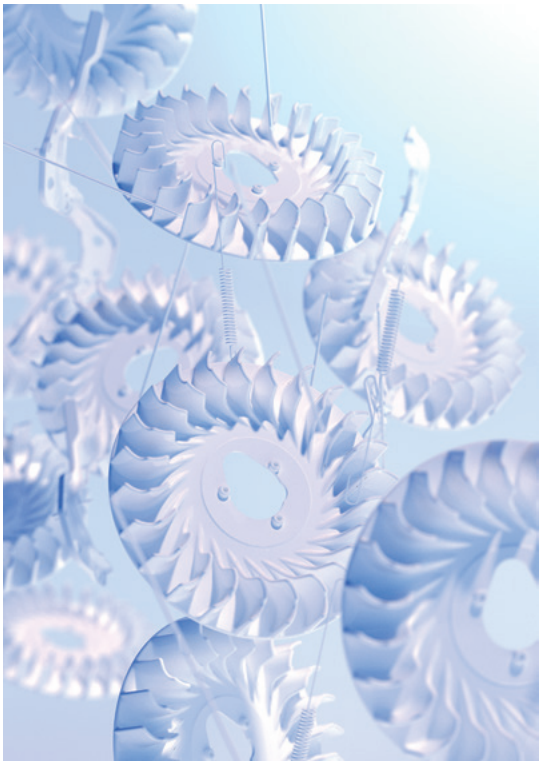
ISSN 0915-3918

Honda R&D

Technical Review
Vol.29 No.1

April 2017



表紙の言葉

表紙デザインのモチーフにしているものは小型汎用エンジンを冷却するためのファンです。
エンジンに取り付けられていると、まさしく「部品」ですが、「風」という自然に存在する物理から生まれたカタチです。見方を変えれば、まるで花のようであったり、巻き貝のような生きものに見えることもあります。
技術者は日々、物理原則と対峙しています。そういうことを思えば、彼らが成果物として生み出しているものは、「自然物」と言えるかもしれません。



汎用R&Dセンター
大門 路人

Technical Review
Vol.29 No.1

April
2017

Honda R&D

目　次

技術紹介

◇ 新型 1.0 L直列３気筒ガソリン直噴過給ダウンサイジングエンジンの開発
前山一樹･小松弘崇･浅利　大･町田菜穂子
寺尾　朗･吉尾　悠･柴田光弘 1

◇ 新型 CIVIC のビークルダイナミクス性能向上技術 . . . . . .小林未来登･山田将也 10

◇ 新型 CIVIC の高速操縦安定性のための空力技術 . . . . . 真塩　享･皆川真之 17

◇ 新型 CIVIC の車室内振動低減技術 . . . . . 松林　努･松田　修 25

◇ 新型 CIVIC のロードノイズ低減技術 . . . . . 堤　純･髙津仁志･山﨑敦弘 31

◇ CLARITY FUEL CELL の運動性能 . . . . . .渥美淑弘･鈴木浩義･宮﨑武司
亀本修吾･日下　馨 37

◇ アルミニウム中空ダイカスト大型軽量サブフレーム . . . . . .今西智之･朝見明彦･実吉勇一郎 43

◇ 量産車の MBD におけるシャシ性能設計技術の構築. . . . . .豊島貴行･松澤俊明･伊藤憲悟
遠藤喜章･高野広喜･牛村智也 49

◇ 広範囲な車両カテゴリに適用可能な専用センサを用いないアダプティブダンパシステム
神田龍馬･西　祐二郎･伊沢正樹 59

◇ 第２世代 NSX 用縦置き９速デュアル･クラッチ･トランスミッション . . . . . .栗原　大･上野隆雄･野田辰也
片岡隆平･加茂俊二･武藤彰男 67

◇ Development of Sports Car Sound for Hybrid Super Sports Cars . . . .Steven EICH･Jared COX･柳瀬　浩 74

◇ スマートマテリアルズインフォマティクスを用いた材料研究手法 . . . . . .古川敦史･池田知廣･岡山竜也 84

◇ 高効率に整合された完成車全体の機能安全プロセスの構築 . . . . . 太田　崇･相模宏樹 91

◇ DSM とシミュレーションを用いた開発プロセスの提案. . . . . 藤本茂希･東上圭司
楠　祥治･齊藤　徹 99

◇ Honda WANDER STAND CONCEPT のデザイン思想 . . . . . .三好健宏･神吉孝雄･綿貫　茂
佐川正浩･大和久　悠･三輪あさぎ 109

◇ Honda WANDER WALKER CONCEPT のデザイン . . . . . .矢口忠博･後藤芳奈･阿部允宏
鳥井貴彦･三輪あさぎ 114

◇ Honda Smart Home System の実証実験結果 . . . . . 金井靖司･山田　想 120

論文

◇ 振動応力と熱応力を同時に考慮した二輪車排気システムの疲労耐久性予測手法の構築
栗原　博・中村健一郎・堀川博史
寺口尚志・永田登章・北村大介 129

◇ エンジン揺動吸収部の極低温環境下におけるゴムチューブ寿命予測手法の構築
若松　健・臼井英正・花房寛史
戎井順子・橋本勝史 144

◇ ハンドリングと乗心地を両立するための非線形 CAE 技術 . . . . . 大滝雄介・日下　馨
中原　淳・久世正文 151

◇ シャシ締結構造体の小型化技術. . . . . 菱田元樹・佐藤真人
朝見明彦・石松久嗣 160

◇ 車車間通信用カメラシステムの研究 . . . . . 青山千秋 169

◇ モデルベース開発に向けたデータマイニング技術による車両性能設計システムの研究
有吉斗紀知・春松正敏・矢野和重
福重貴浩・山田健太郎・鳴川　要 178

◇ 燃料電池用金属セパレータの強度設計手法 . . . . . 齋木克里 187

◇ XAFS と STEM-EELS の連成による Pd 粒子の詳細構造解析. . . . . 池田知廣・古川敦史
岡山竜也・吉田寿雄 195

◇ 車載廃熱回生システム向けスクッテルダイト型熱電材料の研究 . . . . . 原口友秀・河野健太
越智孝洋・郭　俊清 202

CONTENTS

Introduction of new technologies

◇ Development of New 1.0 L I3 Gasoline Direct Injection Turbocharged Downsizing Engine
. . . . . Kazuki MAEYAMA ・Hirotaka KOMATSU ・Masaru ASARI・Naoko MACHIDA
Akira TERAO・Yu YOSHIO・Mitsuhiro SHIBATA 1

◇ Vehicle Dynamics Performance Enhancing Technology for New CIVIC
. . . . . Mikito KOBAYASHI・Masaya YAMADA 10

◇ Aerodynamic Development for High-speed Stability in New CIVIC
. . . . . Susumu MASHIO・Masayuki MINAGAWA 17

◇ Advanced Technology for Interior Vibration Reduction for New CIVIC
. . . . . Tsutomu MATSUBAYASHI・Osamu MATSUDA 25

◇ Advanced Technology for Road Noise Reduction for New CIVIC
. . . . . Jun TSUTSUMI・Hitoshi TAKATSU・Atsuhiro YAMAZAKI 31

◇ Vehicle Dynamics Performance of CLARITY FUEL CELL
. . . . . Yoshihiro ATSUMI・Hiroyoshi SUZUKI・Takeshi MIYAZAKI
Shugo KAMEMOTO・Kaoru KUSAKA 37

◇ Large-sized and Lightweight Aluminum Hollow Diecast Subframe Using High Pressure Diecasting
. . . . . Tomoyuki IMANISHI・Akihiko ASAMI・Yuichiro SANEYOSHI 43

◇ Development of Chassis Performance Design Technologies for MBD of Mass-production Vehicles
. . . . . Takayuki TOYOSHIMA・Toshiaki MATSUZAWA・Kengo ITO
Yoshiaki ENDO・Hiroki TAKANO・Tomoya USHIMURA 49

◇ Broadly-applicable Adaptive Damper System without Use of Dedicated Sensors
. . . . . Ryoma KANDA・Yujiro NISHI・Masaki IZAWA 59

◇ Longitudinal 9-speed Dual Clutch Transmission for 2nd-generation NSX
. . . . . Masaru KURIHARA・Takao UENO・Tatsuya NODA
Ryuhei KATAOKA・Shunji KAMO・Akio MUTO 67

◇ Development of Sports Car Sound for Hybrid Super Sports Cars
. . . . . Steven EICH・Jared COX・Hiroshi YANAGASE 74

◇ Materials Research Method using Smart Materials Informatics
. . . . . Atsushi FURUKAWA・Tomohiro IKEDA・Tatsuya OKAYAMA 84

◇ Efficient Vehicle-level Coordination in Functional Safety Process for a Whole Vehicle
. . . . . Takashi OHTA・Hiroki SAGAMI 91

◇ Proposal of Development Process Using DSM and Simulation
. . . . . Shigeki FUJIMOTO・Keiji TOJO
Shoji KUSUNOKI・Toru SAITO 99

◇ Design Philosophy of Honda WANDER STAND CONCEPT
. . . . . Takehiro MIYOSHI・Takao KANKI・Shigeru WATANUKI
Masahiro SAGAWA・Yu OWAKU・Asagi MIWA 109

◇ Design Philosophy of Honda WANDER WALKER CONCEPT
. . . . . Tadahiro YAGUCHI・Kanna GOTO・Mitsuhiro ABE
Takahiko TORII・Asagi MIWA 114

◇ Honda Smart Home System Experiment Results
. . . . . Yasushi KANAI・So YAMADA 120

Technical papers

◇ Establishment of Prediction Method for Fatigue Durability Applied for Exhaust System in Motorcycle by Coupled Simulation of Vibrating Stress and Thermal Stress
. . . . . .Hiroshi KURIBARA・Kenichiro NAKAMURA・Hiroshi HORIKAWA
Takashi TERAGUCHI・Takanori NAGATA・Daisuke KITAMURA 129

◇ Development of Method of Prediction of Lifespan of Rubber Tubes in Oscillation-absorbing Sections of Automotive Engines in Extremely Low-temperature Environments
. . . . . .Takeshi WAKAMATSU・Hidemasa USUI・Hirofumi HANAFUSA
Junko EBISUI・Katsushi HASHIMOTO 144

◇ Non-linear CAE Technology to Balance Handling and Ride Comfort
. . . . . Yusuke OTAKI・Kaoru KUSAKA
Jun NAKAHARA・Masafumi KYUSE 151

◇ Downsizing Technology for Chassis Parts Fastening Structure . . . . . .Motoki HISHIDA・Masato SATO
Akihiko ASAMI・Hisashi ISHIMATSU 160

◇ Image Sensor Based V2V Optical Wireless Communication System . . . . . Chiaki AOYAMA 169

◇ Vehicle Performance Design System Using Data Mining Techniques towards Model-based Development
. . . . . Tokitomo ARIYOSHI・Masatoshi HARUMATSU・Kazushige YANO
Takahiro FUKUSHIGE・Kentaro YAMADA・Kaname NARUKAWA 178

◇ Strength Design Method of Metallic Separator for Fuel Cell . . . . . .Katsunori SAIKI 187

◇ Detailed Structural Analysis of Pd Particles through Use of XAFS and STEM-EELS in Tandem
. . . . . .Tomohiro IKEDA・Atsushi FURUKAWA
Tatsuya OKAYAMA・Hisao YOSHIDA 195

◇ Research on Skutterudite-type Thermoelectric Materials for On-board Waste Heat Recovery System
. . . . . .Tomohide HARAGUCHI・Kenta KAWANO
Takahiro OCHI・Junqing GUO 202

新型 1.0 L 直列３気筒ガソリン直噴過給ダウンサイジングエンジンの開発

Development of New 1.0 L I3 Gasoline Direct Injection Turbocharged Downsizing Engine

前山一樹* Kazuki MAEYAMA
小松弘崇* Hirotaka KOMATSU
浅利大* Masaru ASARI
町田菜穂子* Naoko MACHIDA
寺尾朗* Akira TERAO
吉尾悠* Yu YOSHIO
柴田光弘* Mitsuhiro SHIBATA

要　旨

環境性能と走りを両立する新世代パワートレイン技術群であるEARTH DREAMS TECHNOLOGYの一環として，燃費低減と走行性能を両立する新型1.0 L直列３気筒VTEC TURBOエンジンを開発した．

当エンジンは既に市販化されている1.5 Lと2.0 Lの４気筒VTEC TURBOエンジンと燃焼コンセプトを同一とし，高タンブル吸気ポート，多噴孔インジェクタ，吸気と排気の両方のカムシャフトに装備されるValve timing controlなどを共通技術として適用している．それに加えて可変容量オイルポンプ，油中タイミングベルト，細軸クランクシャフトなどの技術によりフリクション低減を徹底しておこなった．当エンジンを搭載した小型クラスの車両では，欧州モードにて燃費を従来エンジン比で26％低減しながら，新開発の小型ターボチャージャにより低中速トルクを20％向上した走行性能を達成した．そのうえで振動，騒音については十分な性能を確保した．

ABSTRACT

A new 1.0 L inline 3-cylinder VTEC TURBO engine that achieves enhanced fuel economy and driving performance has been developed as part of the cluster of new-generation power train technologies known as EARTH DREAMS TECHNOLOGY, which realizes both environmental and driving performance.

This engine has the same combustion concept as the previously released 1.5 L and 2.0 L 4-cylinder VTEC TURBO engines, and also applies common technologies such as high-tumble-flow intake ports, multi-hole injectors, and valve timing control of both the intake and exhaust camshafts. In addition, technologies such as a variable displacement oil pump, timing belt in oil system, and narrow crankshaft have been applied to comprehensively reduce friction. A compact class vehicle with this engine installed achieved 26% better fuel economy in European driving mode compared to the previous engine, and a newly developed compact turbocharger helped improve driving performance with 20% higher low- and medium-speed torque. Furthermore, both vibration and noise were kept in competitive level.

1．まえがき

欧州，北米をはじめとする先進国では2020年から2025年に掛けて新たに燃費規制目標値が強化され，諸進展国もこれに同調していることから，欧州OEMを中心に燃費規制と商品競争力を両立させる技術であるダウンサイジングターボエンジンが展開されつつある．

Hondaにおいても環境性能と走りを両立する新世代パワートレインの技術群であるEARTH DREAMS TECHNOLOGYとして1.5 L[1), 2)]と2.0 L[2), 3)]の４気筒VTEC TURBOエンジンが市販されている．従来の自然吸気（NA）エンジンよりも小さい排気量で，同等の動力性能を達成しつつ，フリクション低減を図って燃費の向上を実現している．

これらのVTEC TURBOエンジンは欧州，北米，中国などの市場で燃費規制対応と商品競争力の向上に貢献する世

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2017_29_1_1

界戦略エンジンとして位置づけられ，今回の1.0 L 3気筒 VTEC TURBOエンジンも，その一環を成すエンジンとして展開される．本稿では今回開発したエンジンについて，その構造と主要技術を達成性能とともに以下に紹介する．

2．開発のねらい

ダウンサイジングターボエンジンは，同等の出力のNAエンジンに対して排気量が小さいゆえにフリクションが低く，さらに低回転で高負荷の領域を使うことでポンピング損失を低く抑え，燃費を向上できることが特徴である．また，加速や高速走行で大きな出力が必要な場合はターボによる過給により，小排気量でありながら十分な走り性能を得ることが可能である．今回，以下を目標としてダウンサイジングと種々のフリクション低減による燃費向上技術を採用した1.0 L 3気筒 エンジンの開発をおこなった．

（1）従来の1.8 L NAエンジンに対し，同一車格において20％以上の燃費向上
（2）低中速トルク20％向上
（3）往復運動質量で発生する3気筒特有の振動の抑制

上記の燃費目標から1.8 L NAエンジンに対するフリクション低減率と，ダウンサイジングで課題となる過給が作用しない発進時などの加速応答性を満足するように排気量を選択した．Fig. 1に本エンジンの外観図を示す．

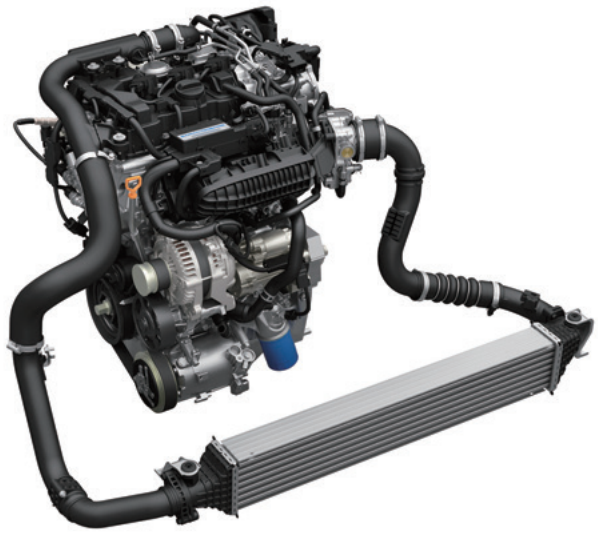


Fig. 1 Overview of developed engine

3．エンジン仕様と主要諸元

当エンジンの仕様諸元を従来の1.5 Lおよび1.8 LのNAエンジンと比較する形でTable 1に示す．既存の生産設備を最大限に活用するため，ボア径などの主要寸法は従来の1.5L NAエンジンと共通にしながらも，約50％の部品は当エンジン用に新たに開発された．

Table 1 Comparison of engine specifications

Engine specifications	Developed 1.0 L I3 turbocharged	Previous 1.5 L I4 NA	Previous 1.8 L I4 NA
Displacement [cm^3]	988	1496	1798
Bore [mm]	73	73	81
Stroke [mm]	78.7	89.4	87.3
Stroke / Bore [-]	1.08	1.22	1.08
Compression ratio [-]	10.0	11.5	10.6
Valve number In/Ex [-]	2/2	2/2	2/2
Valve diameter In/Ex [mm]	28/23	29/25	33/26
Crankshaft main/pin journal diameter [mm]	38/35	46/40	55/45
Piston with oil gallery	Applied	Not applied	Not applied
VTC	Dual VTC	In-VTC	None
VTEC	In	In	In
Variable displacement oil pump	Applied	Not applied	Not applied
Electrically controlled thermostat	Applied	Not applied	Not applied
External EGR system	None	Hot	Hot
Fuel injection system	Direct	Direct	Port
Camshaft drive	Timing belt	Timing chain	Timing chain
Fuel	RON 95	RON 95	RON 95
Power [kW/rpm]	95/5500	97/6600	106/6500
Torque [Nm/rpm]	200/2250	155/4600	174/4300

当エンジンはフリクション低減技術として細軸クランクシャフト，油中タイミングベルト，可変容量オイルポンプ，電子制御サーモスタットなどを採用していることが主な特徴である．また，エキゾーストマニホールドと一体化したシリンダヘッドの後面にターボチャージャを直に取付けてヒートマスを低減している．これにより早期暖機を促し，エミッションを低減するとともに，暖機過程で必要となる空燃比のリッチ化による燃費性能低下を抑制している．

4．構造と達成技術

4.1. シリンダブロックおよびシリンダヘッド

シリンダブロックはダイキャスト製法によるアルミ合金製で，鋳鉄製ライナが鋳込まれる．出力密度の増加に対応した冷却性能の向上をねらい，冷却水をシリンダブロック前方面に形成されたサブジャケットで分流する二系統冷却構造とした．一方は直接シリンダヘッドに流れ，もう一方はシリンダブロックのウォータジャケットを経てシリンダヘッドに流れる（Fig. 2）．

シリンダヘッドは上下に分割された2ピース冷却ジャケット構造を採用し，冷却水が燃焼室を横断することで各気筒の燃焼室を均等に冷却できるようにした（Fig. 3）．

4.2. 冷却システム

エンジンの冷却水通路出口にはFig. 4に示す電子制御サーモスタットを配置することで，フリクション低減による燃費向上と強度確保を両立した．電子制御サーモスタットのワックスエレメント開弁温度は，従来システムよりも

20℃ 高い 103℃ に設定している．低負荷時には冷却水温度を高くすることにより，油温を高く保ってフリクションを低減することでモード燃費を約 0.6% 向上させた．一方，ワックスエレメントのピストン内にはセラミックヒータが内蔵されており，ワックスを直接加熱することで設定温度よりも低い冷却水温度で開弁させることができる．高負荷時にはセラミックヒータに通電して開弁温度を下げ，冷却水温度を従来システム同等に制御することで強度を確保している．

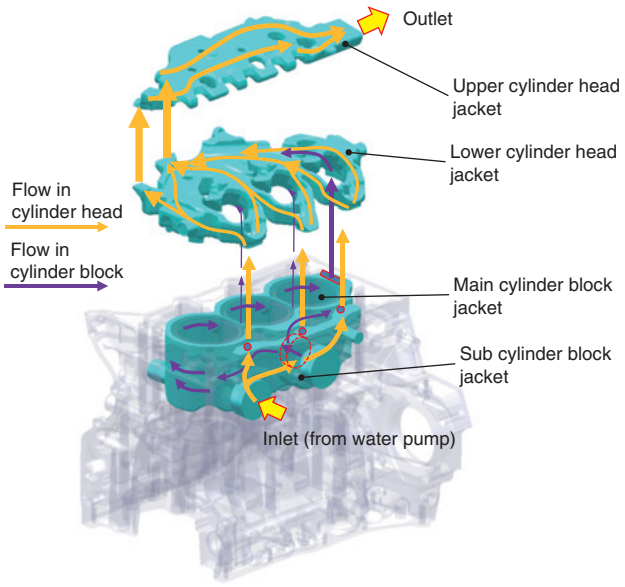


Fig. 2　Coolant flow in engine

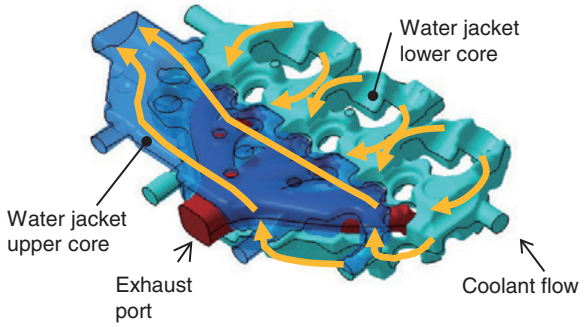


Fig. 3　Configuration of two-piece water jacket and coolant flow in cylinder head

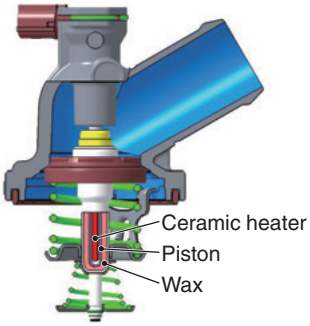


Fig. 4　Sectional view of electrically controlled thermostat

4.3. レシプロ系部品

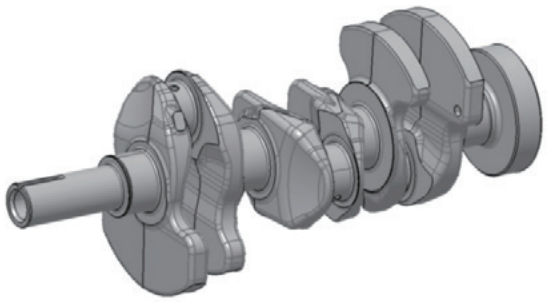
クランクシャフトには高強度窒化鋼を適用し，メインジャーナル径とピンジャーナル径を細くすることでフリクションを低減した．Fig. 5 はクランクシャフトの外観と 1.5 L NA エンジンとの寸法比較を示す．

また，３気筒エンジンでは一次慣性偶力に起因する振動は避けがたい事象であるが，フリクションおよび重量の増加を避けて，バランサレスとした．

一次慣性偶力による振動の対応として往復部重量を低減するとともに，車体振動への寄与が大きいエンジンマウント点での上下方向振動を低減できるようにクランクシャフトのバランス率を設定した．本エンジンでは開発時にバランス率 0% と 75% の比較を実施し，75% を選択している．

Fig. 6 に一次慣性偶力によるマウント点における振動を競合車と比較した結果を示す．当エンジンの位置づけは競合車に対し十分な競争力のあることが確認できる．

ピストンには，過給に伴う熱負荷増大の対応としてクー



	1.0 L I3 turbocharged	1.5 L I4 NA
Pin bearing diameter [mm]	35	40
Main bearing diameter [mm]	38	46
Crank radius [mm]	39.16	44.5

Fig. 5　Crankshaft overview

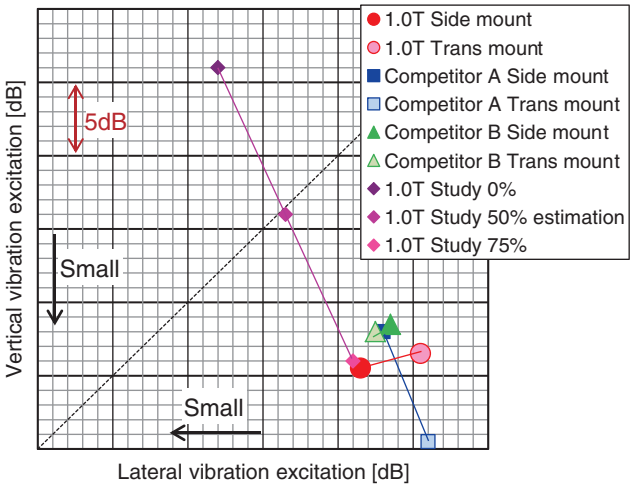


Fig. 6　1st order vibration excitation of I3 turbo charged engine at 1000 rpm

リングチャンネルを採用した(Fig. 7). ピストン頂部の温度を約20℃低減することで, 強度を確保するとともにノッキング特性を改善し, 圧縮比を高めることで燃費を0.5%向上した.

コンロッドは1.5 L, 2.0 L VTEC TURBOエンジンと同様に, 過給による高圧縮荷重に対応するために制御鍛造技術を適用した. 制御鍛造技術は2段階の鍛造工程を用いて棹部を強化する技術である. 棹部の座屈強度の向上により, 従来鍛造技術に比べて重量を18%低減した.

4.4. 動弁系

動弁系においては, 吸気と排気の両側にValve timing control(VTC)を採用し, 吸気側にはリフト量を低・高切替が可能なVTECロッカアームを採用した. 負荷や回転数などの運転状況に応じてVTCとVTECの最適制御を実施することで, 高負荷時にはトルクを確保しつつ, 低負荷時の燃費低減を図った. Fig. 8に動弁系の外観を示す.

エンジン全長の短い3気筒エンジンに過給システムを搭載するとレイアウトスペースが限られるため, 効率的に可変動弁系の制御デバイスを配置する必要がある. Fig. 9に示すように当エンジンではVTCを制御するソレノイドとOil control valve(OCV)をカムシャフト軸上に配置したVTC構造を採用している. これにより油路を簡略化することができ, また内蔵する逆止弁の効果により, 体格に比して高応答性を保つことが可能になっている.

吸気側には低リフトと高リフトを切替えるVTEC機構を採用し, 低リフト時には後述する早期閉弁(早閉じ)のアトキンソンサイクルにより燃費を低減し, 正味燃料消費率(BSFC)で最大5%, モード燃費では2%の向上が図られた. Fig. 10に吸排気のバルブタイミングとリフト量, Fig. 11にVTECとVTECの切替えマップイメージを示す. 当エンジンのVTEC適用に関しては搭載される車格を考慮し, 低負荷時の燃費向上をねらったアトキンソンサイクルであるバルブタイミングの早閉じを採用した. アトキンソンサイクルでは低負荷時のポンピング損失の低減の一方で, バルブタイミングとリフト量に制約ができてしまうことから, 高負荷でのトルクが低下するため, 燃費と出力の両立が図れないことが課題である.

これを解決すべく独自技術であるVTECを適用し, 負

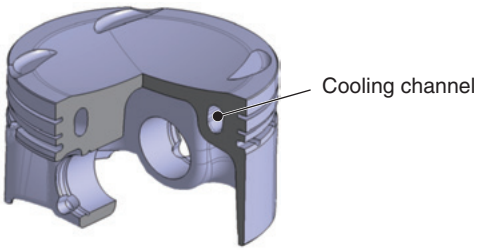


Fig. 7 Cut-off view of piston

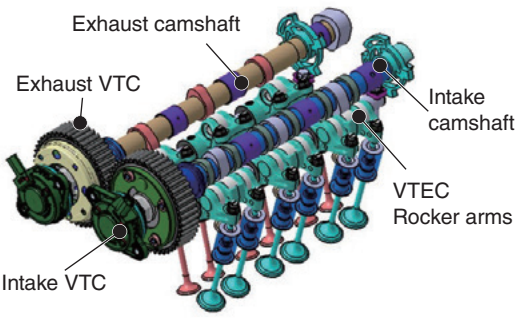


Fig. 8 Schematic view of valve train

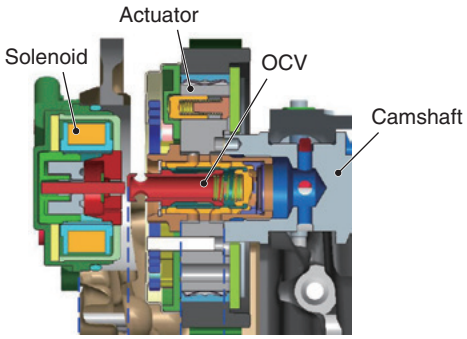


Fig. 9 Structural drawing of VTC

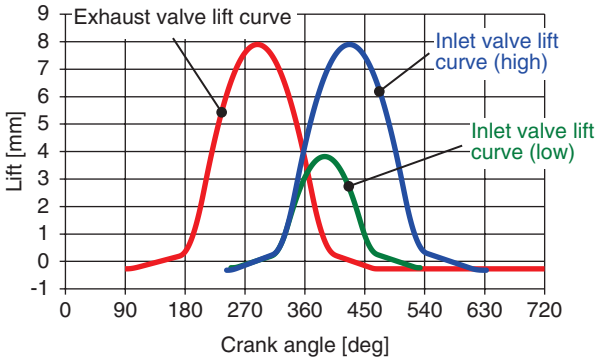


Fig. 10 Valve timing and lift

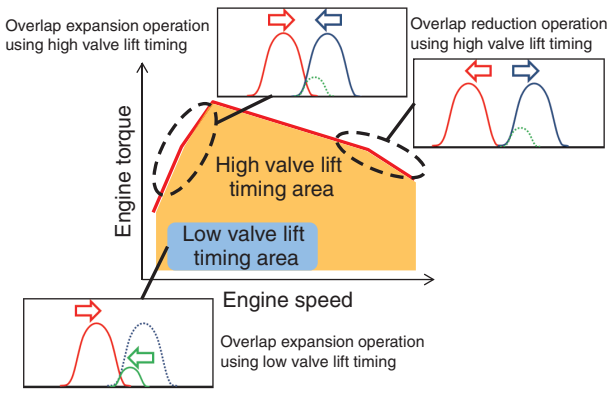


Fig. 11 VTEC and VTC switching strategy map

荷によりカムを切替えることによって，低負荷時の燃費改善と高負荷時における発生トルクの両立を可能とした．Fig. 12 に各バルブタイミングでの指圧線図を示す．低負荷条件においては早閉じのバルブタイミングを選択することによりポンピング損失が低減されていることがわかる．

当エンジンではカムシャフトおよびオイルポンプの駆動はエンジン内に配置したタイミングベルトでおこなっている (Fig. 13)．従来のタイミングチェーンに対して，エンジン内にあることからベルト騒音を低く抑えられるとともに，フリクションが 1.8% 低減した．油中環境での使用にあたっては，十分な耐久性が得られる仕様となるようにタイミングベルト材料の開発をおこなった．タイミングベルトの構造を Fig. 14 に，従来の空中タイミングベルトとの材料仕様比較を Table 2 に示す．

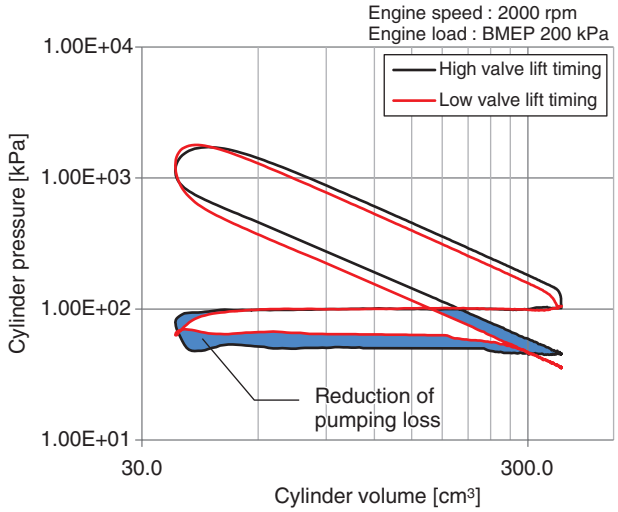


Fig. 12　Indicated diagram

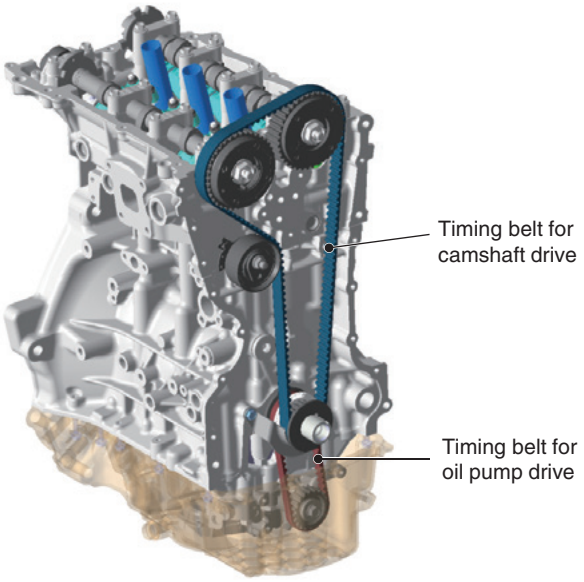


Fig. 13　Overview of timing belt system

Table 2　Comparison of timing belt materials

		Belt in oil	Conventional Belt
Tooth fabric	Material	PA66+Aramid	
	Surface treatment	Epoxy resin	H-NBR
Rubber	Material	H-NBR +Aramid fiber	
	Back face	Back face fabric	H-NBR

4.5. 潤滑系

エンジンフリクション低減のため可変容量オイルポンプを採用した．ポンプはエンジン内下部に配置し，クランクシャフトによりタイミングベルトを介して駆動される．電子制御のソレノイドを用いてエンジン負荷と回転数に応じて２段階に油圧を切替え，ねらいの油圧以下に保つことができる．これにより暖機過程の油温が低く粘度が高い状況でも過剰に油圧が上昇することがないためフリクション低減が可能となり，モード燃費では約１％向上が図られた．

オイルポンプの容量はベーンポンプの外輪にあたるカムリングを揺動させて偏心量を変えられる構造にすることで可変化している (Fig. 15)．カムリングの上下にある部屋に掛かる油圧により偏心量を制御する．

4.6. 過給機

ターボチャージャ(Fig. 16) にはシングルスクロールタイプを採用した．従来ターボチャージャに対し，小型のタービンホイールを採用することで軽量化し，電動ウェイストゲートアクチュエータとの組合せで低回転から高トルクと高レスポンスを達成しつつ，低負荷時の燃費向上を図った．高耐熱ステンレス鋳鋼製タービンハウジングを採用し 950℃ までの高排気ガス温度においても空燃比をリッチにすることによる排気温度の低減に頼らない仕様

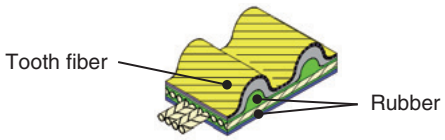


Fig. 14　Construction of timing belt

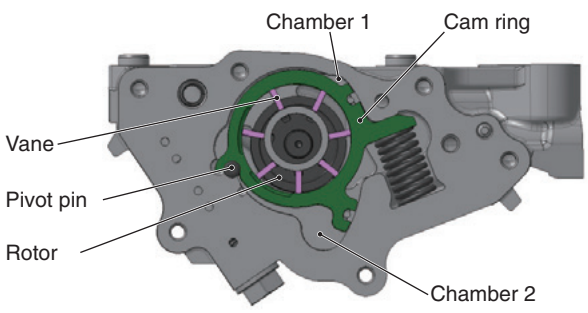


Fig. 15　Sectional view of oil pump

とし，タービン許容回転数を高回転化して高出力化に対応した (Table 3)．

4.7. 燃焼コンセプト

当エンジンの燃焼コンセプトは既に市販されている 1.5 L および 2.0 L の 4 気筒 VTEC TURBO エンジンと同様に急速燃焼である．これは高タンブルポート，吸気と排気の両方のカムシャフトに配置された VTC，マルチホールのサイド直噴インジェクタの適用による高タンブル流動と混合気形成の最適化で実現されている．これらにより，高負荷領域における時間損失を低減し，燃費改善を可能とした．Fig. 17 に当エンジンと 1.5 L NA エンジンのポートおよび燃焼室形状の比較を示す．当エンジンにおいては NA エンジンに対して吸気ポート角度を寝かせた形状とし，排気側ペントルーフ壁面に沿った吸気流れを実現している (Fig. 18)．また吸気ポート下部のエッジを立てることで (Fig. 17 図中 A) 吸入空気の主流を燃焼室上部へ導き，タンブル流を強化した．

直噴インジェクタについては，ピストンやライナへの付着を低減することでススの発生や潤滑油のダイリューションを抑制し，混合気の均質度を高めて急速燃焼を実現できるように噴孔配置および各噴孔の径を選定した (Table 4)．

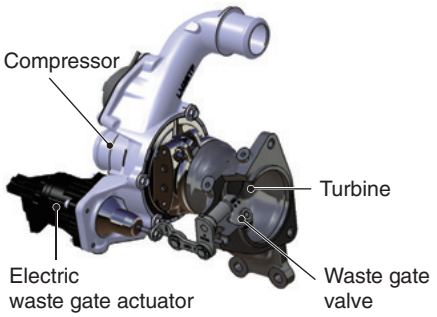


Fig. 16 Cut-off view of turbocharger

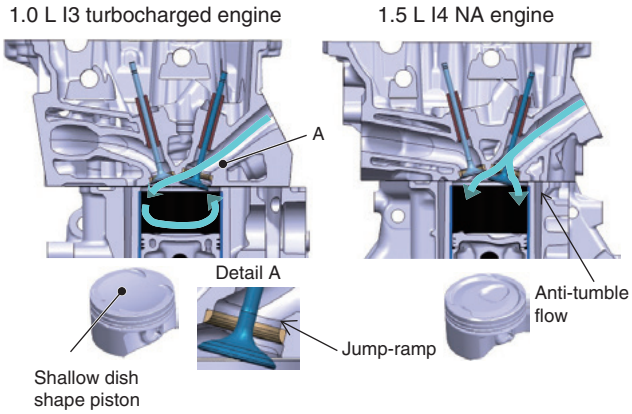
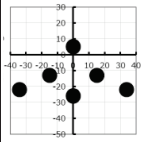
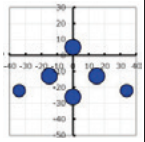
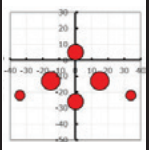


Fig. 17 Comparison of intake port and piston top shape

Table 3 Comparison of turbocharger specifications

Turbocharger specification		1.0 L	1.5 L
Max. power [kW/rpm]		95/5500	110/5500
Max. torque [Nm/rpm]		200/2250	203/1600-5000
Turbocharger supplier		Borg Warner	Mitsubishi
Turbine	Scroll	Mono	Mono
	Wheel diameter/vane	ϕ31/10	ϕ37/11
	Permissible speed	285000 rpm	245000 rpm
	Housing material	DIN1.4837+Nb [Austenitic cast steel]	A3K [Austenitic cast steel]
Compressor	Wheel diameter/vane	ϕ37/5+5	ϕ46/6+6
	Permissible speed	285000 rpm	241000 rpm
Waste gate	Actuator	Electric	Electric
	Valve diameter	ϕ20	ϕ28

Table 4 Injector hole configuration

	Specification at early stage	Specification at middle stage	Specification at final stage
Spray targeting and hole size arrangement			
Fuel flow distribution	Even	Uneven (small)	Uneven (large)
Piston impingement	+	++	++
Liner impingement	-	+	++
Homogeneity	+	+	+
Ranking	3	2	1
++: Good +: Average -: Poor			

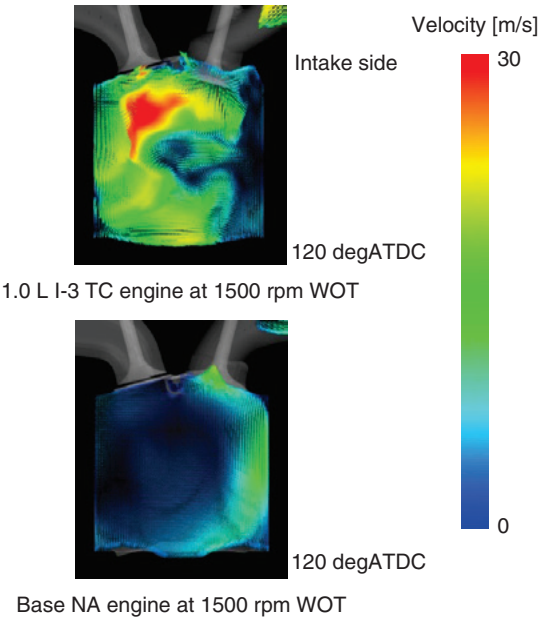


Fig. 18 Comparison of in-cylinder flow (CFD analysis)

5．達成性能

5.1. 出力

当エンジンはスモールおよびミディアムサイズの幅広い乗用車カテゴリに搭載すべく，1.8 L NA エンジン以上のトルク特性を有することを目標に開発を実施した．特に低速，中速領域ではトルク向上をねらった電動ウェイストゲート付小型ターボチャージャの適用に加え，VTC による掃気および内部 EGR を考慮した各エンジン回転数領域での最適なバルブタイミングを設定することで，最大トルク 200 Nm を 2250 rpm で発生させることを可能にした．Fig. 19 に 1.5 L および 1.8 L NA エンジンとの出力特性比較を示す．1.8 L NA エンジンに対して 2250 rpm で 20 % のトルク向上により，ストレスの無い走りを実現可能とした．また，最大出力は 1.0 L という小排気量でありながら 95 kW を発生し，さまざまな車格に適用可能なトルクと出力のバランスを実現している．

5.2. 燃費

当エンジンのエンジン回転数に対するメカニカルフリクションの位置づけと各排気量別のメカニカルフリクションの位置づけを Fig. 20 に，代表運転点における BSFC の位置付けを Fig. 21 に示す．当エンジンのメカニカルフリクションはエンジン回転数，および各排気量のトレンドに対してほぼ下限に位置するレベルであることが確認できる．BSFC は同一排気量の過給エンジンの中でトップに位置する[4),(5)]．

当エンジンと 1.8 L NA エンジンの単体燃費特性の比較を Fig. 22 に示す．VTC と VTEC の最適制御を実施することで幅広い領域において BSFC の 240 g/kWh 以下を達成した．これにより，モード燃費のみならず実走燃費においても約 20% の低減が得られた．当エンジンと 1.8 L NA エンジンの同一車格における 80 km/h から 120 km/h の加速性能とモード燃費の比較を Fig. 23 に示す．同等以上の加速性能を確保しつつ，モード燃費を 26% 改善した．

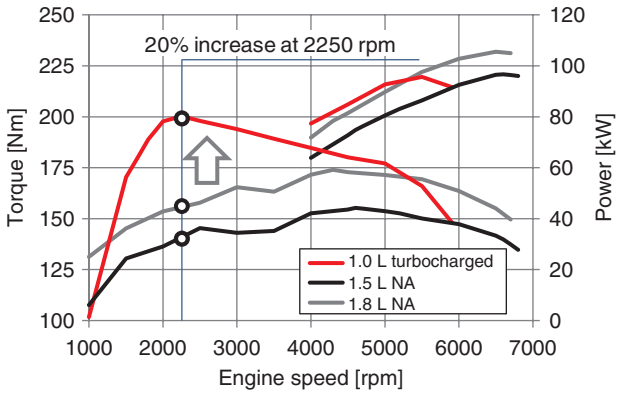


Fig. 19　Comparison of output curves

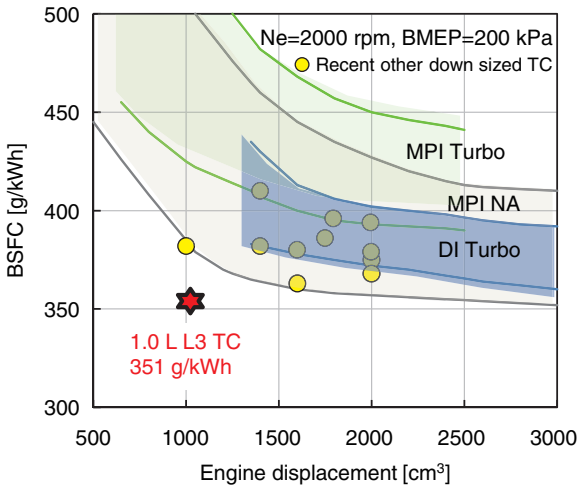


Fig. 21　BSFC (Source of scatter band: AVL)

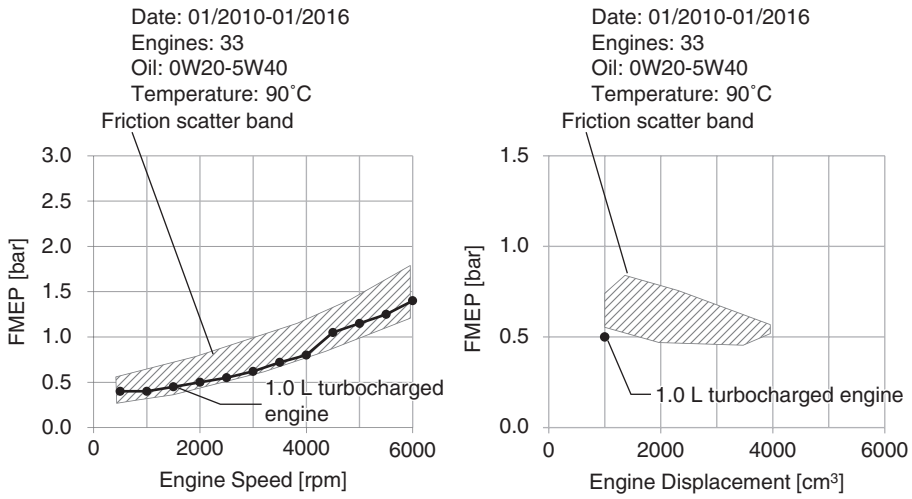


Fig. 20　Comparison of engine mechanical friction (Source of scatter band: FEV)

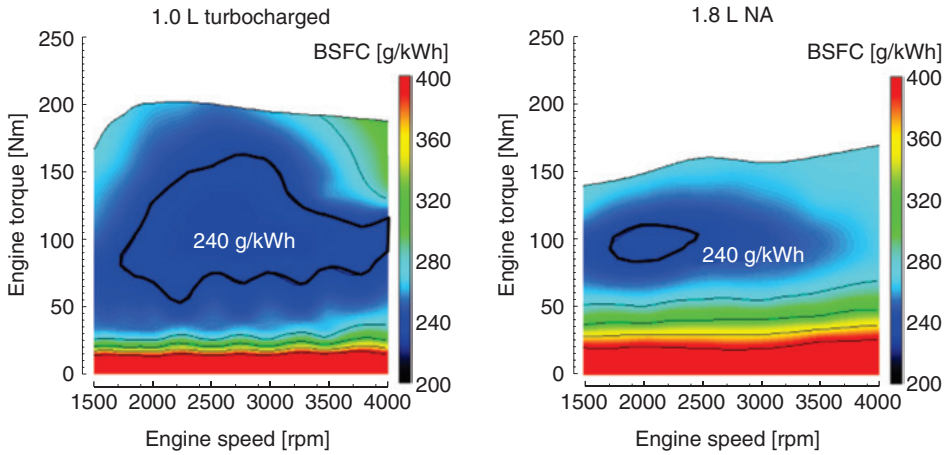


Fig. 22 Comparison of BSFC

5.3. エミッション

前述した高タンブルポート等のハードウェア技術に加え，ソフトウェアの領域においては最大３回の分割燃料噴射や最大５回の多重点火をおこなうことで冷機時の燃焼を改善し，EURO 6c レベルのポテンシャルを達成した．

燃焼を改善したことで点火時期遅角による触媒暖機が促進可能となり，燃費の観点では非効率な触媒暖機を早く終了させることで燃費改善にもつなげている．

5.4. NV

5.4.1. エンジン放射音

エンジン放射音の特性を Fig. 24 に示す．一般にダウンサイジングターボエンジンは，NA エンジンに対し低回転側で騒音増大傾向であることは知られているが，当エンジンでもその傾向は同じであり，これは高効率を目的とした急速燃焼化，低速トルクの向上によるところが大きい．

主要構造部品での騒音低減対応を実施し，それ以外にも従来の NA エンジンでは発生しない過給機，過給配管からの放射音対応もおこなった．その結果，Fig. 25 に示す通り，同様のトルクバンドや出力バンドを持つエンジンと比較すると，過給エンジン群の下限よりに位置づけており，十分に競争力のあるエンジンに仕上げることができた．

5.4.2. エンジンマウント点振動

同トルクバンド過給エンジンとの比較においては，おおむね中間のレベルの競争力をもったエンジンとすることができた (Fig. 26)．

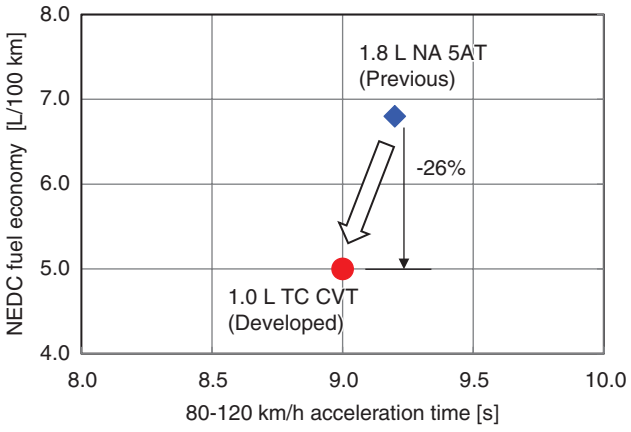


Fig. 23 Acceleration performance and fuel economy

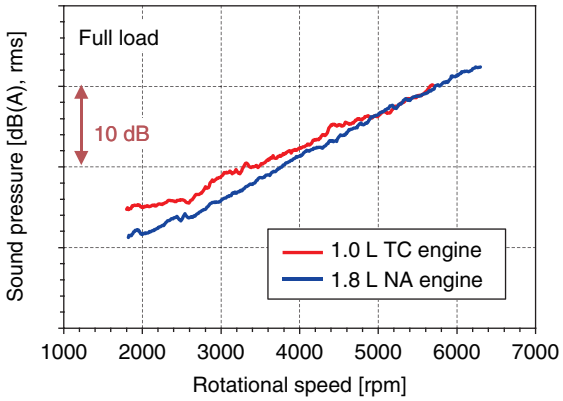


Fig. 24 Engine radiation noise

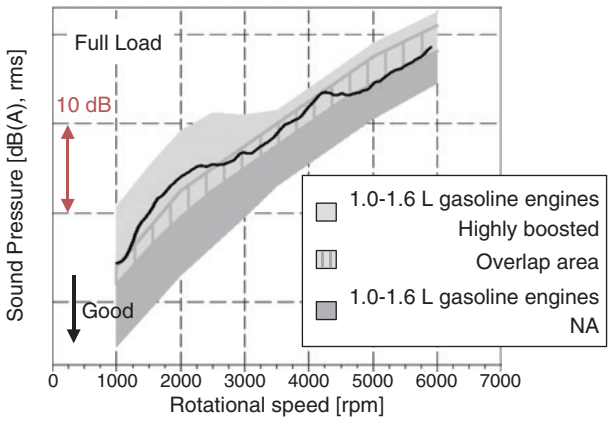


Fig. 25 Comparison of radiation noise (Source of scatter band: FEV)

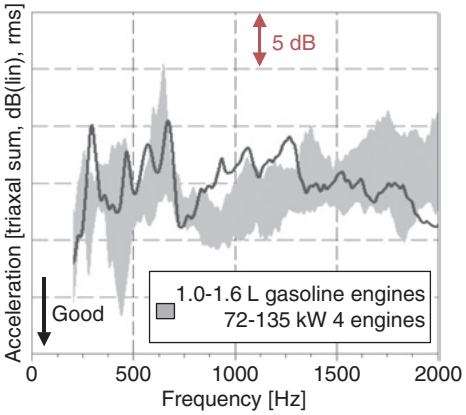


Fig. 26　Comparison of engine vibration
(Source of scatter band: FEV)

6．まとめ

ダウンサイジングおよびフリクション低減技術の採用により，従来の 1.8 L NA エンジンに対して，下記の高い性能ポテンシャルを得ることができた．

（1）同一車格においてモード燃費の約 26% 向上を得た．
（2）出力は同等で，低中速トルクについて 20% 向上を得た．
（3）低中速度トルクに比して十分な商品競争力のある振動，騒音性能を確保した．

参考文献

（1）Wada, Y., Nakano, K., Mochizuki, K., Hata, R.: Development of a New 1.5L I4 Turbocharged Gasoline Direct Injection Engine, SAE Technical Paper 2016-01-1020, doi: 10.4271/2016-01-1020, (2016)
（2）中野弘二，和田裕介，城野実考，成廣繁：新型直列４気筒ガソリン直噴過給ダウンサイジングエンジン，Honda R&D Technical Review, Vol.28, No.1, p.133-139
（3）Niizato, T., Yasui, Y., Urata, Y., Wada, Y., Jono, M., Nakano, K., Taguchi, M.: Honda's new Turbo-GDI Engine Series for global application, 34.International Vienna Engine Symposium, (2016)
（4）Ernst, R., Friedfeldt, R., Lamb, S., Lloyd-Thomas, D., Phlips, P., Russell, R., Zenner, T.: The New 3 Cylinder 1.0L Gasoline Direct Injection Turbo Engine from Ford, 20. Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, (2011)
（5）Alt, M., Damen, M., Noe, A., Groeniger, J., Strehl, D., Wagner, J., O'Daniel, G., Peralta, N.: The New Turbocharged Three-Cylinder Engine with Gasoline Direct Injection for Opel ADAM, 22. Colloquium Automobile and Engine Technology, (2013)

■著　者■


前 山 一 樹


小 松 弘 崇


浅 利　大


町田菜穂子


寺 尾　朗


吉 尾　悠


柴 田 光 弘

新型 CIVIC のビークルダイナミクス性能向上技術

Vehicle Dynamics Performance Enhancing Technology for New CIVIC

小 林 未来登* 山 田 将 也*
Mikito KOBAYASHI Masaya YAMADA

要 旨

セグメント No.1 を目標に新型 CIVIC のビークルダイナミクス性能を開発した. 操安性能と乗り心地性能を両立するため, 高い後輪等価コーナリングパワーを有する新型リヤサスペンションを開発した. サスペンション可動部のフリクションとヒステリシスの低減により, 路面からボデーへの伝達力を低減し, 車体挙動を非連成とすることにより, 路面に吸い付くようなコーナリング性能とフラットライド性能を両立した. デュアルピニオン式電動パワーステアリングと可変ギヤレシオを採用し, ステアリング支持剛性を向上することにより, 幅広い操舵と車速領域におけるスムーズでリニアなステアフィールとハンドリングを両立した. ボデーのバルクヘッド環状構造化によるねじり剛性向上と, 格子状フレーム配置によるフロア剛性向上により, リニアなハンドリング性能と, 走り出した瞬間から長距離走行まで快適な乗り心地性能を実現した. これらの結果, 同セグメントにおいて世界トップレベルのビークルダイナミクス性能を達成した.

ABSTRACT

Technology was developed for the new CIVIC with the goal of achieving the top vehicle dynamic performance in the segment.

A new rear suspension with high rear equivalent cornering power was developed to achieve a balance between handling performance and ride comfort. Road-holding cornering performance and flat ride performance were simultaneously achieved by reducing the friction and hysteresis of the suspension moving parts to reduce the force transferred from the road surface to the body, and by non-coupling various vehicle behaviors. A dual-pinion variable gear ratio electric power steering system was used and the steering support stiffness was increased to simultaneously achieve both a smooth and linear steering feel and good handling over wide steering maneuver and vehicle speed ranges. Linear handling performance and good ride comfort from initial start to long-distance driving were realized through the use of body bulkheads with a ring structure that increases torsional stiffness and a lattice frame layout that increases floor stiffness. These technologies achieved top-level vehicle dynamic performance among same-segment vehicles around the world.

1. はじめに

2016 年モデル CIVIC(新型 CIVIC)は, Charismatic, Soulful, Comfortable を三つの柱とする「The CIVIC」をグランドコンセプトに定め, 開発された. Charismatic とは, 先進的で上質なデザインと居住性の高いパッケージを実現すること, Soulful とは, 新しいパワートレインやプラットフォームで, 優れた動的性能を有する欧州車を超える感動的な走りを実現すること, Comfortable とは, 快適な乗り心地, 高い NVH 性能と, 最新の快適で安心な装備を備えることを示す. 特に Soulful については, お客様の期待を超えるダントツ性能を備え, CIVIC の本流であるスポーティさに立ち返り, コンパクトセグメントの新しい流れを創ることとした.

上記グランドコンセプトを受け, お客様に提供するビークルダイナミクス性能の価値について検討し, 安心感でお客様の期待を超え, 切れのある乗り味で感動を与えることをねらいに定めた.

安心感とは, サスペンションの応答性が高く, 不整地でもタイヤが路面に追従するとともに, 乗員の体や頭部のぶれを抑制して目線を安定化する性能を備えていることを示す.

切れのある乗り味とは, 車体の応答が俊敏で回頭性が良く, 低く構える低重心な姿勢でねらったラインを逃さないことを示す.

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2017_29_1_2

これらをもとに，お客様に提供する具体的な走行シーンと，その時の性能項目を導いた．

安心感として，高速でも安心して運転できる直進安定性，とっさの操作でもしっかりしたスタビリティ，微小操舵からスムーズで正確なステアフィール，走り出した瞬間から長距離走行まで快適な乗り心地性能を代表項目に定めた．

切れのある乗り味としては，操舵入力に対する応答性の良さと，遅れが少なくリニアなハンドリング，路面に低く吸い付くようなコーナリング性能を代表項目と定め，彼我解析から導かれたライバルの進化の予測も踏まえた，競争力のある位置づけの物理目標値を設定した．

2．性能構築の考え方

新型 CIVIC のビークルダイナミクス性能のねらいを達成するため，以下の考え方に従い開発をおこなった．

（1）高い後輪等価コーナリングパワー（CP）の確保を基本に，操安性能と乗り心地性能を両立する．

（2）路面からボデーへの伝達力低減と，車体各挙動を非連成とすることにより，路面に吸い付くようなコーナリング性能とフラットライド性能を両立する．

（3）ステアリングシステムの支持剛性向上とアシスト系の分離により，微小操舵から大舵角まで，低速から高速までスムーズでリニアなステアフィールとハンドリングを両立する．

（4）ボデーの高剛性化により，操舵入力に対する遅れが少なくリニアなハンドリング性能と，走り出した瞬間から長距離走行まで快適な乗り心地性能を実現する．

3．達成技術

性能構築の考え方に従い，ねらいとする性能を達成するため，これまでに培ってきた性能設計技術[(1),(2)]を活用するとともに，さまざまな新技術を適用した．以下に主な内容を説明する．

3.1. リヤサスペンション

操安性能と乗り心地性能を両立させるため，リヤに新型のマルチリンク式サスペンションを採用した．Fig. 1 にその概要を示す．

操安性能向上に必要な高い横剛性を実現するため，横方向荷重をロアアームとアッパアームが主に分担し，乗り心地性能に寄与の高い前後方向の荷重を，トレーリングアームが主に分担するようにサスペンションジオメトリを設定した（Fig. 2）．

リヤサブフレームとボデー間を 6 点リジッド締結とすることで操安性能向上に寄与の高い横方向の結合剛性を高め，横方向荷重を分担するブッシュの軸直方向を高ばね定数化した．

その結果，外乱に対する収れん性とのバランスを考慮し，従来モデルよりロールによるアライメント変化を抑え，横力によるアライメント変化を大きくすることで等価 CP 増幅率を増加した（Fig. 3）．

横力を支持する各ブッシュに絞り構造や中間板を追加することで，高い軸直ばね定数と低いねじり方向ばね定数を両立し，サスペンション可動部のフリクション，ヒステリ

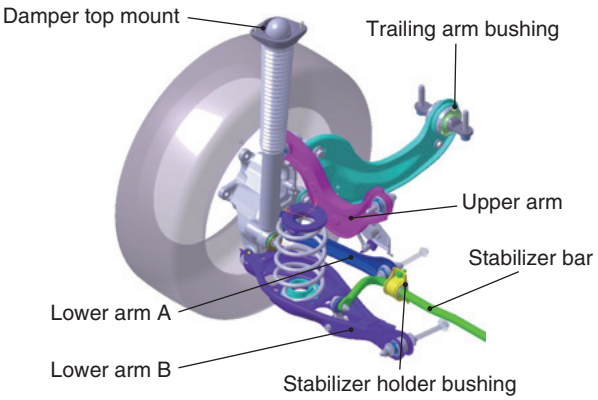


Fig. 1　Overview of new rear multi-link suspension

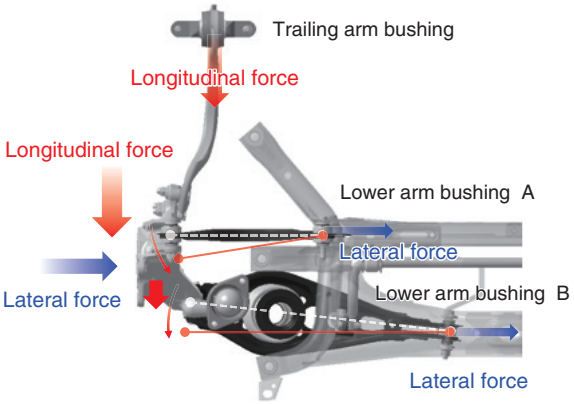


Fig. 2　Features of new rear suspension

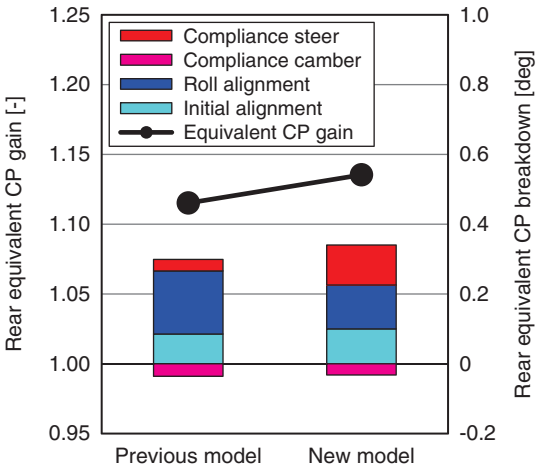


Fig. 3　Rear equivalent CP of new rear suspension

シス要素を低減することで動き出しをスムーズにした．さらに，乗り心地性能向上に寄与の高いトレーリングアームブッシュを低ばね定数化した．これらにより，操安性能と乗り心地性能の両立が可能となった (Fig. 4)．

ダンパトップマウントは，入力分離構造とすることで耐久性能を保持したまま，低密度，低圧縮な材料の使用を可能とした．さらにゴム材からウレタン材へ変更することにより，大振幅域で減衰性を高め，ばね上共振付近の制振性を向上した．

また，タイヤサイズが 17インチ以上のグレードではボデーへの入力が増加するため，液体封入式のトレーリングアームブッシュを採用した．これにより，高速走行時の車体振動や接地性，ハーシュネスの収れん性を向上した (Fig. 5)．

3.2. フロントサスペンション

フロントサスペンションは，従来モデルと同じストラット式としたが，ねらいとする操舵入力に対し遅れが少なくリニアなハンドリング性能を達成するためサスペンションジオメトリを見直した (Fig. 6)．

新型モデルでは，各ブッシュの機能を分離するためＬ型ロアアームを採用した．

Fig. 7 に従来モデルと新型モデルの比較を示す．

従来モデル〔Fig. 7(a)〕では，操安性能に必要な横剛性に対して，ロアアームブッシュとコンプライアンスブッシュで荷重を分担するため，乗り心地性能に寄与の高いコンプライアンスブッシュの低ばね定数化が容易ではなかった．

一方，新型モデル〔Fig. 7(b)〕では，ロアアームをＬ型形状とすることにより，横方向の力を高剛性のロアアームブッシュが分担し，前後方向の力を低剛性のコンプライア

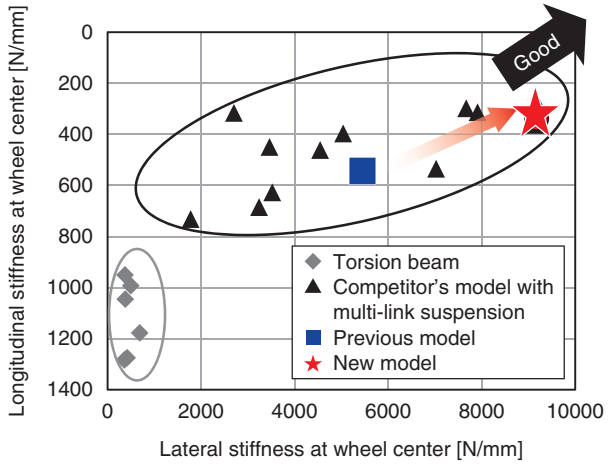


Fig. 4 Rear suspension lateral and longitudinal stiffness at wheel center

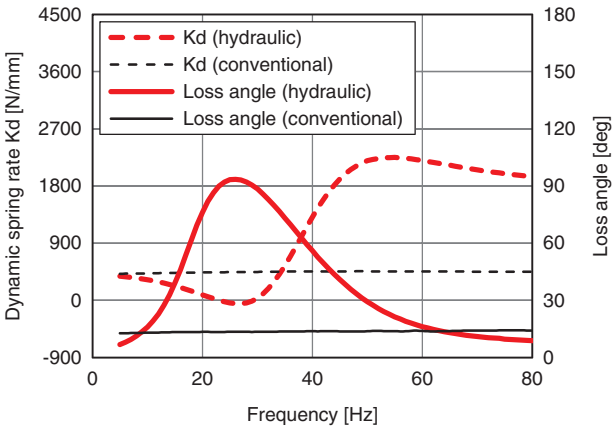


Fig. 5 Characteristics of rear hydraulic trailing arm bushing

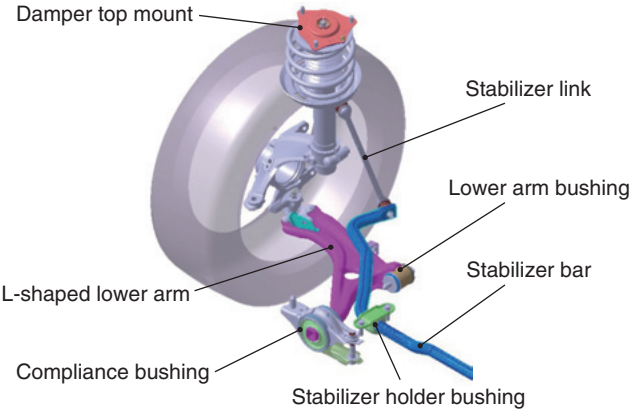
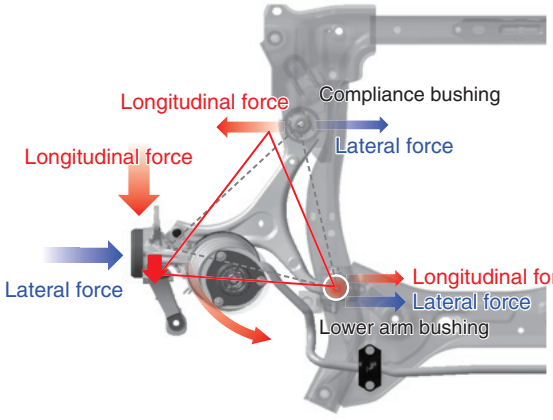
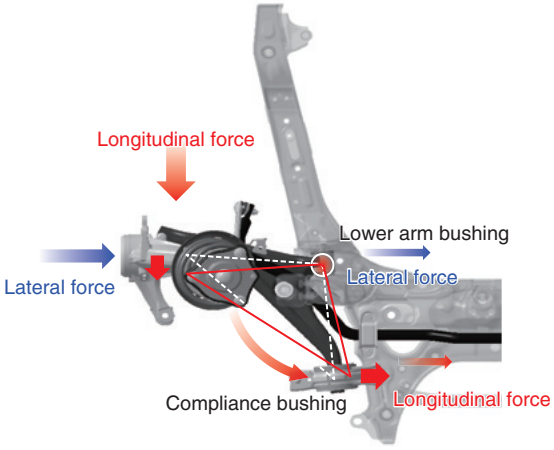


Fig. 6 Overview of front strut suspension



(a) Previous model



(b) New model

Fig. 7 Features of new front suspension

ンスブッシュが分担することにより，操安性能と乗り心地性能の両立が可能となる．

Fig. 8 にホイールセンタ位置におけるサスペンションの左右剛性と前後剛性の関係を示す．新型サスペンションではセグメントトップレベルの高い横剛性と低い前後剛性の両立を達成することができた．

コンプライアンスブッシュは，上下ストローク時の可動軸がねじり方向となるように変更し，かつ，ねじり方向のばね定数を低減した．さらに，液体封入式とすることで，ホイールセンタ前後共振領域（10 Hz – 20 Hz）を高減衰化し，高速走行時のステアリングシミーや車体振動を低減し，ハーシュネスの収れん性を向上した（Fig. 9）．

また，従来モデルよりスタビライザを高ばね定数化し，メインスプリングを低ばね定数化することにより，車体のロール固有値を上げつつバウンスとピッチの固有値を下げ，車体挙動を非連成とした．その結果，ロール応答性，追従性が向上し，接地荷重変動とロール量を低減した．さらに，低く路面に吸い付くようなコーナリングフィールを実現するため，フロントのロールセンタ高を従来モデルに対して半分以下に低減した．

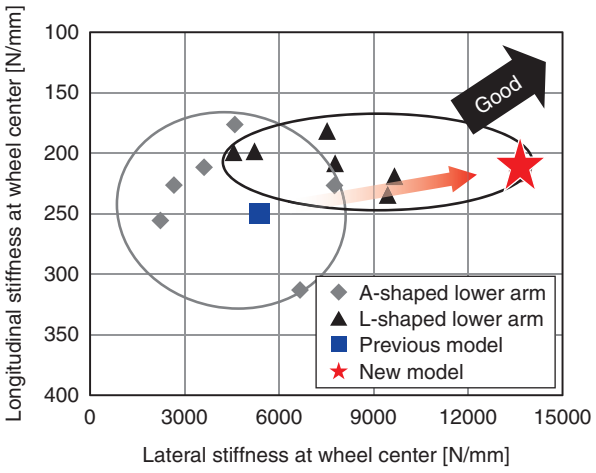


Fig. 8　Front suspension lateral and longitudinal stiffness at wheel center

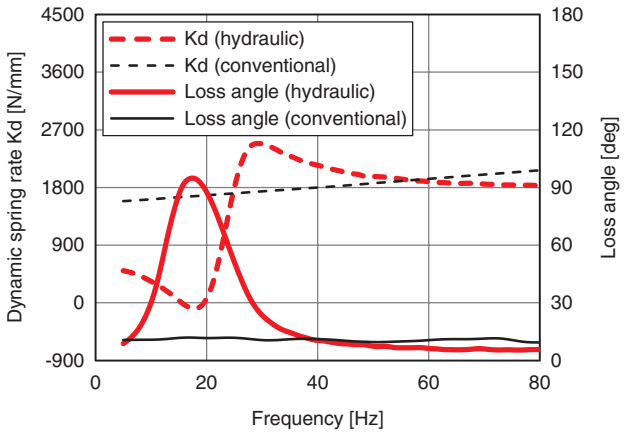


Fig. 9　Characteristics of front hydraulic compliance bushing

3.3. ステアリング

ステアリングシステムには，ねらいとする微小操舵からスムーズで正確なステアフィールを得るため，モータアシスト機構がステアリング機構と分離されているデュアルピニオン式電動パワーステアリングを採用した（Fig. 10）．

ステアフィールに寄与する横方向の支持剛性向上のため，ステーを追加しギヤボックスの締結剛性を上げた（Fig. 11）．

さらに，ステアリングホイール上の振動を低減するため，ステアリングシャフト，ステアリングハンガのパイプ径を大径化し，コラム支持剛性を上げ，上下，左右支持剛性を向上した（Fig. 12）．

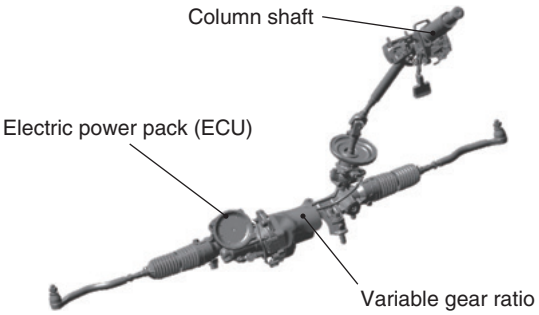


Fig. 10　Overview of dual pinion variable gear ratio electric power steering system

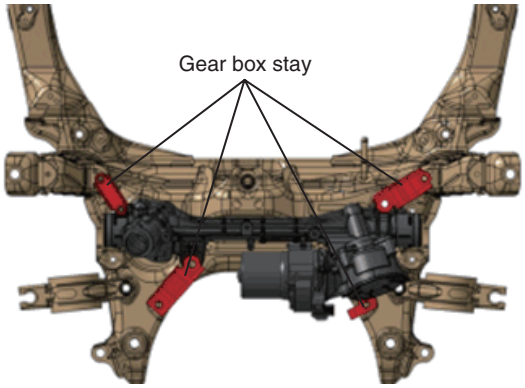


Fig. 11　Steering gear box stays

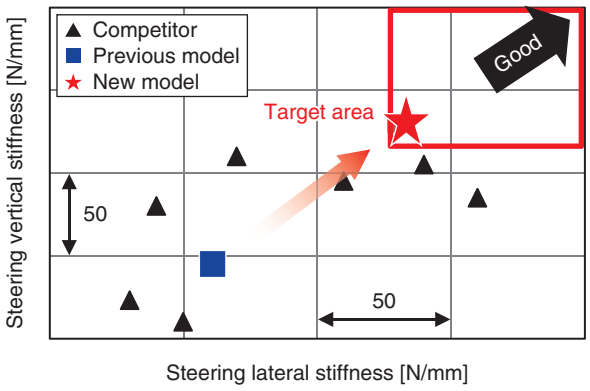


Fig. 12　Steering lateral and vertical stiffness

また，可変ステアリングギヤレシオを用いることで，低速での回頭性の良さと，高速での安定性の両立を図った(Fig. 13)．

3.4. ボデー剛性

新型モデルでは，操舵入力に対する遅れが少なくリニアなハンドリング性能や，走り出した瞬間から長距離走行まで快適な乗り心地性能を達成させるため，サスペンション入力点からキャビンへの構造，稜線の連続性をコンセプトに，ボデー構造を見直し，入力荷重をスムーズに伝達させる構造とした．

操舵入力に対する遅れが少なくリニアなハンドリングを達成するため，路面からの入力が伝達するサスペンションの取り付け点周辺の剛性向上を中心に，フロント，リヤバルクヘッドの環状構造化によりねじり剛性を強化した(Fig. 14)．

乗員の足が触れるフロア面での振動を低減するため，フロアへ格子状フレームを配置(Fig. 15)し，さらに板厚を従来モデル比で約 60% 厚くすることにより，キャビン曲げ剛性とフロア剛性を向上した．

また，Fig. 16 に示すようにフロアブレースを追加することによりトンネル開きモードのレベルを低減した[3]．

さらに，サスペンションからの入力に対する感度が高い箇所を CAE にて抽出し，応力集中を抑制する対策を実施した．しかし，ダイナミック性能においては CAE では表現することが容易ではない操安性能と乗り心地性能に高い感度を持つ箇所がある．これらについてはテストドライバの感性により，形状の見直しやスポット打点の追加など，細部の煮詰めをおこなった(Fig. 17)．

これらの対策により，従来モデルに対し，静ねじれ剛性は 25%，フロア曲げ剛性は 57% 向上した．

Fig. 18 に示すように，4 柱加振機による台上試験結果において，フロントのダンパ取付点から前席のシート取り付け点までの伝達感度を従来モデルに対して低減することができた．

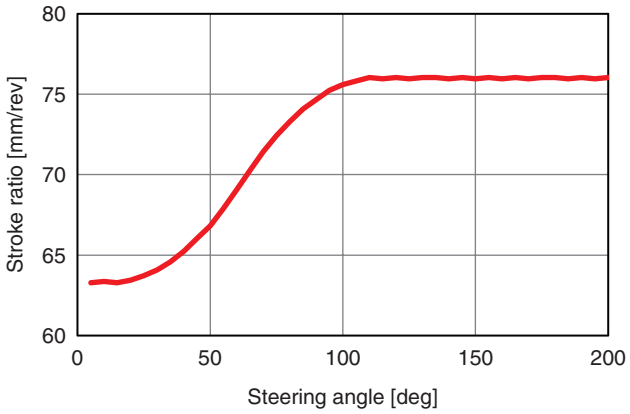


Fig. 13 Steering ratio characteristics

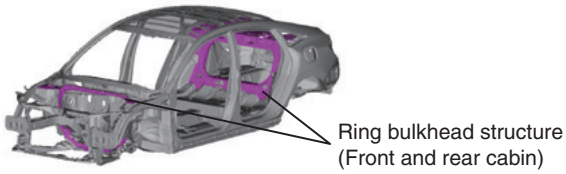


Fig. 14 Front and rear bulkhead structure

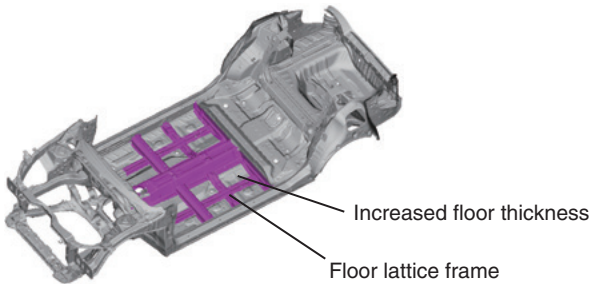


Fig. 15 Floor stiffness reinforcement items

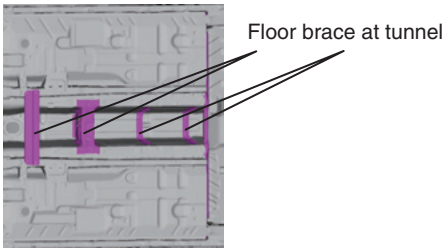


Fig. 16 Floor braces at tunnel

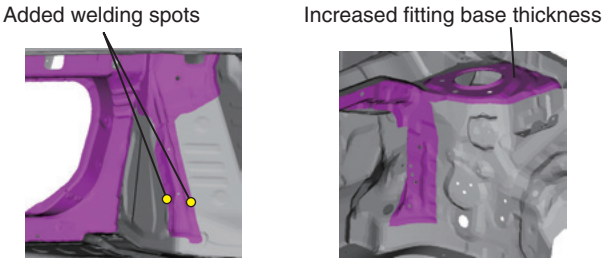


Fig. 17 Body stiffness enhancement points

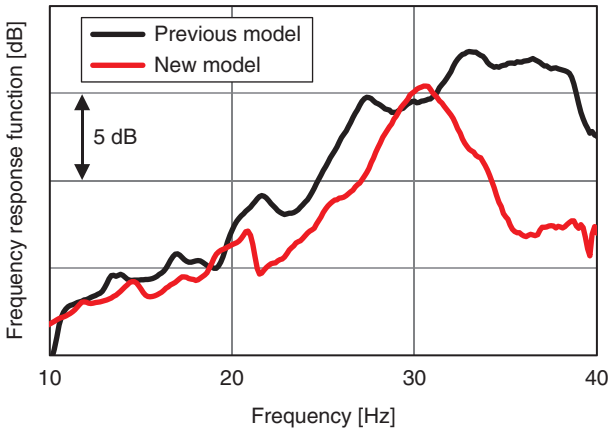


Fig. 18 Frequency response function of front input

4．完成車性能達成度の検証

ねらいとする目標性能の達成度を実車テストにより確認した．以下に代表的な結果を示す．

高速でも安心して運転できる直進安定性として，従来モデルに対してヨーレート頻度を低減し，セグメントトップレベルを達成した (Fig. 19)．

ヨーレート頻度とは，直進走行時に生じるヨーレート変動成分の平均振幅を示す．

微小操舵からスムーズで正確なステアフィールとして，100 km/h からのターンイン時のヨーレートに対するステアリングトルク特性において，ねらいとするスムーズでリニアな操舵トルクの立ち上がりを達成した (Fig. 20)．

走り出した瞬間から長距離まで快適な乗り心地性能として，低周波数域でのフラットライド (0.5 Hz – 3 Hz) と中周波数域でのフラットライド (3 Hz - 8 Hz) をプロットし，同セグメントトップレベルを社内指標上で達成した (Fig. 21)．

また，ハーシュネス性能を，インパクトショック，ショック音，収れん性より指標化し，同セグメントトップレベルを達成した (Fig. 22)．

応答性の良さと操舵入力に対する遅れが少なくリニアなハンドリング性能として，ヨーレートゲインとヨーレートゲインの周波数依存性で表現した．その結果，操舵周波数に依存せず高い追従性を達成した (Fig. 23)．

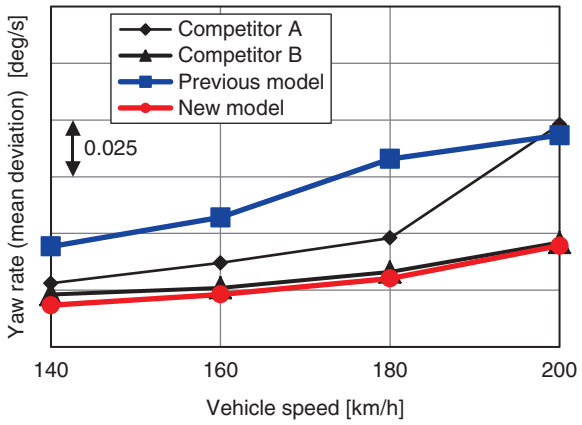


Fig. 19　High speed directional stability

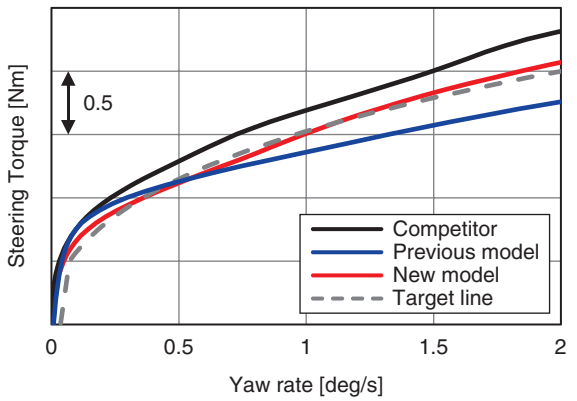


Fig. 20　Steering torque characteristics

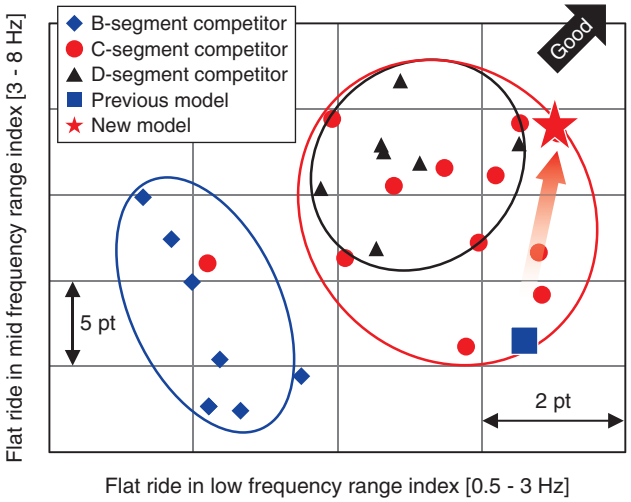


Fig. 21　Frat ride performance

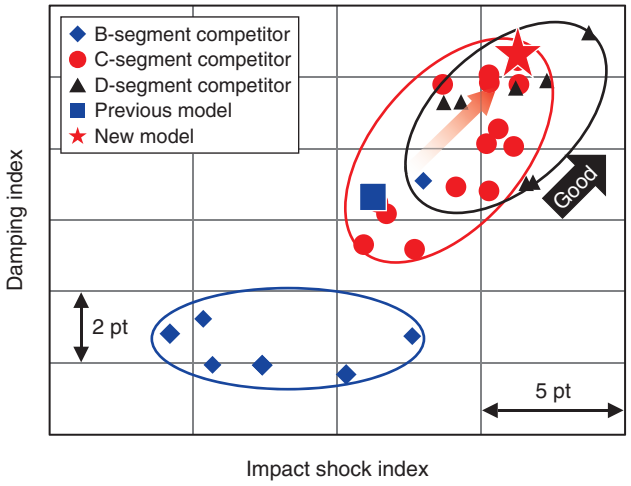


Fig. 22　Harshness performance

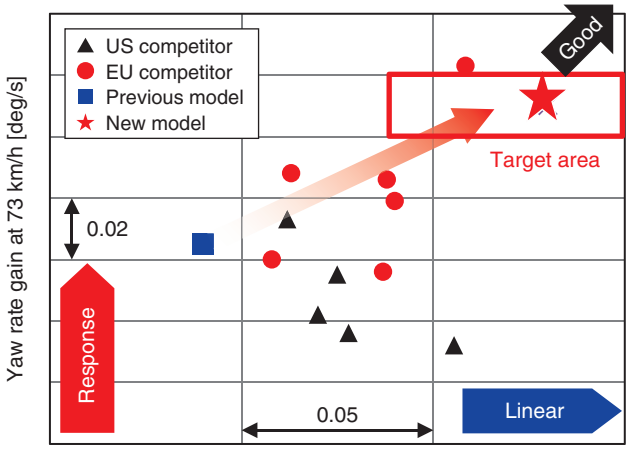


Fig. 23　Response and linearity

5. まとめ

新型CIVICは，新規プラットフォームの構想から欧州車を含むセグメントトップとなるビークルダイナミクス性能を達成するべく技術開発をおこなった．その性能達成内容について以下に示す．

（1）新型リヤサスペンションの採用により，入力を分離し，高い後輪等価CPと前後，上下方向の低ばね化を可能とし，液体封入式コンプライアンスブッシュを採用することにより，操安性能と乗り心地性能を両立した．

（2）サスペンション可動部のフリクションやヒステリシス要素の低減により，路面からボデーへの伝達力を低減し，車体のロール，バウンス，ピッチを非連成とすることにより，路面に吸い付くようなコーナリング性能とフラットライド性能を両立した．

（3）ステアリングシステムにデュアルピニオン式電動パワーステアリングと可変ギヤレシオを採用し，システムの支持剛性を向上することにより，微小操舵から大舵角まで，かつ低速から高速までスムーズでリニアなステアフィールとハンドリングを両立した．

（4）ボデーのバルクヘッドの環状構造化とフロア剛性向上による伝達感度の低減により，リニアなハンドリング性能と，走り出した瞬間から長距離走行まで快適な乗り心地性能を実現した．

参考文献

（1）豊島貴行，松澤俊明，伊藤憲悟，遠藤喜章，高野広喜，牛村智也：量産車のMBDにおけるシャシ性能設計技術の構築，Honda R&D Technical Review，Vol. 29，No. 1，p. 49-58

（2）大滝雄介，日下馨，中原淳，久世正文：ハンドリングと乗心地を両立するための非線形CAE技術，Honda R&D Technical Review，Vol. 29，No. 1，p. 151-159

（3）松林努，松田修：新型CIVICの車室内振動低減技術，Honda Technical Review，Vol. 29，No. 1，p. 25-30

■著　者■



小林未来登



山田将也

新型 CIVIC の高速操縦安定性のための空力技術

Aerodynamic Development for High-speed Stability in New CIVIC

真塩　享*　　皆川真之**
Susumu MASHIO　　Masayuki MINAGAWA

要　旨

空気抵抗低減と高速操縦安定性の確保を目標に，CIVIC の空力開発をおこなった．空気力の車両運動性能への影響をあらわす評価軸として等価リフトを用い，リヤの等価リフト低減が安定性確保に重要であることを実走計測により確認した．リヤの等価リフト低減と低空気抵抗を両立するために，車体後方縦渦の抑制にねらいを定め，プラットフォームとエクステリアの両観点から対策をおこなった．床下デバイスによる床下流速増加と，エクステリア側面視プロファイルとリヤピラー周辺の空力処理によって，前モデルに対してリヤ等価リフトを約 50% 低減した．これにより車速によるリヤタイヤの性能変化を抑え，高速域での操縦安定性を確保した．

ABSTRACT

Aerodynamic design for the new model CIVIC sought to reduce aerodynamic drag and help ensure vehicle stability at high speeds. Equivalent lift was employed as an evaluation index expressing the effect of aerodynamic forces on vehicle dynamic performance, and the importance of reducing rear equivalent lift in helping to ensure stability was verified in driving test measurements. In order to reconcile the reduction of rear equivalent lift with low drag, the control of longitudinal vortices at the rear of the vehicle was set as a goal, with measures adopted in both the platform and the exterior. The realization of increased underfloor flow velocity through the use of underfloor devices and the aerodynamic engineering of the exterior side-view profile and the area around the rear pillars reduced rear equivalent lift by approximately 50% against the previous model. This has limited changes in rear tire performance with changes in vehicle speed, and helped to ensure vehicle stability in the high-speed range.

1．はじめに

空力性能がレース車にとって重要な役割を果たしていることは広く知られている．一方で，量産車では空力性能の影響がレース車両に比べてはるかに小さいため，操縦安定性に与える影響はそれほど大きくないと考えられがちである．しかし，実際には横風の影響を含め，量産車に働く空気力は無視できるほど小さくない．

レース車では，限界旋回性能を高めるために，専用の空力デバイスを装着することでダウンフォースを発生させ，接地荷重を増やしてタイヤ横力を増加させている．

しかしながら量産車では，常用域における各種機能やスタイリングを満足するため，一般的に空気力によりリフトが発生する形状となることが多い．したがって，車速の増加とともに接地荷重は減少し，タイヤ横力が減るため，安定性が下がる方向に作用しやすい．特に高速操縦安定性（高速操安）においては，異なる空力仕様によってドライバが違いを感じるほどであり，空気力制御がビークルダイナミクスにとっては重要な要素のひとつとなる．高速域における空力による高速操安の分野は未だ解明されていないことも多く，定常流れだけでなく非定常流れへと研究の対象が移行してきており，自然風のような乱れを伴う流れ場を扱う研究も少なくない[(1)]．

量産車の開発過程においては，近年の激しい燃費競争力

＊　HRD Sakura
＊＊本田技研科技（中国）有限公司

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2017_29_1_3

確保のために低空気抵抗（低 *CD*）開発の要望が高くなり，高速操安との両立が容易ではない．また，空気力による入力はタイヤやサスペンションを含むシステム特性の一要素であり，空力個別の目標値設定は容易ではない．

そこで新型 CIVIC では，プラットフォーム開発初期段階から，高速操安と，低燃費達成のための低 *CD* の両立を見据え開発をおこなった．本稿では，新型 CIVIC が目指した高速操安と低 *CD* の両立を達成する空力開発手法を，プラットフォーム開発とエクステリア開発の両観点から紹介する．

2．新型 CIVIC の高速操安のねらい

新型 CIVIC の運動性能コンセプトは「ダントツのアジャイルリニアハンドリングと安心感」である．低速域での軽快なハンドリングと高速域での安心感の両立には，高速域での空気力制御が重要となる．高速での安心感を確保するためには，高速走行時の定常ヨーレートゲインや横方向加速度位相遅れといった基本的な運動性能指標を改善することが必要である．

これらの運動性能指標と定常空気力を紐付ける評価軸として，リフトと横力の影響を包括した等価 *CL* という概念を導入した[2),(3)]．

新型 CIVIC 開発では，前後等価 *CL* の運動性能への寄与を明確にし，車両運動への効果を実走計測にて裏付け，目標とする等価 *CL* を低 *CD* と両立することをねらいとした．

3．等価 *CL* の運動性能寄与

3.1. 高速操安と空気力の定式化

空気力は，車体の空力中心に抵抗，揚力，横力として作用するが，これはサスペンションを経由して前後タイヤの接地面で支えられる．空気力による操縦安定性への影響を考えるとき，タイヤに対する寄与を把握することが重要である．コーナリングパワー（CP）は，単位スリップ角あたりのタイヤ発生横力であり，タイヤの基本性能を示す指標として用いられる．Fig. 1 にタイヤ CP と垂直荷重の関係を示す．ここで，*K* はタイヤ CP，*Fz* は垂直荷重である．添え字 *f*，*r* はそれぞれフロント，リヤを示す．タイヤ CP は荷重に対して非線形な特性をもっている．CIVIC のような FF 車では重量配分が前寄りとなるため，フロントに比べリヤの垂直荷重が低い．したがって，垂直荷重の変化に対して，リヤ CP が変化しやすい．

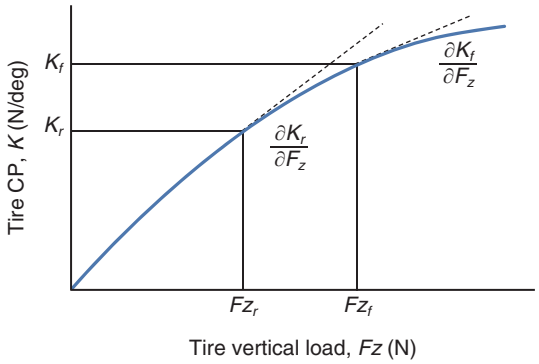


Fig. 1　Tire CP and vertical load for FF car

定常円旋回を仮定した場合，横力を含む空気力の影響は，タイヤの発生横力を変化させる垂直荷重変動と捉えることができる．式（1）に空気力によるタイヤ CP の変化を示す．ここで，ρ は空気密度，*V* は速度，*A* は車両の前面投影面積，*CL* は揚力係数，*CS* は横力係数，*CYM* はヨーモーメント係数である．

$$\Delta K_i = -\frac{1}{2}\cdot\frac{1}{2}\rho V^2 A\cdot CL_i^*\cdot\frac{\partial K_i}{\partial Fz}\ (i=f \text{ or } r) \qquad (1)$$

ここで＊は等価 *CL* を表し，*CS*，*CYM* を含むタイヤへの影響を表現した仮想的なリフト係数で表される．

$$\begin{aligned} CL^*_f &= CL_f + (\Delta CL_f)_{CS,\,CYM} \\ &\cong CL_f - \frac{\partial CS_f}{\partial\beta}\frac{l_f K_f}{l_r K_r}\Big/\frac{\partial K_f}{\partial Fz} \end{aligned} \qquad (2)$$

$$\begin{aligned} CL^*_r &= CL_r + (\Delta CL_r)_{CS,\,CYM} \\ &\cong CL_r - \frac{\partial CS_r}{\partial\beta}\Big/\frac{\partial K_r}{\partial Fz} \end{aligned} \qquad (3)$$

$$CS_f = \frac{CS}{2} + CYM,\ CS_r = \frac{CS}{2} - CYM \qquad (4)$$

β は車体スリップ角を表す．CS_f，CS_r は前後横力係数を表し，横力をヨーモーメントで前後に配分した係数である．

等価 *CL* における *CS*，*CYM* の寄与は，少なくとも 10% 程度あり，過去のドライバによる実走テスト結果からも *CS*，*CYM* を考慮することで，等価 *CL* の大小と官能評価の相関が向上することが確認されている[3)]．

等価 *CL* が車両運動に及ぼす影響を，安定性を示す指標であるスタビリティファクタを用いて考える．式（5）にスタビリティファクタ K_s の定義式を示す．

$$K_s = -\frac{m}{2l^2}\frac{l_f K_f - l_r K_r}{K_f K_r} \qquad (5)$$

ここで *m* は車体重量，*l* はホイールベース，l_f，l_r はそれぞれ重心からの前後輪車軸までの距離を表す．

一般的に，スタビリティファクタが大きいほど車両はアンダステア特性をもち，安定方向である．Fig. 2 に，前後の等価 *CL* が等しく作用した場合の，車速に対するタイヤ CP とスタビリティファクタの関係の一例を示す．前述のタイ

ヤ CP の荷重依存性を考慮すると，FF 車では特に等価 CL_r によってリヤタイヤ CP が影響を受けやすい．したがって，前後同じ等価 CL，すなわち同じ垂直荷重の減少であっても，前後でのタイヤ CP の変化量が異なるためスタビリティファクタも速度とともに減少し，車両は高速になるほどオーバステア特性をもつようになる．空気力は前後タイヤ CP に車速依存性をもたせる働きがあると言い換えることもでき，この特性を緩やかにすることを本開発における高速操安の目標とした．

3.2. 等価 CL と操舵応答パラメータ

スタビリティファクタと同様に，等価 CL により前後のタイヤ CP が変化することで，車両運動システムの基本特性が変わり，操舵応答パラメータの変化となってあらわれる．操舵応答パラメータとは，車両のヨー運動の操縦性，安定性を示すもので，代表的なものに定常ヨーレートゲイン，ヨー共振周波数，操安キャパシティなどが挙げられる．これらはそれぞれ，操舵に対するヨー角速度の大きさ，速応性，過渡応答の収束性，を示す指標として用いられ，前後タイヤ CP を使って表すことができる[4]．

高速走行では，わずかな操舵に対するヨー運動は控えめで，修正舵に対してクルマが即座に反応し，かつその運動の収束が速いことが望ましい．したがって，ヨー角速度は小さく，速応性は高く，過渡応答の収束性が高いことが望ましい．

Fig. 3 は基準となる等価 CL に対する各操舵応答パラメータの等値線と，高速走行に好ましい等価 CL の方向性を示している．安定性と良好な過渡応答特性の両立を目標としたとき，等価 CL_f は各パラメータにより好ましい方向が異なり，一意に決まらない．一方，等価 CL_r 低減は，どのパラメータにとっても好ましい方向性である．これは，等価 CL_r 低減によりリヤタイヤ CP が増加するからであり，高いリヤ CP を確保することが車両運動に対していかに重要であるかを示している．リヤタイヤ CP を高速域でだけ増加させることは，サスペンション特性の変更では実現できない．したがって，高速域での直進安定性改善には，等価 CL_r 低減が有効であると考えられる．

3.3. 等価 CL_r 違いでの実走検証

等価 CL_r 低減の高速操安への有効性を示すために，実走確認をおこなった．

空力デバイスを付加して等価 CL_r の異なる 2 仕様（空力仕様 A，空力仕様 B）を用意した．それぞれの空力仕様が，実走車両の操舵応答にどのような変化を及ぼすか計測した．

Fig. 4 に等価 CL の風洞計測値とそれによる時速 180 km/h でのタイヤ CP の変化を示す．空力仕様 A に対して，空力仕様 B は等価 CL_r が低い仕様となっている〔Fig. 4 (a)〕．これにより，空力仕様 B は空力仕様 A に対して，時速 180 km/h においてリヤタイヤ CP が 3% 以上改善している．一方，フロントタイヤ CP については変化が 1% 未

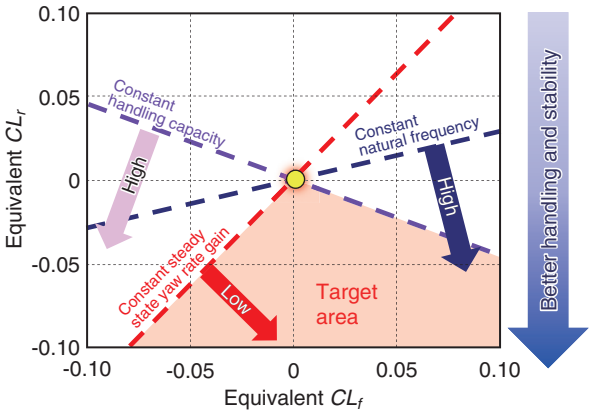


Fig. 3 Preferable directions for equivalent CL_f and CL_r in terms of handling indices

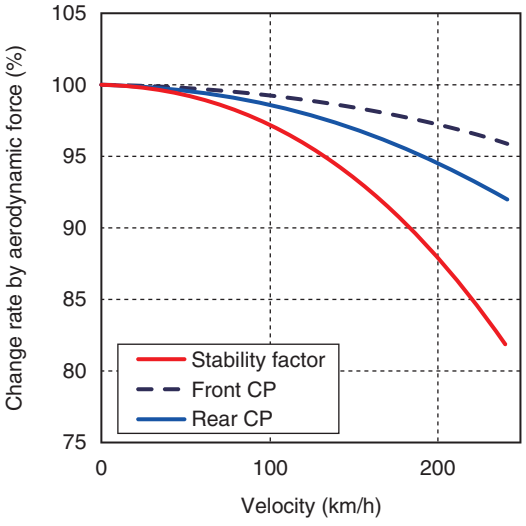
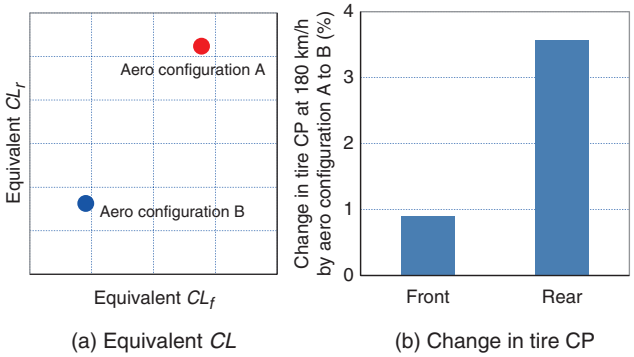


Fig. 2 Velocity dependency of stability factor and tire CP in relation to aerodynamic forces



(a) Equivalent CL (b) Change in tire CP

Fig. 4 Difference in equivalent CL between two aerodynamic configurations and its effect on tire CP

満におさまっている〔Fig. 4 (b)〕. したがって, これらの空力仕様違いの計測結果の差は, リヤタイヤ CP 変化, すなわち等価 CL_r の変化に起因すると考えてよい.

Fig. 5 に仕様ごとのヨーレイトゲインと横方向加速度位相遅れの実車計測値を示す. 実車計測結果から, 高速域において定常ヨーレイトゲインが約 10% 減少, 横方向加速度位相遅れについても約 14% 減少していることがわかる.

以上により, 等価 CL_r 低減が高速操安確保に効果的であることが, 実走計測においても裏づけられたため, 新型 CIVIC では等価 CL_r に集中して開発をおこなった.

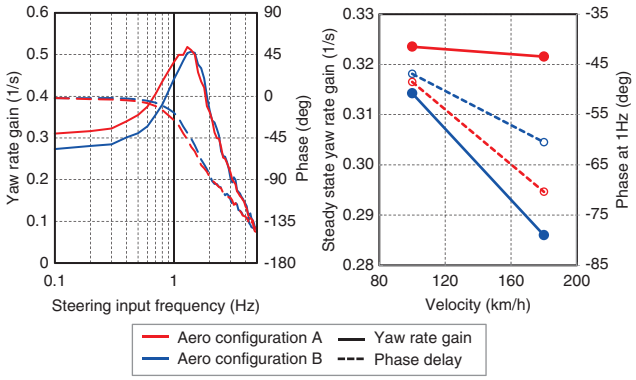


Fig. 5 Results of steering response tests using two aerodynamic configurations

4. 低等価 CL_r と低 CD の両立

等価 CL_r 低減の手法は式(3)より, CS_r/β の増加, CL_r の低減, リヤタイヤ CP の荷重減少時の低下量軽減が考えられる. したがって, 空力特性の変更で CS_r/β の増加と CL_r の低減が必要となる. 等価 CL の導入の最大の利点は, 前後 CL, CS, CYM といった複数の目的関数を, 前後等価 CL に集約することである. したがって, 実際に形状を最適化する段階ではその内訳を意識する必要はなく, 等価 CL を下げることに注力すればよい.

一方で, ねらいとする各空力特性を得るために流れ場のコンセプトを定めることは空力開発にとって重要である.

ここでは, CS_r/β の増加と CL_r の低減をねらった空力のコンセプトとアプローチを紹介する.

4.1. CS_r/β の増加

CS_r/β の増加は, 車体のヨー復元力増加を意味し, CS を大きく, CYM を小さくすることで達成できるが, CS を増加させることは横風の安定性を損なう恐れがあるため, CS を増加させずに CYM を低下させることが望ましい.

エクステリアと床下デバイス違いでの CS, CYM 変化の CFD 結果を Fig. 6 に示す. CS, CYM は床下デバイスでは変化が 5% 以下と小さい. したがって, プラットフォームや床下デバイスについては CS, CYM の影響は無視してよいと考えられる. 一方エクステリアでは, オーバハング, 全高などの骨格を決める基本寸法の変化, すなわち基本パッケージが大きく変わる場合においては, CS, CYM は大きく変化する. しかし, 空力の詳細な形状最適化段階での形状差による変化は小さい.

4.2. CL_r の低減

4.2.1. プラットフォーム開発における CL_r 低減

等価 CL_r 低減と低 CD を両立するための, 新型 CIVIC の空力コンセプトを Fig. 7 に示す. 床下流れの高速化による上向き流れ(アップウォッシュ)の生成とエクステリアでの下向き流れ(ダウンウォッシュ)抑制による車体後方縦渦の抑制である. また, 車体後方縦渦抑制は, ヨー角時の左右不均一な縦渦成長を是正し, 空気力のヨー特性の改善も期待できる.

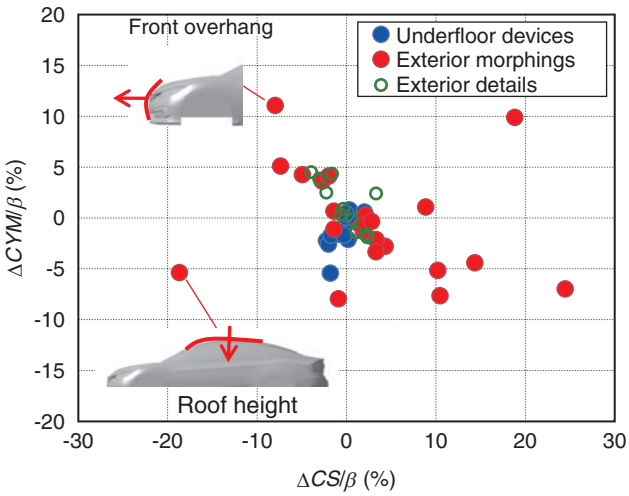


Fig. 6 CFD prediction of changes in CS and CYM by various aerodynamic features of prototype car

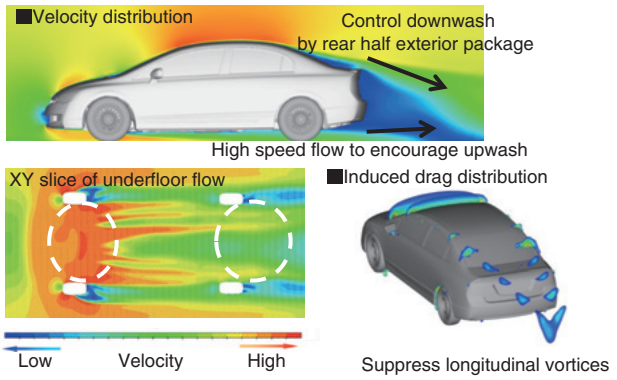
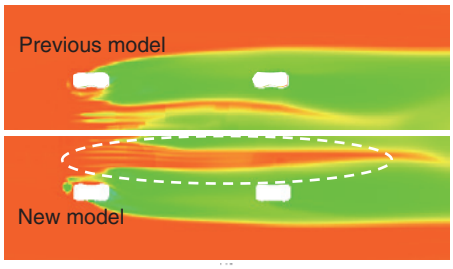


Fig. 7 Aerodynamic concept developed to balance low equivalent CL_r with low CD

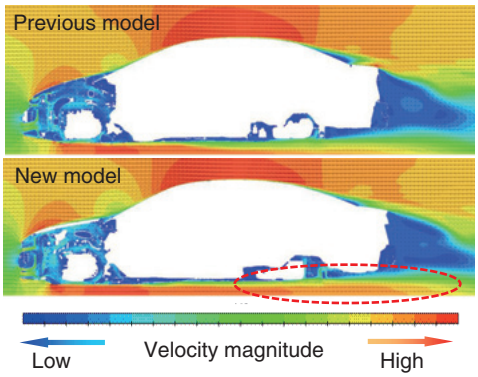
プラットフォーム開発の段階から，床下流れ高速化をねらい車体全面にわたり空力アンダカバー類の適用範囲拡大と，リヤサスペンション，遮熱板，サイレンサを含めた空力カバー非適用部品の平滑化を徹底した．Fig. 8 に新型 CIVIC の床下形状を示す．Fig. 9 (a) に新旧モデルのフロア下の全圧分布の違いを，Fig. 9 (b) に床下近傍の速度場の前モデルとの比較図を示す．エンジンアンダカバー，フロアカバーからリヤバンパにかけての平滑化により，フロントタイヤの間から車体後方に抜ける流れのうち，全圧の高い領域が占める割合が前モデルと比較して増加している〔Fig. 9 (a)〕．つまり，車体後方まで流速が低下することなく流れており，床下高速化が実現できていることがわかる〔Fig. 9 (b)〕．これらにより床下での CD 低減と CL_r 低減が背反せずに成立することを確認した．



Fig. 8　Aerodynamic treatment on new CIVIC underfloor



(a) Total pressure distribution at Z=100 mm



(b) Velocity distribution throughout underfloor

Fig. 9　Difference in flow under floor between new and previous model platform

4.2.2. エクステリアの空力コンセプト

タイヤ，部品の段差，エンジンルームの排熱風などの影響を受ける床下流れに比べ，エクステリア周辺の流れは，損失となる形状が少なく流速も大きいため，車体全体の流れ場に支配的な影響をあたえる．

エクステリア開発においても，CD 低減だけでなく，CL_r 低減を実現させるため，三つの対策をおこなった．一つ目に，フード前端を張り出し，剥離を伴わない程度にエッジ感を強め，その部分に負圧を発生させた．二つ目に，フード前端の張り出しと合わせ，ルーフピーク前方化をおこない，ルーフ上の負圧域を前方化させた．最後に，車体後方のダウンウォッシュ抑制のために，C ピラー根元を後方に引くことで側面視の角度を浅くした．まず最初の 2 点について説明する．フード前端の張り出しとルーフピークの前方化により，車体上面に発生する負圧領域を前方に移動し，ピッチアップモーメントを発生させることで，相対的に CL_r を低減させた．特にフード前端は，車体の前縁に位置するため，形状によって圧力のピークが変化しやすく圧力中心が前後に移動しやすい．したがって，CL の前後バランスを変化させやすい場所のひとつである．Fig. 10 にフード前端を張り出した場合の圧力係数の変化と前後 CL の変化の例を示す．白線で示したフード前端形状にすることで，フード周りの圧力分布が変化し，圧力が低い部分が，元の形状に対して相対的に前方に移動する．したがって CL 自体が変わることはないが，赤矢印で示した圧力中心が，青矢印の位置へ移動し，車体中心に働くピッチアップモーメントが増える．これにより，CL の前後配分が前側に移動して，フード前端を張り出したほうが CL_r が低い．ルーフピーク前方化も程度は異なるが同様の効果が期待できる．

Fig. 11 に前モデルとの形状違いを，Fig. 12 に圧力係数の違いをそれぞれ示す．Fig. 12 の実線で示した圧力変化か

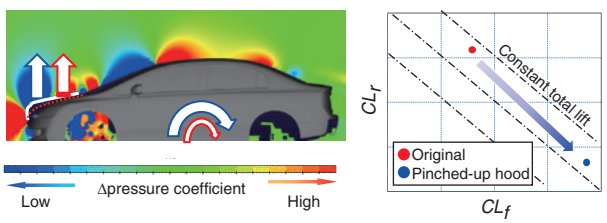


Fig. 10　Pressure difference and CL balance shift by pinching up front end of hood

ら Fig. 10 で述べた圧力分布の前方化が見て取れるため，CL_r が低下していると考えられる．

これに加えて，ルーフピークの前方化によってその後のルーフからリヤウィンドウにかけての曲率変化は小さくなり，圧力回復が緩やかになっている．これにより，Fig. 12 破線で示したようなルーフ後端の強い逆圧力勾配によるリヤウィンドウでの境界層の発達や剥離をおさえ，流速の高い流れをトランク後方まで維持することでダウンウォッシュの抑制につながっていると考えられる (Fig. 13)．

次に C ピラーの後方引きについて説明する．Fig. 14 に前モデルとの C ピラー周辺の形状違いを示す．Fig. 15 に新旧モデルの C ピラー周辺の圧力分布を示す．Fig. 15 (a) に示すとおり，前モデルでは C ピラー周辺の負圧が強いだけでなく，前述のとおりルーフ後端の負圧も強く，周辺の圧力分布にはばらつきがある．これに対して，新モデルでは C ピラーとルーフ後端の負圧はともに弱く，周辺との圧力差も小さい．つまり，C ピラーの後方引きは，C ピラー周辺の車体表面圧力分布を均一にしている．Fig. 15 (b) はルーフ後端断面での車体表面の圧力分布を示している．新モデルはピラー側面とルーフ後端の圧力差が小さい．この圧力差が大きいと，車体側面からルーフ後端へ向かう流れの起点となり，さらに下流で C ピラーを回り込んで縦渦を形成する．新モデルの C ピラー形状は，ピラー周辺の圧力分布を均一にすることで，この C ピラーを回り込んで車体後方縦渦の基点となる車体側面から中心への巻き込みを抑制している．C ピラー側面から車体中心方向へ向かう速度成分は，新モデルで減少している (Fig. 16)．

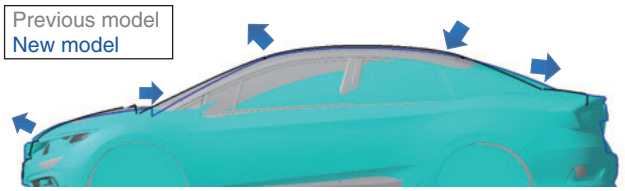


Fig. 11 Side view comparison of new and previous models

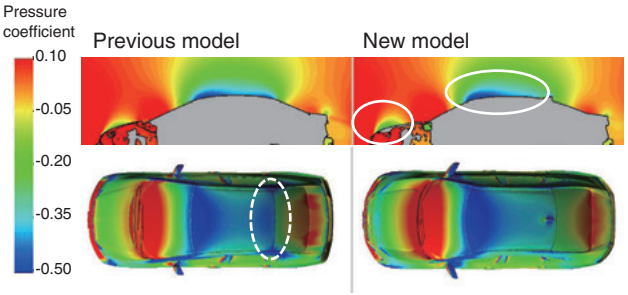


Fig. 12 Difference in pressure coefficient distribution by hood and roof profiles

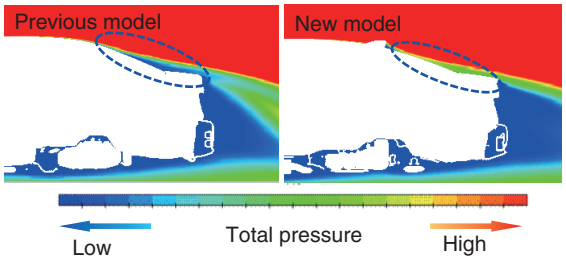


Fig. 13 Change in flow separation around rear window

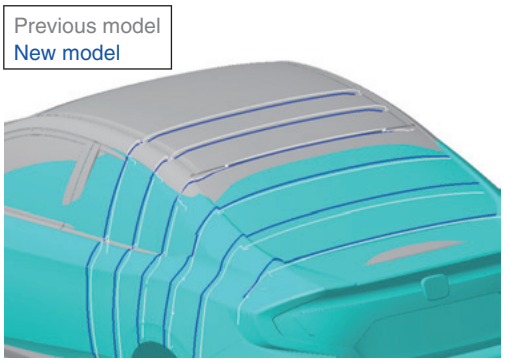
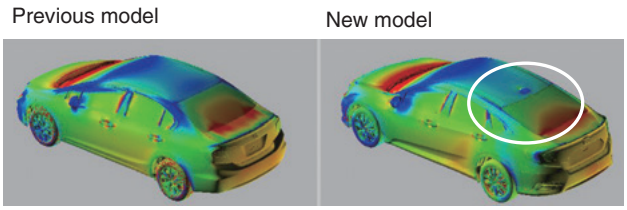
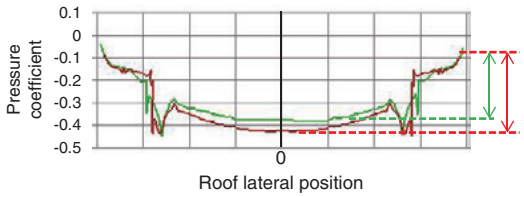


Fig. 14 Shallower inclination of C-pillar on new model



(a) Uniformity of pressure coefficient in rear end of new model





(b) Pressure difference between C-pillar and roof

Fig. 15 Difference in pressure coefficient around C-pillar

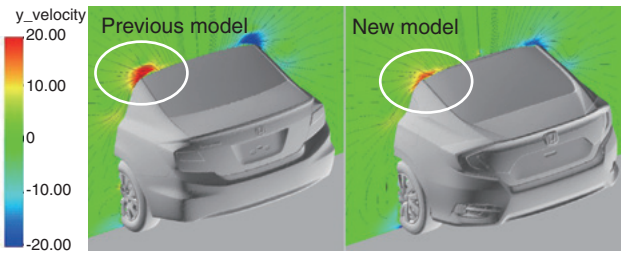


Fig. 16 Y-velocity difference around C-pillar

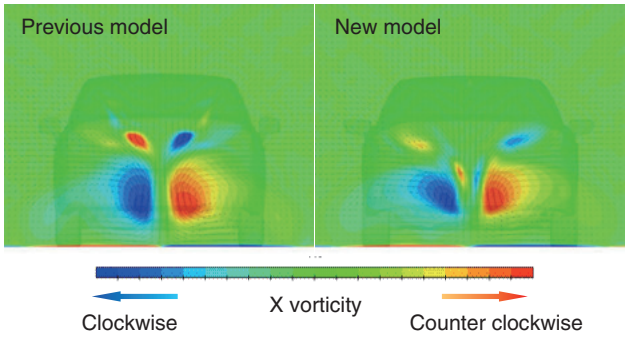
特に，このＣピラーからトランクにかけての形状は，セダンでありながらも，見る角度によってはクーペ感が漂う新型ＣＩＶＩＣのデザインアイコンとなっており，デザイン要望と空力性能をより高次元で両立させた箇所である．

このようなフォルム提案と床下流速の向上により，ダウンウォッシュとサイドからの巻き込みを抑制し，車体後方に生じる縦渦を抑え，CD 低減と CL_r 低減を両立させた．

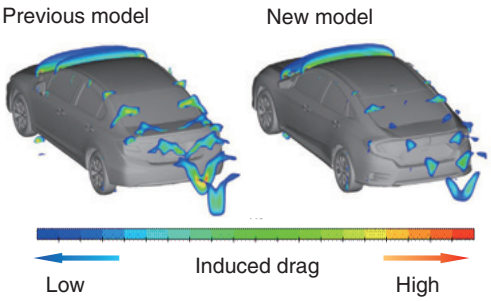
Fig. 17 に，新旧モデルでの車体後方縦渦の違いを示す．Fig. 17 (a) は車体後方での主流方向の渦度分布を示し，新モデルでは車体後方に生成された渦が小さくなっているのがわかる．その結果，この縦渦による抵抗成分をあらわす誘導抵抗の分布も新モデルでは小さくなっている〔Fig. 17 (b)〕．

以上により，新型ＣＩＶＩＣは前モデルに対して，等価 CL_r 約 50% の低減を達成した．Fig. 18 に新旧モデルの等価 CL_r とその内訳を示す．等価 CL_r の内訳である CL_r と CS_r term は，式（3）右辺の第１項，第２項をそれぞれ示している．等価 CL_r 低減に絞って開発を進めた結果，実際には CL_r 低減だけでなく CS_r 増加も実現できた．これによりリヤタイヤ CP の速度による低下を，前モデルの約 50% に抑えることができた (Fig. 19)．

CD についても前モデル比 14% 削減を達成しており，ねらいとする低等価 CL_r と低空気抵抗の両立の見込みのある空力仕様とすることができた．



(a) Difference in strength of longitudinal vortices behind car



(b) Comparison of induced drag between new and previous models

Fig. 17　Suppression of growth of longitudinal vortices for new CIVIC

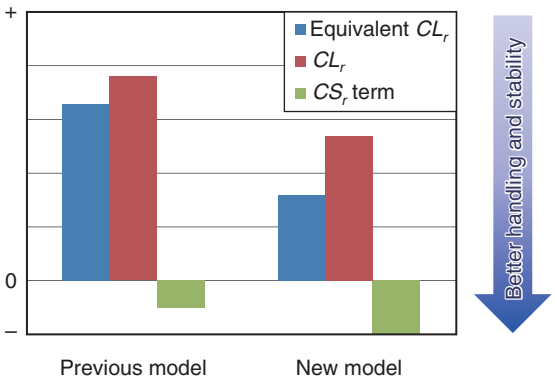


Fig. 18　Comparison of equivalent CL_r between new and previous models

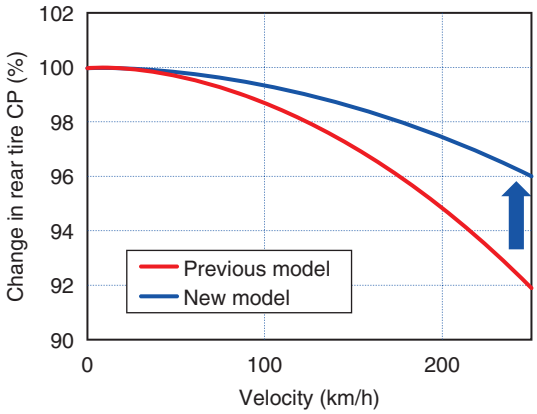


Fig. 19　Comparison of velocity dependency of rear tire CP between new and previous models

5．まとめ

新型 CIVIC の高速操安開発において以下をおこなった．

（1）等価 CL 指標を開発に適用し，高速操安確保のパラメータを等価 CL_r 低減に絞った．

（2）等価 CL_r の高速直進安定性への効果を実走計測により定量的に裏付けた．

（3）等価 CL_r 低減と CD 低減を両立する手法として車体後方縦渦抑制に着目し，新プラットフォームとエクステリア両面から量産適用可能な空力仕様とした．

今後も非定常を含めた空気力が車両挙動におよぼすメカニズムを解明するだけでなく，量産可能な形での解決策が求められる．さらに，低空気抵抗との両立は必須であり，デザインの成立性を含めた総合的な空力設計力を高めていきたい．

参考文献

（1）Stoll, D., Kuthada, T.: Unsteady Aerodynamic Vehicle Properties of the Driver Model in the IVK Model Scale Wind Tunnel, 10th FKFS-Conference, (2015)

(2) Ogawa, A., Mashio, S.: Quantitative Representations of Aerodynamic Effects on Handling Response and Flat Ride of Vehicles, SAE Int. J. Passenger Cars - Mech. Syst., 5(1), p.304-323, (2012)
(3) Shibue, H., Ogawa, A.: Method of Vehicle Dynamics Analysis by Means of Equivalent Cornering Stiffness for Aerodynamic Forces and Moments, SAE Int. J. Passenger Cars - Mech. Syst., 5(2), p.737-744, (2012)
(4) 安部正人：自動車の運動と制御，東京電気大学出版局，264p., (2008)

■著　者■



真 塩　 享



皆 川 真 之

新型 CIVIC の車室内振動低減技術

Advanced Technology for Interior Vibration Reduction for New CIVIC

松　林　　努*　　松　田　　修*
Tsutomu MATSUBAYASHI　Osamu MATSUDA

要　旨

新型 CIVIC のアイドリング時のステアリング振動および加速走行時のフロア，アクセルペダル振動を低減した．アイドリング時のステアリング振動低減のために，主な伝達経路であるエンジンマウントをエンジン振動振幅が小さい位置に配置した．エンジンマウントのばね定数を下げずに車体に伝達するエンジン振動を低減し，パワートレイン支持剛性と振動伝達量低減を両立させた．また，加速走行時のフロア振動の低減のために，排気振動振幅が小さい位置に排気マウントを配置，これにより排気振動伝達を低減し，さらにフロアの板厚増加およびクロスメンバ追加によってフロア剛性を向上させ，フロア振動感度を低減した．加速走行時のアクセルペダル振動の低減のために，アクセルペダルモジュールの取付点が配置されるダッシュボードロアに結合される燃料パイプブラケットの位置をオフセットすることによって，アクセルペダル振動を低減した．

ABSTRACT

Steering vibration while idling and floor and accelerator pedal vibration while accelerating were reduced for the new CIVIC. Steering vibration while idling was reduced by positioning the engine mounts, which are the main transfer path, in locations with a small engine vibration amplitude. This reduced the engine vibration transferred to the body without lowering the spring constants of the engine mounts, and provided power train support stiffness while at the same time reducing the vibration transfer amount. Floor vibration while accelerating was reduced by positioning the exhaust mounts in locations with a small exhaust vibration amplitude to reduce exhaust vibration transfer, and by increasing the floor panel thickness and adding cross members to increase the floor stiffness and reduce the floor vibration sensitivity. Accelerator pedal vibration while accelerating was reduced by offsetting the position of the fuel pipe bracket connected to the dashboard lower where the accelerator pedal module mounting point is located.

