。

2. 現状の課題

溶剤中塗り塗料は希釈剤に有機溶剤を適用しているため、塗装時の塗装ブースやボデーの温度が変動しても有機溶剤の種類を選択することで、溶剤の揮発量をコントロールできる。これにより広い温度範囲で塗料の塗着固形分を一定に保つことができるため、塗装作業や塗装外観の調整が容易である。このため、溶剤塗料を適用している塗装工程では、外気温や乾燥炉の排熱の影響を受けるボデーや塗装ブース空調の温度許容幅を広くとることができた。

中塗り塗装ブース前のストレージで温度調整をおこなっていない場合のボデー温度変化を Fig. 3 に示す。中塗り塗装ブースに投入されるボデーは、冬季の最低温度 18 °C から夏季の最高温度 38 °C まで 20 °C もの大きな温度変化があった。

一方、水性中塗り塗料は希釈剤に水を使用しており有機溶剤に比べて蒸発エネルギーが大きいため低温で水が蒸発しにくい。また、有機溶剤のように種類の選択もできないため高温での水蒸発を抑制することができないことから、塗料の塗着固形分の調整が困難である。このため、塗装時の被塗物温度を狭い範囲で管理することで水の蒸発をコントロールし、塗着固形分を一定に保つ必要がある。

被塗物温度を変えて、スプレー後 1 分後から乾燥を開始

する 5 分後までの現行水性中塗り塗料の塗着固形分変化を確認した結果を Fig. 4 に示す。

現行水性中塗り塗装温度範囲である 23 °C から 28 °C での塗着固形分差は小さく抑えられていることがわかる。溶剤中塗り塗装温度範囲と同じく 18 °C から 38 °C まで広げると、18 °C では塗装直後の塗着固形分は低く、その後の塗着固形分変化も小さい。このため、低粘度状態が続き塗料が流動しやすく、塗装たれが生じる。また、38 °C では塗着直後から塗着固形分が高く、その後の塗着固形分上昇も大きいため、高粘度となり流動性が失われ塗着時に生じる塗膜表面の凹凸が平滑化されずに塗装外観が低下する。このように、水性中塗り塗料は、広い温度範囲で塗着固形分を安定化できず、溶剤中塗り塗装と同じ温度条件では商品性が成立しない。

温度変化による塗着固形分変動を抑えるために、被塗物のモニタ温度に応じて塗装機内部で塗料と水を混合する方法⁽²⁾もあるが、38 °C での塗着固形分変化が大きいため十分な調整はできないと考えられる。また、粘性調整剤を塗料に添加することで塗着固形分と塗料粘度の関係を変える方法も考えられる。しかし、年間の温度変動と共に 1 日の温度変動も小さくないことから、塗装工程での塗料調整や管理が煩雑となりヒューマンエラーの観点からも好ましくない。

空調エネルギーを削減し溶剤中塗り塗料と同等の温度変動で塗装性を成立させるためには、大きな塗着固形分変化においても粘度変化を小さく抑えられる粘度特性が必要である。

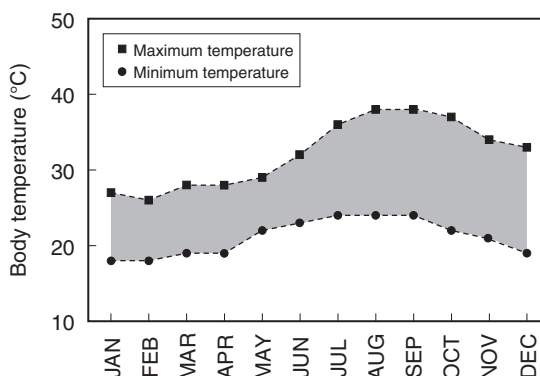


Fig. 3 Annual body temperature

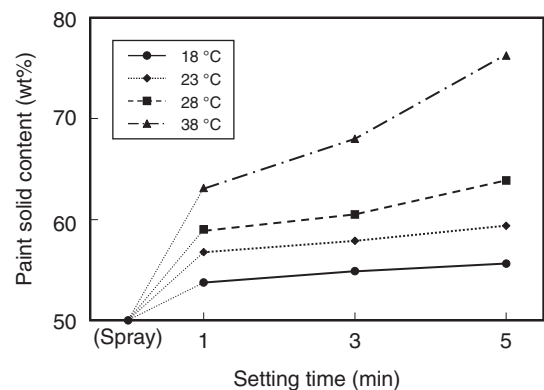


Fig. 4 Paint solid content versus setting time

3. 材料開発の考え方

環境ニーズや生産性を考慮して、以下の目標を設定した。

- (1) 塗装工程内での温度コントロールを削減できること
- (2) 煩雑な生産工程管理を必要としないこと

材料開発の考え方として、これらの観点から検討した。

4. 達成手法

現行水性中塗り塗料の塗着固形分と粘度の関係を Fig. 5 に示す。図中の斜線領域は、18℃(塗着固形分 55%)でたれを生じない最低粘度と 38℃(塗着固形分 76%)で目標塗装外観を達成する最高粘度を事前に確認し、塗装可能範囲として示している。18℃で粘度が不足し、38℃で粘度が超過していることから、低塗着固形分領域と高塗着固形分領域の両方で粘度の調整が必要である。

水性中塗り塗料は、基体樹脂として微小な粒子状の疎水性樹脂を適用しているため二つの粘度上昇機構を有する。一つは低塗着固形分領域 (65% 以下) での粒子間の樹脂相互作用と、もう一つは高塗着固形分領域 (65% 以上) での樹脂相転移による粘度上昇である。このため、低塗着固形分領域と高塗着固形分領域の二つに分けて達成手法の検討をおこなった。

4.1. 低塗着固形分領域の粘度上昇

粒子状疎水性樹脂は、塗料中に均一に存在せず粒子状に偏在しているため、低塗着固形分状態では粒子がお互いに離れており相互作用が弱く粘度が低い。しかし、水が蒸発し塗着固形分が高くなるに従い粒子間の距離が近くなり強い相互作用が発生することで粘度が上昇する [Fig. 6(a)]。耐たれ性を確保するため、5% 程度の塗着固形分上昇で十分な粘度となるように粒子間の相互作用を補う手法として、粘性調整剤により粘度を上げる方法⁽³⁾がとられている。しかし、粘性調整剤で低塗着固形分領域の粘度を高くすると次に述べる高塗着固形分領域の粘度も同時に高くな

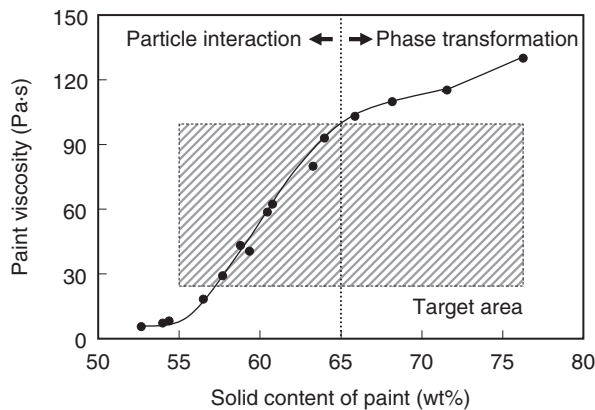


Fig. 5 Current paint viscosity versus solid content

るため、低塗着固形分領域と高塗着固形分領域での粘度バランスをとることが難しくなる。

低塗着固形分領域での粘度を上昇させるために、樹脂間相互作用を増やす手法として親水性樹脂の最適化を考えた。親水性樹脂は、水に溶解して線状に広がった状態で存在するため粒子状の疎水性樹脂との距離が近くなるので樹脂間相互作用を生じやすく、低塗着固形分領域での粘度上昇が期待される [Fig. 6(b)]。

4.2. 高塗着固形分領域の粘度低減

高塗着固形分領域での粘度上昇は、塗料の主体が水相から油相に変わること (相転移) により生じる⁽⁴⁾。水相とは水と水に溶解している親水性樹脂からなっている相、油相とは水に溶解しない疎水性樹脂が粒子状に分散している相である。低塗着固形分領域では、水相中に疎水性樹脂の粒子が低い密度で存在している。このため、水相の流動性が阻害されず粘度が低い状態となるが、水が蒸発すると共に粒子の密度が高くなり塗料流動が阻害されて粘度が上昇する⁽⁵⁾。さらに水が蒸発すると、塗料の主体が油相となりこの中に水相の粒子が分散している状態となることで、粘度が減少していく (Fig. 7)。

現行水性中塗り塗装では、塗装時の温度条件を狭い範囲

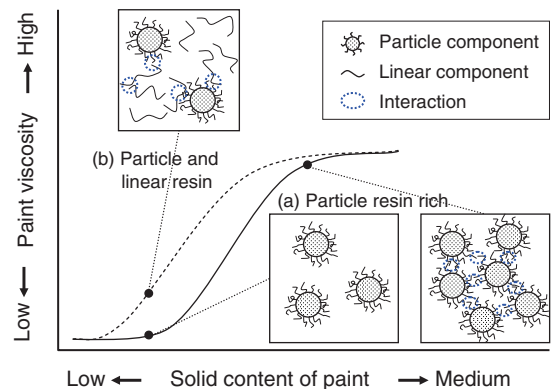


Fig. 6 Interaction between particle resin and linear resin at low solid content

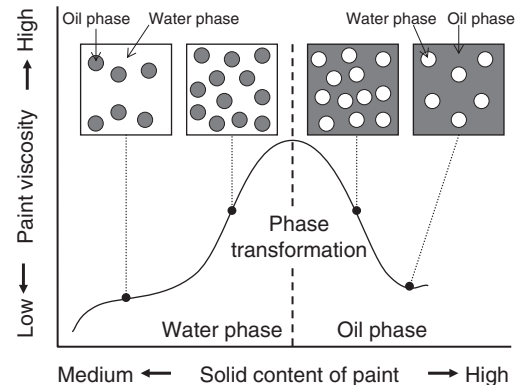


Fig. 7 Phase conversion and paint viscosity at high solid content

とすることで塗着固形分上昇を抑制しているため、高塗着固形分領域の粘度に関する十分な検討がおこなわれていない。相転移前の高塗着固形分領域での粘度上昇を抑制する方法として、親水性樹脂の適用が考えられる。親水性樹脂は水に溶解し粒子を形成しないため、相転移が起らず粘度上昇を生じさせない。しかし、親水性樹脂だけでは、耐たれ性確保に必要な低塗着固形分領域での粘度上昇が得られなくなる。

相転移での粘度上昇は粒子の密度に依存することから、粒子となる疎水性樹脂を減らし、水相成分となる親水性樹脂を増やす方法を考えた。これにより、樹脂成分量を一定に確保しながら粒子成分を減らすことができるため、相転移粘度の抑制が期待できる。

以上より、低塗着固形分領域での高粘度化と高塗着固形分領域での低粘度化手法は、ともに樹脂成分中の疎水樹脂成分量を低減し、親水性樹脂成分量を増やす方法で一致している。

5. 樹脂配合比率による粘度挙動の確認結果

現行水性中塗り塗料の樹脂は、ポリエステル樹脂とメラミン樹脂の二種類で構成されており、ポリエステル樹脂、メラミン樹脂共に親水、疎水性の2タイプを選択することができる。それぞれの樹脂について親水、疎水性成分のサンプルを Table 1 で示す配合比率で作成し、固形分を変化させて粘度測定をおこなった。

5.1. ポリエステル樹脂の親水、疎水性成分比率

ポリエステル樹脂の親水、疎水性成分比率を 75:25 から 100:0 まで変化させたサンプル 1 からサンプル 4 を用いて粘度測定をおこなった結果を Fig. 8 に示す。

低固形分領域では、ポリエステル樹脂の親水性成分比率が高くなると粘度の上昇が見られた。しかし、親水性成分を 100% (サンプル 4) にすると粘度の上昇が得られなかった。低固形分状態では、塗料中で粒子となっている疎水性成分の相互作用が小さいが、線状に広がって存在する親水性成分の比率を増やすことにより、相互作用が強くなり粘度上昇していることがわかる。また、親水性成分のみの場合では、疎水性成分の粒子による強い相互作用が得られず、親水性成分では相互作用が弱いいため、粘度上昇が生じにくい。これらのことから、低固形分領域では、疎水性成分と親水性成分を混在させ、親水性成分比率を高めることで、樹脂間の相互作用が増えて粘度を上昇できることがわかった。

