

Florida R&D

Technical Review Vol.35

2023

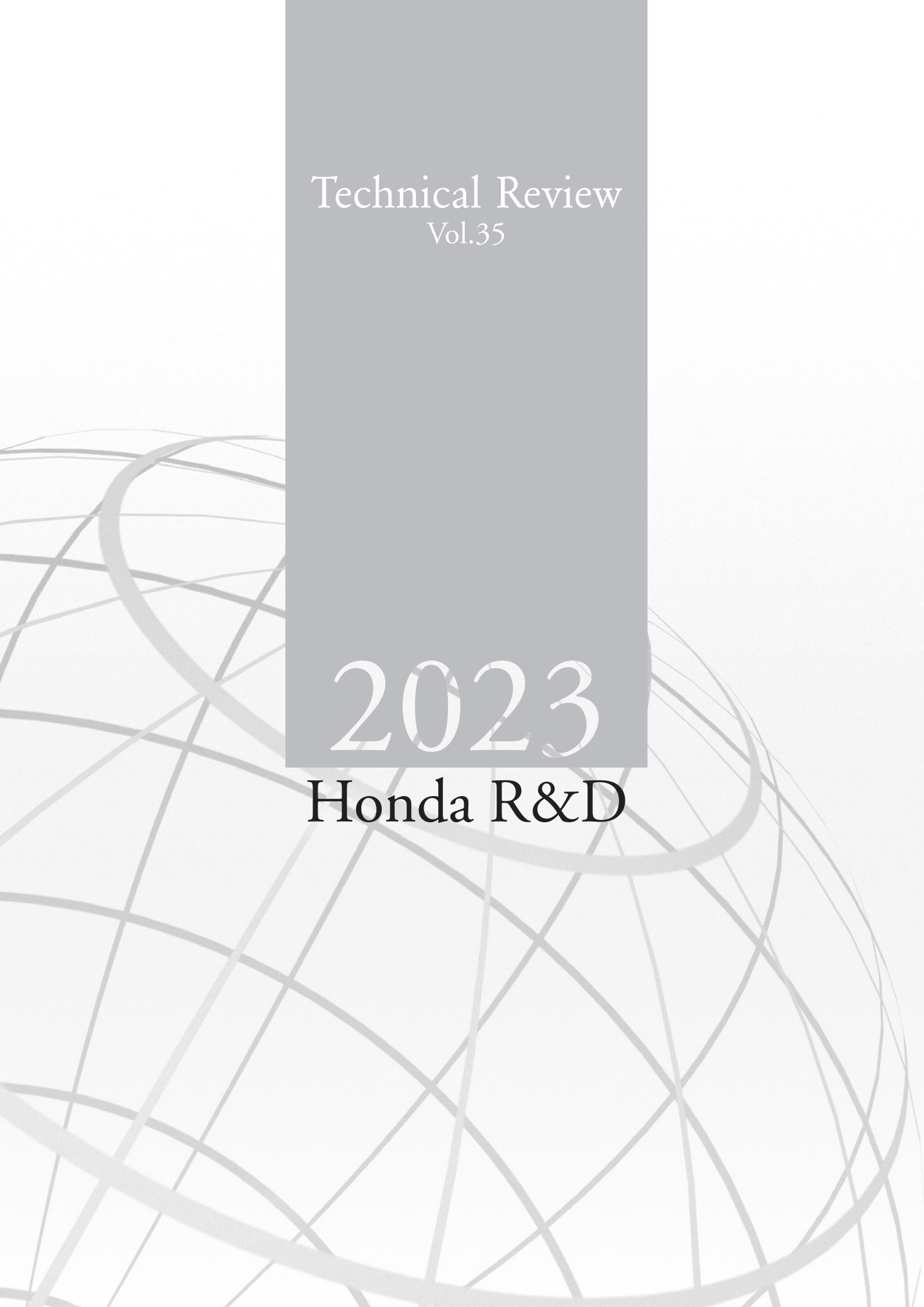


表紙の言葉

今回は「飛躍」を予感させるような表紙にしたいと考えました。Hondaにおける「飛躍」のモチーフといえば、やはり「サモトラケのニケ」です。今回は版ズレ、印刷ムラ、グラデーションなどを楽しむ、リソグラフ印刷を用いたグラフィックを作成しました。それは「手描きのニケ像」と「写真のニケ像」を2色の版を重ねることで表現しています。ニケ像から「初心に戻り、第二の創業を成す!」といった意気込みを感じてもらえたらと思います。



デザインセンター
米田 浩介

The background features a light gray wireframe sphere. A solid gray vertical bar is positioned in the upper center, containing the text 'Technical Review' and 'Vol.35'. The year '2023' is printed in large white font across the middle of this bar. Below the bar, the text 'Honda R&D' is centered in a black serif font.

Technical Review
Vol.35

2023

Honda R&D

目 次

寄稿

- ◇ 工学者レオナルド・ダ・ヴィンチができるまで 池上英洋 1

紹介／解説

- ◇ 2022 Dax125 のスタイリングデザイン 横山悠一・須増考政・Worawit CHAWALITNIMITKUL 8

- ◇ 新動弁機構による過給および自然吸気共通構造 V 型 6 気筒ガソリン直噴エンジン

瀧 翔太朗・川和 悟・石井和将

今北暁夫・小西幸生・富谷祐貴 17

- ◇ 同時 14 軸制御フィラメントワインディング装置による高圧水素タンクの高速製造技術

藤木弘栄・辰島宏亮・中西 勝

梅津健太・Andreas REIMANN 25

- ◇ 直交表を用いたリチウムイオン電池性能の高効率な劣化予測モデル構築 大道 馨・加我 正・西村拓海

合田直弥・富永由騎 31

- ◇ ガスタービンの動翼設計を目的とした複合領域最適化手法を用いた設計支援システムの構築

青木 拓・釜土敏裕・榊原 隆

大久保 岳・田中久人・Sebastian SCHMITT 38

論文

- ◇ 副室ジェット燃焼を用いた未燃部の削減によるガソリンエンジンのノッキング抑制

安藤博和・新谷祐輔・小林広樹

椎名亮介・木村範孝 45

- ◇ A Model for Turbulent Flame Speed Based on Theory of Turbulent Flame Brush Thickness Dynamics

Phillip AQUINO 56

- ◇ 小型高電流密度モータのための密閉冷却構造 加藤慎二・上田 拓

福井健太郎・西井文哉 69

- ◇ インバータサージ電圧波形と環境変化が自動車用主機モータ巻線の部分放電現象に及ぼす影響

久保田 誠・伊東悠太・柳澤岳志

塚本能人・稲葉莉久 76

- ◇ ガウス過程回帰モデルを用いた燃料電池スタック出力予測モデル 小林 諒・古澤宏一郎・梅澤健輔 84

CONTENTS

Contribution

- ◇ The Blossoming of Leonardo da Vinci, Engineer Hidehiro Ikegami 1

Introduction / Case Study

- ◇ Styling Design of 2022 Dax 125
..... Yuichi YOKOYAMA・Takamasa SUMASU・Worawit CHAWALITNIMITKUL 8
- ◇ Turbocharged and Naturally Aspirated Gasoline Direct Injection V6 Engines with Common Architecture
based on New Valve Train System. Shotaro TAKI・Satoshi KAWAWA・Kazumasa ISHII
Akio IMAKITA・Yukio KONISHI・Yuki TOMITANI 17
- ◇ Technology for High-speed Manufacturing of High-pressure Hydrogen Tank by 14-axis
Simultaneous Control Filament Winding Machine
..... Koei FUJIKI・Kosuke TATSUSHIMA・Masaru NAKANISHI
Kenta UMETSU・Andreas REIMANN 25
- ◇ Modeling of Efficient Lifetime Prediction for Lithium-ion Battery Employing Orthogonal Array
.....Kaoru OMICHI・Tadashi KAGA・Takumi NISHIMURA
Naoya AIDA・Yuki TOMINAGA 31
- ◇ Development of Multi-disciplinary Optimization Design Assist System for Gas Turbine Rotor Blades
..... Taku AOKI・Toshihiro KAMATSUCHI・Takashi SAKAKIBARA
Gaku OKUBO・Hisato TANAKA・Sebastian SCHMITT 38

Technical Paper

- ◇ Knocking Mitigation of Gasoline Engine by Reduction of Unburned Area Using Pre-chamber Jet Combustion
..... Hirokazu ANDO・Yusuke SHINTANI・Hiroki KOBAYASHI
Ryosuke SHIINA・Noritaka KIMURA 45
- ◇ A Model for Turbulent Flame Speed Based on Theory of Turbulent Flame Brush Thickness Dynamics
..... Phillip AQUINO 56
- ◇ Hermetically Sealed Cooling Structure for Small High-current Density Motors
..... Shinji KATO・Taku UEDA
Kentaro FUKUI・Fumiya NISHII 69
- ◇ Influence of Inverter Surge Voltage Waveform and Environmental Change on Partial Discharge Phenomena
in Automobile Main Motor Magnet Wire Makoto KUBOTA・Yuta ITO・Takeshi YANAGISAWA
Yoshito TSUKAMOTO・Riku INABA 76
- ◇ Fuel Cell Stack Power Prediction Model Using Gaussian Process Regression Model
.....Ryo KOBAYASHI・Koichiro FURUSAWA・Kensuke UMEZAWA 84

工学者レオナルド・ダ・ヴィンチができるまで

The Blossoming of Leonardo da Vinci, Engineer

池上英洋*

Hidehiro Ikegami

1. はじめに

「私が学者ではないことから、私を無学の人と貶すことができるとおこがましくも考える者がいるのはわかっている。なんと愚かな！」—『アトランティコ手稿』より¹

これはレオナルド・ダ・ヴィンチが手稿に記した文だが、文中にある「無学の人 (omo senza lettere、現代イタリア語では uomo senza lettere)」は、当時の知識階級にとっての共通語にあたるラテン語を彼が解さなかったことを指している。ダンテやペトラルカのように、あえて俗語（イタリア語）でも詩や文を書いた者は多いが、まともな文化人とみなされるためにはやはりラテン語で執筆する必要があった。しかしこのラテン語にレオナルドは生涯にわたって苦しめられ、引用したやや攻撃的な文も、彼のコンプレックスを露呈している。

レオナルドは公証人という当時の知識階級の家に生まれたが、しかし両親がおそらく身分違いのために結婚しなかったせいで婚外子（私生児）となる。なんとも不条理なことに当時の公証人組合は私生児が継ぐことを認めていなかったため、彼は幼いころから家業を継がないことが決定していた。そうすると父親もドライなもので、ラテン語や算盤など当時の富裕層の子息がうける初等教育の機会をレオナルドは与えられることなく育つ。

レオナルドの手稿には所蔵している本の覚え書きが三度でてくるが、最初のトリヴルツィオ手稿では5冊の書名が記載されている。「ドナート、石について、プリニウス、算術書、モルガンテ (donato, lapidario, plinjo, abacho, morgante)」²。このうち、最初の「ドナート」はドナートゥスによるラテン語文法書を指す。大プリニウスの『博物誌』やルイジ・プルチの叙事詩『大モルガンテ』のなかにまじって、同文法書とアバコ（算盤の一種）の算術書があるのは興味深い。おそらく三十代の半ばになっているレオナルドが、必要にかられて学習したものと思われる。

このことが示しているように、「万能の天才」というレッテルから受ける、なんでも苦も無くできてしまうようなイ

メージは彼の実態に即していない。本稿では、そのようなスタートラインから、いかにして工学者としてのレオナルドができあがったのかを見てみたい。

2. レオナルドの「学び」

その後、二度記された蔵書リストをみると、加速度的に蔵書が増えたことがわかる。アトランティコ手稿では40冊、そして最後のマドリッド手稿では116冊もの蔵書の名が記されている。後者は1503～05年ごろなので、レオナルドはもう五十歳をすぎている。そこにはオウィディウスやプリニウス、アリストテレスやアウグスティヌスといった古典もあるが、多くはパルミエーリやブルキエッロ、アルベルティなど³、同時代の作家によって俗語で書かれたものだ。ラテン語のものが少ないのは前述した理由によるもので、イソップの寓話集などは俗語に翻訳された版を読んでいる。

それらは旅行に出かけるに際して残していく持ち物のリストと思われるので、この他に旅先へ持って行った本がある可能性がある。いずれにせよ、20年ほどでレオナルドの蔵書が飛躍的に増加したことがわかるが、なにしろ今のような印刷技術はなく、本は手で書き写すのが基本だ。人から借りて自分で写すと膨大な時間がかかり、できあがっている写本を買うとなると非常に高価である。最後の116という数字は、当時の五十歳前後の一個人が持つ本の数としては圧倒的なものだ。

彼が貪欲な読書家であることがわかるが、さらにレオナルドの特質のひとつといえるのが謙虚さである。古代ローマの時代に造られた名橋がヴェローナに残っていると耳にすれば、実際にその街まで行ってスケッチしている。そして彼の手稿には、これこれについては誰々が詳しいので聞きに行くこと、といった書き込みがいくつかある。その一例として、「Gian di Paris」なる人物に「セッコ技法による彩色法 (il modo de colorire a secco)」などを聞くように、との文がある⁴。この人物はジャン・ド・パリとも呼ばれていたフランスの宮廷画家ジャン・ペレアルのことで、実際

* 東京造形大学 教授

¹ Leonardo da Vinci, *il Codice Atlantico*, Biblioteca Ambrosiana, Milano, f. 327v.

² Leonardo da Vinci, *Ms. Trivulziano M 39*, Castello Sforzesco, Biblioteca Trivulziana, Milano, f. 2r.

³ Leonardo da Vinci, *il Codice Madrid*, Biblioteca Nacional de Madrid, Madrid, II, f. 2v.

⁴ Leonardo da Vinci, *il Codice Atlantico*, cit., f. 669r.

に従軍してミラノに来ていた。レオナルドがちょうど＜最後の晩餐＞をフレスコ技法を用いずに描いた直後であり、彼が最善の技法を模索していたことを思い起こさせる。芸術の中心地フィレンツェで修業したにもかかわらず、北方から来た油彩画についてもっと知りたいとの動機から、謙虚にフランスの画家に学ぶ姿勢をみせている。

そのように彼は同時代人からも多くを学んでおり、実際にミラノやフィレンツェで彼と直接の交流があったらしき学識人は少なくない。そのなかには地理学者トスカネリや航海者アメリゴ・ヴェスプッチ（アメリカの名付け親）、フィレンツェでギリシャ語の講義をしていたアルギュロプーロス、建築家のルカ・ファンチェッリとジョヴァンニ・アントニオ・アメデーオ、大砲技師ジャンニーノ、医師で数学者のジョヴァンニ・マルリアーノ、大学教授ファツィオ・カルダーノ、そして知識人バルダッサレ・カスティリ

オーネらがいた。ただし学者や知識人であれば誰でも良いわけではなく、ミラノ宮廷で重きをなしていたアンブロージオ・ダ・ヴァレーゼら占星術師たちのことは、あからさまに悪く書いている。

3. 師と工房での教育

家業を継がないことが明らかな息子を、父セル・ピエロは知人の工房へ送りこむ。アンドレア・ディ・ミケーレ・デ・チョーニ、通称アンドレア・デル・ヴェロッキオは1435年頃の生まれで、レオナルドの17歳ほど年長にあたる。はじめ金工師としてキャリアを積み、ほぼ同年代のポッライウォーロ兄弟の工房と並んで、当時のフィレンツェで一、二をあらそう規模の工房をかまえるにいたった。レオナルドが工房にいた頃には、いずれラファエッロの師になるべ



図1) アゴスティーノ・ヴェネツィアーノ（アゴスティーノ・デイ・ムージ）、＜パッチョ・バンディネッリのアカデミア＞、1531年、ニューヨーク、メトロポリタン美術館

ルジーノ（ピエトロ・ヴァンヌッチ）も在籍しており、また一時期ボッティチェリも共同作業のため工房に通っていた。つまりヴェロッキオは優れた芸術家であるのみならず良い教育者でもあったと言え、彼の弟子となったのはレオナルドにとって大いなる幸運となった。

ただ今日、私たちが「芸術家工房」と聞いて想像するものは、盛期ルネサンス以前には存在しない。そもそも「芸術家（アルティスタ）」なる名で呼ばれる職業がまだ無かった。もちろん、絵を描いたり像を彫る者、家を建てる者、あるいは金細工や絨毯のような工芸品を作る者たちはいた。しかし彼らの職業は、創造性や個性を求められることがあまり無い点において、当時のパン屋や皮革製品の製造業者らと異なることがなかった。

工房での修業生活は何年もかかる。最初は小さめの簡単なデッサンをするだけで、あとはほとんど掃除や使いっ走りの毎日が続く。次には顔料や石膏、漆喰などの材料の作り方を習得する。親方はひとつの作品を仕上げる度に何枚かの下絵や小型モデルを制作するので、弟子たちはそれらを教科書にして、ひたすら模写をして学ぶ。現代の美術学校のかわりとはいえ、講師が丁寧に教えるような方法ではないので、プロの仕事をひたすら模倣することが教育のほとんどすべてである。

そして数年たつうちに、親方の作品の下塗りなどを徐々にまかされるようになる。自分で主題を選んで、少し大きめのデッサンを描いて練習するころには、工房の弟子たちの中で誰が上手かははっきりとした序列ができ、それぞれの得意分野が固まっていく。そうなれば助手として、親方の作品の一部、たとえば楽器が得意なら楽器の描画をまかされるようになる。ちょうど今日の漫画家とアシスタントの役割

にも似て、主人公だけを親方が描いて、風景を助手が描くといった分担もよくおこなわれていた。ヴェロッキオの工房から優秀な弟子が数多く育ったのも、彼が弟子や協働者たちに適度に仕事を分担させていたおかげでもある。

レオナルドからは少し時代が下るが、彫刻家バッチョ・バンディネリ（ミケランジェロのライヴァルでもあった）が、自らの工房をアカデミアと名付けて、弟子たちに美術教育を施している場面を描いた版画がある（版画制作はアゴスティーノ・ヴェネツィアーノによる、図1）。「アカデミア」とあるのは、古代ギリシャのプラトンの学堂（アカデミア・プラトニカ）をルネサンスにおいて再興しようとしたもので、今日のアカデミーの原型といえる。実際に、1530年代にはローマで、次いで1540年代後半にはフィレンツェで、いずれもバンディネリが私的なアカデミアを始めている。版画では、部屋に集まった若者たち



図2) ミラノの逸名版画家、レオナルド・ダ・ヴィンチのデザインに基づく、＜アカデミア・ディ・ヴィンチのエンブレム＞三種、1497-1500年、銅版画、ミラノ、アンブロジーアーナ絵画館

が、蠟燭の明かりのもと、ヴィーナスの小像を手にしたバンディネッリのまわりで、思い思いにスケッチをしている様子が描かれている。部屋の棚の上にはさまざまなポーズをした小像や壺などが並べられており、日々こうした修練の機会が設けられていたことがわかる。おそらく、これと似たような実践的な教育が、ヴェロッキオ工房でもなされていたことだろう。

レオナルドもまた、アカデミアを再興しようとしたひとりである。40歳代後半になってからのことだが、彼は自らの学校のエンブレムを作ろうとしたのだろうか、彼の原画に基づいて作られて「アカデミア・ディ・ヴィンチ」と銘打たれた6種類ものエンブレムが残っている(図2)。ひと筆書きによる複雑な紐状紋様であり、彼がかなり熱心にエンブレムに取り組んだことが想像される。しかし、閉鎖的な彼の性格が災いしてか、学校を開くことはついになかった。あるいは、ミラノ時代に5～6人の弟子を抱えていた彼の小規模な工房を、自らアカデミアと呼んでいたのかもしれない。

4. 工学分野における直接的な師

修業時代に、後のレオナルドの工学的素養となった重要な事例がある。フィレンツェのシンボルであるサンタ・マリア・デル・フィオーレ大聖堂のクーポラ(図3)は、ルネサンス初期の大建築家フィリッポ・ブルネッレスキによる記念碑的な大作だが、彼が世を去った時、塔頂部に青銅球を載せる作業だけが未完のままとになっていた。この事業を請け負ったのがヴェロッキオ工房であり、2トン以上もある重量物を、約100メートルの高さまで持ち上げるという前代未聞の大事業だった。ただ、塔頂部にランタン(採光塔)を設置するためのクレーンを、当のブルネッレスキ本人がすでに考案しており、その設計図を何人かが写している。レオナルドもそのひとりである(図4)。

1468年頃に受注されたこの工事を、ヴェロッキオ工房は3年ほどで成功させている。この時、工房にいたレオナルドは18歳前後。20歳で親方資格を取る少し前のことであり、師の右腕のような立場にあったと推測される。後のレオナルドの工学分野での目覚ましい活躍を考えれば、この事業が彼に多くの工学的素養を培ったことは間違いないだろう。

彼が学んだ工学分野の先人たちのなかでも、シエナ生まれのフランチェスコ・ディ・ジョルジョ・マルティーニはとりわけ大きな存在である。フランチェスコ自身も軍事技師として諸国

で活躍しており、また同時に建築家や画家、彫刻家であり、おまけに著述家でもあった。その点で、おそらく歴史上最もレオナルドに似た万能人と言える。レオナルドがミラノ宮廷に来た時、それまでウルビーノやナポリで活躍していた13歳年長のフランチェスコはすでにその名を広く知られる存在だった。

彼らは意気投合し、パヴィアに残っていた古代騎馬像<レジソーレ>を連れだつて見学に行ったり、フランチェスコの手稿をレオナルドがゆづりうけて学んでもいる。フィレンツェのラウレンツィアーナ図書館に残る『建築論』こそは、レオナルドが所有していたことが明らかな唯一の書であり、余白にレオナルドのものとわかる鏡文字によるメモ書きがなさ



図3) サンタ・マリア・デル・フィオーレ大聖堂のクーポラ、フィレンツェ

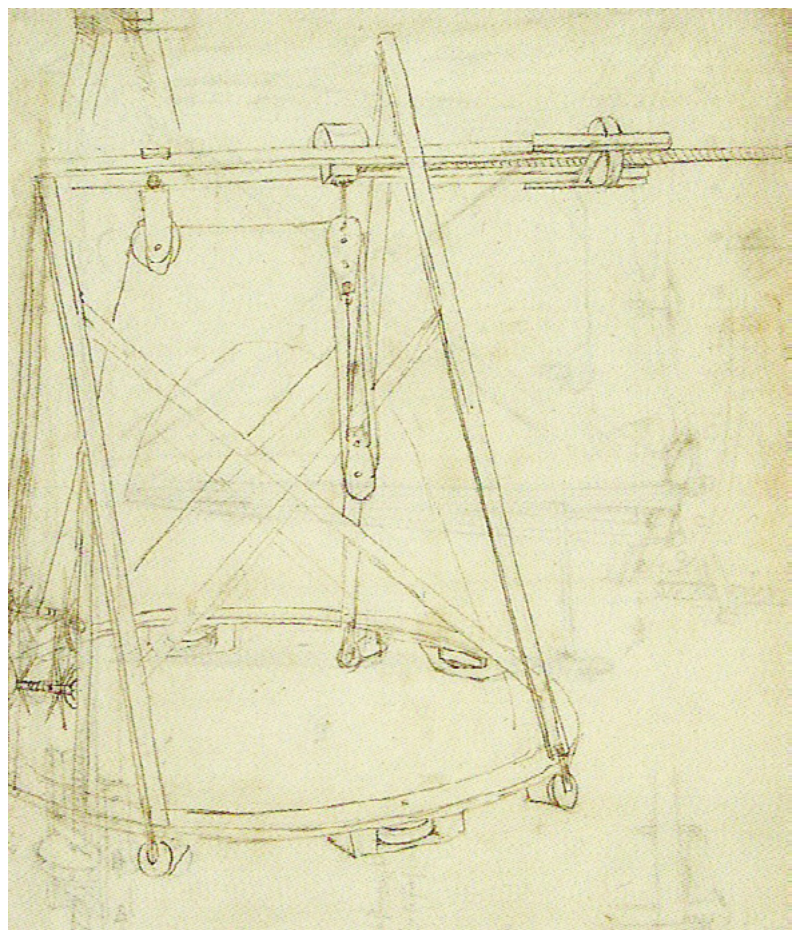


図4) レオナルド・ダ・ヴィンチ、起重機のスケッチ、1478-80年頃、『アトランティコ手稿』、f. 808r.

れている(図5)。図で示しては解説文を加えていく記述スタイルも、この先人に多くを負っていることがわかる。レオナルドは彼から工学の多くを学んでおり、かつてはレオナルドの発明とされていた有名な自走車なども、その構造のほとんどをフランチェスコに負っていたことが現在では明らかとなっている。

レオナルドは建築分野においてもミラノで活動している。幸運なことに当時ミラノには、盛期ルネサンスを代表する建築家ドナート・ブラマンテも滞在しており、それまで建築についてほとんど学ぶ機会がなかったレオナルドにとって、得難い師となったはずだ。その成果はほどなくあらわれ、レオナルドがミラノに移住してから5年ほど経った1487年、ミラノ大聖堂交差部天井の改修案のコンペティションが開かれる。手を挙げた5人の中から、審査員のブラマンテが選んだのがレオナルドで、以降、このタスクに対するレオナルドへの三度の支払い記録がある。

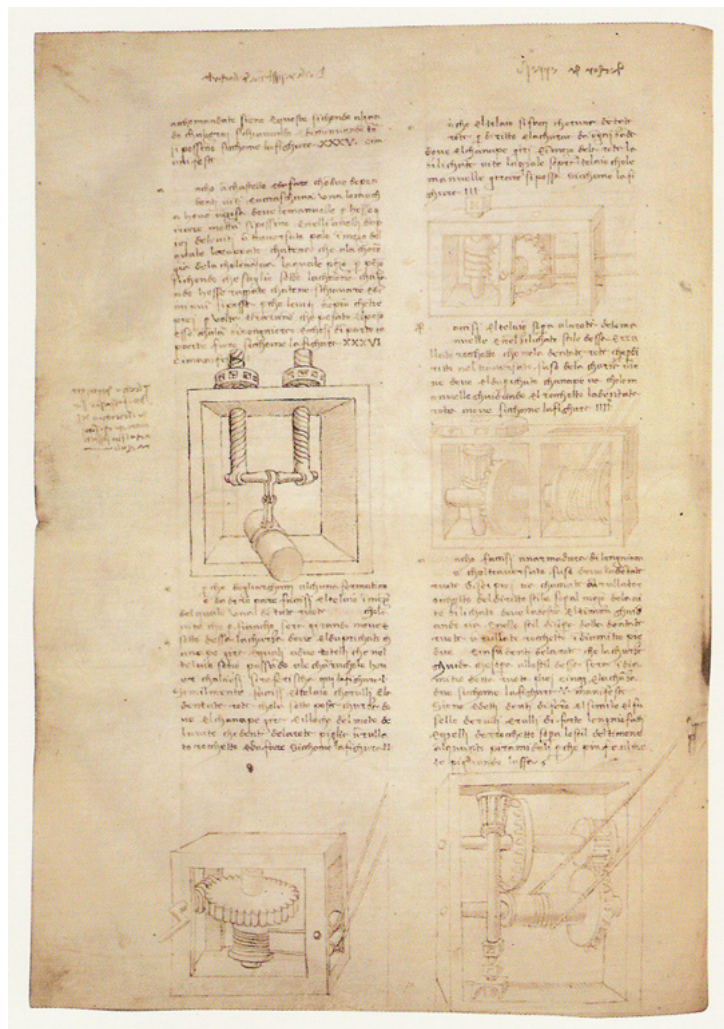


図5) フランチェスコ・ディ・ジョルジョ・マルティーニ、『建築論』(旧レオナルド蔵書)、フィレンツェ、ラウレンツィアーナ図書館、f. 44v.

5. 工学上の発展

レオナルドによる工業デザインの描画における最大の工夫が、「分解説明図」である。これは、全体の外観を示す図と、部品ごとに分解してその組み合わせ方を説明する図を同時に示す手法である(図6)。この装置によれば、操作する者が装置の横にあるレバーを前後に動かすことで、二枚の回転盤が逆方向にまわり、バーが回転して荷物を上げることができる。ギアを切り替えれば、回転盤は先ほどとはそれぞれ逆方向に回転し、結果的に今度は荷物を降ろすことができる。つまり水平方向の前後運動を、鉛直方向の上下運動へと変換する装置である⁵。画面左には全体図が、そしてその右には部品ごとに少しずつ距離をあけて描いた分解図が示されている。この方法の優れた点は、隠れて見えない部品の形状などが明確になるだけでなく、用いられる全ての部品の大きさや形状、配置が容易に伝達されう点にある。

機械部品の分解説明図の導入には、おそらくレオナルド特有の「機械要素 (elementi macchinali)」の概念が影響している。彼はバネや歯車といった多くの部品を用いるが、彼以前の工学の世界には、機能による分類や規格の統一といった概念は存在しなかった。そこで彼は、「機械要素」なる概念を持ちこんで、たとえばバネならバネだけを、さまざまなタイプ別に一覧にして図解するなどしている⁶。おそらくは実際に、部品や用具を機能や規格別にあらかじめ作ってストックを用意し、さまざまな装置を考案する際に、必要な機能をその都度選択するだけで事足りよう工夫したのだろう。

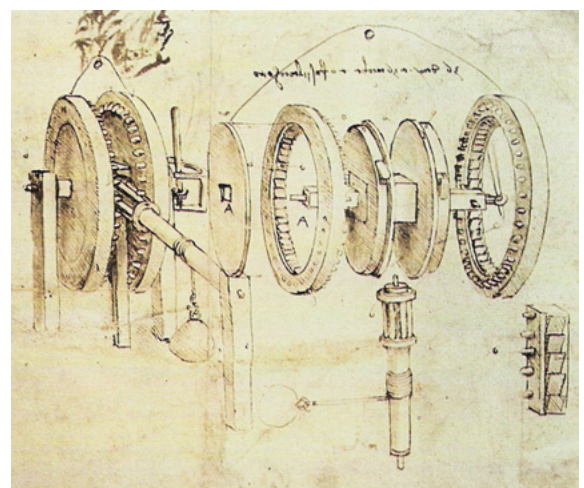


図6) レオナルド・ダ・ヴィンチ、往復運動から回転運動への変換器、『アトランティコ手稿』、f. 30v.

⁵ 同装置は当時の技術と材料でも製作可能なので、レオナルドの工学上の発明のうち、実現した可能性があるもののひとつである。同装置の作動説明については以下の書を参照されたい： ドメニコ・リーニ、裾分一弘、長尾重武ほか監修、『知られざる科学技術者 レオナルド・ダ・ヴィンチ』展カタログ、NHK きんきメディアプラン、1998年。あるいは： ドメニコ・ロレンツァほか、『ダ・ヴィンチ 天才の仕事』、松井貴子訳、二見書房、2007年。

⁶ 機械要素というレオナルドの特殊な概念については、下記の書を参照されたい： 田畑伸悟、『レオナルドと工学』、池上英洋編、『レオナルド・ダ・ヴィンチの世界』、東京堂出版、2007年。ほかに： Marco Cianchi, *Leonardo da Vinci's Machines*, Firenze (publication year unknown); *La mente di Leonardo*, a cura di Paolo Galluzzi, Firenze 2006.

道具や部品のほとんどを自作する必要があった時代に、レオナルドら工学者たちが抱えていた苦労を想像するのは、現代に生きる私たちにとって容易ではない。発明や機械製作の前に、まず必要となる工作道具を、レオナルドはなんとか効率よく入手しようとしている(図7)。ここでは、錘の重みで軸が回転し、徐々にもちあげられるハンマーが時折振り下ろされ、鉄の板に凹みを刻む。その台自体も軸の回転によって少しずつ近づくようにできており、ハンマーが叩く位置を自動的にずらしていくのだ。

全体の作業量を減らすために、このような自動化を進めることはレオナルドにとって切実だった。そのため太古の時代から利用されてきた水流だけでなく、先の機械のように錘が落下する位置エネルギーや、大きなバネが戻ろうとする反発力などを利用したアイデアが紙葉にはしばしば登場する。面白いところでは、肉を回転させながらローストするためにずっとハンドルを回し続けるのは辛い作業なので、ローストする熱によって発生する上昇気流を利用しようとする(図8)。レオナルドは上が狭くなった煙突状構造の上部にファンを設け、上昇気流によってファンを回し、その回転によってロースト用の軸棒を自動的に回そうとしている。なんだかものぐさで微笑ましいが、プリミティブながらこれはれっきとした蒸気機関の原型と呼べるものだ。

レオナルドによる工学上のアイデアがすべて自前で創られたものわけではないことは既に述べた。古臭い考え方ももちろん随所にある。慣性の法則を説明するための「インペトゥス」説などはその例だ。また動力を与え続けなくとも永久に運動が持続する「永久機関」を実現すべく、回転によって先に錘をつけたバーが振り下ろされ、その反動で

輪が回転し続けるような仕組みをレオナルドも考えている(図9)。周知のとおり永久機関は不可能なので、レオナルドもそのことに気が付き、永久機関を可能だと言う錬金術師たちを否定する。

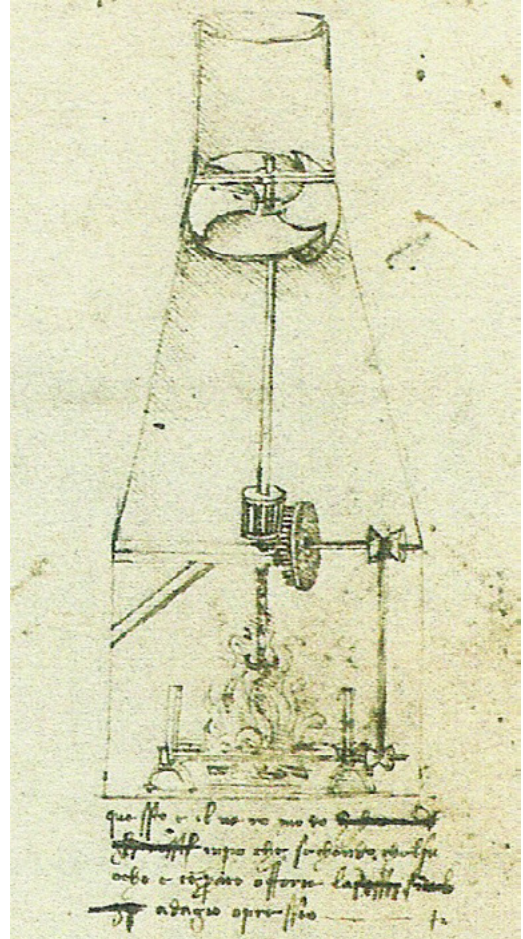


図8) レオナルド・ダ・ヴィンチ、自動ローストの仕組み、『アトランティコ手稿』、f. 21r.

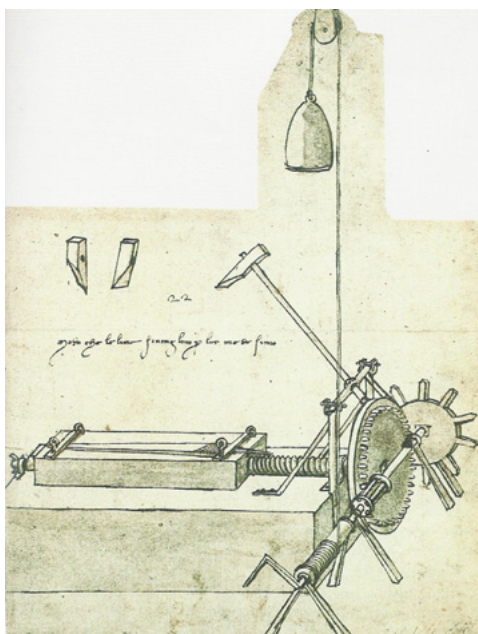


図7) レオナルド・ダ・ヴィンチ、やすりの自動製造機、『アトランティコ手稿』、f. 24r.

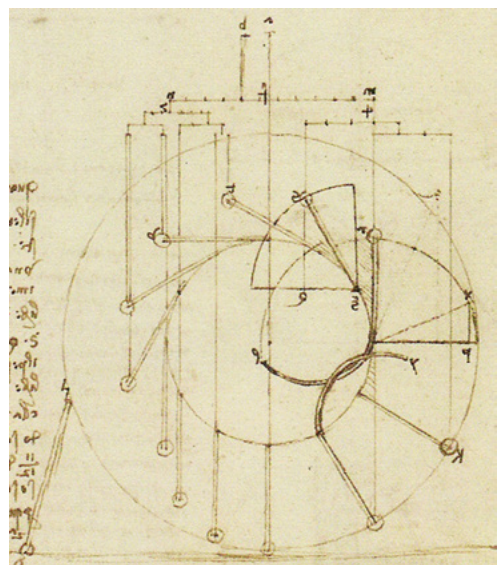


図9) レオナルド・ダ・ヴィンチ、永久機関、『マドリッド手稿I』、f. 145r.

ここからがレオナルドのレオナルドたる所以であって、彼は「出来なかった」という結果だけでは終わらず、なぜ永久機関ができないのかとの疑問につなげ、摩擦によるエネルギーの損失の検証をおこなっている(図10)。そこではさまざまな形状や材質のものに錘を付けて、摩擦の程度の違いを見ている。

さらに彼はそこから一步進んで、摩擦熱の発生を極小化するためのさまざまな工夫を試みている(図11)。そこでは、回転で失われるエネルギーを減らすため、球を三つ入れたくぼみを軸受にしている。これは明らかに現代のスラスト・ベアリングの原型と言える。

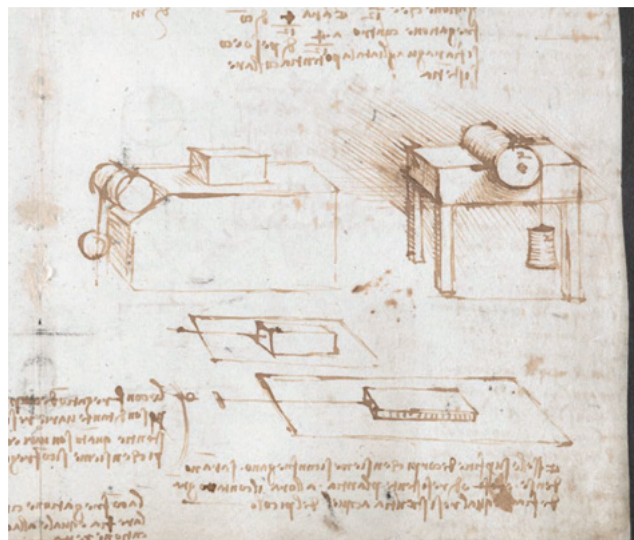


図10) レオナルド・ダ・ヴィンチ、摩擦実験、『アランデル手稿』、f. 41r.

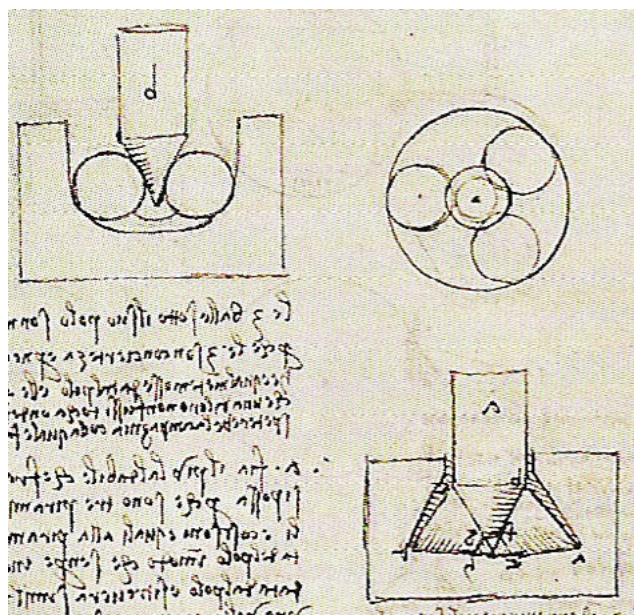


図11) レオナルド・ダ・ヴィンチ、スラスト・ベアリングの実験、『マドリッド手稿II』、f. 101v.

6. おわりに

しかし、現代につながるアイデアを幾つも記していたにもかかわらず、彼が後の工学史に与えた影響はさほど大きくない。なにより彼の最大の失敗は、アイデアを本にして出版しなかったことにある。彼にそのつもりがなかったというわけではない。かつては彼の鏡文字と結び付けられて、あまりに急進的な内容であるためにわざわざ刊行しなかったのだとする、行き過ぎた解釈すらあった。実際には、彼には出版への意欲とそのための明確な構想さえあった。『レスター手稿』などは明らかに出版を意図した下書きの体裁をとっており、また長年の水流に関する考察を『水に関する書』と題して刊行するための章立てのリストまで残っている。同様の章立て構想は、完全なるフィクションである東方への旅行記などに関しても残されている。

もし彼の出版計画が実現していたなら、科学の発展にもっと大きな影響を与えていただろう。しかし、レオナルドはついに出版を実現することなく世を去った。若くして師の思考の遺産を託されたフランチェスコ・メルツィは、その長い残りの生涯を通じて、なんとか絵画に関するメモだけを整理して、『絵画論』として一冊にまとめただけで終わった。

その後、よく知られているように、レオナルドの膨大な思考の集積は、かなりの部分が失われてしまった。もちろん、ペドレッティが指摘するように⁷、たとえ現在は失われてしまったものでも、後世の技術者になんらかの影響を残したと思われるレオナルドのアイデアもあっただろう。あるいは、彼がいくつか実現させた装置を、同時代か後世に見た技術者たちがいたことも確かだろう。

実際に、レオナルドによって手稿に残された「伸縮ばね構造」とまったく同じものが、17世紀のジョヴァンニ・アルフォンソ・ボレッリの著作に登場することなどが、ロスハイムによって報告されている⁸。これは、後世にあまり影響を与えなかったと考えられているレオナルド工学の、科学史への貢献を示す証拠のひとつとなっている。

■著者■



池上英洋

⁷ カルロ・ペドレッティ、『レオナルド・ダ・ヴィンチ 藝術と発明【機械篇】』、田中久美子・小倉康之・森田学訳、東洋書林、2008年、pp. 102-113.

⁸ Mark Elling Rosheim, "L'automa programmabile di Leonardo", in: *Lettura Vinciana*, XL, 2000.

2022 Dax125 のスタイリングデザイン

Styling Design of 2022 Dax 125

横 山 悠 一¹
Yuichi YOKOYAMA

須 増 考 政²
Takamasa SUMASU

Worawit CHAWALITNIMITKUL³

要 旨

Dax125 は、Honda のタイオフィスからの発案で、C125、Monkey125、CT125 などの「クラシックリデザインモデル」に加える商品として開発された。初代 DAX は、小径タイヤと、水平に長く伸びたフレームの組合せが、胴長の小型犬、ダックスフントのように見えることから、日本では「ダックスホンダ」とネーミングされた。このモデルをデザインするにあたり、独自性を表現するためのキーとなる要素を T 字型鋼板プレスフレームと、ヘッドパイプからシートまでの長いネック部分であると定めた。「スニーカーを履いて気軽に散歩に出かけるような乗り物」「週末には家族で親しめる」といった、ユーザの多様な使い方をイメージした。そこで、開発のキーワードを「ファミリー&レジャースニーカー」とした。本開発ではクレイモデルを制作せず、車体全体の完成ボリュームを把握するために、3D CAD データをバーチャル上で体感できる VR 確認を早期から使用し、デザインの検討をおこなう手法を選択した。排気量も性能も異なる中、オリジナルのイメージに収めるというテーマが課題であったが、タイと日本の総力を結集した開発で、現代の感覚も取り入れた温かみがある美しいモデルにすることができた。

ABSTRACT

Upon an initiative from Honda's Thai Office, the Dax 125 has been developed as an addition to the "Redesigned Classic Models" such as C125, Monkey 125, and CT125. Since the combination of its small-diameter wheels and horizontally extended frame body resembled the long-bodied, small-sized dog, dachshund, the original DAX was named as DAX Honda in Japan. When designing the style of this model, the T-shaped pressed steel frame having a long beam extending from the steering head pipe to the seat was deemed as the key element to emphasize its uniqueness. We imagined various types of use such as "going out for a ride like taking a lighthearted walk wearing sneakers" and "enjoying a ride with family members on weekends." With that in mind, we chose "family & leisure sneakers" as the key words for the development of the product. In this project, rather than producing a clay model, we have used VR, which allows virtual viewing of the model from 3D CAD data, to acquire an image picture of the entire vehicle from an early period of styling design. Although it was a challenge to maintain the original product image in the new product having a larger engine displacement and higher performance, with the efforts of project members in Thailand and Japan focused on the common goal, the beautiful new model featuring the gentle and modern taste has been realized.

1. 序論

近年の日本の二輪車市場において、125 cc 以下の小型モデルの売行きが伸びている。

その中でも Honda のクラシックリデザインモデルである C125、Monkey125、CT125 は、ベテランユーザや長年のブランクを経て再びバイクに乗るリターンユーザの間で人気が高い (Fig. 1)。

一方、同じモデルを販売するタイにおいては、人々の足として普及した二輪車から、経済的にゆとりの生まれたユーザ層による、趣味としての二輪車の市場が拡大しつつ

あった。彼らによって 1960 - 70 年代の Cub を素材にしたカスタマイズが流行りはじめ、SNS などを通じて世界的にも影響を与えていた。Honda のクラシックリデザインモデルは、そんな彼らが自己表現ツールとしての存在感を増していた (Fig. 2)。

このような背景の中、Honda のタイオフィスからの発案で Dax125 デザインコンセプトモデルが制作された。Dax125 は、1969 年から 2003 年まで販売されていたオリジナル DAX をモチーフに、このクラシックリデザインモデルに加える商品として企画された。

¹ デザインセンター

² 本田技研工業株式会社

³ Honda R&D Southeast Asia Co., Ltd.