1．まえがき

NVH 性能へのお客様からの関心が高まってきている．車室内の静粛性に加え，乗員が触れる部位であるステアリング，フロア，アクセルペダルの振動低減の期待も高い．

アイドリング時および加速走行時の振動事象は，エンジンのトルク変動と慣性力によるエンジン振動が車体に伝達し発生する．対応手法として，ブッシュのばね定数の低減による振動伝達量の低減や，重量の増加を伴う車体対策による振動感度の低減などが効果的である．しかしこれらはハンドリングや乗り心地，燃費性能との並立が課題となる．

そこで，ハンドリング，乗り心地，燃費性能と並立できる手法を用いて，アイドリング時および加速走行時の車室内振動を低減した．

＊四輪 R&D センター

2．車室内振動の低減のねらい

（1）アイドリング時のステアリング振動を低減する．
（2）加速走行時のフロア振動およびアクセルペダル振動を低減する．

本稿では，上記のねらいを達成するための適用技術について説明する．

3．アイドリング時ステアリング振動低減技術

3.1. 発生メカニズム

アイドリング時のステアリング振動は，エンジンのトルク変動により発生するエンジン振動が，パワートレインを弾性支持しているエンジンマウントを主な伝達経路とし，

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2017_29_1_4

車体に伝達されて発生する.

この振動の伝達量は, エンジンマウント点のエンジン振動, エンジンマウントのばね定数と, 車体側の振動特性であるエンジンマウント取付点からステアリングまでの振動感度 (以下, ステアリング振動感度) によって定量化できる.

Fig. 1 に, 1.5 L VTEC TURBO エンジンのエンジンマウントシステムの構成を示す. シリンダブロック右側上部のエンジンサイドマウントと, トランスミッション左側上部のトランスミッションマウントの二点のマウント (以下, メインマウント) によって, パワートレインの支持荷重を分担している. 駆動反力をオイルパン下部とサブフレームを結ぶトルクロッドにより保持している. このトルクロッド方式エンジンマウントシステムは, 2006 年モデルの CIVIC に適用した技術を基本構造として採用している[(1)].

3.2. 課題と対応手法

アイドリング時のエンジン回転数は, 直列 4 気筒エンジンの場合, 約 600 rpm から 900 rpm であり, 主に課題となる 2 次成分の周波数帯は約 20 Hz から 30 Hz となる.

エンジンマウントのばね定数を下げることで振動伝達量の低減が図れるが, パワートレインの支持剛性が低下し揺動量が増加するため, ハンドリングおよび加減速走行時のギクシャク感の低減との両立が課題となる.

また, ステアリング振動を直接的に低減する手法として, ステアリングシステムの Supplemental Restraint System (SRS) モジュールをダイナミックダンパとして活用する手法[(2)]が開発されている. しかし, ステアリングシステムの共振周波数は約 40 Hz とアイドリングの周波数帯よりも高いため, アイドリング時のステアリング振動 2 次成分の低減に対する効果が小さい. また, 重量増加を伴わないボデーおよびステアリング構造の変更による振動感度改善は, 技術的に難易度が高い.

そこで, アイドリング時のパワートレインの振動モードに着目し, 振動振幅の小さい位置にメインマウントを配置することで, メインマウントのばね定数を下げずにメインマウント点のエンジン振動を低減する手法を検討した.

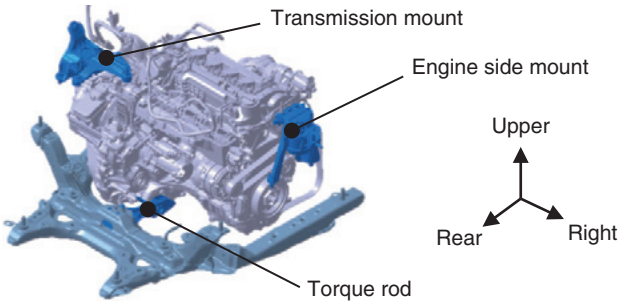


Fig. 1 Torque rod type engine mount system

3.3. メインマウントの最適配置の検討

アイドリング時のパワートレインは, トルク変動によって強制加振され, Fig. 2 で示すトルクロール軸[(3)] (慣性主軸とクランク軸の角度で決まる軸) を回転軸として回転方向に振動する (以下, パワートレインロール振動). パワートレインロール振動の振動振幅は, トルクロール軸に近いほど振動振幅が小さい. パワートレインロール振動の振動振幅が小さい位置にメインマウントを配置することで, アイドリング時のメインマウント点のエンジン振動振幅を小さくすることができる.

Fig. 3 に, エンジンサイドマウント点の車両前後方向入力と車両上下方向入力に対するステアリング振動感度を示す. 車両前後方向は車両上下方向に対して, 約 10 dB 低いことがわかる. そこで, 車両前後方向の振動が高くなったとしても, 車両上下方向のエンジン振動を最小とできる位置へ, メインマウントを配置することを検討した.

3.4. メインマウントの最適配置の検討結果

二つのメインマウントは, パワートレインのクランク軸方向の両端に配置され, サイドフレーム上に設置される構造をとるため, 車両左右方向への位置の移動の自由度が少ない. また, メインマウントは, 駆動反力に対する支持剛性を担う必要があるため, 車両上下方向の位置を下げると

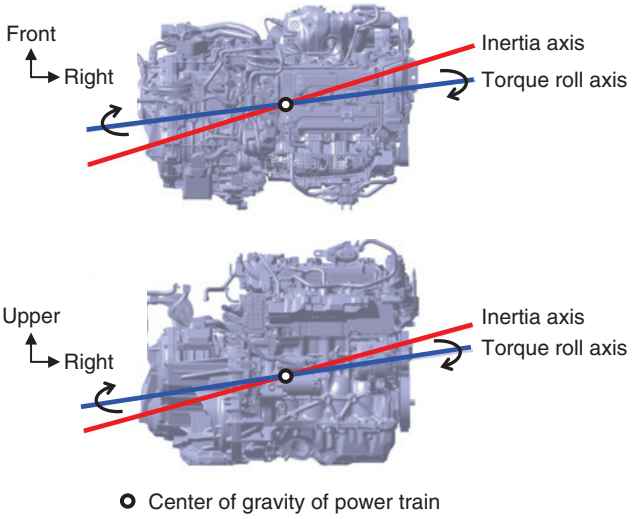


Fig. 2 Vibration mode while idling

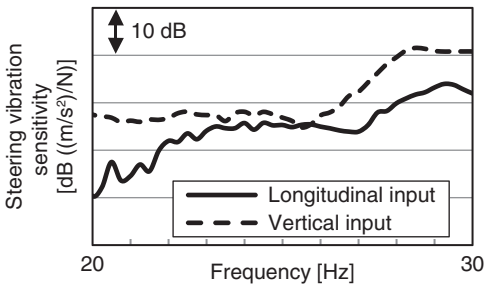


Fig. 3 Comparison of vibration sensitivity

支持剛性が低下し加減速走行時のギクシャク感との両立が課題となる．そこで，アイドリング時のメインマウント点における車両上下方向のエンジン振動を最小とできる車両前後方向の最適位置を，CAE を用いて検討した．

エンジンサイドマウントの位置が，トルクロール軸からの前後方向オフセットがゼロの場合（Case-1）と，車両前方に 40 mm 移動させた場合（Case-2），車両後方に 40 mm 移動させた場合（Case-3）について，エンジンサイドマウントの位置と各 Case に対するエンジンサイドマウントの車両上下方向振動の変化の様子を，Fig. 4 に示す．エンジンサイドマウントの車両前後方向位置をトルクロール軸の直上に配置した時に，マウント位置での車両上下方向のエンジン振動が最小となることがわかった．この結果をもとに，両メインマウントの位置を決定した．

Fig. 5 に，1.5L VTEC TURBO エンジン搭載車のアイドリング時設定回転における，エンジンサイドマウント点の車両上下方向のエンジン 2 次振動を示す．上記の解析結果からマウント配置を改良した結果，前モデルに対し，約 3 dB 入力振動を低減した．

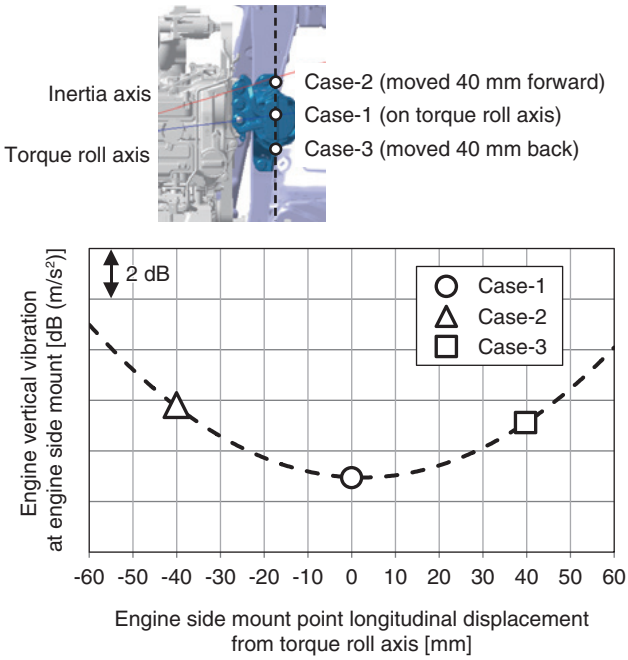


Fig. 4　Engine side mount point investigation result

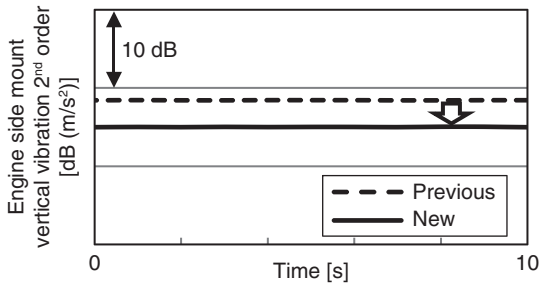


Fig. 5　2nd order engine vibration while idling

4．フロア，アクセルペダル振動低減技術

4.1. 発生メカニズム

加速走行時のフロアおよびアクセルペダル振動は，エンジンに起因する振動が，エンジンマウント，排気システムおよびエアコンや燃料などのホース類を介して車体に伝達され発生する．その周波数領域は，直列 4 気筒エンジンで最大回転数が約 7000 rpm の場合，主に 2 次成分の周波数帯である約 30 Hz から約 230 Hz である．

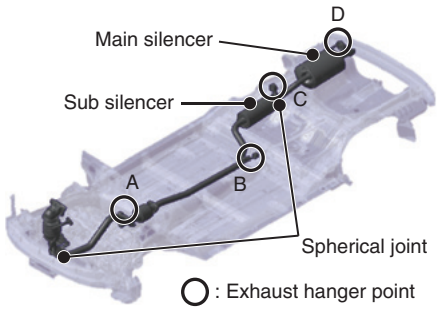
フロア振動は，車体下部に吊り点を持つ排気システムの振動の影響が大きい．Fig. 6(b) に，1.5 L VTEC TURBO エンジンの排気システムの構成を示す．

排気システムは，フロントサブフレーム，フロアトンネル，二つのメインサイレンサのフロントおよびリヤの合計六つのマウントにより弾性支持される．高出力に対応するため，前モデル搭載の 1.8 L 自然吸気エンジンでは一つであったメインサイレンサを二つ配置している．

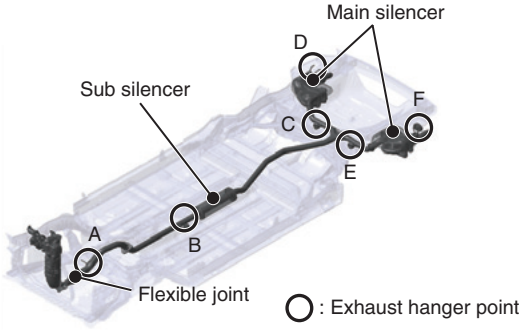
また，Fig. 6 の B 点で示すフロアトンネルの排気吊り点の排気振動の影響が大きいことから，B 点の排気振動振幅の低減，および B 点からフロアまでの振動感度（以下，フロア振動感度）の低減により，フロア振動の低減を図ることができる．

アクセルペダルの振動は，アクセルペダルのリンク部である Accelerator Pedal Module（APM）がダッシュボードロアに結合されていることから，ダッシュボードロアの車両前後方向の振動の影響が大きい．

ダッシュボードロアに対する，APM，ヒータホース，燃



(a) Previous



(b) New

Fig. 6　Exhaust system

料パイプブラケットの取り付け構造を Fig. 7, Fig. 8 に示す. 車室内側に APM が結合され, エンジンルーム側に燃料パイプのブラケットが結合される. ヒータホースはダッシュボードロアを貫通しエアコンユニットと結合するが, 揺動規制を目的として燃料パイプのブラケットにクランプ点を持つ. エンジン振動は, これらの配管類を介して燃料パイプのブラケットに伝達し, ダッシュボードロアを振動させる. 改良の手法として, 燃料パイプブラケットから APM までの振動感度 (以下, APM 振動感度) の低減により, アクセルペダル振動の低減を図ることができる.

4.2. 課題と対応手法

排気システムは, エンジン振動がキャタリストとのジョイント部から伝達され, 排気システム自体の持つ弾性共振の固有モード (以下, 排気弾性モード) によって増幅される. 排気システムからの振動伝達を低減する手法として, 排気マウントのばね定数を下げることが有効であるが, 排気システムの支持剛性が低下し揺動量が増加してしまうことから, エンジンマウントのばね定数を下げるのと同様にハンドリングとの両立が課題となる.

また, フロアおよびアクセルペダル振動に対するボデー側の対応手法としては, ボデーの剛性改良による振動振幅低減が有効であるが, 車両重量の増加につながり燃費性能との両立が課題となる.

そこで, 排気ジョイント構造変更によるエンジンから排気システムへ伝達する振動の低減と, 排気弾性モードに着目し振動振幅の小さい位置へ排気吊り点を配置することにより, 排気システムからフロアへの振動伝達低減をおこなった.

また, ボデー側の振動感度改良のため, フロア剛性を向上させた. 一方, 車両重量を増加させないために, フロアパネルとフロアカーペットなどの防音部品を含めたフロアシステムの仕様検討をおこなった. アクセルペダル振動に対しては, ダッシュボードロアの配管結合部からの APM 振動感度の低減のため, ダッシュボードロアに結合しているヒータホースと燃料配管ブラケットの結合位置の変更をおこなった.

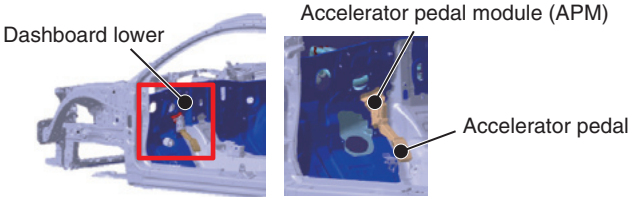


Fig. 7 Accelerator pedal module (APM)

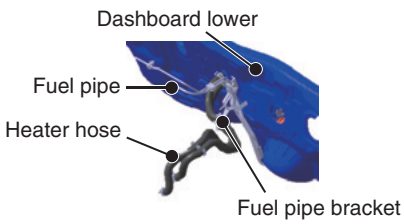


Fig. 8 Heater hose and fuel pipe bracket connection

4.3. 排気振動の低減

4.3.1. フレキシブルジョイントの適用

排気システムに伝達されるエンジン振動振幅を低減するため, 前モデルで適用していた球面ジョイントを, フレキシブルジョイントに変更した. フレキシブルジョイントは蛇腹構造が持つ伸縮性および屈曲性から, 振動伝達低減に効果が大きい. フレキシブルジョイントの振動伝達量低減効果を最大限に発揮するために, エンジン回転ロール軸接線上にフレキシブルジョイントの軸方向を配置し, 軸方向の振動伝達を低減するレイアウトとしている (Fig. 9).

4.3.2. 排気弾性モードと排気マウント配置

排気弾性モードの解析の結果, フロア振動に影響が大きい弾性モードとして, 約 100 Hz の上下曲げ弾性モードに着目した. 1.5 L VTEC TURBO エンジンの排気システムの場合, フロアトンネル部周辺で排気振動振幅が小さくなる位置は, 前モデルで排気マウント B 点を設定していた位置から, 約 600 mm 車両前方の位置となることがわかった (Fig. 10).

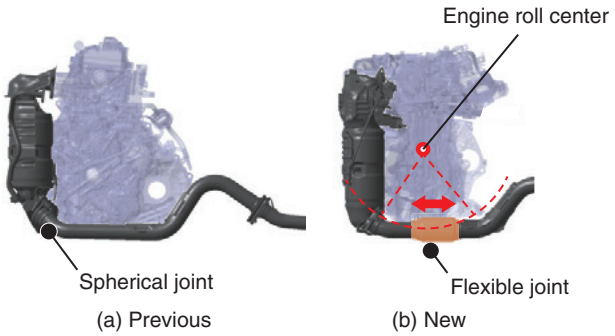


Fig. 9 Flexible joint layout

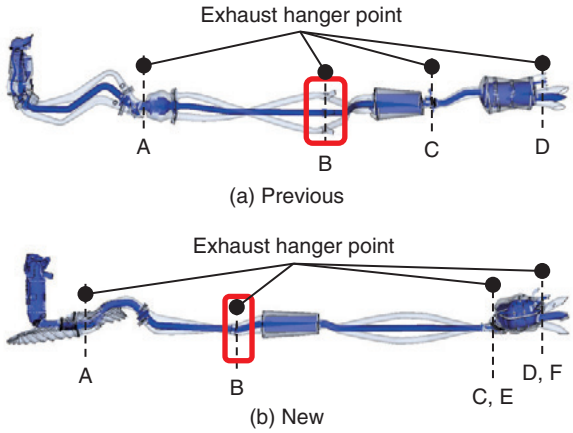


Fig. 10 Exhaust vertical bending mode around 100 Hz

この結果から，排気マウント B 点の位置を決定した．

Fig. 11 に排気マウント B 点の車両上下方向の排気振動を示す．フレキシブルジョイントの適用による約 10 dB の振動低減と，排気マウント B 点の位置の最適化による約 10 dB の振動低減によって，排気マウント B 点の排気振動を前モデルに対し，約 20 dB 低減した．

4.4. フロア振動感度の低減

Fig. 12 に，フロアパネル構造の変更点を示す．フロア振動感度低減のため，前モデルに対してフロア板厚を増加させ，クロスメンバを追加した．

フロアの剛性を評価する指標である車両上下方向の加振点イナータンスを，Fig. 12 に示す評価位置において，前モデルに対し約 20 dB 低減した (Fig. 13)．その結果，排気マウント B 点からのフロア振動感度を，前モデルに対して約 17 dB 低減した (Fig. 14)．なお，防音性能部品であるフロアカーペットの軽量化をおこない，フロアシステムの重量増加を抑制した．

4.5. アクセルペダル振動感度の低減

ダッシュボードロアのエンジンルーム側に結合されている燃料パイプブラケットからの APM 振動感度を低減するために，ダッシュボードロア上の両者の位置関係に着目した．前モデルに対し，配管類結合部を Fig. 15 に示すとおり 120 mm オフセットさせるレイアウトとした．この結果，アクセルペダルへの配管振動伝達感度を約 10 dB 低減した (Fig. 16)．

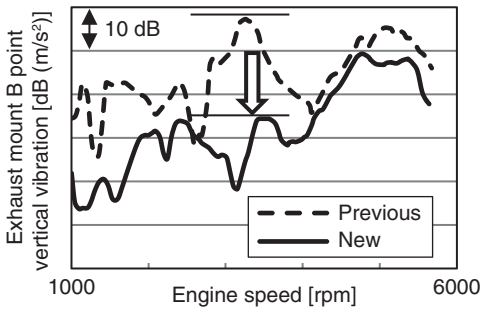


Fig. 11　Exhaust vibration reduction

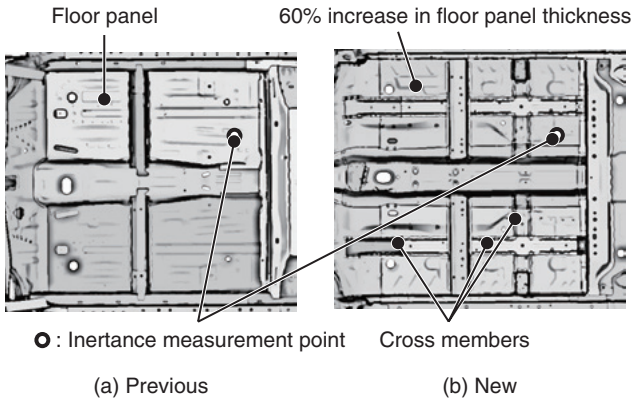


Fig. 12　Comparison of floor structure

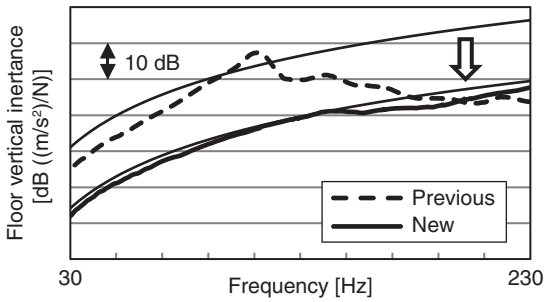


Fig. 13　Floor panel vertical stiffness

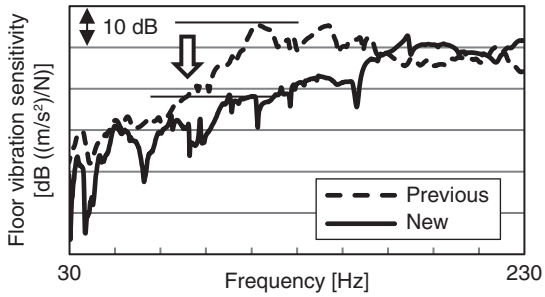


Fig. 14　Floor vibration sensitivity

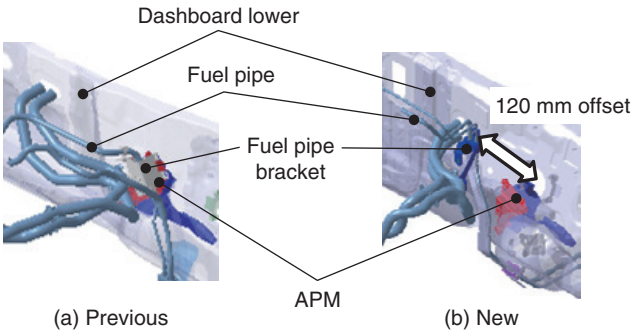


Fig. 15　Heater hose and fuel pipe bracket connection

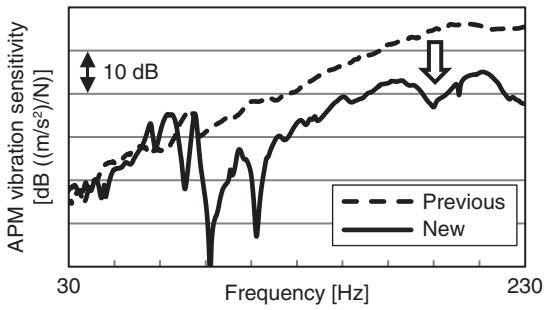


Fig. 16　Vibration sensitivity from fuel pipe bracket on dashboard lower to APM

5. 実車検証結果

以上の適用によって，ねらいとする車室内振動の低減を達成した．

Fig. 17 にアイドリング時の D レンジ設定回転における，ステアリングの車両上下方向の２次振動を示す．前モデルに対し，8 dB 低減した．Fig. 18, Fig. 19 に加速走行時のドライバ足元のフロア振動の車両上下方向の２次振動，およびアクセルペダル踏面の面方向の２次振動を示す．それぞれ，前モデルに対し，10 dB，7 dB 低減した．

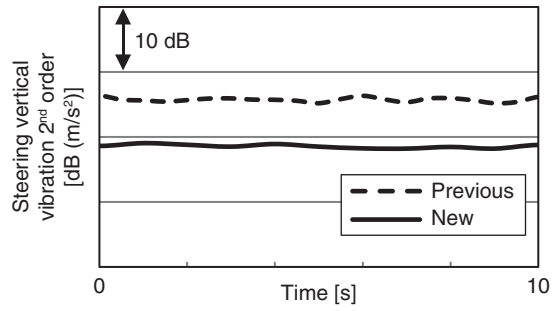


Fig. 17　Steering vibration while idling

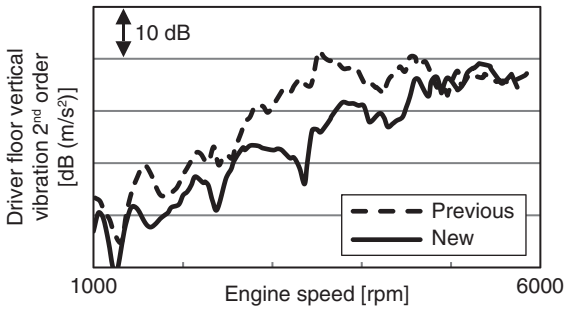


Fig. 18　Floor vibration while accelerating

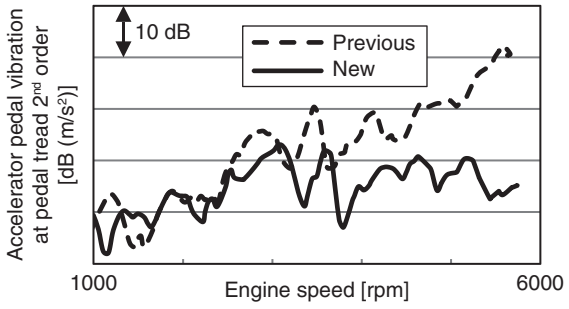


Fig. 19　Accelerator pedal vibration while accelerating

6. まとめ

（1）アイドリング時のパワートレインロール振動の解析をおこない，エンジン振動の車両上下方向成分が最小となる位置にメインマウントを配置し，メインマウントからのエンジン振動入力を低減することで，アイドリング時のステアリング振動を低減した．

（2）排気システムのフレキシブルジョイントの適用と，排気弾性モードの解析結果より振動振幅の小さい位置にフロア部の排気マウントを配置することで，車体に伝達する排気振動を低減した．また，フロアの剛性向上および APM 取付点と燃料パイプブラケットの位置をオフセットすることによって振動感度を低減した．これらの結果，加速走行時のフロアおよびアクセルペダル振動を低減した．

参考文献

（1）柳瀬浩，田村勉，高林宏幸，池畑澄人：大衆車用エンジンマウントシステムの振動騒音低減技術，Honda R&D Technical Review, Vol. 17, No. 2, p. 90-95

（2）近藤隆，寺田雅史，國武幸宏，宮原邦友：軽量化と振動商品性を両立する SRS モジュール構造の開発，Honda R&D Technical Review, Vol. 23, No. 2, p. 121-126

（3）防振ゴム研究会編：第 8 章防振支持設計法，防振ゴム改訂新版，現代工学社，p. 90-92, (1975)

■著　者■



松林　努



松田　修

新型 CIVIC のロードノイズ低減技術

Advanced Technology for Road Noise Reduction for New CIVIC

堤　　純*　　髙津仁志*　　山崎敦弘*
Jun TSUTSUMI　　Hitoshi TAKATSU　　Atsuhiro YAMAZAKI

要　旨

新型 CIVIC の開発において，ロードノイズ性能の向上をおこなった．荒れた路面を走行した時の低周波ロードノイズの低減のためには，サスペンションの主要振動モードとサブフレームの振動モードの周波数が，車室内の形状と容積で決まる音響モードの周波数と重ならないようにコントロールをおこなった．また，平坦な路面を走行した時の高周波ロードノイズの低減のためには，室内音に対する寄与の高い部位への防音仕様の適用と，ドア部の高気密化をおこなった．その結果，グローバルモデルとして競争力のあるロードノイズ性能を達成することができた．

ABSTRACT

Road noise performance was enhanced when developing the new CIVIC. To reduce low-frequency road noise when driving on rough road surfaces, the suspension main vibration mode and sub-frame vibration mode frequencies were controlled so that they do not overlap with the acoustic mode frequencies that are determined by the cabin shape and volume. In addition, to reduce high-frequency road noise when driving on flat road surfaces, soundproof specifications were applied to locations with a high contribution to cabin noise, and the sealing performance of the doors was enhanced. These measures achieved road noise performance that is competitive as a global model.

1．まえがき

NVH 性能に対するお客様からの関心が年々高まってきている．特に，ヨーロッパプレミアムクラスを中心とした昨今の競合車の静粛性は，単に静かさの域を越えた高い質感をお客に印象づけるまでに進化してきている．ロードノイズにおいては，荒れた路面を走行する時の低周波から高速で走行する時の高周波にいたるまで，広い周波数帯域で低減がはかられている．本稿では，それぞれメカニズムが異なる低周波ロードノイズ，高周波ロードノイズの低減に対する適用技術について説明する．

2．ロードノイズ低減のねらい

Fig. 1 に，荒れた路面を走行したときの室内音スペクトルを示す．前モデルと競合車 A，競合車 B との比較の結果，

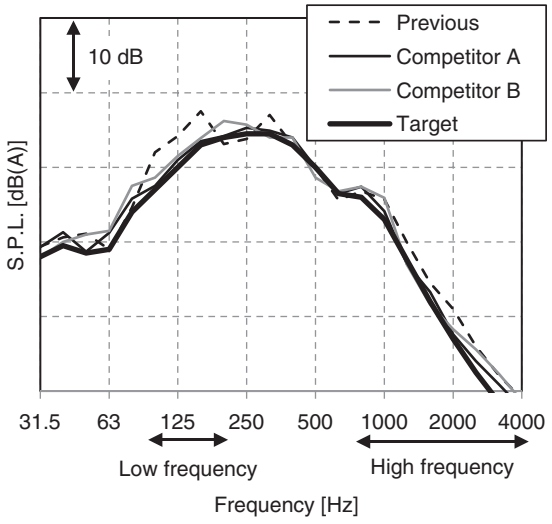


Fig. 1　Road noise comparison to competitors

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2017_29_1_5

約 100 Hz から 200 Hz の低周波ロードノイズと，800 Hz より高い周波数帯の高周波ロードノイズの向上を，新型 CIVIC の改良項目とした．

上記を達成するための適用技術は以下の二つである．

（1）低周波ロードノイズの低減のために，サスペンションおよびサブフレームの振動モードの解析をおこない，寄与の高いモードを特定し，それらの周波数を室内音響モードの周波数と離すことで音圧を低減する．

（2）高周波ロードノイズ低減のために，パネル寄与解析に基づく防音材の最適配置と，穴や隙間の大きさ（以下，車体漏洩面積）の低減をおこなう．

3．低周波ロードノイズ

荒れた路面を走行したときに発生する低周波ロードノイズは，路面の凹凸によりタイヤおよびサスペンションの振動が励起され，サスペンションブッシュを介してボデーに伝わり，パネルが空気を振動させて音が発生する．そのため，低周波ロードノイズを改善する手法として，サスペンションブッシュのばね定数を下げて振動を遮断する手法が有効である．また，室内音響モードとの組み合わせを考慮して主要なサスペンションの振動モードの周波数を配置することにより低周波ロードノイズを低減する手法が知られている[1]．

しかし，サスペンションブッシュのばね定数を低くすることは，サスペンション支持剛性が低下するため，ハンドリングへの影響が大きい．新型 CIVIC の目指すシャシダイナミクス性能を実現するために，ハンドリングとロードノイズを両立できる手法を選択する必要がある．

3.1. 低周波ロードノイズ低減のねらい

新型 CIVIC のサスペンション形式は，フロントにストラット形式，リヤにマルチリンク形式を採用している．それぞれ低周波ロードノイズに大きな影響を与える主要な振動モードとして，剛体キャンバモードおよび弾性キャンバモードが知られている[1]．これらの振動モードの周波数におけるサスペンション振動は共振ピークを持つため，ボデー応答側の特性のピークと重ならないように，サスペンション振動モードの周波数を調整する必要がある．

ボデーの特性は，サスペンション取付点を加振した時に発生する室内音（以下，ボデー音響感度）で評価している．ボデー音響感度を決定する要素の一つとして室内音響モードがある．Fig. 2 にボデー音響感度への影響が大きい室内音響モードを示す．これらのモード周波数と，フロントおよびリヤサスペンションモードの周波数とを離すことで，低周波ロードノイズの低減をおこなった．

3.2. フロントサスペンション

新型 CIVIC はフロントサスペンションにストラット形式を採用している．このサスペンションにおいては，ホイールディスク面，ハブベアリング，ナックルなどが弾性変形しながら，ホイールがキャンバ方向に回転する弾性キャンバモードが約 180 Hz に存在する（Fig. 3）．

室内音響モードが存在する周波数（約 170 Hz）と，弾性キャンバモード周波数を離すほど室内音を低減できることが知られている[1]．室内音響モードの周波数はキャビンの形状および容積で決まるため，変更することは容易ではない．そこで，弾性キャンバモードの周波数を高くすることを検討し，室内音の低減目標から，弾性キャンバモードの目標周波数を 195 Hz から 205 Hz の範囲とした．

弾性キャンバモードにおけるサスペンション部品のひずみエネルギー密度を CAE で解析した結果，フロントナックルのハブからダンパ締結部の間のひずみエネルギー密度が高く，弾性キャンバモード周波数に寄与が高いことがわかった（Fig. 4）．

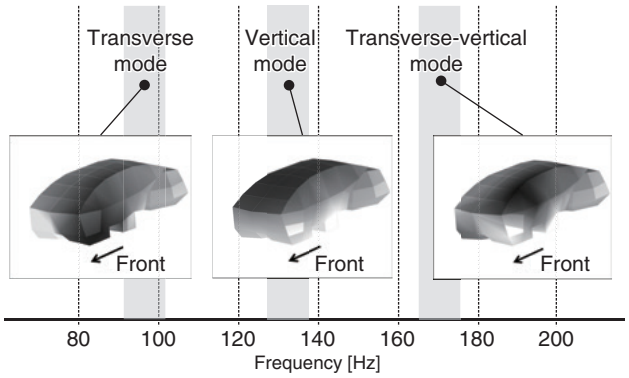


Fig. 2 Cabin acoustic mode

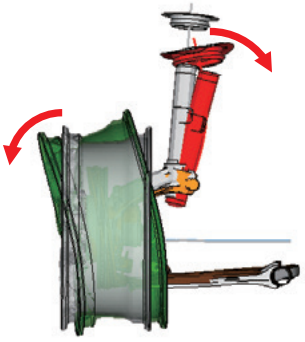


Fig. 3 Front strut suspension in elastic camber mode

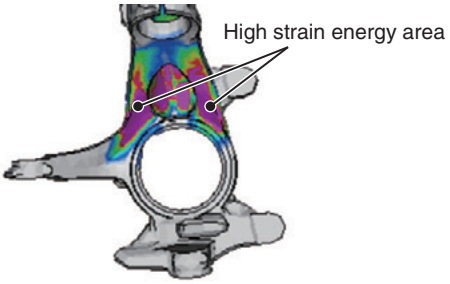


Fig. 4 Strain energy density of front knuckle in elastic camber mode

Fig. 5 の矢印で示す部位の形状を，(a) から (b) のように約 9 mm 太くすることで，弾性キャンバモードの周波数を目標範囲まで上昇させることができた．ホイール加振時のダンパ振動を Fig. 6，室内音を Fig. 7 に示す．弾性キャンバモードの周波数が，音響モードの周波数から離れ，170 Hz から 180 Hz の音圧を 3 dB 低減 (約 30% 低減) させることができた．

3.3. リヤサスペンション

マルチリンク形式を採用したリヤサスペンションにおいては，ナックル，ホイールが一体となってキャンバ方向に回転する剛体キャンバモードが約 125 Hz に存在する (Fig. 8)．

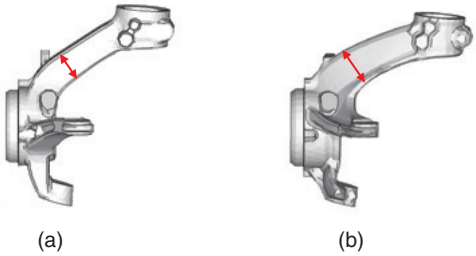


Fig. 5　Front knuckle modification

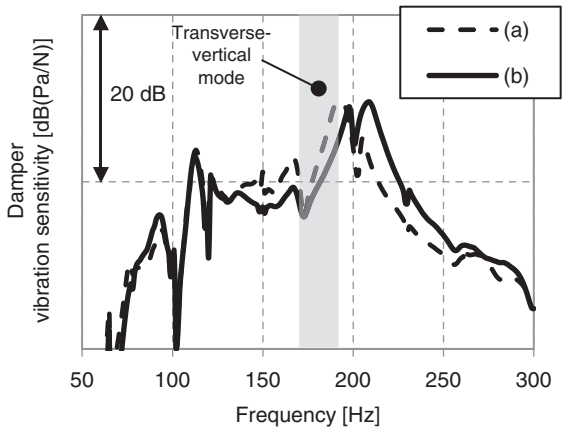


Fig. 6　Front suspension vibration sensitivity

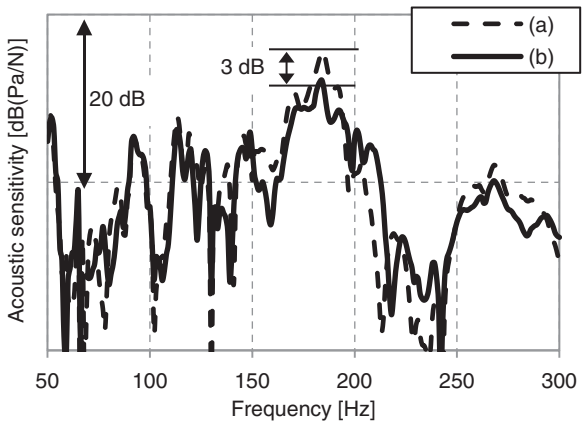


Fig. 7　Reduction of road noise by increasing stiffness of front knuckle

また，リヤサスペンションとボデーを締結する部品として，リヤサブフレームを持っている．サスペンションの剛体キャンバモードに近接して，サブフレームのリヤメンバ前後共振モードが約 130 Hz に存在していた (Fig. 9)．

約 130 Hz には室内音響モードも存在しており，この周波数のロードノイズを改善するためには，リヤサスペンションの剛体キャンバモードに加えて，リヤサブフレームのリヤメンバ共振をコントロールする必要がある．

剛体キャンバモードは，弾性キャンバモードと異なり弾性変形していないため，アームやナックルなどの剛性変更による振動モードの周波数の変更が容易ではない．そこで，リヤサブフレームの振動モードの周波数を車室内音響モードの周波数から離すこととした．操安剛性性能との両立の観点から，周波数の目標を 185 Hz から 195 Hz の範囲とした．その周波数配列を Fig. 10 に示す．

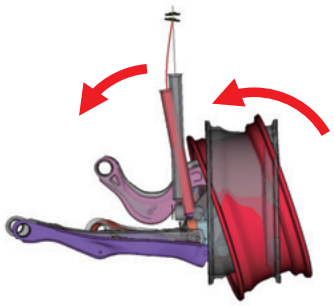


Fig. 8　Rear multi-link suspension in rigid camber mode

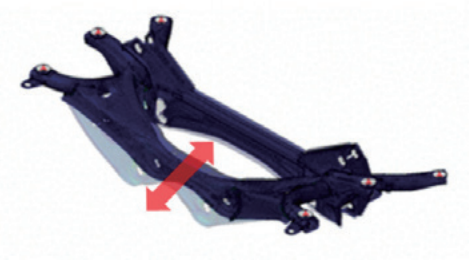


Fig. 9　Longitudinal resonance mode of rear member of rear subframe

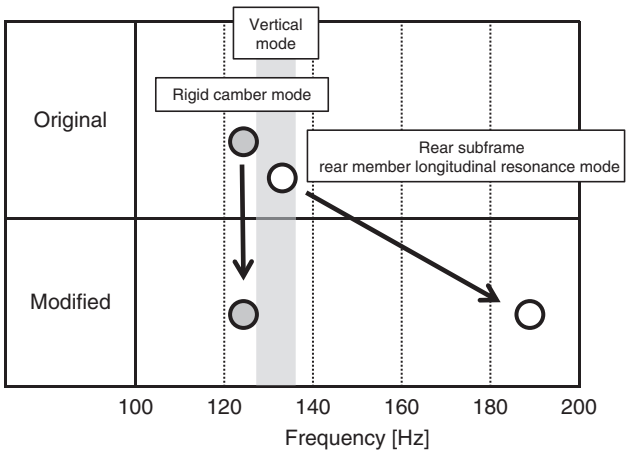


Fig. 10　Rear suspension resonance map

リヤサブフレームのリヤメンバの振動モードは，Fig. 9 に示すように前後方向に変形している．振動モードの周波数を高くするためには，リヤメンバとサイドメンバとの結合部の剛性を上げる必要がある．Fig. 11 にリヤサブフレームの形状を示す．(a) から (b) のように，リヤメンバの形状を大きくとり，サイドメンバとの結合部を広くすることで剛性を向上し，目標の周波数を達成した．

リヤホイール加振時のリヤサブフレーム前後振動を Fig. 12，室内音を Fig. 13 に示す．室内音響モードの周波数におけるサブフレームの車両前後方向の振動が 7 dB 低減し，室内音を 5 dB 改良した．

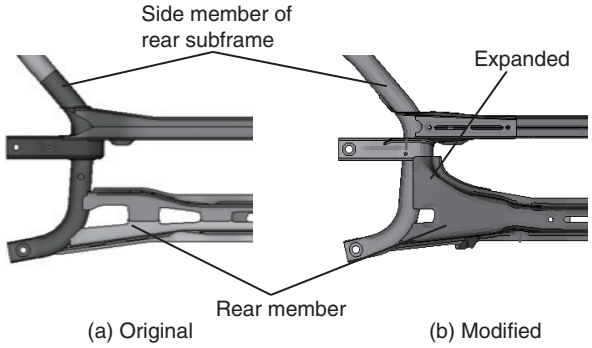


Fig. 11　Rear subframe design change

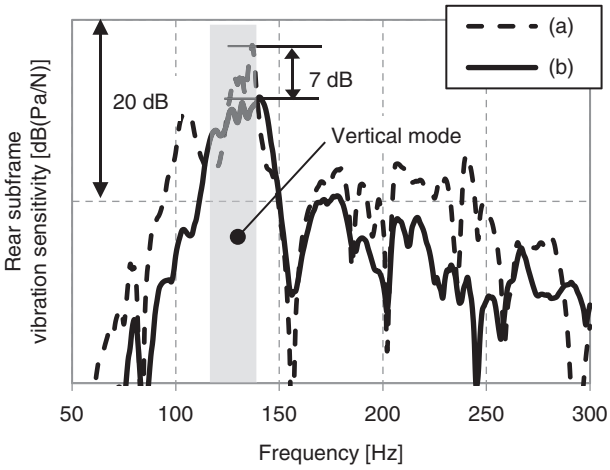


Fig. 12　Rear subframe vibration reduction

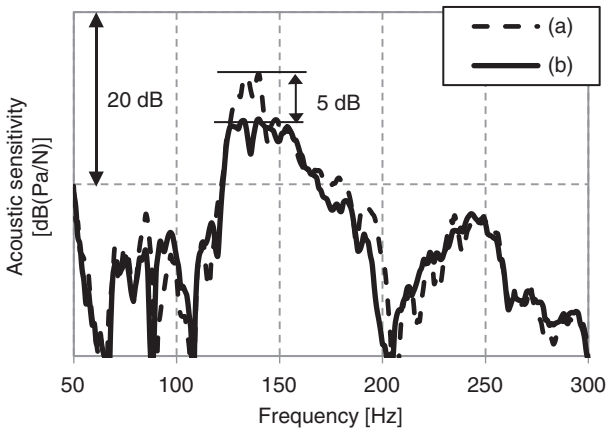


Fig. 13　Reduction of road noise by increasing stiffness of rear member of rear subframe

4．高周波ロードノイズ

高周波ロードノイズは，路面の凹凸がタイヤを振動させ，タイヤの表面振動が空気を振動させるタイヤ放射音や，タイヤ溝内の空気が接地によりふさがれた後に開放されることにより生じるポンピングノイズなどがある．それらの音がパネルを透過したり，車体の隙間から侵入したりするため，防音材の適用が効果的である．しかしながら，防音材を追加すると重量増加となるため，燃費性能の向上を目的とした車両軽量化との両立が課題となる．性能向上に伴う防音システム重量の増加を小さくするために，防音材を適用するボデー側の構造も含め，対応手法を検討する必要がある．

4.1. 高周波ロードノイズのねらい

まず，ロードノイズの寄与が高いボデー部位を特定し，防音材の最適配置をおこなった．次に，車体漏洩面積を小さくすることで，音の侵入経路をふさぐ対策をおこなった．

4.2. 寄与解析に基づく防音材最適配置

車室内への各音響入力経路に対し，エネルギー遮断量を評価指標[2]として寄与解析と防音仕様の検討をおこなった．Fig. 14 に，1 kHz での寄与解析結果を示す．

その結果，ドライバや後席の足元，ホイールハウスといったフロアからの寄与率が約 60 % で，もっとも寄与が高いことがわかった．

フロアにおけるエネルギー遮断量の向上には，フロア下部空間の吸音性能向上と，フロア面の遮音性能向上および

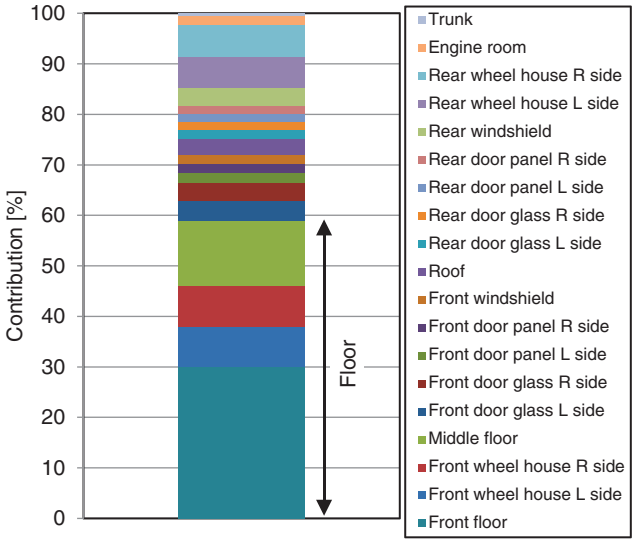


Fig. 14　Area contribution to 1 kHz road noise

車室内の吸音性能向上が効果的である．フロア下部空間の吸音性能向上のため，フロアアンダカバーおよびトンネルヒートバッフルに吸音する素材を適用した．また，フロアの遮音性能向上のため，インシュレータとカーペット表皮を一体で成型するカーペットを配置する構造とした (Fig. 15)．

これらの対策により，フロア部のエネルギー遮断量を前モデルに対して 3.5 dB 改良した (Fig. 16)．

4.3. 音の侵入を防ぐための車体漏洩面積の低減

車体漏洩面積を小さくすると，音の侵入経路をふさぐことができるため，高周波ロードノイズ低減に効果的である．

前モデルにおける車体漏洩面積の寄与解析の結果，車両全体対するドアの寄与が高く，約 40% を占めることがわかった．さらに詳細解析をおこなった結果，ドア下部に設置されている水抜き穴，およびインナウエザストリップ末端の隙間，ドア作業穴を覆うホールシールの隙間が主要因であることがわかった (Fig. 17)．

水抜き穴からの音の侵入を防ぐため，穴を覆うリップ形状のドアロアシールを適用した (Fig. 18)．ドアインナパネルとの隙間を低減するため，インナウエザストリップ両端に型ゴムを適用した (Fig. 19)．ドアの作業穴を覆うホールシールとドアハーネスとの隙間を低減するために，ドア

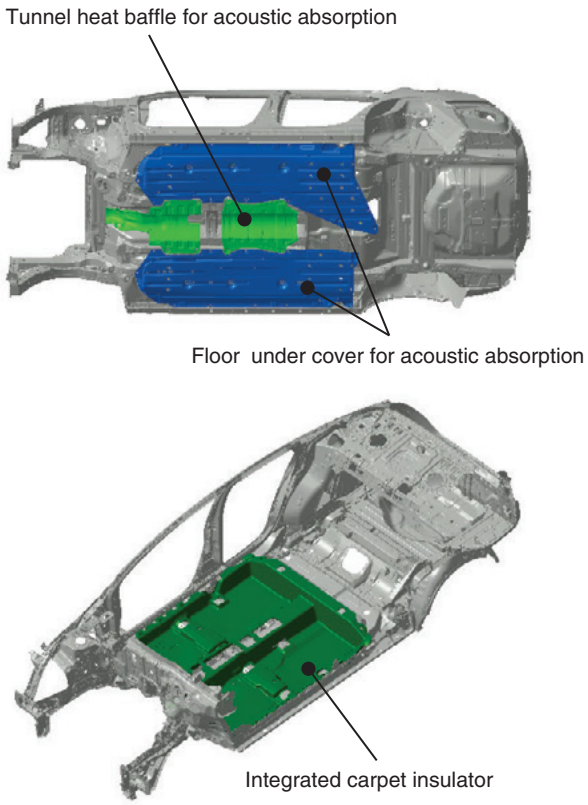


Fig. 15　Sound proof system

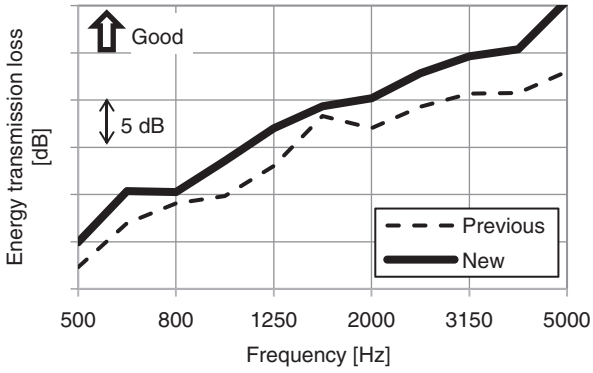


Fig. 16　Energy transmission loss at floor

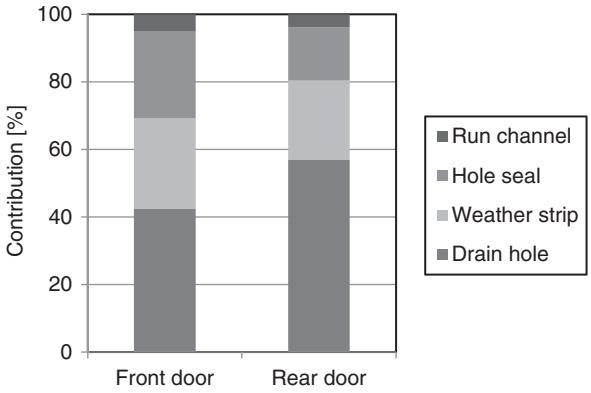


Fig. 17　Body leak area contribution of door

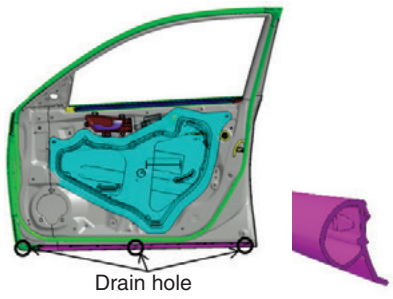


Fig. 18　Door lower seal

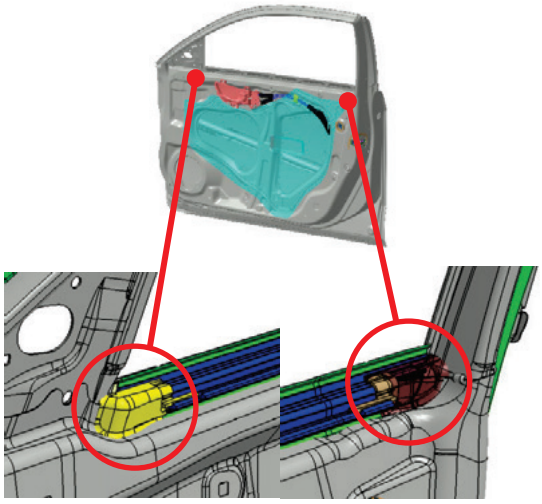


Fig. 19　Door inner weather strip with mold rubber

ハーネスクリップをホールシールが覆う構造を採用した(Fig. 20).

これらを適用した結果, 前モデルに対し車体漏洩面積を約 30% 低減することができた.

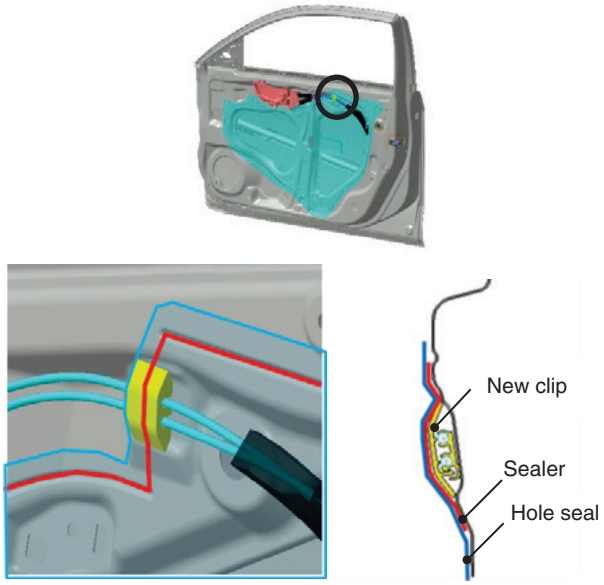


Fig. 20 Door harness clip

5. 実車検証の結果

以上の内容を取り込むことにより, ねらいとするクルーズ走行時の静粛性目標を達成した.

Fig. 21 に, 荒れた路面を走行した時の前席室内音のスペクトルを示す. 前モデルに対して, 125 Hz の低周波で 5 dB, 1000 Hz 以上の高周波で 3 dB の低減を達成した.

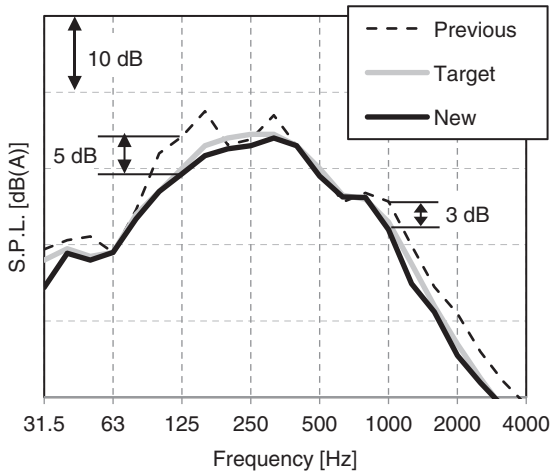


Fig. 21 Road noise on rough surface

6. まとめ

(1) 低周波ロードノイズにおいては, サスペンションおよびサブフレームの解析をおこない, 室内音に寄与の高いモードを特定した. これらの周波数を車室内音響モードの周波数から離すことで, 低周波ロードノイズを 5 dB 低減した.

(2) 高周波ロードノイズにおいては, パネル寄与解析をおこない, フロアの寄与が高いことを特定し, 防音材の最適配置をおこなった. また, 車体漏洩についてはドアの寄与が高いことを特定し, 対策をおこなうことで高気密化を実現した. これらにより高周波ロードノイズを 3 dB 低減した.

以上により, グローバルモデルとして競争力のあるロードノイズ性能を達成することができた.

参考文献

(1) 中村聡, 牧俊光, 杉本寿敬 : 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 , Honda R&D Technical Review, Vol.23, No.1 , p.120-126

(2) Tada, H.: Establishment of Performance Design Process for Vehicle Sound-proof Packages Based on SEA Method, 2015 SAE World Congress, 2015-01-0664, (2015)

■著 者■


堤 純


髙津仁志


山崎敦弘

CLARITY FUEL CELL の運動性能

Vehicle Dynamics Performance of CLARITY FUEL CELL

渥美淑弘* Yoshihiro ATSUMI
鈴木浩義* Hiroyoshi SUZUKI
宮崎武司* Takeshi MIYAZAKI
亀本修吾* Shugo KAMEMOTO
日下馨* Kaoru KUSAKA

要　旨

CLARITY FUEL CELL の目指した運動性能の姿は，燃料電池自動車特有の新たな魅力に加え，運転のしやすさなど乗用車としての普遍的な価値を十分に備えていることである．性能目標は，同クラスの車両として高い性能を有しているアコード PHEV をベンチマークとし，これを超える性能を目標に設定した．具体的には，アクセルペダルだけで速度コントロールが自在にできる電動車特有の長所を活かした走りがしっかりと体感できること，走行中の進路保持のしやすさが感じ取れる操縦安定性を有すること，走り出した瞬間から滑らかな乗り心地が感じ取れること，日常に遭遇するさまざまな走行シーンにおいて，コントロールしやすいと感じられるブレーキフィールを有すること，さらに，高い静粛性を持つこととした．そして，開発した車は，目標を満足してありたい姿を達成することができた．

ABSTRACT

The dynamic performance targeted with the CLARITY FUEL CELL has the unique new appeal of a fuel cell vehicle with a full complement of universal values of a passenger car, such as ease of driving. The Accord PHEV, which is a vehicle in the same class as the CLARITY FUEL CELL and has a high level of performance, was chosen as the benchmark for performance objectives. Specifically, this means that the CLARITY FUEL CELL provides a solid driving experience, making full use of one of the distinctive advantages of electric vehicles, that they allow drivers to freely control the car's speed using only the accelerator pedal. It provides handling performance that demonstrates how easily course-holding can be managed when driving, a smooth, comfortable ride from the moment the car starts moving, and a positive brake feel that makes the car easy to control in all the various driving scenarios encountered from day to day. It is also extremely quiet. The developed vehicle satisfied the objectives and successfully realized the image that was desired.

1．はじめに

自動車は，化石燃料資源の枯渇に対する省燃費技術への要求の高まりや，CO_2 による地球温暖化などの環境問題への対応として，電動化や次世代の代替燃料へのシフトという進化や発展の過程にある．燃料電池自動車（FCV）では高圧水素タンクや複雑な補機類，それらのシステムを衝突時の衝撃から保護するための車体構造などを採用しており，重量増加が課題となっている．また，燃費向上のため，タイヤの転がり抵抗（RRC）の低減が促進されており，低 RRC タイヤの採用により低下するグリップ性能を確保し，重い車体の運動性能を満足させることは重要な課題である．

FCV の普及拡大を担う CLARITY FUEL CELL では，同乗者も含めた乗員全員に自動車で自由に移動する喜びを提供するため，最新の技術を用いて開発した．

特に注力したのは，水素タンクを後席背面に搭載し，空気抵抗低減のためにリヤホイールハウスにタイヤカバーを設けるという，特徴的なレイアウト[(1)]によって生じた操縦安定性の課題である．前後重量配分が，一般的な前輪駆動（FF）の内燃機関（ICE）車よりも後ろ寄りになり，さらに，ホイールハウスの外側にカバーが着くことで，装着できるタイヤサイズにも制約が加わり，高い精度での性能検討が必要になった．

本稿では，運転者が車の印象として主観的に感じ取れる操縦安定性，乗り心地，ステアフィール，ブレーキフィール，動力性能およびノイズ振動性能を「運動性能」という総

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2017_29_1_6

称で表現した．以下に，ねらいとする目標を実現するために適用した技術について紹介する．

2．開発コンセプトとねらい

開発コンセプトは，Red Carpet to the New Era[1]である．この言葉に込めた意味は，FCV 特有の新たな魅力に加えて，乗用車としての性能や使い勝手などの普遍的な価値を十分に備えていることで，この車が，お客様と共に新時代へ踏み出されるような，特別な 1 台になって欲しいという思いである (Fig. 1)．

コンセプトに基づき，同クラスの環境車として先行して発売されていたアコード PHEV をベンチマークとし，これを超えるように運動性能のねらいを以下のように定めた．

（1）電動魅力：電動車特有の速度コントロール性能が，お客様にとって魅力として伝わる．

（2）クルマ魅力：車の印象として感じる各種の動的性能が，お客様にとって魅力として伝わる．

電動魅力は，電動車の特徴として知られている加減速コントロール性にすぐれた点が魅力となることである．そのために，停車状態にアクセルを踏み込んだ瞬間から最大トルクを発生する遅れのない力強い加速と，その後，変速を伴わないで持続する滑らかな加速の両立を重視した．さらに，パワートレインから生じるノイズは極力低減した．

また，代替燃料車やハイブリッド車などの環境性能が高いとされるカテゴリの車両は，搭載するパワートレインシステムによる重量増加や低 RRC タイヤの採用により，同クラスの ICE 車と比較すると，操縦安定性，乗り心地，ステアフィール，ブレーキフィール，振動ノイズなどの性能確保により高い技術が必要とされる．運転者や同乗者が車の印象として感じるそういった運動性能が，ICE 車以上の性能となるように開発した．



Fig. 1　Honda CLARITY FUEL CELL

3．電動魅力の実現

3.1. スムーズでダイレクトな加速感

多くの ICE 車ではアクセル操作に対して燃料が燃焼によって運動エネルギーに変換されるまでのタイムラグや，トルクコンバータの介在による加速直後の加速度変動が原理的に避けられない．しかし，電動車はそのようなロスがなく，トルクコンバータも不要なために，ICE 車に対して，よりスムーズでダイレクトな加速感を得ることができる．駆動力特性はその長所を活かした．パワートレイン起動時のデフォルト設定は，ノーマルモードと称して上質な走りの実現を目標に，十分な応答性を確保しながら多少ラフなアクセル操作がおこなわれた場合にもギクシャクしないでスムーズな走行ができるようにした．さらに，ノーマルモードよりも駆動力の応答性を高めてメリハリの効いた走りを体感できるスポーツモードも設定した[1]．

Fig. 2 にアクセルペダル (AP) を全閉から開度 50% に急開した時の，各モードにおける加速度を示す．ICE 車では，加速直後のトルクコンバータによるトルク増幅効果がなくなりカップリング領域に至ると加速の落ち込みが見られる．しかし，CLARITY FUEL CELL では，ノーマルモードでもレスポンス良く加速度が立ち上がり，その後も落ち込みなく加速が持続している．スポーツモードでは，さらに高い応答性と加速の継続を両立している．

3.2. AP で自在に加減速できる操作性

電動車は AP オフ時には車両の運動エネルギーを回生できるため，減速特性の幅広い設定が可能である．そこで，3.1. 節で述べた加速時と同様に，ノーマルモードでは多少ラフな AP 操作でもギクシャクせず，スポーツモードではメリハリの効いた加減速コントロールを実感できるように考えて，Fig. 3 のような AP 開度に対する加速性能を持つようにした．Fig. 4 に車速に対する AP 全閉時の減速の様子を示す．スポーツモードはノーマルモードよりも高い車速ほど強い減速が得られている．AP 全閉時状態から再び踏み込んだ場合，Fig. 3 に示した加速性能が得られるので，ノーマルモードに対して加減速コントロールが可能な範囲が拡大している．

3.3. パワートレインの高い静粛性

FCV は発電に際し，水素と化学反応させる酸素を空気として供給する．そのために，CLARITY FUEL CELL で

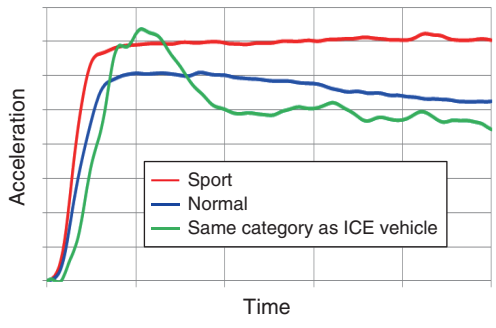


Fig. 2　Acceleration in normal and sport modes with AP (50%)

は電動ターボ型コンプレッサ[(2)]を装備している．このコンプレッサの採用は，従来のリショルム式コンプレッサに対し約 40% 作動音を低減し，パワートレインの起動から停止までキャビン内の静粛性を向上した (Fig. 5)．

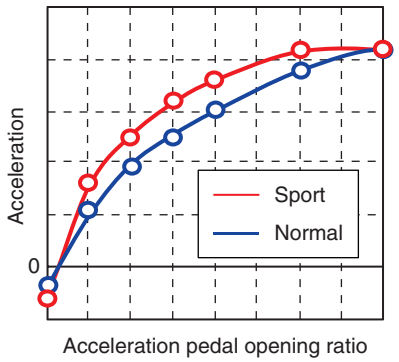


Fig. 3　Acceleration characteristics

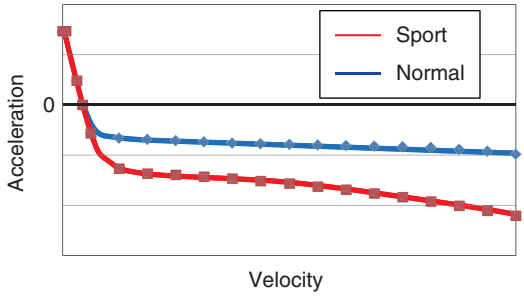


Fig. 4　Deceleration characteristics

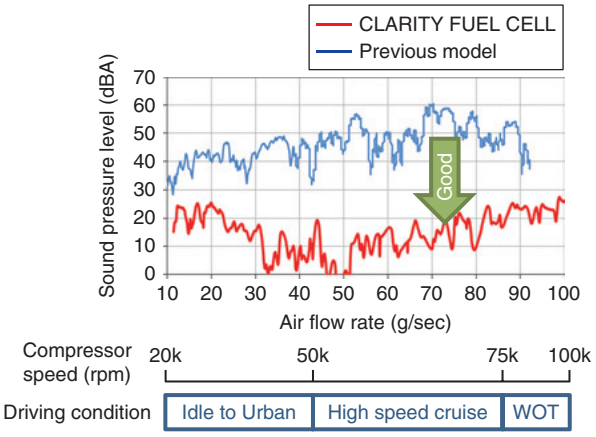


Fig. 5　Reduction of compressor noise in cabin

4．クルマ魅力の実現

4.1. 走行中の進路保持のしやすさ

一般的な FF の ICE 車に対して後ろ寄りの前後重量配分と，低 RRC タイヤの採用という二つの課題に対応するため，開発の初期段階で操縦安定性をシミュレーションで検討した．重心高，タイヤサイズを含む車両諸元値，サスペンションジオメトリなどを目標とする運動性能を達成するように初期レイアウトに反映した．加えて，それらに対して必要な車体各部の剛性も，独自の構造を採用して確保した．

タイヤサイズは，装着可能な最大サイズから輪荷重に対する負荷率が許容できる最小サイズまで，数種類から検討した．タイヤ単体特性は，統計タイヤモデルを用いた手法で推定し，軸重に対するコーナリングパワー (CP) 特性から 235/45R18 と 225/50R17 の 2 種類に絞り込んだ[(3)-(4)] (Fig. 6)．

それぞれのタイヤの CP 特性で周波数応答，USOS，W レーンチェンジに代表される各種の運動性能シミュレーションを実施し，ベンチマークのアコード PHEV と比較検討した．Fig. 7 に検討内容を代表して周波数応答の計算結果を示す．

225/50R17 では定常状態に近い低周波数帯での応答ゲインが高くても，1 Hz 以上では低下してしまうが，235/45R18 なら全域で応答性が改善できることがわかった．これらの結果からタイヤサイズは 235/45R18 を選定した．

進路保持性の確保には，タイヤのグリップ性能以外にもリヤボデーやサスペンション取付け点の剛性が重要なのは良く知られている．しかし，トランク内のスペースの確保と低重心化のために，水素タンクは Fig. 8 のようにリヤサブフレーム内で抱えられる構造となり，設計空間が限られるため，剛性を確保することが課題だった．そこで，Fig. 9 に示すリヤバルクヘッド構造や Fig. 10 に示すリヤサブフレーム下にスティフナを配置する構造を考案した．このように，軽量で高剛性のリヤボデーやサスペンション取付け構造を実現し，低 RRC タイヤを採用しながらも進路保持のしやすさを実現できた．

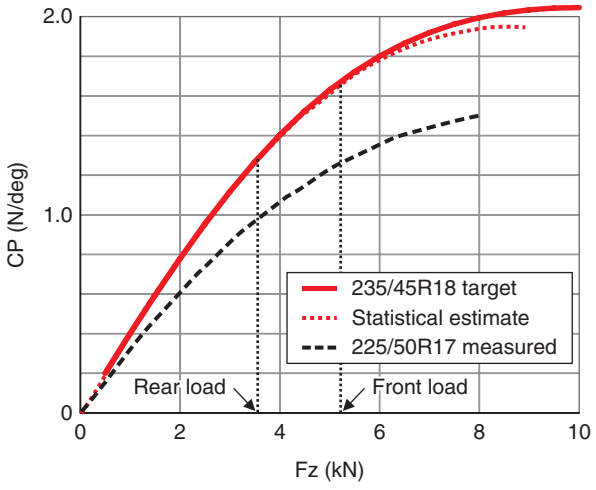


Fig. 6　Measured tire CP (Fz) characteristics of 225/50R17 and target CP (Fz) of 235/45R18

4.2. 走り出し直後から感じる滑らかな乗り心地

乗り心地は，電動車特有のシームレスで滑らかな加速性能にふさわしい滑らかさの実現を目標に設定した．そこで，アコード PHEV でも採用されている周波数応答式可変ダンパ (SFRD)[5] を採用し，4.1. 節で述べたボデーとの特性合わせ込みをおこなった．さまざまな条件下で実走テストを繰り返し，実走テストのエキスパートによる官能評価で，バネ，スタビライザ，ゴムブッシュなども含めた総合的なセッティングをおこない，熟成度を高めてねらいとする運動性能を達成した．

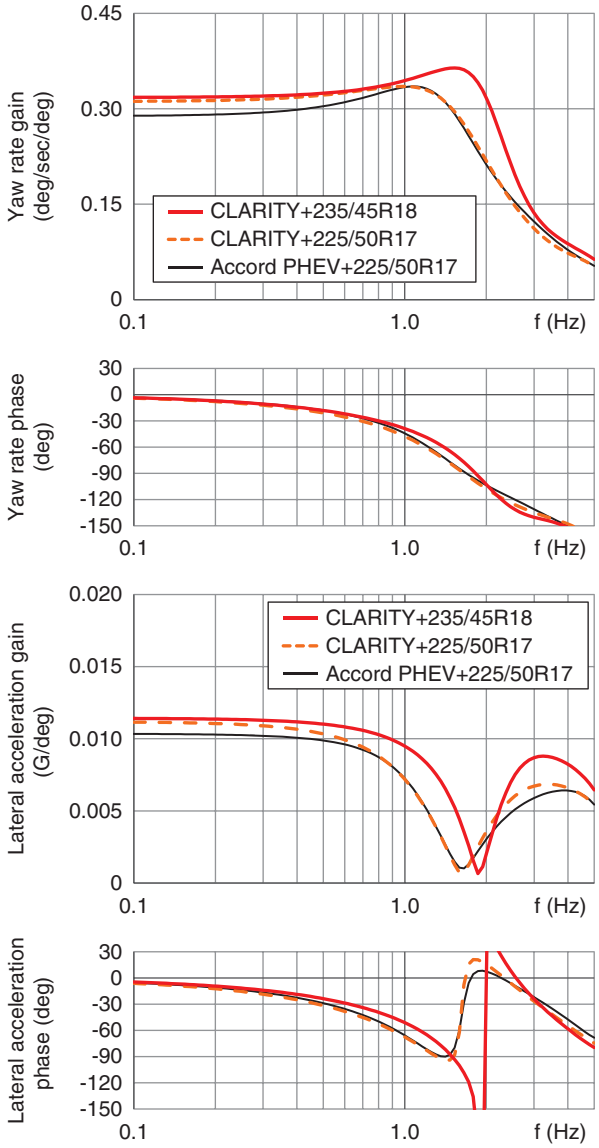


Fig. 7 Bode diagrams of estimated frequency response of yaw rate (upper) and lateral acceleration (lower) with various tire characteristics

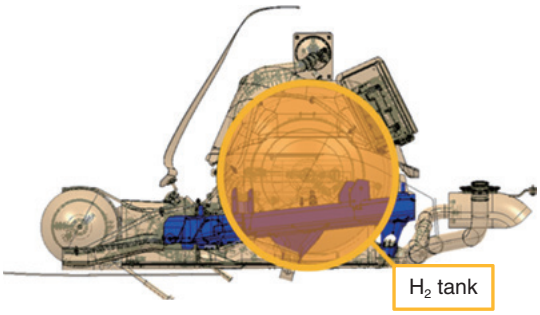


Fig. 8 Side view of rear subframe with H_2 tank

4.3. 進路変更時の自然な動き

操縦性能の低い車は安定した挙動を保ちにくいためスムーズな運転が難しく，同乗者も走行中の車の動きに不快感を生じる．そこで，ハンドル操作に対して生じるヨーレートとロールの関係に着目し，ヒステリシスを少なくし線形性を高めることにより，操舵に対する車の挙動の予測性を高めた．

サスペンション諸元値やステアリングの制御設定には，官能評価に加えてこの考え方に基づく実車挙動も参考にして開発した結果，ベンチマークとしたアコード PHEV 以上に進路変更時の動きが自然に感じられるようにできた (Fig. 11)．

4.4. コントロールしやすいブレーキ

ブレーキは，さまざまな走行シーンで求められる性能を満足できるように，アコード PHEV と同型式の電動サーボブレーキシステム[6] を採用し，コントロールしやすいブレーキフィールの実現を目標に定めた．達成手法は，ブレーキペダルのストロークに対する反力設定である．減速度が小さい時は，ペダル反力のストロークに対する勾配を大きくしてストロークに対する反力を上げた．そこからさ

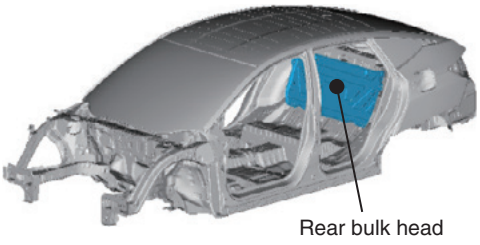


Fig. 9 Rear bulk head

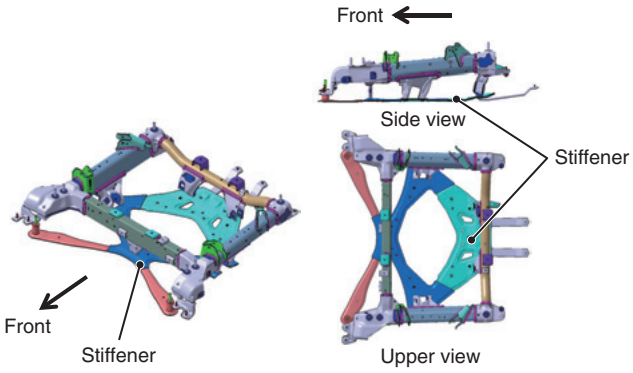


Fig. 10 Rear subframe with stiffener

らにペダルを踏み増した場合には，踏み込みに応じて反力が徐々に上がっていくようにした．これらの対応の結果，常用域から減速度が大きな領域までペダル反力のつながりをスムーズにでき，ベンチマークとしたアコード PHEV 以上にコントロールしやすいブレーキ性能が実現できた．

4.5. ロードノイズ，風切り音に対する静粛感

FCV のパワートレインは ICE 車と比較して静かである．したがって，乗員は ICE 車以上にロードノイズや風切りによるキャビンへの侵入音が気になると考え，Fig. 13 に示すように音の入力源近傍での吸音と音侵入経路の遮断をおこなった．さらに，遮音ガラスを広範囲の部位に適用して音の侵入を低減した．

フロアカーペットは遮音と吸音効果の高い複層構造とし，組付け部品による隙間面積を縮小することで遮音と吸音の効率を向上した (Fig. 14)．

さらに，ホイールも，レゾネータを付加し，タイヤ気柱共鳴起因のロードノイズや段差乗越し時のショック音を抑制した[7),(8)] (Fig. 15)．

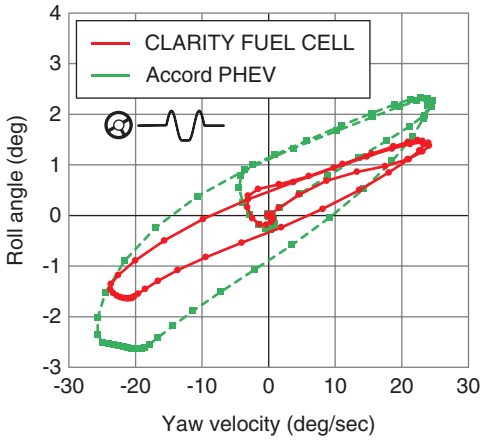


Fig. 11　Relationship between roll and yaw velocity during sinusoidal steer

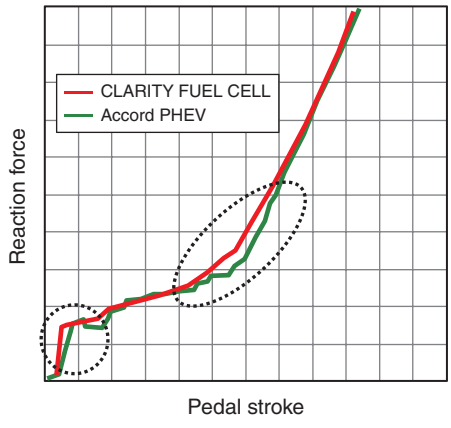


Fig. 12　Relationship between brake pedal stroke and reaction force

これらの効果とアクティブノイズコントロール (ANC) システム[9]の採用により Fig. 16 に示すように，ロードノイズは E セグメントクラスの性能を達成した．風切り音も Fig. 17 に示すように良好な性能を達成した．

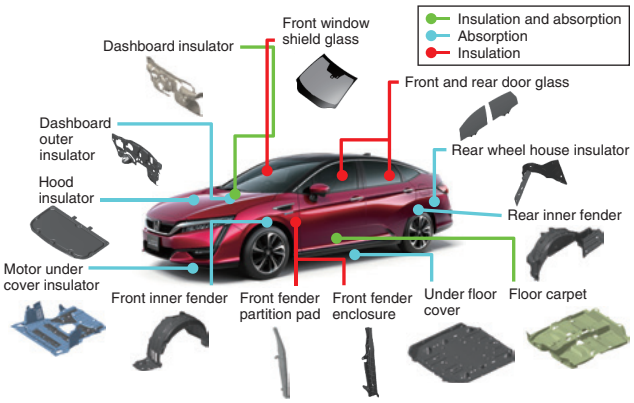


Fig. 13　Sound proof item

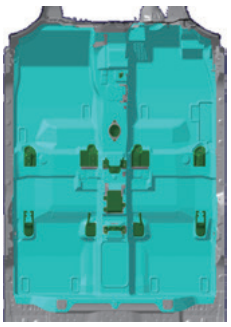


Fig. 14　Floor carpet layout



Fig. 15　Wheel resonator

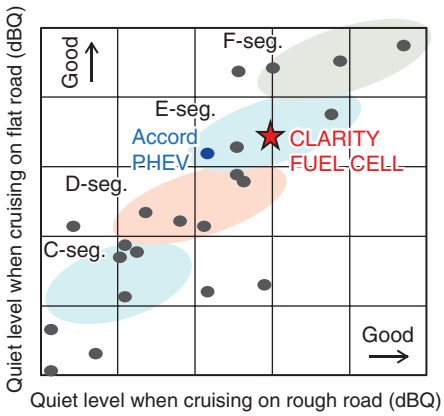


Fig. 16　Quiet feel index (cruising)

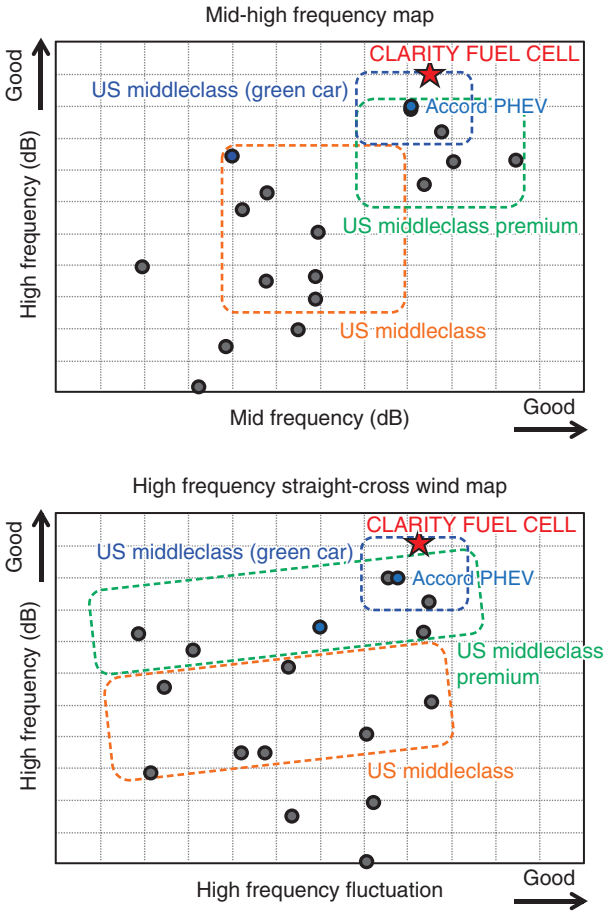


Fig. 17 Wind noise index

5. まとめ

運動性能のねらいを，電動魅力とクルマ魅力に分けて開発した．アコード PHEV をベンチマークにそれぞれのねらいの目標を設定し，そこからどのように性能を進化させるかをお客様目線で徹底的に考えた．

それぞれのねらいはさまざまな技術によって達成した．そうして個々のねらいを達成した結果，電動車特有の新たな魅力とクルマ魅力を兼ね備える車両が開発できたと考えている．この車が，お客様と共に新時代へ踏み出されるような，特別な１台になって欲しいと願う．

参考文献

（1）木村顕一郎，河﨑輝明，大村孝之，渥美淑弘，清水潔：新型燃料電池自動車CLARITY FUEL CELLの開発，Honda R&D Technical Review, Vol. 28, No. 1, p. 1-7

（2）菅原竜也，金沢卓磨，立花優，今井直樹：CLARITY FUEL CELL用エア供給システムの開発，Honda R&D Technical Review, Vol. 28, No. 2, p. 52-58

（3）鈴木朋和，日下馨：複数タイヤのデータ群から同定する「統計タイヤモデル」，Honda R&D Technical Review, Vol. 24, No. 1, p. 85-91

（4）Kusaka, K., Nagayama, N.: A Statistical Tire Model Concept - Applications to Vehicle Development, SAE Technical Paper, 2015-01-1578, (2015)

（5）http://www.showa1.com/jp/technology/automobile/sfrd.html/2015/12/02

（6）大久保直人，西岡崇，赤峰宏平，波多野邦道：電動サーボブレーキシステムの開発，Honda R&D Technical Review, Vol. 25, No. 1, p. 47-51

（7）Kamiyama, Y. : Development of a New On-Wheel Resonator for Tire Cavity Noise, SAE Technical paper, 2014-01-0022, (2014)

（8）神山洋一，石井克史，高木久光，柏井幹雄：ノイズリデューシングホイールの開発，Honda R&D Technical Review, Vol. 23, No. 2, p. 78-83

（9）河野昌明，津嶋広通，秋元幸雄，嶽和秀，原田紀之，長岡進，江口美彦：2013 年モデル US Accord の開発，Honda R&D Technical Review, Vol. 25, No. 1, p. 14-22

■著　者■


渥 美 淑 弘


鈴 木 浩 義


宮 﨑 武 司


亀 本 修 吾


日 下　馨

アルミニウム中空ダイカスト大型軽量サブフレーム

Large-sized and Lightweight Aluminum Hollow Diecast Subframe Using High Pressure Diecasting

今 西 智 之* 朝 見 明 彦* 実 吉 勇一郎*
Tomoyuki IMANISHI Akihiko ASAMI Yuichiro SANEYOSHI

要 旨

大型化と高強度化を実現した，アルミニウム中空ダイカスト軽量サブフレームを開発した．閉断面構造化のキーとなる中子を内部まで焼成する技術と鋳造性を向上した材料とを，世界で初めてサブフレームに適用し，高圧鋳造でありながら薄肉化を実現した．さらに，シームレスによる閉断面構造によりパッケージ効率を高め，鋼板を溶接したサブフレームと変わらない剛性を確保したまま約 46％の軽量化を図ることで，トップクラスの軽量なサブフレームを実現した．

このサブフレームを CLARITY FUEL CELL に搭載し，車両の軽量化を実現するとともに，燃料電池パワートレインのフロントフード下部への搭載性を向上させ，内燃機関を搭載した車両と変わらない高いパッケージ効率を実現した．

ABSTRACT

A large-sized, lightweight aluminum, hollow diecast subframe with increased strength was developed. Technology for baking the entire interior of the core, which is the key to realizing a closed section structure, and materials with enhanced castability were applied to the subframe for the first time known to date, and realized a thin wall structure even with high-pressure diecasting. In addition, the use of a seamless closed-section structure increased the package efficiency and achieved weight reduction of approximately 46% while securing the same stiffness as that of a welded steel plate subframe. These developments realized a top-class lightweight subframe.

The developed subframe was mounted in the CLARITY FUEL CELL, and both reduced the vehicle weight and facilitated fuel cell power train installation under the front hood, achieving high package efficiency equivalent to that of a vehicle with an internal combustion engine.

1．はじめに

近年，地球環境保護のための低炭素化や省エネルギー化および自動車運動性能の向上の観点から，自動車軽量化の必要性がますます高まってきている．燃費性能や運動性能をともに改善し，環境技術と商品性を両立する技術は今後ますます必要性が増してくる分野である．燃料電池自動車や電気自動車が普及し始めた近年では，シャシ部品を含む車体系でのさらなる軽量化技術の開発[(1)]が求められるようになってきた．

シャシ系の部品の中でも，サスペンション部品やパワープラントを車体につなぐフロントサブフレーム (Fig. 1) は

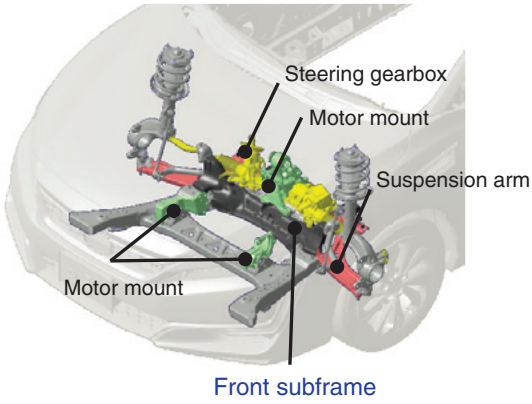


Fig. 1 Front subframe position in vehicle

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2017_29_1_7

Table 1 Overview of subframe manufacturing methods

	GDC	LPDC	HPDC	
Joint	None	None	FSW	None
Thickness	△	△	○	○
Weight	△	△	○	◎
Layout efficiency	○	○	△	○
Productivity	△	○	◎	◎

◎ : Excellent
○ : Good
△ : Acceptable

大型部品の一つであり，この構造を最適にすることによる軽量化は車体全体の軽量化へ大きく貢献する．

Hondaはサブフレームを軽量化するために，アルミニウムへの材料置換をおこなってきた．例えば，四輪車では，アルミニウムの高圧鋳造法（HPDC）やスクイズダイカストを用いた開放断面構造の鋳造品に展伸材や鋼板を摩擦撹拌で接合した技術[2]を開発し，ACCORD HYBRIDやFIT EVのサブフレームに採用している．しかし，接合により閉断面構造にする場合，継手部が必要になり，エンジンルームやモータールーム内の限られたレイアウトスペースでは効率の良い断面形状の確保が課題となっている．従来技術では，重力鋳造（GDC）や低圧鋳造法（LPDC）を用いてアルミニウムの中空の一体化構造を採用しているが，GDCやLPDCによる成形では一定の厚さが必要になり，重量増が課題となる．軽量化のため，積層工法による中子を使用しLPDCによる薄肉化を図った技術[3]があったが，量産性の確保が容易ではなかった．これらの製法違いによる閉断面構造の特徴をTable 1に示す．

Hondaでは，アルミニウムのHPDCを用いた閉断面化技術を開発し，二輪車であるCBR600RRのフレームに採用している．しかしながら閉断面構造の小型鋳造品とGDCを用いた開放断面構造の鋳造品を溶接しているため，中空の一体成型には至らず[4]，軽量化の余地が残されていた．

そこで，これらの課題を解決するために，既存設備を使用した上で，軽量化に優位なHPDCによる大型部品の薄肉閉断面構造を実現する技術[5]を活用し，サブフレームを開発した．

2．開発のねらい

本研究では，以下のようなねらいを定めて，新しいサブフレーム製造技術を開発した．

（1）HPDCによる大型薄肉な閉断面構造の実現
汎用性のあるHPDC設備を使用し，高圧鋳造に適用可能な中子の製造条件を確立し，中子を高強度化することにより，製品の大型化と薄肉化を実現する

（2）鋳造性と機械的特性を両立する材料含めた量産性の実現
熱伝導率が低いことで流動性が確保できる中子を使用した中空鋳造の利点を生かし，鋳造に適した材料で量産性を実現する．

（3）トップクラスの軽量なサブフレームの実現
薄肉化，シームレスによる疲労起点の低減，継手部の廃止によるレイアウト自由度の向上と，製品肉厚の安定化による軽量化をおこなう．

3．HPDCによる大型薄肉な閉断面構造の実現

HPDCでは，射出速度が速すぎると中子がずれたり，割れたりすることで，形状不良となる．鋳造圧力が高すぎると，中子が押しつぶされて収縮し，製品の肉厚が厚くなってしまう．そこで，鋳造条件は，一般的なHPDC条件から，砂中子が鋳造時に壊れない射出速度と鋳造圧力領域まで，低速化，低圧化させた（Fig. 2）．

3.1. 中子の製造条件

鋳造工程の流れをFig. 3に示す．中子は大型のサブフレームに適用するため，従来より大きく厚くなっており，焼成工程には長い処理時間が必要となる．また湯流れ性と排砂性の向上を目的として，中子に表面コーティング材を塗付する手法を採用している．このようにして完成した中子は金型に固定してアルミニウム鋳造する．鋳造完了後，湯口部を打撃して製品を加振し中子を崩壊させて排出する．

3.2. 中子成形技術

中子の素材はフェノール系のレジンコーテッドサンド（RCS）を使用し，金型焼成により成形する．従来の焼成条

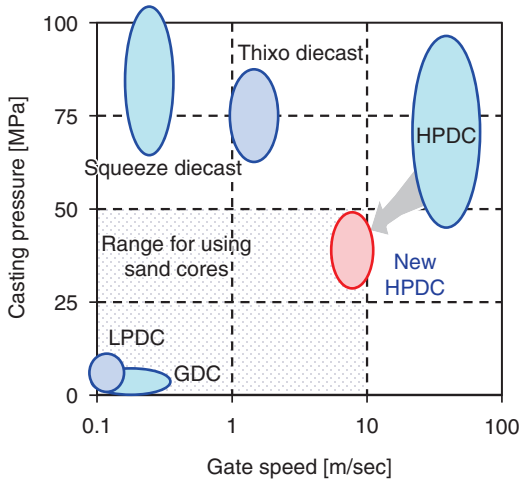


Fig. 2 Target casting pressure and gate speed target

件で焼成したときの中子の断面を Fig. 4 に示す．金型に触れている表面部分のみ焼成されているだけで，内部はほとんど加熱されていないため，中子の強度が低い．この状態では鋳造時に割れてしまうか，もしくは潰れてしまうことで製品の肉厚が厚くなるため，内部まで焼成させる必要がある．RCS に使用されているフェノール樹脂は，160℃ 以上で硬化が始まり，400℃ 以上では急激に分解してしまうため，160℃ から 400℃ の範囲で焼成条件を設定しなければならない．

また，焼成の温度を上げると中子の厚肉部位の焼成は早くなるが，薄肉部位が過度に焼成するので，部位によって強度差異ができてしまう．さらに過度に焼成した部位は脆く崩れやすいため，全体を均一焼成するように最適な焼成条件を見出した (Fig. 5)．

3.3. 鋳造性と機械的特性を両立する材料と量産性の確立

シャシ部品に適用されるアルミニウムダイカスト材料は高強度，高靭性，耐食性が必要となる．そのため，耐食性に悪影響を及ぼす銅 (Cu) や鉄 (Fe) など添加量が少ないアルミニウムーシリコン (Al-Si) 系，アルミニウムーマグネシウム (Al-Mg) 系の材料が採用される．材料選定にあたり，鋳造条件の一つである射出速度が 10 m/s 前後のときに安定した強度となる Al-Mg 系を選択した (Fig. 6)．Al-Mg 系は，従来の Al-Si 系の材料を熱処理したものと比較して強度が低く，凝固時収縮により引け割れを起こしやすく鋳造性が劣るため，大物薄肉部品の鋳造材料に採用されることは少ない．本研究では，このような課題に対応するため，Al-5Mg 材に Si を添加することで，Mg_2Si を析出させて機

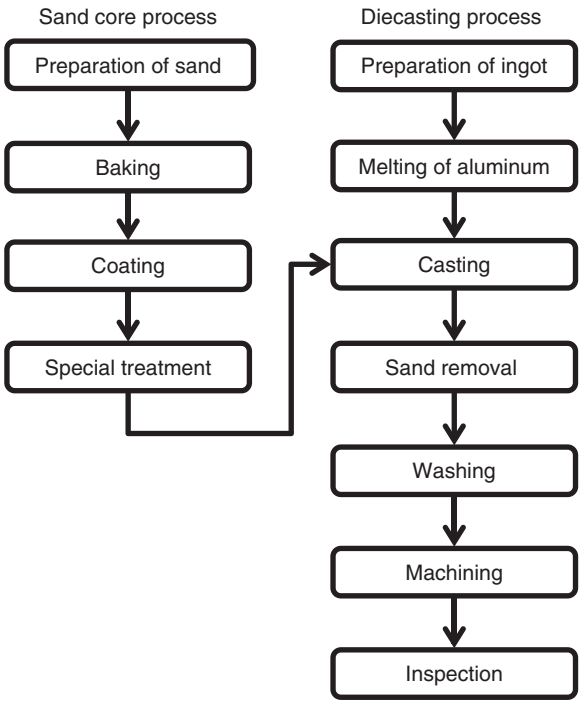


Fig. 3　Manufacturing process

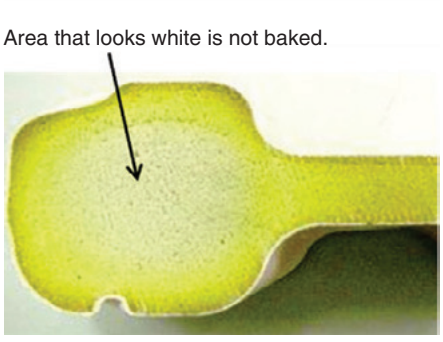


Fig. 4　Sand core cross section after baking

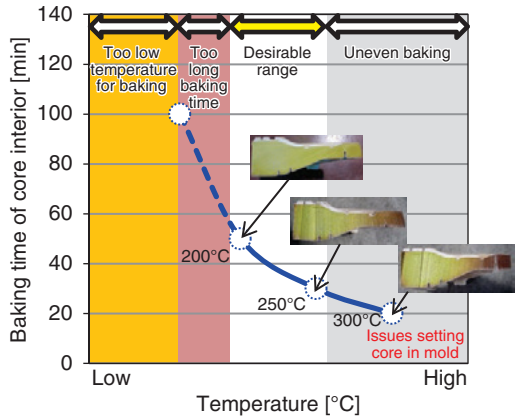


Fig. 5　Relationship between baking time and temperature

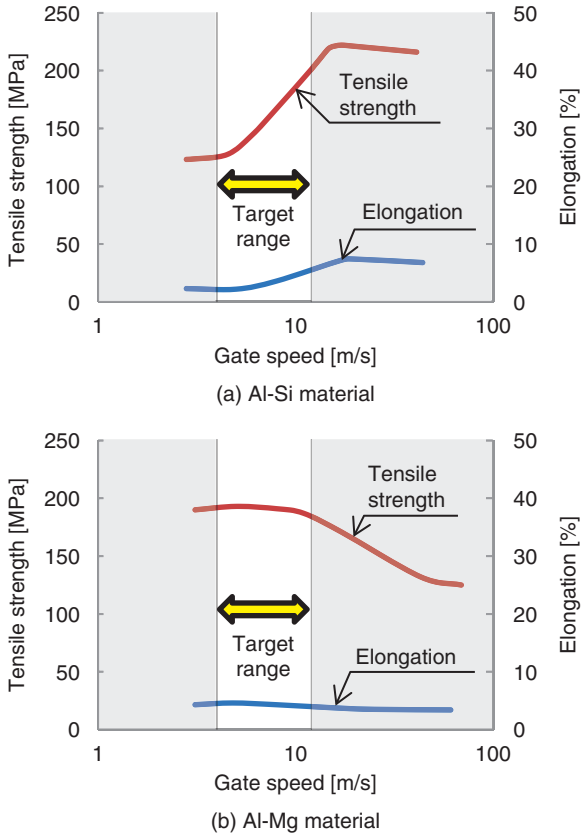


Fig. 6　Relationship between gate speed and strength

械的特性を向上させると同時に，また液相温度が低くなるため凝固直前まで圧力伝播が可能になり，溶湯補給性が向上することをねらった．

Si の添加量は，事前テストとして長さ 300 mm ×幅 100 mm ×厚さ 6 mm の板状のテストピース金型を用いて鋳造テストをおこない，機械的特性を比較した．Fig. 7 に Si 添加量と引張強度（TS），0.2% 耐力（YS），伸び（EL）の関係を示す．本研究では Si 添加量が 2.0% 前後での強度と伸びのバランスが材料として適正と判断した．

サブフレームに適用する材料は，車両の衝突性能を満足するために高延性であることと同時に，車両の軽量化のため，高強度であることが要求される．一般的に強度と伸びは背反性があるため，使用目的に応じて最適な材料を選択することが必要となる．そこで，部品金型を用いて Si 添加量の 1.8% から 2.2% の範囲で，より細かく機械的特性の変化を確認した．引張試験片の採取位置を Fig. 8 に示す．

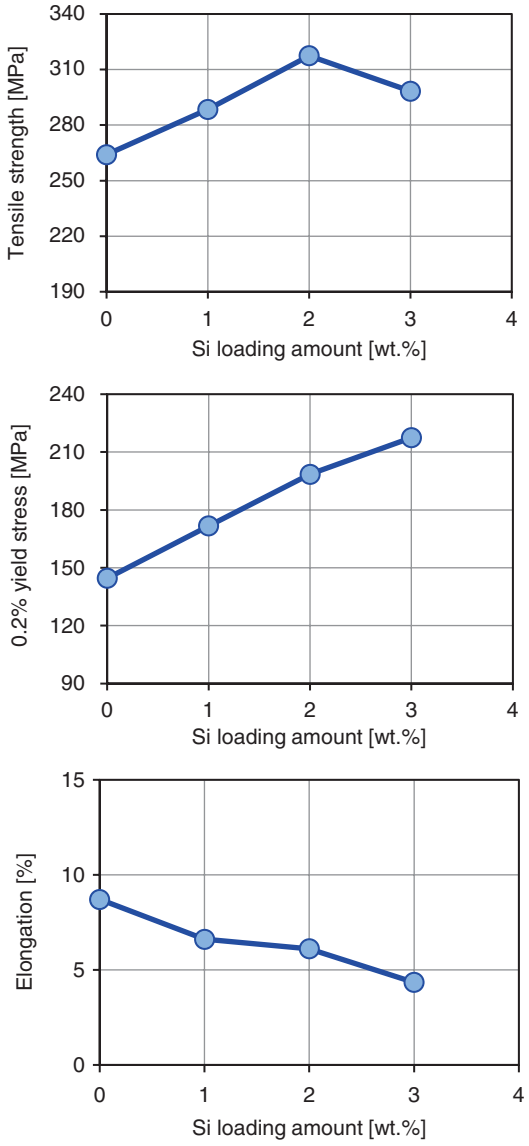


Fig. 7 Change in mechanical properties of test piece by Si loading amount to Al-5Mg material

事前テストと同様に 2.0% で引張強度がピークとなっていたが，部品要求特性の靭性を考慮して，Si 添加量は 1.8% に設定した（Fig. 9）．

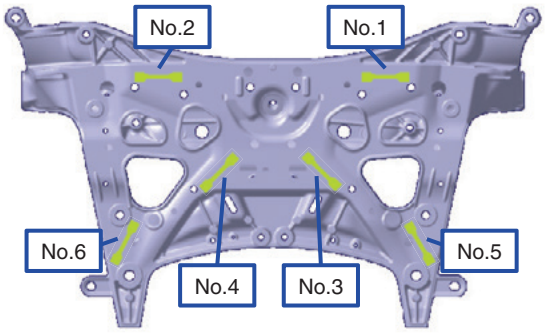


Fig. 8 Tensile test piece sampling positions

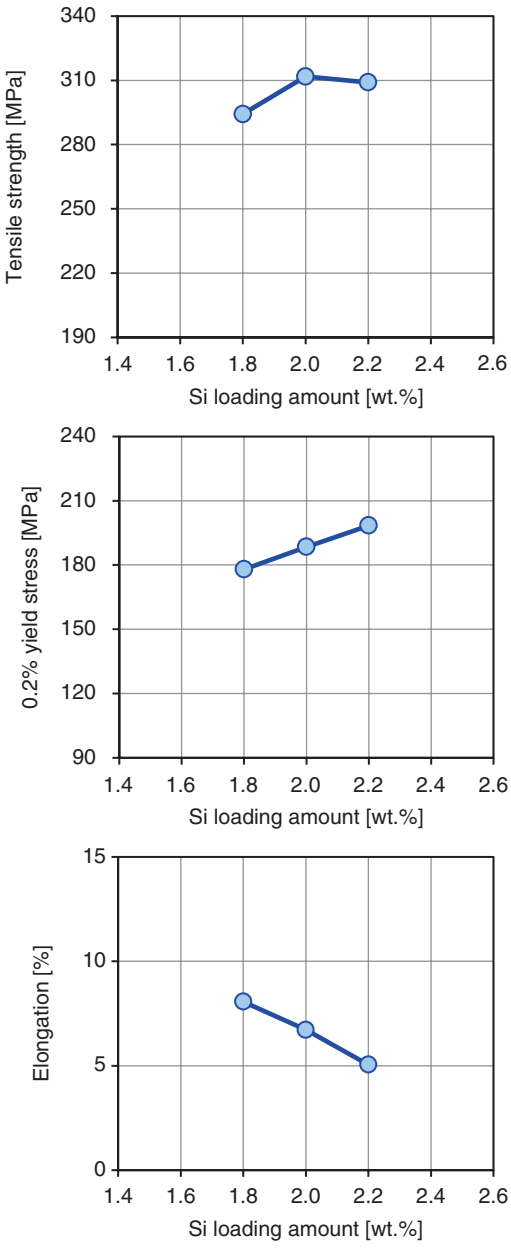


Fig. 9 Change in mechanical properties of subframe by Si loading amount to Al-5Mg material

4．トップクラスの軽量なサブフレームの実現

本サブフレームの開発では，アルミニウム中空ダイカスト技術を用いることで，閉断面構造を従来の接合構造からシームレス構造とした．しかし，サブフレームの形状によっては，鋳造する際に，金型に流入した溶融金属が鋳造時の圧力で中子を変形，破損させてしまうため，中子の変形，破損を防止する構造が必要となる．そこで，本研究では，鋳造時の中子の保持位置をサブフレームの上下相対する位置に設定することで，サブフレームを鋳造する際の中子の変形を抑え，製品肉厚の安定化をおこなった（Fig. 10）．また，アルミニウム充填時の鋳造圧力における中子の強度解析を実施し，中子に発生する応力の定量化をおこない，中子に応力集中が発生しない製品形状とした（Fig. 11）．さらに，鋳造性を良くするために均一に設定されることが多い鋳造肉厚を，鋳造解析と製品設計を同時に進めることで必要な部位に必要な材料を配置する可変肉厚にし，軽量でありながら高い剛性を有する構造を実現した．具体的には，運動性能へ寄与が高いサスペンションのロアアームやステアリングギヤボックスの取り付け部は，支持剛性を確保するため肉厚 3.5 mm に，サスペンション取り付け部はボルト締結力を確保するために肉厚を 2.5 mm に，そして，下面部は衝突時に分断することなくエネルギーを吸収できる肉厚 3.0 mm に設定し，サブフレームに求められる最適な剛性分布と強度を高いレベルで両立することができた（Fig. 12）．

また，従来の溶接接合に対して，継手部が不要となり，かつ，シームレス成形が可能になったことで，省スペースでの高剛性確保が可能となった（Fig. 13）．その結果，CLARITY FUEL CELL の限られたモータルームの空間の制約の中でも，剛性に優れ，軽量，かつ衝突性能を確保したサブフレームを配置することができた．

機械的特性は製品からテストピースを切り出して引張強度，0.2% 耐力，伸びを測定し，適用部品の要求性能から判断し安定的に目標値以上の耐力と伸びを得られることが確認できた．また，実車入力要件で静破壊試験および耐久試験も確認した．

今回開発したアルミニウム中空ダイカストサブフレームは，従来品に対し鋼板からアルミニウムへの材料置換と継手部の廃止などの形状最適化によって約 46% の軽量化を達成し，トップクラスの軽量なサブフレームを実現した（Fig. 14）．

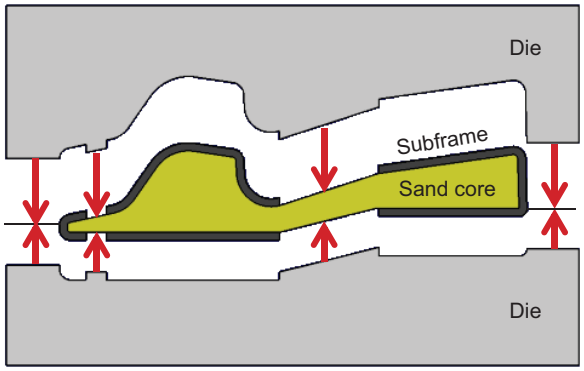


Fig. 10　Sand core holding positions

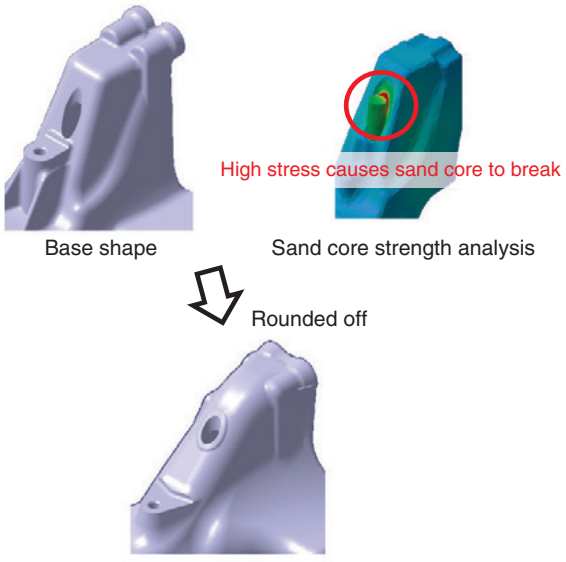


Fig. 11　Design using sand core strength analysis

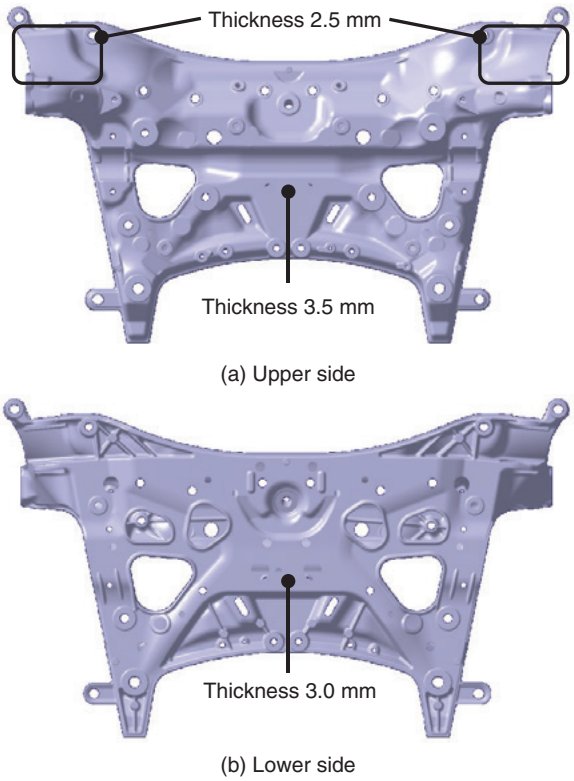
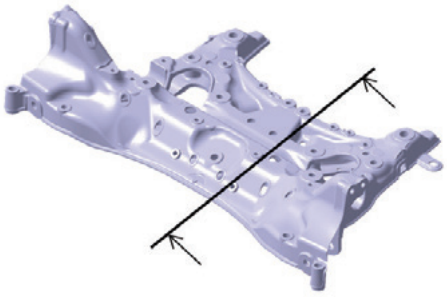
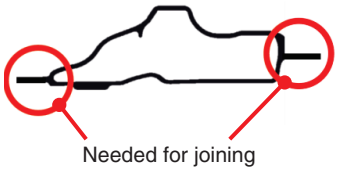


Fig. 12　Subframe thickness



(a) Section cut area



(b) Conventional subframe



(c) CLARITY FUEL CELL subframe

Fig. 13 Structure of closed section

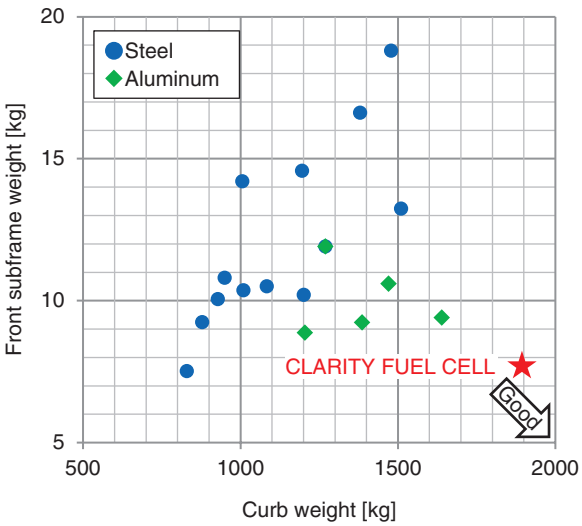


Fig. 14 Subframe weight

5. まとめ

本研究では，シャシ系部品の中でも大型の部品の一つでもあるフロントサブフレームを軽量化，かつ大量生産することが可能な HPDC 生産手法を構築した．

（1）HPDC に適用可能な中子成形技術を開発し，大型化した中子の内部まで均一に焼成する条件を構築できた．

（2）非熱処理系の Al-5Mg 系材料に 1.8% Si を添加することで，鋳造性と機械的特性を満足する組成を確立できた．

（3）開発したアルミニウム中空ダイカストサブフレームは，従来の鋼板をプレス加工し，溶接で成形したサブフレームよりも，約 46％の軽量化を達成し，トップクラスの軽量なサブフレームを実現した．

参考文献

（1）木村顕一郎，河崎輝明，大村孝之，渥美淑弘，清水潔：新型燃料電池自動車CLARITY FUEL CELLの開発，Honda R&D Technical Review, Vol. 28, No. 1, p. 1-7

（2）宮原哲也，佐山満，矢羽々隆憲，大浜彰介，畑恒久，小林努：サブフレームへ適用可能なFSWを用いたスチールとアルミニウムの連続接合技術の開発，Honda R&D Technical Review, Vol. 25, No. 1, p. 71-77

（3）小岩井修二，橘内透，八下田健次，神戸洋史，岡根利光，山縣裕，吉田誠：低圧鋳造法によるアルミニウム合金製大型･薄肉･中空車体鋳物の製造技術開発，鋳造工学，Vol. 84, No. 8, p. 477-481, (2012)

（4）Koya, E., Suzuki, T., Nakagawa, M., Fujimoto, G., Murakami, M., Murata, K.: Development of Hollow, Weld-able Die-Cast Parts for Aluminum Motorcycle Frames, SAE Technical Paper, 2003-32-0055, (2003)

（5）Asami, A., Imanishi, T., Okazaki, Y., Ono, T., Tetsuka, K.: Development of Aluminium Hollow Subframe Using High-Pressure Die Casting, SAE Technical Paper, 2016-01-0406, (2016)

■著 者■



今 西 智 之



朝 見 明 彦



実吉勇一郎

量産車の MBD におけるシャシ性能設計技術の構築

Development of Chassis Performance Design Technologies for MBD of Mass-production Vehicles

豊 島 貴 行* 松 澤 俊 明* 伊 藤 憲 悟*
Takayuki TOYOSHIMA Toshiaki MATSUZAWA Kengo ITO
遠 藤 喜 章* 高 野 広 喜* 牛 村 智 也**
Yoshiaki ENDO Hiroki TAKANO Tomoya USHIMURA

要 旨

自動車のような複雑なシステムを量産車として効率良く開発するため V-Model の機能設計と性能設計について，MBD の実用技術を構築した．必要な技術は大きく三つに分類される．それぞれは，シミュレーションモデルの作成時間を短縮する技術，シミュレーション条件の定義時間を短縮する技術，シミュレーションの結果の共有時間を短縮する技術である．これら三つは MBD を量産車開発に適用する上ですべて必要な技術である．この技術により，従来の機能設計と性能設計の MBD におけるシミュレーションの Output time をおよそ 1/50 に短縮することができた．その結果，機能設計と性能設計について，MBD を量産車の開発に対して適用することが可能となった．

ABSTRACT

Technologies have been developed that enable practical application of MBD in function design and performance design stages using the V-model, in order to realize efficient development of mass-production vehicles incorporating complex systems. These technologies, all essential for the application of MBD in mass-production vehicle development, can be broadly divided into three categories: a technology that reduces the time necessary for the formulation of simulation models; a technology that reduces the time necessary for the definition of simulation conditions; and a technology that reduces the time necessary for the sharing of simulation results. These technologies have reduced the simulation output time for MBD in function design and performance design stages to approximately 1/50th of the previously required time. As a result, it has become possible to apply MBD in function design and performance design during the development of mass-production vehicles.

1．まえがき

昨今の交通社会の発展により，自動車のマーケットは先進国に限らず新興国にも拡大しており，さまざまな多様化を生み出している．具体的には Fig. 1 に示すように，環境問題がクローズアップされるに従い，エンジンやモータ，ハイブリッドのパワートレインの多様化が進んでいる．また，生活スタイルの変化に伴い顧客のニーズを反映したセダンや，ミニバン，SUV などのカテゴリの多様化が進んでいる．さらに，高まる安全へのニーズから，SH-AWD や Active Yaw Control などの，さまざまな運転支援システムが搭載され，デバイスや電装系の多様化が進んでいる．その結果，近年の自動車は急速に複雑なシステムとなってき

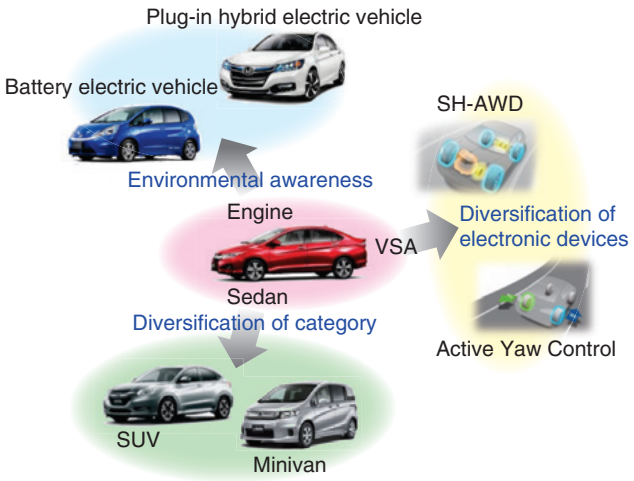


Fig. 1 Automotive diversification

＊ 四輪 R&D センター
＊＊ HONDA R&D AMERICAS, INC.

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2017_29_1_8

ている[1)-3)].