高固形分領域では、親水性成分比率を増やすことで粘度の低下が認められるが、粘度上昇を完全には抑制できていない。親水性成分比率を高くすることで粒子成分の密度が減少するが、粒子成分が残っているため粘度上昇を開始

Table 1 Resin formulation of test sample

Resin Sample	Polyester		Melamine	
	Hydrophilic	Hydrophobic	Hydrophilic	Hydrophobic
Sample-1	75	25	—	—
Sample-2	82.5	17.5	—	—
Sample-3	90	10	—	—
Sample-4	100	0	—	—
Sample-5	56.2	18.8	7.5	17.5
Sample-6	56.2	18.8	12.5	12.5
Sample-7	56.2	18.8	16.5	8.5

するポイントが高固形分側にシフトし、粘度の上昇が遅くなっただけと考えられる。

5.2. メラミン樹脂の親水性、疎水性成分比率

メラミン樹脂の親水性、疎水性成分比率を 30:70 から 66:34 まで変化させたサンプル 5 からサンプル 7 で粘度測定をおこなった結果を Fig. 9 に示す。

低固形分領域では、親水性成分比率を高くすることで粘度が上昇するが、ポリエステル樹脂の場合と比べ粘度上昇効果は小さい。メラミン樹脂の化学的構造がポリエステル樹脂に比べて小さく塗料中に広がっていないことから、距離が離れている粒子間に相互作用を及ぼしにくいいため、粘度上昇効果が小さいと考えられる。

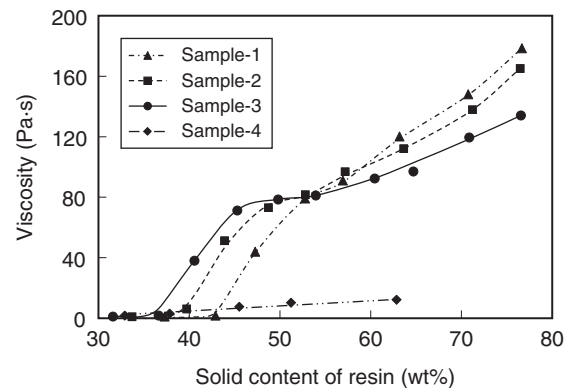


Fig. 8 Resin viscosity when polyester ratio changed

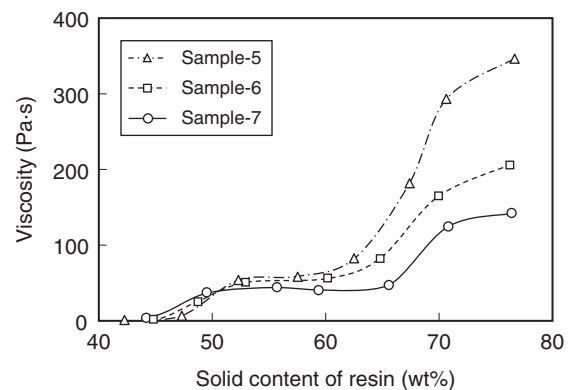


Fig. 9 Resin viscosity when melamine ratio changed

高固形分領域では、親水性成分を増やすことにより顕著に粘度上昇が抑制され、特に親水性、疎水性成分比率が66:34のサンプル7では、固形分65%まで粘度上昇が見られない。メラミン樹脂の疎水性成分は水に安定して分散せずにポリエステル樹脂の疎水性成分である粒子中に取り込まれているため、粒子密度に影響を与えない。しかし、親水性成分は水中に安定して存在できるため、水相を増やし粒子密度を低減する効果がある。また、メラミン樹脂の親水性成分の粘度が2.1 Pa・sと低粘度であるため、水相の粘度が引き下げられたことで粘度上昇が抑制されたと考えられる。

以上より、低固形分領域ではポリエステル樹脂の親水性成分比率を増やすことでポリエステル樹脂間相互作用が増加することにより塗料粘度が上昇した。また、高固形分領域ではメラミン樹脂の親水性成分比率を増やすことで粒子密度の低下と水相粘度低下により塗料粘度が低下することが確認できた。親水性樹脂成分比率を調整することで、低固形分、高固形分領域それぞれについて粘度調整が可能であることがわかった。

6. 開発材料

樹脂粘度を確認した結果より、ポリエステル樹脂の親水、疎水性成分の比率を90:10、また、メラミン樹脂の親水、疎水性成分の比率を66:34として、水性中塗り塗料の配合をおこなった。

開発した水性中塗り塗料の塗着固形分と粘度の関係をFig. 10に示す。このグラフでは、開発塗料を実線で、現行塗料を破線で示している。また、耐たれ性と塗装外観を確保するための目標上下限粘度領域を図中の斜線領域で示している。開発塗料は現行塗料と比較して、低塗着固形分領域で高粘度化、高塗着固形分領域で低粘度化できていることがわかる。また、現行塗料は上下限粘度を達成する固形分が57%から65%と狭い塗着固形分範囲であるが、開発塗料は55%(ボデー温度18℃)から、76%(ボデー温度38℃)までの広い範囲で達成している。

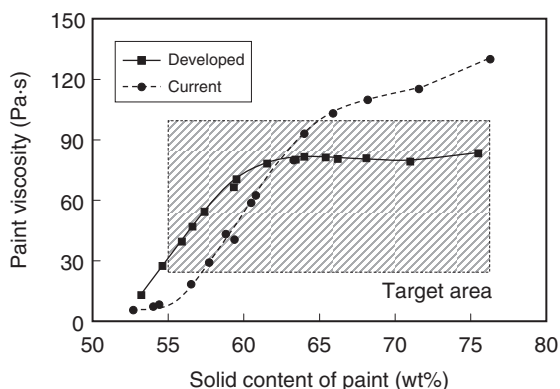


Fig. 10 Developed paint viscosity versus solid content

テストブースにて実ラインを想定した塗装条件で開発塗料と現行塗料を用いて耐たれ性と塗装外観の比較検証をおこなった。耐たれ性は、 ϕ 10穴あきパネルに中塗り膜厚を傾斜して塗装し、穴の下に生じるたれの長さが5 mmまでを合格とし、このときの膜厚をたれ限界膜厚として評価した。また、塗装外観は、上塗り塗装をおこなった後にWavescan (BYK) 外観測定装置を用いて、パラメータとしてLW (波長1.2 mm から12 mm) で評価した。

被塗物温度を変動させ耐たれ性を確認した結果をFig. 11に示す。18℃において、現行塗料は限界膜厚が26 μ mとなり塗装が困難であるが、開発塗料は45 μ mと良好な塗装作業性を有している。低温側の塗装可能な温度は、現行で23℃であるのに対して、開発塗料は18℃でも塗装可能である。

次に、被塗物温度を変動させて塗装外観を確認した結果をFig. 12に示す。現行塗料は28℃以上で粘度が高くなることで平滑化が不足し塗装外観が急速に低下している。これに対して、開発塗料は塗着固形分が高くなっても粘度の上昇が小さいことから、塗装外観の変動が小さく、38℃でも良好な塗装外観が得られた。高温側の塗装可能な温度を塗装外観で比較すると、現行塗料が28℃以下であるのに対して、開発塗料は38℃でも塗装可能である。

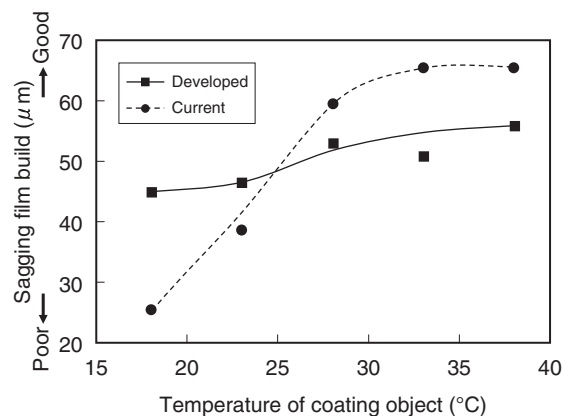


Fig. 11 Sagging film build versus temperature of coating object

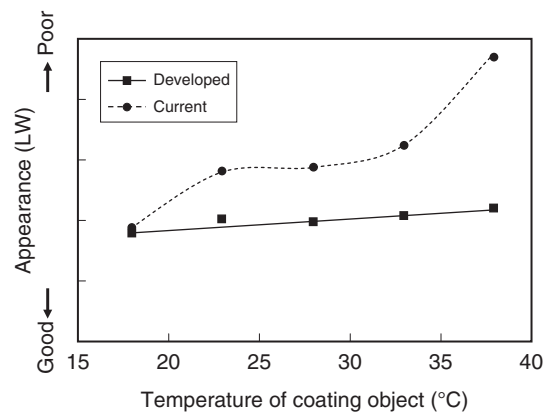


Fig. 12 Appearance versus temperature of coating object

以上より、現行塗料では作業性と塗装外観を確保するために狭い温度範囲で管理する必要があったが、開発塗料では溶剤中塗り塗料と同じ温度範囲で塗装可能であることが確認できた。さらに、溶剤中塗り塗料では希釈溶剤調整の管理が必要であったが、開発塗料は無調整で対応可能である。また、開発塗料を用いて実ラインで塗装作業性、塗装外観を確認した結果、テストブースと同様に良好な結果が得られている。

7. まとめ

水性中塗り塗装の塗装作業性、塗装外観を広い温度範囲で確保するため、ポリエステル樹脂とメラミン樹脂の親水性成分と疎水性分の比率に着目して、材料開発をおこなった。

- (1) 塗料中のポリエステル樹脂の親水性成分比率を増やすことにより、低塗着固形分での樹脂間相互作用を増やし粘度を上昇させ、低温での耐たれ性の向上を図った。
- (2) 塗料中のメラミン樹脂の親水性成分比率を増やすことにより、高塗着固形分領域で相転移を緩和し粘度を低減させ、高温での塗装外観向上を図った。

その結果、従来 $\pm 3^{\circ}\text{C}$ の温度幅の塗装条件を $\pm 10^{\circ}\text{C}$ まで拡大することができた。これにより、被塗物温度を一定にするためのエネルギー消費量と温度変動による工程管理が低減できた。また、本技術は水性中塗り塗料だけでなく水性塗料に広く適用可能であるため、水性塗料化されているベースコートへの本技術の適用拡大により塗装工程からのさらなるエネルギー消費低減が可能と考える。

参考文献

- (1) 松原出: 水性化に伴う自動車塗装ブースの CO_2 削減技術, 塗装工学, Vol.47, No.1, p.20-29(2007)
- (2) 檜原篤尚, 五十浩史: 水性塗料の仕上がり肌及びタレ性を制御する空調条件と塗装システムの研究, 塗料の研究, No.151, p.9-16(2009)
- (3) 喜田益夫: 自動車用水性中塗り塗料の設計技術, TECHNO-COSMOS, Vol.19, p.31-36(2006)
- (4) 名倉修: 3.1 水性塗料用基体樹脂の設計, 水性コーティング材料の開発と応用, CMC, p.183-186(2004)
- (5) Otsubo, Y.: The Present Status and Prospect of Suspension Rheology, Journal of the Society of Rheology Japan, Vol.31, No.1, p.15-22(2003)

■ 著 者 ■



居 原 理

部品結合部の非線形性考慮による エンジン構造振動解析精度の向上

Enhancement of Vibration Analysis Accuracy of Engine Structure
by Considering Nonlinear Properties between Components

神 村 直 毅*

Naoki KAMIMURA

要 旨

エンジン構造の放射音領域までの周波数応答関数の高精度で汎用性のある予測技術を構築した。

エンジン部品の結合部位は、ヘッドガスケットに代表される非線形特性を有するため、周波数応答解析をおこなうには、結合状態に応じ線形化した解析モデルを必要とする。解析は2段階に分けており、前段で実施する非線形接触解析により結合部の圧力情報を取得する。後段の周波数応答解析では、圧力情報を元に結合部位の剛性、減衰を線形特性として定義し、ボルト軸力によるひずみも考慮した振動解析用モデルとすることで、精度を向上させた。

結合部位の特性は、材料試験では取得できない項もあり、圧力に依存する特性を示すと仮定した圧力変換テーブルを定義した。不確定値に対してはベースとしたエンジンでの実験結果を元に同定した。本手法を別エンジンに適用し、周波数応答解析において実用上支障のない精度を確保できていることを検証し、エンジン構造の周波数応答解析に対して汎用性がある手法であることを示した。

ABSTRACT

A high-accuracy and generally applicable method of predicting the frequency response functions of engine structures up to the radiated noise range has been developed.