Fig. 1 "Redesigned Classic Models" of Honda

2. DAX の歴史

初代 DAX は、ST50/70 として 1969 年に登場し、アメリカ市場を発端に日本、欧州でも販売されたグローバルモデルである。小径タイヤと、水平に長く伸びたフレームの組合せが、胴長の小型犬、ダックスフントのように見えることから、日本では「ダックスホンダ」とネーミングされた。

オリジナル DAX が検討されていた当時も、モータサイクルのデザインといえば、タンク、シート、エンジンが独立し、メカニズムを強調することが通例であった。オリジナル DAX は、プレスフレームに極力メカニズムを内包することで、だれもが気軽にバイクを楽しめるコンセプトを具現化していた。機械を感じさせない、親しみやすいデザインが、さまざまなユーザに高く評価され、2003 年まで生産が続けられた (Fig. 3)。

3. Dax125 デザインコンセプトモデル

3.1. タイオフィスからの提案

Honda タイオフィスからデザインコンセプトモデルが提案された。

そのきっかけとなったことは、DAX 好きの日本の研究者が先行検討していた 125 cc エンジン搭載の鋼板プレスフレームモデルであった。タイは歴代 DAX の販売対象国ではなかったが、エンスージアストと呼ばれるモータサイクル精通者や、トレンドセッターからの認知度は高いモデルである。彼らは、オリジナル DAX の T 字型鋼板プレスフレームが持つ、唯一無二のキャラクター性に価値を感じていた。

3.2. コンセプトモデルの検討

オリジナル DAX の独自性を表現するためのキーとなる要素は、T 字型鋼板プレスフレームと、ヘッドパイプからシートまでの長いネック部分であると定めた。そのことから、Dax125 のスタイリングコンセプトは、「ホリズントリジッド ライン」とした (Fig. 4)。この言葉には、オリジナル DAX の象徴的な T 字型鋼板プレスフレームを強調する



Fig. 2 Snapshot of motorcycle dealer in Thailand

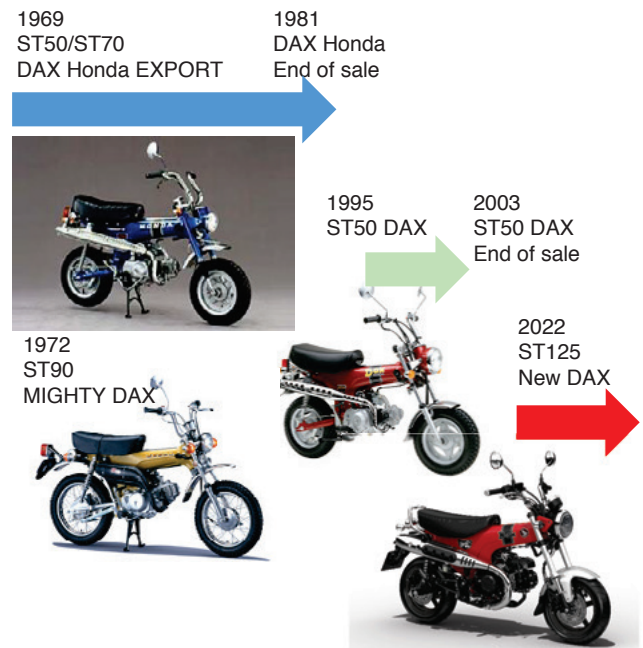


Fig. 3 History of DAX

ねらいがある。アイデアスケッチの段階では、オリジナル DAX に近いスケッチから、先進的なイメージのスケッチを展開した (Fig. 5)。さまざまなアイデアスケッチが描かれたが、それらの中で、オリジナル DAX と先進性のバランスの良さが決め手となり、キーとなるスケッチが決定し (Fig. 6)、タイオフィスにてイメージモデルが制作された (Fig. 7)。

3.3. コンセプトモデルの日本での評価

タイオフィスを製作されたコンセプトモデルが完成し、日本の開発部門で披露された。鋼板プレスフレームは近年開発実績がないため、机上の検討結果に疑問を持つ者も少なくなかった。実現に向けての課題は多いものの、それを超える魅力を表現したコンセプトモデルは、部門上位者の心を動かし量産モデルの開発が決定した。また、鋼板プレスフレームの開発に対応するため、日本での開発が決定した。



Fig. 4 Styling concept



Fig. 5 Idea sketches

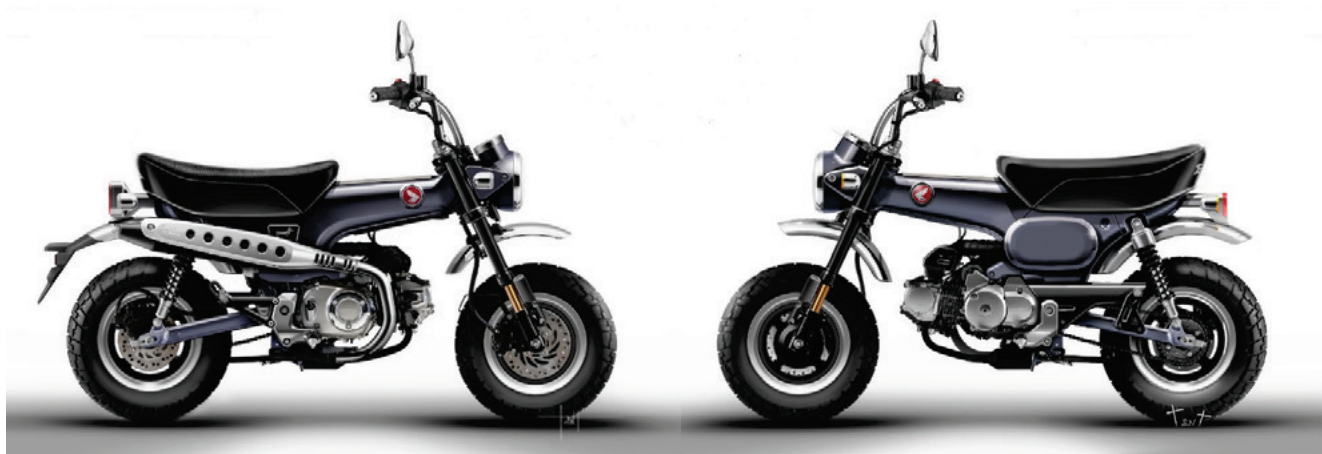


Fig. 6 Key sketches

4. 日本での量産モデルの開発

本モデルのリデザインを進めるにあたり、アイコンであるT字型鋼板プレスフレームを、どのように再現するかが最も重要なポイントとなる。人目を引き、メカカルパーツを包むことで気軽に乗り出せる雰囲気演出し、唯一無二の愛きょうのあるスタイリングの実現に欠かせないアイテムなのだ。

4.1. 機種コンセプトの設定

タイや日本以外の国々にも通用するグローバルモデルとするため、改めて機種コンセプトから立ち返って考えた。

オリジナル DAX 同様、気軽にスニーカーを履いて散歩に出かけるような乗り物でありながら、週末には家族で親しめるようなユーザの多様な使い方をイメージした。そこで、開発のキーワードを「ファミリー&レジャースニーカー」とした (Fig. 8)。



Fig. 7 Concept model produced by office of Honda R&D in Thailand

4.2. メイン市場の設定

タイオフィスからの提案ではあるものの、タイの趣味領域での市場サイズに対し、日常の通勤用としての用途も想定できる日本をメイン市場として設定した。日本市場では、クラシックリデザインモデルである、C125, Monkey125, CT125 は、ベテランユーザやリターンユーザの間で人気が高い。これら3機種との競争を避け、ユーザの選択肢を増やすための特徴が必要だと考えた。そこで、そのまま2人乗りができるロングシートと、クラッチ操作が不要な自動遠心クラッチ付き4速トランスミッションの組合せを特徴とし、各モデルとの違いを明確にした (Fig. 9)。

4.3. スタイリングの検討

モチーフとなったオリジナル DAX と、デザインコンセプトモデルのスタイリングイメージを継承するために、確実に守らなければならない条件を設定した。そこで、このデザイン条件を明確化するためのアイコンを制作した (Fig. 10)。アイコンを制作することにより、特徴的なスタイリングのバランスや要点がより明快になった。それにより、T字型鋼板プレスフレームやアップマフラ、丸形の灯火器類 (ヘッドランプ、テールランプ、ウィンカ) の装備を必要な条件と定めた。

この中でも、T字型鋼板プレスフレームは、胴にあたる水平部を長く見せる、外観上の最も重要なアイデンティティと位置づけた。



Fig. 8 Key words

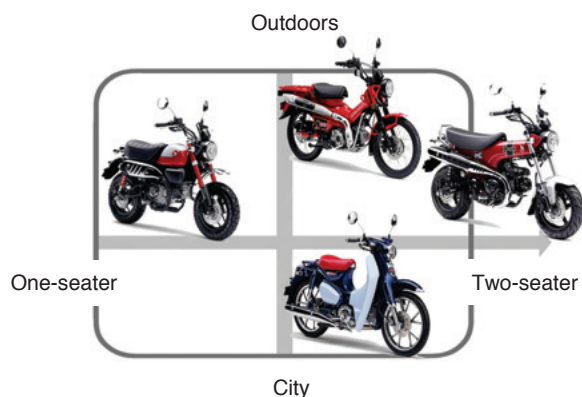


Fig. 9 Positioning map of various models

4.4. 3D CAD によるデザイン推進手法

従来のモータサイクルデザインの開発では、2D スケッチ決定後にクレイモデルによる立体形状検討をおこなうことが通例であった。しかし、本開発ではクレイモデルを制作せず、3D CAD データによってデザインの検討をおこなう手法を選択した。またフレームに限って言えば、通常おこなう 2D によるスケッチ検討も一切おこなわず、3D CAD でダイレクトにデザインを進めた。

本モデルのように、プレスフレームそのものを外観意匠として用いる場合、その外観形状がそのまま強度要素に直結する。そのため、パイプフレームを用いた二輪車の一般的な開発のように、パイプ径や補強用の鉄板の厚みや大きさの変更による強度や剛性を調整する設計手法を取ることはできない。そこで美しい外観と機能面の両立させるために、デザインと設計部門との間で 3D CAD データのやり取りを綿密におこなうことで成立させた。本手法によるデザイン推進は、開発プロセスにおいて日々複合的に変化する生技性、剛性、強度、衝突の解析結果の反映と、設計部門との綿密な情報共有を可能とした。1 mm 程度の面の盛りと削りの調整と解析を数十回と繰り返すため、この手法は大変効率的であった。

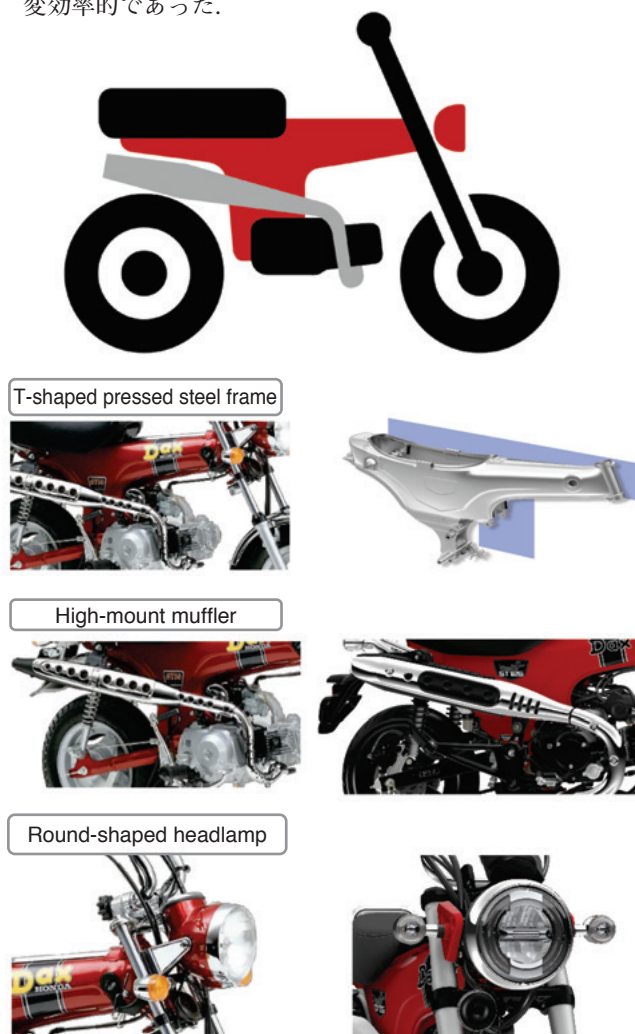


Fig. 10 Icon indicating balance of styling

4.5. T字型鋼板プレスフレームのデザイン方針

プレスフレームによる外観表現をおこなう上で、デザイン方針を以下のように定めた。

- (1) ボリュームを大きくしないための、内容物高密度配置と最適クリアランス設定
- (2) 鋼板プレス製法ならではの温かみのある面表現

(1) ボリュームを大きくしないための内容物高密度配置と最適クリアランス

オリジナル DAX フレームは、細く長く T 字がしっかりと見えることが特徴である。本開発モデルには、排気量の増加と、現代のバイクに必要な補機類の増加に伴い、オリジナル DAX 以上に多くの部品をフレーム内に配置する必要がある。排気量 50 - 70 cc であったオリジナル DAX との比較では、フューエルタンク容量、エアクリーナ容量、バッテリー容量の増加に加え、ABS モジュールタ、キャニスタ、車体の傾きなどを検知する 3 軸 IMU などを追加して収納する必要があった。

各開発機能区が先行して、それぞれのレイアウトをおこなう従来手法では、どうしてもクリアランスに余裕を取らざるを得ず、フレーム幅は太くなる傾向となる。それではオリジナル DAX の特徴であった細長い胴体の再現とならない。

また、フレームが太くなることで連鎖的に広がるシートの幅は、足つき性にも影響する。同様に、スタイリング上の要点としたアップマフラの搭載位置も外に広がり、乗車したパッセンジャの片足のみが大きく開くことになる。2 人乗りのしやすさも意識した Dax125 にとって、細いフレーム幅の実現は重要な課題である。

そこで本開発では、目標とするフレーム形状の 3D CAD データをデザイン側で制作し、車体設計チームに提示するところから開始した。このデータが、多岐にわたる開発機能区のレイアウト基準となった。

フレームに内包する機能部品で、大きなボリュームを持つのは、エアクリーナとフューエルタンクである。日常の使い勝手を考慮して設定された 3.8 L のフューエルタンク

は、デザイン側の提示したフレームの 3D CAD データから大きくはみ出した (Fig. 11)。

また、その他の部分でもボリューム不足は至る所で発生した。その解決のため、主要部品をパズルのように組替えて、大幅なレイアウト変更を何度もおこなった。大きなレイアウト変更に伴い、デザイン側も外観形状の見直しをおこない、機能、法規とデザインの最適案を模索した。

数回の大幅レイアウト変更とデザイン検討の結果、エアクリーナ、フューエルタンク、バッテリーをフレーム内に高密度配置し、ECU などの電装類をサイドカバー内に配置するレイアウトが完成した (Fig. 12)。

初期にレイアウト基準をチーム内で共有することで、早期の課題解決に繋がり、最終形状は 125 cc として最適なボリュームのプレスフレームにすることができた (Fig. 13)。

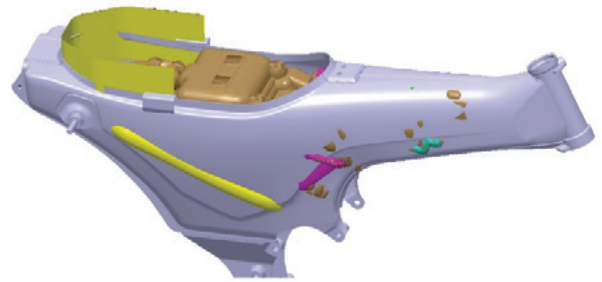


Fig. 11 Functional parts sticking out in early frame data

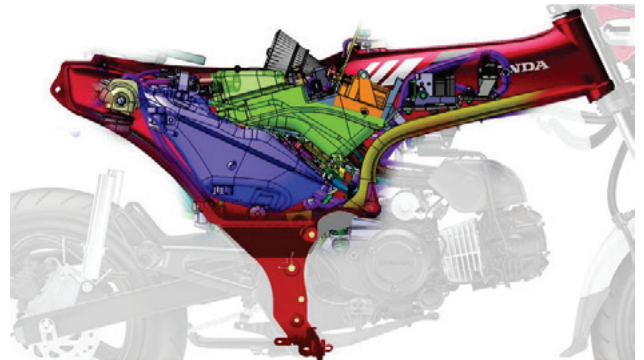


Fig. 12 Air box, fuel tank, and battery densely packaged in the pressed steel frame



Fig. 13 Pressed steel frame having an optimum volume

(2) 鋼板プレスならではの温かみのある面表情

サイドビューのT字の表現だけでなく、長年愛され親しみを感じていただくための工夫として、飽きのこない鋼板プレスならではの素材感を追及した。外観デザイン部分を樹脂部品で構成しているモデルが多い現在でも、温かみと重厚感を感じる、鉄の素材感と構造的魅惑にひかれるユーザは多い。

Dax125 は大量生産が前提の工業製品であるが、工芸品のような面表情を演出する研究をおこなった。面表情とは、立体を扱う美術系業界における、面の張りや変化に対して用いる表現である。

温かみを感じる工芸品は、人が気持ちよく使える形状を作者が練りに練って表現している (Fig. 14)。Dax125 では、乗り物として必要な剛性、強度などの条件を守りながら、使う人が長く愛せる、人の手に吸い付くような面表情を表現した (Fig. 15)。

鋼板プレス加工は、鉄の平板を金型で挟み、押し曲げる工法である。部分的に鉄板が伸びすぎる形状では、必要な剛性、強度などが確保されないこともあるため、凹折れ部は必然と大きくなる。また、剛性と強度確保のために面全体に大きな張りが必要とされることも特徴である。

これらの、プレス加工された鉄板ならではの形状的な特性を活かした上で、前後に流れるハイライトを意識した造形とすることで、T字型の強調と、車体全体の伸びやかさを表現した (Fig. 16)。さらに、緩やかで有機的な断面セ

クションの中に小さく機械的な凸折れ部を設けることで、温もりがありながら、モダンで締りのある形状を表現した。

また、車体全体の完成ボリュームを把握するために、3D CAD データをバーチャル上で体感できる VR 確認も早期から使用した (Fig. 17)。およそ数十回にわたる形状変更と解析を繰り返した。ただし、精巧な 3D CAD 画像においても、画面の中だけでは人の手に吸い付くような面表情の作成は容易ではない。そのため、頻繁に造形確認用ワックスを切削し、手で実際に触れることで確認した (Fig. 18)。

これにより、プレスフレーム内の高密度配置と最適クリアランス設定と、温かみのある外観デザインが両立したT字型鋼板プレスフレームが完成した。



Fig. 16 Expression of entire vehicle body's stretchiness



Fig. 14 Craft object having gentleness

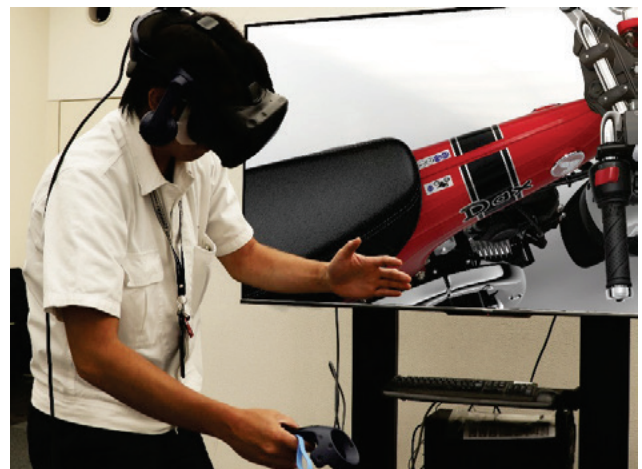


Fig. 17 Virtual evaluation using VR



Fig. 15 Surface appearance that is smooth and comfortable to touch



Fig. 18 Wax model to touch and feel the shape

4.6. 溶接

鋼板プレスフレームがそのまま外観となる Dax125 では、溶接痕の盛り上がりの溶接ビードの見栄えも重要な要素である。

ヘッドパイプからシートまで伸びるネック部は、乗車状態で視線を落とすと見える、外観の仕上げ上大変重要な部分である。さらに同部は、左右と底部の3枚のプレス鋼板を溶接して構成しているため、どの角度からも溶接ビードが見える。

そのため Dax125 では、溶接ビードの外観基準板を複数作成し、適切な溶接ビードの外観を管理することとした (Fig. 19)。

溶接ビードの外観レベル向上のために、溶接スピード、ガスの種類と量、治具、トーチの角度などを検証し、特定の条件を設定した。さらに、ワイヤーバフによるスパッタ除去などの仕上げ工程を追加することで、ばらつきがない美しい溶接ビードができるようになった (Fig. 20)。

また、ヘッドパイプ周りの見栄えも考慮し、必要な剛性、強度を確保すべく、事前のデータ解析をおこない、シンプルかつ美しい仕上がりを実現した (Fig. 21)。

4.7. アップマフラのデザイン開発

DAX であるための条件として設定したアップマフラは、気軽にどこでも行けそうな雰囲気を実現するための重要なアイテムである。アップマフラは、不整地を走ることができるように最低地上高を上げる目的で採用されることが多く、どこでも走ることができる軽快なイメージを表現しやすい。アップマフラのデザインは、以下を重視し推進した。

- (1) 金管楽器のように美しいエキゾーストパイプカバー (Fig. 22)
- (2) フレームに沿い、細身に見えるマフラ

(1) 金管楽器のように美しいエキゾーストパイプカバー
量産車のエキゾーストパイプは機械曲げのため、直線と一定半径の曲げを組み合わせた機械的な形状が多い。そこで本機種では、鋼板プレスメッキのエキゾーストパイプカバーにて、耐熱距離を確保しながらエキゾーストパイプを包含し、美しくスムーズなラインを通すことで、金管楽器のような表現とした。

また、マフラカバーと連続的につながるデザイン構成としたことで、メッキが映える一体感と美しさのあるアップマフラとした (Fig. 23)。それにより、プレスフレーム同様に美しく長く愛されるデザインを目指した。

- (2) フレームに沿い、細身に見えるマフラ

アップマフラの横方向の張り出しを抑えるため、リアサスペンション部のマフラ本体の裏側を大きく凹ませて配置した。それにより、フレームボディとの一体感を感じられるデザインとした。また、マフラカバー上部のプロテクタを黒色の樹脂とすることで、視覚的にもマフラ本体を細く感じるように工夫した (Fig. 24)。



Fig. 19 Sample of welding bead appearance

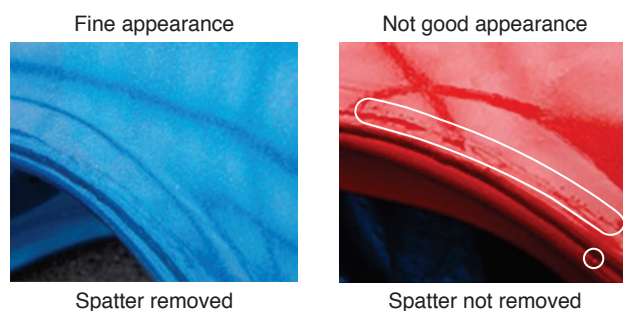


Fig. 20 Verification of spatter removal



Fig. 21 Simple yet beautiful steering head pipe area without gusset



Fig. 22 Elegant bending of brass instrument

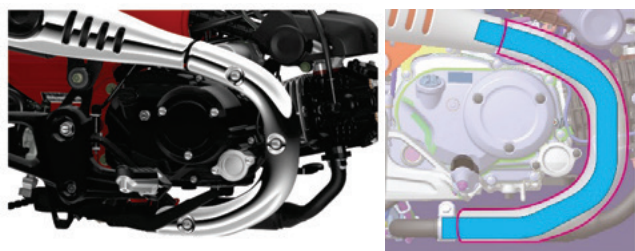


Fig. 23 Exhaust pipe cover as beautiful as a brass instrument



Fig. 24 Slim-looking muffler tucked along the frame

4.8. カラーリング

カラーリングのバリエーションを2色設定した。リターンユーザをターゲットとした往年のオリジナルDAXを彷彿するヘリテージカラーの赤と、オリジナルDAXを知らない若いユーザにも好まれる、モダンなアースカラーのブルーグレーとした。

歴代のDAXを並べたカラーのグルーピングでは、DAXの定番色は赤、青が多い (Fig. 25)。特に赤は、初代DAXや1996年に日本で再販された際も採用されている。また、赤はHondaのコーポレートカラーでもある。以上の理由から

赤を選択し、その中でも高級感のあるパールネビュラレッドを設定した。

一方若いユーザは、車両ではなくライダー自身が主役になるような車体カラーを好む傾向がある。そのことから若いユーザをターゲットとしたカラーとして、色味を抑えたパールカデットグレーを設定した。

オリジナルDAXを知っているベテランユーザから若いユーザまで、幅広いユーザをねらったこの2色である (Fig. 26)。

銅板プレスフレームに施された縦のストライプは、ダックスフントの首輪を模して造られた、オリジナルDAX定番のグラフィックである。このイメージを踏襲しながらシンプルな色使いとすることで、大人も満足させる高級感あるデザインに仕上げた。

また、ダックスフントのマークは、当時の遊び心を受け継ぎ、現代風にリデザインした。125 cc 化によるパワーアップに伴い、タイヤ形状や、なびかせた耳、ゴーグルを装着させることによって、カフェレーサースタイルにデザインし躍動感を強調した。同時に線幅を太くして、キャラクター性と視認性を向上させた (Fig. 27)。



Fig. 26 Colors of new model: Pearl Nebula Red (left) and Pearl Cadet Grey (right)



Fig. 25 Colors of past DAX models

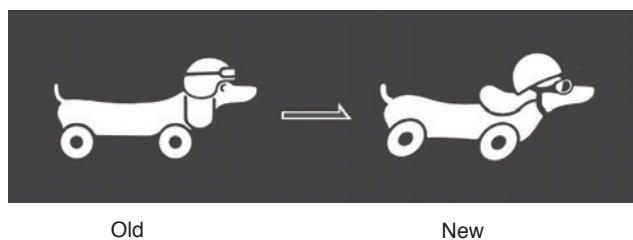


Fig. 27 Redesigned modern dachshund mark

5. まとめ

Dax125の開発は、歴史あるモデルのリデザインであり、排気量も性能も異なる中、オリジナルのイメージに収めるというテーマが課題であった。また、シンプルでコンパクトなデザインに、最新の法規制をクリアする機器を収納するのは想像以上に難易度が高かったが、3D CADを活用した新たなデザイン推進方法によって達成できた。

コンセプトモデルの制作はタイ、フレーム先行技術検討および量産開発は日本と、それぞれの役割を担い、Dax125に込める愛情は互いに引けを取らず、総力を結集した開発となった。それにより、オリジナルDAXのアイデンティティに、現代の感覚も取り入れて温かみがある美しいモデルにすることができた。

今後世界中のユーザがどのように感じてくれるかを楽しみにしながら、更なる進化に向けてかかわっていきたい。

■ 著 者 ■



横山 悠一



須増 考政



Worawit CHAWALITNIMITKUL

新動弁機構による過給および自然吸気共通構造 V 型 6 気筒ガソリン直噴エンジン

Turbocharged and Naturally Aspirated Gasoline Direct Injection V6 Engines
with Common Architecture based on New Valve Train System

瀧 翔 太 朗¹

Shotaro TAKI

今 北 暁 夫¹

Akio IMAKITA

川 和 悟¹

Satoshi KAWAWA

小 西 幸 生¹

Yukio KONISHI

石 井 和 将¹

Kazumasa ISHII

富 谷 祐 貴¹

Yuki TOMITANI

要 旨

新動弁機構を用いてエンジン主要ジオメトリを共通構造とした、出力性能向上を狙ったターボチャージャ過給仕様および環境性能向上を狙った自然吸気仕様の、二種類の V 型 6 気筒ガソリン直噴エンジンを開発した。過給エンジンの過給応答遅れ改善と自然吸気エンジンの熱効率改善のため、吸排気 Variable Timing Control を採用した。また従来エンジン同等のエンジン本体サイズを維持するため、気筒休止切替え機構を内蔵したバルブリフタ式の Variable Cylinder Management システムと Hydraulic lash adjuster およびローラロッカーアームを組み合わせた、コンパクトな新動弁機構を開発した。これにより、SOHC 構造の従来エンジンと同等のシリンダヘッドサイズでこれらの機構を搭載できた。さらにこの新動弁機構により、シリンダヘッド構造とクランクやカムの回転軸位置などのエンジン主要ジオメトリを、過給および自然吸気エンジンで共通化し、タイミングベルトドライブシステムなどのコモナリティも確保した。過給エンジンはツインスクロールシングルターボチャージャを採用し、最高出力 265 kW、最大トルク 480 Nm を達成した。自然吸気エンジンは燃料噴射システムを 30 MPa へ高圧化し、本エンジン搭載車両で LEV III SUEV30 と PM 1 mg/mile を達成した。

ABSTRACT

Two gasoline direct injection V6 engines were developed using a new valve train architecture with a common engine geometry: a turbocharged engine aimed at enhancing power performance, and a naturally aspirated engine aimed at enhancing environmental performance. Variable Timing Control for intake and exhaust was adopted to improve boost pressure responsivity for the turbocharged engine and thermal efficiency for the naturally aspirated engine. To maintain an engine size comparable to that of the previous engine, a new compact valve train was developed, combining a valve lifter-based Variable Cylinder Management system with built-in cylinder deactivation switching mechanism, hydraulic lash adjusters, and roller rocker arms. With these changes, these systems were equipped at the same cylinder head size as the previous SOHC engine. Furthermore, the new valve train allowed for a common engine geometry between the turbocharged and naturally aspirated engines, including cylinder head structure and rotational axis positions of the crank shaft and cam shafts, to help ensure commonality for the timing belt drive system and other systems. A single twin-scroll turbocharger was adopted for the turbocharged engine, achieving a maximum power of 265 kW and maximum torque of 480 Nm. The naturally aspirated engine features a fuel injection system with fuel pressure increased to 30 MPa, and a vehicle with the engine achieved an LEV III SUEV30 rating, producing PM of 1 mg/mile.

1. まえがき

北米市場では SUV やピックアップトラック用に駆動力余裕のあるパワートレインが望まれている。Honda は 1997 年に V 型 6 気筒 (V6) 3.0 L 自然吸気 (NA) SOHC VTEC

エンジンを開発し高出力化した。2003 年には 6 気筒と 3 気筒の切替え運転をおこなうロッカーアーム (R/A) 式の気筒休止切替え動弁機構の Variable Cylinder Management (VCM) システム⁽¹⁾を開発し、環境性能を向上した。そして 2008 年には更なる環境性能向上のため、6 気筒・4 気筒・

¹ 本田技研工業株式会社

E-mail: shotaro_taki@jp.honda

3気筒の多段切替え運転をおこなう VCM-II システムを開発し、出力向上のための排気量拡大と組み合わせ、V6 3.5 L NA エンジンに改良⁽²⁾した。2013 年には出力特性改善のためバルブリフトを切替える VTEC と、環境性能向上のための VCM システムを組み合わせた V6 3.5 L 直噴 NA エンジン⁽³⁾を開発した。

北米市場をメインにラグジュアリー車両を取り扱う Acura ブランドにおいても、この V6 エンジン的主力のパワートレインとして採用している。近年ではフラッグシップハイパフォーマンスモデルの商品魅力向上のため、従来の V6 3.5 L NA 直噴エンジンの大幅な出力向上が求められている。出力向上にはターボチャージャ (T/C) による過給が有効であるが、低回転域の過給応答遅れによる発進レスポンス低下が課題である。過給応答遅れは、T/C のツインスクロール化による排気干渉低減と、吸排気 Variable Timing Control (VTC) によるバルブオーバーラップの最適制御により改善できる⁽⁴⁾。

一方で北米市場の Honda ブランドにおいては、SUV などの積載や牽引走行を伴う車両で、発進時の駆動力余裕と低回転から高回転までスムーズな出力特性をもつ大排気量 NA エンジンも求められている。また昨今では自動車業界全体で環境負荷低減に対する要求が厳しさを増している⁽⁵⁾。そのため新開発 NA エンジンのエミッション (EM) 性能は、従来エンジンが達成している LEV III ULEV125 に対し、NMOG および NO_x をおおよそ 1/4 に低減した LEV III SULEV30 を目標とした。EM の改善は燃料噴射システムを高圧化し、筒内燃料付着を低減することで可能である。また吸排気 VTC 制御によるポンピングロス低減と、内部 EGR 量の最適化により熱効率の改善も可能である。

このように出力性能および環境性能の向上に共通して吸排気 VTC の採用が望まれるが、そのためには動弁系構造を従来エンジンの SOHC から DOHC へ変更する必要がある。R/A 式 VCM システムを用いて DOHC 化すると、動弁機構を支持するシリンダヘッドが大型化してしまい、従来エンジン同等のエンジン本体サイズを維持することが容易でない。そこで気筒休止切替え機構を内蔵したバルブリフト式 VCM システムと、Hydraulic lash adjuster (HLA) およびローラ R/A を組み合わせたコンパクトな動弁機構を開発し、エンジン本体サイズの拡大を防いだ。さらにこの新動弁機構によって、シリンダヘッド構造とクランクやカムの回転軸位置などのエンジン主要ジオメトリを、T/C および NA エンジンで共通化できた。これによりタイミングベルトドライブシステムのコモナリティも確保した。

本稿では今回開発した新動弁機構と、それを用いて共通構造とした、出力性能向上を狙った T/C 仕様および環境性能向上を狙った NA 仕様の二種類の V6 ガソリン直噴エンジン (Fig. 1) について、開発の狙いとその適用技術を述べる。



3.0 L turbocharged engine



3.5 L naturally aspirated engine

Fig. 1 Overview of newly developed engines

2. 開発の目標

下記に新動弁機構を用いて共通構造とした、T/C および NA エンジンの開発目標を示す。

(1) 新動弁機構

- ・吸排気 VTC と VCM システムの採用
- ・従来型エンジン同等のシリンダヘッドサイズ
- ・エンジン主要ジオメトリの共通化
(動弁系構造, シリンダヘッド構造, 主要回転軸位置)

(2) T/C エンジン

- ・最高出力 265 kW, 最大トルク 480 Nm
(4.0 から 4.5 L NA 相当)
- ・発進レスポンスの向上
- ・最高熱効率 36.5% 以上

(3) NA エンジン

- ・EM カテゴリ LEV III SULEV30 の達成
- ・最高熱効率 37.5% 以上

3. 新動弁機構

Fig. 2 (a) に今回開発した DOHC 構造のバルブリフト式 VCM システムと、(b) に L4 DOHC エンジンに採用されている R/A 式 VTEC の動弁機構構造の比較を示す。

本 VCM システムは気筒休止切替えピンをバルブリフト内に内蔵し、二つのバルブスプリングと各スプリングに

リテーナを用いることで、ロストモーション機能と共に VCM システムをバルブ軸上に集約した。また HLA とローラ R/A を用いることで、(b) の R/A 式 DOHC VTEC に比べてカムシャフト位置をバルブ軸よりもシリンダーセンタ側へ配置した。これによりバルブ挟み角を同等としながら、VCM システムの採用によるシリンダーヘッドサイズの拡大を防いだ。

バルブリフタ式 VCM システムは、二輪車向けのバルブ休止機構付きバルブ制御システム (HYPER VTEC)⁽⁶⁾ をベースに、四輪自動車向けに新規開発をおこなった。本システムの部品構成を Fig. 3 に、気筒休止切替え動作時のバルブリフタ挙動を Fig. 4 に示す。気筒休止切替えは、バルブリフタに内蔵された切替えピンをシリンダーヘッドに設けた油路からの油圧で制御する。バルブリフト作動時には作動油路からの油圧で切替えピンをストッパーピン側に押し付け、切替えピンを介してバルブをリフトさせている。バルブリフト非作動時には非作動油路からの油圧で切替えピンをスライドさせ、切替えピンに設けた貫通穴をバルブ軸に一致させる。バルブリフタがリフトすると、この貫通穴にバルブシステム端部がもぐり込むことでバルブリフトが休

止する。またバルブリフタはバルブステム軸方向にしゅう動するスライドリテーナとアウトースプリングにより、バルブリフタ挙動をカムプロファイルに追従させることを可能にした。

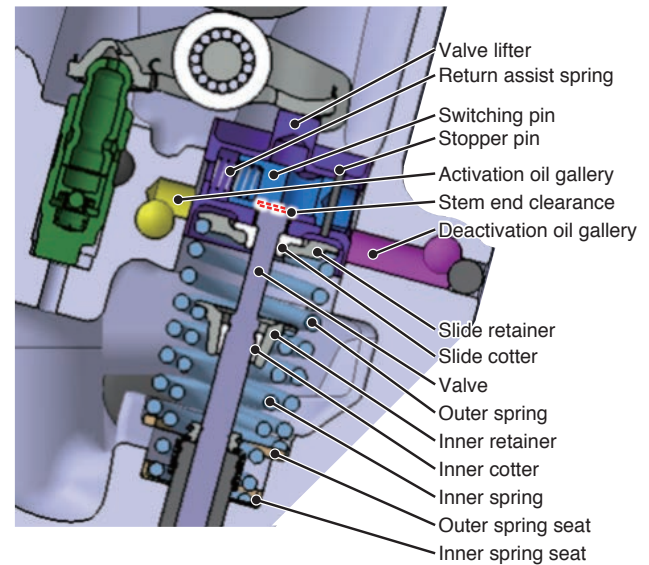


Fig. 3 Component of valve lifter-based VCM

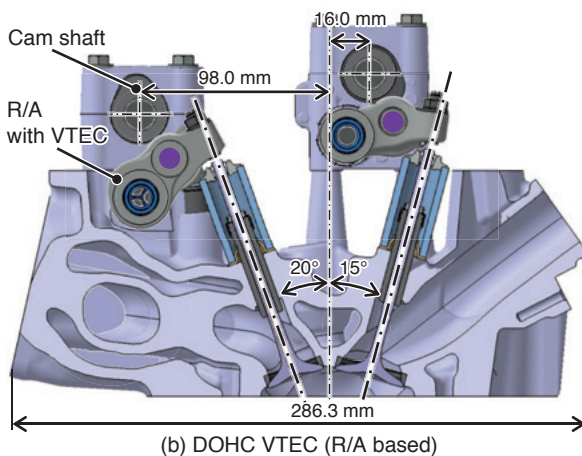
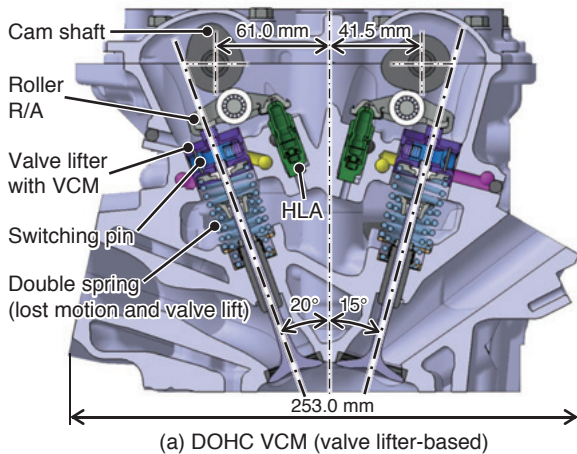
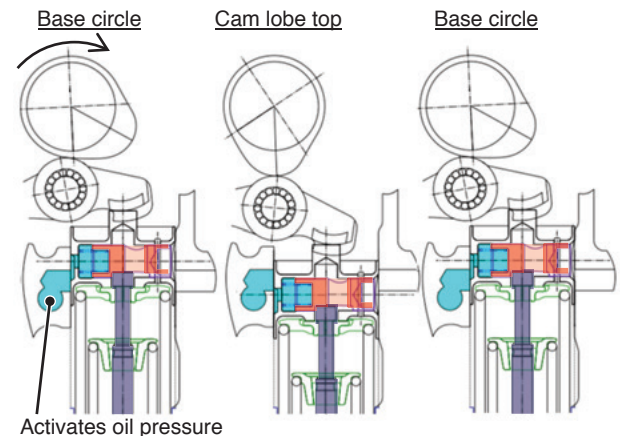
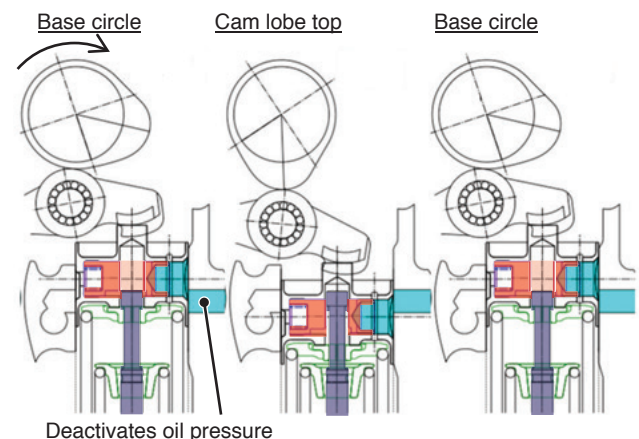


Fig. 2 Comparison of valve train architectures between previous and newly developed models



(a) Valve lift activation



(b) Valve lift deactivation

Fig. 4 Valve lifter motion

新動弁機構は、Honda の気筒休止動弁機構として初めて HLA との組合せを実現した。HLA の採用により、構成部品の寸法ばらつきによって生じる、R/A とカム駒およびバルブリフト間のクリアランスを自動的にゼロにすることができた。これによりカムプロファイルとバルブリフトのズレを低減し、吸入空気量ばらつき縮小による燃焼性能ばらつき低減と、メンテナンスフリーな動弁機構を実現した。HLA と組み合わせた VCM システムには、気筒休止切替えピンの作動に必要なクリアランスを、切替えピンとバルブシステム端面の間に設けることで確実な作動を実現した。

Fig. 5 に従来エンジンの SOHC VTEC-VCM システムと、新開発 DOHC VCM システムのシリンダヘッド断面の比較を示す。DOHC 構造と VCM システムを採用しながら、従来エンジン同等のシリンダヘッドサイズを実現できた。またカムジャーナルと一体のアルミ合金製カムカバーを用いることで、カバーを含めたシリンダヘッド高さを従来エンジンより 30 mm 小型化した。

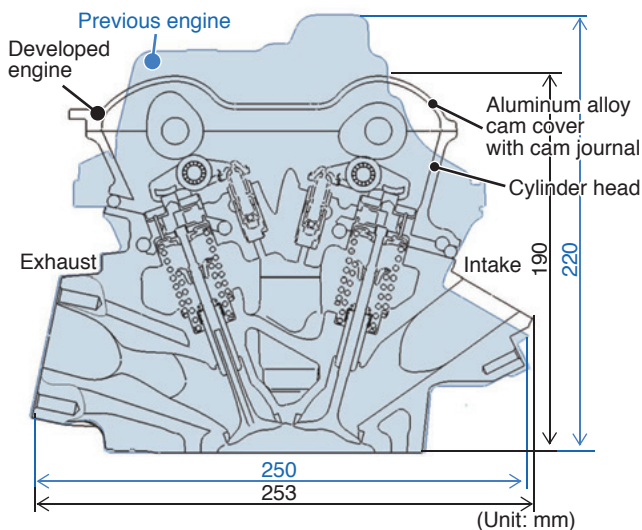


Fig. 5 Comparison of cylinder head appearances

4. エンジン主要ジオメトリの共通化

本開発エンジンは、新動弁機構によってシリンダヘッド構造とクランクやカムの回転軸位置などのエンジン主要ジオメトリを、T/C および NA エンジンで共通化した。さらに従来型エンジンから、ボア間距離、ブロック高さ、バンク角度などを踏襲した。これらにより DOHC 構造と吸排気 VTC を採用しながら、従来エンジン同等のエンジン本体サイズを達成した。

またエンジン主要ジオメトリの共通化は、タイミングベルトドライブシステムを T/C および NA エンジンで共用

することを実現した。Fig. 6 にタイミングベルトシステムレイアウトを示す。一般的に V 型エンジンに採用されるタイミングチェンドライブシステムは、各バンクがオフセットしているため、クランク軸から複数本のチェーンで駆動する必要がある。そのためクランク軸方向のエンジン本体サイズが拡大する。そこで従来エンジンと同様に、クランク軸とカム軸およびウォーターポンプを 1 本のタイミングベルトで駆動するサーペンタインレイアウトを採用し、エンジン本体サイズの拡大を防いだ。

本エンジンは、DOHC 構造と吸排気 VTC を採用したことで、動弁系駆動仕事が増加する。そこでタイミングベルト強度を確保するため、オートテンショナ機構に摩擦式テンショナを採用して共振張力を低減した。

吸排気 VTC はドリブンプーリーと一体化し、タイミングベルトによって駆動される。Fig. 7 に VTC 一体のドリブンプーリーの構造を示す。プーリー部は粉末焼結材のため、VTC 内のオイル染み出しによるタイミングベルト汚損を防止する必要がある。そこで本 VTC では構成部品の合せ面に O-ring を設定し、さらに粉末焼結材製のプーリーに樹脂含浸を施すことでオイルを封止し、ベルト汚損を防ぐ構造とした。

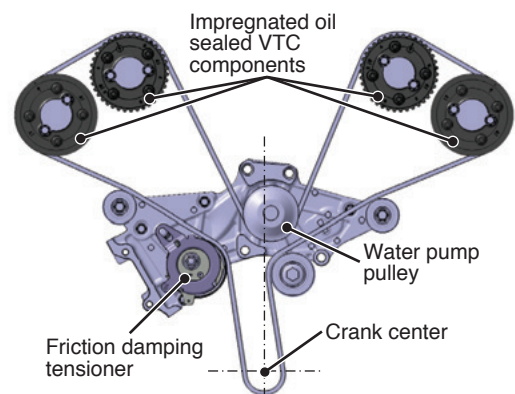


Fig. 6 Serpentine timing belt system

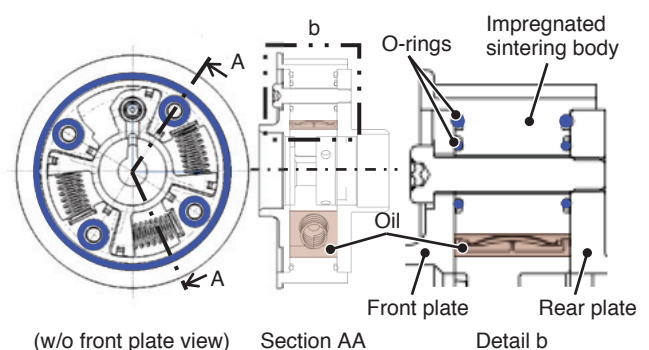


Fig. 7 Impregnation to seal oil for VTC

Table 1 Comparison of engine specifications

	Previous NA engine	Developed NA engine	Developed T/C engine
Cylinder configuration	V6 cylinder	V6 cylinder	V6 cylinder
Displacement [cc]	3471	3471	2997
Compression ratio	11.5	11.5	9.8
Bore × Stroke [mm]	Φ89 × 93	Φ89 × 93	Φ86 × 86
Bore pitch [mm]	98	98	98
Block height [mm]	235	235	235
Bank angle [deg]	60	60	60
Valve train configuration	SOHC – 4-valve / cylinder	DOHC – 4-valve / cylinder	DOHC – 4-valve / cylinder
Variable valve control device	Intake/Exhaust VTEC and VCM	Intake/Exhaust VTC and VCM	Intake/Exhaust VTC and VCM
Variable cylinder management	6 – 3 cylinder switching	6 – 3 cylinder switching	6 – 3 cylinder switching
Cam drive system	Belt drive / Hydraulic tensioner	Belt drive / Friction damping tensioner	Belt drive / Friction damping tensioner
Aspiration system	Natural aspiration	Natural aspiration	Twin-scroll turbocharged aspiration
Fuel injection system	Direct injection	Direct injection	Direct injection
Maximum fuel pressure [MPa]	20	30	20
Fuel grade	RON91	RON91	RON95
Emission category	LEV III ULEV125	LEV III SULEV30	LEV III ULEV70
Maximum thermal efficiency [%]	36.5	37.5	36.5
Maximum power [kW/rpm]	209 / 6000	213 / 6100	265 / 5500
Maximum torque [Nm/rpm]	355 / 4700	355 / 5000	480 / 1400 - 5000

5. T/C および NA エンジン諸元

Table 1 に新動弁機構を用いて共通構造とした T/C および NA エンジンの主要諸元を、従来エンジンと比較して示す。T/C 仕様と NA 仕様で共通構造を取ることににより、T/C の適用や燃料噴射システムの高圧化などによる小変更で、二種類のエンジンを作り分けられるようになった。それぞれのエンジン仕様に適した技術を採用することにより、T/C エンジンでは最高出力および最大トルクと発進レスポンスを向上し、NA エンジンでは EM 性能を向上した。

6. 新開発 T/C エンジン

新開発 T/C エンジンは、搭載レイアウトのコンパクト化のためシングルターボチャージャを採用し、トランスミッション上に搭載することで、従来エンジンと同一のエンジン前後長を達成した (Fig. 8)。

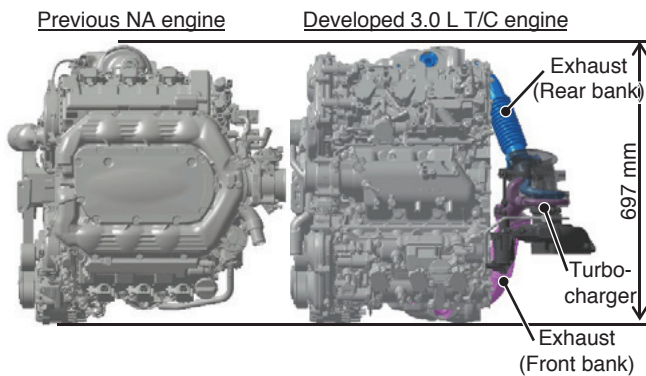


Fig. 8 Comparison of engine width between previous NA and developed T/C engines

シングルターボチャージャによる高出力化はターボチャージャ体格が大きくなり、低回転域の過給応答性が課題となる。そのため、排気干渉の少ないツインスクロール式を採用することで過給応答性を向上させた。Fig. 9 にツインスクロールとモノスクロールターボチャージャの過給応答性能の比較を示す。エンジン回転数 1500 rpm 固定で負荷を変化させた条件では、ツインスクロール式の方が最大トルクの 80% に到達するまでの時間を 0.5 s 短縮した。

燃焼技術は 2.0 L L4 ターボエンジンのコンセプトを踏襲し⁽⁴⁾、筒内の乱流エネルギー強化による急速燃焼により、ノッキングを抑制することで熱効率向上を図った。Fig. 10 に吸気ポートとピストン冠面形状および CFD で求めた筒内流動パターンを示す。ポート下部のエッジを立てた形状とすることで、吸気バルブ上面に吸入空気的主流を導きタンブル流を強化し、R サイズの大きい浅皿の冠面形状とすることでタンブル流の保持性を高めた。

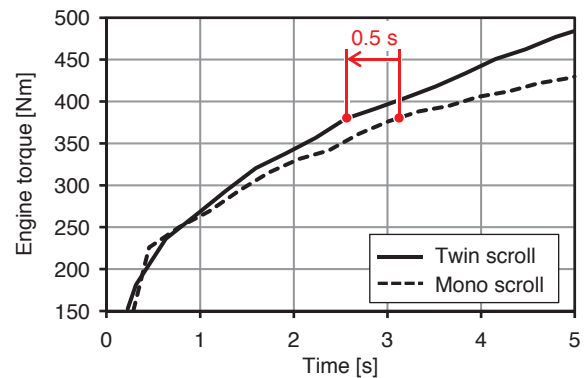
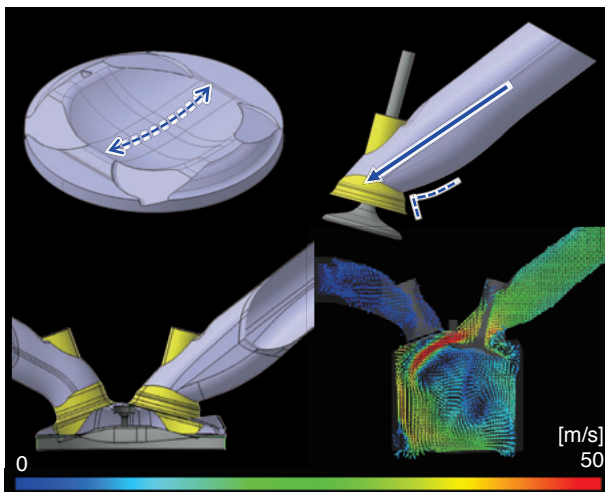


Fig. 9 Engine torque response at 1500 rpm

Fig. 11 に吸排気 VTC 制御の概要を示す。発進レスポンスに寄与する低回転高負荷領域は、バルブオーバーラップを増やし、過給圧による掃気効果を用いてトルクを向上した (a)。低回転低中負荷領域は、内部 EGR 量最適化による熱効率向上と、気筒休止によるポンピングロス低減によって燃費を向上した (b, c)。中高回転領域は、バルブオーバーラップ量を減らす方向で最適化し、排気効率向上によるノッキング改善により熱効率を向上した (d)。始動およびアイドル領域は、バルブオーバーラップ量を小さくして内部 EGR 量を減らし、燃焼安定性を向上させた (e)。

Fig. 12 に出力およびトルク特性を示す。最高出力は 265 kW、最大トルクは 480 Nm を 1400 rpm から 5000 rpm までの領域で発揮する。また Fig. 13 にエンジン単体の熱効率を示す。最高熱効率は 36.5% を達成し、出力トルクを向上しながら熱効率 34% 以上の領域を拡大することができた。



(At 1500 rpm, wide open throttle (WOT), crank angle 470 deg)

Fig. 10 Intake-cylinder flow of T/C engine

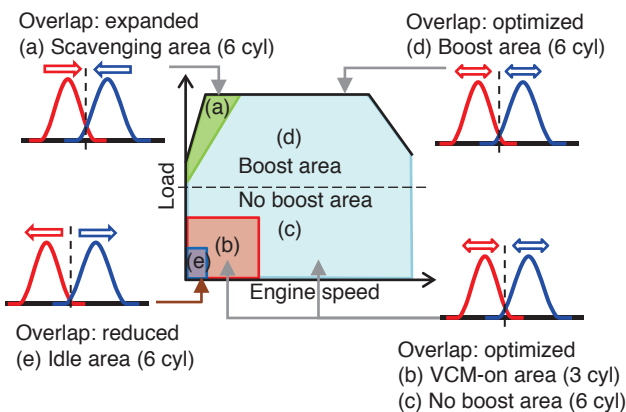


Fig. 11 Intake/Exhaust VTC control strategy

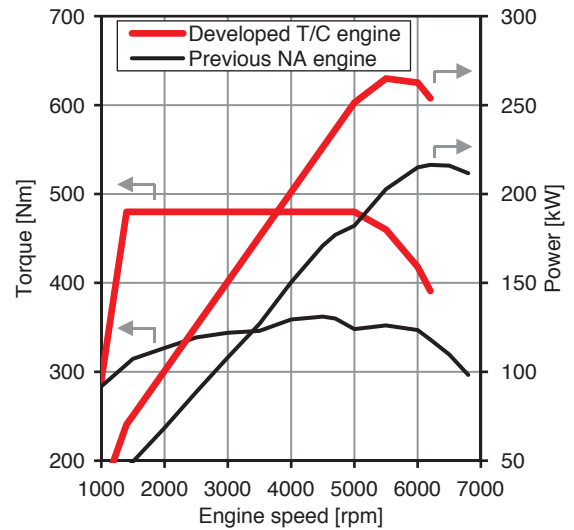


Fig. 12 Engine performance

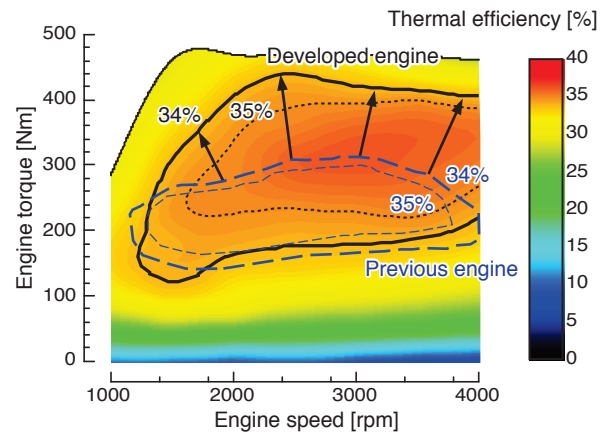


Fig. 13 Thermal efficiency map of developed T/C engine

7. 新開発 NA エンジン

新開発 NA エンジンは、LEV III SULEV30 規制値達成のために、未燃ガス排出量とすすの排出量を大幅に低減する必要がある。そこで直噴可変燃料圧力制御の最大燃圧を従来の 20 MPa から 30 MPa に高圧化し、噴霧を微粒化することで筒内燃料付着を低減した。また高燃圧化により燃料噴射流量を従来モデル同等に確保しながら、インジェクタ噴孔径を縮小することで、噴霧先端到達距離（ペネトレーション）を低減した (Fig. 14)。さらに多段噴射による連続噴射期間 (Ti) 短縮によってもペネトレーションを低減した。

Fig. 15 に多段噴射の適用領域を示す。運転条件ごとに多段噴射条件を変えることで、安定した燃焼性能を確保している。これらの技術により本 NA エンジン搭載車両にて、LEV III SULEV30 および PM 1 mg/mile を達成し、EM 性

能の向上を実現した。

熱効率の向上には、T/C エンジン同様にタンブル流を高めた吸気ポートとタンブル流を保持するピストン冠面形状を採用し、筒内流動強化による燃焼改善を図った。Fig. 16 に吸気ポートとピストン冠面形状および CFD で求めた筒内流動パターンを示す。ポート下部のエッジを立てた形状により流動強化を図りながら、T/C エンジンに対して断面形状を大きくとることで吸気流量の低下を防いだ。また高圧縮比とタンブル保持性の両立を狙った冠面 R 形状とした。

Fig. 17 に吸排気 VTC 制御の概要を示す。各運転領域でバルブオーバーラップ量を最適化した。低から中回転領域 (a) では、ポンピングロス低減と内部 EGR 量最適化により、熱効率を向上させた。さらに気筒休止を組み合わせる (b) ことで広い運転条件での熱効率向上を実現した。また高回転域では排気効率向上によるノック改善を狙い (c)、バルブオーバーラップ量低減側で適正化することで出力を向上させた。

これらの技術により従来エンジン同等以上の最高出

力 213 kW と最大トルク 355 Nm を達成した。Fig. 18 に熱効率を示す。最高熱効率は従来エンジンの 36.5% から 37.5% に向上し、熱効率 35% 以上の領域を拡大することができた。

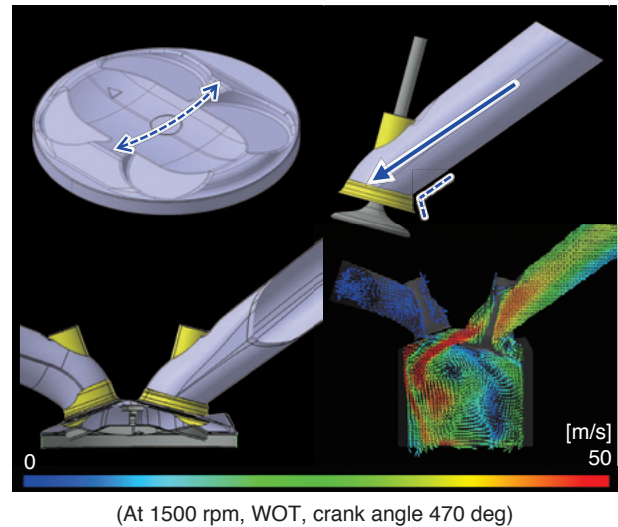


Fig. 16 In-cylinder flow of NA engine

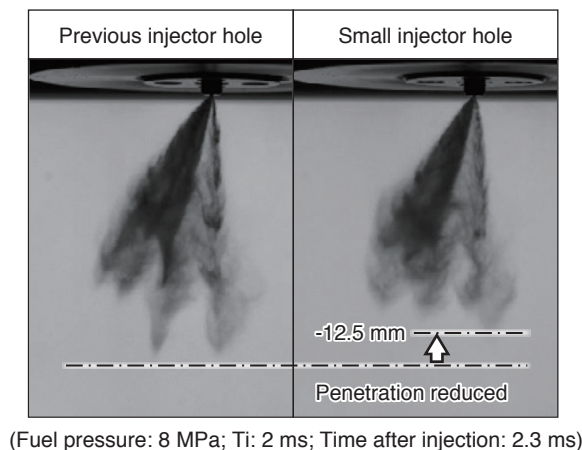


Fig. 14 Effect of small injector hole diameter

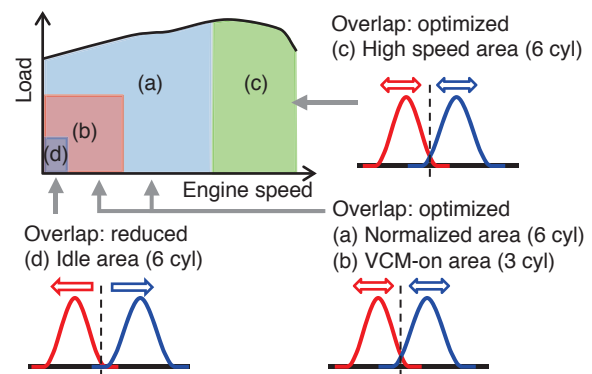


Fig. 17 Intake/Exhaust VTC control strategy

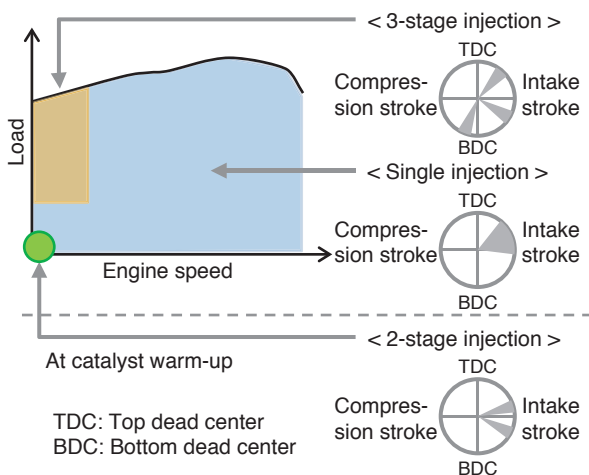


Fig. 15 Fuel injection operation

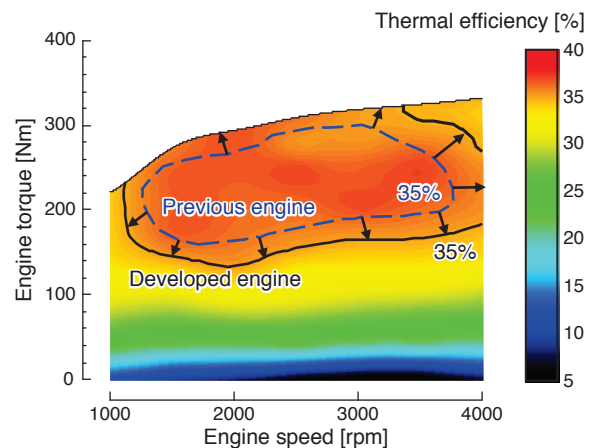


Fig. 18 Thermal efficiency map of developed NA engine

8. まとめ

HONDA R&D Technical Review, Vol. 11, No. 1, p. 79-84

新動弁機構を用いて共通構造とした、T/C および NA 仕様の V6 ガソリン直噴エンジンを開発し、以下の結果を得た。

- (1) 新動弁機構は、気筒休止切替え機構をバルブリフタに内蔵し、コンパクトな VCM システムを実現した。
これと HLA およびローラ R/A を組み合わせ、DOHC 化と吸排気 VTC の採用を実現し、さらに従来エンジン同等のシリンダヘッドサイズを達成した。
HLA の採用により、吸入空気量ばらつき縮小による燃焼性能ばらつきの低減と、メンテナンスフリーを実現した。
エンジン主要ジオメトリを T/C および NA エンジンで共通化し、タイミングベルトドライブシステムなどのコモナリティを確保した。
- (2) T/C エンジンは、最高出力 265 kW, 最大トルク 480 Nm を達成し、従来型エンジンに対し出力で 26.7%, トルクで 35.2% 向上した。また最高熱効率 36.5% を達成した。
- (3) NA エンジンは、最高出力 213 kW, 最大トルク 355 Nm を達成した。また環境性能では最高熱効率を従来型エンジンの 36.5% から 37.5% に向上した。また本エンジンを搭載した車両にて LEV III SULEV30 および PM 1 mg/mile を達成した。

参考文献

- (1) 野口勝三, 藤原幹夫, 瀬川誠, 澤村和同, 鈴木茂 : V6 i-VTEC 可変シリンダシステムエンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol. 16, No. 1, p. 85-92
- (2) 瀬川誠, 熊谷和英, 佐藤隆治, 田村勇一, 藤原幹夫 : V6 新可変シリンダシステムエンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol. 20, No. 1, p. 33-39
- (3) 鈴木宣生, 林泰宇, 石木和也, 佐藤敦, 江崎達人, 渡辺賢 : 新型 V6 3.5L ガソリンエンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol. 25, No. 2, p. 9-16
- (4) Jono, M., Taguchi, M., Shonohara, T., Narihiro, S.: Development of a New 2.0L I4 Turbocharged Gasoline Direct Injection Engine, SAE Technical Paper 2016-01-1017, (2016)
- (5) United States Environmental Protection Agency: The 2021 EPA Automotive Trends Report: Greenhouse Gas Emissions, Fuel Economy, and Technology since 1975, Executive Summary, EPA-420-S-21-002, (2021)
- (6) 津久井孝明, 堤崎高司, 西澤賢一, 熊谷吉彦, 中島睦夫 : 直押し動弁系可変バルブ制御システムの開発,

■ 著 者 ■



瀧 翔太郎



川 和 悟



石井 和 将



今 北 暁 夫



小 西 幸 生



富 谷 祐 貴

同時 14 軸制御フィラメントワインディング装置による高圧水素タンクの高速製造技術

Technology for High-speed Manufacturing of High-pressure Hydrogen Tank
by 14-axis Simultaneous Control Filament Winding Machine

藤 木 弘 栄¹

Koei FUJIKI

梅 津 健 太²

Kenta UMETSU

辰 島 宏 亮¹

Kosuke TATSUSHIMA

Andreas REIMANN³

中 西 勝¹

Masaru NAKANISHI

要 旨

高圧水素タンクのコスト低減を目的として、フィラメントワインディング工程の時間短縮とタンク耐圧強度安定化を実現できる同時 14 軸制御フィラメントワインディング装置を開発した。

工程を高速化するため、ヘリカル巻きを高速タンブル回転で成形できる装置機構とすることで、従来の炭素繊維供給スピードを約 5 倍速めた。高速化にあたっては、装置の糸道距離を常に一定にできるリザーバーを適用し、バンド張力変動を抑えた巻き付けを可能とした。また、トウプリプレグを拡幅し安定したバンド幅で供給できる搬送ローラとその制御方法を開発し、CFRP 積層品質を向上させた。高速化においてはコスト低減効果の検討結果から、装置は 2 給糸の装置とした。

その結果、工程の時間を従来比で約 80% 短縮し、高圧水素タンク耐圧性能のばらつき低減についてもその有効性が確認できた。

ABSTRACT

In the interest of reducing the cost of high-pressure hydrogen tanks, a 14-axis simultaneous control filament winding system was developed that shortens the filament winding process time and stabilizes tank pressure strength.