複雑なシステムを構築する際には，システムを構成する部品の形状や特性などの詳細な考察に入る前に，そのシステムが目的とする機能を十分満たすものになるかどうかを大枠のコンポーネントで仕組みを捉え，システム全体の機能を検証することが有効である[4), 5)]．その段階で見通しを得てから，さらに詳細な構成部品について検討を進めるというステップを踏んだ開発により，複雑なシステムを効率良く構築することができる[6)]．一般的にこのプロセスはFig. 2 に表すような V-Model として表現される[7)]．ここでは設計段階の上位から各ステップごとにそれぞれ概念設計（構想設計）と，機能設計と性能設計，構造設計と部品設計と呼ぶこととする．

複雑なシステムを効率良く最適に構築するためには，上位の概念設計（構想設計），下位の構造設計と部品設計の中間に位置する機能設計と性能設計が重要となる．機能設計と性能設計の検討に，シミュレーションモデルを使い，机上で仕様の考察を進め見通しを得た上で実機検証するモデルベース開発（以後 MBD）という手法がある[8), 9)]．MBD に対し，シミュレーションを使わずに試作から入り，目標を達成するまで試行錯誤を繰り返しながら実験的に仕様を決めてゆく開発手法をここではモデルフリー開発（以後 MFD）と呼ぶこととする．Fig. 3 はそれぞれの開発の流れをフローチャートで表現したものである[10)]．

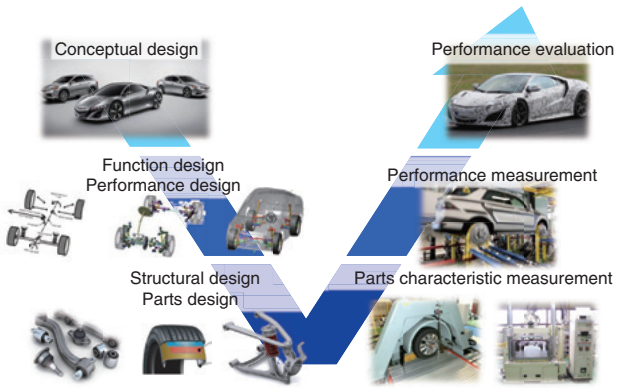


Fig. 2　V-Model for chassis development

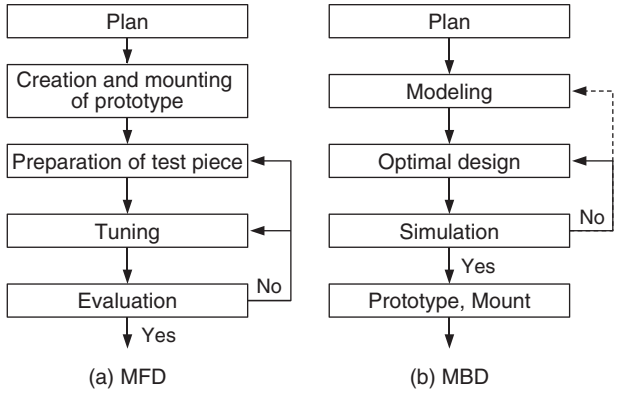


Fig. 3　Concept of MFD and MBD

MBD の導入には，まず開発対象となる開発車のシミュレーションモデル（以下モデル）を作成しなければならない．最初のモデルの作成には時間を要するが，一旦モデルを作成してしまえば，仕様の検討は机上で進めることができるため，何度も実機による試行錯誤を繰り返す必要はない．またモデルにはシステムのメカニズムが明確に盛り込まれるため，目標を達成させるための手段（達成解）の効果も明確である．これに対し MFD はモデルを使わずに実機検証から入るため，システムのメカニズムが不明確なまま試行錯誤を繰り返すので，達成解の効果がわかりにくい．比較的単純なシステムであれば，MFD の方がむしろ短時間でゴールに到達することもあるが，システムが複雑になるに従い，達成解の探索難易度は急速に上昇し，場合によっては目標を達成する可能性の見通しも立たなくなる．

複雑なシステムとなっている自動車には V-Model を使った MBD の実践が必要となるが，実際に MBD を量産車開発にも適用するには，機能設計と性能設計に要する時間を短縮させることが必要である．これまでシミュレーションによる計算検討に必要な時間や，MBD を量産車開発へ適用させるために求められる時間短縮の度合について，具体的な手法が論じられることはなかった．ここでは開発する量産機種すべてのシャシに対して V-Model による MBD を実現するために，機能設計と性能設計の時間的制約を明確にし，それを達成するための実用化技術について論じる．

2．機能設計と性能設計

自動車の機能設計と性能設計の MBD を進める上で，重要な役割となるのが 1D シミュレーション[8)]である．1D シミュレーションでは自動車を構成する各コンポーネントの特性をブロックで表現し，矢印でつなぐことによってコンポーネントどうしの相互作用を表現する．例えば MATLAB/Simulink は代表的な 1D シミュレーションツールである．モデル作成においては，車両システムをどのように捉え，モデルのメカニズムをどのように構成するかを考察することが機能設計の主な内容である．機能設計により最初に使う検討モデルが決まった後，コンポーネント特性の最適な組合せを求めて考察する．これが性能設計の主な内容である．1D シミュレーションは，実際の個々の部品の寸法や特性を細かく定めなくても，大枠のコンポーネント特性を定義すれば計算検討を進めることができる[11)]．

1D シミュレーションを使い，目的とする機能や性能を達成する見込みがあるかどうかを検討し，その時点で達成見込みがなければ，システムの仕組みを変えなければならない．機能設計と性能設計は互いに補完し合う関係にあり MBD を進める上で双方が欠かせない．例えば車両のロール運動に関する機能設計と性能設計の概念を図示

したのが Fig. 4 である．Fig. 4 の上段の図はロール運動の計算をするために適切なモデルの検討をしていることを表現しており，下段の図はロール運動を計算するモデルの各コンポーネントの特性について検討をしていることを表現している．ここで上段が機能設計に相当し，下段が性能設計に相当する．つまり機能設計はシステムの構成を考察し，性能設計はコンポーネント特性の組合せを考察している[12]，[13]．

最終的に設計図面に反映させるためのコンポーネント特性を整理すると全項目は数百項目となる．Fig. 5 はそれらの項目を一覧表にしたものの一部を示したものである．これをここでは性能設計一覧と呼ぶ．性能設計一覧の縦の欄はシステムの目標値を示す項目（シミュレーションの出力）であり，横の欄はシステムを構成する各コンポーネント特性の項目（パラメータスタディの項目）である．1D シミュレーションで目指す性能設計は，この数百あるコンポーネント特性の組合せの中から最適な解を探求することである．

機能設計と性能設計の時間とは，適切なモデルを作成するところから，計算検討の結果を構造設計者と共有するまでの時間である．具体的には，コンポーネント特性の最適な組合せを探索すること，性能設計一覧にある値をすべて決定すること，その計算結果をレポート化して出力すること，情報を報告会等で共有するまでの時間が含まれる．

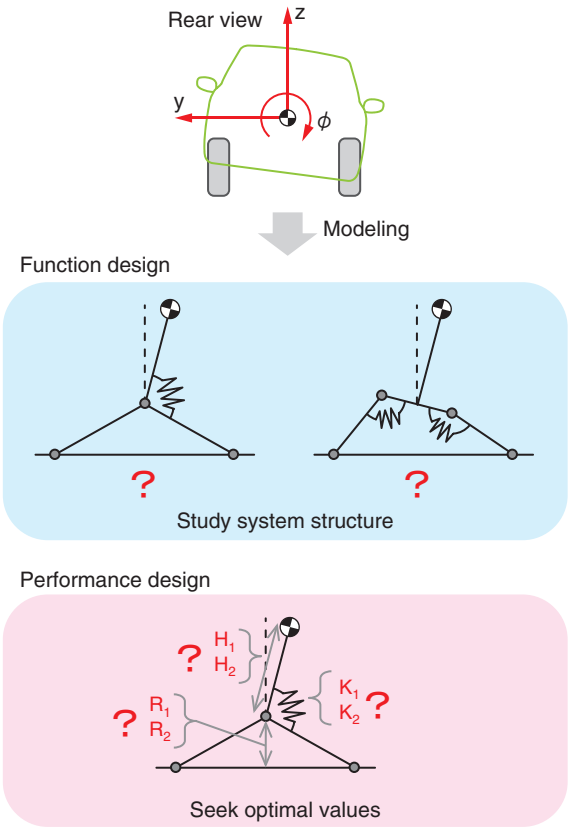


Fig. 4　Function design and performance

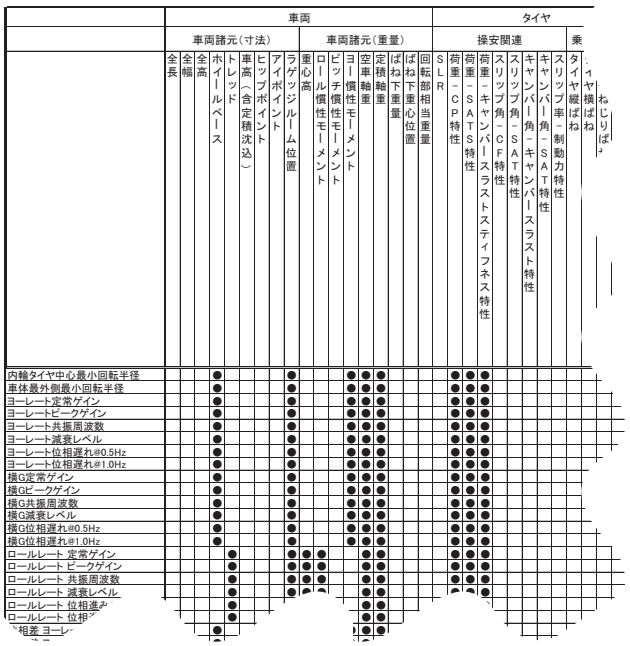


Fig. 5　Performance design item list

3．技術課題

量産車の開発においては，仕様を決定するため，特性にある程度の幅を持たせて何種類かの試作品を作成し，それらの試作品群の組合せを試行錯誤しながら，最良の仕様を実験的に選び出すという作業がおこなわれる．2010 年から 2011 年に実施された MFD の試行錯誤に費やされる時間の調査において，なんらかの判断が最初になされるまでの時間一回の試行にかかる平均時間はおよそ 6 時間程度と試算されていた．

MBD を量産車の開発へ適用するためには，MFD の一回の試行時間よりも短時間でシミュレーション計算による検討結果を提示できることが有効である．つまり MBD でおこなわれる計算検討結果を 6 時間以内に提示することを意味する．

一方 2010 年時点で，ある特定の開発車に対して，機能設計と性能設計に対してかかる時間は合計して約 300 時間であった．従って，MBD による機能設計と性能設計を量産車開発で実用化するためには，機能設計と性能設計に要する時間を約 1／50 に短縮することが必要となる．Fig. 6 の棒グラフは MFD の試行錯誤を繰り返してかかる時間と MBD の計算検討結果を提示するまでの時間を高さで比較したものである．

ここで留意すべき点は，MFD の試行錯誤は実際には一回の試行だけでは済まないため，何度も繰り返され，複雑なシステムであればあるほど，繰り返される回数は増えていくという点である．

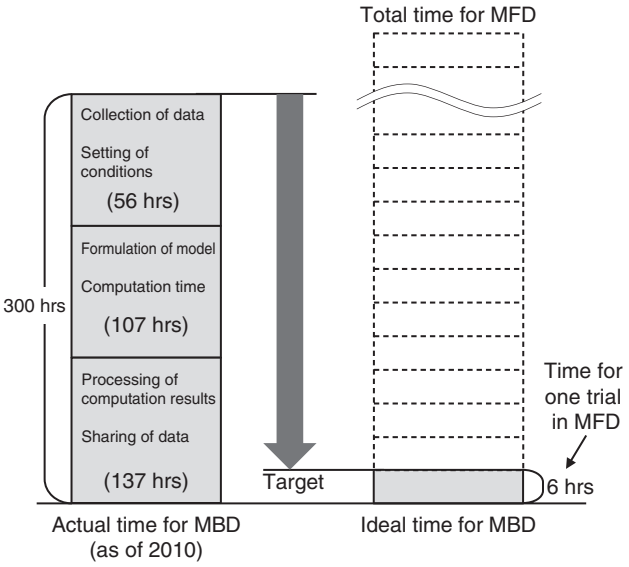


Fig. 6 Target for time reduction

4. 実用化技術

4.1. 機能設計の時間短縮

MFD から MBD に移行するときの最大の課題は，機能設計と性能設計の双方にかかる時間の短縮であるが，まずは機能設計の短縮についての考え方から示す．

多様な特性値を確認しながら，複雑なシステムの目標値に対する最適な仕様を探求する際，単純化したモデルでシステムの重要な特性値を確認するところから始め，徐々にモデルを詳細化し，次第に多様な特性値の検討に進めていく方法がある．このプロセスはいくつかの段階に分けてシミュレーションが実施されるが，従来この分け方に明確な決まりはなく，開発する車種ごとに個別のモデルを作成し，コンポーネントの特性もその都度個別に決められていた．そのため，モデルを作成する時間が検討の度に発生していた．そこであらかじめ各段階で必要な検討内容を決めておき，その段階で使用するモデルを定義しておけば，モデル作成に要する時間は基本的に必要なくなる．この段階を三段階に設け，ほとんどの開発車種に対して性能設計が進められるような標準となるモデルを定めた．

第一段階は，時間をかけないで，必要な精度が得られるモデルを定義した．この第一段階のシミュレーションをここでは Level 1 と呼ぶ．Fig. 7 は，モデルを詳細にすればするほどシミュレーションで扱える項目は増えるが，逆に達成解の探索に手間がかかることを示したグラフである．図中の破線矢印で示されたところが Level 1 であり，短い時間で計算検討が進められる割に，多くの項目の検討に対して扱えるモデルである．Level 1 のモデルは Fig. 8 のようなシンプルなブロック線図で表されるため，数式でも容易に表現できる．従って Microsoft/Excel のような表計算ソフトを使っても計算することが可能であり，パラメータスタディをすばやく進めるには適しているモデルである [14)-16)]．

第二段階は性能設計一覧にあるすべての項目を計算するために最低限必要な要素がすべて盛り込まれたモデルを定義した．このシミュレーションをここでは Level 2 と呼ぶ．Level 2 のモデルは Fig. 9 のようなブロック線図となる．

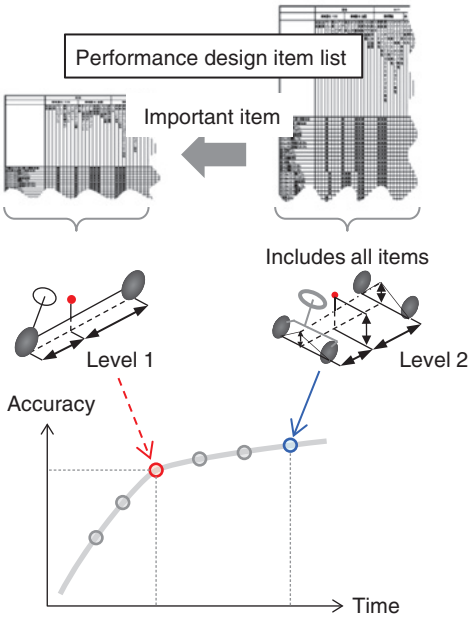


Fig. 7 Relationship between detail of model and output speed

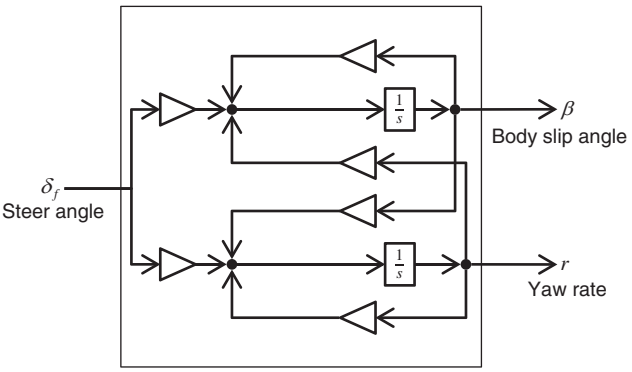


Fig. 8 Model for Level 1

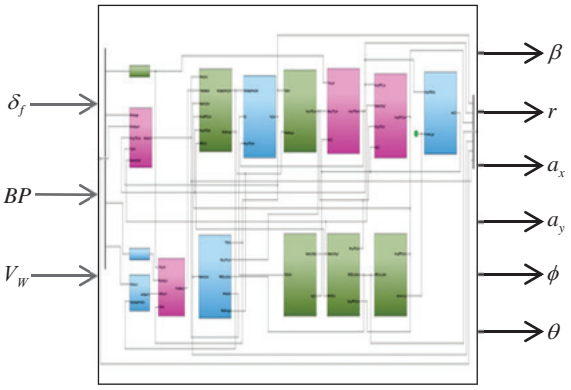


Fig. 9 Model for Level 2

このモデルは数式だけで表記するのは容易ではないので，表計算ソフトのようなツールでの検討は適切ではない．例えば MARLAB/Simulink のような専用の 1D シミュレーションソフトを活用する方が有利である [17]．

第三段階はシャシを構成する部品すべてをモデル化した機構解析モデルであり，いわゆる一般にフルビークルシミュレーションと呼ばれるものである．これをここでは Level 3 と呼ぶ．Fig. 10 は ADAMS を使ったシミュレーションモデルのアニメーションイメージである．Level 3 は 1D シミュレーションではなく 3D シミュレーションと呼ばれる [18]．

2016 年現在，Level 1 から Level 3 までのモデルがあれば，ほとんどの開発車種についての運動性能を検討することが可能である．最も詳細な計算ができる Level 3 だけでも量産車開発への MBD 適用ができるように思えるが，Level 3 のモデルだけでは課題を達成できない．なぜならば，Level 1，Level 2 という段階を踏まない性能設計はかえって時間がかかってしまうことや，Level 3 の計算条件を揃えるためだけでも，目標以上の時間がかかってしまうためである [19]．

4.2. 性能設計の時間短縮

次に性能設計の時間短縮に関する考え方である．我々は性能設計の時間短縮のために，特定の条件が与えられてからシミュレーション結果を関係者間で共有するまでの時間 (Output time) に着目した．シャシの MBD の性能設計で時間を要するのは，計算モデルの作成以外にも，データの収集と計算条件の設定，計算結果の処理とレポートの共有などがある．Fig. 11 はその概念を表したものである．

計算時間 (Computation time) を短縮させても，計算条件を揃え入力項目を定義するまでの時間がかかっては，結果として Output time の短縮に対して効果が薄い．また計算結果が出ても，その後その結果をレポート化して情報共有するまでの時間がかかってしまえば，これも同様である．実際は Computation time 以外のところにも多くの時間を要し，これが性能設計時間を短縮できない要因となっていたことがわかった．Fig. 6 ではある特定の車種の開発に着目して，実際に必要となる時間を測りグラフ化した例を示したが，このグラフを見ても，モデルの作成時間だけを短縮しても目標達成には遠く及ばないことがわかる．

このように性能設計は大きく前半と後半とに分けられるが，まずは前半の時間短縮について論じる．先に我々は三つのモデルを定義し機能設計の時間を短縮したが，モデルを定義したことにより，そのモデルによるシミュレーションの入力と出力は一義に決めることができた．常に同じモデルを使用すれば，入力と出力も常に同じであるため，データの形式を同じにしておけば入出力に関係する作業は自動化させることが容易である．入出力データを性能設計一覧の書式と合致するようにし，Level 1 および Level 2 のデータが生成されるように，シミュレーションツールをあらかじめ工夫しておけばよい．モデルライブラリ構築の取組はその一例である．ここでモデルライブラリとは，シミュレーションの計算条件を格納したデータベースと，シミュレーションツールに直接データを取り込めるように変換するシステムの総称である．モデルライブラリからシミュレーション条件を自動抽出し，シミュレーションツールへ自動入力する技術を構築しておくことで，従来人手に頼ってデータを収集し計算条件を設定していた時間が短縮された．Fig. 12 は 2010 年時点に対する 2014 年時点の比

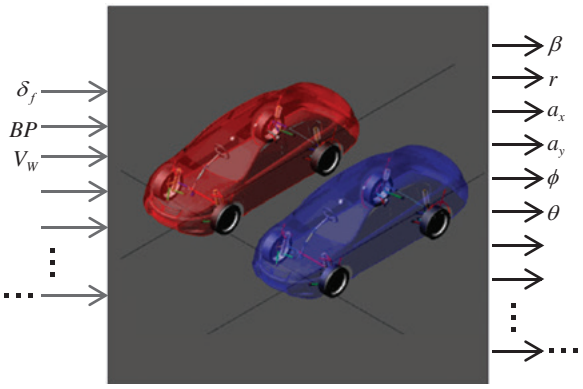


Fig. 10　Model for Level 3

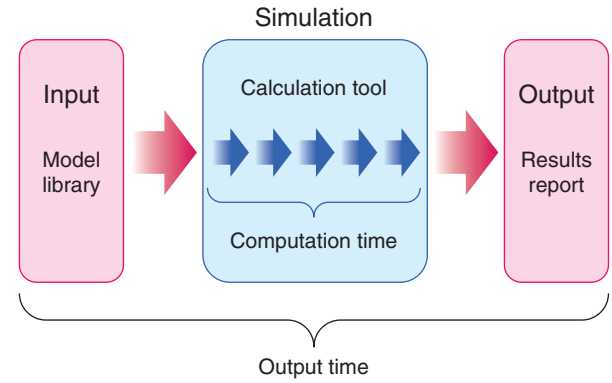


Fig. 11　Computation time and output time

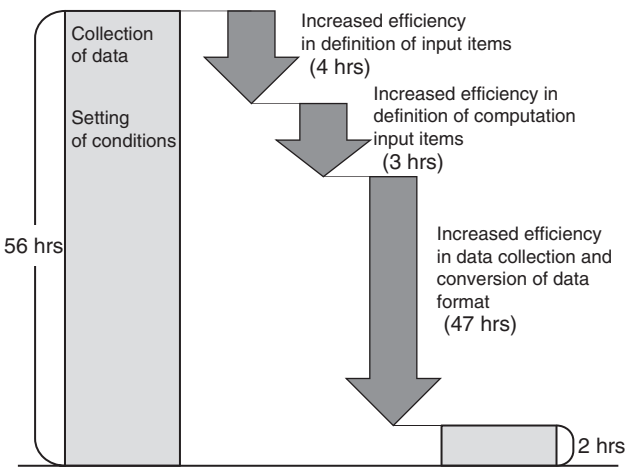


Fig. 12　Enhanced input efficiency

較で，その内容をグラフにしたものである．これを見ると前半部分はおよそ 1/30 の時間でできるようになったことがわかる．

性能設計の時間短縮に対するもう一つの課題が，性能設計の後半に相当するシミュレーション結果をレポート化して情報を共有する時間の短縮である．従来はその都度異なるモデルを使って計算された結果を，性能設計者が各々資料化し，個別に報告することで情報を共有していた．だが Level 1, Level 2 のモデルを性能設計一覧の項目に従って計算結果が出力されるようにしておけば，決まった書式にグラフなどを自動生成するようにすることは容易である．これでレポート化にかかる時間は短縮できる．また我々はこのレポートを性能仕様書の一部として定義し，データベースで共有する環境を構築した．Fig. 13 は性能仕様書の一部を抜粋したものである．性能仕様書をデータベースで共有管理することで，検討内容や計算結果を共有する手間を省くことができ，時間を短縮することができた．Fig. 14 はその内訳を表現したものである．性能設計の後半に相当する，計算結果を処理しレポート化して共有するまでの時間はおよそ 1/70 に短縮された．



Fig. 13　Performance specifications

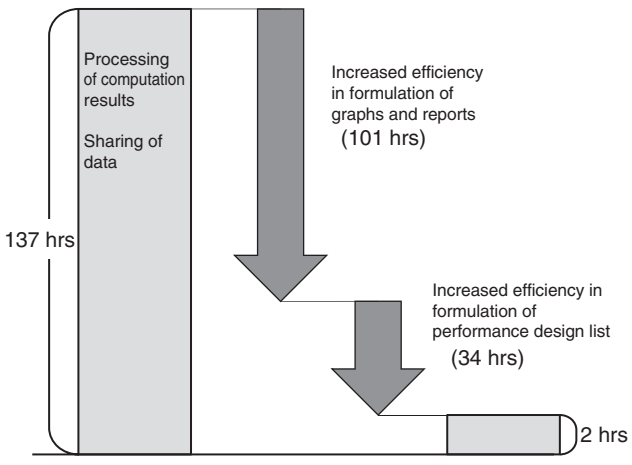


Fig. 14　Enhanced output efficiency

5．性能設計の実施例

5.1. S660 の運動性能向上検討

S660 は，軽自動車でありながら本格的なスポーツ性能を楽しむことができる「痛快ハンドリングマシン」が車両コンセプトとして掲げられた．そのコンセプトを際立たせるため，操舵初期の回頭性，ステアリングを切り込んだときの旋回性は特に重視され，操縦性の動的性能目標が設定された．また一方でスポーツカーとしての十分な安定性も兼ね備えなければならない．高速走行時の安定性に対する目標も設定され，それらをすべて同時に両立させる必要があった．具体的な性能設計目標値を以下に記す．

（1）高速走行時の安定性については，100 km/h におけるスタビリティファクタを 0.001 s^2/m^2 以上，かつ操安キャパシティを 220 m/s^2 以上とする [20)-24)]．

（2）痛快ハンドリングの操縦性については，最大横加速度は 10.4 m/s^2 以上，100 km/h の J ターンの最大後輪横すべり角を 10 deg 以下とする [20)，22)-24)]．

S660 の性能設計における大きな課題は，この二つの目標を同時に達成する仕様を，無数に存在する組合せの中から効率良く探し出してくることである．

S660 の開発は短時間で実施することが要求されていたが，多くの部品が専用に設計され設計自由度が高く，目標性能を実現させるための各コンポーネントの組合せは無数に存在する．そこで開発初期から MBD による開発を実践し，何十通りもの仕様の組合せについて計算検討を短時間でおこない，性能設計から最終的に最適と考える仕様が提案された．Fig. 15 の二つのグラフは提案された仕様について，目標を達成するための仕様の割り付けを示した例である．ここでは代表指標についてのみを記している [24)]．今回の S660 の開発のように，他の量産車とは大きく車両諸元や駆動型式などが異なる車両は，詳細部の特性値や物性値の参考となるデータが少ないため基本となる値が見えにくい．そういった中で複数の目標値を同時に検証しつつ，無数にあるコンポーネント特性の組合せの中から適切な仕様を探し出す作業を，試行錯誤で実験的に進めていたら，この機種の開発期間で目標を達成する仕様を決めることはできなかったであろう．本技術により S660 は開発初期において多くの性能を同時に確認しながら仕様検討をすすめることができた [25)]．

5.2. CLARITY FUEL CELL の緊急回避性能と乗心地の両立

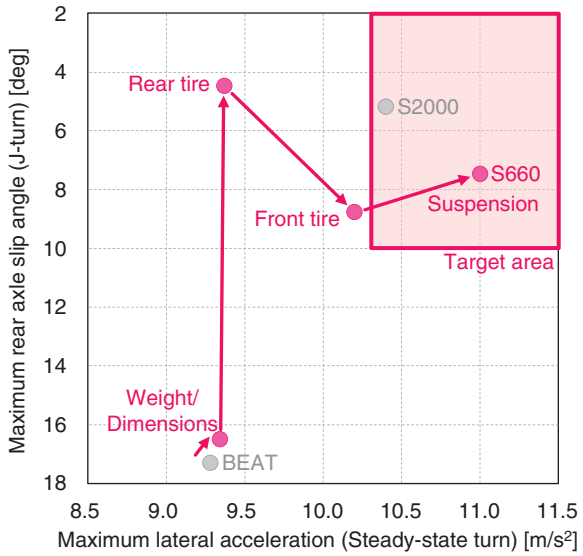
CLARITY FUEL CELL は燃料電池を使って電気を生成し，モータを動力として走行する，先進的な技術を搭載した車両である．それゆえに静粛性も高く乗心地の良い車であることが望まれた．また，CLARITY FUEL CELL には各コンポーネントの実用的なレイアウトとデザインを

成立させるためのパッケージが求められた．これは慣性モーメントを小さくすることに対しては不利な条件であった．さらにさまざまなデバイス類を搭載しなければならないＦＣＶは，同一クラスの車に対して車両重量が重くなることは避けられない．つまり慣性モーメントが大きく重い車両を，同一クラスの一般的な車両と同等の運動性能にすることも求められた．特にスタックを補助する電池パックや動力モータは重量が大きいため，それらの配置が運動性能に与える影響は大きく，乗心地や静粛性との両立のカギとなる．そうしたさまざまな制約条件の下で設定された運動性能の性能設計目標値は，ダブルレーンチェンジ（以下 DLC）における横加速度応遅れ時間 1st が 0.15 sec 以下，2nd は 0.175 sec 以下にすることであった．ここで DLC における横加速度応答遅れ時間について Fig. 16 に示す．

上記目標を達成するタイヤ特性，サスペンション特性などのコンポーネント特性の組合せは無数に考えられるが，ねらいとするパッケージを満たしつつ，乗心地や静粛性の性能とも両立させる仕様を試行錯誤で探し出すのは容易ではない．特にスタックとモータの配置やマウント剛性は乗心地や静粛性を大きく変化させるため，運動性能もその点を考慮しながら同時に検討を進めなければならない．本技術を使うことにより，運動性能以外の性能との両立を踏まえながら，何十通りもの組合せ計算を短時間で実施することができた．Fig. 17 は検討結果の一例を示すものであるが，このように運動性能以外の性能や要求仕様との両立も同時に検討を進める場合においても，本技術は有効であることが示された[25]．

5.3. 2014 年モデル FIT の線形領域操安性ポテンシャル向上の検討

グローバルな車種である 2014 年モデル FIT（以下 2014 FIT）は，全世界に向け販売し，世界中の仕様を同時に立上げることをねらいとしていたため，仕向けごとに異なる多様な仕様で目標性能を達成する組合せを，短時間で探し出す必要があった．さらに 2014 FIT で開発したプラット



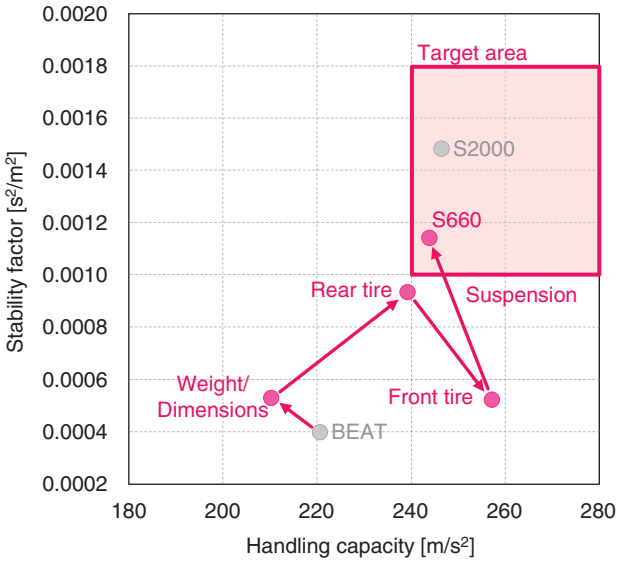


Fig. 15　Performance design for S660

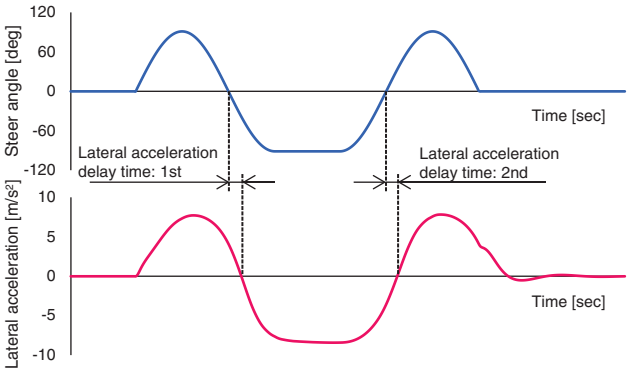


Fig. 16　Lateral acceleration during DLC

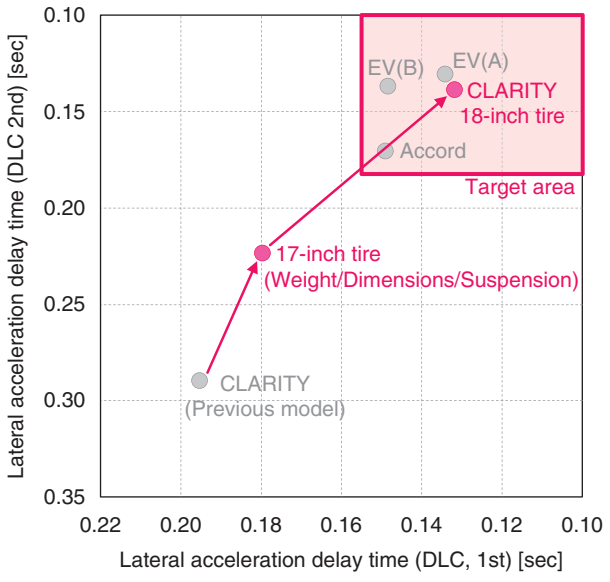


Fig. 17　Performance design of 2016 model year FCV

フォームを活用し，セダン，ワゴン，SUV，ミニバンなど多くの派生機種を開発することも決まっていた．そのため2014 FIT は幅広い形態の車両にも派生対応できるように，開発の初期段階から性能ポテンシャルを高めておく必要があった．そこで本技術を用いた MBD による開発を適用した．2008 年モデル FIT（以下 2008 FIT）のデータを参考にすることができたので，2014 FIT は計算条件や目標性能を速やかに作成することができた．2014 FIT は，MBD による性能設計が線形領域の操安性検討に対して本格的に適用され実践された最初の機種である．

2014 FIT では，MBD による検討が進められたため，全世界の仕向け先の仕様すべてに対して計算することができ，全仕様に対してシミュレーションによる目標値達成の是非を机上で確認することができた．つまり派生に対するベース機種としてのポテンシャルを机上で確認することができた．

MBD を実用的に量産車の開発にも実用できるようになったため，並行して開発される派生機種の性能も，同時に見通しを立てることが可能となった．例えば SUV では高いロードクリアランスを確保するためサスペンションがリバウンドした状態における性能を検討し，セダンでは乗心地性能をさらに高めるという目標で検討し，さらにミニバンの開発では FIT プラットフォームとしては最大のオーバハングをもった寸法諸元で，運動性能の目標値に対する最適仕様の検討を実施した．Fig. 18 は 2014 FIT の派生機種も含めた計算検討を実施した図であるが，本技術の活用により，このような数多くの検討を短時間でできるようになった．

5.4. 2017 年モデル CR-V の限界領域の操安性ポテンシャル向上検討

2017 年モデル CR-V（以下 2017 CR-V）の開発において，運動性能に求められた大きな課題は，限界領域の操安性をすべての仕様について成立させることである[26]．2017 CR-V はターボエンジン，ディーゼル，ハイブリッドなど多岐にわたるパワープラント，4WD，FWD の駆動方式，2 列，3 列シートのシートレイアウト，17 inch，18 inch などのタイヤサイズ，さらにパノラマルーフのオプション設定など，多数の仕様が存在し，それらはすべて運動性能に大きく影響することが予想された．これらすべての仕様について目標性能を成立させる検討を MFD で進めることは容易ではない．従って，2017 CR-V の性能設計では，線形領域の操安性の検討に加えて，限界領域の操安性についても短時間で検討する必要があった．

2017 CR-V は先代の 2012 年モデル CR-V（以下 2012 CR-V）のデータ群を参照することができたため，計算条件や性能設計目標値について速やかに決めることができた．2012 CR-V の開発に対して，比較的開発初期に三つの Level でそれぞれ定義したモデルを使い計算検討を進めることができたため，効率以外に精度の面でも十分な考察を進めることができた．その時の計算結果を Fig. 19[21]，Fig. 20[28] に示す．ここで Steer Angle Amplitude とは，横加速度 2.9 m/s^2 で定常円旋回しているときのハンドル角を 1[A] として，その倍率を示したものである[5]．先代では代表機種の検討結果しか机上検討できなかったのに対して，本検討では多数の仕様すべてに対して計算検討を実施している．2017 CR-V の開発では，MBD による性能設計について，タイヤやバンプラバーブッシュといった非線形要素にまで広げた検討が可能であることを確認できた[27]．

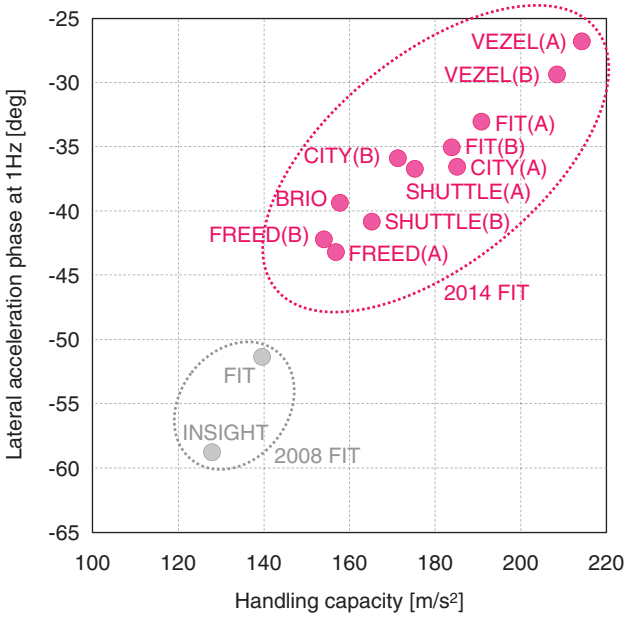


Fig. 18 Performance design of 2014 FIT

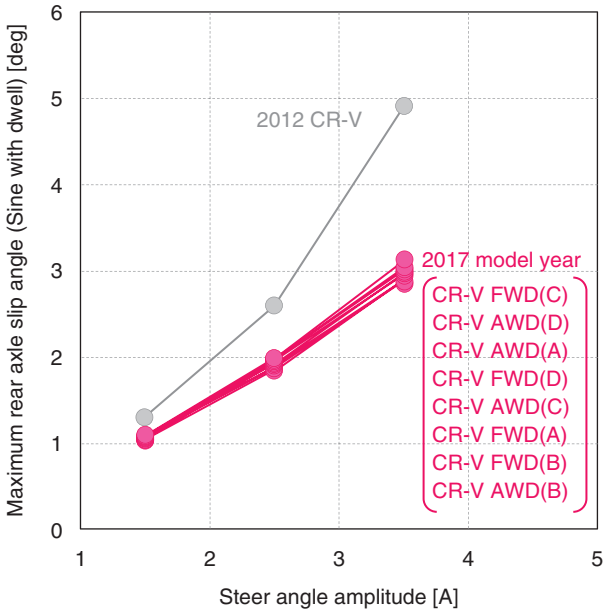


Fig. 19 Study of emergency handling

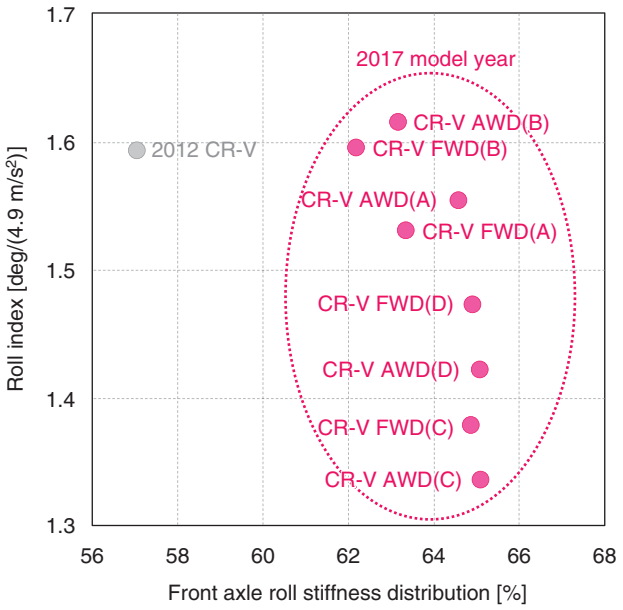


Fig. 20　Performance design for 2017 CR-V

以上四つの事例により，本技術が量産車のシャシ開発の中で幅広く適用可能であることを実績で示した．

6．まとめ

機能設計と性能設計の MBD におけるシミュレーションの Output time をおよそ 1/50 に短縮することで，MBD を量産車に適用できるようになることを示した．実施した内容をまとめて以下に列記する．

（1）機能設計で標準となる車両のシミュレーションモデルを三段階に定義した．

（2）シミュレーションに必要な入力項目を定め，作業効率を上げることにより，性能設計の前半の時間を約 1/30 に短縮した．

（3）シミュレーション結果の書式を性能仕様書として定め，性能仕様書のデータベースを作ることにより，性能設計の後半に相当する，検討結果を共有するまでの時間を約 1/70 に短縮した．

（4）MBD の機能設計と性能設計にかかる時間を，従来の約 1/50 に短縮することができた．

あとがき

本技術の構築により MBD によるシャシ開発を実用的に量産車の開発に対して適用することができるようになった．今後はこの技術を使いすべての機種において MBD を実践し，さらに制駆動領域の運動性能や乗心地性能などにも MBD による機能設計，性能設計技術を拡大し，効率の高い自動車開発につなげていきたい．

参考文献

（1）吉村健太郎，宮崎泰三，横山孝典：オブジェクト指向組み込み制御システムのモデルベース開発法，情報処理学会論文誌，Vol.46, No.6, p.1436-1446, (2005)

（2）深野善信，後藤広生，松原正裕，勝康夫，宮崎義弘：複雑化する車載制御ソフトウェア開発を支える最新電子プラットフォーム技術，日立評論，Vol.95，No.11，p.784-785, (2013)

（3）山本真規：運動性能温故知新，TOYOTA Technical Review, Vol.55, No.1, p.6-13, (2006)

（4）西村秀和 監訳：デザイン・ストラクチャ・マトリクス DSM（複雑なシステムの可視化とマネジメント），慶應義塾大学出版会，340p., (2014)

（5）赤木新介：システム工学ーエンジニアリングシステムの解析と計画ー，共立出版，276p., (1992)

（6）干強，白鳥正樹，荒木敏弘：自動車の高機能化・電子化における設計支援技術，日本機械学会論文集（A 編），第 75 巻，第 758 号，p.1260-1268, (2009)

（7）大富浩一，羽藤武宏：1DCAE によるものづくりの革新，東芝レビュー，Vol.67, No.7, p.7-10, (2012)

（8）近藤伸亮，手塚明，高本仁志：1DCAE のモデル論（第 1 報）モデルを用いた知識獲得過程の数学的定式化，日本計算工学会論文集，Vol.2014, p.20140002, (2014)

（9）藤川智士：マツダの目指すモデルベース開発，マツダ技報，No.31, p.45-47, (2013)

(10) 木村英紀：制御工学の考え方，ブルーバックス，240p., (2002)

(11) 大富浩一：設計工学の目指すところ　設計からデザインへ，日本機械学会論文集 C 編，第 75 巻，第 751 号，p.516-523, (2009)

(12) 嘉納秀明，小林博明，江原信郎，小野治：動的システムの解析と制御，コロナ社，236p., (1991)

(13) Fenton, J.: HANDBOOK OF VEHICLE DESIGN ANALYSIS, Mechanical Engineering Publications Limited, 755p., (1996)

(14) 木村健一：建築設備基礎 https://storage.googleapis.com/google-code-archive-downloads/v2/code.google.com/setukiso/Setukiso_vers.0.8.1.pdf, 2011/4/22

(15) 藤岡健彦，鎌田実，中村秀一，津川定之，山本真規，武田信之：自動車プロジェクト開発工学ー環境，ITS，運動性能，物流ー，技報堂出版，226p., (2001)

(16) 山本真規：運動性能の基本計画～無次元量を用いた運動性能の理解～，日本機械学会 交通・物流部門 第 2 技術委員会 基礎セミナー・中級セミナー「自動車の運動力学」資料集，No.07-39, p.21-40, (2007)

(17) 大川進，本田昭：自動車のモーションコントロール技

術入門, 山海堂, 203p., (2006)
(18) Blundell, M., Harty, D.: The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics, SAE International, 518p., (2004)
(19) 野口博史, 宮川哲, 影山雄介:車両運動性能設計を支えるシミュレーション技術, 自動車技術, Vol.65, No.1, p.47-52, (2011)
(20) 堀内伸一郎:運動性能の計算, 日本機械学会 交通・物流部門 第2技術委員会 基礎セミナー・中級セミナー「自動車の運動力学」資料集, No.09-62,63, p.29-45, (2009)
(21) NHTSA, U.S. Department of Transportation: Laboratory Test Procedure for FMVSS 126, Electronic Stability Control Systems, TP-126-03, p.24-30, (2011)
(22) 安部正人:自動車の運動と制御 第2版, 東京電機大学出版局, 310p., (2012)
(23) 金井喜美雄, 越智徳昌, 川邊武俊:ビークル制御ー航空機と自動車ー, 槇書店, 256p., (2004)
(24) Lincke, W., Richter, B., Schmidt, R.: Simulation and Measurement of Driver Vehicle Handling Performance, SAE Paper, No.730489, (1973)
(25) 熊沢達也, 于強, 鈴木重人, 南中道裕規:トレードオフを考慮した設計支援手法の開発と車両運動性能設計への応用, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.136-06, p.15-20, (2006)
(26) Allen, R. W., Rosenthal, T. J., Klyde, D. H., Hogue, J. R.: Computer Simulation Analysis of Light Vehicle Lateral/Directional Dynamic Stability, SAE Paper, No.1999-01-0124, (1999)
(27) 安部正人, 大沢洋:自動車の運動性能向上技術, 朝倉書店, 171p., (1998)
(28) 大車林, 三栄書房, 1397p., (2003)

■著　者■


豊島貴行


松澤俊明


伊藤憲悟


遠藤喜章


高野広喜


牛村智也

広範囲な車両カテゴリに適用可能な専用センサを用いないアダプティブダンパシステム

Broadly-applicable Adaptive Damper System without Use of Dedicated Sensors

神田龍馬* Ryoma KANDA
西祐二郎* Yujiro NISHI
伊沢正樹** Masaki IZAWA

要　旨

専用のセンサを必要としないアダプティブダンパシステムを開発した．路面からの入力により変化する前輪の車輪速と接地荷重が比例関係にあることを利用し，車両挙動安定化制御システムやSupplemental Restraint Systemエアバックシステムのために従来から使用されていた車輪速，前後加速度，ヨーレート信号のみから上下振動状態量を推定することで，ばね上の上下加速度センサとサスペンションストロークセンサを不要とした．その推定値を利用して車体上下振動を抑制する可変ダンパの減衰力制御をおこなうことにより乗心地性能の向上を可能とした．さらに，接地性向上と操縦安定性向上のため，ばね下制御，ピッチ，ロール姿勢制御を付加した．また，可変ダンパユニットには車両の重量やサイズ，コンセプトに合わせた減衰力特性と可変幅を設定可能とするために，三重管構造に交換可能な外付きタイプの圧力制御型のソレノイドバルブを採用した．以上により構成した本システムは，広範囲な車両カテゴリへの適用が可能となった．

ABSTRACT

An adaptive damper system that does not require the use of dedicated sensors has been developed. Employing the proportional relationship between front wheel speed and contact load, which change with input from the road surface, the system estimates the vehicle's vertical vibration state quantity using only the wheel speed, longitudinal acceleration, and yaw rate signals conventionally employed for systems such as Vehicle Stability Assist and airbag systems in Supplemental Restraint System. This does away with the necessity for the use of sensors for the measurement of the vertical acceleration of sprung mass and suspension stroke sensors. Using the estimated values, the system boosts ride comfort through the application of damping force control by adaptive dampers in order to control vertical vibration. In addition, the system also offers unsprung mass control and pitch and roll control in order to boost road-holding performance and handling and stability performance. The adaptive damper units feature a triple-tube configuration with externally mounted pressure-control solenoid valves, making it possible to set the damping force characteristic and the range of variation in damping force to match the weight, size, and concept of different vehicles. The developed system is capable of application to a wide range of vehicle categories.

1．まえがき

これまで操縦安定性と乗心地性能の両立を目指した電子制御式可変ダンパシステムが数多く考案され，近年では車両状態量をフィードバックした実時間制御ロジックを実装した制御システムが提案されてきている[1), (2)]．Hondaではアダプティブダンパシステム（Adaptive Damper System: ADS）の名称で電子制御式の可変ダンパシステムを量産車に適用している．ADSは，ダンパ減衰力を小さい状態にすることで得られる路面入力に対する遮断性と，ばね上共振に対する制振性を両立するためにスカイフック制御を基本とした制御ロジックを有している．この制御理論は乗心地性能向上を目的とした上下方向の車体制振制御の手法として広く知られているが，ばね上の上下速度とダンパスト

＊　四輪R&Dセンター
＊＊株式会社ショーワ

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2017_29_1_9

ロード速度を必要とする．それらを算出するために従来のADSのシステム構成はFig. 1に示すように，ばね上の上下加速度センサを3個とサスペンションストロークセンサを各輪に専用で有したシステムとなっている．このように，多くのセンサやそれらの実装に伴う配線によりシステム全体のコストが増加するため，ADSの適用は高級車クラスに限られている．ADSにより実現される上質な乗心地を多くのお客様に提供するためには，システムのコストを下げて，より広範囲な車両カテゴリへのシステム適用を進めていく必要がある．

この課題に対して，可変ダンパシステムの専用センサであるばね上の上下加速度センサとサスペンションストロークセンサを用いずにスカイフック制御をおこなう手法が提案されている[3),(4)]．これらの手法では，走行中に路面入力や車両の運動状態により変動する車輪速信号[(5)–(7)]を積極的に利用しており，車両挙動安定化制御（Vehicle Stability Assist: VSA）システムとしてすでに搭載されている車輪速センサの信号をController Area Network（CAN）の通信により取得し，車輪速の変化から上下振動状態量を推定してスカイフック制御に利用することで上下方向の車体制振が可能となる．

ADSの量産適用においては，ばね上制振をおこなうことで乗心地性能を向上できることに加えて，ばね下共振を抑えつつピッチやロール方向に対する姿勢変化を抑制することで接地性，操縦安定性を向上させる必要がある．また，可変ダンパユニットは小型車からSUVのような大型車まで広範囲な車両カテゴリの重量やサイズ，コンセプトに合わせて減衰力可変幅や減衰力特性を調整可能であることが求められる．本開発では，これらの要求に基づいたシステムを構築した．

2．開発のねらい

広範囲な車両カテゴリへのADS量産適用に向け，従来システムに比べて同程度の車体制振効果を有しながらシステムのコストを抑えること，また，車両の重量やサイズ，コンセプトに合わせた可変ダンパユニットの減衰力特性を実現するために，以下を開発のねらいとした．

（1）他システムに使用している信号のみでおこなうスカイフック制御に加えて，接地性や操縦安定性を向上させるためにばね下共振や車体のピッチ，ロール挙動変化を抑える制御を，乗心地性能を維持しながら付加すること．

（2）可変ダンパユニットは，広範囲な車両カテゴリへ適用できる減衰力可変幅や減衰力特性に調整可能であること．

3．制御ロジック

3.1. 制御ロジック概要

本システムを実車に搭載して量産化するにあたり適用した制御ロジックについて説明する．ADSはスカイフック制御を基本とした制御ロジックにより，路面からの入力に対する遮断性とばね上共振に対する制振性を両立している．さらに，ばね下の共振を抑えることで接地性を向上し，ドライバの加減速操作やレーンチェンジなどの操舵操作によるピッチやロール挙動の変化を抑制して操縦安定性を向上することができる．

Fig. 2に実車に搭載する制御ロジックの概略図を示す．

制御ロジックへの入力信号は各輪の車輪速，前後，横加速度，ヨーレート，ステアリング舵角を他システム〔VSA，Supplemental Restraint System（SRS），Electric Power

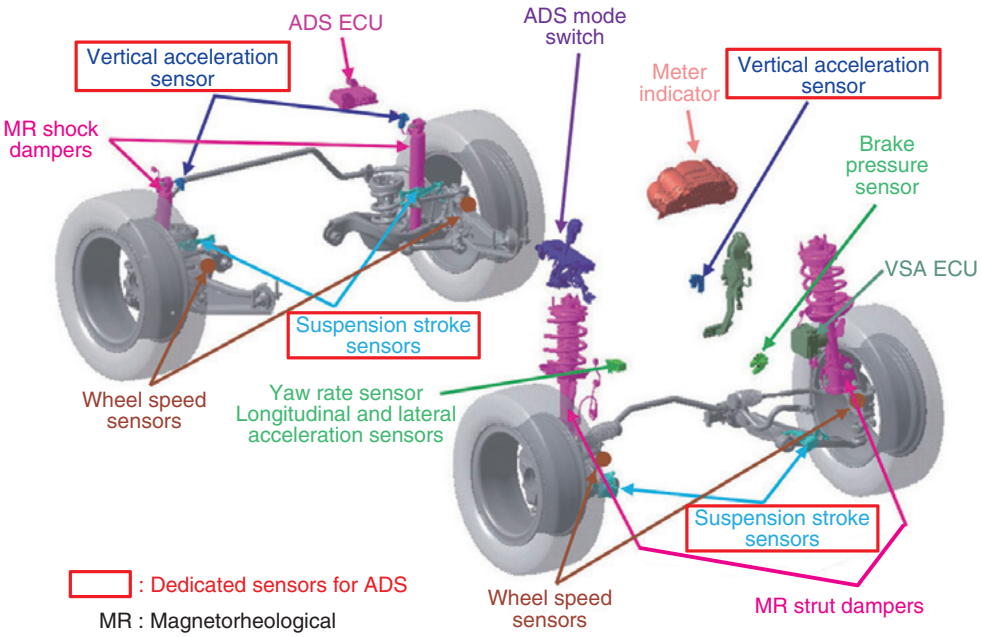


Fig. 1　Components of conventional ADS

Steering(EPS)〕から CAN 経由で取得している.

状態量推定部では車輪速変化をもとにスカイフック制御に必要となるばね上の上下速度とダンパストローク速度を算出する[3),(4)]が,実環境における車両走行では車輪速変化は接地荷重変化以外に,車両の速度変化や旋回半径変化などの要因も含むため,あらかじめ車輪速信号からこれらの要因を取り除く前処理を施しておく必要がある.車輪速信号の前処理ブロックでは,前後加速度信号とヨーレート信号を使用して,加減速操作と操舵操作による車輪速変化分を前輪車輪速信号から除去する処理をおこなう.その後,この前処理をおこなった車輪速信号から接地荷重変化を計算して,次節で説明する推定用の一輪モデルへ入力することでスカイフック制御に必要な各輪のばね上速度とダンパストローク速度を推定する.

車両制御部では,車体の上下,ピッチ,ロールのばね上車体3自由度の姿勢変化とばね下共振を抑えるために,推定した状態量とその他の入力信号を使用して,以下に示す機能の異なる四つの独立した制御ブロックを備えている.

(1)状態量推定値を使用したスカイフック制御により,車体への振動遮断性を確保しながらばね上共振を抑えて乗心地性能を向上させる

(2)前後加速度信号を使用したピッチ姿勢制御により,加減速時のピッチ挙動を抑える

(3)横加速度信号とステアリング舵角信号を使用したロール姿勢制御により,操舵時のロール挙動を抑える

(4)車輪速信号を使用したばね下制御により,ばね下共振を抑えることでタイヤの接地性を向上させる

ピッチ,ロール姿勢制御は前後と横加速度信号の変化を,ばね下制御は車輪速信号の変化をもとに決定するが,このとき,乗心地性能に影響の少ない周波数帯域に絞って出力を決定する.車両挙動に対して各制御ブロックの制御量を調整し,減衰力の不足がないように各出力の中から最大値を選定して本システムの制御出力とした.

3.2. 前輪車両状態量の推定方法

本システムでは専用センサを使用せずにスカイフック制御をおこなうため,制御に必要なばね上の上下速度とダンパストローク速度を車輪速信号など既存の CAN の信号から推定する.ここでは,車輪速変化と接地荷重変化が比例関係にあることを利用した上下振動状態量の推定手法について説明する.

路面入力に伴う接地荷重変動により発生するタイヤのたわみによる車輪速への影響を考察するため,一定速走行中の車両速度と車輪速の関係を考える.Fig. 3 のように,車両速度を V,タイヤの半径を R,車輪の角速度から車両速度に換算するときの基準タイヤ半径を R_0(= constant)とおくと,車輪速センサから算出される車両速度 V_0 は式(1)となることがわかる[4),(7)].

$$V_0 = \frac{R_0}{R} V \qquad (1)$$

ここで,路面入力により R が R_0 より ΔR 小さくなることで V_0 が V より ΔV 大きくなる場合を考えると,式(1)は式(2)へ変換することができる.

$$V + \Delta V = \frac{R_0}{R_0 - \Delta R} V \qquad (2)$$

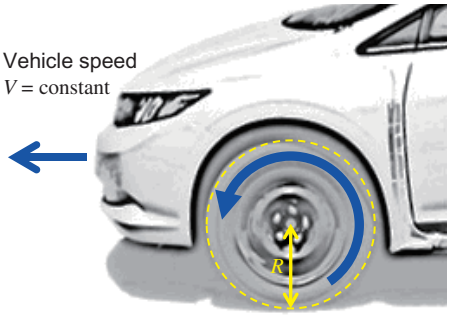


Fig. 3　Vehicle speed and wheel speed

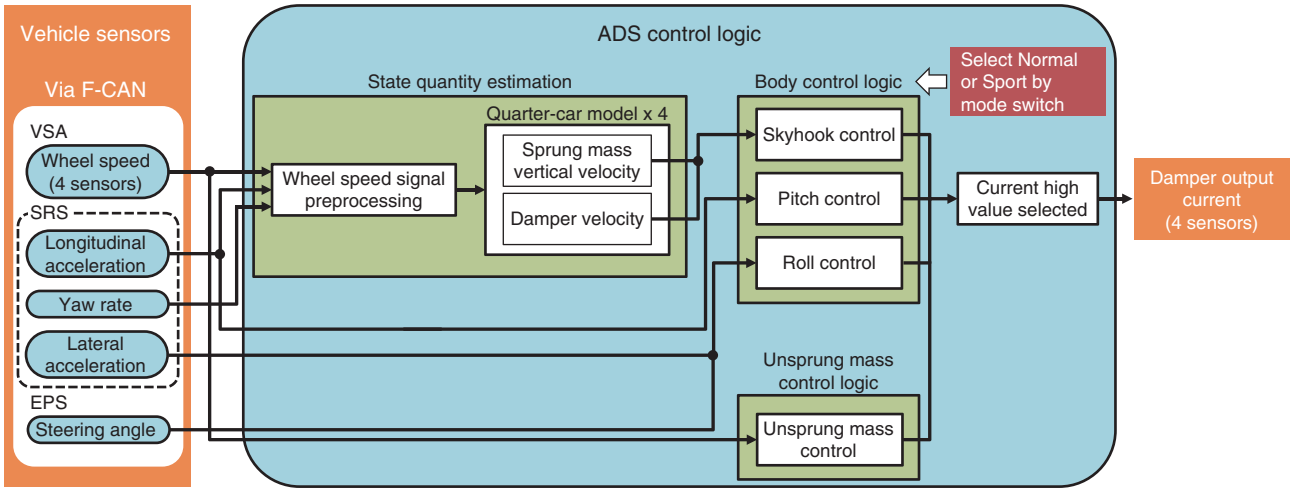


Fig. 2　Control logic block diagram

ここで，ΔV と ΔR の関係を簡単に表すために，$R_0 >> \Delta R$ を考慮してマクローリン展開後，第２項以降は微小なため無視して整理すると，式（3）となる．

$$\Delta V = \frac{\Delta R}{R_0} V \qquad (3)$$

ここで，接地荷重変化 ΔF を ΔR とタイヤの上下ばね定数 K_1 で表すと，式（4）となる．

$$\Delta F = K_1 \Delta R \qquad (4)$$

ここで，タイヤの減衰項の影響は十分小さいことから無視できるものとした．したがって，式（4）に式（3）の関係を代入することにより，式（5）が求まる．

$$\Delta F = \frac{R_0 K_1}{V} \Delta V \qquad (5)$$

式（5）の中で R_0，K_1，V は定数であることから，接地荷重変化 ΔF は車輪速変化 ΔV に比例することがわかる．

Fig. 4 にホイール６分力計を用いて計測した波状路を 100 km/h で直進走行したときの前輪の車輪速変化と接地荷重変化の関係を示す．車輪速信号と接地荷重信号にはそれぞればね上共振周波数帯を抽出するバンドパスフィルタで信号処理が施されている．図のように，特定の周波数帯では車輪速変化に対する接地荷重変化が線形関係にあり，式（5）の関係が実走行条件において成立していることがわかる[4]．

車輪速変化からタイヤ接地荷重変化を求められることが確認できたため，接地荷重変化から制御に必要な上下振動状態量を求めることを考える．Fig. 5 に示す３自由度の一輪モデルのばね下質量 M_{1F} に車輪速変化から求めた接地荷重変化 u_{1F} を入力することで，上下振動状態量を計算することが可能となり，前輪におけるばね上速度 $\dot{x}_{2F}$，ダンパストローク速度 $\dot{x}_{2F} - \dot{x}_{1F}$ を求めることができる．

3.3. 後輪車両状態量の推定方法

Fig. 6 に前節と同条件で前輪同様の信号処理を施した後輪の実走行時の車輪速変化と接地荷重変化の関係を示す．図より，両者の関係に線形性がないことが確認できることから，前節の手法では後輪の上下振動状態量を推定することは容易ではない．このような事象は，サスペンションの上下変位に伴いタイヤ接地点が前後に変位する構造のサスペンションにおいて見られる．この構造は，ブレーキ時の車体後輪側のリフト挙動を機構的に抑えるアンチリフト効果を目的としている．例えば，路面入力時のサスペンションの縮み方向への変位に伴ってタイヤの接地点が後方向に変位している最中においては，車輪は車体後ろ側へ移動することになるため車輪速が減少する事象が発生する．このように，アンチリフトジオメトリを有するサスペンションでは，車輪の前後変位による車輪速変化分を無視できないため，車輪速変化と接地荷重変化に十分な線形性が得られないことがわかっている[4]．

前述した通り，アンチリフトジオメトリを多く有する後輪では，車輪速から接地荷重を推定することが容易でないため，前輪車輪速と前輪の状態量推定値を利用する手法が考案されている[4]．この手法では，前輪位置で推定した路面変位を，車速と車両ホイールベースで決まる時間遅れを考慮して後輪位置での路面変位として用いることにより後輪上下振動状態量を求めている．

Fig. 7 に推定原理の概念ブロック図を示す．前述した前輪用推定モデル (Fig. 5) に車輪速変化から算出した接地荷

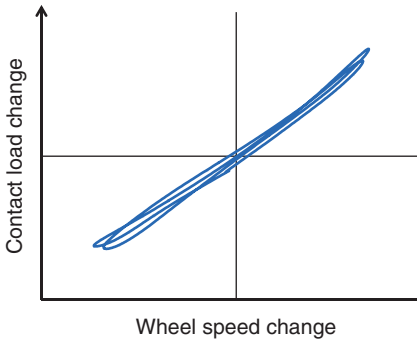


Fig. 4 Relationship between change in wheel speed and change in tire contact load for front wheel

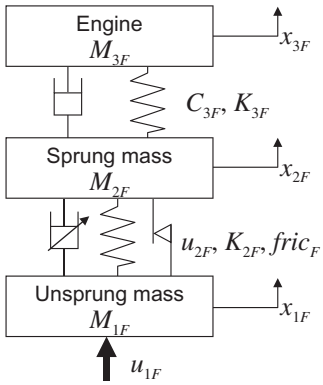


Fig. 5 Quarter-car model for estimation of state quantities for front axle

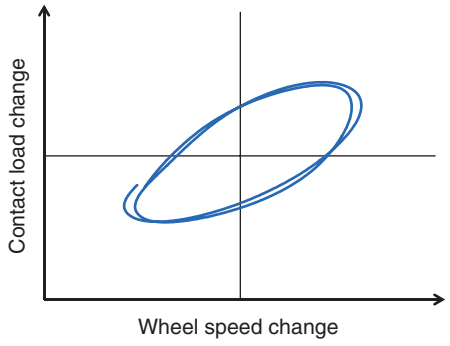


Fig. 6 Relationship between change in wheel speed and change in tire contact load for rear wheel

重変化 u_{1F} を入力し，前輪制御用の状態量推定をおこなう際にばね下変位 x_{1F} を計算する．式（4）について，タイヤ上下ばね定数を K_{1F}，タイヤの半径変化を $\Delta R = x_{0F} - x_{1F}$ として置き換えると，前輪の接地荷重 $u_{1F}(= \Delta F)$ は式（6）となる．

$$u_{1F} = K_{1F}(x_{0F} - x_{1F}) \qquad (6)$$

この式を前輪での路面変位 x_{0F} について解くと，式（7）により前輪の接地点での路面変位が計算される．

$$x_{0F} = \frac{u_{1F}}{K_{1F}} + x_{1F} \qquad (7)$$

また，ホイールベースを WB とすれば前輪が通過した路面が後輪に達するまでの時間 T_{delay} は式（8）で表せる．

$$T_{delay} = \frac{WB}{V} \qquad (8)$$

したがって，前輪より推定した後輪での路面変位 x_{0R} は式（9）となる．

$$x_{0R}(t) = x_{0F}(t - T_{delay}) \qquad (9)$$

後輪用２自由度の推定モデルに対して，後輪通過時の推定路面変位 x_{0R} を入力することで，後輪における上下振動状態量の計算が可能となり，ばね上速度 $\dot{x}_{2R}$，ダンパストローク速度 $\dot{x}_{2R} - \dot{x}_{1R}$ を求めることができる．

3.4. 車両状態量の推定結果

推定する車両状態量は実時間制御での利用を目的としているため，実走行における前輪の車両状態量は実時間処理により推定した．結果の一例を Fig. 8 に示す．図は，波状路を 100 km/h で直進走行したときの上下振動状態量推定値の時間波形であり，上から順に，前輪ばね上速度，前輪ダンパストローク速度を示している．図中にはばね上加速度センサから算出したばね上速度と，サスペンションストロークセンサから算出したダンパストローク速度を重ね描いている．この結果，前輪の車輪速信号を使用して前輪の状態量を推定できることがわかった．

同様に Fig. 9 に後輪の推定結果を示す．後輪の車輪速信号を使用して状態量を推定した結果に対して，前輪の車輪速と推定値から後輪の状態量を推定した結果は位相遅れが改善していることがわかった．

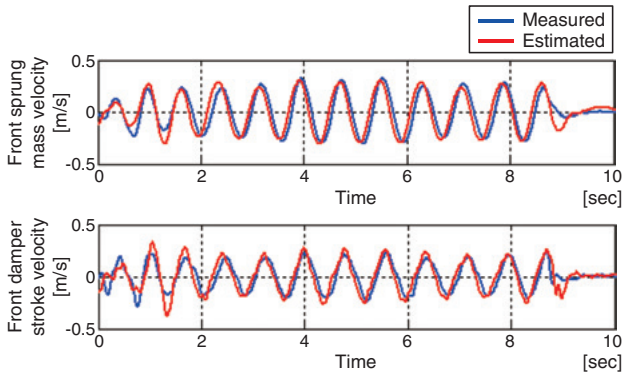


Fig. 8　Comparison of estimated waveforms of vertical vibration state quantity for front axle

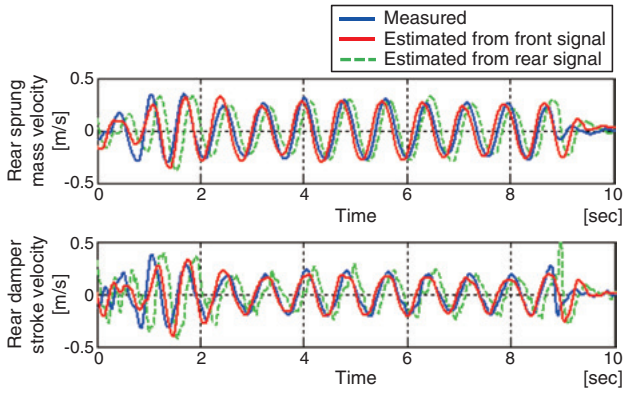


Fig. 9　Comparison of estimated waveforms of vertical vibration state quantity for rear axle

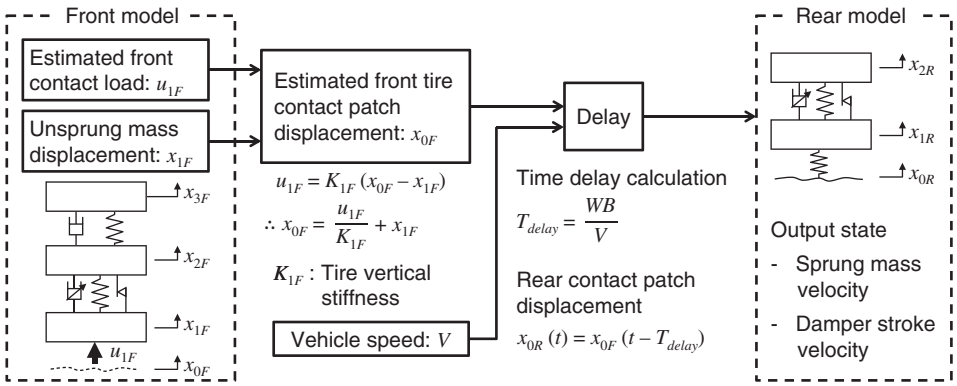


Fig. 7　Conceptual diagram of state quantity estimation for vertical vibration

4. システム構成

4.1. センサ

今回開発したシステムの構成を Fig. 10 に示す. 従来システムで使用していたばね上の上下加速度センサ 3 個と, 各輪のサスペンションストロークセンサが不要なため, ADS 専用部品は制御用 ECU と各輪に配置した可変ダンパユニットのみのシンプルな構成を実現した. これにより, センサ本体, センサ用ブラケット, カプラ, 配線分のコストと重量を低減できた. 入力信号は, 車輪速信号を VSA から, 前後, 横加速度信号とヨーレート信号を SRS エアバックシステムから, ステアリング舵角信号は電動パワーステアリング (Electric Power Steering: EPS) システムから CAN 経由で取得した.

4.2. 可変ダンパユニット

車両の重量やサイズ, コンセプトにより必要となる減衰力は変化するため, それらに合わせて可変ダンパユニットの減衰力特性を調整する必要がある. また, 可変ダンパの減衰力制御効果をより多くのシーンで発揮するためには広い減衰力の可変幅が必要であり, ダンパの伸び行程と縮み行程の両行程において減衰力が可変であることが望ましい.

以上の観点から, 本システムでは, 交換可能な外付きタイプの圧力制御型のソレノイドバルブを使用した可変ダンパユニットを採用した. ソレノイドバルブはオイル流量に対する圧力特性を調整できるため, これを交換することで可変ダンパの減衰力特性を変更することが可能となる.

Fig. 11 に三重管可変ダンパの構造概略図を示す. 図は, 伸び行程と縮み行程のそれぞれのオイルの流れを模式的に表している. 伸び行程では, ピストンロッドがストロークする際, ピストンバルブが閉じてダンパ上室部のオイルがインナチューブを経由してソレノイドバルブへ流れる. このとき, 下室部は負圧となるためボトムバルブが開き, リザーバ室よりオイルが供給される. 縮み行程では, ピストンロッドがストロークする際, ボトムバルブは閉じており, 下室部の圧力の上昇によりピストンバルブが開いて上室部へオイルが流れる. 以降は伸び行程と同様の流れとなり, ソレノイドバルブへオイルが供給される. このように, 両行程において, ソレノイドバルブへのオイルの流れは同方向のため, 1 個のソレノイドバルブにより両行程において減衰力を制御することが可能となる.

Fig. 12 に減衰力特性の一例を示す. 図は減衰力が最小もしくは最大になる電流をコイルに印加したときのピストン速度に対する荷重特性を示している. また, 比較としてコンベンショナルダンパの減衰力特性の一例も重ね描いて

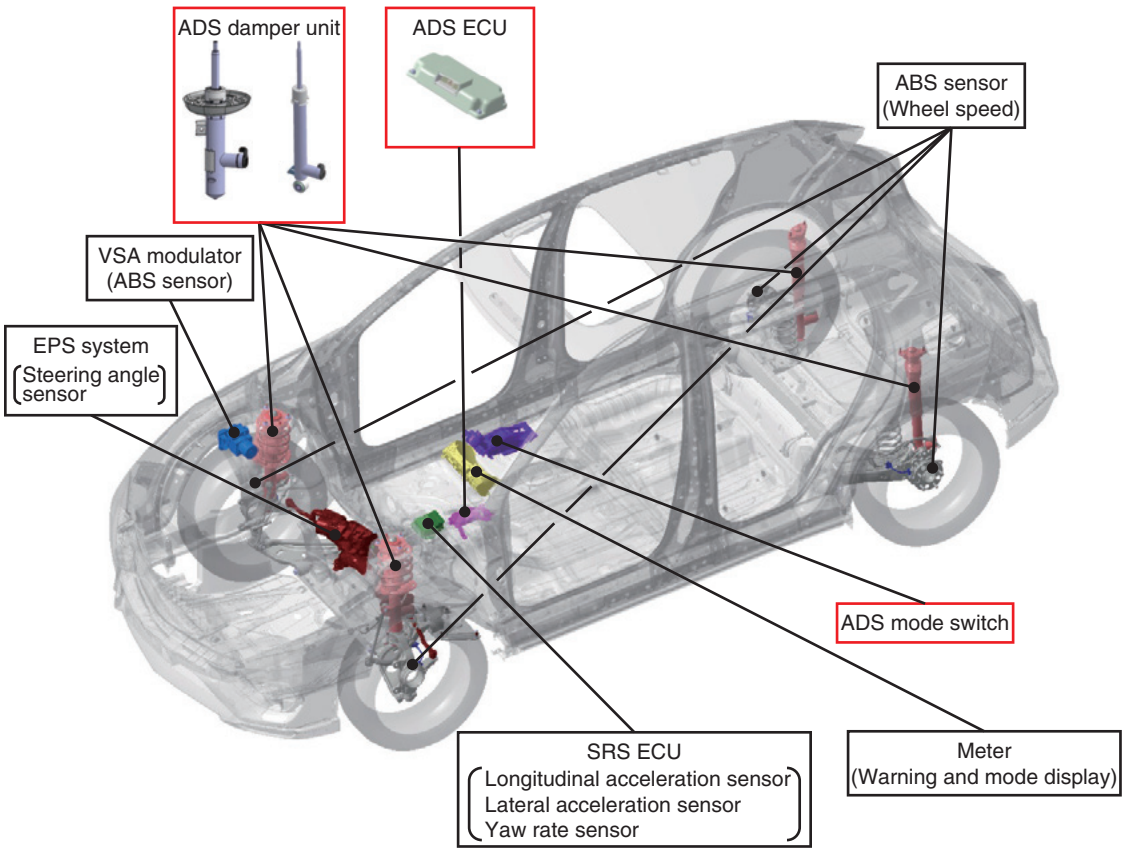


Fig. 10 Components of ADS without dedicated sensors

いる．図から，コイルに印加する電流により伸び側と縮み側の両行程において減衰力特性を変化させることができていることがわかる．また，図に示している可変ダンパの減衰力特性はコンベンショナルダンパの減衰力を包含する特性を実現できていることがわかる．

次に，ソレノイドバルブの交換により調整した可変ダンパユニットの減衰力特性例を Fig. 13 に示す．図のように，伸び側と縮み側の両行程において，最大減衰力はより高く，最低減衰力はより低く設定できる．

可変ダンパユニットの減衰力特性はソレノイドバルブを交換することでも変更可能であり，広範囲な車両カテゴリの重量やサイズ，コンセプトに合わせて減衰力特性を調整できる．

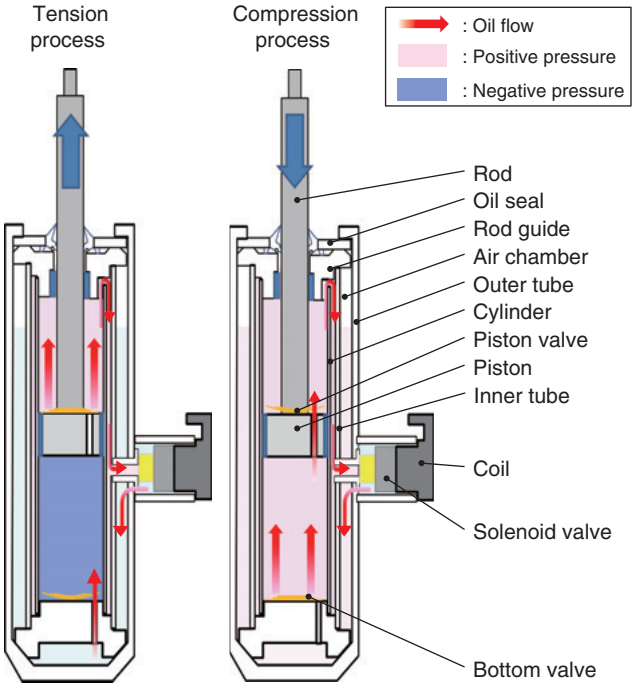


Fig. 11　Triple tube damper configuration

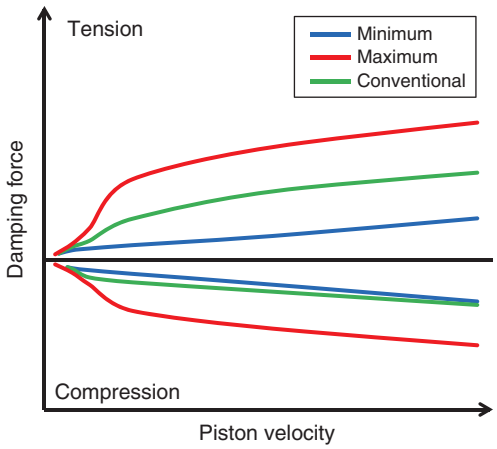


Fig. 12　Typical damper force characteristic

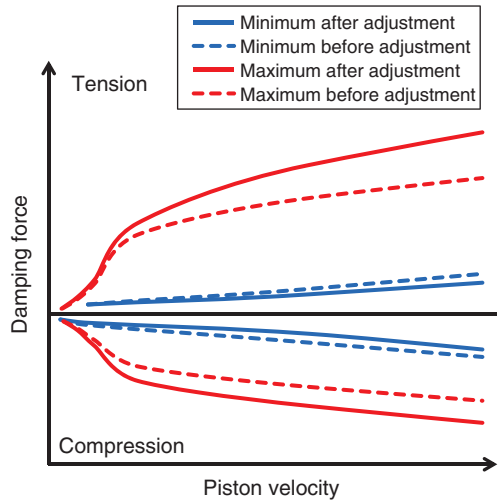


Fig. 13　Example of adjusted damper force characteristic

5．実車検証

本システムの実車への効果を確認するために，車両のダンパ取り付け点に加速度センサを接着して実走行時のばね上加速度信号計測をおこなった．計測車両には本システムを搭載し，専用センサを用いずに可変ダンパの減衰力制御をおこなった．また，専用センサを使用する従来の ADS と比較をおこなうために，制御用のばね上の上下加速度センサとサスペンションストロークセンサを装着し，スイッチにより本システムと従来システムの制御を切り替えられるようにした．計測は 1 Hz から 2 Hz のばね上共振域での制振性と 3 Hz から 8 Hz の遮断性を比較する観点で，それらの周波数帯の路面入力が多い市街地路面を模したテストコースでおこなった．

はじめに，専用センサを用いた従来 ADS の制御による上下方向の車体制振効果を確認するために，Fig. 14 に従来 ADS，制御をしない最低減衰力，コンベンショナルダンパ

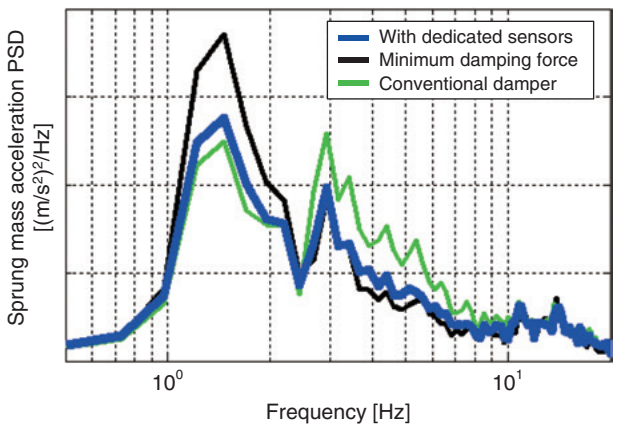


Fig. 14　Example of PSD of sprung mass acceleration for ADS using dedicated sensors

減衰力の後輪位置でのばね上の上下加速度のPSD(Power Spectral Density)の比較結果を一例として示す．従来ADSにより制御をおこなった車両は，最低減衰力の車両と比べて，1 Hzから2 Hzのばね上共振点付近において振動レベルを抑えられていることがわかる．また，コンベンショナルダンパ減衰力の車両と比較すると，3 Hzから8 Hz付近の遮断域において振動レベルを低く抑えられていることがわかる．このように，スカイフック制御により周波数領域によらずばね上の振動を抑えられることが確認でき，コンベンショナルダンパと比べて乗心地性能が向上していることがわかる．また，車両には接地性を向上させるばね下制御や操縦安定性を向上させるピッチ，ロール姿勢制御を施しているが，遮断域での振動レベルが増加するなどの乗心地性能の低下は見られないことがわかる．

次に，従来ADSと本システムの車体制振効果を比較するために，両条件におけるばね上の上下加速度のPSDの比較結果をFig. 15に示す．本システムのばね上の上下振動レベルが，ばね上共振域，遮断域ともに従来ADSと同程度であることがわかる．

以上から，本システムによる制御は，ばね上の上下加速度センサとサスペンションストロークセンサを必要とする従来システムの制御と同程度な振動特性を有しており，本システムが従来システム同等の車体制振効果を実現できることを確認した．

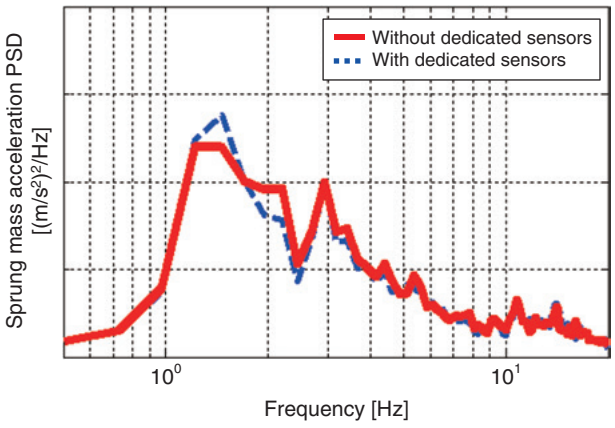


Fig. 15 Comparison of PSD of sprung mass acceleration for ADS using dedicated sensors and ADS using estimation

6．まとめ

システムコストを抑えながら，幅広く減衰力設定ができ，広範囲な車両カテゴリへ適用可能なADSを開発した．

（1）上下振動状態量推定器の構築によりシステム専用のセンサを用いずにスカイフック制御での上下方向の車体制振を可能とした．加えて，乗り心地性能を維持できるばね下制御とピッチ，ロール姿勢制御を実現した．

（2）1個のソレノイドバルブで伸び，縮みの両行程で減衰力制御が可能な三重管構造の可変ダンパユニットを採用し，外付きタイプのソレノイドバルブの交換により，車両に合わせた減衰力特性への調整を可能とした．

今回開発したADSはAcura SUVのAVANCIER，UR-V，コンパクトSUVのCDXに搭載されており，今後はより多くの車種へ適用していく予定である．

参考文献

（1）Moravy, L., Nutting, J., Ellis, N.: Development of Active Damper System using Magnetorheological Dampers for 2007 Model Year Acura MDX, Honda R&D Technical Review, Vol.19, No.1, p.36 - 41

（2）大作覚，三平満司，清水悦郎，富田晃市：非線形H_∞制御によるセミアクティブサスペンション，計測と制御，Vol.39, No. 2, p.126 - 129, (2000)

（3）伊沢正樹，神田龍馬：車輪速信号から推定した車両状態量によるスカイフック制御，自動車技術会学術講演会前刷集，No.35 - 14, p.1 - 4, (2014)

（3）伊沢正樹，神田龍馬：車輪速信号から推定した車両状態量によるスカイフック制御（第2報），自動車技術会学術講演会前刷集，No.103 - 14, p.11 - 16, (2014)

（4）菊池宏信，平山勝彦，中島秀和：上下加速度センサレス動的車体姿勢制御システムの実用化，自動車技術会2016年春季大会学術講演会講演予稿集，No.28-16S, p.662 - 667, (2016)

（5）劉延慶，穂積仁，森田光彦，樋口明：車輪速変動を用いた車両姿勢状態量推定，自動車技術会2015年春季大会学術講演会講演予稿集，No.67 - 15S, p.1578 - 1585, (2015)

（6）自動車技術会：制御機構，自動車技術ハンドブック＜第6分冊＞設計（シャシ）編，p.200 - 206, (2016)

■著　者■


神田龍馬


西　祐二郎


伊沢正樹

第２世代 NSX 用縦置き ９速デュアル・クラッチ・トランスミッション

Longitudinal 9-speed Dual Clutch Transmission for 2nd-generation NSX

栗原　大* Masaru KURIHARA
上野隆雄* Takao UENO
野田辰也* Tatsuya NODA
片岡隆平* Ryuhei KATAOKA
加茂俊二* Shunji KAMO
武藤彰男* Akio MUTO

要　旨

新時代のスーパースポーツにふさわしいデザインフォルムと加速性能，運動性能の実現に加え，市街地や高速道路でのスムーズで快適な走りを創出するために，世界初の縦置き９速デュアル･クラッチ･トランスミッションを第２世代 NSX 用に開発した．１速ギヤのシフト機構廃止と変速ギヤの共用化により，これらを適用しない場合に対して全長を 120 mm 短縮し，他社スーパースポーツの７速デュアル･クラッチ･トランスミッションに対して 35 mm 短いリヤオーバハングを達成した．高出力化の対応として，クラッチ室，ギヤ室それぞれに最適なオイルを適用し，高容量デュアル･ウェット･クラッチと高強度ギヤ材および高強度ケース材の採用により，550 Nm の高容量化を達成した．また，サーキットなどの高負荷走行に対応するために，クラッチ室とギヤ室それぞれの冷却，潤滑システムを４基の熱交換器とクラッチを完全に覆うバッフルカバーにより最適化した．さらに，各変速段のギヤレシオの最適化とシフトフォークの高剛性化および２速から５速へのダブルコーンシンクロナイザの採用により，高速クルーズでの静粛性を保ちながら高い変速応答性を実現した．

ABSTRACT

The world’s first longitudinal nine-speed dual clutch transmission was developed for the second-generation NSX. Its purpose is to realize the design, acceleration performance, and dynamic performance that are appropriate in a supercar for the new era, as well as to provide smooth, comfortable driving on city streets and on expressways. By eliminating the shift mechanism for first gear and sharing the transmission gears, the total length was reduced 120 mm relative to these measures not being applied, achieving a rear overhang that is 35 mm shorter than other manufacturers’ supercars with seven-speed dual clutch transmission. In order to deal with the higher power output, the optimal oil was respectively used for the clutch and gear rooms, while the adoption of a high-capacity dual wet clutch, high-strength gear material, and high-strength case material increased capacity to 550 Nm. In order to deal with high-load driving on the circuit and under other such conditions, the respective cooling and lubrication systems for the clutch and gear rooms were optimized by the use of four heat exchangers and a baffle cover that completely encloses the clutch. The gear ratio was optimized for each shifting stage, the rigidity of the shift fork was increased, and a double-cone synchronizer was adopted for second to fifth gears, thereby realizing high gear change response while retaining quiet cruising at high speeds.

１．まえがき

操る喜びをさらに追及したいというドライバの普遍的な思いを形にするべく，これまでの車にない全く新しい操る喜びを実現する新時代のスーパースポーツとして，「New Sports eXperience」をキーワードに第２世代 NSX を開発した．

第２世代 NSX は，縦置きミッドシップ V6 3.5 L ツインターボエンジンとクランクシャフト直結の direct drive motor および９速デュアル･クラッチ･トランスミッション（DCT）により後輪を駆動する．また，車両前軸に搭載の Twin Motor Unit（TMU）と合わせた四輪駆動システムである SPORT HYBRID SH-AWD により，高いシステム出力による高応答の加速性能を発揮することが可能となっている．第２世代 NSX に搭載しているパワートレインシステムの諸元を Table 1 に，搭載レイアウトを Fig. 1 に示す[1]．

従来のスーパースポーツは，サーキット走行での圧倒的

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2017_29_1_10

Table 1 Specifications of power train system

Power train system	SPORT HYBRID SH-AWD Maximum power 427 kW Maximum torque 646 Nm
Engine	Twin-turbocharged DOHC V6 3493 cm^3 373 kW at 6500-7500 rpm 550 Nm at 2000-6000 rpm
direct drive motor	Water-cooled motor and generator directly connected to crankshaft 35 kW at 3000 rpm 148 Nm at 500-2000 rpm
Transmission	9-speed DCT
TMU	Twin traction motor and generator unit 27 kW at 4000 rpm × 2 73 Nm at 0-2000 rpm × 2

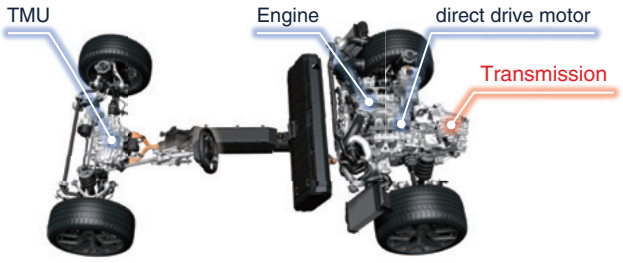


Fig. 1 Power train system components

な加速を実現する6速から7速の縦置き DCT を搭載していた. 第2世代 NSX 用のトランスミッションは, スーパースポーツのさらなる性能向上と一般公道におけるスムーズで快適な走行を両立することが求められた. これらを実現するために, 各変速段を最適なギヤレシオとするための多段化とコンパクト化を両立する縦置き9速 DCT を必要とした.

2. 開発のねらい

第2世代 NSX 用縦置き9速 DCT を開発するにあたり, 以下の項目を開発のねらいとして設定した.

(1) 変速段の9速化とコンパクト化を両立させる.
(2) スーパースポーツの高出力を伝達可能とする高容量化を達成する.
(3) サーキット走行などの高負荷走行時における熱成立性を達成する.
(4) 俊敏な発進と途切れない加速性能および静粛な走りを高次元で達成する.

3. 基本構造と主要諸元

第2世代 NSX 用縦置き9速 DCT の主要諸元を Table 2 に, 主断面図を Fig. 2 に示す.

3.1. 並行多軸縦置き構造

エンジンと direct drive motor からの出力は, デュアル・ウェット・クラッチ (DWC) を介して各シャフトにトルクを伝達する構造とした. 各変速ギヤは, 奇数段のドライブギヤをメインシャフト上に, 偶数段のドライブギヤをインプットシャフトおよびアイドルシャフトを介したセカンダリシャフト上に配置し, ドリブンギヤをカウンタシャフト上で共用する平行多軸構造を採用した[2]. また, ハイポイドギヤにより出力軸を直角に変換することで縦置き構造のトランスミッションとした.

Table 2 Transmission specifications

Transmission type		9-speed DCT
Torque capacity [Nm]		550
Maximum engine speed [rpm]		7500
Power capacity [kW]		373
Overall gear ratio	1st	13.754
	2nd	8.719
	3rd	6.370
	4th	5.116
	5th	4.341
	6th	3.720
	7th	3.156
	8th	2.677
	9th	2.272
	Reverse	8.580
Ratio range		6.055
Overall length [mm]		633
Oil	Clutch room	ATF
	Gear room	Gear oil

3.2. クロスレシオ設定

1速は, SPORT HYBRID SH-AWD として俊敏な発進を達成するローレシオ設定とした. 一方, 最高変速段は静粛な高速クルーズ走行を達成するハイレシオ設定とした. その間を刻むギヤレシオは, 最高速までエンジン回転数を高回転領

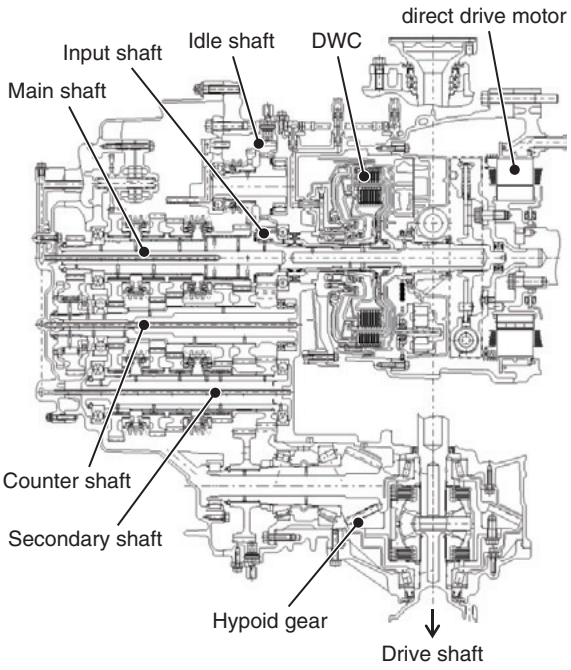


Fig. 2 Main sectional view of developed DCT

域（6000 rpm）のパワーピークゾーンに保持した状態での加速を可能とする７段のクロスレシオ設定とした（Fig. 3）．

3.3. ２種類のオイル

オイルは，９速 DCT の性能を最大限発揮するように２種類とした．クラッチケースとインプットシャフト，インプットシャフトとメインシャフト間にそれぞれ２個のオイルシールを配置してクラッチ室とギヤ室のオイルを分離する構造とした（Fig. 4）．

ギヤ側は，高出力に対応するために，高温かつ高面圧条件下において油膜保持性の高い，高粘度の新規開発ギヤオイルを採用した．一方，クラッチ側は DWC のトルク伝達性能および耐ジャダー性を両立するために，添加剤の最適配分によりオイル特性に優れたオートマチック・トランスミッション・フルード（ATF）を採用した（Fig. 5）．

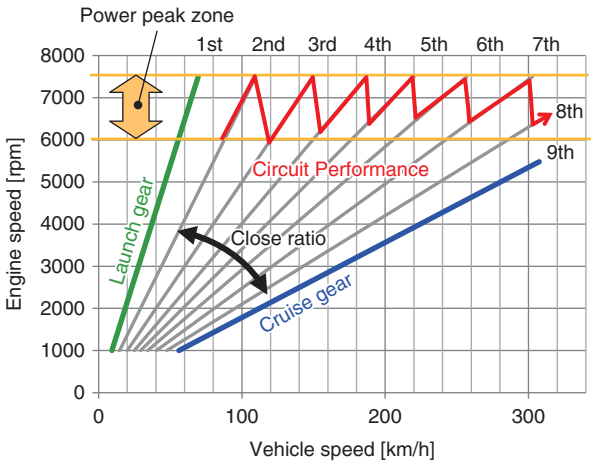


Fig. 3　Speed diagram of 9-speed DCT

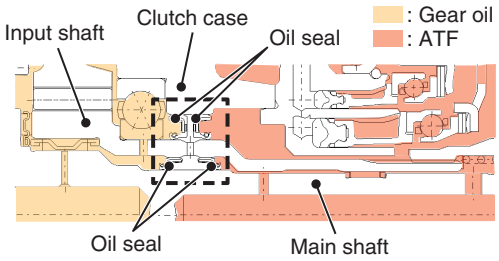


Fig. 4　Oil seal for oil separation

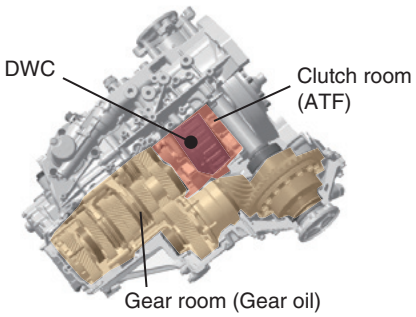


Fig. 5　Separation of clutch and gear room oil

4．対応技術

4.1. 多段化とコンパクト化

縦置き９速 DCT は，リヤオーバハング抑制による旋回時のヨーモーメント低減と車両リヤデザインの自由度を向上するために，車両前後方向の全長短縮が求められた．

多段化による全長拡大を抑制するために，１速には他の変速段で採用しているシフト機構を廃止するかわりにワン・ウェイ・クラッチ（OWC）を採用し，１速ドリブンギヤとパーキングギヤを共用する構造とした．４速と５速，６速と７速，８速と９速のギヤ配列を同列に配置し，カウンタシャフト上のドリブンギヤは共用する構造とした．また，アウトプットドライブギヤとリバースドリブンギヤは３速のドリブンギヤを共用する構造とした（Fig. 6）．これらのコンパクトレイアウトにより，これらを対応しない場合に対して全長を 120 mm 短縮し，９速化と同時に他社スーパースポーツの７速 DCT に対して 35 mm 短いリヤオーバハングを達成した（Fig. 7）．

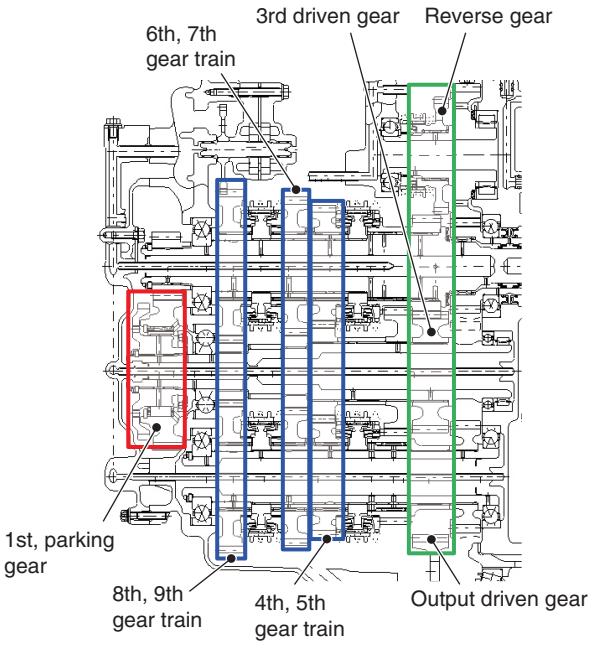


Fig. 6　Structure of gear train

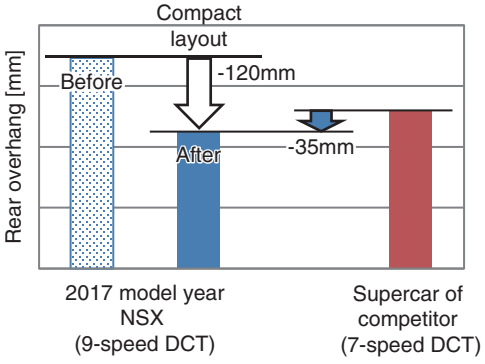


Fig. 7　Rear overhang

4.2. 高出力対応

9速DCTは，エンジンとdirect drive motorからの高い出力を伝達することが求められた．

クラッチは2015年モデルAcura RLXに採用されたトルク容量370 NmのDWCをベースに高容量化した．奇数段，偶数段それぞれのスチールプレートの厚さを最適化し，フリクションディスクの枚数を増やした．潤滑の最適化と合わせることで，寸法を維持したままトルク容量550 Nmを達成した(Fig. 8)．

トランスミッションの全長を拡大することなく高容量化するために，すべての変速ギヤは高強度鋼を採用し，モジュール諸元を最適化した．ハイポイドギヤは歯面表面研磨に加え，精密表面加工処理をおこない耐久性を向上させた．トランスミッションケースの材質は，耐摩耗性に優れる高シリコンアルミニウムを採用し，2015年モデルAcura RLXに対してトランスミッションケース疲労強度を20%向上させた．

これらの技術と先に述べた2種類のオイルを適用することで，スーパースポーツの高出力を伝達可能とする550 Nmの高容量化を達成した．

4.3. 高負荷走行における熱成立性

4.3.1. 冷却，潤滑システム

高車速連続走行や加減速連続走行などの過酷な使用環境に対応した冷却性能を実現するために，クラッチとギヤそれぞれに冷却，潤滑システムを設けた．4基の熱交換器を搭載し(Fig. 9)，各部の発熱状態に対して適切な冷却，潤滑となるようにそれぞれシステムを最適化した(Fig. 10)．

クラッチ側は，エンジン回転数が高い状態でエネルギー吸収する時にDWCの発熱が高くなるために，エンジン回転に応じてオイルポンプを駆動する構造とした．また，DWCの温度や動作状態に応じた最適な潤滑量とするために，流量調整機構を採用した．冷却性能を高めるために，従来の水冷式熱交換器(1)と空冷式熱交換器(2)に加え，ATFとギヤオイルが相互に熱交換をおこなう熱交換器(3)を備えた．水冷式熱交換器(1)と熱交換器(3)は，圧損を低減する並列回路とした．一方，ギヤ側は車速が高い状態でギヤの発熱が高くなるために，車速に応じてオイルポンプを駆動する構造とした．冷却効率を高めるために，車両前方左側に空冷式熱交換器(4)を配置し，特に発熱に対して厳しいハイポイドギヤの噛み合い部には，空冷式熱交換器(4)を通過したオイルを直接供給する構造とした．

4.3.2. 潤滑オイルマネージメント

加減速時，旋回走行時の揺動やDWC，ギヤのかくはんにより，潤滑オイルのエアレーションが発生する．これによりオイルポンプの吐出量が低下し冷却効率の低下を招くため，エアレーションの抑制が求められた．また，トランスミッション内部の圧力上昇を抑制するブリーザ管からのオイルの吹き出しの防止が求められた．これらに対応した潤滑オイルマネージメントを実現するために，クラッチ室，ギヤ室それぞれの潤滑構造を最適化した．

クラッチ室では，DWC回転によるオイルのかくはんの抑制とDWC軸芯から供給されるオイルの排出を整流す

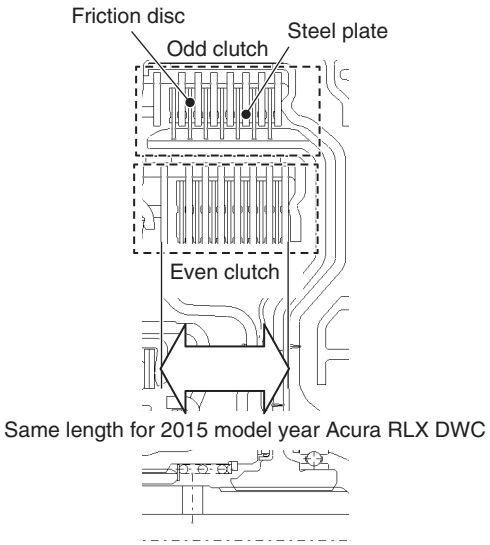


Fig. 8 High capacity DWC

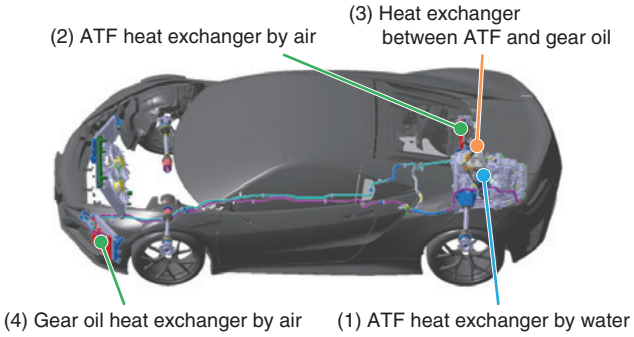


Fig. 9 Heat exchanger layout

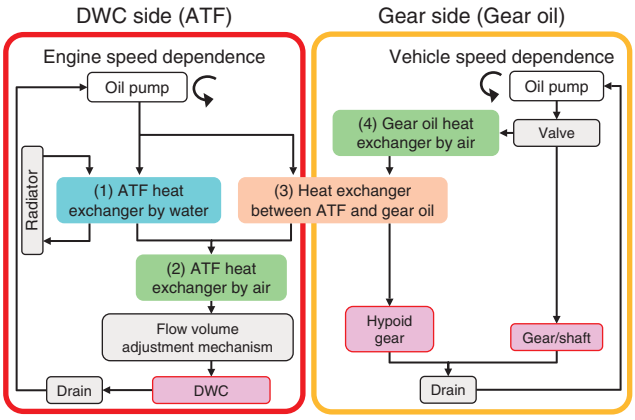


Fig. 10 Lubrication and cooling system

るために，DWC を完全に覆うバッフルカバーを採用した (Fig. 11)．コンパクトな空間でのオイルの撹動に対して液面上昇を抑制するために，バッフルカバーの形状とオイル排出口の位置を最適化した．一方，ギヤ室ではギヤ歯面への安定した潤滑供給を実現するために，各シャフトからギヤへオイルを供給する軸内給油に加え，変速ギヤの噛み合い部に直接オイルを吹き付ける強制潤滑構造を採用した (Fig. 12)．

これらの技術により，高い冷却性能と安定した潤滑マネージメントを実現し，高負荷走行時における熱成立性を達成した．結果の一例とて，ニュルブルクリンクサーキット１周走行における冷却効果を Fig. 13 に示す．９速 DCT の性能を発揮可能とする冷却性能を満足していることを確認した．

4.4. シフト機構の高応答化

シフト機構は，加速性能の向上とスムーズな走りを実現するために，高い変速応答性が求められた．変速中のギヤシフト時間を短縮するために，高容量ダブルコーンシンクロナイザと高剛性シフトフォークおよびギヤ･アクチュエータ (GA) を組み合わせた高応答ギヤシフトシステムを採用し (Fig. 14)，それぞれ最適化した．

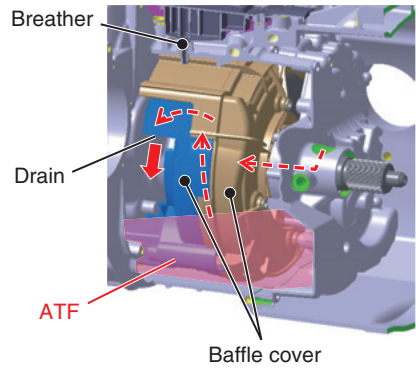


Fig. 11　Oil flow in baffle cover

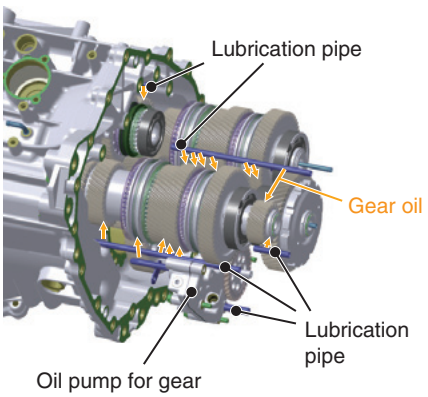


Fig. 12　Direct lubrication of gears

シンクロナイザは，ギヤシフトの同期時に吸収するエネルギーが大きい２速から５速までを高容量化するために，ダブルコーンシンクロナイザを採用した．また，ギヤシフト荷重を高く設定して同期時間を短縮するために，２速から９速すべてのブロッキングリングの材質は 2015 年モデル Acura RLX に採用された冷間圧延鋼に対して硬度の高いクロムモリブデン鋼を採用し，耐久性を向上させた．

シフトフォークの材質は形状自由度に優れる高強度鋳鉄を採用した．レール部とシフトフォーク部を鋳造一体成型とし (Fig. 15)，高剛性化により GA からの入力荷重に対するシフトフォークの爪先変位を低減した．さらに，形状

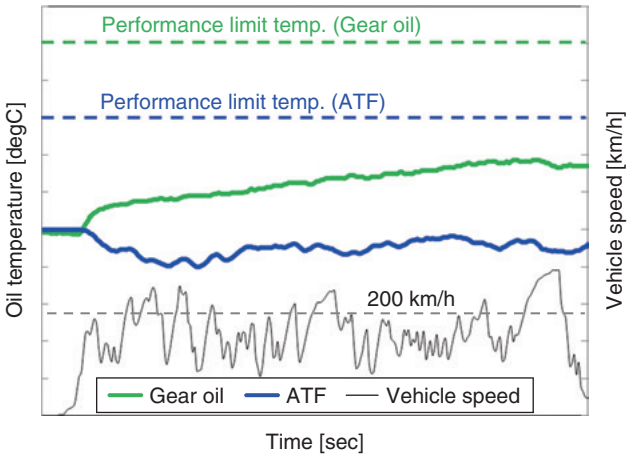


Fig. 13　Oil temperature behavior on circuit drive

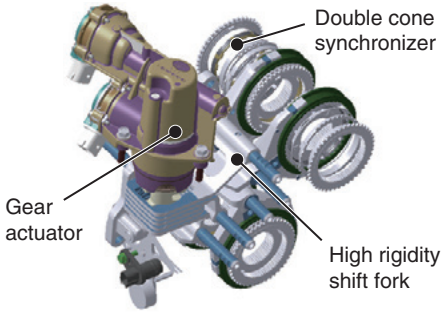


Fig. 14　High response gear shifting system

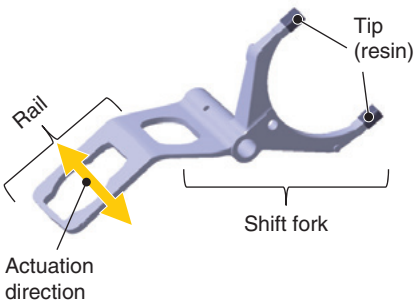


Fig. 15　High rigidity shift fork

最適化により同期時のシンクロナイザを押し付けるシフトフォーク左右の爪先荷重のバランスを向上させた．GA のシャフト長短縮による高剛性化と合わせて，2015 年モデル Acura RLX に対してギヤシフトシステム剛性を 40％以上向上させ，GA からの入力荷重に対するシフトフォーク爪先の出力荷重損失を低減した．

これらの技術により，同期時のギヤシフト荷重を GA 採用の Honda 従来機種に対してさらに高く設定することが可能となり，シンクロナイザの高容量化と合わせて，同期時間を最大 65% 短縮した (Fig. 16)．

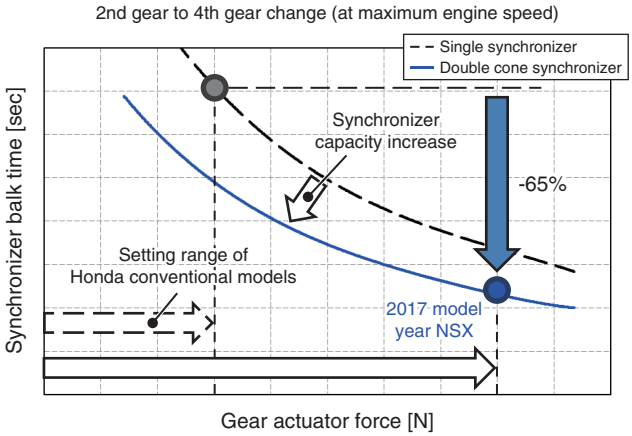


Fig. 16　High response gear shifting

5．加速性能と静粛性の両立

5.1. 加速性能の向上

先に述べたギヤレシオの最適化により，２速から８速までの公比は，他社スーパースポーツの７速 DCT に対してさらに低いクロスレシオ化を実現し (Fig. 17)，加速性能の向上に貢献している．

SPORT HYBRID SH-AWD の高いシステム出力に対して９速 DCT の最適なギヤレシオと高い変速応答性を組み合わせることにより，俊敏な発進と途切れない加速性能を実現した．Launch control 時の加速を Fig. 18 に示す．他社スーパースポーツの７速 DCT に対して最大 50% 短い変速時間を達成している．これらは，３秒台の 0 km/h-100 km/h 加速と中間加速性能の向上に貢献している．

5.2. クルーズ走行時の静粛性

９速をハイレシオ設定することにより，高速クルーズ走行時のエンジン回転数を低減している．100 km/h クルーズ走行では，2015 年モデル Acura RLX 同等のエンジン回転数 1800 rpm 以下を達成し，静粛な高速クルージングを実現した．

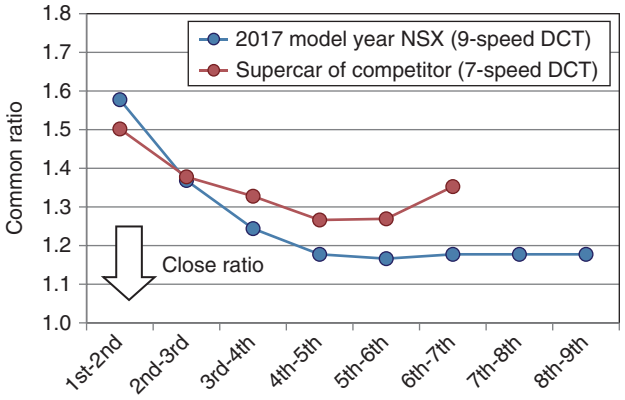


Fig. 17　Sport close ratio

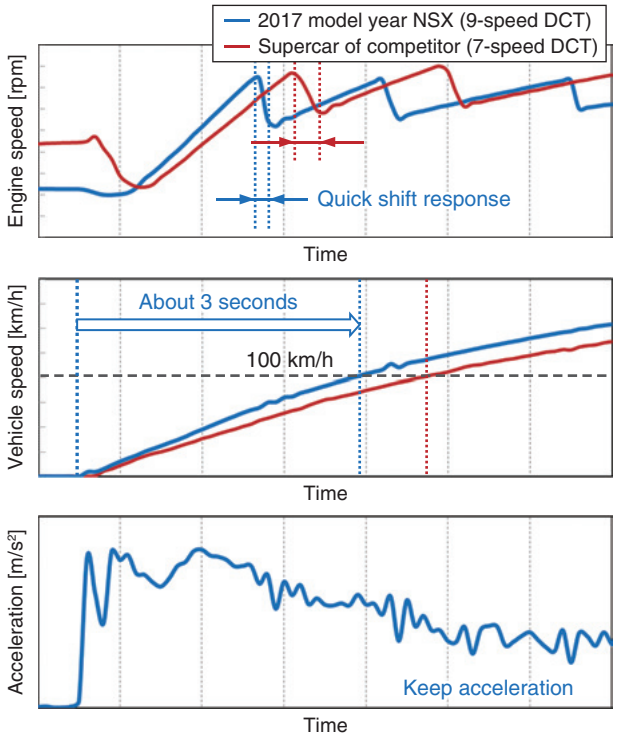


Fig. 18　Acceleration at launch control

6．まとめ

第２世代 NSX 用縦置き９速 DCT を開発し，以下の項目を達成した．

（1）１速ギヤのシフト機構廃止と変速ギヤの共用化により全長を 120 mm 短縮し，９速化と同時に他社スーパースポーツの７速 DCT に対して 35 mm 短いリヤオーバハングを達成した．

（2）クラッチ室，ギヤ室それぞれに最適なオイルを適用し，高容量 DWC と高強度ギヤ材，高強度ケース材の採用により，550 Nm の高容量化を達成した．

（3）クラッチ室とギヤ室それぞれの冷却，潤滑システムの

４基の熱交換器と DWC を完全に覆うバッフルカバーおよびギヤ潤滑の最適化により，サーキットなどの高負荷走行時における熱成立性を達成した．

（4）各変速段のギヤレシオ最適化と高剛性シフトフォークおよび２速から５速へのダブルコーンシンクロナイザ採用により，高い変速応答性を実現し，３秒台の 0 km/h-100 km/h 加速性能と 100 km/h クルーズ走行時のエンジン回転数 1800 rpm 以下の静粛性を両立した．

参考文献

（1）高橋広一，漆原圭輔：第２世代 NSX 用の高出力に貢献するハイブリッドシステムの熱マネージメント，Honda R&D Technical Review, Vol. 28, No. 2, p. 73-78

（2）河合則和，太田浩司，政岡泰行，小西弘順，小林平典：SPORT HYBRID i-DCD 用７速デュアルクラッチトランスミッションの開発，Honda R&D Technical Review, Vol. 26, No. 1, p. 27-32

■著　者■


栗 原　大


上 野 隆 雄


野 田 辰 也


片 岡 隆 平


加 茂 俊 二


武 藤 彰 男

Development of Sports Car Sound for Hybrid Super Sports Cars

Steven EICH *　　Jared COX *　　柳　瀬　　浩**
Hiroshi YANAGASE

ABSTRACT

Developing the sports car sound for the next-generation Acura NSX Sports Hybrid required a unique approach to vehicle noise and vibration development. Starting with a holistic acoustic strategy for the vehicle platform design, insulation package and chassis isolation specifications were constructed to accentuate cabin quietness during hybrid driving. Employing multiple acoustic technologies, devices and control strategies, specific frequency and order content was enhanced to maintain the original NSX heritage sound while adding functional purpose to audibly communicate instantaneous power unit feedback to the driver. Execution of this strategy achieved the vehicle sound concept and the hybrid super sports car segment competitiveness was redefined.

1. Introduction

The fundamental goal for the second-generation NSX is to be a leader in today's cutting edge supercar market, yet pay tribute to the heritage of the original NSX, which was considered revolutionary and helped to build the Acura brand nearly 25 years before. The primary focus for the sound concept was to maintain the heritage sound of the original naturally-aspirated (NA) V6 engine. The challenge was to achieve this with the new hybrid electric twin turbo V6 engine. A secondary goal was to celebrate the electric vehicle (EV) driving capability of this next-generation supercar. This was achieved by building on the foundation of a quiet interior by using sealing, noise, vibration, and harshness (NVH) treatments, and road and engine isolation strategies. Next, power unit breathing systems were designed to celebrate the character inside the unique 75 deg V6 twin turbo engine. Finally, five specific actively controlled systems were developed and tuned to deliver the desired sound including audible feedback to the driver indicating transmission gear changes and engine speed. This enables the driver to focus on the road while minimizing distractions from driving, such as continuously looking down at the gauges for feedback. The final product is a super sports car that can transform from a quiet, luxury grand touring car, to a raucous, roaring, track monster, with just the twist of its Integrated Dynamic System (IDS) knob.

The original Acura NSX, first introduced in 1991, played a large role in the development of the next-generation Acura NSX with the intent to pay homage to the characteristics which made the original car so unforgettable and revered in the sports car market. The original car was powered by a 60 degree, naturally-aspirated V6 engine, mounted mid-ship, immediately behind the driver. This power unit provided excellent sound quality and driver feedback through several hardware systems listed in Table 1:

Table 1　Sound characteristics of the original Acura NSX

Hardware	Sound quality contribution	Sound content
Exhaust system	Low frequency, powerful sound High RPM 'Racing' sound	3rd order 6th order
Intake system	Mid frequency 'Guttural' sound	450 Hz resonance

Figure 1 shows the cabin sound of the original NSX during full throttle acceleration in third gear. As highlighted below, each rpm range has a unique sound character.

The finely tuned specifications of the intake and exhaust systems' sound quality contributed to the driver feeling connected to the car. Pressing the accelerator pedal resulted in an increased acoustic response from the vehicle. The sound was directly linked to the acceleration feeling, a quality desired to carry forward to the next-generation NSX.

With the NA engine of the original NSX, the authentic sound quality of the engine's breathing systems is a key aspect of its character. This authenticity is also a quality desired to carry forward to the next-generation NSX.

＊　HONDA R&D AMERICAS, INC.
＊＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2017_29_1_11

Automotive technology, construction and performance have changed considerably since the original NSX was launched, and the next-generation NSX needs to satisfy the expectations of customers in the current super sports car market. Traditional super sports cars are often defined by particularly sporty NVH characteristics, including loud combustion noise, powertrain mechanical noises, lack of road isolation, and strong vibrations. These vehicles tend to be raw and unrefined, making for a very authentic sports sound experience; however, they are also very tiring to drive, tending to wear on a driver and making anything more than a short trip uncomfortable. This segment positioning is shown in Fig. 2, along with the typical luxury sports sedan vehicle and Acura product placement.

Over the past 25 years, the introduction of electronic controlled powertrain and sound devices enabled manufacturers to better balance the general driving NVH refinement and sports car sound. These technologies permit the driver to select their desired driving setting, within some performance window, as shown in Fig. 3.

Market analysis shows the customer expectation in this segment has been raised significantly since the release of the original NSX. Most buyers expect a vehicle that is reasonably luxurious and refined, suitable for longer drives, but that can also deliver a super sports car, visceral and raw engine sound

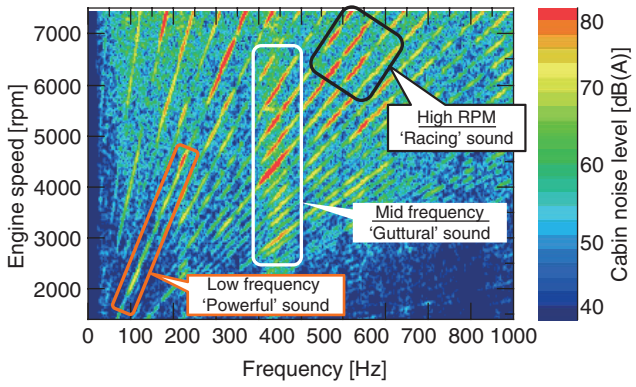


Fig. 1 Original Acura NSX cabin sound during acceleration

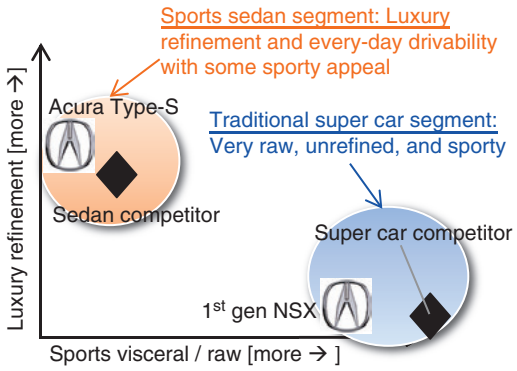


Fig. 2 1990's sports car market landscape

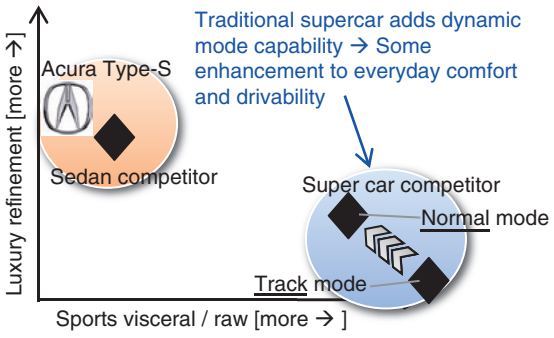


Fig. 3 2015's sports car market landscape

experience.

This paper describes the target setting and development of the NSX sports car sound, including hardware selection, specification setting, tuning, and competitive performance results.

2. Target Setting

With an understanding of the current sports car market landscape and customer expectations as indicated in the previous chapter, an engine sound concept was defined to deliver a New Sports eXperience (NSX). Every driving situation encountered by the customer was considered, such as acceleration, cruising, and gear changes. Then, the desired sound performance in each of these driving situations and IDS modes was defined, as shown in Fig. 4.

The sound concept established several 'key words' to describe critical noise performance characteristics, as listed and defined in Table 2.

IDS modes are key to this concept by creating a fully adjustable driving experience, where each mode provides the driver a different vehicle character including a tailored acoustic performance impression. Each IDS mode has a unique intended use, as summarized in Fig. 5.

Quiet mode:

The Quiet mode concept is to enable the driver

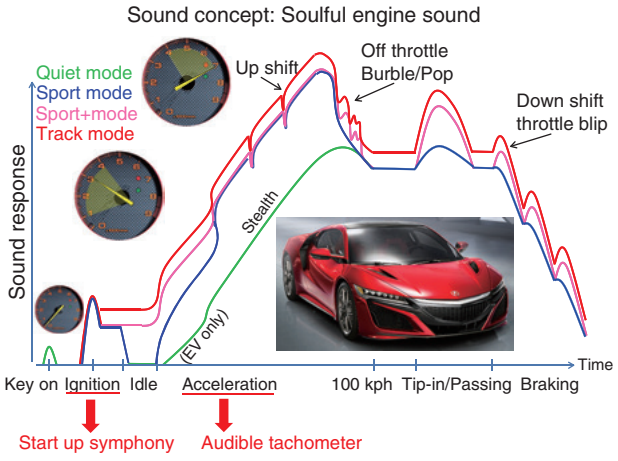


Fig. 4 Vehicle sound concept

Table 2 Target key word definitions

Target key word	Target character
Start-up symphony	Engine start-up sound, which provides audible feedback based on the selected Dynamic Mode – Quiet mode → Subdued startup maximizing quietness Sport mode → Exciting, high revving engine flare with fast, race-car like response
Audible tachometer	Sound that indicates to the driver the approximate speed of the engine, without visual reference to the tachometer. To be used as an aid, which permits the driver to keep their eyes on the road or track, but still keep exact upshift/downshift points for maximum performance

to minimize detection by the outside world as much as possible, abating noise and creating a comfortable, quiet cabin environment.

Sport mode:

The Sport mode concept is to enable the driver to experience an NSX, integrating hybrid vehicle driving with that of a super sports car with exceptional sound response to driver input, while maintaining everyday drivability. Sport mode is the default start-up mode, although Quiet mode may also be selected.

Sport+ mode:

The Sport+ mode concept is focused on winding or mountain road driving, eliminating internal combustion engine stop and giving the driver increased on-road audible feedback and performance.

Track mode:

The Track mode concept is for circuit use only, to achieve fast, repeatable lap times and give the driver maximum acoustic feedback that is even audible while wearing a helmet.

Quantitative targets are based on a metric which compares cabin sound level during full throttle acceleration to the number of orders that can be heard by the driver, known as audible orders. Audible orders are defined as orders within 7 dB(A) of the overall A-weight cabin sound. This was experimentally determined to be the threshold of order contribution to sound quality. Acceleration sound with fewer audible orders has harmonic sound, while acceleration sound with higher numbers of audible orders has modulation or a more guttural sound. Figure 6 shows the sound performance of the previous NSX as well as several key competitors. The trend shows that louder vehicles have more audible engine orders, so the NSX target range, highlighted in blue, defines the appropriate number of orders required to achieve competitiveness in the 2015's sports car market landscape as indicated in Fig. 3, and maintain the heritage performance of the original NSX.

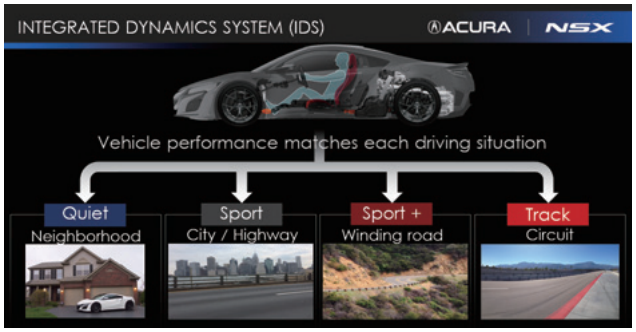


Fig. 5 IDS mode concept and intended uses

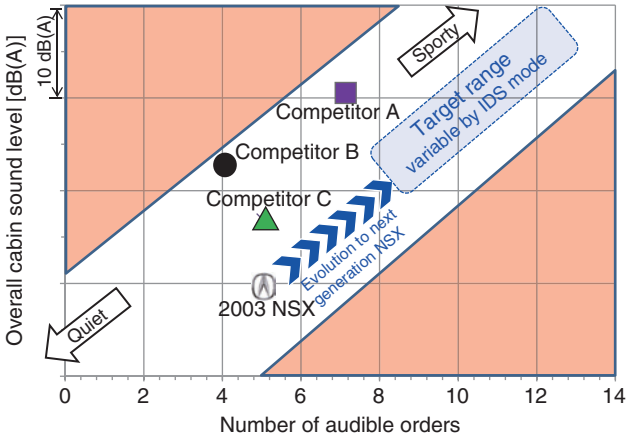


Fig. 6 Cabin sports sound target during full throttle acceleration

3. Approach

In order to achieve all aspects of the vehicle sound concept, several different hardware and software control systems were investigated[3], as shown in Table 3.

3.1. Insulation Material Package

Traditional super sports cars are more analogous to racecars when it comes to noise and vibration cabin quietness. Of course weight is the enemy of acceleration and handling performance, so it's easy to choose lightweight or low coverage insulators in the interest of preserving maximum performance. The challenge with the NSX development is to achieve the concept of Quiet mode driving, while minimizing added weight from the material package.

This was addressed by specifying the package based on the noise source hierarchy. Figure 7 shows a representation of the input intensity of each

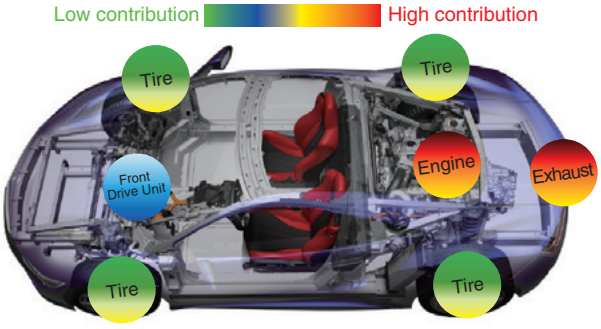


Fig. 7 Air-Bourne source noise contribution

Table 3 Concept achievement method

Sound concept component	Hardware / Software / Control system
Quiet mode, overall cabin comfort	Insulation material package
Startup symphony	Engine startup control
Balance of quietness and low frequency powerful sound	Exhaust system and active exhaust valve
Guttural sound	Intake sound control
Audible tachometer	Active sound control
Off-throttle Burble/Pop	Combustion stability control
IDS mode differentiation	Combination of all systems

noise source.

As shown in Fig. 7, the primary noise sources are behind the driver. Focus is then concentrated on treatment in this area, centralizing the weight in the rear bulkhead panel insulator, rear panel carpet, rear partition glass, and many other smaller parts to create high noise transmission loss from the engine room to the cabin. For the noise sources in the front of the vehicle, light weight absorptive materials are applied to the front bulkhead panel and wheel arch regions, where the heavier weight, barrier materials are not required.

The result of this strategic isolation is dramatic and benefits the vehicle concept in several ways:

(1) Cabin quietness: In Quiet and Sport modes, the isolated cabin creates a smooth transition between IC engine running to full EV driving and is often imperceptible by the driver. EV driving is very quiet in the cabin and the highway cruising noise level is more like a sports sedan than a typical super sports car. Cabin quietness competitiveness is shown in Fig. 8, where NSX demonstrates best in class road noise performance.