Because the joints between engine parts possess nonlinear properties, as exemplified by the head gasket, analytic models that are linearized in relation to the state of the joints are essential in conducting frequency response analyses. The analysis discussed in this paper was divided into two stages. In the first stage, pressure data for the joint sections was obtained by means of nonlinear contact analyses. In the frequency response analyses conducted in the second stage, accuracy was increased by defining the stiffness and damping of the joint sections as linear properties based on the pressure data, and formulating vibration analysis models that considered strain due to bolt axial force.

Some properties of the joint sections cannot be determined in materials tests, and pressure conversion tables assumed to express properties dependent on pressure were therefore defined. Uncertain values were identified on the basis of test results for the base engine. The application of this method to another engine demonstrated that the frequency response analysis achieved a level of accuracy that represented no impediment to practical use, and indicated that the method possessed general applicability for frequency response analyses of engine structures.

1. はじめに

近年、自動車の環境性能向上の要求が高まっている。その対応として、エンジン部品単位での軽量化とともに、過給を含めた燃焼制御が進められている。一方、振動騒音商品性向上の要求も高まっている。

エンジン構造の軽量化は多くの場合、振動応答感度の増

*四輪 R&D センター

大を伴い、過給および高速燃焼化は入力が増大を伴う。これらのことから振動騒音商品性と環境性能を両立させることの難易度が増している。

一方、開発期間の短縮の要求も高まっており、軽量で低振動応答を実現できるエンジン構造を検討するために、図面情報のみから、高い精度の周波数応答解析を可能とする有限要素法 (Finite Element Method:FEM) の適用技術の構

築が求められている。

複数部品で構成されるエンジンアセンブリを高精度な周波数応答解析をおこなうためには、部品結合部の剛性、減衰を適正にモデル化する必要がある。部品結合部には、ヘッドガスケットなどボルト軸力に対する非線形バネ特性を有することから、ボルト軸力に応じて周波数応答関数 (Frequency Response Function: FRF) が変化する。Fig. 1 にシリンダヘッドとブロックを異なるボルト軸力で締め付けた実験時の FRF の変化を示す。入力点はシリンダブロック外壁面、応答点はシリンダヘッド燃焼室面である。

高周波領域では、ボルト軸力による FRF の差異が顕著に現れており、ボルト軸力による非線形バネ特性を考慮することの重要性がわかる。

金属面が直接接触する部位においても、ボルト軸力により有効結合範囲が変化し、FRF のピーク周波数、ピークレベルに差異を生じることもわかっており、結合部の剛性、減衰の適正なモデル化が必要である。

これまででもボルト結合部の有効結合範囲を考慮した解析事例の紹介はあるが^{(1), (2)}、結合部で発生する減衰の考慮は十分には議論されておらず、構造全体のモード減衰としてモデル化しているケースが多い。例としてエンジンアセンブリを対象とした解析結果を Fig. 2 に示す。主構造部品モデル、ボルトモデルは本稿で報告する開発手法と同じモデルを利用し、構造全体のモード減衰には過去の経験値を

定義した。入力点はカムシャフト駆動チェーン側のベアリング部、応答点はロワブロック外壁面である。

2 kHz 近辺のピーク周波数の誤差が大きいこと、モード減衰が過剰であることによる応答レベルの誤差が大きいことから十分な解析精度とはいえない。

本稿では、非線形接触解析で取得した接触部の圧力情報を基に部品結合部の剛性、減衰をモデル化することで、FRF 予測を高精度化した手法について報告する。放射音を考慮し、対象周波数をアセンブリ状態で 3 kHz までとした。

2. 開発手法

解析対象とした部品は、エンジンの主骨格であるシリンダブロック、ロワブロック、シリンダヘッドと放射音発生部位となるオイルパン、チェーンケースとした。

部品間にはヘッドガスケット、金属接触部、液状パッキン (Formed In Place Gasket: FIPG) 塗布部と条件の異なる非線形性を有する結合部が存在する。そこで、部品間に、結合部要素を設定し非線形バネ特性を定義することとした。構成モデルを Fig. 3 に示す。

エンジンの騒音事象の微小振幅範囲の FRF を求める手法としては、アセンブリ状態の構造は線形挙動を示すと見なし、周波数応答解析を実施することが現実的である。また、多数の固有振動数による応答ピークを示す高周波域までの FRF を求めるには、直接法よりもモーダル法が計算

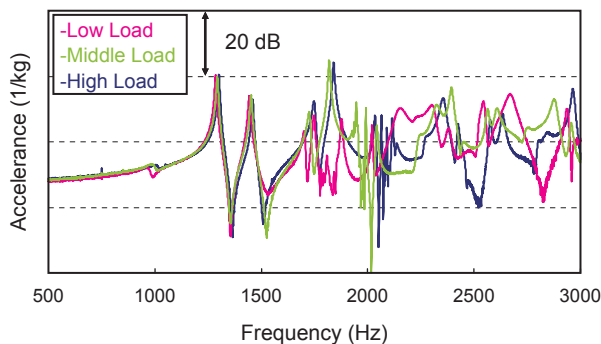


Fig. 1 Experimental FRF under different bolt axial force conditions

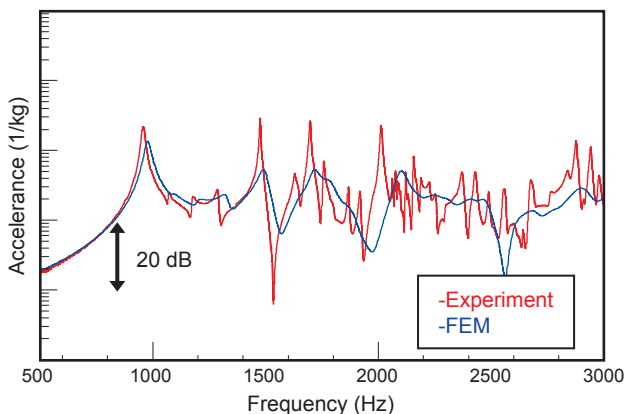
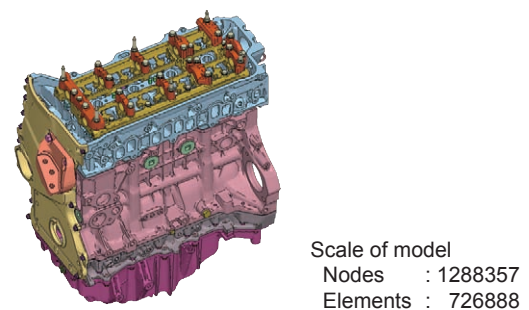
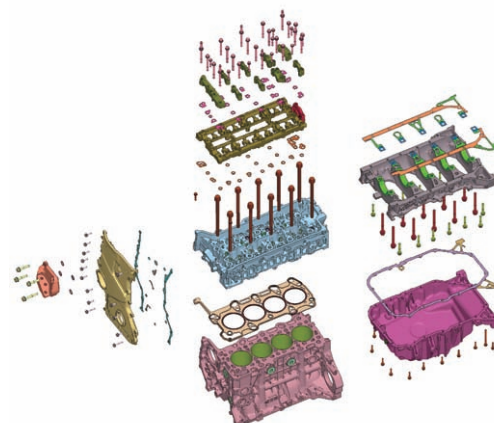


Fig. 2 FRF calculated by previous method



(a) Assembled condition



(b) Disconnected condition

Fig. 3 Composition of FE models

効率的に有利である。モデル法を適用するには、部品間の結合状態を力結合ではなく、剛性結合として定義する必要がある。

これらのことから、非線形接触解析を実行し、結合部要素に接触圧力に応じた剛性および結合部界面で発生する減衰を線形材料特性として定義し、モデル周波数応答解析を実行する2段階の解析手法とした。

2.1. 結合部要素の剛性および減衰特性の仮定

試験片による単体試験では取得することができない特性もあり、一義的には結合部要素を線形材料特性として定義できないため、以下の手法を考案した。

結合部要素の縦弾性係数は、基本的には試験片単体試験による非線形バネ特性と要素厚さから算出可能な特性である。しかし、低接触圧力状態においては、微小振幅振動下でも非線形性が現れると考えられる。

一方、せん断弾性係数、減衰係数は、単体試験では取得できない特性である。

これらの不確定性を有する結合部の特性も含めて、接触圧力に応じた線形特性として定義するために Fig. 4 に示す変換テーブルを導入した。青実線は単体試験から取得できる確定的な特性値であり、赤破線は不確定な特性値を示している。

(1) 縦弾性係数

ヘッドガスケットの締結状態における縦弾性係数は、非線形バネ特性と要素厚さから算出した線形特性として接触圧力に対する変換テーブル Fig. 4(a) を定義できる。

金属接触部、FIPG 塗布部に関しては、高接触圧力状態において、母材金属同等の縦弾性係数を示すが、低

接触圧力状態においては、非線形性を有し低い特性を示すと考えられる。線形化させるための変換テーブル Fig. 4(b) を定義した。また、金属接触部とFIPG 塗布部ではFIPG 膜厚により異なる特性を示すと考えられるため個別に定義した。

(2) せん断弾性係数

高接触圧力状態においては、母材金属同等のせん断弾性係数を示し、低接触圧力状態においては、母材値に比較し、低い特性を示すと考えられる。さらに低接触圧力状態においては、微小な滑りが発生することも考えられることから、縦弾性係数に比べ低い特性を示し、圧力に対し指数関数的な変換テーブル Fig. 4(c) を定義した。

(3) 減衰係数

部品間で発生する減衰の多くは、振動時に発生する部品間の微小な相対的変位に起因すると考えられる。すなわち、低接触圧力状態においては相対的変位が大きく高い減衰を示し、相対的変位が小さな高接触圧力状態においては低い減衰を示すと考えられることから変換テーブル Fig. 4(d) を定義した。

2.2. 結合部要素の仮定特性の同定

不確定なパラメータは、複数のエンジンアセンブリの加振実験で取得した FRF に対し、誤差を最小化するように同定することとした。

3. 非線形接触解析

解析の前段である非線形接触解析 (MD/NASTRAN SOL600) について述べる。

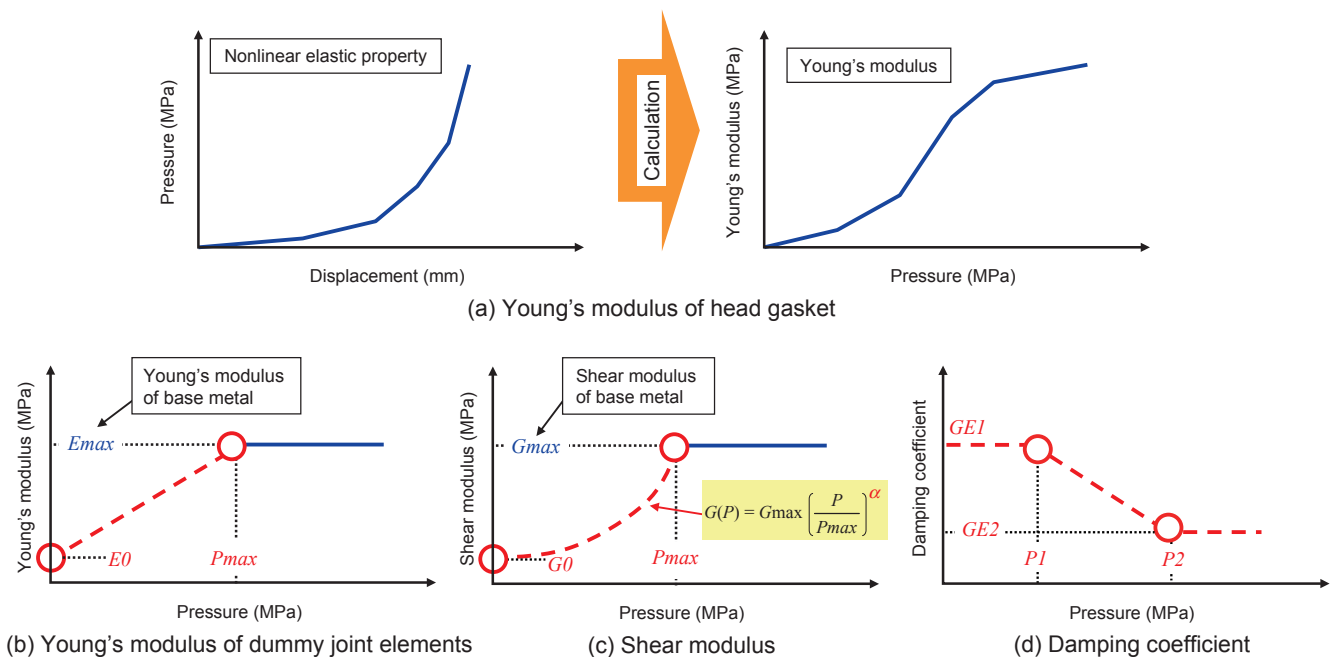


Fig. 4 Conversion tables of joint elements

3.1. 構成モデル

2004 年モデルのアコードのディーゼルエンジンを対象とし、手法構築を図った。前述の構成モデル (Fig. 3) の詳細を述べる。

非線形接触解析モデルは、シリンダブロックなどの主構造部品モデルとヘッドガスケットなどの結合部要素モデル、ボルトモデルで構成される。

3.1.1. 主構造部品モデル

部品単体のモデルの精度は、形状、材料定数、要素サイズなどに依存する。実験検証部品と等価なモデルとするために、実験検証部品形状を忠実に再現し、検証部品から切り出した試験片を計測した材料定数を用いた⁽³⁾。使用要素タイプは、四面体 2 次要素とした。要素サイズは、小さくするほど精度向上するが、計算負荷の増大を伴うため、収束性確認を実施し、適正化を図った。

