

R&D
Honola

Technical Review
Vol.15 No.2



October 2003



表紙の言葉

近年、『おまけ』つきのお菓子というのが増加している。
 それというのも『おまけ』目当てに買うお客様が増加しており、
 そこに小さな喜びを見出せるからである。
 表紙のような感動的な風景・人との出会い・未知なる発見は
 Hondaの製品を買うからこそついてくる『おまけ』である。
 私はそんな『おまけ』が欲しくてHondaの製品を求めますが、逆
 にお客様にも喜んでいただけるような製品を提供しつつしていきたい
 と思います。



朝霞研究所
清水早苗

Technical Review
Vol.15 No.2

October
2003

Honda R&D

目 次

技術紹介

- ◇ 燃料電池乗用車Honda FCX 用電力供給システムの研究 竹中秀和 1
- ◇ マイクロガスタービン発電機の研究 新村光一・山口浩司・都築貞親
木村英海・加藤武士 7
- ◇ 4ストロークロードレーサRC211Vの紹介 角増 寿 17
- ◇ Development of Variable Mowing System (VMS)
Christopher OSBORNE・Dean HARTLEY・Vincent PRINZO 25
- ◇ 太陽電池を使った水素ステーションの紹介 上山雅樹・喜多真佐人・田口 聡
中沢孝治・長岡久史・荒川慎一 31
- ◇ Establishment of a New Research Center for the Study of Extremely Low Emission Vehicles (SELEV)
Jeff JETTER・Ben KNIGHT・Tatsuya OKAYAMA
Seiji HATCHO・Nicole DAVIS・John COLLINS 39
- ◇ 軽量、低コストアルミVTECロッカアームの開発 田中 力・山田範之 47
- ◇ エンジンオイル劣化モニタシステムの開発 高岡伸明・橋本 宏・斎藤彰久
久保浩志・川内昌司・江口 強 53
- ◇ CVT金属ベルト用エレメント画像処理検査システムの開発 江口純司・萩原顕治
片岡隆平・伊東孝夫 59
- ◇ 新開発二輪車用部品コスト管理システムの紹介 土屋晴嗣・山本勝暢
渡辺雅子・荒牧 崇 67

論文

- ◇ 燃料電池車用主駆動モータの開発 坪 重光・佐藤博之
宮村智也・篠木弘明 73
- ◇ 薄型モータ用ステータの開発 新 博文・高尾充良
福田武雄・塚本宗紀 79
- ◇ 天然ガス希薄予混合低エミッション燃焼器の研究 山崎 敦・黒川正敏
井上 勉・村上 尚 85
- ◇ エアベアリングを用いた高速軸システムの研究 清水則生・松島光生・石井一郎
岩橋仁志・中田秀彦 93
- ◇ ACリンクソフトスイッチングインバータの効率およびノイズ評価 古川勝彦・篠原貞夫 101
- ◇ フライホイールバッテリーの研究 須永義弘・阿部昇栄・板井幸彦 109
- ◇ Theoretical Consideration to Improve Engine Cooling and Application of
Coupling 3D Combustion Simulations with Heat Transfer in Water Jacket and Components
Jun XIN・Stephen SHIH・Edwin ITANO
Yoshio MAEDA・Michio KAWAMOTO・Yoshio YAMAMOTO 117

◇ ペロブスカイト低貴金属触媒を用いたLEV-II対応システムの開発	松藺義明・坂主政浩・北川 浩	127
◇ 4WD用多板クラッチ契合時異音の低減研究	井上真幸・荒井康典 畔上敏明・平尾泰生	133
◇ MT車加速時の前後振動の研究	片桐好浩・矢谷 浩・伊神 肇 齋藤浩之・白木達也・大森生雄	139
◇ フロントロータリ式小型耕うん機における同軸同時正逆転ロータリの研究	太田能司・大窪 晋・飯野啓司 永岡政敏・永野敬二・片桐信近	145
◇ 天然ガス貯蔵用吸着材の開発	小笠博司・森田善幸 奥 勝・向坊長嗣	153
◇ 二輪車レース用軽量アルミ粉末合金製バルブスプリングリテーナの開発	土居航介・堀村弘幸・高橋 恭	159
◇ エキゾーストガasket用高耐熱高窒素オーステナイト系ステンレス鋼の開発	桂井 隆・西山忠夫・濱野修次	167
◇ 高強度高周波焼入れクランクシャフトの開発	恩田勇人・浅井鉄也・藤木賢治 工藤洋嗣・室伏和昌	175
◇ 1600N/mm ² 級高強度ボルトの開発	高島光男・飯田善次 高田健太郎・森 誠治	183
◇ 樹脂オルガンタイプアクセルペダルの開発	桜庭智裕・根谷谷秀人 加藤輝男・阿部智章	189
◇ ステアリングホイールウレタングリップ用ソフト触感インモールド塗料の開発	板倉達也	195
◇ エンジンこもり音低減のためのアクティブ騒音制御システムの開発	井上敏郎・高橋 彰 箕輪 聡・佐野 久	201
◇ アクティブエンジンマウントの開発	松岡英樹・三笠哲雄・根本浩臣	209
◇ 液封ブッシュによるハーシュネスとロードノイズの低減技術の研究	宮本康生・中村 聡	215
◇ 非結合型動吸振器によるエンジンマウント動的バネ特性の改善	内藤 均	223
◇ エンジン発電機における防音構造の研究	福田 徹・丸山勝巳 竹村一仁・鈴木信一	229
◇ ラジエータ内部流れに基づく放熱特性解析	渡部 尚・岩田正行	235

CONTENTS

Introduction of new technologies

- ◇Research on Electric Power System for Honda FCX Fuel Cell Vehicle Hidekazu TAKENAKA 1
- ◇Research of Micro-gasturbine Generator Koichi SHINMURA • Koji YAMAGUCHI • Sadachika TSUZUKI
..... Hidemi KIMURA • Takeshi KATO 7
- ◇Presentation of RC211V Equipped with 4-Stroke Engine Hisashi Kadomasu 17
- ◇Development of Variable Mowing System (VMS)
..... Christopher OSBORNE • Dean HARTLEY • Vincent PRINZO 25
- ◇Introduction of Hydrogen Refueling Station with Photovoltaic Modules
..... Masaki UYEYAMA • Masato KITA • Satoshi TAGUCHI
Koji NAKAZAWA • Hisashi NAGAOKA • Shinichi ARAKAWA 31
- ◇Establishment of a New Research Center for the Study of Extremely Low Emission Vehicles (SELEV)
..... Jeff JETTER • Ben KNIGHT • Tatsuya OKAYAMA
Seiji HATCHO • Nicole DAVIS • John COLLINS 39
- ◇Development of Light Weight and Lower Cost Aluminum VTEC Rocker Arm
..... Chikara TANAKA • Noriyuki YAMADA 47
- ◇Development of Engine Oil Deterioration Monitoring System
..... Nobuaki TAKAOKA • Hiroshi HASHIMOTO • Akihisa SAIITO
Hiroshi KUBO • Shouji KAWAUCHI • Tsuyoshi EGUCHI 53
- ◇Development of Image Inspection System for CVT Steel Belt Element
..... Junji EGUCHI • Kenji HAGIWARA
Ryuhei KATAOKA • Takao ITOH 59
- ◇Newly Developed Cost Management System for Motorcycles
..... Seiji TSUCHIYA • Katsunobu YAMAMOTO
Masako WATANABE • Takashi ARAMAKI 67

Technical papers

- ◇Development of Traction Motor for Fuel Cell Vehicle Shigemitsu AKUTSU • Hiroyuki SATOH
Tomoya MIYAMURA • Hiroaki SHINOKI 73
- ◇Development of the Stator for Thin Electric Motor Hirofumi ATARASHI • Mitsuyoshi TAKAO
Takeo FUKUDA • Toshinori TSUKAMOTO 79
- ◇Research of Natural Gas Ultra Low Emission Combustor Atsushi YAMAZAKI • Masatoshi KUROKAWA
Tsutomu INOUE • Hisashi MURAKAMI 85
- ◇Research of High Speed Shaft System Using Air Foil Bearing
..... Norio SHIMIZU • Mitsuo MATSUSHIMA • Ichiro ISHII
Hitoshi IWADATE • Hidehiko NAKATA 93
- ◇Efficiency and Noise Evaluation of AC Link Soft-switching Inverter
..... Katsuhiko FURUKAWA • Sadao SHINOHARA 101
- ◇Research on Flywheel Battery Yoshihiro SUNAGA • Shoei ABE • Yukihiro ITAI 109
- ◇Theoretical Consideration to Improve Engine Cooling and Application of
Coupling 3D Combustion Simulations with Heat Transfer in Water Jacket and Components
..... Jun XIN • Stephen SHIH • Edwin ITANO
Yoshio MAEDA • Michio KAWAMOTO • Yoshio YAMAMOTO 117

◇Development of an LEV-II Compliant Low Precious Metal Perovskite Catalytic System Yoshiaki MATSUZONO • Masahiro SAKANUSHI • Hiroshi KITAGAWA	127
◇Research on Reduction of Unusual Noise in Wet Multiple Disk Clutch for 4WD Masaki INOUE • Yasunori ARAI Toshiaki AZEGAMI • Yasuo HIRAO	133
◇Research on Longitudinal Vibration of MT Vehicle during Acceleration Yoshihiro KATAGIRI • Hiroshi YATANI • Hajime IGAMI Hiroyuki SAITOU • Tatsuya SHIRAKI • Ikuo OOMORI	139
◇Study of Coaxial Counter Rotating Rotary Tilling System at Front Rotary Type Compact Walking Tractor Yoshitaka OHTA • Susumu OHKUBO • Keiji IINO Masatoshi NAGAOKA • Keiji NAGANO • Nobuchika KATAGIRI	145
◇Development of Adsorption for Natural Gas Storage Hiroshi OGASA • Yoshiyuki MORITA Masaru OKU • Nagatsugu MUKAIBOU	153
◇Development of Lightweight Valve Spring Retainer Made from Aluminum Powder Metal for Motorcycle Races Kosuke DOI • Hiroyuki HORIMURA • Kyo TAKAHASHI	159
◇Development of High-heat-resistant High-nitrogen Containing Austenitic Stainless Steel for Exhaust Gasket Takashi KATSURAI • Tadao NISHIYAMA • Shuji HAMANO	167
◇Development of High-strength Induction Hardened Crankshaft Hayato ONDA • Tetsuya ASAI • Kenji FUJIKI Hirotsugu KUDO • Kazumasa MUROFUSHI	175
◇Development of 1600N/mm ² Class High Strength Bolts Mitsuo TAKASHIMA • Zenji IIDA Kentarō TAKADA • Seiji MORI	183
◇Development of Plastic Organ-type Accelerator Pedal Assembly Tomohiro SAKURABA • Hideto NEBUYA Teruo KATO • Tomoaki ABE	189
◇Development of Soft-feeling In-mold Paint for Urethane Steering Wheel Grip Tatsuya ITAKURA	195
◇Development of Active Noise Control System for Engine Booming Noise Toshio INOUE • Akira TAKAHASHI Satoru MINOWA • Hisashi SANO	201
◇Development of Active Control Engine Mount Hideki MATSUOKA • Tetsuo MIKASA • Hirotomi NEMOTO	209
◇Study of Hydro Bush for Reduction of Harshness and Road Noise Yasuo MIYAMOTO • Sou NAKAMURA	215
◇Improvement of Dynamic Spring Characteristics of Engine Mounts with Non-combination Type Dynamic Damper Hitoshi NAITOH	223
◇Study of Sound Isolation Structure for Engine Generators Toru FUKUDA • Katsumi MARUYAMA Kazuhito TAKEMURA • Shinichi SUZUKI	229
◇Heat Radiation Analysis Based on Internal Flows of Radiator Takashi WATANABE • Masayuki IWATA	235

燃料電池乗用車 Honda FCX 用 電力供給システムの研究

Research on Electric Power System for Honda FCX Fuel Cell Vehicle

竹 中 秀 和*
Hidekazu TAKENAKA

要 旨

燃料電池乗用車において、従来の乗用車に匹敵する加速性能を実現するために、補助電力源としてウルトラキャパシタを搭載した。システム起動時やアイドル停止からの発進時に生じる2つの電力源間の電圧差を解消するために、電圧電流制御ユニット(VCU: Voltage and current Control Unit)を、燃料電池と駆動モータ用高電圧デバイスを電気的に接続する経路に設置した。燃料電池の出力電流をチョッピング制御することによって、ウルトラキャパシタに徐々に充電し、燃料電池とウルトラキャパシタ間に生じた電圧差を解消するVCUの機能により、システム起動時やアイドル停止からの発進時における燃料電池とウルトラキャパシタの電圧差に起因する過電流の発生を阻止することができた。また、ウルトラキャパシタに減速エネルギーを回生充電する時、VCUが燃料電池の出力電流をチョッピング制御することによって、燃料電池とウルトラキャパシタを電氣的に分離し、燃料電池からの充電を制限して、その分減速エネルギーから回収されるエネルギー量を増やすことができた。

ABSTRACT

An ultra capacitor has been utilized as a back up power source to give the Honda fuel cell vehicle acceleration performance rivaling that of a conventional vehicle. To control the difference in voltage between the two power sources at system start-up or takeoff from idling stop, a VCU (Voltage and current Control Unit) has been set between the fuel cell and the high-voltage device for the traction motor. The VCU charges the ultra capacitor gradually by chopping control of the current from the fuel cell equalizing the voltage of the fuel cell and the ultra capacitor. This prevents the occurrence of over-current at system start-up or takeoff from idling stop. When the ultra capacitor is being charged with regenerated braking energy, chopping control of the current from the fuel cell by the VCU electrically separates the fuel cell and the ultra capacitor, and the current from the fuel cell is restricted. This enables the energy provided by regeneration to be utilized for charging the ultra capacitor.

1. まえがき

2002年12月に日米で世界初の納車を達成することができた Honda FCX 燃料電池乗用車は、将来の石油資源の枯渇に対応した代替エネルギーの利用を目指し、純水素を燃料とした。また、純水素を燃料とすることでCO₂フリーとゼロエミッションを達成することができた。このように環境汚染につながる物質を一切排出しない燃料電池を電力源とする自動車は、将来の自動車技術の本命と目されており、その意味でFCXは到達すべきゼロエミッション自動車のあるべき一つの形を提案できたものといえる⁽¹⁾。

今回の開発では、このような環境性能の達成のみならず、

環境性能追求により犠牲にされがちな加速性能や、ハイレスポンスで、かつスムーズなドライバビリティといったユーザが自動車に求める商品性に関しても、従来の自動車に劣らない性能を実現することを目指した。

燃料電池は出力の過渡特性がガソリンエンジンの出力特性ほど俊敏ではない。したがって、電力供給を燃料電池のみに依存したシステムでは、ガソリンエンジン車同等の加速性能を獲得することはできない。加速性能向上のため、電力供給システムとして燃料電池とHonda内製のウルトラキャパシタを組み合わせた方式を採用した。

燃料電池とウルトラキャパシタを併用する場合、2つの電力源間に生じる電圧差が問題となる。この電圧差を解消

するために、燃料電池の出力を調整する電圧電流制御ユニット (VCU: Voltage and current Control Unit) を燃料電池と駆動モータ用高電圧デバイスを電氣的に接続する経路に設置した。

本稿では、VCUの動作原理、および実際の使用時における電力制御機能について報告する。

2. パワートレインシステムの検討

モータを駆動する電力供給システムの構成を検討した結果を Table 1 に示す⁽²⁾。電力供給システムとして最もシンプルなのは、燃料電池からの出力のみを駆動力に利用する方式である。その他に、バッテリーやウルトラキャパシタといったエネルギーストレージを組み合わせて出力アシストや減速エネルギーの回生を行う機構を備える方式がある。

燃料電池の出力のみを駆動力とする場合、駆動特性は燃料電池の出力応答特性に完全に依存することになる。燃料電池は、出力の過渡特性が従来のガソリンエンジンよりも劣るため、特に加速時の駆動力を従来のガソリンエンジン車並みに確保することは困難である。加えて、システム停止状態から発電を開始するシステム起動時には、補助電源などのスタータ機構が別途必要となる。

次に、バッテリーやウルトラキャパシタといったエネルギーストレージを組み合わせた方式について検討する。ここでは、バッテリーとして高電圧用に現在一般的に利用されているニッケル水素(Ni-MH)バッテリーを想定した。Ni-MH バッテリーとウルトラキャパシタの特性を比較したものを Fig. 1 に示す。Fig. 1 からわかるように、ウルトラキャ

シタはNi-MHバッテリーに比べて出力密度が非常に高いという性質をもつ⁽³⁾。このような出力特性は、短時間に大きな加速駆動力が必要とされる自動車の動力性能にとって非常に有利である。

さらに、燃料電池と Ni-MH バッテリーを組み合わせる場合、それぞれの電圧が異なる点が問題となる。燃料電池と Ni-MH バッテリーはそれぞれ固有の電流-電圧特性を有している。したがって、燃料電池の電流-電圧特性に合わせて出力アシスト、および減速エネルギーの回生充電を行うには、Ni-MH バッテリーの電圧を常に燃料電池の電圧と等しく保つ高電圧制御機構が必要となる。これに対して、ウルトラキャ

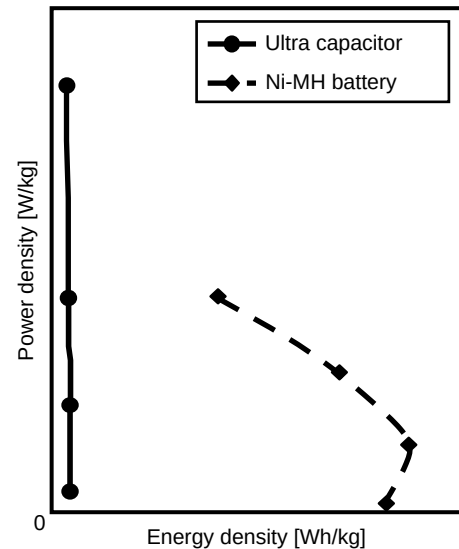


Fig. 1 Comparison of power density of Ni-MH battery and ultra capacitor

Table 1 Comparison of system configurations

	Basic configuration	High-voltage distribution system	Transmission efficiency	Braking regeneration	Power performance
Capacitor-assisted system		Not required	High	Yes	Instantaneous high-power assist
Battery-assisted system		Required	Medium (Losses of high-voltage controllers)	Yes	Power assist
Fuel cell direct-supply system		Not required (Startup device required)	High	No	Power and responsiveness depend on fuel cell stack

パシタは燃料電池の電流－電圧特性に追従して電圧を変化させることができ、なおかつその時の出力電流特性も非常に安定している。したがって、燃料電池と電氣的に接続されていれば、常に燃料電池と等電圧を保持することができる。このような点から、ウルトラキャパシタを使用する場合、高電圧制御機構は不要である。

以上のように比較検討した結果、

(1) 瞬時に大きな出力アシストが可能である。

(2) 高電圧制御機構が不要である。

という点で優れた特徴を持つウルトラキャパシタを採用した。

3. VCU による電力制御の原理

システム停止時、燃料電池とウルトラキャパシタが高電圧デバイスに接続されたまま保持されると、車両全体では少しずつではあるが暗電流による電力消費が進行する。この時、水素タンクバルブが閉じたまま水素供給用配管内に残った水素が消費されて発電が進行するため、配管内が負圧となり、燃料電池スタックに悪影響を及ぼす恐れがある。また、ウルトラキャパシタでは放電が進行する。ウルトラキャパシタ電圧が一定値以下になった場合、システムの起動ができなくなる。

このような事態を避けるため、燃料電池、ウルトラキャパシタそれぞれについて、高電圧デバイスに接続される途中にリレー機構が設置されている。このリレー機構によって、燃料電池とウルトラキャパシタが電氣的に分断されると、両者の間には電圧差が生じる。電圧差が生じた状態でそれぞれのリレー機構を接続した場合、燃料電池とウルトラキャパシタを接続している電流経路に過電流が流れる可能性がある。そこで、燃料電池の出力電流をチョッピングすることによって調節しながら、ウルトラキャパシタとの電圧

差を徐々に取り除く VCU が必要となる。本システムでは VCU を、燃料電池と駆動モータ用高電圧デバイスを電氣的に接続する経路に設置した。VCU および高電圧デバイスのシステム概要を Fig. 2 に示した。

VCU の回路動作と電流電圧波形の模式図を Fig. 3 に示した。IGBT に入力される制御信号が IGBT をオン、オフにすることで、燃料電池からの出力電流をチョッピングすることができる。すなわち、IGBT がスイッチの役割を担っている。IGBT がオンの時、燃料電池からの電流 I_{FC} は出力側の高電圧デバイスに流れ込む電流 I_{OUT} となる。出力側高電圧デバイスを通った電流 I_{OUT} は IGBT を流れる電流 I_{SW} となり、燃料電池のマイナス側に戻る。すなわち、この時 $I_{FC} = I_{OUT} = I_{SW}$ である。

次に IGBT がオフの時、燃料電池の電流経路は遮断されるので、燃料電池からの電流 I_{FC} は流れない。その代わり、経路中に存在するコイルがそのインダクタンスによって電磁エネルギーを蓄えているので、この電磁エネルギーを放出することによって、オフ時の電流を補う。この時の電流は、ダイオード 2 を流れる電流 I_D となり、出力側の高電圧デバイスに流れ込む。すなわち、 $I_D = I_{OUT}$ である。コイルのインダクタンスは IGBT がオフ時に補う必要のある電気エネルギーに合わせて設計されている。結果、全体として出力側の高電圧デバイスに流れる電流は、 $I_{OUT} = I_{SW} + I_D$ となる。このような制御機構を使うことにより、IGBT のオン状態とオフ状態の割合を変化させることで燃料電池の出力電流を連続的に変化させることができる。

同時に、燃料電池の出力電流はウルトラキャパシタの充電にも利用される。充電が進むにつれて、ウルトラキャパシタの電圧 V_{CAP} は上昇し、燃料電池の出力電圧 V_{FC} に近づく。 V_{FC} は I_{FC} が大きくなるのに応じて小さくなっていく。そして、 $V_{FC} = V_{CAP}$ となった段階で VCU はチョッピングをやめて、常時オンの状態に移行する。

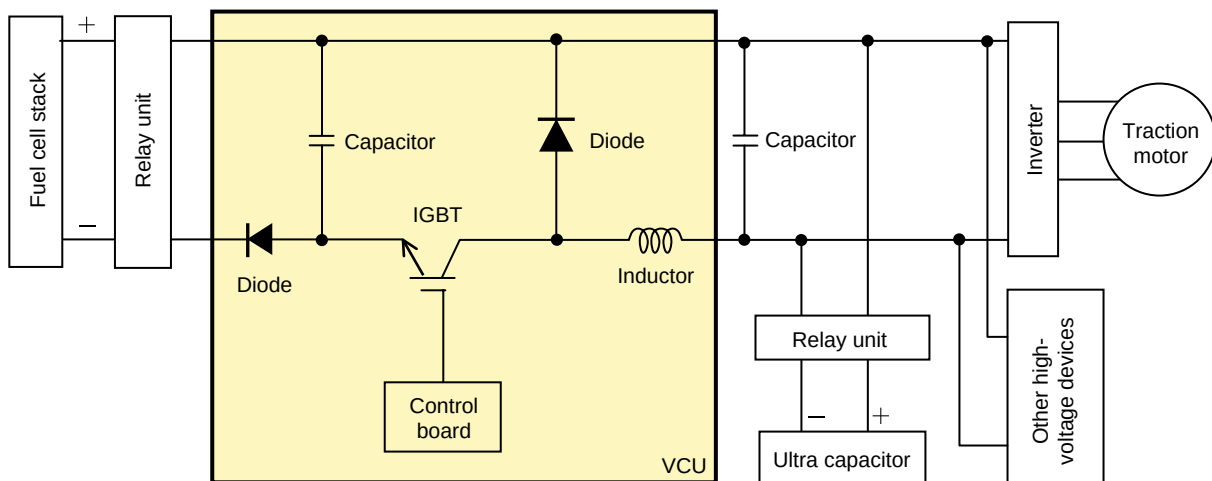


Fig. 2 System diagram of VCU and high-voltage devices

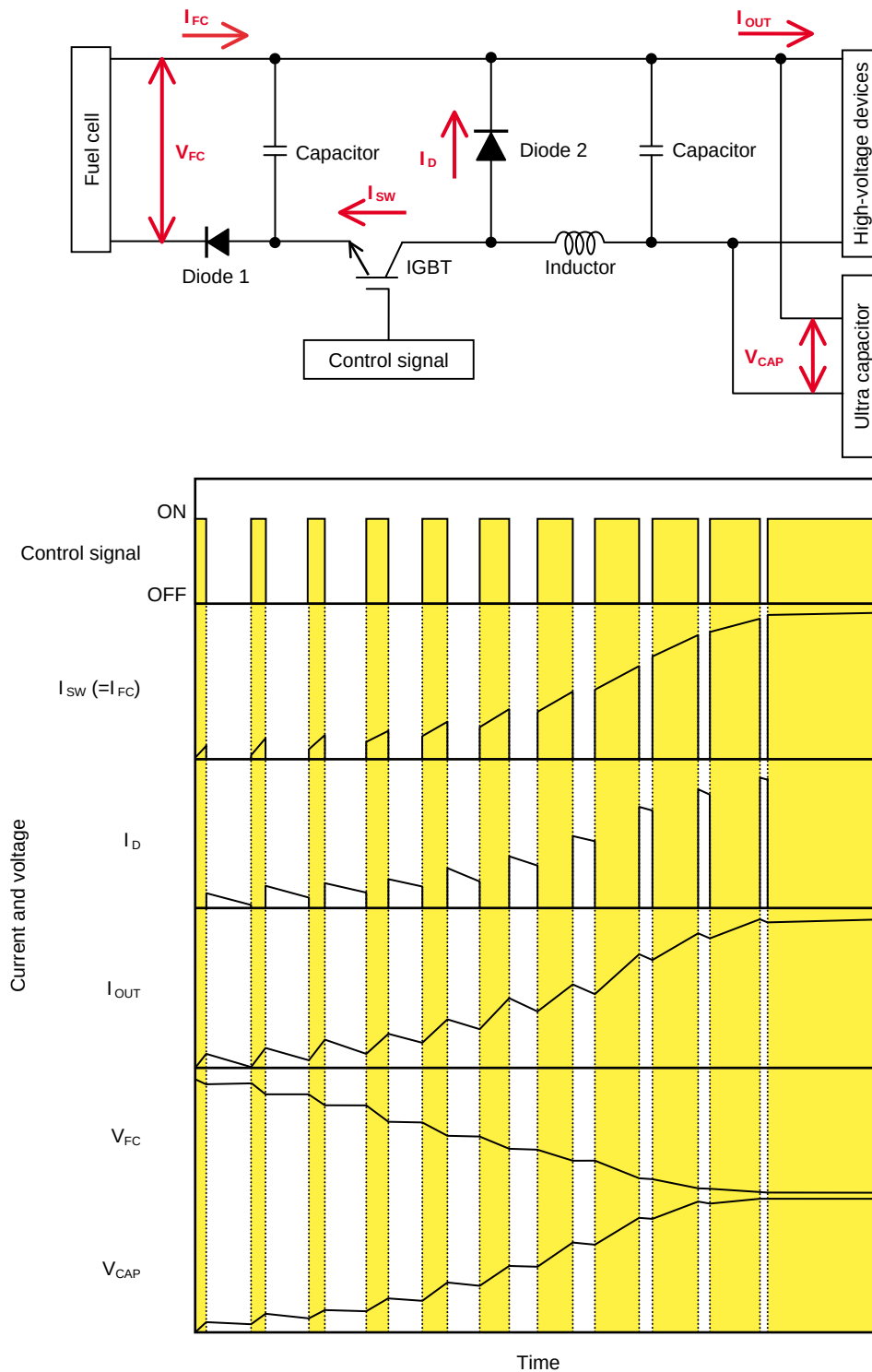


Fig. 3 Diagram of VCU current control mode

4. VCU 動作の実機確認

4.1. システム起動時の動作

システム停止状態から燃料電池が発電を開始するシステム起動時における、燃料電池の電圧 V_{FC} 、電流 I_{FC} 、ウルトラキャパシタの電圧 V_{CAP} 、電流 I_{CAP} を Fig. 4 に示した。システムを起動することによって、まずウルトラキャパシタ

のリレー機構が作動し、続いて燃料電池のリレー機構が作動する。この時、燃料電池とウルトラキャパシタには電圧差が生じている。VCUがチョッピング動作することによって、燃料電池の出力電流がウルトラキャパシタに充電され、ウルトラキャパシタの電圧が徐々に燃料電池の電圧に近づいていく。そして、両者の電圧が等しくなった時点でVCUはチョッピング動作をやめ、常時オンの状態に移行する。

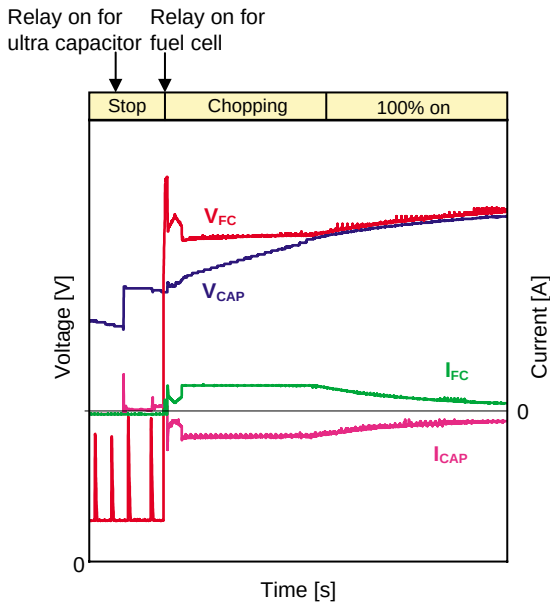


Fig. 4 Voltage and current profiles of fuel cell and ultra capacitor at start-up

4.2. アイドル停止からの発進動作

本車両では電力消費を抑制するため、ある一定時間モータ駆動指令信号が入力されない時、燃料電池のアイドルングを停止する機能がある。アイドル停止中、VCUのIGBTは100%オフの状態になっているため、燃料電池の電圧とウルトラキャパシタの電圧には差が生じる。このようなアイドル停止状態から再び走行を開始する時の燃料電池とウルトラキャパシタの電圧、電流を Fig. 5 に示した。アイドル停止状態にある車両のモータへ駆動指令信号が入力されると、VCUはチョッピング動作を開始する。チョッピング動作によって燃料電池とウルトラキャパシタの電圧は等しくなる。等電圧になった時点でVCUはチョッピングをやめ、常時オンの状態に移行する。

発進加速時におけるウルトラキャパシタの出力アシストの様子も Fig. 5 から読み取ることができる。燃料電池は駆動指令信号にしたがってモータに電流を出力しようとするが、アイドル停止状態から再び発電を開始するまでに、わずかなではあるが遅れが生じる。この遅れを補うためにウルトラキャパシタから電流が出力される。燃料電池から電流が出力され始めても、加速に必要な電力量に対して発電量が不足するため、ウルトラキャパシタからも電流が出力され続ける。燃料電池の発電量が增大するのに伴い、ウルトラキャパシタからの出力電流は徐々に減少し、燃料電池の発電量が必要な電力量に到達したところで出力アシストを終了する。

4.3. 減速時の回生動作

本車両は減速時、減速エネルギーを回生してウルトラキャパシタに充電する機能を有している。減速回生時の燃料電池とウルトラキャパシタの電流、電圧を Fig. 6 に示した。車

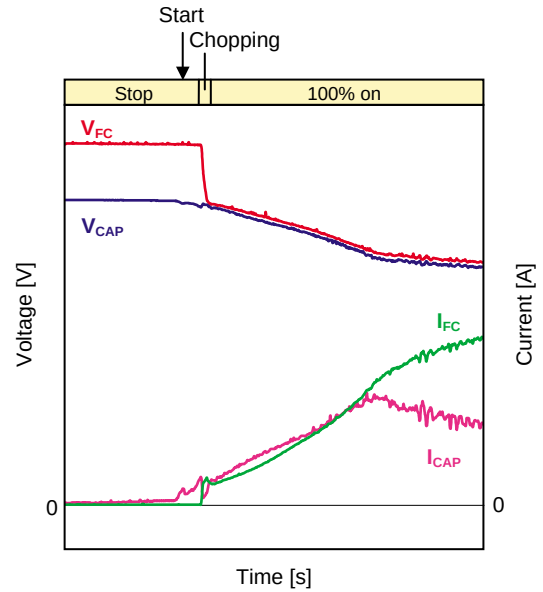


Fig. 5 Voltage and current profiles of fuel cell and ultra capacitor when driving from idling stop mode

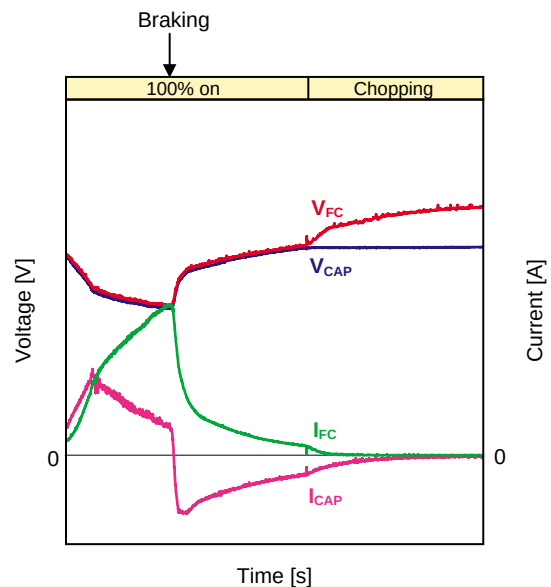


Fig. 6 Voltage and current profiles of fuel cell and ultra capacitor in regeneration mode

両が減速を始めると、燃料電池の発電が最低限に抑えられると同時に、モータが減速エネルギーを回生し始める。その結果、ウルトラキャパシタの電流がマイナスになり回生電力の充電が始まるが、減速開始時、VCUは常時オンの状態にあるため、ウルトラキャパシタには回生電力だけでなく、燃料電池の電力も充電される。そこで少しでも燃料電池からの充電量を減らし、減速エネルギーからの回生電力を多く充電できるようにするため、VCUがチョッピング動作を行なって燃料電池とウルトラキャパシタを電氣的に切り離す。これにより、燃料電池からの充電は制限され、その分回収される回生電力量を増やすことができるようになった。

5. まとめ

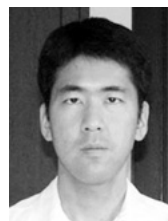
電力源として燃料電池とウルトラキャパシタを併用する燃料電池乗用車において、電圧電流制御ユニット(VCU)による燃料電池の出力制御を行なうことで、以下の結果を得た。

- (1) システム起動時、あるいはアイドル停止からの発進時、VCUのチョッピング動作で、電流制御をすることにより、燃料電池とウルトラキャパシタ間の電圧差を解消することができた。
- (2) 減速エネルギーの回生時、VCUのチョッピング動作で燃料電池とウルトラキャパシタを電氣的に分離することにより、燃料電池からウルトラキャパシタへの充電を制限し、その分減速エネルギーから回収されるエネルギー量を増やすことができた。

参考文献

- (1) 川崎聡志, 小椋正己, 小野徹, 加美陽三: 世界初の燃料電池乗用車 Honda FCX の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.1, p.1-6 (2003)
- (2) 小川隆行, 木村顕一郎, 内堀憲治, 藤本幸人, 清水潔: 燃料電池乗用車 Honda FCX 用パワートレインの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.1, p.7-12 (2003)
- (3) 為乗浩司, 山本康一, 姉川彰博, 田口剛, 久保田真也, 川原誠: 燃料電池自動車用電気二重層キャパシタシステムの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.1, p.25-30 (2003)

■ 著 者 ■



竹中秀和

マイクロガスタービン発電機の研究

Research of Micro-gasturbine Generator

新 村 光 一*
Koichi SHINMURA
木 村 英 海*
Hidemi KIMURA

山 口 浩 司*
Koji YAMAGUCHI
加 藤 武 士*
Takeshi KATO

都 築 貞 親*
Sadachika TSUZUKI

要 旨

エネルギー利用効率の向上に寄与する小型分散型電源への適用を目的としたマイクロガスタービン発電機の研究を行った。この発電機は、出力電力をインバータにより商用電力に変換し系統に供給する系統連系仕様である。エンジンには、排気ガスのエネルギーを回収する熱交換器を採用し、構造をコンパクトにすることにより放熱損失ならびに機械損失を低減した結果、エンジン端熱効率 30.8%、システム端熱効率 26.7%を達成できた。また、希薄予混合燃焼方式を採用することにより、排気ガスの低エミッション化をはかっている。エンジン、インバータその他の補機類を、メンテナンス性を損なうことなくコンパクトにパッケージングし、40kW クラスで世界最高の性能と環境性を有するシステムを実現した。さらにエンジン単体で改良を進めた結果、エンジン端熱効率 32.9%を達成することができた。

ABSTRACT

Research on a micro gasturbine generator targeted for a compact distributed energy resource, which would contribute to the improvement of energy usage efficiency, has been conducted. While aiming at a low emission level by introducing a premixed lean burning method, the engine has achieved a generation efficiency of 30.8 and 26.7 percent at the engine and system end respectively by adopting a recuperator and by reducing the heat and mechanical loss specific to its compact structure. Electricity output from the high-speed generator is converted into commercial power and supplied in coordination to the power grid. The engine, inverter and other auxiliary devices have been arranged into one compact package, achieving the highest performance and ambience level in the class (of 40 kilowatts). Further modifications of the engine have improved the efficiency to 32.9 percent at the engine end.

1. まえがき

電力需要は従来そのほとんどが大型の火力・水力・そして原子力発電によって賄われてきた。これらは設備の大型化により高効率化を進められる反面、建設期間の長期化・設備費の増大や、需要地までの遠距離送電ロスという課題を抱えている。電力の世界的な規制緩和と原子力発電所などの環境負荷の増大などにより分散型発電への関心が高まり、そのなかでもマイクロガスタービン発電機は、大量生産によるコストダウン、熱交換器による発電効率や低エミッション燃焼器性能の向上が進んできた結果、経済性・環境負荷低減の期待により注目されている。(1), (2)

2. 研究のねらいと課題

Honda は、より高度な環境技術の実用化に取り組ん

*和光基礎技術研究センター

でおり、その一環としてエネルギー利用効率の向上に寄与し、電力需要の一部を担う分散型電源の研究を進めてきた。

本研究では、1)高効率発電・長寿命による経済性、2)環境にやさしい低エミッション、3)コンパクトパッケージ&静粛性、をコンセプトとしたマイクロガスタービンによる分散型発電(系統連系)システムを実現することを目的とした。以下に課題を示す。

○課題

エンジン

- ・高効率コンパクト熱交換器
 - ・シンプルな軸構成のための小型高速発電機
 - ・排気ガス低エミッション化のための希薄予混合燃焼器
- #### 電力変換システム
- ・小型かつ長寿命なインバータ
 - ・電気品質向上のための最適制御方法

パッケージ

- ・設置面積の小さいコンパクトパッケージ
- ・メンテナンス性の良さ
- ・静粛性

3. 主要諸元および概要

本発電機システムの主要諸元を Table 1 に、内外観およびシステム構成を Fig. 1, Fig. 2, Fig. 3 に示す。本システムのガスタービンエンジンは、排気ガスのエネルギーを回収する熱交換器を採用し、遠心式の圧縮機とタービンに高速発電機を直結したシンプルな一軸構造とした。

燃料には一般的な都市ガス 13A を使用し、ガス圧縮機により約 560kPa に昇圧し、計量バルブを通しガスタービンエンジンへ供給する。高速発電機で発電された 1.3kHz の高周波交流は、電力変換システムのコンバータ部で直流にされたあと、インバータ部で商用三相交流に変換され、系統に接続される。

Table 1 Major specifications of micro-gasturbine generator

Items	Specifications
Type of output	3 phase 200VAC, 50/60Hz
Rated output (kW)	42 (ISO conditions)
Thermal efficiency (engine end) (%)	30.8 (ISO conditions)
Thermal efficiency (system end) (%)	26.7 (ISO conditions)
Emissions (CO, HC, NOx) (ppm)	< 3
Fuel type	Town gas 13A
Dimensions (W × D × H) (mm)	1506 × 942 × 1501
Weight (kg)	950
Life (hr)	60 000
Noise level (dB(A))	65 (at 1m)

補機のオイル系はエンジン軸のベアリング潤滑と発電機ステータの冷却を行っており、オイルクーラファンはパッケージ内の換気も兼ねている。また、ベアリングのオイルシールでの差圧確保のためにエアポンプを使用している。

パッケージは、Fig. 2に示すように上段と下段に分かれ、エンジンなどの発熱源は上段に、エンジン吸気ダクト・電力

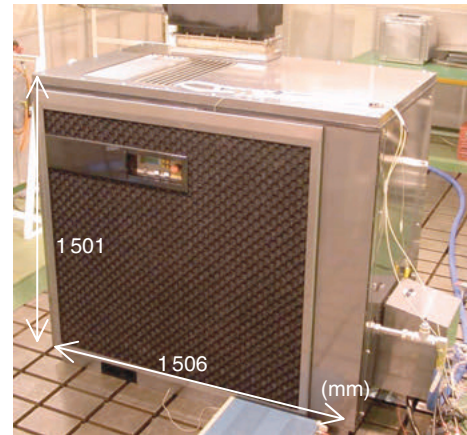


Fig. 1 External view of micro-gasturbine generator

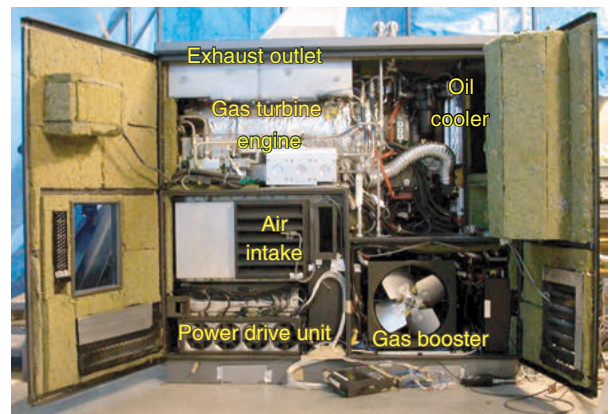


Fig. 2 Internal view of micro-gasturbine generator

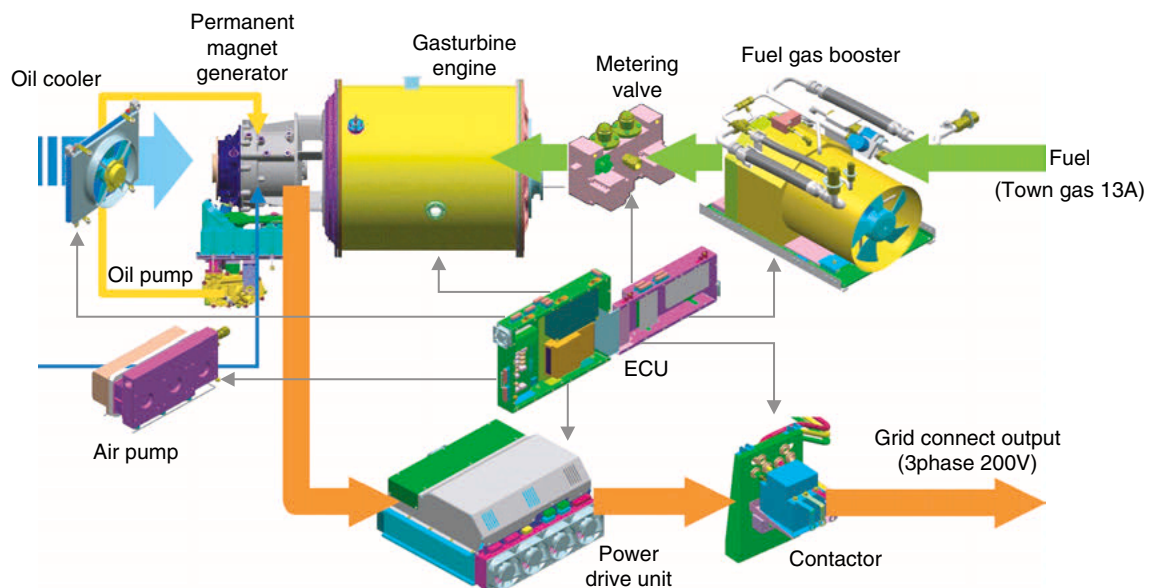


Fig. 3 System diagram of micro-gasturbine generator

変換システム・電装部品などの耐熱性の低いコンポーネントは下段に配置し、効率よく庫内換気を行なえるように設計した。定期メンテナンス時にも前面から全ての部品交換、点検ができるようにコンポーネントを配置し、必要なメンテナンススペースを抑えた。サイズは、40kWクラス発電機では最小である。

騒音は、ダクト部からの音漏れが支配的である。この低減のために各ダクトを吸音材付きの3ベント構造とすることで、65dB(A)/1m(昼間の商業地域で運転可能なレベル)に低減できた。

Fig. 4 にエンジン、システム特性を示す。熱効率率は、標準大気状態において、エンジン端 30.8%、システム端 26.7% を達成した。この性能は、40kWクラスでは最高のレベルである(Fig. 5)。一般にガスタービンの性能は大気温度の上昇により低下するが、エンジン回転数を変化させることによりその影響を抑えた。

エンジンの燃焼器には、燃料と空気の均質な混合気を生産するマルチベンチュリーミキサを用いた希薄予混合燃焼方式⁽³⁾を採用した。この方式により火炎温度を低く抑えな

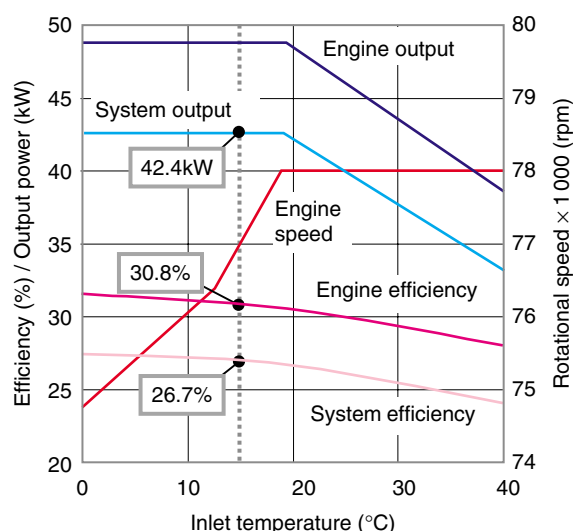


Fig. 4 System and engine performance characteristics

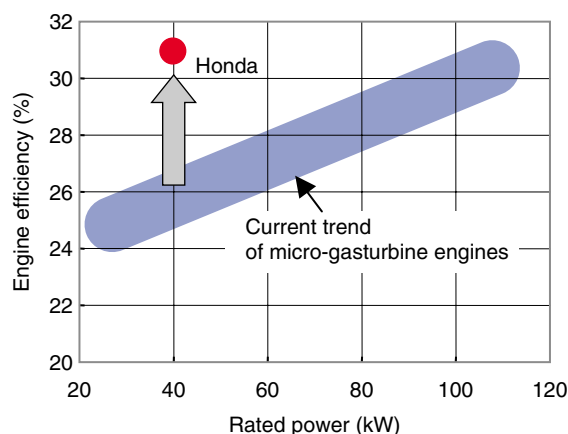


Fig. 5 Honda engine compared with current trend

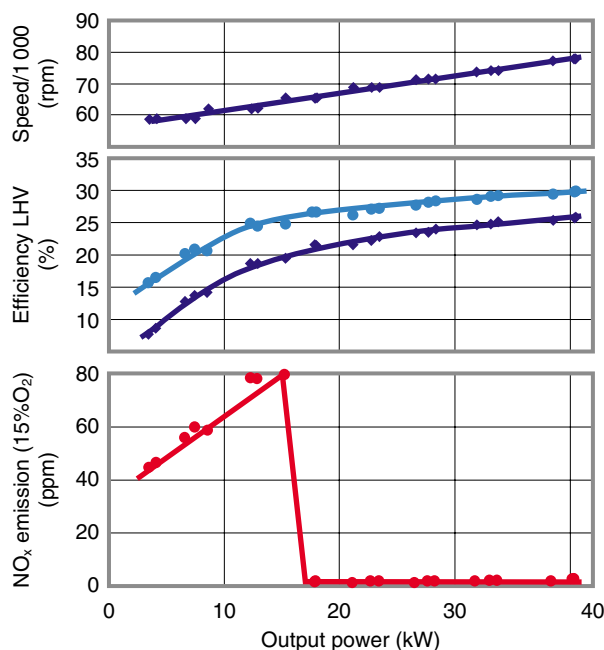


Fig. 6 System emission with efficiency (at inlet temp. 24°C)

が安定燃焼させることが可能となり、エンジン負荷 50% から 100%の広い運転範囲においてエミッション 3 ppm 以下(NO_x , CO, HC at 15% O_2)を達成できた(Fig. 6)。これは、原子力発電を含む全発電所平均⁽⁴⁾を下回る値である。

4. エンジン

一般にガスタービンエンジンは小型化により効率が低下する傾向がある。これは、サイズ、出力が小さくなることによる、1)ロータの先端クリアランスの相対的増加による損失の増加、2)タービン入口温度高温化に対する制約(複雑な冷却構造が取りにくい)、3)ベアリングなどの機械損失の相対的増加、などに起因する。

本エンジンでは、排気ガスの熱を回収する熱交換器を用いた再生サイクル(Fig. 7)を採用することにより、効率の向上をはかった。また、熱交換器を円環形状にした多重管構造を採用した。これにより、高温部を内側に配置し、圧縮機を出た温度の低いエアでエンジン外周部を覆うことができ、タービン出口通路や熱交換器などから外部への放熱損失を

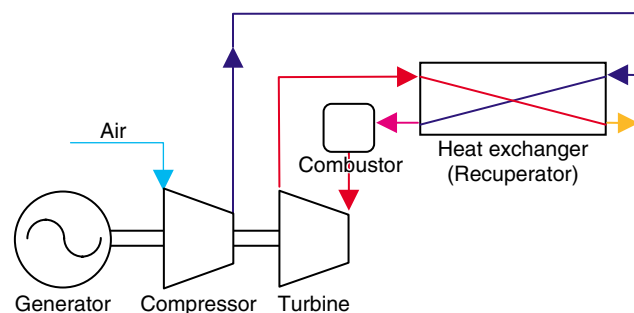


Fig. 7 Flow chart of recuperated gasturbine cycle

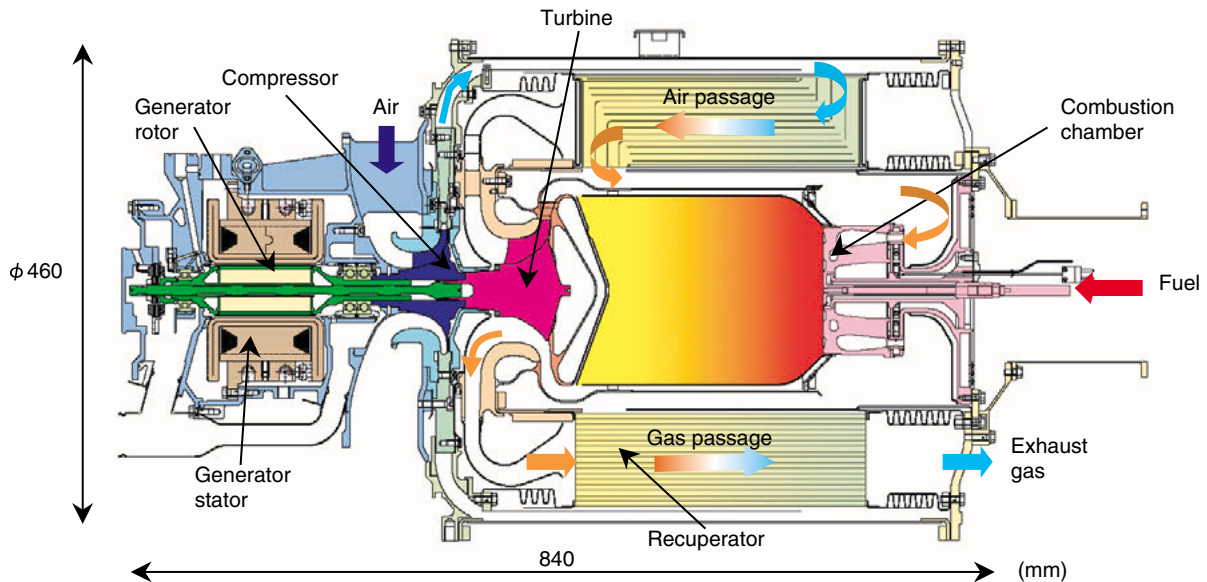


Fig. 8 Cross-sectional view of micro-gasturbine engine

極力抑えた。軸には、遠心式の圧縮機とタービンに高速発電機を直結した一軸構造を採用し、減速機を不要とすることで機械損失を抑えた。エンジン構造図を Fig. 8 に示す。この構造は軸対称であり、温度勾配の大きい高温部品の応力低減にも寄与している。

諸元を Table 2 に、熱交換器の排熱回収によるエンジン効率向上の推定結果に実験結果を対比して Fig. 9 に示す。

Table 2 Engine specifications at ISO conditions

Items	Specifications	
	Version 1	Version 2
Engine speed (rpm)	77 000	
Turbine inlet temperature (°C)	900	
Max. electrical output (kW)	47.8	51.7
Engine efficiency (%LHV)	30.8	32.9
Recuperator temperature efficiency (%)	87.6	90.6
Dimensions (mm)	$\phi 460 \times L840$	
Weight (kg)	145	

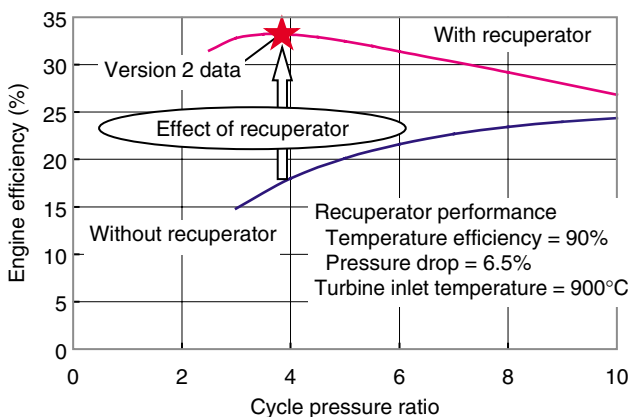


Fig. 9 Relation between cycle pressure ratio and engine efficiency

Version 1エンジンは、システムに搭載し、熱交換器効率87.6%、エンジン端熱効率30.8%である。これに対しVersion 2は、エンジン単体でさらに改良を進め、フリクションの低減や熱交換器効率を90.6%に向上させた結果、エンジン端熱効率32.9%⁽⁵⁾を達成することができた。

ガスタービンエンジンはタービン入口温度(TIT)を高くすることにより効率が上昇するが、高温部品の寿命に与える影響が大きい。本エンジンでは、寿命を考慮しTIT900°Cとし、単体高温回転テストで精度を確認した FEM 解析結果と、運転中のタービン部材温度の実測より 60 000 時間のタービン寿命の見通しを得た。

また、万が一回転体がバーストしても破片がエンジン外に飛び出さないことを実証するため、エンジン過回転バーストテストを行ない安全性を確認した。

以下に主要コンポーネントである熱交換器、高速発電機について説明する。

4.1. 熱交換器

主要諸元及び外観をそれぞれ Table 3, Fig. 10 に示す。円環形状熱交換器には、コンパクトで効率の高い対向流方式の伝熱型を採用した。

Table 3 Recuperator specifications

Items	Specifications
Core size (mm)	$\phi 430 \times L289$
Core weight (kg)	45
Material	SUS304
Plate thickness (mm)	0.1
Flow rate (kg/s)	0.4
Temperature efficiency (%)	90.6
Pressure drop (%)	6.4

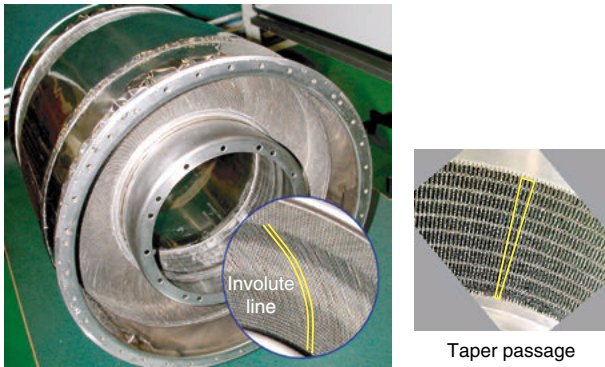


Fig. 10 Front view of recuperator with two different passage types

一般的に熱交換器の効率低下の主な要因は、エアと排気ガスの流量分布の不均一である。流量分布による効率低下の推定結果を Fig. 11 に示す。排気ガスとエアの流量分布が一致する場合をライン A、一致しない場合をライン B に示す。この推定結果をもとに、目標効率 90% を達成するための流量分布の目標値を、標準偏差 0.07 以下とした (Fig. 11: 領域 Q)。

熱交換器を円環にする場合、伝熱板を放射状に配置すると通路幅は内径側が狭く、外径側が広いテーパ通路 (Fig. 10) となり、流量の偏りによって効率が低下する (Fig. 11: P 点)。この偏流を防止するため、どの断面でも通路幅が一定となるインボリュート形状を採用した。また、エア側流路は、流れを転向させることから内径側に流量が偏りやすいため、転向部に流れを制御するリップを配置することにより

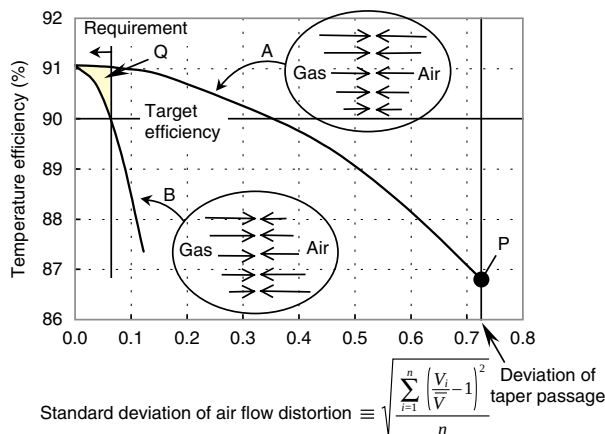


Fig. 11 Calculated effect of flow distortion

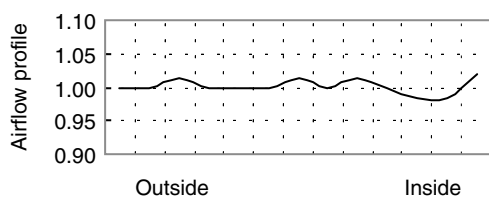


Fig. 12 Air flow profile at 100%N

流量分布を均一化した (Fig. 12)。この確認のため、熱交換器内の部材温度を計測した結果が、Fig. 15 である。温度が入り口から出口にかけて一定勾配で下がり、全体に均一な熱交換が行なわれていることがわかる。

伝熱板はフィンなどの別体パーツを使わないプライマリ構造とした。排気ガス側通路を形成するステンレス板は、フィン状に成形した密着波板とし、エア側通路を形成するリップをプレスしたステンレス板を組み合わせ側面をレーザー溶接して 1 ペアとし (Fig. 13, Fig. 14), 510 枚を円環形状に一体ろうづけして、エア/排気ガスのシールを行って

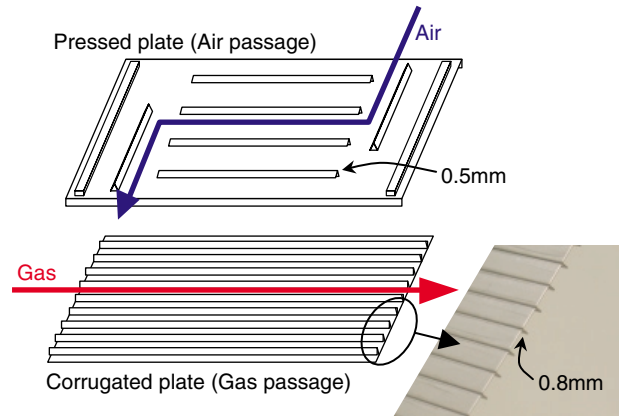


Fig. 13 Plate model of passage

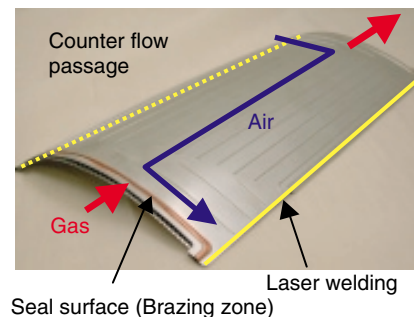


Fig. 14 Laser welded cell (Involute shaped)

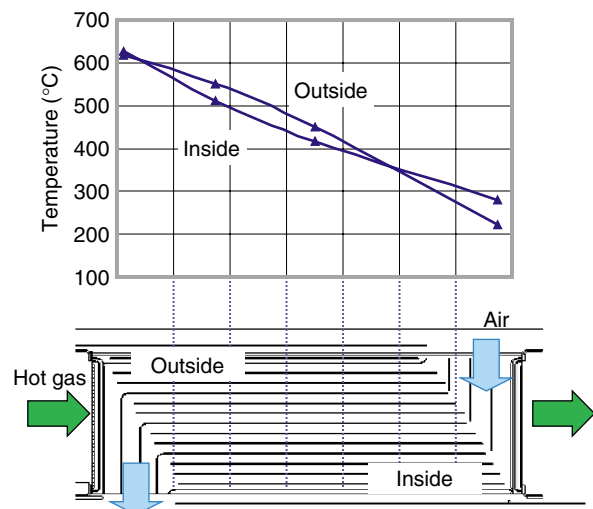


Fig. 15 Measured temperature of recuperator

いる。エア／排気ガス通路高さを 0.5/0.8mm と小さくし、熱伝達率を上げるにより小型軽量化をはかった。シール総延長は伝熱板 510 段でレーザ溶接部 306m、ろうづけ部 122m となるが、リーク量を 1%以下(非シール面積φ 2.7mm 以下相当)に抑えた。

偏流防止とリークを抑えたロウ付け製法により、熱交換器の効率は定格で 90%以上を達成することができた。

4.2. 高速発電機

高速発電機は、永久磁石方式でエンジン直結型とした。主要諸元、ロータの構造図をそれぞれ Table 4, Fig. 16 に示す。軸を一体化した場合、軸受け数を減らし機械損失を低減できる反面、軸の曲げ共振を回避するために軸長を短くするとともに、強度の低い磁石を高回転で保持できる構造が必要となる。そして、この制約されたサイズで磁束量を確保し、ロータ渦電流損やステータ損失などを低く抑えることが要求される。

要求される出力に必要な磁束量を確保するため、発電機ロータには、磁束密度の高い永久磁石(Nd Fe B)を採用し、高強度なニッケル・クロム系合金管に焼ばめすることにより高回転においても圧縮荷重がかかる構造とした。

ロータ渦電流損は、効率の低下だけでなくリングを発熱させ、磁石の温度上昇による減磁や、リングの熱膨張による磁石の圧縮荷重低下を招くため、基本機能を損なう恐れがある。ティースを持ったスロットタイプのステータでは、ティース部の磁気抵抗が低く磁束が通りやすいため磁束変動が起き、ロータ表面に渦電流が発生しやすい。この渦電流損への対応として、ティースの無いコア(鉄心)内側に円筒形状にコイルを配置するスロットレスタイプのステータを採用した(Fig. 17)。コイルは、自己融着線を加熱プレス成形している(Fig. 18)。

Table 4 Generator specifications

Items	Specifications
Generator type	Permanent magnet
Rotor size (mm)	φ 48.8 × L90
Magnet material	Nd Fe B
Stator type	Slotless
Electromagnetic conversion efficiency (%)	97

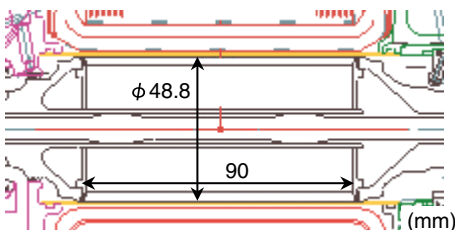


Fig. 16 Cross-sectional view of generator rotor

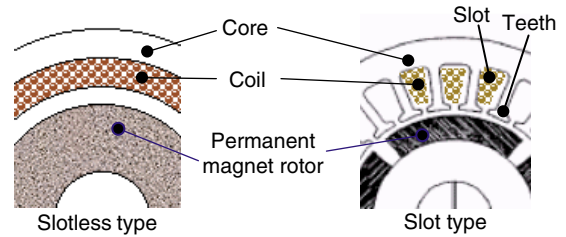


Fig. 17 Structures for slotless and slot stator

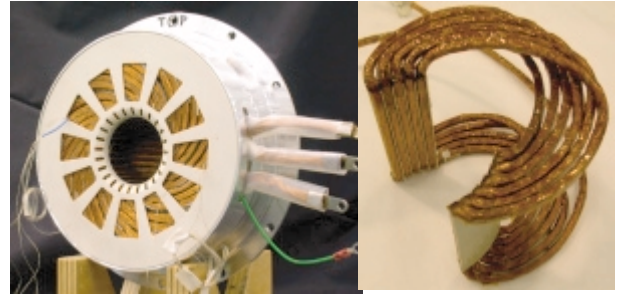


Fig. 18 External view of stator coil

ステータ損失には、コイルの内部抵抗により生じる銅損以外に、交番磁束がコイルを通過する時に起きる磁束の変動によって素線内部に発生する渦電流損と、同相の束線内の各素線間の位相差で発生する循環電流損の二つがある。細い素線(φ0.3)の採用と、素線束を撚り合わせた複合リッツ線を採用することにより両方の損失を小さく抑えている。

このように磁束量の確保と、ロータ渦電流損とステータ損失の低減をした結果、発電機効率 97%が得られた。

5. 電力変換システム

電力変換システムには、系統連系ガイドラインなど^{(6)~(8)}に適合する出力電力の電気品質と、高効率およびコンパクト化が求められる。

達成値および主要諸元を Table 5 に示す。実系統にて計測した電気品質は、力率0.99、総合電流ひずみ率(THD)3.5%であり、系統連系ガイドラインなどのそれぞれの基準値 0.95 以上、5%以下を十分にクリアした。高力率であることと、直流平滑部の損失低減等により、効率は定格出力で 95.1%を達成した。

Table 5 Electric power control unit specifications

Items	Specifications
Type of control	3 phase PWM control
Output power (kW)	42
Efficiency (%)	95.1
Total harmonic distortion (%)	3.5
Power factor	0.99
Volume (litter)	87
Weight (kg)	98

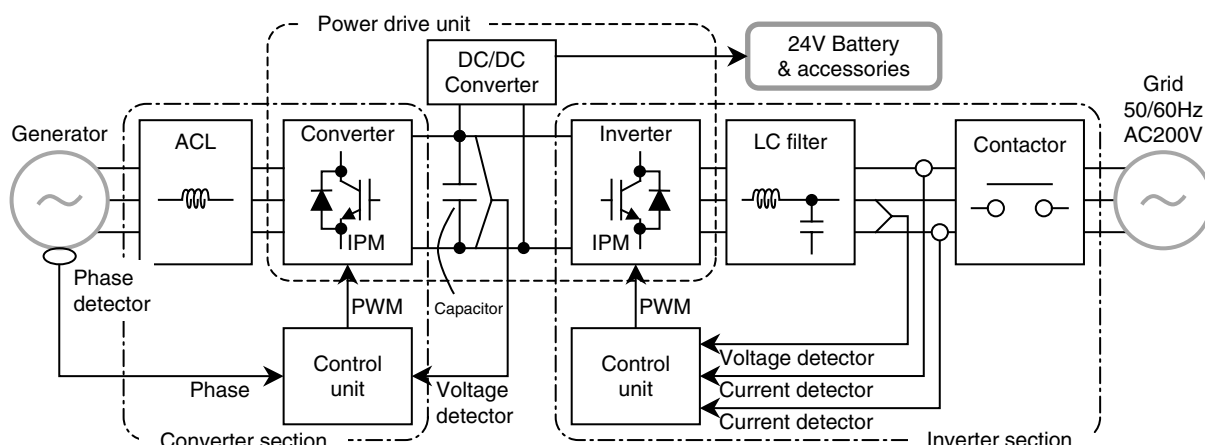


Fig. 19 Block diagram of electric power control system

ブロック図を Fig. 19 に示す。この電力変換システムは、高速発電機からの高周波交流を直流に整流するコンバータ部、直流平滑をするコンデンサ群、直流を商用三相交流に変換し系統連系するインバータ部、および、補機電源用の DC/DC コンバータで構成されている。

電力変換システムの主要部である PDU (Power Drive Unit) を Fig. 20 に示す。発熱の大きいスイッチング素子 (コンバータとインバータ) と DC/DC コンバータを一カ所に集約し、ヒートシンク上に配置することで冷却効率を高め、小型化した。また、コンバータとインバータを一体構成にしたことと、出力制御応答性の向上により、直流平滑コンデンサの充放電損失を低減することが可能となり、極めて小さな容量ながら 60 000 時間もの長い要求寿命を確保しつつ、高い効率を得ることができた。

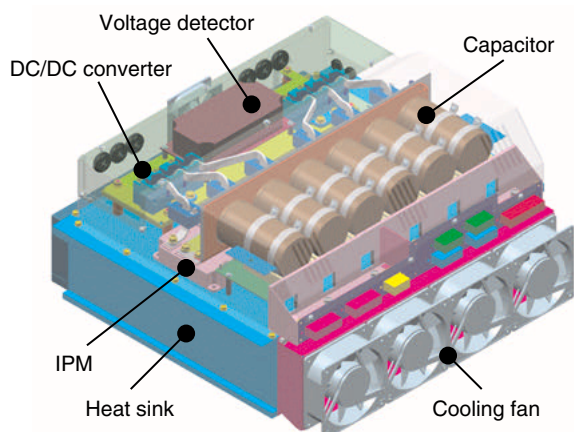


Fig. 20 Detail of power drive unit

5.1. コンバータ部

高速発電機の交流電圧を直流変換する上で、一般的なダイオード整流を用いたシステムでは、低回転では直流電圧が低く系統への電力供給ができない。また、エンジンの始動時に発電機に通電してモータとして作動させるためのインバータを、別途設ける必要があるなどの欠点がある。

一方、PWM (Pulse Width Modulation) コンバータ方式を用いると、回転数によらず任意の直流電圧を生成して低回転域から高回転域で、系統への電力供給が可能である。さらに、インバータ動作を行うことでスタータ機能も有することができ小型化がはかれる。以上の理由から、本コンバータ部ではこの方式を採用し、さらに各相電流をベクトル制御することにより、幅広い運転領域において高効率かつ安定な動作が可能となった。

5.2. インバータ部

インバータには、前述の系統連系ガイドラインなどに適合した電気品質 (力率・ひずみ率など) や単独運転検出等の異常時の系統保護機能が求められる。その電気品質を満たすために、系統電圧の高精度な位相検出と高速な電流波形整形制御を用いた。その結果、低次の高調波を小さくでき、出力段の LC フィルタはスイッチングの高周波を除去する程度で充分であり、小型化がはかれた。また、系統連系保護機能に必要な各種処理をソフトウェアで行い、専用回路部品などを新たに追加することなく求められる機能を満たすことができた。

6. エンジン制御

発電機には、定格出力だけではなく、部分出力 (定格以下) での連続発電も要求される。本機のような軸式ガスタービンエンジンで出力を制御する場合は、Fig. 21 に示すように回転数固定でタービン入口温度 (TIT) およびタービン出口温度 (TET) を下げる方法と、回転数を下げて温度上限付近で運転する方法の二つがあるが、エンジンの特性上、効率の低下が少ない後者を採用した。

一方、ガスタービンエンジンは、大気温度 (T1)、大気圧 (P1) により、TIT または TET が上限になるときの回転数が増えるため、大気状態によらず効率のよいラインをトレースして運転できる制御が求められる。そのために、TET

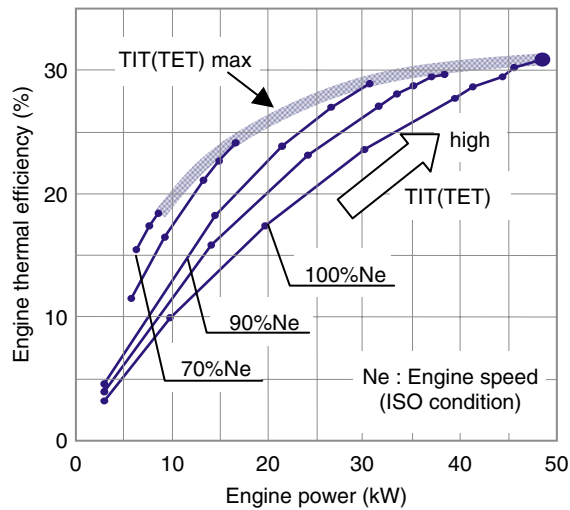


Fig. 21 Engine performance

などの温度を直接フィードバックする方法を用いると、その過渡特性のため制御周期を短くすることができず、制御の安定性や速い過渡応答性が得られない。以上の理由から、エンジンの性能マップデータを用いて回転数を制御する手法を採用し安定性を向上させた。

Fig. 22にこのエンジン制御の構成を示す。回転数と出力に対する TIT および TET の特性をマップデータ化し、そのマップとセンシングされた T1 と P1 から、そのときの適正な作動ラインを導出している(上側のブロック部)。そしてこの作動ラインと要求出力値から、目標とする回転数を求めて制御を行っている(下側のブロック部)。T1, P1は急激に変化しないため、この適正作動ラインの更新間隔は、

回転数制御の制御周期より十分長くすることができ、演算負荷を軽減できる。この制御方法により、定格出力時の回転数変動を $\pm 100\text{rpm}$ 以下にすることができた。

また、長期間の運転などによりエンジン特性が徐々に変化する場合があるが、TET をセンシングして、マップから想定される TET との差から、初期に設定したマップ自体の補正を定期的に行ない、このような経時変化に対応している。

7. まとめ

エネルギー利用効率の向上に寄与する小型分散型電源への適用を目的としたマイクロガスタービン発電機の研究を行ない、以下の結果を得た。

- (1) 要求寿命と安全性を満たし、かつ高効率な再生式サイクルエンジンを搭載した発電機システムを開発し、エンジン端熱効率 30.8%、システム端熱効率 26.7%を達成することができた。これは、40kW クラスとして現在報告されている世界最高の値である。さらにエンジン単体で改良を進めた結果、エンジン端熱効率 32.9%を達成することができた。
- (2) マルチベンチュリミキサを採用した希薄予混合燃焼器により、出力 50～100%の広い範囲において、エミッションを 3ppm 以下にできた。これは、原子力発電を含む全発電所平均を下回る値である。
- (3) エンジンやインバータなどのコンポーネントを、熱、メンテナンス性を考慮しコンパクトなパッケージにまとめ、65dB(A)/1m の低騒音を達成した。

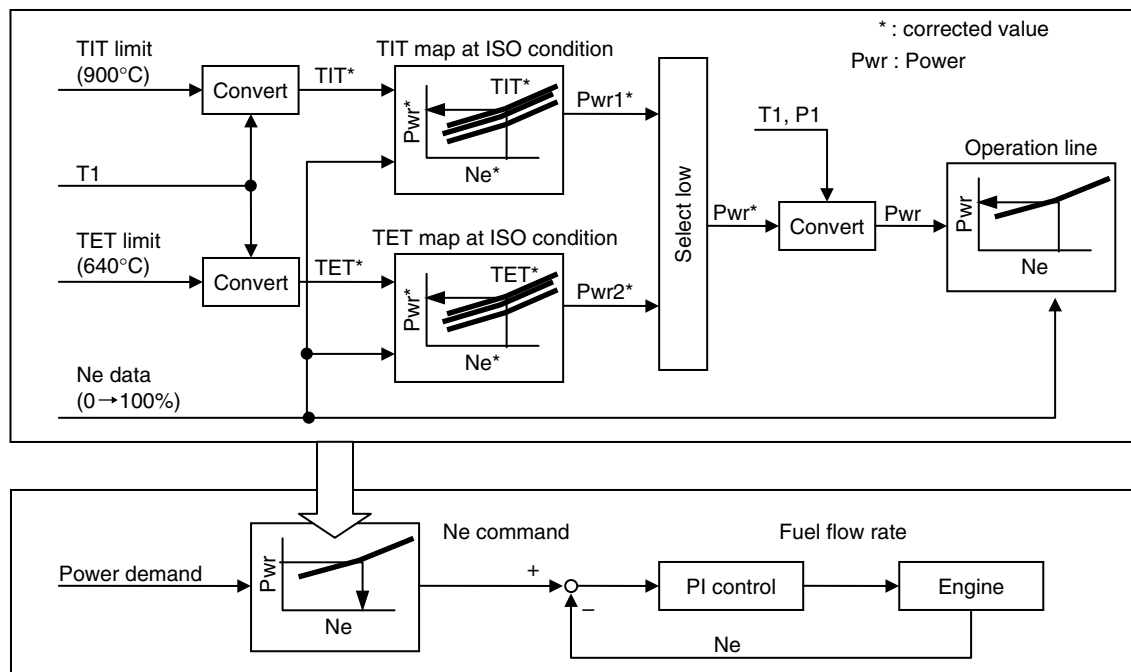
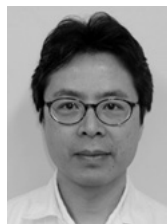


Fig. 22 Engine control block diagram

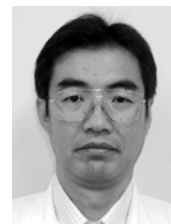
8. 参考文献

- (1) 吉識晴夫: マイクロガスタービンの開発の状況と課題,
日本ガスタービン学会誌 Vol.29 No.3, p.123-128 (2001)
- (2) 三浦千太郎: 小型分散型電源市場でのマイクロガスタービンの最近の動向, 日本ガスタービン学会誌
Vol.29 No.3, p.134-140 (2001)
- (3) 山崎 敦, 黒川正敏, 井上勉, 村上尚: 天然ガス希薄予混合超低エミッション燃焼器の研究, Honda R&D
Technical Review Vol.15 No.2, p.85-92 (2003)
- (4) 東京電力(株): 環境行動レポート 2002, p.113 (2002)
- (5) Koichi Shinmura: Microturbine Research at Honda,
Presented in 2003 ASME TURBO EXPO Panel session
(2003)
- (6) 資源エネルギー庁: 解説 電力系統連系技術要件ガイド
ライン 98 (1998)
- (7) 社団法人日本電気協会: 分散型電源系統連系技術指針,
JEAG9701 (2001)
- (8) 財団法人電気安全環境研究所: 小型太陽電池発電システム系統連系保護装置等の試験方法(1993)

■ 著 者 ■



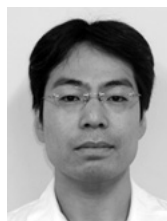
新 村 光 一



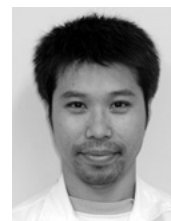
山 口 浩 司



都 築 貞 親



木 村 英 海



加 藤 武 士

4 ストロークロードレーサ RC211V の紹介

Presentation of RC211V Equipped with 4-Stroke Engine

角 増 寿*
Hisashi Kadomasu

要 旨

4 ストロークロードレーサ RC211V は、「速さと機能美の追求による、Honda 独自の先進技術の発信」をコンセプトとして開発された。二輪車世界初の軽量・コンパクトな4 ストロークV型5気筒エンジンを採用した上で、リニアなトルク特性と扱いやすいトラクション特性、マスの集中化によるコントロール性の高いハンドリングと2ストロークロードレーサ同等以上の旋回性能を目指した。エンジンに関してはミッション室オイルタンク型セミドライサンプクランクケース、燃料圧力可変の燃料噴射機構などを採用し目標性能を達成した。また、車体と足まわりには新形態のアルミツインチューブフレーム、低重心フューエルタンク、ユニットプロリンクサスペンションなどを採用するとともに、各部品の軽量化を行い5気筒エンジン車両の規定最低重量145kg を達成した。

ABSTRACT

The 4-stroke engine road racer, RC211V, has been developed with concept as “Launching of Honda’s own advanced technology in pursuit of speed and functionality”. Employing a light and compact 4-stroke V-type 5-cylinder engine for the first time in the world, it was aimed to realize linear torque characteristics, easy operational traction characteristics, high controllable handling by mass concentration and better turning ability than 2-stroke road racers. A semi dry sump crankcase utilizing the transmission room for oil tank, and pressure controllable fuel injection system were adopted to achieve the performance target of engine. In addition, the specified minimized weight, 145 kg, for 5-cylinder engine motorcycles was satisfied by employing of a new type of aluminum twin spar frame, a low gravity fuel tank and a Unit Pro-link suspension on the frame body and the suspension, as well as by weight reduction of each part.

1. まえがき

二輪世界選手権ロードレース最高峰のWGP500は、2002年度より Moto-GP の名称でスタートした。4ストロークレーサの排気量上限が 990cm³ となった新レギュレーション施行を踏まえ、Honda はこれまで主流の2ストロークレーサに替わる新型4ストロークエンジンを搭載したロードレーサを開発した。

2. 開発コンセプト

WGP ロードレースではエンジンの最高出力がいかに優

れていても、リニアなトルク特性と扱いやすいトラクション特性を備えていなければタイヤ磨耗が早期に発生する。タイヤの磨耗はそのままラップタイム低下につながるため、タイヤに対する負荷を軽減することが必要とされる。また、ある程度タイヤ磨耗が進行した状態でコントロールしやすい車体でなければ、レース終盤まで安定的に速く走行することは難しい。これらを考慮した上で、レース全般を速いペースで走りきるため、最高出力と扱いやすさが両立するエンジン、徹底的にマスを集中させたコントロール性の高い車体、およびトラクション性能の良いサスペンションを目指した。

*朝霞研究所

3. 機種概要

RC211V の外観を Fig. 1 に、主要諸元を Table 1 に示す。車体サイズは、過去8年間で7回の WGP500 の個人・メーカータイトルを獲得している、軽量コンパクトな2ストロークレーサ NSR500 と同等に設定した。車重と最高出力は、新レギュレーション下のパワー／ウエイトレシオの位置付けと、気筒数／形式違いのエンジンサイズ比較より検討した。新レギュレーションの下では、出力で有利となる多気筒エンジンは車重で不利となり、車重で有利となる少ない気筒エンジンは出力で不利となる。車重と出力が増加す



Fig. 1 External view of RC211V

Table 1 Major specifications

Items		Specifications
Overall length	(mm)	2050
Overall width	(mm)	600
Overall height	(mm)	1130
Wheelbase	(mm)	1440
Ground clearance	(mm)	130
Vehicle dry mass	(kg)	145
Engine type	Liquid cooled 4-stroke DOHC five cylinder	
Engine displacement	(cm ³)	Under 990
Valve train	DOHC 4 valve	
Max power	Over 160kW	
Throttle body type	GQ type	
Fuel capacity	(Liter)	24
Clutch type	Dry multi-plate type	
Transmission	6 speed constant mesh	
Tire size	Front	12/60-17
	Rear	19/67-16.5
Brake system	Front	Double, Carbon disk
	Rear	Single, SUS disk
Suspension	Front	Telescopic
	Rear	Unit Pro-link
Frame type	Aluminum twin-spar	

るほど、前述したタイヤ磨耗に対しては不利な状況となる。最終的にはエンジン出力と完成車重量のバランスに優れ、かつ最もコンパクトなV型5気筒エンジンを選択した。レギュレーション内容を Table 2 に、パワー／ウエイトレシオの関係を Fig. 2 に示す。

4. エンジン

エンジンサイズは二輪車の運動三成分、すなわちロール、ピッチ、ヨー方向の慣性モーメントを低減し完成車の運動性を高めるために車両搭載性を考慮し、限りなく球形に近い設計とした。そして最も小さな球形レイアウトとなるV型5気筒を採用した。エンジンサイズの比較結果を Fig. 3、エンジン透視図を Fig. 4、クランクシャフトモデル図を Fig. 5 に示す。このエンジンはバランス機構を設けずに一次振動、およびカップリング振動を完全にキャンセルする設計とした。各気筒に往復部重量の50%のカウンタウェイトを付加したレイアウトとし、1番、2番シリンダと4番、5番シリンダの各々で25%づつの不釣り合いをキャンセルし、3番シリンダで残った50%(25%+25%)をキャンセルすることで一次振動を解消した。クランクバランス模式図を Fig. 6 に示す。また3番シリンダを中心に左右対称のシリンダ配置となっているため、カップリング振動も理論上ゼロとなる。エンジン本体にバランスが不要なことや、エンジン振動に起因する車体部品の強度不足の懸念が少なくなることは、完成車重量低減の点で大きなメリットである。4ストロークエンジンのフラットなトルク特性を損なうことなく高出力化するために、バルブタイミングや吸排気系の諸元をコンピュータ解析により適正化し、目標出力を達成した。従来の2ストロークエン

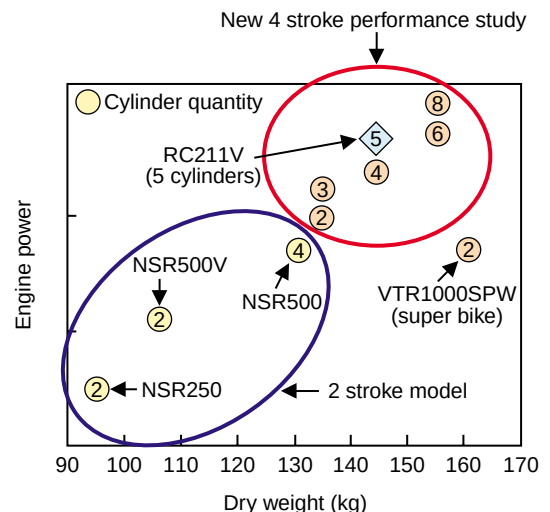


Fig. 2 Comparison of power-weight ratio

4 ストロークロードレーサ RC211V の紹介

Table 2 Regulation of Moto-GP (from 2002)

Engine type	4-stroke			2-stroke		
Engine displacement (cm ³)	Maximum 990			350 ~ 500		
Cylinder quantity	Free			Maximum 4		
Supercharging	Prohibition			Prohibition		
Vehicle dry mass (kg)	Over 6 cylinder	4 ~ 5 cylinder	Under 3 cylinder	4 cylinder	3 cylinder	2 cylinder
	155	145	135	131	116	101
(Oval piston)	155	155	145			
Fuel capacity (Liter)	Maximum 24			Maximum 32		
Noise (dB)	Maximum 125			Maximum 113		

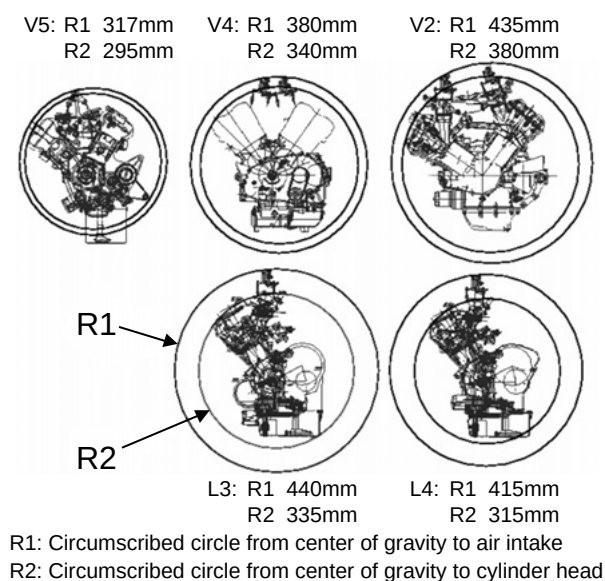


Fig. 3 Comparison of engine size



Fig. 4 Cutaway drawing of RC211V engine

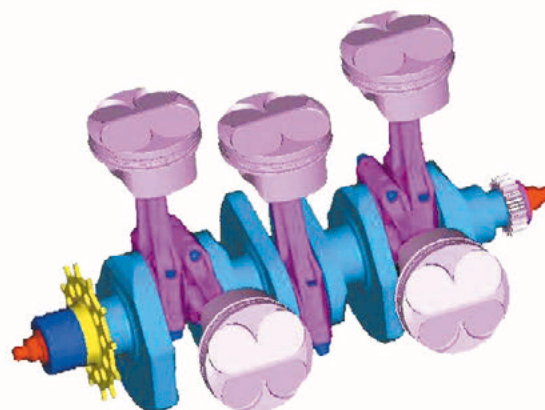
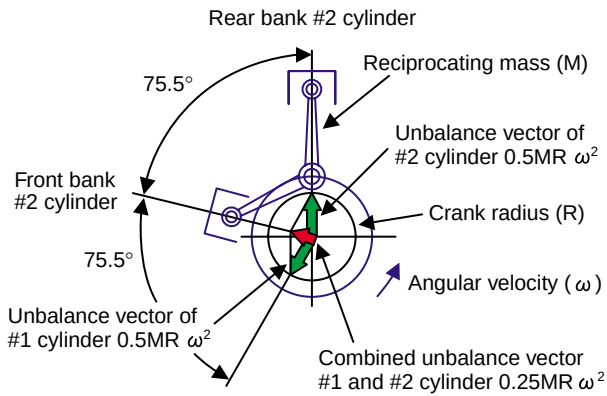


Fig. 5 FEM analysis model of crankshaft

ジンに対し出力・トルク値で大幅に上回り、燃料流量は大きく低減した特性となっている。NSR500 と RC211V のエンジン性能曲線を Fig. 7 に示す。

クランクケースはアルミ鋳造製で、オイル潤滑にはトランスミッション室オイルタンク型セミドライサンプ機構とした。各クランク室スローはそれぞれ密閉されており、オイルセパレートプレート下に設けたオイル溜り部から、各スローに配置された3個のスカンペンジグオイルポンプにより、オイルとブローバイガスをミッション室側に強制排出する。排出されたオイルはミッション室からオイルパンに落ちる構造であり、クランク室内にはエンジン運転中に常時 70kPa 程度の負圧が発生する。クランクケース構造と潤滑機構の概略を Fig. 8 に示す。この機構の採用により、従来のウェットサンプ機構に対してピストン裏のポンピングロスとクランク系のオイル攪拌ロスが減少し、最高出力で4%の向上、フリクションで19%の低減を達成した。出力とフリクションの相関図を Fig. 9 に示す。また完全ドライサンプ機構の場合は、別体のオイルタンクとオイル配管が必要となり重量が増加するが、本機構はエンジン一体レイアウトのため完全ドライサンプ機構に対して約1kg軽量である。

Weight balance of #1-2 cylinder (#2 top dead center)



Weight balance of #3 cylinder (#2 and #4 top dead center)

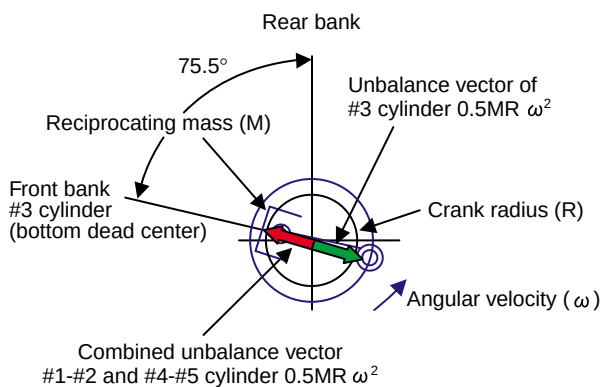


Fig. 6 Weight balance of cylinder

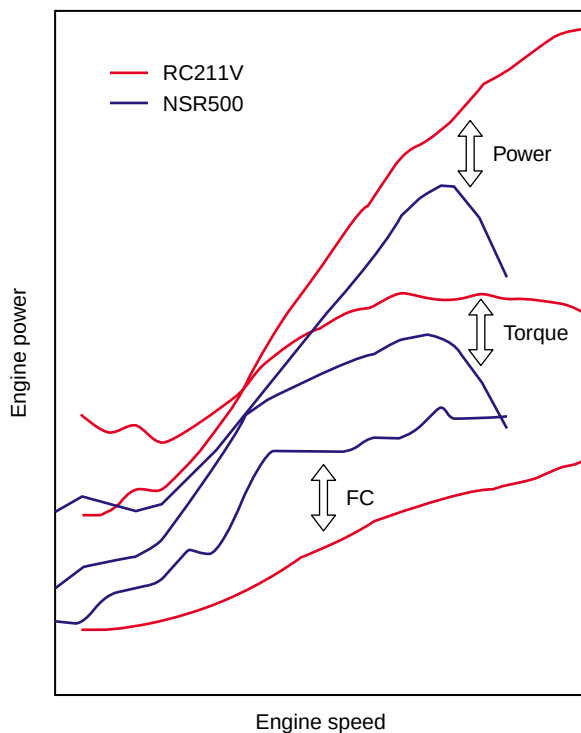


Fig. 7 Engine performance curve

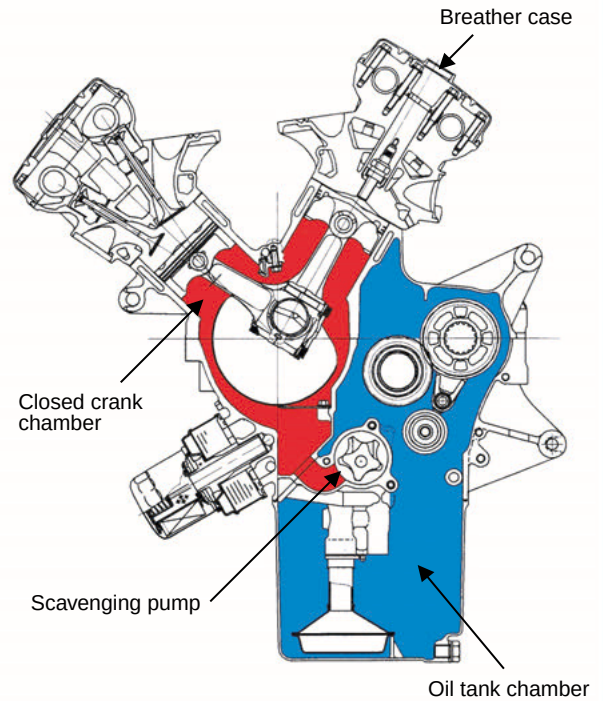


Fig. 8 Structure of crankcase

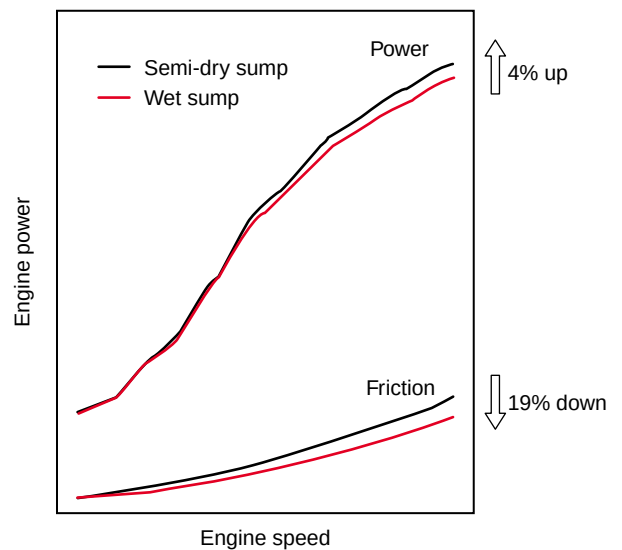


Fig. 9 Effect of new crankcase

5. 燃料系

スロットルボデーには、偏向マルチホールタイプのツイーンインジェクタ方式を採用した。各気筒の上流側と下流側に各一本のインジェクタを装着し、低負荷域と高負荷域の燃料噴射を分担させることで、ドライバビリティと高出力を両立した。インジェクタの配置概略図を Fig. 10 に示す。

また連続的にインジェクタの燃圧を変化させることのできる燃料圧力可変機構により、出力過渡特性を向上した。プ

レッシュレギュレータの構造図を Fig. 11 に、燃料圧力プログラム例を Fig. 12 に示す。

さらにスロットル開閉時にインレットポートに残存・付着し、次の爆発サイクルで流入する「付着燃料量」を予測制御することで空燃比の適性化を行い、ドライバビリティと燃費の向上を計った。

6. 車体

従来の2ストロークロードレーサの場合、フューエルタンクはエンジン上部、かつライダーの前方に搭載されており、レース序盤のガソリン満載状態では完成車重心が高くなるため、ハンドリングが重くなりスタート時から速いペースで周回することが難しかった。またガソリン残量変化に伴う操縦性・安定性の変化も大きく、ラップタイムの安定化と

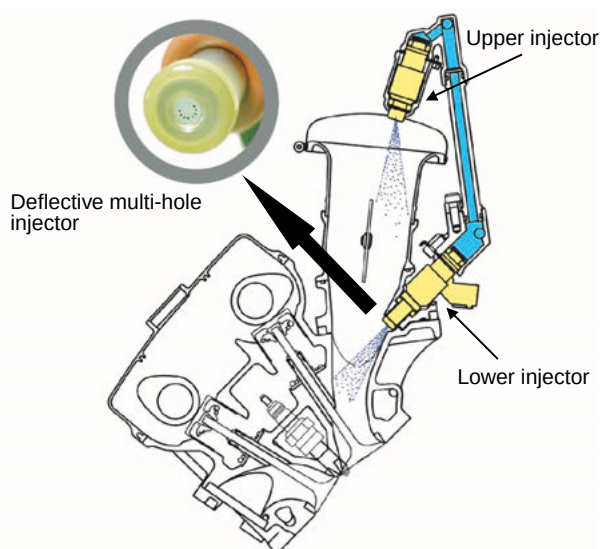


Fig. 10 Twin injector

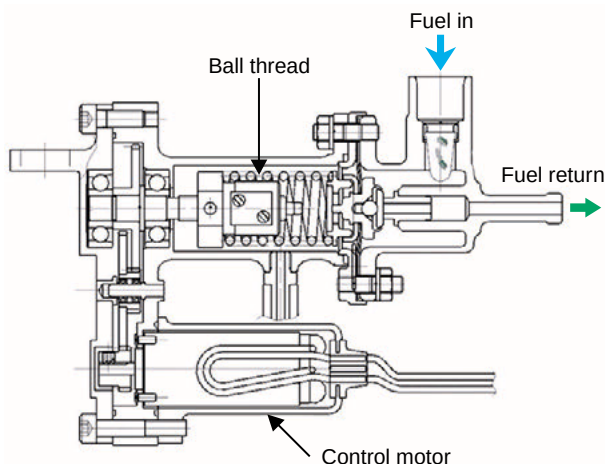
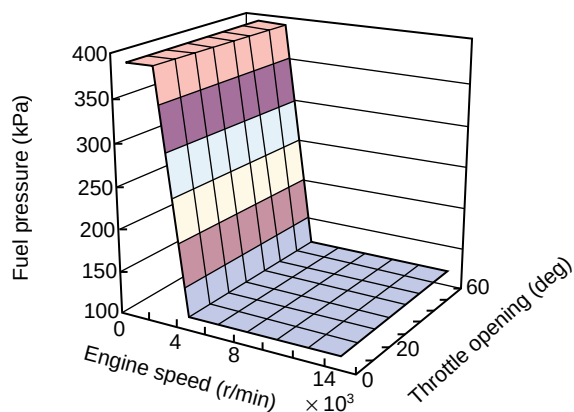
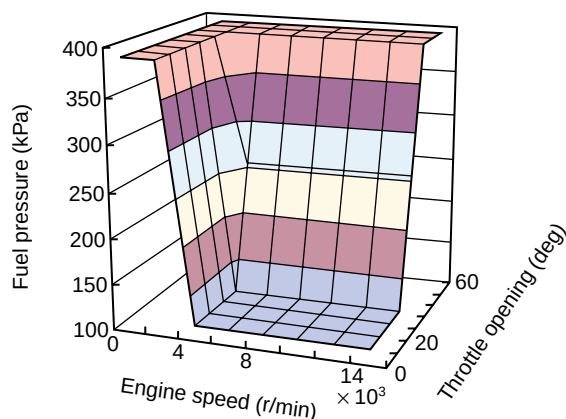


Fig. 11 Structure of fuel pressure regulator



Fuel pressure under low gear



Fuel pressure under high gear

Fig. 12 Program of fuel pressure control

いう面でも不利であった。RC211Vではフューエルタンクの一部をシートカウル下に配置し、ガソリン積載位置を下げることで完成車のマスを集中させ、ガソリン満載時のハンドリングを軽くするとともに、レース中のガソリン残量減少に伴う重心高変化を最低限に抑えた。この結果レース序盤のスタートダッシュが可能となり、レース中のラップタイムも安定した。24リッタのタンク容量とスロットルボデー上側のエアボックス容量を確保しつつ、ガソリン積載位置を下げるためには、フューエルタンクが収まるシート下の空間をできるだけ確保する必要がある。RC211Vはユニットプロリンクサスペンション機構の採用により、フレーム上部にサスペンションマウント部を設ける必要が無いため、シート下に大きなフューエルタンクスペースを確保することが可能である。完成車レイアウト概略図を Fig. 13に示す。車体の基本骨格は、新しい剛性理論に基づきCAEを用いた解析を行い、完全な新規設計とした。フレームボデー・スイングアームはNSR500に対して横に17%たわみやすく、ねじれ方向に23%たわみにくい構造となっている。これは160kWを超えるエンジンの高出力を受け止める車

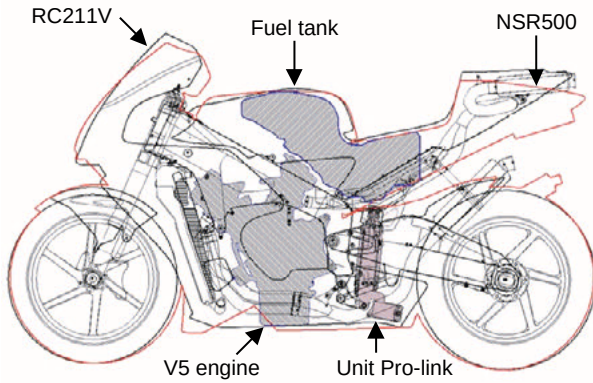


Fig. 13 Comparison of motorcycle size

8. フェアリング

近年の二輪ロードレーサは、空気抵抗値低減とライダーに対するウインドプロテクション向上を重視し、フェアリングが完成車を大きく包み込むようにする傾向にあるが、二輪車の運動性能向上の観点からは相反するものである。RC211V のフェアリングは側面面積を削減するようにデザインされており、これは軽快なハンドリング・横風に対する安定性と、空気抵抗・ウインドプロテクション性能を両立させることをねらった試みである。結果として NSR500 同等以下の全面投影面積と空気抵抗値を達成しつつ、ハンドリング性能向上を果たした。2002 年式 RC211V の外観と 1998 年式 NSR500 の外観を Fig. 16 に示す。

9. 電装系

新型 ECU は点火時期、FI セッティング、各種アクチュエータ制御のほかデータロガー機能を持つ一体ユニットと

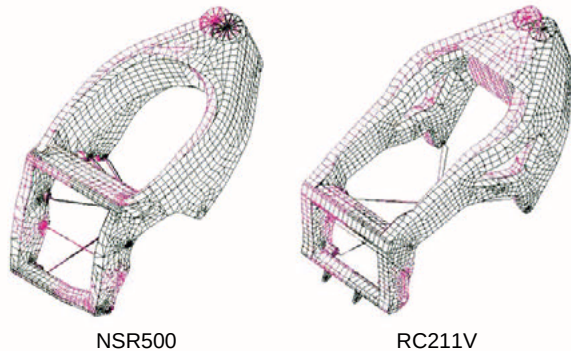


Fig. 14 Frame body stiffness model with FEM

体の安定性確保と、旋回性能の向上をねらったものである。また減速区間で従来の軽量 2 ストロークレーサと同等以上の減速性能を得るため、ピッチング方向のフレーム剛性を確保しブレーキング時の安定性を向上させた。メインフレーム剛性の CAE 解析モデルを Fig. 14 に示す。

7. 足まわり

ユニットプロリンクサスペンション機構は、旋回立ち上り区間において車体のロール挙動が安定するため、結果として優れたリヤトラクション性能を発揮している。またフレームボデー上部にリヤクッションユニットを接合せず、スイングアーム上部にユニット接合部を設定するレイアウトとなっているため、従来のようにフレームボデー本体のユニット接合部位を補強する必要が無く、フレーム剛性値の設定自由度が大きいという利点がある。リヤサスペンション構造の比較図を Fig. 15 に示す。

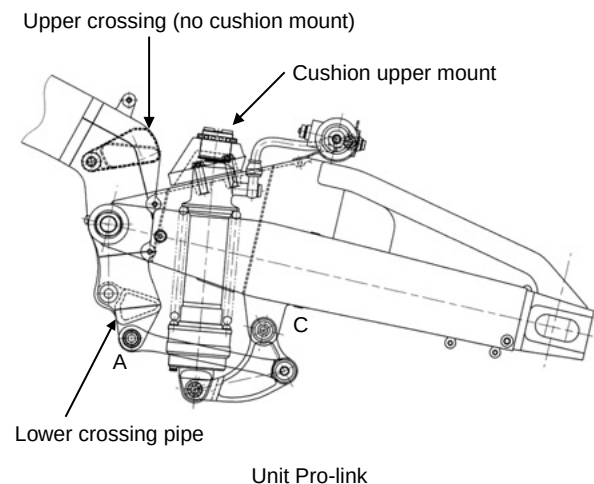
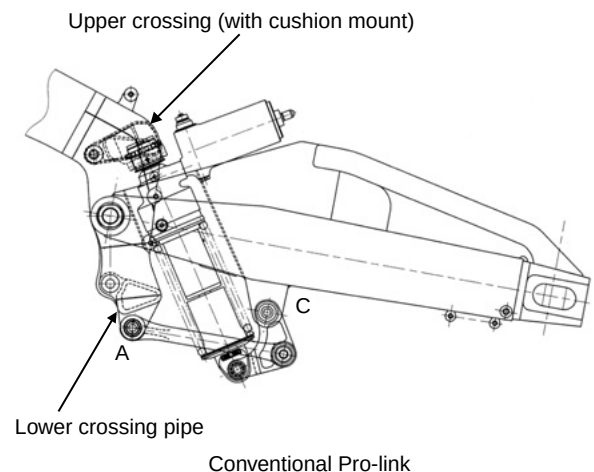


Fig. 15 Structure of unit Pro-link



RC211V 2002 model



NSR500 1998 model

Fig. 16 Comparison of external view



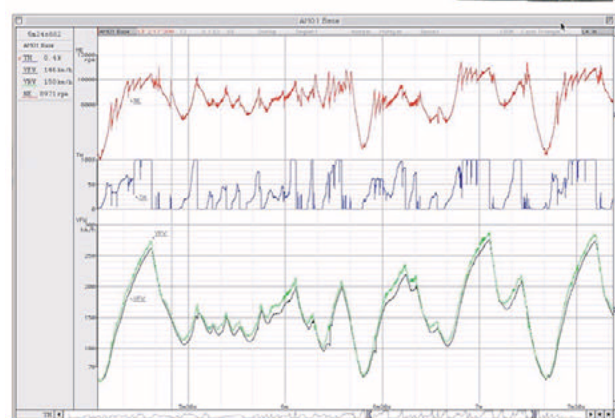
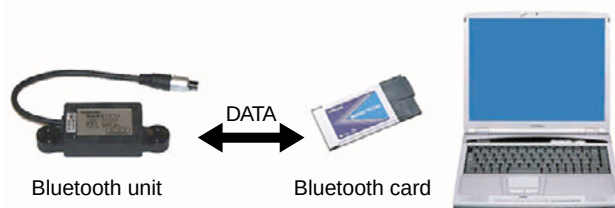
ECU unit



CAN meter

Fig. 17 ECU unit and CAN meter

なっている。ECU とメータは CAN(Controllor Area Network : 1989 年に Robert Bosch GmbH 社により開発され、ISOで標準化されたシリアル通信プロトコル)で通信しており、メータは水温・ラップタイムの表示を始め、センサ類の状態表示やフェール情報などのマルチ表示が可能である。メータ左側のセレクトスイッチにて表示切替を行う。CAN採用により信号ラインが簡素化できるため、ハーネスが軽量化されている。ECU とメータの外観を Fig. 17 に示す。また燃料噴射のセッティング、モード(Map)変更などのコンディション調整に Bluetooth を用いている。レースレギュレーションで走行中のリアルタイム相互通信が禁止されているため、通信はエンジン停止時のみ作動するようになっている。ロギングデータの項目設定・データの吸い上げもエンジン停止時に瞬時に行う。車速、使用回転数、スロットル開度、ギヤポジション、サスペンションストロークなど、エンジンおよび車体のさまざまなデータを常時計測することで、ライダーが感じているマシンの問題点をより定量的に把握しながら、セッティングを的確に行うことができる。Bluetooth ユニット外観とデータロガー計測例を Fig. 18 に示す。



Logging data sample

Fig. 18 Bluetooth unit and logging data sample

10. まとめ

RC211V はV型5気筒4ストロークエンジンの扱いやすい出力特性を活かし、コンパクトな車体、ユニットプロリンクの優れたトラクション性能なども含めねらいの性能を達成し、2002年 Moto-GP クラスの個人・メーカ両タイトルを獲得した。今後もさらにHonda二輪スーパースポーツモデルのイメージリーダーとして技術チャレンジを継続していく。

■著 者■



角 増 寿

Development of Variable Mowing System (VMS)

Christopher OSBORNE*

Dean HARTLEY*

Vincent PRINZO*

ABSTRACT

要 旨

The HRX217 lawnmower was developed for general consumer use based on the key concept of maximizing performance in both the bagging and mulching modes of operation. Performance has been increased by the development of a variable mowing system (VMS). The variable mowing system allows the customer to select either the bagging or mulching configuration for their lawnmower by easily rotating a lever. This gives the customer a never before achieved control on the performance of his/her lawnmower. Notably, this is done without the customer having to remove or replace any parts, or use any tools. The VMS technology was also achieved without an increase in cost to the customer over existing mulch plug technology. Lastly, the VMS significantly reduced the overall quantity of grass clippings collected in the bagging mode, therefore reducing the environmental impact of grass clipping disposal.

芝刈り性能(収納モード及びマルチングモード)の向上をねらいとして、一般消費者向けの芝刈り機 HRX217 を開発した。芝刈り性能向上は、可変型芝刈りシステム(VMS)の開発で達成できた。従来の芝刈り機は、部品の取り外し無しでは芝刈りモードの変更を出来なかったが、本システムの採用によって、お客様が、VMSレバーを操作するだけで手軽に芝刈りモードの選択をできるようになった。また、本システムは、既存のマルチプラグ機種と同等のコストを達成できた。最後に、本システムは、収納モードで収集される刈り芝を大幅に削減でき、刈り芝の廃棄処理が環境に及ぼす影響も削減できた。

1. Introduction

Approximately 5 million lawnmowers are purchased in the USA each year. As part of our lawnmower developments, we strive to provide new and innovative features to improve the lawn mowing experience for our customers. It was during interviews with customers that we noticed an increasing number of lawnmower users that want to be able to bag a portion of their lawn and mulch the remaining (Fig. 1). The existing models can accommodate this situation, but the customer is required to remove parts from the mower and store them. Many times these parts are lost or inconvenient when the customer is ready to change modes.^{(1), (2)} From this customer demand, the variable mowing system (VMS) (Fig. 2) was developed, and this report will detail the background of this development.

* Honda R&D Americas, Inc.

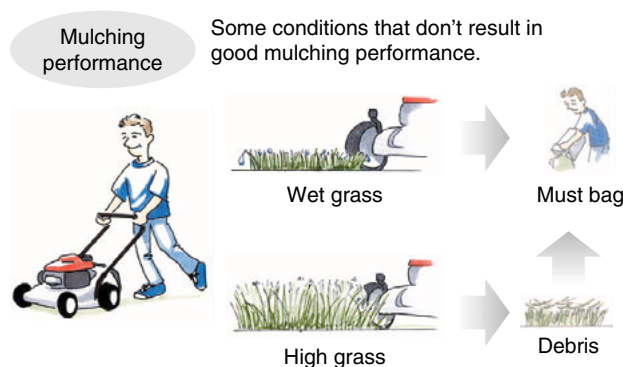


Fig. 1 Mulching performance

Development Goals

The development concept for this product was defined as a high-performance lawnmower that anyone can easily operate. In specific terms, the goals were as follows:

- (1) Attain best in class performance in both mulching and bagging modes (this normally requires two separate models each designed for their respective purpose)
- (2) Increase the convenience for the customer to convert between mulching and bagging modes. Achieving this ability without the use of any tools was also a goal of the development.
- (3) Provide new functionality by allowing a partial mulch/bag operation that allows the customer to choose what

- percentage of grass clippings were mulched or bagged.
- (4) Improve bagging performance by increasing the distance which the customer can mow between bag clearings, while maintaining the high appearance standards expected by the bagging customer.

2. Basic Configuration

Table 1 lists the major specifications of the HRX217 lawnmower shown in Fig. 3.

The HRX217 distinguishes itself from other lawnmowers by its main new technology, the VMS. The VMS is exclusive to the Honda HRX, and this is the first machine in the world to use such a technology. The VMS itself consists of several components which replace the conventional mower mulch plug (Fig. 4).

Table 1 Major specifications of HRX217

Item	Specification
Model name	HRX217
Engine model name	GCV190
Engine type	Air cooled single cylinder OHC 4-stroke
Engine displacement	187 cm ³
Maximum power	6.5 HP
Dry weight	43 kg (95lbs)
Blade diameter	530mm / 21"
T/M speeds	3
Maximum speed	1.75m/s (4mph)
Height adjust range	19 – 100 mm (3/4" - 4")
Wheel diameter	228mm (9")



Fig. 3 HRX217 PP1 Machine

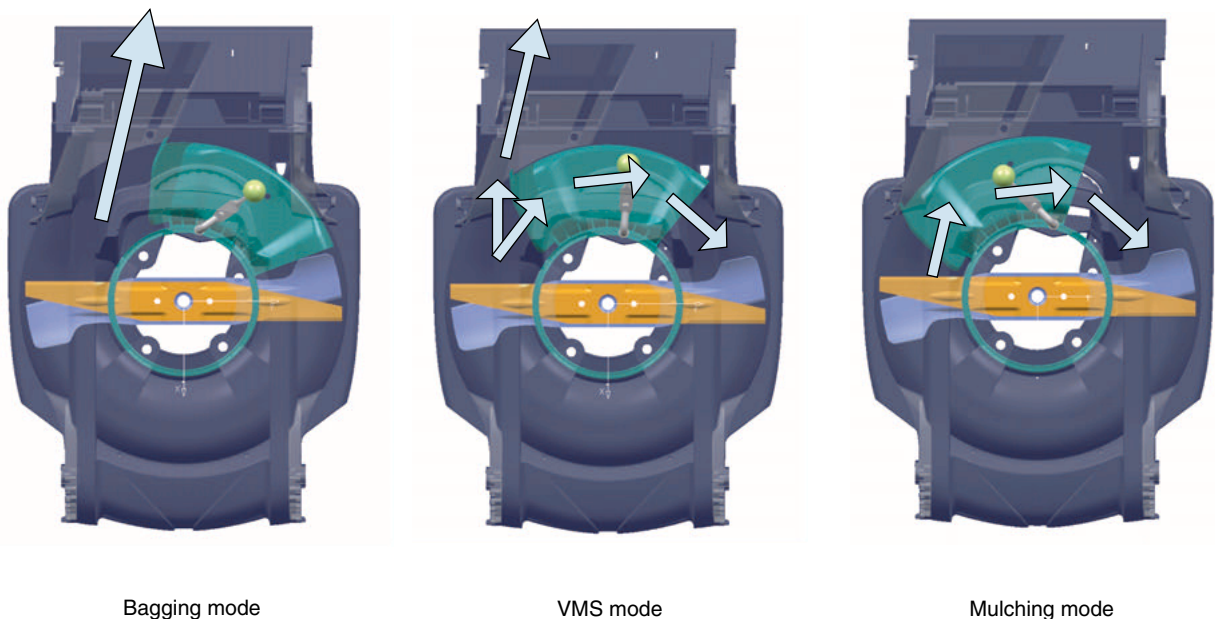


Fig. 2 Clipping path in various modes of VMS

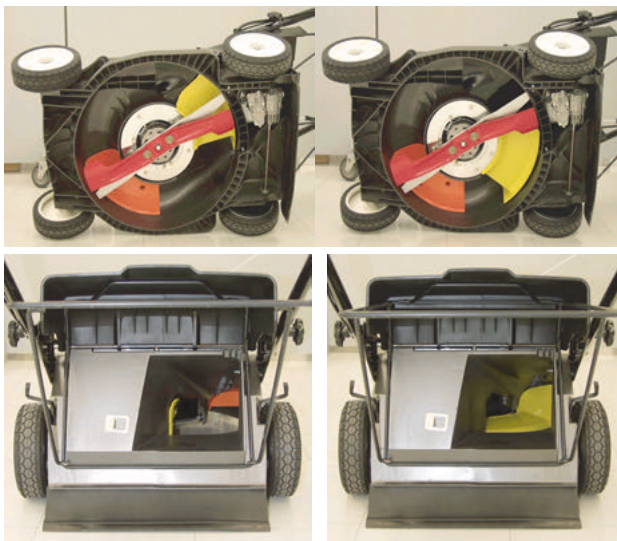


Fig. 4 Mulch plug part from previous model

The grass flow with the VMS can be controlled by merely rotating a lever behind the engine to place the mower in either mulch mode, bag mode, or somewhere in between. This allows the customer to select their lawnmower's mode at any time, on the fly, without the need for additional parts or the use of hand tools. The direction of the grass clippings is controlled by means of a rotating shutter scroll located under the housing and



Fig. 5 Clip director (VMS) control area model



Bagging mode → Mulching mode

Fig. 6 Prototype in both positions

hidden from operator view. As the customer rotates the convenient lever on the top of the mower (Fig. 5), the shutter is placed to either allow clippings to escape through the back of the mower into the bag, or when the lever is placed in the mulch position, the shutter scroll closes off the bag chute and diverts grass clippings to the ground for mulching (Fig. 6).

This actuation is achieved by means of a lever that rotates on a boss molded into the polymer cutter housing of the lawnmower. This lever is held in its various positions by means of notches molded into the opening in the cutter housing which the lever is installed. These notches provide not only the full mulch and full bag positions, but also 8 positions between. These additional settings allow the customer to choose the amount of grass clippings which are bagged or mulched, depending on their own preference and lawn conditions.

Several different constructions were considered before arriving at the final shape seen in Fig. 7. Some ideas which the team evaluated included a shutter which closed across the bag chute in a linear path. This proved to be difficult to support in the outermost position and was abandoned in favor of the rotating type of shutter. Once the final shape and configuration was chosen as the rotary type (Fig. 7), the shape was modified numerous times in order to maximize the flow of grass clippings and minimize clogging of the opening to the bag chute. After showing this concept to customers in focus groups, the sales division decided to name this feature the "Clip Director" (Fig. 5). This name conveys the ability of the customer to direct the grass clippings



Fig. 7 VMS mechanism & components

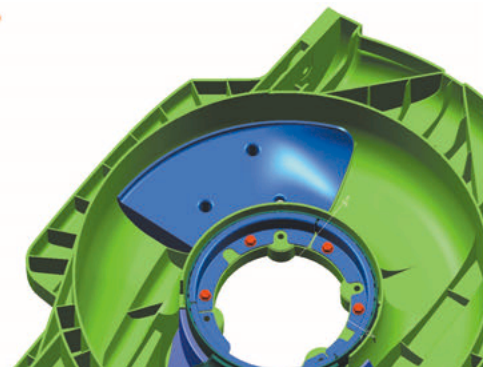


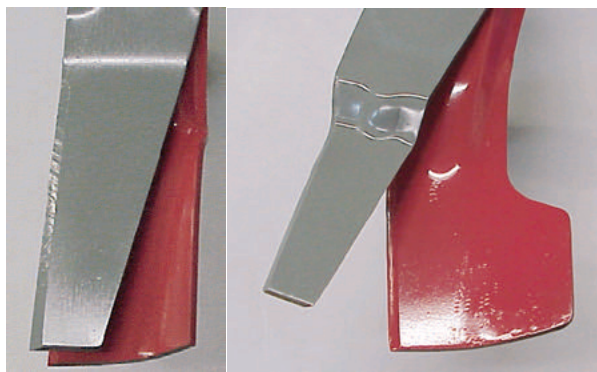
Fig. 8 Ramp scroll

as they want for their own conditions. It is also important to note that the Honda HRX217 is the first Honda mower to achieve the specification of “4 in 1” in the box. In other words, without purchasing any additional parts, the customer can mulch, bag, discharge, or leaf shred (four functions by one machine, also known as 4 in 1). This is a milestone achieved only by the introduction of this model.