To accelerate the process, a mechanism capable of high-speed helical tumble winding was adopted, speeding up the process to approximately five times the conventional carbon fiber feeding speed. With the increased speed, a reservoir was implemented to keep the machine's band path distance constant at all times, allowing for reduced band tension fluctuations in winding. In addition, feed rollers capable of widening tow prepreg for feeding at a stable bandwidth were developed, along with a control method for the rollers, to help enhance carbon fiber reinforced plastic laminate quality. Upon studying the cost reduction effects of the increased speed, the machine was configured for dual head filament winding.

As a result, process time was reduced by approximately 80% compared with the conventional process, and the effectiveness of the machine was confirmed to reduce variance in pressure resistance for the high-pressure hydrogen tanks.

1. ま え が き

脱炭素社会の実現に向け、水素を燃料とした燃料電池自動車 (FCV) の普及が期待されている。FCV の重要な構成要素として高圧水素タンクがある。今後の FCV の普及に向けては、高圧水素タンクの安全性を担保するため、製造

品質の安定と低コスト化を両立する製造技術の構築が重要である。

車載用高圧水素タンクは 70 MPa、Type 4 容器が主流である⁽¹⁾。Type 4 容器は、Fig. 1 の断面図に示すように水素ガスを内部に封入するための樹脂ライナー、デバイス接続のための口金部、そしてライナー外面を補強する炭素繊維

¹ 先進技術研究所

E-mail: koei_fujiki@jp.honda

² 先進技術研究所、博士 (工学)

³ Roth Composite Machinery GmbH

強化樹脂 (Carbon Fiber Reinforced Plastics: CFRP) 層で構成される。CFRP 層の成形方法は、フィラメントワインディング (FW) 工程でエポキシ樹脂を含浸させた炭素繊維のバンドを樹脂ライナーに巻き付け、その後に熱硬化するプロセスとなる。高圧水素タンクは高い耐圧性・耐久性が必要となるため、CFRP 層を何十層も積層しており、FW 工程に要する時間が長いことが水素タンクコストに大きく影響する⁽²⁾。

そこで、従来に比べて生産性を向上させるため、新たに多軸・高自由度の高速 FW 装置を Roth Composite Machinery 社と共同開発した。これにより、世界トップクラスの FW 成形スピードを可能とし、従来の FW 装置に対して FW 工程に要する時間を約 80% 短縮した。また、FW 高速化で課題となる CFRP 積層品質においても、安定した品質を得ることができたのでその技術を紹介する。

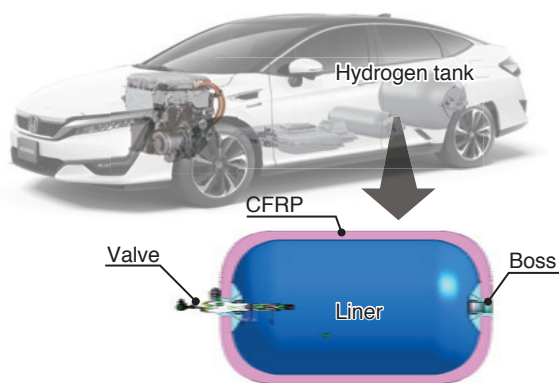


Fig. 1 Type 4 high-pressure hydrogen tank

2. 高速 FW 装置開発の狙い

高圧水素タンクの FW 工程における炭素繊維バンドの巻き付け方を Fig. 2 に示す。タンク周方向の強度を確保するためにシリンダ部に巻き付けるフープ巻きと、タンクドーム部を補強するヘリカル巻きがある。ヘリカル巻きは、巻き付け角度によって高ヘリカル巻きと低ヘリカル巻きに分類される。現在、広く普及する一般的な FW 装置を Fig. 3 に示す。低ヘリカル巻きは、図中 FW 装置の Y 軸方向にバンド供給ヘッドが往復動作する必要があるため、バンド供給速度が変動するのが特徴である。加速・減速によってバンド巻付け張力は変動し、張力変動が大きいとタンク耐圧強度に影響する。よって、FW 工程は低ヘリカル巻きを高速化できない課題があり、Fig. 4 に示すように低ヘリカル巻きの成形時間が全体の 3/4 を要していた。

また、FW 工程の中で炭素繊維バンドにエポキシ樹脂を含浸し、そのバンドを巻き付ける Wet-FW 製法では、高速

で巻き付けると樹脂飛散やタンク回転時の CFRP 層内樹脂流動が発生する課題がある⁽³⁾。一方で、あらかじめ炭素繊維に高粘度のエポキシ樹脂を含浸させたトウプリプレグを使用する Dry-FW 製法は、高速での巻き付けが可能である。しかしながら、これまでの Dry-FW 製法は、タンク巻き付け時のトウプリプレグのバンド幅、厚みの安定性に課題があり、均一な CFRP 積層品質を得ることが容易ではなかった。その結果として耐圧強度が低下する場合には、CFRP 層を巻き足すなどの対応が必要であった。

したがって、高圧水素タンクの FW 工程高速化を実現するためには、以下の両立技術二つが求められる。

- (1) 低ヘリカル巻きの張力安定化と高速化
- (2) トウプリプレグの高速供給と高品質積層の両立

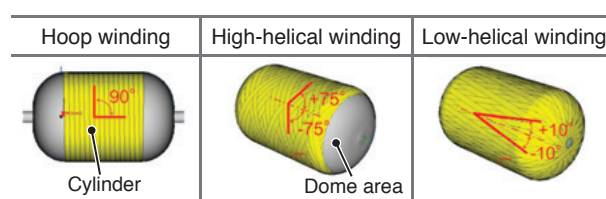


Fig. 2 Various filament winding methods

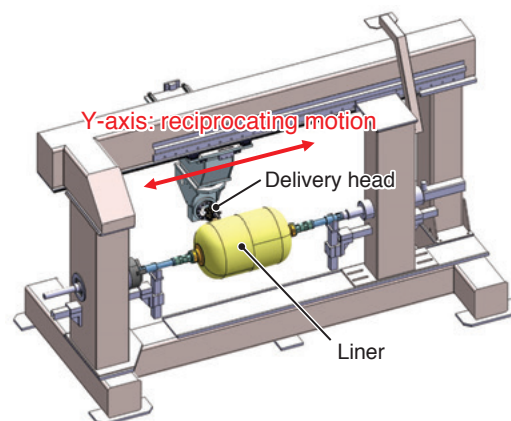


Fig. 3 Conventional FW machine

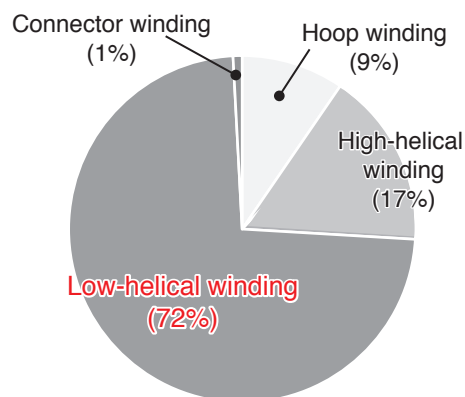


Fig. 4 Proportions of total FW time by winding method

この二つの技術ニーズに対応し、本装置では以下の三つの新技術開発により対応する。

- (1) 高速低ヘリカル巻きを可能とする同時 14 軸制御高速 FW 装置の開発
 - (2) 新制御高速 FW 装置に対応する複数のトウプレグバンドによる同時多給糸技術
 - (3) トウプレグバンドの幅安定化技術
- 次章より、それぞれについて順次述べる。

3. 同時 14 軸制御 FW 装置の開発

3.1. 高速タンブル回転ヘリカル巻きの開発

3.1.1. タンブル巻きを可能とする装置機構

Roth Composite Machinery 社と共同開発した FW 装置を Fig. 5 に示す。Table 1 に示す 14 軸の機構を有する高自由度の装置である。ポビン状のトウプリプレグを送り出すクリールスタンドが 2 箇所あり、スタンドから搬送されるトウプリプレグの糸道も 2 経路となる。各糸道は 6 軸 (Y 軸, Z 軸, U 軸, V 軸, W 軸, I 軸) の機構で制御される。

FW 装置に取り付けたライナーは、従来 FW 装置と同じ自転軸 (X 軸) だけでなく、タンブル回転軸 (C 軸) による 2 軸での回転動作が可能である。これにより、Fig. 6 に示すように低ヘリカル巻きはタンブル回転によりバンド巻き付けが可能となり、C 軸回転数を一定とすることでバンド巻き付け速度も一定となる。しかしながら、バンド巻き付け速度が一定でも、Fig. 7 に示すようにバンドを供給するヘッドが動作しバンドの糸道距離が変動する場合、糸道でのバンド搬送速度は変動する。バンド搬送速度の変動は、張力変動の要因となり、タンク耐圧強度に影響する。したがって、FW 工程において張力を一定にするため、糸道の距離を常に一定にすることが必要である。

新開発の FW 装置は、クリールスタンドからタンク巻

Table 1 Functions of each axis of FW machine

Axis	Function	Number of axes
C-axis	Mandrel tumble	1
X-axis	Mandrel drive	1
Y-axis	Horizontal carriage	2
Z-axis	Horizontal cross carriage	2
U-axis	Rotating pay-out eye	2
V-axis	Horizontal swivel axis	2
W-axis	Vertical carriage	2
I-axis	Reservoir	2

き付け部の中間に、糸道の距離を一定にできるリザーバー (I 軸) を設置した (Fig. 8)。以上の装置機構により、Fig. 9 に示すようにバンド張力変動を小さくでき、タンブル回転での革新的な高速ヘリカル巻きを可能とした。

3.1.2. リザーバー制御 (I 軸) と高速化

本装置でのヘリカル巻き高速化は、タンブル回転軸 (C 軸) を高速回転することで達成する。装置の糸道は、高速でタンブル回転するライナー周速に対応したスピードで、バンドを搬送する必要がある。その高速搬送を張力安定で実現するためには、上記のリザーバー (I 軸) の制御方法が重要である。当初想定したフィードバック制御では、高速で糸道距離が変動し、且つ変動量も大きいため、応答速度が不十分となり、安定した制御が容易ではなかった。そこで、I 軸制御方法は、フィードフォワード制御を採用した。Honda が独自開発した計算アルゴリズムで、糸道変動量を高精度に推定計算し、その糸道変動量に対応する I 軸動作を設定した。これにより、最大 90 rpm のタンブル回転スピードの高速ヘリカル巻きでも、従来の FW 装置ヘリカル巻きと同等以下の張力変動に抑えることができた。ヘリカル巻きのバンド供給スピードを、従来のバンド供給スピードに対して約 5 倍高速化できる FW 装置を開発した。

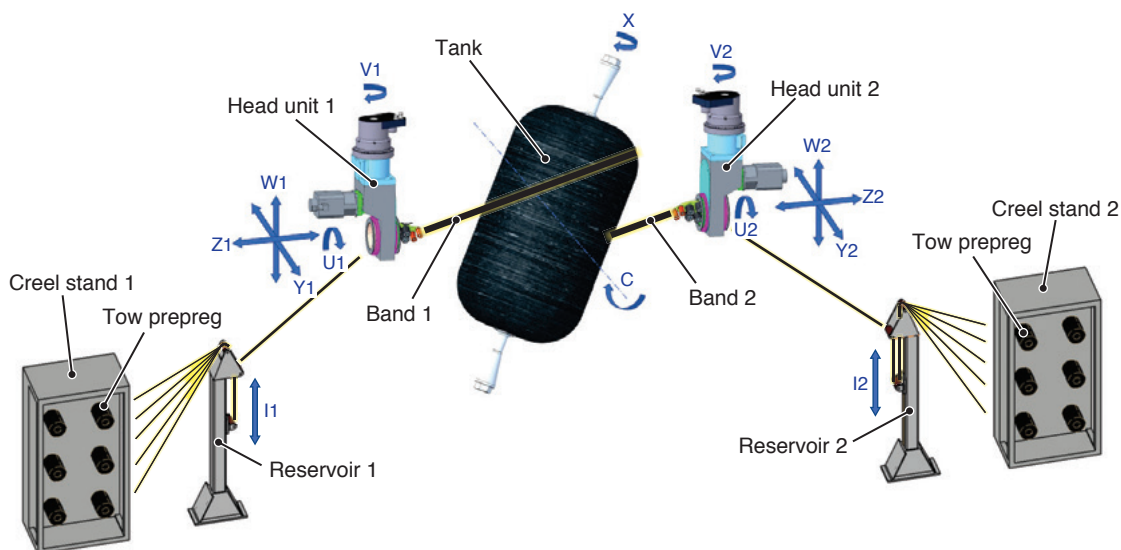


Fig. 5 14-axis simultaneous control FW machine

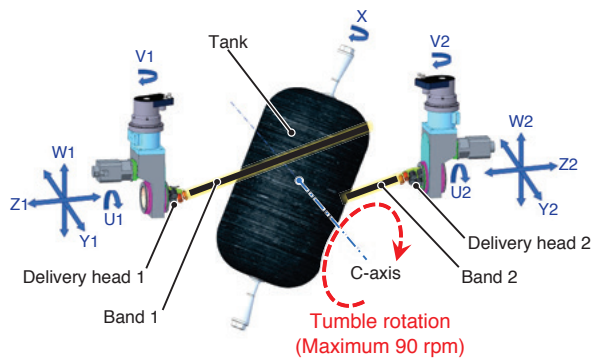


Fig. 6 High-speed helical tumble winding

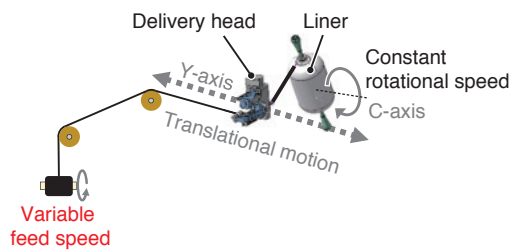


Fig. 7 Velocity change due to change in band path distance

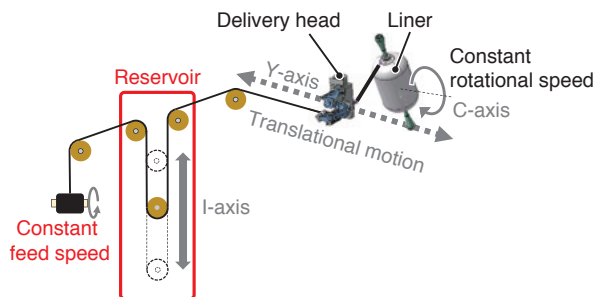


Fig. 8 Reservoir installed in FW machine

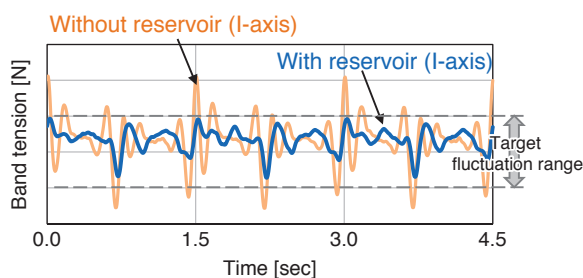


Fig. 9 Effect of reservoir on band tension stability

3.2. 多給糸 FW

3.2.1. 給糸数の検討

FW 工程に要する時間を更に短縮するため、多給糸検討をおこなった。複数箇所からバンドを同時供給することで、FW 時間の短縮が可能となる。一方で、多給糸化によって CFRP 積層設計に制約が生じる。

多給糸による CFRP 積層設計への影響について述べる。CFRP 積層設計で考慮する FW パラメータにサイク

ル数とカバー率がある。サイクル数は、1 層を FW する際にバンドを巻き付ける回数である。カバー率は、タンクのシリンダ部全体の表面積に対して、実際に巻き付けられたバンド全体の表面積の割合である。バンドとバンドの間に隙間があり、シリンダ部全体を覆うことができない場合は、カバー率は 100% 未満となる。カバー率が 100% 未満の場合はタンク耐圧強度が低下する要因となる。したがって、CFRP 積層設計では各層のカバー率が 100% 以上になるようにサイクル数を決定する必要がある。CFRP 軽量化、FW 工程時間短縮においては、カバー率 100% 以上を満たす最小のサイクル数を選択することが望ましい。多給糸 FW のサイクル数はバンド供給数の倍数となるため、積層設計で選択できるサイクル数に制限があり、カバー率を 100% にできる最小のサイクル数が選択できない課題が発生する。多給糸によって CFRP 重量アップに繋がる場合がある。

バンド供給数が 1 箇所から 4 箇所の条件で CFRP 積層設計をおこない、それぞれの CFRP 重量と工程時間を算出した結果を Fig. 10 に示す。算出にあたっては、それぞれのバンド供給数ごとにカバー率が 100% 以上になるようにサイクル数を決定し試算している。1 給糸での CFRP 重量を基準とすると、2 給糸化では CFRP 重量が 2% 増加し、4 給糸化では 10% 増加した。

また、給糸数と FW 工程に要する時間の関係を Fig. 10 に示す。上記で算出した各給糸数での CFRP 重量に対して、FW に要する時間をそれぞれ試算し、1 給糸での FW 時間に対する短縮率を算出した。2 給糸化で FW 時間を 44% 短縮でき、4 給糸化で 65% 短縮できることがわかる。

以上の多給糸化による CFRP 積層重量と FW 工程時間の試算結果から、水素タンクコストへの影響を検討した。各給糸数に対する、水素タンク 1 本当たりの CFRP 材料費と FW 製造費を積み上げた試算コストを Fig. 11 に示す。給糸数が 3 箇所以上では、FW 時間短縮のコストダウン影響よりも CFRP 重量増加のコストアップ影響が大きい結果となり、バンド 2 箇所供給のコストが最も下がる。よって新開発の FW 装置は 2 給糸とした。

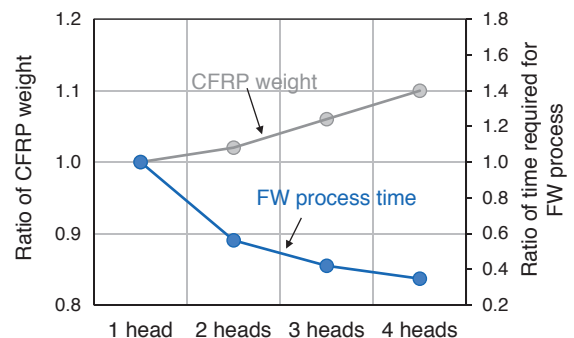


Fig. 10 Effect of the number of delivery heads on CFRP weight and FW process time

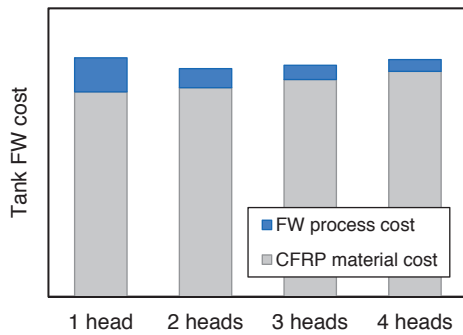


Fig. 11 CFRP material cost and FW process cost by number of delivery heads

3.2.2. タンブル回転を可能とする 2 給糸機構

2 給糸で高速タンブル回転ヘリカル巻きをおこなうためには、Fig. 6 に示すようにタンク中心に対して二つのバンド供給ヘッド (Delivery head 1, Delivery head 2) を対向に配置し、点対称に動作させる必要がある。これは、FW 動作中のヘッドの干渉やバンドの交差をなくすために有効な配置である。この配置により、2 給糸でも安定した高速タンブル回転ヘリカル巻きが可能となり、従来の FW 装置に対して、タンブル回転による 5 倍速と 2 給糸化の組み合わせで、約 10 倍速の高速ヘリカル巻きを実現できた。

3.3. トウプリプレグの高品質積層

3.3.1. トウプリプレグの拡幅機構

高速 FW を可能とする同時 14 軸制御 FW 装置の開発において、高速搬送のために使用するトウプリプレグを高品質に積層することも重要である。高品質に積層するためには、トウプリプレグを拡幅して巻き付ける必要がある。しかしながら、トウプリプレグを使用した FW 工程では、トウプリプレグに張力を与えるとフィラメントの束が幅方向に収縮する。収縮した束は高粘度のエポキシ樹脂で形状維持されるため、一度収縮したトウプリプレグを拡幅するのは容易ではない。そこで、FW 装置のバンド供給口に、以下の特徴を有するトウプリプレグの拡幅機構を設置した⁽⁴⁾。

- (1) ローラ内部にヒータを挿入し、ローラ表面を加熱する。
- (2) ローラ表面に軸方向の凸面を等間隔で複数設ける。
- (3) ローラを搬送方向に複数本設ける。

また、Fig. 12 の図中にそれぞれを示す。

トウプリプレグを安定して拡幅するために、まずはローラ表面の加熱により、ローラに接触するトウプリプレグを加熱する。これにより、エポキシ樹脂の粘度を下げ、フィラメントの保持力を低減した。ローラを複数本設置することで、高速搬送でもローラとトウプリプレグの接触時間を確保し、必要な温度まで加熱した。そして、ローラ表面の軸方向の凸面によって、トウプリプレグ全体に面圧を付与し拡幅する。ローラ表面の狭い間隔での凸面により、フィラメント束が幅方向に収縮する前に凸面から連続的に面圧

を与えることができ、バンドの幅方向収縮を抑制した。

以上の拡幅機構により、拡幅機構通過前のトウプリプレグの幅に対して 1.5 倍以上、拡幅することができた。

3.3.2. トウプリプレグのバンド幅安定制御

拡幅されたトウプリプレグを収縮させずに安定したバンド幅でライナーに巻き付けるために、バンド供給口の位置・姿勢の制御について述べる。供給口からライナー巻き付け点までの距離でバンドにねじれが発生するとバンドは収縮する。したがって、ライナー巻き付け点のバンド断面姿勢とバンド供給口の断面姿勢を一致させる必要がある。特にヘリカル巻きでは、ドーム部の曲面でバンド断面姿勢が動的に変化する。その動的曲面変化に対応するため、バンド供給口は並進運動の 2 自由度と、回転運動の 3 自由度が必要となる。本装置のバンド供給部は、上記 5 自由度の運動を可能とする機構を確保した。バンド供給口の位置・姿勢を 5 自由度で制御してトウプリプレグを巻き付けることにより、Fig. 13 に示すように安定したバンド幅で高品質なドーム部の積層を可能とした。

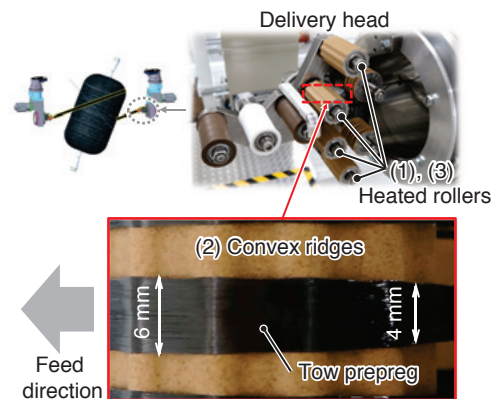


Fig. 12 Tow prepreg widener mechanism

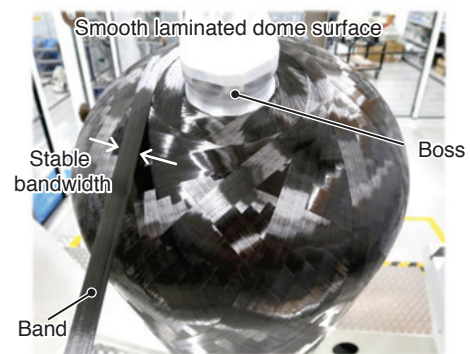


Fig. 13 Lamination quality at dome

4. FW 工程時間の短縮効果

同時 14 軸制御 FW 装置による高圧水素タンクの FW 工程に要する時間は、高速タンブル回転ヘリカル巻きと 2 給糸化により、従来の FW 装置に対して約 80% 短縮できた。

Table 2 Results for high-speed FW production

	Tank A	Tank B
Tank length [mm]	915	1120
Tank diameter [mm]	530	435
Tank volume [L]	120	102
CFRP weight [kg]	48.9	42.2
FW process time [min]	29	25
Average FW speed [CFRP kg/min]	1.69 (0.26)	1.69 (0.31)

(): Conventional Wet-FW speed

Table 3 Results of burst pressure stability of 120 L tanks

	Conventional FW (Wet-FW)	High-speed FW (Dry-FW)
Coefficient of variation of burst pressure (standard deviation / average)	0.059	0.012

Table 2 に本装置で FW 成形したタンクのサイズ・容量と CFRP 重量、および FW 成形時間を示す。Tank A は長さが短く外径が大きく、FCV のリヤシートバック後部への配置を想定した高圧水素タンクである。Tank B は長さ 1 m 以上で外径が小さく、FCV のセンタートンネル配置や FC 商用車への適用を想定したタンクである。いずれのタンクサイズにおいても、CFRP の FW 成形スピードが 1.69 kg/min を実現できた。

5. タンク耐圧強度の検証結果

Table 3 に従来の FW 装置で Wet-FW 製法によって製造した 120 L タンクと、本開発の高速 FW 装置でトウプリプレグを使用した Dry-FW 製法で製造した 120 L タンクの耐圧強度安定性の比較結果を示す。安定性を評価する指標として、変動係数 (標準偏差 / 平均値) を用いた。タンク製造で使用した炭素繊維は同一ロットとした。

FW 張力変動を抑える制御技術、トウプリプレグ拡幅機構、およびバンド幅安定供給によって、耐圧強度 (破裂圧力) ばらつきを従来の製法に対して 1/5 に低減できた。

6. まとめ

高圧水素タンクの高速 FW 製造と高品質積層を実現するため、高速タンブル回転ヘリカル巻きと 2 給糸を可能とする同時 14 軸制御 FW 装置について述べた。

(1) 新開発の高速タンブル回転ヘリカル巻きと 2 給糸

を可能とする同時 14 軸制御 FW 装置の構成を紹介した。

(2) 高速 FW 張力安定化技術、トウプリプレグの拡幅技術、バンド供給口の制御技術を適用し安定した積層を可能とした。

(3) FW 工程に要する時間で約 80 % 短縮し、世界トップクラスの FW 成形スピードを達成した。

(4) タンク耐圧強度では製造影響による分散値を 1/5 に低減できることが確認された。

参考文献

- (1) 一般社団法人日本自動車工業会: 70MPaFCV と 70MPaFCV 用高圧水素容器の概要, 経済産業省ホームページ, p. 8-10, (2013)
- (2) 漆山雄太, 高見昌宜: 移動体水素貯蔵の課題とニーズ (高圧貯蔵), 第 2 回 FC-Cubic オープンシンポジウム資料, p. 10-16, (2020)
- (3) 岡崎順二: 70MPa 級水素ガス充填対応型複合容器の開発, 福岡水素エネルギー戦略会議資料, p. 12, (2010)
- (4) 特開 2020-142468

■ 著 者 ■



藤木 弘栄



辰島 宏亮



中西 勝



梅津 健太



Andreas REIMANN

直交表を用いたリチウムイオン電池性能の高効率な劣化予測モデル構築

Modeling of Efficient Lifetime Prediction for Lithium-ion Battery Employing Orthogonal Array

大 道 馨¹

Kaoru OMICHI

合 田 直 弥¹

Naoya AIDA

加 我 正¹

Tadashi KAGA

富 永 由 騎¹

Yuki TOMINAGA

西 村 拓 海¹

Takumi NISHIMURA

要 旨

ABSTRACT

電動化商品の開発初期において、性能劣化シミュレーションモデルによるリチウムイオン電池の耐久性予測は重要な技術である。本検討では、性能劣化予測モデルを構築するプロセスに、品質工学で用いられる直交表を適用し、低コストで、高効率なモデル構築手法を検討した。その結果、放置耐久テストに対してはL16、サイクル耐久テストに対してはL27の直交表を用いた実験計画を適用すると良いことが分かった。また、テスト結果のフィッティングにより、放置の劣化係数をSOCと温度の2次線形式＋交互作用項で表現し、サイクルの劣化係数をSOC、 Δ SOC、温度、充電電流、放電電流の1次線形式でモデル化することで、濃縮耐久試験結果を誤差1.3%と高精度にシミュレーションできることが分かった。本稿で論じるモデル構築手法は、従来手法である要因配置実験に必要なテスト量を58%削減しながら同等の精度が実現できており、実験効率の向上が見込まれることを確認した。

Estimation of lithium-ion battery durability by modeling that simulates performance degradation is an important technology during the initial phase of development of electrified products. For this study, a low-cost, highly efficient technique for creating a model was investigated by applying the orthogonal array used in quality engineering to the process of creating a performance degradation prediction model. As a result, it was found that for the storage durability test, it was productive to apply an experimental design that uses an L16 orthogonal array, whereas for the cycle durability test, it was productive to apply an experimental design that uses an L27 orthogonal array. It was also found that by fitting to the test results, when the storage degradation coefficient is modeled by expressing it with the state of charge and temperature in a quadratic linear equation together with an interaction term, and the cycle degradation coefficient is modeled by expressing it with the state of charge, window of operating state of charge, temperature, charge current, and discharge current in a first-order linear equation, then it was possible to simulate the results of accelerated durability testing highly accurately with a deviation of 1.3%. The method of modeling discussed in this paper reduced the amount of testing necessary in the conventional, factorial experiment method by 58% while realizing an equivalent level of accuracy, confirming that enhancement of experiment efficiency can be expected.

1. ま え が き

リチウムイオン電池 (LiB) は高いエネルギー密度と出力密度を備えているため、小型の電子機器のみならず、二輪や四輪、航空機といった大型のモビリティに対しても広く利用されつつある⁽¹⁾⁻⁽⁴⁾。Hybrid Electric Vehicle (HEV) や Battery Electric Vehicle (BEV) などの電動車用 LiB には10年以上の長期間にわたる耐久性が求められるうえ

に、様々な地域や使い方を考慮しなければならない。そのため、性能劣化シミュレーションモデル (以下、劣化予測モデル) を用いた予測を通じて、開発初期に耐久性が開発目標を満たしていることを確認する必要がある^{(5), (6)}。LiBの劣化速度は、放置される電池の温度や充電状態 (State of Charge: SOC)、充電中の電流値や放電中の電流値、SOCの変化の大きさなどに依存する。そのため、電動車の使われる環境、使われ方に応じて、電池の劣化速度が変化する。

¹ 先進パワーユニット・エネルギー研究所

E-mail: Kaoru_Omichi@jp.honda

一般的に、気温が高い地域で、頻繁に運転をし、急な加減速を繰り返すユーザーの電動車の電池は、気温が低い地域で、運転の頻度が少なく、加減速が緩やかなユーザーの電池に比べて劣化が早い。劣化予測モデルでは、そのような様々な電動車の使われ方に合わせて劣化速度を割り出し、単位時間当たりの劣化量を累積計算する機能が求められる⁽⁷⁾。Honda ではこれまでに内部状態の予測を通じて性能劣化挙動を高精度に算出する Semi-Physical Model の構築をおこなってきた^{(8), (9)}。今後、更なる電動車開発の必要性増大に対応するため、精度の高い予測モデルを効率的に構築することが求められている。予測モデルの効率的な構築には開発目標を満足するテスト条件の設定や最適なモデル構築の手法の検討が必要である。

Fig. 1 に、Honda が実施している駐車 - ドライブ - 充電を繰り返した時の劣化挙動シミュレーションの流れを簡略的に示す。LiB の性能は容量維持率 (Capacity retention) で表され、使用するにつれて低下する。駐車 - ドライブ - 充電といった、個々の使用モードに相当する劣化速度を、あらかじめ耐久試験の学習データでフィッティングにより作成した劣化係数マップ (Degradation coefficient map) により算出する。求めた劣化速度とモード使用時間 ($\Delta time$) を乗算することで、各モード中の劣化量を算出する。それらを累積することで、劣化量の予測をおこなう。高い精度で劣化を予測するには、ユーザーの使い方を包含するように多くの条件数、且つ、長期間のテストをおこなう必要がある。ただし、車載電池の耐久テストは、充放電をするための充放電装置や恒温チャンバー、電気的特性をとるための評価装置、耐久テストを実施する人件費などが、長期にわたって発生するため、大きなコスト負担となる。そこで本検討では、LiB のモデル構築に直交表に基づく実験計画を適用し、テスト数を減らして、精度の高いモデル構築手法を実現する。

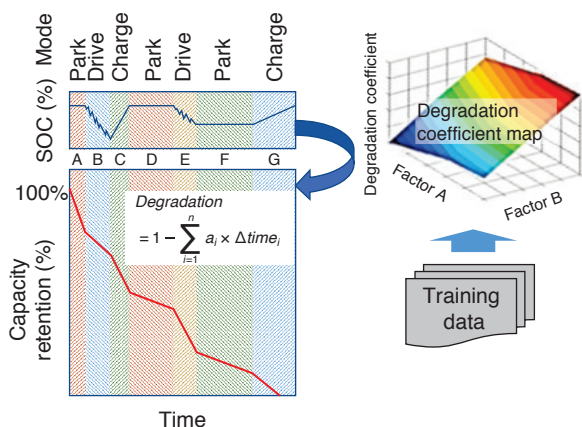


Fig. 1 Concept of calculating performance degradation

2. 現状課題と提案

これまで Honda では、車載用 LiB の劣化予測モデル構築のために、100 条件以上の負荷条件を半年以上の期間をかけて耐久試験を実施してきた。試験は、電池の負荷の観点で、放置モード (駐車) とサイクルモード (ドライブと充電) の二種類の試験をおこなってきた。試験条件の設定では、劣化因子ごとに 5 水準以上を設定し、一部要因配置実験 (Fractional factorial experiment) により設定してきた。例を Fig. 2 に示す。因子 (A から E) ごとに 5 水準設定し、注目因子以外を固定し (Fig. 2(b) の灰色セル)、注目因子のみを 1 水準ずつ変更することで要因効果の解析可能な実験データを得る方法である。メリットは、一因子の変化による効果を直接的に得られるため、データの可読性が高く、データを直感的に理解しやすい。例えば、Fig. 2(b) の 1 から 5 のテストデータを Fig. 2(c) の要因効果図にプロットすることで、容易に右肩上がり傾向を把握することができる。一方、デメリットは、それぞれのテスト水準が、固定された水準に集中し、データ全体で見たときに水準間に偏りが生じてしまう懸念がある。水準の偏りは、予測モデルの堅牢性の低下を招く。さらに、要因効果を導出する際、1 水準につき 1 データずつ抽出して各因子の依存性を把握するため、ばらつきやノイズに弱い。この解決のために固定する水準を変更して一部要因配置実験を、2 から 3 セット実施してきたが、その結果、耐久試験条件数が 65 から 100 条件と多くなり、試験コストが大きくなるという課題があった。

これらを解決するために本検討では直交計画を適用した。Fig. 3 に各因子 2 水準で作成した基本的な実験計画について示す。各因子全ての水準の組み合わせをテストする完全要因配置実験、要因効果を一部テストする一部要因配置実験、直交表に基づいて要因効果をテストする直交計画の三つを示す (Fig. 3)。

直交計画では、各因子において各水準が同じ 4 回ずつテ

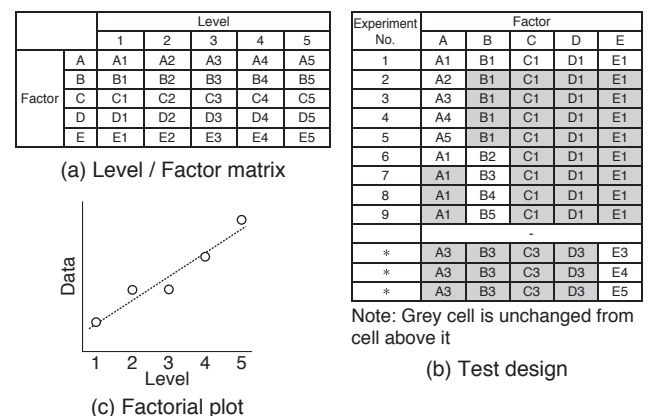


Fig. 2 Conventional testing method

スト条件に含まれており、且つ、因子の組み合わせが直交している。このため、各水準の要因特性を4回のテストの特性値の平均値として算出することができる。データを平均化して取り扱えることは、ばらつきの小さい要因効果解析につながる。また、各水準のバランスをとった組合せが可能となり、堅牢性が高められる。さらに、完全要因配置実験に比較してテスト条件数を大きく減らすことが可能である。

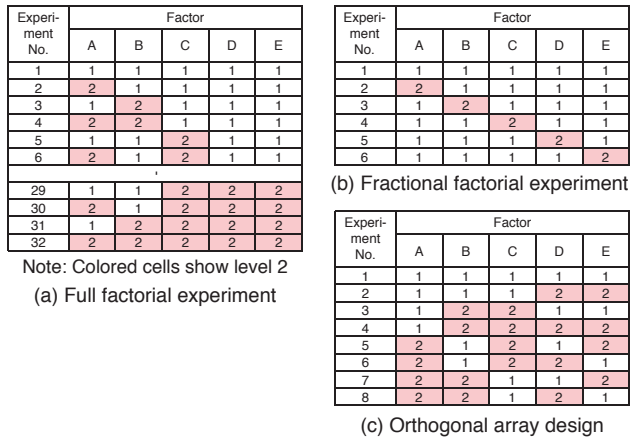


Fig. 3 Variations of basic designs of experiments

3. プロセス構築

効率的なモデル学習用データの取得には、モデル予測精度を極力落とすことなく、信頼性の高いデータを得ることが望ましい。ここで、モデル予測精度とは、学習用データと別の検証用データに対するかい離度合を指す。信頼性の高いデータとは、ノイズの影響がより小さいデータのことを指す。前述の直交表を用いて LiB の劣化予測モデル構築のためのデータ取得をおこなうには、以下のことに留意してデータ取得をおこなった。

3.1. 直交表サイズ最適化

直交表は L8 や L16 のように L に実験数を結合して表記される。直交表の種類としては L8, L9, L16, L18, L25, L27, L32, L36... と数多く存在するが、直交表のサイズを決めると、自動的に評価できる因子の数、水準数が制限される。例えば L9 の直交表ならば3水準の因子を最大四つまで評価可能となる。因子間に交互作用が見られる場合は評価できる因子数はさらに減少する。このような制約の中で、評価すべき因子と、評価すべき水準数を考慮して直交表を選択する必要がある。LiB の使用モードは放置とサイクルの2種類に大別される。それぞれの負荷の大きさを決める因子は、放置モードについては温度と SOC の

2 因子、サイクルモードについては温度、SOC、 Δ SOC、充電電流 (I-charge)、放電電流 (I-discharge) の 5 因子によって負荷が決まる (Fig. 4) ⁽⁹⁾。水準数は、各因子に対する特性値の線形性を考慮して決める必要がある。要因効果が線形であるならば2水準のテスト結果から直線近似可能であるが、非線形の場合は最低3水準以上を設定し、結果を応答曲面法によりモデル化する必要がある。本検討では、車載用 LiB の耐久テスト結果分析から最適な直交表を設定した。

3.2. 水準数検討

水準設定時には、テストの実現性と、水準外挿リスクの二つを考慮する必要がある。直交表による実験計画では、不完全な試験やデータ欠損が生じるとデータ全体の信頼性が損なわれるため、実現可能なテスト水準を設定する必要がある。複数因子の使用限界値で条件設定されたテストは、テスト実現不可能になることがあるため、避けるようにした。ただし、水準設定範囲が使用範囲に比べて著しく狭い場合、水準設定範囲外の劣化係数を外挿することで算出する必要があるため、予測誤差を増加させる原因となる。従って、テスト遂行可能な範囲で、因子間でバランスを取りながら水準設定範囲が最大となるように設定した。

3.3. モデル式構築

モデル式は、最も学習データを良く反映でき、学習データとは別の検証データに対して精度良く予測できるモデル式を選択する必要がある。候補となるモデルの立式には、項数や次数をコントロールし、複雑度合の異なる複数のモデルを準備した。

3.4. モデル式選択

モデル式を選択する際には、学習データに対する決定係数 R^2 と、検証データに対するシミュレーション誤差から決定する必要がある。次数や係数が大きく複雑なモデル式

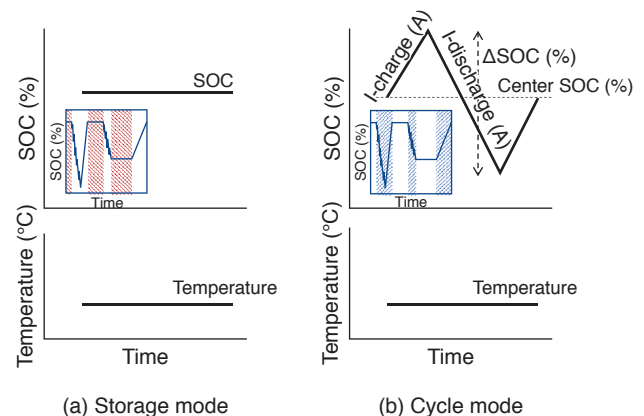


Fig. 4 Factors of storage and cycle modes

は学習データに対してよくフィットするが、学習データ以外の条件、例えば検証条件に対しては精度が低下する過学習という状態になる場合がある。そのため、LiBの劣化特性に基づいて、複雑度が異なる複数のモデル式を立案し、その中から、決定係数とシミュレーション誤差を指標にして最も精度が高いモデル式を選択した。

4. プロセス検討結果

LiBの劣化予測モデル構築に適した手法を検討するために、多数の条件で耐久テストをおこなった試験結果を解析した。試験には、5 Ahクラスのハイブリッド用LiBを供試体として用いた。耐久試験は、要因配置実験にて放置耐久テストとサイクル耐久テストを併せて95条件を6か月間実施した。各条件における劣化速度の算出は、LiBの耐久挙動を表す一般的なモデル式(1)⁽¹⁰⁾へ、最小二乗法でモデル式のパラメータを同定した。

$$\text{Capacity retention} = a \times \text{Time}^{0.5} + 1 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \text{Degradation coefficient} \\ &= a_{11} \times \text{SOC}^2 + a_1 \times \text{SOC} \\ &+ a_{22} \times \text{Temperature}^2 \\ &+ a_2 \times \text{Temperature} \\ &+ a_{12} \times \text{SOC} \times \text{Temperature} \\ &+ a_0 \end{aligned} \quad (2)$$

4.1. 直交表選択

各テスト結果から算出された劣化係数 a を各因子に対し

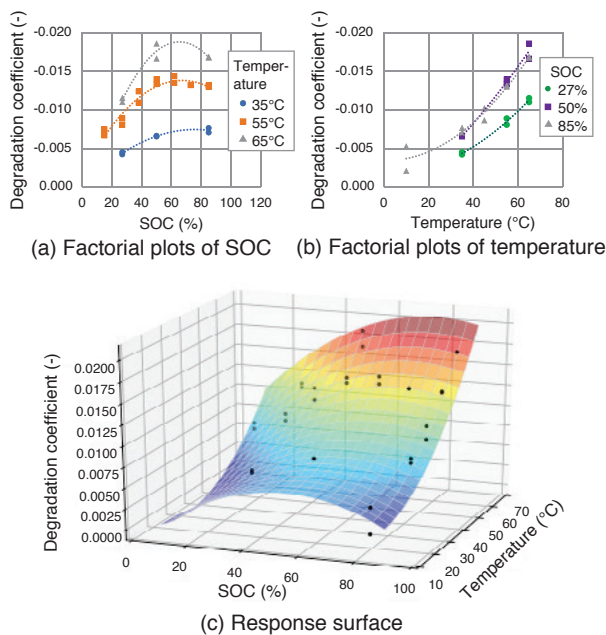


Fig. 5 Factorial plots and response surface of two variables in storage mode

てプロットした要因効果図をFig. 5(a), (b)に示す。また、2次のモデル式(2)に基づいて得られた応答曲面をFig. 5(c)に示す。放置耐久テストではSOC依存性、温度依存性についてそれぞれ非線形性を示していることから、3水準以上が選択できる直交表を選択する必要があることが分かった。また、SOC依存性の傾きが温度によって異なることから、SOCと温度の間に交互作用があることが推察される。これらの結果から2因子を3水準以上で、且つ、交互作用が評価可能な直交表として、3水準系のL9直交表、または2水準系直交表を4水準に合成したL16を用いることがよいことが分かった。

サイクル耐久テストの要因効果解析結果をFig. 6に示す。五つの因子に対して右肩上がりの依存性が見られており、五つのうち、三つの因子であるTemperature, Δ SOC, I-chargeに対して非線形な挙動が確認された。また、SOC以外の四つの要因効果について、異なるSOCにおける要因効果を評価したところ、SOCによって異なる傾きが確認された。このことは、各要因効果に交互作用があると判断できる。これらのことより、3水準以上の因子分析が可能で、最大4種類の交互作用が評価可能なL27がサイクル耐久テストには適当であることがわかった。放置耐久テスト(L16)とサイクル耐久テスト(L27)に必要な合計のテスト数は16+27=43条件となる。

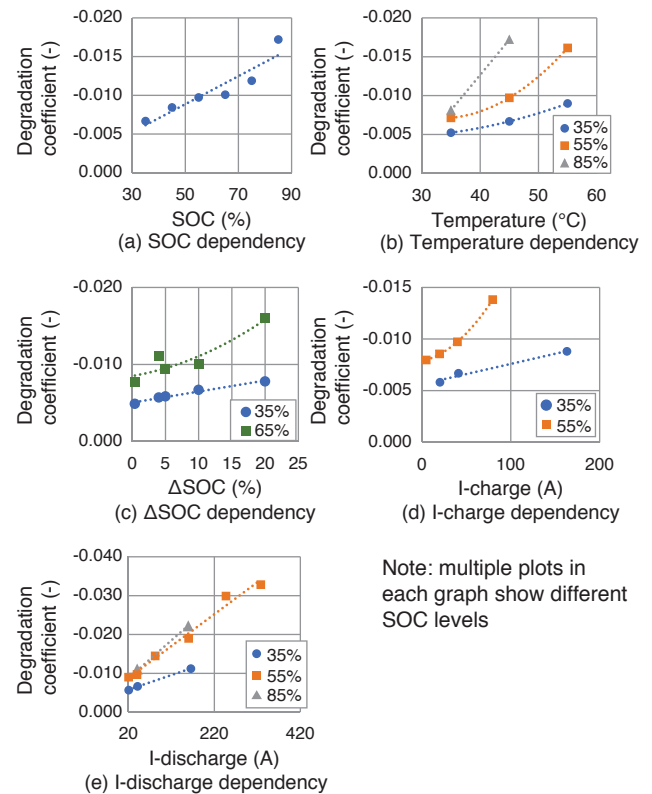


Fig. 6 Factorial plots of five factors in cycle patterns

4.2. 水準選択

各因子の水準を設定するにあたり、完全独立である因子と、非独立である因子に分けて考える必要がある。放置耐久テストにおける因子、SOC と温度は独立である。一方、サイクル耐久テストにおける I-charge と I-discharge、中心 SOC と Δ SOC は、お互いの数値の和が制約を受けるため、非独立となる。Fig. 7 にその制約を示す。I-discharge と I-charge の取りうる値の範囲は、電池仕様の上限電流値以下、且つ、セルの発熱が問題とならない実効電流値 (A-rms limit) 以下でテストする必要がある [Fig. 7(a)]。セルの発熱が大きいと、電池の温度制御が容易ではなくなる。また、安全にテストを実施するため、中心 SOC と Δ SOC の和の範囲が、過電圧を考慮しても過放電事象や Li 電析事象を起こさないように水準を設定した [Fig. 7(b)]。設定範囲外の因子数値を有する条件については、外挿算出によって劣化係数を求める必要が生じるため、全ての変数でバランスを取りながら最大値が選択できるように水準選択をおこなった。

