NISSAN TECHNICAL REVIEW

日産技報

2021

No.

87

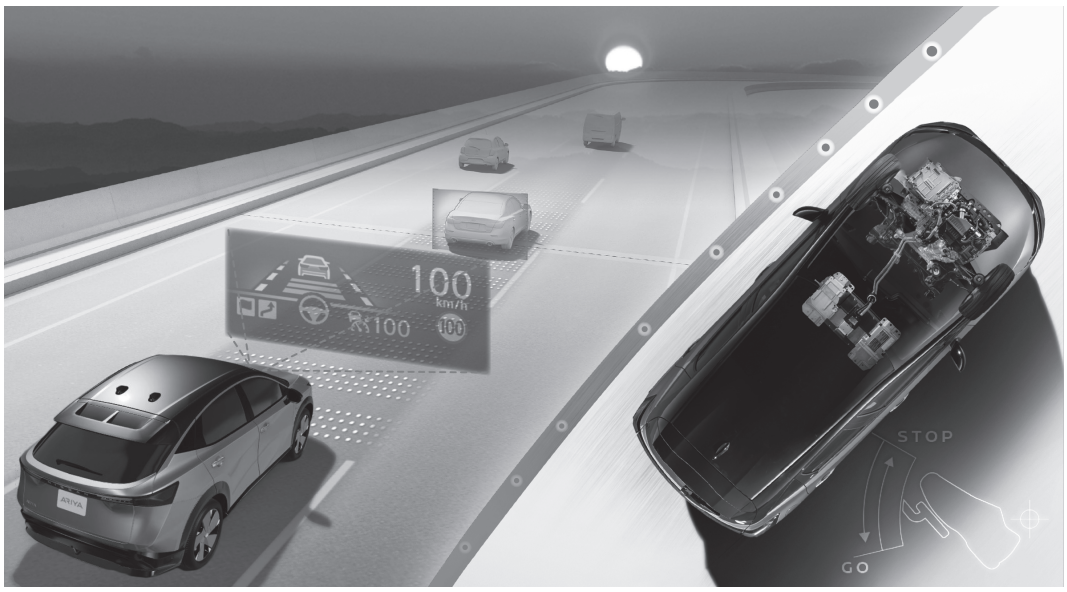


未来を拓く ProPILOT 2.0 ／ 成長する e-POWER

NISSAN MOTOR CORPORATION

日産技報

NISSAN TECHNICAL REVIEW



2021 No.87

NISSAN TECHINICAL REVIEW　2021 No.87

目　次

2021年3月　発行

◆巻頭言

日産自動車の先進技術開発に対する取り組み…… 中畔 邦雄 ……1

◆特集 1：未来を拓く ProPILOT 2.0

1. 安心して任せられるパートナーへ …… 江川 健一・東又　章・大西 孝一 ……5

2. 新しい機能 …… 谷口 洋平・厚村 大悟・徳永 誠士 ……9
出川 勝彦

3. 支える車両の制御技術 …… 谷口 洋平・平　靖久・菅原 直人 …… 13

4. インテリジェント・インターフェース …… 餌取 成明・中村 昌平・中園 泰徳 …… 19
石郷岡 喜代春・前田 健司

5. 信頼できるシステムを支える技術 …… 笹山 貴志・塩野目 恒二・寺西　憲 …… 25

6. 検証のための新しい実験技術 …… 久保田 悠美・佐々木 光次・長江 新平…… 31
荻野 健治

◆特集 2：成長する e-POWER

1. 電気駆動の魅力の拡散 …… 渋谷 彰弘・中島 敏行 …… 37

2. システムの特徴と今後の発展 …… 仲田 直樹 …… 43

3. EV-ness を創り出すシステム技術 …… 羽二生 倫之・坂上 永悟・伊藤 知広 …… 47
風間　勇・小坂 裕紀

4. 走りと両立する燃費技術 …… 栗城　洋・折田 崇一・野口 隆三 …… 53

5. EV-ness を支える新型ノートの振動騒音技術 …… 河上 哲也・金子 弘隆・家中 夕輔 …… 57
新井 和彦・千葉 竜吾・澤田 孝信
仲田　徹・後藤 昌也

6. 価値を高める電動 AWD 技術 (All wheel drive) …… 平工 良三・坂上 永悟・片倉 丈嗣 …… 63

◆論文

交通流 SIM を用いた実用燃費向上技術開発（第 1 ～ 2 報）…… 福本 泰己・栗城　洋・三浦　創 …… 67
島村 青之・西　崇仁

微小操舵角域のライントレース性に対する操舵力とヨー特性の関係解明…… 田尾 光規 …… 81

NV 性能における実験ハイブリッド 1D CAE 開発と電動化パワートレインへの適用…… 後藤 昌也・相墨　翔・永見　唯 …… 89
松岡 久祥・榎本 俊夫

高速カメラを適用した高精度自車両挙動計測…… チョ･ヒョンソン・西内 秀和・佐藤　宏…… 95
西岡 慎一・堺　宏征・松尾 治夫

発電時の大気汚染物質を考慮した電気自動車の環境影響評価…… 齋藤　元・朝日 弘美 ……101

0W-8 低粘度省燃費エンジン油の開発 …… 仲野 誠一・斎藤 弘樹・小池 裕介 ……107
奥田 紗知子・佐川 琢円

CFRP　C-RTM 工法における樹脂含浸 CAE 開発 …… 山口 りえこ・水谷　篤・高津 亮一 ……113
柳橋 清人

異常電流による PCB 過熱の解析及び実測と安全条件について…… 堀川　敦・稲川 慎吾・山内 恒明 ……119

◆受賞

自動走行における運転スタイル個人適合手法の提案…… 平松 真知子・張　化先・伊藤 勇希 ……125
山崎　勝・寸田 剛司

直噴ガソリンエンジンの低温過渡 PM 発生メカニズムの解明および PN 低減技術に関する研究
今岡 佳宏・井上 尊雄・白石 泰介 ……133

メッシュフリーシミュレーションによる車室内の等価温度解析（第 1 ～ 2 報）…… 大井　元・市川　靖・松本　彰 ……141

世界初アクティブトルクロッドの開発…… 金堂 雅彦・谷村 浩史・山内 亮佑 ……157
小穴 祐太

世界初、100%エンジンで発電し、100%モーターで走行するパワートレインの開発…… 仲田 直樹・羽二生 倫之・木村　誠 ……165

世界初量産可変圧縮比エンジンの開発…… 小島 周二・木賀 新一・茂木 克也 ……171
松岡 一哉・田中 儀明

電磁比例弁内のスプールに作用するクーロン摩擦力に起因した不安定振動の解析と安定化させるための設計法
山藤 勝彦 ……175



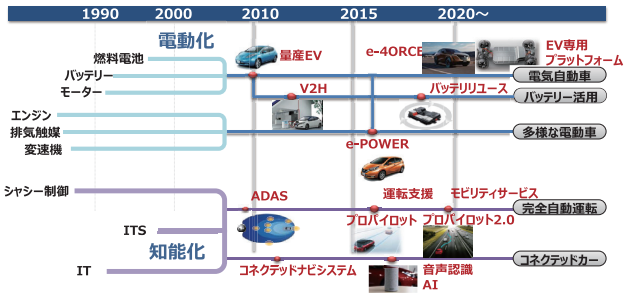
日産自動車の先進技術開発に対する取り組み

執行役副社長　中畔　邦雄

1. はじめに

日産自動車の競争力の源泉は過去も現在も先進技術であり、創業以来、常に他が成し得ない新しい技術の開発と実用化に挑んできた。ここ 20 年はクルマの電動化と知能化を先進技術の大きな二つの柱において研究開発活動を進めているが、その理由は、資源の枯渇、環境問題、交通事故、交通渋滞など社会課題を解決するためにはこれらの技術が大きな鍵になるからである。

一方で、我々はこうした先進技術をできるだけ多くのお客様に使っていただくこと、技術は普及させて初めて価値を持つことを常に念頭において研究開発を進めてきた。そうした弛まぬ努力が、電動化においては EV と e-POWER、知能化においては様々な先進安全技術とプロパイロット、クラウドなどと繋がるコネクテッド IT 技術の実用化などに繋がっている。こうした先進技術は様々なセグメントに採用され、お客様にも広く浸透しつつある。



日産自動車の先進技術開発の歴史

一方で今後 2030 年までの 10 年は社会環境と技術の変化が激しく、非常に流動的な時代になる。次項からは、昨今の環境変化と、その変化に対応する日産の技術開発戦略について述べていく。

2. モビリティを取り巻く課題

近年、社会環境は大きく変化してきている。地球温暖化の主要因とされる CO2 排出量は、年々増加の一途を辿っており、主要国での CO2 規制やガソリン車の販売規制は益々厳しくなってきている。

また、2020 年 10 月、日本政府が、「2050 年までに温室効果ガスの排出を全体としてゼロを目指す」と宣言したように、多くの国でリーダーたちがカーボンニュートラルを言及しはじめている。こうした社会要求に応えるため、電動化、再生可能エネルギーの普及はグローバルで急務となっている。

一方で、都市では人口一極集中による移動効率悪化の課題、地方では人口減少に伴う公共交通やインフラ縮小による移動弱者の拡大が課題となっている。高齢化が進む先進国では、高齢者由来の事故も増加しており、誰もがより安心・安全に移動できる運転支援技術が求められてきている。

このような環境変化に対応すべく、我々も新たな周辺認識技術、データサイエンス、人工知能など様々な先進技術をいち早く導入し、技術進化の加速を図っている。

3. 日産の先進技術戦略

3-1.　電動化技術

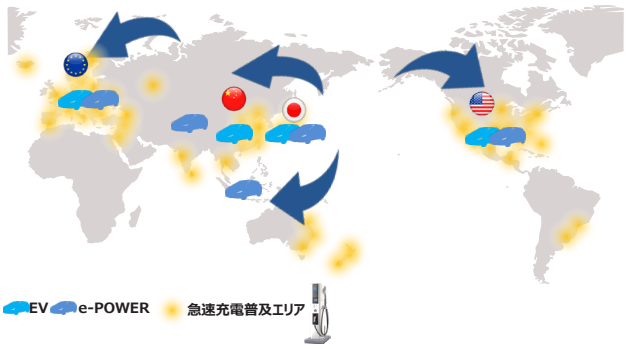
日産は 1990 年頃から先んじて電気自動車用バッテリーやモーターの研究開発を進め、2010 年に業界初の量産型 EV である日産リーフを発売した。また、車両だけではなく、充電器の規格･拡充、Vehicle to Home、フォーアールエナジーのバッテリーリユース事業など、使用環境やエコサイクルも含めて、より安心して使える EV を目指し、市場に様々な技術を投入してきた。そうしたリアルワールドでの豊富な実績や、蓄積してきたクルマや顧客のデータが、電動化を推進していく上での大きな強みになっている。

日産が電動化を拡大する目的は大きく 2 つある。1 つは日産がビジョンとして掲げている将来のゼロ・エミッション社会を実現させること、そして、もう一つはモーター駆動のポテンシャルの高さを活かした安心、安全、快適な移動手段をお客様に提供することである。

モーター駆動は、その制御性の良さからクルマの走る環境やドライバーの意図に応じた理想的な加速・減速、乗り心

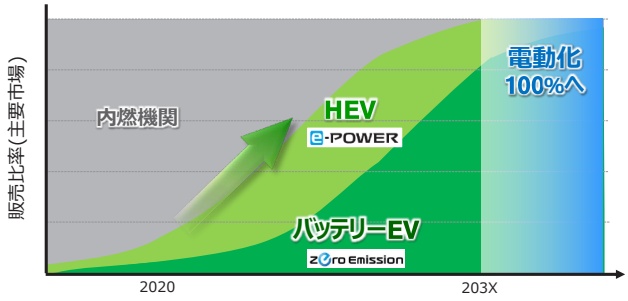
地、静粛性を実現することができ、また ADAS など先進安全技術や自動運転技術との親和性も非常に高い。そうしたモーター駆動ならではの魅力創出を今後も加速させていく。

日産は、EV だけでなく、モーター駆動でありながら充電の必要の無い e-POWER を組み合わせることで、充電インフラの整っていない地域も含む世界中のお客様にモーター駆動の価値を提供していく。



電動車マーケット展開シナリオ

今後、日産の事業構造改革計画である NISSAN NEXT の中では、2023 年度末までに年間 100 万台以上の電動車両の販売、8 車種以上の EV モデルのラインアップ拡充、e-POWER のグローバル・セグメントカバレッジ拡大を計画している。



今後の電動化技術拡大計画

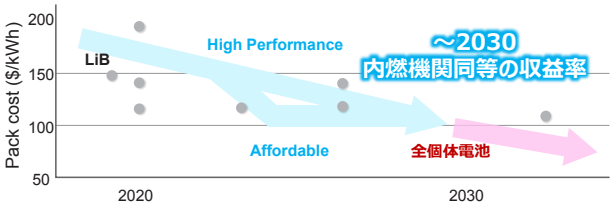
3-1-1. EV

日産が、電動車両を開発、提供する上で重視している要件の一つが安全性である。性能向上のためにバッテリーエネルギー密度を高める一方で、市場に投入する前に様々な厳しい条件でテストを行い、安全性と信頼性を徹底して確保している。

リーフは生産開始から現在まで 51 万台（2020 年 12 月末時点）を販売してきたが、バッテリー起因の重大事故を 1 件も起こしていないのがその証明である。今後も、お客様が使われる厳しい使用環境を市場走行データから予測し、高度な信頼性設計・実験基準に落とし込み、開発に反映していく。

その上で、電動車両の魅力向上のための技術開発も加速させている。例えば魅力性能を作りこむ上で重要な技術の一つとして、リーフのモーター開発の中で培ってきた独自の制振制御技術が挙げられる。電動パワートレインは、その応答性の高さからガソリン車以上の制御性ポテンシャルを持つ一方で、人の感性に反する唐突なトルクの立ち上がりや、トルク変動による振動抑制が課題である。それらを緻密に制御し、滑らかな加速を作り出すのに、制振制御技術が重要な役割を果たしている。これに加えて、長年に渡る AWD 制御・シャシー制御のノウハウを融合させた車両統合制御技術が、今年度発表した日産アリアに搭載する e-4ORCE である。前後 2 つのモーターを制動・駆動の両面でコントロールし、シャシー制御と組み合わせることで、スリップや車両姿勢などの変化を感じさせないフラットで快適な乗り心地を実現している。こうした技術が、誰もが安心・快適に運転できるクルマの価値を提供することに繋がっていく。

一方、EV 普及のためには今後電動パワートレインのコスト低減が必須であるが、特にバッテリーの技術革新が大きな課題である。具体的にはサプライヤーと共同でのバッテリー材料開発をさらに進め、高価なコバルトを減らしたコバルトフリーバッテリーの研究開発を加速する。バッテリーパックについても、モジュールを介さず、直接セルをパックに配置する Cell to Pack といった構造や製造プロセスの合理化もサプライヤーと共に取り組んでいる。これらの技術革新により、2030 年前までにクルマとして内燃機関同等の収益率にすることができると予測している。

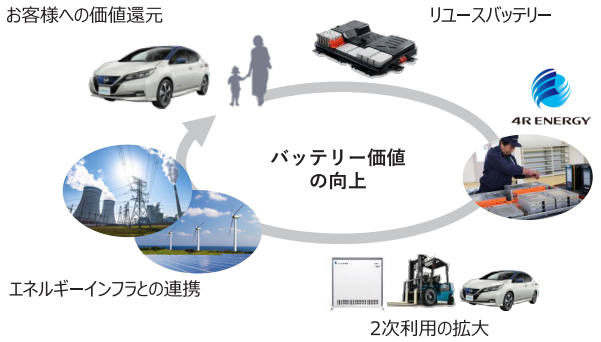


バッテリーコストの低減

また、さらに安全性と低コストを飛躍的に向上する可能性を持つ全固体電池の研究開発も東京工業大学などと進めている。こちらの最大の課題は自動車に適用できるバッテリーの大型化と生産プロセスであり、早期の量産化を目指し、材料選定や製造プロセスの技術開発を加速させる。

今後は EV が普及すればするほど、中古バッテリー市場が拡大し、その活用が課題となる。日産が出資するフォーアールエナジーは、いち早く福島県浪江町に事業所を設立し、使用済みバッテリーを再利用するための技術開発を進めてきた。市場から戻ってきた使用済みバッテリーを、その状態や性能によって分別して様々な二次利用先に供給、リユース分の価値をお客様に循環還元していくというビジネスモデルを既に構築しつつある。このモデルを事業として拡大し、お客

様がEVを保有する負担をより軽減することで、電動車のさらなる普及に繋げていく。



バッテリーリユースによる価値の還元

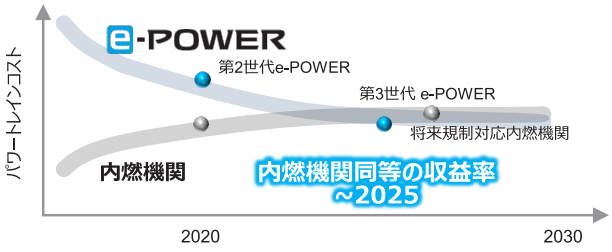
3-1-2. e-POWER

EVとコア技術を共用するe-POWERも、100%モーター駆動を行うことで、走り出しから最大のトルクを活用、EVのような静かでスムーズな走行ができることが最大の特徴である。

今年度発売したアジア市場向け新型キックスでは初めて海外市場に展開し、現地のメディアやジャーナリストから好評を得ている。また、日本の新型ノートでは、インバーターとモーターを一体化した新しい電動パワートレインで効率をさらに上げ、加速や静粛性などの性能を一段と向上させた。

また、e-POWERの特徴を活かし、発電用エンジンの振動伝達を究極に減らすことで圧倒的な静粛性を実現できるプレミアムセグメント向けシステムの開発にも取り組んでいる。

一方で、e-POWER普及の課題もパワートレインコストである。EV同様バッテリー技術の進化に加えて、エンジンを発電専用かつ定点運転に特化するシステムの簡素化に取り組んでおり、これにより2025年までに内燃機関同等の収益率を目指している。



e-POWER技術の進化とコスト低減

3-2. 知能化技術

日産は、日産車が関わる交通事故の死亡者数を実質ゼロにするゼロ・フェイタリティをビジョンに掲げ、リアルワールドで起こり得る全ての事故リスクに対応できる運転支援技術の開発に取り組んで来た。セーフティーシールドコンセプトのもと、周囲360度のリスクへ対応する技術として、レーンキープアシストやアラウンドビューモニター、踏み間違い衝突防止アシストなど世界初となる技術を数多く投入しリードしてきた。その実績とシステムの高い信頼性が、電動化技術同様日産の競争力の源泉である。

また、プロパイロットに代表される自動運転技術や、車内に居ながらにして様々な情報やサービスを提供できるコネクテッド技術などを通して、全てのお客様にストレスの無い、どこでも安心・安全で快適なドライビングを提供していくことを目指している。今後、23年度末までに年間150万台以上の自動運転技術搭載車を投入していく。

3-2-1. プロパイロット

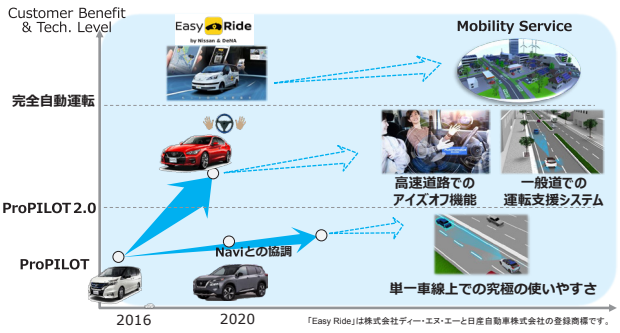
2016年に投入したプロパイロットは、進化を重ね、2019年にプロパイロット2.0として、同一車線内のハンズオフ機能付き高速道路ナビ連動ルート走行を世界で初めて実用化した。プロパイロットが提供する自動運転技術は、高速道路でのお客様の使われ方を徹底的に分析し考慮した設計となっている。高速道路の本線から出口まであらゆるシーンで適切な運転支援が機能し、お客様に全くストレスを感じさせない。

こうした性能と商品性を支えているのは、過去から日産の強みであった周辺認識技術や制御技術に加えて、システム失陥時の安全性を確保する高度なシステム冗長設計技術など、長年の経験に基づいた先進運転支援に関する技術力である。

3-2-2. 自動運転技術の進化

将来の完全自動運転に向けては、運転支援可能なシーンを広げ、自動化のレベルを向上させていくだけではなく、誰でも安心して使えるシステムであり続ける必要がある。

横浜みなとみらいで実証実験を進めているEasy Rideはその技術開発の一端であり、実際のお客様に使っていただくことでユースケースや実用上の課題を発掘し、将来の実運用に向けて進化を続けている。



自動運転技術のロードマップ

リアルワールドでのあらゆるシーンで安全性を担保するためには、路上の危険な障害物を全て認識できる能力が必要

であり、お客様の運転シーンと道路環境を広くカバーできる認識技術という観点では、まだまだ発展途上である。今後も車両の制御技術に加えて、センサー・カメラなど基幹部品の研究開発にも注力していく。

また、それら技術をグローバルマーケットに普及させるためには、より効率的な市場環境の把握が重要であり、それを目的に道路環境のモデル化を進めている。これまでプロパイロットの開発時に蓄積した市場環境の膨大なデータと高精度地図データを元に、世界中の様々な走行シーンをシミュレーション上で再現することで開発を大幅に効率化できる。日産ではこうした市場環境と実車の車両挙動の双方を再現できるドライビングシミュレーターを自動運転技術の開発に活用している。



日産テクニカルセンターのドライビングシミュレーター

3-2-3.　コネクテッド技術

日産は、クラウドなど外部と繋がり車内のお客様に多種多様なサービスを提供できるコネクテッド技術についても、長年技術革新を図ってきた。1998 年には、コンパスリンクを開始し、カーナビゲーションと携帯電話を活用した新しい情報提供サービス、及び日本初のオペレータサービスなど、クルマと IT の融合の先駆けとなった。その後、カーウイングス、ニッサンコネクトへと進化させ、車やバッテリーの劣化状態や位置情報の把握と活用、最適ルート検索、遠隔操作によるドアロックなど様々な機能・サービスをグローバルマーケットで実用化してきた。

今後は、クラウドやサーバーとの間の通信速度も飛躍的に高速化することで、さらに多くのサービスを提供していく。

例えば、車両に乗り込むまでの一連の動作をストレスなく行えるようにするための、スマホアプリと連動した様々な機能の遠隔操作や自動セットアップ、ビッグデータを活用したドライバーの嗜好や行動分析から、お客様の意図を先読みし、運転中にクルマの数多くの機能を直感的に操作できるようにする先進 HMI への活用などに取り組んでいる。

これらの基盤となるのが、アライアンスクラウドやオンボードプラットフォームであり、これらをグローバルに展開し、通信事業者、サービスプロバイターと連携しながら進めていく。

また、機能拡大に伴い、システムのソフト、ハードのアーキテクチャも年々複雑化してきており、モジュール設計を活用したシステムの大幅な合理化や、デジタル解析ツールを活用した自動での機能評価手法など、開発効率の革新も合わせて実施している。

4. 将来のモビリティ社会の実現に向けて

こうした先進技術は、商品として車を所有いただくお客様のためだけでなく、社会の中で人々の暮らしを豊かにしていくことにも広く貢献することができる。

一例として、走る蓄電池でもある EV は災害時の電力としても活躍しており、日産のブルースイッチ活動のもと、多くの自治体と協定を結び、広く社会に貢献している。また、再利用バッテリーを活用したエネルギーストレージを電力グリッドにつないで電力需給調整をおこなう Vehicle to Grid システムの研究にも取り組んでいる。

また、地方などでの移動弱者に対しては、これまで培ってきた先進安全技術や自動運転技術、電動化技術、コネクテッド技術をフルに活用し、自治体とも連携して誰もが安心して移動できる環境構築を目指すと共に、それによって生まれる新しいビジネスモデルの検証も進めていく。



EV 技術のエネルギー社会への貢献

5. おわりに

日産では、今まで述べてきたテーマ以外にも様々な先進技術の研究開発に取り組んでいる。異種材料を活用した車両のさらなる軽量化技術、生体認識によりお客様の体調を把握し車内環境を最適に調節する技術、アラウンドビューモニターを進化させて乗員の視界をさらに広げる技術、自動駐車技術の進化、金属 3D プリンタの活用や型レス成型技術による少量多品種部品製造技術等、様々な技術領域で新たなアイデアの具現化にも注力している。こうした日産独自の先進技術の魅力を拡大し、世界中のお客様に使っていただくこと、それによりお客様の日々の生活を豊かなものとすることが日産の掲げるビジョンであり、それが将来のモビリティ社会の扉を開いていくと確信している。今後も、「技術の日産」であり続けるため、開発部門全体で挑戦をし続けていく。

特集 1：未来を拓く ProPILOT 2.0

1. 安心して任せられるパートナーへ

江川　健一 *　　東又　章 **　　大西　孝一 ***

1. プロパイロット 2.0 は いかにして生まれたのか

プロパイロット 2.0（以下 PP2.0）を世に問うた結果、多くのジャーナリストから単に便利で安全快適なだけでなく、「相棒」「パートナー」といったこれまでにない人とクルマの関係を表現して頂いた。心理学の研究者と「何故そう感じるのか」を改めて考えてみた結果、以下 3 つのキーワードが浮かび上がってきた。

1. Vigilance からの解放　注意リソースの最適配分
2. 操作主体感　他者理解
3. 運転のうまさ

これらのキーワードは、PP2.0 の開発で掲げた以下の開発目標が良く達成できていることを示している。

- 制限速度内で全ての高速道路をシステムのみで「安全」「安心」「利便」「快適」に走行可能な能力を持つ
- ドライバー & 同乗者が「意のままに」「ゆとりある」運転が体験できるような車両の動きを実現する
- 自車内からの感覚だけでなく、前後周辺の車両から見たときに自然な車の動きであること

「自動運転」という機能、これが持つイメージは“ドア･トゥ･ドア”と考える。自宅で目的地を告げると自動で連れて行ってくれるという機能が最終的に目指すところである。これを最新の技術で実現したものが PP2.0 である。

PP2.0 が実現したのは「ポイント・トゥ・ポイント」（以下 P2P）。目的地を入力すればナビゲーションが設定するルートガイドにしたがって、高速道路に乗ってから降りるまでのドライバーの運転操作を幅広く支援する機能である。レーンを維持する、車線変更を行う、周囲の車両の流れに応じて車間や車速を制御する、これら個々の技術レベルを上げると共に、分岐や出口を考慮し、レーンレベルの走行を計画によるナビ連動ルート走行が可能となる技術開発を行ってきた。

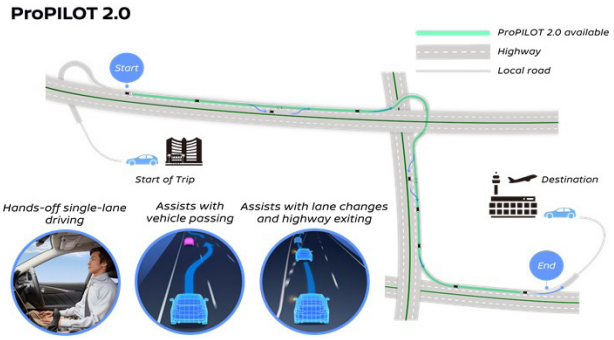


図 1.　プロパイロット 2.0（ポイント・トゥ・ポイント）

まず、P2P を実現させるためのキー技術が 3D 高精度地図（以下 3D HD マップ）である。従来の地図に比べ、車線数や勾配・カントといった路面情報が多く含まれており、これらの情報を運転システムに適用することで機能を実現した。

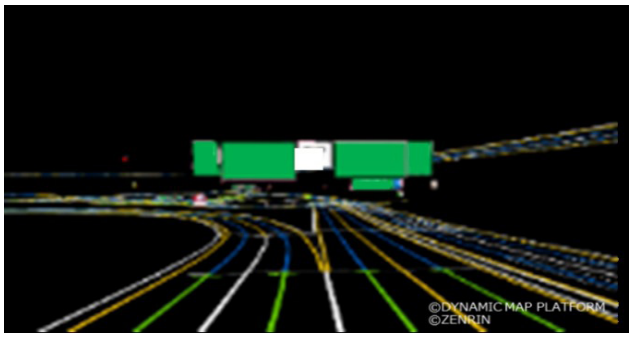


図 2.　3D 高精度地図（3D HD マップ）

次に、PP2.0 を特徴づける要素として「安心」「快適」のキーワードが上げられる。「安心」は、滑らかな車両の制御に代表されるように日産自動車が長年蓄積してきたダイナミックパフォーマンス技術（以下 DP）、すなわち、誰でも、いつでも、どんな道路環境でも意のままに運転を発揮できる技術が支えている。

また、システムが今どのような状態であるかをトランスペアレントにドライバーへ伝えることも重要である。周囲をどのように認識しているか、どのように判断したか、HMI を通して

* カスタマーパフォーマンス＆実験技術革新部　　** ソフトウェア開発部　　*** カスタマーパフォーマンス＆第一車両実験部

システムがしっかり見ているということを理解してもらうことが「安心」に大きく寄与する。
そこで新たにインタラクティブな HMI を開発した。



図 3.　インテリジェント・インターフェース

そして、もう一つのキーワードである「快適」は、前段で記述した「安心」の上に成り立っている。DP と人間研究、これらの研究の蓄積から「ゆとり」を感じる車両の動きを作り上げた。さらに、ドライバーを運転操作から解放するハンズオフ機能(以下 H/O) と P2P を組み合わせることで「快適性」を向上、そして「疲れない」というシステムを実現した。

2. プロパイロット 2.0 は何を目標に作ったか

PP2.0 の開発では、“ 技術の押し売り ” ではなく、“ お客様が使える価値を追及すること ” を開発コンセプトに、「高速道路を安全・安心・利便・快適に走行できるという新たな価値を提供すること」としている。

「DP/ 人間研究」という基盤技術と、「車両制御・HMI・安全設計」の 3 つのキー技術の下、PP2.0 の特徴的な機能である「P2P」と「H/O」により目標性能の「安心」「快適」を実現、システム目標の “ 新たな価値(バリュー)” を生み出す。この価値を測る指標に「疲れない (疲労度)」を設定、システム作り上げた。(図 4)

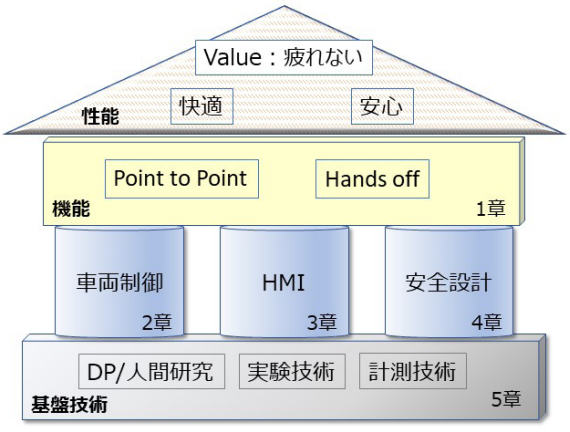


図 4.　システム目標と機能のヒエラルキー

では、“ 疲れない ” とはどのような状態か？肉体的疲労と神経的疲労に分け、機能との関係を整理した。

- 肉体的な疲労の軽減：ハンズオフできる、自動で車線変更できるという運転操作からの解放
- 神経的な疲労の軽減：滑らかな動き (車両制御)、周囲状況の適切なタイミングでの情報提供 (HMI)

“ ハンズオフできる、車線変更できる ”、これらが可能となっても車の動きがぎこちない、あるいは周辺車両の邪魔をする、ひゃっとするようであると却って疲労する。すなわち、神経的疲労の軽減が達成できてこそ肉体的疲労の軽減が達成される。これらが解決できて初めて「疲れない」＝「安心、快適」という価値が提供できる。

3.「疲れない」の心理学的な理解

このようにして作り上げた PP2.0 は日産のテストドライバーやジャーナリストから高く評価されたが、冒頭で述べた通り、職業として自動車に接していない人々にはどのような印象を与えるのかを知りたいと考え、2019 年 11 月と 2020 年 10 月の 2 回にわたって、京都大学大学院　情報学研究科　知能情報学専攻　教授の熊田孝恒先生に、京都市郊外の高速道路で PP2.0 を試乗していただき、ご専門の心理情報学の視点からコメントをいただいた。その結果、

●短時間の試乗ながら、確かにストレスが少なく疲れにくい。
・遅いクルマに追従してもあまり気にならない。
・そもそも遅い感じがしない。
●人と車の新しい関係への期待を感じる。

とのご意見をいただいた。
以下、いただいたご意見、仮説を整理して記す。

Vigilance 状態

PP2.0 が搭載されていない車において、周囲の車の挙動に応じた減速操作は疲れる。先行研究 [*1)] では、この理由は、衝突などの頻繁には起こらないがいつ起こるかわからない確率が低い事象に対して持続的に予期的構えを維持している「Vigilance 状態」が挙げられている。Vigilance は、「外部環境においてランダムな時間間隔で生起するある特定の小変化を発見し、いつでもこれに対応し得るような状態」[*2)] と 1956 年の英国でのシンポジウムで定義されており、Mackworth のレーダー監視に関する研究などが有名である。PP2.0 を試乗した印象からは、PP2.0 が作動する前の絶え間ない注意リソース投入から部分的に解放され、作動後は適切な周囲監視状態になることから疲れを感じにくくなるのではないかと推測できる。

操作主体感と他者理解

また、一般に操作主体感が失われるとストレスの原因になりえるといわれるが、PP2.0 においては、操作主体感と役割委託が良いバランスで両立されている。操作主体性とは、自分が車を操縦しているという意識のことである。すなわち、目的地へ安全に到達するというドライバーの目的を車が共有したうえで、目的達成の役割の一部をドライバーから車に委託している。委託している間も、車が何を認知してどのように制御しようとしているか HMI を通じてドライバーとコミュニケーションしている。さらに、制御の許可を車がドライバーに求めるなど、あくまでも人間が操作主であるが、車は目的達成に向けて共に努力するパートナーという位置づけになっている。特徴的なのは、車に委託する際のステアリングから手を放すという行動で、これによって役割の切り替えを明確に、且つドライバーが主体的に行っていることを、ドライバー自身が認識することができている。

この新しい人間と車の関係は、人と車が同じものを認識している段階から車が行おうとしている制御を、コミュニケーションを通じて共有する段階（意図や目標の共有）へ発展することで安心感が生まれるとも解釈でき、心理学で扱われる「他者の理解」[*3)] と同様のメカニズムで説明できるのかもしれない。

運転のうまさ

更に、目的地へ安全に到達するという目的達成の役割を車に委託したあと、車は単に安全なだけではなく、快適な動きを提供してくれる。追い越しの横方向の動きや加速のタイミングなど、車の動きがドライバーの予想の範囲で、余計な緊張を強いられることがほとんどない。車線内の追従走行でも車線の中央をどこまでも安定して走っていく感じがして、快適な感覚を作り出している。このような安定性が、ドライバーの車に対する信頼感を生み出しており、これも疲労感低減の1つの要因と考えられる。

これらの要因から、仮説ではあるが適度な車への信頼が生じ、安心で快適な走行感覚から、ストレスが少なく疲れにくくなっているのではないかと考える。しかし、短時間（今回は 10 分程度）の試乗で、なぜ信頼感ができるのかはわからない。PP2.0 が市販車に搭載されて、一般公道を実際に運転して初めてわかる人間の心の動きがある。心理学研究テーマとしても興味深い。



図 5.　京都大学 熊田教授と試乗いただいたスカイライン（同型）

以上のように、心理学研究者の視点から見ても、開発の狙いが実現できていることが示唆できた。今後も「人間と車の新しい関係」について、研究を続けていきたい。

4. まとめ

PP2.0 は、現在の技術レベルで安全に実現可能な“ドア・トゥ・ドア”“ハンズオフ”機能をともに備えた技術である。これは、これまでに世界に先駆けて実現してきた多くの車両制御技術、HMI 技術、安全設計技術を多面的に組み合わせてつくりあげられた。さらに、ダイナミックパフォーマンスの研究や人間研究、実験技術、計測技術など豊富な基盤技術があってこそ成立したものであり、決して一朝一夕でできるものではない。ビジョンを持ち一貫して技術を開発し続けているからこそ成し遂げることができると自負している。

その結果、安心で快適な性能を持ち、疲れないという新しい価値を生み出すことができた。心理学の視点で見ても、これまでにない人と車の関係が示唆され、今後の研究が待たれる。

本稿では、この PP2.0 の実現に要した技術について詳述する。

5. 参考文献

1) 熊田孝恒他 , 長時間運転での疲労蓄積への影響要因の分析とドライバーの疲労蓄積タイプの分類 , 自動車技術会論文集 Vol.44 No.6 p.1451, 2013
2) 西岡昭 , Vigilance Task に関する心理学的諸研究 , 心理学研究 第 33 巻 第 3 号 p.31, 1962
3)N. J. Emery, The Eyes Have It: The Neuroethology, Function and Evolution of Social Gaze, Neuroscience & Bio Behavioral Reviews 24(6) p.581, 2000

著者


江川　健一


東又　章


大西　孝一

特集1：未来を拓く ProPILOT 2.0

2. 新しい機能

谷口　洋平 *　　厚村　大悟 *　　徳永　誠士 *　　出川　勝彦 *

1. はじめに

プロパイロット 2.0（以下、PP2.0）は、第一世代のプロパイロットを大きく進化させ、高速道路の複数車線をナビゲーションシステムと連動して設定したルートを走行（以下、ナビ連動ルート走行）し、かつドライバーが常に前方に注意して道路・交通・自車両の状況に応じて直ちにハンドルを確実に操作できる状態にある限りにおいて同一車線内でハンズオフが可能となる世界初の運転支援システムを実現した。本章では、その PP2.0 の新機能について説明する。

2. プロパイロット 2.0 の新機能

2.1　プロパイロット 2.0 の概要

PP2.0 では、ポイント・トゥ・ポイント機能として、ナビゲーションシステムで目的地を設定し、高速道路の本線に合流するとナビ連動ルート走行を開始することができる。ナビ連動ルート走行を開始すると追い越しや分岐なども含めてシステムがルート上にある高速道路の出口までの走行を支援し、ドライバーが常に前方に注意して道路・交通・自車両の状況に応じ直ちにハンドルを確実に操作できる状態にある限りにおいて同一車線内でハンズオフが可能となり、ドライバーの運転操作を幅広く支援する。また、ナビゲーションと周囲 360 度のセンシング情報に基づいて、ナビ連動ルート走行中の分岐や追い越しのための車線変更の適切な開始タイミングをシステムが判断し、ドライバーに提案する。ドライバーがハンドルに手を添え、スイッチ操作で提案を承認することで、車線変更支援を開始する。図 1 に PP2.0 の作動イメージを示す。

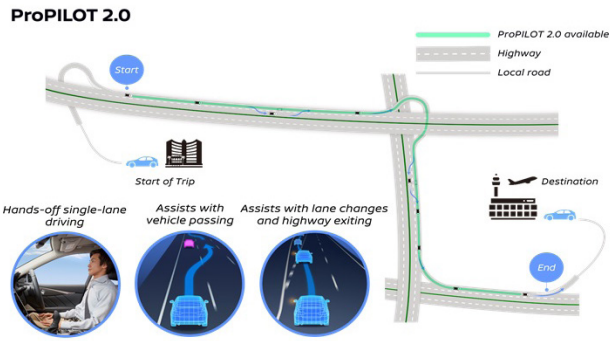


図 1　プロパイロット 2.0

PP2.0 は、車両に搭載した 7 個のカメラ、5 個のレーダー、12 個のソナーと、GNSS、3D 高精度地図（以下 HD マップ）データを組み合わせて使用することで車両の前方だけでなく、左右や後方など周囲 360 度の情報と、道路上の正確な位置を把握する。3D HD マップデータには、道路構造が把握できる情報と車線の数、合流・分岐・交差の位置の情報が含まれ、これらの情報を使うことでこれから走る道路を予見した制御を行い、熟練したドライバーが運転しているような滑らかな走行を実現した。また、ドライバーモニターカメラを装備しており、ドライバーが前方を注視しているか常に監視する。

PP2.0 のセンサー搭載図、360 度センシングのイメージ図、および 3D HD マップの一例をそれぞれ、図 2、図 3、および図 4 に示す。

* AD/ADAS 先行技術開発部

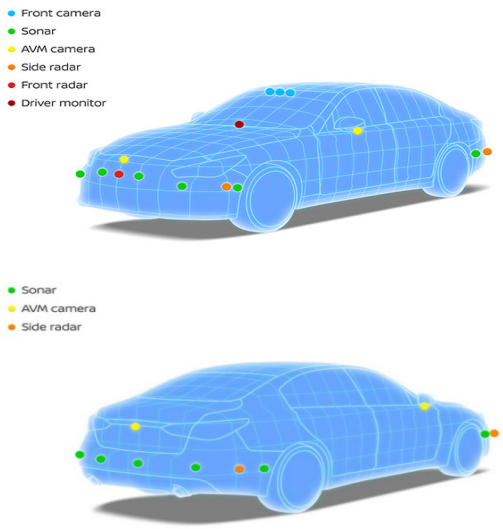


図 2　プロパイロット 2.0 のセンサー搭載図

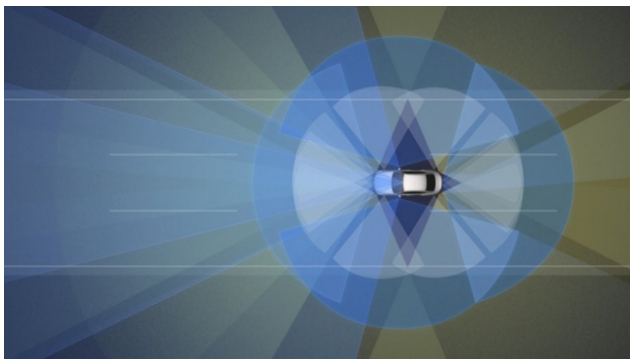


図 3　360˚ 周囲センシング

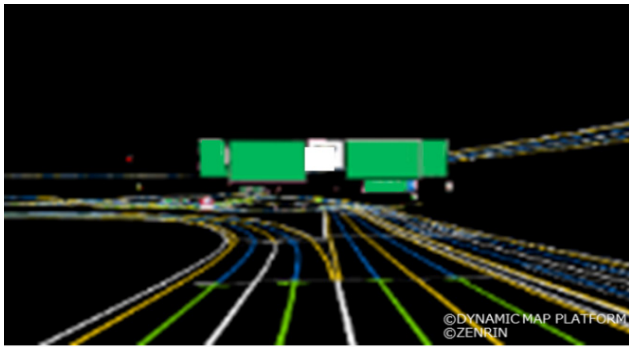


図 4　3D 高精度地図（3D HD マップ）

2.2　車速・車間制御機能

ドライバーが設定した車速を維持するように速度制御を行う。先行車を検出すると、ドライバーが設定した車速を上限に車速に応じた車間距離を保つように車間制御を行う。先行車が停止した場合は、先行車に続いて自車も停止する。停止後、約 30 秒間までは先行車に対して停止・追従走行を行うことができる。

前方にカーブがあるときは、カーブの大きさに応じて車速を調整する減速制御を行う。

また、標識検知機能により速度標識を検出した場合、検出した速度を設定車速にすることが可能である。

2.3　車線維持機能

車線中央付近を走行するようにステアリングを制御し、ドライバーのハンドル操作を支援する。ドライバーが常に前方に注意して道路・交通・自車両の状況に応じ直ちにハンドルを確実に操作できる状態にある限りにおいて、ハンドルから手を離すことが可能となる。

2.4　ルート走行支援機能

ドライバーがナビゲーションシステムで目的地を設定している場合、出口・分岐路または車線数が減少する地点などルートに従って走行するために必要な車線変更地点に到達すると、ドライバーに車線変更を提案する。ドライバーがハンドルに手を添え、ステアリングホイール上に設置された車線変更支援スイッチを押すと、目的の車線の方向へ方向指示器が作動、その後ステアリングを制御し車線変更操作を支援する。目的の車線まで複数回車線変更が必要な場合は、連続して車線変更の支援を行うこともできる。

2.4.1　車線変更支援機能

ドライバーがハンドルに手を添え、目的の車線の方向へ方向指示器を作動させると、ステアリングを制御し車線変更に必要なステアリング操作を支援する。

2.4.2　追い越し支援機能

ドライバーが設定した車速よりも遅い車両を前方に検出すると、ドライバーに追い越しを提案する。ドライバーがハンドルに手を添え、ステアリングホイール上に設置された車線変更支援スイッチを押すと、右側の車線の方向へ方向指示器が作動、その後ステアリングを制御し車線変更操作を支援する。遅い車両を追い抜くと、ドライバーに元の車線に戻ることを提案する。ドライバーが車線変更支援スイッチを押すと、左側の車線の方向へ方向指示器が作動、その後ステアリングを制御し車線変更操作を支援する。

次章で車線変更支援機能、追い越し支援機能、ルート走行支援機能に必須な 3D HD マップデータの活用について説明する。

3. 3D 高精度地図データの車線変更支援機能への適用

本章では、3D HD マップデータの車線変更支援機能への適用の一例として、車線変更可否判断、車線レベルの走行計画について説明する。

3.1 車線変更可否判断

車線変更支援を実現するための課題の一つに、前方の車線に関する情報を取得することが挙げられる。車線変更を開始する時点では車線変更終了地点の車線情報をカメラでは計測しきれていない場合がある。このため、カメラのみの情報では車線変更中に車線変更禁止を表す区画線が現れるなど車線変更ができなくなる可能性がある。一方で、3D HD マップデータは車線レベルで曲率や区画線などの情報を持っているため、カメラの検知範囲外の道路形状を取得することで、任意の車線の開始地点から終了地点までを考慮した車線変更可否判断が可能となる。

3.2 車線レベルの走行計画

車線変更支援機能は、追い越し支援やナビゲーションシステムの推奨する経路に沿って進む目的でシステムが適切なタイミングを判断し車線変更を提案する。この判断はシステム内で 3D HD マップデータのもつ車線レベルのデータを用いて走行計画を作成することで可能となる。ここでいう走行計画とは、どの区間でどの車線を走行すべきかと、どのように走行すべき車線に誘導するかの計画を指す。

図 5 に車線レベルの走行計画を作成する過程を示す。まず、高速道路上で出口などの分岐が存在した場合に、ナビゲーションシステムの推奨する進路に移動するために必要な車線変更回数と、分岐に対して道なり距離とを計算し車線選択を行う。

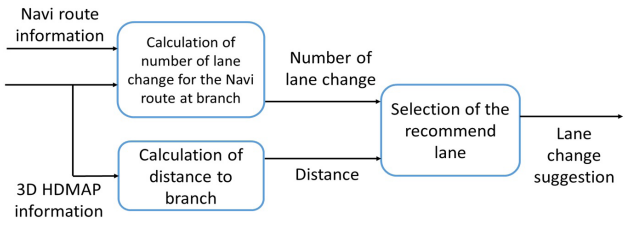


図 5　車線レベル経路生成ブロック図

次に、車線レベルの走行計画について例を用いて説明する。図 6 は高速道路の分岐付近の道路形状を模式的に表した図である。ナビゲーションシステムの推奨する経路が、図中の「P」地点から出口に進むように設定されているとする。本線の右側車線にいる場合は、出口が近づくと車線「A」に移動するまで左の車線に車線変更するようシステムが提案する。ここで車線「B」に移ってしまうと P 地点を出るために必要な車線変更回数が却って増えてしまうため、車線「B」へ移動する提案はしない。なお、はじめから車線「B」を走行していた場合は、右への車線変更をシステムが提案し車線「A」へと誘導する。このように、いずれの車線を走行していても、最終的には車線「A」に誘導するように車線変更の提案が行われる。

また、車線レベルでの走行計画を持つことで、前方車の追い越しにおいても適切なタイミングで提案することができる。例えば、進むべき進路が分岐の左方向にあり、かつその分岐までの距離が近い場合には、追い越しの提案をしないようシステムが判断している。

以上のように、3D HD マップデータを用いた車線レベルの走行計画を持つことで、どの車線に移動するのが望ましいかが分かり、その結果、適切なタイミングでの車線変更の提案が可能になる。

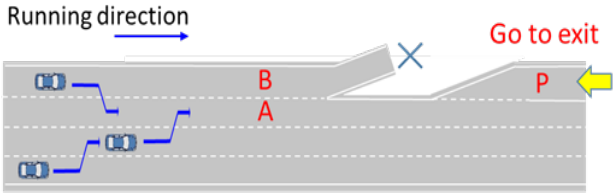


図 6　分岐付近での車線レベル経路生成

4. オフボード連携機能

PP2.0 システムにおいては、3D HD マップのデータ更新などの機能を実現するため、テレマティクス通信によるサーバーとの常時通信によるオフボード連携機能を有している。

オフボード連携機能は、車両側の 3D HD マップのストレージおよび地図データ出力を行う 3D HD マップ ECU、テレマティクス通信を行うテレマティクス CU、最新地図データの保存及び配信を行うサーバーから構成される。

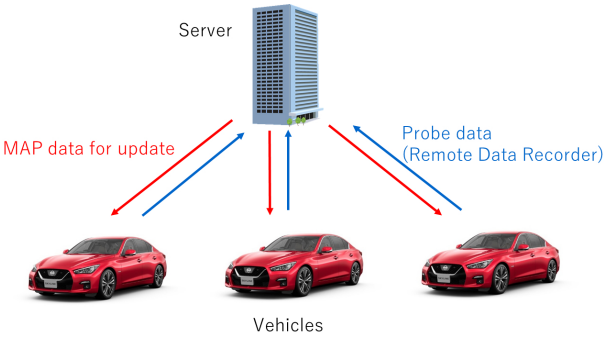


図 7　オフボード連携

工事などによる道路形状の変更があった場合にもタイムリーに実際の道路形状にあった最新の地図データを活用できるようにするため、3D 高精度地図データは年に数回の頻度で更新される。

3D 高精度地図 ECU は、サーバー上の最新地図データのバージョンと ECU 内の地図データのバージョンの差分を都度確認し、地図データの更新があった場合には自車位置に近い場所から優先的に最新地図データをサーバーからダウンロードし、ECU 内の地図データを更新する。これにより、常に最新の 3D 高精度地図データを運転支援に利用できるようにしている。

5. まとめ

本システムの開発により、高速道路の複数車線をナビゲーションシステムと連動して設定したルートを走行し、ドライバーが常に前方に注意して道路・交通・自車両の状況に応じ直ちにハンドルを確実に操作できる状態にある限りにおいて、同一車線内でハンズオフが可能となる世界初の先進運転支援技術を商品化し、お客様に、より安心で快適、ストレスフリーな運転を提供することができた。

今後、この技術を日本以外の地域へ拡大し、またより多くの車両に搭載させるとともに、より幅広いシーンで運転操作を支援できるよう技術開発を行い、更なる安全な交通社会の実現を目指し、クルマの新しい価値を提供していきたい。

著者


谷口　洋平


厚村　大悟


徳永　誠士


出川　勝彦

特集1：未来を拓く ProPILOT 2.0

3. 支える車両の制御技術

谷口　洋平 *　　平　靖久 *　　菅原　直人 **

1. はじめに

日産は 20 年以上にわたり運転支援技術のパイオニアとして技術革新をリードし、数多くの世界初の技術を開発してきた。[1)-8)]　そして、2016 年には統合的に支援する高速道路単一車線の運転支援技術「プロパイロット」（以下、PP1.0）[9)]を実用化、さらに 2019 年には PP1.0 を大きく進化させ、高速道路の複数車線をナビゲーションシステムと連動して設定したルートにしたがって走行（以下、ナビ連動ルート走行）する「プロパイロット 2.0」（以下、PP2.0）を開発した。

これらプロパイロットを実現する車両を制御する技術は、これまで多くの運転支援システムを開発したことによる制御技術の積み重ねが大きな原動力である。

車両の速度や車間距離を制御する技術は 1999 年に発売した ICC（Intelligent Cruise Control）まで遡り、またステアリングの制御技術、および車線追従の制御技術は 2001 年の LKS（Lane Keep Support System）が開発の基盤となる。

本章では、PP2.0 において「安心」「快適」を実現する上でキーとなる車両の制御技術について、その変遷と主な制御を解説する。

1.1.　運転支援システムにおける制御開発の歴史

日産における運転支援システムは、1999 年シーマに搭載した ICC から始まる。図 1 に日産が市場投入してきた運転支援システムの一覧を示す。

ICC の開発では、車両の前後方向の力を制御する制駆動力制御を基に、車速を指令値とおりに制御する車速制御と、先行車との車間距離をドライバーの運転操作を模擬するように制御する車間制御を実現した。

この駆動力制御・車速制御・車間制御の制御技術は、その後に続く DCA（Distance Control Assist）や FEB（Forward Emergency Braking）の制御にも応用している。

また、LKS（Lane Keep Support）の開発では、カメラで車線を認識し、その中心位置をトレースするよう車両運動特性を基にしたステア制御を実現した。

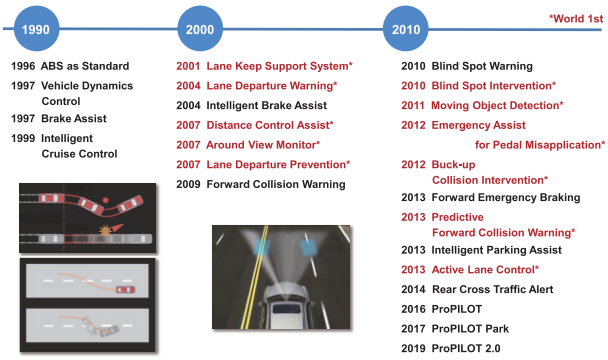


図 1　運転支援システム開発の歴史

これらの制御技術は時代と共に進化し、PP1.0，PP2.0 の基盤制御技術として用いている。

2. 制御システムの特徴

2.1　車速制御

日産における車速制御の歴史は古く 1990 年代前半にまで遡る。オート・クルーズ・コントロールの制御にロバスト制御とモデルマッチング制御を組み合わせた制御則を設計した。（図 2）

車両特性の変動や勾配など走行状態の変化を推定し制御入力を補正することで、時々刻々と変化する制御対象に対して常に一定の制御特性を補償する。（ロバスト制御）この補償された制御対象に希望する応答特性の規範モデルを設定し、制御対象を規範モデルと同じ動きとなるように制御入力を決定する。（モデルマッチング制御）

このように制御系を構成することで、車重の変動や道路勾配など走行環境の変化に強い車速制御を実現した。[10)]

* AD/ADAS 先行技術開発部　　** シャシー開発部

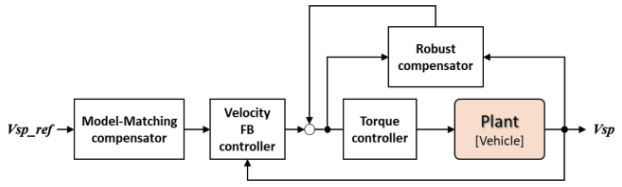


図 2　車速制御ブロック

2.2　車間距離制御

ICC や PP1.0/2.0 で使用している車間距離制御は、ドライバーの運転操作の分析から 2 つの指標を設定し制御系を設計した。

1）追従開始後の軌跡が設定できること

2）追従中の制御性能が安定していること

この要件を満たすため、応答特性と追従安定性を独立に設定できる「モデル規範型 2 自由度制御」を適用した。(図 3)

制御対象は、扱いやすい伝達関数で記述できる構成とするため、直接車間距離を制御するのではなく所定の伝達特性を有する車速制御系を介した階層化構造とした。これにより、車間距離の応答特性は車速制御系の伝達特性の逆系を用いたフィードフォワード制御で補償し、車間距離を維持する追従特性は極配置法を用いたフォードバック制御で構成した。[11)]

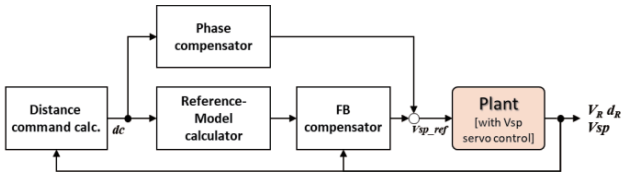


図 3　車間制御ブロック

さらに、ICC の普及に伴い、ドライバーの違和感が生じないような自然な挙動に加え、渋滞を抑制するような挙動が求められてきた。これは、交通流の乱れや疎密を抑制し、道路の輸送効率を向上させるため車間距離制御特性が先行車の車速変化を後続車に増幅して伝えない性質、すなわち車群安定となることが重要となる。一般に、車群安定を実現するには、先行車の車速変化に対する自車速の応答性を速くすることになるが、制御ゲインの増加を招き、追従走行時の乗り心地を悪化させる。そこで、車群安定性と乗り心地をより高いレベルで両立させながら、車間距離応答がドライバーにとって自然な応答となるよう、従来の車間距離制御から進化させた。[12)] (図 4)

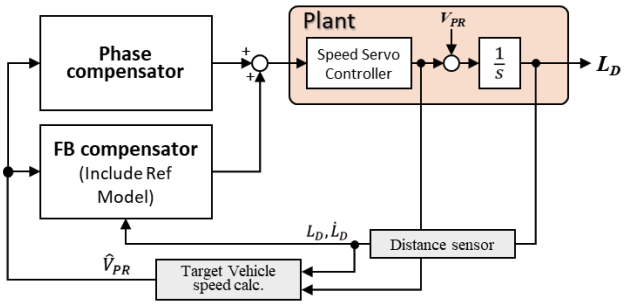


図 4　車群安定性を考慮した車間距離制御ブロック

2.3　車線追従制御

PP1.0/PP2.0 の車線追従制御は、2001 年に商品化した LKS システムがベースになる。LKS に求められる制御性能は、ライントレース性能と耐外乱安定性を維持、向上させることであり、車両の横運動を制御することから車両モデルに基づく状態フィードバック制御で設計した。この状態フィードバック制御は、カルマンフィルタによるオブザーバーを配し、LQ (Linea Quadratic) 制御を用いて要求性能を満足するよう設計した。

また、曲線での制御性能を向上させるため、曲線情報をフィードフォワードで補償する構成とした。[13)14)] (図 5)

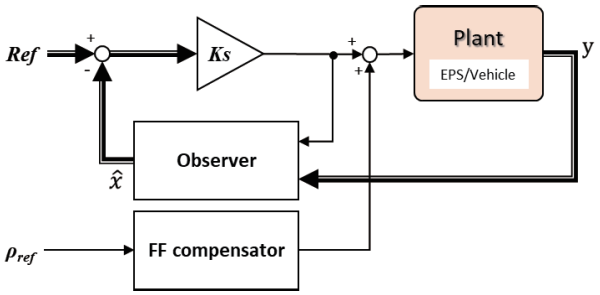


図 5　車線追従制御ブロック

3. プロパイロット 2.0 のステアリング制御

PP2.0 のステアリング制御は、前述の車線追従制御を基にカメラと 3D 高精度地図(HD マップ) からの情報を用いて、車線維持支援 / 車線変更支援の機能を実現する目標舵角を算出する。

3.1.　制御系の構成

図 6 に本システムのステアリング制御の構成を示す。カメラで検知されるリアルタイムの車線形状情報と 3D HD マップの情報を比較することで情報の信頼性を高め、さらにカメラでは取得が難しいレーンの 3D 形状を 3D HD マップから取得することでレーン中央を走行するための目標舵角を精度よく演算する。

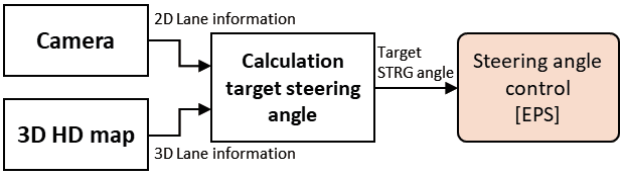


図 6　レーンセンタリング制御のブロック図

本システムのステアリング制御性能を検証するため、弊社テストコースにおいて熟練ドライバーと本システムの比較実験を行った。

3.2　実験概要、および結果

半径 500m ～ 1000m（500R ～ 1000R）のカーブが続くテストコースにて、レーンセンタリングの実験を実施した。PP2.0 で走行（レーンセンタリング制御）した場合と、熟練ドライバーが PP2.0 を使用しないで運転した場合のデータを計測して比較した。実験にあたり熟練ドライバーは極力レーン中央を走行するように指示した。

PP2.0 での走行、および熟練ドライバーの運転の結果を、図 7 にレーン中央からの横変位量、図 8 に操舵角量を示す。図 7 から、PP2.0 の方が熟練ドライバーの運転よりもレーン中央からの横変位が小さく、高いレーンセンタリング性能が確認できる。また図 8 から、操舵が変化するコーナーの出入り口で、PP2.0 は操舵角にオーバーシュートがなく熟練ドライバーと同等の滑らかな操舵ができていることがわかる。また、時刻 50s ～ 150s 付近のほぼ一定操舵のコーナーでは、PP2.0 の方が熟練ドライバーよりも操舵角の変化を小さく抑えられていることがわかる。

この結果から、PP2.0 のレーンセンタリング性能は熟練ドライバーと同等、またはそれ以上の滑らかなステアリング制御であることが確認できた。

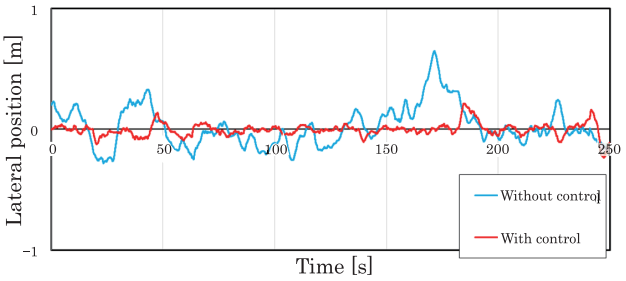


図 7　レーンセンタリングの比較結果

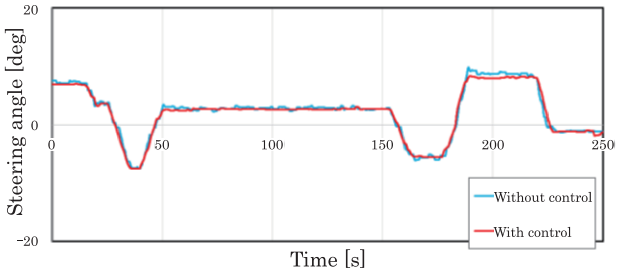


図 8　操舵角の比較結果

4. ステアリング制御を支える ステアバイワイヤ技術

日産スカイラインのステアリングシステムには DAS（Direct Adaptive Steering）が採用されている。DAS は、ハンドルとタイヤの機械的な接続を電気信号に置き換えたバイワイヤシステムである。ステアリングシャフトに設けたクラッチを切り離すことで、ハンドルとタイヤを独立に制御できることが特徴である。ここでは PP2.0 における DAS の貢献について紹介する。

4.1　滑らかなハンドルの動きと 正確なライントレースの両立

PP2.0 におけるステアリング制御の役割は、タイヤの角度を精密に制御し、車両の横の動きを正確にコントロールすることである。一方、ハンドルの動きも重要な要素であり、滑らかなハンドルの動きはシステムの安心感向上につながる。DAS では、ハンドルとタイヤが切り離されている特徴をいかし、次に述べるような制御を行うことでこれら 2 つの性能を両立させている。

PP2.0 のステアリング制御の概要を図 9 に示す。まずライントレース実現のためのタイヤ角指令が PP2.0 で生成される。このタイヤ角指令には、車両の大まかな動きや軌道を決める成分と、路面状態や路面からの外力などによって生じた軌道のズレを微調整する成分が含まれている。DAS では、PP2.0 のタイヤ角指令の中から車両の大まかな動きや軌道を決める成分を抽出し、ハンドル角指令を生成する。ハンドルはハンドル角指令に追従するようにコントロールされる。ハンドルの動きは、ドライバーが操舵したのと同様の演算でタイヤ角指令へと変換され車両の動きを制御する。

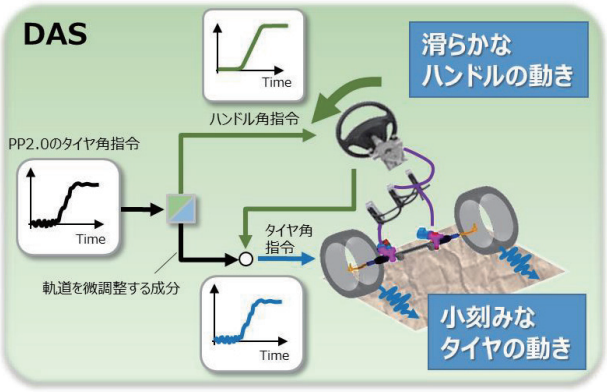


図 9　プロパイロット 2.0 作動中のステアリング制御の概要

DAS の構造上、ハンドルを一切動かさずタイヤ角制御のみで車両の動きを制御することは可能であるが、ハンドルを動かすことでドライバーに車両の動きを伝える効果がある。微調整に伴う小刻みな動きを除去し、車両の大まかな動きの成分のみハンドル角指令に反映させることで、ハンドルはゆったりと滑らかに動き車両の動きをより明確にドライバーへ伝えることができる。PP2.0 のタイヤ角指令のうちハンドル角指令に含まれていない残りの成分は、タイヤ角制御へ直接反映される。これにより、タイヤ角は PP2.0 のタイヤ角指令に従って制御され、正確なライントレースを実現する。

PP2.0 作動中のハンドル角とタイヤ角の一例を図 10 に示す。緑がハンドル角、青がタイヤ角を示す。緑のハンドル角は、車両の大まかな動きを表現するためゆったりと滑らかな動きとなっている。一方、青のタイヤ角は、車両の大まかな動きに加え軌道を微調整するために絶えず小刻みな動きをしていることが分かる。

このように、ハンドルとタイヤを独立に制御することで、ハンドル角の滑らかな動きと、正確なライントレースの両立を実現している。

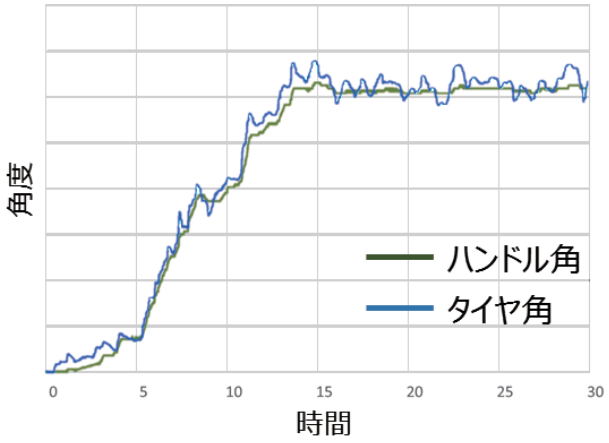


図 10　ハンドル角とタイヤ角の応答性比較

4.2.　ステアリング・オーバーライドのしやすさへの貢献

PP2.0 作動中、例えば落下物を避けようとしたときや並走する車両から距離を空けるためにレーン中央から移動させたいときなど、ドライバーの操作によって車両の動きを修正するステアリング・オーバーライドが行われる。PP2.0 作動中、ハンドルにはライントレース実現のための制御力が常に作用しており、オーバーライド時ドライバーはこの制御力に打ち勝つ操舵力を加える必要がある。そのため PP2.0 作動中においても、ドライバーの操作に対してオーバーライドのしやすい操舵力特性とすることが重要である。

一般的に従来のステアリングシステムでは、路面からの外力やシステムの持つフリクションなどを電動モータもしくは油圧が発生させる制御力によって打ち消すことで狙った操舵力特性を実現している。一方、DAS はハンドルとタイヤが切り離されており、路面からの外力がハンドルへ伝わらない。そのため、操舵力の設計自由度が高く、狙った特性を作りやすいというメリットがある。

PP2.0 作動中の操舵力特性について、右旋回中を例に図 12 の概略図に従って説明する。青点線がドライバー操舵時（PP2.0 機能オフ時）の操舵力特性、赤線が PP2.0 作動中の操舵力特性を表している。旋回状態を維持するためには、ハンドルをあるハンドル角指令に追従させる必要がある。DAS では、ハンドル角指令での操舵力が 0 となるように、ドライバーの操舵時の操舵力特性をオフセットさせている。これにより、ドライバーは旋回中においても直進から切り込むような自然な操舵力でオーバーライドが可能となり、ドライバーへの負担を低減している。

尚、PP2.0 作動状態からオフ状態、即ち完全にドライバー操舵に切り換わるときは、操舵力 0 のオフセットを徐々に減らしてスムーズに状態を移行させることで、ドライバーが自然にハンドル操作をできるようにしている。

このように、ハンドルとタイヤを独立に制御できる DAS の特徴を生かすことで PP2.0 の性能向上に貢献している。

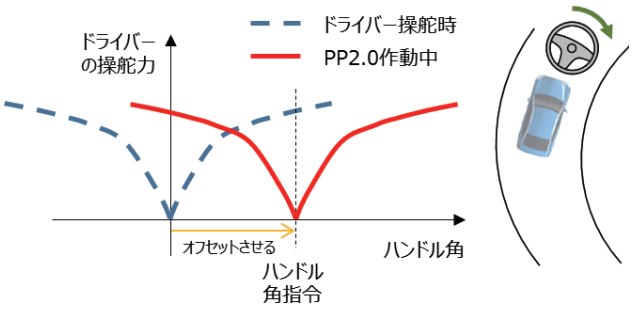


図 12　プロパイロット 2.0 作動中の操舵力特性

5. おわりに

日産は 20 年以上にわたり運転支援技術のパイオニアとして技術革新をリードし、数多くの世界初の技術を開発してきた。

まず ICC で車両の速度と車間距離を制御する技術を確立し、LKS で車両の横運動・ステアリング制御を確立した。これらの技術の蓄積によりプロパイロット 2.0 を開発することができた。さらに、ステアバイワイヤシステム DAS の持つ強みを生かし、ライントレース性や滑らかなハンドルの動きを実現し、ドライバーに与える安心感に寄与することができた。

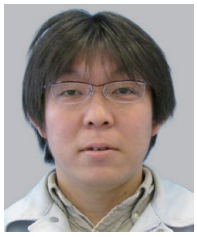
6. 参考文献

1) 定野温ほか：レーンキープサポートシステム、ブレーキアシスト（プレビュー機能付）の開発、日産技報、No. 48、pp. 13-17 (2006)
2) 瀬戸陽治ほか：低速追従機能付 ACC（アダプティブクルーズコントロール）の開発、日産技報、No. 58、pp. 81 (2006)
3) 早川泰久ほか：レーンデパーチャープリベンション（LDP）システムの開発、日産技報、No. 63、pp. 11-14 (2008)
4) 上村吉孝ほか：インテリジェントクルーズコントロール（ナビ協調機能）の開発、日産技報、No. 63、pp. 15-18 (2008)
5) 金岡晃廣ほか：アラウンドビューモニターの開発、日産技報、No. 63、pp. 37-41 (2008)
6) 小林雅裕ほか：ディスタンスコントロールアシストの開発、日産技報、No. 63、pp. 7-10 (2009)
7) 早川泰久ほか：ブラインドスポットインターベンション（BSI）システムの開発、日産技報、No. 72、pp. 6-9 (2013)
8) 菅野健ほか：バックアップコリジョンインターベンション（BCI）システムの開発、日産技報、No. 72、pp. 10-14 (2013)
9) http://www.npo-rjc.jp/commendation/coty_2017.php
10) Hideo Nakamura, et al.: Effectiveness of a Robust Control Method for Automotive Power train Control, IPC-10 paper 99066 (1999)
11) 東又章ほか：ブレーキ付き ACC の車間距離制御系の設計、自動車技術会学術講演会前刷集、No.114-99, 233 (1999)
12) Yoshinori Yamamura, et al.: Development of an Adaptive Cruise Control System with Stop-and-Go Capability, SAE Technical Paper, 2001-01-0798 (2001)
13) 毛利ほか：LQ 制御を用いた車線の自動追従走行の検討 〜第 1 報：直線走行時の制御について〜、自動車技術会　学術講演会前刷集、No.972, 102 (1997)
14) 古性ほか：LQ 制御を用いた車線の自動追従走行の検討 〜第 2 報：曲線走行時の制御について〜、自動車技術会　学術講演会前刷集、No.972, 103 (1997)

著者


谷口　洋平


平　靖久


菅原　直人

特集1：未来を拓く ProPILOT 2.0

4. インテリジェント・インターフェース

餌取　成明 *　　中村　昌平 *　　中園　泰徳 **　　石郷岡　喜代春 **　　前田　健司 **

1. はじめに

本章では、プロパイロット 2.0（以下、PP2.0）において「安心」「快適」を実現する上でキーとなる HMI 技術として、新たに採用したインテリジェントインターフェースについて概説する。主な機能であるインタラクティブ HMI、360° リアルタイム周囲表示、およびドライバーモニタについて詳説し、最後に HMI 検証方法について述べる。

2. プロパイロット 2.0 独自 HMI インテリジェントインターフェース

PP2.0 の高度な運転支援機能を、ドライバーが簡単かつ適切に使えるようにするために独自に開発した HMI が、インテリジェントインターフェースである。いわばインテリジェントな運転支援システムのための、インテリジェントなインターフェースであり、HUD（Head up Display）やメーターディスプレイによる表示、ステアリング・スイッチによる操作、ドライバーモニタによる警報等から構成される。（図 1）

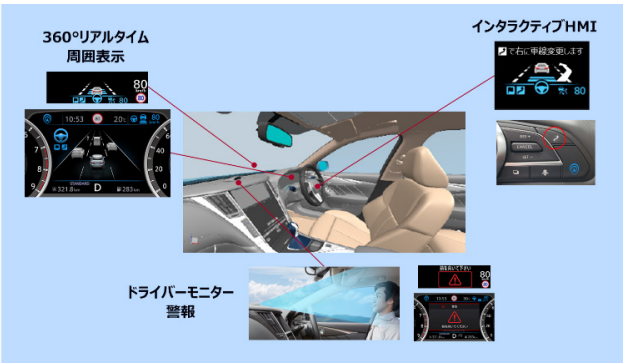


図 1　インテリジェントインターフェース

PP2.0 は、第一世代プロパイロット（以下、PP1.0）の車速・車間・ステアリング制御機能を進化させ、同一車線内でのハンズオフ機能と、分岐や追い越しにおける車線変更支援を行うナビ連動ルート走行機能を新たに備えた運転支援システムである。

同一車線内でのハンズオフ機能が追加されたことにより、システムの作動状態は PP1.0 の2つから3つとなった。車速・車間制御のみを作動している ICC モード、車速・車間制御とステアリング制御の双方が作動しているが、ドライバーは常時ハンドルを把持する必要があるハンズオンモード、車速・車間制御とステアリング制御の双方が作動し、ドライバーが安全を確認しいつでもハンドル操作を行える状態にあることを前提にハンドルから手を離すことができるハンズオフモードの3つである。この3状態を、ドライバーに一瞥で確実に識別させる表示系を構築することが HMI としての課題である。一般に2つの状態を識別させるには、表示要素の ON/OFF を用いるが、3つ以上の状態を識別させることは困難である。我々は、色の違いで識別を促すカラーコーディングを、HUD とメーターディスプレイに表示されるアイコン、インジケーター等の機能表示要素とパーティングラインや背景等の造形表示要素の双方に広く適用し、ICC モードは白、ハンズオンモードは緑、ハンズオフモードは青とすることで、3状態が容易に識別可能となるようにした（図 2）。色覚には個人差があることから、今回採用したカラーコーディングには、色覚シミュレーションにより個人差に配慮した色味を採用している。



図 2　作動状態を示すカラーコーディング

PP2.0 のもう一つの追加機能であるナビ連動ルート走行機能は、ルートに沿った分岐や、前方の低速車両の追い越しの際に車線変更の支援を行うものである。システムが状況を判断し適切なタイミングで車線変更の支援を提案、ドラ

* AD/ADAS 先行技術開発部　　** カスタマーパフォーマンス & 第二車両実験部

イバーが安全を確認し提案を承認することで車線変更の支援が開始される。このシステムからの提案を短時間で確実にドライバーに理解させる表示系、ドライバーの承認を簡単に誤操作なく入力できる操作系を構築することが、ここでの HMI としての課題である。課題解決に際し最も配慮したことは、PP2.0 は運転支援システムであり、常にドライバーは周囲の交通状況を監視、適切に運転する義務があるため、システムからの提案とドライバーの承認が、ドライバーの周囲の交通状況の監視を阻害しないようにすることである。そのため、システムからの提案は HUD にシンプルなテキストとグラフィックスで表示し、ドライバー承認の入力はステアリング・スイッチの中でもっとも視認性と操作性が良いキーに割り当てた。(図 3)



図 3　車線変更支援時のシステム提案とドライバー承認

これにより、ドライバーは周囲の交通状況の監視から著しく視線を動かすことなく、システムからの提案を把握し、引き続き安全確認を行った上で、ハンドルを把持しながら提案を承認することができる。システム提案とドライバー承認が短時間でストレスなく完了すると、ドライバーにとって HMI は、システムからの出力（表示）に対するドライバーの入力（操作）という従来の表示操作の感覚から、システムと対話している感覚へ自然と変化する。このことから、車線変更支援時の一連の HMI を「インタラクティブ HMI」と称し、ユーザーとのコミュニケーションに活用している。

インタラクティブ HMI により、システムとの対話を通して運転が実行される様は、これまでにない新しい運転感覚であり、ユーザビリティの向上にとどまらず UX(User Experience) の観点からも画期的な HMI であると考える。

PP2.0 は新機能の追加のみならず、加減速のスムーズさやレーンキープの安定性等の制御性能も格段に向上しており、極めて高度な運転支援システムとなっている。このようなシステムにおける HMI は、ドライバーの過信・不信、特に過信の防止に最大限考慮する必要がある。具体的には、ドライバーがシステムの能力を正確に理解し、システムの能力の範囲でシステムを適切に使用してもらうことである。そのため、メーターディスプレイにシステムが検知している周囲の交通状況を 360° リアルタイムで表示し、ドライバーがシステムの検知範囲と識別能力を一瞥で理解できるようにしている。(図 4)

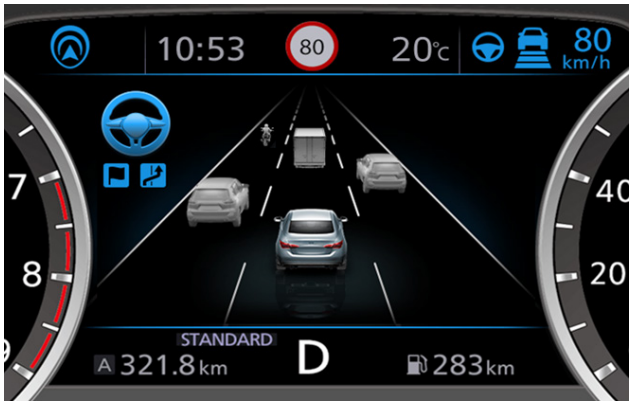


図 4　360° リアルタイム周囲表示の例

さらに、ハンズオフモードで走行中にドライバーが周囲の交通状況の監視を失念することがないよう、ドライバーが前方注視を怠っていないかその状態を判断し、ドライバーに前方注視を促す警報を発するドライバーモニタも備えている。(図 5)







図 5　ドライバーモニタによる前方注視を促す警報

3. HMI の詳細

インタラクティブ HMI、360° リアルタイム周囲表示、およびドライバーモニタについて詳述する。

3.1　インタラクティブ HMI

ナビ連動ルート走行機能における分岐時または追い越し時の車線変更支援では、システムがナビルート、先行車の車速、周囲の交通状況を考慮し、適切なタイミングで HUD およびメーターディスプレイの表示を通して車線変更支援を提案する。(図 6)



図 6　システムからの車線変更支援の提案

HUD では、矢印形状のグラフィクスで車線変更支援の提案を示し、上部のテキストでドライバーの承認を促す。ドライバーの前方視認を阻害することなく、ドライバーがシステム提案を認識できるよう、最小限の表示要素で構成している。同時にメーターディスプレイには車線変更の理由を合わせて表示し、ドライバーが必要に応じて確認できるようになっている。

ドライバーが周囲の安全確認を行った上で、ステアリング・スイッチ (図 3) を押すと、車線変更支援が開始される。このスイッチは、ドライバーがシステム提案を受けて比較的短時間で操作する場合が多いため、視認性と操作性の双方に配慮して、ステアリングの外周に近い上部に配置した。習熟するとスイッチを視認せずに押すことが可能である。

車線変更支援中は、オーバーライドに備えてハンドルを把持しなければならない。そのため、車線変更支援が開始されると、HUD とメーターディスプレイはハンズオフモード (青のコーディング) からハンズオンモード (緑のコーディング) に切り替わり、ドライバーにハンドルの把持を促す。カラーコーディングが最も効果を発揮する場面である。

ドライバーの承認を受け付けてから車線変更が開始されるまでの間、HUD の矢印形状のグラフィックが手前から奥に流れるようなアニメーション表現となり、安全確認を促すテキストメッセージが表示される。システムが方向指示灯を点滅させ車線変更を開始すると、HUD の矢印形状のグラフィックが緑色になり方向指示灯と同周期で点滅し、車線変更が進行中であることをドライバーに伝える。(図 7)

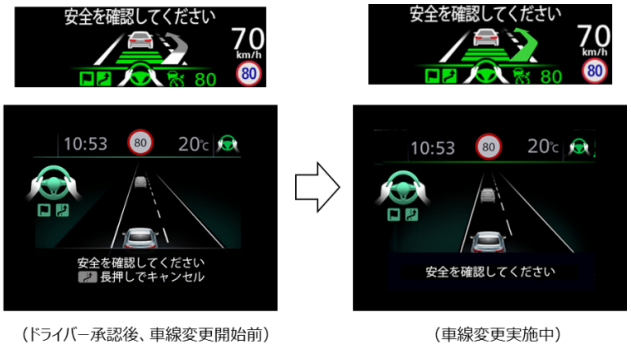


図 7　車線変更支援時の表示

3.2　360° リアルタイム周囲表示

ドライバーにシステムの能力を正確に把握させるため、システムが検知している道路環境と交通状況を 360° リアルタイムで表示する。

道路環境として、自車レーンと左右の隣接レーンの有無、道路境界線の種別 (白実線／白破線／黄色実線、二重線も表示可) を表示している。(図 8)　これにより、3D 高精度地図データとフロントカメラによる、周囲の道路環境の検知能力が、ディスプレイ内の空間に反映されることになる。



図 8　360° リアルタイム表示の例 (境界線種別)

交通状況として、自車レーンと左右の隣接レーンで検知している他車両を車型毎 (乗用車／大型車／二輪車／不明) に表示する。(図 4)　また、ディスプレイ内の他車両の距離

感が、実際の風景と概ね一致するよう表示位置のチューニングを繰り返し、最終的に非線形なスケーリングとなっている。これにより、フロントカメラ、フロントレーダー、サイドレーダー等のセンサー出力をフュージョン処理した他車両の検知状況が、ディスプレイ内の空間に反映される。ドライバーは実空間とディスプレイ空間を見比べることで、システムの検知範囲と識別能力を概観することができる。

ドライバーが様々なシーンを経験するに従い、360° リアルタイム表示を通して徐々にシステムの能力を学習し、ひいてはシステムの能力の範囲で適切にシステムを使用できるようになる。同時に、システムへの信頼感が醸成される。

3.3　ドライバーモニタ

ハンズオフモードで走行中にドライバーが周囲の交通状況の監視を失念することがないよう、ドライバーの顔の向きや目の開閉状態からドライバーが前方注視を怠っている状態を判断し、ドライバーに前方注視を促す警報を発する。(図 5)

ドライバーモニタは、カメラレンズ、赤外光照明 (LED)、光学フィルター、赤外光撮像素子、画像処理回路、汎用演算回路等が一体構成された部品であり、ダッシュボードの中央に撮像面をドライバー側に向けて設置されている。(図 9)



図 9　ドライバーモニタの取り付け位置

赤外光照明 (LED) は不可視領域の波長 940nm の赤外光を周期的に発光し、赤外光撮像素子が同期撮像することで、昼夜問わず様々な光環境においても明瞭なドライバーの顔画像を得ることができる。

撮像されたドライバーの顔画像から顔の器官 (目、鼻、口) をパターンマッチングにより抽出し、顔の器官の大きさや位置関係からドライバーの顔の向きを算出する。さらに、目の周辺部を詳細に解析することで、目の開閉状態を判定する。算出された顔向きが、車両の進行方向に対し、所定の角度以上かつ所定の時間以上逸脱した場合は、前方注視を怠っていると判断し警報を発する。但し、方向指示灯が点灯している場合は、同方向の警報を抑制する。また、目が所定の時間以上閉じている場合や、顔の向きまたは目の開閉が所定の時間以上変化しない場合も、前方注視を怠っていると判断し警報を発する。

4. HMI の検証

運転支援機能の HMI 検証プロセスを紹介する。

4.1　検証項目の検討

ドライバー操作と関係なく、システムから自動で提供される「システム判定が起点となる情報提示」と、ドライバーの操作に応答して提供される「ドライバー操作が起点となる情報提示」のそれぞれについて定めた検証項目 (表1) に基づいて、評価対象のタスク毎に詳細な検証内容を決める。

表 1　検証項目 (大項目)

情報提示の起点	特徴	検証項目 (大項目)
システム判定	ドライバー操作と関係なく、システムから自動で情報提示されるため、気づきにくい	• 情報提示のタイミングに気づけること • 提示情報の内容を理解できること • 正しい行動をとれること
ドライバー操作	操作に対して、システムが応答していることを伝える必要がある	• 操作方法がわかること • 正しく操作できること • 操作完了、制御状態の変化がわかること

4.2　検証方法

検証項目に対して、認知・判断・操作のプロセスのいずれかで負荷がかかるシーンを抽出する。3つの作動状態 「ICC モード、ハンズオンモード、ハンズオフモード」の識別タスクの評価シーン抽出の例を図 10 に示す。

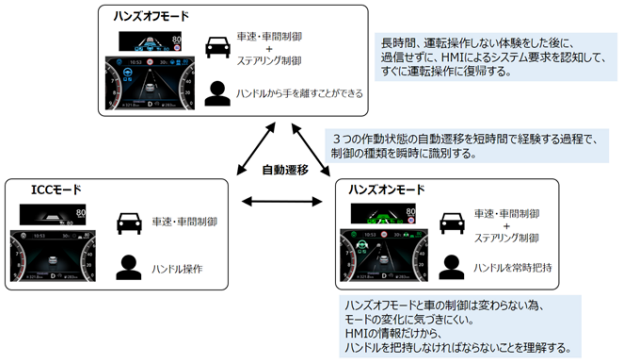


図 10　評価シーン抽出の例：3 つの作動状態の識別タスク

抽出した評価シーンについて、認知・判断・操作を体験できるシミュレーターを構築し、専門家の評価、および一般のお客様相当の実験参加者による評価を実施する。

シミュレーターは、書面で制御と HMI のロジックを表現した机上シナリオと、コックピットと車両の動きを再現したドライビングシミュレーター (以下 DS) の2種類を準備する。

はじめに、机上シナリオを使って、制御と HMI を組み合わせたロジックと、想定されるユーザーの認知モデルとの適合性について、専門家が検証する。(図 11)

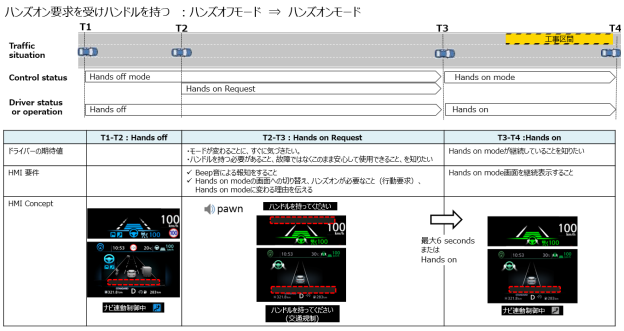


図 11　机上シナリオの一例

次に、机上シナリオ評価を完了した HMI 仕様を、DS を用いて実際の運転体験として再現、専門家および一般のお客様相当の実験参加者による評価を行う。

DS は、前方を注視しようとする動機が自然に生じるように、自車周辺の交通の流れと道路構造等の周辺環境を再現し、PP2.0 の使用による運転負荷の低減、安心感、過信、不信を体感できるように実際の道路を模擬したコースで行う。具体的には、PP2.0 の制御状態に応じた車の挙動とメーター・HUD の情報提供を再現した数十分のドライブを再現している。(図 12)

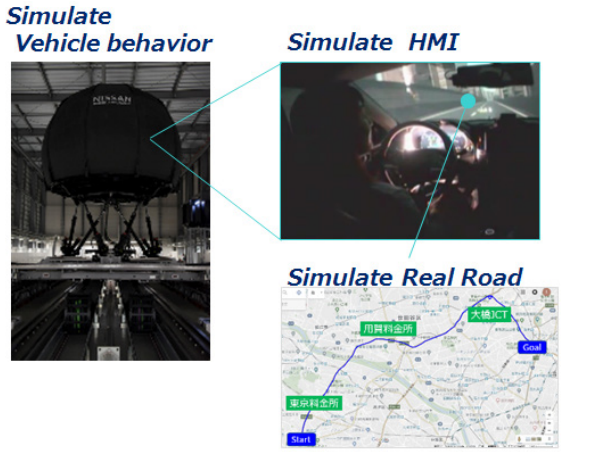


図 12　ドライビングシミュレーターの構成

使用する DS は、車両加速度を呈示するモーション・システムと、映像情報を呈示する映像投影システム、および音や操作系の反力を呈示し、ドライバーの運転席を有するコックピット・システムで構成される。前後方向と左右方向に動く XY 並進装置の上にヘキサポッド (6 軸動揺装置) を備えており、その上にドームおよびプロジェクターシステムが設置されている。ドームの中には、それらと独立で回転するターンテーブルと車両を再現したコックピットを有した構成である。ドームの内側はスクリーン面として構成されており、7 台のプロジェクターにより 360 度の全方位の画像を映し出す。図 13 に DS の構造を、図 14 に制御システムの構成を示す。

ステアリング、ブレーキ、アクセルなどの各種操作系の信号と道路路面状態を車両運動解析モデルに取り込み、計算された操作系のステアリング反力やブレーキ反力をドライバーに呈示する。本 DS は、実車との運転感覚の差異による違和感を低減することにより、運転負荷、安心感、過信、不信など運転中の認知に影響する運転体験を高い精度で再現し、酔いにくく長時間の評価を可能としている。[1)]

① XY に大きいストローク範囲を有しながら高応答で可動する並進装置により、実車の高い加速度を遅れなく感じることができる。

② 大型ドームに 360° 周辺画像を高応答で表示することで、臨場感が高く、映像の遅れによる違和感が少ない。

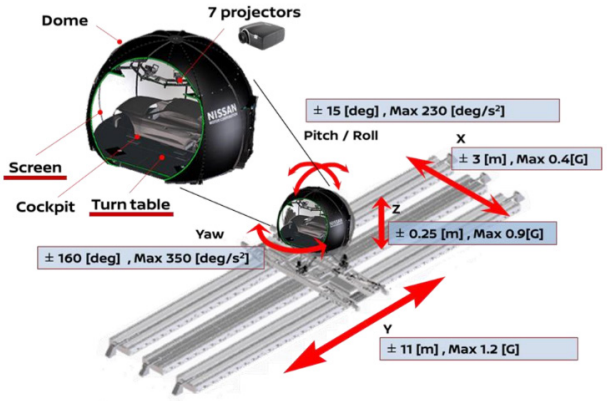


図 13　ドライビングシミュレーターの構造

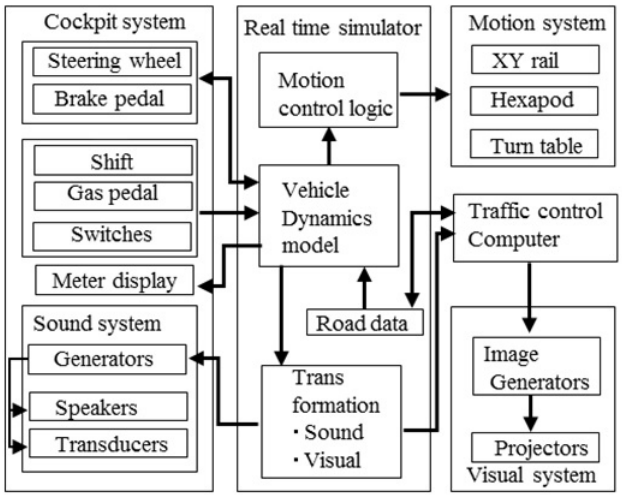


図 14　ドライビングシミュレーター制御システムの構成

DS を用いた評価の例を説明する。

高速道路の出口への連続車線変更を支援するシーンにおいて、システムからの提案に対してドライバーの承認操作を一度で済ませる「一括承認」方式と、車線変更する度に承認操作する「都度承認」方式を評価した。２つの方式とその懸念点（図 15）について、評価するための走行体験を DS 上に再現（図 16）し、運転成績の観察と主観評価を行った。両方式ともに、正しく操作できること、操作性・利便性に不満を感じないことが確認できた。（図 17）

このような評価を繰り返し、HMI 仕様を決定するまでに数百人の実験参加者による評価を実施した。

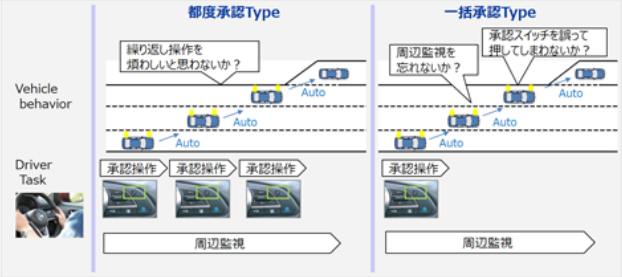


図 15　ドライビングシミュレーター評価の例：出口への車線変更支援の承認タスク

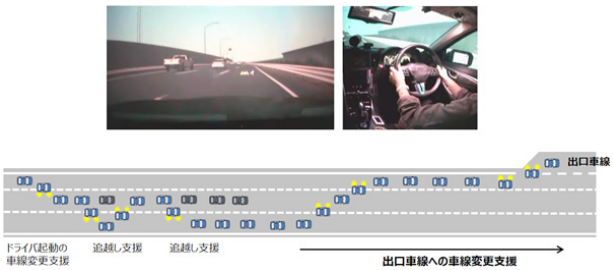


図 16　ドライビングシミュレーター評価の例：再現したシーン

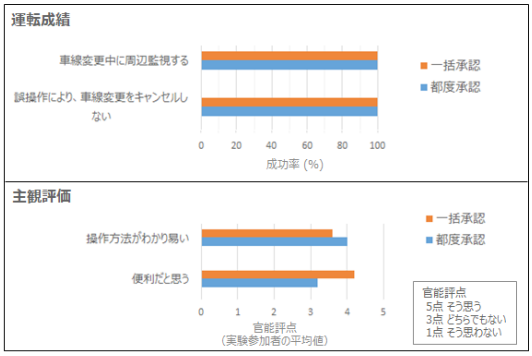


図 17　ドライビングシミュレーター評価の例：評価結果

4.3　検証時期

机上シナリオ評価、DS 評価を活用することにより、設計フェーズで HMI 仕様の検証を実施し、設計仕様の精度を高めている。評価フェーズでは、試作車を使って、表示タイミングの時間等の細部仕様の最適化を実施する。（図 18）