The improved performance of the HRX217 lawnmower in the bagging mode was achieved by the use of ramp scroll (Fig. 8).

This scroll is added to the underside of the cutter housing slightly forward of the rotating shutter scroll. The ramp scroll provides a downward airflow just before the beginning of the bag chute. The airflow helps reduce the number of clippings directed into the bag, and forces some clippings into the blade to be cut into smaller sizes before being stored in the bag. The ramp scroll also decreases the cross sectional area of the cutter housing at the entry to the bag chute. This decreased area causes an increase in air velocity which helps prevent grass clogging during mulching and VMS operation, and helps fill the bag more efficiently during bagging. The ramp scroll is an integral part of the VMS system and helps improve its overall performance significantly.

The improved performance in the mulching mode was achieved by several changes. New blade shapes were introduced with the primary design change being an increased offset between the upper and lower blades cutting edges (Fig. 9). This allows for a more efficient



Previous model → Newly developed

Fig. 9 Blade offset change

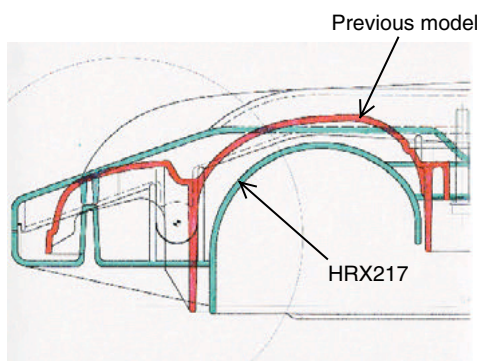


Fig. 10 Cutter housing shape change

cutting of the grass with less clogging of the cutter housing under severe conditions. The most significant effect on the mulching performance was achieved by optimizing the cutter housing shape itself (Fig. 10).

Allowing enough volume for the amount of grass clippings cut, while maintaining enough vacuum lift to pull the clippings up into the housing, is the key to a good housing shape. Also, the clearance between the tip of the blade and the cutter housing was reduced in order to improve the ability of the cutter housing to circulate clippings until they are cut to smaller size. Lastly, the scroll ramp (Fig. 8) improves mulching by diverting clippings from the upper portion of the housing back into the blade, resulting in smaller clippings as well.

3. Performance

The bagging performance of a lawnmower is based on two fundamental aspects. First is filling the grass catcher as full as possible between bag clearings. Second is traveling as far between bag clearings as possible to save time. The VMS system accomplishes both extended distance and fully filling the bag.

The VMS system's performance envelope is best illustrated in Fig. 11. The illustration is divided up into 3 zones: bagging, mulching and VMS. The performance zones are predominately defined by grass conditions (height, thickness, dampness) and distance to completely fill the grass bag. The bagging zones are divided up in four vertical zones. Each zone expands out as distance increases and grass severity decreases. Fundamentally, closing the VMS shutter cuts the grass into smaller pieces and places the smaller grass particles back into the lawn which ultimately increases the distance. As the condition becomes more severe, the VMS must be opened to achieve the same performance as in a dry condition. The horizontal zones are to define the traditional lawnmowers limitations when grass conditions become severe. The limitation of traditional

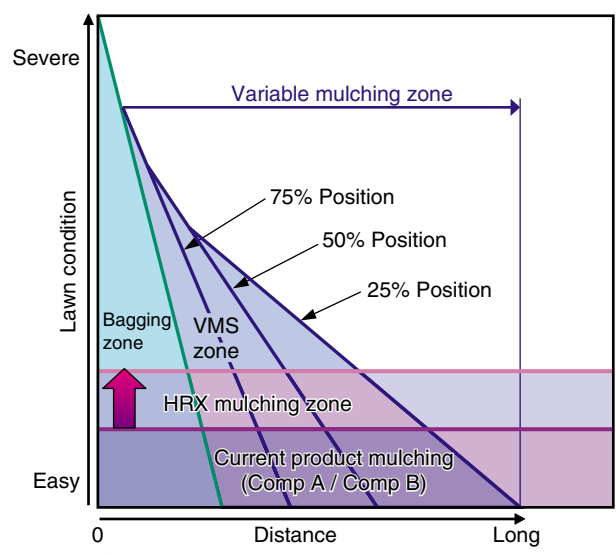


Fig. 11 VMS performance envelope

lawnmowers occurs due to dedicated modes; either 100% mulching, or 100% bagging. When the grass condition becomes more severe, the ability to use both modes (VMS mode) is instrumental in achieving the improved performance. As for the HRX217, the VMS expands the performance into a more severe condition because of the combination bagging / mulching of grass clippings.

Another way to illustrate mowing performance is by showing how it effects the customer's time and convenience. Many municipalities are restricting grass clippings to be placed in the landfills. This has caused an increase in the desire for mowers that produce less

yard waste. The VMS system is the answer to this environmental trend. The chart shown in Fig. 12, illustrates how opening the VMS shutter (35%, 50%, 75%, etc) decreases the amount of times the grass catcher fills up. In optimum conditions, bag emptying decreases by up to 66% when compared to a traditional lawn mower that has fixed operation modes. The shutter position (in column one) helps illustrate this function.

The third column, distance, is the distance required to fill one typical grass bag. The added distance to fill the grass bag translates into less bags to dispose of. The fourth column, bag clearings, is the expected number of bags you might have over a typical 1/4 acre lawn.

The mowing distance is shown in Fig. 13. The actual data shows how the mowing distance varies between grass bag clearings. The grass is held within the housing for a longer period of time before passing through a narrower opening in the discharge chute. The added time in the deck will cause the particles of grass to become smaller, and in doing so, the mower is able to pack clippings tightly into the grass bag. This effect increases the distance between grass bag clearings.

4. Summary

The following achievements were made in the development of the variable mowing system for the HRX217 walk-behind lawnmower:

- (1) Along with normal mulching and bagging modes, the VMS system also provides new functionality allowing the customer to find an optimal mowing position in between mulching and bagging that recycles some of the grass to the ground, while still giving the clean look of bagging.
- (2) The customer's optimal VMS setting leads to less bags of grass collected over the entire lawn than the bagging mode by increasing the distance to fill the bag by partially mulching. This equals less bags of clippings at the curb, which will cost most customers less money for services to collect, and will be better for the environment.
- (3) Customer convenience was increased by allowing them to convert from bagging, to mulching, to anywhere in between with the ease of turning a lever. No extra mulch plugs or tools are required to do so as in conventional lawnmowers.
- (4) The shape and configuration of the cutter deck, blades, rotating scroll, and the deflection scroll developed for the VMS system resulted in the best pure mulching and pure bagging cut quality of any single Honda lawnmower.
- (5) A rotating shutter scroll was developed for the VMS system which rotates just above the blade in the path of the cut grass. Developing the shape and durability of this part was the key to the performance of the VMS system.
- (6) The VMS system, while adding convenience and excellent performance, does not add any extra cost to the customer over a conventional system.

Shutter position	Job type	Distance (/ Bag)	# of Dumping
100%	Bagging		12
75%	VMS		8
50%	VMS		6
25%	VMS		4
0%	Mulching		0

Fig. 12 VMS bag performance at different settings

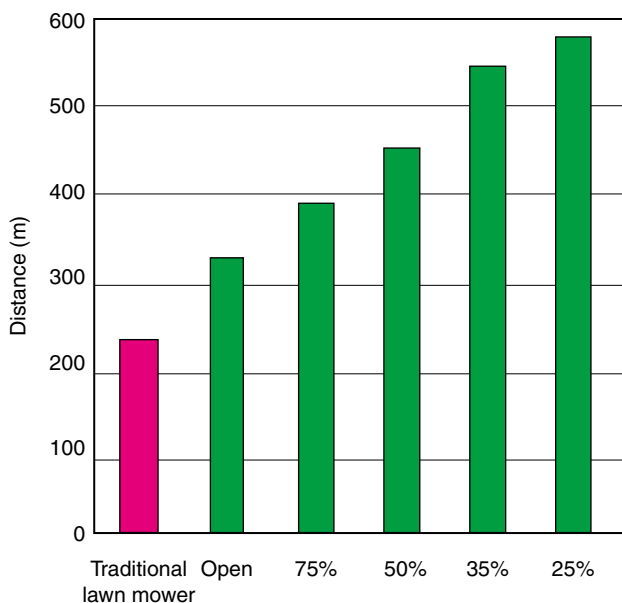


Fig. 13 VMS bagging distance at different settings

5. Conclusion

The variable mowing system on the HRX217 has achieved a new level of performance, convenience, and versatility for a walk-behind lawnmower. The concept for the variable mowing system came about from listening to customers needs for cutting performance and convenience, and from trying to add more value to our products by adding new features for the same price.

The variable mowing system will build new excitement around the HRX217 and the entire Honda lawnmower lineup. The development of the variable mowing system was made possible by the cooperation and dedication of Honda R&D Americas, Inc., Honda R&D Co., Ltd. and American Honda Motor Co., Inc. The authors would like to thank all the members of those departments that worked to make the HRX217 a reality.

6. References

- (1) Christians, Nick: Lawns, Your Guide to a Beautiful Yard, Des Moines IA, Meredith Books, 2002, 192p.
- (2) Hartin, Janet: Reusing Turfgrass Clippings to Improve Turfgrass Health, Sacramento CA, University of California, June 2001

■ 著 者 ■



Christopher OSBORNE



Dean HARTLEY



Vincent PRINZO

太陽電池を使った水素ステーションの紹介

Introduction of Hydrogen Refueling Station with Photovoltaic Modules

上 山 雅 樹*
Masaki UYAMA
中 沢 孝 治*
Koji NAKAZAWA

喜 多 真佐人*
Masato KITA
長 岡 久 史*
Hisashi NAGAOKA

田 口 聡*
Satoshi TAGUCHI
荒 川 慎 一*
Shinichi ARAKAWA

要 旨

エネルギーと地球環境問題の解決をめざし、太陽光エネルギーを使って水素を製造し燃料電池自動車に供給する水素ステーションを製作し運用実験を行った。新組成の触媒を適用した水電解装置などを新たに開発し、6.5%のシステム総合効率を実現した。その結果、8 kW の太陽電池で1年間に燃料電池自動車一台が1万マイルを走行できる水素を供給できる見通しを得た。また、より少ない電力で製造が可能なCIGS薄膜化合物系太陽電池を導入することで、シリコン単結晶型太陽電池を使用する場合と比較して単位水素量製造時のCO₂排出量を1/5に削減できる見通しを得た。機器の小型化により、水素社会の到来を身近に感じられるようなデザインが実現したこととあわせ、水素製造のありかたを示すことができた。

ABSTRACT

An experimental hydrogen refueling station using solar radiation has been built in order to propose a solution for energy and global environmental issues. The system total efficiency of 6.5% is achieved by using an electrolyzer with a newly composed catalyst. As a result, it is predicted that this would produce enough hydrogen to drive a fuel cell vehicle for 10 000 miles per year with 8kW capacity from photovoltaic modules. Also, CO₂ emissions for production of hydrogen per unit were reduced to one-fifth by employing a CIGS thin film compound photovoltaic module, as compared with a single-crystalline Si photovoltaic module. The hydrogen refueling station has enabled to demonstrate a form in which future hydrogen production may appear, as well as a design indicating the hydrogen society is coming closer.

1. はじめに

Hondaはかねてより、化石燃料の代替、排出ガスの削減、地球温暖化への影響低減という観点から、水素を用いた燃料電池を次世代の究極的クリーンパワープラントととらえ、燃料電池自動車の開発を行ってきた。さらに、水素の製造から、貯蔵、供給までのプロセスにおいてもCO₂を排出しないことが重要であるとの認識から、将来の水素社会の実現に向け、必要な技術開発に取り組んでいる。

水素を製造するエネルギー源には、石油のように偏在することなく世界中どこでも容易に得られ、十分な量を確保できる非枯渇な自然エネルギーを活用することが望ましいと考え、太陽光を利用するシステムの検討を開始した。しかし太陽光は地球規模の視点からは十分な量があるものの、単位面積あたりに得られるエネルギーが少なく、さらに時刻・天候・季節により変動するため、エネルギーの密度を高め、かつ安定化させることが必要である。

近年の燃料電池自動車の研究開発の進展に合わせ、インフラ業界や官公庁主導の大規模な水素製造の研究開発が行われており、そのなかで太陽光を利用した水素製造の研究も取り組まれている⁽¹⁾。しかしながら燃料電池自動車1台あたりに必要とされる水素を製造するためにどれだけの太陽電池を必要とするのか、さらにその装置を作るためにどれだけのCO₂が排出されるのかを研究している例はない。以上の理由から、Hondaは1998年に市販の機器を組み合わせて太陽電池をつかった水素製造システムのプロトタイプをつくり、水素製造実験を行いエネルギー収支を測定した。この結果、機器の補機類が多くのエネルギーを消費するため、実際に得られる水素の量ははわずかであり、システムの高効率化の研究が必要であることがわかった。

2001年には高効率化の研究の為に、第一世代の水素製造供給ステーションを、米国カリフォルニア州ロスアンゼルスに設置し、実験を開始した。燃料電池自動車には、現地にて既に公道走行テストを行っていたHonda FCXを用い



Fig. 1 External view of Hydrogen Refueling Station

た。この自然エネルギーから水素を製造し利用するまでの一貫した実験は、自動車メーカーとして世界で初めてのところであり、2001年7月に公表している。

本稿では、この第一世代のステーションで得られた知見をもちいて、より効率を向上し、かつ小型化し、2002年の7月から稼働を開始した第二世代のステーション(Fig. 1)を紹介するとともに、水素製造量と単位水素あたりに排出されるCO₂を推定したので報告する。

2. 水素ステーションの概要

2.1. 外観

本稿で述べる水素ステーションの外観を Fig. 1 に示す。一般の人が近寄りやすいイメージを持つことなく、水素社会を身近なものとして感じられるように、徹底した安全対策を行った上で従来の工場設備とは異なった意匠とした。

自然エネルギーを味方にし、未来へ船出するヨットをイメージして、光と水をつかって生み出される水素のクリーンさと未来感を表現した(Fig. 2)。

2.2. 仕様諸元

水素製造量は、過去の日射量のデータ⁽²⁾と全米の自家用乗用車1台あたりの年間平均走行距離⁽³⁾を参考に、年間1万マイル程度の走行が可能と量とした。そのために必要なエネルギーは太陽光だけでまかなえることを目標とした。

また、予測のつかない天候や走行距離の変動に対応するために、商用電力を利用して水素を製造することもできるようにした。主な仕様を Table 1 に示す。



Fig. 2 Design image sketch

Table 1 Major specifications

Item	Specification
Hydrogen generation	2Nm ³ /h (Max.) 2 278Nm ³ /year
System efficiency	6.5%
Unit size (L × W × H)	600 × 600 × 1 200 (Electrolysis unit & Dispenser unit)
Storage volume	110 Nm ³
Charge pressure	35 MPa (Max.)
Charge system	Pressure gap
Energy source	Photovoltaic modules 8.4kW Grid power (aux.)
Type of electrolysis	Solid polymer electrolysis membrane
Input material	Tap water
Purity of hydrogen	99.9999% (without water)

2.3. 全体構成

このステーションは、太陽電池(Photovoltaic modules)、水素をつくる水電解ユニット(Electrolysis unit)、水素を貯蔵しておく高圧タンクユニット(Storage tank unit)、燃料電池自動車に水素を充填するためのディスペンサユニット(Dispenser unit)からなる(Fig. 3)。

各ユニットは、身近にあっても威圧感のない大きさとするために、横幅は人の肩幅、高さは胸の高さを基準に、一辺の長さが2フィートの箱を基本単位として、それを複数組み合わせ構成した(Fig. 4)。構成する機器は、小型化し機能ごとに一つのユニットにまとめた形状とした。このことにより太陽電池をのぞく全ての機器は、ヨットの帆をイメージさせた屋根の下に配置することができ、デザインイメージに近いものが実現できた。

操作系についても、タッチパネルの画面を使い、対話形式で簡単に操作できるようにした(Fig. 5)。これらの配置図を Fig. 6 に示す。

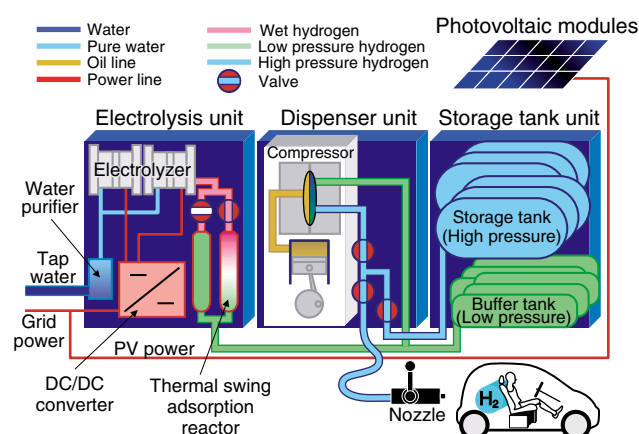


Fig. 3 Schematic illustration of Hydrogen Refueling Station

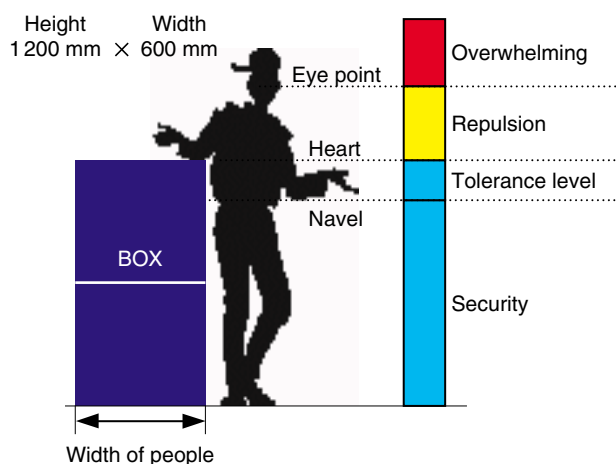


Fig. 4 Concept of unit size



Fig. 5 Scene of refueling for FCX

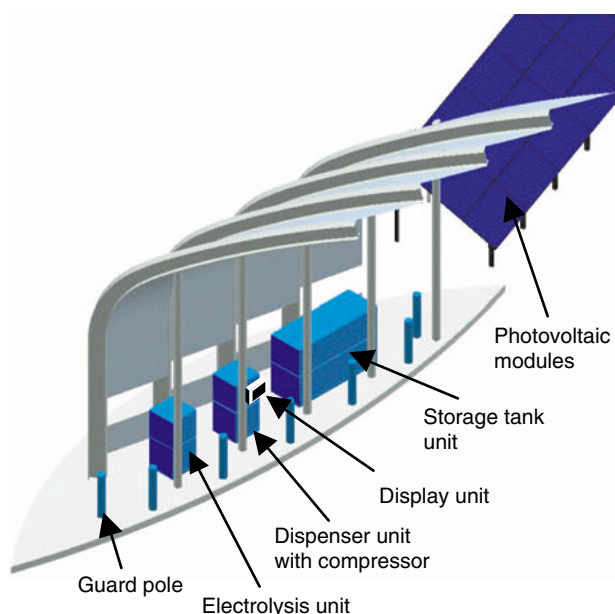


Fig. 6 Station layout

3. 太陽電池

太陽電池は一般に用いられている太陽電池の中で最も効率の優れたシリコン単結晶タイプで、公称出力 140W のものを 10 直列×6 並列で合計 8.4kW 分使用している。一年間の発電電力を最大にするためには、地面に対する太陽電池の設置角度を緯度と同程度にすることが望ましく、ロスアンゼルスに合わせて約 35 度としている(Fig. 7)。



Fig. 7 External view of photovoltaic modules

4. 水素製造ユニット

4.1. 構成

水素製造ユニットは、水道水から純水を取り出す純水製造装置(Water purifier)、純水を電気分解することにより水素を製造する水電解装置(Electrolyzer)、純水と混合状態で水電解装置から取り出した水素から水分を分離する水素気液分離器(H₂ gas-liquid separator)、分離した水素ガスに含まれている水蒸気と微量の酸素を除去する水素精製器(Hydrogen purifier)からなる(Fig. 8)。

この水素製造ユニットでは、製造する純水を削減するための純水循環システムと、水素精製器を再生する際に水素を再利用し水素製造量を削減する水素循環再生システムを用いて、消費する電力を少なくする工夫をしている。Fig. 9に、これらの水と水素の循環システムを示す。

製造する純水を削減するための純水循環システムでは、純水製造装置でつくった純水を酸素気液分離器(O₂ gas-liquid separator)及びイオン交換樹脂(Ion exchanger)を通し水電解装置に送る。電解されなかった純水には酸素が混入しているために、前述の酸素気液分離器を使って酸素を分離し再び利用する。一方製造した水素には純水が混入しているため、水素気液分離器(H₂ gas-liquid separator)にて純水を分離

し循環系に戻す。このように純水を再利用することにより、純水製造に伴う電力を減らすことができた。

製造した水素には微量の酸素と水蒸気が含まれているため水素精製器で除去する。この装置は、酸化触媒と熱再生型吸着剤(Thermal swing adsorption reactor)からなる2本の吸着筒(Molecular sieve)を持ち、触媒を使って酸素を水に変え、とともに吸着筒の一方を用いて水分を吸着除去する。一定量を吸着した後に別の筒に切り替え、吸着が終了した筒は、加熱をした状態で水素を供給することによって内部の吸着剤の再生を行う。再生に使用した水素は、冷却除湿を行って再利用している。

4.2. 水電解装置

水電解装置(Electrolyzer)の基本原理解を Fig. 10 に示す。純水を酸素極(Anode electrode)に供給し水素極(Cathode electrode)との間に電圧をかけると、純水は水素イオンと酸素に分かれ、酸素は使われなかった純水とともに排出される。水素イオンはイオン交換膜(Proton exchange membrane)を通り、水素極で気体の水素となる。この水素イオンの移動にともない純水の一部も水素極側に移動する。水を電気分解する場合は、生成水素1分子当たり移動する電子数は2個であり、製造できる水素の理論量は通電する電流量で決まる。電流とその電流を得るために必要な電圧との関係を示したものが水電解装置の電流電圧特性(I-V特性)である(Fig. 11)。

高い効率、即ち少ない電力で水素を得るためには、電気分解に必要な電圧を低減する必要がある。電圧は触媒、膜、イオン供給の主に3つの因子に影響される。触媒によって決まる電圧成分は、電極で水の平衡状態を崩して分解反応を進めるために必要なものである。これは主に酸素極側の触媒の種類で決まり、I-V特性上の電流密度がゼロ付近の電圧がこれに相当する。膜によって決まる電圧成分は、電流が構成部材を流れるときや水素がイオン交換膜を移動するときの抵抗に左右され、I-V特性の傾きとして表われる。イオ

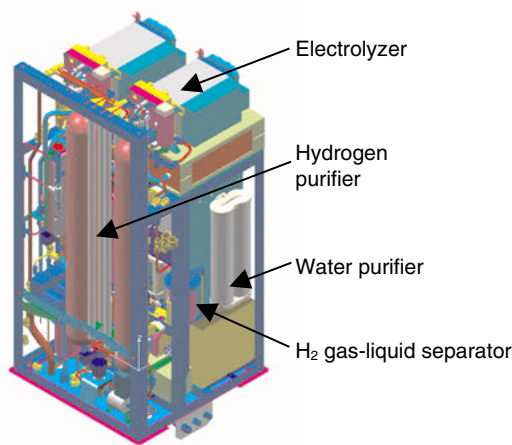


Fig. 8 Assembly of electrolysis unit

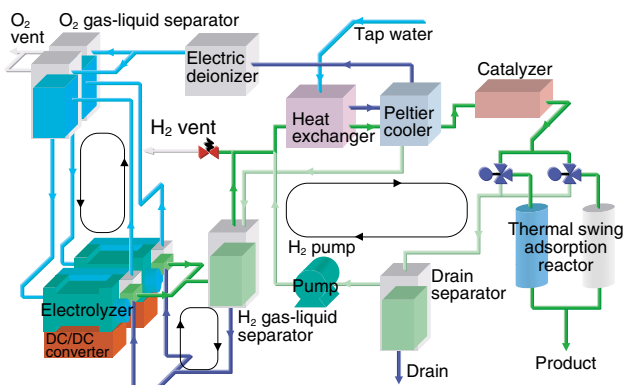


Fig. 9 Water and hydrogen recycle system

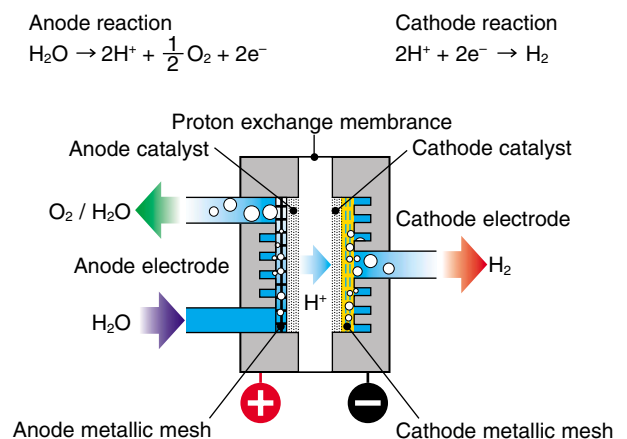


Fig. 10 Schematic illustration of electrolyzer

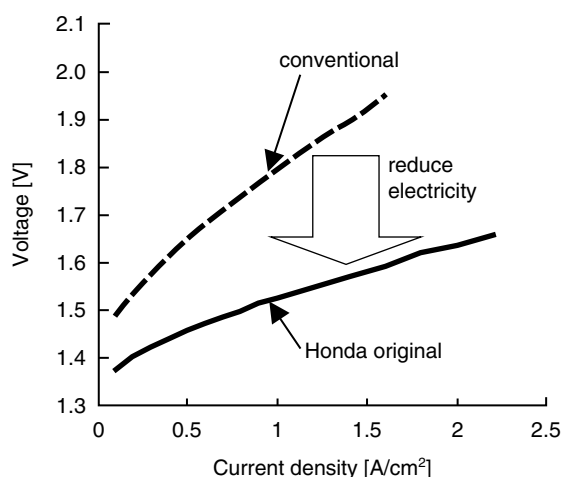


Fig. 11 Characteristics of electrolysis cell

ン供給によって決まる電圧成分は、Fig. 11にはあらわれていないが、イオン供給が不足することによって発生するのであり、電流密度が高い領域での急激な電圧上昇としてあらわれる。これらの各電圧の総和により電解電圧が決まる。この電解電圧を下げるために、イオン交換膜を薄くして抵抗成分を低減するとともに、今まで一般的につかわれていた白金系の触媒に対して、より低い電圧での分解反応が可能な Ru-Ir-Fe 系酸化物触媒を新たに開発した。これらを組みこんで、80℃、大気圧条件で測定した結果、Fig. 11に示す電解電圧の低減効果が得られた。

Fig. 12に水電解装置のレイアウトを示す。単一の水電解セルは動作電圧が低い一方、電流が大きいので、安定かつ高効率な制御が困難である。このような特性に対応するため、水電解装置では、この酸素極・イオン交換膜・水素極の組み合わせから成るセルを積層している。これを水電解スタック (Electrolysis stack) と呼ぶ。スタックの各セルを締め付けているエンドプレートは、面圧を均一かつ適正にするために剛性が必要とされ厚く重くなるのが一般的である。この水電解装置では、小型化と軽量化のために、エンドプレートの

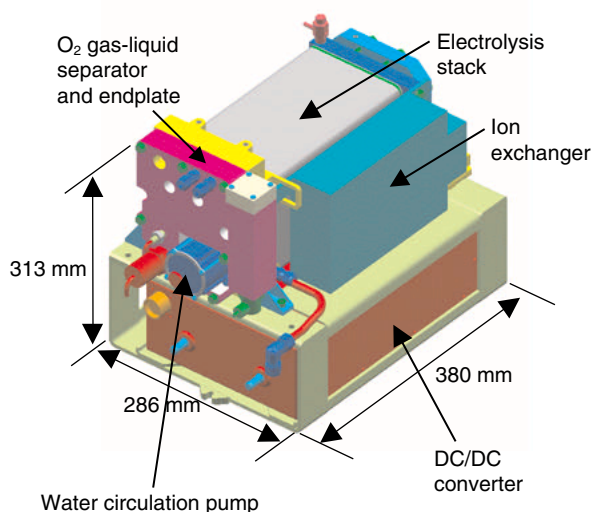


Fig. 12 Assembly of electrolyzer

肉抜きをかねて、純水循環用ポンプと酸素気液分離器を全てこの電解スタックのエンドプレート内に通路と共に一体に作りこみ、外側に配管のない構成とした。さらに電解スタック内に純水の流路を形成することにより、イオン交換樹脂などの補機類の配管を極力短くした。配管が短くなったことによりイオンの溶出が低減され、イオン交換樹脂 (Ion exchanger) を少なくすることができた。さらに配管を短くしたこととイオン交換樹脂を小型化したことにより、純水循環系の圧力損失が削減され、水循環ポンプの動力を削減することができた結果、小型化と高効率化が両立できた。

4.3. 電力変換装置

一般に市販されている水素製造装置は、商用電力から買電し一定電力で動作させる方式を採用している。本システムの特徴は、商用電力系統にたよることなく、太陽電池の変動する電力においても高い効率で水素を製造し供給することを可能にしたことにある。

このステーションは屋外に設置されるため、砂埃や雨水が侵入しない構造と湿度変化による結露防止が求められる。本ステーションで使用する 100A、5kW 級の電力機器で屋外環境で使えるものは一般には市販されていない。本ステーションに用いるために、電気自動車やハイブリッド車の電装系の技術を応用して、砂埃と雨水を侵入させず、結露を生じさせないための密閉構造の電力系を開発した。密閉状態で電力デバイスを使用する場合、放熱が課題となるが、純水製造の際に発生する排水を利用して水冷式とすることで信頼性を確保しつつ、機器自体の小型化を実現した。この結果、電源装置を水電解スタックの直下に設置することが可能となり、電解装置特有の 100A 近い大電流の配線を極めて短くすることができ送電損失を削減することができた。

太陽電池は、Fig. 13に示すように、電圧電流カーブ上のいかなる点でも動作させることができるが、その動作点によって取り出せる電力が変化する。さらに日射量と太陽電池の温度の変化に伴い、最大の電力 (Peak power) を発生する電圧 (V_{Pmax}) が変化するので、常に太陽電池を最も効率の

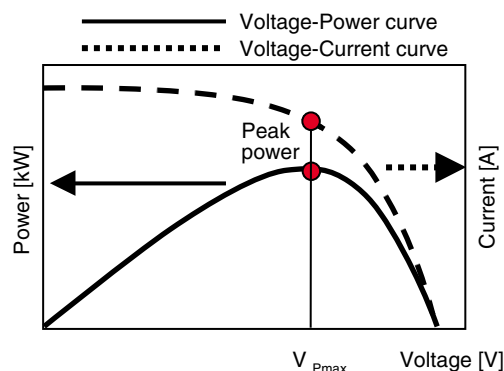


Fig. 13 Characteristic of photovoltaic modules

良い状態で動作させるための装置である PPT(Peak power tracker)を用いるのが一般的である。しかし本システムでは、電解用 DC/DC コンバータ(DC/DC converter)の負荷を制御することでこの機能を実現しており、その装置を省くことができた。

また、商用電力を使用する場合はアクティブフィルタ付きの整流部を用い、太陽電池使用時にはこの整流部をバイパスして、それぞれ各電力機器に直流電力を供給する構成とした。この方式を採用することにより、電力変換機器の構成を大幅に簡素化することができた。

5. タンクユニット

タンクユニットは、高圧水素を貯蔵するための高圧タンク(High pressure tank) 6本(合計 390Liter)と、圧縮前の低圧水素を一時的に貯蔵して電解ユニットにコンプレッサーの動作にともなう圧力変動を与えないためのバッファタンク(Buffer tank) 6本(合計 125Liter)で構成した。Fig. 14 に示すように、高圧タンクを横向きに配置し、その隙間にバッファタンクを配置することにより、空間の無駄を省きタンクユニットの小型化をはかった。

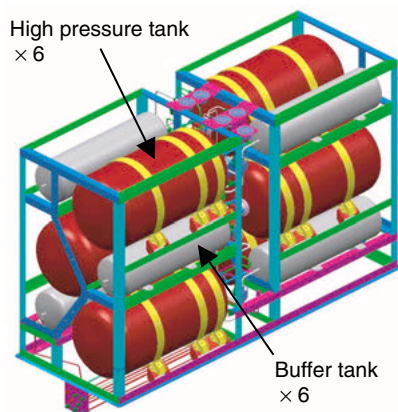


Fig. 14 Assembly of storage tank unit

6. ディスペンサユニット

ディスペンサユニットは、35MPa の水素を $2 \text{ Nm}^3/\text{h}$ の流量で吐出可能なダイヤフラム2段圧縮式のコンプレッサ(Compressor)と、ホース(Hose)、ノズル(Nozzle)、ブレークアウェイ(Breakaway)をそなえている(Fig. 15)。ブレークアウェイは、万が一ノズルを車からはずさない状態で走り出してしまった場合でも、ホースが破損して水素ガスが外に漏洩することを防ぐため、引っ張られることにより切り離される部分を持ち、水素を遮断する弁をそなえている。

充填方法として、ステーションの高圧タンクと車載タンクの差圧をもちいたファストフィルと、製造する水素を貯

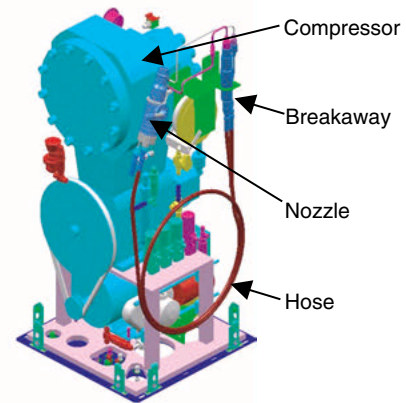


Fig. 15 Assembly of dispenser unit

蔵することなくコンプレッサーから直接充填するスローフィルの2つを採用していることが本ステーションの特徴である。

ファストフィルでは、6本ある高圧タンクのうち、低い圧力のタンクから順次供給するカスケード接続供給方式を採用し、より多くの水素を車側に供給する工夫を行っている(Fig. 16)。ファストフィルでは充填はおおむね5分以内に完了するが、車載タンクの中は急激な断熱圧縮により温度が上昇しているため満充填ができない。これは水素に限らず高圧気体燃料を短時間で充填する場合に共通する事象である。

スローフィルでは、充填時間が長いいため車載タンクから十分に放熱されることにより、満充填が可能である。

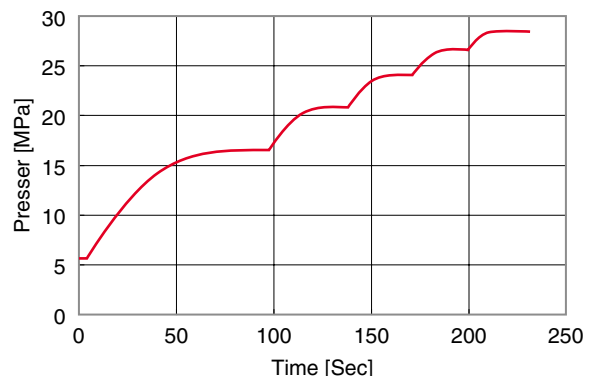


Fig. 16 Example of hydrogen refueling for on-board tank

7. 水素製造量、効率および CO_2 排出量

本システムを稼働させて一日間の日射量、発電量、水素製造量を測定した結果の一例を Fig. 17 に、エネルギー消費分析結果を Fig. 18 に示す。太陽電池を使用して得られた電力が水素として車に供給された効率は、プロトタイプでは 21.6%であったものが 57.6%に向上できた。なお水素のエネルギー換算には高位発熱量(HHV)を使用した。

システム各部での損失の割合を Table 2 に示す。特に、新

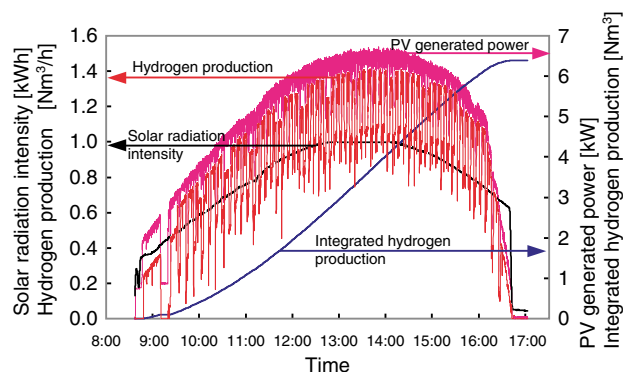


Fig. 17 Example of hydrogen generation

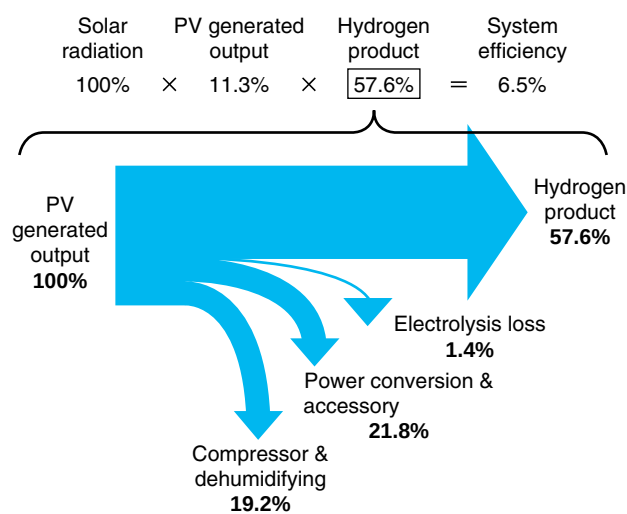


Fig. 18 Energy flow

Table 2 Improvement of energy consumption

	prototype	current
Electrolysis loss	15.8 %	1.4 %
Power conversion & accessory	38.4 %	21.8 %
Compressor & dehumidifying	24.2 %	19.2 %

組成の水電解触媒の開発をはじめ動作温度や電解電流密度の最適化、精製器の再生に使用する水素の再利用などの改善をしてきた結果、水電解装置の損失は太陽電池で得られた電力全体の 1.4% にまで削減できた。

以上述べたように、各機器の大幅な効率向上ができたため、太陽電池に降り注ぐ日射エネルギーから水素として車に供給された割合(システム総合効率)は、プロトタイプの 2.4% から約 3 倍の 6.5% へと、飛躍的に向上した。

この結果をもとに 1961 年から 1990 年までのロスアンゼルス市の日射量をつかって推定すると、1 年間に 2278Nm³ の水素を製造できる見通しが得られた。これはすでに 2002 年 12 月に市販した Honda FCX の、EPA(米国

環境保護庁)と CARB(カリフォルニア大気資源局)の CITY モードの燃費ラベル値⁽⁴⁾をつかって計算すると約 1 万マイル(16 000km)に相当し、太陽の光のみをエネルギー源として年間 1 万マイル分の水素を供給するという目標を達成することが確認できた。

燃料電池自動車の社会的意義には、化石燃料の代替、排出ガスの削減と同時に CO₂ 削減も挙げられる。従って水素製造システムには、効率向上のみならずシステムを構成する機器を製造する時に排出される CO₂ の削減が求められる。

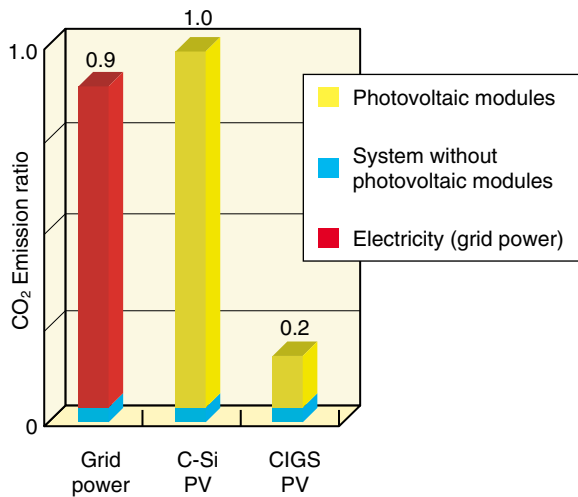
水素を使用する燃料電池自動車の場合、走行する際には CO₂ を排出しないが、水素を製造する方法によっては使用するエネルギー源から CO₂ が排出される。これは火力発電では化石燃料の燃焼により CO₂ が排出されるためである。従って商用電力を使って水電解を行った場合は、主に火力発電の電力に占める割合に応じて、CO₂ が排出されることになる。

これに対し、太陽電池を使った水素製造の場合、水素製造時には CO₂ は排出されないが、太陽電池を製造する際に使用する電力の中の、火力発電の割合に応じて排出される CO₂ を考慮しなければならない。シリコン単結晶太陽電池は製造時に多量のエネルギーを消費する⁽⁵⁾ため、この水素ステーションの機器を製造する時に排出される CO₂ の大半は、太陽電池が占める。製造する単位水素量あたりの CO₂ を削減するためには、システムの効率を改善することとあわせて太陽電池製造時の消費電力の低減を欠くことができない。

以上の理由から、このステーションでは、Honda が開発した製造時のエネルギー消費の少ない CIGS(銅-インジウム-ガリウム-セレン)系薄膜太陽電池の採用により、CO₂ 排出量にどの程度の効果があるかを検証した。尚、評価には、燃料の製造から走行中の燃料消費までを含めた CO₂ の排出量(Well To Wheels CO₂ 排出量)を用いた。商用電力を用いた場合と、シリコン単結晶太陽電池を用いた場合、および CIGS 化合物薄膜系太陽電池を用いた場合の水電解水素製造により、水素 1 Nm³ を得る際の CO₂ 排出量を下記の条件で比較した(Fig. 19)。

- ・商用電力からの CO₂ 排出量 : 0.40 [kg-CO₂/kWh]
- ・地域・時期による違いが大きいため、米国と日本の値をもとに設定⁽⁶⁾
- ・太陽電池製造エネルギー
- ・シリコン結晶系 : 2 550 [kWh/m²]
- ・CIGS 化合物薄膜系 : 400 [kWh/m²]
- ・償却年数 : 10 [年]
- ・水素圧縮を含むシステム消費電力 : 6.2 [kWh/Nm³]
- ・走行距離 : 10 000 [mile/年]

シリコン単結晶太陽電池を基準にすると、商用電力を用いた場合は大きな差がないが、CIGS 薄膜化合物太陽電池を用いた場合は、単位水素あたり 1/5 程度まで削減できる見

Fig. 19 Estimate result of CO₂ emission

通しが得られた。これはCO₂排出量を削減するという目的に対し、自然エネルギーを利用した水素製造の有効性を示唆したものと言える。

8. まとめ

エネルギーと地球環境問題の解決をめざして、太陽電池を使った水素ステーションの性能向上と小型化の研究を行い、以下の成果を得た。

- (1) 新組成の触媒を適用した水電解装置の開発などにより、機器の効率を向上させ、6.5%のシステム総合効率を達成した。
- (2) 約8 kWの太陽電池で得られる電力により、Honda FCXで年間1万マイル以上の走行に必要な水素を供給できる見通しを得た。
- (3) CIGS化合物薄膜系太陽電池の適用により、シリコン単結晶太陽電池に比べCO₂排出量を1/5に低減できる見通しを得た。
- (4) 機器の小型化により、将来の水素社会をクリーンかつ未来感のあるかたちとして表現できた。

今後は、このような技術がさらに身近なものになるように、研究に邁進してゆく所存である。

9. 謝辞

本研究にあたり、世界でも例のないデザインのパーソナルサイズの水素ステーションを実現するために多くの方々から御協力を頂きました。とりわけカリフォルニア州トランス市にはとっては初めての水素ステーションであり、市役所ならびに消防署の方々には多大なる御協力をいただきました。社内外の関係者の方々には紙面を借りて厚く御礼申し上げます。

10. 参考文献

- (1) <http://www.enea.or.jp/WE-NET/database/kaigai.html>
- (2) <http://rredc.nrel.gov/solar/>「Typical Meteorological Year 2 (TMY2)」
- (3) Energy Information Administration U.S. Department of Energy: Household Vehicles Energy Consumption 1991, U.S. DOE Reports, p.50 (1993)
- (4) 小川隆之, 木村顕一郎, 内堀憲治, 藤本幸人, 清水潔: 燃料電池乗用車 Honda FCX 用パワートレインの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.1, p.11(2003)
- (5) 電気学会太陽電池調査専門委員会編: 第9章経済性の検討, 太陽電池ハンドブック, 東京, コロナ社, 1985, p.302-305
- (6) <http://www.tepco.co.jp/env/environment/siryou/kankyou/2002/index-j.html>「第一部 本編1. 環境編 環境保全 地球環境」

■ 著 者 ■



上山 雅 樹



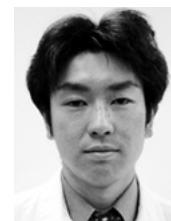
喜多 真佐人



田口 聡



中沢 孝 治



長岡 久 史



荒川 慎 一

Establishment of a New Research Center for the Study of Extremely Low Emission Vehicles (SELEV)

Jeff JETTER*
Seiji HATCHO**

Ben KNIGHT*
Nicole DAVIS***

Tatsuya OKAYAMA**
John COLLINS***

ABSTRACT

要 旨

Vehicles such as the new Honda Accord PZEV (Partial Zero Emission Vehicle) can help California and other regions achieve their air quality objectives. However, the potential impact of this technology upon air quality is not fully understood by regulators or by the general public, and it has not been accurately quantified. For this reason, Honda has initiated a research center at the University of California, Riverside, for the "Study of Extremely Low Emission Vehicles" (SELEV). There are three interrelated objectives for this center: (1) Measure the emissions of advanced-technology vehicles under real-world conditions; (2) Build a database of vehicle population and activity; and (3) Use these data to develop air quality models that can accurately assess the impact of near-zero-emission vehicles.

This paper will detail the development and validation of an on-board system capable of determining mass-based emissions, and the use of this system to prove that advanced-technology vehicles maintain their emission performance under real-world driving conditions. It will also be shown that data collected during this program can be used to improve the accuracy of emission inventory predictions. The preliminary, encouraging results of this program have been recognized by the California Air Resources Board (CARB), and some of the recent changes in the ZEV regulation reflect the real-world near-zero emission vehicle performance being confirmed in this research program. This program has also received the attention of the national media.

Honda Accord PZEV (Partial Zero Emission Vehicle) のような新しい車は、カリフォルニア州や他地域の大気質改善の目的達成に貢献している。しかしながら、このテクノロジーが大気質に及ぼす潜在的な影響は、政策立案者や一般人から十分には理解されていない。また、これまで正確な定量分析も実施されたことはなかった。これらの理由から、Honda はカリフォルニア大学リバーサイド校に「Study of Extremely Low Emission Vehicles (以下、SELEV)」を行うためのリサーチセンタを設立した。当センタには、3つの目的がある。(1) 先進技術を用いた自動車の排ガスをリアルワールドの状況で測定、(2) 自動車台数とその走行実態のデータベースを構築、(3) このデータベースを使い、Near Zero Emission Vehicle (以下、NZEV) のもたらす影響を正確に評価できる大気質モデルを開発。

この論文は、排ガス排出量が測定可能な車載システムの開発とその確認に関する詳細について述べるとともに、先進技術を適応した自動車がリアルワールドの運転状況でも排ガス性能を維持できることを証明するものである。さらに、当プログラムから収集したデータは、排出量推計の精度を上げるために使われる。当プログラムのこれまでの良好な結果は、California Air Resources Board (以下、CARB) によって認知されており、最近のZEV規制見なおしの一部はこのプログラムで確認されたリアルワールドのNZEV性能を反映している。また、当プログラムは全国メディアからも注目されている。

1. Introduction

1.1. Background

In the 1980's, it became clear in the US that vehicle emission standards would require additional tightening. As a result, the Clean Air Act was amended in 1990, thereby producing the federal "Tier 1" standards. In the

same year, the California Air Resources Board initiated the Low Emission Vehicle (LEV) program, a key component of which was the Zero Emission Vehicle (ZEV) regulation. Several additional states subsequently adopted the California program. The concept behind the ZEV regulation was that Battery EV technology looked promising, and in 1990, CARB considered gasoline-

* Honda R&D Americas, Inc.

** Honda R&D Tochigi Center

*** University of California Riverside, College of Engineering — Center for Environmental Research and Technology

powered vehicles to have limited emissions reduction potential such that air quality goals could not be achieved.

However, at the dawn of the 21st century, a technological breakthrough occurred that could not have been foreseen a decade earlier. Gasoline-powered vehicles began entering the market with emissions at near-zero levels. For example, most Honda Accords sold in California in 2003 had emissions essentially equivalent to that of an electric vehicle, when the powerplant emissions associated with the latter are considered. Current air quality predictions do not account for the impact of this technology, because it has not been quantified. Therefore, the government agencies could not accurately account for these “Extremely Low Emission Vehicles” (ELEV) vehicles in their regulatory framework. Environmentalists and the general public remained skeptical that a vehicle powered by gasoline could be so clean.

It was against this backdrop that the CARB, US EPA, and Honda initiated the SELEV Center at the University of California, Riverside. The purpose for establishing this center was to establish an independent, credible entity with the ability to objectively measure and assess the effect of ELEV technology upon air quality. The University’s College of Engineering Center for Emission Research and Technology (CE-CERT) group was uniquely suited for this role, due to their extensive experience with emission measurement and air quality modeling.

1.2. SELEV strategy

The key components of the SELEV Center are shown in Fig. 1. A cornerstone of the program is the collection of real-world data. It was known that ELEV’s perform well under laboratory conditions, but laboratory measurements alone cannot confirm the performance of these vehicles under actual-use situations. Therefore, tailpipe emissions were measured while the vehicles were being driven on the road, using an on-board

analyzer. Another group of CE-CERT researchers collected data regarding the current vehicle activity and fleet distribution in Los Angeles; i.e., driving patterns and a breakdown of the various vehicles classes. These data were then used to improve California’s existing emission inventory, using modeling tools such as CMEM (Comprehensive Modal Emissions Model) and modifications to current inventory models. CMEM is described later in this paper. Traditional laboratory measurements were used to provide some of the data used to calibrate CMEM, and also to validate the accuracy of the on-board measurement system. For the final step, the inventory data were prepared for use in air quality models, thereby permitting the assessment of ELEV impact upon the air basin of an entire city.

2. Experimental

2.1. On-board emission measurement

2.1.1. Background

The importance of measuring the emissions on board a vehicle under real-world conditions is well understood. For example, the US EPA is seriously considering the implementation of “on-vehicle” compliance standards, and perhaps even on-vehicle certification. The reason for this is that the EPA has discovered that some low-emission technology emits two to three times the standard under real-world conditions, despite the fact that the standards were met in the laboratory. The National Academy of Sciences is also pushing the EPA to use on-board measurement to assess the effect of federal emission regulations ^{(1),(2)}.

Within the SELEV Center, the measurement of on-road emissions serves two purposes: (1) It determines the real-world performance of ELEV technology, and confirms that the near-zero emission levels measured under laboratory conditions are realized in actual on-road driving; (2) It provides emission calibration data for modeling tools such as CMEM.

2.1.2. Hardware

The on-board analyzer assembled by CE-CERT was based upon technology developed by Honda R&D, Los Angeles ^{(3),(4)}. The accuracy of Honda’s FTIR-based system compared favorably to traditional laboratory techniques, based upon an independent assessment performed by CE-CERT ⁽⁵⁾. The Honda system was dedicated to a single vehicle, and was designed to simultaneously measure ambient air quality and tailpipe emissions. In contrast, the CE-CERT system was designed to be easily transferred between vehicles in less than two hours, and required only a single FTIR (Fourier Transform Infrared Spectroscopy) analyzer. Most of the system hardware was contained within two modular components: a sample conditioning module and an analytic module; Fig. 2. The conditioning system consisted of two Nafion (Nafion is registered trademark of E.I. du Pont de Nemours and Company.) driers, one fitted with a piezoelectric cooler to increase efficiency. Sample water content was maintained at a constant low level through the use of dewpoint feedback control. The

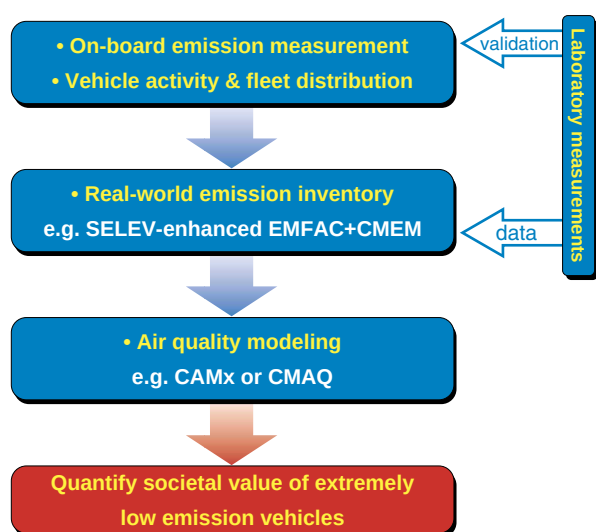


Fig. 1 Overview of SELEV Center strategy

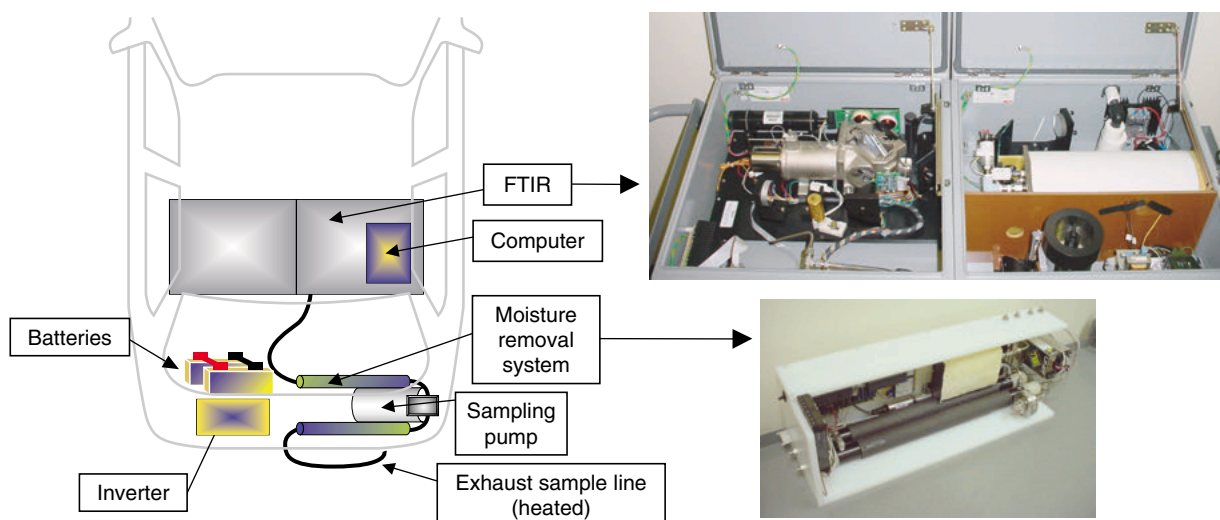


Fig. 2 Modular on-board analyzer system developed by CE-CERT

analytic module consisted of a modified FTIR with an 8.3 meter cell. The CE-CERT system also included instrumentation to record vehicle speed, location, and various engine operating parameters. This permitted an accurate measurement of tailpipe emission on a mass basis. Also, emission performance could be correlated to specific events, such as acceleration on a freeway on-ramp.

2.1.3. System validation

The validation of this system was a two-step process. The first step was to confirm that the on-board analyzer could match the accuracy and precision of a traditional dynamometer system; i.e., a CVS (Constant Volume Sampler) and bench analyzers. A variety of low-emission vehicles were tested in a dynamometer laboratory, while the on-board system measured emissions concurrently with the dyno bench analyzers. No information was shared between the two analytic systems; i.e., the mass-based emissions were calculated for the on-board analyzer using only the data acquired from the vehicle's ECU. The second validation step involved driving the vehicles over a test cycle (e.g. FTP-75) on the road, while the on-board analyzer collected data. Because this procedure was very challenging for

the driver, it was conducted at the Honda Proving Center in California (HPCC). These tests were critical, because the analyzer system must retain its accuracy and precision in on-road conditions to produce credible real-world data.

The on-board analyzer passed both validation steps, as can be seen in Fig. 3. In this example, the first two columns in each set represent the laboratory testing with results collected concurrently from the dyno bench and on-board analyzer, and the third column represents the separate on-road testing.

2.2. Laboratory testing

In addition to validating the on-board analyzer, laboratory testing fulfilled other requirements of the SELEV Center research. For example, data collected during laboratory testing, such as catalyst efficiency, was used to calibrate the CMEM emissions inventory model.

All testing of SULEV-technology vehicles was performed at the California Air Resources Board laboratory in El Monte, because the CE-CERT laboratory was not certified to test SULEVs. In one interesting example of this work, the on-board analyzer identified a contamination problem in the CARB's laboratory

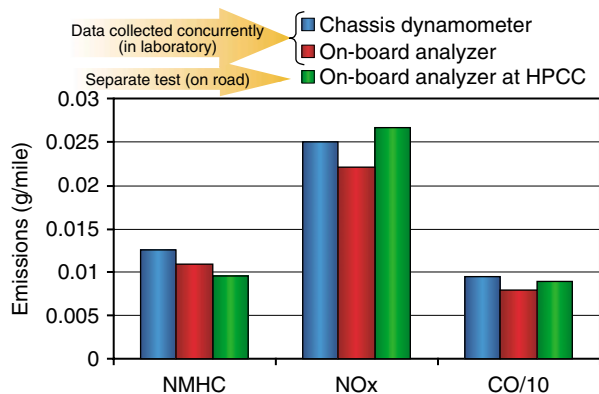


Fig. 3 Validation of CE-CERT on-board analyzer. Test vehicle = 2001 Honda ULEV Accord.

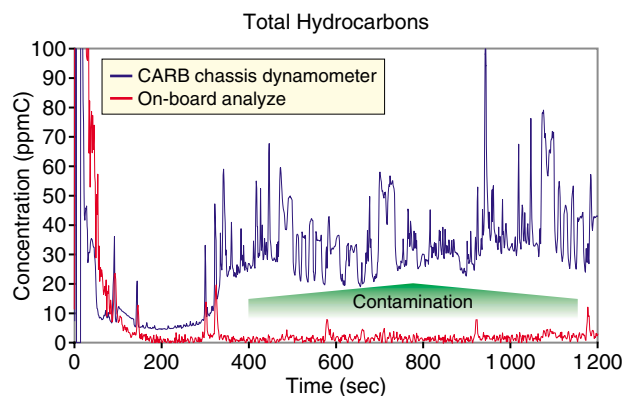


Fig. 4 Contamination of CARB laboratory system discovered by on-board analyzer

system during US06-cycle testing; see Fig. 4. Similar contamination was discovered at the CE-CERT laboratory. In both cases, it was due to the out-gassing of emission sampling hardware during periods of high temperatures. These problems were subsequently corrected.

2.3. Vehicle activity patterns and fleet distribution

In order to determine mobile source emission inventories using models such as CMEM, it is necessary to have a good understanding of vehicle activity patterns and fleet distributions for the target area. In the SELEV program, vehicle activity was measured in three cities within the South Coast Air Basin. Within each city, three types of roadways were studied: Freeway, arterial (major non-freeway highways), and residential. Equipment used for this study:

- A. Digital video camera, with automated data analysis; "Autoscope". This equipment provided data such as average speed, vehicle type, and traffic volume.
- B. High-resolution digital video camera. This camera captured the license plates of passing vehicles. The Vehicle Identification Number (VIN) could be determined by cross-reference with the license data, thereby providing information such as vehicle make, model, catalyst type, etc.
- C. Instrumented vehicle. This vehicle was driven along the targeted roadways during monitoring periods, providing speed, acceleration, road grade, and position data on a second-by-second basis.

Equipment configuration "A" is shown in Fig. 5, together was an example of the data. This Fig.

demonstrates how the Autoscope placed "virtual detectors" on the video image during post-processing. Vehicles passing through these detection areas were automatically counted and classified as to speed and vehicle class. This data example indicates average speed over the various roadways monitored in the city of Yorba Linda.

2.4. Emission inventory models

An accurate inventory of emissions is a prerequisite to the understanding the factors that affect air quality. The on-road mobile source emissions models used today for inventory and regulatory purposes are MOBILE, which was developed by the USEPA⁽⁶⁾, and EMFAC, which was developed specifically for California⁽⁷⁾. These two models are structured similarly and they calculate mass emissions by multiplying the vehicle activity data by the emissions factors. Both models have built-in assumptions for emission rates, deterioration rates, and other factors. Unfortunately, these assumptions are generally not appropriate for ELEV technology, and can lead to an over-prediction of the emissions for these vehicles. The data being collected in the SELEV program will allow appropriate adjustments to be made to these default assumptions.

CE-CERT has developed CMEM, which takes a different approach to vehicle emissions modeling. The CMEM framework computes a vehicle's emissions based upon operating mode. For example, the number of stops, acceleration events, the traffic conditions, and other factors are accounted for in the CMEM framework. Specifically, CMEM uses a power-demand modal

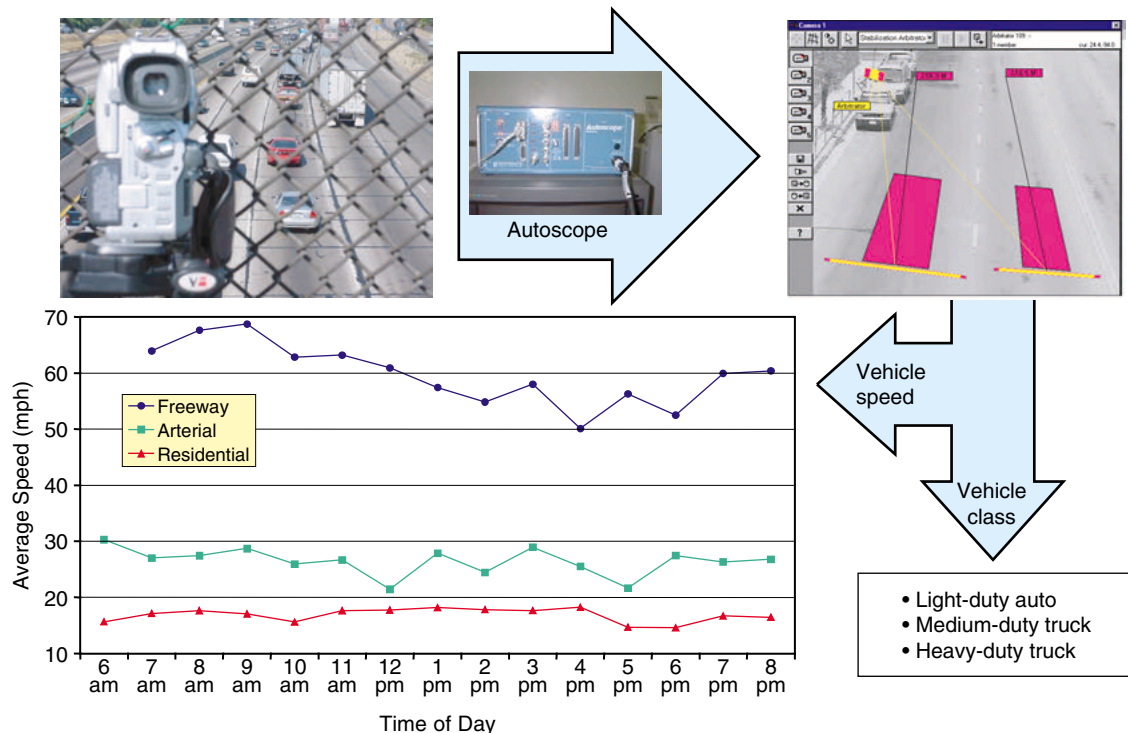


Fig. 5 Measurement of vehicle activity patterns and fleet distribution. Equipment configuration "A". Data from city of Yorba Linda.

modeling approach based on a parameterized analytical representation of emissions production. In such a model, the entire emissions process is broken down into different components that correspond to physical phenomena associated with vehicle operation and emission production⁽⁸⁾. Each component is then modeled as an analytic representation consisting of various parameters. The architecture of the model is shown in Fig. 6. Over 400 extensive dynamometer tests were used in the development of the CMEM model. Laboratory and on-road data collection during the SELEV program have enabled the development of CMEM modules for vehicles with emission categories of ULEV and below. This aspect of the program is still in progress; the elements currently being modified to accommodate ELEV technology are highlighted in Fig. 6. This enhanced version of CMEM can then be used as a supplement to the SELEV-modified EMFAC, resulting in an emission inventory that will reflect the introduction of ELEV technology.

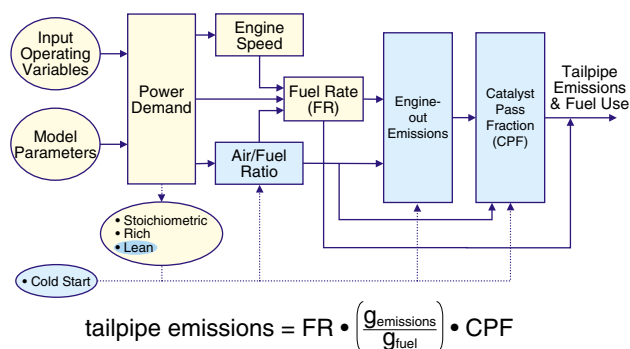


Fig. 6 Basic architecture of CMEM modal emission model. Blue areas are being modified to accommodate ELEV technology.

2.5. Air quality modeling

Emission inventories are the major component of air quality models. Other key components are meteorological data and photochemical reaction mechanisms. These sophisticated air quality models can predict the concentration of ambient air pollutants. An example of the output of one such model, CAMx (Comprehensive Air Quality Model with extensions), is shown in Fig. 7.

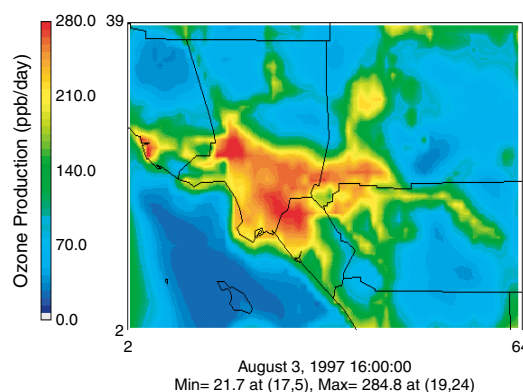


Fig. 7 Example of CAMx air quality model prediction of ozone production for Southern California. (August 3, 1997.)

This figure represents the CAMx “prediction” of ozone production for Southern California over a specific timeframe in 1997. In the SELEV program, the 1997 air quality scenario will be compared to a predicted scenario for the year 2010. In this prediction, a high percentage of ELEVs will be assumed. Other emission sources, such as stationary and biomass, will be held constant. In this manner, the impact of ELEV technology upon air quality can be quantified. This work is currently in progress. This far, substantial progress has been made on the integration of emission models and atmospheric models. This has been accomplished through the use of the SMOKE (Sparse Matrix Operator Kernel) emission processing system.

3. Results and Discussion

3.1. Real-world emission measurement

Data from on-road, real-world driving are shown in Fig. 8 for a 2000 SULEV Accord. Emissions are plotted versus time. Vehicle speed is also shown. Three types of roadways are represented, as indicated in the figure. The GPS system which was used to collect the speed data also recorded elevation data, not shown. The latter data are important for the understanding and subsequently modeling of vehicle emission behavior, because the grade of the roadway is an important parameter that affects the vehicle’s power demand.

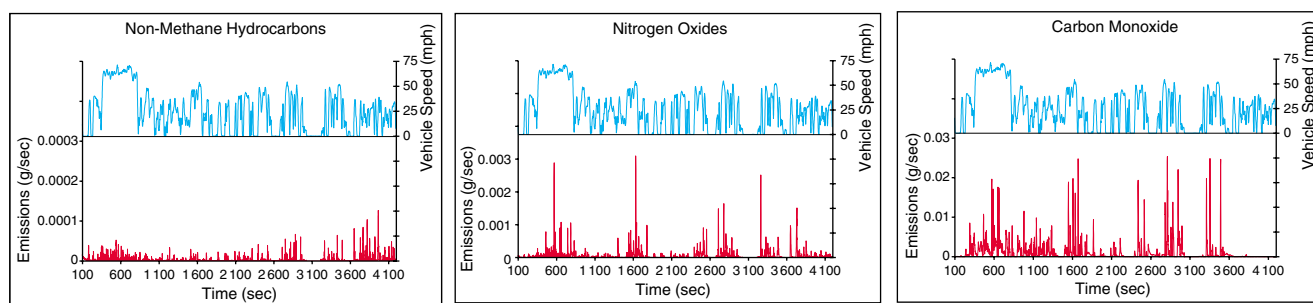


Fig. 8 Emission and speed measurements acquired on road under real-world conditions. 2000 Honda SULEV Accord.

The speed data itself can be used to help validate the CMEM emission inventory model. For example, the cycle's speed data can be used as an input for CMEM, and the emission results calculated by CMEM can be compared to the actual results measured on-road during that cycle. Of course, any on-road data used for the calibration of CMEM cannot be used for this purpose, or the validation would be invalid.

Throughout the various driving conditions encountered during the approximate one-hour period of data collection, tailpipe emissions remained extremely low. Based on previous research performed by Honda^{(3),(4)}, the exhaust species concentrations depicted in Fig. 8 are often below those of ambient air in the Los Angeles area. It's important to note that exhaust emissions remained low even during periods of rapid acceleration that are not encountered during laboratory FTP-75 testing.

3.2. Real-world data compared to EMFAC model

Data acquired from on-board measurements can also be used to check EMFAC model predictions. A comparison of EMFAC-predicted emissions for SULEV technology with actual on-road emissions from a Honda SULEV Accord is shown in Fig. 9. In both cases, data from arterial driving are shown. For further comparison, the second phase of an "on-road" FTP result acquired at HPCC is also shown. Only the second phase was used here in order to produce a valid comparison with an arterial driving situation in which no starts are observed. It can be seen that the emissions predicted by the EMFAC model are significantly higher than the actual emissions produced by the SULEV vehicle. The latest version of EMFAC available at the time of this writing was used for this comparison; (EMFAC 2002 version 2.2).

3.3. Observed vehicle fleet and impact on emission models

The accuracy of emission model estimates is dependent upon the accuracy of the input data. The composition of the on-road fleet is one of the key parameters. The fleet composition data collected during

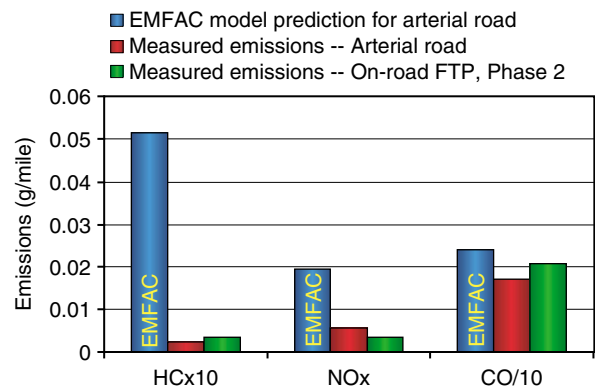


Fig. 9 EMFAC-predicted emissions for SULEV technology compared to actual measurements. 2000 Honda SULEV Accord, warmed-up conditions.

the SELEV program were used as inputs for both the EMFAC and CMEM models. The purpose of this was not to compare the models themselves, but rather to determine the effect of using actual SELEV fleet composition data as inputs compared to using default parameters. In the case of EMFAC, the default settings used for this comparison were those for calendar year 2001, for the counties indicated in Fig.10. The model was then re-run using the SELEV fleet data collected during the summer of 2001. The SELEV data were prorated to keep the total vehicle population constant between the two cases. As can be seen in Fig. 10a, running the EMFAC model with the SELEV data produced emissions that were 22% to 45% lower than those calculated using the default values.

A similar exercise was performed using the CMEM model. In this case, the default input values consisted of a random sampling of vehicles registered with the DMV (Department of Motor Vehicles) within each target city. Running the CMEM model with the SELEV data produced emissions that were 8% to 70% lower than those calculated using the default values; see Fig. 10b.

These two comparisons demonstrate the importance of using actual, observed fleet characterizations as inputs

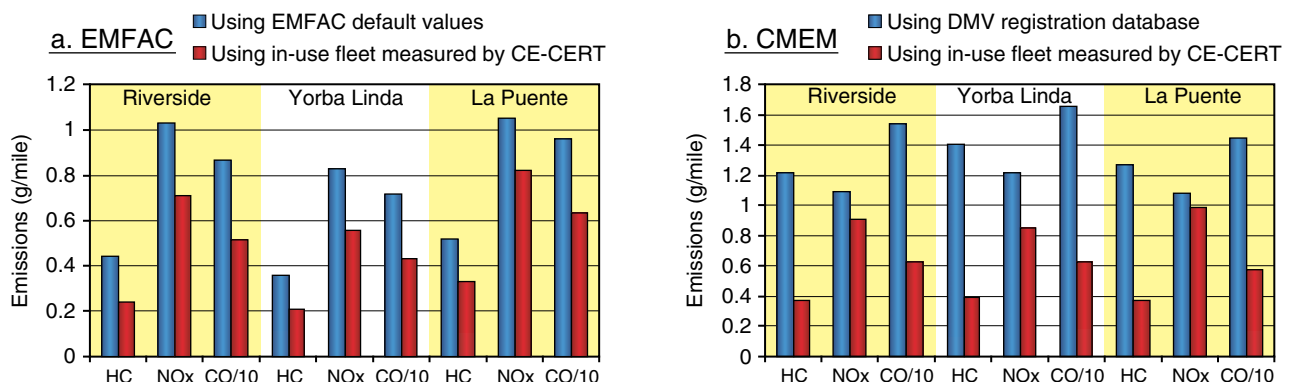


Fig. 10a and 10b Effect of using CE-CERT-measured in-use fleet composition data as inputs to emission models, compared to using default values.

to emission models. The default data used in many such models are based upon vehicle registration data, which has been shown to be a poor predictor of the actual on-road vehicle composition⁽⁹⁾.

3.4. SELEV public symposium and response

In September of 2002, the University of California, Riverside, held a symposium at which interim results of the SELEV Center research program were presented. The response to this event greatly exceeded expectations. Regarding regulatory policy, a number of publications cited the SELEV Center results as being a factor in the CARB's recent changes to the ZEV regulation; one article called it a "primary catalyst for the change of heart from CARB^{(10) - (12)}." The SELEV results also reached the general public, thereby helping to foster interest in and promote understanding of low-emission vehicle technology, such as that developed by Honda. The SELEV story reached a nationwide audience; it has been estimated that 32 million people heard about the SULEV results in some way⁽¹³⁾. The largest audiences were reached with a front-page article in "USA Today⁽¹⁴⁾," and a prime-time story featured on the "CBS Evening News with Dan Rather."

4. Conclusion

A new research center has been established to determine the impact of extremely low emission vehicles (ELEV) upon the environment. The SELEV Center has applied a methodical and technically sound approach to achieve this objective, beginning with the measurement of vehicle emissions under real-world, on-road conditions. Extensive measurements have also been made of vehicle activity and class distributions. Supplemented by laboratory measurements, this collection of unique data is being used to produce inventory models that can accurately predict the emissions of advanced technology vehicles.

The significance of the SELEV Center findings has been recognized by the regulatory agencies and has been reported in the national media. The California Air Resources Board now has a better understanding of the positive impact ELEV technology can have towards their goal of improving California's air quality.

Research at the SELEV Center continues, with a focus on the assessment of the long-term, full-cycle air quality impact of extremely low emission vehicles.

References

- (1) US EPA., "Cooperative Research Proposal Regarding the development of a Commercially Viable On-Vehicle Emissions Measurement Product", June 12, 2001
- (2) Matthew Spears, US EPA., "Portable Emission Measurement Strategy", CRC On-road Vehicle Emissions Workshop, April, 2002
- (3) J. Jetter, et. al., "Development of an On-Board Analyzer for use on Advanced Low Emission Vehicles", SAE Technical Paper 2000-01-1140

- (4) J. Jetter, et. al., "Development of an On-Board System for the Simultaneous Analysis of Tailpipe Exhaust and Ambient Air", Honda Technical Review, Vol.13 No.1.P.49-58 (April, 2001)
- (5) T. Truex, et. al., "Measurement of Ambient Roadway and Vehicle Exhaust Emissions – An Assessment of Instrument Capability and Initial On-Road test Results with an Advanced Low Emission Vehicle", SAE Technical Paper 2000-01-1142
- (6) US EPA., "User's Guide to MOBILE6.1 and MOBILE6.2: Mobile Source Emission Factor Model" EPA420-R-02-028, October, 2002
- (7) CARB, "EMFAC2001/EMFAC2002. Calculating Emissions Inventories for Vehicles in California: User's Guide", 2002
- (8) Matthew Barth, "Comprehensive Modal Emissions Model Users Guide", January 3, 2000
- (9) Theodore Younglove, et. al., "Observed On-Road Vehicle Fleet Differences and their Effect on Emissions", CRC On-Road Vehicle Emissions Workshop, April, 2002
- (10) Frank Bohanan, "The Winds of Change - CARB Acknowledges the Technical and Economic Realities of ZEVs", SEMA News, November, 2002
- (11) Gary Polakovic, "State Takes a Sharp Turn on Emissions", Los Angeles Times, September 15, 2002
- (12) Andrew Bridges, "Study: California Should drop bid to Eliminate Tailpipe Emissions", Associated Press, September 18, 2002
- (13) Data compiled by FM Strategic Communications, Washington, DC
- (14) James Healey, "New Gas Engines Rated Nearly Pollution Free", USA Today, September 5, 2002

■ 著 者 ■



Jeff JETTER



Ben KNIGHT



Tatsuya OKAYAMA



Seiji HATCHO



Nicole DAVIS



John COLLINS

軽量，低コストアルミ VTEC ロックアームの開発

Development of Light Weight and Lower Cost Aluminum VTEC Rocker Arm

田 中 力*
Chikara TANAKA

山 田 範 之*
Noriyuki YAMADA

要 旨

VTEC ロックアームの軽量，低コスト化を目的として，アルミダイカスト素材を用いた VTEC ロックアームを開発した。動弁系駆動摩擦損失低減に有効なローラフォロワを使ったロッカーアームが主流であるが，アルミ素材で VTEC 機構を成立させるため，強度に必要な VTEC の連結穴については，そのローラベアリング軸を中空とした，ローラ同軸構造を採用し，ローラ軸の固定方法を圧入による固定構造とすることで，VTEC ロックアームに必要な強度と精度の両立を達成した。

結果として，従来の鋼系鍛造 VTEC ロックアームに対し，重量，コストとも 20% 以上低減し，Fit にてはじめて量産化された。

ABSTRACT

A VTEC rocker arm has been produced from aluminum die-cast materials to reduce weight and lower cost. The new arm, like the majority of rocker arms in use, employs a roller follower to reduce drive friction loss in the valve system. The VTEC connecting holes, in which strength must be guaranteed, were focused on to enable the shift to aluminum in the new VTEC mechanism. A coaxial roller structure with a hollow roller bearing shaft was adopted, allowing the roller shaft to be press-fit into place and ensuring sufficient strength and accuracy in the new rocker arm. As a result, both the weight and the cost of the new rocker arm have been reduced by more than 20% against the former forged steel arm. The new arm was then first mass-produced for use in the Fit.

はじめに

近年，エンジンとしての，出力，燃費向上のため⁽¹⁾，VTEC エンジンの適用が拡大され，全体の 60% 以上を占めるようになってきた。

従来 VTEC エンジンのロッカーアームは，高強度を目的として鋼系鍛造素材で生産されてきたが，ロッカーアームの数も多く，軽量化及び低コスト化が課題であった。

このような背景の中，軽量化と既存設備の活用と共に，加工時間の短縮や，工程削減による低コスト化の両立を狙って，素材のアルミ化が言われてきたが，VTEC ロックアームとしては強度と精度の両立に課題があった。

今回，アルミ VTEC ロックアームを開発したので，その構造開発にまつわる課題解決の手法や，その効果を報告する。

1. 開発のねらい

Fig. 1 に従来の VTEC ロックアームと今回開発したアルミ VTEC ロックアームの構造図を示す。

*栃木研究所

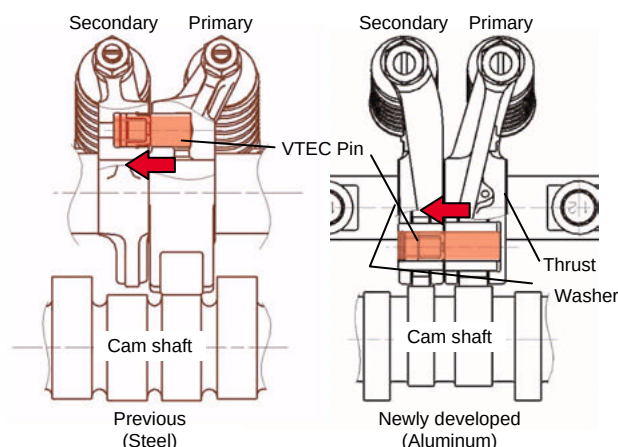


Fig. 1 Comparison of VTEC rocker arms structure

基本的に，ロッカシャフト穴，ローラ支持穴，VTEC 連結穴で構成されるが，特に連結穴においては，高強度のみならず，連結性及び連結時の精度維持のため，非常に高い位置精度が要求され，さらに連結ピストン駆動に対する耐久性確保のため，連結穴には高い強度と耐摩耗性も要求される⁽²⁾。このため，従来の VTEC ロックアームは鋼系素材とし，

浸炭または窒化処理され、要求性能を満足していた。

しかし、そのため加工工程についてFig. 2に示すように、多くの工程を必要として生産されており、コストが課題となっていた。

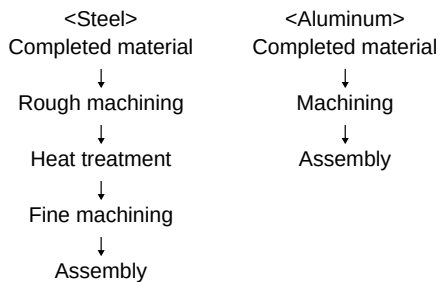


Fig. 2 Comparison of machining processes

本開発では、まず軽量化及び低コスト化のために、従来からロッカームで量産されてきたアルミダイキャスト素材をベースにし、上記 VTEC ロックアームとしての要求を満足させ、既存の鋼系素材 VTEC ロックアームが適用されているエンジンに対しても、動弁系レイアウトの変更無しにロックアームの変更だけで対応可能のように、鋼系素材ロックアームと同スペースで動弁系挙動、耐久信頼性の確保ができることを目標とした。

2. 基本構造と技術課題

VTEC ロックアームのアルミ化にあたり、課題として、ロックアーム各部の強度と動弁系挙動に影響する剛性、連結穴廻りの強度と耐摩耗性、精度が上げられる。

今回開発した、ロックアーム(Fig. 1)はFEM解析を活用し、剛性と強度が満足できる形状を設計した。

強度については、ローラロックアーム形状の最弱部にあたるローラ支持腕部は肉厚増加で対応した。その結果ローラ幅狭化の必要性も発生した。また、ローラ穴とロックシャフト穴の間にも高い応力が発生するので、肉厚の最適化をはかった。ロックシャフト穴内径部の変形により、VTEC 油圧供給のためのオイル穴内径に応力が発生するので、ロックシャフト穴の中心から上方に移動し、ロックシャフト内径で圧縮歪の発生する部位に設置し、オイル穴内径応力を低減させた(Fig. 3)。

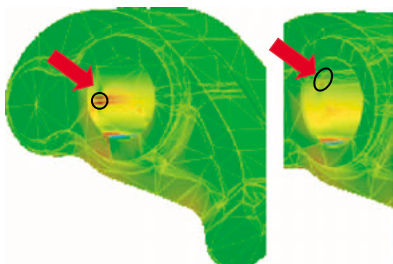


Fig. 3 FEM analysis (Oil hole location)

連結剛性については、ローラ軸と連結軸を同軸とした構造を採用することで、鋼系素材以上の剛性を達成した。その結果を Fig. 4 に示す。

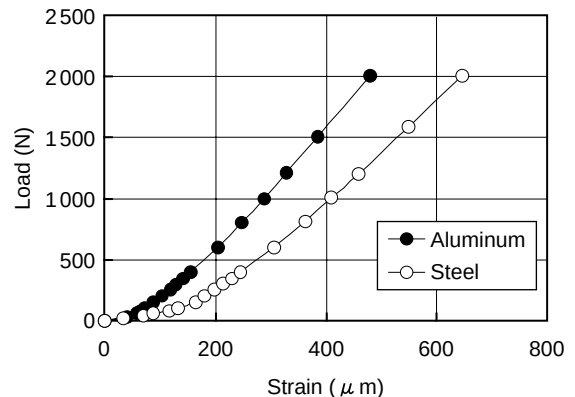


Fig. 4 Comparison of rigidity

同軸構造をとることで、連結穴については連結ピストンをアルミ材では受けずローラ軸の材料で受け持つこととなり、強度と耐摩耗性が両立できた。

また、そのローラ軸の固定方法については、連結穴径の精度を考慮してカシメではなく、圧入で固定する方法を選定した。これにより、内径の異形変形が押さえられ、連結穴として十分な精度が維持できた。

また、ロックアームのアルミ化にさいし、VTEC の構造上となりあうロックアーム同部位との摺動によるロックアーム端面磨耗の懸念があったが、対策として鉄系ワッシャを挿入することで対応をおこなった。

3. 圧入固定のメカニズムと圧入締め代設定

今回特にローラ軸を圧入で固定する構造を採用するにあたり、実機運転中の発生荷重と固定のメカニズム、ローラ腕部圧入穴の疲労強度、圧入締め代選定方法、さらには、圧入工程での固定強度への影響因子を明確にして、重要管理項目を設定した。

3.1. 実機発生駆動トルク

ローラ軸への入力として駆動トルクとスラスト方向の荷重が発生する。この測定方法を Fig. 5 に示す。

軸を回転自由にしておき、回転方向とスラスト方向を測定可能なロードセルで結合し、実機運転を行い測定した。エンジン回転数毎の測定結果例を Fig. 6 に示す。

各条件での測定の結果、ローラ軸への荷重は最大で駆動トルク 1.11Nm, スラスト荷重 3.31kN 程度であった。

ただし、高速回転時の挙動が不安定となる領域で荷重は増加することと、VTEC の切り替え時、特に切替えミスにより低い方のカムにロックアームが落下するハタカレ現象

時に荷重が増加することがわかった。実際の測定では、ロードセル付のロッカアームで行ったこと、スプリング荷重ばらつきなど、実際の挙動差も考えられるので、目標の固定強度を駆動トルク 2.94Nm 以上、スラスト荷重 6.87kN 以上とした。

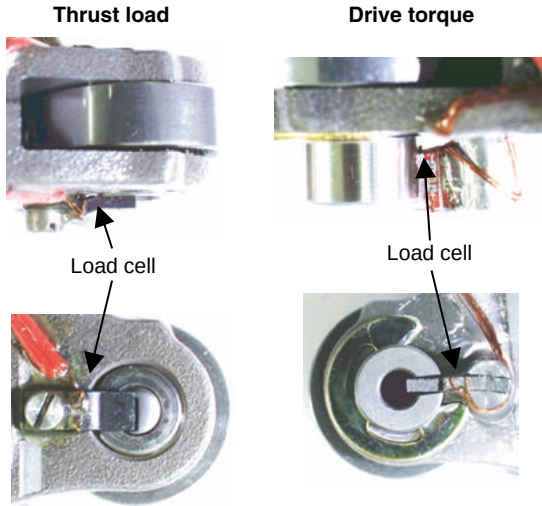


Fig. 5 Load cells for measuring thrust load and drive torque

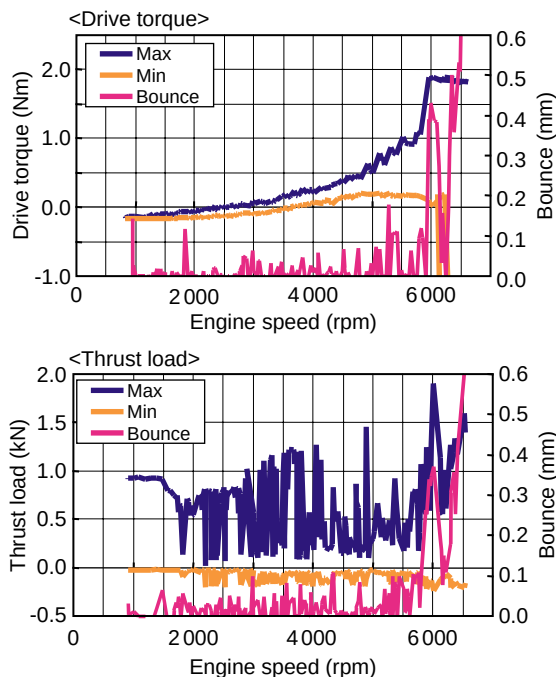


Fig. 6 Result of measuring drive torque and thrust load

3.2. 圧入締め代と固定強度

圧入締め代毎の固定強度(駆動トルクとスラスト荷重)を Fig. 7 に、圧入後の残存締め代を Fig. 8 に示す。圧入締め代は温度によって低下し、実際の運転中の条件として、油温150℃を想定して固定強度測定を行った。

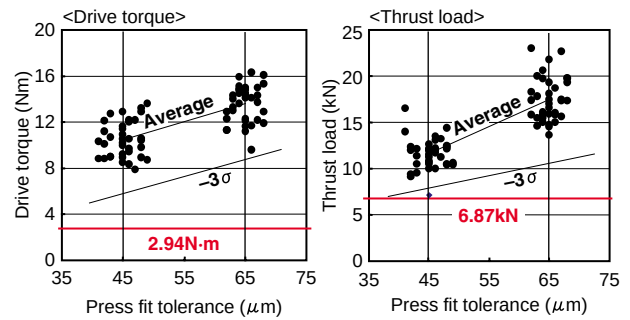


Fig. 7 Drive torque and thrust load

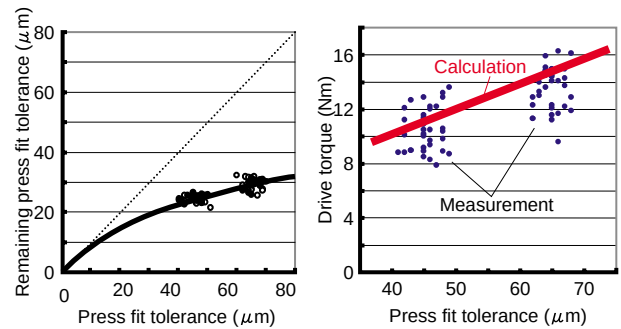


Fig. 8 Remaining press fit tolerance and comparison of drive torque between measurement and calculation

残存締め代とローラ軸とロッカアームのアルミダイカスト素材での摩擦係数の実測値を用いて計算した値とも比較した。計算では以下に示す2重管の計算式を用いた。

A : Contact area between rocker arm and roller shaft

r_1 : Inner diameter of roller shaft

r_2 : Outer diameter of roller shaft

r_3 : Outer diameter of rocker arm

E_A : Young's modules of roller shaft

ν_A : Poisson's ratio of roller shaft

E_B : Young's modules of rocker arm

ν_B : Poisson's ratio of rocker arm

δ : Strain

P : Surface pressure

μ : Coefficient of friction between rocker arm and roller shaft

$$\cdot \text{Fixing strength} \quad F = \mu \cdot P \cdot A \quad (1)$$

$$P = \frac{\delta}{r_2} \frac{1}{\frac{1}{E_B} \left(\frac{r_3^2 + r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} + \nu_B \right) + \frac{1}{E_A} \left(\frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - \nu_A \right)} \quad (2)$$

・ Stress at each location on rocker arm

$$\text{Outer diameter } (\sigma)_{r_3} = P \cdot \frac{2 \cdot r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} \quad (3)$$

$$\text{Inner diameter } (\sigma)_{r_2} = P \cdot \frac{r_3^2 + r_2^2}{r_3^2 - r_2^2}$$

圧入締代は圧入時塑性変形により、初期圧入締代のおよそ50%しか残らない。その条件では、計算値とテスト結果は良く合致しており、固定強度は締代と摩擦係数の関係で表されることがわかる。

以上から、ローラー軸の固定強度を安定させるには、圧入締代が重点管理すべき項目といえる。さらに上記結果より、本ロッカアームとして実機運転中の固定強度を満足するためには、締代 45 μm 以上が必要となる。

3.3. ロッカアーム本体の歪と疲労強度

次に、圧入されて塑性変形した、アルミ部分の疲労強度について述べる。圧入締代とロッカアーム実体の圧入部の疲労強度について Fig. 9 に示す。

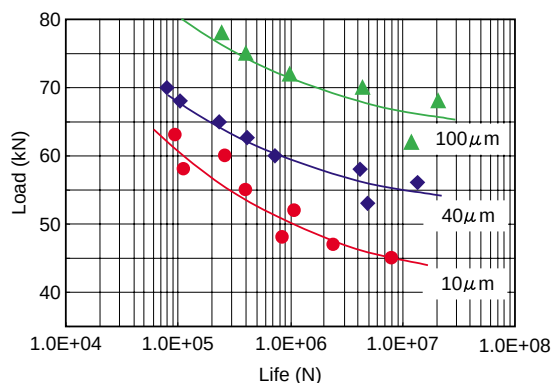


Fig. 9 Effect for fatigue strength

締め代増加に伴い疲労強度が向上することがわかる。同じ材料で試験片を作成し、塑性変形量と疲労強度の関係を測定して、締め代増加によりアルミ材の塑性変形量が増加した効果であることを確認した。

本結果をもとに疲労限度線図にて評価を行うと、締め代増加により残留応力は増加し、疲労限度が向上するため、おおむね従来どおりの疲労限度で評価できることがわかった。(Fig. 10)

また、ロッカアーム本体の耐久性確認と、固定強度下限の実機耐久試験としては、ともに締め代下限品で実施すれば良いことがわかった。

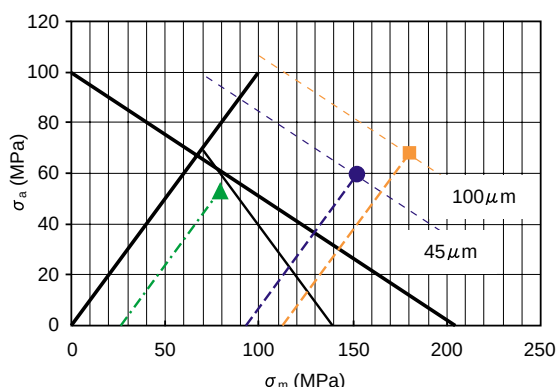


Fig. 10 Limit line of fatigue strength

3.4. 締め代設定概略

圧入することで各部が変形し寸法変化を引き起こす。よって寸法精度確保の上から圧入締め代の上限を設定する必要がある。

また Fig. 11 には、ロッカアーム本体のアルミが圧入によりシャフトでむしられる、かじり現象が発生する限界を示す。かじりが発生した場合には、単にローラーへのゴミ噛みという問題のみではなく、固定強度への影響も大きい。

これによっても、締め代上限値は決定される。

したがって、締め代設定の手順としては、下限は実機荷重に対して十分な固定強度の確保、上限は、寸法精度とかじり限界から決定する。

今回のロッカアームにおいては、固定強度から下限を 45 μm とし、寸法精度を考慮して、上限は実績のある加工能力 20 μm 公差から、65 μm と設定した。

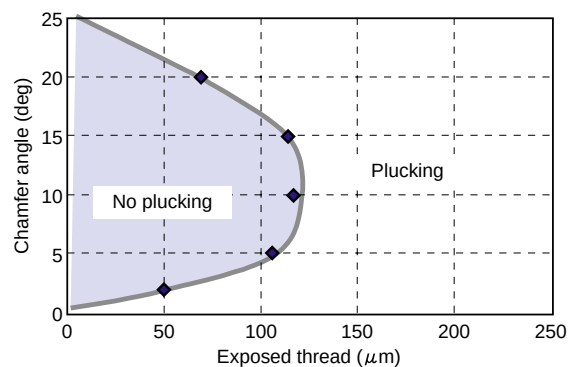


Fig. 11 Plucking limit

4. ローラー細幅化

ロッカアーム本体のアルミ化に伴い、ローラー溝腕部の強度、剛性確保のため厚肉化が必要となり、ローラーの細幅化が必要となった。ローラーサイズは、外輪の発生応力と、定格容量によるローラー寿命で決定される。ロッカアームの軽量化によりローラーの定格荷重低減が可能であり、細幅化は可能である。ただし下限はニードルの形状と生産性により、ニードル径の2倍程度は必要と言われている。

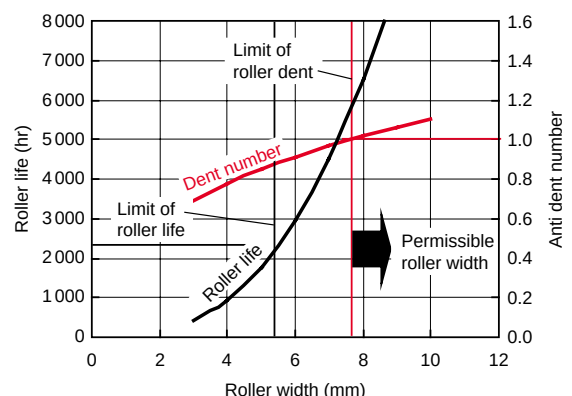


Fig. 12 Optimization of roller width

また、VTEC ロックアームに用いる場合、ハタカレ現象が発生した際の衝撃荷重により、ローラ内輪部にニードルによる圧痕が発生する。これを防止しなければならないためローラ下限サイズが決定されることがわかった。Fig. 12 にロックアームの軽量化と必要定格荷重から決定するローラ寸法、圧痕から必要なローラ寸法を示す。

5. 耐久性確認

5.1. 動弁系挙動

挙動に影響する因子として、剛性と慣性重量がある。今回のロックアームにおける、鋼系材ロックアームとアルミロックアームでの比較は前述のとおり、アルミで鋼系材以上の剛性値を達成し、かつ慣性重量として 30%の低減ができた。

各々のロックアームを用いた動弁系の回転数によるバウンス特性測定結果を Fig. 13 に示す。

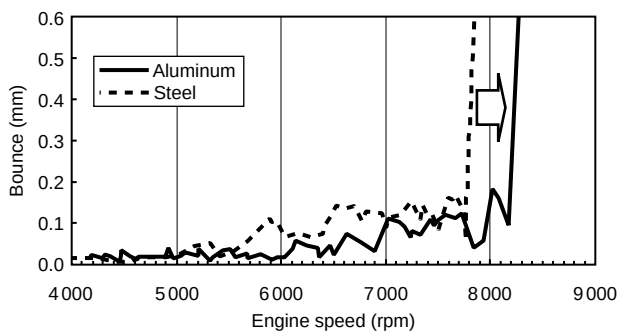


Fig. 13 Comparison of bounce limit between steel and aluminum rocker arm

軽量化により 500rpm の回転数向上が確認できた。この効果は、バルブスプリング荷重に換算すると 12%の低減効果となる。この効果により、ローラロックアームにおいてもフリクションとしては 1%程度の低減効果があり、燃費低減効果をも得られた。

5.2. ロックアーム応力

運転中のロックアーム各部に発生する応力を測定した。測定点は FEM 解析で応力の高い部位とした。

Fig. 14 に代表点の測定結果を示す。

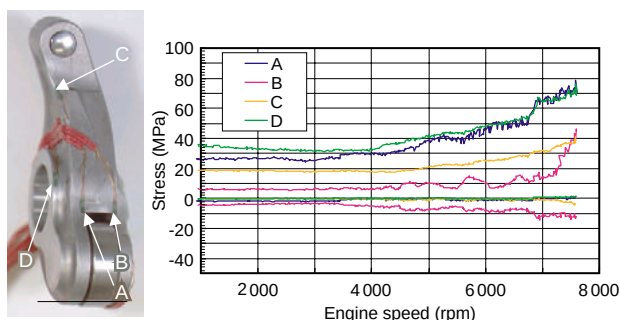


Fig. 14 Rocker arm stress under VTEC-linked condition

最大応力発生部位は、ローラ支持腕部外側とロックシャフト穴端面であるが、材料疲労強度限度内であり十分な耐久性が確認された。

5.3. タペットクリアランス変化

実走耐久テストでのタペットクリアランス変化をFig. 15 に示す。

量産鋼系材ロックアームでの実績と今回のアルミロックアームを比較したが、同等であることが確認できた。この結果から、カムシャフトのバルブリフトカーブも鋼系ロックアームと同一とすることが可能であり、エンジン適用時はロックアームのみの交換で対応できる。

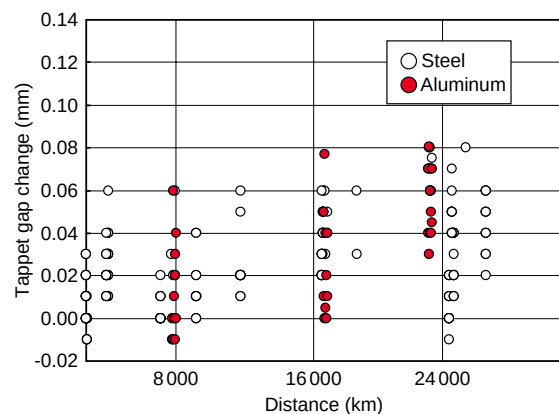


Fig. 15 Tappet gap variation

5.4. 耐久テスト後のローラ軸固定強度低下確認

所定の評価モードで耐久テストを実施した。破損、摩耗や著しいタペットクリアランス変化等が無いことを確認できた。また耐久テスト後の固定強度低下の有無を確認した結果を Fig. 16 に示す。

初期の固定強度が維持されていることがわかる。また、ローラ軸のラジアル方向とスラスト方向の移動も無く、固定強度として十分な信頼性があることを確認した。

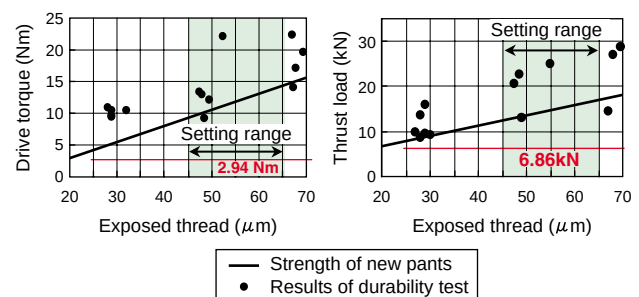


Fig. 16 Fixing strength after durability test

5.5. ロックシャフト端面摩耗

VTEC ロックアームのアルミ化にさいし、VTEC ロックアームの構造上、隣り合うロックアーム間での端面の摺動による摩耗が課題となる。端面の摩耗状態を Fig. 17 に示す。

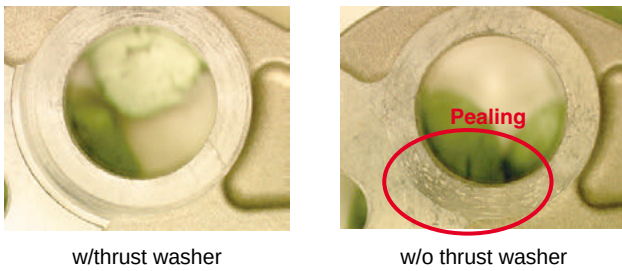


Fig. 17 Effect of thrust washer against peeling of rocker arm end face

ワッシャ無では著しい摩耗が発生し、VTEC 切替え穴間の隙間寸法が拡大することによる、切替え応答性悪化が懸念される。対応として、ロッカアーム間に鋼系ワッシャを挟む構造とすることで、アルミ部材同士の摺動を避けることができ、摩耗低減を確認した。

6. 生産性とコスト

6.1. アルミ材での低コスト化の考え方

VTEC ロッカアームのコスト内訳の代表例を Fig. 18 に示す。アルミ化による加工性向上効果で、加工コストの中の労務、設備費いずれも低下させることができ、理論上は約50%の低減が可能となり、全体コストとしては20%の低減が可能といえる。

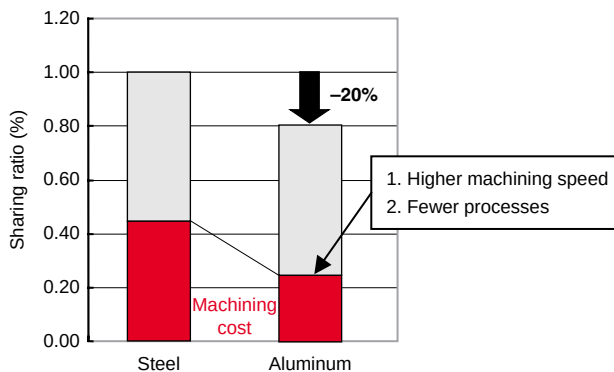


Fig. 18 Effect of cost reduction

7. まとめ

従来の鋼系素材を用いた VTEC ロッカアームに対して、軽量化と低コスト化を両立したアルミダイキャスト製 VTEC ロッカアームを開発した。

- (1) ローラ軸に発生する荷重測定に成功し、必要なローラ軸の固定強度を明確にした。
- (2) ローラ軸圧入構造をもつロッカアームにおける、軸廻りの耐久信頼性を、固定強度と疲労強度の両面から確立した。

- (3) ローラ VTEC ロッカアームの小型化に影響する、ローラ寸法の限界設定要件が明確にできた。

8. 謝辞

本開発を推進するに当たり、ご協力頂いた、(株)田中精密工業様、(株)日進製作所様、(株)NTN様に、深く感謝いたします。

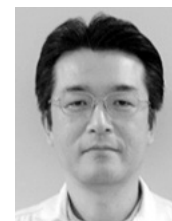
参考文献

- (1) 三浦ほか：可変機構を用いたガソリンエンジンの高効率化について、自動車技術 Vol.45, No.8, p.93 (1991)
- (2) 井上ほか：新しい可変バルブタイミング機構を装着した高効率エンジン—第一報可変動弁システムの開発—、自動車技術会学術講演会前刷集, 891004

■ 著 者 ■



田中 力



山田 範之

エンジンオイル劣化モニタシステムの開発

Development of Engine Oil Deterioration Monitoring System

高岡 伸 明*
Nobuaki TAKAOKA
久保 浩 志*
Hiroshi KUBO

橋 本 宏*
Hiroshi HASHIMOTO
川内 昌 司*
Shouji KAWAUCHI

斎藤 彰 久*
Akihisa SAITO
江口 強*
Tsuyoshi EGUCHI

要 旨

オイル交換インターバルの適正化を狙って、オイル劣化モニタシステムを開発した。オイル劣化アルゴリズムを用いてオイル寿命を計算し、所定値になるとオイル交換案内をメータに表示するシステムとした。アルゴリズムは、まず油温を推定し、油温をパラメータとするオイル劣化係数とエンジン回転回数からオイル寿命消費量を計算する。油温に応じたオイル劣化係数は、平均油温が異なる耐久走行を実施し、各耐久の平均油温に応じたオイル寿命から求めた。この特性が様々な走行モードに適用可能であるか検証するために一般市場モニタを実施し、その検証結果をオイル寿命計算データに反映した。本システムは米国ユーザのオイル交換インターバル適正化をできることがわかった。

ABSTRACT

An oil deterioration monitoring system has been developed to enable the necessary intervals between oil changes to be judged with greater accuracy. The system calculates oil life using an oil deterioration algorithm. When the figure reaches a predetermined value, the meter displays a recommendation for oil change. The algorithm first estimates oil temperature, a parameter of the oil deterioration coefficient. The coefficient and engine speed are then used to calculate how much of the oil's usable life has been expended. The oil deterioration coefficient, which is dependent on oil temperature, was found from oil life in endurance tests conducted with oil at differing average temperatures. A market survey was conducted to verify the applicability of the measure to a variety of driving modes, and results were reflected in calculations of oil life. It has been demonstrated that this system is successful in enabling U.S. users to change their oil at more appropriate intervals.

1. まえがき

エンジンオイルは、エンジン部品に対して、潤滑、清浄、密封、冷却、防錆、腐食防止等の作用を行っているが、それらの機能はエンジンを運転するに従い低下して、いつかはオイル交換しなければならなくなる。エンジンの故障を予防する為には早期に交換すべきであるが、環境保護、資源の有効利用、メンテナンスの省力化の要求からは交換時期のロングインターバルが望まれる。

ところが、エンジンオイルはエンジンの運転条件によって劣化形態と交換時期が異なってしまう。例えば短距離運転と長時間放置の繰り返しで油温上昇が不十分であれば油中水分が蒸発せず、ブローバイガス中の NOx が硝酸、亜硝酸となって低温スラッジの発生に至る。高油温での運転はオイルの高温酸化を起こし、粘度の増大と同時に添加剤

を消耗させる。このように運転条件の経歴によってオイル劣化度合いは変化することから、ユーザが適正なオイル交換時期を判断することは困難であった。

これらの問題に対し、今回ユーザの運転状況に応じたオイル交換時期を計算し、メータに案内表示するオイル劣化モニタシステムを開発したので、ここに紹介する。

2. 開発のねらい

オイル劣化モニタシステム開発に際して以下の2点を主要な狙いとした。

(1) オイル交換距離の適正化

(2) センサを用いない簡便なシステム

北米ユーザがエンジンオイルを何マイル毎に交換しているか、さらに、オイル寿命を使いきった場合、何マイル走行

可能であるか調査した結果を Fig. 1 に示す.

ユーザのオイル交換実態は、アメリカホンダが 1999 年に調査した結果と、USA TODAY が 2002 年 4 月 18 日～6 月 27 日に実施したインターネット上でのアンケート結果 (n=7414) を併記してある。USA TODAY の結果の方がロングメンテナンスの分布となっている。

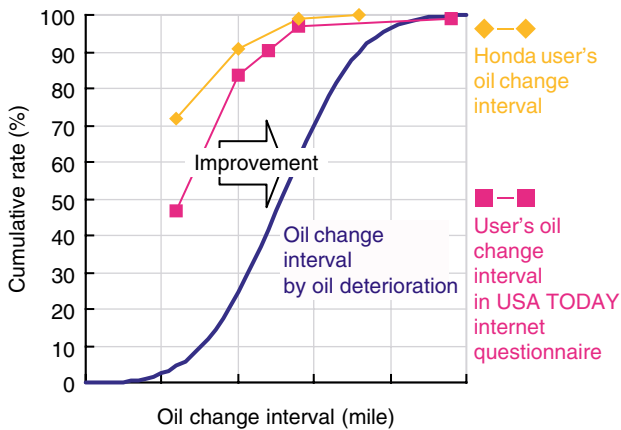


Fig. 1 Oil change interval

また、北米ユーザの交換後のオイルを回収、分析して、そのオイル劣化度合いから走行可能距離を推定した結果を青線で示している。

北米のオイル交換実態としては、早め交換であることがわかる。オイル劣化モニタシステムは、ユーザのオイル交換分布をオイル寿命実力分布に近づけられる有効なシステムであることが必要である。

オイル劣化を直接検知する試みも様々に行われている。オイルの汚染度から劣化判定を試みる光透過型センサやオイルの誘電率の変化から劣化度合いを測定する静電容量型センサなどがあるが、どちらも劣化との相関性が認められていない⁽¹⁾。粘度変化も重要な指標であるが、油種による粘度の差等で判定が困難であるとの見方が強い⁽²⁾。中和価の測定は添加剤の劣化、消耗と基油の酸化を表す効果的な方法であり、Dayton大学にて車載状態で測定する技術が開発された⁽³⁾。硝酸エステル濃度を赤外吸光分析で測定する技術も開発された⁽¹⁾が、これらも実用化には至っていない。

本システムはこれらのセンサを使用することなく、簡便なシステムでかつユーザのオイル交換インターバルを適正化できるシステムを目標として開発した。

参考に他社システムを Table 1 に示す.