部品単体モデルの FRF 精度検証例としてシリンダブロック、オイルパンの実験と解析の比較結果を Fig. 5 に示す。

アセンブリ状態で 3 kHz を想定し、5 kHz までを対象とした。

高い精度で FRF が解析できていることがわかる。

3.1.2. 結合部要素モデル

MD/NASTRAN の非線形解析の一つである SOL600 では、1 層の六面体要素に非線形バネ特性を定義できるガス

ケット要素を使用できる。ガスケット要素の節点と接触対象部品の要素表面間で接触判定をおこない、節点間距離に応じ反力が計算されるため、節点位置整合性の考慮は不要であり、モデル作成面でも利便性が高い要素である。

接触面の圧力分布を表現できるように、主構造部品に比べ 1/3 程度の小さな要素サイズとした。

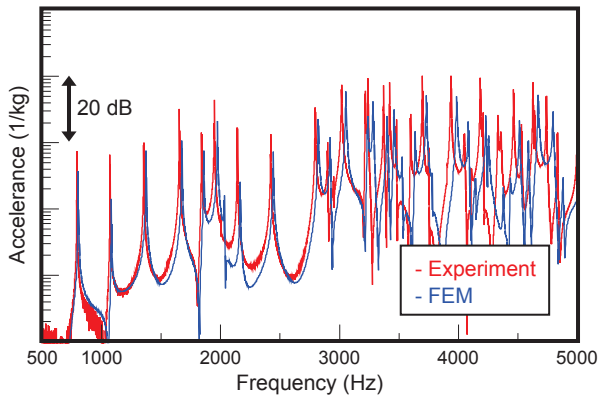
ヘッドガスケットモデルを Fig. 6 に示す。ビード形状、構成鋼板の板厚により、部位ごとに異なる非線形バネ特性を有するため、各部位ごとの試験片による単体試験で取得した特性値を定義した。本事例では、Fig. 7 に示す 7 部位の非線形バネ特性を定義している。

金属接触部、FIPG 塗布部は、ヘッドガスケット同様の扱いを可能とするために、Fig. 8 に示す薄肉厚の仮想結合要素を設定し、ガスケット要素として定義した。

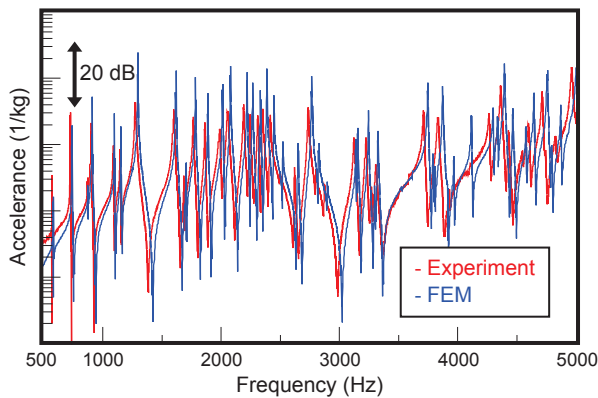
非線形バネ特性は、接触部金属の縦弾性係数から算出した特性値を定義した。FIPG の粘弾性による反力は主構造部品の結合部剛性に比べ低く、無視できるものとした。例として、Fig. 9 にロウブロック部の铸铁部、アルミ部、FIPG 塗布部の特性を示す。金属の縦弾性係数であるため特性テーブルは、線形な勾配を示す。

3.1.3. ボルトモデル

質量分布を正しく表現するためと、結合部の圧力分布が正しく解析できるよう、ボルトヘッド部形状を再現した六面体要素で表現した (Fig. 10)。ボルト軸部の非接触部の中間部で分割し、分割面に図面規定値のボルト軸力を付与した。



(a) FRF of cylinder block



(b) FRF of oilpan

Fig. 5 FRF of component

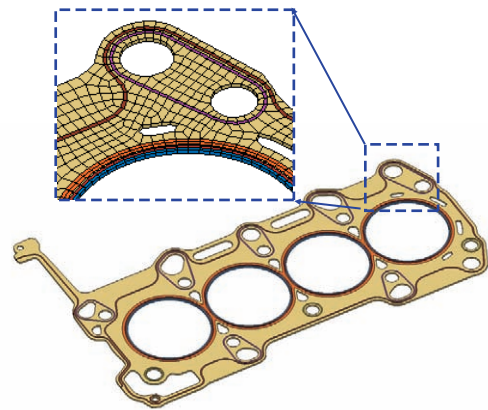


Fig. 6 Head gasket model

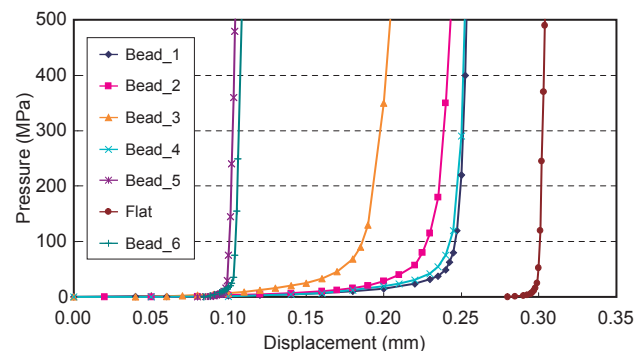


Fig. 7 Elastic properties of head gasket

3.2. 非線形接触解析仕様

種々の部品構成に対する解析の追従性を確認するために

Fig. 11 に示す部品構成の異なる 4 アセンブリ仕様の解析を実施した。

3.3. 非線形接触解析結果

非線形接触解析の結果例として、Fig. 12 にアセンブリ (D) の (a) ミーズス応力分布、(b) 結合部要素の接触圧力分布を示す。

接触圧力は、ボルト軸力と部品剛性、ガスケットビード特性などの影響で、部位によって異なる値を示している。これらの情報を取得するためには、非線形接触解析が必要であることがわかる。

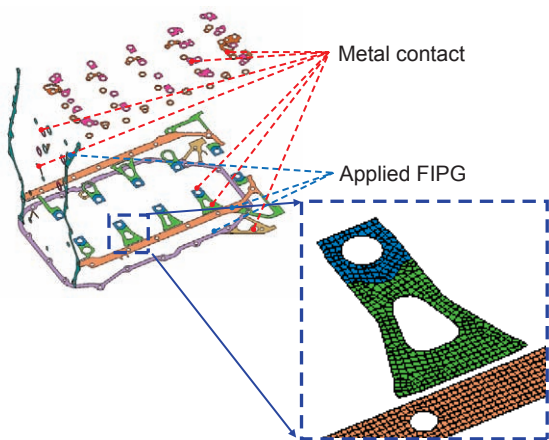


Fig. 8 Joint elements model

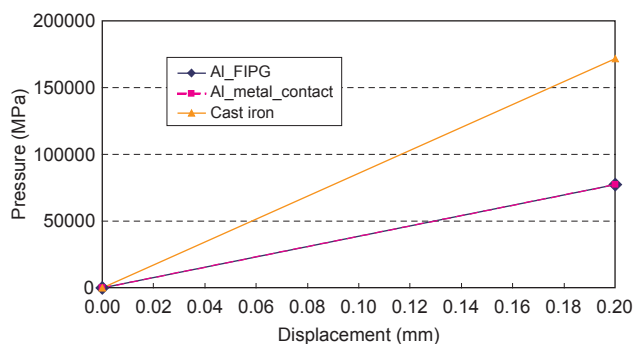


Fig. 9 Elastic properties of joint elements

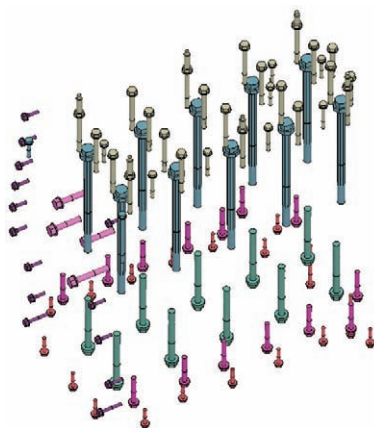


Fig. 10 Bolts model

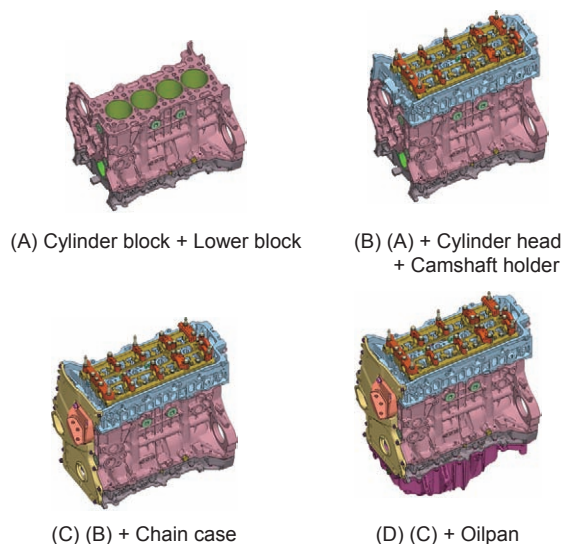
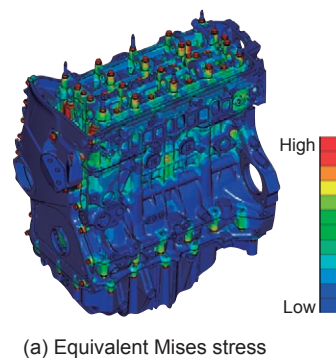
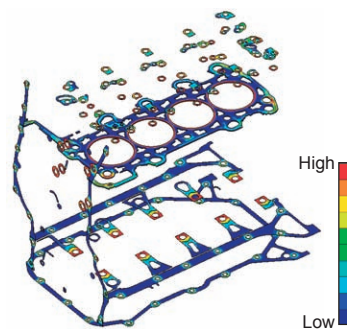


Fig. 11 Assembled models



(a) Equivalent Mises stress



(b) Contact pressure of joint elements

Fig. 12 Nonlinear contact analysis results

4. 周波数応答解析

解析の後段である周波数応答解析 (MD/NASTRAN SOL111) について述べる。

非線形接触解析における主構造部品と結合部要素、ボルトの結合状態は、接触判定された節点間力に関連付けられる。同様の関係性を持たせるために、接触判定された節点間を多点拘束 (Multi Point Constraint:MPC) 結合し、周波数応答解析を実行した。

また、ボルト軸部の固有振動数は、軸力によるひずみに依存し変化するため、軸力を付加した状態を表現した。

4.1. 仮定特性値の同定

2章で述べた考え方にに基づき、部品構成の異なる4アセンブリ仕様(3.2.節参照)を用いて、解析によるFRFと加振実験で取得したFRFとの誤差が最小となるよう最適化手法、実験計画法などを用いて不確定パラメータの同定をおこなった。