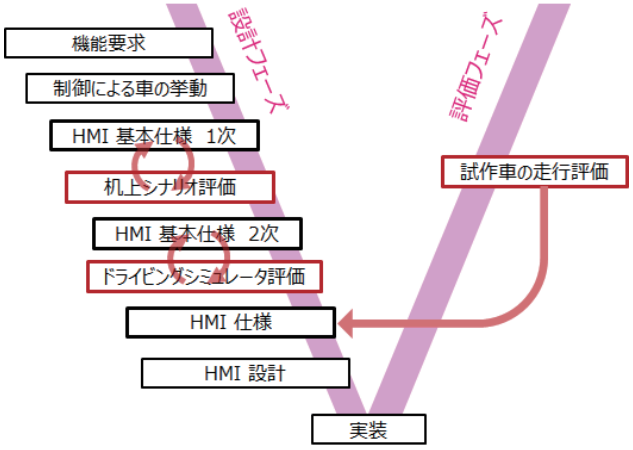


図 18　HMI 検証プロセス

5. おわりに

本章で述べたインテリジェントインターフェースによって、ドライバーはシステムとの対話を通して容易にシステムの状態、能力を把握でき、簡単かつ適切に使うことのできる高度な運転支援機能である PP2.0 を実現した。

6. 参考文献

1)　今村ほか：実車運転感覚との差異を低減したドライビングシミュレーターの開発、自動車技術会大会学術講演会 2018 年度春季大会予稿集　ISSN 2189-4558

著者


餌取　成明


中村　昌平


中園　泰徳


石郷岡　喜代春


前田　健司

特集1：未来を拓く ProPILOT 2.0

5. 信頼できるシステムを支える技術

笹山　貴志 *　　塩野目　恒二 *　　寺西　憲 *

1. はじめに

自動運転の進化に伴い、システムの運転操作支援領域は広がると共にその安全設計がカバーすべき領域も拡大し、その重要性も増している。

プロパイロット 2.0（以下、PP2.0）は、ドライバーによる運転状況の監視のもと、特定の道路環境下においてドライバーのハンズオフでの運転が許容されるシステムである。そのため、従来の運転支援システムに対して求められる安全設計に違いがある。例えば、万が一システムに故障が発生したとき、第一世代のプロパイロット（以下、PP1.0）では、ドライバーがハンドルを持って運転しているため、すぐに運転操作を介入することが可能であった。一方 PP2.0 では、特定環境下でドライバーがハンドルから手を放して運転しているため、システム故障後にドライバーが運転操作を介入するまで、システム側で安全に対処する必要がある。

本章では、PP2.0 において「安心」「快適」を実現する上でキーとなる安全・信頼性設計について解説する。

2. 機能安全設計の考え方

ドライバーが常にハンドルを持って運転する従来の運転支援システムの故障に対する機能安全設計は、重大な危険事象に至る前に素早く故障を検出し、ドライバーに注意喚起すると共に、意図通りに作動しない機能を停止することで安全を担保してきた。(Fail Silent)

一方、PP2.0 の機能安全設計では、故障を検出しドライバーに注意喚起すると共にドライバーが運転操作に復帰するまで、機能を継続するよう設計する。(図 1 Fail Operation)

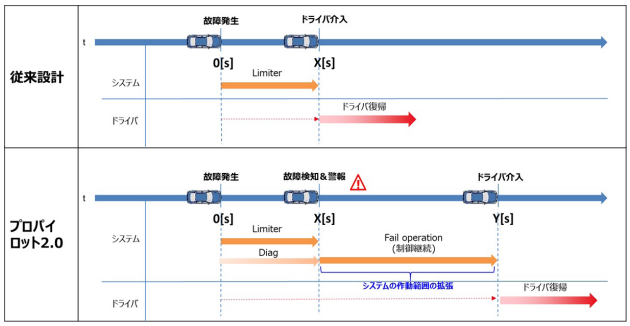


図 1　従来設計とプロパイロット 2.0 の安全設計の違い

故障後も安全に走行するため、システムが継続制御する“曲がる機能”、“止まる機能”、さらにドライバーへ故障状態を知らせる“告知機能”を維持する必要があり、それぞれの機能を冗長にすることで安全を担保する。これらの機能が故障した場合は、故障の影響が及ばないバックアップ系に切り替える安全設計とした。



図 2　従来設計とプロパイロット 2.0 の故障時安全設計

機能冗長を実現するためには、機能を構成する ECU やアクチュエータといったコンポーネントを冗長にする必要があるが、それ以外にも電源や通信ネットワークといった E/E インフラストラクチャを冗長にすることも不可欠である。

尚、冗長構成による機能の継続で重要な設計要件は、主機能系とバックアップ機能系の“独立性の確保”である。そのため、以下の機能安全要求を満足する設計を行った。

1) 1つの故障で両系統が同時に機能不全にならないこと
2) 1系統の機能不全を起こす故障が、他系統の機能不全へ連鎖しないこと

* 電子アーキテクチャ開発部

3. 通信ネットワークアーキテクチャ

ECU の視点では、前述のように“曲がる・止まる”の両機能に対して、複数の ECU からなる冗長系により故障時の機能を担保させるが、安全な車両挙動を確保するため ECU 間の通信ネットワークも同様に冗長性を持たせる必要がある。すなわち、ECU 本体やハーネス等に異常が発生した場合でも、運転支援に必要な一連の信号の流れを途絶させないように通信ネットワークを構築する。これを実現するために満たすべき要件は、大きく分けて以下の 2 つである。

1) " 障害物・白線検出 " → " 指令値演算 " → " アクチュエータ制御 " までの通信経路 (グループ) を複数確保すること
2) これらの通信経路が互いに独立していること

通信ネットワーク設計のために、上記 2 つの要件を更に細かくブレークダウンしたものが以下 4 項目の設計要件となる。

a) 各グループには、検出系 ECU、指令系 ECU、操舵および制動系 ECU が含まれていること
b) 各グループは互いに異なる ECU で構成されること (図 3)
c) 各グループ内の通信は互いに異なるバス上で行われること (図 4)
d) 各グループに属する ECU は互いに異なる上流電源に接続されること (図 5)

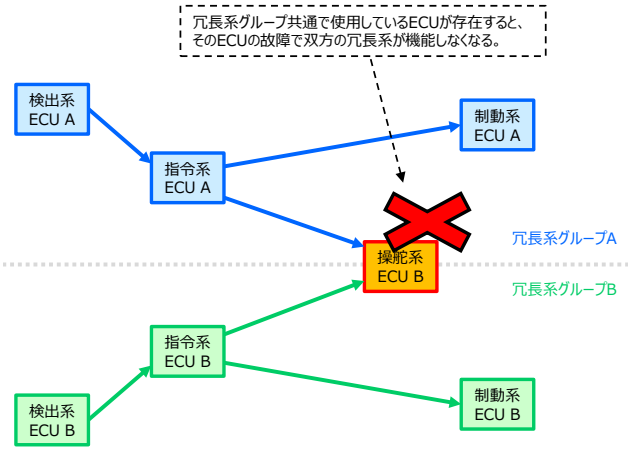
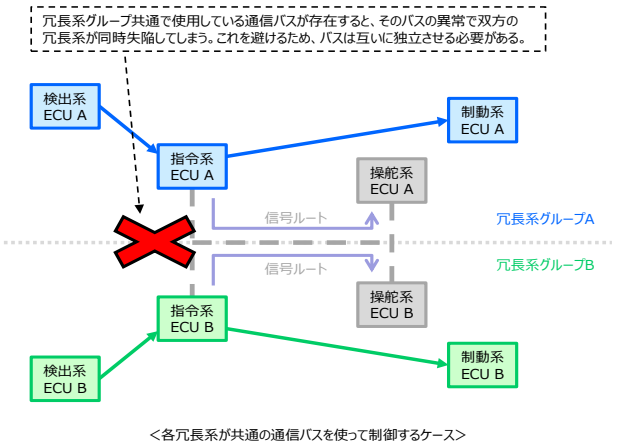
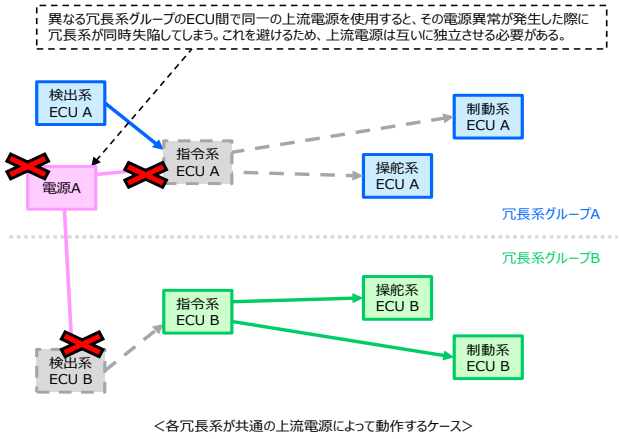


図 3　各グループを構成する ECU に関する要件



<各冗長系が共通の通信バスを使って制御するケース>

図 4　各グループを構成するパスに関する要件



<各冗長系が共通の上流電源によって動作するケース>

図 5　各グループの上流電源に関する要件

これらの要件を満たすように構築した、ネットワークトポロジの概要を図 6 に示す。正常時は、本図に示す全 ECU によって運転支援が行わる。そして、グループ A に異常が発生した際はグループ B にて、またグループ B に異常が発生した際はグループ A によって制御が継続できる通信ネットワーク構成となっている。また、他方のグループの状態監視のため、グループ間を跨ぐ通信バスを設けて双方に発生した異常を即時に検出可能としている。

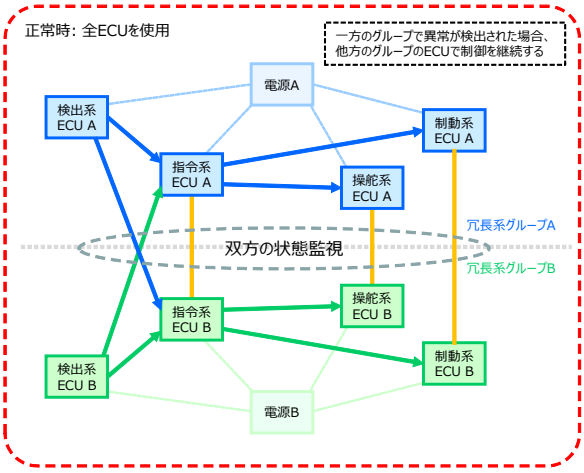


図 6　プロパイロット 2.0 の通信ネットワーク構成

4. プロパイロット 2.0 の電源システム

4.1　電源システムへの新たな要求

PP2.0 は車両の 12V 電源から電力供給を受け動作しており、機能失陥防止のため、電源の維持は非常に重要である。

ドライバーの操作をシステムが代行する場合、「ECU は運転支援に必要な演算処理を常時継続しており、短時間であっても高電圧 / 低電圧の発生が許容されない」、「ドライバーの操作力が無いことから、アクチュエータは従来のアシスト機能以上の電力を消費し、モータの起電力に抗する高い電源電圧を必要とする」といった電源システムへの新たな要求が課せられている。

4.2　電源システムの概要

電源システムは、メインバッテリ、DCDC コンバータ、DCDC コンバータリレー、DCDC 電流センサ、バックアップバッテリ、バックアップバッテリリレー、バックアップバッテリセンサ、およびそれらを接続するハーネスで構成される。(図 7)

車両走行中、バックアップバッテリは車両の 12V 電力網に接続され、車両の電装部品は DCDC コンバータ、メインバッテリ、バックアップバッテリの 3 つの電源の下で動作する。仮にメインバッテリが劣化した状態で DCDC コンバータが故障したとしても、バックアップバッテリが電圧を維持するため、運転支援システムは動作を継続することができる。

バックアップバッテリには、セレナ S-HYBRID などで市場実績も十分ある鉛酸バッテリを選択した。

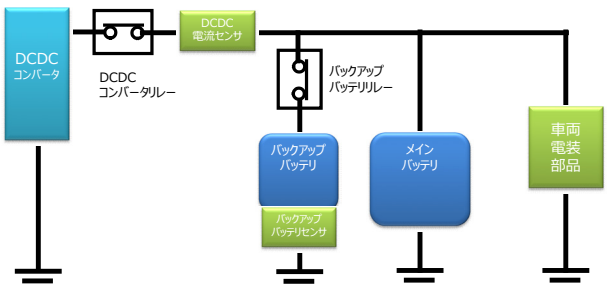


図 7　電源冗長回路構成

4.3　電源システムの課題

電源冗長で重要な構成要素であるバックアップバッテリは、電源故障時に確実な作動が求められるが、頻繁な部品交換や点検などお客様の負担増は避けなければならない。そのため、システム自身がその性能を長期間維持することが要求される。前述の通り、アクチュエータが必要とする電源電圧は高く、バックアップバッテリが劣化した状態では電圧の維持が不可能となるため、バックアップバッテリの劣化抑制方策、正確なバッテリ状態診断方策が必須となる。

一方 DCDC コンバータは、高電圧故障や内部短絡などの故障モード有している。これらの故障モードでは、バックアップバッテリだけでは電源電圧の維持が困難であるため、DCDC コンバータの故障に対する対策も検討した。

以上から、電源システムにおける冗長化の技術課題は以下となる。

1. バックアップバッテリの劣化抑制
2. バックアップバッテリの正確な状態診断
3. DCDC コンバータの短絡・高電圧故障対応

4.4　バックアップバッテリの劣化抑制の方策

バックアップバッテリに、メインバッテリと同じ鉛酸バッテリを単純に用いただけでは同様の劣化の過程を辿る。その結果、メインバッテリの寿命時期と同時期にサブバッテリも寿命となり、バックアップの機能を成さなくなる。したがって、バックアップバッテリは、メインバッテリに比べて長寿命化する必要がある。

通常、鉛酸バッテリに加わるストレスは、バッテリの機能上排除困難な場合が多い。しかし、バックアップバッテリはメインバッテリと異なり、例えば、駐車中の暗電流供給等を行う必要は無く、これによって生じるストレスは回避することができる。このようにバックアップバッテリは、鉛酸バッテリの劣化 / 故障要因を再精査し、その原因となるストレスを緩和する方策をとり長寿命化を図った。ここでは主たる要因である「鉛酸バッテリが低容量状態となるストレス」の排除について紹介する。

まず、バックアップバッテリの回路上流にバックアップバッテリリレーを配置し、駐車中には回路を遮断することで車両の待機電流による放電を防止する。(図 8)

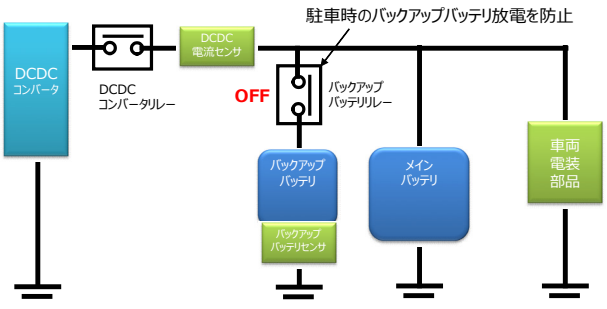


図 8　バックアップバッテリ リレー動作

また、鉛酸バッテリは充電電圧が高すぎても低すぎても寿命低下の原因となるため、DCDC コンバータからの印加電圧がハーネスの電圧降下を含め、双方のバッテリで同等となるようバックアップバッテリをメインバッテリと対称となる位置

に配置した。

これらの方策により、バックアップバッテリが高い充電容量を保持することが可能となり、低容量状態に起因する劣化を抑制することができる。尚、バックアップバッテリリレーは車両の静粛性に配慮し、作動音が発生しない半導体リレーを採用した。

4.5　バックアップバッテリの状態診断

鉛酸バッテリはその化学的、構造的な特性として複数の劣化 / 故障モードを有することが知られている。前述のように、バックアップバッテリはその劣化モードの多くが抑制されるよう管理されており、状態診断が比較的容易な状態にあると言える。一方、外部から観測可能なパラメータは、電圧、充放電電流、および温度と限られ、バックアップバッテリの状態診断を高精度で行うために、より正確に測定する回路構成を採用した。

特にバッテリ電圧について、従来は、バッテリが 12V 電力網と接続された状態で実施せざるを得ないため、発電機や他方のバッテリの電圧の影響、測定対象であるバッテリからの放電による電圧降下などにより、測定誤差が大きいという問題があった。

この対策としてバックアップリレーを OFF にし、車両回路と分離した状態で電圧測定を行うことでこれらの誤差要因を排除した。

4.6　DCDC コンバータ短絡・高電圧故障への対応

DCDC コンバータの短絡故障、高電圧故障時に車両の 12V 電力網から分離するため、DCDC コンバータ - バッテリ間に DCDC コンバータリレーを配置した。(図 9)

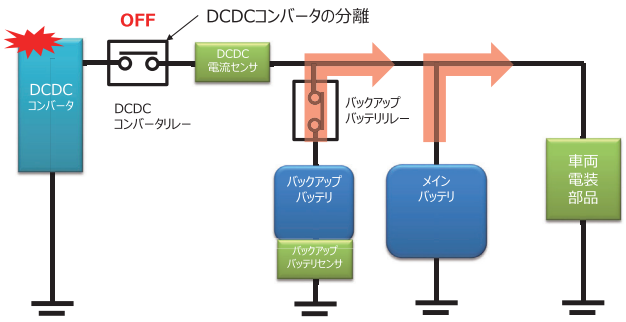


図 9　故障時の DCDC コンバータ分離

この回路構成は、ベースとなる本来の電源機能を阻害することが無いよう配慮した。リレーによる電圧降下を最小限とするため、低 ON 抵抗 / 大通電容量が実現可能、かつ耐久性に優れ、動作音の発生しない半導体リレーを採用した。

尚、バックアップバッテリリレーと DCDC コンバータリレーは、PP2.0 作動中にマイコン暴走等により同時に OFF することが無いよう、それぞれ異なる ECU で制御することで信頼性を高めている。

5. ヒューマンエラーを考慮した安全設計

システムによる走行制御機能がより高度化するに従い、ドライバーのシステムに対する過信や誤認識といったヒューマンエラーに起因する事故リスクが増加する。特に、PP2.0 のようにドライバーによる運転状況とシステムによる運転支援の比重が高い状況の切り替えが発生するシステムにおいては、システム作動状況の認識誤り（モードコンフュージョン）や、ドライバーとシステムの意図の対立を発生させない措置が求められる。

昨今のメディア報道などにも見られる類似システムの事故事例からも、予見可能なヒューマンエラーは未然防止に十分考慮することが OEM の責任として、今まで以上に求められている。

では、どの様に予見可能なヒューマンエラーを分析するかについて説明する。従来、ヒューマンエラーに起因する危険事象シナリオを分析する際は、知見者によるブレーンストーミング手法が用いてきた。しかし、結果の論理性や網羅性の面で論証が難しいという課題があった。

今回 PP2.0 では、ヒューマンエラーに起因する危険事象シナリオを客観的に漏れなく導出するための分析手法を新たに開発した。リスク分析の手順として以下4つのステップで行う。

1. 対象者を特定する (Who)
2. 現象を特定する (How)
3. 対象を特定する (What)
4. 環境を特定する (Where)

この考え方をゴール構造表記法（GSN: Goal Structuring Notation）に倣った記述手法用いて可視化し、論証の客観性を高めた。(図 10)

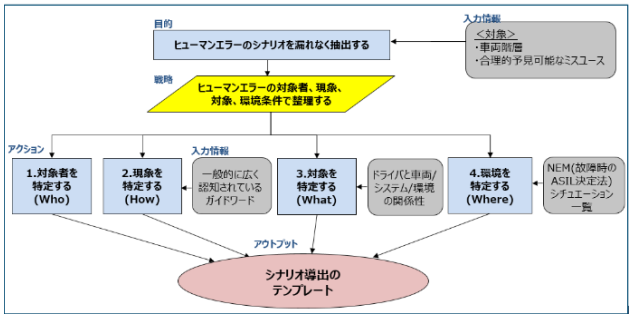


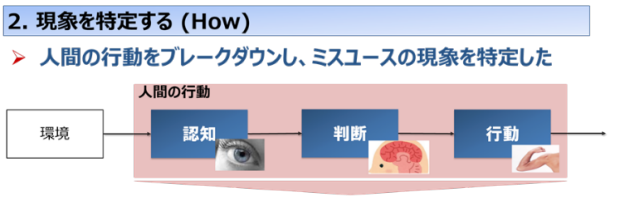
図 10　ヒューマンエラー分析の考え方（GSN）

5.1　対象者を特定する（Who）

まず、ヒューマンエラーを引き起こす対象を特定する。ドライバー、助手席乗員、後席乗員などがある。

5.2　現象を特定する（How）

次に、対象者がどんなヒューマンエラーを起こすのか、現象を特定する。人間の行動を、“ 認知 ”、“ 判断 ”、“ 行動 ” に分解し、それぞれの行動において、発生しうるヒューマンエラーを網羅的に定義し、その中から発生しうる事象を特定した。（図 11）

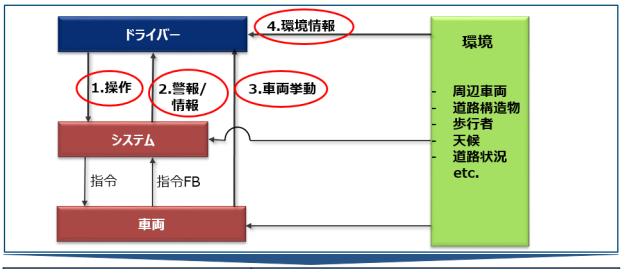


人間の行動	ミスユースの現象	例
認知	1. 無知・理解していない	正確に伝わっていない
	2. 誤認識	情報を見落す、見間違う
判断	3. 判断ミス	先入観や思い込みで判断を間違う
行動	4. ミステイク	意図しない操作をしてしまう
	5. 故意	マナーやルール違反をする
	6. 出来ない	思っているほど出来ない

図 11　ヒューマンエラーの分析

5.3　対象を特定する（What）

次に、ヒューマンエラーの対象を特定する。ドライバーと環境・システム・車両との関係を、STPA の Control structure で表現する。これにより、ドライバーに相互作用を及ぼす対象を網羅的に抽出、その中から対象の絞り込みを行った。（図 12）



ヒューマンエラーの対象	例: 理解していない
1. 操作	“操作の仕方”が、わからない
2. 警報/情報	“警報/情報表示”の意味がわからない
3. 車両挙動	なぜそんな“車両挙動”したのかわからない
4. 環境	“道路標識”の意味がわからない

図 12　ドライバー / システム / 車両 / 環境の関係性

5.4　環境を特定する（Where）

最後に、ヒューマンエラーを起こす環境を特定し、最終的なハザーダスシナリオを導出する。（図 13）

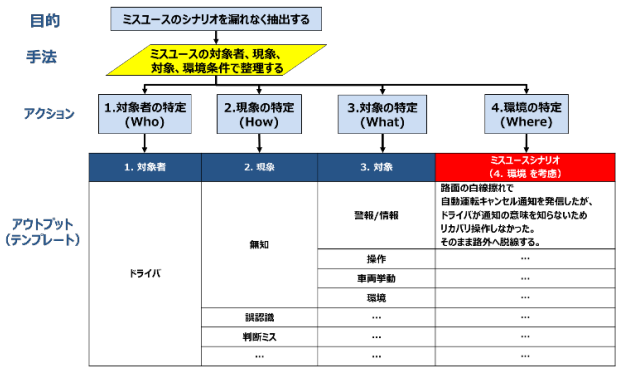


図 13　ヒューマンエラーシナリオの導出

PP2.0 システムに、本分析手法を用いてヒューマンエラーの懸念シナリオを抽出し、安全方策を機能要求に落とし込んだ。

なお、本手法は ISO TC22 SC32 WG8 に提案、2019/1 月に発行された ISO PAS 21448 Road vehicles – Safety of the Intended Functionality に採用されている。

6. まとめ

PP2.0 は、本章に述べた設計手法によって従来の運転支援システムよりさらに高い安全要求を満足する設計ができた。これまでに培った安全設計手法をベースに、PP2.0 固有の要件を導出し、新たな設計をアドオン (追加) する形で安全設計を実現した。これにより複雑な設計を回避すると共に高い信頼性を実現した。

7. 参考文献

1)　ISO26262-1 ～ 10 Road vehicles -Functional safety-

著者


笹山　貴志


塩野目　恒二


寺西　憲

特集1：未来を拓く ProPILOT 2.0

6. 検証のための新しい実験技術

久保田　悠美 *　　佐々木　光次 *　　長江　新平 **　　荻野　健治 ***

1. お客さまに提供する価値とその検証

プロパイロット 2.0（以下、PP2.0）は第一世代プロパイロット（以下、PP1.0）に対して、ポイント・トゥ・ポイントである「車線変更支援を含むナビルート走行機能」と「同一車線内ハンズオフ機能」という、2つの新しい知能化を実現している。

「車線変更支援を含むナビルート走行機能」の実現においては、単一車線上から複数車線へと、より複雑な制御が要求される。車線変更や追い越しなど、交通シナリオがより複雑となるため、シミュレーション技術を用いて多くの交通流条件下で車線変更機能などが正しく作動することを検証してきた。

一方、「同一車線内ハンズオフ機能」を実現する上でのキーとなるのが車両挙動の安心感である。日産自動車ではダイナミックパフォーマンスを、誰でも、いつでも、どんな道路環境でも発揮できる技術を長年積み上げ、お客様から好評を得ている。お客様が「意のまま」と感じるクルマの動きや、クルマの動きの意図を生成する人間メカニズムに関する研究の成果の多くを今回の PP2.0 につぎ込まれている。

ダイナミックパフォーマンス研究から得られた「車をどのように動かすか」という知見を最大限に活用し、加えて、シミュレーション技術を積極的に適用して多くの運転支援システム・安全システムの開発で得てきた技術の蓄積、知能化技術の進化、人間研究の成果を融合させ、単に便利なだけではなく、クルマと人が目的地に向けて対話をしながら協調してドライブができる、そんな関係を築いてもらうために開発を行ってきた。その実現に向けて検討してきた PP2.0 の性能目標設定とその検証結果として、以下の項目について述べる。

・複雑な交通環境における車線変更動作の検証
・乗員の感覚ずれを抑える車両挙動目標設定と検証

2. 複雑な交通環境における車線変更動作の検証

車線変更支援機能の評価には隣車線を走行する他車両との相互関係を含めた網羅的な検証が必要となる。そのため、複数のツールを組み合わせた連成シミュレーション環境を構築することで、交通流、PP2.0 システム（センサ、制御ロジック）および車両挙動の相互作用を再現した（図 1）。　特に、車線変更動作にとっての重要特性である操舵に対するヨー応答の再現性を確保するため、操安性能評価にも用いられる高精度な車両モデルを採用し、センサ、制御ロジック、車両挙動の相互関係を忠実に再現可能とした（図 2）。

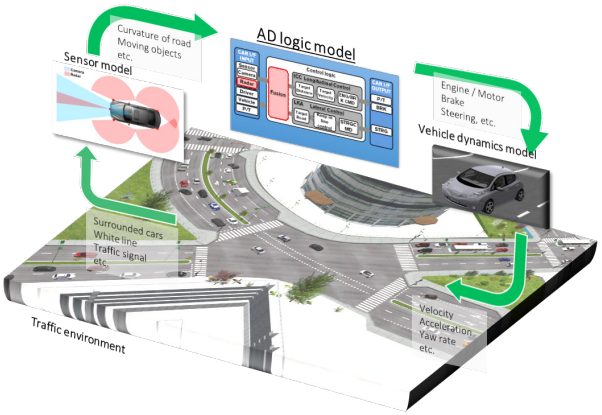


図 1　自動運転用シミュレーションプラットフォーム

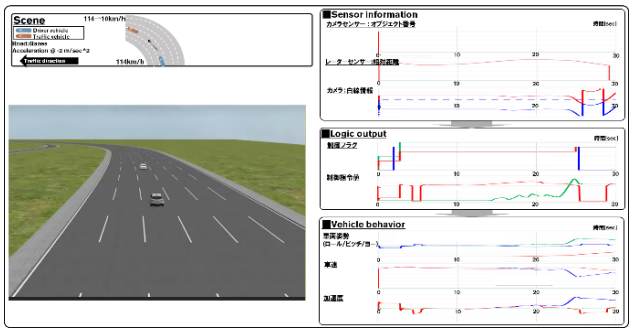


図 2　センサ /AD ロジック / 車両挙動シミュレーション結果

次に、車線変更動作時の複雑な交通環境下での検討事例として、分岐シーンにおけるシミュレーション事例を述べる。

* カスタマーパフォーマンス & 実験技術革新部　　** カスタマーパフォーマンス & 第二車両実験部　　*** カスタマーパフォーマンス & 第一車両実験部

この事例では、市場評価での再現が困難な複数車両が関わる交通流を再現するため、先ず PP2.0 車両の周囲の空間を 9 分割し、最近接する任意位置にバスやトラックなどの大型車両を 1 台ずつ配置（図 3; 2,3,6,7,8）、さらに普通乗用車をその前後の任意位置に 1 台ずつ配置した（図 3; 1,4,5,9）。ここで、普通乗用車については車速や加減速度、車線変更タイミングなどの動的交通流パラメータを複数水準設定している。

実際のシミュレーション評価では、上記前提条件に基づき計 1376 パターンのテストケースを自動生成したが、この中には車線変更を行った際に大型車両の死角から普通乗用車が突然カットインしてくる、というような、PP2.0 車両にとって対応が難しいと考えられるシーンも多数含まれている。

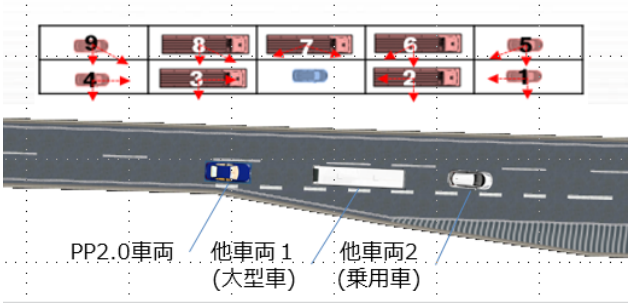


図 3　分岐シーンにおけるプロパイロット 2.0 車両と他車両の配置図

また、シミュレーション結果の処理に関しては、PP2.0 車両と他車両の時系列での相対位置や、相対速度も考慮した TTC (Time To Collision)、さらに設計通りに制御ロジックが動作しているかなどを総合的に判断した結果の一覧を、数分で出力できるようにした（図 4）。

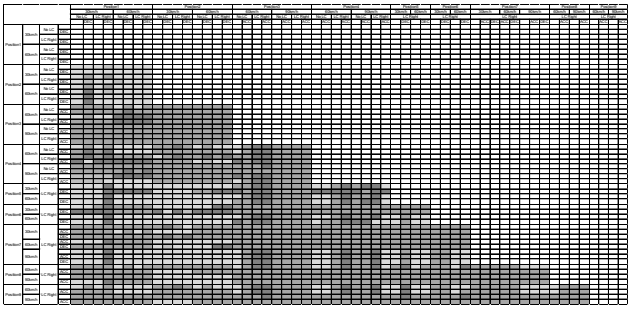


図 4　分岐シーンにおけるシミュレーション結果一覧

このように、従来行われている実車を用いた検証の他にシミュレーション環境を用いた検証も行うことで、任意の道路形状や交通流の条件における車線変更機能作動時の車両挙動を再現し、PP2.0 システムに問題があるかどうか、もしくは問題が起こった際の要因について、より正確な分析と対策の検討が可能となった。

3. 乗員の感覚ずれを抑える車両挙動の目標設定と検証

PP2.0 には同一車線内ハンズオフ機能が搭載されているが、ハンズオフ時のドライバは運転操作を行わないため不随意運動（受動運動）の状態になっていると仮定できる。不随意運動の状況下では、図 5 下のように脳内モデル（内部モデル）での運動推定結果をもとにした動作の補正が行われないため、人が感覚系から得る知覚量（実感覚）と、意識下で行われ知覚されない推定感覚との“ずれ”が発生しやすく、それが感覚混乱を引き起こし得る。ドライバが安心してハンズオフ状態を続けるためには感覚のずれを生じにくい車両挙動を実現する必要があると考えられる。

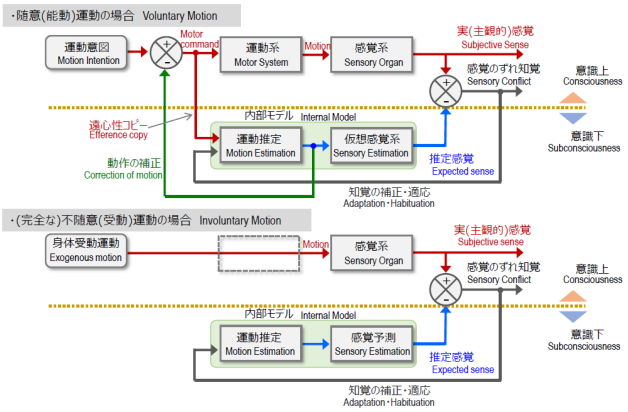


図 5　随意運動／不随意運動時の乗員知覚モデル

日産自動車ではこれまで、乗員の快適性を向上させる車両運動制御について研究を重ねてきた。その中で、車両の操作量だけではなく、乗員の視覚による知覚量や身体挙動に関連する運動知覚量もパラメータとして考慮した上での、最適な車両挙動の探索手法構築に取り組んできた。快適性に寄与するパラメータとしては、視覚情報として知覚されるレーン内での横方向移動速度やステアリング操舵速度、身体に加わる加速度やその時間変化（躍度）などが挙げられる。そこで、これら知覚量を最小限に抑えて人の推定感覚とのずれを生じにくくすることが安心感につながるという仮説を立て、車両挙動の性能目標を設定した。

例として図 6 は、車両運動に関係するパラメータを変化させた際の、車両の横方向加速度および乗員身体の角加速度の時間変化を表している[1]。V0 は運転操作を行うドライバ(随意運動）の快適性向上を仮定し操舵操作量を最小化した仕様、R1 は乗員（不随意運動）の快適性向上を仮定し運動知覚量の1つである身体ロール角加速度を最小化した仕様である。これらの車両挙動は、図 7 のような操舵ロボットやドライビングシミュレーターによりに再現することができる。各車

両挙動に対する社内パネラーによる官能評価の結果、仕様 V0 については動きが滑らかであるものの身体姿勢変化が大きく感じる、仕様 R1 については身体姿勢変化が小さい、並行移動感が高まった、などの主観評価結果が得られている。

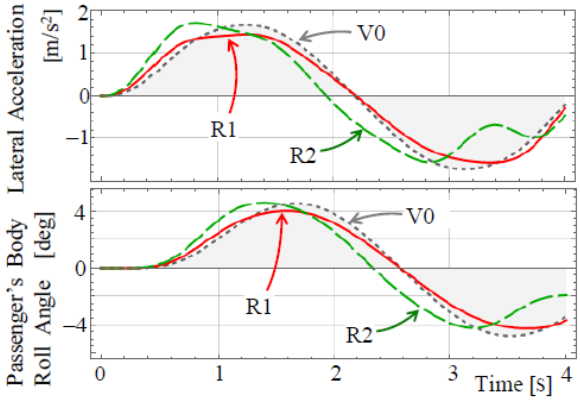


図 6　随意運動／不随意運動下での快適性向上を仮定した車両挙動における横 G および乗員身体角加速度の時間変化

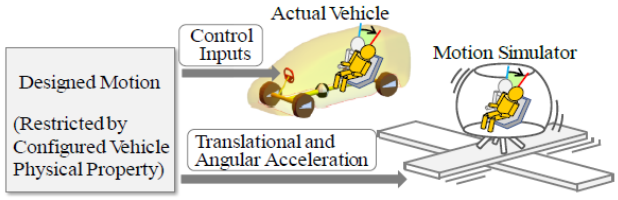


図 7　操舵ロボット・ドライビングシミュレーターを用いた車両挙動評価

次に、乗員が感覚系から得る知覚量の評価について説明する。目標とする車両挙動を実際に開発車両で実現できたかどうかの評価は、テストコースでの走行実験によって行われた。この評価では、実際にこの車両を運転した評価者による官能評価と、乗員知覚モデル（図 5）で乗員への入力とされている実感覚としての知覚量の計測データによる定量評価の両方を用い、新しい性能目標が達成されたかどうかを確認した。日産自動車は高速道路環境での評価が可能なテストコースとして陸別試験場（図 8）を保有しており、ここには複数車線、大R旋回、複合旋回、路面アンジュレーションなどの多様な道路環境に加えて、PP2.0 の機能実現に必要不可欠な高精度地図も整備されている。今回の評価は、このテストコースを熟知したベテランドライバによる運転と PP2.0 による運転とを比較する形で行った。



図 8　日産自動車 陸別試験場

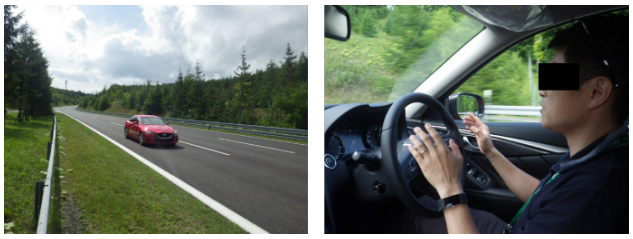


図 9　テストコースでのプロパイロット 2.0 評価の様子

まず初めに、PP2.0 の同一車線内ハンズオフ走行に対して官能評価を行った。その結果、カーブ走行時のステアリング操作開始点が早く修正操舵量が少ない、軌道上を走行しているかのようなドッシリとした安定感がある、滑らかな走行がいつまでも持続できる、という評価結果を得た。

官能評価結果を定量的に裏付ける計測データとして、視覚的な知覚量に関係するレーン内移動速度、ステアリング操舵速度およびレーン中央からのずれ量を比較した結果を図 10 ～ 12 に示す。これらの値の変動幅がベテランドライバによる運転と比較しても小さく抑えられていることから、PP2.0 はレーン中央付近をしっかりとキープ、修正操舵が押さえられており安定感のある挙動を実現できていることが分かる。

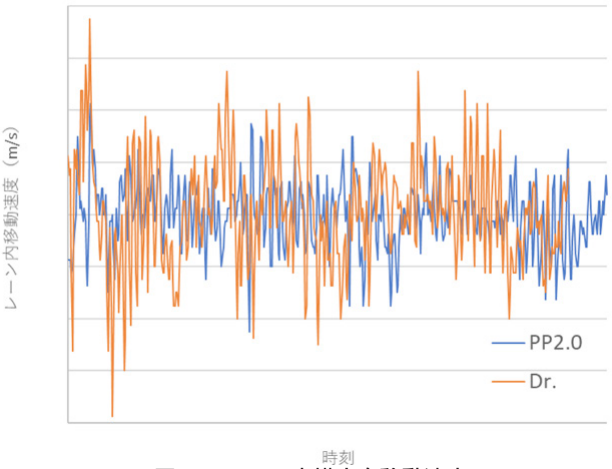


図 10　レーン内横方向移動速度

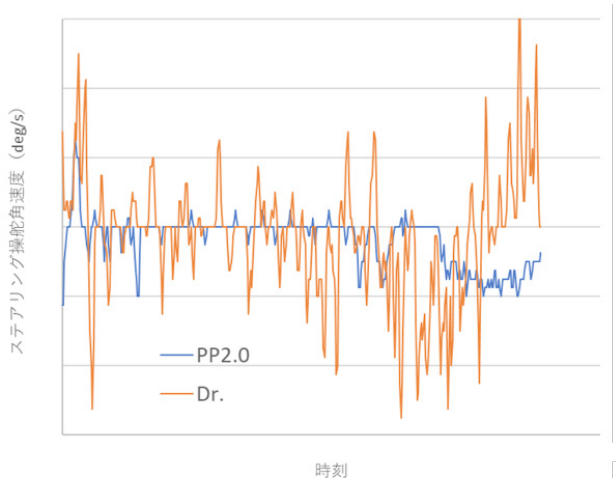


図 11　ステアリング舵角速度



図 12　レーン内横方向移動量

一方、運動知覚に関係する物理量として、S 字型区間走行時の前後方向・横方向の加速度を計測した結果を図 13 に示す。この図では縦軸が前後方向の加速度（加速 G・減速 G）、横軸が横方向の加速度（横 G）を表しており、PP1.0（ハンズオン）を用いた場合、PP2.0 ハンズオフ機能を用いた場合の 2 種類の G-G ダイアグラムを色違いで表している。これらを比較すると、PP2.0 ハンズオフ機能を用いた場合のほうが前後 G の変動にかかわらず横 G を維持しながらの走行時間を長く継続できていること、左右の横 G レベルが同等であり穏やかに S 字区間を走行できていることがわかる。これは、PP2.0 では高精度地図により進行する先のコーナー形状があらかじめ分かっているため、コーナーに進入する手前から緩やかな減速を行うとともに、滑らかに横方向の車両制御へとつなげつつコーナーを通過できていることを表している。

以上のように、PP2.0 では乗員の感覚混乱の原因となり得る視覚的知覚量および運動知覚量が小さく抑えられる車両挙動を実現できていることを確認した。

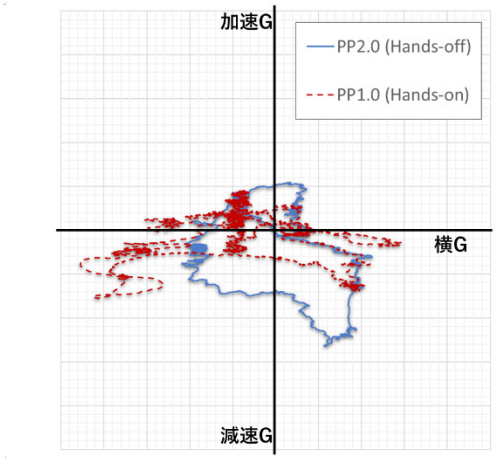


図 13　S 字型区間走行時の加減速 G・横 G（G-G ダイアグラム）

4. プロパイロット 2.0 走行による疲労低減効果の検証

最後に、乗員知覚モデル（図 5）において乗員から狙い通りの出力が得られているかどうか、すなわち感覚ずれを生じずに乗員に安心感を与えられているかどうかを検証するため、実際にお客様がこのクルマを走らせる市場の環境下（公道）で、長距離走行時の PP2.0 による疲労低減効果を評価し、データから“楽である”ことを確認した。

過度の肉体的、精神的活動によって生じた大量の活性酸素は細胞を傷つけ、傷ついた細胞から疲労因子（Fatigue Factor：FF）が誘発される [2]。疲労因子によって脳は疲労状態となり、自律神経機能の変調といった症状が出る [2]。自律神経の状態は交感神経と副交感神経のバランスを示す LF/HF や、自律神能全体の活動の大きさを示す CCVTP によって評価が可能であることから [3]、今回の実験ではこれらのパラメータを導出できる心拍変動を測定することで PP2.0 の疲労低減効果を評価することにした。

心拍変動の測定

本実験ではポータブルの心拍計（MF100、村田製作所／疲労科学研究所製，図 14）を使い心拍変動を測定した。測定した心拍変動データをサンプリングレート 100Hz の R 波間隔（R-R interval：RRI）に変換し、パワースペクトル密度関数を求め、その後交感神経系の亢進を反映する LF 成分（low frequency components, 0.04 – 0.15Hz）と交感神経系および副交感神経系の亢進を反映する HF 成分（high frequency components, 0.15 – 0.4Hz）を算出し、LF 成分を HF 成分で除すことで LF/HF を求めた。また、LF 成分と HF 成分の和の平方根を R 波間隔の平均値で除すことで CCVTP を求めた。さらに年齢や性別の影響 [4] を除外するため、年代、性別ごとに測定した 1 万人以上の CCVTP データ、および各群の人口比率をもとに CCVTP を偏差値化した [5]。



図 14　MF100



図 15　走行ルート

走行条件

本実験は、図 15 に示す 167km の区間で実施した。実験参加者は事前に下りドライバと上りドライバに振り分けた。下り、上りとも中間地点として日本坂 PA に立ち寄った。実験参加者は PP2.0 の ON 状態と OFF 状態で 2 日に分けて走行し、初日にどちらで走行するかは実験参加者間でカウンターバランスを取った。PP2.0 ON 走行中は、緊急時を除いて極力 PP2.0 モードを維持し、渋滞や工事区間等により一時的に OFF になった場合は通過後即座に ON に戻すよう指示した。設定車速は 100km/h 上限とし、安全な範囲内で設定車速の変更や追い越しは許可した。PP2.0 OFF では車速 100km/h を目安に、普段通りの運転をするよう指示した。

実験参加者

本実験は、日産自動車 (株) 実験倫理委員会の審査を受け、承認を得た方法で実施している。実験参加者は 30 ～ 60 代の男女 13 名 (男性 11 名、女性 2 名) で、内 2 名については SAE の定義する自動運転レベル 1 以上の機能を日常的に使用していた。

また、実験参加者には、走行前日の深酒や夜更かし、走行当日の朝食の欠食、走行開始 1 時間前以降の喫煙や水以外の飲食は控えるよう指示した。

手続き

実験準備完了後、下り実験の出発点である足柄 SA までの運転は下りドライバが行い、このとき走行条件 (PP2.0 ON または OFF) は適用せず自由に運転した。足柄 SA 到着後 15 分の休憩を取り、実験を開始した。最初に安静閉眼状態の心拍変動を 2 分間記録した。心拍変動測定中オーディオ類は消音し、発話、大きな体動、深呼吸等しないよう指示した。その後、その日の走行条件に従い日本坂 PA まで走行し、到着後すぐに心拍変動を測定し、完了次第浜名湖 SA に向かった。浜名湖 SA 到着後、同様にすぐに心拍変動を測定し、下りドライバの実験を終了した。浜名湖 SA にて 30 分の昼食後、1 時間のレストタイムを設けた。レストタイム中、上りドライバは喫煙および水以外の飲食は控えるよう指示した。レストタイム終了後、浜名湖 SA をスタート地点として下りドライバと同様の手続きを行った。なお、中間地点の日本坂 PA 区を境に、走行の前半区間と後半区間に分けてデータを分析することとした。

結果

LF/HF および CCVTP の結果を図 16, 17 に示す。LF/HF は常用対数でデシベル変換した。走行条件 (PP2.0 ON, PP2.0 OFF) × 走行区間 (前半区間 , 後半区間 , 全区間) についてそれぞれ 2 要因の反復測定分散分析を行った結果、LF/HF に関しては交互作用 ($F = 8.96$, $p < .01$) が、CCVTP に関しては走行条件の主効果 ($F = 9.21$, $p < .05$) が有意であった。

LF/HF の交互作用について下位検定を実施した結果、走行条件の単純主効果が前半区間において認められ ($F = 7.84$, $p < .01$)、また走行区間の単純主効果が PP2.0 ON ($F = 4.02$, $p < .05$)、PP2.0 OFF ($F = 3.55$, $p < .05$) ともに認められた。一方 CCVTP について走行条件の単純主効果を見た結果、全区間においてのみ有意であった ($F = 7.05$, $p < .05$)。以上の結果より、PP2.0 ON は PP2.0 OFF と比べ、前半区間の自律神経バランスが有意に鎮静傾向であり、一方 CCVTP は全区間で見たときにおいてのみ自律神経活動の大きさに有意差が現れることが示された。

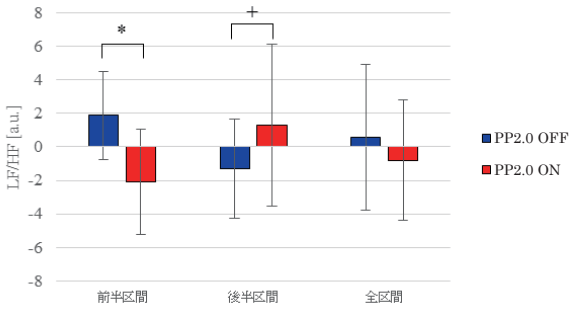


図 16　LF/HF の比較

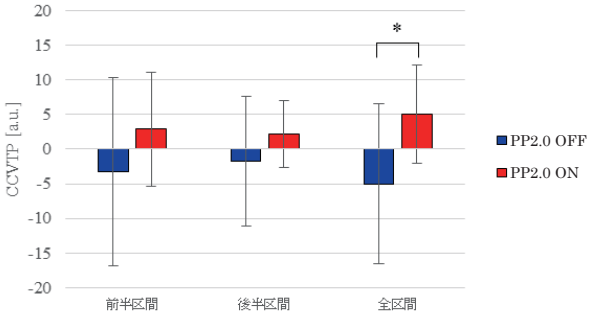


図 17　CCVTP の比較

CCVTP の結果から (図 17)、PP2.0 機能の使用によって疲労が低減したと解釈できる。また前半区間、後半区間とも全区間同様 PP2.0 ON の CCVTP が高い傾向が見られることから、疲労は前半区間から蓄積し続けており、全区間走行したところで有意な差として現れたと推察できる。一方 LF/HF を見ると、PP2.0 OFF は前半区間が、PP2.0 ON は後半区間が興奮傾向にある (図 16)。LF/HF の上昇は交感神経系の亢進あるいは副交感神経系の抑制によって起こり、交感神経系が長時間亢進し続けると疲労に繋がるとされている[3]。このことから、PP2.0 OFF では前半区間で交感神経系が亢進し疲労蓄積に繋がり、後半区間は副交感神経系が亢進し疲労蓄積の程度が抑えられたと考えられる。一方 PP2.0 ON では前半区間で疲労の蓄積が少なかったため、相対的に後半区間の LF/HF が上昇したと考えられる。

以上の結果から、PP2.0 機能を使用した長距離走行では、通常の運転による走行時よりも疲労の蓄積が抑えられている傾向を確認できた。これは、PP2.0 がどのような交通環境下であっても安心感のある車線変更動作を行い、乗員にとって違和感のない快適な車両挙動を実現できたことの結果であると考えられる。

5. まとめ

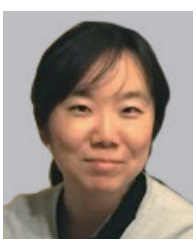
これまで述べてきたように、日産自動車の実験技術は、PP2.0 の車の挙動がどうあるべきかについて、ダイナミックパフォーマンスの視点、制御技術の視点、更には人間科学の視点から目標を設定し、評価を行った。その結果として、多くのお客様や自動車評論家から、単に便利な機能というだけではなく、「相棒」とまで表現していただく高いレベルに到達することができた[6] [7] [8]。

これらの結果は、日産自動車の長年の実験技術の蓄積によるところが大きく、一朝一夕に実現できるものではない。先に紹介した世界最大級のドライビングシミュレーターだけではなく、MILS、HILS の台上実験システムチェーンや走行車両統合計測技術、大量データ分析技術などの総合力をもって得られた成果であることを最後に付記したい。

参考文献

[1] 牧田光弘 , 松下晃洋 , 草柳佳紀 , 三浦雅博 : 乗員の快適性を向上させる車両運動の探求 , 自動車技術会論文集 Vol.50, No.5, p. 1349-1354 (2019)
[2] 渡辺恭良 : 疲労の科学・脳科学と抗疲労製品の開発 , Japanese Journal of Biological Psychiatry, 24(4), (2013)
[3] 倉恒弘彦 : 日本における疲労の現状と客観的疲労評価法 , ストレス科学 , 32(4), pp. 271-282 (2018)
[4] 倉恒弘彦 : 疲労度の判定処理システム , JP5491749B2 (2009)
[5] 小泉淳一 : 自律神経機能年齢の判定システム及び判定方法 , JP5455071B2 (2011)
[6] 中谷明彦 :WEB CARTOP (公開日 :2019/08/30) https://www.webcartop.jp/2019/08/419804/
[7] 青山尚暉 :DIME (公開日 :2019/10/31) https://dime.jp/genre/797355/
[8] 会田肇 : レスポンス (公開日 :2019/11/22) https://response.jp/article/2019/11/22/329031.html

著者


久保田　悠美


佐々木　光次


長江　新平


荻野　健治

特集2：成長する e-POWER

1. 電気駆動の魅力の拡散

渋谷　彰弘 *　　中島　敏行 **

1. はじめに

日産自動車は、2016 年に、100% エンジンで発電し、100% モーターで走行する電動システム“e-POWER”を日産ノートに搭載し、日本市場に投入した。その後も、継続的に e-POWER 搭載車種を追加し、日産の電動化戦略において、e-POWER は環境性能と走りを両立するサステナブルな技術として、電気自動車（以下、BEV[*2]）と両輪を成す位置付けにある。この特集では、e-POWER の生い立ちや価値、技術的なチャレンジ、今後の発展などを網羅的に解説する。

2. 電気駆動を普及させることへの確信

CASE に先駆けた日産の電動化・知能化戦略

日産自動車が、技術開発戦略として“電動化・知能化”の検討を始めたのは 2005 年頃であり、その後 2010 年の日産リーフ投入に先立ち、その戦略を社外に公表した。CASE といわれる今の時代では、どの自動車会社においても当たり前のことに見えるが、図 1 に示す通り、電動化・知能化の軸となる技術は、BEV と自動運転であり、当時としてはかなり挑戦的なものであった。電動化に関しては、徐々に電気駆動の比率を高め、最終的には“100% 電気駆動“とすることを意図していた。

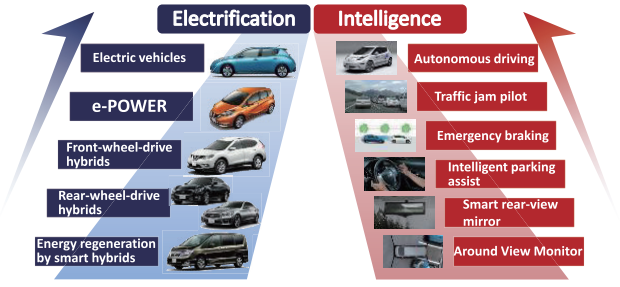


図 1　電動化・知能化戦略 .

エネルギーソースを換えても共通のモーター駆動

e-POWER 誕生の背景には、BEV の普及を後押しする取り組みとして進めていた“発電機能を持つ EV[*1]”の研究開発がある。日産自動車では、図 2 に示す通り、電動化による究極の低炭素社会を実現していく上で、さまざまなエネルギー源を想定し、水素を燃料とする直接水素型燃料電池技術（H2 FCEV）、Bio 燃料を改質して発電に用いる改質型燃料電池技術（e-Bio Fuel-Cell）と、ガソリンを燃料とする内燃機関で発電するシステムの研究開発を行ってきた。いずれも、100% モーターで走るために、BEV で磨いていく技術をベースに、エネルギーソースの選択肢を広げることを狙っていた。

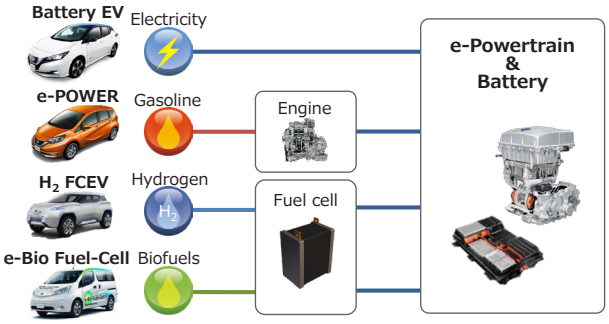


図 2　100% モーター駆動システムのエネルギー選択肢

これらの候補の中で、H2 FCEV や e-Bio Fuel-Cell は、将来に向けた大きなポテンシャルを持つものの、普及拡大させるには更なるコスト低減やインフラなどの利便性向上を進めていく必要があった。

一方で、エンジンで発電するシステムの場合、レンジエクステンダー EV のように、大容量の EV 用バッテリーを用い、エンジンで補助的に発電して航続距離を延ばす方式が考えられる。実際、図 3 に示す通り、2010 年投入のリーフの製品開発と並行して、レンジエクステンダー EV の先行開発を行っていた。

* パワートレイン・EV プロジェクトマネージメント部　　** 先行車両開発部

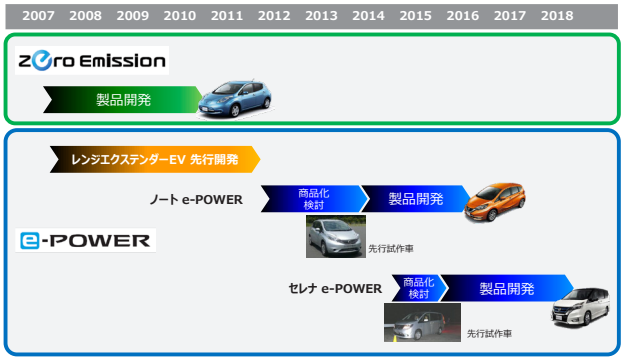


図３　BEV と e-POWER の開発の歴史

その後の e-POWER の実用化に向けては、リーフで開発した BEV の制御技術に加えて、ここで開発したエネルギーマネジメントや音振技術がベースになっているが、それだけではなく、後述のバッテリーの高出力密度化など新たなブレークスルーが必要であった。

リーフで磨きあげた日産 EV のレスポンスと滑らかさ

BEV を本格的に普及させる上で重要なことは、もちろん航続距離や充電の利便性であり、それを現実的な価格で提供できるかどうかである。日産では、それに加えて、モーターで走ることの力強いレスポンスや気持ち良い滑らかさを極めることで、一度乗った人をファンにしてしまうことを目指した先人たちがいた。とにかくクルマの形でシステムや制御の良さを表現し、乗った人を納得させる力があった。

事実、2010 年にグローバル販売を開始したリーフは、モーター駆動による走りの気持ちよさや、１クラス上とも感じられる静粛性が非常に好評であった。特に、当時の一般的な BEV がカートのように前後に振動しながら加速していたのに対して、非常に激しいアクセル操作をしても、クイックな加速と減速で滑らかにクルマを動かすリーフの優位性は明らかであった。リーフを試乗して降りてくる人たちがみな笑顔であることを ”リーフ スマイル ” と社内で呼んでいた。

3. 日本のメインモデルでの e-POWER の実用化

EV-ness[*3] を目指す開発のスタート

ノート e-POWER の投入を決めた 2014 年頃、日本のコンパクトマーケットは競合のハイブリッド車が大きなシェアを持っていた。そこに、後発で電動化技術を投入するには、単に燃費を追求するだけではなく、他社とは違う何か分かりやすい特徴が必要であった。日産の電動化戦略を担う e-POWER に、この誰にでも分かる特徴として、日産リーフの走りの良さ ”EV-ness” を付与することを目指して開発をスタートした。

レンジエクステンダーとは異なるチャレンジ

e-POWER のシステムを図４に示す。基本は、BEV に発電用のエンジンを追加したシンプルなものであり、システム構成としては、前述のレンジエクステンダー EV と類似しているが、それとは大きく異なる点がある。レンジエクステンダー EV は、BEV と同様にモーターに必要な電力を基本的にバッテリーから供給するのに対して、e-POWER は、常用域では BEV と同様にバッテリー電力でカバーし、モーターの高出力が要求される高負荷の場面では、エンジン発電の電力で補うコンセプトである。よって、レンジエクステンダーに対して小さなバッテリー容量を可能としており、車両搭載に有利なバッテリーの小型化も可能となる。

一方、BEV と同等のレスポンスを実現するたには、必要な電力をできる限り素早く供給する ‘ 応答性 ’ が求められるため、バッテリーの内部抵抗を下げて高出力化することが求められる。よって、e-POWER の特性を活かすバッテリーは、従来に比べ、高出力密度を実現するブレークスルーが必要であった。

また、100% 発電するシステムであるため、発電するエンジンの効率が極めて重要であり、e-POWER に特化した形でそれを高めていった。最高効率点での定点動作については、以降の記事で詳細に解説するが、そのような特有の動作において、音振性能や排気性能を成立させることも新たなチャレンジであった。

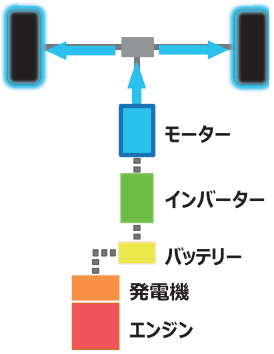


図４　e-POWER システム .

e-POWER のシステム構成においては、実際に駆動するモーターと発電するエンジンは機械的に分離されている。従って、常にリーフと同じ EV-ness を実現することは容易と考えられるが、前述の通り、バッテリーとエンジン発電という二つの電力を足し合わせた状態で最大出力が得られるシステムの構成上、エンジンの発電に遅れがあればモーターの応答に遅れを感じる。逆に、常に出力できる状態にするためにエンジンを運転させ続ければ、EV-ness は損なわれ、燃費も悪化させる傾向がある。このような多くのトレードオフを解くことがレンジエクステンダー EV とは異なる大きなチャレンジであった。詳細は、以降の記事で解説する。

1.2L のエンジンでセレナを走らせる

次なるチャレンジは、ノートに比べて大型なセレナで EV-ness を実現することであった。そのためには、当然必要なトルクと出力は高くなる。表 1 の基本仕様に示すように、搭載車種に応じてモーターの出力とトルクを最適化しているが、それを同型式のエンジンとモーターで実現するために、組み合わせるバッテリーのセル数とインバーター電流の変更を行う、いわゆるモジュラー設計を行った。

		 NOTE	 SERENA	 KICKS
モーター (EM57)	最高出力	80 kW	100 kW	95 kW
	最大トルク	254 Nm	320 Nm	260 Nm
エンジン (HR12)	最高出力	58 kW	62 kW	60 kW
バッテリー容量		1.5 kWh	1.8 kWh	1.5 kWh

表 1　第 1 世代 e-POWER の基本仕様

ノートに比べてセレナのほうがバッテリー比率の高いシステムとしているが、前述の通り、エネルギーとパワーのマネジメントにより EV-ness を実現することがチャレンジであり、この実用性を確認するには、シミュレーションのみでなく、実際の車両でのフィーリングの評価が極めて重要となる。しかし、開発途中のセレナを公道で評価することはできないので、貸切りができる深夜の箱根ターンパイクに、開発中の車両を何度も持ち込み、そのフィーリングや実用性を確認した。“1.2L のエンジンでセレナを走らせる”という構想は、プレゼンテーションの資料では理解し難いものであるが、繰り返し実施されたテスト走行を通じて、ミニバンにおける EV-ness を最適なものに磨き上げていった。最終的には、深夜のターンパイクで関係する役員も含めて試乗し、その乗り味を体感して決断した。

乗れば欲しくなる e-POWER の乗り味

これらのブレークスルーに挑戦しながら、分かりやすい EV-ness を目指して開発を進める中で、e-POWER の投入を決定する際に重要だったことは、開発しているエンジニアや社内関係者が試乗すると、すぐにその良さや違いを体感でき、前述のリーフスマイルと同様にその技術に納得し、欲しくさせる分かりやすさであった。燃費はクルマの購入を決める上で重要な要素であるが、それ以上にこのクルマの乗り味を如何にお客さまに伝え、購入動機につなげるかという議論に移っていった。お客さまに是非伝えたいベネフィットは、以下の３つであった。

・電気自動車のようなリニアでスムーズな加速感
・1 クラス上の静粛性
・クラストップレベルの燃費

実際、ノートとセレナの投入を決めるまでに、社内関係者を集めた試乗会は 20 回近く実施され、モノで証明する圧倒的な説得力を持って、狙い通りに社内関係者に自信を付けていった。

以上のように、EV-ness をつくり込むこと、それに適切なエネルギーマネジメントとパワーマネジメントを施すことが、e-POWER 開発の難しさであり面白さでもある。詳細は以降の記事に委ねるが、これまでに経験したことのないトレードオフ検討や判断基準など、一つ一つがチャレンジの開発であった。

4. 日産ブランド構築への貢献

電動化・知能化から発展した日産ブランド戦略

日産のブランド戦略では、Innovation for excitement（新しい発想でワクワクを）がお客さまに提供したい価値であり、Brand Promise である。

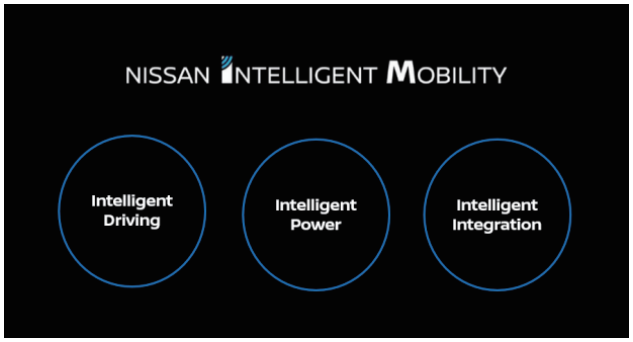


図 5　日産インテリジェントモビリティ

更に、それらをより競争力のある形で展開するためのブランドの Differentiator（差別化要因）として、Nissan Intelligent Mobility(以下、NIM) を標榜している。NIM とは、将来を感じさせるイノベーションの総称であり、図 5 に示す 3 つの要素から成る。３つの要素は並列で表記されているが、前述の電動化 (Intelligent Power) と知能化 (Intelligent Driving) が進化した上で、それらが統合された価値を生み出す (Intelligent Integration) というコンセプトから、つまり、電動化・知能化戦略を発展させた形で NIM を構築している。

技術による日産ブランドの強化

NIM の Intelligent Power では、電動化技術により、もっとダイナミックな運転体験を提供し、クリーンで静か、もっとパワフルな日産ユニークな運転の楽しみを加速させたいと考えている。図 6 に示すように、e-POWER は、これを実現しお客さまに提供できる一つの技術である。また、前後輪モーター駆動で新しい運転体験を提供する e-4ORCE や、アクセルペダルで減速も行う e-POWER Drive や e-Pedal は、100% モーター駆動の電動化技術と極めて親和性が高く、EV や e-POWER と共に、ユニークな運転の楽しさを提供している。



図 6　インテリジェントパワーのコア技術

以上のように、e-POWER は、これまでも日産のブランド構築を支えるひとつのキー技術であったが、今後も技術の革新によってお客さまに新たな価値を提供し、ブランドの強化に貢献していく。

5. 世界中のお客さまへ届けたい

第 1 世代 e-POWER でのセグメント No.1

図 7 に示す、第 1 世代 e-POWER のラインアップにおいては、乗っていただいたお客さまに、BEV と共通する走りのフィーリングをすぐに感じていただき、購入動機や購入後の満足度につながっている。主に評価いただいたポイントは、以下の 4 点であり、開発の狙い以上のものであった。

・電気自動車のようなリニアでスムーズな加速感
・1 クラス上の静粛性
・クラストップレベルの燃費
・アクセルペダルで加減速できる新しい運転感覚

販売実績としては、ノートが 2016 年 11 月に 30 年ぶりの国内販売 No.1 となり、その後も、ノートとセレナがそれぞれセグメントでトップの販売を記録した。2021 年 1 月時点、ノートとセレナｅ -POWER の累積台数で 44 万台であり、その後のキックスについても順調な販売推移を示している。



図 7　e-POWER 第 1 世代のラインアップ

第 2 世代 e-POWER での更なる EV-ness への挑戦

更に、2021 年にフルモデルチェンジを迎えた新型ノートは、進化した第 2 世代 e-POWER システムを搭載し、e-POWER 専用モデルとして誕生した。これは、e-POWER をあるべき方向に正常進化させたものであり、力強さ、スムーズさと静かさを進化させ、より EV らしいフィーリングを実現している。そのために、システムを構成するモーター、インバーター、バッテリー、エンジンすべてを改良し、出力とトルクの向上だけでなく、燃費の向上も図っている。エンジンの動作頻度の低減、動作タイミングの最適化や、ロードノイズに応じてエンジン動作させる新しい制御によって、より静粛性を高めている。電動 AWD モデルも設定し、緻密な制御による新たな価値も提供している。

BEV と e-POWER を両輪とするパワートレイン戦略

前述の通り、e-POWER は、BEV と共に日産のパワートレイン戦略の両輪を成す。技術としては共に発展できる部分が多く、部品や制御技術を共用できるという合理性と、モジュール的な構成の自由度により、広くセグメントや地域をカバーできるポテンシャルを持つ。いずれも、100% モーター駆動のシステムとして、共通の運転感覚、静粛性、そして、高い環境性能を目指していきたい。



図 8　パワートレイン電動化戦略の両輪

6. おわりに

地球環境問題に世界的の関心が高まる中、自動車業界は、100 年に一度と言われる大きな変革の時代に直面している。このような状況下にあっても、筆者らは、地球環境にやさしい燃費性能や排気性能の実現は当たり前のこととして、シームレスにクルマを走らせる楽しさや気持ちよさを、多くのお客様に提供していきたいと考えている。その実現に向けて、ノート、セレナ、キックス、そして今回の新型ノートと、e-POWER の搭載車種拡大を進めている。今後も、電動駆動の魅力の拡散によって、世界中のお客様がリーフスマイルを体感できるよう挑戦していきたい。

用語解説

*1 EV　：電気モーターのみで走行するクルマ
*2 BEV　：バッテリーの出力のみで走行する EV
*3 EV-ness　：電気モーター駆動らしい、静かで力強く滑らかな走りのフィーリング
*4 EV 走行　：e-POWER において、エンジン停止状態でバッテリーの出力のみで走行すること

著者


渋谷　彰弘


中島　敏行

特集2：成長する e-POWER

2. システムの特徴と今後の発展

仲田　直樹 *

1. はじめに

日産リーフの走りの良さを備えることを目指し新規開発した100%エンジンで発電し、100%モーターで走行する電動パワートレイン e-POWER について、システムの概要、さまざまなトレードオフを高次元で成立させてつくり込んだ BEV*1らしさと新しい価値、それを実現するシステム設計、今後の拡大について紹介する。

2. 100%モーターで走行する e-POWER のシステム

e-POWER のシステムは、駆動モーター、インバーター、リチウムイオンバッテリー、充電器で構成される BEV のシステムに対し、駆動系をそのままに、パワーソースであるバッテリーの容量を大幅に削減、エネルギー補充用の充電機能を取り去り、それらの代替として発電専用ガソリンエンジンと発電機を追加した 100%エンジンで発電し、100%モーターで走行するわかりやすいシステム構成である。e-POWER は 100% モーターで走行するクルマとして BEV と共に EV*2 と定義でき、走りの良さは BEV そのもの、発電専用エンジンはタイヤとは切り離されているため、最良燃費の領域を集中的に使うことで燃費向上が図れるなど多くの自由度と可能性を持つ電動パワートレインである。

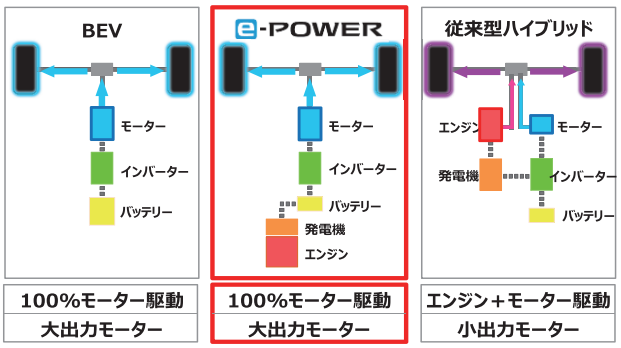


図 1　e-POWER システム .

ノート　e-POWER のパワートレインの外観を図2に示す。エンジンは発電専用のため、かならずしも駆動モーター近くに配置する必要はないが、コンパクトに既存のエンジンルームに収めるため、極力一体化する方法をとった。

エンジンと発電機は増速ギヤを介して、駆動モーターとドライブシャフトは減速機を介してそれぞれ連結されるが、これらの２つのギアセットを1つのギヤボックス内に収め、駆動系、発電系のコンポーネントを一体化して搭載。駆動モーター用のインバーターと発電機用インバーターは同じ筐体におさめ、車両に取り付けた。バッテリーはコンパクトに設計し、前席シート下に配置。このようにすることでコンパクトカーノートのプラットホームに e-POWER のシステムを搭載できただけではなく、ガソリンエンジン車と変わらない居住性と積載性を実現できた。



図 2　e-POWER 外観

e-POWER のシステムはメインコントローラーである VCM (Vehicle Control Module) により制御される。VCM は MC (Motor Controller)、GC (Generator Controller)、BMS(Battery Management System) および ECM(Engine Control Module) と連携し、常に最適な発電によるエネルギーマネージメントと駆動力制御を司る。

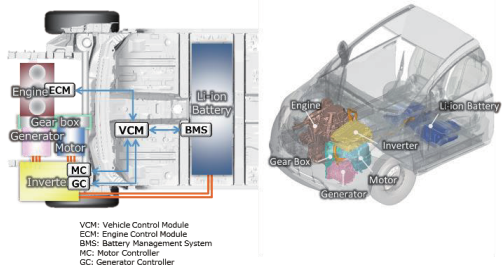


図 3　システム構成とレイアウト .

* パワートレイン・EVプロジェクトマネージメント部

3.BEV らしさの実現と新価値へのチャレンジ

EV-ness[*3]　- Smooth, High Response, Quiet -
走りと両立する燃費　- Top level fuel economy -
e-POWER Drive　- Easy driving –

いつでもどこでも反応のいい BEV の走りを実現するむずかしさ

e-POWER は、低回転で最大トルクを発生し、変速機構をもたないという 100％モーター駆動ならではの特徴を活かし、リーフで培った日産独自のモーター制御技術（駆動系のねじれ共振に対応したモーター制振制御）を用いることでアクセルの踏込みに対して遅れなく、力強くリニアかつスムーズな加速を実現している。これは従来のハイブリッドシステム車とは全く異なる非常に大きなメリットであり、e-POWER の最大の特長となっている。

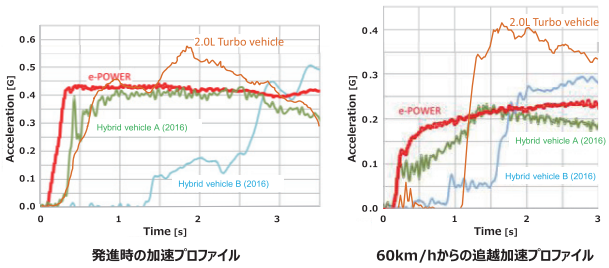


図４　100%モーター駆動のスムーズな加速 .

いつでもどこでもこのような優れたパフォーマンスを得るためには、エネルギーを供給するバッテリーとエンジンの出力分担、発電制御が重要になる。さまざまな加速のシーンでバッテリーエネルギーの使い方、エンジン始動タイミング、駆動力特性を最適化することで実現した。詳細は記事３に記載する。

BEV のような静粛性の実現と定点運転

エネルギーを供給し、貯めるエンジン発電制御は駆動系とは独立して制御できるため、それを活かしてBEVのような静粛性を実現している。実際には低車速域ではエンジンを積極的に停止させ、比較的高い車速域では走行騒音によってエンジン騒音がマスクされるようなエンジン回転で極力発電することをメインコンセプトとし適合した。しかしながら低車速での走行が続くような場合、バッテリーのエネルギー量は下がり、エンジンをかけて発電する必要があるが、そこでの工夫は、発電時は最良燃費率、かつノートの走行負荷で120km/hに相当する比較的大きな出力2400rpm×76Nm、19kWという一定の回転、負荷の運転点（定点運転）で一気に発電することでエンジンの運転時間を短く、停止している時間を長くしていることである。このようにコントロールすることで、車速25km/h以下では、エンジンを約90％停止させることができたが、この定点運転での背反と認識していたのは、今までのガソリン車ではなかった車速とエンジン回転が連動しない違和感とEV走行[*4]と高い回転でのエンジン定点運転走行のギャップの大きさだった。前者は市場でも受け入れられe-POWERの特徴となっている。後者はノートで市場から得たデータ、知見を活かしセレナ、キックスと進化、改良を重ねている。これについても記事3で記載している。その他の静粛性を支える技術については記事5で紹介する。

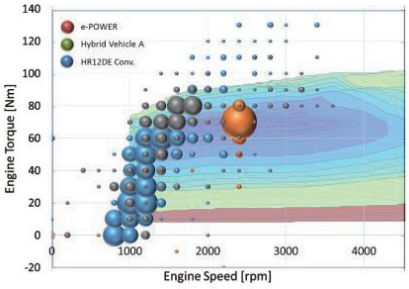


図５　エンジン動作点頻度 .

定点運転で燃費をかせぐ

この定点運転を基本とした発電制御により走行に必要なエネルギーを最良燃費点で極力発電することでクラストップレベルの燃費も達成している。発電制御は動力、運転性、音振、排気、熱、暖房、ブレーキ負圧、部品保護、診断などのさまざまな要求に対し許容される範囲内で最も燃費の良い動作点を選ぶよう設定されている。燃費観点での詳細は記事４で紹介する。

減速エネルギー回収性能への追及　e-POWER Drive

e-POWER の提供した新しい価値には、運転することがラクで楽しくなるアクセルだけでクルマを操る新感覚の運転操作、e-POWER Drive がある。初代リーフ開発時、減速エネルギー回収はブレーキと協調した回生を主軸として進めていたが、更なる効率的なエネルギー回収を求めてモーターのみで強回生するワンペダルシステムに着手していた。この強回生のシステム開発のポイントはアクセル操作に対する運転性の違和感、いくらエネルギー回生量が多くても使ってもらえない扱いにくい強回生モードは意味がない、そして滑りやすい路面での安定性と制動力限界に対するマージンの設定である。初代リーフでは ECO-B レンジでモーター回生による減速 G を 0.08G までとしたが、そこで取り組んでいた減速のエネルギー回生制御をさらに進化させ、車速、アクセルペダルの戻し方、路面とタイヤのスリップ率によって回生電力を最適に制御することでガソリンエンジン車の約３倍の減速度を発生させ、アクセルペダルの踏み戻しだけで加速から減

速までを意のままに行うことが容易にできる運転性を実現した。これにより、ノート e-POWER のシステムでは電動車両では常識とされていた協調回生システムを採用しなかった。このようにして日常運転の約 7 割の減速をアクセル操作だけでカバーでき、アクセルとブレーキペダルの踏み変え頻度を大幅に低減すると共にエネルギー回生量を増やし、ドライビングプレジャーと燃費を同時に提供する e-POWER Drive が生まれた。

4.BEV らしさを実現するシステム設計

e-POWER はシンプルなシステム構成ゆえに信頼性が高く、システムを構成するコンポーネントもリーフやエンジンと CVT で構成される従来のノートのものを共用しているため、高い品質レベルを確保している。

BEV と共用しているのは、駆動用モーター、インバーター、12V 供給用 DCDC コンバーター、減速機などのコンポーネントだけでなく、高電圧安全、システム起動停止のシーケンス制御や駆動力制御など、技術の共用性も高い。このことから BEV 同様、自動運転などの知能化技術との親和性にも大きなメリットを持っている。

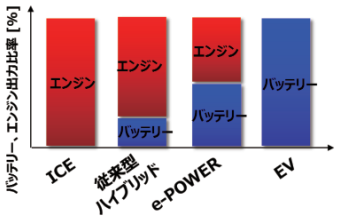


図 6　バッテリー出力とエンジンの出力分担

一方で BEV の性能がエネルギー源であるバッテリー性能への依存度が高いことと同様、e-POWER の性能はバッテリーの出力、容量などの性能に加え、もうひとつのエネルギー源であるエンジンによる発電性能に大きく依存する。図 6 に駆動パワーの分担のイメージを示す。e-POWER のバッテリー出力は BEV の略半分、残りはエンジンにより賄っている。一方、回生エネルギーを回収するだけではなく、EV 走行時間を長くするために必要なバッテリー容量は、他のハイブリッドに対して大きいものの、BEV の 1/30 程度の 1.5 ～ 1.8kWh である。e-POWER のシステム設計においては、駆動モーターのスペックだけでなく、車両のコンセプトに合わせたバッテリー、エンジンの出力およびそれらの比率を適切に選定することが大事なポイントである。

図 7 に示すように代表的な走行シーンではバッテリーからの供給電力のみで走行することができ、大きな駆動力が必要なシーンでは発電機の供給電力と合わせることで力強い加速を実現している。また、逆にバッテリーのエネルギーがなくなってエンジンによる発電電力のみとなっても十分な走行性能が確保できるような構成になっていることがわかる。車両に求められる駆動パワーに対しバッテリーとエンジン発電のパワーバランスを最適設計することで、リーフのモーター、および従来のノートのガソリンエンジンを流用することが可能となった。

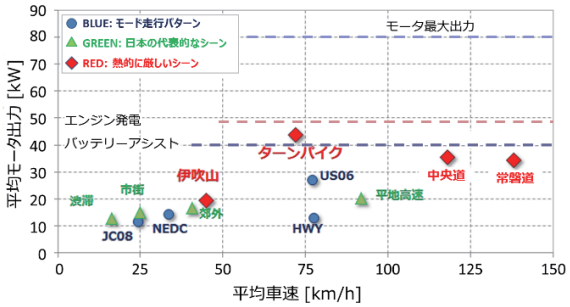


図 7　エネルギー消費と供給のバランス .

従来のエンジン依存のハイブリッドに対して大型モーターを用いること、バッテリーの出力、容量を大きくすることで性能はより BEV に近づいていくが、システムコストは高くなり、質量は増加し、レイアウトの成立性も厳しくなっていく。このため、電動コンポーネントのコスト低減、軽量化や一体化、連結構造のシンプル化が必要なだけでなく、車両と一体となったレイアウト効率向上など各課題解決の推進が必須である。また、コンポーネントスペックにおいてはこれらの得失を勘案して、各車両コンセプトに合わせた適切な組合せ選定をすることが重要である。

5. e-POWER の今後の拡大

コンパクトカーのノートとミニバンのセレナが同一の EM57 型モーター、HR12 型エンジンを共有しつつ、バッテリーの容量だけを変えることで必要な性能を満足できていることからわかるように e-POWER では各コンポーネントの汎用性は広く、その構成からモジュール的なシステム展開が可能で、駆動性能、発電容量、バッテリー容量の組合せでさまざまなセグメント、ボディタイプのモデルへの適用の可能性をもっている。同モーター、エンジンの組合せはさらにコンパクト SUV のキックスでも共有されている。

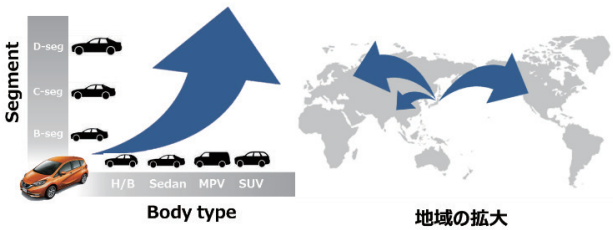


図 8　e-POWER の今後の拡大 .

e-POWER の 100% モーター駆動の走りの良さは大変高い評価を頂いており、さら平均車速が低く、渋滞路の多い日本市場では e-POWER の特徴であるエンジン最良燃費点での発電＋モーター走行による静かで燃費の良い走りが好評である。一方でグローバル市場に販売を拡大していくうえでは、更なる燃費の向上、排気対応に加え、海外環境を考慮した高速、高負荷運転への対応を進める必要がある。e-POWER の持つフレキシビリティはそれぞれの地域での使われ方、カスタマーニーズに合わせたシステム選定や適合が可能であり、大きな可能性を秘めている。また、今後の拡大においては 100%モーター駆動の e-POWER であることで実現でき、価値を高めることができる電動 AWD 化も欠かせない。その電動 AWD システムの技術的方向性については記事５で紹介する。

6. おわりに

e-POWER はシリーズハイブリッドの１つであり、駆動システムをリーフと共用し、発電システムのエンジンも既存のガソリンエンジンと共用していることから BEV 技術、エンジン技術の双方の進化に基づいて継続的に強化していくことができるシステムである。

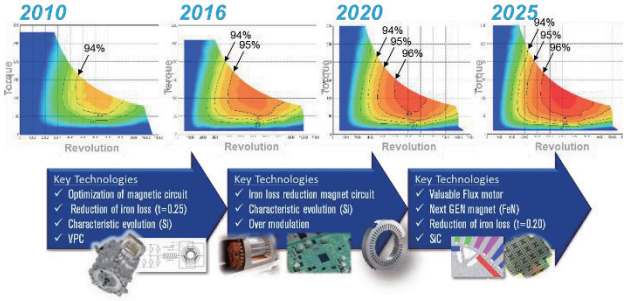


図 9　電動コンポーネントの技術進化 .

今後、電動コンポーネントでは高効率領域の拡大、高速運転での効率向上が、エンジンでは更なる熱効率の向上が見込まれている。加えて、e-POWER においてエンジンは発電専用であり、運転点が絞れるため、従来エンジン以上に効率向上のポテンシャルがあると共に定点運転の効率や排気性能に特化することで、エンジンをシンプル化できるなど、e-POWER の構成だからこそ可能となる進化に今後も取り組んでいく。

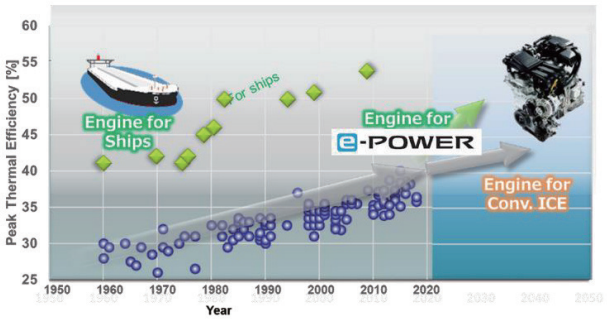


図 10　e-POWER 専用エンジンの技術進化 .