Table 1 Oil maintenance indication system

Maker	System name	Oil change interval	Method	Model/Year	Note
BENZ	Active service system	Max 30 000km	Algorithm	97M	With oil level sensor
BMW	BMW maintenance system	Max 30 000km	Algorithm	98M	With oil level sensor
AUDI	AUDI variable service	Max 30 000km	Algorithm	00M	With oil level sensor
GM	Oil life system	4 800 ~ 16 000km	Algorithm	98M	

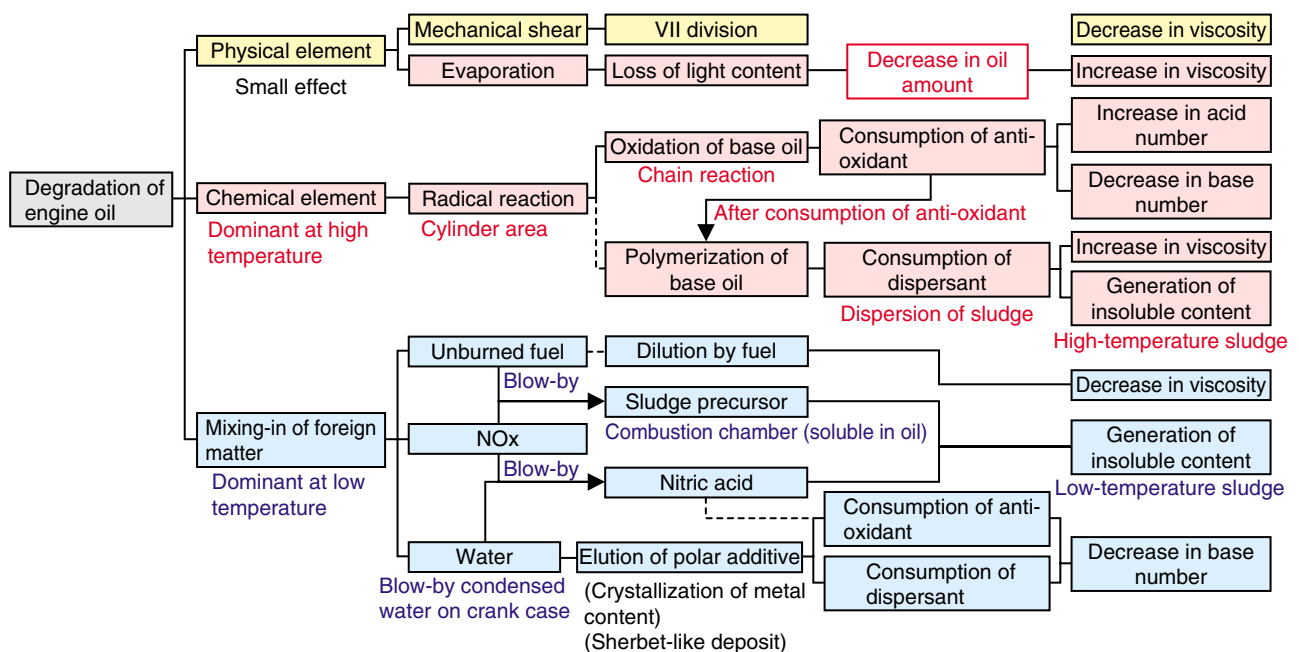


Fig. 2 Mechanism of deterioration of engine oil

3. オイル劣化要因と寿命推定方法

3.1. オイル劣化要因

Fig. 2 にオイル劣化要因を示す。エンジンオイルは基油と添加剤で成り立っており、オイルの劣化として、以下の項目が挙げられる。

- (a) 基油自身の酸化、劣化、蒸発
- (b) 添加剤の劣化、消耗による機能低下
- (c) 系外からの混入

(a)は高油温時に支配的である。シリンダ領域で基油が酸化するため、酸化防止剤が消耗し、これにより酸価の上昇、塩基価の低下につながる。さらに酸化防止剤が消耗すると基油の重合により分散剤が消耗し、粘度増加や不溶解分の生成につながる。(c)は特にブローバイガス成分の低温時混入が支配的である。ブローバイガス成分には未燃燃料や水分、NO_xが含まれていて、スラッジブリッカーや硝酸を生成し、不溶解分の発生や添加剤の消耗を促進する。

オイル粘度が低下した場合は動弁系摩耗等が問題となる。粘度増加はフリクション増加となり低温始動性や燃費の悪化につながる。塩基価低下や酸価の増加は酸性イオンによる軸受腐食摩耗が問題となる。不溶解分は油路を閉塞し、油量不足による様々な問題を引き起こす。オイルの塩基価、酸価、粘度、不溶解分の量はオイル寿命を判断するための重要な指標である。

3.2. オイル劣化推定の考え方

3.1で述べたオイル劣化は油温に対する傾向として説明できる。Fig. 3 に示すように 80℃付近を中心として、それよりも高くても低くても劣化は加速される⁽⁴⁾。80℃付近より高温であるほど、酸化劣化が早くなり、基油の酸化、添加剤の劣化、消耗が促進される。80℃以下ではブローバイガス成分の混入等により添加剤が劣化する。これを走り方に当てはめると、低温環境と短距離走行による油温が低い条件から高温環境と高負荷による高油温での走行等、

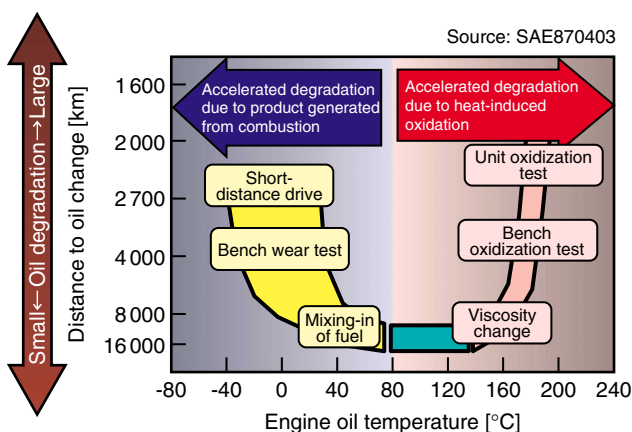


Fig. 3 Effect of oil temperature on engine oil deterioration

様々な油温で耐久を実施すれば、油温をパラメータとしたオイル寿命曲線を得ることができる。この寿命曲線から油温に対応したオイル劣化係数を作成し、この劣化係数を使用して計算することで、様々な油温条件で運転しても、所定の計算値でオイルの寿命を精度よく推定できることを実機で検証した。

4. オイル劣化モニタシステム

4.1. 劣化モニタシステム全体構成

Fig. 4 にシステム全体構成を示す。

油温を推定するために水温、エンジン回転数、車速、吸入空気温度、吸気管内圧力等のセンサを使用した。推定油温で油温に対応したオイル劣化係数を求め、その係数とエンジン回転回数とからオイル劣化量を計算する。オイル交換時にリセット処理を実施することにより計算値が初期化され、オイル寿命が100%から減算される。オイル寿命が所定値以下となったらオイル交換案内をメータに表示する。オイル寿命は、ユーザが画面を選択すれば、常に確認することができる。

4.2. 油温に対応したオイル劣化係数(DF)

3.2で述べた考え方で油温を変えて耐久を実施し、油温に対応するオイル寿命曲線を得た。耐久結果の中で最も長い

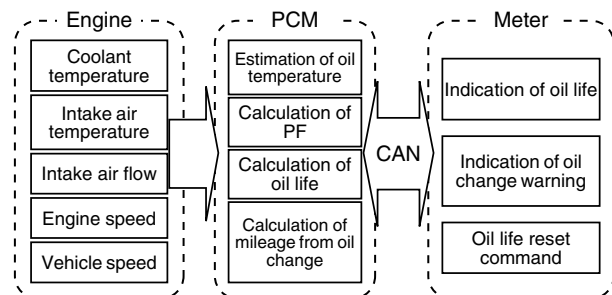


Fig. 4 Oil deterioration monitoring system

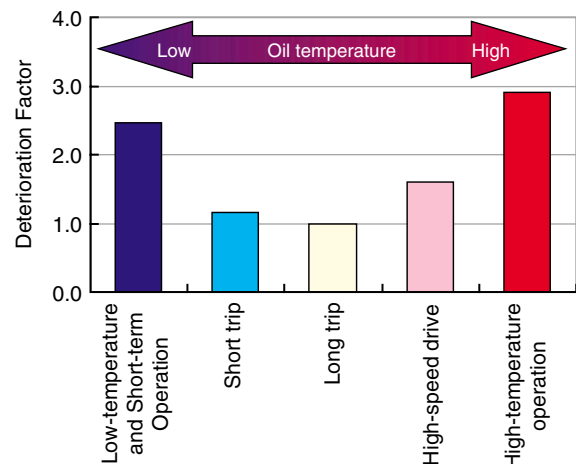


Fig. 5 Deterioration factors for driving conditions

寿命値に対し、何倍早く劣化するかという劣化係数を求めた結果を Fig. 5 に示す。オイル寿命は 4.3 に示すようにエンジン積算回転回数で計算するので、Fig. 5 に示す係数は、各耐久でオイルが寿命となるまでのエンジン積算回転回数の比である。この油温をパラメータとする劣化係数を DF と呼ぶこととする。Fig. 5 の各耐久結果を平均油温で整理して DF 特性を作成した。DF 特性の検証としては、各耐久結果を 4.3 に示す方法で計算し、オイルが寿命となる走行距離時点での計算値が一定の値となることを確認した。

4.3. オイル寿命計算方法

オイル寿命は、エンジン回転回数と DF を乗算した値を積算して計算される。その値をオイル寿命消費量とし、式 (1) によって算出される。

$$\text{REVOLF} = \Sigma (\text{REVSEC} \times \text{DF}) \quad (1)$$

REVOLF : オイル寿命消費量(回)

REVSEC : エンジン回転回数(回/sec)

DF : 油温に対応したオイル劣化係数

エンジンの始動と油温の上昇に伴い、その油温に対応した DF を使用して計算される。オイル交換後のリセット処理によりオイル寿命消費量はゼロとなり、その後エンジンの運転と共に消費量は増加する。このオイル寿命消費量が所定値となったとき寿命割合がゼロとなるように計算される。

寿命割合がゼロとなるオイル寿命消費量を決定するために、オイル劣化耐久を再度実施した。DF 特性を決定するために実施した時と異なる内容は、

(1) DF 特性テスト時はオイルをフラッシングして、残劣化油が無い条件で行ったのに対し、通常のオイル交換を想定して、劣化した残油があるところに新油を継ぎ足した条件であること。

(2) 市販油のオイル寿命

市販油は多種販売されているので、まず単体テストで劣化が早いものを選別し、かつ北米での販売シェアの高いオイルを実車にてオイル寿命消費量を確認した。

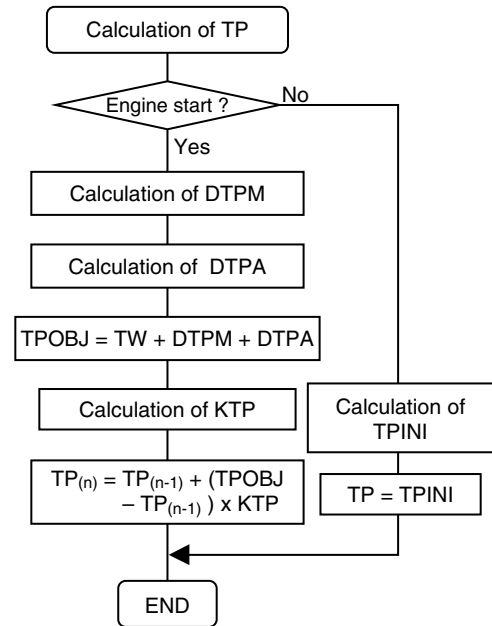
この確認結果と、油温推定誤差、その他オイル寿命推定誤差を考慮して寿命割合がゼロとなるオイル寿命消費量を設定した。

4.4. 油温推定方法

油温推定アルゴリズムの概要を Fig. 6 に示す。

IG ON した直後の初期油温は基本的に水温とするが、ホットリスタートと判断されるような状況では、前回停止した時点の油温に近い値を初期値として使用するようにした。

推定油温の目標値補正項 DTPM は、X 軸が燃料噴射量とエンジンスピードから計算されるパラメータ、Y 軸が車速のマップデータとした。このマップは、スロットル全開から全閉までの条件で油温を計測して作成される。



DTPM : TPOBJ correction value against engine condition
 DTPA : TPOBJ correction value against ambient temperature
 TPOBJ : Target value of TOILP
 TW : Water temperature
 KTP : Coefficient for estimation
 TP : Estimated oil temperature
 TPINI : Initial value of TOILP

Fig. 6 Oil temperature estimation algorithm

また、推定油温は外気温に対して補正される。外気温は吸入空気温度と車速から推定した。冷機時、始動直後の油温は水温となり、推定油温は水温から上昇するので、始動直後の外気温補正は必要なく、油温がサチュレートする温度を外気温で補正するようにした。油温がサチュレートする条件だけ外気温補正するよう制限することにより外気温推定の精度も向上できる。Fig. 7 は外気温 -20°C での車速と吸入空気温度の関係であるが、例えば外気温推定する油温を 70°C 以上に限定した場合、車速と吸入空気温度の関係には相関性が認められるが、始動直後の全データでは相関性が無い。

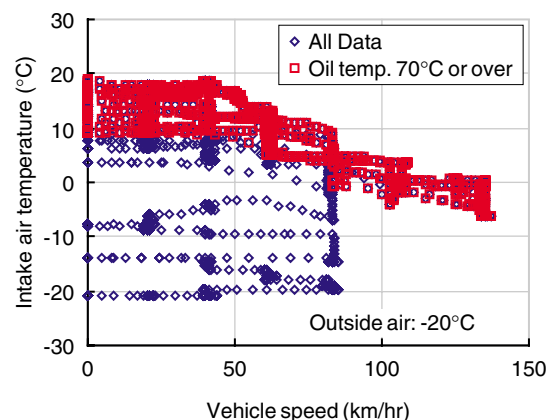


Fig. 7 Vehicle speed and intake air temperature

推定油温は、式(2)によって算出される。

$$TP_{(n)} = TP_{(n-1)} + (TPOBJ - TP_{(n-1)}) \times KTP \quad (2)$$

TP : 推定油温(°C)

TPOBJ : 推定油温目標値(°C)

KTP : 推定係数

推定係数は、実際の油温の変化に合うように補正する係数であり、実油温を計測した結果より逆算して決定される。すなわち、

$$KTP = (Toil_{(n)} - Toil_{(n-1)}) / (TPOBJ - Toil_{(n-1)}) \quad (3)$$

Toil : 実油温(°C)

である。

4.5. その他

車両のメンテナンスや修理を行うときにバッテリー端子を外しても、オイル寿命計算結果が消失しないように対応した。また PCM を交換されたとき、オイル寿命計算結果を古い PCM から新しい PCM に書きかえるよう対応した。

5. オイル劣化モニタ精度

5.1. 油温推定精度

オイル劣化モニタシステムを追加したモニタ車を走行させて、油温推定精度の検証を行った。検証方法としては、実油温をサーミスタで計測し、実油温で計算したオイル寿命計算値と推定油温で計算したオイル寿命計算値の誤差を油温推定誤差として捉えた。その誤差を Fig. 8 に示す。実油温での計算結果に対する推定油温での計算結果の差は 3σ で $-6.6\% \sim +3.6\%$ であった。

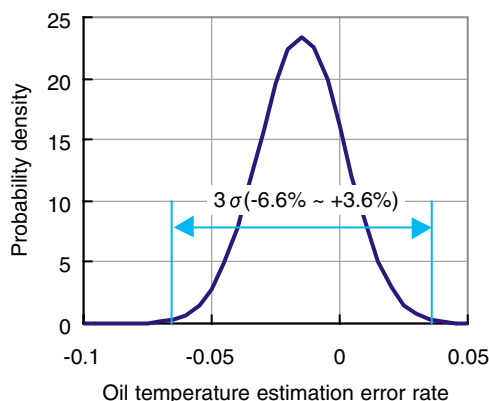


Fig. 8 Data comparison for oil life calculations

5.2. オイル寿命推定精度

5.1と同様にモニタ車で、オイル寿命計算値の精度を検証した。検証方法は、モニタ車のオイルを数回サンプルし分析して、オイルが寿命となる走行距離での計算値と設定値と

の誤差を確認した。実際の劣化よりも計算値が遅くなる方向の誤差は最大15%であった。油温推定の誤差を含めると約20%の誤差となりえる。

オイル寿命計算データは上記誤差を考慮して設定した。

6. システム導入効果

本システムを導入したとき、米国のユーザがどの程度の走行距離で計算上のオイル寿命がゼロとなるか推定した。推定の方法としては、米国の平均車速分布と、平均車速に応じたオイル寿命距離の分布の2つから求めた。

オイル寿命はエンジンの積算回転回数で計算されるので、高いギアを使用すれば同じエンジン回転数でも長い距離を走行可能となる。平均車速が高いほど、高いギアを使用する頻度が高くなるので、オイル寿命距離も長くなる。

米国で行ったモニタ車と日本でのモニタ車から1ドライビングサイクル毎のデータを計算処理して Fig. 9 の分布を得た。1ドライビングサイクルのオイル寿命消費量、走行距離からオイル寿命がゼロとなる寿命距離を計算し、その時の平均車速毎に統計処理したものである。これに米国での平均車速分布をかけ合わせ、累積分布を求めると Fig. 10 と

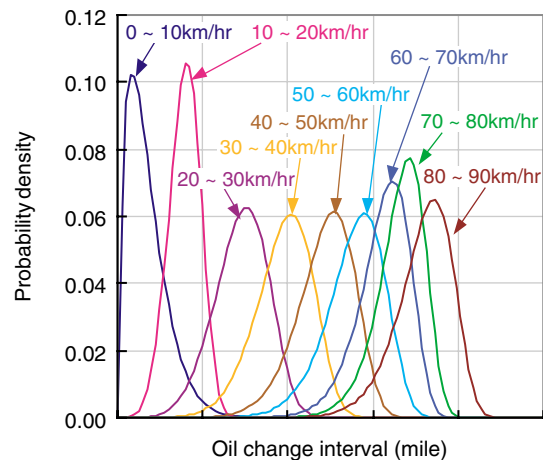


Fig. 9 Vehicle speed and oil life

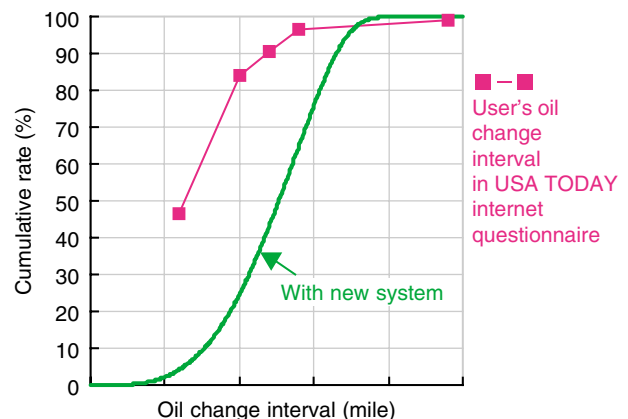


Fig. 10 Oil change interval with new system

なり、オイル交換実態に対してオイル交換インターバルを延長する効果があることがわかる。これにより平均的なユーザで、オイル交換回数を3割削減できる。

7. まとめ

油温に対応したオイル劣化係数とエンジン積算回転回数から計算するオイル劣化モニタシステムを構築した。本システムの精度を検証し、実際のオイル劣化よりも計算が遅くなることないように考慮して設定したデータでのオイル交換インターバル分布は、米国ユーザの現状のオイル交換インターバルを適正化できるものとなった。

参考文献

- (1) 村上靖宏, 松本栄一, 野上康広: オイル劣化センサーの研究開発, 日産技報, No30, p.92-98 (1991)
- (2) A Greenberg: Cost Puts Direct Oil Condition Sensing in Back Seat, Automotive Electronics Journal, January 15th, p.9, 12 (1990)
- (3) R. E. Kauffman: Development of a Remaining a Lubricant Evaluation Technique. Part: Cyclic Voltammetric Methods, Lub. Eng., 45-11, p.709 (1988)
- (4) S. Schwartz and D. J. Smolenski : Development of an Automatic Engine Oil-Change Indicator System, SAE Paper, No.870403

■ 著 者 ■



高岡 伸 明



橋 本 宏



斎 藤 彰 久



久 保 浩 志



川 内 昌 司



江 口 強

CVT 金属ベルト用エレメント画像処理 検査システムの開発

Development of Image Inspection System for CVT Steel Belt Element

江口 純 司*

Junji EGUCHI

片岡 隆 平*

Ryuhei KATAOKA

萩原 顕 治*

Kenji HAGIWARA

伊東 孝 夫*

Takao ITOH

要 旨

部品検査の作業時間の短縮を目的とした画像処理検査システムを開発した。CVT 金属ベルトの構成要素であるエレメント(以下、エレメントと呼称)の検査基準を構築し、CCD カメラによって撮影された画像をその基準にしたがって自動検査できるようにした。さらに、選別収納ができるように、画像処理検査結果にしたがってエレメントを自動的に振り分けて並べるエレメント搬送システムを開発した。この画像処理検査システムをエレメントの検査に用いることで、目視で行った場合と比較して、作業時間を半分以上にすることができた。

ABSTRACT

An image inspection system has been developed to reduce the time expended on product inspection. This system has been designed for inspection of the elements utilized in CVT steel belts. Images from a CCD camera are automatically inspected on the basis of a quantified grading standard. In addition, a new element transport system which automatically sorts and arranges the elements according to the results of inspection of the images has been developed to specific elements to be sorted out. The use of this system for inspection of CVT elements has reduced the time required for inspection by more than half against the visual product inspection method.

1. まえがき

Honda は快適な走行と低燃費を実現する CVT の構成要素である金属ベルトを自社開発し、2001 年から量産化した⁽¹⁾。金属ベルトは Fig. 1 に示すように、400 枚のエレメントと複数層、二束の金属リングにより構成される。これらのエレメントと金属リングの製造品質は、動力伝達性能に影響するため、高い信頼性が要求される⁽²⁾。

金属リングと接触する、エレメントのサドル面の欠け傷を Fig. 2 に示す。サドル面の検査には時間を要し、時間短縮が望まれている。そこで、筆者らは画像処理技術を用いた検査システムを開発し、エレメントの検査時間の短縮を実現した。

本稿では画像処理検査システムをエレメントに適用した事例について紹介する。

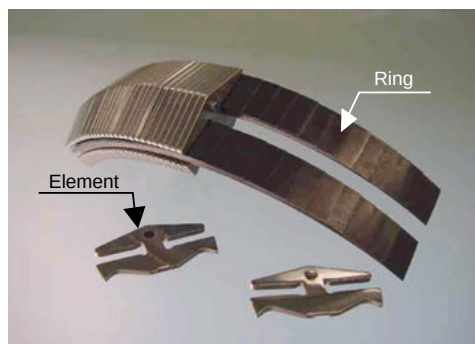


Fig. 1 CVT steel belt

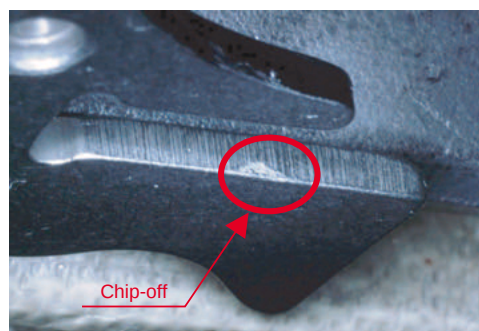


Fig. 2 Chip-off on saddle surface

2. 開発のねらい

Fig. 3 にエレメントの形状, Fig. 4 にサドル面に生じた欠け傷の例を示す。今回は、このエレメントサドル面に生じた欠け傷を検出し、その大きさを定量化する画像処理検査システムの開発をねらいとした。

システム開発に当たって三つの技術開発を行った。

- (1) 付け根R部を含めたサドル面全域の画像認識
- (2) 画像処理による検査基準の構築
- (3) エレメントを自動搬送、および画像処理検査結果に基づいてエレメントを選別収納可能なシステムの開発

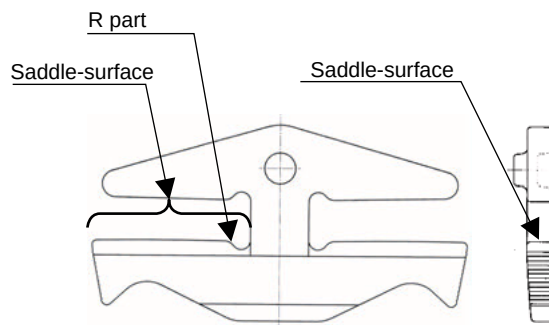


Fig. 3 Configuration of element

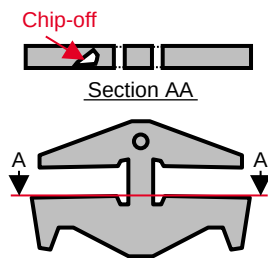


Fig. 4 Sample of chip-off on element

3. CVT エレメント画像処理検査システム

3.1. システム概要

Fig. 5 に画像処理検査システムの外観を示す。本システムは Fig. 6 に示すとおり、エレメントを一枚ずつ画像処理部まで搬送し位置決めを行う搬送機能部、サドル面を撮像し画像処理による欠け傷の検出を実行する画像処理機能部、画像処理結果に基づいてエレメントを選別収納する選別機能部の三つに分類される。また、各機能部は、システム制御ユニットと画像処理機能部にあるPCにより制御される。

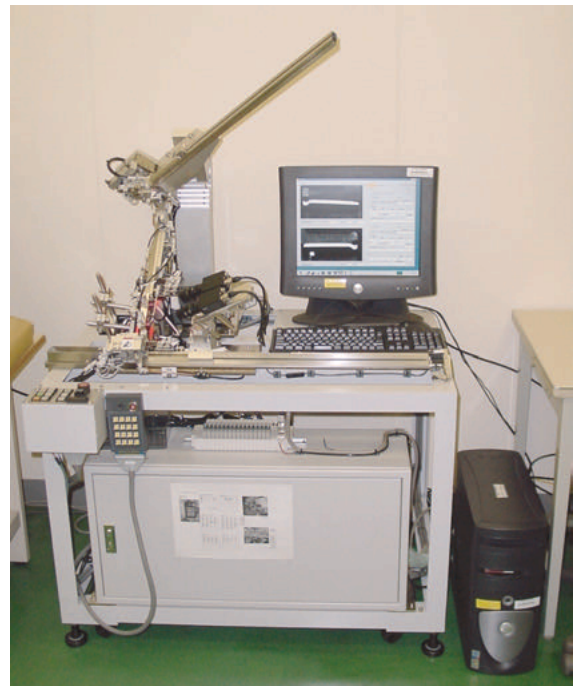


Fig. 5 Image inspection system for CVT element

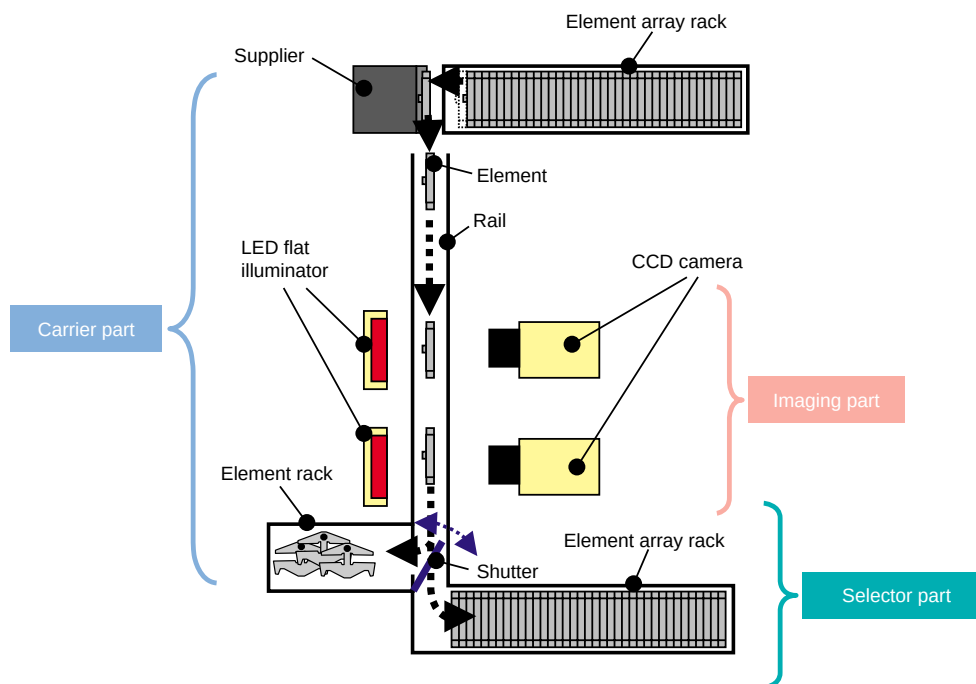


Fig. 6 System configuration

3.2. 搬送機能部

搬送機能部は、搬送ユニットへエレメントを供給する供給ユニットとエレメントを撮像位置へ搬送し位置決めを行う搬送ユニットからなる。

Fig. 7 に示す供給ユニットはエレメントを直列に並べて保持する供給ラックと、供給ラックのエレメントを一枚ずつ搬送ユニットに搬送する切り出し機構から構成される。搬送ユニット内のエレメントが空になるとシステム制御ユニットから動作指令が出力され、供給ラックと同軸上に設置された切り出し機構が供給ラック内のエレメントの最前列に向かって移動する。切り出し機構は吸引機が組み込まれており、最前列のエレメント一枚を吸着することができる。吸着されたエレメントは搬送ユニットに搬送され、搬送が終了すると、切り出し機構は初期位置である供給ラックの同軸上に戻る。

搬送ユニットの外観を Fig. 8、撮像位置の外観を Fig. 9、撮像位置拡大図を Fig. 10 に示す。搬送ユニットは、エレメントを搬送する搬送レール、搬送レール内のエレメントの存在を検知する光学センサ、エレメントの滑降を補助するエアブロー、撮像位置への位置決めを行うピストンとストッパ、エレメントが撮像位置にきたことを検知する光学センサより構成される。

供給ユニットから送り出されたエレメントは、搬送レール内を滑降して撮像位置に位置決めされる。なお、搬送レールには傾斜角が設定されており、さらに、エアブローによって空気を吹き付けることでエレメントの搬送性能を向上させた。

第一撮像位置に搬送されたエレメントはストッパに当たって停止する。その際光学センサによってエレメント位置が検知され、その情報をもとにシステム制御ユニットからの作動命令を受けたピストンが撮像位置にエレメントの上部から押し付けることによってエレメントが固定される。撮像が終了すると、ピストン押し付けが解除されると同時に、ストッパが搬送レール下面内に収納されることで、第二撮像位置に搬送される。同様の処理が実行された後エレメントは選別機能部に搬出される。

3.3. 画像処理機能部

画像処理機能部は、エレメントのサドル面を撮像する撮像ユニット、および画像処理を実行する画像処理ユニットからなる。

本システムでは画像処理機能部において、CCDカメラと照明光の設定自由度を持たせるために左右対象のエレメントサドル面を独立して画像処理を実行するようにした。こ

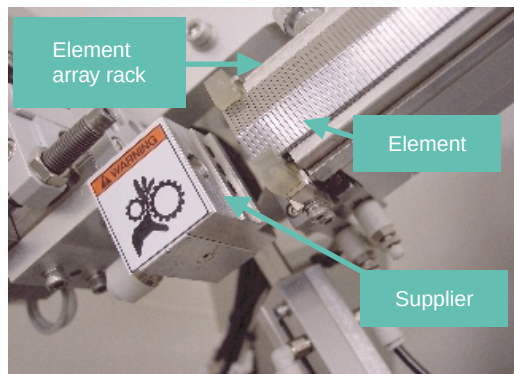


Fig. 7 Supply unit

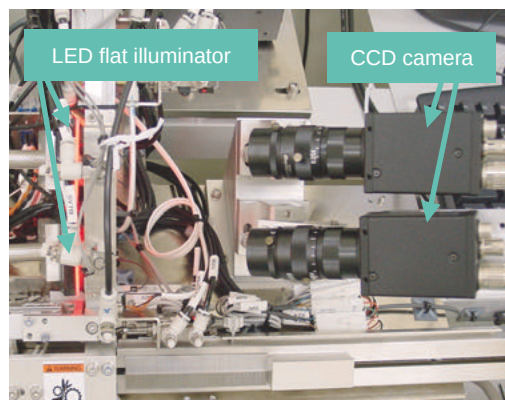


Fig. 9 Imaging position

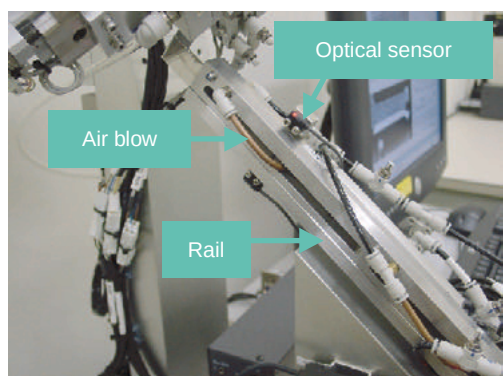


Fig. 8 Carrier unit

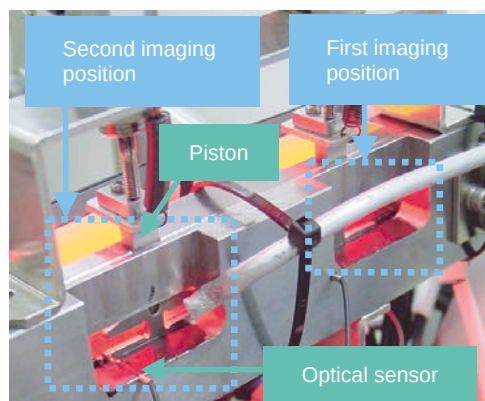


Fig. 10 Configuration of imaging positions

れにより、搬送されてきたエレメントは第一撮像位置で Fig. 3 の正面からみてエレメント左側のサドル面を処理し、第二撮像位置で右側のサドル面を処理するようにした。

撮像ユニットは赤色 LED 面照明、CCD カメラより構成される。照明装置の選定にあたっては、エレメント付け根 R 部に影を生じることなくサドル面全域を均一に照射することを条件とした。その結果、平行光成分が多く含まれる赤色 LED 面照明を採用した。一般的なハロゲン面照明光を照射した場合、拡散光成分が多く含まれるため、凹部を含めた対象物の照明では影が生じてしまい、エレメント付け根 R 部を含めたサドル面全域の欠け傷の検出が困難となる。Fig. 11 に、赤色 LED 面照明とハロゲン面照明の比較結果例を示す。赤色 LED 面照明で撮像した画像は、付け根 R 部を含めたエレメントのサドル面全域に影がなく輝度が均一であることがわかる。

次に、赤色 LED 面照明、CCD カメラおよび撮像対象物であるエレメントの配置を Fig. 12 に示す。赤色 LED 面照明で照射した照明光は、エレメントのサドル面で鏡面反射し、CCD カメラにて取得される。それらの位置関係は、エレメント正面に対して CCD カメラの光軸の角度 θ_c と照明の垂直軸角度 θ_l が対称となるように CCD カメラと赤色 LED 面照明の位置と姿勢を設定する。

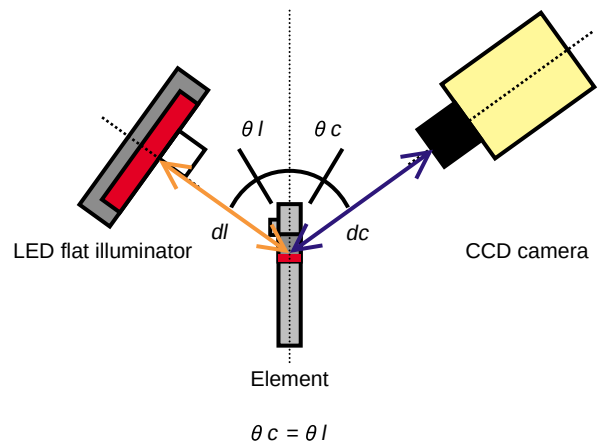
画像処理ユニットは、Fig. 13 に示すように画像処理用 PC、画像入力ボード、デジタル I/O ボード、画像処理ソフトウェアから構成される。CCD カメラで撮像された画像が、画像入力ボードによって画像処理用 PC 内の RAM に取り込まれる。取り込まれた画像は、画像処理ソフトウェアによってエレメントサドル面品質の定量化が実行される。その結果はデジタル I/O ボードを介してシステム制御ユニットに送信される。

画像処理ソフトウェアによるサドル面品質定量化プログラムの開発にあたっては、システム制御ユニットからの制御信号の監視、プログラム操作、画像処理を、同時に実行可能なマルチスレッドアプリケーションとして構成した。

画像処理検査はシステム制御ユニットと画像処理ユニットの連携により実行される。システム制御ユニットはエレメントの撮像位置への位置決めを行い、位置決めされたエレメントを画像処理ユニットが撮像し、画像処理を実行する。

Illuminator	Image
Halogen flat illuminator	
LED flat illuminator	

Fig. 11 Images using each illuminator



θ_c : Optic angle of CCD camera

θ_l : Vertical angle of LED flat illuminator

dc : Distance between CCD camera lens and element

dl : Distance between LED flat illuminator and element

Fig. 12 Layout of CCD camera and LED flat illuminator

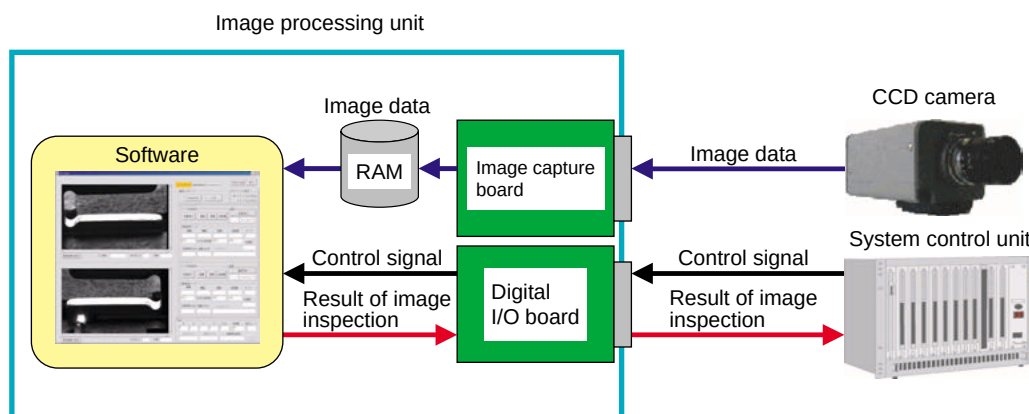


Fig. 13 Configuration of image processing unit

Fig. 14 に画像処理検査におけるシステム制御ユニット、および画像処理ユニットの処理のフローチャートを示す。エレメントの第一撮像位置への位置決め後、システム制御ユニットより画像処理ユニットへ撮像トリガが発行される。画像処理ユニットは撮像トリガの受信直後にサドル面を撮像し、画像処理を実行する。画像処理結果はシステム制御ユニットに送信される。第一撮像位置での画像処理終了後、エレメントは第二撮像位置へ送出され、第一撮像位置での処理と同様の手順で画像処理が実行される。

3.4. 選別機能部

選別部機能部は、搬送レールの最下端に設置された画像処理終了品ユニットと、選別品ユニットからなる。

Fig. 15 に示す画像処理終了品ユニットは、押し出し機構、エレメントが搬送レールによって送られてきたことを検知する光学センサ、画像処理終了品収納ラック、ストoppから構成される。画像処理検査が終了し、搬送レール内を滑降してきた画像処理終了品は、光学センサによって存在が検知される。その後、システム制御ユニットから押し出し機

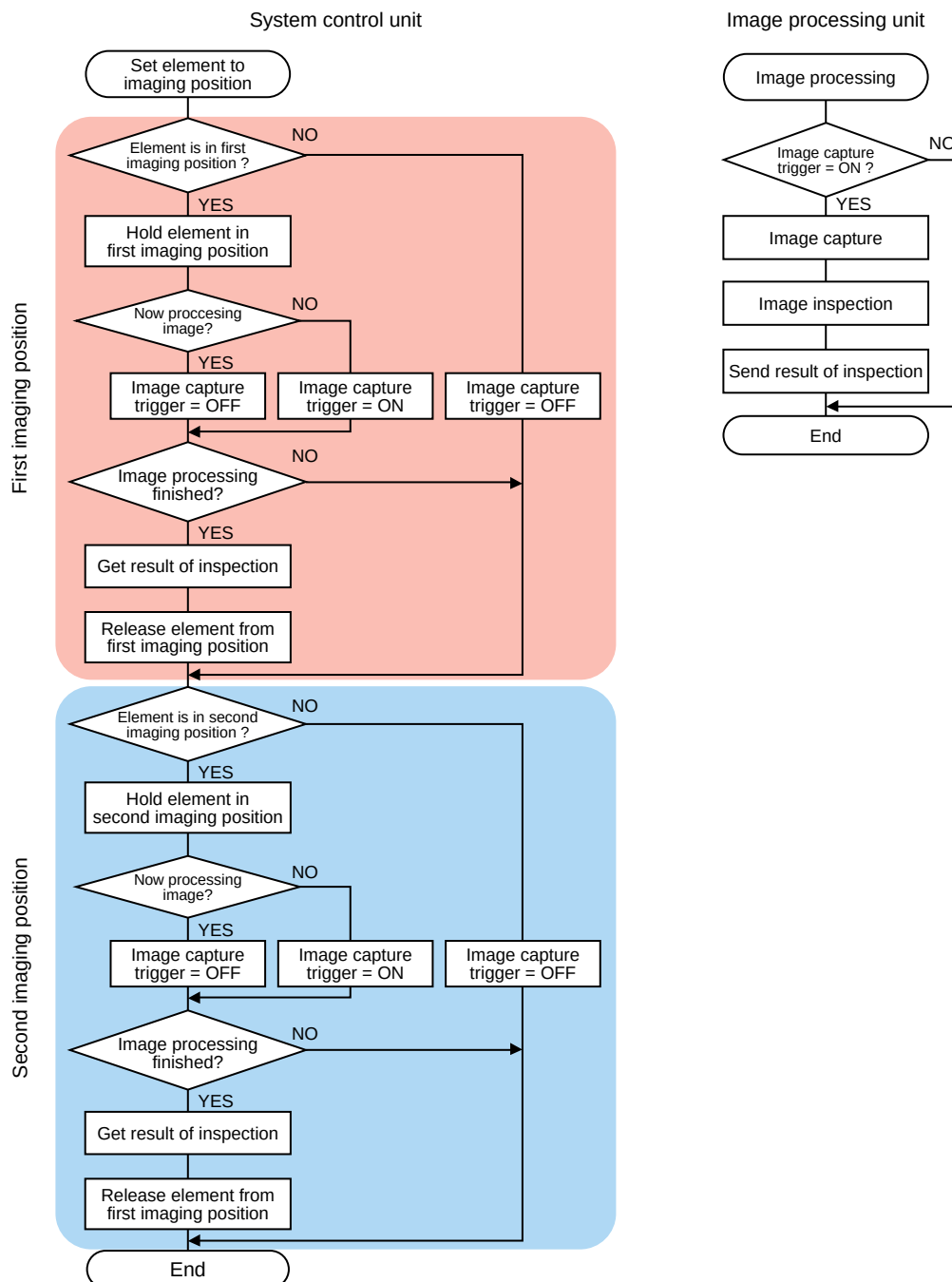


Fig. 14 Flow chart of image inspection

構に制御実行指令が送信され、搬送レールから直角方向に設置された画像処理終了品収納ラック内に、エレメントが押し出される。画像処理終了品収納ラック内には移動式ストッパが設けられており、押し出されたエレメントが順次整列されるようになっている。

Fig. 16に示す選別品ユニットは、排出シャッター、排出検知センサ、選別品収納ラックから構成される。排出シャッターは、搬送レール最下端の下面に設置され、システム制御ユニットから開閉命令が出力される。画像処理検査結果、選別品と判別されたエレメントが搬出レールによって搬出された際、シャッターが開閉され、選別品ラックに落下するようになっている。また、エレメントの落下は光学センサによって検知され、その結果にしたがってシステム制御ユニットからシャッターの開閉が実行される。

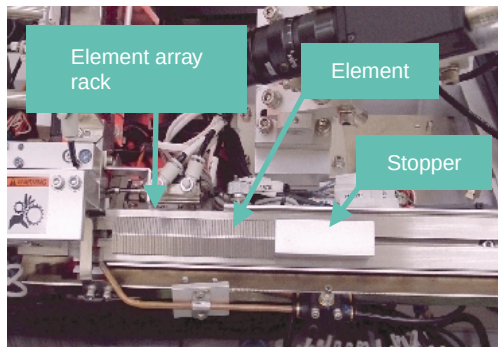


Fig. 15 Inspection completed element selector unit

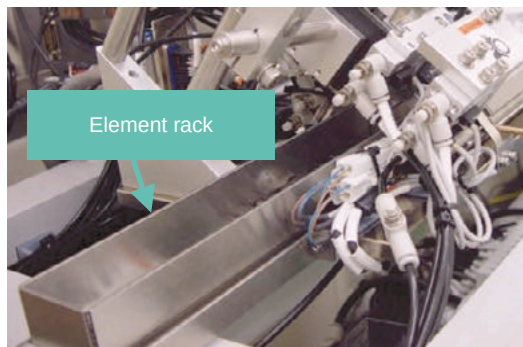


Fig. 16 Specific element selector unit

4. エレメント検査基準の構築

画像処理検査システムによる検査を実行するために、エレメントの検査基準を構築することが必要となった。そこで、欠け傷の面積、複数の欠け傷総面積、厚さ方向の長さによってエレメントの検査基準を設定し、選別品を判別するようにした。以下に撮像された画像からの欠け傷検出手法と、検査基準について述べる。

4.1. 撮像された画像からの欠け傷検出手法

Fig. 17に画像処理によるエレメントサドル面上の欠け傷の検出手順を示す。欠け傷検出において、欠け傷部分の輪郭と、それ以外すなわち欠け傷が無い部分との輝度変化が異なることに着目した。Fig. 18にサドル面に一つの欠け傷を有するエレメントの CCD カメラによって撮像された原画像、その画像を基にして輝度値分布解析した結果をFig. 19に示す。これより、欠け傷の輪郭部分では欠け傷のない部分と比較して輝度値が大幅に低下していることがわかる。

以下に、Fig. 17に示す欠け傷の検出手順について述べる。

Fig. 18に示す原画像においては、画像処理対象であるサドル面以外の画像も含まれていることから、最初にサドル面のみを抽出するため、輝度値に基づく二値化処理を行った。サドル面は、照明光が強く照射されることから輝度が高い。したがって輝度値が高く、その面積が原画像の中で最大となる領域をサドル面領域として抽出するようにした。二値化処理を実行し、サドル面を抽出した結果例をFig. 20に示す。次に、二値化処理によって抽出された領域より、輝度変化の大きいエッジ部分を抽出する。エッジ抽出は Kirsch オペレータを用いて行う⁽³⁾。これにより、サドル面のエッジ画像が得られる。その結果を Fig. 21 に示す。このエッジ画像より、サドル面のエッジ領域を抽出することができる。このエッジ領域に対して膨張収縮処理を実行する。その結果、欠け傷部分、輪郭部分、サドル面端部を抽出することができる。その抽出結果をサドル面抽出結果 Fig. 20 に重ね合わせた結果を Fig. 22 に示す。次に膨張収縮処理した結果 Fig. 22 から輪郭部分の領域を消去するために収縮膨張処理を実行する。その結果を Fig. 23 に示す。ここで端

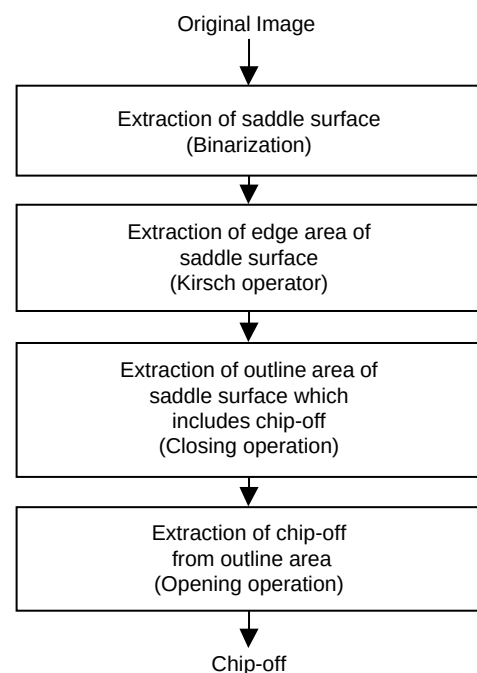


Fig. 17 Image processing for extraction of chip-off

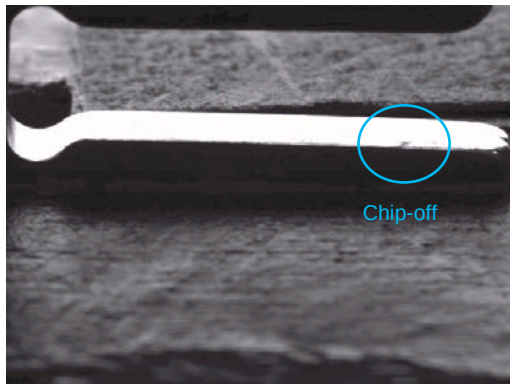


Fig. 18 Original image

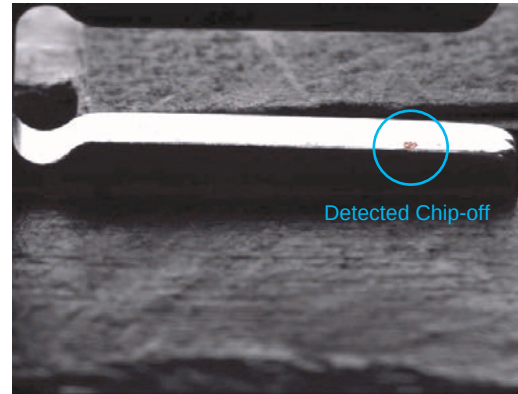


Fig. 24 Result of image processing

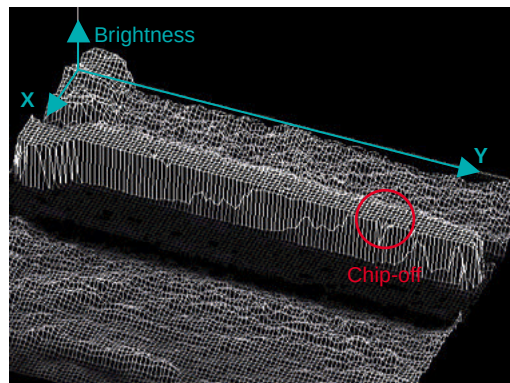


Fig. 19 Distribution map of brightness



Fig. 20 Result of extraction of saddle surface

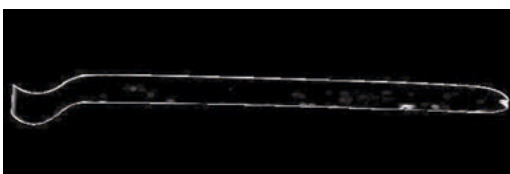


Fig. 21 Edge image

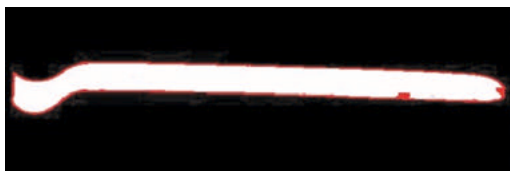


Fig. 22 Result of closing operation



Fig. 23 Result of opening operation

部についてはリングに接触しないことから検出対象外として消去するようにした。

以上の処理により、エレメントサドル面の欠け傷を検出することができる。Fig. 24に全ての画像処理を実行した結果を原画像上に重ね合わせて表示した一例を示す。Fig. 24において欠け傷検出部分は赤色で表示するようにした。エレメントのサドル面における欠け傷検出が正しく実行されたことがわかる。

4.2. エレメント検査基準

4.1の画像処理によってエレメントのサドル面上の欠け傷を検出することが可能となり、欠け傷の大きさを定量化した。

その定量化した値と、目視で検査を行った場合の基準値との相関をとり、Fig. 25に示す三つの検査基準を構築した。

- (1) 欠け傷の一つあたりの面積
- (2) 複数の欠け傷の総面積
- (3) 厚さ方向の長さ

Standard	Chip-off
Area: S	S
Total area of all chip-offs : S_a	S_1 S_2 S_3 $S_a = S_1 + S_2 + S_3$
Length: l	l length

Fig. 25 Standard for inspection

これら三つの基準値を決定するにあたっては、各欠け傷の複数のサンプルを用意し、目視検査の基準値の最小値を画像処理検査の基準値に設定した。三つの基準値の中で、面積の基準値の設定において、傷の深度の影響があるため、画像処理により検出した面積が目視検査と同一となるようにエッジ画像生成段階でエッジ抽出のパラメータを最適化した。

5. 画像処理検査システムの適用方法

今回の画像処理技術によるエレメントの検査と、目視による検査の作業時間を比較した事例を紹介する。Fig. 26に、画像処理検査システムを適用し、エレメントの検査を実行した結果を示す。CVT車一台相当分のエレメント400枚を、欠け傷の厚さ方向の長さについて、全数目視検査に要した作業時間を100%としたときの、画像処理検査システムによる作業時間比率を示す。画像処理検査システムによる作業時間を、目視で行った場合と比較して、半分以下にすることができた。

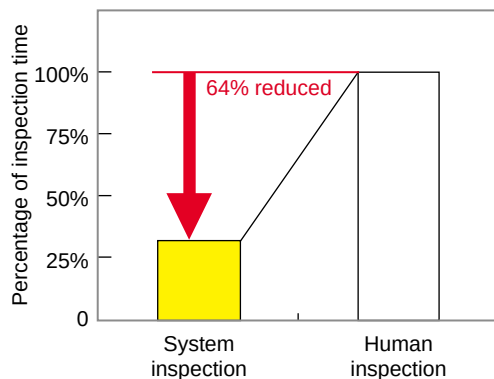


Fig. 26 Inspection time

6. まとめ

画像処理を用いた、エレメントのサドル面の欠け傷検査システムを開発した。このシステム開発にあたって構築した三つの技術を以下にまとめる。

- (1) 赤色 LED 面照明による照明光をエレメントサドル面にて鏡面反射させ、CCD カメラにて撮像することで、付け根R部を含めたサドル面全域の画像認識を実現した。これにより、サドル面上の欠け傷の画像処理による検出が可能となった。
- (2) 画像処理により欠け傷の大きさを定量化し、三つの検査基準を構築した
- (3) エレメントを自動搬送し、画像処理結果に基づいてエレメントを選別収納可能な画像処理検査システムを開発した。

以上により、目視で検査を行った場合と比較して、作業時間を半分以下にすることができた。

参考文献

- (1) 矢ヶ崎徹, 青山英明, 斎藤俊博, 石井和夫, 岡田善成, 有川守: CVT 用金属ベルトの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.181-190 (2002)
- (2) 有川守, 嵩宏敏: CVT 用金属ベルト用リングの形状評価技術, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.57-62 (2002)
- (3) 画像電子学会編: 新版画像電子ハンドブック, 東京, コロナ社, 1993, p.37

■ 著 者 ■



江口 純 司



萩原 顕 治



片岡 隆 平



伊 東 孝 夫

新開発二輪車用部品コスト管理システムの紹介

Newly Developed Cost Management System for Motorcycles

土 屋 晴 嗣*

Seiji TSUCHIYA

渡 辺 雅 子*

Masako WATANABE

山 本 勝 暢*

Katsunobu YAMAMOTO

荒 牧 崇*

Takashi ARAMAKI

要 旨

企画から試作、量産へと機種開発が進む中で二輪車一台分の部品コストを効率よく積み上げるシステムを開発した。これは生産部門で管理している生産部門部品表と、開発部門で管理している開発部門部品表を一体化させ、量産部品や開発部門の新機種部品にコストおよびサプライヤ情報を連携することを特徴とする。また、本システムはWeb要素技術であるJava言語を採用して開発した。さらに海外での活用を考慮し、保守およびネットワークや端末への負荷を抑える手法を取り入れて開発した。これらの結果、新機種開発のコスト変動をとらえることが容易になり、日本だけでなく海外の事業所においても機種コスト算出作業の効率が向上した。

ABSTRACT

The system, which efficiently adds up parts cost of one vehicle of motorcycle, amid the progress of model development from concept stage to mass production through prototype stage, has been developed. This is characterized by the capability of linking cost and suppliers' information of mass-produced parts, and parts of new model of Development division, between Manufacturing BOM (Bill of Material) managed by Manufacturing division and Development BOM managed by Development division. This system has been developed with Java, one of the fundamental technologies of webification. Moreover, such methods has been introduced as lowering the maintenance cost and the load on network, PC clients, to consider the overseas use. Consequently these made it easier to see the cost changes of a new model being developed, and helped to improve operation efficiency in calculating model cost in overseas offices as well as offices in Japan.

1. まえがき

二輪車開発のコスト管理は購買部門で一部ホストコンピュータを用いて、主に表計算ソフトで管理していた。しかし、近年、開発機種数が増加傾向にあり、海外生産も拡大し、このような従来のコスト管理手法では情報の収集に多大な時間がかかり、開発期間の短縮に寄与することが難しくなった。また、海外生産されている機種一台分のコスト管理を行う上では現地調達部品のコストやサプライヤ情報も、日本から供給される部品のコストと併せて管理する必要がある。そのため開発部門部品表⁽¹⁾と生産部門部品表を連動させたコスト管理システムが必要になってきた。今回、開発部門・購買部門・生産部門で効率よく活用できるコスト管理システムを開発した。

2. 開発コンセプト

2.1. 機種コスト管理における課題

従来、開発部門部品表は機種の開発に関する技術情報を、生産部門部品表は生産にまつわる部品コストやサプライヤを管理することを目的とし、それぞれの部門で独自に管理されている。そのため新機種のコストを管理するためには二つの部品表を開発部門および生産部門から取り寄せ、多くの工数を費やし手作業で一つにまとめる必要があった。また、海外の生産部門で管理している現地調達部品のコストを取り寄せるためにも多くの時間を要している。これらのことから機種コスト算出を行なうためには、多くの時間と工数が必要とされていた。さらに、これは日本だけでなく海外事業所でも同じ課題を抱えていた。課題を以下にまとめた。

*朝霞研究所

- ・開発部門部品表と生産部門部品表が一体で管理されていない
 - ・新機種コストを効率よく算出する道具がない
 - ・海外事業所の現地調達部品の情報取得に要する時間が大きい
- 上記の課題を解決するため、本システムでは、二輪車の部品におけるコスト管理システムとして共通治具化を目指し、日本および海外事業所において機種開発に必要な情報を双方向で効率よく活用できる情報共有ツールを提供することを目標に開発を行った。

2.2. システム要件

課題から求められるシステム要件を以下に記す。

- (1) 開発部門部品表と生産部門部品表の一元化
- (2) 機種一台分のコスト算出機能提供
- (3) 海外事業所における現地調達部品情報の共有
- (4) グローバル活用の実現(高レスポンス, 24時間稼働, 現地語対応)

本システムは海外利用ニーズが多いため、基本アーキテクチャを Web 形式としてシステム開発を行った。

3. 開発手法

3.1. システム開発プロセス

3.1.1. 開発スタイルの変革

近年、めまぐるしい時代の変化に伴い多様化しているユーザーニーズに即応できるシステム開発が必要になってきた。また、分散、並行、レプリケーション、セキュリティ、負荷バランス、フォールトトレランスといった繰り返し現れるアーキテクチャ上の問題は、より複雑になってきている。システムの構築と保守には、基盤になるシステムモデル(プログラムとデータベース構造)の設計が重要な要素になっている。複雑なシステムをモデル化する理由は、システム全体を完全に把握することが困難になってきたからである。コンピュータがメインフレーム中心からパソコン・インターネット中心にシフトしたようにシステム開発手法の考え方も変化してきている。従来のシステム開発の手法では表現できなかったような設計図を部品化設計(Object Oriented Approach: 以下, OOA という)やデータ流設計(Data Oriented Approach: 以下, DOA という)といった相反する開発方法論を融合してシステム開発を行う必要性が出てきた。

3.1.2. 開発プロセスと目標

本システムでは OOA, および DOA が持っている長所を融合し、柔軟性、再利用性のあるシステムを目指した。開発プロセスの各フェーズごとの具体的目標は以下のとおりである。

(1) ユーザ要件定義

- ・ユーザ要件書(ユースケースシナリオ)
- ・業務フロー(Business Flow Diagram)
- ・プロトタイプ画面

(2) 分析・設計

- ・ユースケースを元にしたクラス図(プログラム構造)
- ・データベースモデル
- ・スケルトンソースコード(プログラムひな形)
- ・テスト仕様書
- ・運用手順書

(3) プログラム開発・テスト

- ・プログラムソースコード
- ・テストレポート

以上、各フェーズごとの成果物としてまとめを行った。

3.2. システム設計手法

3.2.1. ユーザ要件定義

ユーザ要件定義として以下の目的を具体的に表現するために本システムでは開発の初期段階に業務フローを作成した(Fig. 1)。業務フローを元にプロトタイプ画面を作成し、使用者と最終的なシステムイメージを相互で確認した。開発の初期段階でこの作業を行うことによってシステム開発の方向性にずれが発生しないよう考慮した。

(1) 組織構成やその流動性を理解する

(2) 効率よい運用体制を目指して、使用者、開発者が共通の理解を持つ

(3) システム要件を引き出す

(4) システムに必要とされる要件に関して使用者や関係者と同意を得る

(5) プログラム開発者にシステム要件をしっかりと理解してもらう

(6) システム化の範囲を明確にする

3.2.2. DOA によるデータベース設計

現場で使われている帳票や表計算データそのものに着目し、業務フローより時系列にとらえ論理的・モデル化を図ったデータモデリング^{(2)~(4)}を行った。本システムでは先々のビジネスモデルの変更に對して、データベース構造の論理性を保持したシステム変更が容易に行えるように市販のツールを採用した。

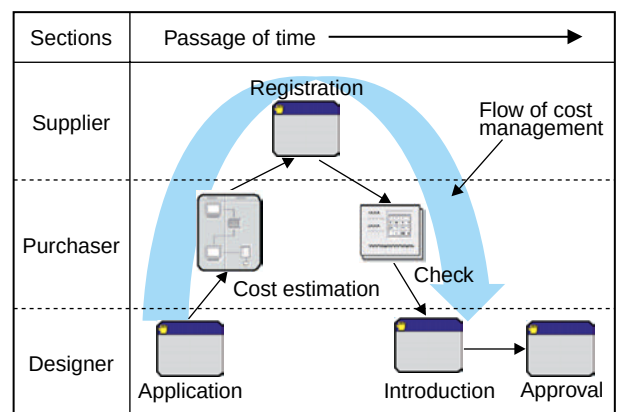


Fig. 1 Business flow diagram

3.2.3. OOA によるプログラム設計

本システムは設計段階でプログラム数量がおおよそ 700 本と試算されていた。そのためプログラム全体の関連性や再利用性、品質といった面を考慮しオブジェクト指向言語を採用しプログラムの開発を行った。これは直面している課題をすべて一から開発するのではなく、過去に用いた課題に対するプログラムをシステム全体で再利用し積み上げていくといった、いわば積木を重ねるようにプログラムを連結していく手法である。設計段階では、繰り返しこのプログラムの再利用を試み、そのたびに積木の修正を繰り返すよう設計が完成される。また、3.2.2. 項で述べたようにデータをモデル化していく工程と同様にプログラムをモデル化する必要がある。そこでプログラム自体の構造もビジネスロジックレイヤ(Model)、画面表示レイヤ(View)、制御レイヤ(Control)とに役割を明確に分け、共通に使われるプログラム群を抜き出した上で積木を部品化⁽⁵⁾し再利用を図った。これにより先々のシステム変更に対応できるよう設計した。

4. システム化

4.1. システム構成

本システムは Fig. 2 のようなシステム構成を採用した。クライアントから要求される処理はすべてアプリケーションサーバで制御され実行する。また、定期的に要求される処理はジョブコントローラにより管理され、定められた時間によりアプリケーションサーバで実行される。アプリケーションサーバに処理を集中させることで、クライアントに対する負荷の軽減を行い、システムのメンテナンス性を向上させた。アプリケーションサーバで実行された処理はデータベース管理サーバ上のデータベースにアクセスし参

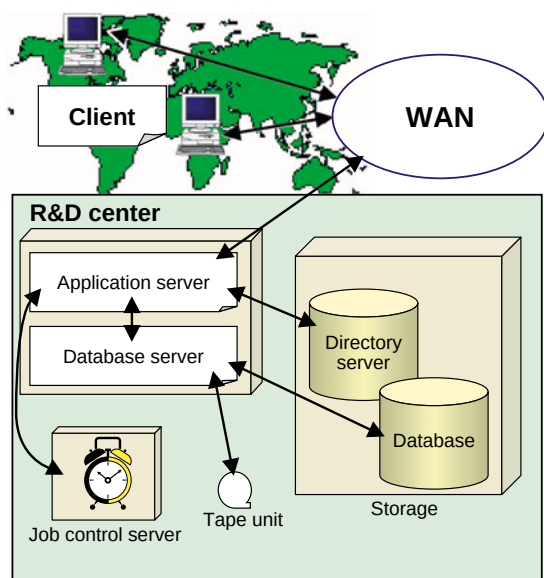


Fig. 2 System architecture

照および更新を行う。サーバをアプリケーションサーバとデータベース管理サーバとに分け、サーバに対するシステムの負荷を分散させた。

4.2. システム化技術

4.2.1. 技術部品表と生産部品表の一元管理の実現

本システムでは Fig. 3 のように管理形態の違う開発部門部品表(Engineering Bill Of Material : Engineering BOM)と生産部門部品表(Factory Bill Of Material : Factory BOM)をデータベース上で定義し相互の関連づけを行い、あたかも一つの部品表であるように表現させた。

新規図面が出図され部品番号が発行されると技術部品表システムから本システムに出図情報が転送される。また、生産部品表システムからコスト情報を取り込む。さらに技術部品表の情報を基本とし生産部品表のコストを掛け合わせることで一つのコスト部品表(Cost Bill Of Material : Cost BOM)を生成する仕組みを本システムで開発した。

これにより一元管理された技術部品表と生産部品表を同時に把握することが可能となった。使用者が従来のように二つの部品表を読み取り、表計算ソフトへ再入力することなく本システム上でコスト算出が自動的に行えるため、作業効率が大幅に向上した。また、技術部品表情報に影響を与えることなく生産部品のコストに関する登録や改廃が行えるため、開発部門の技術仕様の変化に追従したコスト変動管理が可能となった。

4.2.2. セキュリティ管理の実現

本システムではセキュリティに関するロジックを Fig. 4 のように設定することで、使用者に対してのセキュリティが機種単位に制限されるよう設計した。

予め使用者管理サーバ(以下、ディレクトリサーバという)へは使用者情報を、またデータベースには機種権限情報を設定している。

使用者が本システムへログインする際に取得したログイン ID とパスワードをディレクトリサーバにて認証を行い、

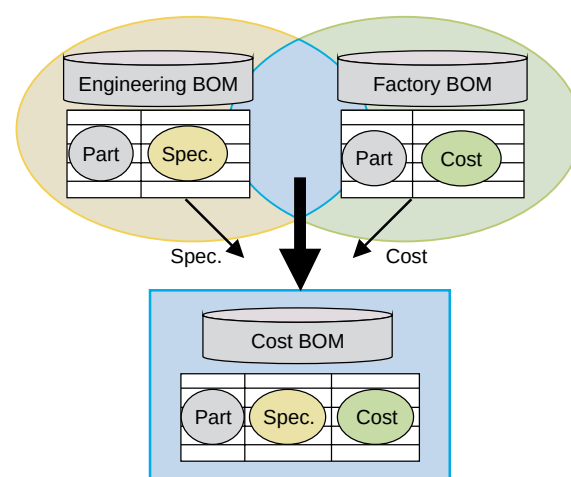


Fig. 3 Structure of cost BOM

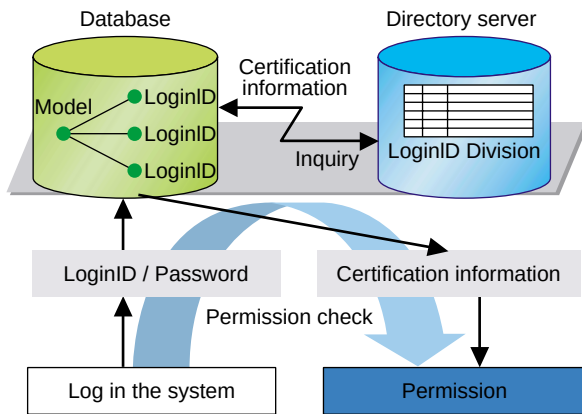


Fig. 4 Setting of authorization information

次に機種認証プログラムにてログインした使用者の機種に対する権限をデータベースに問い合わせ最終的に判断する。これによって使用者ごとに異なる権限コントロールが可能となった。この権限設定では、機種のデータ改廃に対する制限をかけるだけでなく、参照に対しても権限によって制限がかかるように設計した。結果として本システムでは事業所および他機種のコスト情報漏えいに対する高い安全性を実現した。

4.2.3. 機種一台分のコスト集計

本システムのコスト部品表は部品ごとに変化点経歴管理を行っているため、使用者が登録したコストに関する情報をどの時点においても機種一台分として集計でき、かつ、その変化点経歴時点のコストも簡単に参照できるようにした。

コスト算出方法は、部品単価に依存度(取引先別に発注する割合)、勘合率(部品の使用度合)、適用個数を掛け合わせたものに全部品の依存度、勘合率、適用個数を掛け合わせて算出する。この部品ごとのコストを集計することによって機種一台分のコストが得られる。

4.2.4. グローバル化への対応

本システムでは海外事業所への展開を視野に入れてシステム設計を行った。海外事業所は二輪事業の特色として小規模な事業所が多いため、ネットワークが弱い環境にある事業所に対して最低限のネットワークレスポンスを保証する必要がある。また、現地調達部品情報の共有化を行うにあたり、全事業所の使用者が簡単に使用できるユーザインタフェースを提供する必要がある。これらを実現するために本システムでは直感的に操作方法が分かり、どの事業所の使用者でも使用経験があるWebブラウザにて動作するシステム設計を行った(Fig. 5)。海外事業所へシステム展開するときの課題として以下のことがあげられる。

(1) 運用保守

小規模な事業所では、システムのトラブル時やバージョンアップ時にシステムをサポートする保守要員がない場合があり、トラブル対応やプログラムの維持や改廃に時差が生じる。

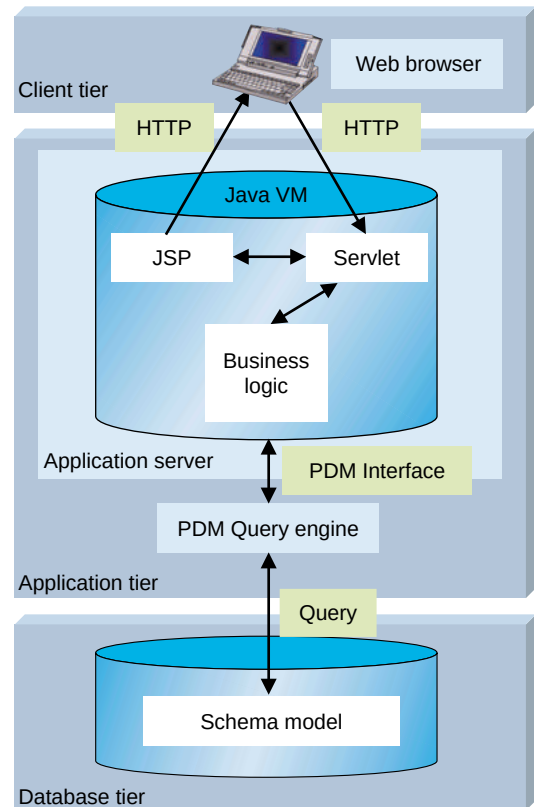


Fig. 5 Logical architecture

(2) ネットワーク

海外事業所といった遠隔地は日本とのネットワーク上に多くの通信制御機器(以下、ルータという)が介在する。これらは通信を行う上で必ず必要であるが、ルータの処理能力およびルータ数に比例して通信データがルータで滞るルータ遅延を発生しがちである。

以上の課題を解決するため、本システムではサーバサイドで処理を行う形式(JSP/Servlet形式)^{(6), (7)}を採用し、クライアントで処理する形式(Applet形式)と比べ、クライアントの負荷、ネットワークの負荷とも消費を抑え、良好なレスポンス確保を実現した。

本システムではネットワークの負荷の要素として伝送量(トラフィック量)だけでなく伝送回数(パケット数)を考慮したシステム開発を行った。Fig. 6は同一処理におけるクライアントで処理する形式とサーバサイドで処理する形式での秒間当たりの伝送回数(パケット数)を表したものである。

4.2.5. プログラム構造

プログラムは、ビジネスロジックレイヤ(Model)・画面表示レイヤ(View)・制御レイヤ(Controller)に分けたMVCモデルを採用した。Modelはシステムの中でデータベースアクセス、データ加工などのビジネスロジックを記述し、システムの本体部分にあたる。Viewは画面表示、データ入出力を担当する。ControllerはViewとModelを制御する。Controller自身は画面表示・ロジックの実行は行わず、入力に応じて必要なロジックの実行をModelに指示し、その結

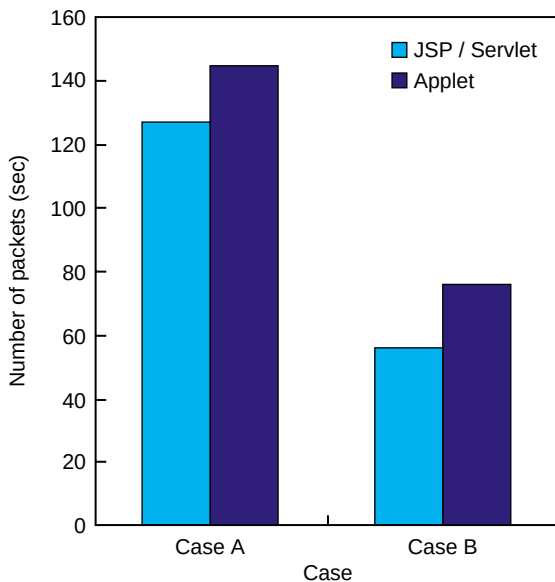


Fig. 6 Difference of the volume of packet transferred in retrieving BOM

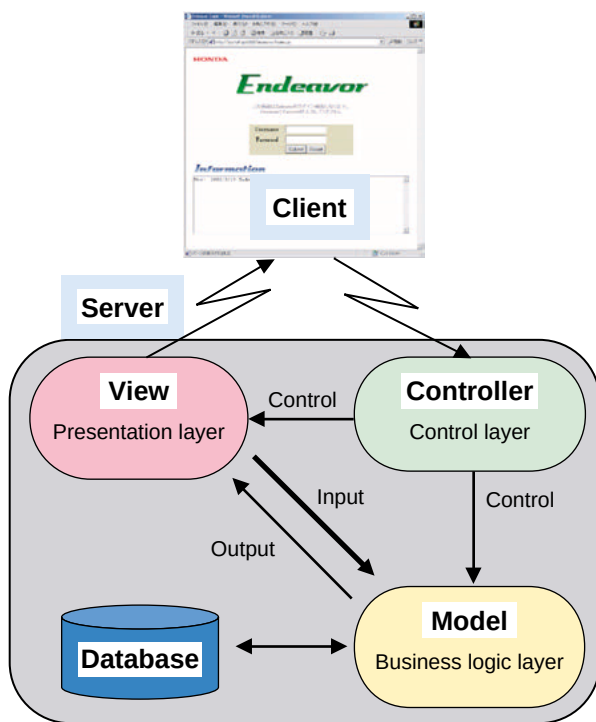


Fig. 7 MVC architecture

果を View に渡して画面表示をさせる (Fig. 7)。このモデルに従った設計を行うことで機能ごとの分離が明確になり、それぞれの独立性が確保される。開発においては、各機能が明確に分離しているため、機能ごとに分担した開発が可能となる。同時に、レイヤ間の依存が最小限に抑えられるため、ほかの部分の変更による影響を受けにくいプログラム構造にすることができる。そのため、データベースの設計を変更する場合、ビジネスロジックの変更のみで対応でき、

データベースの設計を繰り返しながらプログラムを作成していくといった柔軟な開発を行うことが可能となる。

4.2.6. 多言語対応の実現

多言語対応を行うために従来の手法ではそれぞれの言語の画面を作りシステムを提供してきた。しかし、システムの修正が発生するごとに各画面をメンテナンスするため、システム維持の効率が悪かった。

本システムではこのような問題をさけるため多言語対応可能なプログラム部品群を導入した。このプログラム部品群を組み合わせて実装することで、開発者のレベルに依存することなく統一された品質のプログラミングが可能となる。いくつかのプログラム部品群を策定した中で、MVCモデルと一体になって表示コントロールできる Struts (標準化組織である Jakarta Project によって開発された Web アプリケーション開発のためのプログラム部品群)^{(8), (9)} がシステム維持に優位であると判断した。この Struts は表示メッセージを言語ごとに管理し、必要に応じて言語を切り替える方法を提供している。Struts を利用することで、以下の4つの利点を得ることができた。

- ・メッセージは定義ファイルに一元管理されているため、各画面で文体を統一できる。表示メッセージを変更する場合もプログラムの変更は必要ない。
- ・新たに対応言語を増やす場合には、その言語に翻訳したメッセージ定義ファイルを追加するだけで実現可能となった。
- ・従来の JSP では HTML ファイル上に Java 言語を書き込むため複雑になりがちであったが、Struts が提供するタグ (画面プログラムの部品化) を使うことで整理され、開発工数を少なくできた。
- ・画面遷移情報が XML ファイルで一元管理されるため、ビジネスロジックレイヤに画面遷移の制御処理を作成する必要がなくなり、プログラムの生産性や品質が向上した。

4.2.7. 負荷分散と耐障害性

本システムではアプリケーションサーバを使用して、負荷分散 (ロードバランス) と耐障害性 (クラスタ構成) に対応したシステムを実現した (Fig. 8)。複数クライアントからの処理要求に対して負荷状況を認識し、負荷の少ないアプリケーションサーバに対して処理要求を分散する。負荷の異なる二つの処理プログラムをテストケースとして負荷分散の有効性を検証した。Fig. 9 にその検証結果を示す。この負荷分散機能により処理要求が集中している場合でもクライアントに対して均一のレスポンスを実現した。耐障害性では、複数のアプリケーションサーバを接続し、一つのアプリケーションサーバに障害が発生した場合に接続された別のアプリケーションサーバに切り替わるようにした。そのため、アプリケーションサーバに障害が発生した場合でも利用者へのシステムサービスを停止することの無いシステム運用が実現できた。

6. 今後の展開

今後、技術仕様やコスト情報の変化点がより効率よく使用者にとらえられるよう、各部門ごとに必要な情報を整理した使用者専用画面(ポータル画面)を提供していく。さらに海外事業所への展開を行っていく中で海外の要件を取込み、システムの熟成を計る。

参考文献

- (1) 山本雅貴ほか：技術部品表データマネジメントシステムの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14 No.1, p.77-84 (2002)
- (2) James Martin：インフォメーション・エンジニアリングⅠ～Ⅲ, トッパン(1991-1994)
- (3) 佐藤正美：クライアント/サーバデータベース設計テクニック, 株式会社ソフト・リサーチ・センター(1993)
- (4) 佐藤正美：T 字形 ER データベース設計技法, 株式会社ソフト・リサーチ・センター(1998)
- (5) Wolfgang Pree, 訳 佐藤啓太, 金澤典子：デザインパターンプログラミング, トッパン, p.75-78 (1996)
- (6) Inderjeet Singhほか：Java 2 Platform Enterprise Edition アプリケーション設計ガイド第2版, サンマイクロシステムズ株式会社, p.79-180 (2002)
- (7) 原田洋子：Java サーバーサイドプログラミング, 技術評論社, p.164-269 (2000)
- (8) James Goodwill, トップスタジオ:マスタリングJakarta Struts, 翔泳社, p.87-156 (2003)
- (9) Chuck Cavaness：Programming Jakarta Struts, O'Reilly, p.104-193 (2002)

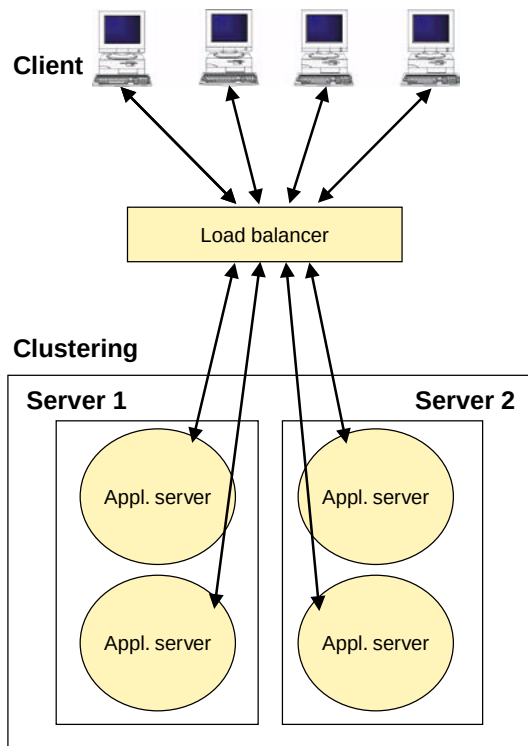


Fig. 8 Load balancing and clustering

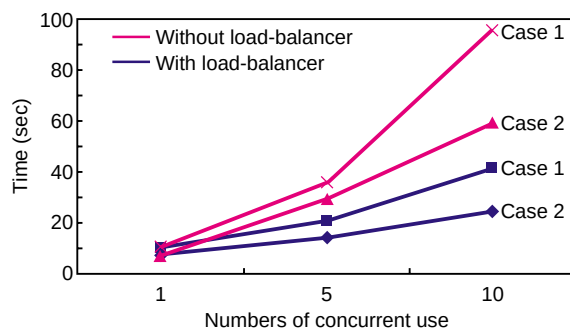


Fig. 9 Load balanced performance

5. まとめ

開発したシステムは、以下のような特徴や効果を持ち、新機種のコスト管理に有効なシステムとして構築できた。

(1)特徴

- ・将来の管理項目追加, 増加するデータに対応できる柔軟性.
- ・多言語環境およびネットワーク負荷削減の対応を行い, 海外への展開も容易にできる拡張性.

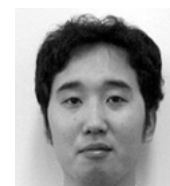
(2)効果

- ・海外生産機種も含めた開発イベントごとの機種一台分のコスト管理, およびサプライヤ情報の共有ができるシステムとした.
- ・海外生産機種の現地調達部品個々のコストや納入形態を一目瞭然で参照できるシステムとした.
- ・新機種一台分のコスト算出に要する時間を従来の 2/3 に短縮した.

■ 著 者 ■



土屋 晴 嗣



山 本 勝 暢



渡 辺 雅 子



荒 牧 崇

燃料電池車用主駆動モータの開発

Development of Traction Motor for Fuel Cell Vehicle

坏 重 光*

Shigemitsu AKUTSU

宮 村 智 也*

Tomoya MIYAMURA

佐 藤 博 之*

Hiroyuki SATOH

篠 木 弘 明*

Hiroaki SHINOKI

要 旨

世界初の市販燃料電池自動車「FCX」の主駆動用モータとして DC ブラシレスモータを開発した。

動力性能の向上を目標にリラクタンストルクを併用しながら磁石使用量を最小限とするために突極型 SPM ロータを適用した。インダクタンス値の設定を最高回転時の出力を得ることができる限界値として、弱め界磁電流の抑制にも最大限の効果を得ることで高出力と高効率を両立させた。さらに磁石は表面絶縁と分割配置を組合せて渦電流による発熱を抑制し、かつ高保磁力材料を採用して不可逆減磁の限界を高め、最高速度での連続運転を可能にした。ぜい性材である磁石の強度評価手法にワイブル理論を適用し、劣化も含めた評価を行なうことで、高回転ロータでの強度信頼性保証を達成可能にした。

以上の手法を用いることで、本モータは、最高出力60kW、最大トルク 272Nm、最高回転数 11 000rpm、連続定格出力範囲はトルク 200Nm 以下の領域を確保できた。また、モータ・インバータ総合効率は LA4 モード走行駆動時の平均で 93%を達成した。

ABSTRACT

A DC brushless motor has been developed as the traction motor for the FCX, the world's first commercially marketed fuel cell electric vehicle.

This motor is adopted a salient pole type surface permanent magnet (SPM) rotor, which enables both to produce reluctance torque and to minimize the use of magnets, for improving dynamic performance. The inductance value is set at the limit value of enabling output at the maximum rotor speed, which suppresses field-weakening current. The motor, therefore, achieves both high output and high efficiency. The utilization of the magnets enables continuous operation at the maximum rotor speed by suppressing eddy current loss by means of magnet surface insulation and magnet segmentation, and by raising the limit of irreversible demagnetization by means of high coercive force of the magnet material. Strength reliability at high rotor speed in consideration of degradation has been assured by applying the Weibull theory as a method of evaluating the strength of magnets which was formed of brittle material.

The employment of the methods described above has resulted in a maximum output of 60kW, a maximum torque of 272Nm, a maximum speed of 11,000rpm, and a continuous rated torque of 200Nm. In addition, the combined efficiency of the motor and inverter achieves 93% in average of LA4 mode.

1. まえがき

今日、地球規模の環境意識の高まりから、自動車の低エミッション化と温暖化に対する CO₂ 低減がさらに求められている。その究極の解決策の一つとして燃料電池車の開発が急務となっている。

2002 年 12 月、Honda は世界に先駆けて燃料電池車を市販した。燃料電池は従来のバッテリーに対し電源出力を大幅に増大することが可能であることから、燃料電池自動車

では電気自動車に対し、商品性向上のために高い動力性能を目指した。そこで、燃料電池車の主駆動モータでは、1997 年に販売された電気自動車 EV PLUS の主駆動モータ(以降、MCF11)⁽¹⁾に対し大幅な出力向上と高回転化を図ることとした。

この燃料電池車用モータは、すでに試作を進めていた小型高効率主駆動モータ技術⁽²⁾をベースに、1.6ton を超える車両骨格に適合した性能諸元を目標値として設定し開発を進めた。

*栃木研究所

本論文では、燃料電池車「FCX」の主駆動モータ(以降、MCF21)の開発にあたって適用した技術、得られた性能について述べる。

2. 開発のねらいと目標性能

MCF21型モータ開発に際して以下の二項目の両立を主要なねらいとした。

(1) 効率向上

(2) 出力向上と連続出力範囲の拡大

駆動効率は、LA4 モード駆動平均において MCF11 の 90 % を上回る値を得ることを目標とし、以下の出力性能と両立させるものとした。出力目標値は、車両動力性能の要求値などから下記のように設定した。

最大駆動力 F_{max} 、最高速度 V_{max} とモータ最大トルク T_{max} 、モータ最高回転数 N_{max} との関係は(1)式で表わされる⁽²⁾。

$$F_{max} V_{max} = 2\pi * T_{max} N_{max} \quad (1)$$

車両目標値である 150km/h の最高速度と加速に要求される最大駆動力に対し、2軸平行式ギヤボックスでの減速比の成立範囲、フリクション増加などのバランスを考慮してモータ最高回転数 N_{max} を 11 000rpm と設定し、それによりモータ最大トルク T_{max} は 272Nm とした。

また、登坂発進に必要な最小駆動力から、0 rpm 時のモータ最低トルク値(ボトム値)は 262Nm 以上と設定した。同時に 0 rpm 駆動時の最大相電流値がインバータの許容電流を超えないように、双方を両立できる高いトルク定数を設定した。

モータ最高出力は、加速性能要求値と燃料電池出力から 60kW に設定した。さらに、最高速度で連続走行できることという要求と、登坂時にアクセル操作のみでの停止が成立するための必要トルク条件から、トルク 180Nm 以下の全出力領域を連続出力可能範囲にすることを目標にして、損失低減と冷却性向上を図った。

一方電源電圧については、燃料電池の劣化による電圧降下を考慮し、モータの最高出力を保証する最低電圧を 260V とした。この電圧下で、高トルク定数と最高回転での要求出力確保という相反する特性の両立を図った。

3. 適用技術

MCF21 の主要諸元を Table 1 に、減速機を含んだ概略外観形状を Fig. 1 に示す。

大きな駆動トルクに対してトルクステアを無くすドライブシャフトの等長化を実現するために、右側シャフトをハーフシャフト構造として、そのサポートを右側モータハウジングに取り付けた。この構造により、モータ本体の後方位置から大径のドライブシャフトインボード部分を外側に

Table 1 Comparison of Motor Specifications

		MCF11 (EV PLUS)	MCF21 (FCX)
Type		PM synchronous motor	PM synchronous motor
Phase		3	3
Pole		18	12
Rotor	Type	SPM	Salient SPM
	Cover	GFRP	None
Magnet	Material	Nd-Fe-B	Nd-Fe-B
	iHc	> 2 388kA/m	> 2 785kA/m
Cooling system		Water cooled	Water cooled

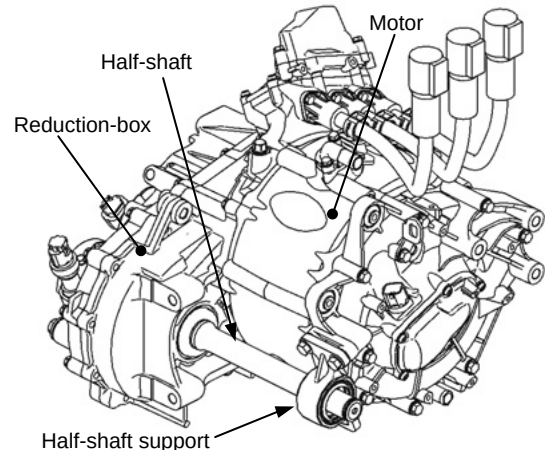


Fig. 1 Appearance of MCF21

移動できたことで一速固定減速機の軸間距離の短縮が可能となった。5 % のモータ外径縮小と合わせ、ディファレンシャル軸センターからモータ最前部までの長さを MCF11 に対し 52mm 短縮して搭載空間の縮小に寄与した。

3.1. モータの基本構成

全運転領域での高効率化を実現するため、すでに先行開発により得られていた知見⁽²⁾から、基本形式としてはリラクタンストルク併用型 PM (Permanent Magnet) モータ形式を選択した。同様に高コストの磁石の使用量を少なくするために、ロータ形式には突極型 SPM (Surface Permanent Magnet) 型を採用した⁽²⁾。突極型 SPM ロータの磁石部断面基本構造を Fig. 2 に示す。

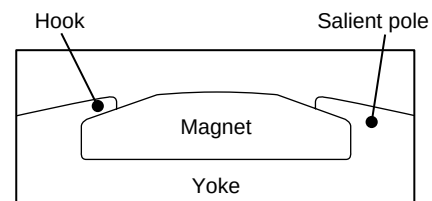


Fig. 2 Rotor structure of salient SPM

3.2. リラクタンストルク併用型 PM モータ

DC ブラシレスモータでは、リラクタンストルク併用機

の発生トルク T_q は、磁石による鎖交磁束を ϕ_a 、極対数を P_n 、 $d \cdot q$ 軸電流をそれぞれ $i_d \cdot i_q$ 、 $d \cdot q$ 軸インダクタンスをそれぞれ $L_d \cdot L_q$ とおけば(2)式のように表わせる⁽³⁾。

$$T_q = P_n \phi_a i_q + P_n (L_d - L_q) i_d i_q \quad (2)$$

$L_d \cdot L_q$ に差があることがリラクタンストルク発生の条件となり、また $L_d \cdot L_q$ の差が大きければより多くのリラクタンストルクが発生する。

また、弱め界磁に必要な電流 i_d は、電気角速度を ω 、電源電圧を V_b とすれば(3)式となる。

$$i_d = -\frac{\phi_a}{L_d} + \frac{1}{L_d} \sqrt{\frac{V_b^2}{\omega^2} - (L_q i_q)^2} \quad (3)$$

L_d を高める高インダクタンス化は、弱め界磁に必要な電流を低減させる効果がある⁽²⁾。

逆に、高インダクタンス化は電圧限界での最大出力を低下させる。突極性を考慮した場合の最大出力を、Fig. 3での d 軸上で近似的に求めると、式(4)で表わされる。

$$P = V_{b \max} \frac{\phi_a}{L_d} \quad (4)$$

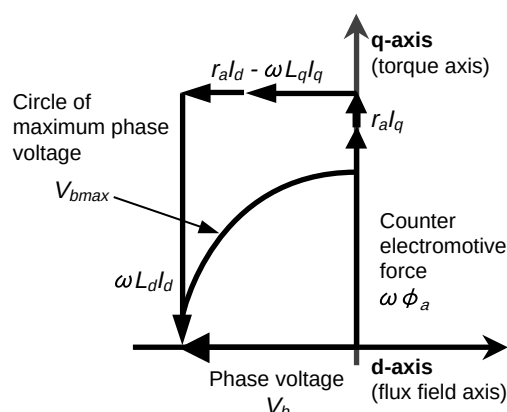


Fig. 3 Vector diagram of operating point at maximum power

とくに、最高回転数での出力は車両の最高速度確保に直接に寄与する。MCF21では、これらの相反する要求に対し、インダクタンス L_d を最高回転数での目標出力を確保できる限界値設定(最大値)として、弱め界磁に要する電流を最小限となるようにした。さらに、磁気回路シミュレーションによって、その条件下で $L_d \cdot L_q$ の差を最大限確保できる形状を設計し、Fig. 4の実測結果に示すようにリラクタンストルク成分を磁石トルクに対し 38%増となるまで確保した。

両者の合成トルクを最大限活用するためには0 rpmを含めた全回転域で精度良く適切な電流進角量を与える必要があるため、フルデジタルベクトル制御を適用した。また、磁極検出には、回転停止時でも位置検出が可能なVR(Variable Reluctance)型レゾルバを採用した。

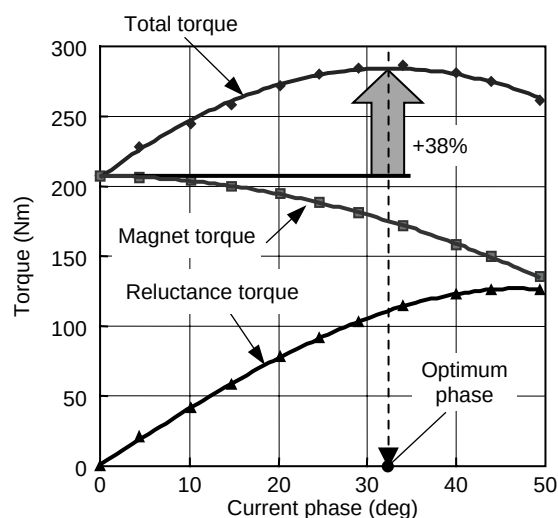


Fig. 4 Torque characteristic and current phase

3.3. 高回転化対応技術

最高回転数 11 000rpm 時の出力は、式(4)によれば、インダクタンス L_d の大きさで制限を受けると同時に磁石による鎖交磁束 ϕ_a に比例することとなる。磁石による鎖交磁束は、磁石自体の温度による磁束密度変化によって運転中に変動する。Nd-Fe-B磁石は温度が上がれば磁束密度が低下する特性を持っているため、高回転での渦電流の増加による温度上昇に伴って鎖交磁束 ϕ_a が低下し、式(4)にしたがって最高出力も低下する。

MCF21では、高インダクタンス下での電圧限界に設定した最高回転時の目標出力を磁石温度抑制と不可逆減磁限界の向上で安定確保した。また、ぜい性材である磁石の強度保証手法を確立することで高回転ロータの強度信頼性を確保した。

3.3.1. 磁石温度抑制による電圧限界出力の確保

定格電圧下での最高出力はインダクタンス値により決定され、Fig. 5の計算値に示すように磁石温度上昇に伴う鎖交磁束の減少にしたがって低下する。この図によって、最高速度の確保に必要なモータ出力値と磁石の温度特性から磁石の許容温度の上限値が得られる。

磁石温度をこの上限値以下に抑えることで目標の出力値を確保することができた。実測で得られた磁石温度上昇に伴う出力推移を、Fig. 5に示す。磁石温度は、上限温度以下で平衡に至り目標出力で平衡することが確認された。実測と計算との差は、磁石の温度が測定位置と全体の分布に差異があるためと推定される。

磁石温度抑制手法としては、磁石に絶縁表面処理を施すことでヨーク突極部に発生する渦電流による発熱を減らせることがわかっている⁽²⁾。MCF21ではさらに磁石内部の渦電流による発熱で磁石温度が顕著に上昇することがわかったため、絶縁表面処理と合わせ磁石を軸方向に分割配置することで渦電流の発生を抑制した。

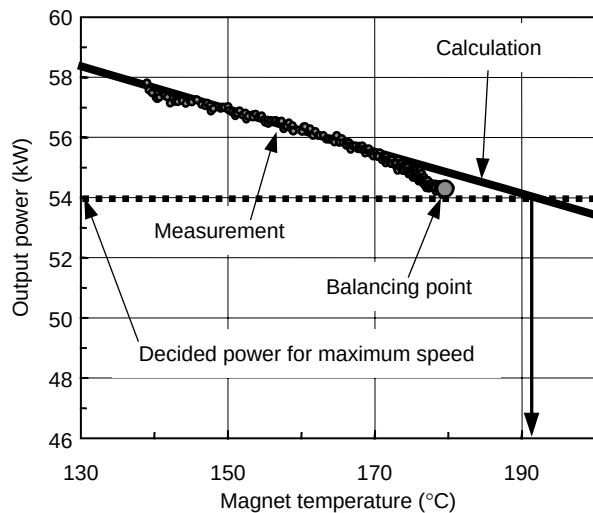


Fig. 5 Output at maximum speed

また、磁石防錆(ぼうせい)目的の金属メッキはその固有抵抗値が磁石素材の値に比べて約 $1/20 \sim 1/80$ と低いため、メッキ層に発生する渦電流による発熱が無視できない量となり磁石温度を引き上げることも判明した。Fig. 6に示すように、メッキ無しと同等温度にするためには磁石分割数を30%以上増やす必要があるということが確認できたため、磁石分割数を増やすことなく、金属メッキのかわりに絶縁表面処理のみで磁石の防錆効果を確保した。

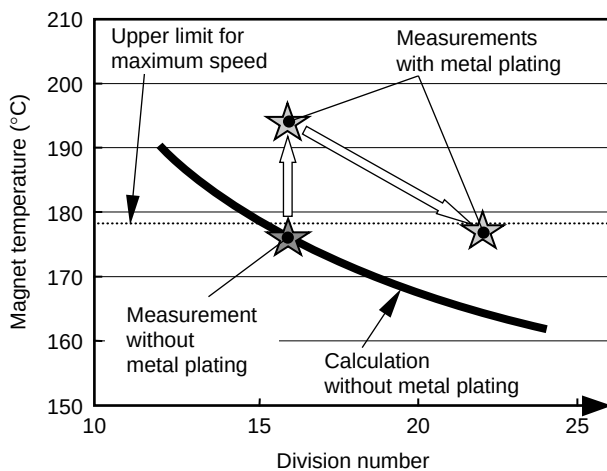


Fig. 6 Magnet temperature by division number

3.3.2. 不可逆減磁タフネスの確保

高インダクタンス、表面磁石型ロータというモータ構造は磁石に対する反磁界を増大させる構成であり、また逆に磁石保持のためのフック部構造は磁石の不可逆減磁タフネスを向上させることはすでに確認されている⁽²⁾。

MCF21では、前記の磁石温度の抑制手法と合わせ、200°Cにおいて756kA/m以上の保磁力を持つ高保磁力のNd-Fe-B磁石を採用することで、Fig. 7に示すように、運転範囲内での磁石温度および電流値では不可逆減磁が発生しない設定とした。図中に計算結果と実測での確認点を示す。

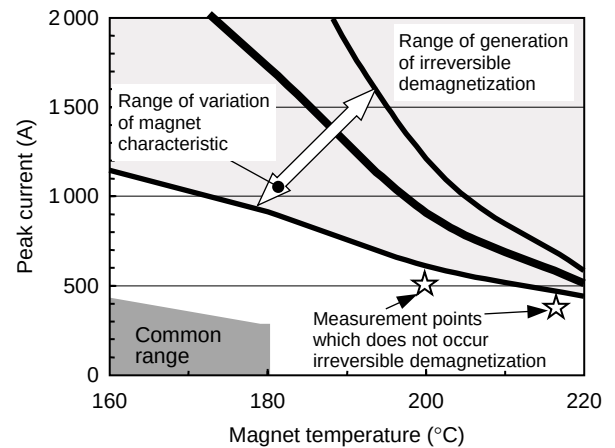


Fig. 7 Results of simulation of resistance to irreversible demagnetization

3.3.3. ロータ強度保証

MCF21の突極型SPMロータはFig. 2に示すように、磁石の遠心力負荷を磁石本体の強度と磁石保持のためにヨークの突極部から出したフック部によって受ける構造として、非線形構造解析での磁石およびヨーク部応力分布の計算結果をFig. 8に示す。

解析によって得られたヨークのフック部形状は、実機での破壊試験で17500rpm以上の破壊強度を持つことを確認した。

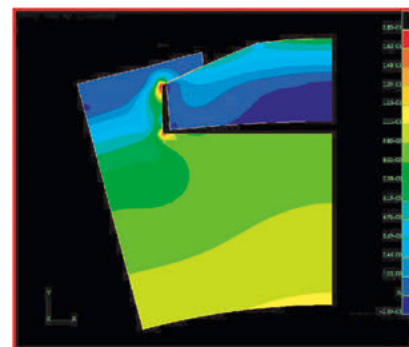


Fig. 8 Nonlinear analysis of salient SPM Rotor

一方、Nd-Fe-B磁石の強度特性については、ぜい性破壊材料であるため通常の強度設計では信頼性保証ができない。これに対して、最弱リンク説を用いて磁石破壊の挙動を説明することで、破壊確率がワイブル分布に従い強度特性にワイブル理論を適用することが可能であるという知見が得られている⁽⁴⁾。

MCF21ではこの知見を利用し、目標信頼性値(破壊確率)に対し、実体形状での破壊試験から得られた磁石強度特性に劣化による強度の低下も考慮したうえで、最大発生応力に対し十分な安全率を確保する設計とした。これらの概念をFig. 9に示す。本手法によって、磁石飛散カバーを持たない表面磁石型ロータの強度保証が可能となり、磁石磁束の活用率を高め、磁石使用量の削減に寄与する実機適用技術確立して高回転ロータの強度信頼性を確保することができた。

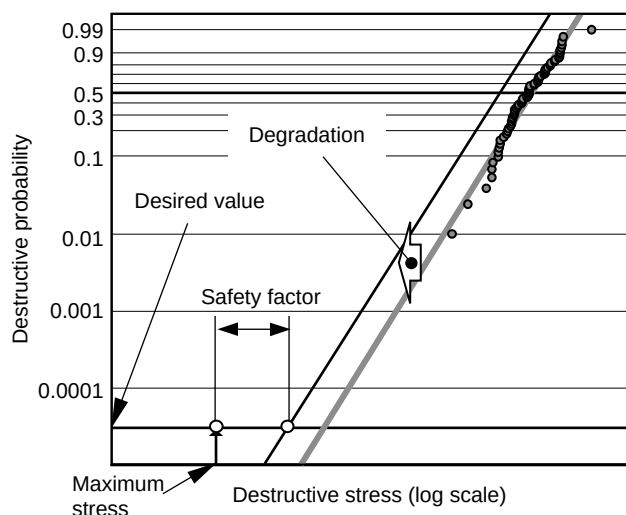


Fig. 9 Weibull plot for magnet strength

3.4. ロータスキューの適用

0 rpm 時において最大相電流値を抑制しつつ最低トルクを持ち上げることを目的に、磁束波形の整形などと合わせロータ磁石のスキュー配置を適用した。スキュー手法は、ロータ全体を軸方向に二分割し各々回転方向前後に角度を持たせる方式とし、スキュー無の仕様と同等レベルの組立作業性を確保した。

スキュー角度は、Fig. 10に示すように平均トルクの低下が最小限となるよう最小角度で最大効果を出すベーストルク波形とスキュー角度との組合せを見出した。最低トルク同一条件での最大相電流値は、最終的に14%の低減効果を得ることができた。

同時に高圧系部品保護に有利になるように最高回転時における誘導起電力(最高電圧)の低減も図っている。スキューによる誘導起電力の平均電圧低下は2%であるのに対し、ピーク電圧値では9%の低減効果を得ることができた。

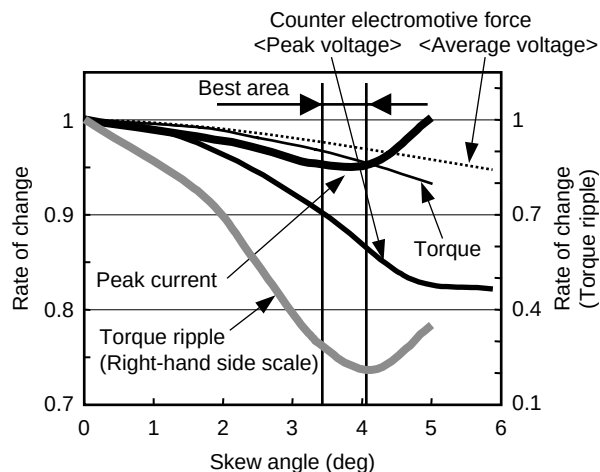


Fig. 10 Characteristic of torque, current and electromotive force by rotor skew angle (calculation)

3.5. ステータ冷却技術

連続出力範囲を高出力側に広く確保するために、銅損の低減と共にステータの熱抵抗低減を図った。巻線からステータ外周のウォータジャケットに至る熱流経路では、熱抵抗は巻線とステータの接触部面積にほぼ支配されていることを測定で確認した。実測結果を Fig. 11 に示す。これをもとに巻線の量とスロット数・形状のバランスを取ることで、相抵抗値(損失)削減と巻線-ステータ間の接触面積拡大を両立させ、目標の冷却性を達成した。

これにより、トルク 200Nm 時と弱め界磁電流が最大となる最高回転時の双方の電流値での連続通電においても、巻線温度を許容値内で平衡させることができた。

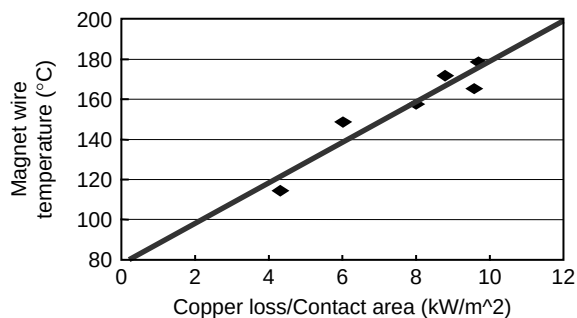


Fig. 11 Heat resistance

3.6. モータ制御

前記のように、モータ制御にはフルデジタルベクトル制御を採用している。高回転領域においては実効電圧を増やすためPWM(Pulse Width Modulation)のスイッチングを行なわない1パルス制御に切り替えて出力を確保した。

制御パラメータは、マップで持つ方式としている。パラメータデータの取得にモータ性能の即時解析システム⁽⁵⁾を活用することで、詳細なマップデータを作成するのに要する時間を従来の1/2に削減し、開発期間の短縮に寄与した。

4. モータの性能

MCF21 の達成性能を Table 2 にまとめる。出力範囲の広さを表わす指標として最大トルク×最高回転数値を用いているが、この値は MCF11 に対し 24%向上している。

Table 2 Motor performance

Type	MCF11 (EV PLUS)	MCF21 (FCX)
Maximum power (kW)	49	60
Maximum torque (Nm)	275	272
Maximum speed (rpm)	8 750	11 000
Max. torque x Max. speed (kNm rpm)	2 406	2 992
LA4 ave. efficiency (%)	90	93
Maximum efficiency (%)	96	97

4.1. 出力

出力アウトラインは、目標通り最高出力 60kW、最大トルク 272Nm、最高回転数 11 000rpm の試験結果を得た。連続定格出力範囲はトルク 200Nm 以下の領域に確保できた。結果を Fig. 12 に示す。これによって得られた燃料電池自動車の駆動力線図を Fig. 13 に示す。

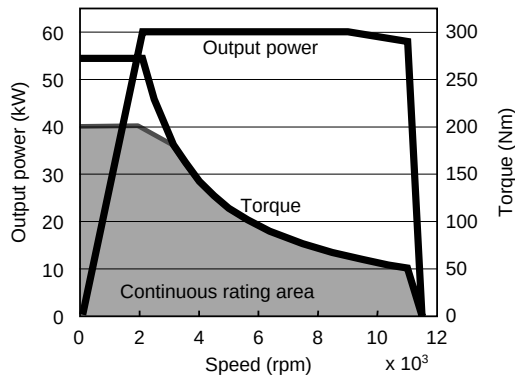


Fig. 12 Motor output performance

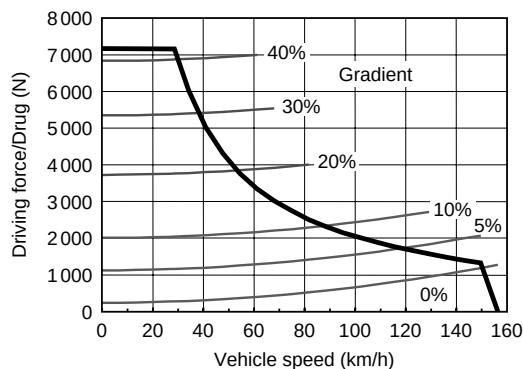


Fig. 13 Driving force curve

4.2. 効率

モータと駆動用インバータの総合効率の測定結果、および LA4 モード走行時の出力履歴を Fig. 14 に示す。

LA4 モードでの駆動時の平均効率 は 93% を得、MCF11 の効率 90% に対して損失約 30% 低減に相当する 3% の高効率化を達成した。

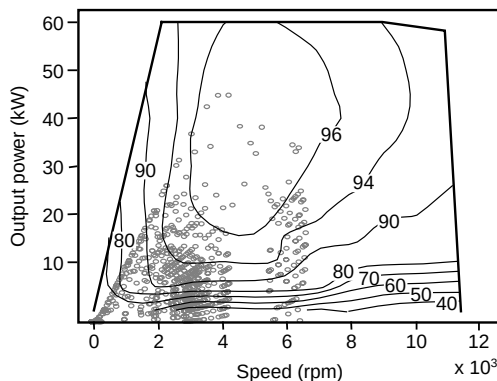


Fig. 14 Motor efficiency (including inverter efficiency) and driving force locus of LA4 mode

5. まとめ

燃料電池自動車用の主駆動用モータを新たに開発し車両に搭載した。

- (1) 電圧限界まで出力を活用することで、高回転化と高トルク定数化との両立を図ることができた。
- (2) 高トルク定数化によって効率中心を低速側に寄せたことから、LA4 モードでの効率向上を実現した。
- (3) ロータスキューにてストール時の最大相電流値を抑制し、インバータを小型化した。
- (4) Nd-Fe-B 磁石強度にワイブル理論を適用して、表面磁石型ロータ仕様の強度信頼性を実証した。

参考文献

- (1) 山本恵一, 坪重光, 瀧澤一見, 斉藤祐司: ホンダ EV PLUS用主駆動モータの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.10, p.24-31 (1998)
- (2) 瀧澤一見, 伊藤智之, 佐藤博之: 小型高効率主駆動モータの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.105-112 (2000)
- (3) 森本茂雄, 上野智広, 武田洋次: 埋込磁石構造PMモータの広範囲可変速制御, 電気学会産業応用部門誌, 第114巻6号, p.668-673 (1994)
- (4) 柳木孝昭, 喜多見義: Nd系希土類焼結磁石の強度評価手法, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.2, p.225-230 (2001)
- (5) 村山芳也, 新博文, 岸田真, 浅見記吉: モータ性能の即時解析システムの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.2, p.107-112 (2001)

■ 著 者 ■



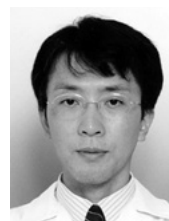
坪 重光



佐 藤 博 之



宮 村 智 也



篠 木 弘 明

薄型モータ用ステータの開発

Development of the Stator for Thin Electric Motor

新 博文*

Hirofumi ATARASHI

福田 武雄*

Takeo FUKUDA

高 尾 充 良*

Mitsuyoshi TAKAO

塚 本 宗 紀*

Toshinori TSUKAMOTO

要 旨

ハイブリッド自動車に搭載するモータの高効率化と小型化のために、筆者らはステータの巻線方式に重ね巻を採用し、薄型化と損失低減を実現した。I 字形状に分割したティースに、外周側から三機のノズルで巻線を行うことにより、編み込み形状の巻線端部を最短で形成し、線材長を低減した。一方、線材一本ごとに各一個のノズル穴を割り当てて整列したノズルと、スロット内の線材の移動を抑制する治具を併用して、占積率を向上させた。さらに、巻線端部に、内径の拡張と軸長方向の成形工程の二段階に分けたプレスを行い、巻線端部の高さを10mmに抑えた。この結果、損失が低減され、7%の運転効率向上を実現した。

ABSTRACT

For efficiency improvement and miniaturization of electric motor to be equipped in hybrid electric vehicle, lap winding was adopted as winding type of stator and reduction of thickness and loss of the motor was achieved. Three nozzles are utilized to wind from the outer circumference around I-shaped split cores, enabling the length of the braided winding overhang to be minimized, reducing the length of the winding. The use of multi-hole alignment nozzles and a jig for fixing the winding has increased the space factor. In addition, employing a two-step stamping process in which the first load is applied to increase the internal diameter and the second is applied in the axial direction has enabled the height of the winding overhang to be limited to 10mm. These have increased operation efficiency by 7%.

1. まえがき

近年、地球環境問題に対する関心の高まりにつれて、ハイブリッド自動車、燃料電池車などの低公害車への期待が高まっている。これらの車両において、駆動源となるモータに対するニーズは、高効率化や小型・軽量化による高トルク密度化、高出力密度化などが挙げられる。モータの損失低減や小型化を目的とした性能改善の手法として、従来の重ね巻から突極集中巻を採用する事例は、近年の論文発表でよく知られていることである^{(1)~(3)}。しかしながら、元々の磁束の有効利用率が高い重ね巻の構造を踏襲しながら性能改善手法を適用した研究は少ない。巻線方式に関して、突極集中巻と重ね巻の特徴を比較した(Table 1)。重ね巻の巻線係数は1.0であり、突極集中巻は0.866である。従って、ロータを同一とした場合、巻線電流を低減できるため、銅損を低減する効果がある。さらに、重ね巻は、突極集中巻に比べて

起磁力分布が正弦波であり、磁束変化の高調波成分が少なく、突極集中巻に対して鉄損や騒音が少ない利点もある。これらを勘案し、巻線端部が大きくなる課題があるものの、巻線係数と磁束高調波に優位性がある重ね巻を選択した。さらに、本研究では、モータの小型化と低損失化を主目的とした性能改善を行う手法として、鉄心構造と巻線製法に改良を加える。

Table 1 Comparison of winding types

Factor	Effect	Winding type	
		Lap winding	Concentrated winding
Winding overhang	Thickness	—	good
	Copper loss	—	good
Winding factor	Copper loss	good	—
	Iron loss	good	—
Harmonic wave of stator flux	Necessity of high voltage parts in inverter	good	—
	Torque ripple	good	—
	Noise	good	—

*栃木研究所

2. 開発のねらい

ステータに発生する損失は、銅損と鉄損(ヒステリシス損、渦電流損)に大別される。銅損は、電流の二乗と巻線抵抗の積で定まるため、これを低減するには、巻線抵抗を低減する方法と、巻線電流を低減する方法がある。重ね巻を採用することで巻線係数が向上し、巻線電流を低減可能である。巻線抵抗は、線材長に比例して増加し、断面積に反比例して減少する。巻線抵抗を低減するには、線材長を低減するか、スロット内の占積率の向上で実現できる。重ね巻では、太い線径の線材は採用しがたく、比較的細い線径の線材を用いて並列本数を増やすことによって、線材の合計断面積を増加させる。また重ね巻は突極集中巻に対して鉄損が少ない利点がある。そこで、重ね巻の利点を生かし、巻線端部の膨らみを改善し、モータの小型化と銅損の低減を行い、従来困難であった突極集中巻同等の巻線端部の高さ、インサータ巻同等の占積率を両立させることをねらいとした。本研究の技術目標を Fig. 1 に示す。

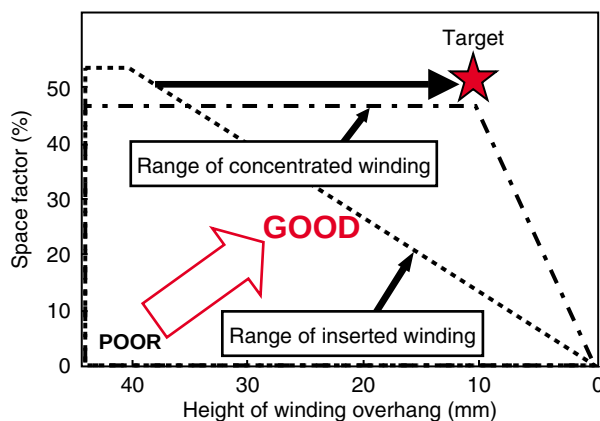


Fig. 1 Relation between space factor and height of winding overhang

3. 達成手法

3.1. 巻線端部の小型化と銅損低減の両立

巻線端部の小型化と高占積率を両立する手法として、Fig. 2に示す編み込み構造を巻線端部に形成することを考案した。従来のインサータ巻機による重ね巻では、同一のスロットに一相の巻線と他相の巻線の端部が重なるため、巻線端部の高さが増してしまう。これを Fig. 3 に示す。また、巻線端部を低くするために、束線を大きく湾曲させるとスロットに空隙(くうげき)が発生し占積率が低下してしまう。これを Fig. 4 に示す。これらを改善するために、一相の束線の周方向の巻終わり部分と、他相の束線の周方向の巻始め部分を、交互に編み込んだ束線を巻線端部に形成することによって、高い占積率と低い巻線端部を実現することが可能となる。また、編み込み部位置の調整

によって編み込み部の交錯層数を選択し、巻線端部の高さや占積率を任意に調整することを可能とした。この実現手法として、次の六項目を考案した。

- (1) 外周側から三機のノズルで巻線を行うことにより、編み込み形状の巻線端部を最短で形成する。
- (2) コアのI字型分割構造により、外周側から巻線を行う。
- (3) 複数線材のグループ分割巻により、束線の屈曲性を向上する。
- (4) 多穴整列ノズルにより、スロット内の線材を整列させる。
- (5) 線材固定治具により、スロット内の占積率を向上する。
- (6) テンション力の軽いレーシングと、内径の拡張と軸長方向の成形工程の二段階に分けたプレスを組み合わせ、巻線端部の高さを低減する。

この結果、巻線端部の小型化と銅損低減を両立させ、モータの薄型化と損失低減を実現した。

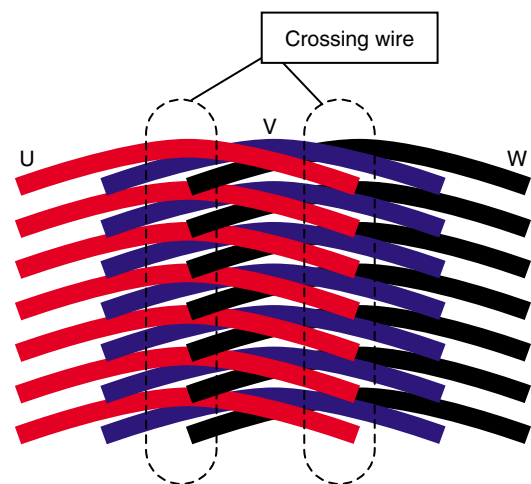


Fig. 2 Method of crossing wire



Fig. 3 Winding overhang produced by insert coil machine

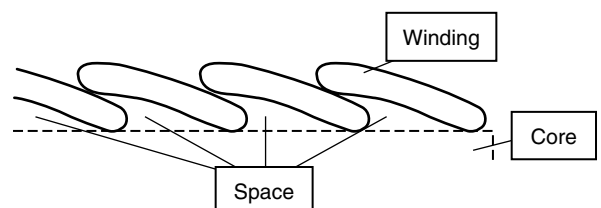


Fig. 4 Reduction of space factor

3.2. 線材長の低減

試作したインナーロータ型モータ用のオープンスロット型ステータの仕様を Table 2 に示す。薄型化と銅損低減のため、線材長を低減することを最優先させ、コアに直接、巻線可能なノズル巻を採用した。また、一度に多数の線材を巻くことは、巻線機械の大型化と線材ボビンの在庫増加を招き、生産コストが上昇するため、並列巻する線材を複数のグループに分けて小グループずつスロット内に巻線することとした。巻線端部に使用する線材の長さを、さらに低減するため、ノズルをU相、V相、W相に各一機用意し、三機を同時に動作させ、巻線端部に編み目形状を形成するようにした。各相巻線用のノズルの配置を Fig. 5 に示す。線材の重なりを精密に調整するために、線材一本ごとに各一個のノズル穴を割り当て、これを整列に並べた多穴整列ノズルを採用した。さらに、線材の交錯する位置を管理するために、線材固定治具を設置した。これらによって、線材長を29%低減した。多穴整列ノズルをFig. 6に、線材固定治具をFig. 7に、線材長低減の結果を Fig. 8 に示す。

Table 2 Stator specifications

Outer diameter (mm)	260.0
Inner diameter (mm)	200.9
Core length (mm)	40.0
Number of slots	48
Wire diameter (mm)	Φ 0.5
Number of turns	5
Winding type	Lap winding
Number of poles	4

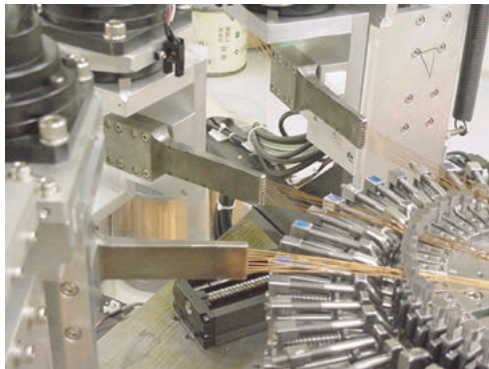


Fig. 5 Nozzles for winding of three phases

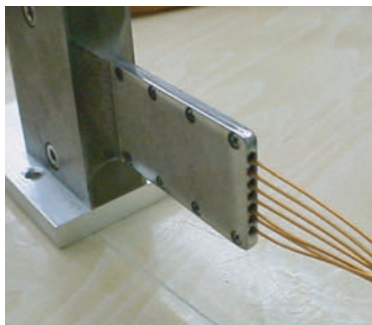


Fig. 6 Multi-hole alignment nozzle



Fig. 7 Jig for fixing winding

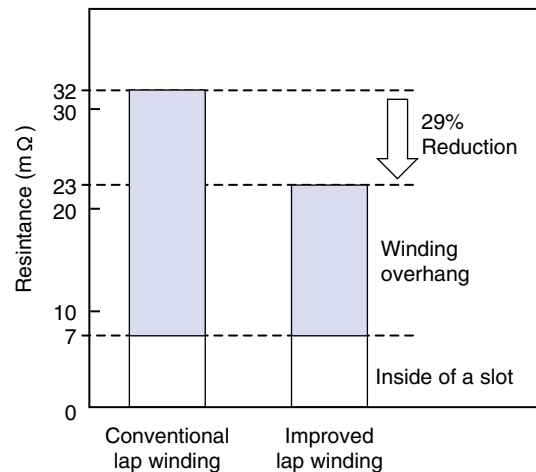


Fig. 8 Effect of reduction of length of winding

3.3. スロット内の占積率向上

従来、一体ステータを内周側からノズル巻すると、ノズルの移動経路を確保するために、スロット内の占積率が低下する。今回は、高い占積率の確保を優先し、ノズルの移動経路を外周側に確保した。I字型ティースとバックヨークに分けた分割ティース構造を採用し、ステータの外周側に開口部を設けた。分割ティース構造を Fig. 9 に示す。また巻線工程を Fig. 10 に示す。I字型のティースを、巻線機のティース固定治具に装着し、外周側からノズルで線材を巻く。Fig. 7の線材固定治具を併用してスロット内に入った線材の移動を抑制する。線材固定治具は、グループごとに巻線が完了すると、外径方向に移動する。さらに、Fig. 6の多穴整列ノズルによってスロット内に挿入する線材は、Fig. 11の状態を整列する。ノズルは巻線中に回転させないことで、 n 本の線材は、1ターンごとに $n \times (n-1)$ 箇所の線材交錯点が発生するため、各線材の長さが均等化できる。これにより、インピーダンスを均一化する効果については、束線にひねりを加えることで行う通常の転位工程と同等である。巻線を終了した後、絶縁紙を折り曲げながらバックヨーク部を挿入する。この際に、スロット内の線材間のすきまを圧縮する。これらの手法を組み合わせ、スロット内の占積率を向上した。Fig. 9中のバックヨークは、2箇所の半円形状

の突起部を備え、内周側はI字型ティースの抜け止めを、外周側は鉄心の円筒度を向上させる働きをする。スロット内の占積率は、改善前の 40.3% から 48.3% に向上した。改善前後の占積率を Fig. 12 に示す。

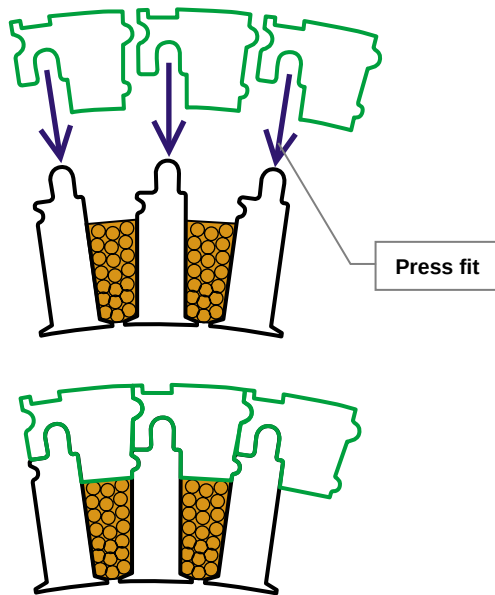


Fig. 9 Structure of split core

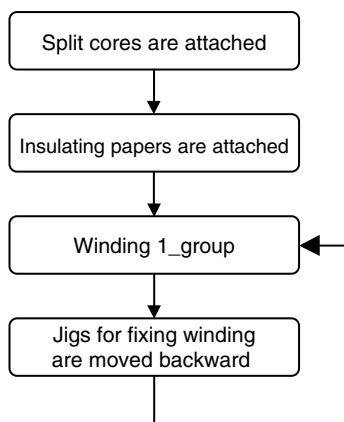


Fig. 10 Winding process



Fig. 11 Winding aligned inside a slot

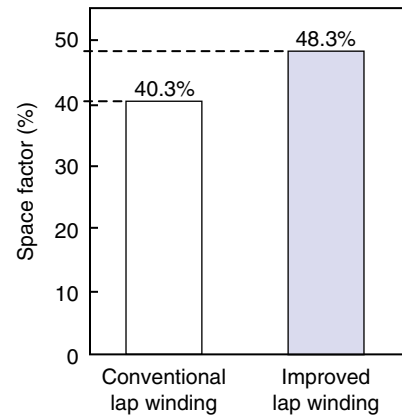


Fig. 12 Space factor of winding

3.4. 薄型化手法

モータの薄型化を行うために、巻線端部にプレスを行い、巻線端部の体積を低減する。従来のレーシングは、レーシング材の巻きつけ工程で巻線端部の線材を拘束させる力を発揮させる。プレスは最終成形にとどめられ、線材の変形量は比較的少ない。本手法では、レーシング後にプレスで線材を変形させる量が多いため、通常より軽いテンションでレーシングを行う。プレスする際に、巻線端部の断面の周長が増加する現象を利用して、通常のレーシングと同等の線材を拘束する力を確保する。本手法の概念図を Fig. 13 に示す。レーシング用の線材は伸びないため、巻線材の拘束力が向上し、巻線端部の占積率を向上させる。また、巻線端部を軸長方向から一回でプレスすると、線材の屈曲が発生することが判明したため、内径を拡張するプレス工程と軸長方向にプレスする工程の二段階に分けた。これによって、線材にかかる機械的ストレスを最小限に抑えながら、巻線端部の線材を網目形状に維持した状態で、プレスすることが可能となった。二段階のプレス工程を Fig. 14 に示す。また、薄型に成形した後の巻線端部を Fig. 15 に示す。

	Without string	With string
Before stamp		
After stamp		 Space factor improves by increase of binding force

Fig. 13 Method of increasing force which binds winding overhang

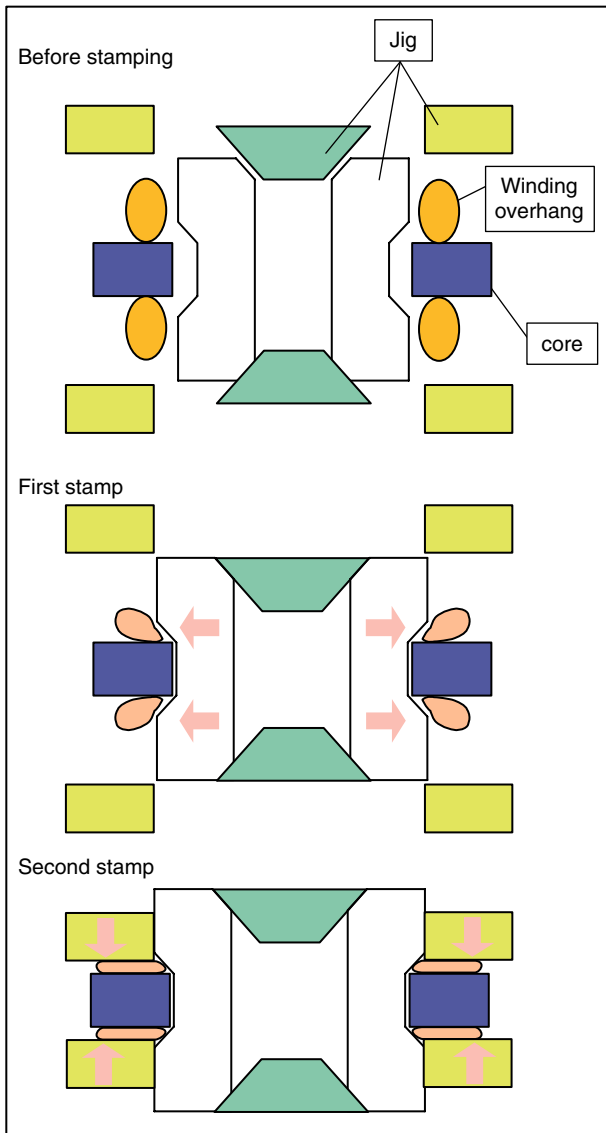


Fig. 14 Stamping process of two steps

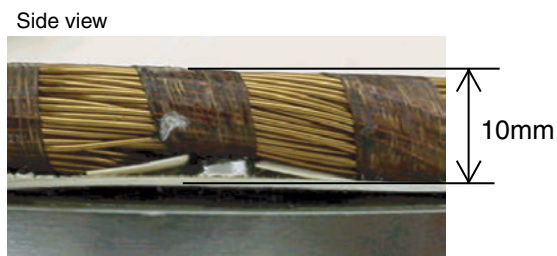
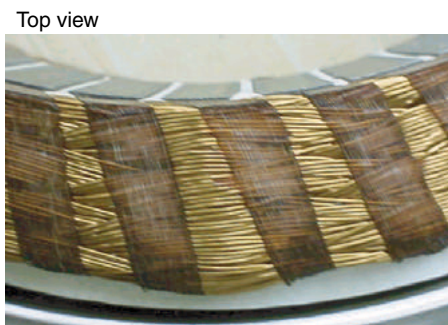


Fig. 15 Winding overhang after stamping process

4. モータ性能の検証

Fig. 16 に示すハイブリッド車用インダクションモータで、運転効率と軸出力を評価した。一次銅損は、従来手法に対して、41%の低減を確認した。内訳は、線材長低減分が29%、占積率向上効果分が12%である。巻線端部の高さが10mmと薄型化する効果も確認した。一方、一次銅損の低減によって、運転効率は7%向上した。さらに、巻線抵抗部の電圧降下が低減されたことによって、軸出力は16%向上している。運転効率と軸出力の向上効果を Fig. 17 に示す。



Fig. 16 Induction motor for hybrid vehicle

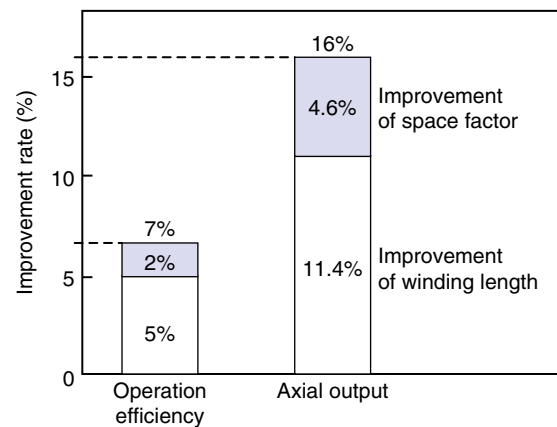


Fig. 17 Improvement of operation efficiency and axial output

5. 生産性の検証

ステータの組立工程を Fig. 18 に示す。本巻線手法を自動化する巻線機を実現し、当社の同サイズステータの突極集中巻構造をボビン巻する巻線時間に対して、45%短縮できる生産性の向上を確認した。巻線時間の比較をFig. 19に示す。

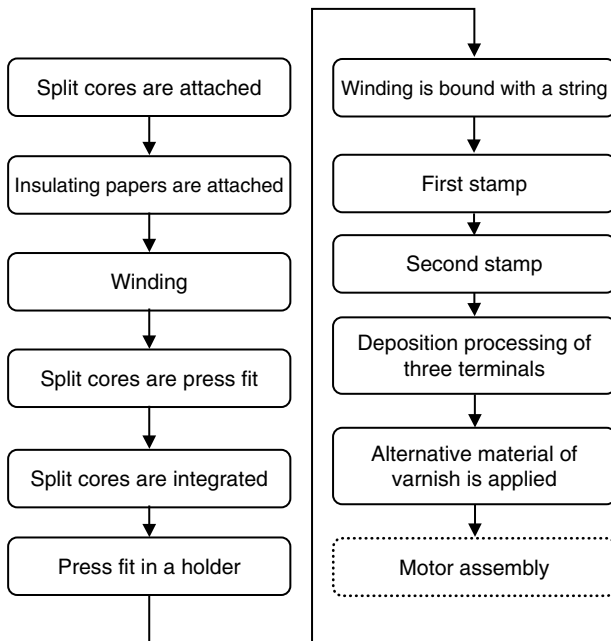


Fig. 18 Assembly process of stator

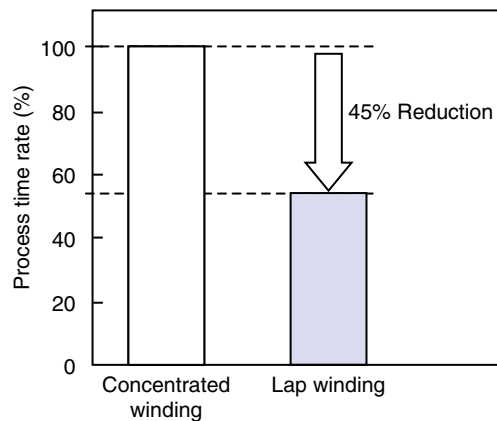


Fig. 19 Comparison of winding time

6. まとめ

モータの低損失化と薄型化のために、重ね巻ステータの、巻線端部の線材長と体積が増大する課題に着目して、鉄心構造と巻線製法に改善を加えた結果、次の成果を得た。

- (1) 突極集中巻と同等の巻線端部高さ10mmと、インサータ巻と同等のロット内占積率 48.3%の両立を達成した。
- (2) スロット内占積率の向上と線材長の低減によって、巻線抵抗が低減でき、運転効率の向上7%と出力の向上16%を達成した。
- (3) 自動巻線機を実現し、当社の同サイズステータのボビン巻に比べ巻線工程時間の 45%短縮を達成した。

謝 辞

自動巻線機の製作にあたり、ご協力をいただいた日特エンジニアリング株式会社の方々に心より感謝いたします。

参考文献

- (1) 馬場和彦, 及川智明, 秋田裕之, 米谷晴之, 川口 仁: プラシレス DC モータの高性能化検討, 電気学会回転機研究会資料, RM-00-141 (2000)
- (2) 一海康文, 西山典楨, 岸部太郎, 近藤康宏, 角谷直之: EV 用分割コア集中巻 IPM モータ, 平成 12 年度 JEVA 電気自動車フォーラム, p.199-206 (2000)
- (3) 秋田裕之, 平井義典, 川口 進, 川口 仁: エアコン用圧縮機モータの省エネルギー・高効率化, 三菱電機技報, Vol.75, No.10, p.25-28 (2001)

■ 著 者 ■



新 博文



高尾 充良



福田 武雄



塚本 宗紀

天然ガス希薄予混合低エミッション燃焼器の研究

Research of Natural Gas Ultra Low Emission Combustor

山 崎 敦*

Atsushi YAMAZAKI

井 上 勉*

Tsutomu INOUE

黒 川 正 敏*

Masatoshi KUROKAWA

村 上 尚*

Hisashi MURAKAMI

要 旨

希薄予混合燃焼器のミキサとして、多数のベンチュリミキサを分散配置したマルチベンチュリを採用し、空気と天然ガスの均質混合と自己着火回避の両立を可能とした。また、このベンチュリミキサの特性を利用することにより、高精度燃焼状態検知手法を確立し、低エミッション予混合燃焼範囲を拡大できた。これにより、マイクロガスタービン発電機搭載上で、50%から100%負荷にてNO_x, CO, THC: 3 ppm@15%O₂ 以下の低エミッションを実証した。

ABSTRACT

A homogeneous mixing and autoignition prevention of air and natural gas has been simultaneously obtained adopting a multi-venturi composed with a number of dispersely arranged venturi mixers set up as a premixed lean burn combustor. By applying the characteristics of the venturi mixers, a high accuracy prehension of the state of combustion was enabled, and the enlargement of the premixed combustion range was achieved. The combustor system above was installed on a micro-gas turbine, achieving an ultra low emission level of 3ppm (at 15 percent oxygen equivalent) NO_x, CO and THC at 50 to 100 percent load.