4.3. モデル式立案

複数のモデル式を構築するにあたり、モデル式の複雑度を、要因効果の次数とモデル式の項の数で調整してモデル式を作成した。次数については 1 次線形と 2 次線形と二通り用意し、項の数については交互作用項の追加と分散分析による項数削減をおこない、Table 1 に示す 6 種類のモデル式を立案した。劣化因子に対して一次線形の要因効果を持つ線形モデル (i)(ii)(v)、単純線形には該当しない二次線形モデル (iii)(iv)(vi)、統計的に有意な項のみから構成される分散分析 (Analysis of Variance: ANOVA) モデル (v)(vi) を立式した。統計的に有意な項を選択するためには、直交表で実施したテスト結果に対して Table 2 に示すように分散分析をおこない、F 検定を通じて統計的に有意な項 (Table 2 中の * 記載因子) を抽出した。F 検定とは、二つの要因間の分散、すなわちばらつきに有意な差があるかどうかを判定する手法であり、分散分析においては、各要因効果による分散と誤差要因による分散を F 検定することで、有意な要因を抽出可能である。有意でないと判定された要因はモ

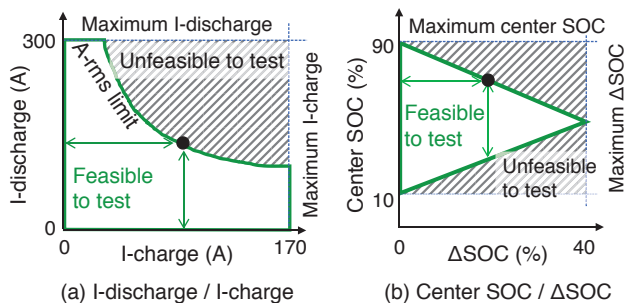


Fig. 7 Trade-off factors in cycle mode

Table 1 List of model formulas

No.	Model	Formula	Number of coefficients
(i)	Linear	$\sum_{j=1}^5 a_j \times X_j + a_0$	6
(ii)	Linear + interaction	$\sum_{j=1}^5 a_j \times X_j + \sum_{j=2}^5 a_{1,j} \times X_1 \times X_j + a_0$	10
(iii)	Quadratic	$\sum_{j=1}^5 a_{1,j} \times X_j^2 + \sum_{j=1}^5 a_j \times X_j + a_0$	11
(iv)	Quadratic + interaction	$\sum_{j=2}^5 a_{1,j} \times X_j^2 + \sum_{j=1}^5 a_j \times X_j + \sum_{j=2}^5 a_{1,j} \times X_1 \times X_j + a_0$	21
(v)	Linear + interaction (ANOVA)	$\sum_{j=1}^5 a_j \times X_j + a_{1,3} \times X_1 \times X_3 + a_0$	7
(vi)	Quadratic + interaction (ANOVA)	$\sum_{j=2}^5 a_{1,j} \times X_j^2 + \sum_{j=1}^5 a_j \times X_j + a_{1,3} \times X_1 \times X_3 + a_0$	12

X_1 : SOC; X_2 : Temperature; X_3 : Δ SOC; X_4 : I-charge; X_5 : I-discharge

Table 2 Analysis of variance of L27 cycle mode test

Factor	Degree of freedom	Sum of squares	Mean square	F-value	p-value	Statistical significance
Center SOC	2	7.5E-05	3.7E-05	4.7E+01	0.002	*
Temperature	2	1.2E-04	5.8E-05	7.3E+01	0.001	*
Δ SOC	2	2.1E-04	1.1E-04	1.3E+02	0.000	*
I-charge	2	1.1E-05	5.5E-06	7.0E+00	0.049	*
I-discharge	2	5.0E-05	2.5E-05	3.2E+01	0.004	*
Center SOC x I-charge	4	1.0E-06	2.5E-07	3.2E-01	0.853	
Center SOC x Δ SOC	4	1.8E-05	4.5E-06	5.6E+00	0.061	*
Center SOC x Temperature	4	2.8E-06	7.0E-07	8.9E-01	0.544	
Errors	4	3.2E-06	7.9E-07	-	-	
Total	26	4.9E-04	2.2E-05	-	-	

*Lower than the alpha level of 0.10

デルの精度を乱すため極力排除する。本検討では、五つの主要因と四つの交互作用のうち、六つの因子について統計的に有意であると判定された。

4.4. モデル式選択

Table 1 の 6 種類のモデル式の中から、学習データに対する決定係数 R^2 と検証データに対するシミュレーション誤差 (Root-Mean-Square Error: RMSE) によりモデル式を選択した。モデル式を選択するには、学習用テスト結果とは異なる検証用テスト結果を用意し、その予測精度の高いものを選択した。検証用テストデータは極力複数準備し、総合的にモデル式を選択する必要がある。本検討では、学習用テスト条件が複数組み合わせられたシンプルパターンと複雑な実車走行パターンをテスト条件として設定し、学習用テストと同期間 (4 か月) 分の耐久試験をおこなったデータを検証用データとして用いた。各モデルの学習データに対する決定係数と、検証用データに対する誤差を Table 3 に示す。この中で、モデル (i) は学習データに対して決定係数 0.9 以上でフィッティングできており、検証用データに対して最も誤差が低く予測できているため、モデル (i) の線形

Table 3 Simulation results of six models

	Model	Number of coefficients	Coefficient of determination (R^2) vs training data	RMSE (%) vs test data		
				Simple pattern	Driving pattern	Average
(i)	Linear	6	0.92	2.2%	1.1%	1.6%
(ii)	Linear + interaction	10	0.95	6.4%	1.0%	3.7%
(iii)	Quadratic	11	0.93	3.3%	2.1%	2.7%
(iv)	Quadratic + interaction	15	0.97	6.7%	2.8%	4.7%
(v)	Linear + interaction (ANOVA)	7	0.94	3.0%	1.6%	2.3%
(vi)	Quadratic + interaction (ANOVA)	12	0.98	7.4%	1.4%	4.4%

モデルが良いと判断した。今回線形モデル (i) が最も精度が良かった理由は、(ii) から (vi) の他のモデルに比べると係数も少なく、シンプルなモデル式であるため、学習データとは異なるパターンに対してロバストに予測できたためと考えられる。それを裏打ちするデータとして、前述の分散分析結果 (Table 2) では、線形モデルに含まれる項 (SOC, Temperature, Δ SOC, I-charge, I-discharge) が全 8 項の中で p 値が低い。ここで p 値は、各要因と誤差要因の分散比と自由度を元に、分散の値同士に差がある確率を 0 から 1 までの確率で表した数値であり、0 に近いほど誤差要因に比べて大きな分散を持ち、有意であることを指すものである。モデル (i) は、統計的に有意な項で構成されることによってモデル式の予測精度が向上したと考察される。

5. 劣化予測結果

テスト数が 27 である直交表 L27 を用いてサイクルモードのデータ取得をおこない、最適化されたモデルにおいて、45℃ の高温での濃縮耐久試験から予測した結果を Fig. 8 に示す。濃縮耐久試験は実車走行時に電池セルに印加される波形を模擬した。その結果、予測結果と実測値の誤差は RMSE 1.3% であった。

一方、直交表ではなく、従来手法である一部要因配置実

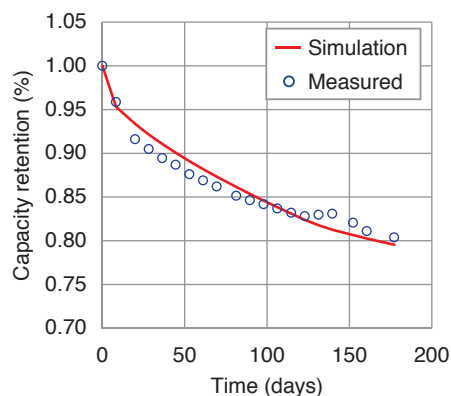


Fig. 8 Simulation result of driving pattern

験により 65 条件の耐久テストをおこない、モデル化に用いる条件数を 18 条件から 65 条件まで変化させてモデルを構築して濃縮耐久試験に対して予測したときの精度を、条件数に対してプロットしたものを Fig. 9 に示す。要因配置実験ではモデル化に用いる条件数の増大とともに誤差が減少し、予測精度が向上していることが分かる。65 条件用いたときの予測誤差は 1.4% であり、テスト数 27 の直交表を用いて構築したモデルの予測誤差は 1.3% であるため、両者はほぼ同値であることが確認された。直交計画は、従来手法の条件数を 58% 削減しながら、モデルの予測精度は同等であった。

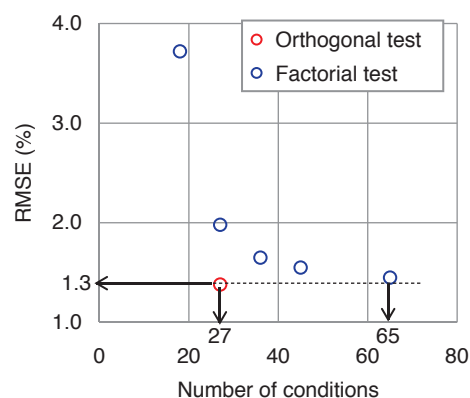


Fig. 9 RMSE of various number of conditions

6. 結言

LiB の性能劣化予測モデル構築において、直交表に基づく学習用データ取得プロセス、および、モデル構築手法の検討をおこなった結果、下記のことが分かった。

- (1) LiB の劣化モデル構築に必要な学習データ取得に適した直交表は L16 (放置耐久テスト)、L27 (サイクル耐久テスト) である。
- (2) 本検討で用いた電池の劣化モデル式は、放置劣化モデルは、2 次線形 + 交互作用、サイクル劣化モデルは 1 次線形モデルが最適である。
- (3) 直交表を用いた試験計画をおこなうことで、予測結果を同等精度 1.3% に保ちつつ、条件数を 58% 削減した。

参考文献

- (1) (独) 新エネルギー・産業技術総合開発機構: 二次電池技術開発ロードマップ 2013, (2013)
- (2) 富士経済: エネルギー・大型二次電池・材料の将来展望 2021- 電動自動車・車載電池分野編, (2021)
- (3) 経済産業省: 第 1 回蓄電池産業戦略検討官民協議会,

資料3 蓄電池産業の現状と課題について, (2021)

- (4) Dunn, B., Kamath, H., Tarascon, J.-M.: Electrical energy storage for the grid: a battery of choices, Science, Vol. 334, Issue 6058, p. 928-935, (2011)
- (5) Schmuck, R., Wagner, R., Hörpel, G., Placke, T., Winter, M.: Performance and cost of materials for lithium-based rechargeable automotive batteries, Nat. Energy, Vol. 3, Issue 4, p. 267-278, (2018)
- (6) Waag, W., Fleischer, C., Sauer, D. U.: Critical review of the methods for monitoring of lithium-ion batteries in electric and hybrid vehicles, J. Power Sources, Vol. 258, p. 321-339, (2014)
- (7) LoGrasso, J.: Meeting Customer Expectations: Life and Safety of Batteries in Hybrid & Electric Vehicles, Advanced Automotive Battery Conference, p. 2-5, (2011)
- (8) 加我正, 荒井洸, 堀満央, 富永由騎: 性能発現メカニズムに基づいたバッテリー性能の容量劣化推定モデル構築 第二報, 第61回電池討論会, 3A01, (2020)
- (9) 富永由騎: 電気性能発現メカニズムに基づいたリチウムイオン電池性能の劣化推定モデルの構築, 電気化学, 第89巻, 2号, p. 125-132, (2021)
- (10) 田尾洋平, 山手茂樹, 尾崎哲也, 稲益徳雄, 吉田浩明, 奥山良一: リチウムイオン二次電池用グラファイト負極上の SEI 被膜の成長過程, GS Yuasa Technical Report, 第10巻, 第2号, p. 8-15, (2013)

■ 著 者 ■



大 道 馨



加 我 正



西 村 拓 海



合 田 直 弥



富 永 由 騎

ガスタービンの動翼設計を目的とした 複合領域最適化手法を用いた設計支援システムの構築

Development of Multi-disciplinary Optimization Design Assist System for Gas Turbine Rotor Blades

青 木 拓¹

Taku AOKI

大 久 保 岳¹

Gaku OKUBO

釜 土 敏 裕²

Toshihiro KAMATSUCHI

田 中 久 人¹

Hisato TANAKA

榊 原 隆¹

Takashi SAKAKIBARA

Sebastian SCHMITT³

要 旨

ガスタービン動翼設計のための翼形状作成と空力、強度解析を自動でおこなうワークフローに最適化アルゴリズムを統合した設計支援システムを開発した。空力性能向上のための薄翼化や高負荷化が進む近年の動翼設計において、翼形状が強度に及ぼす設計感度が増加していることを考慮し、強度評価機能が充実したシステムとした。本稿ではシステムの概要を示すと同時に、遠心圧縮機動翼と遠心タービン動翼の設計への適用例を示す。本システムの導入により、空力設計、強度設計における多岐にわたる設計要素を考慮することができ、両者の設計目標を同時に満たす好適解の提案や、定量的な設計見通しが提示できることを示した。

ABSTRACT

An optimization design assist system was developed for gas turbine rotor blade design that integrates an optimization algorithm into a workflow automating blade shape creation and aerodynamic and structural analysis. In recent years, thinner blades and higher loads have been used to enhance aerodynamic performance. In view of the impact of increased blade shape design sensitivity on structural mechanics, the system was designed to enhance structural mechanics evaluation functions. This paper presents an overview of the system and example cases of its application to the design of a centrifugal compressor rotor blade and a radial turbine rotor blade. By introducing the system, engineers were able to consider a wide variety of design elements in aerodynamic and structural design, as well as to propose suitable solutions that simultaneously satisfy both aerodynamic and structural design goals and to present quantitative design prospects.

1. はじめに

ガスタービンエンジンは有限寿命設計がなされており、特に大きな遠心力や圧力、熱応力が発生する環境下で使用される動翼部品は、設計者があらかじめ設定した運転時間で部品の検査や交換が必要となる。部品寿命を延ばすことで、部品の交換コストが減り、商品性が向上できる。

燃費性能もまた商品性向上に寄与するため、設計者は部品の最大応力や重量、特定の翼振動モード周波数など必要な強度制約を確保したうえで、かつより長い部品寿命や高

い空力性能を追求している。

吸入空気の圧縮に始まり、燃焼ガスからタービンを使ってエネルギーを取り出すガスタービンエンジンの性質上、圧縮機動翼とタービン動翼がエンジンの燃費性能に対して大きな影響を与える。一方でその過酷な動作環境において十分な強度が確保されている必要がある。

これまでの動翼設計では、空力設計、強度設計の順でおこない、目標を満たさない場合は、満足するまで両者を順に繰り返していた。

しかし近年空力性能向上のための動翼の薄翼化、高負

¹ 先進パワーユニット・エネルギー研究所

E-mail: taku_aoki@jp.honda

² 先進パワーユニット・エネルギー研究所、博士(工学)

³ Honda Research Institute Europe GmbH, Ph.D.

荷化に進む傾向にあり^{(1), (2)}, 従来に比べて翼形状の変化が強度面に与える影響が増加している。そのため必要強度の確保を前提とした, より慎重な詳細設計が求められている。これらのことから, 初期設計の段階で空力と強度の両者を考慮するフロントローディングな設計手法が必要となる。

そこで我々は, ガスタービンの動翼設計を目的として, 翼形状定義から解析までを自動でおこなうワークフローを作成し, 最適化アルゴリズムと組み合わせることで空力と強度を同時に考慮する設計支援システムを開発した。

本稿では最初にシステムの概要を説明し, 次に強度解析モジュールについて詳細に説明する。一般的なターボ機械の最適化計算では空力性能のみ, もしくは空力性能とディスク中心部の応力など, 強度設計について比較的単純な評価指標のみを考慮している例が多く見られる⁽³⁾⁻⁽⁶⁾。本システムでは必要な強度制約を満足させうえて空力性能, 寿命の増大による製品競争力向上のために強度評価機能を充実させた。最後にターボ機械に広く用いられる遠心圧縮機と遠心タービン動翼の設計に適用した例を紹介する。

2. 複合領域最適設計支援システムの構成

システムの全体図を Fig. 1 に示す。本システムは空力と強度, それぞれの解析を同時におこない, 計算結果を最適化アルゴリズムが評価することで, 翼型を探索する。

本システムで採用している最適化ソフトウェアは Honda Research Institute Europe GmbH (HRI-EU) で開発された HScriptOpt であり, 世代交代型の最適化アルゴリズムをベースとした最適化ソフトウェアである。

2.1. 最適化計算の流れ

Fig. 1 に示す通り, 本システムは A. Blade definition に始まり, B. Aero module, C. Structure module と 2 種類の解析モジュールを通ったのちに D. Evaluation へとつながる 4 プロセスで構成される。

A. Blade definition では計算開始時の初期条件として,

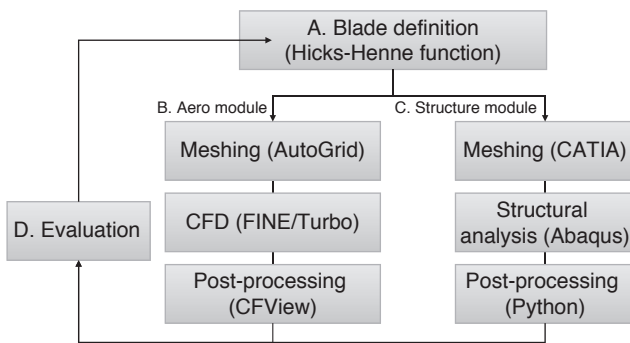


Fig. 1 Optimization workflow

Table 1 Objective variables

	Objectives
Aero performance	Efficiency
	Mach number
	Flow rate
	Pressure ratio
	Expansion ratio
Mechanics	Stress
	LCF life
	Modal frequency
	Vibration modes number
	Mass

任意の翼形状もしくは取りうる設計変数の範囲内で無作為に 11 の翼型が生成される。我々はこれを第 1 世代と呼び, B の Aero module と C の Structure module でそれぞれ空力解析と強度解析が実行される。最適化計算実行時には両モジュールは並列に処理される。

D の Evaluation では Fitness と呼ばれる評価関数を定義して個体を評価する。Fitness 関数の一例を式 (1) に示したが, ここでは断熱効率の重みを α とし, 残りの重みを低サイクル疲労 (LCF) 寿命に与えており, それらの和の最大化を最適化問題として定義している。なお, Fitness 関数に組み込むことのできる目的変数の数に制限はない。

$$\text{Fitness} = \alpha \times (\text{断熱効率}) + (1 - \alpha) \times (\text{LCF 寿命}) \quad (1)$$

本システムで目的変数や制約として設定することの多い主要な変数を Table 1 にまとめた。それぞれ空力, 強度の観点で整理した。

本システムの最適化計算では Fitness をもとに次世代以降の個体の生成と, 結果の評価を繰り返す。4 章で実施した本システムの効果確認には Covariance Matrix Adaptation Evolution Strategy (CMA-ES), 共分散行列適応進化戦略⁽⁷⁾を最適化アルゴリズムとして使用した。

各プロセスの自動化には Python を採用した。ここでは A から C の各プロセスについて説明する。

2.2. A. Blade definition

最適化計算では入力変数が多すぎると計算結果が収束するまでに多くの時間を要する。これを避けるため, 最適化問題を定義する際に使用する入力変数を減らしつつ, 設計のバリエーションを増やす必要がある。

翼型は一般的にはベジェ曲線による自由曲線によって定義されることが多いが⁽⁸⁾, 自由度を上げるために節点数を増やすほど, 入力変数が増加する。そこで本プログラムではより少ない入力変数で複雑な曲面を表すことができる Hicks-Henne 関数⁽⁹⁾を用いて翼型を定義した。

翼型は任意数の断面で定義され, ここでは本システムで定義された 5 断面のものを Fig. 2 に例示する。Hicks-

Henne 関数は Fig. 2 に示すように、波の重ね合わせで曲線を表現し、各位置の波の高さを変更することで翼形状を定義する。Hicks-Henne 関数を用いることで、通常のベジェ曲線を使う場合と同等精度の翼型を、一断面あたり約半数の入力変数によって定義できる。

2.3. B. Aero module

A で定義された翼形状に対して空力 meshing と空力解析を実行し、結果のポスト処理をおこなう。Fig. 3 に mesh 例を示す。mesh 生成には Cadence 社製の meshing ソフトウェアである Autogrid14.2 を使用し、空力解析は同社の Fine/Turbo14.2 を使用している。

2.4. C. Structure module

強度解析モデルは A で定義された翼型に対して Fig. 4 に示すようなメッシュを生成する。メッシュ生成時には翼面、翼根本フィレット、ディスクなどの部位ごとに異なる

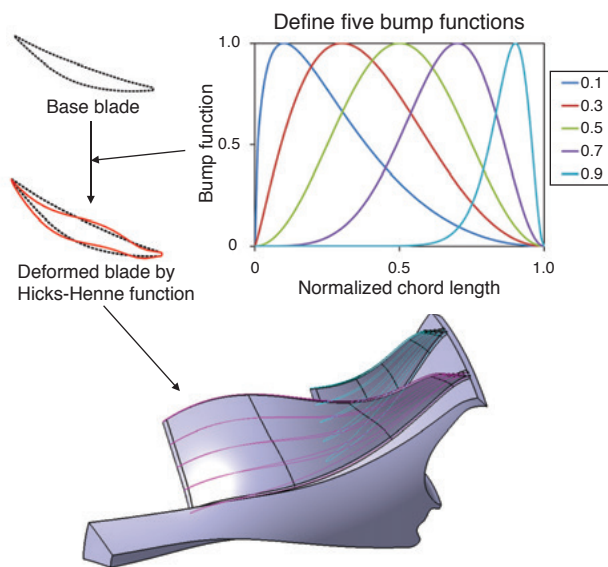


Fig. 2 Blade definition

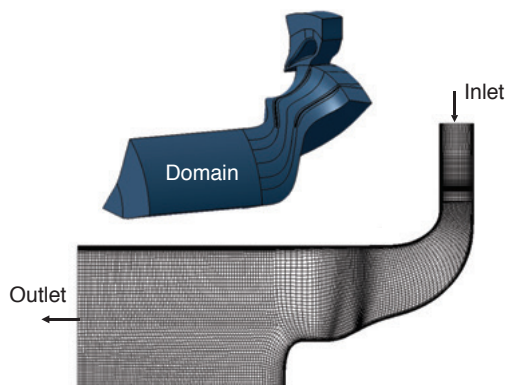


Fig. 3 CFD mesh



Fig. 4 Structural analysis mesh

メッシュ定義情報を与えておくことでメッシュ品質が保持され、精度のよい解析結果が得られる。

メッシュ生成が終了するとメッシュ情報と境界条件を含めた構造解析インプットファイルが生成される。一連の処理は CATIA のマクロ言語である Catia Script⁽¹⁰⁾ により自動で処理される。最適化計算中に部品重量や形状計測結果を取り扱う場合はここで情報を抽出することができる。構造解析は Dassault systems 社製の Abaqus/standard 2018 を使用した。CATIA 内のメッシュ定義部位ごとに個別に構造解析結果を抽出することができるために構造解析結果に細かい制約を課すこともできる。

本システムの構造解析では Stress Analysis や Modal Analysis などの複数の機能を有しており、必要な解析のみを選択し、解析結果を得るまでの解析時間を短縮できる。

3. 強度評価項目の詳細

本システムは動翼設計時に空力性能および寿命最大化のために強度評価機能の充実を図った。

Fig. 5 に示す (i) から (v) が強度評価項目の内訳となる。(i) Temperature mapping では温度の時刻歴、(ii)

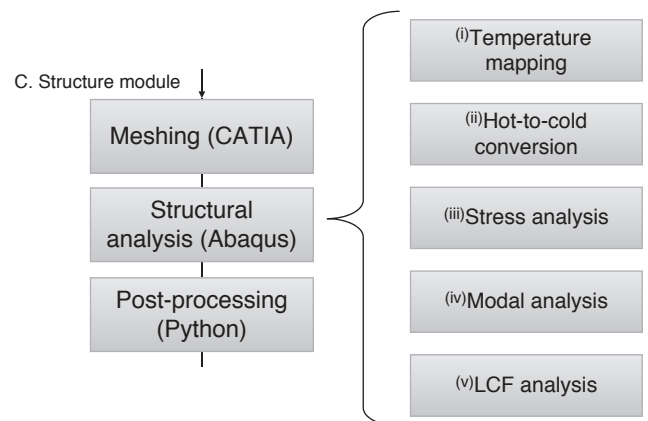


Fig. 5 Structure module

Hot-to-cold conversion では後述する理由により翼型の変換をおこなう, (iii) Stress analysis では翼面応力や任意箇所の最大応力, (iv) Modal analysis では共振点や固有振動数, (v) LCF analysis では運転中の応力の時刻歴に基づいて LCF 寿命を算出する。

3.1. (i) Temperature mapping

運転中の温度分布を強度解析モデルに温度情報として与えるプロセスとなる。温度分布は CFD から求めた気体の温度および部品の熱伝達率を元に熱伝導解析から計算される。

本システムでは初期翼型について熱伝導解析をおこなった結果である 3 次元の温度分布を任意の翼型に 3 次元マッピングする。Fig. 6 にマッピング後の温度分布の例を示した。

LCF 寿命を評価する時刻の温度など、必要な時刻の温度をモデルに与える。ここでの熱マッピングには内製ツールを使用した。一般的に圧縮機よりもタービンの方が温度の絶対値が大きく、勾配が大きいため、熱応力が強度設計に与える影響が大きい。

3.2. (ii) Hot-to-cold conversion

動翼の空力設計では離陸や高空での巡行飛行時などエンジン性能を決める代表的な条件がいくつか存在し、これらの中で最も重要度の高い条件に着目する。この条件から決定される回転数を空力設計回転数と呼ぶ。

本システムで定義される翼型は空力設計回転数における外力により変形した翼型 (hot 形状) であるために、構造解析の前に翼型をゼロ回転数の状態 (cold 形状) に逆変形する必要がある。これを hot to cold 変換と呼ぶ。

hot 形状と cold 形状の差の一例を Fig. 7 に示す。Front view では hot 形状が cold 形状に対して左側に倒れているのがわかる。また、Side view からは hot 形状の方は cold 形状に対して翼高がやや高くなっていることがわかる。

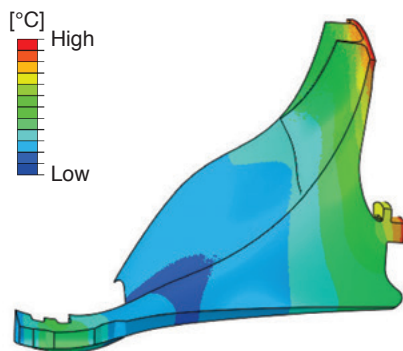


Fig. 6 Mapped temperature

強度計算の初期形状として hot 形状をそのまま採用すると二重に外力を考慮した形状の計算をおこなうことになってしまう。厳密な強度評価のために hot 形状の翼型を cold 形状に変換する。内部的には有限要素法 (FEM) で反復計算をおこない、空力設計形状から逆算して cold 形状を特定するプロセスとなる。

3.3. (iii) Stress analysis

動翼は高速回転するために遠心応力や圧力、熱応力を発生する。Fig. 8 に示すように Fillet や Disk bore, Blade 各所で応力ピークが見られ、降伏応力を超えて大きな塑性変形が生じないことなどの強度評価を実施する。

3.4. (iv) Modal analysis

動翼は上流に位置するノズルや静翼から生じる偏流を励振源として、翼の固有振動数と共振を起こし、大きな振動応力を発生する場合がある。Fig. 9 に示すキャンベル線図では加振力の周波数と翼の固有振動数の共振点 (図中の斜め鎖線と各振動モードの実線が交差する●で示された点) の数を図示する。この例では運転レンジ内に 19 か所の共振点が存在することがわかる。

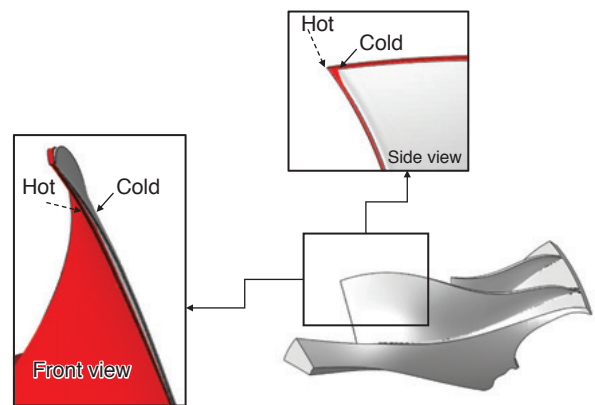


Fig. 7 Hot to cold

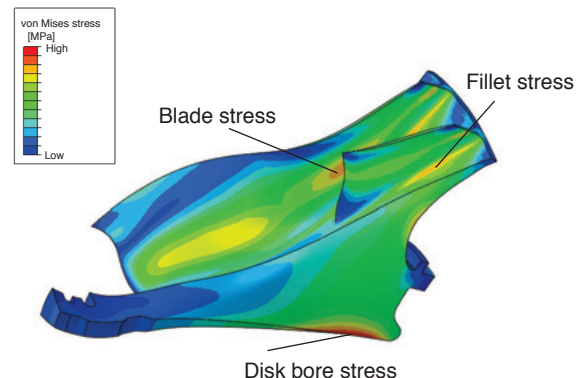


Fig. 8 Stress contour

運転レンジ内に共振点を含む設計が避けられない場合には、各共振モードが有害な振動応力を発生しないことを確認する必要がある。空力性能のための薄翼化が推進されると高次のモードが増加する傾向があり、結果として振動応力の測定や各振動モードの特定が難しくなる。運転レンジ内に含まれる振動モードの数を減らすことでこの問題に対処しやすくなる。

3.5. (v) LCF analysis

動翼は有限寿命設計をおこなっており、LCF 寿命が一定以上確保されていることが必要であり、かつこの寿命を高めることが部品交換コスト低減につながる。動翼の LCF 寿命は主に遠心応力と熱応力の時刻歴に支配される。遠心応力と熱応力は時定数が異なるために、応答遅れがあることと、その遅れが部位によって異なる。このため複数の運転状態を持つ動翼を想定すると、Fig. 10 のように異なる運転条件の遠心応力解析を複数実行し部品内の部位ごとの時刻歴に基づいて LCF 寿命を算出する。

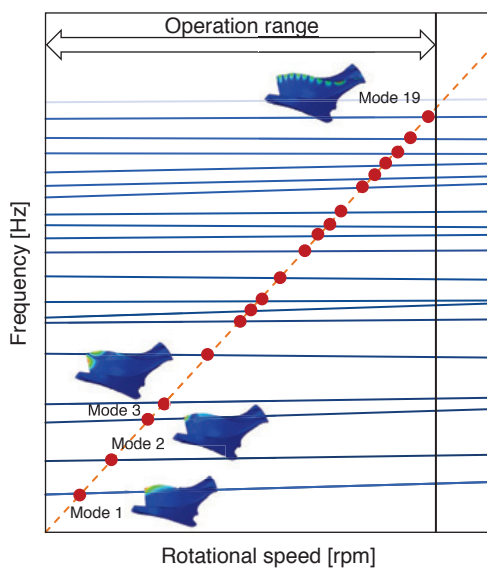


Fig. 9 Campbell diagram

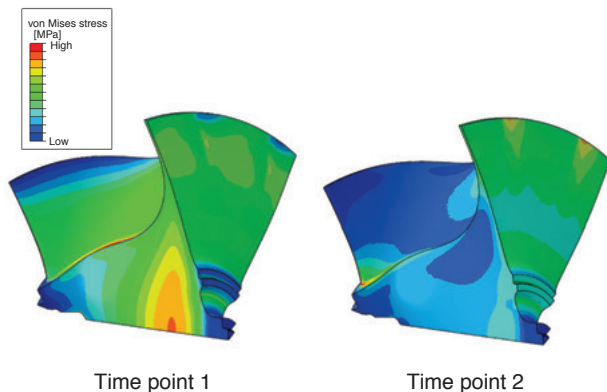


Fig. 10 Stress analysis result for LCF calculation

4. システム導入の効果

設計支援システム導入の効果確認として、動翼設計に適用した例を二つ紹介する。1 例目は遠心圧縮機の最適化計算であり、翼振動モード数、ディスクボア応力と断熱効率の関係を評価した。2 例目は遠心タービンの計算であり、温度勾配を考慮した LCF 寿命と断熱効率の関係を評価した。

4.1. 遠心圧縮機最適化計算

運転レンジ内に含まれる動翼の振動モードの数削減を考えたときに、それが応力や断熱効率に及ぼす影響を評価する。今回の計算では振動モードの数削減率 10% 以上を制約条件としつつ、断熱効率の最大化と振動モードの数最小化を目的とした。Fig. 11 に最適化計算結果の一部を示す。初期個体 (Base line) を■, その他個体を○で示し、縦軸にディスクボア応力 (同図にディスクボア応力位置を示す)、横軸に振動モードの数を表す。横軸縦軸ともに Base line の値で正規化した。

Fig. 11 より、固有振動モードの数の減少に伴い、ディスクボア応力が上昇する方向に動いていることがわかる。この関係をディスクボア応力と振動モードの数のトレードオフとして点線で図示した。翼厚みの増加により翼剛性を増加した一方で、自重の増加によりディスクボア応力が上昇したためにこのような関係になっている。

次に振動モードの数と断熱効率の関係を Fig. 12 に示す。縦軸は断熱効率、横軸は固有振動モードの数を表す。Base line から振動モードの数が減少するに伴い、断熱効率が減少する方向に動くことがわかる。

これは振動モードの数を削減するための翼厚増加により、結果として断熱効率の低下を招いたと考えられる。こ

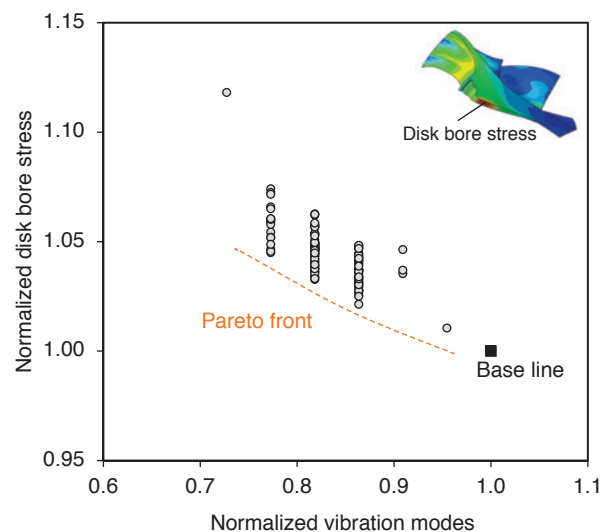


Fig. 11 Disk bore stress vs. vibration modes

の結果から、振動モードの数を 10% 削減するためには断熱効率が 0.7% 程度低下することがわかる。

4.2. 遠心タービン最適化計算

遠心タービンの断熱効率と翼根本フィレットの LCF 寿命増加を試みた。Fig. 13 に計算結果とともに LCF 寿命の計算対象とした翼根本フィレット位置を示した。ここでは LCF 寿命を律速する運転中の 2 点について遠心・熱応力を計算し、LCF 寿命を算出した。

Base line を■, その他個体を○で示し横軸に断熱効率, 縦軸に LCF 寿命をとった。横軸縦軸ともに Base line の値で正規化した。LCF 寿命と断熱効率のパレートフロントを点線で示した。このパレートフロント上で最も効率のよい解である ID233 に着目する。Fig. 14 に Base line と ID233 の翼型を重ね合わせて比較した。翼厚みや翼型に大きな変化はないが、翼先端の傾きが増加している。これにより流

れ場に大きな変化はない一方で翼根本フィレット応力を数% 緩和することで LCF 寿命が 5% 増加した。

今回の遠心タービン最適化計算結果からは、断熱効率および LCF 寿命の最大化を検討すると断熱効率同等のまま、LCF 寿命の増加代は 6% 程度となり、それ以上の LCF 寿命の増加を考えると断熱効率の低下は避けられないことが予測される。また、現状の設計制約のままでは LCF 寿命を維持しつつ断熱効率を飛躍的に向上させることは容易ではないことが読み取れる。

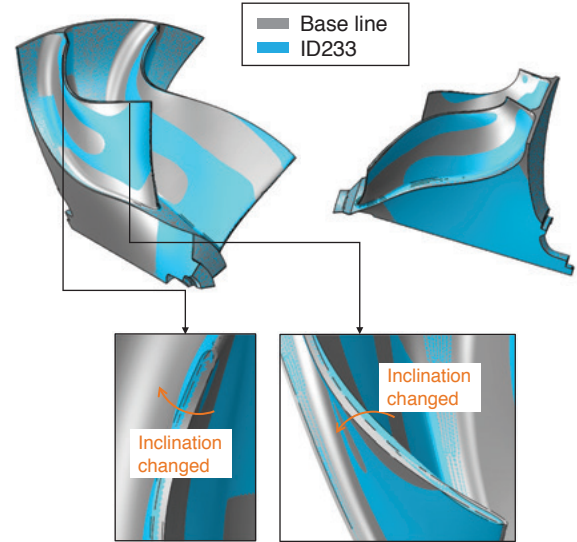


Fig. 14 Base line design vs. ID233 design

5. まとめ

ガスタービン動翼を目的とした設計支援システムについて紹介した。システムの効果確認では、空力と強度二つの領域を考慮した検討事例を示した。

このシステムを活用することで、単に設計変数における好適解を選択するだけでなく、例えば振動モードの数を a% 削減するためにはディスクボア応力や断熱効率が b%, c% 変動するといった具合にトレードオフ関係にある設計要素への影響を定量的に提示することができる。

動翼の初期設計の段階において、必要な強度制約を満足しつつ空力と強度の設計目標を同時に満たす好適解の提案や、定量的な設計見通しの提示は設計の効率化につながるため、ガスタービンの開発において有効であると考えている。

参考文献

- (1) Funazaki, K., Tanaka, N., Shiba, T., Tanimitsu, H., Hamabe, M.: Studies on two-dimensional contouring of

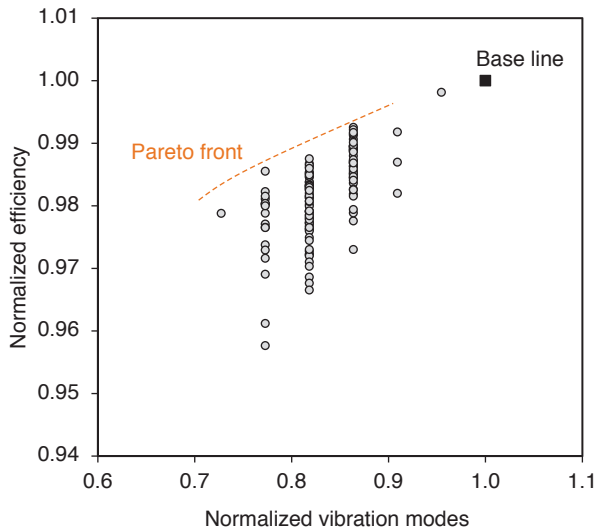


Fig. 12 Efficiency vs. vibration modes

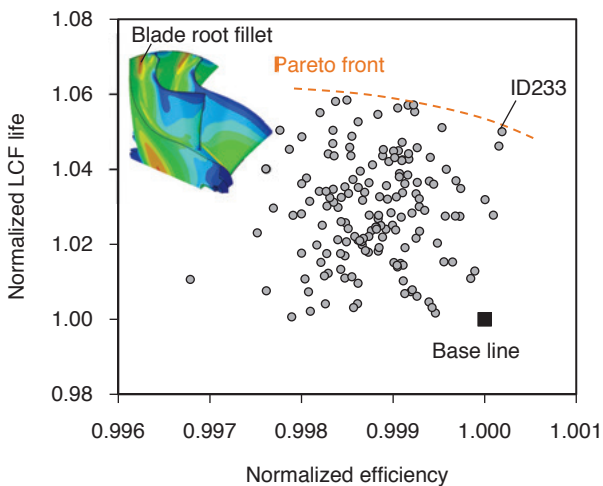


Fig. 13 Efficiency vs. LCF life

- high-lift turbine airfoil suction surface as separation-control device: separation suppression under steady-state flow conditions, Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, GT2011-45156, (2011)
- (2) Chen, P.-P., Qiao, W.-Y., Luo, H.-L., Farhan Ali Hashmi: Investigation of low solidity LP turbine cascade with flow control: Part 1 – active flow control using jet-flap, Proceedings of ASME Turbo Expo 2010, GT2010-22328, (2010)
- (3) Elliott, M., Spence, S., Seiler, M., Geron, M.: Aeromechanical optimization of scalloping in mixed flow turbines, Proceedings of ASME Turbo Expo 2021, GT2021-58901, (2021)
- (4) Cuciumita, C., John, A., Qin, N., Shahpar, S.: Structurally Constrained Aerodynamic adjoint optimisation of highly loaded compressor blades, Proceedings of ASME Turbo Expo 2021, GT2021-59717, (2021)
- (5) Itou, S., Oka, N., Furukawa, M., Yamada, K., Ibaraki, S., Iwakiri, K., Hayashi, Y.: Optimum Aerodynamic Design of Centrifugal Compressor using a Genetic Algorithm and an Inverse Method based on Meridional Viscous Flow Analysis, 17th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC2017), hal-02981000, (2017)
- (6) Walther, B., Nadarajah, S.: Constrained Adjoint-Based Aerodynamic Shape Optimization of a Single-Stage Transonic Compressor, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 135, No. 2, Paper No. 021017, (2013)
- (7) Hansen, N., Ostermeier, A.: Adapting arbitrary normal mutation distributions in evolution strategies: The covariance matrix adaptation, Proceedings of IEEE International Conference on Evolutionary Computation, p. 312-317, (1996)
- (8) Sonoda, T., Yamaguchi, Y., Arima, T., Olhofer, M., Sendhoff, B., Schreiber, H.-A.: Advanced high turning compressor airfoils for low Reynolds number condition – part 1: design and optimization, Proceedings of ASME Turbo Expo 2003, GT2003-38458, (2003)
- (9) Hicks, R. M., Henne, P. A.: Wing Design by Numerical Optimization, J. Aircraft, Vol. 15, No. 7, (1978)
- (10) Ziethen, D. R.: CATIA V5: Macro Programming with Visual Basic Script, 1st Edition, McGraw-Hill Education, (2013)

■ 著 者 ■



青木 拓



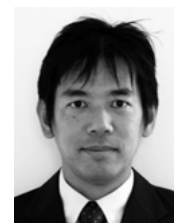
釜土 敏裕



榊原 隆



大久保 岳



田中 久人



Sebastian SCHMITT

副室ジェット燃焼を用いた未燃部の削減による ガソリンエンジンのノッキング抑制

Knocking Mitigation of Gasoline Engine
by Reduction of Unburned Area Using Pre-chamber Jet Combustion

安 藤 博 和¹
Hirokazu ANDO
椎 名 亮 介¹
Ryosuke SHIINA

新 谷 祐 輔¹
Yusuke SHINTANI
木 村 範 孝¹
Noritaka KIMURA

小 林 広 樹¹
Hiroki KOBAYASHI

要 旨

ガソリンストイキ火花点火燃焼エンジンに対して、パッシブタイプの副室ジェット燃焼を適用した際のノッキング抑制について解析をおこなった。副室より噴出するジェットによって、伝播火炎がボア端まで迅速に到達し燃焼期間が短縮され、燃焼後半のエンドガス未燃部が減少しノッキングを抑制する効果が得られた。さらに多噴孔化によるジェット本数の増加にて、未燃領域が分割され小さくなることで自着火を抑えて、ノッキングを抑制する効果を明らかにした。ノッキング抑制効果と熱効率を最大化するための諸元設定の結果、圧縮比を 1.8 高めることが可能で、熱効率を 1.1 pt 高められることを確認した。

ABSTRACT

Analysis was conducted of knocking mitigation when using passive pre-chamber jet combustion as compared to a gasoline engine with stoichiometric spark ignition combustion. Jets emitting from the pre-chamber enabled the propagation flame to rapidly reach the bore end, shortening the combustion duration. This reduced the unburned area of end-gas in the latter half of combustion and mitigated knocking. It was also shown that by creating more nozzles and thus increasing the number of jets, the unburned field is partitioned and made smaller, which suppresses auto-ignition and mitigates knocking. It was confirmed that setting specifications to maximize the knocking mitigation effect and thermal efficiency can raise the compression ratio by 1.8 and increase thermal efficiency by 1.1 pts.

1. ま え が き

現在、世界各国でカーボンニュートラルの取り組みが加速しており、気候変動による気温上昇 1.5℃ 未満を達成するシナリオにおいては、温室効果ガス CO₂ を 2030 年までに 2010 年比 45% 以上削減する必要がある⁽¹⁾。そのために、内燃機関の熱効率向上は CO₂ 低減に有効な取り組みである。

ガソリン火花点火 (Spark Ignition: SI) 燃焼では、ノッキング回避のため点火時期を Minimum advanced for best torque (MBT) よりも遅角せざるを得ず、時間損失が増大し、熱効率向上を図る上での課題となっている。点火時期

の遅角は、常用負荷域においては熱効率の低下を招き、出力点においては排気ガス温度上昇抑制の必要性から、出力低下を招く。出力を保つ目的で、これまでは排気系保護のための燃料エンリッチメントがおこなわれてきたが、一方では CO エミッションが増加する。各国で Real driving emission (RDE) 法規適用により CO 排出規制が強化され、加えて今後の RDE 法規動向においては燃料エンリッチメント自体が許容されない方向となっていることから、これまで通りの出力を保つことは容易ではない。以上のとおり、ノッキング抑制は熱効率向上、出力向上、CO エミッション低減、さらには RDE 法規適合にとって重要な課題である。

¹ 先進パワーユニット・エネルギー研究所

E-mail: hirokazu_ando@jp.honda

その対策として、副室ジェット燃焼を用い、噴出するジェットで火炎伝播面の乱流運動エネルギーを高め、燃焼期間を短縮することによってノッキングを抑制する手法⁽²⁾⁻⁽⁴⁾が取り組まれている。燃焼が緩慢となりやすいリーンバーン SI 燃焼に対しては、燃焼の安定化をねらった副室ジェット燃焼適用事例が多数報告されている⁽⁵⁾⁻⁽⁷⁾。他方、ガソリンストイキ SI 燃焼に対しては、圧縮比増加をねらってノッキング抑制効果を解析した事例はあるものの⁽²⁾⁻⁽⁴⁾、詳細な副室ジェット燃焼の状態解析はなされていない。副室ジェット燃焼は、多噴孔から噴出する燃焼ガスのジェットが複雑な燃焼形態を呈するため、ノッキングへの影響とその筒内自着火挙動については未解明な部分が多い。副室ジェット燃焼の諸元設定のためには、これらの現象を解明することが求められる。

本研究では、ガソリンストイキ SI 燃焼を対象とした副室ジェット燃焼のノッキング抑制について、現象解明をおこなった。さらに副室ジェット燃焼のノッキング抑制効果を利用し、圧縮比増加をおこなうことによる熱効率向上効果について検討をおこなった。

2. 副室ジェット燃焼の原理

本研究ではパッシブ副室を用いた副室ジェット燃焼⁽²⁾⁻⁽⁴⁾を用いた。パッシブ副室とは、副室内に燃料噴射ノズルを持たず、主室側より混合気を吸入するタイプの副室のことを指す。検討に用いたパッシブ副室ジェット燃焼室の形状を Fig. 1 に記す。

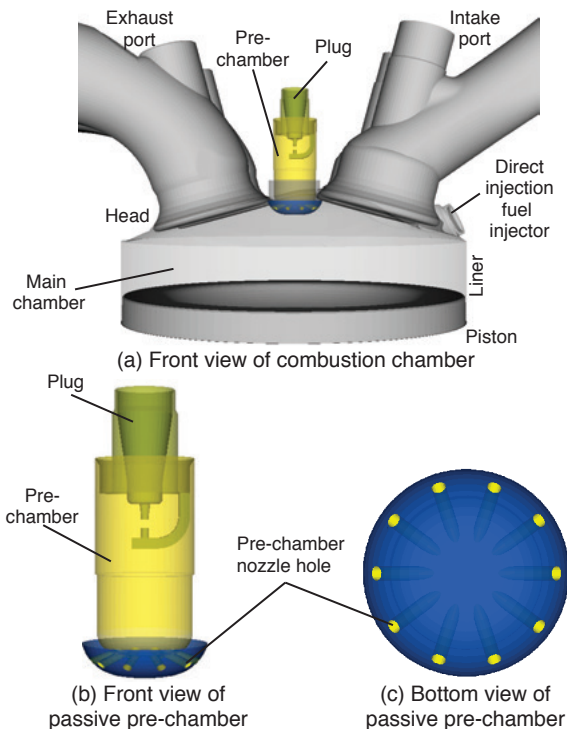


Fig. 1 Schematic diagram of combustion chamber and passive pre-chamber

パッシブ副室はエンジンの圧縮行程中の主室と副室の圧力差を用いて主室の混合気を副室内に導入する。さらに副室内の点火プラグによって混合気に着火し、副室内の圧力上昇により高温の既燃ガスおよび未燃ガスが副室噴孔より噴出される⁽⁴⁾。これにより主室混合気の着火面面積と、主室火炎面上の乱流運動エネルギーを増大させ、急速燃焼を可能としている。

3. ノッキング解析手法

3.1. 供試エンジンおよび評価負荷

量産 1.5 L 直噴ターボ直列 4 気筒諸元を基に製作した単気筒エンジンに副室を追加し解析をおこなった。Table 1 に解析に使用したエンジン諸元を示す。

副室ジェット燃焼では、噴孔径と副室容積がジェットペネトレーション (以降、ペネトレーション) に関与し⁽⁴⁾、噴孔数については筒内未燃部の分割状態に関与することが想定される。よって、Table 1 に示す通りこれらを副室諸元の設計変数として以降の解析を実施した。

評価負荷点は、ノッキング制限による時間損失が課題となる、エンジン回転数 2000 rpm、図示平均有効圧 (IMEP) 1300 kPa (1 気筒 1 サイクル当たり燃料噴射量 30 mg/st) に設定した。

3.2. 計算手法

副室ジェット燃焼のノッキング抑制効果とその現象を解析するにあたり、実機試験に加えて燃焼の数値流体力学 (Computational Fluid Dynamics: CFD) による現象解析をおこなった。燃焼 CFD は、Convergent Science 社製の 3D-CFD ソフトである CONVERGE v3.0.14 を用いた。計算モデルの概要を Table 2 に記す。

ここでは燃焼モデルとして Extended Coherent Flame Model (ECFM)⁽⁸⁾を使用した。本モデルでは、火炎伝播燃焼が火炎面密度方程式を用いて算出される。また、自着火モデルとして自着火を各種パラメータによるテーブルで表現した Tabulated Kinetics of Ignition (TKI) モデル⁽⁹⁾、点火モデルとして点火回路と点火部燃焼ガスをモデル化した Imposed Stretch Spark Ignition モデル (ISSIM)⁽⁹⁾を内包して構成される。本モデルは火炎伝播燃焼の燃焼パラメータの解析が容易で、さらに自着火燃焼を切り分けて解析可能である。よって火炎伝播燃焼と自着火燃焼過程からなる SI 燃焼の解析に適したモデルといえる。本モデルについては従来 SI 燃焼ならびに副室ジェット燃焼の再現性が確認されている⁽⁹⁾。

本燃焼モデルの詳細を Fig. 2 に記す。火炎伝播燃焼率 (OMEGA_CFM) は火炎伝播反応面の未燃燃料化学反応速度を、自着火燃焼率 (OMEGA_TKI) は未燃部の自着火反応速度を示す。本研究においては、副室ジェットの各種パラ

Table 1 Test engine specifications

Number of cylinders	1
Displacement volume [cm ³]	374.5
Bore [mm]	73
Stroke [mm]	89.4
Compression ratio	10.6 (base), 12.4
Valve system	DOHC 4-valve
Intake port tumble ratio	1.8
Fuel injection system	Direct injection (Injection pressure: 10 [MPa])
Fuel	Japanese regular gasoline (Research octane number: 91)
Ignition system	Direct ignition (Ignition energy: 60 [mJ])
Plug heat value	#8
Pre-chamber specifications	Hole number: 4, 6, 8, 10, 12
	Hole diameter [mm]: 0.3, 0.4, 0.5, 0.65, 0.8, 0.95
	Volume [cm ³]: 0.42, 0.52, 0.83, 1.12, 1.36, 1.92
Boost device	Super charger

Table 2 Calculation software and model

CFD software	CONVERGE v3.0.14
Turbulence model	RNG k- ζ -f
Spray model	Kelvin-Helmholtz and Rayleigh-Taylor
Combustion model	Extended Coherent Flame Model
Ignition model	Imposed Stretch Spark Ignition
Auto-ignition model	Tabulated Kinetics of Ignition
Fuel	Regular gasoline