用語解説

*1　BEV　　：バッテリーの出力のみで走行する EV
*2　EV　　：電気モーターのみで走行するクルマ
*3　EV-ness：電気モーター駆動らしい、静かで力強く滑らかな走りのフィーリング
*4　EV 走行：e-POWER において、エンジン停止状態でバッテリーの出力のみで走行すること

参考文献

1)　渋谷彰弘ほか：”Development of a brand new hybrid powertrain for compact car market “, 25th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology (2016)
2)　木村誠ほか：新型ハイブリッドパワートレイン「e-POWER」、自技会、Vol.72、No.9 (2018)

著者



仲田　直樹

特集2：成長する e-POWER

3. EV-ness を創り出すシステム技術

羽二生　倫之 *　　坂上　永悟 **　　伊藤　知広 **　　風間　勇 ***　　小坂　裕紀 ****

1. はじめに：e-POWER の目指す EV-ness

e-POWER は EV※1 の高出力なモーターによる気持ちよい走りをより多くのお客さまに楽しんで頂けることを基本コンセプトとして、開発を進めてきた。本章では、発電のためのエンジンを積む e-POWER における、EV-ness※3 具現化の技術について解説する。

日産自動車における EV-ness の Key Elements は、以下の 3 つである。

- Quietness：エンジン車にない圧倒的な静粛性
- Smoothness：ショックの無い滑らかな加速、減速フィール
- High Response：ドライバ操作に遅れなく反応し、かつ、操作量に的確にリンクするトルク特性

上記の性能を達成する方策として、e-POWER では、バッテリーとエンジンの電力供給をコントロールするエネルギーマネージメントと、モーター駆動らしいトルク特性を実現するパワーマネージメントの両システム制御を開発した。

Quietness の要素では、発電要求によるエンジンの始動 - 停止のタイミングとその作動音の違和感を無くすエネルギーマネージメントが重要である。また、Smoothness と High Response の要素では、ドライバ要求に忠実なモータートルク指令の演算と、そのトルク指令に応じた電力をエンジンおよびバッテリーから最適に供給するパワーマネージメントとエネルギーマネージメントが重要である。

本章では、e-POWER システムの基本制御機能であるエネルギーマネージメントとパワーマネージメントについて説明する。

2. e-POWER のシステム制御の概要

図 1 に e-POWER のシステム制御の概要を示す。e-POWER のシステム制御は同じモーター駆動車両である、BEV ※ 2 をベースとしており、駆動力を演算するパワーマネージメントは BEV と同じ制御を使用している。電力量マネージメントを行うエネルギーマネージメントは、バッテリー関係は BEV と共通であり、エンジン + 発電機は e-POWER 固有の追加制御ブロックである。BEV の場合は、上記のエンジン + 発電機の代わりに充電システムが組み込まれている。

駆動力演算部であるパワーマネージメントを実績のある EV のものを活用しているため、リーフの開発で培った、滑らかで高応答の駆動力特性を e-POWER でも実現している。

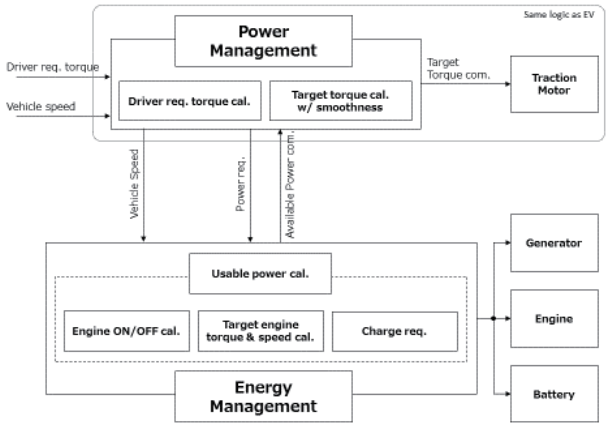


図 1　e-POWER システム制御概念図

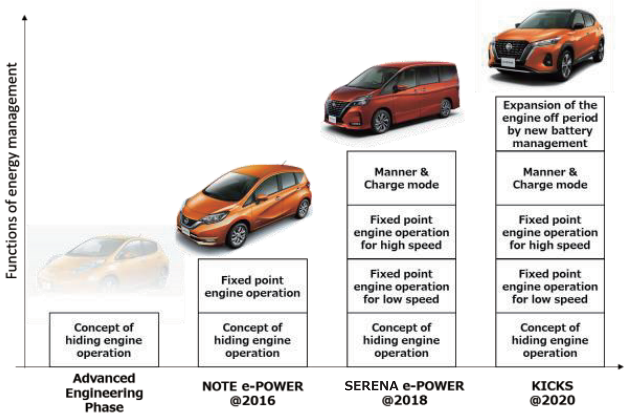


図 2　エネルギーマネージメントの進化

*パワートレイン・ＥＶプロジェクトマネージメント部　**パワートレイン・ＥＶ性能開発部　***パワートレイン・ＥＶ制御技術開発部　****企カスタマーパフォーマンス＆第一車両実験部

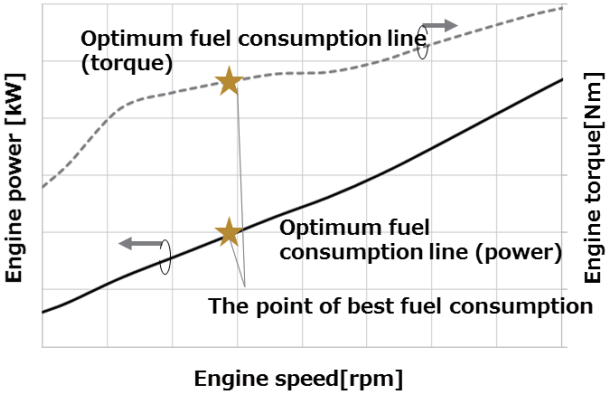


図３　最良燃料消費線および最良燃料消費動作点

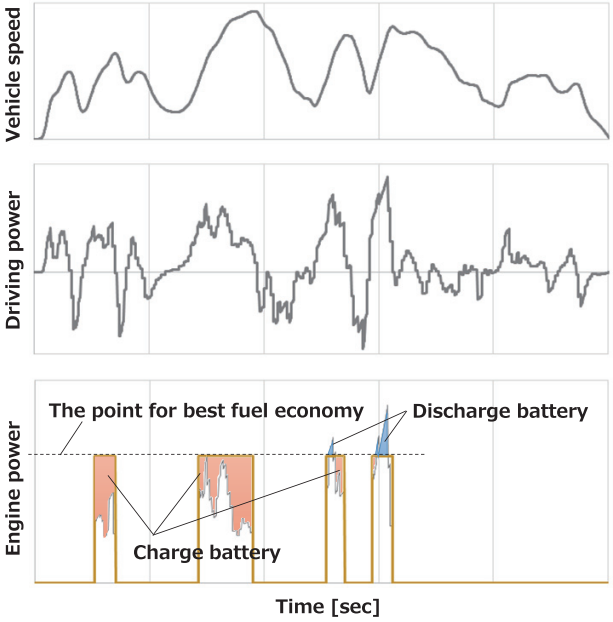


図４　エンジン動作点の決め方

3. エネルギーマネージメントの開発：静粛性と動力のトレードオフ

e-POWER おいて、エンジンとバッテリーの制御機能が、燃費や動力性能、暖房冷房などの多岐に渡る機能、性能に影響する。このエンジンの動作とバッテリーの充放電量をコントロールする制御機能をエネルギーマネージメントと呼ぶ。e-POWER の技術の進化は、このエネルギーマネージメントの変遷とのつながりが強く、図２にその進化を示す。

ノート e-POWER のエネルギーマネージメント

2016 年発売のノート e-POWER のプロジェクトを開始する時点で、コンパクトカーの車載要件、コスト要求に見合うように、バッテリーの出力および容量を大幅に小さくしたシステムとして開発を進めることとなった。先行車両で開発した、エンジンの作動音を車両の暗騒音で隠すというコンセプトをベースに、高い燃費性能を達成するため新たな２つのコンセプトを開発した。

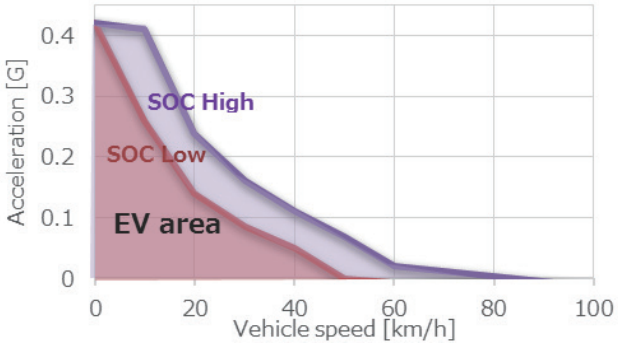


図５　車速とバッテリー SOC に応じた EV 領域

コンセプト１：燃費向上
⇒　定点発電による最良燃費点の使用頻度向上、エンジン始動頻度低減
コンセプト２：EV-ness の実現
⇒　レスポンスとスムーズなエンジン始動の両立
上記２つのコンセプトについて以下に説明する。

コンセプト１：燃費向上

エネルギーマネージメントの基本的なコンセプトは、走行に必要な電力を最も高効率な発電で確保することである。その動作概要を図３、図４に示す。図３はエンジンの燃費率特性と出力の関係を示しており、エンジン出力毎に燃料消費量が最小となる動作点を繋いだ線を最良燃費線、最も燃焼効率が高い動作点を最良燃費点と呼ぶ。e-POWER は車速に拘束されずにエンジン動作点を自由に選べるため、車両要求出力に応じて最良燃費線上の動作点で発電を行うことができる。また、車両要求出力と最良燃費点発電出力の差をバッテリー入出力電力で補填することで最良燃費点の使用頻度を高め、燃費を向上させている。

更に、低速領域では、エンジンでの発電を停止し、バッテリーからの供給電力のみでEV走行[※4]できるように設定し、バッテリーの SOC (State of charge) が高い状態であれば、より高速領域でも EV 走行を可能とした。エンジンの作動条件が車速に拘束されない e-POWER では、より高車速まで EV 走行ができる。

本制御の採用により、前記事の図５に記載済みのエンジン動作点分布のように、e-POWER は、他のシステムに比べ、高い頻度で最良燃費点運転ができていることがわかる。

コンセプト２：EV-ness の実現

e-POWER では EV らしいレスポンスの良い加速とエンジン動作を感じない静かさをお客様に提供するため、従来の

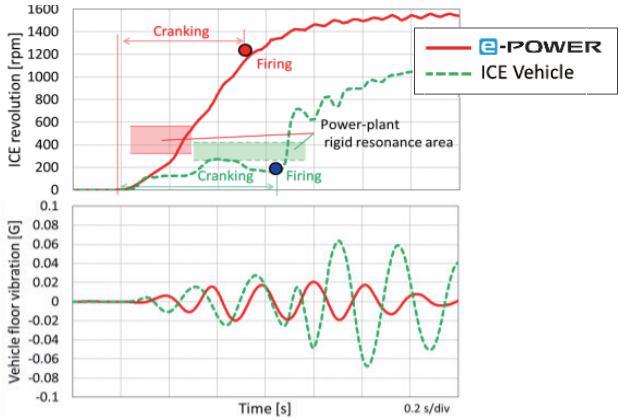


図 6　エンジン点火タイミングとフロア振動の関係

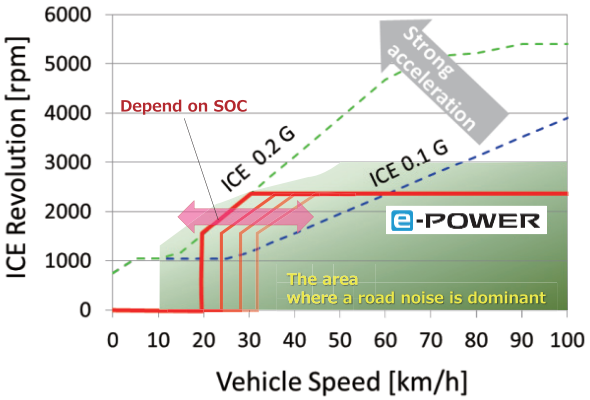


図 7　ノート e-POWER における
ロードノイズのエンジン回転数の概念図

ハイブリットよりバッテリー出力が大きい。図 5 に示すように低車走行時は EV 走行をすると共に、高車速までエンジンを停止した走行を可能としている。

さらに、大出力の発電機をエンジンスタータとして用いることにより、図 6 に示すように、パワートレインの共振回転数を素早く通過させるため、エンジン始動時の振動を抑えることができる。

図 7 にノート e-POWER のエンジン回転数制御の概念図を示す。エンジン動作は可能な限り暗騒音に隠れるように低速域では作動させない動かし方として Quietness を達成し、加速意図が強い場合は、エンジン回転数を上げ、駆動に必要なパワーを確実に発生する制御として Smoothness を達成した。これらの方策により、e-POWER での EV-ness を実現した。

セレナのエネルギーマネージメント

セレナにおいては、ミニバンという大きなボディに家族や友人で乗り込み、移動時間を楽しむという車両イメージを高めるため、低速域の静粛性と、高車速域での確実なエネルギ供給を両立する制御を目指した。

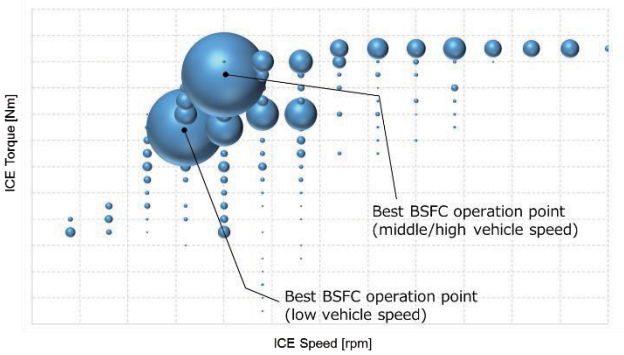


図 8　セレナのエンジン動作点の作動比率

エンジンには改良を加え、最良燃費領域を広く設計し、低車速用と中高車速用の 2 つの最良燃費率ポイントを設定した。低車速かつ低負荷な街中走行では、静粛性を優先し、低回転側の最良燃費点での発電を行う。回転数が低い分、最良燃費点の出力は下がるため、SOC を回復するための発電時間は長くなるが、車両の遮音対策と共に、エンジン作動音を違和感のないレベルに抑え込むことができた。また、郊外の幹線道路などでは、高回転側の最良燃費点で、より大きな発電電力での発電を行い、大きな加速要求にもすぐに応えられるよう、素早い SOC の復帰を可能とした。

さらに、セレナはノートに対してバッテリー容量を大容量化し、より積極的にバッテリーへの充放電を行うことで、質量の重いセレナでも、エンジンの動作点を最良燃費点に制御している。

図 8 に日本の実用燃費的な使われ方でのエンジン動作点使用頻度分布を示す。ノートで培ったエネルギーマネージメント制御を磨くことにより、エンジンの動作点を緻密に制御することで、ミニバンにおいても、静粛性と、燃費の両立を図ることができた。

セレナ e-POWER では新たな機能として、チャージモード及びマナーモードを設定している。e-POWER はエンジンと駆動系が機械的に接続されていないため、走行状態によらず自由に発電が可能である。その特徴を活かして、走行状態によらずユーザーが任意のタイミングでバッテリーを強制的に充電する (チャージモード)、エンジンを停止させてバッテリーの電力で静かに走行できる (マナーモード) を開発した。

チャージモードは、常にバッテリーの SOC を高めに維持できるため、加速力を持続的に要求する山岳路などで効果を発揮する。ドライバの加速意図が下がったときに、余剰電力を積極的にバッテリーに充電し、SOC を高めに維持し、将来の加速要求に備える。また、マナーモード選択の直前まで使用することで、より長時間の EV のような静粛性を実現することができる。

マナーモードは積極的にエンジンを止めることを主眼とし

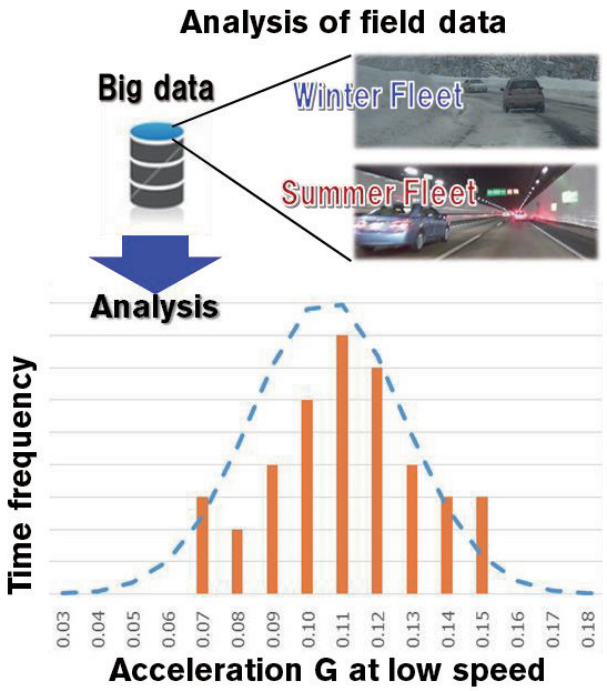


図 9　日本市場における加速度分布

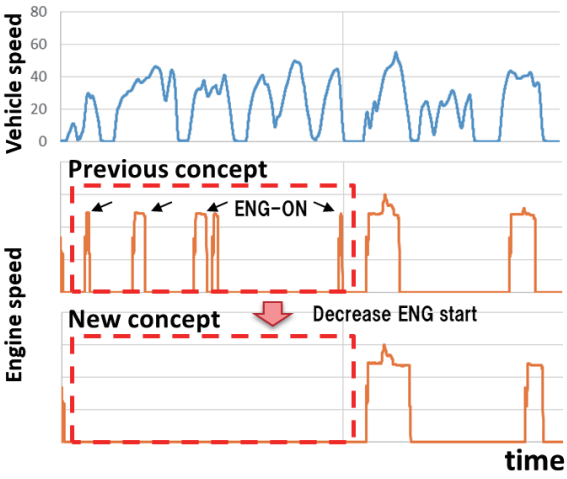


図 10　新旧制御によるエンジン作動状態の比較

たモードである。他の HEV モデルでもこのようなエンジン停止モードは存在するが、e-POWER の場合、大容量のバッテリーを採用しているため、このモードによる効果は大きい。更に、前述のチャージモードとの組み合わせにより、圧倒的なエンジン停止走行が可能となる。

キックスでのエネルギーマネージメント

ノート、セレナでのエネルギーマネージメントは、加速意図に忠実で、アクセルとのエンジン始動の連携を重視する方式であった。より、EV-ness を高めるために、キックスではこのコンセプトを変更し、よりエンジンを停止している領域を拡大しながら、従来通りの SOC マネージメントを行う制御を開発した。

実走行のデータより、日本市場での交差点右折や信号待ちからの発進などの比較的加速が継続しないようなシーンでは、必要となるエネルギが小さくて済むため、エンジンによる SOC 回復の発電要求は小さいと考えられた。それにより、SOC が低い領域まで極力 EV 状態を保持して、よりドライバに EV 走行の静寂性を訴求できるエネルギーマネージメントのコンセプトとした。

上述の制御を具現化するポイントは、EV 走行を維持する上限加速度と、許容 SOC をどのように設定するかである。これらのバランスを最適に設定しなければ、加速時のバッテリーアシスト電力の低下や確実にエンジン停止したいシーンでの発電継続など副作用が生じてしまう。

EV 許可領域の適正化のため、ノートやセレナでの実走行データを数十万 km 収集し、それらのデータ分析を行い、日本市場における加速度の分布を調査した。図 9 に日本市場における約 30km/h 以下の低速域での加速度分布を示す。一般的な使用の中では 0.15G 程度の加速度で EV 走行を保持できれば概ねエンジンの始動を回避できることが分かる。また、必要な車速域毎の 1 回の加速―減速当りでの消費エネルギなどのデータを得ることができ、エンジン始動ポイントの適正化も可能となった。

市場データの分析に基づいた新コンセプトのエネルギーマネージメントの採用により、エンジンの発電によるエネルギ供給タイミングをより高車速側にシフトさせることが可能となった。

このエネルギ供給タイミングを高車速側にシフトさせることは２つの効果がある。一つ目は、暗騒音の低い低車速での始動頻度の低減 (エンジンの “ 短時間での始動 - 停止 ” の頻度を低減し)、二つ目は、高車速でまとめて発電することで、エンジンの始動停止頻度を下げ、発電システムの効率的な使用を可能にしている。

新旧のエネルギーマネージメントでのエンジン動作を図 10 に示す。低速域でのエンジン始動頻度、特にエンジンの短時間での始動 - 停止の頻度を削減することができ、30km/h 以下の領域では、旧式のエネルギーマネージメントに対して、約 7 割のエンジン始動を削減することができた。本制御による静粛性向上の影響は大きく、e-POWER の大きな進化の一つと言える。

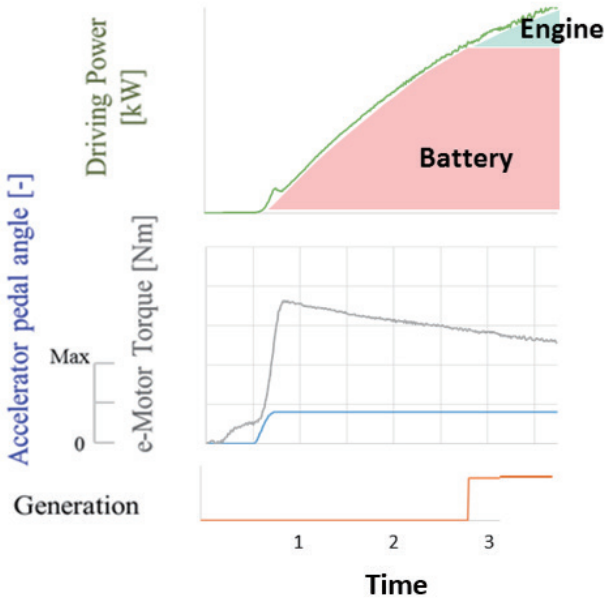


図 11　高 SOC での電力配分

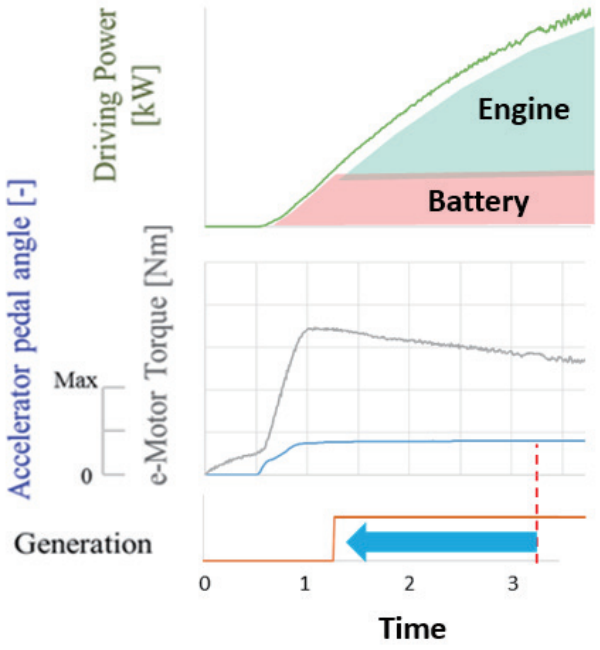


図 12　低 SOC での電力配分

4. パワーマネージメントの開発：スムーズさとレスポンスの両立

リーフで培った駆動力制御は、市場で好評を得ており、この流れを汲んで、e-POWER のパワーマネージメントは開発された。しかしながら、電力供給がバッテリーのみであった EV に対し、e-POWER ではバッテリーとエンジンの双方から電力供給されるため、エンジンの発電電力の遅れが動力性能に影響する。

ここでは、これらの課題に対する対策を説明し、e-POWER の EV-ness である、High Response と Smoothness について述べる。

4.1　SOC によらない加速性能の実現

BEV に対してエンジンからの電力供給を受けて駆動する e-POWER でのパワーマネージメントの改善ポイントは、バッテリーの出力が低下したときにでも、加速感の低下を感じさせない制御である．

図 11 はバッテリー充電量 SOC が高く、出力に十分に余裕ある状態での加速時エンジン始動状態を示しており、可能な限りエンジン発電を抑制して EV 走行を維持して、走行出来るようにしている．一方､図 12 では SOC が低く､バッテリーだけで十分な出力を確保出来なくなる条件で、早めにエンジン発電を開始して加速度の低下を感じさせないようにしている。このような制御により、システム状態によらず同様の加速感を実現させている．

4.2　加速感と燃費の両立

前述のように e-POWER では、加速意図が強いときにエンジンを併用することで車両の要求パワーを満たす。

エンジンの作動音の高まりは、EV-ness の静粛性に反する部分もあるが、エンジン回転数を自由に制御できる e-POWER では、アクセル開度などに代表させるドライバの加速意図に応じて、加速感を演出するようにエンジンの回転数の変化を設計した。

図 13 にアクセル開度ごとのエンジン回転数の振る舞いを示す。燃費性能も重要であるので、開度が低い場合は、最良燃費点を維持できるように制御し、燃費と静粛性の要求をバランスさせる。加速意図の強さに応じて、回転数の上昇率および目標回転数は加速感を向上させ、駆動で要求される電力を確保しつつ、エンジン音による加速感を演出する。

5. さらなる EV-ness の追及

本章で説明してきたエネルギーマネージメント、パワーマネージメントは、さらに磨かれて、新型ノートに適用されている。

今後の e-POWER のさらなる進化は、EV-ness のさらなる深化である。

Quietness の深化に関しては、エンジン停止時間延長の可能性を探ってきたが、今後は ANC(Active Noise Canceller) のような積極的に音を消すようなシステムとの

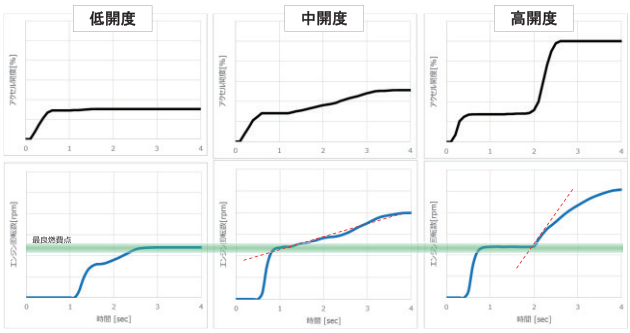


図 12　低 SOC での電力配分

組み合わせも考えられる。e-POWER 特有の最良燃費点での発電制御も、ANC の消音領域として狙いを定め易く、e-POWER との相性は良いと思われる。

Smoothness の深化に関しては、エンジンの出力特性とバッテリーの出力特性のバランスをさらに最適化させる。特に濃い出力エンジンを積む場合、エンジンからの発電電力が駆動パワーに占める割合が高くなるためエンジンの出力特性が滑らかな駆動特性に影響してくる。エンジンに対しては、燃料消費率の改善と合わせ、出力特性の改善も進めて行く。

High Response の深化に関しては、BEV と共に、ドライバの意図に即座に反応する特性に磨きをかける。ショックや振動などを発生することなく、さらには車両姿勢にも積極的にコントロールすることを目指す。

用語解説

*1 EV　：電気モーターのみで走行するクルマ
*2 BEV　：バッテリーの出力のみで走行する EV
*3 EV-ness　：電気モーター駆動らしい、静かで力強く滑らかな走りのフィーリング
*4 EV 走行　：e-POWER において、エンジン停止状態でバッテリーの出力のみで走行すること

著者


羽二生　倫之


坂上　永悟


伊藤　知広


風間　勇


小坂　裕紀

特集2：成長する e-POWER

4. 走りと両立する燃費技術

栗城　洋 *　　折田　崇一 *　　野口　隆三 *

1. はじめに

日産自動車は、100% モータ駆動の楽しさと燃費性能を両立した電動パワートレインシステム e-POWER を開発し、2016 年にコンパクトカーのノートに初めて搭載した。その後、2018 年にミニバンのセレナ、2020 年には SUV のキックス、2021 年の新型ノートへと、搭載車種を拡大している。

本編では、電気自動車と並んで、日産のパワートレイン戦略の両輪の一つとして位置づけられている‘e-POWER システム’の特徴を活かした低燃費技術について紹介する。

2. e-POWER システムと動作モード

図 1 に e-POWER のシステム構成を示す。発電系と駆動系が機械的に完全に分離されていることが最大の特徴で、エンジンおよび発電機の動作点を駆動系の状態によらず自由に決めることができる。また、100% モータ駆動のメリットを最大限活かした、“e-POWER Drive” という新しい走行モードを開発し、図 2 に示すように市場の 90% 以上の減速度をアクセルペダルによってカバーし、減速回生エネルギーを回収すると同時にアクセルペダルのみで車を操ることができる Fun to drive を実現している。[*(1)]

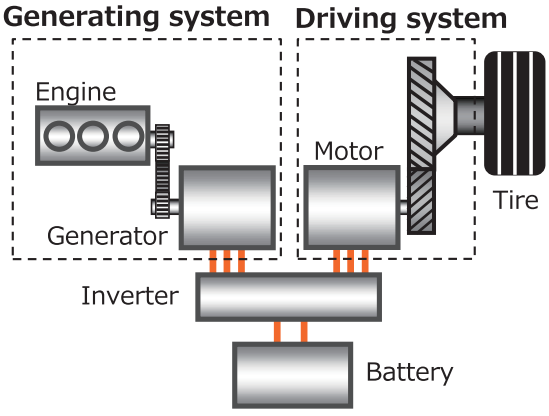


図 1　システム構成図

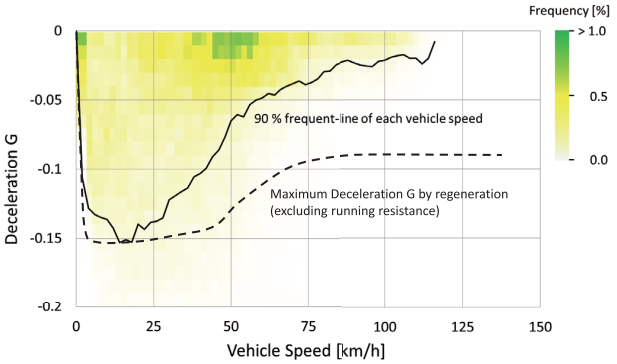


図 2　市場減速度頻度と e-POWER Drive の減速度特性

システム動作は以下の 6 つのモードがあり、図 3 にそれぞれの状態を示す。①から⑤が基本動作モードで、⑥はオプションの動作モードである。

① エンジンを停止し、リチウムバッテリのみの電力で駆動力を実現するモード
② エンジンで発電した電力で駆動し、余剰分をリチウムバッテリに充電するモード
③ エンジンで発電した電力とリチウムバッテリの両方の電力を使って加速するモード
④ エンジンで発電した電力で駆動するモード
⑤ エンジンを停止し、コースト減速回生エネルギーをリチウムイオンバッテリに回収するモード
⑥ 発電機でエンジンを空回ししてリチウムイオンバッテリの電力を放電するモード（ブレーキ M/V 負圧生成、OBD やバッテリ過充電防止などで作動）

* パワートレイン・EV性能開発部

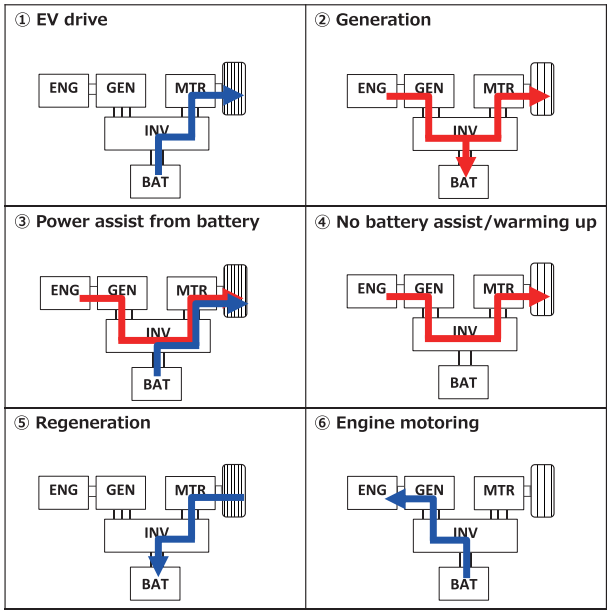


図３　システム動作モード

3. e-POWER に共通する燃費改善のための要素

e-POWER はエンジンの動力を発電機で電力に変換し、その電力を使ってモータで駆動力を発生するため、機械⇔電気の変換時に損失が発生し、燃費性能改善はいかにエンジンを高効率状態で発電してシステム全体の効率も同時に高めるかがポイントになる。

そこで、e-POWER の特徴を活かして、発電システム効率が高い動作点での運転（以降、定点運転（図３の②モード））を基本とし、エンジンによる発電効率を徹底的に高めた。

3-1.　定点運転による燃費向上

図４には各回転数で最も効率が高い動作点をつないだα線を記載している。従来のハイブリッドシステムでは車速や要求駆動力に応じてエンジン回転数が制約されるため、この線をトレースするように制御することになり、特に低回転域では効率の悪い動作点を使用することになる。

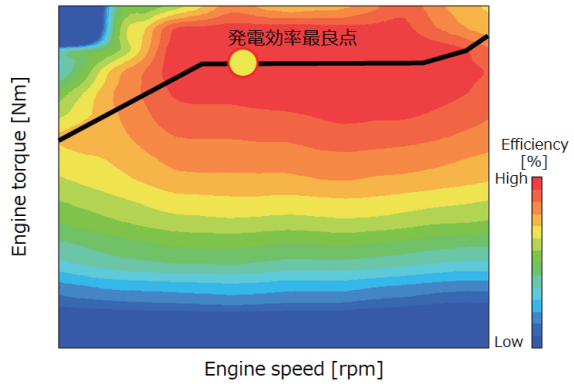


図４　発電システム効率特性

一方、e-POWER は駆動系とエンジンが完全に独立していることを活用し、駆動系の状態に関わらず、各種要求（動力・運転性・音振・排気・熱・暖房・ブレーキ負圧・部品保護・診断など）の許容範囲内で最も発電効率の高い動作点で運転するように制御している。その際、図５に示すようにモータ出力に対する発電電力の過不足分はリチウムバッテリに充放電することで補償する。（図３の②、③モード）[*(4)]

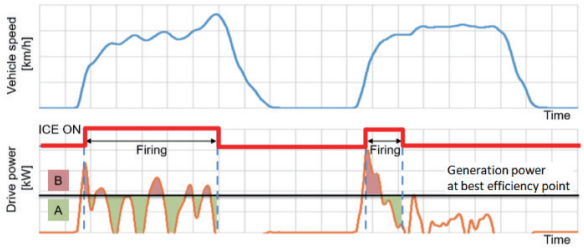


図５　エネルギーマネージメントのコンセプト

市街地走行など要求駆動力が低いシーンにおいて実際は、エンジンを定点運転し余剰発電電力をリチウムバッテリに充電しながら走行（図３の②モード）し、蓄えられた電気エネルギーを使って EV drive（図３の①モード）に切り替える。

図６に定点運転と EV drive の切り替えによる燃費改善効果を示す。常時エンジンを作動する動作モード（図３の④モード）に対して、最大で約２倍の燃費改善効果があることがわかる。

一方、高車速での走行や追い越し加速など要求駆動力が高いシーンでは、余剰発電電力でリチウムイオンバッテリに蓄えられた電気エネルギーを使って加速に必要な電力を補い、極力定点　運転を維持し燃料消費量を最小化している。（図３の③モード）

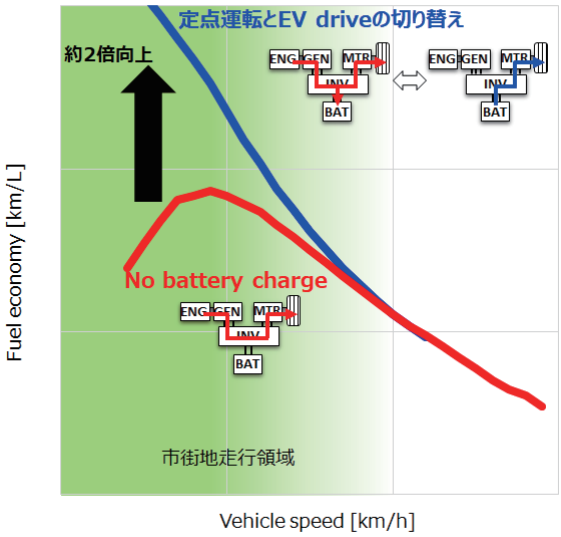


図６　一定速度で巡行した場合の燃費改善効果

3-2.　発電システム（エンジン＋発電機）の改善

図７にエンジンの燃料消費率特性を示す。エンジンは、３気筒 1.2L ガソリンエンジン HR12DE をベースに e-POWER 用に開発した。クールド EGR (Exhaust Gas Recirculation) 採用やウォーターポンプ、エアコンコンプレッサーなど補機類の電動化によるフリクション低減により最良燃費率を向上した。[*(2)]

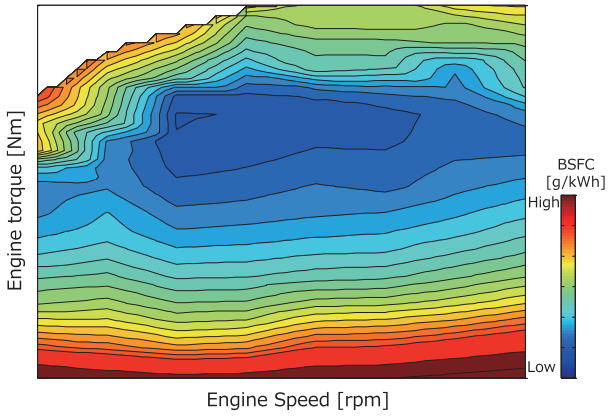


図７　エンジン燃料消費率特性

図８に発電機の効率（インバータを含む総合効率）特性を示す。発電機についても、e-POWER に合わせて開発されたもので、エンジンの最大トルク、最大出力をカバーしている。[*(3)]

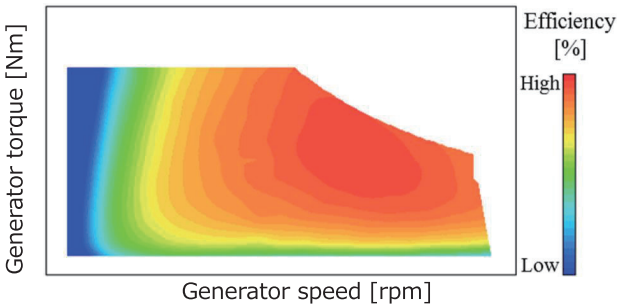


図８　発電機の効率特性（インバータ含む）

エンジンと発電機では高効率な領域が異なるため、間に配置された増速ギヤを、エンジンと発電機の最高保証回転の範囲内で最も発電効率が最大となるよう、ギヤ比 0.6 とした。

3-3.　バッテリシステムの改善

これらの燃費効果は搭載するリチウムバッテリの技術の進化の貢献も大きい。

・リチウムイオンバッテリの内部抵抗低減による電力の出し入れ時に発生する損失の大幅な低減

・小型、軽量化により大容量のリチウムバッテリをコンパクトカーに搭載でき、エンジン始動頻度の大幅な低減で、より長い EV drive が可能となり BEV に共通する静かさを実現

・冷却性能の強化による大電力の長時間充放電が可能

以上より、クラストップレベルの燃費性能や静粛性を達成した。

4. 改良型 e-POWER のエンジン運転制御

前述のように e-POWER はエンジン稼働中、定点運転を基本として燃料消費量を低減しているが、以下３つについてエンジン運転制御を改良し、キックス及び新型ノートに採用した。

4-1.　エンジン始動頻度の更なる低減

エンジン始動から発電システム効率が最大になる定点動作点に移行する期間に消費する燃料と、エンジン始動時に消費する電気エネルギーに着目した。ユーザーデータを活用して、低車速かつ加速時間が短いと予想されるケースでは EV drive を維持するように、エンジンを始動する条件を見直すことでエンジン始動頻度を大幅に低減した。エンジン始動直後から定点動作点への移行時は燃費悪化を伴うが、極短時間で実施している。しかし、この定点動作点への移行は、エンジン始動毎に発生するため　エンジン始動頻度の低減が燃料削減に効果がある

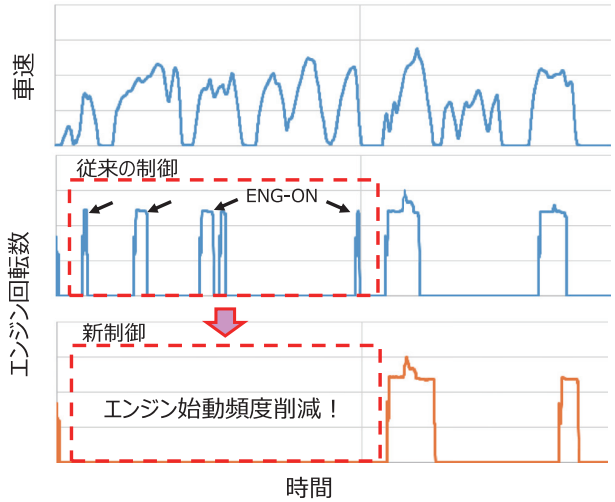


図９　エンジン始動頻度低減

4-2.　エンジン暖機中の定点動作点の追加

冷間時には暖機を促進するため、あえてエンジン熱効率の悪い動作領域を使用して廃熱を発生させていたが、ヒーター熱源が不要な環境では発電効率最良点を使用するように変更した。

更に、エンジンは暖機前後で発電効率最良点が変化することに着目し、暖機専用の定点動作点を設け、暖機状態に応じて定点動作点を切替えるように改善した。その結果、短距離走行時の実用燃費を高めた。

4-3. 冬季暖房使用時のエンジン動作点変更

e-POWER は暖房用の熱源として発電用エンジンの廃熱を利用している。快適な車室内の空調環境を効率良くマネージメントすることは重要な課題である。

従来は、冬季のヒーター使用時でもエンジン暖機後では定点運転として、発電効率を優先していた。しかし、暖房時はエンジンを継続的に燃焼させる必要があり、リチウムイオンバッテリの蓄電能力を上回るとエンジンモータリング（図３の動作モード⑥）による強制放電を実施していた。その結果、燃費最適になっていなかった。

今回、バッテリの残容量と暖房要求に応じて発電動作点をコントロールし、必要最低限の熱量を確保することで暖房性能と燃費性能を両立した。

5. ゼロエミッションへのアプローチ

ICE と EV の技術進化を共有し、e-POWER ユニークなエネルギーマネージメントにより、トップクラスの燃費性能を実現した。さらに、新型ノートでは、エンジンの熱効率向上および EV と共通の電動コンポーネントの伝達効率向上技術を採用し、e-POWER システムのシステム効率を向上している。

今後は、発電に特化した e-POWER 専用エンジンの更なる熱効率向上、小型・軽量化、低損失化、効率的な暖房用のエネルギー創出、そしてコンポーネントの進化に合わせた制御改良を行っていくとともに、ナビゲーションシステムや IT･ITS と連携した次世代型のエネルギーマネージメントによるシステム効率の最大化に取り組む。

これらの基盤技術の革新により、CO_2 排出量の大幅低減、排出ガスのニアゼロ化を目指し、地球環境保護に貢献していく。それによって、100% モータ駆動ならではの、運転して楽しい e-POWER システムをより多くのお客様に提供できるよう開発を進めていく。

参考文献

1) 有吉伴弘ほか：新型電動パワートレイン「e-POWER」とエンジン回転数プロフィールの設計、自動車技術会シンポジウム（2017）
2) e-POWER 用 新型３気筒 HR12DE エンジンの開発、日産技報、No.80（2017）
3) 岡野洋二ほか：小型車向け新型電動パワートレイン用モータおよび発電機の開発、自動車技術会学術講演会予稿集（2017）
4) 木村誠ほか：新型ハイブリッドパワートレイン「e-POWER」、自技会、Vol.72、No.9（2018）

著者


栗城　洋


折田　崇一


野口　隆三

特集2：成長する e-POWER

5. EV-ness を支える新型ノートの振動騒音技術

河上　哲也 *　金子　弘隆 **　家中　夕輔 *　新井　和彦 *　千葉　竜吾 *
澤田　孝信 **　仲田　徹 ***　後藤　昌也 ****

1. はじめに

e-POWER はバッテリ駆動電気自動車（以下 BEV*1）と共通の駆動モーターを有するシステムであるため、特に車両の走り出し～中車速域でエンジン停止状態でモータのみで駆動する（以下 EV 走行*3）シーンにおいては、BEV 同様の滑らかな加速フィールと上級車並みの静粛性を実現できる。

本システムの静粛性を追求する上で、走行シーンごとに重要となる要因は以下である。

EV 走行シーンでは、モータ・減速機に起因する高周波音が支配的である。モータ自身の加振力の低減に加え、e-POWER は BEV に対し、発電機やエンジンも一体化したユニット形状を想定した放射特性の抑制が必要となる。

また、発電等のエンジン運転シーンでは、エンジン運転時の音をいかに目立たなくするかが重要である。

具体的には、以下のような運転シーンで問題になる音振課題を設定し、対策を行った。

① EV 走行時：モータノイズ、減速機ギヤノイズの低減
② エンジン運転走行時：エンジン騒音、増速機歯打ち音、増速機ギヤノイズの低減、エンジン始動時の静粛性

本報では、上記重点シーンで着目すべきそれぞれの音振現象の e-POWER システムにおける設計の考え方と、新型ノートに採用した技術的な解決方策について説明する。

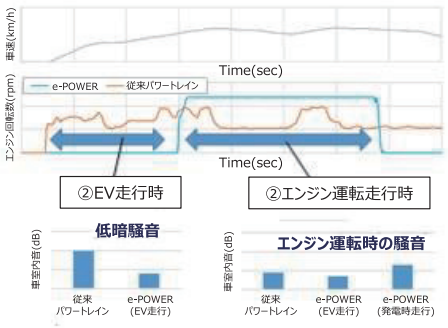


図 1　e-POWER の静粛性上課題となる走行シーン

2. EV走行時の静粛性向上

2.1　EV 走行時の課題

EV 走行時はエンジン騒音に隠れていたモータノイズやギヤノイズといった高周波現象が顕在化し耳障りな音となるため、BEV 車両同様の静粛性の高さが求められる。

2.2　モータノイズ

モータノイズはステータとロータの間の電磁加振力によって発生する現象である。前記起振力の成分は、モータ周方向と径方向に分けることができ、それぞれの寄与は周波数領域によって異なる（図 2）。

この電磁加振力を広範囲の領域で低減しつつ、効率 / 出力を高いレベルで両立させる磁気回路を、数十万通りの設計パラメータの組み合わせでシミュレーションし最適設計した（図 3）。

電磁加振力については低車速領域のレベルを低減することに重点を置き、周方向成分を効率的に低減しつつ、鉄損も同時に低減する磁気回路を新型ノート e-POWER に採用した。

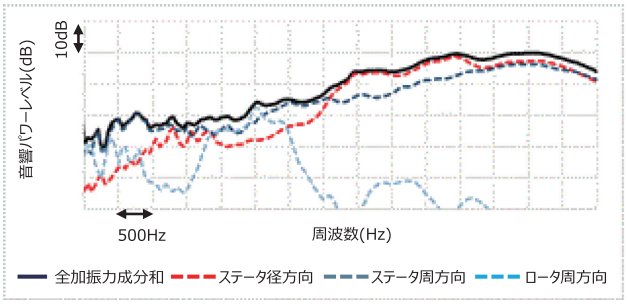


図 2　モータノイズレベルに対する加振力方向別の寄与分析

* パワートレイン・EV性能開発部　** パワートレイン・EV先進技術開発部　*** パワートレイン・EV電動技術開発部　**** パカスタマーパフォーマンス&第一車両実験部

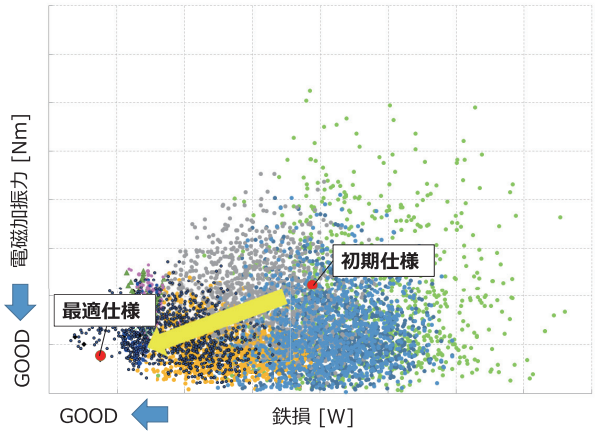


図 3　電磁加振力と効率を両立する磁気回路最適設計

前記の加振力低減に加えて、モータノイズの主放射部位となるモータユニットの構造系部品については、放射音の寄与度分析シミュレーションによってインバータの寄与が大きいことが明らかになったため、インバータケースの剛性を重点的に向上させることで、効率的なモータノイズ低減を実施した(図4)。

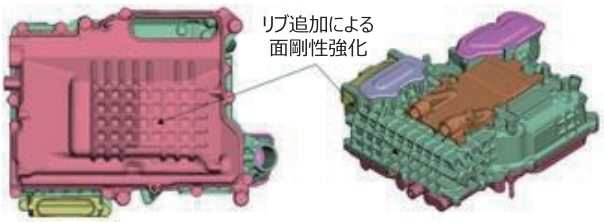


図 4　インバータケース剛性向上による対策

2.3　減速機ギヤノイズ

高いレベルでギヤノイズの静粛性を実現するため、歯幅を増やすことで噛み合い率を向上し、さらにホーニング加工追加により歯精度を向上することで減速機ギヤノイズを改善した。

3. エンジン運転時の静粛性向上

3.1　エンジン運転時の騒音低減

3.1.1　エンジン運転時騒音の設計指針

e-POWER システムにおいては、エンジンによって効率的に発電するため、従来のコンベンショナル車両に対してエンジン効率に優れる高負荷低回転でエンジンが稼働する頻度が高く、下記指針に基づく設計を実施した。

① エンジン運転時に車室内に伝播する振動伝播経路で効率的に振動レベルを低減する

② タイヤ騒音などの暗騒音が大きい領域でエンジンを運転することでエンジン騒音を目立たなくする

3.1.2　振動伝播経路での対策

エンジン騒音の車室内までの伝播経路については、エンジンマウント等を介して振動伝搬する経路と、エンジンルーム内で発音した音が空気伝搬する経路の２つに大別できる。

このうち前者の振動伝搬経路について、インバータをモータユニット直上に搭載し、パッケージング効率を向上させつつ、必要最小限の追加部品でパワートレイン全体剛性を大きく向上させて振動レベル改善した。

具体的にはインバータと駆動モータをボルト締結し、インバータと発電モータ間にガセットを追加することでモータユニット全体の系としての剛性を大きく向上させた(図 5)。また車両左側マウントブラケットについては、ボルト締結点をモータリアカバー上面とした上で、マウントブラケットと前記インバータを小型ステーで締結することで、ブラケット重量の増加を制御しながら、大幅な振動レベル低減を実現した(図 6)。

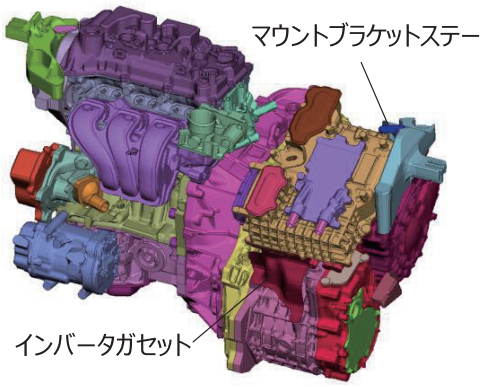


図 5　新型ノート e-POWER モータユニット構造系主要変更点

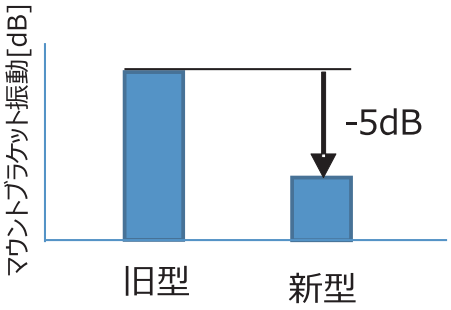


図 6　インバータケース剛性向上による振動低減効果

3.1.3　エンジン始動判定制御（路面判定）

走行中に路面が粗い場所でロードノイズが大きくなっていることを判断し、エンジンの運転を制御する機能を新開発した。本機能によりお客様がエンジンの運転が気にならないシーンで発電し、十分なバッテリ残量を確保しておくことで、発進時や路面が滑らかな道路を走行する際など、EV 走行ならではの静粛感を感じて運転できるシーンを増やすことができる。

旧型のノート e-POWER では、ロードノイズは車速に比例して大きくなることを想定し、エンジンは車速が高い時に運転するように工夫されていた。しかし、発進停止を繰り返す市街地走行においては、エンジン運転が気にならないシーンは限られてしまい、その結果、低速走行時にエンジンの動作するシーンを抑制するのが課題であった。

ロードノイズの大きさは、車速よりも路面粗さの寄与度が大きいことが知られており、日本の走行環境においてもエンジンから発生するノイズより大きなロードノイズの路面が数多くあることが分かっている。今回、新たにタイヤの回転数変動からロードノイズを推定するアルゴリズムを開発し、それに基づきエンジンの運転を抑制することで、静粛性向上に大きく貢献している。

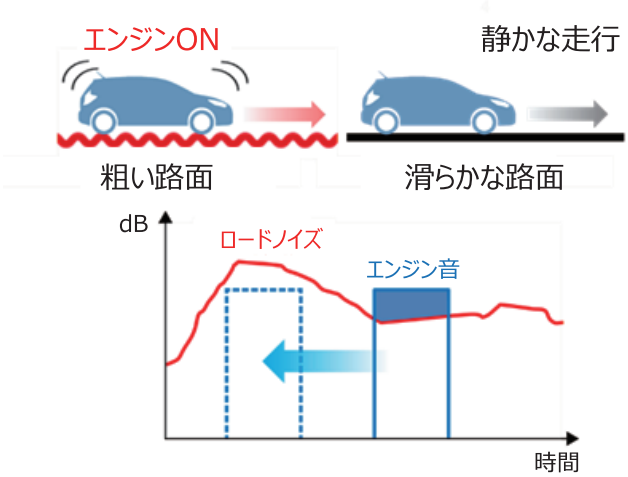


図 7　ロードノイズ推定エンジン始動制御　概略

3.2　増速機歯打ち音の低減

3.2.1　新型ノートにおける増速機歯打ち音の低減

旧型ノート e-POWER に対し、新型ノート e-POWER では新型低剛性ねじりダンパの採用により歯打ち音を低減することで、静粛性を向上した（図 8）。

3.2.2　増速機歯打ち音とは

e-POWER の発電システムはエンジン、ジェネレータ、および増速機で構成される。各コンポーネント間はスプラインで締結され、それぞれの締結部やギヤ噛み合い部には隙間やバックラッシュが存在する。これらがエンジントルクの小さい領域で、エンジンのトルク変動を入力とし、スプラインとギヤ間で各歯が衝突することによるノイズが課題になる（図 9）。

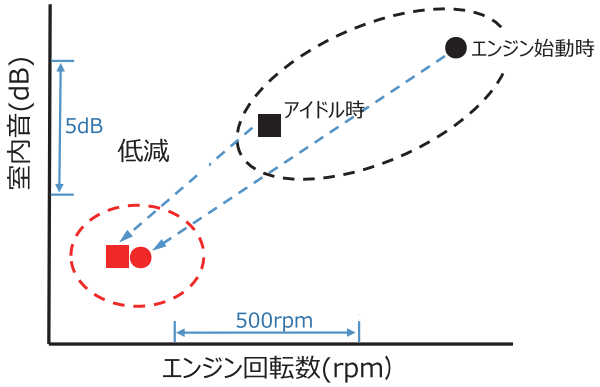


図 8　低回転化による静粛性改善効果

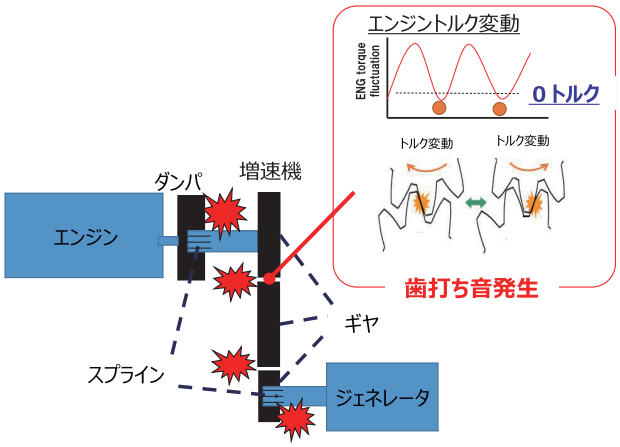


図 9　増速機歯打ち音発生メカニズム

3.2.3　新型トーショナルスプリング低剛性ダンパの適用

先に述べた歯打ち音の対策として、旧型ではエンジンと減速機間に配置されているねじりダンパのねじりばね定数は1段の特性であったが、歯打ちが課題となるエンジンの低トルク領域でねじり剛性を低下した２段特性の新型ダンパを開発した (図 10)。これにより締結部やギヤに入るエンジントルク変動を大幅に減衰させ、歯打ち音を抑制した (図 11)。

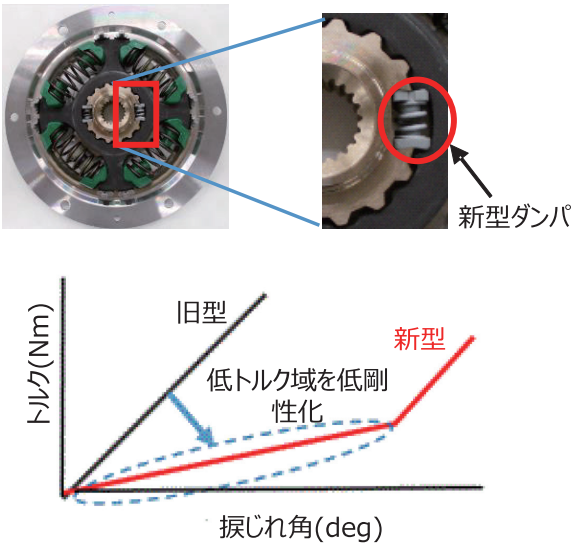


図 10　新型低剛性ねじりダンパ

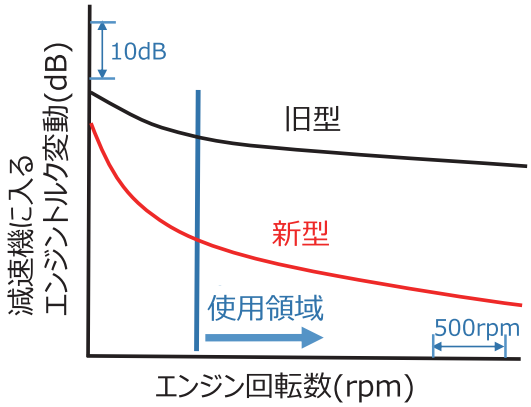


図 11　エンジンから減速機までの振動特性の改善

3.3　増速機ギヤノイズ

エンジンと発電機をつなぐ増速機は、エンジン軸と発電機軸の中間軸の一つのギヤがエンジン軸と発電機の両方のギヤとかみ合っているため、定性的にはギヤノイズレベルが増加する傾向となるが、この二ヵ所の噛み合い点間の噛み合い位相を互いに打ち消し合うようにギヤ諸元やギヤ軸の配置を最適化することで、ギヤノイズを低減することが可能となる (図 12)。

e-POWER の増速機は、旧型からこの位相差最適化設計を取り入れており、使用頻度の多いエンジン回転領域でのレベルをより低減できるようにしている。

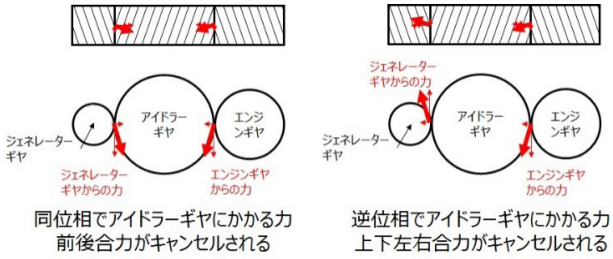


図 12　ギヤ噛み合い位相差設計の概念図

4. 更なる静粛性の追求

今後、より高出力の車両に e-POWER を採用拡大することを想定すると、音振性能はエンジンやモータのトルク増大による加振力の増加、パワートレインの大型化にともなう振動伝達系の変化が課題となる。

また、EVness[*4] を追求したさらなる静粛性を達成するため、パワートレインの主運動系、本体構造系、さらにはエンジンマウントまでをトータルに設計することで、e-POWER システムの特徴を最大限に演出しつつ、高い静粛性を目指す。

5. まとめ

e-POWER の特徴である上級車並みの静粛性を実現するため、① EV 走行時の高周波ノイズの低減、②エンジン運転時のエンジン動作に気づきにくい動かし方や、増速機の歯打ち音の抑制に重点を置き、旧型ノート e-POWER からさらなる改良を加えた。

・EV 走行時の高周波ノイズ：モータ磁気回路設計による電磁加振力の最適化と効率的な放射部位剛性向上および減速機ギヤのギヤ精度の改善により、騒音レベル低減を実現した。
・エンジン運転時の騒音：インバータケース剛性の向上や、エンジン騒音が暗騒音で気づかれにくい走行シーンを考慮したエンジン始動停止制御を新たに適用した。また、増速機の歯打ち音を新開発の低剛性ダンパを適用することで大幅に低減した。更に、増速機の二重噛み合いに起因するギヤノイズに対して、二か所の噛み合い位相差を最適化して対策を行った。

用語解説

＊1 BEV　：バッテリー出力のみで走行する EV ＊2
＊2 EV　：電機モータのみで走行する車
＊3 EV 走行：e-POWER において、エンジン停止状態でバッテリの出力のみで走行すること
＊4 EVness：電気モータ駆動らしい、静かで力強く滑らかな走りのフフィーリング

参考文献

1) 餌取秀一ほか：e-POWER を支える振動・騒音低減技術、日産技報、No.80, p.39-47(2017)
2) 濱野崇ほか：新開発 EV のギヤノイズ低減技術，自動車技術会学術講演会前刷集、Vol.56-11, p.1-4(2011)
3) 北條秀樹ほか：高周波モードを考慮した EV モータノイズ低減技術、自動車技術会学術講演会前刷集、No.108-12, p.31-34(2012)
4) 山本和志ほか：新型機電一体構造を有する新開発電動パワートレインのモーターノイズ低減技術、自動車技術会論文集、Vol.47、No.6、p.1349-1353(2016)

著者


河上　哲也


金子　弘隆


家中　夕輔


新井　和彦


千葉　竜吾


澤田　孝信


仲田　徹


後藤　昌也

特集2：成長する e-POWER

6. 価値を高める電動 AWD 技術 (All wheel drive)

平工　良三 *　　坂上　永悟 **　　片倉　丈嗣 **

1. はじめに

従来の AWD(All wheel drive) のシステムは、内燃機関が発生する動力を機械的機構によって前後輪へ配分することによって実現される。一方近年の EV※1 では、1 つの動力源からの動力を前後に配分するのではなく、モーターを前後に 2 機装備した電動 AWD が採用されてきている。電動 AWD は BEV※2 との組み合わせにおいて、完全に独立した前後の駆動力制御が可能、高いレイアウトの自由度がある、など、クルマ造りにおいて有利な点が多いが、しかし、内燃機関車との組み合わせにおいては、充分な出力を得るには高電圧のバッテリーシステムが必要、主動輪を内燃機関で駆動するため従動輪がモーターであっても駆動力の制御性には限界がある、などの問題もある。これに対して 100%モーター駆動の e-POWER との組み合わせでは、高電圧のバッテリーシステムが装備されているため、従来の内燃機関車との組み合わせにおける問題は解消され、BEV と同様に電動 AWD の恩恵を預かることができる。

本記事では、これから登場する e-POWER と組み合わされる 100% モーター駆動による AWD システムの技術的方向性について解説する。

2. 日産が考える電動 AWD の進化「e-4ORCE」

日産は 2019 Tokyo Motor Show「アリアコンセプト」(図 .1) であらたなモーター AWD の進化の方向性 e-4ORCE」を公開した。「e-4ORCE」の制御技術は、四輪駆動力制御やシャシー制御の技術、そして電動パワートレイン技術など、長年日産が培ってきた多くのノウハウを組み合わせながら、それぞれの技術を進化させている。日産は、「GT-R」の ATTESA E-TS（電子制御トルクスプリット四輪駆動システム）や「エクストレイル」のインテリジェント 4x4 システムなどから得た、駆動力制御とブレーキ制御、そしてシャシー制御の効果を最大化するためのノウハウを持っている。そして、日産がモーター駆動と先進四輪駆動システムを開発してきた長い経験が、2 つの電気モーターを使う先進的なシステム「e-4ORCE」を開発した。



図 1　2019TMS アリアコンセプト

「e-4ORCE」が狙ったのは、電動モーター駆動を前提として、車両内の各システムの役割を再定義し、電動モーターの高いポテンシャルを最大限に引き出すことで、クルマの 1. 扱い易さ、2. 快適性、3. 安心感を従来の内燃機関車では到達できなかったレベルにまで引き上げることだ。

これは単に電動車における従来価値の「AWD 化」と言う領域を超えて、あらたなクルマ造りの方向性を目指した進化である。そしてこの性能は、100%モーター駆動である BEV と e-POEWR だけが享受できる。

3. 電動 AWD で実現する新たな運動制御

クルマは基本的に動力源である内燃機関が発生する動力を、ステアリングやブレーキシステムが、それぞれの役割を分担して制御し、「走る」「止まる」「曲がる」と言った運動性能を実現している。(図 .2)　しかし動力源が電動モーターに置き換わると、従来動力源が担当していなかった機能も、動力源が受け持つことが可能となった。例えば、モーターの回生能力を巧く制御すれば、従来ブレーキが果たしていた機能の一部をモーターが分担することができる。しかも、

* パワートレイン・EV技術開発本部　　** パワートレイン・EV性能開発部

モーターの持つ高い制御性のポテンシャルを巧く活用すれば、これまでに無い滑らかで扱い易い特性を実現することができる。その活用例の1つがノート e-POWER で採用された“e-POWER Drive” である。

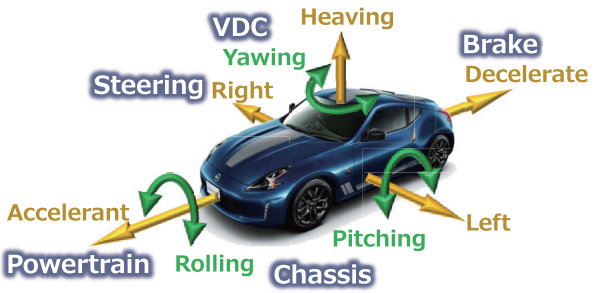


図２　クルマの動きとシステムの役割分担

モーターを前後に２機搭載する電動 AWD では、さらに動力源であるモーターが制御可能な動きが増える。例えば、車体のピッチングやヨーイングといった、これまで動力源が制御するとは考えられていなかった動きも、条件は限定的ではあるが制御できる対象となった。(図 .3)

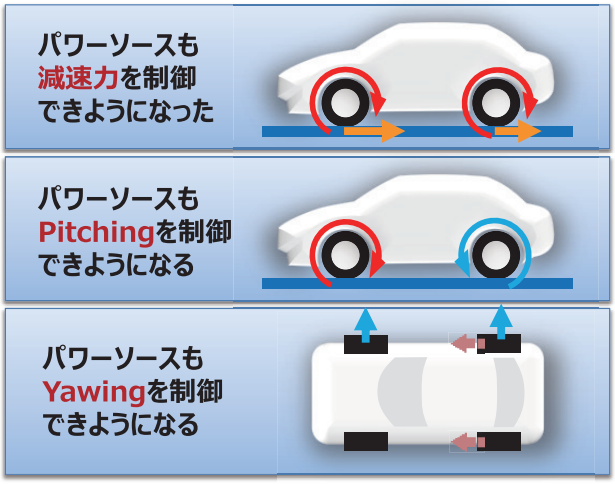


図３　電動駆動 AWD が獲得した動き

4. 100% モーター駆動による AWD が提供する価値



図４　新開発 電動 AWD 制御技術がもたらす価値

4-1.　ドライバーの意のままの走り

２つのモーターが発生するトルク及び回生ブレーキと４輪の油圧ブレーキを最適な役割分担で統合制御することにより、ライン追従性、ステアリングの精確さを向上させることができ、これはドライバーの安心感につながる。こうした高度な制御は、特にコーナリング時に効果を発揮し、クルマの動きはドライバーのステアリング操作に忠実で、滑らかで心地よいドライビングを楽しむことができるようになる。

代表的なシーンの一例として、図 .5 に適切な前後配分および統合制御を行った場合と、前後固定配分で雪路のスラローム走行をおこなった場合の車両挙動比較を示す。統合制御により車両挙動が安定し、終始ドライバーが意図した理想的なライントレースを可能にしていることがわかる。

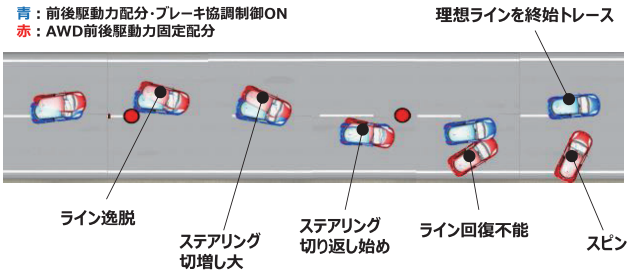


図５　雪路スラローム比較

4-2.　乗る人すべてに快適な乗り心地

モーターによる回生ブレーキの制御は、快適な乗り心地の提供にも貢献できる。

前輪駆動の e-POWER の場合、フロントに搭載されたモーターで回生ブレーキをかけるため、減速時にクルマの前方がグッと沈み込む。電動 AWD 車では前後に搭載された２つのモーターの回生ブレーキを最適に制御することで、減速時のクルマの沈み込みや揺動を抑えることができる。(図 .6) そのため、発進と停止を繰り返すようなシーンにおいても乗員は前後の揺れを感じることが少なくなり、車酔いが低減されるなど、快適にドライブを楽しむことができるようになる。この制御を行うことで、ドライバーだけではなく助手席や後席に乗る人にも安定したスムーズな乗り心地を提供することができる。



図 6　減速時の姿勢制御

4-3.　路面を問わない安心感

濡れた路面や氷結した路面、雪道などのすべりやすい路面など、熟練したドライバーでもストレスを感じる場面でも、前後のモーターの出力とブレーキ制御を緻密に統合制御することにより、タイヤのグリップを最大化し、クルマの動きを安定させることができる。そのため、すべりやすい路面でドライバーがアクセルを踏み過ぎた場合でも、クルマが出力を適切に制御し、ドライバーはしっかりとクルマをコントロールすることができるようになる。

図 .7 に滑り易い路面でアクセルから足を離し、減速するシーンにおける FF 車および AWD の統合制御有り / 無しの比較グラフを示す。統合制御を行うことにより、前後のグリップを最大限に活かし、安定した減速力を確保することができる。

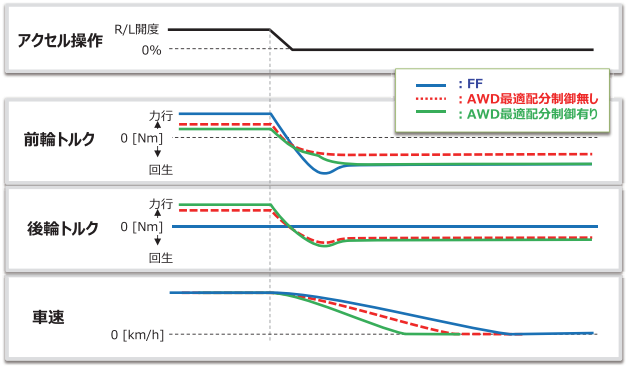


図 7　モーターによるスリップ制御

5. まとめ

従来から AWD は安心・安全を提供する機構として認知されてきた。しかし、日産がこれから提供する新たな電動 AWD は、従来から期待される性能に加え、“ いつかのため、ではなく、いつものため ” の性能向上にも力を注いでいる。即ち、悪路や限界性能の向上のみならず、普通の道を、普通のドライバーが、普通に運転している状況でも、快適性、運転のしやすさを感じて頂けるように性能を磨いてきた。そして今後も日産が目指す究極のインテイジェントモビリティに向けてさらに磨き続けていく。

繰り返しになるがこれらの卓越した性能は 100% モーター駆動の AWD 車だけが獲得できる。e-POWER との組み合わせとしては、まもなく登場する、新型ノート e-POWER に組み合わされる電動 AWD がはじめての市場投入となる。

日産が提供する新たな電動 AWD の性能で、従来からある “ 伝統的な四輪駆動車の価値 ” を超えた上質感を、一人でも多くのお客様にご体感頂きたい。

用語解説

※ 1．EV　：電気モーターのみで走行するクルマ
※ 2．BEV：バッテリーの出力のみで走行する EV

著者


平工　良三


坂上　永悟


片倉　丈嗣

交通流 Simulation を用いた実用燃費予測手法（第1報）

福本　泰己 *　　栗城　洋 **　　三浦　創 *　　島村　青之 **　　西　崇仁 *

抄録　　実用燃費は運転スタイル、交通状況（交通流）など、様々な要因によって左右される。そのため、交通状況を定量的に評価できない限り、運転スタイルの改善による燃費への影響を定量的に評価することは難しい。本論文は、ドライバの運転スタイルの改善による実用燃費への影響を定量的に評価する方法として、無作為に抽出した交通条件と偏差を持たせた交通流を再現したシミュレーションを用いた評価方法について説明する。本研究では、測定データに基づくシミュレーションによって交通流と運転スタイルをモデル化した。本研究の結果、現行の方法で運転スタイルの改善による燃費効果を推定できることが分かった。

1. ま え が き

燃費性能は環境面と経済性から多くのお客様の車両購入動機に著しく影響を与えるが、カタログに記載されるモード燃費値とお客様申告燃費値 (以下、実用燃費) には乖離があることが知られており、自動車会社にとっても実用燃費向上は重要課題となっている。しかしながら、定量化可能なモード燃費に対して、実用燃費はお客様の運転スタイル、1trip の走行距離、気温などの環境条件、周囲の交通状況などの千差万別な使用環境が影響するため定量化が難しい。そこで本論文ではドライバの運転スタイルと交通環境が実用燃費に及ぼす影響に着目し、実用燃費を定量化する可能性を検討した。

2. シミュレーションの構成と手法

2.1.　シミュレーションの構成

交通流再現には PTV 社 [1] の Vissim を用いた。Vissim には車両の加速度、目標車速、車両の発生台数等の各種パラメータに関して乱数を用いて変化させるアルゴリズムが組み込まれており、偏差を持たせた交通流を再現することが可能である。また乱数を固定し、シミュレーションの結果を再現することも可能である。

燃費演算部には、Mathworks 社 [2] の Matlab/Simulink で作成されたパワートレインモデルを使用した。このパワートレインモデルにはエンジンおよびトランスミッション等の各部イナーシャも入力可能であり、トランスミッションモデルには変速線を入力することで、計算時のエンジン動作点を実際の動作点に近づけている。このモデルは製品開発に使用しており、十分に実績がある。

図1に示すように、連成計算時は Vissim から目標加速度と道路勾配を Simulink のパワートレインモデルへ出力し、パワートレインモデル内で演算した実行加速度を Vissim へフィードバックするサイクルを作成した。演算周期は Vissim が 100ms、Matlab/Simulink 側を 1ms で演算しており、同期させるプログラムを作成した。

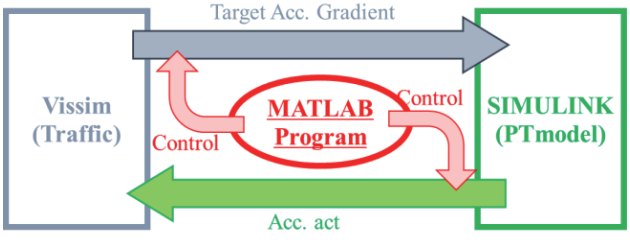


Fig.1 Co-simulation composition

2.2.　交通流の再現

Vissim 上には社内で使用している神奈川県内の実用燃費評価コースを再現した。上記コースをさらに交通環境の違う A ～ G の 7 区間に分け、各区間の交通流を再現した。コース概要を表 1 に示す。

* パワートレイン・EV 先進技術開発部　　** パワートレイン・EV 性能開発部

Table 1 Evaluation course summary

	Length	Average vehicle speed	Average stop time	Max. Gradient	Road type
Section A	4.0km	22.7km/h	181sec	+6.2%	Urban
Section B	5.5km	16.5km/h	431sec	-7.4%	Congestion
Section C	7.5km	30.6km/h	185sec	+6.0%	Suburb
Secton D	6.0km	12.1km/h	697sec	+5.8%	Congestion
Section E	17.5km	73.4km/h	N/A	+6.5%	Highway
Section F	8.0km	24.3km/h	316sec	±5%	Suburb
Section G	2.9km	20.7km/h	163sec	+7.6%	Urban
TOTAL	51.4km	25.7km/h	2110sec	N/A	N/A

交通流再現の起点となるデータは弊社内の複数のドライバが同一コースを同一車両で走行した結果を分析し使用した。図 2 にコース全体の車速と距離のプロフィールを図 3 に加速度 と距離の結果を示す。交通流の再現度は燃費を評価する自車両 1 台の車速プロフィールが、前述の複数ドライバの運転結果の平均値に近づくことを目的とし、平均車速と停車時間を交通流再現のパラメータとした。なお、区間 E にあたる高速区間では基本的に停車の無い走行区間であるため、停車時間の再現判断は省略した。

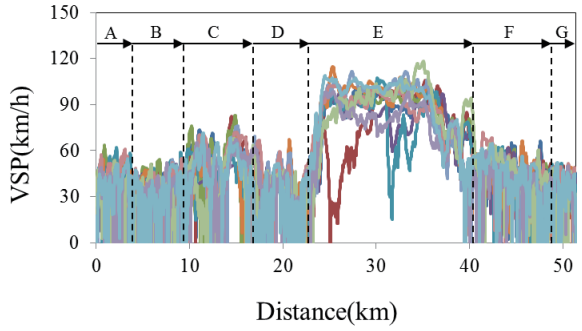


Fig.2 Real drive vehicle speed data by driver

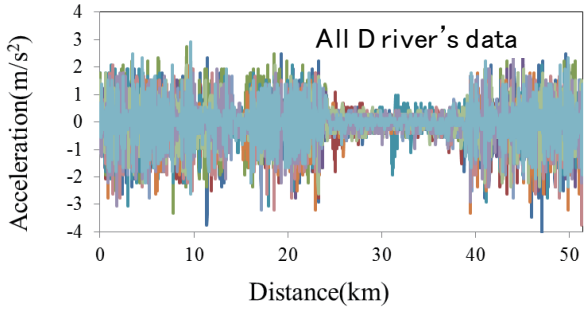


Fig.3 Real drive acceleration G data by driver

シミュレーションにおける平均車速と停車時間を調整するために、まずは燃費を評価する自車両を含む全車両のドライバ運転スタイルを再現した。運転スタイルを表現するパラメータとして、加速度、減速度、各道路での目標とする巡航車速を織り込んだ。加速度については発進時の加速度プロフィールを再現することを目標とし、実走行によって得られたデータを分析した。3 名の代表ドライバの結果を図 4 に示す。図 4 下段に示す加速度の最大 G は 2.0m/s^2 ～ 2.5m/s^2 程度であり、図 4 上段に示す車速のプロフィール上の 10 ～ 20km /h 間で発生している。また、最大 G 発生後には加速度が低下し、40km /h ではおよそ 1.0m/s^2 以下となる特徴が今回のドライバの結果から得られた。

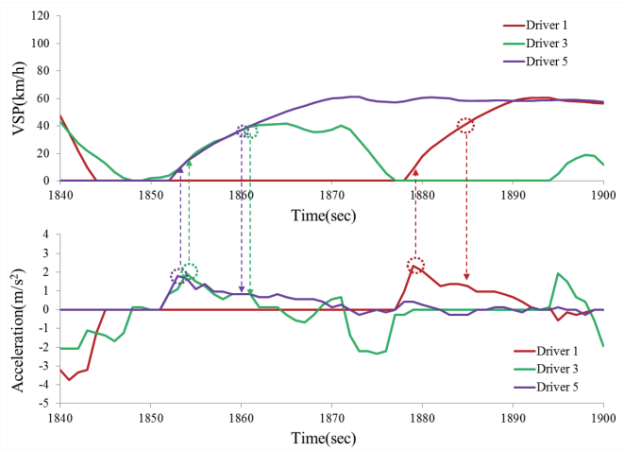


Fig.4 Real drive vehicle speed and acceleration G

この加速度プロフィールを再現するために、0km /h ～ 100 km /h までを 10km /h 毎に分割し、各車速帯に目標となる加速度を区間 A ～ G 共通で設定した。加速度の偏差も同様に導きだし、±3 σを上下限としてシミュレーションに設定した値を図 5 に示す。なお、ここで設定した加速度は Vissim 内の通常時の上限加速度として用いられ、渋滞などの前車の加速度が低い場合は、Vissim 内で適切な加速度が演算される。

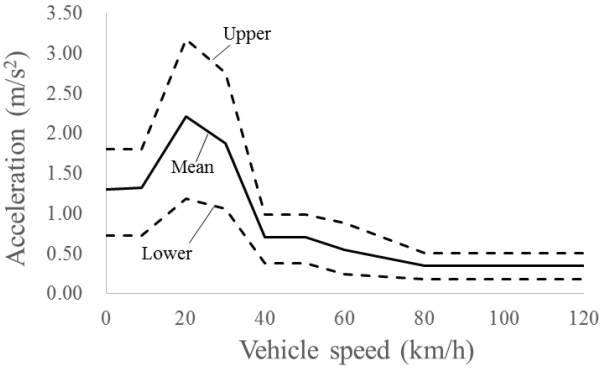


Fig.5 Acceleration setting

減速度においては、実走行時の最大減速度は -3.0m/s^2 を超えるが、これは停止直前の減速度であり、巡航車速から減速する場合の減速度は概ね -3.0m/s^2 以内となっている。

シミュレーション内においては衝突回避の緊急ブレーキを除いた通常減速時の最大減速度を -2.8m/s^2 とし、偏差の最大値を -3.0m/s^2 で設定した。

巡航車速は各道路毎にシミュレーション内に設定した。実際のドライバの目標巡航車速は 10㎞ /h 毎に設定されると想定し、実走行時の巡航車速平均値から 10㎞ /h 単位で設定した。また、大型トラックやバスの巡航車速は普通乗用車に対して -10㎞ /h で設定した。巡航車速の偏差は道路によって変えており、中央値に対して最小で 5㎞ /h、最大で 30㎞ /h の範囲で設定した。

次に Vissim 内の車両の走行台数を国土交通省の交通センサスの情報を基に調整し、加えて信号サイクル、交差点の通過速度を調整することで、目標となる交通流を再現した。再現の判断には平均車速と停車時間の中央値と偏差を考慮し、乱数の異なる 60 回のシミュレーション結果を分析し、実走行との相違を判断した。なお渋滞の発生する箇所においては、個別に各区間の渋滞の発生する長さに注目した。

2-3. 燃費演算部の構成

Simulink の燃費演算部には実走行で使用した車両と同じパワートレインのモデルを作成した。パワートレインモデルには走行抵抗を算出するために必要な車両質量、空気抵抗、タイヤ転がり抵抗も含む。パワートレインモデルの基本スペックを表 2 に示す。

Table 2 Vehicle specification

Vehicle type	C segment minivan
Vehicle weight	1760kg(with passengers)
Engine	L4 2.0L N.A.
Trans mission	CVT
Drive line	FF
Tire size	195/60R16

パワートレインモデル内のエンジンブロックには燃費率、出力、フリクション等を含み、減速時の燃料カットの演算も加えている。CVT ブロックにはフリクション、トルコン性能、変速線、ロックアップタイミングを含む。これらに加えて、吸気応答遅れを含むパワートレインの応答遅れを織りこみ、シミュレーションのパワートレインの動作を実車に近づけた。

2-4. ドライバ運転スタイル違いの検討

ドライバの運転スタイル違いによる実用燃費の影響検討には、実車走行時の加速度の比較的高いドライバと低いドライバを選出し、加速度の違いをシミュレーションで再現して検討した。図 6 にドライバ違いの加速度プロフィールを示す。

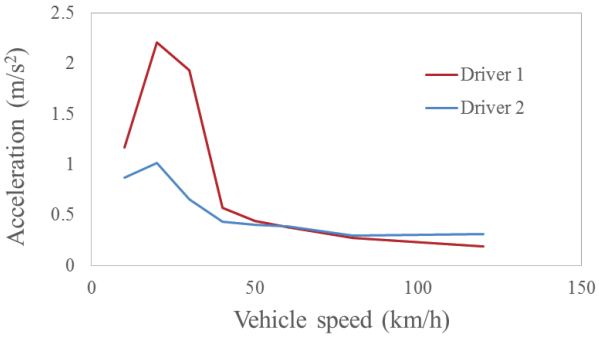


Fig.6 Acceleration difference

3. シミュレーション結果

3-1. 交通流再現

交通流の再現結果について平均車速と停車時間の分布を図 7 ～ 10 に、それぞれの中央と偏差の値を表 3 および表 4 に示す。中央値は実走行に対してシミュレーション結果が ±10％以内に入ることを目標とし、偏差は実走行に対して ± 50％以内に入ることを目標とした。

図 7 に示す平均車速の中央値は、評価コース全体で実走行に対して +0.3㎞ /h 速い結果となり、偏差は 1 σ値で実走行に対して 0.6km/h 小さい値であった。中央値、偏差の誤差共に実走行に近い結果が得られた。図 8 に示す各区間の中央値では区間 A、B、C, D、E、F では中央値、偏差ともに実走行に近い結果が得られた。しかしながら、区間 G において偏差の 1 σ値が実走行に対してシミュレーション結果で 3 割未満しか再現できなかった。この誤差は区間 G が路外の店舗が多く、車両入出による速度低下が再現不足である事、また交差点左折時に横断歩道上の歩行者の通過待ちを原因とする、車両の速度低下または一旦停止が再現不足である事が原因と推測する。

図 9 に示す停車時間の中央値では、評価コース全体で実走行に対して 140sec 少なく、偏差は 1 σ値で 191sec 少ない結果であり、かろうじて目標値内に収まる結果となった。図 10 に示す各区間で確認すると、中央値では区間 B、C、G では実走行に対して、誤差の少ない結果が得られたが、区間 D と区間 F では誤差が大きく、それぞれ 146sec、121sec の誤差が発生した。偏差については区間 G 以外では 1 σの値の誤差が目標を達成できたが、区間 G においてはシミュレーションの偏差が 16sec のみで、実走行の 2 割に満たない再現できなかった。

これらの結果を考察すると、区間 D の中央値の誤差は実走行のデータに対して 1 回の停車時間が短いことが原因と推測する。区間 F の中央値の誤差についてはシミュレーション

内の 1 つの交差点において、右折車両の車両挙動によって渋滞が発生しやすい設定となっている事が確認できており原因と推測する。区間 G の偏差については平均車速での考察と同様の原因と推測する。これら交通流の誤差については、今後も改良を加えて行きたい。

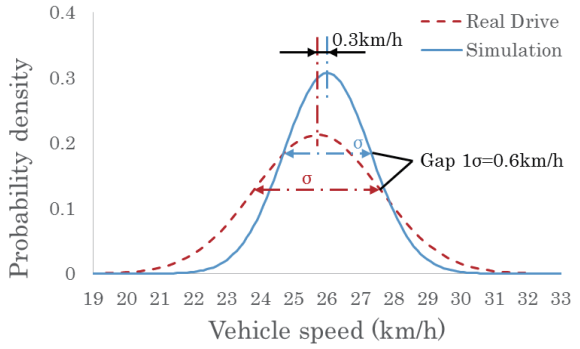


Fig.7 Total average vehicle speed

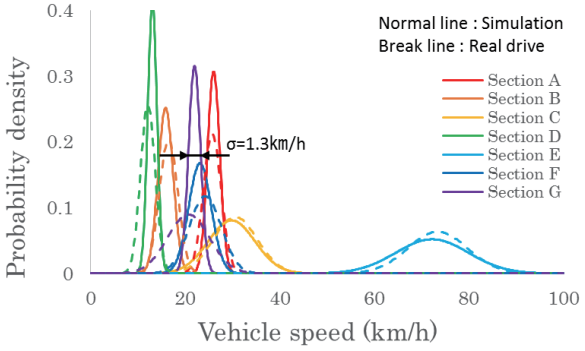


Fig.8 Average vehicle speed by section

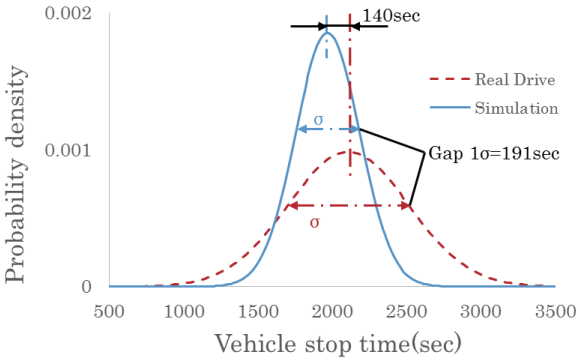


Fig.9 Total vehicle stop time

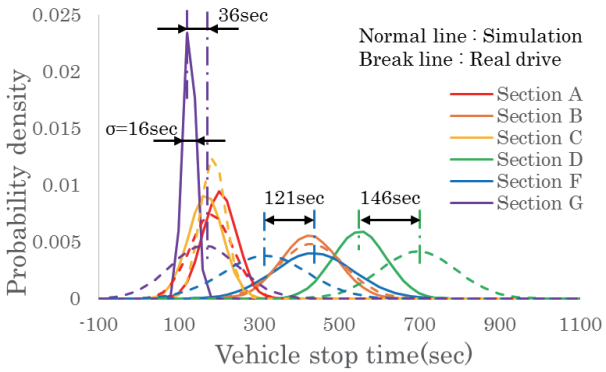


Fig.10 Vehicle stop time by section

Table 3 Gap of average value

		Average		
		Real drive (①)	Simulation (②)	Gap (②-①)÷①×100
Average vehicle speed (km/h)	TOTAL	25.7	26.0	1% ○
	Sec. A	22.7	24.2	7% ○
	Sec. B	16.5	15.8	-4% ○
	Sec. C	30.6	29.8	-3% ○
	Sec. D	12.1	13.1	8% ○
	Sec. E	73.4	72.2	-2% ○
	Sec. F	24.2	23.1	-5% ○
	Sec. G	20.7	22.0	6% ○
Vehicle stop time (sec)	TOTAL	2110	1970	-7% ○
	Sec. A	181	202	11% ×
	Sec. B	431	426	-1% ○
	Sec. C	185	167	-10% ○
	Sec. D	697	551	-21% ×
	Sec. E	N/A	N/A	N/A
	Sec. F	316	437	38% ×
	Sec. G	163	127	-22% ×

Table 4 Gap of standard deviation value

		Standard deviation		
		Real drive (①)	Simulation (②)	Gap (②-①)÷①×100
Average vehicle speed (km/h)	TOTAL	1.9	1.3	-31% ○
	Sec. A	1.9	2.0	5% ○
	Sec. B	2.0	1.6	-19% ○
	Sec. C	4.7	4.9	6% ○
	Sec. D	1.6	1.0	-38% ○
	Sec. E	6.3	7.7	22% ○
	Sec. F	3.4	2.4	-30% ○
	Sec. G	4.5	1.3	-72% ×
Vehicle stop time (sec)	TOTAL	406	215	-47% ○
	Sec. A	54	42	-22% ○
	Sec. B	82	72	-13% ○
	Sec. C	32	44	38% ○
	Sec. D	96	67	-30% ○
	Sec. E	N/A	N/A	N/A
	Sec. F	105	99	-6% ○
	Sec. G	86	16	-82% ×

3-2. 一般車両の運転スタイルの再現

2-2 項の図 5 で示した加速度設定を使用し、計算したシミュレーション結果を図 11 に示す。最大 G が 20km /h 程度で 2.0 ～ 2.5m/s^2 発生し、40km /h で約 1.0m/s^2 程度まで落ち込む結果が得られ、実車に近い加速度プロフィールを再現できた。

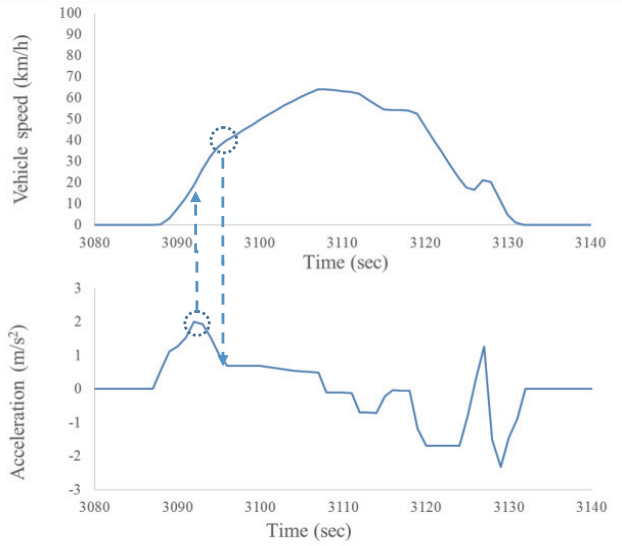


Fig11 Acceleration setting and Result on simulation

図 12 にコース全体を複数回走行した際の加減速度を表したシミュレーション結果を示す。減速度において、通常走行時の減速度は設定通りの -3.0m/s^2 以内の減速となっているが、1 走行において 5 回程度の緊急ブレーキが発生しており、実走行のデータに対して緊急ブレーキの回数が多い結果となった。 これは車線変更や合流に伴う割り込みが主な原因であり、今後緊急ブレーキの発生頻度低減を課題として取り組む。

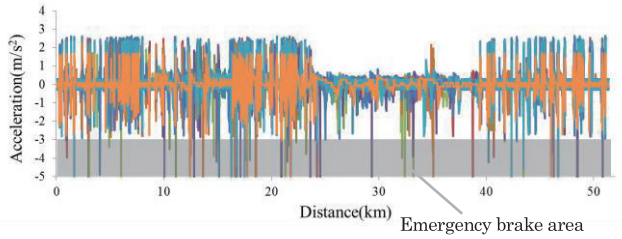


Fig.12 Simulation Deceleration

図 13 にシミュレーション結果の車速データを示す。巡航車速では走行距離に対する車速の特徴が実走行に近い結果を得られた。特に高速道路のシーンでは 100㎞ /h 一定速走行とはならず、車速の上昇、下降が発生しており、車速の偏差を実走行に近づける事が出来た。一部高速道路のシーンにおいて実走行に無いほどの高車速まで上がる結果もあり、巡航車速の設定を今後、見直す事としたい。

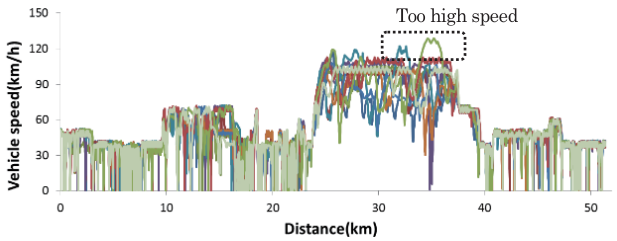


Fig.13 Simulation vehicle speed

3-3. 計算結果のエンジン動作点

実車走行時に得られたエンジン動作点を図 14 に、シミュレーションによって算出された代表のエンジン動作点を図 15 示す。シミュレーションの結果、最高エンジン回転数は 3500rpm を超え、最大エンジントルクも 150Nm を超えており、高負荷領域の動作点を再現できている。また、高速道路走行時の加減速によって現れる 2000rpm 前後の低負荷領域も良く再現できている。一方、1500rpm ～ 3000rpm の最大トルクが実走行時に対して低い結果となっている。これは空調システム作動時のエアコンのコンプレッサ分のエンジン負荷が正しく再現されていないことが原因と推定している。走行中のエアコンのコンプレッサ負荷は外気温度や走行車速に影響するため予測が難しく、今回のシミュレーションには織り込まなかった。今後、織り込む方法を検討していく。

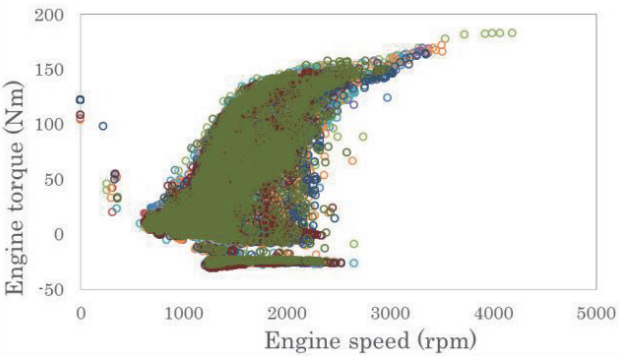


Fig.14 Engine operating point of real drive data

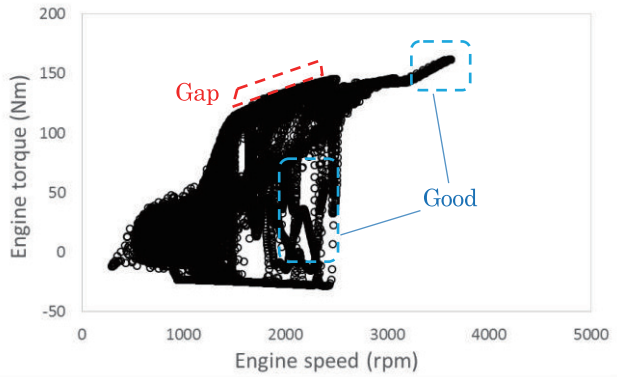


Fig.15 Engine operating point of simulation data

3-4. 燃費値の計算結果

トータルの燃費値について、シミュレーション結果と実走行データの分布を図 16 に、各区間の中央値を表 5 に示す。

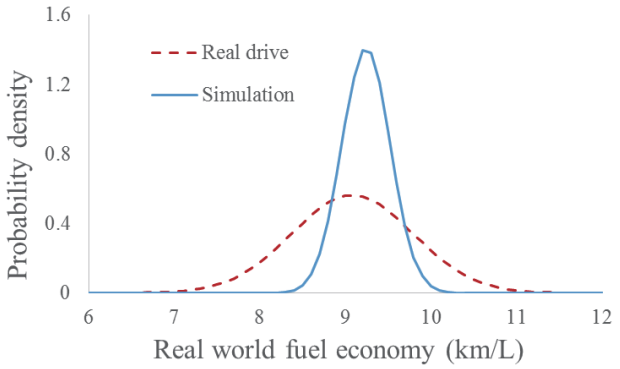


Fig.16 Real world fuel economy dispersion

Table 5 Fuel economy calculation result

	Average			
	Real drive (①)	Simulation (②)	Gap (②-①)÷①×100	
Section A	8.5	8.7	3.1%	○
Section B	8.4	8.3	-2.1%	○
Section C	11.5	10.2	-13.4%	×
Secton D	7.3	6.9	-5.8%	○
Section E	16.6	12.2	-35.3%	×
Section F	10.3	9.9	-3.3%	○
Section G	8.0	9.5	16.3%	×
TOTAL	9.1	9.2	1.7%	○

燃費値は実走行の結果に対してシミュレーション結果が 10%以内となることを目標とした。トータルの燃費値は実走行の中央値が 9.1㎞ /L に対して、シミュレーションの結果が 9.2㎞ /L となった。しかしながらこの値は 3-3 項で分析したエアコンコンプレッサーの負荷分がシミュレーションには考慮されていないため、シミュレーション結果の燃費値はさらに低下する可能性がある。

区間別の結果では区間 A、B、D、F の結果が実走行に近いものの、区間 C、E、G では 10%以上の乖離が確認された。乖離を分析すると区間 C では区間 D 初期から発生する渋滞が区間 C の後半まで伸びてきており、実際の渋滞長よりも長くなっていることが確認された。区間 E では図 17 に示すように、シミュレーションの高速走行時に発生する前車追従の車両挙動が加減速を多く繰り返し、大きく燃料を消費する結果となっていることを確認した。G 区間では 3-1 項で分析した Vissim 内の交通流の再現不足が結果に影響したと考えられる。これらの結果から、トータルの燃費値の達成度判断は各区間燃費値が正しく再現できなければ信頼性が低い。そのためには燃費値と相関の高い管理指標を検討し、今後各区間の精度をさらに上げた結果で判断する必要がある。

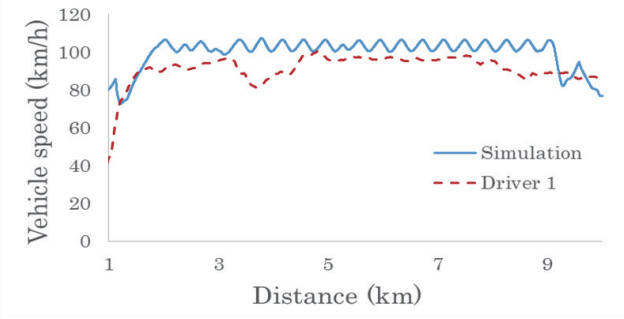


Fig.17 Highway vehicle speed profile

3-5. 運転スタイル違いの燃費効果

ドライバ違いの走行を模擬したシミュレーション結果と実走行の燃費値の比較を表 6 に示す。シミュレーションは 15 回実施した。

2-4 項の図 6 で表したように、ドライバ 2 の方が 50km/h 以下の加速度が低く、主に発進加速時の燃費値が向上すると予測された。結果はトータル燃費で実走行 0.7km/L の向上に対して、シミュレーション結果が 0.4km/L となった。ドライバ違いによる燃費差にずれがあるが、燃費向上の傾向は得られた。

各区間のシミュレーション結果を確認すると、すべての区間においてドライバ 2 の燃費がドライバ 1 を下回ることは無かった。区間 E においては、発進加速がほぼ発生しない為、予想通りに効果が表れなかった。一方、実走行ではドライバ 2 の燃費値がドライバ 1 より悪化しているが、これはドライバ 2 では高速走行時に一時的な渋滞が発生した事が原因である。区間 A についても効果が見られず、代表的な結果を分析すると、ドライバ 1 に対して、ドライバ 2 の停車回数が増えており、発進時に燃料を多く消費していることが分かった。区間別では区間距離に対する発進加速の回数が少ない区間 A のような場合には、特に停車回数を管理することが重要であると推定する。区間 A、E 以外の区間ではドライバ 2 のシミュレーション結果の燃費が向上する傾向が得られたが、その向上代は実走行結果に対して一様ではない。絶対値および相対値を合わせるためには、3-4 項の結論と同様に、交通流の再現精度向上と交通流と燃費値との相関の高い管理指標が必要であると考える。

Table 6 Gap of different driver fuel economy

		Driver 1	Driver 2	Gap (Driver 2 - Driver 1)
Section A	Real drive	10.4km/L	9.9km/L	-0.5km/L
	simulation	8.7km/L	8.7km/L	0.0km/L
Section B	Real drive	8.4km/L	9.6km/L	1.2km/L
	simulation	8.0km/L	8.4km/L	0.4km/L
Section C	Real drive	13.3km/L	13.5km/L	0.2km/L
	simulation	11.0km/L	11.3km/L	0.3km/L
Section D	Real drive	6.9km/L	7.9km/L	1.0km/L
	simulation	7.5km/L	8.0km/L	0.5km/L
Section E	Real drive	17.7km/L	17.0km/L	-0.7km/L
	simulation	12.5km/L	12.5km/L	0.0km/L
Section F	Real drive	10.5km/L	10.9km/L	0.4km/L
	simulation	9.9km/L	10.4km/L	0.5km/L
Section G	Real drive	8.3km/L	10.5km/L	2.2km/L
	simulation	9.3km/L	9.8km/L	0.5km/L
Total	Real drive	9.2km/L	9.9km/L	0.7km/L
	simulation	9.0km/L	9.4km/L	0.4km/L

4. まとめ

以上のようにシミュレーション内に交通流とドライバ運転スタイルを再現し、パワートレインのモデルと合わせて演算することで、偏差を持った交通流の中を走行する際の実用燃費検討が可能となった。また、運転スタイルの違いによる燃費効果の傾向を得られることが分かった。これらのような実走行では難しい複数回の走行を、本論文の方法を用いることで容易に実施することが可能となった。しかしながら、交通流の再現度や燃費の計算値の精度が不足している条件もあり、今後継続して精度向上に取り組む。

参 考 文 献

(1) http://vision-traffic.ptvgroup.com/en-us/home/
(2) https://jp.mathworks.com/

出　　典

公益社団法人自動車技術会
2017 年秋季大会学術講演会講演予稿集
No.147-17　文献番号 :20176175

著者


福本　泰己


栗城　洋


三浦　創


島村　青之


西　崇仁

交通流 Simulation を用いた実用燃費予測手法(第 2 報)

福本　泰己 *　　栗城　洋 **　　三浦　創 *　　島村　青之 **　　西　崇仁 *

抄録　　第 1 報では交通流シミュレーションによる実用燃費値の予測手法を紹介した。運転スタイルと燃費の関係については、依然として不明な点が残っている。本論文では、これらの不明な点についてさらなる調査を行い、加えて、交通状況によっては緩加速を実施することで燃費が向上することを示した。これらの結果に基づき、実用燃費を改善する方法についても示した。