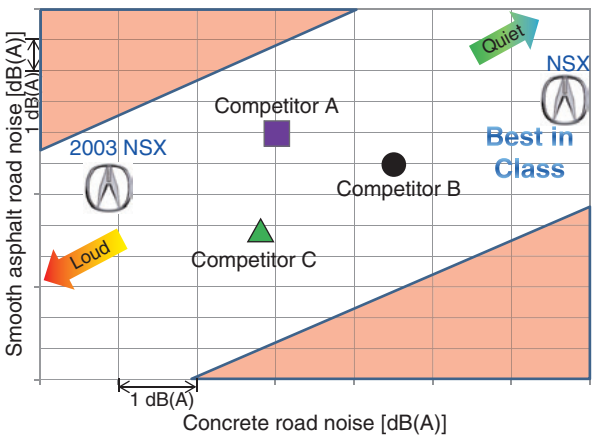


Fig. 8 Insulation material package - road noise performance

(2) Low noise floor: With a low noise floor, undesirable noises are suppressed. This provides a clean palette for the addition of combustion and power unit related sports sounds. For example, exhaust noise is not competing with timing chain noise to reach the driver's ear. With the timing chain noise suppressed, the exhaust noise can be more clearly heard and enjoyed. Engine mechanical noise isolation during acceleration is shown in Fig. 9, where NSX realizes best in class performance.

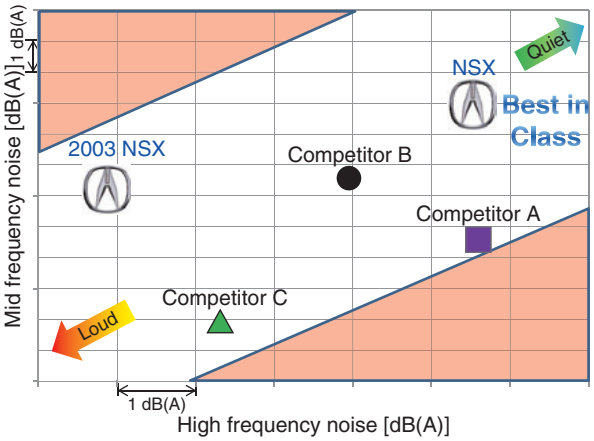


Fig. 9 Engine noise during part throttle acceleration

3.2. Engine Startup Control

Engine startup is an important part of the emotional experience with any super sports car. This is when the power unit comes to life and announces its presence to the world. It should impress upon the driver, as well as spectators outside of the car, the sportiness and high capability of the vehicle. Often, this is achieved by a loud, high revving startup, and the NSX concept is shown in Fig. 10. The challenges for the development of the NSX were twofold:

(1) To achieve a sporty startup engine flare and corresponding sporty exhaust sound with a turbocharged engine.

(2) To differentiate the startup sound based on the IDS mode selection of the driver. For example, keeping a subdued startup in Quiet mode, but an exciting startup in Sport mode.

To overcome these challenges, a new approach was required, and an idea was conceived to use the

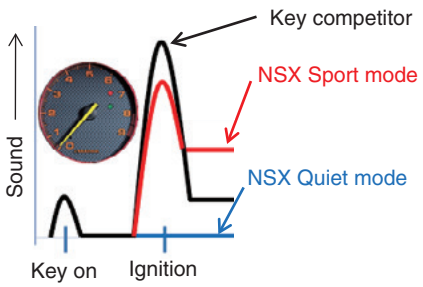


Fig. 10 Engine startup control concept

rear drive unit electric motor to control the engine flare speed and amplitude based on IDS mode. This is accomplished by using the motor torque to speed up [during RPM rise] engine speed during cranking, as shown in Fig. 11.

Additionally, engine control software was developed to consider the IDS mode at engine startup. If the driver starts the vehicle in Quiet mode, the engine performs a subdued, quiet start with minimal rev-up over idle speed. If the driver starts the vehicle in any other IDS mode, the engine executes a high revving, quick rev startup, similar to a lightweight racing engine.

3.3. Exhaust System and Active Exhaust Valve

The exhaust system of a super sports car has always been a vitally important component, and many times it is the primary sports sound device. At the start of the project, it was clear that packaging space was small and thermal requirements were severe in order to achieve Track mode performance requirements. The technical challenge was realizing the packaging and thermal requirements, while still achieving both the Quiet and Sport mode concepts, which required radically different noise levels.

To balance those requirements and minimize weight and packaging space, an Active Exhaust Valve (AEV) was introduced, creating a dual mode design that could achieve IDS mode concepts as well as all the aforementioned functional requirements.

The functional design target is to minimize weight as much as possible, while still achieving tailpipe noise targets. The traditional approach to achieve the tailpipe noise target is to use an appropriate silencer volume and then tune the attenuation characteristic and frequencies accordingly. With limited packaging space in the NSX, the approach was changed to utilize the AEVs for flow restriction. Flow restriction has a broadband noise attenuation effect, and this approach achieved the Quiet mode sound targets with the valves closed. With the valves open, the system delivers the desired sports sound and driver feedback from the tailpipe sound.

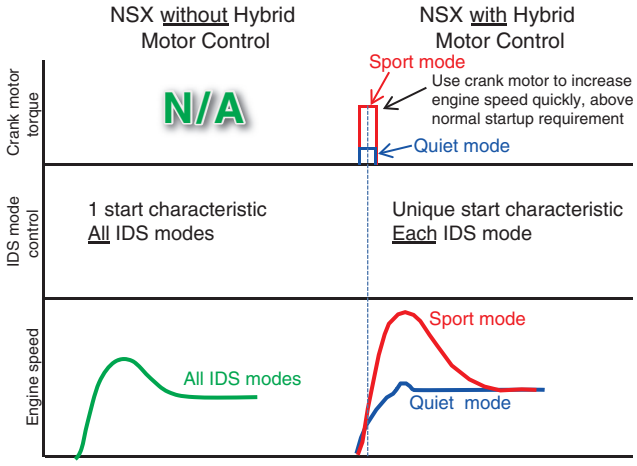


Fig. 11 Hybrid startup control concept

Table 4 Exhaust system specification detail

Specification	Valve closed	Valve open
Silencer volume and type	18 L Pass-through	18 L Side branch
Flow rate at 600 mmH_20	134 L/s	444 L/s
Noise attenuation at 100 Hz	48 dB	34 dB

Table 5 Exhaust system sound IDS concept

IDS mode	Quiet	Sport	Sport+	Track
Control logic	Closed	Control by map	Open	Open
Sound concept	Maximize quietness	Balance comfort and sportiness	Max audible feedback	Max audible feedback

Silencer volume, flow rate, construction, and valve operation were thoroughly tuned to establish the final, post catalyst, specifications, listed in Table 4. An illustration of the final exhaust system with AEV is shown in Fig. 12.

Once the hardware specification was fixed, the focus shifted to the electronic control of the valves to achieve the vehicle sound concept. Each IDS mode has a different sound concept, so during extensive proving ground, on-road and dynamometer testing, the valve tuning was programmed to achieve the concept shown in Table 5.

For Sport mode, more extensive mapping was developed to ensure cruising comfort and spirited driving needs could all be met with the same setting. Maps were developed with accelerator pedal position, engine speed, and transmission gear as inputs to determine when the valve should be open or closed. Hysteresis was also included to prevent 'busyness' during driving around the map line boundary conditions as shown in Fig. 13. In other words, to prevent frequent valve operation during steady state cruising conditions.

The AEV is also used to accentuate the startup sound differences between Quiet and Sport modes. The AEV stays closed at Quiet mode startup to minimize exhaust noise and maintain the quiet character. While

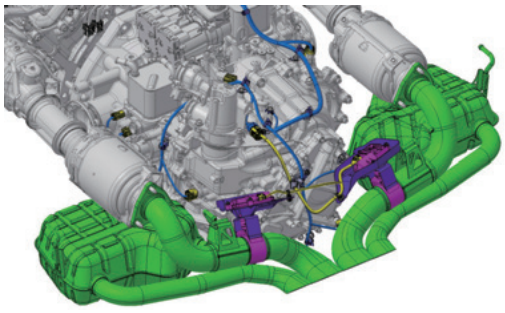


Fig. 12 Exhaust system with AEV

in Sport mode, the AEV is open during the engine startup flare to emphasize the startup sound, but closes after several seconds, to achieve the Sport mode concept of comfortable idle and cruising.

Exhaust noise performance of the final design specification has large differentiation between valve closed and valve open operation as shown in Fig. 14. The main order sound pressure level change is around 25 dB(A) and permits the customer to easily appreciate an audible sound change when switching between IDS modes.

The result of this exhaust system development is a versatile, single world specification system, which satisfies the vehicle sport sound concept, with the lowest post-catalyst system weight in its class at 12.3 kg.

3.4. Intake System and Intake Sound Control

The intake system of the original NSX is the single strongest contributor to the sports sound of that vehicle. The guttural, mid-frequency modulated intake sound is clearly audible in the cabin and very responsive to driver throttle input. This sound is created by the movement of the intake valve, and is accentuated by the VTEC™ system when valve lift increases dramatically and then becomes airborne through the air-cleaner orifice. Once the sound becomes airborne, it can easily be heard by the driver, because the orifice is directly behind the driver's head.

On turbocharged engines, the intake valve source noise must travel the path highlighted in Fig. 15 before it can become airborne. The intake noise is significantly reduced by the increased intake pipe length, intercooler, and the turbocharger. The noise attenuation of the turbocharger varies by operating load, as highlighted in Fig. 16[(1)], and attenuates approximately 15 dB(A) in the combustion noise frequency range during acceleration. This high noise attenuation creates a significant challenge to achieve the vehicle's emotional sound target; therefore, a technical solution was devised.

After investigating multiple technologies, in an effort to provide the most authentic, guttural intake sound inside the cabin, a sound transmitting diaphragm was selected[(4)]. This technology connects to the high pressure intake duct, where the natural intake noise is present and has not been attenuated by the turbocharger. The diaphragm transfers the high pressure pulsations or source sound, to atmospheric pressure ducting, which can then be routed to the cabin and heard by the passengers, otherwise known as the output sound, as shown in Fig. 17.

Several technical challenges existed to implement this technology and achieve the vehicle concept for

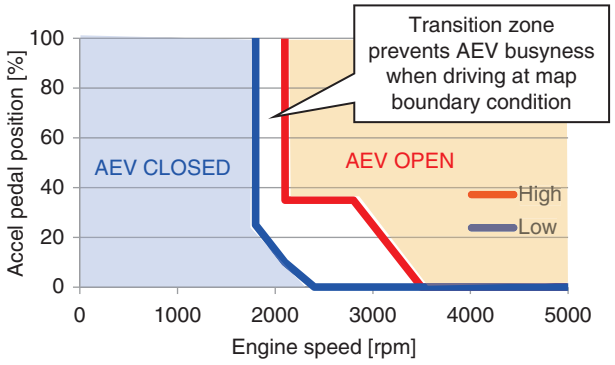


Fig. 13 AEV sport mode control logic map

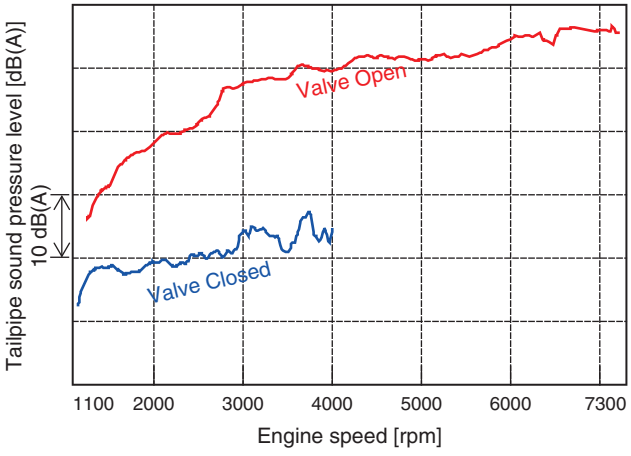


Fig. 14 Exhaust system tailpipe noise at full throttle acceleration

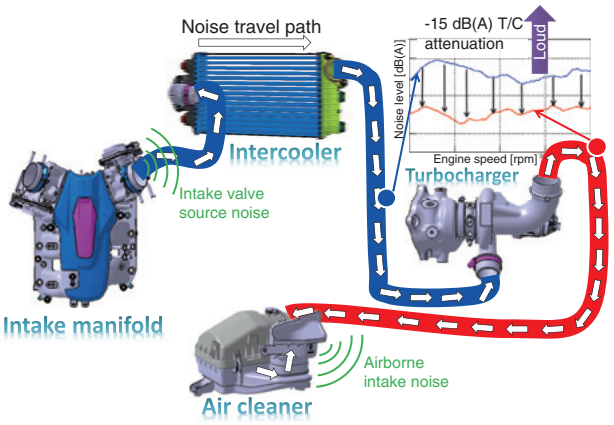


Fig. 15 Intake sound transfer path of turbocharged engine

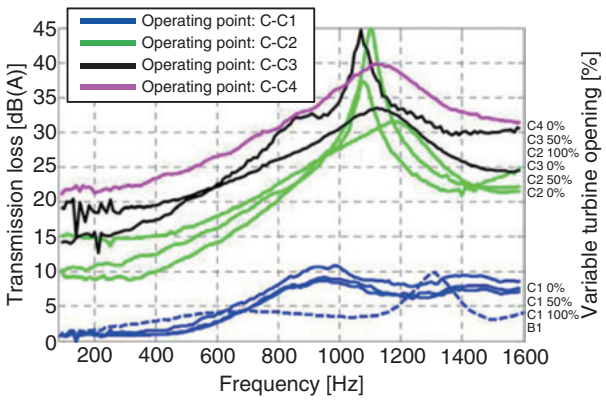


Fig. 16 Noise attenuation due to turbocharger

cabin sound and IDS mode differentiation, as shown in Table 6. The critical goal was to achieve a natural sound that has a strong link to acceleration response.

When considering the resonant frequency of the Intake Sound Control (ISC) System, there are four primary components as shown in Fig. 18.

(1) L_1 pipe: High pressure inlet
(2) ISC diaphragm
(3) L_2 pipe: Ambient pressure left side duct
(4) L_3 pipe: Ambient pressure right side duct

To achieve the desired cabin sound, these components have to work together in harmony. The diaphragm itself has some limitations, because it is an existing design. Retuning would require significant investment and R&D cost, which is not desirable on a low volume super sports car like the NSX. The challenge is to use the existing diaphragm design to match the target 450 Hz frequency range to achieve the heritage intake sound. The solution is to tune the ¼ wave resonances of the L_1, L_2, and L_3 pipes to coincide with the target frequency, and work with the good broadband response of the ISC diaphragm. The resonance calculation method is shown in Fig. 19. The duct resonant frequency is equal to the speed of sound in the medium (air) at the operating temperature of the engine, divided by the wavelength. The total system bench attenuation result is shown in Fig. 20.

Vehicle package studies were performed to determine feasible pipe lengths. A variety of pipe lengths were rapid prototyped and actual sound performance was measured by bench speaker frequency response testing. Using this process, the system

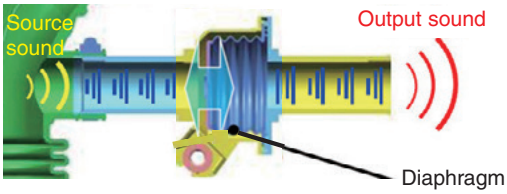


Fig. 17 Sound diaphragm functional layout

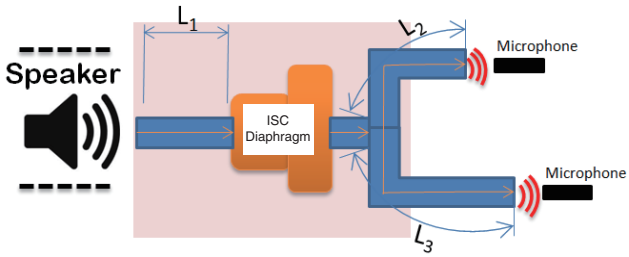


Fig. 18 Bench speaker system attenuation setup

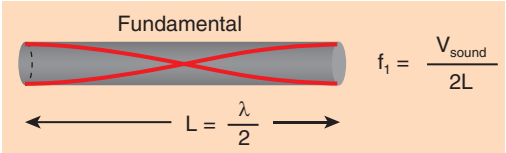


Fig. 19 ¼ pipe resonance calculation

Table 6 Intake sound control technical challenges

Technical Challenge	Solution
1. Create guttural intake sound matching NSX heritage sound	a. Tune diaphragm resonance to best match source noise input frequency and desired heritage intake frequency b. Design pre- and post-diaphragm pipe lengths of ¼ wave resonances to coincide with target frequency
2. Create IDS mode variable sound	a. Design a variable control valve with a vehicle integrated control system

performance and specifications were determined, and an illustration of the final ISC system construction is shown in Fig. 23.

Once component specifications were completed, feasible systems were installed in the vehicle and confirmed by chassis dynamometer and on-road testing. The cabin sound was evaluated by microphone data and subjective judgment. As shown in Fig. 21, the ISC system achieved the targeted frequency of the original NSX, and by subjective driving evaluation, the 'guttural intake sound' character is easy to appreciate.

In addition to the tuned pipes and diaphragm, the ISC system is equipped with an electronically controlled valve between the high pressure pipe and

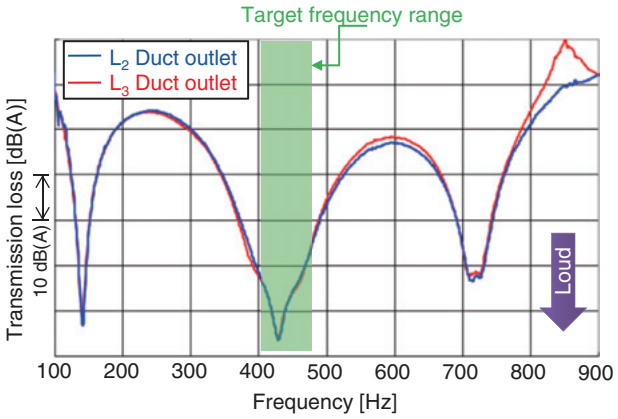


Fig. 20 Bench speaker attenuation test result

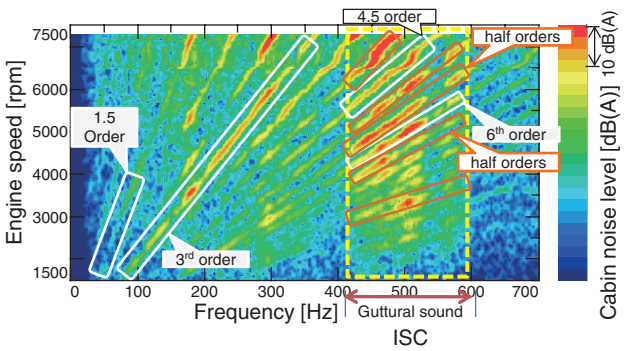


Fig. 21 Final ISC cabin sound at full throttle acceleration

the diaphragm. This valve enables control of the sound output of the system to achieve the engine sound targets for each IDS mode. In addition to separation of the IDS modes, a control map for the valve angle was developed to create a linear sound increase with RPM and avoid resonance peaks and valleys. The ISC control valve can quickly adjust position based on driver control and engine operation inputs. The inputs to this system are accelerator pedal position, engine speed, transmission gear, and IDS mode. To this end, map tuning was performed on the chassis dyno, and then confirmed on-road, to achieve the desired sound progression at various throttle angles, engine speeds, shift points, and IDS modes, as shown in Fig. 22.

Additionally, the ISC system and corresponding control valve is used to accentuate the transient sound response, as a driver aid function. For example, when the transmission downshifts, the engine throttle opens to rev-match the engine and transmission speed, and correspondingly, the ISC valve opens, and creates a short burst of sound. This sound alerts the driver that a downshift has occurred, so the driver doesn't need to look down at the gauge cluster, and can focus on driving. The blue line in Fig. 22 shows the ISC valve open angle mapping during a downshift, getting more aggressive with each IDS mode.

3.5. Active Sound Control

Active Sound Control (ASC) is a Honda-exclusive engine sound enhancement system, that uses the vehicle's audio system to add engine order sound to the cabin[2]. It uses several inputs, such as engine speed, accelerator pedal position, IDS mode[5], and acceleration rate. Several engine orders can be added, and in the case of NSX, four orders were chosen, with the purpose of filling and smoothing the sound around the other sports sound devices. The orders are separated into two separate strategies:

1. Low RPM Powerful Sound: 3rd and 1.5 orders are introduced to add to the low frequency noise floor and accentuate powerful sound during low rpm driving. This sound is appreciated at tip-in or low throttle accelerations.
2. High RPM Shrill Sound: 3.5 and 4.5 orders are introduced at high accelerator pedal position and high RPM to heighten the audible tachometer sound, helping the driver distinguish audibly when the engine is approaching redline.

The gain level of each ASC order with respect to engine speed is shown in Fig. 24

3.6. Combustion Stability Control for Emotional Exhaust Sound Feedback

One exciting aspect of super sports cars is the sound the driver experiences at transient conditions. Analogous to racecars, sports cars also tend to 'snap, burble, and pop' at shift timing or over-run situations and the NSX sound concept incorporated this spirit. This sound was achieved by creating unstable combustion at transient circumstances, by adding ignition retard, based on engine load and engine speed, as shown in Fig. 25. When the combustion is delayed, the exhaust valve begins to open before the combustion process is completed, allowing complete combustion to finish in the exhaust system, providing an audible 'snap, burble, and pop'.

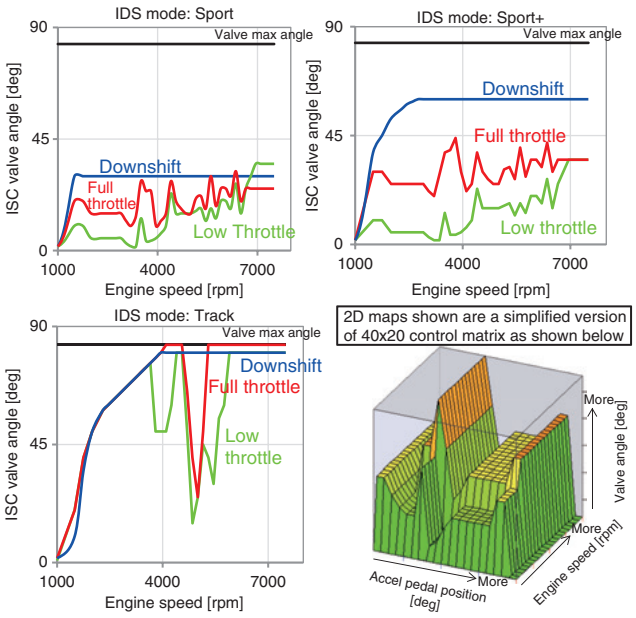


Fig. 22 ISC valve mapping by IDS mode

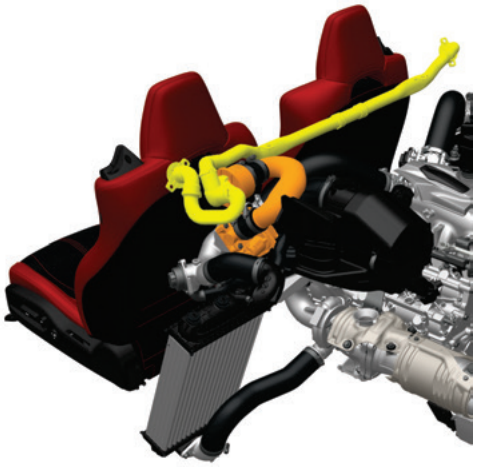


Fig. 23 Final ISC system construction

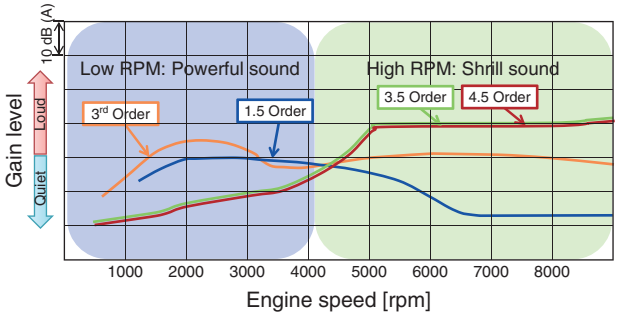


Fig. 24 ASC order gain map

This sound also has a functional purpose. The sound can be an indicator to the driver that a change has occurred. Examples are gear shifts, lift throttle, or light throttle application, where the driver might normally need to look down and check gauges to confirm gear position or engine speed; the driver can instead focus on driving with eyes on the road.

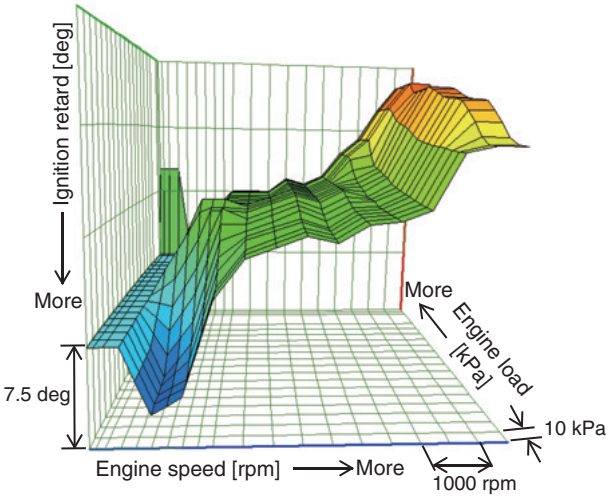


Fig. 25 Ignition retard map

4. Validation

Combining all of these sound technologies into a single package required extensive proving ground and public road driving to achieve the vehicle sound concept for each system and confirm the systems work together in harmony. Prototype vehicles were tested and tuned in the numerous situations a customer will drive their NSX. This included everything from race tracks and highways to the winding canyon roads of Malibu, the Autobahn of Germany and winding mountain roads of northern Italy and Austria.

The electronic controls for each sub-system are tuned individually to match the IDS mode intended driving conditions shown in Fig. 5. The quiet platform of the NSX enables the sport sound devices to create a wide dynamic range of sound, which can be appreciated by the driver as the sound responds directly to his or her inputs. The addition of each sound device contributes a unique flavor, combining to make the NSX character sound. Figure 26 shows the contribution of each system to the cabin sound during acceleration compared to the original NSX. Engine noise in the cabin was reduced compared to the original NSX in order to meet the Quiet mode concept, and additional technologies were added to achieve 2015's sports car market competitiveness. The contribution of intake and exhaust systems to the overall cabin sound during acceleration remains similar to the original NSX, realizing a balance that celebrates the legacy of NSX sound.

Figure 27 shows the final sound performance of the mass production spec vehicle during full throttle acceleration in third gear. The sound performance matches the original sound concept, with sound levels that are distinctly different between IDS modes. The frequency contribution of each device is shown in Fig. 28. Each of the systems contribute to a different frequency range and combine to create a unique aural spectrum which achieves the sound concept components explained in Table 3.

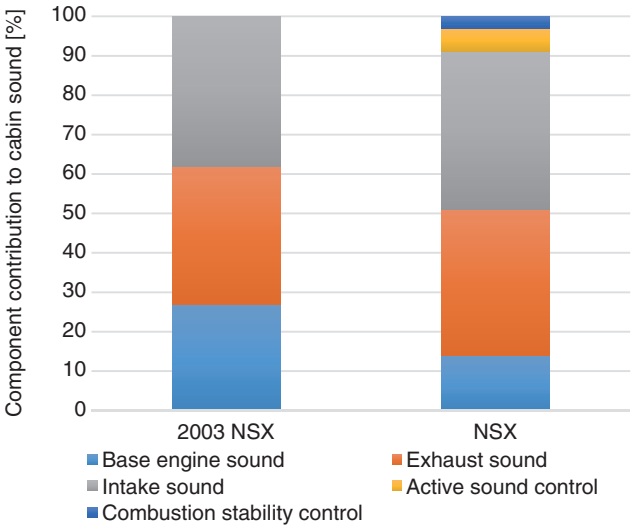


Fig. 26 Component contribution to engine sound during acceleration

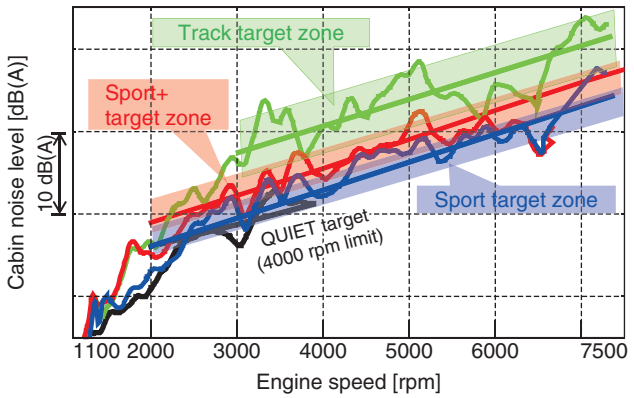


Fig. 27 Final acceleration sound in each IDS mode

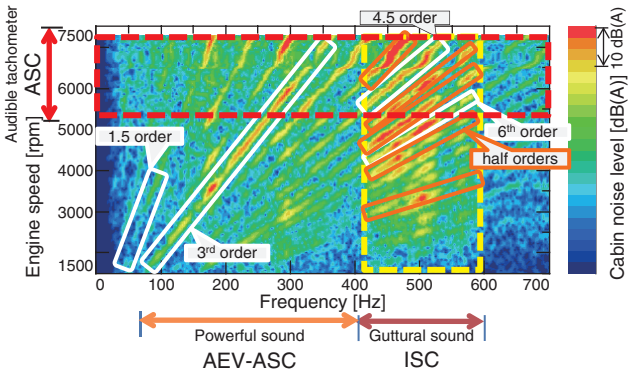


Fig. 28 Final sound achievement frequency content

Figure 29 shows the final sound quality achievement of the mass production spec vehicle during full throttle acceleration in third gear. The high number of orders is achieved by the combination of ISC, AEV, and ASC systems, combining harmonic and guttural modulation sound into a single package.

Figure 30 shows how the NSX bridges the gap between sedan and super-car, accomplished through multiple personalities, available for the driver to access with the flick of a knob. This brings a truly New Sports eXperience, a no compromise super sports car, one that can be comfortably driven every day, over short or long distances, spirited canyon road driving, or even on the racetrack.

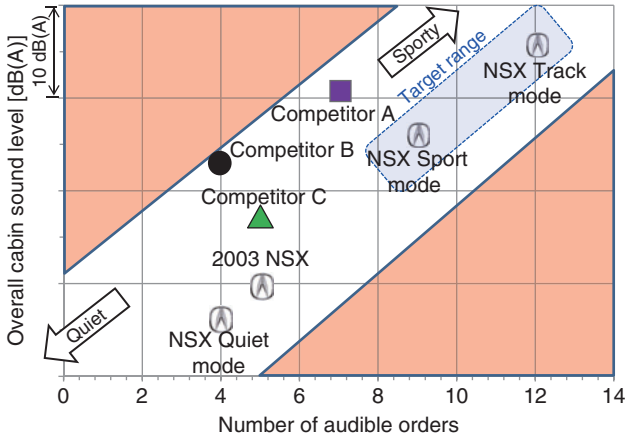


Fig. 29 Final cabin sports sound achievement during full throttle acceleration

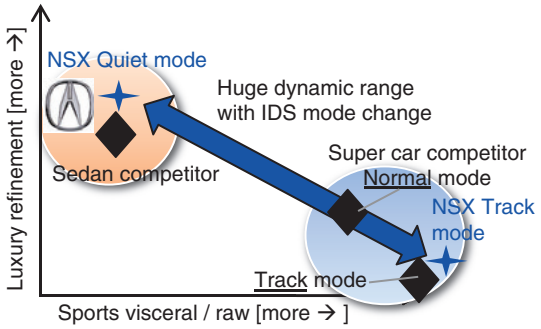


Fig. 30 Final sound achievement competitiveness

5. Summary

The system discussed in this paper was developed to realize the potential of the next-generation sports car with a New Sports eXperience. The system integrations create strong emotional sound connected with acceleration feeling, along with functional sound feedback to the driver. Additionally, the system supports the IDS concept to permit the driver to have direct control of the cabin sound experience.

References

(1) Tiikoja, H., Rammal, H., Abom, M., Boden, H.: Sound Transmission in Automotive Turbochargers, SAE Paper, No. 2011-01-1525
(2) Kobayashi, Y., Inoue, T., Sano, H., Takahashi, A., Sakamoto, K.: Active Sound Control in Automobiles, in INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings, Vol. 2008, No. 4, Institute of Noise Control Engineering, 2008, p. 5001-5009
(3) Dunne, G.: Recent Advances in Powertrain Sound Quality Hardware Tuning Devices and Perspectives on Future Advances, SAE Paper, No. 2009-02192
(4) Jackson, A.: A Comparison Between Active and Passive Approaches to the Sound Quality Tuning of a High Performance Vehicle, SAE Paper, No. 2013-01-1878
(5) Park, D., Jo, E., Hong, S.: Development of Personalized Engine Sound System using Active Sound Design Technology, SAE Paper, No. 2015-01-2216

■著　者■


Steven EICH


Jared COX


柳瀬　浩

スマートマテリアルズインフォマティクスを用いた材料研究手法

Materials Research Method using Smart Materials Informatics

古川敦史* 池田知廣* 岡山竜也*
Atsushi FURUKAWA Tomohiro IKEDA Tatsuya OKAYAMA

要　旨

近年，ビックデータを用いたインフォマティクスの技術による成果が報告されているが，数千，数万以上といった大量のデータが得られる機会は多くないため，実用性に課題がある．特に材料のデータはテストピースを作ってから特性を評価する手順が必要となるため，数千，数万以上のデータ取得は現実的で無い．そこで，少ないデータ数においても予測が可能となるスマートマテリアルズインフォマティクス手法を定義し，予測が可能となるデータの数を検討した結果，数十から百データであることがわかった．その新手法を用いて触媒，磁石，熱電材料といった機能材料にて実証したところ，それぞれの目的に応じた特性を有する材料を短期間で創出し，新手法の実用性を確認できた．

ABSTRACT

The achievement of outcomes through the use of informatics techniques employing big data is today being reported. However, because of the lack of opportunities to obtain high volumes of data (upwards of several thousands or several tens of thousands of data), these techniques still present issues in terms of practical applicability. In the case of materials in particular, because it is necessary to evaluate characteristics following the creation of test pieces, obtaining upwards of several thousands or several tens of thousands of data is unrealistic. A Smart Materials Informatics method that would make it possible to make predictions based on even a limited amount of data was therefore defined. Study of the amount of data necessary for predictions showed that predictions could be made using only several tens to hundreds of data. The use of the new method in studying functional materials (catalyst, magnet, and thermoelectric materials) made it possible to identify materials possessing characteristics suited to their respective purposes in a short period of time, demonstrating the practical applicability of the method.

1．まえがき

経済のグローバル化が年々進み，自動車メーカ間の国際競争が激しさを増しているために，材料の研究開発力を強化させる必要に迫られている[(1)]．材料は自動車の部品を構成するもとであり，材料の特性は自動車における各種緒元や設計に対して大きな影響を及ぼす．よって，高い性能を有する材料を新たに創出することは根源的に自動車の性能を変えるものであり，重要な意味を持つ．そのような新たな材料の創出には材料の探し方，つまり材料探索手法が主要なテーマとなる．これまでの材料探索手法においては電気陰性度やイオン半径といった簡素な因子と材料特性との相関を把握し，機能発現の原理を推定，仮説を構築し検証するという経験則的手法が多くの新材料の創出に貢献してきた．しかしながら，触媒，磁石，熱電材料のような機能材料は結晶構造や電子といった観察が容易ではない因子の影響が複雑に絡み合っている．そのため，特性発現の原理が解明できても対応手法が容易に提案できないことなどから，機能材料の探索は，作っては測るの繰り返しになりがちであった．このような探索手法では，出発材料の手配，材料の合成，テストピースの作成および特性評価等を繰り返すこととなり，多くの費用的，時間的コストがかかり，効率的ではない．

一方，近年の計算機の進化は著しく，数十年でCPUの集積度合は約30万倍，メモリの集積度は約100万倍と桁違いの進化を遂げている．また，それらの進化に伴い，機

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2017_29_1_12

械学習等のソフトウェア技術も進化し，既知データの学習によって未知データを高精度で予測することが可能な機械学習の技術が進化している．そのような背景の中，材料科学と情報科学が融合したマテリアルズインフォマティクス（MI）手法による材料特性の予測が，材料試作や特性評価を削減できるということで注目されている[2]．ただし，先述した学習データは，数百から数万以上のデータが用いられていることが一般的である．一方，自動車用の材料研究における材料探索においては，材料を作製し特性を評価して初めてデータが得られる性質上，データの数を増やすことが容易ではない．そのようなケースでは，MI 手法による予測の技術が効果的であっても，実用の機会をほとんど得ることができない．よって，いかに少ないデータの数で予測を可能とするかが重要となる．

そこで，少ないデータの数において，材料性能の予測が可能となる手法をスマートマテリアルズインフォマティクス（SMI）と定義し，予測を可能とするために最低限必要なデータの数の見極め方を検討する．

2．予測に必要なデータ数の検討

説明変数に対する目的変数の応答が複雑化するほど精度の高い予測に必要なデータの数は原理的に増加する．よって，予測に必要なデータの数の検討には，機能材料データの素性を把握することが重要となる．

ここで，説明変数 x_1，x_2 に対する，ある機能材料の性能 P の応答局面の例を Fig. 1 に示す．

Fig. 1 で示される非線形の応答曲面において，説明変数 x_1 が小さいときは L1 の曲線のように，P に対して x_2 の増加は正の効果となっているが，x_1 が大きいときは L2 の曲線のように，P に対して x_2 の増加は負の効果となっていることがわかる．このように説明変数に対して目的変数が非線形的に応答するような系においては，経験的な手法によって材料探索の指針を立てることは容易ではない．さらに，説明変数の数がさらに増えると，その難易度は高くなる．よって，SMI 手法を活用した材料探索のケーススタディには比較的非線形性の強い，触媒，磁石，熱電の機能材料を選定した．従って，予測に必要なデータの数を検討するためには，これらの機能材料が有する非線形性に対応した検討用データを用いることが重要となる．

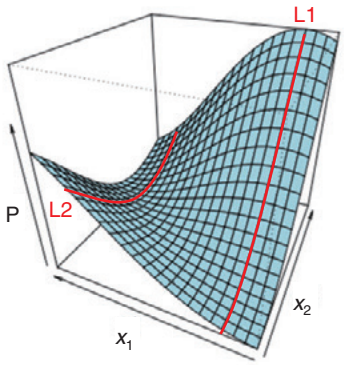


Fig. 1　Example of response surface

2.1. データ数に対する予測誤差の関係性

SMI 手法の実用性を検討する上で，一定量のデータの数が必要となる．その検討用のデータを取得するために，実際に材料を作製し，特性を評価することは現実的ではない．よって，多くのデータを入手するため，任意の説明変数から目的変数を算出できる数式を用い，その数式から得られる人工データを SMI 手法の実用性の検討に用いた．予測モデルにはデータに応じて比較的自由に回帰式を生成することが可能なノンパラメトリックな機械学習法を選定した．選定した機械学習のハイパパラメータは少ないデータの数においても予測精度が高くなるようなチューニングを施した．さらに，予測精度向上のため，説明変数の直交性を確保するために主成分分析を用いたデータの前処理を実施した．また，機械学習の内部で用いられる関数は非線形に対応できる関数を選定した．

予測モデルの予測精度の指標として，少ないデータの数でも学習データ以外の予測精度が求められるように内部バリデーションを用いた．その内部バリデーションとして一点除外交差検定（Leave-one-out cross-validation：LOOCV）を採用した．さらに，データの数と予測誤差の関係性を把握するため，上記人工データ作成用の数式により，五つの説明変数と目的変数からなる 6 次元のデータセットを作成した．そのデータセットを用い，各々のデータ数に対して，重複を許さないランダムサンプリング手法であるジャックナイフサンプリング法を選定し，複数回繰り返したときの LOOCV の平均値を算出した．なお，ジャックナイフサンプリングの数は計算時間と精度を考慮し，100 回を採用した．結果を Fig. 2 に示す．

Fig. 2 によると，データ数が多くなるほど LOOCV が小

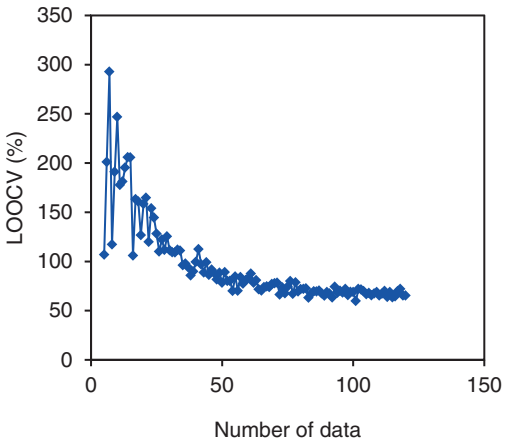


Fig. 2　Relationship between number of data and LOOCV

さくなる傾向が確認できる．これはデータ数が増加するほど，情報量が増加し，予測モデルの精度が向上しているためと考えられる．データ数が 50 より増えると LOOCV は減少しにくくなり，低下幅が収束する．これはモデルの表現力が限界を迎えており，LOOCV に対して，データの数を増やす効果が小さくなっているためと考えられる．また，Fig. 2 に示したデータ数に対する LOOCV の関係性を以後 LOOCV プロファイルとする．

一方，LOOCV プロファイルはデータの数に対して反比例することが数学的に知られている．しかし，Fig. 2 の LOOCV プロファイルは基本的には反比例となっているものの，データの数が少ない初期に LOOCV が乱高下しており，その領域における挙動は理論的に説明がつかない．よって，妥当な SMI 手法の活用のためには，この乱高下の要因を明らかにすることが重要であると考えた．

2.2. 最低限必要となるデータ数の検討

妥当な SMI 手法の活用のため，LOOCV が乱高下する要因の解明を検討した．まず，データの少ない領域における予測モデルの挙動を視覚的に把握するため，2.1. 節で用いた人工データ作成用の数式の次元数を少なくし，二つの説明変数 (x_1, x_2) に対する目的変数 (Target variable: TV) となる 3 次元の人工データセットを作成した．その人工データセットは説明変数 (x_1, x_2) の最大，最小値の長さをそれぞれ等間隔に 100 に刻み，x_1, x_2 の全組み合わせとなる 10000 点の格子点に対する TV を算出し，10000 点のデータセットとした．その 3 次元の応答曲面を描写した結果を Fig. 3 に示す．

Fig. 3 に示した応答曲面は，人工データを生成する式による理論的な曲面であり，機械学習による予測モデルの誤差が 0 のとき，Fig. 3 に示される応答曲面が算出される．

次に，x_1, x_2 の最大，最小値の長さをそれぞれ等間隔となるように三, 四, 五, 六つで刻み，それぞれの全組み合わせが 9，16，25，36 点における説明変数と目的変数からなる人工データを学習し，それぞれの予測モデルを作成した．作成した予測モデルに 10000 データの説明変数を入力し，各モデルにおける目的変数の予測値を算出した．その応答曲面を Fig. 4 (a), (b), (c), (d) に示す．データの数が増加するにつれ，予測の曲面が Fig. 3 に示す理論曲面に近付いていることがわかる．特に，データ数が少ない領域では応答曲面がデータの数の増加に伴い大きく変化している．この領域では，学習データ数が少ないため，予測モデルは全体の形状を表現できておらず，わずかなデータ点の増加によって，応答曲面が大きく変化しているためと考えられる．よって，このように予測される応答曲面の形状が大きく変化する領域では，LOOCV 値が低く算出されたとしても，偶然である可能性が高く，値の信頼性は劣るため，LOOCV の値を採用すべきでないと考えられる．

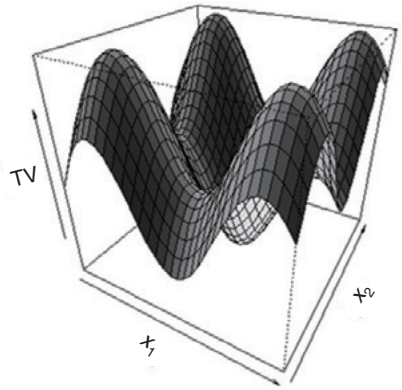
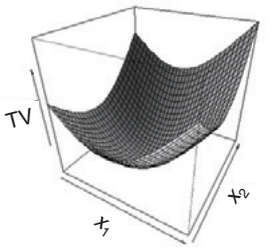
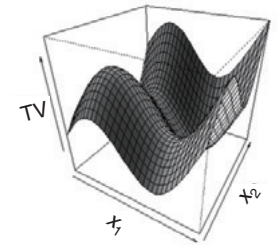


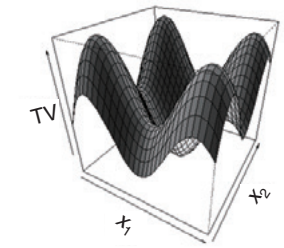
Fig. 3　Theoretical surface



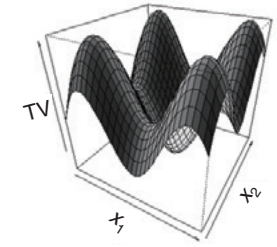
(a) Predicted surface: 9 training data



(b) Predicted surface: 16 training data



(c) Predicted surface: 25 training data



(d) Predicted surface: 36 training data

Fig. 4　Predicted surfaces for different numbers of training data

一方，学習データの数が多い領域では学習データ点が増加しても応答曲面の形状は大きく変化せず，予測モデルは曲面全体を表現できているため，算出される LOOCV の値の信頼性は高いと考えられる．

以上のことから，LOOCV プロファイルを算出した結果，データの数が少ない初期の領域では LOOCV が乱高下し，その乱高下の要因は予測モデルの基本形状が定まっていないことに起因するものであることがわかった．また，LOOCV の乱高下が小さくなる領域までデータの数を増加させると，予測モデルは応答曲面の基本形状を捉えることから，LOOCV の値は妥当であると考えられる．

また，用いた人工データの範囲において，予測手法が適用可能なデータの数は数十から百データであることがわかった．この数十から百データであれば実際に材料を作製し，その材料の特性を評価することが可能である．

これらの検討により，SMI 手法による材料探索が可能であることが確認できた．よって，SMI 手法の実用性を検証するため，ケーススタディとして選定した触媒，磁石，熱電材料に対して SMI 手法を活用した材料探索を実施する．

3．新材料創出による SMI 手法の実用性の実証

3.1. 触媒材料

自動車用ガソリン三元触媒は，特に始動時における低温での排ガス浄化特性が求められる[3]．自動車のガソリン用三元触媒は貴金属と貴金属を担持するサポート材から成る．その貴金属は初期において数 nm ほどの粒子の状態で存在しているが，自動車排ガスの高温環境下では貴金属粒子の凝集が起こり，数十から数百 nm の大きさに成長する．

そこで，高温環境下における貴金属粒子の凝集を抑制するためにサポート材に着目し，サポート材を構成する 1 種類目の元素を A，2 種類目の元素を B，酸素を O とする ABO 複合酸化物において，A，B の元素を網羅的に探索することを検討した．なお，A と B の比率は 1：1 のみを対象とした．上記触媒材料の予測手順を Fig. 5 に示す．

ここで，元素 A と B において，第一イオン化エネルギーや融点等，元素 A と B が単体で存在したときの元素固有の物性情報を説明変数とし，A と B で構成されるサポート材に担持されたパラジウム (Pd) 粒子の比表面積を目的変数とした．また，A や B の元素は自動車触媒としての使用

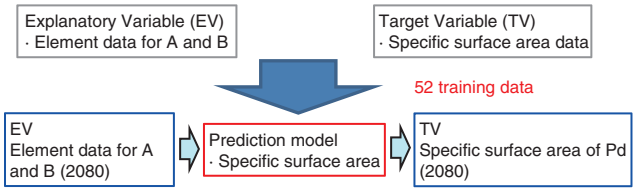


Fig. 5　Procedure for prediction of specific surface area of Pd

Table 1　Summary of catalysts with higher specific surface area of Pd particles than conventional support material

Support material	Element A	Element B	Specific surface area of Pd particles
Ⅰ	α2	β2	1.39
Ⅱ	α1	β1	0.21
Ⅲ	α2	β3	0.13
Ⅳ	α3	β3	0.34
Reference (Conventional support material)	Al	Al	0.11

が可能であるという観点より，常温で気体となる元素や放射性元素は除いた．使用不可能な元素を除くと A および B の数はそれぞれ 64 種となり，A=B となる組み合わせを含めると，A，B の組み合わせは 2080 通りとなる．適宜，A と B を変えて作成した 52 種のサポート材 ABO に担持された Pd 粒子の比表面積を測定し，52 の学習データを得た．この 52 データというデータの数は，2 章で示した手法において，予測モデルの適用範囲であるかを検証するため，データの数に対する LOOCV を算出した．結果を Fig. 6 に示す．

Fig. 6 から，45 データ以上では LOOCV の乱高下が収まっており，52 データでは乱高下は収束していると判断した．よって，予測モデルの LOOCV は信頼できる領域に到達しており，予測の結果を触媒担体材料に活用できると判断した．よって，これらの 52 データで作成した予測モデルに上記 2080 通りの説明変数を代入し，A と B それぞれの元素で構成されるサポート材に担持された Pd 粒子の比表面積を予測した．高比表面積と予測された元素の組み合わせを優先的に選定し触媒を作成した後，各サポート材に担持された Pd 粒子の比表面積を CO ガス吸着測定により測定した．その測定結果を Table 1 に示す．

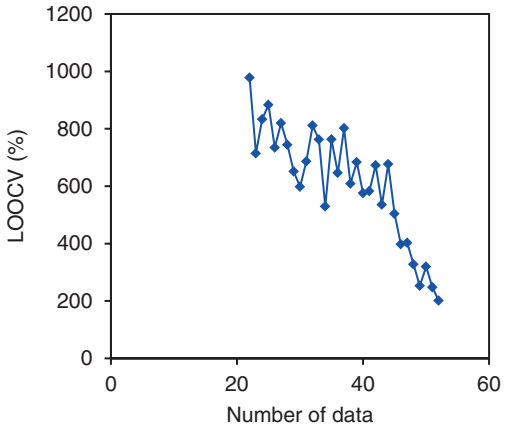


Fig. 6　Relationship between number of data and LOOCV when studying support materials

この結果，量産サポート材料を用いたときより，担持されたPd粒子の比表面積を大きくできるサポート材Ⅰ，Ⅱ，Ⅲ，Ⅳの4種を創出することができた．さらに，Pd粒子の比表面積が最も大きかったサポート材Ⅰを用い，Pd担持触媒を作成し，エージング処理をおこない，モデルガスにて浄化特性を評価した．結果をFig. 7に示す．

Fig. 7に示されるように，探索されたサポート材を用いた触媒は量産サポート材を用いた触媒よりも，CO，HC，NOxのいずれにおいても，浄化特性に優れることがわかった．これはエージング後においても，担持されたPd粒子が小さく分散し，Pd粒子の比表面積が大きく保持されたためと考えられる．そこで，Pdを担持したサポート材ⅠのScanning electron microscope(SEM)分析を実施した．結果をFig. 8に示す．

サポート材Ⅰに担持されたPd粒子は数nm程度であった．また，上記粒子はエネルギー分散型X線分光法により，Pd元素であることを確認した．よって，エージング後においても比表面積の高いPd粒子が担持された触媒材料を創出しており，Pd粒子の比表面積を予測したSMI手法は妥当であることが示された．以上の結果より，サポート材Ⅰを選定し，量産材を用いた触媒より優れたPd担持触媒を創出することができた．

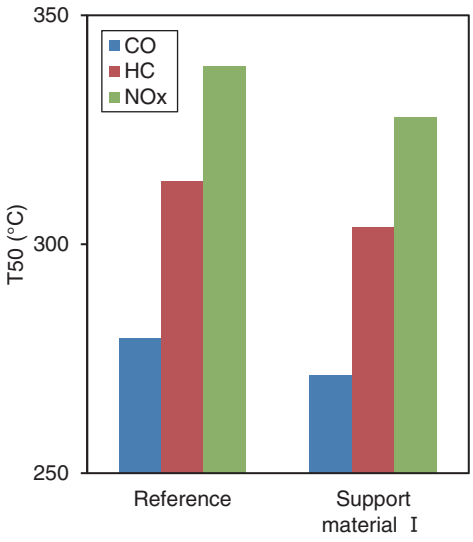


Fig. 7 Temperature for 50% conversion of individual gases

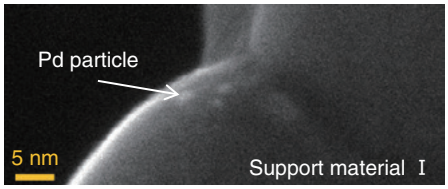


Fig. 8 SEM image of support material-Ⅰ-with Pd particle

3.2. 磁石材料

近年，自動車の電動化が拡大するに従って，駆動モータ用の磁石の特性向上が求められている．自動車の使用環境における磁石には高温環境下での保磁力の維持が必要であり，そのためには微細組織を得ることが重要となる[4]．熱間加工磁石では，低温と高温の二段階で加工することにより，組織を微細かつ均質化できることが過去の検討により明らかとなっている[5]．そこで，Fig. 9に示す加工プロセスのパラメータに対しSMI手法を活用し，高磁気特性を有する磁石材料を探索した．

また，上記SMI手法を活用した際の手順をFig. 10に示す．

ここでは，第一プロセスの温度(T1)，圧縮量(AP1)，圧縮速度(VP1)，第二プロセスの温度(T2)，圧縮量(AP2)を説明変数とし，それらの説明変数を変化させて作成した磁石の磁束密度Brと保磁力iHcの積を目的変数として，28種類の学習データを得た．これらの28種類のデータにおけるLOOCVプロファイルを算出し，LOOCVの乱高下の収束を確認し，LOOCVが信頼できる領域に到達していることを確認した．それら28種類の学習データを非線形に対応した機械学習法を用いて学習し，予測モデルを作成した．

上記予測モデルに各説明変数を適宜10刻みしたときの総当たりの組み合わせ10万通りの仮想的な説明変数を予測モデルに代入し，10万通りの目的変数を予測させた．最も磁気特性が高く算出された予測結果をTable 2に示す．

さらに，Table 2に示したプロセス条件にて磁石を作

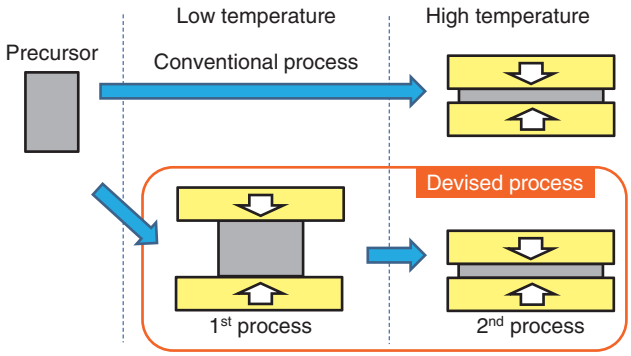


Fig. 9 Schematic image of hot deformation process

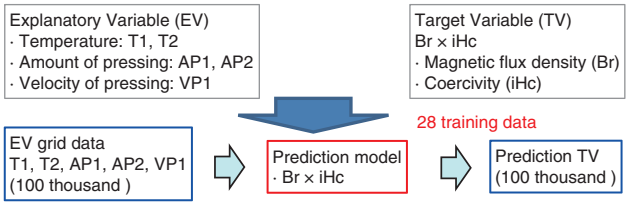


Fig. 10 Prediction procedure for magnet material

Table 2　Prediction result yielding highest level of magnet performance

TV (Br × iHc)	T1 (°C)	AP1 (%)	VP1 (-)	T2 (°C)	AP2 (%)
252	494	27.8	2.0E-05	700	20

成し，磁気特性を評価した．過去の結果と共に Fig. 11 に示す．

Fig. 11 において，Base は熱間加工プロセスによる磁石研究がスタートしたときの材料である．それから約 2 年間の研究で得られた磁石材料が Y である．Y が得られた時点で，異なる熱間加工条件に対する磁石の性能が 28 データ得られていた．その 28 データを下に予測モデルを作成し，Table 2 に示した最適条件を予測した．なお，この予測の計算に要した時間は 5 分程度である．その後，Table 2 に示す条件にて磁石を作成したところ磁石材料 Y より優れた磁石材料 X を得ることができた．

このように SMI 手法により，少ないデータ数で予測モデルを作成することができ，短い時間で磁石材料の最適製造条件を提示することができた．

3.3. 熱電材料

自動車におけるガソリンの化学的エネルギーの半分以上は熱エネルギーとして排出されている．熱電材料は高温部分と低温部分の間に素子として挟むことにより，静的に熱エネルギーを電気エネルギーに変換して回収できる材料として期待されている[6]．熱電材料による熱エネルギー回収効率は理論的に温度差が大きいほど高くなるが，一方で材料の耐熱性が課題となる．そこで，熱電材の元素組成を変化させることによる耐熱性向上を検討した．検討した熱電材料であるスクッテルダイト型の結晶構造を Fig. 12 に示す．

Fig. 12 に示す熱電材料は，ランタン (La)，鉄 (Fe)，コバルト (Co)，アンチモン (Sb) の元素から構成される．それらの構成元素およびキャリア濃度によって熱電材料の熱電特性 η や耐熱温度が変化することが知られている．

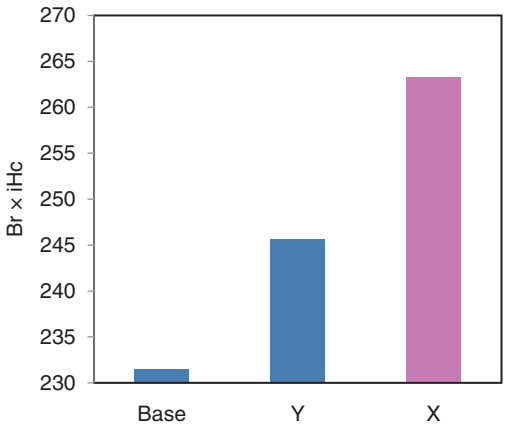


Fig. 11　Results of evaluation of magnet performance together with past data

そこで，上記元素組成を用いて予測モデルを作成し，熱電特性を維持しながら，耐熱性を有する熱電材料を探索した．その手順を Fig. 13 に示す．

ここでは，熱電材料における La，Fe，Co，Sb 量とキャリア濃度を説明変数とし，熱電特性 η と耐熱温度を目的変数とした．説明変数の元素組成やキャリア濃度を適宜変化させたときの熱電特性 η および耐熱温度を測定し，19 種類の学習データを得た．また，このときの LOOCV プロファイルを算出し，LOOCV が信頼できる領域であることを確認した．得られた学習データより，熱電特性 η と耐熱温度の二つの予測モデルを作成した．作成した二つの予測モデルに対して，各説明変数を適宜 10 刻みし，総当たりで組み合わせた 10 万通りのグリッドデータを予測モデルに入力し，10 万通りの目的変数を予測させ，パレート図を作成した．結果を Fig. 14 に示す．

予測結果の中から熱電特性 η が一定以上で，耐熱性が高くなるプロットを二つ選定し，選定した元素組成および

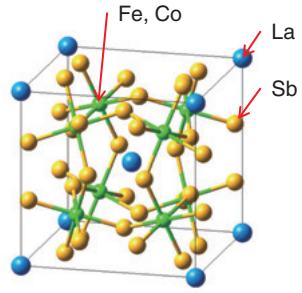


Fig. 12　Illustration of Skutterudite crystal structure

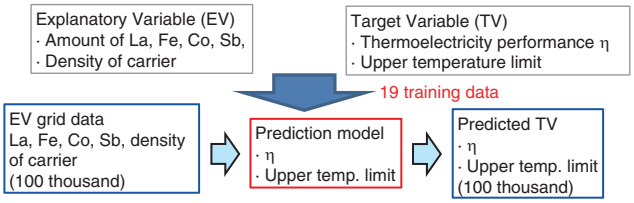


Fig. 13　Prediction procedure for thermoelectric material

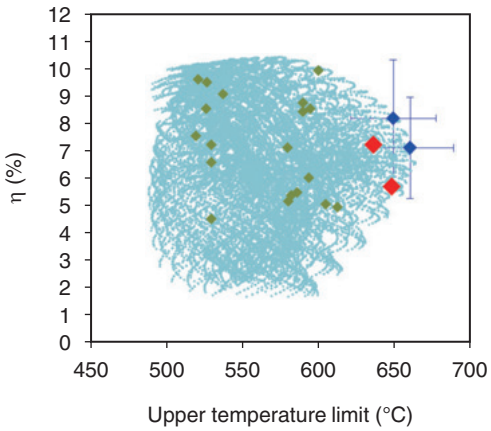


Fig. 14　Pareto diagram of η and upper temperature limit

キャリア濃度となる条件にて熱電材料を作製し，熱電特性ηと耐熱温度を測定した．結果，熱電特性ηと耐熱温度はエラーバーの範囲内で一致しており，従来材料と比較して高い耐熱温度を有する熱電材料を創出することができた．

このように，本検討における熱電特性ηと耐熱温度のようなトレードオフの関係にある特性値に対してSMI手法を用いることにより，ニーズに応じた材料をピンポイントで創出できることが示された．

4．まとめ

SMI手法を材料データに適用するに当たり，データ数に対するLOOCVの挙動を把握したところ，予測が有効に機能するデータの数は数十から百データであることがわかったため，材料探索に活用することが可能であることが確認できた．またSMI手法を活用した結果，触媒，磁石，熱電材料の材料において，高特性化や耐熱性向上等，ねらい通りの新材料を短時間で創出することができた．

なお，予測の対象を機能材料に絞ったが，目的変数と目的変数を十分説明できる説明変数からなる学習データがあれば，未実施の実験結果を予測することは可能であるため，適用範囲は機能材料に限られるものではない．

参考文献

（1）Materials Genome Initiative for Global Competitiveness, Executive Office of the President National Science and Technology Council Washington, D.C. 20502, p. 4-16, June 24, (2011)

（2）Nanotechnology/Materials Unit, Center for Research and Development Strategy, Japan Science and Technology Agency, 195p., CRDS-FY2013-WR-03

（3）猪瀬昇志，岡山達也：触媒表層の貴金属高濃度化と薄層化，Honda R&D Technical Review, Vol. 17, No. 2, p. 129-135

（4）清水晴彦，加藤龍太郎，中澤義行，服部篤，日置敬子，及川貴司：駆動モータ用重希土類フリー熱間加工磁石，Honda R&D Technical Review, Vol. 28, No. 2, p. 85-89

（5）Mouri, T., Kumano, M., Yasuda, H. Y., Nagase, T., Kato, R., Nakazawa, Y., Shimizu, H.: Effect of two-stage deformation on magnetic properties of hot-deformed Nd-Fe-B permanent magnets, Scripta Materialia, Vol. 78-79, p. 37-40, (2014)

（6）森正芳，山上武，織田信之，服部真，原口友秀，空澤光将：熱電素子を利用した車両用廃熱回生技術と燃費改善，Honda R&D Technical Review, Honda R&D Technical Review, Vol. 21, No. 2, p. 68-73

■著　者■



古川敦史



池田知廣



岡山竜也

高効率に整合された完成車全体の機能安全プロセスの構築

Efficient Vehicle-level Coordination in Functional Safety Process for a Whole Vehicle

太田　崇*　Takashi OHTA
相模宏樹*　Hiroki SAGAMI

要　旨

ロジックを持つ電気，電子システムを自動車に搭載するためには，機能安全規格ISO 26262への準拠が必要である．機能安全活動は，規格に準拠したプロセスを実行することでシステムの機能不全により引き起こされる人の健康に対する身体的な被害を予防するための対策をおこなう．複数のシステムが複雑に関係する自動車開発において機能安全規格に効率良く準拠するためには，各システムの担当者が合理的に連携して完成車全体にわたる機能安全活動を実施する必要がある．そこで，完成車全体の中で個々のシステムの関係性を調査して機能安全活動境界を過不足なく設定できる手法を策定し，システムに実装されるインタフェースをガイドに各システム同士が連携して影響分析をおこない，機能安全要求を整合する独自のプロセスを機能安全プロセスに追加した．その結果，影響分析の重複範囲を削減できたことでシステム内部の影響分析の精度が向上し，システム同士を連携させるプロセスを独自に追加したことで高精度な影響分析を車両レベルで網羅的に実施して適切な機能安全要求を配置できる完成車全体の機能安全プロセスを構築できた．

ABSTRACT

On-board logical electrical and/or electronic systems are required to comply with functional safety standard ISO 26262. Functional safety activities involve implementing a standard-compliant process as a measure to help prevent any physical injury or damage to human health that may be caused by system malfunctions. In order to efficiently comply with ISO 26262 in automotive development relating multiple systems intricately, the personnel working on each system need to rationally coordinate and implement the functional safety activities for a whole vehicle. Honda has therefore added to the functional safety process its own process of coordinating functional safety requirements. The process involves investigating how the systems of the whole vehicle relate at the vehicle level, formulating methods to allow necessary and sufficient boundaries of functional safety activities to be set, conducting impact analyses cooperatively by using the system interfaces as guides, and coordinating the functional safety requirements. This eliminates the overlap in impact analysis scope, improving accuracy for system internal impact analyses. Further, adding the proprietary process to link systems has resulted in exhaustive implementation of high-precision impact analyses at the vehicle level, in turn forming a vehicle-level functional safety process for the whole vehicle capable of appropriately deploying functional safety requirements.

1．はじめに

近年の自動車に搭載される電子制御システムの増加と複雑化に伴い，機能安全規格ISO 26262(Fig. 1)が制定され，2011年11月に正式に発効された[1]．一般的に車両に搭載される電気，電子システムは，スイッチやセンサ，通信などを用いてドライバの操作状態や車両の状態を情報化して入力し，それら入力情報を用いて一つ，または複数のシステムを制御することで機能を実現しており，システム内部に機能不全が発生するとドライバ，もしくはシステムの意

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2017_29_1_13

図通りに機構を制御できずにハザードを引き起こしてしまう (Fig. 2).

ISO 26262 では，本質安全に加えて，人体に被害を及ぼすハザードを引き起こす電気，電子システムの故障要因を特定し，ハザードによるリスクを許容できるレベルに低減する対策が適用された開発をおこなう必要があり，車両レベルの機能を有するシステムまたはシステム群であるアイテムごとにその活動が求められている．ISO 26262 発効以前，開発活動の対象となるシステムは，主に Electronic Control Unit (ECU) や特定の機能単位で管理されていたため，システムごとにアイテムのハザード分析およびリスクアセスメント (H&R) を実施し，各システムに機能安全要求を割り当てて PART 4 システムレベルの開発 (Fig. 1) 以降の活動を実施していた．ISO 26262 (Fig. 1) はウォータフォール型の V 字モデルの開発プロセスのため，上流工程の設計検討や分析に抜け漏れが発生した場合，手戻り工数が大きくなり，後工程で工数が増加してしまう．このことから，いかに上流工程において網羅的に整理されたアイテム境界で精度良く影響分析を実施できるかが，車両レベルで効率よく機能安全に対応するための重要なポイントになる．しかしながら，ISO 26262 においてはアイテム単位での機能安全プロセスは定義されているが，車両レベルでの複数アイテム協調開発の機能安全プロセスについては明確に定義されていない．そこで機能安全プロセスの上流工程にあたる ISO 26262 の Part 3 のコンセプト設計段階で前述の課題を解決する手段として完成車全体での適切な機能安全要求の配置を可能とする完成車全体の機能安全プロセスを構築した．

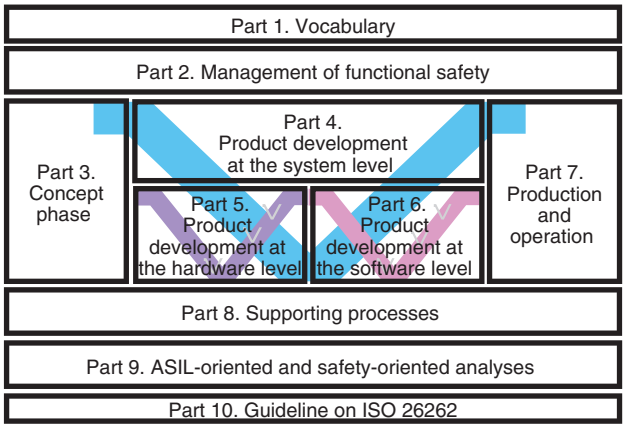


Fig. 1 Overview of ISO 26262

2. 開発のねらい

ISO 26262 に準拠した開発ではアイテムを機能安全活動の対象範囲とした活動が求められる．しかし，システムの担当者によってアイテム境界の決め方に差があるため，一定のルールを策定してアイテム境界を設定しなければ，完成車全体として抜け漏れによる手戻りや重複作業による無駄が発生してしまう．上流工程での影響分析の網羅性や精度が後工程の効率に影響するため，上流工程でアイテム間の連携が上手くいかない場合，他のシステムが補完的に機能安全活動をおこなっていたとしても，分析範囲の網羅

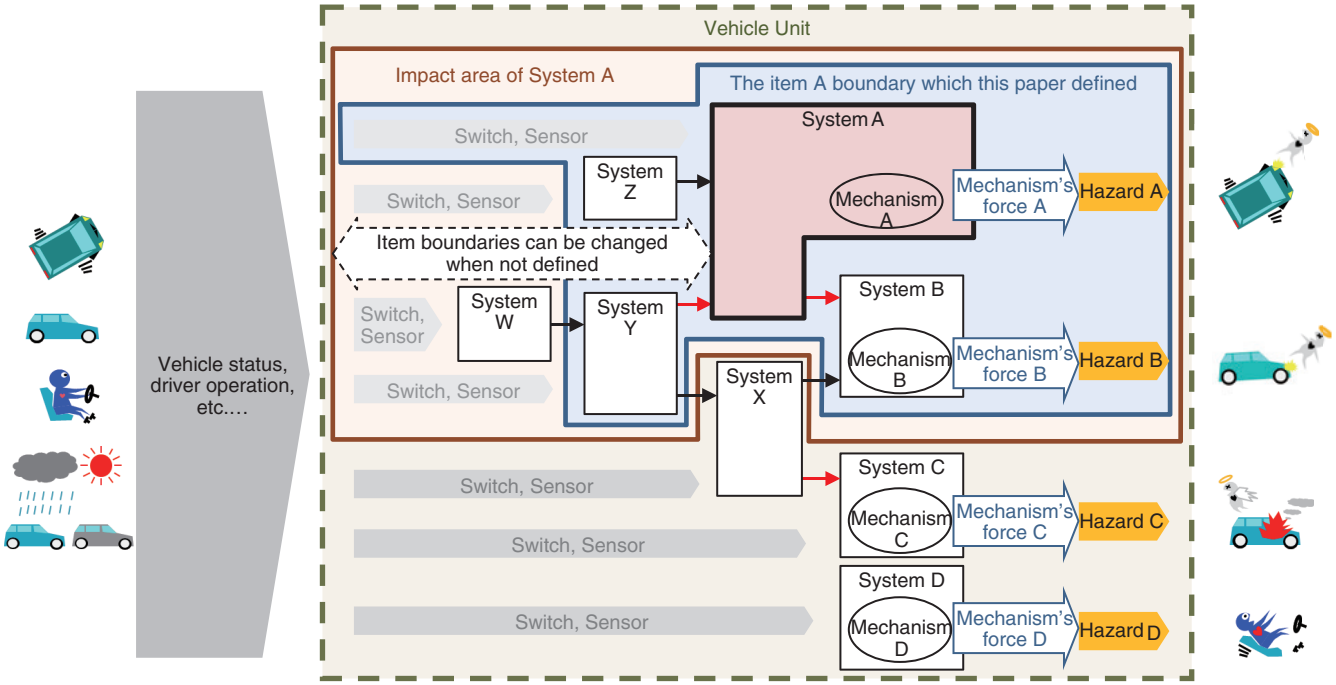


Fig. 2 Relationship among systems, item boundaries, and vehicle level

性を証明するために余計な工数が必要になる．また，個々のシステムの担当者が自分のシステムを超えた分析範囲を設定した場合，複数のシステムの担当者が重複した範囲に対して分析するため，効率的ではない．さらに，開発現場では，開発資産を再利用して差分開発をおこなうことで工数削減に取り組んでいるので，開発資産を再利用できる仕組みも必要である．

以上の観点を踏まえて，車両レベルでの高精度な機能安全活動を効率的に実施するため，本活動で構築する完成車全体の機能安全プロセスのねらいを以下に設定した．

（1）システム間でハザードの影響や機能安全要求を伝達する経路（インタフェース）を明示する．
（2）不必要な影響分析範囲の重複部を最小化できるようにアイテム境界を決める仕組みをつくる．
（3）システム間で連携したハザードの影響分析をおこない，機能安全要求を割り当てて整合できる完成車全体の機能安全プロセスをつくる．

3．完成車全体の機能安全プロセス

以降に示すインタフェースの区分とハザードの影響伝達の仕組みをもとに，各システムが連携するプロセスを従来の機能安全プロセスに追加することで完成車全体の機能安全プロセスを構築した．

3.1. インタフェースの明示

3.1.1. インタフェースの区分

本プロセスはインタフェースをガイドとして活動することを特徴としている．そのインタフェースは，機構力，動作要求，情報の三種類に区分される．機構力は，物理的な影響を伝達するインタフェースであり，動作要求は，他のシステムの機構力を操作するインタフェースである．また，情報は，ハザードに直接影響を与えるかどうか不明なインタフェースである．

3.1.2. ハザードの影響伝達の仕組み

ハザードの影響が伝達する仕組みの例を，システムを四角，機構を楕円，情報を黒の矢印，動作要求を赤の矢印，機構力を群青色の矢印，ハザードを橙色の矢印で表し，Fig. 3(a) から (d) に示す．例えば，システム E の内部故障によりシステム E が機構を誤って制御して異常な機構力を発生させることでハザードが発生する〔Fig. 3(a)〕．機構を持たないシステム F であっても，システム G に対して動作要求を出力した場合，システム G の機構に影響を与えハザードを発生させる〔Fig. 3(b)〕．また，ハザードの影響は，ハザードの発生要因となる機構を持つシステム J から，情報およびシステム I やシステム H を通じてスイッチやセンサなど車両レベルの入力まで伝達される〔Fig. 3(c)〕．このようなハザードの影響を軽減するために，ハザードと車両レベルの入力との間に配置されるシステムに安全機構を実装することなども考えられる〔Fig. 3(d)〕．

以上のインタフェースの区分とハザードの影響伝達の仕組みをもとにシステム間のインタフェースを明示した標準

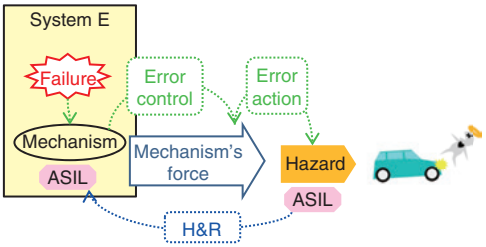


Fig. 3(a)　Hazard occurrence

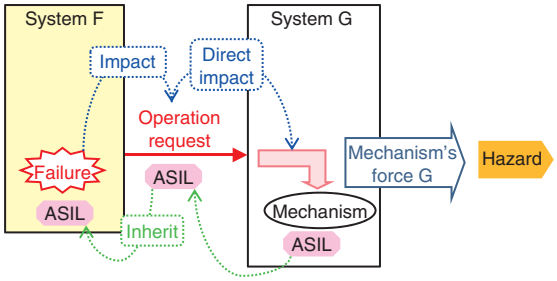


Fig. 3(b)　Hazard due to operation request

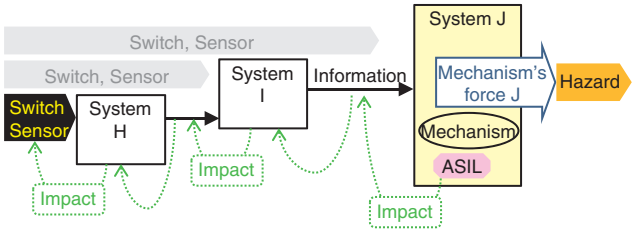


Fig. 3(c)　Transmission path of hazard impact

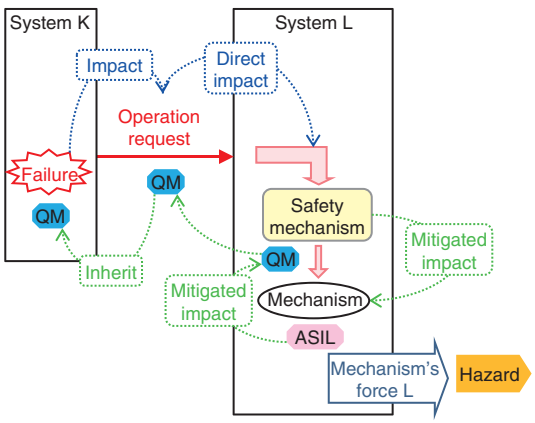


Fig. 3(d)　Mitigation of hazard impact by safety mechanism

アーキテクチャ(Fig. 5)を作成した．この標準アーキテクチャを用いてインタフェースをガイドにシステムの担当者同士が連携して影響分析をおこない，機能安全要求を整合するプロセスを構築したことで，システムの担当者は，どこから，どれくらいの，どんなリスクが自システムに存在するかがわかりやすくなり，適切な機能安全要求の割り当てが容易になった．

3.2. 影響分析範囲の重複部の削減

3.2.1. アイテム境界条件

3.1.2. 項に示したようにシステムは，機構力や動作要求を出力して直接的にハザードを引き起こし，情報を介して間接的にハザードを引き起こすと考えられる．このため，隣接するシステム間で適切な機能安全要求を割り付けられれば，ハザード要因となる経路全てで安全方策を実施することができるので，以下のようにアイテム境界条件を設定した．

インタフェースを入力した場合は，インタフェースを通じて連結されたシステムと機構をアイテム範囲に取り込む．また，インタフェースを出力した場合は，インタフェースを通じて連結されたシステムと機構，機構力，関連ハザードをアイテム範囲に取り込む．

3.2.2. 前提条件

プロセスの前提条件は以下である．インタフェースを介して伝達されるハザードの影響の大きさを ASIL で示す．また，システムごとに担当者が配置され，機能安全要求を割り当てられたシステムの担当者は，PART 4 システムレベルの開発 (Fig. 1) 以降の活動で安全方策を実施する．

以上のアイテム境界条件と前提条件をもとに完成車全体でアイテム境界を整理して標準アーキテクチャを作成した．この標準アーキテクチャを用いてシステムの担当者同士が連携して影響分析をおこなうプロセスを構築したことで不必要な影響分析の重複範囲を削減できたので，システムの担当者は，自システム内を集中的に影響分析できるようになった．

3.3. 完成車全体の機能安全プロセス

システムの担当者とプロセス管理者が協力して以下のプロセス (1) から (6) を実施する．システムの担当者は，自システムのアイテムを機能安全活動の対象範囲としてプロセス (2) から (4)，プロセス (6) を実施する．また，プロセス管理者は，各システムの進捗を管理し，完成車全体の機能安全活動を実施する (Fig. 4)．

プロセス (1) プロセス管理者による開発車両のアイテムごとの基礎アーキテクチャ作成と配布

プロセス (2) システムの担当者による初期アーキテクチャの作成

プロセス (3) システムの担当者によるハザードの影響分析

プロセス (4) システムの担当者間での機能安全要求の整合

プロセス (5) プロセス管理者による標準アーキテクチャの更新

プロセス (6) システムの担当者による PART 4 システムレベルの開発 (Fig. 1) 以降の機能安全活動

上記のプロセス (1) から (6) の詳細を以下に説明する．

3.3.1. プロセス管理者による開発車両のアイテムごとの基礎アーキテクチャ作成と配布

標準アーキテクチャの作成においてプロセス管理者は，車両に搭載されるシステムと関連システムの関係性を調査して 3.2.1. 項に示したアイテム境界条件を適用し，標準アーキテクチャを作成する (Fig. 5)．基礎アーキテクチャの作成と配布では，車両開発が開始された時，プロセス管理者は，開発車両に搭載されるシステムを確認し，標準アーキテクチャから必要なシステムに限定した基礎アーキテクチャを作成し，各システムの担当者に配布する (Fig. 6)．

3.3.2. システムの担当者による初期アーキテクチャの作成

開発車両で使用するインタフェースの特定では，システムの担当者は，基礎アーキテクチャをもとに関連システムの担当者とインタフェースの使用，不使用の整合をおこない自システムの初期アーキテクチャを作成する (Fig. 7)．初期アーキテクチャを作成する際にインタフェースや関連システムが足りない場合，システムの担当者は，関連システムの担当者と整合して，プロセス管理者に初期アーキテクチャの変更を要求する．

プロセス管理者は，変更対象のシステムの初期アーキテクチャを更新する．

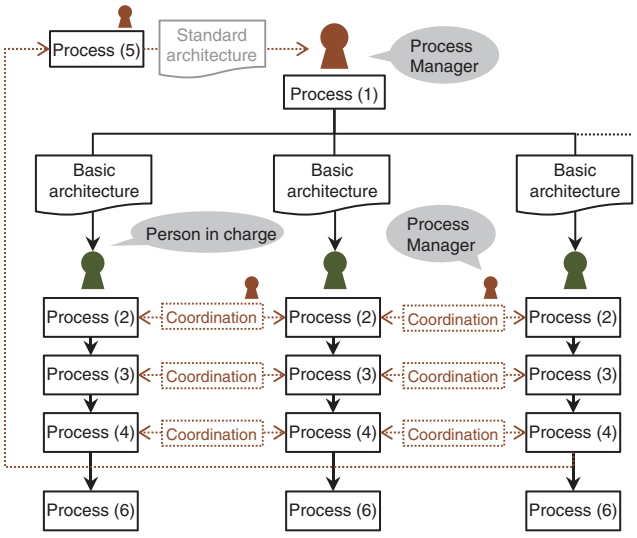


Fig. 4 Functional safety processes at vehicle level

3.3.3. システムの担当者によるハザードの影響分析

機構力のハザードレベルの分析では，自システムが出力として機構力を持つ場合，システムの担当者は，H&Rを実施して機構力が持つハザードのASILを評価する．自システムが，ASIL対象の機構力に作用する動作要求を入力している場合，入力する動作要求にASILを割り当て，動作要求を出力するシステムの担当者に通知する．動作要求を出力するシステムの担当者は，通知されたASIL

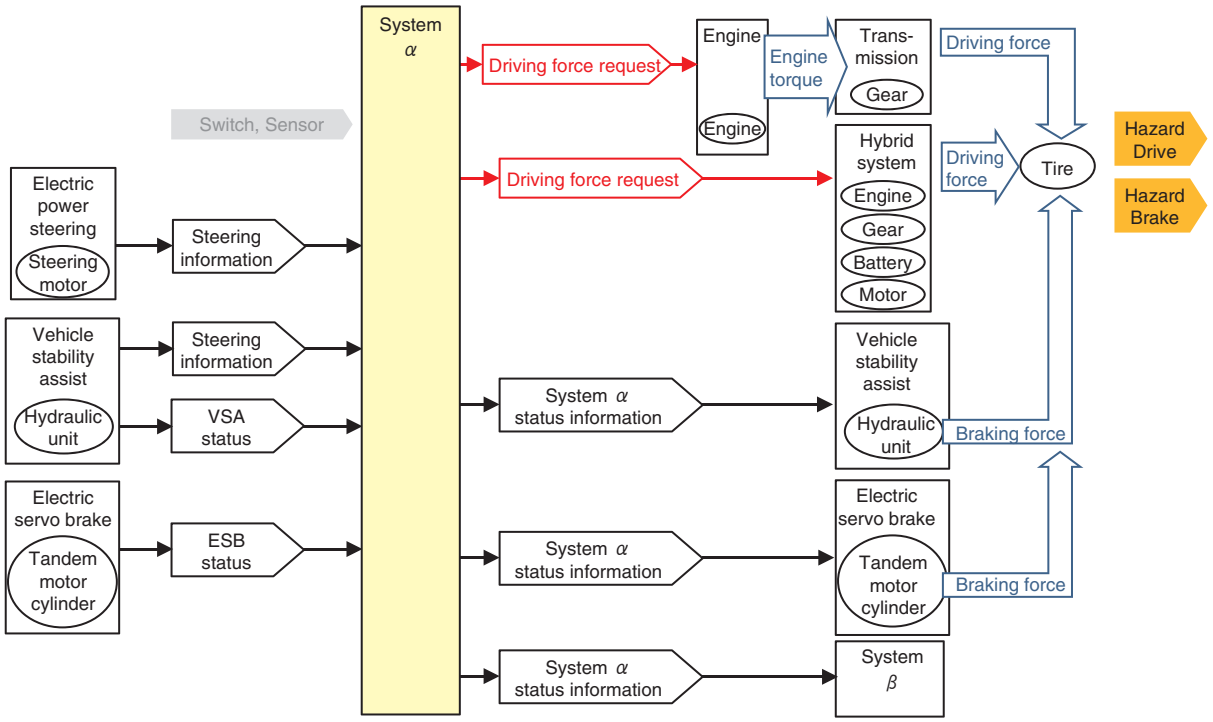


Fig. 5　Standard architecture

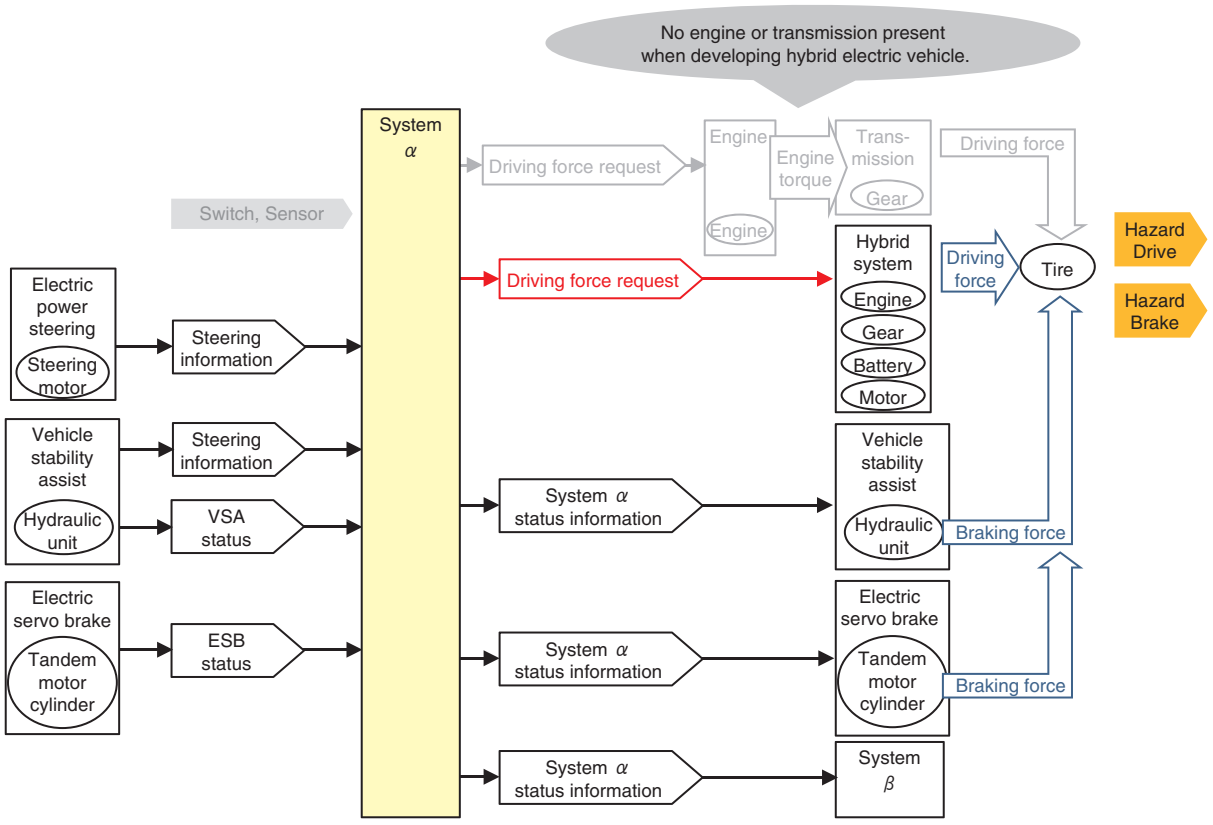


Fig. 6　Basic architecture

を確認し，出力する動作要求に通知されたASILを割り当てる（Fig. 8）．

安全機構を想定したコンセプト設計と影響分析では，システムの担当者は，安全機構要素の配置を想定した自システムのコンセプト設計をおこない，システム内部の影響分析を実施して自システムに実装されたインタフェースにASILを割り当て，関連システムの担当者に通知する（Fig. 9）．割り当てられたASILの確認では，自システムのイン

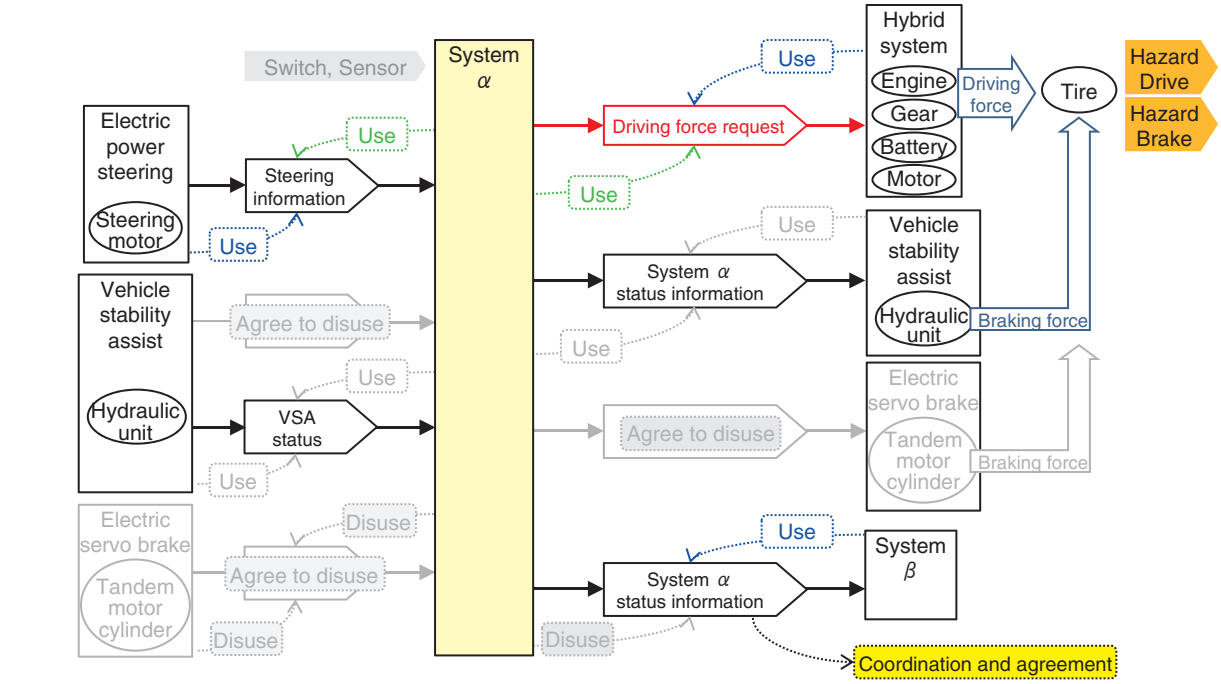


Fig. 7　Process of creating preliminary architecture

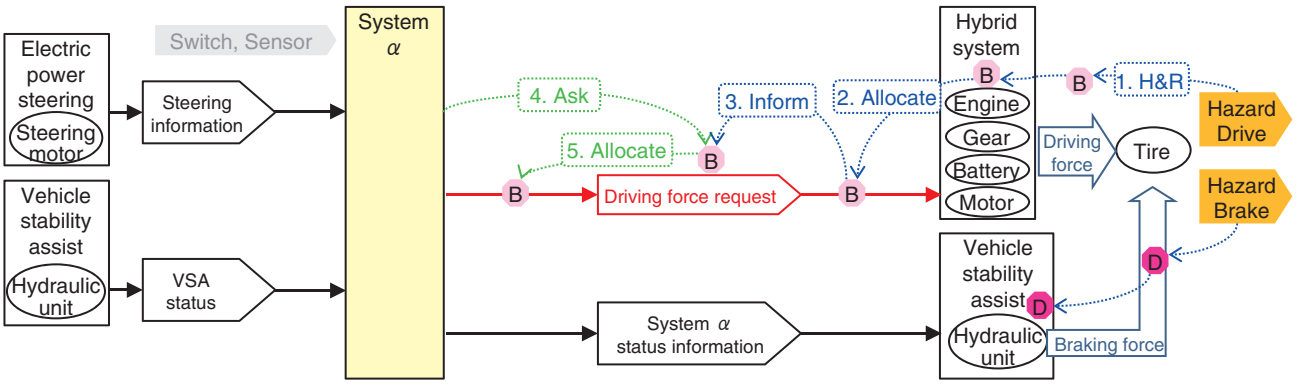


Fig. 8　Hazard analysis and risk assessment of mechanism's force and impact analysis of operation request

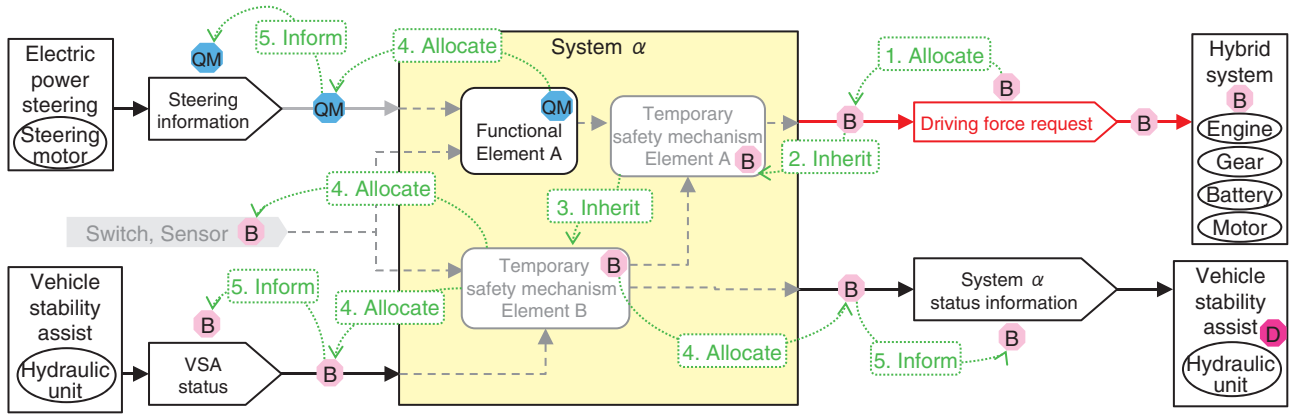


Fig. 9　Concept design assuming allocation of safety mechanisms, and impact analysis between systems

タフェースに割り当てられたASILを確認してコンセプト設計で想定した安全機構の有効性を確認し，例えば，想定したASILよりも高いASILが割り当てられた等の場合は，コンセプト設計と影響分析を再度実施する（Fig. 10）．

3.3.4. システムの担当者間での機能安全要求の整合

自システムの機能安全要求の割り当てと整合では，自システムにてASILを割り当てたインタフェースに対する安全機構を関連システム側に実装してもらう場合，そのインタフェースに機能安全要求を割り当て，関連システムの担当者と機能安全要求の内容を合意する（Fig. 11）．関連システムに割り当てられた機能安全要求の確認と整合では，自システムのインタフェースに関連システムから機能安全要求を割り当てられた場合，関連システムの担当者と機能安全要求の内容を合意する（Fig. 12）．

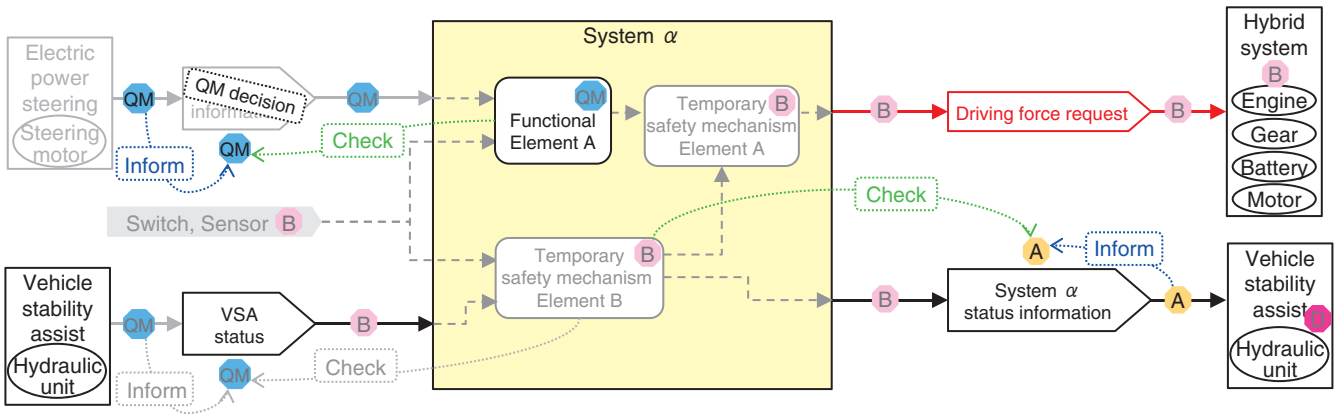


Fig. 10　Check for allocated ASILs

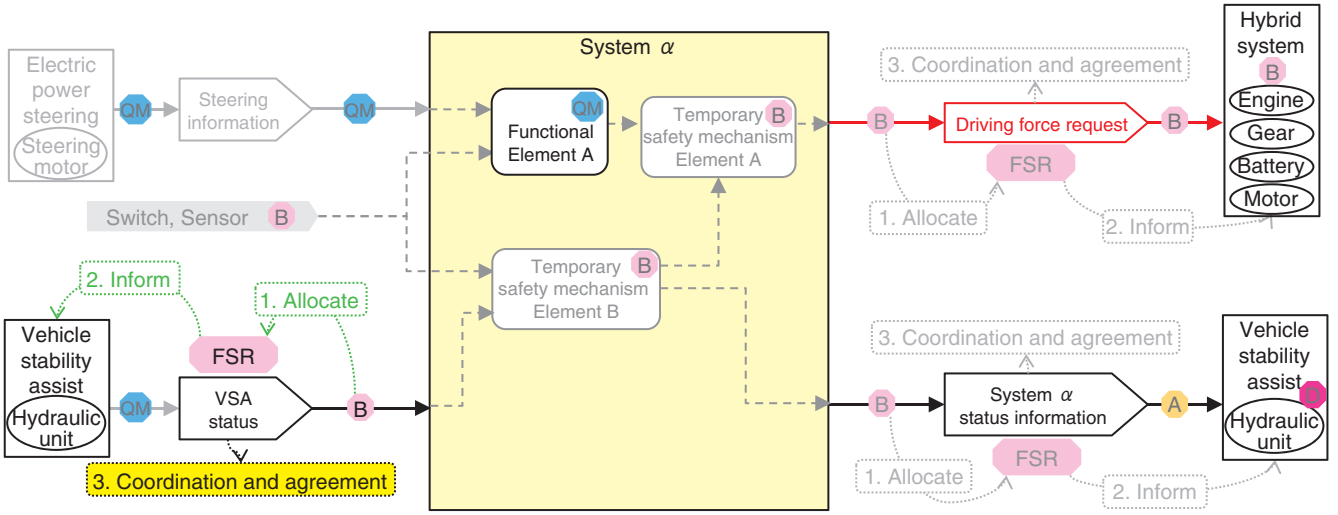


Fig. 11　Coordination and agreement of functional safety requirements assigned to other systems

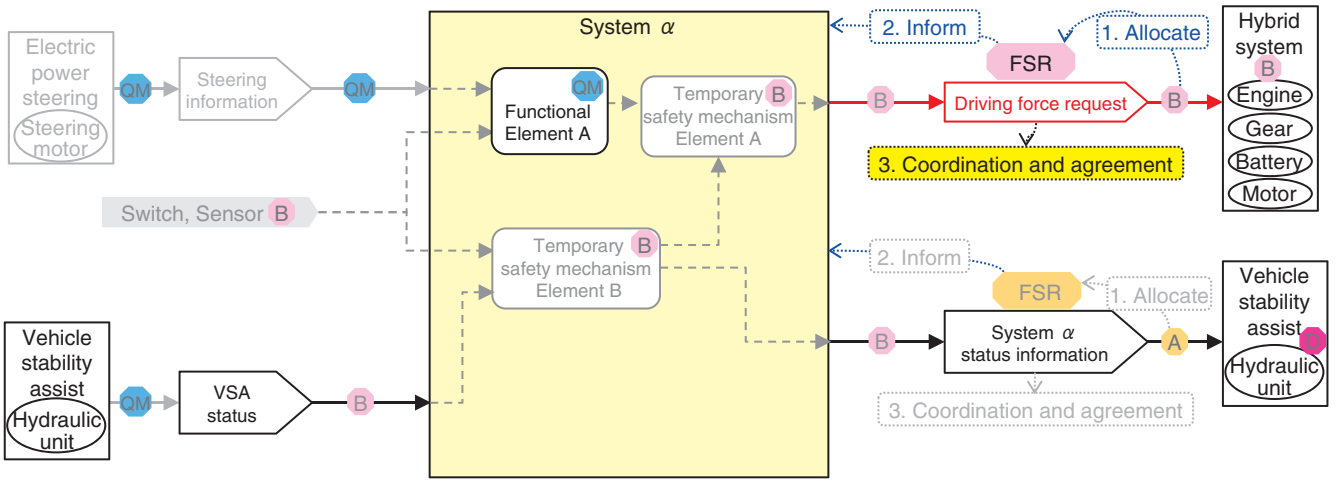


Fig. 12　Coordination and agreement of functional safety requirements assigned from other systems

3.3.5. プロセス管理者による標準アーキテクチャの更新

完成されたアーキテクチャにインタフェースが新たに追加されていた場合，プロセス管理者は，追加されたインタフェースを標準アーキテクチャに追加する．

更新された標準アーキテクチャは，次回の車両開発時に開発資産として使用される．

3.3.6. システムの担当者による PART 4 以降の機能安全活動

3.3.1. 項から 3.3.5. 項の活動で自システムに割り当てられた機能安全要求を，自システム内でもともと割り当てられている機能安全要求に追加して PART 4 以降の機能安全活動を実施する[(2)]．

以上のように完成車全体の中でアイテム境界を整理し，システム間のインタフェースを明示した標準アーキテクチャを用いてシステムの担当者が連携して実行する完成車全体の機能安全プロセスを構築したことで，車両レベルでの機能安全活動において機能安全要求の割り当ての抜け漏れの確認が容易になった．また，機能安全要求の整合を終えた段階の完成度の高い標準アーキテクチャを次回の車両開発時に再利用する工程をプロセスに組み込んだことで差分開発が容易になり，効率的な完成車全体の機能安全プロセスを構築できた．

4．まとめ

本プロセスを構築することにより，以下を得ることができた．

（1）機構力，動作要求，情報の三種類にシステム間のインタフェースを区分してシステム間の関係性を明示できたので，システムの担当者は，どこから，どれくらいの，どんなリスクが自システムに存在するかがわかりやすくなり，適切な機能安全要求の割り当てが容易になった．

（2）インタフェースを通じて連結されたシステムと機構，機構力，関連ハザードをアイテム範囲に取り込むアイテム境界条件を設定したことで，不必要な影響分析の重複範囲を削減できたので，システムの担当者は，自システム内を集中的に影響分析できるようになった．

（3）プロセス管理者が各システムの進捗管理をした上で，システムの担当者同士が連携して影響分析を実施し，機能安全要求を整合する完成車全体の機能安全プロセスができたので，機能安全要求の割り当ての抜け漏れの確認が容易になった．

参考文献

（1）ISO 26262：Road Vehicles–Functional Safety, (2011)

（2）相模宏樹，広中慎司，森良司，向井拓幸：モデルベース設計を用いた ISO 26262 対応システム設計プロセス，Honda R&D Technical Review, Vol.26, No.2, p.165-171

APPENDIX

本稿中で使用した用語の説明を機能安全規格 ISO 26262 から抜粋し，以下に示す．

（1）アイテム

車両レベルの機能を実装するシステムまたはシステム群

（2）ハザード

アイテムの機能不全の振る舞いにより引き起こされる人の健康に対する身体的な障害または被害になりうる原因

（3）ASIL

自動車用安全水準（Automotive Safety Integrity Level）．A, B, C, D があり，ASIL A が最も低い安全度水準で ASIL D が最も高い安全度水準を持つ．

（4）QM

ASIL A 未満の安全度水準で ISO 26262 の要件管理下に置かれず，通常の品質管理で管理される．

■著　者■



太田　崇



相模宏樹

DSM とシミュレーションを用いた開発プロセスの提案

Proposal of Development Process Using DSM and Simulation

藤本茂希* 東上圭司*
Shigeki FUJIMOTO Keiji TOJO
楠祥治* 齊藤徹*
Shoji KUSUNOKI Toru SAITO

要　旨

開発の初期段階からシステムの目標性能やそれを達成する手段を定めることで，手戻りの無い要求型開発をおこなうため，開発プロセスを構築した．このプロセスでは Design Structure Matrix を用いて合理的な開発順序を決め，シミュレーションによりシステムの目標性能達成可否を予測すると共に，目標性能が未達の場合に備え他の案別を網羅的に計算する．その結果にデータマイニング技術を用いることで，複数の解候補から素早く合理的な解を抽出する．実例としてパワートレインシステム開発を題材に，燃費性能，発進加速，低回転こもり音領域の性能検討をおこない，システム設計者達が最適なバランス解に絞り込めることを検証した．

ABSTRACT

A development process was created to perform request-type development without reworking by determining the target system performance and the means for achieving that performance from the initial development stage. This process uses a Design Structure Matrix to determine the most reasonable development order, performs simulations to predict whether the target system performance can be achieved, and comprehensively calculates alternate solutions in case the target performance is not achieved. Data mining technology is then applied to these results to quickly extract the most reasonable solution from among multiple solution candidates. By way of illustration, using power train system development as an example, performance was investigated for the areas of fuel economy performance, acceleration from standstill, and low-engine-speed booming noise, and it was verified that the system designers could narrow down the optimal balance solution.

1．まえがき

近年の車両開発はグローバル化による仕向地拡大に伴い，パワートレインの多様化が進んでいる．また，安全ニーズの高まりから予防安全システムが搭載され，デバイスや制御の複雑化も加速している．一方，開発期間やコストには限りがあるため，このような多様で複雑な自動車システムを効率的に開発する技術が求められている．

V-model は，開発するシステムの設計工程とテスト工程を，その粒度に合わせて階層化し検証レベルを一致させる考え方である[1]．またモデルベース開発（MBD）は，設計の初期工程からモデルを活用し，テスト工程でおこなうべき検証の前倒しを図る取り組みである[2]．この V-model と MBD 開発を合わせた MBD V-model（Fig. 1）を活用することで，開発の初期工程で懸案事項を排除し，後工程での手戻りがない開発が可能となる．Fig. 1 に車両システム全体の MBD V-model を示す．Requirements は顧客要望や市場動向，法規などの車両全体に対する要求であり，システム設計者はそれに応じた目標性能を定め，その性能を満たすようにサブシステムや部品の設計をおこなう．近年この取り組みは，各自動車メーカにも普及し，弊社のパワートレインシステムのデバイス開発においても，この MBD

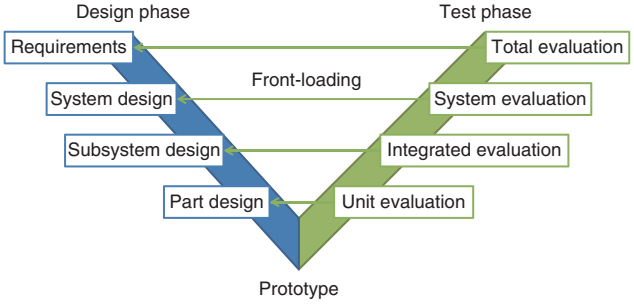


Fig. 1　MBD V-model

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2017_29_1_14

V-model を用いて開発の効率化が進められてきた[3),(4)].