同定が必要なパラメータ数は、Fig. 13中のX*として示す。ヘッドガスケット部、金属接触部、FIPG塗布部で同値と考えることで、同定対象のパラメータ数を最小化した。

	Young's modulus		Shear modulus			Damping coefficient			
	$E0$	$Pmax$	$G0$	$Pmax$	a	$GE1$	$P1$	$GE2$	$P2$
Head gasket	—	—	X1	X2	X3	X4	X5	X6	X7
Metal contact	X8	X9	X10	X9	X11	X12	X13	X14	X15
FIPG	X16	X9	X17	X9	X11	X18	X13	X14	X15

Fig. 13 Parameters of identification

4.2. 結合部要素の特性

同定された変換テーブルに従い定義した結合部要素の特性値分布をFig. 14の(a)縦弾性係数、(b)せん断弾性係数、(c)減衰係数に示す。

4.3. 周波数応答解析結果

Fig. 15に4アセンブリ仕様の周波数応答解析と実験の比較結果例を示す。入力点はカムシャフト駆動チェーン側のベアリング部、応答点はロウブロック外壁面である。

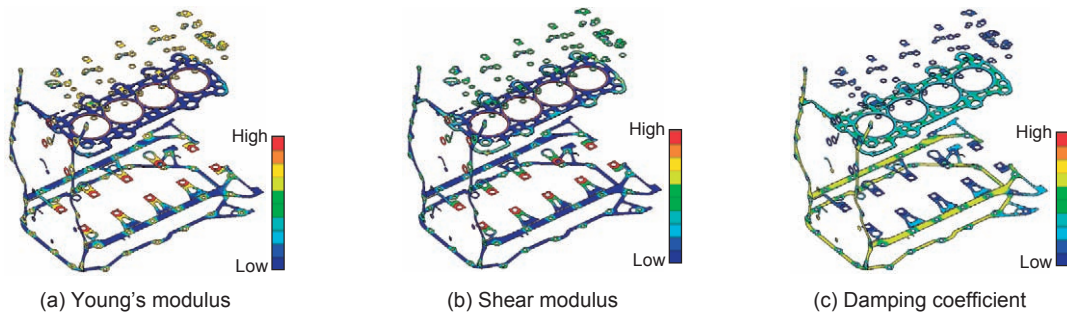


Fig. 14 Properties of joint elements for frequency response analysis

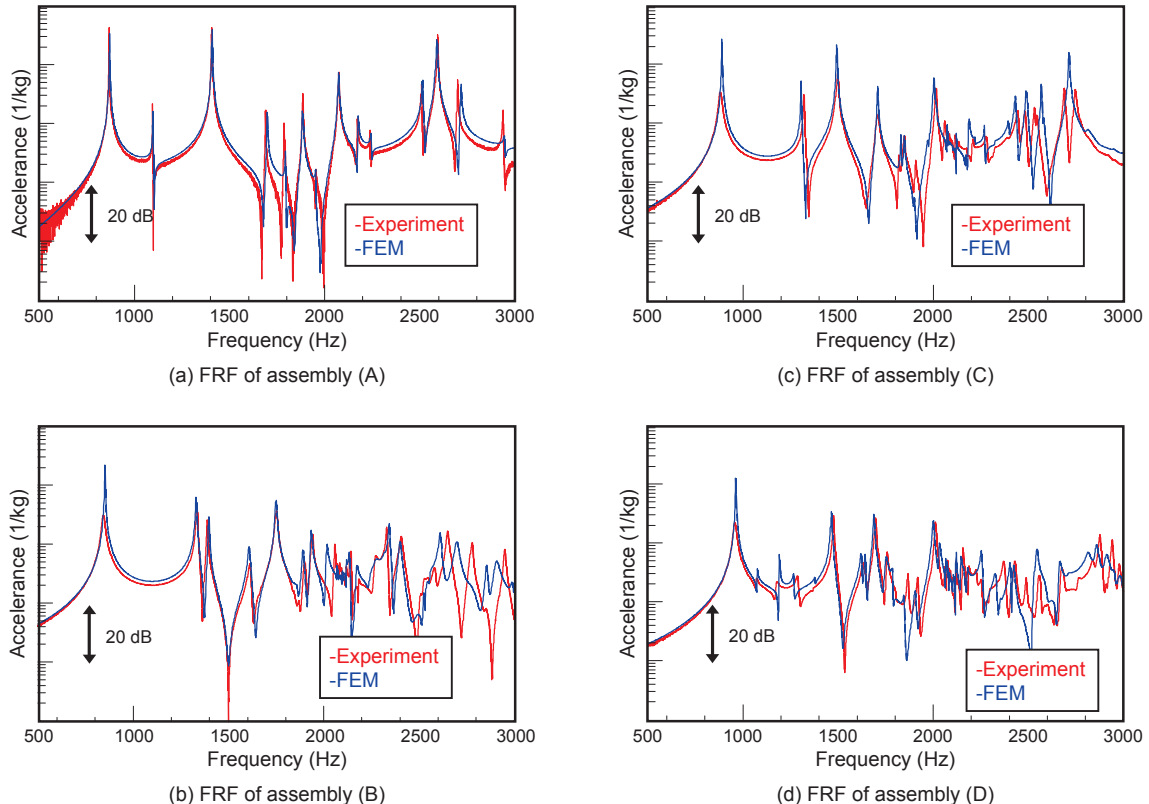


Fig. 15 FRF of assembled models

各アセンブリ状態で、高い精度の FRF が求められており、同定した結合部要素の剛性、減衰のモデル化が妥当であることを示している。

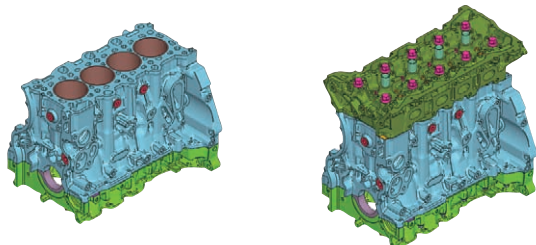
5. 手法の検証

5.1. 検証エンジン

手法の妥当性を示すために、Fig. 16 に示す別エンジン（2008 年モデルのアコードのディーゼルエンジン）を用いて検証解析を実施した。図面情報のみからの解析とするため、3D-CAD データから FEM モデルを作成し、実験部品との形状誤差の補正は実施していない。材料定数は、3 章のモデルと同値を定義した。

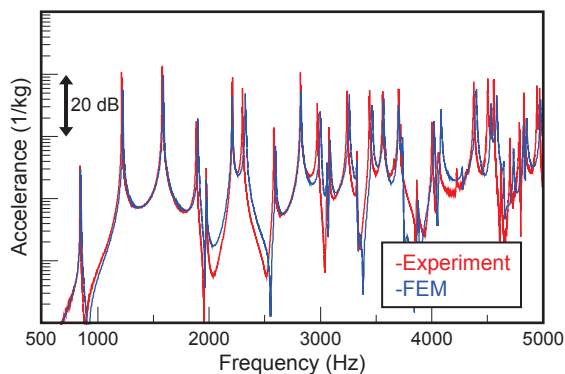
部品単体の検証例として、シリンダブロック、ロワブロック単体の結果を Fig. 17(a), (b) に示す。

ロワブロックで、実験部品との形状誤差などに起因したと推定される誤差が現れているが⁽³⁾、3 % 程度の固有振

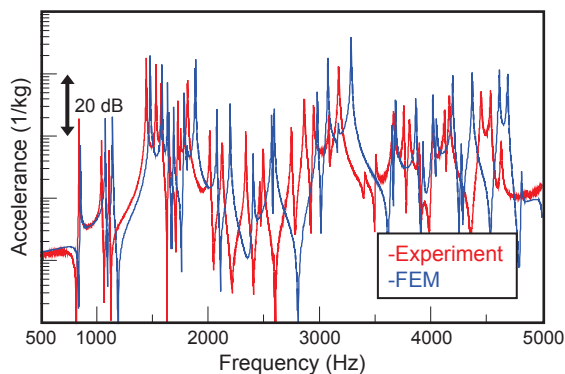


(a) Cylinder block + Lower block (b) (a) + Cylinder head

Fig. 16 Models for verification



(a) FRF of cylinder block



(b) FRF of lower block

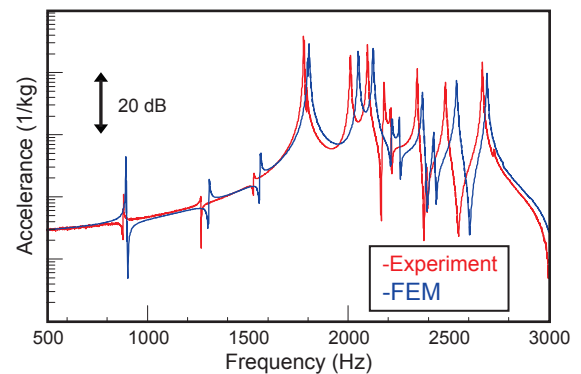
Fig. 17 FRF of component for verification

動数誤差であり、図面情報のみから作成したモデルとしては、実用上十分な精度である。

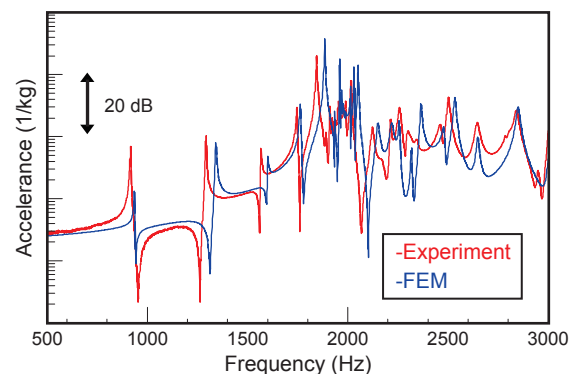
5.2. 周波数応答解析結果

4.1. 節で同定した結合部特性の圧力変換テーブルを用い、周波数応答解析を実行した結果例を Fig. 18 に示す。入力点はトランスミッション側のベアリング部、応答点はシリンダブロックの外壁面である。

部品単体と同程度の誤差に収まり、実用上、十分な精度を確保できており、開発手法の妥当性、汎用性を示している。



(a) FRF of assembly (α)



(b) FRF of assembly (β)

Fig. 18 FRF of assembled models for verification

6. 考察

周波数応答解析に用いた結合部要素の剛性、減衰については、締結時の圧力に依存した特性を示すと仮定した変換テーブルを設定し、実験 FRF に合致するように同定したものであり、局所的な特性値としては物理的に検証されたものではない。しかし、他エンジンに同手法、同変換テーブルを適用した結果、実用上十分な精度を有することを確認した。これらのことから、エンジン構造の振動解析モデルの結合部の剛性、減衰の表現手法としては概ね妥当であり、汎用性があることを示した。

今後、さらなる適用事例を蓄積し、不確定性のある変換テーブルに微修正を加えることで、より高精度で汎用性の

高い手法にできる。また、ラバーシール部など異なる条件の結合部にも同様手法の拡張は可能と考える。

7. まとめ

エンジン構造の放射音領域までの周波数応答関数の高精度で汎用性のある予測技術を構築した。

主構造部品の 3D-CAD データと材料定数、ヘッドガスケットなどの非線形バネ特性、ボルト軸力のみから高精度な解析が可能である。

図面段階で高精度な解析が可能であることから、今後のエンジン開発に対し、開発期間の短縮、試作部品の削減、軽量で低振動応答特性を示すエンジン構造の具現化に貢献できると考える。

参考文献

- (1) 禧久和臣, 関根明子, 両方雅行: エンジンマウントにおけるギヤ振動伝達予測技術, Honda R&D Technical Review, Vol. 13, No. 1, p. 145-150
- (2) 桑原博幸, 福井要治: 二輪車の振動予測における結合部のモデリングについて, Honda R&D Technical Review, Vol. 13, No. 2, p. 167-174
- (3) 神村直毅: 実形状再現モデルによる振動解析の精度向上, Honda R&D Technical Review, Vol. 20, No. 1, p. 140-146

■ 著 者 ■



神村直毅

ロードノイズ低減のための サスペンションシステムの考察

Study of Suspension System for Reduction of Road Noise

中 村 聡*
Sou NAKAMURA

牧 俊 光*
Toshimitsu MAKI

杉 本 寿 敬*
Toshitaka SUGIMOTO

要 旨

コンパクトカーの多くに採用されているフロントストラット形式およびリヤトーションビーム形式のサスペンションシステムをロードノイズ性能の観点から考察した。解析対象周波数は 100 Hz から 200 Hz の低周波領域とした。同形式サスペンションを有する 14 車種の車両実験により、共通したサスペンション振動モードが存在することを明らかにした。また、FE モデルによる解析によりそれぞれの振動モードのメカニズムを理解し、ロードノイズ性能を向上させるための設計指針を得ることができた。

ABSTRACT

The front strut / rear torsion beam suspension systems employed in the majority of compact cars were considered from the perspective of road noise performance. The low-frequency band from 100 to 200 Hz was the subject of the analysis. Tests using 14 vehicles employing front strut / rear torsion beam suspension systems demonstrated the existence of shared suspension vibration modes. FE model analyses clarified the mechanisms of the respective vibration modes, helping to enable the identification of design guidelines for the enhancement of road noise performance.