1. まえがき

地域分散型エネルギーの一つとして注目されているマイクロガスタービン発電機は、環境保全の観点から大容量発電プラント並のエミッション性能が求められている。ガスタービンのエミッションを低減させる有効な方法として、均質な予混合気を比較的低温で燃焼させる希薄予混合燃焼方式がある。しかしながら、均質な予混合気の生成と混合過程での自己着火回避の両立が困難であるとともに、希薄な予混合気は燃焼効率の低下や燃焼振動などの不安定燃焼を起こしやすいため、大容量発電所並みの低エミッションを実現することが困難とされてきた^{(1)~(4)}。

特にマイクロガスタービン発電機への適用に際しては、失火の回避と広い低エミッション運転範囲を確保するために、運転状況によって変化する燃焼状態を高精度に把握し、適切に拡散燃焼と予混合燃焼を切り換える手段(燃焼制御手法)をシンプルな手法で実現することが必要とされている^{(2), (3)}。

本研究は、環境にやさしい低エミッションのマイクロガスタービン発電機をコンセプトに、従来困難とされてきた希薄予混合燃焼器を実用化することを狙いとした。

2. 予混合燃焼器

2.1. エミッション目標値

本燃焼器はマイクロガスタービン発電機に適用されるため、NO_x 排出量の目標値を Fig. 1 に示す原子力発電を含む全発電所平均を下まわる、3ppm@15%O₂以下とした。また、CO 及び THC については、NO_x と同等の排出量を目標値とした。

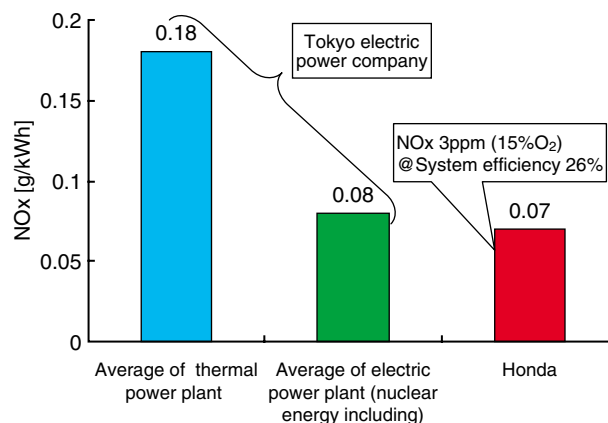


Fig. 1 NO_x emission of electric power plant⁽⁵⁾

さらに上記エミッション値を、マイクロガスタービン発電機の常用運転範囲である 50% から 100% 負荷範囲で、実証することを目指した(希薄予混合燃焼適用範囲)⁽⁶⁾。

希薄予混合燃焼方式では、一般的に混合気の濃度分布を均一化することにより、低エミッション燃焼となる断熱火炎温度(以下 T_{ad})範囲を拡大できることがわかっている。基礎的な先行燃焼試験の結果(Fig. 2)より燃焼器単体の目標値を以下の通り設定した。

1. 予混合気混合度

不均一率: $\pm 10\%$ 以下

(低エミッション燃焼 T_{ad} 幅: 200°C)

2. 燃焼状態推定精度

T_{ad} 演算推定誤差: $\pm 25^{\circ}\text{C}$ 以下

(燃焼用空気流量推定精度: $\pm 5\%$ 以下に相当)

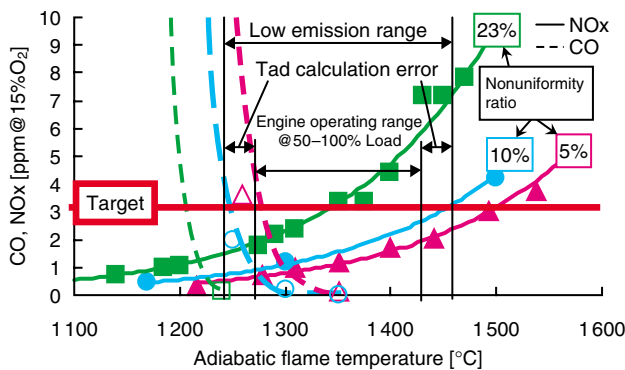


Fig. 2 Effect of adiabatic flame temperature on NOx, CO emissions

2.2. 予混合ミキサ

予混合ミキサには、予混合気の均質化と燃焼用空気流量を把握するために、高い混合性能と通過空気流量の推定が可能となるベンチュリミキサを採用した。さらに、混合過程での自己着火回避とコンパクト化を狙いとして、Fig. 3に示すように小型のベンチュリミキサを分散配置した構造のマルチベンチュリミキサとした。また、保炎性を確保するためのスワラは、各ベンチュリディフューザ部で混合された予混合気を転向させて旋回流を形成するパイプスワラとした。

3. ベンチュリミキサ

3.1. ベンチュリミキサ内の混合状態解析

CFD を用いた、ベンチュリミキサディフューザ部での、空気と CH_4 の濃度分布の計算結果を Fig. 4、計算時の境界条件(マイクロガスタービン発電機定格運転相当)を Table 1 に示す。Fig. 4の濃度分布の計算結果よりディフューザ部の広がり角度(減速率)の大きい方が混合距離は短くなることがわかる。ただし、ディフューザ部の広がり角度を広くし過

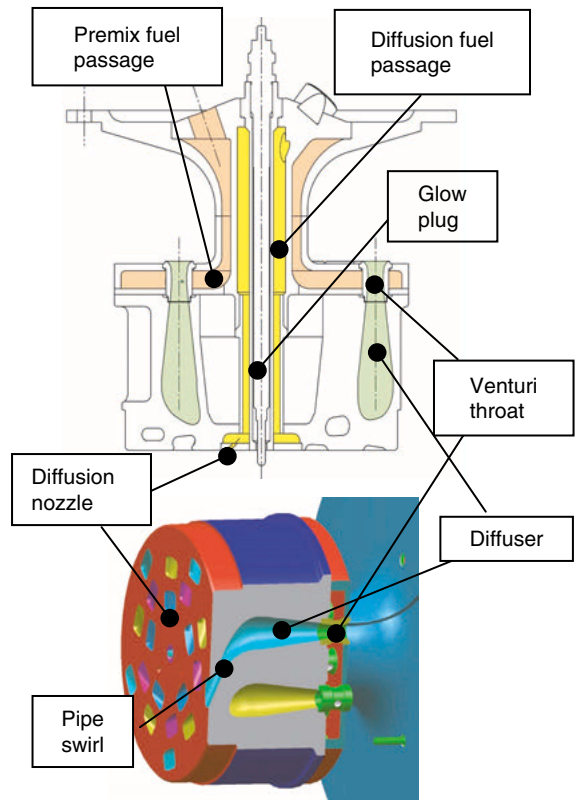


Fig. 3 Layout of multi venturi mixer

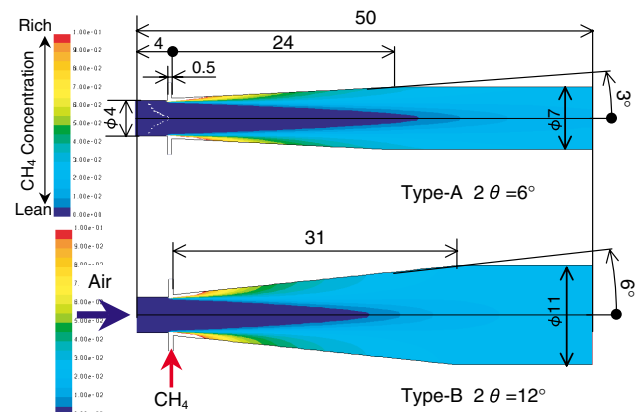


Fig. 4 Calculation results of CH_4 concentration

Table 1 Boundary conditions for calculation of CH_4 concentration

	Velocity [m/s]	Temperature [K]	Pressure [kPaA]
Air in	100	873	—
CH_4 in	2.2	473	—
Outlet	—	873	400

ぎると剥離が発生するために、自己着火の原因となる混合気の滞留が起きる。よって、広がり角度は剥離が発生しない最も広い角度である 12° とした。

3.2. シングルベンチュリ単体試験

CFDの計算結果を基にシングルベンチュリミキサを作成して、混合状態の解析と燃料噴出方法の最適化を行った。

3.2.1. 単体試験装置

Fig. 5 にシングルベンチュリ単体試験装置を示す。空気と燃料(CH_4)は、任意に流量調節されたのち、試験装置に供給される。混合気は、ディフューザ部の下流側に設置されたサンプルプローブにより採取され、 CH_4 濃度を測定する。

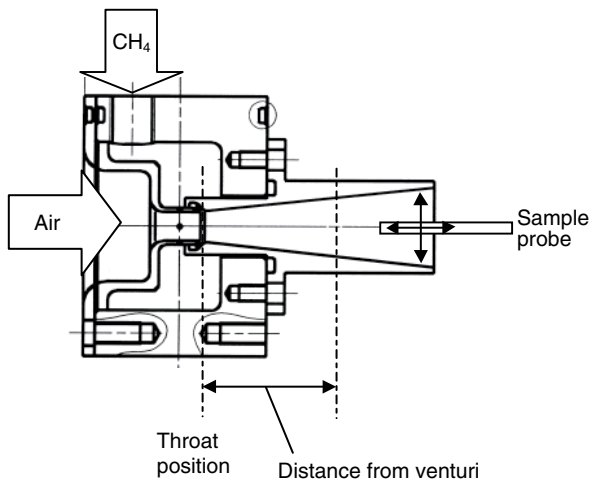


Fig. 5 Cross-sectional view of single venturi mixer

3.2.2. ディフューザ部広がり角度とスロート部通過流速の不均一率への影響

スロート部からの任意距離における断面にて不均一率を測定した結果を Fig. 6 に示す。不均一率の定義は任意距離の断面における局所濃度の標準偏差を平均濃度で除した値とした。CFDの結果と同様に、ディフューザ部の広がり角度(減速率)の大きい方が混合距離は短くなり、目標不均一率を、広がり角度 12° (TYPE-B)にて、ベンチュリスロート部より 28mm(混合距離/スロート径: $L/D=7$)の距離で得られることがわかった。

また、Fig. 7 にベンチュリを通過する空気流速が異なる場合の不均一率を示すが、通過流速の差が混合距離に与える影響は少ない。

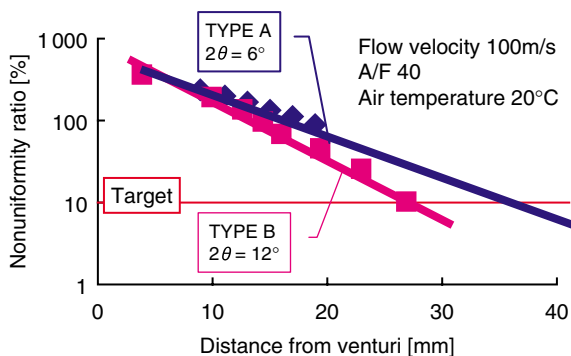


Fig. 6 Effect of diffuser angle on nonuniformity ratio

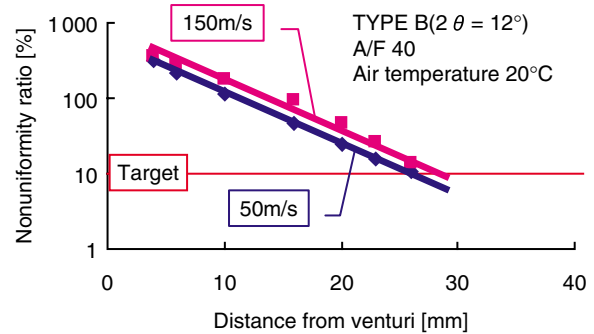


Fig. 7 Effect of velocity on nonuniformity ratio

3.2.3. 燃料噴出方法の不均一率への影響

燃料噴出方法が不均一率へ与える影響を調べるために、Fig. 8に示す3タイプの燃料噴出方法にて、スロート下流での混合状態の可視化と不均一率の測定を行い最適化を図った。ベンチュリスロート部直後と 20mm 後流での混合状態を Fig. 9 に示す。なお、可視化に際しては、オイルスモークをシードとして燃料側に供給し、レーザシート光を光源として撮影を行った。旋回を与えられた燃料が、スリットからスロート部の空気流へ噴出する Base Type の場合、燃料が全体に拡散しないのは、燃料が遠心力によって外周壁面に貼り付くためと考えられる。スロート部中心に向かって燃料を噴出する Two holes の場合、燃料が壁面に貼り付くことなく適度に空気流中に貫通し、混合が促進される。

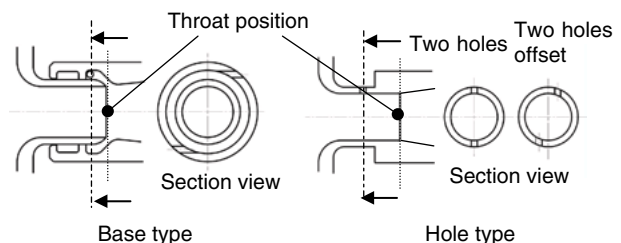


Fig. 8 Cross-sectional view of fuel supply shape

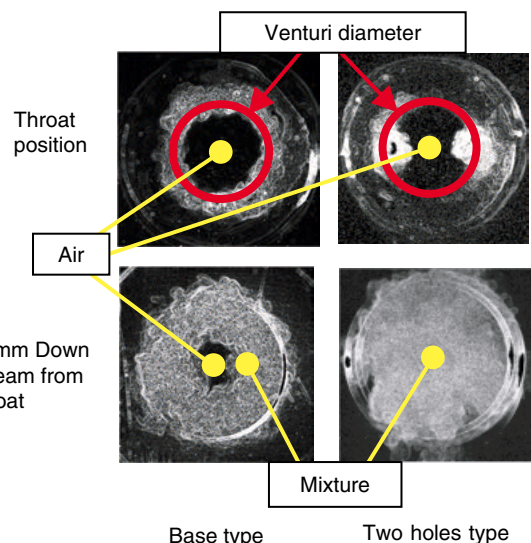


Fig. 9 Comparison of mixture distribution for two different fuel supply shapes

ディフューザ部出口での不均一率をFig. 10に示す。噴孔をオフセットさせることによって、均一に混合されていることが確認できる。これは、オフセットすることによってスロート壁面近傍の周方向に燃料が分散したためであると考えられる。よって、より短い距離で混合させるためには、スロート壁面近傍に分散するように燃料を噴出するHoleType + オフセットが有効である。

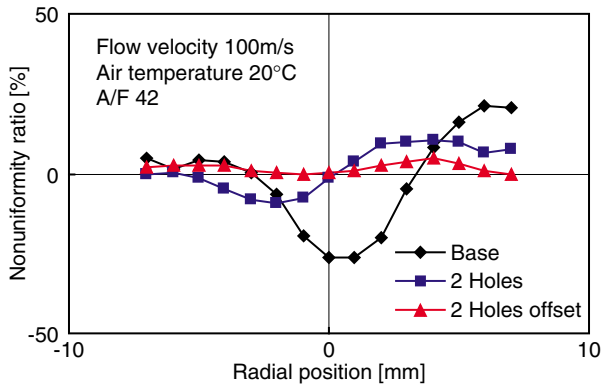


Fig. 10 Effect of fuel supply shape on nonuniformity ratio

3.3. マルチベンチュリミキサ

3.3.1. ベンチュリミキサ間の混合比同調

Fig. 3 に示した実機搭載用のマルチベンチュリミキサでは、燃焼時の燃焼筒内圧力分布やディフューザ部の形状誤差等により、各ベンチュリミキサを通過する空気流量にばらつきが生じる可能性がある。それに伴い各ベンチュリミキサの混合比もばらつき、結果的に燃焼筒内での混合気濃度分布もばらついてしまう。したがって各ベンチュリミキサでの混合比同調を取るために、以下の手法を用いた。

Fig. 11 より、燃料入り口全圧: P_{f0} と空気入り口全圧: P_{a0} を等しくすると、(燃料スロート静圧: P_{f1} = 空気スロート静圧: P_{a1} なので)燃料有効開口面積: F_f と空気有効開口面積: F_a を通過する流速が等しいために、有効開口面積比: F_a/F_f = 質量流量比: m_a/m_f となる。

実際の使用条件下では燃料と空気の物性(密度・比熱比)が近いので、 P_{f0} と P_{a0} を等しくすると F_a/F_f と m_a/m_f がほぼ等しくなる。このことより、ベンチュリ後流の影響で空気質量流量が変化しても、 P_{f0} と P_{a0} が一定であれば m_a/m_f が一定となることがわかる。これを応用することにより、マルチベンチュリミキサの F_a/F_f を要求する空燃比: A/F 付近に設定することで、各ミキサ間での A/F ばらつきを抑えることが可能となる。

有効開口面積比を 40 に設定したベンチュリミキサを用いて、燃料と空気の入り口圧力を一定状態に保ち、出口圧力を変化させることでベンチュリミキサを通過する空気流量が変化したときの、設定した A/F に対する誤差を Fig. 12 に示す。設定した有効開口面積付近の A/F では、空気流量

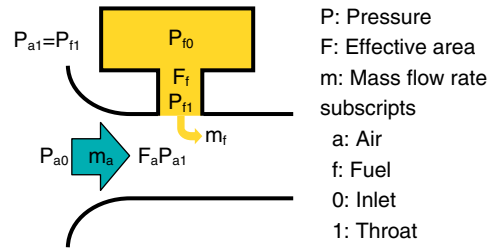


Fig. 11 Model of venturi mixer

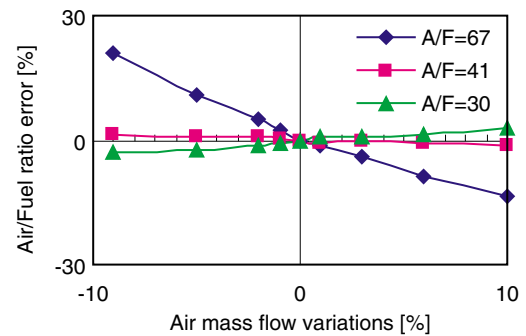


Fig. 12 Effect of air mass flow variations on air/fuel ratio error

変化に対しての A/F 誤差は少なくなることがわかる。このことから、マルチベンチュリミキサにおいて各ベンチュリミキサを通過する空気流量が変化しても、各ベンチュリミキサ間の A/F ばらつきは抑制できることがわかる。

3.3.2. マルチベンチュリミキサの不均一率

実機搭載用マルチベンチュリミキサにて、予混合気の不均一率を確認するため、ミキサ出口断面(燃焼筒入り口断面)での不均一率を測定した結果を Fig. 13 に示す。不均一率は、ミキサ出口断面積の 95%以上で±5%以下となり、目標である±10%以下を十分達成した。したがってベンチュリミキサを複数配置しても、各ベンチュリ間で混合比の同調が取れることにより、燃焼筒内にて均質な予混合気形成が可能であることが確認できた。

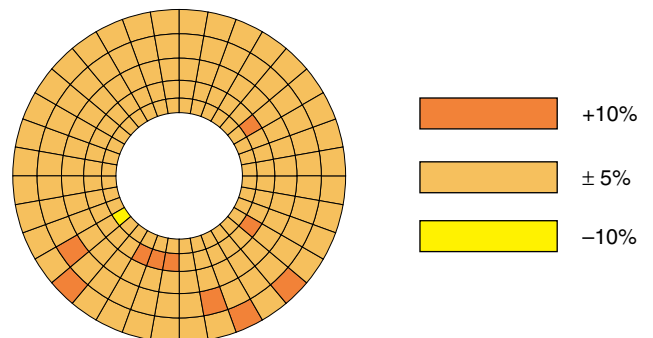


Fig. 13 Nonuniformity ratio at the outlet of multi venturi mixer

4. 状態検知

4.1. 燃焼状態検知手法

マイクロガスタービン発電機負荷 50%から 100%にて、3 ppm以下のエミッション性能を確保することと、燃焼切換を失火することなく実現するために、燃焼器内の T_{ad} をリアルタイムに把握する必要がある。 T_{ad} の推定に必要なパラメータを Fig. 14 に示す。

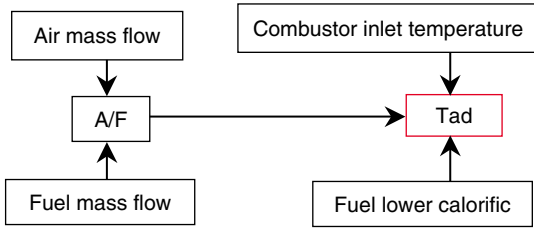


Fig. 14 Parameters for estimation of T_{ad}

本マルチベンチュリミキサでは、通過する空気が燃焼用空気となるため、空気流量の推定をベンチュリミキサのベンチュリ特性を利用して求めることとした。ベンチュリの式を式(1)のように変形すると、入口及びスロートの圧力項と有効開口面積が入ったベンチュリ流量特性を表す項の大きく二つに分けられる。流量特性(有効開口面積)は、流速や粘性の影響を受け変化してしまうため、空気流量をベンチュリミキサに供給する燃料流量と燃料圧力で表す Map として、ベンチュリ入口条件と燃料流量、燃料圧力の計測結果から空気流量を求める検討を行った。

$$Ga^* = F \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \frac{1}{\sqrt{R}}} \sqrt{\left(\frac{P_s}{P_{in}}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_s}{P_{in}}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}} \quad (1)$$

Flow characteristic term Pressure term

Ga^* : Corrected Air mass flow, F : Effective area, P : Pressure
 κ : Specific heat ratio, T : Temperature, R : gas constant
 Subscripts in: Inlet, s: Throat

ベンチュリミキサの校正試験結果を基に、流量特性の変化を含んだ状態の流量を、標準状態(15°C, 1気圧)に換算した修正空気流量: Ga^* で表すと、Fig. 15 に示すように入口条件が異なっても、圧力項の値に対する流量特性がほぼ一定で変化しない。このことから、入りの圧力とスロート圧力を基に空気流量を求めることが可能となる。ただし実機上では、スロート圧力の計測が困難であるため、燃料流量と燃料圧力を標準状態に補正した修正燃料流量: Gf^* , 修正燃料圧力: Pf^* として、入口条件の異なる Ga^* を表すとほぼ同一の傾きを持つことが示された(Fig. 16)。

これらのことから校正試験で得られた Gf^* , Pf^* , Ga^* を

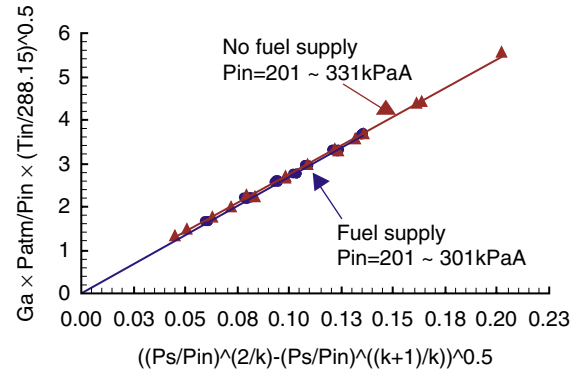


Fig. 15 Venturi flow characteristic

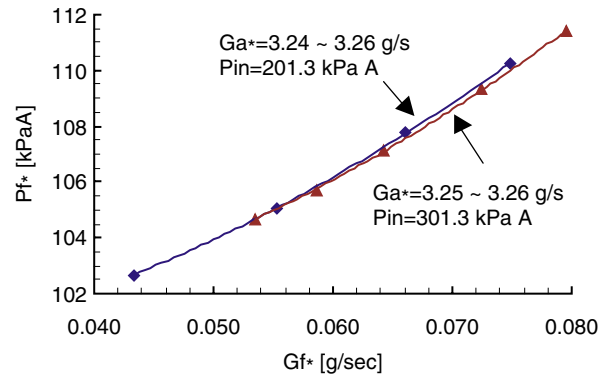


Fig. 16 Venturi flow characteristic

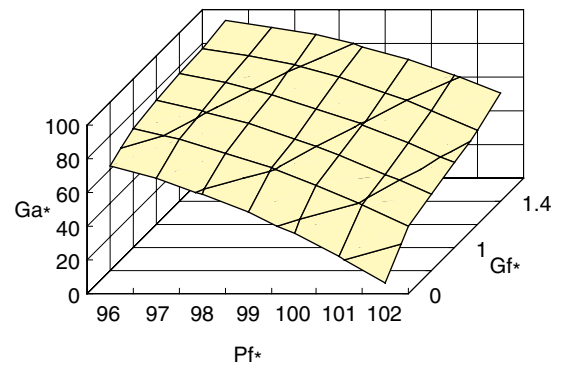


Fig. 17 Air mass flow map

三次元 Map (Fig. 17) とすることで、異なる入口条件での空気流量を求めることが可能である。 Map の特徴としては、燃料流量一定で空気流量を減少させた場合、ベンチュリ特性によりスロート部の静圧が上がるため燃料供給圧力も上がり、一般に右肩下がりのグラフとなる。

4.2. 状態検知精度

4.2.1. 燃焼空気流量の演算精度

空気流量演算精度の確認をするため、供給される空気の全量が燃焼空気となるようにした状態にて、燃焼試験を実施した結果を Fig. 18 に示す。演算の誤差は拡散燃焼の低流量域を除きほぼ $\pm 5\%$ 以下であり、実用上問題ないことを確認した。低流量域で計量精度が低下する要因は、圧力及び温度センサーの精度によるものと考えられる。

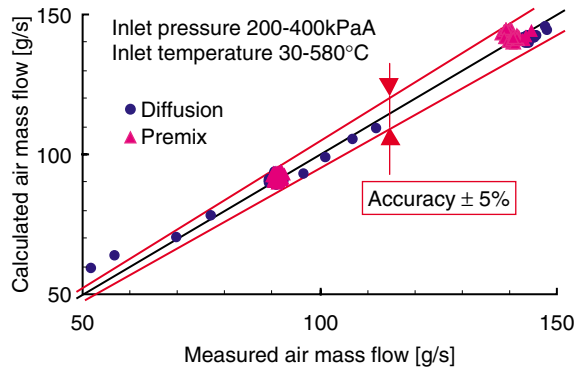
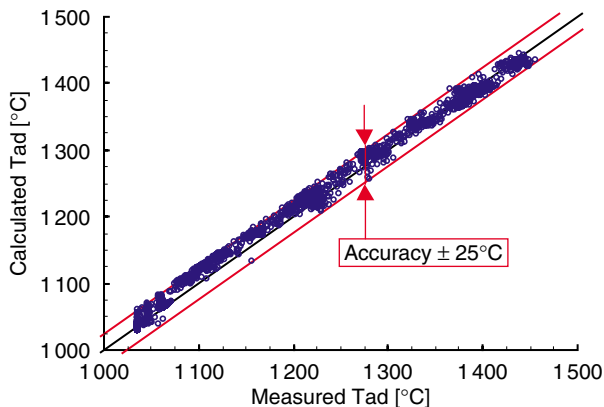


Fig. 18 Accuracy of calculated air mass flow

4.2.2. 断熱火炎温度の演算精度

断熱火炎温度(T_{ad})は、A/F、燃焼器入口空気温度、燃料温度、燃料低位発熱量及び燃焼前と燃焼後のガスのエンタルピーを用い算出する。しかし、実機制御演算上回帰計算は避けるべき手法である。また計算を簡略化するためにMapを用いて演算することとした。燃焼空気流量演算精度の確認試験を基に、 T_{ad} の演算を行った結果をFig. 19に示す。演算誤差は、Mapを用いても悪化することなく、目標の $\pm 25^{\circ}\text{C}$ の範囲内に収まっていることが確認できた。

Fig. 19 Accuracy of calculated T_{ad}

5. 燃焼試験

マルチベンチュリミキサによる均質な予混合気生成及び、 T_{ad} 推定による燃焼状態検知手法を確立したため、燃焼試験装置にて燃焼性能及び実用性能評価を行った。

5.1. 燃焼試験装置

実機用燃焼試験に用いた試験装置をFig. 20に示す。空気は、圧縮機で昇圧され流量調節弁及び加熱ヒータによって所定の流量と温度に調整されたのち、燃焼試験装置へ供給される。また、圧力は燃焼試験装置下流に設けた圧力調整弁によって調整される。燃料(天然ガス, 13A相当: $\text{CH}_4=88.5\%$, $\text{C}_2\text{H}_6=4.6\%$, $\text{C}_3\text{H}_8=5.4\%$, $\text{C}_4\text{H}_{10}=1.5\%$)は、燃料圧縮機

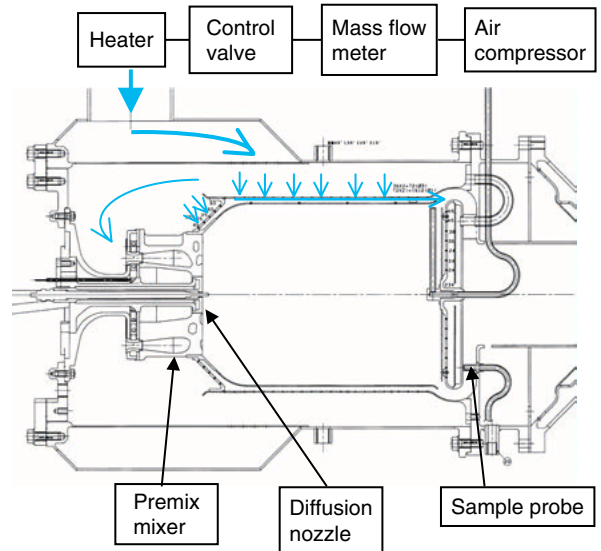
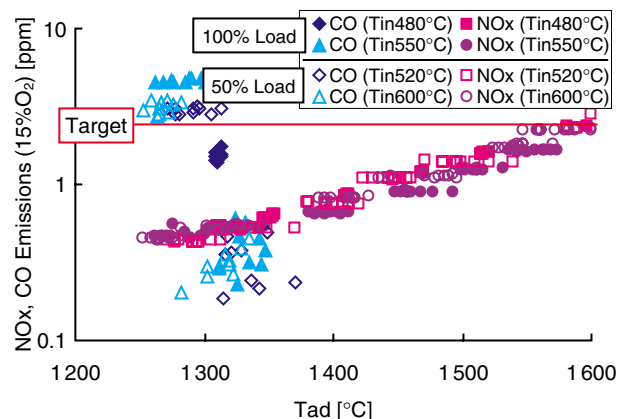


Fig. 20 Cross-sectional view of combustor rig

で昇圧後、拡散及び予混合用にそれぞれ独立した燃料制御弁によって、流量制御を行い燃焼試験装置に供給される。燃焼ガスは、燃焼筒を冷却した希釈空気と混合され、排気通路内に設けられたサンプルプローブにより採取される。なお、燃焼ガス成分の濃度に応じて、分解能の異なる2台の分析計を使用して分析を行っている。

5.2. 予混合燃焼性能

マイクロガスタービン発電機の負荷条件50%と100%相当での空気流量と圧力条件にて、燃焼器入口空気温度: T_{in} と T_{ad} をパラメータに燃焼試験を実施した結果をFig. 21に示す。なお T_{in} は実機条件相当の 420°C から 600°C に設定して試験を行った。予混合燃焼時の低エミッション燃焼範囲は、 T_{ad} で 250°C 確保され目標の 200°C を満足する結果を得られた。これはFig. 13に示したように、ミキサ出口にて断面積の95%以上で不均一率が $\pm 5\%$ 以下となったことで、燃焼火炎全体の温度分布が均一化されたためと考える。また、予混合燃焼で懸念されていた振動燃焼や自己着火の発生はなく、安定した燃焼が得られた。

Fig. 21 Effect of T_{ad} and inlet temperature on NOx, CO emissions

5.3. 拡散燃焼と予混合燃焼の切り替え

Fig. 21 に示したように CO 濃度が 3 ppm を超える点は、 T_{in} により異なるもののおおむね $T_{ad}=1300^{\circ}\text{C}$ 付近という結果が得られた。このことから切換試験時の条件を Table 2 のように設定した。拡散→予混合と予混合→拡散で条件が異なるのは以下の 2 点を考慮したためである。

- ・ T_{ad} の演算誤差 $\pm 25^{\circ}\text{C}$
- ・ 温度のばらつきによる不必要な切換の回避

燃焼状態の切換は、 T_{ad} の演算値と T_{in} が Table 2 のしきい値を越えた時に行う。しかしながら、拡散用燃料と予混合用燃料では燃料流路が異なるために、配管・燃料通路の容積等により、燃料圧力、温度が安定するまでに時間遅れが生じる。その結果燃焼が不安定になり、条件によっては失火につながる。これを避けるために、拡散燃焼では 0.3g/sec (A/F400 相当) でも燃焼が可能ことから、切換時には供給燃料の総量を守りながら、拡散燃料流量は 0.3g/sec、残りを予混合燃料流量とする配分比にて、燃料を両方の燃料通路へ供給する時間を設け、段階的に切り換えを行うこととした。切換試験を行った結果を Fig. 22 に示す。双方(拡散から予混合、予混合から拡散)への燃焼切換え時に、失火することなく安定した切換を確認した。この結果より、実機マイクロガスタービン発電機を安定して運転できる見通しを得た。

Table 2 Set value for switching conditions

	Diffusion → Premix	Premix → Diffusion
T_{in} [$^{\circ}\text{C}$]	520	480
T_{ad} [$^{\circ}\text{C}$]	1350	1300

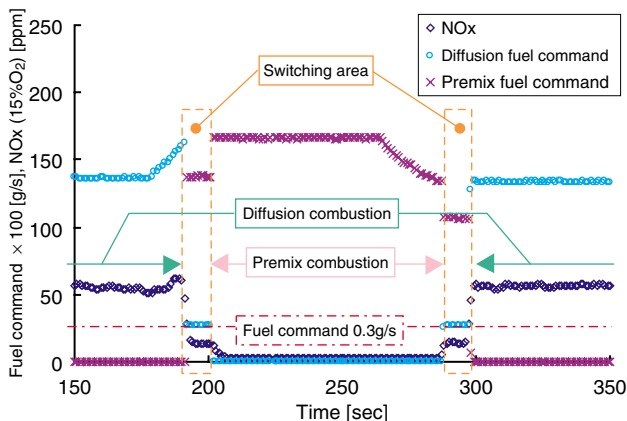


Fig. 22 Switching test results

5.4. 燃焼火炎観察

Fig. 23 に燃焼試験装置後方より拡散及び予混合燃焼切換前後での燃焼観察を行った写真を示す。予混合燃焼時には通常の燃焼で見られる火炎(輝炎・青炎など)は全く観察されず、非常に理想的な希薄予混合燃焼が実現できたことがわかる。

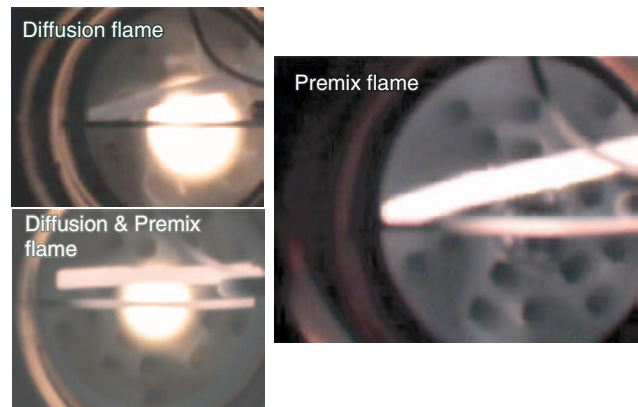


Fig. 23 Combustion flame pictures

6. マイクロガスタービン発電機実機試験

Fig. 24 に、マイクロガスタービン発電機搭載上にて、着火から 100% 負荷まで負荷を段階的に変化させたときの運転結果を示す。エンジン負荷が上昇し、燃焼切換条件の 50% 負荷 (22.5kW) 付近にて拡散燃焼から予混合燃焼に切換わり NO_x が急激に低下している。この時エンジン回転変動は 1% 以下であり、安定して運転を行うことができた。また、Fig. 25 に示すようにエンジン負荷 50% から 100% の運転範囲内にて、目標値であるエミッション (NO_x , CO, THC) 3ppm@15% O_2 以下での運転を確認した^{(6), (7)}。

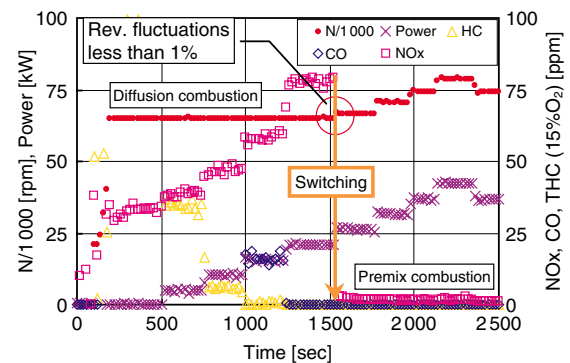


Fig. 24 Engine operation split chart

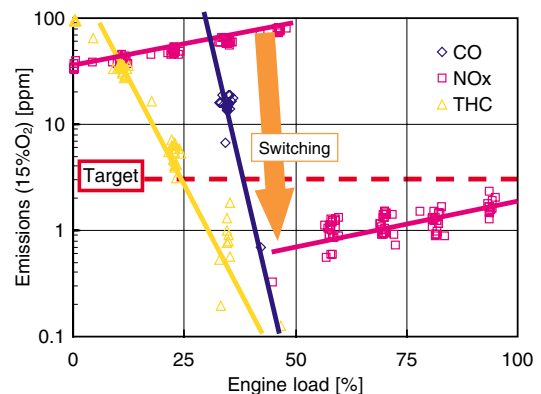


Fig. 25 Emissions characteristics of engine test at engine inlet temperature 10°C

7. まとめ

マイクロガスタービン発電機用の天然ガス希薄予混合低エミッション燃焼器に、マルチベンチュリミキサを採用し、単体試験と実機エンジン試験を行った結果、次の知見を得た。

- (1) 予混合ミキサにベンチュリミキサを適用し、ミキサ形状及び燃料噴出方法の最適化を行うことで、コンパクトかつ均質な混合気を生成できる予混合ミキサを確立した。この結果、広い低エミッション燃焼範囲と自己着火タフネスを両立する、天然ガス希薄予混合低エミッション燃焼器を実証した。
- (2) 予混合ミキサのベンチュリ特性を利用する事で、複雑なデバイスを必要としない高精度な燃焼制御手法を構築した。
- (3) この燃焼器を、マイクロガスタービン発電機に搭載し、常用運転範囲である 50%から 100%負荷においてエミッション値 3 ppm 以下(NO_x , CO, $\text{THC}@15\%\text{O}_2$)を実証した。
- (4) 本研究成果より、低エミッションマイクロガスタービン発電機の実用化の見通しがついた。

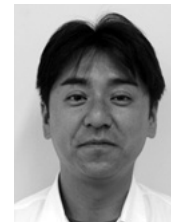
8. 参考文献

- (1) 藤 秀実, 渡辺 猛, 細井 潤: ガスタービン用燃焼器の研究開発, 石川島播磨技報第 34 巻第 3 号, p.181-185 (1994)
- (2) 梶田 真市, 大賀 信一, 緒方 正裕, 位高 訓, 北嶋 潤一, 木村 武清, 奥戸 淳: 1500kw 級ガスタービン用ドライ低 NO_x 燃焼器の開発, 川崎重工技報 128 号, p.25-30 (1996)
- (3) 藤森 俊郎, 斎藤 司, 水谷 琢, 藤 秀実: 高温高圧下での予蒸発予混合ガスタービン低 NO_x 燃焼技術の開発, 石川島播磨技報 2000 Vol.40 No.3, p.83-87 (2000)
- (4) 萬代 重実, 稲田 満, 福江 一郎, 谷村 聡: 高温ガスタービンの低 NO_x 燃焼器の研究, 三菱重工技報 Vol.31 No.4, p.243-246 (1994)
- (5) TEPCO(東京電力): 環境行動レポート 2002, p.113 (2002)
- (6) 新村 光一, 山口 浩司, 都築 貞親, 木村 英海, 加藤 武士: マイクロガスタービン発電機の研究, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.2, p.7-16 (2003)
- (7) Koichi Shinmura: Microturbine Research at Honda, Presented in 2003 ASME TURBO EXPO Panel session (2003)

■ 著 者 ■



山 崎 敦



黒川正敏



井上 勉



村 上 尚

エアベアリングを用いた高速軸システムの研究

Research of High Speed Shaft System Using Air Foil Bearing

清水 則 生*
Norio SHIMIZU
岩 橋 仁 志*
Hitoshi IWADATE

松 島 光 生* 石 井 一 郎*
Mitsuo MATSUSHIMA Ichiro ISHII
中 田 秀 彦*
Hidehiko NAKATA

要 旨

マイクロガスタービンのメンテナンス性向上を目的として、エアフォイルベアリングを用いた高速軸システムの研究を行った。従来のエンジンシステムのレイアウトを大きく変えずに新規軸システムの適用を可能とするため、独自の構造で減衰性能の高いエアフォイルベアリングを開発し、軸システムの最適化を行った。単体の性能評価試験において、極端にオーバーハング支持された重さ 9.2kg の組立て構造軸を、一次曲げ危険速度(42 500rpm)を低い振幅レベル(30 μ m 以下)で通過させ、定格回転数 77 000rpm で安定して運転することができた。このエアフォイルベアリングおよび軸システムをマイクロガスタービンに搭載し、安定した運転ができることを実証した。

ABSTRACT

The demand for reliable, low maintenance, oil-free micro-gasturbine imposes significant demands on the bearing system. The air foil bearing provides low power loss, adequate damping for supercritical operation and long life with oil-free. In this application, foil bearings support a 9.2kg, multi-component rotor operating at 77 000rpm with a bending critical speed of approximately 42 500rpm. Stable and reliable operation over full speed range on shaft system rig and micro-gasturbine has been demonstrated.

1. はじめに

小型分散発電への関心が高まりつつある中、マイクロガスタービンは、駆動部分が回転する主軸のみであり、また部品点数も少ないことから、発電機用エンジンとして経済性の面で優位とされてきた。この優位性をさらに高めるためには、機器の寿命およびメンテナンス性の向上が重要であり、その手段としてエアフォイルベアリングが注目されている。

エアフォイルベアリングを用いることにより、空気によって軸を浮上させ、非接触で軸を回転させることができる。したがって、潤滑システムの廃止と長寿命化によるメンテナンス性の向上を同時に実現できることから、マイクロガスタービンにこれを搭載することがキーテクノロジーとなりつつある。しかしながら、この技術は航空機用APU等に実用化されている例があるものの、その詳細については

公開されていない。したがって、本研究では高い減衰性能を実現できるエアフォイルベアリングの構造を明らかにするとともに、実際のエンジンに搭載し、マイクロガスタービンへの適用性を実証することを狙いとした。

2. 概要および目標設定

2.1. マイクロガスタービン

エアフォイルベアリングを適用するマイクロガスタービンの諸元を Table 1 に、エンジン概略図を Fig. 1 に示す^{(1), (2)}。

このエンジンは、軸対称レイアウトを採用し、高温部をエンジン中心に配置することで、放熱を抑え、熱応力の影響を受けにくい構造としている。その結果、軸は高圧圧縮機とタービンが極端なオーバーハング支持となり、軸受の負荷条件は非常に厳しい。

*和光基礎技術研究センター

Table 1 Specifications of micro-gasturbine

Items	Specifications
Rated engine speed	77 000 rpm (ISO conditions)
Allowable Max. speed	84 000 rpm
Life	60 000 hrs
Max. generator output	47.8 kW (ISO conditions)
Emissions (CO, HC, NOx)	< 3 ppm
Dimensions (D × L)	φ460 mm × 840 mm
Weight	145 kg

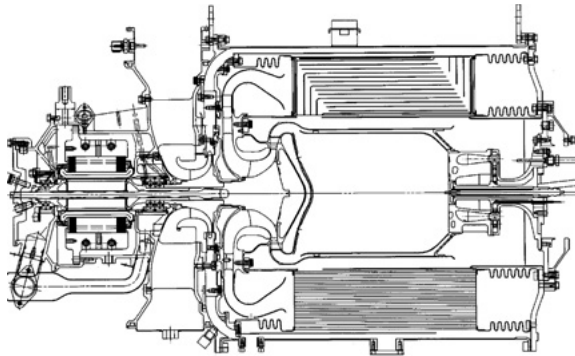


Fig. 1 Layout of micro-gasturbine

2.2. 目標設定

エアフォイルベアリングを適用するための最大の課題は、それ自身の剛性が低いことにより、運転レンジ内に軸の1次曲げ危険速度が存在することである。一般には、軸剛性を下げ、危険速度をごく低回転側に回避する手法がとられる。しかし、この方法では軸構造が複雑化すること、転がり軸受との置き換えが容易ではないことから、エンジンレイアウトの大幅な変更が必要となる。

本研究では、1次曲げ危険速度を積極的に運転レンジ内に設定し、低い振動レベルで乗り越えることにより、エンジンレイアウトの大幅な変更をすることなく、エンジン運転が可能なエアフォイルベアリングの実現をめざす。このエンジンでの軸システムの目標値を、Table 2に示す。2次曲げ危険速度は、エンジン許容最大回転数84 000rpm以上に、1次曲げ危険速度通過時のベアリング部での許容振幅は、パンプフォイル(2.3.2 参照)の繰返し疲労強度から 30 μm に、ベアリング内径は、適用エンジンの磁石ロータの外径に合わせて 48.8mm に設定した。

Table 2 Shaft system performance target

Items	Performance target
Rated engine speed	77 000 rpm (ISO conditions)
1 st bending critical speed	Above lift up speed & As low as possible
2 nd bending critical speed	Above 84 000 rpm
Life	60 000 hrs
Bearing inner diameter	φ 48.8 mm

2.3. エアフォイルベアリング

2.3.1. 作動原理

エアベアリングの代表的な例として、真円空気軸受の作動原理を Fig. 2 に示す。軸受内での軸の偏心により、図に示すようなくさび状のすきまが形成される。軸の回転とともに、作動流体である空気をこのすきまに巻込むことで、動圧が発生し、軸を浮上させることができる。しかし、回転数の上昇に伴う動圧の増加により、くさびの位置が軸受内を回転方向に移動し、軸自重の方向と動圧による発生荷重の方向のずれが大きくなると、軸の浮上を維持できなくなる。その結果発生する自励振動(ホワールインスタビリティ: Whirl Instability)により、運転範囲が限られてしまう。このくさび状のすきまを維持するためには、ベアリング内周面に追従性(Compliance)を持たせることが不可欠となる。

2.3.2. 構造と機能

本研究では、このような追従性を実現するため、パンプフォイルを基本とした構造を採用した。基本的構造は、Fig. 3 に示すような高強度 Ni-Cr 合金(AMS5542)製の薄板を波形形成したパンプフォイルと、円筒状に成形され、軸受面を

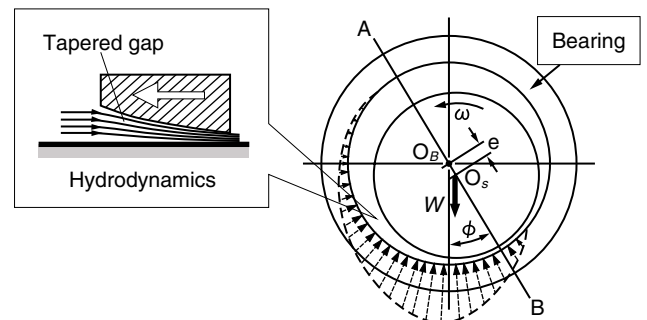
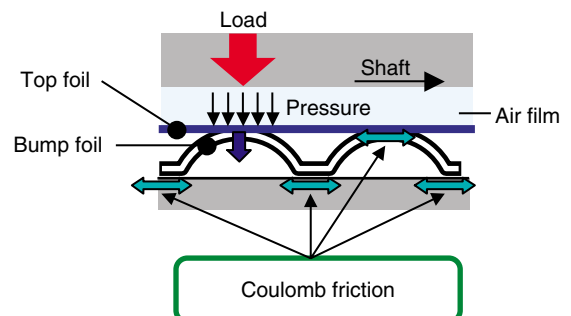
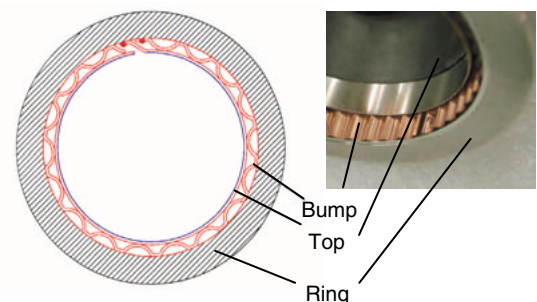
Fig. 2 Mechanism of air bearing⁽³⁾

Fig. 3 Compliant foil bearing

形成するトップフォイルで構成される。軸受剛性は、パンプフォイル剛性と空気膜による剛性から決定され、減衰性能はフォイル間のすべり摩擦(クーロン摩擦)⁽⁴⁾により決定される。また、運転状態に応じたフォイルの変形により追従性が得られる。

2.3.3. 技術課題

前述したように、エアフォイルベアリングはその構造上、従来の転がり軸受に対して軸の支持剛性が著しく低いため、運転レンジ内に軸の一次曲げ危険速度を持つ。この危険速度を通過するためには、ベアリングには非常に高い減衰性能が要求される。また、高回転域で発生する自励振動(2.3.1参照)の回避にも、高い減衰性能が要求される。さらに、軸回転数がゼロから低域の条件(起動、停止)では、空気膜の生成は行われないうちに軸との接触が避けられず、摩擦および摩耗低減対策が不可欠となる。

軸については、危険速度通過時の軸の加振力を抑えるため、1次曲げ危険速度を運転レンジ内のできるだけ低い回転数に設定し、かつ2次曲げ危険速度を運転レンジ以上の回転数に回避する必要がある。

3. エアフォイルベアリング構造

3.1. 減衰性能

エアフォイルベアリングの減衰は、前述の Fig. 3 に示すようにフォイル間の相対すべり摩擦により発生する。減衰発生個所の特定、減衰性能に影響を及ぼすコーティングの効果、ベアリング構造の影響を確認するために単体加振試験を行った。半円形状のベアリング供試体を加振器により加振して、その応答から減衰性能を評価した。単体加振試験装置の概要を Fig. 4 に示す。

3.1.1. コーティング効果及び減衰発生個所の特定

フォイル間のすべり摩擦、すなわち減衰性能を上げるために、フォイルにコーティングを施した。コーティングには摩擦係数が高く、安価で耐久性の高い Cu コーティングを選択した。Fig. 5にコーティングの効果、および減衰発生個所の特定を行った結果を示す。

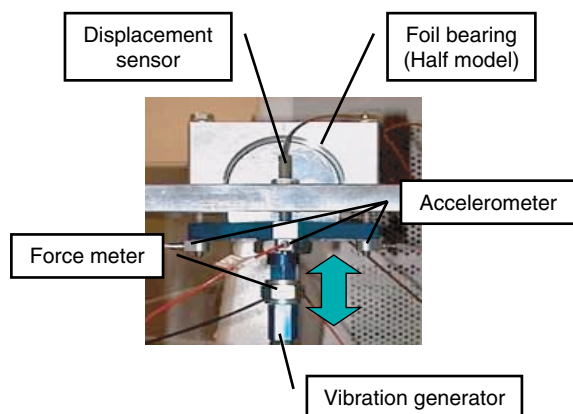


Fig. 4 Vibration test rig

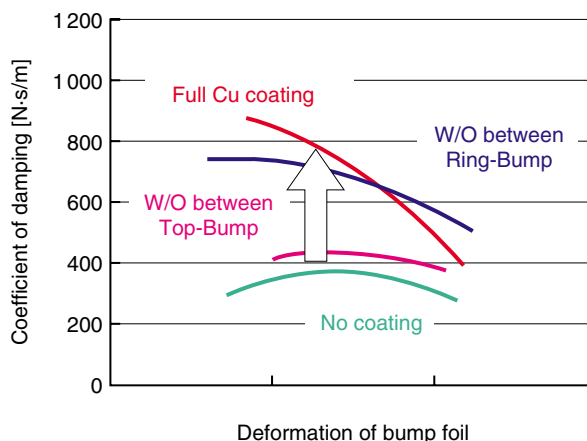


Fig. 5 Effect of Cu coating on damping coefficient

Fig. 5 より、Cu コーティングによる減衰性能向上は明らかで、すべり摩擦を増やすことにより効果が得られることがわかる。また、フォイル全ての接触面に Cu コーティングを施した仕様に対し、パンプ～トップフォイル間のコーティングを無くした場合、全くコーティングが無い状態の減衰性能まで低下してしまうこと、一方、リング～パンプ間のコーティングを無くしても減衰性能には差が無いことがわかる。これは、主たる減衰がトップフォイルの移動によるパンプフォイルとの間の摩擦によって生じることを示している。以上の結果から、トップ、パンプフォイルに Cu コーティングを施すこととした。

3.1.2. ベアリング構造の減衰性能への影響

3.1.2.1. パンプフォイル形状、板厚、分割幅

パンプフォイル形状、板厚、分割の有無が減衰性能へ与える影響を Figs. 6, 7, 8 に示す。

パンプフォイル形状について、Fig. 6 に示す2種類で比較を行ったが、減衰係数に大きな差は見られなかった。ここでは、より減衰性能が高いこと、面接触部があることで加圧時のトップフォイルのパンプフォイル間への落ち込みが抑制されるため、くさび形状の形成に有利と考えられる Type-A を選択した。

パンプフォイル板厚は、Fig. 7 から 4 mils を選択した。最大減衰係数は殆んど変わらないが、4 mils はパンプフォイルのたわみが大きいところでの性能低下が緩やかであること、3 mils ではフォイル強度の差により負荷荷重限界が低いことからこの選択をした。

パンプフォイルの分割の影響を、Fig. 8 に示す。最大減衰係数では、13mm×2枚に分割したほうが優れている。これは、フォイルを分割することで、小さな荷重でより動きやすくなったためである。しかし、フォイルのたわみが大きいところでの性能低下が著しく、危険速度通過時に振動が分散してしまうこと、また、幅を狭くしたことにより負荷荷重限界が小さくなり、フォイルが塑性変形を起こしてしまうことが懸念されるため、分割なしを選択した。

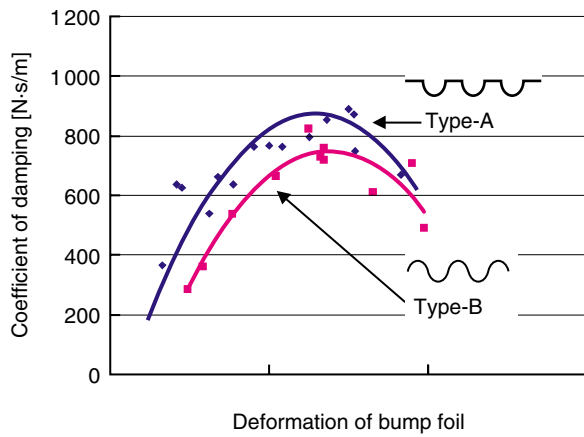


Fig. 6 Effect of bump foil type on damping coefficient

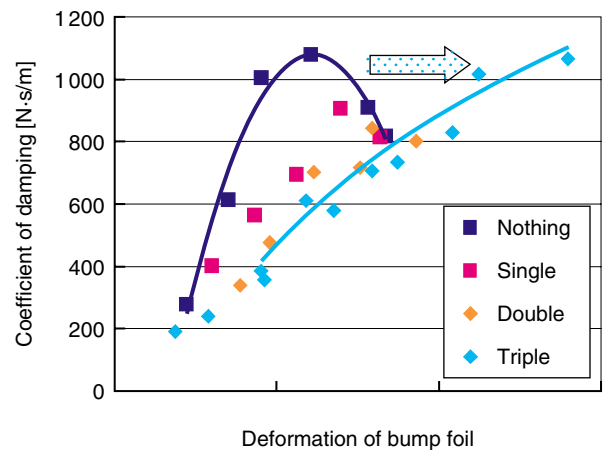


Fig. 9 Effect of multiplex middle foil on damping coefficient

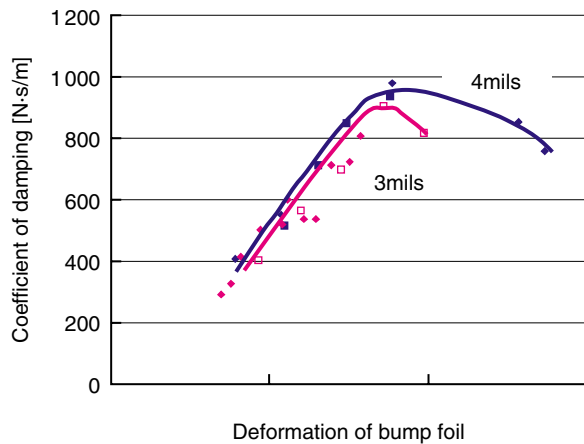


Fig. 7 Effect of bump foil thickness on damping coefficient

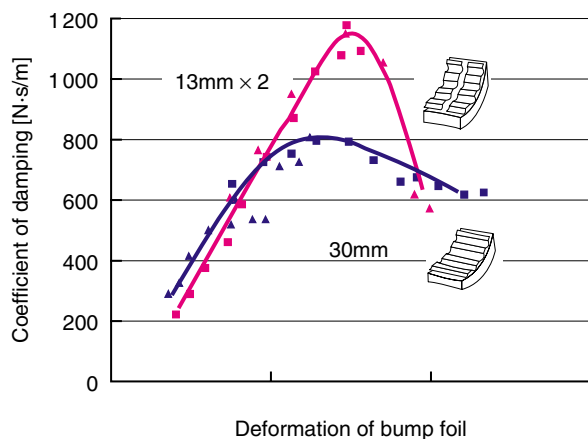


Fig. 8 Effect of bump foil separation on damping coefficient

3.1.2.2. ミドルフォイルの追加

減衰発生個所がトップ～バンプフォイル間であること、トップフォイルの移動により減衰が発生していることから、そこにフォイルを追加して(ミドルフォイルと呼ぶ)、減衰性能向上を図った。フォイル枚数による減衰性能の変化を Fig. 9 に示す。枚数の増加に伴い、減衰係数のピー

クがフォイルのたわみが大きい側に移動していることがわかる。また、ミドルフォイル3枚の場合ではフォイルのたわみに伴い減衰性能が緩やかに向上していくが、それ以外は、減衰性能のピークを超えてから急激に性能劣化している。以上のことから、危険速度通過時の振幅の最も大きいところで高い減衰性能を発揮するミドルフォイル3枚の仕様を採用した。

3.2. トップフォイル摺動コーティングの選定

トップフォイルの摺動コーティングを選定するにあたり、低フリクション、耐摩耗性の2点に主眼をおいた。

摺動試験結果を Fig. 10 に示す。負荷をかけたフォイルと回転軸を摺動させ、摩擦係数の変化を計測し、その変動の発生をもって摩耗限界とした。連続して摺動できる時間として 20 000 秒(10 秒× 2 000 サイクル)を耐摩耗性の基準として設定した。基準を満足し、最も摩擦係数の小さい、軸側コーティングに硬質膜の DLC(Diamond like carbon)、フォイル側コーティングに PTFE(フッ素系樹脂)の組合せを選択した。

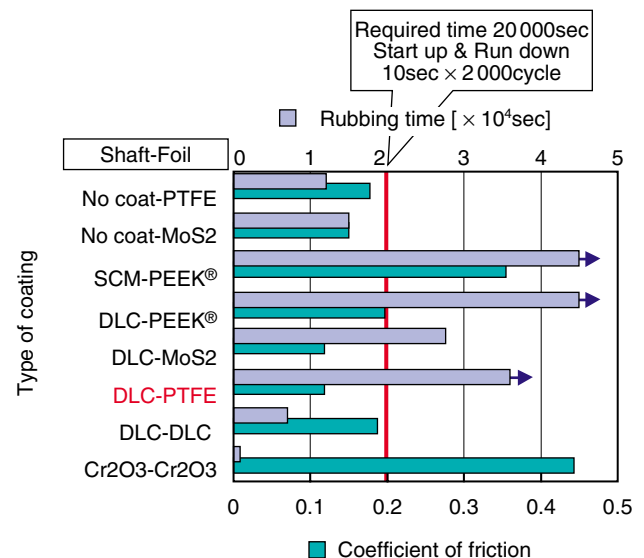


Fig. 10 Results of coating rubbing test

3.3. エアfoilベアリング仕様

以上の結果から決定したエアfoilベアリングの構造を Table 3, Figs. 11, 12 に示す。また、エアfoilベアリングの軸支持位置は、減衰をより効率的に発生させるため、foil間のすべりが最も大きくなる場所、すなわち振幅が最大となる軸1次曲げモードの腹位置と軸先端部とした(Fig. 13 参照)。

Table 3 Specifications of air foil bearing

Items	Specifications
Bearing inner diameter	$\phi 48.8$
Bearing width	30 mm
Top foil	Thickness 4 mils PTFE & Cu coating
Middle foil	Thickness 3 mils 3 pieces
Bump foil	Thickness 4 mils Cu coating 7 pieces
Foil material	AMS 5542

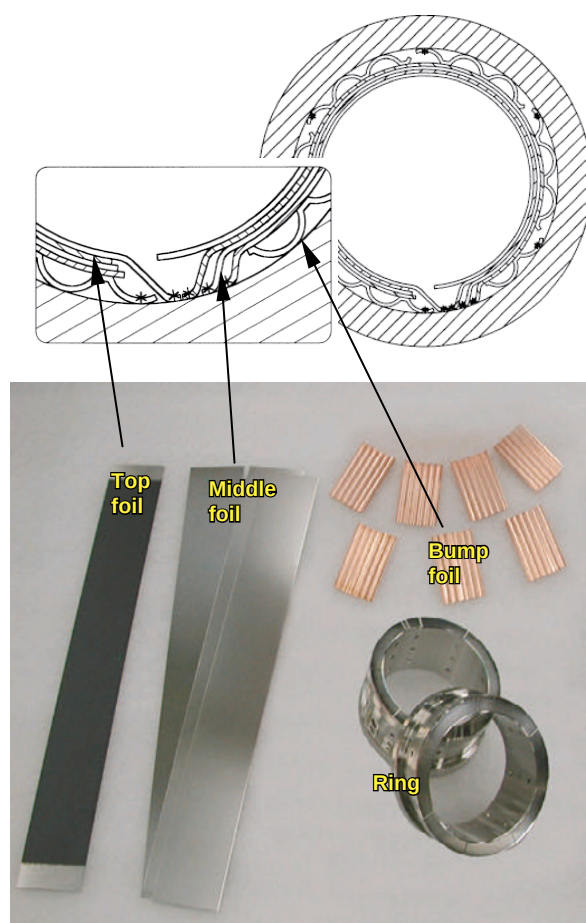


Fig. 11 Air foil bearing (Component)

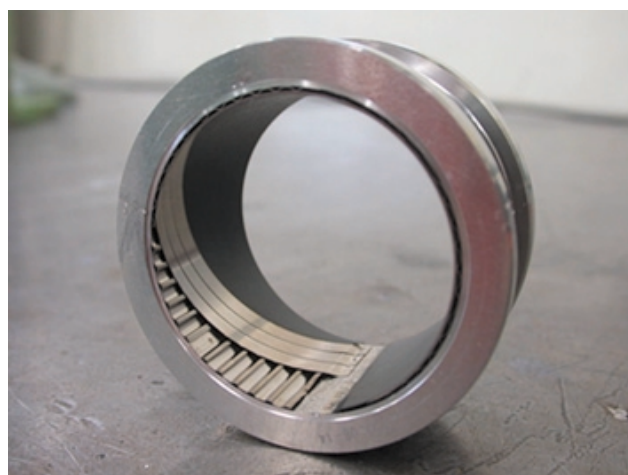


Fig. 12 Air foil bearing (Cut model)

4. 軸構造

4.1. エアベアリング適用軸構造

エアfoilベアリングを適用する軸形状を、Fig. 13 に示す。FEM 解析から、転がり軸受を用いたエンジン軸に対し、軸径を一定として軸長を伸ばし、軸重量9.2 kgと重くすることで、危険速度をできるだけ下げる形状とした。さらに、エンジン軸は軸構成部品を軸張力で締め上げる構造であるため、各構成部品間の突き当て部の剛性低下と1次曲げ危険速度乗越え時の曲げによる影響を考慮しなければならない。上記に対応し、実モード解析を用いて軸形状の最適化を行った結果、Fig. 14 の危険速度マップに示されるように、各危険速度の目標値を満足する設計ができた。

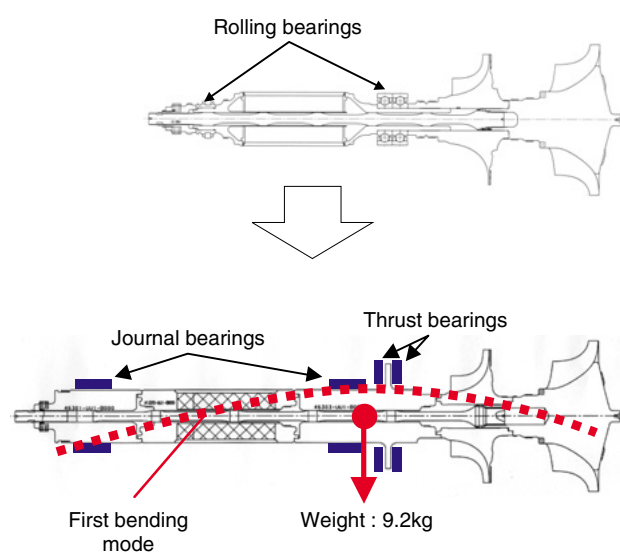


Fig. 13 Multi-component shaft for air foil bearing

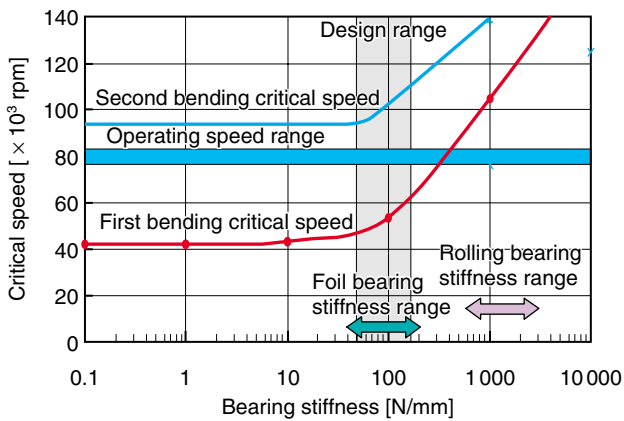


Fig. 14 Critical speed map

5. 軸システム単体試験

5.2. 軸システム単体試験装置

軸システム単体試験にてエアフォイルベアリングの性能、及び軸構造の評価を行った。試験装置をFig. 15に示す。軸は、軸の右端部にあるエアタービンで駆動され、軸中央部のスラストベアリングで軸方向に拘束されている。運転時、軸各部に取り付けた位置センサーにて軸の変位を、熱電対にてエアフォイルベアリング外輪温度、フォイル温度、スラストベアリング温度を、ベアリングスタンドに取り付けたロードセルによりエアフォイルベアリングのフリクショントルクを計測した。

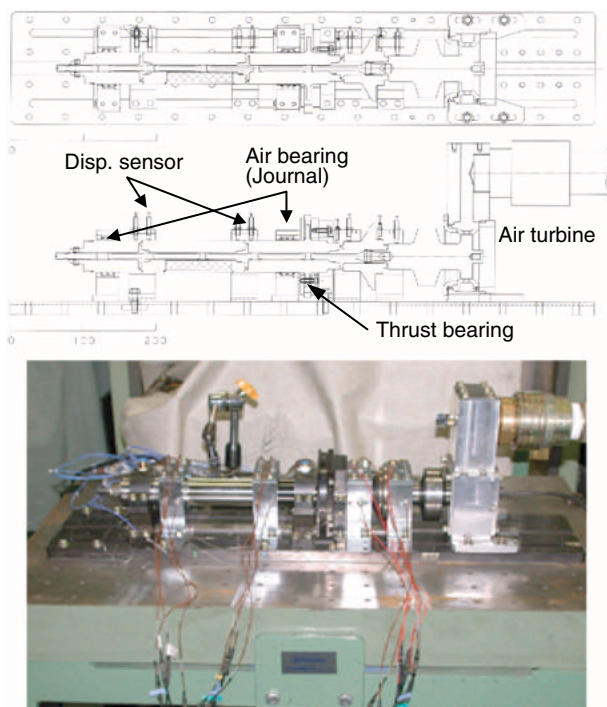


Fig. 15 Shaft system test stand

5.3. 単体試験結果

5.3.1. 回転試験結果

軸システムでの性能確認の結果をFig. 16に示す。Fig. 16上図に示すトラッキングデータからわかるようにエアフォイルベアリングの減衰性能を向上することにより、42 500rpm 近傍で軸1次曲げ危険速度を低い振幅レベルで通過し、定格回転数 77 000rpm に到達することができた。また、Fig. 16下図に示すコンター図から、定格回転において軸の剛体モードである Rigid body mode の周波数で励振されるホワールインスタビリティのレベルが低く、安定して回転していることがわかる。さらに、Fig. 17に示す試験結果から、1次曲げ危険速度乗越えに必要な減衰比(減衰係数を無次元化した値)を把握することができ、軸1次曲げ危険速度以下の回転数で軸動特性(軸1次曲げ危険速度、減衰比)を確認することで供試ベアリング性能と乗越え振幅予測が可能となった。

Fig. 18に、ホワールインスタビリティに対するエアベアリング円筒度と軸とのはめあいすきまの影響を示す。ホワールインスタビリティレベル(図中:W.I. Amplitude)が4 μm 以下となるように、ベアリングの目標寸法を、円筒度65 μm (図中青点)以下とし、はめあいすきまは、起動時トルクを考慮し-25 ~ 0 μm と決定した。

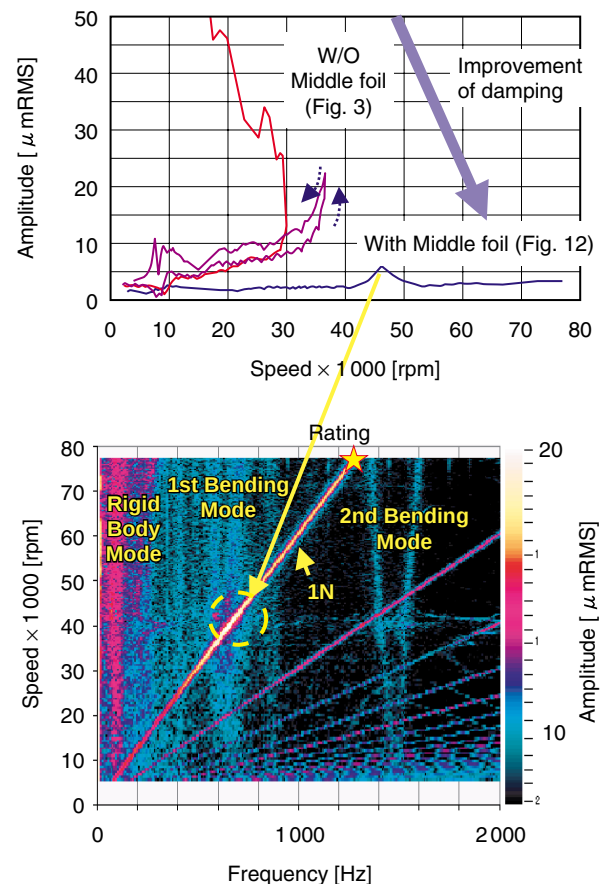


Fig. 16 Shaft system test results

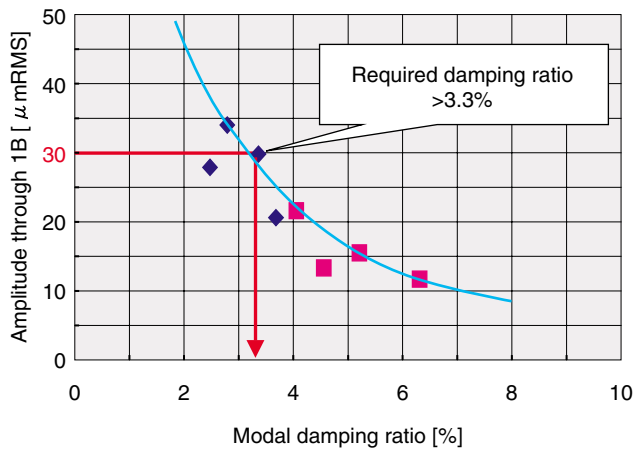


Fig. 17 Required damping ratio

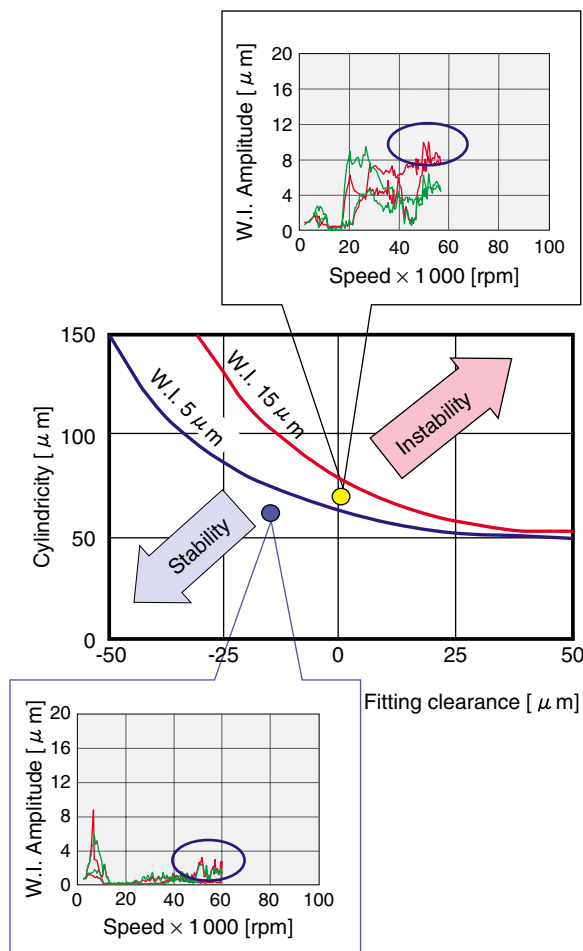


Fig. 18 Whirl Instability toughness

5.3.2. フリクション計測結果

試験結果を Fig. 19 に示す。定格回転数 77000rpm でのエアフォイルベアリングの軸受損失は 0.7kW である。転がり軸受仕様のころ軸受 1 個分の損失に相当することから、エアフォイルベアリングを用いることによりフリクションを低減できることがわかる。1 次曲げ危険速度通過時のフリクションの増加は、軸が振れまわり、空気膜が狭くなることが原因であるが、常用回転域ではないこと、また瞬時に通過してしまうことから問題ないと判断できる。

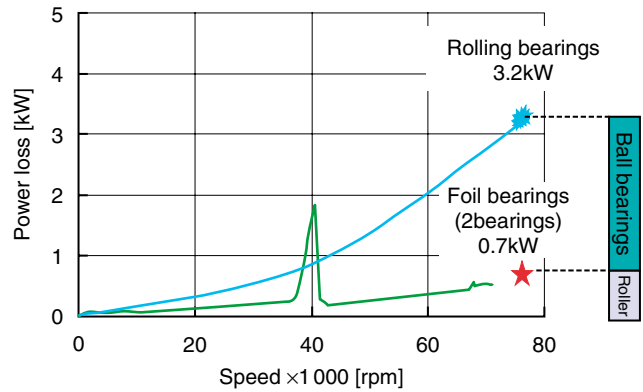


Fig. 19 Comparison of friction for foil and rolling bearings

6. マイクロガスタービンへの適用

6.1. マイクロガスタービンへの適用

軸システム単体試験により、軸 1 次曲げ危険速度の乗越え、高回転安定性が確認されたことから、マイクロガスタービンへエアフォイルベアリングを適用した。マイクロガスタービンのレイアウトを Fig. 20 に示す。

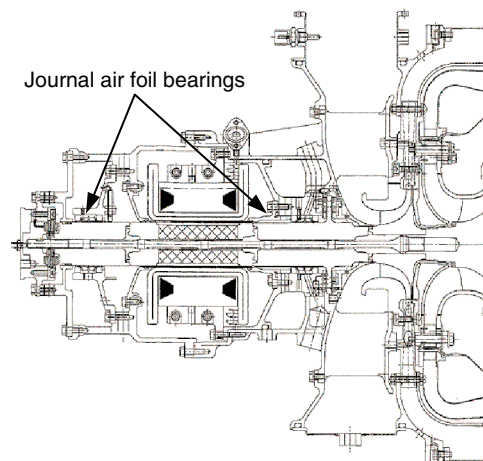


Fig. 20 Micro-gasturbine layout with air foil bearing

6.2. マイクロガスタービンでの運転結果

マイクロガスタービンでの振動計測結果を Fig. 21 に示す。1 次曲げ危険速度通過時の振幅は 15 μm 以下、定格回転数での振幅は 5 μm 以下であり、目標値を達成できた。マイクロガスタービンへの適用にあたり、永久磁石発電機駆動時の負荷変動による加振力、空力要素による加振力、エンジン高温部からの熱引きの影響などによるエアベアリング性能への影響が懸念されていた。本試験の結果から、発電機駆動時の磁石の影響により、回転上昇、下降時で乗越え振幅に差異が生じたが、問題ないレベルであることが確認できた。

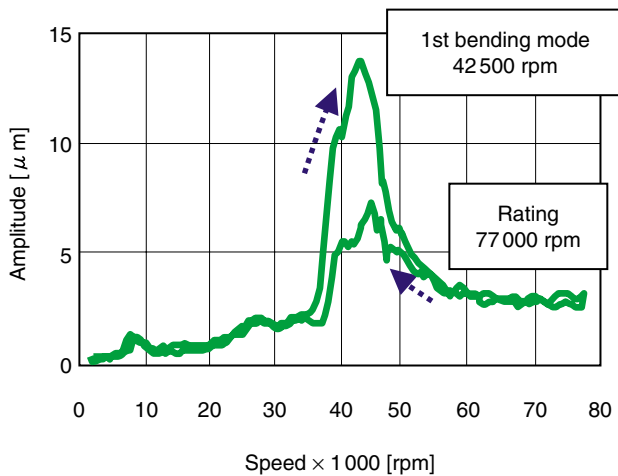


Fig. 21 Shaft vibration of micro-gasturbine

7. まとめ

マイクロガスタービンのメンテナンス性を向上させるため、エアフォイルベアリングおよび軸システムの研究を行い、以下の成果を得た。

- (1) 独自の構造をもつエアフォイルベアリングを用いた軸システム単体試験で、オーバーハング支持された重量9.2kgの軸を運転レンジ内に存在する1次曲げ危険速度を十数 μm という低い振幅レベルで通過させるとともに、高回転で安定した運転が可能であることを実証した。
- (2) マイクロガスタービンエンジンにこのエアフォイルベアリングを搭載し、単体試験と同レベルの性能を再現することができ、実機への適用性を実証した。

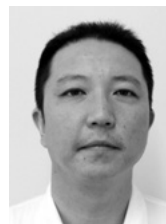
8. 謝辞

本研究にあたり、御協力を頂きました社内外の関係者の方々に紙面を借りて厚く御礼申し上げます。特に、エアベアリング製作にあたり、多大なご尽力をいただいた試作技術課の方々には深く感謝の意を表します。

9. 参考文献

- (1) 新村光一, 山口浩司, 木村英海, 都築貞親, 加藤武士: マイクロガスタービン発電機の研究, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.2, p.7-16 (2003)
- (2) Koichi Shinmura: Micro-gasturbine Research at Honda, Presented in 2003 ASME TURBO EXPO panel session (2003)
- (3) 十合晋一: 気体軸受 設計から製作まで, 共立出版 (1984)
- (4) 山本敏男, 石田幸男: 回転機械の力学, コロナ社 (2001)

■ 著 者 ■



清水 則生



松島 光生



石井 一郎



岩 楯 仁 志



中田 秀彦

ACリンクソフトスイッチングインバータの 効率およびノイズ評価

Efficiency and Noise Evaluation of AC Link Soft-switching Inverter

古川 勝彦* 篠原 貞夫*
Katsuhiko FURUKAWA Sadao SHINOHARA

要 旨

ハイブリッド電気自動車や燃料電池自動車に用いられるモータ駆動用インバータの高効率化と低ノイズ化のために、ソフトスイッチングインバータ技術に注目した。複数あるソフトスイッチング回路方式の中で、大電力に適用でき、付加する回路部品点数が少ない AC リンクインバータに着目し、さらにインダクタ数を削減した一括補助共振 AC リンク形ソフトスイッチングインバータを考案した。ハードスイッチングインバータとの比較評価において、0.5%の効率向上を確認できた。また、伝導ノイズはほとんどの周波数帯で、放射ノイズは全周波数帯で低減することができ、低減効果はそれぞれ最大で 10dB, 20dB であった。

ABSTRACT

Soft switching inverter technology was examined as a means of increasing the efficiency and reducing the noise of the inverters used to drive motors in hybrid electric vehicles and fuel cell vehicles. From the various soft switching circuit topologies available, AC link inverters were selected as the research focus, because they can be used in high-power applications and require few additional circuit components. Specifically, single inductor auxiliary resonant AC link inverter was worked out to further reduce the number of inductors. Comparisons with hard switching inverters showed a 0.5% improvement in efficiency. In addition, conduction noise was reduced at almost all frequency bands and radiation noise was reduced at all frequency bands, and demonstrated maximum reductions of 10dB and 20dB respectively.

1. まえがき

地球温暖化やエミッションの問題が深刻化する今日、自動車に対して低燃費化、低エミッション化に対する要求が高まっている。Honda では 1997 年に電気自動車である Honda EV PLUS と 1999 年、2001 年と相次いでガソリンエンジンとモータを併用したハイブリッド自動車の Insight, Civic Hybrid を、さらに 2002 年末には燃料電池自動車である FCX を世界に先駆けて市場に送り出した。これらの車両は、モータが駆動力の一部あるいはすべてを担っており、モータ出力は IGBT(Insulated Gate Bipolar Transistor)などの半導体スイッチング素子を使用したインバータで直流を交流に電力変換して制御される。インバータの電力変換はスイッチング素子を導通状態と遮断状態を切り替える(以下スイッチング)ことで行われるが、この過渡状態においてはスイッチング素子に大電流と大電圧が印

加されるため、大きな損失が発生する。また、同時に電圧と電流の急激な変化を伴うため、サージ電圧や電磁ノイズが発生する。

本稿では、半導体スイッチング素子のスイッチング時に発生する損失(以下スイッチング損失)と電磁ノイズの両方の低減が期待できるソフトスイッチングインバータ技術の中で、今回考案した AC リンクソフトスイッチングインバータの回路動作および、効率とノイズについてハードスイッチングインバータと比較した結果を示す。

2. 従来技術

インバータはバッテリーなどの直流電源と負荷であるモータを磁極位置に応じた半導体スイッチング素子でスイッチングを繰り返すことで三相交流に変換する装置である(Fig. 1)。この際、導通と遮断を行う時間に対して導通時間の比

率を変える PWM (Pulse Width Modulation) 制御で出力を変えることができる。Fig. 1 に示す回路における、半導体スイッチング素子に印加される電圧 V_{ce} 、電流 I_c および $V_{ce} \times I_c$ で表される損失の波形を Fig. 2 に示す。このような従来のスイッチング手法を、ソフトスイッチングに対してハードスイッチングと呼ぶ。

スイッチング時に半導体スイッチング素子に発生する損失には導通損失とスイッチング損失の2つがある。

導通損失は、半導体スイッチング素子に電流が流れる導通状態において、スイッチング素子の両端にかかる 2 V 程度の飽和電圧と電流の積で表される損失であり、オン損失とも言われる。この損失は半導体スイッチング素子の材料や構造に依存しており、半導体技術の進化に伴い減少している。

スイッチング損失は半導体スイッチング素子を導通状態から遮断状態に切り替える過渡状態(以下ターン OFF)と遮断状態から導通状態に切り替える過渡状態(以下ターン ON)で発生する損失である。

半導体スイッチング素子の損失を低減するためには、導通損失とスイッチング損失の両方を低減しなければならないが、導通損失低減は半導体技術に依存する。一方スイッチング損失は導通と遮断を繰り返すスイッチング周波数を低くすることによりスイッチング回数を減らす方法や、導通状態と遮断状態を切り替えるために要する時間を短くして

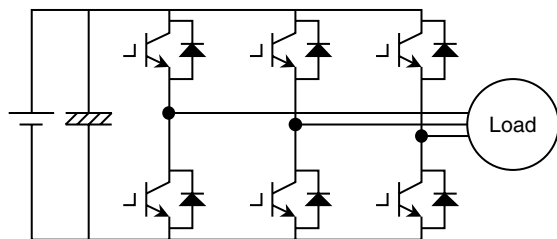


Fig. 1 Inverter circuit

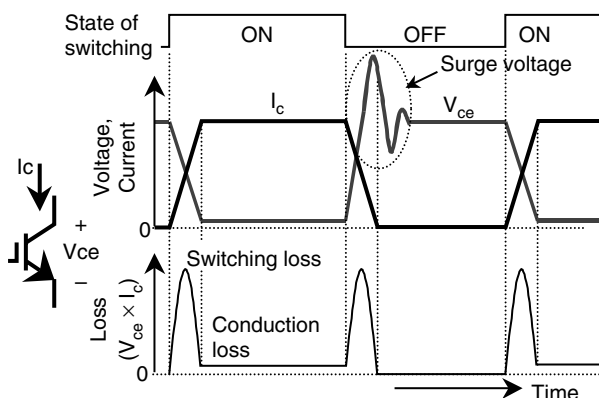


Fig. 2 Voltage, current and loss under hard-switching condition

電流と電圧が重なる時間を短く抑える手法により低減することが可能である。しかし、スイッチング周波数を低くすることにより可聴周波数帯に入るとモータからの音が問題になる。また、スイッチング時間を短くすることにより、半導体スイッチング素子に流れる電流の変化率 (di/dt) が大きくなると配線インダクタンスの成分によりサージ電圧が引き起こされ、同時に半導体スイッチング素子の両端に印加される電圧の変化率 (dV/dt) が大きくなり、伝導および放射ノイズの増大が起こるなどの問題が現れる。サージ電圧が大きくなり、耐電圧を超えると半導体スイッチング素子は破壊に至るため、その対策として高耐電圧の素子を用いると逆に導通損失が増加する。また、スナバ回路を用いてサージ電圧を吸収して低く抑えても、吸収したエネルギーをスナバ回路で消費するため損失が発生する。そのため、ハードスイッチングでは損失低減に限界があった。

3. ソフトスイッチング技術

3.1. 基本概念

ハードスイッチングでの損失低減を行うにあたっての問題を解決する手法として、半導体スイッチング素子にインダクタ(L)やコンデンサ(C)を接続した Fig. 3 に示す共振スイッチにより、半導体スイッチング素子に流れる電流と電圧を緩やかに変化させ、電流もしくは電圧がゼロの時に導通と遮断の状態を切り替える技術が提案された。これがソフトスイッチング技術である。Fig. 4 に示すように共振スイッチにより半導体スイッチング素子に流れる電流と電圧はハードスイッチングより緩やかに変化し、電圧と電流の重なりが低減できるためスイッチング損失を低減することが可能となる。ターン ON では、付加したインダクタからの電流が、半導体スイッチング素子に接続したフリーホイーリングダイオードに流れている間に、スイッチングを行っている。半導体スイッチング素子に流れる電流と電圧がともにゼロとなり、損失をなくすることができる。次に、ターン OFF についてはスイッチ両端のコンデンサで電圧の変化を緩やかにして電圧と電流の重なりを小さくすることにより損失を低減している。ターン ON とターン OFF の

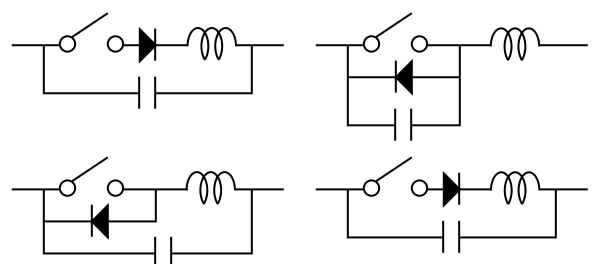


Fig. 3 Resonant switches

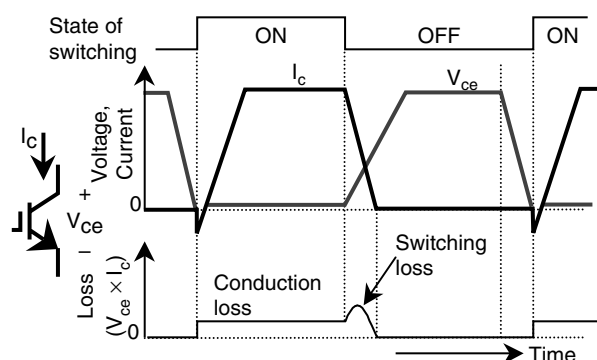


Fig. 4 Voltage, current and loss under soft-switching condition

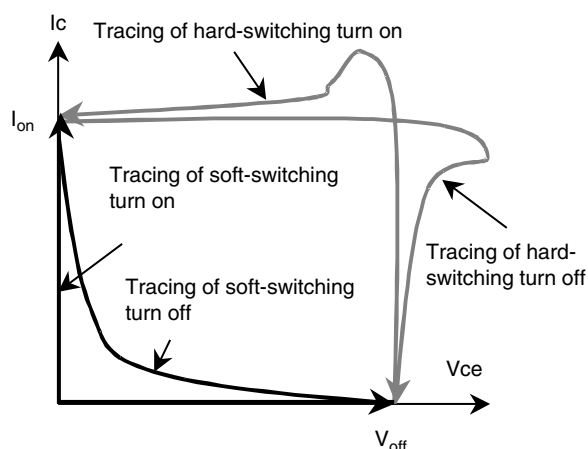


Fig. 5 Lissajous waveform of I_c and V_{ce}

電圧と電流を Fig. 5 のようにリサージュ波形で描くとハードスイッチングより軸に近づいた形状となる。ターンOFFでは損失を完全になくすることはできないが、ハードスイッチングより充分小さく抑えられていることが分かる。

3.2. 回路方式

Fig. 4 に示したソフトスイッチング方式以外にも、ターンON、ターンOFFともにゼロ電流でスイッチングする方式や、半導体スイッチング素子だけでなくインバータ全体に印加される電圧をゼロにしてスイッチングする方式など、様々な回路方式が存在する^{(1), (2)}。本節ではその代表的な回路をいくつか紹介する。

Fig. 6(a) に示す共振 DC リンクインバータは、電源とインバータの間に LC 共振回路を接続した回路方式である。この回路は共振回路によりインバータの入力電圧を正弦波状に変化させ、インバータ入力電圧がゼロになったときにスイッチングを行う方式であり、スイッチング損失を低減できる。しかしながら、共振回路の電圧が負荷電流に依存し、ゼロ電圧にならない場合や、共振時には電源電圧の数倍になるなどの問題点があり、現在はその改善回路が考案され

ている。Fig. 6(b) に示す ART インバータは共振 DC リンクインバータの改善回路の一つであり、インバータの DC 側に接続された共振回路でインバータ両端電圧を電源電圧以上にすることなく、スイッチング時には電圧をゼロにできる回路方式である。この回路はすでに電気バスのモータ駆動用インバータとしてアメリカで 100kW クラスのものが実用化されている⁽³⁾。DC リンク方式には、これらの回路以外に電源とインバータ間にクランプスイッチを挿入して、スイッチング時にはインバータと電源を切り離す方式など多数存在する^{(1), (2)}が、クランプスイッチで導通損失が発生するため、小電力向きと考えられる。

Fig. 6(c) に示す ARCP インバータは前に説明した DC リンク方式に対し、補助共振回路をインバータの DC 側と AC 側に接続した回路方式である。この回路方式では、ターンOFFは半導体スイッチング素子の両端に接続したコンデンサによるゼロ電圧スイッチング、ターンONは半導体スイッチング素子のフリーホイーリングダイオードに補助共振回路により電流を導通させることによるゼロ電圧&ゼロ電流スイッチングを行うため、半導体スイッチング素子の電圧と電流波形はFig. 4に示した動作波形となる。このインバータ回路は、DCリンク回路とは異なり電源とインバータ間に部品が存在しないため、大電力に適合し、各相個別のPWM制御が可能である。しかし、DC電圧の midpoint を保持するコンデンサが必要であり、大電力化にあたってはこのコンデンサが大型化してしまう。

Fig. 6(d) に示す RSI⁽⁴⁾は AC 側に補助共振回路をもつ回路方式である。この回路は ARCP のような midpoint 保持コンデンサが必要なく、また、DC側に部品がなく、そこで損失が発生しないため、大電力に適した回路であると考えられる。スイッチング動作は ARCP インバータと同じくターンOFFはコンデンサによるゼロ電圧スイッチングで行い、ターンONは補助共振回路によりフリーホイーリングダイオード導通中に行うことからゼロ電流&ゼロ電圧スイッチングとなる。しかしこの回路方式は ARCP 回路のように1相を独立でスイッチングすることが不可能で、必ず2相以上の同時スイッチングが必要となることから、三相制御時のPWM出力が複雑になる。

Fig. 6(a) から Fig. 6(d) に示した回路はスイッチ両端の電圧がゼロのときにスイッチングを行うゼロ電圧スイッチング形に分類されるのに対し、Fig. 6(e) に示す ZCT インバータ^{(5), (6)}はゼロ電流スイッチング形に分類される。この回路は半導体スイッチング素子の電流がゼロの状態ですwitchングを行うため、スイッチング損失はターンONとOFFの両方で完全になくすることができる。

Fig. 6(f) に示す ZCZVT インバータは最新のソフトスイッチングインバータ回路方式であり、ターンON、OFFともにスイッチの電流と電圧がゼロの時にスイッチングができる回路である⁽⁷⁾。

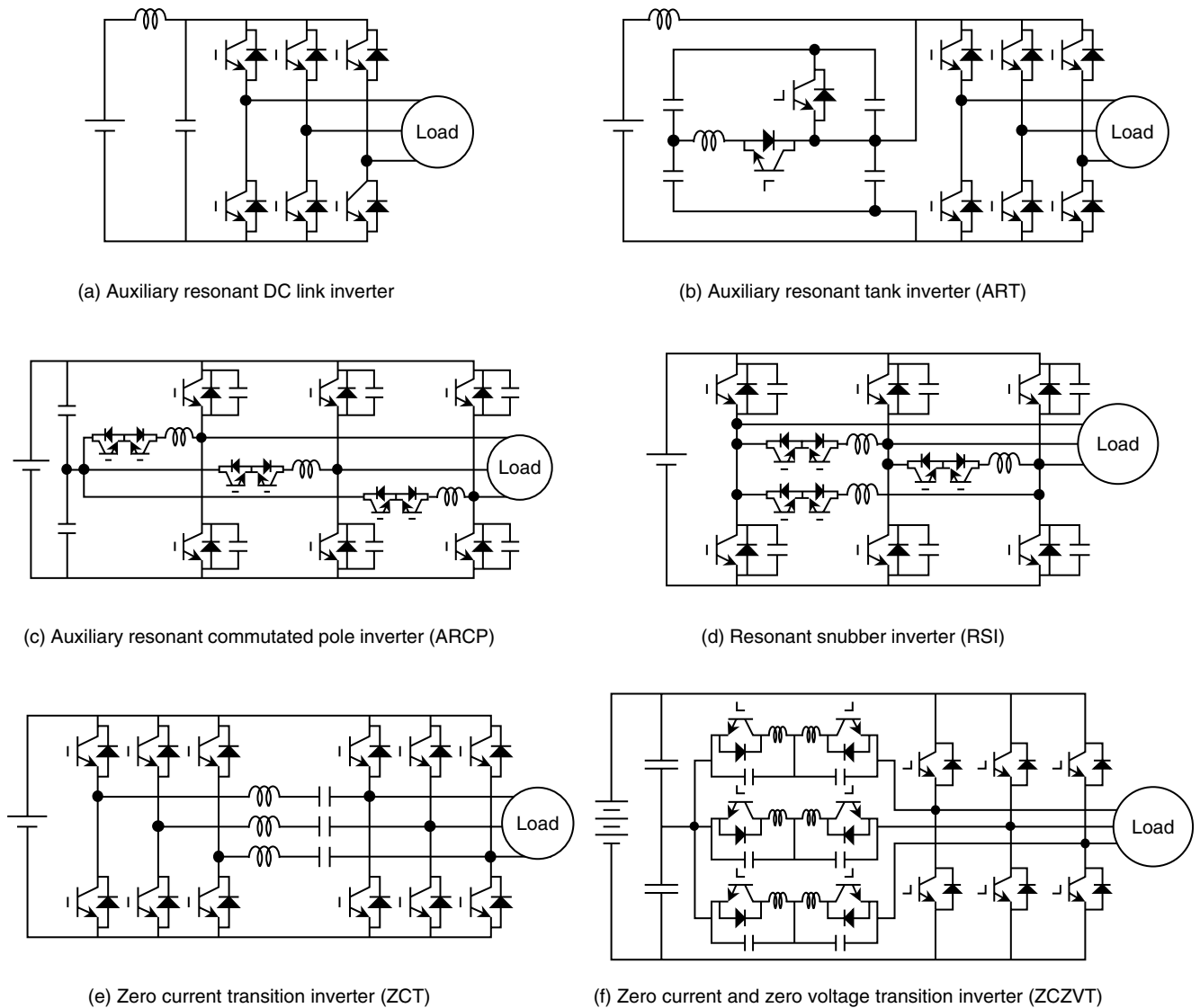


Fig. 6 Soft-switching inverter circuits

4. 一括補助共振 AC リンクインバータ

本研究で提案した一括補助共振 AC リンクインバータを Fig. 7 に示す。一括補助共振 AC リンクインバータは Fig. 6(d) に示す RSI の大電力適合性と補助共振回路の部品点数が少ない点を更に改良し、インダクタを1つに集約した回路であり、ACリンク方式では最小の部品点数で構成される。

4.1. 動作説明

回路動作は一括補助共振 AC リンクインバータの単相回路を用いて説明する。回路図、各部品名、記号を Fig. 8 に示す。説明においては Fig. 10(a) に示すように S_2 と S_3 を ON にして負荷に電流が流れている状態から、そのスイッチを OFF にして D_1 と D_4 が導通している転流状態 Fig. 10(e) に移り、再度 Fig. 10(a) に戻る一周期の動作について説明する。なお、インダクタを流れる負荷電流はほぼ一定

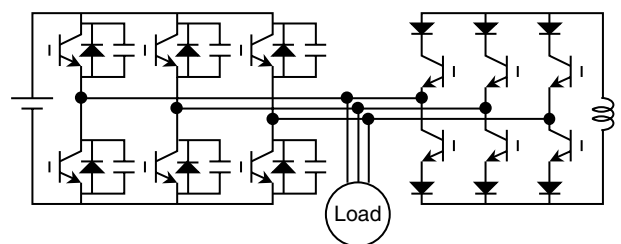


Fig. 7 Single inductor auxiliary resonant AC link inverter

のため電流源としている。スイッチの ON, OFF 信号と各部の波形を Fig. 9 に示す。

モード1. 定常状態 1

Fig. 10(a) は S_2 と S_3 が ON であり、電源、 S_2 、負荷、 S_3 の向きに電流が流れている状態を示す。

モード2. 共振初期電流印加状態 1

Fig. 10(b) に示すように、 S_2 と S_3 を OFF にする前に、共振補助スイッチ S_{r1} と S_{r4} を ON にし、共振用インダク

タ L_r に電流を流し始める。 L_r は負荷のインダクタンス値に対して小さい値に設定しているため、 L_r に流れる電流 (I_{Lr}) は急激に増加する。このとき、 S_{r1} と S_{r4} は電流がゼロの状態からターンONすることからゼロ電流スイッチングとなる。

モード3. 共振状態 1

I_{Lr} がコンデンサの充放電を充分に行うことができる値に到達すると S_2 と S_3 を OFF にする。 Fig. 10(c) のように C_{r2} と C_{r3} は共振電流により充電され、電圧が上昇し、 C_{r1} と C_{r4} は放電され電圧は降下する。このとき、 S_2 と S_3 はコンデンサにより電圧がゼロに保持された状態でOFFにすることになるため、ゼロ電圧スイッチングとなる。

モード4. 回生状態 1

C_{r1} と C_{r4} の電圧がゼロに達すると Fig. 10(d) に示すよ

うにダイオード D_1 、 D_4 が導通する。この状態で半導体スイッチング素子 S_1 と S_4 を ON にすると導通電流がゼロ、両端電圧は D_1 、 D_4 の順方向降下電圧 (0) の状態であるため、ゼロ電流&ゼロ電圧スイッチングを達成できる。 L_r には電源電圧 V_s が逆方向に印加されるため I_{Lr} は次第に減少し、ゼロに到達すると補助スイッチ S_{r1} 、 S_{r4} に直列の逆流阻止ダイオードにより遮断され電流は流れなくなり定常状態 2 に移る。また、 S_{r1} 、 S_{r4} に関しては、 I_{Lr} がゼロになった後でOFFにすることによりゼロ電流でスイッチングを行うことができる。

モード5. 定常状態 2

この状態では Fig. 10(e) に示すようにダイオード D_1 、 D_4 を負荷電流が流れている転流状態であり、 S_1 、 S_4 は ON の状態である。

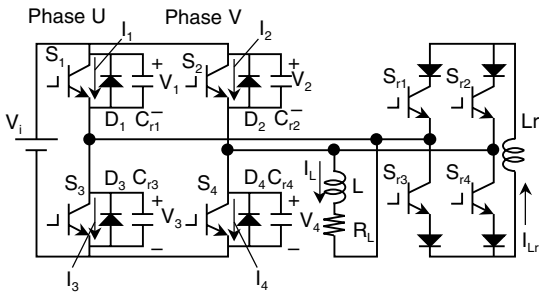


Fig. 8 Single inductor auxiliary resonant AC link inverter single phase circuit

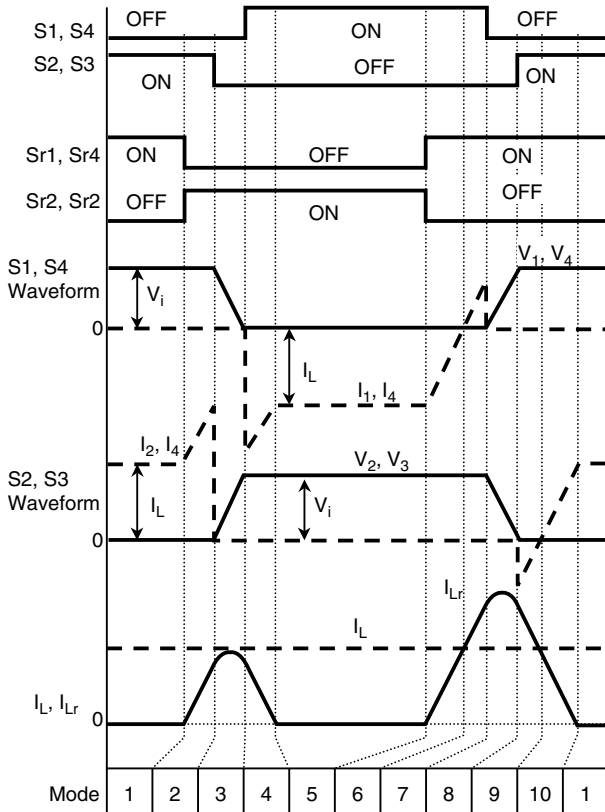


Fig. 9 Single inductor auxiliary resonant AC link inverter waveforms

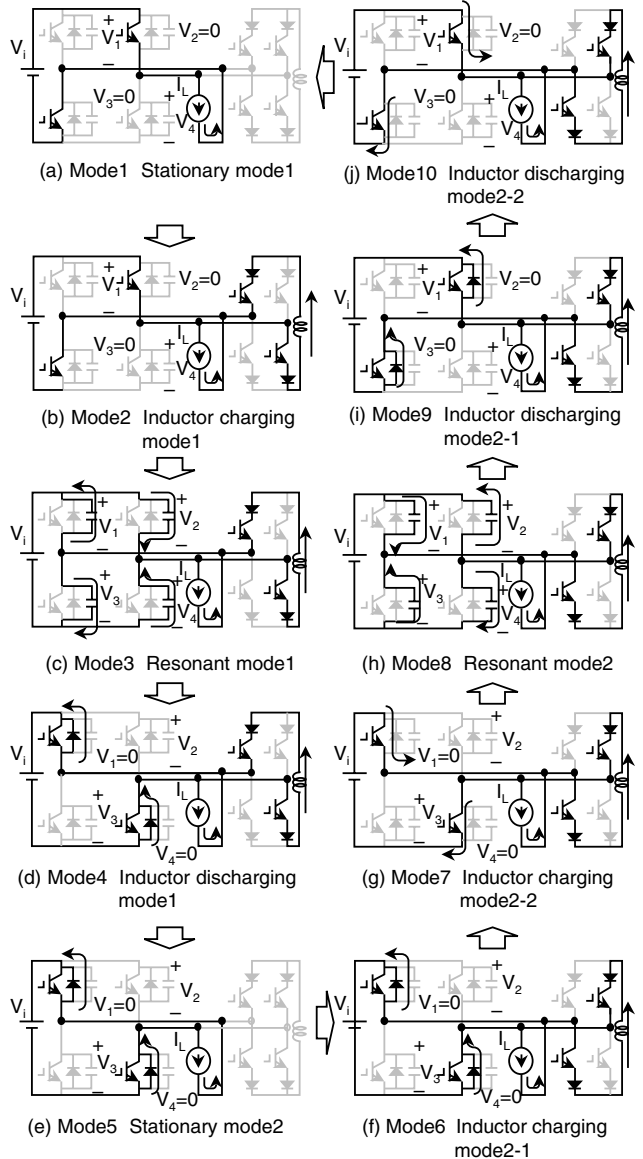


Fig. 10 Single inductor auxiliary resonant AC link inverter switching modes

モード6. 共振初期電流印加状態 2-1

補助スイッチ S_{r2} と S_{r3} を ON にすると, S_{r3} のコレクタ電位は V_p , S_{r2} のエミッタ電位がゼロであるため, Fig. 10(f) に示すように共振用インダクタ L_r に電流 I_{Lr} が流れ始める. S_{r2} と S_{r3} はモード2の S_{r1} と S_{r4} と同様, ゼロ電流でスイッチングを行うことができる.

モード7. 共振初期電流印加状態 2-2

I_{Lr} が増加し, 負荷電流より大きくなると Fig. 10(g) に示すようにダイオード D_1 , D_4 の電流がゼロになり, S_{r1} と S_{r4} に共振電流が流れ始める. I_{Lr} が共振用コンデンサを充放電できる値に到達すると S_1 と S_4 を OFF にし次の状態に移る.

モード8. 共振状態 2

S_1 と S_4 を OFF にすると Fig. 10(h) に示すようにコンデンサ C_{r1} , C_{r4} は充電され電圧が上昇し, S_2 と S_3 の両端に接続されたコンデンサ C_{r2} , C_{r3} は放電されるため電圧が降下する. ここで S_1 と S_4 は両端をコンデンサによりゼロに保持されたままスイッチングするため, ゼロ電圧スイッチングを達成できる.

モード9. 回生状態 2-1

Fig. 10(i) に示すように C_{r2} , C_{r3} の両端電圧が降下し, ゼロに到達すると D_2 , D_3 が導通する. このとき, S_2 と S_3 を ON にすることでゼロ電流&ゼロ電圧スイッチングが可能になる. 共振用インダクタには電源電圧 V_i が逆に印加されるため, そこに流れる電流 I_{Lr} は減少する.

モード10. 回生状態 2-2

I_{Lr} が減少してダイオード D_2 と D_3 に流れる電流がゼロになると Fig. 10(j) に示すように半導体スイッチング素子 S_2 と S_3 に電流が流れ始める. さらに I_{Lr} が減少してゼロになると, 逆流阻止ダイオードにより阻止されて流れなくなり, モード1に移る. I_{Lr} がゼロになった後に S_{r2} と S_{r3} を ON にすることによってゼロ電流でスイッチングが可能になる.

以上, ソフトスイッチングの動作について説明した. 負荷電流と共振電流が同じ向きに流れるモード2から3にかけては, コンデンサの充放電を行える電流が負荷に流れていれば, 補助共振回路の動作を行うことなくゼロ電圧スイッチングが可能であり, 以後, この制御手法を補助共振回路非動作制御と呼ぶ.

4.2. 三相の動作説明

Fig. 6(c) に示す ARCP 回路や DC リンク方式などは各相個別にスイッチングできるのに対し, Fig. 6(d) に示す RSI や Fig. 7 の一括補助共振 AC リンクインバータなどの補助共振回路を負荷側にもつソフトスイッチングインバータは, Fig. 10 に示したように同時に2相以上でスイッチングを行わなければ, 補助共振回路に電流を流すことができない. その場合には, ソフトスイッチングを達成できなくなり, ハー

ドスイッチングと同じスイッチングになる. また, 3相とも High 側が導通もしくは3相とも Low 側が導通の状態からのスイッチングをする場合も補助共振回路に電流を流すことができない. このため, スwitchの導通と遮断の切り替え方に制限が生じる. AC リンク方式の PWM 制御は Fig. 11 に示すベクトル図を用いれば各相のスイッチング方法が考えやすい.