MBD V-model を車両システム全体に適用していくためには，さまざまな要求から生じた複数の異なる目標性能を整合し，サブシステムや部品の設計をおこなう必要がある．つまり，各サブシステムや部品の設計担当者が各自で効率的な開発をおこなっていても，それらを統合したシステムの目標性能を満足できなければ，そこで手戻りが発生する．

Fig. 2 に従来の車両システム開発イメージを示す．車両全体としての目標性能を検討する会議において，新機種プロジェクトのリーダ（システム設計者）が各サブシステム領域の代表者（PIC）を招集する．そこで各 PIC が，これまで各々が検討してきたサブシステムの目標性能値を提示する．しかし，システム全体の目標性能が未達，又は他のサブシステム性能とトレードオフ関係が発覚した場合は，各 PIC が提示した目標性能値は保留され，各サブシステム領域の担当者達は次の会議までに目標性能の再検討をおこなう．このような手戻りを何度も繰り返すことが多々ある．

このような従来システム開発における課題の原因は，システム全体として目標性能を達成するための技術的な知見と，その関係性が整理できていないことにある．達成見通しが不明な目標値はただの努力目標であるため，開発期間が続く限り試行錯誤を繰り返すこととなる．逆に，始めから達成の見通しが立てられれば，システム設計者は達成可能なパレート最適解の中から目標性能を戦略的に取捨選択し，サブシステム担当者に対して必要な性能を要求することができる．

このように，手戻りが多い従来システム開発の課題を解決するため，開発の初期段階からシステムの目標性能やそれを達成する手段を定めることができる，以下の開発プロセスを提案する．

（1）合理的な開発順序を決める
（2）システムの目標性能達成可否を予測する
（3）初期検討構成で目標性能が未達の際，他の解を探索する
（4）複数の解候補から，素早く合理的な解を抽出する

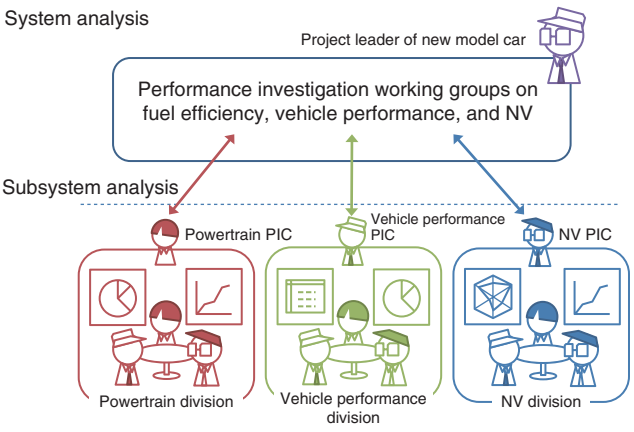


Fig. 2 Complexity of current product development phase

2．開発プロセスの概要

本研究で提案するプロセスの全体概要を Fig. 3 に示す．まず合理的な開発順序を決めるため，3 章で解説する手法を用いて，対象システムの目標性能とそれを構成する各サブシステムの諸元や特性の関係を整理する．各構成要素とその依存関係をモデル化し可視化することで，構成要素の決定順序が分析でき，プロセスの改善提案が可能となる．

次に，システムの目標性能達成可否を予測するため，整理された関係性の内容を明確化する．4.1. 節で解説する分類に基づき，物理的な関係性のみならず，法規やトレンド，設計手順やタイミング，設計者の知識や経験など，特性を決定するための具体的な方法や指標値を設計者にヒアリングして整理し，シミュレーションができる環境を整える．

しかし，システムやサブシステムの各性能関係が複雑であればあるほど，完全に手戻りのない開発順序を決めることは容易でない．Fig. 3 の手戻り要素群は合理的な開発順序を整理してもなお，手戻りが発生する特性間関係の範

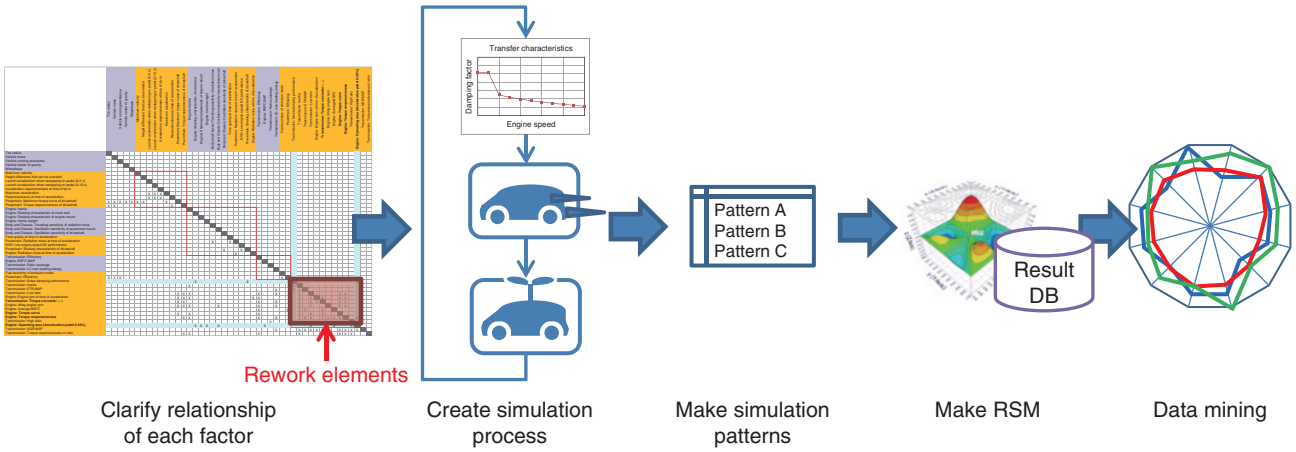


Fig. 3 Process overview

囲を示している．手戻りとは，ある性能値や特性値を求める際，計算をおこなう事前条件に自身の特性値を含むという，自己参照関係が存在することを意味する．このような関係でも，Fig. 4 解析的アプローチ上部のように計算ロジックが単純な数式で表現できれば，解析的に解を求めることは可能である．しかし，同図下部のシミュレーションなどの複雑な導出関係が含まれる場合，解析的に解を求めることは容易でない．解が存在しない，または複数存在するケースも発生する．そこで本稿では目標性能が未達の場合でも別の解を探索できるよう，統計的な手法により解探索をおこなう．Fig. 4 の統計的アプローチでは，手戻りが発生する特性間で，手戻り要因となる特性の初期条件（初期値）とその収束条件を設定し，その収束条件を満たす初期値を探索する．ただ手戻り要因が複数存在する場合，その探索範囲は膨大であり，規定の計算時間内で求める解に辿りつける保証がない．また，解がトレードオフになっており自動で解を絞り込めないケースも多々存在する．

そこで，複数の解候補から素早く合理的な解を抽出するため，4.4. 節で解説する有吉ら[5]のデータマイニング技術を用いる．有吉らの手法を用いると，計算結果から高精度な予測を実現する応答曲面モデル（RSM）を作成し，その RSM を用いて短時間で高効率なデータ探索が可能となる．

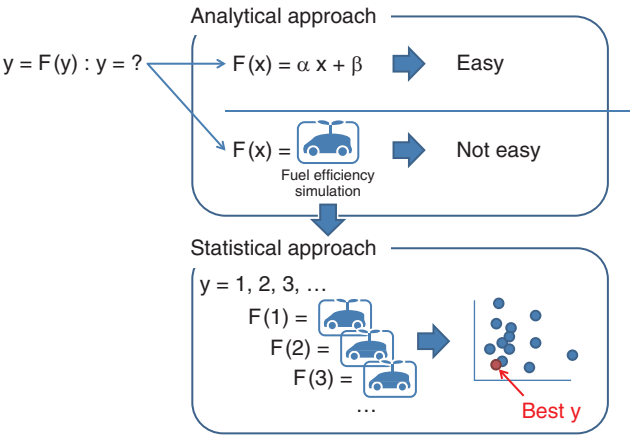


Fig. 4　Approaches toward of solution search

3．DSM を用いた関係性の整理

対象システムを構成する各サブシステムの諸元や特性の関係性を整理するため，Design Structure Matrix（DSM）を使用する[6]．DSM は複雑なシステムの分析と管理の両方を実行するためのシンプルな手法である．DSM を用いて任意システムの各構成要素とその依存関係をモデル化し可視化することで，システム構成の分析ができ，それに伴い各要素の管理も容易になる．また分析結果を基に，各構成要素の決定序列を入れ替えることで，システムの改善提案が可能となる[7]．

DSM の一般的なモデル化手順を以下に示す．まず対象システムの全構成要素を抽出し，正方行列の縦横にその決定順通りの序列で等しく配置する．その後各列の構成要素が，影響を与えている行要素にその影響依存度を数値で入力する．これを数値 DSM と呼ぶ〔Fig. 5(a)〕．DSM の各構成要素の順列を入れ替えることで，手戻りが少なく，モジュール化された要素順に整理できるため，対象システムの既存の決定プロセスを改善する効果が期待できる．

DSM は，開発に必要なシステムやサブシステムの諸元や特性，目標性能を要素（エレメント）とするマトリクスである．この各エレメントの設計する順序を整理し，開発する手順を最適化する．本プロセスでは，次章以降で各エレメント間の関係からシステム性能の予測をおこなっていくが，それらの関係は数値 DSM が必要とする影響依存度のような単純な数値で表現することはできない．そのため本稿では単純な依存関係のみをモデル化するバイナリ DSM〔Fig. 5(b)〕を用い，最適な開発手順を決定することとした．その後，より詳細な関係性は次章で解説するように別途定めた．DSM のモデル化は以下の手順によりおこなった．

（1）車両開発に必要なエレメントを，正方行列の縦横に同順に並べる
（2）縦軸エレメント（出力）を決めるに当たり，必要な横軸エレメント（入力）に印をつける
（3）行列右上半分の印の発生を抑え，かつ車両一台分の性能モジュール化を意識しつつエレメント順序を入れ替える．手戻りが避けられないエレメント群に関しては，できる限りその範囲が小さくなるよう務める
（4）並び替えた縦軸エレメントの順番を，そのままエレメントの決定順序と定める

一般的にシステムは，複数のサブシステムから構成され，さらに部品一つにいたるまで階層構造をとる．システムから抽出した各エレメントの階層が大きく異なると，その後の関係性の記述や並び替えが複雑化し，エレメント間の整理が容易ではなくなる．そのため，極力上位および同階層のエレメントを抽出し，その関係性を示す必要がある．

また，DSM で影響度を設定する際，すべての影響を加味して関係を記述することは容易でない．各エレメント間に関係はあるものの，影響度が小さい場合には，DSM の複

Element	A	B	C	D
A	■			1
B	3	■	3	
C			■	
D	2		1	■

(a) Numerical DSM

Element	A	B	C	D
A	■			×
B	×	■	×	
C			■	
D	×		×	■

(b) Binary DSM

Fig. 5　DSM

雑性を緩和するためあえて関係を外すといった調整が必要となる．さらに影響度が事前に不明なエレメントに関しては，検討初期では関係を考慮するものの，次回以降の検討では関係を外すといった，実業務に合わせたプロセス調整（テーラリング）が必要となる．

各エレメントの並べ替えにおいては，絶対的に正しい解は存在しない．The reachability matrix method[8]やIdentify loops by path searching[9]などの並べ替えアルゴリズムを用いて，機械的に入れ替えることは可能だが，対象となるシステムにより，モジュール化の考え方や手戻りの許容範囲が異なるため，DSMの並べ替えにはシステム設計者の意思を反映する必要がある．

以上のように，DSMを用いて関係性を整理できたとしても，機械的にエレメントの抽出や関係性付加，最適な決定順番が決まるわけではない．システム設計者や各エレメント担当者が密に連携して，DSMの構築やテーラリングをおこなう必要がある．

しかし，DSMを用いて開発すべき各エレメントの設計順序が整理できたとしても，手戻りが避けられないエレメント群が存在する．

4．データマイニングによる解の導出

手戻りが避けられないエレメント群に対して，あらかじめさまざまな案別による予測計算をおこない，複数の解候補の中から，素早く合理的な解に誘導する技術を構築した．具体的には手戻りエレメント群の値を，設計制約の範囲内で広範囲にサンプリングする．その値を初期値としてエレメント群の予測シミュレーションをおこない，得られた複数結果の中から対話型のデータマイニングを用いて解探索をおこなう．

4.1. 各エレメント間の関係定義

システム性能の予測や可視化をおこなうため，各エレメントの関係を明確化しそれに基づきシミュレーションをおこなった．

単純な依存関係のみをモデル化したバイナリDSMを使って，各エレメント間の影響の有無を示せたが，関係の詳細内容までは表現していない．そこで各エレメント間の関係を明確化するため，以下に示す具体例で分類し，数値的な解を算出するための入出力と計算ロジック，評価基準を定めた．以下に，エレメント間関係の整理に使用した分類の一部を解説する．

制約関係は，法規，彼我比較，トレンドなどの市場要求から目標値として定められるものや，コスト，生産制約などから，設計自由度が少ない，または無いものを指す．これらのエレメントの変更は前提条件の見直しにあたるため，他エレメントに与える影響が大きい．

従属関係は，原理原則が明確になっており，前提条件により一意に定まるものを指す．シミュレーション結果によって定まるものなど，決定アルゴリズムが明確なものも含む．

設計方針および条件付き関係は，シミュレーション結果から逆問題的に定まるものを指す．解が何通りか出現する可能性や，解の選択指針が不明確なものもある．

自由設計関係は，担当者の知識，経験，傾向からおおよそ決まるものを指す．法則化が容易でないものや，抽出項目以外の新たな関係が発生する可能性がある．

以上の例のようにエレメント間の関係を分類することにより，各エレメントの算出根拠が明確になり，計算条件の変更が生じた際も関係者の理解が得られやすい．

4.2. 各エレメント値の計算

DSMによって決定された順番に従い，各エレメント値の算出をおこなう．手戻りが避けられないエレメント群に関しては，その最大ループ構成エレメント内で，実験計画法（DOE）に基づき複数回計算を繰り返す．手戻りの原因となるエレメントあるいはエレメント群の値を，初期値として設計空間に網羅的にサンプリングし，その値を用いてDSMで決定された順序に沿って，続くエレメント値を先に定めた計算ロジックで計算する（Fig. 6）．

ここで扱う具体的な計算は，各性能領域で事前におこなう検討内容に準拠すべく，簡易な表計算から複数の解析ツールの組み合わせまで，任意のレベルでおこなわれる．

各エレメントはDSMの決定順序に基づき，前段で計算されたエレメント値，および初期値を用いて計算を実施する．

異なる初期値によって計算された各エレメント値を紐づけてデータベース（DB）化し，目的に応じた分析ツールを用いて可視化をおこなう．

4.3. 最適解の探索手法

DB化された各エレメントから，システム設計者とPIC達にとって最適な解の探索をおこなう．最適化の対象となる手戻りエレメント群は，できる限りその範囲が小さくなるよう整理するものの，システム全体の性能検討をおこなう本ケースでは，多入力で多目的の課題になることは避けられない．

多変量多目的な最適解の探索には，解析的なものから統計的なものまで，さまざまなアルゴリズムが提案されている[10]．しかし4次元以上の多目的な最適化に関しては，解析的に現実的な計算回数で最適解を求めることは容易でない[11]．

また実際の設計では，数値化することが容易でない暗黙知も踏まえてすり合わせがおこなわれる．そのため，最適解の探索や絞り込みを自動的に進める従来手法では，PIC達の理解を得ることは容易でない．

そこで本稿では，解析的または統計的に最適解を求める手法ではなく，システム設計者や PIC 達が Graphical User Interface(GUI)を介して対話的に，DB 化された各エレメントの中から求める解を導く，データマイニング技術を使用した．

4.4. 対話型データマイニングによる解探索

Fig. 7 に有吉らが提案する対話型データマイニングの流れを示す．データ探索は以下の手順で進められる．

（1）先に作成した計算結果の DB に対して，RSM を用いて設計空間内のデータを近似推定し，解の密度を高める．

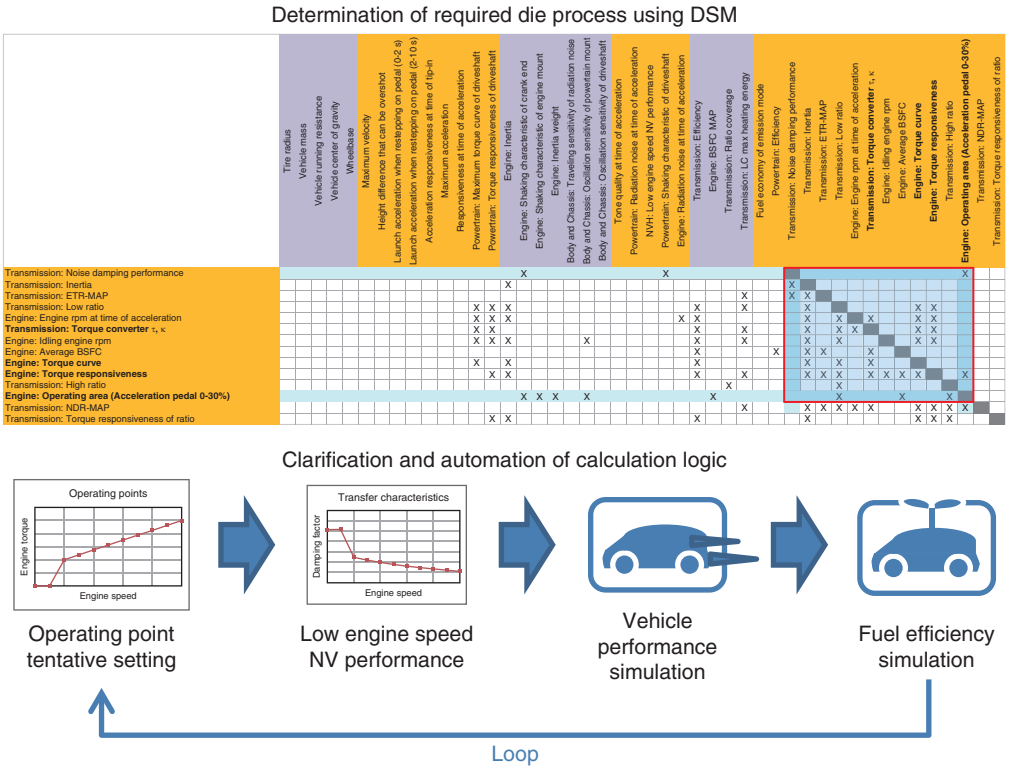


Fig. 6　Coordination process of DSM and simulation

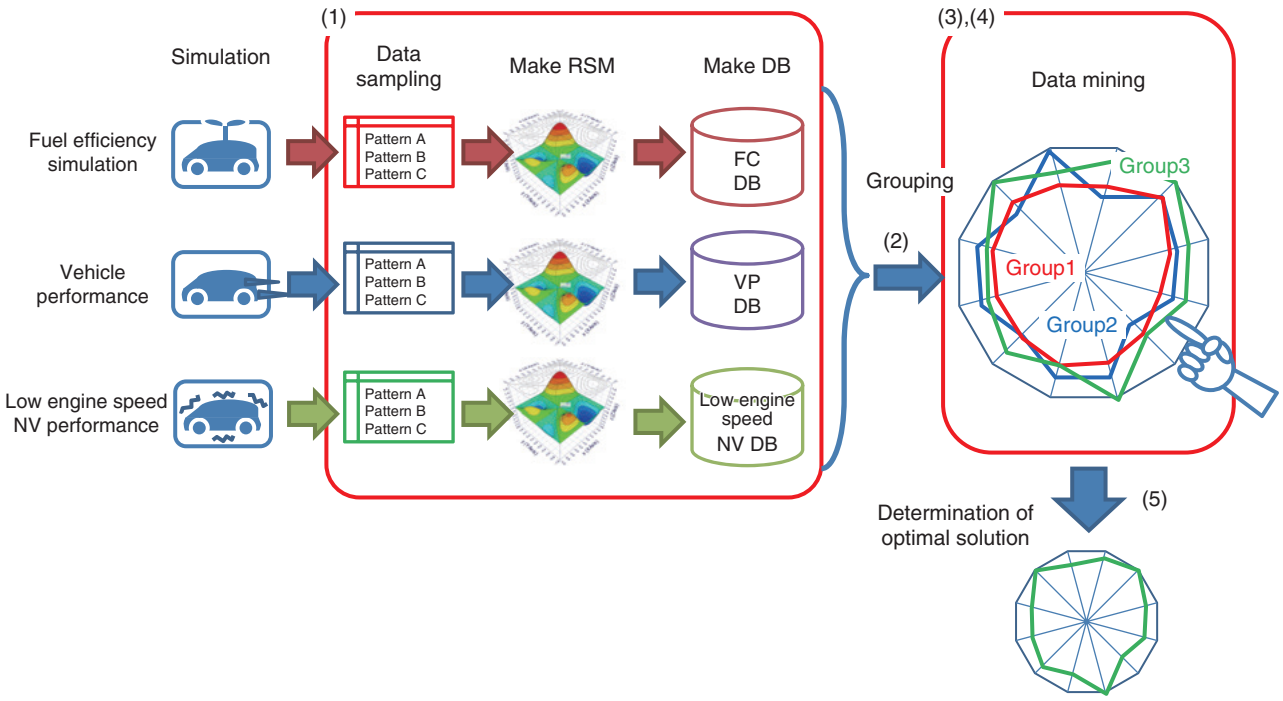


Fig. 7　Interactive solution search

(2)(1)のデータを関係する領域ごとに束ね，グルーピングをおこなう．

(3)各領域のグルーピング結果の代表値がレーダチャートに表示されるので，ユーザは自身にとって好ましいグループを選択する．

(4)選択されたグループのデータを抽出し，その中で再度グルーピングをおこなう．その結果の代表値をレーダチャートで表示する．

(5)ユーザは求める解が得られるまで，(3)と(4)を繰り返し解を絞り込む．

各領域のレーダチャートはDB上で繋がっているため，一つのレーダチャートで選択した結果は他領域のレーダチャートにも反映される．このように各領域が他領域に与える影響を加味してデータを絞り込むことで最適解に導く．

5．実開発での適用

3章および4章で解説したプロセスを現在開発中の機種に適用し，その効果を確認した．提案したプロセスに則り，コンベンショナルなエンジン車両の燃費，発進加速，低回転こもり音領域の性能検討をおこなった．検討に必要なエレメントを抽出して作成したDSMをFig. 8に示す．

本検討で抽出するエレメントは，実開発の初期段階で設計および管理できることを目指しているため，車体諸元や走行抵抗，エンジン，トランスミッションの諸元や特性値，制御仕様など，代表的なものに絞った．抽出されたエレメント以外との制約により，あらかじめ決まった値が設定されるエレメント，つまり性能の設計変更ができないエレメントをグレーで示す．また逆に，DSM内の他エレメントとの関係から導くことができるエレメントをオレンジで示す．グレーのエレメントは制約であるため基本としてDSMの前段に寄せられるが，モジュール化の観点で意図して中段に設定することもある．作成したDSMに対し，3章で解説した手戻りが少なく，モジュール化を推進する観点で並べ替えをおこなった．Fig. 9にその結果と，手戻り領域，モジュール化領域を示す．

並べ替えをおこなった結果，図中赤枠で囲まれた上から三つの領域が，それぞれ発進加速，低回転こもり音，燃費

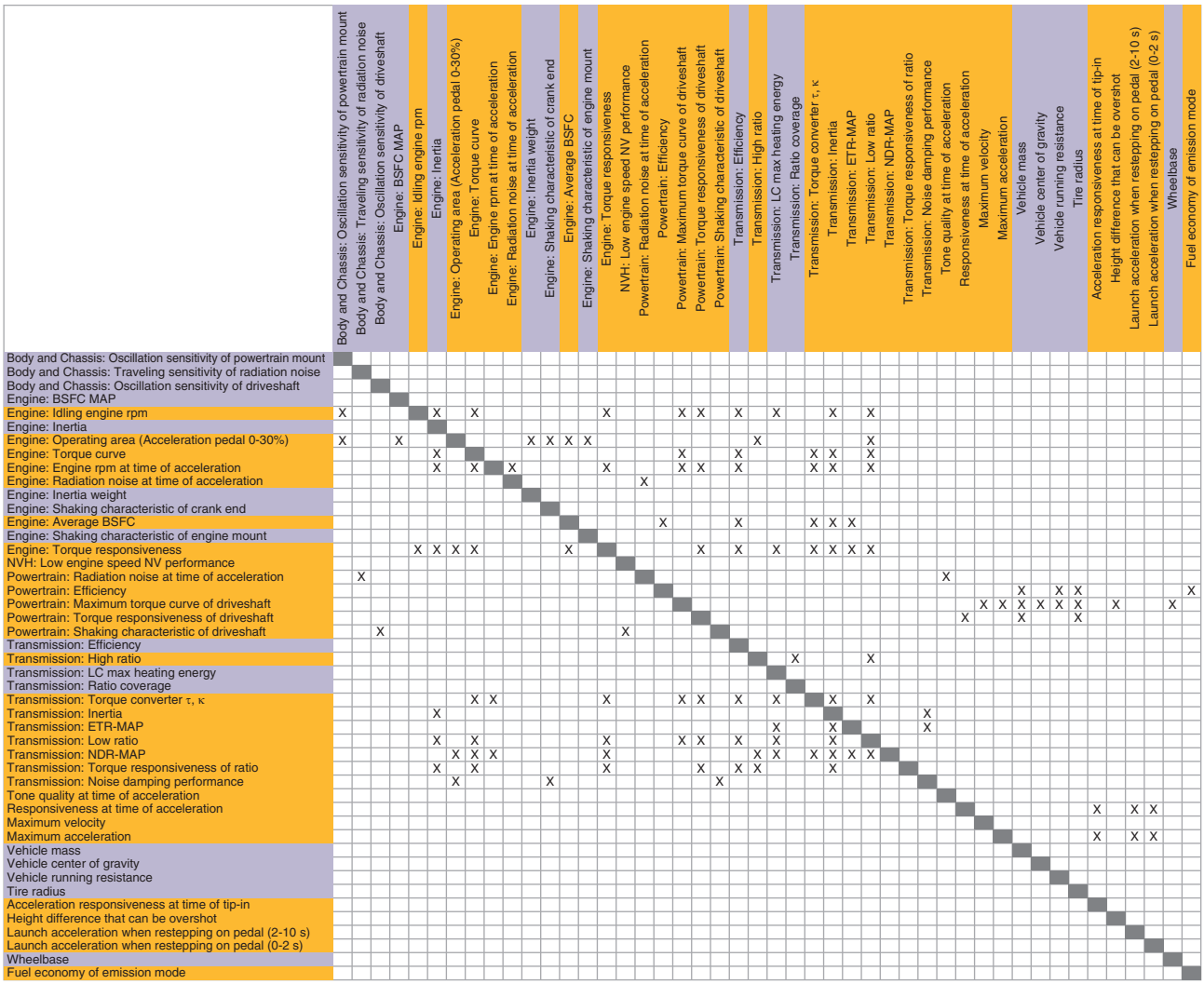


Fig. 8　DSM data before sorting

性能に関してモジュール化が可能な領域としてまとめることができた．また手戻りの発生が避けられないエレメント群は右下の赤枠部に集め，次の最適解探索に繋げることとした．

整理された DSM を参考に，具体的な性能設計をおこなった．本検討では対象領域を限定するため，以降のプロセスにおいてエンジン特性は固定として扱った．手戻り領域のエレメントには，動力伝達の中核を担うトランスミッション領域の諸元や制御仕様が多く含まれた．また，手戻りエレメントはエンジンの推奨運転点（エンジン回転数，エンジントルク），トルクコンバータ特性（τ，κ），ファイナルギヤレシオの三つに定まった．

次に，手戻り領域内のエレメント間の関係を明確化し，計算ロジックと評価基準を定めた．

Fig. 10 はトランスミッションの減衰性能を計算するロジックの一例である．エンジンベンチで計測した筒内圧を基に，クランク端のトルク変動を算出する解析モデルを用いて，事前に入出力の数式近似モデルを作成した．この近似モデルをクランク端加振特性と定めた．

クランク端加振特性にエンジンの推奨運転点（エンジン回転数，エンジントルク）を入力し，各回転数におけるクランク端トルク変動を算出した．

ここで目標とする車輪軸の加振特性を制約として設定すると，クランク端トルク変動と車輪軸の加振特性から，トランスミッションに求められる減衰性能が求められる．

評価基準は，算出された減衰性能が本適用機種で使用可

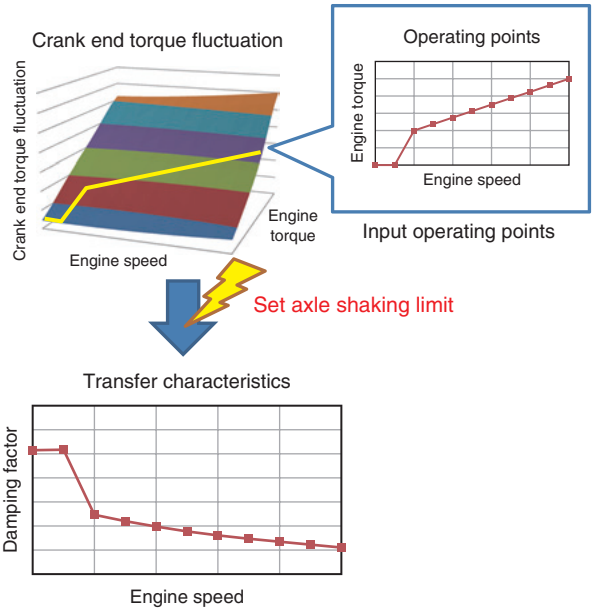


Fig. 10　Example of related definition

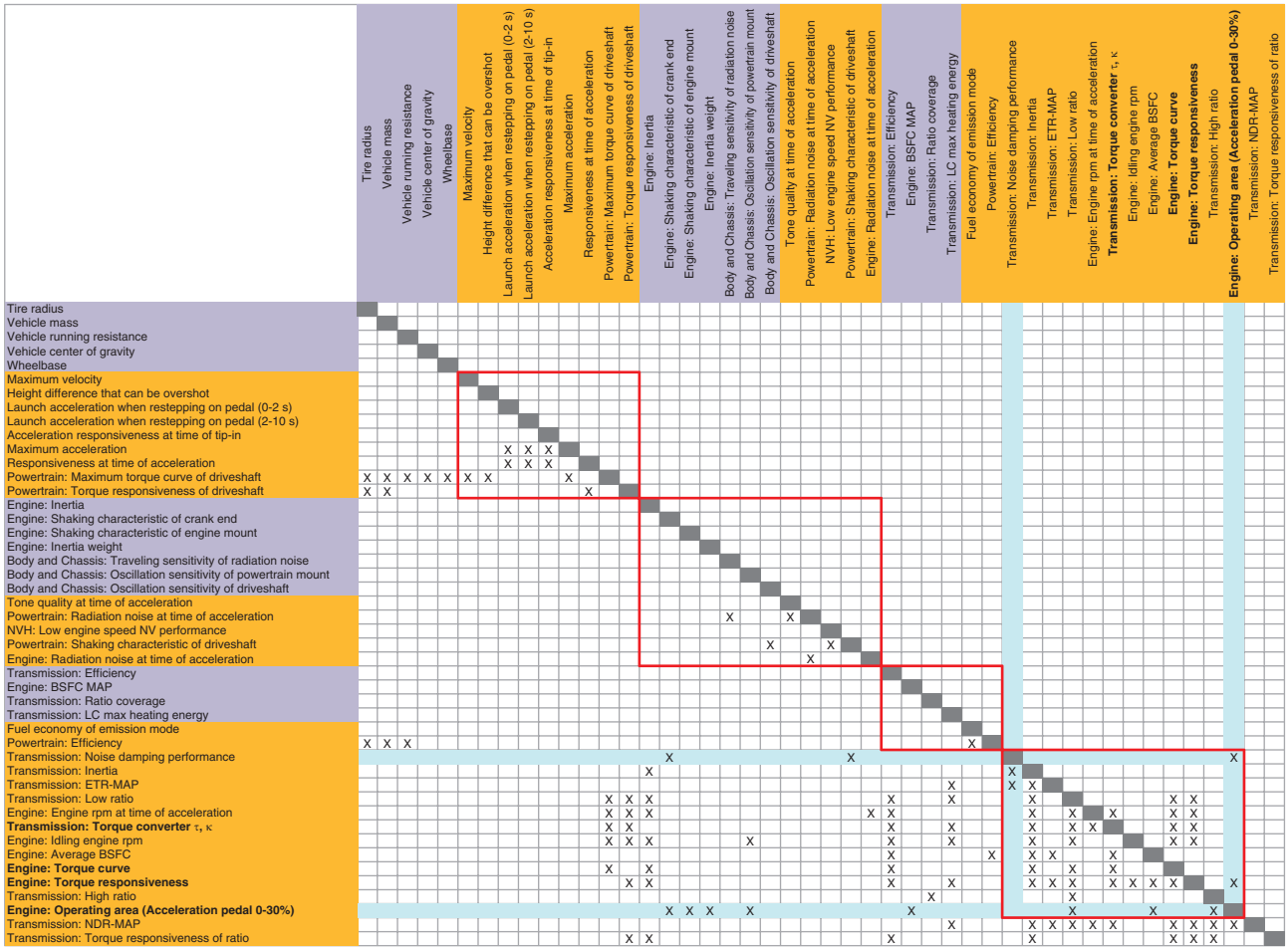


Fig. 9　DSM data after sorting

能なトルクコンバータの減衰率を超えないこととした．この計算ロジックをプログラムで実装し，計算モジュールとして保存した．

手戻り領域の各エレメントに対して上記と同様に計算モジュールの作成をおこない，それらの入出力を繋げて計算をおこなった．手戻りの三つのエレメントは設計空間内で初期値を網羅的にサンプリングした．手戻り領域内をDSMの順番に従って一回ずつ計算した結果を1サンプルとし，約400サンプルの計算をおこなった．計算結果の一部をFig. 11に示す．

Fig. 11に一例として，燃費性能，発進加速，低回転こもり音に関わるエレメントがお互いに影響を及ぼしあい，トレードオフ関係にあることを示す．Fig. 11(a)は縦軸にJC08モードでの燃費性能，横軸に0-100 km/h間の全開発進加速時間を表している．このグラフでは左上に行く程燃費が良く加速時間が短いため，良い性能であることを示している．

但し，その良い結果を示しているサンプルも複数存在するため，その中の2点を抽出し紐づく減衰性能をプロットしたものをFig. 11(b)に示す．この図では縦軸が減衰率，横軸がエンジン回転数を表している．同じ燃費，発進加速でも減衰性能が異なっており，使用できるトルクコンバータが異なることがわかる．

また，この点での加速特性をFig. 11(c)に示す．この図では縦軸にトルクコンバータの特性，横軸に加速応答性（全開発進加速時の0.5 sec後の加速度）を表しており，右にいくほど良い性能であることを示している．抽出した二つのサンプルは燃費と加速時間においては最も優れているが，加速応答性の観点では両サンプル以上に優れた別のサンプルが存在することがわかる．

このように，レベルが異なるシミュレーション結果をさまざまな観点で確認することで，システム設計者やPIC間で性能に関する議論をおこなうことができる．しかし，各サンプル点に対し，都度個別に結果を比較する方法では，最適な解を見つけるのに時間がかかる．

そこで，最後にデータ選好型のデータマイニング技術を適用した．計算した約400サンプルの計算から高精度なRSMを作成し，それを用いて高効率なデータ探索をおこなった．データ探索により絞り込まれる過程をFig. 12に示す．左から右に進むに従い，解空間の中から最適な解を絞り込んでいる様子を示している．上部のレーダチャートには，燃費や発進加速，使用するトルクコンバータの種類など，一緒に確認したい代表的な性能や特性を示している．

下部の2D図はある性能AとBのみ切り出してプロットしたものである．数あるサンプル点を自動的にクラスタリングし，その代表値がレーダチャートに表示される．左図では，まず初めに全解空間をクラスタリングした結果，Group 1とGroup 2の二つが提示された．そこで，Element EとElement Fの値が小さいGroup 2を選択すると，次は選ばれたGroup 2の解のみで再度クラスタリングをおこない，中央図の二つのグループが提示された．

この作業を繰り返した結果，右図のようにほぼ同等の性能や特性をもつ解のみが残った．このように，システム設計者やPIC達は各性能値のバランスを見ながら，望む傾向

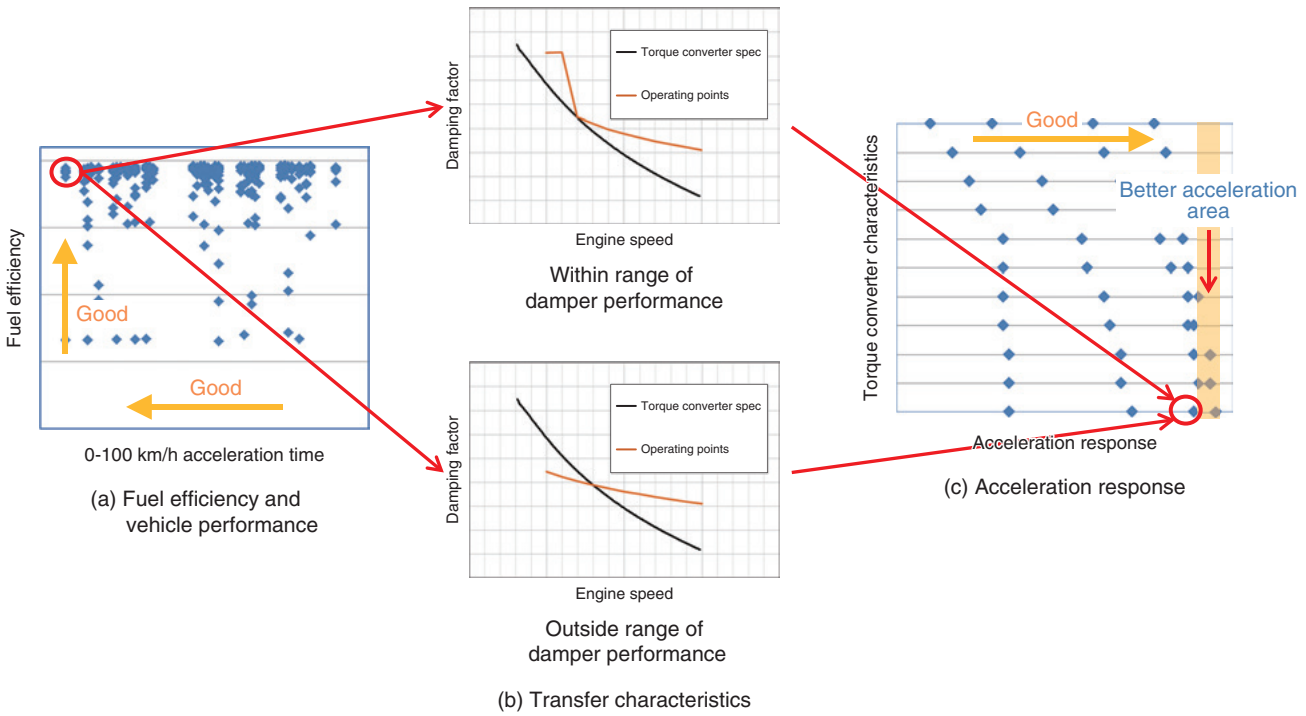


Fig. 11 Example of tradeoff relationship

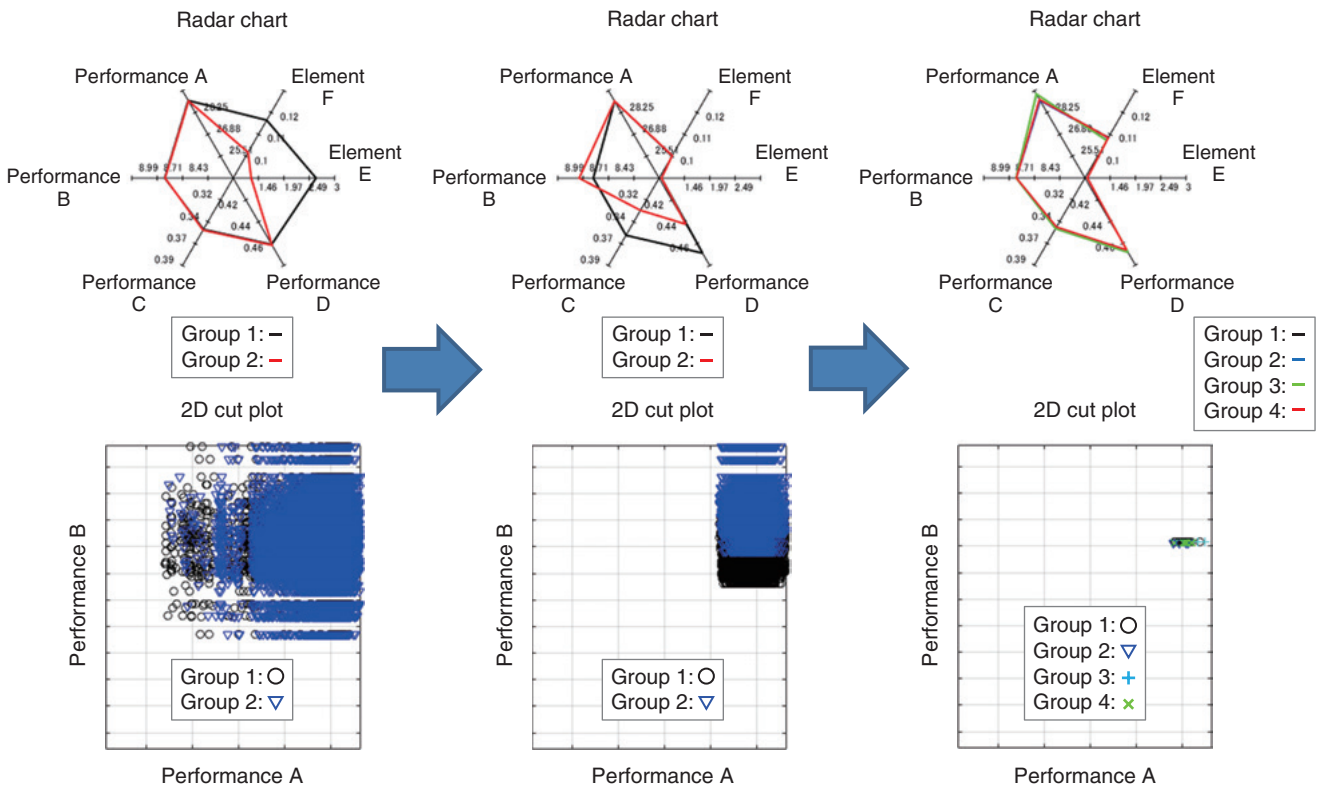


Fig. 12　Data mining process

のレーダチャートを選択し続けることで，解空間の中から最適なバランスの解に絞り込むことができた．

ただ，開発の初期段階ではまだ不確実な要因も多く，特性も変わりやすい．シミュレーションにより事前に整合した初期段階での目標性能が，そのまま実部品で達成できるとは限らない．そのため，初期に目標値を整合する段階でも，ロバスト性を持たせた解の設定が必要である．

以上のように，パワートレインシステム開発の初期段階で燃費，発進加速，低回転こもり音領域の性能影響を整理して計算し，データマイニング技術を用いてシステムの目標性能やそれを達成する手段を定めることで，手戻りの無い開発プロセスを提案できた．

6．まとめ

開発の初期段階からシステムの目標性能やそれを達成する手段を定めることで，手戻りの無い要求型開発をおこなうため DSM やシミュレーション計算，データマイニング技術を組み合わせた，以下の開発プロセスを提案した．

（1）DSM を用いてシステムやサブシステムの性能や特性間の関係を明確にし，合理的な開発順序を決めた

（2）性能や特性間の関係の計算ロジックを定め，システムの目標性能達成可否を予測できるようにした．

（3）（1），（2）に基づき，手戻り発生エレメントに対して広い設計空間でシミュレーションをおこなうことで，初期検討構成で目標性能が未達の際でも他の解を探索可能にした

（4）膨大な計算結果のマイニング技術を取り入れ，複数の解候補から素早く合理的な解を抽出できるようにした

パワートレインシステム開発を題材に，燃費性能，発進加速，低回転こもり音領域の性能検討をおこない，システム設計者と PIC 達が最適なバランス解に絞り込めることを検証した．

参考文献

（1）Forsberg, K., Mooz, H.: The Relationship of Systems Engineering to the Project Cycle, First Annual Symposium of the National Council On Systems Engineering, (1991)

（2）Schatz, B., Pretschner, A., Huber, F., Philipps, J.: Model-based Development of Embedded Systems, Advances in Object-Oriented Information Systems, p. 331-336, (2002)

（3）独立行政法人情報処理推進機構：「組込みシステムの先端的モデルベース開発実態調査」調査報告書，p. 5-18, (2012)

（4）藤本茂希，大高義行，小堂智史：MBD 実現に向けたエンジンプラントモデルと段階的システム同定環境の構築，Honda R&D Technical Review, Vol. 24, No. 2,

p. 120-127
(5) 有吉斗紀知, 春松正敏, 矢野和重, 福重貴浩, 山田健太郎, 鳴川要:モデルベース開発に向けたデータマイニング技術による車両性能設計システムの研究, Honda R&D Technical Review, Vol. 29, No. 1, p. 178-186
(6) Steward, D. V.: The design structure system: a method for managing the design of complex systems, IEEE Trans Eng Manage, Vol. 28, No. 3, p. 71-74, (1981)
(7) Danilovic, M., Browning, T. R.: Managing complex product development projects with design structure matrices and domain mapping matrices, International Journal of Project Management, Vol. 25, Issue 3, p. 300-314, (2007)
(8) Warifield, J. N.: Binary matrices in system modeling, IEEE Trans Syst Man Cybern, Vol. 3, No. 5, p. 441-449, (1973)
(9) Gemala, D. A., Eppinger, S. D.: Methods for analyzing design procedures, ASME Design Theory and Methodology, Vol. 31, p. 227-233, (1991)
(10) Pratab, A., Deb, K., Agrawal, S., Meyarivan, T.: A fast elitist non-dominated sorting genetic algorithm for multi-objective optimization: NSGA-ii, In KanGAL report 200001, Indian Institute of Technology, Kanpur, India, (2000)
(11) Laumanns, M., Deb, K., Thiele, L., Zitzler, E.: Scalable test problems for evolutionary multi-objective optimization. tik-technical report, no. 112, p. 16-25, (2001)

■著　者■


藤本茂希


東上圭司


楠　祥治


齊藤　徹

Honda WANDER STAND CONCEPT のデザイン思想

Design Philosophy of Honda WANDER STAND CONCEPT

三好 健宏* Takehiro MIYOSHI
神吉 孝雄* Takao KANKI
綿貫 茂* Shigeru WATANUKI
佐川 正浩* Masahiro SAGAWA
大和久 悠* Yu OWAKU
三輪 あさぎ* Asagi MIWA

要　旨

生活環境の変化や技術の進化に伴いモビリティに対するニーズが変わっていくことを想定し，新しいモビリティの価値を検討した．移動のプロセスを散歩のように楽しむというコンセプトのモビリティを具現化したものとして，Honda WANDER STAND CONCEPT を提案した．これは自動運転による小型電気自動車であり，誰もがさっと乗り込め，運転の不安を気にせず気軽に移動可能であることが特徴である．

また 2015 年 11 月に開催された東京モーターショーにおいて稼働モデルを公開し，来場者にアンケートをおこなった．その結果，スタイリングとコンセプトの提案内容について受容性があることが確認された．

ABSTRACT

Anticipating changes in mobility needs stemming from changes in living environments and the further evolution of technology, Honda has examined the value of new forms of personal mobility, and has proposed the Honda WANDER STAND CONCEPT as a mobility aid embodying the concept of making the process of getting from place to place using the device as enjoyable as taking a stroll. The Honda WANDER STAND CONCEPT is a small, automated-driving electric vehicle that can be quickly and easily ridden by any user, and that makes it possible to comfortably move from place to place without any of the concerns associated with driving.

A working model of the Honda WANDER STAND CONCEPT was exhibited at the Tokyo Motor Show held in November 2015, and visitors were asked to complete a questionnaire regarding the unit. The results of this questionnaire demonstrated that the public was receptive to the styling and the concept proposed for the unit.

1．まえがき

近年，先進国では急速な生活環境の変化が起こり，人の生活行動や街の形が変わり始めている．少子高齢化の急速な進行，環境意識の高まりと CO_2 排出削減行動の定着化，都市部への人口集中[1]，それらを見据えた車依存から脱却した街づくり[2]，出かけなくても済む IT サービスの進化など多岐に渡る．日本国内では人々の移動を促す施策として，京都市による人の歩行空間を増大させる試み[3]が実施されている．しかしながら全国的には高齢者，若者を問わず移動回数が低下しつつあること[4]が報告されている．

移動についての分析によれば，通勤や通学といった必要な場所に行くための派生需要としての移動と，ドライブや旅行のように移動すること自体を目的とする本源需要の移動の二つがある[5]と述べられている．前者を満足させるため，人口が集中する都市部では電車やバス，タクシーなどの公共交通機関が発達しているが，パーソナルモビリティである自動車に対しては，公共交通機関の充実に比べ，自動車移動に必要なインフラストラクチャ，すなわち道路，駐車施設などが不足しがちになる．さらに前述の IT サービスの進化により派生需要の移動が減少し，いわゆる車離れにつながっていると考えられる[6]．

そこでなぜ人は移動するのか，本源需要としての移動に着目する．これまでの，本源需要の価値向上の取り組みとしては，Honda による次世代パーソナルモビリティ実証実験[7]が実施されている．そこでは健康，活力，心の充足感などの生活の質の向上を伴う価値が提案されている．本稿では移動の価値として散歩に着目し，コンセプトを具現化し検証を加える．気ままに移動しながら街を楽しむこと，

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2017_29_1_15

日常的な風景の中に新たな発見をすることを価値と想定しモビリティを提案する.

2. WANDER のコンセプト

本モビリティの代表的なユーザとしては街の住民や外部からの訪問者を問わず, 街歩きでの新たな発見に期待する人達を想定した.

活用されるエリアは歩行者を中心とした市街地と想定し, 従来の車よりコンパクトな二人乗りモビリティとした. 街を楽しむための要素としては,

(1) 運転操作に煩わされることなく景色を楽しむため, 自動運転で移動できること
(2) 狭い路地も入れる小型であること
(3) 歩行者のように立ち止まったり振り返ったりできる機動性を有すること

以上の3要素とした. なお使用可能な速度域は, 主に極低速から 30 km/h 程度を想定している. この3要素をまとめ上げ, 散歩のように気軽に移動できるという意味を込めて WANDER と名付けた.

3. WANDER STAND CONCEPT

3.1. パッケージと適用技術

自動運転について Honda としては, 事故ゼロのモビリティ社会にむけた取り組みをおこなっている最中である[8]. 日本国内では, 国家戦略特区において, 完全自動運転の整備環境が議論されている[9]. 2020 年の東京オリンピック時に, 東京の一部で国家戦略特区として完全自動運転が認められることを想定し, 自動運転でより気軽に人が移動できる風景を表現した.

次にサイズと機動性についての考え方を記載する. 都市型の超小型モビリティでは, 車体の全幅を狭めるためにタンデムのシートレイアウトを採用することが多いが, 体験の共有や会話のしやすさを重視し, 横並びの2名乗車でありながら, 全長 2000 mm, 全幅 1250 mm のコンパクトなレイアウトとした. 駆動方式については, WANDER にふさわしい, 歩いているかのような自由自在の動きを可能とするために Honda Omni Traction Drive[10] (以下 HOT ドライブ) を4輪に搭載した電気自動車とした. 完全自動運転と HOT ドライブの平行移動や旋回の操作に対応するため, ハンドル, アクセル等の既存マンマシンインターフェースに代わる完全自動運転ならではのインターフェースを考案した. 結果的にペダル操作がなくなり, 着座姿勢の自由度を上げることに寄与している.

気軽に活用するためには, 乗降の利便性を高めることが重要と考え, さっと乗り込めるための超低床フロアや動線を考慮した前開きのドアを設定し, 乗降時に姿勢変化が少ない, 腰高のシートポジションとした. 身長にかかわらず乗り込みやすいトールボデーや左右, 上方の景色を楽しみながらもナビ情報を得るために全面ヘッドアップディスプレイを装備したキャビンとした (Fig. 1).

3.2. スタイリングデザイン

街なかを自動運転で自由に動き回るモビリティであることから, 乗員や周囲の歩行者が安心して活用できることを最優先に検討をおこなった. また歴史的な街並みでも最先端の都市部にもどちらにも溶け込むこと, 人が乗車した姿が自然に見えること, に考慮して simple, clean, modern をスタイリングコンセプトとしてデザインした. 自動運転のモビリティとして周囲に安心感を与えるために, フロント, サイドに対してリヤが広く覆われたデザインとすることにより, 他車から見たときの視認性や安心感を持たせた (Fig. 2). 前後のライトを動作と連動して光らせることで自動運転への切り替えがわかるようにした. また, 歩行者が車輪による威圧感を感じないよう従来自動車の強いアイコンであるタイヤを隠し, センサやライトと関連させてデ

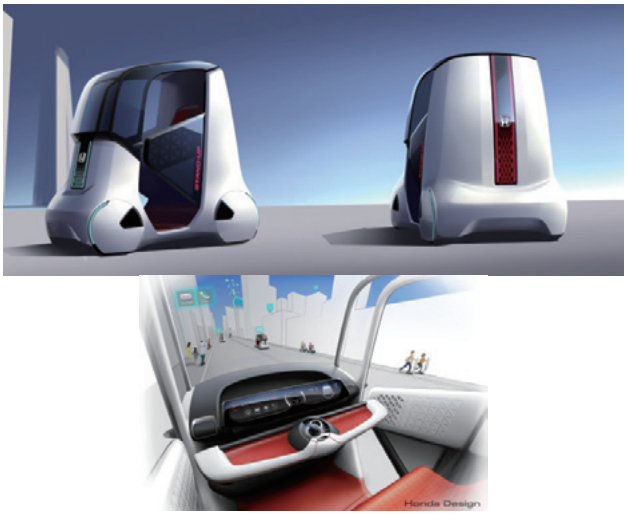


Fig. 1 Final rendering



Fig. 2 Final exterior

ザインすることで先進的な印象を演出し，歩行者に対しての安心感を表現している (Fig. 3)．これは HOT ドライブの採用により車輪に操舵角を与える必要がないため実現できた．縦長のポジションランプは特徴である背高なパッケージを強調し，既存の乗り物と違うモダンなモビリティであることのアイコンとなっている (Fig. 4)．

3.3. インテリアデザイン

運転することを前提とするのではなく，散歩のように寄り道をしながら景色を観覧したり，ときには道行く人と会話を楽しむようなシーンを想定してインテリアをデザインした．そのために，体格を問わず歩行者と同じ目線となる高さにアイポイントを設定し，気軽に乗り降りできるよう浅く腰掛けた乗車姿勢とした．この乗車姿勢を実現する上下昇降スライド付きシートと，バーカウンタのようにレイアウトしたテーブルを設定した (Fig. 5)．また，外出先での買い物を想定し，足元に鞄や買い物した荷物などが置ける収納を配置した．

走行中は運転操作や地図に意識をとられず，景色を楽しめるようインターフェースデザインをおこなった．メインの情報系は景色の変化に連動しさまざまな情報を映し出すヘッドアップディスプレイとし，走行の情報や車両との意思疎通用には大型センタディスプレイと２系統のインターフェースを持たせた．自動運転を補佐するインターフェースとして，利き腕の左右を問わず誰もが自在にかつ直観的に車両を動かせるユニバーサルジョイスティックコントロールをテーブルセンタに配置した．誰もが扱いやすく親しみのもてる空間とすることで，何度でも乗って出掛けたくなるインテリアとなるよう工夫した (Fig. 6, Fig. 7)．



Fig. 3　Light on corner



Fig. 4　Iconic headlight



Fig. 5　Modern sliding seat



Fig. 6　Universal instrument panel



Fig. 7　Center display and joystick controller

3.4. カラー，マテリアルデザインと内外コーディネート

海外からの訪問者がモビリティを活用する際に，日本らしい伝統とおもてなしを感じることを目的として，カラーコンセプトを Japanese Modern とした．このモビリティはインテリアが一目で外から見えることが特徴であるため，内外シームレスなカラーコディネートとしてホワイト，朱色，ブラックの３色を採用した．エクステリアにはハイライトがゴールドに輝くホワイトカラーを用い，縦基調の特徴的なスタイリングを際立たせるだけでなく，HOT ドライブによる車体の独特な動きを遠くからでも視認することができるように，見る角度によって色変化する質感を表現した (Fig. 8)．フロア，シートカラーは，レッドカーペットのように乗る人を着座までもてなすイメージを持たせるために朱色を採用した．特にシートファブリックは京都市西陣の織物技術を持つ株式会社細尾と共同製作による質感の違う複数の糸を巧みに織り込むことで，角度によって柄の見え方が繊細に変化する意匠とした (Fig. 9)．これも HOT ドライブによる車体の独特な動きを楽しめる要素としている．日本らしさを感じさせる他の仕掛けとして，外装のフロントセンタ部，リヤセンタ部，ドア内板部，ルーフ部には日本の欄間をイメージした三角形パターンを施した (Fig. 10)．



Fig. 8　3D white color



Fig. 9　Textiles for seat fabric

3.5. コンセプトとスタイリングの受容性検証

東京モーターショー2015 に Honda WANDER STAND CONCEPT と WANDER WALKER CONCEPT を出展 (Fig. 11) し，来場者アンケート調査を実施し，我々が提案したコンセプトとスタイリングの受容性を検証した．Fig. 12 に検証結果を示す．アンケートは総数 215 件を回収し，そのうち Honda WANDER STAND CONCEPT へは 94 件のコメントが寄せられた．

自転車や原動機付自転車と今回提案した WANDER STAND と WANDER WALKER (一人乗りパーソナルモビリティ) のどれに乗ってみたいかという質問においては，

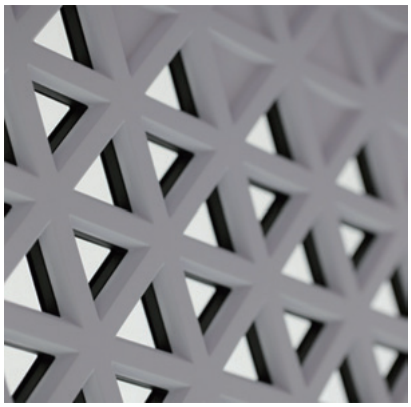


Fig. 10　Triangle pattern



Fig. 11　Tokyo Motor Show 2015

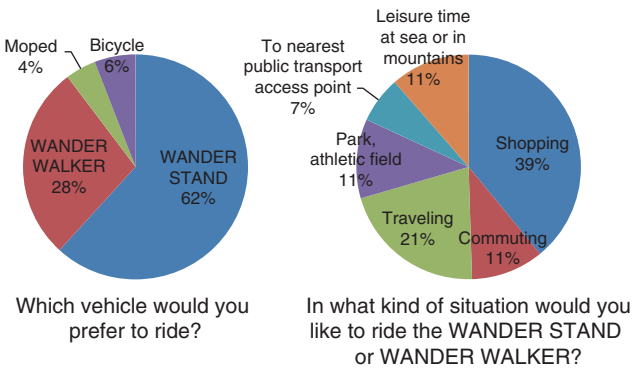


Fig. 12　Questionnaire result (215 respondents)

６割以上のユーザが WANDER STAND に乗ってみたいとの回答を示した．どういった目的に使いたいかという質問については，約半数のユーザが旅行やレジャーなどに使いたいという回答が得られた．いつ量産されるのか，乗ってみたい，などコンセプト受容性に関するコメントは５件であった．自動運転を体験してみたい，楽に乗れそう，など自動運転に関するコメントは 11 件であった．夫婦二人や子供と二人で楽しむ，など二人乗りのコンパクトさに関するコメントは９件であった．自動運転技術は不安，など技術的な懸案に関するコメントは４件であった．自動運転についての不安に関する意見が出ることは想定していたが，総じて将来性を期待するコメントが多く，コンセプトとスタイリングの受容性を確認できた．

４．まとめ

従来のパーソナルモビリティが移動の派生需要を満たすようにデザインされ，効率を追求していたのに対して，今回我々は移動の本源需要を誘発し，増加させるモビリティとして WANDER CONCEPT を提案，具現化した．東京モーターショー2015 においてはその新しいコンセプトとスタイリングについて受容性があることがわかった．

すべての人が，心から安心して，どこへでも自由に移動することができる，そんな社会の実現を目指し，継続的な研究開発を進めていきたい．

参考文献

（1）国土交通省国土審議会政策部会長期展望委員会：国土の長期展望 中間とりまとめ概要，p. 7, (2011)
（2）http://www.its-jp.org/wp-content/uploads/2013/11/ITS-future-vision_j_140130.pdf
（3）京都市：京都市四条通歩道拡幅事業完成記念誌，p．5, (2015)
（4）http://www.mlit.go.jp/common/001156730.pdf
（5）大森宣暁：移動中のアクティビティを考慮した交通システムに関する考察，日本交通政策研究会 B-147, p. 8, (2011)
（6）四元正弘：「若者のクルマ離れ」に関する現状分析と打開可能性，IATSS Review, Vol. 37, No. 2, p. 123-131, (2012)
（7）矢口忠博，増渕義則，山村誠，仲本剛，川島英敏：電動カートの利用が高齢者の QOL に与える影響に関する実証実験，Honda R&D Technical Review, Vol. 27, No. 1, p. 72-78
（8）本田技研工業株式会社：モビリティの未来へ，サスティナビリティレポート 2015, p. 13-16, (2015)
（9）http://www.kantei.go.jp/jp/singi/tiiki/kokusentoc/kinmirai/h271001shiryou.pdf
(10) 矢田渉，達富由樹，長谷川誠：UNI-CUB の開発，Honda R&D Technical Review, Vol. 27, No. 1, p. 36-43

■著　者■


三好健宏


神吉孝雄


綿貫　茂


佐川正浩


大和久悠


三輪あさぎ

Honda WANDER WALKER CONCEPT のデザイン

Design Philosophy of Honda WANDER WALKER CONCEPT

矢口忠博* Tadahiro YAGUCHI
後藤芳奈* Kanna GOTO
阿部允宏* Mitsuhiro ABE
鳥井貴彦* Takahiko TORII
三輪あさぎ* Asagi MIWA

要　旨

先進国では，「車」中心の街づくりから「人」中心の街づくりへと大きく舵を切り，都市中心部のコンパクト化，生活機能の集積化を図りながら，歩行圏の整備拡大が活性化している．高齢者をはじめ移動制約者の増加と都市圏への人口集中が始まっていることから，車や公共交通機関を補完する，新しいパーソナルモビリティへの期待が高まっている．

Honda WANDER WALKER CONCEPT は誰もが気軽に出かけたくなる「都市型マイクロムーバ」を目指して開発した．移動空間バリアの低減に寄与するパッケージデザインは，街なかのインフラにアクセスしやすいサイズとして，車体幅 540 mm，最小回転半径 1,000 mm，「その場旋回モード」を実現した．誰にもわかりやすい直感的な操作のしやすさを目指し，ツインレバーステアリングを採用した．外出に対する心理的バリアを軽減する「見守りアプリ」などを実装した情報通信プラットフォームや「お迎えモード付電動シート」を提案した．スタイリングデザインは「URBAN CONSTRUCTION STYLE」をコンセプトとし，街なか景観に馴染むスタイリッシュでさりげない形をシンプルなツインフレーム構造で具現化した．またフレーム構造とすることで，内側に自由なカーゴスペースを実現させた．

ABSTRACT

Advanced nations are undergoing a major shift in direction from “car-centered” to “human-centered” urban design. Essential functions are being concentrated and city centers are becoming more compact, while initiatives to provide and expand pedestrian areas are intensifying. As we welcome an era in which the number of elderly citizens and others experiencing restricted mobility will increase and populations will undergo further urban concentration, expectations are increasing for new personal mobility aids that will supplement cars and public transport.

The Honda WANDER WALKER CONCEPT was developed to offer an “urban micro-mover” that would encourage all users to leave their homes and become mobile. Seeking a package design that would contribute to reducing infrastructural barriers, the development team achieved a size that would make it easy for users to access urban infrastructure. The WANDER WALKER CONCEPT is 540 mm wide with a minimum turning radius of 1,000 mm, making it capable of turning in its place. Twin-lever steering has been employed to ensure intuitive operation that is easily understood by all users.

In order to reduce psychological barriers to leaving the home, the WANDER WALKER CONCEPT is provided with an information and communications platform including a “Safety Watch” application, and an electrically operated seat with a “Welcome Mode.” Under the concept of “Urban Construction Style,” through the use of a simple twin-frame structure the styling design of the vehicle achieved a stylish yet unselfconscious design that would fit into the urban environment. The use of a frame structure also made it possible to provide a freely usable cargo space in the interior of the unit.

1．はじめに

Honda は，自由な移動の喜びと豊かで持続可能な社会の実現をビジョンに制定し，すべての人が，心から安心して，どこへでも自由に移動することができる社会の実現を目指している．

近年，先進国，特に日本の少子高齢化の急速な進行，環境意識の高まりと CO_2 排出削減行動の定着化，都市部への人口集中[1]，それらを見据えた車依存から脱却した街づくり[2]が活性している．

具体的には生活機能を集約したコンパクトな街空間に住居を高密度に配置し，車線を減らしたり狭めたりして歩行

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2017_29_1_16

空間を確保する道路ダイエット等が検討，施工されている．

その結果，出かけなくても済むITサービスの拡大と相まって，都市生活者，特に移動制約者の生活圏の狭小化，社会接点の喪失懸念が新たな課題として立ち上がってきた．

Hondaは次世代パーソナルモビリティ実証実験[3),(4)]を通して，健康感や活力など，QOL(生活の質)の維持向上が移動の新しい価値となり得ることを見出した．

それらの実証実験を通して得られた知見や経験に基づき，都市型の新しいパーソナルモビリティ創出への想いが募り，開発に取り組んだ．

完成したコンセプトモデルをHonda WANDER WALKER CONCEPTと名付け，東京モーターショー2015で提案した．

2．デザインコンセプト

今後，都市部での増加が見込まれる免許返納前後の自立高齢者をターゲットユーザと定め，歩行空間モビリティとして実績のあるハンドル型電動車いすJIS規格をベースに企画構想を始めた．

次世代パーソナルモビリティ実証実験での電動車いす利用者の声の分析と，市販のハンドル型電動車いすでの街なかや店舗内の利用体験から，心理的バリア，移動空間に対するバリア，身体的バリアが絡み合い，気軽な利用の阻害要因になっていることがわかった．

Fig. 1に示す心理的バリア(Psychological barriers)とは，「気になる他人の視線」や，「外出すると他人に迷惑と負担をかけてしまうと思う気持ち」，また「高齢者単独での外出に対する家族の反対」などをあらわす．

移動空間バリア(Infrastructural barriers)とは，「段差などの道路状況，自動改札機の通路幅，乗車したまま入れない店舗」や，「自宅に置く場所がない，出先で止めるところが見つからない」などをあらわす．

身体的バリア(Physical barriers)とは，「視力，聴力，体力の衰え」や，「移動支援機器を使ったらますます足腰が弱まるのではという懸念」をあらわす．

これらのバリアをデザインと技術で軽減させるアイディア出しを進めながら，賑わう街なかに気軽に出かけたくなる，一人乗り都市型マイクロムーバの創出を目指した．

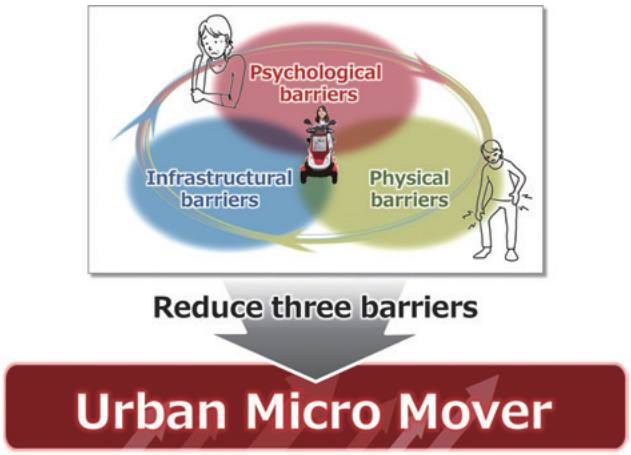


Fig. 1　Grand concept

3．パッケージデザイン

移動空間バリアの低減に寄与するパッケージデザインは，屋内，屋外，エレベータ，電車等，街なかのインフラにアクセスできるサイズとして，車体幅550 mm以下，最小回転半径1,000 mm以下を目標に定めた．その実現にはいくつかの旋回，駆動手法がある．旋回時の車体挙動が運転者および周りの歩行者にわかりやすいという点で前輪ステアにこだわった．最小回転半径を1,000 mm以下に抑えるには前輪の切れ角を大きくする必要があり，その場旋回時の駆動力を有効に使うため前輪駆動方式とした．また，街なかとはいえいまだに残る段差や不整地をスムーズに乗り越えるために直径260 mmのタイヤサイズと80 mmの最低地上高を条件とした(Fig. 2)．その条件下で，乗り降り性やアイポイントの適切性など検証を進めた(Fig. 3)．

座り方と同様に，操舵方法もパッケージデザインを考える上で重要な要素である．当初，電動車いすに用いられるジョイスティックが候補に浮上した．片手で操作できることや，スペース的に制約が少ないことが利点だが，実際に6 km/hというスピードで荒れた路面を走る時，急ブレーキをかけた時など，体を支える動作が容易にとれないことが判明した．

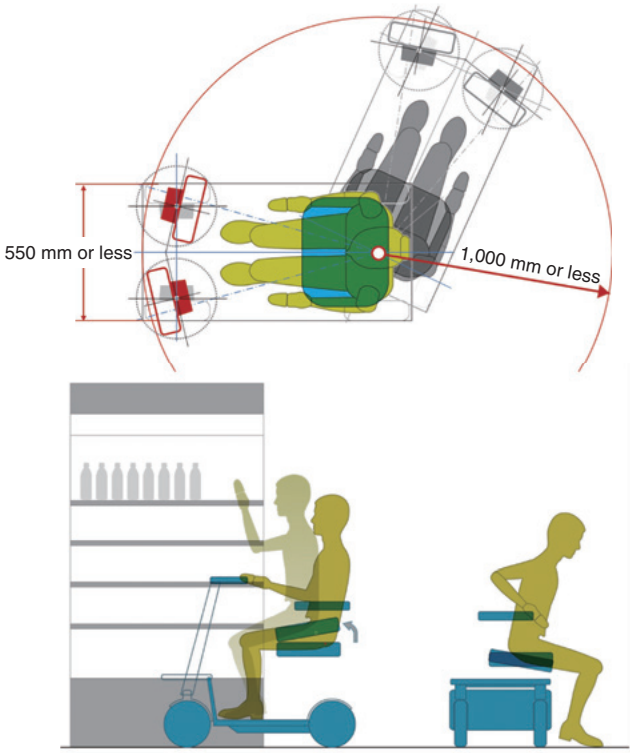


Fig. 2　Package concept

一方バーハンドルタイプの電動車いすは，上半身にかかる荷重を自然に吸収することができる．バーハンドルタイプの良い点はそれだけではない．歩行者として扱われる電動車いすは，挙動を周りの歩行者に知らせる必要がある．自転車と同じ操舵方法のバーハンドルはユーザの挙動が周りに伝わりやすいことも利点といえる．以上を踏まえて操舵方法は後述するツインレバーステアリング（TLS）を採用した．

次世代パーソナルモビリティ実証実験で電動車いすユーザにアンケートを取ったところ，不満として一番多かったのが，カーゴスペースの数が少なく，容量が小さいことであった．また，高齢者が持ち帰りにくい日用品として，トイレットペーパの 12 ロールパックやティッシュボックス 5 個パックを挙げており，それらが積載できるカーゴスペースの具備もパッケージデザインの条件とした．

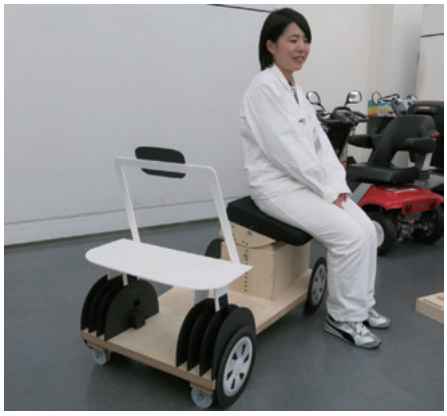


Fig. 3　Package prototype

4．スタイリングデザイン

利用を阻害する三つのバリアで最も大きなものが心理的バリアと考える．福祉用品然とした機器を使うことは，いかにも弱っていると思われるので，できれば使いたくないとか，車いすなどで外出すると他人の迷惑になるのではとの意識も働き，外出を控える傾向が見られる．

使うことが恥ずかしくなく，スタイリッシュでさりげないスタイリングコンセプトを URBAN CONSTRUCTION STYLE とし，街なかに馴染む形を追及した．

昨今の心地よい街なかを形成しているランドスケープデザインを参考にしながら，最高時速 6 km/h とはいえ乗り物である移動体デザインの融合を試みた．二本のフレームで左右から挟んだようなシンプルなツインフレーム構造は，その軽さや透明性からモダンなストリートファニチャのように街の景観に馴染む（Fig. 4）．また，車体の空いた空間は使い方を限定しない自由なカーゴスペースとした．ツインフレームの内側に荷物を積載しても，スタイリングに影響が出ないことも特徴である（Fig. 5，Fig. 6）．

パンクの心配のないエアレスタイヤには六角形と四角形を組み合わせたジオメトリック柄を採用した．ジオメトリック柄の穴によって軽快感を目指した（Fig. 7）．



Fig. 4　Final exterior rendering

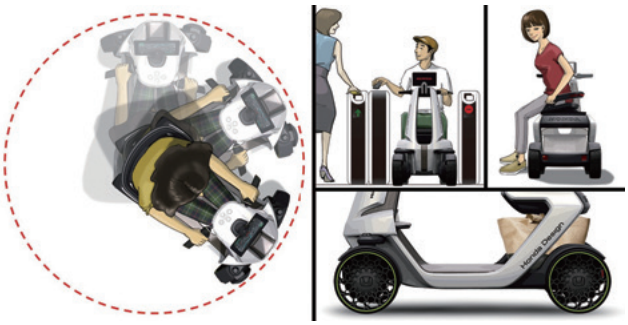


Fig. 5　Features of Honda WANDER WALKER CONCEPT



Fig. 6　Final exterior



Fig. 7　Airless tire

5．インターフェースデザイン

加齢による身体の衰えを感じ始める高齢のターゲットユーザにとって，機器類の操作がバリアになっていては本末転倒である．しかし，高齢者を意識するあまりの見え透いた機能やインターフェースは逆に使うことをためらわせ，心理的バリアとなる．誰にもわかりやすい直感的な操作のしやすさと，新技術を使ったおもてなし感のあるユニバーサルデザイン（UD）インターフェースを目指した．特徴は TLS，車両認証と連動したお迎えシート機構，見守りアプリの３点である．また，携帯デバイスの連携等の Information and Communication Technology（ICT），V2X や自動充電，自動駐車といった Intelligent Transport Systems（ITS）の情報通信プラットフォームの装備はこれからのパーソナルモビリティに重要であると考え，WANDER WALKER CONCEPT では８インチタブレットを通信基盤としてデザインに組み込んだ（Fig. 8）．

TLS は Honda が独自に考案した前後交互操作によるステアリング操作方法である．直感的な入力であり，関節を捻らない二関節筋の伸縮操作による疲労軽減効果が証明されている[5]．同時に，ステアバイワイヤ制御にすることで操舵力をさらに軽減している．前輪の操舵角はハンドルの前後操作量に応じて制御されるが，停車状態でハンドルを最大ポジションまで操作した場合のみ，その場旋回が可能となる．姿勢が保持しやすいバーハンドル機能も備えた TLS 機能は，高齢者にも使いやすい新しいステアリング操作機構と考える（Fig. 9）．

足腰が弱ったユーザがスムーズに走行までの流れをおこなえるように，お迎えモードシートを考案した．ユーザが持つ鍵となるタブレットを所持しながら近づくと，灯体が点滅し，シートがユーザの立つ側に回転し，10 度下に傾き，着座を促すというものである．さらにタブレットを所定の位置にセットすると，自動的にスタンバイモードになる．あえて走行可能状態まで自動でおこなわなかったのは，むき出しになった操作系を誤って操作してしまったときなど，ユーザの意思に反して動き出すことを防ぐためである．

心理バリアの中には家族の反対という声がある．次世代パーソナルモビリティ実証実験では，見守りアプリを開発した．利用者，家族のアンケート結果では，見守られている安心感，見守っている安心感が相互にあり，外出支援の有効なツールになり得ると実感した．

見守りアプリに加え，交通系の注意喚起，情報提供，健康管理ソフトなどのアプリ実装も考えられる．これらにより外出に対する心理的バリアが軽減され，行ける所より行きたい所へ自分自身で行くことが可能となる．すべての人が，安心して，どこへでも自由に移動することができる，移動する喜びの起点になる．



Fig. 9　Pivot turn mode realized by TLS

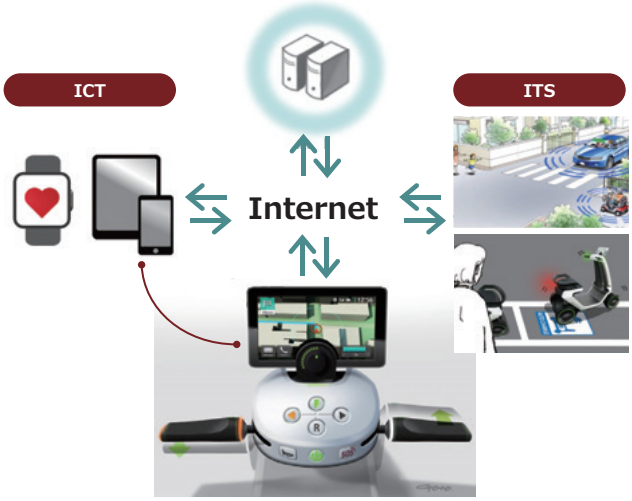


Fig. 8　Connection via ICT and ITS

6．カラーデザイン

都会的でありながらも温かみを感じさせる考え方として，カラーコンセプトを URBAN NATURAL COORDINATE とした．見た目の美しさだけでなく，機能美を兼ね備えた表現を実現した（Fig. 10）．先進イメージのホワイトとアクセントカラーのコンビネーションを採用した．エクステリアカラーのホワイトに対し，暖かみのあるダークトーンブラウンの木目柄でコントラストをつけることで，骨格をより強調させる意匠とした．また，出かけることが楽しくなるような蛍光イエローグリーンをタイヤ

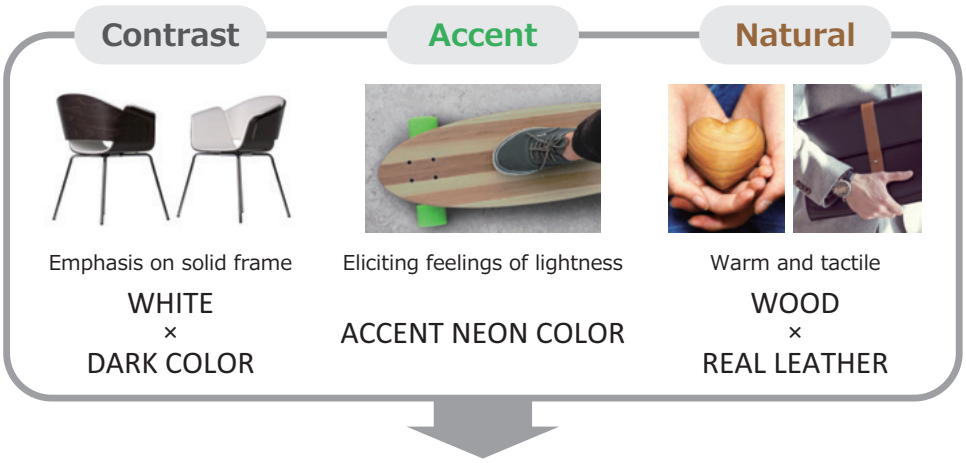


Fig. 10 Color concept

側面にアクセントカラーとして採用しており，この色に反射材を使用することで，被視認性等の向上にも寄与している．メインカラーのホワイトパールは，その場旋回等の独特な動きの中でよりスタイリングが引き立つようにハイライトがゴールドに輝く質感を持たせた．意匠を発現する塗膜構成は２コートで，ファーストベース層はソリッドホワイト，セカンドベース層には主にガラスフレーク光輝材とゴールド干渉パールを含有させた．太陽光をキラキラと反射させスタイリングの立体感を強調しながら，現在の都会的な街並みに馴染む色合いとした．

7．コンセプトと社会受容性

東京モーターショー2015 にHonda WANDER WALKER CONCEPT を出展（Fig. 11）し，パーソナルモビリティコンセプトブースでアンケート調査を実施，総数 215 件を回収した．そのうち Honda WANDER WALKER CONCEPT へは 40 件のコメントが寄せられた．約 80% が 20 代男性からで，予想以上に若年層の関心を獲得し，新しいモビリティとして育つ可能性が感じられた．



Fig. 11 Tokyo Motor Show 2015

コンセプト受容性についてのコメントは，高齢者時代を考えている，親に乗ってほしいなど，４件であった．機能受容性についてのコメントは，小回り性，コンパクトサイズ，荷物スペースを評価したものが 30 件であった．スタイリング受容性についてのコメントは６件であった．高齢者モビリティとしては，の但し書き付が２件あったが，シンプルで飽きのこないスタイリングは秀逸との意見があり，おおむね肯定的な意見を頂いた．

一方，ジャーナリストから 11 件のコメント，15 メディアへの記事掲載があった．

超高齢社会という日本特有の社会課題に向き合った提案として，特にコンセプトへの共感，反響が高かった．代表的なコメントを記す．

「高齢化社会に向けた喜ばしい取り組みである．自動車メーカの社会的責任を訴えかける姿勢を評価したい」，「未来を考えながら，クルマの原点に立ち戻るようなコンセプトを評価したい．高齢化社会はこんな「足」を待っている」，「コンパクトなボディに込められた操縦性の良さが印象的」，「TLS は確かに高齢者に合う技術だ」，「基本はモノトーンという TPO を選ばない懐の深いデザイン」など．以上の反響から，提案したコンセプトとデザインの受容性が確認できた．

8．まとめ

開発チームは，Honda 四輪デザインの技術とセンスを最大限に活かし，コンパクトな都市空間における生活者や来街者の移動ニーズに応え，街の賑わいの活性にも寄与できる魅力的なパーソナルモビリティを産み出した．

一方，2020 年東京オリンピック・パラリンピックの開催が契機となり，多様な利用者に向けた交通サービス環境が大きく変化し始めている．国土交通省は，鉄道等をハンドル形電動車椅子により利用する際の利用者およびハンドル形電動車椅子に関する要件の見直しについて検討するため，2016 年 11 月「ハンドル形電動車いすの公共交通利用等に関する調査検討委員会」を設置[6]し公共交通利用の際の要件の見直しが始まった．

今後は，東京モーターショー2015 での反響やアンケートの分析，社会動向の変化を踏まえて，量産性を加味した実走行モデルを制作し，リアルワールドでのデザインと機能のブラシュアップ，人と社会をつなぐコミュニケーションツールとしての検証を進めたいと考える．

すべての人が，心から安心して，どこへでも自由に移動することができる，そんな社会の実現を目指し，継続的な研究開発を進めていきたい．

参考文献

（1）国土交通省国土審議会政策部会長期展望委員会：国土の長期展望 中間とりまとめ概要，p. 7, (2011)

（2）http://www.its-jp.org/wp-content/uploads/2013/11/ITS-future-vision_j_140130.pdf

（3）矢口忠博，原田和典：次世代パーソナルモビリティ実証実験における地域デザイン活動，Honda R&D Technical Review, Vol. 26, No. 2, p. 196-201

（4）矢口忠博，増渕義則，山村誠，仲本剛，川島英敏：電動カートの利用が高齢者の QOL に与える影響に関する実証実験，Honda R&D Technical Review, Vol. 27, No. 1, p. 72-78

（5）田島孝光：生体機構に学ぶ次世代ステアリングシステムの開発，電気学会誌 Vol. 132, No. 9, p. 622-625, (2012)

（6）http://www.mlit.go.jp/report/press/sogo09_hh_000129.html

■著　者■


矢口忠博


後藤芳奈


阿部允宏


鳥井貴彦


三輪あさぎ

Honda Smart Home System の実証実験結果

Honda Smart Home System Experiment Results

金 井 靖 司* 山 田 想*
Yasushi KANAI So YAMADA

要 旨

一般家庭における CO_2 排出量半減，さらにはゼロを目指し，家庭用小型コージェネレーションシステム，太陽光発電，電気自動車と Smart e Mix Manager で構成される Honda Smart Home System を用いた家庭での CO_2 排出量削減効果を調査すると共に，生活の質を落とすことなく CO_2 排出量削減を行うための課題を探り，CO_2 排出量ゼロ化への道筋を探るべく約３年間の実証実験を行った．この結果，実証実験住宅と同じ建物で電力会社から電力を購入し，高効率ガス給湯器にてお湯を沸かし，実証実験を行った家庭と同じ電力量と熱量を消費したと想定した従来型の家庭に対して，CO_2 削減：51% という結果が得られた．また，太陽熱温水器やバイオフューエルなど再生可能エネルギーを用いることで CO_2 排出量ゼロの方向性が得られた．

ABSTRACT

An experiment has been carried out over a period of approximately three years using the Honda Smart Home System, which comprises micro combined heat and power generation system in combination with photovoltaic power generation, electric vehicle, and Smart e Mix Manager and is conceived to reduce CO_2 emissions from ordinary homes to one-half and then eventually to zero. The purpose of the experiment was to study the effectiveness of the system in reducing CO_2 emissions from the home, to examine the issues involved in reducing CO_2 emissions without lessening the quality of life, and to explore possible approaches to achieving zero CO_2 emissions. At a building identical to the experimental house, electric power was purchased from an electric utility company and a highly efficient gas hot water heater was used to make hot water on the assumption that a conventional household was consuming the same amount of electric power and heat as the household where the experiment was conducted. The result was that the experimental house achieved a 51% reduction in CO_2 emissions. When solar water heaters, biofuel, and other such renewable energy sources were used, a potential direction was found for achieving zero CO_2 emissions.

1．はじめに

現在，地球温暖化の主な原因の一つである温室効果ガス（GHG）排出量の削減が求められ，その取り組みの一つとして太陽光発電（PV）などの再生可能エネルギーの利用が進められている[1]．また，分散型エネルギーを一定規模のコミュニティ内で面的に利用し，平常時は省エネ，非常時はエネルギー供給の確保を可能とする地産地消型のエネルギーシステムの構築も進められており[2]，地方自治体ではそれを用いて地域産業の活性化や災害に強い地域を模索する動きがある．このような背景のもとで本田技研工業株式会社とさいたま市は E-KIZUNA Project 協定を結び，多様なエネルギー供給と多様な電動車両の利用よる，災害に強い環境未来都市の提案に向け取り組むことに合意した[3]．具体的には，さいたま市の市有地を借り受けて実験用の住宅を建設し，エネルギーの地産地消と，自立可能なホームコミュニティの検討，災害時にも対応できる暮らしのエネルギー供給システム（Honda Smart Home System[4]：HSHS）の効果検証を目指した実証実験を実施している．

2．目的

（1）HSHS の効果を実証することを第一の目的とし，CO_2 排出量半減を目標とした．
（2）2020 年に CO_2 排出量ゼロを達成するための方向性を提案すること，を第二の目的とした．

＊汎用 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2017_29_1_17

3．実験方法

以下に実証実験の測定期間，対象，使用機器などの概要を示す．

3.1. 実証実験の期間概要

建物および計測システムは，2012 年 4 月末に完成し 5 月に居住を開始した．計測システムの動作確認，調整期間を経た同年 7 月以降からのデータを実証実験の解析に用いた．なお電気自動車（EV）は，2012 年 12 月から 2014 年 11 月末まで使用した．なお，この実証実験は弊社生命倫理委員会の承認を受けたのちにおこなっている．

3.2. 実証実験対象

実証実験棟は積水ハウス株式会社製の軽量鉄骨プレハブ工法の二階建て住宅である．Fig. 1, Fig. 2 にその外観を示す．

Table 1 に建物の概要を示す．建物は平成 11 年に改正告示された“住宅に係わるエネルギーの使用の合理化に関する建築主の判断と基準”に示されている，さいたま市での熱損失係数［2.7 W/(m^2·K) 以下］[5] を満足している．

各居室に一台ずつ設置した冷暖房用エアコンの概要を Table 2 に示す．以下で示す概要は，公表されている値を記載した．

Table 3 にガスファンヒータ，温水温風ヒータの，Table 4 に温水床暖房の概要を示す．これらの暖房機器は一階に設置した．



Fig. 1　Southwest side appearance of experimental house



Fig. 2　Northwest side appearance of experimental house

Table 1　Experimental house specifications

Total floor space	171.13 [m^2]
Heat loss coefficient	2.03 [W/(m^2·K)]
Building orientation	South

Table 2　Air conditioner specifications

Installation location	Cooling capacity	Heating capacity
1st floor living room	7.1 [kW]	8.5 [kW]
1st floor Japanese-style room	2.2 [kW]	2.5 [kW]
2nd floor master bedroom	2.2 [kW]	2.5 [kW]
2nd floor south bedroom	2.2 [kW]	2.5 [kW]
2nd floor north bedroom	2.5 [kW]	2.8 [kW]

Table 3　Heater specifications

Heater type	Installation location	Heating capacity
Hot water heater	1st floor Japanese-style room	3.5 [kW]
Gas fan heater	1st floor Japanese-style room	5.81 [kW]
Hot water heater	1st floor bathroom	4.1 [kW]

Table 4　Hot water floor heating specifications

Installation location	Heating area
1st floor kitchen	2.4 [m^2]
1st floor living room	8.0 [m^2]
1st floor dining room	7.2 [m^2]

実証実験棟の住宅設備概要を以下に示す．

- LED 照明と 24 時間換気システムを用いた．
- 給湯，温水暖房機器の熱源には家庭用小型コージェネレーションシステムを用いた．
- 2013 年 12 月にガスファンヒータを一階和室に用意した．
- 厨房設備はガスコンロを用いた．
- ガスは都市ガス（13A）を用いた．

3.3. 使用機器，比較対象機器

以下に本実証実験で使用する機器と，比較対象として想定する機器を説明する．

3.3.1. 家庭用小型コージェネレーションシステム

家庭用小型コージェネレーションシステム（MCHP）は，ガスエンジン発電機を用いた発電ユニットと，補助ボイラを内蔵した貯湯ユニットで構成されたシステムである．発電ユニットで発電した電力は，MCHP が接続された家庭内ですべて消費される．余剰電力が発生した場合は，発電ユニットに内蔵したヒータでお湯に変換する．実証実験棟では市販の MCHP であるエコウィル（エコウィルは大阪ガス株式会社の登録商標）[6] と同一性能のものを設置したが，停電時に Smart e Mix Manager（SeMM）[4] からの指令で自立運転による発電が可能になるように機能を追加した．Table 5 に発電ユニット，Table 6 に貯湯ユニットの概要を示す．

3.3.2. 太陽光発電

太陽光発電システムは，株式会社ホンダソルテック製の太陽電池とパワーコンディショナ（PCS）を使用した．

Table 5 MCHP power generation unit specifications

Power generation output	1.0 [kW]
Exhaust heat output	2.5 [kW]
Gas consumption	4.21 [kW]

Table 6 MCHP hot water tank unit specifications

Hot water temperature	Approx. 75 [°C]
Hot water storage tank capacity	90 [L]
Reheating capacity	12 [kW]
Heating capacity	17.4 [kW]
Maximum gas consumption	50.0 [kW]

PV が発電した電力は PV が接続された家庭内で消費されるが，余剰電力が発生した場合は電力会社に逆潮流する．Table 7 に太陽電池アレイ，Table 8 に PCS の概要を示す．

3.3.3. SeMM

SeMM は MCHP，PV，EV を組み合わせて使用した時に熱と電力を統合制御する装置である．また，停電時に MCHP を起動させ，PV からの電力と合わせて特定のコンセントに電力を供給する機能を有している．Fig. 3 に HSHS の概要図を示す．

3.3.4. 車両

実証実験棟居住者の主たる交通手段として FIT EV[7] を使用した．FIT EV には車載ロガーを搭載して走行距離，充電量等を記録した．

Table 7 Photovoltaic array specifications

Manufacturer	Honda Soltec
Cell type	CIGS
Nominal maximum output	4.44 [kW]

Table 8 PCS specifications

Manufacturer	Honda Soltec
Rated capacity	4.0 [kW]
Power conversion efficiency	94.5 [%]

3.4. 計測

本実証実験では，住宅，MCHP，PV の電力量や熱の需要と供給量，および環境状況を分析するため，電力，圧力，温度，流量など約 200 項目を一秒ごとに計測した．熱量は直接計測できないため計測した温度，圧力，流量から算出した．

3.5. CO_2 削減効果の評価方法

今回，実際にデータを取得するのは一世帯のみである．HSHS による CO_2 削減量は，まったく同じ住環境で同じ生活を，HSHS の無い住宅でおこなった場合と比較するのが妥当と考えて，条件および方法を以下の様に設定した．

- HSHS を導入していない従来型の住宅を想定し，実証実験棟と同じエネルギー需要を満たす電力とガスの購入量を算出する．この住宅を CO_2 削減量の比較対象とし，従来型住宅と表記する．この従来型住宅と実証実験棟での実際の電力およびガス購入量の差分がエネルギー削減効

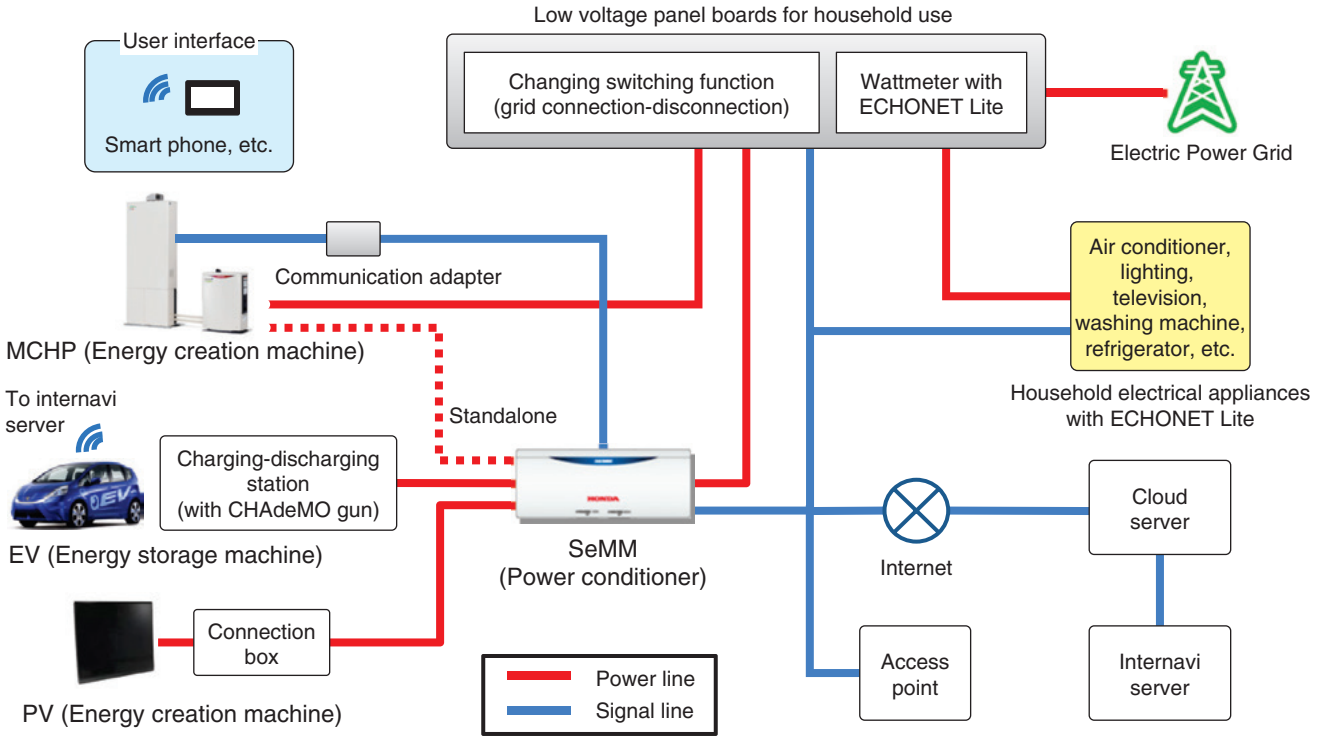


Fig. 3 System configuration of HSHS

Table 9　CO_2 emissions per unit

Type	CO_2 emissions per unit
Electric power	0.192 [kg-CO_2/MJ]
City gas 13A	0.057 [kg-CO_2/MJ]
Gasoline	2.322 [kg-CO_2/L]

Table 10　High-efficiency water heater specifications

Energy consumption efficiency	Energy consumption efficiency	93 [%]
	Hot water supply	95 [%]
	Hot water heating	87 [%]

Table 11　Vehicle specifications

		Experimental house	Conventional house
Name		FIT EV	FREED
Model		ZAA-ZA2	DAB-GB3
Dimensions	Full length	4,115 [mm]	4,215 [mm]
	Full width	1,720 [mm]	1,695 [mm]
	Total height	1,580 [mm]	1,715 [mm]
Mass		1,470 [kg]	1,290 [kg]
Fuel consumption (JC-08)			16.6 [km/L]
		106 [W·h/km]	
Battery	Type	Lithium ion	
	Capacity	20 [kW·h]	

果であり，それらを各エネルギー源の CO_2 排出量原単位を用いて CO_2 削減量に換算する．Table 9 に今回の計算に用いた CO_2 排出量原単位[8]を示す．

- 従来型住宅の電力需要は，実証実験棟のコンセントなどを経由して使用した“動力と照明”と，エアコン電力消費量の和とする．この電力は電力会社から購入する．電力購入量 W_{vhc} は，“動力と照明”の電力量 W_{dpl}，“エアコン”電力消費量 W_{acu} から式（1）より求める．

$$W_{vhc} = W_{dpl} + W_{acu} \quad (1)$$

- 従来型住宅は，ガス供給会社からガスを購入し，高効率給湯器とガスコンロを用いて湯沸かしや調理を行う．冷暖房はエアコンと高効率給湯器による温水暖房で賄う．高効率給湯器[9]は 2015 年時点で一般的に販売されていた給湯，温水暖房が可能な機器を選択した．その概要を Table 10 に示す．
- 従来型住宅の熱需要 Q_{dhc} は，実証実験棟の“給湯”需要 Q_{hws}，実証実験棟の“追い炊き”需要 Q_{rh}，実証実験棟の“床暖房”需要 Q_{wh}，高効率ガス給湯器の効率 η_{ej} から式（2）より求める．

$$Q_{dhc} = (Q_{hws} + Q_{rh} + Q_{wh})/(\eta_{ej} / 100) \quad (2)$$

- 従来型住宅のガス購入量 V_{vhgc} は，従来型住宅の熱需要 Q_{dhc}，都市ガスの熱量 Hu_g，実証実験棟ガスファンヒータのガス消費量 V_{gf}，実証実験棟ガスコンロのガス消費量 V_b から式（3）より求める．

$$V_{vhgc} = Q_{dhc} / Hu_g + V_{gf} + V_b \quad (3)$$

- 従来型住宅で使う車両の走行距離は，実証実験棟の FIT EV と同じ距離にした．また，車両は FIT EV と車体の大きさが近いホンダフリード[10]を選定した．Table 11 に FIT EV とホンダフリードの概要を示す．

3.6. 居住者

居住者は共働きの夫婦，社会人と大学生の子供，の 4 人家族であった．

4．結果

実証実験棟において計測した電力購入量，ガス購入量と熱需要を以下に示す．

4.1. 電力購入量，ガス購入量

Fig. 4 に計測期間中の，年ごとおよび全期間平均の電力とガスの年間購入量を種類別分類で示す．年間データは 7 月から翌年 6 月までを一年間とした．電力は家庭内と EV 充電で使われた．それらの量的な違いを明らかにするために，家庭内にて“動力と照明”，および“エアコン”で使用した電力量（without vehicle）と，“EV 充電”で使用した電力量（EV charging）とに分けて示す．PV 発電電力量は，家庭内で使用した“PV 発電使用分”と，残りの電力会社に逆潮流された“PV 発電逆潮流分”の量的な違いを明らかにするために分けて記載した．PV 発電電力にて，家庭内で使用された分だけ購入電力量が削減された．また，逆潮流された電力は電力会社を経由して消費され，その分だけ発電所での発電量が減らせるので，これらはマイナスの値で表した．ガスは MCHP とガスコンロ，ガスファンヒータにて消費した合計である．同図にて，2014 年 7 月から 2015 年 3 月までは 9 ヶ月分のデータである．右端は各月の平均値を一年間にまとめた，全計測期間での年間平均値である．電力とガスの合計購入量は約 68,000 MJ となった．

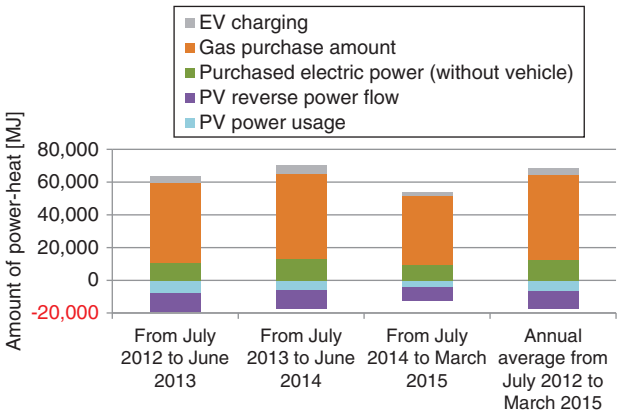


Fig. 4　Electricity and gas annual purchase amount

4.2. エネルギー需要

Fig. 4 をエネルギー需要の用途別に分類し直した図を Fig. 5 に示す．また，2013 年全国平均値[3]を参考として同図右端に示す．MCHP で消費したガス量は用途別に分類することができないため，“給湯と追い炊き”，“温水暖房”に分けて熱需要として表した．それ以外の値は“供給電力量”，“購入ガス量”として示す．

EV 充電を除く電力と熱の年間需要は約 61,000 MJ であった．この値が Fig. 4 に示す合計購入量より少ないのは，“給湯と追い炊き”，“温水暖房”の需要が MCHP からの供給量で表されているため，MCHP のガスから熱への変換効率が影響したことによる．

電力と熱の年間需要は，全国平均の約 36,000 MJ に対して 1.7 倍であった．その内容を見ると，全国平均に比べて“動力と照明”および“エアコン”の消費が多い．

“動力と照明”では，消費全体に対する構成比率は全国平均とほぼ同じだが，消費量は全国平均の 1.7 倍であった．

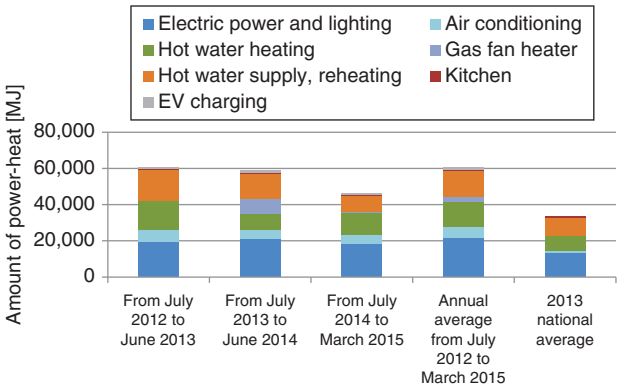


Fig. 5 Annual power and heat consumption

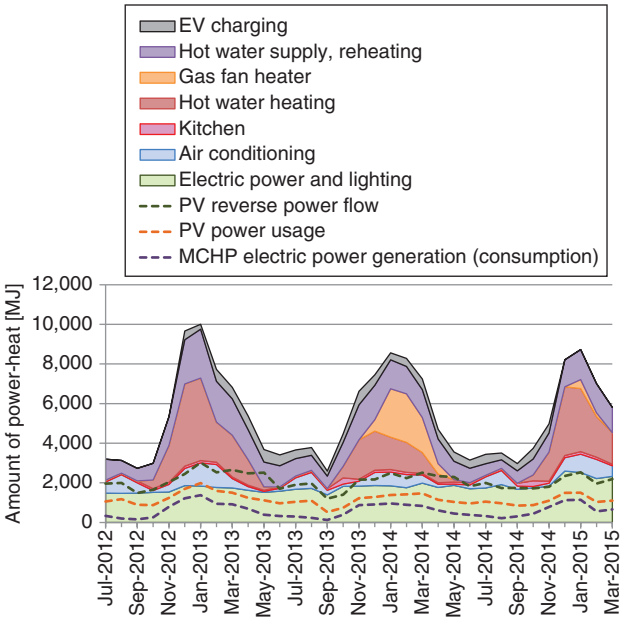


Fig. 6 Monthly electricity and heat consumption by application

また“エアコン”は全国平均の 6.4 倍，“暖房”（実証実験棟では温水暖房＋ガスファンヒータ）は全国平均の 2 倍であった．

Fig. 6 に用途別，月別の電力消費量と熱需要，ガス消費量を示す．“EV 充電”，“給湯と追い炊き”，“温水とガス暖房”，“エアコン”，“動力と照明”は，それぞれの用途で消費された電力量と熱需要を示し，これらを積み上げ面グラフで表した．また PV 発電は，“PV 発電使用分”と“PV 発電逆潮流分”に分けて記載した．PV 発電と MCHP 発電は積み上げ線グラフで記載した．電力消費である“エアコン”と“動力と照明”の合計と，“PV 発電使用分”，“PV 発電逆潮流分”，“MCHP 発電”の合計が各月とも近い値になった．

2013 年 12 月より，一階和室の温水温風暖房機の代わりにガスファンヒータを導入して，暖房用熱量利用効率の向上を目指した．エアコン電力量と熱需要を，ガスファンヒータ導入前の 2013 年 1 月から同年 3 月と，導入後の 2014 年 1 月から同年 3 月までで比較した．その結果，エアコン電力量は導入前に比べて 63% まで減少した．しかし，ガスファンヒータの使用によりガス使用量が増え，床暖房とガスファンヒータでの熱需要は導入前に比べて 131% に増加した．このため，この期間の暖房による電力と熱消費量は導入前に比べて 114% に増加し，電力と熱需要の減少効果は得られなかった．

4.3. 電力消費量

夏期と冬期に電力消費量が多い．その原因は Fig. 6 から判るようにエアコン消費による．

Fig. 7 に 1 月（冬），5 月（中間期），8 月（夏）の EV 充電を除く時間帯別電力消費量を示す．いずれも朝晩にピークがあり，特に夜間の消費量が多い．

Fig. 8 に各月の平均外気温とその月のエアコン電力消費量の関係を示す．エアコンの電力消費は冷房，暖房の違いでは無く，外気温に影響されていた．

4.4. ガス消費量

Fig. 6 より，ガスは冬期の消費量が多く夏期の約 5 倍で

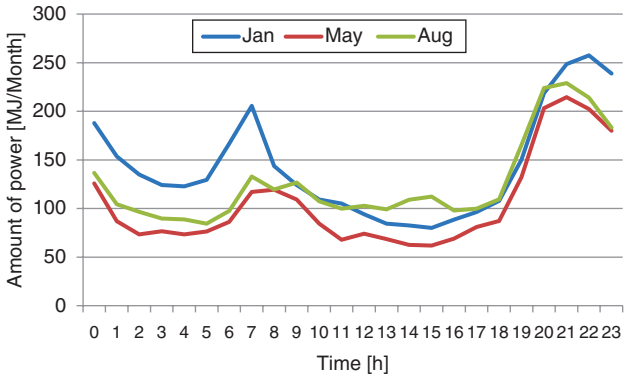


Fig. 7 Hourly electric power consumption with EV charging excluded

ある．これは，厨房のほかに給湯と暖房の熱源として使用していることによる．

Fig. 9 に 1 月，5 月，8 月の MCHP の時刻別のガス消費量を示す．季節によらず給湯，追い炊き消費が多い朝と夕方に消費されていた．

4.5. 熱需要

Fig. 5 より熱需要は全エネルギー消費量の 1/2，暖房用熱需要は全熱需要の 1/2 を占めることがわかる．以下にその内訳を示す．

4.5.1. 暖房用の温水熱需要

Fig. 10 に月別の暖房用の温水熱需要を示す．温水暖房が 10 月から翌年 5 月まで使われ，最大で 4,200 MJ/ 月を消費していた．13 年 12 月が他の年より少ないのは，温水温風暖房機からガスファンヒータに交換したことによる．

Fig. 11 に一ヶ月間の平均外気温とその月の温水暖房熱需要の関係を示す．平均外気温が 20℃ を下回る頃から温水暖房が使われはじめ，平均外気温が下がるごとに需要が増えていた．

4.5.2. 給湯，追い炊き熱需要

Fig. 12 に 1 月，5 月，8 月の時刻別の給湯と追い炊き熱需要を示す．“朝に入浴していた”という居住者のコメントが得られ，それを裏付けるように朝の需要が多い．また，暖房消費と異なり夏期 8 月の昼間にも需要があった．

4.6. CO_2 排出量削減効果

Fig. 4, Fig. 5, Fig. 6 に示したエネルギー消費量より，3.5. 節に述べた方法で評価した従来型住宅と，実証実験棟の種類別 CO_2 排出量を Fig. 13 に示す．実証実験棟では MCHP が使用されているためガス消費量が増え，その分 CO_2 排出量が増えた．一方，MCHP および PV の発電により電力購入量が減りその分の CO_2 排出量が減ったため，その差し引きにより実証実験棟における CO_2 排出量は従来型住宅に比べ 51% の削減となった．

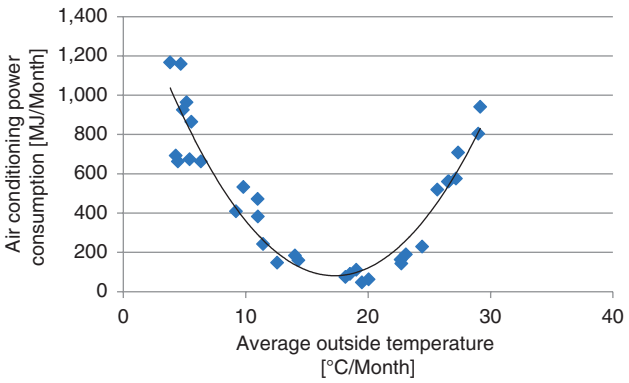


Fig. 8　Average air temperature and air conditioning power consumption

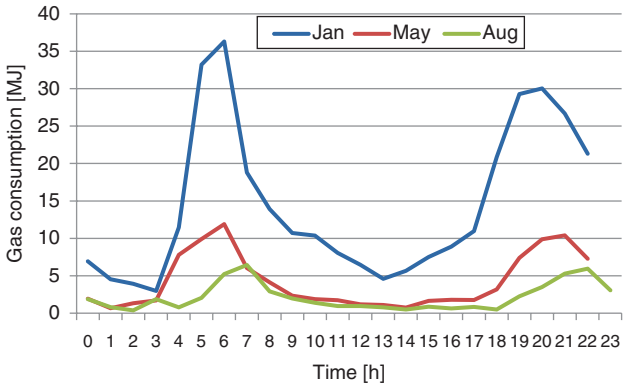


Fig. 9　Hourly MCHP system gas consumption by month

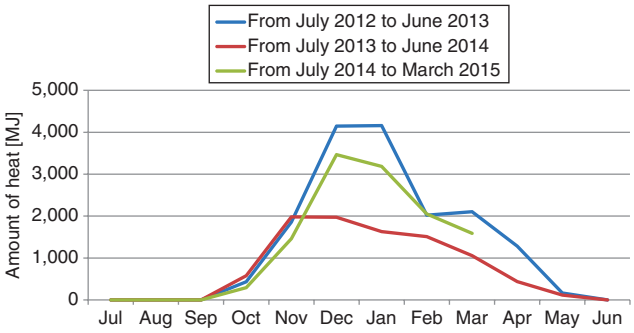


Fig. 10　Monthly hot water heat consumption for heating

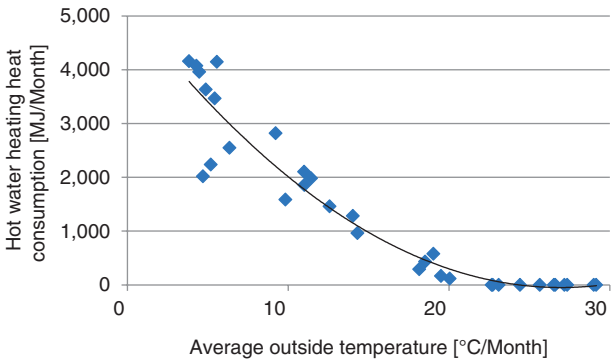


Fig. 11　Average outside temperature and hot water heat consumption for heating

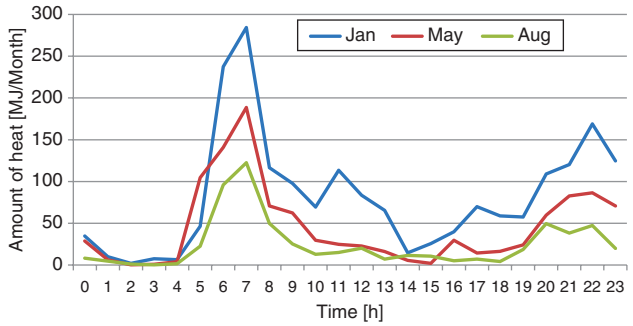


Fig. 12　Monthly hot water supply - Reheating heat consumption by hour

Fig. 14 に用途別，月別の CO_2 排出量を示す．同図にて“エアコン”，“動力と照明”，“EV 充電”は電力の消費による，“温水とガス暖房”は，温水や熱を得るために使用したガスの消費による CO_2 排出量である．“給湯と追い炊き”，“温水暖房”は，各項目の熱需要の比率に合わせて MCHP のガス消費量を分別して CO_2 排出量を算出した．これらを積み上げ面グラフで表した．CO_2 削減効果は用途別に分類するのが容易ではないため，機器別に分類して同図に記載した．“EV による削減効果”は，比較対象のガソリン車と FIT EV が同じ距離を走行した場合の CO_2 排出量の差分である．“MCHP による削減効果”は，MCHP による発電量と同等の電力を電力会社から購入した場合の CO_2 排出量から，MCHP が発電用に消費したガス量に相当する CO_2 排出量を減算したものである．ここで MCHP が発電用に消費したガス量は，MCHP 発電ユニットが消費したガス量を発電量と発熱量の比で分離し，発電量に相当する量を表す．“PV 発電使用分”は，PV 発電電力のうち家庭内で消費された電力と同等の電力を電力会社から購入した場合の CO_2 排出量を表す．また“PV 発電逆潮流分”は，逆潮流された電力と同等の電力を電力会社が発電した場合の CO_2 排出量を表す．これらは CO_2 削減分として点線の積み上げグラフで表した．

“動力と照明”，“給湯”による CO_2 排出量の季節変動は少ないが，“エアコン”，“温水とガス暖房”は季節変動が大きい．また MCHP，PV，EV による CO_2 排出削減量の総和は，“動力と照明”と“給湯”による排出量を合わせた量に近い値になった．特にその値は，家庭内でのエネルギー消費量の少ない春と秋でほぼ同じになった．CO_2 削減への寄与という観点では，PV は通年にわたり効果が高いのに対して，MCHP は熱消費量が少なく運転時間の短い夏期には効果が低かった．

Fig. 15 に年間平均の CO_2 削減割合を示す．PV の効果が高く，PV 発電により家庭内で使用された電力量と電力会社に逆潮流された電力量の効果を合わせると，CO_2 削減量全体の 72% を占めた．

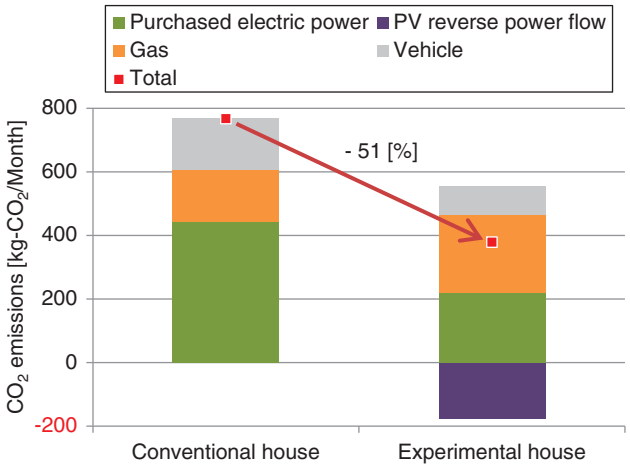


Fig. 13 CO_2 emissions by type

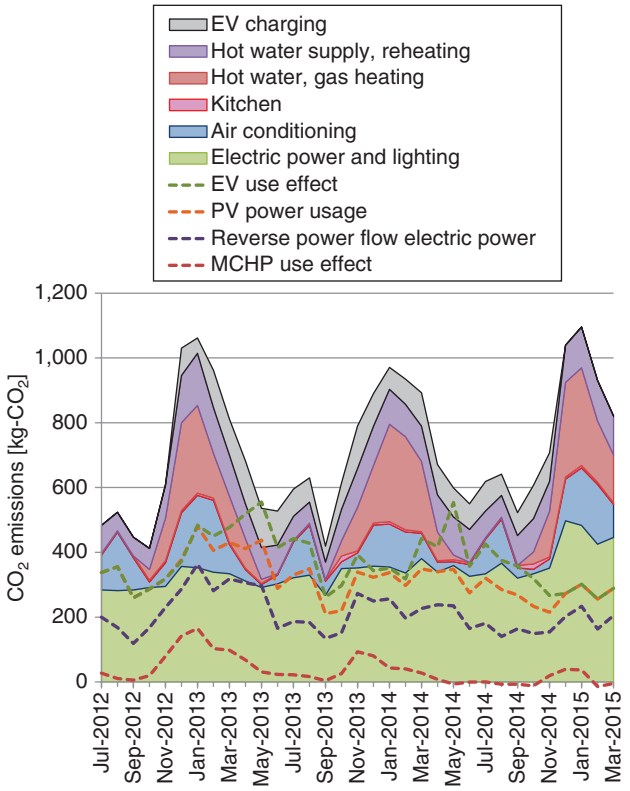


Fig. 14 Application-specific CO_2 emissions by month

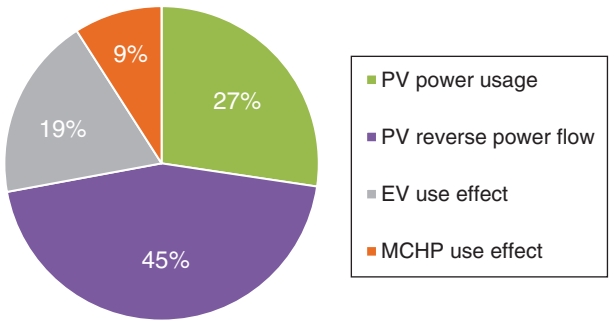


Fig. 15 CO_2 reductions

5．考察

4 章より，PV は CO_2 排出量削減に高い効果があることが判った．しかしながら，より高い CO_2 排出量削減効果を目指して PV の出力を増しても，地域全体での電力逆潮流量が増えた場合に PV の出力が抑制される場合[11]がある．したがって，CO_2 排出量ゼロを単純に PV の出力を増やすことで達成するのは容易ではないと考える．そこでエネルギーの地産地消をふまえて，電力購入量と PV による電力逆潮流量がほぼ等しい家庭において，CO_2 排出量ゼロを達成する方法を考察する．

4章より，主にガス購入により賄われていた熱需要に由来する CO_2 排出量を減らす必要があることが判った．これを具現化するには以下の方法が考えられる．

（1）太陽熱温水器やヒートポンプなど，より高効率な熱源機を用いてガス購入量を減らす．

（2）購入するガスを，バイオ燃料など再生可能エネルギーに置き換える．

（1）の方法にて太陽熱温水器を用い，給湯と追い炊き，暖房によるガス購入での CO_2 排出量を削減する方法を検討する．

Fig. 16 に，本実証実験とは別に計測した真空管式太陽熱温水器の各月の平均集熱効率を示す．

この結果を基に，Table 12 のような太陽熱温水器を追加設置した場合の効果を試算する．以下にその試算条件を示す．

- MCHP 補助ボイラで供給された熱エネルギーを，すべて太陽熱温水器で作った熱に置き換える．また，その分だけ補助ボイラの運転を止める．
- 熱需要より太陽熱温水器の発生熱量が多いときは，余剰熱量を発生させないように MCHP 発電ユニットの運転時間を短縮する．
- MCHP 発電ユニットの運転時間短縮により減少した電力量は，電力会社からの電力の購入で充当する．

Fig. 17 に CO_2 排出量の試算結果を示す．実証実験棟に 4 m^2 の太陽熱温水器を設置した場合は，設置しない場合に比べ 10% の CO_2 削減効果が期待できる．太陽熱温水器を設置しない場合に比べ，MCHP 発電ユニットの運転時間は短くなる．これにより電力購入量は増えるがガス購入量は減るので，全体では CO_2 排出量が削減される．

次に，太陽熱温水器の面積をさらに増やした場合の CO_2 排出量の削減効果試算を Fig. 18 に示す．

太陽熱温水器の面積を 32 m^2 まで増やしても，CO_2 排出量の削減率は 71% にとどまる．これは，太陽熱温水器の効果による CO_2 排出量の削減と，電力購入量の増加に伴う CO_2 排出量の増加のトレードオフによるものである．したがって，太陽熱温水器を追加設置するのみでは CO_2 排出量をゼロにできないことがわかった．

ガス購入での CO_2 排出量をゼロにするには，化石燃料を使用することなく家庭内の熱需要を満たす必要がある．その方法として，以下の方法が考えられる．

(a) ガスを，再生可能エネルギー由来の水素やバイオ燃料など，CO_2 排出量がゼロと見なされる燃料に置き換える．

(b) 熱源機をヒートポンプなど電力駆動のものに置き換え，PV 発電電力により動作させる

(b) の方法にて，熱を全てヒートポンプで賄う場合と，太陽熱温水器 4 m^2 および補助熱源としてヒートポンプを加えて賄う場合とで，CO_2 排出量をゼロにするために必要な PV 出力を試算する．ヒートポンプの効率は，本実証実験とは別に計測した Fig. 19 に示すデータを用いる．

Table 12　Solar water heater

Heat collection area	4 [m^2]
Endothermic efficiency	50 [%]
Amount of insolation	By experimental house data

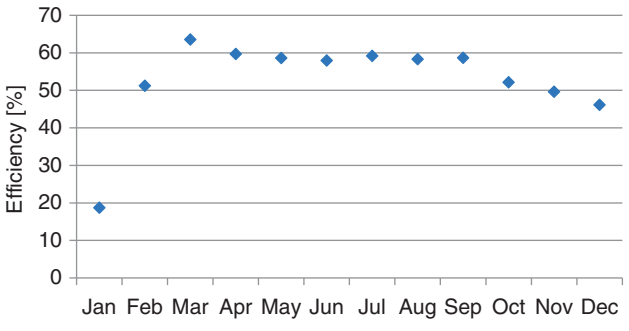


Fig. 16　Measured heat absorption efficiency of solar water heaters

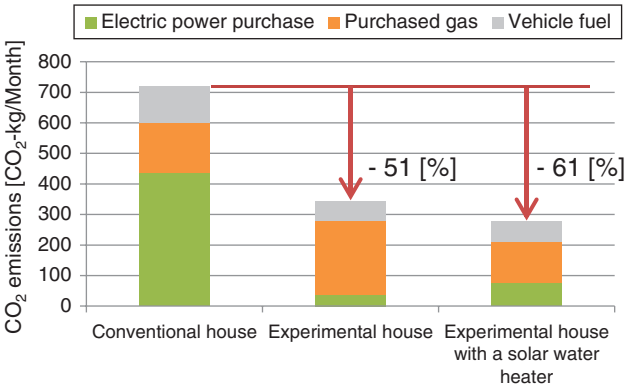


Fig. 17　Simulated CO_2 reduction effect of HSHS

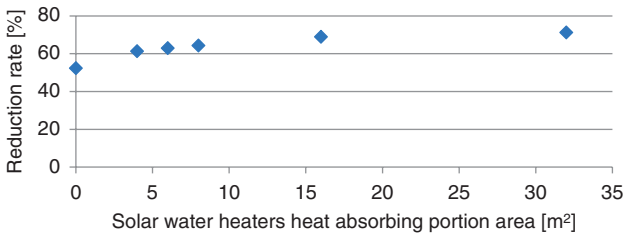


Fig. 18　Simulated CO_2 reduction effect of solar water heaters

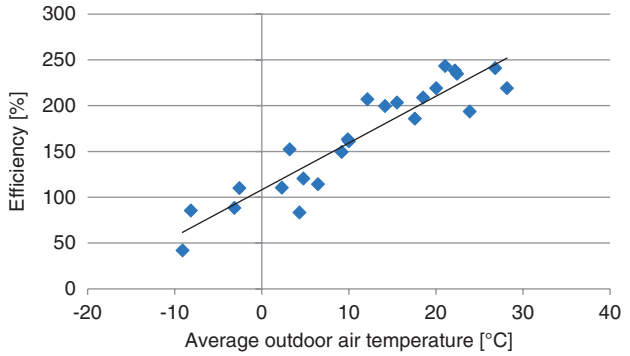


Fig. 19　Measured efficiency of heat pump

Table 13 Estimated PV output required to achieve zero CO_2 emissions with heat pump

Conditions	PV output [kW]
Heat pump	10.1
Heat pump with solar water heater 4 [m^2]	7.1

Table 13 に試算結果を示す. 熱源機を MCHP から太陽熱温水器 4 m^2 とヒートポンプを組み合わせて用いる場合でも, 実証実験棟の倍近い PV 出力が必要であることが判った. これを具現化するには屋根面積を超える PV 設置面積が必要で有り, 現実的な解として採用するのは容易ではない.

以上より, 電力購入量と PV による電力逆潮流量がほぼ等しい場合において, HSHS に以下の変更を加えても CO_2 排出量ゼロを達成するのは容易ではないことが判った.

- MCHP をヒートポンプに置き換える.
- MCHP を太陽熱温水器とヒートポンプとの組み合わせに置き換える.

従って CO_2 排出量ゼロを達成するためには, 5 章の最初に記載した二通りの方法にて (2) で示す“購入するガスを CO_2 排出量がゼロと見なされる燃料に置き換える”方法を, 今後の検討の方向性として加える必要がある.

6. まとめ

HSHS を用いたときの CO_2 排出量削減効果と, それにより CO_2 排出量を半減できたことが示され, 第一の目的と目標は達成した. また, CO_2 排出量ゼロに向けては, 暖房など熱源用のエネルギーによる CO_2 排出量が鍵となることが判った.

実証実験の次のステップでは, 現状の HSHS に太陽熱温水器を加えて 5 章で述べた CO_2 排出量削減効果を検証する予定である. しかし, それだけでは CO_2 排出量をゼロに出来ないことも 5 章で導かれた. そこでさらに先のステップとして, 再生可能エネルギー由来の水素やバイオ燃料など CO_2 排出量がゼロと見なされる燃料を用いる方向性を提案した.

参考文献

(1) 環境省 : 平成 28 年度環境省重点施策, http://www.env.go.jp/guide/budget/h28/h28juten-2.pdf, 2017/1/17

(2) 官邸 : 地産地消型など再生可能エネルギー等の導入促進, http://www.kantei.go.jp/jp/topics/2015/0109siryou1-8.pdf, 2017/1/17

(3) さいたま市 :E-KIZUNA Project, http://www.city.saitama.jp/001/009/004/001/002/p013909.html, 2017/1/17

(4) 津野康一, 小谷尚史, 土橋学, 小出文隆, 福重貴浩, 有吉斗紀知:Honda Smart Home System の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.26, No.1, p.11-16

(5) (社) 日本サステナブル建築協会:平成 11 年省エネ基準の概要, http://lowenergy.jsbc.or.jp/top/house/enecon/heisei11.html, 2017/1/17

(6) 東京ガス (株): エコウィル, http://home.tokyo-gas.co.jp/living/ecowill/lineup/index.html, 2017/1/17

(7) 本田技研工業 (株) :FIT EV, http://www.honda.co.jp/FITEV/spec/, 2016/6/7

(8) (社) 日本ガス協会:CO_2 排出量, http://www.gas.or.jp/kankyo/co2taisaku_20130221.pdf, 2017/1/17

(9) 東京ガス (株): エコジョーズ, http://tg-gamedios.tokyo-gas.co.jp/landing/images/TKG00001/orig/28/110493113651SZ00.pdf, 2017/1/17

(10) 本田技研工業 (株) :ホンダフリード, http://www.honda.co.jp/auto-archive/freed/2014/webcatalog/performance/#spec, 2017/1/17

(11) 資源エネルギー庁 : 固定価格買い取り制度の運用見直し等について, http://www.meti.go.jp/press/2014/01/20150122002/20150122002-3.pdf, 2017/1/17

■著 者■



金井靖司



山田 想

振動応力と熱応力を同時に考慮した二輪車排気システムの疲労耐久性予測手法の構築

Establishment of Prediction Method for Fatigue Durability Applied for Exhaust System in Motorcycle by Coupled Simulation of Vibrating Stress and Thermal Stress

栗原　博*　Hiroshi KURIBARA
中村　健一郎*　Kenichiro NAKAMURA
堀川　博史*　Hiroshi HORIKAWA
寺口　尚志*　Takashi TERAGUCHI
永田　登章*　Takanori NAGATA
北村　大介*　Daisuke KITAMURA

要　旨

本研究では，設計段階での適用が可能な，二輪車の排気システムの疲労耐久性の予測手法を構築した．この予測手法では，振動応力，熱応力，部品の組み付けにより発生する応力，高温時における材料の疲労限度の低下が同時に考慮される．振動応力の予測には，車両全体の振動特性とエンジン振動による加振力を精度良くモデル化するために，フレキシブルマルチボデーダイナミクスの手法を用いた．また熱応力の予測には，有限要素法に基づく熱伝導解析と熱変形解析を用いた．熱応力の予測に必要となる温度分布については，１次元のエンジンサイクルシミュレーション技術と，３次元 CFD による車両周りの空気流れ解析技術を組み合わせた伝熱解析技術を用いて予測をおこなった．本研究の妥当性を調査するために，振動応力，温度分布，熱応力，疲労安全率のそれぞれについて，予測値と実験結果の相関検証を実施した．提案した手法による予測値は実験結果と高い相関性を示し，本手法の有効性が確認された．

さらに，本研究にて構築した技術の製品開発プロセス内での適用事例を紹介する．設計初期段階で本手法を活用することにより，疲労破損が予想される部位に対し設計段階で対策をおこなうことが可能となった．本手法の確立により，排気システムの効率的な開発が可能となった．

ABSTRACT

A method applicable to a design of a motorcycle exhaust system in its early design process that predicts fatigue strength was developed. In this prediction method, vibrating stress, thermal stresses, stress resulting from component assembling of the exhaust system and deterioration of strength of materials originated from fatigue by high temperature are simultaneously taken into account. For the prediction of vibrating stresses, flexible multibody dynamics was applied to get accuracy of vibration characteristics modeling for the entire motorcycle structure and for exciting forces delivered from the engine vibrations. Thermal conduction analysis and thermal deformation analysis based on finite element method (FEM) were applied for the prediction of thermal stresses caused in the exhaust system components. For prediction of the thermal stresses, temperature distributions on the surfaces of the exhaust system components are required. To estimate the temperature distributions, heat transfer analysis, which is composed of a one-dimensional (1D) engine cycle simulation and an air flow simulation for the air around the vehicle by 3D-CFD, was implemented. For the validation of the developed method, correlations between the results of simulations and actual measurements were analyzed for the vibrating stress, the temperature distribution, the thermal stress and the fatigue safety factor. High correlations were yielded between them proving the validity of the new method.

In this paper, some of the application examples of newly developed method to an early stage of the development process are also presented. Through the examples, it is shown that the application of the new method effectively help designers implement feasible measures for potentially frail areas against fatigue. As a consequence, the new method enhances the efficiency of the development of the exhaust system.