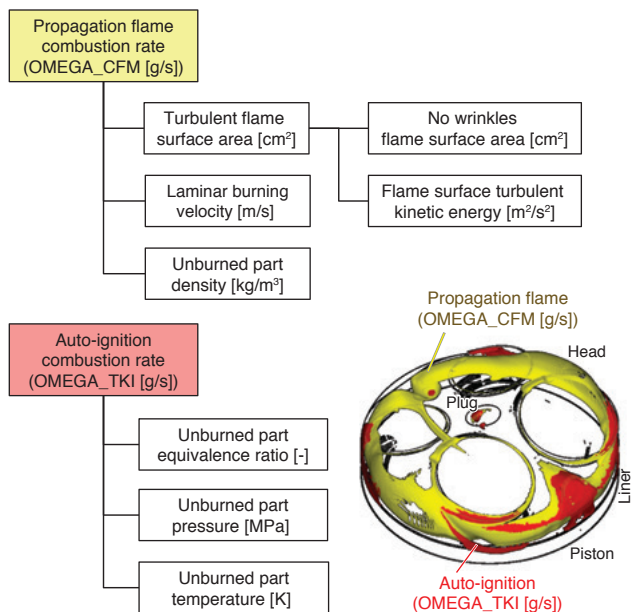


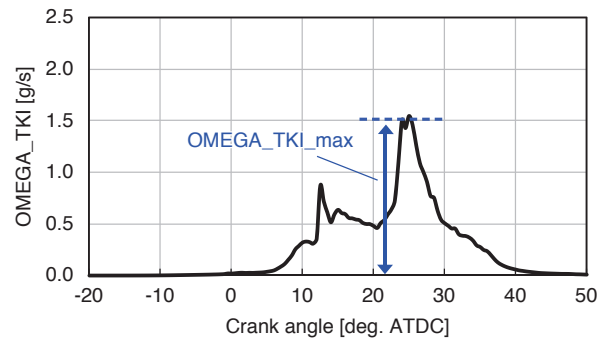
Fig. 2 Factor analysis of flame propagation combustion and auto-ignition combustion

メータ変更による火炎伝播への影響を OMEGA_CFM で、自着火への影響は OMEGA_TKI を用いて評価した。

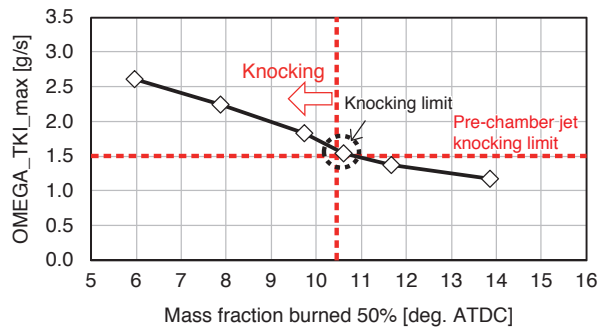
3.3. ノッキング判定手法

従来のノッキング判定手法は、実測された筒内圧をフーリエ変換し、バンドパスフィルタ処理を実施した後、圧力振幅の最大値と最小値の差 Knock Intensity (KI 値) を算出する⁽¹⁰⁾。さらに点火時期特性を計測した後に、KI 値が急変する燃焼時期を求めて、ノッキング限界燃焼時期を判定する。

今回、副室ジェット燃焼の解析を CFD でおこなうにあたり、新たに CFD 計算結果を用いたノッキング判定方法を考案した。ノッキングは燃焼後半におけるエンドガス未燃部の自着火と関連性が高い⁽¹¹⁾ため、CFD で算出される自着火燃焼率からノッキング判定ができると考えた。その概要を Fig. 3 に示す。Fig. 3(a) は燃焼の推移とともに自着火燃焼率がピークを迎える様子を示しており、そのピーク値を自着火燃焼率最大値 (OMEGA_TKI_max) と定義する。また、Fig. 3(b) に示す点火時期を変化させた時の OMEGA_TKI_max の結果より、燃焼重心時期 (Mass Fraction Burned 50%: MFB 50%) の進角とともに OMEGA_TKI_max が増加する挙動が確認できた。よって OMEGA_TKI_max に一定のしきい値を設けることで、ノッキング限界 MFB 50% を推定可能と考えられる。副室



(a) Auto-ignition combustion rate (OMEGA_TKI [g/s])



(b) Maximum auto-ignition combustion rate (OMEGA_TKI_max [g/s])

Fig. 3 Knocking judgment method by CFD auto-ignition observation in pre-chamber jet combustion

ジェット燃焼において各種燃焼諸元をパラメータとした実機とCFDのノッキング限界の比較をおこなったところ、本供試機関の評価負荷に対してはOMEGA_TKI_max 1.5 g/sをノッキングしきい値とすることで、ノッキング限界MFB 50%について実機とCFDとの相関が得られることが確認できた。

副室ジェット燃焼において副室孔径、容積、孔数を変更した際の、実機とCFDとのノッキング限界MFB 50%の相関をFig. 4に示す。本判定手法によって、実機のノッキング限界MFB 50%がCFDにて±0.5 deg.程度の精度で推定可能となっており、自着火燃焼率を用いた判定手法の妥当性が確認できた。

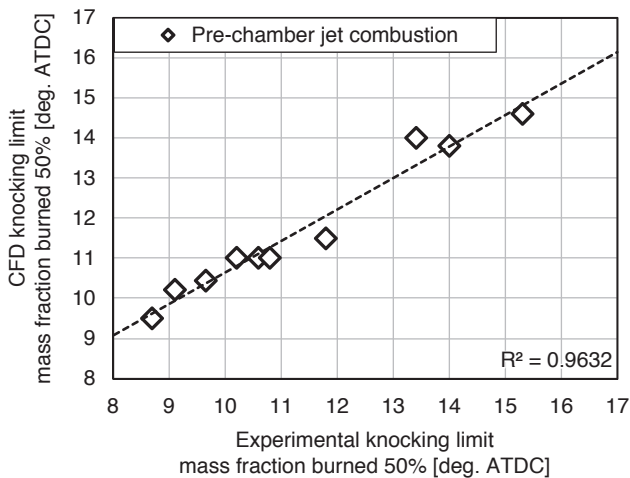


Fig. 4 Knocking limit between experiment and CFD on pre-chamber jet combustion

4. ノッキング抑制影響解析

4.1. 副室噴孔径とノッキング

CFDを用いて副室噴孔径とノッキングの関係について解析をおこなった。ここではCFDの自着火燃焼率を用いたノッキング判定をおこない、ノッキング限界条件における比較をおこなった。この比較によって、ノッキング時の自着火現象の観測が可能で、ノッキング抑制影響を定量的に評価できる。以降で示すペネトレーションについては、副室孔から火炎伝播反応面までの到達距離と定義し、エンドガス部の自着火部体積については、ライナ壁面から10 mm内側の領域における値と定義した。Table 3にCFDにて解析した副室諸元を示す。

Fig. 5にノッキング限界時のMFB 50%と燃焼期間を示す。燃焼期間1 deg.短縮に対し、ノッキング限界MFB 50%は約1 deg.進角する。燃焼期間は噴孔径Φ 0.5 mmが最短となり、その際のノッキング抑制効果が最大となっ

Table 3 Pre-chamber jet specifications on CFD

Excess air ratio	Pre-chamber jet combustion $\epsilon_{10.6}$					
	Stoichiometric					
Pre-chamber hole specification	10 holes, 0.3 mm diameter	10 holes, 0.4 mm diameter	10 holes, 0.5 mm diameter	10 holes, 0.65 mm diameter	10 holes, 0.8 mm diameter	10 holes, 0.95 mm diameter
Pre-chamber volume [cm ³]	0.83	0.83	0.83	0.83	0.83	0.83

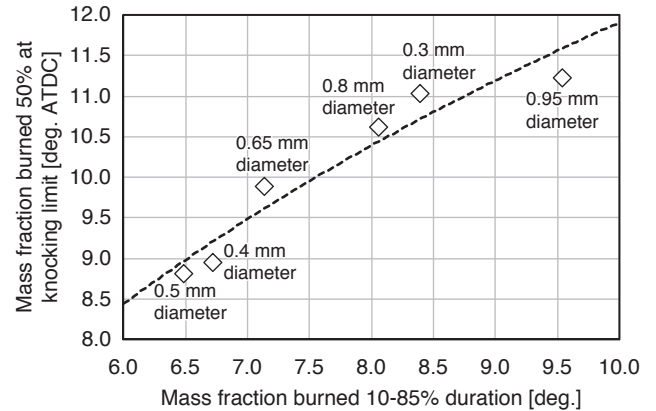
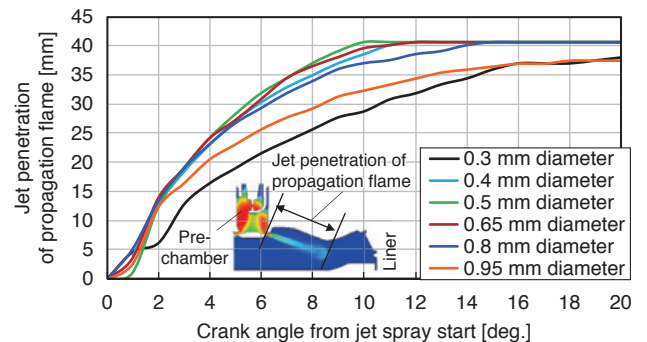
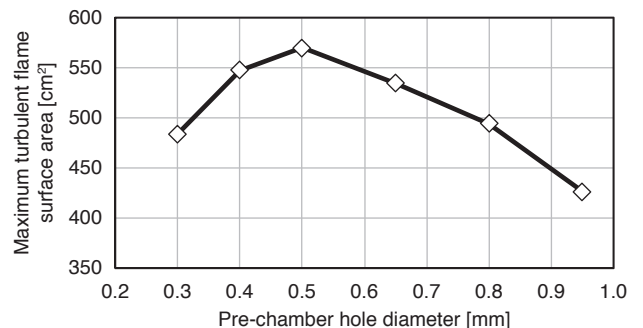


Fig. 5 Effect of pre-chamber hole diameter on knocking by CFD



(a) Relationship between pre-chamber hole diameter and jet penetration of propagation flame



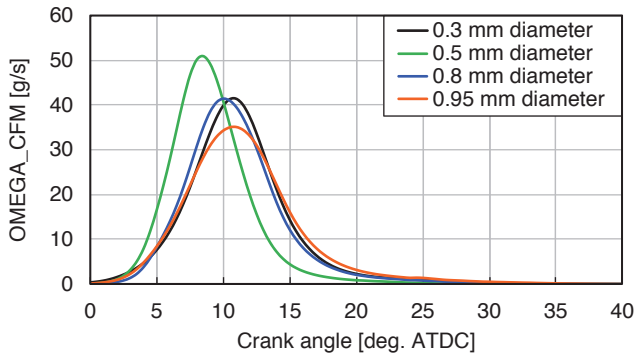
(b) Relationship between pre-chamber hole diameter and maximum turbulent flame surface area

Fig. 6 Effect of pre-chamber hole diameter on jet penetration of propagation flame and maximum turbulent flame surface area by CFD

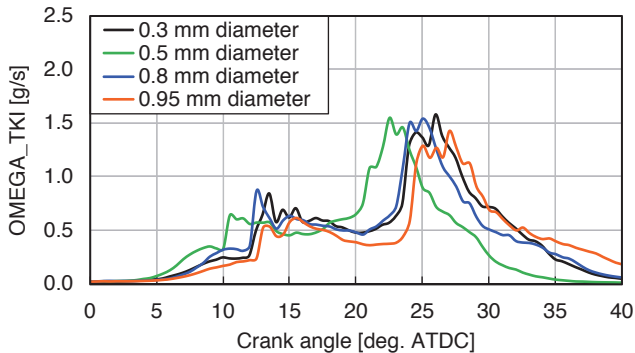
た。これは Fig. 6 に示す通り、 Φ 0.5 mm においてペネトレーションが最大となることで乱流火炎面積が最大化し、燃焼期間が最短となったと考えられる。また、 Φ 0.4 mm 以下においては孔部のジェット流量低下で、 Φ 0.65 mm 以上においては孔部のジェット流速低下によって、それぞれペネトレーションが低下し燃焼期間が増加したものと考えられる。

Fig. 7 に OMEGA_CFM と OMEGA_TKI を示す。ノッキングが抑制された諸元においては、点火時期が進角可能で燃焼が早期化した。Fig. 7(a) に示す様に、伝播燃焼がピークから後半に移行するタイミングが噴孔径 Φ 0.95 mm の 11 deg. ATDC に対し、噴孔径 Φ 0.5 mm では 8 deg. ATDC まで進角した。また、Fig. 7(b) に示す様に、自着火燃焼は伝播燃焼の後半部で立ち上がり始め、噴孔径 Φ 0.95 mm の 14 deg. ATDC に対し、噴孔径 Φ 0.5 mm では 11 deg. ATDC に進角した。その後の自着火燃焼のピークは伝播燃焼の終了時期と同期して、噴孔径 Φ 0.95 mm の 27 deg. ATDC に対し、噴孔径 Φ 0.5 mm では 22 deg. ATDC に進角した。

さらに Fig. 8 と Fig. 9 に OMEGA_TKI 立ち上がり時の



(a) Relationship between pre-chamber hole diameter and propagation flame combustion rate (OMEGA_CFM)



(b) Relationship between pre-chamber hole diameter and auto-ignition combustion rate (OMEGA_TKI)

Fig. 7 Effect of pre-chamber hole diameter on relationship between OMEGA_CFM and OMEGA_TKI by CFD

火炎画像ならびにエンドガス部の自着火部体積を示す。ここでは噴孔径 Φ 0.5 mm にて、OMEGA_TKI 立ち上がり時期が最も進角し、エンドガス部の自着火部体積が最も小さくなった。

これらの結果より、ペネトレーション伸長により急速な火炎伝播を図ることで、エンドガス部未燃混合気を減少させ、自着火が抑制されることがわかった。

4.2. 副室容積とノッキング

CFD を用いて副室容積とノッキングの関係について解析した。ノッキング判定方法は CFD の自着火燃焼率を用い、ノッキング限界条件における比較をおこなった。Fig. 10 に CFD にて解析した副室諸元を示す。

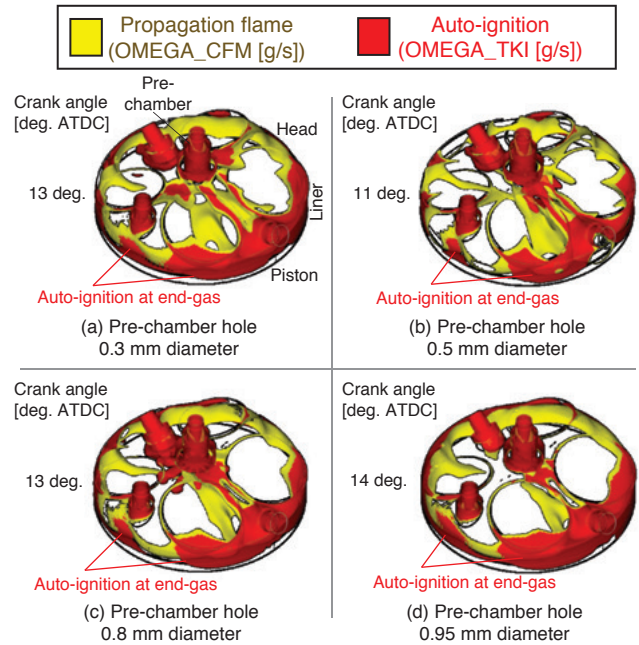


Fig. 8 CFD image analysis of pre-chamber hole diameter

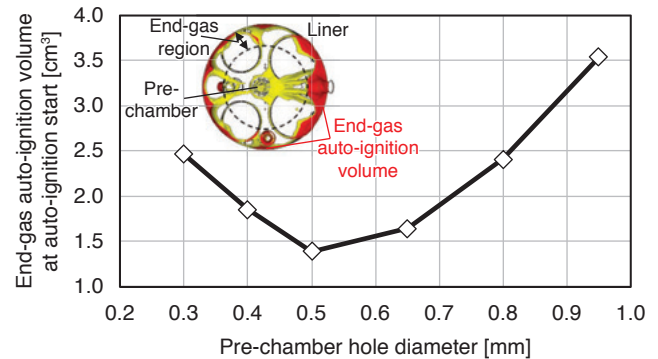


Fig. 9 Effect of pre-chamber hole diameter on end-gas auto-ignition volume by CFD

Fig. 11 にノッキング限界時における燃焼期間と MFB 50% を示す。燃焼期間の 1 deg. 短縮に対しノッキング限界 MFB 50% は約 2 deg. 進角する。副室容積を拡大することで燃焼期間が短縮し、ノッキング抑制効果が高まった。さらに、Fig. 12 にペネトレーションと乱流火炎面積最大値を示す。副室容積を拡大することでペネトレーションが伸長し、乱流火炎面積が拡大した。これらが燃焼期間短縮の要因と考えられる。

Fig. 13 に OMEGA_CFM と OMEGA_TKI を示す。噴孔径違いと同様に、ノッキングが抑制された諸元においては点火時期が進角可能で燃焼が早期化した。Fig. 13(a) に示す様に、副室容積を 0.52 cm³ から 1.92 cm³ まで拡大することで、伝播燃焼がピークから後半に移行するタイミングが 11 deg. ATDC から 6 deg. ATDC まで早期化した。また、Fig. 13(b) に示す様に、自着火燃焼は伝播燃焼の後半部で立ち上がり始め、14 deg. ATDC から 8 deg. ATDC に進角する。その後の自着火燃焼のピークも伝播燃焼の終了時期と同期して 27 deg. ATDC から 19 deg. ATDC に早期化する。

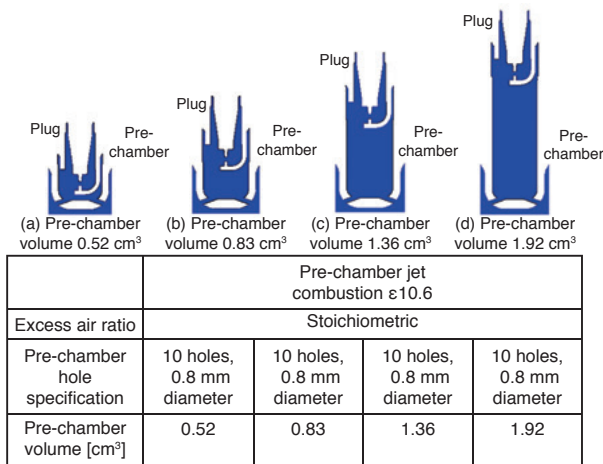


Fig. 10 Pre-chamber jet specifications on CFD

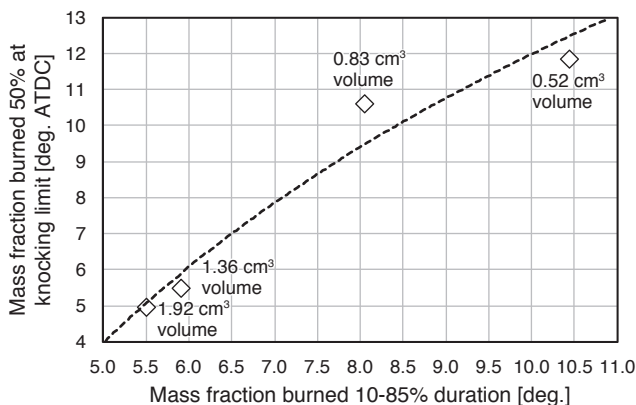
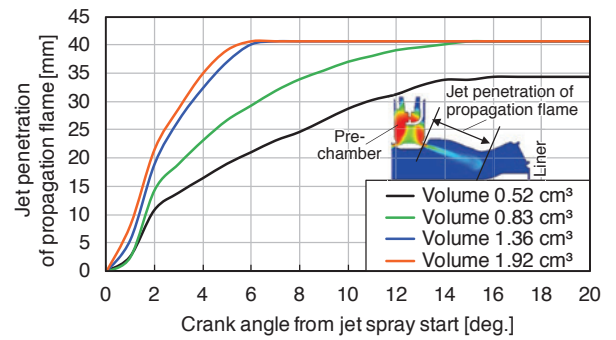
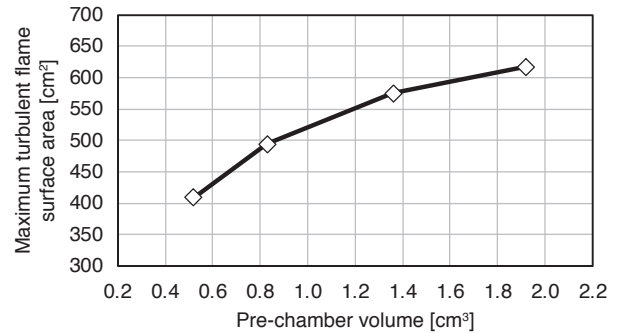


Fig. 11 Effect of pre-chamber volume for knocking by CFD

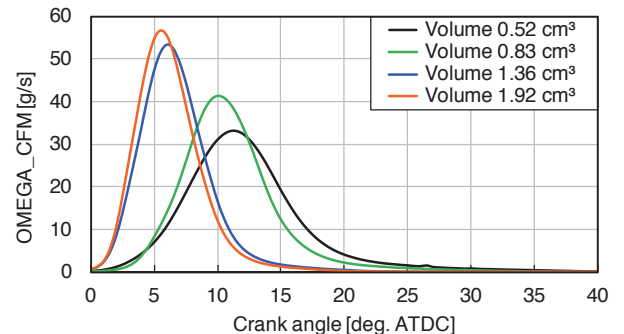


(a) Relationship between pre-chamber volume and jet penetration of propagation flame

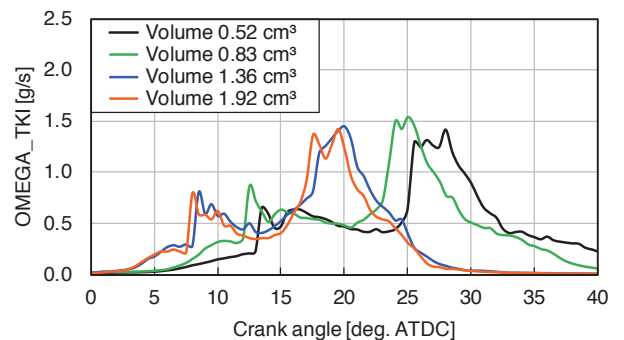


(b) Relationship between pre-chamber volume and maximum turbulent flame surface area

Fig. 12 Effect of pre-chamber volume on jet penetration of propagation flame and maximum turbulent flame surface area by CFD



(a) Relationship between pre-chamber volume and propagation flame combustion rate (OMEGA_CFM)



(b) Relationship between pre-chamber volume and auto-ignition combustion rate (OMEGA_TKI)

Fig. 13 Effect of pre-chamber volume on relationship between OMEGA_CFM and OMEGA_TKI by CFD

Fig. 14 に OMEGA_TKI 立ち上がり時の火炎画像, Fig. 15 にエンドガス部の自着火部体積を示す. 燃焼期間が短い副室高容積側の伝播火炎は, エンドガスが自着火する前にボア端に到達し, 自着火部が縮小する様子が確認された.

以上より, 副室容積拡大によるペネトレーションの伸長が急速な火炎伝播をもたらし, エンドガス部の未燃混合気を減少させ, 自着火抑制につながる事がわかった.

一方, 副室内表面積拡大に伴う副室熱損失増加と, 主室壁面へのジェット接触面積拡大に伴う主室熱損失増加が考えられる. そのため, CFD にて熱損失への影響を確認した. Fig. 16 に示す通り, 副室容積 1 cm^3 拡大に対し副室熱損失が約 1 pt, 主室熱損失が約 2 pt 増加することが確認できた. 副室ジェット燃焼においては, ノッキング抑制のための燃焼期間短縮と, 熱損失低減の両立が重要であり, 容積設定に際しこれらのバランスを考慮する必要があることがわかった.

4.3. 副室噴孔数とノッキング

副室噴孔数違いの燃焼では, ジェットによる未燃部の分割数が変わるため, ノッキング挙動に変化があらわれることが想定される. ここでは副室噴孔数変化とノッキング挙動の関係について, CFD を用いて解析をおこなった. これまで同様に CFD の自着火燃焼率を用いてノッ

Table 4 Pre-chamber jet specifications on CFD

	Pre-chamber jet combustion $\epsilon 10.6$				
Excess air ratio	Stoichiometric				
Pre-chamber hole specification	4 holes, 1.27 mm diameter	6 holes, 1.05 mm diameter	8 holes, 0.9 mm diameter	10 holes, 0.8 mm diameter	12 holes, 0.73 mm diameter
Pre-chamber volume [cm ³]	1.36	1.36	1.36	1.36	1.36

キングを判定し, ノッキング限界条件における比較をおこなった. 噴孔数違いにおける副室諸元については, 同一のジェット噴出量のもとで評価するため, 噴孔総面積が一定となる様に噴孔数と噴孔径を設定した. Table 4 に CFD にて解析した副室諸元を, Fig. 17 にノッキング限界時の燃焼期間と MFB 50% を示す. 噴孔数増加とともにノッキング抑制効果が増大し, 10 噴孔において最も抑制された. 一方, 10 噴孔を超える多噴孔化は燃焼速度が僅かに低下し, ノッキング限界 MFB 50% が大きく遅角した. Fig. 18 にペネトレーション, 乱流火炎面積最大値を示す. 4 噴孔から 10 噴孔までは噴孔数増加とともに乱流火炎面積が拡大し, 燃焼期間が短縮する傾向を示した. これは, 噴孔数増加によりペネトレーション自体は低下するものの, ジェット本数増加にともない火炎表面積が拡大したことが要因と考えられる.

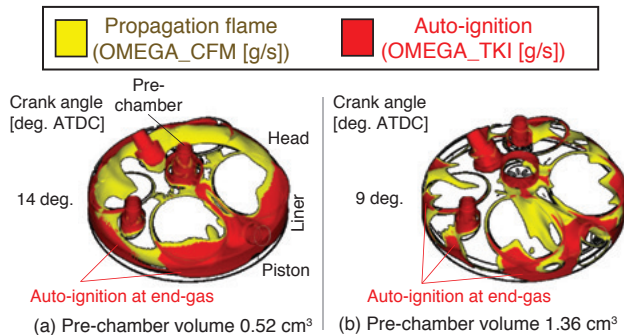


Fig. 14 CFD image analysis of pre-chamber volume

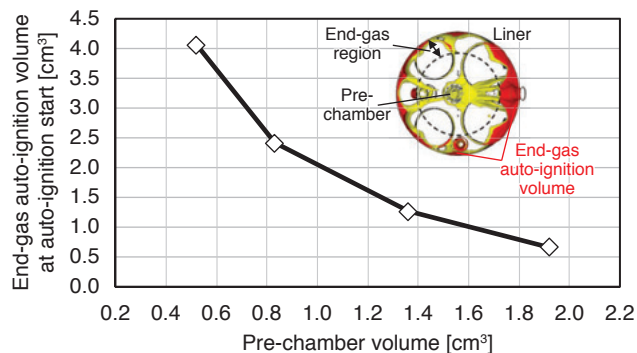
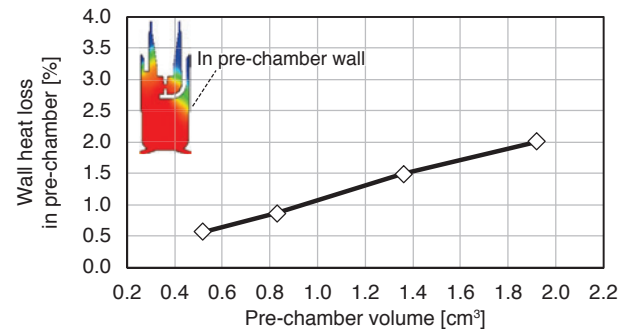
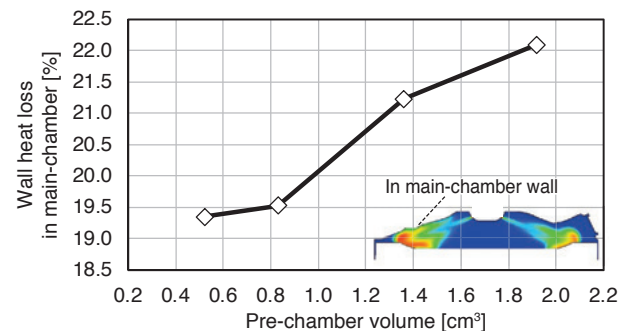


Fig. 15 Effect of pre-chamber volume on end-gas auto-ignition volume by CFD



(a) Wall heat loss in pre-chamber by heat balance analysis



(b) Wall heat loss in main-chamber by heat balance analysis

Fig. 16 Effect of pre-chamber volume on heat loss by CFD

Fig. 19に OMEGA_CFM と OMEGA_TKI を示す。ノッキングが抑制された 10 噴孔において、点火時期が進角可能で燃焼が最も早期化した。Fig. 19(a) に示す様に、伝播燃焼がピークから後半に移行するタイミングは 12 噴孔の 9 deg. ATDC に対し、10 噴孔では 6 deg. ATDC まで進角した。さらに Fig. 19(b) に示す様に、自着火燃焼は伝播燃焼の後半部で立ち上がり始め、12 噴孔の 12 deg. ATDC に対し、10 噴孔では 9 deg. ATDC に立ち上がりが進角する。

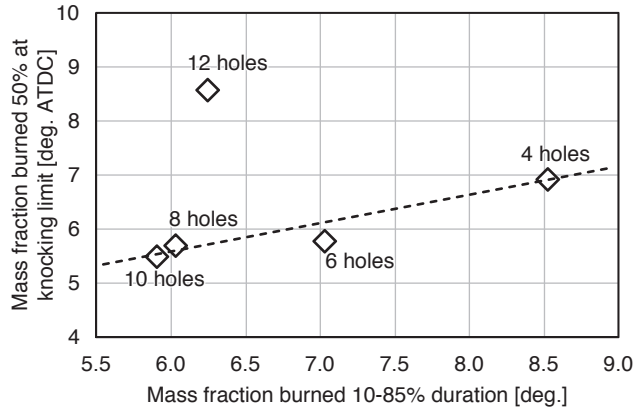
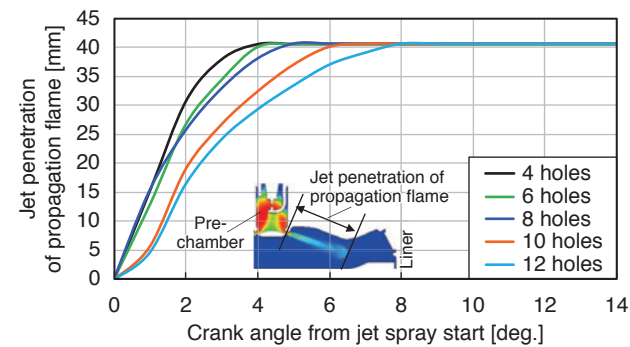
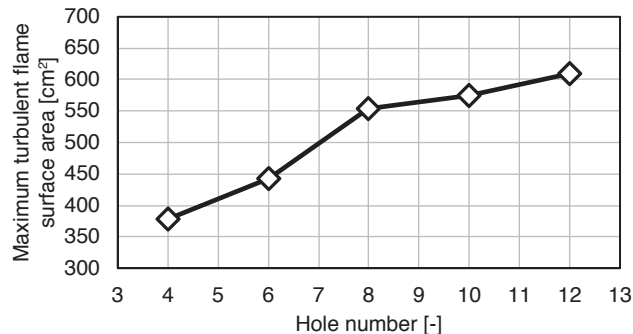


Fig. 17 Effect of pre-chamber hole number on knocking by CFD



(a) Relationship between pre-chamber hole number and jet penetration of propagation flame

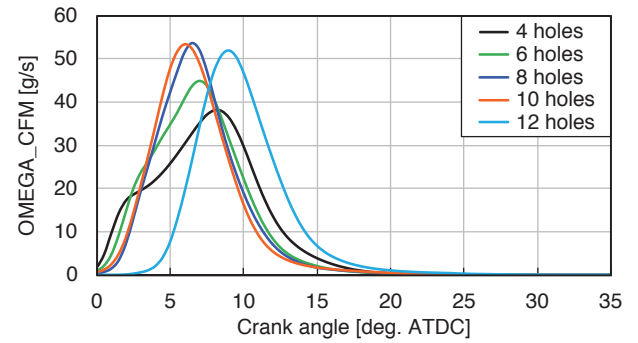


(b) Relationship between pre-chamber hole number and maximum turbulent flame surface area

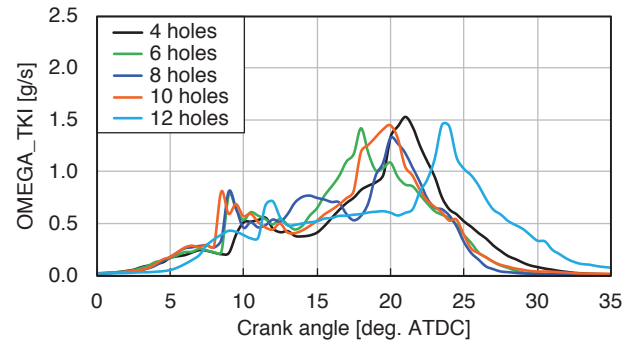
Fig. 18 Effect of pre-chamber hole number on jet penetration of propagation flame and maximum turbulent flame surface area by CFD

その後の自着火燃焼のピークは伝播燃焼の終了時期と同期し、12 噴孔の 24 deg. ATDC に対し、10 噴孔において 20 deg. ATDC に進角する。

ここで Fig. 20 の OMEGA_TKI 立ち上がり時火炎画像



(a) Relationship between pre-chamber hole number and propagation flame combustion rate (OMEGA_CFM)



(b) Relationship between pre-chamber hole number and auto-ignition combustion rate (OMEGA_TKI)

Fig. 19 Effect of pre-chamber hole number on relationship between OMEGA_CFM and OMEGA_TKI by CFD

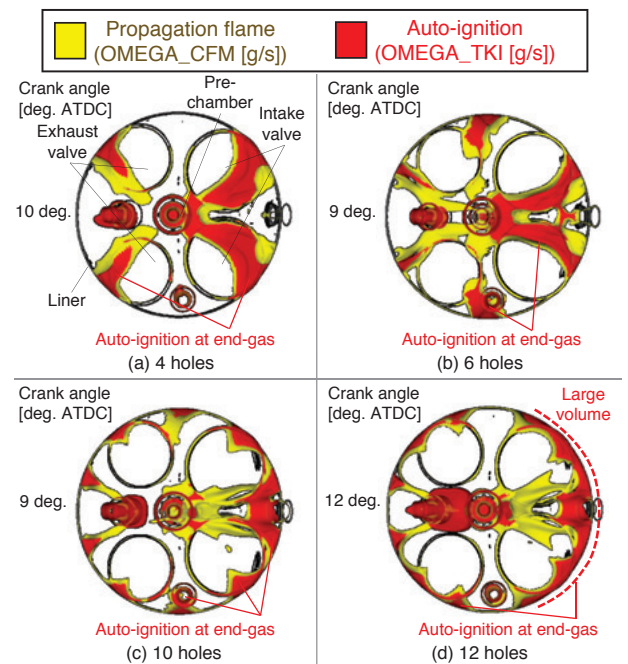


Fig. 20 CFD image analysis of pre-chamber hole number

Table 5 Engine specifications of conventional SI combustion and pre-chamber jet combustion on CFD

	Conventional SI combustion base $\epsilon 10.6$	Pre-chamber jet combustion $\epsilon 10.6$	Pre-chamber jet combustion $\epsilon 12.4$
Excess air ratio	Stoichiometric	Stoichiometric	Stoichiometric
Pre-chamber hole specification	-	10 holes, 0.8 mm diameter	10 holes, 0.5 mm diameter
Pre-chamber volume [cm ³]	-	1.12	0.42

を観察すると、噴孔数増加にともない、ジェット本数が増えることで火炎表面積が拡大していることがわかった。さらに未燃領域が分散することで各々の自着火部体積が縮小する傾向が見られ、10 噴孔において未燃領域が最も細分化されていることが確認できた。一方、12 噴孔では隣接火炎間の干渉を起因として未燃領域の分散が不完全となっており、これらによってノッキングが発生、点火時期が進角できずノッキング限界 MFB 50% の遅角を引き起こしたと考えられる。

これらの結果より、10 噴孔は隣接火炎の干渉を避けつつ未燃領域を分散し小さくする効果によって自着火を抑制し、最もノッキングが抑制されたといえる。本解析においては、本エンジンにおけるジェット干渉の限界となる 10 噴孔を選択することによって、4 噴孔を基準とした場合に対してノッキング限界 MFB 50% が 1.5 deg. 進角できた。

4.4. 圧縮比とノッキング

一般的に圧縮比増加は、理論効率が向上する一方でエンドガスの温度と圧力が上昇し、自着火が促進することでノッキングの要因となる。ここでは副室ジェット燃焼において圧縮比がノッキングに及ぼす影響について、CFD を用いて解析した。

Table 5 に CFD で解析した諸元を、Fig. 21 に各諸元に

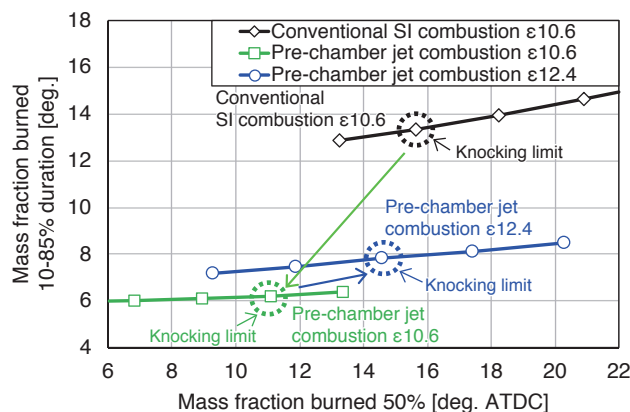


Fig. 21 Relationship between MFB 10-85% duration and MFB 50% in various compression ratios on CFD

における点火時期特性を測定した際の MFB 50% と燃焼期間を示す。ノッキング抑制効果を圧縮比違いで確認したところ、圧縮比 10.6 の従来 SI 燃焼に対し同一圧縮比の副室ジェット燃焼はノッキング限界 MFB 50% が 5 deg. 進角した。さらに副室ジェット燃焼の圧縮比を 12.4 まで増加しても、ノッキング限界 MFB 50% は圧縮比 10.6 の従来 SI 燃焼と同等であることがわかった。これは前述の副室ジェット燃焼における燃焼期間短縮と未燃部分散効果により、エンドガスの自着火エネルギーが低下したためと考えられる。

また、燃焼期間については、圧縮比 10.6 の従来 SI 燃焼に対し圧縮比 12.4 の副室ジェット燃焼で約 40% 短縮した。

5. 実機単気筒試験結果

副室ジェット燃焼の諸元検討に際し、これまでの解析で得られた知見を用いその効果を確認するため、実機単気筒にて副室ジェット燃焼のノッキングと熱効率についての確認をおこなった。Fig. 22 に試験した諸元を示す。また、副室諸元は前述した結果から設定をおこなった。

Fig. 23 に従来 SI 燃焼ならびに副室ジェット燃焼について点火時期を変化させた時の実機単気筒試験結果を示す。試験は評価負荷のエンジン回転数 2000 rpm, IMEP 1300 kPa にて実施した。Fig. 23(a) に示す様に、従来 SI 燃焼エンジンに対し副室ジェット燃焼の燃焼期間は CFD 検討結果と同様に約 40% 短縮した。さらに従来 SI 燃焼に対して圧縮比を 1.8 増加した副室ジェット燃焼にて、ノッキング限界 MFB 50% が同等となった。これらのことから、副室ジェット燃焼はノッキング抑制量を圧縮比に置き換えて、圧縮比 1.8 分に相当する高圧縮比化ができたといえる。Fig. 23(b), Fig. 23(c) に示す様に、圧縮比 10.6 の従来 SI 燃焼に対し圧縮比 12.4 の副室ジェット燃焼は、高圧縮比化により理論熱効率向上が図れるため、高速燃焼に伴う熱損失の増加を差し引いても、図示熱効率が 1.1 pt 向上できた。

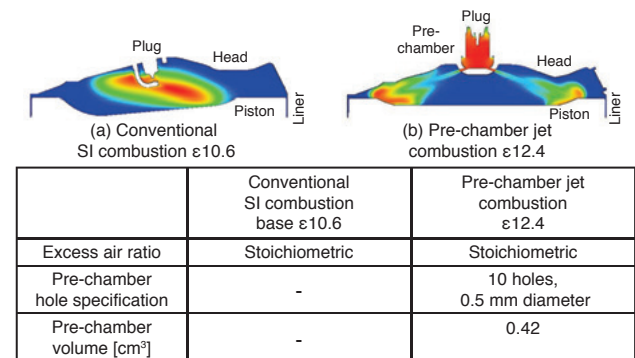


Fig. 22 Engine specifications of conventional SI combustion and pre-chamber jet combustion

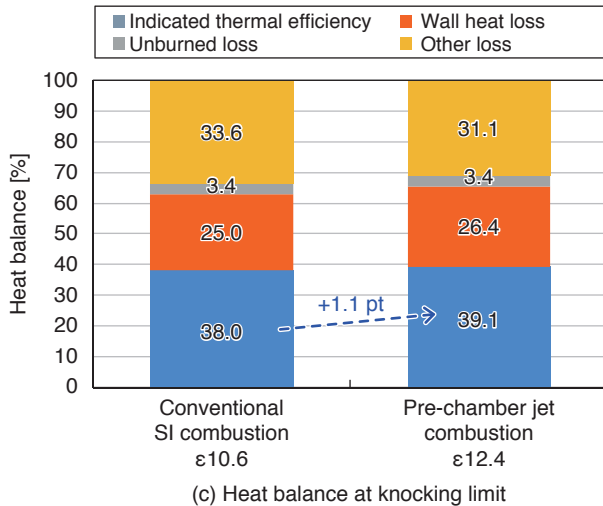
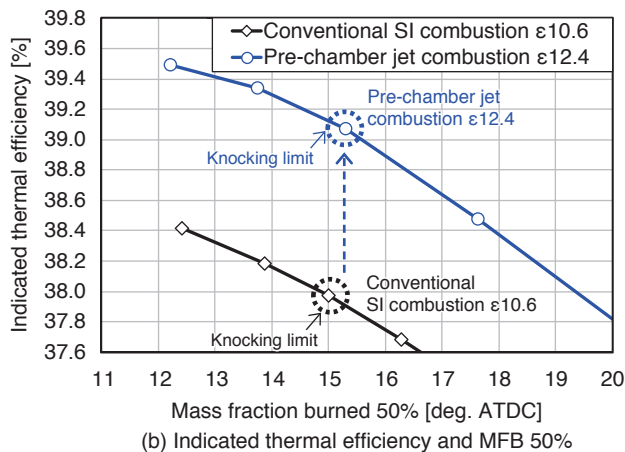
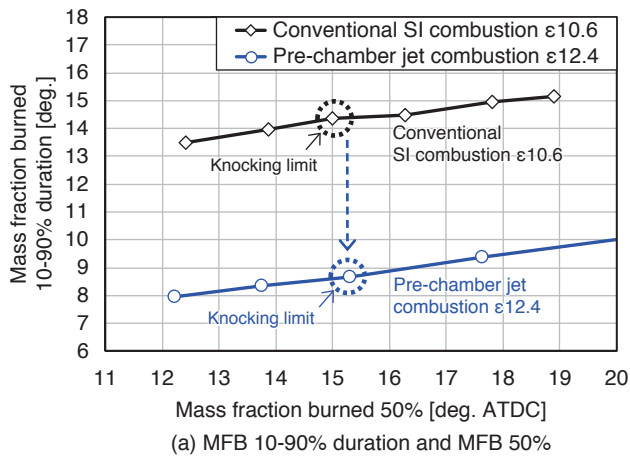


Fig. 23 Experimental results of conventional SI combustion and pre-chamber jet combustion

6. まとめ

ガソリンストイキ SI 燃焼エンジンに対して副室ジェット燃焼を適用した際のノッキング抑制影響と熱効率向上効果について、CFD および実機を用いて以下のとおり明らかにした。

- (1) 副室噴孔径適正化と副室容積拡大によって、燃焼期間 1 deg. 短縮当たりでノッキング限界 MFB 50% が 1 deg. から 2 deg. 進角した。これはジェットによる伝播火炎がボア端に早く到達し、エンドガス未燃部を減少させ自着火が抑制されたためである。
- (2) 本エンジンにおけるジェット干渉の限界となる 10 噴孔を選択することによってノッキングが最も抑制され、4 噴孔を基準とした場合に対して、ノッキング限界 MFB 50% が 1.5 deg. 進角した。これは副室の多噴孔化によりジェット本数を増加し、未燃領域を分割し小さくすることで、自着火が抑制されたためである。
- (3) 実機単気筒において、副室ジェット燃焼は CFD と同様のノッキング抑制結果が得られた。ノッキング抑制量を圧縮比に置き換えて 1.8 分の高圧縮比化をおこなうことで、評価負荷における熱効率が従来ストイキ SI 燃焼エンジンに対し 1.1 pt 向上できた。

参考文献

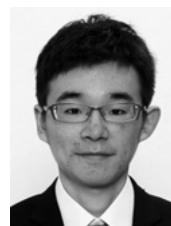
- (1) Intergovernmental Panel on Climate Change: Global Warming of 1.5°C Presentation to the wrap-up of the Talanoa Dialogue preparatory phase, COP24 Presentation, (2018)
- (2) Sens, M., Binder, E., Reinicke, P.-B., Riess, M., Stappenbeck, T., Wöbke, M.: Pre-Chamber Ignition and Promising Complementary Technologies, 27th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2018, p. 957-998, (2018)
- (3) Bassett, M., Cooper, A., Harrington, A., Pates, D., Reader, S., Berger, M.: Passive MAHLE Jet Ignition System Demonstrator, 29th Aachen Colloquium Sustainable Mobility 2020, p. 395-420, (2020)
- (4) 大野諒平, 原田雄司, 長津和弘, 鈴木裕和, 内田健司, 飯田晋也, 藤川竜也: ガソリンエンジン燃焼へのプレチャンバー技術適用に関する検討, 第 32 回内燃機関シンポジウム予稿集, No. 81, (2021)
- (5) 小林広樹, 甲村公典, 中西啓太郎, 大田篤志, 鳴海裕樹, 竹形徳之: 副室ジェット燃焼によるガソリンエンジンの熱効率向上技術, Honda R&D Technical Review, Vol. 30, No. 2, p. 57-64
- (6) Kimura, N., Kobayashi, H., Ishikawa, N.: Study of Gasoline Pre-chamber combustion at Lean Operation, Ignition Systems for Gasoline Engines 4th International Conference 2018, p. 275-291, (2018)
- (7) Shapiro, E., Ahmed, I., Tiney, N.: Advanced Ignition Modelling for Pre-chamber Combustion in Lean Burn Gas Engines, Ignition Systems for Gasoline Engines 4th International Conference 2018, p. 104-121, (2018)

- (8) Colin, O., Benkenida, A., Angelberger, C.: 3D Modeling of Mixing, Ignition and Combustion Phenomena in Highly Stratified Gasoline Engines, Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP, Vol. 58, No. 1, p. 47-62, (2003)
- (9) Laget, O. B., Chevillard, S., Pilla, G., Gautrot, X., Colliou, T.: Investigations on Pre-chamber Ignition Device Using Experimental and Numerical Approaches, JSAE Technical Paper, Publication code 20199342, p. 1-10, (2019)
- (10) 大友光彰, 鈴置哲典, 山本征治, 宮川浩: 混合気希釈がノック強度に及ぼす影響 (第2報 ノックを誘発しないエンドガス自着火条件), 日本機械学会論文集, Vol. 83, No. 850, No. 17-00044, p. 1-11, (2017)
- (11) 寺島洋史: ノッキング現象における末端ガス非一様自着火と圧力波発生機構, 日本燃焼学会誌, Vol. 57, No. 181, p. 48-55, (2015)

■ 著 者 ■



安藤 博和



新谷 祐輔



小林 広樹



椎名 亮介



木村 範孝

A Model for Turbulent Flame Speed Based on Theory of Turbulent Flame Brush Thickness Dynamics

Phillip AQUINO, Ph.D.¹

ABSTRACT

In this work, a new theory is proposed for determining the instantaneous turbulent flame speed using a simplified but physics-based approximation of the dynamics of the transient turbulent flame brush thickness. A summary of the main points of this new model's derivation are reviewed, which can be thought of as an extension of Damköhler's steady state flame speed model to include the effect of the transient development of a turbulent flame. The resulting flame brush thickness dynamics model is compared against historical measurements available in the literature as well as against 3D realizations of resolved turbulent flame propagation using the instantaneous G-equation. This comparison shows the newly derived model can describe both the transient and steady state turbulent flame speed across a range of conditions with a singular modeling form and is therefore expected to find utility as turbulent flame speed model for combustion devices where representation of the developing turbulent flame is of crucial importance.

1. Motivation and Premise of the Present Analysis

Replacement of the chemical source terms in the energy equation with an alternative flame kinematic term is a convenient simplification that is commonly applied in turbulent combustion modeling. This has given rise to the concept of a turbulent flame speed and for decades researchers have proposed numerous models to characterize the propagation rate of the wrinkled turbulent flame.

The common approach for modeling the instantaneous turbulent flame speed, s_T , simplifies the problem by separating the steady state flame speed, $s_{T,\infty}$, from the transient response of the flame speed shown by the right-hand side (RHS) of Eq. (2).

$$\frac{s_{T,\infty}}{s_L} = 1 + \frac{\bar{u}'}{s_L} \quad (1)$$

$$\frac{s_T}{s_{T,\infty}} = 1 - \exp(-\tau/t) \quad (2)$$

There are several examples of steady state turbulent flame speed models available in the literature with a similar form to Eq. (1). A selection of these models⁽¹⁾⁻⁽¹⁵⁾ have been plotted in Fig. 1. Note that despite having the same input conditions⁽¹⁶⁾, the range in predicted values of the turbulent flame speed ratio, s_T/s_L , at a given relative turbulence intensity, $\bar{u}'/s_L$, spans across an order of magnitude.

This variation in modeled turbulent flame speed ratios is reflective of the range of the observed turbulent flame speed ratios in the literature. Turbulent flame speed measurements compiled by Abdel-Gayed⁽¹⁷⁾⁻⁽²³⁾ from all known turbulent flame speed measurements at the time are shown in Fig. 2. Note the similar span of values in measured turbulent flame speed ratios compared to the predicted values presented in Fig. 1. Indeed, many of

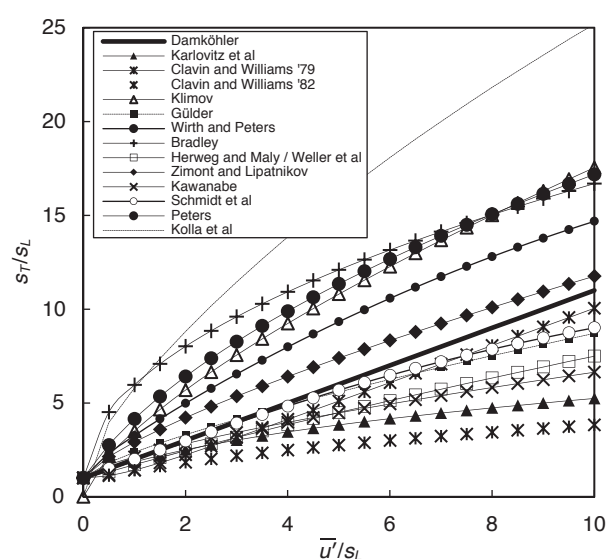


Fig. 1 Comparison of steady state flame speed ratios predicted by various models at typical engine conditions

¹ Honda Development and Manufacturing of America, LLC
E-mail: paquino@na.honda.com

these models referred to this same measurement database during their development.

Models of the turbulent flame speed shown in Fig. 2 tend to be empirical fits rather than phenomenological or physics-based models. This empiricism in the turbulent flame speed models will lead to necessary modeling calibration of the turbulent flame speeds during their application. Ultimately this limits the ability of many flame kinematics-based approaches to represent turbulent combustion processes rather than simply representing the details of a specific dataset used to train a particular model. As it is desirable to minimize this type of empiricism while increasing representation of the relevant turbulent flame propagation phenomena, the primary focus of this work was to develop a simple, physics-based model capable of capturing the macroscopic dynamic phenomena of turbulent flame propagation.

An alternative to the typical empirical fitting functions encountered for the steady and transient development of s_T , like Eqs. (1) and (2), might be to identify the underlying influential terms that lead to the dynamic response of the flame speed and then to allow the steady state condition to be developed naturally once dynamic equilibrium has been reached. A model of transient turbulent flame speed based on this principle of dynamic equilibrium does not appear to have been widely explored throughout the literature. This concept will be the main approach investigated here.

The remaining structure of this paper is as follows: Chapters 2-4 discusses a detailed analysis of resolved 3D turbulent flame propagation using the G-equation, which was used to better understand the underlying mechanics of turbulent flame propagation. The results of this analysis lead to the development of a new Turbulent Flame Brush Thickness Dynamics (FBTD) model which is derived in Chapter 5. The FBTD model results are first compared against the measurement results of Abdel-Gayed in Chapter 6, and then against realized flame

propagation of the instantaneous 3D G-equation through a synthetic frozen turbulent flow field in Chapter 7. Finally, a summary of the key findings and discussion of the results is given in Chapter 8. Readers should note that the present work is a summary of the main findings from a more comprehensive investigation by the author which is available elsewhere in the literature⁽¹⁶⁾.

2. The G-equation

A simple yet fundamental model for studying the details of a developing turbulent flame is the instantaneous G-equation of Williams⁽²⁴⁾,

$$\frac{\partial G}{\partial t} + \frac{\partial G}{\partial x_f} \vec{u} = s_L \left| \frac{\partial G}{\partial x_f} \right| \quad (3)$$

The G-equation is a member of the level set approach^{(25), (26)} where a self-propagating interface interacts with an embedded velocity field. If the instantaneous velocity vector, $\vec{u}$, can be attributed to the fluctuating velocity of turbulence, and if the local normal propagation speed of the G_0 interface can be attributed to the laminar flame speed, s_L , then the resulting motion of the G level set at G_0 can be interpreted as an instantaneous realization of a turbulent flame, and so is suggested to be a suitable model for the purposes of the present analysis.