各相の High 側が導通, Low 側が遮断のときを1, Low 側が導通, High 側が遮断のときを0とし, U相, V相, W相の順に左側から各相の状態を表すと全導通パターンは Fig. 11 のようなベクトル図で表示できる. AC リンクインバータの導通パターンの制限として, 111 と 000 を出力した場合にはソフトスイッチングが行えない. また, 2相以上で High 側と Low 側を入れ替えを行わないとソフトスイッチングが行えないため, ベクトル空間上では1相分の状態が変化した隣りのベクトルに移ることができない. 例として Fig. 11 のベクトル 100 と 110 の間にモータの回転位置がある場合, ハードスイッチングでは $100 \rightarrow 110 \rightarrow 000$ といった指令電圧ベクトルの導通パターンを使うのに対して, AC リンクインバータでは 100 の出力後に隣りのベクトルに移れないため, 先に隣りのベクトルと逆向きのベクトル 001 を出力して次にベクトル 110 を出力するという導通パ

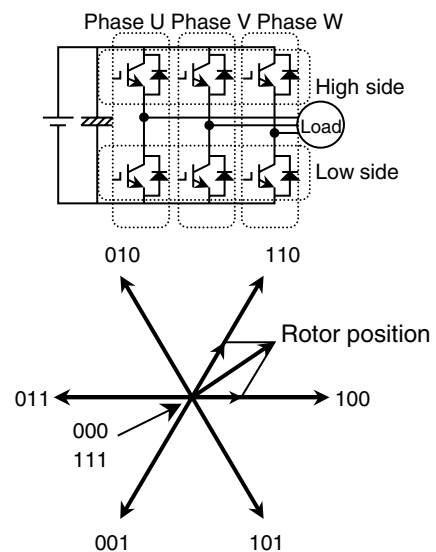


Fig. 11 Command voltage vector diagram

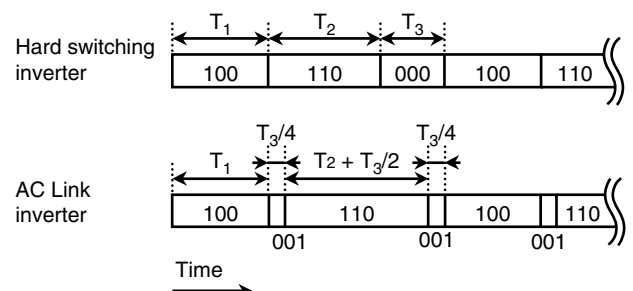


Fig. 12 Comparison of command voltage control

ターンを使用している。Fig. 12に示すハードスイッチングにおけるベクトル 000 と同じ効果は、ソフトスイッチングでは互いに逆向きであるベクトル 110 と 001 を同じ時間ずつ出力して相殺することによって得られる。

4.3. 測定結果

4.3.1. 各部動作波形

Fig. 13 に一括補助共振 AC リンクインバータの三相での負荷電流動作波形を示す。Fig. 12の下側に示すような導通パターンを用いて、出力電流を正弦波にすることができる。また、Fig. 14にハードスイッチングとソフトスイッチング両方式における、ターンOFF時の半導体スイッチング素子の電圧と電流波形を示す。ソフトスイッチングでは電圧の変化が緩やかになり、サージ電圧が抑えられている。しかし、共振用コンデンサを取付けたために、電圧波形に発振を生じた。この発振は共振用コンデンサを半導体スイッチ

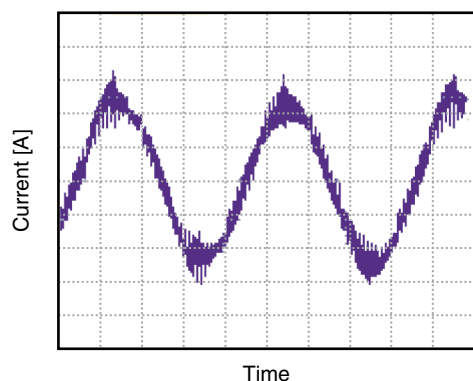
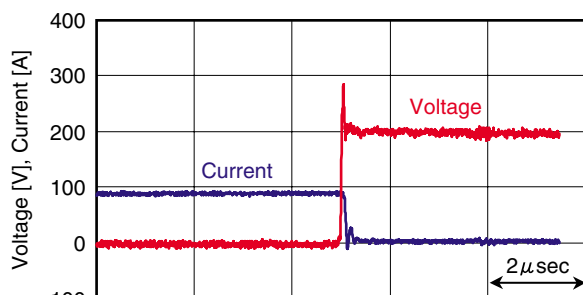
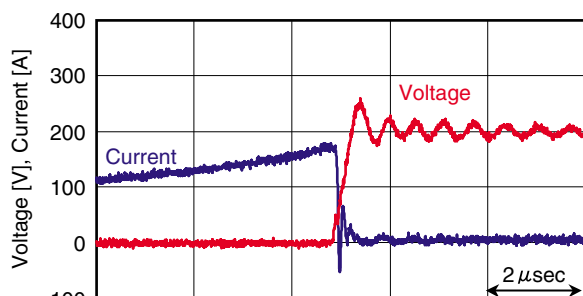


Fig. 13 Load current of 3 phase AC link soft-switching inverter



(a) Hard-switching



(b) Soft-switching

Fig. 14 Voltage and current at turn off

ング素子に最短の配線距離で取付けることにより低減できることを確認している。半導体スイッチング素子のパッケージに共振コンデンサを同封したソフトスイッチング専用の半導体モジュールを作ることにより、発振を小さく抑えることが可能であると考えられる。しかし、発熱部品である半導体スイッチング素子に近づけるため、共振用コンデンサには耐熱性能が要求される。

4.3.2. 効率

Fig. 15 にハードスイッチングと一括補助共振 AC リンクインバータの効率測定結果を示す。後述するノイズ測定も同様であるが、ハードスイッチングの測定は一括補助共振 AC リンクインバータから共振回路を取り外したもので行っている。まず、ソフトスイッチングの効率は 3.2kW 以上の高負荷域においてはハードスイッチングより向上することが確認できた。しかし、低負荷域においては、ハードスイッチングより低い値となっている。効率悪化の原因としては共振電流が負荷電流に重畳されるために、ハードスイッチングより導通損失が増加することが考えられる。このため、前述した補助共振回路非動作制御を導入することにより効率を向上できる範囲が広がる。ただし、極低負荷域では負荷電流が小さくコンデンサの充放電ができなくなるため、共振動作を行わなければならない効率を向上できていない。

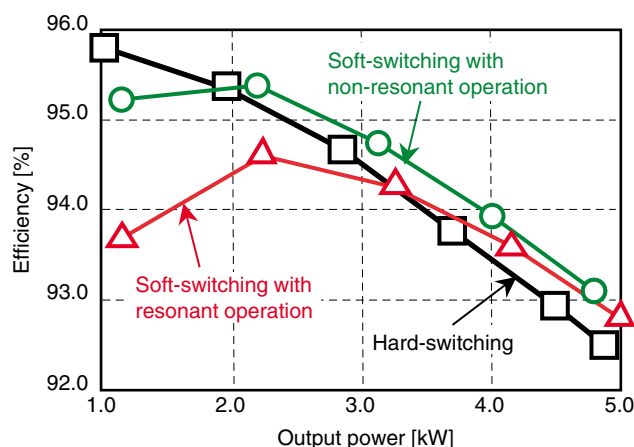


Fig. 15 Comparison of inverter efficiency

4.3.3. ノイズ

擬似電源回路網を使用した伝導ノイズ(コモンモード)測定と電界プローブでの放射ノイズの測定を行った。Fig. 16 に伝導ノイズの測定結果を示す。補助共振回路非動作制御を行わないソフトスイッチングの伝導ノイズレベルは数百 kHz と数 MHz の周波数帯においてハードスイッチングより数 dB 悪化しているが、それ以外の 30MHz までの周波数帯においては低減できている。ノイズレベル悪化の原因は前述した共振電流の負荷電流への重畳であり、ハードスイッチングに比べて電流が増加しているためと考えられる。それに対し、補助共振回路非動作制御を使用することで、数 MHz帯のわずかな部分を除き、ノイズの悪化を解消するこ

とができた。数 MHz 帯に残るノイズ悪化の原因はスイッチング素子両端に共振用に取り付けたコンデンサがFig. 14(b)に示すような発振を起こしているためであると考えられる。

Fig. 17に放射ノイズの測定結果を示す。ソフトスイッチングのノイズレベルは、各部の電圧、電流の変化率が押さえられている効果として 30MHz 以下の全周波数帯でハードスイッチングより低い値を示し、最大で 20dB 程度のノイズ低減効果が確認できた。

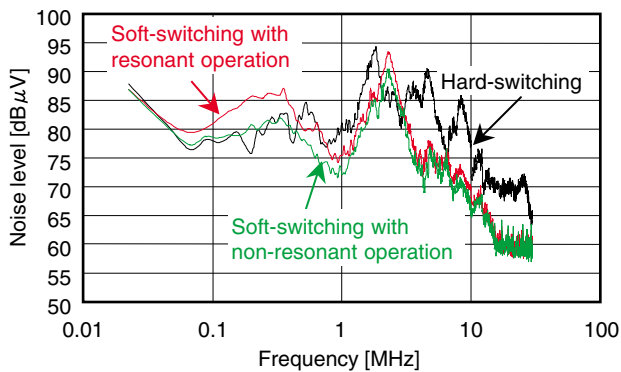


Fig. 16 Conduction noise

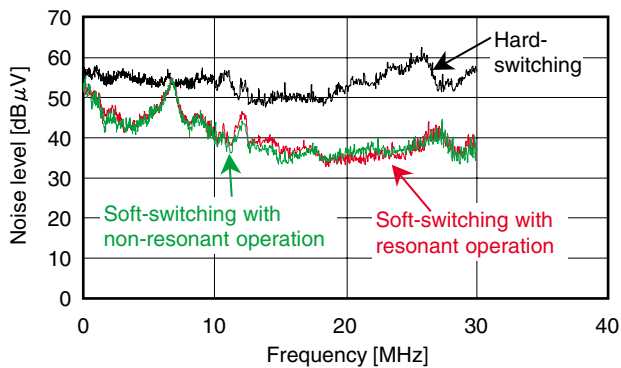


Fig. 17 Radiation noise

5. まとめ

一括補助共振 AC リンクインバータとハードスイッチングインバータについて効率とノイズの比較を行うことにより、以下の結果を得られた。

- (1) ソフトスイッチングインバータは高負荷域においてハードスイッチングインバータより効率が向上したが、低負荷域においては効率が低下した。負荷電流と共振電流が同方向に流れる場合に補助共振回路非動作制御を用いることで、全負荷域で効率を改善することができ、高負荷域ではハードスイッチングに対して0.5%の効率向上を達成した。
- (2) ソフトスイッチングの伝導ノイズに関しては、数百 kHz と数 MHz の周波数帯を除いて、ハードスイッチングよりノイズレベルを低減することができた。また、補助共振回路非動作制御を用いることで、数百 kHz 帯

でもハードスイッチングより低減することができた。

- (3) ソフトスイッチングの放射ノイズは 30MHz までの全域でハードスイッチングより低減できた。低減幅は最大で約 20dB であった。

謝 辞

最後に、本研究の遂行にあたり多大なご協力を頂いた山口大学工学部 中岡睦雄教授、平木英治助手、吉田正伸氏に深く感謝の意を表します。

参考文献

- (1) V.Pickert., C.M.Johnson.: Three Phase soft-switching voltage source converters for motor drives. Part1: Overview and Analysis, IEE Proc.-Electr. Power Appl., Vol.146, No.2, March 1999
- (2) C.M.Johnson., V.Pickert.: Three Phase soft-switching voltage source converters for motor drives. Part2: Fundamental limitations and critical assesment, IEE Proc.-Electr. Power Appl., Vol.146, No.2, March 1999
- (3) Fang Z.Peng., Donald J. Adams.: An Auxiliary Quasi-Resonant Tank Soft-Switching Inverter, IAS,2000,
- (4) Jih-Sheng Lai.: Practical Design Methodology of Auxiliary Resonant Snubber Inverters, PESC96, Vol.1, p.432-437 (1996)
- (5) Yong Li., Fred C.Lee.: Design Considerations for a 50-kW Soft-Transition Inverter with Zero-Current and Near-Zero-Voltage Switching, APEC2001, Vol.2, p.931-937 (2001)
- (6) Yong Li., Fred C. Lee.,: Comarative Study of a Family of Zero-Current-Transition Schemes for Three-Phase Inverter Applications, APEC2001, Vol.2, p.1158-1164 (2001)
- (7) C.M.O. Stein., H.A. Grundling., H.Pinheiro., J.R.Pinheiro., H.L. Hey.,: Zero-Current and Zero-Voltage Soft-Transition Commutation Cell for PWM Inverters, APEC2002, Vol.1, p.525-531

■ 著 者 ■



古川 勝彦



篠原 貞夫

フライホイールバッテリーの研究

Research on Flywheel Battery

須 永 義 弘*
Yoshihiro SUNAGA

阿 部 昇 栄*
Shoei ABE

板 井 幸 彦**
Yukihiko ITAI

要 旨

フライホイールバッテリーシステムの実現向け、100 Wh モデルを製作すると共に、技術要素である炭素繊維強化複合材ロータの研究および磁気軸受の研究を行い、以下の成果を得た。ロータについては、設計・製作したロータの回転破壊試験によりロータの応力限界が理論強度の80%以上を有すること、また、常用回転数範囲における常温30 000 サイクルの耐久試験において繊維の切断、層間はく離の発生はなく耐久性を有することを確認した。磁気軸受については、自動バランス制御用の回転数追従型ディジタルフィルタを構築するとともに、ジャイロ効果によるコンカル共振の安定性低下を明らかにし、目標回転数50 000 rpmの低振動・安定支持を実現できる制御手法を確立した。

以上の成果により、安全性、耐久性を備えたフライホイールバッテリーの実現可能性を示すことができた。

ABSTRACT

A 100 Wh flywheel battery was fabricated and demonstrated. Research was conducted on the element technologies of the battery, a carbon fiber reinforced plastic (CFRP) rotor and magnetic bearing control, with the following outcomes. Burst tests conducted on the rotor showed that its achieved strength was more than 80% of the theoretical strength. In addition, 25 000 - 50 000 rpm (operational speed range) cyclic stress tests carried out at ordinary temperatures demonstrated that the rotor is durable to 30 000 cycles without fiber breaking or delamination. The digital processing technique of a speed tracking type band-stop filter for automatic balancing control of magnetic bearing was proposed. It was clarified that the stability of conical forward mode decreases by a gyroscopic effect as speed increases. The control method of magnetic bearing providing low-vibration and stable suspension up to the maximum operating speed of 50 000 rpm was established.

The results described above confirm the feasibility of a safe and durable flywheel battery.

1. まえがき

フライホイールバッテリー (Flywheel battery : 以降 F/W Batt と略す) は機械式 (電気機械式) バッテリーとも呼ばれ、寿命、環境温度特性など化学バッテリーに対し優位な特徴を持つ。F/W Batt のエネルギー貯蔵の原理は回転体の運動であり、貯蔵エネルギーはフライホイールロータの慣性モーメントと回転数の2乗との積に比例する。これは同一重量、体積では回転数が高いほどより多くのエネルギーを貯蔵できることを意味し、従ってエネルギー密度を高めるためには高回転化が有効であり、高回転化技術が鍵となる。高回転に耐え得る高強度ロータや高回転ロータを安定かつ低損失で支持する軸受など、F/W Batt の技術課題の多くは高回転化に伴うものである。金属製ロータを用いた低回転のシステムを除き、高回転 F/W Batt は現在開発段

階にあり、実現へ向けた技術の確立と性能の把握あるいは安全性、耐久性の確保や安全認知度の向上が現在の中心的な課題である。本稿では、高回転 F/W Batt システムを実現する上で重要となる高回転ロータ技術および軸受技術の研究成果について述べるとともに、F/W Batt システムの実現へ向けて製作した 100 Wh モデルのシステム試験の成果について報告する。

2. フライホイールバッテリー (F/W Batt) の概要

2.1. システム概要

Fig. 1 に F/W Batt システムの概念図を示す。

F/W Batt は回転体に運動エネルギーを蓄え、内蔵するモータ/発電機を介して電気エネルギーの入出力を行う機械式バッテリーである。

* 栃木研究所

** 和光基礎技術センター

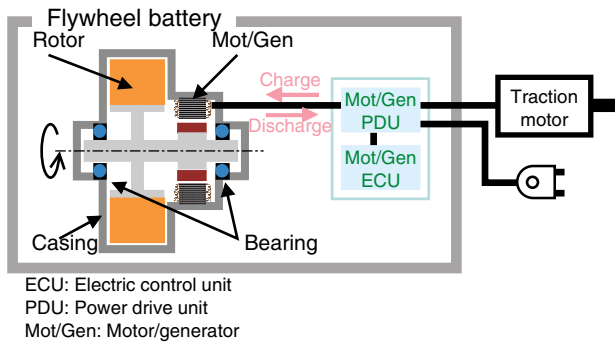


Fig. 1 Outline of flywheel battery system

2.2. 性能目標

シリーズ型ハイブリッド自動車に F/W Batt を搭載することを基本コンセプトとし、F/W Batt の性能目標の設定を行った。Table 1 に F/W Batt の性能目標を示す。

Table 1 Performance target of flywheel battery

Max. power (kW)	15 (@25 000 ~ 50 000 rpm)
Max. stored energy (Wh)	333
Max. operating speed (rpm)	50 000
Usable energy (Wh)	250
Operating speed range (rpm)	25 000 ~ 50 000
Total weight (kg)	50

本研究では、上記性能目標を満足する F/W Batt システムの達成へ向け、ロータ外径、回転数はそのままにロータの軸方向厚みを短縮した有効エネルギー 100 Wh の F/W Batt システムの実現を第一目標とする。

3. F/W Batt 技術要素

Fig. 1 に示した通り F/W Batt の構成技術要素は、エネルギー貯蔵機能を担うロータ、充電・放電(電気-運動エネルギーの相互変換)機能を担うモータ/発電機、風損を低減するための真空容器および、真空中でフライホイールロータを支持する軸受の大きく4つの要素からなる。以降、小型・軽量の F/W Batt を実現する上で特に重要となる高強度ロータおよび磁気軸受の要素研究について述べる。

3.1. 口一タ

ロータのエネルギー密度は材料の引張強度を密度で除した値である比強度で決まる。各種の高比強度材料を比較し、ロータ材料として炭素繊維強化プラスチック(Carbon fiber reinforced plastic: 以降 CFRP と略す)を選定した。ロータ成形方法にフィラメントワインディング成形を選択し、課題となるロータの層間にはく離破壊を防止するため、Fig. 2に示す圧入マルチリング構造を採用した。径方向でリングの密度、弾性率が異なる「高弾性CFRPリング+中弾性CFRPリング+アルミニウムリング」の構成である。

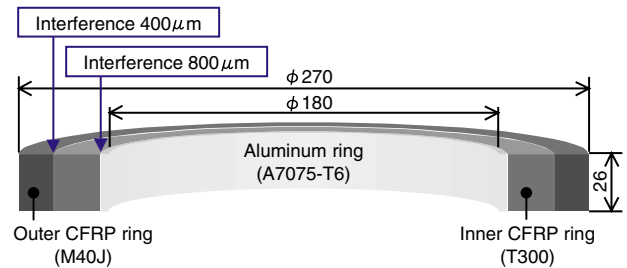


Fig. 2 Press fitted multi-ring rotor

(1). CFRP ロータは製作やテストの容易さを考慮し、有効エネルギー 250 Wh を 5 本の CFRP リングで構成することとした。100 Wh F/W Batt モデルでは CFRP 単リング 2 本を使用する。

3.1.1. CFRP ロータの応力限界と耐久性

ロータ研究における重要課題は安全性の確保である。本研究では F/W Batt システムの安全性確保のため、

- ロータの初期保証回転数 70 000 rpm として CFRP ロータ設計を行う(システムの最高回転数 50 000 rpm に対して応力的に安全率 2.0)
- システムとして 50 000 rpm 以上の過回転を防止すると設定した。ロータ設計に用いる CFRP リングの応力限界値は、繊維の強度バラツキを考慮して繊維の引張強度と繊維含有率(V_f)から計算される理論強度の 70%と仮定し、70 000 rpm でこの応力限界を超えない設計を行った。これまでの研究で、設計・製作したロータの回転試験により 70 000 rpm を実証し、この回転試験から、
- 応力が設計値通りであること
- 応力限界は理論強度の 66%を超えること

を確認した。安全性確保に対して残る課題は耐久性の確認である。また、今後のロータ設計の精度向上には応力限界の確認も重要である。本稿では、設計・製作した CFRP ロータの応力限界および耐久性能について述べる。

(1) CFRPロータの応力限界と評価方法 CFRPロータ ($V_f = 60\%$)の理論強度は、高弾性繊維 M40J を用いた外側リングが 2.64GPa、汎用繊維 T300 を用いた内側リングが 2.12GPa である。Fig. 3 に回転数と各 CFRP ロータの周方向応力の関係を示す。応力が理論強度限界に達する回転数は外側リング(M40J製)が88 600 rpm、内側リング(T300製)

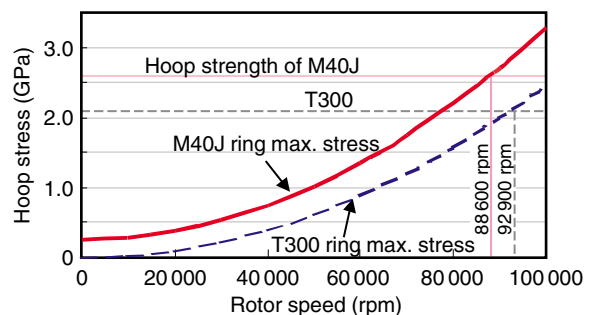


Fig. 3 Hoop stress of CFRP rotor

92 900 rpm である。実際の CFRP ロータでは成形時に張力を加えることやガイドローラとの接触による繊維破断、さらには加工による繊維切断などから、応力限界は理論強度より低いと考えられる。

複合材ロータの回転破壊現象を把握するためにロータの一部に欠陥を設け、回転破壊試験を行った例はあるものの、複合材ロータの強度評価に関する報告は見られない。CFRP ロータの強度評価はロータの最適設計を行う上で重要であり、また破壊に対する安全性を確保する上では破壊現象の把握も重要である。本研究では、CFRP ロータの応力限界の確認と回転破壊現象の把握を目的として、CFRP ロータの回転破壊試験を実施する。CFRP ロータの応力限界は破壊現象を解析し、破壊回転数から評価することとした。

Table 2 Mechanisms and inspections of fatigue

Mechanism	Phenomenon	Nondestructive inspection	Destructive inspection
Breaking of fiber	Deterioration of ・ Young's modulus ・ Strength	・ Dimension check ・ Evaluation of diameter during rotation	Burst test
Degradation of resin	Deterioration of strength	・ Ultrasonic inspection ・ Color check ・ X-ray analysis	
Delamination of layer	Deterioration of strength	—	

(2) CFRPロータの耐久劣化と検査方法 複合材料の劣化の原因は一般的な劣化と同様に次の2つに大別できる。

- 化学的作用(腐食/紫外線などによる化学変化)
- 物理的作用(疲労/クリープ)

CFRP ロータは真空環境にあることから、化学的な作用による劣化は無視できる。炭素繊維の疲労やクリープはほとんどないと言われ、試験データが数多く発表されている⁽²⁾。しかしながら、疲労メカニズムを明確に説明している例はなく、またロータの回転遠心力による劣化の研究報告もない。そこで CFRP ロータの各構成要素の物理的特性変化に着目し、劣化現象および劣化の検査手法を検討した。Table 2に劣化現象と検査手法を示す。本研究では、耐久試験中の測定を行うために非破壊検査を採用し、耐久試験前後の寸法測定および試験後の超音波探傷による評価を行うこととした。

3.1.2. CFRP ロータの応力限界の評価

(1) 破壊試験ロータ 破壊試験用ロータの外観をFig. 4に示す。破壊試験用のスポーク付きアルミニウムハブ(A7075-T6)を備え、破壊状況の撮影用に CFRP リングを白く着色した。ハブスポークは中心に向かってテーパ状に太くなる形状とし、軸心側スポーク付け根部への応力集中を緩和した。スポーク付け根部の応力が A7075-T6 の応力限界となる回転数は約 82 000 rpm で、この回転数で実証できる CFRP ロータの強度は理論強度の 85% となる。試験目標をハブ破壊に至る回転数までとし、破壊試験を実施する。

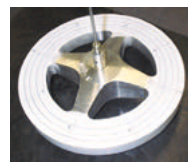


Fig. 4 Rotor for burst test

(2) 破壊試験 Fig. 5に試験の回転数推移を示す。2回の試験を行い、それぞれ 79 766 rpm(CFRP ロータの理論強度の 81.1%)、78 507 rpm(同 78.5%)で瞬間的に破壊した。破壊した CFRP ロータの破片を Fig. 6 に示す。CFRP ロータは最大長さ 80mm、最大幅 3mm の繊維束状に粉碎した。破壊の瞬間の撮影画像と破断したハブの解析から、いずれもハブのスポークの破壊(スポーク付け根のバランス取り加工部を起点)が先に生じ、その結果 CFRP ロータが破壊したとの結論に至った。

破壊がハブの破壊に起因したものであることから、CFRP ロータの応力限界は理論強度の 80% 以上を有することが確認できた。また、破壊現象がエネルギーの瞬時解放であることから、先に述べたように破壊させないというシステム安全性確保の考え方が重要であることが確認できた。

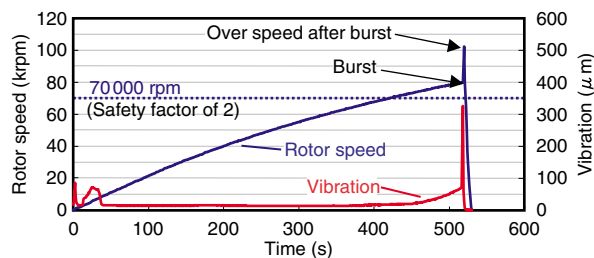


Fig. 5 Burst test of CFRP rotor

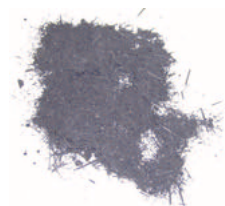


Fig. 6 Broken CFRP

3.1.3. CFRP ロータの耐久性能評価

(1) 耐久試験条件の設定 Fig. 3に示したように CFRP ロータには 50 000 rpm 時にその遠心力で約 1 Gpa の応力が発生する。この応力の繰り返しによる耐久疲労を評価する。試験パターンを常用範囲で応力変化幅が最大となる 25 000~50 000 rpm の繰り返し(1 サイクル: 25 000→50 000→25 000rpm)と設定した。繰り返し疲労が応力変化幅と繰り返し回数に依存すると仮定し、モード走行時の F/W Batt の充放電パターンを基に試験サイクル数を算出した。走行モードは 10-15 モード(日本)と City モード(US)を用いた。10 万 km を走行した場合のサイクル数は、10-15 モードで約 21 500 サイクル、City モードで約 20 500 サイクルとな

る。本研究では試験サイクル数を30 000サイクルと設定し、耐久性評価の第一歩として常温での耐久試験を行う。試験条件を Table 3 に示す。

Table 3 Conditions of cyclic stress test

Speed range (rpm)	25 000 ~ 50 000
Number of cycles	30 000
Spin up/down time (sec/cycle)	60
Vacuum level (Pa)	< 10

(2) 耐久試験 耐久試験用ロータの外観を Fig. 7 に示す。Table 3 に示した試験条件に従い 30 000 サイクルの耐久試験を実施した。10 000 サイクル経過毎にロータの寸法測定と超音波探傷検査を、また耐久試験前後に回転時の外径変化を測定した。Fig. 8 に寸法測定結果を、Fig. 9 に回転時の外径測定結果を示す。以下に結果をまとめる。

- 各部寸法測定においては、直径が10 000サイクル後に約10 μm 変化したもののその後の変化はなく、厚みについても変化は10 μm 以下であった。

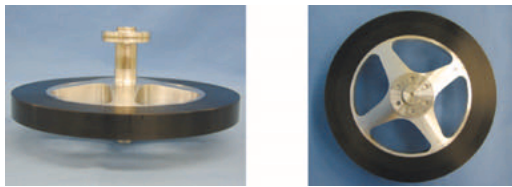


Fig. 7 Rotor for cyclic stress test

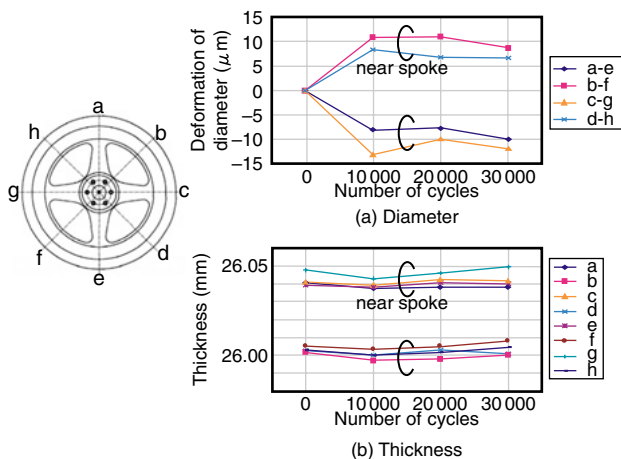


Fig. 8 Inspection of dimensions

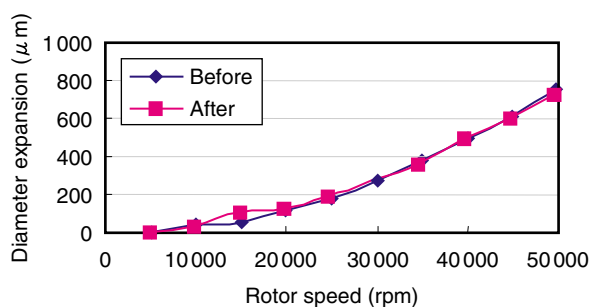


Fig. 9 Evaluation of diameter during rotation

- 超音波探傷検査においてはロータ全周に渡り層間には離れは確認されなかった。

- 耐久試験前後の回転時の外径変化量は一致した。

耐久試験中に CFRP ロータは破壊せず、形状には微小変化が生じたものの、CFRP ロータの超音波探傷や耐久試験後の回転時の外径変化測定において、樹脂の劣化を示す層間には離れや繊維の切断を示すヤング率の低下がないことから、本 CFRP ロータが常温 30 000 サイクルの耐久性を有することが確認できた。

3.2. 軸受

F/W Batt用の軸受への要求は、高回転、低損失、真空中での使用などである。種々の軸受の中から、これらの要求を満足する軸受として磁気軸受(Magnetic Bearing: 以降 MB と略す)を選定した。

3.2.1. 磁気軸受(MB)

MB は磁力により回転体を支持する非接触軸受である。物体(剛体)の運動自由度は並進3自由度、回転3自由度の計6自由度あり、回転軸回りの回転を除く5自由度が MB の支持すべき自由度となる。本システムにおいては、5自由度全てに対してアクティブ制御を行う5軸制御型 MB を採用する。Fig. 10 に一般的な MB の構成図を示す。ラジアル方向を支持するラジアル MB が軸方向2箇所に、スラスト方向を支持するスラスト MB が軸端に配置される。また、ロータの運動を検出するための非接触式の変位センサが各電磁石近傍に配置される。

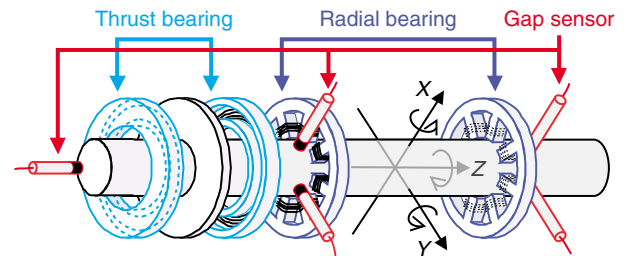


Fig. 10 Schematic of 5 DOF active magnetic bearing

3.2.2. MB のモデリング

MB のモデリングを行う。Fig. 11 に座標を定義する。本システムは多入出力(多変数)系である。ここでは多入出力系の扱いが容易であり、系統的に制御系設計を行える現代制御理論の適用を前提として、ラジアル MB の状態方

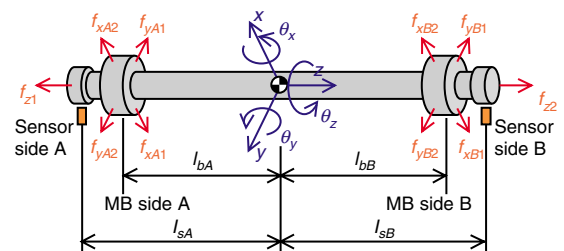


Fig. 11 Definition of Axes

程式の導出を行う。

ロータ重量を m , z 軸, $x(y)$ 軸回りの慣性モーメントを J_p , J_d とするとラジアル方向運動方程式は次式で表現される。

$$\begin{cases} m\ddot{x} = (f_{xA2} - f_{xA1}) + (f_{xB2} - f_{xB1}) \\ m\ddot{y} = (f_{yA2} - f_{yA1}) + (f_{yB2} - f_{yB1}) \\ J_d \ddot{\theta}_x = -J_p \omega \dot{\theta}_y + (f_{yA2} - f_{yA1}) l_{bA} - (f_{yB2} - f_{yB1}) l_{bB} \\ J_d \ddot{\theta}_y = J_p \omega \dot{\theta}_x - (f_{xA2} - f_{xA1}) l_{bA} + (f_{xB2} - f_{xB1}) l_{bB} \end{cases} \quad (1)$$

式(1)を状態方程式表現に変形すると次式となる。

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} x_g \\ \dot{x}_g \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} O_{4 \times 4} & I_{4 \times 4} \\ O_{4 \times 4} & A_{r1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_g \\ \dot{x}_g \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} O_{4 \times 4} \\ B_{r1} \end{bmatrix} f_r \quad (2)$$

$$\begin{aligned} x_g &= [x \ y \ \theta_x \ \theta_y]^T \\ f_r &= [f_{xA2} - f_{xA1} \ f_{yA2} - f_{yA1} \ f_{xB2} - f_{xB1} \ f_{yB2} - f_{yB1}]^T \\ A_{r1} &= \begin{bmatrix} O_{2 \times 2} & O_{2 \times 2} \\ O_{2 \times 2} & A_{r2} \end{bmatrix}, A_{r2} = \frac{J_p}{J_d} \omega \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \\ B_{r1} &= \begin{bmatrix} \frac{1}{m} & 0 & \frac{1}{m} & 0 \\ 0 & \frac{1}{m} & 0 & \frac{1}{m} \\ 0 & \frac{l_{bA}}{J_d} & 0 & -\frac{l_{bB}}{J_d} \\ -\frac{l_{bA}}{J_d} & 0 & \frac{l_{bB}}{J_d} & 0 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

MB 部のクリアランスを g , 電磁石電流を i とすると, 電磁石吸引力は次式で表現できる。 N は電磁石コイルのターン数, S は鉄心断面積, μ_0 は真空中の透磁率($= 4 \pi \times 10^{-7}$), k は電磁石吸引力定数である。

$$f = \frac{\mu_0 N^2 S}{4} \left(\frac{i}{g} \right)^2 = k \left(\frac{i}{g} \right)^2 \quad (3)$$

ラジアル各部の吸引力を平衡点近傍で線形化するとラジアル方向吸引力ベクトル f_r は次式で表現できる。

$$f_r = C_{r1} x_{rb} + C_{r2} i_r \quad (4)$$

$$\begin{aligned} i_r &= [i_{xA} \ i_{yA} \ i_{xB} \ i_{yB}]^T \\ C_{r1} &= \text{diag} \left(\left[4k_{rA} \frac{I_{rA}^2}{G_{rBA}^3} \ 4k_{rA} \frac{I_{rA}^2}{G_{rBA}^3} \ 4k_{rB} \frac{I_{rB}^2}{G_{rBB}^3} \ 4k_{rB} \frac{I_{rB}^2}{G_{rBB}^3} \right] \right) \\ C_{r2} &= -\text{diag} \left(\left[4k_{rA} \frac{I_{rA}}{G_{rBA}^2} \ 4k_{rA} \frac{I_{rA}}{G_{rBA}^2} \ 4k_{rB} \frac{I_{rB}}{G_{rBB}^2} \ 4k_{rB} \frac{I_{rB}}{G_{rBB}^2} \right] \right) \end{aligned}$$

x_{rb} は変位ベクトル(ラジアル MB 部), i_{rb} は制御電流ベクトル, G_{rBA} , G_{rBB} は MB 平衡クリアランス, I_{rA} , I_{rB} はバイアス電流である。制御電圧と制御電流および, 変位ベクトル x_{rb} , x_{rs} (ラジアル変位センサ部) と x_g との関係式,

$$e_r = L_r \frac{di_r}{dt} + R_r i_r \quad (5)$$

$$\begin{aligned} e_r &= [e_{xA} \ e_{yA} \ e_{xB} \ e_{yB}]^T \\ L_r &= \text{diag}(L_{rA} \ L_{rA} \ L_{rB} \ L_{rB}) \\ R_r &= \text{diag}(R_{rA} \ R_{rA} \ R_{rB} \ R_{rB}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} x_{rb} &= \begin{bmatrix} x_{bA} \\ y_{bA} \\ x_{bB} \\ y_{bB} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -l_{bA} \\ 0 & 1 & l_{bA} & 0 \\ 1 & 0 & 0 & l_{bB} \\ 0 & 1 & -l_{bB} & 0 \end{bmatrix} x_g = T_{gb} x_g \\ x_{rs} &= \begin{bmatrix} x_{sA} \\ y_{sA} \\ x_{sB} \\ y_{sB} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -l_{sA} \\ 0 & 1 & l_{sA} & 0 \\ 1 & 0 & 0 & l_{sB} \\ 0 & 1 & -l_{sB} & 0 \end{bmatrix} x_g = T_{gs} x_g \end{aligned} \quad (6)$$

を用いて式(2), 式(4)をまとめると状態方程式は次式となる。

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} x_{rs} \\ \dot{x}_{rs} \\ i_r \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} O_{4 \times 4} & I_{4 \times 4} & O_{4 \times 4} \\ T_{gs} B_{r1} C_{r1} T_{gb} T_{gs}^{-1} & T_{gs} A_{r1} T_{gs}^{-1} & T_{gs} B_{r1} C_{r2} \\ O_{4 \times 4} & O_{4 \times 4} & -L_r^{-1} R_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{rs} \\ \dot{x}_{rs} \\ i_r \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} O_{4 \times 4} \\ O_{4 \times 4} \\ L_r^{-1} \end{bmatrix} e_r \end{aligned} \quad (7)$$

3.2.3. MB 制御

高回転ロータを支持する上での課題は回転振動であり, 要因は次の2つに大別できる。

- ロータ不釣り合い
- 共振

以下にこれらの対策について述べる。

(1) 不釣り合い振動の低減 回転体には残留不釣り合いが存在し, この不釣り合いにより回転振動が発生する。不釣り合い振動を抑制するため, オブザーバやフィルタを用いる種々の手法が提案されており⁽³⁾, 次の2つに大別できる。不釣り合いによる遠心力を相殺する制御力でロータを回転軸(幾何学軸)回りに支持するものと, 逆に不釣り合い振動に対しては制御力を発生させずロータを重心軸(慣性主軸)回りに回転支持するものである。後者は自動バランス(慣性主軸回転)制御とも呼ばれる。

本研究においては, 帯域除去フィルタを用いた自動バランス制御を選択した。検出信号中の不釣り合い振動, 即ち回転1次の振れ回り振動成分をフィルタにて除去してフィードバックし, 振れ回り振動に対する制御力(支持剛性)をゼロとする。特に, 本研究においては中心周波数(除去周波数)が回転数に追従する帯域除去フィルタ処理をデジタル演算にて行う手法を考案した。そのブロック図を Fig. 12 に示す。モータ/発電機制御用に備える回転数信号に基づき, フィルタ特性を変化させる。Fig. 13に本フィルタを用いた自動バランス制御による回転振動の低減効果を示す。

(2) 共振の回避 MB にて支持された回転体の共振は, 剛体モードと曲げモードに大別できる。前者はMBの支持剛性(バネ・ダンパ支持)により生じるモードで, 並進(パレル), 傾き(コニカル)の2つのモードが存在する。後者はいわゆる回転体の曲げ共振である。回転時の課題はこれら

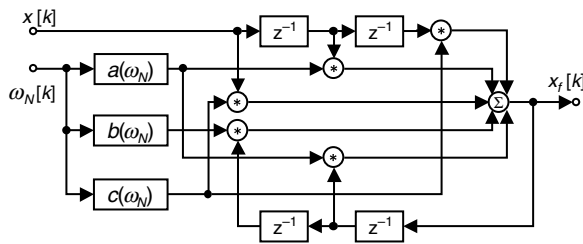


Fig. 12 Block diagram of a speed tracking band stop filter

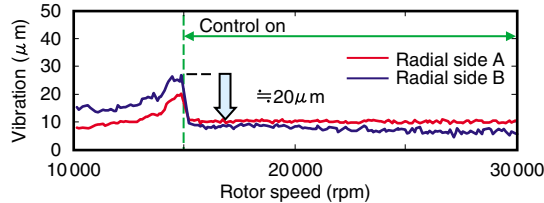


Fig. 13 Effect of automatic balancing control

共振の励起および不安定化(発散)であり、危険速度とジャイロ効果とその要因となる。危険速度とは、先のロータ不釣り合いにより共振が励起される回転数、すなわち回転周波数が共振周波数と一致する回転数を指す。ジャイロ効果は回転体特有の現象で、式(1)に示したようにラジアル軸回りの回転2自由度の右辺第一項にはジャイロ効果による干渉項が存在する。この効果により、回転体は静止時($\omega=0$)の各共振周波数が、回転数の上昇に伴い高低2つの周波数に分岐する。この現象を Fig. 14 に模式的に示した。高周波数、低周波数へ変化するモードをそれぞれ前回り(Forward)モード、後ろ回り(Backward)モードと呼ぶ。高回転でかつ慣性モーメント J_p が大きいフライホイールロータではジャイロ効果の影響が大きく、回転数に対して動特性が変化するシステムとなる。

剛体モードの危険速度はMB制御による減衰(ダンパ)特性の付与により基本的に通過が可能である。回転数の上昇に伴う不安定化の可能性を評価するため、式(7)においてジャイロ干渉項をゼロとしたモデルに対してフィードバック(F/B)ゲインを導出し、このF/Bゲインで制御した場合の閉ループシステムの固有値計算を行った。結果をFig. 15に示す。回転数の上昇に伴い、コンカル前回りモードに対する減衰比が減少することが明らかとなった。実際の制御ではセンサ、フィルタなどの位相遅れ特性の影響も加わるので、このモードが不安定化する可能性がある。従って、回転数に応じたF/Bゲイン調整手段を設け、コンカル前回りモードの減衰特性の改善(不安定化回避)を行う。

機械式軸受など高剛性軸受にて支持される回転体の曲げ共振とジャイロ効果については参考文献(4)に詳細に説明されている。MB制御により曲げモードの危険速度を通過させる研究も行われているが、一般的には使用回転数範囲内

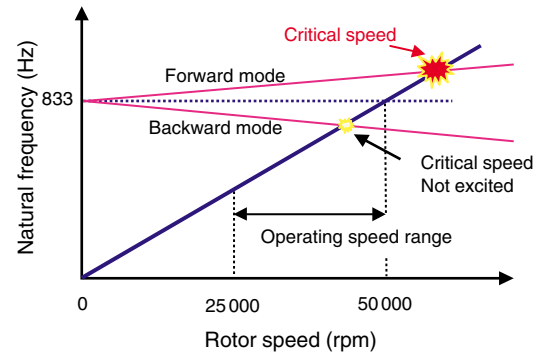


Fig. 14 Gyroscopic effect

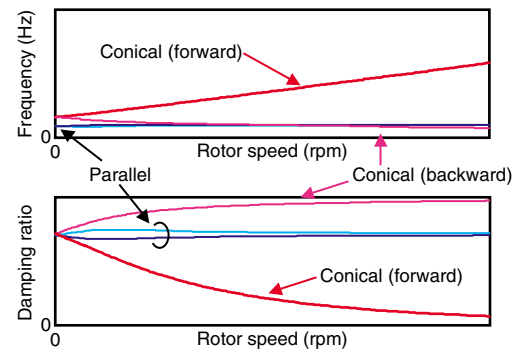


Fig. 15 Rigid mode natural frequencies and damping ratios as a function of rotor speed (closed loop simulation)

に危険速度を持たないよう回転体の高剛性化が行われる。本研究においては、フライホイールロータの固有値目標を833 Hz以上とし、危険速度と不安定化の回避を行う。

3.2.4. 制御システム

制御ハードウェアは、Fig. 16に示すようなDSP(Digital signal processor)をベースとした市販のラピッドプロトタイプ環境を採用し、MBのデジタル制御を行う。

Fig. 17に制御ブロック図を示す。各サンプリング信号(変位、電流)に対して、適切なフィルタ処理、状態ベクトル算出、F/Bゲイン処理を行い、制御指令値を算出する。制御は最適レギュレータを基本に前述の回転数に応じたフィルタ、F/Bゲインの各パラメータ調整手段を設けている。

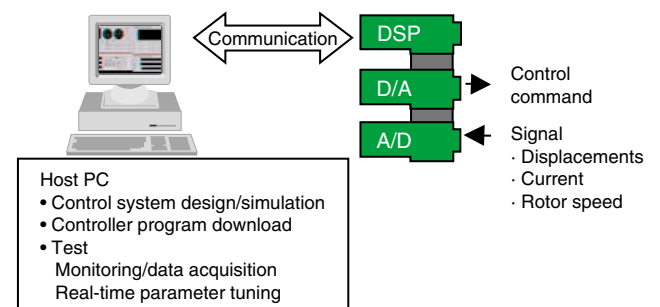


Fig. 16 Rapid prototyping system

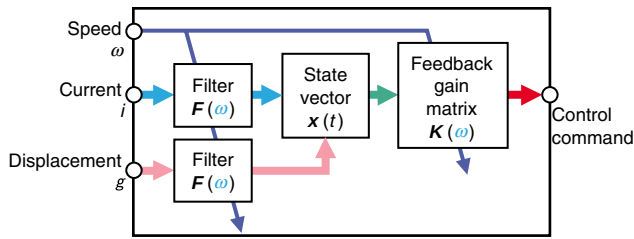


Fig. 17 Block diagram of a magnetic bearing controller

4. F/W Batt システム研究

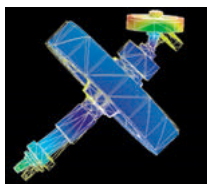
4.1. 100 Wh モデル

ロータ、軸受技術を適用したF/W Battシステム研究について述べる。目標である 250 Wh F/W Batt システムの実現へ向け、第1ステップとして100 Whモデルを製作した。100 Wh モデルの主な仕様を Table 4 に示す。最終的な 250 Wh システムはCFRP 単リング5本構成とするのに対して、100 Wh モデルはCFRP 単リングを2本用いたモデルである。

設計したフライホイールロータの固有値解析結果を Fig. 18 に示す。固有値目標として設定した 833 Hz 以上を満足するフライホイールロータを設計できた。Fig. 19に製作した 100 Wh モデルのロータアセンブリ(重量 7.6 kg)および本体外観を示す。

Table 4 Specifications of 100 Wh model

Max. operating speed (rpm)	50 000
Operating speed range (rpm)	25 000 ~ 50 000
Max. power (kW)	15 (@25 000 ~ 50 000 rpm)
Usable energy (Wh)	100 (CFRP ring × 2)
Natural freq. (Hz)	> 833
Bearing type	5 DOF Active magnetic bearing
Mot/Gen type	Brushless DC

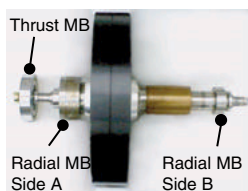


(a) 1st mode 872 Hz

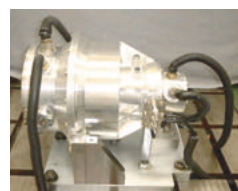


(b) 2nd mode 1 083 Hz

Fig. 18 Bending mode shapes and frequencies



(a) Rotor assembly



(b) External view

Fig. 19 100 Wh model

4.2. 回転試験

MB の制御パラメータの設定、調整の後に行った回転試験結果を Fig. 20, Fig. 21 および Fig. 22 に示す。Fig. 20 は回転時の各部の振動振幅(片振幅)を示したものである。ラジアル方向およびスラスト方向の振動はいずれも回転全域に渡り低振幅(最大約 20 μm)で、目標回転数 50 000 rpm までの安定回転を達成した。Fig. 21 は 50 000 rpm におけるロータの振れ回り軌跡(Side A, B)を示したもので、安定した回転であることが確認できる。Fig. 22は回転時のロータ振動のFFT解析結果である。回転1次の振れ回り振動成分以外に共振などの異常振動成分はない。剛体コンカル前回りモードの不安定化現象はなく、回転全域に渡り適正に制御が行われていることを示している。回転試験の結果から採用した MB 制御の有効性が確認できた。

本試験の目標である 50 000 rpm を達成し、有効エネルギー 100 Wh 貯蔵を実証できた。

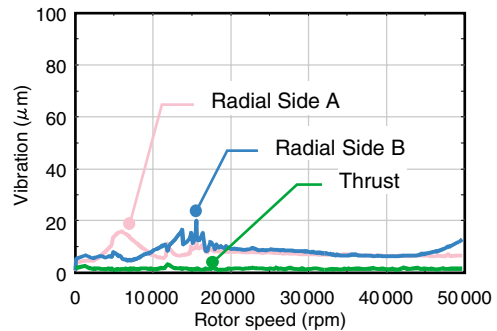
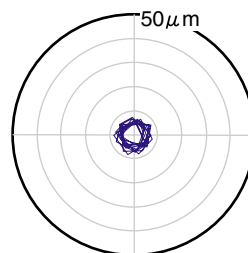
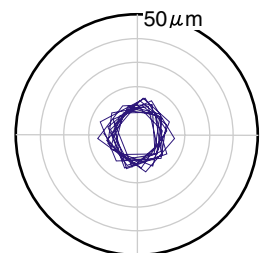


Fig. 20 Synchronous displacement up to full speed



(a) Side A



(a) Side B

Fig. 21 Whirling orbit @ 50 000 rpm

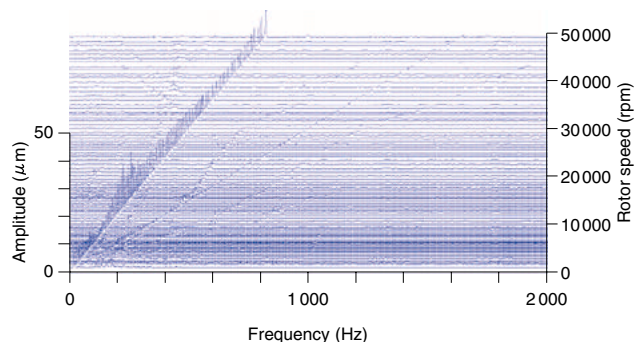


Fig. 22 Waterfall plot

4.3. 充放電試験

F/W Battシステムの充放電の確認試験を実施した。内蔵のモータ／発電機の駆動／回生出力を7.5 kW一定とし、充放電を行った。結果をFig. 23に示す。25 000 rpmから50 000 rpmの充放電を1サイクルとして計2サイクルの充放電を行ったものである。バッテリーの基本機能である充放電動作が行えること、また安定した充放電の繰り返しが行えることを確認し、バッテリーとしての成立性を実証した。1サイクルの充放電効率は86.3%となった。

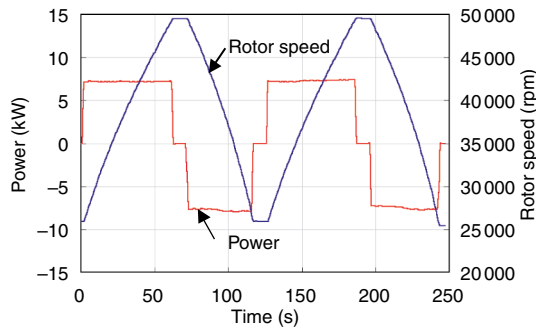


Fig. 23 Results of charge/discharge test

5. まとめ

250 Wh F/W Batt システムの実現へ向け、技術要素である炭素繊維複合材ロータの研究および磁気軸受の研究を行うとともに、これらの成果を適用した F/W Batt システムの研究を行った。ロータについては、設計・製作したロータの回転破壊試験による CFRP ロータの強度評価を行い、応力限界が理論強度の80%以上を有すること、常用回転数範囲における常温 30 000 サイクルの繰り返し試験による CFRP ロータの耐久性能の評価を行い、繊維の切断、層間はく離の発生はなく耐久性を有することを確認した。磁気軸受については、自動バランス制御用の回転数追従型ディジタルフィルタを構築するとともに、ジャイロ効果によるコニカル共振の安定性劣化を明らかにし、その制御手法を確立した。これら要素研究の成果を採用した 100 Wh F/W Batt を製作し、目標回転数 50 000 rpm の達成および充放電機能の実証により 100 Wh F/W Batt システムを実現した。

本研究の成果により、安全性、耐久性を有した F/W Batt システムの実現可能性を示すことができたと考える。

6. おわりに

今後、これらの研究成果を適用した 250 Wh F/W Batt システムを製作し、目標性能の実証を行う予定である。

なお、本研究はその一部を経済産業省主導の『高効率クリーンエネルギー自動車の研究開発』プロジェクトと連動し、実施している。このプロジェクトは石油代替のクリーン

エネルギーとハイブリッドシステムとの組み合わせで CO₂ 排出量が既存車の1/2以下となる自動車の開発を目的とし、新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)からの委託を受けた研究である。本報の一部は平成 11～14 年度の研究^{(5)～(8)}の成果である。

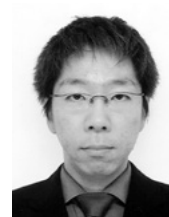
謝 辞

本研究にあたり御指導、御協力を頂きました社内外の関係者の方々に紙面を借りて厚く御礼申し上げます。

参考文献

- (1) 小林裕幸：フライホイールバッテリー用 CFRP ロータの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.12 No.1, p.85-92 (2000)
- (2) 島村昭治：カーボンファイバ, オーム社, 1984, 217p.
- (3) 電気学会 磁気浮上応用技術調査専門委員会：オブザーバを併用した制御系設計, 磁気浮上と磁気軸受, コロナ社, 1993, p.203-210
- (4) 日本機械学会：機械工学便覧, 新版, A3, p.153-173 (1987)
- (5) 新エネルギー・産業技術総合開発機構：高効率クリーンエネルギー自動車の研究開発, 平成11年度成果報告書
- (6) 新エネルギー・産業技術総合開発機構：高効率クリーンエネルギー自動車の研究開発, 平成12年度成果報告書
- (7) 新エネルギー・産業技術総合開発機構：高効率クリーンエネルギー自動車の研究開発, 平成13年度成果報告書
- (8) 新エネルギー・産業技術総合開発機構：高効率クリーンエネルギー自動車の研究開発, 平成14年度成果報告書

■ 著 者 ■



須永 義 弘



阿部 昇 栄



板井 幸 彦

Theoretical Consideration to Improve Engine Cooling and Application of Coupling 3D Combustion Simulations with Heat Transfer in Water Jacket and Components

Jun XIN*
Yoshio MAEDA**

Stephen SHIH*
Michio KAWAMOTO**

Edwin ITANO*
Yoshio YAMAMOTO*

ABSTRACT

要 旨

Improving engine cycle thermal efficiency is an effective way to increase engine torque and to reduce fuel consumption simultaneously. However, the extent of the improvement is limited by engine knock, which is more evident at low engine speeds when combustion flame propagation is relatively slow. In this paper, computational fluid dynamics (CFD) tools were applied to evaluate the potential for improvement of V6 engine, and effectiveness of various design concepts of engine water jacket by judging surface heat transfer coefficient under isothermal condition. Theoretical considerations were given to optimize the cooling efficiency. Consequentially, engine performance was carried out in base engine and a prototype engine, improvement of engine output and fuel economy was confirmed. Furthermore, a new CFD methodology was developed in which iterative coupling approach was taken to include combustion chamber, water jacket and solid components. Component temperatures were predicted explicitly and compared with measurement results.

トルク増大と同時に燃料消費率を向上するには図示熱効率向上が有効である。しかしながら、その量は特に火炎伝播が相対的に遅い低速領域においてノッキングにより制限されてしまう。本論文では計算流体力学(CFD)を V6 エンジンに適用し、熱効率向上の可能性について検討を行った。特にいくつかのウォータージャケットの設計コンセプトについて等水温下でのウォータージャケット表面の熱伝達係数を計算してその有効性の評価を行った。冷却効率を最適化すべく理論的検討を加えた結果、ベースエンジンに比較して本検討による試作エンジンは出力、燃料消費率共に向上することが確認された。本検討中に用いた新しい CFD の手法は、混合気の燃焼ならびに燃焼ガスの筒内流動による熱伝達への影響をシミュレート可能とするため、燃焼室やウォータージャケット形状のソリッドモデルと融合されたものであり、その有効性を各部温度の予測と実測の比較により検証を行った。

1. Introduction

As the US light duty truck market (SUV, SUT, etc.) continues to grow, it is of great importance to increase low engine speed torque for better vehicle dynamic performance. Improving engine gas exchange process is a critical area to accomplish the goal. Higher volumetric efficiency usually demands anti-knock measures to take full advantages of improved gas exchange. At the same time, it is imperative to reduce vehicle fuel consumption to curb global warming. Improving engine cycle thermal efficiency is an effective way to achieve higher engine output and lower fuel consumption simultaneously. However, the extent of the improvement is limited by engine knock. Improving the overall level of knock resistance and uniformity of all cylinders of a multi-

cylinder engine is necessary to increase thermal efficiency.

In the next section, theoretical considerations were presented to provide uniform and effective cooling for multi-cylinder engines. Several design concepts were proposed, and their effects on cooling performance were analyzed, and design parameters were assessed and optimized by means of CFD simulations. After design concepts were optimized with respect to heat transfer coefficient from isothermal CFD simulations, one design was tested, and main test results were presented.

Then, in order to quantitatively evaluate effects of design concepts on combustion chamber wall temperature, and subsequently on volumetric efficiency and combustion, a newly developed methodology was described that couples in-cylinder flow and combustion

* Honda R&D Americas, Inc.

** Honda R&D Co., Ltd.

with convection and conduction in water jacket and solid components such as cylinder head and block. Procedures and calculation results from the applications were depicted. The major advantage over the isothermal water jacket analysis is that interactions among combustion, component temperatures and coolant flow pattern of water jacket can be simulated directly.

2. Basic Considerations and Design Concepts of Engine Water Jacket

To address constantly increase of engine output density and environmental concerns, water jacket of a multi-cylinder spark ignition engine needs to meet four functional requirements. First of all, water jacket provides adequate cooling capability to engine components in order to keep component temperatures below maximum levels. Secondly, it helps reduce temperature difference among cylinders so that all cylinders operate at optimal conditions. Thirdly, it is desired to arrange flow pattern so that temperature gradient in both circumferential and cylinder axial directions is reduced. At last, water jacket has low thermal capacity so that engine warm-up can be shortened.

Nowadays, three-dimensional CFD calculations have been routinely applied in engine water jacket design and optimization^{(1), (2)}. The addition of conjugate heat transfer capability in most commercial CFD packages enables designers to evaluate water jacket and component temperature together. For the purpose of analyzing cooling efficiency and uniformity of water jacket among individual cylinders, isothermal coolant flow analysis is adequate to provide reliable indication with respect to relative cooling differences among cylinders as well as among water jacket designs. Therefore, in this paper, isothermal calculations were applied to quickly evaluate coolant flow pattern and optimize design parameters. After an optimized design was identified, coupling analysis followed so that wall temperatures and component temperatures could be determined to judge the benefit on knock toughness and durability concern.

In the coupling analysis, in-cylinder flow and combustion calculations were coupled with flow and heat transfer calculations in water jacket, as well as heat conduction in components, which was described in details in the next section.

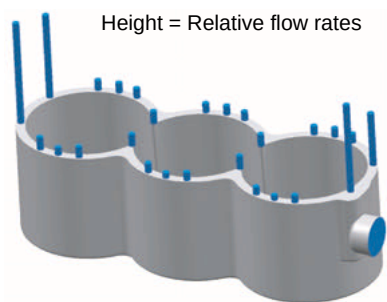


Fig. 1 Flow rate distribution through gasket holes of base design

A general CFD package, STAR-CD was used in isothermal fluid calculations. For isothermal flow analysis, only governing equations of continuity, momentum and $k-\epsilon$ turbulence model were solved. For simplicity, one bank of a V6 engine water jacket was modeled. A flow rate imposed on the inlet boundary was corresponding to engine operating condition of 3 000 rpm. Fig. 1 illustrates coolant mass flow rates through each gasket hole of a baseline V6 engine. The height of bars represents normalized flow rate through individual gasket holes. In the baseline, coolant flows through engine block and cylinder head in a parallel fashion. Due to that design concept, it is necessary to have two large gasket holes on the opposite end from the water pump inlet to maintain certain level of coolant velocity in the top portion of liners. It is apparent that most coolant enters head from front and rear end holes. In the base engine design, about 35% coolant flow enters the cylinder head from the two rear gasket holes. This 35% flow is for block cooling only, and not utilized for cylinder head cooling. The combustion chamber of the first cylinder gets about 30% coolant flow rate.

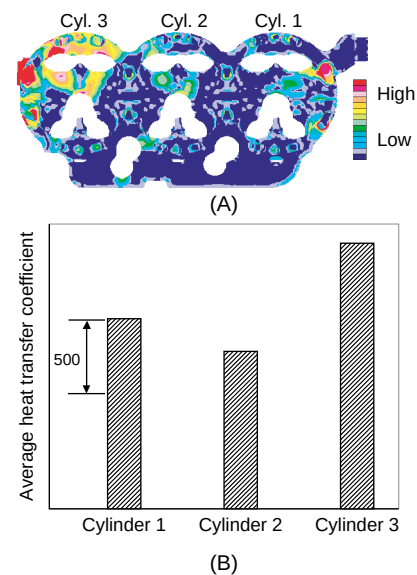


Fig. 2 Distribution of heat transfer coefficient

Heat transfer coefficient (HTC) distribution on the water jacket surface is shown in Fig. 2A, heat transfer coefficient is a good indicator to evaluate local heat removal capability. Ideally, each cylinder in a multi-cylinder engine has similar cooling capability, and heat removal capability matches the thermal loading on the combustion chamber from the burnt gas. Fig. 2A indicates that the base design does not achieve relatively spatially uniform HTC distribution, the middle cylinder has the lowest cooling, and the third cylinder has the highest HTC, because coolant flow rate is the highest there as flows through gasket holes merge. The CFD results indicate that there is some room for even better performance, and such improvement will be necessary whenever there is substantial increase of engine volumetric efficiency and/or compression ratio.

Fig. 2B presents area-average HTC value on the head water jacket surface of each cylinder. The HTC of the middle cylinder is 25% lower than the cylinder 3. From the CFD simulation results of the baseline V6 engine, it is evident that both fuel economy and low speed torque increase can be achieved simultaneously by improving uniformity of engine cooling capability among individual cylinders and increasing overall cooling capability to meet the demand for higher low speed torque density. It should be mentioned that the baseline V6 engine's water jacket was adequately designed to provide necessary cooling capacity to maintain component temperatures and knock toughness according to the strict design standard, and was confirmed by engine and vehicle tests. Besides, the number of parts, manufacturability and commonality of parts should be considered to provide the best value to the customer. For instance, in the baseline engine design, the head gaskets for the front and rear banks are the same.

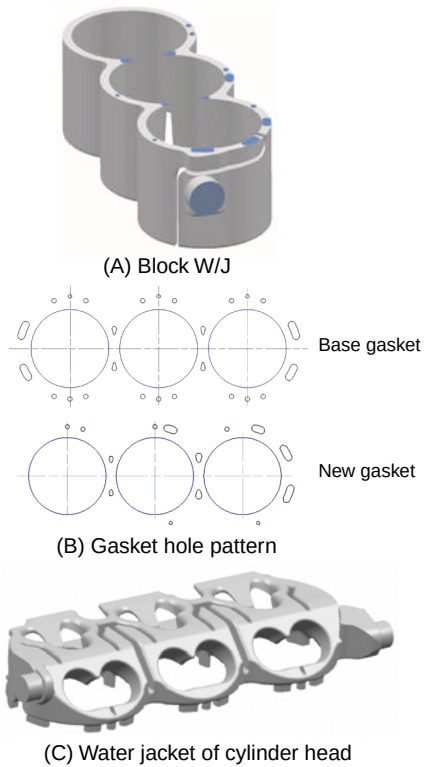


Fig. 3 Modifications to engine components for an optimized water jacket design

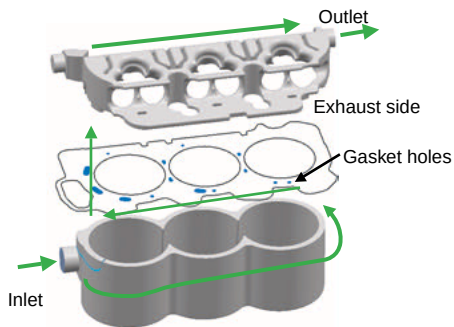


Fig. 4 Overall coolant flow path in the new water jacket

In the new design, a serial cooling concept was proposed⁽³⁾. The first measure was taken to apply a block partition so that most of coolant flow was to flow through entire cylinder block from the exhaust side to the intake side before entering water jacket in cylinder head, as shown in Fig. 3A. To accommodate this design idea, the hole pattern of head gasket was required to change, as illustrated in Fig. 3B, two holes at the rear end in the base V6 engine gasket were eliminated. Because coolant flow rate in the engine block and head was expected to increase significantly, and top liner regions were expected to be properly cooled. The total area of gasket holes on the intake side was reduced to ensure more coolant to flow through all combustion domes in the cylinder head. To further increase HTC level on the combustion domes, ribs were added to the top surface of water jacket in the new cylinder head as illustrated in Fig. 3C.

Fig. 4 illustrates coolant flow path in a water jacket after adopting features described in Fig. 3. The comparison of HTC distribution of the base and new cylinder head water jackets is given in Fig. 5A, the shown surface is viewed from the combustion chamber. It is obvious that the HTC of new design is much higher everywhere comparing to the base engine design, the spatial HTC distribution becomes more uniform. Area-averaged HTC values for individual cylinders are shown in Fig. 5B, the HTC of the middle cylinder increases by almost 75%. With respect to the trend, the HTC values gradually increase from the upper stream to the down stream cylinders as coolant temperature rises. The HTC distribution of engine block is compared in Fig. 5C between the base V6 engine and a new V6 engine. Due to high coolant flow rate flowing through the entire

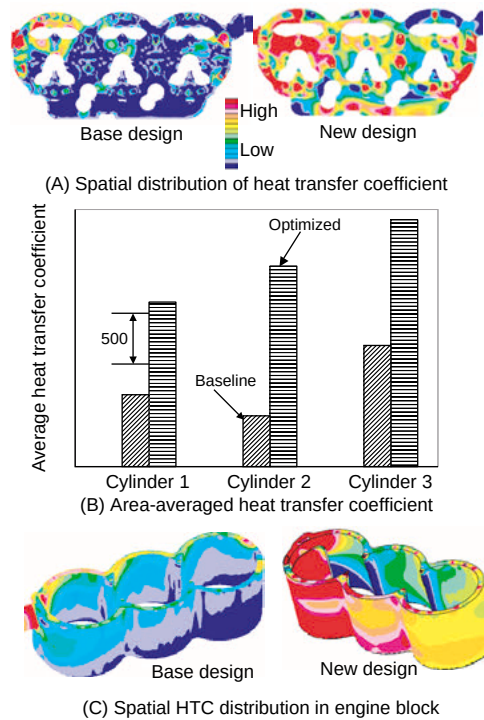


Fig. 5 Comparison of spatial HTC between the baseline and an optimized design

block portion of the new water jacket, HTC values on the top liner region are also increased considerably, as shown in Fig. 5C.

Then, the base and new V6 engines were tested with regular gasoline to evaluate effects of the above design changes on engine power and fuel economy. The knock limited ignition timing vs. volumetric efficiency is shown in Fig. 6. Each line represents knock characteristics of one cylinder. It is apparent that there is a wide variation of knock limited ignition timings among 6 cylinders. For 4 000 rpm, it is almost 6.5 degrees of crank angle. With the new water jacket design, the scatter of knock limited ignition timings becomes narrower in an engine speed range from 3 000 rpm to 5 000 rpm, as shown in Fig. 6, due to improved cooling efficiency uniformity of individual cylinders. Furthermore, it is also evident that lower limit of ignition timing of the 6 cylinders is raised within this speed range, and is advanced by 2.5, 3.5, and 3.5 degrees, respectively for 3 000 rpm, 4 000 rpm and 5 000 rpm. However, the upper limit of ignition timing is not advanced as much as the lower limit. Other test results are presented in a separate paper⁽³⁾.

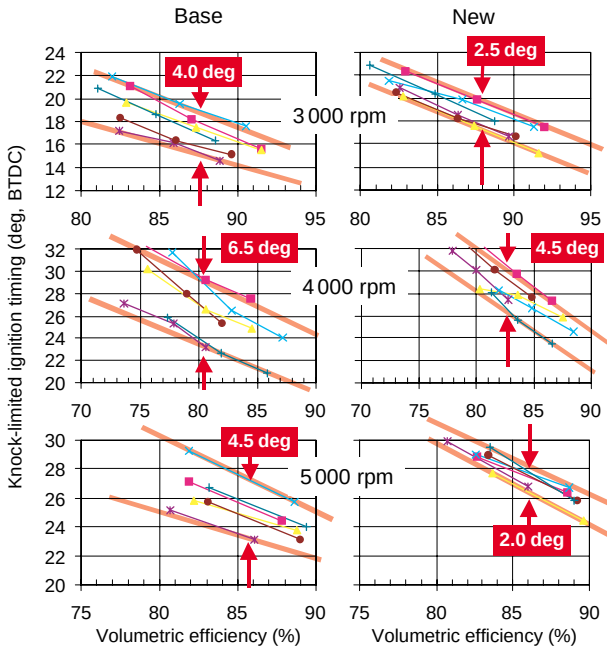


Fig. 6 Effects of water jacket design on knock limited ignition timings of individual cylinders

3. Combustion Simulations Coupling with Water Jacket

In the preceding section, isothermal CFD simulations were performed to optimize water jacket design with respect to cooling efficiency and uniformity of heat transfer coefficient on surfaces. However, isothermal fluid CFD simulations predict neither effects of water jacket on component temperature nor its effects on in-cylinder flow and combustion. Such quantitative information is crucial to predict part durability and knock

toughness. Therefore, a simulation methodology was developed to couple in-cylinder flow and combustion with coolant flow and heat conduction in components.

3.1. Description of In-cylinder Flow and Combustion Modeling

The modified KIVA-3V code⁽⁴⁾ was used to simulate full cycle of 720 crank angle degrees for a 4-stroke engine which includes intake, compression, ignition and combustion, and exhaust processes. In order to obtain certain level of prediction accuracy of component temperatures, realistic heat flux boundary condition is essential. Whether flame propagation and combustion rate can be predicted reasonably is a fundamental requirement. Enormous efforts to develop more accurate sub-models for physical and chemical phenomena have been made to make 3D simulations predictive, comprehensive reviews can be found in literature⁽⁵⁾. To be complete, some critical models are described here.

3.1.1. Ignition Model

Implemented ignition model was similar to DPIK (Discrete Particle Ignition Kernel) model proposed by Fan and Reitz⁽⁶⁾ with some small modifications to accommodate applications to sequential ignition process⁽⁷⁾. In DPIK ignition model, flame kernel is represented by mass-less particles. The locations of these particles define the outer surface of flame kernels, the number of particles within a computational grid cell represents flame surface area which is related to reaction rates. The particle velocity components are calculated as:

$$u_{p,i} = \left[\frac{T_{ad,i}}{T_{l,i}} S_{L,i} + \sqrt{\frac{2k_i}{3}} \right] \cos(\theta) \cos(\phi) \quad (1)$$

$$v_{p,i} = \left[\frac{T_{ad,i}}{T_{l,i}} S_{L,i} + \sqrt{\frac{2k_i}{3}} \right] \cos(\theta) \sin(\phi) \quad (2)$$

$$w_{p,i} = \left[\frac{T_{ad,i}}{T_{l,i}} S_{L,i} + \sqrt{\frac{2k_i}{3}} \right] \sin(\theta) \quad (3)$$

where, $T_{ad,i}$ is the adiabatic flame temperature, and subscript 'i' means *i*th spark plug. For instance, $T_{l,i}$ is the local gas temperature at ignition timing corresponding to spark plug 'i' for multiple spark plug applications.

$$T_{l,i} = T_{k1,i} \left(\frac{P_{k2,i}}{P_{k1,i}} \right)^{1-\gamma} \quad (4)$$

where $T_{k1,i}$ and $P_{k1,i}$ are the temperature and pressure of associated ignition cell at corresponding ignition timing, $P_{k2,i}$ is instantaneous pressure inside a kernel region.

The parameter k is the turbulence kinetic energy, and S_L is laminar flame speed which is calculated as follows

$$S_{L,i} = [s_1 - s_2(\Phi_i - s_3)^2] \left(\frac{T_{l,i}}{298} \right)^{\alpha_i - \alpha_s(\Phi_i - 1)} \times \left(\frac{P_{k2,i}}{1.013 \times 10^5} \right)^{-\beta_i + \beta_s(\Phi_i - 1)} (1 - 2.1R_i) \quad (5)$$

The instantaneous flame kernel diameter is calculated as:

$$D_{\text{kernel},i} = \frac{2}{N_i} \sum_{n=1}^{N_i} |\vec{r}_{n,i} - \vec{r}_{p,i}| \quad (6)$$

where, N_i is the number of active flame kernel particles (particles that collide with walls are eliminated from the count), $\vec{r}_{p,i}$ is the center location of an initial ignition kernel, and $\vec{r}_{n,i}$ is the location of a discrete kernel particle. If a kernel diameter reaches the order of integral length scale, chemical reactions in cells swept by kernel particles from the corresponding spark plug are modeled with the characteristic time scale combustion model, while other kernel is still growing, and kernel growth and reaction rates in a volume under the influence of that spark plug are still modeled with DPIK model.

The criterion to switch from DPIK ignition model to normal combustion model is kernel diameter, based on

$$D_{\text{kernel},i} \geq C_k \bar{l}_i \quad (7)$$

the parameter $\bar{l}_i$ is averaged turbulence length scale which is defined as

$$\bar{l}_i = 0.16 \left[\sum_{j=1}^{ncell} k_j / ncell \right]^{1.5} / (\sum_j \varepsilon_j / ncell) \quad (8)$$

3.1.2. Combustion Model

The characteristic-time scale combustion model⁽⁸⁾ is used, and reaction rates are calculated by

$$\frac{\partial \rho_s}{\partial t} = -\frac{\rho_s - \rho_s^*}{\tau_c} \quad (9)$$

where ρ_s is the density of species s , and ρ_s^* is the local and instantaneous thermodynamic equilibrium value of the density of species s . The characteristic conversion time is considered to be a combination of a turbulent-mixing time and local laminar-kinetics time, that is:

$$\tau_c = \tau_t + \tau_l \quad (10)$$

Here is assumed that time scale for all species is identical, the effect of different time scales on species is reported in the early publication⁽⁹⁾. The turbulent mixing time scale is determined with

If

$$\frac{c_{m2}(Y_p - Y_p^*)}{c_{m3}(Y_F - Y_F^* + Y_{O2} - Y_{O2}^*)} \geq 1 \quad (11)$$

or if

$$\frac{c_{m2}(Y_p - Y_p^*)}{c_{m3}(Y_F - Y_F^* + Y_{O2} - Y_{O2}^*)} < 1$$

$$\tau_t = c_{m3} \frac{k}{\varepsilon} \cdot \frac{(Y_F - Y_F^* + Y_{O2} - Y_{O2}^*)}{(Y_n - Y_n^*)} \quad (12)$$

where $c_{m3} = 0.09$, and $c_{m2} = 0.6c_{m3}$

Laminar flame time scale is determined by the following⁽¹⁰⁾,

$$\tau_l = 1.916 \times 10^{-12} \cdot T \cdot \left(\frac{P_0}{P} \right)^{[1+2(-0.16+0.22(\phi-1))]} \cdot e^{(1-0.08|\phi-1.15|) \times 3 \times 10^4 / (1.987T)} / (1-2.1R)^2 \quad (13)$$

where R is residual gas fraction, and $P_0 = 1\text{atm}$.

3.1.3. Model of Wall Function

To resolve near wall transport, improved wall function in KIVA-3V is used⁽⁴⁾. The wall heat flux is determined by,

$$\dot{q} = \frac{\rho v_l c_p F (T - T_w)}{\text{Pr} \gamma} \quad (14)$$

where

$$F = \frac{R' \cdot \text{Pr}_l / \text{Pr}_t}{1 / \kappa \ln R' + B + 11.05 (\text{Pr}_l / \text{Pr}_t - 1)} \quad (15)$$

if $R' > 11.05$, or $F = 1$ if $R' \leq 11.05$.

And

$$R' = \frac{c_\mu^{1/4} K^{1/2} y}{v_l} \quad (16)$$

where ν_l is laminar kinematic viscosity, y is distance from the wall, κ is Karman's constant. Pr_l and Pr_t are laminar Prandtl and turbulent Prandtl numbers, respectively. K is turbulence kinetic energy.

3.2. Cycle Averaged Heat Flux Calculations

In-cylinder phenomena and heat transfer within components are of different time scale, it has been shown that component temperature distribution is not affected by transient processes in a combustion chamber except within an extremely thin layer. It is reasonable to couple in-cylinder analysis with component and water jacket calculations on cycle-averaged basis. The schematic of the coupling process⁽⁷⁾ is shown in Fig. 7.

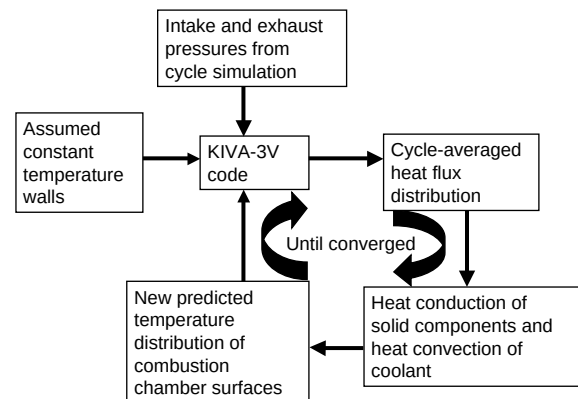


Fig. 7 Illustration of iterative coupling procedures

Cycle-averaged local heat flux is calculated as:

$$\dot{q}_{i,j} = \sum_{n=1}^{n_{720}} \frac{\dot{q}_{i,j}^n \cdot \Delta t^n}{\frac{120}{N_s}} \quad (17)$$

where N_e is engine speed in rev/min, and the subscripts i and j are indexes of cells on 3D surface domain. Heat flux on liner attributes to three sources. One is directly from in-cylinder gas on the portion of liner surface that is exposed to gas at any instant. The second is gaseous heat transferred from piston through rings to the liner. And the last is from friction-converted heat from rings and skirt. In the current investigation, the last one was omitted. At the very bottom portion, the liner could either receive heat from or dissipate heat to crankcase flow. In this study, the interest is on the top liner portion, and it is believed that the bottom portion does not have meaningful impact on the top portion with respect to temperature distribution. Therefore, a guessed value is used for that region. As to heat flux on cylinder liner portion that is swept by the piston ring, it is calculated by the following formulations:

$$\dot{q}_{i,j,liner} = (\dot{q}_{i,j,liner})_{gas}, z \leq h \quad (18)$$

$$\dot{q}_{i,j,liner} = (\dot{q}_{i,j,liner})_{gas} + \zeta \dot{Q}_p / (\pi DS), z > h \quad (19)$$

where $\dot{Q}_p$ is the total heat flux of piston top surface from gas, and ζ is the percentage of piston heat flux transferred to the liner through piston rings, in this study it is assumed 70% of heat that piston receives is transferred to the liner. The meanings of other symbols are explained in Fig. 8.

Heat flux on valve seats is calculated based on the heat balance of valves. Cycle-averaged heat flux on valve heads is distributed into three: part of it goes through valve seats, and some goes through valve stems and some to gas. The computational domain for the in-cylinder flow and combustion calculations is shown in Fig. 9, time-dependent pressure conditions from one dimensional simulations are applied to inlet and outlet.

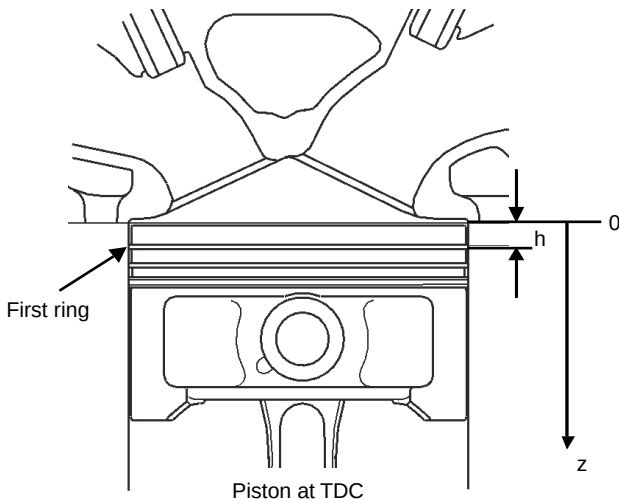


Fig. 8 Zone definitions on cylinder liner surface to calculate heat flux

3.3. Solid Components and Cooling Jacket

Computational domain for heat conduction analysis consists of cylinder head, head gasket, cylinder block and cylinder liners. For the applications in this work,

only one bank of a V6 engine is considered assuming symmetry of two banks. The CFD domain for heat convection in cooling passage is also a one-bank water jacket, the solid and water jacket domains are shown in Fig. 9. A general computational fluid dynamics code VECTIS was used for solid components and water jacket, time-step resolved coupling for both liquid/solid and solid/solid interfaces is available in the package. Standard k-e turbulence model is employed for water jacket flow calculation, phase change in water jacket is not considered, which could result in higher predicted temperatures than actual in some regions where phase change is expected to be important.

Valve seats are not directly modeled in this investigation, instead that heat flux from the valve heads is imposed on the head surfaces which valve seats are exposed to.

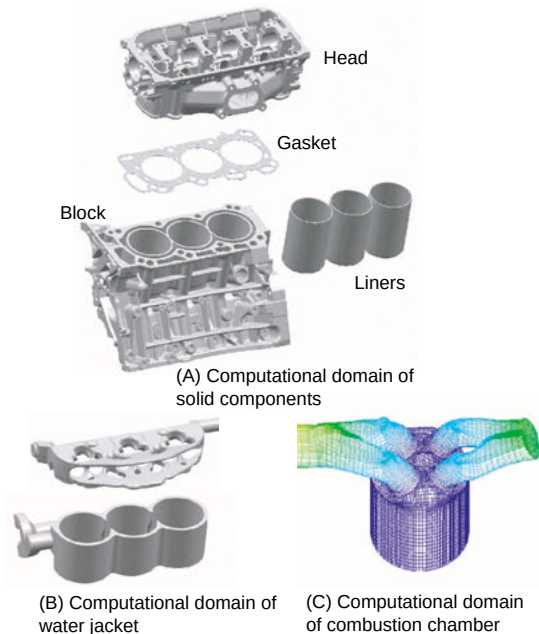


Fig. 9 Computational domain for conjugate heat transfer analysis

3.4. Applications of the Methodology

A critical engine operating condition (6 000 rpm, equivalent A/F ratio 0.759) was chosen to illustrate the methodology and its applications. To begin with, constant wall temperatures of 410K, 460K, 470K, 415K, and 580K were applied to cylinder liner, head, piston, intake valves and exhaust valves, respectively. A full cycle of 720 crank angle degrees was simulated with KIVA code. Cycle-averaged heat flux distribution on cylinder head and liner surfaces is shown in Fig. 10. It is apparent that surface heat flux is highly non-uniform even though the initial surface temperatures were assumed to be uniform. Area between exhaust valves has the highest heat flux.

Consequently, the predicted spatial heat flux results from 3D combustion simulations were applied to conjugate heat transfer analysis with VECTIS as

illustrated in Fig. 7. Fig. 11 shows calculated surface temperature distributions on combustion chamber and liner surfaces. It should be emphasized that spatial temperature distributions are not uniform due to spatially varied heat flux from combustion chamber, non-uniform wall thickness, accessibility of coolant flow and cooling efficiency. Furthermore, the results also demonstrated large wall temperature variation among cylinders.

It is known that local heat flux on combustion chamber surface depends on instantaneous heat transfer coefficient, local gas temperature and local wall temperature. As indicated in Fig. 11, wall temperature varies both along cylinder axis and along tangential direction, which is expected to have significant effect on magnitude and direction of instantaneous local heat flux. Furthermore, wall temperature changes will affect thermodynamic properties of gaseous media and trapped mass. These variations will change heat transfer coefficient and gas temperature. Therefore, uniform wall temperature assumption in 3D combustion calculations cannot produce satisfactory heat flux information necessary to predict overall engine component temperature levels. With this consideration, it is necessary to iterate between combustion calculations and

conjugate heat transfer analysis until wall temperatures on combustion chamber surfaces converge. Therefore, calculated wall temperature distribution is mapped to KIVA combustion chamber model. Fig. 12 shows temperature distribution on chamber surface for one cylinder. New temperature conditions for KIVA combustion calculations were correctly mapped. Then, new in-cylinder flow calculation with the new wall temperature distribution was performed, and new heat flux results on combustion chamber surface were obtained. Typically, the results are converged after 3 iterations⁽⁷⁾.

To validate the robustness of the tool and the accuracy, the developed tool was applied to a new V6 engine. Two different water jacket design concepts named D1 and D2, respectively are evaluated with the proposed CAE tool. The design D1 is the baseline design. In the design D2, a vertical insert is placed in the water jacket of the engine block, and head gasket is modified accordingly to achieve a desired coolant flow pattern. Overall flow path of these two design concepts is illustrated in Fig. 13.

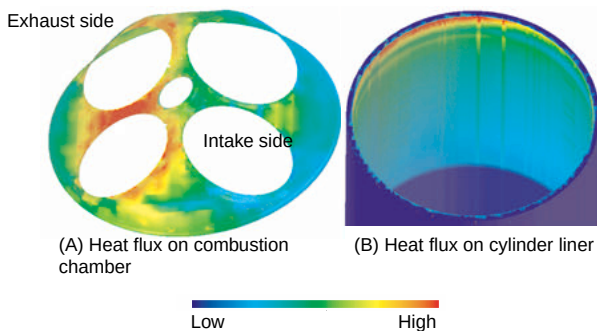


Fig. 10 Calculated spatial heat flux mapped on corresponding component surfaces

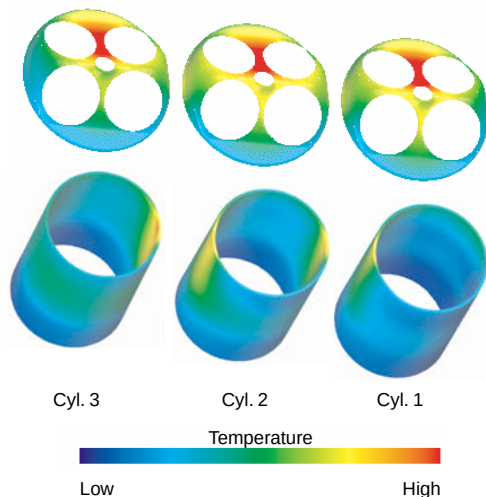


Fig. 11 Calculated spatial temperature distribution

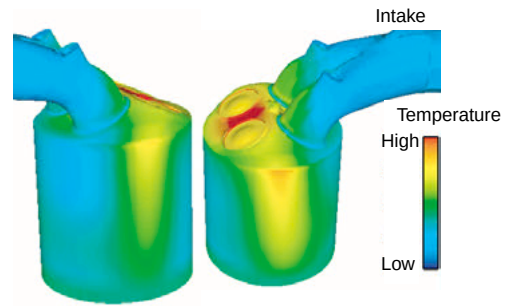


Fig. 12 Mapped temperature distribution on combustion chamber

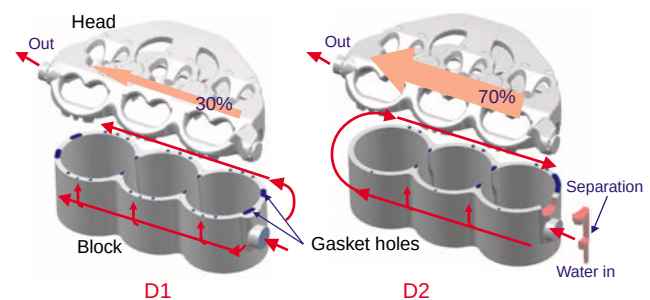


Fig. 13 Coolant flow path of water jacket designs

The comparison of measured and calculated component temperature difference between D1 and D2 designs is shown in Fig. 14 at engine speed of 6 000 rpm. The results show reasonable agreement between experimental and numerical results, and good correlation is confirmed even though there is discrepancy in terms of the magnitude of temperature reduction. Unlike at other three locations, the

calculate temperature reduction at L3 is lower than the measured. It is not clear what specific factors result in this discrepancy. Due to the fact that no experimental data was used to set up the model, such reasonable agreement can be achieved with the methodology, critical information can be obtained. It makes the methodology a valuable tool to new engine development. Fig. 15 shows the measured temperature at the location L1 across the entire engine operating speed range. Again, as predicted, the design concept D2 has lower temperature values than the design concept D1.

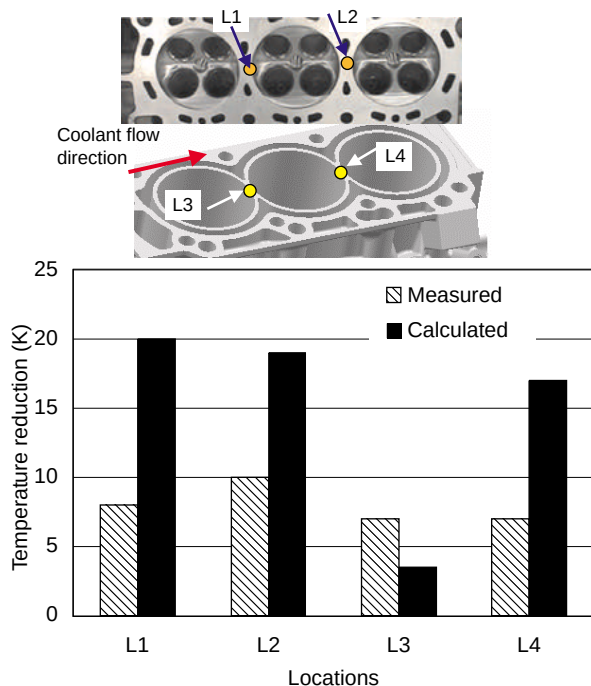


Fig. 14 Comparison of measured and calculated temperature difference

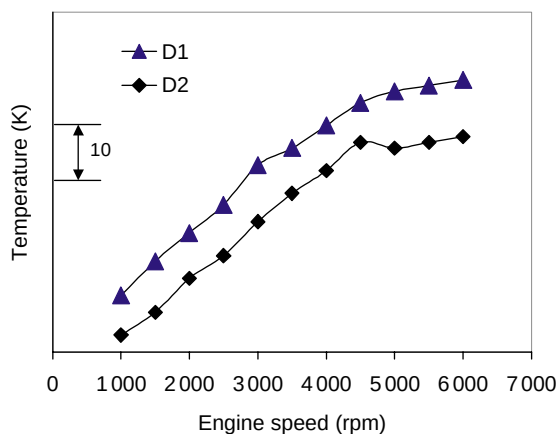


Fig. 15 Measured temperatures at the location L4 for D1 and D2 designs

4. Conclusions

In this paper, a Honda V6 engine was analyzed by using three-dimensional CFD calculations to evaluate the potential for improvement without significantly altering the current mass production process in order to improve engine power and fuel economy simultaneously. In the first part, isothermal CFD simulations were performed to effectively evaluate and optimize design parameters of the engine water jacket with respect to heat transfer coefficient on water jacket surface. In the second part, the methodology of coupling in-cylinder flow and combustion simulations with heat transfer calculations in solid components and cooling passage was developed to account for interactions among them, and therefore, to provide more complete information to evaluate design concepts in the early stage of engine development. The conclusions can be summarized as follows:

- (1) For the purpose of evaluating effects of design changes of engine water jackets on cooling efficiency and uniformity, isothermal 3D flow analysis is effective and adequate. Design optimization can be achieved within relative short period.
- (2) In the new optimized design, the cooling uniformity of water jacket among 6 cylinders was significantly improved, and the overall level of cooling efficiency in both cylinder head and block was increased.
- (3) To quantify improvement of knock toughness and to address durability concerns, a coupling methodology was developed to predict combustion chamber temperatures. For this purpose, a coupling methodology was developed.
- (4) The predictions from the coupling methodology were validated by the measurement results. There is good correlation between predicted temperature reduction and measured temperature reduction.

5. Acknowledgment

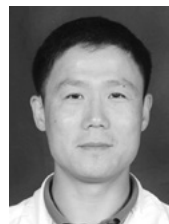
The authors would like to thank Prof. Rolf Reitz at the University of Wisconsin-Madison for productive research collaboration and his insights.

6. References

- (1) P. Norris, W. Wepfer, K. Hoag, and D. Courtine-White: Experimental and Analytical Studies of Cylinder Head Cooling, SAE 931122.
- (2) M. Moeckel: Computational Fluid Dynamic (CFD) Analysis of a Six Cylinder Diesel Engine Cooling System with Experimental Correlation, SAE 941081.
- (3) S. Shih, E. Itano, M. Kawamoto, Y. Maeda, J. Xin: Engine Knock Toughness Improvement Through Water Jacket Optimization, SAE 2003-01-3259.
- (4) A. Amsden: KIVA-3V, A Block-Structured KIVA Program for Engines with Vertical or Canted Valves, Los Alamos Report LA-13313-MS, July, 1997.
- (5) R. D. Reitz, and C. J. Rutland: Development and Testing of Diesel Engine CFD Models, *Prog. Energy Combust. Sci.* Vol. 21, 1995.

- (6) L. Fan and R. D. Reitz: 2000 Spray and Combustion Modeling in Gasoline Direct Injection Engines, ICLASS 2000 issue of *Atomization and Spray*.
- (7) J. Xin, S. Shih, E. Itano, and Y. Maeda: Integration of 3D Combustion Simulations and Conjugate Heat Transfer Analysis to Quantitatively Evaluate Component Temperatures, SAE 2003-01-3128
- (8) J. Abraham, F. V. Bracco, and R. Reitz: Comparisons of Computed and Measured Premixed Charge Engine Combustion, *Combustion and Flame*, Vol. 60, pp. 309-322, 1985.
- (9) J. Xin, D. Montgomery, Z. Han, and R. Reitz: Multidimensional Modeling of Combustion for a Six-Mode Emissions Test Cycle on a DI Diesel Engine, *J. Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 119, pp. 683-691, 1997.
- (10) T. Kuo, and R. Reitz: Three Dimensional Computations of Combustion in Premixed-Charge and Direct Injected Two-Stroke Engines, SAE 920425.

■ 著 者 ■



J u n X I N



Stephen SHIH



Edwin ITANO



Yoshio MAEDA



Michio KAWAMOTO



Yoshio YAMAMOTO

ペロブスカイト低貴金属触媒を用いた LEV-II 対応システムの開発

Development of an LEV-II Compliant Low Precious Metal Perovskite Catalytic System

松 蘭 義 明* 坂 主 政 浩* 北 川 浩*
Yoshiaki MATSUZONO Masahiro SAKANUSHI Hiroshi KITAGAWA

要 旨

地球環境保護と省資源から、ペロブスカイト低貴金属触媒を用いたLEV-II対応システムを開発した。従来の触媒システムは、排ガス浄化においては十分な能力を持っているものの、Pt, Rh, Pdなどの貴金属を多量に使用しており省資源からその削減が望まれていた。

しかしながら、貴金属を含まないペロブスカイト触媒は、貴金属高担持触媒と比較すると暖機過程の浄化性能や耐久性が劣っていることが分っていた。

本研究では、ペロブスカイト触媒とホンダ独自技術である高精度空燃比(以下、A/F: Air Fuel Ratio)制御と触媒急速暖機システムを組み合わせることにより、従来貴金属使用量が4 g以上必要だったものが、50%以下の2 gで貴金属触媒と同等の排ガス性能を達成することが可能となりLEV-II レギュレーションに適合することができた。

ABSTRACT

An LEV-II compliant catalytic system employing a low precious metal perovskite catalyst has been developed as part of research efforts to contribute to the preservation of the global environment and the conservation of natural resources. Conventional catalyst systems are effective in purifying exhaust gases, but the reduction of the large amounts of precious metals they employ (Pt, Rh, Pd, etc.) is desirable in order to conserve resources.

However, perovskite catalysts containing no precious metals have lower durability and purify exhaust emissions less effectively during warm-up than catalysts with a high precious metal content.

The research described in this paper combined a perovskite catalyst with Honda's original high-accuracy A/F control and quick warm-up systems, enabling the LEV-II regulations to be cleared and achieving a level of performance with 2g of precious metal catalyst identical to that previously requiring 4g or more.

1. まえがき

近年、世界的な規模で排ガス規制は厳しくなっている。カリフォルニア州では、LEV-I(Low Emission Vehicle phase-I)法規に引き続き、2004 年より LEV-II(phase-II)法規の施行が決定された。また、全米ではすでに TierII 法規の施行が決定されている。これら法規は従来の排ガス法規に対しNOx の排出量を約 1/4 に抑えることが義務付けられ、さらに、排ガス耐久保証距離も 120kmile に延長されている。その概要を Fig. 1 に示す。

この排ガス規制の強化に伴い排ガス浄化システムの主要構成部品である触媒の貴金属使用量も増加しており、地球規模での資源枯渇も懸念されている。そのため貴金属を低減した触媒を用いた高性能排ガス浄化システムの開発は急

務となっていた。しかしながら、従来の触媒は貴金属使用量を低減した場合、暖気過程での浄化性能、および長期耐久後の浄化性能が大きく低下する課題を持っていた。ペロブスカイト型複合酸化物は、半導体などに広く用いられている材料であるが、これを触媒として使用した場合、貴金属使用量を低減した触媒と同様の課題を持ち、これまで触媒材料としてはあまり用いられることはなかった。

本研究では、CSI 社と共同で新たに開発したペロブスカイト複合酸化物を用いた低貴金属触媒⁽¹⁾をホンダ独自の高精度A/F制御および触媒急速暖機システムと組み合わせることにより、従来に対し延長された耐久保証距離後においても充分LEV-II LEV排ガス規制が適合でき、1台当たり従来の4 g以上必要だった貴金属を2 gに低減できた技術について報告する。

*栃木研究所

2. テスト条件

2.1. テスト車両

本研究は、'01アコードEX 2.3L直列4気筒VTEC SULEV仕様車をベース車両としテストを行った。床下触媒および排気系レイアウトに関しても手を加えずにテストを行った。

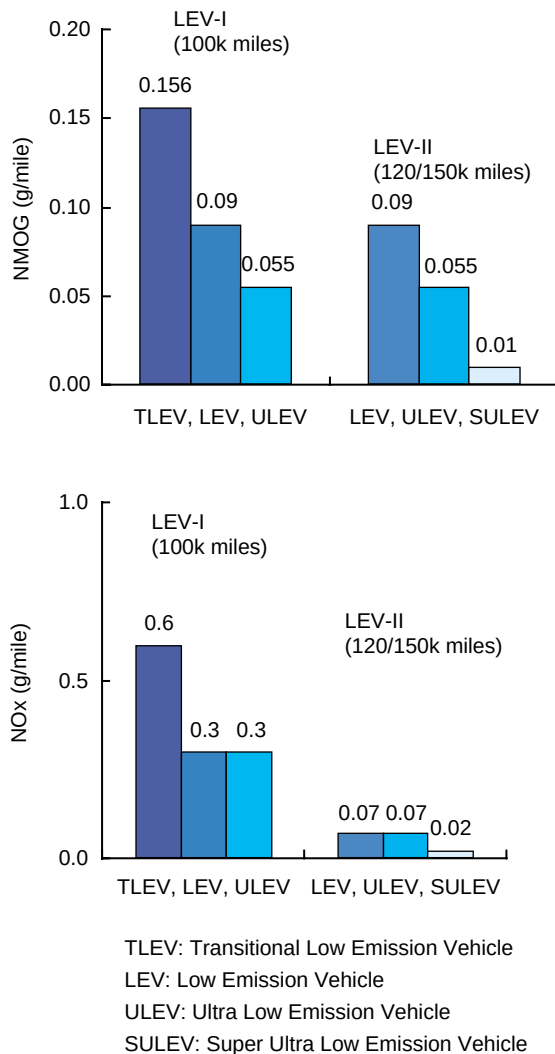


Fig. 1 Relationship between LEV-I and LEV-II regulations

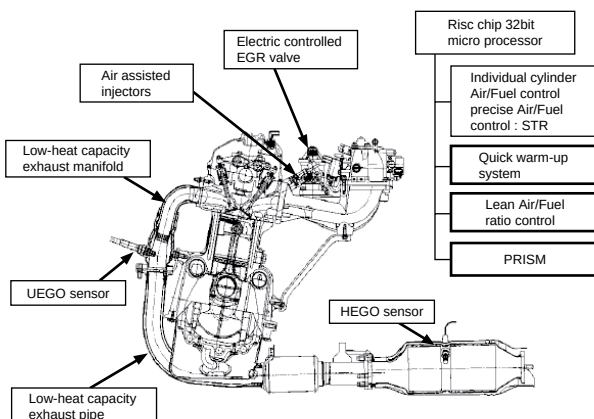


Fig. 2 Overview of test vehicle system

また、触媒容量は1.7Lとし、制御システムに関しても同様にベース車両を踏襲した。Fig. 2に、今回用いたシステムの概要を示す。

2.2. 制御仕様

今回用いた制御は、始動時における触媒の早期活性化、始動後の希薄燃焼によるフィードガスエミッション低減、および、触媒活性後のエミッション低減を目的とした高精度A/F制御 PRISM (Prediction and Identification Sliding Mode control⁽²⁾, ⁽³⁾)等である。

2.3. 触媒急速暖機システム

三元触媒は、エンジンの排気エネルギーを受けて温度が上昇し、活性を高めていく。その効果を最大限引き出すために、エンジン冷機始動時(三元触媒の未活性状態)に、RACV (Rotary Air Control Valve)を利用して吸入空気量を制御し、同時に点火時期を制御するシステム(以下、Quick Warm-up System または QWS⁽⁴⁾)を構築した。

Fig. 3 に、QWS の制御概念を示す。図上段から RACVの開度、エンジン回転数、点火時期の時間変化を表す。QWSは、エンジン始動後アイドル中にフィードフォワード制御で多量の吸入空気を供給する。また、点火時期は、目標エンジン回転を維持するように PI (Proportional and Integral) フィードバック制御される。

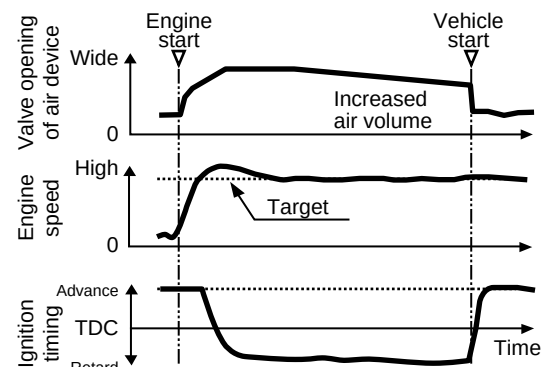


Fig. 3 Ignition feedback control for QWS

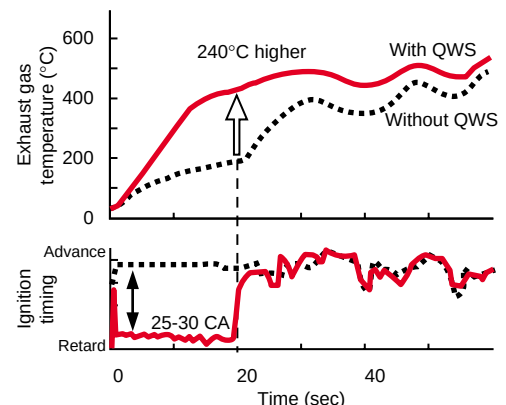


Fig. 4 Effect of QWS at start-up period of FTP

Fig. 4 に、QWSによる点火時期制御と排気温度上昇効果を示す。始動後の 20 秒間で従来の制御に対し 240°Cの排気温度昇温効果を得ている。この結果、触媒を急速活性化させることが可能となった。

2.4. 触媒活性後排ガス低減技術

Fig. 5 に、フィードバックシステムの概念図を示す。本システムの狙いは、排ガス空燃比を触媒に最適な値に高精度に制御することである。インジェクタから噴射された燃料が触媒後の酸素センサ(以下、HEGO センサ: Heated Exhaust Gas Oxygen Sensor)で検出されるまでには、大きな無駄時間が存在し、これを考慮した制御を適用した。また、自動車の走行距離による触媒の特性変化を常に把握することが可能になっている。演算部は、リアルタイム同定器(Identifier)、状態予測器(Predictor)、制御器(Sliding Mode Controller)の3つのモジュールから構成されている。

リアルタイム同定器は、その内部に触媒モデルを持ち、触媒前後のセンサ出力から触媒モデルの動特性をリアルタイムに同定する。

状態予測器は、リアルタイム同定器により算出された触媒モデルのパラメータ $\theta(a_1, a_2, b_1)$ と触媒前後のセンサ出力から、触媒後HEGOセンサ出力の未来値を予測演算する。

制御器は、適応スライディングモード制御⁽⁵⁾を採用し、高いロバスト性を持っている。

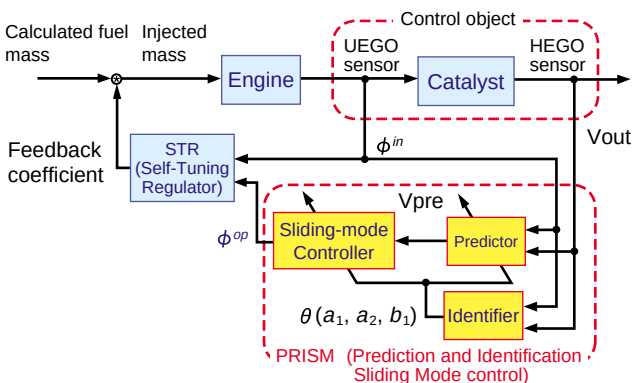


Fig. 5 Overview of feedback-system

Fig. 6 に、スライディングモードの動作原理を示す。PRISM 制御におけるスライディングモード制御器は、HEGO センサ出力の目標値からの偏差を軸とする位相平面において HEGO センサ出力 VO_2 を切換線に拘束し、原点に向かって滑り落ちていく状態(スライディング状態)作り出す制御である。 VO_2 を目標値に制定するように、制御器は、触媒前空燃比フィードバックを行う STR(Self Tuning Regulator⁽⁶⁾)の目標空燃比を算出する。

Fig. 7 に、FTP サイクル中の PRISM の制御状態を示す。

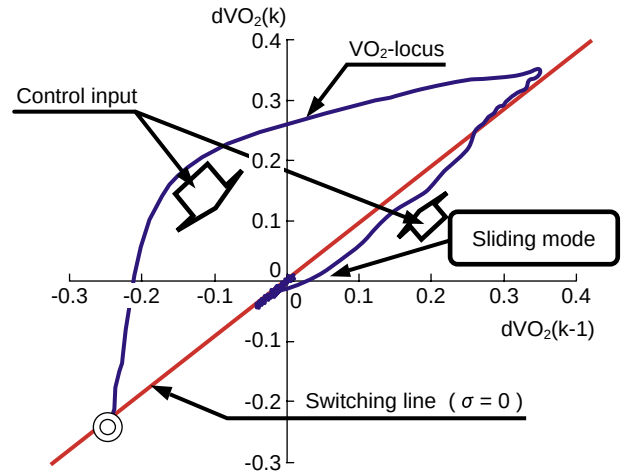


Fig. 6 VO_2 locus in phase plane

触媒後のHEGOセンサ出力は、0 V(リッチ雰囲気)または、1 V(リッチ雰囲気)に張り付くことなく目標値に良く制御されている。これは三元触媒内の雰囲気は常に理論空燃比近傍にあることを示しており、PRISMが三元触媒にとって最適な空燃比を高精度に制御していることが分る。

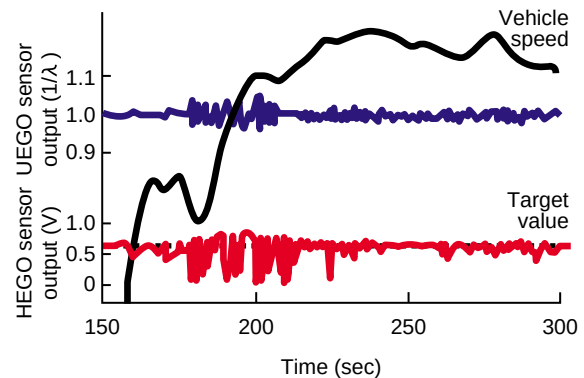


Fig. 7 Improved controllability of secondary HEGO sensor output

2.5. 触媒

触媒サブストレートは、サイズが0.7+1.0Lのセラミック製2ベッドの構成で、NGK社製の600cell 4.3mil仕様のもを用いた。テストでは、2種類のペロブスカイト型複合酸化物および貴金属を担持したものを用意した。ひとつは、現在日本向けの車種に搭載されている触媒種A、そして、他方は今回新たにUS LEV-II 対応として開発をした触媒Bである。貴金属担持量は、A, B共に 33g/ft³(Pt: Pd: Rh=4:25:4)である。この触媒を120kmile相当までエージングしたものを車両に装着しテストを行った。

2.6. A/F スイープテスト

A/F スイープテストは、エンジンダイナモ上で 2.3L 直列4気筒エンジンを用いて行った。運転条件は、回転数

2000rpm, 吸気管内負圧- 350mmHg に保ち, 外部コントロールユニットからA/Fをコントロールした。その際の触媒前後の排ガス濃度を測定し, 所定のA/F範囲の触媒浄化率を測定した。触媒浄化率は, CO と NOx の浄化率が同一となる値を用いた。

2.7. ライトオフ温度テスト

ライトオフ温度テストも, A/F スイープテスト同様の装置で行った。熱交換器を用い触媒温度を一定に保ち, 触媒前後の排ガス濃度を測定し, 所定の触媒温度範囲で触媒浄化率を測定し評価した。この時の触媒浄化率も, A/F スイープテストと同様に CO と NOx の浄化率が同一となる値を用いた。

3. テスト結果

3.1. ライトオフ温度テスト

Fig. 8に, 供試触媒A, Bと比較触媒として'98M アコード(ULEV 直列4気筒2.3L エンジン)に採用された触媒Cを用いた。ライトオフ温度テストの結果は, 触媒Aの99%浄化率に達成する温度は430℃であり, 触媒Bは380℃であった。触媒Bは, Aに対して50℃のライトオフ温度の改善が見られた。また, 今回比較として用いた触媒Cでの99%浄化率に達する温度は 340℃であった。

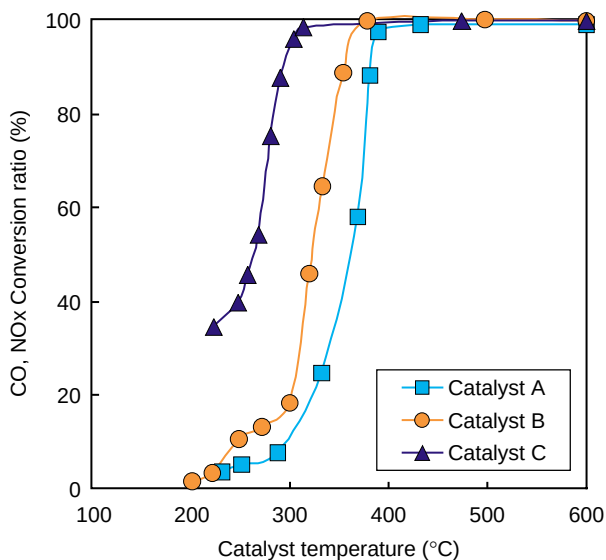


Fig. 8 Reduction ratios vs catalyst temperature

3.2. A/F スイープテスト

Fig. 9, Fig. 10 に, 触媒BおよびCの A/F スイープテスト結果を示す。触媒B, Cともに空間速度(以下, SV : Space Velocity)SV=43 000/hr の領域では, 同程度の浄化率特性を示すが, SV=72 900/hr の領域では, 明確な差異を生

じ, 触媒Bは, 触媒Cに対し一定以上の浄化率が得られるA/F 領域が狭くなっていることが分った。

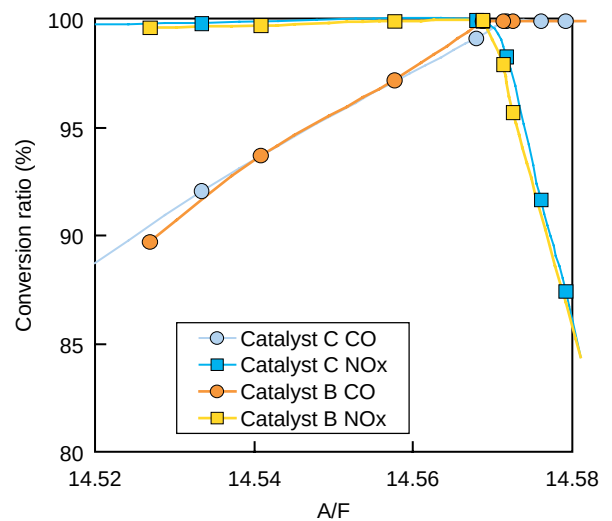


Fig. 9 Reduction ratio properties vs air fuel ratio (SV=43 000/hr)

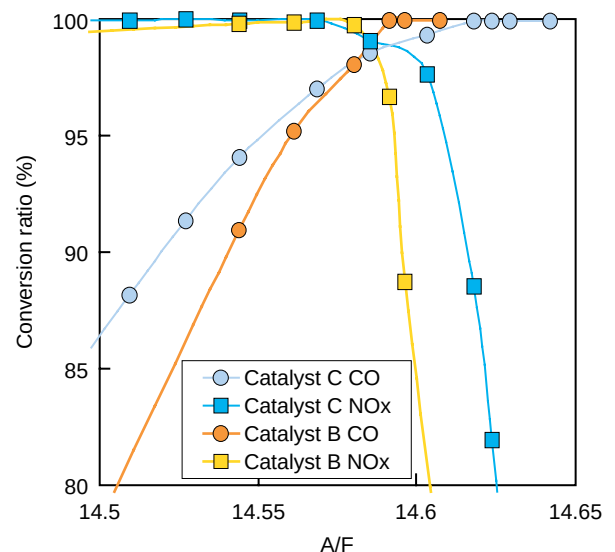


Fig. 10 Reduction ratio properties vs air fuel ratio (SV=72 900/hr)

3.3. QWS による効果

Fig. 11, Fig. 12 に, QWS による FTP サイクルでの触媒温度上昇および排ガス低減効果を示す。Fig. 11に示すように, QWS を使用しない場合, 始動後 20 秒では触媒温度は, 250℃にしか達しない。しかし, QWS を使用した場合には, 400℃まで上昇することが確認できた。これは始動後 20秒後の触媒浄化率が, 10%から99%に改善されたことを意味している。その結果 Fig. 12 のに示すように, FTP サイクルでの始動時のエミッションが大幅に低減することが可能となった。

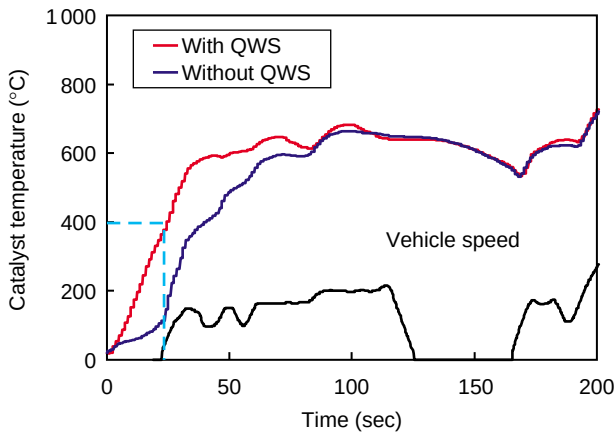


Fig. 11 Catalyst temperature during the start of FTP

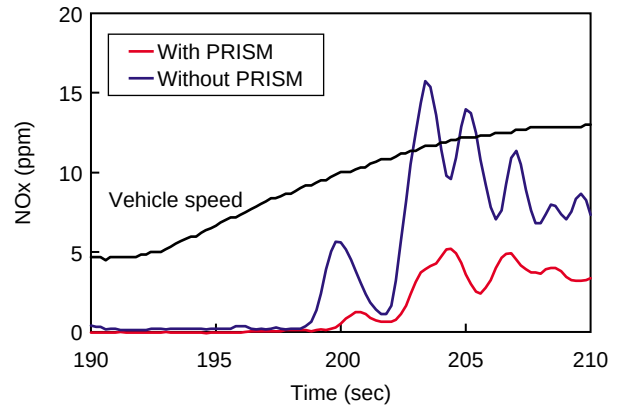


Fig. 14 NOx emission during FTP (with PRISM)

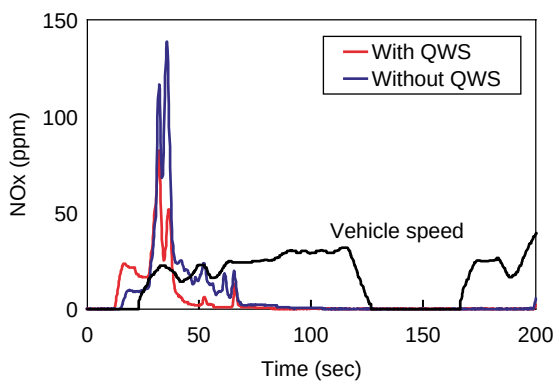


Fig. 12 NOx emission during the start of FTP

3.4. 高精度 A/F 制御による効果

Fig. 13, Fig. 14 に、PRISM 高精度 A/F 制御を用いた場合の FTP サイクルでの排ガスおよび触媒後 HEGO センサの挙動を示す。PRISM 制御を用いなかった場合、触媒後 HEGO センサの出力は、目標値から大きく外れ乱れを生じている。しかしながら、PRISM 制御を用いた場合は、目標値への収束性が向上し、より安定していることが確認できる。その結果 Fig. 14 に示すように、FTP サイクル中の高 SV 領域でのエミッションを大幅に低減することができた。

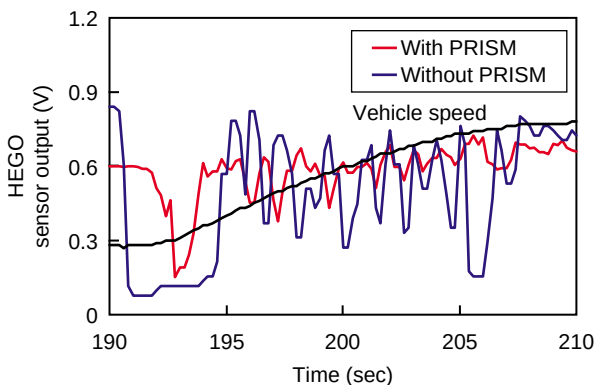


Fig. 13 Post-catalyst HEGO sensor output during FTP

3.5. 耐久距離による影響

Fig. 15 に、触媒 A および B を装着し FTP サイクルを走行した場合の排ガス測定結果を示す。触媒 A、B 共に CO, HC 成分については 120kmile 相当までエージングを行ったが大きな差は見られなかった。しかしながら、NOx 成分に関しては、50kmile 相当エージング触媒では、大きな差は見られなかったものの、120kmile 相当エージング触媒では排ガス測定結果に大きな差が生じ、NOx 排出量は 4 分の 1 に減少した。この結果より今回改良を加えた触媒種 B は、従来の触媒種 A に比べ耐久走行後も浄化性能に優れていることが分かった。

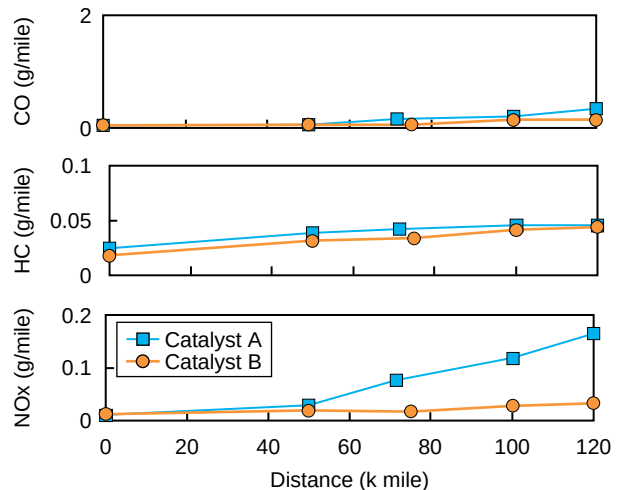


Fig. 15 FTP emission shift at extended mileage

3.6. FTP モード排ガス測定結果

Fig. 16 に、今回の触媒 B にて FTP モード排ガスを測定した結果を示す。触媒は 120kmile 相当のエージングを加えたものを用いた。その結果、排ガスは CO, HC, NOx 3 成分とも LEV-II LEV 規制値に適合した。

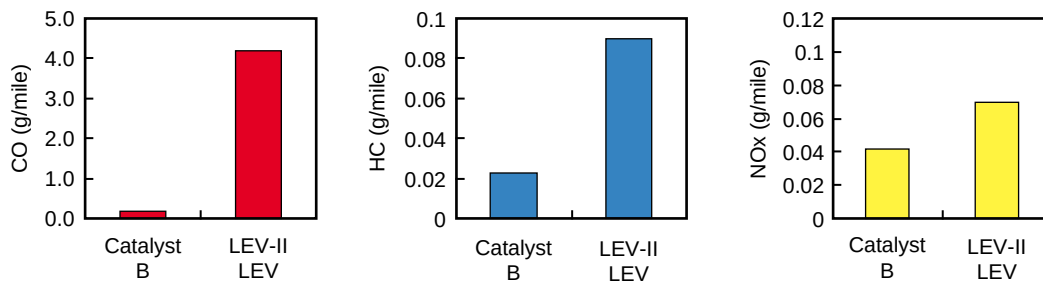


Fig. 16 FTP emission results for development catalyst after being aged to the equivalent of 120 km

4. まとめ

今回新たに開発したペロブスカイト触媒は、従来のペロブスカイト触媒に対して、ライトオフ性能および耐久性能が向上した。一方で貴金属高担持触媒に対しては、低SV時のA/Fスweepテストでは同等の性能を示したものの、ライトオフ温度テストや高SV時のA/Fスweepテストでは、同等の性能は得られなかった。

しかしながら、本触媒にホンダ独自技術であるPRISM（高精度A/F制御）とQWS（触媒急速暖気制御）を組み合わせることにより、高SV時の浄化ウィンドウ幅減少およびライトオフ性能が補われ、従来の貴金属高担持触媒を使用したシステムと同等の排ガス浄化性能を達成した。

この技術を2.3L直列4気筒エンジンに適用することで、LEV-IIレギュレーションに適合することが確認できた。

また、従来貴金属使用量が4g以上必要だったものが、50%以下の2gで可能となった。将来、本システムを拡大適用していくことは、有限な貴金属資源の枯渇問題に対するホンダの解答であり、有効な手段であると考えられる。

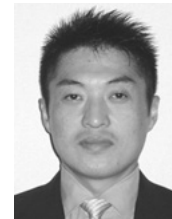
参考文献

- (1) S.J.Golden, A.D.Polli, R.Hawthorne, R.Hatfield, M.G. Cotton, K.Flynn and T.Trux: Advanced Low PGM Three-Way Catalysts for LEV-II and ULEV-II Compliance, SAE Paper 2002-01-0344
- (2) 野波, 田: スライディングモード技術, 東京, コロナ社, 1994
- (3) 安井裕司, 赤崎修介, 上野将樹, 岩城喜久: 触媒後O₂フィードバックのための適応スライディングモード制御第二報, HONDA R&D Technical Review, Vol.11 No.2, p.65-71 (1999)
- (4) 上野将樹, 赤崎修介, 安井裕司, 岩城喜久: 吸入空気量と点火時期の適応制御による始動後急速暖機システム, HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.1, p.73-78 (1999)
- (5) Maki, H., Hasegawa, Y., Akazaki, S., Komoriya, I., Nishimura, Y. and Hirota, T.: Real Time Control Using STR in Feedback System, SAE Paper 950007
- (6) 北川浩, 三部敏宏, 岡松和則, 安井裕司: 「ACCORD SULEV」用極超低エミッションシステム, HONDA R&D Technical Review, Vol.12 No.2, p.37-44 (2000)

■ 著 者 ■



松 蘭 義 明



坂 主 政 浩



北 川 浩

4WD用多板クラッチ契合時異音の低減研究

Research on Reduction of Unusual Noise in Wet Multiple Disk Clutch for 4WD

井上 真幸*

Masaki INOUE

畔上 敏明*

Toshiaki AZEGAMI

荒井 康典*

Yasunori ARAI

平尾 泰生*

Yasuo HIRAO

要 旨

湿式多板クラッチの押付け力によって後輪への駆動力を制御するトルクオンデマンドタイプの4WDシステムにATの変速クラッチを転用する場合、連続的に差回転が入力される旋回や発進時などに異音が発生することがある。

要因解析として潤滑の単体解析を行ったところ、クラッチへ実際に供給されている潤滑油流量が少なく、かつ各部へ均一に供給されていないことがわかった。また、結果を踏まえて設定した実車の再現モードで異音の発生が再現できた。さらに異音が摩擦材の気孔率とたわみ量に相関があることを確認した。これらの解析結果から潤滑仕様の改善を行い、さらにクラッチについて油保持性を考慮して、気孔率とたわみ量を増やした摩擦材を開発した。この対策仕様で実車再現モードを用い検証を行った結果、異音が発生しないことを確認した。

ABSTRACT

When AT clutches are utilized in torque-on-demand 4WD systems, in which rear wheel traction is controlled by pushing force from a wet multiple disc clutch, unusual noise is generated in some cases during turning or takeoff by continuous input of difference in speed. The status of lubrication in a clutch unit in isolation was analyzed to find the cause, and results showed that the lubrication flow rate to the clutch was low, and that the lubricant was not being uniformly supplied to every section. A test vehicle was set up to reproduce the conditions of the unit analysis, and the unusual noise occurring in the unit was effectively reproduced. It was determined that the noise is related to the ratio of porosity and the amount of deflection in friction materials. These results enabled the specifications of the lubricant to be improved. In addition, friction materials with increased porosity and deflection were developed to improve the oil retention characteristic in the clutch. Vehicle tests were repeated employing these measures, and no unusual noise was generated.