＊二輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2017_29_1_18

1．はじめに

近年，開発プロセスの効率化の１手段として，設計段階においてCAE解析技術が活用される領域が拡大している．しかし，複数の部品から構成される構造体や，複数の物理現象の影響を受ける部品に対しては必要とされる解析精度を得ることは容易ではなく，設計段階で性能を予測しきれない領域が残っているのが実状である．このような特性を有する構造体の一つに二輪車の排気系部品がある．二輪車の排気系部品には，振動応力と熱応力とが同時に作用する．また温度が上昇するにつれ，材料の疲労強度が低下する．排気系部品の疲労耐久性を予測するためにはこれらの物理現象を同時に考慮する必要がある．排気系部品は疲労耐久性の観点において設計評価が容易ではない部品の一つであるといえる．

従来の製品開発のプロセスでは，排気系部品の疲労耐久性は三つの段階で評価されていた．一つめの段階は設計段階である．この段階では，疲労耐久性は有限要素法（FEM）解析により予測された振動応力と熱応力によって評価されていた．しかし，この評価手法には以下の三つの課題があり，適切な強度評価がおこなえているとはいえない状況にあった．一つ目の課題は，振動応力の予測において，排気系部品の支持や結合に用いられるラバーブッシュやガスケットの非線形な剛性特性や，エンジン振動に起因する加振力についての適切なモデル化がおこなわれていなかったことである．二つ目の課題は，熱応力を予測するための適切な温度条件を予測する手法が構築されていなかったことである．三つ目の課題は熱応力と振動応力が個別に評価されていたことである．正しい評価のためには，熱応力と振動応力はテンソル量として足し合わされ，疲労限度線図上で評価されるべきである．

耐久性の評価の二つめの段階は，試作車両のシャシダイナモ上での性能計測の段階である．この段階では，排気系部品の疲労耐久性はひずみゲージを用いた応力計測により評価されていた．ひずみゲージは熱応力と振動応力の同時計測が可能であるが，一般的なひずみゲージの許容温度は排気系部品の最高温度よりも低いため，許容温度を超える部位における精度の良い計測は容易ではなかった．また，計測チャンネルの数には限りがあることからすべての弱点部の計測がおこなわれているとは限らなかった．

三つめの段階は試作車での耐久試験の段階である．上で述べられたようにこれまでの段階での耐久性の評価は不十分なものであったため，試作車の排気系部品は耐久試験中にしばし破損していた．耐久試験における破損は製品開発の遅れのみならず，対策に要する工数の増大の原因となる．このような背景により，製品開発の初期段階に排気系部品の疲労耐久性を予測可能な技術が強く求められていた．

排気系部品の疲労耐久性に関する研究は過去にも多くなされている．設計段階において疲労耐久性を予測するための研究がいくつかなされているが[(1)-(3)]，これらの研究では振動応力のみを予測するものであり熱応力は考慮されていない．一方，熱応力と振動応力の両方を取り扱った研究もなされている[(4), (5)]．しかし，これらの研究は，試作車のテスト段階での，疲労耐久性の評価と向上に焦点を当てており，設計段階でこれらの応力を予測するには至っていない．設計段階において排気システムの疲労耐久性を精度良く予測する研究はまだ報告されていない．

そこで，著者らは二輪車の排気系システムの疲労耐久性を設計段階において実用的な精度で予測する手法の構築をおこなった．本手法の特徴は，フレキシブルマルチボデーダイナミクス（FMBD），３次元CFD，１次元エンジンサイクルシミュレーション，FEMによる構造解析を連成させることにより，排気系システムの疲労耐久性の予測を試みたことである．本論文では，今回構築した予測手法と，手法の妥当性の検証結果について報告する．さらに，構築した技術の製品開発プロセス内での活用事例を示し，本技術の有効性を明らかにする．

2．疲労耐久性の予測手法の概要

2.1. 二輪車の排気系部品の構造，および応力発生のメカニズム

予測手法の説明の前に，二輪車の排気系システムの構造と，応力発生のメカニズムについて説明する．Fig. 1にモータサイクルタイプの二輪車の全体像と，排気系部品と車体との結合部の拡大図を示す．

二輪車の排気システムは，一般的に，エキゾーストパイプとマフラにより構成される．両者の間には，Fig. 1(a)に示すように，排気ガスのシール機能と振動伝達の抑制機能とを有するガスケットが挿入される．エキゾーストパイプは，シリンダヘッドと，メインフレームのマウントブラケットにて車体に結合される．エキゾーストパイプとシリンダヘッドは，Fig. 1(b)に示すように，フランジを介してボルトにより締結される．さらに，エキゾーストパイプとシリンダヘッドの間には金属製のガスケットが挿入される．エキゾーストパイプとフレームの間には，Fig. 1(c)に示すように，主に制振を目的としてラバーブッシュが挿入される．マフラはシートレールに取り付けられたマウントブラケットを介して車体に固定される．マフラとシートレールの間にも，Fig. 1(d)に示すように，ラバーブッシュが挿入される．

排気系システムは，内部を通過する排気ガスの影響を受けて熱膨張する．このとき，熱膨張が強く阻害されると，排気系システムには高い応力が発生する．この熱応力の発生を抑えるために，フレームとエキゾーストパイプの間に

挿入されるラバーブッシュは，エキゾーストパイプが熱伸びする方向を長径とする長円形状となっている．またマフラのラバーブッシュも過剰な拘束を避ける構造を持つ．その結果，ラバーブッシュの剛性特性は異方性を持ち，なおかつ非線形となる．またこの非線形性の影響により，結合部の剛性は，熱変形と，振動による変位量に依存して変化する．この結果，排気系システムの固有振動数も熱変形と振動の影響により変化する．

四輪車では，エンジンの振動の排気系システムへの伝播を抑制するために，エキゾーストパイプの上流に球面ジョイントや金属ベロウズ等の振動絶縁機構が設けられる．しかし，二輪車では，外観，スペースレイアウト，車両の運動性能に与える影響の観点から絶縁機構を持たない．この結果，二輪車のエキゾーストパイプでは，エンジン振動に起因した振動応力が発生しやすい．さらに，車体に取り付けた状態における，排気系システムの固有振動数は 50-300 Hz 程度になる場合が多く，この周波数帯域はエンジンのレシプロ運動により発生する振動の周波数帯域と重なる．この結果，排気系システムではしばし共振を原因とした過大な応力が発生し，疲労耐久性が大きく低下する．

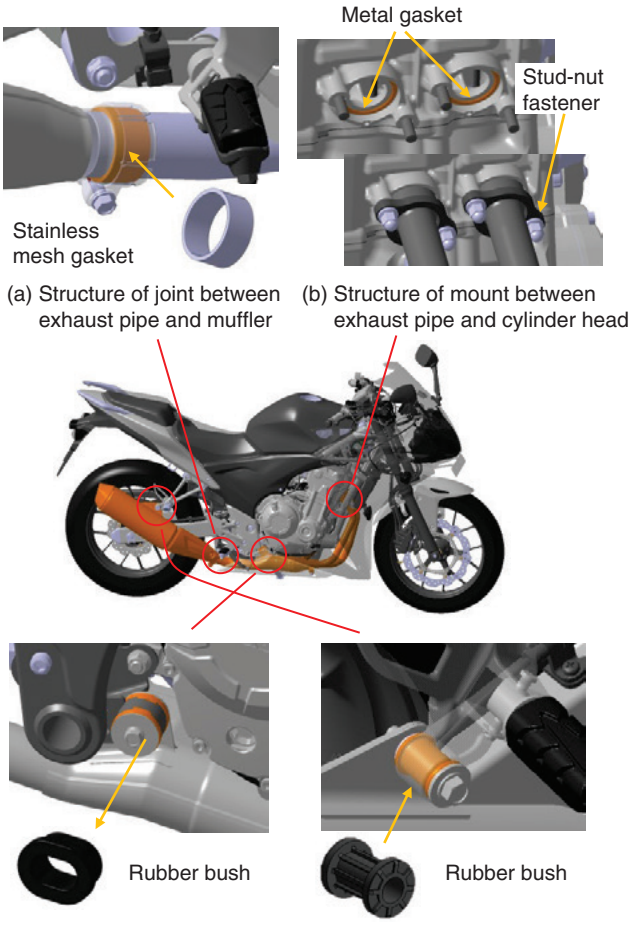


Fig. 1　Connecting structure between vehicle and exhaust system in motorcycle

さらに，排気系システムには３種類の熱応力が発生し，これらの応力が疲労耐久性を低下させる．一つ目は，前に述べた，熱膨張が阻害されることで発生する応力である．二つ目は，排気系システムの温度分布に伴い発生する応力である．三つ目は，材料の線膨張の差により発生する応力である．二輪車の排気系部品では，製品コストと外観を両立させるために，線膨張係数の異なるステンレス材料を溶接する場合が多い．この構造は，高温時において，高い応力を発生させ，疲労耐久性を低下させる．

2.2. 疲労耐久性予測手法の要件

排気系部品の疲労耐久性の予測手法には，前章で示された構造的特徴と発生応力のメカニズムが考慮されている必要がある．著者らは，予測手法の要件は下記であると考えた．

（1）実車で発生する振動応力を共振現象も含め再現できること
　（1）-a　排気系部品を含む，車両の主要な構成部品の動的な特性が再現できること
　（1）-b　それぞれの構成部品には適切なダンピングを付与し，共振時の振幅力が絶対値で再現できること
　（1）-c　エンジンの運転状態に合わせた，加振力を考慮できること
　（1）-d　熱変形や，振動による変位量に依存する，結合部の剛性の変化を考慮できること
（2）実車で発生する下記の３種類の熱応力を再現できること
　（2）-a　熱膨張が阻害されることで発生する応力
　（2）-b　温度分布により発生する応力
　（2）-c　材料の線膨張の差により発生する応力
（3）ボルト締結に伴う荷重により発生する応力を再現できること
（4）上記の応力を同時に考慮した疲労安全率を算出できること
（5）材料が高温となることでの疲労限度の低下が考慮されること

2.3. 疲労耐久性予測手法の概要

著者らは，FMBD 技術，３次元 CFD 技術，１次元エンジンサイクルシミュレーション技術，構造解析技術を連成させた予測手法を構築した．排気系部品の疲労耐久性に影響を与える因子の関連性と，四つの解析技術がそれぞれ受け持つ領域を Fig. 2 に示す．

2.4. 供試車両

手法の確立には，399 cm^3 の並列２気筒エンジンを搭載したスポーツタイプの車両を用いた．車両とエンジンの外

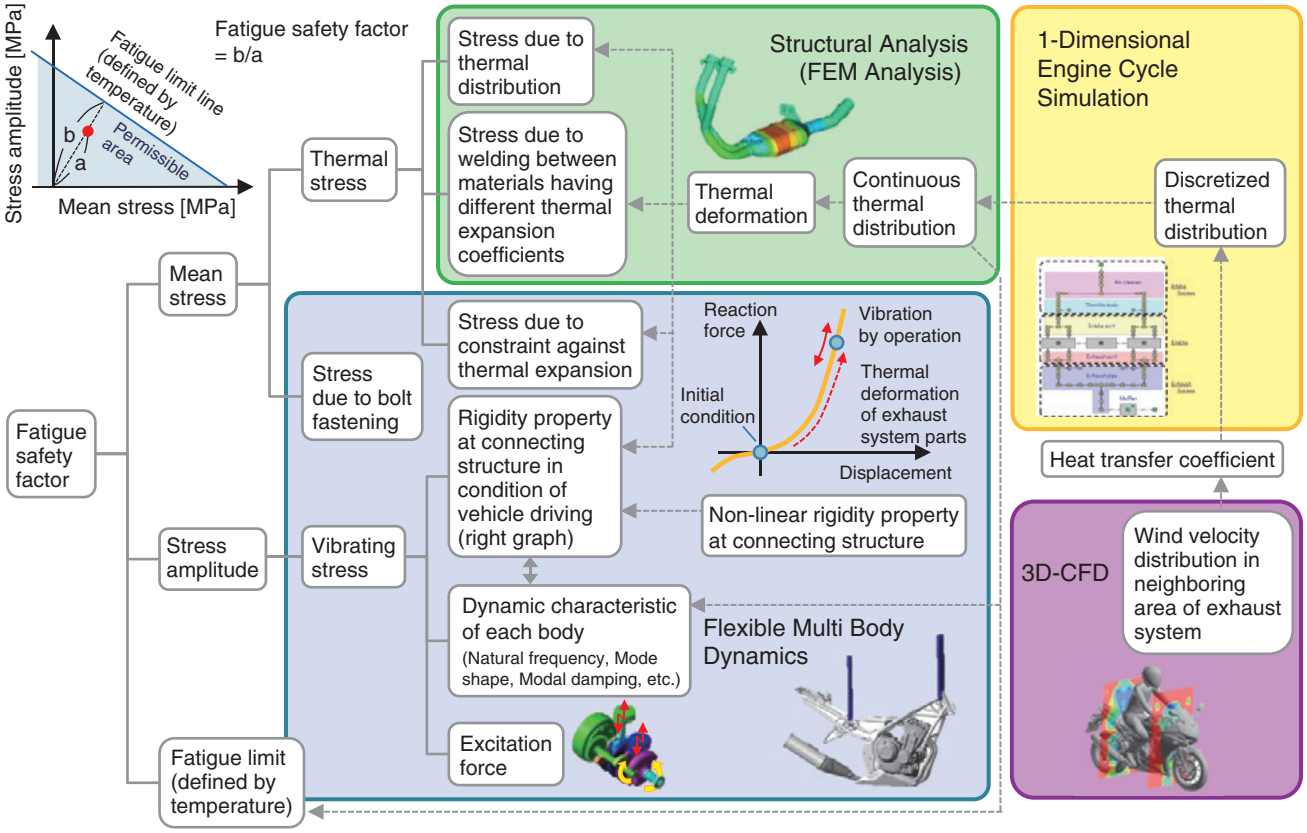


Fig. 2 Relationships among involving factors in fatigue safety factor and regions assigned by four simulation technology

Table 1 Specifications of test motorcycle used in verification tests

Specifications	
Engine type	4 stroke, Liquid-cooled, Parallel twin-cylinder
Displacement	399 cm^3
Bore and Stroke	67.0 mm × 56.6 mm
Crank shaft type	180 deg crankshaft
Balance shaft type	1st harmonic, 1 shaft
Max. brake power	34 kW at 9500 rpm
Max. brake torque	37 Nm at 7500 rpm
Frame type	Diamond
Engine mount type	Rigid mount



Fig. 3 Test vehicle and equipped engine

観を Fig. 3 に，主要諸元を Table 1 に示す．エンジンは，180 度位相のクランクシャフトが発生する偶力を低減するためのバランスシャフトを持つ．このため，エンジン加振力の主成分はクランク回転数の 2 次の成分となる．

3．振動応力予測手法

3.1. 手法の選択

従来，産業界では共振を伴う振動応力の予測には，FEM による周波数応答解析が一般的に用いられていた．一方，複雑で大規模な振動系に対する動力学的な解析手法として，近年，FMBD[6]の活用が拡大している[7],[8]．

排気系システムの振動応力の予測に必要な要素技術と，周波数応答解析および FMBD 解析の解析能力の対比を Fig. 4 に示す．周波数応答解析は線形解析であるため，排気系部品の結合部での非線形な剛性特性の再現やエンジン振動の厳密な再現に適切な手法であるとはいえない．一方 FMBD では，部品間の結合要素にて発生する荷重を一般化力として含む運動方程式と，部品間の幾何学的な拘束の方程式を連成し，数値積分により解くことでシステムを構成する部品の運動を計算する．このため，結合部での非線形な剛性特性やレシプロ系における動力学を厳密に取り扱うことが可能である．これらの理由により，著者らは，振動

応力の予測手法として，FMBD の手法に基づく，時刻歴応答解析の手法を採用した．

3.2. 排気系部品に発生する応力に影響を与える部品の明確化

解析モデルの構築に先立ち，著者らは，排気系部品の応力予測に必要な部品を明確にするための実験を実施した．この実験では，完成車から部品を段階的に取り外しながら排気系システムのいくつかの位置での加速度応答と振動応力とを計測し，その変化の度合いを比較することで排気系部品の応力への影響度の大きい部品を明確にした．実験過程における写真のひとつを Fig. 5 に示す．前後のタイヤとサスペンションシステムが外された二輪車が，柔らかいばねにより天井から吊られている．

実験において，排気系部品の応力は前後のサスペンションシステムの影響をほとんど受けなかった．一般的に，サスペンションシステムの共振周波数は数 Hz 程度であり，この周波数は排気系システムの共振周波数に対して十分に低い．このような場合，二つの振動システムはお互い独立していると見なせる．実験結果より，サスペンションシステム，さらには燃料タンクや，スロットルボデー等については解析モデルにおいて考慮する必要はないことが明らかになった．このテスト結果より，振動応力の予測モデルは，エンジン，メインフレーム，マフラのマウントブラケットを含むシートレール，マフラ，エキゾーストパイプにより構成することとした．

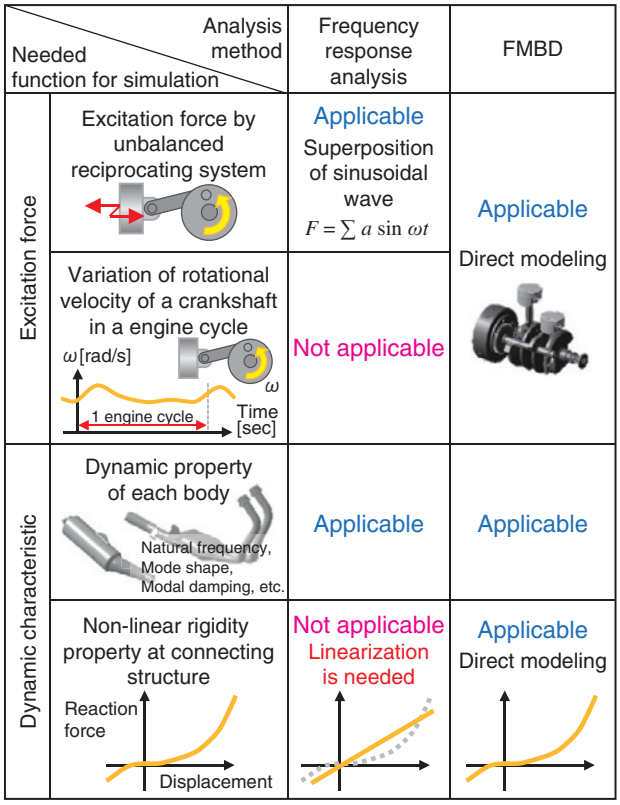


Fig. 4 Comparison between frequency response analysis and flexible multibody dynamics regarding demonstration capabilities required for dynamic response representation of exhaust system

3.3. 個々の部品の動特性のモデル化

完成車状態における排気系部品の動的な挙動を高精度に再現するためには，構成部品の，固有振動数，振動モード，モード減衰が精度良く再現されている必要がある．本研究では精度を保ちながら，計算時間を削減できるモード合成法を採用した．

モード合成法により作成したスーパーエレメントを用いた FMBD の手法では，弾性体の重心点の変位と，モード変位量が計算され，応力は直接的には計算されない．排気系部品の応力はモード変位量とモードシェイプより算出することとした．

また，排気系部品が使用される温度域では，温度に依存したヤング率の変化が無視できない．スーパーエレメントのベースとなる FEM モデルのヤング率は，それぞれの構成部品の温度に応じて設定をおこなった．

3.4. 結合要素の剛性特性のモデル化

モデル化に先立ち，結合要素の剛性特性を計測した．結合部は常に振動しているため，静的な剛性ではなく動的な剛性を計測した．

例として，マフラガスケットの剛性特性を計測するための実験装置を Fig. 6 に示す．実験装置はボデーとウェイトからなる．ボデーは加振台に固定され，ボデーとウェイトとの間にマフラガスケットが挿入される．ガスケットが挿入される部分の構造は，実際のエキゾーストパイプとマフラの結合部の構造と同一である．実験では一定の変位振幅量によりボデーを加速度スイープ加振し，ウェイトの加速度応答を計測した．入力される変位振幅量は 6 水準変化

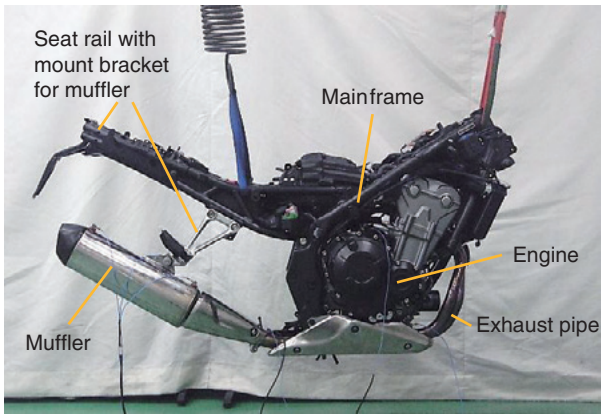


Fig. 5 Photographic view of experimental setting to identify the parts influential to the vibrational stresses on exhaust system in motorcycle

させた．ウェイトの加速度の計測結果を Fig. 7 に示す．横軸は入力周波数を示し，縦軸はウェイトの加速度応答を示す．図には入力条件違いの 6 本の応答が描かれている．図より，振幅量が増大するにつれて，システムの共振周波数が低下して行くことがわかる．この結果はマフラガスケットの剛性特性が非線形であることを意味する．

この結果を受け，本研究では非線形な特性を持つばねとダンパを用いて結合要素の剛性特性をモデル化した．ばね定数と減衰係数は，実験装置を再現した FMBD モデルを用いて決定した．使用した解析モデルを Fig. 8 に示す．ボデーとウェイトはスーパーエレメントとしてモデル化されている．ボデーとウェイトの間にはばねとダンパが挿入されており，ウェイトの応答がテスト結果を再現するよう，このばねとダンパの特性を決定した．

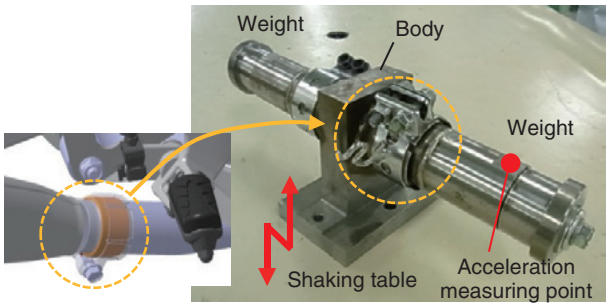


Fig. 6 Measurement of dynamic rigidity of muffler gasket

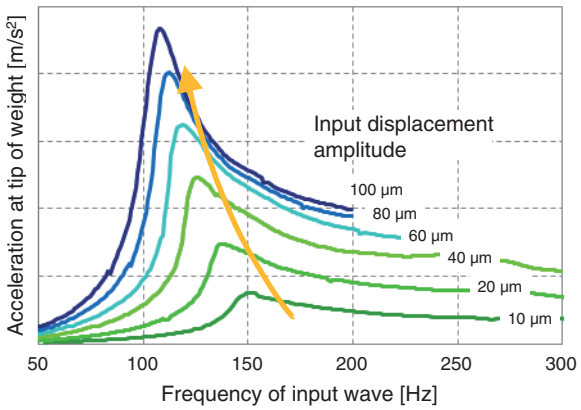


Fig. 7 Response acceleration of tip of weight

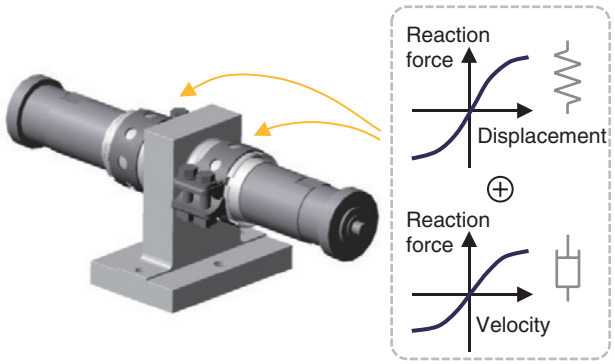


Fig. 8 Flexible multibody model used for setting dynamic rigidity property of muffler gasket

剛性特性が設定された解析モデルでの，ウェイトの加速度応答波形を Fig. 9 に示す．計算結果は Fig. 6 に示された実験結果の特徴を良く再現している．このモデル化手法を用いることにより，熱変形や振動による変位量に依存した，結合部の剛性特性の変化が再現できる．さらに，振動の振幅量に依存した，共振周波数の変化も再現できる．

3.5. エンジンの起振力

本研究では，レシプロ機構は質点系の機構モデルで表現した．さらに，この機構モデルでは，レシプロ機構の 1 サイクルの中での筒内圧の変化が考慮されている．これらにより，1 サイクル中のクランクシャフトの角速度変動を含むレシプロ機構の運動が忠実に再現されることで，エンジンの起振力が精度良くモデル化できる．

3.6. 振動応力予測モデル

振動応力予測モデルの全体像を Fig. 10 に示す．モデルの構成部品は，エンジン，メインフレーム，マフラのマウントブラケットを含むシートレール，マフラ，エキゾーストパイプである．それぞれの構成部品は，結合要素の剛性特性を再現するためのばねとダンパを介して結合される．このとき，エキゾーストパイプをシリンダヘッドへ固定する部位での，ボルト軸力も考慮される．クランクケースの中には，起振力をモデル化するためにレシプロ系のモデルが組み込まれる．メインフレームはグラウンドに対し剛性の低いばねにより固定される．

解析時間は，1000 rpm から 10000 rpm までのスイープ運転条件で約 8 時間である．

3.7. 全体挙動の相関性

解析モデルは，局所的な応力状態のみならず，排気系システム全体での振動モードを再現できる必要がある．解析モデルの妥当性を検証するために，エンジン運転時におけ

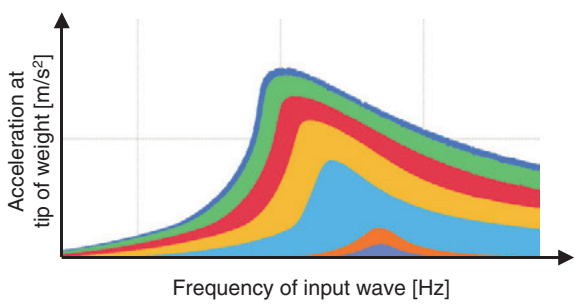


Fig. 9 Response in acceleration measured at tip of weight calculated by flexible multibody model analysis

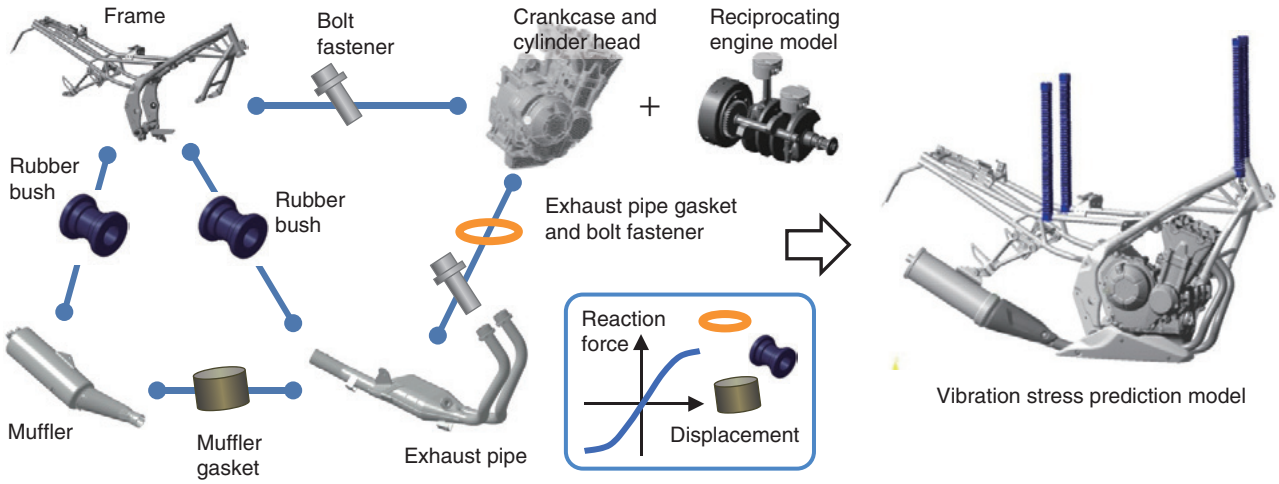


Fig. 10 Flexible multibody model to simulate dynamic responses and vibration stresses of exhaust system of motorcycle

る排気系システムの全体挙動の相関検証を実施した.

排気系システムの全体挙動は並進３方向が計測可能な四つの加速度センサを用いて測定した. 加速度センサが取り付けられた位置を Fig. 11 に示す. エンジンの運転条件は 1000 rpm から 10000 rpm までのスイープ運転とした.

相関検証には, クランクシャフトの回転周波数の二次成分での加速度応答波形を用いた. 実験と予測手法により得られた加速度の波形を Fig. 12 に示す. グラフには, 各計測点, 各計測方向の加速度と, エンジンの Z 方向の振動波形を基準とした位相が示されている. それぞれのグラフの横軸はエンジンの回転数を示す. 赤線は実験結果を示し, 青線は解析モデルによる予測値を示す.

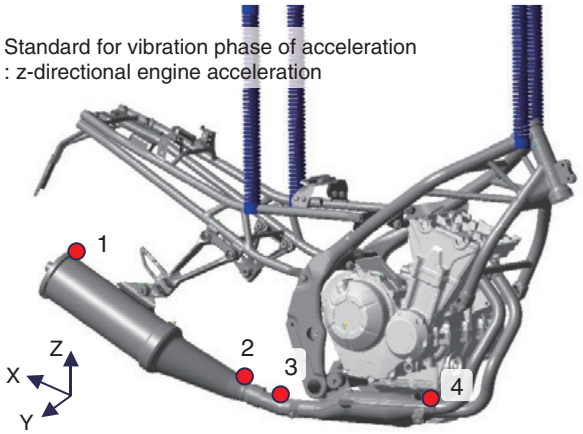


Fig. 11 Installation positions of tri-directional accelerometers

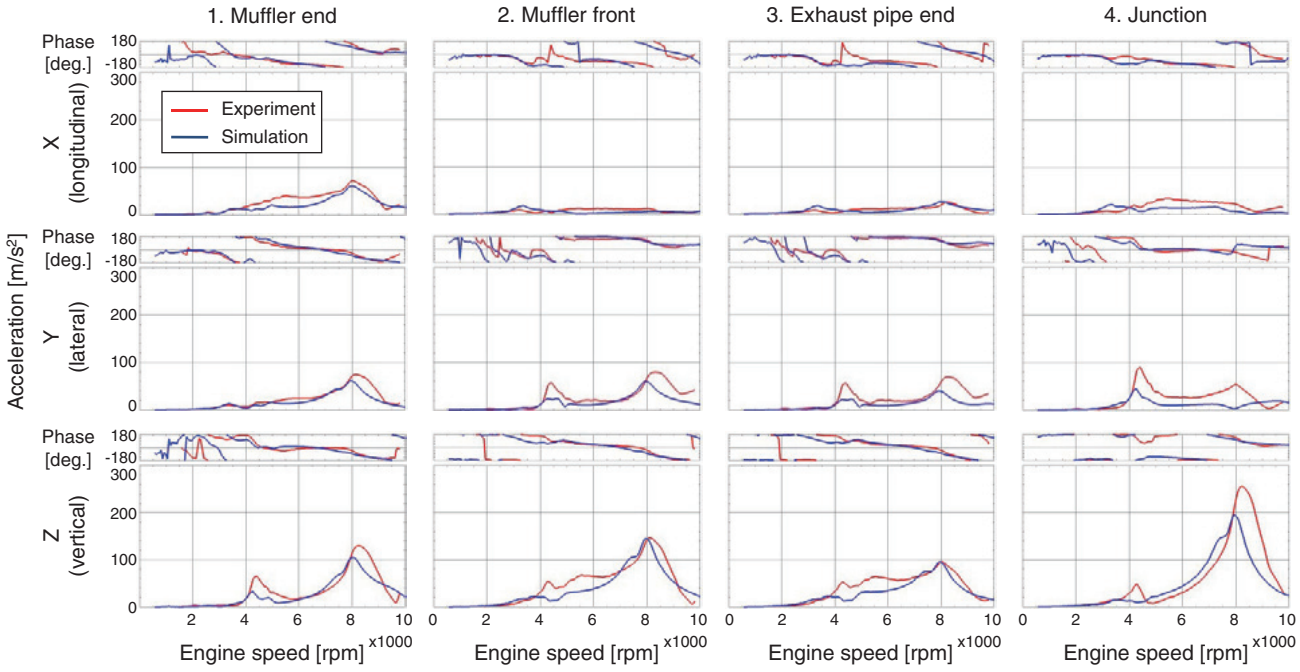


Fig. 12 Correlation of acceleration responses between experimental and calculation results measured at various locations in exhaust system

グラフより，予測結果は，加速度，振動位相の両者において，実測結果を良く再現していることがわかる．このことは，予測結果が実機の排気系の全体挙動を良く再現していることを表す．4000 rpm，8000 rpm 近傍での共振についても，予測結果は実測結果を良く再現している．本手法における共振発生エンジン回転数の予測精度は± 10% 以内であり，加速度のピーク値の予測精度は± 20% 以内であった．

3.8. 振動応力の相関性

続いて，振動応力の相関性を調査した．応力の計測位置はエキゾーストパイプのマウントブラケットの曲げ R 部とし，応力の計測にはひずみゲージを用いた．ひずみゲージの取付け位置を Fig. 13 に示す．

実験と予測により得られたひずみのデータを Fig. 14 に示す．図中，横軸はエンジンの回転数を示し，縦軸は全次数成分を含むひずみ波形から求めたひずみ振幅を示す．赤線は実測値を示し，青線は予測値を示す．実験において，ひずみ振幅はエンジン回転数の上昇と共に増加し，9500 rpm でピークを迎える．その後，エンジン回転数の上昇と共にひずみ振幅は低下する．ひずみ振幅の予想値は，共振周波数とひずみ振幅の絶対値の双方において実測結果と良く合っている．

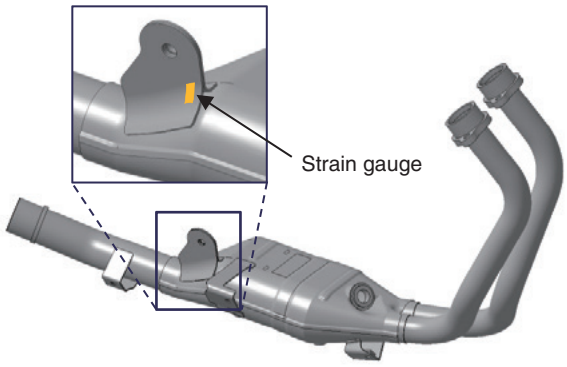


Fig. 13 Measurement point of stress amplitude using strain gauge

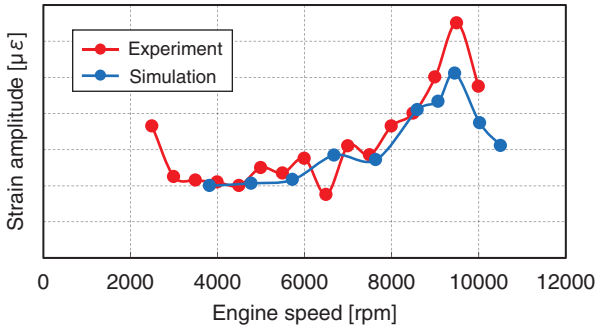


Fig. 14 Correlation between experimental and simulation results of strain amplitudes measured at exhaust pipe stay

以上のように，予測手法により得られた結果は，排気系システム全体の挙動の再現性についても，局所での応力の再現性についても，実測値と良い相関性が見られた．よって，著者らは，本研究において提案する振動応力の予測手法は妥当であると判断した．

4．熱応力の予測手法

4.1. 排気系システムの温度分布予測

排気系部品の熱応力を予測するためには，排気系システムの温度分布を予測する必要がある．排気システムの温度分布予測手法としては以下の二つが存在する．一つは３次元 CFD によるものであり，もう一方は１次元エンジンサイクルシミュレーション[9]によるものである．このうち３次元 CFD による排気系システムの直接的な温度予測は大規模な計算となり，膨大な計算時間を要するため設計初期段階での適用は現実的ではない．そのため，本研究では１次元エンジンサイクルシミュレーションを用いることとした．

排気システムの外表面の温度は，内部を通過する排気ガスからの受熱，排気系部品内部での熱伝導，外表面から雰囲気への放熱のバランスによって定まる．１次元エンジンサイクルシミュレーションでは，排気ガスから排気管内表面への熱伝達率の計算にはコルバーンの式[10]が用いられる．排気ガスから排気管内表面への熱伝達は外的な影響を受けにくいため，この式によって精度の高い計算が可能である．一方，外表面から雰囲気への熱伝達率は車体周りの空気流れの影響を受ける．そのため従来機種と大きく異なる外観の車両を開発する際には既存の外表面における熱伝達率データを用いることはできず，１次元シミュレーションを用いて温度分布を精度良く予測する技術は見出されていなかった．

本研究では，３次元 CFD により排気システム外表面を流れる空気の流速を計算し，実験式[11]により熱伝達率に変換する手法を採用した．供試車両での排気系外表面での流速分布の算出に用いた３次元 CFD 解析の計算条件を Table 2 に，計算結果を Fig. 15 に示す．

１次元のエンジンサイクルシミュレーションモデル[9]の概要を Fig. 16 に示す．モデルの中の，排気系部品の外表面に対し，３次元 CFD により計算された熱伝達率の分布がマッピングされる．ガスサイクル計算の中で，排気ガスから内表面への熱伝達，部品内での熱伝導，外表面から大気への熱伝達を考慮することで，排気系部品の表面の温度分布が計算される．

4.2. 排気ガスの温度，および排気系部品の表面温度の相関性

供試車両を用いて温度分布の予測手法の妥当性の検証

Table 2　Conditions applied for 3D-CFD analysis

Solution type	Steady state
Working fluid	Air
Compressibility	Incompressible
Turbulent model	Realizable k-ε
Cell type	Hybrid (hex, tetra, pyramid)
Cell size	2-8 mm
Total number of cells	25,000,000
Vehicle speed	160 km/h

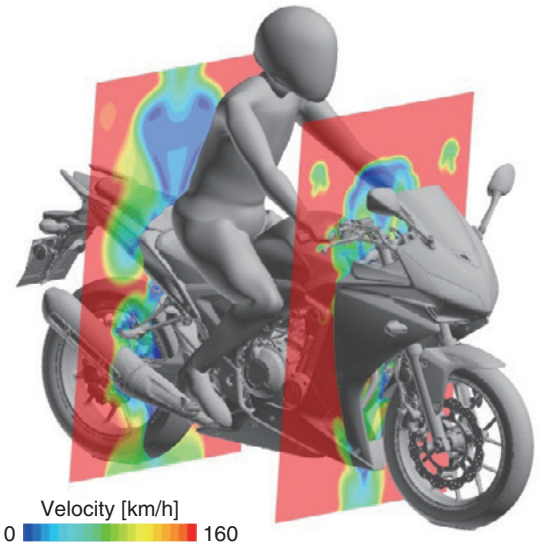


Fig. 15　Calculation results of wind velocity around the vehicle

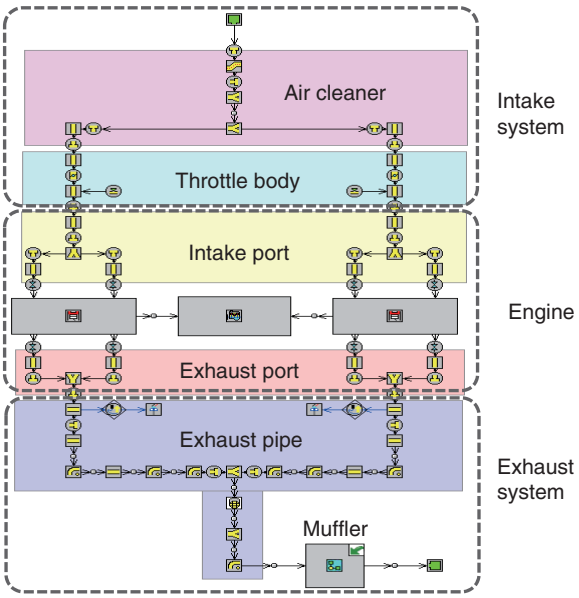


Fig. 16　Overview of one-dimensional simulation model for gas flow analysis

をおこなった．排気ガスの温度と，排気系部品の外表面の温度をシャシダイナモメータ上で計測し，予測結果と比較した．温度の計測には熱電対を用いた．負荷は全負荷，エンジン回転数は 9000 rpm，ギヤポジションは 6 速とした．シャシダイナモメータ室の風速は，走行時の速度と同じになるように制御をおこなった．テスト中の車両および熱電対の取付け位置を Fig. 17 に示す．

排気ガスの温度と，外表面の温度を Fig. 18 に示す．図中，横軸は計測位置を示し，縦軸は温度を示す．また，赤線は実験結果を示し，青線は予測結果を示す．実測結果と予測結果の間には若干の差異があるが，著者らは排気システムの疲労強度の予測に用いることができると判断した．

4.3. 熱応力の予測手法

続いて，熱応力の予測手法について説明する．排気系には以下の三つの熱応力が発生する．

（1）温度分布により発生する熱応力
（2）異材溶接部において材料の線膨張の差により発生する熱応力
（3）排気システムの熱膨張がエンジンやフレームの剛性により阻害されることにより発生する熱応力

本研究では，（1）（2）の熱応力については FEM モデルを用いた熱伝導解析と応力解析により予測した．FEM 解析において必要な温度条件は 1 次元シミュレーションにより予測した値を用いた．（1）（2）の熱応力の予測結果を

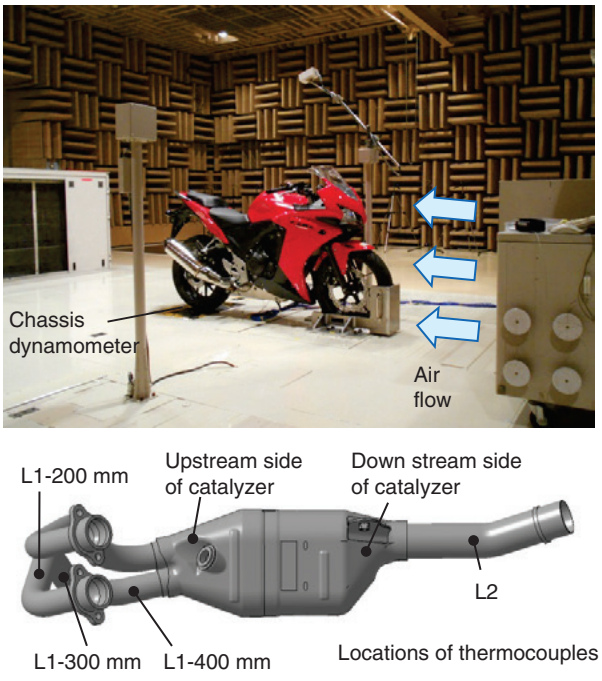


Fig. 17　Measurement of thermal distributions of exhaust gas and outer surface of the exhaust system

Fig. 19 に示す．図中，パイプとケーシングの溶接部や，触媒とケーシングとのスポット溶接部において高い応力が確認される．これらの部位は，耐久試験において，破損が発生しやすい部位である．

一方，（3）の応力については振動応力予測モデルの中で，排気系部品の熱伸びを考慮することによって予測をおこなうこととした．この手法により，（3）の応力は，振動応力解析の中で平均応力成分として計算される．

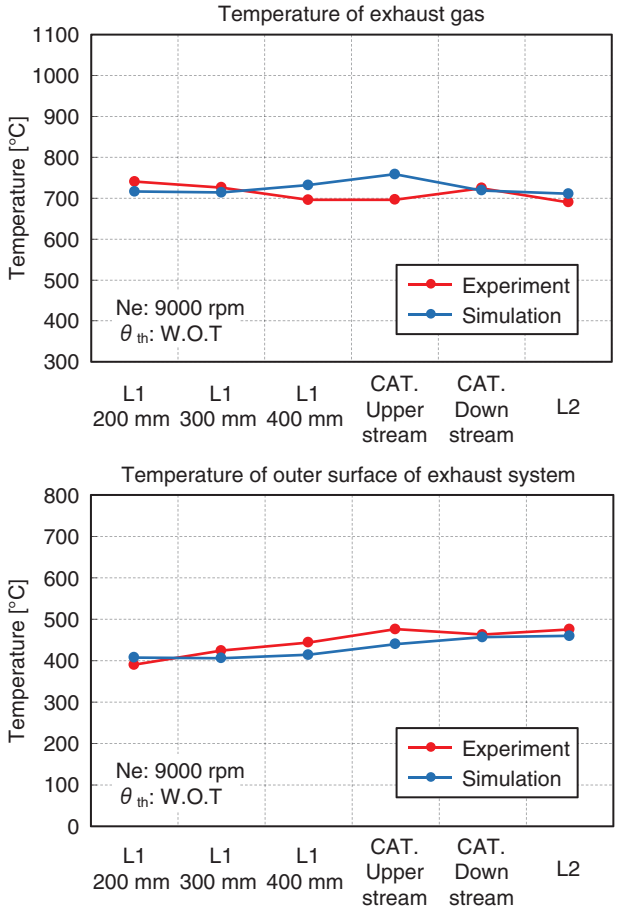


Fig. 18 Correlation of temperature distributions between experiment and simulation on exhaust gas and outer surface of the exhaust system

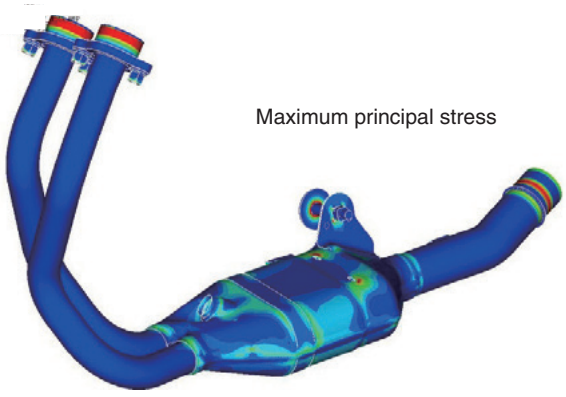
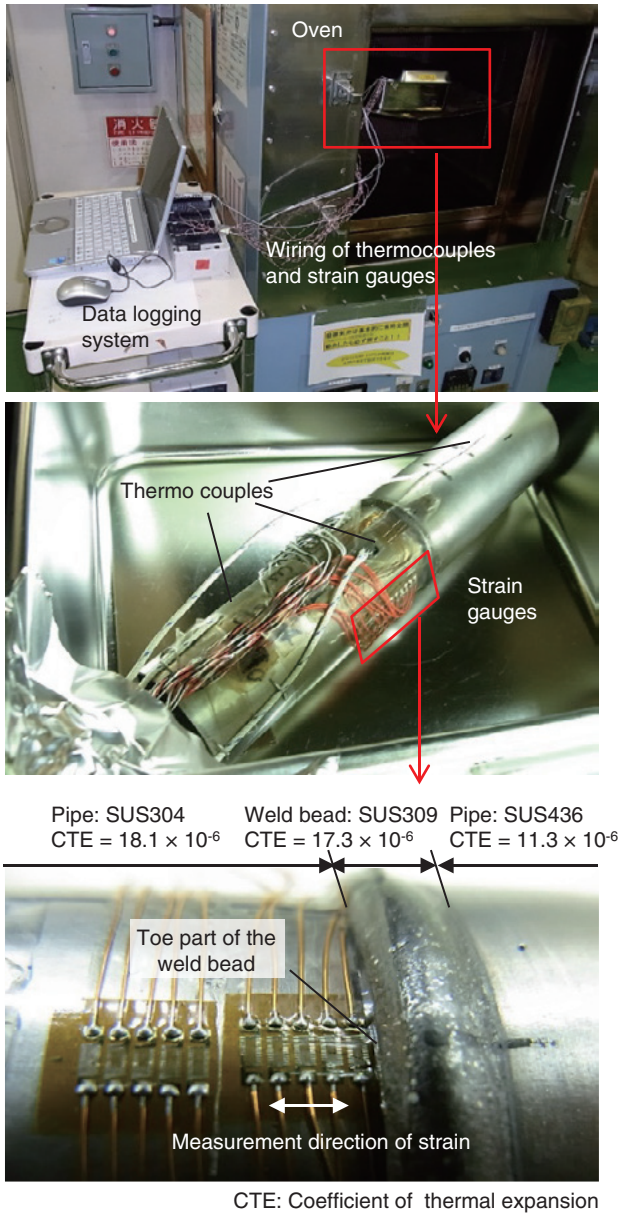


Fig. 19 Results of thermal stress analysis

4.4. 熱応力の相関性

耐久試験において，排気系部品の最も破損しやすい部位は溶接ビードの止端部である．特に異なる線膨張係数を持つSUS材の溶接部は熱応力が発生しやすく，破損の多い部位である．本研究では異材溶接部近傍に発生する熱応力について，実験と予測との相関検証をおこなった．

相関検証は線膨張係数の異なる2本のSUS材のパイプをMIG溶接によって結合したテストピースを用いておこなった．実験装置とテストピースの写真をFig. 20に示す．このテストピースを炉の中で加熱し，溶接ビードの近傍のひずみの分布を計測した．ひずみの分布は，溶接ビードの止端部からパイプの長手方向に向かって並べて貼り付けられたひずみゲージにより計測した．炉の温度は室温に対し153°C高い設定とした．



CTE: Coefficient of thermal expansion

Fig. 20 Measurement of strains generated by heat deformation adjacent to the weld bead

テストピースをモデル化したFEMモデルと熱応力解析結果の応力コンタをFig. 21に示す．モデルはシェルメッシュにより構成されている．メッシュのサイズとパターンは，計算効率と解析精度のバランスを考慮して決定した．ひずみの測定結果と予測結果をFig. 22に示す．実験結果では，溶接ビードの止端部に近い位置のひずみが最も大きく，止端部から離れるにつれ徐々にひずみが減少する．実測結果に対し予測結果は良い相関性を示している．

以上の結果より，著者らは，本研究にて提案する，温度分布と熱応力の予測手法は妥当であると判断した．

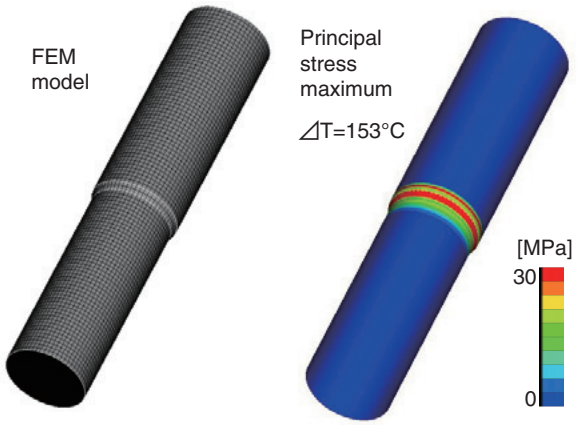


Fig. 21　Simulation result of FEM model of a test piece to investigate thermal stress distribution adjacent to weld bead

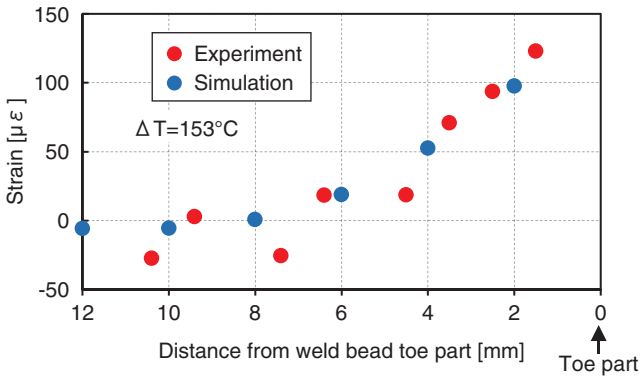


Fig. 22　Correlation of strain generated adjacent to weld bead by heat deformation

5．疲労安全率算出手法

5.1. 安全率の算出手法

この章では，疲労安全率の算出方法について説明する．疲労安全率を算出するための手順をFig. 23に示す．これまでの解析により，時刻歴の振動応力と，静的な熱応力が得られている．この二つの応力をテンソル量として足し合わせることで時刻歴のトータル応力を算出し，得られた応力を疲労限度線図にプロットすることで熱応力と振動応力を同時に考慮した疲労安全率が計算される．疲労安全率の計算の中では，材料の疲労限度の温度依存性と，クリープ限界が考慮される．

5.2. 疲労安全率の相関性

先に紹介した供試車両のエキゾーストパイプのマウントブラケットのひずみを計測し，疲労安全率の相関検証をおこなった．運転条件は，1000 rpmから10000 rpmまでのスイープ運転である．ひずみの計測をおこなった位置は，振動応力の相関検証をおこなった位置と同一である．その後，平均応力と応力振幅を算出し，得られた値を疲労限度線図上にプロットした．疲労限度線図をFig. 24に示す．図中の，赤点が計測結果，青点が予測結果を示す．縦軸は応力振幅を，横軸は平均応力を示す．また，手法の汎用性を確認するために，排気量と車両形態の異なる3台の車両に

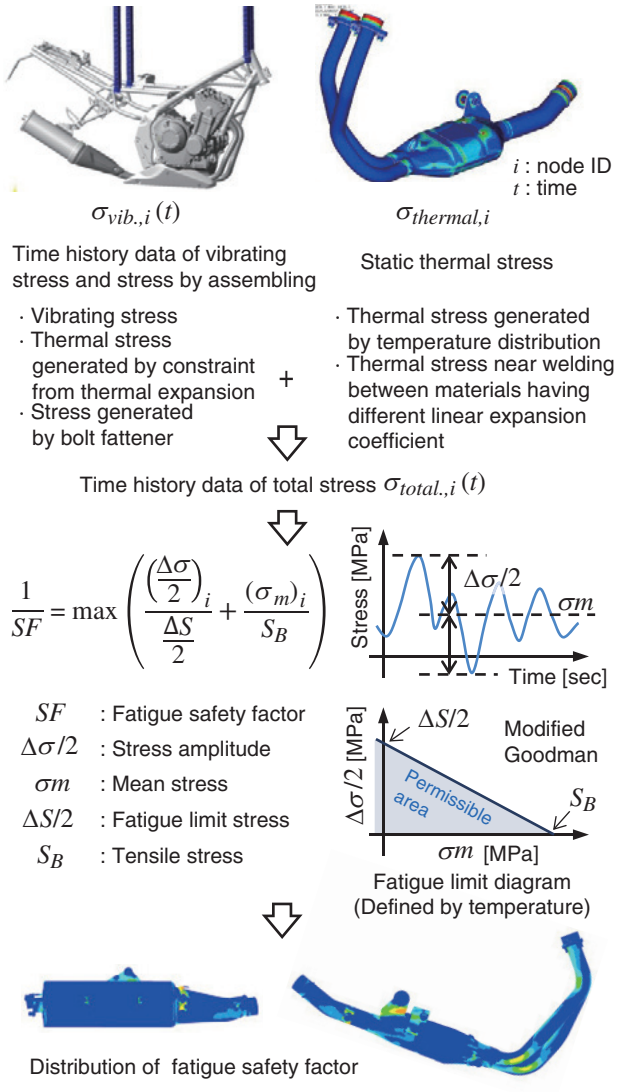


Fig. 23　Process of calculating fatigue safety factor

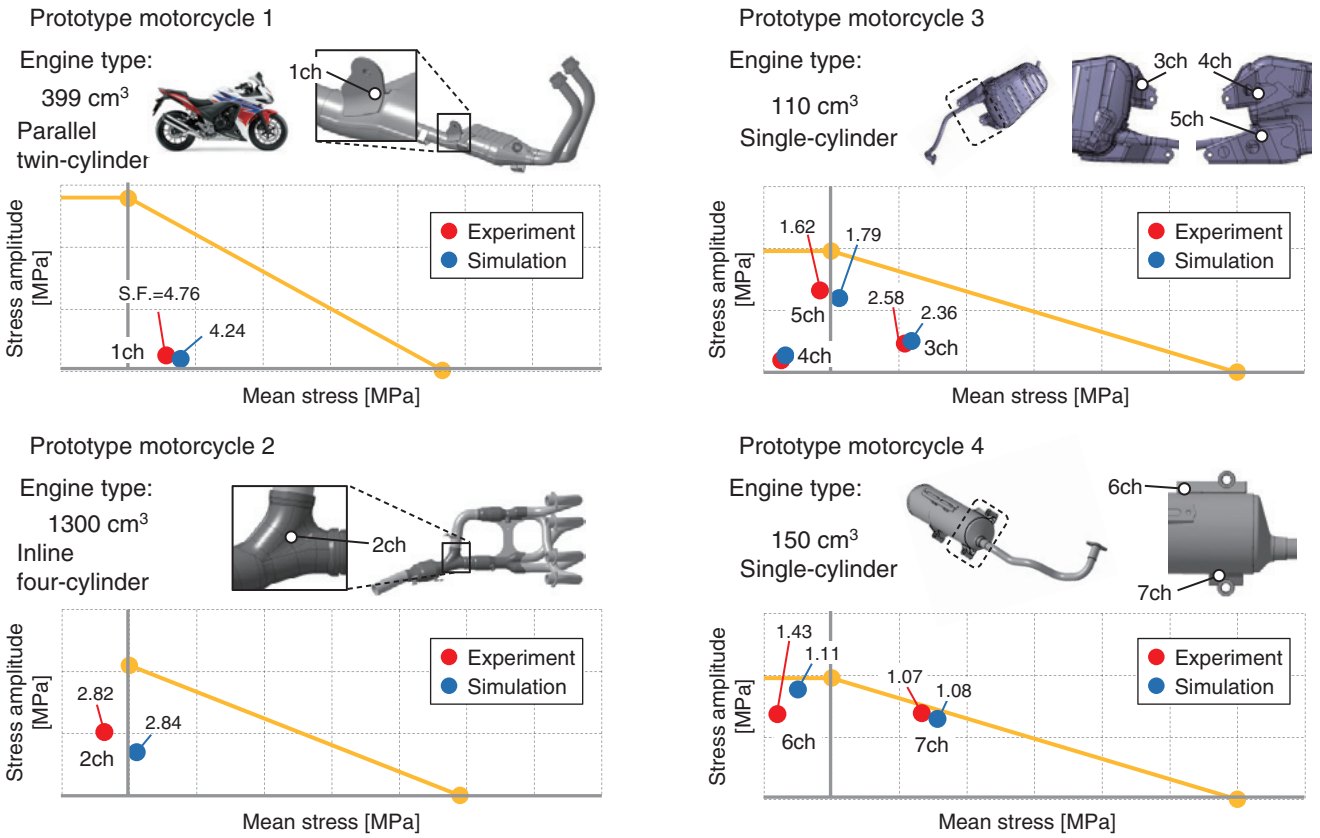


Fig. 24 Correlation between experimental and simulation results on fatigue safety factors

対しても，同様の疲労安全率の計測と予測をおこなった．疲労限度線図を Fig. 24 に示す．いずれの結果も，予測された応力は，計測された応力と良く一致している．

疲労安全率は，Fig. 2 に示されるように，多くの過程を経て計算される．このため，安全率の予測結果は累積誤差を含むが，本研究では，疲労安全率の予測精度を± 30% 以内に収めることができた．

以上の結果より，本研究で構築した，疲労安全率の予測手法が設計初期段階における疲労耐久性評価の手段として有効であることが確認された．

6．製品開発適用事例

この章では，本研究により構築した手法を製品開発に適用した事例を紹介する．適用対象は並列 2 気筒のエンジンを搭載したモータサイクルタイプの車両である．

試作車の排気系部品の初期設計案に対し，疲労安全率の予測をおこなった．その結果，エキゾーストパイプのマウントブラケットや，エキゾーストパイプカバーの取付け用のステーにおいて，目標安全率を下回る数値が確認された．エキゾーストパイプの疲労安全率分布のコンタ図を Fig. 25 に示す．この設計案で試作車を製作し耐久試験を実施した場合，先に示した部位に，破損が生ずることが予測される．そこで，設計変更による対策の実施を試みた．設計案の変更と，変更後の設計案に対する疲労安全率予測を，該当部位の疲労安全率が目標値を上回るまで繰り返しおこなった．

ここでは二つの対策例を示す．Fig. 26 に初期設計案と設計変更後各々のマウントブラケットの形状と，疲労安全率分布のコンタ図を示す．初期設計案では，エキゾーストパイプの振動による曲げ応力と，熱変形に起因する応力が同時に発生することで，曲げ R 部の疲労安全率が目標値を下回っていた．同部位については，曲げ R の曲率を大きくすることにより応力集中が緩和され，曲げ R 部の疲労安全率は目標値を満足した．続いて Fig. 27 に初期

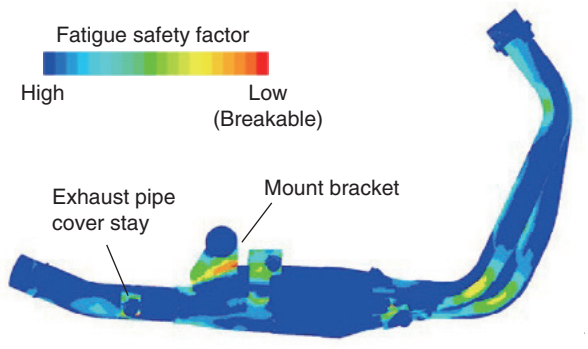


Fig. 25 Contour map of distribution of durability safety factor on the surface of the exhaust pipe

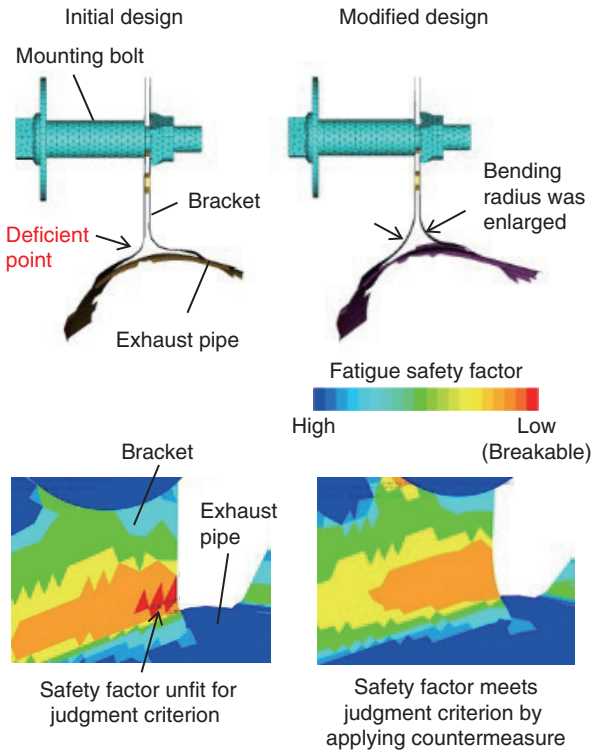


Fig. 26 Difference appeared in contours showing fatigue safety factor before and after application of countermeasures in designing for exhaust pipe mounting bracket

設計案と設計変更後各々のエキゾーストパイプカバー取付け用のステーの形状と，それぞれの疲労安全率分布のコンタ図を示す．初期設計案ではエキゾーストパイプカバーと，そのステーからなる振動系での振動応力と，エキゾーストパイプとエキゾーストパイプカバーとの熱膨張の差による応力が発生することにより，曲げR部の疲労安全率が目標値を下回っていた．初期設計案では，ステーの二つの脚長が異なっている．相対的に短い脚は剛性が高く，荷重が多く伝わりやすい．また，小さな曲げRは応力集中の原因となる．同部位については，ステーの脚長を均等にし，ステーの曲げRを拡大した．これに合わせてステーとエキゾーストパイプとの溶接位置を変更し，さらにステーの幅を拡張することで，曲げR部の疲労安全率は目標値を満足した．

これらの対策を実施した設計案をもとに試作車を製作し，耐久性の確認をおこなった．その結果，その後の開発ステージにおいて，設計に立ち返って変更を必要とするような疲労破損は発生しなかった．

従来の開発フローと，疲労強度予測手法が構築された後の開発フローの比較をFig. 28に示す．疲労強度予測が図面段階で可能となったことで，疲労耐久性評価のタイミングを，試作車によるテスト段階から設計段階へと前倒しすることが可能となった．その結果，図面段階における疲労

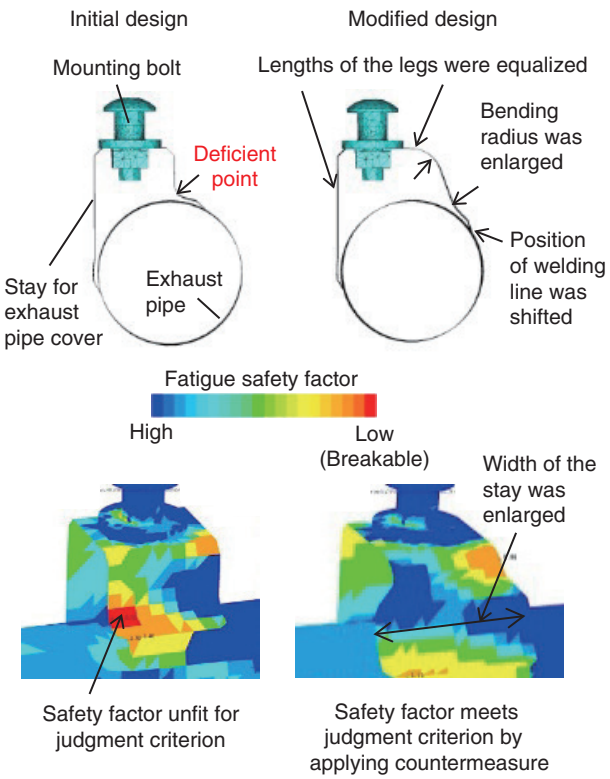


Fig. 27 Difference appeared in contours showing fatigue safety factor before and after application of countermeasures in designing for exhaust pipe cover stay

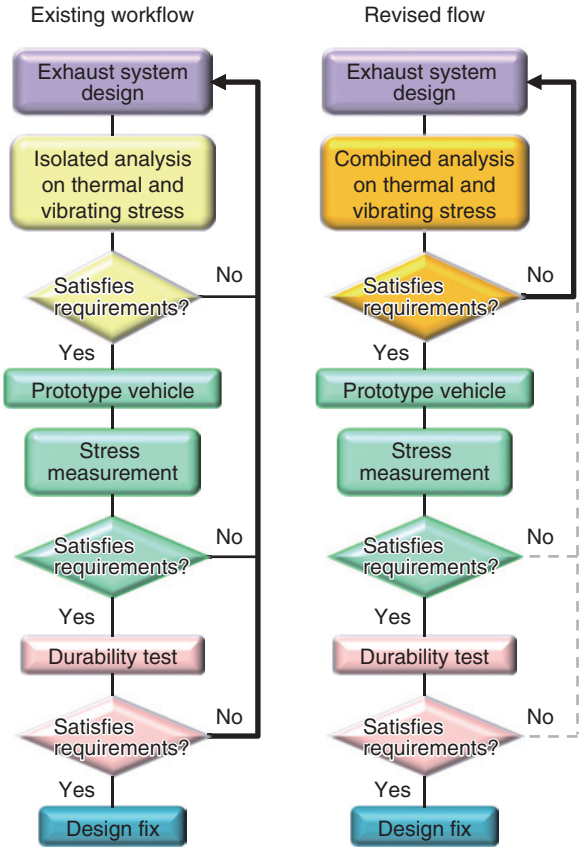


Fig. 28 Existing flow and revised flow of anti-fatigue durability evaluations

耐久性の予測精度が向上し，試作品における疲労破損の発生率が減少した．結果として，排気系部品の耐久試験を，必要最低限で済ませることが可能となった．

また，従来においては，疲労破損が発生した際に，対策形状の検討の参考となる応力データは，局所的なもののみであった．しかし，本研究で構築した予測手法を用いることで，部品全域での応力分布や，熱応力と振動応力の発生割合，運転中の部品の挙動，固有振動モードなどの情報が得られるようになり，対策形状の検討の効率も向上させることが出来た．さらに，これまでは，対策のための形状変更がその周辺の部位に与える影響を精度良く予測することは容易ではなかった．このため，対策品の耐久試験において，最初に破損した部位とは異なる部位が破損する事例も散見された．本手法は，部品全域の疲労耐久性の評価が可能であるため，このような事象も防ぐことが可能である．

ここで紹介した事例は，適用事例のうちのひとつであり，これまでに数多くの事例において実績を収めている．また近年は，疲労破損の未然防止のためだけでなく，部品の軽量化をおこなう際に，過剰な疲労安全率を有する部位を探し出すための手法としても活用されている．このように，本研究により構築した予測技術は製品開発のプロセスに組み込まれ，その開発効率の向上に大きく貢献している．

7．結論

本研究を通じて，下記の成果が得られた．

1．排気系システムの疲労耐久性予測技術の確立
本研究では，以下の三つの手法を連成させることにより，二輪車の排気システムの疲労耐久性を，設計初期段階において，予測することを可能とした．
（1）フレキシブルマルチボデーダイナミクスの技術に基づく，排気システムの振動応力予測手法．
（2）3次元CFD解析技術と，1次元エンジンサイクルシミュレーション技術に基づく，排気システムの表面温度分布予測手法．
（3）熱応力と振動応力を加算し，疲労限度線図上における安全率を算出する手法．

2．開発された予測技術の妥当性，汎用性の検証
構築した手法の妥当性の検証を，4台の供試車両を用いておこなった．開発された手法によって得られた疲労安全率の予測値は実際の計測結果と高い相関性を示した．これにより，開発された手法の妥当性と汎用性が検証された．

3．排気系システム開発における有効性の実証的検証
本手法を実際の車両設計初期段階において適用し，疲労破損が予測される部位に対し試作車製作以前に対策を盛り込むことを実施した．これにより，排気系部品の耐久試験を，必要最低限で済ませることが可能となった．さらに，排気系部品全域の応力状態や挙動が可視化されたことにより，設計者が形状検討をおこなう際の知見が効率的に得られるようになり，高い疲労耐久性を有する形状を効率的に決定できるようになった．

以上により，本手法が排気システムの開発の効率化に有効であることが示された．

参考文献

（1）Wan, D., Simms, C.: Dynamic Analysis of a Full System Durability Test in Vehicle Exhaust Systems, SAE Technical Paper 2001-01-1438, (2001)
（2）Michiue, M., Nishio, K., Sugiura, H., Kawasaki, T., Inamura, F., Morikawa, M.: Prediction of Vibration Fatigue Life for Motorcycle Exhaust Systems, SAE Technical Paper 2011-32-0642, (2011)
（3）Kim, H., Park, S.: The Analysis of Crack Mechanism and Estimate of Life Time by the Vibration Measurement of Stainless Exhaust Manifold in Firing Condition, SAE Technical Paper 2013-01-2643, (2013)
（4）Meda, L., Lawrenz, H., Romzek, M., Gilmer, D.: Structural Durability Evaluation of Exhaust System Components, SAE Technical Paper 2007-01-0467, (2007)
（5）Ghasemi, A., Dong, M., Meda, L., Romzek, M.: CAE Dynamic Durability Simulation of Exhaust System, SAE Technical Paper 2013-01-0510, (2013)
（6）Function Bay, Inc.: RecurDyn User's manual
（7）Ueda, S., Suzuki, T., Kamiya, M., Niino, T.: Development of Gear Train Behavioral Analysis Technologies Considering Non-linear Elements, SAE Technical Paper 2002-32-1838, (2002)
（8）Murakami, H., Nakanishi, N., Ono, N., Kawano, T.: New Three-dimensional Piston Secondary Motion Analysis Method Coupling Structure Analysis and Multi Body Dynamics Analysis, SAE Technical Paper 2011-32-0559, (2011)
（9）Horikawa, H., Kido, H., Iijima, S., Murakami, Y.: Prediction Technology of Output Power and Intake-Exhaust Noise Using 1D-Simulation for Small-Displacement Motorcycles, SAE Technical Paper 2010-32-0004, (2010)
(10) Gamma Technologies, Inc.: GT－SUITE Flow Theory Manual
(11) Holman, J., P.: Heat Transfer, (1989)

■著　者■


栗 原　博


中村健一郎


堀 川 博 史


寺 口 尚 志


永 田 登 章


北 村 大 介

エンジン揺動吸収部の極低温環境下における ゴムチューブ寿命予測手法の構築

Development of Method of Prediction of Lifespan of Rubber Tubes in Oscillation-absorbing Sections of Automotive Engines in Extremely Low-temperature Environments

若松　健* Takeshi WAKAMATSU
臼井英正* Hidemasa USUI
花房寛史* Hirofumi HANAFUSA
戎井順子* Junko EBISUI
橋本勝史* Katsushi HASHIMOTO

要　旨

効率的な開発に有効なエンジン揺動を吸収するエアクリーナとエンジンをつなぐゴム製 Air Flow Tube の寿命予測手法を構築した.

まず, ゴムの変位挙動, ひずみを数値的にシミュレーション可能なソフトウェアを選定し, ゴム材料の非線形性を模擬できる解析モデルとして弾塑性 CAE モデルを用いた.

次に材料の応力ひずみ特性の引張試験をおこない, CAE 物性データへの反映をおこなった. この結果を単体蛇腹ピースを用いた繰り返し単体揺動による破断するまでの回数から S-N 線図を求めた.

実機試験と CAE 予測値とのコリレーション (蛇腹挙動, 蛇腹クラック部位) を検証したところ, 決定係数:0.92 となる強い相関関係を達成できた.

本手法により, CAE の応力値から破断回数を予測する解析技術を確立し寿命予測が可能となった.

ABSTRACT

A method of prediction of the lifespan of rubber air flow tubes that connect the air cleaner and the engine and absorb engine oscillation that will contribute to efficient development has been developed.

First, software was selected that would make it possible to numerically simulate the displacement behavior of rubber and the strain generated in the material, and an elastic-plastic CAE model was employed as an analytic model to enable simulation of the nonlinearity of rubber materials.

Tensile tests were then conducted in order to determine the stress-strain characteristics of the materials, and the results were reflected in CAE property data. S-N diagrams were formulated based on the results and results for number of cycles to fracture in unit bellows test pieces in response to repeated oscillation.

Study of the correlation between actual test results and CAE predictions (for bellows behavior and the position of cracks in the bellows) indicated a strong correlation, with a coefficient of determination of 0.92.

The developed method has provided an analytic technique for the prediction of the number of cycles to fracture in air flow tubes based on CAE stress values, making it possible to predict the lifespan of the products.

1. まえがき

自動車の開発において, エンジンルーム内 (Fig. 1) に装着されている Air Flow Tube (以下 AFT) (Fig. 2) はエンジン揺動を吸収する機能を備えているが, 使用環境条件は地域ごと, 車ごとに異なるためその条件に適した AFT の開発が求められる. また, AFT の材料であるポリ塩化ビニルが混合されたアクリロニトリルブタジエンゴム (以下 NBR/PVC), アクリルゴム (以下 ACM), エピクロルヒドリンゴム (以下 ECO) を使用している場合は, ガラス転移温度が -35℃ から -45℃ 付近となる. そのため極低温環境 (-20℃ から -35℃ まで) 下で使用する場合は完全な弾性域とはならない.

従来からエンジン負圧に対する剛性予測については超弾性域を用いた CAE 技術が活用されてきたが, ゴム材は温度環境が異なることで材料特性が変化しエンジン揺動

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2017_29_1_19

による材料寿命の予測手法が明確でないため，各環境条件でエンジン揺動を吸収する様子を机上で検討することは容易ではない．特に極低温環境下におけるゴムの挙動は，従来CAEにて使用されている超弾性モデルでは精度良く再現できず，CAEによる机上検討は容易ではないとされてきた．

したがって，AFTを効率的に開発するためには，各環境条件における蛇腹部の寿命予測技術が求められる．

過去の研究[1]-[3]では極低温環境下における寿命予測手法が議論されていなかったが，本研究では，極低温環境下における蛇腹単体揺動試験，弾塑性モデルを用いたシミュレーションという手法を新たに検討した．

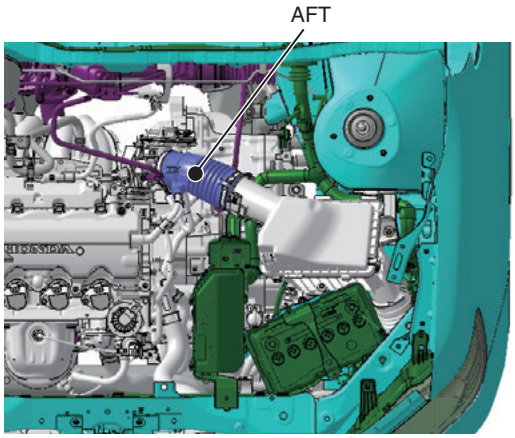


Fig. 1　Engine chamber

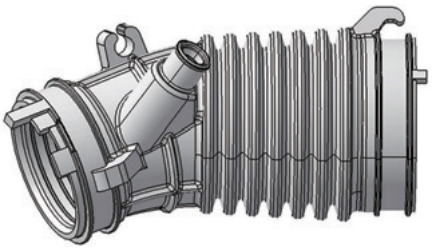


Fig. 2　AFT

2．弾塑性モデルの考え方

2.1. 選定の考え方

2.1.1. 解析手法選定

エンジン揺動吸収部であるAFTの極低温環境下における寿命を精度良く予測するためには，ゴム材料の物性値を正確に把握する必要がある．AFTがエンジン揺動を受けると蛇腹部が変形してひずみが生じる．従来の知見では，材料寿命を判断する際は，オゾン濃度が50 pphm，温度は40℃にて一定環境下[4]におけるひずみと破断回数の関係を用いてきた．しかし，ゴム材料は形状や温度環境によってひずみに対する発生応力が大きく変わってしまう[5]ため，ひずみだけでは寿命は判断できない．

そこで，応力と温度の関係に着目し，本研究では応力と破断回数の関係を明らかにすることとした．

2.1.2. 弾塑性モデルの選定理由

一般的なゴム材料テストピース引張り試験における応力とひずみの関係をFig. 3に示す．エンジン揺動量は車両のマウントシステムによって抑制されており，AFTに発生するひずみ量は50% 以下であることがわかっている．一方，従来のゴム材料のCAEで使用している超弾性モデルはFig. 3に示すような二つの変曲点をもつ曲線をモデル化するパラメータを使用する．しかし，解析パラメータのゴム材料のAFTが一般的に用いられるこの領域は，Fig. 3の破線の四角枠で示す第一変曲点付近である．この変曲点を持つ応力ひずみ曲線は，Fig. 4に示す弾塑性体の応力ひずみ曲線と特徴が近似している．そこで本研究では，ひずみ50% 以下の領域に着目し，ゴム材料の材料非線形性を精度よく再現するために，弾性域についてはゴムの応力ひずみ特性に用いられる弾性モデルを用いて，塑性域については樹脂の応力ひずみ特性に用いられる塑性モデルを用いて，ゴムのモデルの選定としては弾塑性モデルが適切であると考えた．

2.2. 弾塑性モデル用応力ひずみ線図の取得

極低温環境下における弾塑性モデル用応力ひずみ線図

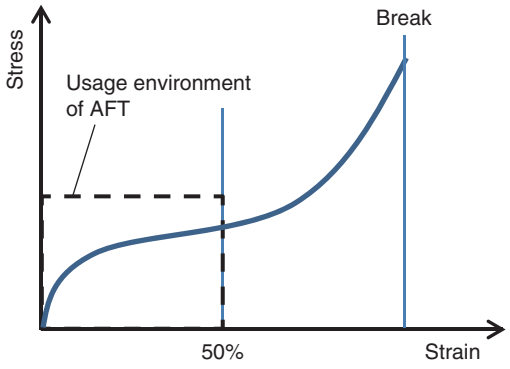


Fig. 3　Stress-strain curve for rubber

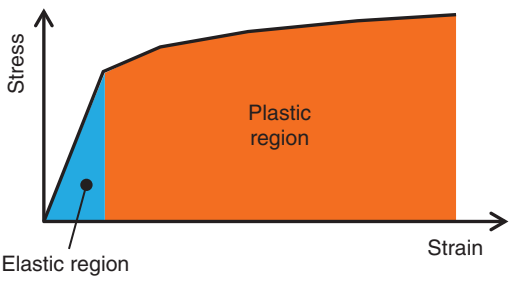


Fig. 4　Elastic-plastic model

を作成するために，ゴム材料テストピースはダンベル形状ではなく短冊形状を使用した (Fig. 5)．ダンベル形状で試験をおこなうと，ガラス転移温度付近では Fig. 6 のようにネック領域による断面積変化から，応力分布が偏ってしまい，引張り応力のずれが発生してしまう．短冊形状のテストピースを使用すると各変位における断面積が計算しやすく，解析に必要な真応力を算出しやすい．引張速度は，発熱を抑えるため 12.5 mm/min の低速でおこなった．実験により得られた温度別の応力ひずみ線図を Fig. 9 に実線で示す．

2.3. 実験値と CAE のコリレーション

CAE は，Abaqus for CATIA V5 を用いて実施した．

ゴム材料の応力ひずみ特性を CAE にて再現するために採用した弾塑性モデルは，弾性域と塑性域の二つの領域における材料物性パラメータを有している．コリレーションについては，Fig. 7 の JIS 引張試験とそれを模擬した試験を CAE (Fig. 8) にておこない，Fig. 9 に示す -25℃ から -35℃ までの温度別の引張り試験結果を取得した．

Fig. 3 からひずみ 2% までを弾性域，それ以降を塑性域とし，弾性域では初期弾性率とヤング率で弾性域を定義し，塑性域では複数点の塑性ひずみに対する真応力のテーブルデータで塑性域を定義した．この弾塑性モデルの入力値に対して，各材料別，各温度別の応力ひずみ特性の実験値に対する CAE 解析値を比較検証しながら，パラメータのフィッティングによる相関性の検証をおこなった．

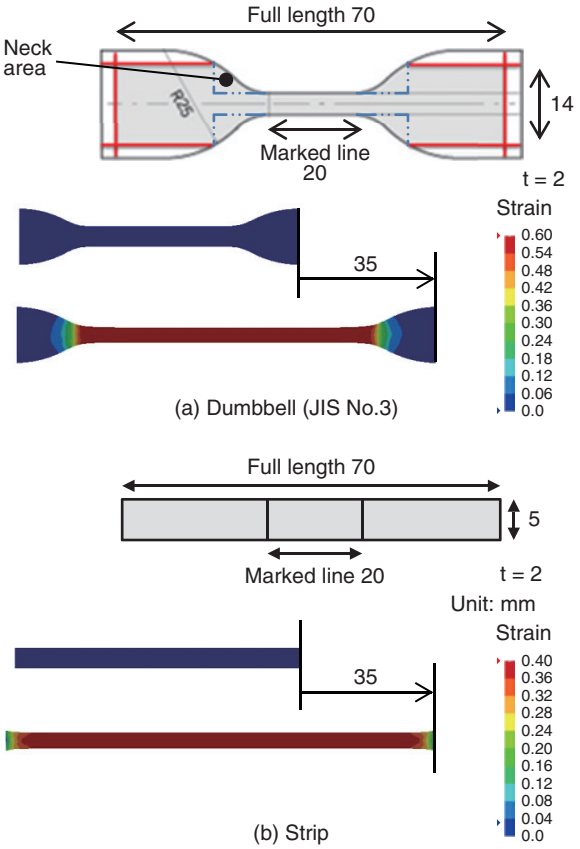


Fig. 5 Test piece

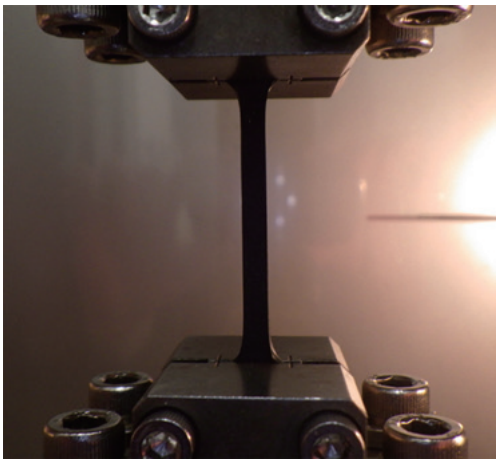


Fig. 7 JIS tensile test

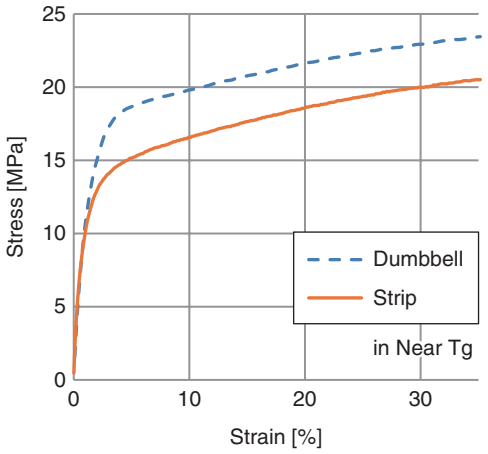


Fig. 6 Difference in stress

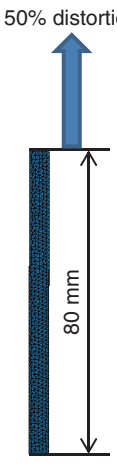
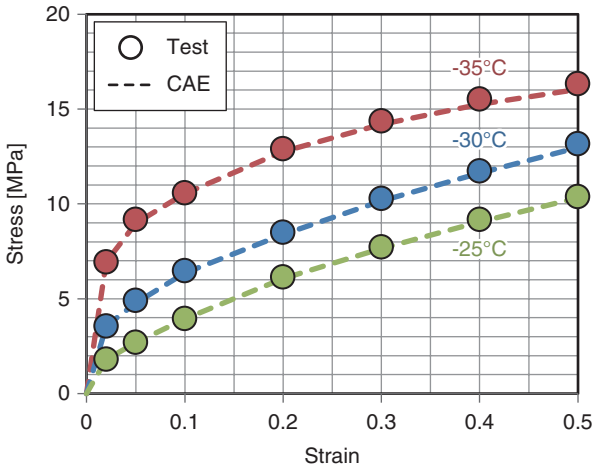
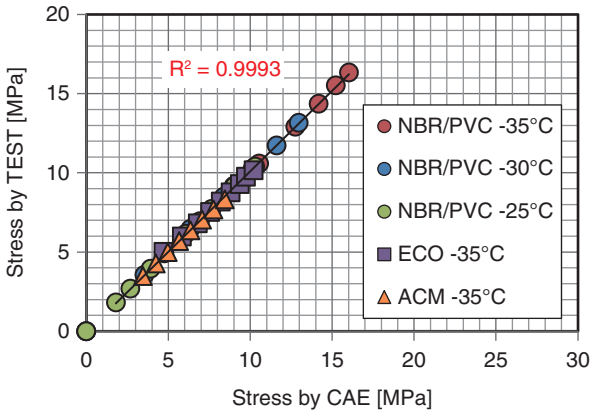


Fig. 8 JIS tensile test (CAE)

Fig. 9(a) に NBR/PVC の各温度別の引張り試験の実験結果と CAE 解析結果のひずみ応力線図を示す．Fig. 9(b) は各材料別および温度別の引張り試験の各ひずみ量に対する実験応力値と CAE 応力解析値の相関性を示すグラフであり，実験結果と CAE の相関性を検証した結果，決定係数：0.99 となる強い相関関係となった．



(a) Stress-Strain Curve



(b) Correlation between CAE and test results for each material

Fig. 9　Results of tensile test

3．実験方法

3.1. 極低温単体蛇腹揺動試験

本試験は，正確な蛇腹部の形状変化および破断回数を把握するために，Fig. 10 に示すような蛇腹三つ（3 山）の直管形状のゴムチューブを作成し，低温恒温槽付きのサーボパルサ (Fig. 11 株式会社島津製作所製 EHF-LV010KI-A04SP) を用いて極低温単体蛇腹揺動試験をおこなった．

方向別の挙動および破断回数を確認するために，Fig. 12 に示す引張りと圧縮の荷重がかかる上下〔Fig. 12(a)〕方向 (0°)，せん断荷重のかかる左右〔Fig. 12(b)〕方向 (90°)，引張りと圧縮とせん断の複合的な荷重のかかる斜め〔Fig. 12(c)〕方向 (45°) に取り付け位置を基準として揺動させ，試験を実施した．さらにこれらの方向に対し，温度別に試験を実施し，各方向に対し挙動，破断回数の温度依存性の確認をおこない，これらの試験条件を NBR/PVC，ACM，ECO の材料別でおこなった．また，揺動波形は Fig. 13 に示すように実際の加速，制動時のエンジン揺動挙動を測定し，その挙動を模擬するためにプラトー時間を有する台形波でおこなった．

3.2. 極低温 AFT 製品揺動試験

複雑な製品形状 (Fig. 2) においても CAE との相関性を確認するために，極低温環境下にて振動試験 (Fig. 14) をおこなった．

試験は，-35℃ 環境条件下でおこない，周波数は正弦波 2 Hz，振幅とその方向はエンジン揺動の最大変位量とした．



Fig. 10　Unit body bellows test piece

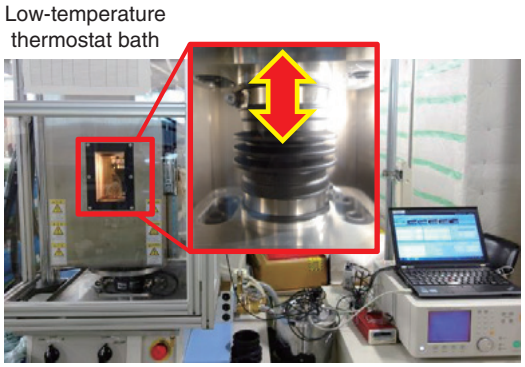
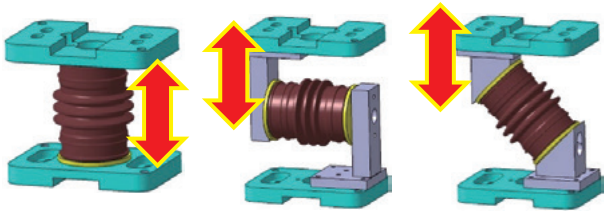


Fig. 11　Strength-testing apparatus



(a) Vertical (0°)　(b) Horizontal (90°)　(c) Diagonal (45°)

Fig. 12　Direction of oscillation

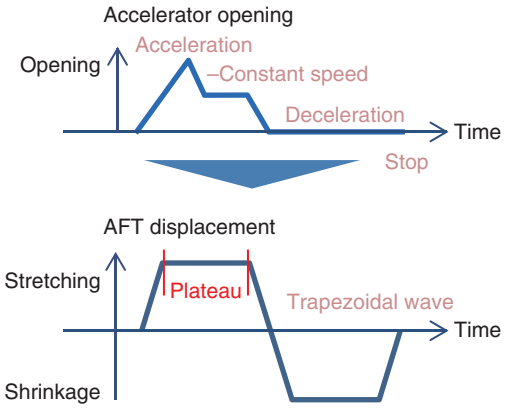


Fig. 13 Waveform for oscillation test

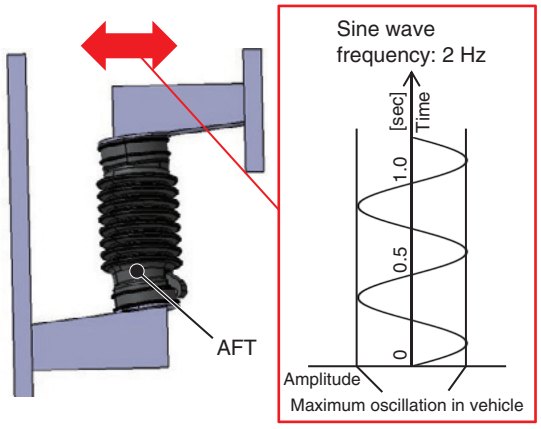


Fig. 14 Strength-testing apparatus for actual AFT

4. 実験結果と考察

4.1. 実験結果

単体蛇腹テストピースを用いて，極低温環境下にて蛇腹に対して，上述の３パターンの変位方向で繰り返し揺動試験をおこない，AFT が破断するまでの揺動回数を計測した結果を Fig. 15 に示す．

また，Fig. 16 に各揺動試験後の破断部位の写真を示す．

4.2. CAE 解析結果

4.1. 節と同様に３パターンの変位方向にて，CAE を用いて単体蛇腹テストピースに強制変位入力を加えた時の蛇腹に発生するミーゼス応力（最大発生応力）の解析結果を Fig. 16 に示す．また，Fig. 16 に各揺動条件での発生応力のコンター図を示す．

4.3. 考察

実験結果では，破断するまでの回数が少ない揺動方向は，斜め〔Fig. 12(c)〕方向から上下〔Fig. 12(a)〕方向から左右〔Fig. 12(b)〕方向という順番となった．一方，CAE 解析結果においても，応力値が高い揺動方向は，斜め方向，上下方向，左右方向という順番となり，応力値が高いほど，破断するまでの回数は少ないという結果となった．また，Fig. 16 には各揺動方向による破断部位と最大応力の結果から最大応力部位と破断部位が一致していることがわかる．

Fig. 15 と Fig. 17 の結果から，CAE にて解析した発生応力と実機試験による破断するまでの回数の関係をプロットしたグラフを S-N 線図とし Fig. 18(a) に示す．このグラフ

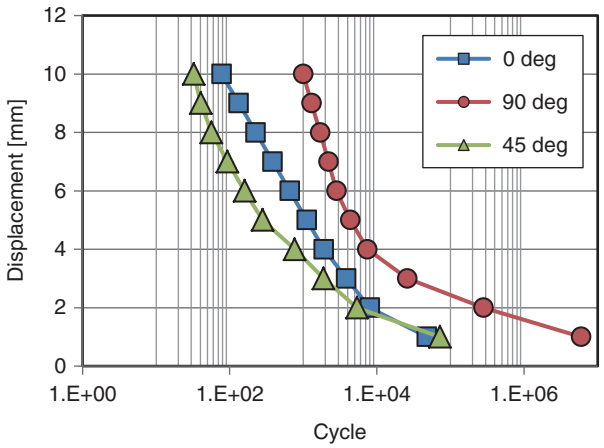


Fig. 15 Results of oscillation test

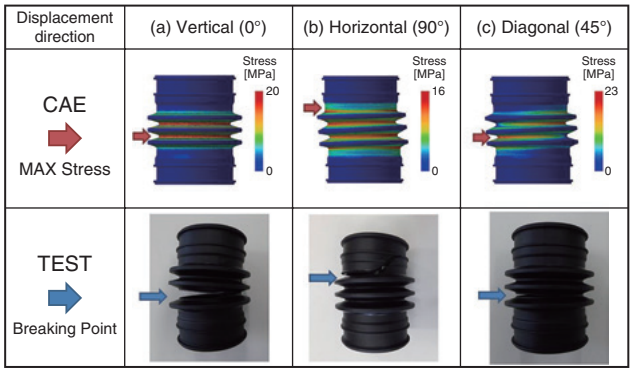


Fig. 16 Comparison between oscillation test results for test and CAE

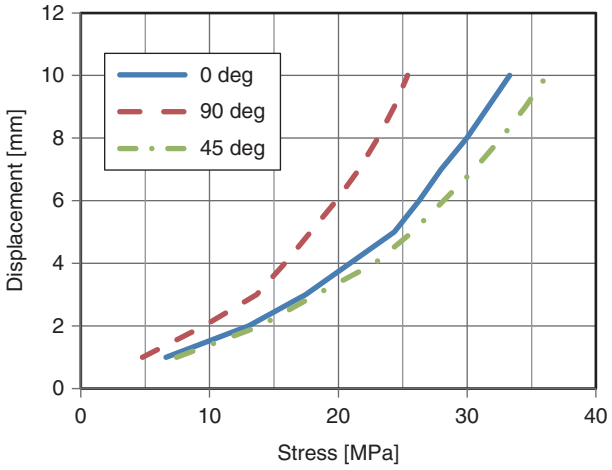
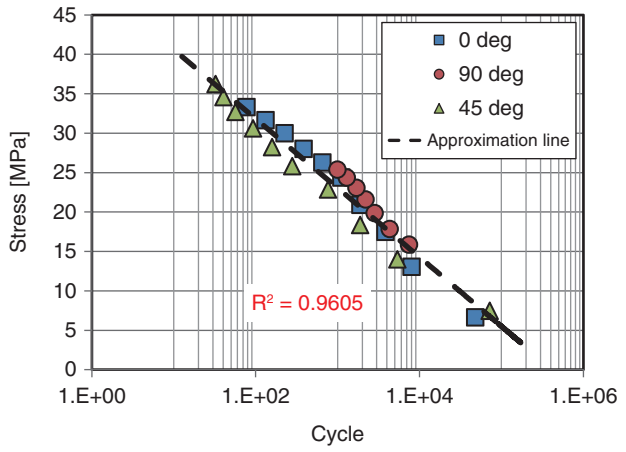


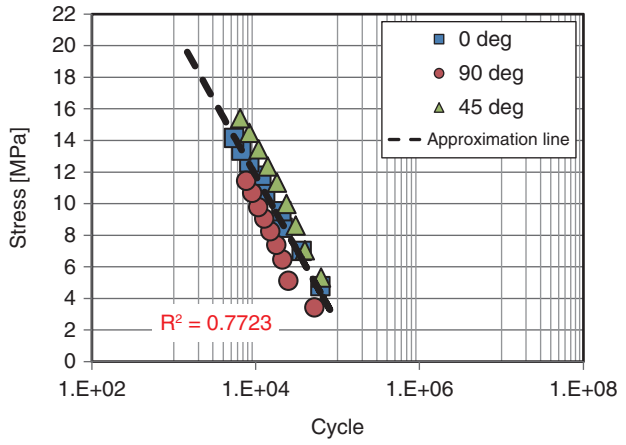
Fig. 17 CAE results

から，応力と破断するまでの回数は図に示す通り，決定係数:0.96 となり強い相関関係があることがわかる．

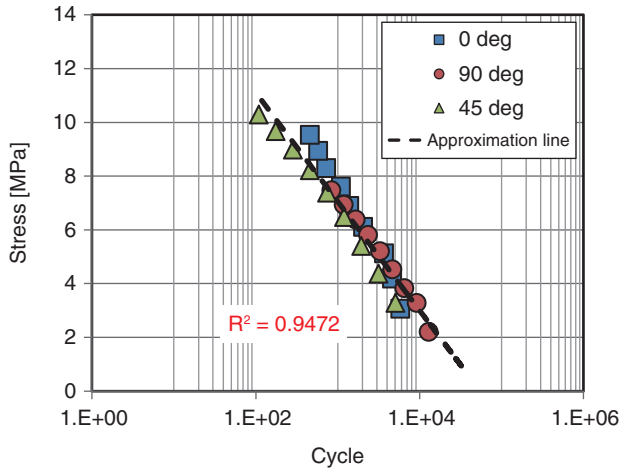
本寿命線を各材料ごと〔Fig. 18(b), Fig. 18(c)〕に作成することで，AFT の揺動に対する寿命を CAE を用いて応力値を算出することで材料の破断するまでの回数を予測することができると考えた．



(a) Results for NBR/PVC



(b) Results for ACM



(c) Results for ECO

Fig. 18　Stress and number of cycles to fracture for each material

5．検証

この寿命線の妥当性を確認するために，実際に AFT の製品形状 (Fig. 2) にて応力解析と極低温 AFT 製品揺動試験 (Fig. 14) をおこなった．Fig. 19 が予測寿命線に対する実機揺動試験の AFT が破断するまでの回数の結果をプロットしたグラフである．

また，Fig. 20 には極低温単体蛇腹揺動試験 (Fig. 11) の破断回数と CAE 応力値から推定される破断するまでの回数〔Fig. 18(a)〕の相関性を示しているが，決定係数:0.92 となり強い相関関係を達成できた．

以上の結果から，AFT の開発において極低温環境下での繰り返し揺動による耐久性について，事前に製品形状にて CAE を用いた発生応力の数値解析結果から，材料ごとの発生応力と破断するまでの回数の寿命線を用いることで破断するまでの回数が予測可能となった．

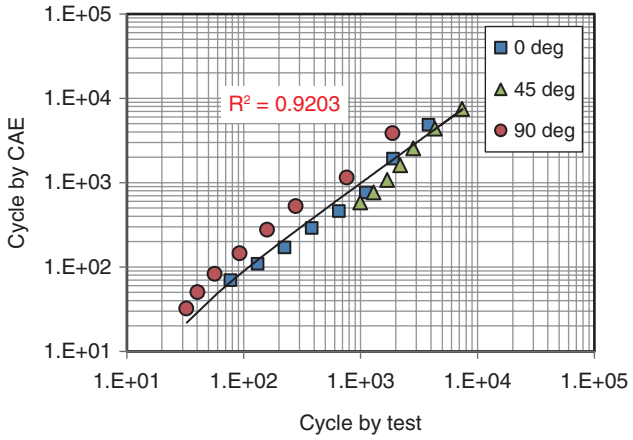


Fig. 19　Correlation between CAE and test for each material

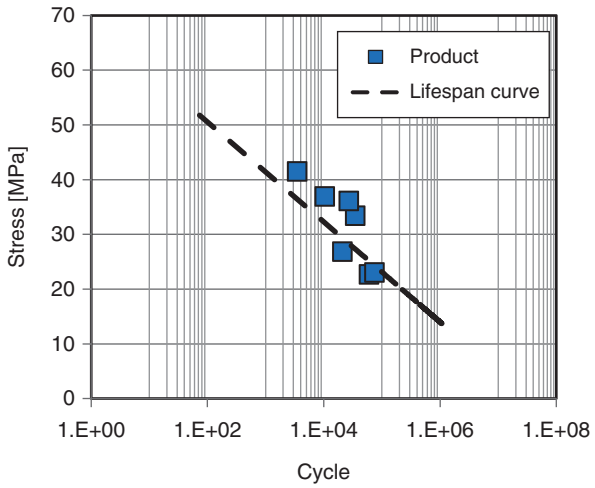


Fig. 20　Lifespan curve and test results

6. まとめ

本研究による，極低温環境下における AFT 蛇腹部寿命予測値は，実験結果と良く一致することがわかった．

（1）極低温環境下の測定手法改良により，精度の高い材料特性線図を取得できた．

（2）単体蛇腹テストピースを用いた極低温揺動試験を構築できた．

（3）単体テストと CAE を用いて S-N 線図を取得できた．

以上のことから，AFT 製品 (Fig. 2) での CAE を用いた発生応力の数値解析結果から，AFT の破断するまでの回数の予測が可能となった．

参考文献

（1）深堀美英：破壊があぶりだすゴムの正体（その２）ゴム弾性論が裏づけるゴムの疲労破壊の本質，日本ゴム協会誌，Vol. 87, No. 11, p. 454-459, (2014)

（2）Shangguan, W-B., Wang, X-L., Deng J-X., Yu, B.: Experiment and modeling of uniaxial tension fatigue performances for filled natural rubbers, Materials and Design, Vol. 58, p. 65-73, (2014)

（3）Sidhu, R. S., Ali, A., Hassan, M. R.: Experimental Determination of Fatigue Life of Automotive Jounce Bumper, Key Engineering Materials, Vol. 462/463, p. 634-638, (2011)

（4）JIS K 6259-1:2015, 加硫ゴム及び熱可塑性ゴム－耐オゾン性の求め方－第１部：静的オゾン劣化試験及び動的オゾン劣化試験

（5）日本ゴム協会：新版ゴム技術の基礎，380.p, (2002)

■著　者■


若 松　健


臼 井 英 正


花 房 寛 史


戎 井 順 子


橋 本 勝 史

ハンドリングと乗心地を両立するための非線形 CAE 技術

Non-linear CAE Technology to Balance Handling and Ride Comfort

大滝雄介* Yusuke OTAKI
日下馨* Kaoru KUSAKA
中原淳* Jun NAKAHARA
久世正文* Masafumi KYUSE

要旨

車両運動性能設計ツールにハンドリングと乗心地の両立検討を容易とする機能を追加した．乗心地性能に寄与する特性を検討するため，路面からの入力と伝達特性を表現できるタイヤモデルを選定し，その同定技術を構築した．また，ボデーへの振動伝達経路となるサスペンションの振動伝達特性を再現するため，ボールジョイント，ダンパ，ブッシュ等の周波数依存性と振幅依存性を考慮するモデルとそのパラメータの算出手法を開発した．さらに，液体封入式マウントモデルのためにパラメータ同定手法も構築した．これらのモデル要素をマルチボディシミュレーションに組み込むことにより，初期検討段階においてハンドリングと乗心地を同時に検討することが可能となった．

ABSTRACT

Honda's in-house vehicle dynamics simulation tool has been enhanced to balance ride comfort and handling performance more effectively. To deal with the characteristics that affect ride comfort, ride comfort tire model was newly introduced and its parameter identification method was developed for better reproduction of vibration transmission characteristics from road to tire. In order to consider suspension vibration transmissibility from tire to vehicle body, simulation models for rubber bushings, ball joints, and dampers were newly developed that can consider amplitude and frequency dependence. Their parameter calculation methods were also developed. In addition, to enhance the reproducibility of a vibration originated from engine, a hydraulic engine mount model that can reproduce amplitude and frequency dependence as well as its parameter identification method were developed. By incorporating the above technologies into our vehicle dynamics simulation tool, it became possible to study design more detailed specifications to balance handling and ride comfort performance at early stages of vehicle development.

1．まえがき

現在の車両開発においては，高い燃費性能と安全性に加え，運転する楽しさや快適性も兼ね備えた魅力ある商品の提案が求められている．また，お客様のニーズの多様化とその変化スピードに対応できる商品開発の進化改善は完成車メーカにとって共通の課題である．

このような中で，CAE は車両開発の効率や質を高める上でますます重要になっている．開発初期の商品企画段階においては，低燃費と動力性能のように相反する性能を両立させる設計コンセプトなどの検討に用いられる．そして，開発の中期から後期における車両特性やサブシステム特性を図面に反映する段階では，完成車の性能を予測し仕様の熟成を図るなど，CAE の適用は多岐にわたる．この過程における車両運動性能領域の検討ではマルチボディシミュレーション（以下，MBS）を用いた評価が積極的におこなわれている．

MBS とは，多数の部品で構成される機械システムの動的挙動を計算する非線形解析手法であり，部品の慣性情報や部品同士の拘束条件から運動方程式を組み立て，これを数値的に解くことで複雑な部品の挙動を計算する[1]．

Honda では 1980 年代後半より，車両運動性能分野にお

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2017_29_1_20

いてMBSの活用を開始した．その応用はサスペンションストローク時のアライメント特性予測などの幾何学特性の評価から始まり，その後，車両走行解析や部品の弾性変形を考慮した解析などに適用を拡張してきた[2]．ハンドリング性能においては，現在では設計コンセプトにより定められたサスペンションなどのサブシステム要件に対し，その構成する部品の特性検討にMBSが用いられ，部品配置と性能成立性を並行で予測する機構解析援用設計が標準的におこなわれている．

車両の操縦安定性を扱うハンドリング性能が主に5 Hzまでの剛体運動を解析の対象とするのに対し，背反関係にある乗心地性能では50 Hz程度までの振動現象を取り扱うため，非線形部品の表現が重要になる．不整路面を走行する際の過渡的な応答は，ラバーブッシュ，ダンパ，タイヤなどの非線形性や，振動の振幅や周波数による伝達特性変化が大きく影響し，乗心地検討にはこれらの部品の詳細なモデル化が必要である．このため，商品企画段階においてハンドリング性能と乗心地性能の両立を考慮することは容易ではなく，従来は開発後期に試作車を使用して乗心地検討をおこなうことが通例であった．

しかし，先にも述べた乗心地性能は本質的にハンドリング性能と並行で設計されるべき性能である．なぜならば，両者は車両に対し応答性と遮断性という相反する特性を要求するからであり，その両立には車両全体のレイアウトが決定する前にサブシステムの要件を適正に定め，それを構成する部品仕様を設計することが必要だからである．

このような背景から，著者らは車両運動性能の開発初期段階において，ハンドリング性能と乗心地性能を同一の部品仕様で並行検討できるよう，従来，ハンドリング性能の予測に用いられていたMBS設計ツールに乗心地向けのモデル要素を追加する機能拡張をおこなった．

2．開発のねらい

乗心地は路面からの入力がタイヤとサスペンションを介してボデーやステアリングに伝わり，乗員が振動として感じる現象である．代表的な乗心地事象をFig. 1に示す．

例えば，うねりの有る路面では1 Hzから2 Hzの周波数のばね上振動が数mmから10 mm以上の比較的大きな振幅で発生し，ドライバはふわふわした感覚を受けるため，サスペンション上下固有値の前後バランスは，ばね上の振動が速やかに収れんするように設計される．

良路走行時において，サスペンションが路面の凹凸により1 mm以下の振幅でストロークするような状況では，ダンパ，ボールジョイント，ラバーブッシュに含まれる非線形特性の影響により，およそ3 Hzから8 Hzのひょこひょこした乗心地が課題となる．

また，ステアリング回転振動は，タイヤおよびホイールのアンバランスに起因するサスペンションへの周期的な前後入力による振動である．その入力周波数は走行速度に比例し，ばね下質量の前後固有値に近いおおよそ10 Hzから20 Hzの範囲で発生する．

このように，乗心地事象は広い振幅と周波数範囲を持ち，その性能向上のためには対象となる周波数および振幅域において，非線形性を持つ部品を正確に表現できるモデルを用いて，乗心地に寄与する特性を設計していくことが必要である．

また，その検討を開発の初期におこなうにあたっては，部品仕様から速やかにモデルが作成でき，ハンドリング性能と乗心地性能を同一のモデルで予測し，性能を両立させる部品仕様を検討できることが望ましい．

そこで，上記の課題を解決するために，下記3点をねらいとした．

（1）乗心地事象で扱う振幅，周波数範囲において，部品の非線形性を表現できること
（2）代表的な乗心地事象について，設計者が簡便な操作で性能検討できること
（3）部品仕様検討に必要な精度を有すること

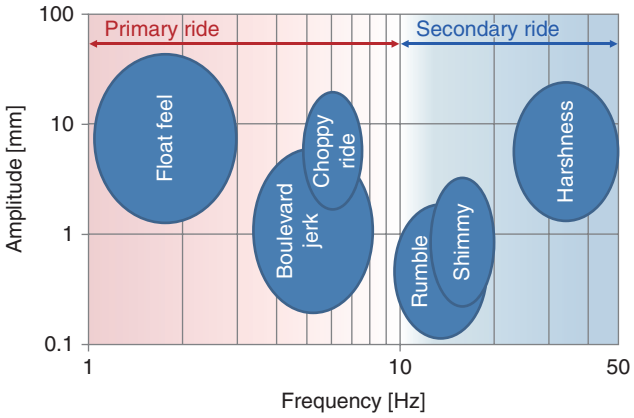


Fig. 1 Typical ride comfort feeling

3．乗心地特性に関するモデル表現

タイヤからボデーに至る振動伝達経路において，サスペンションの動ばね特性を構成する主な要素をFig. 2に示す．

車両の運動はタイヤからの入力によって励起されるため，ハンドリング性能も乗心地性能もタイヤ発生力の再現精度がシミュレーションの予測精度に大きく影響する．

また，このタイヤ発生力は，サスペンションアームやスプリング，ダンパを通じて車体を動かすが，その伝達経路にあるジョイントのフリクション，ダンパやラバーブッシュ剛性は，振幅や周波数によって大きく変動することが知られている．また，エンジンを支持しているエンジンマウントブッシュの特性も乗心地やNVHに大きく影響する要素である．これらをモデル化しMBS設計ツールに組込むことが

できれば，従来，開発初期にハンドリングを検討していた段階で，背反する乗心地や NVH 特性も検討することができ，背反性能が高いレベルで両立した設計案とすることができる．本章ではそのモデル化手法の概要について説明する．

3.1. タイヤの乗心地特性モデル

近年，燃費性能向上への要請から，タイヤは構造を薄肉化したり低損失コンパウンドを採用したりすることで転がり抵抗を下げ，ハンドリング性能や乗心地性能に関する特性も大きく変化している．この時代とともに変化するタイヤ特性を再現するタイヤモデルには RMOD-K や FTire などトレッドを分割して詳細化したモデル，タイヤ内部構造までモデル化した FEM タイヤモデルなどがある[3)-6)]．

ハンドリング性能検討のため，Honda は MBS をシャシ開発へ適用を始めた頃から，1987 年に発表された Magic Formula (MF)[7)]の理論を取入れ，タイヤ計測特性を内製ツールで MF モデル化したり，BIT (Braking In Turn) 等の横力と前後力が組み合わされた非線形領域での性能を検討しながらタイヤモデルを改良してきた．

また，タイヤの横方向のたわみに起因する横力伝達の 1 次遅れ特性式 (1) にもいち早く着目し，車両運動性能やドライバー車両系への影響を理論的に把握し[8)-10)]，その特性をタイヤモデルに組み込んできた．

近年の車両開発では，サスペンション部材の配置やボデー骨格の通し方を決める初期段階に，ブッシュの非線形特性や周波数依存性やボデー剛性なども勘案し，乗心地性能との背反性検討も同時におこなう必要性が高まってきている[2), 11), 12)]．これに合わせて，タイヤモデルにもより高周波の振動課題を取り扱える機能拡張が必要になってきた．

$$\tilde{F}_{y0}(t)=\int_0^t F_{y0}(\tau)\frac{1}{T_i}e^{-\frac{t-\tau}{T_i}}d\tau \quad \text{: Magic Formula with 1st order lag} \quad (1)$$

where

$$\begin{cases} T_i(\alpha|F_Z)=\dfrac{\partial F_{y0}/\partial \alpha_y|_{\alpha_y=0}}{K_y V} & \text{: Time constant} \\ F_{y0}(t)=D_y\sin\{C_y\arctan\{B_y\alpha_y-E_y[B_y\alpha_y-\arctan(B_y\alpha_y)]\}\} \end{cases}$$

車両が一般路面を走行する場合の，50 Hz 程度までの周波数域，10 mm 程度までの入力での再現性に着目すると，弾性支持されたタイヤのトレッドリングが路面入力で振動励起される現象をモデル化した MF-Swift モデル[13)]が，計算速度に優れハンドリング性能検討との親和性も高いため，我々は現在，この開発応用とモデル作成手法の標準化を進めている．前後力，横力，SAT などのコーナリング特性は，Fig. 3 に示すように計測特性をほぼ正確に再現できる精度を実現している．

乗心地特性については，Fig. 4 に示すようにトレッド面が低速で路面凹凸を包み込むように振舞うエンベロープ特性を良く再現できていることがわかる．

また，走行しているタイヤが路面のクリートを乗り越す時の過渡的なタイヤ力の再現特性も，振動のピークや周波数，収れん性などが良い近似を示している (Fig. 5)．

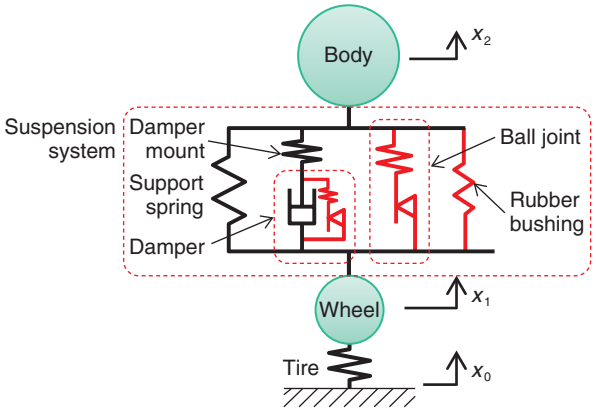


Fig. 2　Quarter-car model including hysteresis elements in suspension components

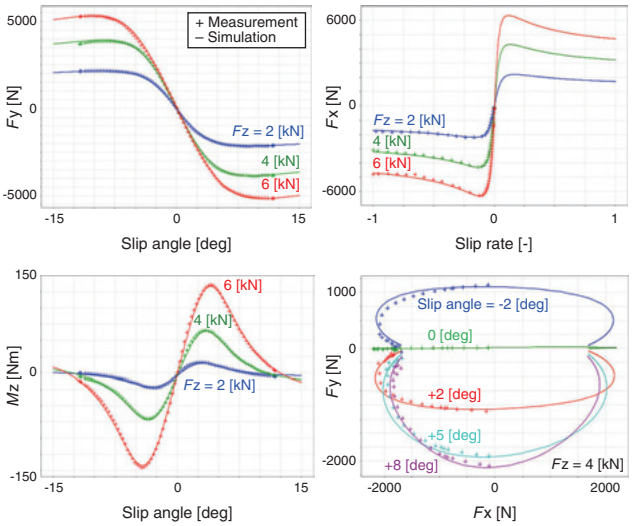


Fig. 3　Example of force and moment characteristics of tire 175/65R15, IP = 220 [kPa], measurement and its simulation with MF-Swift

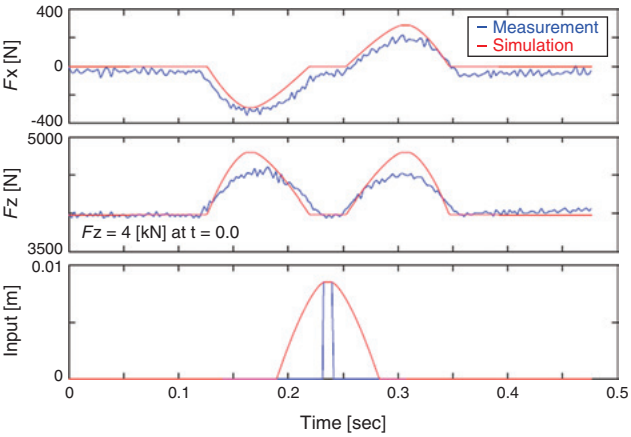


Fig. 4　Example of enveloping behavior of tire 175/65R15 with *Fz* = 4 [kN], IP = 220 [kPa], *V* = 0.27 [km/h], obstacle of 8.5 × 8.5 [mm], measurement and its simulation with MF-Swift

モデル作成のためのタイヤ計測は，大規模で専門的な設備を要するため，これまでは主にタイヤメーカや外部機関に依頼して計測をおこなっていたが，試験設備や条件に影響されないタイヤ特性計測およびモデル化をおこなうため，新たにタイヤ試験機を開発して導入し，高精度な比較を可能としている[14]．MF-Swift モデルを用いることで，乗心地現象を扱うために必須となるタイヤからの入力を精度良く推定することができ，ハンドリングと乗心地の机上での背反検討が可能となる．

3.2. サスペンションのフリクションモデル

振動現象を扱う場合，広範囲に影響を与える低周波から対策をおこなう．乗心地の低周波事象であるひょこひょこ，ぶるぶるの改善には，サスペンションがストロークする際に寄与するボールジョイントやダンパに含まれるフリクションを低減し，微振幅域におけるサス固有値上昇を抑制することが有効である[15]．

3.3. ダンパ発生力のモデル化

ダンパによるひょこひょこ感，ぶるぶる感の向上には減衰力の削減が有効であるが，一方でハンドリング性能を低下させるため，両立は容易でない．

しかし，乗心地に寄与する微低速の減衰力とハンドリング挙動の制振に必要な減衰力を個別に調整することができれば，両者のバランスを向上させる検討が可能となる．

そこで，Fig. 2 に示すようにダンパ発生力をフリクションに起因する成分とオイルに起因する成分に分け，さらに，ダンパ内の非線形な直列ばね要素を考慮する．本モデルを用いることで，Fig. 6 に示すように周波数と振幅に依存して変化するダンパ力を再現でき，ハンドリングおよび乗心地事象の周波数，振幅におけるダンパ特性を個別に設計することが可能となる．

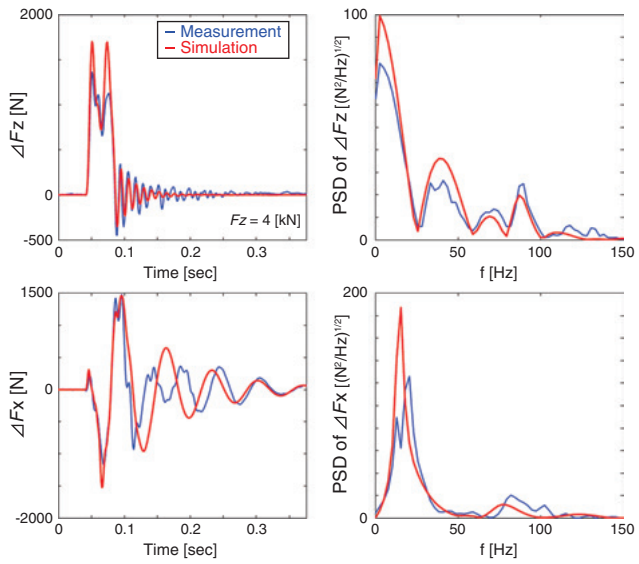


Fig. 5 Example of 2D (15 × 15 [mm]) 90 [deg] cleat response of tire 175/65R15 V = 20 [km/h]

3.4. ラバーブッシュモデル

ラバーブッシュは，タイヤ，ダンパに次ぎ非線形性を多く含む構成要素である．特にダンパマウントラバー，コンプライアンスブッシュのばね特性はハンドリング特性に大きく寄与すると共に，これらの振幅依存性，周波数依存性は乗心地性能にも寄与する．

Fig. 7 に適用したモデル[16]の概略図を示す．モデルは主にハンドリング性能の検討に用いられる変位依存ばね要素に，乗心地性能検討に用いられる振幅依存要素と周波数依存要素を加えた三つの非線形要素で構成されている．

本モデルは MBS に適用できるとともに，計算時間を要する時系列シミュレーションと共に動ばね特性を解析的に検討することができ性能検討を効率化することができる．

加振振幅 a における振幅依存要素の貯蔵ばね $K_{ad}'(a)$ と損失ばね $K_{ad}''(a)$ は，フリクション力 f_{ad} と直列ばね定数 k_{ad} を与えると次式のように求められる．

$$K_{ad}'(a) = \frac{f_{ad}}{a} \tanh \frac{a}{a_{ad}} \qquad (2)$$

$$K_{ad}''(a) = \frac{4 f_{ad}}{\pi a^2} \left(a - a_{ad} \tanh \frac{a}{a_{ad}} \right) \qquad (3)$$

同様に，加振周波数 ω における周波数依存要素の貯蔵ばね $K_{fd}'(\omega)$ と損失ばね $K_{fd}''(\omega)$ は，粘性減衰係数 c_{fd} とばね定数 k_{fd} を与えることにより次式のように求められる．

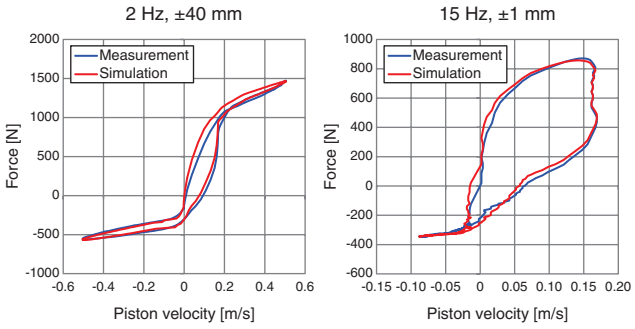


Fig. 6 Example of damper force characteristics with different input amplitude and frequency

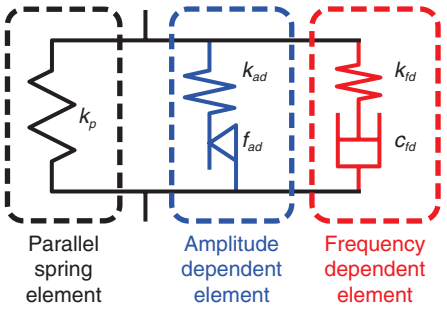


Fig. 7 Rubber bushing model for vehicle dynamics performance design

Table 1　Parameters for rubber bushing model

Static stiffness K	7500 N/mm
Dynamic multiplication d	1.24 (±0.05 mm, 100 Hz)
Loss factor L_f	0.05 (±0.5 mm, 15 Hz)
Freq. dependence ratio r_{fd}	690 N/mm/100 Hz

$$K_{fd}'(\omega) = \mathrm{Re}\,[G(\mathrm{j}\omega)] = \frac{\frac{c_{fd}^2}{k_{fd}}\omega^2}{\left(\frac{c_{fd}}{k_{fd}}\right)^2\omega^2 + 1} \qquad (4)$$

$$K_{fd}''(\omega) = \mathrm{Im}\,[G(\mathrm{j}\omega)] = \frac{c_{fd}\omega}{\left(\frac{c_{fd}}{k_{fd}}\right)^2\omega^2 + 1} \qquad (5)$$

部品の動的特性を表す最小限のパラメータ (Table 1) から式 (2) から式 (5) に与えるパラメータを算出[16]することで，Fig. 8 に示すようにラバーブッシュの動ばね特性を再現し性能検討に反映することができる．

3.5. 液体封入式マウントモデル

最近のパワープラント懸架装置においては，乗心地と静粛性の向上を目的に液体封入式マウントを使用することが一般的になっている．基本構造と作動原理を以下に説明する (Fig. 9)．本体ゴムの内側に液を入れダイヤフラムで閉じ，その中間に仕切り板を設けて二つの液室を形成し，その間にオリフィスを通す．これをシェイクオリフィスと呼び，減衰特性は本体ゴムの形状とオリフィスの内径と長さにより決定することができる．本体ゴムが荷重により変形すると液がオリフィスを通過し，その際特定の周波数に液柱共振による減衰が発生する．一般にその周波数をパワープラントの共振周波数付近に合わせて用いる．

シェイクオリフィスの共振により減衰が発生するが，同時に内圧上昇により微小振動入力の動ばね定数も大きくなり，そのままでは動特性の振幅依存性が増加する．その対策として，一般的に本体ゴムに低動倍率の材料を用い，さらに可動板などの液圧吸収機構を設けることが多い．

このような特性を忠実にモデル化するため，Fig. 10 に示すような多自由度モデルの組み合わせにより実現象をシミュレーション上に再現させている．

ここで F_1 は本体ゴム静特性，F_2 は本体ゴム周波数依存特性，F_3 は液体封入による拡張弾性特性および振幅依存特性を表現するためにそれぞれ定義，モデル化され，その合算値がマウント変位 $(X - X_g)$ に対する伝達力となる．

上記により，液体封入式マウントの複雑な特性をシミュレーション上で再現することが可能となった (Fig. 11)．実稼働状態に近い非定常変位下でのシミュレーション予測精度向上が設計初期段階から図られ，設計中期以降は変更が容易ではないエンジンマウントの位置やサイズを最適に設定することができる．

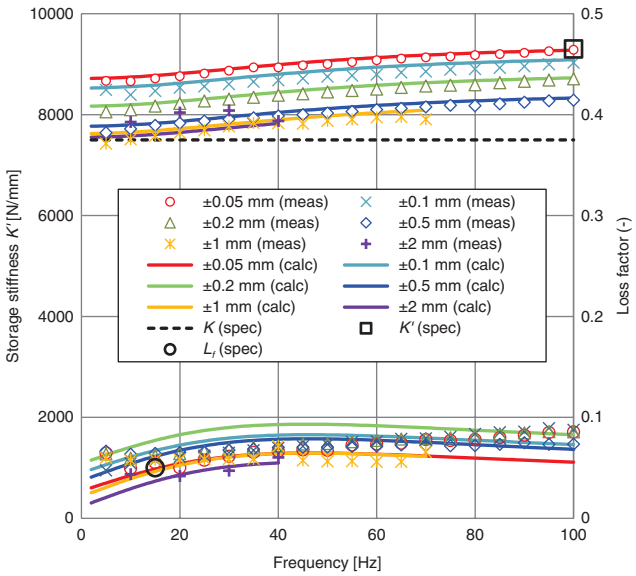


Fig. 8　Comparison between measurement and calculation results for dynamic stiffness of rubber bushing

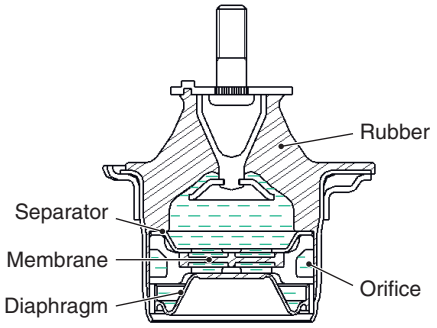
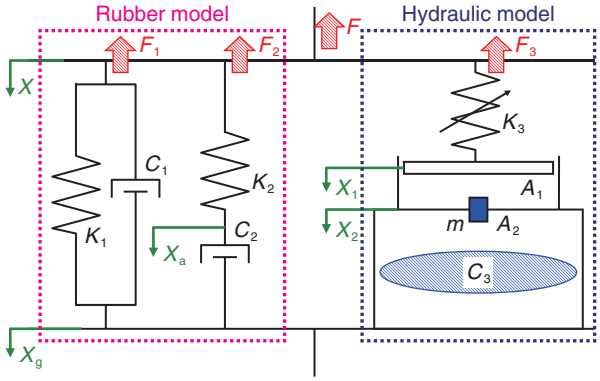


Fig. 9　Basic structure of hydraulic engine mount



K_1 : static stiffness of main rubber
K_2 : additional stiffness by dynamic stiffness
C_1 : damping of main rubber
C_2 : additional damping by frequency domain
K_3 : expansion stiffness
C_3 : damping inside orifice
A_1 : area of body
A_2 : area of orifice
m : fluid mass inside orifice

Fig. 10　Hydraulic engine mounting model for MBS

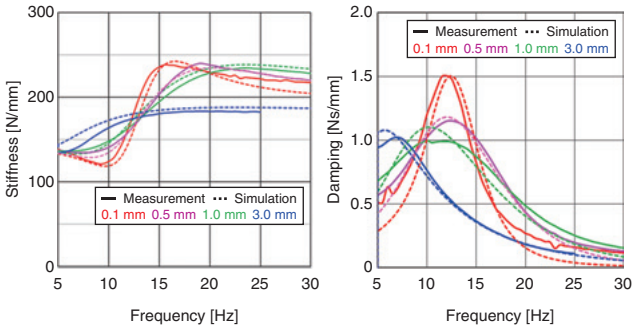


Fig. 11 Characteristics of hydraulic engine mounting model

4. 運動性能設計ツール

ハンドリングと乗心地を両立する車両運動性能の設計には前章で述べたモデル要素を考慮しMBSによる検討が必要となる.

しかし, 設計者が自ら検討に必要な詳細度のモデルを作成しシミュレーションを実行し, 結果を解析することは容易でない. そこで, 一連の作業を設計者が簡便におこなえるよう専用のソフトウェアを構築した.

Fig. 12 は設計者向けのMBSツールにおいてブッシュの特性を定義する画面を示している. 静ばね特性や動ばね特性などの部品仕様を定義すると, その特性はシミュレーションモデルに自動的に反映される.

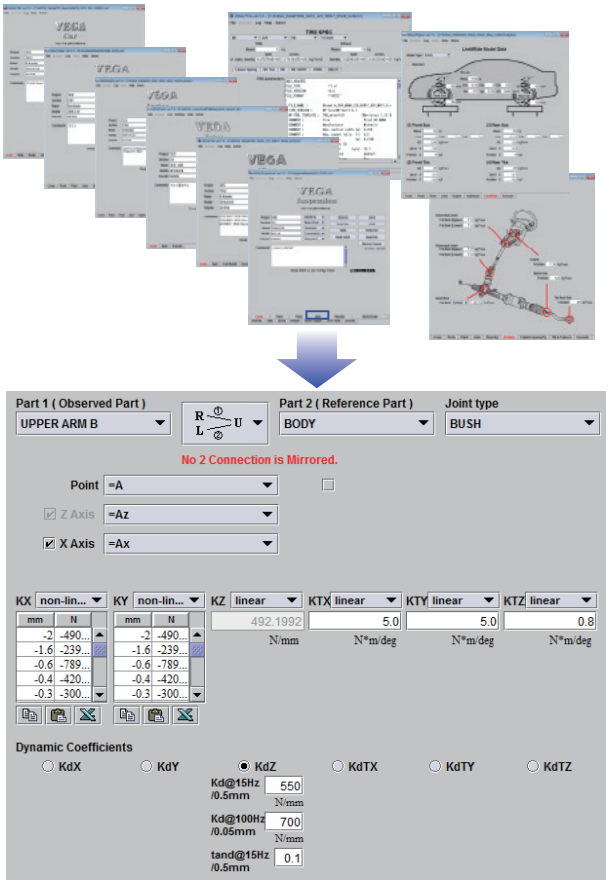


Fig. 12 Joint definition panel of MBS tool for designer

また, Fig. 13 は加振試験をおこなう画面の一例である. 設計者はサブシステムのアセンブリ条件や加振点, 加振波形などの試験条件を入力するだけで, モデル定義と試験条件からシミュレーションモデル (Fig. 14) を自動生成し, シミュレーションを実行することができる.