The instantaneous G-equation will be simulated for a set of conditions that are relevant for practical devices. The results will then be studied with the intent of ascertaining, and then modeling, the underlying influential behaviors most responsible for the unsteady and dynamic behavior of turbulent flame propagation.

The use of the G-equation for this purpose requires several assumptions to be made. The effect of turbulent motions on the flame are implicitly assumed to be entirely kinematic in nature, which is consistent with the flamelet regime of combustion⁽²⁷⁾. Equivalently, this assumption implies the chemistry is infinitely fast and therefore the flame surface is infinitely thin, both suitable approximations for typical premixed engine combustion. The use of William's form of the G-equation does not include stretch corrections to the laminar flame speed, and this assumption is less justifiable, as even weakly turbulent flames have regions of the flame surface which experience significant curvature effects⁽²⁸⁾. However, such impacts are presumed to be highly local and short-lived phenomena, and so it has been decided to neglect these impacts in the aim of simplicity. Additionally, inclusion of the isothermal assumption makes the solution of the G-equation trivial, as the flame propagation becomes decoupled from the flow, and was already decoupled from the chemistry by the flamelet assumption. Research has indicated that the expansion ratio across the flame have only a very weak dependence on the turbulent flame speed⁽²⁹⁾, and so once again this assumption will be kept in the aim of simplicity.

The input laminar flame speed can be defined arbitrarily as it represents an external source term. However, a realistic instantaneous turbulence velocity field is required to continue the analysis, and this cannot

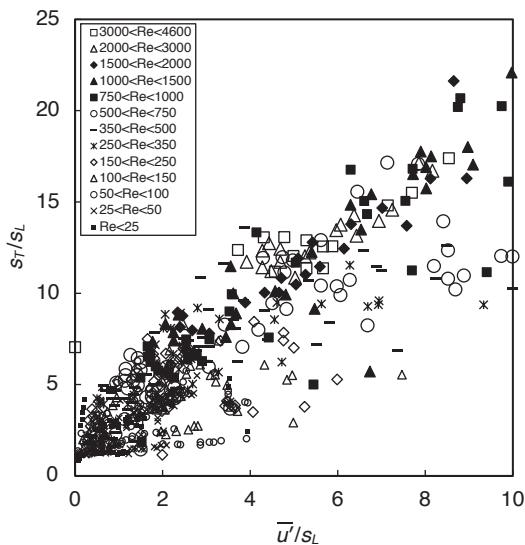


Fig. 2 Steady state turbulent flame speed measurements compiled from many sources by Abdel-Gayed

be defined arbitrarily. In prior works the fluctuation velocity is frequently precomputed⁽³⁰⁾ using a grid structure or other means of inducing turbulent flow. In some examples a solenoidal fluctuating velocity is specified using a Gaussian random variable which conforms with a chosen energy spectrum⁽³¹⁾. In either case, coupling of the flow solver with an intense swirling flow is known to rapidly dissipate the fluctuating velocity unless a source of energy is used to sustain the fluctuations. To help prevent this, forcing functions have been used to artificially maintain the fluctuating velocity by reintroducing energy at a desired filter length⁽³²⁾, where typically this length is associated with the integral length scale of turbulence.

In this work a different approach will be used to mitigate the effects of turbulence energy dissipation. The flow field will be treated as frozen and non-interacting with the flame propagation, which when combined with the assumptions discussed above greatly reduces the numerical burden of the analysis while still providing insight into the fundamental transient behavior of a developing turbulent flame.

The details of this method will be discussed in the following chapter.

3. Synthetic Turbulent Flow Field

The flow field will be synthesized using the following scheme which was devised to generate a realistic turbulent flow field with a high degree of control during initiation without requiring a detailed solution of the associated conservation equations. First the desired length scale of turbulence, l_0 , is passed as an input which sets the overall scale of the problem to be solved. The size of the box-shaped computational domain is then specified according to the number of eddy lengths desired in each of the three Cartesian coordinates; N_i, N_j, N_k . The total volume of the computational domain, V_{cd} , can be estimated by,

$$V_{cd} = N_i N_j N_k l_0^3 \quad (4)$$

If an individual eddy can be assumed to have a local circular cross-sectional area, and if it spans the domain with a length $V_{cd}^{1/3}$, then the expected volume of an individual eddy can be estimated as,

$$V_{eddy} = \frac{\pi}{4} l_0^2 V_{cd}^{1/3} \quad (5)$$

This leads to an estimate for the total number of eddies required to fill the computational domain to the desired span as,

$$N_{eddy} = V_{cd}/V_{eddy} = V_{cd}^{2/3} / \left(\frac{\pi l_0^2}{4} \right) \quad (6)$$

Substituting (4) into (6) provides the total number of eddies to be initialized in terms of the eddy lengths desired in the three Cartesian coordinates.

$$N_{eddy} = \frac{4}{\pi} (N_i N_j N_k)^{2/3} \quad (7)$$

To initialize the velocity field the location of each individual eddy within the computational domain should be anchored in space. These datum points are positioned within the subsections of the entire domain using randomly assigned coordinates, with the intention of randomly, but evenly, distributing the eddies. Each eddy's 3D centerline is specified in the form of a randomly determined 2nd order parametric polynomial of the form,

$$L = L_i \hat{i} + L_j \hat{j} + L_k \hat{k} \quad (8)$$

$$L_n(t) = \alpha_n t^2 + \beta_n t + \gamma_n \quad (9)$$

Where α, β, γ are randomly determined coefficients for each of the n dimensions (i, j , and k) of the centerline specified for each eddy along the parametric dimension t .

The 3D velocity field of an individual eddy is then determined by using the normal to the vortex center line by use of a proposed variant of the solenoidal 2D Lamb-Oseen vortex. The tangential velocity of the Lamb-Oseen vortex is given by,

$$u_\theta = \frac{\Gamma}{2\pi r} g(r, t) \quad (10)$$

Where the first term represents the tangential velocity profile of an irrotational vortex from 2D potential flow theory, and the function $g(r, t)$ represents the viscous core of a rotational vortex given by,

$$g(r, t) = 1 - \exp(-r^2/4\nu t) \quad (11)$$

The Lamb-Oseen vortex is intended to model a decaying line vortex over time due to viscosity, but it can be modified to allow the specification of a rotational vortex core of diameter, l_0 , by replacing the function $g(r, t)$ with the following,

$$\gamma(r, t) = 1 - \exp\left(-\frac{1}{2} \left(\frac{r\pi}{l_0}\right)^2\right) \quad (12)$$

The variable r is the radial-normal distance to the vortex centerline. Example plots of the modified Lamb-Oseen vortex described by Eqs. (10) and (12) are shown in the Fig. 3 below. It is assumed that the rotational vortex core which contains the vorticity and rotational inertial of the turbulent eddies is a likely candidate feature of the vortex to be associated with the integral length scale of turbulence as a convenience. As justification, it can be seen that the radial distance between the peak tangential velocities across the diameter of the eddy is found to be near the specified integral length scale of 3 mm.

Next the radial distance r will be determined for every cell center in the computational domain. In a 2D profile this can simply be found as the radial distance within the plane to the specified vortex center point. In 3D however, the radial distance r of an arbitrary point is defined as the

shortest distance from that point to the vortex centerline. This shortest distance can be found by solving the following optimization problem,

$$t_{min} \rightarrow \min(\text{dist}\{p, L(t)\}) \quad (13)$$

The minimum distance found with the equation above is associated with the optimal parametric value of $t_{min}(i, j, k)$ which is unique for each point $p(i, j, k)$ in the domain for every individual eddy. Point p has coordinates p_i, p_j, p_k , and point $L(t)$ has components L_i, L_j, L_k at the parametric line distance t , each defined in Euclidean space. Having determined these geometric points within the domain, the radial distance r can then be found by application of the Pythagorean theorem by,

$$r = \left[(L_i(t_{min}) - p_i)^2 + (L_j(t_{min}) - p_j)^2 + (L_k(t_{min}) - p_k)^2 \right]^{1/2} \quad (14)$$

The figure below shows the graphical relationship between the parametric curve, $L(t)$, the arbitrary point within the domain, p , the closest point on the curve L to point p shown at $L(t_{min}, p)$, and finally, the distance r between these two points.

The total velocity field is then found by superimposing the individual contribution from N_{eddy} number of eddies within the volume V_{cd} . In Fig. 5 below, the isosurfaces of velocity magnitude after the frozen turbulent flow field has been fully synthesized are shown. As a qualitative comparison, an image of DNS isotropic homogenous box turbulence simulations of Chang et al⁽³³⁾ are presented in Fig. 6 using the Q-criterion, which after review suggests that the artificial flow field synthesized is reasonable.

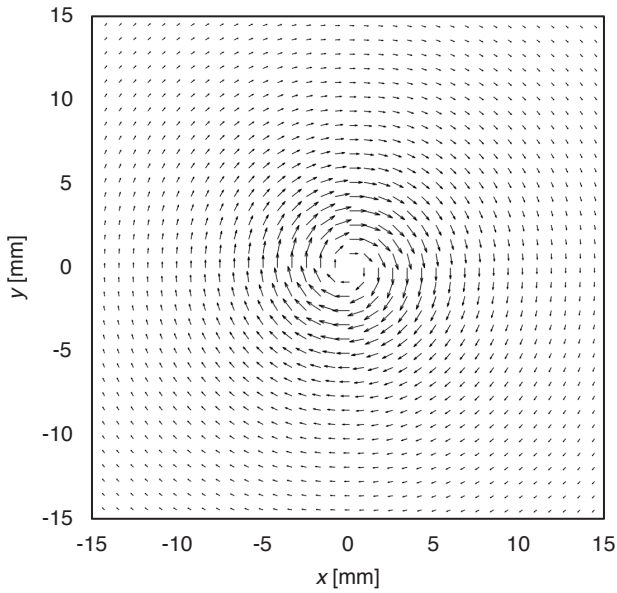


Fig. 3 Example 2D vortex velocity vectors and tangential centerline velocity from Eqs. (10)-(12)

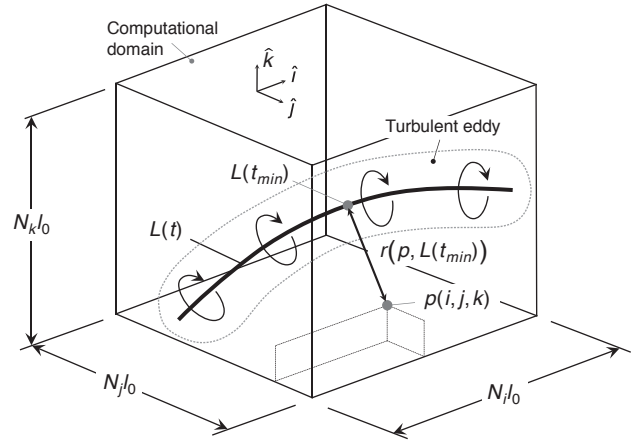


Fig. 4 Graphical representation of the distance r between points p and L at t_{min}

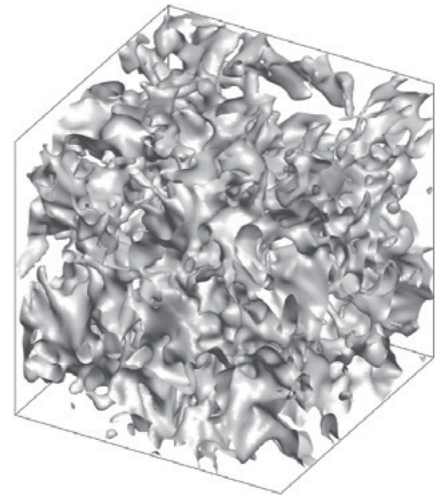


Fig. 5 Synthetic turbulent flow field initiation with 150 eddies inside the computational domain

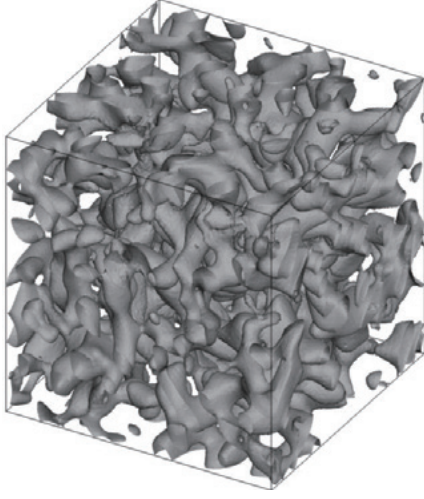


Fig. 6 DNS results of an isotropic turbulent flow by Chang et al

4. The G-equation Results

Following from the scheme described in Chapter 4, the box shaped computational domain was initiated using the following values for the relevant parameters: $l_0 = 2$ mm, $N_i = 20$, $N_j = 20$, $N_k = 40$, $N_{eddy} = 809$, $V_{cd} = 128,000$ mm³, #cells = $120 \times 120 \times 240$.

Shown in Fig. 7, the G field was initiated to give an initially planar flame surface located just inside the domain to avoid the possibility of eddy velocity advecting a portion of the flame surface outside of the computational domain where it can no longer be tracked. The G_0 level set value was chosen arbitrarily as 0.5, and G upstream of this value was initialized to 0, while downstream values were initialized to 1. Cyclic boundary conditions were implemented to walls normal to the $\hat{i}$ and $\hat{j}$ directions and fixed values of G were applied to the walls normal to the

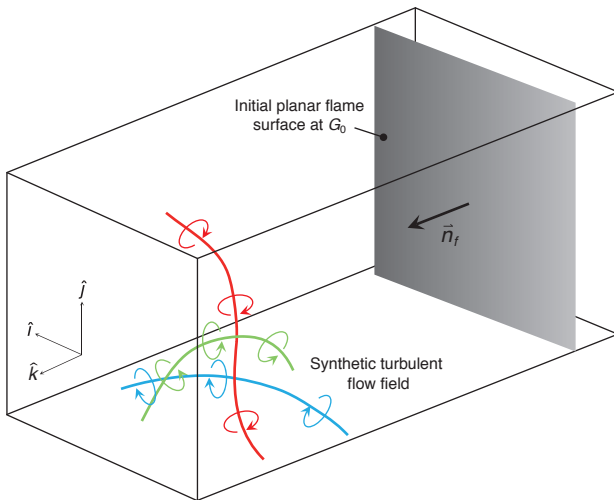


Fig. 7 Depiction of the initially planar flame surface at G_0 propagating into a synthetic frozen turbulent flow field

$\hat{k}$ direction.

Figure 8 shows nine sequential timesteps of the G-equation solution for $\bar{u}/s_L = 1$. The initially planar surface undergoes a significant transient period while the turbulent flow begins to wrinkle and distort the surface before ultimately reaching a quasi-steady propagation rate.

After careful study of these representations of turbulent flame propagation like shown in Fig. 8, it became apparent to the author that the dynamics of the flame brush thickness might be usable as a simpler means of predicting the turbulent flame speed.

Traditionally, the mechanism for the increased consumption rate of turbulent flames has been associated with the increased wrinkled flame area, A_L . This is shown explicitly in modeling equalities like,

$$\frac{dm_b}{dt} = \rho_u A_L s_L = \rho_u A_T s_T \quad (15)$$

Which lead to,

$$s_T = \frac{A_L}{A_T} s_L \quad (16)$$

Where for a fixed laminar flame speed, Eq. (16) shows that increasing the wrinkled laminar flame surface area A_L will result in a proportionally faster apparent turbulent flame speed, s_T . These conclusions are not debated here. As depicted in Fig. 9, increasing turbulence intensity will increase the wrinkling of the flame, but additionally it can be seen that on average more of the flame is not locally propagating along the mean vector, $\bar{n}_f$, but instead propagating locally along n_f at some angle α with respect to that mean propagation vector.

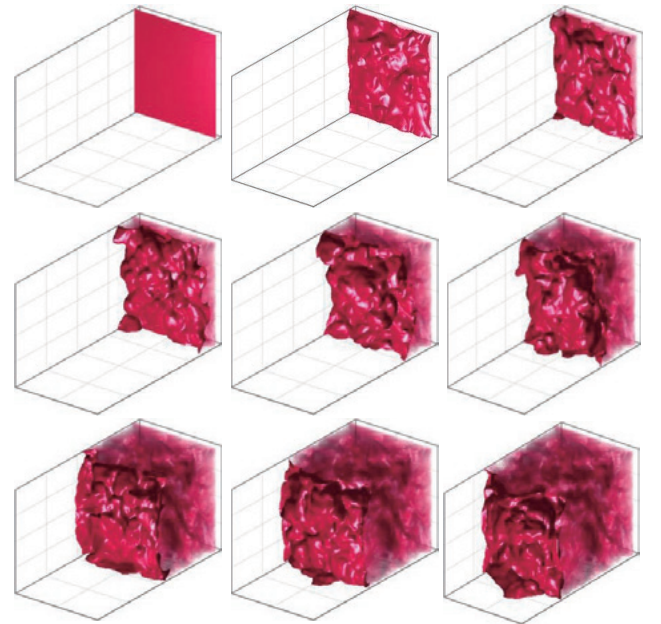


Fig. 8 Example G-equation results of the transient development of an initially planar flame unity turbulence intensity

The statements above are not a new observation, and in fact many turbulent flame speed models already implicitly include this influence of a deviating flame angle with increasing turbulence intensity. For example, this is essentially the same concept that led to Damköhler's original turbulent flame speed model⁽¹⁾ shown here,

$$\frac{S_{T\infty}}{S_L} = 1 + \frac{\bar{u}}{S_L} \quad (17)$$

Where it was assumed the mechanism for enhanced flame speed was due to a proportional increase in the flame angle α and not strictly due to the increasing flame area itself. However, Damköhler's model only intended to predict the steady state turbulent flame speed and does not consider the dynamic relationship between these flame variables. These kinds of dynamic interactions will now be captured by introducing a new theory of turbulent flame brush thickness dynamics.

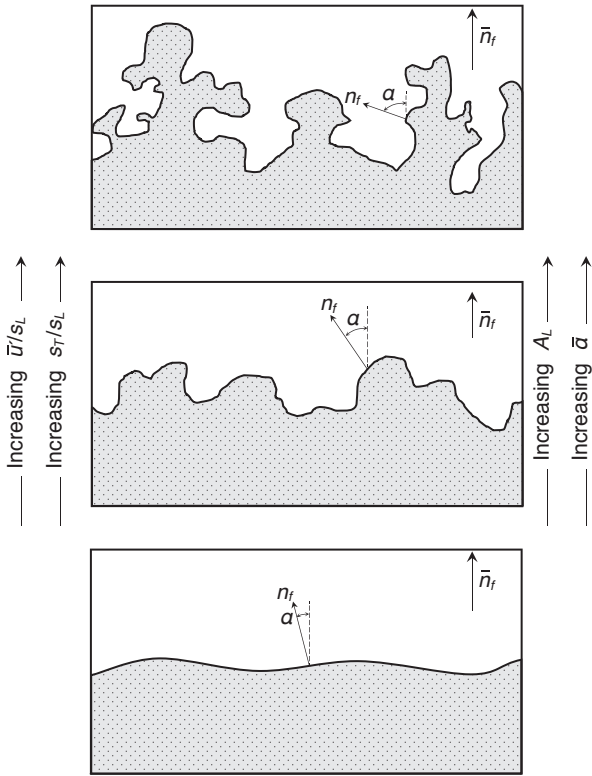


Fig. 9 Depiction of influence to various turbulent flame properties as turbulence intensity is increased

5. Turbulent Flame Brush Thickness Dynamics

An approximation for the mean flame angles $\bar{\alpha}$ and $\bar{\theta}$ can be found from the stencil in Fig. 10 below. Here the same characteristic triangle is used that Damköhler applied, but the characteristic lengths of the sides of the triangle have been assigned to the flame brush thickness and the integral length scale of turbulence, rather than the

laminar flame area and the turbulent flame area.

By referencing the geometry in the figure below, it can be seen than an approximation for the mean flame angle, $\bar{\theta}$, can be found by,

$$\tan \bar{\theta} = l_{fb}/l_0 \quad (18)$$

For a very thin flame brush ($l_{fb} \rightarrow 0$) the angle $\bar{\theta}$ approaches zero radians, and for a very thick flame brush ($l_{fb} \rightarrow \infty$), the angle $\bar{\theta}$ approaches $\pi/2$ radians. The angle $\bar{\theta}$ can be thought of as the mean local deviation angle from the global mean propagation vector. Therefore, when considering a purely laminar flame that has no flame brush thickness, $\bar{\theta}$ is zero. This indicates that locally the flame is propagating in the mean normal vector everywhere, and that there is no deviation from the mean, as would be expected. While a flame brush approaching infinite thickness would yield $\bar{\theta}$ that is approaching $\pi/2$ radians. Indicating that an infinitely thickened flame brush is propagating perpendicularly to the mean on average.

5.1. Flame Brush Thickness Growth

Figure 11 shows a depiction of an initially zero thickness flame brush being thickened by a field of nearly homogeneous and isotropic turbulence across a span of finite time Δt . Note that while isotropic turbulence has no statistical directional preference, it is the aligned eddies that have the greatest contribution to the instantaneous flame brush thickness growth. If a turbulent eddy is assumed to be a vortex or swirling region of flow where a

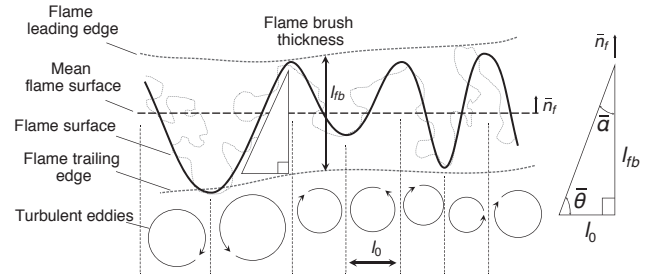


Fig. 10 Turbulent flame angle relationship by mean turbulence and turbulent flame geometrical length scales

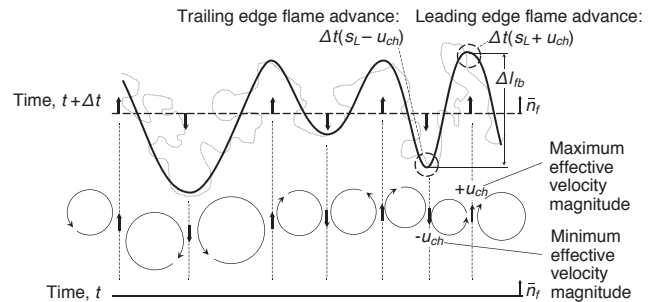


Fig. 11 Stencil of an initially planar flame at time t being thickened by a field of eddies after a discrete increment of time

local axis of rotation can be defined, then it is the eddies whose rotation axis are aligned perpendicularly to the mean propagation vector, $\bar{n}_f$, which have the highest effective brush thickness growth. This has been shown explicitly in the 2D depiction of the flame brush growth process below of Fig. 11.

Here the common counter rotating vortex structure has been assumed. This implies that aligned eddies can both advance and retreat the front as the flame passes through the counter rotating vortex pair. Using this stencil an estimate for the discrete change in the flame brush thickness due only to the effect of turbulence, and ignoring all other factors, is given by,

$$\left. \frac{\Delta l_{fb}}{\Delta t} \right|_{growth} = \Delta t \{ (s_L + u_{ch}) - (s_L - u_{ch}) \} \quad (19)$$

$$= 2u_{ch}\Delta t$$

Where u_{ch} is a characteristic turbulence velocity associated with the maximum and minimum instantaneous velocities normal to $\bar{n}_f$. Due to local rotational symmetry of turbulent eddies, the maximum and minimum values are assumed to be equal in magnitude but opposite in sign.

The characteristic velocity u_{ch} is an inherently instantaneous quantity, but it can be estimated from the statistical $\bar{u}'$ by assuming that the rms fluctuation velocity is a Gaussian distributed random variable. Higher order statistics of small scale turbulence are known to be non-Gaussian⁽³⁴⁾, but the statistics of the large scale turbulence, especially near the core of the probability density function, are often assumed to be quite well approximated by a Gaussian distribution⁽³⁵⁾. As it is explicitly assumed that the energy containing eddies are the ones most responsible for thickening of the flame brush, a suitable estimate for the maximum instantaneous fluctuation velocity experienced by the flame over the interval Δt can be found from,

$$u'_{max} = u'_{min} \approx 3\bar{u}' \quad (20)$$

Where it has been assumed that six standard deviations cover the statistical range of the fluctuation velocity for both the maximum and minimum instantaneous fluctuation velocity.

Following along the approximate flame streamlines (the dotted vertical lines in Fig. 11), it is assumed that the instantaneous fluctuation velocity experienced by the flame varies between u'_{max} and u'_{min} and follows in a nearly sinusoidal path according to the wave length $2l_0$. This allows the average characteristic velocity experienced by the flame brush, u_{ch} , to be estimated by finding the average positive values of the sine wave over half of one cyclic period,

$$u_{ch} \approx u'_{max} \frac{1}{\pi} \int_0^\pi \sin\phi d\phi \quad (21)$$

The mean characteristic velocity of the turbulent fluctuations is then found to be,

$$u_{ch} \approx \frac{6}{\pi} \bar{u}' \quad (22)$$

Substituting Eq. (22) into (19) and taking the limit as $\Delta t \rightarrow 0$ we find the following differential modeling approximation for the flame brush thickness growth term as a function of the rms fluctuation velocity.

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left. \frac{\Delta l_{fb}}{\Delta t} \right|_{growth} = \left. \frac{dl_{fb}}{dt} \right|_{growth} \quad (23)$$

$$= \frac{12}{\pi} \bar{u}'$$

5.2. Flame Brush Thickness Decay

In the absence of other effects, a thickened flame brush will tend to thin over time due to self-annihilation caused by regions of the flame surface intersecting with one another. This effect is also commonly referred to as the kinematic restoration^{(36), (37)} of the flame surface area. An estimate for the discrete quantity of the flame brush thickness that decayed over the time interval Δt can be determined from the stencil shown in Fig. 12. In this image a segment of the thickened flame brush from Fig. 11 has been depicted as if in isolation from the turbulence.

In the image below it can be seen that the trailing edge of a wrinkled self-normal propagating surface has an apparently faster rate of travel as compared to the leading edge. This is due to the self-annihilation mechanism which is a function of the mean local deviation angle, $\bar{\theta}$. An estimate for the discrete change in the flame brush thickness due only to the effect of self-annihilation and ignoring all other factors is therefore given by,

$$\left. \frac{\Delta l_{fb}}{\Delta t} \right|_{decay} = \Delta t \{ (s_L) - (s_L / \cos \bar{\theta}) \} \quad (24)$$

$$= s_L (1 - \sec \bar{\theta}) \Delta t$$

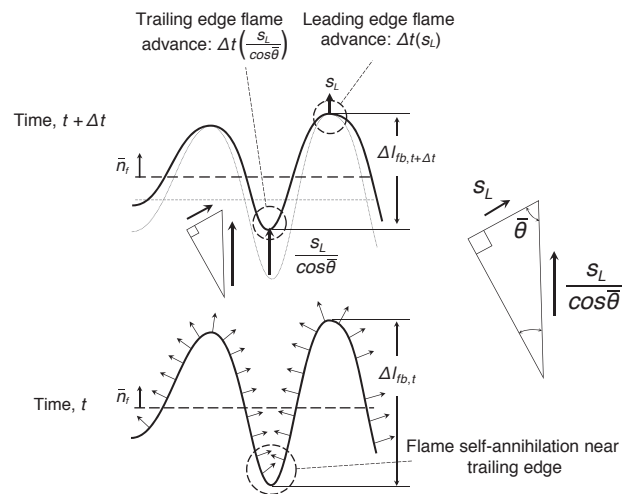


Fig. 12 Depiction of a thickened flame brush at time t thinning by self-annihilation after discrete time increment Δt

As before with the brush thickness growth term, the time derivative for the brush thickness decay due to self-annihilation is found by rearranging Eq. (24) and taking the limit as $\Delta t \rightarrow 0$.

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta l_{fb}}{\Delta t} \Big|_{decay} = \frac{dl_{fb}}{dt} \Big|_{decay} = s_L(1 - \sec \bar{\theta}) \quad (25)$$

5.3. Freely Propagating Turbulent Flames

A dynamic equation for describing a freely propagating turbulent flame brush is given below, where freely propagating in this context specifically excludes the thickness destruction due to flame-wall interaction. These effects will be considered later in Section 5.5. Here a freely propagating turbulent flame brush is assumed to be influenced only by thickness growth due to turbulent stretching and thickness decay due to self-annihilation.

$$\frac{dl_{fb}}{dt} \Big|_f = \frac{dl_{fb}}{dt} \Big|_{growth} + \frac{dl_{fb}}{dt} \Big|_{decay} \quad (26)$$

Substituting in terms defined in Sections 5.1. and 5.2. yields the following,

$$\frac{dl_{fb}}{dt} \Big|_f = \frac{12}{\pi} \bar{u}' + s_L(1 - \sec \bar{\theta}) \quad (27)$$

Note that $\bar{\theta}$ is a nonlinear function of the flame brush thickness from the definition below,

$$\bar{\theta} = \tan^{-1}(l_{fb}/l_0) \quad (28)$$

It is seen that the derived equation for the freely propagating turbulent flame brush thickness dynamics, Eq. (27), is a first order nonlinear ordinary differential equation. It describes that an initially thickness-free flame brush ($l_{fb} = 0$) subjected to constant input conditions of rms fluctuation velocity, integral length scale of turbulence, and laminar flame speed will first rapidly thicken due to the initially zero-magnitude decay term on the RHS of Eq. (28), followed by a declining rate of change in brush thickness over time as the magnitude of the decay term grows due to the increasing influence of self-annihilation for a thickened flame. Finally, a steady state value of brush thickness will be reached once the growth and decay terms have equal magnitudes but opposite signs. This signifies that the process has reached the dynamic equilibrium condition discussed at the introduction.

An example of the characteristic dynamic response of the flame brush thickness approaching dynamic equilibrium is given in the Fig. 13 for the fixed values of $s_L = 1$ m/s, $\bar{u}' = 1$ m/s, and $l_0 = 1$ mm.

5.4. Turbulent Flame Speed Interpretation

Although the derivations given in the preceding sections for the flame brush thickness dynamics equations have not specifically stated so, the information needed to interpret the transient motion of a rapidly propagating

mean surface in the presence of turbulence from these equations has already been included. This rate of displacement rate of the flame brush thickness centerline is the same transient turbulent flame speed which was desired to be estimated with a simple physical model.

In Fig. 12 at time $t + \Delta t$, it is seen that the mean flame surface has advanced more rapidly than the leading edge of the flame when isolated from external effects. This is a consequence of the more rapid consumption of reactants near the trailing edge of a flame than near the leading edge of the flame, embodied by the decay term given in Eq. (27).

In the absence of turbulence, the mean flame surface is expected to propagate at the laminar flame speed relative to the unburned gas. In the presence of turbulence the flame brush thickens, leading to more rapid consumption and propagation near the trailing edge of the flame. A suitable approximation for the free turbulent propagation speed of the mean flame surface can therefore be given by,

$$s_T = s_L - \frac{1}{2} \frac{dl_{fb}}{dt} \Big|_{decay} \quad (29)$$

The first term on the RHS of the equation above represents the non-turbulent propagation, and the second term represents the apparent advancement of the front due to a reduction in the flame brush thickness. If the flame brush thickness is not decreasing or has a zero value, turbulent flame speed simply reduces to the laminar flame speed, as would be expected. Also note that if the flame brush thickness is strictly increasing, in the absence of other effects, the brush is still assumed to be advancing at the laminar flame speed as the increasing thickness is assumed to occur proportionally to the mean brush center line, both in the directions of leading and trailing edges equally. The leading coefficient on the second term represents that the mean flame surface is located at the flame brush centerline halfway between the leading and trailing edges of the flame, respectively. A discrete reduction in the brush thickness would therefore lead to an apparent advancement of the brush center by one half the

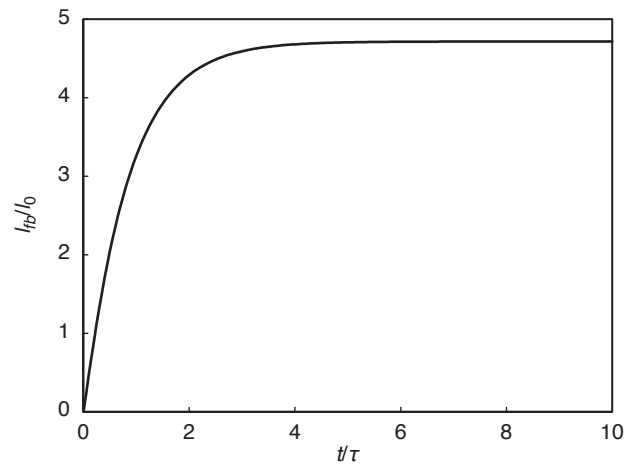


Fig. 13 Dynamic response of an initially thickness-free turbulent flame brush for constant conditions

brush thickness reduction magnitude.

Substituting in the definition for the brush thickness decay rate and rearranging gives a model for the instantaneous turbulent flame speed ratio s_T/s_L for a freely propagating flame,

$$\frac{s_T}{s_L} = \frac{1 + \sec\bar{\theta}}{2} \quad (30)$$

The steady state turbulent flame speed can be found by setting the left-hand side of Eq. (27) to zero, substituting terms into Eq. (30) and simplifying. This results in the FBTD-based equation below for the steady state turbulent flame speed,

$$\frac{s_{T,\infty}}{s_L} = 1 + \frac{6}{\pi} \frac{\bar{u}'}{s_L} \quad (31)$$

The equation above recovers the commonly proposed form of the steady state turbulent flame speed correlations embodied by Eq. (1). The historical model which most closely resembles the new FBTD model derived here is the same one proposed by Damköhler, and perhaps not unexpectedly, as many of the key interpretations and features of the stencils used in the model derivation were similarly assigned and defined.

5.5. Confined Flame Propagation

When the flame brush can freely interact with the turbulence, its dynamics are expected to be approximated by Eq. (27) and the freely propagating flame brush will ultimately reach a maximum sustainable thickness once the terms on the RHS reach equilibrium. Results for the steady state flame brush thickness for a freely propagating flame found from Eq. (28) over a range of relative turbulence intensities are shown in the figure below.

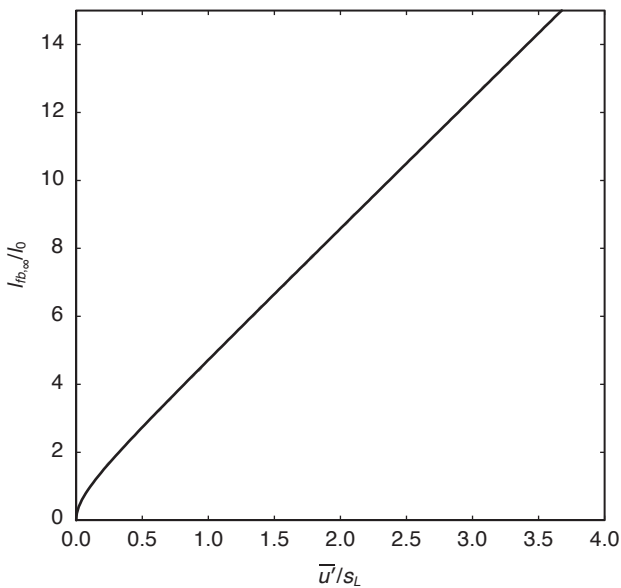


Fig. 14 Steady state flame brush thickness of a freely propagating flame versus relative fluctuation intensity

Other than the rapid increase near $\bar{u}'/s_L = 0$, the maximum sustainable brush thickness of a freely propagating flame is predicted to increase linearly with relative turbulence intensity according to the FBTD model. Note that even for the relatively weak turbulence conditions the flame brush is anticipated to be many times thicker than the integral length scale.

A simple conclusion that can be drawn is that a combustor needs to be of a sufficiently large geometrical scale relative to the turbulence length scale in order to contain the freely developing flame brush thickness, or the flame can no longer be truly freely propagating but rather is confined by the combustor. Representing such complicated flame-wall interaction in a simple model is unlikely to be universally valid. However, a coarse approximated criteria has been discovered from the study of the instantaneous G-equation solutions for highly confined flame development. The criteria are given below which classifies flames as those which are either freely developing or developing within confined combustor geometry.

$$\begin{aligned} \text{Freely Propagating Flame: } \frac{2l_{fb}}{d_0} &< 1 \\ \text{Confined Flame: } \frac{2l_{fb}}{d_0} &\geq 1 \end{aligned} \quad (32)$$

Where d_0 is the macro length scale of the geometry of the combustor which inhibits the free propagation of the flame. For rectangular shaped cross sections, it is found that the maximum transverse span tends to be the limitation. An approximate model for the confined flame propagation can be made by modifying Eq. (27) as below,

$$\left. \frac{dl_{fb}}{dt} \right|_c = \zeta \frac{12}{\pi} \bar{u}' + s_L(1 - \sec\bar{\theta}) \quad (33)$$

Where ζ is the probability that the entire flame brush will be influenced by the fluctuating intensity of turbulence according to the following scheme:

Table 1 Confined flame propagation criteria

Condition:	Criteria:	ζ :
Free	$2l_{fb}/d_0 < 1$	1
Confined	$2l_{fb}/d_0 \geq 1$	$d_0/2l_{fb}$

From the values of ζ given above we can see that when a combustor's geometry is sufficiently large, Eq. (33) becomes equivalent to Eq. (27) for a freely propagating flame. While a very thick flame brush contained within an overly small combustor will experience a reduction in the magnitude of the flame brush thickness growth term due to interference with the walls of the combustor. In the table above, the interference with the combustor is considered in the transverse direction only. Normal direction interference is handled by an additional flame brush thickness destruction term which is discussed elsewhere⁽¹⁶⁾.

6. Comparison of FBTD vs Abdel-Gayed Database

The predicted values for a steady state, freely propagating, turbulent flame speed based on the model derived in the previous chapter have been compared against the compiled database results of Abdel-Gayed in Fig. 15 and are shown as a solid line. We see there is a generally good agreement between results predicted from Eq. (27) and the measurements starting near $s_T/s_L = 1$ and $\bar{u}'/s_L = 0$ that increases linearly with turbulence velocity intensity. Many of these data points were recorded from open flame burners, where the turbulence and the flame were able to interact freely without constraint by the combustor directly and is therefore expected to be well represented by Eqs. (27)-(29) for freely propagating turbulent flames. These data points have been noted in Fig. 15 by the present author as “Freely propagating flames”.

However, the compiled database results also contain a secondary nonlinear trend in the measurements which is not well represented by the equations for freely propagating flames. This so called “bending over” in the measured turbulent flame speed is commonly found in the literature. In the particular case of Fig. 15, most of these points exhibiting the nonlinear trend were collected by Petrov and Talantov⁽³⁸⁾ in the 1960s. Their experiment measured turbulent flame speeds of a stationary inverted flame cone that was stabilized by a burner within a 150 mm diameter pipe flow supplied by grid generated turbulence. They reported laminar flame speeds in the range of 0.2-0.6 m/s and Abdel-Gayed calculated the integral length scales in the range of 2.67-3.9 mm using correlations from Baines and Peterson⁽³⁹⁾.

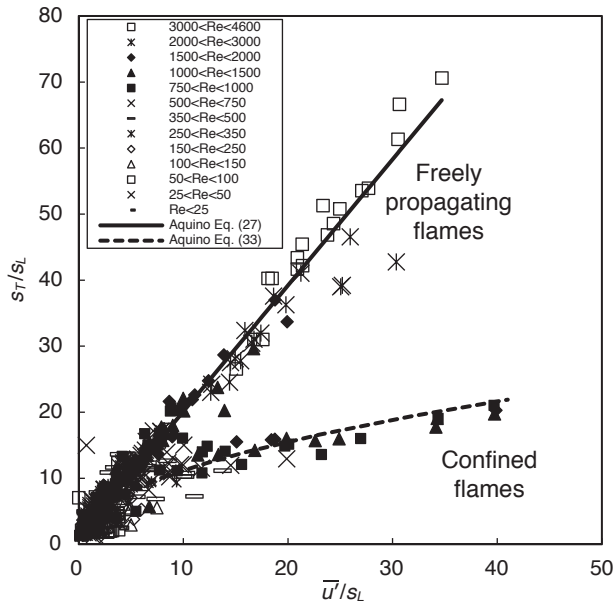


Fig. 15 Comparison of derived steady state turbulent flame speed model against turbulent flame speed measurements compiled by Abdel-Gayed

By setting the left-hand side of Eq. (27) to zero and applying the given characteristic conditions of $\bar{u}'/s_L = 50$, $s_L = 0.4$ m/s, and $l_0 = 3.29$ mm, we can solve for the maximum steady state flame brush thickness of a freely propagating flame expected to be found during Petrov and Talantov's experiments as approximately 632 mm. Using the criteria defined in Table 1 we find $2l_{fb}/d_0 \approx 8.5$, and therefore conclude that the flame speed measurements of Petrov and Talantov are highly confined by the combustor and are therefore not expected to be represented by Eqs. (27)-(29) for freely propagating flames. Considering that the inverted flame cone of Petrov and Talantov needs to fit within the combustor's pipe diameter of 150 mm, this analysis demonstrates that a freely propagating flame could not develop under such conditions without the geometry of the combustor interfering with the turbulent flame's propagation.

The dynamics of this type of confined flame brush thickness can be calculated from Eq. (33) using values of ζ between 1-0.118 determined by parameters found from the referenced works above. The confined turbulent flame speed ratios are then found by application of Eqs. (28) and (29). As expected from the prior discussion, the resulting confined turbulent flame speeds were found to be substantially lower than their freely propagating counterparts operating under the same conditions. These confined flame results have been added to Fig. 15 as a dashed line and the datapoints in the vicinity have been noted by the present author as “Confined flames”. We can see that both the nonlinear trend versus turbulence fluctuation intensity and the magnitude of the turbulent flame speed ratio are well represented with respect to the measurements. Most of the low fidelity turbulent flame speed models have not attempted to account for these type of macro scale interference effects and therefore might incorrectly associate some aspects of the so-called “bending” phenomena to other mechanisms which are fundamentally unrelated.

7. Comparison of FBTD vs G-equation

Detailed measurements of transient flame development necessary for validating the FBTD model are not frequently present in the literature. Therefore, the dynamics of the FBTD model will be validated by comparison against calculated instantaneous G-equation solutions of resolved turbulent flame propagating for the same input physical conditions. The initialization and solving procedure used for the G-equation analysis here is the same as was discussed in Sections 4.1.-4.3.

Since the flame brush thickness is a macroscopic quantity, some method of spatially filtering the instantaneous solutions of the G-equation needs to be applied in order extract statistical information for the purposes of this comparison. In the case of simple planar flame propagation used here, a 2D sliding interrogation window technique⁽¹⁶⁾ can be implemented to extract the relevant quantities. A depiction of this approach used to sample from the instantaneous G-equation results is shown in Fig. 16.

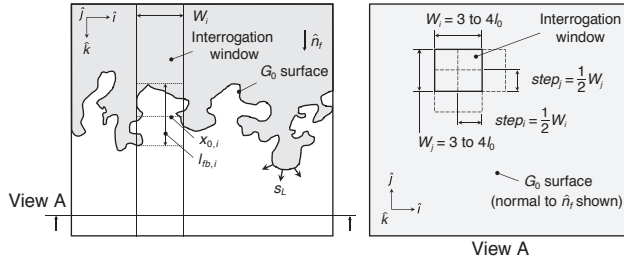


Fig. 16 Sliding interrogation window technique used for extracting statistical information from the instantaneous G-equation results

Processing and tabulating of the results followed the method proposed by Aquino⁽¹⁶⁾ where the three primary output quantities of interest were chosen to be the mean flame position x_0 , the flame brush thickness l_{fb} , and the flame speed ratio s_T/s_L . Several statistical quantities are reported for the G-equation results as a function of time as the detailed 3D results tend to exhibit a high degree of spatial and temporal variation. The corresponding mean values predicted by the derived FBTD model are then compared against these results in Fig. 17. Note that a more comprehensive comparison between the G-equation results and the proposed FBTD model is available by the author in the literature⁽¹⁶⁾, where the laminar flame speed, the magnitude of the fluctuation velocity, and the turbulence length scale were varied independently of one another in order to test the FBTD model's ability to represent the overall behavior of a developing turbulent flame for a much wider variety of conditions.

In the present work the comparison shown in Fig. 17 is limited to a single realization of turbulent flame propagation for the same conditions discussed at the beginning of Chapter 4. Despite the high degree of local fluctuations present in the G-equation results, the FBTD model was able to represent the mean motion of the flame surface, the dynamic response of the flame brush thickness, the resulting steady state flame brush thickness occurring at dynamic equilibrium, and finally allowed the interpretation of these behaviors into an apparent macroscopic turbulent flame speed of the mean flame surface. It was found that a similar level of agreement to the singular case presented here was also observed as other parameters were varied in general, and this suggests the simplifying assumptions used to derive the FBTD model in Chapter 5 are reasonable approximations for describing the overall dynamic behavior of a developing turbulent flame despite maintaining a relatively simple mathematical form.

8. Discussion and Conclusions

The primary focus of this work was to develop a simple, physics-based model that could describe the dynamic phenomena of turbulent flame propagation. Analysis of detailed G-equation solutions lead to the concept of the dynamics of the turbulent flame brush thickness being usable as a model for the turbulent flame

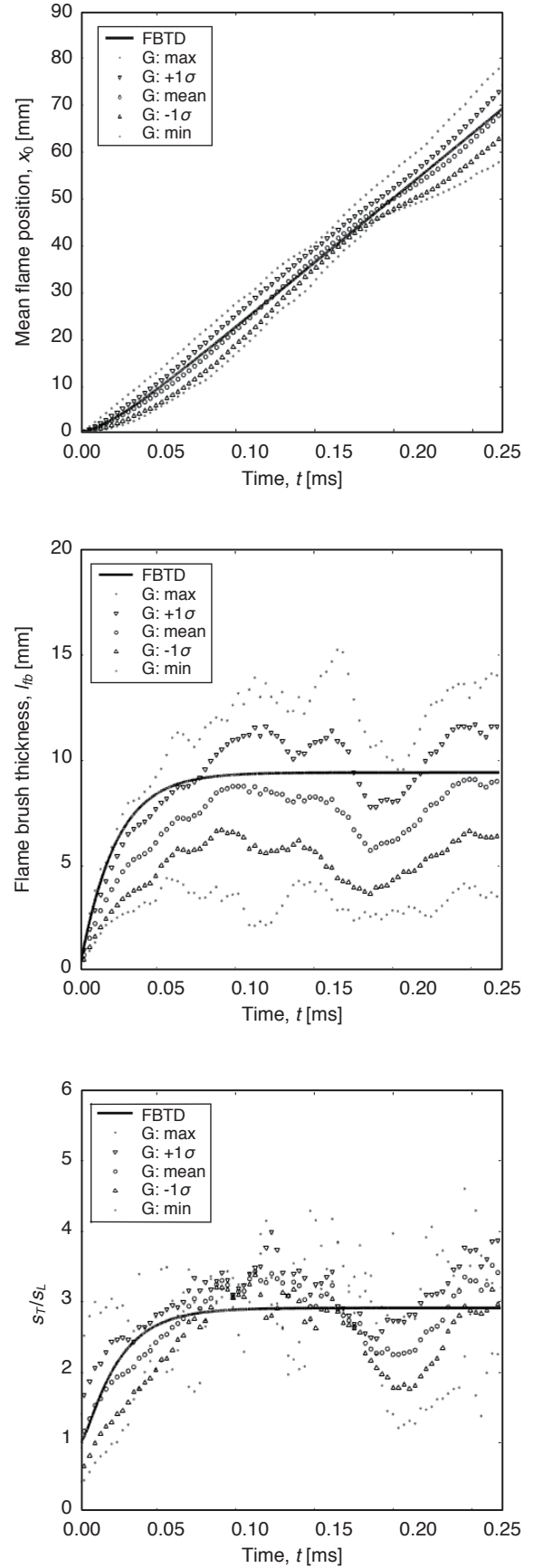


Fig. 17 Comparison of FBTD vs single realization of the G-equation for the same conditions used in Chapter 4

speed which was derived throughout Chapter 5.

Subsequent analysis found that the FBTD model gave good agreement with the dynamic behavior of the G-equation solution for many developing turbulent flames, where the details of one realization were presented in Fig. 17. Predicted steady state turbulent flame speeds were also found to compared favorably against the compiled measurement database of Abdel-Gayed across a wide range of turbulence intensity and experimental arrangements.

An interesting consequence of FBTD theory is the observation that large spatial dimensions relative to the turbulence length scales are necessary for a turbulent flame to develop to the peak turbulent flame speeds possible under given conditions. Analysis of the historical record indicates that the experimental apparatus used in combustion measurements are occasionally of insufficient dimension to prevent interference with the developing turbulent flame brush, and so although a sampled turbulence intensity may be quite high, the measured turbulent flame speed can be found to be significantly lower than those for otherwise similar operating conditions when either a larger combustor or smaller turbulence length scales are present.

Turbulent flame speed models do not typically contain criterion for the kind of spatial dimension requirement discussed above, and so many models present in the literature may incorrectly associate some aspects of the relationship between the turbulent flame speed and the turbulence intensity to other mechanisms which are fundamentally unrelated. This observation was applied in the analysis of Petrov and Talantov's measurements given in Chapter 6 and the significance of the described effect can be seen in Fig. 15.

8.1. The FBTD Model

$$\left. \frac{dl_{fb}}{dt} \right|_c = \zeta \frac{12}{\pi} \bar{u}' + s_L(1 - \sec \bar{\theta}) \quad (34)$$

$$\bar{\theta} = \tan^{-1}(l_{fb}/l_0) \quad (35)$$

$$\frac{s_T}{s_L} = \frac{1 + \sec \bar{\theta}}{2} \quad (36)$$

The equations listed above are collectively referred to as the FBTD model. Equation (34), along with the definition provided by Eq. (35), are intended to be used for predicting the transient turbulent flame brush thickness for a given laminar flame speed, rms fluctuation velocity, and integral length scale of turbulence. Equation (36) then interprets the dynamics of the turbulent flame brush thickness to allow calculation of the apparent instantaneous turbulent flame speed.

It is anticipated that the FBTD model may find utility in the analysis of the dynamics of a developing turbulent flame present, like those present in many practical combustion devices such as the common internal combustion engine.