1. まえがき

最近時、湿式多板クラッチを使用した前輪駆動車ベースのトルクオンデマンドタイプの4WDシステムが増加傾向にある。湿式多板クラッチは、ATの変速段用クラッチを転用する場合があるが、ATと4WDでは使用条件が大きく異なっており、要求性能も異なる。ATでは、変速を行う際の短時間に差回転が発生するのに対して、トルクオンデマンドタイプの4WDシステムでは前輪が空転する状況において常に差回転が発生するため、クラッチの契合時間が長く、契合頻度も高い。従って、連続的に差回転が入力される旋回や発進時などに異音が発生することがある。

本研究は、旋回及び発進時に発生するクラッチ異音の要因解析、実車再現モードの構築、対策仕様の提案の3項目を狙いとした。

2. AT 変速段用クラッチ転用の課題

2.1. 4WDシステムの構成

トルクオンデマンドタイプの4WDシステムの一例としてホンダが採用しているデュアルポンプシステム(以下DPS)がある。

このシステムはFig. 1のように前後輪の回転速度差に応じて発生した油圧をピストンに加え多板クラッチを押す構造である。

油圧を発生するポンプボディ部、ピストン推力をトルクに変換するクラッチ部、トルクを左右に配分するリヤディファレンシャル部より構成されている。

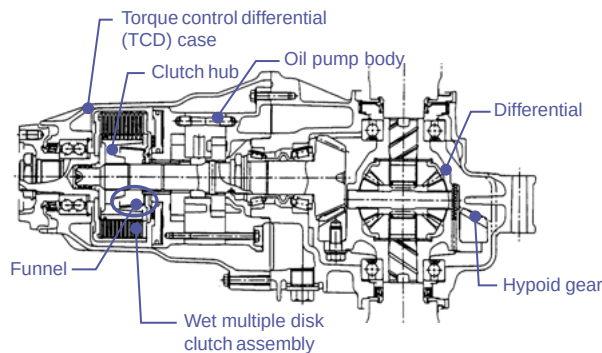


Fig. 1 Structure of DPS

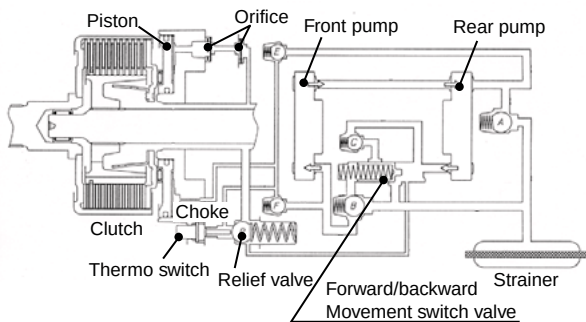


Fig. 2 Hydraulic circuit of DPS

2.2. 4WDの使用条件による課題

AT 変速段用クラッチを組み込んだ DPS を搭載した車両で舗装路の連続旋回走行を行った。リヤドライブシャフトトルクとDPSクラッチ部入力差回転速度、リヤデフケース振動の計測データを Fig. 3 に示す。クラッチ契合時に発生する異音は、金属的な音であり、Fig. 4に示すようにその周波数は約 500Hz である。

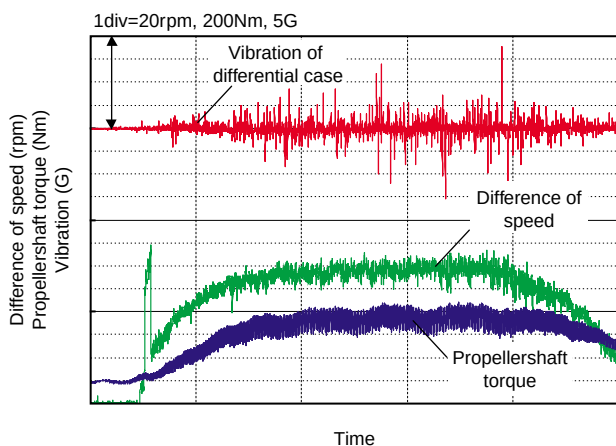


Fig. 3 Example of unusual noise

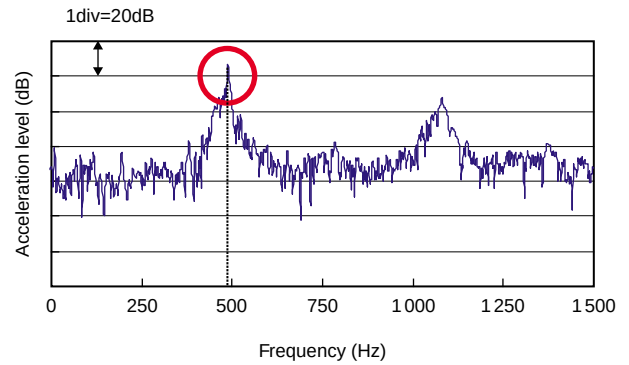


Fig. 4 Frequency characteristic of unusual noise

また、異音が発生したクラッチを目視確認すると、Fig. 5に示すようにプレート表面が、正常品と比較して鏡面化状態となっており、局所的な当りを示す斑点が特徴的であった。正常品と異音発生品の面粗度の比較結果を Table 1 に示す。正常品は中心線平均粗さ(Ra)で 0.126 μm から 0.252 μm であるのに対して異音発生品は0.088 μm から0.167 μm となっている。

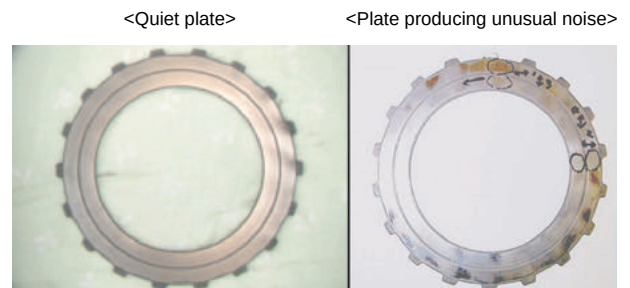


Fig. 5 Condition of clutch plate surface

Table 1 Comparison of surface roughness of clutch plates

Ra (μm)	Quiet plate	Plate producing unusual noise
Minimum value	0.126	0.088
Maximum value	0.252	0.167

3. 要因解析

3.1. 潤滑油流量測定

クラッチプレートの表面が鏡面化する要因の解析として潤滑油流量を確認した。Fig. 6 のように DPS はポンプボディから吐出されるオイルによりクラッチの潤滑を行う。そのため潤滑油流量はポンプボディからの吐出量とほぼ同一と考え、従来はポンプボディ単体で測定を行ってきた。しかしながら本研究では、実際にクラッチを通過してきた油量を測定し、潤滑油流量とした。Fig. 7 に新手法を、Fig. 8 に潤滑油流量測定結果の比較を示す。

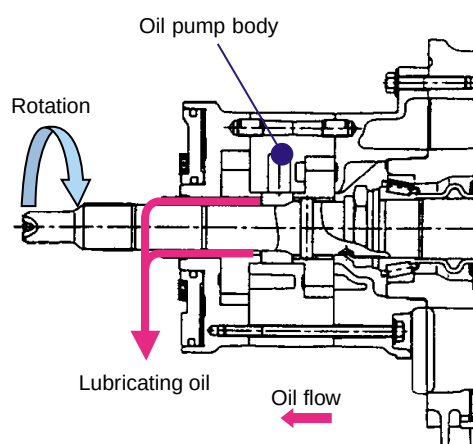


Fig. 6 Conventional lubrication measurement method

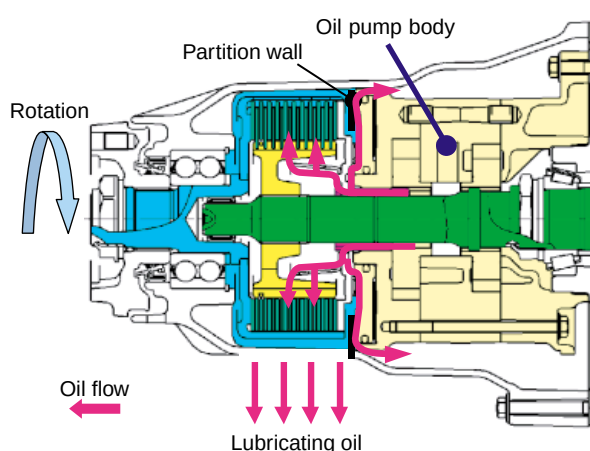


Fig. 7 Modified lubrication measurement method

従来の潤滑油流量測定手法では、約 30km/h 以上の車速においては潤滑油流量が頭打ちになってしまっているものの車庫入れや交差点発進等の 10km/h 以下の低車速領域では、ほぼ理論値近い潤滑油流量であった。しかしながら新測定法により低車速領域でも理論吐出量の約 70% 程度の潤滑油しかクラッチの潤滑に使われていないことが判明した。

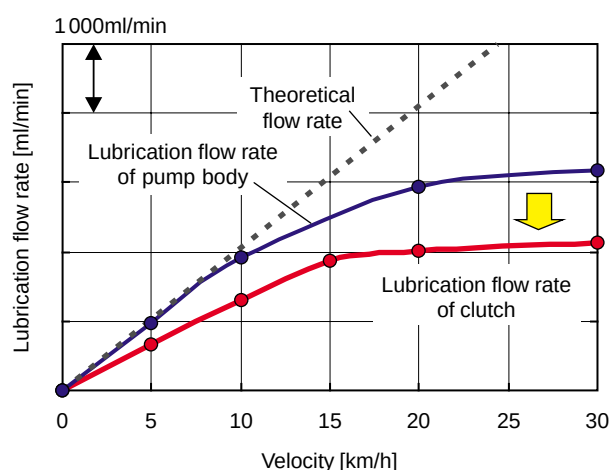


Fig. 8 Comparison of lubrication flow rate

3.2. 実車再現モードの設定

潤滑油流量の測定結果より、車庫入れ状態や雪道の発進は車速が低いため、オイルポンプの回転数も低く、クラッチへの潤滑油流量が少ない状態であることが予測される。

一方、このような走行モードでは入力トルクが大きく、さらにクラッチが連続的に作動する頻度も高い。そこで異音及びクラッチプレートの鏡面化を再現するモードとして、Fig. 9に示す車庫入れ状態と低 μ 路発進を組合わせたモードを設定した。

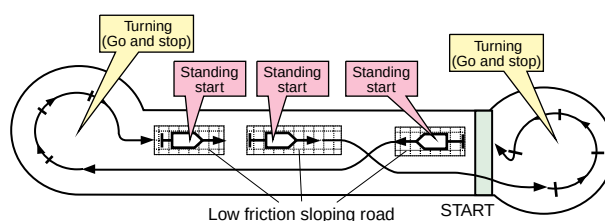


Fig. 9 Modified vehicle confirmation mode

3.3. 実車再現モード検証

再現モード終了品にて実車での確認を行ったところ、旋回や低 μ 路の発進にて異音の発生が再現した。また、Fig. 10に示すように再現モード終了品は異音発生品と同様にクラッチプレート表面が、鏡面化している。

クラッチプレート表面の面粗度を測定した結果も、Table 2に示すように $0.1\mu\text{m}$ 以下の値を示しており、本再現モードでは、異音発生品と同等の状況が再現できたと考える。

<Plate after durability test>

<Plate producing unusual noise>

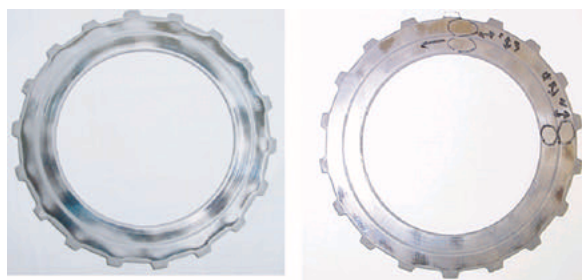


Fig. 10 Comparison of clutch plate condition

Table 2 Comparison of surface roughness of clutch plates

Ra (μm)	Plate after durability test	Plate producing unusual noise
Minimum value	0.017	0.088
Maximum value	0.106	0.167

4. 異音対策仕様

4.1. 潤滑仕様の改善

4.1.1. 潤滑油流量

クラッチの潤滑油が有効に活用できていない原因を目視にて確認した。

通常、ポンプボディだけの状態では、クラッチ方向のみに潤滑油を吐出しているのに対して、クラッチを取付けると Fig. 11 に示すようにポンプボディより逆方向に潤滑油が漏れ出ているのが確認された。

これはクラッチを取付けた状態では潤滑油の流れが妨げられ、リヤポンプを駆動するためのキー溝から潤滑油が漏れ出ているためである。このため Fig. 12 のようにカラーをキー溝に追加して潤滑油の漏れを防いだ結果、低速領域の潤滑油流量が、Fig. 13 のように約 20%増加した。

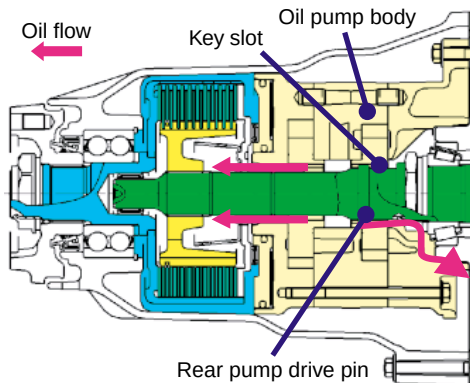


Fig. 11 Lubricating oil flow in DPS assembly

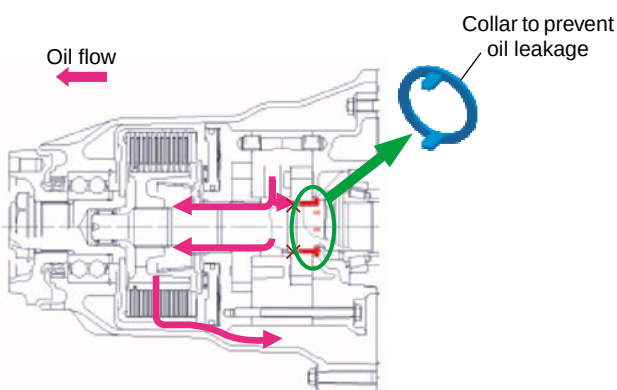


Fig. 12 Modified lubricating oil flow

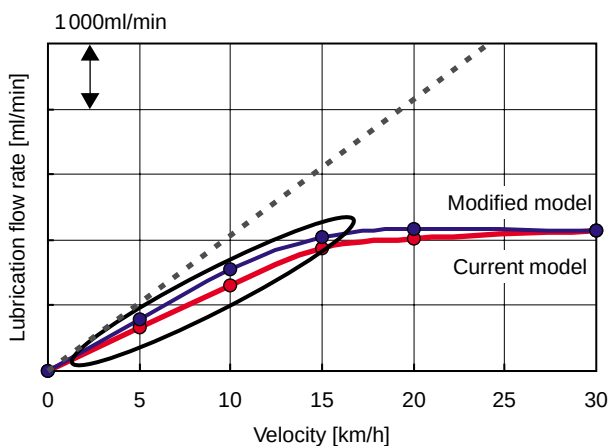


Fig. 13 Comparison of lubrication flow rate

4.1.2. クラッチ潤滑配分

次にクラッチ内の潤滑油の配分について目視確認を行ったところ、クラッチガイドから排出する潤滑油はオイルポンプに近い側から中央付近まで多量にあるが、オイルポンプから遠い側には少量しかないと確認された。

これは Fig. 14 のように潤滑配分のために設けられたオイルファンネルを通過する潤滑油が遠心力で飛散してしまうためと考えられる。

この飛散するオイルを受け止め、オイルポンプから遠い側に潤滑油を配分するため、Fig. 15 に示すようにクラッチ内のハブのスリット部分を一部、塞ぐ構造とした。

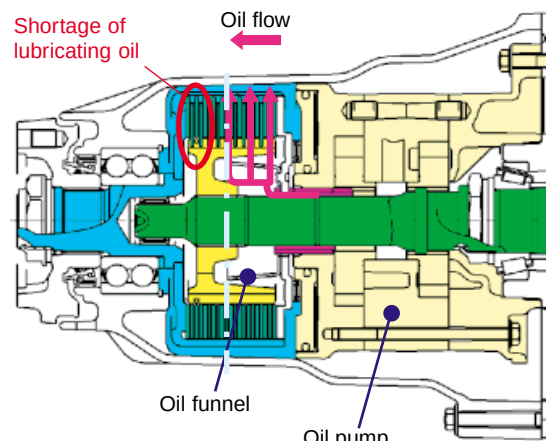


Fig. 14 Lubricating oil flow in DPS clutch

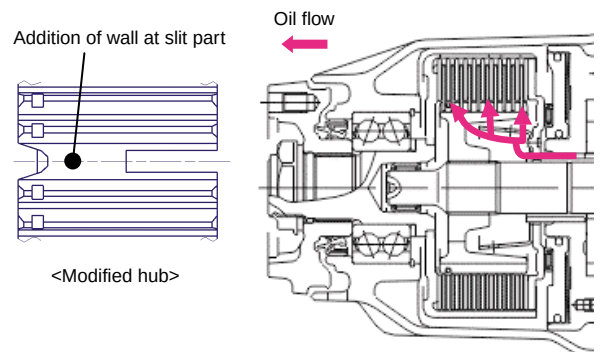


Fig. 15 Configuration of modified clutch hub and lubricating oil flow in DPS clutch

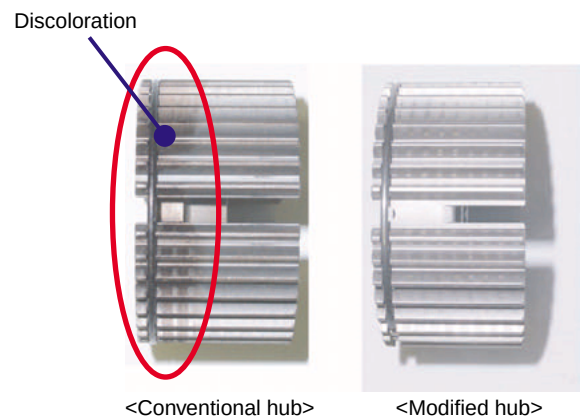


Fig. 16 Result of clutch continuously sliding test

改善仕様の潤滑配分状況を目視確認したところ潤滑油の配分が均一になったので、急激な差回転を連続的に入力し、クラッチを故意に発熱させる実車テストを行った。結果は Fig. 16 に示すように、従来仕様は潤滑量の少ないクラッチの奥側が変色しているが、改善仕様においては顕著な変色部分は認められず効果が確認できた。

4.2. 新クラッチ摩擦材の開発

4.2.1. 異音と摩擦材特性の関係

次に異音の発生要因としてクラッチ摩擦材の気孔率とたわみ量の解析を行った。

気孔率は、水銀ポロシメータを使用して求めた。また、たわみ量の測定方法を Fig. 17 に示す。たわみ量は、クラッチアセンブリに実車と同一の入力荷重を付加した時の変位量と定義した。

解析結果から Fig. 18 に示すように気孔率が高いほど、あるいはたわみ量が多いほど異音は発生しにくいことがわかった。

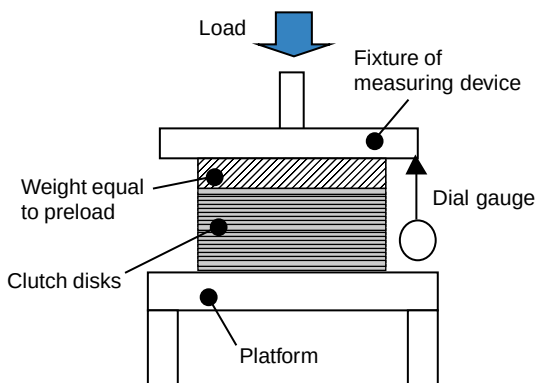


Fig. 17 Measurement method

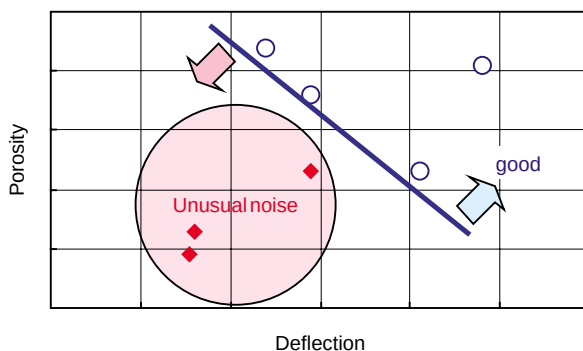


Fig. 18 Relation of porosity and deflection to unusual noise

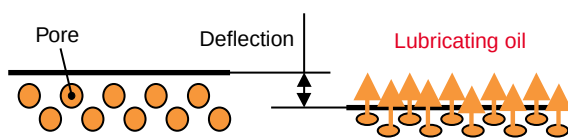


Fig. 19 Model of clutch lubrication

これは Fig. 19 に示すように油で満たされている気孔が、契合時に圧縮されて油がにじみ出ることにより、潤滑油流量が少ない場合においても自己を潤滑するため、異音が発生しないものと推定される。

4.2.2. 摩擦材特性

たわみ量を確保するために、従来材に比べ気孔率を約4倍に高めた摩擦材を開発した。その結果、たわみ量については Fig. 20 に示すように開発材は従来材に対して約2.5倍となっている。

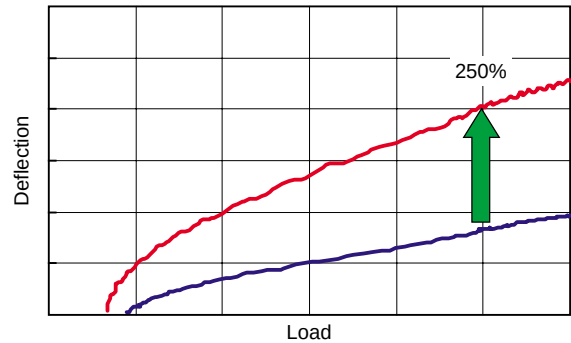


Fig. 20 Comparison of deflection characteristic

4.3. 対策効果の検証

実車再現モードにより潤滑改善仕様と開発した摩擦材の効果を検証したところ異音の発生はなかった。

また、再現モード走行後のクラッチプレートは Fig. 21 に示すように、鏡面化していなかった。面粗度の測定結果についても Table 3 に示すように正常品と同等であった。

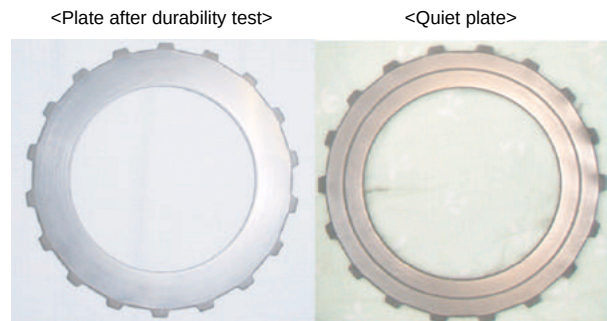


Fig. 21 Comparison of clutch plate condition

Table 3 Comparison of surface roughness of clutch plates

Ra (μm)	Plate after durability test	Quiet plate
Minimum value	0.114	0.126
Maximum value	0.187	0.252

5. まとめ

トルクオンデマンドタイプの4WDシステムにAT変速段クラッチを転用した際に発生する旋回及び発進時異音の低減研究を行い、以下の成果を得た。

- (1)異音発生品のクラッチプレートは鏡面化しており、その要因は実際にクラッチの潤滑に使われる潤滑油流量が不足しているためであることがわかった。
- (2)クラッチへの潤滑油流量が少なく、負荷が大きい車庫入れと低 μ 路発進を組合わせた実車再現モードを構築し、異音発生事象及びクラッチプレート鏡面化の検証が可能になった。
- (3)異音発生事象及びプレート鏡面化対策としてクラッチ部以外へ潤滑油が漏れるのを防いで、潤滑油流量を増やした上で、クラッチ内部の潤滑配分の均一化を図った。
さらに潤滑油の保持性を向上させるため、気孔率とたわみ量を増やした摩擦材を開発した。
この仕様で実車再現モードを用い検証を行った結果異音の発生がなく、クラッチプレートも鏡面化しないことを確認した。

6. 謝辞

本開発では、(株)FCCをはじめ多くの社内外の関係者の方々にご理解とご協力を頂きましたことに、本紙面を借りて厚く御礼申し上げます。

7. 参考文献

- (1)自動車技術会:自動変速機, 自動車のトライボロジー, 東京, 養賢堂, 1994, p.151-155
- (2)小林ほか:デュアルポンプ式 4WD システムの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.8, p.77-82 (1996)
- (3)浜田ほか:前後駆動力配分の最適化による 4WD 車両の軽量化について, 自動車技術, Vol.46, p.99-103 (1992)
- (4)浜田ほか:リアルタイム 4WDデュアルポンプシステム, 自動車工学, Vol.43, No.7, p.16-25 (1994)

■ 著 者 ■



井上 真幸



荒井 康典



畔上 敏明



平尾 泰生

MT車加速時の前後振動の研究

Research on Longitudinal Vibration of MT Vehicle during Acceleration

片桐 好 浩*
Yoshihiro KATAGIRI
齋 藤 浩 之*
Hiroyuki SAITOU

矢 谷 浩*
Hiroshi YATANI
白 木 達 也*
Tatsuya SHIRAKI

伊 神 肇*
Hajime IGAMI
大 森 生 雄*
Ikuo OOMORI

要 旨

MT車の加速時の前後振動波形から、官能評価と関連の高い五つの評価指標を構築した。加速時の車体前後振動のメカニズムをエンジン、駆動系、タイヤ、エンジンマウント、サスペンションの伝達系全体について明確にした。シミュレーションに使用した各要素の特性データはすべて設計値を採用した結果、実車の存在しない開発初期段階での仕様検討が可能となった。本開発手法を新型アコードの開発に適用したところ、サスペンション特性やエンジントルク制御の最適化などの仕様決定が早期になされ開発時間を半減できた。

ABSTRACT

Waveforms of longitudinal vibration during acceleration in MT vehicles have been used to develop five evaluation indices corresponding to sensory evaluations. The mechanism of longitudinal vibration during acceleration was clarified in each part of the system through which it is transmitted: engine, drive train, tires, engine mounts and suspension. A simulation model was constructed employing design values as the main elements, enabling specifications to be tested in the initial development phase, before the construction of an actual vehicle. This method was utilized in the development of the new model Accord, enabling suspension characteristics and engine torque control, among other design elements, to be optimized at an early stage, and resulting in the reduction of development time by half.

1. はじめに

近年、動力性能、騒音、燃費などの数値で評価される性能と同様、「心地よい」「ドライバの意のままに」といった人間の感性によって評価される性能が重要となっている。しかしながらこのような性能を的確に定量化することは困難なため、車両の開発において実車試験による官能評価に頼らざるを得ず、試行錯誤により多大な工数が費やされることが多かった。

MT車でアクセルペダルを踏み込んだ際に発生する車体の前後振動はドライバに不快感を与える改善しなければならない重要な性能の一つである。この現象については過去にもエンジンマウント剛性の最適化⁽¹⁾などの改善例が報告されている。

このような振動問題は、多くの構成部品のさまざまな特性に起因しており、同時に他の性能とのトレードオフの関

係にあることが多い。そのため関連項目が複雑に絡み合っており、単一部品の特性改善で解決できる場合は少ない。また実車試験により発生メカニズムや影響度を明確にすることは非常に難しく、高精度な解析技術が要求されている。

本報では、評価指標とシミュレーションモデルを構築し、量産車開発へ適用した結果を報告する。

2. 開発のねらい

MT車の開発において開発時間の短縮を達成するために重要なことは、開発初期段階で可能な限り仕様を熟成し実車試験による試行錯誤を減少させることである。

車両の挙動シミュレーションはノウハウの蓄積により、過渡時の高精度な解析が可能となった。しかしながら挙動を正確に再現するためには、要素の特性に関する実車計測データが必要であり、開発初期段階での活用は困難

*栃木研究所

であった。また評価が実車試乗による官能評価により決定されてきたため、代わり得る評価指標がなく、車両の挙動シミュレーションができていても評点まで判定することは困難であった。

そこで本研究において、以下の三点を主要なねらいとした。

- (1) 官能評価に代わり得る評価指標の構築
- (2) 開発初期段階より活用できるシミュレーションの構築
- (3) 量産車開発への適用による開発時間の短縮

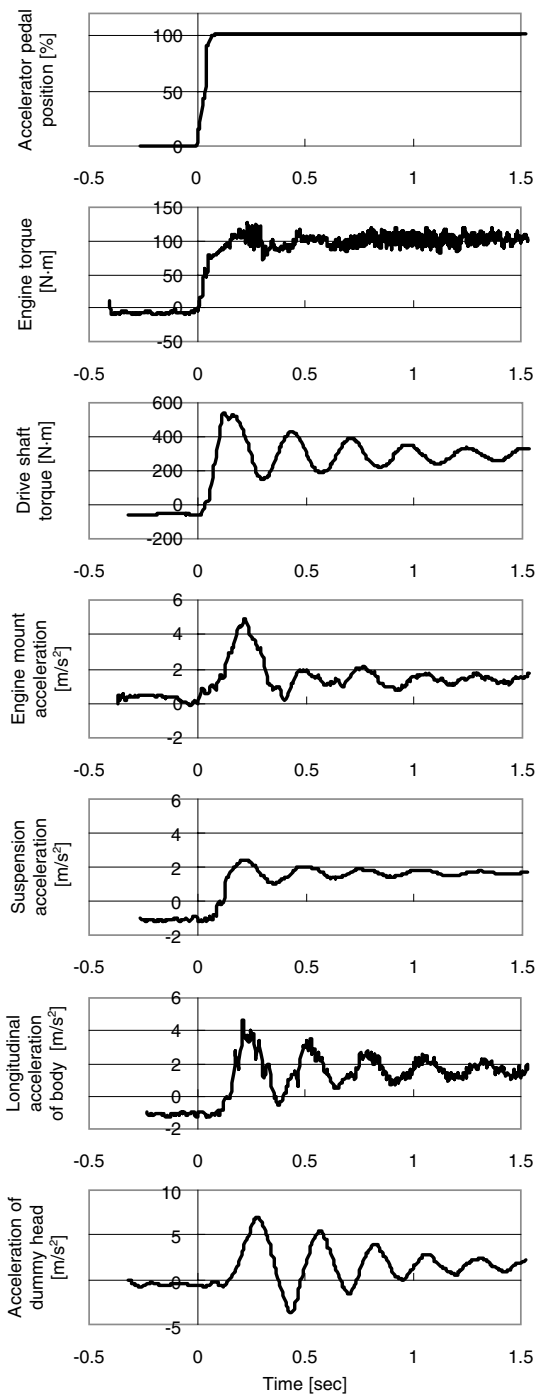


Fig. 1 Time history of body vibration by acceleration shock WOT acceleration, 2nd gear, 1500rpm

3. 評価指標の構築

評価指標の検討にあたり、多数のドライバにより市販車両の試乗比較を実施し、十点法の官能評価を実施した。その結果と計測値を比較分析し評価指標を構築した。

3.1. テスト方法

加速に伴う車体の前後振動周波数はギヤ比によって異なり、高速用のギヤ段になるほど周波数も高くなる。また定常走行中からの加速よりも、減速フューエルカット後の状態から再加速した場合の方が振動が大きく問題となりやすい。

特に1速～3速、時速20～40Km/Hの低速走行で発生する3～8Hzの振動がフィーリングを悪化させる。計測例をFig. 1に示す。加速に伴う車体の前後振動の発生プロセスを確認するため、実車試験としてアクセルペダル開度を全閉減速から所定のエンジン回転速度で全開加速し、トルクと振動を計測した。シフト段、エンジン回転速度、アクセルペダル開度を変更し、十数種類の車両について計測を行った。実走中のエンジントルクは、気筒ごとの燃焼のバラツキを考慮し4気筒すべての内圧を計測処理し正味トルクとした。また、加速時の車体前後振動がシートと首に対する頭部の揺れから感じられることから、ダミーの頭部にセンサを取り付け前後方向の加速度を計測した。アクセルペダル全開に伴い、エンジンより急激なトルクが発生し、駆動軸にトルク変動が発生する。少し遅れてエンジンマウントとサスペンションにほぼ同時に変動が発生し、更に遅れて車両の前後方向にオーバーシュートと低周期変動が発生する。それから少し遅れてダミーに変動が発生する。

Fig. 2は、ダミー頭部の加速度と、車体の前後振動の周波数解析である。ダミー頭部の加速度は4 Hz 付近において増幅、11Hz 以上においては減衰していることがわかる。

3.2. 指標化

一方、アンケート調査結果によりドライバは一山目の

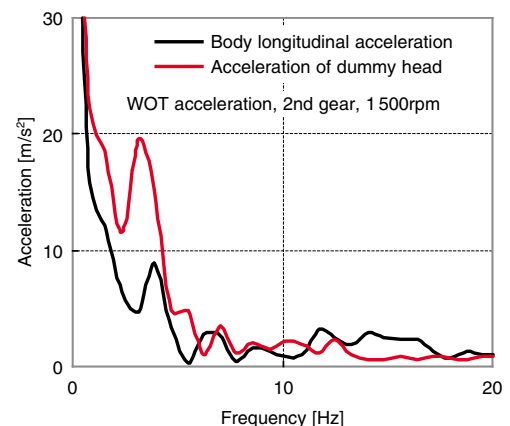


Fig. 2 Results of frequency analysis of dummy head acceleration

オーバーシュートをショック、その後の揺り返しをギクシャクと感じ、同時に一山目の応答の速さ(レスポンス)、素早い加速度の立ち上がり気持ち良さを、また加速度が低下しないことをスムーズと感じるものと仮定した。これらの主観的な運転感覚を数値化し官能評価の結果と比較することにより五つの評価指標を構築した。それぞれの指標の考え方を Fig. 3 に示し各数値指標を算出する式を以下のように定義した。

(A) ショック：ドライバの期待する加速度に対するオーバーシュート量を無次元化した値

$$\text{Overshoot} = \ddot{X}_A / \ddot{X}_{AVE} \quad (1)$$

(B) ギクシャク：ドライバの期待する加速度に対し低周波変動量を積分した変動エネルギー量

$$\text{Swing energy} = 1/2 \cdot m \cdot \left\{ \int |\ddot{X}_B - \ddot{X}_{AVE}| dt \right\}^2 \quad (2)$$

(C) レスポンス：ドライバのアクセルペダル操作に対する応答の速さ

$$\text{Delay time} = t_p + t_N \quad (3)$$

(D) クイック：ドライバのアクセルペダル操作に連動した心地よい加速の立ち上がり

$$\text{Torque increase} = (\ddot{X}_A - \ddot{X}_B) / t_p \quad (4)$$

(E) スムーズ：加速時の変動により発生する最低の加速度
Minimum acceleration = $\ddot{X}_C$ (5)

Nomenclature :

- $\ddot{X}_A$: Peak of acceleration [m/s²]
- $\ddot{X}_{AVE}$: Average acceleration [m/s²]
- $\ddot{X}_B$: Real acceleration [m/s²]
- $\ddot{X}_C$: Bottom of acceleration [m/s²]
- t_p : Time until peak [sec]
- t_N : No reactive time [sec]

Fig. 4 から Fig. 8 は、実車試乗による官能評価と上記計算式によって得られた五つの数値指標の相関を確認した結果であり、高い相関を示した。

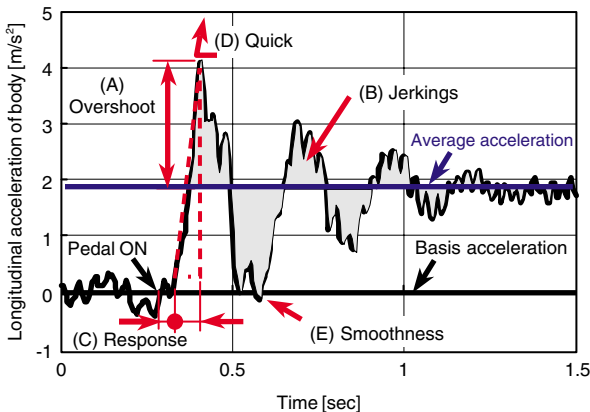


Fig. 3 Definition of index

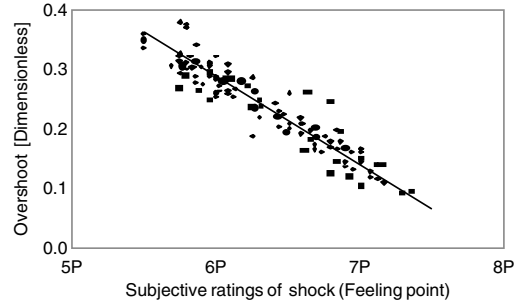


Fig. 4 Subjective ratings of shock characteristic against objective parameter

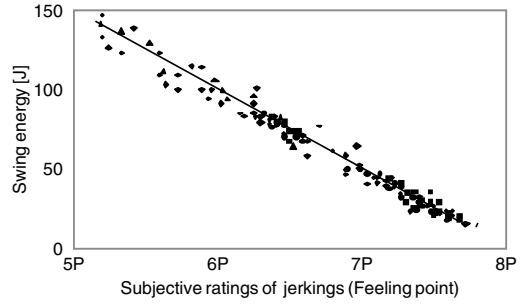


Fig. 5 Subjective ratings of jerkings characteristic against objective parameter

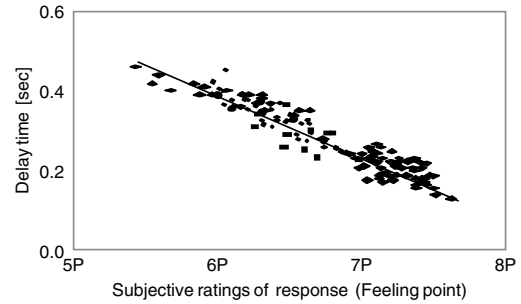


Fig. 6 Subjective ratings of response characteristic against objective parameter

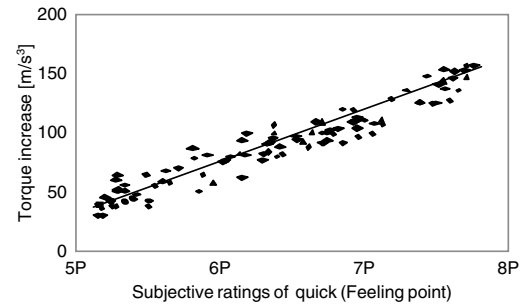


Fig. 7 Subjective ratings of quickness characteristic against objective parameter

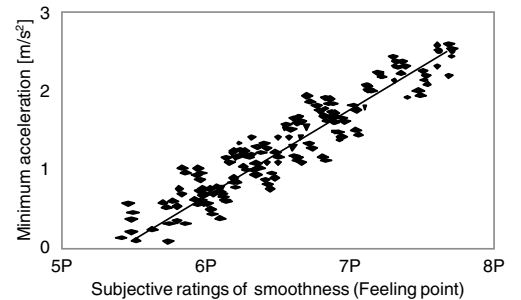


Fig. 8 Subjective ratings of smoothness characteristic against objective parameter

4. シミュレーションモデルの作成

加速時の車体前後振動を、エンジンからトランスミッション、ドライブシャフト、タイヤ、エンジンマウント、サスペンション、ボデーまでの連成振動としてシミュレーションモデルを作成した。以下に計算式を示す。

$$T_E - I_{FW} \ddot{\theta}_{FW} - T_{CL} = 0 \quad (6)$$

$$T_{CL} - C_{CL}(\dot{\theta}_{FW} - \dot{\theta}_{GB}) - K_{CL}(\theta_{FW} - \theta_{GB}) = 0 \quad (7)$$

$$T_{CL} - I_{GB} \ddot{\theta}_{GB} - T_{GB}/i = 0 \quad (8)$$

$$T_{GB} - K_{GB}(\theta_{GB}/i - \theta_{DS}) = 0 \quad (9)$$

$$T_{GB} - I_{DS} \ddot{\theta}_{DS} - T_{DS} = 0 \quad (10)$$

$$T_{DS} - C_{DS}(\dot{\theta}_{DS} - \dot{\theta}_{WH}) - K_{DS}(\theta_{DS} - \theta_{WH}) = 0 \quad (11)$$

$$T_{DS} - I_{WH} \ddot{\theta}_{WH} - T_{WH} = 0 \quad (12)$$

$$T_{DS} - I_E \ddot{\theta}_E - T_{EM} = 0 \quad (13)$$

$$F_{WH} - T_{WH} \theta_{SUS}/X_{SUS} = 0 \quad (14)$$

$$F_{WH} - M_{WH} \ddot{X}_{SUS} - F_V = 0 \quad (15)$$

$$F_V - C_{SUS}(\dot{X}_{SUS} - \dot{X}_V) - K_{SUS}(X_{SUS} - X_V) = 0 \quad (16)$$

$$F_V - M_V \ddot{X}_V - M_{PP} \ddot{X}_{EM} = 0 \quad (17)$$

Nomenclature :

- T : Torque [N・m]
- I : Inertia [N・m・s²]
- θ : Torsional angle [rad]
- C : Damping property [N・m・s/rad]
- K : Torsional stiffness [N・m/rad]
- F : Force [N]
- M : Mass [kg]
- X : Displacement [m]

Subscripts :

- E : Engine
- F : Flywheel
- CL : Clutch
- GB : Gear box
- i : Gear ratio
- EM : Engine mount
- DS : Drive shaft
- WH : Tire wheel
- V : Vehicle
- SUS : Suspension
- PP : Power plant

シミュレーションに使用した各要素の特性データはすべて設計値を採用した。ボデーの弾性振動の周波数域が20Hz

より低いことからパワープラントとボデーは剛体として扱った。エンジンマウント、サスペンション、タイヤなどの荷重-変位動特性についても、本事象の周波数が比較的低く、ラバーの動倍率が1に近いので、クラッチトーションやドライブシャフトの振り剛性などと同様に静特性で代用できると考えた。これらの荷重-変位静特性はテーブル関数で与えることにより非線形特性を考慮した。また、エンジントルク入力値はベンチ試験で得られた値を用いた。

Fig. 9 は全開加速時の車体前後振動のシミュレーション結果を実車計測データと比較した例である。

主変動である3Hzの低周波振動に加えて一山目に発生している15Hzの周波数成分も計算できている。

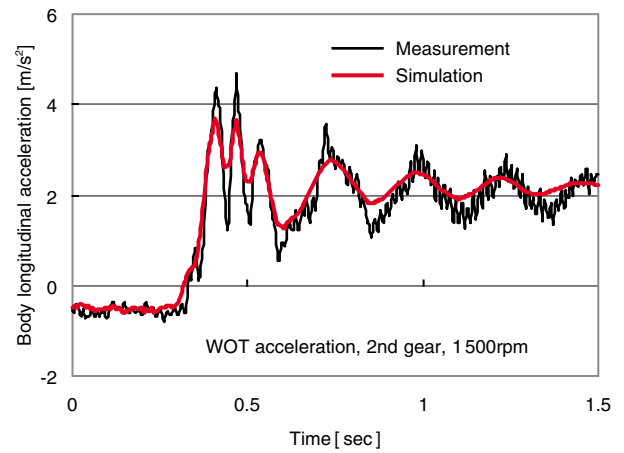


Fig. 9 Results of verification of simulation

5. 開発への応用

5.1. 寄与度解析

新型アコードの開発初期段階において前記シミュレーションを実施し、車体の前後振動に及ぼす各部品の影響度を解析した結果を Fig. 10 に示す。ドライブシャフト剛性、サスペンション剛性、エンジントルク制御、エンジン回転イナーシャ、車体イナーシャの影響が大きかった。

今回は、その一例としてサスペンション剛性とエンジントルク制御について対策を検討した。

5.2. 対策効果

5.2.1. サスペンション特性

サスペンション特性における前後コンプライアンスは乗り心地性と操縦安定性の相反する要求性能を両立させるように特性が決められている。この特性は車両に対し後向きの力が作用した場合に必要な特性であり、加速時のショックの原因である前向き方向の特性を変更してもこれらの性能に影響がないことがわかった。そこで前後方向で非対称な特性とし乗り心地性を保ちながら加速時のショックを低減させるように Fig. 11 に示すような特性に変更した。

サスペンションのコンプライアンスブッシュ特性の変更

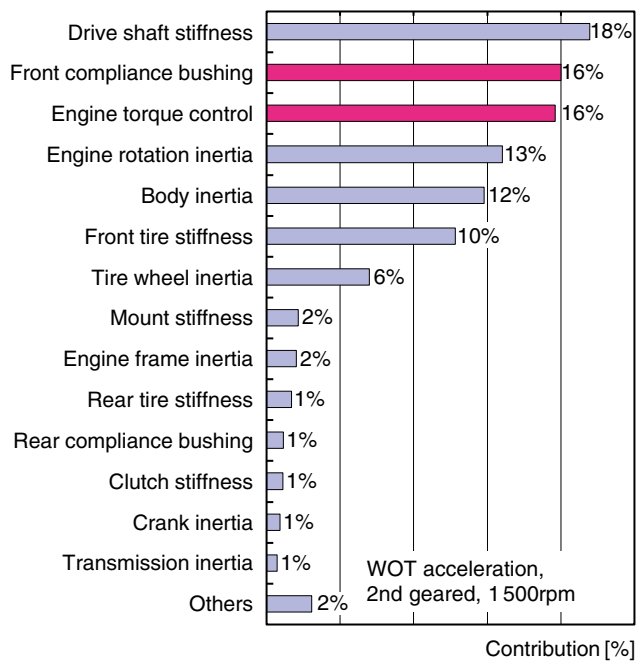


Fig. 10 Analysis of contribution of each part

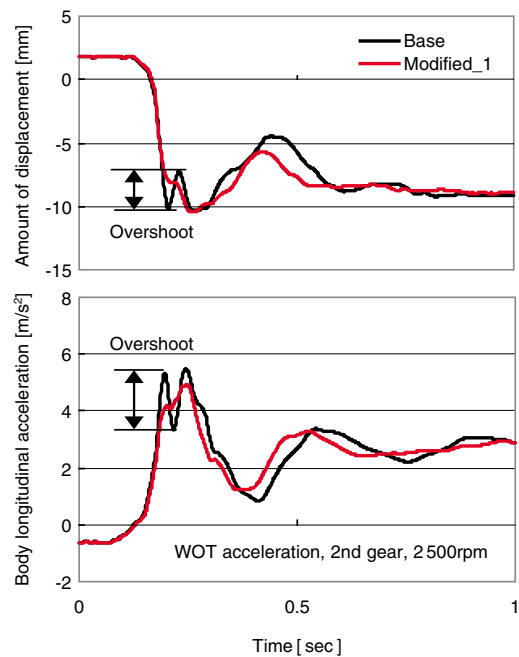


Fig. 12 Influence of compliance bushing (Simulation)

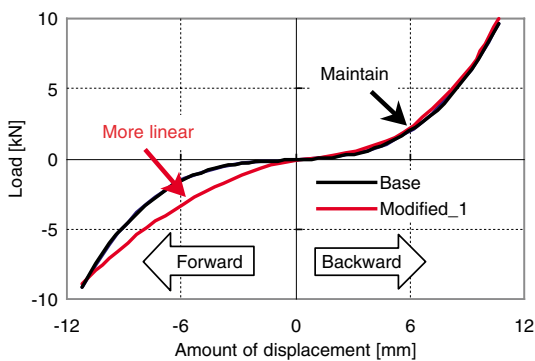


Fig. 11 Compliance bushing characteristic

前後の結果比較を Fig. 12 と Fig. 13 に示す。加速時における一山目のサスペンション変位が少なくなり、同時に一山目に見られた 15Hz のオーバーシュートも改善したことがわかる。

5.2.2. エンジントルク制御

寄与度解析によるとエンジントルク制御の影響を最も受けるのがショックとギクシャクである。この二つの項目の改善について検討した。

従来より、エンジントルク制御として点火時期の遅角制御や吸入空気量、燃料噴射量の減量制御によりエンジントルクの立ち上がり速度を制限してオーバーシュートと低周期変動を低減する手法がある。

まず最初にショックを改善するのに最適なエンジントルクの立ち上がり量について検討した。評価指標値の変化を Fig. 14 に示す。エンジントルクの立ち上がり速度を増加させるとレスポンスとクイックは向上するがショック、ギクシャク、スムーズは悪化し、特にショックが大きく変化することがわかる。初期の設定データに対して変化速度を20%

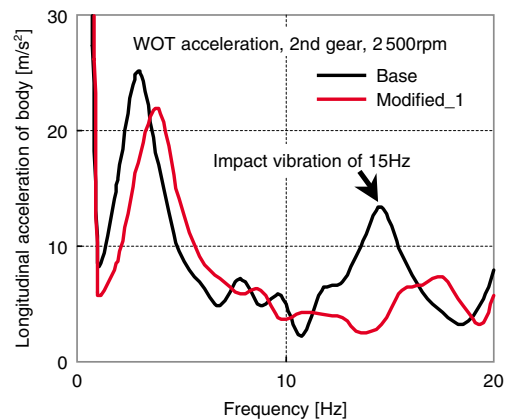


Fig. 13 Result of frequency analysis of body longitudinal acceleration of body (Simulation)

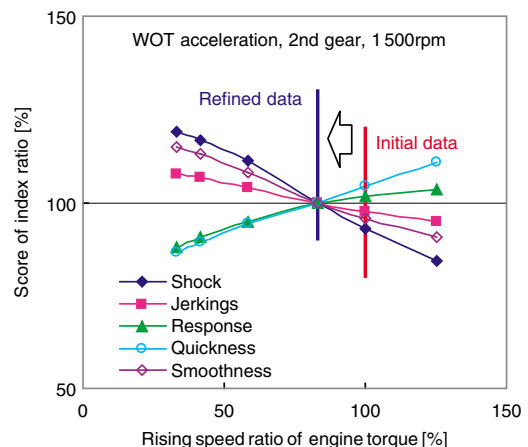


Fig. 14 Comparisons of speed of increase of engine torque (Simulation)

程度減少させることにより最適値となることがわかった。

次にギクシャクを改善するのに最適なエンジントルクの制御タイミングについて検討した。各回転速度における、実行遅れ時間を計測した。許容できる遅れ時間は、前述の指標より求めた値である。エンジン回転速度が低くなるに従い制御遅れが顕著になり、ギクシャクを悪化させていることがわかった。制御遅れの原因は、エンジン回転同期制御のために演算処理間隔が長くなることである。この低回転領域の制御タイミング遅れをプログラム変更により Fig. 15 に示すように減少させた。

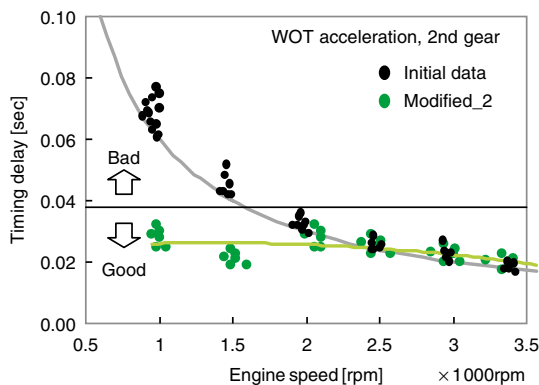


Fig. 15 Engine timing delay characteristics (Simulation)

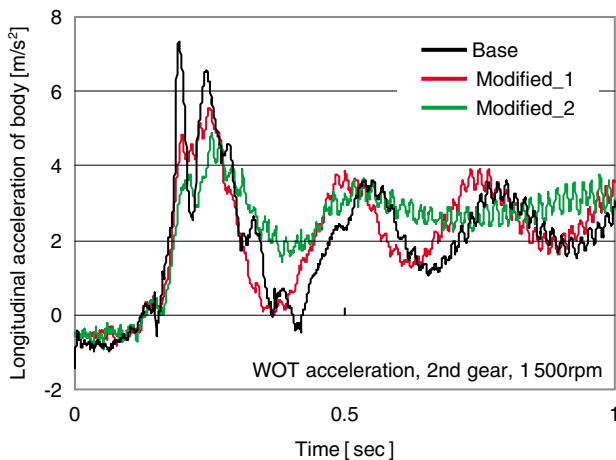


Fig. 16 Test results

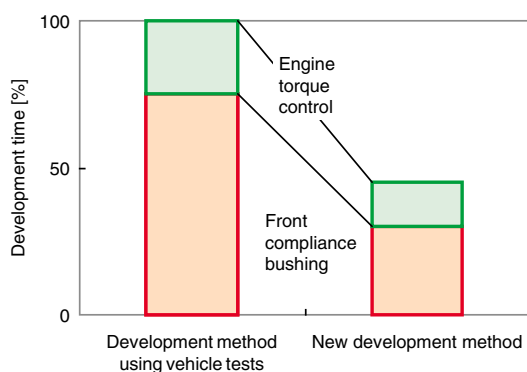


Fig. 17 Development time for acceleration feeling

Fig. 16はこれらの対策を反映した車体の前後振動の測定結果である。サスペンション特性を改善したModified_1にエンジントルク制御を追加したModified_2では、ショックとギクシャクが大幅に改善された。

5.3. 開発への適用効果

実車試験による試行錯誤を減少させ Fig. 17 に示すように開発時間を半減できた。

6. まとめ

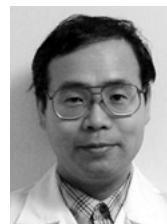
MT 車加速時の車体前後振動の研究を行ない、以下の結果を得た。

- (1) 加速時の車体前後振動における官能評価に代わり得る、ショック、ギクシャク、レスポンス、クイック、スムーズの五つの評価指標を構築した。
- (2) シミュレーションに使用した各要素の特性データはすべて設計値を採用した結果、実車の存在しない開発初期段階での仕様検討が可能となった。
- (3) 本開発手法を量産車の開発に適用した結果、開発時間を半減できた。

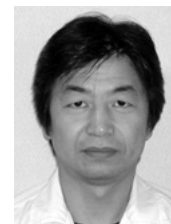
参考文献

- (1) 井上 実ほか, FF車の加減速ショック, 振動の解析, 自動車技術会, 学術講演会前刷集, No.921, p.97-100 (1992)

■ 著 者 ■



片桐 好 浩



矢谷 浩



伊神 肇



齋藤 浩之



白木 達也



大森 生雄

フロントロータリ式小型耕うん機における 同軸同時正逆転ロータリの研究

Study of Coaxial Counter Rotating Rotary Tilling System at Front Rotary Type Compact Walking Tractor

太田 能 司*

Yoshitaka OHTA

永岡 政 敏*

Masatoshi NAGAOKA

大窪 晋*

Susumu OHKUBO

永野 敬 二*

Keiji NAGANO

飯野 啓 司*

Keiji IINO

片桐 信 近*

Nobuchika KATAGIRI

要 旨

後ろに駆動輪、前に耕うん軸がある「フロントロータリ方式」の小型耕うん機に関して、駆動輪と同じ方向に回転する「正転ロータリ」と、同軸上で互いに逆に回転するつめを持つ「同軸同時正逆転ロータリ」の各々の耕うん反力が挙動及び耕うん深さに及ぼす影響について、耕うん反力シミュレーションプログラムを用いて予測し、更に実機テストを行って相関を調べた。フロントロータリ方式の歩行型耕うん機においては、同軸同時正逆転ロータリを採用することで機体挙動を安定させる効果に加えて、正転ロータリの約2倍の耕うん深さを得る効果が確認された。

ABSTRACT

The computer simulation of tilling force has been conducted to a compact walking tractor that equipped with driving wheels and a rotary shaft in its rear and its front respectively to estimate the effect which the tilling force having a down cut rotary and a coaxial counter rotating rotary cause to the behavior and the depth of the tractor. The tractor uses a down cut rotating tine that rotates to the same direction of the driving wheels, and the coaxial counter rotating tines that rotates on the same shaft simultaneously. Further, an actual machine test was conducted to examine the correlation between the estimation and the test result. It was demonstrated that by using the coaxial counter rotating rotary, the effect not only stabilize the behavior of the tractor but accomplish twice the depths of a normal rotary's can be obtained.

1. はじめに

つめを耕うん軸回りに回転させて土を耕すロータリ耕うん方式の小型耕うん機には、耕うん軸と別に駆動輪を持つ形式のものと持たない形式のものがある。

駆動輪を持つ形式のものには、駆動輪の後方に耕うん軸がある「リヤロータリ方式」(Fig. 1)と、駆動輪の前方に耕うん軸がある「フロントロータリ方式」(Fig. 2)がある。

リヤロータリ方式には、耕うん反力の方向が重心付近を通るので耕うん反力の変動によって機体が不安定になりやすく、また同じ理由で耕うん反力による耕うん軸の浮き上がりが起こりにくいので深く耕すのに適する利点がある。

しかし、旋回時に耕うん軸を地面から浮かせて旋回する時のハンドル引き上げ荷重を軽くできる位に前方で、かつその時耕うん軸を必要な高さまで持ち上げられる程度に高

い位置に原動機を搭載しようとすると、機体が長大化する上に重心が高くなりすぎて不安定になる。このため、通常原動機の搭載位置は駆動輪に近く低い位置としながら前方下側に鉄製のバランスウエイトを取り付けることで重心位置を調整するので、そのウエイト分機体が重くなる(Fig. 3)。

加えて、耕うん軸の前にはタイヤと原動機、後ろにはハンドルがあるため、周囲に壁があるような狭いほ場では壁際まで耕うんすることができない欠点がある。

一方、フロントロータリ方式には、前に耕うん軸があるため壁際まで耕うんでき、また駆動輪の後ろにハンドル、前に原動機を置くことでバランスウエイトを付加することなく重心位置を適正化できるので機体重量を軽くでき、しかも原動機がオーバーハングしないため機体をコンパクトにできる利点がある。

但し、リヤロータリ方式とは逆に耕うん反力の方向が重

*朝霞東研究所

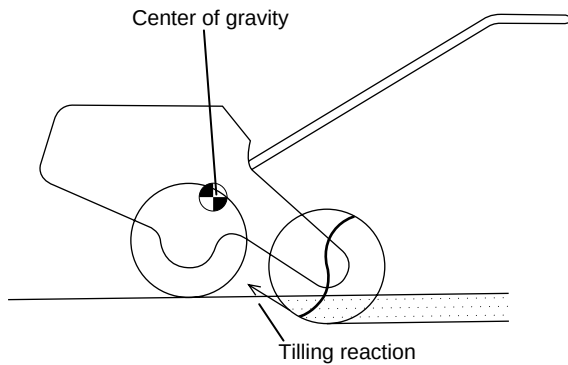


Fig. 1 Rear rotary walking tractor

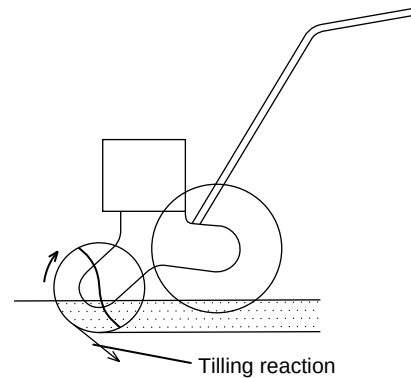


Fig. 4 Front rotary walking tractor with up cut tilling

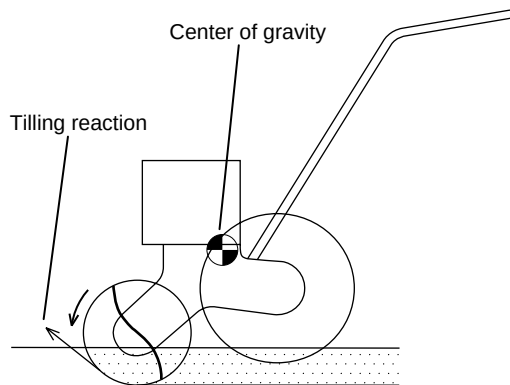


Fig. 2 Front rotary walking tractor

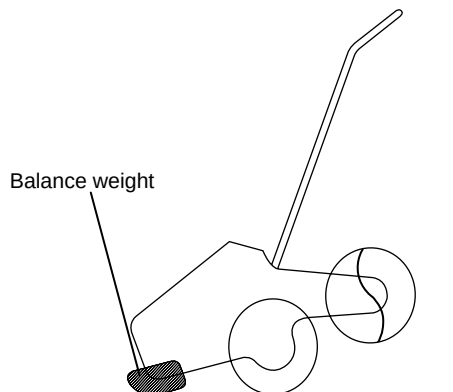


Fig. 3 Turning position of rear rotary walking tractor

心から大きく離れているため、耕うん反力の変動によって機体挙動が不安定になりやすい欠点がある。

加えて、駆動輪の回転方向と耕うん軸の回転方向が同一である正転ロータリを採用すると、耕うん反力による耕うん軸の浮き上がりが起こるので深く耕すのに適さず、一方、耕うん軸を駆動輪と逆方向に回転させる逆転ロータリを採用すると (Fig. 4)、つめが土に食い込んで機体が後ろ向きに飛び出すいわゆる「ダッシング現象」が起きやすくなり、いずれも使い勝手が良くない。

そこで、正転のつめと逆転のつめが同軸上で回りながら耕す事で耕うん反力を相殺するためダッシング現象が起らず安定して深く耕せる事から既にリヤロータリ方式で高い評価を得ている「同軸同時正逆転ロータリ」をフロントロータリ方式と組み合わせれば (Fig. 5)、耕うん反力の変動が抑えられて機体挙動が安定し、耕うん軸の浮き上がりもダッシングも抑えられて、従来にない「軽量コンパクトでありながら、深く安定してしかも壁際まで耕せる耕うん機」を作れると考えた。

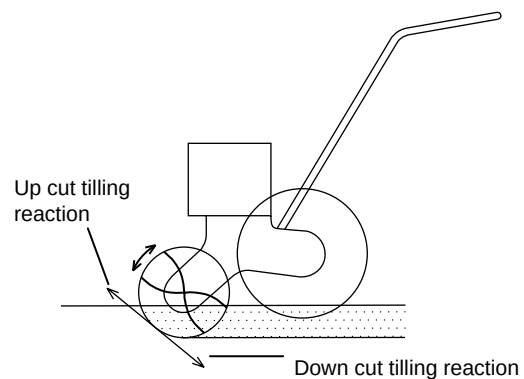


Fig. 5 Front rotary walking tractor with coaxial counter rotate tilling

そこで耕うん反力から機体挙動を予測する事で上記効果を検証し、更に実機テストとの相関を確認したのでここに報告する。

2. 耕うん性能の予測

2.1. 耕うん反力の計算

正転ロータリと同軸同時正逆転ロータリとの耕うん反力を各々耕うん反力シミュレーションプログラム⁽¹⁾により計算した。つめはFF300 (弊社フロント同軸同時正逆転ロータリ耕うん機) 用に新設計したものを使用、つめ配列は耕うん反力の上下方向成分の変動が最小となるよう等打込間隔とし、なおかつヨーイング、ローリング各モーメントの変動も

最小となるよう左右交互打ち込みとした。耕幅は 450mm, つめ径は ϕ 280mm, 耕うん深さは 120mm, 車速は 0.15m/sec, ロータリ回転数は 130rpm とした。土壌硬度は一般的な未耕地を想定して, 山中式土壌硬度計にて 20 相当とした。

つめ配列を Fig. 6 及び Fig. 7 に, 出力結果を Fig. 8 及び Fig. 9 に示す。出力結果の 6 分力の定義は Fig. 10 を参照のこと。

2.2. 機体挙動の予測

Fig. 10 に示す耕うん反力の 6 分力が作業時の機体挙動に及ぼす影響を考察する。

ヨーイングモーメント M_z と横荷重 F_x は機体にヨーイングを発生させ, 結果として直進安定性を悪化させる。

前後荷重 F_y は機体の推進力に影響し, タイヤにスリップを生じさせ, 結果として耕うん時の対地車速を増減させる。

垂直荷重 F_z とピッチングモーメント M_x は, タイヤ接地地中心回りに耕うん軸が浮き上がる(+), または沈み込む(-)方向に作用するが, 自重によって耕うん軸を下向きに押し付けるモーメントよりも大きいモーメントが浮き上が

る(+)方向に働くと, 耕うん軸が浮き上がって耕うん深さが浅くなる。

逆に沈み込む方向は, 通常耕うん軸の前に耕深調整輪が取り付けられている為, 実際に沈み込むことはない。

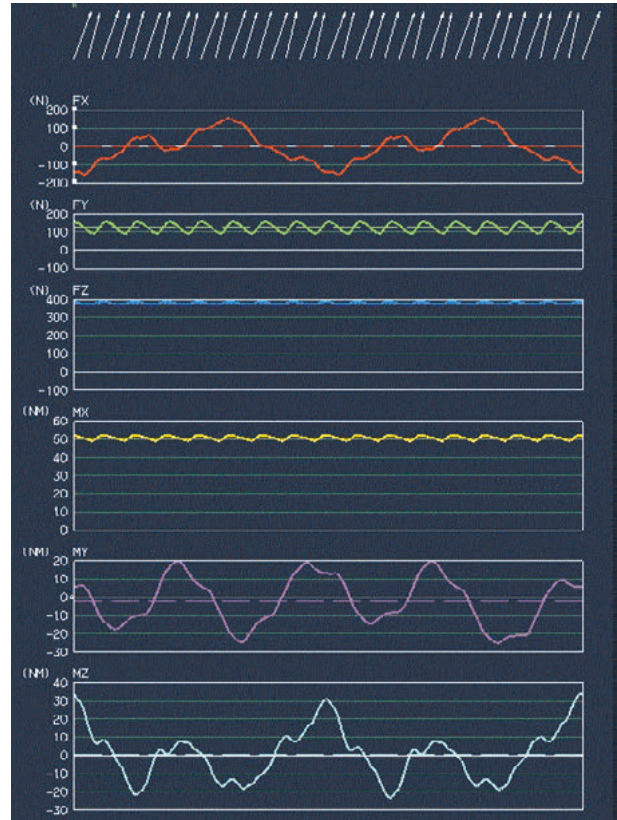


Fig. 8 Simulated result of down cut tilling reaction

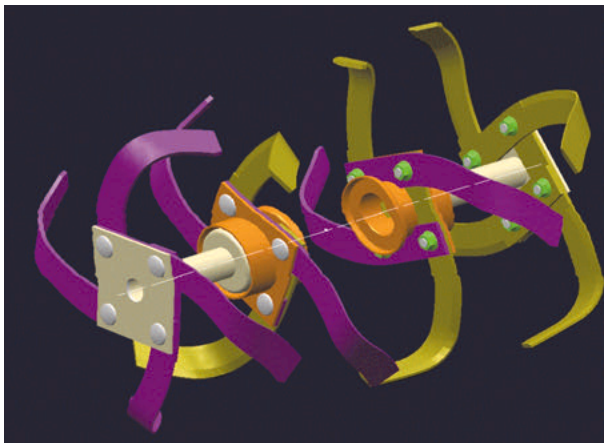


Fig. 6 Tine layout of down cut tilling

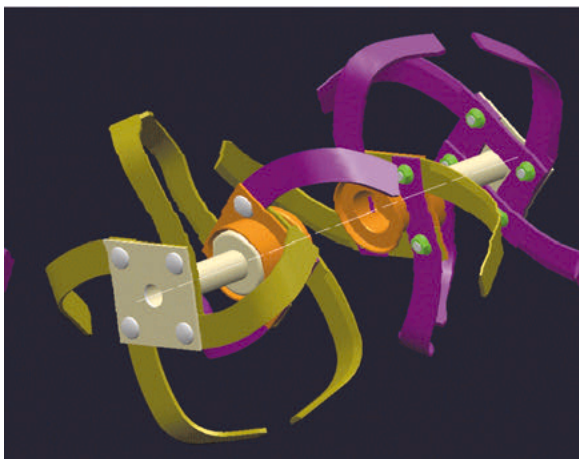


Fig. 7 Tine layout of coaxial counter rotate tilling

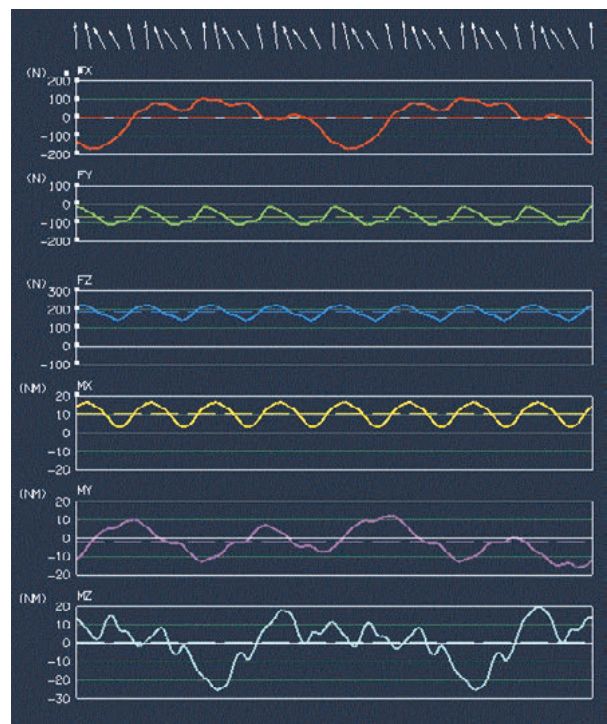


Fig. 9 Simulated result of coaxial counter rotate tilling reaction

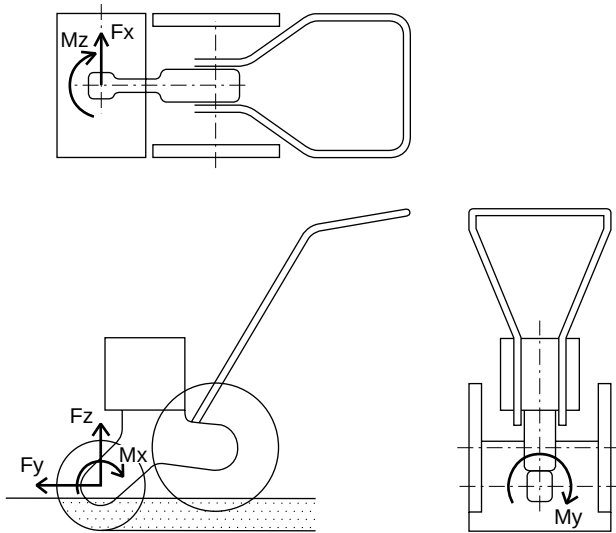


Fig. 10 Six components of tilling reaction

ローリングモーメント M_y は機体にローリングを発生させ、結果として水平に耕せない、または安定して耕せないという事象を起こす。

これら機体挙動の中で、耕うん深さに影響する耕うん軸の浮き上がりについて実際の機体諸元と計算結果から正転ロータリ(以後“正転”と略す)と同軸同時正逆転ロータリ(以後“正逆”と略す)の差について検証する。

タイヤの沈下量については、FF300 での実測値から耕うん前の地面より 20mm 沈下するものとした。

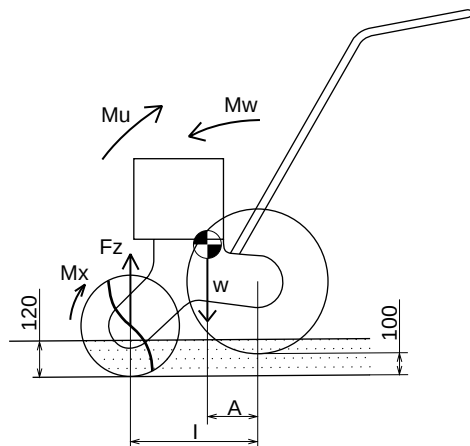


Fig. 11 Moment of tilling reaction and gravity moment on the ground contact center of tires

タイヤ接地中心回りの浮き上がりモーメントの平均値 $\overline{Mu}$ は

$$\overline{Mu} = \overline{Mx} + l \cdot \overline{Fz} \quad (1)$$

自重によって耕うん軸を押し付けるモーメント M_w は

$$M_w = W \times A \quad (2)$$

ここで、耕うん反力によって耕うん軸が浮き上がらないためには次式を満足しなければならない。

$$M_w > \overline{Mu} \quad (3)$$

そこで FF300 の機体諸元と Fig. 8 及び Fig. 9 の計算結果の F_z , M_x の平均値からこの関係を満足するか検証してみる。

Table 1 Comparison of moment of tilling reaction and gravity moment

l(m)	A(m)	W	Mw(Nm)	Rotating direction	$\overline{Mx}$	$\overline{Fz}$	$\overline{Mu}$	Judgment
0.347	0.18	480N	86	Down cut	51	380	183	$M_w < \overline{Mu}$
				Coaxial counter rotating	11	180	73	$M_w > \overline{Mu}$

正転では $M_w < \overline{Mu}$ となり耕うん軸の浮き上がりが発生するが、正逆転では $M_w > \overline{Mu}$ となり浮き上がりが発生しないという計算結果が得られた。

2.3. 耕うん深さの予測

耕うんできる深さは M_w と $\overline{Mu}$ が釣り合う深さと考えられるので、 $\overline{Mu}$ が耕うん深さ d に比例すると仮定すれば、Table 1 の M_w と $\overline{Mu}$ の比から耕うん深さ d を推定できる。

M_u は耕うん深さ 120mm のときの推定値であるから d は(4)式により推定される。

$$d = 120\text{mm} \times \frac{M_w}{\overline{Mu}} \quad (4)$$

計算結果を Table 2 に示す。

Table 2 Estimation of tilling depth

	M_w (Nm)	$\overline{Mu}$ (Nm)	d (mm)
Down cut	86.4	183	56.7
Coaxial counter rotating	86.4	73	142

正転と正逆転では約 2.5 倍の差となった。

3. 実機テストとの相関

以上の計算結果と実機でのテスト結果との相関を検証する。供試機の主要諸元を Table 3 に示す。

3.1. 直進安定性

直進安定性は M_z と F_x の変動幅が影響すると考えられる。Fig. 8 及び Fig. 9 より M_z の変動幅, F_x の変動幅を Table 4 に示す。

M_z , F_x , いずれも正転の数字が大きい、すなわち直進安定性が悪いと予想される。

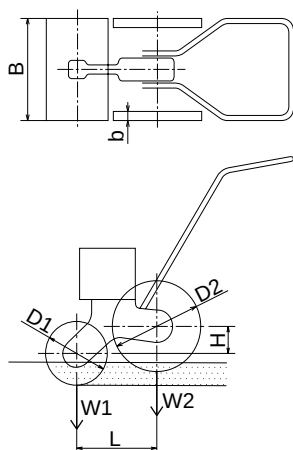


Fig.12 Explanation of Table 3

Table 3 Specifications of test machine

W1	249N
W2	231N
D1	280mm
D2	400mm
L	0.347m
H	0.160m
b	40mm
B	450mm
Vehicle speed	0.15m/sec
Tine rotating speed	130rpm

Table 4 Fluctuate ranges of yawing moment and side force

		Max	Min	Fluctuate range
Mz	Down cut	35Nm	-24Nm	59Nm
	Coaxial counter rotating	20Nm	-25Nm	45Nm
Fx	Down cut	150N	-150N	300Nm
	Coaxial counter rotating	100N	-160N	260Nm

実機評価結果を Table 5 に示す。(土壌硬度は山中式土壌硬度計による)

正転の場合、土壌硬度が高くなると左右の土壌硬度のばらつきによって耕うん反力の前進成分に左右差が生じ、直進性が悪くなることが結果に現れた。但し耕うん反力グラフの波形から推察されるような高い周波数の振動については、体感できる差は無かった。

Table 5 Test result of yawing stability

Soil hardness	12	17	22
Down cut	○	△	×
Coaxial counter rotating	○	○	○

3.2. 対地車速

対地車速の増減は $\overline{F_y}$ が影響すると考えられる。各々の $\overline{F_y}$ を Table 6 に示す。正転は増速、逆転は減速すると予想できる。

実機評価結果を Fig. 13 に示す。

Table 6 Forward element of tilling reaction (average)

	$\overline{F_y}$
Down cut	120N
Coaxial counter rotating	-65N

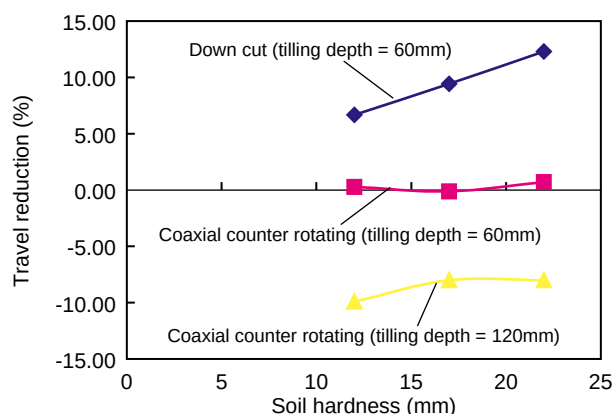


Fig. 13 Travel reduction versus soil hardness

正転は増速、正逆は減速という、計算で予測した通りの結果となった。原因は逆転つめの後ろ向き耕うん反力が正転つめの前向き耕うん反力に比べて高いため、正逆比率は正転の方が大きいにもかかわらず前後方向では逆転つめの反力が勝るためである。土壌硬度が高いほど耕うん反力が高くなるため車速の増減率が高くなる傾向が現れている。

3.3. 耕うん深さ

推定値は Table 7 の通り(土壌硬度 20 相当)。

実機評価結果と推定値との対比を Fig. 14 に示す。

土壌硬度 20 で比較すると、正逆は正転の約 2 倍の耕うん深さを得られた。また、土壌硬度が高くなるほど正転との差が大きくなる傾向がみられた。

正逆の場合はほぼ推定値に近い深さが得られ、正転の場合推定値の約 1.5 倍の深さが得られた。正転の場合の推定値との乖離については今後の課題である。

Table 7 Estimated tilling depth

	Tilling Depth
Down cut	56.7mm
Coaxial counter rotating	142mm

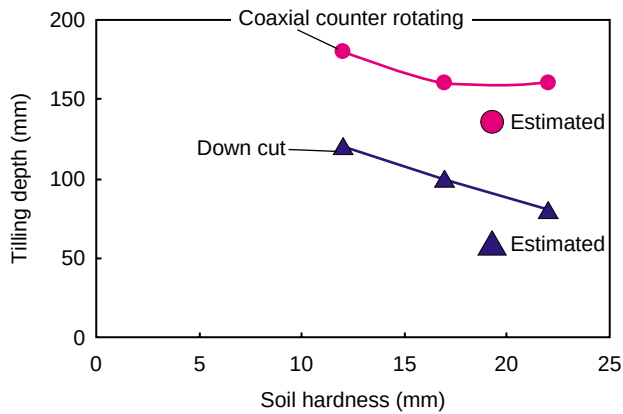


Fig. 14 Tilling depth versus soil hardness

3.4. ローリング

ローリングは M_y の変動幅が影響すると考えられる。各々の M_y の変動幅を Table 8 に示す。

実機評価結果を Table 9 に示す。

正転と正逆でほとんど差が感じられなかった。正転の場合、土壌硬度が高くなると耕うん深さが浅くなるので耕うん反力の絶対値が小さくなり、ローリングモーメントの変動幅も小さくなるため差がなくなると考えられる。

Table 8 Fluctuate ranges of rolling moment

	M_y		
	Max	Min	Fluctuate range
Down cut	20	-25	45
Coaxial counter rotating	12	-16	28

Table 9 Test result of rolling stability

Soil hardness	12	17	22
Down cut	○	△	△
Coaxial counter rotating	○	△	△

4. まとめ

フロントロータリ方式の耕うん機において正転ロータリと同軸同時正逆転ロータリを比較し、以下の結果を得た。

- (1) 一般的な未耕地相当の土壌硬度 20 前後の硬い土を耕す時、直進安定性に関して同軸同時正逆転ロータリは正転ロータリに対して大幅な向上がみられた。
原因は左右の土壌硬度のばらつきによって耕うん反力の前進成分に左右差が生じることである。
- (2) 正転ロータリは耕うん反力により対地車速が増速し、同軸同時正逆転ロータリは逆に減速する結果となった。

また、土壌硬度が高いほど車速の増減率が高くなる傾向がみられた。

- (3) 土壌硬度 20 前後の土を耕す時、同軸同時正逆転ロータリは正転ロータリの約 2 倍の耕うん深さを得られた。
また、土壌硬度が高くなるほど正転ロータリとの差が大きくなる傾向がみられた。
- (4) ローリングに関しては正転ロータリと同軸同時正逆転ロータリの差が体感できなかった。



Fig. 15 External view of FF300

Table 10 Major specifications of FF300

Items	Specifications
Engine model name	GXV57
Engine type	Air cooled 4-stroke OHV single cylinder
Engine displacement (cm ³)	57
Maximum power (kW)	1.8
Rated power (kW/rpm)	1.0/4 000
Maximum torque (Nm/rpm)	3.0/4 000
Compression ratio	8.0
Minimum specific fuel consumption (g/kWh)	354
Fuel tank capacity (cm ³)	1 100
Overall length (mm)	1 465
Overall width (mm)	465
Overall height (mm)	1 010
Dry weight (kg)	50
Tine speed (rpm)	131
Tilling width (mm)	450
Tine diameter (mm)	φ 280
Starting system	Recoil starter
Main clutch type	Shoe clutch
Transmission speeds	3Forward, 1Reverse

9. おわりに

本研究成果をもとに、フロント同軸同時正逆転ロータリ耕うん機 FF300 を開発し 2003 年 3 月から国内販売を開始した。軽量、小型で楽に旋回でき、深くしかも真っ直ぐ安定して耕せるとお客様より高い評価を頂いている。FF300 の外観を Fig. 15 に、主要諸元を Table 10 に示す。

本研究にあたり、協力を頂いた開発チーム、社内外の関係者の方々に紙面を借りて厚く御礼を申しあげる。

参考文献

- (1) 國領喬ほか：同軸同時正・逆転ロータリ耕うん方式の開発，HONDA R&D Technical Review, vol.6, p.110-118 (1994)

■ 著 者 ■



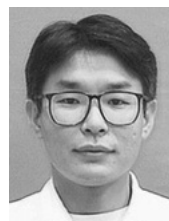
太田 能 司



大 窪 晋



飯 野 啓 司



永 岡 政 敏



永 野 敬 二



片 桐 信 近

天然ガス貯蔵用吸着材の開発

Development of Adsorption for Natural Gas Storage

小笠博司*

Hiroshi OGASA

奥勝*

Masaru OKU

森田善幸*

Yoshiyuki MORITA

向坊長嗣*

Nagatsugu MUKAIBOU

要 旨

天然ガスの主成分であるメタンを効率良く貯蔵するための炭素系吸着材を開発した。初めに吸着材の理想細孔構造をシミュレーションより求め、得られた結果を目標として、ヤシ殻や石炭、炭素系ナノ材料(フラーレン、カーボンナノチューブ)を出発原料として活性炭を調製した。また、調製した活性炭が理想細孔構造であることを TEM 像より確認した。本開発で得られた活性炭のガス貯蔵性能は、3.5MPa の低圧力下において $0.155\text{NL}/\text{cm}^3$ を達成し、この値は天然ガスを高圧(20MPa)で貯蔵する CNG(Compressed Natural Gas)のガス貯蔵量に対して 77.5%であった。また吸着材のメタンガス貯蔵量は、現在報告されている吸着性能の中では世界トップクラスの値を達成した。

ABSTRACT

Carbon adsorption was selected as a means of efficiently storing methane, the main component of natural gas. Simulations were first employed to determine an ideal adsorptive pore structure. The results of the simulations were established as a target in the manufacture of activated carbon, with coconut shell, coal and carbon nano-materials (Buckminsterfullerene, carbon nano-tubes) as starting materials. TEM analysis confirmed that the activated carbon produced in this research possessed the ideal pore structure established as a target. This activated carbon is capable of storing $0.155\text{NL}/\text{cm}^3$ of natural gas at low pressure (3.5MPa). This represents 77.5% of the capacity of high-pressure (20MPa) compressed natural gas (CNG) storage. The material's storage capacity for adsorbed methane gas is in the world's top class of presently reported figures.

1. はじめに

近年、地球環境問題やエネルギー資源枯渇の観点から、自動車における排出ガス低減及び代替燃料へのニーズが高まってきている。このような背景の中で天然ガスを燃料とした自動車は、基本車両とするガソリン自動車に小規模の改造を加えることによって排出ガスを大幅にクリーンな自動車にすることができる。天然ガスを自動車に搭載する場合、Fig. 1に示す3種類の 방법이考案されている。まずCNGは、20MPa もしくは 25MPa の高圧力で燃料を貯蔵するため円筒形の圧力容器が必要になり車両のパッケージ自由度が少ない。また、LNG(Liquefied Natural Gas)は -162°C の低温で燃料を貯蔵するため、燃料容器に特殊な2重構造を必要とする。本研究は、天然ガスを簡便に貯蔵する方法として比較的低压力で効率良く吸着貯蔵する ANG(Adsorbed

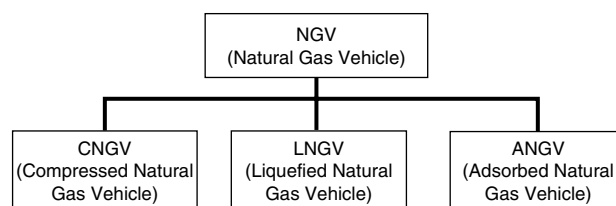


Fig. 1 Fuel storage methods for natural gas vehicles

Natural Gas)に関して、その核技術である吸着材について述べる。

まず、目標とする吸着材の天然ガス貯蔵量は、1998年から Honda において市販している CNG CIVIC GX のガス貯蔵量と同等の 100L 容器、 $20\text{Nm}^3(0.2\text{NL}/\text{cm}^3)$ 、また貯蔵圧力は 3.5MPa に設定した。

2. 吸着材料の開発

吸着材料は、出発原料と処理方法(炭化/賦活方法)を選定し、調製条件に改良を加えることにより開発をおこなった。

2.1. 原料の選定

2.1.1. 活性炭

活性炭の原料は、現在工業的に使用されているものとして植物系と化石燃料系に大きく分類⁽¹⁾できる。植物系は、ヤシ殻(CCS)、木材、パルプなどが代表的な原料であるが、特にヤシ殻は、市場に出回っている活性炭のおよそ30%を占めており、そのほとんどが水処理関係で使用されている。次に化石燃料系は、石炭(Coal)に代表される原料をそのまま活性炭にする場合と石油ピッチやコールタール、合成樹脂などの1次加工した原料を活性炭にする場合がある。本研究では、安価で性能改良を加えやすいヤシ殻と原料に不純物の含有が少ない石炭を出発原料として選定した。

2.1.2. 炭素系ナノ材

1985年のフラーレン(C_{60})の発見や1991年のカーボンナノチューブ(CNT)の発見によって炭素系ナノ材料は、近年多量合成技術の研究と応用技術開発が活発におこなわれている。このような動向の中で、カーボンナノチューブを水素貯蔵に利用する研究が数多く発表⁽²⁾されている。本研究においては、水素分子より吸着エネルギーが大きいメタン分子に対して充分吸着効果が期待できると考えカーボンナノチューブとフラーレンを原料として選定した。

2.2. 吸着材の製法

2.2.1. 炭化/賦活方法

原料を吸着材にするには、炭化と賦活が必要である。炭化は原料を炭素化し、賦活は炭化した材料に細孔を成長させる工程である。活性炭は通常前記2工程から製造するが、炭素系ナノ材料は原料の時点で既に炭素化しているため賦活処理のみで吸着材にすることができる。賦活の工程はガス賦活と薬品賦活に分類⁽¹⁾される。ガス賦活は、賦活媒体として水蒸気や炭酸ガスなどが考案されており、細孔成長のメカニズムは、原料表面からガスで侵食する手法である。水蒸気賦活は工程が安価であるため最も多く工業的に採用されている。

一方、薬品賦活はKOHやリン酸などが考案されており、細孔成長のメカニズムは原料表面及び内部から薬品によって侵食及びグラファイト層を広げる手法である。薬品賦活は、賦活媒体の薬品が高価であり、また賦活後に処理が必要なことから工業的にはあまり多く使用されていない⁽¹⁾。本研究では賦活手法として代表的な水蒸気賦活とKOH賦活の2種類を選定して吸着材を調製した。Fig. 2に水蒸気とKOH賦活のメカニズムを示す。

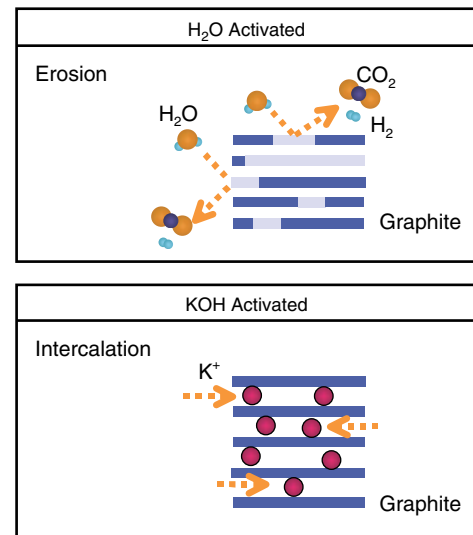


Fig. 2 Mechanism for Activation

2.2.2. 成形体の製作方法

炭化/賦活工程が終わった吸着材は、粉体もしくは顆粒の状態である。これを燃料タンクにパッケージする場合、装てん時に破損を防止する形態が必要である。また自動車への搭載部品であるため、走行時の振動や温度、湿度に影響を受けない形態が求められる。更に、ガソリン用キャニスタと同様に吸着/脱離繰返し試験によって吸着材が微粉化することを防止する構造が求められる。これらの要求性能より粉体もしくは粒状の吸着材を成形体(モノリス)に加工した。成形プロセスを Fig. 3 に示す。

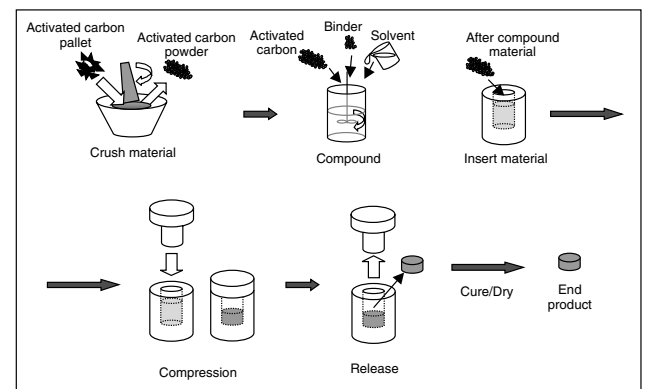


Fig. 3 Molding process of monolith

3. 吸着シミュレーション

吸着シミュレーションは、メタンガス貯蔵に効果がある吸着材の細孔構造を予測し、研究の方向性を得るために用いた。シミュレーションは、Accelrys社(USA)のCerius²を使用してモンテカルロ法より吸着性能を計算した。

3.1. 活性炭

シミュレーションの基本モデルを Fig. 4 に示す。シミュレーションは、このモデル⁽³⁾を使って細孔径を変更し、メタン吸着量を計算した。Fig. 5 に各細孔の吸着状態を示す。計算の結果、メタン分子が理想的に吸着できるのは、グラファイト層間距離(グラファイト直径同士の距離)が約11 Å であることがわかった。これらの結果を細孔径とガス貯蔵量でまとめて Fig. 6 に示す。計算結果よりメタンを最も理想的に貯蔵できる細孔構造は、細孔直径 7.8 Å, その時の比表面積は 2 630m²/g であることがわかった。

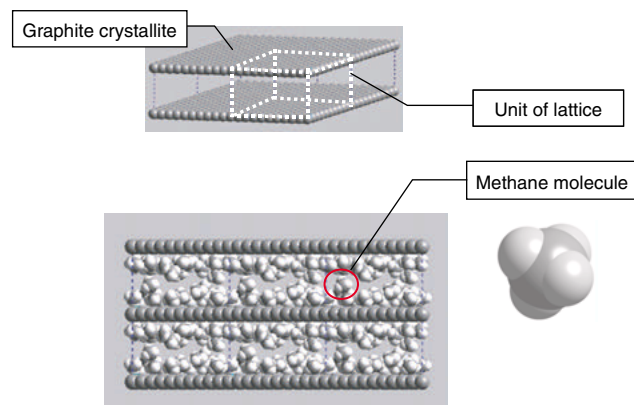


Fig. 4 Basic model of adsorption

Layer distance	Side view	Upper view	Layer distance	Side view	Upper view
4Å			15Å		
8Å			20Å		
11Å			30Å		

Fig. 5 Status of adsorption with change in layer distance

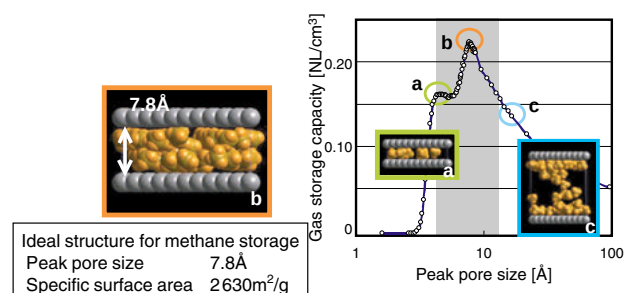


Fig. 6 Pore size and storage capacity

3.2. 炭素系ナノ材料

炭素系ナノ材料は活性炭と同様、吸着モデルを造ってシミュレーションをおこなった。Fig. 7 にシミュレーションモデルを示す。フラーレンやカーボンナノチューブは、モデル製作やシミュレーション方法について未知な部分があるため、設定条件は活性炭に準拠してシミュレーションをおこなった^{(4), (5)}。

Fig. 8 に活性炭とナノ系炭素材料のシミュレーション結果を示す。圧力 3.5MPa において炭素系ナノ材料では CNT が 0.205NL/cm³, 活性炭が 0.216NL/cm³ であり理想的な細孔構造を持つ吸着材は活性炭であることがわかった。

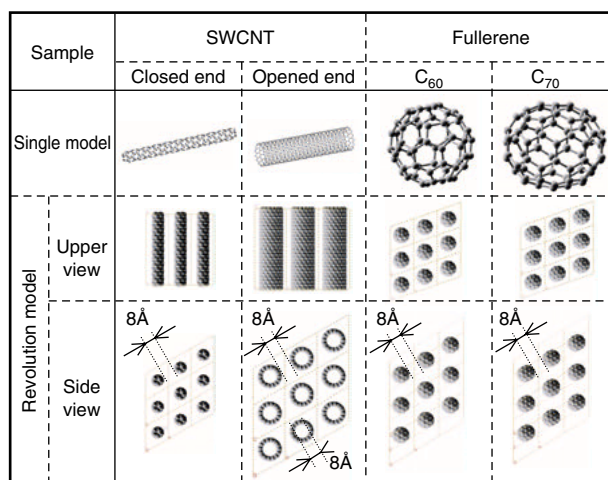


Fig. 7 Adsorption model for nano-carbon materials

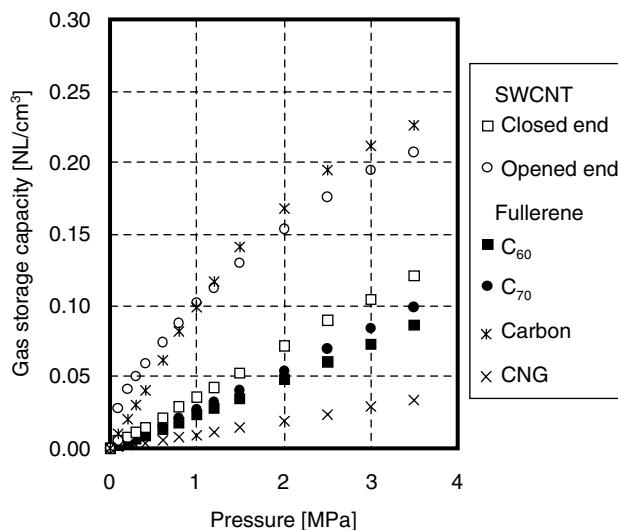


Fig. 8 Results of simulation

4. TEM による表面観察

TEMによる表面観察の目的は、試験に用いた吸着材の内部構造を相対的に比較するためである。また、TEM像は画像解析を加えると細孔状態を把握することができる。

4.1. 活性炭

本研究で評価した2種類の活性炭(ヤシ殻/水蒸気賦活, 石炭/KOH賦活)についてTEMによる表面解析をおこなった。解析結果を Fig. 9 に示す。石炭/KOH 賦活による活性炭は, 吸着シミュレーションで得られた理想細孔構造である細孔直径 $7.8 \text{ \AA}$, 比表面積 $2630 \text{ m}^2/\text{g}$ に近い値に調製できていることが確認できた。それに対してヤシ殻/水蒸気賦活は細孔直径を理想に合わせると比表面積(BET 法による)が小さく, 逆に比表面積を理想に合わせると細孔直径が理想より大きくなり, メタン吸着には適さないことがわかった。

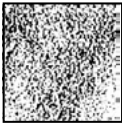
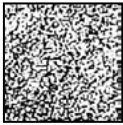
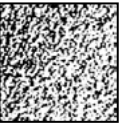
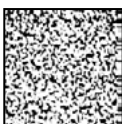
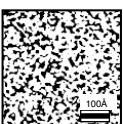
		Specific surface area [m^2/g]		
		1800	2600	3000
Coal + KOH	TEM image			
	Pick pore size [$\text{\AA}$]	8	8.8	10
CCS + H ₂ O	TEM image			
	Peak pore size [$\text{\AA}$]	10.6	11.6	14

Fig. 9 TEM image of activated carbon

4.2. 炭素系ナノ材料

C_{60} は, 合成しただけでは6員環と5員環で構成されていて非常に安定な構造⁽⁵⁾をもっている。この安定した構造に対して賦活処理を加えるとメタンに対して有効な吸着サイトを得られることが発表⁽⁶⁾されている。本研究では, 賦活前後の表面状態を比較して賦活による変化を確認した。 C_{60} の TEM 解析結果を Fig. 10 に示す。

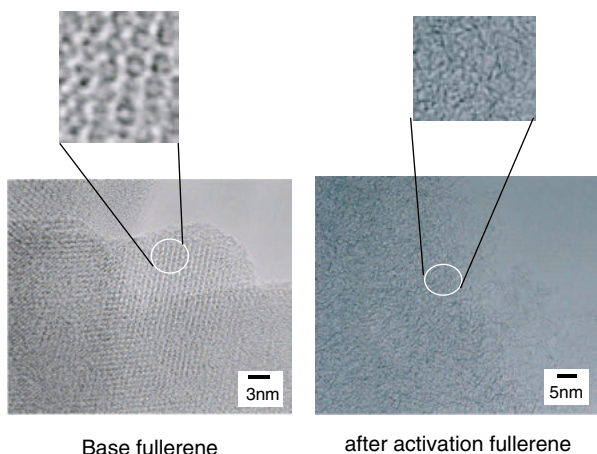


Fig. 10 TEM image of fullerene

賦活処理前は, きれいな規則正しいグラファイト結晶子を確認できたが, 賦活処理後はまったく確認することが出来なかった。この結果から, 賦活処理後の C_{60} はきれいなサッカーボール構造を維持しておらず, 炭素原子がアモルファス状に凝集していると考えられる。このアモルファス状の構造がなぜメタン吸着に対して効果があるのか現段階では理論的に解明できていないが, 明白な構造変化は確認できた。Fig. 11 に賦活条件を変えたフラーレンの測定結果を示す。

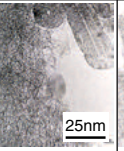
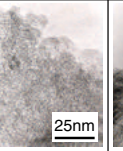
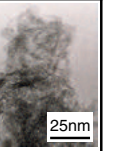
Specific surface area (m^2/g)	1122	1363	2346	2594
Storage capacity (NL/cm^3)	0.115	0.105	0.111	0.113
Adsorption ability (NL/g)	0.13	0.14	0.20	0.25
Bulk density (g/cm^3)	0.699	0.565	0.413	0.335
TEM image				

Fig. 11 Analysis of pore structure for activated fullerene

次にカーボンナノチューブのTEM解析結果を Fig. 12 に示す。カーボンナノチューブは, チューブの層数によってシングルウォール(SWCNT), ダブルウォール(DWCNT), マルチウォール(MWCNT)に分類⁽²⁾されるが, 炭素密度に対するメタン吸着量を考えると SWCNT が最も効果的であることがシミュレーション結果からわかっている。しかし, SWCNT だけを合成することは非常に難しく MWCNT や C_{60} が混在していることもめずらしくはない。したがって, 今回評価した試料の品質を確認するために TEM で解析をおこなった。(Fig. 12)その結果, 少量の触媒残さが認められたが, チューブ直径は $15 \text{ \AA}$ で均一に合成されており, またMWCNTなどが混在することも無く非常に高い品質の試料であることが確認できた。

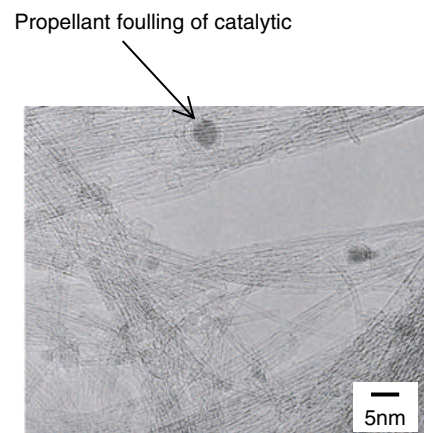


Fig. 12 TEM image of CNT

5. 細孔分析

TEM像から画像処理を施し、それより計算した活性炭の細孔分布をFig. 13に示す。計算結果より、シミュレーションにおける理想的な細孔直径は $7.8 \text{ \AA}$ が均一に存在する場合であるが、実際の活性炭は細孔径に分布をもっており、ガス貯蔵量を予測する場合は分布を考慮する必要がある。分析結果より石炭／KOH 賦活の活性炭は、細孔直径ピークが理想細孔直径と同一の $7.8 \text{ \AA}$ になっていることが確認でき、また細孔径分布もヤシ殻／水蒸気賦活よりシャープに分布させことができ、理想状態に近い活性炭が得られたと考える。

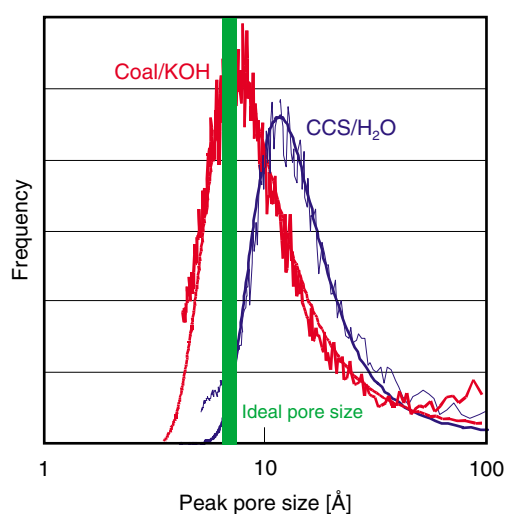


Fig. 13 Pore size distribution

6. 吸着性能評価

6.1. 活性炭

モノリスにした活性炭のメタンに対する吸着試験結果をFig. 14に示す。活性炭の改良は、大きく3stepに分けられ、改良の核技術である賦活条件(温度, 時間 etc.)は、賦活度として表現している。この賦活度は活性炭のかさ密度と非常によく相関がとれている。まず, step1ではヤシ殻／水蒸気賦活で賦活度に改良を加えた。その結果ヤシ殻の傾向がよく解り、吸着性能を見極めることができた。

次に step2 では、活性炭の原料及び賦活手法を変更することで step1 よりも大幅な性能向上が認められた。そのため step3 は、step2 に対して更に石炭原料及び賦活度の見直しをおこなった。その結果、活性炭のメタンガス貯蔵量は 0.155 NL/cm^3 を達成し、この値は目標ガス貯蔵量の 77.5% であった。

6.2. 炭素系ナノ材料

炭素系ナノ材料の吸着試験結果を Fig. 15 に示す。

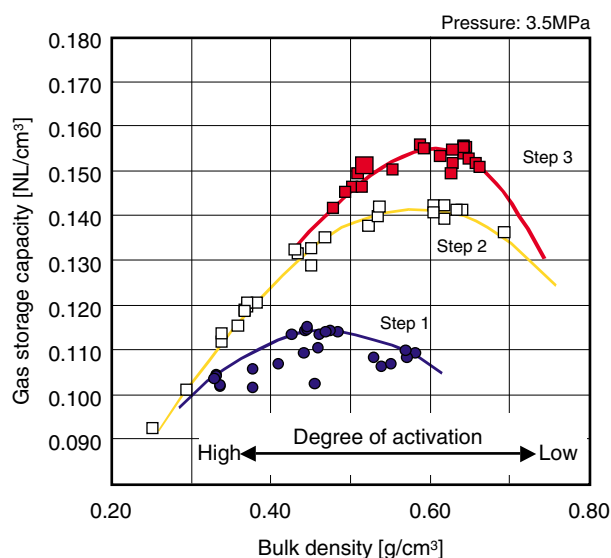


Fig. 14 Adsorption performance of activated1 carbon

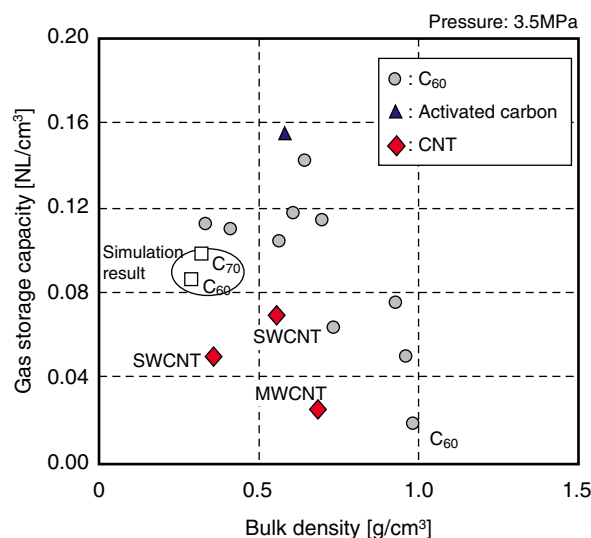


Fig. 15 Adsorption performance of nano-carbon

炭素系ナノ材料は、原料の段階で合成工程により炭素化されているため賦活処理のみで吸着材に調製した。炭素系ナノ材料の吸着試験結果は、活性炭に対して SWCNT 及び MWCNT は約50%のガス貯蔵量しか得られなかったが、 C_{60} は活性炭とほぼ同等の値を達成した。

7. 吸着性能の位置付け

メタン用吸着材に関する性能比較を Fig. 16^{(7)~(10)}に示す。メタンに関する吸着評価は、水素吸蔵と同様で世界的に評価基準が無いとため、測定法によって多少の誤差を生じる可能性はあるが、今までの研究発表値と比較した結果、本研究における成果は、世界でもトップレベルの位置付けにあることが確認できた。

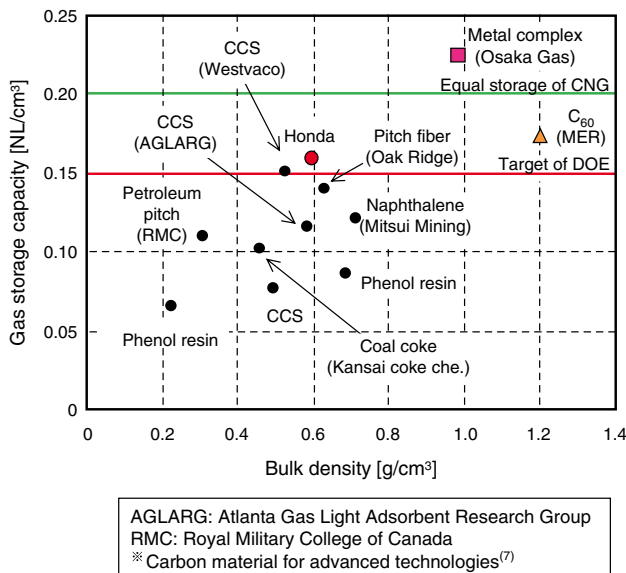


Fig. 16 Comparison of methane storage capacity

8. まとめ

本研究開発で得られた成果を以下にまとめる。

- (1) 活性炭を使ったメタンガス貯蔵量は、3.5MPa圧力下で0.155NL/cm³であり、これは目標としている容器100L、圧力20MPaのCNGに対して77.5%のガス貯蔵量であった。
- (2) 炭素系ナノ材料を吸着材として応用する研究は、C₆₀について活性炭とほぼ同等の性能を得ることができた。
- (3) 吸着シミュレーションの計算結果より、理想的なグラフアイト構造におけるメタンガス貯蔵量は、0.216NL/cm³であり、そのときの細孔構造は細孔直径7.8 Å、比表面積2630m²/gであった。

尚、本研究開発は(財)日本自動車研究所(JARI)経由新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)からの補助金をもとに研究した「高効率クリーンエネルギー自動車の研究開発」の中で平成9年度～平成14年度までの研究成果をまとめたものである。

9. 謝辞

本研究を進めるに当たってアドバイスいただいたJARIおよびNEDOの委員会にはこの場を借りてお礼を申し上げます。また、貴重なアドバイスをいただいた岡山大学工学部阪田教授をはじめご協力頂いた研究機関の多くの方々にもこの場を借りてお礼を申し上げます。

参考文献

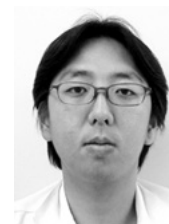
- (1) 真田雄三, 鈴木基之, 藤元薫: 活性炭, 講談社
- (2) 田中一義: カーボンナノチューブ, 化学同人

- (3) Kimberly R. Matranga, Alan L. Myers and Eduardo D. Glandt: Storage of Natural Gas by Adsorption on Activated Carbon, Chemical Engineering Science, Vol. No.7, pp.1569-1579
- (4) 篠原久典, 斎藤弥八: フラーレンの化学と物理, 名古屋大学出版会
- (5) 谷垣勝巳, 菊池耕一ほか: フラーレン, 産業図書
- (6) 「炭素系高機能材料ナノテクノロジー」ワークショップ予稿集, 平成13年4月25日, NEDO主催
- (7) Timothy D. Burchell: Carbon Materials for Advanced technologies.
- (8) Gas Storage Workshop 予稿集, Royal Military College of Canada, JUL. 2001
- (9) Tim Burchell and Mike Rogers: Low Pressure Storage of Natural Gas Vehicular Applications, SAE paper2000-01-2205
- (10) 「高効率クリーンエネルギー自動車の研究開発」成果報告書, ANG エンジン搭載ハイブリッド乗用車の開発(平成9年度～平成14年度), NEDO発行

■ 著 者 ■



小 笠 博 司



森 田 善 幸



奥 勝



向 坊 長 嗣

二輪車レース用軽量アルミ粉末合金製バルブスプリングリテーナの開発

Development of Lightweight Valve Spring Retainer Made from Aluminum Powder Metal for Motorcycle Races

土 居 航 介*
Kosuke DOI

堀 村 弘 幸*
Hiroyuki HORIMURA

高 橋 恭*
Kyo TAKAHASHI

要 旨

ABSTRACT

二輪車レース用エンジン性能向上のため、限界回転数の向上を目的に、軽量アルミニウム粉末合金製バルブスプリングリテーナを開発した。ナノサイズの結晶粒組織からなるナノ結晶アルミニウム粉末合金に、耐摩耗性付与のため硬質粒子を最適配合した高強度耐摩耗アルミニウム材“NCP400”(Nano Crystal Powder metal, 結晶粒径 400nm)を開発した。部品化に際しては、材料特性に応じた温度制御と鍛造方案により、後加工が必要ない温間精密密閉鍛造技術を確立した。さらに、動弁系における運転時の挙動からリテーナの負荷を定量的に評価する安全率検証手法を確立した。

In order to enhance engine performance of racing motorcycles, aiming increase of critical engine speed, a valve spring retainer made of lightweight powder aluminum alloy has been developed. The high strength abrasion resistance aluminum, “NCP 400” (Nano Crystal Powder metal with crystal grain size of 400nm), hard grains are blended with optimum amount to get abrasion resistance to Nano Crystal Powder aluminum alloy consisted of Nano-sized crystal grains, was created. Optimum temperature control and forging method for the material property established the warm-precision-closed-forging technology that post-machining is unnecessary in parts manufacturing. Verification method of safety factor was set up, by which the load of retainer could be evaluated quantitatively based on the movement of valve train during operation.