1. まえがき

燃費性能向上とそれを目的とした車体の軽量化は近年の車両開発において最も重要な技術要素の一つである。一般に車体の軽量化と NV 性能は背反するものであり、その両立は大きな課題となっている。中でもロードノイズはタイヤ、ホイール、サスペンション、サブフレーム等の軽量化による影響を受けやすく、特にコンパクトカーにおいては荒れた路面を走行する際に車室内に発生する低周波 (100 Hz から 200 Hz) ロードノイズが課題となる場合が多い。

低周波ロードノイズには多くの部品が関連しているが、中でもサスペンションの固有モードによって生じる振動が室内音に大きな影響を与えることが知られている^{(1), (2)}。

*四輪 R&D センター

ロードノイズの正確な予測のためには、タイヤ固有値やボデー音響特性との組み合わせを考慮したサスペンションの特性の検討が必要である⁽³⁾。一方、サスペンションはタイヤやボデーの特性が十分に予測できない開発の早期段階において基本仕様を決定するため、サスペンションシステムのみでの性能検討技術も必要である。本研究では解析の対象をサスペンションに限定し、ロードノイズに影響の大きい振動モードの特定と、その振動メカニズムの解明をおこなった。

対象とするサスペンション形式は、コンパクトカーで主流となっているフロントストラットおよびリヤトーションビーム (Fig. 1) である。

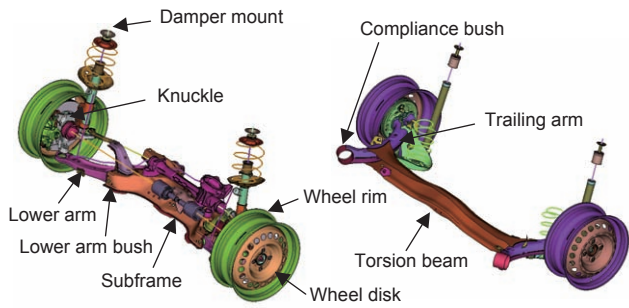


Fig. 1 Front strut and rear torsion beam suspension

2. 本研究の進め方

フロントストラットおよびリヤトーションビーム形式サスペンションは車両が異なっても、サスペンション支持点の配置や部品の構成はほぼ同じである。また解析対象をコンパクトカーに限定した場合、ホイールやサスペンション部品の重量や剛性に大きな違いはない。よってサスペンションの振動モードを決定するバネ、マス要素の分布も類似したものになり、それぞれのサスペンション形式は共通した振動モードを持つことが推察される。

まずこれらの振動モードのメカニズムを解析する。次に同形式のサスペンションを有する比較車両をテストすることにより、振動モードメカニズムの共通性を確認し、各車両の性能差を生ずる原因を明らかにする。さらに振動メカニズムから導かれるロードノイズ低減手法について検討した結果を述べる。

3. サスペンション振動メカニズム

Fig. 2 に代表車両のロードノイズ評価路面走行時の運転者耳位置の室内音圧とフロントホイール下端左右加振時のナックル下部左右振動応答の計測例を示す。音圧、振動ともに 120 Hz と 180 Hz 付近に大きなピークが存在している。

Fig. 3 に後席者耳位置音圧とリヤホイール下端左右加振時のコンプライアンスブッシュ取付点上下振動応答の計測例を示す。120 Hz 付近に音圧、振動ともに大きなピークが

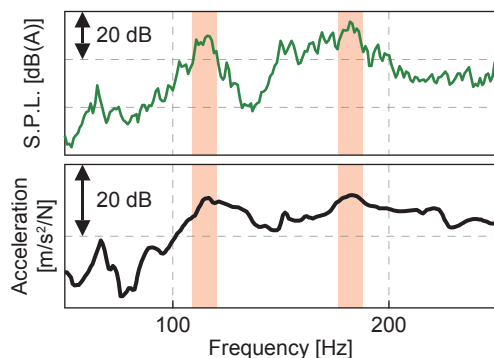


Fig. 2 Road noise and front suspension vibration

存在する。

これらの振動のピークの原因であるサスペンション振動モードのメカニズムを FE モデルのパラメータスタディにより分類する。

3.1. フロントストラット形式の振動モード

Fig. 4 に 120 Hz 付近の振動モードを示す。ダンパケース、ナックル、ホイール、ロアアームがほぼ一体となってキャンバ方向に回転するモードであり、サスペンション全体が剛体として回転しているように見えるため、本研究では剛体キャンバモードと呼ぶことにする。

Fig. 5 に 180 Hz 付近の振動モードを示す。ホイールのディスク面、ハブベアリング、ナックル等が弾性変形をし

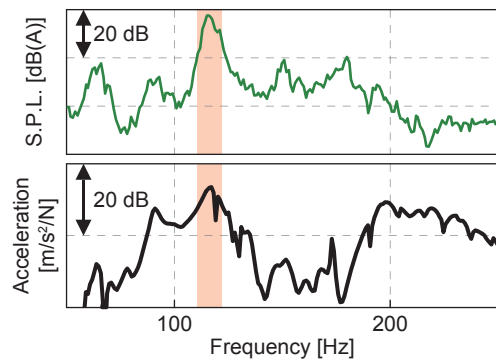


Fig. 3 Road noise and rear suspension vibration

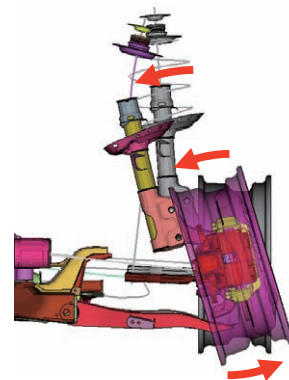


Fig. 4 Rigid camber mode

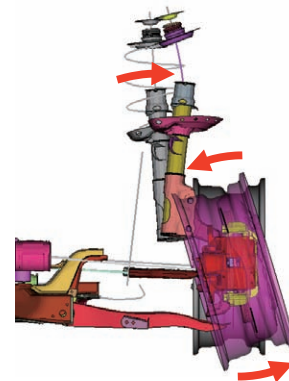


Fig. 5 Elastic camber mode

ながらホイールがキャンバ方向に回転するモードであるため、弾性キャンバモードと呼ぶことにする。

3.1.1. 剛体キャンバモード振動メカニズム

剛体キャンバモードを簡易的なバネマス系で表現すると Fig. 6 に示すようなモデルになる。図中の M はマス要素を、K はバネ要素を表す。サスペンション全体の大きなマスを上部はダンパロッドとダンパマウントとダンパ取付点の直列バネ、下部はロアアーム取付点剛性の二つのバネで支持している構造とみなせる。この上下の二つのバネが本モードをコントロールする要素となる。

3.1.2. 弾性キャンバモード振動メカニズム

Fig. 7 に弾性キャンバモードの簡易的なバネマスモデルを示す。主マス要素であるホイールリムの中心を、主バネ要素であるハブベアリングのこじり剛性とホイールディスク面の倒れ剛性の二つの回転バネで支持する構造とみなせる。ナックルつる首部、ダンパロッド、ダンパマウントもバネ要素として振動モードに影響を与える部位である。

3.2. リヤトーシヨンビーム形式の振動モード

トーシヨンビーム形式のサスペンションは、左右連結された重い構造物を比較的柔らかいコンプライアンスブッシュで支持する構造のため、振動入力遮断性能に優れ、ロードノイズに有利な形式である⁽⁴⁾。しかしながら、トーシヨンビームは左右のトレーリングアーム間を接合するねじりバネとして機能する部材であるため弾性変形しやすく、ロードノイズに与える影響も比較的大きい。

Fig. 8 に 120 Hz の振動モードを示す。代表車両のトーシヨンビームの U 字断面は前方向に開いている形式であ

る。ホイールがキャンバ方向に回転しながら、ビームの中央部が弾性変形し、ピッチング挙動を生じている。

3.2.1. トーシヨンビーム弾性変形モード振動メカニズム

Fig. 9 の概念図に示すように、ホイールのリムとビームの中央部がマス要素、トレーリングアームのねじれ、トーシヨンビーム、コンプライアンスブッシュが主なバネ要素である。

フロントサスペンションと同じくホイールリムはキャンバ方向に回転する。よってビーム本体には上下に曲げようとする力が加わる。ビームの U 字断面が前開きの場合は、ビーム断面のせん断中心が断面の後方に位置するため、上下曲げと同時にねじれ挙動を生ずる。

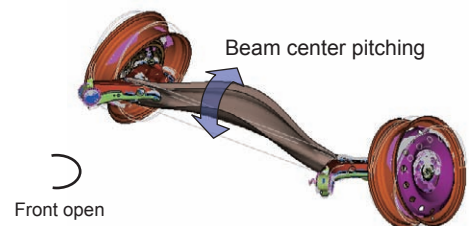


Fig. 8 Torsion beam vibration mode, with front open section

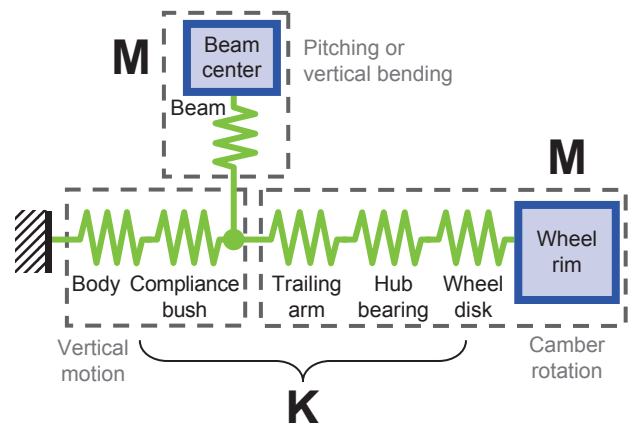


Fig. 9 System concept of torsion beam mode

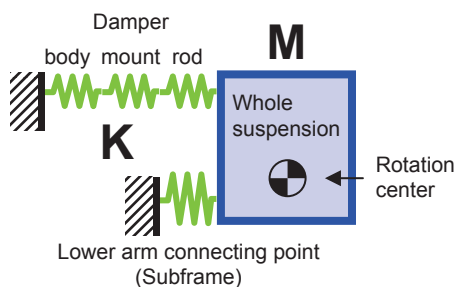


Fig. 6 System concept of rigid camber mode

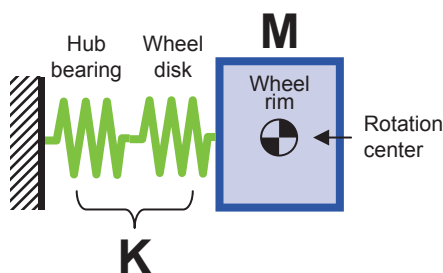


Fig. 7 System concept of elastic camber mode

4. テスト手法

3章で述べたサスペンション振動モードの共通性を確認するために、複数の車両の加振テストをおこなった。テストした車両はすべてコンパクトカーと呼ばれるカテゴリーに属する。フロントストラットサスペンションは、車両10台、さらにホイールの材質とサイズ違いを含め、計25種類を加振実験した。リヤトーシヨンビームは、14台の車両を加振実験した。すべてホイール下端左右方向を加振点としたサスペンション各部の伝達関数を測定し、振動モードと代表点の振動伝達特性の比較をおこなった。

5. テスト結果

5.1. フロントサスペンション比較解析結果

剛体および弾性キャンバモードはすべてのテスト車両にて確認できた。この二つのモードはフロントストラット形式のサスペンションにはほぼ存在すると考えられる。Fig. 10 に比較車両 5 台のナックル下端左右の振動伝達関数を示す。剛体キャンバモードは車両ごとの固有値の差が小さいが、振動応答レベルの差は大きい。弾性キャンバモードは車両ごとの固有値の差が大きい、振動応答レベルの差は小さい。