解析実行画面には代表的な完成車試験やベンチテストを模擬したメニューが用意されており, 設計者は必要なシミュレーションを実行し, ハンドリングと乗心地を両立させる部品仕様を検討することができる.

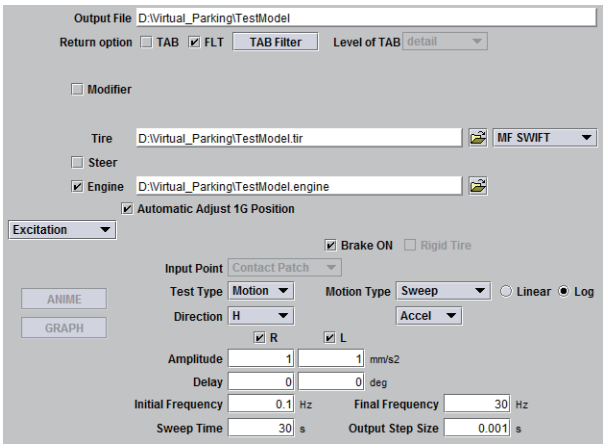


Fig. 13 Chassis excitation test panel in MBS tool

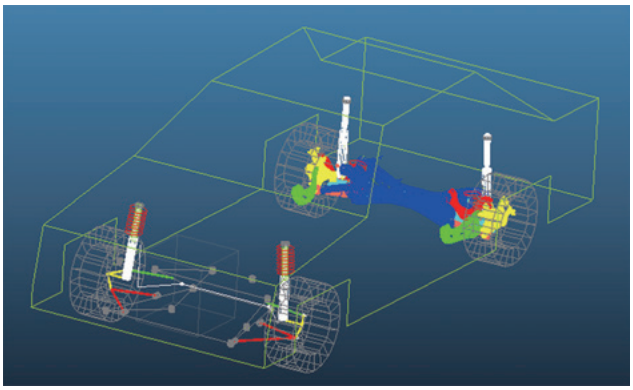


Fig. 14 MBS full vehicle model

5. 検討事例

5.1. ヨー・ロール位相遅れとフラットライド性能の両立

操舵に対する車両のヨーレイト, 横加速度, ロール角の位相遅れは, 操舵一体感に寄与する重要な特性である. 操舵によりタイヤにコーナリングフォースが発生すると, まずヨー運動が励起され, 横運動, ロール運動が続いて発生する. 一連の運動の位相差が大きくなると, 一体感, 軽快感などのドライバフィールが損なわれる.

例えばヨー運動に対するロール位相遅れの適正化に着目

すると，開発初期においてはロールセンタ高などを適値に設計し，開発後期はロール剛性などを最適化することにより乗り味を熟成させることで達成される．しかし，ロールセンタ高には最低地上高などのレイアウト制約があり，サスペンションのスプリングによりロール剛性を調整するとふわふわ領域の乗心地性能に影響する．実際の開発ではこれらの背反性能を考慮し部品仕様を定める必要がある．

一例として，中型車においてヨー・ロール位相遅れと上下伝達特性を，フロントサスペンション諸元を設計変数として評価した結果を Fig. 15 に示す．

まず，スプリングレートについては，その増加により位相遅れは改善されるが，ばね上固有値の上昇により乗心地性能は低下することがわかる．次にスタビライザ剛性とロールセンタ高については乗心地性能をほとんど変えることなく位相遅れを改善できることがわかるが，実際には耐久性やレイアウト制約を考慮する必要がある．このように各部品特性の寄与を把握しながら，その組み合わせにより Fig. 15 に示す提案仕様を決定することができる．

また，サスペンションブッシュの動倍率など乗心地性能に寄与する他のパラメータも設計対象とすることが可能であり，幾何学特性から動ばね特性まで含め，その仕様をハンドリング性能と乗心地性能を評価しながら机上で検討することができる．

5.2. 乗心地とアイドル振動の両立

アイドル振動は，エンジンアイドル回転数に応じた周期的な起振力がエンジンロール軸廻りに発生し，エンジンマウントなどを介して車体に伝達される事象である．

したがって，起振力の周波数とエンジンマウント系剛体共振の固有値を離すことが基本指針となる．しかし，燃費性能の観点からアイドル低回転化が求められる中で，固有値を離すためにマウント剛性を下げるとプライマリ領域の乗心地性能が低下する．

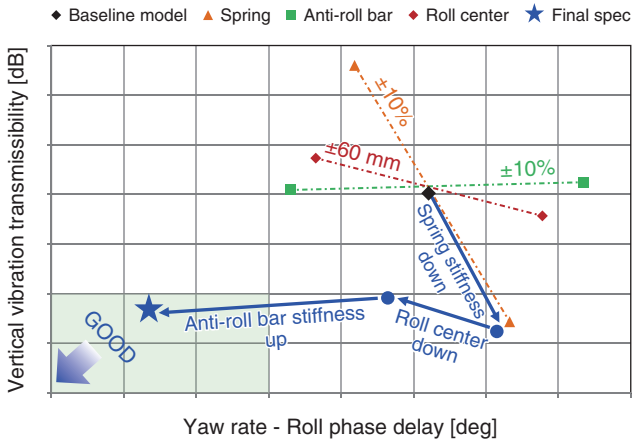


Fig. 15　Example of parameter study in which spring, anti-roll bar and roll center height are design parameters

このため，アイドル振動においてはエンジンマウント系の回転弾性主軸とエンジンの重心を近接させ，回転弾性主軸とトルクロール軸を一致させることで，振動レベルを低減させる方法がとられる．

また，路面からの上下入力に対する乗心地については，エンジンの上下モードとピッチモードを連成させるようにマウントの剛性配分と配置をおこなうことで，ばね上振動レベルを低減できることが知られている[17]．

小型車種のタイヤ接地面上下加振時のボデー上下伝達特性を評価した例を Fig. 16 に示す．実験とシミュレーションは，基準仕様とエンジンサイドマウントに Fig. 17 に示す特性の液封マウントを採用した仕様の二つについて実施し比較した．Fig. 17 において，K_d は実ばねを表し，K_l は虚ばねを表し，周波数に依存して変化するばね定数を振幅ごとにプロットしたものである．液封マウントの減衰ピークをパワープラント共振周波数付近に配置することにより，アイドル振動性能確保に必要な低ばねを達成しつつ，ボデー上下振動レベルを低減することができる．

このように，複数機能を検討可能な部品モデルを取り扱うことで，開発初期段階において完成車性能を精度良く予測し，また部品の採用する効果を定量的に判断することができる．

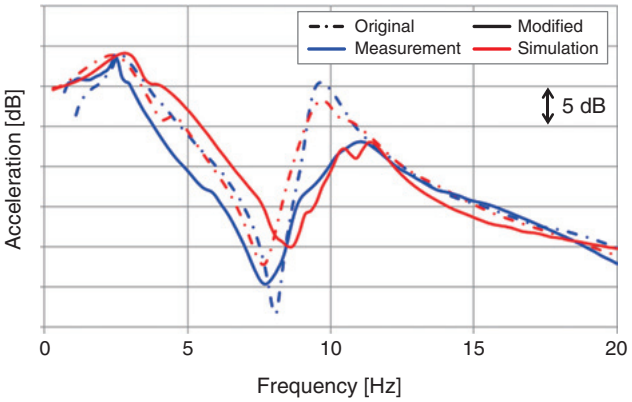


Fig. 16　Example of body vertical acceleration response in four-poster test

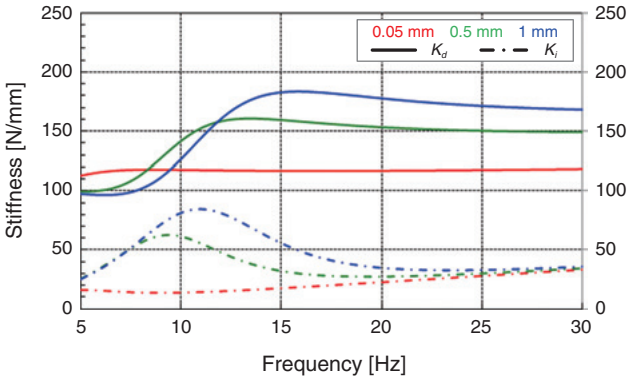


Fig. 17　Example of dynamic characteristics of hydromount bush model

5.3. ハーシュネス

ハーシュネスは路面の継ぎ目や橋のジョイント部などに生じる段差を通過した際に，過渡的な振動および音が車体に発生する事象であり，Fig. 18 に示すようにサスペンション上下ストローク時のホイールセンタ軌跡後傾角 φ やダンパ傾斜角 θ，サスペンションの前後剛性がこのハーシュネス性能に寄与することが知られている[18), (19)]．サスペンション設計においては，仮想アーム角やダンパ傾斜角の変更はドライバのヒールポイントや後席乗員のヒップポイントのレイアウト，低床化との両立，あるいは制駆動時の車体姿勢変化などを考慮しながらおこなわれる．サスペンション前後剛性については，ハンドリング性能に関連する要件と両立するため，コンプラブッシュの動倍率を下げる，もしくは減衰を上げることによりハーシュネス性能を確保する場合が多い．

一例として，中型車種のリヤサスペンションにおいて，実走行試験とシミュレーションの比較結果を Fig. 19 に示す．計算値と実測値は良好な一致が見られ，開発した計算モデルにより部品の動特性を考慮しながら設計案の妥当性や性能の見通しを判断可能とした．

この検証されたシミュレーションモデルを基にダンパ傾斜角 θ と仮想アーム角 φ を設計変数としてボデー入力荷重との関係をシミュレーション検討した結果を Fig. 20 に示す．ボデー入力荷重の総和はホイールセンタ軌跡が後傾となるよう仮想アームを配置し，ダンパ傾斜角 θ が正になる前傾化するよう配置させると低減できる．

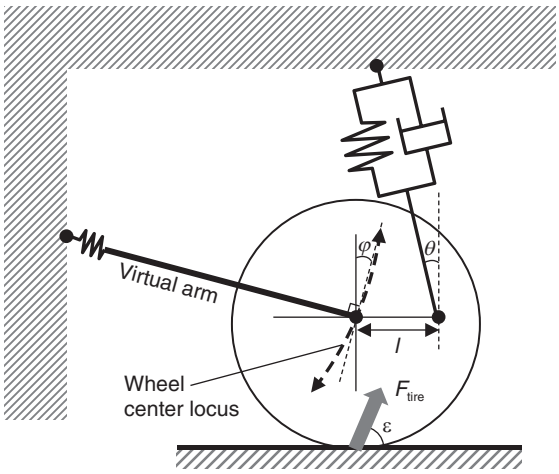


Fig. 18 Side view of conceptual suspension model with virtual arm and spring-damper

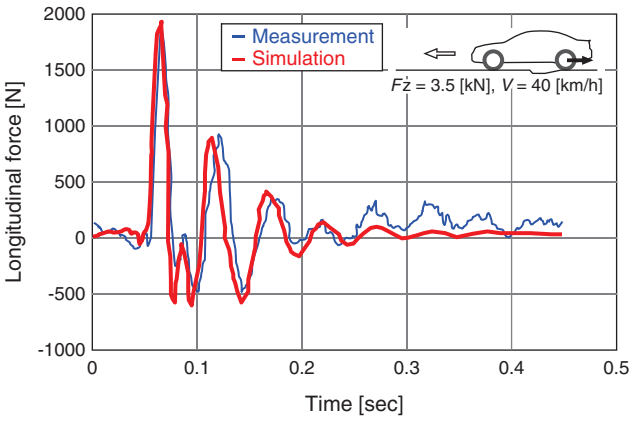


Fig. 19 Example of body longitudinal force (V = 40 km/h)

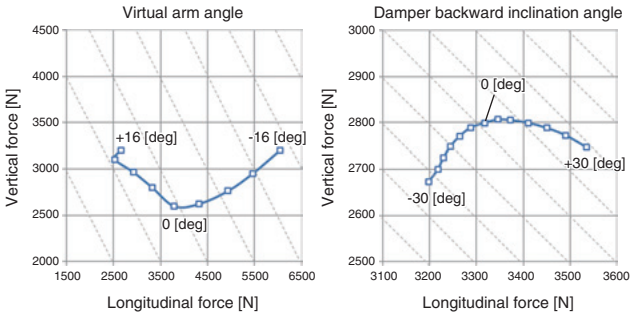


Fig. 20 Relationship between body input force, virtual arm angle, and damper inclination angle

6．まとめ

本稿では，ハンドリング性能と乗心地性能の両立検討をおこなうため，従来はハンドリング性能の検討に用いられていた設計ツールに乗心地向けのモデル要素を追加した．

（1）乗心地性能に寄与するブッシュ，ダンパ，タイヤモデルの諸元はハンドリング性能の検討にもそのまま適用することができ，背反する両性能を並行して検討することが可能となった．

（2）乗心地検討に必要なラバーブッシュ，サスペンションダンパ，エンジンマウントの特性検討を簡便におこなうことが可能である．

（3）構築したツールを用いた性能予測結果は実機との比較において十分な初期検討精度を有し，ハンドリング性能と乗心地性能を両立する仕様を部品仕様にまで詳細化して検討することができるようになった．

参考文献

（1）日本機械学会編：マルチボディダイナミクス（1）－基礎理論－，コロナ社，p. 305, (2006)

（2）塚越誠，首藤拓也：部品の弾性変形を考慮したサスペンション特性解析，Honda R&D Technical Review, Vol. 15, No. 1, p. 195-202

（3）鈴木朋和，日下馨：複数タイヤのデータ群から同定する「統計タイヤモデル」，Honda R&D Technical Review, Vol. 24, No. 1, p. 85-91

(4) Kusaka, K., Nagayama, N.: A Statistical Tire Model Concept - Applications to Vehicle Development, SAE Technical Paper 2015-01-1578, (2015)
(5) 日下馨, 長山信行:統計タイヤモデル研究ーCp, Kz, DLR 推定への適用ー, 自動車技術会シンポジウム No. 21-15, シンポジウムテキスト, p. 59-69, (2016)
(6) Schmeitz, A.: Delft-Tyre Training - Basic MF-Swift Theory, Delft-Tyre Training Japan 2008
(7) Pacejka, H.: Tire and Vehicle Dynamics, Third edition, Butterworth-Heinemann, p. 672, (2012)
(8) Kusaka, K., Higuchi, M., Shibusawa, K., Muraoka, N., Tsukagoshi, M.: Transient tire model for handling analysis and predictio, Proc. of The Eighth International Pacific Conference on Automotive Engineering, (1995)
(9) 日下馨, 樋口実, 渋沢宏一, 村岡尚彦, 塚越誠:ハンドリングの予測技術の研究ー動特性を考慮した非線形タイヤモデルの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol. 7, p. 87-97
(10) Kusaka, K., Higuchi, M., Hirata. H.: Handling Analysis and Prediction During Cornering - The Analytical Prediction of Vehicle Cornering Maneuver with respect to Driver-Vehicle System Characteristics, Proc. of The Ninth International Pacific Conference on Automotive Engineering, (1997)
(11) Nagahisa, M., Kusaka, K., Minakawa, M., Nirei, T.: The Influence of Body Flexibility on the Handling Characteristics, Proc. of The 10th International Pacific Conference on Automotive Engineering, (1999)
(12) Kusaka, K., Nagahisa, M., Nishimura, T.: An Influence of Body Lateral Bending on Handling Characteristics, Proc. of The 11th International Pacific Conference on Automotive Engineering, (2001)
(13) Besselink, I., Schmeitz. A., Pacejka, H.: An improved Magic Formula/Swift tyre model that can handle inflation pressure changes, Vehicle System Dynamics, Vol. 48, Supplement, p. 337–352, (2010)
(14) 酒井智紀, 日下馨, 佐藤祐二:フラットベルト式サスペンションタイヤ試験機, Honda R&D Technical Review, Vol. 25, No. 2, p. 64-69
(15) 中原淳, 皆川正明:複数のばね付フリクションを用いた実車サスペンションフリクションのモデル化手法, 自動車技術会論文集Vol. 33, No. 4, p. 127-131, (2002)
(16) Nakahara, J., Yamazaki, K., Otaki, Y.: Rubber Bushing Model for Vehicle Dynamics Performance Development that Considers Amplitude and Frequency Dependency, SAE Int. J. Commer. Veh. 8(1), p. 117-125, (2015)
(17) 柳瀬浩, 田村勉, 高林宏幸, 池畑澄人:大衆車用エンジンマウントシステムの振動騒音低減技術, Honda R&D Technical Review, Vol. 17, No. 2, p. 90-95
(18) 皆川正明, 中原淳, 二宮次郎, 織本幸弘: 路面からタイヤへの伝達力の指向性を利用した振動伝達低減手法ー第２報:路面入力実測による下過渡振動解析ー, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 53-99, p. 5-8, (1999)
(19) 神戸弘樹, 香村伸吾: 側面視サスペンション配置による前後振動低減, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 105-07, p. 1-6, (2007)

■著　者■


大滝雄介


日下　馨


中原　淳


久世正文

シャシ締結構造体の小型化技術

Downsizing Technology for Chassis Parts Fastening Structure

菱田元樹* Motoki HISHIDA
佐藤真人* Masato SATO
朝見明彦* Akihiko ASAMI
石松久嗣* Hisashi ISHIMATSU

要　旨

次世代の軽量高性能なサスペンションを安価に実現すべく，締結構造体の小型化技術を開発した．実現するための要素技術として，車体系にも適用可能な 12.9 級，14.9 級の高強度ボルトと，締結接合面の限界摩擦特性制御技術を開発した．従来調質鋼による高強度化では遅れ破壊特性が低下するため，パテンティング処理を施したパーライト鋼を用いた高強度六角フランジボルトを開発し，高強度化と遅れ破壊特性の両立を実現した．開発した高精度摩擦係数測定技術に基づいて評価された微小凹凸の最適化により，安定的に耐すべり性を確保することを可能とした，締結接合面の限界摩擦特性制御技術は，締結構造体の小型化に貢献できた．これら二つの技術は 2016 年モデルの CIVIC において締結部位ごとに単独，または複合的に適宜組合せて適用され，軽量かつ安価なサスペンションを実現できた．

ABSTRACT

Downsizing technology for fastening structures was developed to realize a low-cost, next-generation, lightweight, high-performance suspension. The key technologies developed to achieve this were strength class 12.9 and 14.9 high-strength bolts that can also be applied to the vehicle body, and technology that controls the limit friction characteristic of the fastening joint surface. When the strength is increased with conventional thermal refining steel, the delayed fracture characteristic decreases, so a high-strength hexagon flange bolt was developed that uses patenting-treated pearlite steel to realize both increased strength and an enhanced delayed fracture characteristic. Technology for controlling the limit friction characteristic of the fastening joint surface made it possible to secure stable slipping resistance by optimization of micro unevenness, evaluated using developed accurate friction coefficient measurement technology, which helped to downsize the fastening structure. These two technologies were applied separately and in combination as appropriate to each fastening position in the 2016 model year CIVIC, and helped to achieve a lightweight and low-cost suspension.

1．まえがき

近年，燃費性能向上と運動性能向上の観点より，自動車軽量化ニーズが高まっている．また，商品魅力向上のために，C カテゴリなどの車両においてもマルチリンク形式のサスペンションを採用する例が多くなっており，軽量，高性能なサスペンションが求められている．

サスペンションは車体とタイヤ，ホイールをつなぐリンク機構であり，リンク取り付け部は一般的にゴムブッシュを介してボルトとナットによって締結される．マルチリンク化によりボルト締結部位も多くなるため，軽量で，小型のリンク取り付け部締結構造体を実現することで車両の軽量化に大きく貢献できる．

リンク取り付け部のゴムブッシュ特性は走行中の路面からの振動遮断のほかに，操安性能や乗心地性能に大きく影響する．具体的には，振動遮断のために動ばね定数を低く，操安性能のために軸直方向ばね定数は高く，また，乗心地性能のためにねじり方向ばね定数は低くといった大きなばね比が求められる．一般的に軸直方向のゴム厚を薄くすると軸直方向ばね定数が高くなるためゴム硬度を下げること

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2017_29_1_21

ができる．ゴム硬度を下げると，ねじり方向ばね定数が低くなる．ブッシュ径を小さくすることによりばね比を大きくできるが，ゴム容量が減少する方向であるため，耐久性が課題となる．そこで本研究では，ゴム容量を確保したままブッシュの内径を小さくして，ばね比を大きくすることに着目し，締結構造体のボルトサイズを小さくする方法を検討した．

また，サスペンションのボルト締結点は，その周辺部品のレイアウトを設計する上での基点となるため，ボルトサイズを小さくすることで，周辺部品のレイアウト設計自由度も向上する．

従来のボルト小型化のアプローチとしては，ボルトの高強度化のみで対応することが一般的であった．例えば，シャシ締結で一般的に用いられる高強度ボルトである強度区分 10.9 級の M14 ボルト（Fig. 1 の A 点）を M12 に小型化する場合を考える．同等の許容軸力を得るために，10.9 級の M12 ボルト（Fig. 1 の a 点）を高強度化しようとすると，12.9 級の M12 ボルト（Fig. 1 の b 点）では許容軸力が足りず，14.9 級までの高強度化が必要となる（Fig. 1 の c 点）．また，後述の遅れ破壊特性の低下[(1), (2)]の改善に加えて，めねじ強度の確保，被締結体座面強度の確保，締付けトルクの低減などが課題となるため，ボルトの高強度化のみでは適用可能な部位が限定される．

そこで，本研究では，ブッシュを介したボルト締結構造に着目し，ボルトの高強度化のみに頼らない小型化の手法を検討した．Fig. 2 にブッシュを介した締結構造体に発生する荷重状態の概念図を示す．式（1）に示すように，締結構造体に負荷される最大外力 Fv に対して，ボルト軸力 F と締結接合面の限界摩擦係数 μ との積が上回るようにボルトサイズが設計される．なお，限界摩擦係数は，すべりが発生しない最大外力とボルト軸力との比で定義した．

$$Fv < \mu F \qquad (1)$$

ボルトを高強度化することで，ボルトサイズを大きくすることなく必要軸力を確保することに加え，接合面の限界摩擦係数 μ を向上させることでも，許容荷重を高めることが検討されている[(3)-(5)]．これを Fig. 1 で示すと，μ の向上により Fig. 1 の d 点からのボルト高強度化が可能になり，12.9 級のボルト軸力で最大外力を許容することができる（Fig. 1 の B 点）．したがって，これらの二つのアプローチがボルトサイズを小さくするために有用であり，締結部位ごとに単独，または複合的に適宜組合わせることで適用範囲が拡大し，より大きな軽量化効果が期待できる．

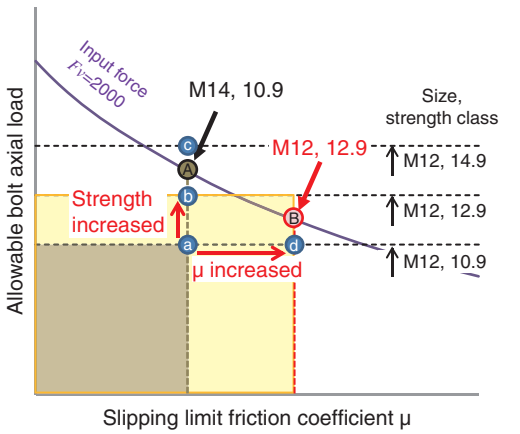


Fig. 1　Relationship between bolt axial load, slipping coefficient and bolt size

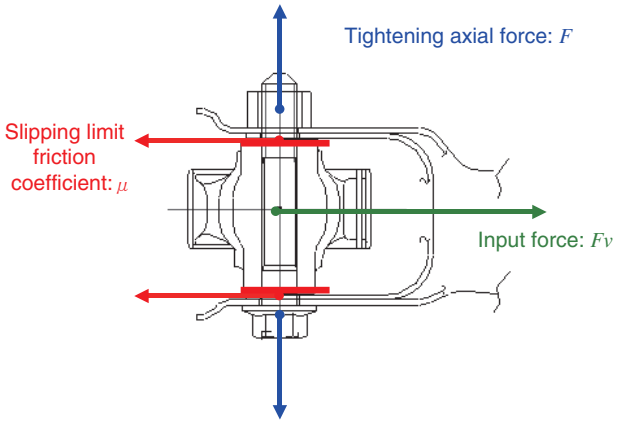


Fig. 2　Schematic illustration of bolt fastening structure

2．開発の課題と目標

2.1. 高強度ボルト

高強度ボルトを適用する際には，鋼材強度の上昇に伴い，遅れ破壊が発生することが知られている．特に引張強度が 1200 MPa を超える領域では遅れ破壊特性が低下する傾向がある．遅れ破壊は，実使用時の腐食反応により発生し，吸蔵される拡散性水素によるものと考えられており，シャシ部品のように腐食環境下で使用されるボルトでは，特に遅れ破壊特性向上の必要性が高くなる．

高強度ボルトに適用可能で，遅れ破壊特性を向上させる材料は二種類に大別される．一つは，合金添加と熱処理を用いる調質鋼線である．しかし，これは材料単価が高くなることに加えて，熱処理品質の安定性確保が課題となる．もう一つはピアノ線に代表される，パテンティング処理と呼ばれる恒温変態処理を施した鋼材（以降，パテンティング鋼）である．調質鋼線に比べ同一強度で比較すると遅れ破壊特性に優れており，Honda では 16.9 級高強度ボルト材料として採用し，エンジン部材を締結している[(6)]．しかし，パテンティング鋼を用いたボルトの製造は Fig. 3 に示す通り，ボルト成形前の伸線加工率が高い場合，材料強度が高いために六角フランジボルトの頭部成形が課題となる．一方，伸線加工率が低い場合，ボルト成形時の軸部成形の加工度を高くする必要があり，圧造金型への負担荷

重が高くなる．伸線加工とその後の塑性変形により強度を満足させるために，成形時の材料強度が調質鋼と比較して高く，強度と成形性の両立が課題となる．このため，これまでパテンティング鋼を用いた高強度ボルトは，ボルト頭部形状の成形が容易なヘクサローブ型のみの適用にとどまっていた．シャシ用締結ボルトにおいては，ヘクサローブ形状は欧米では普及しているものの，グローバルでの展開を考慮すると，既存工程を変更することなく締め付け可能な六角フランジボルトへのニーズが高い（Fig. 4）．これまでに，調質処理を施さないボルト用線材が開発されているが，圧造時の変形抵抗が高いために，成形性確保，工具寿命確保の観点から，強度区分 8.8 級までの適用が限界であった[7]．

そこで高強度ボルト開発では，シャシ部品の実使用環境下を想定した腐食環境で，十分な耐遅れ破壊特性を有し，従来材同等の熱的安定性を有する，12.9 級，14.9 級の六角フランジボルトを目標とした．



(a) Hexalobular internal bolt　(b) Hexagon flange bolt

Fig. 4　Shape difference between hexalobular internal bolt and hexagon flange bolt

2.2. 締結接合面の限界摩擦特性制御

締結接合面の限界摩擦特性については，これまでに種々の締結組合せに対して検証されている．しかしながら，限界摩擦係数の測定は，一般的に確立された計測手法がなく，異なる手法で計測された実験値を参照することが多く，系統的な整理が不足していた．これは，摩擦係数の測定が多くの環境因子（試験片，治具，荷重付与方法，清浄度等）に影響されることでばらつきが大きくなることや，すべり開始点の定義とその判定が容易ではないといった点が原因であったと考えられる．特に実車走行時荷重入力環境下で用いられるブッシュを介したボルト締結構造体における，締結接合面のすべり挙動は，構造や入力荷重が複雑となるため，解析は容易ではない．

このような状況のため，締結接合面のすべり特性の向上に影響を及ぼす因子やその効果については，統一的な見解が得られていない．そこで，締結接合面の摩擦特性制御技術開発では，締結接合面の限界摩擦特性に及ぼす表面性状の影響を系統的に評価し，安価な手法で高い限界摩擦係数を実現することを目標とした．

3．車体用高強度ボルトの開発

3.1. 鋼種選定

材料選定は，コスト，調達性，リサイクル性を考慮して汎用性の高い冷間圧造用炭素鋼線を基本組成として検討した．冷間圧造用炭素鋼線の強度は，カーボン（C）量が主たる影響因子になるため，パテンティング処理とその後の伸線加工の影響を考慮した成分選定をおこなった．Table 1 に本開発で設定した強度 12.9 級，14.9 級のボルトに対応する材料成分を示す．なお，ここで実施したパテンティング処理は，強度と延性のバランスを向上させるためにパーライト組織の均一化と微細化，フェライト素地の確保のため C 量を低減することをねらいとして施した．パテンティング処理の後，伸線加工をおこない，組織の微細化による強度確保をおこなった．前述のとおり，伸線加工率の設定が六角フランジボルト成形における鍵となる．Fig. 5 にボルト成形可能な伸線加工率を設定した結果を示す．

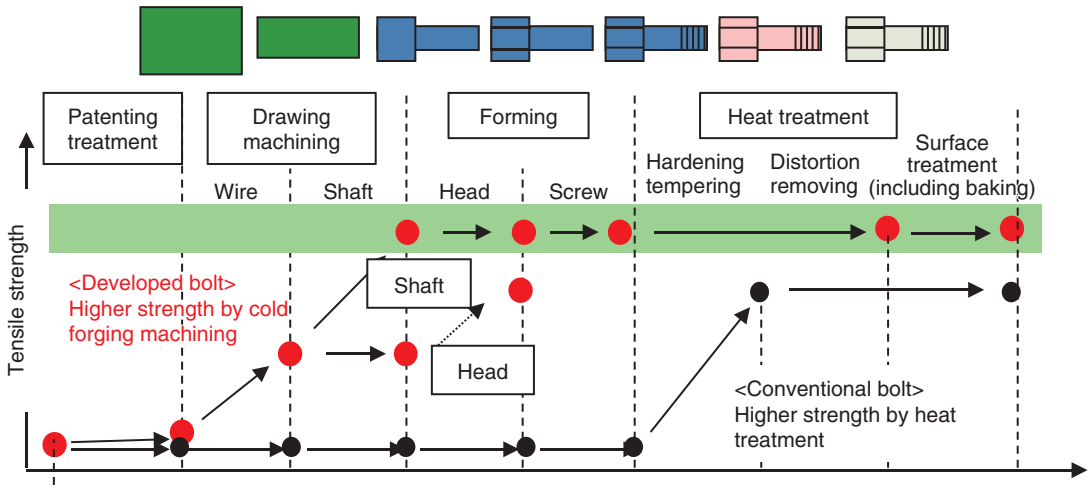


Fig. 3　Relationship between bolt manufacturing process and strength transition

Table 1　Material composition

Bolt Strength class	Composition mass%				
	C	Si	Mn	P	S
12.9	0.54 -0.61	0.15 -0.35	0.60 -0.90	≤0.030	≤0.030
14.9	0.69 -0.76	0.15 -0.35	0.60 -0.90	≤0.030	≤0.030

ボルト強度 12.9 級，14.9 級でそれぞれ最適な伸線加工率を設定した．

3.2. ひずみ取りの熱処理

本開発で成形したボルトは，伸線加工と圧造加工において導入されたひずみにより，フェライト層に転位が多く蓄積されている．このため，圧造したままでは可動転位密度が高いことからリラクゼーション特性が低く，蓄積された転位にトラップされる水素が多くなるため，遅れ破壊特性が低下する．そこで，成形時のひずみ導入によるへたり，遅れ破壊特性の改善を目的として，ブルーイング処理（ひずみ取り熱処理）をおこなった．Fig. 6 に，ブルーイング処理に伴う材料内部組織の変化を示す．ひずみが蓄積されている領域は，転位が蓄積することで電子線が透過しにくくなるため黒いコントラストで示される．熱処理前と 350℃ 熱処理後の金属組織を比較すると，フェライト層の転位が消滅し，ひずみが解放されていることが確認される．一方，450℃ のブルーイング処理を実施した場合には，セメンタイトが球状化し，パーライト組織の崩壊が始まっていることが確認される．このような低温熱処理によるパーライト組織の崩壊は，強加工により導入された多量の転位が組織変化の駆動力となったことによると考えられる[8]．Fig. 7 に引張強度とブルーイング処理温度との関係を検証した．

その結果，400℃ 以上になると急激に強度が落ち込む傾向にあった．ブルーイング温度は，ボルトのねらいの強度区分を下回ることのない高い温度で処理することで高い熱的安定性を確保できる．したがって，本開発では熱処理にお

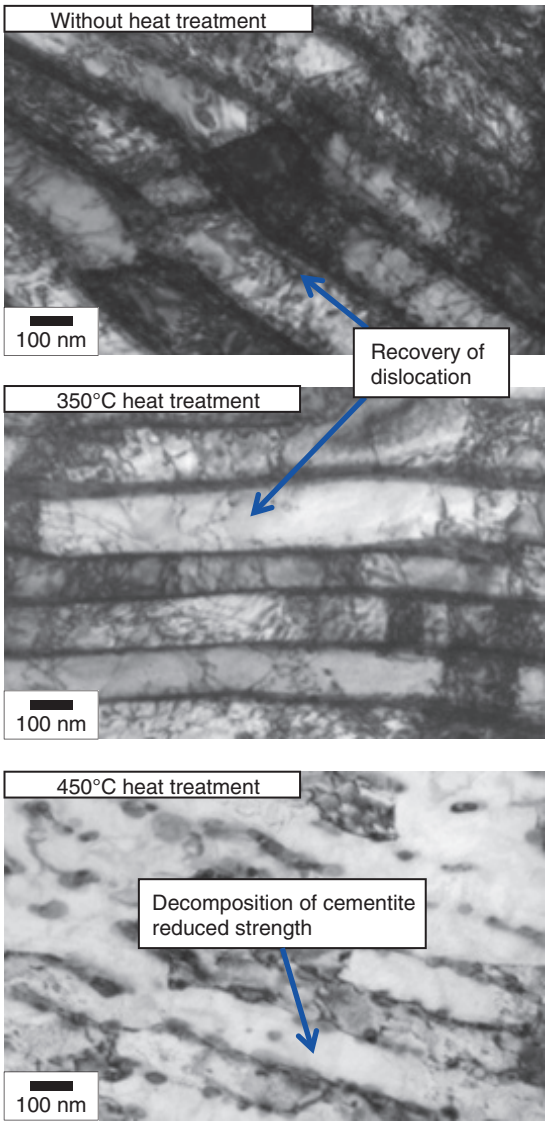


Fig. 6　Photographs of metal structure before and after heat treatment

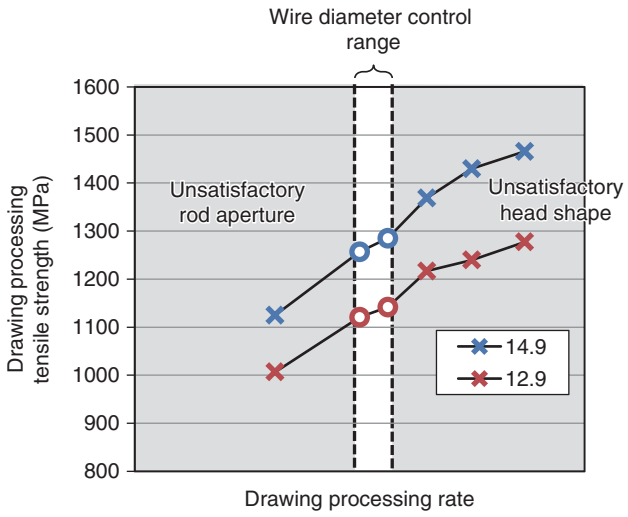


Fig. 5　Relationship between tensile strength and wire drawing rate

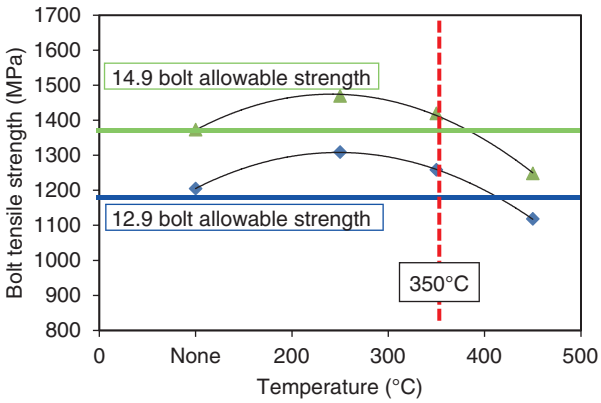


Fig. 7　Relationship between tensile strength and heat treatment temperature

ける品質ばらつきを考慮して，ブルーイング温度を 350℃ に設定した．

一般使用環境においては，常温以上で使われることが想定されるため，熱的安定性の確保が必要となる．そこで，ブルーイング処理による熱処理安定性の向上効果を検証した．常温で締め付けた開発ボルトを 150℃ で 100 時間放置したときの締結残存軸力を測定する．その結果，ひずみ取り熱処理したボルトは残存軸力が 20% 改善し，強度区分 10.9 級の調質型ボルトと同等の熱的安定性を有していることが確認された (Fig. 8)．

3.3. 遅れ破壊特性

遅れ破壊は，腐食やめっき等の外部から鋼中に侵入する水素によって引き起こされる．遅れ破壊特性の検証は，電解水素チャージ法により鋼材中に強制的に水素を導入させた状態で，引張強度の 0.9 倍の一定荷重で引張応力を付与した試験において，破断しない限界水素濃度を電解水素チャージ法により測定した．Fig. 9 は，開発ボルトに種々の温度条件で熱処理による脱水素処理を施した際の拡散性水素曲線を示す．200℃ で脱水素処理を施した仕様では破断が発生しないことから，250℃ までのピーク面積に相当する拡散性水素量が遅れ破壊に影響を及ぼすことを示している．以降の水素量評価では，250℃ までの水素量を評価することとした．

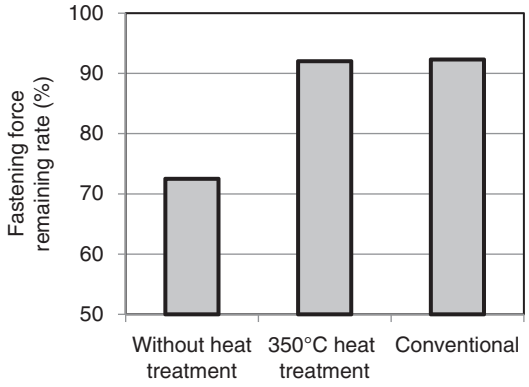


Fig. 8 Effect of strain-removing heat treatment

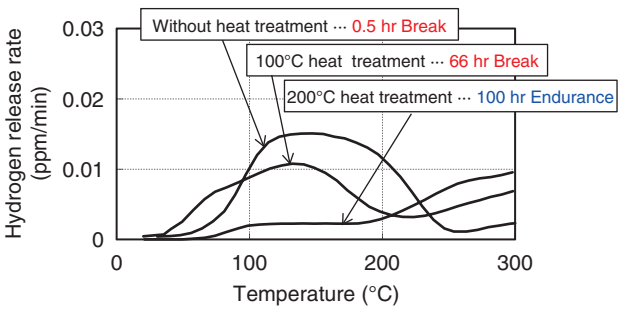


Fig. 9 Relationship between hydrogen release rate and temperature

耐遅れ破壊特性の定量評価として限界水素量 (Hc) と侵入水素量 (He) の測定を実施した．Hc の測定は，電解水素チャージ法によりおこなった．鋼材表面に種々のチャージ条件でアノード電位を発生させて水素を鋼材中に取り込んだ．He は，実車環境を模擬した錆耐久試験下でボルトに水素侵入させ，試験後直ちに水素量測定をすることにより算出した．

Hc/He の値が高いほど耐遅れ破壊性が高くなる．Fig. 10 に開発ボルトの Hc/He の測定結果を示す．比較として，開発ボルトと同等強度を有する調質型従来ボルトの値を示す．開発した 12.9 級，14.9 級のボルトは，調質型ボルトに対して優れた遅れ破壊特性を有していることが明らかとなった．また，実車錆環境を想定した試験下において侵入する水素量に対して，十分大きな限界水素量を有していることから，本開発ボルトがシャシ部品に適用可能な高強度ボルトであることが確認された．

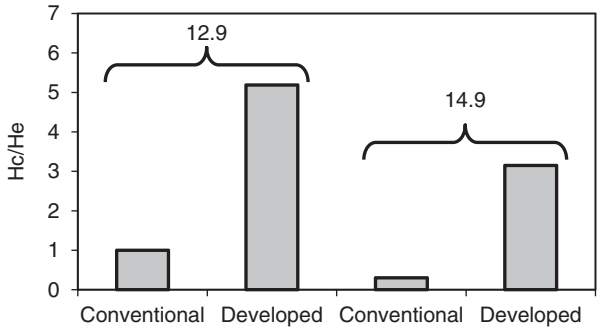


Fig. 10 Comparison of Hc/He between conventional and developed bolts

4．ボルト締結接合面の高限界摩擦係数の実現

4.1. 接合面の限界摩擦特性の評価技術の確立

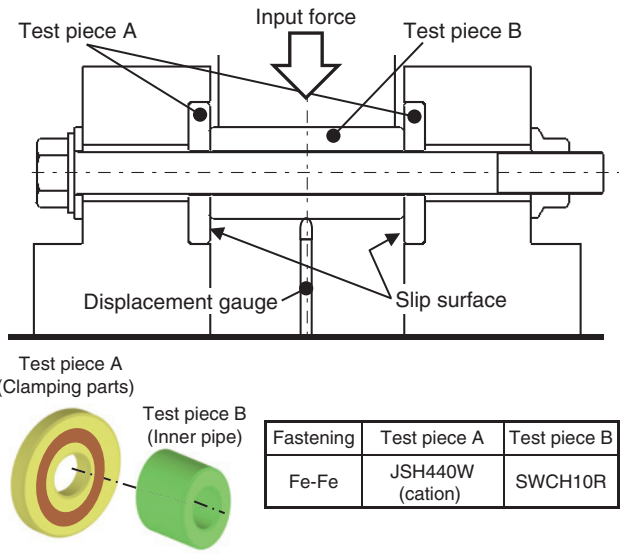
本研究では，対象となる締結構造体を，単純構造でモデル化した試験装置を開発し，種々の改良を加えることで，接合面のすべり特性の安定的評価を可能とする手法の確立を試みた．

Fig. 11 に本研究で使用した限界摩擦特性評価用の測定装置の概念図を示す．ブッシュの挟み込み構造を模擬した治具として，2 枚のテストピース A によりテストピース B のパイプ部材を挟み込む構造とした．なお，供試材は量産で適用されている代表的な締結組合せとして，A はカチオン電着塗装が施された強度 440 MPa 級の鋼板，B は SWCH10R[(9)] が選択された．あらかじめボルト締結により所定軸力が付与された B に，初期軸力の付与方向に対して垂直となるように，実車入力を想定した外力を 1 mm/min の速度で静的に付与した．このとき得られる外力と A と B

の相対的変位の関係から，接合面の限界摩擦特性を評価した．Fig. 12 に本試験で得られた結果を示す．外力と変位の関係に加えて，試験中のボルト軸力変動を示している．外力の変曲点において，軸力変動も変曲点を示していることがわかり，これ以降は軸力が漸減することから，軸力が極大点を示す位置をすべり開始点と定義し，限界摩擦係数を算出した．なお，本開発で用いた試験手法では，試験結果のばらつきを抑えるために，外力付与時の軸の安定化，被締結体の固定位置と固定方法の安定化，変位測定位置の安定化などの種々の改良を加えた．その結果，Fig. 13 に示すように，複数回の試験にて外力と変位の関係が安定していることが確認された．

4.2. 接合面表面性状が限界摩擦特性に及ぼす影響

接合面の限界摩擦特性に及ぼす，表面性状の影響を検証することを目的として，種々の制御手法により得られた異なる表面性状に対して，限界摩擦特性の静的検証を実施した．Table 2 に本開発で用いた表面性状の制御手法を示す．これらの手法における設定パラメータの変更により，種々



Fastening	Test piece A	Test piece B
Fe-Fe	JSH440W (cation)	SWCH10R

Fig. 11　Developed slipping test method and specimens

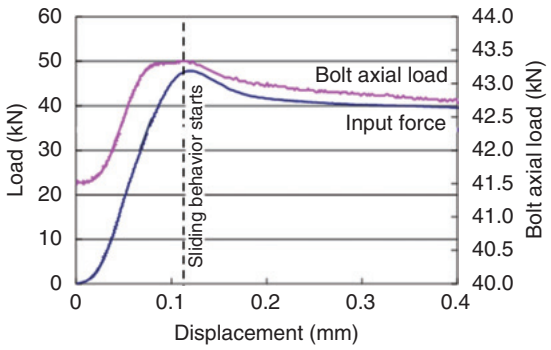


Fig. 12　Relationship between bolt load and displacement

Table 2　Methods for controlling surface roughness

Sample	a	b1, b2	c1, c2	d1, d2, d3
Process	As forged	Forming	Wet blast	Air blast
Method	-	Form-rolling	Sprayed pressure (up to 5 MPa)	Sprayed air pressure

の表面性状を有するサンプルを作製した．Fig. 14 に表面粗さ (Rk) と接合面の限界摩擦係数との関係を示す．なお，Rk は粗さ曲線の突出山部と突出谷部を除いたコア部のレベル差を示すパラメータ[10]である．すべり試験は n=3 で実施し，その平均値をプロットした．Rk の増加に伴い，限界摩擦係数が増加し，Rk が 30 μm 以上の領域では摩擦係数が減少する傾向が確認された．これは，表面粗さの増加は摩擦係数向上に有効であるものの，過大な粗面化処理は逆に摩擦特性を低下させることを示唆している．

一般的に，接触固体間ですべりが発生する場合には，真実接触部の結合部がせん断される．結合部のせん断強さを S とすると，せん断による摩擦力 Fs は，

$$Fs = ArS \qquad (2)$$

で示される．ここで，Ar は真実接触面積であり，これが大きくなるとせん断による摩擦力が大きくなり，高い摩擦係数を示す．このことから，適度な粗面化処理は真実接触面

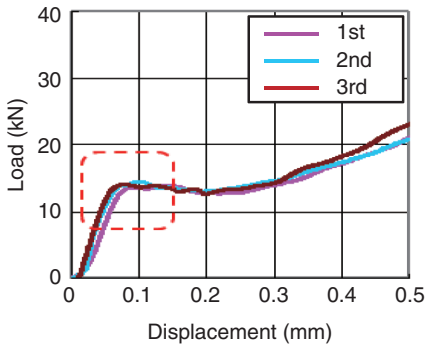


Fig. 13　Relationship between load and displacement for developed method

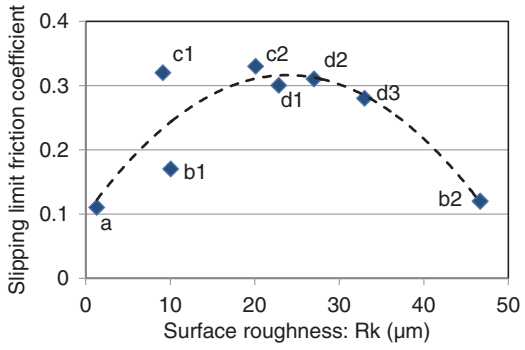


Fig. 14　Relationship between Rk and slipping limit friction coefficient

積を増加させ，過大な粗面化処理は真実接触面積を減少させていると考えられる．

さらに，Fig. 14 では，Rk が 10 μm 付近で，同等（b1 と c1）の Rk を有しているにも関わらず，限界摩擦係数が大きく異なる二つの仕様が確認できる．これらの仕様の差異を検証するために，表面性状のミクロ組織を SEM 画像により比較した結果を Fig. 15 に示す．Fig. 15（b1）は圧造による粗面化処理を施しているため，粗大な凹凸が付与されている．一方，Fig. 15（c1）はウェットブラスト処理により，微小な凹凸が高密度に分散していることが確認できる．これらの比較から，接合面の限界摩擦特性向上に対して，微小な凹凸が大きく影響していることが示唆されたため，次節ではその影響について検証した．

4.3. 限界摩擦係数向上に寄与するメカニズム解明

接合面の限界摩擦特性に及ぼす微小凹凸の影響の詳細解析のために，表面凹凸をファイバレーザ処理にて付与した仕様に対する限界摩擦特性を評価した．ここで，ファイバレーザ処理を用いた理由は，任意の入力パラメータ設定により，微小凹凸を規則的かつ安定的に付与することができるためである．なお，ブラスト処理のような粗面化処理では，微小凹凸と共に粗大な凹凸が付与されてしまい，微小凹凸のみの影響に着目した検証ができないと考えた．ファイバレーザ加工の施工条件は Table 3 に示す．凸部高さは 1.25 μm となるように設定した．同条件によるすべり係数の測定結果を Fig. 16 に示す．本図よりシャシ締結軸力レベルにおける限界摩擦特性はピッチ間隔が 0.12 mm 以下の設定により高くなる傾向があることが確認された．これは，高さ 1.25 μm という微小な凹凸であっても，高密度に分散させることにより，限界摩擦特性が向上することを示している．

以上の結果から，接合面の限界摩擦特性の向上に対して μm オーダの微小凹凸付与の影響が大きく，ショットブラスト，ウェットブラストのような簡便な手法によって制御された仕様においても，このような微小凹凸の高密度分散が限界摩擦特性向上に有効であることが明らかとなった．

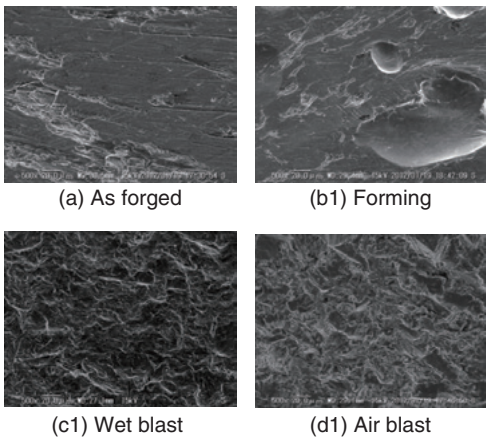


Fig. 15 SEM images of inner pipe surface after phosphate treatment

Table 3 Laser processing conditions

Frequency	Rated output	Peak output
30 Hz	30 W	20 kW

4.4. 耐繰返し入力特性評価

実車入力状態に近い条件での検証を目的として，前述の静的試験と同様の試験治具を用いて，30 Hz で繰返し両振り入力を付与した際の繰返し限界摩擦特性を検証した．すべり判定は，繰返し入力を 10 万回付与後に外観上マクロなすべりが発生していないこと，かつ，締結軸力低下が 10% 以内であることを確認し，設定した両振り入力荷重ですべりが発生しない限界荷重を検証し，その限界荷重を繰返し限界摩擦係数に換算した．

Fig. 17 に，繰返し入力条件を付与した際の繰返し限界摩擦係数を示す．微小凹凸を付与した開発仕様は，前節ま

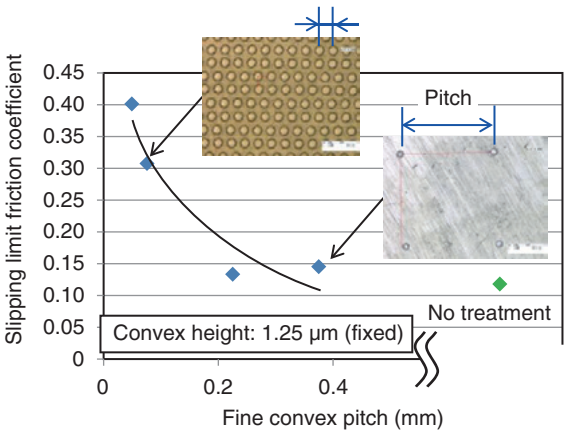


Fig. 16 Relationship between convex pitch and slipping limit friction coefficient

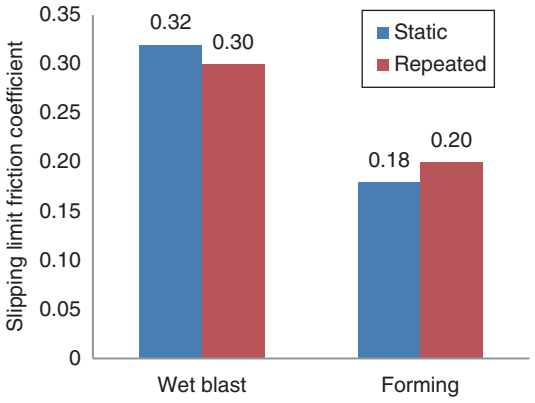


Fig. 17 Results of repeated force input test on Fe-Fe part with micro unevenness

でに評価した静的な限界摩擦係数に対してわずかに低下するものの，高い繰返し限界摩擦係数を示している．以上の結果から，本開発で設定した微小凹凸仕様が，実車入力環境下でも高い限界摩擦特性を向上するために有用であることが示された．

5．適用効果

本研究で開発した高強度ボルトと接合面の限界摩擦特性制御技術は，2016 年モデルの CIVIC のサスペンション部品の複数の締結部位に適用された．Fig. 18 に本技術の適用部位の例を示す．なお，本技術の軽量化量は，ボルト，ブッシュ，周辺部位を合わせて，1 箇所当たり約 0.05 kg の軽量化効果があることが確認された．Fig. 19 に本研究で開発された二つの要素技術の組合せによる軽量化効果を示す．締結接合面の限界摩擦特性向上技術による軽量化効果は，約 0.6 kg/ 台である．高強度ボルトとの要素技術を組合せた場合には，さらに 0.2 kg/ 台の軽量化効果が認められ，合計 0.8 kg/ 台の軽量化効果が得られた．このことは，本開発で確立した技術を複合的に適用することにより，より大きな軽量化効果が得られることを示している．ここで示した軽量化効果は今回適用した機種の場合であるが，他機種に対しても，単独または複合的に適宜適用することで，同様の複合効果が得られることが期待される．また，本開発で得られた小型化効果は，車体燃費の向上のみならず，ブッシュ外径を約 9% 小型化できたことにより，部品レイアウト自由度の向上に貢献した．

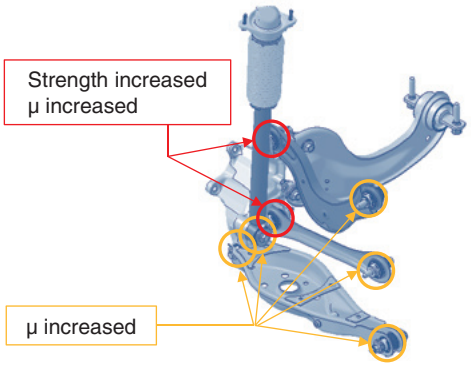


Fig. 18　Illustration of 2016 model year CIVIC rear suspension with weight reduction technology

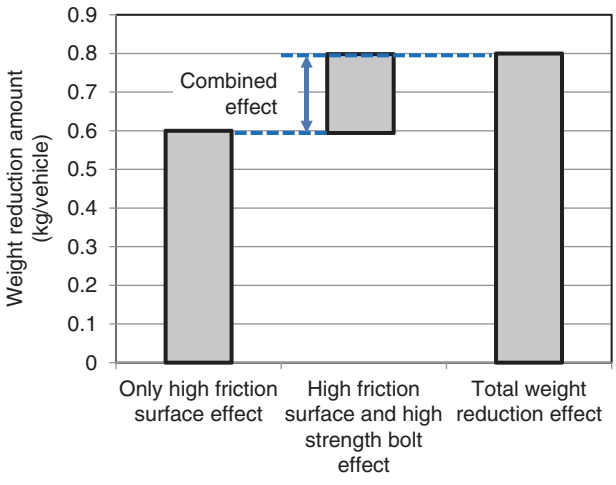


Fig. 19　Illustration of weight reduction effects for 2016 model year CIVIC rear suspension

6．まとめ

シャシ部品におけるブッシュを介した締結構造体の小型化を目的として，遅れ破壊特性に優れる高強度ボルトと，締結接合面の限界摩擦特性向上技術を開発した．また，本開発で確立した二つの技術を単独，または複合的に適宜組合せることで，より大きな小型化効果が得られることが明らかとなった．得られた結果を以下に要約する．

（1）強度と成形性を両立するために，ボルト用線材の最適な伸線加工率を設定し，強度区分 12.9 級，14.9 級に対応する C 量を，それぞれ 0.54 wt.%C-0.61 wt.%C，0.69 wt.%C-0.76 wt.%C に設定した．

（2）伸線加工とボルト圧造工程において導入されたひずみの開放を目的として，350℃ でのブルーイング処理をおこなった．これにより，リラクゼーション特性が改善され，シャシ部品で必要とされる熱的安定性を確保した．さらに，実車使用時の腐食環境を考慮した遅れ破壊特性の検証により，十分な耐遅れ破壊特性を有していることが確認された．

（3）接合面の限界摩擦特性において，μm オーダの微小凹凸が限界摩擦係数向上に有効であることが明らかとなった．また，これを安価に実現する手法として，ウェットブラスト処理，ショットブラスト処理が有効であることを確認した．

参考文献

（1）中野元裕：高強度鋼線の現状と製造技術，塑性と加工，第 54 巻，第 624 号，p. 4-8, (2013)

（2）中里福和：最近の高強度ボルト用鋼とその関連技術，熱処理，43 巻，3 号，p. 129-136, (2003)

（3）丸山一男，澤俊行，辻裕一：ねじ締結体の接合面のすべり係数に関する実験結果報告書，日本ねじ研究協会部門誌，p.1-32, (1993)

（4）Pai, N. G., Hess, D. P.: Three-dimensional Finite Element Analysis of Threaded Fastener Loosening due to Dynamic Shear Load, Engineering Failure Analysis, Vol. 9, p. 383-402, (2002)

(5) Izumi, S., Yokoyama, T., Iwasaki, A., Sakai, S.: Three-dimensional Finite Element Analysis of Tightening and Loosening Mechanism of Threaded Fastener, Engineering Failure Analysis, Vol. 12, p. 604-615, (2005)
(6) 高島光男, 飯田善次, 高田健太郎, 森誠治:1600 N/mm^2 級高強度ボルトの開発, Honda Technical Review, Vol. 15, No. 2, p. 183-188
(7) 鹿磯正人, 千葉政道 : 非調質ボルト用線材, R&D 神戸製鋼技法, Vol. 52 , No. 3, p. 52-56, (2002)
(8) 樽井敏三, 丸山直紀, 高橋淳, 西田世紀, 田代均 : 高炭素鋼線の組織制御と高強度化, 新日鐵技報　第 381 号, p. 51-56, (2004)
(9) JIS G 3507-2: 2005, 冷間圧造用炭素鋼―第２部:線
(10) ISO 13565-2: 1996, Geometrical Product Specifications (GPS) － Surface texture: Profile method; Surfaces having stratified functional properties － Part 2 Height characterization using the linear material ratio curve

■著　者■


菱田元樹


佐藤真人


朝見明彦


石松久嗣

車車間通信用カメラシステムの研究

Image Sensor Based V2V Optical Wireless Communication System

青　山　千　秋*
Chiaki AOYAMA

要　旨

複数の自動運転車両が協調するためには，相互の相対位置と ID による個体識別が必要とされる．そこで，高速に点滅させて ID をのせた光信号を，カメラにより撮影し ID と相対位置を検出するシステムを車車間通信のために開発した．デジタル情報を位相変化する変調光で送信し，電荷振り分け画素により位相変化を検出することで信号を受信する．さらに，相対的にサンプリングタイミングを変えることで距離も検出している．640 bps の信号を同時に 7 チャンネル受信しつつ，600 m まで ±5.6 m の不確かさで距離検出可能な技術を実現した．

ABSTRACT

In order for multiple autonomous vehicles to interact, they will need to identify one another according to their relative position and ID. With this objective, a camera-based system for vehicle-to-vehicle communication was developed to detect vehicle IDs and relative position by imaging optical signals loaded with an ID and blinking at high speed. Digital information is sent with modulated light that changes in phase, and phase changes are detected by lock-in pixel camera to receive the signals. The system also detects distance by shifting the relative sampling timing. The implementation can receive 640 bps signals simultaneously on seven channels and detect distances up to 600 m with an uncertainty of ±5.6 m.

1．まえがき

IT 技術の進歩により自動運転車が実現されようとしている．自動運転車では，衝突することなく自律的に移動するために，周囲の環境を検知する多数の距離センサ（ステレオカメラ，ミリ波レーダ，レーザレンジファインダ等）を配置している．

車両単独の進化の他に，通信により車両と車両が協調しあうことで，合流時に譲り合ったり，追従走行で遅れなく加減速するように，交通が円滑で安全になる方向でも進化している．国内では総務省が中心となり車車間通信と路車間通信を利用したシステムの研究が進められている[1]．そこでは無線通信と全地球衛星航法システム（Global Navigation Satellite System: GNSS）による位置情報を使った協調システムが研究されている（Fig. 1）．

協調システムでは ID による個体識別を伴う相対位置を意識した通信が求められている．

そこで，通信しながら相対位置の安定した検出が課題となる．協調システムでは約 300 m 以内の周囲にある多数の車から 10 Hz の周期で常に車両情報を受け取るようになっている[2),(3]．車両情報には車両の位置，移動速度，加減速の程度，進行方向などが含まれている．多くの車両情報の中から特定の位置にある車両情報を選択するために，受信した車両情報の中にある位置情報から自分の位置と比較して所定の位置にいる車両情報を決定する．位置を検出する

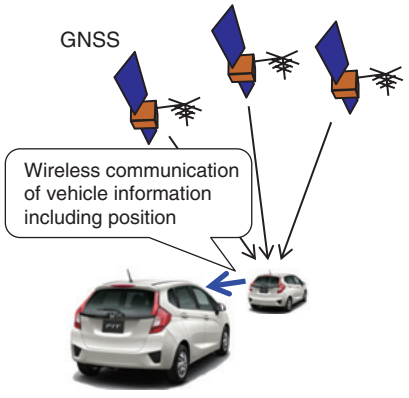


Fig. 1　V2V communication

＊基礎技術研究センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2017_29_1_22

ためにはGNSSを利用しているので，GNSSの位置検出原理から複数の衛星が観測されないと位置精度が低下したり，位置検出不能となる．このような状況は市街地やトンネル内で発生し，協調運転が困難になる．

相対位置を検出するだけであれば距離センサが使えるが，個体識別に課題がある．個体識別ができればあらかじめ登録されている相手のアドレスを得て，そのアドレスによって通信可能である．ところが，距離センサは約100 mまでの相対位置を計測するものであり，検出点を細かくすることで形状や動きから検出した対象の種別が分かったとしても，車の形からナンバを推定できないように，個体識別はできない．つまり，距離センサと移動体通信システムや近距離無線を組み合わせても，特定の車両と通信できない．

相対位置検出と個体識別が同時に行えれば，次世代通信技術の5Gを初めとする様々な無線通信手段を通じて特定の車両との通信が可能となる．たとえば車両のナンバを読み取って，そのナンバからアドレスを検索するシステムがあれば，ナンバが読み取れる車両との通信が可能となる．画像からナンバを読みとっていることで相対位置も検出可能である．しかし，遠距離からナンバを読み取ろうとしたら，望遠カメラによるナンバ読み取り装置が必要となり，防振機構や首ふり機構により複雑なシステムとなる．また，側方の車両を知るためにはナンバを側方にも取り付ける必要が出てくる．

そこで，本稿ではLEDを使った光源による送信機から送られた信号をカメラで受信するシステムを構築(Fig. 2)し，個体識別と相対位置の同時検出を実現し，性能評価を実施したのでそれを報告する．

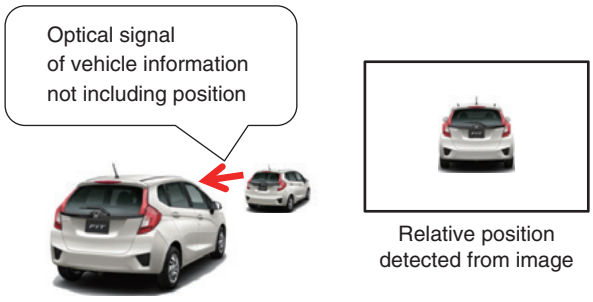


Fig. 2 Optical wireless communication camera

2．従来技術と課題

カメラを使って個体識別をするための手法と位置検出をするための手法についてそれぞれ説明する．

個体識別をするために，光源を変化させることで少ない画素数であっても，信号を解読するというカメラを使った光通信方法の研究が進んでいる[4]-[8]．通信は前方の車両だけでなく隣の車線の車両とも同時に行うことが求められ，少なくとも三つの通信が同時にできることが必要である．光源の位置から自己位置を検出する際にも複数光源との通信が求められる．

相対位置を検出するための手法として，約100 m以内での近距離では立体視やその他の距離センサが使えるため，遠距離でも相対位置検出が可能な方法を扱う．検出限界距離は低速車の追い越し時に，対向車と通信する場合には400 mが求められる．カメラを使えば，画像位置から方向が検出できるので，同時に距離が検出できれば，相対位置は検出できる．

2.1. 光通信方式

光信号をカメラ(2次元の受光素子)を使って受信する光通信手法は，カメラの種類で大きく分けて，汎用カメラ，複眼カメラ，画素直結カメラ，電荷振り分けカメラに分類される．

汎用カメラで光信号を連続的に撮影することで，光の強度変化を時系列的に追跡し，信号を復調する方式がある[4]．通常のカメラは1秒間に30枚から60枚の画像が取り込めるため，信号の時間軸の分解能として16 msから33 ms程度となる．そのため1 bitの信号を解読するために3枚画像が必要だとすると毎秒5 bitから11 bitの信号レートとなる．

汎用のカラーカメラで光信号を連続的に撮影することで，光の色変化を時系列的に追跡し，信号を復元する方式がある[5]．色変化は人にも敏感に見えるため，多数の光源が配置された場合の健康や心理的影響が課題である．

スマートフォンで良く使用されている汎用のローリングシャッターカメラを用いて，強度が変化する面発光光源を撮影した際に発生する縞模様から，信号を復元する方式がある[6]．発光源が走査線に対して垂直な方向にある程度の長さが必要とされる．そのため，光源の大きさに制限があり，遠距離での通信が課題である．

複眼カメラという光信号を受信できる素子を2次元に並べる方式がある[7]．赤外線リモコンの受光部を2次元に並べて，その前にレンズを配置したようなカメラである．光通信の手法がそのまま利用できるため，高速であるが，画素数を増やすのが難しい．

画素直結カメラという，画素に入射している光によって発生する電流を連続的に外部に読み出すことで，従来からの光信号解読技術がそのまま適用できる方式がある[8]．特殊な撮像素子が必要であり，光電変換によって発生した電子を電流として連続して読み出すため感度が低く，広視野のカメラで遠距離通信することが容易でない．また，複数の光源と通信することも難しい．

電荷振り分けカメラという，変調光の周期に同期して光電変換素子によって発生した電子を異なる電荷蓄積部に蓄

積していくことで，変調光の振幅と位相を検出する方式がある[9]．本研究では位相変化を信号として解読する方式として上記方式を採用した．この方式によりカメラのフレームレートを上回る周波数での変調光の検出が可能である．周波数が高くでき，位相を変えるだけなので点滅していても人は点滅を感じない．さらに，変調光を使うため１フレームで信号源の候補を絞り込みやすい．そして，電子を積分してから検出するため，画素直結方式より感度が高い．伝送速度は画素直結方式より低いが，5G のような高速の無線通信技術と併用することで伝送速度はシステムとして増やすことができるため，遠距離でも使える感度の高さから本方式を選択した．

2.2. 距離検出方式

カメラを使って距離を検出する手法は大きく分けて単眼視，視差立体視，Time Of Flight（TOF）方式に分類される．

単眼視は位置関係の分かった対象の画像上の特徴位置から距離を算出する方式である[10]．複数の特徴が十分離れて検出できれば精度はよい．

視差による立体視は複数の視点から撮影した同一対象の画像位置に基づいて距離を算出する方式である[11]．遠距離でも距離精度を保つためには広いカメラ間隔か高い解像度が求められる．

TOF は光が空間を移動するのに要する時間から距離を算出する方式である．光源から光が出た時刻とカメラに光が入った時刻の差に光速を乗じて距離に換算する．対象の大きさは関係なく，本研究では数百メートル先まで検出範囲とするため TOF を利用することにした．

TOF はさらに，電荷振り分けカメラによる方式と電荷排出カメラによる方式に分けられる．

電荷振り分けカメラは，複数の電子を蓄える電荷蓄積部と光を電子に変換する光電変換部を持った画素を持つカメラにおいて，発生した電子を異なるタイミングで電荷蓄積部に振り分けて，複数の電荷蓄積部にたまった電子の数の比から空間を光が移動するのに要する時間を算出して距離を検出する方式である[12]．正確な距離を検出するためには，電荷蓄積部ごとの特性を反射光強度，環境光強度，温度に応じてキャリブレーションすることが必要になる．三つのパラメータについてキャリブレーションすることは容易ではない．

電荷排出カメラ[13]は光電子を電荷排出機能により任意のタイミングで捨てることができ，100 ns 以下の露光期間を繰り返し実現することで，距離を検出する方式である．複数画素でタイミングを変えて検出すれば，電荷振り分けカメラと同じように距離が検出できる．同じ面積での感度を電荷振り分けカメラと比較すると，捨てる電荷のため低下する．画素間のタイミングが同じでも，時系列でタイミングを変えて複数回撮影することで，電荷振り分けカメラと同じ効果が得られる．反射光に比べて直接光を撮影する場合は光源強度が大きくなるため，感度が低くても検出可能となるので，電荷排出方式を利用することにした．

まとめると，本研究では 4 振り分けのうち位相検出で三つの電荷蓄積部を使い，残り一つの電荷蓄積部で距離検出可能な方式とした．

3．システム原理

本システムは信号を載せた変調光を投光する投光器と，変調光から信号を復号し，距離を検出するパルス（TOF パルス）を検出するカメラによる受光部とそれらに信号を送る変調器と信号を解読する復調器と発振器より構成される（Fig. 3）．発振器は GNSS により周波数が安定すると距離検出性能が向上し，さらに，時刻が同期すれば，検出遅れ時間が低下する．GNSS が受信できない場合は検出時間が延びることがあるだけで，検出不能になるわけではない．

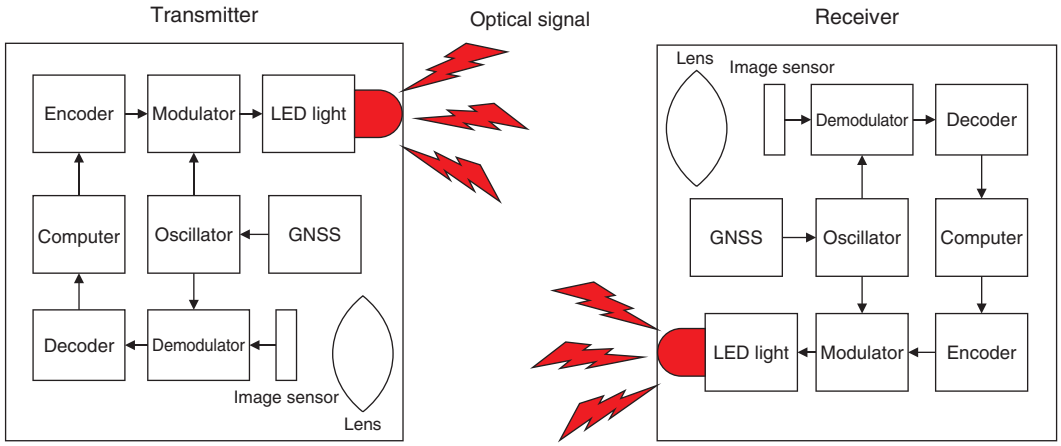


Fig. 3　System configuration

3.1. 画素機能

1画素内の回路はFig. 4のように構成されている．光電変換部は光を電子に変換する．転送ゲートの先は電荷蓄積部につながっていて，発生した電子は転送ゲートが開くたびに蓄積(積分)される．ドレインゲートの先は電源につながっていて，発生した電子は消滅する．電荷蓄積部に蓄積された電子は読み出し回路により電流の大きさに変換されて画素の外に読み出される．

四つの電荷蓄積部のうち，通信にそのうち三つを使用し，距離検出に残り一つを利用する．TX1，TX2，TX3と順番に異なるタイミングで転送ゲートを開けることで電子を電荷蓄積部に順次8回蓄積する．TX1，TX2，TX3期間の間にTX4を短く開ける期間が含まれている．TX4を開けている間に他の転送ゲートは閉じている(Fig. 5)．

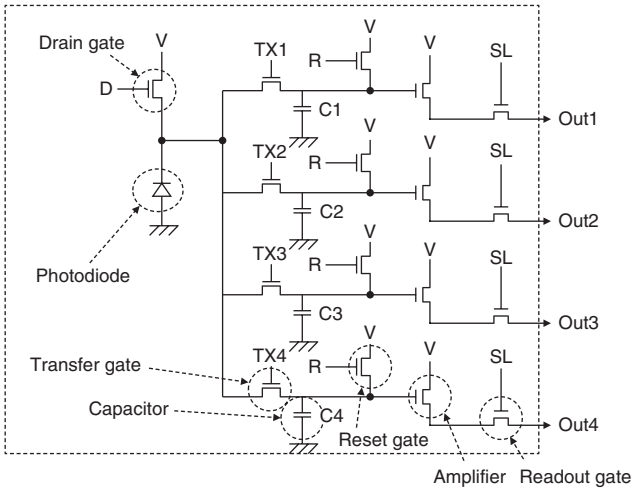


Fig. 4　Pixel circuit

3.2. 送信波形

送信波形は通信に使用する36 μs周期(27.8 kHz)のパルス信号を基本波形SPとする(Fig. 6)．このパルスが24回連続し，そのあとに8周期分の空白期間が続く．この32回周期を1 bitの期間とし，信号ブロックSBと呼ぶ．パルス信号の位相を前のブロックと変えることで0/1を表現する．0では2/3π(120°)進め，1では2/3π遅らす(Fig. 8)．つまり，±60°の範囲であればノイズがあってもエラーとならない．信号列の開始は同じ位相を続けることでリーダ部とする．その後に0/1を表現する位相が変化する区間が続き最後に信号のない期間が続く．これらのパルス列がリーダと無信号期間をそれぞれ二つ分加わった84個のパルス列で一つの信号列(シーケンス)を構成する．シーケンスの周期を車車間通信で求められる100 ms[(2)]とするために無信号期間の後にさらに調整用期間が挿入される．これで，毎秒10回IDを受信できる．

36 μs周期の基本波形はその中に距離検出に使用する200 ns周期のパルス信号列を含んでいる．このパルス列の開始タイミングは信号ブロックごとに25 nsずつずれていき，80回で元に戻る．

3.3. 光信号検出方式

パルス光の位相と振幅は，変調光の1周期を三つの電荷蓄積部でサンプリングした値から求める(Fig. 7)．ただし，1回だけのサンプリングではレベルが不足するため，同じ周期でのサンプリングを8回繰り返し，同じタイミングの信号を積分していった積分値から位相と振幅を計算する．

位相変化により，0/1を表現した信号について，位相変化を検出して0/1に復号する(Fig. 8)．3サンプリングで

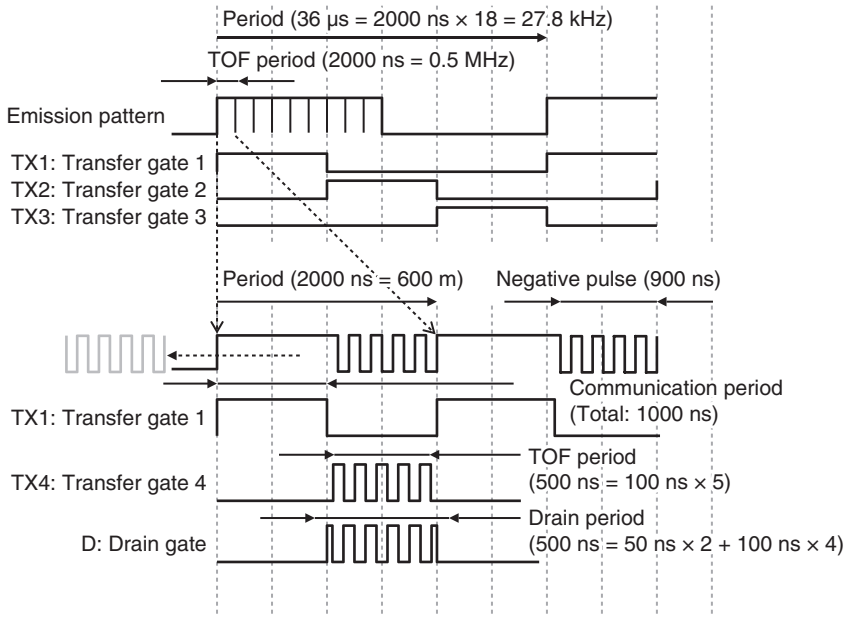
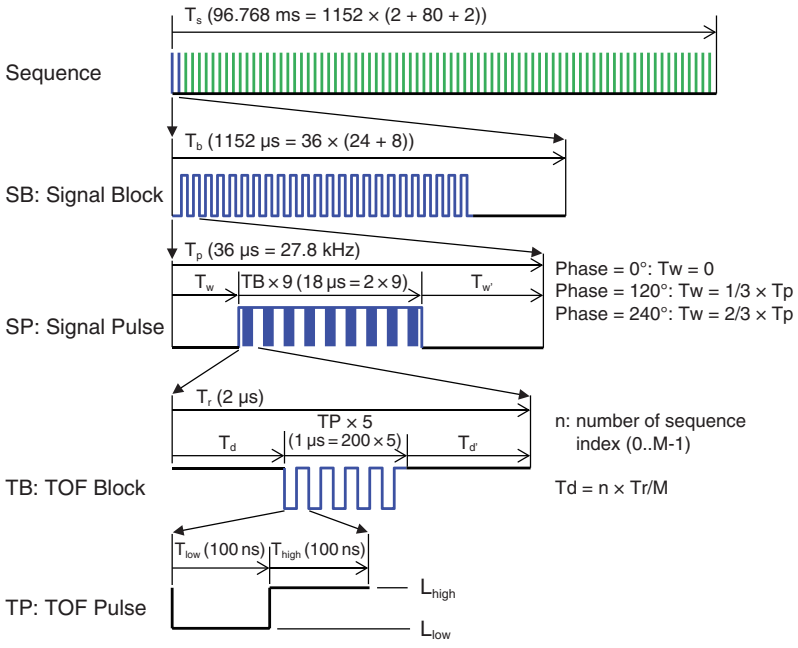


Fig. 5　Transfer gate timing



Sequence

Leader of SB × 2 +
SB × M + No Signal Block × 2
M: Number of SB = 80

Signal Block

Signal Pulse × 24 + No Signal Pulse × 8
Leader of SB: SB of Tw = 0
No Signal Block: SB of L_{high} = 0 or
Period of Tw, Tw' is
SB of 0 < L_{low} = L_{high}

Signal Pulse

Pre No TOF Block +
TOF Block × 6 + Post No TOF Block
Pre/Post No TOF Block:
TOF Block of L_{high} = 0

TOF Block

Pre No Signal TOF Pulse +
TOF Pulse × 5 + Post No Signal TOF Pulse
Pre/Post No Signal TOF Pulse:
TOF Pulse of L_{high} = 0

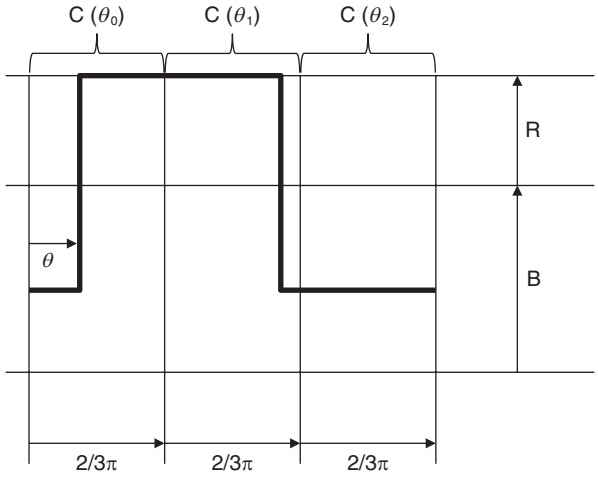
TOF Pulse

LOW period + HIGH period

$$T_S = (2 + 80 + 2)\, T_b$$
$$T_b = (9 + 3)\, T_p$$
$$T_p = T_w + 9T_r + T_{w'}$$
$$T_r = T_d + 5\,(T_{low} + T_{high}) + T_{d'}$$

Fig. 6 Wave configuration

Detecting phase θ of three integrated values obtained by shifting integration period



$$B = \frac{C(\theta_0) + C(\theta_1) + C(\theta_2)}{2\pi}$$

$$R = \frac{3}{2\pi} MAX\left(ABS\left(C(\theta_0) - \frac{2}{3}\pi B\right), ABS\left(C(\theta_1) - \frac{2}{3}\pi B\right), ABS\left(C(\theta_2) - \frac{2}{3}\pi B\right)\right)$$

$$D_0 = \frac{C(\theta_0) - \frac{2}{3}\pi B}{R}$$

$$D_1 = \frac{C(\theta_1) - \frac{2}{3}\pi B}{R}$$

$$D_2 = \frac{C(\theta_2) - \frac{2}{3}\pi B}{R}$$

$$\theta = \frac{1}{3}\pi - \frac{1}{2}D_0 \ (where\ D_1\ or - D_2\ is\ \max)$$
$$= \pi - \frac{1}{2}D_1 \ (where\ D_2\ or - D_0\ is\ \max)$$
$$= \frac{5}{3}\pi - \frac{1}{2}D_2 \ (where\ D_0\ or - D_1\ is\ \max)$$

Fig. 7 Phase calculation

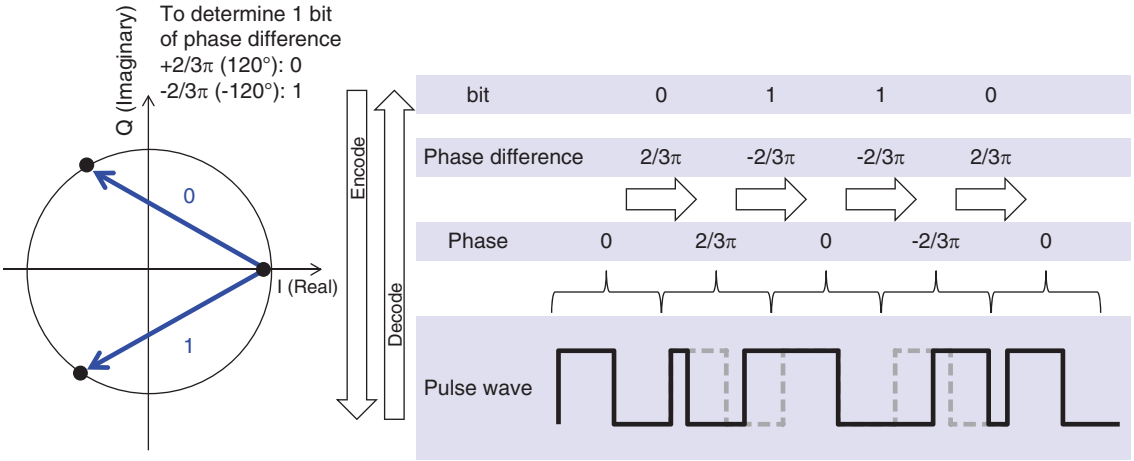


Fig. 8 Encoding and decoding process

誤差の少ない 2/3π ごとに位相を割り当てるようにしている．

3.4. 距離検出方式

遠距離での距離計測を実現するために，航空機の二次監視レーダ方式[14]に似た，互いに発光源を持つシステムによる通信を使った距離検出方式としている (Fig. 9)．反射光による距離検出では，光源を撮影したときの画像上のサイズが 1 画素以下の場合，光強度は距離の 4 乗に反比例して減少するが，直接光の場合は距離の自乗に反比例して減少するため，遠距離で有利となる．二次監視レーダ方式と異なり，信号を離散的にサンプリングしているため，信号を受信してから一定の遅れ時間で信号を送り返すことができない．そこで，独立して相互に連続して信号を送りあい，そのとき検出した遅れ時間を互いに通信することで同期誤差を打ち消し，真の遅れ時間を算出する．車両 A が出したパルス光を車両 B が受信したときに車両 B の時計で測定した遅れ時間を b として，車両 B が出したパルス光を車両 A が受信したときの遅れ時間を a としたときに，相互の時計の同期誤差が d の場合，真の遅れ時間 t はそれぞれ

$$t = b + d$$

$$t = a - d$$

なので，未知数 d が消去でき

$$t = (a + b)/2$$

で算出できる．

パルス光の遅れ時間計測は，相対的サンプリングタイミングを少しずつ変えていき，一致度から遅れ時間を算出する．五つの負パルスに対して 5 回のゲートタイミングが一致する時に最も出力が低くなり，タイミングがずれるたびに出力が増加していくため，最も出力が小さくなるタイミングを見つけて遅れ時間とする (Fig. 10)．単一のパルスに対して短いパルスの方がピーク位置の推定精度が向上するが，検出感度が低下するため，バースト状にパルスを繰り返すことで感度と検出精度を向上させている．そして，負パルスを通信パルスに融合させることで，通信と距離計測を分けずに，通信しながら距離検出を可能とした．

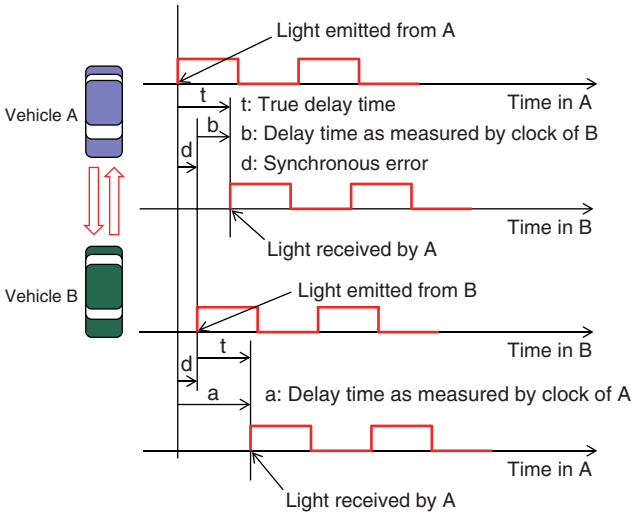


Fig. 9 Distance calculation

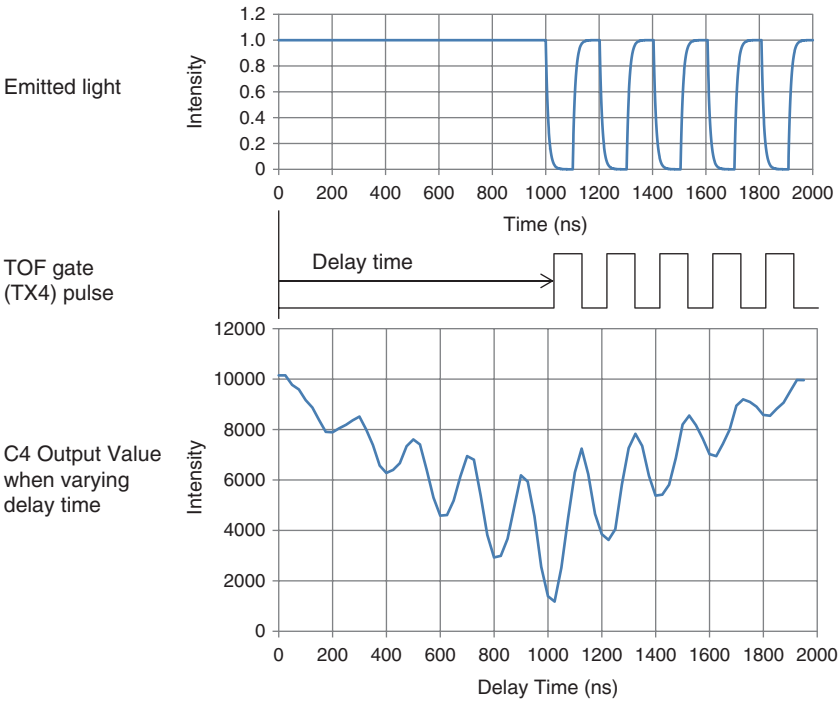


Fig. 10 Delay time detection

4．システム実装

4.1. システム構成

片側のシステムは通信距離カメラ，レンズ，投光器，任意波形発振器，GNSS オシレータ，計算機より構成されている (Fig. 11)．

GNSS オシレータは 10 MHz のパルス信号と 1 PPS のパルス信号を時刻に同期して出力する．

任意波形発生器は 10 MHz に同期したカメラで使うクロック信号と投光器が発光する通信距離波形信号を出力する．

通信距離カメラは撮像素子，制御基板，インターフェース基板で構成されている．撮像素子から出力された映像信号は，制御基板，インターフェース基板を経て PC へ転送される．

投光器は．任意波形発生器より入力したパルス信号をドライバにより LED を駆動して通信距離光信号として発光する．

4.2. 画素構造

撮像素子は差分カメラ [15] と同じものを使用しており，1 画素のサイズは一辺が 12 μm の正方形で，有効画素は横に 640，縦に 480 である．

4.3. 読み出し領域 (Region Of Interest: ROI)

画像の読み出しを高速化するために小領域の読み出しを利用する．八つの小領域が指定可能である．領域は発見領域と追跡領域に任意の数でわけられる．今回の設定では一つの発見領域は 64 × 24 画素の領域で左上から右下にスキャンしていき，変調光領域を見つけたら 8 × 8 画素の七つの追跡領域で変調光を解読する．発見領域は 27.8 kHz の変調光を光源候補とするため，連続した明るさの太陽光や，周波数が低く点滅している照明は光源候補とならない．

4.4. 投光器

投光器は 940 nm もしくは 860 nm で出力が約 1 W の近赤外 LED 10 個を一列に並べて配置した．半値角は約 ±35° であり，拡散板は利用していない．車車間通信には 940 nm を使用し，路車間通信の路側には 860 nm を使用することを想定している．860 nm は赤色に視認できるため，可視光による通信を禁じる法規上不適切であり，940 nm は撮像素子の感度としては不利であるが不可視であるため，940 nm を車載 LED の波長とした．

5．システム性能

5.1. 通信性能

エラー訂正無しでの 1 シーケンスは 80 bit であり，データ部 64 bit，エラー訂正 12 bit，付加情報 4 bit で運用した．毎秒 10 シーケンスを同時に 7 ch 受信可能であることから，1 ch あたりの帯域は 640 bps で，全体で 4480 bps となる．データ部には ID だけのせた．応用に応じてデータ送信順を示す番号や車速情報をのせるようにする．

通信性能を測定するために，カメラと投光器を対向させ，任意波形発生器から発生する投光パルスのタイミングを 1 周期にわたって変化させていき，さらに，検出する画素位置を変えて性能を評価した．

位相検出値の標準不確かさは基準強度から 1/8 強度の範囲で 5.4° 以下であり，0/1 を判定する ±60° の範囲に対して十分小さいことが確認できた．

水平画角が 56.5° のレンズに赤外透過フィルターを付け，

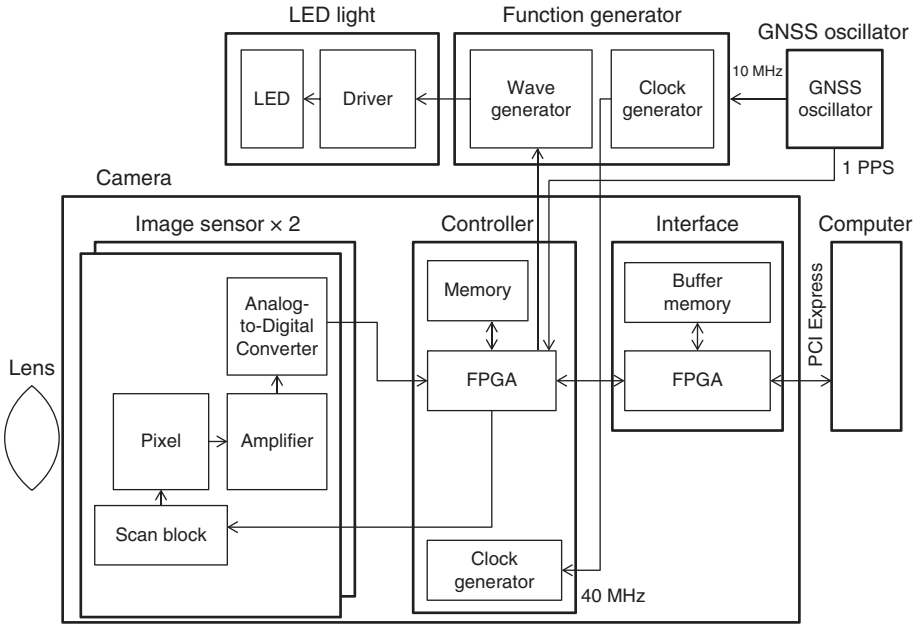


Fig. 11　Block diagram

屋外で太陽光がある場合の通信限界距離は 118 m であった．赤外透過フィルターは 800 nm 以上の波長の光を透過する．レンズや反射ミラーにより上下の照射角を狭めるだけで通信限界距離を 300 m 以上に延長できると推測される．

5.2. 距離検出性能

距離検出性能を測定するために，通信性能と同様に遅延時間を変えることで距離に換算して評価した．

距離検出の標準不確かさは基準強度から 1/8 強度の範囲で 5.6 m 以下であった．この時検出可能な距離は 600 m までである．温度変化による変動は 5℃ から 35℃ の範囲で ±0.3 m以下であり，この温度範囲によるキャリブレーションは不要であり，この範囲を超えても不要と予想される．

5.3. 追跡性能

移動する光源を追跡する性能を評価するためにカメラを回転ステージに乗せて，角速度を変えて追跡可能な角速度を評価した．

ROI による小領域で信号解読を行う際に追跡可能な光源の移動速度は毎秒 480 画素以下で可能であった．たとえば，水平画角が 60° のレンズを使用した場合，毎秒 68° の角速度で移動する光源が追跡できることになる．相対速度が時速 50 km の場合に，すれ違い 1 秒前の位置における角速度は毎秒 23° であり，68° は十分である．

6．通信カメラの応用例

車車間や路車間通信のように相互通信するシステムは普及するまでに時間がかかると予想されるため，局所的に光ビーコンを設置するだけで利用可能な位置決め手法の応用先として，自宅における自動駐車を想定した．

屋内の壁面 7 か所に設置した位置が既知の光ビーコンを利用し，自己位置を算出するテストを行った (Fig. 12)．光ビーコンを使うことで昼夜を問わず利用可能となる．

カメラには水平方向の画角が 180° のキャリブレーションされた魚眼レンズ [16] を使用し，光源が見える高度から光源との距離を算出することで，二つ以上の光源から位置と姿勢を算出した．車載することを想定してカメラは水平方向を向けたため，前方に見える 2 光源または 3 光源だけで位置を算出している．屋内専用であればカメラが天井を向くようにすることで，光源の数を減らせる．

位置の標準不確かさは 0.10 m，角度の標準不確かさは 0.64° であった．位置を確定するまでに 200 m 秒必要で，その後の位置検出は光源が追跡できていれば，250 Hz で算出できる．位置精度については従来手法 [17] と同等であり，角度については 1 桁精度が高く，検出時間も 1/5 であり，本手法の優位性がわかった．

7．まとめ

本稿では，自動車におけるアプリケーションを想定した LED による光源で送信し，カメラで受信する通信カメラシステムを提案した．そして，デジタル信号が重畳されたパルス光を電荷振り分けカメラで撮像することで以下の性能を達成した．

（1）640 bps で光信号を同時に七つまで受信可能
（2）最大 480 画素 / 秒の角速度まで追跡可能
（3）0 から 600 m の範囲で 5.6 m の不確かさで距離検出可能

また，駐車支援を想定して，通信カメラを使った位置決めシステムを構築することにより約 15 m の範囲で以下の性能を確認した．

（4）位置決めの標準不確かさは 0.10 m
（5）角度の標準不確かさは 0.64°

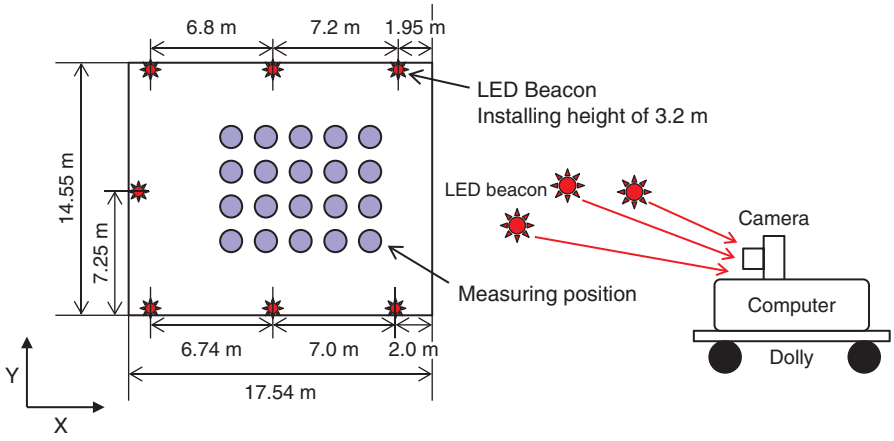


Fig. 12 Position detection

参考文献

(1) 平成 26 年度情報通信技術の研究開発に係る提案の公募 SIP(戦略的イノベーション創造プログラム)の対象課題「自動走行システム」, 総務省報道資料, 2016/7/11

(2) 700 MHz 帯高度道路交通システム 標準規格 ARIB STD-T109 1.0 版, 電波産業会, 2013/2/14

(3) 700 MHz 帯を用いた運転支援通信システムの実験用ガイドライン ITS FORUM RC-006 1.0 版, ITS 情報通信システム推進会議, 2009/2/12

(4) 松下伸行, 日原大輔, 後輝行, 吉村真一, 暦本純一:ID Cam:シーンと ID を同時に取得可能なイメージセンサ, 電子情報通信学会技術研究報告. IT, 情報理論, Vol. 101, No. 728, p. 105-110, (2002)

(5) 飯塚宣男, 菊池正哲:ピカピカメラ:カメラを用いた可視光通信スマホアプリ, 照明学会誌, Vol. 98, No. 10, p. 546-549, (2014)

(6) 大嶋光昭, 青山秀紀, 中西幸司, 前田敏行:イメージセンサ受信型可視光通信技術の開発, Panasonic Technical Journal, Vol. 61, No. 2, p. 118-123, (2015)

(7) 松本佳宣, 中田啓道:可視光通信用 2 眼式受信システムの光学設計と受信特性, 電気学会論文誌. E, センサ・マイクロマシン準部門誌, Vol. 131, No. 10, p. 351-356, (2011)

(8) 高井勇, 川人祥二:LED とカメラでつながる光車車間通信システム, 自動車技術, Vol. 68, No. 2, p. 42-48, (2014)

(9) 安藤繁, 来海暁:時間相関イメージングとその応用, 電気学会論文誌 E(センサ・マイクロマシン部門誌), Vol. 129, No. 5, p. 129-137, (2009)

(10) 大隅隆史, 竹村治雄, 横矢直和:拡張現実感システムのための画像からの実時間カメラ位置姿勢推定, 電子情報通信学会論文誌 D-II, Vol. J82-D-II, No. 10, p. 1784-1792, (1999)

(11) 青山千秋, 峯田憲一, 岡田泰仕:ステレオカメラによる高分解能距離センサシステム, Honda R&D Technical Review, Vol. 10, p. 179-188

(12) Izhal, A. H., Ushinaga, T., Sawada, T., Homma, M., Maeda, Y., Kawahito, S.: A CMOS Time-of-Flight Range Image Sensor with Gates on Field Oxide Structure, IEEE Sensors Journal, Vol. 7, No. 12, p. 141-144, (2005)

(13) 韓相萬:ラテラル電界制御型電荷変調に基づく TOF 距離画像センサに関する研究, 静岡大学博士論文, (2014)

(14) 橋田芳男, 大友恒, 久慈義則:航空管制用二次監視レーダ SSR モード S, 東芝レビュー, Vol. 59, No. 2, p. 58-61, (2004)

(15) 青山千秋:太陽光下で利用可能な投影式 2 眼立体視システムの研究, Honda R&D Technical Review, Vol. 25, No. 1, p. 128-135

(16) 青山千秋:光線追跡によるカメラキャリブレーション, Honda R&D Technical Review, Vol. 17, No. 1, p. 138-145

(17) 中澤陽平, 牧野秀夫, 西森健太郎, 若月大輔, 小林真, 駒形英樹:ナビゲーションを目的とした可視光通信による屋内歩行者位置計測法, 電子情報通信学会論文誌 D, Vol. J99-D, No. 2, p. 165-177, (2016)

■著　者■



青 山 千 秋

モデルベース開発に向けたデータマイニング技術による車両性能設計システムの研究

Vehicle Performance Design System Using Data Mining Techniques towards Model-based Development

有　吉　斗紀知*　春　松　正　敏*　矢　野　和　重*
Tokitomo ARIYOSHI　Masatoshi HARUMATSU　Kazushige YANO
福　重　貴　浩*　山　田　健太郎*　鳴　川　　要**
Takahiro FUKUSHIGE　Kentaro YAMADA　Kaname NARUKAWA

要　旨

車両開発初期段階で各性能の目標値割り当てが可能な車両性能設計システムを構築した．本システムは，モデルベース開発の考えに基づき，適切な目標値の決定をデータマイニング技術の適用により実現している．

本システムは車両開発時のデータを用いて，以下三つの技術から構成される．

（1）少数データをもとに高精度な予測を実現する応答曲面生成技術
（2）ユーザの意思を反映した高効率なデータ探索ができる対話型データ選好技術
（3）性能と諸元の関係から，性能に大きく影響する諸元がわかる寄与度分析技術

構築したシステムを車両運動性能シミュレーションに適用することで，簡単かつ高速に目標とする性能値や諸元値を決定できることを確認した．

ABSTRACT

A vehicle performance design system has been developed that makes it possible to assign target values for different performance demands at the initial stage of the vehicle development process. Based on the concept of model-based development, this system determines appropriate target values through the application of data mining techniques.

The system uses the data available at the time of vehicle development, and comprises the following three techniques:

(1) A response surface generation technique that helps enable high-accuracy predictions based on small amounts of data;
(2) A decision-making technique that helps enable high-efficiency data searches that reflect the user's intentions; and
(3) An impact analysis technique that makes it possible to identify specifications that have the great effect on performance from the relationships between performance and specifications.

It was demonstrated that the application of this system to vehicle dynamic performance simulations enables determination of target performance values and specification values simply and at high speed.

1．まえがき

今日，自動車設計には環境性能や安全性能などへの配慮から様々な要求が課されるようになっており，目標性能実現のための各要素の開発は大規模，複雑化している．一方で，開発期間の短縮とコスト削減は引き続き主要な課題となっている．

また，自動車市場は世界的に見ると，年率 4 ％で拡大しており，新興国などの市場拡大等による地域市場の販売構成変化が生じている．この状況に対応するために，ラインナップの増加が必要であり，自動車業界全体で，開発フローの改善が行われている．とりわけデジタル開発が活発化してきており，実機試作をできるだけ行わず，シミュレーションや実験データ等を用いたバーチャル開発を行うモデルベース開発（Model Based Development: MBD）の重要性は高まっている．

＊　四輪 R&D センター
＊＊基礎技術研究センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2017_29_1_23

本研究では，MBD を実現する車両性能設計システムを構築することにより，開発初期段階において，燃費，加速性能など複数の車両目標性能と，それに紐づく諸元値を導き出すことで，開発効率の向上を目指す．

2．システム構成

本研究では，データマイニング技術を用いて，次世代自動車開発に貢献する車両性能設計システムを構築し，複数性能のトレードオフを考慮しながら適切な目標値を設定するという開発スタイルを実現する．

開発したシステム（以下，本システム）はデータベース（Data Base: DB）を有するデータドリブン型シミュレーション[(1), (2)]であり，精度と応答性が重要となる．Fig. 1 に車両性能設計システムの概要を示す．

Fig. 1 に示すように，本システムは，車両性能を計算するコンピュータ支援エンジニアリング（Computer Aided Engineering: CAE）計算部，DB を含む目標性能表示部と三つのデータマイニング技術から構成される．その実行手順を以下に示す．

（1）本システムの入力となる諸元値を実験計画法でサンプリングする．
（2）CAE 計算を実施することにより，教師データを作成する．
（3）作成した教師データを利用し，機械学習の技術を用いて応答曲面と DB を構築する．
（4）構築した DB を利用して複数性能のトレードオフを考慮しながら適切な目標値を決定する．

この DB は CAE の入力として使用された諸元値と計算結果の性能値で構成される．左 5 列の諸元値と右 3 列の性能値からなる DB 配列の例を Table 1 に示す．この DB を利用することにより車両性能設計システムを実行することができる．以下（1）-（3）に車両性能設計システムを実現するデータマイニング技術の概要を示す．

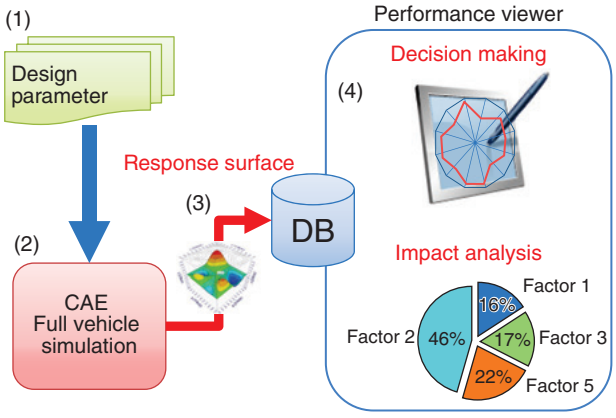


Fig. 1　Vehicle performance design system

Table 1　Database matrix

	Factor					Performance		
	1	2	3	4	5	1	2	3
1	460.91	2026.05	0.42	1418.89	2533.81	6.15	136	4.34
2	448.78	1775.30	0.42	1368.02	2511.51	6.19	137	4.41
3	459.69	2204.39	0.44	1417.41	2500.43	4.81	135	4.26
4	439.90	1924.32	0.44	1346.49	2487.21	5.13	137	4.37
5	458.57	1850.84	0.42	1348.45	2527.38	5.07	136	4.35
	:	:	:	:	:	:	:	:
200	450.60	1745.68	0.44	1409.86	2590.14	5.38	138	4.39

（1）応答曲面生成（Response surface）

本システムは，目標性能設計を行うために CAE 計算結果の大規模なデータを有する DB を構築する必要がある．

10 万のケースデータを作成し，DB を構築するための従来手法と応答曲面近似方法の比較を Fig. 2 に示す．Fig. 2 は従来手法と提案手法の計算の違いを示しており，従来通りの CAE 計算で DB を構築するためには非現実的な計算時間を要することがわかる．そのため，できるだけ短時間で DB を構築する技術が必要である．提案手法では 200 ケース程度の少ない CAE 計算結果を教師データとし，機械学習の技術を用いて応答曲面（Response Surface Model: RSM）を生成する．その応答曲面を用いて，10 万ケース分のデータを計算することによって，従来に比べ計算時間を大幅に短縮できる．詳細は 2.1. 節で述べる

（2）対話型データ選好（Decision making）

構築した 10 万ケースの DB から，ユーザの意図を反映した適切な解を導出することは容易ではない．そこで本システムは，以下の二つのデータ選好手法を構築した．

（a）性能値からダイレクトに諸元値を探索するダイレクト探索手法
（b）クラスタリング技術を用いてデータの傾向を見ながら対話的に絞り込みできるグループ探索手法

上記二種類の探索手法からユーザは用途に合った対話型データ選好手法を選択して実行することが可能である．詳細は 2.2. 節で述べる．

（3）寄与度分析（Impact analysis）

寄与度分析は，データの線形･非線形性や複数の諸元値を有するデータ環境でも，性能と諸元値の特性関係を把握できるようにする分析手法である．

変数間の非線形関係が複数諸元にわたる場合，関係性を可視化するのは容易ではない．本システムでは複数諸元で

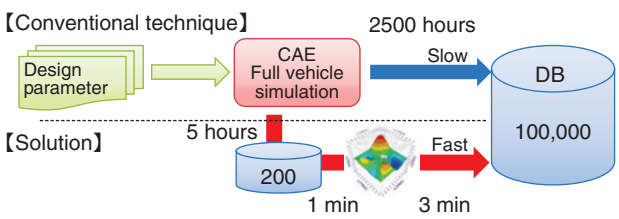


Fig. 2　Effect on response surface

も特性の表示ができる部分従属プロット[3]を使って可視化している．また各諸元値が性能に影響する度合いを，直観的に把握しやすい寄与度として算出しグラフで表示するようにした．詳細は 2.3. 節で述べる．

2.1. 応答曲面生成

応答曲面は，入力データとしての諸元値 **x** に対しシステムの出力データとしての性能値 **y** を対応させる数学モデルである．システムの例としては，実験系あるいは工学シミュレーションなどがある．往々にして，実験やシミュレーションを実行するには時間的，人的コストを要するため，ケース数をあまり多く得ることができない．そこで，少ないケースデータをもとに応答曲面を生成することができれば，新たな入力 **x** に対する出力 **y** を簡単に予測することが可能である．なお応答曲面の生成に必要なケースデータは，教師データと呼ばれる．

モデル化の誤差を ε とおけば，入出力間の関係は式（1）であらわされる．

$$\mathbf{y} = M(\mathbf{x}) + \varepsilon \qquad (1)$$

ただし，$M(\mathbf{x})$ は応答曲面である．一般に出力 **y** はベクトル量だが，各成分に対しモデル化が可能であるため，以下では出力 **y** はスカラー量とする．

応答曲面 $M(\mathbf{x})$ の生成手法は様々あるが，本研究では，少ない教師データから近似精度の高いモデルを生成する必要があることから，PCE-LAR 法[4]と Kriging 法の組合せである PCK 法を採用した．PCE-LAR 法で生成された関数を $f(\mathbf{x})$，Kriging 法で生成された関数を $Z(\mathbf{x})$ とおけば，$M(\mathbf{x})$ は式（2）であらわされる．

$$M(\mathbf{x}) = f(\mathbf{x}) + Z(\mathbf{x}) \qquad (2)$$

Fig. 3 に示すように，PCE-LAR 法は大局的な出力の変化をあらわし，Kriging 法は局所的な出力の変化をあらわしている．大局と局所の両方のモデル化により高い近似精度を実現できる[5]．以下，PCE-LAR 法および Kriging 法の詳細を説明する．

2.1.1. PCE-LAR 法

PCE-LAR 法は，多項式カオス展開法（Polynomial Chaos Expansion 法：PCE）による大局的なシステム応答のモデル化と最小角回帰法（Least Angle Regression: LAR）による近似の高精度化を組み合わせた手法である．PCE 法では，モデル $f(\mathbf{x})$ を直交多項式の線形結合としてあらわす．スカラー入力 x の場合，$f(x)$ は式（3）で与えられる．

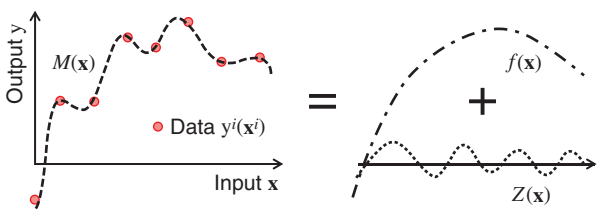


Fig. 3 Response surface model $M(\mathbf{x})$ as sum of global trend $f(\mathbf{x})$ and local fluctuation $Z(\mathbf{x})$

$$f(x) = \sum_{i=0}^{N} a_i \Phi_i(x) \qquad (3)$$

ただし，a_i は係数，N は多項式の最高次数，$\Phi_i(x)$ は i 次の正規直交多項式である．本研究では，直交多項式にルジャンドル多項式を使用した．ルジャンドル多項式の入力 x の変域は [-1, 1] であるため，当該変域に入力値をあらかじめ変換しておく必要がある．式（3）においては，1 から N 次までの全てのルジャンドル多項式が使用される．

係数 a_i は一般化最小二乗法により決定する．教師データ点 (**x**, y) の点数を n とすれば，n は係数の個数以下でなければならない．ところが，入力 **x** の成分数 M あるいは最高次数 N の増加により，係数の個数は爆発的に増加する．例えば $M = 10$, $N = 4$ の場合，4 次までのルジャンドル多項式すべてを考慮すると，モデルに必要な係数は 1000 個を超える．これは，M あるいは N の増加により，必要な教師データ点数が爆発的に増えることを意味する．

この課題を回避するのが LAR アルゴリズムである．LAR アルゴリズムは，教師データを参照しながら，モデルを構成するのに適切な次数の多項式を，優先順位をつけて判別する．これによりモデルに使用する $\Phi_i(\mathbf{x})$ の個数，つまり係数の個数を大幅に削減することができる．また，この削減によりモデルの近似精度も向上する．その理由は，LAR アルゴリズムを適用しない場合，項数の爆発的増加のために高次多項式まで使用することが容易ではないのに対し，LAR アルゴリズムを使用すると，必要な次数の多項式のみを使用してモデルを構成するため，項数爆発を招くことなく高次多項式を使用できるからである．

2.1.2. Kriging 法

Kriging 法は平均からの変動量を記述する．この変動は確率過程に従っているとみなし，異なる二点の教師データ $\mathbf{x}^i$ と $\mathbf{x}^j$ における変動は，距離 $|\mathbf{x}^i - \mathbf{x}^j|$ に依存する相関関数 R_{ij} をもつとする．R_{ij} には，Gauss 型，指数型，Matérn 型があるが，本研究では教師データに応じて適切な型を判別するようにした．どの型にもパラメータが一つ含まれるため，最適化計算によりその値を決定する．

Kriging 法によりモデル化された変動 $Z(\mathbf{x})$ は式（4）で与えられる．

$$Z(\mathbf{x}) = \mathbf{r}(\mathbf{x})\, R^{-1} \Delta\mathbf{y} \qquad (4)$$

ここで，$\boldsymbol{r}(\mathbf{x})$ は **x** と教師データ $\mathbf{x}^i$ との相関で構成される n 成分の行ベクトル，**R** は R_{ij} を成分とする $n \times n$ 行列，$\Delta\mathbf{y}$ は教師データ y^i から $f(\mathbf{x}^i)$ を引いた n 成分の列ベクトルである．

実際の計算では，応答曲面の構築は前段と後段に分けて実行する．前段では，LAR アルゴリズムにより $f(\mathbf{x})$ で使用する多項式 $\Phi_i(\mathbf{x})$ の候補順位を決定する．この時点ではまだ $f(\mathbf{x})$ を決定しない．理由は，PCE 法単体で最適化した場合の $f(\mathbf{x})$ と，Kriging 法との組み合わせで最適化した場合の $f(\mathbf{x})$ とは，必ずしも一致しないからである．後段では適切な相関関数の型をまず判別する．次に前段で決めた優先順位に従い，$f(\mathbf{x})$ で使用する $\Phi_i(\mathbf{x})$ を一つずつ追加しながら Kriging 法との組み合わせで決まる $M(\mathbf{x})$ の誤差評価を行う．最小の誤差を与える $f(\mathbf{x})$ と $Z(\mathbf{x})$ の組み合せを用いて，応答曲面 $M(\mathbf{x})$ を決定する．

2.1.3. 手法の検証

開発した手法を燃費および加速シミュレーションから得られたデータに適用し，近似誤差を検証した．燃費シミュレーションから得られたモード燃費のうち，三種類（US-Hot, JC08, EUDC）に対しモデル化を行った結果を Fig. 4 に示す．参考として，市販の応答曲面生成ツールで精度の良かった手法（異方性 Kriging 法：AKR）の結果も示した．図の横軸は応答曲面の生成に使用した教師データの点数，縦軸は相対誤差（%）である．相対誤差の算出にあたっては，教師データとは異なるデータを使用し，各データ点における相対誤差を求め全点にわたり平均した．いずれの燃費モードにおいても，AKR → PCE-LAR → PCK の順に近似誤差が小さくなっている．加速シミュレーションデータへの適用については，二種類の加速モード 0-100 km/h 加速および 80-120 km/h 加速での加速時間に対してモデル化した結果を Fig. 5 に示す．誤差の大きさは燃費データの場合に比べ半分以下となり，手法間の違いでは，燃費の場合と同様に AKR → PCE-LAR → PCK の順に誤差が小さくなる結果となった．

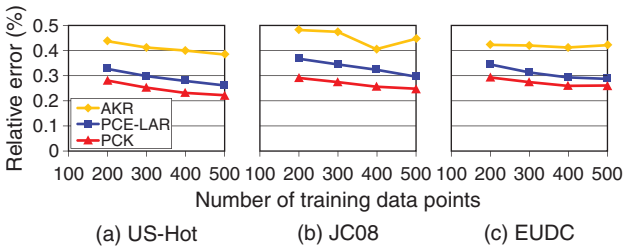


Fig. 4　Relative error plot for three fuel economy modes

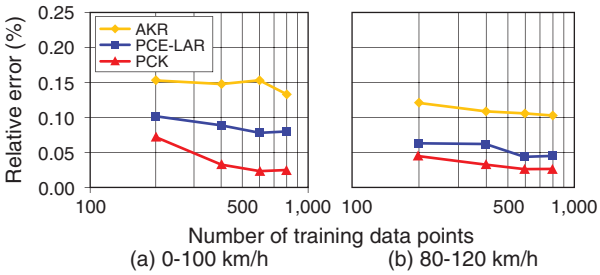


Fig. 5　Relative error plot for two acceleration modes

上記の結果では，燃費および加速シミュレーションにおいて，PCE-LAR 法に比べ PCK 法で誤差の改善が認められた．両手法の差を理解するため，Fig. 6 にモード燃費シミュレーションから得られたモデルを示す．横軸は正規化した設計値，縦軸は基準値まわりの変動を表現したモード燃費値である．PCE-LAR 法は，入力変数の全領域に対して全体的な傾向をうまく捉えることができている．しかし，局所的にはデータとモデル予測値が大きくかい離している場合がある．PCK 法では，Kriging 法との併用でこのかい離が大きく改善できていることがわかる．データの特徴によっては，これほど明らかな改善が見られないこともあるが，PCE-LAR 法単体あるいは Kriging 法単体で生成した応答曲面よりも，両者を併せた PCK 法の方がロバストな性能を示す傾向にある．

2.2. 対話型データ選好

大規模 DB を利用して，車両性能目標値を決定したいが，適切な車両性能データを容易に見つけられないことが課題である．そのために，ユーザは対話型データ選好を行い，高速かつ少ない操作回数で車両性能データの探索を行う．

本研究では，探索方法にダイレクト探索とグループ探索の二つの手法を採用した．

2.2.1. ダイレクト探索 - 高速探索法

高速探索法とは，DB 内の車両性能データと車両性能目標値のユークリッド距離を計算し，距離の短いデータを解とする探索方法である．Fig. 7 に 3 次元データを例とした探索手法を示す．ユーザは★のデータを目標とするが，データ空間が疎であるために，最も近似しているデータを探索解としている．このように，構築された DB 空間にはデータの疎密があるため，適切な探索解が DB 内になければ，解の精度は低くなるが，近似探索であるために高速に計算が可能である．

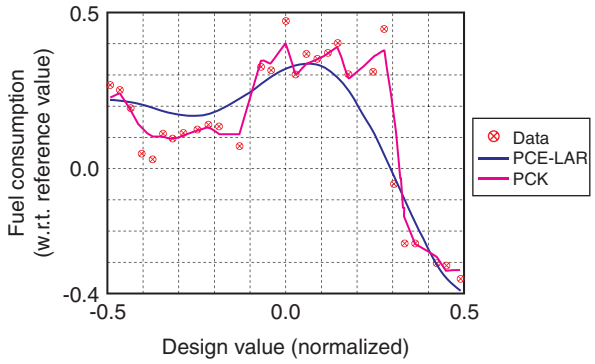


Fig. 6　Comparison of simulation data and response surface model predictions (PCE-LAR and PCK)

2.2.2. ダイレクト探索 - 高精度探索法

高精度探索法とは，大規模 DB を構築するために作成した応答曲面を利用した最適解探索を行う方法である．Fig. 8 に 3 次元データから応答曲面を構築し，解の探索に利用した探索手法を示す．ユーザは★のデータを目標としており，本手法は DB 空間内のデータ間を数学的に補間しているため，その補間情報を基に最適な値を計算することで探索解を求めている．なお，勾配法を用いて応答曲面計算結果の性能値と車両性能目標値の誤差が 0 に近似するデータを探索している．

課題として，初期値の影響により局所最適化が行われることが考えられるために，真の最適解となりえない場合が生じるが，あらかじめランダムに初期値を 100 回変化させて局所最適化の回避を行い，真の最適化が行われるようにしている．この手法は，最適化問題を解くために計算時間は長くなるが，解の精度は高いといえる．

2.2.3. グループ探索

グループ探索とは，DB 内のデータをクラスタリングしてクラスの重心データである代表データをレーダチャートに表示する．ユーザはレーダチャートを利用して，各データを見ながら絞り込みを行うことで解の探索が可能である．データ絞り込み例を Fig. 9 に示す．DB 内のデータをクラスタリングすると，Fig. 9 の左側に示すように五つのクラスで表現され，ユーザはその中から一つのクラスを選択する．その選択結果を Fig. 9 の右側に示す．各レーダチャートの項目には，DB が有する性能値 (P1-P12) が示されているために，ユーザは全体の性能バランスを見ながら，所望の性能値の絞り込みを行うことが可能である．

本研究で扱うクラスタリング手法は，ユーザのデータ選択の幅を広げるため，Fuzzy C-Means[6] を導入した．

Fuzzy C-Means 手法は，従来のクラスタリングアルゴリズムの前提であるクラスの従属判定を行わず，あるデータが一つのクラスに完全に属するのではなく，他の複数のクラスにも少しずつ属していると考え，クラス所属の帰属度と呼ばれる度合いを用いて，分離境界面を曖昧に表現したものである．Fig. 10 に従来手法と Fuzzy C-Means 手法による三つのクラスの分離境界面の違いを示す．Fig. 10 の左側の図は一般的な従属判定を行ったクラスタリング結果であり，右側の図はクラスの分離境界周辺のデータに帰属度を使用した曖昧なクラスタリング結果である．

以下に Fuzzy C-Means のアルゴリズムを示す．

(1) 要素 i のクラス j に対する帰属度 u_{ij} をランダムに初期化する．

(2) 現在の帰属度 u_{ij} を用いて各クラスの重心ベクトル $\bar{x}_i$ を計算する．m は，$m>1$ を満たすファジィさを決めるファジィパラメータ，n は学習する特徴ベクトル数，要素 x_j はデータの集合である．重心ベクトル $\bar{x}_i$ は式 (5) で与えられる．