1. はじめに

2. 開発目標

近年、二輪車レースの最高峰である MotoGP クラスのファクトリマシンも従来の 2 ストロークエンジンから動弁系を有する 4 ストロークエンジンへと移行しており、エンジンの高回転化を可能とする動弁系の軽量化ニーズは非常に高い。このニーズに対して、バルブスプリングリテーナは往復運動部の慣性力低減のために、量産車エンジンに用いられるスチール製に対してチタン合金製が採用されてきたが、疲労強度／重量比を考慮するとチタン合金では軽量化に限界があった。著者らはさらなる軽量化として、1990 年代中盤よりバルブスプリングリテーナをアルミ化し、ワークスレーサおよびキットパーツ向けに適用している (Fig. 1)。本稿では、リテーナ向けに開発したアルミ粉末合金の材料設計、および部品化に際しての製造技術、安全率の検討手法について述べる。

軽量バルブスプリングリテーナの開発目標として、下記を設定した。

- (1) 従来のチタン合金製リテーナに対して軽量化率 20% 以上であること。
- (2) 表面処理 (硬質陽極酸化皮膜など) を付与することなく耐摩耗性が確保できること。

3. 材料技術

従来のバルブスプリングリテーナのアルミ化は、急冷凝固粉末に硬質粒子を混合した複合材によって進められ、Honda では 1989 年に Al-14.5%Si 粉末合金＋セラミック粉末複合材という仕様で量産四輪車エンジンに搭載した。また、現在では、他社二輪車に 2000 系 Al 粉末合金＋アルミ

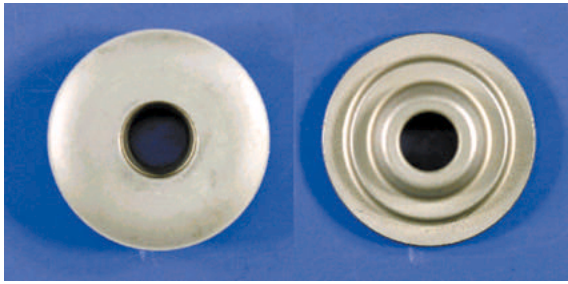


Fig. 1 Valve spring retainer made from aluminum powder metal

ナ+硬質アルマイトという仕様で実用化されている。

本開発においても同様な仕様を検討したが、主として強度面でレース用としては成立しないという結論に達した。そこで従来の急凝固粉末合金を超える特性を有する合金として、当社の基礎研究部門にて開発したナノ結晶アルミ粉末合金を適用することとした。

3.1. 急凝固粉末の組織制御による強度確保

従来の急冷による固溶限の拡大・組織微細化の考え方とは別に、Al 基アモルファス合金は、La 基、Zr 基などとともに発見され、現在、バルク状のアモルファス金属を作製可能とする過冷金属研究として世界中から注目され、実用化に向けて各研究機関で研究が続けられている。ナノ結晶アルミ合金とは、そのアモルファス相からの結晶化を利用した組織制御により得られるナノサイズの結晶粒と金属間化合物による組織からなるものを言う。開発したナノ結晶アルミ粉末合金は、粉末時点ですでに結晶相であるが、その組織は過冷却液体状態からの均質核生成によって得られたものであり同質のものである。合金組成は以下の観点で選定した。

- (1) 既存のエアーアトマイズ設備で製造可能とする。
- (2) 廉価な元素によって構成する。
- (3) 合金の比重増大を最低限に抑える。

特に上記(1)からは、冷却速度と溶解温度の制約によって、アモルファス形成能の高い元素の組み合わせを要求された。Fig. 2 に Al を主元素とした場合のアモルファス形成能の高い元素の組合せを示す。すでに、Al の他に Fig. 2 中のグループ A, B から各 1 元素を添加した 3 元系以上で、高いアモルファス形成能が得られることが見出されており、この中から添加元素を選択した。Fig. 3 にグループ A 元素を含む 3 元系合金の結晶化温度と材料価格の比を示す。グループ A からは、結晶化温度が高く、かつ廉価であるという観点から Fe を選択した。また、Fig. 4 にグループ B の各代表元素における 3 元系合金の合金密度と合金価格のグラフを示す。最も比重が小さく、廉価であるという観点から、グループ B からは Ti を選択した。こうして得られた Al-Fe-Ti 系合金をもとに、さらにアモルファス形成能を高め

H																	He
Li	Be											B	C	N	O	F	Ne
Na	Mg	Group B					Group A					Al	Si	P	S	Cl	Ar
K	Ca	Sc	Ti	V	Cr	Mn	Fe	Co	Ni	Cu	Zn	Ga	Ge	As	Se	Br	Kr
Rb	Sr	Y	Zr	Nb	Mo	Tc	Ru	Rh	Pd	Ag	Cd	In	Sn	Sb	Te	I	Xe
Cs	Ba	La	Hf	Ta	W	Re	Os	Ir	Pt	Au	Hg	Tl	Pb	Bi	Po	At	Rn
Fr	Ra	Ac															

Fig. 2 Combination of elements which form amorphous

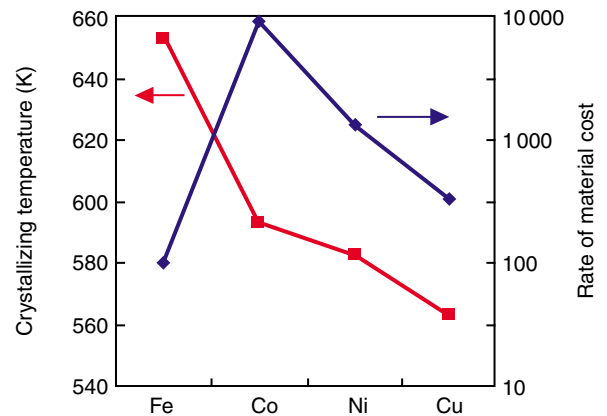


Fig. 3 Crystallizing temperature of Al-(Gr.A element)-(Rare earth element) alloy and rate of material cost of Gr.A element

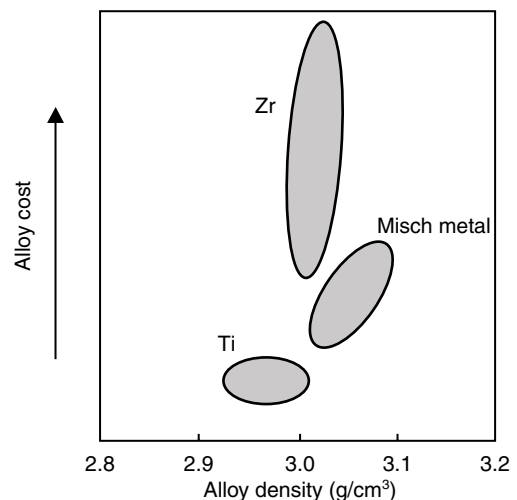


Fig. 4 Relationship between alloy density and alloy cost (Al-Fe-Gr.B element alloy)

るために第 4 元素として Si を加え、合金系は Al-Fe-Ti-Si 系の 4 元系合金に決定した。なお、Si は Ti との相互作用でアモルファス形成能を高める効果があり、Al-Fe 系化合物を球状化してじん延性低下を抑制する効果がある。

Fig. 5 に、Fe, Ti, Si の各添加量における機械的性質の関係を示す。Fe は添加量が増えるに従って引張強度を高める効果があるが、6at% 以上では融点が高くなりすぎて既存量産設備でのアトマイズは困難である。また Ti も同様に引張強度を高める効果があるが、1at% 以上では強度向上の効

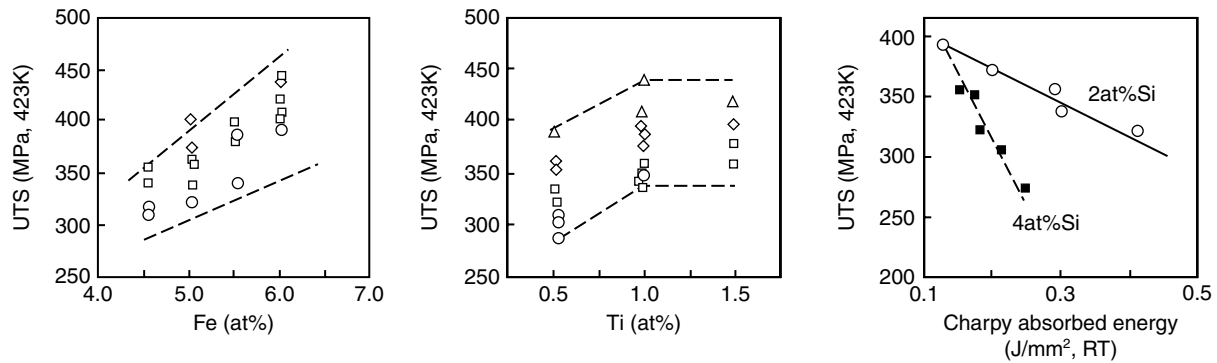


Fig. 5 Relationship between amount of addition element and mechanical properties

果が無い。Si は 2at% で引張強度に対する衝撃値の比が高いことが分かる。これらを考慮した上で、最適な合金配分として、組成は Al-6Fe-1Ti-2Si at% に決定した。

3.2. 硬質粒子の最適配合による耐摩耗性の確保

耐摩耗性を向上させる手法として以下のことが考えられる。

- (1) 硬質アルマイト・硬質めっき等の表面処理を施す。
- (2) 素材に硬質粒子を分散配合して複合化する。

著者らは、素材自体に耐摩耗性を持たせる(2)の手法を選択した。(1)の手法は部品化した場合にコスト増加の要因となること、また、ベース粉末合金に後から硬質粒子を分散配合できるという、粉末素材の利点を活かす理由からである。複合化にあたっては、硬質粒子の粒径・量の選定、またそれらが機械的性質におよぼす影響を確認する必要がある。また、均一に分散混合しないと機械的性質にむらを生じ

たり、疲労破壊の起点となる可能性がある。Fig. 6にアルミナ添加量と粒径が、耐摩耗性および強度におよぼす影響の概念図を示す。一般的に、添加材の粒径が大きく、添加量が多いほど、強度は低下して耐摩耗性は向上する傾向がある。Fig. 7に、実際に複合化した素材の機械的性質を示す。このテスト結果から、強度と耐摩耗性をバランスさせる添加量として5% (平均粒径3 μm) を選択した。摩耗試験は Fig. 8に示すピンオンディスク型の摩擦摩耗試験機にて行った。また、アルミナの混合にあたっては、自転公転式のロータリミキサにて混合条件の設定を行った。Fig. 9に複合材の組織を示す。アルミナは均一に分散混合しているのが分かる。Table 1 に最終的な複合材の機械的性質を示す。本合金は、リテーナとして使用される温度域(423K)でも、高い疲労強度と引張強度を有している。著者らはこの高強度耐摩耗アルミ材を“NCP400”(Nano Crystal Powder metal)とした。“400”は、結晶サイズが400nmであることを示す。本合金は、熱履歴を変化させることにより、結晶粒サイズを20nmから1 μm まで制御可能であるが、400nm前後で強度とじん延性のバランスが最も良い。

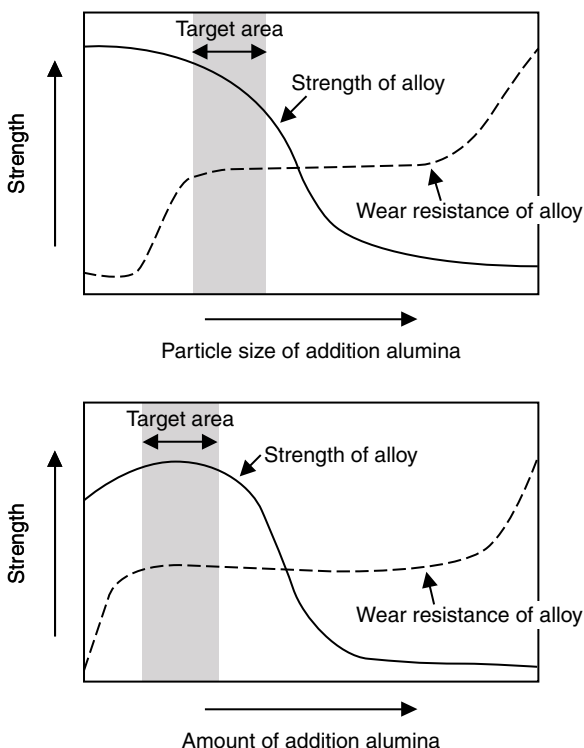


Fig. 6 Amount and particle size of alumina

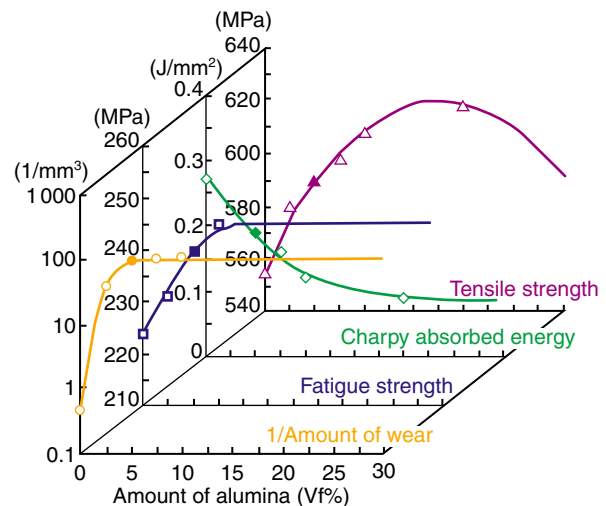


Fig. 7 Mechanical properties of composite metal

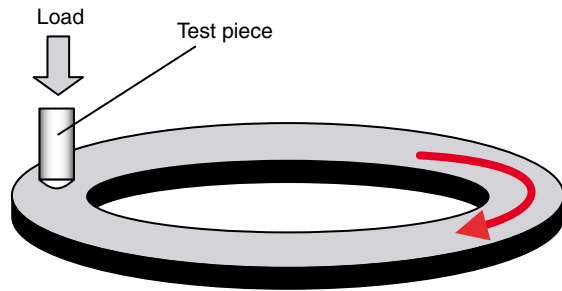


Fig. 8 Abrasion test

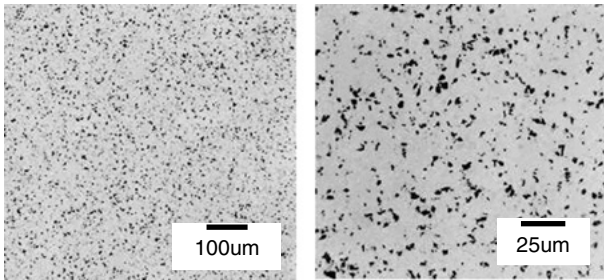


Fig. 9 Microstructure

Table 1 Mechanical properties of NCP400

		RT	423K	473K
Tensile strength	(MPa)	590	485	445
Yield strength	(MPa)	484	412	374
Elongation	(%)	3.0	3.7	4.3
Fatigue strength	(MPa)	220	210	—
Charpy absorbed energy	(J/mm ²)	0.14	—	—
Young's modulus	(GPa)	97	94	89
Density	(g/cm ³)	3.04	—	—

4. 部品化技術

4.1. 精密密閉鍛造

本リテーナでは、強度向上と加工コスト低減のために鍛造後に切削加工が不要な精密密閉鍛造を試みた。NCP400は、ナノ結晶組織であるために従来のアルミ粉末合金よりも加工性は良いが、一般的な展伸材に比較すると高温強度が高いために熱間時の変形抵抗が高い。また、加工硬化がほとんど見られないという特徴を有する。そのため、鍛造方案や潤滑材の選定、ワーク温度、金型温度などを工夫する必要がある。この中で、特に温度制御は重要な要素である。

4.1.1. ワーク温度

ワーク温度は、材料特性上の高温伸びと再結晶温度の関係から決定した。Fig. 10 に NCP400 の温度と伸びの関係を示す。常温では数%程度の伸びであるのに対して、573Kを超えると格段に伸びが増加し始めることが分かる。Fig. 11 にワークの保持温度と硬さの関係を示す。773Kを超え

ると組織の成長が始まり、製品強度が低下していくことが分かる。このことから、ワークの加熱温度は573K～773Kの範囲で鍛造テストを行ない、最適なワーク温度として623Kを選定した。ワークは623Kにおいて100時間保持後も硬さには変化が無く、十分な耐熱性を有している。なお、ワークの加熱はメッシュベルト式の連続炉にて行ない、ベルト速度、雰囲気温度の設定によりベルト出口にてワークが623Kに安定するようにしている。

4.1.2. 金型温度

金型温度が高すぎると、製品の寸法精度の悪化、焼付き・凝着の発生、型寿命が短くなるなどの不具合が生じる。一方、温度が低すぎると加熱されたワーク温度の低下が生じ、割れが生じて健全な製品が成形できない。Fig. 12に割れが生じる部位、Fig. 13に成形時の金型温度と割れ発生率の関係を示す。外周割れ、天井割れとも金型温度との相関が高く、473K以下では割れ発生率が上昇する。このことから、最適な金型温度として523Kを選定した。また、鍛造中に金型温度が安定するよう、上型・下型ともに埋め込みヒータにより制御を行っている。

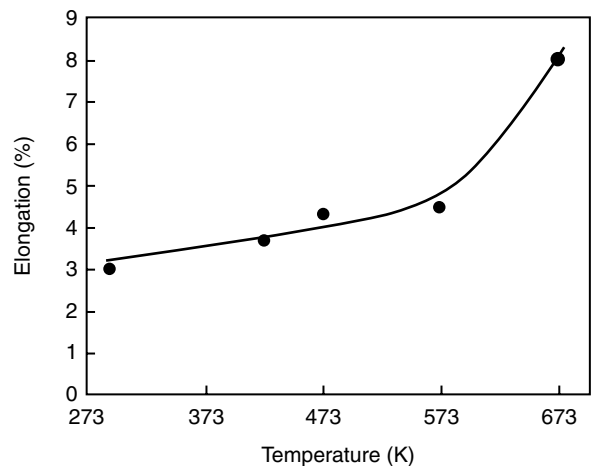


Fig. 10 Relationship between temperature and elongation

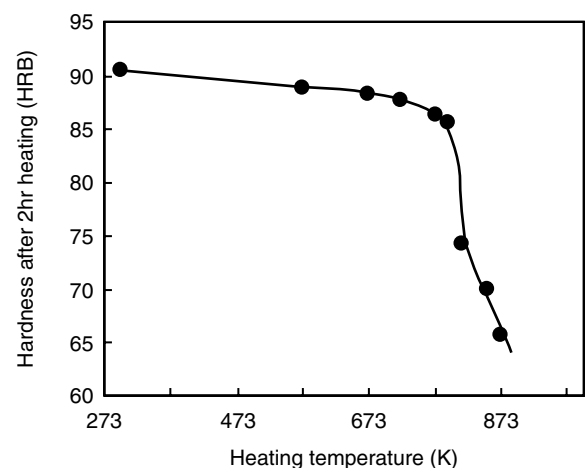


Fig. 11 Tempering curve

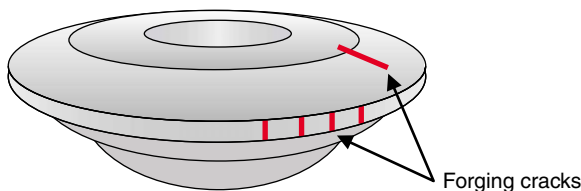


Fig. 12 Position of forging cracks

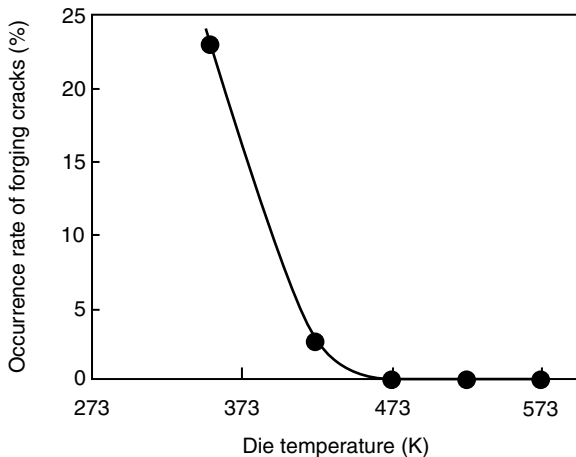


Fig. 13 Relationship between die temperature and occurrence rate of cracks

4.1.3. 鍛造方案

ナノ結晶アルミ合金は、従来のアルミ粉末合金に比較すると、塑性加工性は優れている。しかしながら、組織がナノメータサイズであることから加工硬化が小さく、変形が一部に集中しやすい。そのため、成形途中で各部位に平均的、かつ緩やかに加工する必要がある。このことから、穴あきピレットを作製し、2段成形にて密閉鍛造を行った。Fig. 14 にその方案を示す。なお、つば部の単体疲労試験結果では、鍛造品は切削加工品に比較して 20% 疲労強度が向上している。これは鍛造によるフローの形成効果であると考えられる。

4.2. 安全率の検証

4.2.1. リテーナが受ける負荷

二輪車レーサの動弁系には、カムが直にバルブリフタを介してバルブを駆動する DOHC リフタタイプが多く用いられている。Fig. 15 にリフタまわりの模式図を示す。リテーナが受ける負荷を以下に示す。

- (1) スプリングからのリフト荷重および動的な慣性荷重によるつば部の折り曲げ負荷。
 - (2) オーバレブ等のバルブバウンス時にコッタから受ける縦割り衝撃負荷。
 - (3) バルブスプリングとの摺動による座面の摩耗負荷。
- (3) については 3.2 節で述べたとおり、硬質粒子の最適

配合により単体モータリングテストおよび実機テストにて十分な耐久性を有することが証明されているため、ここでは(1)、(2)について述べる。

4.2.2. 動弁系挙動の測定

リテーナが運転中に受ける負荷を実機で定量的に測定するには、動弁系の挙動をとらえることが重要である。リテーナが受ける荷重は、静的にはバルブスプリングからのリフト荷重のみである。ところがエンジン回転によりスプリングが粗付け状態からリフト状態を繰り返すようになると、静的なリフト荷重のほかに、スプリングが運動している部分の質量分(不等ピッチ巻きのスプリングの場合、スプリング質量の約1/3)の慣性力が加わる。さらに高回転になると、往復運動部の慣性力がバルブスプリングの荷重以上になり、バルブは設計されたカムのプロフィールに沿って駆動するのではなく、バウンス、ジャンプなどの挙動を示す。このためにリテーナには、さらにこの加速度分の慣性力が加わることで、計算だけでこの負荷を予測することは困難である。量産車においては、この領域の回転数まで使用することは無いが、レース車両では、ここでの耐久性保証が重要となる。

動弁系の挙動測定に関する報告資料⁽¹⁾は現在までいくつか例があるが、リテーナが受ける負荷に換算して定量評価したものは見られない。そこで著者らはレーザ計測などの大掛かりな設備を使わず、かつシリンダヘッドに特殊な加工を必要としないバルブゲージ法による定量評価を試みた。その手法は、Fig. 16 に示すように、バルブ軸部の軸方向にひずみゲージを2枚貼りつけ、Fig. 17 に示すようなシリンダヘッド単体によるモータリング装置にて実測するという、極めて簡易的なものである。軸部対上の2点にて測定するのは、バルブの曲げ方向のひずみを解消するため、二つの測定値の平均値を軸方向のひずみもとらえ、そのひずみを

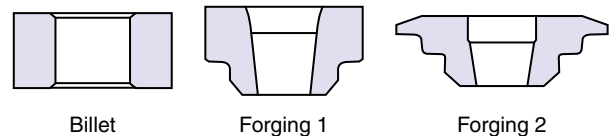


Fig. 14 Forging design

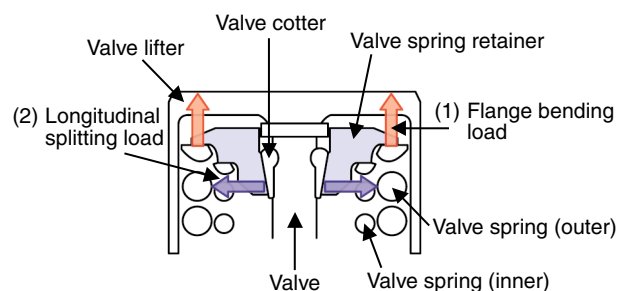


Fig. 15 Valve system

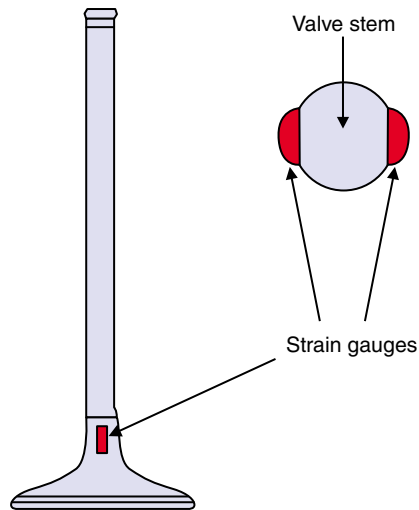


Fig. 16 Sticking location of strain gauges

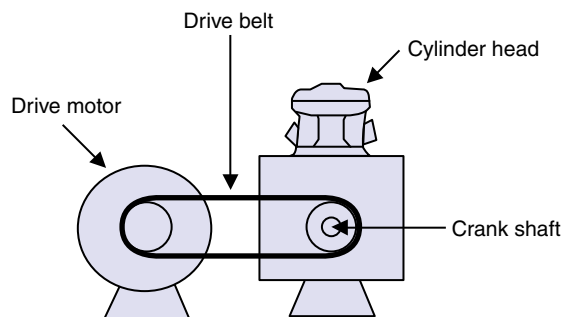


Fig. 17 Motoring test

荷重に換算した。この方法によって得られる波形をFig. 18 ~ Fig. 21 に示す。極低速(60r/min 以下)のクランク回転数では Fig. 18 に示すような慣性力が働かない直線的な波形であるのに対して、中速回転域(3000r/min前後)ではFig. 19に示すように慣性力により波形に変化が見られた。更に回転を上げていくと、Fig. 20に示すようにリフト終了時付近に突出した圧縮波形が見られ、更には Fig. 21 に示すように引張波形が見られた。Fig. 20はカム上り山中腹でジャンプしたバルブ~バルブリフタが、カム下り山へ着地したときに生じる圧縮波形を示している。さらにFig. 21はジャンプしたままカム下り山を通過して、バルブがバルブシートへ直接着座したときの引張波形である。著者らはこのピーク荷重を読み取り、式(1)の運動方程式により往復運動部の加速度を求めた。

$$a = F_v / M \quad (1)$$

a : 往復運動部の加速度

F_v : バルブに生じる実測荷重

M : ひずみゲージ添付位置(バルブ軸部)が受け持つ慣性重量

リテーナつば部の折り曲げ荷重(Fig. 15 の(1))は、

$$F_{tuba} = F_{ol} + F_{ok} \quad (2)$$

$$F_{ok} = M_o \times a \quad (3)$$

F_{tuba} : リテーナつば部にかかる荷重

F_{ol} : アウタバルブスプリングのリフト荷重

F_{ok} : アウタバルブスプリングの慣性荷重

M_o : アウタバルブスプリング質量の 1/3

で表せる(厳密にはリフト荷重は時間軸に対して一定ではなく、 F_{ol} と F_{ok} には位相差があるが、ここでは簡易的に双方の和で表した)。式(3)を式(2)に代入すると

$$F_{tuba} = F_{ol} + M_o \times a \quad (4)$$

またリテーナ縦割り荷重(Fig. 15 の(2))は、

$$F_{tate} = F_{tl} + (M_r + M_o + M_i) \times a \quad (5)$$

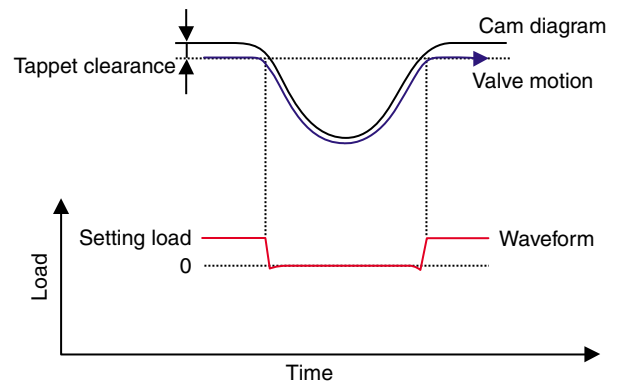


Fig. 18 Waveform of load (under 60 r/min)

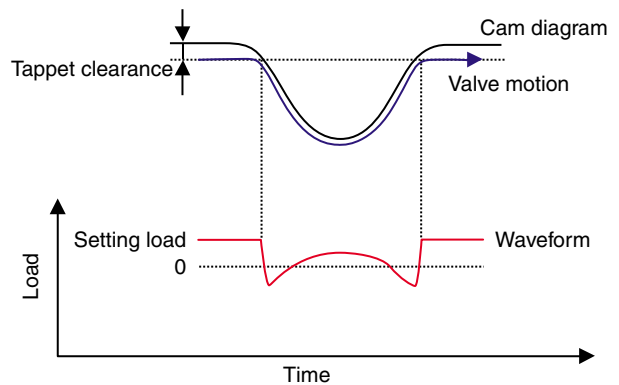


Fig. 19 Waveform of load (about 3000 r/min)

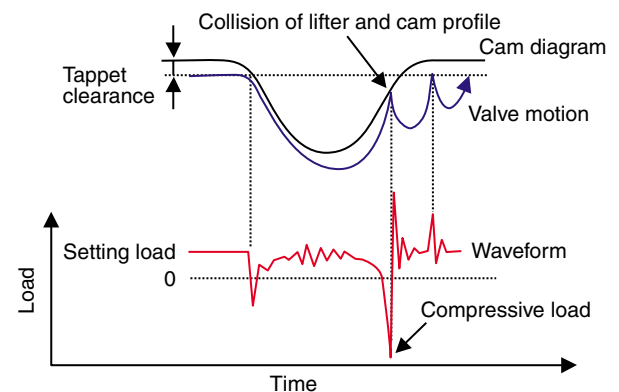


Fig. 20 Waveform of load (High engine speed)

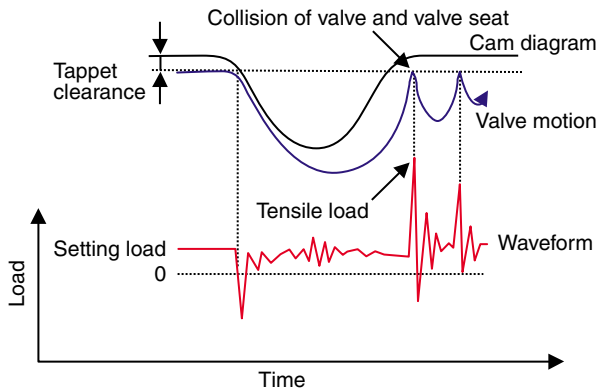


Fig. 21 Waveform of load (High engine speed)

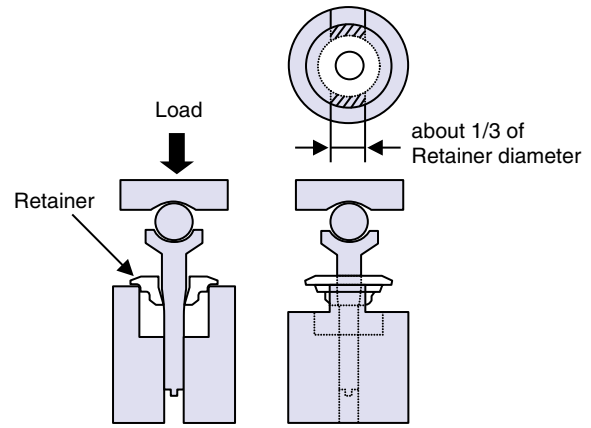


Fig. 23 Component jig test

F_{tate} : リテーナ縦割り荷重

F_{tl} : アウタ、インナバルブスプリングのトータルリフト荷重

M_r : リテーナ質量

M_i : インナバルブスプリング質量の 1/3

で表せる。式(4)および式(5)により求めた荷重を、横軸をエンジン回転数として整理したグラフを Fig. 22 に示す。

4.2.3. 単体疲労試験および静破壊試験

4.2.2 項で述べたように実機での負荷が測定できたため、その負荷に対するリテーナの実力値の把握を単体試験にて行った。単体試験は実機での破損モードにあわせて2種類行った。つば部の折り曲げ負荷に対する疲労試験と、縦割り静破壊試験である。治具形状の例を Fig. 23 に示す。なお、バルブスプリングの座面は全面で均一にリテーナに接触するのではなく、Fig. 24 に示すように端部およびその 180°側で面圧分布が大きくなるため、治具の形状もこれにあわせる形で2点受けとしている。これらの試験結果と Fig. 22 の結果により、実機での安全率が 1.2 以上となるようにリテーナの最適形状を設定した。

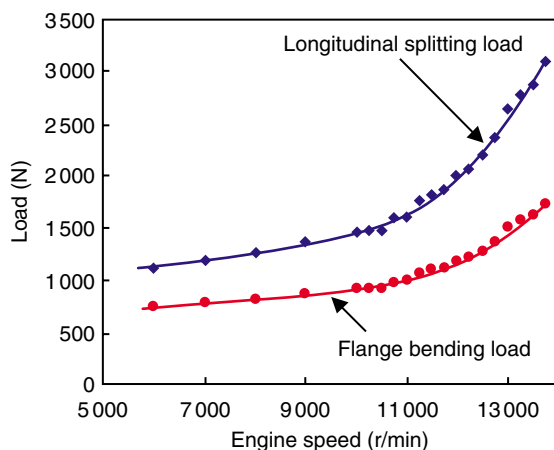


Fig. 22 Relationship between engine speed and load which retainer receives

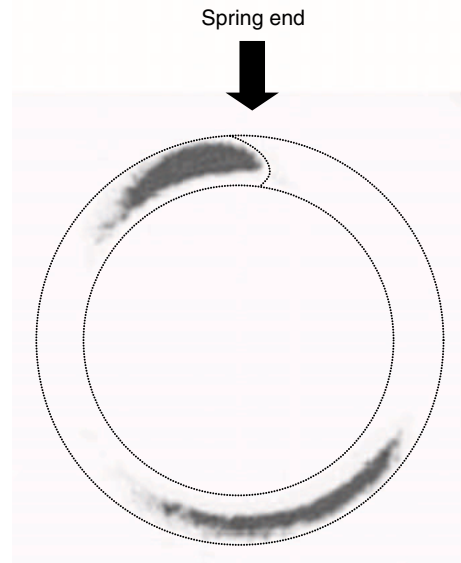


Fig. 24 Pressure distribution of valve spring seating surface (by No carbon paper)

4.2.4. CAE 解析

本リテーナでは、単体疲労試験の疲労限度と、CAE解析による最大応力との相関性を明確にすることを試みた。CAEモデルは1/2モデルとし、単体疲労試験の治具をそのまま用い、接触条件を設定することにより疲労試験がそのままシミュレーションされるよう設定した。これによりテスト工数の削減による開発効率の向上を行った。Fig. 25にその例を示す。

5. 実機での効果

従来のチタン合金製に比較して 23%軽量化を達成した。これにより動弁系の挙動を安定させ、動弁系他部品の負荷を低減するとともに、バウンス限界回転数を 220r/min 向上させることを可能とした。その結果、エンジンのレブリミット回転数を向上させ、出力の向上により戦闘力増大へとつなげた。本リテーナは1990年代中盤からスーパーバイ

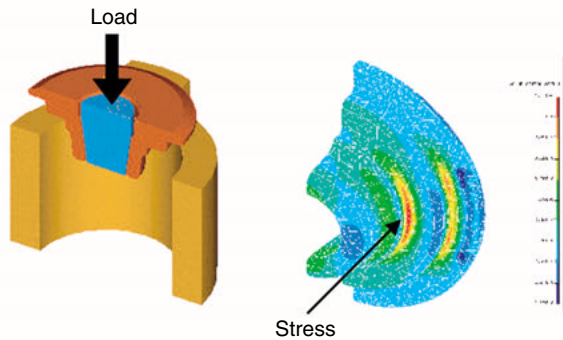


Fig. 25 FEM simulation of component jig test

クラスのワークスレーサに適用され、鈴鹿8時間耐久ロードレースの6連覇に貢献した。また、キットパーツとしても販売されている。

6. 結論

- (1) 従来のチタン合金製に比較して23%軽量化を達成した。
- (2) 高強度・高じん延性ナノ結晶アルミ粉末合金を開発した。
- (3) 耐摩耗性付与のための硬質粒子の最適配合技術を確立した。
- (4) 部品供給コスト削減のための精密密閉鍛造技術を確立した。
- (5) 動弁系挙動からリテーナ負荷を定量的に評価できる安全率検証手法を確立した。

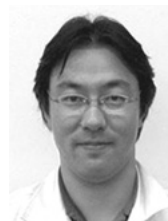
謝 辞

材料の共同開発を行った東洋アルミニウム(株)、住友電気工業(株)、および部品製造において田中精密工業(株)の関係者の皆様に、深く感謝の意を表します。

参考文献

- (1) 神田久, 田中求来: 動弁系におけるバルブ変位のレーザ計測技術の確立, HONDA R&D Technical Review Vol.12, No.2, p.141-146 (2000)

■ 著 者 ■



土居 航介



堀村 弘幸



高橋 恭

エキゾーストガasket用 高耐熱高窒素オーステナイト系ステンレス鋼の開発

Development of High-heat-resistant High-nitrogen Containing Austenitic Stainless Steel
for Exhaust Gasket

桂 井 隆*
Takashi KATSURAI

西 山 忠 夫*
Tadao NISHIYAMA

濱 野 修 次**
Shuji HAMANO

要 旨

排気系ガasket用材料としては従来 SUS301-EH が用いられていたが、400℃を越える高温雰囲気では硬度低下によりガスシール性が低下するため使用することができなかった。そこで高温中におけるステンレス鋼の硬度低下の抑制に対しては、(1)Nの添加、(2)オーステナイト組織安定化、(3)Moの添加、が有効であることを見出した。Moを添加したオーステナイトステンレス鋼に0.5%のNを添加することで、600℃以下では固溶Nが転位を固着することでひずみ時効し、更に600℃以上では転位上や結晶粒界に析出した微細なCr₂Nによる再結晶粒成長の抑制と析出強化との相乗効果により、高温中での軟化速度を大幅に低減することを確認した。この結果から従来材に対し200℃以上高い600℃まで硬度低下が生じない高温用ばね材料を開発した。また本開発材を排気系ガasketとして適用することで、従来のガasket材料ではシールが困難であった400℃以上の高温締結部においても優れたシール性能を有することも確認した。

ABSTRACT

SUS301-EH is widely used as a material for exhaust system gaskets, however, at temperatures in excess of 400°C, it can not be used as gas-seal ability of the material declines due to its reduced hardness. The following methods were found to be effective in controlling the softening of stainless steel at high temperatures: (1) addition of N; (2) Stabilization of austenite structure; (3) addition of Mo. The addition of 0.5% N to austenitic stainless steel containing Mo has enabled the speed of softening at high temperatures to be significantly reduced, due to strain aging by solid N below 600°C and the combined effects of precipitation hardening and control of growth of recrystallized grains through the precipitation of fine Cr₂N on the dislocations and the grain boundary above 600°C. A high-heat-resistant spring material has been developed which shows no reduction in hardness up to at 600°C, which is higher by 200°C or more compared to conventional materials. The application of this material to exhaust gaskets has enabled the achievement of excellent seal performance even in tightened sections in high-temperature environments of 400°C and above, which was problematic for conventional gasket materials.

1. まえがき

近年の自動車用エンジンにおいては、更なる排気浄化性能の向上と燃費向上によるCO₂排出量の低減を両立させるため、燃焼の改善や排気システムの改良などが図られている。

* 栃木研究所

**大同特殊鋼(株)

特に触媒を早期に活性化させるためには触媒の昇温時間を短縮する効果が大きく、排気システム熱容量の低減や触媒までの排気系通路を短縮したエンジンなどが実用化されている。これによって排気系部品の温度は高くなり、排気をシールするガasketの使用環境が厳しくなっている。

2. 開発の狙い

シリンダヘッドと排気系部品締結部において排気をシールする金属製ガスケット用材料としては、高強度で優れたばね特性を有するステンレス鋼である SUS301-EH が使用されていた。このガスケットは Fig. 1 に示すように 0.2mm 程度の薄板に排気ポートを取り囲むような形状でビードを成形しており、このビードがばねとして作用することで、高温燃焼ガスの熱により運転中に変形する排気系部品のフランジとシリンダヘッドとの隙間に介在して排気をシールする機能を有している。しかし近年は排気系部品の高温化により締結部フランジの熱変形が増大する傾向にある⁽¹⁾。またガスケットの使用環境も高温化するため、材料としても高温環境においても高いばね性が必要である。

ガスケット材料として従来から用いられている SUS301-EH は 400℃ を越えると急激に軟化しばね性を失ってしまうため、ガスケットの使用環境温度は 400℃ 以下とする必要がある。しかし Fig. 1 に示した新開発の 3 気筒エンジンでは、触媒までの排気系通路を短縮化し熱容量も低減させるため、シリンダヘッドにターボチャージャを直接取り付ける構造を採用した。このため締結部フランジの温度が 500℃ を越えてしまい、SUS301-EH を使用することができなくなった。そこで 500 ~ 600℃ でも軟化せず、安定したシール性を維持できる高耐熱ガスケット材料が必要とされた。

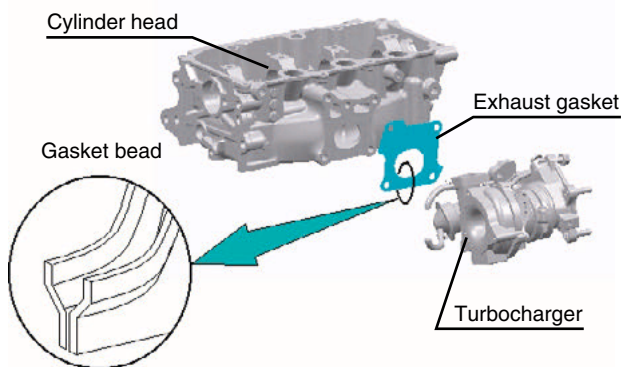


Fig. 1 Illustration of exhaust gasket

3. 高温硬度維持手法の検討

3.1. ガスケット材料の必要特性

ガスケットをフランジの間に締結し各種温度域で 400Hr 保持し、その後開放して残存するビードの高さ(残ビード高さ)と硬度の関係を測定した結果を Fig. 2 に示す。これによると硬度が HV400 を下回ると、フランジの締付け力によってビードの塑性変形が生じ、残ビード高さがほぼ 0 になってしまうことがわかる。このようにガスケットのシール性にとって材料の硬度は重要な特性因子であり、硬度が高い

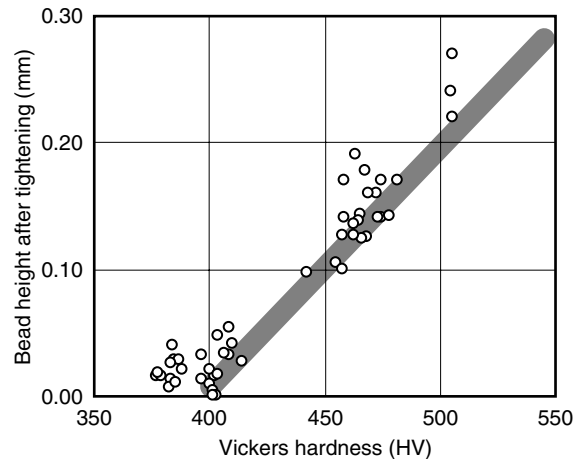


Fig. 2 Relationship between hardness and bead height after hot tightening

方がばねとしての復元力が大きく優れたシール性を有するとも言える。

以上のようにガスケット材料としては HV400 以上の硬度を有し、ビード加工が可能な加工性が必要である。従来材である SUS301 は準安定オーステナイトステンレス鋼であり、鋼板製造の最終冷間圧延(調質圧延)においてひずみエネルギーを与えることで、組織を高強度な加工誘起マルテンサイト組織とすることで高硬度を得ることができる。なおかつ調質圧延では、加工誘起マルテンサイト組織中に大量の転位を導入することができるため加工硬化も生じ、マルテンサイト変態との相乗効果により HV500 以上という高硬度な EH(Extra Hard)という調質ランクを得ることができる。

3.2. SUS301-EH の硬度低下原因

SUS301-EH を高温で長時間保持すると、調質圧延で導入された大量の転位が開放される回復現象と、加工誘起マルテンサイト組織が再びオーステナイト組織へ戻る逆変態により軟化が発生する。

SUS301-EH を高温中に 400Hr 保持した後の硬度を測定した結果を Fig. 3 に示す。これによると 400℃ 以上の温度では軟化が急激に起きることがわかる。加工誘起マルテンサイト組織の逆変態は 800℃ 付近で発生することが知られており⁽²⁾、400℃ 付近での急激な硬度低下の原因は回復現象によるものと考えられる。よって 500 ~ 600℃ での温度域における軟化を抑制するためには、加工ひずみによって導入された転位の開放を抑制することが重要である。

高温用ステンレス材料としては SUH660 や SUS631 などが知られており、また Ni 基の Inconel-625 なども耐熱材料として広く使用されている。Fig. 3 に SUS301-EH と Inconel-625 の高温硬度特性を示す。これによると Inconel-625 は常温での硬度を 800℃ 近くまで維持することができるが、初期の常温硬度は HV350 ~ 400 程度でありガスケット用とし

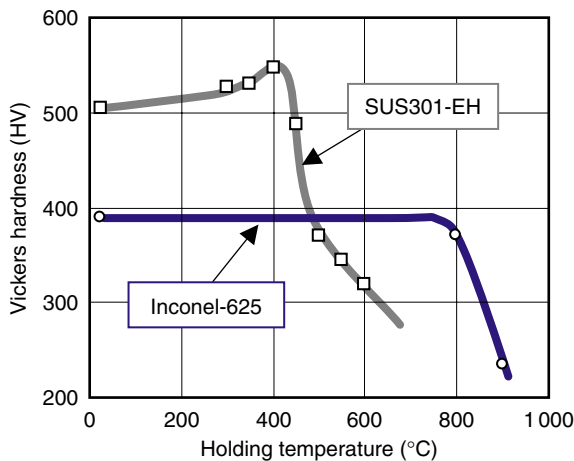


Fig. 3 Relationship between hardness and bead holding temperature after 400Hr

ては不足していることがわかる。このように既存の耐熱材では常温から高温まで高硬度を安定して維持することができず、ガスケット材料として使用しても高いシール性を得ることができなかった。

3.3. 材料設計の考え方

高温ガスケット用材料としては、(1)ばね特性を確保する高硬度化、(2)高温での軟化を抑制するための組織安定化、の二つを両立させる必要がある。そのためには加工硬化による高強度化を目的として組織内に導入された転位が高温で開放し、軟化することがないように固着しておく必要がある。転位を固着するためには侵入型の固溶体であるC、Nを結晶格子内に固溶させる手法と、炭化物及び窒化物として析出させる手法が有効であり⁽³⁾、本開発では両者の相乗効果で転位の運動を最大限妨げるようにすることを狙った。特にNはCよりも固溶度が高いため、高温中に長時間保持しても Cr_{23}C_6 のような粗大な析出物を形成せず脆化しにくいと考えられ、Nを大量に固溶させることが有効と考えた^{(4), (5)}。また高N鋼は高強度でありながら優れた加工性を有する特性も報告されており^{(6)~(8)}、局部的に加工ひずみ加わるガスケットのビード加工⁽²⁾にも適していると考えられる。

溶鋼中のN溶解度はSievertsの法則 $[N\%]=A[P_{\text{N}_2}]^{1/2}$ に従うため、通常のVOD(Vacuum Oxygen Decarburization)精錬法の場合、 N_2 分圧(P_{N_2})を高くすることができないので、高N鋼としては0.2%程度のものが一般的である⁽⁹⁾。またそれ以上の高N添加鋼としては、耐海水用の高Cr高Ni、Mo系で0.5%Nのスーパーステンレス(Avesta Sheffield 654SMo)や⁽¹⁰⁾、加圧ESR(Electro Slag Remelting)溶解装置により試験的に1.0%N鋼などが報告されている^{(11), (12)}のみである。そこで精錬方法を変えず N_2 分圧が同一の条件でN添加量を増加させるためには、溶鋼中のNの溶解度を高める効果の高い元素であるCrとMnの添加量を高めること

により可能であると考えた^{(13), (14)}。

また溶鋼中で溶解したNを常温でも固溶させておくには、固溶度が大きいfcc構造(Face centered cubic lattice)であるオーステナイト組織化の方が有効である。更にfcc構造は原子の充填密度が高いことにより自己拡散係数が低く高温硬度を高めるため、オーステナイト組織化による効果は大きいと考えられる。

またオーステナイト組織に固溶している侵入型元素であるNは置換型固溶元素であるCr、Mn、Moとの間でI-S(Interstitial-Substitutional)結合体を形成することで強度を更に高める特性があることでも知られており⁽¹⁵⁾、Cr、Mn、Moとの複合添加は非常に有効と考えられる⁽¹⁶⁾。特にMoは固溶強化による高温強度向上に効果があるため、開発材への添加を検討した。

以上の検討結果から、(1)Nの添加、(2)オーステナイト組織安定化、(3)Moの添加、を基本とした成分設計を行うこととした。そして開発の目標値としては初期にHV450以上の硬度を有し、600°Cで400Hr保持した後の残存硬度もHV450以上を維持する材料とした。

3.4. 成分設計の妥当性検証結果

各種成分系の材料を600°Cで400Hr保持し、残存硬度に対する各種パラメータの影響を解析した。まずFig. 4にN添加量の影響を示す。これによると0.3%Nまでの添加では、残存硬度はN添加量にほぼ比例して高くなることが確認された。次に材料組織の影響を確認した結果をFig. 5に示す。ここでは材料組織の状態を表すために、DeLongの式⁽¹⁷⁾(1)によるNi当量(Nieq)を用いた。

$$\text{Nieq}(\%) = \text{Ni}\% + 0.5 \times \text{Mn}\% + 30 \times (\text{C}\% + \text{N}\%) \quad (1)$$

この結果、Ni当量が高くオーステナイト組織が安定である方が高温保持後の残存硬度が高くなることから、母相は安定オーステナイト組織が有効であることが確認できた。

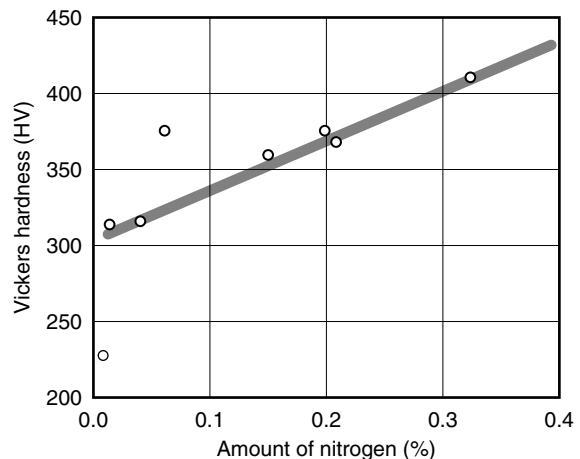


Fig. 4 Effect of amount of nitrogen on hardness after 600°C × 400Hr holding

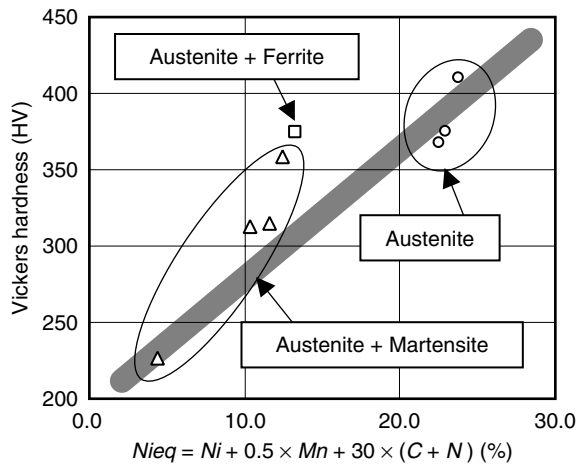


Fig. 5 Relationship between Ni equivalent and hardness after 600°C × 400Hr holding

また最後に Mo 添加量の影響を Fig. 6 に示す。この結果からは Mo 添加も高温での硬度維持に効果があることが確認された。

以上の結果から成分設計の妥当性は検証されたため、全てを両立する最適仕様を検討した。特に N は添加量の影響が大きいため、成分仕様としては N を最大固溶を可能とすることを主眼とする必要があると考えた⁽¹⁸⁾。

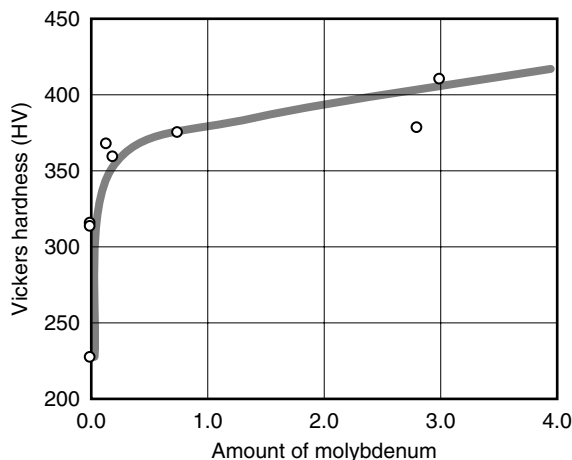


Fig. 6 Effect of amount of molybdenum on hardness after 600°C × 400Hr holding

3.5. 材料成分仕様の設定

(1)Nの最大固溶, (2)オーステナイト組織安定化, (3) Moの添加, を基本とした成分設計の方向性をまとめたものを Table 1 に示す。またその内容を簡単に以下に示す。

N : 溶鋼中での飽和溶解量まで添加する

C : N を最大固溶させるためには他の侵入型固溶体を低減する必要があり最低限とする

Ni : オーステナイト安定化元素であるが, N の固溶度を下げるため適量を添加する

Mn : オーステナイト安定化元素であり, N の固溶度も高

Table 1 Alloy design concept

N	High	Solid-solution hardening
C	Low	Increase solubility of nitrogen
Ni	Proper	Stabilize austenite
Mn	Proper	Increase solubility of nitrogen
Cr	High	Increase solubility of nitrogen
Si	Low	Stabilize austenite
Mo	Proper	Increase heat resistance
V	Proper	Prevent increase in grain size

めるため, Ni で不足したオーステナイト安定化を補うための適量を添加する

Cr : 最大の N 固溶元素であるが, 溶体化温度において最大固溶が可能な 23%とする

Si : フェライト生成元素であるため最低限とする

Mo : 耐熱性向上が図れるため適量を添加する

V : 微量の C を炭化物として固着し, また結晶粒粗大化防止のために添加する

以上の検討結果から設計した, 0.5%の N を固溶させた開発材の成分を Table 2 に示す。また本材料に対し 60%の圧下率で調質圧延を実施することで, ガasket材料として必要十分である HV470 の硬度を得られることを確認した。

Table 2 Chemical composition of newly developed steel (wt%)

C	Si	Mn	Ni	Cr	Mo	V	N
0.02	0.2	6.0	10.0	23.0	2.0	0.1	0.5

4. 効果の検証

4.1. 高温中での硬度特性

本開発材を高温中で 400Hr 保持したのち, 硬度の変化を測定した結果を Fig. 7 に示す。これによると硬度は 400 ~ 450°Cで最大値を示し, その後温度に比例して軟化する傾向が確認された。また初期の硬度は 600°Cでも維持されていることがわかる。このように SUS301-EH が 400°C以上で軟化することに対して, 軟化開始温度を 200°C以上高くすることができ, 400°C付近で生じていた転位の開放による軟化を完全に抑制することができた。

また高温中の軟化に対する保持時間の影響を確認した結果を Fig. 8 に示す。これによると 600°Cでは硬度は 10Hr 程度で初期より高くなるがその後は変化が無く, 700°C以上では軟化は 100Hr 程度でほぼ完了し, それ以降の軟化の進行は極めて少なく, 時間より温度に依存することがわかる。

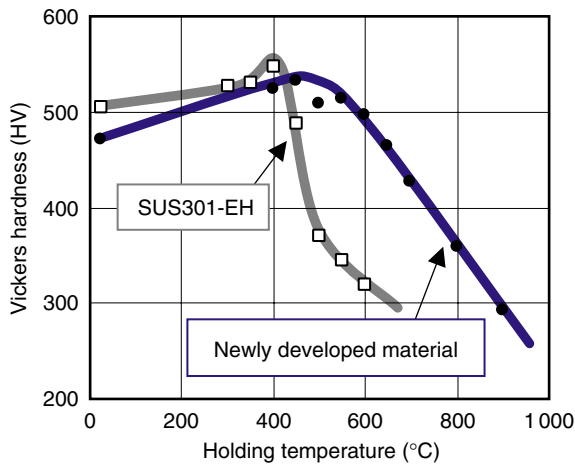


Fig. 7 Relationship between hardness and holding temperature after 400Hr

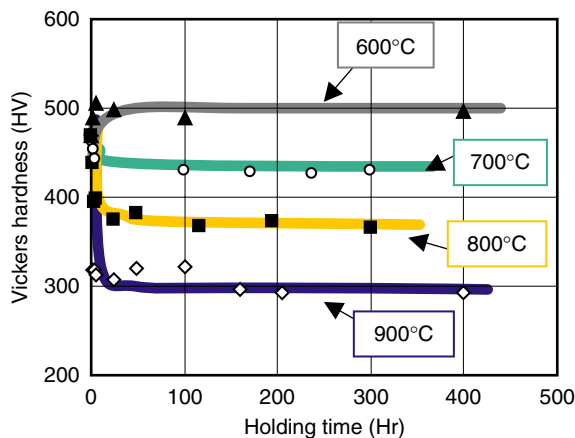


Fig. 8 Relationship between hardness and holding time

4.2. 600°C以下の温度域における強化機構

600°C以下の温度では初期より硬度が高くなっているため、その強化機構を解析した。まず 600～900°Cで 400Hr 保持した材料を光学顕微鏡を用いて観察した結果を Fig. 9 に示す。これによると600°Cでは圧延により伸長した結晶粒

と加工ひずみに起因する粒内の加工組織が見られる。また 700°Cでは600°Cと同様に圧延で伸長した結晶粒は残存しているが、結晶粒界付近に微細な再結晶粒か析出物と見られる微細組織が生成していることがわかる。更に高温の800°Cと900°Cでは、それらの微細組織が成長し、粗大化していることが確認される。

そこで 400～600°Cでの硬化機構が析出物によるものかを確認するために、600°Cで 400Hr 保持したサンプルについて溶解抽出法で析出物を特定しようとしたが検出されなかった。また加工ひずみの無い溶体化処理材を同様の温度で長時間保持しても、硬度に変化が見られず析出物も検出することができなかった。これらの結果から 400～600°Cでの強化機構は、固溶した N が圧下率 60%の調質圧延で導入された転位の周りに集まり、Cottrell 雰囲気を形成することで転位の固着力を高めたひずみ時効であると考えられる。またこれには I-S 結合体による相互作用も大きく影響しているものと推定される^{(15), (16), (18)}。

4.3. 600°C以上の温度域における強化機構

光学顕微鏡による観察結果から本開発材の高温中での硬度変化には結晶粒界付近に生成する微細組織が大きく影響していることが確認された。このため 900°Cで 400Hr 保持した材料について走査型電子顕微鏡による解析を行った結果を Fig. 10 に示す。その結果これらの微細組織には 2 μm以下で黒色の高Cr、N系析出物と 3 μm程度で白色の高Cr、Mo系の2種類の析出物が存在することが確認された。またこれらの析出物について電子ビーム回折パターン分析を行った結果を Fig. 11 に示すが、黒色の高 Cr、N 系析出物が Cr₂N であることは確認されたが、白色の高 Cr、Mo 系の析出物については同定することができなかった。

高窒素鋼の場合、Cr₂Nは 600°C以上の温度で析出することが知られており^{(19), (20)}、本開発材も 600°C以上では Cr₂Nの析出による析出硬化が起きたと考えられる。Cr₂Nは結晶

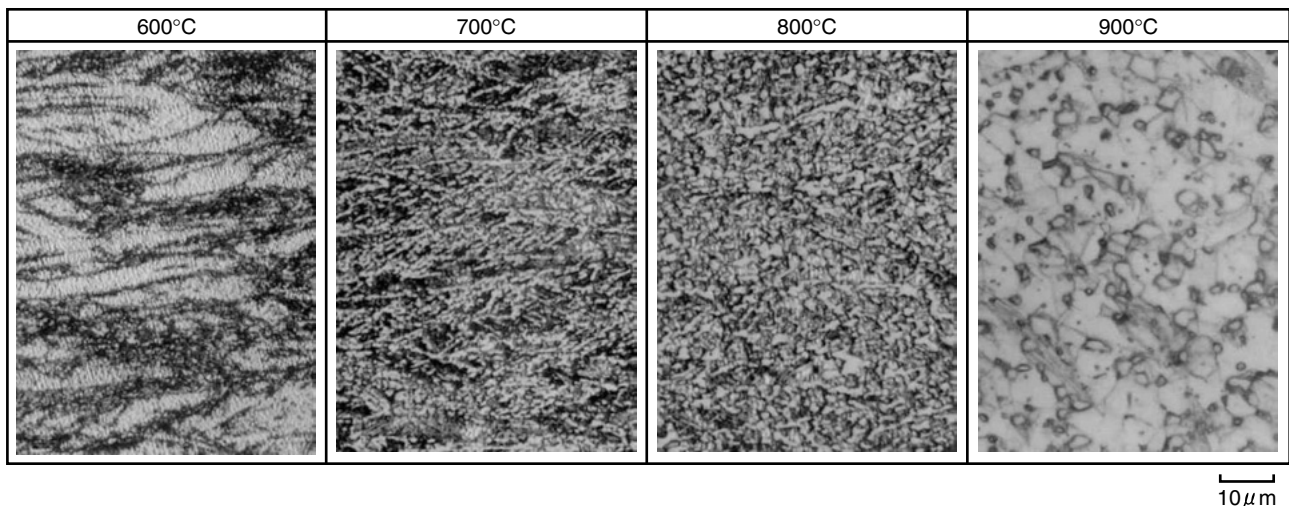


Fig. 9 Microstructure of newly developed material (600~900°C: After 400Hr holding)

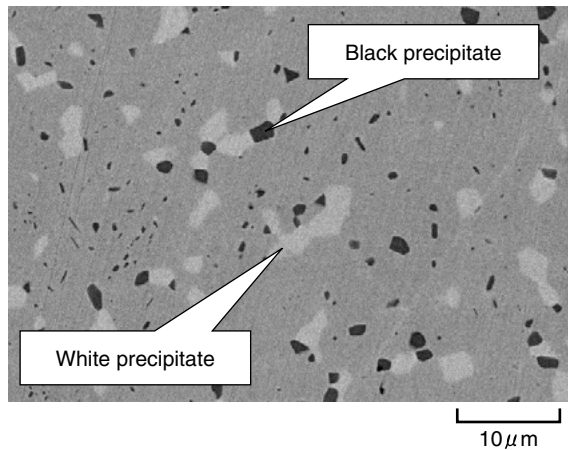


Fig. 10 Scanning electron micrograph after annealing (900°C × 400Hr)

粒界や転位上に優先的に析出すると言われており⁽²¹⁾, Fig. 9 の 900°C の組織によっても析出物は再結晶粒界付近に析出していることが確認されている。

また硬度低下が発生している 700°C と 800°C での保持時間に対する組織の変化を Fig. 12 に示す。この結果、どちらの温度においても 100Hr 保持後の組織では析出物が生成しているが、400Hr まで保持しても組織の変化はほとんど見られないことがわかる。このような組織の状態と Fig. 8 で示された軟化特性を比較すると、組織の変化が見られない領域では硬度変化もほとんど無いことがわかる。

これらの結果から 600°C 以上では Cr_2N が結晶粒界や転位上へ優先的に析出することで、転位の開放による軟化を抑制しているものと考えられる。更に高温の 800 ~ 900°C では転位の開放だけでなく再結晶組織も生成するため軟化が進むが、析出した Cr_2N がピン止め効果を生ずることで、

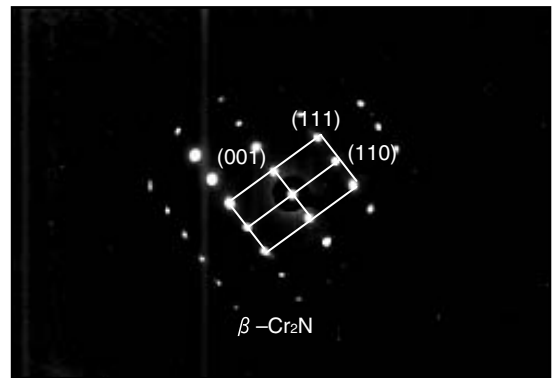


Fig. 11 Result of analysis by electron beam diffraction pattern

再結晶粒の成長が抑制されているものと考えられる。これにより 700°C 以上の高温中における組織および硬度の変化は極めて緩やかになったものと考えられる。但し高温になるほどピン止め効果を持つ Cr_2N は凝集し粗大化する。このためピン止め効果が低減し、結晶粒界での粒成長抑制効果が減少してしまうことから軟化量が大きくなったものと考えられる。

また白色の高 Cr, Mo 相についても析出物の成長抑制や二次再結晶粒の成長抑制に関与していると思われるが、明瞭には確認することができなかった。

4.4. 強化機構のまとめ

N 添加により本開発材は二段階の強化機構を有していることが確認された。一つは 600°C 以下の温度域における固溶 N によるひずみ時効であり、もう一つは 600°C 以上の温度域における Cr_2N の析出強化である。両者ともに調質圧延で導入された転位が有効に作用していると考えられる。

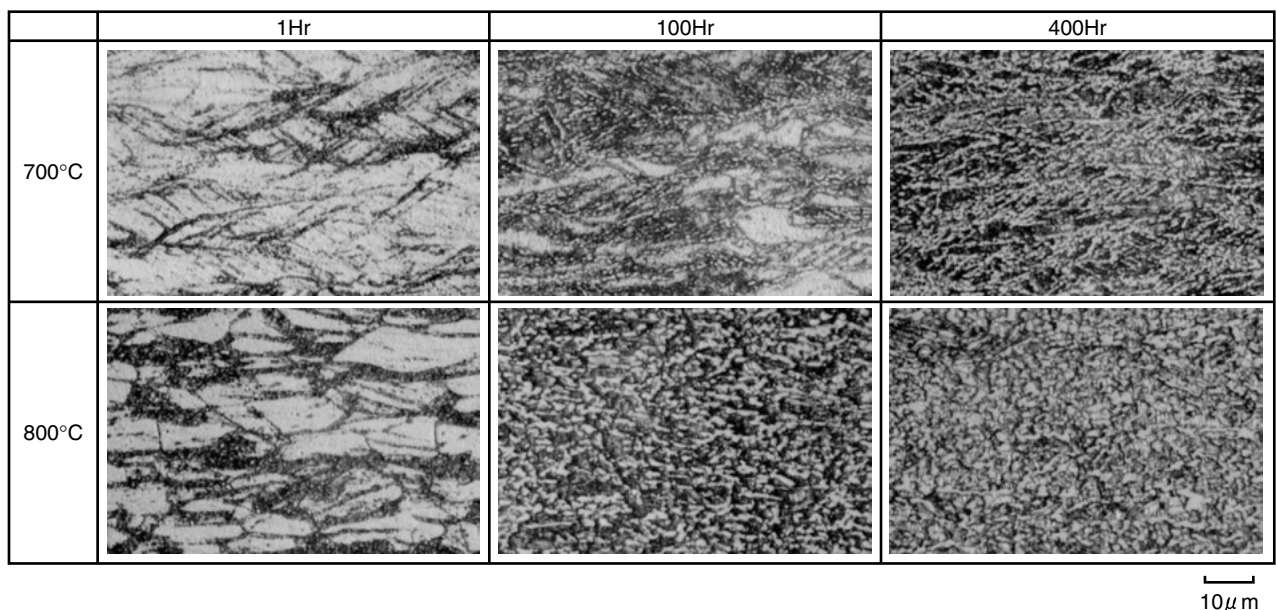


Fig. 12 Microstructure of newly developed material (700, 800°C: After 1~400Hr holding)

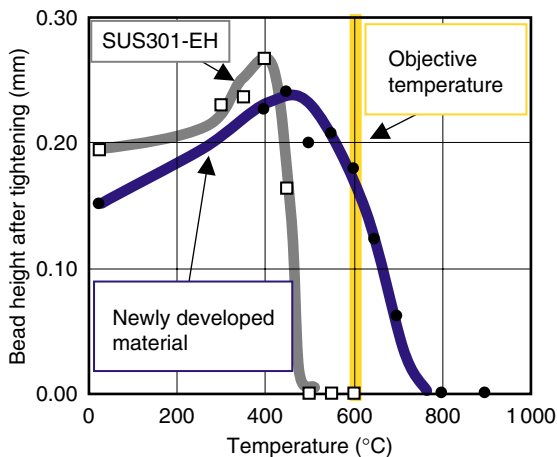


Fig. 13 Relationship between temperature and bead height after tightening test

以上をまとめると、(1)Nの固溶量増加、(2)オーステナイト安定組織の形成、(3)Mo添加、を行った合金成分の材料に60%の調質圧延を施すことで、固溶Nによるひずみ時効と微細 Cr_2N 析出による再結晶粒成長の抑制を図ることができ、従来のSUS301-EHに対し高温での軟化を抑制し、軟化開始温度を200°C以上向上することができた。

5. エンジン適合性評価結果

本開発材を用いてガasketを製作し、実際のエンジンに組み付けて運転後の残ビード高さを確認した。その結果とFig. 7に示した高温での硬度低下特性から、温度に対する残ビード高さ変化の関係を求めた結果をFig. 13に示す。これで示すようにSUS301-EHが400°C以上で急激に残ビード量が減少しシール性が低下するのに対し、開発材は600°Cまで残ビード量が初期以上を維持しておりシール性の低下が無いことがわかる。

また本開発材を適用した新開発エンジンのガasket温度は約500°Cであり、フランジの熱変形量に対し十分シール可能な残ビード高さを有している。更にエンジン耐久試験においても優れたシール性を確保していることが確認された。

6. まとめ

高温での軟化を抑制する手法としてNによるひずみ時効と窒化物による再結晶粒成長の抑制に着目し材料の開発を行った結果、従来材に対し200°C以上も高い600°Cまで硬度低下が生じない高温用ばね材料を開発することができた。またこの材料を排気系ガasket材料として適用することで、SUS301-EHなどの従来のガasket材料ではシールが困難であった400°C以上の高温締結部においても優れたシール性能を有することが確認された。本開発で得られた結果を以下にまとめる。

- (1)ガasketのシール性は材料の硬度で評価することができ、安定したシール性を得るためにはHV400以上の硬度が必要である。
- (2)600°C以下の温度域では、調質圧延で導入された転位が固溶Nのひずみ時効により固着され、初期の硬度を維持することができる。
- (3)600°C以上の高温域では転位の開放による軟化が生じるが、結晶粒界などに微細な Cr_2N が析出することで析出強化と再結晶粒成長を抑制し、長時間保持しても軟化はほとんど進行しない。
- (4)本開発材をガasketに適用することで、約600°Cまでは初期のシール性を維持することができることを示した。

7. 謝辞

最後にガasketの製造を行った日本リークレス工業(株)の関係者の皆様に、深く感謝の意を表します。

8. 参考文献

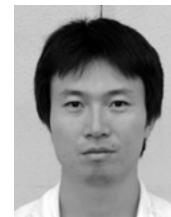
- (1)石井和夫, 桂井隆, 中田真, 若松仁, 中曽根秀隆: エンジン実働時におけるエキゾーストマニフォールド・ガasketのシール性解析, HONDA R&D Technical Review Vol.8, p.152-159 (1996)
- (2)桂井隆: シリンダヘッドガasket用高疲労強度超微細粒ステンレス鋼の開発, HONDA R&D Technical Review Vol.12, No.1, p.151-158 (2000)
- (3)窪田哲, 友田陽: 高窒素オーステナイト鋼の加工硬化の特徴, CAMP-ISIJ, Vol.10, p.538 (1997)
- (4)古賀猛, 清水哲也, 岡部道生: 高窒素オーステナイト系ステンレス鋼の高温特性, CAMP-ISIJ, Vol.13, p.638 (2000)
- (5)和田征也, 太田好光: 超高窒素含有ステンレス鋼の諸性質におよぼす合金元素の影響, 日本ステンレス技報, No.24, p.13-30 (1989)
- (6)片田康行, 相良雅之, 小林能直, 小玉俊明: 高窒素ステンレス鋼の創製と機械的性質, CAMP-ISIJ, Vol.15, p.438-441 (2002)
- (7)Speidel, Markus O.: Corrosion Science of Stainless Steels, Proceedings of International Conference on Stainless Steels, ISIJ, p.25-35 (1991)
- (8)古賀猛, 清水哲也, 岡部道生: 超高窒素オーステナイト系ステンレス鋼の温間加工性と引張特性, 電気製鋼, 67-2, p.81-86 (1996)
- (9)高橋市朗, 吉田毅, 峯浦潔, 太田好光: 超高窒素含有ステンレス鋼の研究, 日本ステンレス技報, No.22, p.1-27 (1987)

- (10) 東茂樹：高窒素ステンレス鋼の組成の特徴，第 119 回 腐食防食シンポジウム，p.7-12 (1998)
- (11) 宇野秀樹，片田康行：金材技研における耐海水性高窒素ステンレス鋼の開発の現状と問題点，(社)日本鉄鋼協会 ステンレス鋼の成形性と利用技術自主フォーラム ステンレス鋼における窒素の合金作用と新材料開発，p.38-45 (1999)
- (12) 片田康行，宇野秀樹，小玉俊明：加圧式 ESR 法による高窒素添加ステンレス鋼の創製，CAMP-ISIJ, Vol.13, p.356 (2000)
- (13) Kikuchi, M., Kajihara, M., Frisk, K.: Solubility of nitrogen in austenitic stainless steels, Proc. Intl.Conf.High Nitrogen Steels, p.63-74 (1989)
- (14) Kowanda, C., Speidel, Markus O.: Solubility of nitrogen in liquid iron base and nickel base alloys with Co,Fe,Mn,Mo and Cr under elevated nitrogen partial pressure, CAMP-ISIJ, Vol.13, p.355 (2000)
- (15) 村山光弘，宝野和博，蛭川寿，大村孝仁，松岡三郎：窒素添加オーステナイト系ステンレス鋼の疲労試験片の微細組織，CAMP-ISIJ, Vol.12, p.458 (1999)
- (16) 伊藤博康，中村展之，高木節雄：高窒素オーステナイトステンレス鋼の平衡固溶窒素濃度に及ぼす Cr 量と Mn 量の影響，CAMP-ISIJ, Vol.11, p.1151 (1998)
- (17) Long, C. J. et al: The ferrite content of austenitic stainless steel weld metal, The Welding Journal, Vol.7, p.281-297 (1973)
- (18) 磯部晋，岡部道生：含窒素オーステナイト系ステンレス鋼の冷間加工材における時効挙動：電気製鋼，56-2, p.122-132 (1985)
- (19) 小川真，平岡和雄，志賀千晃，片田康行，宇野秀樹：高窒素ステンレス鋼溶接熱影響部における窒化物析出挙動，CAMP-ISIJ, Vol.13, p.636 (2000)
- (20) 小川真，平岡和雄，片田康行，相良雅之：高窒素ステンレス鋼溶接熱影響部における窒化物析出挙動とその抑制に関する検討，CAMP-ISIJ, Vol.15, p.446-449 (2002)
- (21) 兎仁秀，堀之内力，菊地靖志：高窒素含有 Ni フリーオーステナイト系ステンレス鋼の HAZ 韌性に及ぼす窒化物析出の影響，鉄と鋼，88, p.29-35 (2002)

■ 著 者 ■



桂井 隆



西山 忠夫



濱野 修次

高強度高周波焼入れクランクシャフトの開発

Development of High-strength Induction Hardened Crankshaft

恩 田 勇 人*
Hayato ONDA
工 藤 洋 嗣*
Hirotsugu KUDO

浅 井 鉄 也*
Tetsuya ASAI
室 伏 和 昌*
Kazumasa MUROFUSHI

藤 木 賢 治*
Kenji FUJIKI

要 旨

ディーゼルエンジン向けに疲労強度と耐摩耗性が高い高周波焼入れクランクシャフトを開発した。ディーゼルエンジンのクランクシャフトは高い筒内圧に伴う高負荷対応と、潤滑油中に燃焼成分として混入するカーボンの影響による摺動部耐摩耗性が必要とされる。そこで本開発では軸部に加え、フィレット部も同時に焼入れ硬化させることで高強度化と生産工程の短縮化を両立させ、疲労強度、摺動部耐摩耗性、生産性に優れたクランクシャフトを開発した。これに用いる材料としてフィレット部焼入れ時により発生する曲りの矯正性が高い高周波焼入れクランクシャフト用材料を開発した。併せて今まで被削性向上成分として使用してきた鉛についても材料の介在物制御を行うことで、加工性を犠牲にせず鉛フリー化を達成した。

ABSTRACT

A high fatigue strength and wear resistance induction hardened crankshaft has been developed for diesel engines. Crankshafts for use in diesel engines must be engineered to tolerate the high loads generated by high in-cylinder pressures, and be capable of resisting wear caused by the carbon which collects in the lubricating oil as a combustion by-product. Simultaneous hardening of the shaft and the fillet has been adopted in the newly developed crankshaft to achieve high strength while reducing the number of production processes, resulting in the development of a crankshaft with excellent fatigue strength, resistance to wear, and mass producibility. A special material was developed for the crankshaft to enable the curvature occurring during induction hardening of the fillet to be easily corrected. In addition, control of inclusions in materials has enabled the lead component, conventionally added to increase machinability, to be removed without sacrificing workability.

1. まえがき

今日、自動車の環境負荷低減に対する要望は更なる高まりを見せている。その中でCO₂排出規制の観点からディーゼルエンジンに対する期待は大きい。

ディーゼルエンジンはガソリンエンジンと比較して筒内圧が高く、クランクシャフトへの負荷は特に曲げの負荷が高い。またガソリンエンジンでは問題とならなかった潤滑油中への燃焼生成物(カーボン)の混入が生じることから軸摺動部の耐摩耗性が必要である。そこでこれらに対応が可能なクランクシャフト用の材料、熱処理技術の開発が必要となった。

2. 開発のねらい

ディーゼルエンジン用クランクシャフトとして高負荷に耐える高強度化の手法としては、素材および熱処理による強化等があり、従来から様々な強度向上手法が適用されている⁽¹⁾。

Fig. 1 に従来量産されている乗用車用の高周波焼入れクランクシャフトの例を示す。高周波焼入れクランクシャフトの多くは耐摩耗性を向上させる目的で軸部に高周波焼入れを行い、フィレット部は疲労強度を確保するためローラバニッシュ加工を施している⁽¹⁾。ローラバニッシュ加工はフィレット部を強化するために有効であるが、圧縮残留応

力により疲労強度が向上するので、高硬度材料でないと十分な残留応力が得られず、疲労強度の向上も望めない。このため加工性の悪い材料を適用せざるを得ない。また、軸部の熱処理とフィレット部のローラバニッシュの2工程が必要となり、加工設備が増えるといった課題もある。そこで本開発では Fig. 1 に示したようにフィレット部の高疲労強度化と生産工程短縮化の両立を目的にフィレット部焼入れ仕様とし、Fig. 2 に示す様に一般的な高周波焼入れクランクシャフト加工ラインに対し短い加工工程となることを目指した。フィレット部を同時に焼入れることにより更なる高疲労強度が得られるものの、焼入れ時に熱処理ひずみによる軸曲りを生ずるという課題がある。熱処理ひずみはクランクシャフトの剛性を高くすることで制御できるが、これに伴って重量も増加してしまう。焼入れ時の軸ひずみを矯正可能であれば軽量なクランクシャフトができる。これを具現化するために加工性や焼入れ性、加えてフィレット焼入れ仕様の大きな課題である軸曲り矯正を考慮したクランクシャフト材料を新規に開発することを目指した。同時に

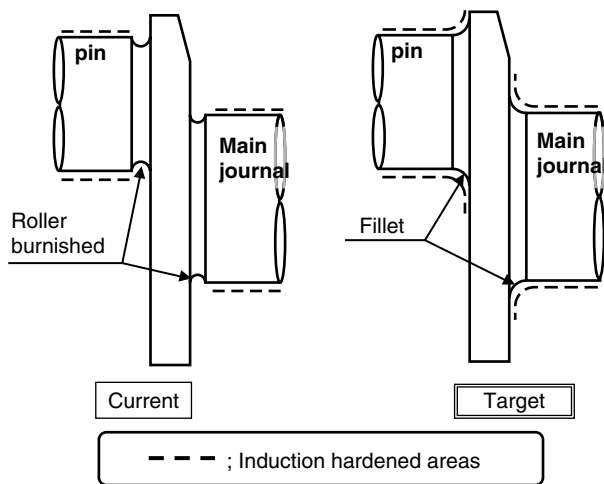


Fig. 1 Feature of the target crankshaft

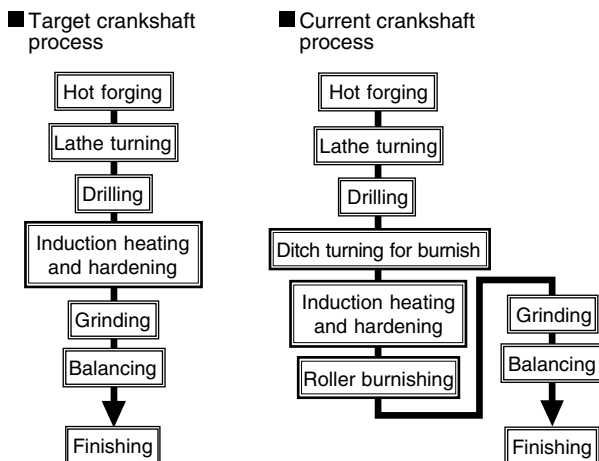


Fig. 2 Production process for induction hardened crankshaft

鉛添加に代替する被削性向上技術を用いることで環境負荷低減を図った。

3. 材料仕様

ディーゼルエンジン用に量産されている高周波焼入れクランクシャフト用材料の例としてバナジウムV添加非調質型材料がある⁽²⁾。この材料は熱間鍛造後の硬度が高く、工具や加工などの条件を最適化するためがあるので現有のクランクシャフト加工ラインで生産することができない。そこで次のような観点で材料を開発した。

3.1. 軸摺動部耐摩耗性

カーボンを混合した油を用いて、高周波焼入れをした試験片のオイルシール摺動軸部の磨耗試験を実施した。その結果を Fig. 3 に示す。オイルシールの軸追従特性から軸摩耗量の許容値を $50\text{ }\mu\text{m}$ 以下と定め、Fig. 3 において下限特性の傾きを用いることで必要な軸表面硬度を HMV580 以上と定めた。また Fig. 4 に示す通り、実体クランクシャフトを高周波焼入れしたときの材料C量と表面硬度に相関性があることが確認されており、この関係から目標表面硬度を達成するためにC量を $0.37\text{Wt}\%$ 以上と設定した。

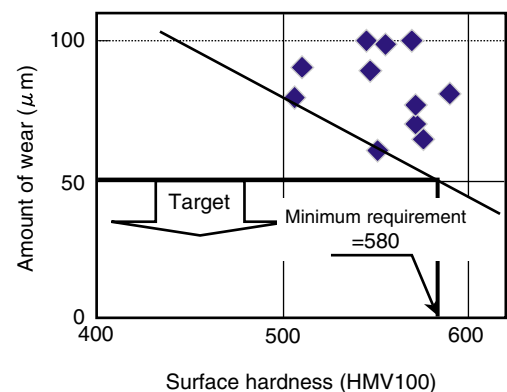


Fig. 3 Relation between surface hardness and amount of wear

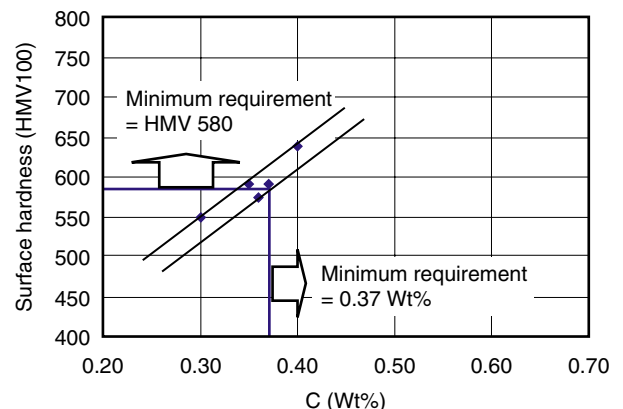


Fig. 4 Relation between amount of C and surface hardness

3.2. 生産性, 加工性, 被削性

鍛造後の素材硬度と炭素当量(Ceq)には相関性があることが報告されている⁽³⁾。

$$Ceq = C + \frac{1}{10}Si + \frac{1}{5}Mn + \frac{5}{22}Cr + 1.65V - \frac{5}{7}S$$

Fig. 5 に実体クランクシャフトにおける材料炭素当量と素材硬度の関係を示す。現有クランクシャフト加工ラインの加工条件を維持するために上限硬度を HRB98 とし、また実体クランクにおける疲労強度確保を目的に下限硬度を HRB85 とした。これより炭素当量を 0.54 ~ 0.60Wt% とした。また、一般的に焼入れ性向上元素として Si, Mn, Cr が知られているが、この中で疲労強度を向上させ、かつ素材硬度が上昇しない元素を検討した。Si はフェライト、パーライト組織においてフェライトを強化をすることで疲労強度を向上させるが、素材硬度の上昇は少ないことが報告されている⁽⁴⁾。本開発では Ceq の設定範囲を考え Si 量を 0.50Wt% と設定し、Mn を 0.60Wt% でバランスさせた。

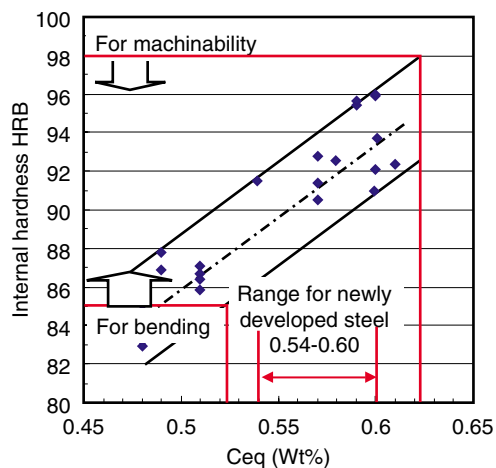


Fig. 5 Relation between amount of Ceq and internal hardness

3.3. 焼入れ性の向上

焼入れ性を向上、安定化させるために有効な焼入れ性向上元素として B を添加した。B は鍛造後の素材硬度を上げずに微量で焼入れ性を向上させることが報告されている⁽⁵⁾。鋼材中に N が含まれていると BN を生成してしまい、固溶 B が減少してしまう。そこで固溶 N を低減するために Ti を添加して、N を固定することにより固溶 B を確保した。

3.4. 鉛フリー化

鉛代替の快削化方法として硫化物系介在物を微細分散させることが有効である⁽⁶⁾。これは材料中の硫化物を起点に加工中の切り粉の破碎性を向上させ、被削性を維持するものである。

以上、今回設定した材料組成を Table 1 に、Fig. 6 に材料ミクロ写真を示す。

Table 1 Chemical composition of newly developed steel

C	Si	Mn	P	S	Cr	Ti	B	Pb	Ceq
0.39	0.50	0.60	<0.030	0.050	0.18	<0.08	Add.	-	0.57

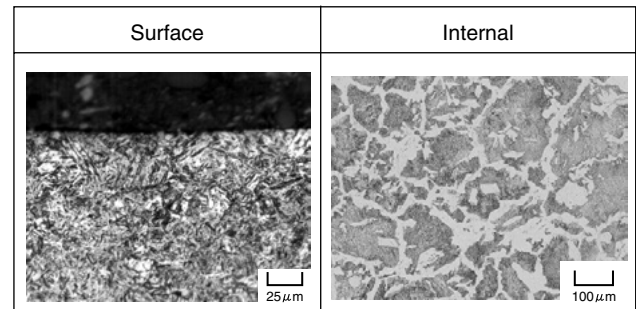


Fig. 6 Microstructure of crankshaft

4. クランクシャフト仕様

4.1. クランクシャフト強度の考え方

Fig. 7 に示す様に、クランクシャフトの中で強度的に重要な部分としてピン、ジャーナル軸フィレット部と潤滑油供給用孔(以下オイル穴)部がある。フィレット部は実機運転中の曲げ負荷に対して強度を要し、一方オイル穴部は捩じり負荷に対する強度を要する。

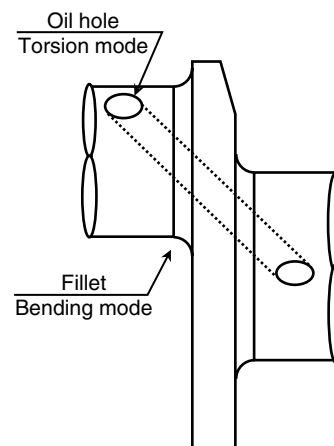


Fig. 7 Stress concentration point of crankshaft

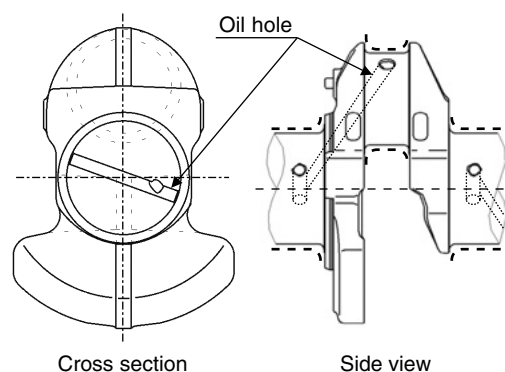


Fig. 8 Oil hole layout

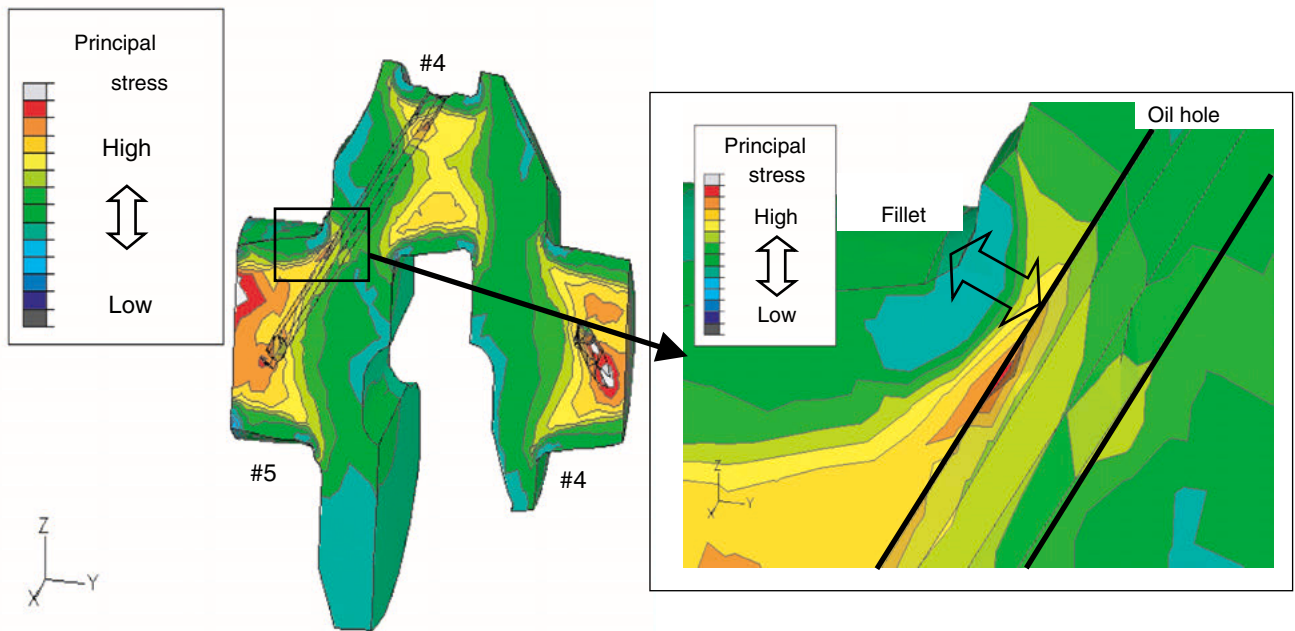


Fig. 9 Residual stress analysis around oil hole

まずフィレット部の疲労強度は有効硬化層深さを深くすることで高い疲労強度が得られることが知られている。しかし必要以上に深くすることは多くの熱エネルギーをクランクシャフトに与えることになり、曲りや伸びの原因となる。したがって要求する疲労強度を確保するための有効硬化層深さとして実機負荷に対応し最適な焼入れ深さを設定した。加えて、疲労強度の確保に重要なパラメータとして残留応力がある。Fig. 2 に示した通り、本開発クランクシャフトは高周波焼入れ後に軸摺動部の表面を仕上げるために研削加工を行う。この研削工程で発生する熱の影響で、焼入れ時に与えられた残留応力の開放が考えられる。このようなことから疲労強度と残留応力の関係を実験的に求めることで目標となる疲労強度を達成するための残留応力を設定し、管理基準とした。

次にオイル穴であるが、Fig. 8 に示す様にフィレット部近傍にあり、フィレットとオイル穴間の肉厚が薄くなる。フィレット部を焼入れると表面近傍はマルテンサイト組織であり、圧縮の残留応力が発生する。しかしフィレットから内部に向かうにつれてマルテンサイト体積分率は減少し、残留応力は圧縮から引張りに転じていく。引張りの応力場においてオイル穴のような切り欠き部位が存在すると初期クラックの発生が懸念されるのでCAEにより最適な肉厚確保を目指した。Fig. 9にオイル穴設計における残留応力場のコンタ図を示す。この結果をフィレットからの距離と残留応力(σ_1)およびマルテンサイト体積分率(ψ_M)の関係で整理したものが Fig. 10 である。フィレットからの距離が大きくなると引張りの応力が小さくなることが確認され、材料の降伏強度(σ_y)以下にするためにフィレットからの肉厚

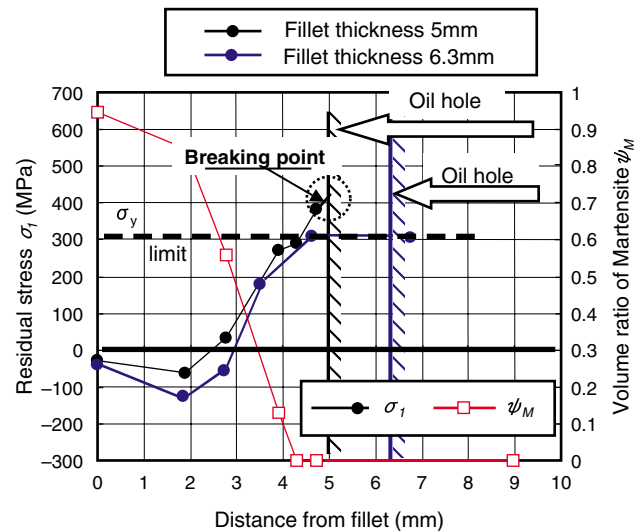


Fig. 10 Residual stress distribution around oil hole

を6.3mmと設定した。ただし疲労に対する強度検証が必要のため実体クランクシャフトにおける確認を行った。

4.2. 部品強度特性

前述の考え方に基づいて部品での強度試験により仕様を設定した。Fig. 11にクランクシャフトフィレット部の疲労試験を示す。試験には有効硬化層深さ、残留応力の値を変化させた実体クランクシャフトを用い、各パラメータと疲労強度の相関を求めた。有効硬化層深さと 10^7 疲労限の関係を Fig. 12 に、また残留応力と 10^7 疲労限の関係を Fig. 13 に示す。これらより目標強度を達成する有効硬化層深さと残留応力値を設定した。

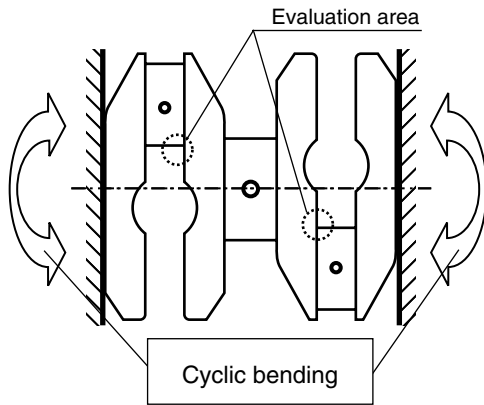


Fig. 11 Bending fatigue test for crankshaft

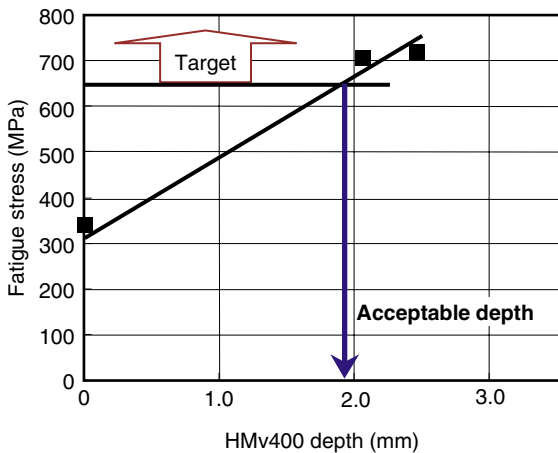


Fig. 12 Relation between depth of hardening and fatigue strength

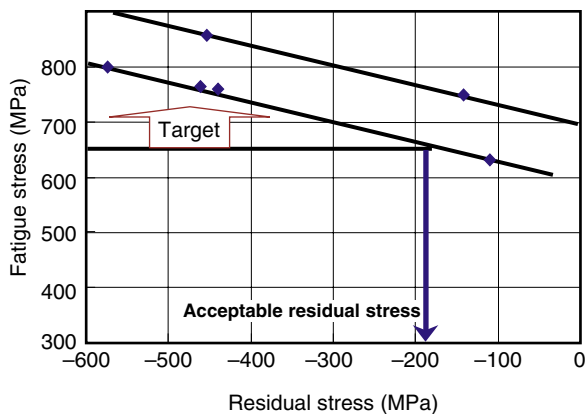


Fig. 13 Relation between residual stress and fatigue strength

次に Fig. 14 にオイル穴部の疲労試験を示す。CAE によりフィレット部肉厚を設定したクランクシャフトについて振じり試験した結果を Fig. 15 に示す。ここに示すように要求強度に対し十分な強度を確保していることが実証できた。

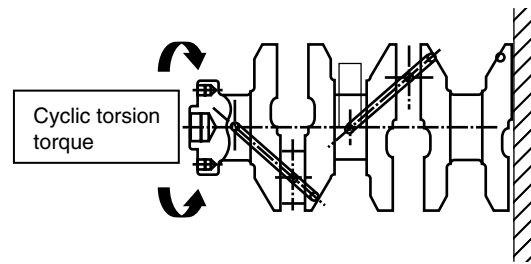


Fig. 14 Torsion fatigue test for crankshaft

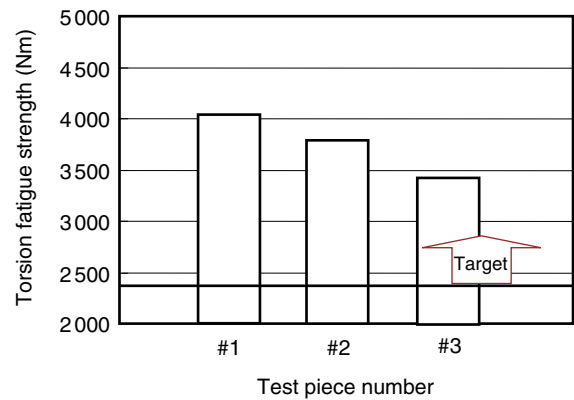


Fig. 15 Torsion fatigue test

4.3. 軸メタル摺動部耐摩耗性

これまでは軸メタル摺動部の耐摩耗性評価については実機エンジンでの耐久試験に依存していたが、材料特性と摩耗の関係を精度良く評価できないことが課題であった。そこで本開発の中で定量的に評価が行える単体試験手法を検討した。Fig. 16に単体試験機の概略を示す。試験機は潤滑油温度やサンプルの回転数を制御できる。また用いる潤滑油は実機ディーゼルエンジンオイル相当の擬似劣化油である。Fig. 17に各油中カーボン濃度における単体テスト時間と試験片の摩耗量の相関を示す。この結果において、油中カーボン濃度と 200 時間試験後の摩耗量の相関をまとめたものが Fig. 18 である。この結果、同一カーボン濃度における実機での軸摩耗量がほぼ等しいことがわかる。このことより本評価方法は実機エンジンでの軸摩耗を極めて短時

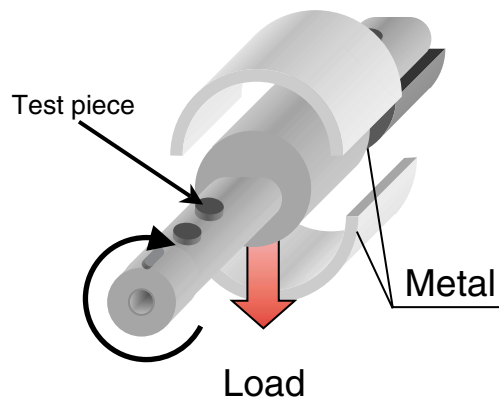


Fig. 16 Wear test of the shaft

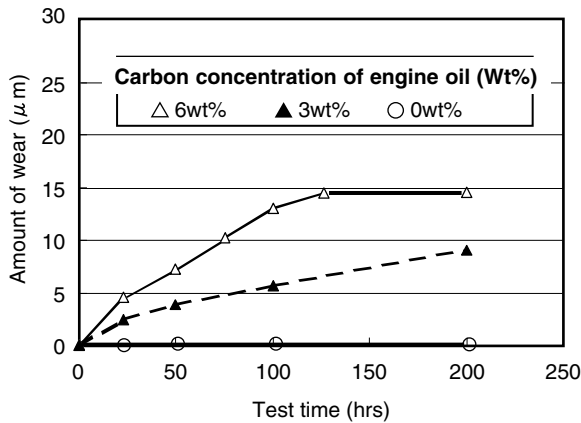


Fig. 17 Relation between test time and wear amount

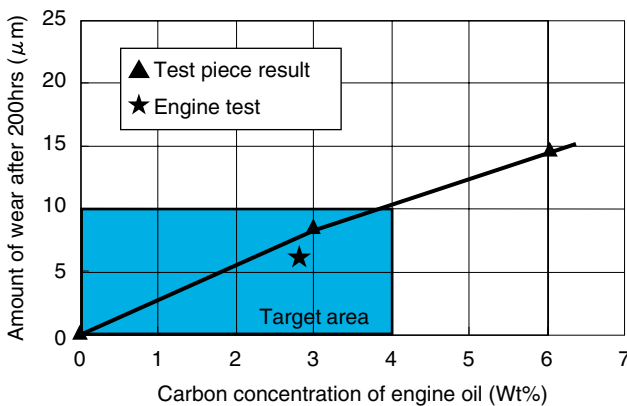


Fig. 18 Wear resistance test

間で再現可能な単体評価方法であることが確認された。本単体評価手法によって耐摩耗性に優れた材料および焼入れ仕様を設定することができた。

5. 生産技術

5.1. 軸曲り矯正

開発したクランクシャフトはフィレット部も焼入れしているので、焼入れ後の軸曲りが課題であった。この解決のために以下について検討した。

- 1) 焼入れ時の曲り低減
- 2) 曲り発生後の矯正

前者についてはフィレット左右の焼入れパターンの制御ならびにピン、ジャーナルの焼入れ順序と曲りの特性を実際のクランクシャフトを用いて試験し、最も曲り発生が少ない焼入れ条件とした。更に軸振れ精度を向上させるために焼入れ後の曲り矯正についても検討した。一般的には高周波焼入れの様に表面硬化処理をした軸に過度の矯正を加えると疲労強度が低下する可能性がある。また内部硬度が高いものは材料降伏点が高いため矯正を与えても十分な曲

り矯正ができない。しかし、開発材は軸矯正性を考慮して素材硬度を低く設定したことから矯正可能と考えた。クランクシャフトに曲り矯正を行い、疲労試験を行った結果を塑性ひずみと疲労強度維持率の関係で示したものがFig. 19である。この結果より疲労強度を維持できる限界の塑性ひずみを求め、これを軸矯正の限界として管理値に設定することとした。

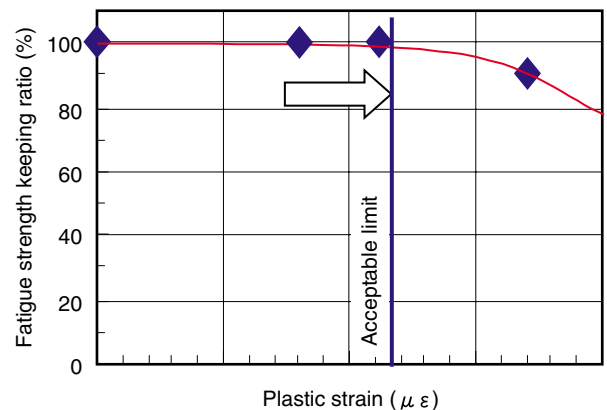


Fig. 19 Relation between plastic strain and fatigue strength

5.2. 機械加工性

本開発においては前述の通り従来から使用してきた被削性向上成分である鉛をフリー化している。本開発クランクシャフトの量産加工ラインにおいて鉛フリー材は初適用であったため、以下の項目について実際の加工ラインにおいて検証を行い、加工条件も技術改良を行った。

- 1) 工具送り条件、回転数の設定
- 2) 使用工具の吟味
- 3) 切削油条件

Fig. 20に加工工具の寿命について現有加工クランクシャフトに対する位置付けを示す。従来に対し加工効率を犠牲にすることなく鉛フリーを達成することができた。

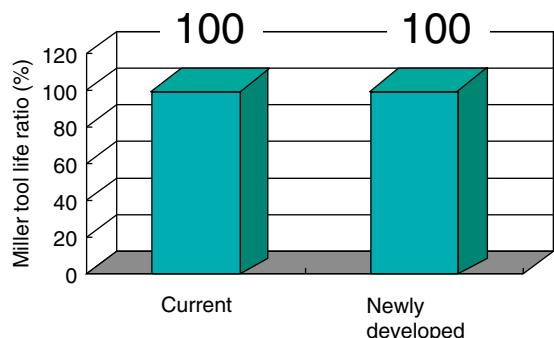


Fig. 20 Machinability result

6. まとめ

以上の知見により高強度で生産性に優れた高周波焼入れクランクシャフト開発することができた。

- (1)加工性、焼入れ性、軸矯正性を満足する材料を開発した。
- (2)材料中の硫化物介在物制御により、鉛成分のフリー化を達成した。
- (3)CAE により最適なオイル穴設計仕様を設定した。
- (4)フィレット焼入れ仕様を設定することで、一般的な乗用車用高周波焼入れクランクシャフトで採用されているローラーバニッシュ加工を廃止し、製造工程の短縮化を達成し、同時に高強度化を図れた。

尚、本クランクシャフトは今秋発売した欧州向けアコードに搭載されているホンダ自社開発のディーゼルエンジンに採用されている。

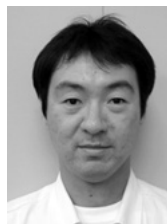
謝 辞

本開発にあたり、御協力を頂きました(株)住友金属小倉、住友金属工業(株)を始め社内外の関係者の方々に紙面を借りて厚く御礼申し上げます。

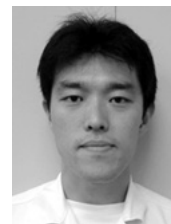
参考文献

- (1) 岩間直樹：自動車用特殊鋼部品における最近の技術動向，自動車技術，Vol.55, No.10, p.64 (2001)
- (2) 濱崎 敦ら：当社の自動車用型鍛造品への取り組み，住友金属，Vol.48, No4, p.49 (1996)
- (3) 佐藤武史：非調質高強度鋼，住友金属，Vol.45, No.4, p.121 (1993)
- (4) 栗田真人，外山和男：フェライトーパーライト熱延鋼板の疲労特性に及ぼす強化機構の影響，鉄と鋼，Vol.80, No1, p.66 (1994)
- (5) 紅林 豊，中村貞行：冷鍛用B肌焼鋼，電気製鋼第，69巻1号，p.57 (1998)
- (6) 天孝篤志，諏方 悟：焼きならし処理省略可能なクランクシャフト用鉛フリー快削鋼の開発，Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.141 (2002)

■ 著 者 ■



恩田 勇人



浅井 鉄也



藤木 賢治



工藤 洋嗣



室伏 和昌

1600N/mm² 級高強度ボルトの開発

Development of 1600N/mm² Class High Strength Bolts

高 島 光 男*

Mitsuo TAKASHIMA

高 田 健太郎*

Kentaro TAKADA

飯 田 善 次*

Zenji IIDA

森 誠 治*

Seiji MORI

要 旨

自動車にはその目的、用途に応じたボルトが数多く使用されており、一般的には700N/mm²級から1200N/mm²級がその主流を占めている。昨今、地球温暖化防止の観点から自動車の燃費向上の動きが活発化しており、ボルトも例外なく高強度化による小型軽量化を求められている。しかし従来技術でのボルトの高強度化は、遅れ破壊の発生確率が高くなり、量販車には適さない。我々はこの課題に対し、従来より遅れ破壊しにくいとされてきた高張力鋼線に着目し、困難とされてきた頭部成形に対し、Crの最適添加による材料改善、頭部成形中に軸部を加工硬化させる新成形法の適用、成形性良好なヘキサローブ形状の適用などの新技術の投入にてボルト成形を可能にし、1600N/mm²の高強度ボルトを開発した。その成果を03モデルのコンロッドボルトへ適用し、従来技術であればM12であったものをM9へ、重量的にも1本あたり80gの軽量化を達成した。

ABSTRACT

Many different types of bolts are employed in automotive applications for a variety of different purposes and uses, and their strength generally ranges from 700 N/mm² to 1 200 N/mm². The present increasing focus on increasing fuel economy to prevent global warming has led to the requirement to increase the strength of bolts in order to lower weight. However, increasing the tensile strength of conventional bolts increases the incidence of delayed fractures, and is therefore not suitable for mass-market vehicles. This project studied the use of high carbon steel rods, which are less susceptible to delayed fracture than conventional bolt materials, as a solution to this issue. The difficulty of heading when employing high carbon steel rods was solved by improving the material through the addition of the optimum amount of Cr, utilizing a new forming method in which the spindle is hardened during heading, and adopting a hexalobular shape with excellent formability. The application of these techniques made it possible to form bolts from high carbon steel rods, and has enabled the development of a 1 600 N/mm² class high-strength bolt. The new material and techniques have been used in the manufacture of the conrod bolts used in 2003 models, and have enabled the size of the bolts to be reduced from conventionally used M12 to M9, and the weight of individual bolt to be reduced by 80g.