1. ま え が き

自動車カタログに記載されるモード燃費に対して、お客様申告燃費値 (以下、実用燃費値) はお客様の運転スタイルや周囲の交通環境の違いなど、千差万別な自動車の使用環境が影響する為、定量化が難しい。第 1 報 [1] では、交通流シミュレーションと車両燃費演算シミュレーションとを組み合わせる事で、実用燃費値の予測手法を作成した。しかし、加速度を変化させたシミュレーション結果では、交通環境の違いによって、加速度低減による燃費改善効果にはばらつきが発生し、場合よっては燃費が悪化する事も解り、燃費改善効果の検証可否の判断は未確定であった。第 2 報では、交通環境から加速度の違いがどのような影響を受け、燃費に変化が生じるのかを詳細に分析し、運転スタイルの変化を検証できるシミュレータとして有効であるかの判断を行った。加えて、良燃費走行機能実現のためには交通環境を車載システムで判断することが必要となることから、現在の車載センサで判断可能である渋滞に焦点をあてて、渋滞時の良燃費走行を本シミュレーションで検討した結果を報告する。

2. 緩加速度の燃費効果と交通環境との関係

はじめに、用いたシミュレーションの構成は第 1 報と同様で、燃費演算部には、Mathworks 社 [2] の Matlab/Simulink で作成された車両燃費演算モデルを、交通流再現には PTV 社 [3] の Vissim を使用した。Simulink の燃費演算部には実走行で使用した車両と同じパワートレインのモデルを作成し、そのモデルの基本スペックを Table1 に示す。

Table 1 Vehicle specification

Vehicle type	C segment minivan
Vehicle weight	1760kg(with passengers)
Engine	L4 2.0L N.A.
Trans mission	CVT
Drive line	FF
Tire size	195/60R16

交通流のモデルは神奈川県内の実用燃費評価コースを再現し、そのコース概要を Table 2 に示す。

Table 2 Evaluation course summary

	Length	Average vehicle speed	Average stop time	Max. Gradient	Road type
Section A	4.0km	22.7km/h	181sec	+6.2%	Urban
Section B	5.5km	16.5km/h	431sec	-7.4%	Congestion
Section C	7.5km	30.6km/h	185sec	+6.0%	Suburb
Secton D	6.0km	12.1km/h	697sec	+5.8%	Congestion
Section E	17.5km	73.4km/h	N/A	+6.5%	Highway
Section F	8.0km	24.3km/h	316sec	±5%	Suburb
Section G	2.9km	20.7km/h	163sec	+7.6%	Urban
TOTAL	51.4km	25.7km/h	2110sec	N/A	N/A

運転スタイルの違いによる燃費への影響を考慮するた

* パワートレイン・EV 先進技術開発部　　** パワートレイン・EV 性能開発部

め、加速が急峻な運転スタイル (Driver1) と加速が緩やかな運転スタイル (Driver2) の 2 種類を用い、シミュレーションを行った。加速度プロフィールを再現するために、0km / h ～ 120km /h までを 10km /h 毎に分割し、各車速帯に目標となる加速度を区間 A ～ G 共通で設定した。Driver1 と Driver2 の加速度プロフィールをそれぞれ Fig. 1 に示す。

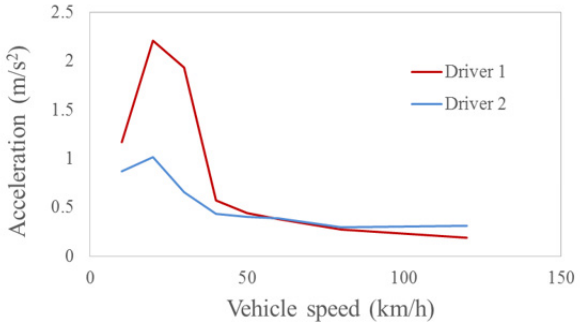


Fig. 1 Acceleration differences

交通流を変化させ、シミュレーションを計 11 回実行した。シミュレーション結果を Fig. 2 に示す。

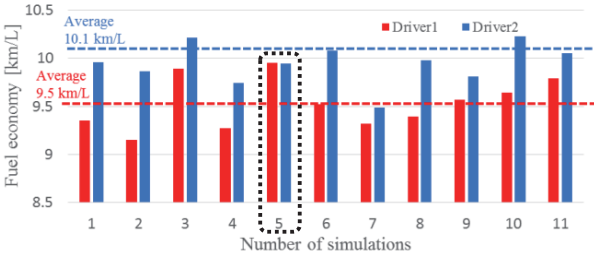


Fig.2 Fuel Economy calculation results

シミュレーション結果から、基本的には Driver2 の運転スタイル (緩加速) の方が良燃費だが、Driver1 との差は試行回によって偏りがある。特に試行回 No.5 においては Driver1 との差がほぼ同等となる結果が得られた。この燃費値の偏りの現象は交通環境が原因と推察し、燃費値が同等となった試行回 No.5 について、結果を分析した。試行回 No. 5 の区間毎の燃費値 [km/L] を Table 3 に示す。

Table 3 Fuel economy in each section of No. 5

No.5	Road type	Fuel consumption [km/L]	
		Driver 1	Driver 2
Section A	Urban	9.2	8.8
Section B	Congestion	9.0	8.3
Section C	Suburb	11.6	10.7
Section D	Congestion	6.9	7,6
Section E	Highway	14.1	13.3
Section F	Suburb	10.5	11.3
Section G	Urban	9.1	9.8

A 区間、B 区間、C 区間、E 区間の 4 区間で Driver2 の燃費が悪化していた。なお、E 区間については Fig.1 に示した通り、高速区間の加速度の差はほぼ無く、加速度違いの燃費効果よりも、交通環境による加減速回数の差などが主要因と考えられるため、詳細分析は割愛した。そこで、残りの A、B、C の 3 区間で燃費悪化要因を分析した。

市街路、郊外路に該当する A、C 区間では、信号での停車回数が多いことで燃費が悪化していた。A 区間の車速プロフィールと信号を Fig. 3 に示す。

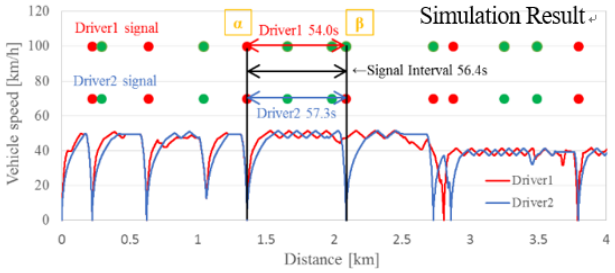


Fig. 3 Velocity profile of section A due to acceleration differences

赤、緑のドットは信号の色を表す。Driver1、2 ともに同じ信号において、先頭位置で停車する信号 α があった。信号 α から数えて 3 つ目の信号 β において、Driver2 は停車し、Driver1 は停車せずに通過した。

信号 α から信号 β までの走行時間を Driver1 と 2 で比較すると、それぞれ 54.0 秒、57.3 秒であり、信号 α が青に変わった後に、信号 β が赤に切り替わる時間は 56.4 秒であった。そのため、加速が緩やかな Driver2 の運転スタイルでは必ず信号で停車することになる。Fig. 4 に A 区間の燃料噴射量 [L] の結果を示す。Fig. 4 から余分に停車した信号で発進したときに、燃料消費量が Driver1、2 で逆転しているのが観察され、燃費が逆転した主要因と断定した。

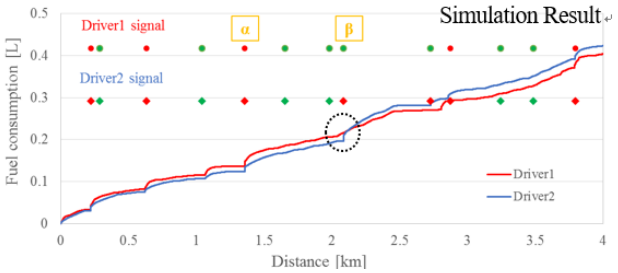


Fig.4 Fuel consumption of section A due to acceleration differences

次に渋滞に該当する B 区間の分析結果を記す。Fig.5 は当該区間の車速プロフィールと燃料消費量である。この区間ではそれまでの区間における加速度の違いから、到達時間に差が出ており、Driver1 と Driver2 の車速プロフィールに大きな違いが発生している。当該シーンで Driver1 の方が Driver2 よりも良燃費となる原因を分析すると、渋滞の長さ、停車時間、停車回数、減速時のフューエルカット時間に差が見られた。

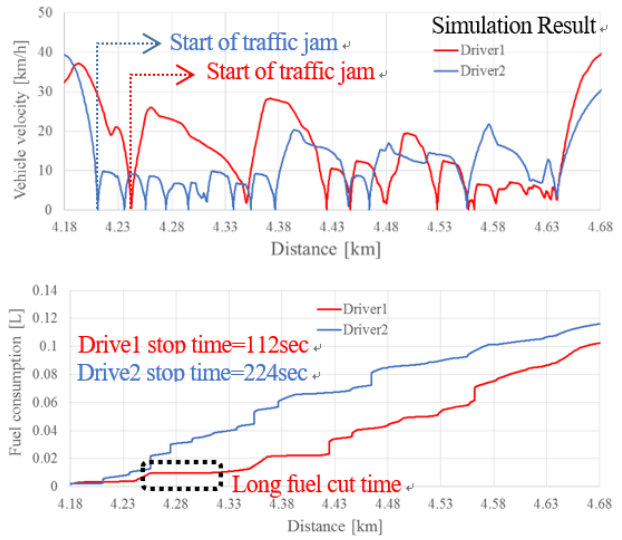


Fig. 5 Velocity profile and fuel consumption of traffic congestion due to acceleration differences

Driver2 の燃費が悪化した原因は Fig. 5 によって明らかにできたが、前述したように交通状況が Driver1 に対して大きく異なる事が分かる。そのため、市街路 / 郊外路のように Driver2 の緩加速が直接燃費悪化に影響しているか否かの判断は難しい。

そこで、渋滞中の周囲の交通環境が同一な試行回を抽出し、渋滞区間での緩加速による燃費への影響を調べた。Fig. 6 にドライバ 1、2 の車速プロフィールと燃料消費量をそれぞれ示す。

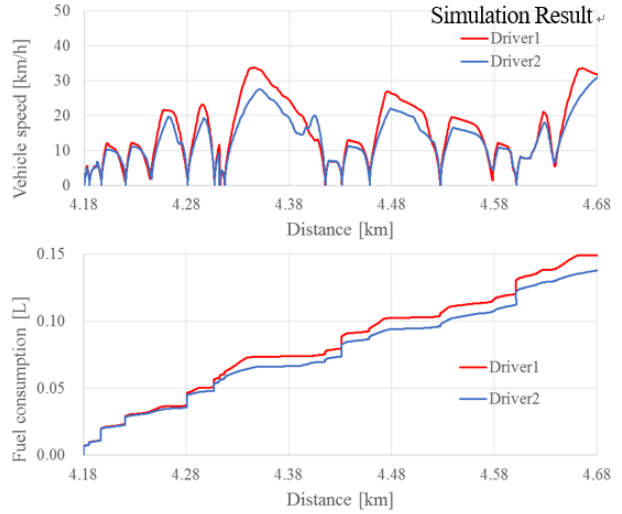


Fig. 6 Velocity profile, fuel consumption and between distance of traffic congestion due to acceleration differences

Fig.6 の結果から、同一交通条件において、緩加速の方が燃費が良くなることが分かる。燃費が良くなる理由として、加速度が大きい Driver1 では 1 回の発進から停車で車速が比較的に高く上がり、燃料消費が多い事が伺える。一方、Driver2 では加速度が緩やかなため、車速が比較的低い内に、減速が始まり、結果的に燃料消費量が少なく済んでいる事が分かる。この B 区間の ENG 仕事に着目すると、Driver1、Driver2 でそれぞれ 4.55、4.10 MJ であった。ENG 仕事からも分かるように、停車発進が頻発する渋滞では、緩加速を実施し、車速を上げすぎないことで良燃費につながることが分かる。

以上のことから、燃費値の逆転現象は交通環境による影響である事が検証でき、シミュレーションの不具合等による影響ではない事を確認できた。本シミュレーションによって実用燃費値の算出は可能と考え、次節以降では、お客様へ提案するさらなる燃費向上の方策について、本シミュレーションを用いて検討した結果を記す。

3. 燃費改善のための渋滞の検出方法

これまでの事から、混雑をしていない信号停止をする市街路、郊外路では、緩加速をすることによって燃費が悪化する可能性もあることが分かった。これは信号時間のインターバル長と車両の通過に要する距離と平均車速による走行時間で決まる。しかしながら、現在では信号のインターバル時間を検知する事は難しく、また信号を通過するまでの平均車速も周囲の交通環境に影響されるため検知が難しい。また、今回使用した交通流シミュレーション上でも、Table4 に示すように渋滞路の長さにはばらつきが発生するため、信号の先に渋滞末尾がある場合など、市街路と郊外路での加速度選択は非常に難しく、V2I(Vehicle to Infrastructure)、V2V(Vehicle to Vehicle) まで含めた課題として、今後の研究対象とし、本報では扱わない事とした。

Table 4　Distance deviation of driving scene

Distance deviation of driving scene [km]	Driver1		Driver2	
	Max	Min	Max	Min
Traffic congestion	4.3	2.5	5.1	3.1
City and suburb	31.4	29.7	30.9	29

一方、渋滞では緩加速の効果が確実に得られるため、お客様に推奨したく、渋滞検知を実施したい。渋滞では速度が著しく低下するなど顕著な特徴があり、現状のシステムで判断しやすく汎用車への応用が可能と考えられる。

現在でもナビゲーションシステムやスマートフォンの地図情報などにはインフラストラクチャの交通情報を用いた渋滞観測結果を反映する機能が存在している。

しかしながら、車両の振る舞いのコントロールや HMI(Human Machine Interface)、エコペダルを使ったドライバへのエコ運転を誘うための渋滞情報には高い精度が求められる。そのためインフラを用いた渋滞観測では、情報を更新される時間遅れや、位置のズレが少なからず発生し、特に渋

滞の抜けのシーンではドライバに対して、応答遅れの違和感が発生すると考えられ、精度が不十分と考えた。そこで交通環境に着目し、車両が独自に渋滞を判断する手法を検討した。

まず現状の交通環境が渋滞であるかを判断するため、渋滞について定義を行った。注意すべき点として、ドライバに対して渋滞の入りや抜けのタイミングに違和感を覚える事の無いように配慮が必要と考えた。そこで日本道路公団各社[4)]が案内する渋滞情報を参考にし、走行中の制限速度情報に対する、自車または前車の車速を比較して定義した。

また Fig.5 の車速プロフィールを分析すると、Driver2 の前半のような停車と発進を繰り返す渋滞 (ST 渋滞 :Short trip 渋滞) と、Driver1 の後半のように停車せずに走り続ける渋滞 (だらだら渋滞) がある事に気づいた。これに着目して、渋滞を分析すると ST 渋滞は一般道または高速道路の渋滞の激しい場合に起きやすく、だらだら渋滞は高速道路の渋滞初期などに起きやすいと考えた。これらを用いて後述する渋滞中の燃費改善の振る舞いを変える判断に用いた。実際に測定した ST 渋滞とだらだら渋滞の車速の特徴を Fig.7 に示す。

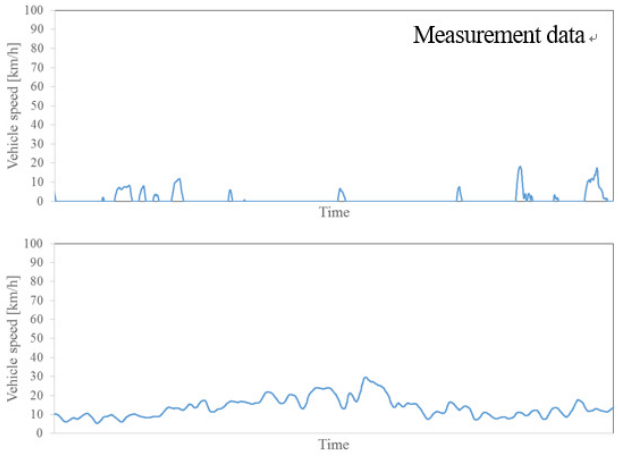


Fig.7 Vehicle speed profile of ST traffic jam (upside) and running traffic jam (downside)

渋滞を検知･判別するために、前述した制限車速、自車速、前車車速情報に加え、自車が右左折等で渋滞から離脱した事を検知するための前車の検知情報、渋滞が終了した事を即座に検知するための前車の加速度情報に加えて、前車との車間距離情報も用いた。また自車速情報は、主に渋滞の種類判別や、渋滞判定後に車速をコントロールするために用いた。

渋滞検出方法では、大きく 2 つの点を工夫した。1 つは汎用性を向上すること、そして許容性を向上することである。許容性とは前述したドライバが渋滞判定に対し、判断の遅れ等の違和感を覚えないことをいう。

まず汎用性を向上させるために、前車の情報のみを使う手法を検討した。最新の自動運転の研究開発では自車の周囲 360° を検知するシステムを搭載しているため、隣接する車線を走行する車両の情報を使う事で検知精度の向上も検討した。

しかし、渋滞の初期や前方に分岐がある場合など、自車の走行車線のみ渋滞している状況も考えられ、前方車両のみの情報で渋滞を判断する必要があると考えた。また、前車の情報で判断可能とすることで、片側 1 車線の道路においても渋滞を検知することが可能となり、汎用性が向上する。

加えて、現在販売されている車両にはエマージェンシーブレーキや前車追従型のクルーズコントロールを搭載することが一般的になりつつあり、多くのお客様に本技術を体感していただけるメリットがある。

次に許容性を向上するために、渋滞の入り、抜けを判断する車速の判断基準に差を付け , 渋滞入りよりも抜けの車速を上げ、加えて渋滞判断車速には、フィルタまたは平均化された車速情報を用い、それらによって瞬間的な車速変動による渋滞入り、抜けを短時間で繰り返す動作を回避した。ST 渋滞の判断には、直前の発進から停車までの 1 トリップの車速情報を使用した。これには単一車両の 1 トリップを判断する必要がある事から、入れ替わりが発生する前車の情報は用いず、自車の速度情報を用いた。一方、だらだら渋滞では前車の車速情報を使用している。

渋滞を判断する道路の制限車速情報は昨今、情報が登録され始めたナビゲーションシステム内のデータの使用を前提とした。

以上のようなシステムを織り込んだ渋滞判定制御モデルを MATLAB/Simulink を用いて Fig.8 のように構築した。

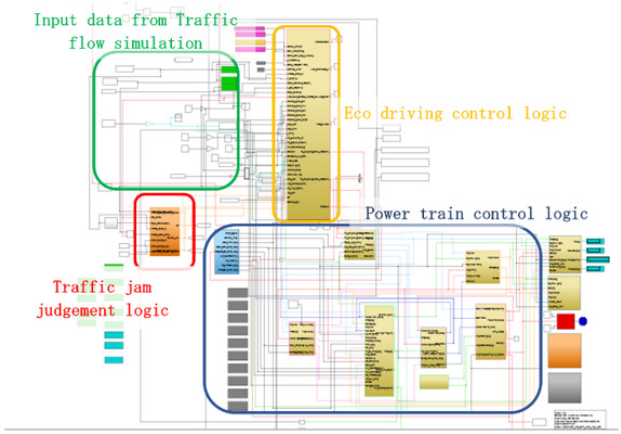


Fig.8 Simulink model with traffic jam judgement system

4. 渋滞判定制御の結果

実走行をして得たデータを前述の Matlab/Simulink の制御モデルに入力して渋滞判定シミュレーションを行った。渋

滞検知結果を Fig.9 に示す。運転者が記録した、渋滞に入ったタイミングと抜けたタイミングを Jam flag(Driver) としてあらわしている。

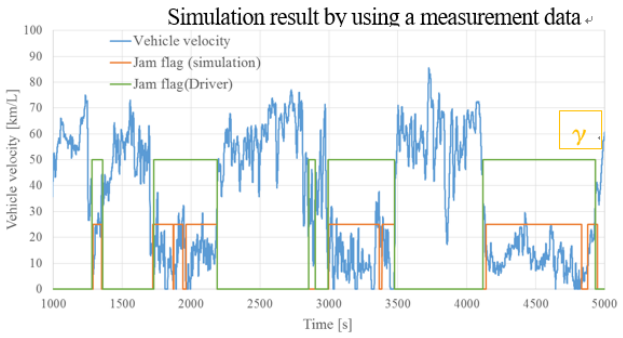


Fig.9 Traffic jam judgement system calculate result

本結果ではドライバが渋滞と判断したシーンに対する制御システムの検知精度は 90%程度を達成した。注意すべき渋滞の抜けの遅れについては最大 12.4sec となるγのシーンが確認されたが、このシーンの車速上昇は 3㎞ /h 程度で極緩加速であった事が分かった。γ地点の詳細のデータを Fig.10 に示す。

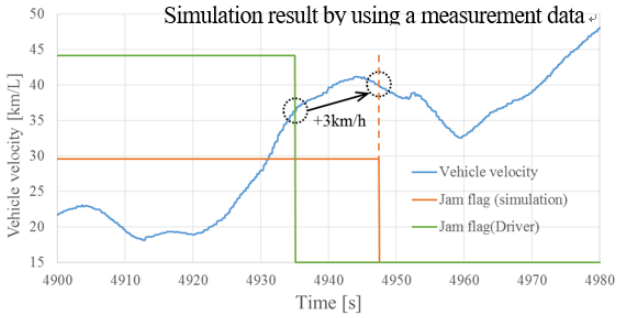


Fig.10 An enlarged view of the simulation part where getting out of the traffic jam judgement.

この遅れについて、極緩加速かつその後に減速に転じていることから許容可能と予測するが、ドライバが許容可能か否かについての詳細は今後、実車を用いた検証の中で確認する。

その他の箇所において、渋滞から抜けるシーンでは前車をロストした事による抜け判断や前車の加速度による判断も確認できており、車速以外の判断基準が有効であることを確認した。

5. 渋滞での燃費改善挙動の検討

次に渋滞中に燃費向上させる車両の振る舞いについて検討した。前述した通り、渋滞区間では緩加速を実施することで燃費が向上することが確認された。特に、ST 渋滞では Fig.6 で示したように緩加速を実施した事で、低い車速で減速に移行し、燃料消費量が少ない走行である事が確認できる。

だらだら渋滞では停車するタイミングを事前に検知することが難しいが、ST 渋滞では頻繁に停車することから減速および停車を予測する事が比較的容易である。減速および停車が予測可能な ST 渋滞においては、車速が低い状態で加速を終了し、巡航に移行した方がより良燃費になると考え、ST 渋滞では速度に制限を設ける案も検討した。

速度制限は前走車が加速中でも、自車の加速を終了する事から緩加速よりもドライバに対する違和感が大きいと考えられる。そのため制限する車速は実車でのドライバの官能評価を考慮しながら決定する必要があると考えるが、今回は燃費改善の効果の有無を確認することを目的として、暫定的に走行中の道路の制限速度の 1/2 の速度に規制し、シミュレーション上で効果を検証した。速度制限の制御方法は加速度を制御する手法ではなく、ST 渋滞を検出した場合に、目標車速を一時的に変更する事で、車速のオーバーシュートやスムースな速度制限への移行を狙いとする制御とした。ただし、速度制限を設けると必ず前車との車間が広がるため、一定以上の車間が空いた場合には、速度制限を終了し、緩加速を再開する制御プログラムとした。

以上のことから ST 渋滞を検知した場合は、緩加速、速度制限を実施し、一方でだらだら渋滞では、緩加速のみを実施する。

6. 渋滞中の燃費改善挙動の結果

緩加速による燃費の効果は Fig.6 で示したため、ここでは割愛し、速度制限の効果に着目する。シミュレーションで確認した渋滞中の燃費改善挙動の結果を Fig.11 に示す。

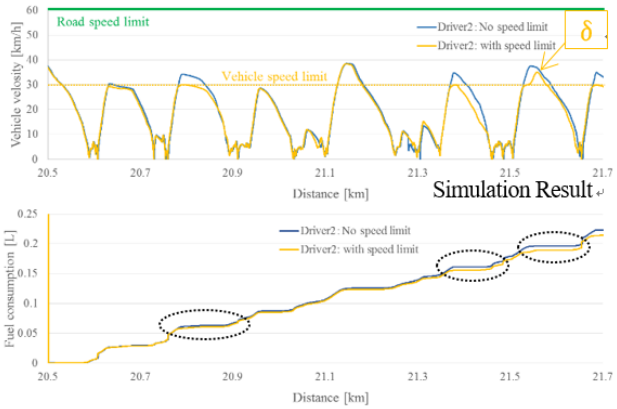


Fig.11 Result of speed limit control during traffic jam and differences of fuel consumption.

緑色で示した道路の速度制限に対して、1/2 の車速となるように加速が早期に終了しているシーンがあり、燃料消費量の増加が抑えられている事が分かる。さらに、目標車速を

変更しているため、制限車速手前から加速度が低減していき、燃料消費量も低減することが確認された。また、後半のδのポイントでは車間距離拡大による速度制限の中断と再加速が確認できるが、速度制限無しの車速プロフィールと比較すると、再加速後でも速度が低い状態から減速を開始しており、燃料消費量が少ないのが確認できた。

7. 考察

・渋滞判定システムの渋滞抜けの判断は車速上昇以外にも、前車をロストした条件や前車の加速度が規定値以上となる条件による渋滞抜けの判断がドライバの感覚に非常に近い結果をもたらした事が分かった。

・渋滞中の燃費改善挙動の結果から、速度制限によって、低い車速で加速が終了しており、少ない燃料消費量で走行している事がわかった。加えて、制限速度を目標車速で設定した事によって、制限速度に到達する前から加速度低減が始まり、燃料消費量も低減している事から、燃費効果を得られている事が分かる。

・速度制限中に車間距離が空き、速度制限が終了するシーンが見られた。速度制限が途中で終了し、加速を始めているが、Driver1 の車速並みに上がる前に減速が始まっており、同じ距離の 1Trip 走行に対して、少ない燃料消費で走行している事が確認できる。

8. 結論

今回の結果から得られた結論を以下にまとめる。

(1) 信号停止が発生する市街路、郊外路において緩加速をすることで、停車回数が増え、緩加速のドライバの燃費が悪化する条件が発生する。ただし渋滞は燃費が確実に向上する。

(2) 加速度の違う Driver1 と Driver2 の燃費効果が逆転するシーンにおいて、原因が交通環境の違いで発生している事が判明し、燃費への定量的な影響を検証できる事が分かった。これにより実用燃費値を予測可能となり、かつ運転スタイルの違いが実用燃費値へ及ぼす影響を検証可能となるシミュレータが完成した。

(3) 渋滞路において、既存の前車を検知するセンサとナビゲーション内の制限速度情報を用いる事で、渋滞を判断可能となった。

(4)ST 渋滞とだらだら渋滞に分け、さらに発進停止を繰り替える ST 渋滞においては、緩加速以外に速度制限を併用し、さらなる燃費改善効果が見込める事が判明した。

参 考 文 献

1）福本 泰己：交通流 Simulation を用いた実用燃費予測手法、自動車技術会学術講演会予稿集 (2017)20176175

2）Mathworks japan HP :https://jp.mathworks.com/

3）PTV 社 HP :http://vision-traffic.ptvgroup.com/en-us/home/

4）NEXCO 中日本 HP 渋滞の定義は？：http://highwaypost.c-nexco.co.jp/faq/traffic/rule/345.html

出　典

公益社団法人自動車技術会
2019 年春季大会学術講演会講演予稿集
No.42-19　文献番号 :20195199

著者


福本　泰己


栗城　洋


三浦　創


島村　青之


西　崇仁

微小操舵角域のライントレース性に対する操舵力とヨー特性の関係解明

田尾　光規 *

抄録　直線道路を走行する時、ドライバは通常、車両をレーン内に保持するためにハンドルを微調整する。本論文では、車両を走行レーン内に正確に保持する場合を想定して、その時のステアリング特性間の関係を定量的に評価する。本研究では、最初に直線道路を走行する時のドライバ特性を調査した。次に、その特性を模擬するドライバモデルを作成し、そのモデルによるドライビングシミュレーションを行い、ライントレース性、操舵力及び車両ヨー特性間の関係の仮説を立てた。最後に、実際にドライビングシミュレータを使用して、その仮説を検証した。

1. まえがき

一般的なドライバの日常での走行シーンを考えると、微小な操舵で車両の走行軌跡を微調整するようなシーンを含め、概ね直進走行といえるシーンがその大半を占めていることが想像できる。筆者らが欧州および日本で実施したある調査では、微小な操舵といえる操舵角 5deg 以下の頻度は、全車速帯で 51.1% と半分以上、80kph 以上の車速帯では 79.6% と約 8 割を占め、それらを裏付ける結果が確認されている。

このように遭遇頻度の高い微小操舵角で目標とした走行ラインに沿って車両をトレースするライントレース性は、多くのドライバにとって重要な性能であり、本性能に対して最も寄与が大きいと考えられてきた操舵力特性について、ウェーバー則をベースとしたドライバがリニアに感じる操舵反力特性 [(1)] 等、多くの研究事例 [(2)～(4)] が報告されてきた。しかし、操舵力と並んで影響が大きいと考えられるヨー特性等の車両の動きについては、いくつかの関連する報告がある [(5)～(7)] ものの、微小操舵角域のドライバ特性を含めて、定量的な関係を解明した事例は少なく、実際の開発現場においてはその性能開発を実車によるチューニングに頼っているケースが多い。

本性能を設計できるようにすることは、多くのドライバに目標とした性能を安定的に提供できるようになるだけでなく、試作車両への依存度を下げることによって、開発費の削減や環境負荷の低減にも貢献できると考え、本研究に取り組んだ。

本研究では、80kph 一定速の直進走行中に ±5deg 前後の微小な操舵角で車両の走行軌跡を微調整するシーンを想定した走行コースを設定し、目標走行ラインと実際の走行ラインのずれをライントレース性の評価指標として、ライントレース性に対する操舵力とヨー特性の定量的な関係を解明することを目的とする。最初に、基礎実験により微小操舵角域のドライバ特性を把握する。次に、その特性をドライバモデルに織り込み、車両モデルと組み合わせた解析により、ライントレース性に対する操舵力とヨー特性の定量的な関係の仮説を立てる。最後に、ドライビングシミュレータ実験によりその仮説を検証する。

なお、本研究で実施した二つの実験は、日常から通勤等で車を運転している 20 ～ 50 代のドライバ 25 名を対象に、日産自動車（株）実験倫理委員会の審査を受けて承認を得た内容により、実験参加者からインフォームドコンセントを得た上で実施したものである。

2. 微小操舵角域のドライバ特性の把握

微小操舵角域で重要と考えるドライバの二つの基本的な特性を把握するための実験を行った。

2.1.　ドライバが「車両に入力をした」と認識する操舵角

一つ目として、ドライバが「車両に入力をした」と認識する最小の操舵角を把握するための実験を、図 1 に示したフロア固定式のドライビングシミュレータを用いて実施した。

* モビリティ＆ＡＩ研究所



Fig.1 Fixed-type Driving Simulator

ドライバには目をつぶった状態で、ハンドルの中立位置から操舵を開始し、自分が「車両に入力をした」と認識する最小の操舵角でその操舵を停止するように指示をした。左操舵、右操舵、それぞれ 5 回ずつ同様の操作を行い、試行回ごとにその操舵角を記録した。また、この操舵角は前提とする操舵力特性に依存すると考え、図 2 でベースと示した、あるCセグメント車両の 80kph 走行での操舵角－操舵力特性を基準に、その操舵力を全域で ±25%、±50%に等倍した計 5 仕様と、操舵力を全域でゼロとした仕様を加えた全 6 仕様で実験を行った。

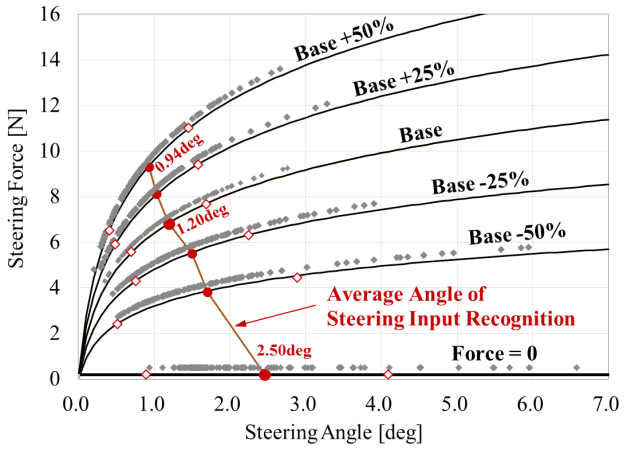


Fig.2 Steering Force Characteristic & Experimental Result

実験結果を図 2 のドットデータで示す。ベース仕様でドライバが認識する最小の操舵角は、全 25 名、全試行回の平均値で 1.2deg となった。また、操舵力を重くするほどその値は小さくなり、操舵力を +50% とした仕様では 0.94deg まで小さくなる一方、操舵力をゼロとした仕様ではベース仕様の倍以上となる 2.5deg まで大きくなることが確認された。

白抜きのひし形のマークはそれぞれのばらつきを示し、概ね ±0.5 ～ ±1deg の値となっている。

2.2. ドライバが「車両が動いた」と感知するヨーレイト

微小操舵角域で重要と考えるもう一つのドライバ特性として、ドライバが「車両が動いた」と感知できる最小のヨーレイトを把握するための実験を、図 3 に示す 360° のスクリーンとヨー方向のターンテーブルを備えたドライビングシミュレータ [8] を用いて実施した。

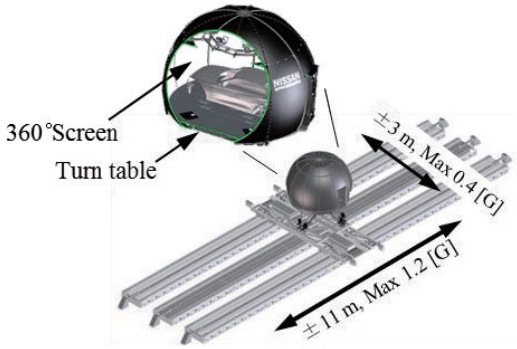


Fig.3 Driving Simulator

図 4 に示したように、外周に 10m 間隔に樹木が植えられた半径 300m のスキッドパットの中心に車両がおかれた状態を設定し、停止状態からドライバがそれ自体を感知できない十分に小さい一定のヨー角加速度 0.05deg/s^2 で、ターンテーブルのヨーレイトを増加させた。ドライバには前方のスクリーンを注視した状態で、ヨー方向の動きを感知した瞬間に手元のスイッチを押すように指示をした。左右それぞれ 5 回ずつ実施し、試行回ごとにそのヨーレイトの値を記録した。



(a) Plan view　　(b) Driver view

Fig.4 Yaw-rate Sensitivity Experimental Scene

図 5 に計測結果を示す。横軸は 25 名のドライバ、縦軸はそれぞれのドライバが感知した最小のヨーレイトである。ドライバが感知できる最小のヨーレイトは、全 25 名、全試行回の平均値で 0.21deg/s、ばらつきは ±0.05deg/s であった。

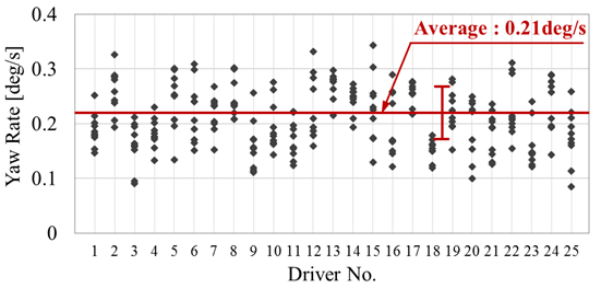


Fig.5 Yaw-rate Sensitivity Experimental Result

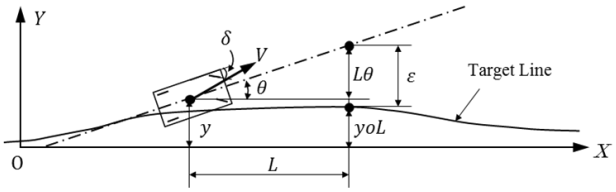
第 3 章でデータを用いて説明するが、この 0.21deg/s のヨーレイトを発生する操舵角は、車速 80kph で約 2deg に

相当する。ドライバが「車両に入力をした」と認識する操舵角が約 1deg であったことから、1 ～ 2deg の操舵角域では、ドライバは操舵力の情報だけで、まだ感知できていない車の動きを想像しながらフィードフォワードで操舵をしていると考えられる。これは、これまで微小操舵角域で操舵力特性が重視されてきた理由の一つと考えられるとともに、この操舵角域で操舵力とヨー特性を適切に設定する事の重要性を示唆している。

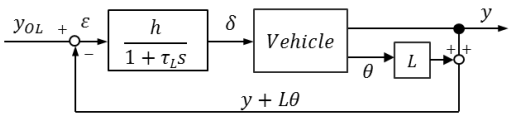
3. 微小操舵角域のライントレース性に対する操舵力とヨー特性の定量的な関係の仮説

3.1. 微小操舵角域のドライバ特性のドライバモデルへの織り込み

ドライバモデルは、図 6(a) に示した前方注視点誤差モデル [9] を使用した。本研究では、±5deg 前後の微小操舵角、かつ概ね 10deg/s 以下のゆっくりとした操舵入力の準定常状態を対象としているため、ドライバの伝達関数として、図 6(b) に示す前方注視点誤差 ε に対する舵角の比例定数 h と、むだ時間 τ_L で構成される最も簡単な関数 [9] を用いた。前方注視距離 L は 33.3m、無駄時間 τ_L は 0.3s、比例定数 h は 0.25rad/m とし、これらをベースモデルとして前章で把握した微小操舵角域の二つのドライバ特性を以下のように織り込んだ。



(a) Look Ahead Model



(b) Block Diagram

Fig.6 Driver Model

一つ目として、従来のドライバモデルでは一定値としている比例定数 h を、操舵力特性の違いによって変更するようにした。前章の実験で、ドライバが「車両に入力をした」と認識する操舵角は操舵力の違いによって変化することが確認されたが、表 1 はそれぞれの仕様に対して、認識された操舵角の平均値と、ステアリング半径を 0.18m として中立位置からその操舵角に至るまでの力の変化を加味したドライバの仕事量を算出したものである。

Table 1 Driver Work and Dofinition of Parameter "h"

Spec.	Steering Angle [deg]	Work [$\times 10^{-2}$Nm]	h [rad/m]
Base-50%	1.79	1.71	0.50
Base-25%	1.50	1.84	0.33
Base	1.20	1.78	0.25
Base+25%	1.03	1.71	0.20
Base+50%	0.94	1.76	0.17

操舵力の違いによって認識する操舵角は大きく変化するが、その仕事量は 1.7 ～ 1.8×10^{-2}Nm 前後で概ね同等の値であることが確認できる。この結果から、ドライバは少なくとも微小操舵角域では操舵角そのものではなく、仕事量を基準に操舵入力をしているものと考えられる。よって、ドライバモデルの比例定数 h の値も操舵力の違いによって変わり、その変化も操舵力の重さに反比例すると仮定した。具体的には、ベース仕様の値 h=0.25rad/m に対して、各仕様の h の値を表 1 の一番右側の列に示したように設定した。

二つ目として、従来のドライバモデルではヨー運動がわずかでも発生するとその量に応じて前方注視点が横移動をするように設定されているが、前章の実験でドライバは平均して r_0=0.21deg/s のヨーレイトが発生するまで車両が動いたことを感知できないことが分かったため、この間、前方注視点の横移動はしないように変更を加えた。具体的には、図 6(b) で車両からフィードバックされる y+L θ のうち、r<0.21deg/s の場合 L θ の値がゼロとなるように設定した。

3.2. 微小操舵角域の不感帯特性の車両モデルへの織り込み

本研究では車両モデルとして二輪モデルを使用した。ブロック線図 [9] を図 7 に、前提としたパラメータを表 2 に示す。

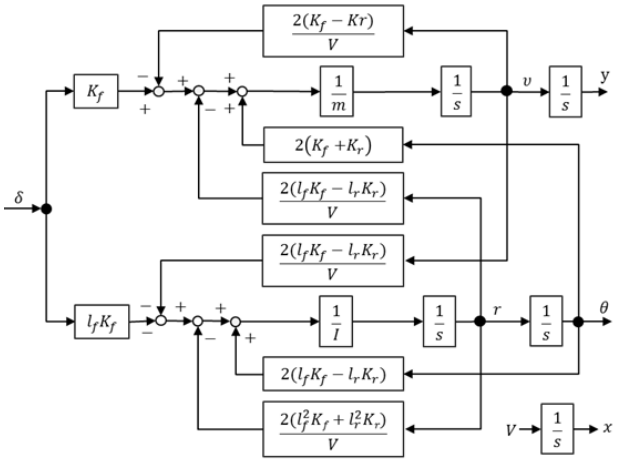


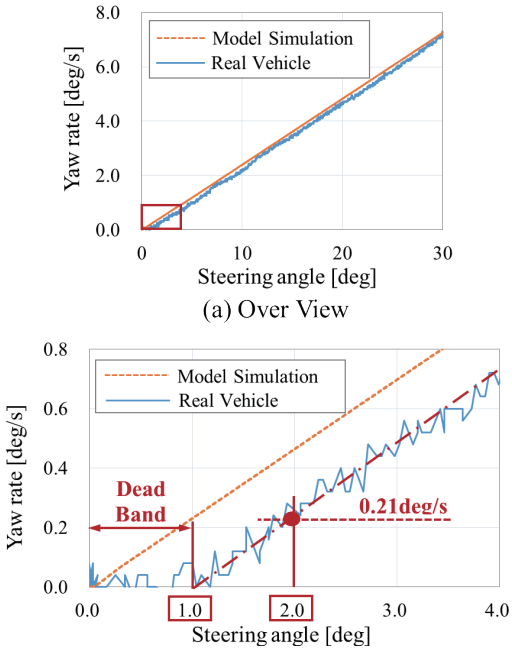
Fig.7 Vehicle Model Block Diagram

Table 2 Vehicle Model Parameter

Parameter	Symbol	unit	Value
Vehicle Mass	m	kg	1670
Vehicle Yaw Inertia	I	kgm^2	2600
Front axle～C.G.	l_f	m	1.08
Rear axle～C.G.	l_r	m	1.62
Front Cornering Power	K_f	kN/rad	62.5
Rear Cornering Power	K_r	kN/rad	95.5
Steering Gear Ratio	-	-	15.0

本研究ではこの車両モデルをベースとして、実車の詳細計測で抽出した、微小操舵角域でヨーレイトが発生しない領域をモデル化して織り込んだ。

図 8 は、検討に用いた C セグメント車両で、80kph の一定速走行から 10deg/s のゆっくりとした操舵入力を行った時の、従来の車両モデルによる計算と実車による実測を、横軸を操舵角に縦軸をヨーレイトとして比較したものである。図 8(a) の全体図では計算は実車の計測結果を概ね精度良く再現している事が確認できるが、図 8(a) の四角で囲んだ微小操舵角域を拡大した図 8(b) では、両者に大きな違いが見られる。実車の計測結果にはステアリングやサスペンションのフリクション等の影響と思われる、操舵角が約 1deg になるまでヨーレイトが発生しない領域があることが確認できる。そして前章で説明したドライバが感知できる最小のヨーレイト r_0=0.21deg/s が、操舵角で 2deg 前後に相当することはこの拡大図から読み取ることができるとともに、この操舵角はヨーレイトが発生しない領域に大きく影響されることが確認できる。



(a) Over View

(b) Enlarged View

Fig.8 Simulation and Real Vehicle Yaw-rate Comparison

本研究ではこの領域を“ヨーレイト不感帯 [deg]”と定義し、微小操舵角域のライントレース性を検討する上でのヨー挙動の代表特性とするとともに、この要素を車両モデルに追加した。具体的には、ドライバモデルから車両モデルに入力される操舵角が不感帯分オフセットされるように設定した。

図 9 に、前節で説明した微小操舵角域のドライバ特性を織り込んだドライバモデルと、この不感帯の要素を追加した車両モデルを組み合わせた、本研究で微小操舵角域のライントレース性の検討に用いたドライバー車両モデルを示す。

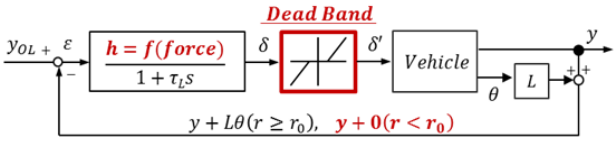


Fig.9 Driver-Vehicle Block Diagram

3.3. 評価コースと評価指標の定義

図 10 に示すように、80kph の一定速直進走行から、概ね 10deg/s 以下で 5deg 前後の操舵入力となる、左右二つの 1200R のカーブとその緩和区間で構成される評価コースを設定した。

評価指標は、直進から 1200R までの切り増し操舵で、設定したコースを目標走行ラインとし、それに対する実際の走行ラインのずれをライントレース性の評価指標とした。直進終了直後の緩和区間 30m とその後に続く 1200R 定常円区間 30m の計 60m の区間で、目標走行ラインに対する車両重心点軌跡のずれを、100Hz でサンプリングしてそれらを平均した値を　”ライントレース乖離量 [m]”として定義した。目標ラインに対して内側に切れ込む側を正、外側に膨らむ側を負とした。

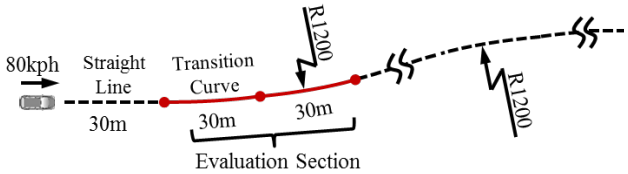


Fig.10 Evaluation Course

3.4. ライントレース乖離量に対する操舵力とヨーレイト不感帯の定量的な関係の仮説

これまでに分かった微小操舵角域のドライバと車両の特性を踏まえ、ドライバが目標とした走行ラインを正確にトレースするための操舵力とヨーレイト不感帯について考える。まず、ドライバは前方にカーブを確認すると、その前方注視点誤差に比例した操舵を開始する。その比例定数は操舵力の重さに依存し、操舵力が軽い仕様では大きい定数で、操舵力が重

い仕様では小さい定数で操舵を増していく。概ね 1deg の操舵角でドライバは初めて「車両に操舵入力をした」と認識するが、この時点ではまだ車両の動きであるヨーレイトを感知することができないため、車両の動きを想像しながら前方の目標走行ラインの変化にともなう注視点誤差の増加のみに比例したフィードフォワード操舵を与え続ける。操舵角が 2deg をこえたあたりでドライバはようやく「車両が動いた」と感知するが、比例定数に対して不感帯の量が適切な場合、それまで想像していた通りの車両の動きが感知され、車両は目標ラインを正確に走行し続けることができる。しかし、比例定数に対して不感帯が小さい場合、ドライバが想定したよりも早く車両が目標ラインよりも内側に切れ込もうとする状態で感知される。逆に、比例定数に対して不感帯が大きい場合、ドライバが車両の動きを感知した時には、既に車両は目標ラインから外側に膨らもうとしている状態になっている。

設定した評価コースを 80kph で走行した場合、このヨーレイトを感知できるタイミングは仕様にもよるが、既に車両が緩和曲線に入って 10m 以上走行した後となる。また、この時点でのフィードバック操舵が実際に車両に入力されるのは、ドライバの無駄時間 0.3s が経過した、更に車両が 6m 以上も走行した後となる。したがって、ドライバが車両の動きを感知できるまでのフィードフォワード区間で、いかにドライバが想像した通りの動きを実現するかが重要であるといえる。

図 11 は、本研究で用いたモデルでの解析結果であり、その様子を定量的に確認したものである。操舵力をベース仕様の -50% として比例定数を上げ、不感帯を 0deg まで小さくした仕様は目標ラインに対して内側に切れ込む様子が、逆に、操舵力をベース仕様の +50% として比例定数を下げ、不感帯を 2deg まで大きくした仕様は外側に膨らむ様子が、また、操舵力と不感帯を適切にバランスさせたいくつかの仕様は目標ラインを概ね正確にトレースできる様子が、それぞれ確認できる。

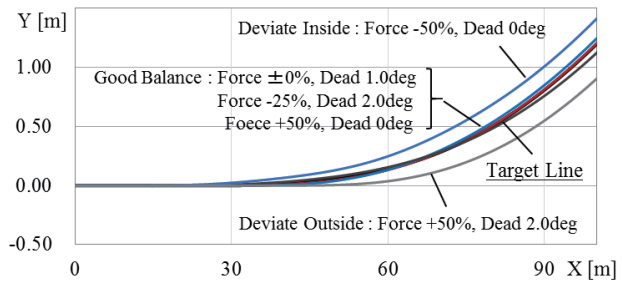


Fig.11 Line Trace Simulation

図 12 は、ベース仕様を基準に、操舵力を ±25%、±50%と変更した仕様と不感帯を 0 ～ 2deg まで 0.5deg 刻みで変更した仕様を X 軸と Y 軸に、それら全 25 仕様のそれぞれで計算したライントレース乖離量を Z 軸に示したグラフである。操舵力が軽く不感帯が小さいグラフ奥の仕様は、目標ラインに対して車両軌跡が内側に切れ込むライントレース乖離量が大きな正の値になること、操舵力が重く不感帯が大きいグラフ手前の仕様は、目標ラインに対して車両軌跡が外側に膨らむライントレース乖離量が大きな負の値になること、その他の仕様はそれらの間で滑らかに変化することを示している。そして、Z=0 平面上の太い破線は、ライントレース乖離量がゼロとなる、最も正確なライントレースを実現できる操舵力とヨーレイト不感帯の定量的な関係を示したものであり、これらを仮説として実験検証を行う。

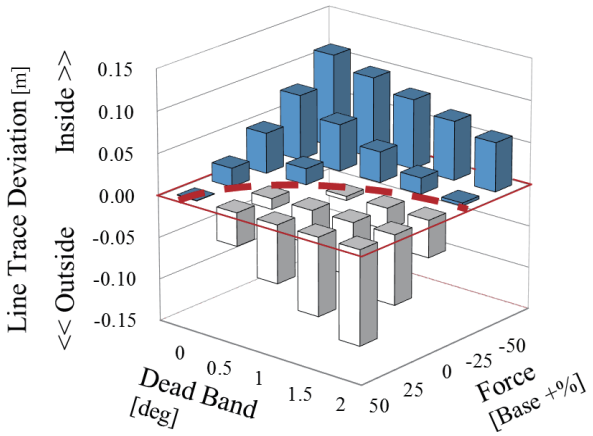


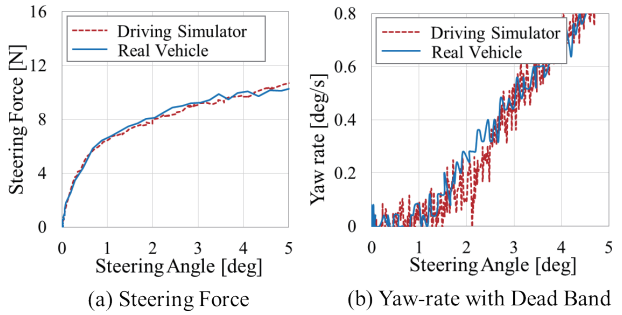
Fig12. Simulation Result of Line Trace Deviation

4. ドライビングシミュレータを用いた仮説の検証

4.1 ドライビングシミュレータの精度検証

仮説の検証には図 3 で示したドライビングシミュレータを使用した。このシミュレータは、可動域が 22×6m のスライドレールにヘキサポッドを介してマウントされたキャビン、それらを高精度に駆動する 64 個のリニアモータなどを備え、多くのシーンで高い実車再現性を実現しているものである。

図 13 は、本研究で着目している操舵力と不感帯を含むヨーレイト特性について、対象とした C セグメント車両の実車計測データとシミュレータでの計測データを比較したものであり、いずれも高い再現精度が確認されている。



(a) Steering Force　(b) Yaw-rate with Dead Band

Fig13. Driving Simulator Accuracy Confirmation

4.2. 評価シーンの設定

車線の中央が図 10 で定義した評価コースとなる図 14 のような走行車線を設定した。ドライバや試行回毎のばらつき低減を目的に、車線幅は車両幅とほぼ同等の 1.8m とした。また、左操舵、右操舵の左右差低減を目的に、二車線片側走行ではなく、左右操舵とも三車線の中央車線を走行する設定とした。

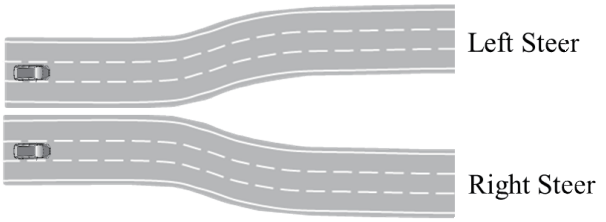


Fig14. Evaluation Course on Driving Simulator

4.3. 実験方法

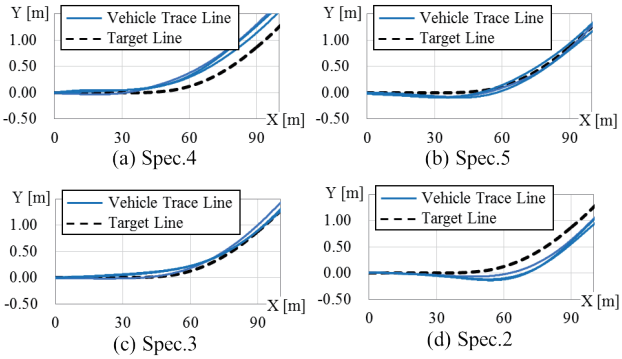
実験は第 2 章と同じ 25 名で実施した。車速を 80kph 一定に固定し、ドライバにはハンドル操作のみを行い車線の中央を目標に走行するように指示をした。実験仕様は仮説検討時の 25 仕様をベースに、実験効率を考慮した表 3 に示す 17 仕様を選定した。17 仕様を線形合同法 [10] によりランダムに並べた順番で、左右操舵のコースを各 1 回ずつ計 34 回の計測を実施した。途中十分な休憩を取り、これらを 3 回繰り返すことによって 17 仕様の左右操舵それぞれ 3 回ずつのデータを取得した。

Table 3 Driving Simulator Experimental Specification No.

		Dead Band Angle [deg]				
		0.0	0.5	1.0	1.5	2.0
Steering Force	Base-50%	4	—	17	—	5
	Base-25%	—	11	12	13	—
	Base	16	10	1	6	14
	Base+25%	—	9	8	7	—
	Base+50%	3	—	15	—	2

4.4. 実験結果

図 15 に、あるドライバの表 3 の四隅に示した仕様の左操舵の走行軌跡の計測結果を代表例として示す。仮説と同様に、操舵力が軽く不感帯が小さい仕様 4 では目標ラインに対して内側に切れ込む様子が、操舵力が重く不感帯が大きい仕様 2 では外側に膨らむ様子が、それらのバランスが取れている仕様 3 や仕様 5 では目標ラインを概ね正確にトレースできる様子が、それぞれ確認できた。



(a) Spec.4　(b) Spec.5

(c) Spec.3　(d) Spec.2

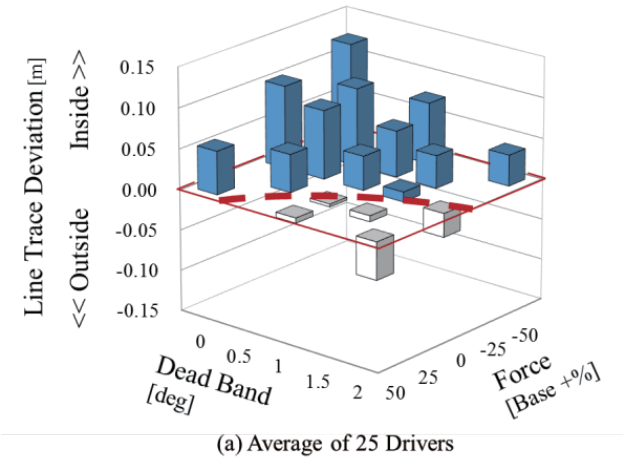
Fig15. Line Trace Experimental Result

図 16 は、25 名の 17 仕様で計測されたライントレース乖離量の平均値について、仮説検討時と同じ三つの軸のグラフで示したものである。図 (b) ～ (z) は 25 名のそれぞれの計測結果、図 (a) は全 25 名の平均値である。

図 (b) ～ (z) では、ライントレース乖離量の大きさやその乖離量がゼロとなる操舵力とヨーレイト不感帯の関係には、ドライバ毎のばらつきが見られるものの、すべてのドライバで、操舵力が軽く不感帯の少ない仕様は内側に切れ込み、操舵力が重く不感帯の大きい仕様は外側に膨らむ傾向が確認された。

また、全 25 名の平均値を示した図 (a) の Z=0 平面上の太い破線は、ライントレース乖離量がゼロとなる、最も正確なライントレースを実現できる操舵力とヨーレイト不感帯の定量的な関係の検証結果であり、操舵力が重く不感帯が大きい側にややシフトした傾向が見られるものの、仮説で立てた定量的な関係を概ね再現していることが確認できた。

ライントレース乖離量がゼロとなる破線が、仮説検討時に対して操舵力が重く不感帯が大きい側にややシフトした理由として、仮説検討時のドライバモデルのパラメータが、実際のドライバのものと乖離していたことがその主要因と考えられる。今後のデータ追加計測やパラメータ同定によって、更なる精度改善ができるものと考える。



(a) Average of 25 Drivers

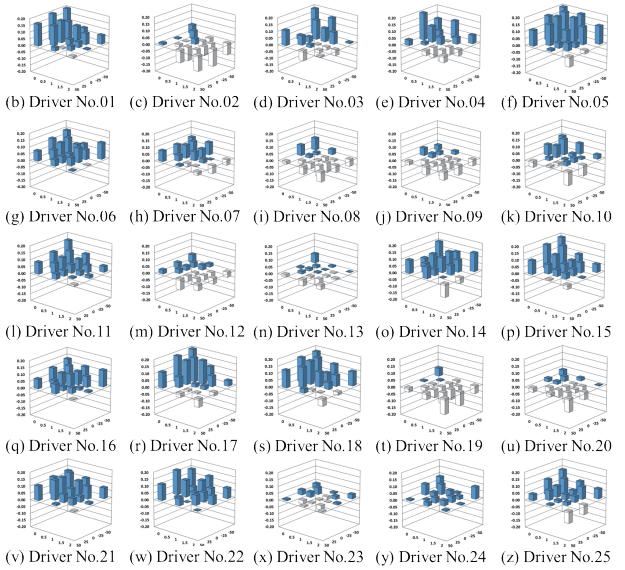


Fig16. Experimental Result of Line Trace Deviation

以上より、微小操舵角域のライントレース乖離量に対する操舵力とヨーレイト不感帯の定量的な関係について、その仮説の検証が完了した。

5. まとめ

微小操舵角域の操舵力とヨーレイトに対するドライバの特性を把握、微小操舵角域の車両のヨーレイト不感帯を定義し、それらの要素を従来のドライバー車両モデルに織り込んだ。微小操舵角域のライントレースのメカニズム仮説と、新たなモデルによる定量的な分析、そしてドライビングシミュレータを使った実験検証により、ライントレース性に対する操舵力とヨーレイト不感帯の定量的な関係を解明した。

結果、これまでチューニングに頼っていた微小操舵角域のライントレース性に対して、操舵力とヨーレイト不感帯で設計できるようにした。

なお、本研究結果は 25 名のドライバで計測されたデータの平均値を用いた一つの結論であり、そのばらつきの影響については今後の課題として取り組む。

参 考 文 献

(1) 山田大介、ほか：ドライバが知覚する操舵反力の定量化法、自動車技術会論文集 Vol.47 No.2 pp.437-442 (2016)

(2) 久代育生、ほか：オンセンターハンドリングの為のステアリングシステム、自動車技術会論文集 Vol.40 No.2 pp.233-238 (2009)

(3) 高僧美樹、ほか：摩擦特性によるオンセンタフィール向上の研究、自動車技術会 春季大会 学術講演会前刷集 No.3-19 pp.1-6 (2019)

(4) Anna Newberry：Driver Perception of Steering Feel, Journal of Automobile Engineering Vol.221 No.4 pp.405-415 (2007)

(5) 酒井英樹：舵の正確さについての一考察、自動車技術会秋季大会 学術講演会前刷集 No.140-14 pp.7-10 (2014)

(6) 村岸裕治、ほか：オンセンタでの操舵トルクに対する車両応答解析、自動車技術会論文集 Vol.41 No.3 pp.575-580 (2010)

(7) 田尾光規：ドライバが意のままと感じる車両操舵応答特性に関する研究 東京大学 博士論文 (2018)

(8) 今村昌幸、ほか：高性能ドライビングシミュレータの開発、日産技報 ダイナミック・パフォーマンス技術 No.83 pp.60-65 (2018)

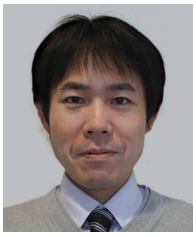
(9) 安部正人：「自動車と運動の制御 (第2版)」東京電機大学出版局 (2012)

(10) Stephen K. Park：Random Number Generator, Communi-cations of the ACM Vol.31 No.10 pp.1192-1201(1988)

出典

公益社団法人自動車技術会
自動車技術会論文集
Vol.51NO.3　文献番号 :20204204

著者



田尾　光規

NV 性能における実験ハイブリッド 1D CAE 開発と電動化パワートレインへの適用

後藤　昌也 *　　相墨　翔 *　　永見　唯 **　　松岡　久祥 *　　榎本　俊夫 **

抄録　　e-POWER システムは発電要求に対応してエンジンを任意に制御する。そこで、発電要求を伴う様々な走行シーンにおける騒音と振動の特性を評価する必要がある。室内のエンジン騒音を予測するため、コンポーネントの実験データを活用したエンジン制御モデルと NV モデルを統合させた新しいモデルを開発する。本モデルは開発フェーズの初期の段階で妥当性確認を行う。

1. はじめに

近年環境問題に対する意識の高まりから自動車のパワートレインの多様化が進んでおり、当社においてもハイブリッドシステムや e-POWER システムの採用が進んでいる。これらのパワートレインは、従来の内燃機関に電動ユニットを組み合わせており、特に電子制御化により従来の ICE より動作が複雑になっている。

その結果、複数の性能間トレードオフの解決が困難となっているが、具体例をエンジンを発電機として搭載する e-POWER にて説明する。従来の ICE は車速やアクセル開度に応じてエンジンの動作点が決定されてきたが、e-POWER はモータのみで駆動するため、エンジンの動作点を燃費や動力に対し効率の良い点で任意に動かすことが可能である。一方で、音振性能を考えた場合、これら複数の性能から任意に制御されるエンジンの動作点パターンに対し、網羅的に性能検討を行うことが必要となり、その設計条件数は膨大である。加えて、エンジン回転数を抑えることで静粛性を確保する音振性能と、エンジン回転数を上げてエネルギーを確保したい動力性能や暖房性能はトレードオフの関係になることもしばしばある。これらの性能間トレードオフを車両設計フェーズで事前に把握し、車両に必要なハードウェアポテンシャルの確保と、エンジン制御ロジックの開発を初期段階で行うことは車両開発上、非常に重要である。また、市場がグローバルに拡大する中で、この複雑に動作する電動パワートレインの各市場における走行条件での室内音を机上で予測し、開発効率の向上を図る事も必要となって来ている。本報では、実験データを活用した NV モデルとエンジン制御モデルを統合させ、性能間トレードオフや各市場での室内音を事前に予測可能な車両音振 1D CAE を構築したので、その手法について報告する。

2. 電動化パワートレインのシステム構成例

電動化パワートレインの一つである e-POWER システムは、Fig.1 に表されるようにエンジンを発電機として搭載しており、バッテリに蓄電することを目的に動作し、バッテリに蓄電された電気がインバータを介してモータを駆動することで車両が走行する。この様な構成のため、エンジンは駆動系とは結合されておらず、独立してエンジンの動作点をコントロールすることが可能である。Fig.2 にシステムの構成を示す。



Fig.1 System image

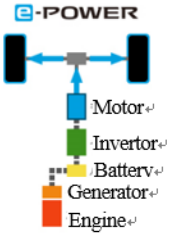


Fig.2　e-POWER System diagram

* カスタマーパフォーマンス＆第一車両実験部　　** 先行車両性能開発部

3. 電動化パワートレインにおける NV 課題

3.1　エンジン始動要求について

従来の ICE では、ドライバーの加速意図であるアクセル開度に応じ、走行に必要なエンジン出力及びエンジンの動作点が決定される。これは車両の動作状態がエンジン回転数やトルク、速度など、ハードウェアで物理的に決まる為であり、従来は数パターンの走行条件において設計を行えば、NV 性能として大きな問題になることはなかった。一方で、e-POWER はモータ駆動のため、エンジン動作点はアクセル開度のみに応じて一意に決定される訳ではない。基本的にエンジン動作点は、車両のバッテリ残量を考慮し、加速要求に必要な電力を得られる点で決定されるが、これらに加えて、他性能（暖房、排気等）からの要求が考慮されてエンジン動作点が決まる。これら各種の発電要求は、従来の ICE では NV 性能に大きな影響を与えることは無く、設計因子として考慮する必要性は少なかったが、e-POWER はこれら各々の発電要求に応じてエンジン動作点が変わる事から、NV 性能を網羅的に設計する必要がある。

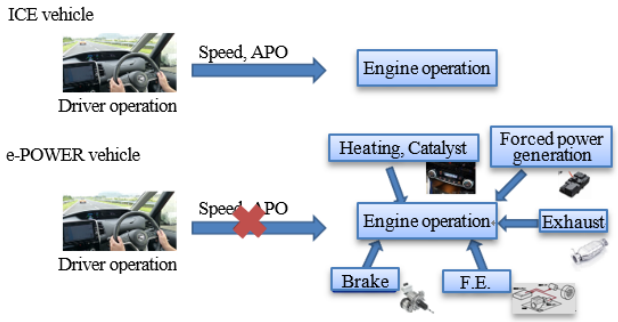


Fig.3 e-POWER engine operation request

3.2　設計シーンの増加について

さらに、これらの発電要求は、各走行シーンにおいて音振性能に与える影響が異なる為、定量的な検討が必要となる。具体例として、渋滞かつ低車速で走行するシーンにおいては、ロードノイズが小さく、エンジンが停止している状態が多い。このような走行シーンで、他性能（暖房、排気等）によりエンジンが急に始動すると、そのエンジン騒音は乗員にとって気になる音と感じられ問題になるケースがある。また、勾配のある路面を高車速度で長い時間走行するシーンにおいては、動力不足に陥ることを防ぐために多くの発電をする必要がある。すなわち、エンジンを高回転で回す必要があるが、従来の ICE と比較するとエンジン回転は上昇傾向である。このようなシーンは、走行頻度としては少ないものの、エンジン騒音が問題となるケースに繋がると考えられる。

このように、e-POWER における発電要求は走行条件に応じ様々なケースが発生するが、これに加え拡大する市場に対応して走行条件も増える事で、評価すべき条件の組合せが膨大に増加する。従って、開発を行う上では、お客様が走行する可能性のある多種多様なシーンにおいて問題を事前に洗い出し、その膨大なパターンに対して NV 性能を設計していくことが求められる。

3.3　電動化パワートレインにおけるトレードオフ性能

お客様が走行する可能性のある様々なシーンに対し、基本的にエンジン回転数を一定の値まで下げることで、NV 性能を確保することは可能である。しかし、燃費性能や動力性能から考えた場合、例えば、Fig.4 に示すようにエンジン回転数を下げることは、発電量不足に陥り、お客様が要求する速度を満たせず、動力不足や燃費悪化を引き起こす可能性がある。よって、車両全体としての性能を上げるには、エンジン動作点は NV 性能だけでは決定できず、他性能への跳ね返りを考慮しバランスの良い設計をする必要がある。

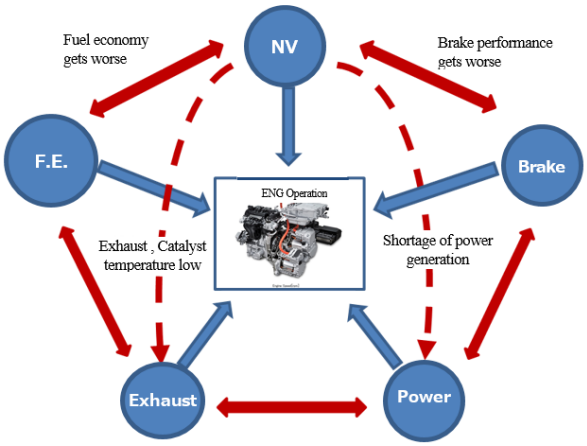
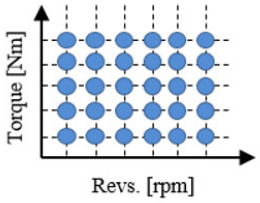


Fig.4 Tradeoff of each performance

4. 車両音振 1D CAE 開発

ここで対象とするエンジン騒音は、アイドル振動やこもり音、ロードノイズ等に比べより高い周波数領域までの予測が必要である。しかし、通常のプロジェクト開発で用いている CAE 手法では、周波数領域が不足あるいは精度が十分ではなく、部分的には高度な手法も存在するが、経済的に日常的には使いにくい。そこで、高周波領域に対しては実験データを活用し、モデルのように振る舞わせることで予測することを試みた。具体的には Fig.5 に示すように、エンジン回転数及び、エンジントルクのパラメータを制御し、格子点ごとのエンジン振動の測定を行い、測定データを線形補完することで Fig.6 のような 3D のマップデータが得られる。そこで、高周波領域の音振性能を予測するために、これらのモデルを車両音振 1D CAE に組み込む方法を選択した。また、エ

ンジン振動以外の入力パスである、エンジン放射音、排気入力、吸気入力についても同様に、実験データを測定しそれを用いた。このように、低周波領域では CAE モデルを用い、高周波領域については実験データや、設計変更を行った部品に CAE 補正を掛けたデータを活用するハイブリッドモデルとし、これらを周波数領域毎に計算し合算することで、発電時エンジン騒音領域を予測可能な 1D CAE モデルを構築した。



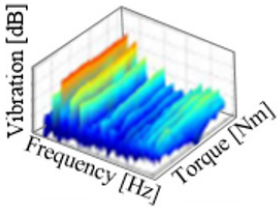


Fig.5 Image of measurement point　Fig.6 3D map data

Fig.7 にハイブリッド手法を用いた NV モデルとエンジン制御モデルを繋いだ 1D CAE モデルを示す。これにより、エンジン動作点を制御した場合の様々な走行条件に対して、他性能とのトレードオフを可視化することが可能である。

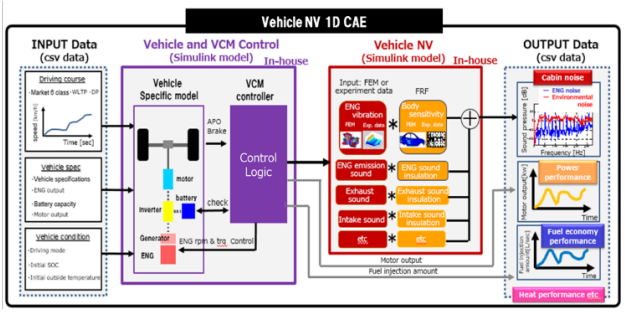


Fig.7 Vehicle NV 1D CAE

具体的には、車両音振 1D CAE では、時間に対する車速、勾配といった走行条件、バッテリー容量といった車両のスペック、初期 SOC やドライビングモードといった車両条件を INPUT データとしてエンジン制御モデルに取り込むことで、エンジン回転数、トルク、加速 G などが OUTPUT データとして出力される。その OUTPUT データを NV モデルに取り込むことで、エンジン、排気、吸気などの各パスが足し合わさったエンジン騒音が出力として得られる。加えて、エンジン制御モデルより、燃費や SOC も得られるため、音振含め、他性能を同時に見ることができ、トレードオフの検討が可能となる。

なお、音振モデルについては、エンジンマウント特性などの各種コンポーネントデータをインプットすることが可能であり、トレードオフを解くために必要となる特性を導き出すことも可能である。

5. 車両音振 1D CAE の妥当性確認

4 章で開発した車両音振 1D CAE について、実走と比較して、どれほどの相関を持っているかを確認し、シミュレーションツールとして妥当であるかを確認した。妥当性の確認にはテストコースを用い、その走行シーンにおいての実走と 1D CAE との比較結果を Fig.8 に示す。まず、車速については、実走、1D CAE ともに同条件である。次に、時間 / エンジン回転数のグラフを見ると、エンジンがかかる頻度、その時の回転数について実走データと一致する。また、その際の時間 / 音圧レベルのグラフを見ても一致している。よって、性能設計をする上でのシミュレーションツールとして、十分に活用できると判断した。

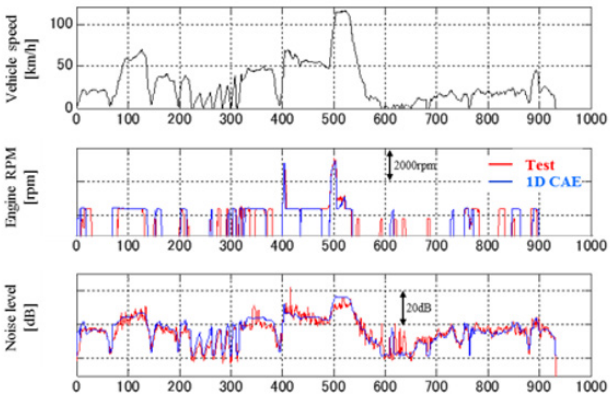


Fig.8 Result of vehicle NV 1D CAE correlation

]

6. 車両音振 1D CAE の適用事例

6.1. 市場毎の室内音予測

拡大する市場毎に性能計画を行う事が必要とされているが、同じ山岳路や高速道路であっても、それぞれの市場で走行条件が異なる。従って、市場とコースについて網羅的に予測を行う必要が有るが、これを現地での実走評価で行う事は効率が悪く、机上での計算で行う事が効率的である。Table.1 には、本報で開発した車両音振 1D CAE で予測を行った市場とシーンの組合せを示している。また、Table.1 中に * 印で示す特徴的な事例の計算結果を fig.9 ～ 11 に示す。

Table1. Calculated scene in each market and result

Scene	Market A	Market B	Market C
City	OK	OK	OK
Suburb	**OK***	OK	OK
Mountain	OK	**OK***	OK
Highway	OK	OK	OK
Traffic jam	OK	OK	**CA***
:	:	:	:

Fig.9 は Market A の郊外路での走行を再現した結果になるが、走行速度が高い為エンジンが作動する頻度が高い事が特徴的である。また、Fig.10 は Market B の山岳路の走行再現結果であるが、大きな勾配に応じてエンジンが高い回転数で作動し続ける事で、高騒音の要因となっている事が確認出来る。一方Fig.11 の Market C 渋滞路においては、発電の為のエンジン回転数上昇に対応して室内音が悪化している事が分かる。

この様に市場毎の各シーンでの室内音を予測する事で、競合車との比較や市場毎の音圧平均値等から競争力の確認を行う事が可能となる。また、EV/ 発電モード時間比率、エンジン騒音 / 暗騒音差等の様々な分析が可能となり、部品や制御仕様への F/B に活用できる。

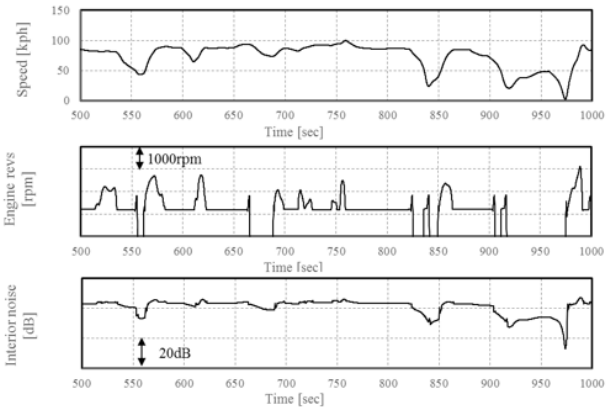


Fig.9 Calculation result in case of market A suburb

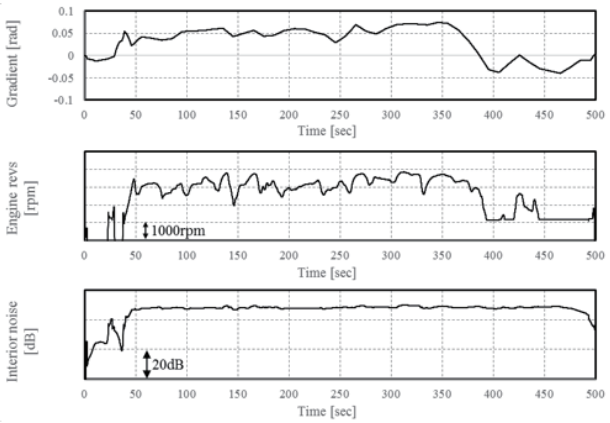


Fig.10 Calculation result in case of market B mountain

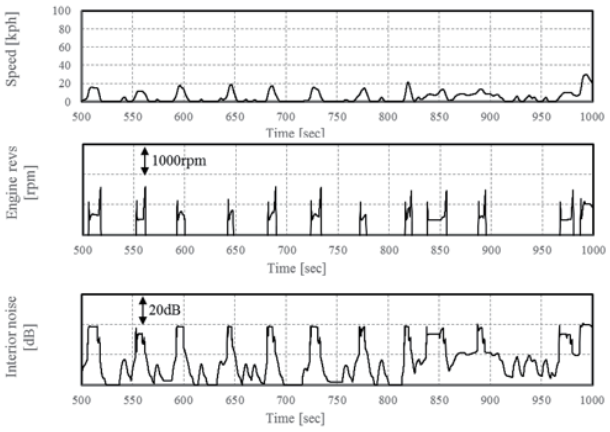


Fig.11 Calculation result in case of market C traffic jam

6.2. 車両緒元変更による室内音予測

電動化パワートレインの採用増加により、例えば音振性能と暖房・燃費性能等の性能間のトレードオフ問題が顕在化してきている。この様な性能間トレードオフを車両設計フェーズで事前に把握し、車両に必要なハードウェアポテンシャルの確保と、エンジン制御ロジックの開発を初期段階で行うことは車両開発上、非常に重要である。Fig.12 には車両緒元の事例として、車両質量を変更した際の室内音の予測結果を示す。質量を基準車両に対し 200kg 増加させることにより、登り坂での加速の様な負荷の高い状況でエンジンによる発電

頻度が増え、室内音が高い状態が増加する事が確認出来る。

この様に開発初期にトレードオフの関係にある部品やシステムの特性を変更し予測を行う事で、高いレベルでトレードオフ解決に役立てる事が可能となる。

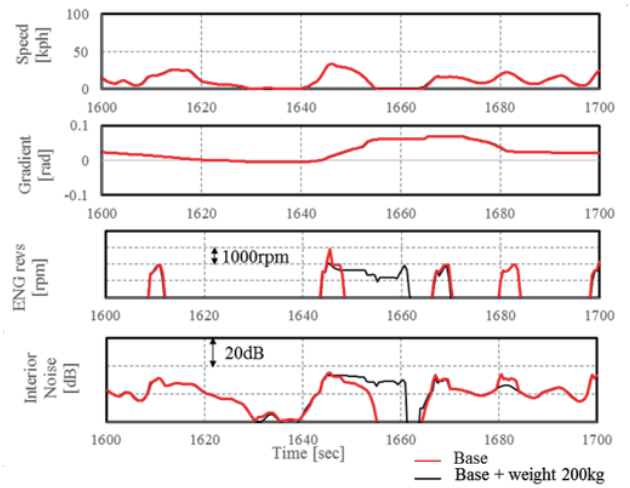


Fig.12 Influence of weight calculated by NV 1D CAE

7. まとめ

本報では、複雑なエンジン制御を伴う電動化パワートレインの多岐のエンジン動作に対応した設計を網羅するため、車両音振モデルとエンジン制御モデルを統合させ、性能間トレードオフを事前に予測可能な車両音振 1D CAE を構築した。NV モデルでは、音振性能を設計するための周波数領域をカバーするため、CAE モデルと実験データベースのモデルの両方を用いるハイブリッド手法を用いた。

構築した 1D CAE については、予測精度を確認し事前予測ツールとしての活用できると判断した。また、本ツールを用い、グローバルの各市場における様々な路面の走行状態の予測計算を行い、効率的な開発に貢献している。加えて、開発初期において車両緒元を変更する事で、トレードオフの問題の事前検討にも活用できる事も確認出来た。

今後の展望としては、構築した 1D CAE について、性能間トレードオフを事前に予測できるツールだけでなく、事前に新技術を織り込む際に検討できるツールといった多方面での活用を検討していく。

参 考 文 献

(1) 餌取秀一：新型電動パワートレイン e-POWER の振動騒音技術、公益社団法人自動車技術会 春季大会学術講演会講演予稿集、p.1274-1277 (2017)

(2) 橘秀樹、矢野博夫：環境騒音・建築音響の測定、東京、コロナ社、p.83-90 (2004)

(3) 金井浩：音・振動のスペクトル解析、東京、コロナ社、p.257-260 (1996)

出　　典

公益社団法人自動車技術会
2019 年春季大会学術講演会講演予稿集
No.26-19　文献番号 :20195125

著者


後藤　昌也


相墨　翔


永見　唯


松岡　久祥


榎本　俊夫

高速カメラを適用した高精度自車両挙動計測

チョ・ヒョンソン * 西内 秀和 * 佐藤 宏 * 西岡 慎一 **
堺 宏征 ** 松尾 治夫 *

1. はじめに

自動運転車両では、周囲環境を認識した情報と、自車両の挙動情報を用いて行動計画、制御を行う。このため自車両の速度やヨーレートといった挙動計測が必要である。

この自車両挙動計測の方法としてはさまざまなセンサによる手法が提案されている[(1)－(4)]。車輪速パルスによる手法は、自車両の車輪の回転速度から車速や走行距離を計測する簡単な手法であるが、タイヤスリップ等の外部要因による誤差があり、正確な値の出力が困難な場合がある[(2)]。また、加速度センサやジャイロセンサなどを組み合わせた慣性航法装置（INS）による手法は、加速度の積分より車速と走行距離を求めるため、誤差が蓄積しやすい課題がある[(2) (3)]。

一方で、画像を用いた車両挙動計測は、カメラの画像から物体や車線などの情報も同時取得できることから研究が進められている[(1)]。一般に普及しているカメラは 30fps（framespersecond）から 60fps で画像を取得でき、画像に写る車両周囲の風景から静止物体や路面を含む道路構造の特徴点を抽出し、特徴点のフレーム間の実空間での移動をステレオ視差によって計測し、自車両挙動を計算する。しかし、自車両の移動速度が高くなる、または旋回速度が高くなるにつれ、特徴点の移動量は大きくなり、フレーム間で同一特徴点の見え方も変化するため、特徴点の移動算出が難しくなる。

画像による車両挙動計測の中でも、車両前方を向けたカメラを使用する場合、ステレオ視差による距離計測精度が高い自車両近傍領域で、静止物の特徴点（路面や白線、縁石等）の動きが計測できることが自車両挙動計測に有利である。しかし、自車両に近いほど、画像のフレーム間での移動量は大きく、見え方の変化も大きい。また、屋外を走行するため、光環境の変化も頻繁に生じる[(1) (4)]。これらの課題を解決する方法は大きく二つあり、一つは画像処理による特徴点の移動算出を工夫する手法で、数多くの提案がなされている[(5)]。例えば、アフィン変換等で見え方の変化を補正する手法や、特徴点の輝度勾配が一定であると単純化する手法等である。もう一つは、フレーム間の特徴点の移動量を小さくするため、高速カメラを用いる手法であり、1,000fps の高速カメラを用いた動き計測[(6)] や 200fps の高速カメラを用いた自己位置推定手法[(7)] が提案されている。しかし、フレーム間の時間内で演算を完了することが課題となる。

本研究では、高速ステレオカメラを車両前方に向け搭載し自車両挙動を高精度に計測する手法に取り組む。フレーム間での画像上の特徴点移動であるオプティカルフロー[(8)] を高速カメラの短いフレーム間時間でも演算できるように演算量を減らすことで FPGA に実装し、実時間での処理を可能にする。また、高速カメラにより自車両近傍まで計算したオプティカルフローから自車両挙動を計測する手法を構築する。本手法を実験車両に実装し、走行実験にて自車両挙動を高精度に計算できることを確認する。

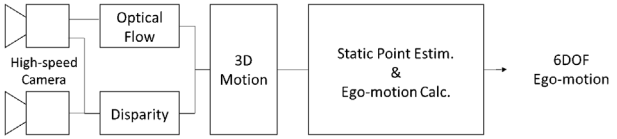


図 1　自車両挙動計測システムの構成

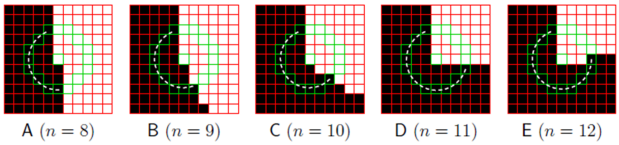


図 2　FAST 手法による中心画素と周辺画素の輝度値比較による特徴点検出（11）

2. 高速ステレオカメラを適用した自車両挙動計測

2.1　システム構成

高速ステレオカメラを適用した自車両挙動計測方法としては次の手順が考えられる。まず、高速カメラによって取得し

* モビリティ＆ＡＩ研究所　** 実験試作部

た画像から追跡が容易な特徴点を抽出する。抽出した特徴点の実空間での移動を計測するため、画像上のフレーム間移動であるオプティカルフローと、その時刻における距離に換算できる視差を計算する。次に、各特徴点のオプティカルフローで計算できた移動座標と各時刻における画像上座標とその視差から 3 次元座標に変換することで、実空間における 3 次元での動きを算出する。さらに、自車両挙動計測は、静止物上の特徴点の 3 次元の動きが自車両の挙動によるものであることに基づいて算出する。自車両挙動として、自車両の前後方向、左右方向、上下方向の 3 軸と各軸の回転を含む 6 自由度の挙動（X、Y、Z、Pitch、Yaw、Roll）を計測する。この処理を行う高速カメラを適用した自車両挙動計測システムを図 1 に示すように構成した。

本研究においては、高速カメラを 50cm の距離で 2 台を搭載し、各カメラは横 2,040 画素、縦 1,088 画素の画像を、1 秒間に 300 枚取得することができるものを用いる。レンズは水平方向の画角が約 90° のものを使用する。

また、オプティカルフローは後述の手法により FPGA で計算し、視差計算は SGM 手法[9] を GPU に実装して計算する。静止物推定および自車両挙動計測は RANSAC より移動物体上の特徴点を外れ値として扱い、静止物上の特徴点の 3 次元の動きが自車両の挙動によるものであることから計測する手法[10] を用いる。ここで、時間変化を計測するオプティカルフローはカメラのフレームレートである 300fps で計算し、視差計算と静止物推定および自車両挙動計測については 10fps で計算した。

2.2　オプティカルフロー

オプティカルフロー計算は、画像内にある特徴点を抽出する機能、抽出された特徴点を次フレームで追跡する機能から構成される。

特徴点の抽出は FAST 手法[11] を用いる。FAST 手法は、方向に関係なく追跡が容易なコーナやブロブ（周りに比べて明らかに輝度差がある小さい円など）を抽出でき、3 値化による計算であるため FPGA のようなハードウェアへの実装が容易である。画像内全画素において、図 2 のような中心画素の輝度値に対し、3 画素の距離をもつ 16 個の周辺画素の輝度値を比較し、閾値以上の輝度差で明るい画素もしくは暗い画素が一定角度以上連続して存在するとき、追跡が容易な特徴点であるコーナやブロブとし、特徴点として選択する。今回は、判断基準になる角度を 10 画素分である 135° にした。また、局所範囲内で複数の特徴点候補がある場合、中心画素と周辺画素の輝度差の合計が最も大きい特徴点を追跡が容易として選択する。

次に、抽出された特徴点を次フレームで追跡する機能について説明する。特徴点の追跡は計算量が多い処理であり、これをフレーム間の時間内に完了するため、以下二つの方法により計算量を低減する。

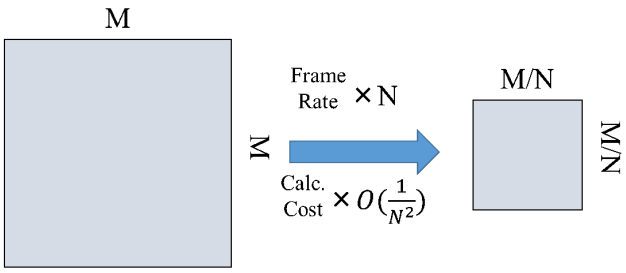


図 3　高速カメラによる探索範囲と計算量の削減

一つは、画像上の特徴点の移動量がフレームレートに反比例して小さくなるため、高いフレームレートを生かし、次フレームにおける特徴点の追跡のための探索領域を小さくする。図 3 は特徴点を追跡するための探索範囲の広さを示しており、フレームレートを *N* 倍した場合、フレーム間移動量が *1/N* になるため、面積である探索範囲は *1/N2* にすることができる。フレームレートのため *N* 倍増えた計算回数に対して、探索のための計算回数は *1/N2* になることで、各特徴点の移動量計測のための単位時間当たりの類似度計算回数を *1/N* に低減させることができる。例えば、300fps のカメラを用いて移動量計測を行うことで、30fps に比べて各特徴点の単位時間当たりの計算回数を 10 分の 1 に下げることが可能である。

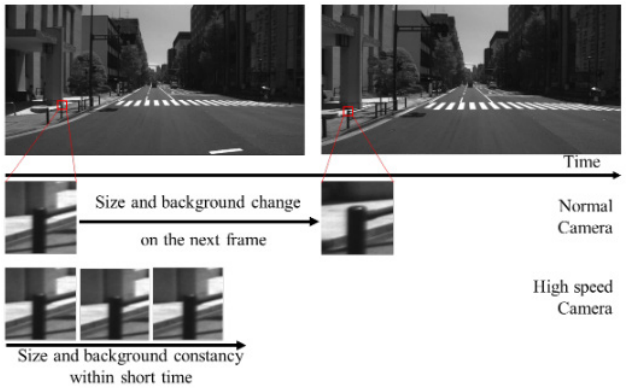


図 4　同一物体に対するフレーム間の変化比較：見え方の変化

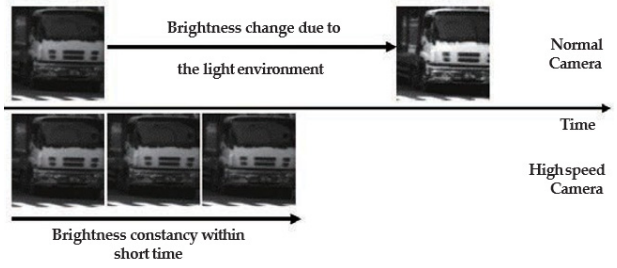
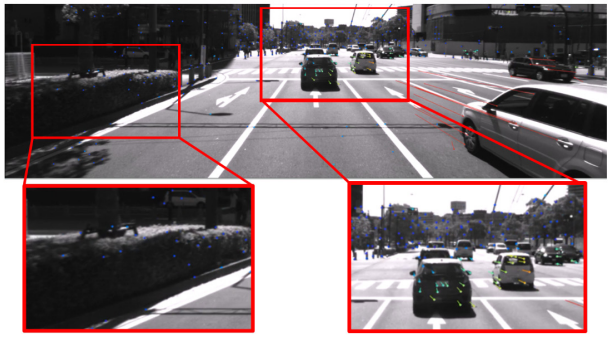


図 5　同一物体に対するフレーム間の変化比較：明るさの変化



自車両近傍の静止物体　　走行中の車両と静止物体である背景

図 6　自車両挙動の影響を差し引いたオプティカルフロー

もう一つは特徴点の類似度演算の簡略化である。図 4 と図 5 は、自車両近傍の同一物体に対した通常のカメラのフレーム間変化と、高速カメラのフレーム間変化を比較している。両図からわかるように、高速カメラはフレーム間で同一物体に対して見え方の変化や明るさの変化がほとんどなく、無視することができる。

通常のカメラを使用するとき、図 5 にあるように対象物体の輝度勾配は一定であっても明るさがフレーム間で変化するため、その補正のために輝度値を正規化して類似度を計算する NCC (Normilized Cross Correlation) のような指標が使われている。この演算は割り算や平方根のようにハードウェアでの演算が困難なものがあるため、短いフレーム間時間に演算を完了することが 難しい。

一方、高速カメラを使用すると、見え方の変 化や明るさの変化を無視することができるため、各画素間の輝度差の総和である SAD (Sum of Absolute Difference) 値 (12) のような単純な類似度演算にすることができ、ハードウェアにて演算が容易な画素輝度の絶対差で実装できる。

SAD 値による特徴点の類似度演算は、まず、抽出した特徴点を中心として参照画像 T を設定する。次に、次フレームにおける特徴点座標の周辺画素 (dx,dy) を中心とし、参照画像と同サイズである画像 I の各画素と T の各画素間で絶対差を計算する。最後に、その総和が一番低い周辺画素 (dx,dy) を類似度の最も高い画素とし、次のフレームでの特徴点とする。この演算は、各画素間の絶対差演算を並列で行うことができるため、ハードウェア実装も容易であり、これより自車両挙動によって発生する特徴点の動きであるオプティカルフローを計算することができる。

このオプティカルフロー計算手法を FPGA に実装し、その結果および GPU で計算された視差を用いた自車両挙動の計測を行う。

3. 実験方法と結果

3.1　評価実験

車載評価実験は単純走行環境と一般道環境の二つの条件に分けて行った。単純走行環境では、単純な背景と静止物のみの環境であるため、特徴点の抽出および動きの計算と、それに基づく自車両挙動計測を確認する。一方、一般道環境では、周囲に多数の移動物体があることから、静止物の特徴点のみを抽出して自車両挙動計算ができることの検証とこれによる精度への影響を確認する。単純走行環境は最大車速を 20km/h とし、一般道環境では制限速度に合わせて走行し、制限速度の最大は 60km/h である。一般道環境では、他の移動物体が存在し、抽出した特徴点から静止物を推定する必要がある。静止物推定の精度が自車両挙動計測の精度に影響する可能性があるため、移動物体の多い一般道環境で静止物推定結果について確認した。両環境条件において、評価項目は車速と、ヨーレート、単位距離当たりの並進運動誤差および回転運動誤差の 4 項目とした。

3.2　静止物推定結果

静止物推定結果を確認するため、各フレーム画像上の各特徴点に、自車両挙動計測結果の影響を差し引いたオプティカルフローを表示し、地面に対して移動している物体と区別できることで確認する。自車両挙動を差し引いたオプティカルフローを図 6 に示す。図には各特徴点にオプティカルフローが線分で表示されていて、線分の長さと色で画面に投影されたオプティカルフローの大きさを表している。色は、速度がないものを青とし、速度が高くなるにつれて赤になる。図中左下の拡大図は静止物である低木で、特徴点が全体的に青くなっており、静止物として正しく推定されている。また、右の拡大図は前方の動いている車両と、静止物である背景があり、背景の特徴点のみが青くなっていることから、静止物の推定が正しくできていることが確認できた。