References

- (1) Damköhler, G.: The Effect of Turbulence on the Flame Velocity in Gas Mixtures, NACA Tech Memo, Vol. NACA-TM-1112, (1947)
- (2) Karlovitz, B., Denniston Jr, D.W., Wells, F.E.: Investigation of Turbulent Flames, J Chem Phys, Vol. 19, Issue 5, p. 541–547, (1951)
- (3) Clavin, P., Williams, F.A.: Theory of Premixed-Flame Propagation in Large-Scale Turbulence, J Fluid Mech, Vol. 90, Issue 3, p. 589–604, (1979)
- (4) Clavin, P., Williams, F.A.: Effects of molecular diffusion and of thermal expansion on the structure and dynamics of premixed flames in turbulent flows of large scale and low intensity, J Fluid Mech, Vol. 116, p. 251–282, (1982)
- (5) Klimov, A.M.: Laminar flame in a turbulent flow, FOREIGN TECHNOLOGY DIV WRIGHT-PATTERSON AFB OH, AD-A200 241, (1988)
- (6) Gülder, Ö.L.: Turbulent Premixed Flame Propagation Models for Different Combustion Regimes, Symposium (International) on Combustion, Vol. 23, Issue 1, p. 743–750, (1991)
- (7) Wirth, M., Peters, N.: Turbulent premixed combustion: A flamelet formulation and spectral analysis in theory and IC-engine experiments, Symposium (International) on Combustion, Vol. 24, Issue 1, p. 493–501, (1992)
- (8) Herweg, R., Maly, R.R.: A Fundamental Model for Flame Kernel Formation in S.I. Engines, SAE Trans, SAE Tech Pap 922243, p. 1947–1976, (1992)
- (9) Bradley, D.: How Fast Can We Burn?, Symposium (International) on Combustion, Vol. 24, Issue 1, p. 247–262, (1992)
- (10) Weller, H.G., Uslu, S., Gosman, A.D., Maly, R.R., Heel, B.: Prediction of combustion in homogeneous-charge spark-ignition engines, International Symposium COMODIA 94, p. 163–169, (1994)
- (11) Zimont, V.L., Lipatnikov, A.N.: A numerical model of premixed turbulent combustion of gases, Chem Phys Rep, Vol. 14, No. 7, p. 993–1025, (1995)
- (12) Kawanabe, H., Shioji, M., Tsunooka, T., Ali, Y.: CFD simulation for predicting combustion and pollutant formation in a homogeneous-charge spark-ignition engine, Fourth Int Symp COMODIA 98, p. 233–238, (1998)
- (13) Schmidt, H.P., Habisreuther, P., Leuckel, W.: A model for calculating heat release in premixed turbulent flames, Combust Flame, Vol. 113, Issue 1, p. 79–91, (1998)
- (14) Peters, N.: The Turbulent Burning Velocity for Large-Scale And Small-Scale Turbulence, J Fluid Mech, Vol. 384, p. 107–132, (1999)
- (15) Kolla, H., Rogerson, J.W., Swaminathan, N.: Validation of a Turbulent Flame Speed Model Across Combustion Regimes, Combust Sci Technol, Vol. 182, Issue 3, p. 284–308, (2010)
- (16) Aquino, P.: Prediction of Premixed Internal Combustion Engine Mass Fraction Burned Profiles Using a Physical Form of the Wiebe Function and

- the Theory of Turbulent Flame Brush Thickness Dynamics, Ohio State University, Dissertation, (2020)
- (17) Abdel-Gayed, R.G., Bradley, D.: Dependence of Turbulent Burning Velocity on Turbulent Reynolds Number and Ratio of Laminar Burning Velocity to R.M.S. Turbulent Velocity, Symposium (International) on Combustion, Vol. 16, Issue 1, p. 1725–1735, (1977)
 - (18) Abdel-Gayed, R.G.: Mechanisms of Turbulent Flame Propagation, University of Leeds, Ph.D. thesis, (1978)
 - (19) Abdel-Gayed, R.G., Bradley, D.: A Two-Eddy Theory of Premixed Turbulent Flame Propagation, Philos Trans R Soc Lond Ser Math Phys Sci, Vol. 301, Issue 1457, p. 1–25, (1981)
 - (20) Abdel-Gayed, R.G., Al-Khishali, K.J., Bradley, D.: Turbulent Burning Velocities and Flame Straining in Explosions, Proc R Soc Lond Math Phys Sci, Vol. 391, Issue 1801, p. 393–414, (1984)
 - (21) Abdel-Gayed, R.G., Bradley, D., Hamid, M.N., Lawes, M.: Lewis Number Effects on Turbulent Burning Velocity, Symposium (International) on Combustion, Vol. 20, Issue 1, p. 505–512, (1985)
 - (22) Abdel-Gayed, R.G., Bradley, D., Lawes, M.: Turbulent Burning Velocities: A General Correlation in Terms of Straining Rates, Proc R Soc Lond Math Phys Sci, Vol. 414, Issue 1847, p. 389–413, (1987)
 - (23) Abdel-Gayed, R.G., Bradley, D., Lung, F.K.-K.: Combustion Regimes and the Straining of Turbulent Premixed Flames, Combust Flame, Vol. 76, Issue 2, p. 213–218, (1989)
 - (24) Williams, F.A.: 3. Turbulent Combustion, The mathematics of combustion, SIAM, p. 97–131, (1985)
 - (25) Sussman, M., Smereka, P., Osher, S.: A Level Set Approach for Computing Solutions to Incompressible Two-Phase Flow, J Comput Phys, Vol. 114, No. 1, p. 146–159, (1994)
 - (26) Sethian, J.A.: A Fast Marching Level Set Method for Monotonically Advancing Fronts, Proc Natl Acad Sci, Vol. 93, No. 4, p. 1591–1595, (1996)
 - (27) Peters, N.: Turbulent Combustion, IOP Publishing, (2001)
 - (28) Osher, S., Sethian, J.A.: Fronts Propagating with Curvature-Dependent Speed: Algorithms Based on Hamilton-Jacobi Formulations, J Comput Phys, Vol. 79, Issue 1, p. 12–49, (1988)
 - (29) Lipatnikov, A.N., Li, W.Y., Jiang, L.J., Shy, S.S.: Does Density Ratio Significantly Affect Turbulent Flame Speed?, Flow Turbul Combust, Vol. 98, Issue 4, p. 1153–1172, (2017)
 - (30) Jamme, S., Cazalbou, J.-B., Torres, F., Chassaing, P.: Direct Numerical Simulation of the Interaction between a Shock Wave and Various Types of Isotropic Turbulence, Flow Turbul Combust, Vol. 68, Issue 3, p. 227–268, (2002)
 - (31) Sarkar, S., Hussaini, M.Y.: COMPUTATION OF THE SOUND GENERATED BY ISOTROPIC TURBULENCE, NASA Contract Rep 191543, ICASE Rep No. 93-74, (1993)
 - (32) Witkowska, A., Juvé, D.: Numerical Study of Noise From Isotropic Turbulence, J Comput Acoust, Vol. 5, Issue 3, p. 317–336, (1996)
 - (33) Chang, C.-L., Venkatachari, B.S., Cheng, G.C.: Tetrahedral-Mesh Simulation of Turbulent Flows with the Space-Time Conservative Schemes, 45th AIAA Fluid Dynamics Conference, AIAA 2015-3084, (2015)
 - (34) Vincent, A., Meneguzzi, M.: The spatial structure and statistical properties of homogeneous turbulence, J Fluid Mech, Vol. 255, p. 1–20, (1991)
 - (35) Batchelor, G.K.: The theory of homogeneous turbulence, Cambridge University Press, (1953)
 - (36) Peters, N.: Laminar Flamelet Concepts in Turbulent Combustion, Symposium (International) on Combustion, Vol. 21, No. 1, p. 1231–1250, (1988)
 - (37) Peters, N.: A spectral closure for premixed turbulent combustion in the flamelet regime, J Fluid Mech, Vol. 242, p. 611–629, (1992)
 - (38) Petrov, E.A., Talantov, A.V.: Investigation of Basic Characteristics of Combustion of a Homogeneous Mixture of an Open Turbulent Stream, ARS J, Vol. 31, Issue 3, p. 408–413, (1961)
 - (39) Baines, W.D., Peterson, E.G.: An investigation of flow through screens, Trans Am Soc Mech Engrs, Vol. 73, (1951)

■ 著 者 ■



Phillip AQUINO

小型高電流密度モータのための密閉冷却構造

Hermetically Sealed Cooling Structure for Small High-current Density Motors

加藤 慎二¹

Shinji KATO

福井 健太郎¹

Kentaro FUKUI

上田 拓¹

Taku UEDA

西井 文哉¹

Fumiya NISHII

要 旨

電動車両駆動モータ用に高電流で小型化による発熱量の増加を吸収できるモータ冷却構造を開発した。従来の冷却手法はステータコイルの露出している箇所に冷媒を滴下するものであり、冷媒の届かないステータスロット内部のコイルにおいては熱伝導に頼った間接的な冷却となっていた。本研究ではステータを密閉構造とすることで、コイル全体を油没させて直接冷却する技術確立した。本技術により従来の冷却手法に対して2倍以上の冷却性能となることを試作モータにて実証した。また冷媒の流量を増加させることでさらなる冷却性能の向上が見込めることも確認した。

ABSTRACT

A motor cooling structure for electrification vehicle drive motors capable of absorbing the increases in heat generation from miniaturization with high current has been developed. The conventional cooling method involves dripping refrigerant onto exposed parts of the stator coil, relying on thermal conduction to indirectly cool the coil inside the stator slots where the refrigerant cannot reach. In this study, we have established a technology that directly cools the entire coil by hermetically sealing the stator to immerse the entire coil in automatic transmission fluid. Using a prototype motor, the technology has been demonstrated to have more than twice the cooling performance of the conventional cooling method. It was also confirmed that further enhancements in cooling performance can be expected by increasing refrigerant flow rate.

1. まえがき

近年、車両の走行中におけるCO₂排出削減への要求からBattery Electric Vehicle (BEV)やFuel Cell Vehicle (FCV)といった電動車両の普及が急速に拡大している。電動車両に使用される駆動用モータには、レアメタルや銅といった材料供給リスクが懸念される金属材料⁽¹⁾が多く使用されているため、従来からの基本性能要求(高出力、高トルク、高効率)に加え、材料の使用量低減につながる小型化も重要な要求性能になると著者らは考える。

モータの小型化をおこなう場合には、大きく分けて二つの手法が考えられる。一つは、モータの高回転化である⁽²⁾。モータ出力はトルクと回転速度の積であり、トルクと

体格は比例するため高回転化することでモータ出力を維持したまま、モータを小型化できる⁽²⁾。この場合、減速機やロータの回転体の高強度化が必要となり、一般的に希少金属を多く含む高強度材料を使用しなければならない⁽³⁾。また、減速機が高減速比となることで、フリクションロスが増加しドライブユニット全体の効率が低下する⁽⁴⁾。もう一つの手法は、モータに高電流を印加することでトルク密度および出力密度を向上させる手法である。この場合、単位面積当たりの発熱量が増加するため、従来の冷却手法⁽⁵⁾、⁽⁶⁾よりも高い冷却性能が求められる。

本研究では、希少金属などの材料供給リスクを考慮し、高電流密度化による小型化を実現するために、従来に対して2倍以上の冷却性能を有する密閉冷却構造を提案した。

¹ 先進パワーユニット・エネルギー研究所

E-mail: shinji_01_kato@jp.honda

なお著者らは密閉冷却構造を用いることでモータのトルク密度および出力密度を従来に比べ約2倍に向上させることに成功している⁽⁷⁾。

一般に駆動用モータの冷却手法は、ハウジング内に水路を形成し冷却液である Long Life Coolant (LLC) を流す水冷方式と、Automatic Transmission Fluid (ATF) を冷媒として、コイルの露出している部分に滴下して直接冷却する油冷方式に分けることができる⁽⁵⁾。水冷方式は、ステータコアを介した熱伝導で冷却されるためスロット内部の巻線は高い冷却性能を有しているが、ステータコアを介さないコイルエンド部の冷却効果が弱まる⁽⁵⁾。一方、油冷方式は、コイルエンド部を直接冷却できるが、冷媒の届かないスロット内部の巻線は導体自身の熱伝導での冷却となる⁽⁵⁾。どちらの方式も熱伝導に依存した冷却部位が存在し、モータを小型化する時に課題となる単位面積当たりの発熱量増加への対応は容易でないと考えられる。そこで、本研究では油冷方式をベースに、スロット内部を含めたコイル全体を直接冷却する手法を開発した。本稿では最初に冷却適用技術の概要について紹介する。次にテストピースでの冷却効果のコンセプト実証、そして密閉冷却構造の課題と対応についてそれぞれ説明する。最後に試作モータによる実測試験にて効果確認をした結果を示す。

2. 冷却適用技術

2.1. 目標冷却性能

本研究では冷却性能を従来よりも2倍に向上させることを目標とした。2倍の冷却性能向上がモータの性能に与える影響を示すために推算を以下でおこなう。

まず電動車両用としてシングルモータでも十分な駆動力を確保できるように、減速機のレシオ成立範囲とフリクションのバランスを考慮して最大トルク 280 Nm, 最大出力 150 kW, 最高回転数 15,000 rpm のモータを開発すると仮定する。従来比2倍の冷却性能が実現できれば電流密度も2倍以上となり結果としてトルク密度、出力密度が従来の1.7倍以上となる。これにより従来のモータに対して体積にして40%の小型化が可能となる。

2.2. 冷却手法のコンセプト

冷却性能の向上には伝熱の式(1)より発熱体であるコイルと冷媒との間の熱抵抗を小さくすることが重要である。式(2)より熱抵抗は伝熱面積と熱伝達率で決まる。熱伝達率は伝熱が対流によるものか伝導によるものかを示す無次元量であるヌセルト数をもちいて式(3)のようにあらわすことができる。ヌセルト数は慣性力と粘性力の比を示すレイノルズ数と正の相関があり、式(4)よりレイノルズ数は流体の流速に比例する。つまり流速を増やすことで熱伝達率を向上させることができる。以上のことから伝熱面積

の増加と流速の増加による熱伝達率の向上を狙った構造を提案する。

$$Q = \frac{(T_{\text{coil}} - T_{\text{ATF}})}{R} \quad (1)$$

$$R = \frac{1}{Ah} \quad (2)$$

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (3)$$

$$Re = \frac{UL}{\nu} \quad (4)$$

Q : Amount of heat removed (W)

R : Thermal resistance (K/W)

T_{coil} : Temperature of coil (K)

T_{ATF} : Temperature of ATF (K)

A : Heat transfer area (m^2)

h : Heat transfer coefficient ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)

Nu : Nusselt number

L : Characteristic length (m)

k : Thermal conductivity (W/mK)

Re : Reynolds number

U : Flow velocity (m/s)

ν : Dynamic viscosity (m^2/s)

Fig. 1 に従来の冷却手法⁽⁶⁾について、Fig. 2 に今回開発した冷却手法について、概要と断面図をそれぞれ示す。従

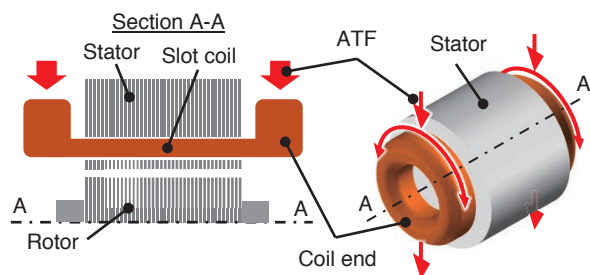


Fig. 1 Conventional motor cooling structure

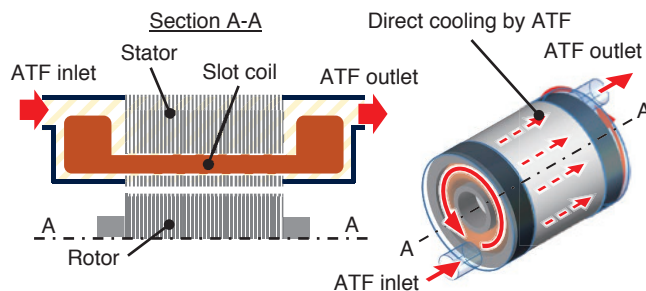


Fig. 2 Proposed cooling method

来の冷却手法ではコイルエンド部の直上から冷媒である ATF を滴下しコイルを冷却している。従来手法ではスロット内部のコイルは ATF の熱伝達ではなく、コイルエンド部からの熱伝導を利用した熱移動となり、またコイルエンド部においても ATF がかかる表面部分に伝熱面積が限定されるため、コイル全体としての抜熱量も限定される。

本研究では Fig. 2 に示すようにコイルエンド部のコイルだけではなくスロット内部のコイルも含めてコイル全体を油没させる密閉冷却構造としたことで従来比 2.2 倍の伝熱面積を確保した。さらに、片側のコイルエンド部から ATF を圧送させスロット内部を通り回転軸方向において反対側のコイルエンド部より ATF を排出することでコイルと接触する ATF の流速を増やし熱伝達率を向上させた。

3. 冷却効果のコンセプト実証

3.1. 熱流体解析

前述の冷却コンセプトの一部を模擬した熱流体解析の結果を Fig. 3 に示す。熱流体解析として CFD シミュレーションをおこなった。解析モデルは、モータステータにおける一つのスロット部のみを再現し片方のコイルエンド部から

ATF を流入させ、スロット内部を通り反対側のコイルエンド部から ATF を排出するモデルとした。また、解析条件として境界条件は Inlet 側を流速一定、Outlet 側を大気解放とし、ステータヨークの外表面とカバー外表面は熱流束ゼロとしている。コイルからの放熱を模擬するために、コイルの壁面には従来の冷却方式で使うモータの 2 倍の発熱量に相当する熱流束を与えた。

CFD 結果を見ると最高温度が巻線の耐熱温度以下であることが確認できる。また、巻線の最高温度部位は従来のようにスロット内部の巻線ではなく ATF の排出側コイルエンド部の巻線になっている。密閉冷却構造によりスロット内部のコイルを含むコイル全体を ATF で直接冷却可能とすることで、巻線の最高温度部位はステータから露出しているコイルエンド部となることを確認した。

3.2. テストピースによる確認試験

前述の CFD モデルをベースにステータの 1 スロット部を模擬したテストピースを製作した。Fig. 4 にテストピースを示す。テストピースはコイルの通電加熱のための電力供給端子を備えている。コイル端に冷媒を滴下する従来の冷却構造と、本研究で考案した密閉冷却構造をそれぞれ模擬できる構成とされている。従来の冷却構造はコイル両端のカバーから冷媒を滴下することで模擬し、カバーを一部開放することで冷媒を排出できるようにした。密閉冷却構造は Inlet 側から冷媒を供給し、スロット内コイルの隙間を通して Outlet 側から排出することで模擬した。スロット内の構造について従来の冷却構造はコイル、絶縁紙、ワニスで構成されている。密閉冷却構造はスロット内にはワニスを使用せず、コイル、絶縁紙の構成としている。

試験方法はコイルを通電加熱したときの巻線温度を計測し、従来の冷却構造と密閉冷却構造で比較した。試験条件としては冷媒である ATF の温度と流量、コイルの投入電力を両冷却構造で合わせた。

Fig. 5 に各冷却構造におけるコイル発熱時の電流密度と巻線温度の関係を示す。巻線温度はコイル長手方向に等間隔で 5 点熱電対を用いて計測し、そのうちの最高温度をプロットしている。密閉冷却構造は従来冷却構造に比べ巻線温度が低く、モータ体積を 40% 小型化した場合を考慮した投入電力である従来比 2 倍の電流密度においても最高温度が巻線の耐熱温度以下であることが確認できる。

従来の冷却構造は ATF で直接冷却できるがコイルの露出している部分のみであるため、コイルエンドは直接冷却されるがスロット中央部のコイルは相対的に冷えにくい。密閉冷却構造はスロット内を含めたコイル全体を ATF で直接冷却できるため、伝熱面積を大きくすることができ、冷却効果が大きくなったと考えられる。テストピースでの試験にてコンセプト通りの密閉冷却構造を再現することができた。

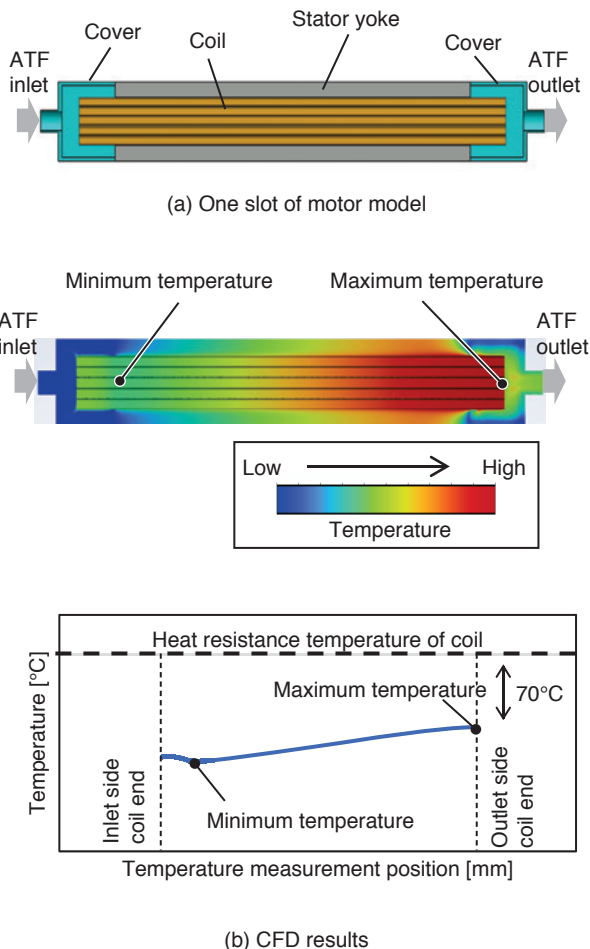
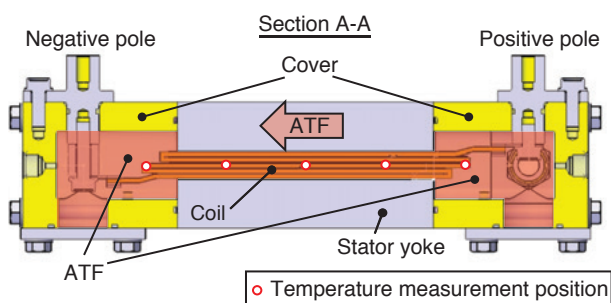
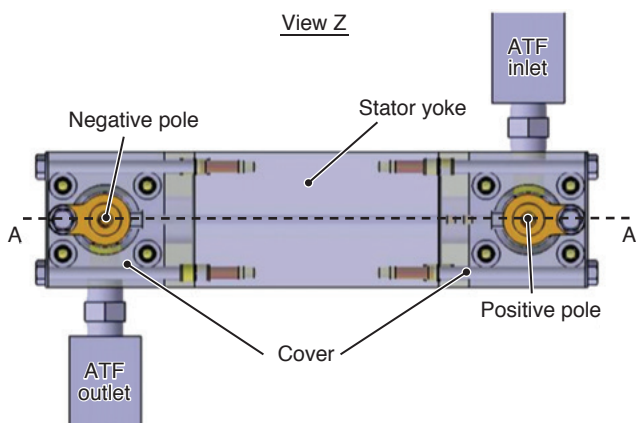
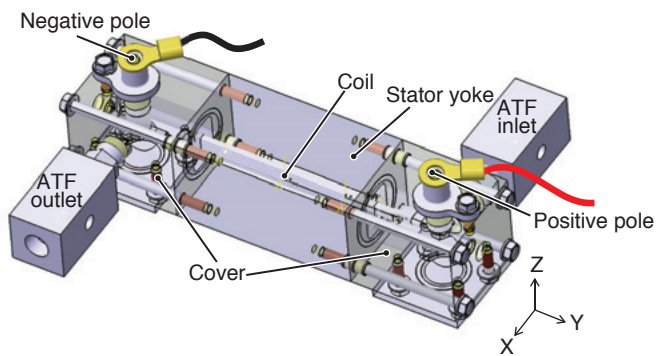
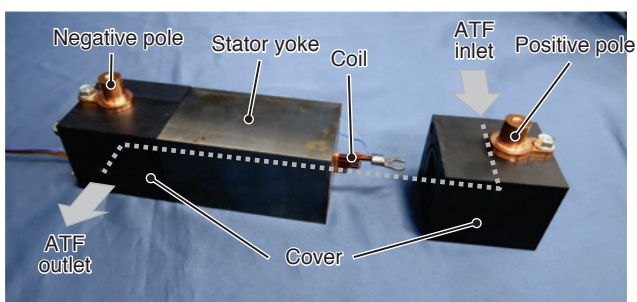


Fig. 3 Fluid analysis



(a) CAD model



(b) Actual model

Fig. 4 Test piece

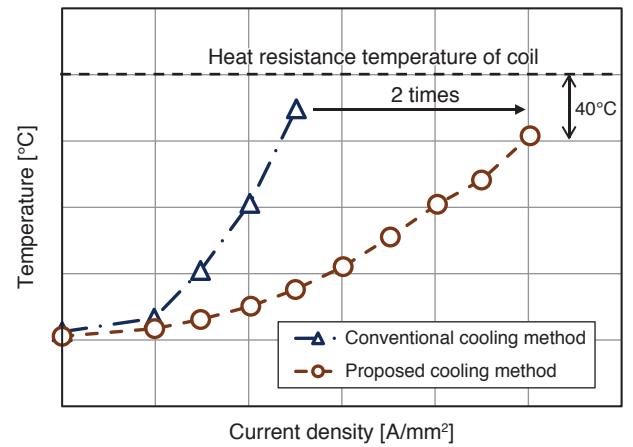


Fig. 5 Relation between current density and coil temperature

4. 密閉冷却構造の課題と対応

密閉冷却構造ではコイル全体を ATF に油没させ、ATF を流して循環させるため、実際のモータに適用する上では絶縁性を確保した上で次の三つの技術課題を解決する必要がある。

- (1) コイルとステータヨークをスロット内で固定する
- (2) スロット内に油路を形成する
- (3) コイルエンドを油密にするためカバーでシールする

三つの技術課題のうち、まず技術課題(1)、(2)について図を使って詳細を説明する。Fig. 6 に従来のモータのスロット断面図を示す。スロット内部のコイルを絶縁紙で巻くことでコイルとステータヨーク間の絶縁を確保している。この構造に対して本冷却手法を適用すると絶縁紙とコイルの間に ATF を流す必要があるため、絶縁紙の重なり

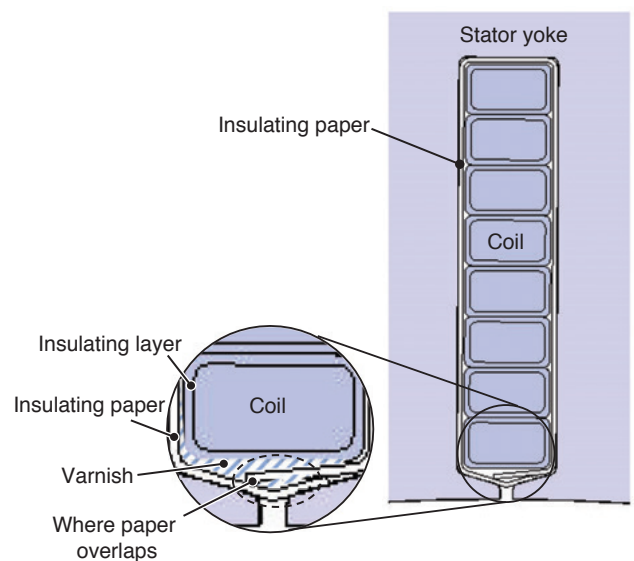


Fig. 6 Cross section of slot for conventional motor

部から ATF の漏れが発生する。また、従来のモータではスロット内部のコイルと絶縁紙とステータヨークの隙間にワニスを含浸させることで各部を固定しているため、本冷却手法に必要な ATF の流路となる空間がふさがってしまう。

課題 (1), (2) を解決するために考案した構造の概要を Fig. 7 に示す。新規に開発した絶縁紙の表面に発泡接着層を付与したシートを適用することで絶縁紙重なり部のシール性向上とワニスを使用せずにコイル固定力の確保を図った。またコイル形状をステータヨークに面している側は接触面積を広くとれるように、また、コイルに面している側は空間を大きくとれるような角部の円弧形状を持つコイルを採用することでスロット内のコイル固定力と油路を確保している。

Fig. 8 に設定したスロット内部の詳細構造を示す。角部が複数円弧から形成される特殊な断面形状を持つコイルに対して加熱によって発泡接着する絶縁紙で囲う構成となっている。コイルの角部形状は、導体間に油路とする空間が

確保されるよう、コイル近傍は円弧の複列形状とし、また絶縁紙との接着面積を広くとるよう絶縁紙と接する側の直線部をコイルと接する部分より長く設定している。

最後に技術課題 (3) について説明する。従来構造では冷媒をコイル端に滴下していたため、コイルエンド部のシールはそもそも必要無かったが、本稿で示す密閉冷却構造を形成するためには、コイルエンド部からの冷媒の漏れを防ぐ必要がある。Fig. 9 に本モータのコイルエンド部のシール構造を示す。Fig. 8 に示すステータ内径側に設けられている多数の歯のような形状をしているティース部のシールのため、ステータ端面に樹脂製のカフサポートを配置している。カフサポートと絶縁紙間は絶縁紙の発泡接着層で隙間を埋めてシール性を確保している。コイルカバーとカフサポート間には O リングを適用することでシール構造を形成した。

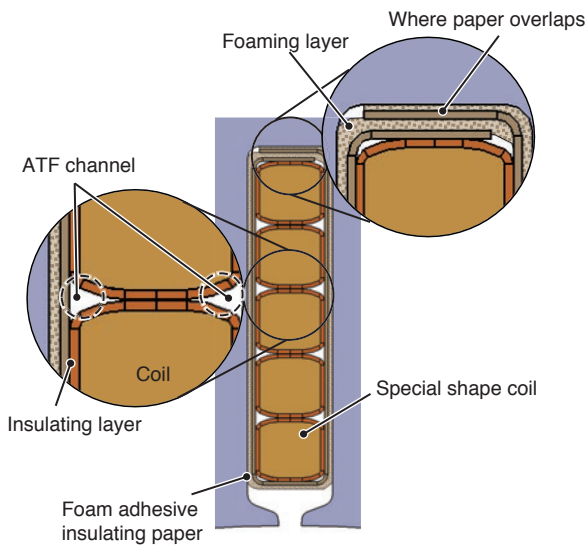


Fig. 7 Cross section of slot for proposed motor

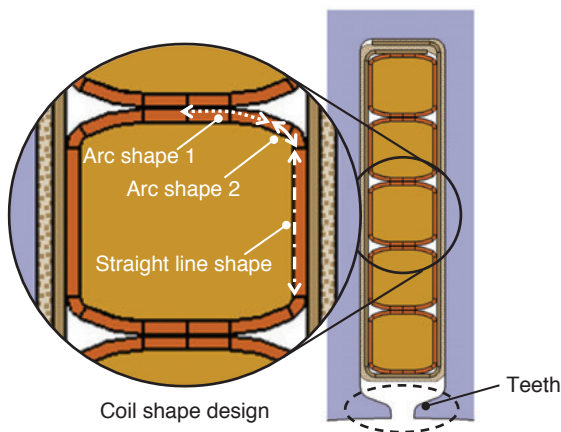


Fig. 8 Slot configuration

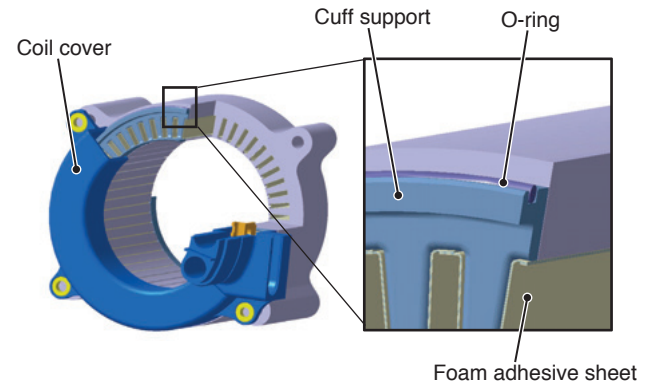


Fig. 9 Sealing structure (coil is not shown)

5. 密閉冷却構造の実証実験

5.1. 試作機の概要

Fig. 10 に試作機の外観を示す。密閉冷却構造を適用した試作モータを製作し、本冷却構造における圧力損失特性、冷却性能特性の確認をおこなった。

5.2. 基本諸元

Table 1 に本モータの基本諸元を示す。従来の 40% のサイズで同等トルクとするために電流密度は 2 倍となっている。巻線の占有面積を減少させることで、小径でありながら適切なターン数設定ができる仕様とした。

Fig. 11 に本モータに適用した磁気回路断面を示す。本モータはステータ外径が従来よりも小径である。そのため、磁石磁束に頼ったマグネットトルクが制限される。本モータでは、磁石量を確保しながらリラクタンストルクが最大となる多層円弧磁石形状を採用した。

Table 1 Motor specifications

Motor type	IPMSM
System voltage	350 V
Number of poles	8
Number of turns / slot	5
Current density	Twice conventional density
Coil type	Segment conductor

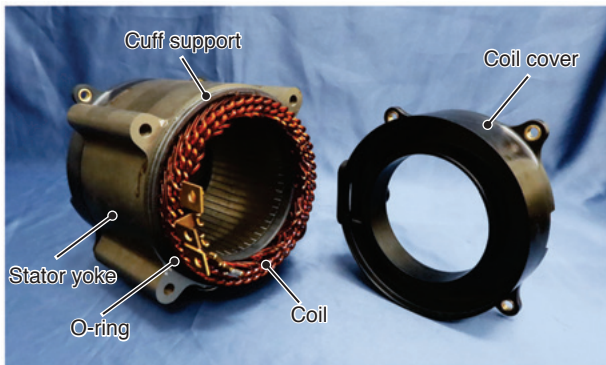


Fig. 10 Prototype motor

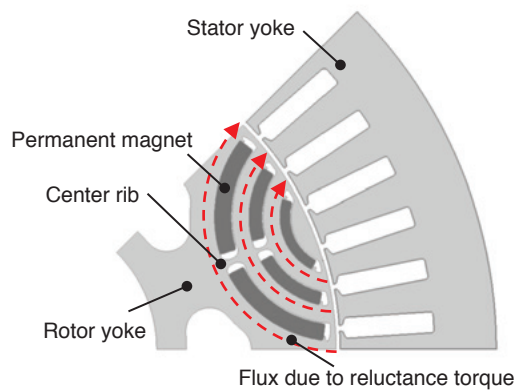


Fig. 11 Magnetic circuit model

5.3. 圧力損失特性

本冷却構造の課題として密閉構造であるため、ATFを圧送するときの圧力損失がある。スロット内部の微細な空間にATFを流すため、電動オイルポンプで圧送する必要がある。そのときの圧力損失が大きいと、大流量に対応した電動オイルポンプが必要となり、ドライブユニット全体の効率に影響してしまう。

本冷却構造における冷却油路の成立性を確認するために圧力損失の測定をおこなった。Fig. 12に流量に対する圧力損失の関係と電動オイルポンプの定格出力ラインを示す。なお、電動オイルポンプ仕様は、出力40 W、容積効率50%であり、車載用として一般的なものである⁽⁸⁾。各目標流量における圧力損失が電動オイルポンプの出力ライン以下であることから、本冷却構造においては、一般的な車載用の電動オイルポンプで圧送可能であることを確認した。

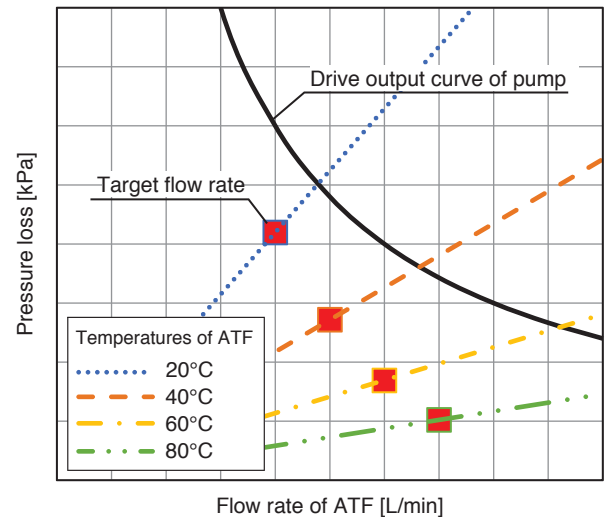


Fig. 12 Relation between flow rate and pressure loss

5.4. 冷却性能特性

試作モータと従来モータの冷却性能を比較する。従来の冷却構造と密閉冷却構造ではモータの構造含め異なる点が多いため、冷却性能を比較できるような評価方法とした。試験条件として冷媒となるATFの温度と流量は同じ条件とし、コイル温度が管理温度で平衡状態となるまでに投入できる電力のうちの銅損を冷却量として評価した。つまり銅損が大きい程、高い冷却性能を有するということになる。Fig. 13に実際にコイル温度と銅損を計測したときの時系列データの一例を示す。

Fig. 14に冷媒流量に対する冷却性能の関係を従来と比較したグラフを示す。本冷却手法により、従来手法に対して2倍以上の冷却性能となることを確認した。また、冷媒流量に対する冷却量の増加傾向が本冷却手法と従来手法で異なることがわかった。従来手法は冷媒流量に対する冷却量が飽和傾向である。これは冷媒流量を増加させてもコイルエンド滴下後に反射して飛散してしまい、冷却に寄与し

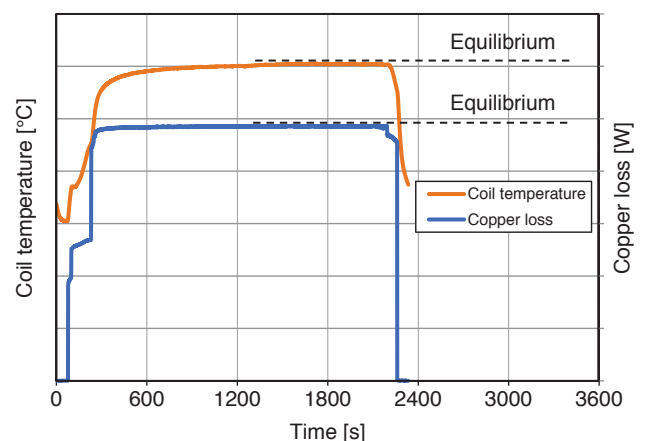


Fig. 13 Time series measurement data

ないような冷媒が増えてしまうためと考えられる。一方、本冷却構造は冷媒流量に対する冷却量が線形的に上昇する傾向である。これは油没構造であるため、冷媒流量の増加が流速の増加となり熱伝達率の増加につながるためと考えられる。本試験では、最大で冷却性能が4倍になることを確認した。

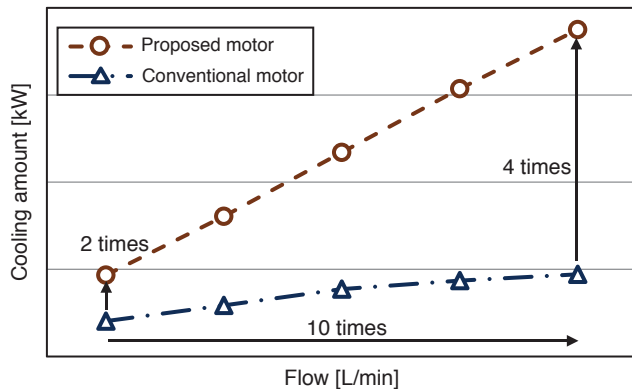


Fig. 14 Measurement of cooling capacity

6. まとめ

高電流密度によるモータ小型化を実現させるため、密閉冷却構造を開発した。また、これらを適用したテストピース、試作モータを製作し、冷却性能を実証した。

- (1) 巻線全体を油没し循環させることでコイルを直接冷却し、伝熱面積の拡大と熱伝達率の増加を実現することで、従来比2倍以上の冷却性能を達成した。
- (2) 密閉冷却構造は冷媒流量の感度が高く、冷媒流量の増加により更なる冷却性能の向上ができる。

参考文献

- (1) https://www.meti.go.jp/shingikai/enecho/shigen_nenryo/kogyo/pdf/007_03_00.pdf, (2021)
- (2) https://www.aichi-steel.co.jp/news_item/20210107_news.pdf, (2021)
- (3) 田中一郎, 屋鋪裕義, 岩本繁夫, 高丸広毅, 中山大成: 省資源型高強度電磁鋼板 SXRC の開発, まてりあ, 第49巻, 第1号, p. 29-31, (2010)
- (4) 山本建: 高回転におけるトラクションドライブと歯車の伝達性能測定 (50000rpm での性能比較), 日本機械学会論文集, Vol. 87, No. 903, 論文 No. 21-00209, p. 1-13, (2021)
- (5) 杉本慎治, 郡大祐: 水冷・油冷を併用したモータの冷却効果および損失評価の検討, 電気学会論文誌D (産業

応用部門誌), Vol. 138, No. 5, p. 378-383, (2018)

- (6) 黒木次郎, 大塚浩: SPORT HYBRID i-MMD システム用のモータと PCU の開発, Honda R&D Technical Review, Vol. 25, No. 2, p. 41-47
- (7) 上田拓, 井上順二, 加藤慎二: 密閉冷却構造を用いた小型高性能モータの開発, 自動車技術会 2022 年秋季大会学術講演会講演予稿集, No. 93-22, No. 20226043, (2022)
- (8) Liu, Y., Zhou, Y., Qu, D., Zhang, F., Bao, X.: Electric oil pump design of hybrid continuously variable transmission, IET Electric Power Applications, Vol. 13, Issue 8, p. 1089-1096, (2019)

■ 著 者 ■



加藤 慎二



上田 拓



福井健太郎



西井 文哉

インバータサージ電圧波形と環境変化が 自動車用主機モータ巻線の部分放電現象に及ぼす影響

Influence of Inverter Surge Voltage Waveform and Environmental Change
on Partial Discharge Phenomena in Automobile Main Motor Magnet Wire

久保田 誠¹

Makoto KUBOTA

塚本 能人¹

Yoshito TSUKAMOTO

伊東 悠太¹

Yuta ITO

稲葉 莉久²

Riku INABA

柳澤 岳志¹

Takeshi YANAGISAWA

要 旨

電動自動車に採用される主機モータ巻線のインバータサージ電圧による部分放電開始電圧の単体評価をおこなった。

評価に用いる電圧波形は、波形が部分放電に及ぼす影響を明らかにした上で、電動自動車のインバータ駆動時に於いて最も部分放電が発生しやすい波形条件を包含するように設定した。インバータサージ電圧を用いることで従来の正弦波電圧に対して部分放電開始電圧が22%上昇することがわかった。また主機モータが使われる環境を想定して、部分放電現象における気温、気圧、湿度といった環境因子の影響を明らかにした。以上の結果より、インバータサージ電圧を単体評価に用いることで部分放電開始電圧の上昇が期待でき、環境因子の影響を考慮した絶縁設計をおこなうことで絶縁被膜の薄膜化につなげられることを示した。

ABSTRACT

Evaluation was conducted of the partial discharge inception voltage resulting from inverter surge voltage in the magnet wire, also known as winding wire, of the main motor used in an electric-powered vehicle.

Having clarified the influence of the waveform on partial discharge, the voltage waveform used for evaluation was configured to include waveform conditions under which partial discharge is most likely to occur during operation of the inverter in an electric-powered vehicle. With use of the inverter surge voltage, it was found that the partial discharge inception voltage rose 22% higher than the usual sine wave voltage. Envisioning the environment in which the main motor would be used, the influence of the environmental factors of ambient temperature, atmospheric pressure, and relative humidity on the partial discharge phenomena was also clarified. The use of inverter surge voltage for evaluation based on the above results yields the expectation that a rise in the partial discharge inception voltage can be expected. It also indicated that insulation design that takes the influence of the environmental factors into consideration can contribute to a reduction in the thickness of the insulation film.

1. まえがき

世界では近年の環境問題意識の高まりを受けて、急速な自動車の電動化が進んでいる。日本においては1990年代後半からHybrid Electric Vehicle(HEV)が電動自動車として普及し始めている。現在では更なる環境負荷低減の要求から、再生可能エネルギーを活用できるBattery Electric Vehicle(BEV)の普及へと移り変わりつつある。

このような電動自動車においては主機モータの性能が車両の航続距離に影響することから、モータの高効率化が特に望まれる。

そのため鉄損や銅損といったモータの効率を低下させる要因となるモータ損失を抑制することが盛んに検討されている⁽¹⁾。主機モータの巻線においては、導体の断面積を増して、巻線抵抗を低減することで銅損を抑制することができる。最近では、巻線の絶縁被膜に微小な気泡を導入す

¹ 本田技研工業株式会社

E-mail: makoto_kubota@jp.honda

² 株式会社オートテックジャパン

ることで比誘電率を下げ、膜厚を可能な限り薄くして、巻線スロットにおける導体占積率を向上させた例がある⁽²⁾。⁽³⁾しかし必要以上にモータ巻線の絶縁被膜を薄くすると、巻線の絶縁性が低下して部分放電が発生してしまう。部分放電の発生は、絶縁被膜表面を侵食摩耗させ、最終的には絶縁性能低下に至ることから⁽³⁾、そのモータの巻線仕様における部分放電開始電圧 (Partial Discharge Inception Voltage: PDIV) を適確に把握して、部分放電を発生させない設計をおこなうことが必要である。また電動自動車の主機モータ巻線という性質上、巻線は車両の使用状況に応じた環境条件で使用される。高負荷運転時には温度が上昇、標高が高い地域では気圧が低下するといった、環境変化による部分放電への影響も絶縁保証を検討する上で考慮する必要がある。

電動自動車の主機モータでは、バッテリーから供給される直流電圧をインバータ素子の高速スイッチングによって断続的なパルス波状電圧に変換して印加している。パルス波状電圧の電圧立ち上がりが急峻であるため、インバータからのパルス波状電圧にはサージ電圧が重畳され、主機モータの入力端にはインバータサージ電圧となって印加される。一方、巻線の PDIV 評価では商用周波数域の正弦波電圧が適用されることが多い。その理由としては、インバータサージ電圧による PDIV 評価手法が広く普及していないことや正弦波電圧の波形が規格化しやすく汎用性があることなどがあると著者は考えている。しかしインバータサージ電圧による部分放電現象では、正弦波電圧に対して放電に至る過程が複雑で、PDIV が異なることが知られている⁽⁴⁾。

主機モータ巻線では、単体巻線としての PDIV を設定した後にモータ形状や環境条件などの PDIV 変動要因を考慮して絶縁設計をおこなっている。単体巻線の PDIV 評価を正弦波電圧で代用することで実際の主機モータでの PDIV からかい離を生じてしまうと、必要以上に安全率を確保した膜厚設計を要することになり、それが課題となっていた。

本研究ではインバータサージ電圧によるモータ巻線の PDIV 特性を明らかにすることで絶縁被膜の最適な膜厚設計を可能にして、必要な絶縁性能を確保しながら、絶縁被膜の薄膜化による主機モータの性能向上を狙いとした。

2. 目的

電動自動車の主機モータ巻線、特にセグメントコンダクタ用の厚膜平角線⁽⁵⁾の絶縁設計を検討するにあたり、これまで十分に明らかになっていない次の(1)から(4)の項目について明確にすることを目的とした。

- (1) インバータサージ電圧波形の形状影響
- (2) 印加電圧を正弦波電圧からインバータサージ電圧に

代えることによる PDIV 影響

- (3) 温度および気圧から推定される気体密度と PDIV の相関

- (4) 湿度と PDIV の相関

3. 評価方法

3.1. 試料

PDIV 評価の試料には、比誘電率 $\epsilon_r = 3.0$ であるポリイミドを絶縁被膜材とした厚膜平角線を用いた。被膜厚さは $120\ \mu\text{m}$ とした。ポリイミドは雰囲気湿度に応じて水分を吸放湿する特性があり、その特性が部分放電に影響を及ぼすことから、PDIV 測定前には実験室の雰囲気環境に近い 25°C 、 50% RH に調整した恒温恒湿槽の中で試料を安定化处理して、試験中におけるポリイミド絶縁被膜の水分含有率の変化を抑制した。なお、放電試験を実施する時の雰囲気環境についても、温度および湿度の影響を検証する場合を除き、 25°C 、 50% RH を基本条件とした。

3.2. PDIV 試験片

巻線の PDIV 評価は被膜絶縁された2本の巻線を接触させた状態で保持して、1本は接地、もう1本には徐々に高電圧を印加していくことで巻線間に強電界空間を生じさせ、部分放電が発生した時の印加電圧値を評価する試験である。

部分放電の発生は、パッシェンの法則⁽⁶⁾に従って2本の巻線の絶縁被膜間に形成された僅かな気体隙間で発生する。これは固体と気体の比誘電率の差異から比誘電率の小さな気体部で電界強度が強められるためである。この部分放電が発生する空間を電界ギャップ空間といい、部分放電現象を検討する上で重要な因子となる。

本研究においては、電界ギャップ空間の形状的な再現性を得るため、Fig. 1 右側に示すような新しい試験片形状を採用した。新しい試験片形状は直線形状と一定曲率形状を有する2本の巻線から構成され、それぞれの巻線自体が僅かにしなるような状態で接触することで、常に一点且つ一定面圧で接触するようにホルダで保持されている。本研究においては、この試験片を単一Rペア試験片と呼び、部分放電の評価に採用した。

Fig. 1 では従来のアローペア試験片と単一Rペア試験片に PDIV 以上の電圧を印加して部分放電が発生させた様子を示している。部分放電が発生している部位は電子と気体分子との衝突により電界空間が紫色に発光するため、色の変化によって放電発生部位を知ることができる。アローペア試験片では2本の巻線を背合わせにした直線部から分岐する又部まで広範囲で部分放電が発生している。部分放電が発生する部位が広範囲にわたると、試験片が複数個ある場合は電界ギャップ空間の形状再現性を確保することが容

易ではなく、測定ばらつきの要因となってしまう。単一Rペア試験片では直線形状と一定曲率形状から形成される比較的狭小範囲で部分放電が発生するため、電界ギャップ空間の形状再現性を高めることが可能であり、測定ばらつきを抑制することができる。

3.3. PDIV 評価手法

Fig. 2にPDIV評価装置の概要を示す。インバータ装置の出力端に単一Rペア試験片を接続して、それと並列になるように部分放電検出器が接続されている。単一Rペア試験片で部分放電が発生するとコンデンサCkの電荷バランスが崩れて電荷移動が起こり、検出インピーダンスZの両端に電圧が発生する。この電圧から印加電圧起因の周波数成分のノイズをフィルタ処理することで部分放電信号をよ

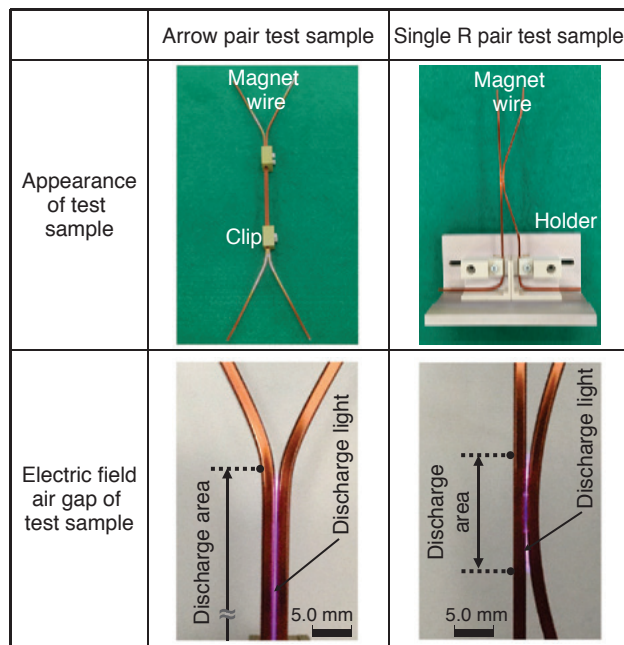


Fig. 1 Appearance of arrow pair test sample and single R pair test sample

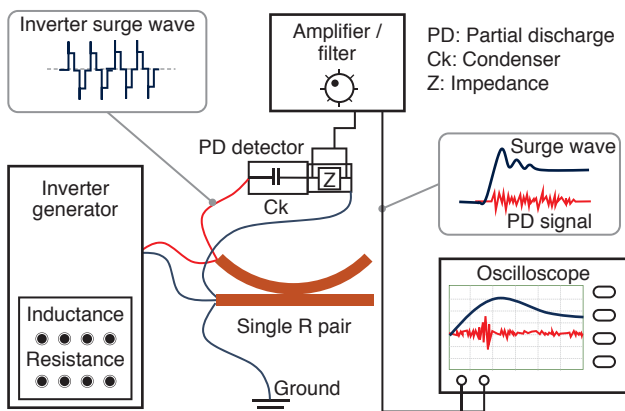


Fig. 2 Schematic diagram of PDIV measurement system

り明確に検出している。放電の電荷量の定量化にはあらかじめ取得しておいた検出電圧と電荷量の校正値から換算して求めた。

Fig. 3に印加電圧と放電電荷量と時間の関係の測定例を示す。印加電圧が設定ピーク値である1.5 kVに到達する直前の0.55 μ sのタイミングで部分放電の信号が現れている。印加電圧の立ち上がり部である0.1 μ sのタイミングでフィルタで除去できなかったインバータ素子のスイッチングノイズ信号が現れているが、部分放電が発生する時間的位相と異なるため、測定の障害にはならない。本研究におけるPDIVの判定基準は、放電1回あたりの電荷量が100 pC以上である部分放電を、所定の確率以上で発生した時とした。なお、電荷量の値の設定については明確な標準規格が存在しないため⁽⁷⁾、正弦波電圧のPDIV測定で一般的に採用されている電荷量と同じにした。

Fig. 4は巻線間の電界空間で発生した初期電子が、放電の初期段階である電子がだれへと成長する過程を示している。

- (a) 電界空間や被膜から初期電子が発生
- (b) 電界によって初期電子が加速され、気体中の水分子や固体被膜表面と衝突して新たな電子を発生
- (c) 増倍した電子を先頭に電子群と正イオン群からなる電子がだれへと成長

Fig. 3で示されるインバータサージ電圧による部分放電

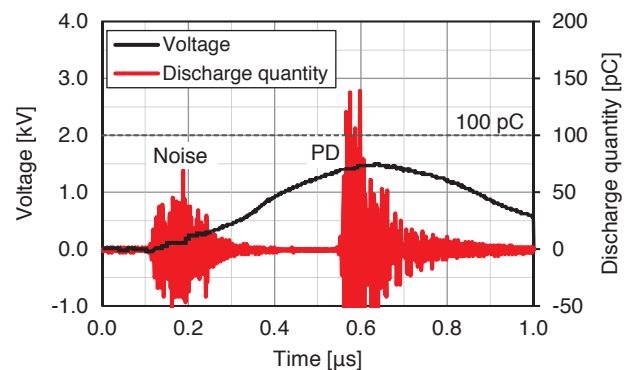


Fig. 3 Example of measurement of applied voltage and discharge quantity

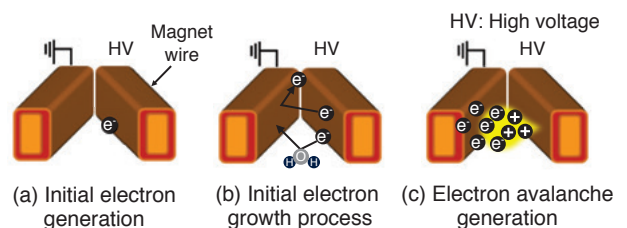


Fig. 4 Process of initial electron growth to electron avalanche

においても極めて短時間内の現象ながら、同様の過程を経て放電に至る⁽⁴⁾。インバータサージ電圧による部分放電現象では、電圧波形や環境条件といった影響要因によって初期電子の発生から電子なだれへの成長過程が変化することから、その影響を明確にすることが重要となる。

4. 評価結果

4.1. インバータサージ電圧波形の PDIV 影響

主機モータを駆動するための電圧波形は Fig. 5(a) に例を示すように Pulse Width Modulation (PWM) 変換によって矩形パルス波形を呈しており、インバータは主機モータへの出力要求に応じてその形状を変化させる。更にこの矩形パルス波は、インバータ素子の特性や電源ケーブルと主機モータのインピーダンス不整合などの構造的影響を受けて、その主機モータ固有のインバータサージ波形へと変化する。そのパルス波形は、パルス幅 W 、周波数 f 、パルス立ち上がり時間 Tr (ピーク電圧値の 10% から 90% まで立ち上がりに要する時間) といった特徴量で表わされる。それぞれの特徴量の定義を Fig. 5(b) に示す。

そこで特徴量が PDIV に及ぼす影響を検証するため、実際の電気自動車のインバータが出力する波形条件と評価装置の対応範囲を加味して、Table 1 に示すパルス幅、周波数、パルス立ち上がり時間をパラメータに設定して、各パラメータの PDIV への影響感度の評価をおこなった。