Fig. 11 に剛体キャンバモード周波数でのナックル左右振動応答とロアアーム取付点上下剛性の関係を示す。主バネ要素であるロアアーム取付点剛性が高いほど、サスペンション振動が低く、ロードノイズ性能に優れることがわかる。

5.2. リヤサスペンション比較解析結果

全測定車両のモード配列を Fig. 12 に示す。各車両とも 100 Hz から 200 Hz において多くの共通する振動モードを持つが、主入力点であるコンプライアンスブッシュ上下方向の振動が大きくロードノイズの主要因となる振動モードは、ビームの U 字断面の開き方向によって異なることがわかった。

U 字断面が前に開いている場合は、Fig. 8 に示したビーム中央がピッチングする振動モードであり、U 字断面が

下に開いている場合は、ビームが上下曲げしつサスペンション全体が上下する振動モード (Fig. 13) である。

このモードの振動応答レベルをコンプライアンスブッシュ取付点のボデー側上下方向で比較した。Fig. 14 にコンプライアンスブッシュ上下方向振動遮断量とボデー側振動の関係を示す。車両ごとに大きな差があり、その大きさはコンプライアンスブッシュ上下方向の振動遮断量と相関が高いことがわかった。振動遮断量が大きい、すなわちブッシュの上下バネ値が低いほど、ボデー側振動も低くロードノイズ性能は優れるといえる。

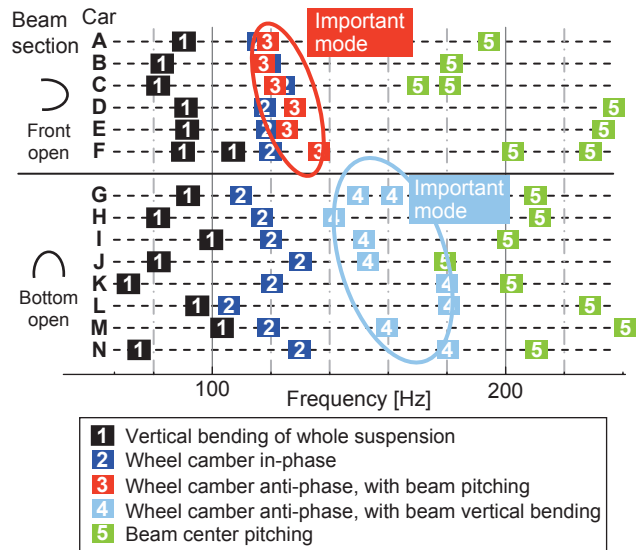


Fig. 12 Rear torsion beam suspension modes

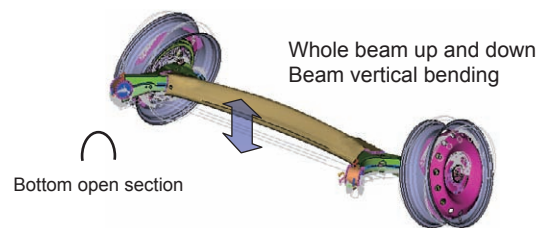


Fig. 13 Torsion beam vibration mode, with bottom open section

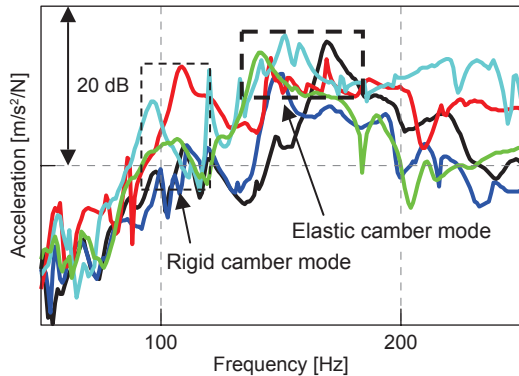


Fig. 10 Camber modes of various cars

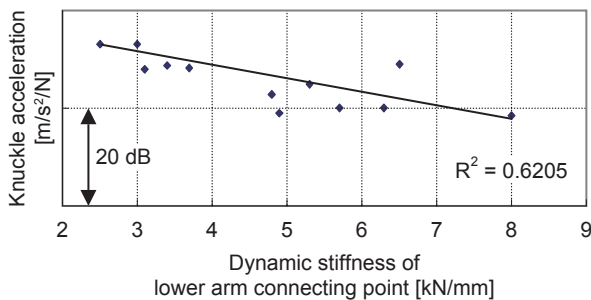


Fig. 11 Lower arm connecting point vertical dynamic stiffness and knuckle acceleration

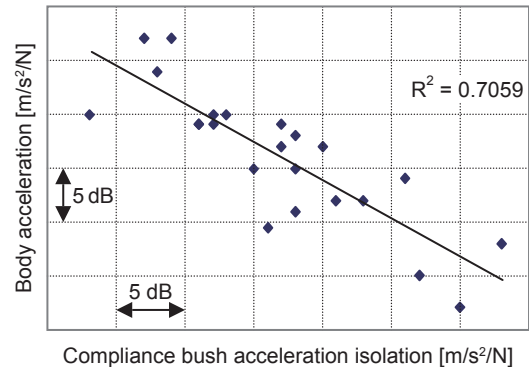


Fig. 14 Compliance bush isolation and body acceleration

6. ロードノイズ低減手法の検討

サスペンション振動モードが原因となって発生するロードノイズの音圧を低減する手法について述べる。

6.1. フロント剛体キャンバモード

室内音に対して寄与の大きい伝達経路であるロアアーム取付点の振動を低減する手法を検討した。キャンバ方向に回転する大きなマスを距離の離れた二つのバネ要素で支持する構造なので、二つのバネの比率によりマスの回転中心をコントロールできる。ベースの状態ではホイールセンター中心付近に位置している回転中心を、ダンパマウントの左右方向バネ低減により下方へ移動することで、ロアアームの振動入力を低減することができた。Fig. 15 に概念図を、Fig. 16 に実機での対策確認結果を示す。

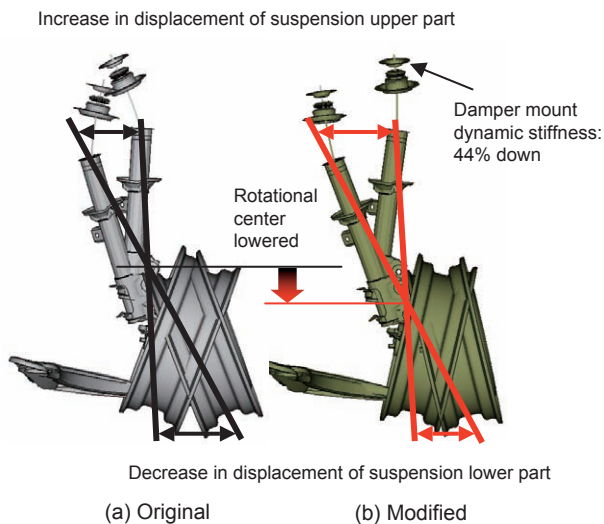


Fig. 15 Lower rotational center of rigid camber mode

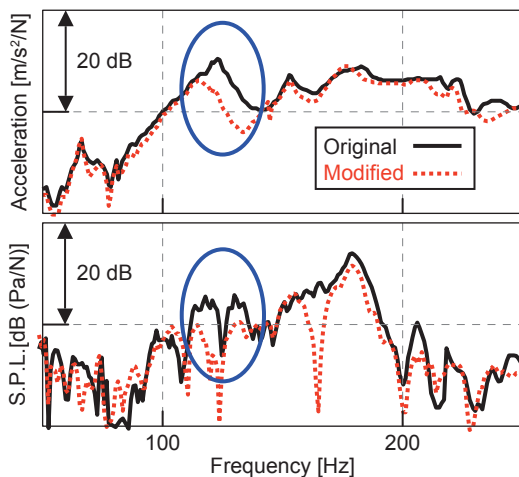


Fig. 16 Enhancement of rigid camber mode by decreasing damper mount lateral stiffness

6.2. フロント弾性キャンバモード

6.2.1. 弾性キャンバ固有値と室内音の相関

5.1. 節で述べたように、弾性キャンバモードは振動レベルに大きな差はなく、固有値に大きな違いがある。

弾性キャンバモードの固有値とホイール下端左右加振時の室内音の関係を調べたところ Fig. 17 に示すようにゆるやかな相関関係があり、固有値が低いほど加振音圧も小さい傾向にあるという結果が得られた。

弾性キャンバモードの固有値が低いということは、主マス要素であるホイールリムの重量が重いことによる場合が多いので、加振音圧が小さくなることは当然の結果ではある。しかしながら今回の計測では、ほぼ同質量のホイール同士での比較でも同様な結果が得られたので (Fig. 18), 重量によらず固有値が低い方がロードノイズ性能が良い傾向にあるといえる。この結果から、弾性キャンバモードの固有値が低いほど、ボデー応答側の固有値との連成度合いが弱まること、さらに各車両共通して弾性キャンバモード付近の周波数にボデー応答側の弱点を持っていることが推測される。

6.2.2. ボデー音響感度についての考察

次にボデー応答側であるサスペンション取付点から室内音計測位置までの音響感度 (以下ボデー音響感度) について

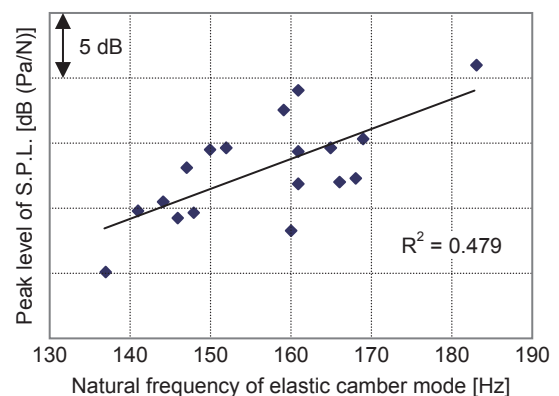


Fig. 17 Elastic camber mode natural frequency and S.P.L.

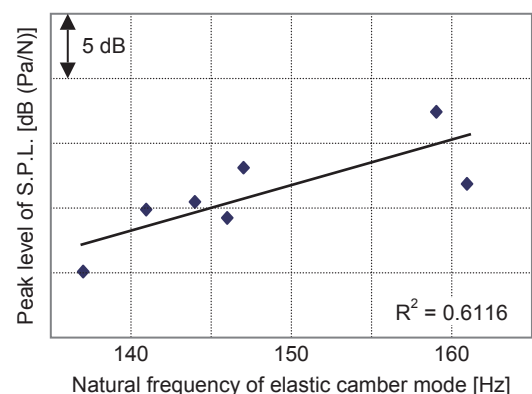


Fig. 18 Elastic camber mode natural frequency and S.P.L. around 8 kg wheel only

述べる。ボデー音響感度はサスペンション取付点のイナータンスやボデー骨格モード、各部パネルの振動特性などさまざまな要素によって決まるため、今回測定した車両すべてで同じ周波数帯域に弱点を持つとは考えにくい。しかしながら、ボデー音響感度を決定する要素の一つである室内音響モードは、キャビンの形状と容積で基本特性が決まるため、ほぼ同サイズの車両を用意した今回の計測では、同じような周波数帯域に音響モードのピークを持つことは十分考えられる。

Fig. 19 に室内音響モードとボデー音響感度の計測例を示す。室内音響モードを表す指標としては、運転者耳位置でランダムノイズをスピーカにて発生させた場合の同位置マイクロフォンまでの伝達関数（音圧 / 体積加速度）を用いた。ボデー音響感度を表す指標としては、フロントサスペンション全取付点のボデー音響感度を平均した値を用いた。図からわかるように、平均化された音響感度と室内音響モードはともに弾性キャンバモード帯域に近い 160 Hz から 180 Hz の間の同じ周波数にピークを持つ。よって室

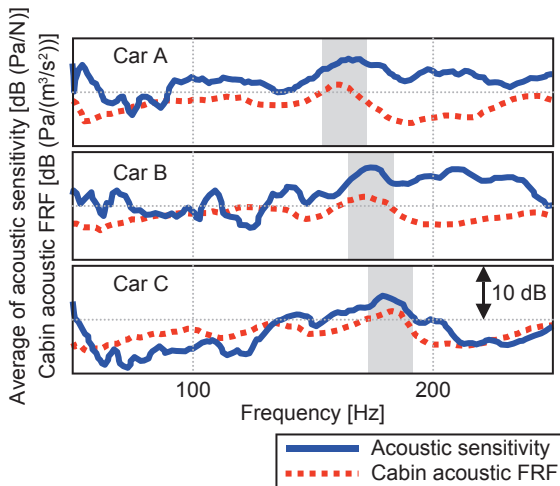


Fig. 19 Cabin acoustic mode and body acoustic sensitivity

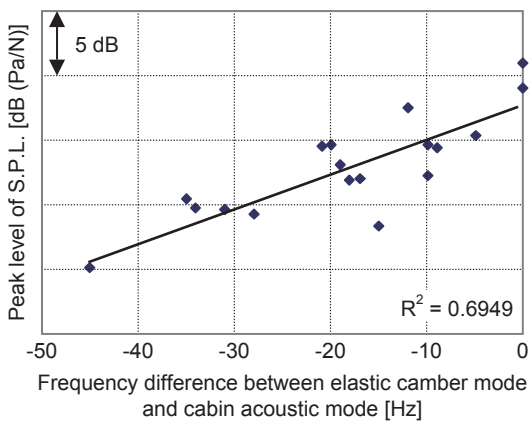


Fig. 20 Frequency difference between elastic camber mode and cabin acoustic mode, and S.P.L.