3.3　自車両挙動計測評価

車速とヨーレートについては、高速カメラによるオプティカルフローを使った自車両挙動計測結果から車速とヨーレートを算出し、車両信号から得られる車速およびヨーレートと比較した。比較として、車速は走行時の結果を比較するため 5km/h 以上の範囲に対して、ヨーレートは直進でない区間での結果を比較するため 2deg/sec 以上の範囲に対して、二乗平均平方根誤差 (RMSE) を求めた。単位距離当たり並進運動誤差については、RTK-GPS 信号から平面直角座標系の座標から算出した移動距離を真値とし、提案手法で算

出した移動距離から 100m 当たりの並進運動誤差を評価した。また、単位距離当たりの回転運動誤差については、各試験において、平面直角座標から算出した最初の方位角と最後の方位角の差を真値にし、提案手法で算出した最初の方位角と最後の方位角の差から、走行距離 100m 当たりの回転運動誤差を求めた。ただし、RTK-GPS は衛星信号の受信状態により位置精度が低下することがあるため、位置精度が低下している区間は評価から除くこととした。次に各実験環境の結果を示す。

(1) 単純走行環境での自車両挙動計測評価　単純走行環境で合計約 2.5km を走行し、自車両挙動計測の評価を行った。車速およびヨーレート算出結果の一部を図 7、図 8 に示す。図 7 のグラフは、横軸を時間、縦軸を車速として、車両信号から得られた車速（青）と、提案手法によって算出された車速（橙）を比較している。また、図 8 のグラフは、横軸を時間、縦軸をヨーレートとして、車両信号から得られたヨーレート（青）と、提案手法によって算出されたヨーレート（橙）を比較している。図 9 は図 7 および図 8 に結果を示す試験時の走行軌跡である。全体で求めた誤差の結果を表 1 に示す。

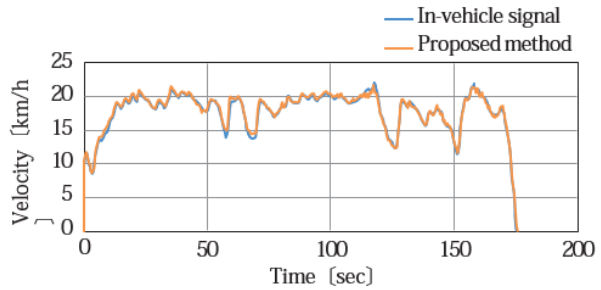


図 7　単純走行環境で計測した車速結果

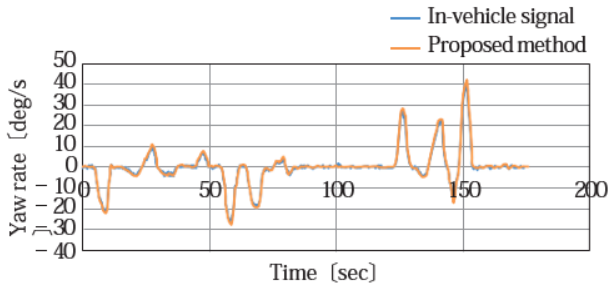


図 8　単純走行環境で計測したヨーレート結果

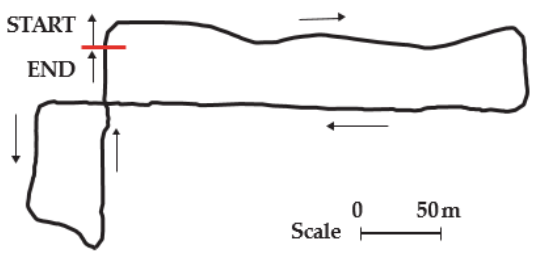


図 9　単純走行環境での自車両挙動計測による走行軌跡

表 1　単純走行環境での計測誤差

	Error
Velocity〔km/h〕	0.37
Yaw rate〔deg/sec〕	1.03
Translation motion〔m/100m〕	1.89
Rotation motion〔deg/100m〕	0.16

車速およびヨーレートを車両信号相当の精度で計測できている。また、単位距離当たりの並進運動および回転運動についても、自車両挙動を精度良く計測できている。

(2) 一般道環境での自車両挙動計測評価　一般道環境においては道路の制限速度以内で合計約 15km を走行し、自車両挙動を評価した。車速およびヨーレート算出結果の一部を図 10、図 11 に示し、その試験時の走行軌跡を図 12 に示す。また、全体で求めた誤差を表 2 に示す。図 10、図 11 のグラフも図 7 および図 8 と同様に、横軸を時間、縦軸を車速またはヨーレートとし、車両信号より得られた車速またはヨーレート（青）と提案手法によって算出された車速またはヨーレート（橙）を比較している。

単純走行環境と同様に車速およびヨーレートを車両信号相当の精度で計測ができている。単位距離当たりの回転運動誤差は 100m 当たりで 0.060deg であり、100m を走行しても横ずれ量は 1 画素強になるため、高精度に計測できている。これより高速カメラでオプティカルフローを計測することで、車両旋回時でも自車挙動を精度良く計測できることがわかった。また、前節で確認できたように一般道環境での静止物推定が正しくできていたため、単純走行環境と自車両挙動計測の精度が同程度であることがわかった。

さらに、提案手法は車輪速パルスセンサでは計測精度が低下する低速領域でも車速の計測ができた。その結果を図 13 に示す。図 13 のグラフも図 7、図 10 と同様に横軸を時間、縦軸を車速としており、5km/h 以下の部分に色をつけてある。図 13 に示した範囲において、移動距離が 1m 以上であることから、極低速の制御にも活用できると考えられる。

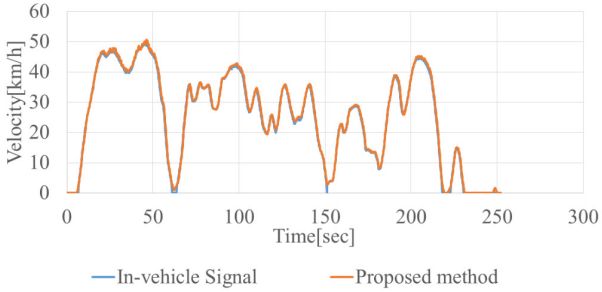


図 10　一般道環境で計測した車速結果

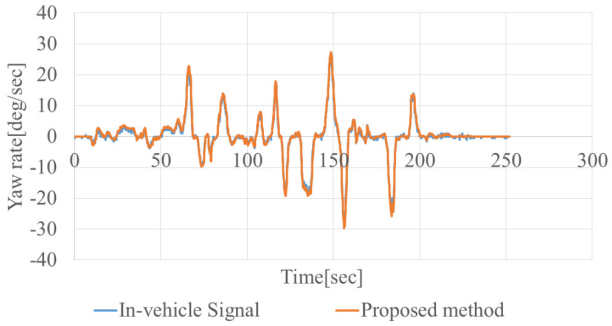


図 11　一般道環境で計測したヨーレート結果

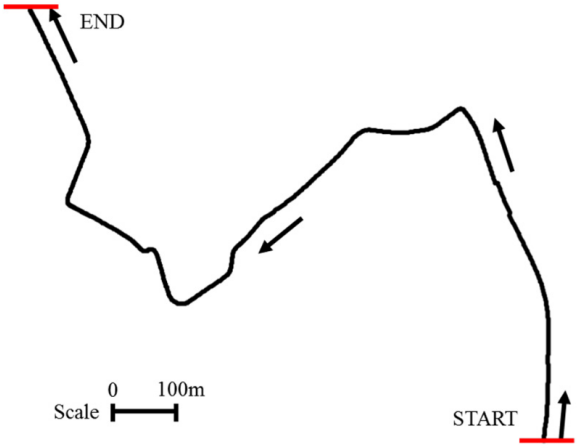


図 12　一般道環境での自車両挙動計測による走行軌跡

表 2　一般道環境での計測誤差

	Error
Velocity〔km/h〕	0.94
Yaw rate〔deg/sec〕	1.02
Translation motion〔m/100m〕	2.05
Rotation motion〔deg/100m〕	0.060

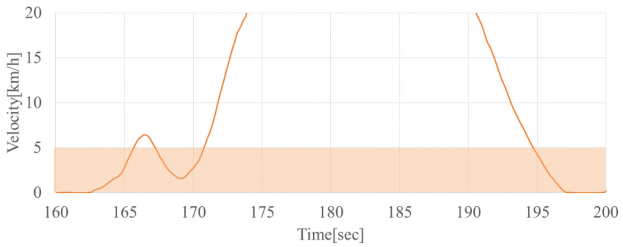


図 13　提案手法によって計測された低速域（時速 5 km 以下）

3.4　高速カメラによるオプティカルフロー

さらに、特徴点の移動量が大きくなる高速走行状態におけるオプティカルフロー算出を確認するため、一般道での評価時走行データから 2 枚に 枚を選択することで疑似的に 2 倍の車速相当のデータを生成し、オプティカルフロー計算結果を確認した。

自車両挙動計測に使用した高速カメラによるオプティカルフロー計算結果を図 14 に示す。図は 94 km/h 相当の疑似データから計算されたオプティカルフローの結果であり、左図は 30 fps の通常のカメラで計算した結果、右図は 300 fps の 高速カメラで計算した結果である。各々の図の下には車両近傍を示す左下部の赤枠を拡大して示した。各特徴点において、線分の長さはオプティカルフローの大きさを、色は方位を表している。左 図の結果では左下の部分のオプティカルフローが計算されていないか、間違ったフローが計算され ていた。一方、右図の結果では正しく計算できていることが確認できた。

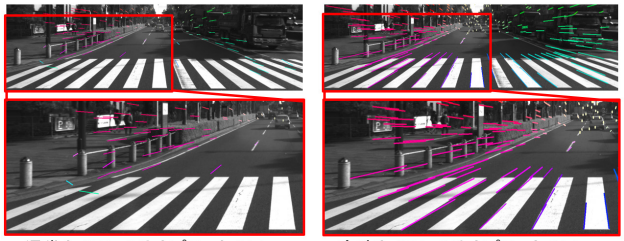


図 14　通常カメラ（30fps）と高速カメラ（300fps）による オプティカルフローの比較

4. まとめ

自車両挙動計測について、高速カメラによるオプティカルフローを用いる手法を提案、実装し、単純走行環境および一般道環境で車載評価を行った。オプティカルフローの計算に高速カメラを用いることで、次フレームで特徴点の移動を探すための探索範囲が小さくなることから単位時間当たりの計算回数が少なくでき、また、単純化した類似度演算にすることで、FPGA に実装して自車両近傍まで実時間で計算することができた。これらの方法により、ステレオ視差による距離精度の高い自車両近傍の特徴点を追跡できるようになり特徴点の実空間上の動きを精度良く計測でき、それらを逆算して行う自車両挙動計測も精度良く行うことができた。特に、車両旋回時にもオプティカルフローが計測できるようになったことで、回転方向の自車両挙動計測の精度が高くなった。また、車輪速パルスセンサでは計測精度が低下する低速領域においても計測できることが確認できた。システムとしては、特徴点の時間的な位置変化を追跡するオプティカルフローを高速カメラによる工夫で大きな移動まで精度良く、かつ、実時間で計測し、同時刻の 3 次元位置を求める視差計算はより長い周期で行うことで、自車両挙動計測を精度良く実時間で行うことができた。

今後は、さまざまな実環境として、多様な速度域や回転運動、勾配路などの自車両挙動の条件、さまざまな光環境や天候条件、市街地で移動物体 の数による複雑さの変化などに対して有効性を確認していく。

参　考　文 献

（1）Mohammad O. A. Aqel, et al.：Review of visual odometry: types , a pproa c hes , c ha l lenges , a nd a pplic a tions , SpringerPlus, 5: 1897(2016)

（2）Johann Borenstein, et al.：Mobile robot positioning: Sensors and techniques, Journal of robotic systems, 14.4, p. 231 — 249 (1997)

（3）Oliver J. Woodman：An introduction to inertial navigation.University of Cambridge, Computer Laboratory, No. UCAM-CL-TR-696 (2007)

（4）David Nistér, Oleg Naroditsky, James Bergen：Visualodometry, Proceedings of the 2004 IEEE Computer SocietyConference on Computer Vision and Pattern Recognition,CVPR 2004, Vol. 1 (2004)

（5）Denis Fortun, Patrick Bouthemy, Charles Kervrann：Optical flow modeling and computation: A survey, Computer Visionand Image Understanding, 134, p. 1 — 21 (2015)

（6）Idaku Ishii, et al.：High-frame-rate optical flow system, IEEETransactions on Circuits and Systems for Video Technology, 22.1, p. 105 — 112 (2011)

（7）Peter Gemeiner, Andrew Davison, Markus Vincze：Improving Localization Robustness in Monocular SLAMUsing a High-Speed Camera, Robotics: Science and Systems (2008)

（8）Berthold K. P. Horn, Brian G. Schunck：Determining opticalflow, Artificial intelligence, 17.1-3, p. 185 — 203 (1981)

（9）Heiko Hirschmuller：Stereo processing by semiglobal matching and mutual information, IEEE Transactions onpattern analysis and machine intelligence, 30.2, p. 328 — 341 (2007)

(10) Andreas Geiger, Julius Ziegler, Christoph Stiller: Stereoscan:Dense 3d reconstruction in real-time, 2011 IEEE intelligentvehicles symposium (IV) , p. 963 — 968 (2011)

(11) Edward James Rosten：High performance rigid body tracking, Diss. University of Cambridge (2006)

(12) Iain E. Richardson：H.264 and MPEG-4 video compression:video coding for next-generation multimedia, John Wiley &Sons (2004)

出　　典

公益社団法人自動車技術会
自動車技術会論文集
Vol.50NO.3　文献番号 :20204214

著者


チョ・ヒョンソン


西内　秀和


佐藤　宏


西岡　慎一


堺　宏征


松尾　治夫

発電時の大気汚染物質を考慮した電気自動車の環境影響評価

齋藤　元 *　　朝日　弘美 *

抄録　　電気自動車 (BEV) が普及した際の発電所からの大気汚染物質排出量増加の影響について評価するため，2030 年の都市部 (関東圏) における BEV、内燃機関自動車 (ICEV) の車種構成、総走行距離、発電の電源構成などを想定し、大気汚染物質の平均大気中濃度の増減を推定した。これにより、BEV 導入による NOx 濃度の減少を確認することができた一方で、オゾン濃度の僅かな上昇も確認することができた。これは都市部のオゾン生成の感度レジームが VOC 律速であることによると考えられる。

1. まえがき

電気自動車 (以下「BEV」という) は走行時には大気汚染物質の排出が無いが、走行に使用する電力の発電時には火力発電所等からの大気汚染物質の排出を伴う。そのため BEV の普及が大気汚染物質の大気中濃度に与える影響を評価する場合においても、BEV 走行用電力由来の大気汚染物質排出を考慮する必要があるが、その報告事例は少ない。本報告では、現在及び 2030 年の関東圏における自動車の車種構成、電源構成等を想定し、BEV 由来の排出を考慮した大気汚染物質の大気中濃度の推計を行った。BEV の普及割合は経済産業省長期エネルギー需給見通し (1) の 2030 年次世代自動車の導入・普及見込みにて示された 16% を用い、現在の乗用車のうち 16% が BEV に置き換わるとして推計した。なお、大気中濃度の推計を行う化学輸送モデルとして、本計算には独立行政法人産業技術総合研究所で開発された ADMER-PRO Ver.1.0 (2) を使用した。

2. 評価方法

2.1.　評価手順

図1に示す手順で大気中濃度の推計を行った。

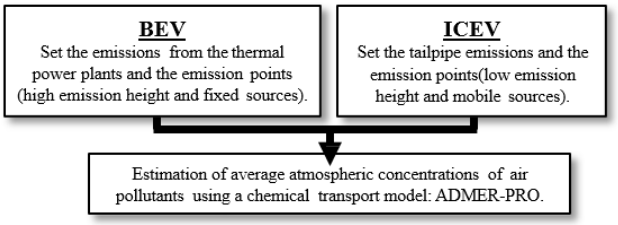


Fig.1 Evaluation procedure for air pollutants from BEV and ICEV

2.2.　評価対象

本報告の評価対象を表 1 に示す。

Tbl.1 Settings for evaluation

Area	Kanto area
Year	2017, 2030
Emission source	ICEV: Tailpipe emissions as mobile sources in ADMER-PRO. BEV: Emissions from thermal power plant chimneys as fixed sources in ADMER-PRO.
Emissions	Create emission data for 2017 and 2030 by setting the increase/decrease rate based on 2005 emission data built into ADMER-PRO.
Weather pattern	Estimated for the top 15% of the annual weather data (4 patterns).
Air pollutants	Primary air pollutants: SO_x (SO_2), NO_x ($NO + NO_2$). Secondary air pollutants: Sulfate, Nitrate, Tropospheric ozone.

* 技術企画部

2.3. 評価ケース

評価を行うため、表 2 に示す以下4ケース、1. 現在を表すケース (2017 年)、2. 乗用車の 16% が BEV に置き換わるケース、3.2030 年の排出原単位の改善、ICEV の燃費改善等、将来を想定し BEV が 16% 普及するケース、4. BEV が将来においても普及しないケースを設定した。

ケース 1 と 2 の比較で現在の社会構造 (自動車年間総走行距離、ICEV 燃費・排気性能、BEV 電費、発電排気性能を表す排出原単位、電源構成を指す) における BEV の普及による影響、ケース 2 と 3 の比較で BEV の普及が現在及び将来において与える影響、ケース 3 と 4 の比較で将来想定される社会構造での BEV 普及による影響をそれぞれ定量的に評価した。なお、ケース間での BEV 導入の影響を比較するため (各ケースでは諸条件が異なる)、BEV1 台が 1km 走行した場合の濃度変化を算出し比較を試みた。

Tbl.2 Evaluation cases

Case1	The values for 2017 were taken into consideration: total annual vehicle mileage, power-generation mix (thermal power generation ratio is approximately 65%), and emission intensity. All passenger cars are ICEV.
Case2	16% of the passenger vehicles in Case1 were replaced with BEV from ICEV.
Case3	The values for 2030 were taken into consideration: total annual vehicle mileage (3% decrease for passenger vehicles and 19% increase for freight vehicles compared to 2017), power-generation mix (ratio of thermal power generation is 56%), emission intensity. 16% of passenger cars were replaced by BEV from ICEV.
Case4	All passenger vehicles were ICEV in Case3.

3. 各ケースの排出量設定

3.1. ICEV の大気汚染物質排出量設定

ICEV による大気汚染物質排出量 (移動発生源の大気汚染物質) は、各ケースでの自動車の年間総走行距離、燃費及び大気汚染物質排出係数から、式 (1) にて算定した。この排出量から ADMER-PRO の大規模発生源の SOx 及び NOx の排出量増減率を設定した。

自動車年間総走行距離は、環境省の運輸部門 (自動車) CO2 排出量推計データ (3) を基に、車種別の保有台数と平均トリップ数・トリップ長から設定した。

自動車の燃費は、国土交通省の自動車燃料消費量調査 (6) を基に燃料別・26 車種別の燃料消費量および年間総走行距離のデータから設定した。ストック平均燃費の算定は車種別に算定し、軽乗用・乗用はガソリン、他は軽油と仮定し、2017 年のストック平均燃費を算出した。2030 年の総走行距離については、長期エネルギー需給見通し (2) の乗用車 3% 減少、貨物 19% 増を参考に 2017 年の年間総走行距離をもとに設定した。2030 年の燃費については、新燃費基準による今後の燃費改善率の評価 (7) による改善率 32.4% を用いて 2030 年における燃費を算出した。各自動車の総走行距離及び燃費を表 3 に示す。

自動車の排出係数は、IIASA の GAINS Asia のデータベース (8) の、日本における燃料種別・車体サイズ別の排ガス (NOx,VOC, SO2, CO) 排出係数及び普及率のデータから 2017 年及び 2030 年の係数を設定した。各自動車の排出係数を表 4 に示す。

排出量 = Σ (ICEV 総走行距離 ÷ 燃費 × 排出係数) (1)

Tbl.3 ICEV total mileage and fuel economy

2017年	車種・燃料仮定	軽乗用車	乗用車	バス	軽貨物	小型貨物	普通貨物	特種車
		100%ガソリン	100%ガソリン	100%軽油	100%軽油	100%軽油	100%軽油	100%軽油
総距離	千台km	36,118,143	104,763,708	2,256,927	18,975,783	13,436,820	15,215,079	6,236,776
燃費	台km/L	14.1	11.3	3.6	8.7	8.7	3.9	4.0
低位発熱量	MJ/ton	44,005	44,005	42,582	42,582	42,582	42,582	42,582
密度	kg/L	0.740	0.740	0.820	0.820	0.820	0.820	0.820
燃費	台km/MJ	0.434	0.348	0.102	0.248	0.248	0.111	0.114
2030年	車種・燃料仮定	軽乗用車	乗用車	バス	軽貨物	小型貨物	普通貨物	特種車
		100%ガソリン	100%ガソリン	100%軽油	100%軽油	100%軽油	100%軽油	100%軽油
総距離	千台km	34,881,221	101,175,910	2,179,635	23,493,826	16,636,062	18,837,717	7,721,723
燃費	台km/L	20.9	16.8	5.3	12.8	12.8	5.8	5.9
低位発熱量	MJ/ton	44,005	44,005	42,582	42,582	42,582	42,582	42,582
密度	kg/L	0.740	0.740	0.820	0.820	0.820	0.820	0.820
燃費	台km/MJ	0.642	0.515	0.152	0.367	0.367	0.165	0.168

Tbl.4 ICEV emission factors

2017年	車種・燃料仮定	軽乗用車	乗用車	バス	軽貨物	小型貨物	普通貨物	特種車
		100%ガソリン	100%ガソリン	100%軽油	100%軽油	100%軽油	100%軽油	100%軽油
NOx排出係数	ton/TJ	0.032	0.032	0.193	0.031	0.031	0.143	0.143
VOC排出係数	ton/TJ	0.037	0.037	0.017	0.020	0.020	0.017	0.017
CO排出係数	ton/TJ	0.513	0.513	0.246	0.112	0.112	0.246	0.246
SO2排出係数	ton/TJ	0.00045	0.00045	0.00047	0.00047	0.00047	0.00047	0.00047
2030年	車種・燃料仮定	軽乗用車	乗用車	バス	軽貨物	小型貨物	普通貨物	特種車
		100%ガソリン	100%ガソリン	100%軽油	100%軽油	100%軽油	100%軽油	100%軽油
NOx排出係数	ton/TJ	0.026	0.026	0.112	0.030	0.030	0.086	0.086
VOC排出係数	ton/TJ	0.030	0.030	0.013	0.020	0.020	0.013	0.013
CO排出係数	ton/TJ	0.484	0.484	0.016	0.112	0.112	0.016	0.016
SO2排出係数	ton/TJ	0.00045	0.00045	0.00047	0.00047	0.00047	0.00047	0.00047

3.2. BEV の大気汚染物質排出量設定

BEV による、すなわち発電所起源の大気汚染物質の排出量は式 (2) にて算定した。3.1 で求めた各ケースでの自動車 (乗用車、貨物車等) の年間総走行距離 (3)、BEV 電費 (8.3km/kWh を仮定)、BEV 普及割合 (16%)、火力発電所発電量 (BEV 以外の需要分) 及び排出原単位 (表 5) を用いて算定し、この排出量から ADMER-PRO の大規模発生源の SOx 及び NOx の排出量増減率を設定した。

表 5 に設定した火力発電所の排出原単位と発電量を示す。東京電力管内エリアの火力発電所での発電量及び火力発電所の排出原単位 (4,5) を用いた。2030 年の電源構成は、長期エネルギー需給見通しの火力発電割合から設定した。2030 年における火力発電所の排出原単位は、東京電力の 2018 年までの排出原単位のデータから回帰式をもとに、2030 年における排出原単位を設定した。これら情報を基に、2030 年における排出量を算定した。

$$排出量 = \sum \left(\begin{array}{c} 総走行距離 \div 電費 \times 発電所排出原単位 \\ +火力発電所発電量(BEV\ 以外の需要分) \\ \times 発電所排出原単位 \end{array} \right) \quad (2)$$

Tbl.5 Emission intensity and electricity generation from thermal power plants.

Year	Emission intensity [g/kWh]		Electricity generation [TWh/year]
	SOx	NOx	
2017	0.03	0.09	184.2
2030	0.026	0.051	129.5

4. 平均大気中濃度の推計結果

4.1. SOx 及び硫酸塩の平均大気中濃度

図2 にSOx、硫酸塩の結果を示す。ケース1及び2からケース 3 及び 4 に社会構造が変化することで、SOx、硫酸塩の平均大気中濃度は 1 割程度減少した。平均大気中濃度の分布 (ケース 3) は、図 3、4 に示す通り発電所が集中する東京近郊を主に濃度が高くなる結果となった。その要因としては、SOx の主な排出源である大規模発生源 (発電所) が東京湾沿岸に集中しているため、その周辺地域での SOx 及び硫酸塩の濃度が高くなったと推察される。

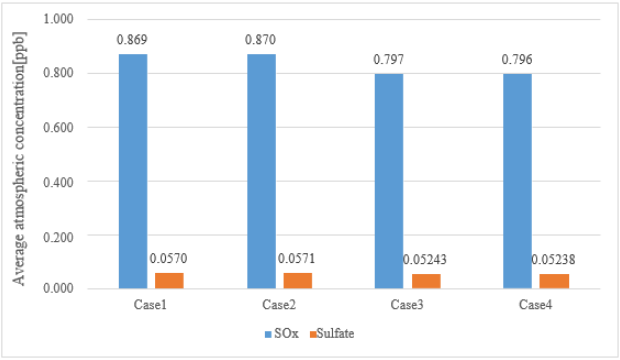


Fig.2 Average atmospheric concentration (SOx, Sulfate)

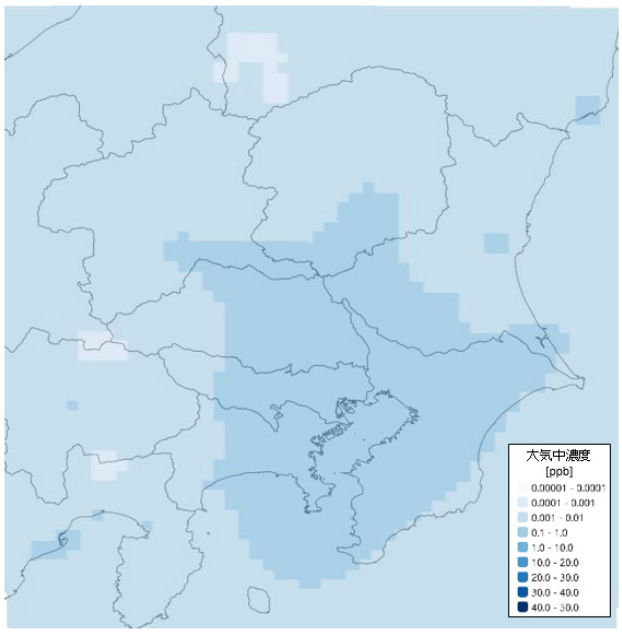


Fig.3 Average atmospheric concentration (Case3 | SOx)

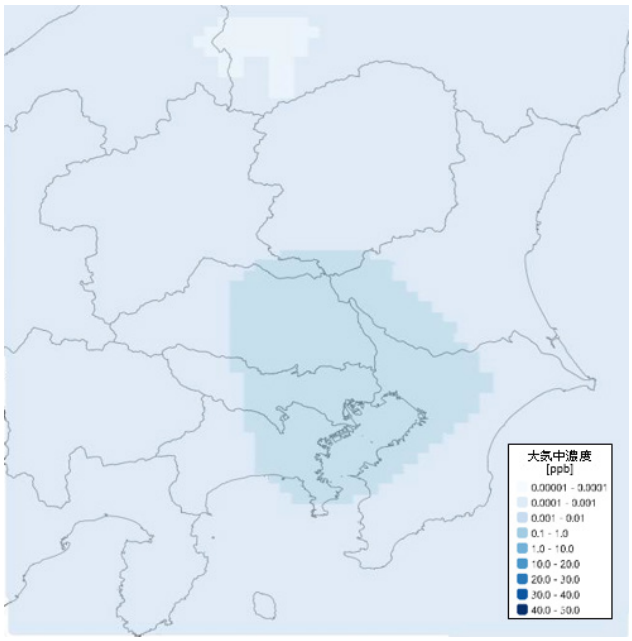


Fig.4 Average atmospheric concentration (Case3 | Sulfate)

4.2. NOx 及び硝酸塩の平均大気中濃度

図 5 に NOx、硝酸塩の結果を示す。ケース 1 及び 2 から、ケース 3，4 にかけて、社会構造が変化することで、NOx、硝酸塩の平均大気中濃度は約 2 割減少し、また 2030 年の電源構成を加味した BEV を導入するケース 3 が最も低い結果となった。平均大気中濃度の分布 (ケース 3) は図 6、7 に示す通りで、NOx は東京湾沿岸の濃度が高く、硝酸塩は東京近郊にわたり濃度が高くなる結果となった。その要因として、NOx の排出源は大規模発生源及び移動発生源であ

り、SOx の排出源よりも NOx の排出源が広範囲であるため、硝酸塩が広範囲にわたり高い濃度を示す結果になったと推察される。

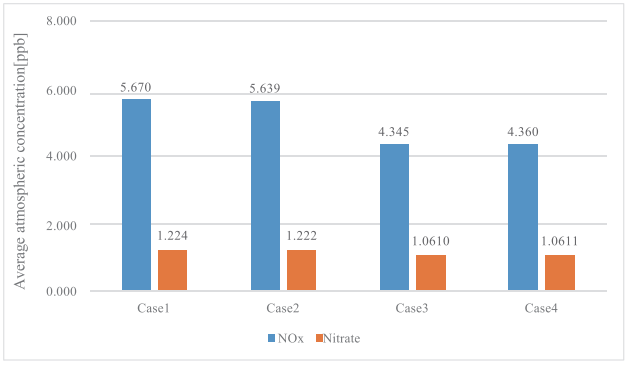


Fig.5 Average atmospheric concentration (NOx, Nitrate)

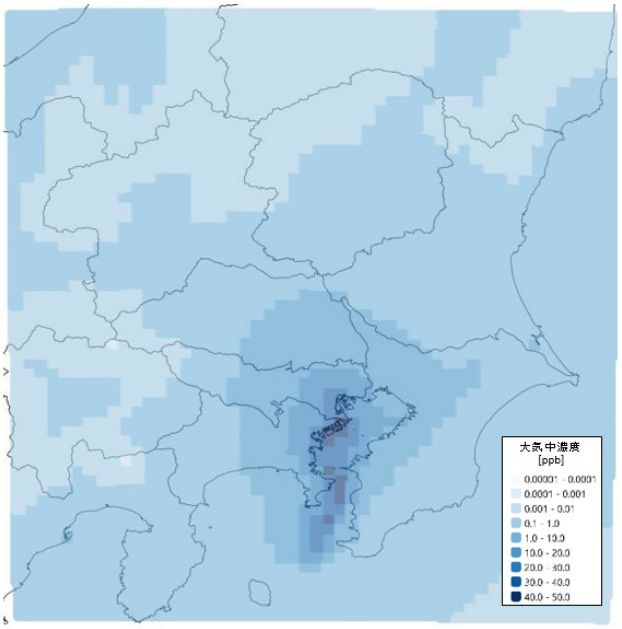


Fig.6 Average atmospheric concentration (Case3 | NOx)

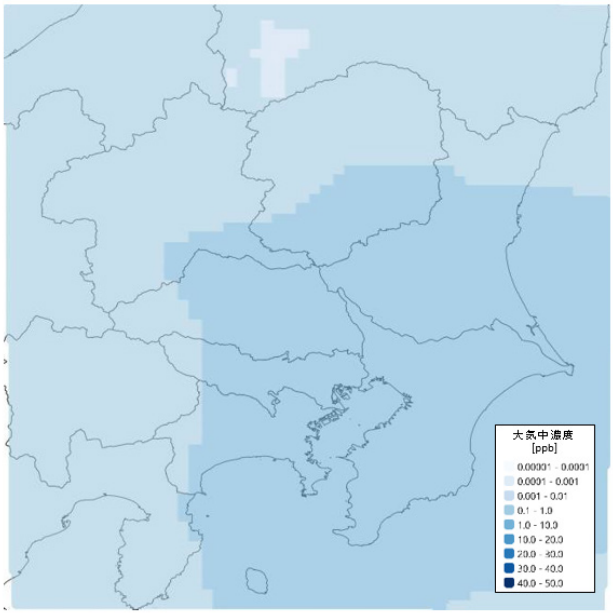


Fig.7 Average atmospheric concentration (Case3 | Nitrate)

4.3. 対流圏オゾンの平均大気中濃度

対流圏オゾンの平均大気中濃度は、図 8 に示す通り 2030 年の電源構成を加味した BEV を導入するケース 3 が最も高い結果となった。平均大気中濃度の分布 (ケース 3) は図 9 に示す通り東京湾沿岸の濃度が低くなる結果となった。要因として NOx や SOx は発生源近傍で濃度が高いのに対し、二次生成で発生するオゾンは、移動した先でオゾン濃度が高まるためである。

図 10 に示すオゾン生成量の等値線図 (9,10) を参考に NOx 及び VOC の推計濃度をグラフにプロットすると、例えば東京都は VOC 律速の状態、群馬県は混合律速の状態となり、東京都では NOx の濃度低下によりオゾン濃度が上昇する関係となっている。

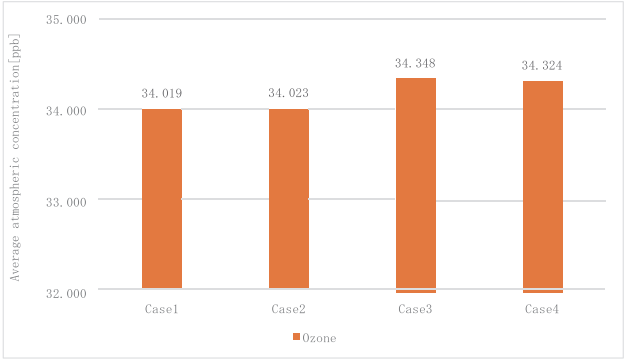


Fig.8 Average atmospheric concentration (O_3)

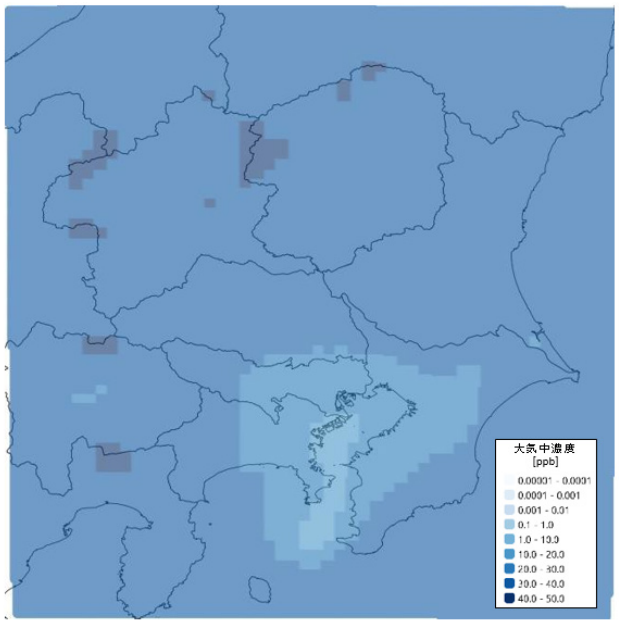


Fig.9 Average atmospheric concentration (Case3 | O_3)

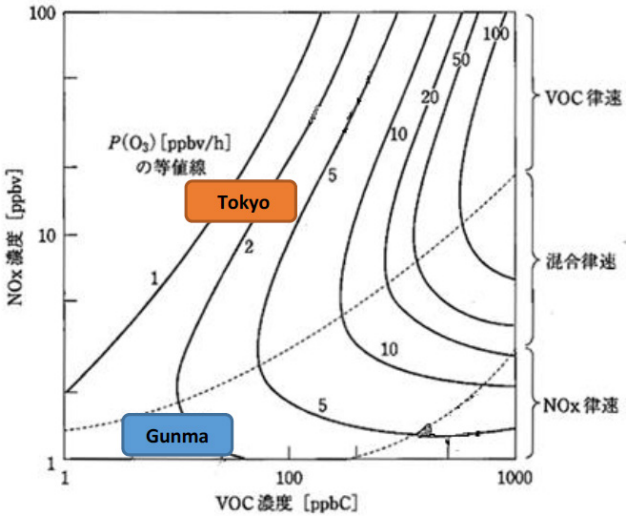


Fig.10 Ozone isopleth diagram

4.4. BEV1 台 km あたりの平均大気中濃度変化分析

各ケースでの BEV 導入による影響を測るため、BEV1 台 1km 走行あたりの平均大気中濃度変化量⊿C[ppb/ 台 km] を式 (3) より算出し表 6 に示す。

NOx の⊿C は、現在の条件において、乗用車の 16% が BEV に置き換わる（ケース 1 からケース 2 に変化する）場合、$\Delta C = -1.8\times10^{-12}$[ppb/ 台 km]、同様に将来の条件においては、$\Delta C = -9.4\times10^{-13}$[ppb/ 台 km] となり、BEV 導入がもたらす NOx 濃度減少は将来の方が小さくなる。要因は、現在から将来にかけては ICEV の燃費改善を見込む一方で、今回の計算では、BEV の電費改善は見込んでいないためと推察される。

対流圏オゾンの⊿C は、現在の条件において、乗用車の 16% が BEV に置き換わる場合、$\Delta C = 2.6\times10^{-13}$[ppb/ 台 km]、同様に将来の条件においては、$\Delta C = 1.5\times10^{-12}$[ppb/ 台 km] となり、BEV 導入がもたらす対流圏オゾン濃度の上昇は将来の方が大きくなる。要因は、現在から将来に向けて、VOC 律速の状態の中、NOx の排出量が減少し、オゾン濃度が上昇したためと推察される。

$$\Delta C = \text{平均大気中濃度} C_{BEV} - \text{平均大気中濃度} C_{ICEV} \quad (3)$$

平均大気中濃度 C_{BEV}：ケース 2 又は 3 の平均大気中濃度

平均大気中濃度 C_{ICEV}：ケース 1 又は 4 の平均大気中濃度

Tbl.6 The changes in average atmospheric concentration

Year	⊿C[ppb/vehicle-km]	
	NO_x	O_3
2017	-1.8×10^{-12}	2.6×10^{-13}
2030	-9.4×10^{-13}	1.5×10^{-12}

5. 結論

5.1. 結論

SOx、硫酸塩、NOx、硝酸塩に関しては、BEV の導入、ICEV の燃費改善、自動車年間総走行距離の減少などにより平均大気中濃度が減少する傾向を確認することができた。一方で、対流圏オゾンに関しては平均大気中濃度が上昇する傾向を確認した。図 11 に示す通り、現在から将来への比較 (ケース 1,3) では、NOx 濃度が約 23%減少する一方で、対流圏オゾン濃度は約 1%増加する結果となった。これは対流圏オゾン濃度に対する VOC 濃度と NOx 濃度の関係が都市部を中心に VOC 律速であるためであり、NOx を削減することで対流圏オゾン濃度が上昇していくことを確認できた。

5.2. 課題

今回の報告では自動車走行由来の大気汚染物質を検討の対象としたため、給油時のエバポレーションや製造業等からの VOC 排出量等については対象としていない。今後さらなる検討の精緻化には関連する産業全体を俯瞰した VOC 排出量等を検討し、大気汚染物質の大気中濃度を推計する必要がある。

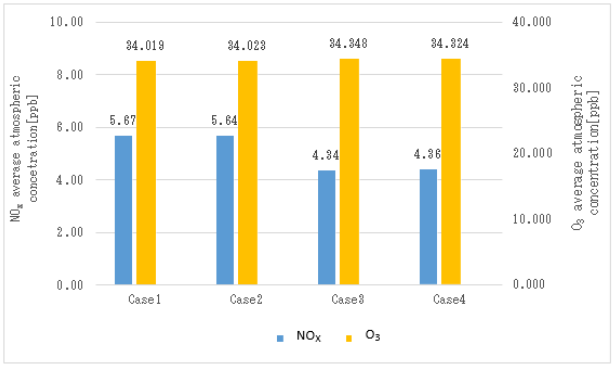


Fig.11 Average atmospheric concentration (NO_x, O_3)

また BEV の普及により NOx 排出が抑えられる将来の環境において、対流圏オゾン濃度低減も同時に達成可能となるあらゆる排出源からの VOC 排出目標の検討が必要と考えられる。

なお、SOx 及び NOx、対流圏オゾンの濃度について、本報告で求めたものは年間の平均値であり、純粋に大気環境基準値の日平均濃度、1 時間平均濃度との比較はできないため、環境基準を達成するという観点では、今後、対流圏オゾンは夏季の日中のオゾンのピーク濃度の分析が必要と考えられる。

参考文献

(1) 経済産業省 , 長期エネルギー需給見通し 参考資料 (2015) ,p38
(2) 二次生成に対応した広域大気モデル ADMER-PRO Ver.1.0 (著作権登録管理番号 H24PRO-1397)
(3) 環境省 , 運輸部門(自動車)CO2 排出量推計データ (2019)
(4) 東京電力 ,TEPCO 統合報告書 2018
(5) 東京電力 ,1kWh あたりの SOx 排出量 (火力発電所) 及び 1kWh あたりの NOx 排出量 (火力発電所)
(6) 国土交通省「自動車燃料消費量調査」(2017)
(7) 国土交通省「新燃費基準による今後の燃費改善率の評価」(2017)
(8) 国際応用システム分析研究所・オーストリア (IIASA), GAINS Asia
(9) 詳細リスク評価書シリーズ 24 オゾン
(10) Sillman Snaford (1999). The relation between ozone, NOx and hydrocarbons in urban and polluted rural environments

出　典

公益社団法人自動車技術会
2020 年春季大会学術講演会講演予稿集
No.86-20　文献番号 :20205195

著者



齋藤　元



朝日　弘美

0W-8 低粘度省燃費エンジン油の開発

仲野　誠一 *　　斎藤　弘樹 *　　小池　裕介 **　　奥田　紗知子 *　　佐川　琢円 *

抄録　　日本市場では燃費向上のため、0W-16 油よりも低粘度のエンジン油が求められている。しかし、そのような低粘度のエンジン油は耐摩耗性と蒸発性の制御の面からは不利である。そこで技術的課題として、耐摩耗性と蒸発性のレベルを 0W-20 油と同程度に維持しつつ粘度を下げなければならない。これについては MoDTC と基油の特性に着目して解決することができた。本論文は、信頼性と燃費向上の両方の要件を満足できる新しいエンジン油について解説する。

1. まえがき

燃費向上のため、HEV や EV といったエネルギー効率の良いパワートレインが日米欧中を中心に市場投入されているが、グローバルでは従来の内燃機関のみの車両が多数を占めており、内燃機関の燃費改善は、CO_2 削減の観点から依然として非常に重要な課題である。

近年では特に、潤滑油の低粘度化により攪拌抵抗を低減し、燃費改善を図るアプローチが盛んに行われている。そのため、0W-16 省燃費エンジン油 [4] が市場投入されている他、SAE J300 粘度分類においても、従来の SAE 16 より更に低粘度である SAE 12、SAE 8 といった低粘度グレードが 2015 年に設定 [1] された。一方で SAE 12、SAE 8 については、公的品質規格が無いため、日本自動車メーカーの要望から規格化が検討され、2019 年に JASO GLV-1[2] 規格制定された。

これに先駆けて、0W-8 低粘度省燃費エンジン油の検討を行った。エンジン油の低粘度化による課題としては①基油の低粘度化による蒸発性悪化とオイル消費増大、②油膜が薄くなることで摺動部の接触が増加し、摩耗増加の 2 点が挙げられる。

そこで本報では、① JASO GLV-1 規格に適合するため、低蒸発性を持つ Gas to Liquids(GTL) 基油 [3] を適用し、低粘度化を図りつつもオイル消費の抑制、②基油粘度の最適化および摩擦調整剤である MoDTC を活用したフリクション低減及び耐摩耗性の向上について検討した。

2. 実験方法

2.1.　実機オイル消費試験

潤滑油自動消費計測装置を使用し、直噴 NA 2.0L L4 エンジンでオイル消費の評価を行った。本研究では油温が高く蒸発性の影響が高いと考える High speed モード、6000rpm Full Load モードについて評価を行った。

2.2.　チェーン摩耗試験

サイレントチェーンの摩耗を模擬した試験条件を Table1 に、試験装置（東京メータ株式会社 TCM-55M）を Fig.1 に示す。2 軸間が調整可能で、各軸にスプロケットが取り付けられており、任意の張力、温度、回転数にてチェーンを回転させることができる。本研究では、低粘度油で油膜が薄くなることを考慮して、高張力、高温での運転条件にて評価した。

Table1 Chain wear test mode

Chain type	Silent chain
Speed	6000rpm
Oil temperature	110±1°C
Oil supply	Splash
Oil	Oil with 0.4mass% carbon black Average particle size from 0.1 to 0.3μm

* 材料技術部　　** エパワートレイン・EV 機構システム技術開発部

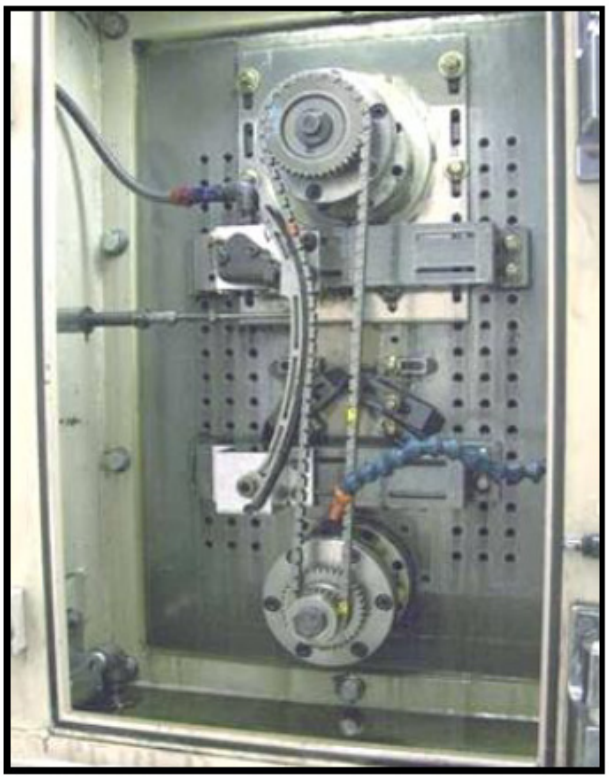


Fig.1 Silent chain wear test

2.3. 油膜厚さ試験

装置 (PCS Instruments 社製 EHD2 Ultra Thin Film Measurement System) の概略は Fig.2 の通りであり、油温、荷重、速度を任意で設定し油膜厚さを計測できる。本研究では高温条件で摺動速度を変化させ、低粘度化による油膜厚さに与える影響を確認した。

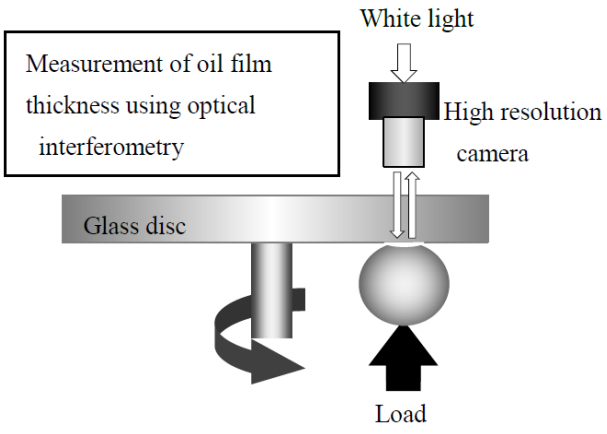


Fig.2 Oil film thickness measurement equipment

2.4. エンジンモータリングトルク試験

装置の概要は Fig.3 の通りである。本研究では、直噴 NA 2.0L L4 MR20DD を用い、モーターにてエンジンを駆動した際のフリクショントルクをトルクメーターにて測定し、各種油材のフリクション特性の計測 [4] を行った。試験温度は燃費評価モードの低温を模擬する 50℃及び高温を模擬する 80℃の 2 水準で行い、エンジン回転数は 650 ～ 2800rpm で測定を実施した。

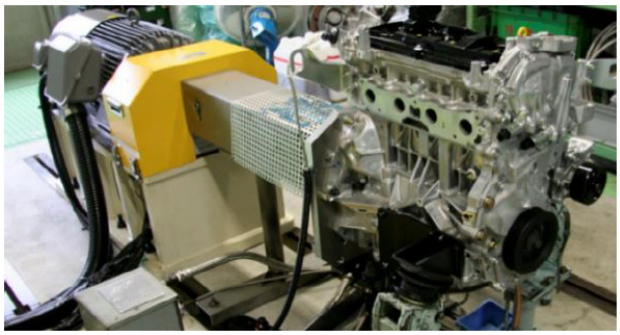


Fig.3 Engine motoring torque test

3. 実 験 結 果

3.1. 基油の検討

3.1.1. 最適基油種の選定

燃費向上のためには低粘度化は必須であるが、現行 0W-16 油と同じ粘度指数を保持した処方で低粘度化を試みると、基油を低粘度にする必要がある。この場合、JASO 規格の蒸発性基準である NOACK 250℃ 15% 以下を大きく上回る。そのため、低蒸発性を持つ GTL 基油の適用と粘度処方の最適化について検討を行った。

同一の粘度指数向上剤 (VM:Viscosity modifier) 及び添加剤パッケージをベースに基油 (従来 Gr. Ⅲ基油と GTL Gr. Ⅲ基油の 2 種) と基油粘度、及び VM 添加量でオイル蒸発性 (NOACK) 水準を調整した 0W-8 油を用いて、蒸発性と動粘度との関係を確認した。Fig.4 に NOACK と動粘度の関係を示す。

同等の粘度で見た場合、GTL Gr. Ⅲ基油は 250℃において、従来 Gr. Ⅲ基油と比較すると約 5% NOACK が低くなっている。

これは GTL Gr. Ⅲ基油成分の分子量分布が狭くなっており、蒸発しやすい低分子量成分が少ないためと考える。

また、この GTL Gr. Ⅲ基油を処方したオイルを使用しモータリングトルク試験による燃費評価 (JC08 モード推定値) を行った。Fig.5 に NOACK 違いによる燃費評価結果を示す。今回実施したオイル蒸発性の範囲では、NOACK が高いほど燃費性能が向上している。

これは蒸発性と省燃費性能がトレードオフの関係にあることを示している。このことから、低粘度化を行い燃費向上した場合、GTL 基油を使用することで燃費向上させつつも NOACK が低減でき、オイル消費悪化を抑えることができると考える。

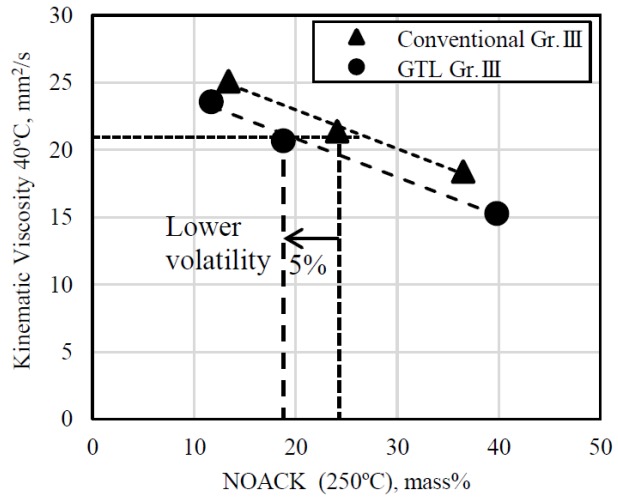


Fig.4 Relationship between volatility and kinematic viscosity

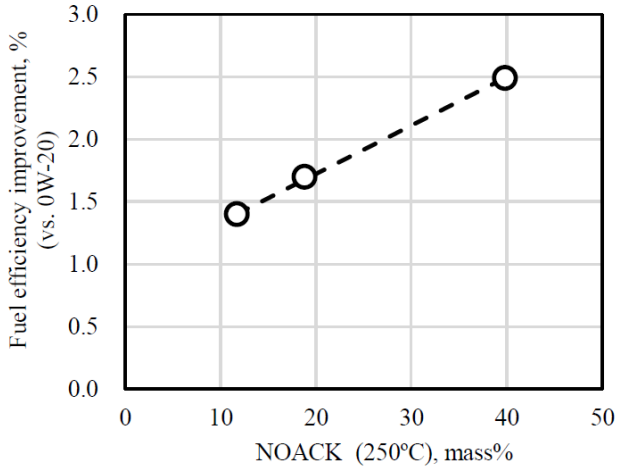


Fig.5 Relationship between estimated fuel efficiency and NOACK in GTL base oil

3.1.2. 実機オイル消費量確認

Table2 に本試験で使用したオイルを示す。蒸発性基準 NOACK 250℃ 15% 以下を満足している 0W-20 A 油と GTL Gr. Ⅲ基油で処方し蒸発性基準を満たした 0W-8 油で試験を行った。Fig.6 にオイル消費試験の結果を示す。High speed、6000rpm Full Load の各モードにおいて GTL Gr. Ⅲ基油で処方した 0W-8 油は蒸発性基準を満足している 0W-20 油と同等以下のオイル消費量となった。GTL Gr. Ⅲ基油を使用したことで NOACK を同等以下にでき、実機オイル消費も抑えることができたと考える。

Table2 Characteristics of test oil for oil consumption test.

		SN/GF-5 0W-20 A	GTL base oil 0W-8
Base oil type		Gr.Ⅲ	GTL Gr.Ⅲ
Additive package		PKG A +MoDTC	PKG B +MoDTC
NOACK (mass%)	250°C	12.6	11.7

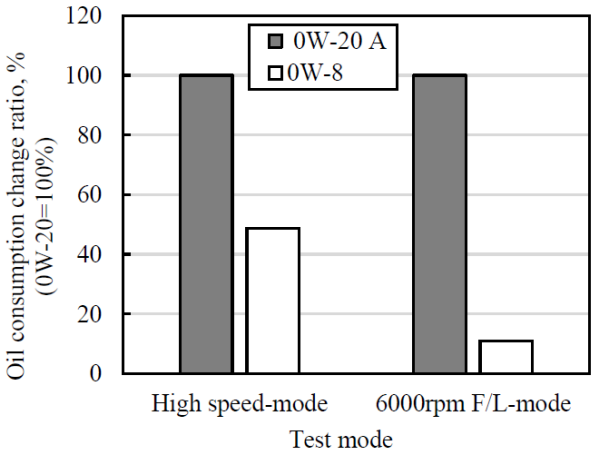


Fig.6 Results of oil consumption test

3.2. 耐摩耗性の検討

3.2.1 油膜厚さ確保による摩耗防止の検討

エンジン油の低粘度化において懸念となる動弁駆動系のサイレントチェーンでは、摩耗部位であるピンとプレートの摺動部は揺動による混合～境界潤滑であり、油膜確保において VM の影響は小さく基油粘度が支配的[(5)]と考えられる。このことからサイレントチェーンにおける 0W-8 油の耐摩耗性を検証するため、基油の 100℃粘度がほぼ同じである粘度グレード 0W-20 B 油、0W-8 油のオイルを用いて、油膜厚さを測定した。Table3 に本試験で使用したオイルの性状を示す。測定は油膜が薄くなり摩耗に厳しい高温域で実施した。Fig.7 に油膜厚さ試験の結果を示す。すべり速度 0.5m/s 以下の領域では油膜厚さは同等となっており、耐摩耗性は 0W-20 油と同等の性能になると考える。

Table3 Oil characteristics for oil film thickness measurement.

		SN/GF-5 0W-20 B	GTL base oil 0W-8
VM addition		STD	Reduction
Additive PKG		MoDTC PKG	←
Kinematic Viscosity (mm^2/s)	100℃	7.8	5.0
	40℃	32.4	23.6
HTHS 150℃(mPa･s)		2.6	1.7

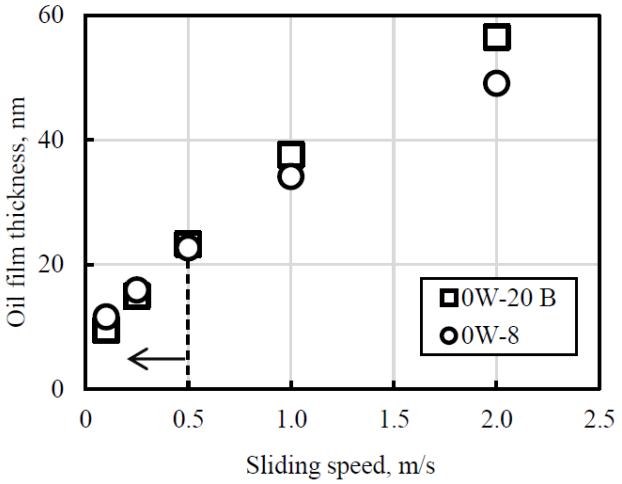


Fig.7 Results of oil film thickness measurement.

3.2.2 サイレントチェーンの摩耗試験

次いで、3.2.1 で使用したオイルを用いてサイレントチェーンの摩耗試験を行った。本実験で使用したオイルの性状を Table4 に示す。0W-20 B 油と同一の基油と添加剤パッケージを使用し、VM で粘度を調整した 0W-8 油を用いてチェーン摩耗試験を実施した。比較として弊社のサイレントチェーン適用エンジンで市場実績がある MoDTC を添加していない SM/GF-4 5W-30 油の結果も含めて Fig.8 に示す。0W-8 油のチェーン伸び率は 0W-20 B 油と同等であり、5W-30 油に対してチェーン伸び率が 50% 低減することを確認した。5W-30 油に対し低減しているのは、添加剤パッケージの違いと MoDTC 由来の MoO_3 被膜の形成 [5] によるものであると考える。

Table.4 Oil characteristics for silent chain wear test.

		SN/GF-5 0W-20 B	GTL base oil 0W-8	SM/GF-4 5W-30
Additive package		PKG B +MoDTC	←	PKG C
Kinematic Viscosity (mm^2/s)	100℃	7.8	5	10.1
	40℃	32.4	23.6	57.4
HTHS 150℃ (mPa･s)		2.6	1.7	2.9

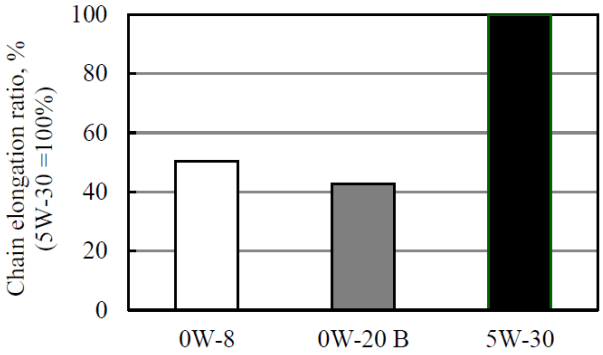


Fig.8 Results of silent chain wear test

3.3 省燃費効果の確認

Table5 に本試験で使用した 0W-8 油と API SN 0W-16 油の性状を示す。WLTC 燃費認証モード（国内モード）における燃費向上率を算出するため、直噴 NA 2.0L L4 MR20DD エンジンでモータリングトルク試験を実施した結果を Fig.9 に示す。650rpm ではトルクは変わらないがエンジン回転数が高くなるにつれトルクが低減されていることから、低粘度化による撹拌抵抗の低減によりトルクが改善されたと考える。

これらの低減トルク値から WLTC モードの燃費向上効果 [4] を計算した結果を Fig.10 に示す。課題である NOACK 250℃ 15% 以下を満足する 0W-8 油で API SN 0W-16 に対し WLTC モードで 0.57% の燃費改善が見込まれる結果を示した。

Table5 Oil characteristics for motoring fuel efficiency test.

		SN 0W-16	GTL base oil 0W-8
Additive package		PKG D +MoDTC	PKG B +MoDTC
Kinematic Viscosity (mm^2/s)	100℃	6.2	5.0
	40℃	27.2	23.6
HTHS 150℃ (mPa･s)		2.3	1.7
NOACK (mass%)	250 ℃	13.5	11.7

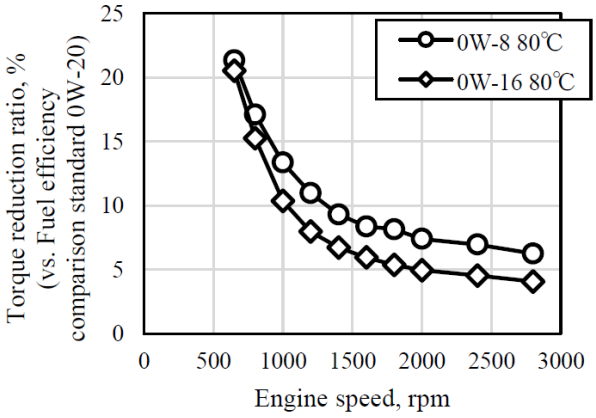


Fig.9 Result of torque improvement ratio with motoring fuel efficiency test.

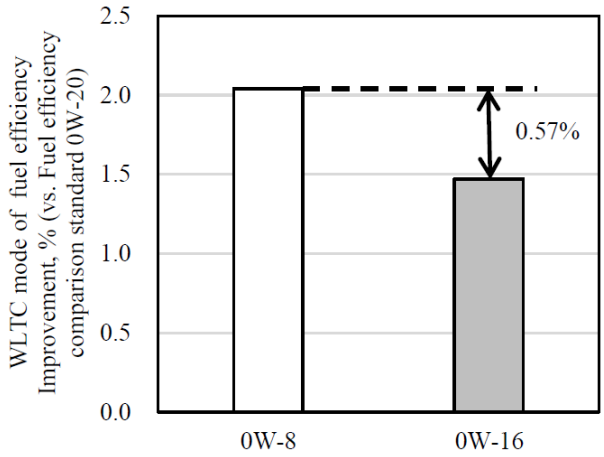


Fig.10 Fuel efficiency improvement results of WLTC mode evaluated by motoring fuel efficiency test.

4. まとめ

0W-8 省燃費油の普及拡大に向け、省燃費処方を検討した結果、

(1) 低粘度化を図りつつも GTL 基油を適用することで、JASO GLV-1 規格の蒸発性基準である NOACK 250℃ 15% 以下を満たす 0W-8 油が可能となった。

(2) 基油粘度を変更せず VM を減らす方策で低粘度した事により、混合～境界潤滑域における油膜厚さを確保でき、耐摩耗性を現行油同等に維持できることを確認した。

(3) 現行API SN 0W-16 油と比較し、WLTC モードで 0.57% の燃費改善効果が見込めることを確認した。

5. 謝辞

本予稿を作成するにあたり、サンプルの調整、性状確認などで多大なご協力を頂きましたシェルルブリカンツジャパン（株）佐藤様に心から感謝の気持ちと御礼を申し上げたく、謝辞に代えさせていただきます。

参考文献

(1) 美藤 洋平；仲野 誠一；鈴木 理佳；小池 裕介；楠原 慎太郎；佐川 琢円：API SN 0W-16 低粘度省燃費エンジン油、2016 年春季大会 学術講演会 講演予稿集、No.72-16S p.1787 (2016)

(2) （公社）自動車技術会：JASO 自動車用ガソリン機関潤滑油 , JASO M364 (2019)

(3) （株）潤滑通信社：潤滑経済 2018 年 2 月号（第 634 号）p.19~23

(4) （公社）自動車技術会：JASO 自動車用ガソリン機関潤滑油－モータリング燃費試験方法 , JASO M365 (2019)

(5) Takumaru Sagawa, Seiichi Nakano, Yohei Bito, Yusuke Koike, Sachiko Okuda, Rika Suzuki: Development of Low Viscosity API SN 0W-16 Fuel-Saving Engine Oil Considering Chain Wear Performance, SAE Int. J. Fuels Lub. 10(2):469-477, 2017

著者


仲野　誠一


斎藤　弘樹


小池　裕介


奥田　紗知子


佐川　琢円

CFRP　C-RTM 工法における樹脂含浸 CAE 開発

山口　りえこ*　　水谷　篤*　　高津　亮一*　　柳橋　清人*

抄録　　近年、環境問題より、車両の軽量化が求められており、スチールの超ハイテン化、アルミニウムや CFRP などを用いた軽量化材料の適用が課題となっている。CFRP はスチールに比べ約 50％の軽量化が可能であるが、実際の適用は限定的で、拡大のためには、コスト低減や生産性の向上などが課題である。そこで、課題の一つである成形サイクル短縮のために C-RTM 工法を用いた開発を行っている。C-RTM は、従来の RTM と異なり、炭素繊維の賦形品を金型内にセットした後に、完全に金型を閉じるのではなく、僅かな空間を設けて樹脂を注入することにより、樹脂を素早く金型内に流し込むのが特徴である。本研究では、C-RTM の成形プロセスにおいて、金型と炭素繊維層の空間部の樹脂流れのメカニズムを解明し、樹脂と繊維層の界面の抵抗を粘性抵抗として考慮したシミュレーション手法を報告する。

1. はじめに

自動車は人々の生活を豊かなものにしてきたが、昨今では環境問題に直面し、持続的な社会を維持していくための取り組みが重要となっている。当社は日産グリーンプログラムに基づき、CO_2 排出量を 2000 年比で 2022 年までに 40％削減、2050 年までに 90％削減する目標値を設定している。各国の CO_2 規制は、年々厳しくなり、2025 年には欧州が最も厳しい規制となる。目標達成のための主な柱は電動化の推進であるが、電動化によるモーターやインバーターにより、車両重量が増加するため、一層の車体の軽量化が必要となる。これまで車体の軽量化は、スチールの超ハイテン化、アルミニウム、また、一部の車では Carbon Fiber Reinforced Plastic（以下 CFRP）を適用している。今後の車体軽量化には、スチールやアルミニウム、CFRP 等の各材料の特性を活かし、適した部位に複数材料を適用していくマルチマテリアル化が重要となる。その中で、航空機などに使われている CFRP は、比強度、比剛性に優れ、スチールに比べて、約 50% の軽量化を可能とする材料である。当社でも既に GT-R NISMO など一部の車種に採用しているが、CFRP はスチール部品と比較し、コストが約 10 倍と高価なことから、適用は限定的である。しかし、今後の軽量化において CFRP は重要であり、コスト低減のために、複合材料に適した合理的な構造設計や炭素繊維の革新的な材料製造による材料コストの低減、また、生産性の向上が課題である。生産性向上について、これまでの成形方法の主流であるハンドレイアップやオートクレーブは成形時間が約 3~4 時間と長い。そこで、近年大幅に成形時間を短縮する Resin Transfer Molding（以下 RTM）を中心とした複数の成形工法の開発事例や適用が進んでいる。

2. 開発の狙い

前述のように、生産性の向上の最大の課題はサイクルタイムの短縮であり、Compression-RTM (以下 C-RTM) と呼ばれる金型を僅かに開いた状態で、RTM よりも素早く金型内に樹脂を流す成形工法に着目した。

C-RTM において、金型設計時の樹脂注入位置や流動補助溝の最適化のためには、樹脂の流れを把握し、樹脂未含浸の発生位置を予測する技術が重要である。従来は、試作や金型修正を繰り返して最適化を進めていたが、シミュレーションにより机上判断することで、開発時の手戻りを最小化することが可能となる。しかし、現状は実際の成形とシミュレーションの結果が乖離しており、シミュレーションによる精度向上が課題となっていた。

過去の研究では Pham などは、C-RTM の精度向上のため、圧縮の際に樹脂の質量バランス、圧力を考慮した新しいモデルを構築した [1]。また、Serge は空間による端末の流れの影響をモデルに反映して [2] 精度向上を図った。Gauvin、Young などは空間の含浸係数を実験から求め [3]、解析への反映を行った。

* 生産技術研究開発センター

本研究では、C-RTM の成形プロセスにおいて、金型が閉まる前の僅かな空間の樹脂の流れのメカニズムを解明し、樹脂含浸シミュレーションにそのメカニズムをモデル化して織り込む手法について取り組んだ。

3. 実験方法

3.1　C-RTM 工法概要

本研究で用いた C-RTM の工法概要を図 1 に示す。樹脂注入時に、繊維層と金型の間に空間を設けることで、樹脂が素早く流れて広がり、樹脂が充填された直後に、型締め動作により板厚方向へ樹脂が含浸し、従来よりも樹脂を早く含浸させることができる。

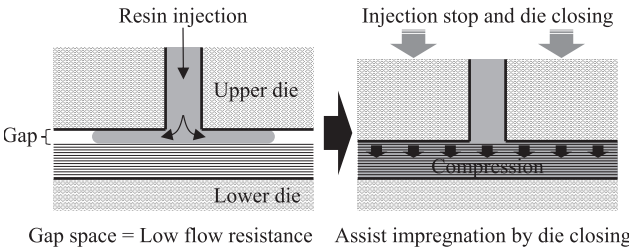


図 1　C-RTM 工法概要

3.2　本研究で用いたベースシミュレーションソフトの概要

はじめに、本シミュレーションで用いた解析ソフト（日本 ESI 社 PAM-RTM）について説明する。本ソフトは、炭素繊維の間を流れる樹脂の流動シミュレーションで、樹脂の流動からの硬化までの時間や未含浸部位を予測でき、金型設計時の樹脂注入位置の決定などに用いられる。

図 2 のように各メッシュのセルに “X,Y,Z” に繊維配向を考慮した流れ易さを示す含浸係数を入力することで、隣接するセルへの樹脂の流入を計算する。含浸係数は、ダルシーの法則に基づいて、流速、粘度や圧力差により求められる。

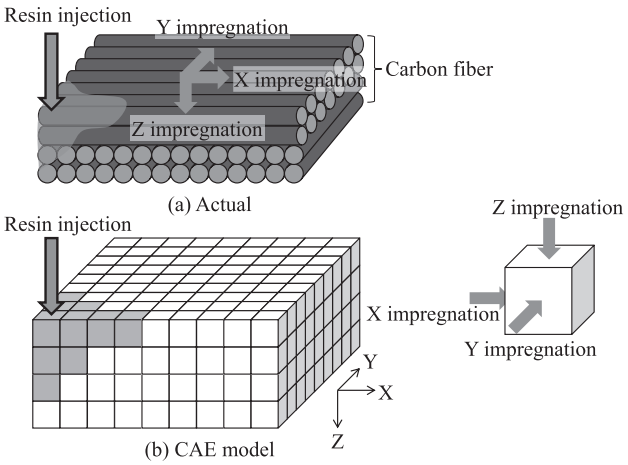


図 2　シミュレーション概要

3.3　実験金型と成形条件

図 3 に示す実験金型を用いて、流動挙動の成形実験を実施した。金型の下型に温度センサーを 4 箇所取り付け、注入した樹脂が温度センサーを通過する際の温度変化を読み取り、樹脂の流れの時間を計測した。金型温度、樹脂粘度を含む成形条件や積層条件を表 1 に示す。

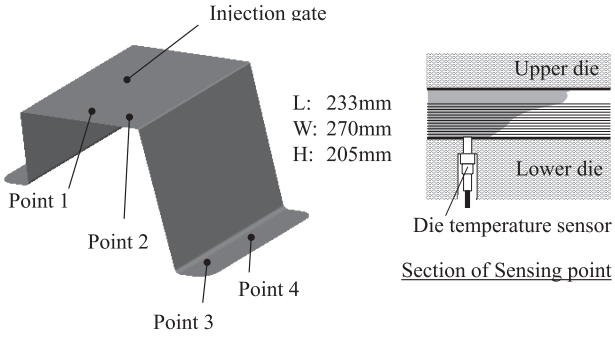


図 3　実験金型形状と型温度センサーの位置

表 1　材料物性と粘性特性

Molding thickness	2.6[mm]
Fiber areal weight	305[g/m^2]
Fiber density	1.8[g/cm^3]
Quantity of ply	8PLY
Fiber orientation	[±45/0/0/0]s
Material lamination	[NCF/UD/UD/UD]s
Vf	50[%]

3.4　シミュレーションのモデル化と入力条件

ベースとして用いた RTM 含浸シミュレーションは、金型を完全に閉じて、繊維層の樹脂の流れ（含浸性）を予測するモデルとなっている。一方、C-RTM では成形初期の樹脂を注入する段階では、金型と繊維層に空間があることが特徴である。そこで、図 4 に示すように炭素繊維の基材（以後、繊維層）と金型の間の空間部を Zone 1 とし、繊維層の部分を Zone 2 として、2 つの Zone に分け、Zone1 の樹脂の流れの結果を Zone2 に引き継ぐモデルとして考えた。

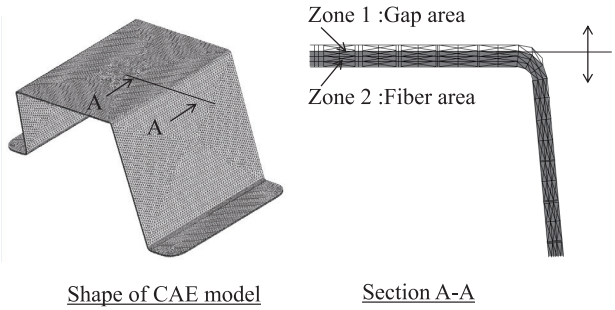


図 4　シミュレーションモデルの Zone 分け

ここで、課題となったのが Zone1 の含浸係数の入力条件である。樹脂含浸シミュレーションは、各セル要素に含浸係数を入力することにより計算されるが、繊維層が存在しない空間である。そこで、図 5 に示すように、繊維密度と含浸係数の関係を求めた実験結果より、空間を流れる樹脂の含浸係数を推定した。表 2 にシミュレーションで用いた板厚、Zone1、2 の含浸係数を示す。

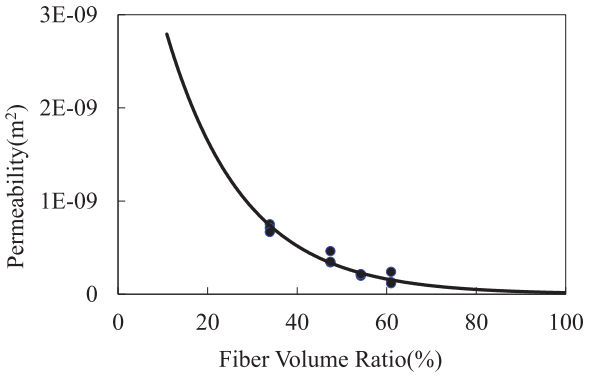


図 5　繊維密度と含浸係数の関係

表 2 初期 CAE の含浸係数

Molding thickness	2.6[mm]
Zone 1 permeability	x:1.5E-07[m²]
(i.e. Gap permeability)	y:1.5E-07[m²]
	z:1.5E-07[m²]
Gap height	1[mm]
Zone 2 permeability	x:4.9E-11[m²]
	y:3.6E-11[m²]
	z:1.9E-12[m²]

3.5 シミュレーションと実験結果の比較

シミュレーションと実験結果を図 6 に示す。横軸の 1 ～ 4 は、図 3 に示した金型に設置した温度センサーの位置を示す。1 から 4 の順番に樹脂が流れていき、各ポイントを通過する時間を樹脂の含浸時間として計測した。この結果、シミュレーションは、約 40% (n12 の平均値) ほど、実験結果と乖離しており、下型に設置した温度センサーへの到達が遅く、樹脂の含浸が遅いことがわかった。

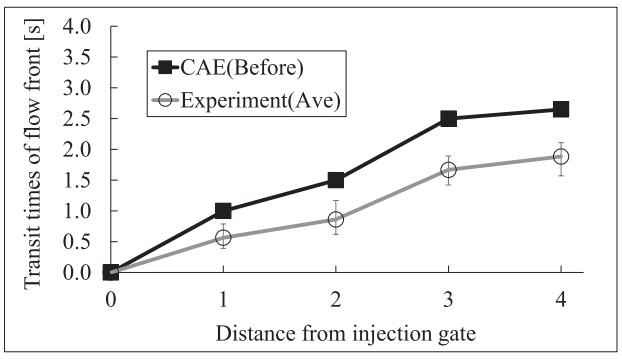


図 6　シミュレーションと実験結果

4. シミュレーションの精度向上

4.1　シミュレーション精度へ影響する因子の特定

シミュレーションと実験の結果が乖離した要因を解明するために影響する因子を検証した。20 項目以上ある入力条件の中で、樹脂の流れに影響する因子を特定するため、表 3 に示す影響因子を用いた L18 直行表に従って実験を行った。その要因効果を図 7 に示す。その結果、Zone 1 の空間 (C) の含浸係数の設定の寄与率が最も高くなっており、樹脂の注入速度 (D) も影響していることがわかった。一方で、Zone 2 に関わる繊維密度 (A) や板厚 (B) は影響しないことがわかった。

表 3　影響因子

	Factor	Unit	Level 1	Level 2	Level 3
A	Carbon fiber permeability	m²	Vf dependence	Thickness dependence	-
B	Carbon fiber thickness	mm	2.6	2.7	2.8
C	Gap permeability	m²	Without viscosity	With viscosity	-
D	Resin injection speed	cc/sec	80	90	100
E	Die closing timing	sec	0	1	2

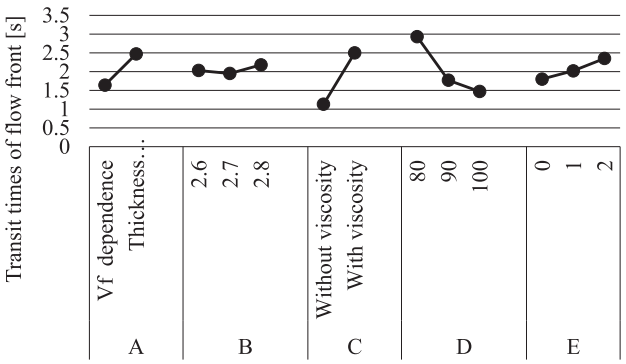


図 7　要因効果図による寄与率

4.2　空間部における樹脂の流れのメカニズム解明

前述の 4.1 の品質工学手法の結果より、Zone 1 の繊維のない空間の樹脂の流れのモデル化に問題があることがわかり、そのメカニズム解明に取り組んだ。写真 1 に示す可視化金型を用いて、金属表面と繊維層の表面の流れを評価した。この結果、図 8 に示すように金属と繊維層の表面の流れに差があることが確認でき、繊維層の流れは約 25%遅いことがわかった。繊維を束ねて織物にしているため、繊維層の表面が毛羽立っている。また、炭素繊維と樹脂の密着性を向上させるために、炭素繊維の表面がサイジング処理されて、表面エネルギーが高いので、樹脂が流れにくいと考えられる。

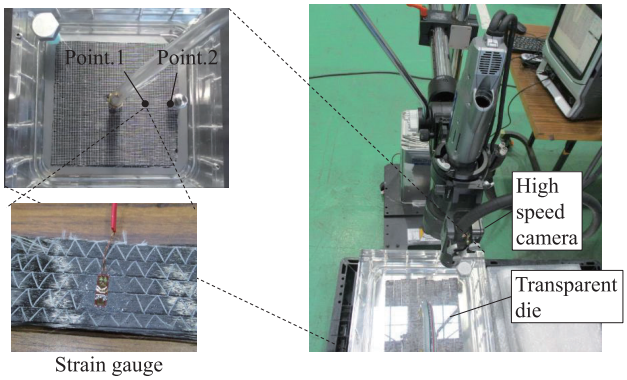


写真 1　可視化金型

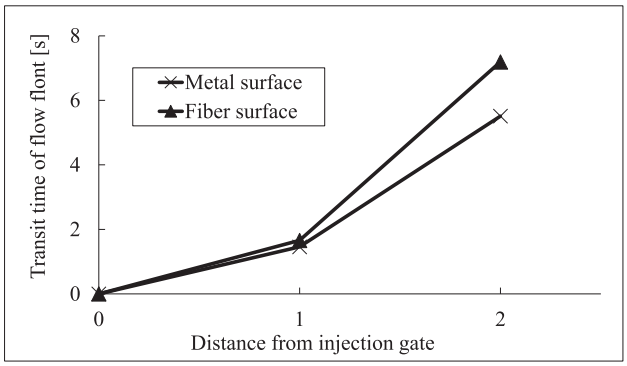
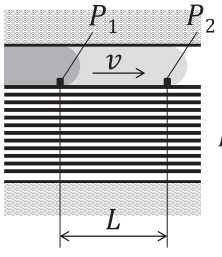


図 8　金属表面と繊維表面の樹脂流動時間差

以上の結果より、空間部を流れる樹脂は繊維層の表面による粘性抵抗の影響が受けると仮説をたてた。そこで、図 9 に示すように、平行流れにおけるせん断力から粘性抵抗を求め、Zone1 の流れ易さの係数としてシミュレーションの入力条件に与えれば、精度向上できると考えた。また、粘性抵抗を算出する為には、材料物性から求めた樹脂粘度と、2 つのポイントの圧力差を計測し、式に代入して算出した。具体的な計測方法は、写真1に示すように 2 点の圧力センサーを設定し、金属と繊維層を流れる樹脂の圧力差を求めた。結果を図 10 に示す。今回、ハット形状の炭素繊維は 8PLY であることから、空間部の高さは 1㎜と固定して実施した。



$$K = \frac{v\mu}{\Delta P} L$$

K	Permeability
ΔP	Pressure difference
v	Flow velocity
μ	Viscosity
L	Flow length

図 9　平板間（金型繊維間）を流れる粘性抵抗算出方法

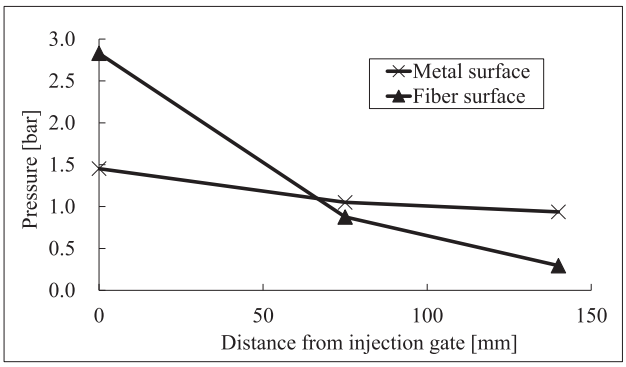


図 10　金型繊維間を流れる樹脂の圧力差

表 4　粘性抵抗考慮後の CAE パラメータ

Molding thickness	2.6[mm]
Zone 1 permeability	x:5.0E-09[m²]
(i.e. Gap permeability)	y:5.0E-09[m²]
	z:5.0E-09[m²]
Gap height	1[mm]
Zone 2 permeability	x:4.9E-11[m²]
	y:3.6E-11[m²]
	z:1.9E-12[m²]

4.3　樹脂流動フローの予測精度の向上

図 11 に空間部の樹脂流動について、粘性抵抗を考慮したシミュレーション結果を示す。解析結果は実験値とほぼ一致することが確認できた。空間部を流れる樹脂の繊維層との粘性抵抗を考慮することにより、空間部を流れる樹脂の量が少なくなり、繊維層への樹脂の含浸量が増え、板厚方向に樹脂が早く含浸し、下型のセンサーへの到達時間も早くなったと考えられる。これは、Zone1 の含浸係数の値が粘性抵抗の考慮により約 1/3 となり、空間部の XY への流れる樹脂量が減り、Z 方向の繊維層への樹脂量が増え、含浸しやすくなったことを示している。以上のことから、含浸係数を適正化することで、精度が向上することが出来た。

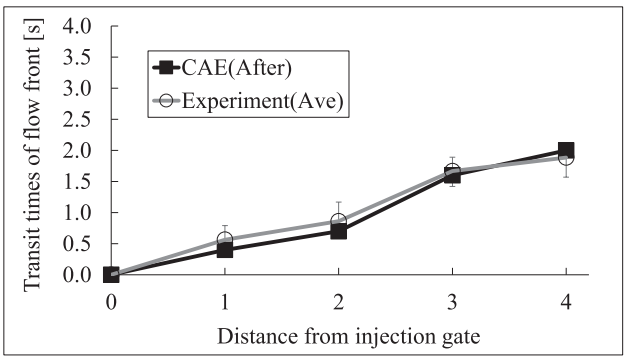


図 11　シミュレーションと実験結果

4.4　樹脂未含浸位置の予測精度の検証

樹脂の流動以外に、樹脂未含浸の発生位置の解析精度を検証した。図 12 のようにハット形状に側面部（図 13）を幅 20mm の格子上に区切り、実験とシミュレーション結果の合致率を検証した。紫色は樹脂が含浸している部位を示し、黒色は樹脂が含浸していない未含浸部位を示す。この結果、初期の解析では、面積比で約 73%の合致率であったが、前項 4.4 に示すように、樹脂流動のシミュレーション精度が向上することで、約 90%と合致率が向上し、未含浸部品の発生場所と発生面積の精度も向上することが検証できた。

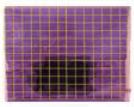
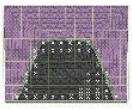
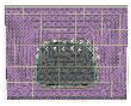
	Dry spot result	Impregnated area	Matching rate
Experiment		494[cm^2]	-
CAE (Without viscosity)		360[cm^2]	73.8[%] (124/168 cells)
CAE (With viscosity)		482[cm^2]	90.4[%] (152/168 cells)

図 12 シミュレーションと実験の未含浸発生位置

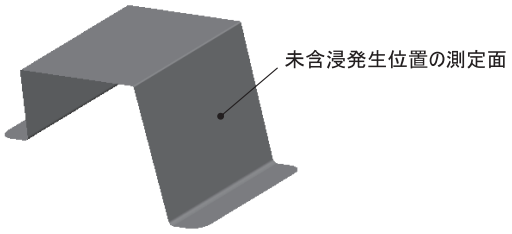


図 13　未含浸発生位置の評価部位

5. 結　言

本研究では、C-RTM 工法を用いた樹脂含浸シミュレーションにおいて、成形初期の金型と繊維層の空間部での樹脂の流れのメカニズムを解明し、粘性抵抗を考慮したモデル化を検証した。これにより、含浸シミュレーションの精度も向上することができた。以下に、得られた結果と今後の課題を列記する。

1. ベースとした RTM の含浸シミュレーションソフトを用いて、樹脂の流れを空間部と繊維層の領域にわけ、空間部から繊維層の樹脂の流れを引き継ぐことにより、C-RTM 成形の含浸シミュレーションを可能とした。
2. 成形初期の空間部の樹脂の流れは、繊維密度と含浸系係数の実験から推定した空間部の含浸係数では再現できず、樹脂が繊維層を流れる際の界面から受ける抵抗を粘性抵抗として考慮する必要があることがわかった。
3. 空間部で樹脂が受ける粘性抵抗を求める手法は、実験により計測した 2 点間の圧力差を平行間の流れの粘性抵抗の算出式に代入することより求めることができ、その粘性抵抗をシミュレーション上の樹脂の流れ易さに置き換えることで計算できることがわかった。
4. 今後の課題として、今回の研究から明らかとなった空間部を流れる樹脂の粘性抵抗について、空間部の高さや繊維層である炭素繊維の基材の種類の違いよる粘性抵抗の影響について、継続して検証していく。



6. 謝辞

本開発を進めるにあたり、実験方法や知見をご提供頂いた日本イーエスアイ株式会社、金沢工業大学、並びに社内関係者の皆様に深く感謝致します。

7. 参考文献

1) X-T. Pham、F.　Trochu,　J.-F.　Remacle and R. Gauvin, Trans. Eng. Sci. 21, pp.87-96 (1998).
2) Serge Abrate, Appl. Mech. Rev. 55-6, pp.579-599 (2002).
3) Young WB and Lai CL, Composites A-28, pp.817-822 (1997).
4) 日産自動車ニュースルーム：車体軽量化に向けた炭素繊維強化プラスチック（CFRP）部品の量産化技術を開発（2020）

著者


山口　りえこ


水谷　篤


高津　亮一


柳橋　清人

異常電流による PCB※ 過熱の解析及び実測と安全条件について

堀川　敦 *　　稲川　慎吾 *　　山内　恒明 *

1. 要約

電子機器において、電子素子の偶発的な短絡故障は高品質設計を行っても僅かな確率で避けられない。この場合に生じる異常電流を停止させる代表的な方法は、ヒューズ溶断による過電流の停止である。しかし、車両に用いられる 12V 系の電源システムにおいては、ヒューズの溶断電流を下回った電流で電子基板が異常発熱する場合がある。本研究では異常電流によってプリント基板のパターンが発熱・溶断する現象に対して、熱移動による単純な計算モデルが実測の加熱特性を表現できる事を示した。また過熱したプリント基板において、発煙・発火に繋がる炭化拡大の防止が必要な安全領域を設計的に見積もる方法を示した。

2. 安全設計の枠組み

偶発故障による異常電流に対して、安全設計のフローを Fig.1 に記載する。異常電流が発生すると、最初に銅箔が発熱する。発熱した熱は基材に流れ込み、基材を加熱する。加熱された基材はガラス転移点を超え、さらに過熱状態となり熱分解を起こす。この時、炭化まで熱分解が進んだ領域では、基材の絶縁性を期待する事が出来ない。よって炭化領域を見積もり、電源・グランド間の 2 次ショートを防ぐ事が必要である。また熱分解時に発生したガスは、溶断時のスパークで発火する可能性がある為、発火領域を見積もり、実験的に火力を確認した上で筐体の耐火力を設計する事が必要である。

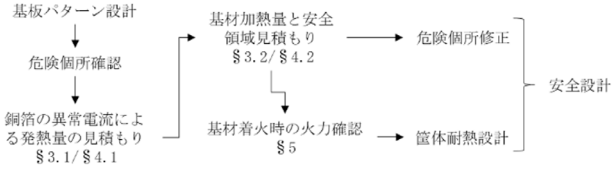


Fig.1　異常電流に対する安全設計フロー

3. 計算モデル

プリント基板に異常電流が流れる事で銅箔が発熱し、基材を加熱するメカニズムについて、熱の流れを用いて Fig.2 に図示した。この熱の流れから、銅箔の発熱・基材の加熱の 2 つのステップに分割した計算モデルを作成し、銅箔の溶断特性、基材の炭化範囲を予測した。本研究のモデルでは計算を簡略化する為に、熱放射については考慮していない。

3.1　銅箔の発熱モデル

伝熱経路を Fig.3 とした場合、熱容量 C_{Cu} の銅箔に s 秒間通電した時の温度上昇 ΔT_{Cu} は Eq.1 で表せる。

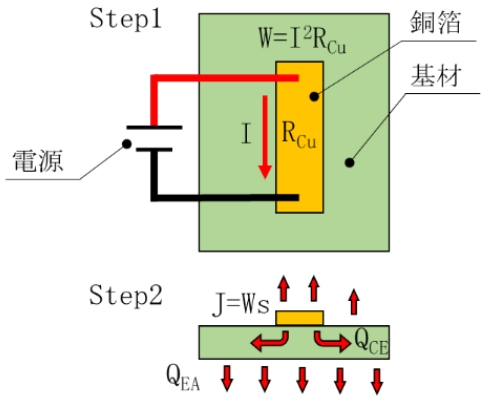


Fig.2　モデル概略図

$$\Delta T_{Cu} = \frac{(I^2 R_{Cu} - Q_{CA} - Q_{CE} - Q_{CC})s}{C_{Cu}} \quad \cdots Eq.1$$

ここで銅箔から基材への熱流 Q_{CE} は、基材の熱抵抗 θ_{CE} を用いて Eq.2 となる。ΔT_{CE} は銅箔と基材の温度差である。

* 電子アーキテクチャ開発部
※ PCB = Printed Circuit Boad

$$Q_{CE} = \frac{\Delta T_{CE}}{\theta_{CE}} \quad \cdots Eq.2$$

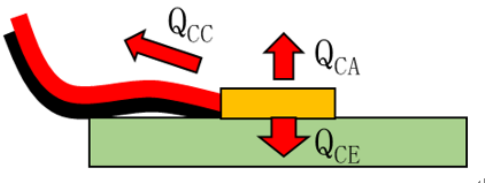


Fig.3　銅箔で発生した熱の伝熱経路

また、銅箔から空気中への対流による放熱 Q_{CA} は Eq.3 となる。ここで h は対流熱伝導率、A は銅箔の面積である。

$$Q_{CA} = \Delta T_{CA} hA \quad \cdots Eq.3$$

ケーブルへの伝熱 Q_{CC} に関しては定数として扱い、実測の結果とフィッティングする事とした。

Eq.1 を、銅箔が溶断する温度 T_m に到達するまでの溶断時間 s_m で書き直すと Eq.4 と表す事ができる。

$$s_m = \frac{C_{Cu}\Delta T_m}{I^2 R_{Cu} - Q_{CA} - Q_{CE} - Q_{CC}} \quad \cdots Eq.4$$

この時、放熱と発熱が平衡状態となる溶断限界電流は Eq.5 の条件となる。この条件の時は、銅箔が溶断する温度で過熱され続ける事となる。

$$I^2 R_{Cu} - Q_{CA} - Q_{CE} - Q_{CC} = 0 \quad \cdots Eq.5$$

3.2　基材の加熱モデル

発熱した銅箔から、直下の基材に熱 Q_{CE} が流れ込む。流れ込んだ熱は空中への放熱 Q_{EA} と、基材内を伝播する Q_{EE} に分流される。(参照 Fig.4)

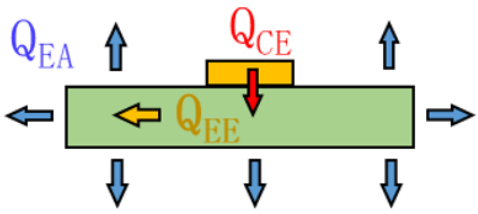


Fig.4　基材に流れ込んだ熱の伝播経路

ここで基材の体積を離散化する事により、熱伝導方程式を解くことなく数値解を得る事が出来る。Fig.5 に、銅箔直下の基材に流れ込んだ熱 Q_{CE} の入出力を図示する。Q_{CE} は Eq.2 で与えられ、熱抵抗 θ_{CE} は熱伝導率 λ_{EP} と接触面積 A_0、基材の板厚 t より、Eq.6 で与えられる。

$$\theta_{CE} = \frac{t}{\lambda_{EP} A_0} \quad \cdots Eq.6$$

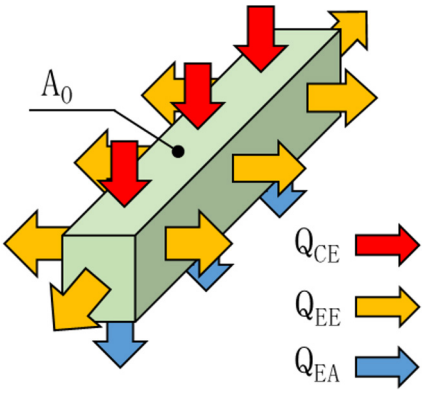


Fig.5　銅箔直下の基材に流れ込んだ熱の入出力

次に、隣接する体積の厚みを δ とした場合、接触面積 A_1 で隣接する体積 (Fig.6) に流れ込む熱 Q_{EE} は、Eq.7 で与えられる。ここで、ΔT_{E01} は銅箔直下の基材と隣接体積の温度差である。

$$Q_{EE} = \Delta T_{E01} \frac{\lambda_{EP} A_1}{\delta} \quad \cdots Eq.7$$

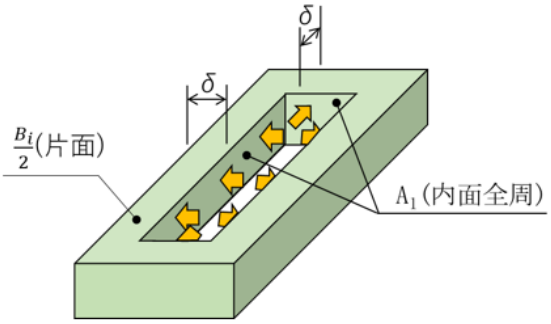


Fig.6　離散化した面内方向の基材体積

また、i 番目の体積から空中への放熱は、空気との接触面積を B_i としたとき、Eq.8 で与えられる。ここで、上面と下面の対流熱伝達率は同一と仮定した。

$$Q_{EAi} = \Delta T_{EAi} h B_i \quad \cdots Eq.8$$

熱の移動する基材の体積を離散化する事により、銅箔の温度 T_{Cu} と雰囲気温度 T_{am} の間の熱抵抗ラダー（参照 Fig.7）として、基材の熱伝導を解くことが出来る。