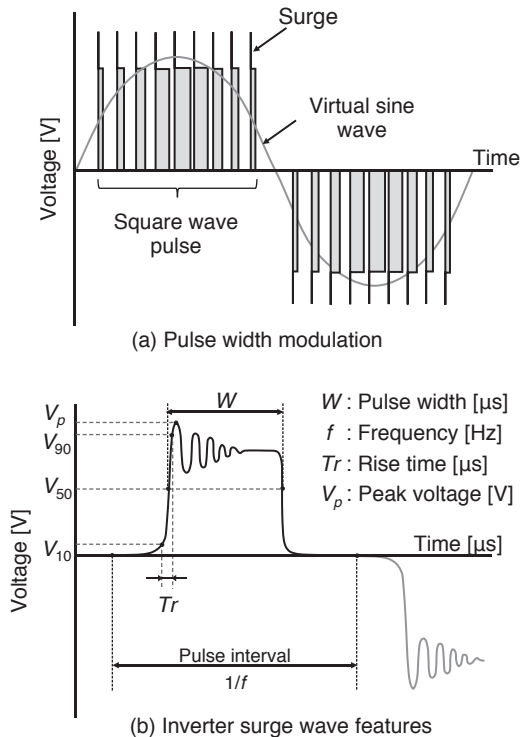


Fig. 5 Square wave pulse controlled by PWM and inverter surge wave features

Table 1 Test conditions for pulse width, frequency, and rise time

Scope Test	Pulse width W [μs]	Frequency f [kHz]	Rise time Tr [μs]
Condition 1	1-500	1.0	0.06
Condition 2	10	0.1-50	0.06
Condition 3	10	1.0	0.06-0.35

4.1.1. パルス幅 W

Fig. 6 にパルス幅 W を 1 から 500 μs で変化させて PDIV との相関を測定した結果を示す。パルス幅 100 μs 以下の領域においてはパルス幅 W が長くなることで PDIV を低下させる影響がある。

4.1.2. 周波数 f

Fig. 7 に周波数 f を 0.1 から 50 kHz で変化させて PDIV との相関を測定した結果を示す。周波数 f が高くなることで PDIV を低下させる影響がある。

4.1.3. パルス立ち上がり時間 Tr

Fig. 8 にパルス立ち上がり時間 Tr を 0.06 から 0.35 μs で変化させて PDIV との相関を測定した結果を示す。パルス立ち上がり時間 Tr が長くなることで PDIV を低下させる影響がある。

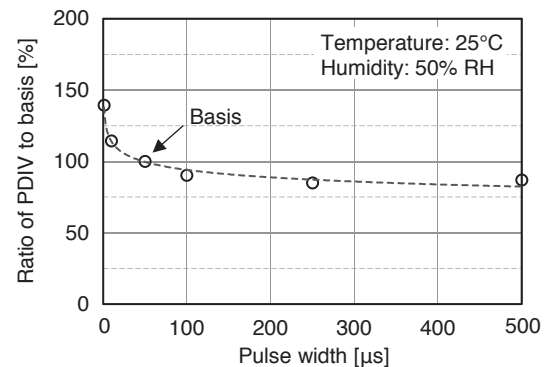


Fig. 6 Relationship between PDIV and pulse width as inverter surge voltage wave features

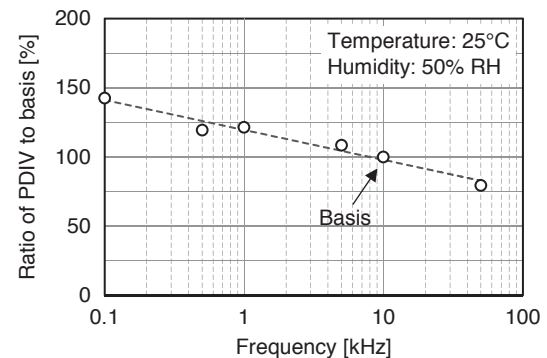


Fig. 7 Relationship between PDIV and frequency of pulse as inverter surge voltage features

4.2. 正弦波電圧とインバータサージ電圧の電圧波形の PDIV 影響

正弦波電圧とインバータサージ電圧の電圧波形の影響を検証するために、同一巻線を用いて両者の電圧波形で PDIV 評価をおこなった。インバータサージ電圧の波形条件を設定するにあたり、4.1. 節で得られたそれぞれの特徴量における PDIV を低下させる傾向を踏まえて、絶縁保証の観点から実際の電動自動車のインバータが出力する電圧波形を包含する形で、最も PDIV を低下させる電圧波形を設定した。その結果を Fig. 9 に示し、これを本研究におけるインバータサージ電圧の基本条件とした。

Fig. 10 に PDIV を比較した結果を示す。インバータサ-

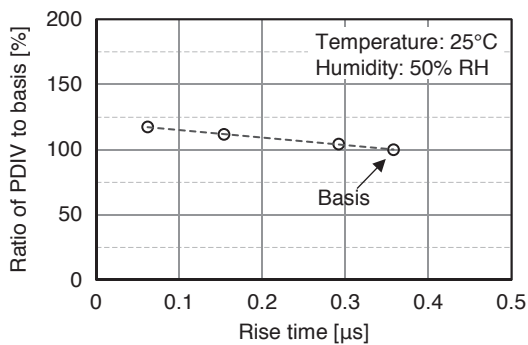


Fig. 8 Relationship between PDIV and rise time of pulse as inverter surge voltage features

	Sine wave voltage	Inverter surge voltage
Waveform image		
Waveform specifications	Waveform: Sine Frequency: 60 [Hz]	Waveform: Bipolar pulse Pulse width: 50 [μs] Frequency: 10 [kHz]

Fig. 9 Basic conditions of sine wave voltage and inverter surge voltage

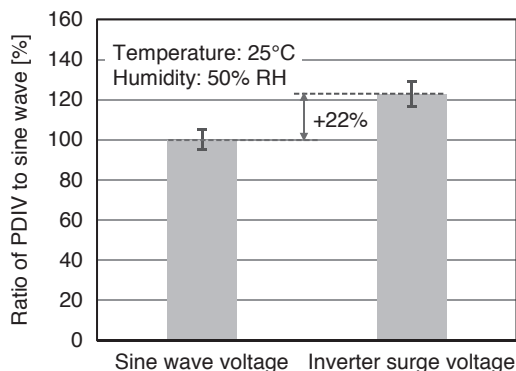


Fig. 10 Comparison of PDIV between sine wave voltage and inverter surge voltage

ジ電圧での PDIV は、正弦波電圧に対して 22% 上昇する結果となった。これはインバータサージ電圧を絶縁被膜の設計に導入することで、従来に対して PDIV で 22% 分の絶縁被膜の薄膜化が可能であることを示している。この PDIV が上昇した要因としては、Fig. 11 に示すように正弦波電圧とインバータサージ電圧では部分放電が発生し得る高電圧領域の印加時間長さが異なるためである。高電圧領域の印加時間長さに着目すると、正弦波電圧では ms 単位であるため、電界空間に生じた初期電子が電子なだれに成長するまで電圧印加が維持されている。一方、インバータサージ電圧では ns 単位であるため初期電子が電子なだれに成長する前に印加電圧が消失してしまう場合がある。

4.3. インバータサージ電圧における環境影響

インバータサージ電圧による部分放電発生においては、電界空間における初期電子の発生確率や電子なだれへと成長する過程が要因となるが、これら要因は環境条件の影響を受けてしまう。そのため、部分放電現象に影響を及ぼす環境因子と PDIV との相関を把握することは、絶縁保証を検討するにあたり重要である。本研究では環境因子として気温、気圧、湿度を抽出して、PDIV との相関を検証した。

4.3.1. 温度と気圧の PDIV 影響

温度と気圧の PDIV 影響を検証するために、温度と気圧から気体密度を推定して、PDIV との相関を求めた。

気体密度の推定は式 (1) の状態方程式を用いて、式 (2) に変換することでおこなった。理想気体においては温度と気圧の間には状態方程式が成立する。実存気体においても低温あるいは高圧の高密度状態を除けば理想気体の特性に類似するため、ここでは状態方程式が成立するものと仮定して検討した。

$$\text{状態方程式: } PV = nRT \quad (1)$$

$$\text{気体密度: } \frac{n}{V} = \frac{1}{R} \times \frac{P}{T} \quad (2)$$

P : 圧力

V : 体積

n : モル数

R : 気体定数

T : 温度

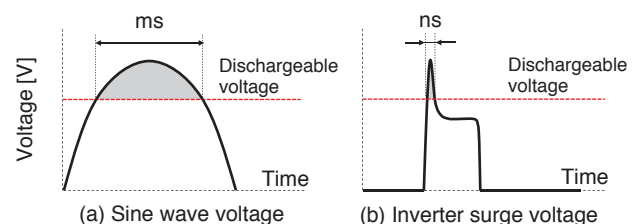


Fig. 11 Comparison between dischargeable times of sine wave voltage and inverter surge voltage

測定の条件は実機モータの作動環境と評価装置の対応範囲を加味して、気圧を大気圧一定にした状態で温度を 40 から 170℃ に変化させた場合、温度を 25℃ に一定にした状態で気圧を 0.1 から 1.0 atm に変化させた場合として、湿度に関しては 30% RH 以下の範囲に収めた。気体密度と PDIV の相関の測定結果を Fig. 12 に示す。

この結果より、気体密度の増加は PDIV を上昇させる。また気圧制御による測定プロット線と温度制御による測定プロット線では湿度条件が異なることによる PDIV の値のずれは認められるものの、気体密度変化に対する PDIV 影響感度は同じであることが明らかになった。

これは気体密度変化による PDIV 影響の要因が、初期電子の運動の障害物となる気体粒子数の変化によって主に生じているためである⁽⁸⁾。気体密度が減少して電子の自由行程が長くなると、電界空間における電子が十分に加速され、電子と気体粒子との衝突や、更に衝突によって発生した陽イオンと固体被膜との衝突が盛んに起こり始める。それによって電界空間における新たな電子が発生して放電が容易となり、PDIV を低下させることになる。

4.3.2. 湿度の PDIV 影響

湿度の PDIV への影響を検証するために、湿度を 10 から 95% RH で変化させて PDIV との相関を測定した結果を Fig. 13 に示す。測定雰囲気は温度を固定した状態で湿度を広範囲に制御可能な 40℃、大気圧とした。

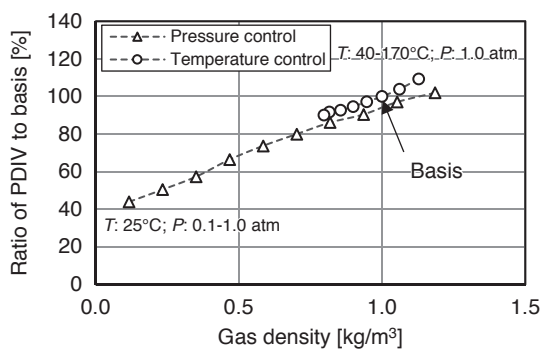


Fig. 12 Relationship between gas density and PDIV

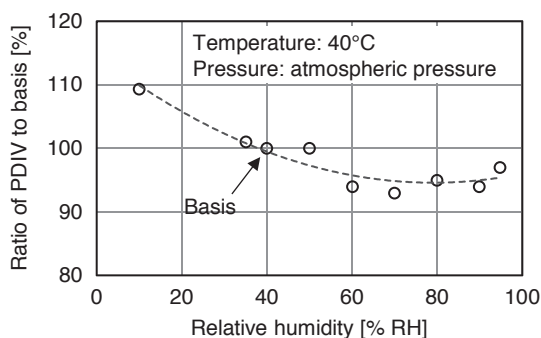


Fig. 13 Relationship between relative humidity and PDIV

Fig. 13 より、10% RH の乾燥状態から湿度を上昇させていくと、PDIV は低下する傾向が認められた。これは湿度が高くなることで電界ギャップ空間に浮遊する水分子が増加して、それらが最終的には酸素負イオンやその水和物といった初期電子の発生源になるためである⁽⁹⁾。しかし、湿度の上昇にしたがって低下傾向であった PDIV が 60% RH 以上の高湿度環境では低下傾向が見られなくなった。

湿度の上昇によって放電が発生しやすい環境が整うにも関わらず、60% RH 以上の高湿度環境において PDIV の低下傾向が見られなくなる現象には他の影響要因が働いていることが示唆される。

5. 高湿度環境における PDIV 挙動の考察

5.1. 湿度影響の一般的な見解との相違

樹脂絶縁材を被膜とする巻線の湿度と PDIV の相関に関しては多くの報告⁽⁵⁾、⁽¹⁰⁾がなされており、湿度の上昇は PDIV を低下させるというのが一般的な見解となっている。しかしながら、本研究のインバータサージ電圧を用いた検証においては、Fig. 13 に示すように 60% RH 以上の高湿度環境では PDIV の低下傾向が見られなくなった。この原因としては、高湿度環境では絶縁被膜表面に何らかの物性変化が生じて、初期電子の発生が阻害されることが推定される。そこで湿度と放電の電荷量および絶縁被膜の表面抵抗率について検証した。

5.1.1. 湿度と放電電荷量

湿度と初期放電の電荷量の相関を Fig. 14 に示す。ここでは微小な電荷量の放電も評価可能とするため、PDIV の電荷量の判定基準である 100 pC に満たない微小な電荷量の放電も測定対象とした。測定雰囲気は 40℃、大気圧として、初期放電 1 回あたりの電荷量はサンプリングした 10 回の初期放電の電荷量の平均値から求めた。すると、湿度が 19% RH では 1506 pC あった初期放電の電荷量が、湿度が 85% RH では 53 pC まで減少していた。このことから高湿度環境では部分放電が発生したとしても、低湿度時

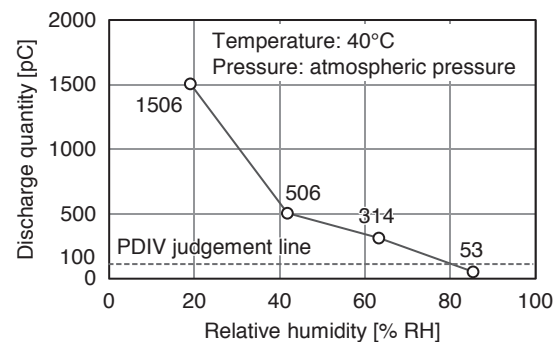


Fig. 14 Relationship between relative humidity and initial discharge quantity per one discharge signal

のような大きな電荷量を伴った放電まで成長せず、比較的に電荷量の小さな放電にしか成長しないことがわかった。このことによって PDIV の判定電荷量を 100 pC と設定した場合、高湿度環境では PDIV の判定電荷量を満たす部分放電の発生確率が低下して、PDIV の低下傾向が抑制されると推定される。

5.1.2. 表面抵抗率と電界強度シミュレーション

湿度が上昇することで初期放電の電荷量が減少することが明らかになったが、その要因について推定した。

高湿度環境では絶縁被膜表面に水分が付着して、表面抵抗率が変化していることが想定される。表面抵抗率の変化は電界ギャップ空間の電界強度に影響を及ぼす。そこで絶縁被膜上に水分膜が存在しない場合と 1.0 μm の厚さの水分膜が存在する場合で電界ギャップ空間に生じる電界強度のシミュレーション解析をおこなった。

解析においては単一 R ペア試験片の放電部位をモデルとして用いた。解析条件として絶縁被膜の厚さ 120 μm 、印加電圧 1.5 kV、水分の電気伝導率を清浄度が異なる水を想定して 5.0×10^{-6} S/m と 5.0 S/m の 2 水準に設定した。シミュレーション解析結果を Fig. 15 に示す。解析結果より、水分膜の存在によって巻線間の電界ギャップ空間に形成される電界強度が緩和されることがわかった。更に水分の電気伝導率が上昇するとその傾向は強まることが明らかになった。このことから高湿度環境では絶縁被膜上に水分膜が形成されて電界緩和が発生することで、初期放電の電荷量が減少する要因の一つとなっていることが推定される。

5.1.3. 湿度と表面抵抗率の測定

絶縁被膜の表面抵抗率の低下が電界ギャップ空間の電界緩和を発生することがシミュレーションから推定されたため、実際のポリイミドフィルムを用いて湿度と表面抵抗率の相関を検証した。Fig. 16 に試料と測定方法を示す。評価には 120 μm 厚さのポリイミドフィルムを用いて、金 (Au) スパッタにて電極を作製した。フィルムは 100°C の乾燥炉であらかじめ絶乾状態になるように調整した後、温度を 40°C、湿度を 30 から 95% RH で変化させて表面抵抗率を測定した。

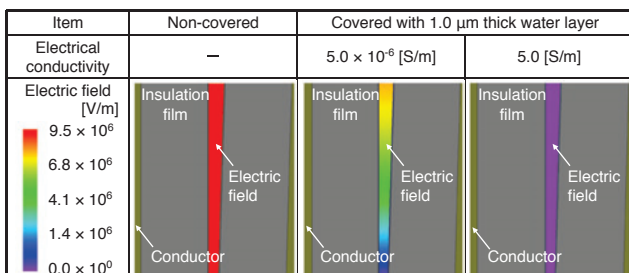


Fig. 15 Simulation of electric field strength at air gap with 1.0 μm thick water layer on insulation film

Fig. 17 に湿度とポリイミドフィルムの表面抵抗率の相関を示す。湿度が上昇するにしたがってポリイミドフィルムの表面抵抗率が低下する傾向が認められた。また本試験条件においては、湿度が 50 から 65% RH の範囲で急激に低下することが明らかになった。

これは湿度が上昇することで雰囲気中の水分子がポリイミドフィルム表面に吸着して、最終的には複数層からなる水分膜を形成していることが推定される。水分膜にはイオンが含まれることから表面抵抗率を低下させる。このことから高湿度環境では水分付着による表面抵抗率の低下により電界緩和が発生して、PDIV の低下傾向が見られなくなると推定される。

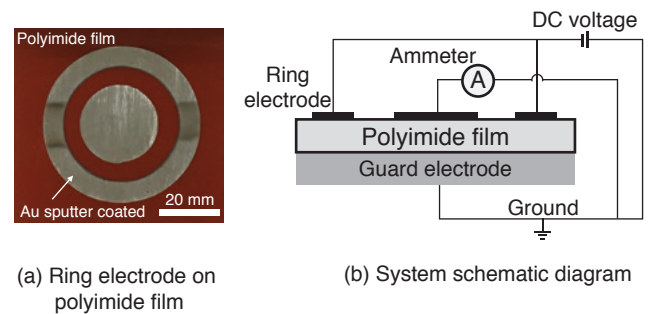


Fig. 16 Surface resistivity measurement method

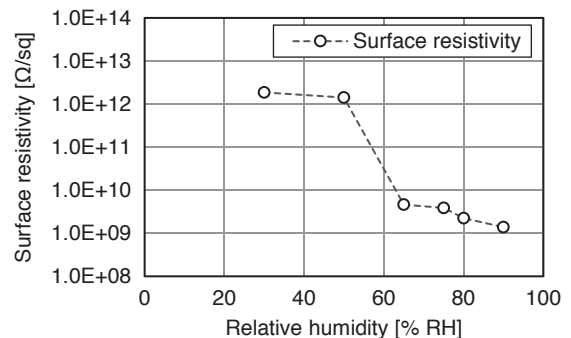


Fig. 17 Relationship between surface resistivity of polyimide film and relative humidity

6. まとめ

本研究によって、これまで十分に明らかにされていなかった主機モータ巻線のインバータサージ電圧による PDIV 特性について、以下の知見を得ることができた。

- (1) インバータサージ電圧の特徴量であるパルス幅、パルス立ち上がり時間が長くなること、また周波数が高くなることで PDIV を低下させる影響がある。いずれの特徴量も高電圧領域の印加時間が長くなることで、電界空間に発生した初期電子から電子なだれへの成長を促進することが要因である。

- (2) 実際の主機モータに印加されるインバータサージ電圧を想定した PDIV 評価では、正弦波電圧による PDIV に対して 22% 上昇した。これによって絶縁被膜の薄膜化が可能であることを示した。
- (3) 温度と気圧は気体密度に換算することで単一影響因子として扱え、気体密度の増加は PDIV を上昇させる。電動自動車の主機モータが使用される環境を想定すると、温度よりも気圧による PDIV の影響が大きい。
- (4) 湿度が 10 から 60% RH に上昇することで、PDIV が 15% 低下した。しかし 60% RH 以上では PDIV の低下傾向が見られなくなる。これは湿度の上昇によって絶縁被膜の表面抵抗率が低下して、電界ギャップ空間における電界緩和が発生したことが要因の一つである。

参考文献

- (1) 高畑良一, 古賀誉大, 浅野能成, 堀充孝, 伊東悠太, 下垣好文: 小型・軽量・高効率化を支える支援要素技術, 2021 年電気学会産業応用部門大会講演論文集, 論文 No. 3-S12-6, (2021)
- (2) 金子遼太郎, 西山忠夫, 梓沢慶介: HEV モータ用マグネットワイヤ絶縁被膜の低誘電率化, Honda R&D Technical Review Vol. 32, No. 2, p. 125-131
- (3) 太田慎弥, 山内雅晃, 溝口晃, 吉田健吾, 田村康: HEV/EV 用駆動モータ向け平角線の開発, SEI テクニカルレビュー, 第 194 号, p. 41-45, (2019)
- (4) 清水郁伸, 謝鵬, 早川直樹, 大久保仁: Volume-Time 理論を用いたインバータサージ電圧下における部分放電開始電圧の解析と実証, 電気学会研究会資料, 放電研究会 2010(1), p. 5-10, (2010)
- (5) 武藤大介, 大矢真, 青井恒夫, 上野孝弘: 巻線の部分放電現象に関する研究, 古河電工時報, 第 133 号, p. 11-18, (2014)
- (6) 大久保仁: 高電界現象論 一基礎と応用一, オーム社, p. 35-36, p. 291-297, (2011)
- (7) 木村健, 匹田政幸: インバータサージと国際規格, 電気学会誌, Vol. 126, No. 7, p. 419-422, (2006)
- (8) 石井彰三: 大気圧付近における放電の基礎, プラズマ・核融合学会誌, 第 70 巻, 第 1 号, p. 61-66, (1993)
- (9) 梶武文, 浅井洋光, 小島寛樹, 早川直樹: インバータサージ電圧下における巻線の部分放電開始電圧に及ぼす温度および湿度の複合的影響, 電気学会論文誌 A, Vol. 139, No. 1, p. 30-37, (2019)
- (10) IEC TS 61934:2011, Electrical insulating materials and systems - Electrical measurement of partial discharges (PD) under short rise time and repetitive voltage impulses, (2011)

■ 著 者 ■



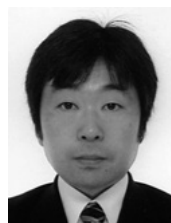
久保田 誠



伊東悠太



柳澤岳志



塚本能人



稲葉莉久

ガウス過程回帰モデルを用いた 燃料電池スタック出力予測モデル

Fuel Cell Stack Power Prediction Model Using Gaussian Process Regression Model

小林 諒¹
Ryo KOBAYASHI

古澤 宏一郎¹
Koichiro FURUSAWA

梅澤 健輔¹
Kensuke UMEZAWA

要 旨

燃料電池スタックの各制御パラメータを考慮したスタック出力予測モデルは、実車相当のシステムにて各補器の制御を最適化設計する上で不可欠である。しかしながら、スタック出力を定量的に予測するモデルの構築には燃料電池内部の材料や構造に関する多くのデータを要する上に、内部の現象も複雑なため大規模なモデル化が必要となる。本研究では実験計画法の一つである空間充填法を用いて、効率的にデータを取得した。取得したデータをもとにガウス過程回帰を用いることで、スタック性能およびスタック各部の温度や圧力を短い計算時間で予測できるモデルを作成した。さらにこのモデルを使ってスタック出力の最大化する運転条件を計算で求め、試験によって検証することで、限られた試験データからスタックの性能検討に使える出力予測モデルが得られることを明らかにした。

ABSTRACT

A fuel cell stack power prediction model that takes into consideration the various stack control parameters is important in the optimization design of the controls for each item of auxiliary equipment in a system equivalent to that of an actual vehicle. However, creating a model for quantitative prediction of stack power requires large amounts of data concerning the materials and structure inside the fuel cell. Moreover, since the internal phenomena are complex, large-scale modeling is necessary. For this research, a design of experiment method known as the space filling technique was used to acquire data efficiently. With the acquired data as a basis, the use of Gaussian process regression made it possible to create a model capable of predicting stack performance as well as the temperature and pressure in the various parts of the stack in a short computation time. It was also made clear that this model could be used to calculate operating conditions that would maximize stack power, and verification by testing showed that it would be possible to obtain a power prediction model that could be used to investigate stack performance from a limited amount of test data.

1. 序論

1.1. 背景

水素 (H_2) を燃料とし化学エネルギーを直接電気エネルギーへと変換する固体高分子型燃料電池 (Fuel Cell: FC) は、内燃機関に対してエネルギー効率がよく、また運転中の排出物が水のみであることから環境負荷が低い発電デバイスとして、乗用車やトラック、工場用のバックアップ電源など、多岐にわたった活用が期待されている⁽¹⁾。特に自動車業界においては各国の法規制に伴う電動化によって、環境負荷の低い FC 自動車の開発が進んでいる。しかしながら、FC 自動車の普及率は低く、理由としてインフラ整備

が十分でないことや FC スタックのコストが高いことが挙げられる^{(2), (3)}。FC スタックの低コスト化には限られた触媒量および電極面積にて必要な出力や耐久性を達成することが必要である⁽³⁾。よって、材料の開発や出力の向上を目的とした制御最適化などが必要とされる。

発電環境下でのガス、温度および発電により生成される水に応じて FC スタック内での電流分布や電気化学反応の活性が変化し、結果としてスタック性能が変化するため、制御に対するスタック性能予測を目的としてスタック内環境を数理モデリングにて再現する研究が複数おこなわれている^{(4), (5)}。FC スタックの数理モデリングをおこなう場合、それぞれの複数のパラメータが互いに影響しあうた

¹ 先進パワーユニット・エネルギー研究所
E-mail: ryo_01_kobayashi@jp.honda

Table 1 Definition of input and output parameters

	Anode				Cathode			Coolant			Electrical
Input parameter	Flow rate (An_Q)	Relative humidity (An_RH)	Pressure (An_P)	N ₂ concentration (An_N2)	Flow rate (Ca_Q)	Pressure (Ca_P)	Relative humidity (Ca_RH)	Flow rate (Co_Q)	Pressure (Co_P)	Temperature (Co_T)	Current density (CD)
Output parameter	Differential pressure (An_dP)				Differential pressure (Ca_dP)			Outlet pressure		Outlet temperature	Power

め、モデリングは複雑なものとなる。さらに物理現象に応じた各理論式の理解や各種材料の物性値などが必要となる⁽⁶⁾。よって、材料やFC構造を変更するたびに複数のパラメータ取得のために正確な計測や係数のフィッティングが必要となる。

他のモデリング手法として、人工知能技術の発展に伴い、機械学習を用いたモデリングの研究が増加している⁽⁷⁾。機械学習によるFCスタック性能モデリングの利点として、複雑なスタック内部の流体や水の状態をシミュレーションすることなくモデリングが可能なが挙げられる。

教師有り学習は機械学習の一種であり、計測データの特徴量に対して適切に入力と出力のラベリングをすることでデータを学習し、モデル作成をおこなう。教師有り学習の機械学習の一種である人工ニューラルネットワークを用いたスタック出力予測モデルの精度は高く、定量的な性能予測が可能である^{(8), (9)}。しかし、人工ニューラルネットワークを用いた性能予測モデル作成には、大量の計測データが必要である。また、参考文献^{(8), (9)}ではいずれも説明変数が5個程度であり、説明変数の分布も変数ごとに3水準程度と限られているため、スタック出力を精度良く予測可能な範囲も限られる。そこで、本研究では実験計画法 (Design of Experiment: DoE) によって効率的に取得した計測データからガウス過程回帰⁽¹⁰⁾を用いて入口制御パ

ラメータとなる11変数に対するFCスタックの出力および差圧、出口温度についての予測モデルを作成した。作成したスタック出力予測モデルにて出力向上を目的とした制御パラメータ変数の全体最適化をおこない、スタック出力が向上することを実機にて検証した。少ないトレーニングデータを用いたガウス過程回帰によるスタック出力予測モデルは出力向上のための制御検討に活用できることを明らかにした。

1.2. スタックモデル化の概要

本研究にてガウス過程回帰モデル作成にあたり評価したスタックの概要を Fig. 1 に示す。

まず効率的に機械学習用のトレーニングデータを取得するため、DoEである空間充填法⁽¹¹⁾を用いて、実験条件を定めた。また、全自動で実験およびデータ前処理が実施できる装置を構築した。これはFCスタックを装置に設置するだけで、実験条件作成・実験・実験データ取得・データ整理をおこなうものである。全自動評価システムで取得した実験データを用いて、FCスタックの機械学習統計モデルをガウス過程回帰で作成した。作成したモデルの入力および出力を Table 1 に示す。実験計画の立案およびガウス過程回帰モデルの作成にはETAS社製のETAS ASCMOを用いた。

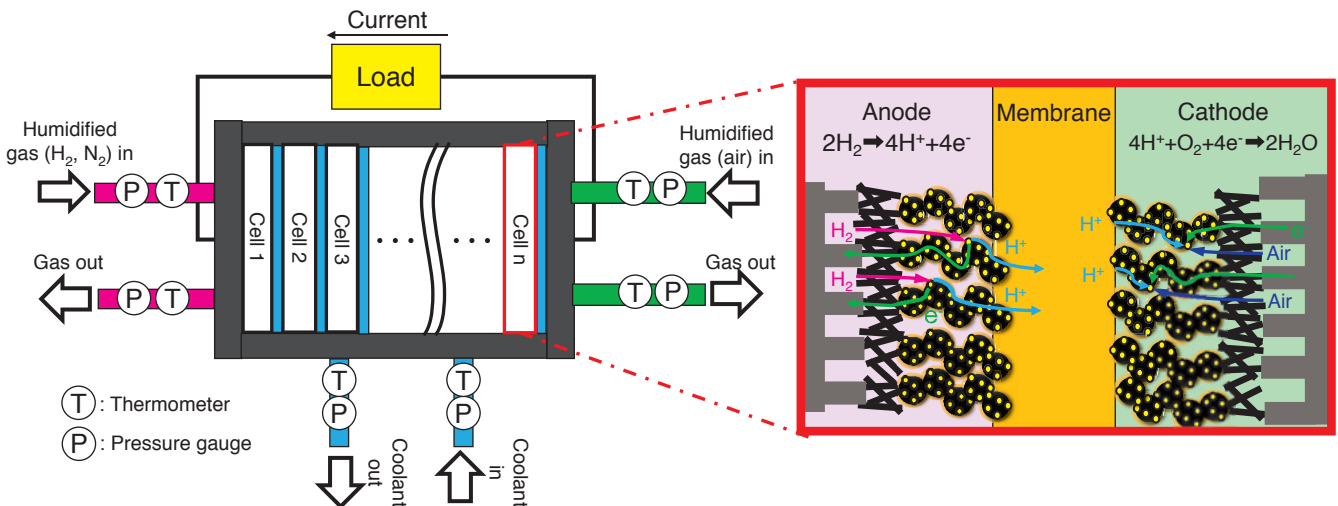


Fig. 1 Schematic image of stack

2. スタック性能評価

2.1. 実験条件の設定

DoE を用いて実験条件を設定する際に、11 制御パラメータの各上限値および下限値を設定する必要がある。上下限値の設定はスタック構成部材が破損に至らない範囲および評価装置の制御上下限の二つの観点に基づいて設定した。一例として、スタック保護の観点からスタック内のアノードとカソード間に差圧が発生する場合、ある差圧以上における構成部材保護のため⁽¹²⁾、アノードとカソード間の差圧には上限値を設定した。

2.2. 実験手順

実験を実施するにあたり 9 セルを積層したスタックを作製し、DoE に基づき各計測条件での評価をおこなうにあたり実験手順は Fig. 2 のように設定した。

アノード、カソードに H₂、窒素 (N₂) を供給し、スタックおよび加湿器の温度を調整した。次に、カソードに空気を導入し、アノードおよびカソードの背圧を調整した。この時、スタックが開回路電圧の 1 V 付近で保持されると、構成部材の劣化が進行するため、わずかに電圧が低下した状態となるように電流値を設定した。

電流が設定値に達するまで 1 A/sec で発電し、30 min 間電流を保持、最後の 1 min の平均値を目的計測条件でのスタック出力性能とした。計測後は、再度カソードに N₂ を導入してスタック電圧を下げ、温度調整および H₂、N₂ 供給下での排水処理をおこなった。

2.3. 全自動評価システム

上記の条件と手順にて実験をおこないガウス過程回帰モデル作成用のデータを整理するために、自動評価が可能なシステムを構築した。概要を Fig. 3 に示す。

全自動評価システムは大きく実験制御部・実験装置部・データ解析部の三つから構成される。実験制御部では ETAS 社製ソフトの ETAS ASCMO を用いて作成した実験計画法を基に 11 変数を用いて装置制御用ファイルを作成し、実験装置制御用に変換した制御プロファイルを送信する。実験装置部では 11 変数に関連する制御パラメータ

部分のみが異なる制御プロファイルを基に前述した実験手順の制御をおこなう。各条件における実験データを各種計測器にて計測し、ロガーにて記録した。計測データはデータ解析部において自動的に整理され、Table 1 に基づいてラベリングされることで機械学習用のデータに加工された。作成されたデータセットを用いてガウス過程回帰モデルが作成された。本装置を全自動で動かすためのマネジメントシステムは ETAS 社の ETAS INCA-FLOW を用いた。

2.4. スタックのガウス過程回帰モデル

スタックのモデル化にはガウス過程回帰を用いた。ガウス過程回帰の特徴は非線形であり確率論を用いるため、モデル予測値が不確実性を持ち、予測値の確からしさを判別可能である⁽¹⁰⁾。

モデル化に使用しているガウス過程回帰による予測式を式 (1) に示す⁽¹³⁾。

$$y(\vec{x}) = \sum_{i=1}^N C_i \cdot e^{-\frac{1}{2} \sum_{l=1}^D \frac{(x_{i,l} - x_l)^2}{r_l^2}} \quad (1)$$

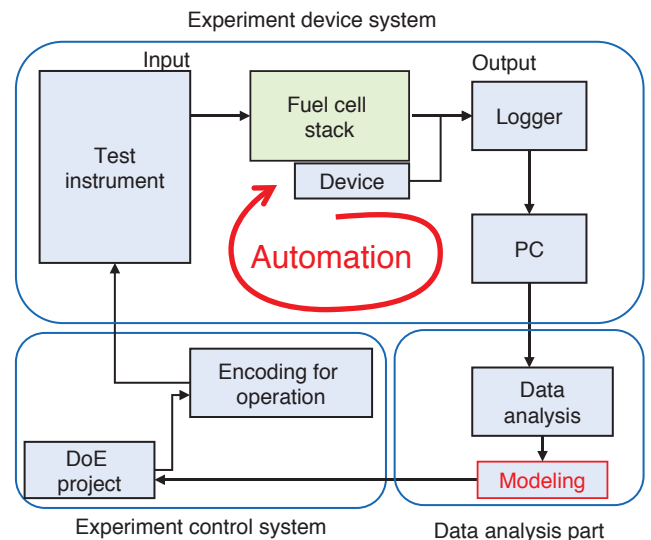


Fig. 3 Schematic image of automated test process

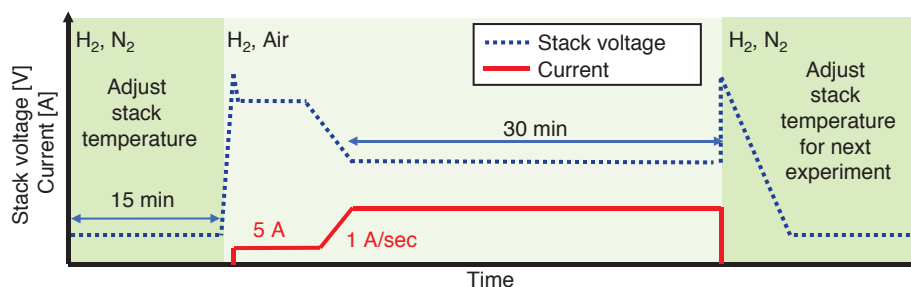


Fig. 2 Schematic image of experiment protocol

指数関数部分にガウスカーネル関数として一般的に使用されるARD二乗指数カーネルを用いている。 $\mathbf{x}$ は説明変数の入力ベクトル、 N はトレーニングデータ数、 C_i は i 番目のトレーニングデータにおける係数であり、ハイパーパラメータから求められる。 D は次元数、 $X_{i,j}$ はトレーニングデータの位置、 X_i は入力の値、 r_i は長さスケールである。この中で C_i および r_i がハイパーパラメータであり、ASCMOでは周辺尤度最適化アルゴリズムによってこれらのハイパーパラメータが決定される⁽¹⁴⁾。

空間充填法にて設定した実験条件の内、全自動評価システムにて取得した169条件のデータセットを基にガウス過程回帰モデルを作成した。Table 1にモデル化における各パラメータの定義(ラベリング)を示す。ここで N_2 濃度はアノード入口における供給ガス中の N_2 の割合、アノードおよびカソードの差圧はスタック入口と出口の圧力差である。出力のモデル化にあたりスタックの出力を9セルの合計から1セル相当に換算した。定義した11入力パラメータに対して、各出力項目をガウス過程回帰にてモデル化した。

作成したモデルの精度はLeave One Out法(LOO法)⁽¹⁵⁾を用いて評価した。LOO法で得られるモデル精度は決定係数 R^2 によって評価可能である。 R^2 が0.9以上であれば定量的な予測が可能、 R^2 が0.6以上であれば定性的な予測が可能なモデルが得られたと判断できる⁽¹⁵⁾。

3. 結果および考察

3.1. スタックモデル評価

Table 1の入力条件の定義に基づいてアノード差圧、カソード差圧、冷媒出口圧、冷媒出口温度、スタック出力をモデル化した。作成したモデルをLOO法で評価した結果をFig. 4に示す。モデル化には169点の計測データを用いた。スタック出力やスタックの各出口パラメータの予測精

度は $R^2 > 0.9$ を示しており、定常状態におけるスタック出力、カソード差圧、アノード差圧、冷媒出口温度および圧力について定量的に予測可能なモデルが得られた。

ガウス過程回帰モデルから、スタック出力に対する11変数の各寄与度を評価した。出力に最も寄与度が高い電流の寄与度を1とした時の他のパラメータの寄与度を相対的に示したものがFig. 5である。アノードの制御パラメータの寄与度は低く、カソードの制御パラメータの寄与度は高いことがわかる。FCの過電圧はアノードの水素酸化反応よりカソードの酸素還元反応に大きく依存するため⁽¹⁶⁾、本研究の出力予測モデルにおいてもスタックの特性を適切に抽出できていることがわかる。

Fig. 6に各標準条件において測定したスタックの分極曲線と各標準条件での制御パラメータを入力した際に出力予測モデルから予測された出力平均値を示す。ガウス過程回帰によって作成したモデルでは予測値の平均値と標準偏差 σ が得られる^{(10), (17)}。Fig. 6ではモデル予測平均値に対して $\pm 3\sigma$ の結果も示した。実際に計測したスタックの分極

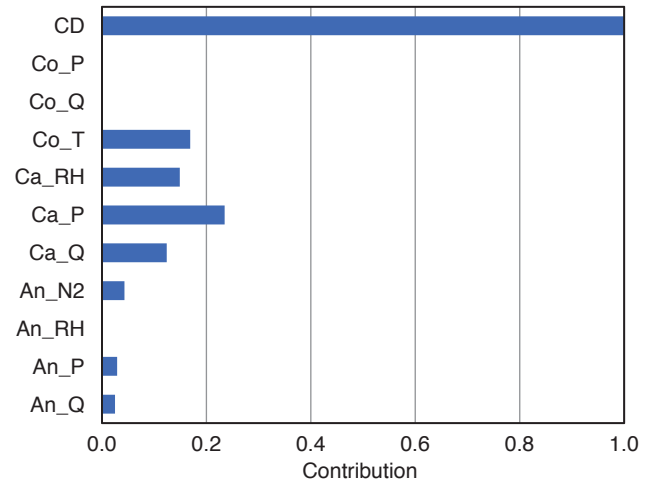


Fig. 5 Input relevance to stack power

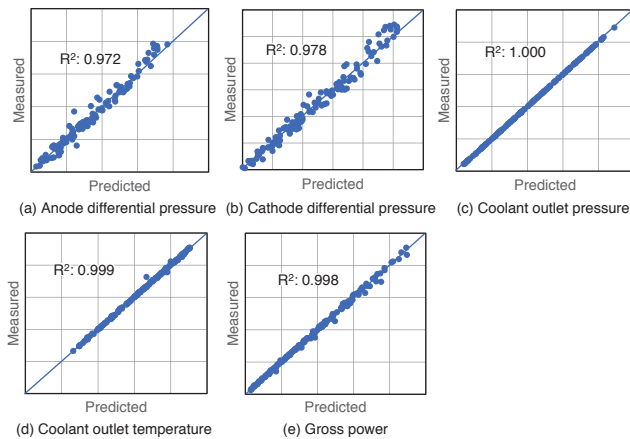


Fig. 4 Results of leave one out evaluation

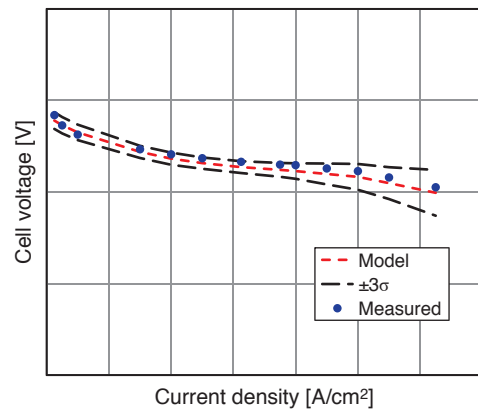


Fig. 6 Comparison of model prediction and measured data

曲線はモデル $\pm 3\sigma$ 以内に入っているため、各運転条件における出力を予測可能であることが示された。

Fig. 6において低電流密度に対して高電流密度では σ の広がり大きい。これは高負荷側の計測データ数が全計測データ中の約12%であり低負荷に対して学習データが少ないためである。

これまでは多元配置法⁽¹⁸⁾にて作成した実験計画のパラメトリックスタディの結果からスタック出力を予測していた。そのため、複数の変数が同時に変化した際には計測点が著しく増加するという課題があった。また11変数を多元配置法で評価し、予測精度の高いモデルを作成するには数万という実験が必要となる。本研究では実験計画に実験計画法である空間充填法を用いてガウス過程回帰によるモデリングをおこなうことで、評価点数を数百点に減らしながらも、相関のある11変数が同時に変化した際の各出力項目の予測が可能となることを明らかにした。

3.2. 出力予測モデルを使用した制御パラメータ検討による出力向上

スタック出力予測モデルを用いて、各制御パラメータを検討し、出力向上が可能であるか検証した。検証としてスタックの低電流密度および高電流密度における出力の最大化を目的とした制御パラメータの全体最適化を実施した。

Fig. 7に標準条件および最適化条件でのモデル予測出

力平均値および実測の出力を示す。なお、実測ではモデル作成に用いたスタックと仕様は同じだが、異なる個体を用いた。

出力予測モデルから算出される出力予測平均値は、標準条件に対して制御変更をおこなうことで、低電流密度において8.9%、高電流密度で7.0%の出力向上が予想され、実測で4.1%、6.0%であった。よって、本研究にて作成した出力予測モデルを用いてスタック出力向上の検討が可能である。

Fig. 8に低電流密度および高電流密度において全体最適化した際の各制御パラメータを標準運転条件に対する比率として示した。最適化条件ではカソード圧力およびカソード流量を標準運転条件より高く設定しており、カソード過電圧の低減により出力が向上していると考えられる。一方で、アノードに関しては流量を下げ、 N_2 濃度を上げる条件となっているが、これはアノードの過電圧影響がほとんど出力性能に寄与しないためと考えられる。これらの制御パラメータの調整はFig. 5の結果や一般的なFCの特性⁽¹⁶⁾からも支持される。より精度のある出力予測モデルを作成するには11次元からなる空間の全体においてデータの密度を上げる必要があると考えられる。

本研究にて作成したスタック出力予測モデルを使用して、今後は補機なども組みあわせた実車相当のFCシステムの最適化をおこなっていく。

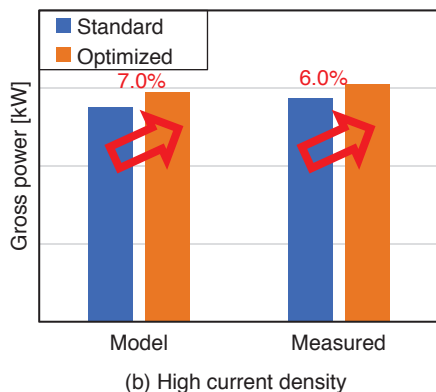
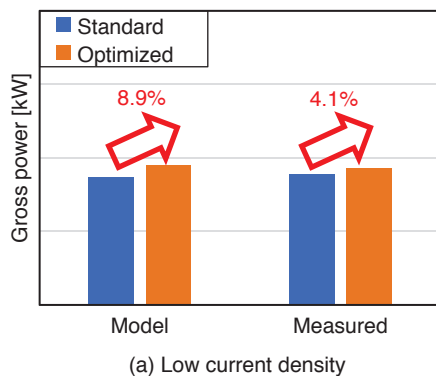


Fig. 7 Effect of optimized parameters on stack power

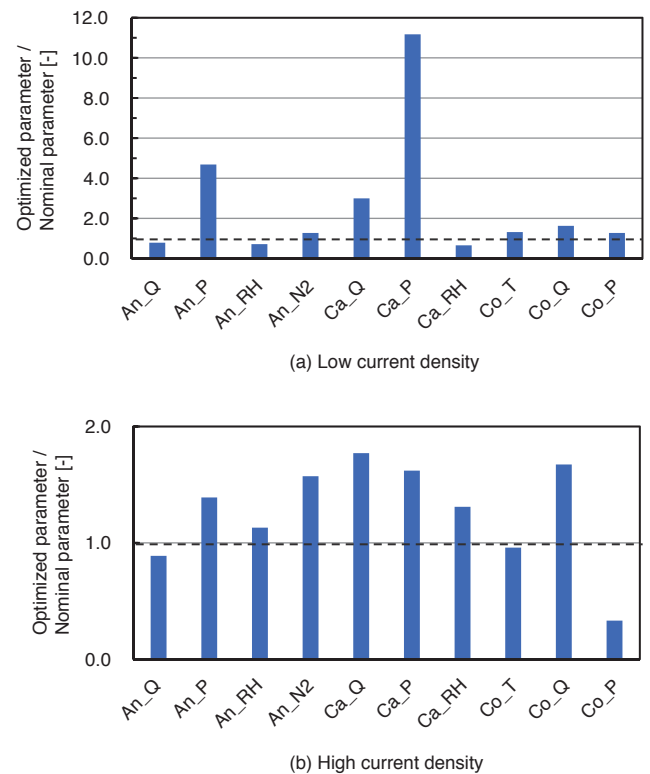


Fig. 8 Ratio of optimized parameter / nominal parameter

4. まとめ

本研究で得られた結果を下記に示す。

- (1) 空間充填法によってスタック性能評価点数を最小限にし、実験およびデータ解析を自動化したシステムにて取得した計測データを基にガウス過程回帰にて各出力項目をモデル化した。
- (2) ガウス過程回帰モデルを用いて、スタックの出力最大化を目的とした制御パラメータを最適化することで、スタック出力向上の検討が可能となった。

今後、本稿で示したモデルを用いて、システムレベルでの最適化をおこなっていく。

参考文献

- (1) https://www.meti.go.jp/committee/kenkyukai/energy/suiso_nenryodenchu/pdf/001_04_00.pdf
- (2) <https://fccj.jp/pdf/2020-PEFC-1.pdf>
- (3) <https://www.nedo.go.jp/content/100871976.pdf>
- (4) Wu, H.-W.: A review of recent development: Transport and performance modeling of PEM fuel cells, *Applied Energy*, Vol. 165, p. 81-106, (2016)
- (5) Siegel, C.: Review of computational heat and mass transfer modeling in polymer-electrolyte-membrane (PEM) fuel cells, *Energy*, Vol. 33, Issue 9, p. 1331-1352, (2008)
- (6) Salva, J. A., Iranzo, A., Rosa, F., Tapia, E.: Validation of cell voltage and water content in a PEM (polymer electrolyte membrane) fuel cell model using neutron imaging for different operating conditions, *Energy*, Vol. 101, p. 100-112, (2016)
- (7) Wang, Y., Seo, B., Wang, B., Zamel, N., Jiao, K., Adroher, X. C.: Fundamentals, materials, and machine learning of polymer electrolyte membrane fuel cell technology, *Energy and AI*, Vol. 1, 100014, (2020)
- (8) Nanadegani, F. S., Lay, E. N., Iranzo, A., Salva, J. A., Sunden, B.: On neural network modeling to maximize the power output of PEMFCs, *Electrochimica Acta*, Vol. 348, p. 136345, (2020)
- (9) Han, I.-S., Chung, C.-B.: Performance prediction and analysis of a PEM fuel cell operating on pure oxygen using data-driven models: A comparison of artificial neural network and support vector machine, *Int. J. Hydrogen Energy*, Vol. 41, Issue 24, p. 10202-10211, (2016)
- (10) Rasmussen, C. E.: Gaussian Processes in Machine Learning, *Advanced Lectures on Machine Learning*, p. 63-71, (2003)
- (11) Santiago, J., Claeys-Bruno, M., Sergent, M.: Construction of space-filling designs using WSP algorithm for high dimensional spaces, *Chemometrics and Intelligent Laboratory Systems*, Vol. 113, p. 26-31, (2012)
- (12) Ebadighajari, A., DeVaal, J., Golnaraghi, F.: Optimal control of fuel overpressure in a polymer electrolyte membrane fuel cell with hydrogen transfer leak during load change, *Journal of Power Sources*, Vol. 340, p. 247-257, (2017)
- (13) Kruse, T., Ulmer, H., Kreuzinger, T., Lang, T.: HiL システムと計測データに基づくモデルを使用したコントロールユニットの適合, 計測と制御, 第 53 巻, 第 8 号, p. 752-757, (2014)
- (14) Esteves, A., Kawamoto, A. M., Pelisser, A., Carmelutti, D.: Automated in-vehicle engine calibration to optimize emissions levels using machine learning, *SIMEA 2021*, (2021)
- (15) https://www.etas.com/download-center-files/products_ASCMO/etas-ascmo-static-v5.9-user-guide-r01-en-202205.pdf
- (16) https://www.jstage.jst.go.jp/article/ieejpes1990/120/6/120_6_885/_pdf
- (17) Rasmussen, C. E., Williams, C. K. I.: *Gaussian Processes for Machine Learning*, The MIT Press, (2005)
- (18) 森田浩: よくわかる最新実験計画法の基本と仕組み, 秀和システム, 281 p., (2019)

■ 著 者 ■



小 林 諒



古澤宏一郎



梅澤健輔

編集長 漆山 雄太 先進技術研究所
副編集長 渡邊 生 先進パワーユニット・エネルギー研究所

編集協力

本田技術研究所 先進技術研究所 論文委員会
先進パワーユニット・エネルギー研究所
論文委員会
ソリューションシステム開発センター
論文委員会

本田技研工業 二輪・パワープロダクツ事業本部
ものづくり統括部 論文委員会
四輪事業本部
ものづくりセンター論文委員会

編集後記

このたびは Honda R&D Technical Review Vol.35 を
ご高覧いただきありがとうございます。本技報は毎号
半年以上の時間をかけて作り上げていきます。そのプ
ロセスにあたって、著者は初稿から複数回にわたる査
読委員と論文委員の指摘・指導を受けながら両者が納得
のいくまで粘り強くブラッシュアップをしていきます。

編集事務局の場から見ると、著者は自身の研究成
果を一編にまとめるにあたり読み手に一番伝えたいこ
とは何か、正確に伝えるためにはどのように書けば良
いのか、を常に念頭に執筆したことと思います。幾度にも
おおよぶ文章の推敲を重ねる中で第三者に伝わるよう
に書くことがいかに難しいかを痛感されたのではない
でしょうか。執筆はもうたくさんと思われた方も少な
からずいると思います。

しかし、苦労を重ね書き上げたその一編が世の中を
動かすひとつのエビデンスになります。また、それを通
して社内外のエンジニアや研究者とのネットワーク
作りができ、かけがえのない貴重な財産に変わること
を編集事務局の場から見てきました。私が編集に携わ
るようになり早十数年、今回も歴史ある Honda R&D
Technical Review に皆さんの努力の結晶を刻む機会に
立ち会うことができました。編集者としてこれほど嬉
しいことはありません。最後になりましたが、今後も
Honda R&D Technical Review を支える一助となれます
よう微力ながら日々努めたいと思います。

(真島)

発行所 株式会社 本田技術研究所

発行人 大 津 啓 司

編集人 Honda R&D Technical Review 編集委員会

事務局 〒321-3393 栃木県芳賀郡芳賀町下高根沢 4630 番地
株式会社 本田技術研究所 統括機能センター
企画室 戦略ブロック 論文事務局
TEL: 028-677-3311 (代表) FAX: 028-677-7775
E-mail: Tr_randd@n.t.rd.honda.co.jp

印刷所 〒351-0024 埼玉県朝霞市泉水 2-8-21
協永堂印刷株式会社

Honda R&D Co., Ltd.