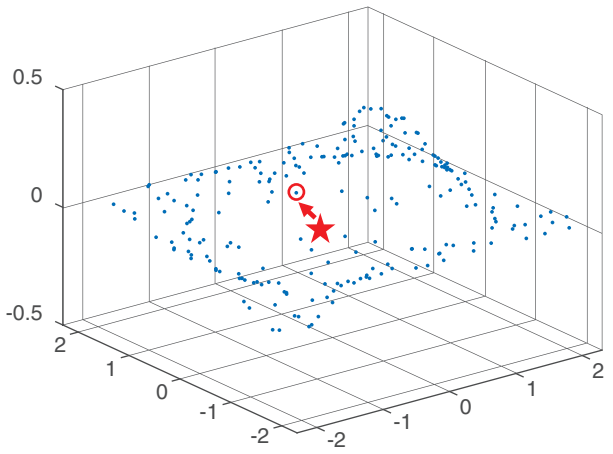


Fig. 7 High-speed search method by data exploration

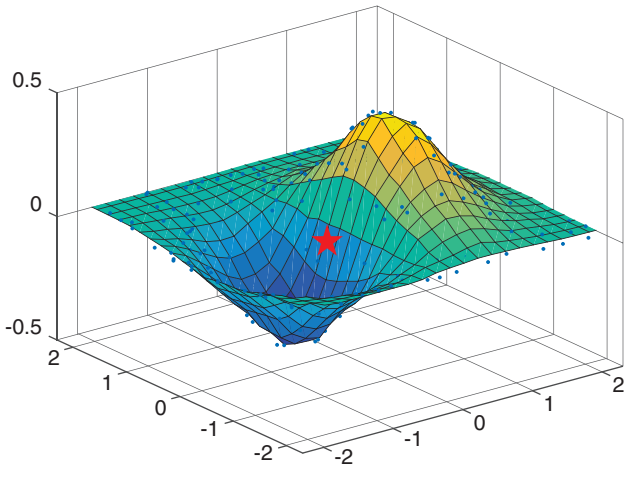


Fig. 8 High-accuracy search method by response surface

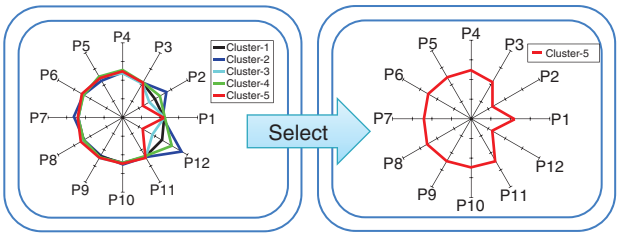


Fig. 9 Decision making

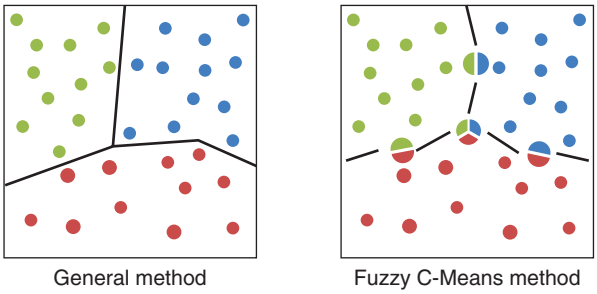


Fig. 10 Difference between clustering methods

$$\bar{x}_i = \frac{\sum_{j=1}^{n}(u_{ij})^m x_j}{\sum_{j=1}^{n}(u_{ij})^m} \quad (5)$$

(3) 計算した重心ベクトル$\bar{x}_i$を用いて要素x_jのクラスiへの帰属度u_{ij}を更新する．$\|\cdot\|$はユークリッドノルム，cはクラス数のパラメータである．帰属度u_{ij}は式(6)で与えられる．

$$u_{ij} = \left(\sum_i^c \left(\frac{\|x_j - \bar{x}_j\|}{\|x_j - \bar{x}_i\|} \right)^{\frac{2}{m-1}} \right)^{-1} \quad (6)$$

(4) クラスごとに重心を再計算し，すべてのクラス重心が変化しなくなればクラスタリングを完了する．なお，変化すれば，(2)から再び実行する．

2.3. 寄与度分析

性能値は複数の諸元値の関数になることが多いため，各変数の影響を把握するのが容易ではない．そこで部分従属プロットを用いて性能と各変数との関係性を視覚化する．

部分従属プロットとは着目変数以外の変数の影響を平均化して表示するグラフである．Fig. 11 に部分従属プロットの例を示す．ここでは性能 y が五つの諸元で表される例を示しており，横軸に各諸元，縦軸に性能 y をとった五個の部分従属プロットで構成されている．

y は変数 1 - 5 の関数なので，たとえば変数 1 をある値に固定しても他の変数 2 - 5 を下限値から上限値まで変えると y の値は変動する．変動する y の値の平均値を求め，変数 1 の値に対する値としてプロットする操作を繰り返していくと黒実線で示す特性が得られる．これは変数 1 に対する y の平均的な変化特性を表す．さらに二本の赤点線は y の変動幅の 25 パーセンタイル位置と 75 パーセンタイル位置を示しており，他変数による y の変動の大きさの目安を表す．変数 2 - 5 についても同様な処理で部分従属プロットを作成できる．

Fig. 11 より，変数 2 に対する y の特性がほぼ直線であることから線形の関係があることがわかる．一方，変数 1，3，5 に対する y の特性が曲線になっていることからこれらの各変数に対して非線形の関係があることがわかる．さらに変数 4 に対しては特性がほぼ水平になっていることから性能にほとんど影響しない変数であることがわかる．二本の赤点線の間隔を見ると，どの変数も他の変数の影響を受けることがわかる．変数 2 に対しては，赤点線の間隔が狭くなっている部分が二か所あり，ここで他変数の影響が小さくなっていることがわかる．

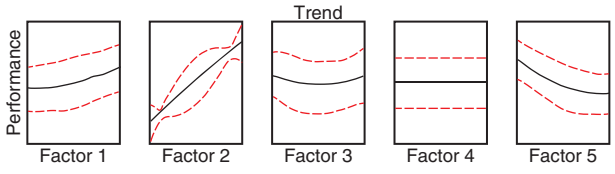


Fig. 11　Trend curves for parameters

各諸元の影響の大きさを更にわかりやすく定量的に比較するには寄与度を用いる．寄与度は諸元を変化させたときの性能値の変化を表す指標であり，性能値を諸元で偏微分すると得られる．応答曲面関数をfとすると変数x_i (i=1, 2, …) の寄与度g_i (i=1, 2,…) は次のように表される．

$$g_i = \frac{\partial y}{\partial x_i} \cong \frac{\partial f(x_1, x_2, \cdots, x_n)}{\partial x_i} \quad (7)$$

寄与度も性能値と同様に多変数の関数になるため変数間で寄与度を比較する際に不便である．そこでg_iの平均値を変数x_iの寄与度として用いることにする．

Fig. 12 は得られた寄与度を大きい順に棒グラフで表したものである．この例では変数 2 の寄与度が最も大きく，変数 1，3，5 の 2 - 3 倍程度あることや，変数 4 の寄与度がほぼ 0 であることがわかる．部分従属プロットとは異なり，各変数の影響の大きさや比率の比較に向いている．

さらに Fig. 13 に寄与度の割合を帯グラフで示す．変数 2 の寄与度の大きさが変数 5，3，1 を合わせた寄与度にほぼ匹敵することがわかる．

設計変更時の変数選択や数値変更量は，これらの寄与度情報に基づいて決定する．

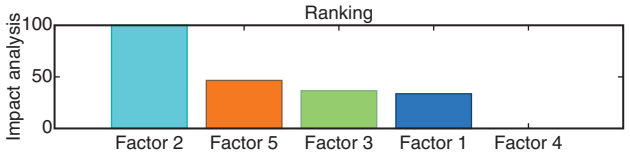


Fig. 12　Ranking of contribution ratio

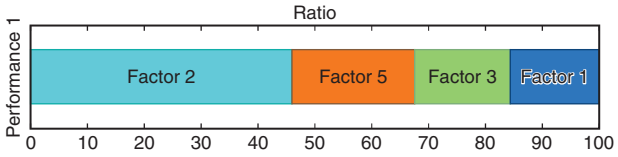


Fig. 13　Contribution ratio expressed as band graph

3．適用

一例として，本研究にて開発した車両性能設計システムを利用した車両運動性能シミュレーション解析を示す．

はじめに，入力となる五つの諸元値データを実験計画法でサンプリングし，教師データ作成のために，CAE 計算で性能値を算出した．本適用例では 400 ケースのデータを用意した．ここで完成した性能値，諸元値のデータセットを用いて，大規模 DB 作成のために応答曲面を作成する．

応答曲面生成には 2.1. 節で示した PCE-LAR を用いる．この例では三つの性能値に対し，三種類の応答曲面を生成する．作成した応答曲面を利用することにより，大規模 DB を高速に計算できるだけでなく，性能から諸元を計算することができ，かつ，寄与度の分析ができる．以下に三つの解析結果を記す．

3.1. ダイレクト探索

三つの性能に対して，ユーザは目標とする値を指定する．一例として，三つの性能値に対する諸元値を計算する．目標とする三つの性能値からなるレーダチャート表現を Fig. 14 に示す．

Fig. 14 で示した三つの目標値に対する諸元値計算結果を Fig. 15, Fig. 16 に示す．ここではダイレクト探索の高速探索法の結果を Fig. 15 に示し，高精度探索法の結果を Fig. 16 に示す．Fig. 15, Fig. 16 ともに，五つの諸元値で構成されるレーダチャートで表現されており，Fig. 14 で指定した目標値を使った五つの案別解を示している．

ユーザは単純に，目標とする性能値を指定するだけで，本システムは性能を満たす諸元値の組み合わせをユーザに提示する．案別解計算の所要時間は同一ワークステーション上で，高速探索法が 0.043 sec，高精度探索法が 13.89 sec であった．

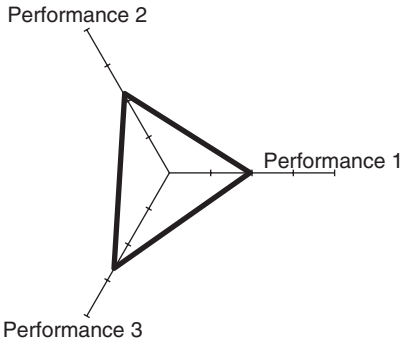


Fig. 14 Target performances

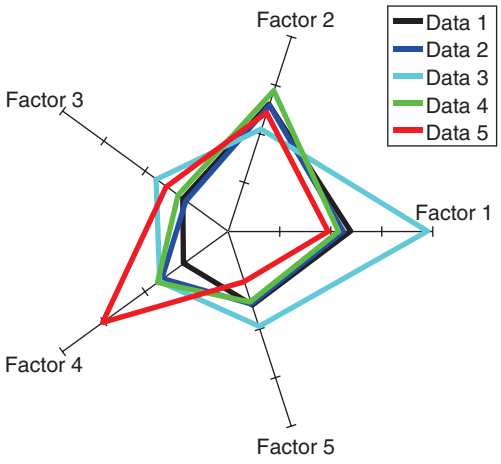


Fig. 15 Direct search results (High-speed search)

Fig. 15, 16 の案別解からユーザは，所望の諸元値を選択することが可能である．また，二つのダイレクト探索手法を行うことで，同じ性能値でも，異なる解の候補を得ることが可能である．

3.2. グループ探索

グループ探索は，DB のデータを利用したデータ選好法である．

ユーザは，レーダチャートで性能値を確認しながら諸元値を探索することが可能である．この探索法はクラスタリング技術を用いているために，大規模データの中から，所望の性能値を直接見つけだすことをせずに，クラスデータを利用して，段階的かつ，より簡単にデータを選好することが可能になっている．クラスデータを利用した選好フローを Fig. 17 に示す．

(1) DB の 10 万ケースデータを五つのクラスにクラスタリングし，性能値のレーダチャートを表現する．

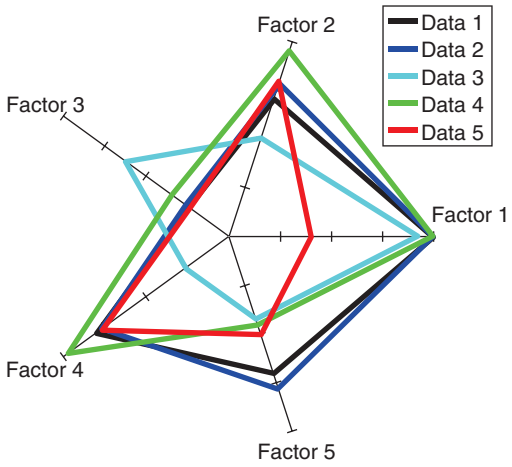


Fig. 16 Direct search results (High-accuracy search)

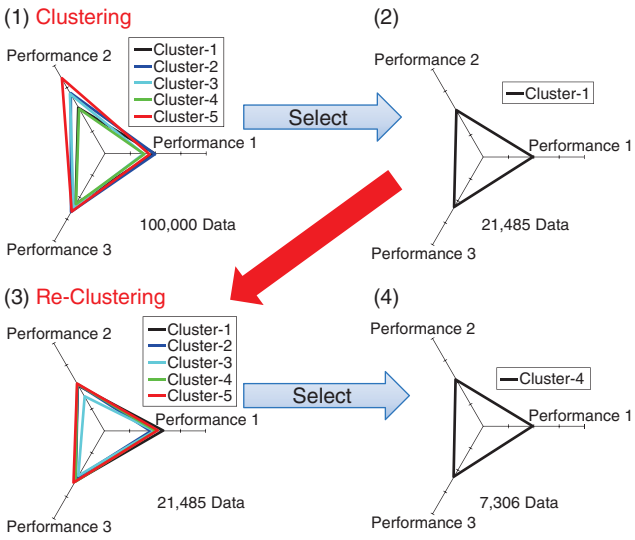


Fig. 17 Decision making flow

（2）ユーザは所望の性能値で構成されるクラスを選択する．結果として 10 万ケースデータは 21,485 ケースデータに削減される．

（3）21,485 ケースデータを五つのクラスに再クラスタリングした性能値のレーダチャートを表現する．

（4）ユーザは五つの性能値の中から所望のクラスを選択する．結果として 7,306 ケースデータに削減される．さらにケースデータを少なくするように絞り込む作業を続ける．

ここでは代表する五つのクラスデータを用いることで，選好を容易にしており，選好が進むことで，データの数が減っていることから絞り込みが進んでいることがわかる．

最終的に絞り込んだ結果を Fig. 18 に示す．

Fig. 18 は左図に性能の絞り込み結果を示し，右図に諸元値の案別解を五つまで絞り込んだ結果を示す．

このように，グループ探索は，レーダチャートを活用し，性能間のバランスを確認しながら，データの絞り込みが可能である．

3.3. 寄与度を利用した解析

本システムは，対話型データ選好を使って所望の性能に対する諸元値を知ることができ，ユーザはその諸元値の案別解から納得のいくデータを選ぶことで，従来よりも開発効率を上げることが可能となった．さらに，ユーザは寄与度の分析結果を用いることで，詳細な諸元値セッティングが可能であることを以下に説明する．性能 (Performance1) に対する寄与度の分析結果を Fig. 19 に示す．Fig. 19 は上図に各諸元の寄与順位，下図に性能に対して五つの諸元で表される部分従属プロットを示している．上図から，性能を向上させるためには変数 2 のパラメータを変更すればよいことがわかる．さらに下図の部分従属プロットの結果を用いることで，パラメータのセッティング方向の理解が可能である．ここでは変数 2 の数値を大きくすることで性能が向上することが示されている．

変数 2 の数値を増加させたときの性能変化を Fig. 20, Fig. 21 に示す．Fig. 20 は五つの諸元から成り立つレーダチャートで，Data2 は Data1 から変数 2 の値を変更した結果である．Fig. 21 は変数 2 の値を変更した時の性能変化を示している．この結果から，Data1 よりも Data2 の方が性能向上したことが示されている．

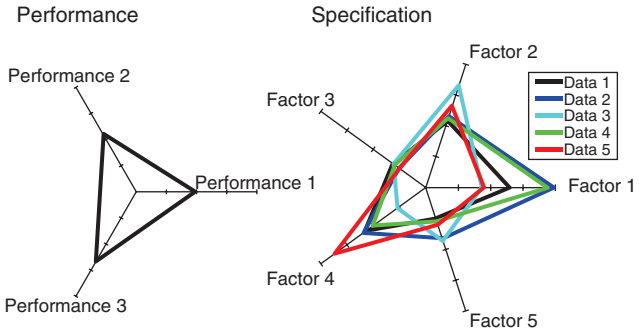


Fig. 18　Decision making results

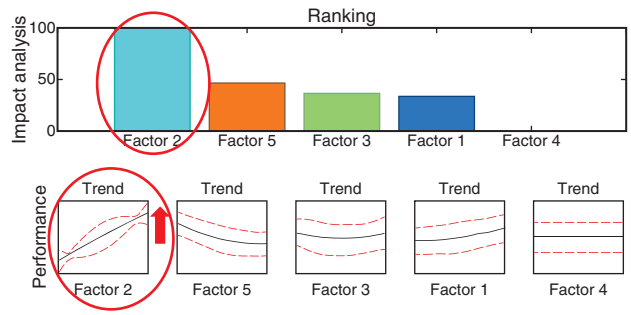


Fig. 19　Results of Impact analysis

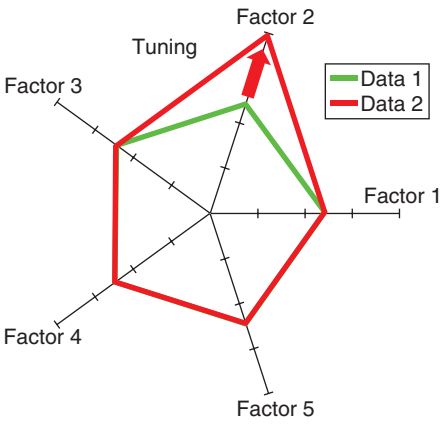


Fig. 20　Factor setting

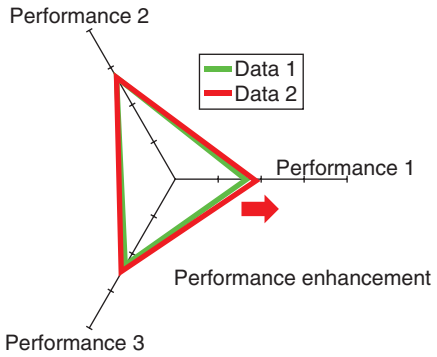


Fig. 21　Performance results

4．まとめ

本研究において，車両開発初期段階で各性能の目標値割り当てが可能な車両性能設計システムを三つのデータマイニング技術で構築した．

（1）少数データをもとに高精度な予測を実現する応答曲面生成技術

（2）ユーザの意思を反映した高効率なデータ探索ができる対話型データ選好技術

（3）性能と諸元の関係から，性能に大きく影響する諸元がわかる寄与度分析技術

本システムを車両運動性能シミュレーションに適用したことにより，簡単に分析でき，かつ高速に性能値や諸元値を決定できることを確認した．

参考文献

（1）福重貴浩，有吉斗紀知，宇田有佑，大熊友貴，岡部達哉，山本幸一，Graening, L., Menzel, S., Olhofer, M.: リアルタイム空力デザインシステムの開発，Honda R&D Technical Review, Vol.24, No.2, p.102-110

（2）津野康一，小谷尚史，土橋学，小出文隆，福重貴浩，有吉斗紀知：Honda Smart Home System の開発，Honda R&D Technical Review, Vol.26, No.1, p.11-16

（3）Hastie, T., Tibshirani, R., Freidman, J.:統計的学習の基礎－データマイニング･推論･予測－，共立出版，p.422-424, (2014)

（4）Blatman, G., Sudret, B.: Adaptive sparse polynomial Chaos expansion based on least angle regression, Journal of Computational Physics, Vol. 230, p.2345-2367, (2011)

（5）Schobi, R., Sudret, B., Wiart, J.: Polynomial Chaos-based Kriging, ETH Zurich Project Report RSUQ-2015-002, February 13th, (2015)

（6）Bezdek, J. C., Ehrlich, R., Full, W.: FCN: THE FUZZY c-MEANS CLUSTERING ALGORITHM, Computers & Geosciences, vol. 10, p. 2-3, (1984)

■著　者■


有吉斗紀知


春 松 正 敏


矢 野 和 重


福 重 貴 浩


山田健太郎


鳴 川　 要

燃料電池用金属セパレータの強度設計手法

Strength Design Method of Metallic Separator for Fuel Cell

齋　木　克　里*
Katsunori SAIKI

要　旨

燃料電池用金属セパレータの構造設計において，極薄のステンレス箔で流路形成をおこなうための強度設計手法を構築した．ステンレス鋼の加工硬化特性に着目し，金属材料の強度物性値を基にして，金属箔の変形挙動をひずみ値の関数として定義した．材料の物性値測定から算出した局所ひずみ値と成形限界線図を用いて，金属箔で形成可能な形状の範囲を求めた．また，燃料電池スタックの発電時に燃料電池用金属セパレータに発生する機械的な応力をマイクロビッカース硬さ測定により算出した局所ひずみ値から求めた．この応力値を材料の疲労限度線図内に描くことで，金属箔の機械劣化に対する寿命評価を可能にした．

ABSTRACT

A strength design method was developed to form channels using ultrathin stainless steel foil in the structural design of metallic separators for a fuel cell. This method focused on the work hardening characteristic of stainless steel, and defined the deformation behavior of the metallic foil as a function of the strain value, based on the strength-related physical property values of the metallic materials. The shape range that can be formed with metallic foil was obtained using a forming limit diagram and localized strain values calculated from measurements of the material physical property values. In addition, the mechanical stress produced on the metallic separators of the fuel cell during fuel cell stack power generation was obtained from localized strain values calculated by micro Vickers hardness measurements. The metallic foil life with respect to mechanical degradation could be evaluated by plotting this stress value in the material fatigue limit diagram.

1．まえがき

燃料電池自動車（fuel cell vehicle：FCV）は内燃機関を搭載した車両と同様な使い方を実現することを目的としている．Hondaの FCV はマンマキシマム・メカミニマムの思想のもと，セダンとして快適な居住空間を確保するために，搭載される燃料電池スタックは小型軽量化，高出力密度化が求められる．燃料電池スタックには数百枚のセパレータと膜電極接合体（membrane electrode assembly：MEA）が積層されており（Fig. 1），燃料電池スタックの小型軽量化，高出力密度化を実現するためには金属セパレータの厚さ低減と，緻密な流路形状設計が求められている[(1)]．これらを実現するにはステンレス素材の極薄化が必要である．

しかし，極薄化したステンレス箔でプレス加工により緻密な流路形状にすると，板厚減少やクラックを発生させやすい（Fig. 2）．

こういった板厚減少やクラックを発生させないためには局所的な塑性変形を避け均一に加工硬化させる必要がある．

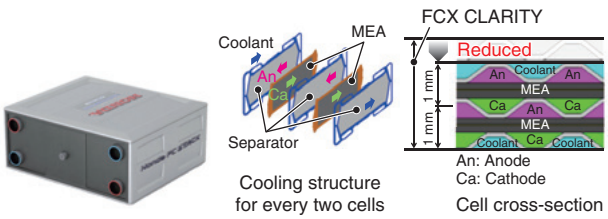


Fig. 1　FC stack and structure

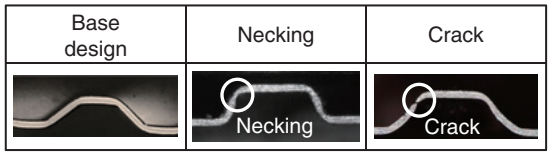


Fig. 2　Issue due to forming

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2017_29_1_24

さらに，燃料電池スタックの発電時にはセパレータとセパレータとの間にあるMEAの膨潤収縮による荷重の変動およびガスや冷媒による圧力の変動が発生する．この荷重や圧力の変動によって，燃料電池用金属セパレータには常に応力変動が生じる．極薄なステンレス箔で形成されるセパレータにとっては，発電時に発生する応力によって塑性変形や，疲労破壊を発生させないように強度設計する必要がある（Fig. 3）．そこで，本研究では加工硬化特性に注目し，材料の硬さという物性値からひずみや応力を定義した．このようにして得られた応力値から材料の疲労限度線図を描くことで，寿命評価を可能にした．

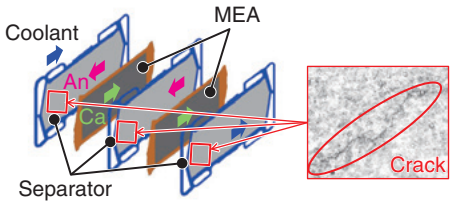


Fig. 3　Issue due to plate fatigue

2．従来の確認手法の課題

2.1. 成形限界の見極め

従来は，ステンレス箔で局所的な板厚の減少やクラックのないプレス加工をするには，Fig. 4で示した平坦部の長さ，内角R，抜き角，流路深さ，流路ピッチといった設計パラメータを変化させた多くのサンプルをプレス加工により作製していた．作製したサンプルの断面観察などで局所的な板厚の減少やクラックを確認することで塑性変形限界を見極めていた．

一般的にプレス成形品の塑性変形の限界を見極める手法として成形限界線図（forming limit diagram：FLD）（Fig. 5）がある．Fig. 5に示すFLDは成形限界線（forming limit curve：FLC）よりも小さなひずみであれば局所的な肉痩せが発生しないことを表しており，FLCよりも大きなひずみでは著しい肉痩せやクラックが発生することを表す．そのため，プレス加工品の成形可能な範囲を簡易的に見極めるものとして広く用いられている．

FLDを描く際に用いられるスクライブドサークル試験方法（Fig. 6）では，あらかじめϕ5 mmからϕ20 mmの大きさの基準図形を描いた鋼板をプレス加工により所定の形状にする．プレス加工によりあらかじめ描いた基準図形の形状が変化した量と方向をそれぞれ測定し，最大主ひずみε_1を横軸に最小主ひずみε_2を縦軸とする座標内にプロットすることにより，評価対象部位の変形状態を把握することができる[(2)]．

しかしながら，セパレータは複雑かつ緻密な形状をしているため，この基準図形を，セパレータの評価したい箇所に微視的に描くことは，変形箇所の特定と測定精度の観点から容易ではないため，緻密で高精度な設計をおこなうセパレータに対しては精度の高いデータが得られにくいことが課題であった．

2.2. 疲労限界の見極め

ステンレス箔で形成されるセパレータの強度設計をする上で，燃料電池スタックの発電時に発生する応力によって塑性変形や疲労破壊を発生させないようにするには，局所的な応力を正確に把握する必要があった．

局所的な応力を算出する手法の一つにひずみゲージを用いた応力計測法があるが，この手法では特定の箇所にひずみゲージを貼り，測定したひずみ値から応力を算出する．しかしながら，セパレータの緻密な表面にひずみゲージを貼り付けて，発電し実際の挙動を確認することは容易ではない．その理由としてまず，ひずみゲージを緻密な流路に配線した状態で発電することになるので，燃料電池の発電に必要なガスを流路へ供給する妨げとなる．また，極薄の

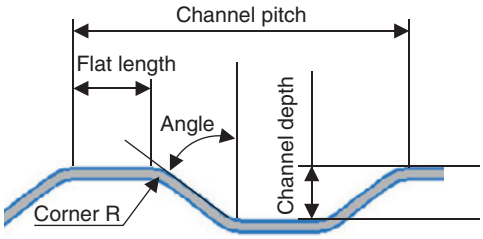


Fig. 4　Design parameters

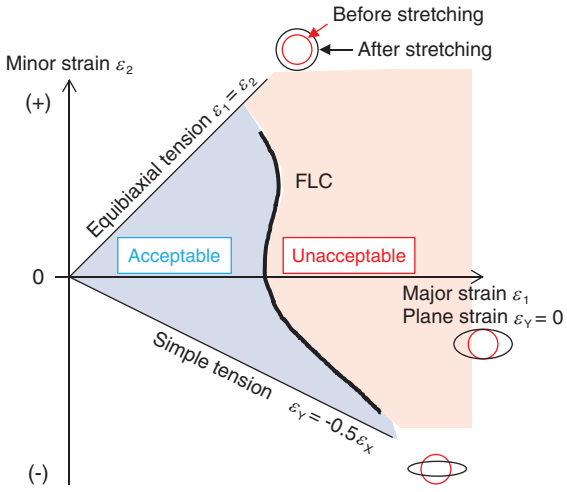


Fig. 5　FLD

Before stretching	After stretching	Definition of 'strain'
d_0	d_1, d_2	Major strain $\varepsilon_1 = \ln(d_1/d_0)$ Minor strain $\varepsilon_2 = \ln(d_2/d_0)$

Fig. 6　Scribed circle method

金属箔にひずみゲージを貼り付けてしまうとひずみゲージによる補強効果で発電時のセパレータに発生する局所的な応力を測定することは測定精度の観点から適切ではない．

そのため，燃料電池スタックの発電時にセパレータに発生する局所的な応力を把握することが課題であった．

3．セパレータ流路の強度設計手法

セパレータの局所的な変形状態と応力による疲労破壊寿命をより正確にかつ短期間で見極める方法として，我々はステンレス箔の加工硬化特性に着目し，従来の手法で容易ではなかった局所的なひずみの計測を硬さ測定から導くことを試みた．

成形限界を見極めるために，プレス加工したセパレータの局所的なひずみ値を硬さや板厚減少率から算出した．このひずみ値とFLDを用いて塑性変形限界を見極めた．次に疲労限界を見極めるために，セパレータに発生する局所的な応力をステンレス箔の硬さから局所ひずみ値を算出した．この値と疲労限度線図を用いることで疲労破壊寿命を見極めた．このように，セパレータに発生する応力や変形の挙動をそれぞれひずみ値の関数として定義することで，セパレータ流路の強度設計手法を構築した．

4．FLDを用いた塑性変形限界の予測技術

はじめに，所定の形状にプレス加工したセパレータ流路の局所的なひずみ箇所やひずみの方向を明らかにするために，プレス成形シミュレーションを用いてひずみの箇所と方向を予測した．そこで得た局所的に変形した箇所に対して微小硬さ測定から算出したひずみ値をFLDへ適用することで，形状形成の可能な範囲を求めた．

4.1. プレス成形時のセパレータに発生するひずみ解析

4.1.1. ひずみ挙動の確認

燃料電池用セパレータは緻密な流路形状をしているため，測定精度の観点から局所変形箇所の特定と変形の方向については，プレス成形シミュレーションを用いて予測した．

プレス成形シミュレーションについてはTable 1で示した形状サンプルについておこなった．その代表的な形状で実施した条件と解析結果を示す．解析条件については，緻密な流路形状の平面方向での局所変形箇所を特定するために，セパレータ流路形状の一部を模擬した範囲で実施した(Fig. 7)．

また，局所的に発生するひずみを確認するために，メッシュサイズは1 μmと微小範囲に設定し解析をおこなった．

まず，緻密な流路形状の平面方向で局所的に変形が発生する箇所を予測した結果を示す(Fig. 8)．

Fig. 8図中の赤丸で印した箇所に最も大きなひずみが発生していることを特定した．そして，Fig. 8で示したA-A’面における局所ひずみの発生方向をシミュレーションにより示す(Fig. 9)．

Table 1　Conventional method samples

	Sample 1	Sample 2	Sample 3	Sample 4	Sample 5	Sample 6	Sample 7	Sample 8
Flat length	1.00	1.00	1.00	1.00	0.00	0.00	0.53	0.34
Angle	1.00	1.07	1.10	1.11	1.07	1.10	0.80	0.89
Corner R	1.00	0.83	0.67	0.50	0.83	0.67	0.67	0.83
Channel depth	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	0.99	0.99
Channel pitch	1.00	0.96	0.92	0.88	0.48	0.44	0.76	0.76
Judge	Good	Good	Good	Good	Good	Good	Good	Good

成形による平面の変形する方向をシミュレーション解析した結果，Fig. 9図中A-A’面の赤丸で印した最も大きく局所的なひずみが発生した箇所については，Fig. 5図中の最大主ひずみε_1軸方向に伸びている．Wave形状の流路では，Fig. 8図中の赤丸部で印した内角Rが最も大きく局所的に変形し，FLDの最大主ひずみε_1軸方向に対応していることを確認した．

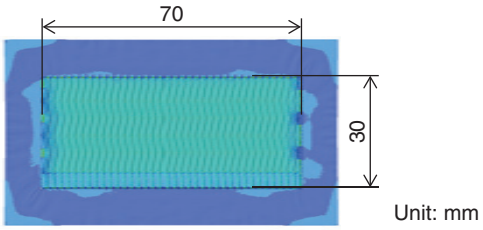


Fig. 7　Simulation method

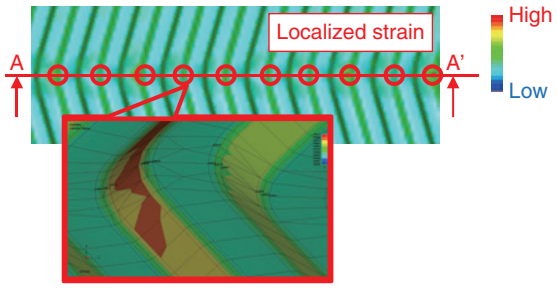


Fig. 8　Localized strain point in plane direction

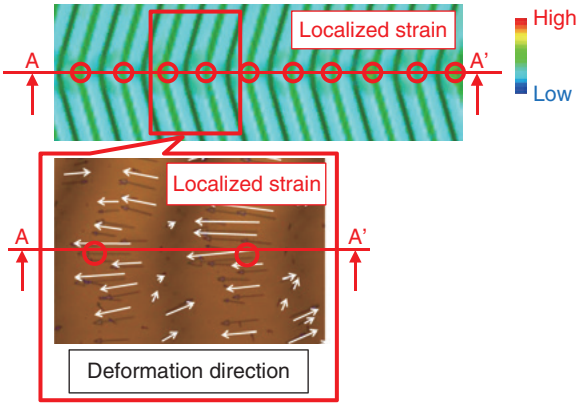


Fig. 9　Deformation direction of plane

4.1.2. ステンレス箔の微小硬さとひずみの数式化

セパレータ流路形状の強度設計をおこなうために，極薄ステンレス箔の加工硬化特性に着目した．加工硬化特性とはひずみによって硬さが変化する特性である．この加工硬化特性を利用し，従来の手法で容易ではなかった局所的なひずみの計測を硬さの測定から導くことを試みた．

緻密な流路形状をしているセパレータの局所的なひずみを求めるために，微視的な箇所を測定することができるマイクロビッカース硬さ計を用いた．硬さ試験方法はJIS Z 2244（ビッカース硬さ試験－試験方法）[3]の規定に準じて実施した．マイクロビッカース硬さ試験で使用した，ダイヤモンド圧子形状は対面角136°の四角錘である．ステンレス箔の微小硬さとひずみの関係を取得するために，引張試験により所定のひずみを与えた試験片を製作し，マイクロビッカース硬さ試験法により，ステンレス箔の硬さを計測した．引張試験の試験片についてはJIS Z 2201（金属材料引張試験片）[4]の規定に準ずる13B号試験片を用いた．

ステンレス箔の加工硬化特性を定式化するために，微小硬さをひずみ値の関数として数式化した．加工硬化とは材料の塑性ひずみにより転位のすべり運動がひき起こされ，その塑性ひずみの増加とともに材料中の転位密度の増加によって起こる現象のことである．そこで，加工硬化とひずみの関係を定式化するために，まず加工硬化を転位密度として扱った．この転位密度と真応力の間には正の相関がある．また，真応力は材料の引張強度特性からひずみの関数として定式化できることから，転位密度とひずみの関係が求まる．よって，加工硬化をひずみの関数として表すことができる．以下に詳細な結果を示す．

まず，転位密度ρと真応力σの間には正の相関があり，式（1）で表されている[5]．Mはテーラー因子，ϕ_Dは定数，Gは剛性率，bはバーガースベクトルの大きさとする．

$$\sigma = M\phi_D Gb\sqrt{\rho} \qquad (1)$$

そこで，加工硬化は転位のすべり運動によってひき起こされることから，加工硬化による微小硬さHvと真応力σとの間にも関係があると考えた．また，一般的な鋼には試験荷重の大きいビッカース硬さやロックウェル硬さと応力の間には直線関係がある．微小硬さとひずみの関係を実験から求めた．

$$f(Hv) = A * \sigma + B \qquad (2)$$

真応力σと真ひずみε_Pは公称応力σ_0と公称ひずみε_0の関数で表すことができる[6]．式（3），（4）を以下に示す．

$$\sigma = \sigma_0 * (1 + \varepsilon_0) \qquad (3)$$

$$\varepsilon_P = \ln(1 + \varepsilon_0) \qquad (4)$$

式（2）に式（3）と（4）を代入することで微小硬さは公称応力と公称ひずみの関数として表すことができる．

4.1.4項で後述する一般的なステンレス鋼板の真応力と真ひずみ線図に対してよい近似をあたえるSwiftタイプの構成式（5）を用いることで，ビッカース硬さをひずみ値の関数と定式化することができる．

真応力をσ，真ひずみをε_Pとし，F，bおよびnは定数である．加工硬化係数をF，加工硬化指数をnとして材料の強度物性値をSwiftの式から求めた．

$$\sigma = F(b + \varepsilon_P)^n \qquad (5)$$

fは関数を表す記号とし，A，Bは定数，加工硬化係数をF，加工硬化指数をnとする．

$$f(Hv) = A * F[b + \ln(1 + \varepsilon_0)]^n + B \qquad (6)$$

燃料電池セパレータに適用した薄板ステンレス材料のひずみと硬さの関係をプロットし，定式化した式（6）を実線で表した結果をFig. 10に示す．定数AとBについては，実験から求めた．

Fig. 10で示したように，硬さをひずみ値の関数として計算できることを確認した．

以上の結果から，ステンレス箔の硬さといった強度物性値を基にして，セパレータに発生する微視的なひずみ値に変換することで，複雑かつ緻密な形状のセパレータにおいても，局所的な変形状態を正確に把握することを可能にした．

4.1.3. ステンレス箔の板厚減少率とひずみの数式化

ステンレスは加工硬化特性を有していることと，体積一定の条件下において，塑性変形による局所的に発生したひずみを板厚減少率の関数と定義することで，断面観察により板厚を測定した結果から，局所ひずみを導いた．燃料電池セパレータに適用した極薄ステンレス箔の局所的なひずみと板厚減少率の関係を取得する．

引張試験により所定のひずみを与えたサンプルを製作し，板厚を測定することでひずみと板厚減少率の関係を実

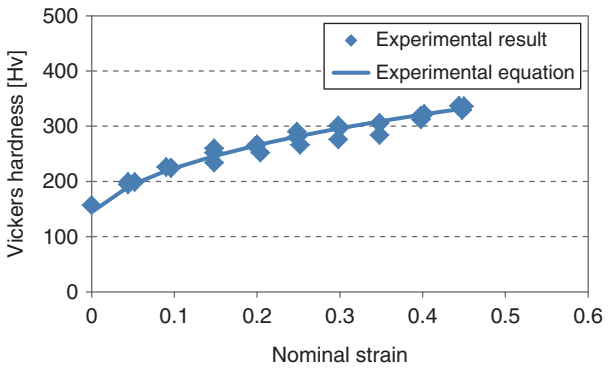


Fig. 10 Vickers hardness results under various strain conditions

験から導いた.

引張試験によりサンプルに与えるひずみ量εは式(7)で表されている[6]. 初期評価長さをL_0, 所定のひずみ量での評価長さをL_1とする.

$$\varepsilon\,[\%] = (L_1 - L_0) / L_0 * 100 \qquad (7)$$

また, 初期板厚をT_0, 所定のひずみを与えたサンプルの板厚をT_1としたときに, 板厚減少率ΔTは式(8)で表されている[6].

$$\Delta T\,[\%] = (T_1 - T_0) / T_0 * 100 \qquad (8)$$

引張試験の試験片については JIS Z 2201(金属材料引張試験片)[4]の規定に準ずる 13B 号試験片を用いた.

さらに, 平面方向のひずみをそれぞれε_1, ε_2とし, 厚み方向のひずみを真ひずみε_3としたときに, ε_3は式(9), (10)で表せる[6].

$$\varepsilon_3 = \ln (T_1 / T_0) \qquad (9)$$

体積一定の条件を用いて式(10)を導いた.

$$\varepsilon_3 = -(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) \qquad (10)$$

式(8), (9), (10)より, 板厚減少率ΔTは式(11)で表せる.

$$\Delta T\,[\%] = \{1 - \exp[-(\varepsilon_1 + \varepsilon_2)]\} * 100 \qquad (11)$$

極薄ステンレス箔のひずみと板厚減少率の関係をプロットし, 定式化した式(11)を実線で表した結果を Fig. 11 に示す.

Fig. 11 で示したように, 板厚減少率をひずみ値の関数として計算できることを確認した.

以上の結果から, 微細な箇所を測定できる板厚減少率を確認することで, プレス成形時に発生する微視的なひずみを定量化する手法を構築した.

4.1.2. 項と 4.1.3. 項の結果を基に, 極薄なステンレス箔で形成可能な範囲を求めるために FLD への適用を検討した.

4.1.4. FLD への適用

4.1.1. 項で示したセパレータの局所変形箇所について極薄なステンレス箔の局所的な硬さや板厚減少率などの強度物性値を測定し, 局所的なひずみ値として算出することで, 極薄な箔で形成するセパレータの流路形状の設計にも FLD が使えると考え, 検証した.

Table 1 の従来製作したサンプルを用いて, Fig. 5 で示した FLD 上に局所的な硬さや板厚減少率から算出したひずみと Stören-Rice の局所くびれ発生の理論[7]を用いた FLC を描いた.

Stören-Rice の局所くびれ発生の理論式を式(12)で表す.

$$\varepsilon_1 = [3\beta^2 + n(2+\beta)^2] / [2(2+\beta)(1+\beta+\beta^2)] \qquad (12)$$

ひずみ比β: $\varepsilon_2 / \varepsilon_1$
n: 加工硬化指数

局所くびれとは, 板材が引張られると塑性変形を起こすが, 破断の直前で板厚方向に厚みが減少することをいう. 薄板材に局所くびれが発生するということは, すなわち局所くびれが発生した点を成形限界としてとらえられることができる. 極薄なステンレス箔での成形限界の理論的な予測についても, 局所くびれ発生の理論式を用いて FLC を描いた.

ここで, 加工硬化指数などを求めるために, ステンレス箔の材料強度試験をおこない, ステンレス箔の応力とひずみの関係を数式化した. 一般的に, 応力とひずみの関係を取得するためには引張試験片を用いた, 静的引張試験がある.

そこで, 燃料電池セパレータに適用したステンレス箔の Stress-Strain カーブ(S-S カーブ)を静的引張試験により取得した(Fig. 12).

引張試験方法は JIS Z 2241(金属材料引張試験方法)の規定に準じて実施した[8]. 引張試験の試験片については JIS Z 2201(金属材料引張試験片)[4]の規定に準ずる 13B 号試験片を用いた.

Swift の式で最小自乗近似した実験結果を Fig. 12 に示す.

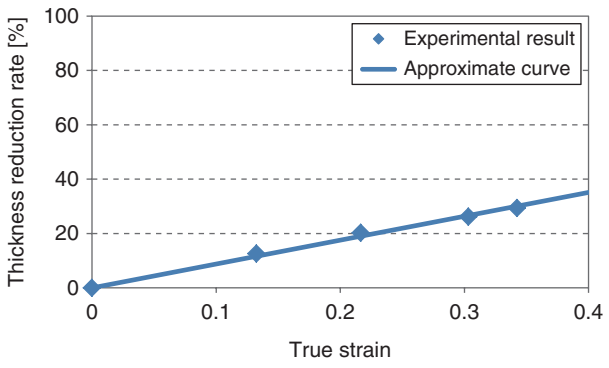


Fig. 11 Thickness reduction rate results

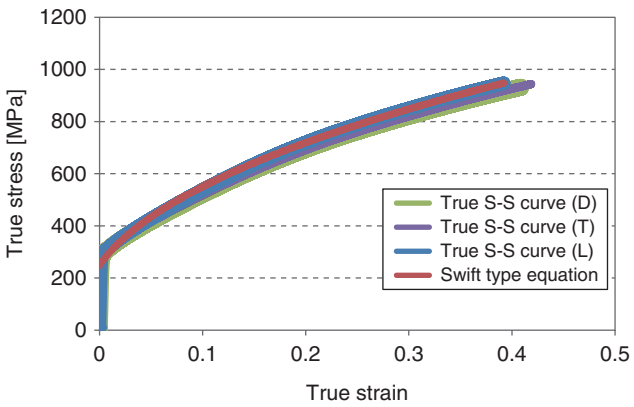


Fig. 12 True stress-true strain curve

Swift タイプの構成式（5）は一般的なステンレス鋼板の真応力－真ひずみ線図に対してよい近似を与えることは知られている[9].

Fig. 12 図中にステンレス箔の圧延方向に対して垂直方向を T, 流れ方向を L, 45° 方向を D として示した.

T, L, D 方向で真応力, 真ひずみ線図はほぼ同じ線上にあることから, 異方性の無い材料である. さらに, 実験結果は Swift の式で近似でき, 応力を算出するために必要なステンレス箔の強度物性値を求めることができた.

局所的な硬さや板厚減少率から算出したひずみを FLD 上に描いた (Fig. 13).

得られた結果を, 青のプロットは局所くびれの発生していない点で, 赤のプロットは局所くびれが発生している点で表した. それぞれのプロットは最大主ひずみ ε_1 軸上において FLC を境にして局所くびれ発生の有無が確認できた. 材料の微視的な硬さから算出したひずみ値を用いることで, ステンレス箔で形成するセパレータの流路形状の設計にも FLD が適用できることを明らかにした.

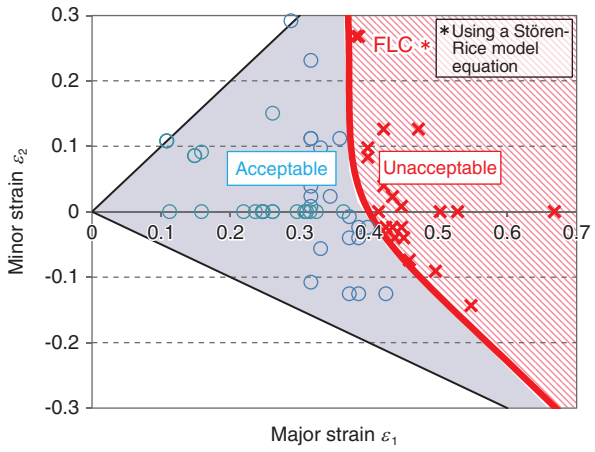


Fig. 13 FLD results

5. 疲労限度線図を用いた寿命予測技術

次に, 燃料電池スタックの発電時にセパレータに発生する応力を求めるために, 有限要素法 (finite element method: FEM) 解析により応力の発生箇所と大きさを予測した. 予測結果に対して, 微小硬さ測定から算出したひずみ値を応力に換算し比較検討をおこなった. 疲労限度線図内に発電時セパレータに発生する応力を描くことで, セパレータ流路の機械劣化に対する寿命評価ができると考えた.

5.1. 発電時のセパレータに発生する応力解析

5.1.1. ステンレス箔の微小硬さと応力の数式化

2 章で述べたように, 発電時のセパレータに発生する応力を把握するには, 従来の手法で容易ではなかった局所的な応力値を微小硬さから算出した.

まず, 微小硬さと応力の関係を定量化する. ステンレス箔の応力とひずみの関係を式（5）で定式化した上で, 微小硬さから算出したひずみ値を応力に変換することで式（2）を定量化できた.

微小硬さや板厚減少率の測定をすることで, 極薄なステンレス箔でかつ緻密な流路を形成するセパレータに発生するひずみや応力の測定を可能にした.

5.1.2. FEM を用いた応力解析結果

燃料電池スタックの発電時にはセパレータとセパレータとの間にある MEA の膨潤収縮による荷重変動およびガスや冷媒による圧力の変動が発生するため, 燃料電池用金属セパレータには常に応力の変動が発生する (Fig. 14).

燃料電池内部は発電の状態によりさまざまな条件が存在する. 燃料電池内部が湿潤な環境では MEA は膨潤し, 反対に低温や乾燥した環境では MEA は収縮する. 発電により MEA が膨潤収縮する際には隣接しているセパレータに対して荷重の変動が生じる. また, セパレータ流路にはガスや冷媒が流れており, 発電時にはガスや冷媒の内圧の変動によりセパレータにも圧力の変動が生じる. これらの荷重と圧力によるセパレータにおける応力変動について FEM 解析をおこなった (Fig. 15).

ステンレス箔の疲労限度線図と FEM を用いた応力発生箇所の特定と, 材料強度物性値である微小硬さから算出し

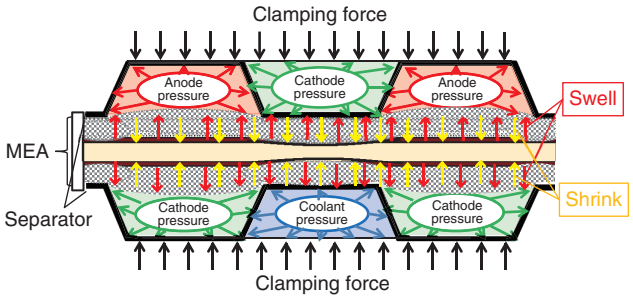


Fig. 14 Image of stress occurrence

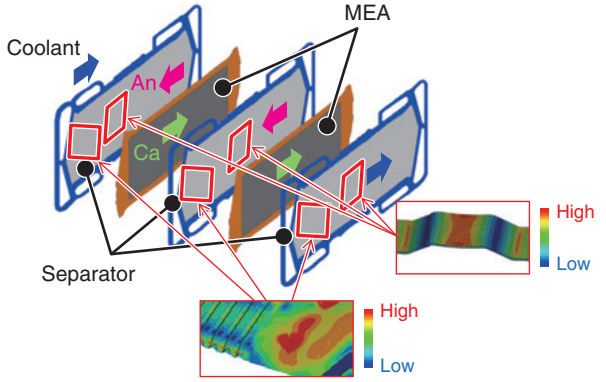


Fig. 15 Stress occurrence location by FEA

た応力値を用いて，燃料電池スタックの発電時に燃料電池用金属セパレータに発生する機械的な応力を数値化した．

FEMによるセパレータ面内のさまざまな箇所に発生する応力計算結果と同箇所で実測した硬さから算出した応力の相関性をFig. 16に示す．

FEMによる応力の計算結果と微小硬さから算出した応力の結果は相関係数が0.98と高い相関性があることが確認できた．

FEMと実験によって求めた応力を基に，ステンレス箔で形成するセパレータの機械的な寿命予測を簡易に予測するために疲労限度線図への適用を検討した．

5.1.3. 疲労限度線図への適用

局所的に発生する応力を算出する一般的な手法の一つにひずみゲージを用いた応力計測法があるが，2章で既に述べたようにセパレータの緻密な表面にひずみゲージを貼り付けて，発電し実際の挙動を確認することは容易ではない．そこで，燃料電池スタックの発電時に発生する応力を微小硬さから算出した応力値を用いて疲労限度線図内に描くことで，簡易的に寿命予測ができると考えた．

強度設計する上で，発生する応力は材料の強度限界以下でなければならない．そこで，燃料電池セパレータに適用した薄板ステンレス材料のひずみ振幅－破断繰返し数曲線（ε-N曲線）を取得し，薄板ステンレス材料の疲労限度線図を描いた．ε-N曲線はプーリ曲げ疲労試験によりひずみ値を制御してステンレス箔の疲労を評価した．疲労試験方法はJIS Z 2274（金属材料の回転曲げ疲れ試験方法）[10]の規定に準じて実施した．

疲労限度線図とは材料の疲労において，変動する応力を受けるときに平均応力の影響を加味した疲労強度を評価するための手法の一つで，横軸に平均応力，縦軸に応力振幅をとり，降伏限界内で疲労限度線以下の範囲が疲労破壊しない領域と評価できる．

これまで述べてきたとおり，燃料電池スタックの発電時に発生する応力が疲労限度線図内にあることを確認するために，微小硬さの実測から算出した応力値を疲労限度線図内に描いた（Fig. 17）．

ステンレス箔の微視的な硬さから算出したひずみ値を用いることで，セパレータ流路の機械劣化に対する寿命評価を可能にすることが確認できた．

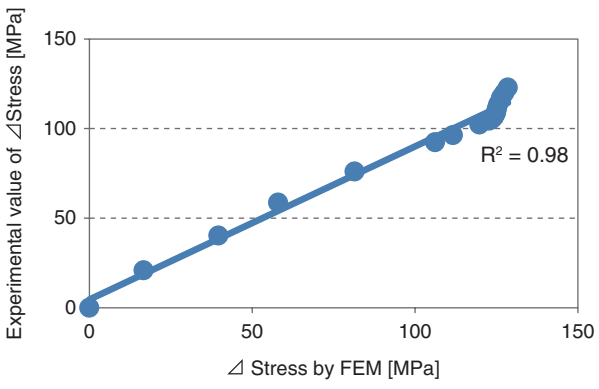


Fig. 16　Test results and correlation between FEM stress simulation and measurement results

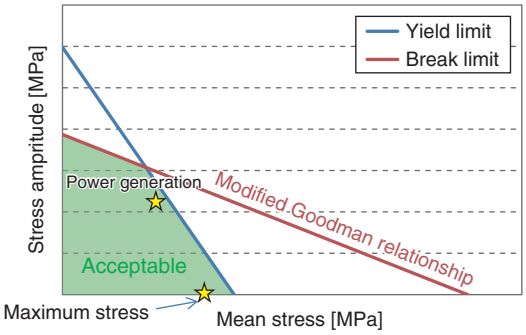


Fig. 17　Fatigue limit diagram

6．まとめ

本稿では燃料電池セパレータに適用した極薄のステンレス箔の加工硬化特性に着目した．材料の強度物性値を把握することで，セパレータの構造成立性の観点から形状形成と寿命評価の両面で，強度設計が可能な範囲を簡易に予測できる手法を構築した．

（1）金属材料の硬さといった強度物性値を基にして，金属薄板に発生する応力や変形挙動をひずみ値の関数として定義できることを実験と理論式の両面から明らかにした．

（2）セパレータ面内の局所的な硬さ測定をすることで，応力やひずみ値への換算を可能にしたため，薄板で形成するセパレータの流路形状の強度設計にFLDや疲労限度線図が適用できることを確認した．

参考文献

（1）木村顕一郎，河﨑輝明，大村孝之，渥美淑弘，清水潔：新型燃料電池自動車CLARITY FUEL CELLの開発，Honda R&D Technical Review, Vol. 28, No. 1, p. 1-7

（2）中村和彦，桑原利彦：2章プレス成形における破断と対策，プレス絞り加工，日刊工業新聞社，p．5-6，(2002)

（3）JIS Z 2244:2009，ビッカース硬さ試験－試験方法

（4）JIS Z 2201:1998，金属材料引張試験片

（5）澤田浩太，丸山公一，小峰龍司，永江勇二：Mod9Cr-1Mo鋼のクリープ寿命に関する研究，動力炉・核燃料開発事業団大洗工学センター，公開資料PNC TN9410 97-035, p. 8, (1997)

(6) Ashby, M. F. Jones, D. R. H. 堀内良：8章材料工学入門, 株式会社内田老鶴圃, p. 84-124, (2004)
(7) Stören, S., Rice, J. R.: Localized necking in thin sheets, J. Mech. Phys. Solids, 23, p. 421-441, (1975)
(8) JIS Z 2241:1998, 金属材料引張試験方法
(9) 釜谷昌幸：一様伸び限界以降を含む応力･ひずみ曲線の取得方法（ステンレス鋼に対する実験方法（IFD 法）と簡易推定法（K-fit 法）の適用性）, INSS JOURNAL Vol. 21, NT-11, p. 177, (2014)
(10) JIS Z 2274:1978, 金属材料の回転曲げ疲れ試験方法

■著　者■



齋 木 克 里

XAFS と STEM-EELS の連成による Pd 粒子の詳細構造解析

Detailed Structural Analysis of Pd Particles through Use of XAFS and STEM-EELS in Tandem

池田知廣* Tomohiro IKEDA
古川敦史* Atsushi FURUKAWA
岡山竜也* Tatsuya OKAYAMA
吉田寿雄** Hisao YOSHIDA

要　旨

排ガス浄化触媒にも使用されている貴金属の一つであるパラジウムのさらなる有効活用のためには詳細な構造把握が必要である．しかし，分析手法の個別活用ではパラジウム粒子の構造を３次元的に可視化することは容易ではなかった．そこで，X 線吸収微細構造，走査型透過電子顕微鏡と電子エネルギー損失分光，第一原理計算を連成した詳細解析手法を構築し適用することで，ナノスケールの情報を反映したパラジウム粒子のモデル作成をおこなった．得られたモデルは３種類の価数状態にある酸化パラジウムが約 3 nm の微小なクラスタを最小単位として集合体を形成している特異な構造を有していることがわかった．

ABSTRACT

In order to realize more effective use of palladium, one of the precious metals employed in catalysts for the conversion of automobile exhaust gases, it is important to possess an understanding of the detailed structure of the metal particles. However, it has not proved easy to visualize the structure of palladium particles in three dimensions using individual analytic techniques. A detailed analytic technique was therefore created through the use of X-ray absorption fine structure analysis, scanning transmission electron microscopy and electron energy loss spectroscopy, and first principle calculations in tandem. The application of this analytic method made it possible to formulate a model of palladium particles incorporating nano-scale data. The formulated model showed that palladium oxide in three different valence states displays a unique structure, forming aggregates with microscopic clusters of approximately 3 nm as the minimum units.

1．まえがき

近年，世界的な環境意識の高まりの中，低排出ガス並びに低燃費の自動車が求められている．特に，低燃費化による内燃機関の熱効率向上は排ガス温度を低下させるため，Three-way catalytic converter（TWC）の低温活性向上が必要となる．また，資源リスク回避の観点から TWC に用いられる白金（Pt），ロジウム（Rh），パラジウム（Pd）といった貴金属使用量の低減および有効活用は重要な課題である．Honda は比較的安定供給される Pd を有効に活用することで資源リスク回避対応を進めており，2012 年のアコードより Pt を使用せず Rh 使用量を半減させた触媒を適用している[(1)]．このように，Rh 減少分の浄化性能を補う Pd の重要性は増している．ところが，添加元素を含まない単純触媒での比較において，Pd 触媒は Rh 触媒と比べて同等の初期性能を示すが，耐久後は特に NO_x 浄化性能が低下してしまう．これは，排ガス物質が酸化還元反応を起こす反応場としての Pd 粒子の構造がナノスケールで変化したためであると推察され，初期の構造を耐久後も保持できる触媒の開発が Pd の有効活用の一つの着眼点となると考えられる．そのためには，Pd 粒子のナノスケール構造を詳細に理解することが求められている．もし，Pd 粒子の初期構造をモデル化し３次元的に可視化することが可能となれば，正確な表面構造を用いた反応シミュレーション等に活用することができるだけでなく，耐久後に Pd が保持するべき高活性な粒子形状の提言が可能となる

＊　四輪 R&D センター
＊＊京都大学

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2017_29_1_25

と期待される.

これまで, いくつかの研究グループより, 担持されたPdナノ粒子の形状を電子顕微鏡を用いて観察した報告[2)-4)]や, 放射光分析技術を活用して担体上でのPdの微視的な挙動を検討した報告がなされている[5)-6)]. 放射光を用いたX線吸収微細構造(X-ray Absorption Fine Structure:XAFS)は試料全体に含まれている着目元素周囲の配位環境の平均情報を得ることができるが, 3次元の配位環境を1次元に落とし込んで測定するため空間的な情報が不足し, 得られたスペクトルを解析するだけでは3次元モデルの構築は容易ではない. 一方で, 走査型透過電子顕微鏡と電子エネルギー損失分光(Scanning Transmission Electron Microscope – Electron Energy Loss Spectroscopy:STEM-EELS)での解析は, ナノスケールの局所構造を取得できるが, 対象粒子が明確な結晶構造を持たない場合は格子を観測することができず, さらには対象粒子が電子線によりダメージを受ける場合も多く観測には十分な注意が必要となる. また, EELSスペクトルの解析も標準物質が入手できない準安定相の同定は容易ではない. このような実験特性のため, 担持されたPdが形成する粒子構造を明確にモデル化した報告は見当たらない.

2. ねらい

XAFSやSTEM-EELSといった個々の解析手法だけでは粒子構造のモデリングが容易ではないため, 各手法を連成した解析手法の確立が必要となる. そこで, まずXAFSを用いて元素の欠損や周期の平均情報を1次元の平均情報として取得し, クラスタモデルと比較することで原子レベルの情報を粒子サイズ等の3次元情報に反映して, STEMによる観察結果とあわせて構造モデルを仮定した. 次にSTEM-EELSの結果を第一原理計算によるスペクトルシミュレーションを用いて比較検証して, 上述の構造モデルの妥当性を検証するという連成した解析手法を構築することで, 矛盾のないPd粒子のモデル化をおこなった.

3. 実験方法

3.1. 試料作製

EELSは透過電子線を用いるため, 観測粒子の背面に他の粒子が存在すると分析に支障をきたす. そのため, 担体には単純形状であるαAl_2O_3(株式会社高純度化学研究所製99.9%)を選定した. Pdの前駆体には硝酸パラジウム(小島化学薬品株式会社)を用いた.

Pdとして1 wt%相当量の硝酸パラジウムをαAl_2O_3に担持させた後, 硝酸成分除去のため450℃で3時間, 大気中で焼成をおこなった. 以降, αAl_2O_3上に担持したPdが形成する粒子のことを未知構造Pdと記載する.

3.2. 実験装置

調製した試料に対し, 高エネルギー加速器研究機構 物質構造科学研究所PF-AR NW10A(課題番号2012G586)においてPd K吸収端のXAFSを透過法にて測定した. 標準試料にはPd金属の薄膜(Pd foil)および, 酸化パラジウム(PdO)を用いた. 広域X線吸収微細構造(Extended X-ray Absorption Fine Structure:EXAFS)の解析にはREX2000 ver. 2.5.9(株式会社リガク)[7)]を用いた. モデル化した未知構造Pdの配位数検討にはMedeA(Material Design社製)の構造解析機能を用いた[8)].

STEM-EELSは株式会社日立ハイテクノロジーズHD-2700 Cs-corrected STEM-EELS 200 kVを, 第一原理計算によるEELSスペクトルシミュレーションにはMaterial Studio(Dassault Systemes Biovia社製)Ver. 5.5 CASTEPモジュールを用いた[9)-11)].

4. 結果と考察

4.1. XAFS解析結果

未知構造Pdの元素欠損率と配位元素の距離を把握するため, EXAFSの解析を以下の手順でおこなった.

(1) 標準試料Pd foilのEXAFSのフーリエ変換後のスペクトルにおいて, 球面波近似によるMcKaleのパラメータ[12)]を用いて最近接Pdと次近接Pdについて同時にカーブフィッティングしたときに, 解析値がPd金属の結晶構造[13)]と比較して妥当な結果に収束するように吸収端前方のベースライン(Pre-edge), EXAFS抽出, フーリエ変換, Pd金属用カーブフィッティングの解析範囲を設定した.

(2) (1)の条件を基に標準試料PdOのEXAFSのフーリエ変換後のスペクトルについて最近接Oと最近接Pd〔Pd(1)〕および次近接Pd〔Pd(2)〕に対して同時にカーブフィッティングし, (1)と同様にPdOの結晶構造[14)]と比較してフーリエ変換後の強度が妥当な結果に収束するようにPre-edge, EXAFS抽出, フーリエ変換, PdO用カーブフィッティングの解析範囲を再調整した.

(3) (2)の解析範囲を初期値として再度Pd foilのEXAFS解析に適用し解析範囲の妥当性を検証した.

(4) Pd foilとPdOの解析結果がそれぞれの結晶構造と1%以下の誤差で一致するまで(1)から(3)を反復した.

(5) PdとPdOの結晶構造から導出されるバルクの配位数に各配位圏の配位数を固定し, 原子の熱振動や結晶構造の乱れを示す指標であるデバイワラー因子を導出した.

(6) 未知構造Pdの各配位圏のデバイワラー因子は標準試料の値と同様であると仮定し, 今後の解析においては標準試料のデバイワラー因子の値に固定した.

Table 1　Fitting results for Pd foil and PdO reference

	Coordination atom	Ideal values		Results		Change ratios	
		Coordination number	Coordination distance (nm)	Coordination number	Coordination distance (nm)	Coordination number (%)	Coordination distance (%)
Pd foil	Pd (1)	12	0.274	12.0	0.274	0	0
	Pd (2)	6	0.387	6.00	0.387	0	0
PdO reference	O	4	0.203	4.01	0.203	0.25	0
	Pd (1)	4	0.305	4.00	0.305	0	0
	Pd (2)	8	0.343	7.98	0.343	-0.25	0

（7）未知構造 Pd の解析を（4）で決定した解析範囲を基に実施した．

標準試料 Pd foil と PdO のカーブフィッティング結果を Fig. 1，結晶構造を Fig. 2，得られたパラメータを Table 1 に示す．解析領域において実験値と計算値が一致しており，各パラメータも結晶構造から求められる値と 1% 未満の誤差で一致する良好な結果が得られた．この解析条件にて配位数をバルクの配位数に固定しデバイワラー因子を算出した．

Fig. 3 に標準試料 PdO と未知構造 Pd の EXAFS のフーリエ変換後の結果を示す．最近接の O に大きな差は無いが，最近接 Pd と次近接 Pd のピーク強度が低下していることからバルクと比較し，Pd 元素の欠損もしくは配位距離の乱れや粒子径が小さいことによる周期性の低下などが生じていることが示唆される．今回，デバイワラー因子の値を標準試料 PdO の値に固定し，EXAFS の強度変化のパラメータを配位数に集約させることで未知構造 Pd のモデリングに繋げる解析結果を取得することを試みた．Fig. 4 に未知構造 Pd のフィッティング結果を，Table 2 に解析から得られた各パラメータを標準試料 PdO と比較した結果を示す．未知構造 Pd の解析は標準試料 PdO と同様の解析領域でおこなった．その結果，Fig. 4 では実験値と計算値がよく一致していることが確認できる．

解析結果から未知構造 Pd の結合距離は標準試料 PdO と同じであるが，O の配位数が 8%，Pd（1）の配位数が 18%，Pd（2）の配位数が 23% 低下していることが明らかになった．

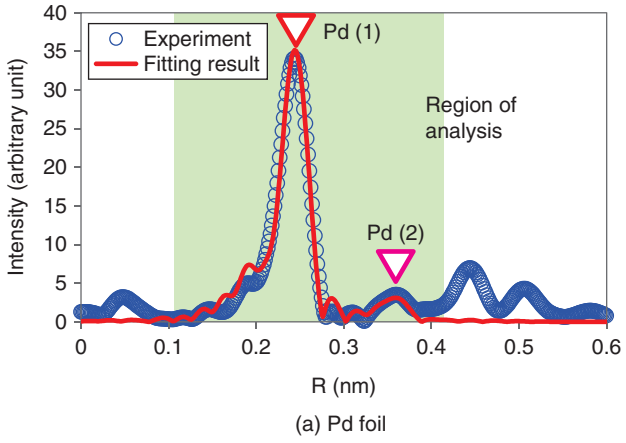


Fig. 1　Radial distribution functions and fitting results

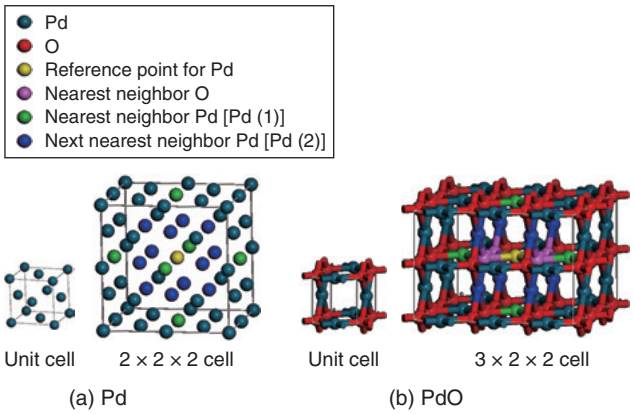


Fig. 2　Crystal structures and coordination environments of Pd and PdO

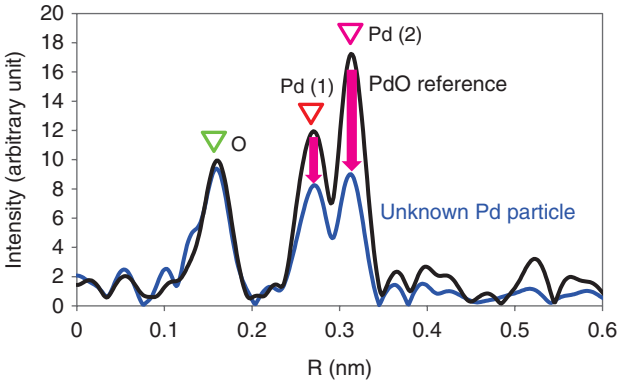


Fig. 3　Radial distribution functions for PdO reference and unknown Pd particle

Table 2 Fitting results for PdO reference and unknown Pd particle

Atom	PdO reference		Unknown Pd particle		Coordination number defect (%)	Change ratio of coordination distance (%)
	Coordination number	Coordination distance (nm)	Coordination number	Coordination distance (nm)		
O	4	0.203	3.68	0.204	7.9	-0.2
Pd (1)	4	0.305	3.27	0.304	18.3	0.1
Pd (2)	8	0.343	6.16	0.343	23.0	-0.1

4.2. 未知構造 Pd のモデリング

未知構造 Pd のモデリングは XAFS から得られた解析結果を基にクラスタモデルと比較する以下の手順でおこなった.

(1) 標準試料 PdO の結晶構造モデルを基にクラスタサイズの異なるモデルを複数作成した (Fig. 5).

(2) 各クラスタの最近接 O, 最近接 Pd, 次近接 Pd の配位数を解析しクラスタサイズに対してプロットした (Fig. 6).

(3) クラスタサイズと配位数を関数にてフィッティングした.

(4) (3) で得られた係数と XAFS 解析結果から得られた配位数より, 各配位元素のクラスタサイズを導出した (Table 3).

(5) 標準試料 PdO からの元素欠損量 (Table 2) を基に単位胞の大きさを決め〔Fig. 7(a)〕, (4) で得られたクラスタサイズを基に Pd を欠損させた〔Fig. 7(b)〕.

(6) (5) にて作成した構造を (4) で得られた O のクラスタサイズになるようにクラスタ化した〔Fig. 7(c)〕.

(7) (1) から (6) の手順にてさまざまな欠損位置の組み合わせに対しクラスタモデルを作成し, 各々の配位数を確認し XAFS 解析結果と矛盾が無いものを選定した.

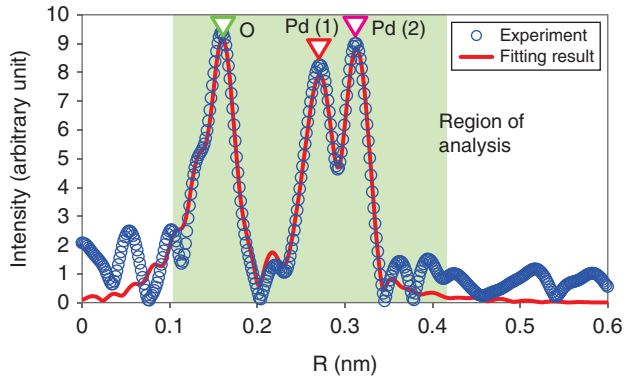


Fig. 4 Radial distribution function and fitting result for unknown Pd particle

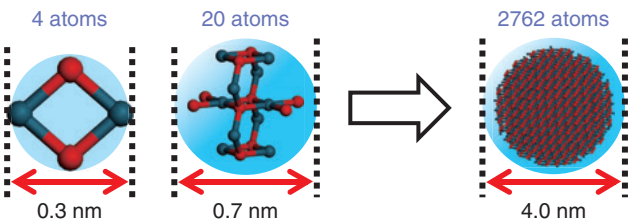


Fig. 5 Cluster models of PdO

Table 3 Cluster size analysis results for unknown Pd particle

Coordination atom	Coordination number (experimental result)	Cluster size (nm)
O	3.68	3.0
Pd (1)	3.27	2.1
Pd (2)	6.16	2.1

配位数とクラスタサイズのフィッティングにはクラスタサイズ増加に伴いバルク配位数へ漸近する式 (1) を用いた.

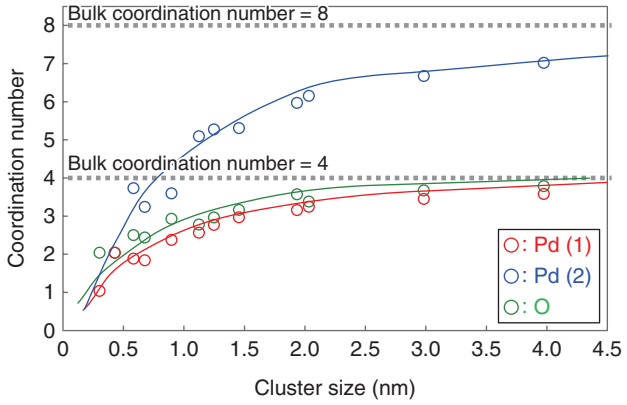


Fig. 6 Cluster size-dependence of coordination numbers for PdO

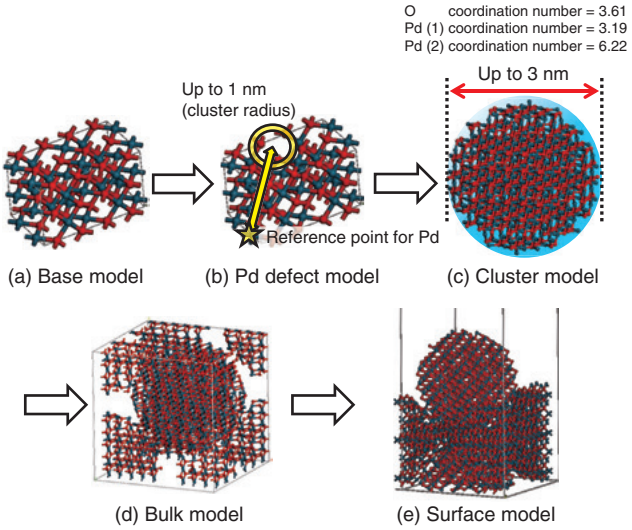


Fig. 7 Example of procedure for formulation of structural model of unknown Pd particle

$$Y = N - A \times \mathrm{EXP}(-X/\tau) \qquad (1)$$

ここで Y は各元素の配位数，N はバルクの配位数，X はクラスタサイズ，A と τ は配位数とクラスタサイズの関係を示す係数である．

Fig. 6 に各クラスタモデルの配位数とクラスタサイズのフィッティング結果を示す．式（1）により配位数とクラスタサイズの傾向がおおむね再現できることが確認された．

次に任意の配位数からクラスタサイズを導出するために式（2）を用いた．

$$X = -\tau \times \ln[(Y-N)/A] \qquad (2)$$

式（2）を利用する際には Y に EXAFS 解析から導出した配位数を，τ と N と A には式（1）から導出したパラメータを代入した．その結果，O の配位数から見積もった O のクラスタサイズ X_O は約 3.0 nm，Pd（1）と Pd（2）の配位数から見積もった Pd のクラスタサイズ X_{Pd} は約 2.1 nm であるため（Table 3），クラスタサイズは最大約 3.0 nm となる．

モデリングにおいては，Pd の欠損量が多く，Pd のクラスタサイズが O のクラスタサイズより小さいことから，まず Pd を欠損させることとした．その際，標準物質 PdO の単位胞を 2 × 2 × 2 の 8 倍胞にし，任意の Pd に対してクラスタサイズ X_{Pd} に等しくなる位置の Pd を欠損させた上で，O のクラスタサイズ X_O になるようにクラスタ化をおこなった．また，後に述べる STEM-HAADF 観察による構造も参考にしつつ，作成したクラスタをランダムに配置し，未知構造 Pd のバルクモデル並びに表面モデルの構築をおこなった〔Fig. 7(d), (e)〕．

得られたクラスタモデルは XAFS の解析結果と 2.5% 以下の差で一致する良好なモデルであった（Table 4）．

4.3. STEM-EELS 解析結果

これまでの解析において未知構造 Pd には元素欠損やクラスタサイズにより種々の局所構造を有することが予想された．一方で，それらの標準試料を用意することが容易でないため第一原理計算を活用して実験の比較対象となる標準スペクトルを準備し局所構造解析における判断材料とした．EELS のスペクトルシミュレーション並びに，実測は以下の手順でおこなった．

（1）Inorganic Crystal Structure Database（ICSD）から Pd-O 系の構造を複数抽出した．

（2）CASTEP を用い O 原子の K 殻の EELS スペクトルを計算した．
計算モデルは（1）で選定した各 Pd-O 系の単位胞を 2 × 2 × 2 倍した 8 倍胞内の一つの O 原子に電子空孔（Core-hole）を導入した後再度対称性を設定した単位胞を用いた．計算条件は Table 5 に示した．

（3）EELS スペクトルの測定は O K 吸収端の EELS スペクトルを取得した．EELS スペクトルの取得に関しては，長時間電子線を照射すると粒子の形状が変化してしまうため，測定には細心の注意を払い，近接視野にて電子線の調整をおこなった後に測定領域でのスペクトル取得を試みた．また，測定後に粒子形状の変化が確認された場合は非本質的な局所情報であると考え今回の考察からは除外することとした．

（4）得られた実験スペクトルとシミュレーション結果を比較し局所構造の候補となる構造を検討した．

Table 4　Modeling results for unknown Pd particle

Coordination atom	Coordination number (experimental result)	Coordination number (cluster model)	Change ratio of coordination number (%)
O	3.68	3.61	1.9
Pd (1)	3.27	3.19	2.4
Pd (2)	6.16	6.22	1.0

Table 5　Settings for calculation of EELS spectrum using CASTEP

Item	Setting
Functional	GGA PBE
Spin polarized	Checked (Use formal spin as initial)
Metal	Checked
Energy cutoff	610 eV
SCF tolerance	5.0 e^{-7}
k-point separation	0.04 1/Å
Pseudopotentials	On the fly
Energy range of core level spectroscopy	25 eV
Instrumental smearing	1 eV

Fig. 8 に未知構造 Pd の高角散乱環状暗視野（High-angle Annular Dark Field：HAADF）像を示す．HAADF 像は電子密度に比例して輝度が高くなるため，Pd のような重い元素が存在している箇所や原子の密度が高い部分の輝度が高くなるのが特徴である．未知構造 Pd は α Al_2O_3 を覆うように広範囲に存在しており，その中に 3 nm 程度の大きさの粒子が多数存在していることが確認できる．

Fig. 9 に実験から得られた EELS スペクトルと第一原理計算による EELS スペクトルシミュレーション結果を比較し局所構造を同定した結果の一例を示す．実験結果とスペクトルシミュレーションの結果は良好な一致を示した．未知構造 Pd の局所構造は測定部位全 20 箇所のうち，測定後に粒子形状が変化した 6 点を除き，Pd_2O（5 箇所），

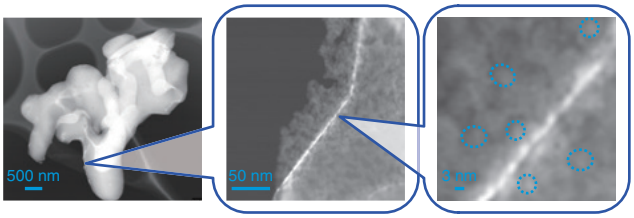


Fig. 8　STEM-HAADF image of unknown Pd particle

PdO（6箇所），$Pd_{3.5}O_4$（3箇所）の3種に大別することができた．

本解析により，未知構造Pdは3 nm程度の粒子の集合体であることと，酸化状態の異なる3種の局所構造を有していることが明らかになった．

4.4. モデルの妥当性と考察

XAFS解析から未知構造Pdの単位クラスタサイズは約3.0 nmであることが示唆されたが，これはSTEM-HAADF像で観測されたクラスタの大きさと一致した（Fig. 8）．

また，XAFS解析結果と矛盾ないように構築したクラスタモデルは，Fig. 10に示すような各種Pd酸化物の局所構造が存在し，これはEELSで得られた局所構造の情報と一致した．本モデルは全体の平均構造情報を得るXAFSと局所構造情報を得るSTEM-EELSの結果の2側面から支持されている，担持直後Pdの3次元モデルである．本モデルから，担持直後のPdは微小なPdO単位クラスタの集合体を形成していることがわかった．そのため，バルクのPdOとは異なり，クラスタ間に隙間が存在し，酸素の出入りを活発におこなえる状態であること推定できる．また，複数の価数状態を局所構造として有していることと併せ，酸化還元反応が必要な触媒反応において担持直後のPd触媒が高活性を示す原因として考えられる．

このことは，活性点の保持という観点以外に酸素吸放出が容易である微小PdOクラスタの保持および，局所構造として複数の価数状態を有することがさらなるPd有効活用のための一つの指針であることを示唆している．

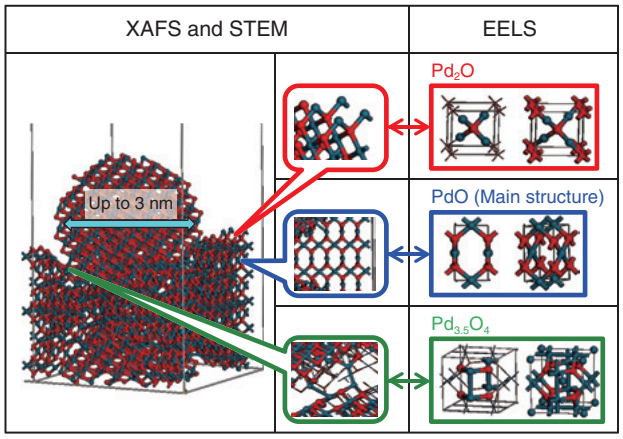


Fig. 10 Structural model based on XAFS, STEM and EELS

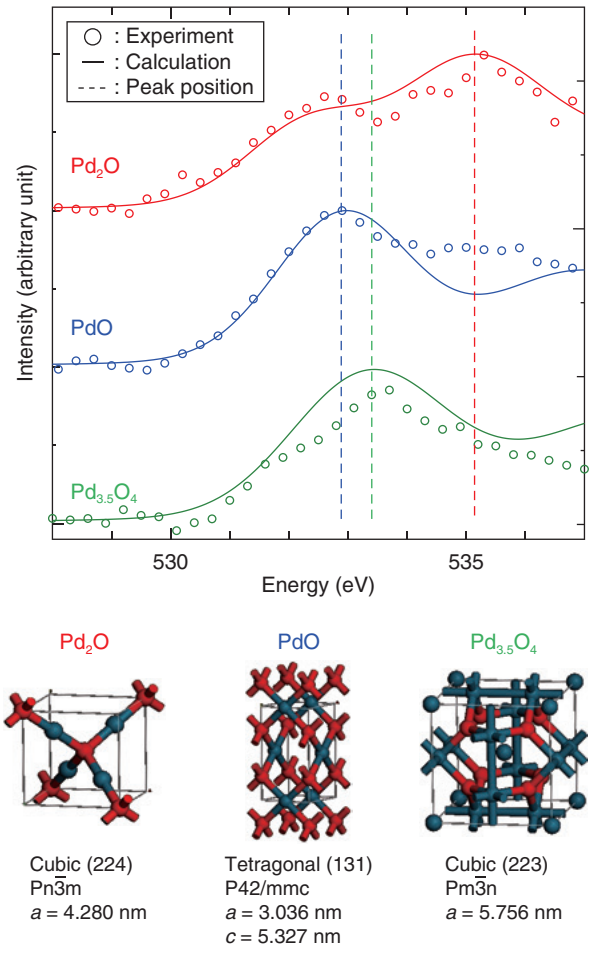


Fig. 9 EELS results for unknown Pd particle

5．結論

放射光を活用したXAFSの結果を基に未知構造をモデリングする筋道を立て，STEM-EELSおよび第一原理計算によるEELSスペクトルシミュレーションを連成活用することによりモデルの妥当性を検証した．その結果，単一技術では成し得なかったαAl_2O_3上に担持された未知構造Pdの微細構造モデルを決定することができた．

未知構造Pdは3 nm程度の微小PdOクラスタから構成され，クラスタ内部や表面に元素欠損を有することから3種類のPdの酸化状態を局所構造として有していることがわかった．

参考文献

（1）http://www.honda.co.jp/news/2012/4120906a.html

（2）Rodriguez, N. M., Oh, S. G., Dalla-Betta, R. A., Baker, R. T. K.: In-Situ Electron Microscopy Studies of the Palladium/Alumina-Oxygen System, Studies in Surface Science and Catalysis, Vol. 88, p. 417-424, (1994)

（3）Datye, K. A., Bravo, J., Nelson, R. T., Atanasova, P., Lyubovsky, M., Pfefferle, L.: Catalyst microstructure and methane oxidation reactivity during the Pd↔PdO transformation on alumina supports, Applied Catalysis A, 198, p. 179-196, (2000)

(4) Ruckenstein, E., Chen, J. J.: Spreading and surface tension gradient driven phenomena during heating of alumina-supported palladium crystallites in oxygen, Journal of Catalysis, 70, p. 233-236, (1981)
(5) Yoshida, H., Tsuruta, T., Yazawa, Y., Hattori, T.: Support effect on oxidation resistance of precious metal catalysts as examined by N_2O decomposition, Applied Catalysis A: General, 325, p. 50-56, (2007)
(6) Satsuma, A., Sahashi, Y., Shibata, J., Nishi, K., Satokawa, S., Itabashi, K., Komai, S., Yoshida, H., Hattori, T.: Stability of Pd (II) ion in side pockets of mordenite under hydrothermal conditions, Microporous and Mesoporous Materials, 81, p. 135-138, (2005)
(7) MedeA version 2.17, Materials Design, Inc., Angel Fire, New Mexico, USA, (2014)
(8) Taguchi, T., Ozawa, T., Yashiro, H.: REX2000: yet another XAFS analysis package, Physica Scripta. Vol. T115, p. 205-206, (2005)
(9) Clark, S. J., Segall, M. D., Pickard, C. J., Hasnip, P. J., Probert, M. J., Refson, K., Payne, M. C.: First principles methods using CASTEP, Zeitschrift fuer Kristallographie, 220(5-6), p. 567-570, (2005)
(10) Delley, B.: An all-electron numerical method for solving the local density functional for polyatomic molecules, J. Chem. Phys., 92, p. 508-517, (1990)
(11) Delley, B.: From molecules to solids with the $DMol^3$ approach, J. Chem. Phys., 113, p. 7756-7764, (2000)
(12) McKale, A. G., Veal, B. W., Pailikas, A. P., Chan, C. K., Knapp, G. S.: Improved ab initio calculations of amplitude and phase functions for extended x-ray absorption fine structure spectroscopy, J. Am. Chem. Soc., 110, p. 3763-3768, (1988)
(13) ICSD Collection Code 648673
$Fm\bar{3}m(225)$ a = 0.38907 nm
Rao, C. N., Rao, K. K.: Effect of temperature on the lattice parameters of some silver-palladium alloys, Canadian Journal of Physics, 42, p. 1336-1342, (1964)
(14) ICSD Collection Code 24692
P42/mmc(131) a = 0.303 nm, c = 0.533 nm
Waser, J., Levy, H. A., Peterson, S. W.: The Structure of PdO, Acta Crystallographica, 6, p. 661-663, (1953)

■著　者■


池 田 知 廣


古 川 敦 史


岡 山 竜 也


吉 田 寿 雄

車載廃熱回生システム向け スクッテルダイト型熱電材料の研究

Research on Skutterudite-type Thermoelectric Materials for On-board Waste Heat Recovery System

原口友秀* 河野健太*
Tomohide HARAGUCHI Kenta KAWANO
越智孝洋** 郭俊清**
Takahiro OCHI Junqing GUO

要　旨

軽量でコンパクトな熱電廃熱回生システムの性能向上および量産スケールアップを想定したスクッテルダイト型熱電材料を研究した．出発原料の低廉化や低純度化および製造プロセスの歩留まり改善などを進め，製造コストを100分の1程度に低減させた高性能で量産可能な熱電材料（P型 熱電性能 ZT >0.8，N型 ZT >1）の製造に見通しをつけた．性能向上を目的に材料のナノ組織化を実施した結果，スクッテルダイト型熱電材料に添加されている希土類元素が酸化されやすく，また酸化により材料中のキャリア濃度が変化し熱電特性に敏感に影響を与えることがわかった．酸化が抑制された環境では材料微細化とキャリア濃度の変化による効果で熱電性能が23.8%向上した．

ABSTRACT

Skutterudite-type thermoelectric materials were researched with the goals of enhancing the performance of a lightweight and compact thermoelectric waste heat recovery system and scaling-up to mass production. Measures such as reducing the starting material cost and purity and increasing the manufacturing process yield were promoted, and prospects were achieved for mass production scale manufacturing of high performance thermoelectric materials (P-type thermoelectric properties ZT > 0.8, N-type thermoelectric properties ZT > 1) at approximately 1/100 the current prototype manufacturing cost. Material nano-structuring was performed to enhance the properties, and the results showed that rare-earth metals added to skutterudite-type thermoelectric materials oxidize easily, and that the carrier concentration in the materials changes due to this oxidation, which has an acute effect on the thermoelectric characteristics. The effects of material nano-structuring in an environment that suppresses oxidation and adjustment of the carrier concentration enhanced the thermoelectric properties by 23.8%.

1．はじめに

昨今の CO_2 排出削減を目的とした各国の燃費規制の高まりに対し，さらなる車両エネルギーロスの抑制が求められる．一般的にガソリンを燃料とする自動車のエネルギー収支は，走行エネルギーとしてわずか約25%が使用されるに留まり，排気ガスとして約40%が，またエンジン冷却として約30%のエネルギーが廃熱として捨てられている[1]．これらを有効活用する廃熱利用技術は今後の車両燃費向上に対し重要な役割を果たす．特に廃熱を電気に回生する技術は今後の電動化も踏まえ重要な技術開発項目として注目される．

廃熱を電気に回生する手段はいくつか存在する．例えば車載ランキンサイクル[2]，車載スターリングエンジン[3]などであるが，これらいずれのシステムでも大きく複雑な構造と重い重量がネックとなり実用化に至っていない．一方，熱電変換による廃熱回生技術については，これまでに弊社は真空化構造を特徴とした軽量かつコンパクトな熱電システム構想の検証結果を報告している[4]．また，多くの自動車メーカ各社も開発を手がけている[5]-[9]．しかしながら一般的に熱電変換を利用した回生システムでは他の廃熱回生手段と比べ熱電材料自体の変換効率の低さがネックとなり[10]，このことが当該システムの製品化が遅れている要因であると考えられる．また量産に向けた熱電変換シス

＊　四輪R&Dセンター
＊＊古河機械金属株式会社

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2017_29_1_26

テムの構築には，軽量でコンパクトなシステムの設計とモジュール化を含むアッセンブリ技術が必要である．加え，熱電材料の高性能化や生産スケールアップといった熱電材料の開発のほか，車両１台分のエネルギー収支バランスを考慮したシステムインテグレーションも重要である．さらに，耐久信頼性の確立も必要であるなどさまざまな開発課題が存在する．本稿ではその中でも特に熱電材料の開発に焦点を当て，その内容について報告する．

２．熱電材料研究の概要

材料に温度差を与えるとゼーベック効果により起電力が生じる．特にその効果が顕著に現れるものを熱電材料と呼んでいる．熱電材料には高温側から低温側に電気を流すＰ型材料と低温側から高温側に電気を流すＮ型材料が存在し，これらを電極を介して直列につなぐことで電力回生が得られる．この熱電材料に排ガスからの高温廃熱とエンジン冷却に用いられるクーラントによって温度差を与えて電力を発生させる構成が車載熱電変換システムの基本コンセプトである．

入熱エネルギーを電気に回生するエネルギー変換効率 η は以下の式（1）のように表される．

$$\eta=\left(\frac{T_h-T_c}{T_h}\right)\left(\frac{\sqrt{1+ZT}-1}{\sqrt{1+ZT}+T_c/T_h}\right) \qquad (1)$$

ここで熱電素子高温側温度を T_h (K)，低温側温度を T_c (K) とする．ZT は熱電材料の性能を示す無次元性能指数として以下の式（2）で表される．

$$ZT=\left(S^2\sigma/\kappa\right)T \qquad (2)$$

ここで S はゼーベック係数，σ は電気伝導率，κ は熱伝導率である．さらに κ は電子や正孔などのキャリアを熱エネルギー伝搬の担い手とするキャリア熱伝導率 κ_c と，格子振動であるフォノンをエネルギー伝搬の担い手とする格子熱伝導率 κ_{ph} を用いて，

$$\kappa=\kappa_c+\kappa_{ph} \qquad (3)$$

と表せる．よって式（2）および式（3）から熱電材料の ZT は改めて以下のように表される．

$$ZT=\left[S^2\sigma/(\kappa_c+\kappa_{ph})\right]T \qquad (4)$$

ZT の向上には出力因子（Power factor: PF）と呼ばれる式（4）の分子 $S^2\sigma$ を増加させるか，分母の κ_c + κ_{ph} を減少させることになるが，S, σ および κ_c はいずれもキャリア伝導由来の物性値であるため，分子の増加が分母の増加を誘引するなど複雑であり，単純に ZT を向上させることができない．一方，κ_{ph} はフォノン伝搬由来の独立パラメータであるため κ_{ph} を低減させる手法が一般的な熱電材料設計手法として用いられる．その具現化手法として B. Paudel らは BiTe 系熱電材料粉末を乾式機械粉砕の後にプラズマ放電焼結法でナノ組織化焼結体を作製し，κ_{ph} 低減による熱電性能の向上が可能であることを示した[11]．これを受け，その後多くのナノ組織化熱電材料の研究報告がなされている．

本開発ではガソリン車両をターゲットとし，その廃熱回生温度に適した材料の中で有害元素を含まず安価で高性能なスクッテルダイト系熱電材料に着目した．MX_3 化合物（M=Co, Rh, Ir; X=P, As, Sb）はスクッテルダイト系結晶構造を有し，特に $CoSb_3$ は熱電特性を示すことで知られる（Fig. 1）．さらに図に示す空隙部に原子を充填した $RM'_4X'_{12}$（R=La, Ce, Eu, Yb; M'=Co, Fe; X'=Sb）はラットリング効果と呼ばれる特殊な格子振動による κ_{ph} の低減が図られるため，中高温域で高い熱電性能を示すことが知られている[12]．図中の黄色，緑色，青色の原子はそれぞれ Sb, M' および R を示す．

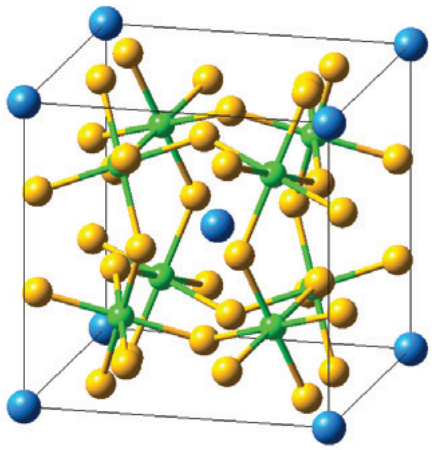


Fig. 1　Schematic illustration of skutterudite-type crystal structure

３．研究のねらい

スクッテルダイト系熱電材料に限らずこれまでの熱電材料といえば学術論文で述べられるような数十 g 程度の少量規模の合成材料がほとんどであり，それらはいずれも高純度試薬を用いて合成されている．先述の通り熱電による廃熱回生技術はいずれの車両メーカからも量産化されておらず，ゆえに必然的に材料の大量生産技術も確立されていない．そこで本開発ではまず，出発原料は実際の調達先から入手可能な純度のものを考慮し，仮目標値を 2 × 2 × 2 mm サイズの熱電素子を年間 5000 万個（年産 3000 kg 規模相当）と設定して量産可能な製造工程の検証をおこなった．この量は熱電発電システムに使用される熱電材料の量にもよるが，おおよそ年間十万台規模の生産に対応できる量

である．また，スクッテルダイト系熱電材料でも先述のナノ組織化による性能向上の取り組みが報告されているが，いずれの研究もラボスケールの小規模検証にとどまる[13),14)]．先に述べた通り車載熱電回生システムにおいてはその変換効率の低さが課題であることから，量産スケール製造も考慮した本材料のナノ組織化についてその効果の確認と詳細解析をおこなった．

4．熱電材料の量産スケール製造

熱電材料の製造工程は，出発原料の選定から始まり，溶解合成，均質化，粉末化，焼結および切断加工のプロセスを踏む．ラボスケールの合成ではアンプル型の石英管内に出発原料として高純度試薬を封入して溶融熱処理をおこなうが，量産性を加味し本材料では合成，均質化，粉末化に対してガスアトマイズ法を適用して工程合理化を図った．

量産を想定した出発原料は各種不純物が含まれるためその影響を確認した．高純度試薬を不純物含有出発原料に置き換えると若干の性能低下がみられたが，材料組成を再度微調整することでおおむね性能回復が図られた（Fig. 2）．

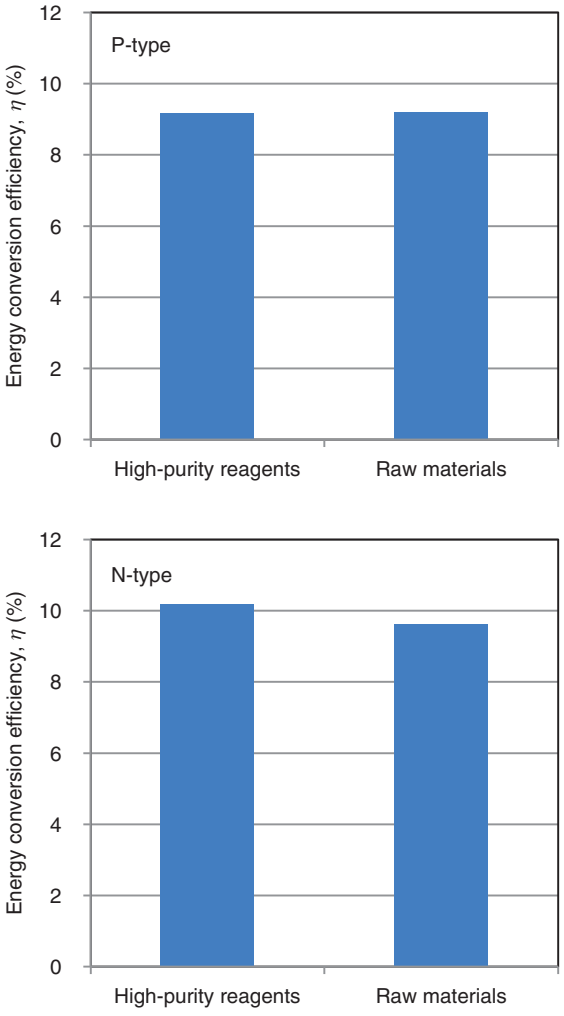


Fig. 2 Thermoelectric performance versus purity of starting materials for using gas-atomization

造粒では先述の通りガスアトマイズ法を用いたが，これにより少量作製では回避できない材料合成時のロット間ばらつき（成分変化）の影響を抑制することが可能となった．ガスアトマイズ法による合成では粉末の粒度分布が存在する．そこで粉末粒度による性能に対する影響を確認した．結果，20 μm 以下の粉末を用いた場合は，それ以上の粒径の粉末を用いた場合と比べ酸素濃度が高く熱電材料の性能が低下した（Fig. 3）．酸素濃度が高くなると変換効率が低くなる理由は次章で述べる．初期製造工程条件では 20 μm 以下の粉末が多く存在したが，その後，噴射圧や噴孔径などの製造プロセスパラメータの最適化を図り 20 μm 以下の粒径の粉末を減らすことが可能となった．

次工程の焼結体製造ではタクトタイムの向上を図るために焼結体の大口径化が必要であり，いかに大口径で均質な焼結体の製造を実現できるかが鍵となる．大口径化が進むと焼結体の不均一焼成が課題となるため均質焼成可能な最大焼結体サイズの見極めが重要となる．本開発ではプラズマ放電焼結法を用いた ϕ200 焼結体の製造技術を確立した．プラズマ放電焼結法を選定したのは次章で述べるナノ組織化粉末の焼結を想定しており，微細組織粉末が極力焼結熱処理中に結晶粒成長を起こさないよう短時間ですばやく焼結することが可能なためである．Fig. 4 は焼結体各部位の熱電性能を評価した結果である．いずれの部位においても性能差はなく均質で良好な焼結体の製造が可能となった．

一連の本熱電材料開発を通じ，Fig. 5 に示す ϕ 30 焼結体の熱電性能を超える熱電材料のスケールアップ製造が可能となった．性能向上の主要因は 20 μm 以下の使用粉末量を大幅に減少させたことに起因する（Fig. 3）．得られた焼結体は，スライス，研磨が施された後切断加工されて角柱形状の熱電素子となるが，我々の検証で断面積 1 mm × 1 mm のサイズまで加工可能であることを確認した．本製造プロセスを用いて仮目標値の材料量を生産した場合，出

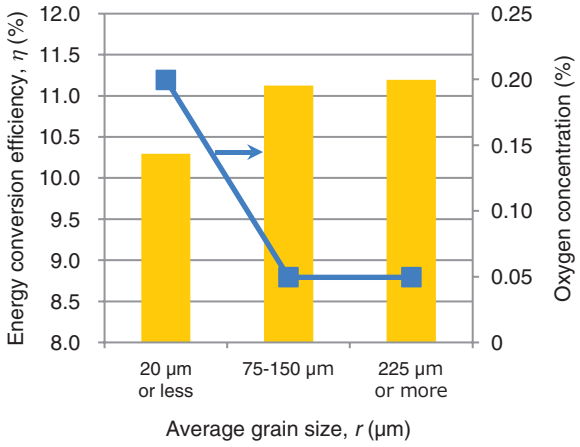


Fig. 3 Thermoelectric performance and oxygen concentration versus gas-atomized powder radius

発原料の低コスト化，歩留まりの向上，大量生産によるマスメリットによってプロトタイプ供給していたものと比べ100分の1程度に低コスト化が可能となった．

この熱電素子を現在開発中の熱電発電システムに搭載し，過去の研究の方法で米国の自動車ラベル燃費表記法であるUS 5 cycleの運転モード平均値を想定した場合[4]，エンジン始動時の早期暖機効果を含む費用対効果が最大となるシステムで約1%の燃費改善効果が期待できる．さらに，入熱量，熱伝達効率等の熱電システムの改善によりさらなる廃熱回生性能の向上が可能となる．今後の自動運転等でニーズが高まる常時作動センサの消費電力を廃熱を用いて供給するなどの効果が期待される．

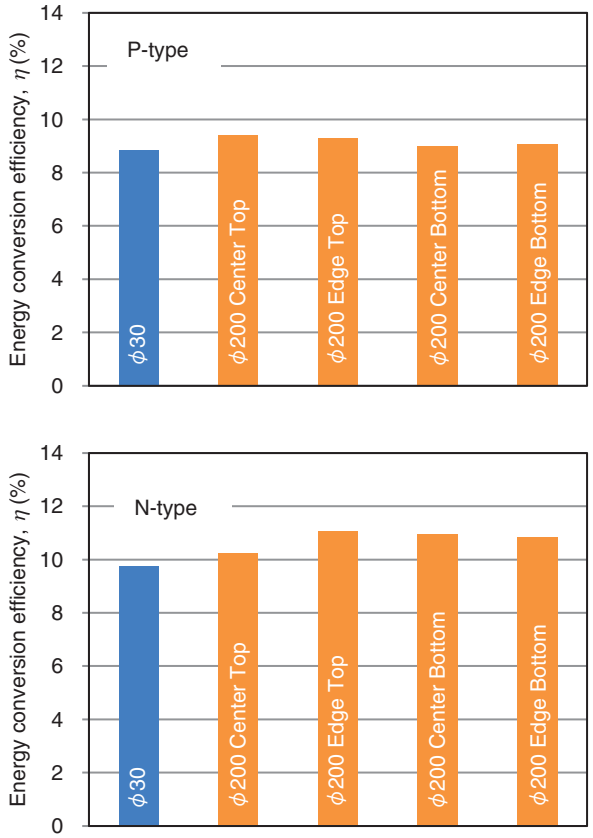


Fig. 4　Energy conversion efficiency of P-type and N-type sintered skutterudite thermoelectric materials 200 mm in diameter

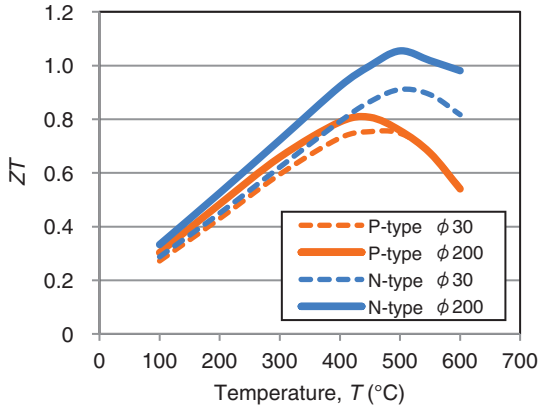


Fig. 5　Resultant *ZT* properties for developed skutterudite thermoelectric materials that can be mass produced

5．材料ナノ組織化による性能向上

希土類元素を添加したN型スクッテルダイト系熱電材料をガスアトマイズ法で数kg単位で準備した．その後，遊星型ボールミルを用いて組織の微細化を実施した．

Fig. 6は後方散乱電子線回折（EBSD）によるボールミリング前後の材料組織の様子を示している．未粉砕粉末の平均結晶粒径が15 μm程度であるのに対し，微細化後の平均結晶サイズは300 nm程度であることから遊星型ボールミルの粉砕で粒径で50分の1程度，結晶粒体積にしておよそ125000分の1の微細化組織が得られたことになる．

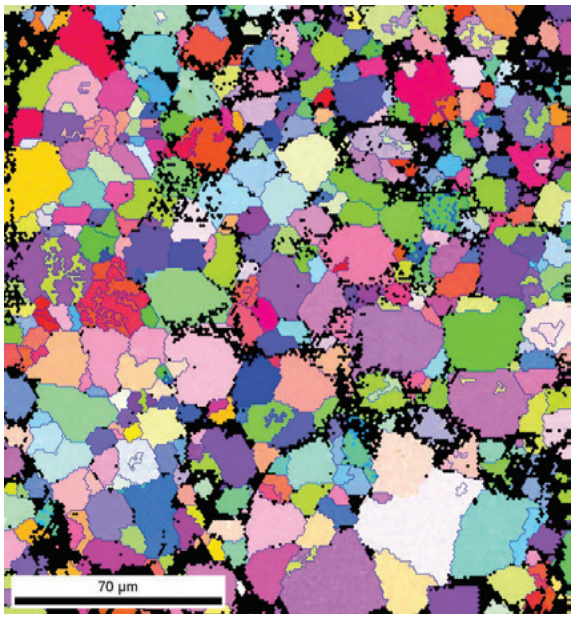
式（4）に示した熱電性能を特徴づける各物性値の温度依存性をFig. 7に示す．本来，ナノ組織化によってκ_{ph}のみを低減させ性能向上を図るねらいであったが，例えばFig. 7(a)のσの変化で示されるように，κ_{ph}以外の物性値も微細化前後で変化している．σ低下の推定要因は組織微細化による電気伝導の阻害影響とキャリア濃度が変化した影響の二つが考えられる．組織の微細化による影響について，ミリング条件違いで取得したσの結晶粒径依存性のテスト結果をFig. 8に示す．ボールミリングを施すことでσが大きく減少するが，その後ミリング済み材料においては明瞭なσの結晶粒径依存性は見られない．

一方，キャリア濃度が変化した影響について，Table 1に示す通り酸素濃度は微細化前後で0.18 wt%Oの増加が確認された．試験は雰囲気管理されたグローブボックス等を用いて実施されたが，それでも除去できなかった残留酸素による酸化の影響と考えられる．酸化物形態の確認のため透過型電子顕微鏡（TEM）およびエネルギー分散型X線分析（EDX）による材料組織観察を実施した．結果，図中にa，b，cで示すように材料中に希土類酸化物を形成して結晶粒界に偏在していることがわかった（Fig. 9およびTable 2）．

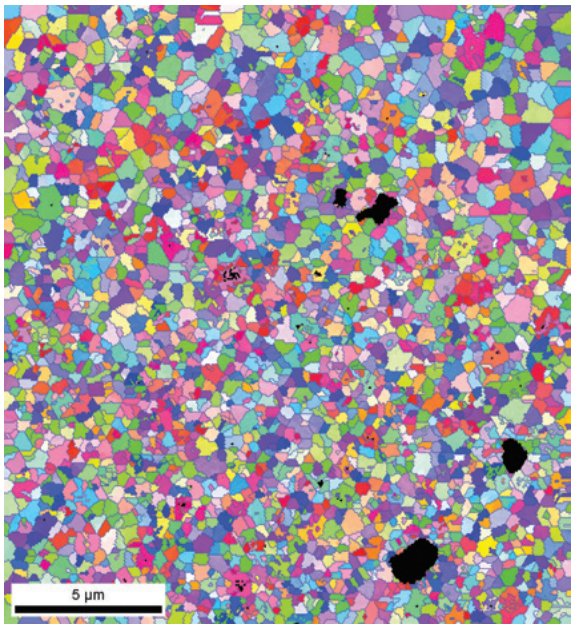
希土類の酸化反応は次の式で表わされる．

$$2R^{3+} + \frac{3}{2}O_2 + 6e^- \rightarrow R_2O_3 \qquad (5)$$

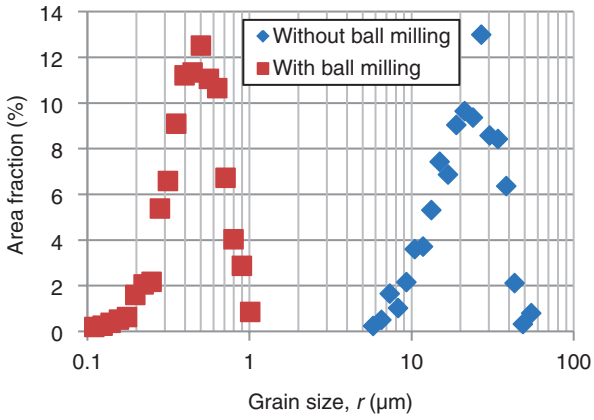
この反応式（5）より，希土類酸化物の生成に際し電子が消費される．本材料はN型材料であるため電子が消費されると材料中のキャリア濃度が減少，すなわちσが低下する．このことがFig. 7(a)のσ低下に起因すると推察される．式（4）よりσのみが低下すると*ZT*は減少するが，Fig. 7(b)のようにボールミリング後に*S*の絶対値が上昇し，結果，$S^2\sigma$が維持されている〔Fig. 7(c)〕．材料一般論と



(a) EBSD images without ball-milled material

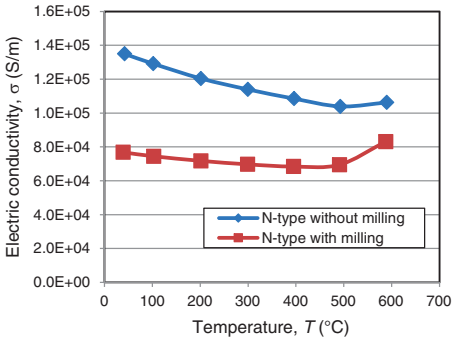


(b) EBSD images with ball-milled material

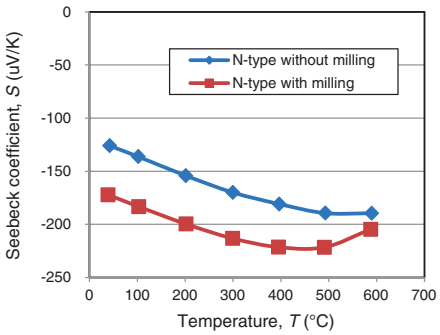


(c) Grain size distribution

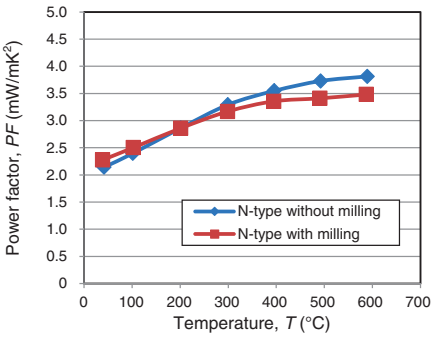
Fig. 6 EBSD images of N-type skutterudite thermoelectric materials, and resultant grain size



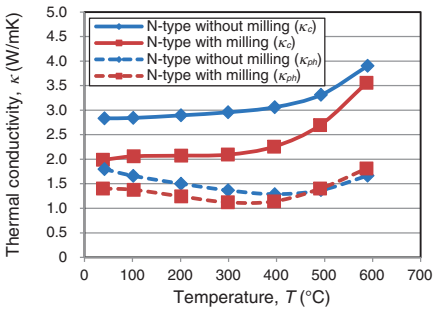
(a) Electric conductivity versus temperature



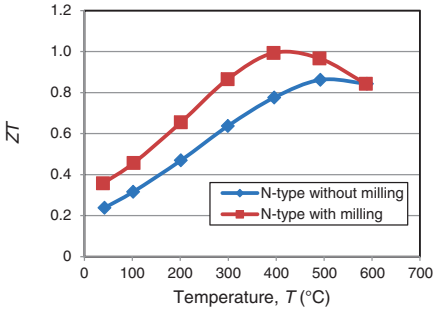
(b) Seebeck coefficient versus temperature



(c) Power factor versus temperature



(d) Thermal conductivity versus temperature



(e) *ZT* versus temperature

Fig. 7 Temperature dependence of thermoelectric properties derived from ball-milling process

Table 1　Oxygen concentration of thermoelectric materials before and after ball-milling treatment

	Before milling	After milling
Oxide content	0.14	0.32

(wt%O)

Table 2　Chemical composition analysis results for each point derived by EDX equipped with TEM

Point	O	Yb	Fe+Co	Sb	Others
a	0.8	0.8	34.3	63.1	Bal.
b	31.1	23.9	17.8	27.2	Bal.
c	19.3	2.8	21.9	44.9	Bal.

(atom%)

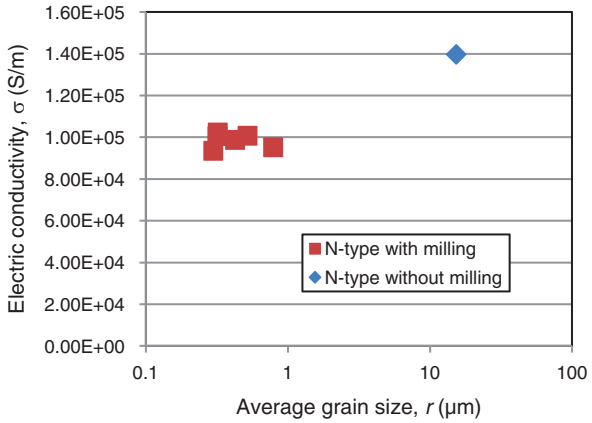


Fig. 8　Electric conductivity versus average grain size at RT. Except for the data with an average grain size of 15.28 μm, the other data were derived after several ball-milling processes

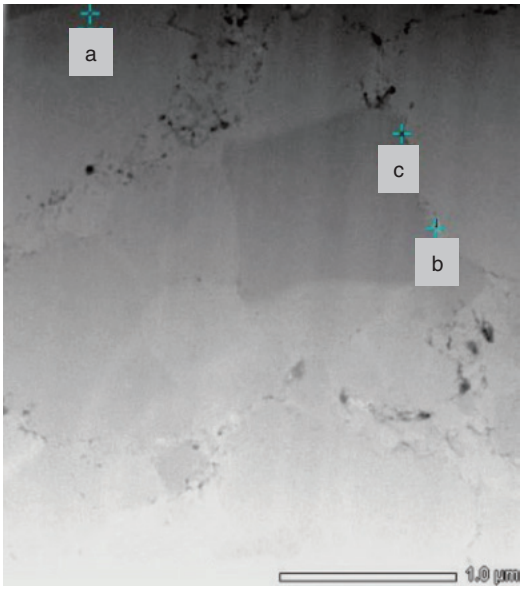


Fig. 9　TEM image of ball-milled materials microstructure

して，材料中のキャリア濃度が増加するに伴い σ は増加し，S は減少するため $S^2\sigma$ はあるキャリア濃度の極大値を示す[15]．今回の結果はキャリア濃度は変化するものの $S^2\sigma$ 最適領域内に留まっていることが要因と考えられる．一方，Wiedermann-Franz 則（$\kappa_c / \sigma = LT$: L はローレンツ数，T は温度）から，σ と κ_c は比例関係となる．よって σ の低下は κ_c の減少となるため式（4）から ZT は向上する．故に本プロセスによるキャリア濃度の変化は全体として ZT 向上の結果をもたらすことになる．

次に κ_{ph} に目を向ける．熱電材料の材料設計において κ_{ph} の低減が重要と述べたが，スクッテルダイト系熱電材料では希土類元素（La，Yb，Ce 等）の添加と材料組織の微細化の手法がとられる．希土類元素の添加は特殊な格子振動を誘起させて κ_{ph} を低減させるラットリング効果を図ったものであるが，材料が酸化するにつれ添加した希土類元素が酸化物となるため材料格子中の希土類添加量が減少し κ_{ph} は増加することになる．一方，微細組織により κ_{ph} は減少するため，希土類元素添加と材料ナノ組織化両者のバランスで κ_{ph} の増減幅が決まる．Fig. 7(d) に記した κ_{ph} の温度依存性より，それら両者の結果としてミリング後に κ_{ph} が低減していることから，希土類酸化物形成による κ_{ph} 増加に比べ，材料ナノ組織化の方が優位であったことがわかる．

以上より，本材料系に材料微細加工を施した場合，当初のねらいであった κ_{ph} の低減に加え κ_c の減少も加味された複合的な結果として Fig. 7(e) に示すように熱電性能 ZT は向上する結果となった．100℃ から 600℃ の ZT 面積値で 23.8％（エネルギー変換効率で 11.3％）の増加が得られた．現在，このナノ組織化に関するスケールアップを検討している．

6．まとめ

本稿では車載向け熱電廃熱回生システム向けスクッテルダイト型熱電材料の量産可能な製造プロセス構築の取り組みを報告した．一連の研究で製造コストを 100 分の 1 程度に低減することを可能とする年産十万台規模の材料製造プロセスの見通しを付けた．また量産スケール製造も考慮したスクッテルダイト型熱電材料のナノ組織化を実施した結果，材料微細化とキャリア濃度の変化による効果で熱電性能が 23.8％向上した．

参考文献

（1）Rowe, D. M.: Thermoelectrics and Its Energy Harvesting –Modules, Systems, and Applications in Thermoelectrics–, CRC Press, p. 25-5, (2012)
（2）茨木茂，遠藤恒雄，小島洋一，高橋和也，馬場剛志，川尻正吾：ランキンサイクルを用いた車載用排熱回生シ

ステムの研究, 自動車技術会論文集, Vol.38, No.4, p. 73-78, (2007)
(3) 矢口寛, 澤田大作, 神山栄一, 片山正章:排気熱回収スターリングエンジンの研究, 自動車技術会論文集, Vol. 42, No. 2, p. 465-470, (2011)
(4) Matsumoto, M., Mori, M., Haraguchi, T., Ohtani, M., Kubo, T., Matsumoto, K., Matsuda, H.: Development of State of the Art Compact and Lightweight Thermoelectric Generator Using Vacuum Space Structure, SAE Int. J. Engines 8(4):1815-1825, (2015)
(5) Hussain, Q., Brigham, D., Maranville, C.: Thermoelectric Exhaust Heat Recovery for Hybrid Vehicles, SAE Int. J. Engines 2(1), p. 1132-1142, (2009)
(6) Lee, J., Ohn, H., Choi, J., Kim, S., Min, B.: Development of Effective Exhaust Gas Heat Recovery System for a Hybrid Electric Vehicle, SAE Technical Paper, 2011-01-1171, (2011)
(7) Kumar, S., Heister, S. D., Xu, X., Salvador, J. R., Meisner, G. P.: Thermoelectric Generators for Automotive Waste Heat Recovery Systems Part I: Numerical Modeling and Baseline Model Analysis, Journal of Electronic Materials, Vol. 42. Issue 4, p. 665-674, (2013)
(8) Kumar, S., Heister, S. D., Xu, X., Salvador, J. R., Meisner, G. P.: Thermoelectric Generators for Automotive Waste Heat Recovery Systems Part II: Parametric Evaluation and Topological Studies, Journal of Electronic Materials, Vol. 42. Issue 6, p. 944-955, (2013)
(9) Liebl, J., Neugebauer, S., Eder, A., Linde, M., Mazar, B., Stütz, W.: The thermoelectric generator from BMW is making use of waste heat, MTZ worldwide, Vol. 70, Issue 4, p. 4-11, (2009)
(10) Legros, A., Guillaume, L., Diny, M., Zaïdi, H., Lemort, V.: Comparison and Impact of Waste Heat Recovery Technologies on Passenger Car Fuel Consumption in Normalized Driving Cycle, Energies, 7(8), p. 5273-5290, (2014)
(11) Poudel, B., Hao, Q., Ma, Y., Minnich, A., Yu, B., Yan, X., Wang, D., Muto, A., Vashaee, D., Chen, X., Liu, J., Dresselhaus M. S., Chen, G., Ren, Z.: High-Thermoelectric Performance of Nanostructured Bismuth Antimony Telluride Bulk Alloys, Science, Vol. 320, Issue 5876, p. 634-638, (2008)
(12) Snyder, G. J., Toverer, E. S.: Complex Thermoelectric Materials, Nature Materials, 7, p. 105-114, (2008)
(13) Liu, W., Yan, X., Chen, G., Ren, Z.: Recent advances in thermoelectric nanocomposites, Nano Energy, 1, p. 42-56, (2012)
(14) Rogl, G., Grytsiv, A., Rogl, P., Peranio, N., Bauer, E., Zehetbauer, M., Eibl, O.: n-Type skutterudites (R,Ba,Yb)yCo4Sb12 (R = Sr, La, Mm, DD, SrMm, SrDD) approaching *ZT* approximate to 2.0, Acta materialia, 63, p. 30-43, (2014)
(15) Rowe, D. M. ed.: Thermoelectrics -Handbook Micro to Nano-, CRC Press book, p. 1-7, (2005)

■著　者■


原口友秀


河野健太


越智孝洋


郭　俊清

Honda R&D Technical Review 編集委員会

編集長　漆山　雄太　四輪R&Dセンター
石橋　正明　二輪R&Dセンター
笠井　聡人　汎用R&Dセンター
齋藤　俊博　四輪R&Dセンター
塩崎　智夫　二輪R&Dセンター
白木　晶子　四輪R&Dセンター
須藤　晶　四輪R&Dセンター
田中　公俊　基礎技術研究センター
田中　久人　航空機エンジンR&Dセンター
徳根　敏生　四輪R&Dセンター
友永　久人　四輪R&Dセンター
直江　学　汎用R&Dセンター
中原　淳　四輪R&Dセンター
中村　孝広　基礎技術研究センター
野口　実　四輪R&Dセンター
橋本公太郎　四輪R&Dセンター
吉田　聡　四輪R&D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

編集後記

5年前にWeb公開されたHonda R&D Technical Reviewの登録ユーザー数が，22,000人を超えた．Web公開前の冊子発行部数が日英版合わせて約8000部であったことを考えると，社内外にかかわらず，世界中のより多くの方々に閲覧していただけていることは嬉しい限りである．

Web公開後，編集委員会の活動を通じて感じるのは，掲載される技術領域や技術手段が急速な広がりを見せていることである．一読ではその内容を理解するのが難しく，色々と調べながら校閲する論文が増えてきた．これは，昨今のモビリティの急速な進化や技術の多様化，新たなトレンド発現といったものを表しているのであろう．

一方，世の中，様々なものの歴史を振り返ると，多様化の時代の後に淘汰の時代を迎えることが多々ある．技術の世界も然りである．その際，いかにその技術の本質を見失わないかということが重要となるであろう．若い技術者諸氏には，ご自身の専門領域のみならず周辺の領域にも，さらに，内のみならず外にも広く目を向けて，本質を見る眼を養っていただきたいと切に思う次第である．Honda R&D Technical Reviewを，そのきっかけとして活用していただければ幸いである．

（塩崎）

Honda R&D Technical Review

©2017 株式会社 本田技術研究所（禁無断転載）

2017年3月1日　Vol.29 No.1

発行所　株式会社 本田技術研究所

発行人　松　本　宜　之

編集人　Honda R&D Technical Review 編集委員会

事務局　〒321-3393 栃木県芳賀郡芳賀町下高根沢4630番地
株式会社 本田技術研究所 四輪R&Dセンター
技術広報室 論文事務局
TEL 028-677-3311（代表） FAX 028-677-7775
Tr_randd@n.t.rd.honda.co.jp

印刷所　〒351-0024 埼玉県朝霞市泉水2-8-21
協永堂印刷株式会社

Honda R&D Co., Ltd.