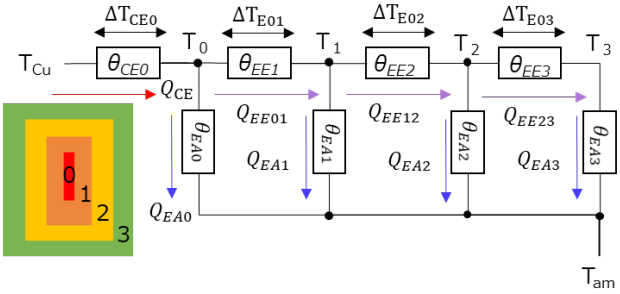


Fig.7　4 分割で離散化した場合の熱抵抗ラダー

4. 実測及びモデル計算との比較

Fig.8 のサンプルを用いて、銅箔が溶断するまで室温環境で通電し、溶断時間についてモデル計算と比較を行った。

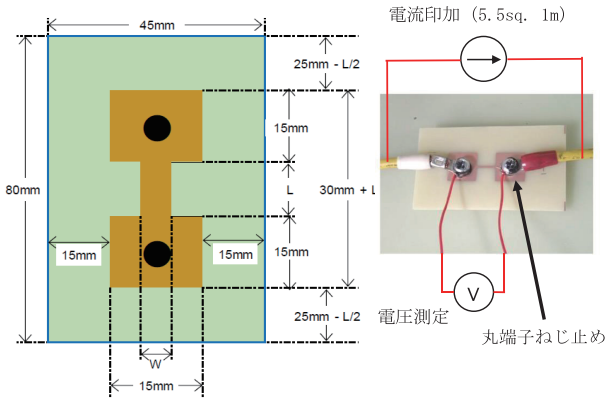


Fig.8　サンプル形状

ここでサンプル基材は Panasonic R-1566、厚み 1.6mm を用いた。計算モデルと実測の比較項目として、銅箔の溶断特性、及び基板の炭化幅 (Fig.9) とした。この時、黒く変色した箇所が炭化まで熱分解しているかについては詳細な調査が必要であるが、本研究では黒く変色した領域を炭化領域とする事とした。

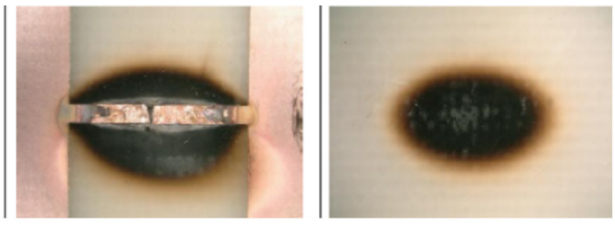


Fig.9　溶断後基板炭化の例

4.1　銅箔の溶断特性

Eq.4 より、電流が流れた際の溶断時間を計算する。計算に用いたパラメータを Tab.1 に記載する。ここで、Q_{CE}，Q_{CA} は銅箔が Cu の融点温度の最大熱流の値を用いて、定数で近似を行い計算した。また、ケーブルに関するパラメータ Q_{CC}、試験基板の正味の熱容量 C_{Cu} は、ケーブル固定部の影響を考慮し、実験結果からフィッティングを行った。また銅箔の抵抗率 ρ は、実測した V、I を用いて Eq.9 より求めた。

$$\rho = \frac{RA}{L} = \frac{VA}{IL} \quad \cdots Eq.9$$

銅箔の溶断時の抵抗率は、Cu の融点温度 (1085℃) における抵抗率と一致し、融点に到達した時に溶断した。この事から、Cu が固体から液体になる時に大幅に抵抗率が変化し、溶融箇所が局所的に加熱され、スパークしていると考える事ができる。

Tab.1　計算パラメータ

	t:35um L:10mm W:1mm	t:35um L:10mm W:0.5mm	t:18um L:10mm W:0.5mm	
Q_{CE}	4.11	2.05	2.05	[W]
Q_{CA}	0.13	0.06	0.06	[W]
Q_{CC}	3.1	3.1	2.1	[W]
C_{Cu}	1	0.5	0.25	[J/K]
ρ	10.8	8.76	8.71	[10^{-8} Ωm]
λ_{EP}	0.62	←	←	[W/mK]
h	0.0012	←	←	[W/cm^{2}K]
I_{limit}	15.8	10.2	6.6	[A]

Fig.10 に計算結果と実測結果を記載する。点線は計算結果、プロットされた点は実測結果である。銅箔からの熱の移動量だけを考慮した簡易的な計算であっても、溶断特性が十分に表現される事が確認された。ここで、垂直に引かれた実線は計算上の溶断限界電流 I_{limit} を表し、Eq.4 の分母がゼロとなる電流値である。この溶断限界電流値の時、銅箔が溶断する事なく、プリント基板が加熱され続ける。

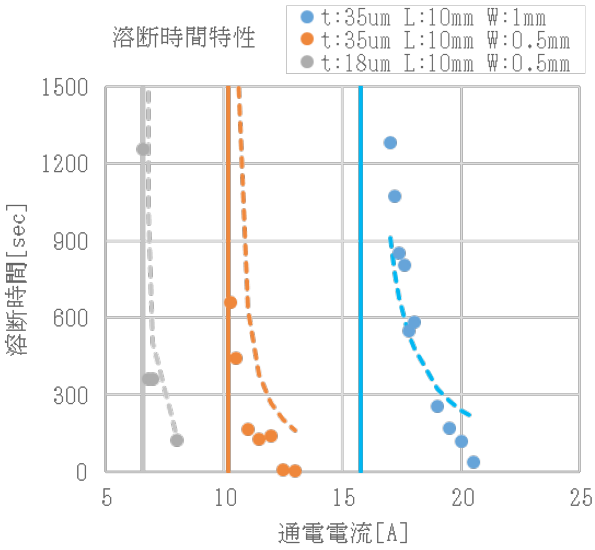


Fig.10　溶断時間の電流依存性

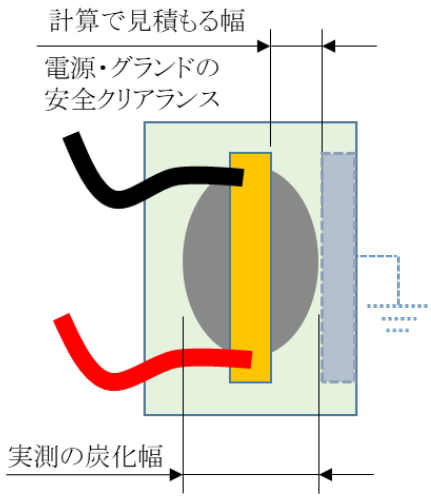


Fig.12　計算見積もりと実測の炭化幅

4.2　基材の炭化幅

Fig.7 に記載した熱抵抗ラダーの連立方程式を解く事で、基材の加熱を見積もる事が出来る。ここで、溶断限界電流の時は加熱が継続し続ける事から、基材への最大炭化条件であると考え、銅箔が Cu 融点温度の平衡状態の系を用いて計算を行った。(参照 Fig.11)

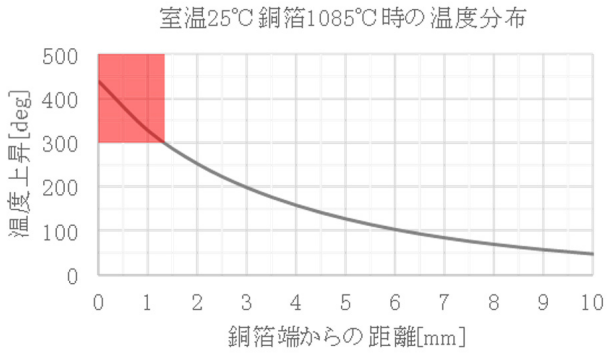


Fig.11　基板の加熱見積もり結果

ここで、計算条件は銅箔：1×10mm、計算時の離散化幅 δ:1mm とし、基材の分解温度 300 度を越える領域:1.3mm 程度を炭化幅と見積もった。この時、計算結果の炭化幅は銅箔端からの片側距離となっており、実際の炭化幅は銅箔幅に炭化幅の２倍を加える必要がある(参照 Fig.12)。よって、正味の炭化幅は 3.6mm と見積もった。Fig.13 に t=35um、1×10mm の銅箔を溶断させた時の基板炭化幅の実測結果を記載する。

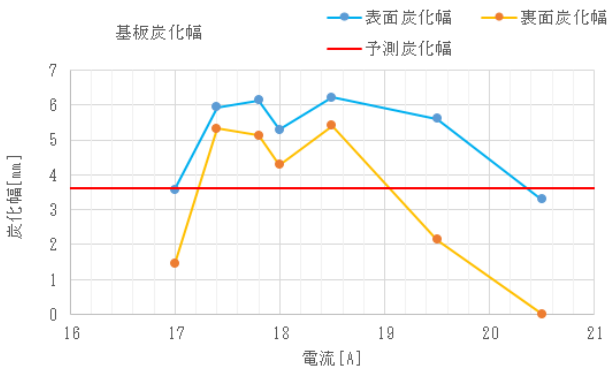


Fig.13　溶断電流と基板炭化幅

加熱が続く条件である溶断限界電流 (15.8A) よりも少し高い電流に、炭化幅のピークが現れた。またピーク以降は、溶断時間が短くなるにつれて炭化幅も小さくなる事が確認された。この実験中に溶断時に発火してしまった場合は、炭化幅が測定出来ない事からデータから除外した。

5. 基材着火時の挙動

基材着火時の火力に耐える筐体の耐火力が安全の為に必要であり、実験的に火力について確認を行う事が必要である。本研究では、着火時の挙動について調査を行った。

Fig.14 に、基板裏面に熱電対を貼り付けて測定した、基板の発火にいたるまでの加熱特性を記載する。ここでサンプルの銅箔は t=35um、2×10mm とした。

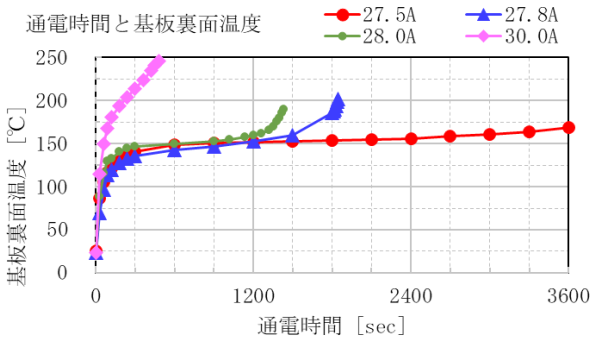


Fig.14　基板の加熱特性

温度測定の結果より、27.5A から 27.8A まで 0.3A 大きくするだけで、加熱特性が急激に変化する事が確認された。また、27.8A 以上では 150℃程度まで加熱されたあと急激に温度が上昇し始める。この急激な温度上昇は、基材を発火にいたらしめる加熱モードであると考えられる。

ここで発火までのプロセスを整理すると、エポキシ樹脂が加熱され、高分子ポリマーの分子鎖が切断されていき、可燃性ガスにまで熱分解される事によって、銅箔溶断時のスパークでガスに着火していると考えられる。(Fig.15)

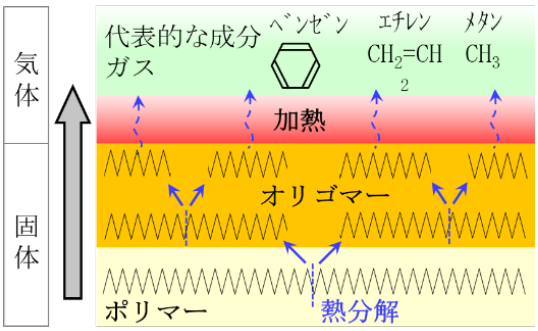


Fig.15　基板の熱分解プロセス

Fig16 に、溶断特性測定時の発火発生状況を記載した。赤く塗られたマークが発火発生を意味する。発火したサンプルがランダムに表れる事から、溶断電流によるプリント基板の発火は、発火点以上に加熱された事による直接発火ではなく、溶断時のスパークにより可燃性ガスに着火するモードであると考えられる。

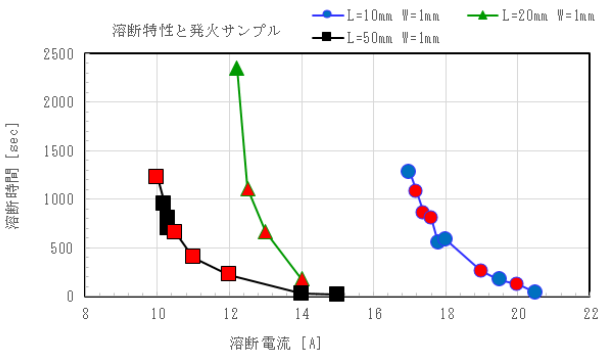


Fig.16　溶断時間特性と発火の有無

6. 今後の展望とまとめ

本研究により、危険な電流領域の見積もり方法を示す事ができた。モデルの改善点として、銅箔と基材からの熱放射による放熱を考慮する事で、計算精度の向上が可能である。今回のサンプルでは、熱放射は 1W 程度が予想される。また、本研究では Q_{CE}，Q_{CA} を定数に近似して計算しているが、基板内の温度分布離散化と同様に、時間についても離散化する事で、Q_{CE}，Q_{CA} を動的に扱う事ができ、溶断特性・炭化幅の計算精度を向上させる事が可能である。時間について離散化する場合の計算フローを Fig.17 に記載する。このフローで計算を行う場合、熱抵抗ラダーを繰り返し解く事が必要となるため、専用の計算ツールを用意する事が必要となる。

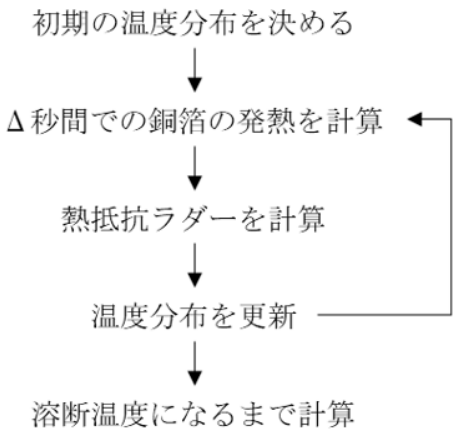


Fig.17　過渡解析を含んだ計算フロー

プリント基板の安全性を確保するためには、正確に危険な電流領域を見積もる事が重要であり、正確な見積もり結果を用いたヒューズ容量の見直し、異常電流・異常加熱の検出などから、十分な安全領域を確保した設計的対策を行う事が重要である。

7. 参考文献

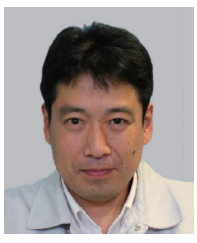
・パナソニック　電子回路基板材料　総合カタログ
・熱物理学　丸善株式会社　チャールズ・キッテル (著)
・サーキットテクノロジ　Vol.3 No3「直流電流によるプリント配線板導体箔の溶断過程」首藤 克彦、鶴見 策郎

出　典

一般社団法人エレクトロニクス実装学会
第 34 回春季講演大会予稿
講演番号 :3B2-01、2020 年

著者


堀川　敦


稲川　慎吾


山内　恒明

受賞：2019 年 自動車技術会賞 論文賞

自動走行における運転スタイル個人適合手法の提案

平松　真知子 *　　張　化先 *　　伊藤　勇希 **　　山崎　勝 **　　寸田　剛司 ***

抄録　　自動運転の導入期で手動走行と自動走行が混在するとき、個人の運転特性を自動走行に反映することでドライバが受け入れやすい自動運転を実現できる。本研究は、先行車との車間距離に関し、個人の運転特性を少数のパラメータでモデル化する手法を考案し、自動走行可能な車両を用いて本手法の有効性を明らかにした。

1. は　じ　め　に

近年、自動運転の研究開発が加速している。自動運転によりもたらされる価値は、事故の削減、運転負担の軽減、移動困難な人々への移動支援など、多大なものがあり、技術開発に対する期待も大きい。一方で、自動運転に不安を感じているドライバも少なからず存在し (1)、技術の普及にはドライバの安心感、受容性の醸成が必要である。自分で運転するドライバにとって、運転の是非の基準は自身の運転方法であるため、自動運転においても、個人の運転スタイルに合わせることが、安心感、受容性の点で重要と考えられる。

運転スタイルの個人適合を目的とした先行研究として、石橋らが開発した運転スタイルチェックシート (DSQ: Driving Style Questionnaire) の項目 [(2)] と車間距離やブレーキ踏み込み量との関係を調べたもの [(3)]、一般道における個人の減速度の傾向を調べたもの [(4)] があった。これらの研究から、先行車との車間距離、先行車や交差点に対する減速度には個人差があることが明らかとなっている。差し迫った危険のない場面の走行は、個人の運転スタイルが異なっていると考えられ、自動運転では、このような走行のパラメータを自動で個人に合わせてくれることを、多くの利用者は期待するであろう。

そこで、本研究では、手動運転中にシステムが個人の運転スタイルを学習し、個人に合わせた自動運転を提供することを最終目標とし、ドライバの運転スタイルをモデル化する。本研究における運転スタイルとは、運転行動の主要な走行パラメータの個人特性と定義する。本稿では、まず先行車への追従走行中の車間距離を対象とし、個人特性をモデル化する手法を提案する。

研究の進め方として、まず一般道の走行データを収集し、個人の車間距離の特性が表れるシーンを特定し、ベースとなるモデルを決める。次に、走行環境等の変動要因を特定し、環境要因を含めて目標特性をモデル化する手法を提案する。さらに、自動走行が可能な実験車両を用いてテストコースで評価実験を行い、提案したモデルの妥当性を検証する。

なお、本稿で扱う実験は、日産自動車における実験倫理委員会の承認を得た内容であり、実験に先立ち、参加者に実験内容の説明を行い、同意書を得て実施したものである。

2. 公道走行データの収集

2.1　対象ドライバの選定

運転スタイルの異なるドライバの公道走行データを収集するため、前述の運転スタイルチェックシート (以下 DSQ) [(2)] を用いて、事前に対象ドライバの選定を行った。DSQ は、18 個の質問からなり、8 項目の運転スタイルの傾向を比較することができる。先行研究では、車間距離と相関があるのは、「せっかちな運転傾向」「几帳面な運転傾向」と報告されている [(3)]。そこで、日常的に運転を行っている従業員 19 名に対して、DSQ の調査を行い、この 2 指標の傾向が異なる 20 代から 50 代の男女 5 名を対象ドライバとした。

* モビリティ＆ＡＩ研究所　　** 実験試作部　　***AD/ADAS 先行技術開発部

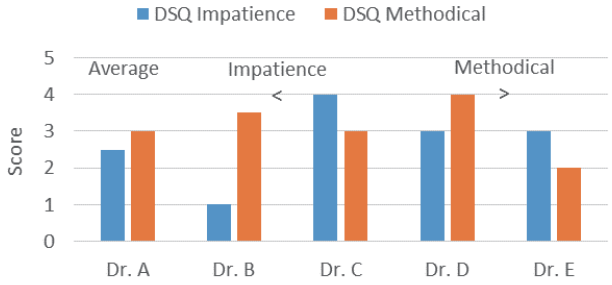


Fig. 1　DSQ score of participants

図 1 に対象ドライバの DSQ の結果を示す。ドライバ A はせっかち傾向、几帳面傾向ともに平均的であり、ドライバ B はせっかち傾向が低く、ドライバ C は高い、ドライバ D は几帳面傾向が高く、ドライバ E は低い、という特徴がみられる。

2.2.　走行コース

走行コースは、神奈川県厚木市の事業所から、国道 246 号線経由で海老名市の相鉄線さがみ野駅周辺までを往復する 32km のコースであり、所要時間は 1 ～ 1.5 時間である。本コースを設定するにあたり、車間距離の調整に影響すると考えられる環境要因を含むよう考慮した。具体的には、道路種別、制限速度、車線数、信号機、カーブ、勾配路などが含まれた。国道 246 号線は大型車の通行が多く、先行車が大型車である状況、時間帯によっては混雑する状況も含まれた。

2.3.　計測方法

走行データは、計測器を搭載した普通乗用車（以下、計測車両）で取得した。走行データは、車両 CAN、GPS、カメラによる認識結果、映像（前方、側方、後方、顔、足元）を同期して計測した。先行車との車間距離は、ACC 用の前方レーダーの検出結果を使用した。道路種別、制限速度、車線数、交差点、カーブ、勾配の情報は、予め地図情報に含まれるものとし、位置情報をもとにタグ付した。周囲の混雑状況は、カメラの認識結果から前方の 50m 以内の車両台数をカウントした。前方の信号機の現示と、先行車のタイプは、前方映像を用いて人手で分類した。

ドライバは、計測車両と走行コースに慣れるため、初回はオペレータが同乗し、計測なしで習熟走行した。その後、同乗なしで日常運転と同じように走行してもらい、1 人あたり計 6 回の走行データを収集した。

3. 車間距離のモデル化手法

3.1.　車間距離データの抽出

個人の車間距離の特性を把握するため、追従走行中のデータを抽出した。追従走行は、一時的な先行車出現や割り込みなどの過渡的な状態、車線変更中や旋回中を除外するため、追従走行の持続時間が 5 秒以上、先行車との相対速度が 2m/s 以下、操舵角が 15deg 以下とし、この条件全てに合うデータを 1 秒おきに抽出した。また、停止中の車間距離も調べるため、1 回の停止につき、停止直後の 1 データを抽出した。

3.2.　停止中の車間距離データ

抽出条件に従い、停止中の車間距離の分布を調べた。ドライバ別の結果を図 2 に示す。ピークとなる停止車間距離はドライバによって異なり、3 ～ 5m の間であった。また、どのドライバも 2 ～ 8m の間にほとんどのデータが含まれた。

せっかち傾向が高いドライバ C と几帳面傾向が高いドライバ D は他のドライバより停止車間距離が短く、またドライバ D は標準偏差が最も小さかった。これらの結果は、従来研究 [3] と同様の傾向であった。

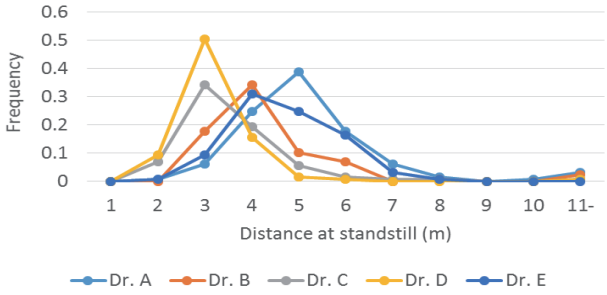


Fig. 2　Frequency of distance at standstill (N=5)

3.3.　走行中の車間距離データ

走行中の車間距離は、速度に依存することがわかっているため、まず速度と車間距離の関係を調べる。また、中低速域での車間距離に関しては、発進加速時と定常走行時で特性が異なる、という報告がある [5]。そこで、追従走行中の自車両の状態を定常走行中、加速中、減速中の 3 つに分類した。定常走行中は、自車のブレーキ操作がなく加速度が 0.05G 未満、加速中は、加速度が 0.05G 以上、減速中は、自車のブレーキ操作中とした。

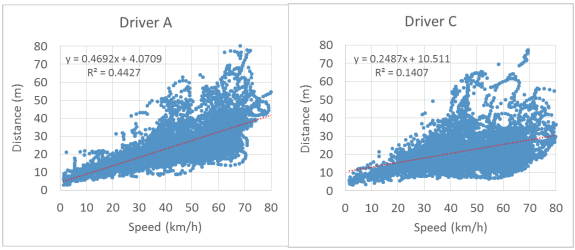


Fig. 3　Distance during steady state following (Driver A, C)

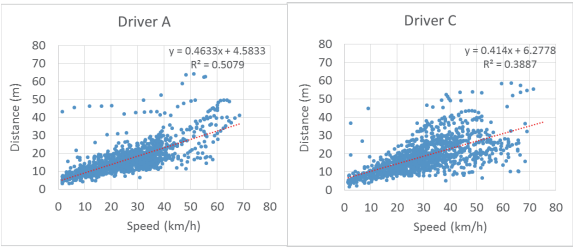


Fig. 4　Distance during acceleration (Driver A, C)

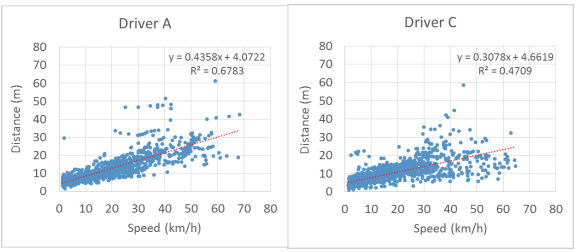


Fig. 5　Distance during braking (Driver A, C)

図 3 ～ 5 に 2 名の結果例を示す。図 3 の定常走行中、図 4 の加速中に比べて、図 5 の減速中はばらつきが小さい。また、平均的なタイプのドライバ A に比べて、せっかち傾向の C は、図中に示した回帰直線の傾きが小さい。傾きの差が大きいのは、定常走行中、次に減速中であった。さらに、回帰直線の決定係数 R^2 は、減速中、加速中、定常走行中の順に大きく、この結果は 5 名とも同様であった。

先行車に追従しながらの減速中は、定常走行中、加速中に比べて、ドライバ自身のブレーキ操作により積極的に車間維持を行っていると考えられる。また、このときの目標車間距離には個人差がみられることもわかった。

3.4.　車間距離のモデル案

以上の分析結果から、停止中の車間距離と減速中の車間距離は、個人の運転スタイルを反映しており、目標車間距離の基準を決めるのに適していると考えられる。そこで、停止中と減速中のデータを用いて、車間距離のモデル化を行うこととした。なお、モデル化にあたり、追従走行中の車間距離とはみなせないデータを除外する。具体的には、停止車間距離は、2 ～ 8m の間にあるデータのみ使用する。また、図 5 において、分布から逸脱したデータが若干見られたため、映像で確認したところ、ドライバは赤信号に対して減速していたが、交差点の先の走行車両との車間距離を検出しており、追従走行中の減速とは言えないものが多かった。このため、モデルを学習する際のデータは、一定の閾値を設けて抽出することとした。

速度 Vf と車間距離 Df の基本モデルは、式 (1) のようになる。

$$Df = a\ Vf + b \qquad (1)$$

ここで、傾き a は距離 ($Df - b$) までの到達時間であり、切片 b は停止車間距離に相当する。つまり、*Df-b* までの Time Gap (a) と停止車間距離 (b) が個人の特性値となる。以降では、*Df-b* を *Vf* で除した係数 (a) を Time Gap と記述する。

式 (1) の基本モデルに対し、道路環境などの変動要因を組み込むため、式 (2) のような重回帰モデルを想定した。

$$Df = (a0 + a1x1 + a2x2 + \cdots)\ Vf + (b0 + b1y1 + \cdots) \qquad (2)$$

3.5.　車間距離の変動要因の候補

車間距離が変動する要因として、急ぎなどのドライバの内的要因、道路、交通環境などの外的要因が想定される。予めこれらを全てリストアップし、発生頻度の多さ、車間距離が合わないときの違和感の大きさを踏まえて重要と考えられるものを選んだ。さらに、類似する要因は 1 つに限定し、日による違い、車線数、信号機の現示、先行車のタイプ、勾配、カーブ、混雑度合い、交差点までの距離、交差点進入時の方向指示器状態（直進または右左折）、の 9 項目を検討対象とした。検討方法は、各要因に対し、複数の水準を設け、水準別に車間距離の比較を行う。車間距離は速度による変動があるため、停止中の車間距離と減速中の Time Gap について、平均値の差を t 検定した。

3.6.　停止中の車間距離の変動要因

表 1 は、選定した要因と停止車間距離の平均値の t 検定の結果を、ドライバ別で一覧表にしたものである。表中のアスタリスクは、t 検定の有意水準である。5 名中 3 名のドライバに有意水準が見られた交差点までの距離（表中にハッチング）を変動要因としてモデルに組み込むこととした。

交差点までの距離については、ドライバ A、E が交差点から遠いほうが、停止車間距離が長く、D は逆の結果であった。図 6 にドライバ A、E の結果例を示す。この 2 名は、交差点から 100m 以上で、停止車間距離が長くなる傾向がみられる。交差点付近での停止は、赤信号など停止要因が明らかだが、交差点から離れた場所での停止は、混雑や渋滞、前方の駐停車車両など様々な要因があり、ドライバの意図し

ない停止も多い。このため、前方状況の確認や、複数車線であれば、発進時に車線変更できるスペースの確保のために、停止車間距離を空けるのではないかと考えられる。

Table 1　Influence factors of distance at standstill (N=5)

*** p<.001, ** p<.01, * p<.05

Factor	Influence	Dr. A	Dr. B	Dr. C	Dr. D	Dr. E
Trip	Difference between trip		*			
Lane number	Single lane vs. Multiple lanes	** <				*** <
Signal	Red signal vs. Others					
Type of preceding vehicle	Normal vs. Track	* <				
Slope	Uphill vs. Downhill	* >				
Curve	Curve vs. Straight					
Congestion	Few vs. Congestion					** <
Distance to intersection	Close vs. Far	** <			*** >	* <
Turning at intersection	Turning vs. Straight	** <	** <			

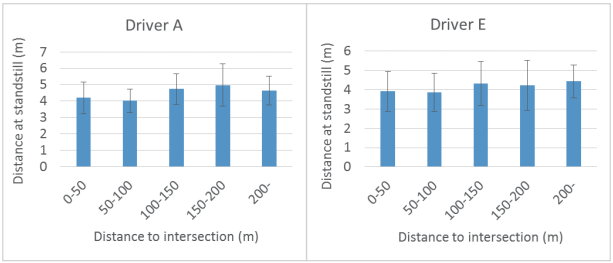


Fig. 6 Distance at standstill by distance to intersection (Driver A, E)

3.7.　減速中の Time Gap の変動要因

減速走行中の Time Gap についても同様に、要因別に平均値の差を比較した。比較に用いたデータは、3.3. の抽出データに対し、先行車以外の要因で減速したものを所定の閾値により除外した。また、Time Gap の算出に際し、個人の停止車間距離の平均値を事前に求めておき、車間距離からこの値を引いた距離を速度で除したものを Time Gap として算出した。さらに、速度が 0km/h に近いと、Time Gap の変動が大きくなるため、10km/h 以上のデータのみを用いた。

表 2 に結果の一覧を示す。減速中の Time Gap は、多くの項目で、違いがみられた。

日による違い（Trip）については、ドライバ A、B、C、E で違いがみられた。この違いは、ドライバの内的要因と、天候などの環境要因の両方を含む。従来研究で、急ぎ運転では Time Gap が短くなるという報告 [6] があり、今回のデータ収集は業務時間内に行ったものであったが、ドライバの走行中の内的状態に違いがあったと推察される。また、雨天時の走行は 1 例だけあり、他に比べて Time Gap が長めであった。

車線数については、図 7 に結果例を示す。ドライバ A と E が単一車線より複数車線のほうが、Time Gap が長く、C は逆の結果であった。複数車線で Time Gap を長くとる理由として、隣接車線からの割り込みに備えるためと考えられる。一方、ドライバ C はせっかち傾向が高いため、割り込まれたくないという意識から、複数車線では Time Gap を短くしていたため、減速中も短くなったと考えられる。

信号機の現示については、ドライバ A、C、D が赤信号では Time Gap が長くなった。確実に停止しなければならない状況では、余裕をもって追従すると考えられる。赤信号以外の減速場面は、想定外の減速や一時的な減速も多いと思われ、そのような場面では Time Gap が短くなることもあったと推察される。

先行車のタイプについては、ドライバ A、D、E が普通車より大型車のほうが、Time Gap が短くなった。この理由として、先行車が大型車だと、先の状況が予測しづらく、本来目標とする車間がとれなかったこと、あるいは大型車より前に出たいという意識から車間が詰まってしまったことが考えられる。

混雑度合いについては、ドライバ A、B、C、D が混雑しているほうが、Time Gap が長くなった。混雑時は、隣接車線からの割り込み、または自車の車線変更に備えて、余裕を持って追従していたため、減速中も長くなったと考えられる。

交差点までの距離については、ドライバ A、E が交差点から遠いほうが、Time Gap が長く、B、D は逆の結果であった。交差点から遠いときに Time Gap を長くとる理由として、前方の状況変化に対処できるように、余裕を持って追従していると考えられる。一方、Time Gap が短くなる理由としては、想定外の減速であったため、目標とする車間がとれなかったことが考えられる。

交差点進入時の方向指示器状態（直進または右左折）については、ドライバ A、E が方向指示器あり(右左折)のほうが、Time Gap が短く、C は逆の結果であった。典型的なシーンとして右折レーンでの走行が挙げられるが、Time Gap が短くなる理由として、できるだけ早く交差点を右折通過したい意識の表れと考えられる。一方、右左折時は先行車の挙動変化に備えて、車間を空けようという意識もあると思われ、C については、こちらの意識が強かったと考えられる。

以上の結果から、5 名中 3 名に違いがみられた要因として、日による違い（Trip）、車線数、先行車のタイプ、混雑度合い、信号機の現示、交差点までの距離、交差点進入時の方向指示器状態の 7 項目をモデルに組み込むこととした。なお、本データにはドライバが意図しない車間距離も含まれている可能性があり、これを除外する基準の作成については、今後の課題とする。

Table 2　Influence factors of Time Gap during braking (N=5)

*** p<.001, ** p<.01, * p<.05

Factor	Influence	Dr. A	Dr. B	Dr. C	Dr. D	Dr. E
Trip	Difference between trip	**	***	***		***
Lane number	Single lane vs. Multiple lanes	*** <		*** >		** <
Signal	Red signal vs. Others	*** >		*** >	*** >	
Type of preceding vehicle	Normal vs. Track	*** >			*** >	* >
Slope	Uphill vs. Downhill					
Curve	Curve vs. Straight				** <	
Congestion	Few vs. Congestion	*** <	** <	*** <	* <	
Distance to intersection	Close vs. Far	** <	*** >		** >	** <
Turning at intersection	Turning vs. Straight	** <		*** >		** <

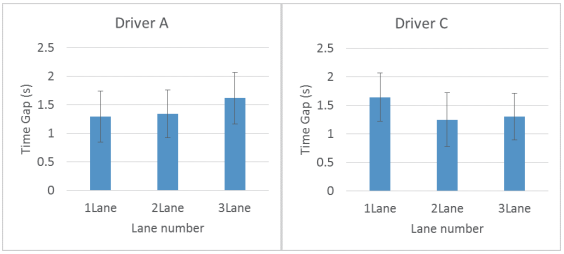


Fig. 7　Comparison of Time Gap by lane number (Driver A, C)

3.8.　変動要因を含む車間距離のモデル化

選定した変動要因を用いて、式 (3) の重回帰モデルを作成した。

$$Df=(a0+a1x1+a2x2+a3x3+a4x4+a5x5+a6x6)Vf+(b0+b1y1) \quad (3)$$

$x1 \sim x6$、$y1$ はいずれも要因のありなしで、1 または 0 を与える。各項の係数について、以下に説明する。

$a0$：Trip 別に設定する Time Gap の基準値

$a1$：複数車線の場合の補正係数

$a2$：前方の信号機が赤信号の場合の補正係数

$a3$：先行車が大型車の場合の補正係数

$a4$：混雑度が高い場合の補正係数

$a5$：交差点までの距離が所定値以下の場合の補正係数

$a6$：交差点手前で方向指示器がある場合の補正係数

$b0$：停止車間距離の基準値

$b1$：交差点までの距離が所定値以下の場合の補正係数

$a0$ については、$a1 \sim a6$ の変動要因がない場合の平均値を Trip ごとに求め、$a1 \sim a6$、$b0$、$b1$ については、全走行データを用いてモデル化した。

表 3 に、重回帰モデルの係数の一覧を示す。最下段に、重回帰モデルの決定係数 R^2、その上段にモデル作成に使用した各ドライバのデータ数を示す。5 名とも決定係数 R^2 は 0.74 ～ 0.84 の範囲にあり、モデルが概ね妥当であることが示された。各係数の P 値が 5 名とも 1% 未満だったものは、$a0$、$a2$、$b0$、5 名とも 10% 未満だったものは、$a0$、$a2$、$a3$、$b0$ だった。その他は、P 値 10% 未満が 3 ～ 4 名であり、個人によって、影響のある要因が異なる結果となった。

Time Gap については、単一車線では 1.42 ～ 1.76 の幅があり、複数車線では 0.97 ～ 1.51 の幅があった。単一車線の Time Gap はせっかち傾向のドライバ C が最も長かったが、複数車線では、C が最も短く、次に几帳面傾向のドライバ D が短かった。これらは、従来研究と一致する傾向であった。

Table 3　Model of distance to preceding vehicle (N=5)

	Factors		Dr. A	Dr. B	Dr. C	Dr. D	Dr. E
Time Gap (sec)	a0	Individual baseline	1.42	1.58	1.76	1.42	1.62
	a1	Multiple lanes	0.03	−0.11	−0.79	−0.11	−0.11
	a2	Red signal in front	0.19	−0.14	0.20	0.29	0.34
	a3	Behind truck	−0.22	0.09	0.17	−0.25	−0.09
	a4	Congestion	−0.18	0.10	0.56	0.23	0.13
	a5	Close to intersection	0.00	0.12	−0.18	0.12	−0.08
	a6	Turning at intersection	−0.46	0.29	−0.14	−0.06	−0.16
Distance at standstill (m)	b0	Individual baseline	4.36	3.87	3.42	2.06	4.66
	b1	Close to intersection	−0.32	−0.39	0.02	0.12	−0.85
Number of data			1519	1283	1008	935	1027
Prediction accuracy R^2			0.80	0.84	0.74	0.81	0.77

4. 自動追従車両によるモデル化手法の検証

4.1.　評価車両

3 章のモデル化手法の妥当性を検証するため、テストコースにおいて自動追従車両による評価実験を行った。

評価に用いた自動追従車両は、右ハンドルの電気自動車をベースとした自動走行の実験用車両であり、自動走行と手動走行の切り替えが可能である。自動走行中のドライバの操舵介入、制動介入は常に可能である。助手席にもブレーキペダルが設置されており、実験担当者が自動走行の制動に介入することができる。また、前後方向と左右方向の制御を独立して ON/OFF することも可能である。本実験では、左右方向の制御が評価に与える影響を排除するため、自動追従の条件では、左右方向の制御は OFF にし、ハンドル操作は常にドライバが手動で行い、前後方向の車間維持、車速調整のみ自動で行うこととした。

4.2.　評価コース

評価コースは、日本自動車研究所の模擬市街路・東コースを使用し、長い直線を走行するよう、図 8 に示すルートを走行した。走行中は、1 台の先行車だけが走行し、常に先行車に追従した。ルート中には、片側 1 車線道路、2 車線道路、信号交差点、および実験用に設置した一時停止箇所が含まれる。減速中の車間距離を学習するため、信号交差点は車両が接近すると常に黄色から赤に切り替わるように調整し、赤信号と一時停止箇所では、必ず追従して減速停止

を行った。

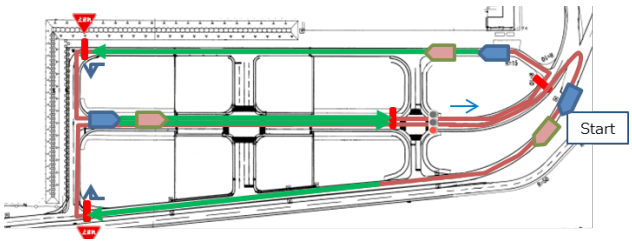


Fig. 8 Evaluation course of automated driving (JARI city road)

4.3. 評価方法

2 章で実施した DSQ の調査結果をもとに、運転スタイルの異なる 10 名の従業員を実験参加者として選定した。

評価手順は、まず、実験参加者が所定のルートを約 15 分間手動運転で先行車に追従走行し、学習用データを取得する。次に、減速中と停止中のデータをもとに、3 章と同じ手法で個人の車間距離のモデルを作成し、各係数を自動追従車両の車間距離の制御パラメータに入れる。その後、個人のモデルを適用した自動追従車両で、車間距離の評価を行った。

車間距離のモデルは、テストコースの制約上、車線数以外の変動要因を設定することができなかったため、式 (4) のような簡易版とし、変動要因は車線数 (a1) のみとした。

$$Df = (a0 + a1x1) Vf + b0 \quad (4)$$

自動追従する区間は、図 8 に緑色で表示した直線区間のみとし、手動走行から自動追従への切り替えは、実験参加者が手元のスイッチで行った。自動追従への切り替えのタイミングは、直線区間で指定速度になったときとした。定常走行中の速度は先行車が設定し、直線区間の長さに応じて、30 ～ 50km/h の範囲で走行するようにした。

自動追従の評価は、実験参加者による主観評価とした。追従中の車間距離に対し、非常に短い～非常に長いの 7 段階で、1 区間ごとに評価した。評価は停止中に口頭で行った。また、走行終了後に自分の車間距離に対する一致度、安心感、受容度を各 7 段階で評価した。受容度は車間距離が自分と一致していることに対する嬉しさを評価してもらった。

個人のモデルを評価した後に、Time Gap をオフセットしたモデルの評価も行った。Time Gap のオフセット量は、個人のモデルの評価結果がちょうどよい、または長いというものについては、0.2 秒短くし、短いというものについては 0.2 秒長くした。

4.4. 評価結果

ドライバ 10 名のモデルの一覧を表 4 に示す。最下段に、重回帰モデルの決定係数 R^2、その上段にモデル作成に使用した各ドライバのデータ数を示す。モデルの決定係数 R^2 は 0.82 ～ 0.96 であり、係数の P 値は、$a0$、b が全てのドライバで 5% 未満、a1 は 7 名で 5% 未満だった。Time Gap の基準値は、1.28 ～ 2.67 秒の個人差がみられ、停止車間距離は、1.38 ～ 4.38m の個人差がみられた。

次に、主観評価の結果を速度域別、ドライバ別に平均値を算出した。図 9 に結果を示す。主観評価のレベルは 3 がやや短いが許容、4 がちょうどよい、5 がやや長いが許容であったが、速度条件によらず、全てのドライバの評価結果がこの範囲に含まれた。個人の車間距離のモデルを反映した自動追従は、個人の感覚に一致することがわかった。

図 10 は、個人のモデルと Time Gap をオフセットした場合の評価の比較結果を示す。0.2 秒短くしたものは 8 名であり、30 ～ 40km/h の条件で C と I の 2 名がやや長いからちょうどよいに転じ、A の 1 名がちょうどよいからやや短いに転じた。40 ～ 50km/h の条件では、A と J の 2 名がちょうどよいからやや短いに転じた。0.2 秒長くしたものは、B と G の 2 名だったが、評価は変わらなかった。この結果から、Time Gap が自分より 0.2 秒短いことを区別できるドライバがおり、それらにとっては、さらに車間が短くなると、許容できなくなる可能性があることが示唆された。

次に、自分の車間距離との一致度と安心感、受容度の関係について調べた。結果を図 11 に示す。ここでは、一致度の高いものから低いものが含まれるよう、個人のモデルとオフセットしたモデルの両方の評価結果を入れた。図 11 の左に一致度と安心感、右に一致度と受容度の関係を示す。どちらも正の相関がみられ、一致度が高いほど安心感、受容度が高くなることがわかった。

Table 4 Model of distance to preceding vehicle (N=10)

Factors		A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
a0	Time Gap baseline	1.84	1.28	2.67	1.96	2.22	2.16	1.72	1.34	2.32	1.33
a1	Multipul lanes	−0.08	0.05	−0.26	0.13	0.39	0.22	0.29	0.30	0.42	0.15
b	Distance at standstill	3.34	2.66	3.61	3.24	1.93	1.89	1.38	2.57	2.88	4.38
Number of data		75	109	41	59	43	72	67	75	73	99
Prediction accuracy R^2		0.92	0.88	0.96	0.83	0.92	0.89	0.82	0.90	0.92	0.82

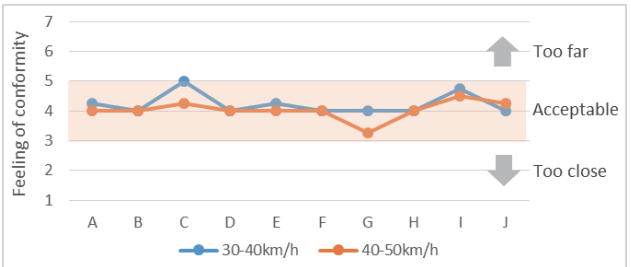


Fig. 9 Feeling of conformity of following distance (N=10)

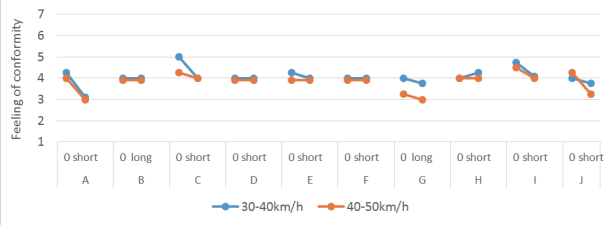


Fig. 10 Feeling of conformity by offset of following distance (N=10)

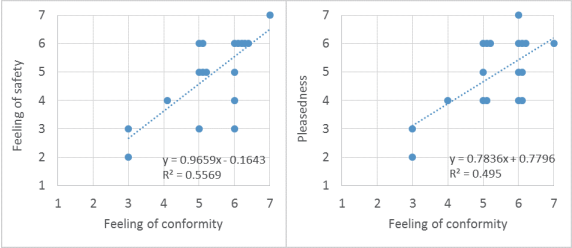


Fig. 11 Feeling of conformity vs. feeling of safety & pleasedness

5. お わ り に

本研究は、手動運転中にシステムが個人の運転スタイルを学習し、個人に合わせた自動運転を提供するため、各ドライバの車間距離をモデル化する手法を検討した。

運転スタイルの異なるドライバの一般道の走行データを収集し、追従走行中のデータを分析した結果、停止中と減速中の車間距離は、個人の運転スタイルを反映しており、目標車間距離の基準を決めるのに適していると考えられた。そこで、停止中と減速中のデータを用いて、車間距離のモデル化を行った。

車間距離は速度に依存するため、減速中の Time Gap と停止車間距離を用いて、車間距離の変動要因を調べた。この結果、Time Gap は日によって異なること、車線数、信号機の現示などによる違いがあること、停止車間距離は、交差点までの距離で異なること、個人によって変動要因とその傾向が異なることがわかった。これらの要因を少ない要素に単純化し、個人差と環境の変動要因を反映した重回帰モデルを作成した。

本モデル化手法の妥当性を検証するため、テストコースで、自動追従車両による評価実験を行った結果、個人のモデルを反映した自動追従は、個人の感覚に一致することがわかった。また、車間距離の一致度が高いと、安心感と受容度も高くなることがわかった。さらに、Time Gap が自分より 0.2 秒短いことを区別できるドライバが存在し、それらのドライバにとっては、さらに車間が短くなると、許容できなくなる可能性があることが示唆された。

今後の課題は、本モデルをより様々な走行状態を含む走行環境において自動走行車両で評価し、各走行環境、走行状態で一致度を確認することである。また、本手法を他の個人特性に拡張すること、変動要因の検出方法、精度向上についても検討することが必要である。

参 考 文 献

(1) 三井住友海上火災保険、あいおいニッセイ同和損害保険、インターリスク総研：自動運転車および公道実証実験に関する消費者の意識調査、
http://www.ms-ins.com/news/fy2016/pdf/0907_1.pdf
(参照 2017.08.01)

(2) 石橋基範、大桑政幸、赤松幹之：運転スタイル・運転負担感受性の個人特性指標と運転行動、自動車技術、Vol.58、No.12、p.34-39 (2004)

(3) 石橋基範、大桑政幸、土居俊一、赤松幹之：
運転スタイルの指標化と追従運転行動、
自動車技術会論文集、Vol.39, No.1, p.121-126 (2008)

(4) 倉橋哲郎、大桑政幸、坂口靖雄、名切末晴、瀬口裕章、大日方五郎：一般路走行時におけるドライバの減速行動の分析、自動車技術会論文集、Vol.39、No.2、
p.363-368 (2008)

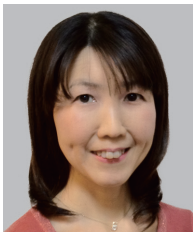
(5) 中野英茂、荒木秀夫、伊東敏夫：追従発進時の車間距離特性に関する研究、自動車技術会学術講演会前刷集、No.54-04、p.13-16 (2004)

(6) ポンサトーン・ラクシンチャラーンサク、飯島健、道辻洋平、前田公三、永井正夫：市街地走行データベースに基づく急ぎ運転状態検出アルゴリズム、自動車技術会論文集、Vol.41、No.3、p.751-758 (2010)

出 典

公益社団法人自動車技術会
自動車技術会論文集
Vol.49NO.4　文献番号 :20184466

受賞者



平松　真知子



張　化先



伊藤　勇希



山崎　勝



寸田　剛司

受賞：2020 年 自動車技術会賞 論文賞

直噴ガソリンエンジンの低温過渡 PM 発生メカニズムの解明および PN 低減技術に関する研究

今岡　佳宏 *　　井上　尊雄 *　　白石　泰介 *

抄録　本研究では、エンジン暖機前の低温過渡条件における粒子状物質 (PM) 排出の主要要因を明らかにするため、低温過渡条件含めたエンジン筒内を観察しそのメカニズムを分析した。その結果、低温過渡条件における粒子数 (PN) は燃焼室壁面にサイクルを超えて蓄積される燃料液膜 (Carryover fuel) 量が大きいほど増加することが分かった。本 Carryover fuel が低温過渡 PN 低減のための重要なキーパラメータとなる。そこで、Carryover fuel を予測するためのツールを構築・適用し、PN 低減対策を提案した。

1. ま え が き

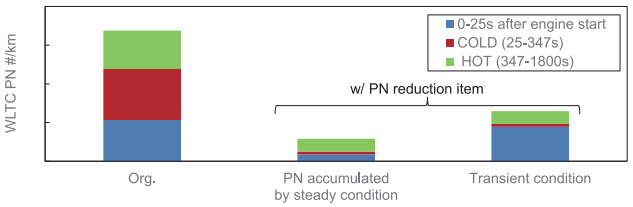
近年、RDE の採用が進められる等、排気規制が厳格化されている。その規制の一つである粒子数 (PN) は関心が高まっており、特に直噴エンジンは粒子状物質 (PM) の生成低減およびその定量パラメータPNの低減が課題となっている。

直噴ガソリンエンジンの PM 生成の主な要因は壁面燃料付着によるプールファイア (1) や混合気の局所燃料リッチ場の燃焼によるもの (2) との研究報告がされている。しかし、PM 生成・排出過程は複雑でその現象解明に関する研究は現在活発に行われている。近年は PM/PN に対する燃料影響 (3-5)・オイル影響 (6) および排気管内での PM 挙動の研究 (7) に至るまで多くの研究が進められている。

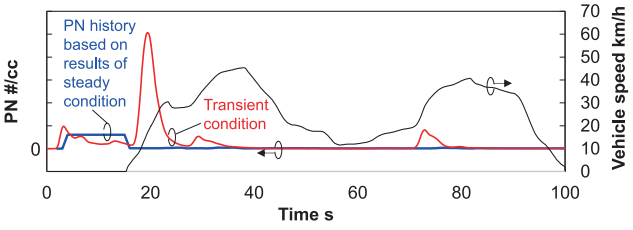
エンジン暖機前は油水温およびエンジン筒内の壁温が低い状態のため筒内へ直接噴射された燃料の筒内壁面付着により局所的に燃料リッチ混合気が生成されやすい。上記生成された燃料リッチ混合気が既燃部に曝されプールファイアとなり PM 生成につながることが報告されている (8)。低油水温時の PM 生成に対しては壁面燃料付着低減のため、燃料噴射の多段化 (9)・高燃圧化等様々な技術開発が検討されている。

一方で、暖機後は壁温の上昇により燃料壁面付着による PM 生成への影響は小さくなる。しかしながら PM 排出が全くなくなるわけではない。著者らはエンジン暖機後の運転条件 (HOT) の主な PM 排出要因となる Injector tip-soot についてエンジン筒内現象を解析し、その発生メカニズムおよびその低減のためのキーパラメータを明らかにした (10-12)。

これまで報告されてきた PN 低減技術はエンジンの定常の運転条件に関する現象把握およびその低減技術に関するものがほとんどである。しかし、過渡を含めた実機実働条件では上記で想定されない PN 増加現象が確認され (13)、その詳細を解析したものがない。その一例を図 1 に示す。(a) は WLTC におけるエンジン排出 PN およびその内訳を示しており、一番左の棒グラフが PN 低減技術適用前に対し、中央は定常運転条件で実証した PN 低減技術およびその定常



(a) PN under WLTC



(b) PN under WLTC 1st hill

Fig.1 Example of PN under WLTC

* パワートレイン・EV先進技術開発部

結果から積み上げてモードでの PN を算出した結果、一番右側が中央と同じ技術アイテムを入れて過渡を走行した結果となる。(b) は WLTC 最初の一山の過渡での PN 挙動および通過する各運転条件・水温での定常実験から算出した PN 履歴を示した。実機実働条件のエンジン始動後において定常条件では想定できない PN 増加現象が確認される。本研究では低温過渡条件における筒内可視化評価および実機過渡評価を実施し、その発生メカニズムおよびキーパラメータを調査し、過渡 PN 低減技術を検討した。

2. 実 験 方 法

本研究を実施する前に前章で示した PN 増加挙動に対して制御の動作不具合、評価手法による影響も疑われるため、事前に動作違いがないか、評価手法は適切か調査を実施した。その結果、エンジンの各デバイスの動作、その制御は定常結果により想定した通りの動作をしていること、および評価手法のエラーおよび計測ばらつきの影響ではないことを確認した。上記から低温過渡条件の PN 増加現象は PM 生成・排出源のエンジン筒内において定常で想定されない現象が発生していると仮説した。上記未解明の現象を把握し、PN 増加のキーパラメータを確かめるため、以下の評価を実施した。

2.1. 過渡におけるエンジン評価

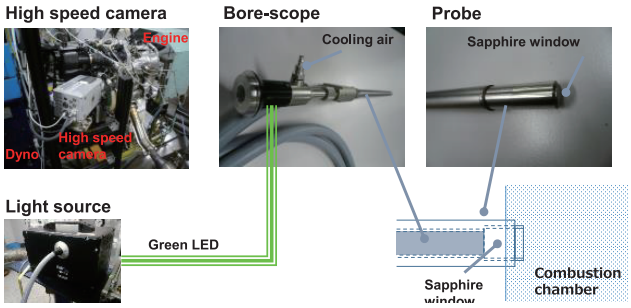
本研究では多気筒エンジン実機を使用し、実運転条件を想定するため WLTC での低温過渡運転時のエンジン排出 PN を評価した。PN はテールパイプでの計測を実施した。PN 計測機として HORIBA 製 MEXA-2300SPCS を使用し、ダイレクトサンプリングで評価を実施した。本研究で使用したエンジンの仕様を表 1 に示す。4 気筒 1.6l の直噴ターボエンジンを用い燃料噴射設定、バルブタイミングおよび点火時期等の各設定に対する PN への影響を可視化含めて検証した。実験評価は過渡を走行可能なエンジンベンチで車両相当の走行を実施した。車両重量 1470kg、トランスミッションに CVT を使用したコンベンショナルな車両でのオペレーションとなる。始動時にはエンジン水温を冷却設備で始動時と同等の温度に設定し、エンジン評価時の水温は車両と同様のエンジン冷却水制御を実施した。評価燃料には RON95, PM index=1.85 のガソリンを使用した。

2.2. 過渡におけるボアスコープによる筒内輝炎観察

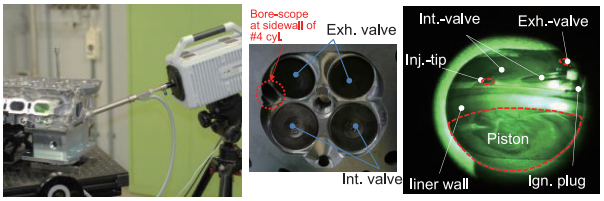
過渡を含めたエンジン排出 PN 挙動を確認するため、上記多気筒エンジンにボアスコープを設置し高速度カメラ (Photron 製 FASTCAM SA-X) を使用して筒内の可視化評価を実施した。図 2 に可視化評価に用いたエンジンおよび可視化システムの概要を示す。 同軸で照明を照射できるボアスコープシステム (SMETEC 製 BS-NIR) を使用し、光源には Green LED (SMETEC 製 LED-P40) を使用した。また、多気筒エンジンの 4 番気筒のサイドウォールにボアスコープをプローブ (SMETEC 製 NIR-PROBE) を用いて適用し、エンジン筒内のピストン冠面・ボア・吸気バルブ・点火プラグおよびインジェクタ先端を観測できる視野で評価した。

Table 1. Engine specifications

Engine Type	Inline 4
Displacement cc	1618
Bore x Stroke	79.7 x 81.1
Compression Ratio	10.5:1
Fuel Supply System	Direct Injection (side)
Injector Type	Multihole
Max. Fuel pressure (MPa)	20
Aspiration	Turbochager



(a) Visualization system



(b) Layout of bore-scope and in-cylinder view

Fig. 2 Visualization system

3. 低温過渡条件の PN 増加現象の解明

3.1. 過渡条件の輝炎発生状態

低温過渡条件での筒内状態を把握するため 2.2 節で説明した可視化システムを用いて過渡条件含めたエンジン筒内を観測した。図 1 で示した WLTC の走行条件におけるエンジン始動後および最初の加速条件時 (一山加速) に着目し、筒内可視化実験を実施した。図 3 にエンジン筒内の過渡条

件と定常条件の比較を示す。過渡条件は図 1 で PN 増加現象が発生した WLTC の最初の加速時の筒内での結果となり、定常運転は上記可視化した PN 増加時に相当する回転･負荷･水温時の定常運転時の筒内となる。本評価結果において過渡時にピストン冠面の広範囲におよぶ非常に強い輝炎が観測されるのに対し、定常条件では輝炎がほとんど発生しないことが観察される。過渡条件の輝炎発生状態を詳細に把握するため、上記 PN 増加条件の筒内輝炎を時系列順に観測した。時系列順の可視化結果を図 4 に示す。PN 増加時のある 1 サイクル中の筒内を 2000fps で撮影し、5 フレーム毎の結果を示した。点火後上死点付近にあるピストンのキャビティ内から強く広範囲の輝炎が発生する。その後輝炎の領域はピストン下降に伴い、下方に移動する。本評価結果から輝炎は燃焼期間中から膨張行程にかけてピストン冠面の特にキャビティ内から発生することが判明した。

3.2　PN 増加メカニズムの仮説

次に低温過渡の PN 増加メカニズムの仮説を検討した。ピストンキャビティから強い輝炎が発生していることからピストンキャビティに多量の燃料液膜が付着していることが考えられる。また、定常条件では輝炎の発生がほとんどないことから燃料液膜が過渡特有に発生していると想定される。

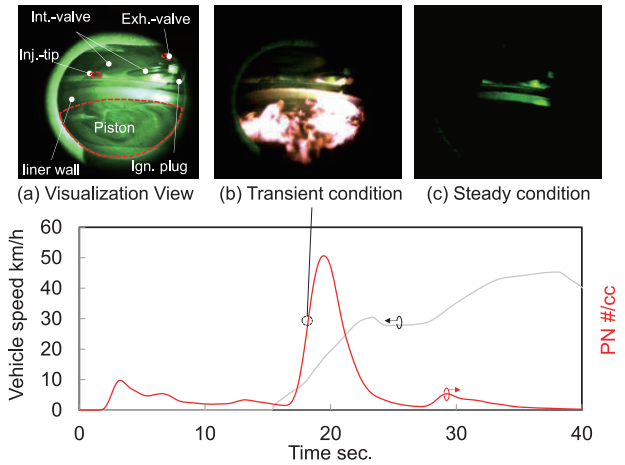


Fig. 3 Comparison of in-cylinder visualization between transient condition and steady condition

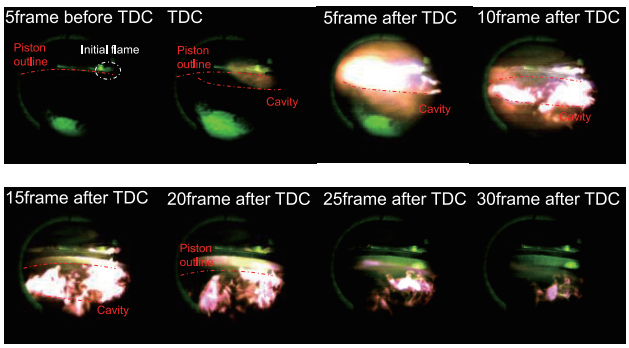


Fig. 4 Luminous flame at 1st acceleration under transient condition (Camera speed: 2000fps)

その要因について以下の仮説を立てた。エンジン始動直後の燃焼室壁温は環境条件に近い低温の条件になる。そのため始動後 15s 付近の加速時までは燃焼室壁面に一旦付着した燃料はその蒸発速度が非常に遅く 1 サイクル中には蒸発しきらず、次のサイクルまで残留する可能性が考えられる。アイドル中のサイクル数は 100 サイクル以上となり、その間に蓄積される液膜量は 1 サイクル中の燃料噴射量で想定できないほど多量になることが想定される。この蓄積された多量の液膜が加速時の激しい輝炎発生つまりは PM 生成の要因になると想定される。加速前の燃料液膜の蓄積が加速時に影響すると仮定すると定常条件においては輝炎が発生しない理由とも合致する。図 5 に今回検討した仮説の模式図を示す。エンジン始動直後のサイクルを超えて蓄積される壁面付着燃料 (Carryover fuel) が最初の加速時にプールファイアとなって PN が増加すると仮説した。

3.3.　低温過渡 PN 増加現象の仮説の検証

次に 3.2 で仮説した PN 増加メカニズムを検証するため、噴射パターンおよびその過渡での継続時間を変化させることによって Carryover fuel が PN 生成の要因として正しいか検証した。表 2 に本検証で使用した噴射パターンを示す。圧縮行程中のピストンが上昇してからの燃料噴射は噴霧のピストン壁面衝突による付着液膜量が増加する。それに対してピストン下降時の吸気行程中および下死点付近の燃料噴射はピストンの壁面付着燃料量が低下する。そこで本検証では燃料噴射を圧縮行程に実施するケース 1 とピストン下降時の吸気行程中に限定して燃料噴射を実施するケース 2 それぞれの噴射パターンを組み合わせて実機を用いて検証した。図 6 に本検証で用いた噴射設定比較の模式図を示す。加速前のアイドル条件にてケース 1 とケース 2 のそれぞれのエンジン始動後の継続時間を変化させて組み合わせ、その後の加速時の PN 挙動を検証した。図 7 に評価結果を示す。図 7 の横軸がケース 1 の時間割合を示しており、100% に近いほどケース 1 の噴射パターンを長く継続し、0% に近いほどケース 2 の時間割合が大きくなる。縦軸は最初の加速時 (13 ～ 25s) の PN となる。圧縮行程噴射を実施するケース 1 の割合が大きい、つまりピストン壁面付着燃料量が多くなる条件ほど最初の加速時の PN が増加する。本評価結果から明らかに加速前 (0 ～ 13s) の燃料噴射条件が加速時 (13 ～ 25s) の PN に影響することが示される。またケース 1 の時間割合に対して加速時の PN が線形に増加することから低温時の Carryover fuel が PN の増加に寄与しているつまりキーパラメータとなりうることが検証された。

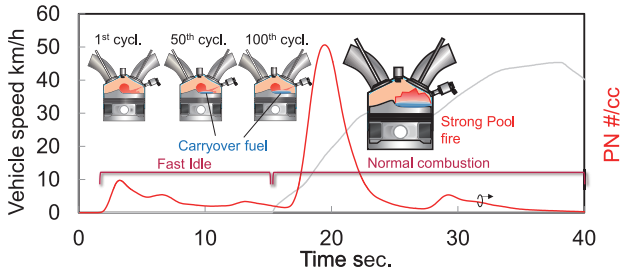


Fig. 5 Hypothesis of PN emission mechanism under low temperature transient condition

Table 2 Injection timing at idle condition just after engine start

	Case1	Case2
Injection timing 1	80 deg. ATDC	80 deg. ATDC
Injection timing 2	300 deg. ATDC	110 deg. ATDC
Timing chart	TDC / Inj. / Inj. / Int.-valve opening / BDC	TDC / Inj. / Inj. / Int.-valve opening / BDC

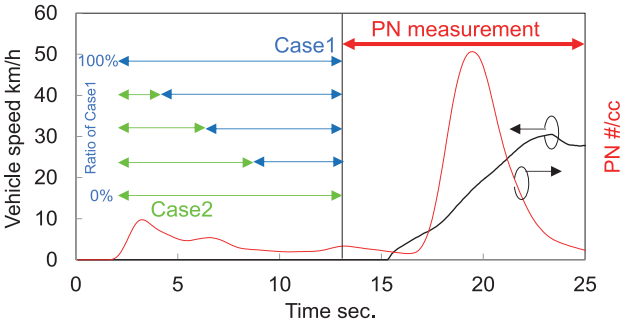


Fig. 6 Duration ratio of each injection pattern

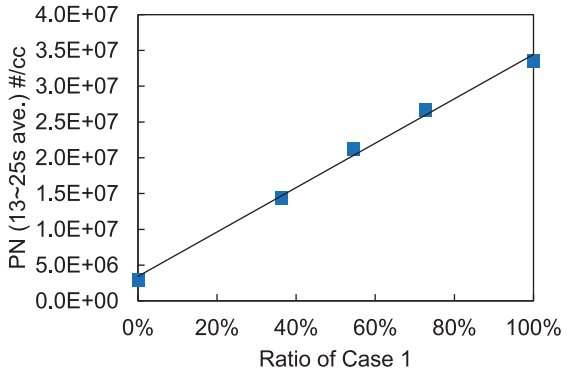


Fig. 7 PN emission each injection pattern ratio

3.4. 液膜予測ツールによる過渡の解析

次に過渡条件のエンジン排出 PN 予測を目指し、Carryover fuel を予測するツールを構築した。インジェクタ先端位置と噴射方向のレイアウトから 0 次元モデルを用いて液膜量を予測するツールとなる .

3.4.1. Carryover fuel 予測ツールのモデル概要

本予測ツールに用いた各モデルおよびツールの概要を説明する。図 8 に液膜予測ツールのモデル構成を示す。噴霧モデル・噴霧蒸発モデルおよび液膜モデルから構成される。計算概要を図 9 に示す。噴射方向のレイアウト、噴射時期を入力値として 1 サイクル分の壁面付着燃料液膜量を計算する。その計算方法は以下の 3 段階となる。まず始めに①燃料噴霧液滴の衝突率を噴霧計算と幾何学的な関係から計算する。次に②液膜モデルにより燃料液膜の付着率を計算する。その後、③燃料液膜の蒸発率を計算する。まず始めの①衝突率の計算は以下の燃料噴霧計算により算出する。噴霧の分裂長さおよび分裂長さ内の噴霧液滴分裂を Kelvin-Helmholtz model(14) を用いて計算し、分裂長さ後流の噴霧粒径分布を抜山 - 棚沢の式 (17) で与え、各液滴の気化量を Ranz-Marshal model(15) を用いて計算する。また、噴霧ペネトレーションを廣安の式 (18)、和栗の式 (16) を用いて運動量保存を考慮することによりペネトレーション内の各領域の噴霧数密度を計算し、幾何学的に壁面への衝突を計算する。衝突した燃料はすべてが壁面付着するわけではなく反射等により飛散するものもあるため、②壁面付着量は千田モデル (19) を用いて飛散分を考慮して計算する。その後の③燃料液膜の蒸発量には実験感度を用いた。定用容器での燃料噴霧衝突、液膜形成時の各壁温、環境温度における蒸発量を計測し、各温度に対する蒸発量をデータベース化した。吸気温度・筒内の残存既燃ガスおよびエンジン始動後のピストン壁温履歴から上記燃料液膜の蒸発速度のデータベースを参照し、複数サイクル後の加速時にピストン壁面に残留する Carryover fuel を算出した。ピストン壁温履歴違いでの計算結果を例として図 9 に示す。ピストン壁温の上昇が遅いほどエンジン始動後 15s 付近の Carryover fuel が高くなることが示された。

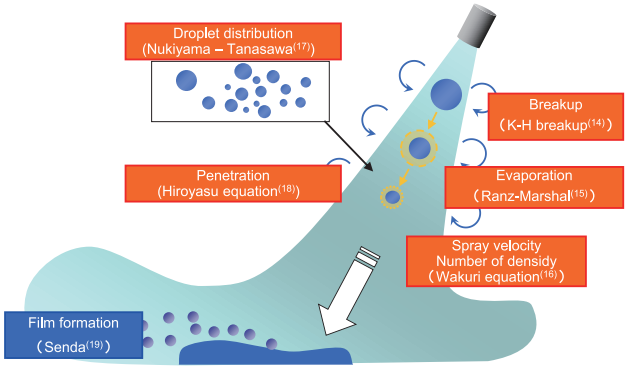


Fig. 8 Model configuration

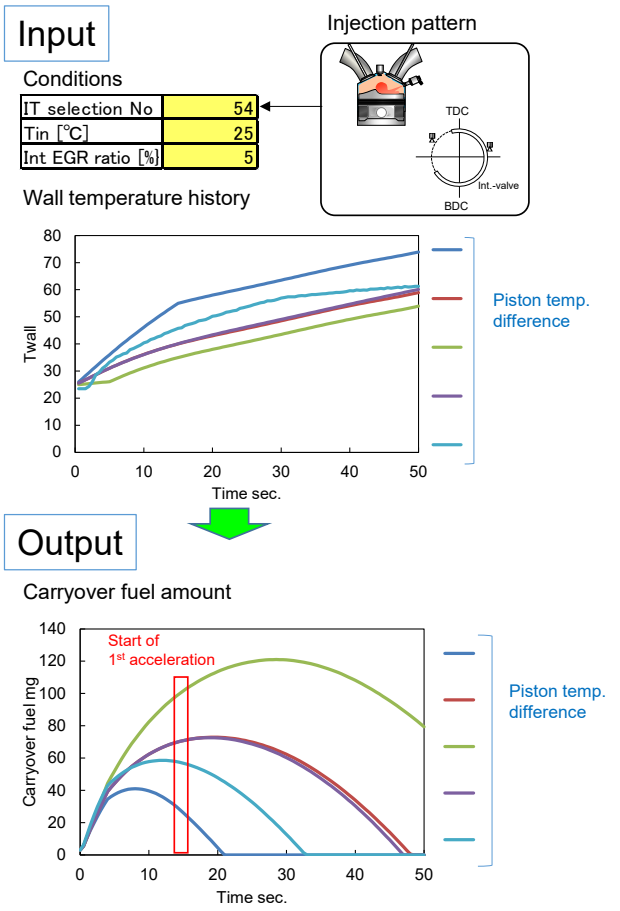


Fig. 9 Carryover fuel prediction tool

3.4.2. 低温時の HC 計測による Carryover fuel の検証

次に、実機での Carryover fuel を定性的に把握するための計測手法を検討した。エンジン始動後 WLTC での初期アイドル時間に近しい 15s 間アイドルを継続する。その後、燃料噴射カットを実施した。燃料噴射カット後に排出される HC は残流ガスに含まれる未燃 HC、液体燃料として残留する Carryover fuel もしくはオイル等による排出が考えられる。オイル等によるものはエンジン始動前の HC 量と同等の 400ppm 程度、残留ガス中の HC 排出量は 100ppm 以下と想定される。このため燃料カット後の HC 排出量は概ね Carryover fuel が占めているものと想定され、定性的には Carryover fuel と比較できると考える。本評価を実施した際の結果の一例を図 10 に示す。水温 (Tw) 違いで燃料カット後の HC 量が低温ほど増加しており、Carryover fuel と同様の傾向となっていると考えた。

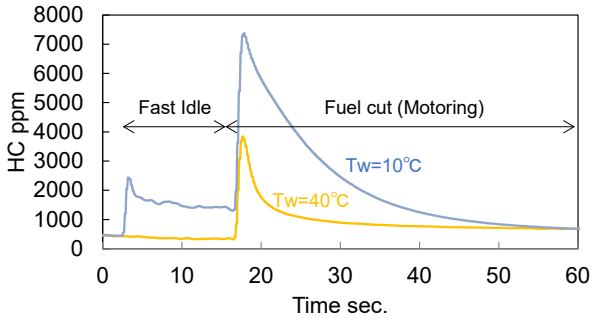


Fig. 10 HC emission after fuel-cut

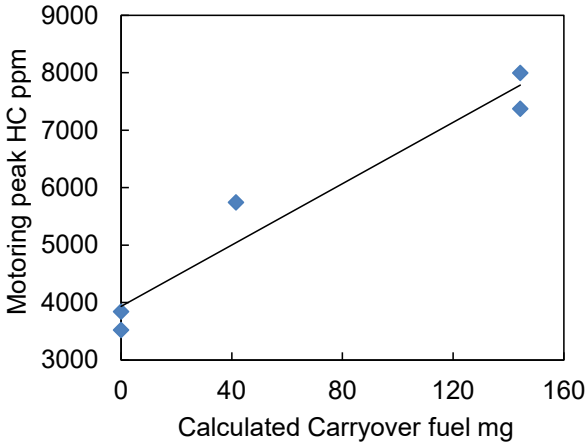


Fig. 11 Comparison between calculated carryover fuel amount and measured HC

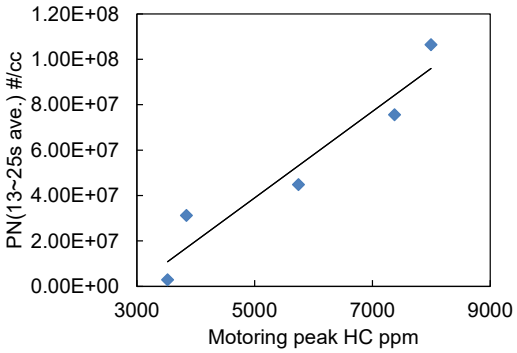


Fig. 12 Relationship between motoring peak HC and WLTC PN during 13-25s

3.4.3. 計測した Carryover fuel による予測ツールの検証

前項記載の計測手法を用いて 3.4.1 項の Carryover fuel 予測ツールとの比較検証を実施した。図 11 に比較結果を示す。横軸に計算の Carryover fuel を縦軸に実験評価の燃料カット後の排出 HC ピークをプロットした。計算の Carryover fuel と実機における燃料カット後 HC ピークつまりアイドル中の残存 HC が概ね線形の相関関係になる。また、燃料カット後 HC ピークと HC ピーク計測条件と同じ噴射設定を最初のアイドル時適用し、WLTC を走行した場合の最初の加速時 (13 ～ 25s) の PN の関係を図 12 に示す。両パラメータは概ね線形の相関関係となる。これらの結果か

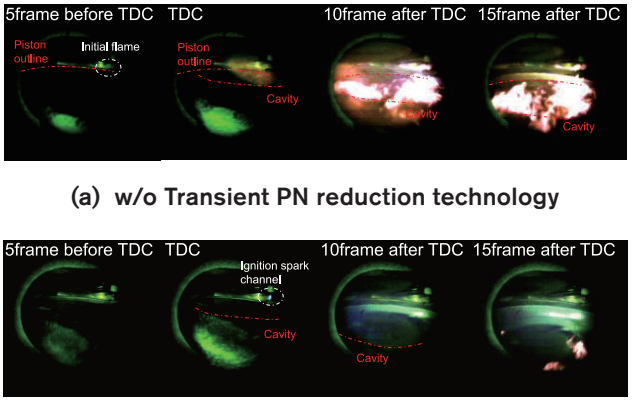
ら予測ツールの妥当性が確認された。また計測 HC ピークが Carryover fuel の中間指標として一つの指針になるとともに Carryover fuel をパラメータにすることにより、1 山加速時の低温過渡 PN を予測可能であることが示された。

4. 過渡 PN 低減技術およびその検証

前章にて Carryover fuel が過渡 PN のキーパラメータであることが確認された。本章では低温過渡における PN 低減方策を検討した。その方策としては低温時の Carryover fuel による燃料液膜があることを前提として、加速時の PM 生成を抑制する方策および加速前の Carryover fuel そのものを低減する方策が考えられ、それぞれの低減方策について検討した。

一つ目の PN 低減策は Carryover fuel を前提として加速時の PN を低減する一例となる。ピストン冠面上に Carryover fuel による液膜がある場合、3.2 節で示すように激しいプールファイアの発生が PM 生成につながると想定される。この PM 発生の低減のためには 1 つは液膜を火炎に曝さないようにするもしくは温度低下等によりプールファイアとなっても PM 発生量を低減することが考えうる。前者に対しては点火時期を遅角することにより高温の火炎がピストン冠面に到達するのを遅らせプールファイアの発生期間を短縮することが可能となり、後者に対しては EGR 等の燃焼温度低下により PM 生成を抑制する (20) ことが考えうる。これらの効果を確認するため、一山加速時の点火時期を 17deg. 遅角させるとともに残留ガスを増加するためバルブオーバーラップ (O/L) を 40deg. 拡大させた条件での WLTC での筒内の可視化およびエンジン排出 PN の評価を実施した。図 13 に対策前と上記エンジン設定後の一山加速時のエンジン筒内の可視化比較結果を示す。対策前との比較により筒内の火炎伝播が遅れ、ピストン冠面の輝炎の発生時期が遅角し、さらには輝炎の発生自体が抑制されていることが示される。図 14 に一山加速時の PN 履歴を示す。可視化で示した通り一山加速時の PN のピークが大幅に低減できていることが示された。

次に上記方策に加え Carryover fuel そのものを低減した効果について検証した。 Carryover fuel 予測ツールを使用し、Carryover fuel 量が 0 となる燃料噴射設定を検討した。実機でのアイドル条件に Carryover fuel 量 0 の燃料噴射条件を設定し、WLTC における筒内の可視化およびエンジン排出 PN の計測を実施した。図 15 に一山加速時のエンジン筒内の可視化結果の対策前との比較を示す。上記エンジン設定にすることによりピストン冠面の輝炎がほとんど発生していないことが観察される。図 16 に一山加速時の PN 履歴



(a) w/o Transient PN reduction technology

(b) Ignition retard and larger overlap

Fig. 13 In-cylinder visualization with 17deg. CA ignition retard and 40 deg. CA larger overlap at 1st acceleration under transient condition (Frame speed: 2000fps)

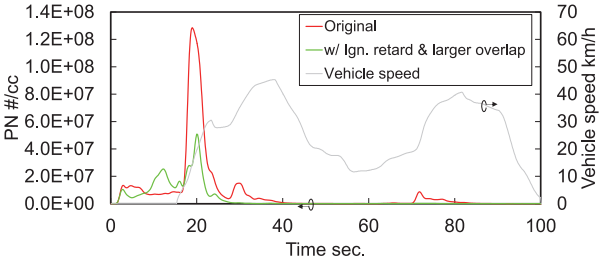
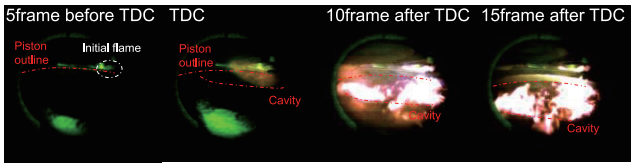


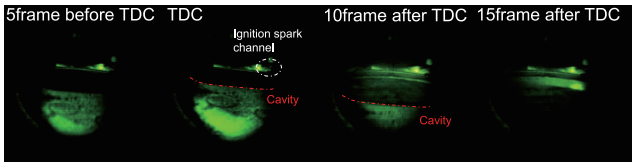
Fig. 14 PN emission with 17deg. CA ignition retard and 40 deg. CA larger overlap at 1st acceleration

を示す。エンジン始動後において一山加速特有の PN のピークがほとんどなくなっていることが示される。

それぞれの PN 低減方策の点火、燃料噴射およびバルブタイミングの設定を図 17 に示す。アイドル時および加速時それぞれ別の設定変更となる。また、加速時の点火時期、燃料噴射は回転負荷ごとで変わるため代表的な条件での模式図となる。WLTC での PN 低減効果を図 18 に示す。一番左側の棒グラフが定常での PN 低減技術のみを適用した結果、中央が加速時に点火時期リタードおよびバルブオーバーラップを拡大させた条件での結果、右側がアイドル条件の Carryover fuel 量が 0 となる設定にした結果となる。過渡条件特有の PN を未考慮の左側から点火時期リタードおよびバルブオーバーラップ拡大により 40％の PN、更に Carryover fuel 量 0 化で対策前から 65％の PN が低減された。Carryover fuel を考慮して一山加速時の PM 生成低減方策およびエンジン始動後アイドル時の Carryover fuel の低減方策により大幅な PN 低減効果を示した。



(a) w/o Transient PN reduction technology



(b) Minimum wall wet fuel injection at idle

Fig. 15 In-cylinder visualization with minimum wall wet fuel injection at idle under transient condition (Frame speed: 2000fps)

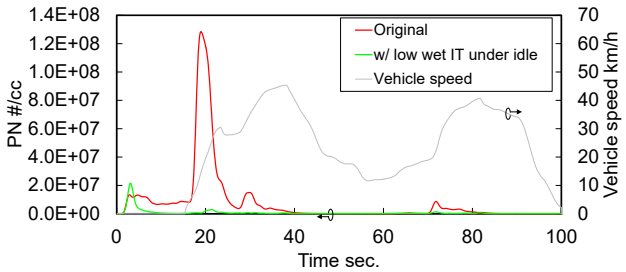


Fig. 16 PN emission with minimum wall wet injection at idle

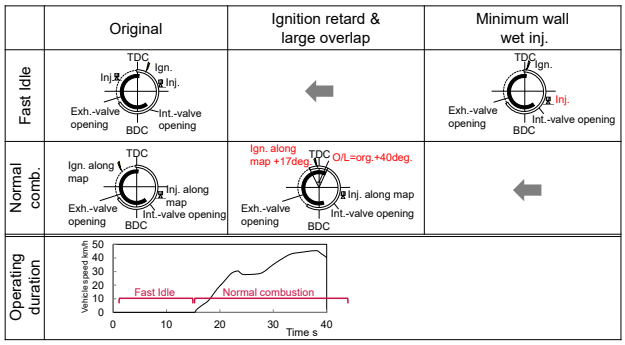


Fig. 17 Timing of each device operating under each operating condition

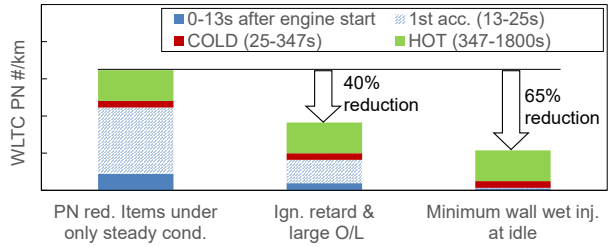


Fig. 18 PN emission with each PN reduction item

5. 結　論

直噴エンジンの過渡 PN 増加要因を明らかにするため主要パラメータの影響を評価し、以下の知見を得た。

(1) 低温条件のアイドル後加速条件でその他の加速条件で確認されない顕著な PN 増加現象が確認された。

(2) ボアスコープ可視化の適用により定常評価結果に示されない実機過渡特有のエンジン始動後最初の加速時のピストン冠面からの PM 生成･排出現象を明らかにした。

(3) エンジン始動後最初の加速時のピストン冠面からの PM 生成・排出のキーパラメータが一山加速前アイドルでのピストン低温時に複数サイクルで蓄積される燃料液膜 (Carryover fuel) であることを明らかにした。

(4) Carryover fuel による PM 生成､排出現象の把握により以下 PN 低減技術を示し、エンジン筒内可視化およびエンジン排出 PN 評価により大幅な PN 低減が可能であることを実証した。

- 加速時の点火時期リタードおよび燃焼温度低減
- エンジン始動後アイドル時の Carryover fuel 低減

更なるゼロエミッションを目指した PN 低減のためには低温過渡 PN 低減は必須であり、低温過渡 PN のキーパラメータとなる Carryover fuel 低減に向けた技術開発が必要である。また、更なる排気低減および革新的技術の創出を推進するためには、既報での HOT 条件の Injector tip-soot PN 低減 [10] と本報での低温過渡条件での PN 低減で示した通り、計測技術、解析技術を迅速かつ柔軟に活用しメカニズムに基づいた技術開発が必要である。

参　考　文　献

(1) Ketterer, J.K. and Cheng, W.K., “On the Nature of Particulate Emissions from DISI Engines at Cold-Fast-Idle”, SAE Technical Paper 2014-01-1368 (2014).

(2) Sukegawa, Y., Kumano, K. and Ogata, K., “Estimation of Particulate Matter in Direct Injection Gasoline Engines by Non-Combustion CFD,” SAE Paper 2014-01-1142 (2014).

(3) Tanaka, D., Uchida, R., Noda, T., Allen A., and etc. “Effects of Fuel Properties Associated with In-Cylinder Behavior on Particulate Number from a Direct Injection Gasoline Engine,” SAE Technical Paper 2017-01-1002 (2017), doi:10.4271/2017-01-1002.

(4) Aikawa, K., Sakurai, T., and Jetter, J., “Development of a Predictive Model for Gasoline Vehicle Particulate Matter Emissions,” SAE Int. J. Fuels Lubr. Vol. 3, No.

2, pp.610-622 (2010), doi:10.4271/2010-01-2115.
(5) 橋本 淳、足立 久也、伊藤 朋晃、高橋 美沙紀、田上 公俊、“Toluene Reference Fuel 火炎における芳香族炭化水素の生成特性、” 自動車技術会論文集、Vol.48、No.6、pp.1201-1206 (2017)
(6) Hadler, J., Franzen, C. L., Gohl, M., Mink, T., “Influencing Factors on Particle Formation under Real Driving Conditions,” MTZ, Vol. 77, pp.50-58 (2016)
(7) Ericsson, P., Samson, A., “Characterization of Particulate Emissions Propagating in the Exhaust Line for Spark Ignited Engines,” SAE Technical Paper 2009-01-2654 (2009).
(8) 秋濱一弘、“Soot: 微粒子の科学と技術 (1) 粒子状物質 (PM): 自動車排出ガス規制と PM 生成モデリングの必要性 : 直噴ガソリンエンジン / 乗用車を中心に、” 日本燃焼学会誌、Vol. 59、No. 187、pp.49-54(2017).
(9) Imaoka, Y., Shouji, K., Inoue, T., and Noda, T., “A Study of a Multistage Injection Mechanism for Improving the Combustion of Direct-Injection Gasoline Engines,” SAE Int. J. Engines Vol. 8, No. 3, pp.1080-1087(2015), doi:10.4271/2015-01-0883.
(10) 今岡 佳宏、橋詰 豊、井上 尊雄、白石 泰介、” 直噴ガソリンエンジンの PN 低減技術の研究 (第 1 報) -Tip-soot の発生メカニズムとそのキーパラメータ -、” 自動車技術会 2017 年秋季大会 学術講演会、講演予稿、No.139-17、pp.784-790 (2017)
(11) Kufferath, A., Wiese, W., Samenfink, W., Degeforde, H., Knorsch, T. and Jochmann, P., “Assessment of feasible system solutions for future particle emission requirements,”IMECHE - Fuel Systems for IC Engines, 2015
(12) 板谷 隆樹、熊野 賢吾、前川 典幸、大須賀 稔、三宅 威生、小倉 清隆、安川 義人、吉村 一樹、“インジェクタの流れ解析を用いた PN 低減手法の検討、” 自動車技術会論文集、Vol.49、No.2、pp.181-186 (2017)
(13) Whitaker, P., et al. “Measures to reduce particulate emissions from gasoline DI engines.” SAE International Journal of Engines Vol. 4, No. 1, pp.1498-1512 (2011)
(14) Beale, J. C. and Reitz, R. D., “Modeling spray atomization with the Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor hybrid model,” Atomization Spray 1999, Vol. 9, PP. 623–640.
(15) Ranz, W. E., and Marshall, W. R., “Evaporation from drops—Parts I and II”, Chem. Eng. Prog., Vol. 48, No. 3, p. 141 (1952)
(16) Wakuri, Y., et al. “Studies on the penetration of fuel spray in a diesel engine.” Bulletin of JSME Vol. 3, No. 9, pp.123-130 (1960)
(17) Nukiyama, Y., and Tanasawa, Y. “Experiment of liquid droplet atomization.” Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Vol. 5, No. 18, pp. 136-143 (1939)
(18) Hiroyasu, H., and Arai, M., “Structures of fuel sprays in diesel engines.” SAE transactions, pp.1050-1061 (1990)
(19) Senda, J., Ohnishi, M., Takahashi, T., Fujimoto, H., Utsunomiya, A. and Wakatabe, M., “Measurement and Modeling on Wall Wetted Fuel Film Profile and Mixture Preparation in Intake Port of SI Engine,” SAE Technical Paper 1999-01-0798, (1999)
(20) Alger, T., Gingrich. J, Khalek. I. A. and Mangold B., “The Role of EGR in PM Emissions from Gasoline Engines,” SAE Technical Paper 2010-01-0353 (2010)

出　典

公益社団法人自動車技術会
自動車技術会論文集
Vol.50NO.3　文献番号 :20194324

受賞者


今岡　佳宏


井上　尊雄


白石　泰介

受賞：2020 年 自動車技術会賞 論文賞

メッシュフリーシミュレーションによる車室内の等価温度解析（第1報）※

―実車における等価温度計測と着衣サーマルマネキンのモデル化―

大井　元 *　　市川　靖 **　　松本　彰 *

抄録　　本報は等価温度 (teq) の概要、車室内の等価温度の計測、及び数値サーマルマネキンの開発について報告する。着衣サーマルマネキンを用いた teq 計測法を検討した。車室内の teq を測定した。空気温度、風速、放射の影響を適切に反映した teq を測定した。更に、着衣伝熱モデルを組み込んだ数値サーマルマネキンを開発した。開発したマネキンモデルを使用して teq を計算した (第 2 報)。また、teq の測定結果に基づいてシミュレーションの精度を確認した (第 2 報)。

1. ま　え　が　き

車室内の温熱環境評価指標として等価温度 (equivalent temperature) が ISO 14505-2[1] に定義されている。等価温度は体感温度の一種であり、車室内温熱環境の主要因である空気温度、風速、放射の影響を単一の指標で表現できるのが特徴である。その利便性から、近年では建築学会の環境基準[2] としても採用され、建築分野でもその活用が進んでいる[3][4]。

自動車においても、車両試作前の設計フェーズにおいて等価温度のシミュレーション評価を実施することは、空調開発の効率化・品質向上にとり有用である。しかし、ISO14505-2 はサーマルマネキンによる等価温度の「計測」に特化した規格であり、シミュレーションに適用するには着衣伝熱の計算方法などの情報が不足している。そのため、自動車を対象として ISO 14505-2 に基づく詳細な等価温度シミュレーションを実施し、着衣サーマルマネキンによる等価温度計測との比較検証を行った事例はこれまでにない。篠塚ら[3]、弓野ら[4] は着衣サーマルマネキンを用いた等価温度の実測とそのシミュレーションを実施しているが、建物居室内の微風速環境を対象としているため、車室内とは解析環境が異なる。これに対し、Nilsson[5] は、車室内を対象として着衣サーマルマネキンによる等価温度の計測とそのシミュレーションを試みている。しかし、シミュレーションにおけるサーマルマネキン形状は 18 個の直方体ブロックの組み合わせで表現されているため、実マネキンとの形状差が大きく、実測結果との詳細な比較ができない。車室内における着衣伝熱の扱いについては、川中子ら[6] が詳細モデルの検討を行っているが、車室内シミュレーションへの適用には至っていない。そこで、本研究では着衣条件における車室内の等価温度シミュレーション手法の確立を目的とし、以下に示す検討を行った。

本論文は 2 報で構成される。第 1 報（本報）では、実車における等価温度計測実験を実施し、実験に使用した着衣サーマルマネキンを再現するため、実用的な着衣伝熱モデルを組み込んだサーマルマネキンモデルを開発した。

第 2 報では、第 1 報で開発したサーマルマネキンモデルを用いて車室内の等価温度シミュレーションを実施した。シミュレーションには、穴埋めや不要形状の削除・修正を必要としない「メッシュフリーシミュレーション」を用い、第 1 報の実験結果との比較からその精度検証を行った。

なお、本論文は 2018 年・自動車技術会春季学術講演会で発表した内容[7][8][9] を加筆・修正し再構成したものである。

2. 等価温度の定義

等価温度は「ある皮膚温における人体からの顕熱損失（対流＋放射熱損失）が、評価対象の環境と等しくなる標準環境（平均放射温度と空気温度が等しい静穏気流環境）における空気温度」と定義される。ISO 14505-2 における等価温度 teq の定義を式 (1) に示す[1]（本報で使用する変数名及び

* 統合 CAE・PLM 部　　** 先端材料・プロセス研究所
※ AGC 株式会社との共同研究に基づく成果

単位の一覧は論文末にまとめて示す)。

$$t_{eq,n} = t_{sk,n} - \frac{Q_{sk,n}}{h_{cal,n}} \qquad (1)$$

ISO 14505-2 では式 (1) のパラメータをサーマルマネキンを用いて計測する。サーマルマネキンは人体形状を模した発熱する計測器である。複数の部位に分割されたサーマルマネキンを用いることで部位別の等価温度を求めることが可能であり、不均一な車室内環境の評価に使用することができる。

式 (1) のパラメータのうちマネキン表面温度 $t_{sk,n}$ と顕熱損失 $Q_{sk,n}$ は評価対象の車室内にサーマルマネキンを設置して計測することで得ることができる。一方、標準環境におけるマネキン表面～環境の熱伝達率 $h_{cal,n}$ は、標準環境の条件を満たす環境にサーマルマネキンを設置して計測を行うことで得ることができる。$h_{cal,n}$ の値は厳密にはマネキン表面温度と環境条件の関係によって変化するが、着衣や姿勢が同一であればほぼ一定値とみなすことができるため、本研究では部位ごとにきまる定数として扱う。

3. 等価温度の計測実験

3.1. 実験方法

3.1.1. 実験の概要

等価温度シミュレーションの精度検証（第 2 報）のため、実車を用いた等価温度計測実験を実施した。実験は人工気候室で実施した。実験車両として右ハンドルのミドルサイズクロスオーバー SUV を用い、サーマルマネキンを運転席に搭載した。実験風景を図 1 に示す。

車室内の温熱要素は 1 秒間隔で測定した。車室内およびサーマルマネキン周囲(表面から 30mm)の空気温度(33 点)、空調吹き出し温度 (8 点)、車室内および車室外各部位の表面温度 (26 点) を K 型熱電対で、車室内内表面の熱流 (9 点) を熱流計で、サーマルマネキン周囲 (表面から 30mm) の風速 (22 点) を熱線式風速計で測定した。

実験条件は、夏季冷房条件と冬季暖房条件の各1条件とした。それぞれの実験条件を表 1 に示す。各実験条件とも車室内環境及びサーマルマネキンの計測値が定常となるまで計測し、実験の最後 3 分間の平均値を解析に用いた。

3.1.2. 等価温度の測定

等価温度は式 (1) により求めた。顕熱損失 $Q_{sk,n}$ は車室内に設置したサーマルマネキンを用いて測定した。実験に用いたサーマルマネキンは24部位に分割されており、このうちシート接触部を除く 18 部位を解析対象とした。サーマルマネキンの着衣は、T シャツ (半袖)、Y シャツ (長袖)、トランクス、綿ズボン、靴下、靴の組み合わせとした。サーマルマネキンの制御モードは表面温度一定制御とし、表面温度は 34℃に設定した。



Fig.1 The vehicle (left) and the thermal manikin (right) used for the experiment.