内音響モードの固有値はボデー音響感度にもピークとして現れると考えられる。この音響モードの周波数は開発初期のキャビン形状が決まった段階で予測できるため、サスペンションの弾性キャンバモードの固有値をずらす対応をとることが可能である。

Fig. 20 に Fig. 17 の横軸を弾性キャンバモードと室内音響モードの周波数の差分に変更したグラフを示す。相関がより高くなっていることがわかる。

6.2.3. ロードノイズ低減効果確認

弾性キャンバモードの固有値変更によるロードノイズ低減を検討した。主バネ要素であるベアリングこじり剛性とホイールディスク面倒れ剛性を変更した。

Fig. 21 にハブベアリングの剛性違い、Fig. 22 にホイールディスク面倒れ剛性違いでホイール加振テストをおこなった結果を示す。どちらも弾性キャンバモードの固有値が下がり、室内音が低減していることがわかる。

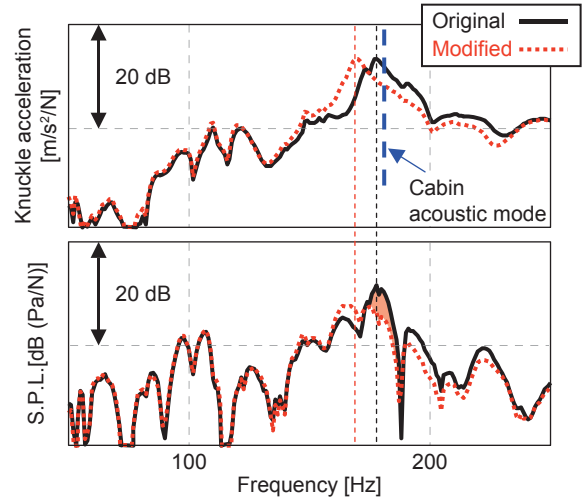


Fig. 21 Enhancement of road noise by decreasing stiffness of hub bearing

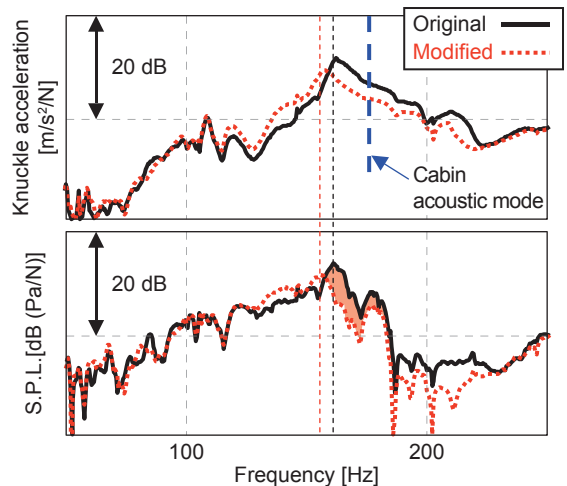


Fig. 22 Enhancement of road noise by decreasing stiffness of wheel disk

6.3. リヤトーションビーム弾性変形モード

5.2. 節で述べたようにロードノイズ性能を向上させる手法としてはコンプライアンスブッシュの上下バネ値低減が有効であるが、それ以外の手法としてビーム本体の形状変更によるコンプライアンスブッシュ取付点上下振動の低減を試みた。検討は量産車の前開き断面トーションビームのFEモデル解析にておこなった。

前述の通り、前開きのビームは上下曲げと同時にビームがねじれ、中央部は断面の後方先端を中心としたピッチング挙動になっている。よってビーム中央前側の上下振動が大きく、コンプライアンスブッシュ取付点振動を増加させている。

コンプライアンスブッシュ取付点は前後に伸びるリヤサイドフレームの下面に配置されるため、構造的に上下方向より前後方向の剛性が高く、ボデー音響感度も前後方向の方が優れる。よって前後方向のサスペンション振動を増やしても上下方向を減らすことができれば、ロードノイズは低減される。この振動特性を達成するために、ビームの開き方向を斜めに変更した。Fig. 23 に結果を、Fig. 24 に両者の動きの違いを示す。ビーム中央の振動が上下方向から前後方向へ変化することにより、コンプライアンスブッシュ取付点の上下振動も低減していることがわかる。同モデル

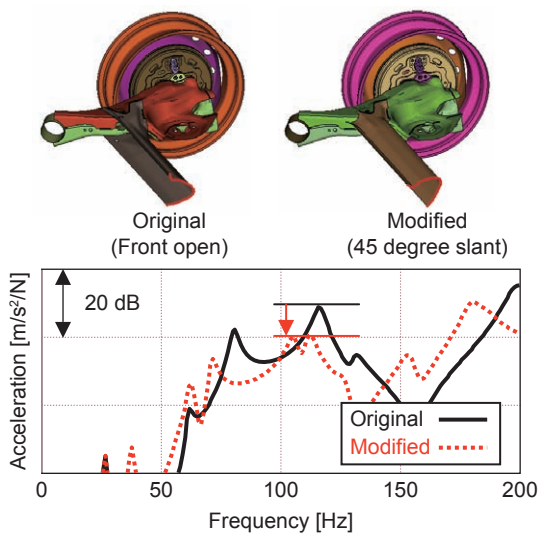


Fig. 23 Enhancement of torsion beam pitching mode

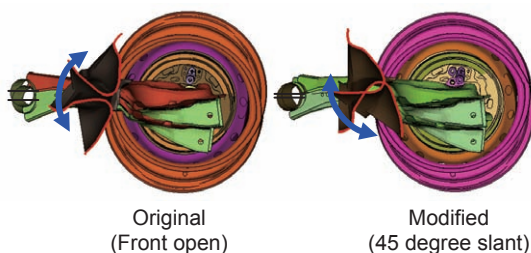


Fig. 24 Enhancement of torsion beam mode shape

にて開き方向を下にすると、Fig. 13 にて説明した下開き特有の別のモードが顕著になり、ロードノイズに影響を与える。本解析では 45° が最適な開き角度であった。

7. まとめ

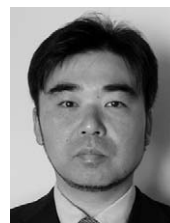
サスペンション FE モデルのパラメータスタディとコンパクトカー14 台を調査した結果、以下の結論を得た。

- (1) フロントストラット、リヤトーションビーム形式のサスペンションはロードノイズの主要因となる共通の振動モードを持つことを立証した。主要なモードは、フロントの剛体および弾性キャンバモードと、リヤトーションビームの弾性変形を伴うホイールのキャンバモードである。
- (2) それぞれのモードに対し、振動モードをコントロールするための主バネ、主マス要素を明らかにした。
- (3) ロードノイズ発生メカニズムから導かれるサスペンション振動モードコントロールをおこなうことにより、ロードノイズ性能が向上できることを、実機テストおよび計算予測にて確認した。

参考文献

- (1) 城戸一郎, 末岡淳男: 2つの分系が強く連成する振動系の解析法 (第1報, 自動車サスペンションへの適用), 日本機械学会論文集 (C 編), 71 巻, 712 号, p.1-8(2005)
- (2) 城戸一郎, 上山さぎり, 末岡淳男: 2つの分系が強く連成する振動系の解析法 (第2報, 自動車のタイヤとホイールへの適用), 日本機械学会論文集 (C 編), 72 巻, 715 号, p.735-742(2006)
- (3) 三山栄仁, 赤松博道, 影山雄介, 海老澤弘道, 森田真一, 田中克則, 塩川直希, 宮川隆行: ロードノイズスペクトル適正化のためのタイヤ固有値コントロール技術開発, 自動車技術会学術講演会前刷集 No.41-09(20095194), p.17-22(2009)
- (4) 神山洋一: FE モデルによるサスペンション振動解析, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.213-218

■ 著 者 ■



中 村 聡



牧 俊 光



杉 本 寿 敬

本田技術研究所 論文委員会

委員長	川口 祐治	基礎技術研究センター
副委員長	水村 榮	二輪 R&Dセンター
副委員長	山下 剛	四輪 R&Dセンター
委員	漆山 雄太	四輪 R&Dセンター
	佐藤 俊彦	四輪 R&Dセンター
	馬場 雅之	二輪 R&Dセンター
	塩見 和之	汎用 R&Dセンター
	永野 敬二	汎用 R&Dセンター
	藤平 徹	基礎技術研究センター
	金古 章	基礎技術研究センター
	大塚 裕也	航空機エンジンR&Dセンター
事務局	友永 久人	四輪 R&Dセンター
	白木 晶子	四輪 R&Dセンター
	石橋 正明	二輪 R&Dセンター
	杉本 康弘	汎用 R&Dセンター
	田中 公俊	基礎技術研究センター

編集協力 二輪 R&Dセンター論文委員会
汎用 R&Dセンター論文委員会
四輪 R&Dセンター論文委員会
基礎技術研究センター論文委員会
航空機エンジンR&Dセンター論文委員会
HRA 論文委員会
(HRA Technology Introduction Planning Committee)

編集後記

In striving to continuously advance the reputation of the Honda Technical Review in North America, and explain its value to fellow engineers, I always try to reflect on my own experiences in the development and promotion of technologies and products, and the research of human motivation.

My humble opinion is that in product development we strive to create the perfect harmony of technologies to bring joy to our customers. But often, within that harmony, the individual beauty of each technology cannot be readily appreciated. By creating a technical paper, we can shine a light on one unique technology and reveal its individual beauty by going beyond the “what” and into the “how” and the “why.” This brings our philosophy to life, separates Honda from others, and creates greater appreciation for the product in which the technology is incorporated.

The effort to shine that light - the required process of methodical consideration and explanation - further strengthens the understanding and capability of the author. Furthermore, that effort ultimately leads to the satisfaction of the instinctive human desires to be recognized and appreciated, and to contribute to the greater good. That satisfaction then becomes the energy that powers us and fuels our motivation.

As the beauty of each individual technology is understood, the expectation of excellence expands to elevate the stature and technological presence of the entire brand. Our technical papers then become the continuously advancing standard for others to aspire to surpass and become the rungs on which our colleagues will stand in the future to reach even higher.

(John E. Dirrig)

発行所 株式会社 本田技術研究所

発行人 川 鍋 智 彦

編集人 本田技術研究所 論文委員会

事務局 〒321-3393 栃木県芳賀郡芳賀町下高根沢4630 番地
株式会社 本田技術研究所 四輪 R&Dセンター
企画室 第4ブロック
TEL 028-687-2023 FAX 028-677-7854

印刷所 〒351-0024 埼玉県朝霞市泉水2-8-21
協永堂印刷株式会社

A collage of automotive images. The top left shows a car door with a silver handle and a blue interior panel. The top right shows a welder in a red protective suit working on a car body. The bottom left shows a car wheel. The bottom right shows a car body with a 'SIMPSON' label. The text 'Honda R&D Co., Ltd.' is overlaid in the center, and 'Honda Design' is overlaid in the bottom right.

Honda R&D Co., Ltd.

Honda Design