Table1 Experimental conditions

	Cooling	Heating
Outside temperature	35ºC	0ºC
Relative humidity	50%	Not controlled
Solar lamp	OFF	OFF
Vehicle speed	IDLE	IDLE
A/C temperature setting	25ºC	24ºC
Blower fan speed	MAX	MAX
Mode	VENT	FOOT
Air flow direction	Neck	Neck
REC/FRE	Recirculation	Fresh

$h_{cal,n}$ は第 2 章で述べたようにサーマルマネキンで直接計測することも可能であるが、本研究では着衣熱抵抗のデータベースの値から設定できるよう、式 (2) を提案する。この式は人体顕熱損失の計算式 [10] にマネキン表面と環境との温度差 1℃、標準環境における対流熱伝達率・放射熱伝達率を代入したものである。

$$h_{cal,n} = \frac{1}{I_{cl,n} + \dfrac{1}{f_{cl,n} \cdot (h_{cs,n} + h_{rs,n})}} \qquad (2)$$

本研究では、標準環境における総合熱伝達率 $h_{cs,n} + h_{rs,n}$ は部位によらず 8.1[W/㎡℃] 一定とし、着衣による表面積増加率 $f_{cl,n}$ の推定には式 (3) を用いた。

$$f_{cl,n} = 1.0 + 1.94 \cdot I_{cl,n} \qquad (3)$$

式 (3) は、文献 (10) における fcl の式を SI 単位系に修正したものである。$h_{cs,n} + h_{rs,n} = 8.1$ と式 (3) を式 (2) に代入することで、最終的に $h_{cal,n}$ は着衣熱抵抗の関数として表すことができる。

3.1.3. 着衣熱抵抗の測定

式 (2) において $h_{cal,n}$ の同定に必要となる着衣熱抵抗は実験により求めた。放射温度≒空気温度≒ 20[℃]、風速＜ 0.2 [m/s] の人工気候室において、実車実験に用いた着衣を着せたサーマルマネキン（以下、着衣マネキン）と、裸体のサーマルマネキン（以下、裸体マネキン）それぞれについて、マネキン表面～環境の熱抵抗を計測し、両者の熱抵抗から着衣熱抵抗を算出した。サーマルマネキンの制御モードは表面温度一定制御とし、表面温度は 34℃に設定した。

着衣マネキンと裸体マネキンにおけるマネキン表面～環境の熱抵抗は式 (4)(5) により求めた。

$$R_{,cm,n} = \left(t_{sk,cm,n} - t_{a,cm,n}\right)/Q_{sk,cm,n} \qquad (4)$$

$$R_{,nm,n} = \left(t_{sk,nm,n} - t_{a,nm,n}\right)/Q_{sk,nm,n} \qquad (5)$$

着衣熱抵抗は、簡易的にはこの両者の差として求めることができる（式 (6)）。

$$I_{cl,n} = R_{,cm,n} - R_{,nm,n} \qquad (6)$$

しかし、この計算方法では着衣による表面積の増加効果が考慮されないため、着衣熱抵抗が過小評価される問題が生じる。そこで、本研究では、着衣による表面積の増加効果を考慮して着衣熱抵抗を算出した。図 2 に着衣マネキンと裸体マネキンの伝熱モデルを示す。着衣マネキンにおける着衣表面～環境の熱抵抗（単位着衣表面積あたり）が裸体マネキンにおけるマネキン表面～環境の熱抵抗（単位体表面積あたり）に等しいと仮定すると着衣による表面積の増加効果を考慮した着衣熱抵抗は式 (7) で表される。

$$I_{cl,n} = R_{,cm,n} - R_{,nm,n}/f_{cl,n} \qquad (7)$$

式 (3) と式 (7) を連立方程式として解くことで、着衣熱抵抗を式 (8) で求めた。

$$I_{cl,n} = \frac{1.94 \cdot R_{,cm,n} - 1 + \sqrt{\left(1 - 1.94 \cdot R_{,cm,n}\right)^2 - 7.76\left(R_{,nm,n} - R_{,cm,n}\right)}}{3.88} \qquad (8)$$

3.2. 実験結果と考察

3.2.1. 着衣熱抵抗

式 (6) と式 (8) により求めた各部位の着衣熱抵抗を図 3 に示す。なお、左右共通部位（例：右上腕と左上腕）については左右における計測の平均値を採用した。

比較の結果、着衣による表面積の増加効果を考慮しない場合（式 (6)）の着衣熱抵抗は、それを考慮した場合（式 (8)）の着衣熱抵抗に比べ、平均で 16% 過小評価された。この結果は「着衣熱抵抗」と「着衣表面～環境の熱抵抗」が同程度の条件では、サーマルマネキンからの顕熱損失が約 8% 過大評価されることを意味する。この誤差は着衣表面～環境の熱抵抗がより小さい（＝風速が大きい）条件では更に増加する。

本報および続報では、着衣による表面積の増加効果を考慮した着衣熱抵抗（式 (8)）を採用する。これにより、実環境に則した条件での伝熱計算、等価温度計算が可能となる。

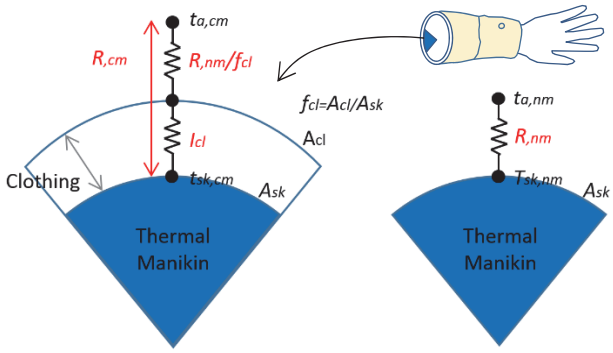


Fig.2 Cross sections of a part of manikin, which shows heat transfer between manikin surface and environment in a condition of air temperature = radiant temperature: clothed manikin (left) and naked manikin (right).

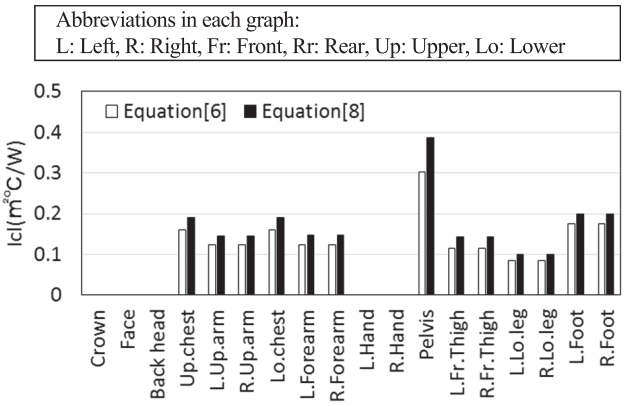


Fig.3 Clothing insulation on each body segment

3.2.2. 等価温度

サーマルマネキン周囲の空気温度分布、風速分布、車室内各部位の表面温度、サーマルマネキン各部位の等価温度をそれぞれ図 4、5、6、7 に示す。以下では夏季冷房条件・冬季暖房条件それぞれについて、はじめに各温熱要素の測定結果について述べ、次いで空気温度との比較から等価温度測定結果の妥当性を考察する。

3.2.2.1. 夏季冷房条件

夏季冷房条件におけるサーマルマネキン周囲の空気温度（図 4）は足元が上半身よりやや高くなったものの、大きな部位差は認められなかった。一方、サーマルマネキン周囲の風速（図 5）には部位により大きな差が認められた。顔・胸・左上腕・左手では 1.5m/s を超える大きな風速が測定されたが、下半身の風速は自然対流相当の小さい値であった。車室内各部位の表面温度(図 6) は外気温を反映し、全体にサーマルマネキン周囲の空気温度より高くなった。

等価温度（図 7）には大きな部位差が認められた。足元の等価温度は空気温度より高めの値となった。これは足元の風速がゼロに近く対流の効果が相対的に小さかったのに対し、車室内各部位の表面温度が空気温度より高く、放射が等価温度を上昇させる方向にはたらいたためと考えられる。一方、上半身の等価温度は空気温度に比べ低く、部位によるばらつきが大きかった。特に、風速が大きかった顔や胸上部、左手において等価温度の低下幅が大きかったことから、対流による冷却効果により等価温度が低くなったと考えられる。上半身においても放射は等価温度を上昇させる方向にはたらいたと考えられるが、上半身では風速が大きかったため、対流による等価温度低下効果が上回り、等価温度が空気温度より低くなったと解釈される。以上の結果より、夏季冷房条件では空気温度、風速、放射の影響を適切に反映した部位別の等価温度を測定することができたと考えられる。

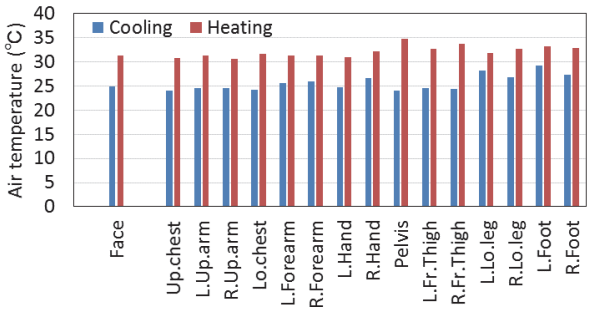


Fig.4 Air temperature around each body segment

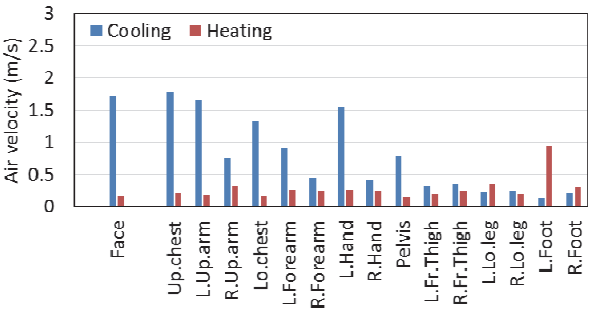


Fig.5 Air velocity around each body segment

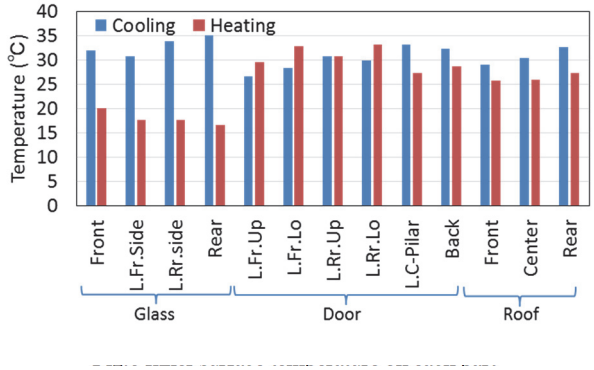


Fig.6 Inner surface temperature on each part

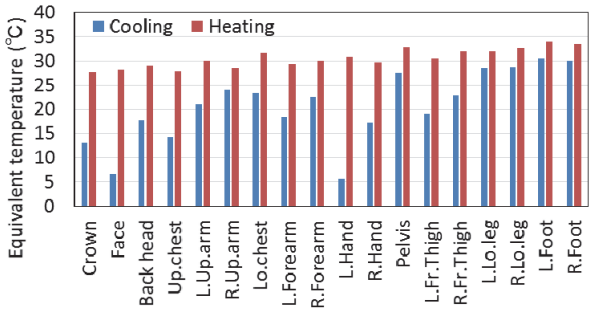


Fig.7 Equivalent temperature around each body segment

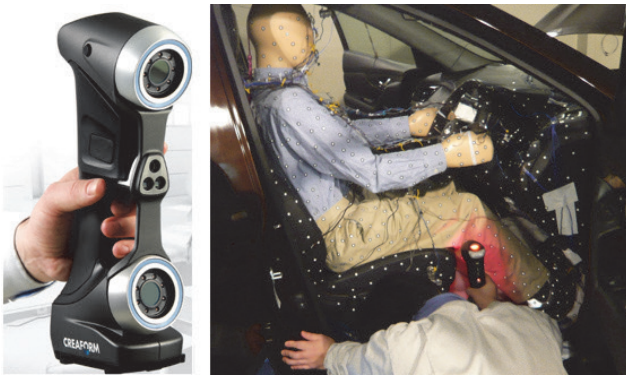


Fig.8 Measurement by 3D Handy laser scanner

3.2.2.2. 冬季暖房条件

冬季暖房条件におけるサーマルマネキン周囲の空気温度（図 4）は下半身が上半身よりやや高くなったものの大きな部位差は認められなかった。下半身の空気温度は 33 ～ 35℃程度と、サーマルマネキンの表面温度 34℃に近い値であった。サーマルマネキン周囲の風速（図 5）は全体的にゼロ付近の低い値となったが、左足では吹き出し風の影響を受け、1m/s 程度の値が計測された。車室内各部位の表面温度(図 6）は、外気温を反映し、全体にサーマルマネキン周囲の空気温度より低くなった。特に、ガラスの表面温度は 15 ～ 20℃程度であり、空気温度より 15℃程度低かった。

等価温度（図 7）は夏季冷房条件に比べると大きな部位差は認められなかったが、上半身の等価温度は空気温度に比べ低くなった。これは、ガラスの表面温度が空気温度に比べ低く、ガラスからの冷放射が主に上半身に影響した結果と考えられる。一方、冬季暖房条件では夏季冷房条件と異なり、風速が大きい部位と小さい部位で等価温度の差がほとんど認められなかった。これは、風速が大きい部位（左足）において、サーマルマネキンの表面温度と周囲の空気温度がほぼ等しく、風速が大きくても対流による熱損失はほとんど変化しなかったためと解釈される。以上の結果より、冬季暖房条件においても空気温度、風速、放射の影響を適切に反映した部位別の等価温度を測定することができたと考えられる。

4. 着衣サーマルマネキンのモデル化

シミュレーションによる等価温度計算に適用するため、実験に用いたマネキンをデジタルモデルで再現した。

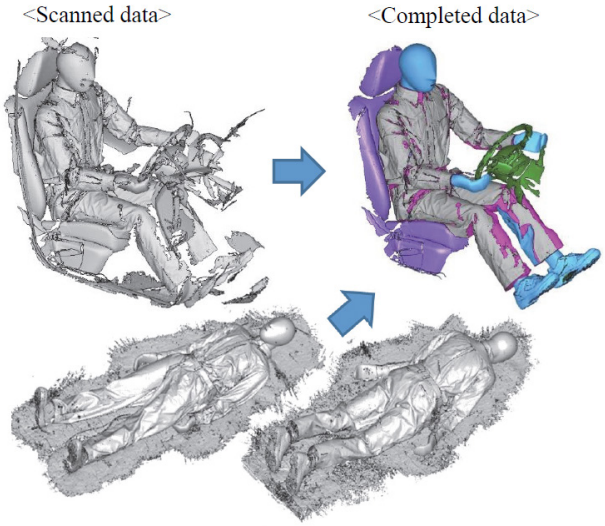


Fig.9 Modeling of clothed manikin shape (example)

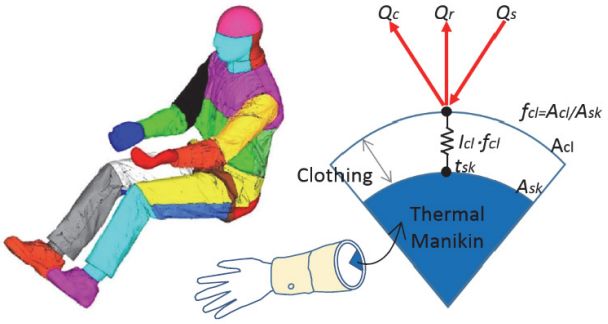


Fig.10 Geometry model of the manikin

Fig.11 Heat transfer model for numerical thermal manikin

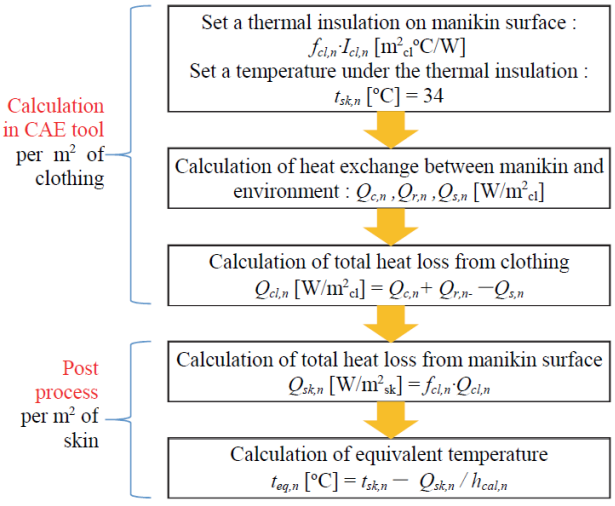


Fig.12 Calculation procedure of equivalent temperature

4.1. 3D レーザ計測による形状モデル作成

実験に用いた着衣サーマルマネキンの形状を 1mm 精度で計測し、形状モデルを作成した。計測に用いたレーザスキャン機（アメテック (株) 3DHANDYSCAN 700）と実車上での計測の様子を図 8 に示す。計測は対象物から約 20 ～ 30cm 離れた位置から行う必要があるため、実車上ではマネキンの足元などで計測できない領域が発生する。そこで図 9 に示すように、仰向け、うつ伏せにしたマネキンの形状を別途計測し、実車上で計測できなかった箇所を補った。その後、細部の穴埋めと、実験に用いたマネキンに合わせた部位分割（24 部位）を行い、図 10 に示すマネキンの形状モデルを作成した。

4.2. 伝熱計算モデル

伝熱計算モデルの構築にあたり、マネキン内部が完全断熱されており、マネキン表面が発熱する理想的なサーマルマネキンを仮定した。マネキンの制御は実験同様、表面温度一定制御（t_{sk} = 34℃）とした。

シミュレーションでマネキン表面と着衣の 2 層構造や着衣の内部構造を再現して解析するのは困難なため、着衣熱抵抗 I_{cl} と着衣による表面積増加率 f_{cl} の 2 つのパラメータを用いた実用的な伝熱計算モデルを開発した。本手法では、着衣表面を境界面として着衣表面と環境との間の伝熱計算を行い、その結果をポスト処理でマネキン表面からの伝熱量に変換する。

着衣表面を境界面とした伝熱モデルを図 11 に示す。着衣熱抵抗 I_{cl} はマネキンの単位表面積あたりの熱抵抗であるため、これを着衣の単位表面積あたりの熱抵抗（＝$f_{cl,n}\times I_{cl,n}$）に変換した上で着衣表面に設定した。着衣の熱容量はゼロとした。着衣熱抵抗下の温度をサーマルマネキンの表面制御温度である 34℃に固定し、着衣表面からの対流熱損失 $Q_{c,n}$、放射熱損失 $Q_{r,n}$、日射吸収量 $Q_{s,n}$ をシミュレーション上で計算する。このとき、着衣表面からのトータル放熱量 $Q_{cl,n}$ は式 (9)、マネキン表面からの放熱量は式 (10) でそれぞれ表される。$f_{cl,n}$ の推定には式 (3) を用いた。

$$Q_{cl,n} = Q_{c,n} + Q_{r,n} - Q_{s,n} \qquad (9)$$

$$Q_{sk,n} = f_{cl,n} \cdot Q_{cl,n} \qquad (10)$$

4.3. 等価温度の計算

本章で開発した着衣サーマルマネキンモデルを用いることで、等価温度をシミュレーション上で評価することが可能となる。等価温度は ISO 14505-2 に基づき、式 (1) で計算する。式 (1) に、$t_{sk,n}$ = 34℃、シミュレーション結果をもとに式 (10) で求めた $Q_{sk,n}$、式 (2) で求めた $h_{cal,n}$ を代入することで各部位の等価温度を求めることができる。サーマルマネキンモデルへのパラメータ設定から等価温度計算までの手順を図 12 に示す。

第 2 報では、本章で開発した着衣サーマルマネキンモデルを第 3 章の実験で使用した車両の 3D キャビン形状に適用し、車室内温熱環境及び等価温度の解析を実施する。更に、その結果を第 3 章の実験結果と比較することで、シミュレーションの精度検証を実施する。

5. ま と め

①着衣による表面積の増加効果を考慮した着衣熱抵抗の計測法を提案し、実験に用いた着衣の熱抵抗計測を行った。

②前記①により計測した着衣熱抵抗から h_{cal}（標準環境におけるマネキン表面～環境の熱伝達率) を求める手法を提案した。

③前記①②を用い、実車における等価温度計測を実施した。結果、空気温度、風速、放射の影響を適切に反映した等価温度を測定することができた。本実験結果は第 2 報において、シミュレーションの精度検証に用いる。

③実験に用いたサーマルマネキンの形状を 3D レーザスキャン計測によりデータ化し、着衣伝熱モデルを組み込んだサーマルマネキンモデルを開発した。本モデルは第 2 報において等価温度のシミュレーションに用いる。

参 考 文 献

(1) ISO 14505-2: Ergonomics of the thermal environment -- Evaluation of thermal environments in vehicles -- Part 2: Determination of equivalent temperature, Geneva, International Organization for Standardization (2006)

(2) AIJES-H0005-2015：サーマルマネキンを用いた室内温熱環境評価法規準・同解説建築学会基準，東京，日本建築学会 (2015)

(3) 篠塚貴志ほか：暖房時窓近傍の温熱環境に関する基礎的検討（その 2）サーマルマネキンによる顕熱損失量と全身温冷感の評価，2017 年度日本建築学会大会 学術講演梗概集 環境工学 II、pp.259-260 (2017)

(4) 弓野沙織ほか：暖房時窓近傍の温熱環境に関する基礎的検討（その 3）数値サーマルマネキンを用いた顕熱損失量の対流・放射割合の評価，2017 年度日本建築学会大会 学術講演梗概集 環境工学 II、pp. 261-262 (2017)

(5) Nilsson, H.O.: Comfort climate evaluation with thermal manikin methods and computer

simulation models. Stockholm, National Institute for Working Life (2004)
(6) 川中子貴紀ほか：着衣サーマルマネキンの伝熱特性予測手法に関する研究，自動車技術会 2015 年秋季大会 学術講演会 講演予稿集、No.49-15S、pp.1159-1162 (2015)
(7) 大井元ほか：メッシュフリーシミュレーションによる車室内の等価温度解析（第 1 報）、自動車技術会 2018 年春季大会 学術講演会 講演予稿集、No.80-18、文献番号 20185361 (2018)
(8) 米津豊作ほか：メッシュフリーシミュレーションによる車室内の等価温度解析（第 2 報）、自動車技術会 2018 年春季大会 学術講演会 講演予稿集、No.80-18、文献番号 20185362 (2018)
(9) 尾関義一ほか：メッシュフリーシミュレーションによる車室内の等価温度解析（第 3 報）、自動車技術会 2018 年春季大会 学術講演会 講演予稿集、No.80-18、文献番号 20185363 (2018)
(10) ASHRAE: ASHRAE Handbook of Fundamentals, Chapter 8 Thermal Comfort, Atlanta, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc. (2001)

Symbols and unit

Symbol	Term	Unit
A_{cl}	Clothing surface area	m^2
A_{sk}	Skin surface area	m^2
f_{cl}	Area factor (ratio of clothing surface to manikin surface area)	-
h_{cal}	Total heat transfer coefficient in a standard environment	$W/m^2°C$
h_{cs}	Convective heat transfer coefficient in a standard environment	$W/m^2°C$
h_{rs}	Radiant heat transfer coefficient in a standard environment	$W/m^2°C$
I_{cl}	Thermal insulation of clothing	$m^2°C/W$
Q_c	Convective heat loss from clothing	W/m^2
Q_{cl}	Total heat loss from clothing surface	
Q_{sk}	Total heat loss from manikin surface	W/m^2
Q_r	Radiant heat loss from clothing	W/m^2
Q_s	Solar heat absorption on clothing	W/m^2
R	Thermal resistance	$m^2°C/W$
t_a	Air temperature	°C
t_{eq}	Equivalent temperature	°C
t_{sk}	Skin surface temperature of a manikin	°C
$_{cm}$	Suffix: clothed manikin	-
$_{n}$	Suffix: Segment number of a manikin	-
$_{nm}$	Suffix: naked manikin	-

出　典

公益社団法人自動車技術会
自動車技術会論文集
Vol.50NO.4　文献番号 :20194578

受賞者



大井　元



市川　靖



松本　彰

受賞：2020 年 自動車技術会賞 論文賞

メッシュフリーシミュレーションによる車室内の等価温度解析（第 2 報）※

―車室内における温熱環境と等価温度の計算―

大井　元 *　　市川　靖 **　　松本　彰 *

抄録　　本論文 (第 2 報) はメッシュフリーシミュレーションの概要を述べる他、車室内の夏季冷房・冬季暖房時の等価温度 (teq) について、サーマルマネキンの着衣表面の 3D レーザー計測による実測値とメッシュフリーシミュレーションによる計算値の差について考察する。teq と車室内温熱環境の計算値は概して実測値と一致していることが分かった。冷房時と暖房時の着衣サーマルマネキンの部位別 teq を評価する際の重要要素についても考察する。

1. ま　え　が　き

近年、数値シミュレーションにより車室内の温熱環境及び乗員温冷感・快適性が多く検討されている。その用途は車両試作前の設計の初期段階から最終段階まで幅広く、空調開発の効率化及び燃費・電費の向上検討などに活用されている。乗員温冷感の検討では、人体内部の体温調節機能をモデル化し皮膚温などの生理量、更には温冷感指標を評価する人体熱モデルから、サーマルマネキンの制御をモデル化し放熱量、等価温度などの物理量を評価する手法など様々なモデル・手法が提案されている。この中で等価温度は、人体生理量とは異なる物理量であり、ISO14505-2[(1)] でも計測法・評価法が規定されている。その利便性から自動車分野のみならず建築・航空分野など幅広く活用されている。しかしながら ISO14505-2 ではサーマルマネキンによる等価温度の計測に関する規格であるため、シミュレーションに適用する場合には不明確な部分が多い。車室内における等価温度のシミュレーションについて、既往研究 (2) ～ (8) があるが、車室内における等価温度のシミュレーション結果について、実験結果と比較した事例が少なく、数値計算結果の妥当性が十分に検証されていない。また着衣の取り扱いも不明確である。

Nilsson[(2)] は、車室内を対象として着衣サーマルマネキンによる等価温度の計測とそのシミュレーションを試みている。但し、シミュレーションにおけるサーマルマネキン形状は 18 個の直方体ブロックの組み合わせで表現されているため、実マネキンとの形状差が大きく、実測結果との詳細な比較が難しい。Stancato[(3)] らは、低圧航空キャビン環境における空調システムを検討することを目的とし、皮膚温を 34℃、部位別に着衣量を設定した数値サーマルマネキンにより部位別等価温度を算出しているが、乗員形状は直方体ブロックの組み合わせであり実験との比較はなされていない。Kaushik[(4)] らは、冷房風の人体局所部位に対する当て方の差が部位別等価温度 EHT に与える影響を CFD により検討し、実験と比較している。乗員形状をモデル化し着衣熱抵抗を与えて解析し、各条件で実験の感度を捉えていることを示している。ただし人体形状の妥当性については言及されておらず、また着衣形状も考慮されておらず熱抵抗を与えるに留まっている。車室内における着衣伝熱の扱いについては、永野ら [(5)] が着衣形状をモデル化し、伝熱メカニズムを検討しているが、車室内シミュレーションへの適用には至っていない。このように既往研究では、人体形状及び着衣形状を再現して等価温度に関する夏季冬季実車実験結果とシミュレーション結果を部位別に詳細に比較した研究は見られない。

本研究では、着衣条件における車室内の等価温度シミュレーション手法の確立を目的とする。第 1 報では実車を用いた等価温度計測実験、着衣サーマルマネキンのモデル化について示した。第 2 報では車室内の等価温度を、別報で提案するメッシュフリーシミュレーションにより解析し、実験結果と詳細に比較することにより精度を検証する。さらに等価温度の予測精度を着衣表面での放熱量から検討する。

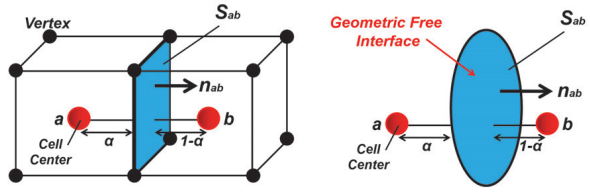
* 統合 CAE・PLM 部　　** 先端材料・プロセス研究所
※ AGC 株式会社との共同研究に基づく成果

なお、本論文は 2018 年・自動車技術会春季学術講演会で発表した内容 [9] ~ [11] を加筆･修正し再構成したものである。

2. メッシュフリーシミュレーションの概要

従来の CFD コードで解析するためには、通常、穴埋め、ラッピングツールなどを用いた不要形状の削除・修正が必要となるが、この作業負荷が高く多くの時間を要している。これに対し本手法は、穴や不要形状があっても解析することができる。このためユーザーは通常の CFD コードが必要とする流体メッシュの作成を陽に意識する必要がなく、解析負荷が大幅に低減される。

通常の CFD コードの 1 つ FVM(Finite Volume Method) による Navier-Stokes 式の離散化は、図 1(a) に示す頂点座標 (Vertex) 及び頂点接続関係 (Connectivity) を必要とするのに対し、本手法は図 1(b) に示すコントロールボリュームの界面における面積と法線ベクトルで記述され、通常のメッシュ情報となる頂点座標及び頂点接続関係を必要としない。このため空間内に自動配置された点群（粒子）に対し、コントロールボリューム及びその界面情報（面積、法線ベクトル）を自動生成することにより、流れの解析を可能としている。



(a) Conventional FVM　　(b) Geometric free cell

Fig.1 Comparison of control volume between conventional FVM and geometric free cell

コントロールボリュームの形状は図 2 に示すように任意であり、この考え方は流れのみならず全ての場を表す方程式系に適用することができる。本手法では、ある任意のコントロールボリュームが隣接するコントロールボリュームとの間で物理量の保存則を満足する為の幾何学的条件式 [1] を満たすようコントロールボリュームを生成する。このため質量・運動量・エネルギー保存則などを満足することになり、不自然な挙動を取ることがない。一方自動生成された点群（粒子）を固定するため、既往の MPS (Moving-Particle Semi-Implicit Method) [12] ~ [13] などの粒子法とは異なる。内容の詳細及び妥当性の検討などは別報 [14] ~ [15] および特許 [16] ~ [17] を参照されたい。

$$\sum_{i=1}^{m}[(\boldsymbol{n_i}\cdot\boldsymbol{n_p})\cdot S_i]=0 \qquad (1)$$

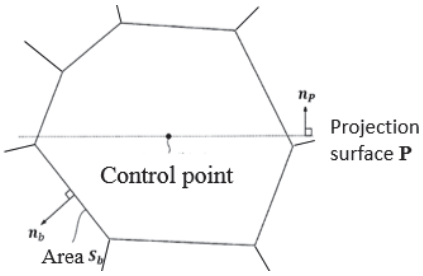


Fig.2 Conservation law for control volume

3. 等価温度解析

ミドルサイズのクロスオーバー SUV の 3D-CAD 車体形状に着衣サーマルマネキン形状を組み込み、環境試験室における夏季冷房・冬季暖房時の各条件における室内温熱環境をメッシュフリーシミュレーションにより解析する。さらに第 1 報に記載した着衣サーマルマネキンモデルとの連成計算により、運転席乗員の等価温度分布を解析する。

3.1. 車体形状と着衣サーマルマネキン形状

車体形状として、図 3 に示す 3D-CAD 車体形状に基づく車体表面データを使用する。メッシュフリーシミュレーションの特長を生かし、3D-CAD データにおける面の交差、突起の削除など、CAD データを修正せず解析する。着衣マネキン形状として、着衣を有するサーマルマネキンを実験車の運転席に設置し、実験時の配置を再現した状態で、3D レーザー計測により取得した着衣サーマルマネキン形状を使用する。なお 3D レーザー計測による形状取得では、着衣サーマルマネキン以外にその周辺のシート、ステアリング部などの形状も取得する。3D レーザー計測で取得した形状データは 3D-CAD 車体形状データと必ずしも一致しない。実験時の状況を再現するため、3D レーザー計測で取得した 3D-CAD データを基準として、車体側の 3D-CAD 車体形状データを一部移動・修正する。これにより両者を統合し、実験時の状況を再現する。

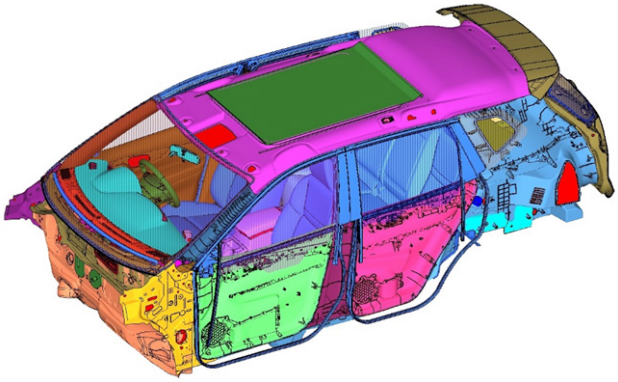


Fig.3 Surface data of the vehicle cabin

3.2. 解析条件

第 1 報同様、表 1 に示す夏季冬季実車実験に対応する条件にて解析する。夏季冷房条件では、外気温度を実験条件と同じ 35℃と設定し、ベント内気循環モード、冷房風量を最大とする。流入条件として、ベントルーバー形状・方向に従って車室内に吹き出す状況を再現するためダクト形状を再現し、各フロントベント 4 か所、リアベント 1 か所のダクト内に吹き出し風量を設定する。吹き出し温度として、ほぼ安定とみなせる状況にて測定した吹き出し温度を各ダクト内にそれぞれ与える。流出条件として、HVAC ブロアーの内気導入口に 1 か所設定する。

Table1 Experimental conditions

	Cooling	Heating
Outside temperature	35°C	0°C
Relative humidity	50%	Not controlled
Solar lamp	OFF	OFF
Vehicle speed	IDLE	IDLE
A/C temperature setting	25°C	24°C
Blower fan speed	MAX	MAX
Mode	VENT	FOOT
Air flow direction	Neck	Neck
REC/FRE	Recirculation	Fresh

車体部材熱条件として、車体内側部材表面を熱性能に応じてフロアー、前後左右ドア、ルーフなどに分け、各部材では、様々な部材の積層されている構造を考慮し、厚さ方向の 1 次元熱流による熱通過条件（熱コンダクタンス）を与える。車体外側部材表面では、部材外板での車風速を考慮した熱伝達条件を設定する。なお車体部材内部の空気層の熱コンダクタンスについては、熱流の向きに応じて設定する。またマネキン各部位での等価温度を解析するため、マネキン着衣表面を 24 部位に分割する。マネキン皮膚表面では、実験時のマネキン制御に合わせるため実験条件と同じ 34℃を与える。マネキン各部位の着衣熱抵抗については、第 1 報の実験で測定した着衣による表面積の増加効果を考慮した熱抵抗値を各部位に与える。

冬季暖房条件では、外気温度を実験条件と同じ 0℃と設定し、フット外気導入モード、暖房風量を最大とする。流入条件として、フットダクト形状・デフロスターダクト形状に従って車室内に吹き出す状況を再現するため、冷房同様各ダクト形状を再現し、各ダクト内に吹き出し風量を設定する。吹き出し温度として、ほぼ安定とみなせる状況にて測定した吹き出し温度を各ダクト内にそれぞれ与える。流出条件として、外気導入条件であるため車体隙間より車内の暖気が漏洩することを考慮する。このため車体漏洩比率を導入して、車体隙間からの漏洩をモデル化する。

部材熱条件についても、冷房条件同様に設定する。ただしドア・ルーフ部については、ドア通気及びサンルーフがあったことから熱流計より別途計測した熱流束より得られた熱通過条件（熱コンダクタンス）を与える。マネキン条件についても冷房条件と同様に与える。なおマネキンに関する実測と解析との比較では、第 1 報と同様にシート接触を除く 18 部位を評価対象とする。

3.3. 解析方法

第 2 章に示すメッシュフリーシミュレーションにより車室内の温度気流性状を解析する。空間内に自動配置された点群（粒子）に対し、コントロールボリューム及びその界面情報（面積、法線ベクトル）を自動生成することにより、熱流体解析を実施する。車体部材表面では熱放射を考慮し熱流体解析と連成する。熱放射解析では形態係数を基にした S2S 法を用い [18]、熱流体解析では標準 k–ε 2 方程式モデルを用いる [19]。なおサーマルマネキンでは、着衣の熱抵抗と着衣による面積増加率を考慮した伝熱モデルを用いることで着衣サーマルマネキンの熱収支を再現する。各部位の等価温度を ISO14505-2 の定義に基づき計算する。マネキンモデルに対するパラメータ設定から等価温度計算までの手順を図 4 にまとめて示す。

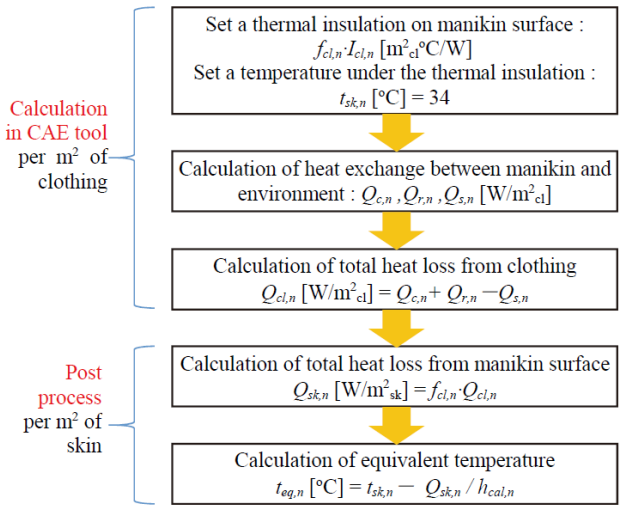


Fig.4 Calculation procedure of equivalent temperature

4. 等価温度解析の結果

メッシュフリーシミュレーションによる熱流体解析から得られた各物理量、マネキン各部位の等価温度を第 1 報の実験結果と比較することにより、シミュレーションの解析精度を検証する。

4.1. 車室内温熱環境

夏季冷房条件における速度分布及びスカラー速度 3m/s の等値面を図 5 に示す。ベント吹き出し口から冷風が各乗員に向かって吹き出すため、前席中心に速い速度分布となる。また内気循環モードであるため足元付近に戻る流れとなる。車室内各部位の表面温度分布を図 6 に示す。冷気が到達する前席で温度が低く、後席で高い傾向が見られる。

冬季暖房条件における速度分布及びスカラー速度 2m/s の等値面を図 7 に示す。前席足元から吹き出した暖気が上昇し、外気導入モードであるため後方に流れる速度分布となる。車室内各部位の表面温度分布を図 8 に示す。暖気が到達する前席中心に温度が高く、後方ほど低くなる傾向が見られる。ただし後席足元ヒータにより後席の温度低下は小さくなっている。

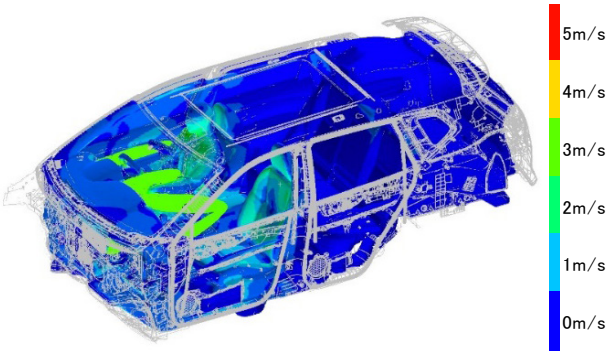


Fig.5 Scalar velocity distribution (cooling)

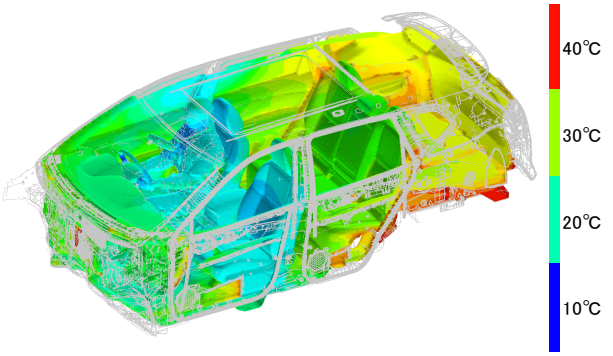


Fig.6 Inner surface temperature distribution on each body part (cooling)

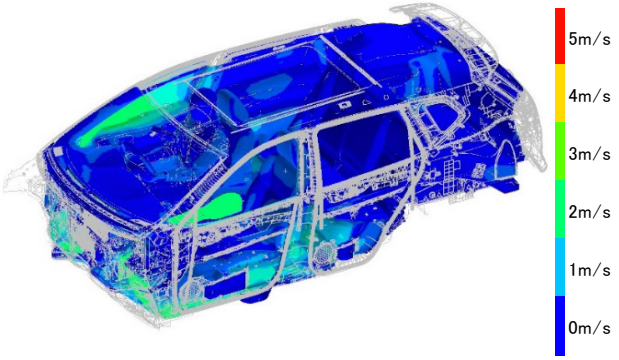


Fig.7 Scalar velocity distribution (heating)

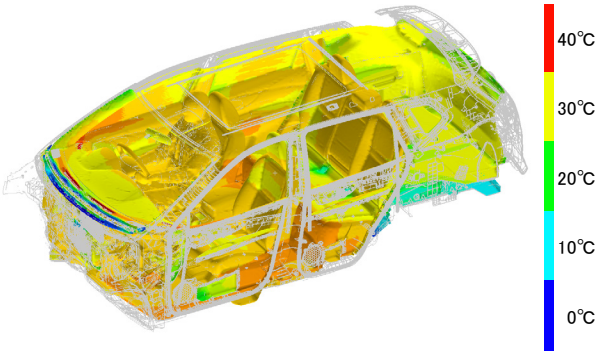


Fig.8 Inner surface temperature distribution on each body part (heating)

4.2. 解析結果と実験結果との比較

夏季冷房条件において車室内各部位の表面温度を比較した結果を図 9 に示す。ドア部で全体的に解析値が高く差異が生じているものの、ガラス部、天井部では比較的対応している。サーマルマネキン周囲温度を比較した結果を図 10 に示す。なお解析値に関し、実験で計測した位置に合わせて算出している。下半身では温度がやや高く、乗員周りの空気温度分布が小さい状況を含め、解析値は実験値に対応している。サーマルマネキン周囲風速を比較した結果を図 11 に示す。顔部及び左手、左前腕で合わない部分が見られたものの、ベントモード冷房空調の特徴である上半身の速度が相対的に速く、下半身が遅くなる傾向含め、全体的に対応している。左手、左前腕では、ステアリングを握る状況からベント吹き出し口に近くなるため、ベント吹き出し気流の方向、さらには左手、左前腕の設置位置の影響を受け易くなり差異が生じたと考えられる。顔部では、ベント吹き出し向きの多少の差の影響を受けたと考えられる。等価温度を比較した結果を図 12 に示す。分布の傾向含め解析値は実験値に比較的対応している。以上の結果から、解析値は実験値に対応し、特に等価温度で 3℃レベル以内の差異となったことから、温熱感申告の 1 ポイントレベル以内での予測が可能となっている。

冬季暖房条件において、車室内各部位の表面温度を比較した結果を図 13 に示す。ドア部で解析値が実験値に比べやや低く算出された要因として、実験ではドアトリム裏に車室内の暖気が流入した可能性が考えられ、天井でもサンルーフ仕様であるため、この影響を受けたと考えられる。ガラス Front 部では、デフロスター吹き出し温度の設定値の影響を受けたと思われる。サーマルマネキン周囲温度を比較した結果を図 14 に示す。暖気が到達する足元で温度がやや高く、全体的に分布が小さい状況含め、良好に対応している。サーマルマネキン周囲風速を比較した結果を図 15 に示す。風速分布傾向含め、解析値は実験値に良好に対応している。等価温度を比較した結果を図 16 に示す。夏季冷房条件に比べ全体的に分布が小さいものの、頭部から足元に向かい高くなる傾向を含め解析値は実験値に良好に対応している。以上の結果から、冬季暖房条件でも夏季冷房条件と同様に、解析値は実験値に比較的良く対応し、特に等価温度で全体的に 1℃未満の差異となったことから、温熱感申告の 1 ポイントレベル以内での予測が可能となっている。

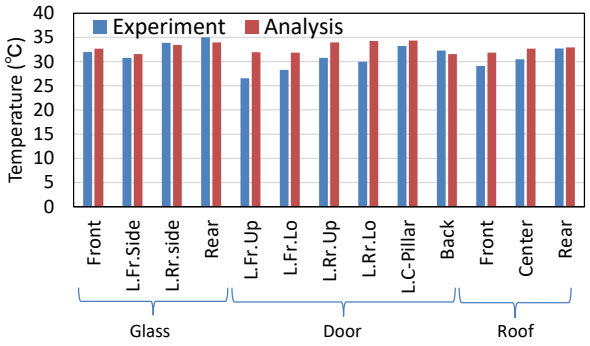


Fig.9 Inner surface temperature on each part (cooling)

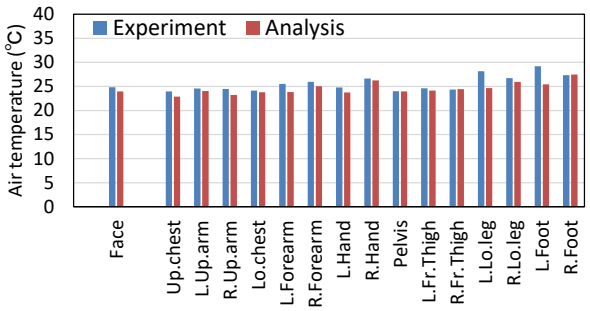


Fig.10 Air temperature around each body segment (cooling)

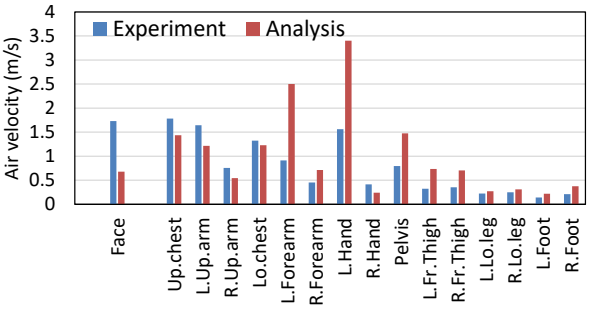


Fig.11 Air velocity around each body segment (cooling)

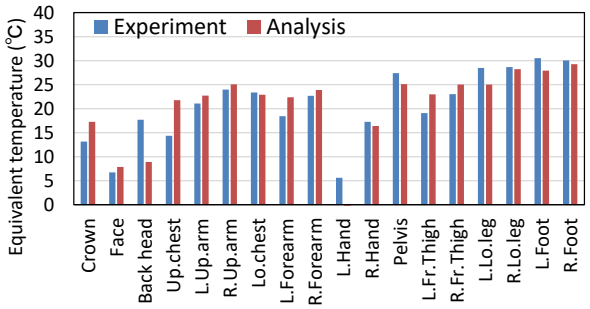


Fig.12 Equivalent temperature around each body segment (cooling)

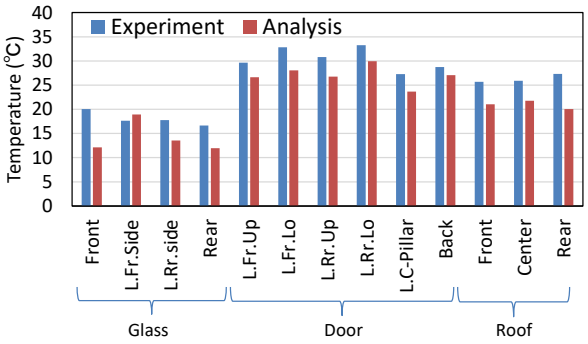


Fig.13 Inner surface temperature on each part (heating)

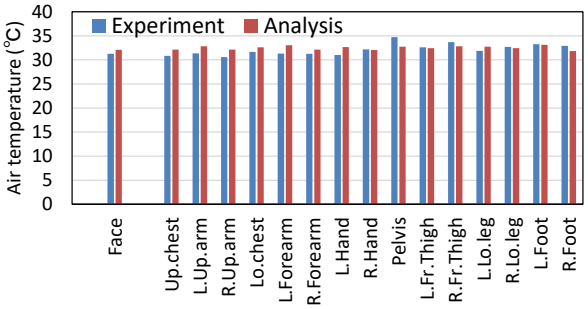


Fig.14 Air temperature around each body segment (heating)

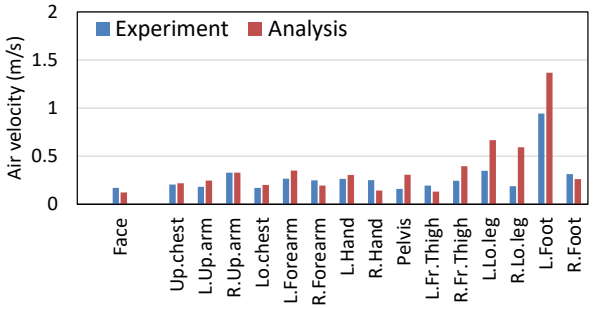


Fig.15 Air velocity around each body segment (heating)

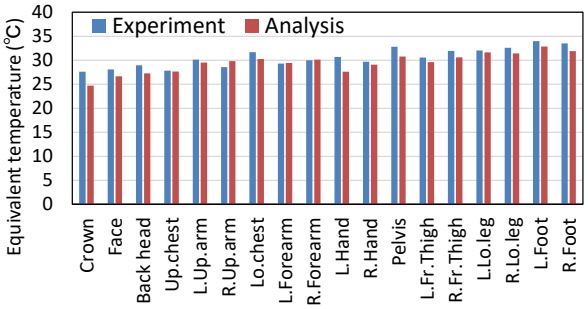


Fig.16 Equivalent temperature around each body segment (heating)

5. 考察

冷房条件ではマネキン上半身において、着衣表面温度と近傍空気温度の差が暖房条件に比べ相対的に大きく、ベント気流の影響も受けるため対流熱伝達率が大きく変化し、対流熱伝達量に差異が生じ易い。この観点で後頭部・胸上部ではベント吹き出しなどの影響を受け易く実験値と解析値との差異が生じ易いと考えられる。さらなる予測精度の改善には、ベント吹き出し方向、解析における粒子配置などの解像性、使用する乱流モデルに改善が必要と考えられる。

解析形状については、3D レーザー計測でマネキンと車体間の位置関係を合わせているため、予測した形態係数に関し実際の状況と大きな差異は生じていないと考えられる。一方マネキン表面と各部材表面温度との差は、空気温度差に比べ小さいことから、放射熱伝達量の予測精度が等価温度に与える影響は相対的に小さいと考えられる。

暖房条件では、マネキン着衣表面温度と近傍空気温度の差が小さい。さらにマネキン周りの風速は、暖房風の当たる足元を除き全般的に小さいため、対流熱伝達率が小さく、対流熱伝達量が等価温度の予測精度に与える影響は相対的に小さい。足元ではフットからの暖房風が直接当たることから、対流熱伝達率がこの影響を受け易くなるものの、マネキン着衣表面温度と近傍空気温度との差が小さいため、全体的に対流熱伝達量に与える影響は小さいと考えられる。

一方、部材表面温度とマネキン表面温度との差を見ると、ドア部では小さいもののガラス部では大きく、表面温度差の大きい部位における放射熱伝達量の予測精度が等価温度に影響を与え易いと考えられる。本検討では、ドア部及びフロントガラス(WS)部で解析値がやや低めに算出されたものの、マネキンとの形態係数が比較的大きくかつ温度差の大きいドアガラス部において、表面温度の解析値は実験値に良く対応していたことから、全体的に等価温度の解析値と実験値との差異は小さかったと考えられる。

一般に暖房条件では、車室内各部位の表面温度とマネキン表面温度との差が大きくなるため、表面温度が低く形態係数が大きいガラス部、また形態係数が相対的に大きい天井部の表面温度の予測精度、さらに暖房吹き出し部に近い足元を中心としたマネキンとの位置関係が重要となると考えられる。

6. ま と め

① SUV 車両形状に着衣サーマルマネキン形状を組み込み、夏季冷房・冬季暖房各条件における車室内温熱環境と等価温度をメッシュフリーシミュレーションにより解析した。
②メッシュフリーシミュレーションの概要を示した。
③夏季冷房・冬季暖房各条件において解析結果と実験結果を比較した。サーマルマネキン各部位の等価温度を実用上十分な精度で再現し、サーマルマネキン各部位の温熱感申告を 1 ポイントレベル以内で予測することが可能となった。
④等価温度の予測精度をサーマルマネキン着衣表面での放熱量から考察した。夏季冷房条件では上半身における対流熱伝達量、冬季暖房条件では放射熱伝達量の予測精度が等価温度に影響を与える。

参 考 文 献

(1) ISO14505-2: Ergonomics of the thermal environment - Evaluation of thermal environments in vehicles – Part 2: Determination of equivalent temperature, Geneva, International Organization for Standardization (2006)
(2) Nilsson H.O.: Comfort climate evaluation with thermal manikin methods and computer simulation models. Stockholm, National Institute for Working Life (2004)
(3) Stancato F., Conceicao S., Papa R. and Santos L.: CFD Thermal Comfort in Aircraft Cabin, a Comparative Study, SAE Paper 2015-01-2561 (2015)
(4) Kaushik S., Han T. and Chen K.H.: Development of a Virtual Thermal Manikin to Predict Thermal Sensation in Automobiles, SAE Paper 2012-01-0315 (2012)
(5) Nagano H., Kobayashi Y., Kawanago T., Kohri I., Matsunaga K.: Prediction of Convective Heat Transfer Coefficient for Ruck and Asperity of Clothing Surface, Proceedings of Ambience14 & 10i3m, ID 118 (2014)
(6) Hepokoski M., Curran A. and Schwenn T.: A Comparison of Physiology-Based Metrics to Environment-Based Metrics for Evaluating Thermal
Comfort, SAE Paper 2013-01-0844 (2013)
(7) Chen K.H., Kaushik S., Han T., Ghosh D. and Wang M.: Thermal Comfort Prediction and Validation in a Realistic Vehicle Thermal Environment, SAE Paper 2012-01-0645 (2012)
(8) Ghosh D., Wang M., Chen K.H., Kaushik S. and Han T.: Energy Efficient HVAC System with Spot Cooling in an Automobile - Design and CFD Analysis, SAE Paper 2012-01-0641 (2012)
(9) 大井元ほか：メッシュフリーシミュレーションによる車室内の等価温度解析（第 1 報）、自動車技術会 2018 年春季大会 学術講演会 講演予稿集、No.80-18、文献番号 20185361 (2018)
(10) 米津豊作ほか：メッシュフリーシミュレーションによる車室内の等価温度解析（第 2 報）、自動車技術会 2018 年春季大会 学術講演会 講演予稿集、No.80-18、文献番号 20185362 (2018)
(11) 尾関義一ほか：メッシュフリーシミュレーションによる車室内の等価温度解析（第 3 報）、自動車技術会 2018 年春季大会 学術講演会 講演予稿集、No.80-18、文献番号 20185363 (2018)
(12) 越塚誠一：粒子法、日本計算工学会編、丸善株式会社、(2005)
(13) Koshizuka, S and Oka, Y : Moving-Particle Semi-Implicit Method for Fragmentation of Incompressible Fluid, Nucl. Sci. Eng., 123, 421-434 (1996).
(14) H. Sato, et.al.: Thermal Fluid Analysis by A Mesh Free Simulation, Part1 Analysis of the thermal fluid field in a headlamp based on the real 3D-CAD model, No. 2011-28-0135, APAC-16 (2011)
(15) M. Inoue, et.al.: Thermal Fluid Analysis by A Mesh Free Simulation, Part2 Analysis of the indoor climate in a vehicle cabin based on the 3D-CAD model, No. 2011-28-0136, APAC-16 (2011)
(16) 斉藤恒洋ほか、国際公開番号 WO 2010/150758A. 物理量計算方法、数値解析方法、物理量計算プログラム、数値解析プログラム、物理量計算装置および数値解析装置
(17) 柳原一貴ほか、国際公開番号 WO 2014/069421A. シミュレーション装置、シミュレーション方法およびプログラム
(18) 尾関義一ほか：複雑な内部形状を有する大規模メッシュ対応型放射伝熱計算手法に関する研究、空気調和・衛生工学会論文集 , No.62, 101-110 (1996)
(19) 尾関義一ほか：実験用実大アトリウム内の熱伝達・気流

性状に関する CFD 解析 (第 1 報) -CFD・2 波長放射連成シミュレーションにおけるサッシュのモデリングに関する研究、空気調和・衛生工学会論文集、No.68, 65-75 (1998)

Symbols and unit

Symbol	Term	Unit
A_{cl}	Clothing surface area	m^2
A_{sk}	Skin surface area	m^2
I_{cl}	Thermal insulation of clothing	$m^2°C/W$
Q_c	Convective heat loss from clothing	W/m^2
Q_{cl}	Total heat loss from clothing surface	W/m^2
Q_{sk}	Total heat loss from manikin surface	W/m^2
Q_r	Radiant heat loss from clothing	W/m^2
Q_s	Solar heat absorption on clothing	W/m^2
R	Thermal resistance between manikin surface and environment	$m^2°C/W$
S_{ab}	Abuttal area between V_a and V_b	m^2
V_a, V_b	Control volume	m^3
f_{cl}	Area factor (ratio of clothing surface to manikin surface area)	-
h_{cal}	Total heat transfer coefficient in a standard environment	$W/m^2°C$
h_{cs}	Convective heat transfer coefficient in a standard environment	$W/m^2°C$
h_{rs}	Radiant heat transfer coefficient in a standard environment	$W/m^2°C$
$\boldsymbol{n}_{ab}$	Normal vector	-
t_{eq}	Equivalent temperature	°C
t_{sk}	Skin surface temperature of a manikin	°C
$_{cm}$	Suffix: clothed manikin	-
$_{n}$	Suffix: Segment number of a manikin	-
$_{nm}$	Suffix: naked manikin	-

出　典

公益社団法人自動車技術会
自動車技術会論文集
Vol.50NO.4　文献番号 :20194579

受賞者



大井　元



市川　靖



松本　彰

受賞：2020 年 自動車技術会賞 技術開発賞

世界初アクティブトルクロッドの開発

金堂　雅彦 *　　谷村　浩史 **　　山内　亮佑 *　　小穴　祐太 ***

1. 技術開発の内容

1.1　はじめに

将来に向けた高効率 PT の燃費向上を実現する方策として、ダウンサイジングターボ（DST）や高圧縮比の採用が加速している。しかし、これらは、エンジン加振力を増大させるため、従来技術では、マウント重量増による対策が不可避であり、燃費効果が減少してしまう問題が生じていた。新たに、車体への入力を抑制するマウント創出が必要となった。

今回、車両の快適性を決定するこもり音や加速時騒音に影響が大きなトルクロッドにおいて、そのトルクロッド自身の共振を活用してエンジンの高周波加振力を防振しつつ、トレードオフとなる共振ピークを、レシプロアクチュエータによる減衰力付与で解決するアクティブトルクロッドを開発した。

ポイントは、トルクロッドに求められる異なる機能要求を、独立した設計変数でバランス良く実現したことと、ロッド共振を制振するダイレクト速度フィードバックを実現するために、コントローラの加速度積分機能をアクチュエータに統合して、シンプルで自動的且つロバストな制御とした。

1.2　燃費向上技術の振動騒音特性への影響

内燃機関の燃費を向上させるための様々な取り組みが知られており、例えば、ポンプロスやフリクションロスを低減するために、V型6気筒エンジンを直列 4 気筒エンジンに置き換える DS が有効である。しかしながら、少ない気筒で従来と同じエンジントルクを発生させるには、一気筒当りのトルクが増加するため、低周波から中周波数までのエンジン振動が増大する（図1）。

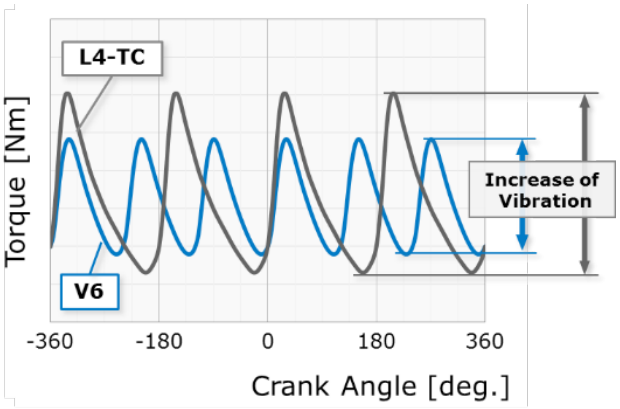


図 1　ダウンサイジングによるトルク変動増大

さらに、燃焼効率を向上するために、高圧縮比化した場合や HCCI（Homogeneous-Charge Compression Ignition）などの急速燃焼を適用した場合は、爆発圧力による高周波成分のエンジン振動が増大する。図 2 には、圧縮比を上げた際の影響例を示す。この様に、燃費向上技術は、振動騒音とトレードオフ関係に有り、可変圧縮比エンジン（以下、VCR:　Variable Compression Ratio の略）のように、DS であり、さらに燃焼効率を向上した場合は、低周波から高周波までの振動騒音増大のリスクを伴うため、振動遮断性能の高いエンジンマウント創出が必要となる。

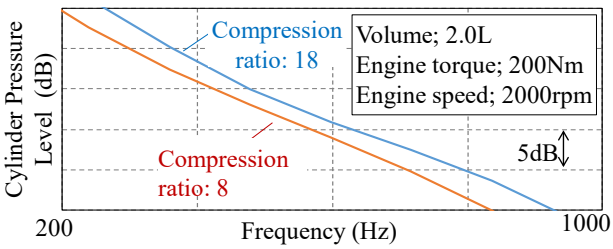


図 2　圧縮比上昇による燃焼加振力の増大

* パワートレイン・EV性能開発部　　** シャシー開発部　　*** 車両性能開発部

1.3　新開発マウントシステム

エンジンの加振力を車体へ伝えない従来技術としては、大型の防振サブフレームが有り（図3）、また、100Hz 以下の低周波においては、そのサブフレームの剛体共振の影響を排除するために、大型のアクティブコントロールマウント（ACM：Active Control Mount）を用いていた。この時に、ACM は、高い制御力が必要となり、液封マウントの液中共鳴を用いて、制御力を増大させるため、ACM そのものが大型化して、重量増の懸念が有った。

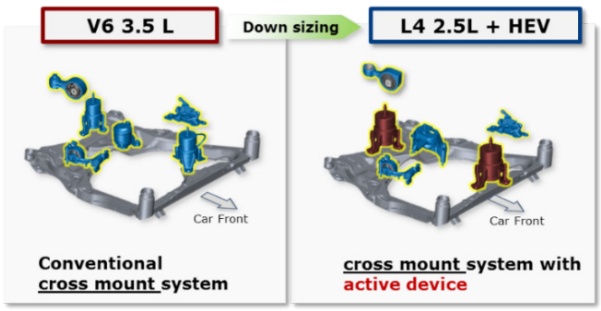


図 3　従来型防振サブフレームとアクティブマウント

一方、コストの観点からは、簡素なソレノイドアクチュエータが主流である。エンジンの基本次によるこもり音発生を抑制するために、エンジン加振力を打ち消す制御力が必要であるが、その駆動原理からくる高調波を流体オリフィスで抑えているため、100Hz 近傍やそれ以上の周波数の出力はかなり小さく、高周波側に制御の限界がある。

1.3.1　新マウントシステムの創案

走りの楽しさを生む V6 以上の高トルク（390Nm）と燃費向上（V6 比　約 30%改善）の両立を狙いとして、満を持して開発したのが、どんな運転状態でも理想の燃焼を実現する可変圧縮比エンジン（VCR）である（図4、5）。これは、技術者の永年の夢を実現する理想のエンジンとなったが、静粛性に関しては、前述した様に、従来の DST 以上に課題が増大した。

通常燃費の良いエンジンは、圧縮比が高くトルクを出せないものであるが、燃費が良く高周波の加振力が入る VCR は、トルクデマンド要求が強い時には、ターボ全開過給が可能な低圧縮比で運転されるため、それを支えるマウントは、今まで以上に剛にしっかりエンジンを支持する必要が有る。それは、結果、エンジンの高周波の加振力 (図2) を、今まで以上に車体へ伝えてしまう。

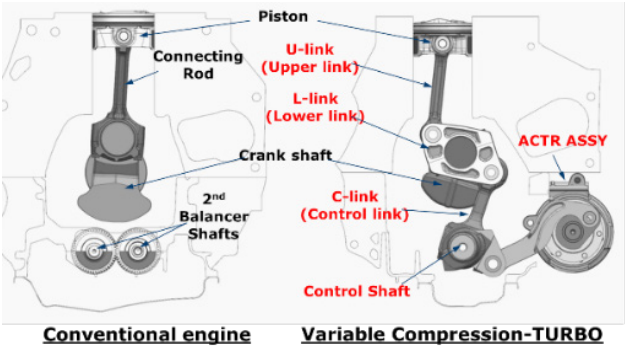


図 4　可変圧縮比エンジン機構（VCR）

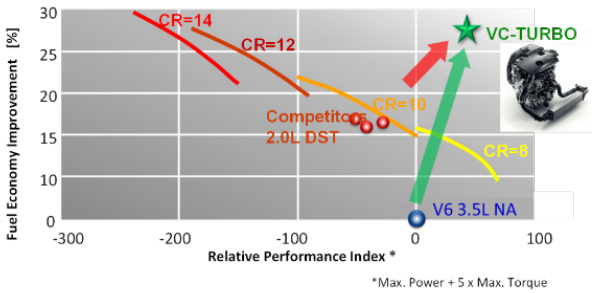


図 5　VCRの動力性能と燃費性能の両立

そこで、これまでに無い、新しいマウントコンセプトを創案した。図 6 がその概要示す。従来トルクロッドでは、大きなエンジントルクを受けとめるために、インシュレータ剛性も高く、トルクロッド共振が 700H z 程度にあったが、後述するインシュレータの設計工夫によって、大トルクを支えながらも、ロッド固有値を低周波化して、加速時騒音域を防振領域とし、大幅な車体への加振力低減を実現した。

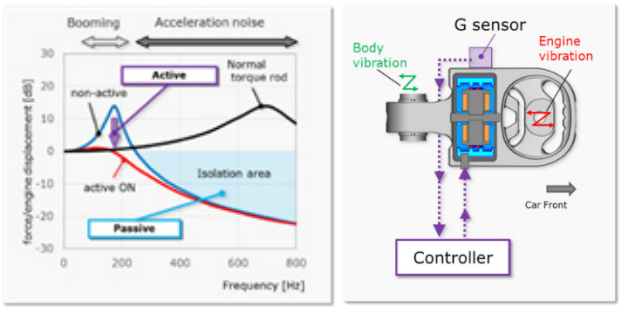


図 6　新アクティブマウントコンセプト

また、こもり音領域へ低下した共振をインシュレータの減衰増大で対応すると、改善した防振領域が消失してしまうために、アクティブに制振することでこれを解決した。

エンジンから入力される振動を、図 6 右側に示す様に、エンジン側のインシュレータで減衰した上で、トルクロッド本体の振動速度に比例する制御力を付与することで、物理的にでは無く、電気的にトルクロッドの減衰を増大させて共振を制振した。

1.3.2　公理的設計

開発に役立ったのは、公理的設計の活用である。トルクロッドに求められる要求機能は、①エンジンが発生するトルクをしっかり支えること②急速燃焼で増加した高周波加振力を、車体へ伝えないこと③エンジンのトルク変動で、ロッド共振が励起されないこと。の３点で有るが、通常、これらを実現する設計解（変数）は、相互に関係しあい機能が相反してしまう。これを、機能と設計変数が一対一対応する独立した設計解（変数）で、要求を満たせる定式化を進めた。また、一つの要求機能を複数の設計変数で実現する場合は、可能な限り、設計変数の統合を行い、自動的に要求機能を満足する様にした（独立公理、情報公理の活用）。

図 7、8 に設計例を示す。エンジンが発生する大きなトルクを保持するためには、エンジン側のインシュレータを用い、ロッド共振を低下させるためには、車体側インシュレータを用いることで、機能①と②を両立出来た。図を詳細に見ると分かることだが、図 8 の（a）は、k2（車体側剛性）に対して、等高線が横縞であるが、（b）は、k2 に対して、縦縞となっていて、関係性が直交し、独立関係にあることが分かる。関係性を定式化（式1、2）することで、これらの特徴を見出すことが出来た。

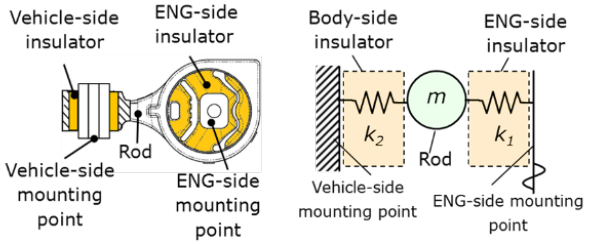
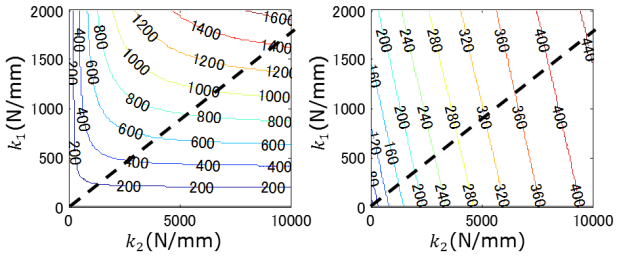


図 7　トルクロッドの振動モデル



（a）トルク支持剛性マップ　　（b）ロッド共振周波数マップ

図 8　トルク保持機能（高剛性）と防振機能（低剛性化）の両立

また、インシュレータの減衰特性を使わずに、（1）~（3）式の定式化に基づき、ロッド共振を慣性マスアクチュエータで制振するのも独立設計となっている（図9）。即ち制御力によって、影響が有るのは、共振振幅のみで、高周波の防振性能を悪化させない。

具体的にトルクロッド共振振幅を低減させる方法を数式に基づき説明する。式（5）に示す計測したトルクロッド振動速度に比例する制御力 *Fcont* を減衰力としてトルクロッドに内蔵した慣性マスアクチュエータから発生させ、共振を抑制させる速度フィードバック制御構成を考えた。

この制御力を式（3）に作用させると、式（6）となり、整理すると式（7）となる。防振領域に影響が有る分子には、フィードバックゲイン *G* は存在していなく、共振を表現する、右辺分母の減衰項に、速度に比例するフィードバックゲイン *G* が作用でき、共振を抑制できる。

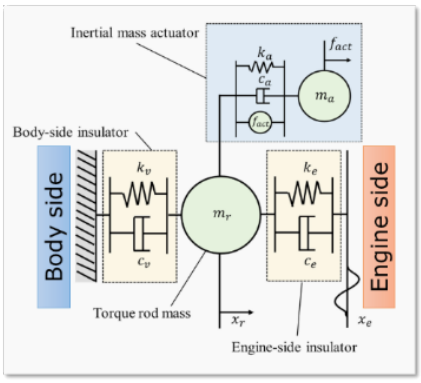


図 9　アクティブトルクロッドのモデル図

$$k_t = 1/(1/k_1 + 1/k_2) \quad (1)$$

$$f_t = \frac{1}{2\pi}\sqrt{(k_1 + k_2)/m} \quad (2)$$

$$m\ddot{x}(t) + (c_1 + c_2)\dot{x}(t) + (k_1 + k_2)x(t) = k_1 x_{eng}(t) + c_1 \dot{x}_{eng}(t) \quad (3)$$

$$\frac{F_{trod}}{X_{eng}} = \frac{(c_2 S + k_2)X}{X_{eng}} = k_t(S)$$

$$= \frac{c_1\ c_2 S + k_1\ k_2}{mS^2 + (c_1 + c_2)S + (k_1 + k_2)} \quad (4)$$

$$F_{cont} = -G\dot{x}(t) \quad (5)$$

G ：Feedback gain

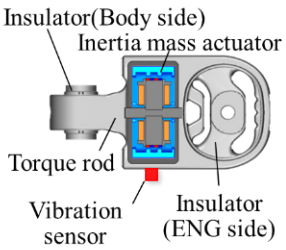
$$m\ddot{x}(t) + (c_1 + c_2)\dot{x}(t) + (k_1 + k_2)x(t) = k_1 x_{eng}(t) + c_1 \dot{x}_{eng}(t) + F_{cont} \quad (6)$$

$$\frac{F_{trod}}{X_{eng}} = \frac{c_1\ c_2 S + k_1\ k_2}{mS^2 + (c_1 + c_2 + G)S + (k_1 + k_2)} \quad (7)$$

2. 技術の有用性

燃費向上のためのＤＳＴや高圧縮比化は、エンジン加振力を増大させ、こもり音や加速時騒音を悪化させる。図１０

に示すトルクロッドにアクチュエータを組み込んだアクティブ制振機構により、トルクロッド単体でのコンセプト検証を実施した（図11）。



	Specificaton
Weight of ATR	3kg
Stiffness of body side insulator	210N/mm
Stiffness of ENG side insulator	3500N/mm
Size of inertia mass actuator	40mm×40mm ×80mm

図 10　アクティブトルクロッド構造（諸元）

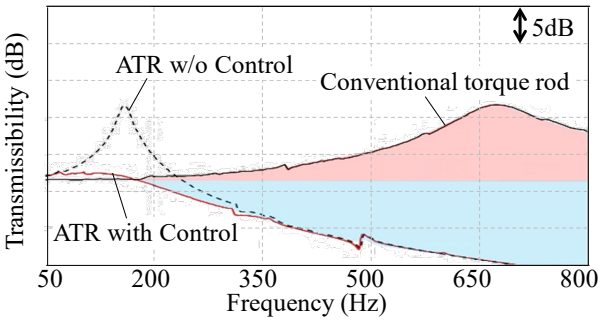


図 11　トルクロッド単体でのコンセプト実証

試験方法はトルクロッド単体のエンジン側インシュレータに、一定の加振力を入力し、その時の加振力に対するトルクロッド変位を制御の有無で比較した。トルクロッド固有値を200Hz 以下としたことで、従来では共振によって伝達力が増大していた周波数領域が防振領域となり、伝達力を大きく改善できている。

また、共振周波数において減衰を付与しているにも関わらず、300Hz 以上の伝達特性は制御無の場合と一致しており（赤実線）、防振性能を劣化させることなく、共振ピークレベルを低減できることが実機においても確認できた。一つのシステムで低周波化から高周波まで対応できた画期的な技術である。

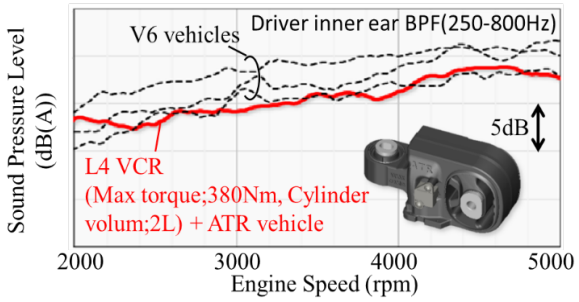


図 12　ATR による車室内加速時騒音効果

次に、ATR を V6 と同等トルクが出力できる L4 の VCR エンジンを搭載した実車に組込み、車室内の運転席耳位置での音圧を計測した。図12に全開加速時の車内音を示す。ATR の振動遮断効果によって、V6 搭載の車両と比較し、同等のレベルを実現できている。また、従来の ACM 技術対比で40％（8kg）の軽量化を実現した。

更に、車体への加振力を大幅に低減できた結果、従来のペンデュラムマウントの適用領域を大きく拡大できた（図13）。

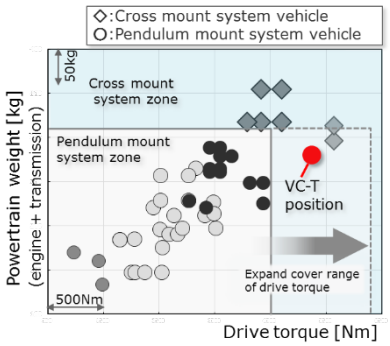


図 13　エンジンマウントシステムの適用領域の拡大

なお、本技術は、速度に比例する制御力を活用したシステムであるが、将来的にはアクチュエータから発生する制御力を、変位に比例する力とすると、インシュレータ剛性を変化させられる。また、加速度に比例する制御力は、質量を変化できるので、ロッドの固有値を自由自在に変化させることも将来的に可能である（図 14）。

このことは、究極の熱効率追求によって、高周波の加振力が増大したり、エンジンそのものの軽量化を推進しようとした時に、静粛性向上の可能性を高める。また、プラットフォーム変更等により、部品ごとの共振周波数を一致させない工夫など、これまで制約になっていた固有値配置設計から解き放たれ、より狙いとする制御の重点化や、共用化が可能となり、ひいては、更なる静粛性向上に繋げられる。

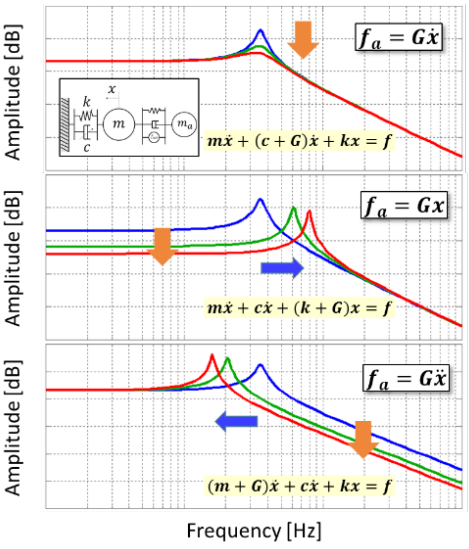


図 14　制御自由度の増大

3. 技術の新規性・独創性・革新性

3.1　トルクロッド内臓の世界初小型慣性マスアクチュエータの実現

従来の ACM に用いられていたソレノイドアクチュエータは、高周波の出力特性に課題がある。そもそも、ソレノイドは、吸引方向の力しか発生出来ない上、非線形のために出力波形が歪む。そこで、狙いの周波数以外の高次の力をも発生させてしまうため、これを対象構造物に伝えない工夫が必要となる。慣性マスアクチュエータとして、高周波でも素直な線形性を発揮できるレシプロアクチュエータを新規に開発した。その制御力に関する周波数特性を図15に示す。ソレノイドは、高周波で大きく制御力が低下するが、開発したレシプロアクチュエータは、高い出力と線形性を実現した。

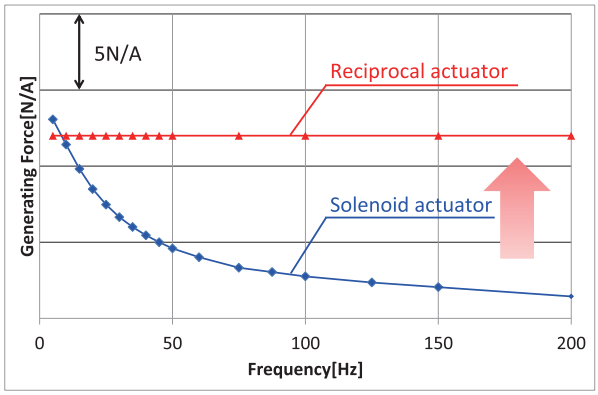


図 15　ソレノイドに対するレシプロアクチュエータの線形特性改善

ポイントは、200Hz まで、12V 電源と言う限られた投入エネルギで制御力を成立させるため、磁気回路の最適設計並びに、高周波で十分な電流を確保するために、コイルのインダクタンス低下が鍵であった。コイルの巻き数低下を前提に、永久磁石の力を最大に引き出すための、可動子と磁石のギャップ並びにギャップ形状の最適化で小形化を達成するとともに、発生推力の品質を向上させるためにレシプロモータでは磁気回路すべてを電磁鋼板（積層鋼板）で構成した。これによりソレノイドで大きな課題となっていた高周波領域で電流による発生推力の低下や推力指令に対する発生推力の位相遅れを阻止して、推力リニアリティの改善などアクチュエータとしての理想を実現したものとなっている。

次に、具体的な構造を図 16 に示す。固定子に板バネで可動子が支えられており、固定子のコイルによって発生する磁界と、磁石によって発生する磁界の両者の作用が加わる。図 17 と図 18 には、可動子に発生する電磁力や制御力を示すが、コイルに印加する電流の向きを交番させることで、磁石磁束との起磁力の偏在を交番することで、慣性マスアクチュエータとしての機能を発揮できる。

また、可動子の支持方法は、一般的なベアリングやすべり軸受けから、板バネに変更することで、小型化が図れたばかりか、耐久性に優れ、可動子の位置制御に余分な電力を消費しない。

一方、小型化が図れてはいるものの、要求制御力より、慣性質量が 400gr 程度必要となるため、インナー可動子タイプでこれを実現しようとすると、トルクロッドに組み込むことが現実的でない。そこで、可動子と固定子の関係を逆転配置することで解決した（図 19）。

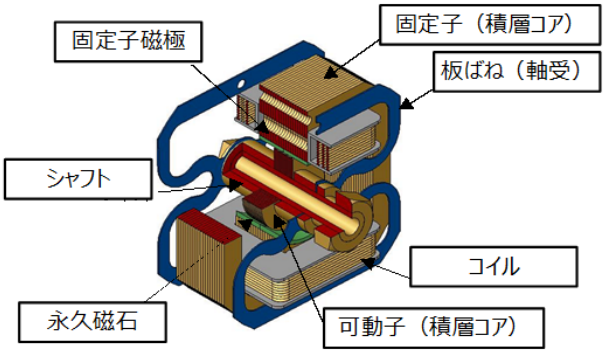


図 16　アクチュエータ作動原理（インナータイプ）

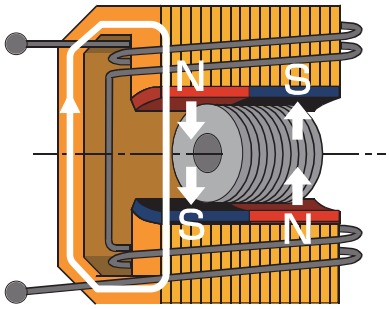


図 17　磁石磁束

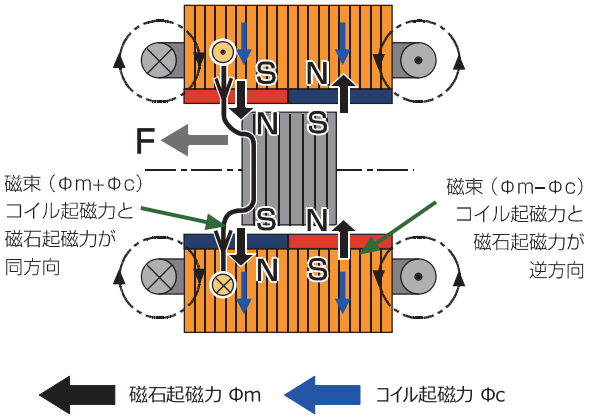
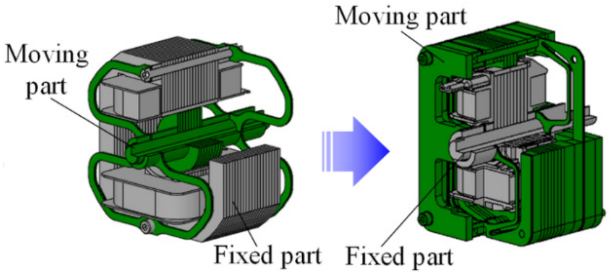


図 18　磁石磁束とコイル磁束による制御力発生原理



(a) インナータイプ　　（b）アウタータイプ

図 19　可動子インナータイプとアウタータイプ

なお、新たに採用した板バネ構造に関して、制御に影響が大きい軸方向の可動子の固有値を低く配置すると共に、ピッチング固有値を制御周波数外へ設定するために、徹底した構造解析、機構解析を実施して、最適板バネ形状を見出した。これにより、異方性剛性によって、制御には影響のないヨーモードは、制御周波数域にあるが、重要なモードは狙い通りの配置を実現した（図 20、21）。 図 21 に示す通り、紙面の奥行方向の剛性を低下させつつ、上下方向剛性を増大させて、可動子のピッチング共振を高周波へ飛ばした。

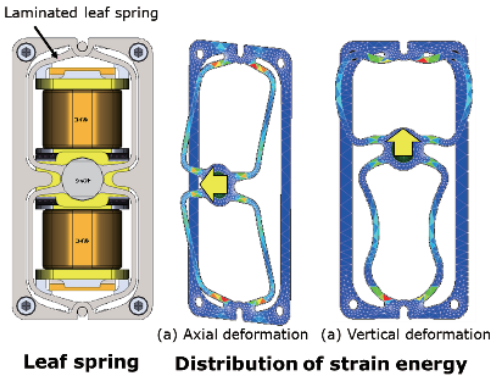


図 20　可動子支持の板バネ構造

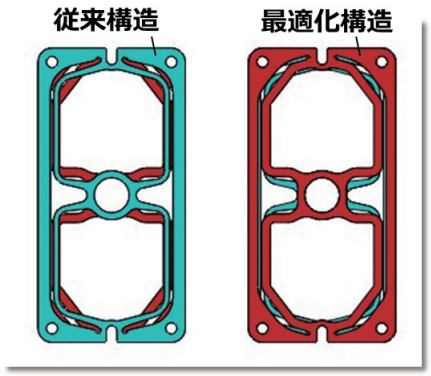


図 21　板バネ構造の最適化（異方剛性の実現）

3.2　ロッド制振制御

トルクロッド本体の振動速度に比例する制御力をアクチュエータより作用させることで、トルクロッドの共振振幅が抑制される。

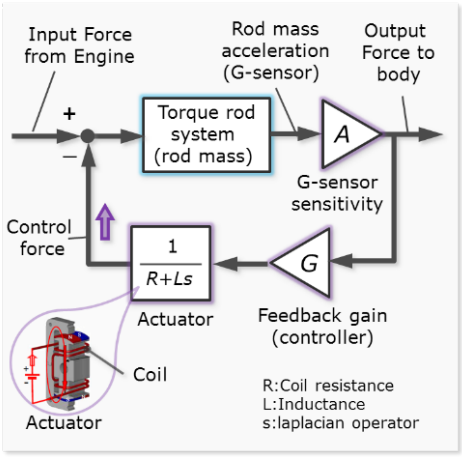


図 22　アクチュエータへの積分機能統合

通常なら速度センサを用いるか、加速度をコントローラで積分演算することで、速度を求めるところで有るが、前者は、大型化やコスト増を招き、後者は、演算遅れによる制御性の悪化や、制御周波数の制約が発生する。我々は、アクチュエータで使用するコイルに着目した。コイルの電圧入力に対する電流出力特性は、ある周波数以上では、シンプルな積分機能を発揮する。トルクロッドの加速度をセンシングして、これをコイルへの電圧入力とすることで、コントローラが無くても、自動的に速度に比例する制御を実現した。

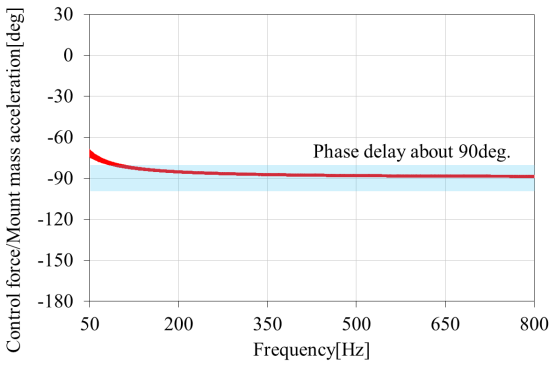


図 23　加速度センサ出力の 90°位相遅れ周波数領域

4. 技術の信頼性

前述した様に、トルクロッドの支持剛性は、エンジン側インシュレータの剛性を用いて実現し、トルクロッドの剛体固有値低下は、車体側インシュレータの剛性を用いて実現した。この時に、トルクロッドの軸方向固有値のみ低下が可能であれば良いが、軸方向以外の剛性も低下するため、トルクロッドのピッチングモード(図 24、25) も低下してくる。アクチュエータが制御できるのは、軸方向の一方向のみで有るため、実用上問題の無いトルクロッドの振動特性設計が必要である。

トルクロッドのピッチモードを大きく励起するのは、エンジンの往復慣性力による車両上下加振力であるが、VCR は、リンクジオメトリを最適化することで、バランスシャフト装着エンジン以上に上下力をキャンセルできる。しかしながら、エンジンのロール振動による加振力ベクトルとトルクロッド軸方向を、完全一致させることは困難であり、トルクロッドのピッチモードを励起しない工夫を入れた。一つは、車体側インシュレータに減衰力を適度に加え、ピッチ共振を抑えつつ、発生したピッチ振動を、トルクロッドの前後振動として、誤検出しないセンサ取り付け位置を決定した（図 24）。

更に、ロッドの主要寸法で、ピッチモードを定式化して、どの因子が重要かも見極めた。最も難しい点は、トルクロッドの軸間距離が、エンジンのプリロードによって変化するために、ピッチング振幅を表すこの方程式は、プリロード関数の非線形方程式であると言うことである。そこで、定式化に基づく数値解析によって、トルクロッドの慣性モーメント（I）や質量（m）と、トルクロッドの重心からエンジンと車体への取り付け点距離(a と b)を変数として、最適化解析を実施した。基本的な考え方として、I=mab の関係をいかなる負荷条件においても成立する様にした結果、目標の動バネ定数を達成するインシュレータ形状を見出した（図 26、27）。

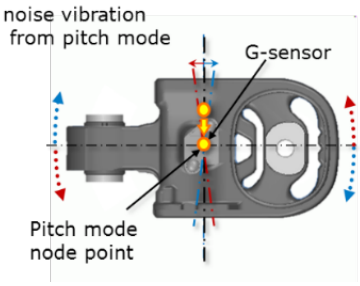


図 24　加速度センサ設定位置

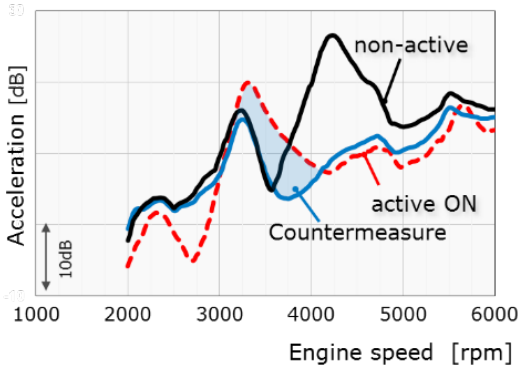


図 25　加速度センサ適正設置によるロッド振動低減

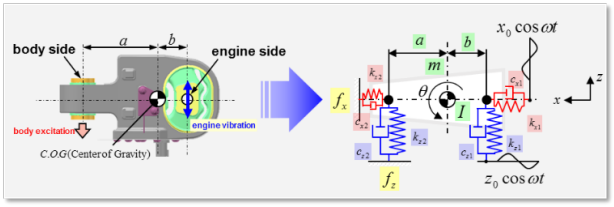


図 26　ピッチング振動計算用トルクロッド振動モデル

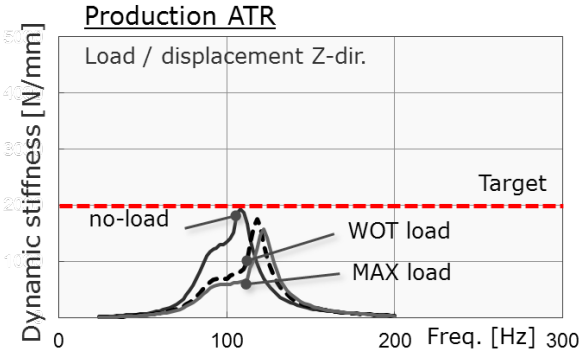


図 27　ピッチング動剛性の負荷別周波数特性

また、ロッド振動速度を検出して、減衰力を付与する制御であるため、エンジン負荷によって、ロッドの共振周波数が変化しても、それに応じた減衰力を作用させることが出来て、ロバストな制御システムであることを検証できている。

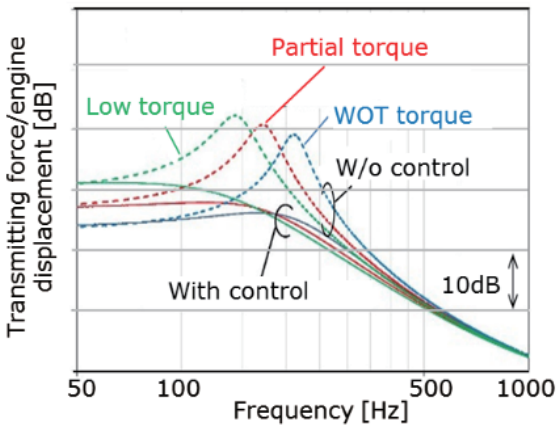


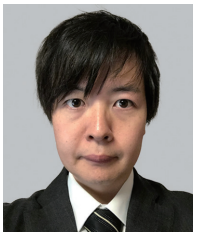
図 28　エンジン負荷に対する制御のロバスト性

受賞者


金堂　雅彦


谷村　浩史


山内　亮佑


小穴　祐太

受賞

2020 年　自動車技術会賞　技術開発賞

金堂　雅彦　　谷村　浩史　　小穴　祐太

2019 年　日本機械学会賞（技術）

金堂　雅彦　　谷村　浩史　　山内　亮佑

受賞：2020 年 市村産業賞 貢献賞

世界初、100%エンジンで発電し、100%モーターで走行するパワートレインの開発

仲田　直樹 *　　羽二生　倫之 *　　木村　誠 *

抄録　　モータ駆動の特長を生かした走りの良さをより多くのお客様に提供することを目指して e-POWER を開発し、新型ノートに搭載した。駆動システムは日産リーフと同じ制御構成とし、モータ駆動 制御技術や部品を共用した。さらに e-POWER Drive という走行モードを開発し、アクセルペダル操作のみで 車速の加減速コントロールが容易にできる新しい運転感覚を実現した。

1. は じ め に

e-POWER は日産の戦略的な技術軸の一つである電動化の一環として開発した、新しい電動パワートレインである。コンパクトカーへの適用を目指し開発を進め、今回新型ノートへ搭載した。本稿では e-POWER の開発の狙い、概要、システム設計、および新たに開発した走行モード “e-POWER Drive” について解説する。

2. 開発の狙い

2010 年に発売した 100% 電気自動車（EV）の日産リーフは航続可能距離の延長や運転性の向上などの進化を続け、全世界に 20 万台以上を販売している。日産リーフはゼロ車速から最大トルクが発生でき、広い車速範囲において固定変速比で直接駆動力を発生できる特長を生かしたモータ駆動による走りの良さが好評を博している。この走りの良さをさらに多くのお客様に提供することを目指し、コストやパッケージングの観点からもコンパクトカークラスに 搭載できるパワートレインとして e-POWER を開発した。

3. e-POWER の概要

3.1　システム構成と主な仕様

いわゆるシリーズハイブリッド方式に分類される e-POWER の最大の特徴は、駆動系と発電系がメカニカルに分離されていることである。システム構成を図 1 に示す。

e-POWER システムは、VCM (Vehicle Control Module) によって制御される。VCM は、MC (Motor Controller)、GC (Generator Controller)、BMS (Battery Management System) および ECM (Engine Control Module) と連携し、常に最適な発電によるエネルギマネジメントと駆動力制御を行う。

駆動系と発電系がメカニカルに分離されているという特徴により、①駆動系の基本コンポーネントや制御は EV の技術を流用でき、駆動力は 100% 駆動モータで発生する、②発電用のエンジンは走行状態に寄らず自由に回転数とトルクの設定が可能、という二つの大きな特長を持つ。①により EV と同様のモータ駆動による走りの良さを提供でき、②によりエンジン効率の良い動作点で運転し燃費向上が図られ、また音振上有利なエンジン動作をさせることができる。外観を図 2 に、構成ユニットの主な仕様を表 1 に示す。

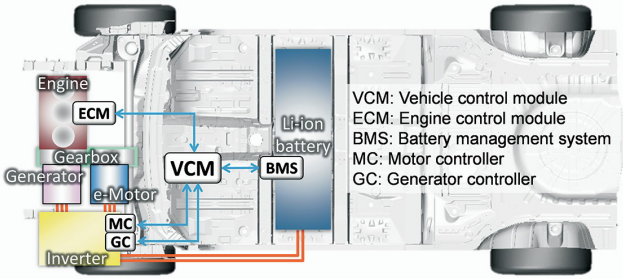


図- 1　システム構成

Fig. 1　Configuration of e-POWER system

* パワートレイン・EVプロジェクトマネージメント部



図- 2　e-POWER 外観

Fig. 2　Appearance of e-POWER

表- 1　構成ユニットの主な仕様

Table 1　Specifications of e-POWER components

Drive system	Motor power	80 kW
	Motor torque	254 Nm
Generating system	Generator power	55 kW
	Engine type	Gasoline L3
	Engine displacement	1.2 L
Battery	Type	Li-ion
	Capacity	1.47 kWh

最高出力と最大トルクは現行日産リーフと同スペックである。図 3 にノート・e-POWER と他方式ハイブリッド車 A、B の加速特性を示す。

ノート・e-POWER は日産リーフと同様、他方式ハイブリッド車 A、B に比べ加速レスポンスが良く、G の立ち上がりが早くスムーズな加速が実現できている。

発電系は、ノート ICE (Internal Combustion Engine) 車にも搭載されている HR12DE をベースに発電専用にモディファイしたエンジンと発電モータの組み合わせで構成される。バッテリはリチウムイオンタイプで、クイックな加速レスポンスを実現するために、高出力タイプを採用した。駆動モータ、発電モータ、インバータはエンジン冷却システムとは独立した水冷システムを有し、リチウムイオンバッテリはパック内に専用の空冷システムを搭載する。

3.2　パッケージング

図 4 に、バッテリを含めた e-POWER の車両レイアウトを示す。

ギヤボックスは、モータ駆動用減速機とエンジン発電用増速機の 2 系統ギヤトレインをワンパッケージに収めてい る。このギヤボックスを介して駆動系と、エンジンを含めた発電系は一体に組み立てられている。インバータはパワートレインとは別体で車体に固定され、駆動モータおよび発電モータとはそれぞれ三相ハーネスで接続されている。バッテリパックは、前席シート下に配置できるようコンパクトな設計としている。前席シート下に配置すること により、乗員スペースに影響を与えず、ICE 車とほとんど変わらないキャビンおよびラゲッジスペースを実現できた。また、ICE 車と共通の骨格内側にバッテリパックを配置したので、新たな骨格部材を追加することなく高電圧部品保護と乗員安全を両立できる。これらにより B セグメントのコンパクトなプラットフォームであるノートへの搭載 を実現した。

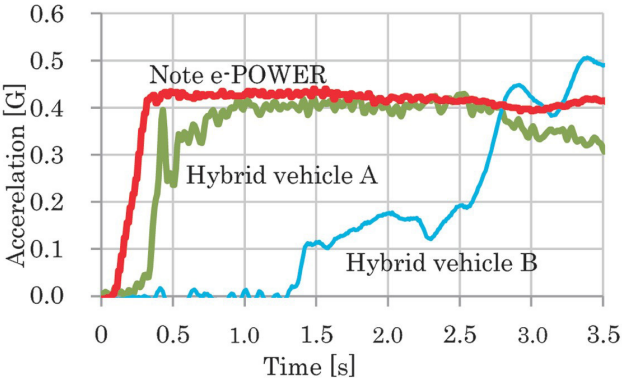


図- 3　停車時からの加速特性（スロットル全開時）

Fig. 3 Acceleration G at standing start（wide open throttle, WOT)

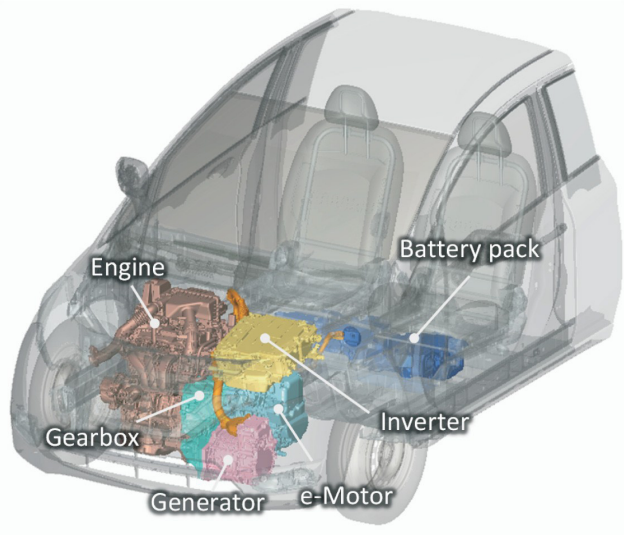


図- 4　e-POWER の車両レイアウト

Fig. 4　In-vehicle layout of e-POWER system

3.3 e-POWER 制御システム構成

e-POWER の基本構成構想は、駆動モータ、インバータ、リチウムイオンバッテリ、充電器で構成される EV に対し、発電用のエンジンと発電モータを追加し、リチウムイオンバッテリの容量を減らし、充電器を削除する、というものである。この構想を基に設計した制御システムの構造を、日産リーフと比較し図 5 に示す。

制御システム構造における日産リーフとの対比においては、充電システムを発電システムに置き換えるため OBC (On Board Charger) を取り除き、ECM と GC に置き換えている。駆動システムは、日産リーフと同じ制御構成である。この制御システム構造により、日産リーフで築き上げたモータ駆動制御技術と部品を共有できた。

4. システム設計

4.1 基本システム設計理念

e-POWER システムは、代表的な走行シーンにおいて、リチウムイオンバッテリからの供給電力のみで走行できるポテンシャルを持たせた (図 6 の青点と緑点)。また、山岳路などの高負荷連続運転では、発電モータから電力を供給して走行する設計とした (図 6 の赤点)。このバッテリと発電モータの供給電力を合わせることで、日産リーフ同様の力強い加速を可能としている。

4.2 トップレベルの燃費

e-POWER に搭載した HR12DE エンジンの燃料消費率と、実用燃費モード (お客様の市場での使われ方を代表した走行モード) でのエンジン動作点頻度を図 7 に示す。駆動系とエンジンが完全に独立していることを活用し、駆動系の状態にかかわらず、各種要求 (動力・運転性・音振・排気・熱・暖房・ブレーキ負圧・部品保護・診断など) の許容範囲内で最も燃費が良い動作点を選ぶよう、VCM にて各コンポーネントの目標値を演算している。その結果、同セグメントの他車と比較して、圧倒的に高い頻度で最良 燃費点 (2400rpm、70Nm 付近) での運転を実現した。

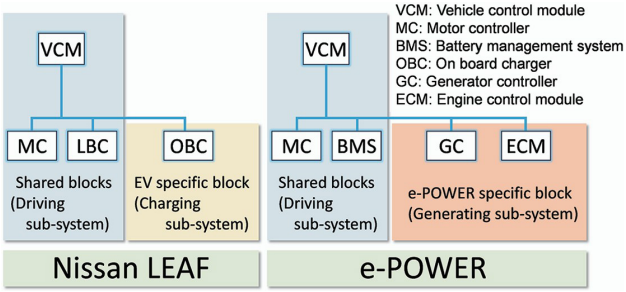


図- 5 制御システム構造比較

Fig. 5 Comparison of control systems

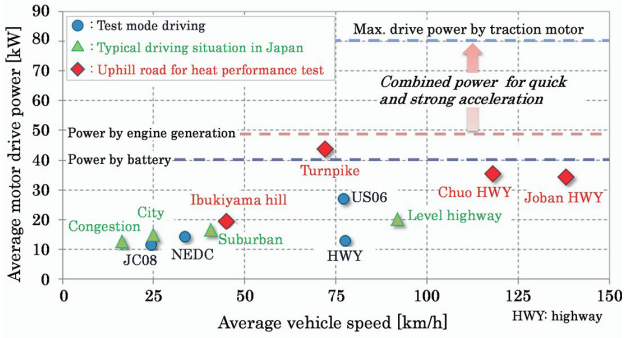


図- 6 エネルギ消費／供給のバランス

Fig. 6 Energy consumption and power generation balance

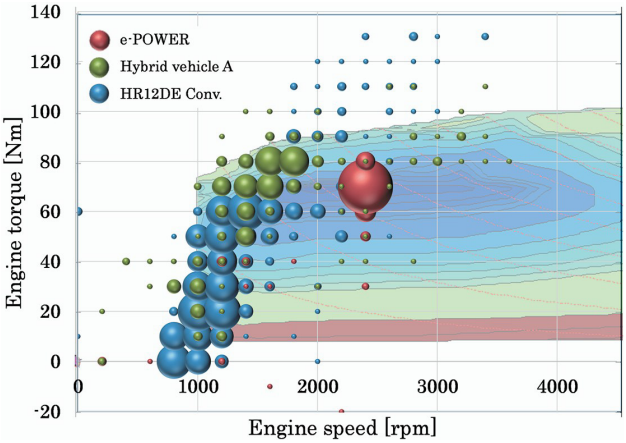


図- 7 実用燃費モードでのエンジン動作点頻度

Fig. 7 Operating point for real-world fuel economy (Nissan's definition)

4.3 EV のような静粛性

EV のような静粛性を実現するために、EV 走行領域、すなわちリチウムイオンバッテリからの供給電力のみで走行できる領域を設定するに当たり、日本市場での走行頻度が高い中低速領域をカバーでき、かつ他ハイブリッド車よりも広くなるようにした (図 8)。さらに高速領域においても、リチウムイオンバッテリの SOC (State Of Charge) が高い場合は、可能な限り EV 走行を継続し、一方で SOC が低くなった際には、暗騒音に対してエンジン音が目立ちすぎない程度に発電して、リチウムイオンバッテリに充電する設計とした。

図 9 に市場でのお客様の使われ方を代表した走行モード (市外路・山岳路・渋滞路・高速路などの走行を包含) での各車速帯における EV 走行割合を示す。走行時間に対して、25km/h 以下において約 90%、25 ～ 50km/h において約 50% と、中低速領域で高い EV 走行割合を実現している。

4.4　走行シーンに適したエンジン回転数の設計

図 10 に、車速と加速度 G に応じて設計した、エンジンの目標回転数を示す。全車速を通じ、できる限り燃費の良い回転数（2400rpm 付近）に留まるよう設計した。ドライバがアクセルを強く踏み込んだ際には、エンジン回転数を加速感に合わせて高回転まで上昇するよう設計した。また、加速時に大電力が必要となる高車速域では、エンジン 回転数を高めにしておき、次の加速に備えている。

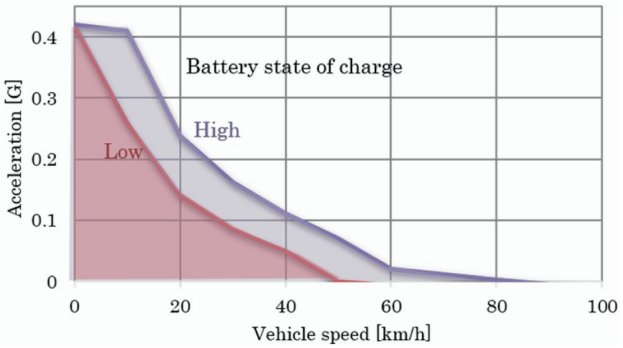


図- 8　車速とバッテリ残容量に応じた EV 走行領域

Fig. 8 Scope of EV driving depending on vehicle speed and battery state of charge

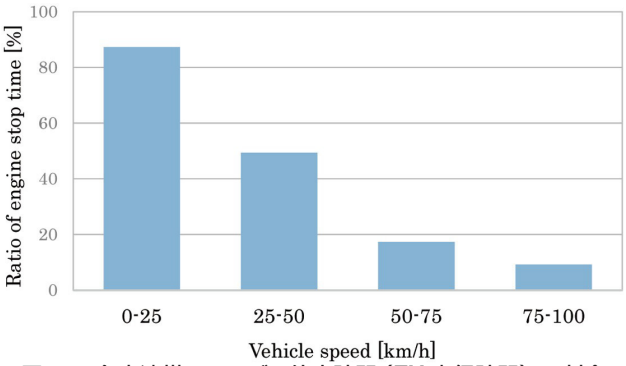


図- 9　各車速帯のエンジン停止時間（EV 走行時間）の割合

Fig. 9 Ratio of engine stop time (EV time) in each vehicle speed range

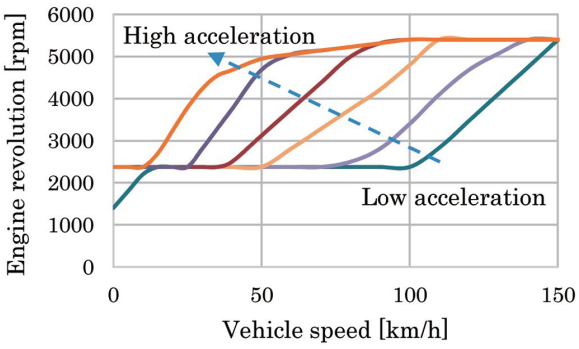


図- 10　目標エンジン回転数

Fig. 10　Target engine speed

5. 新しい運転感覚を提供する “e-POWER Drive”

e-POWER は駆動力源としてモータのみを使用していることを生かし、新たに強回生システム、勾配補正、低μ路 スリップ抑制制御などを組み合わせ運転性と燃費を両立させた運転モードを設定した。これを “e-POWER Drive” と呼び、お客様に訴求している。ここではこの走行モード での各制御とその効果について説明する。

5.1　e-POWER Drive が提供する新しい運転スタイル

e-POWER Drive はアクセルペダル操作のみで市場走行の約 90% を走行可能とした、新しい運転スタイルを提供するものである。これには、①アクセルペダル操作で減速のために発生させるコーストトルクを設計すること、②車両停止まで減速度コントロールが容易にできること、という二つの要素が必要である。

①のコーストトルク設計に関しては、駆動モータで走行する強みである設計の自由度を生かすことで、図 11 に示すように市場で発生する 90% 以上の減速度をカバーすることが可能となった。その結果、アクセルペダル操作のみで十分な減速が行えることとなり、減速時のブレーキペダル踏みかえ操作を軽減することができた。

②の減速度コントロールの容易性に関しては、アクセルペダル操作で減速する際の、ドライバ操作の分析結果から、前車追従走行などで発生する足首操作による微小な減速、交差点停止などで発生する膝を使っての減速、前車との車間が詰まり過ぎた際のアクセルペダルの OFF 操作による減速、と三通りあることに着目した。これらの操作とドライバ要求減速度を組み合わせることにより、図 12 に示すように、e-POWER Drive ではアクセルペダル操作のみで、ICE 車のブレーキ操作で減速しているかのような扱いやすい減速度のコントロール性を実現している。

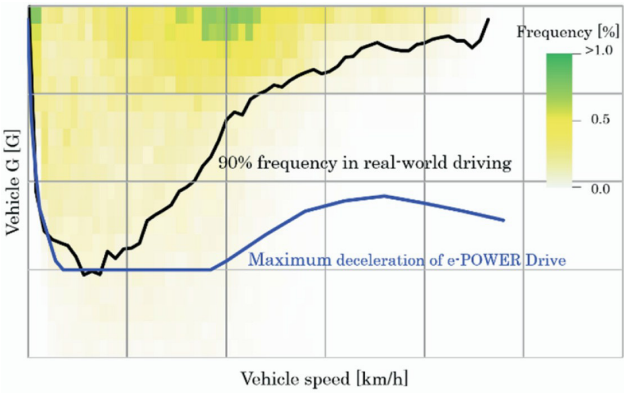


図- 11　市場減速度頻度と e-POWER Drive の減速度特性

Fig. 11 Real-world deceleration frequency and deceleration G characteristic of e-POWER Drive

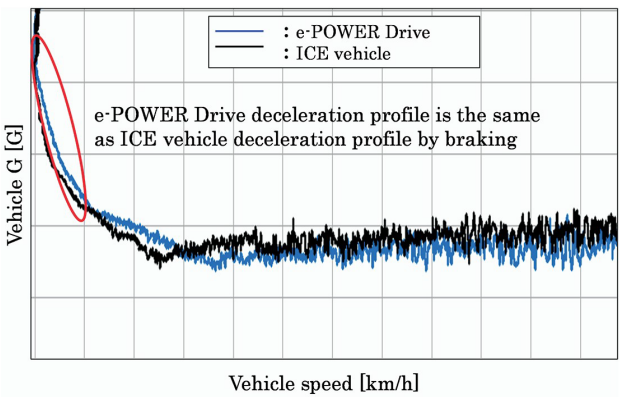


図- 12　減速度プロフィール

Fig. 12　Deceleration profiles

また、加速／減速コントロール性が良い、一定速走行しやすい、アクセルを踏み続けても疲れにくい、の 3 点を実現するため、加速度がゼロとなるアクセルの中立開度を以下の考えを基に設計した。

・加速をする際に、運転姿勢が安定するアクセル踏力
・減速をコントロールするために十分なアクセル開度
・自然とアクセルを踏んだ際に到達するアクセル開度

さらに、e-POWER Drive の魅力を向上させるため、勾配補正制御、低μ路スリップ抑制制御、グライディング制御を織り込んでいる。

5.2　e-POWER Drive を支える様々な制御

5.2.1　勾配補正制御

駆動力制御系により、時々刻々と変化する路面情報を検出し、これをもとに勾配を推定してトルク補正を行っている。これを勾配補正制御と呼ぶ。この制御により、登降坂路においても平坦路と同じアクセルペダル操作で発進／停止が行えるようになる。特に下り勾配において、トルク補正を行わない場合は減速度が足りず、ブレーキによる車速コントロールが求められるが、本制御により -3% 勾配までであれば、アクセルペダル操作のみで車速コントロールが可能となっている。図 13 に勾配補正制御の効果を示す。(a) は平たん路でアクセルペダルを全閉にした状態で、ドライバの駆動力要求と車両駆動力が一致し、車速がゼロになり停止できていることを示す。一方 (b) は -2% 勾配で同じようにアクセルペダルを全閉にしているが、ドライバの駆動力要求に対し、車両駆動力は勾配補正制御によってそれより低い値（勾配と釣り合うトルク）で、車速ゼロとなっている。

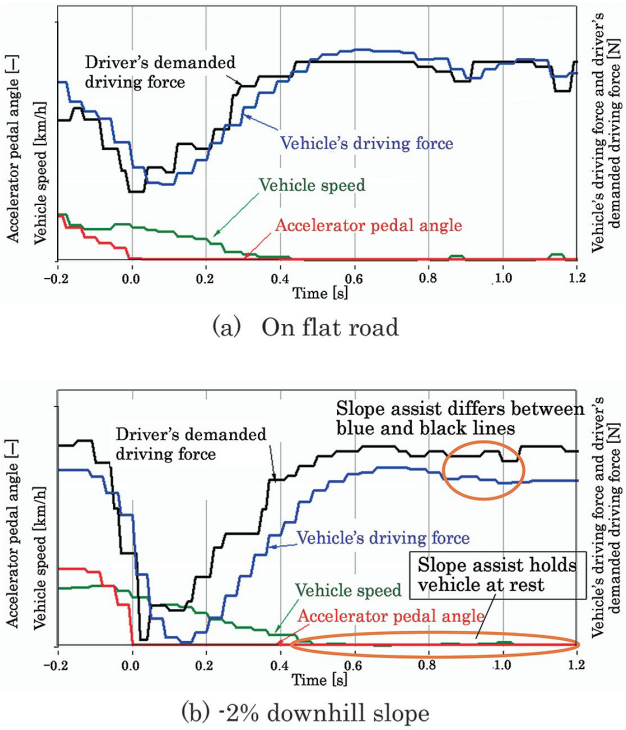


図- 13　勾配補正効果

Fig. 13　Experimental results for effect of slope assist

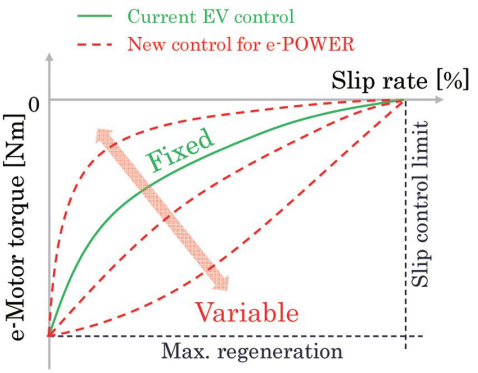


図- 14　スリップ率－コーストトルク特性

Fig. 14　Slip rate-coasting torque characteristic

5.2.2　低μ路スリップ抑制制御

e-POWER Drive は日産リーフに対し大きなコーストトルクを得ながら低μ路での安定性を維持するため、制御の改良を行った。

具体的には、図 14 に示すように従来はスリップ率に応じてコーストトルクを制限していたが、e-POWER では規範モデルよりスリップ率変化に応じたコーストトルクとなるよう、同じスリップ率でもコーストトルクを変化できるようにしたことである。

上記改良した制御により、図 15 に示すように日産リーフより大きな減速度を扱った場合においても、安定した減速が行えている。

5.2.3　グライディング制御

微小なアクセルペダル操作において、加減速を繰り返すことによって電力の入出力が発生する。この際の微小なエネルギ変換を削減することで、燃費向上が図られることに着目した。具体的にはドライバ操作、車速情報から前車追従のような一定速走行からの軽微な減速意図を検知し、モータトルクを 0Nm 化することである。上記制御により、無駄な電力の入出力を抑制し、かつ無駄な減速を抑制することで、燃費向上につなげるものである。その効果は市街地走行において、約 3 ～ 4%の効果をもたらしている。図 16 にグライディング制御の有無による、モータトルク 動作点頻度の差を示す。

以上のように、駆動モータで走行する強みである設計の自由度を生かしたコーストトルク設計や、様々な制御技術により、新型ノートでは新しい運転感覚と良燃費を提供する運転モード “e-POWER Drive” を実現した。

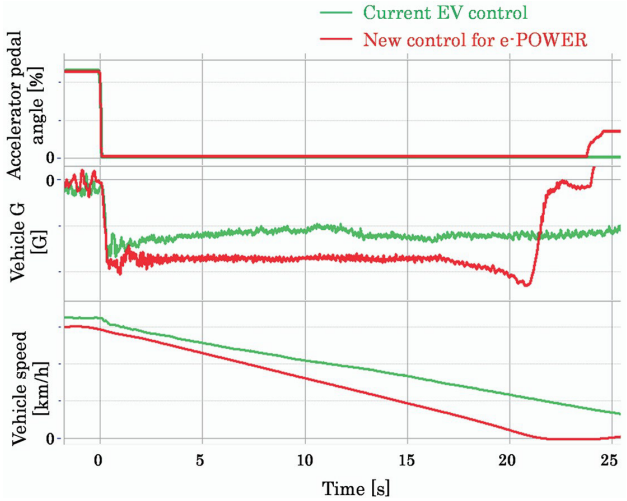
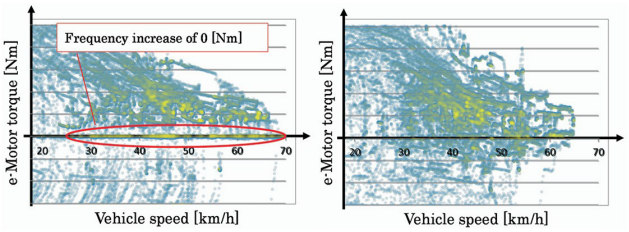


図- 15　低μ路減速プロフィール

Fig. 15　Deceleration G profile on low- μ surface



(a)　With gliding control　　(b) Without gliding control

図- 16　モータトルク動作点頻度

Fig. 16　Operating point for e-Motor torque

6. ま と め

モータ駆動の特長を生かした走りの良さをより多くのお 客様に提供することを目指して e-POWER を開発し、新型 ノートに搭載した。そのために、駆動システムは日産リーフと同じ制御構造とし、モータ駆動制御技術や部品を共用した。また、e-POWER Drive という走行モードによるアクセルペダル操作のみで、車速の加減速コントロールが容易にできる新しい運転感覚を実現した。

最後に、この新型パワートレイン “e-POWER” の開発にあたり、多大なご協力をいただいた社内外の皆様に、深く感謝の意を表す。

参 考 文 献

1) S. Nakazawa et al.: The Nissan LEAF electric powertrain, 32nd International Vienna Motor Symposium (2011).
2) H. Shimizu et al.: Development of an integrated electrified powertrain for a newly developed electric vehicle, SAE Paper No. 2013-01-1759 (2013).
3) T. Nakada et al.: The New Electric Powertrain on the 2013 MY Nissan LEAF, 34th International Vienna Motor Symposium (2013).
4) 福永洋輔ほか:日産リーフ向け高応答加速度制御の開発、日産技報、No. 69・70、pp. 16-20 (2012).

受賞者


仲田　直樹


羽二生　倫之


木村　誠

受賞

2020 年　市村産業賞 (貢献賞)
2019 年　World New Energy Vehicles Congress
（グローバル NEV トップイノベーション技術賞）

受賞：2019 年 機械振興賞 機械振興協会会長賞

世界初量産可変圧縮比エンジンの開発

小島　周二 *　　木賀　新一 *　　茂木　克也 *　　松岡　一哉 *　　田中　儀明 *

1. はじめに

熱効率と出力の両立というエンジンに対する普遍的な要求に対し、運転シーンに応じて圧縮比を切り換えるという可変圧縮比（Variable CompressionRatio、以下 VCR）の考えは存在してはいたが、その機構や制御の難しさから実用化されなかった。今回紹介する Variable Compression Turbo（以下 VC-Turbo）エンジン（型式名 KR20DDET）は、独自の VCR システムと過給ダウンサイジング技術により、燃費性能と出力性能を同時に高レベルで達成する世界初の量産型 VCR エンジンである。

2. 開発の狙いと性能効果

エンジンは圧縮比（図 1 左）が高いと燃費志向になり、低いとパワー志向になる。本技術では、車両の運転条件に応じてその圧縮比を可変制御するため、良燃費が求められる市街地走行では熱効率が高い高圧縮比とし、瞬発的な高出力が求められる高速道路への進入や追い越しのようなアクセルを踏み込むシーンでは、一時的に低圧縮比とし、過給による燃焼室の高圧を避け、安全に車両を加速させることができるようになる（図 1 右）。VC-Turbo エンジンは、圧縮比 8 での高過給により排気量 2.0L でありながら、図 2 に示すような V6 型 3.5L を凌ぐ高トルクを実現する。さらに、この高い出力性能を前提としたダウンサイジング（排気量 3.5L → 2.0L、気筒数 6 → 4）と圧縮比 14 による熱効率向上の結果、V6 型 3.5L 比で実用燃費 27%向上を実現した（図 3）。また、低～高出力まで、運転領域のカバーレンジが、圧縮比固定の従来エンジンに比べて拡大するため、エンジン内を通過、循環する流体（空気、燃料、潤滑油、冷却水）の流量レンジも拡大する。このため、VCR による性能向上を相乗的に伸ばすべく、電動 VTC（Valve Timing Control）、電制ウェストゲート付ワイドレンジターボ、筒内直噴＋ポート内噴射併用燃料噴射システム、可変容量オイルポンプ、冷却水路切換弁などの技術を共に搭載している（図 4）。

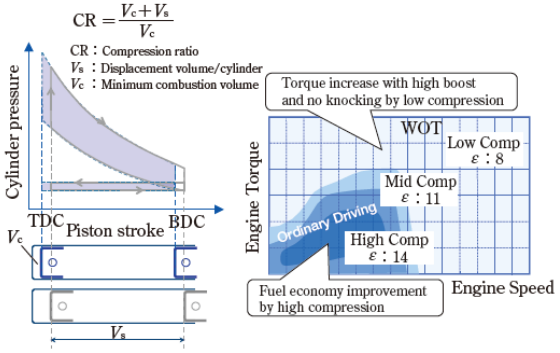


図 1　可変圧縮比による性能向上の考え方

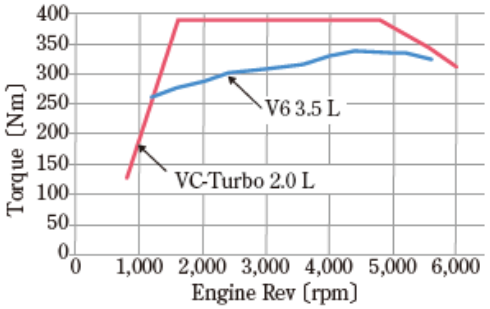


図 2　VC-Turbo エンジンのトルク曲線



図 3　可変圧縮比による性能メリット

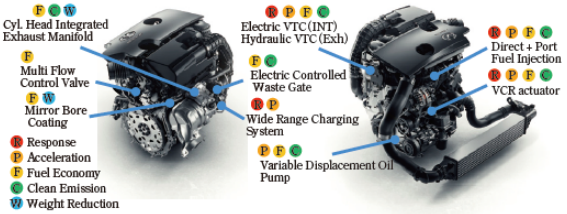


図 4　VC-Turbo エンジンの主要搭載技術

* パワートレイン・ＥＶプロジェクトマネージメント部

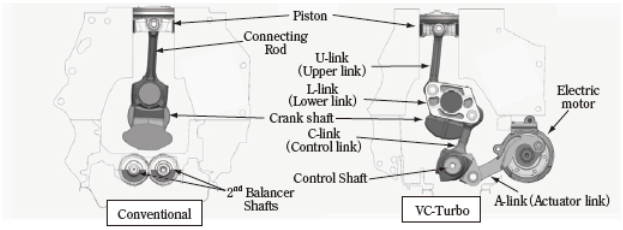


図 5　マルチリンク機構の構成

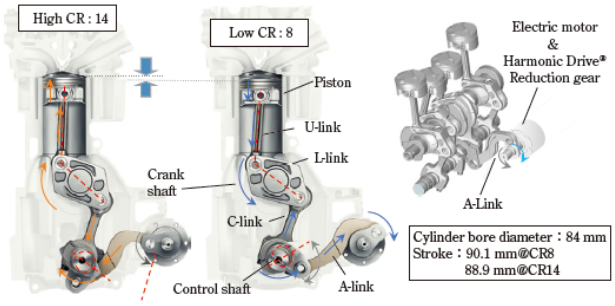


図 6　圧縮比可変方法

3. システム構成とその特徴

3. 1　マルチリンク機構と圧縮比可変方法

VC-Turbo エンジンでは、従来クランク機構（以下、従来機構）を独自のマルチリンク機構へ置き換えている（図 5）。圧縮比の調整は、偏心軸をもつコントロールシャフトの回転姿勢を変更・保持することにより全気筒同時に行う（図 6）。当該シャフトは、電子制御される電動モータと、小型・高減速・静粛なハーモニックドライブシステムズ ® 社製の波動歯車減速機で構成される圧縮比制御用アクチュエータにより、エンジンの運転条件に応じて、その回転姿勢を制御される。

3. 2　特徴的なピストン行程

従来機構のピストンの動きは、コネクティングロッドの揺動により、上死点付近で急峻、下死点付近で緩慢となり、その不釣合により慣性 2 次振動が発生する。本機構では、従来機構のコネクティングロッドに相当する U リンクの揺動による慣性 2 次振動を、倒立したもう一つの揺動リンク（C リンク）による逆位相の慣性 2 次振動によりほぼ相殺させ、前述の不釣合を縮小させている（図 7）。これにより、従来機構の直列 4 気筒で車室内こもり音対策として用いられてきた 2 次バランサ装置が不要となる。

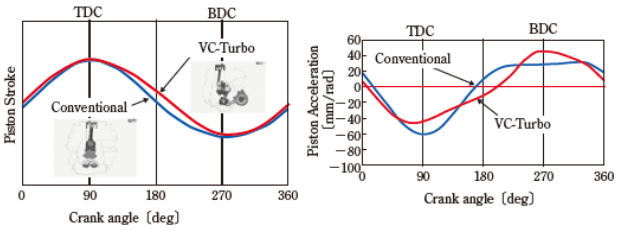


図 7　VC-Turbo と従来エンジンのピストンの動き

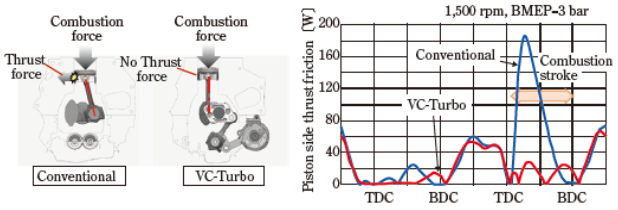


図 8　VC-Turbo と従来エンジンの
ピストンサイドスラストフリクション

3. 3　フリクション抑制効果

本機構では、燃焼圧が作用するピストン下降時に、ピストン直下の U リンクがほぼ直立姿勢を保つため、ピストン側方への荷重が減少し、そこで発生していたフリクションも大幅に低減する（図 8）。これにより、マルチリンク化による軸受部位増加に伴うフリクション増分が相殺され、従来機構と同等、もしくはそれ以下のフリクションを達成している。

4. まとめ

VC-Turbo エンジンは、19 世紀から変わらなかった車載エンジンのクランク機構を、独自のマルチリンク機構へと進化させ、過給の出力性能ポテンシャルを最大限に引き出しながら、燃費性能をも大幅に向上させた世界初の量産型 VCR エンジンとなった。本エンジンの量産化は、出力性能との相反から制限されてきた熱効率のさらなる追求や、圧縮比で制限されてきた使用燃料の多様化を促すものであり、将来の内燃機関の可能性を広げるものになることを期待する。

出　典

公益社団法人自動車技術会
自動車技術
Vol.73NO.6　文献番号 :20194478

受賞者


小島　周二


木賀　新一


茂木　克也


松岡　一哉


田中　儀明


高橋　英二

受賞

2019 年　機械振興協会　会長賞

木賀　新一　　小島　周二　　茂木　克也　　松岡　一哉　　田中　儀明

2019 年　自動車技術会賞　技術開発賞

茂木 克也　　木賀　新一　　小島　周二　　松岡　一哉　　田中　儀明

2018 年　日本燃焼学会 技術賞

小島　周二　　木賀　新一　　茂木　克也　　松岡　一哉　　高橋　英二

2018 年　日本機械学会賞（技術）

木賀　新一　　小島　周二　　茂木　克也　　松岡　一哉　　高橋　英二

受賞：2019 年 FA 財団 論文賞

電磁比例弁内のスプールに作用するクーロン摩擦力に起因した不安定振動の解析と安定化させるための設計法

山藤　勝彦 *

抄録　本稿では、電磁比例弁のクーロン摩擦力に起因する不安定振動について述べる。特に本研究では、電磁比例弁と圧力比例弁を直列に配置した油圧システムに焦点を合わせている。このシステムでは、前者の弁のスプールの変位方向はクーロン摩擦力の影響を受け、ピストンは後者の弁の下流に設定される。各弁は単体では安定しているが、組み合わせることで不安定化する。本稿では、この不安定振動のしくみを解析し、続いて振動を抑制する設計手法について研究する。本稿の解析により、この振動は、ピストン内の油の弾性変形遅れに起因することが明らかになった。この遅れは、クーロン摩擦力によるスプールの位相遅れを増大させる。提案する手法では、このクーロン摩擦力をヒステリシスで置き換えた後、記述関数法を用いてクーロン摩擦力による位相遅れ現象を表す。この記述関数は複素関数であり、非線形要素の入出力による振幅比および位相差を表している。振動要素の遅れは、クーロン摩擦をヒステリシスに変換することで線形化する。この提案手法の効果は、実機による実験および非線形シミュレーションの結果により実証している。

1. 緒　言

圧力弁とシリンダによる制御は小型で大きな力を発生させることができる特長から、建設機械や自動車などにおいて様々な部位に使用されている。エンジンのバルブタイミングの制御（豊田、田中、2006）や CVT の変速制御 (若原他、2005）などが代表例である。この圧力弁は不安定になりやすいため、これまで多数の研究（熊谷他、2014）が行われ、その設計手法も存在する。

近年、油圧システムの小型・低損失のため圧力弁の下流部に別の圧力弁を配置しシリンダへの制御圧を増幅させる使用例が増えてきている。この、ふたつの圧力弁とシリンダの組み合わせは油圧システムを更に不安定化させる要因でもあり、不安定振動の発生報告がある。しかし、組み合わさった圧力弁の設計手法を取り扱った例は少なく、これらの振動現象のメカニズムは解明されていない。本研究では、単体では安定している圧力弁を油圧システムに組み込むことで不安定化する問題を取り扱う。この問題は組み合わせでの振動現象のひとつであり経験的に圧力弁のスプールに作用するクーロン摩擦力が要因であることまでは良く知られている。実用上の課題は、振動を発生させないための最低クーロン摩擦力が机上で予測できないことである。そこで、本稿ではクーロン摩擦力による不安定振動原理の解明と、安定化設計手法に関する検討結果を示す。

メカニズム解明に対して解くべき課題は、一般的に減衰要因となるはずのクーロン摩擦力が、組み合わせ時に不安定化要因につながる原因の解明である。次に設計法に対しての課題は、クーロン摩擦力の強い非線形特性の取り扱いである。従来の知見に基づいた線形化モデル解析では、クーロン摩擦力は速度項に掛かる定数となる。そのため、クーロン摩擦力による特性を表現しきれず線形化モデルだけでは不安定化の解析が困難である。

本稿では、これらの問題に対して実験・非線形シミュレーション・安定解析の 3 つの手法を用いて振動周波数並びに不安定振動の発生有無の条件が一致しているか検証しつつ検討を行った。以下その詳細を述べる。

2. 油圧回路と実験結果

図 1 に油圧回路の構造を示す。この油圧システムの機能は、油圧シリンダ内圧を調圧することでピストンを制御することである。油圧回路は、電磁比例弁の下流に流入絞り型の圧力比例弁を設け、更にその下流にピストンを設けた一般的によく用いられている構造である。特長は圧力比例弁のスプールを制御するための必要推力が大きいため、圧力比例弁にソレノイドを加えるのではなく、供給油圧を利用し上流部に電磁比例弁を設けることで小さな推力にて大きな圧力弁を制御している点である。油圧シリンダ内圧を調圧するためには、まずソレノイドに電流を流し推力を発生させ、電磁比例弁のスプールを制御し吐出圧を調圧する。次に電磁比例弁の吐出圧は先端に配置された圧力制御弁のスプールを制御している。

* パワートレイン・ＥＶ先進技術開発部

この構造において、単体で安定している電磁比例弁を組み込んだ一部の実験にて、不安定振動が測定できる。その結果を図 2 に示す。このときの入力はピストン側からの外力である。油流れとしては下流から上流への逆流れであり流量はピストン容積に対して少量である。圧力センサはピストンと圧力比例弁間に設けている。この結果より圧力比例弁下流部の圧力は 8～10Hz の周波数で振動していることがわかる。

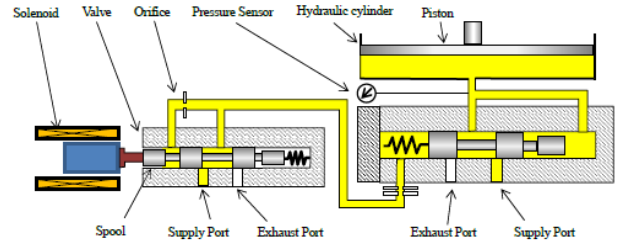


Fig.1 Analysis model of the self-excited vibration valve system. An electromagnetic proportional valve and pressure proportional valve are arranged in series.

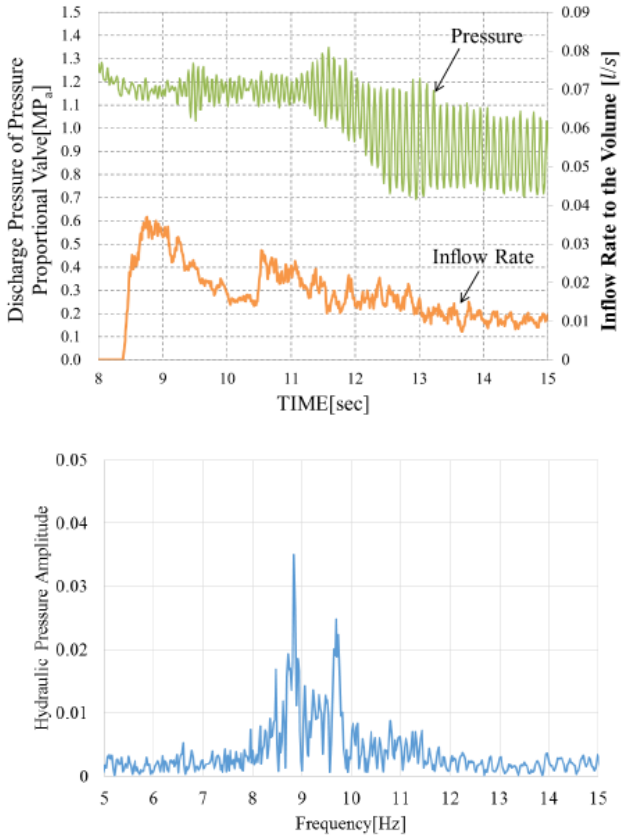


Fig.2 A result of experiment that has coulomb frictional forces more than the rated value. The data of the downstream pressure shows unstable vibration. As the FFT analysis result, the frequency of Self-excited oscillation is from 8 to 10Hz.

不安定振動の発生条件を明確にするため、電磁比例弁の単体試験をおこなった結果を図 3 に示す。試験ではソレノイド電流にランプ入力を与え、不安定振動が発生するものと発生しないものとを比較している。これにより、単体では不安定振動は発生しないことを確認すると共に、不安定振動を発生するものはクーロン摩擦力が大きく動きにくいことがわかる。

図 2、図 3 の結果より、本組み合わせ構造において電磁比例弁のクーロン摩擦力が起因となり不安定振動を発生させることが実験よりわかる。

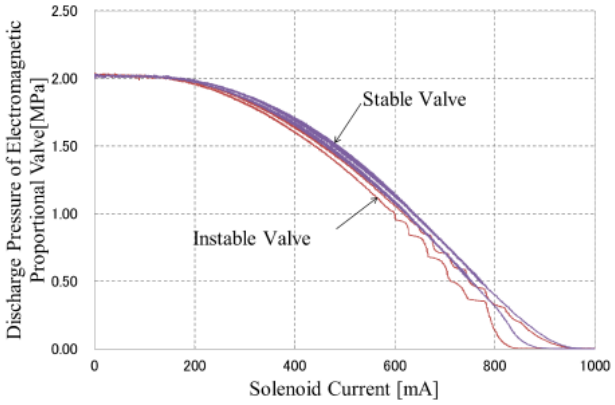


Fig.3 A result of electromagnetic proportional valve experiment. The vibration does not happens in a unit test result. Furthermore, the coulomb frictional force of the instable valve is big.

3. 非線形解析

3・1 クーロン摩擦力による影響

クーロン摩擦力の過渡応答への影響を調べるため、油圧回路を省き電磁比例弁のスプールのみに着目し非線形シミュレーションを行った。計算方法はスプールに sin 波の推力を強制入力しその際のスプール変位を出力とした。計算式は式（1）である。

$$m_s \cdot \ddot{x} + R_s \cdot \dot{x} + R \cdot \mathrm{sign}(\dot{x}) + k_s \cdot x = F\sin(2\pi f t) \quad (1)$$

$$R_s = \frac{\pi \cdot \mu \cdot L_s \cdot D_s}{\delta_s} \quad (2)$$

ここで m_s はスプール質量 [kg]、R_s は粘性 [N·s/m]、k_s はばね定数 [N/m]、x はスプール弁の移動変位 [m]、L_s はスプール摺動部の長さ [m]、D_s はスプール弁直径 [m]、δ_s はスプール弁の半径隙間 [m]、μ は油圧油の粘性係数 [Pa·s] とする。その結果が図 4 である。外力とクーロン摩擦力の差が小さくなるにつれて変位は緩やかになり、外力がクーロン

摩擦力以下となる領域で固着が発生している。これによりクーロン摩擦力による影響は、振幅の減少のみならず位相遅れも発生させていることがわる。

次に図 1 の油圧システム全体に着目する。弁の吐出側の油圧回路はスプールにフィードバックする構造となっており、閉ループ系の回路となっている。閉ループ系の安定性を扱う制御工学の観点に立つならば、図 2 の油圧の不安定振動は閉ループ系の位相遅れ（位相余裕の不足）に起因すると推測される。具体的な物理現象としては、クーロン摩擦力による位相遅れが原因で、電磁比例弁と圧力比例弁のスプール間で位相差が 180 度となりリミットサイクルをひきおこしていると考えられる。しかし、一般的にクーロン摩擦力による位相遅れは最大でも 90 度を超えることはない。すなわち、クーロン摩擦力以外に位相遅れの原因となる要素が存在すると考えられる。

そこで、圧力比例弁の下流に設けられている油圧室内の油の弾性変形に着目する。輸送機器における油圧装置では回転機械の潤滑油としての機能もかねているため、歯車などの撹拌により 10 ～ 20% 程度の空気を含有することが良く知られている。容積のおおきな油圧室内の油に空気が多く含有されていると油圧室内の油は柔らかく変形に時間がかかる。つまり遅れが発生する。そこで、『クーロン摩擦力による電磁比例弁の位相遅れが 90 度、空気による圧力比例弁の位相遅れが 90 度、これらの位相遅れが圧力比例弁のコントロール室により結合され、電磁比例弁と圧力比例弁のスプール間の位相差は 180 度となる』と仮説をたてた。本仮説の検証は、非線形シミュレーションにておこなう。

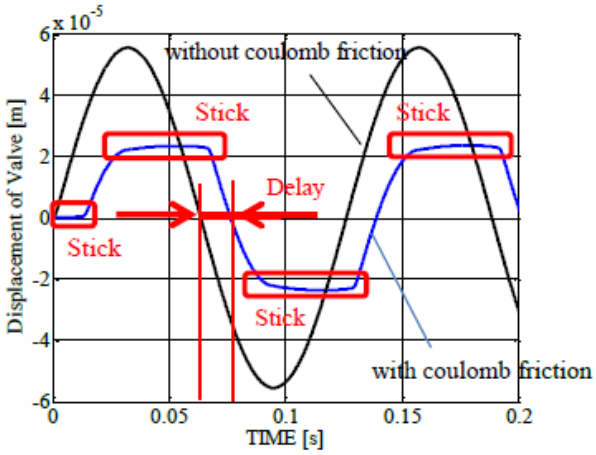


Fig.4 Phase lag due to the fixing strength of the coulomb frictional force.

3・2 非線形モデル式の導出

非線形シミュレーションをおこなうため油圧システムの運動方程式（田中、1987）（田中、1974）を導出する。まず電磁比例弁の計算式である。スプールの運動方程式は式 (3) のように表される。今回の現象では振動周波数が 8 ～ 10Hz 付近と流体に起因した振動周波数に対して低いため非定常流体力は無視する。吐出された油圧はフィードバック回路によりスプールの推力に作用している。

$$(m_s + \rho V_s)\cdot \ddot{x} + R_s \cdot \dot{x} + R \cdot \mathrm{sign}(\dot{x}) + k_s \cdot x = P_{sr} \cdot A_{sr} + F_{sj} + F_m \quad (3)$$

$$F_{sj} = -\rho \cdot Q_{so} \cdot v_{so} \cdot \cos\theta \quad (4)$$

$$Q_{sr} = C_{sr} \cdot A_{sro}\sqrt{\frac{2(P_{so}-P_{sr})}{\rho}} \quad (5)$$

ここで、ρVs は弁内の流体質量 [kg]、Fm は周期外力 [N]、Psr フィードバック圧 [Pa]、Asr 電磁比例弁のスプールのリターン圧部の面積 [m2]、Fsj はジェットフォースによる軸方向の力成分 [N]、Pso はスプール弁吐出圧力 [Pa]、vso は噴流噴出速度 [m/s]、θ は噴出角 [rad],ρ は密度 [kg/m3]、Qso は弁の吐出流量 [L/s]、Qsr はフィードバック部への流量 [L/s]、Csr はオリフィス部の流量係数、$Asro$ は電磁比例弁下流側のオリフィスの面積 [m^2] とする。電磁比例弁の吐出側の流れの関係式は式 (6) のようになる。

$$Q_{sv} = Q_{so} - Q_{sr} \quad (6)$$

ただし、Qsv は圧力比例弁のコントロース室に流入する流量、Qso は弁からの吐出流量とする。

次に弁内の油流れの運動方程式を導出する。弁内の流れは図 6 のようにネットワークオリフィスとして捉える。

$$Q_{so} = Q_{si} - Q_{sexh} \quad (7)$$

$$Q_{so} = C_{so} \cdot A_{so}\sqrt{\frac{2(P_{si}-P_{so})}{\rho}},\quad Q_{sexh} = C_{sexh} \cdot A_{sexh}\sqrt{\frac{2(P_{si}-P_{sexh})}{\rho}},\quad Q_{si} = C_{si} \cdot A_{si}\sqrt{\frac{2(P_{ss}-P_{si})}{\rho}} \quad (8)$$

ここで、Cso は弁の吐出側流量係数、Aso はスプール弁の吐出側開口面積 [m2]、Psi はバルブ内圧力 [Pa]、Qsi は供給流量 [L/s]、$Qsexh$ はリーク流量 [L/s]、$Csexh$ はリーク部の流量係数、$Asexh$ はリーク部のスプール弁の開口面積 [m2]、$Psexh$ は大気圧 [Pa]、Csi は供給側流量係数、Asi はスプール弁の供給側開口面積 [m2]、Pss は供給油圧 [Pa] とする。

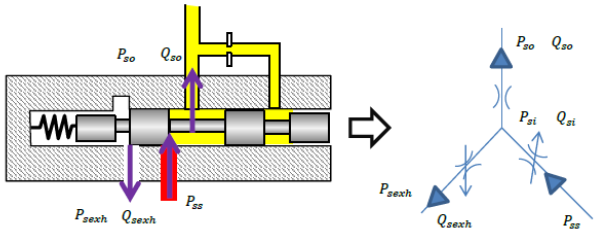


Fig.5 The oil flow rate in the valve is expressed as network orifice.

電磁比例弁から圧力比例弁への制御指令圧は式 (9) のようになる。

$$\frac{d}{dt}P_{sc} = \frac{B}{V_{so}}(Q_{sv} - Q_{sc}) \tag{9}$$

ここで、P_{sc} は圧力比例弁への制御指令圧 [Pa]、Q_{sc} はコントロール室の体積変化量 [L/s]、V_{so} は電磁比例弁の吐出側配管の体積 [m3]、B は油の体積弾性係数 [Pa] である。

次に圧力比例弁の計算式を示す。圧力比例弁側においても非定常流体力は無視する。

$$(m_c + \rho V_c)\cdot \ddot{y} + R_c \cdot \dot{y} + K_c \cdot y = P_{sc}\cdot A_c - P_{cr}\cdot A_{cr} + F_{cj} \tag{10}$$

$$R_c = \frac{\pi \cdot \mu \cdot L_c \cdot D_c}{\delta_c} \tag{11}$$

$$F_{cj} = -\rho \cdot Q_{co} \cdot v_{co} \cdot cos\theta \tag{12}$$

$$Q_{cr} = C_{cr} \cdot A_{cro}\sqrt{\frac{2(P_{cr} - P_{co})}{\rho}} \tag{13}$$

$$Q_{ss} = C_{cc} \cdot A_{cco}\sqrt{\frac{2(P_{so} - P_{sc})}{\rho}} \tag{14}$$

ここで、m_c はスプール質量 [kg]、ρV_c は弁内の流体質量 [kg]、R_c は粘性 [N·s/m]、k_c はばね定数 [N/m]、y はスプール弁の移動変位 [m]、P_{sc} は電磁比例弁からのコントロール圧 [Pa]、P_{cr} はフィードバック圧 [Pa]、A_{cr} のスプール弁のリターン圧部の面積 [m2]、F_{cj} はジェットフォースによる軸方向の力成分 [N]、L_c はスプール摺動部の長さ [m]、D_c はスプール弁直径 [m]、δ_c はスプール弁の半径隙間 [m]、P_{co} はスプール弁吐出圧力 [Pa]、v_{co} は噴流噴出速度 [m/s]、

Q_{co} は弁の吐出流量 [L/s]、Q_{cr} はフィードバック部の流量 [L/s]、C_{cr} はリターンのオリフィスの流量係数、A_{cro} はリターンのオリフィスの面積 [m2]、Q_{ss} はコントロール室への流入流量 [L/s]、C_{cc} は電磁比例弁側オリフィスの流量係数、A_{cco} は電磁比例弁側オリフィスの面積 [m^2] とする。

圧力比例弁の吐出側の流れの関係式は式 (15) のようになる。

$$Q_{cv} = Q_{co} + Q_{cr} \tag{15}$$

ただし、Q_{cv} はピストンに流入する流量 [L/s]、Q_{co} は弁からの吐出流量 [L/s] とする。

次に弁内の油流れの運動方程式を導出する。弁内の流れは電磁比例弁と同様にネットワークオリフィスとして捉える。

$$Q_{co} = Q_{ci} - Q_{cexh} \tag{16}$$

$$Q_{co} = C_{co}\cdot A_{co}\sqrt{\frac{2(P_{ci}-P_{co})}{\rho}},\quad Q_{cexh} = C_{cexh}\cdot A_{cexh}\sqrt{\frac{2(P_{ci}-P_{cexh})}{\rho}},\quad Q_{ci} = C_{ci}\cdot A_{ci}\sqrt{\frac{2(P_{cs}-P_{ci})}{\rho}} \tag{17}$$

ここで、C_{co} は弁の吐出側流量係数、A_{co} はスプール弁の吐出側開口面積 [m^2]、P_{ci} はバルブ内圧力 [Pa]、Q_{cexh} はリーク流量 [L/s]、C_{cexh} はリーク部の流量係数、A_{cexh} はリーク部のスプール弁の開口面積 [m2]、P_{cexh} は大気圧 [Pa]、Q_{ci} は供給側流量 [L/s]、C_{ci} は供給側流量係数、A_{ci} はスプール弁の供給側開口面積 [m^2]、P_{cs} は供給油圧 [Pa] とする。ここで不安定振動が発生している図 2 の結果に注目すると、シリンダからの逆流量 0.01L/s と少ない。これは、不安定振動の 1 振幅あたりでのシリンダ内体積変化に換算すると、1×10^{-3} ～ 1.25×10^{-3}[L] となりシリンダ容積 0.385L に対してごく微量であり無視できる。そこで、計算式の簡略化のため油圧シリンダを大きな油室として取り扱う。これにより、圧力比例弁からピストンへの制御指令圧は式 (18) のようになる。

$$\frac{d}{dt}P_{cc} = \frac{B}{V_p}(Q_{cv} - Q_{cc}) \tag{18}$$

ここで、P_{cc} は油圧室への供給圧 [Pa]、Q_{cv} は油圧室への流入流量 [L/s]、Q_{cc} は油圧室からの漏れ量 [L/s]、V_p はピストン室の体積 [m^3] である。

電磁比例弁と圧力比例弁の結合は式 (19) にて行う。

$$Q_{ss} = A_c \cdot \dot{y} \tag{19}$$

3・2　非線形シミュレーション

式 (3) ～式 (19) を使用して非線形シミュレーションを行った結果を図 6 に示す。計算に用いた電磁比例弁周辺のパラメータを表 1 に示す。圧力比例弁と下流側に設けられた油圧室のパラメータを表 2 に示す。使用した電磁比例弁と圧力比例弁は共にアンダーラップ特性を有しており、その特性を図 7 と図 8 にそれぞれ示す。使用した油の圧力毎の体積弾性係数の計算値 (Imagine、2007) を図 9 に示す。図 6 より電磁比例弁と圧力比例弁のスプールは最大位相遅れ 180 度となっていることがわかる。さらに、振動周波数は約 8Hz となっており実験結果とよく一致している。さらに実機同様に、クーロン摩擦力が大きいと不安定振動は発生し、小さくすると振動は発生しない結果も一致した。非線形シミュレーションでは実機では行わなかった空気含有率と不安定振動発生

の関係についても検討をおこなっている。その結果、空気含有率によっても振動発生有無は変化し、更に振動周波数も変化することもわかっている。空気含有率を 10% で振動周波数は概ね 10Hz 程度となり、更に空気含有量を下げて行くと振動の発生はえられない。逆に空気含有量を 15% 程度以上にしても振動は発生しなくなる。これは空気含有率が低いと位相の遅れ量が足りなくなり（位相余裕が大きくなる）、空気含有率が多すぎると油圧室内の油の復元力が足りなくなるのが原因と考えられる。

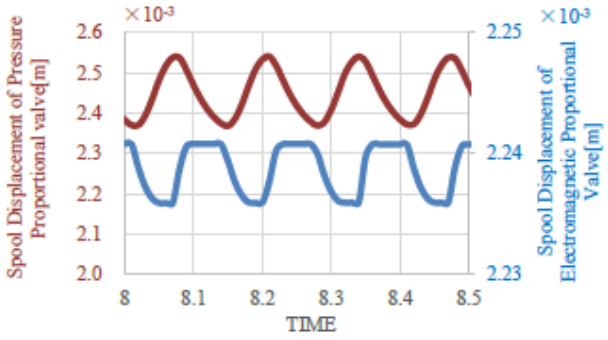


Fig.6 The nonlinear simulation result in the analysis model of Fig. 1. The phase difference of the pressure proportional valve and the electromagnetic proportional valve has 180deg.

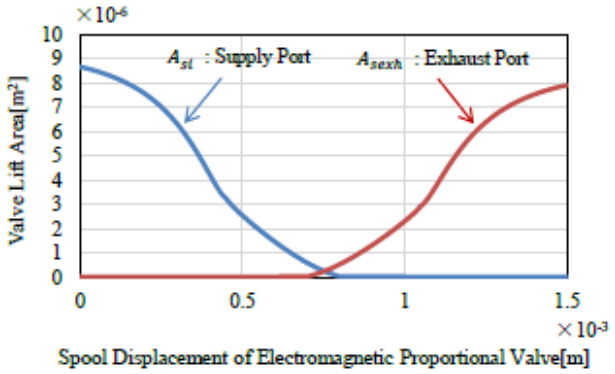


Fig.7 Relationship between spool displacement of electromagnetic proportional valve and valve Lift area. The proportional valve has properties of underlap.

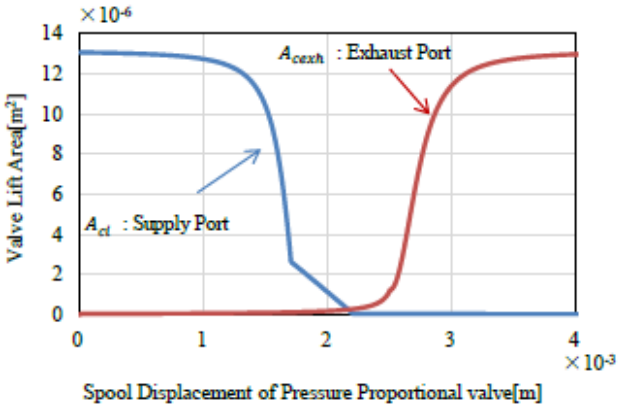


Fig.8 Relationship between spool displacement of pressure proportional valve and valve Lift area. The proportional valve has properties of underlap.

Table 1 Electromagnetic proportional Valve (EPV) parameter of nonlinear model.

m_s	0.348E-03	kg	Mass of the EPV Spool
L_s	2.45E-02	m	Length of the EPV Spool Sliding Portion
D_s	8.49E-3	m	Diameter of the EPV Spool
δ_s	3.40E-5	m	Radial Clearance of the EPV Spool
R	0.06	N	Coulomb's Frictional Force
k_s	1800	N/m	Spring Stiffness
V_s	1.00E-06	m^3	Volume in the EVP Spool
A_{sr}	5.34E-06	m^2	Area of the EPV Return Pressure Surface
A_{sro}	4.15E-06	m^2	Orifice Area of the EVP Return Pressure Side
A_{so}	8.31E-06	m^2	Hydraulic Linear Leakage Coefficient in the Control Line between the EPV and the PPV
P_{ss}	1.5	MPa	Supply Pressure
V_{so}	6.77E-07	m^3	Delivery Pipe Volume of the EVP

Table 2 Pressure proportional valve (PPV) parameter of nonlinear model.

m_c	1.85E-2	kg	Mass of the PPV Spool
L_c	2.49E-02	m	The Length of the PPV Spool Sliding Portion
D_c	9.33E-03	m	The Diameter of the PPV Spool
δ_c	3.33E-05	m	Radial Clearance of the PPV Spool
K_c	75	N/m	Spring Stiffness
V_c	5.48E-06	m^3	Volume in the PPV Spool
A_c	2.27E-04	m^2	Area of the PPV Control Pressure Surface
A_{cr}	6.83E-05	m^2	Area of the PPV Return Pressure Surface
A_{cro}	7.85E-07	m^2	Orifice Area of the PPV Return Pressure Side
A_{cco}	5.03E-07	m^2	Orifice Area of the PPV Control Pressure Side
A_{co}	1.26E-05	m^2	Orifice Area of the PPV Outlet Pressure Side
P_{cs}	1.5	MPa	Supply Pressure
V_p	3.58E-04	m^3	Oil Pressure Volume

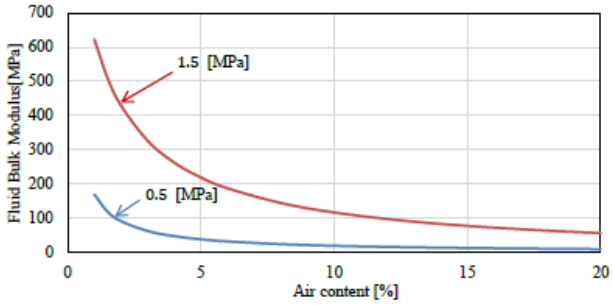


Fig.9 Relationship between air content and fluid bulk modulus B in each pressure. Air content of the oil is about 10%~20%.

4. 非線形油圧式の線形化

式 (3) ～式 (9) の電磁比例弁モデルを線形化 (Loigetal.,2006) する。強い非線形特性を有するクーロン摩擦力を省くと、式 (20) ～式 (24) のようになる。クーロン摩擦力の線形化は 5 章、線形化をおこなった代表点は 6・2 節にて説明する。

$$M_s \cdot \ddot{X} + R'_s \cdot \dot{X} + K_s \cdot X = F_m + P_{sol} \cdot A_{sr} \tag{20}$$

$$R'_s = R_s + \frac{A_{sr}^2}{Y_{sr}} \tag{21}$$

$$Q_c = Q_v - A_{sr} \cdot \dot{X} \tag{22}$$

$$Q_{sv} = G_{sv} \cdot X - Y_{sv} \cdot P_c \tag{23}$$

$$P'_{sc} = KHS \cdot (Q_c - Q_{ss}) \tag{24}$$

次に式 (10) ～式 (19) の圧力比例弁モデルと油圧室モデルを線形化すると、式 (25) ～式 (29) のようになる。

$$M_c \cdot \ddot{Y} + R'_c \cdot \dot{Y} + K_c \cdot Y = P_{sol} \cdot A_c - P_{col} \cdot A_{cr} \tag{25}$$

$$R'_C = R_C + \frac{A_c^2}{Y_{cc}} + \frac{A_{cr}^2}{Y_{cr}} \tag{26}$$

$$Q_{cv} = Q_{co} + A_{cr} \cdot \dot{Y} \tag{27}$$

$$Q_{co} = G_{cv} \cdot Y - Y_{cv} \cdot P_t \tag{28}$$

$$P'_{cc} = KHL \cdot (Q_{cv} - Q_{cc}) \tag{29}$$

ここで、M_s は電磁比例弁のスプールと弁内の流体質量 [kg]、K_s は線形化した電磁比例弁内のばね定数 [N/m]、Ysr は線形化した電磁比例弁のリターンのオリフィスの流量係数 [m^3/s/Pa]、G_{sv} は線形化した電磁比例弁の流量ゲイン [m^3/s/m]、Y_{sv} は線形化した電磁比例弁の流量係数 [m^3/s/Pa]、KHS は線形化した電磁比例弁側の油の剛性 [Pa/m^3]、M_c は圧力比例弁のスプールと弁内の流体質量 [kg]、K_c は線形化した圧力比例弁のばね定数 [N/m]、Y_{cc} は線形化した電磁比例弁側のオリフィスの流量係数 [m^3/s/Pa]、Y_{cr} は線形化した圧力比例弁のリターンのオリフィスの流量係数 [m^3/s/Pa]、G_{cv} は線形化した圧力比例弁の流量ゲイン [m^3/s/m]、Y_{cv} は線形化した圧力比例弁の流量係数 [m^3/s/Pa]、QL は油圧室への流入油量 [L/s]、KHL は線形化した圧力比例弁側の油の剛性 [Pa/m^3] とする。線形化式をブロック線図で表すと図 10 のようになり、カスケード型のモデルとなる。

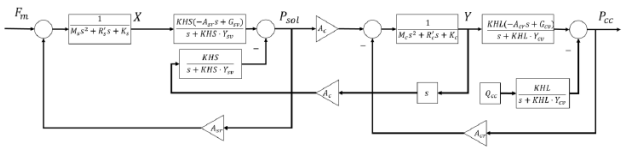


Fig.10 Linearization model of the hydraulic system has cascade structure.

5. クーロン摩擦力の線形化

5・1 不安定振動解析のためのクーロン摩擦力の取り扱い

これまでに述べたように本不安定振動の要因は油の空気含有率と非線形要素としてのクーロン摩擦力である。前者は図 13 の線形化モデル中の油の剛性 KHS、KHL の値として表れるが、後者は線形化によりその特性を失う。そこで本研究ではこの非線形要素の表現方法として記述関数法を用いる。記述関数は、非線形要素に正弦波入力を与えた際の出力成分のうち、入力と同じ周波数を持つ基本波成分を抽出したときの、入力との振幅比・位相差を表す複素関数である。一方で、クーロン摩擦力の記述関数表現では振動原因となった位相遅れは表現されない。以下では、その原因と対処方法について述べる。

クーロン摩擦力を式 (30) に示す。

$$Z(t) = -D(-\pi \leqq \omega t < 0), D(0 \leqq \omega t < \pi) \tag{30}$$

ここで D はクーロン摩擦力である。記述関数 (平井、2010) (望月他、2015) を導出するため出力 $Z(t)$ をフーリエ変換する。$Z(t)$ は奇関数であるから

$$A_1 = 0 \tag{31}$$

$$B_1 = \frac{2}{\pi}\int_0^{\pi} z(t)\sin(\omega t)\,d(\omega t) = \frac{2D}{\pi}[-\cos\theta]_0^{\pi} = \frac{4D}{\pi} \tag{32}$$

したがって、記述関数 $N(a)$ は

$$|N(a)| = \frac{Z}{a} = \frac{4D}{\pi a} \tag{33}$$

$$\angle N(a) = tan^{-1}\left(\frac{A_1}{B_1}\right) = 0 \tag{34}$$

となる。したがって、式 (33)、式 (34) は等価粘性減衰となり振幅のみに影響を与える減衰にしかならないことがわかる。

次に、クーロン摩擦力をヒステリシスとして再表現することを考える。種々のヒステリシスモデルにおいて、ヒステリシスの線形近似式では 1 サンプル前の入力をメモリとして残し、現在の摩擦力に反映するモデルとなっている (若佐、2013)。まず初めに、ヒステリシスモデルによりクーロン摩擦力を有するモデルのスプール変位の応答を再現可能であるかを非線形シミュレーションにて確認する。

式 (35) はクーロン摩擦力を含んだ電磁比例弁のスプールを模擬した 1 自由度系の運動方程式である。式 (36) はヒステリシスモデルである。$N(x)$ はヒステリシス要素である。

$$M\cdot\ddot{x} + C\cdot\dot{x} + R\cdot sign(\dot{x}) + K\cdot x = F\cdot\sin(2\pi f) \tag{35}$$

$$M\cdot\ddot{x} + C\cdot\dot{x} + K\cdot x = F\cdot\sin(2\pi f)\cdot N(\mathrm{x}) \tag{36}$$

ここで $|N(x)|\leq 1$ とする。式 (35) と式 (36) が一致することを時間軸で示す。図 11 は 1 自由度モデルと、式(35)、式(36) それぞれに周期外力を与えた際の変位の非線形シミュレーション結果である。この結果から両モデルのスプール変位応答はよく一致していることがわかる。これにより振動原因となるクーロン摩擦力をヒステリシスとして変換できることと共に、油圧の非線形モデルを線形要素と入力部の非線形要素とに分離したと考えることができる。

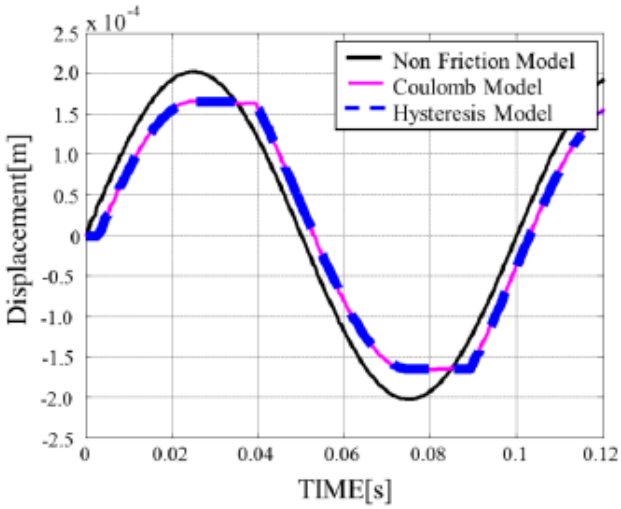


Fig.11 Comparison hysteresis model with coulomb's friction model. The both models accord well. Therefore, the coulomb model is converted into the hysteresis model.

5・2　ヒステリシスの記述関数

図 12 は式 (35) で用いたヒステリシスモデルであり、横軸がヒステリシス無のモデルの変位、縦軸がヒステリシス有のモデル変位である。このヒステリシス要素の記述関数は式 (37) のようになる。パラメータ a、b、m の意味や、$N(a)$ の概形は図 12 を参照されたい。

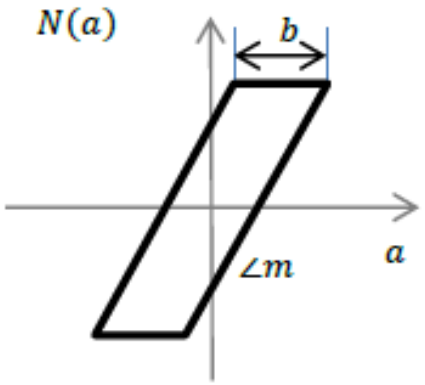


Fig.12 Hysteresis.

$$N(a) = \frac{m}{2}\left(1 + \frac{2}{\pi}(\phi + sin\phi cos\phi)\right) - j\frac{2bm}{\pi a}\left(1 - \frac{1}{2}\left(\frac{b}{a}\right)\right) \tag{37}$$

$$\phi = \frac{a-b}{a} \tag{38}$$

5・3　記述関数の誤差評価

非線形振動の解析手法として様々の方法が提案（奥村他、1987）されているが、その全ては近似解法である。フーリエ変換の基本波成分を利用する記述関数法においても例外ではない。そこで、記述関数の誤差特性を把握し本手法の妥当性を検討する。

5・3・1　時間応答での誤差評価

記述関数による近似がヒステリシスの時間応答にどれだけ誤差を与えるか把握するため、時間軸応答での誤差評価を行う。時間軸応答で誤差評価を行うには式（37）のままでは扱えなく、逆フーリエ変換を行う必要がある。まず、式（37）を式（39）のように置き換える。

$$\frac{m}{2}\left(1+\frac{2}{\pi}(\theta+\sin\theta\cos\theta)\right)-j\frac{2bm}{\pi a}\left(1-\frac{1}{2}\left(\frac{b}{a}\right)\right)=\sqrt{A^2-B^2}\left(\frac{A}{\sqrt{A^2-B^2}}-j\frac{B}{\sqrt{A^2-B^2}}\right) \quad (39)$$

$$A=\frac{m}{2}\left(1+\frac{2}{\pi}(\theta+\sin\theta\cos\theta)\right) \quad (40)$$

$$B=\frac{2bm}{\pi a}\left(1-\frac{1}{2}\left(\frac{b}{a}\right)\right) \quad (41)$$

これより

$$\cos\theta=\frac{A}{\sqrt{A^2-B^2}},\quad \sin\theta=\frac{B}{\sqrt{A^2-B^2}} \quad (42)$$

とおくと式（39）はオイラーの公式により式（43）のように置き換えることができる。$\omega=2\pi f$ であり、f は入信号の周波数である。

$$\sqrt{A^2-B^2}e^{-j\frac{\theta}{\omega}\omega} \quad (43)$$

式（43）を逆フーリエ変換すると式（44）のようになる。u は sin 波の入力信号である。

$$\sqrt{A^2-B^2}\cdot u\left[t-\frac{\theta}{\omega}\right] \quad (44)$$

つまり、$N(a)$ の記述関数に sin 波を入力したときの時間応答はゲインと無駄時間とで表されることがわかる。式（45）は線形の 1 自由度モデル、式（46）はヒステリシスの非線形モデル、式（47）はヒステリシスの記述関数モデルある。

$$M\cdot\ddot{a}+C\cdot\dot{a}+K\cdot a=F \quad (45)$$

$$M\cdot\ddot{a}+C\cdot\dot{a}+K\cdot a=F\cdot N(a) \quad (46)$$

ここで、$|N(a)|\leq 1$ とする。

$$M\cdot\ddot{a}+C\cdot\dot{a}+K\cdot a=F\cdot\sqrt{A^2-B^2}\cdot u\left[t-\frac{\theta}{\omega}\right] \quad (47)$$

これらの式を用いて時間軸での記述関数の誤差評価を行った結果を図 13 に示す。入力には強制周期外力として 5Hz を与えた。図 13 の左図は、実機相当のクーロン摩擦力での比較であり、位相差については概ね一致している。右図は実機相当以上のクーロン摩擦力を想定した結果である。右図では振幅・位相共に誤差が大きくなっている。この結果より、今回のヒステリシスによる振動解析において記述関数法は妥当であると言える。また、ヒステリシスが小さくなることで精度も向上していることより安定余裕を測るのには適していると言える。

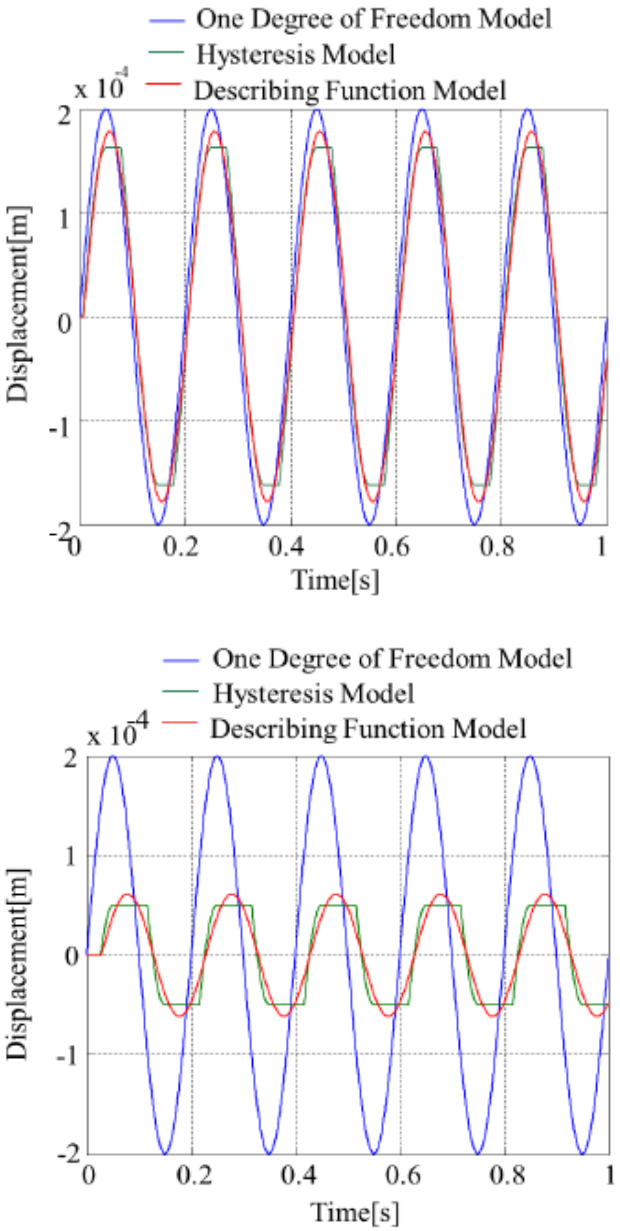


Fig.13 Error estimates in time axis. It is thought that this technique is proper to measure stability margin. This is because the error becomes small so that a coulomb frictional force is small.

5・3・2　振動周波数領域での誤差評価

式 (37) からわかるように記述関数は、フーリエ変換の基本波成分だけを使うので、入力周波数ではなく入力振幅に依存性をもった伝達関数である。そこで、記述関数を用いたヒステリシスによる振動解析を行うには、任意の周波数におけるヒステリシス特性のみを抽出しその周波数域での解析を行うことになり、全周波数域での解析を行うには入力周波数毎にヒステリシスのパラメータを変更することとなる。そこで、入力周波数に対する誤差量を把握する。検討方法は式 (48) のシミュレーションモデルに 1Hz ～ 100Hz の可変周波数を入力して得られた結果より FFT 解析を行い、ボード線図を描いたものと、式 (49) のボード線図とを比較することで行う。式 (49) 内の記述関数は式 (48) に 5Hz の周期外力を入力した際のヒステリシス量に合わせる。

$$M \cdot \ddot{x} + R \cdot sign(\dot{x}) + K \cdot x = F \tag{48}$$

$$M \cdot \ddot{x} + K \cdot x = F \cdot \left\{\frac{m}{2}\left(1 + \frac{2}{\pi}(\theta + sin\theta cos\theta)\right) - j\frac{2bm}{\pi a}\left(1 - \frac{1}{2}\left(\frac{b}{a}\right)\right)\right\} \tag{49}$$

図 14 に計算結果を示す。赤線は式 (48) の結果、青線は式 (49) の結果である。位相遅れは式 (49) の近似式ではフラットな特性を示し、式 (48) は低周波であるほど遅れは大きくはなるが、1~10Hz の範囲で 2 ～ 4deg 程度の誤差となっており概ね一致している。一方、振幅については高周波域に行くにつれ誤差が大きくなっている。したがって、今回の不安定振動の周波数帯域 8 ～ 10Hz においては周波数増加に対する位相ズレ感度は低いといえる。また、安定解析を行うべき最も厳しい条件は振動周波数の低周波側であることがわかる。今回の 8 ～ 10Hz の振動であれば、8Hz で解析を行うのが妥当である。

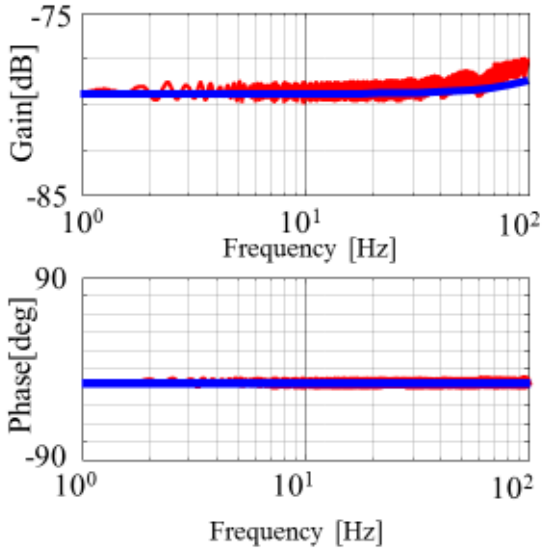


Fig.14　Error estimate in frequency response. The phase of equation (48) almost accords with equation (49).

6. 記述関数法を用いた安定化解析

6・1　ブロック線図分析

図 10 への具体的なヒステリシスモデルの組み込み方と、安定化解析のための記述関数を含んだナイキスト線図の描き方を線形化したブロック線図を用いて示す。図 10 にヒステリシスを組み込んだ本油圧システムのブロック線図は図 15 のようになる。電磁比例弁 G_{sv} 側 (F_m から P_{sol} までのブロック) にヒステリシス N が存在している。また、電磁比例弁 G_{sv} とコント弁 G_c (A_cP_{sol} から Pcc までのブロック) はカップリング接続になっていることがわかる。ここで、パラメータ A_c はふたつのシステムを接続するためのゲインとして見なすことができる。

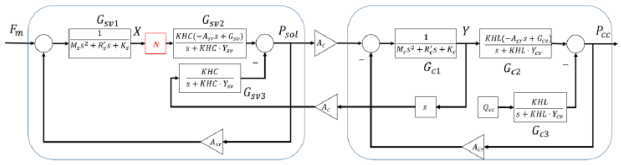


Fig.15 Linearization model including hysteresis factor. The nonlinear element is included in hydraulic pressure model. It is necessary to separate the linear element and the nonlinear element for the purpose of analysis.

ここで、

$$Y = G_{c1}A_cP_{sol} - G_{c1}A_{cr}G_{c2}Y \tag{50}$$

が成り立つことから、P_{sol} から Y までの伝達特性は

$$Y = \frac{G_{c1}A_c}{1+G_{c1}A_{cr}G_{c2}}P_{sol} \tag{51}$$

となる。G_{c3} が式 (51) にないのは、フィードバックループに入っていないためである。以上より図 15 は図 16 に変換できる。ここで、図 16 をルーリエ系として表現すると、安定性条件式は式 (52) の特性方程式において解をもたないことである。なお、図 16 より解析対象は基本形の閉ループシステムとなっており、一般的な記述関数法におけるナイキストによる図的解法が適応できる。

$$1 - N(X)G_{sv1}(s)A_{sr}\hat{G}_{sv3}(s)G_{sv2}(s) = 0 \tag{52}$$

$$\hat{G}_{sv3} = \frac{1}{1+\frac{G_{sv3}G_{c1}A_{cr}^2s}{1+G_{c1}A_{cr}G_{c2}}} \tag{53}$$

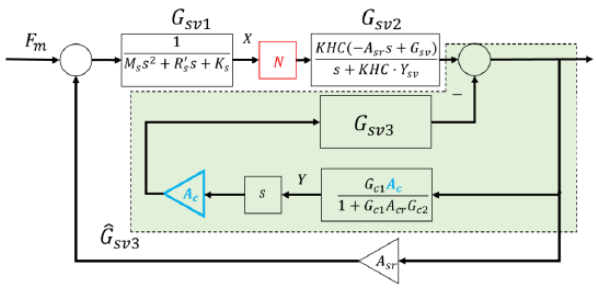


Fig.16 Deformation of Figure 12 results in a Lur'e system. The linear element and the nonlinear element are separated so that the describing function analysis is applied easily.

6・2　代表点

図 6 の結果において最も不安定となる、電磁比例弁のスプールと圧力比例弁のスプールの位相差が最大となる点を油圧回路の線形化モデルの代表点にとり解析を行う。線形化した油圧回路の電磁比例弁における各パラメータを表 3 に示す。圧力比例弁における各パラメータは表 4 に示す。

Table 3　Electromagnetic proportional valve (EPV) parameter of linearization model.

M_s	1.18E-03	kg	Mass of the EPV spool + Mass flow in the spool valve
R_s	1.91	N·s/m	EPV Friction Coefficient on the Spool Including not only Friction but also Induced Damping from Hydraulic Orifices
K_s	7.55E+03	N/m	Spring Stiffness and Equivalent Stiffness Including Jet Forces on the EPV spool
KHS	1.12E+12	P_a/m^3	Hydraulic Stiffness of the Control Volume between the EPV and the PPV side
Y_{sr}	6.82E-07	$m^3/s/P_a$	Hydraulic Linear Leakage Coefficient in the Control Line between the EPV and the PPV
Y_{sv}	1.02E-11	$m^3/s/P_a$	Leakage Gain of the EPV
G_{sv}	-5.43E-01	$m^3/s/m$	Flow Gain of the EPV

Table 4　Pressure proportional valve (PPV) parameter of linearization model.

M_c	2.30E-2	kg	Mass of the PPV spool + Mass flow in the spool valve
R_c	2.18	N·s/m	PPV Friction Coefficient on the Spool Including not only Friction but also Induced Damping from Hydraulic Orifices Around
K_c	75.2	N/m	Spring Stiffness and Equivalent Stiffness Including Jet Forces on the PPV Spool
KHL	3.56E+11	P_a/m^3	Hydraulic Stiffness of External Volume
Y_{cc}	2.32E-11	$m^3/s/P_a$	Hydraulic linear Leakage Coefficient in the PPV Control Line
Y_{cr}	2.38E-11	$m^3/s/P_a$	Hydraulic linear Leakage Coefficient in the PPV Return Line
Y_{cv}	1.23E-11	$m^3/s/P_a$	Leak Gain of the PPV
G_c	-9.86E-2	$m^3/s/m$	Flow Gain of the PPV

7. 解析結果

図 17 左側は第 6.1 章のブロック線図において周波数依存性をもった油圧の青線の線形要素と振幅依存性を持ったヒステリシスの赤線の非線形要素、それぞれの軌跡を描いたナイキスト線図である。図中の ω は周波数、a は振幅である。交点（特性方程式 (52) が解を持つ点）が 2 つ存在しておりそれぞれを A 点、B 点とする。B 点では振幅が大きくなろうとすると不安定域となり振幅はさらに大きくなり逆に振幅を小さくしようすると安定域となり振幅は更に小さくなるため不安定となる。逆に A 点では、振幅が大きくなろうとすると安定領域となり振幅は小さくなり、振幅を減少させようとすると不安定領域となるため振幅は大きくなる。したがって、A 点にてリミットサイクルとなる。今回の検討に置いて実機・非線形シミュレーション・安定解析 A 点のすべてにおいて周波数の整数部は一致した。

さらに、クーロン摩擦力が小さいものを考慮し、実験及び非線形シミュレーションにおいて振動が発生しない電磁比例弁に対して本解析手法を適応した結果を図 17 の右図に示す。電磁比例弁には 305[Hz] のディザが与えられているため、ディザによる振動振幅が最低振幅となり、振幅軌跡は途中で途切れる形となっている。つまり、周波数軌跡と振幅軌跡とで交点は発生しなく安定な系となっていることがわかる。

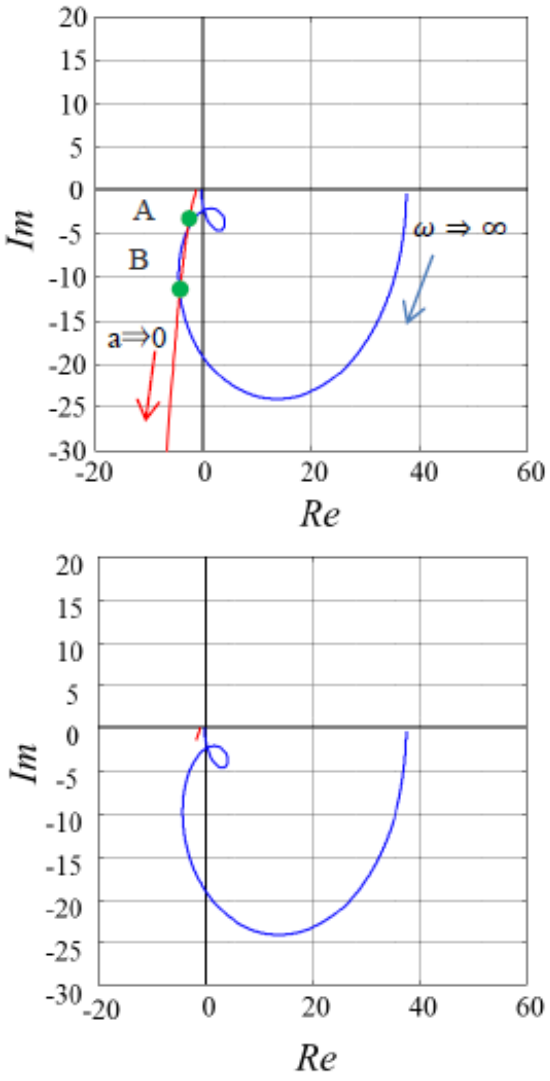


Fig.17 Pictorial solution by the describing function technique. The left-hand figure is the analysis result using the unstable vibration valve. Frequency of the intersection point is 8Hz that corresponds with the experiment and the nonlinear simulation results. The right-hand figure result is for the stable vibration valve.

8. 結言

電磁比例弁と電磁比例弁の指令圧を増幅させる圧力比例弁と油圧シリンダの、みっつから構成される油圧構造において、電磁比例弁のスプールに作用するクーロン摩擦力により不安定化するメカニズムを解明した。さらに、振動原因となったクーロン摩擦力を、入力波形との振幅比・位相差を複素関数で表現した記述関数法にて安定化させる設計手法を示した。以下に本研究によりわかったことをまとめる。

不安定メカニズム

(1) クーロン摩擦力は電磁比例弁の下流部に設けられた閉ループの油圧回路により油圧システムに対して位相遅れとして作用する。さらに、実用上は油に空気が含有されるため、油圧システム内に油圧シリンダのような大きな油室の油は変形に遅れが生じる。これらの位相遅れが重なることで油圧システムを不安定化させる。

安定化させるための設計手法

(1) クーロン摩擦力特性をヒステリシスに変換することで、振動原因となる位相遅れを表現した線形解析が可能となる。安定化させるためには、この線形化したモデルを周波数軌跡と振幅軌跡とに分離し、ナイキストにおいて交点を発生させないことである。

(2) 交点を発生させないための一方策として、クーロン摩擦力を低減させることは理論的にも有効である。

(3) 本手法を用いることで安定限界となるクーロン摩擦力の閾値を算出可能とした。

文　献

平井一正 , 非線形制御 (2010),pp.66–90, コロナ社 .

Imagine,S.A.,Hydadvancedfluidproperties,Technicalbulletin,No.117,Rev.7(2007).

熊谷賢人 , 龍小平 , 太田匡則 , 前野一夫 , 鄒俊 , 油圧回路におけるポペット弁の振動現象 (弁振動とキャビテーション現象の関係), 日本フルードパワーシステム学会論文集 ,Vol.45,No.6(2014),pp.10-16.

Loig,A.,Stephane,N.andAntoine,V.,Linearanalysisapproachformodelicamodels,Proceedings7thModelicaConference(2009),pp.646–656.

望月慶佑 , 粟屋伊智郎 , 谷寛之 , 篠原聡 , 従来の応答限界を超える高速・高精度制御技術 - バックラッシュ自励振動の抑制制御 , 三菱重工技報 ,Vol.52,No.1(2015),pp.112–119.

奥村浩士 , 松尾哲司 , 木嶋昭 , ヒステリシス特性をもつ非線形系の自励振動の解析 , 電子情報通信学会論文誌 A,Vol.J70–A,No.6(1987),pp.882–888.

田中裕久 , 油空圧のディジタル制御と応用 (1987),pp.43–47, 近代図書 .

田中裕久 , 石原智男 , 小嶋英一 , 圧力制御弁の動特性に関する研究 , 日本機械学会論文集 ,Vol.40,No.340(1974),pp.3410–3417.

豊田希 , 田中裕久 ,3 ポート高速電磁弁によるカムレスエンジン用電子油圧可変動弁の高速化 , 日本フルードパワーシステム学会論文集 ,Vol.37,No.4(2006),pp.8–12.

若原龍雄 , 泉徹也 , 飯田敏司 , 田中裕久 , ベルト CVT の効率向上と制御性能を両立するハイドロメカニカル変速制御機構の研究 , 日本フルードパワーシステム学会論文集 ,Vol.36,No.6(2005),pp.10–15.

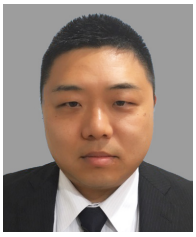
若佐裕治 , データ駆動型制御における非線形補償と最適化手法 , 計測と制御 ,Vol.52,No.10(2013),pp.872–877.

2018 年油空圧機器技術振興財団　論文彰賞

出　典

一般社団法人日本機械学会
日本機械学会論文集
Vol.83,No.852,2017 年

受賞者



山藤　勝彦

受賞

2019 年　FA 財団 (論文賞)
2018 年　日本機械学会賞 (論文)
2018 年　油空圧機器技術振興財団 (論文彰賞)

編集後記

いつも日産技報をお読みくださり、ありがとうございます。第87号をお届けします。

今回の号では大きく二つのことに取り組みました。

一つ目は、日産が注力している領域であるクルマの「知能化」と「電動化」から最新トピックスとしてそれぞれProPILOT 2.0とe-POWERを大特集として組んだことです。ProPILOT 2.0は日産の20年以上にわたる車両制御の研究開発をベースに、あたかもクルマが安心、快適で疲れないドライブを提供してくれる「パートナー」のようになる技術で、特集ではその技術的なバックグラウンドを包括的にご理解いただけると思います。また、e-POWERは電動車の楽しみをより多くのお客さまにお届けすることが可能となる技術で、こちらも90年代から積み重ねてきな研究開発があってこそ実現できたものです。特集では新型ノートに採用した最新のe-POWERを取り上げ、モータ駆動ならではのEV-nessの追求からe-POWERとして初のAWD車の技術までを解説しました。

二つ目の取り組みは、日産技報をより多くの方々に読んでいただく機会をつくりたいとの思いから、これまでの印刷冊子という形態からウェブでの電子媒体の配信に大きく舵を切ったことです。このことにより、今後アーカイブや検索といった作業を楽に行うことができるようになることを期待しています。

最後に、今回はコロナ禍という特殊な環境下でのオンラインを活用した執筆、編集作業をこなした関係者に敬意を表するとともに、読者のみなさまが我々日産が自負する高度な技術力を感じていただけたのであれば望外の喜びであります。

総合研究所　研究企画部　新倉 治

NISSAN TECHINICAL REVIEW　2021 No.87

発　行　　2021年3月

発行所　　日産自動車株式会社
総合研究所 研究企画部
〒243-0123 神奈川県厚木市森の里青山1番1号

発行人　　総合研究所 研究企画部　部長　新倉　治

編集所　　株式会社日産クリエイティブサービス
企画・R&Dビジネスサービス部
〒243-0126 神奈川県厚木市岡津古久560-2　日産テクニカルセンター内

日産自動車株式会社