1. まえがき

自動車には1台あたり1000点前後のボルトが使用されているが、その中でエンジン、トランスミッション用には、軽量・軽量化を目的に材料強度1200N/mm²級の高強度ボルトが多用されており、一部、1400N/mm²級のコンロッドボルトも適用されている。しかし、自動車の軽量化はますます

重要課題となっている反面、より強度の高いボルトへの転換は遅れ破壊の発生確率が高くなるため、マルエージング鋼等の航空・宇宙・レース等の特殊用途に限って使用可能な高価な材料が必要となり、量販車である自動車への採用は困難な状況にあった。これらの課題に対し、経済性や品質の観点から最適な材料と製法を研究し、1600N/mm²級ボルトの開発に取り組んだ。

2. 材料設定

2.1. 遅れ破壊しない安価な材料

筆者らは量販車に展開可能で遅れ破壊しない最適材料の検討を行った。Fig. 1に鉄鋼材料の遅れ破壊と強度の関係を示す。鋼の引張強さが 1200N/mm^2 を超えると、遅れ破壊特性が低下する傾向にあり、この傾向は強度が高くなる程、顕著になる。この高強度域で遅れ破壊特性を満足している材料系は大きく2つのタイプがある。ひとつはマルエージング鋼系であるが、本材料は高価であり量産車ではコスト的に適用は困難である。もうひとつは非調質タイプの高張力鋼線である。この非調質鋼線は安価であり、かつ同一強度の調質タイプの高強度鋼に比べ、遅れ破壊特性に優れている。遅れ破壊は鋼中の水素が応力集中部へ集積し、亀裂を生ずることにより発生するが、高張力鋼線が優れている理由として主に、冷間伸線加工により伸線された微細組織や高密度の転位が水素拡散や亀裂進展を抑制することであると報告⁽²⁾されている。最近の高張力鋼線の適用例としては、明石海峡大橋のメインケーブルに、引張強度 1800N/mm^2 のワイヤが使用されていることがあげられる。筆者らはボルト用素材としては全く新規なこの非調質加工硬化タイプ材に着目した。

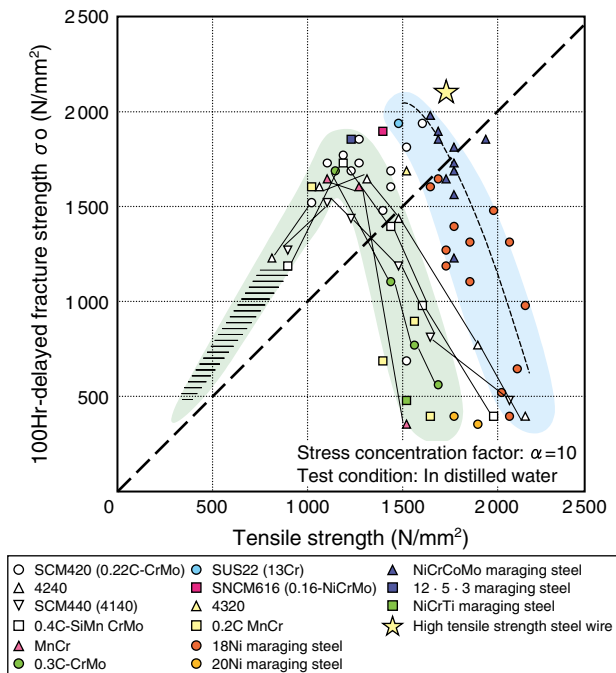


Fig. 1 Delayed fracture characteristics of various materials

2.2. 材料の課題

高張力鋼線は安価で遅れ破壊特性も優れている高強度材であるが、Fig. 2に示すように強化方法が引抜きによる加工硬化であるため、用途がワイヤ等に限られていた。しかし高張力鋼線を用いてボルトを成形する場合は、頭部が必要

Bolt manufacturing process

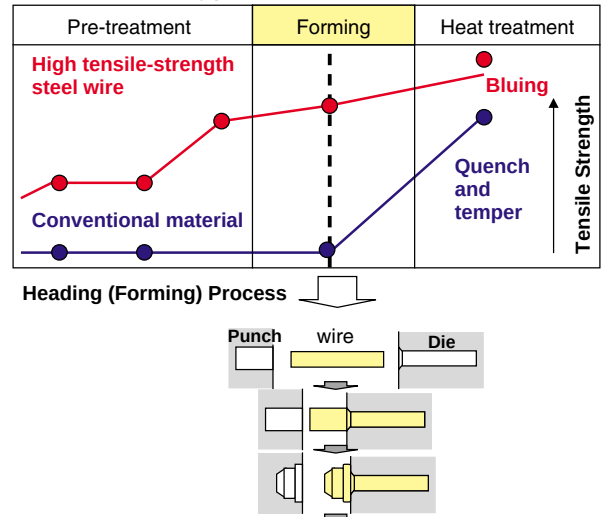


Fig. 2 Bolt manufacturing process

であり成形は非常に困難であると考えられていた。従来材料のボルトは素材を球状化焼鈍など、硬さを低くし頭部成形を行い、その後、焼き入れ焼戻しにより強化する工程をとるため成形性は問題にならなかった。

2.3. 材料の改善

高張力鋼線の高強度と成形性を両立させるために、素材段階での改善を行った。

通常の高張力鋼線はC-Si-Mn系の成分であり、強度向上のためにはSi, Mnの増加が一般的である。しかし従来の強度向上手法では絞り値が低下し、ヘッダの成形性の低下を招いた。従って、強度と絞り値を両立可能なCrに着目し、成分系の検討を行った。Si, Mn添加での強度向上はパーライト中のフェライトの固溶強化であるのに対し、Crの場合は組織の微細化による強化であり、成形性向上との両立が可能である。

Crの最適な量を設定するために、Table 1に示した一般的な高張力鋼線JIS-SWRS82BにCrを添加し検証した。Cr添加量と絞り及び材料組織をFig. 3, Fig. 4に示した。Crを添加すると絞り値は強度を維持したままCr量0.2%までは向上するが、それを超えた量を添加するとその効果は低下する。これは組織から判るように、Crはオーステナイトからパーライトへの変態を遅らせることで低温にて組織を形成させ、微細化組織を形成させるが、過剰に添加した場合、変態終了時間が長くなり、初期に変態したセメンタイトが時間経過と共に分断、球状化するためである。この結果より、Crの最適添加量を0.2%とした。

Table 1 Chemical composition

C	Si	Mn	P	S	Cr
0.80 ~ 0.85	0.12 ~ 0.32	0.60 ~ 0.90	≤0.025	≤0.025	0.20

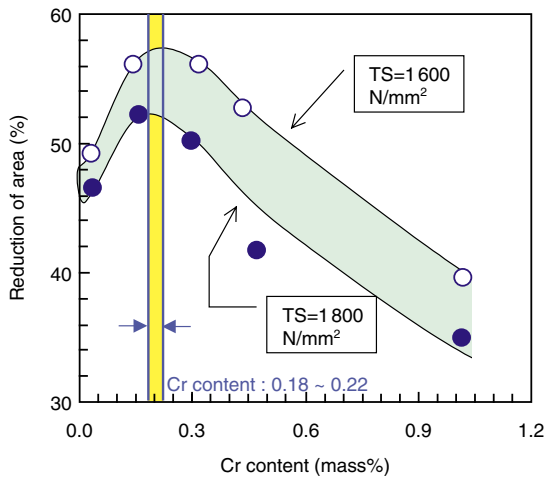


Fig. 3 Relationship between Cr content and reduction of area

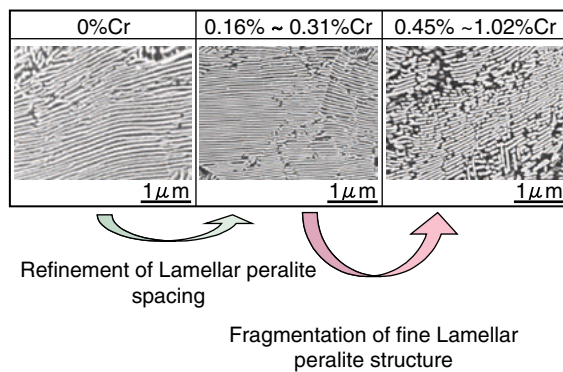


Fig. 4 Change of microstructure with changing Cr content

3. 新成形法の適用

材料の特性を活かした新成形法案の検討も行った。

3.1. 材料の伸線後の特性

本材料を伸線した場合の特性を Fig. 5 に示した。この材料は引張方向に塑性変形させると、引張強度が向上し、圧縮降伏点が小さくなる。この現象をバウシinger効果という。この効果を活かしてボルトの成形性を向上させる新しい成形方案を設定した。

3.2. 新成形法案

バウシinger効果を活用するために、事前に適度に伸線したワイヤを用いて、Fig. 6示した新しい成形方案を設定した。現行方案における投入ワイヤ径と完成材の軸径は同一サイズである。この方案に高張力鋼線を適用した場合、投入ワイヤの段階で高硬度であるため、頭部成形が困難である。従って、筆者らは低硬度で太径のワイヤを用いて、成形工程のなかで軸部を加工硬化させながら、頭部を成形する方案を用いた。この方案は投入ワイヤが低硬度だけでなく、完成頭部径に近いことから、頭部の成形が容易になる。しかし、

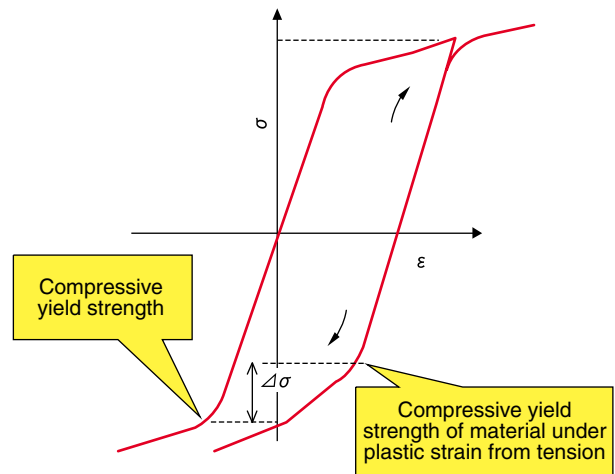


Fig. 5 Bauschinger effect

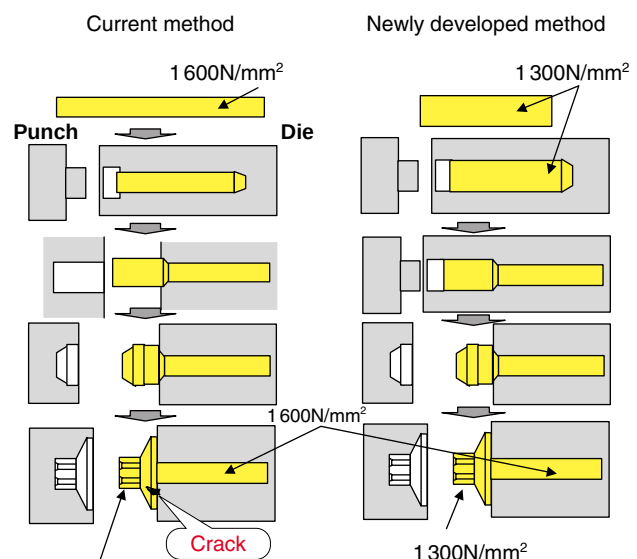


Fig. 6 Current method and newly developed method

この方案を用いる場合頭部の強度保証を考える必要がある。なぜなら、従来の焼き入れ、焼戻し材においては頭部と軸部は同一硬度であるが、この場合は頭部の一部に低硬度部が存在することになるためである。

3.3. 頭部強度保証

頭部強度を解析するために、Fig. 7 にボルトを締め付けた場合の FEM 解析結果、ヘッド後のボルト硬度分布、またその比率を示した。硬度は強度と比例関係にあるため、硬度分布を応力分布で割った値は各部の強度余裕度を表すこととなり、軸部の値を1とした場合の各部の値を示した。これからわかるように頭部の値は全域において1以上であり、最小値は軸部にある。このことは最弱部は軸部であり、頭部ではないことを表しており、実際の引張試験においても従来のボルトと同様に、破断部位は軸部(ねじ部)であることが確認された。

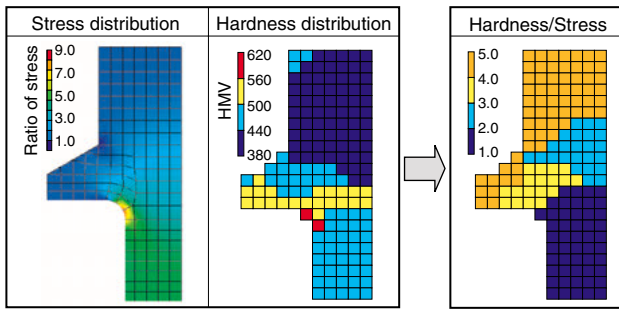


Fig. 7 Stress and hardness distribution in bolt

3.4. 減面率

パウシンガー効果を活用し、新成形方案を用いるとワイヤが初期から伸線され減面されていくが、成形性向上のために付着させている固体潤滑皮膜の膜厚減少が問題となる場合があるため検討が必要である。Fig. 8に固体潤滑皮膜残量と伸線減面率の関係を示す。この固体潤滑皮膜とは鉛パテンティング後にヘッド工程での成形性向上を目的に付着させる処理で、減面に伴い膜厚は減少する。従って、伸線工程とヘッドでの減面による膜厚低下と、パウシンガー効果のバランスした最適値として、伸線後減面率 20 ~ 25%を設定した。

Relationship between reduction in drawing and coating thickness

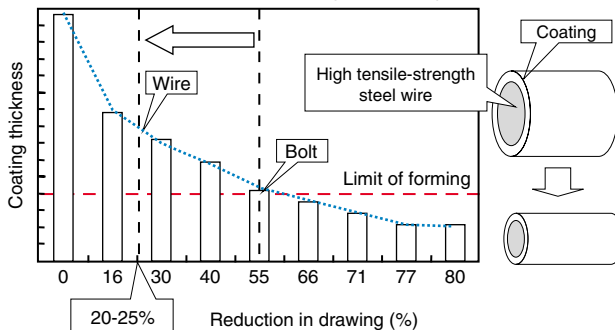


Fig. 8 Relationship and reduction of area in drawing and amount of lubricant adhering

4. 形状からの成形性向上

4.1. 頭部形状

通常のボルト頭部形状は、Fig. 9 に示したように六角形状が主流であるが、丸材を六角形状に成形するには六角隅部へ材料を充填するには加工率が大きく、高張力鋼線の場合、ヘッド性が著しく悪化してしまう。そこで Fig. 10 に示したような、丸材から低い加工度で成形できるヘキサローブ形状を採用した。ヘキサローブ形状は、完成形状が比較的丸形状に近いので、素材からの加工率が小さく、成形が容易である。我々は、このヘキサローブ形状の成形性をさら

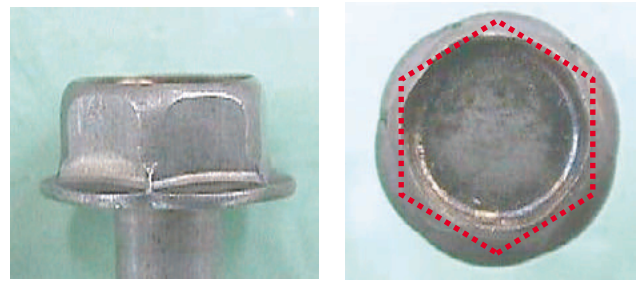


Fig. 9 Hexagon

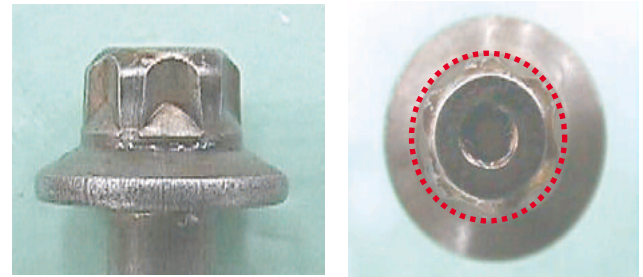


Fig. 10 Hexalobe

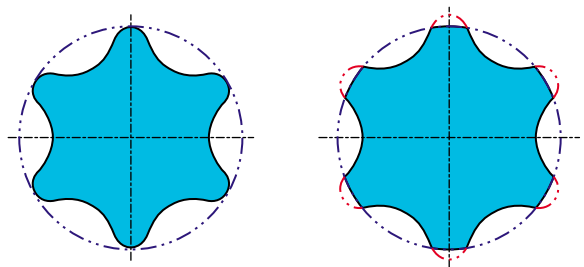


Fig. 11 Improved hexalobe

に向上させるための改良を行った。Fig. 11に示したように、従来のヘキサローブ形状の山部を一部削除して、山谷間の凹凸差を小さくした。このことは完成形状が丸形状に近づくため、加工率が小さくなり成形性を向上させることに寄与した。しかし、山部の一部削除は締付けトルクの限界値の低下を招く。これを回避するために、1ランク大きいヘキサローブ形状を基に山部の一部削除を行った。このことは接触面積が少なくても、半径が大きいため、従来形状と同等の大きなトルクを与えることが可能であり、また1ランク大きい工具を使用すれば市販品を使用可能である。

Fig. 12には改良したヘキサローブ形状と六角形状の同一外形における伝達できるトルク値を示した。ヘキサローブ形状は、六角形状と比較し小さな寸法で多くのトルクを伝えることができる。これによりヘキサローブ形状はヘッド性向上だけでなく、トルク伝達、頭部軽量化の観点でも優れていることがわかる。このことは本テーマの目指す、軽量、小型化に寄与するため好都合である。高強度化によりボルト軸部が小さくなり、さらに頭部形状も必要な締付けトルクに対し最小の重量での設定が可能となった。

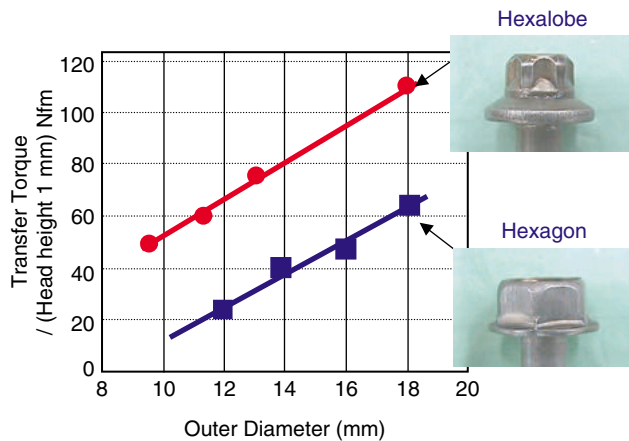


Fig. 12 Impact of hexalobular heads on weight reduction

4.2. 転造性向上

ヘッダ後には、ねじ加工を圧造で行う転造もあるが、この工程においても、成形性の向上が必要であった。そこで Fig. 13 に示したようにねじ谷底 R を大きくし、ねじ山とねじ谷底との高さを低くすることで成形性を向上させた。この谷底 R を大きくすることはねじの疲労強度を向上させることにも寄与し、航空、宇宙用ねじにおいては、その目的で使用されている仕様である。今回の 1600N/mm² ボルトで、この疲労強度の向上の検証を行い、Fig. 14 に示した。0.2% 耐力に対し 80% の平均応力(ボルトの場合は軸力)条件では 9% の疲労強度向上が確認された。

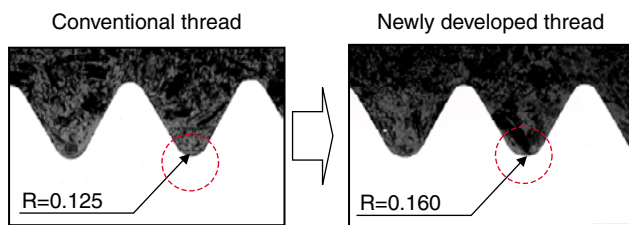


Fig. 13 Increasing the radius at the thread

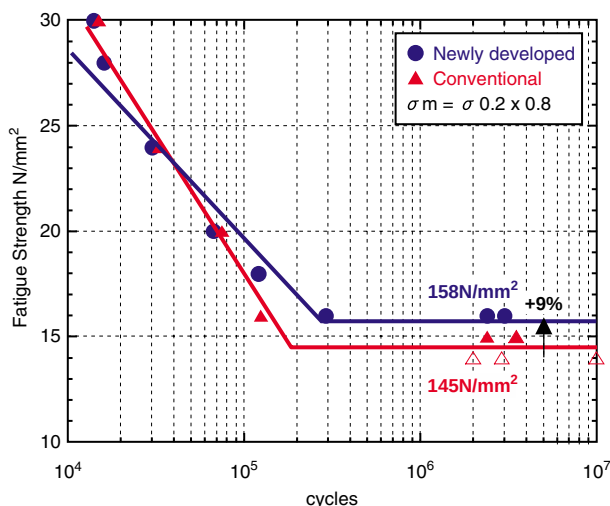


Fig. 14 Fatigue strength of newly developed bolt

また、この技術を適用した場合、おねじとめねじの接触面積が、わずかであるが小さくなる。コンロッドのように鉄鋼系のめねじでは接触面の座屈の問題はないが、アルミ等に適用する場合には、面の座屈に影響することがあり、この場合は、はめあい長さの延長にて対応は可能である。

5. 応力緩和対応

高張力鋼線のような非調質材は使用環境が高温の場合は応力緩和(リラクセーション)が起こることが知られており、自動車の場合はエンジンやトランスミッション等に適用した場合がこれにあたる。Fig. 15 に初期締め軸力とエンジン環境と同等の 140℃ に保持した場合の軸力を示した。これから判るように、材料強度の限界付近で使用した場合高張力鋼線では焼き入れ焼戻し材に比べて熱による応力緩和が大きく、このままでは使用にあたって軸力低下という問題がある。尚、比較している焼き入れ焼戻し材は、前述したように、高応力域では遅れ破壊の問題がある。従って本試験はあくまでも、焼き入れ焼戻し材の遅れ破壊を無視して、応力緩和についてのみの結果である。

高張力鋼線の応力緩和は伸線加工時に導入された転位が温度上昇により活性化し、応力場の下で移動することにより、結果的に変形することが原因である。従って、これらの動き易い転位に、熱エネルギーを与えることで C, N といった軽元素を活性化し、不安定な転位部に侵入させ、不動転位化するというコットレル雰囲気を導入することを検討した。コットレル雰囲気を導入するために C, N が十分に拡散する 200 ~ 300℃ に保持することにより、Fig. 15 に示すように調質材と同等の特性を満足することができた。

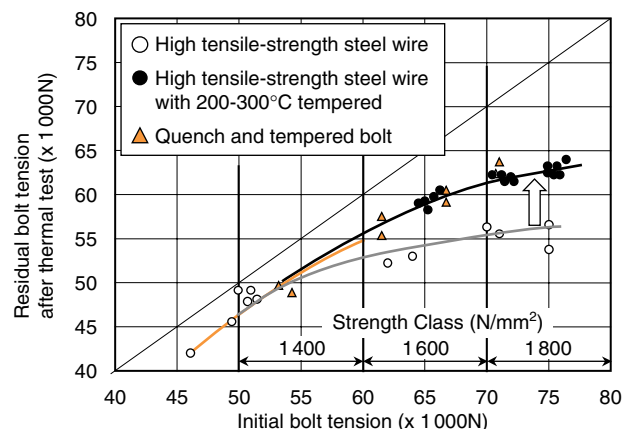


Fig. 15 Relationship between initial bolt tension and residual bolt tension

6. 適用効果

本技術を用いた事例を現行材でボルト製造した場合とて比較して Fig. 16 に示した。コンロッドボルト単体場合、現

行材であれば M12 のねじサイズであったものを、M9 ヘサイズダウン、重量低減としてはコンロッド 1 本あたり、80g の軽量効果であり、コンロッドを含めた場合は 2 本あたり 240g の軽量効果が得られ、大端部の寸法も外形 88mm から 81mm への小さくできた。

この軽量、軽量化効果はさらにエンジン全体に波及しており、その効果を Fig. 17 に示した。赤線で示したレイアウト図が従来技術で設計した場合であり、青線が開発技術を適用した場合の設計である。青線の寸法仕様は量産エンジンと同一であり、今回、新技術を適用した成果は、従来エンジンの基本骨格のままで、出力を大幅に向上できたことである。

また、本技術を車全体のボルトへ置換した場合の軽量化効果を検討した。従来のボルトサイズと強度から同等の軸力を達成できるサイズまで小型化した場合の効果は、ボルトのみの軽量化で 7~8 kg/台であった。さらに、コンロッドのように周辺部品の小型、軽量化を考慮するとさらに大きい効果が期待できる。

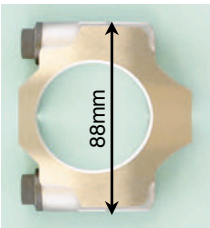
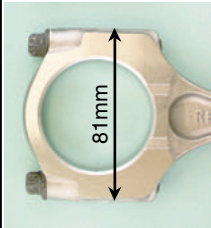
Conventional material (1 200 N/mm ² class)	Newly developed material (1 600 N/mm ² class)	Weight reduction per unit
 Size: M12 x 1.25	 Size: M9 x 0.75	- 80g
 88mm	 81mm	- 240 g

Fig. 16 Application for connecting rod bolt

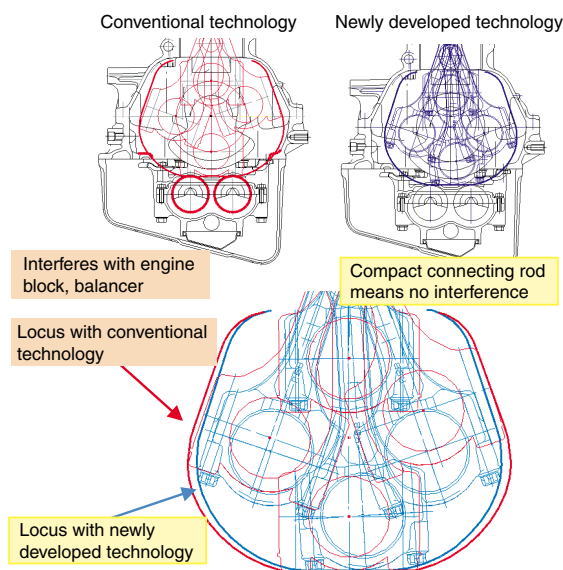


Fig. 17 New engine with newly developed connecting rod bolt

7. まとめ

1 600N/mm² 級ボルトの開発として、従来ボルト成形には不適とされてきた高張力鋼線に着目し、課題であった成形性を以下に示す観点で改善した。

- (1) 高張力鋼線に対し最適な Cr 添加量として 0.2% を設定し絞り値の改善を行った。
- (2) 低硬度、太径ワイヤから軸部を加工硬化させながら頭部を成形する方案を適用した。
- (3) Baushinger 効果と固体潤滑皮膜残量をバランスさせた最適減面率を 20 ~ 25% とした。
- (4) 頭部形状としては成形性と軽量化の観点からヘクスローブ形状を採用した。

最後に、非調質材特有のリラクセーション対策として、最適なブルーイング条件を設定した。

これにより、世界初の遅れ破壊に優れた 1 600N/mm² 級ボルトの量産化に成功した。

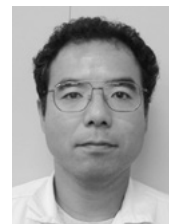
謝 辞

最後に本開発においてボルト製造に多大な御苦勞，御尽力を頂いた(株)佐賀鉄工所，材料改良を研究して頂いた(株)神戸製鋼所の関係者の皆様に感謝の意を表します。

参考文献

- (1) 松山晋作：遅れ破壊，日刊工業新聞社，p.67 (1989)
- (2) 高井健一：強伸線パーライト鋼の水素存在状態と遅れ破壊，まてりあ，39 巻，3 号，p.239-242 (2000)

■ 著 者 ■



高 島 光 男



飯 田 善 次



高 田 健 太 郎



森 誠 治

樹脂オルガンタイプアクセルペダルの開発

Development of Plastic Organ-type Accelerator Pedal Assembly

桜庭 智 裕*

Tomohiro SAKURABA

加藤 輝 男**

Teruo KATO

根布谷 秀 人*

Hideto NEBUYA

阿部 智 章**

Tomoaki ABE

要 旨

アクセルペダルの商品性向上のために、ペダル軌跡が人間の足裏の動きと同位相で動作するように床部にピボットを持ったオルガンタイプペダルを開発した。

ピボット部の樹脂ヒンジ構造についてテストした結果、材料としてはポリエステル系エラストマを選択し、薄肉ヒンジ部の形状を工夫することで従来構造と比べて遜色無い耐久・強度性能をもたせた。ヒンジ部分の耐久性評価として、オイル、グリス等浸漬耐久性評価でも物性低下が無いことを確認した。

さらに床部の取付構造についても検討し、軟質材の特徴を活かしワンタッチで組付けできる構造にて、抜け荷重900N以上の結合強度を実現した。

ABSTRACT

An organ-type pedal attached to the floor by a pivot has been developed to increase the comfort of accelerator pedals. The trace of the new pedal is in the same phase as the motion of the sole of the human foot.

Tests on a plastic hinge structure for the pivot was conducted. Results showed that polyester elastomer possessed superior fatigue resistance, and this was therefore selected as the hinge material. Newly developed thin hinge has enabled the new pedal to equal conventional pedal structures in strength and durability. The hinge section was immersed in oil, grease and other chemical agents to test durability, and results showed no change in physical properties.

The connection of the pedal to the floor was also altered. The flexibility of the material has enabled snap-fit assembly, and the connection is sufficiently strong to resist an extraction load of over 900N.

1. まえがき

乗用車用アクセルペダルにおいて、Fig. 1 に示すような吊り下げ式アクセルペダルが主流となっている。

吊り下げ式アクセルペダルは、上部の取付ブラケット、金

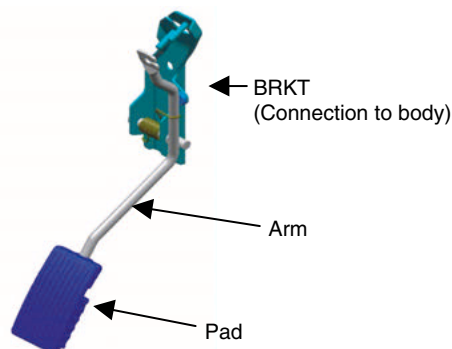


Fig. 1 Conventional accelerator pedal assembly

属製のアームとパッドから構成される。吊り下げ式アクセルペダルは構造が簡素で、部品点数が少なく低コストであることから広く採用されている。

このペダルの課題は、Fig. 2 に示すようにパッド部の円弧軌跡(Trace of Pad)が人間の足裏の軌跡(Trace of Sole)に

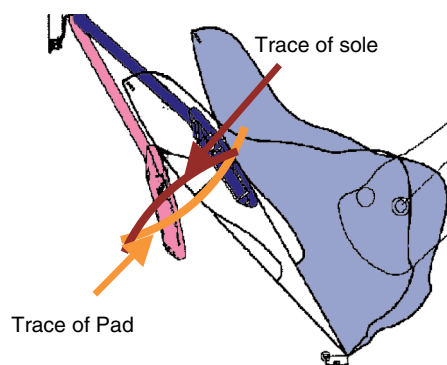


Fig. 2 Trace of conventional accelerator panel

* 栃木研究所

**株式会社エフテック

対し、大きくずれてしまうため良好な操作フィーリングが得られにくいことである。

このような吊り下げ式アクセルペダルの操作フィーリングを向上させるには、足裏の軌跡とペダルの軌跡を一致させることが重要となる。たとえば、パッド部を床部に締結し、かつパッド下端をピボットとして可動するようなオルガンタイプアクセルペダルは、良好な操作フィーリングが可能となる。しかしながら吊り下げ式アクセルペダルのパッドを単純に下方に延長して床部と締結するとペダル操作を阻害してしまう。そこで、部品の信頼性確保のため従来の吊り下げ式アクセルペダルの機構部品を活用しながら、オルガンタイプが成立する構造を検討した。その手法として Fig. 3 に示したように吊り下げ式タイプのパッド部を下方に伸ばして床部に結合させ、そのピボットにヒンジ構造を設け可動させる構造を考案した。ここでは床部との締結構造を一体とする樹脂製アクセルペダルを開発したのでその内容を報告する。

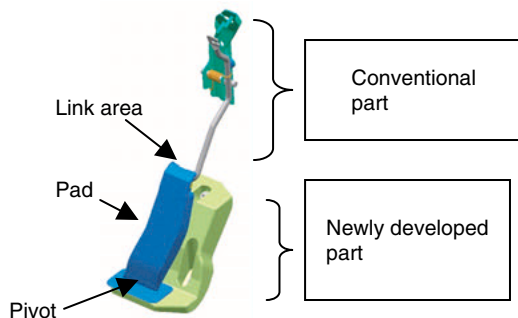


Fig. 3 Accelerator pedal assembly

2. 開発技術要素

Fig. 4 は Fig. 3 の各部詳細について示す。樹脂製パッドを床面へ固定し、パッド部全体が可動するようにヒンジエリアを設定すると足裏とアクセルパッドの軌跡を一致させ

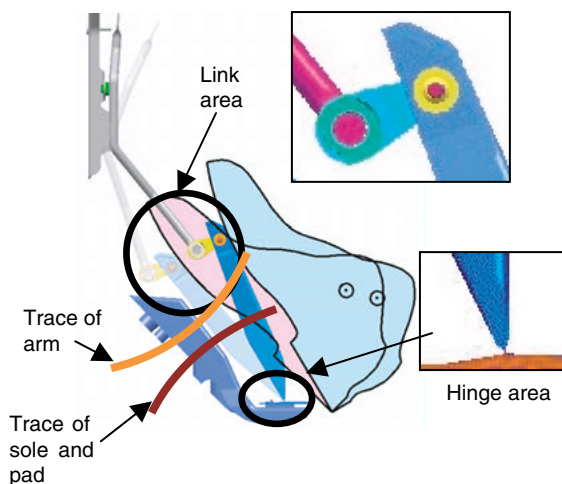


Fig. 4 View of hinge pivot and Link area

る事は出来る(Trace of sole and pad)他方、従来構造のアクセルアーム部の軌跡(Trace of arm)とアクセルパッド部の軌跡ではズレが生じるために、ズレの吸収構造としてリンク機構が必要となる。又、ヒンジエリアはパッド全体で可動する動きを支持するために床部に強固に固定される締結構造が必要となる。

この構造を具現化するために以下の技術要素の開発を行った。

1. 樹脂ヒンジの仕様と耐久性

2. 車体搭載構造

・床部との締結構造の確立

・アーム部とのズレを吸収するリンク構造の確立

3. 樹脂ヒンジの仕様と耐久性

アクセルパッドを成立させるための樹脂ヒンジ構造には繰返し操作による耐久疲労性能と操作入力に対する十分な強度確保が求められる。

それらを満足する最適な材料及び形状を検討した。材料選定に当たり、Fig. 5に示すテストピースを用いて試験することとした。テストピースは平板形状の中央部に Detail C に示すヒンジ部を設けることを特徴としている。ヒンジ部分は他の一般部 1.0mm 設定に対し 0.5mm と薄肉に設定してある。

樹脂材料選定にあたって、一般的にヒンジ性能に優れるといわれている⁽¹⁾PP系材料を2種類(PP-B, PP-C)と引張伸

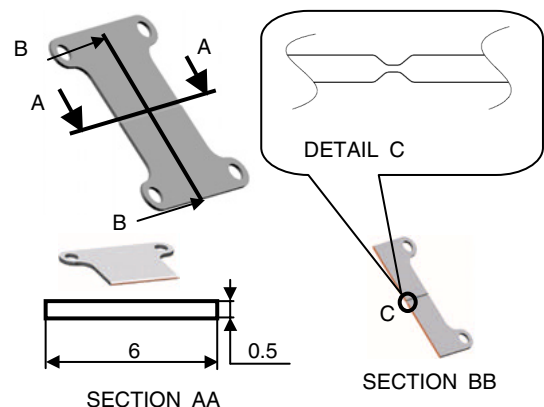


Fig. 5 Test piece

Table 1 Material property

Item	Unit	Material				
		PP			Polyester	
		A	B	C	D	E
Tensile strength	MPa	19	20	21.5	7.8	14.2
Elongation	%	150	350	>500	610	390
Flexural modulus	MPa	1370	1320	1080	70.6	210
Izod Impact	J/m	88	98	196	NB	NB
MI	—	15	9	3	8	8

び 300%以上を有することを目安としてポリエステル系エラストマ2種類、対比材として PP-A に引張伸び 150%の材料を選定し計5種類を評価した。Table 1にこれらの代表物性を示す。

3.1. 疲労試験

耐久疲労試験を以下の方法で実施した。実際の使用状況に則した疲労耐久性を評価できるように、ヒンジ部のみが可動する試験装置を作成した。Fig. 6に装置の作動原理を示す。ヒンジテストピースの上端を固定し、下端部はヒンジが屈曲するように可動するアームに接続されている。屈曲角度は調整により種々の角度で作動できる構造になっている。Fig. 7に装置全景を示す。門型形状をしている上部固定部と可動アームが確認できる。Fig. 5に示した試験片を用い、試験雰囲気は-30℃/80℃の冷熱環境下とした。耐久性評価は試験後の引張強度残存率から、材料の優位性を評価した。耐久回数 300 万回時の作動角度毎の強度残存率と作動角度を 45 度一定として 300 万回まで屈曲耐久を行った後の強度残存率についてそれぞれ評価した。

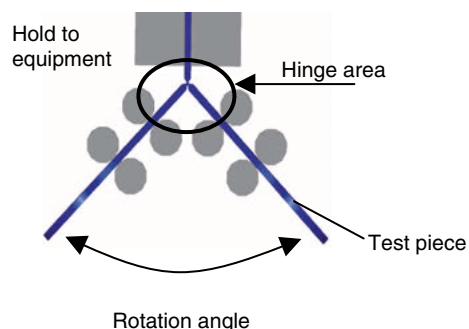


Fig. 6 Schematic of durability test



Fig. 7 Test equipment

300 万回耐久試験後の作動角毎の引張強度残存率を Fig. 8, 9 に示す。又、作動角を 45 度一定とした各耐久回数毎の引張強度残存率を Fig. 10 に示す。

Fig. 8, 9 に示す疲労耐久試験結果より、PP 系、ポリエステル系エラストマ共に耐久後の引張強度残存率は作動角度に依存して低下し、作動角度が増大するほど残存強度も

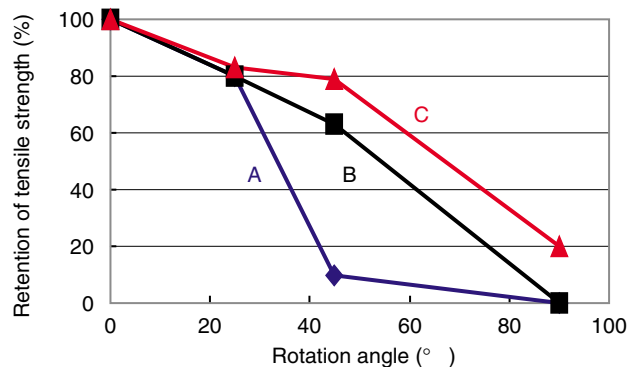


Fig. 8 Retention of tensile strength after durability test (PP)

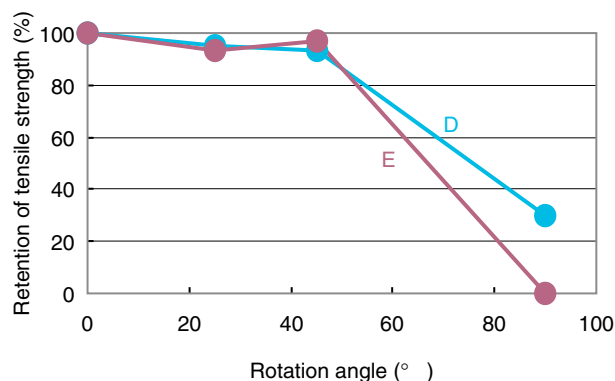


Fig. 9 Retention of tensile strength after durability test (Polyester)

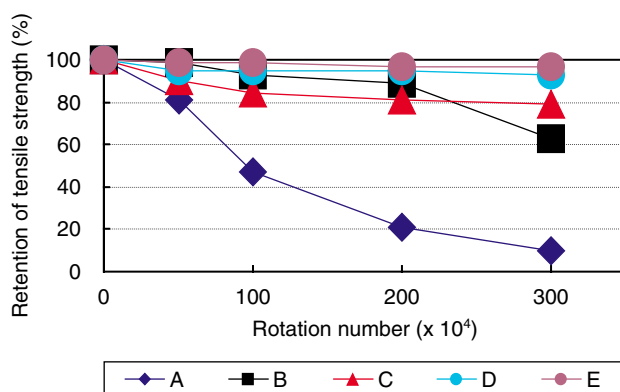


Fig. 10 Retention of tensile strength after durability test (for each rotation number)

低下することがわかった。また、Fig. 8 の PP 系材料 A, B 及び C の比較により、ヒンジ耐久性能は各材料の引張伸びに影響され、引張伸び 300%以下の材料では作動角度 45 度の領域で急速な劣化を示すことがわかった。耐久後引張残存強度比較をしてみると疲労特性はポリエステル系エラストマが優れており、材料 D, E 共 45 度以下の作動角度では耐久後の引張強度低下がほとんど見られないことがわかった。Fig. 10に示す作動耐久回数毎の結果からは、PP系材料では50万回時以降徐々に引張強度残存率が低下していくのに対し、ポリエステル系エラストマでは 300 万回までの各耐久回数で殆ど引張強度の低下が無いことがわかった。

実際のペダルヒンジでは作動角度はレイアウト上 45 度以下であり、この作動角度で耐久後の引張強度低下の無いポリエステル系エラストマを選定することとした。

3.2. 強度試験

疲労耐久試験からポリエステル系エラストマの優位性が確認できたが、ヒンジ形状及び材料の絞込みのため Fig. 5 のテストピースを用い、ヒンジ可動部の形状 2 種類 (TYPE-1: ヒンジ薄肉部に応力集中部位を緩和する直線部を設けたもの、TYPE-2: ヒンジ薄肉部のみ) として下記の 3 種の強度試験を実施した。

1 引っ張り強度試験

ヒンジ全面へ荷重が掛るよう入力を想定。

2 引き裂き強度試験

ヒンジ端面へ荷重が掛るよう入力を想定。

3 ねじり強度試験

ヒンジ中央を軸に回転入力を想定。

試験方法及び試験結果を Fig. 11, Fig. 12, Fig. 13 に示す。

ヒンジ形状としては強度試験結果より、同材料であっても TYPE-1 の方が 3 項目全てにおいて初期強度が高く、優位性が明らかとなった。

同一形状では、材料の持つ引張強さに依存して強度差が見られ、ポリエステル系エラストマ E が優位であった。

以上の結果からヒンジ部材料としてポリエステル系エラストマ E、ヒンジ形状 TYPE-1 を選定した。この形状は、ヒンジ機能を確認する薄肉部を 0.5mm とし、ヒンジ部に応力集中がなされないように直線部を 1mm 確保してあることを特徴とする。

3.3. 耐薬品性

疲労耐久性能、強度性能で優位であったポリエステル系エラストマ E において耐薬品性の確認を行った。

オイル・グリス・ガソリン等の日常考えられる 6 種類の薬品について、72 時間浸漬後の物性変化量を確認した。なお、物性変化量としては引っ張りにおける強度残存保持率を用いた。結果を Fig. 14 に示す。

いずれの薬品に対しても残存保持率が 90% 以上あり、ポリエステルエラストマ E の薬品による物性低下はほとんどないことが確認できた。

4. 車体搭載構造

4.1. 床部との締結構造の確立

オルガンペダルでは従来構造品に対し、パッド部と床面取付部との結合が必要である。

パッド部と床面取付部のストッパとの結合の容易化のため、パッド部とストッパの結合部をワンタッチのスナップ

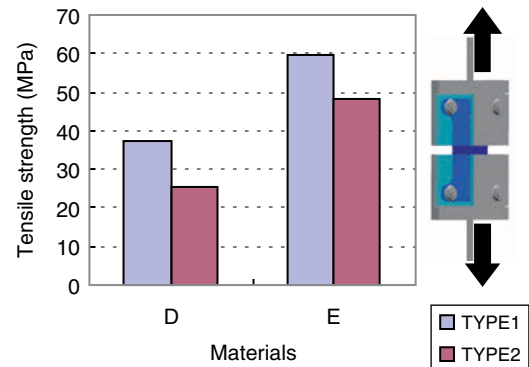


Fig. 11 Results of tensile strength test

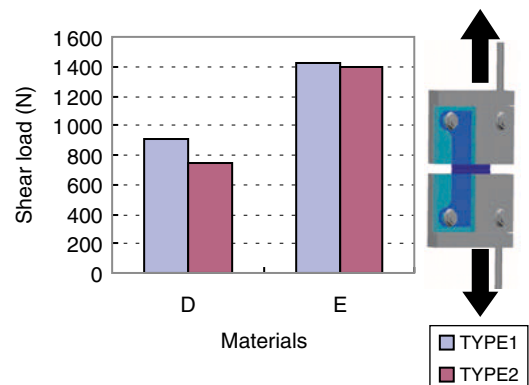


Fig. 12 Results of shear load test

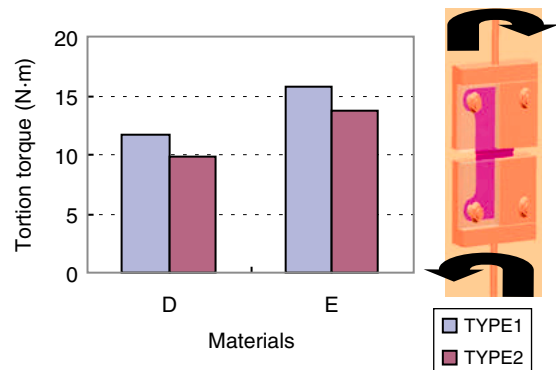


Fig. 13 Results of torsion torque test

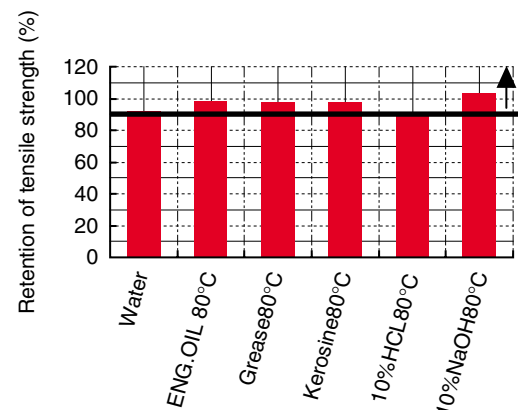


Fig. 14 Results of chemical resistance test

フィット構造とした。Fig. 15 に結合部の各部を図示した。

スナップフィット形状として組付け性(ワンタッチ結合可能)、強度(抜けにくさ)、メンテナンスの容易さ(取り外し可能なこと)の3点を両立させるべく、パッド側爪部の間に挟まり嵌め殺し構造となるバックアッププレートをストップ側に一体成形により設定した。バックアッププレートをFig. 16(a) に図示した。

バックアッププレートは組付け時、Fig. 16(b)に示すようにパッド爪部のストップ結合部への挿入と共に下方に押し付けられて下がる。プレートはFig. 16(c) に示す様に爪部がストップ内部に入り込むまで充分にたわんでいく。

Fig. 16(d) に示すように爪の挿入が終わって開いた後にバックアッププレートは再度上方に持ち上がり爪に挟まれる。

パッド部に対して抜け力が発生した場合、爪は内側にたわむことにより抜けようとするが、バックアッププレートが爪の内側にあるためたわまない。これらの構造により抜けに対するタフネスを持たせ、900N 以上の荷重を確保した。

一方、メンテナンス時など取り外し時は工具等の挿入によりバックアッププレートを下方に押し付けた状態にすることにより容易にパッド部を引き抜くことが出来る。これにより、メンテナンス時の作業を軽減させることができた。再組付け時におけるパッドとストップの抜け荷重は、再組みを100回繰り返した後でも初期と同等の荷重を確保した。

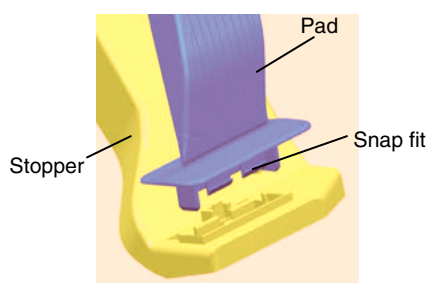


Fig. 15 Snap fit connection

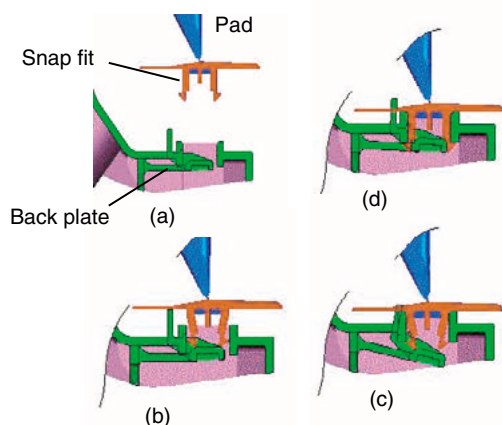


Fig. 16 Snap fit mechanism

4.2. アーム部とのズレを吸収するリンク構造の確立

従来構造を流用した上部構造部とオルガンタイプのパッドとの間に設けたリンク部詳細を Fig. 17 に示す。リンクアームはシャフトを介して可動性を維持した上でプッシュナットを用いて結合してある。Fig. 18 にパッドが踏みこみ方向に移動したときのリンクアームとパッドの動作状態を示す。アームとパッドの軌跡違いから交差角が変化してもリンクアームがパッド側ピボットとアーム側ピボットの2箇所の支点を介してスムーズに可動する構造とした。

Fig. 17 の SECT. A-A 部を Fig. 19 に示す。平行度バラツキ吸収のため軸受け部を球面形状とし、製品バラツキ、組付けバラツキを吸収出来る様横方向にスライド可能としたリンク構造とした。

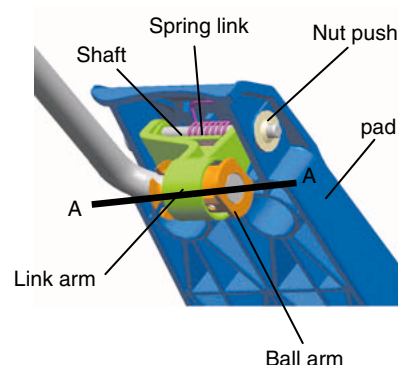


Fig. 17 Link area

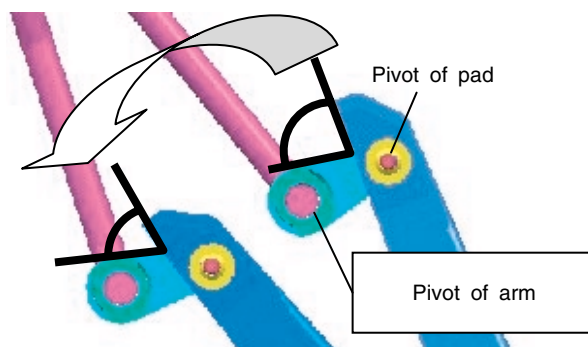


Fig. 18 Mechanism of link section

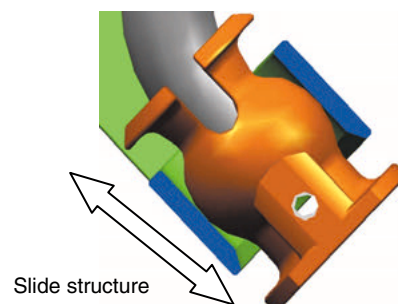


Fig. 19 Linkage of link arm and ball arm

5. 実車フィーリング確認結果

本研究により開発した樹脂オルガンタイプアクセルペダルの実車フィーリングの確認を行った。

Fig. 20 にペダルストロークと操作荷重の関係を示す。

操作荷重については吊下げ式ではペダルストロークの増加に対してリニアに上昇せず、結果として足裏の感じる荷重はストローク後半では重くなる傾向にある。一方、オルガン式ではペダルストロークに対する操作荷重にはリニアな変化を示した。

またオルガン式ではしっかり感の向上が確認できたが、Fig. 21 に示すようにオルガン式は吊下げ式に対してパッド面積が下方に向かって大きくなっていることが要因としてあげられる。さらにパッドとフロア部が結合しているため、パッド下部の動きが抑制されていることも寄与していると考えられる。

実車確認結果、オルガン式アクセルペダルにより操作フィーリング向上が確認出来た。

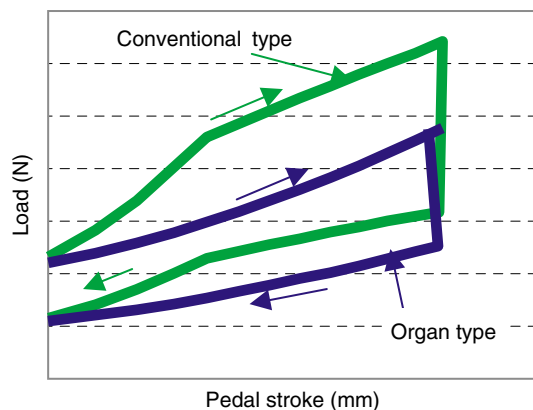


Fig. 20 Comparison of feel of load



Fig. 21 Pad shape

6. まとめ

従来構造のアクセルペダルと遜色のない耐久信頼性を有し足裏軌跡と同位相の良好な操作フィーリングを得られる樹脂製オルガンタイプペダルを開発した。

以下に開発した技術要素を示す。

- (1) 樹脂ヒンジ機構の材料、構造に関する評価方法を考案し評価した結果、PP系/ポリエステル系エラストマの

いずれも作動角 45 度以上では耐久劣化を示し、特に PP 系では顕著である。

- (2) ヒンジ作動機構の材料として、作動角 45 度以下の領域では引張伸び 300%以上の材料が適しており、疲労特性はポリエステル系エラストマが優位である。
- (3) ポリエステル系エラストマにてヒンジ部に応力集中の少ない直線部を設けたヒンジ構造を組み合わせることで高耐久性及び高強度のオルガン式ペダル構造を確立した。
- (4) 床部の取付構造としては、軟質材の特徴を生かしたスナップフィットを考案し、組付け性及びメンテナンス時の作業性にも配慮した上で 900N の結合強度を実現した。
- (5) リンク構造を考案・適用することにより従来構造のアクセルペダルの部品構成を活用し、オルガンタイプペダルを車体へ搭載することを可能にした。

謝 辞

本研究にあたり、御協力を頂きました株式会社エフテックはじめとする関係者の方々に紙面を借りて厚く御礼申し上げます。

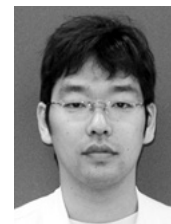
参考文献

- (1) プラスチック加工技術便覧編集委員会／編：一体ヒンジの成形，プラスチック加工技術便覧，東京，日刊工業新聞社，1984，p.196-197

■ 著 者 ■



桜庭 智裕



根布谷 秀人



加藤 輝男



阿部 智章

ステアリングホイールウレタングリップ用 ソフト触感インモールド塗料の開発

Development of Soft-feeling In-mold Paint for Urethane Steering Wheel Grip

板倉 達也*
Tatsuya ITAKURA

要 旨

インテリア部品の中でも最も触手頻度の高いステアリングホイールの触感を向上するために、皮革の中で最も触感の良いとされているアニリンレザーを目標として、既存のインモールド塗装方式にてソフト触感意匠を付与できるソフトインモールド塗料を開発した。ソフト触感とステアリングに求められるグリップ感を、摩擦感測定装置を用いて摩擦値とその標準偏差より定量化した。ソフト触感を得るための塗料配合として、軟質ポリエステル樹脂とウレタン樹脂ビーズを組み合わせて、さらに硬化剤のHMDI(ヘキサ・メチレン・ジ・イソシアネート)をポリエステル変性の軟質タイプとすることで高いソフト触感を得ることができた。

ABSTRACT

The steering wheel is the interior component which is touched with the highest frequency. To improve the feel of the steering wheel, this project developed a soft in-mold paint which enables a soft-feeling design to be added in the existing in-mold painting method. The target was to achieve the feel of aniline leather, which is the most pleasant leather to touch. Equipment measuring the sense of friction was utilized to obtain values for friction to which a standard deviation was applied, enabling measurement of softness and the sense of grip necessary for steering. The use of a combination of soft polyester resin and urethane resin beads in the paint mixture and a soft-type polyester-denatured hexamethylene diisocyanate (HMDI) as the hardener has given the paint a very soft feel.

1. まえがき

運転者が自動車に乗り込み、車両を操作するため最初に触れるもの、それはステアリングホイールである。ステアリングホイールの機能は車を自分の思った方向に操作する意志伝達を担うものであるが、単なる伝達装置としての機能だけでなく、運転者を保護するエアバックを装着したり、各種スイッチを取り付けて電装系部品を操作するといった機能付与もなされている。そのグリップ部(以下グリップ)は、かつては木製やPVC樹脂などであったが現在は半硬質のウレタン樹脂で成形されたものが主流となっており、上級車へはFig. 1のように、触感向上のため皮革を巻いたり、見た目の意匠性向上として硬質樹脂上に木目柄印刷したものを組み合わせるなど、操作性、安全性、意匠性を兼ねた種々の仕様が商品化されている。その中で、近年は欧州車を中心にした触感の良い塗装を樹脂成型品上に行うことで簡易的

にソフト触感を演出し、且つ低く抑えられた艶による見た目の高級感も演出することが流行となってきた。

本稿は、皮革巻きでしか表現できなかったソフト触感を塗料技術で付与する新技術を開発したので、その内容とソフト感を定量的に測定する手法について報告する。



Fig. 1 Honda INSPIRE steering wheel

2. 開発の狙い

ステアリングホイールグリップの製造方法は、鉄やマグネシウム合金などの金属芯金上にウレタン樹脂をインモールド製法で成型し、その表面には他の内装部品との色艶合わせや耐久品質向上のために、成形と同時にインモールド塗装が施されている。Table 1 にその工程を示す。

Table 1 RIM-Urethane steering wheel grip manufacturing processes

No.	Manufacturing processes	Purpose / Content
1	Painting mold release compound	To release the urethane steering wheel grip
2	Spraying of molding paint	・ A barrier of void occurring formed urethane ・ Set to other interior low-gloss parts
3	Armature set to dies	Hardness, impact resistance
4	Mold closed	Preparation for urethane injection
5	Injection of RIM urethane	A quantity of rule injects urethane
6	Mold opened	Release product
7	Safekeeping calmly	Room temperature turn of a product

本テーマは、インモールド製法に用いられている既存のインモールド塗料に対しソフト触感を付与することで、運転者にとって快適に操作できる、人に優しいグリップの提案を行うことを狙いとし、新規に塗料開発を行うこととした。

3. 目標設定

3.1. 目標触感

グリップに求められる触感として現在もっとも良いとされているものは皮革であり、見た目や香りだけでなく触った時のソフトなフィーリング、そして操作性といった機能も付与されている。その中でも高級家具などに用いられるアニリンレザーの触感は特に良いとされているため、目標とする触感をアニリンレザー同等以上に設定した。

3.2. 生産性

従来の製造設備の変更や改造を必要とせず、これまでのインモールド塗料と同様なスプレー性(塗装霧化性)、調合粘度保持性(ポットライフ)、脱形性(金型離型性)を目標とした。

4. 触感の定量化方法と目標値

触感の定量化方法については、Fig. 2 に示す摩擦感テスター KES-SE(カトーテック社)を用いた。安田によると、人

の指紋をシミュレートしたピアノ線摩擦子を使用して得られる特性値は、官能評価との相関が高いと報告されている⁽¹⁾。本開発においてもこの測定方法を応用し、ソフト感を定量化値として設定し、目標値とした。Fig. 3にKES-SEの測定チャート例を示す。



Fig. 2 Friction tester KES-SE (KATO TECH CO.,LTD)

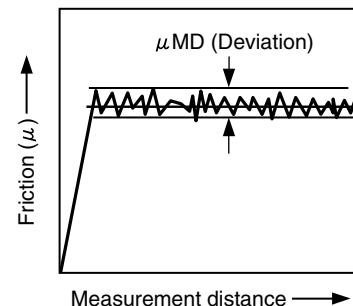


Fig. 3 Fixed quantity test

摩擦力 μ が高いものほど表面が滑り難くグリップ力が高いことを示しており、また、標準偏差 μMD が小さいものは表面がスムーズで均一な状態であることを示している。この摩擦力(μ)を標準偏差(μMD)で割った値が高いものほど高摩擦で表面が滑らかなため、ソフトな触感であることを表す。これをステアリングホイールのグリップに応用すると、握るという操作機能を考慮しなければならないため、グリップ力となる摩擦力(μ)は低下させずに触感を向上させることが必要となる。よって、評価軸としてソフト触感($\mu / \mu MD$)と摩擦力(μ)の両軸で評価することとした。

目標とするアニリンレザーのグリップ感とソフト感を測定した結果は以下の通りであり、この値を目標値に設定した。

- ・グリップ力(μ) : 0.0927
- ・ソフト触感($\mu / \mu MD$) : 30.3

5. ソフト触感塗料の開発

5.1. ソフト触感塗料組成の検討

自動車内装や家電など、触感を付与するために塗装されている2液硬化型ソフト触感塗料の一般的材料構成をTable 2 に示す。

Table 2 Components of soft-feeling paint

	Components
Main resin	Polymer
	Pigment
	Filling
	Additive (Activator, UVA, etc)
	Solvent
Hardener	HMDI (Hexamethylene diisocyanate)
	Solvent

塗料の膜を構成するメイン樹脂のアクリルやポリエステル系のポリオール樹脂、それに触感付与剤である充填剤と塗料の安定性を保つ添加剤(触媒、紫外線吸収剤など)、溶剤からなる主剤、そして、ポリオールの硬化反応相手先樹脂であるHMDIと溶剤からなる硬化剤で構成されている。これらの構成材料を基本にソフト触感インモールド塗料の開発を行うこととした。

5.2. メイン樹脂および触感付与剤の選定

ソフト触感塗料に用いられるメイン樹脂は、求める触感や耐久性によりアクリル系やポリエステル系が選択されており、樹脂違いによる触感確認も含め硬質系アクリル、軟質系ポリエステル樹脂および、双方をブレンドしたものを検討した。一方、触感付与剤については、一般的には艶消し剤としてシリカならびに、その他の触感剤としてウレタン樹脂ビーズおよび、吸湿感が発現することで触感が向上するとされるコラーゲンとソフトワックスを併用したもの、計3種を用い、メイン樹脂と合わせ Table 3 に示す塗料を作成した。インモールドでテストピース(以下TP)を作成した後、摩擦感を測定した結果を Fig. 4 に示す。

この結果から、触感付与剤としてウレタン樹脂ビーズを配合した系が、最も触感良くなることが分かった。また、メイン樹脂としては、ソフトポリエステルが最も良いことが分かった。シリカやコラーゲン/ソフトワックスを配合し

Table 3 Components of base polymer and variant fillings

Paint No.	Base polymer	Hardener	Filling
1	Hard acrylic	HMDI (Hexa methylene diisocyanate)	Silica
2			Acrylic beads
3			Polyurethane beads
4	Hard acrylic + polyester		Silica
5			Polyurethane beads
6	Soft Polyester		Silica
7			Polyurethane beads
8			Collagen/Soft wax

た系は、ウレタンビーズやシリカを配合したものとは比べグリップ感が低い結果となった。この事象を解析するため No.6, 7, 8 の表面状態を撮影した。写真を Fig. 5 に示す。

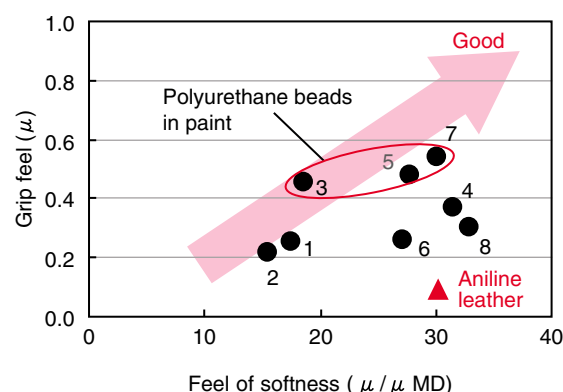


Fig. 4 Friction of base polymer and variant filling in in-mold paint

Paint No.	Surface photo
No.6 (Silica in paint)	
No.7 (Polyurethane beads in paint)	
No.8 (Collagen, soft wax in paint)	

Fig. 5 Surface of in-mold paint

ウレタンビーズを配合したものには微小な凸凹が発生しており、この凸凹が触感付与に起因していると考えられる。シリカやコラーゲン/ソフトワックスを用いた塗膜表面は平滑な状態であった。このことから、シリカやコラーゲン/ソフトワックスを配合したものはインモールド成形後の表層には存在していないことが分かった。この事象を考察すると、シリカやコラーゲン/ソフトワックスは、塗料が塗膜となった際には塗膜表面側に配向もしくは内部に拡散するため、実際の成型品となった状態では塗膜側には寄与しないと考えられる。すなわち、インモールド塗装時には金型内面側に配向し、実際の成型品となった状態では最表面には存在していないためと考えられる。この状態を Fig. 6 に模式図で示す。

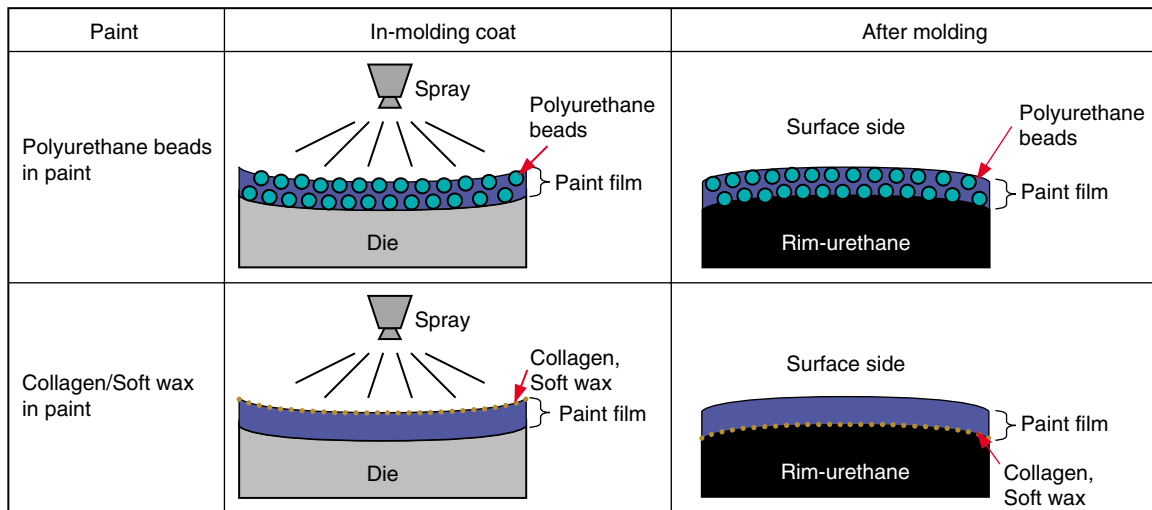


Fig. 6 Image of soft filling effect at paint method

5.3. 硬化剤の選定

ベース樹脂にソフトポリエステル、触感付与剤としてウレタンビーズとした配合をベースに、硬化剤の影響を検討した。硬化剤は軟質化変成の違いにより、塗料の硬さを変えることが可能なため、硬化剤種として通常のHMDIに、ポリエステルによる軟質化変成度を変えたHMDI 2種を加えた計3種で、Table 4の塗料配合を作成した。インモールド製法でTPを作成し摩擦感を測定した結果をFig. 7に示す。

この結果から、硬化剤のポリエステル変成度が高いものほど触感が良くなることが確認できた。これは、硬化剤自体がポリエステルで変性され軟質になったことに加え、硬化

剤中に含まれるベース樹脂と反応する部分(官能基)の距離が広がったことで、硬化反応した塗膜の網目間隔(架橋間距離)が広がり、剛性が下がったと考えられる。状態模式図をFig. 8に示す。

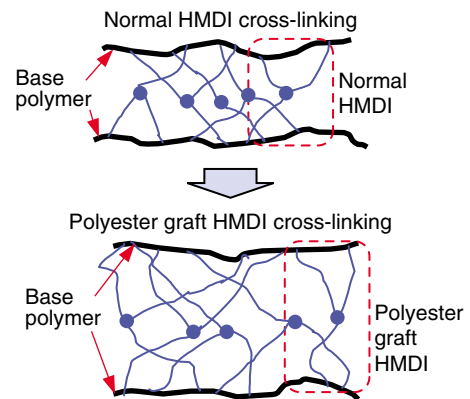


Fig. 8 Image of paint bridge formation

Table 4 Variation in hardener components

Paint No.	Base polymer	Hardener (HMDI)	Filling
7-1	Soft polyester	Normal	Polyurethane beads
7-2		Polyester-low graft	
7-3		Polyester-high graft	

・ HMDI softness : Polyester-high graft > Polyester-low graft > Normal

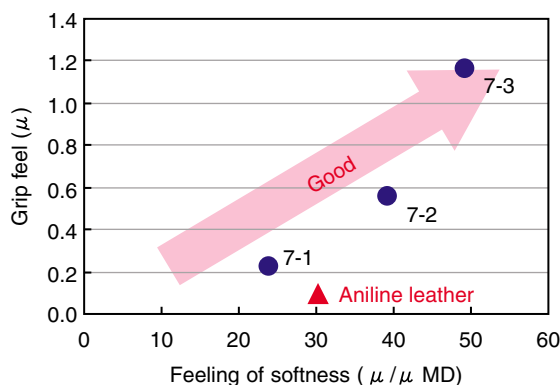


Fig. 7 Friction of in-molding paint with different hardness

6. 生産性

配合検討により、ベース樹脂にポリエステルポリオール、触感付与剤にウレタン樹脂ビーズ、硬化剤にポリエステル変性度の高いイソシアネートを用いることで高触感インモールド塗料が開発できたため、実際にステアリングホイール製造ラインで塗装性の確認を行った。その中で、塗装作業中に塗料の粘度が現行塗料よりも早く上昇する事象が見られた。塗料の粘度上昇が早いと、塗料を調合した後の使い切るまでの時間を制限されたり廃棄する量が増えるため、塗装ラインでの作業性やコストに大きく影響する。

よって、対策として、硬化触媒として使用した有機スズに対し、塗料調合時の常温状態で触媒効果をブロックする特殊溶剤を添加する検討を行った。この特殊溶剤配合による摩擦感への影響について確認した結果をFig. 9に示す。

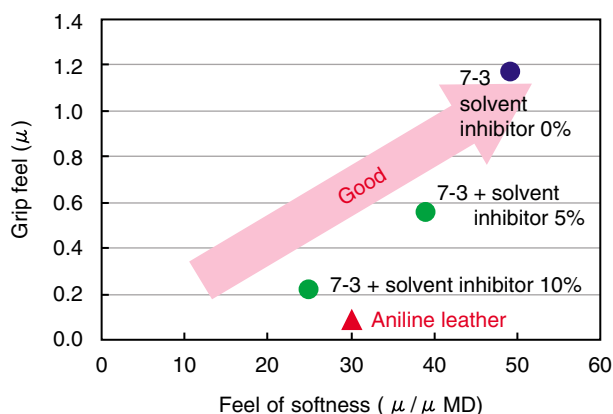


Fig. 9 Friction of paint containing solvent inhibitor

試作塗料7-3に触媒をブロックする特殊溶剤を5%, 10%と添加したところ、摩擦感の低下が生じた。この事象は、インモールド塗装時の熱硬化に至る際に、触媒の効果が特殊溶剤により制限され、添加の有無でベース樹脂と硬化剤の反応形態に変化が生じたためと推測する。

特殊溶剤添加量5%での塗装性確認結果を Table 5 に示す。

Table 5 Performance of in-mold paint containing 5% solvent inhibitor

Item	Result
Pot life	Same as current
Storage stability	Same as current
Paint atomization	Same as current
Painting machinery conformity	Same as current
Mold-release stability	Same as current

塗料性状にかかわるポットライフや貯蔵安定性および、現行と同一の塗装機器を用いた塗料霧化性に問題なく、また、生産設備への適合性である塗装機器との相性や金型離型性についても現行同等であり問題ないことが確認できた。よって、特殊溶剤5%添加品を最終塗料仕様に決定した。

7. 塗膜性能

開発インモールド塗料と既存インモールド塗料の塗膜性能比較を Table 6 に示す。

開発したインモールド塗料の耐薬品や長期耐久性などは、現行量産塗料と同等以上の性能を示した。さらに、他のインテリア部品との低艶合わせや磨耗性は、従来のインモールド塗料よりも優れた効果を示した。これは、ウレタン樹脂ビーズの微小凹凸配列による艶消し効果と、従来のインモールド塗料で使用されている艶消し剤フィラーに対

Table 6 Coating performance

Test item	Soft in-mold paint	Current in-mold paint
Light resistance	Pass (Grade 4)	Pass (Grade 4)
Heat resistance	Pass (Grade 4)	Pass (Grade 4)
Humidity resistance	Pass (Grade 4)	Pass (Grade 4)
Chemical resistance	Pass (Grade 4)	Pass (Grade 4)
Wear resistance	Pass (Grade 5)	Pass (Grade 4)
Gloss (60°)	2.0	3.2

・ Grade 5 : No defect

・ Grade 4 : Some inferior, but almost unnoticeable

し高耐久性を保持するウレタン樹脂ビーズを用いたことで、磨耗による艶上昇を低く抑えることができたためと考えられる。

8. 触感アンケート

以上より、摩擦感測定により定量化しソフト塗料配合が得られたが、ステアリングホイールのグリップにて実際にソフト触感が得られているか、感性評価を実施した。

開発塗料および触感目標であるアニリンレザー、現行塗料の3つのグリップを作成し、男女12名の被験者を集めアンケートを実施した。用いたアンケートの手法は、触感など定量的に数値化が難しいサンプルを行うのに適しているシェッフェの一对比較法を用い、その中でも個々の繰り返しを許す中屋変法を用いた⁽²⁾。アンケート結果をFig. 10に示す。

中心0より右側が好き、左側が嫌いな方向に相対的に分かれており、開発塗料、アニリンレザー、現行量産品の順に好きな事が分かり、摩擦感測定結果と同様にアニリンレザーよりも良い評価を得ることが出来た。

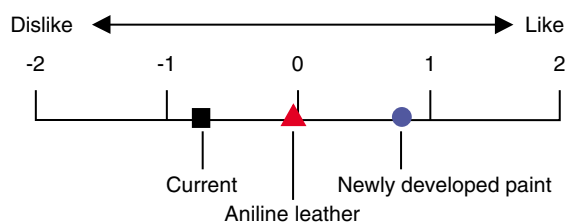


Fig. 10 Result of paired comparisons survey

9. まとめ

ステアリングホイールのグリップ用にソフト触感インモールド塗料を開発した。得られた触感はアニリンレザー以上のソフト感を示した。新規塗料の開発により得られた知見を以下に記す。

- (1) インモールド塗料用樹脂としては、ソフトポリエステル樹脂が触感に対して良い結果が得られた。
- (2) 触感付与材としては、ウレタン樹脂ビーズを添加することにより、成形後に塗膜表面側に凹凸が発生し、良触感が得られる。
- (3) 硬化剤としては、より軟質な硬化剤が触感の向上に対して効果があり、HMDI のポリエステル変成度を上げることが有効である。
- (4) 開発したソフト触感インモールド塗料は、ウレタンビーズの表面配列効果により、現行塗料と比較し表面光沢の低減や耐磨耗性の向上がはかられた。
- (5) 硬化触媒の効果をブロックする特殊溶剤を添加すると、触感が低下する。
- (6) 触感の定量化方法として、摩擦感テスター KES-SE による $[\mu][\mu/\mu MD]$ はソフト感、グリップ感の定量化に有効であり、官能評価の結果とも一致した。

本開発ソフト触感インモールド塗料を、2003年度新型アコード(日, 米, アジア, 中国)に採用した。

10. 謝辞

本ソフト触感インモールドコートの開発にご協力いただいた大橋化学工業(株)、テイ・エステック(株)、日本プラスチック(株)ならびに関係各位に、この場を借りて厚く御礼申し上げます。

11. 参考文献

- (1) 安田一美: S0982A(0286-6943)工業塗装 No.147, p.87-92 (1997)
- (2) 佐藤信: 統計的官能検査法 日科技連, p.263-270(1995 第2刷)

■ 著 者 ■



板倉 達也

エンジンこもり音低減のための アクティブ騒音制御システムの開発

Development of Active Noise Control System for Engine Booming Noise

井上 敏 郎*
Toshio INOUE
箕 輪 聡*
Satoru MINOWA

高 橋 彰*
Akira TAKAHASHI
佐 野 久*
Hisashi SANO

要 旨

エンジンこもり音低減を目的とした従来のアクティブ騒音制御技術は演算負荷の高い畳み込み演算処理が用いられるため、DSP(Digital Signal Processor)などの高価な演算プロセッサが必要となり、コストの点で課題があった。そのため、自動車の振動騒音対策への適用事例は少なかった。

本研究では、エンジンこもり音が狭帯域騒音であることに着目し、演算量を大幅に削減する制御アルゴリズムを構築した。これにより、適応信号処理を用いながらも安価なコントローラで実現する手法を開発した。更に、オーディオシステムとの統合化により、従来の課題を改善する事が出来た。

本研究にて開発したシステムは、V6可変シリンダーエンジンを搭載した新型車輛の気筒休止時に発生するこもり音の改善のために、アクティブコントロールエンジンマウントシステムとともに適用され、燃費と商品性の両立を実現した。

ABSTRACT

Active noise control technology for booming noise has an issue in a balance between cost and performance, because it needs expensive high-performance processor as DSP for the purpose of many convolution operations. As a result, there are few applications of this type of technology to reduce booming noise.

The purpose of this paper is to propose a new algorithm significantly reducing the amount of arithmetic operations by focusing on the fact that booming noise is a narrow band noise. This algorithm enables us to employing inexpensive controller although adaptive signal processing is utilized. Also, the integration of this system with an audio system further improves the balance of cost and performance.

The system developed in this study has been applied in combination with an active control engine mount system to reduce booming noise generated in three-cylinder operation by a new model vehicle fitted with a new V6 engine provided with cylinder on demand, resulting in the achievement of excellent fuel economy and NV performance.

1. まえがき

自動車の燃費向上の要求はますます高くなり、それに伴い、車体の軽量化と合わせ、パワープラントに対する燃費向上のための新技術も研究が進められている。また、商品性の向上として振動騒音の性能向上の要求も高まっている。しかし、振動騒音の対策には、従来のパッシブ対策では車体重量の増加を伴うことが多く、燃費向上という要求と相反することが多い。これらの要求を高次元で両立させる技術としてアクティブ騒音制御(Active Noise Control: 以下 ANC)技術がある⁽¹⁾。この技術は、打ち消し音をスピーカより発生し、騒音と打ち消し音を干渉させることでパッシブ対策で

は達し得ない騒音低減を図る技術であり、重量増加の非常に少ないシステムを構築することができる。

筆者らは、フィードバック制御理論に基づき周波数が固定である低周波ロードノイズを低減するシステムを、コストの点で有利であるアナログ回路により実現し、オーディオと統合化したシステムとして量産車に反映した⁽²⁾。本研究においては、エンジン回転数の変化に追従して周波数が変化するエンジンこもり音を対象とする。従来から提案されているこもり音制御技術⁽³⁾は、畳み込み演算を用いるため演算量が多く、DSP(Digital Signal Processor)などの高性能・高コストな演算プロセッサが必要となり、性能に対するコストが課題であった。

本研究の目的は、エンジンこもり音が狭帯域騒音であることに着目することで演算量を大幅に削減する制御アルゴリズムを構築し、オーディオとの統合化を進めることで課題であるコストと性能のバランスを改善することである。

なお、本研究にて開発したオーディオ統合化 ANC システムは、V6可変シリンダーエンジンを搭載した新型車両において、気筒休止状態での走行時に発生するエンジンこもり音を改善するために標準装備として適用され、燃費と商品性を高次元で両立させることを可能にした。

2. 概要

2.1. エンジンこもり音の特徴

Fig. 1 に緩加速時の室内音を示す。図において、横軸が時間、縦軸が周波数であり、図中央の騒音の高い部分がこもり音である。加速時のこもり音成分は、エンジン回転に同期して周波数が高くなると同時に、瞬時には周波数幅の非常に狭い騒音であることが確認できる。狭帯域騒音であることは Fig. 2 に示すように正弦波に近い騒音波形を示すということであり、これを低減するための打ち消し音も正弦波に近い波形となることがわかる。

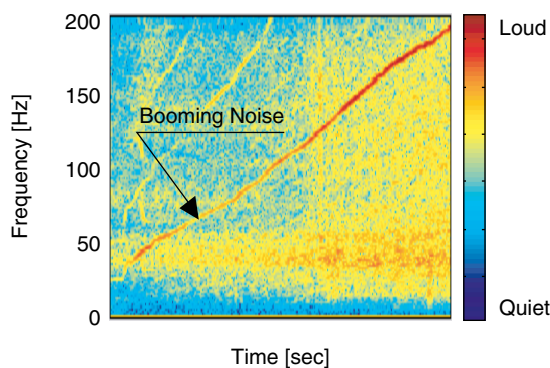


Fig. 1 Contour map of noise inside cabin

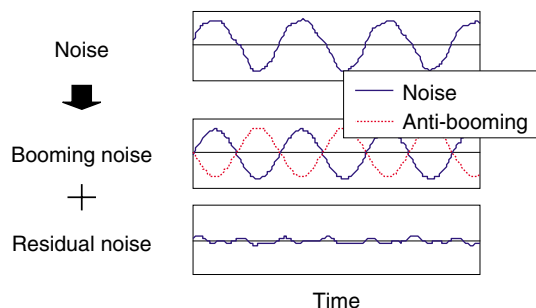


Fig. 2 Time domain signal of noise inside cabin

2.2. システムの概要

Fig. 3 にシステムの構成を示す。この図に示すように、インストルメントパネル内に配置した ANC コントロールユニット (Electronic Control Unit: 以下 ANC-ECU) とリアト

レイに配置したマイクロホンユニット、打ち消し信号の入力端子を設けたオーディオヘッドユニットおよびオーディオと共用したスピーカから構成される。ANC-ECUにはマイクロホンを内蔵してあるため、2つのマイクロホンをもつシステムとなる。ANC-ECU への入力信号は、電源の他に、エンジン回転を検出するための回転パルス信号 (NeP) とリアマイクロホンユニットからのリア席近傍の騒音信号であり、出力信号は、両フロントドアに配置されたスピーカを駆動するための信号とリアトレイに配置された両スピーカを駆動するための信号である。本システムは、二つのマイクロホンからの騒音信号の二乗値が最小になるように動作する適応フィードフォワード制御^{(4), (5)}である。すなわち、エンジン回転信号を基に制御周波数を算出し、それに同期した基準信号を内部生成し、適応デジタルフィルタを用いて打ち消し音を作成する。

オーディオとの統合化については、オーディオシステムとメインアンプ及びスピーカを共用する構成とした。また、本システムは、可変シリンダーシステムを採用した新V6エンジンに適用するため、気筒休止信号 (Stop Cylinder Pulse: 以下SCP) の入力回路および動作チェックのためのオーディオとの通信機能を付加した。

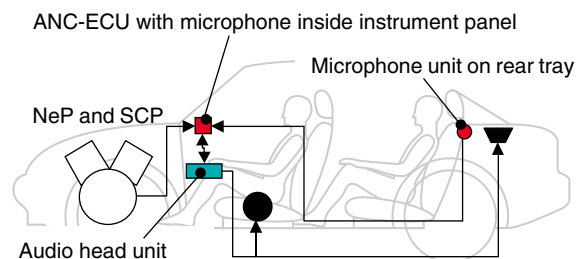


Fig. 3 On-board system configuration

3. 制御技術

3.1. 従来の制御アルゴリズムの課題

Fig. 4 に従来から一般的に用いられる Filtered-reference LMS (以下、F-R LMS)^{(4), (5)}によるこもり音制御のためのブロック線図を示す⁽³⁾。この制御アルゴリズムは、エンジン

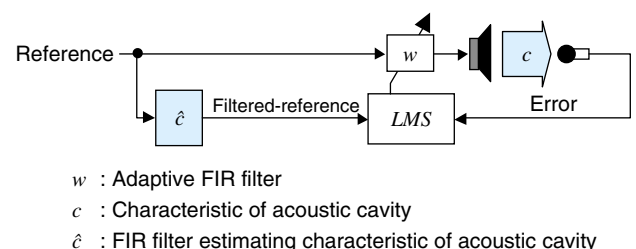


Fig. 4 Block diagram of filtered-reference LMS

回転に同期した正弦波を基準信号として生成し、適応 FIR (Finite Impulse Response) フィルタ w によりその位相と振幅を変換して出力する。適応 FIR フィルタ w は、事前にパラメータとして保有する車室内の音響特性をモデル化した FIR フィルタ $\hat{c}$ を用いて車室内に配置されたマイクロホンにより検出される誤差信号 e の二乗値が最小になるように逐次更新される。以下にこのアルゴリズムが有する課題を示す。

(1) 高価な演算プロセッサが必要であるという課題

この制御法はベクトルのかけ算に相当する畳み込み演算 (FIR フィルタ演算) を多用するために演算量が多く、そのため、演算能力の高いプロセッサを必要とする。たとえば、音響特性 $\hat{c}$ を 128 タップでモデル化した場合、サンプル間隔毎に 128 回の掛け算と 127 回の足し算が必要となる。また、適応フィルタの畳み込み演算も必要であり、更に、スピーカおよびマイクロホンを複数持つシステムを構築する場合を考えると、演算量が非常に多い制御アルゴリズムであることがわかる。これに加え、エンジン回転に高速で追従するために、サンプリング周波数をできるだけ高くすることが求められることから、DSP など高性能・高コストな演算プロセッサが必要となる。

(2) 低周波領域のモデル化精度に関する課題

音響特性 $\hat{c}$ を FIR フィルタによりモデル化するため、実際のインパルス応答に対してタップ長が短いと、低周波領域のモデル化精度が悪くなる。たとえば、サンプリング周波数を 3 kHz で動作させるシステムにおいて、音響特性を 128 タップでモデル化した場合、モデルの周波数分解能 Δf は 23.4 Hz となり、40 ~ 50 Hz などの低い周波数に対する音響モデルの精度が低下するため、制御効果は小さくなる。したがって、低周波騒音を制御する際には、サンプリング周波数を下げるかモデル化のためのタップ数を増やす必要が生じるが、前者はエンジン回転への追従性が低下するという課題が、また、後者は演算負荷が増加するという課題が残る。

3.2. 演算量の削減

3.2.1. 演算量削減のための基本理論

こもり音を複素平面上に表示し Fig. 5 に示す。2.2. で述べたように、こもり音は正弦波事象であるため、こもり音の打ち消し音は複素平面上では A と B という 2 つの値で表現できる。これは、実軸と虚軸に相当する直交した基準信号である RX 信号と RY 信号を用いれば、打ち消し音を作成するための信号は、 RX 信号の振幅を A 、 RY 信号の振幅を B とすることで作り出せることに相当する。なお、 RY 信号は RX 信号に対し 90° 位相が進んでいることを考慮し、実軸を RX 信号、虚軸を RY 信号として図中に示した。本手法においては、直交した信号の振幅に相当する適応ノッチ

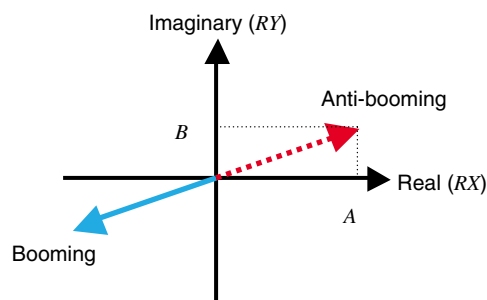


Fig. 5 Polar coordinates of booming noise

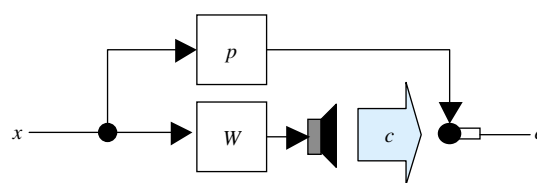


Fig. 6 Block diagram of control system

フィルタ A 、 B をデジタル信号処理によりエンジン回転数の変化に追従させる手法を用いる。この手法は、SAN (Single-frequency adaptive notch) フィルタと呼ばれている (5), (6)。

3.2.2. 制御アルゴリズムへの展開

エンジン回転の変化に追従させる信号処理手法について示す。Fig. 6 に、適応信号処理のブロック線図を示す。ここで、基準信号を x 、適応フィルタを w 、音響特性を c 、そのモデルを $\hat{c}$ とする。また、 p を未知のプラントとすると、こもり音は基準信号が未知のプラント p に従いマイクロホンに届くものとする。今、モデル化誤差はないものと仮定すると、 $c = \hat{c}$ であるから、マイクロホン信号 e は次式のように表せる。

$$e = p \cdot x + w \cdot \hat{c} \cdot x \quad (1)$$

マイクロホン信号の二乗値が最小になるように適応フィルタ w を更新するために Fig. 7 に示す勾配 Δ を求める。すなわち、勾配 Δ は次式となる。

$$\Delta = \frac{\partial(e^2)}{\partial w} = 2 \cdot e \cdot \hat{c} \cdot x \quad (2)$$

よって、Fig. 7 に示すとおり、最適値を目指して適応フィルタ w を次式に従い逐次更新することでエンジン回転数の変化に追従する制御システムを構築できる。

$$w_{n+1} = w_n - \mu \cdot \Delta \quad (3)$$

ここで、 μ はステップサイズパラメータを表す。

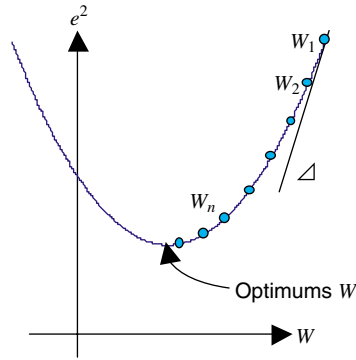


Fig. 7 Optimization of evaluation function by LMS method

次に、(2)式において、 $\hat{c} \cdot x$ の畳み込み演算処理をできるだけ少ない演算量で実現する手法を示す。そのために、音響特性 $\hat{c}$ を周波数分析し、Table 1 に示すような制御周波数に対するテーブルとして保持し、制御する周波数に応じた値をテーブルより読み込んで演算に用いる。周波数 f における音響特性 $\hat{c}$ は以下のように複素数表現(j を虚数単位とする)を用いて表せる。

$$\hat{C}(f) = C_R(f) + j \cdot C_I(f) \quad (4)$$

ここで、(4)式の音響特性に従い、 $\hat{c} \cdot x$ を実現させる手法を示す。 $\hat{c} \cdot x$ において、 x に RX 信号を用いた際の演算手法を示す。

$$\begin{aligned} \hat{C}(f) \cdot RX &= C_R(f) \cdot RX + j \cdot C_I(f) \cdot RX \\ &= C_R(f) \cdot RX + C_I(f) \cdot RY \end{aligned} \quad (5)$$

(5)式は、 RY は RX に対し 90° 位相が進んだ信号であることを考慮すると、 $j \cdot RX = RY$ となることを利用している。同じように、 x に RY 信号を用いた際の演算手法を示す。

$$\begin{aligned} \hat{C}(f) \cdot RY &= C_R(f) \cdot RY + j \cdot C_I(f) \cdot RY \\ &= C_R(f) \cdot RY - C_I(f) \cdot RX \end{aligned} \quad (6)$$

(6)式は、 $j \cdot RY = -RX$ となることを利用している。

Table 1 Control parameter of acoustic characteristic

$f[\text{Hz}]$	C_R	C_I
30	30	-20
40	15	-10
41	13	0
42	40	25
43	62	47
.	.	.
.	.	.
100	-12	-49

(5)(6)式を用いたエンジンこもり音制御ブロック線図を Fig. 8 に示す。この制御法の特徴は、一般的な制御法である F-R LMS がベクトルのかけ算に相当する畳み込み演算を多用するのに対し、Frequency domain filtered-reference SAN (以下、Freq. F-R SAN) フィルタは、畳み込み演算を一切用いない、つまり、すべての演算を単数のかけ算と足し算で実現させた点である。なお、適応ノッチフィルタ A , B の更新式は次式となる。

$$\begin{aligned} A_{n+1} &= A_n - \mu \cdot e \cdot \{C_R(f) \cdot RX + C_I(f) \cdot RY\} \\ B_{n+1} &= B_n - \mu \cdot e \cdot \{C_R(f) \cdot RY + C_I(f) \cdot RX\} \end{aligned} \quad (7)$$

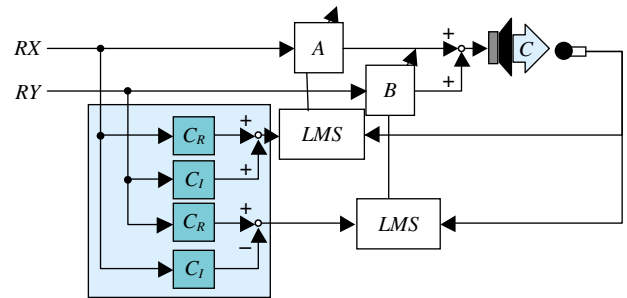


Fig. 8 Block diagram of Freq. F-R SAN algorithm

3.3. 演算量の削減効果

Freq. F-R SAN と F-R LMS との1サンプル間の演算量を比較する。F-R LMS における音響モデルを128タップとし、適応フィルタを64タップとする場合の演算量と、同じことを実現する Freq. F-R SAN での演算量の比較を Table 2 に示す。この表は、1出力1点制御の場合のものである。また、音響モデルのフィルタ演算量、適応フィルタ演算量、適応フィルタ更新演算量およびそれらを合計したの演算量の合計を比較した。表より、Freq. F-R SAN は F-R LMS の約 25 分の1の演算量でこもり音の制御を実現できることがわかる。また、マイクロホンや出力の数が増える多出力多点制御システムを構築する場合、演算量はいっそう大きな差となる。

演算量の削減に加え Freq. F-R SAN は、0.5 あるいは 1Hz という分解能で音響特性をテーブルとして保持することで、

Table 2 Comparison of arithmetic operations carried out by Freq. F-R SAN algorithm and F-R LMS algorithm in one sampling period

	Freq. F-R SAN	F-R LMS
Acoustic characteristic convolution	6	255
Adaptive filter convolution	3	127
Adaptive signal processing	12	129
SUM	21	511

制御を実施する周波数領域に限った高精度なモデル化が可能であり、F-R LMS におけるサンプリング周波数の低下や演算量の増加という課題を解決できる。

3.4. 制御システムの安定性補償

Freq. F-R SANシステムを安定動作させるためのパラメータを導入する。この制御システムが不安定な動作をする場合を考えると、以下の2つのケースが考えられる。

- (1) マイクロホン信号に含まれる騒音成分のうち、制御周波数成分以外の騒音成分が大きいとき
- (2) 制御周波数とマイクロホン信号に含まれるこもり音の周波数に差が生じたとき

(1)(2)ともに、エンジン回転から推定される制御周波数に対し、マイクロホン信号に含まれる制御周波数成分の信号が他の周波数成分に対し相対的に小さいとき、適応フィルタは制御すべき周波数以外の周波数を低減するように動くために不安定な動作をすることがある。これを抑えるためにマイクロホン信号に適応フィルタの大きさに応じた制御周波数成分の信号を混入させることを考える。これを実現するブロック線図を Fig. 9 に示す。

安定性の向上のためには α を大きくすることが有効である。しかし、 α を大きくすると制御出力を抑えることになり、制御効果が低下する。

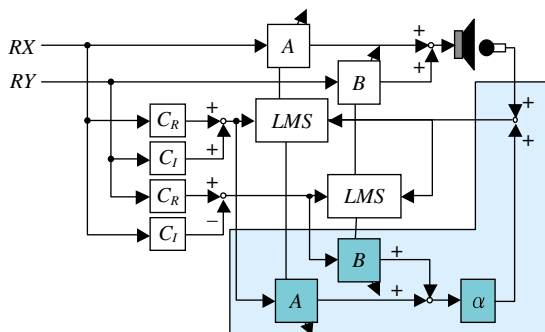


Fig. 9 Block diagram of frequency domain filtered-reference SAN with stable parameter

3.5. システム構成の簡略化技術

システム構成の簡略化として、マイクロホン数の削減がある。マイクロホンユニットの削減は、ユニットのコストだけでなく、ハーネスやガーニッシュなども不要になることからコスト削減効果大きい。そこで、一つのマイクロホンで前後席のこもり音を制御する手法を考える。この実現のために、Fig. 10に示す2マイクロホンシステムを、Fig. 11に示す後席補償フィルタ F を用いて前席用出力信号を補償することによって後席用出力信号を作り出す1マイクロホンシステムに展開する。

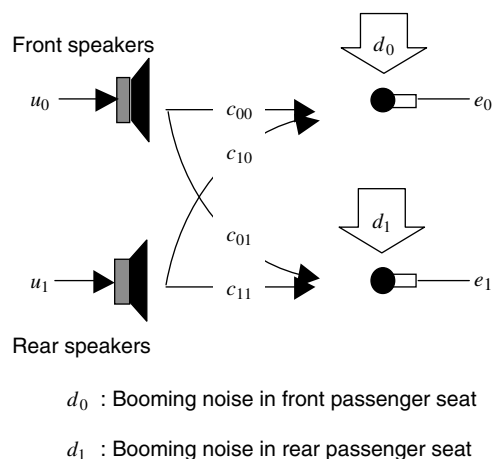


Fig. 10 Two microphone system

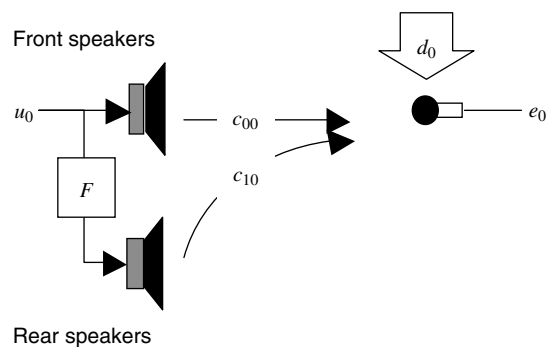


Fig. 11 One microphone system

3.5.1. 後席補償フィルタ F の設計法

(1) 前後席のこもり音の分布を利用した設計法

この手法を適用すると、前後席のこもり音の低減が可能となる。Fig. 10 において、前後それぞれのスピーカから前後それぞれのマイクロホンまでの音響特性は、図に示すとおり 00 ~ 11 の添え字で区別する。このときの、マイクロホン信号 e_0, e_1 は、(8)(9)式で表せる。両式は理想的に動作するとき共に0になると仮定する。また、前後席のこもり音の分布が一定という条件は、(10)式となる。

$$e_0 = c_{00} \cdot u_0 + c_{10} \cdot u_1 + d_0 = 0 \quad (8)$$

$$e_1 = c_{01} \cdot u_0 + c_{11} \cdot u_1 + d_1 = 0 \quad (9)$$

$$q = \frac{d_1}{d_0} \quad (10)$$

(8)(9)(10)式より、前後の出力の比 F を求める。ここで、 $c_{00} \sim c_{11}$ および q は、周波数領域では $c_{00} \sim c_{11}$ および Q であるとする。以上より、次式を得る。

$$F(f) = \frac{U_1(f)}{U_0(f)} = \frac{C_{01}(f) - Q(f) \cdot C_{00}(f)}{Q(f) \cdot C_{10}(f) - C_{11}(f)} \quad (11)$$

(2) 車室の音響特性のみを利用した設計法

この手法を適用すると、前席のこもり音を低減する際に後席に発生する増音の抑制が可能となる。前席制御用出力信号が伝達特性 c_{01} により後席に到達した信号を後席出力で打ち消すための後席補償フィルタ F は次式となる。

$$F(f) = -\frac{C_{01}(f)}{C_{11}(f)} \quad (12)$$

3.5.2. 後席補償フィルタ F の適用

周波数領域で設計した後席補償フィルタ F は複素数となるので、(11)(12)式ともに次式のように表せる。

$$F(f) = F_R(f) + j \cdot F_I(f) \quad (13)$$

そこで、Table 1 で示した音響特性 $\hat{C}$ のテーブルと同じように周波数 f に対するテーブルとして後席補償フィルタ F を保持し、制御周波数に応じた値を読み込んで演算に用いる。この時の制御ブロック線図を Fig. 12 に示す。この制御システムは、後席出力のための演算を音響特性 $\hat{C}$ と同じように非常に少ない演算量で実現しており、これにより安価なマイコンで1マイクロホンシステムを実現できることから有効な手法である。なお、この手法を利用するときは、音響特性 $\hat{C}$ に次式を適用する必要がある。

$$\hat{C}(f) = \hat{C}_{00}(f) + F(f) \cdot \hat{C}_{10}(f) \quad (14)$$

また、(1)で示した前後席こもり音低減システムは、(10)式に示す位相を含めた前後席のこもり音の比率 q が、加減速時や量産車輛の個体差を確認したとき一定となることが前

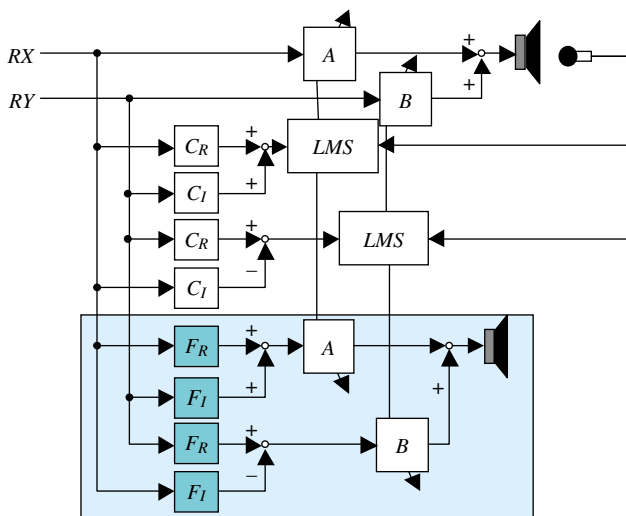


Fig. 12 Block diagram of frequency domain filtered-reference SAN with rear area compensation

提となるため、事前に調査することが必要である。(2)の後席増音を抑制するシステムは、車室の音響特性のみから設計できるパラメータを使用するため(1)に対して安定的に動作するが、後席のこもり音を積極的に低減することはできない。よって、車輛の特性に応じてそれぞれの手法を使い分けることが重要である。

4. オーディオシステムとの統合化

本システムのオーディオとの統合化においては、Fig. 13 に示すように、オーディオに制御出力信号を取り込み、オーディオヘッドユニット内のパワーアンプを共用しスピーカを駆動する手法を適用した。そのため、オーディオヘッドユニットには以下の2点の仕様を追加した。

- (1) オーディオヘッドユニット内のパワーアンプ直前にミキサ回路を設けた
- (2) ユーザーがオーディオのメインスイッチを切った状態でもパワーアンプは動作するように設定した

以上2点の仕様追加に加え、製作所における組み立て工程や不具合発生時のサービス対応のためのチェック機能としてオーディオヘッドユニットと ANC-ECU の通信機能を追加した。

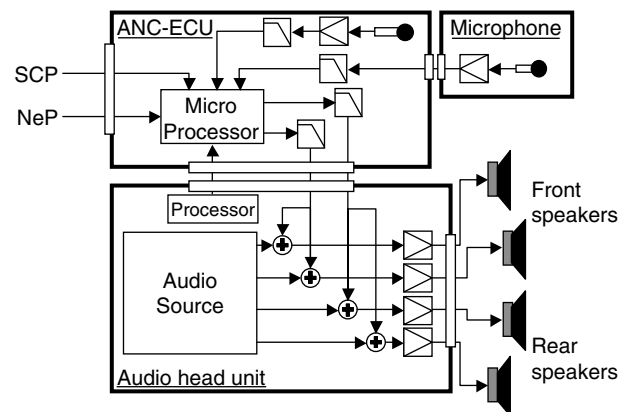


Fig. 13 System configuration

5. 適用効果

本システムは、V6可変シリンダーエンジンを搭載する車両に適用された。気筒休止時は、エンジン振動が悪化するのに加え、吸気音・排気音、また、駆動系でのロックアップ機構などにより車室内のこもり音は悪化する。そこで、本システムが効率良くこもり音を低減するために、気筒休止状態を示す SCP 信号を取り込み気筒休止状態で動作させることで、最大限の低減効果を発揮できるように設定した。その際の低減効果を Fig. 14 及び Fig. 15 に示す。図より 1800rpm

謝 辞

本システムを開発するにあたり、多大な協力をいただいた松下電子部品株式会社に感謝いたします。

参考文献

- (1) P.A. Nelson and S.J. Elliott, “Active Control of Sound, Academic Press”, London, 1993
- (2) 佐野・井上・高橋・石原・山下：オーディオシステムと結合した低周波ロードノイズのアクティブ制御システムの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, 2000
- (3) S. Hasegawa, T. Tabata, A. Kinoshita and H. Hyodo, 1992, “The development of an active noise control system for automobiles”, Soc. of Automotive Engineers Technical Paper, no. 922086
- (4) S. Haykin, “Adaptive filter theory Second Edition”, Prentice-Hall, 1991
- (5) B. Widrow and S.D. Stearns, “Adaptive Signal Processing” Prentice-Hall 1984
- (6) 伊東・浜田：適応ノッチフィルタを用いたアクティブコントロールシステムの実現, 音響学会講演論文集 1-9-12, 1994.3

付近で駆動系のロックアップ機構などにより悪化するエンジンこもり音 1.5 次成分を約 10dB 低減する効果があることが確認できる。なお、本システムでは、富士通製の半導体デバイス：16 ビットマイクロコントローラ F2MC-16LX/MB90562/A を採用した。

本システムの適用により、ユーザーは気筒休止状態かどうかを意識することなくドライブすることが可能となる。

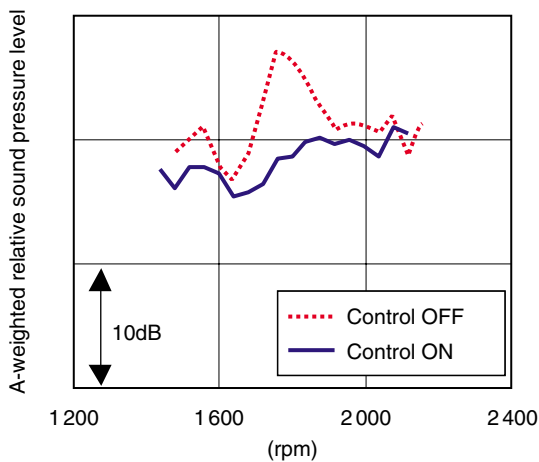


Fig. 14 1.5th order sound pressure level at front seat

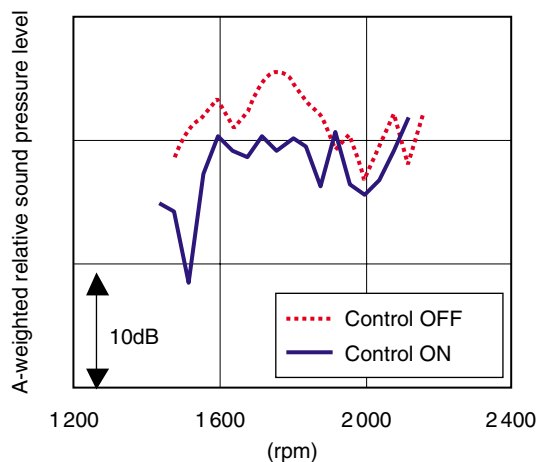


Fig. 15 1.5th order sound pressure level at rear seat

6. まとめ

エンジンこもり音を対象としたアクティブノイズコントロールシステムを開発し、オーディオシステムと統合化したシステムとして量産化した。このシステムを V6 可変シリンダーシステムの気筒休止時こもり音の対策仕様とすることで、燃費と商品性としての振動騒音性能の両立を図ることが出来た。今後、振動騒音のアクティブ制御技術は、軽量化・低燃費と振動騒音の両立のために重要な位置づけになると考えられる。

■ 著 者 ■



井上 敏郎



高橋 彰



箕輪 聡



佐野 久

アクティブエンジンマウントの開発

Development of Active Control Engine Mount

松岡 英樹*
Hideki MATSUOKA

三笠 哲雄*
Tetsuo MIKASA

根本 浩臣*
Hirotomi NEMOTO

要 旨

3リッター V6 可変シリンダエンジン搭載に伴う完成車の振動騒音対策技術としてアクティブコントロールエンジンマウントを開発した。本研究では、トルク変動により発生するエンジン振動に限定すれば、クランク回転変動からエンジン振動を推定できることに着目し、荷重や加速度などの専用センサを使用しないフィードフォワード制御アルゴリズムを構築した。アクチュエータは高応答で低発熱のリニアソレノイドタイプを専用開発し、液封マウント内部の加振板と独自の連結構造をとることにより信頼性を確立した。車両搭載による試験の結果、3気筒運転においても全筒運転と同等の振動騒音性能を得ることができた。

ABSTRACT

An active control engine mount system has been developed to control noise and vibration in a completed vehicle employing a 3-liter V6 cylinder-on-demand engine. The research described in this paper focused on the fact that engine vibrations caused by fluctuations in torque can be estimated from fluctuations in crank revolution, and developed a new fixed feed forward control algorithm which does not employ sensors such as a load cell or an accelerometer. A higher responsive low-heat linear solenoid actuator has been developed for use in the system, and its unique coupling structure with an excitation plate inside the hydraulic engine mount makes it extremely reliable. The results show that noise and vibration performance at three-cylinder drive is equivalent to that obtained at full-cylinder drive.

1. はじめに

アクティブコントロールエンジンマウント(Active Control Engine Mount: 以下 ACM)技術は、エンジン回転に同期したパルスを参照信号としてエンジンマウントをアクティブに動作させるものであり、1980年代から研究が行なわれている⁽¹⁾。制御方式として、荷重センサを用いエンジン振動の入力荷重を観測しキャンセルする方法や、車体側の振動騒音(以下NV)の評価点をマイクロホンや加速度計により直接観測しキャンセルする方法などの適応フィードフォワード制御が検討されてきた。90年代後半に入り、二つのACMが実用化された。一つは負圧アクチュエータをマップ制御により駆動する方式⁽²⁾。もう一つは電磁アクチュエータを適応制御により駆動する方式⁽³⁾である。前者は機能をアイドル領域に限定し、極めてシンプルなシステムで実現している。後者は130Hzまでの広い帯域での制御を実現しているが、専用の荷重センサや磁石付き電磁アクチュエータを

使用していることから、システムコストが高く重量が大きい。本研究では、可変シリンダシステム(Cylinder on demand system)を搭載したエンジンを対象とし、コスト低減の観点から専用センサが不要な制御方式と、気筒休止する回転数領域で十分な振動遮断性能と信頼性を確保できるACMの検討を行なった。

可変シリンダシステムは、一定速や減速など軽負荷の運転時に片側バンク3気筒のバルブを閉じたまま停止させることにより、ポンピングロス低減し大幅な燃費向上を実現する技術である。しかしながら3気筒運転では、爆発気筒の減少にともなう基本次数の半減と1気筒あたりの仕事量増大による燃焼圧力の上昇により振動振幅が増大する。したがって従来のエンジンマウントでは振動遮断量が不足し、完成車におけるNV性能の悪化が最大の懸念のひとつとなっていた。今回のACM開発の目的は、3気筒運転を意識させないNV性能を、コスト上昇を最小限に抑え実現することである。

*栃木研究所

2. 概要

2.1. V6 可変シリンダエンジンの振動

一般的にエンジンの振動は、構成部品の運動にともなう慣性力に起因するものと燃焼に起因するものに分類される。60 度 V6 可変シリンダエンジンの 3 気筒運転時の振動成分はエンジン回転の 1.5 次成分が主であるが、ピストン・クランク系の運動にともなう慣性力は運転気筒数に関係無くバランスしているため、燃焼に起因するものが主成分となる。したがって、燃焼圧力やそれにより発生するクランクの回転変動を捉えればエンジン振動が推定でき、ACM の制御に利用できる。

2.2. システム概要

システム構成を Fig. 1 に示す。V6 パワープラントは、サブフレーム上の前後 2 箇所の ACM とトランスミッション下部、および左右のサイドフレーム上にマウントされる。前後の ACM 配置ポイントは、燃焼によるエンジンの回転振動が上下方向に発生し、完成車の NV 事象への寄与率が高いため、ACM が最も効率的に作用する。ACM コントロールユニット (Electronic Control Unit: 以下 ECU) は室内に配置し、エンジン ECU と結線され、ACM 駆動用ハーネスはエンジンルーム内の 2 つの ACM と結線されている。

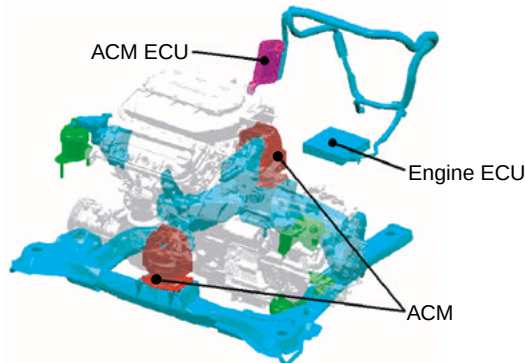


Fig. 1 ACM system configuration

Fig. 2 にブロックダイアグラムを示す。ACM ECU はエンジン ECU から既存のエンジン制御用クランクパルス信号とシリンダパルス信号を受取る。クランクパルスからはエンジンの燃焼時に発生するクランクの回転偏差を検出し、シリンダパルスは制御における位相基準として用いている。

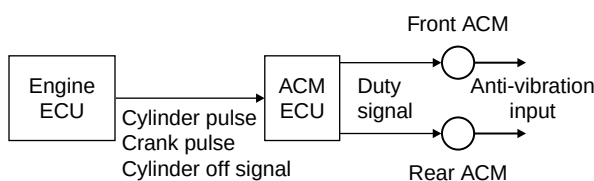


Fig. 2 Block diagram of ACM system

これによりエンジン振動の大きさおよび位相を推定し、ACM 駆動用のデューティ信号を決定、ACM 内部の加振板をアクチュエータで駆動するシステムとしている。

3. 制御方式

3.1. エンジン起振力とクランク回転トルク

Fig. 3 に一般的なピストン・クランクモデルを示す。爆発に伴う力 F は、コンロッドの傾き β によりシリンダ壁面を押す力 F_s 、コンロッドを押す力 F_c に分かれる。

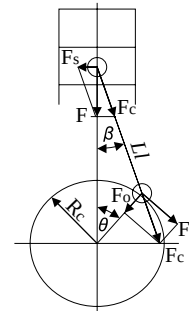


Fig. 3 Piston-crank model

燃焼によりピストンがシリンダ壁面を押す力 F_s と、クランクを回転させるトルク T_q は以下のように表すことができる。

$$F_s = F \tan \beta \quad (1)$$

$$F_c = \frac{F}{\cos \beta}$$

$$\begin{aligned} T_q &= F_c R_c \sin(\theta + \beta) \\ &= F R_c \sin(\theta + \beta) / \cos \beta \\ &= F R_c \left(\sin \theta + \frac{1}{2\lambda_c} \sin 2\theta \right) \quad (2) \\ \lambda_c &= L_l / R_c \end{aligned}$$

ここで、クランクの位相 θ の影響について計算すると、3 気筒運転状態の点火時期 ($\theta = 0 \sim 20^\circ$) では F_s と T_q はほぼ比例関係とみなすことができる。これにより、クランク回転変動をクランクパルスより検出し P-P 値を演算処理することでエンジン振動の大きさを推定することができる。位相についても最大 P-P 値発生タイミングとシリンダパルス (TDC 基準パルス) を比較することで算出が可能となる。

3.2. 制御アルゴリズム

制御アルゴリズムの詳細を Fig. 4 に示す。本方式は 3.1 で述べたエンジン振動の推定結果に基づきアクチュエータを駆動する電流波形を決定している。振動計算部はクランク回転の P-P 値の算出と、ピークのタイミングと TDC のタイミングを比較し位相の算出を行なう。次にデューティ

制御部は、フロント ACM とリア ACM それぞれを周期毎にエンジン振動波形を相殺できるマウント動作となるように、駆動周期内にデューティ信号の集合体を用いて組み合わせ、TDC毎の基準パルスから求めた位相により出力制御を行なっている。

本方式は、エンジン運転状態において固定されたマップを持ち替え制御する方式に対し、エンジンの回転数や負荷などの運転状態が変化や劣化した場合も常に追従できる点において優位性がある。

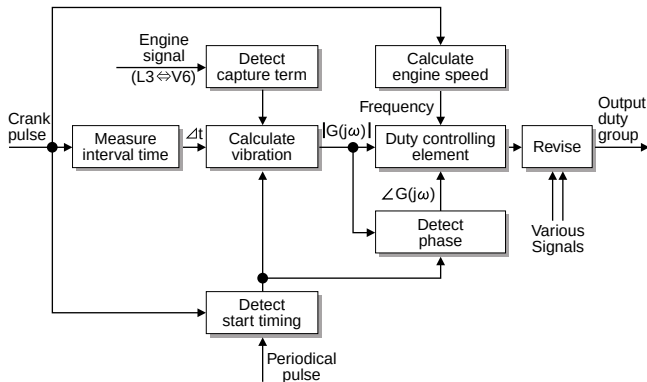


Fig. 4 Detailed block diagram of ACM

4. アクチュエータ

ACMのアクチュエータに求められる性能として、高応答／高推力、小型軽量、コイル発熱最小、信頼性確保、低コストが挙げられる。これらの要求性能に対し各種の電磁アクチュエータの比較を実施した。その結果、各性能のバランスに優れるリニアソレノイド方式を選択し、専用開発を行った。

4.1. 磁気回路特性

推力を発生する空隙の形状は、推力ーリフト特性が安定するテーパ構造(Fig. 6)を採用した。磁気回路は、鉄損とコイル銅損が最小となる

$$d\phi/dU = Pg \quad (3)$$

が成立する構造とし、要求特性を満足させた。具体的には Fig. 5 に示すように鉄心部磁化曲線と一定電磁エネルギー U_1 ($=$ 印加電流 $\times$ コイル巻数) から $\theta = \tan^{-1}Pg$ (Pg は空隙部パーミアンス) の傾きで伸びている直線との交点 P (有効磁束 ϕ) において $\alpha 1$ と $\alpha 2$ を近似するように設定した。

4.2. 磁束密度分布

Fig. 6 にコイル、コア、アーマチュアから構成される磁気回路の磁束密度分布の計算結果を示す。回路内の磁束密度は許容値を超える領域(磁束飽和域)は使用せず、許容値

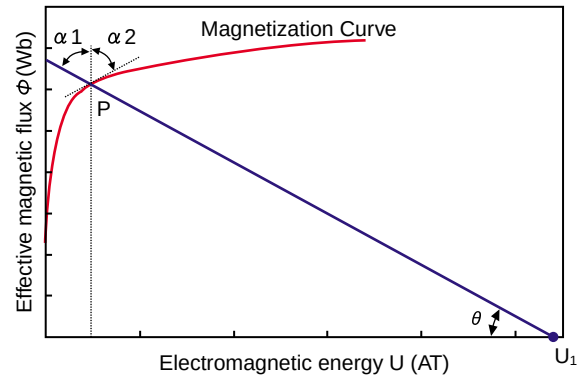


Fig. 5 Magnetic circuit characteristic of linear solenoid

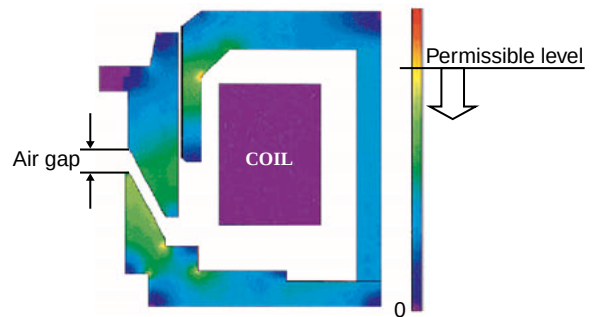


Fig. 6 Magnetic flux density of magnetic circuit

に近い領域を使用していることから上記式(3)が成立している状態がわかる。

4.3. 発熱性能

エンジンマウントは一般的に排気系放射熱など高温にさらされるケースが多く、ACMの駆動に電磁アクチュエータを採用する場合、信頼性確保の観点から発熱特性については特に留意する必要があった。今回採用したリニアソレノイドアクチュエータはエネルギー変換効率に優れる。さらに内部で発熱要因になる無駄な電流を排除した電流波形を印加できる駆動回路を採用した。その結果、信頼性に影響を与えない極めて低い発熱性を達成した。Fig. 7に示すように連続通電動作においてもコイルの温度上昇幅は30℃以下、ま

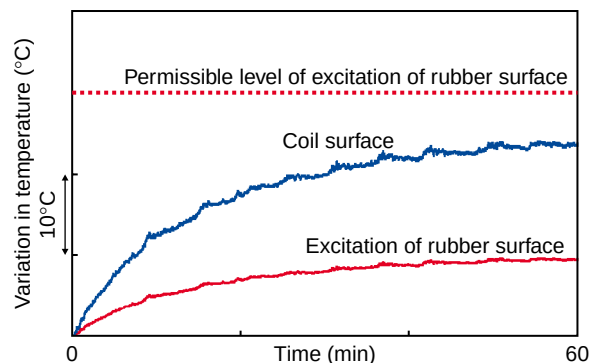


Fig. 7 Temperature characteristics

たアクチュエータに最も近い加振板ゴム表面(Fig. 9参照)の温度上昇幅は10℃程度であり、許容温度に対し十分小さい値を示していることがわかる。

4.4. ACM コントロールユニット

高応答高推力のアクチュエータを駆動させるために高電流を周波数可変で振幅させる機能と、その時の発熱に耐え得る駆動回路の構成を兼ね備えた ACM ECU を開発した。さらにアクチュエータ制御構成部の監視機能を含めた故障診断機能を持たせている。(Fig. 8)

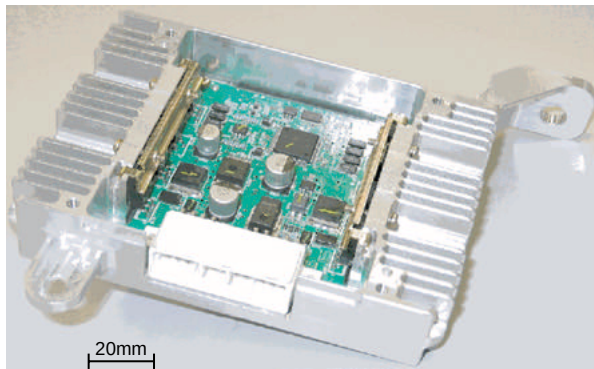


Fig. 8 ECM ECU

5. ACM 本体構造

5.1. 構造の概要

Fig. 9 に ACM 本体のカットモデルを示す。上部に従来の液体封入マウントと同様の構造を持ち、下部にリニアソレノイドタイプのアクチュエータを配置した。上部の液封マウント部は、大気解放ダイヤフラムをマウントラバー本体部の上方に配置したことが特徴である。これによりマウント部の低全高化を図り、前述のアクチュエータ小型化と合わせ従来液封マウント並の全高を達成した。さらに荷重を受けるラバー本体部はマウント液に覆われるため、ラ

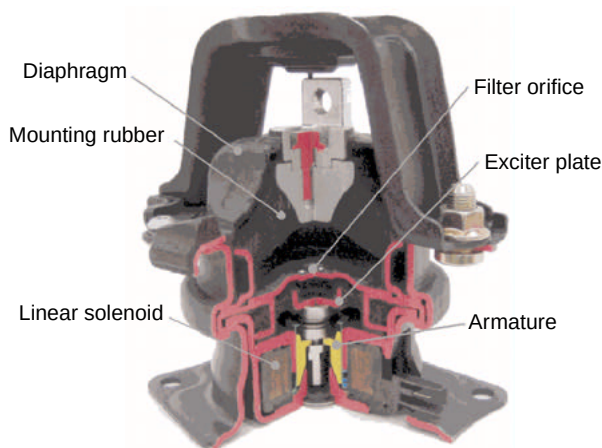


Fig. 9 Cutaway view of ACM

バーのオゾン劣化および熱老化による硬化を軽減でき、アクティブ性能の経年劣化性能の安定化に寄与している。アクチュエータはマウント側の加振板と連結し、アクチュエータ駆動力を液圧に変換する構造としている。また、一般にエンジンマウントは被水しやすい箇所への装着となるため、コイルに2次モールドを行いダイレクトカプラ構造を採用し、電気回路の信頼性を確保した。

5.2. アクチュエータと加振板の連結

本構造では、リニアソレノイドと液封マウントが連結されるため、両者の機能が損なわれないように連結構造に2つの特徴を有している。すなわち、

- (1)アーマチュア(可動子)セット位置を調整可能とする機構の採用
- (2)アーマチュアと加振板シャフトの同軸ずれと倒れを許容しながら結合可能とする機構の採用

これらにより、リニアソレノイドと液封マウントともに従来構造の精度管理で連結が実現し、推力の安定化と軸受け部の信頼性を両立することができた。

6. ACM 特性

6.1. 液封マウント特性の決定

ACM における液封マウント部分に要求される性能としては、

- (1)同等の静ばねを持つ液封マウントと同等の減衰力を確保すること
- (2)マウント発生振幅/アクチュエータ力の比を高く取れる設定とすること

(3)駆動周波数領域の動的ばね定数を低く抑えること
(4)アクチュエータ駆動による耐久性を満足すること
である。(1)から(4)のバランスを取るためには特に加振板の仕様選定が重要である。今回は液封マウントの力学計算モデルによる加振板の外径及びゴム硬度についてのパラメータスタディと数種類のサンプルによる実験により加振板の仕様を選定し、液封マウント部の特性を決定した。

6.2. 高調波の抑制

ACM の開発において駆動基本次数に対する高調波の発生が問題となった。高調波の発生原因はデューティ駆動による電流カット時の加振板の自由振動によるものであることがわかった。このことから加振板、制御電流それぞれに対し対策を実施した。一つは Fig. 9 に示すような加振板上部へのフィルタオリフィスの採用である。フィルタオリフィスの機能としては、加振板の自由振動抑制のほか、動的ばね定数のコントロールにより発生力特性をアシストすることも可能である。動ばね特性を Fig. 10 に示す。制御帯域内は特性を安定化するため、フィルタオリフィスのボトム周

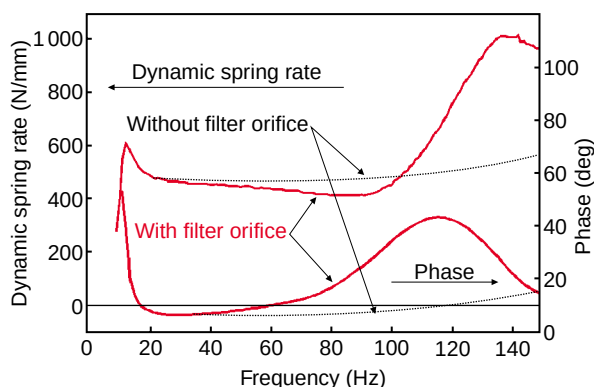


Fig. 10 Passive characteristics of ACM

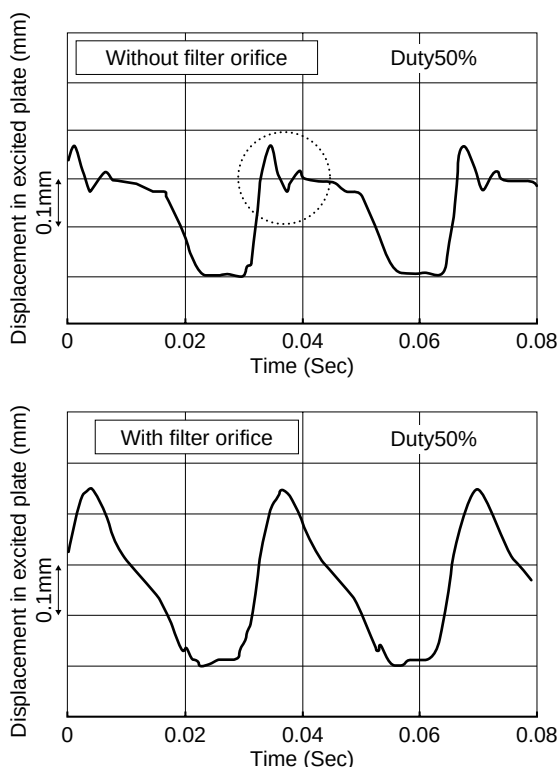


Fig. 11 Effect of filter orifice

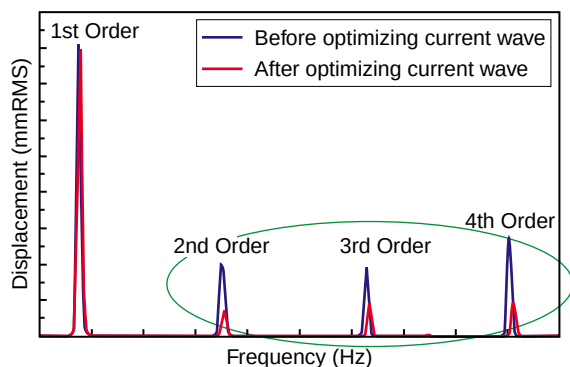


Fig. 12 Effect on harmonics of optimizing current wave

波数は 90Hz としている。その結果、アクチュエータ駆動時において Fig. 11 に示すような高調波発生力の低減が確認できた。

高調波抑制のもう一つの対策として、駆動電流の改良を実施した。デューティ駆動による発生電流を緩やかにカットすることで、Fig. 12に示すように駆動二次成分以上の広い周波数帯域で高調波振幅の改善が確認できた。

7. 達成性能

7.1. 単体発生変位

Fig. 13に単体発生変位を示す。今回構築したシステムにより、気筒休止状態におけるエンジン変位量に対して全域で上回る変位性能を達成したことがわかる。

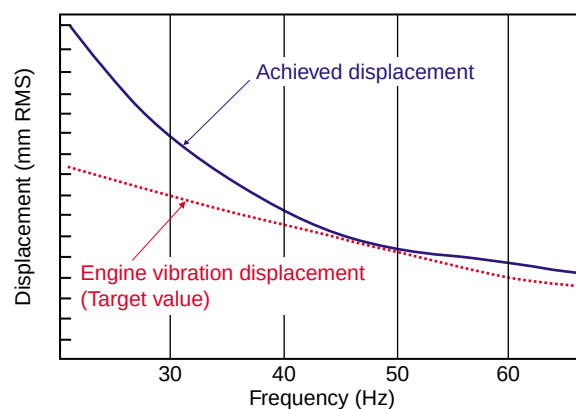


Fig. 13 Characteristics of ACM

7.2. 完成車 NV 性能

本 ACM システムを V6 可変シリンダエンジンを搭載した車両に適用し、3気筒状態でのNVレベルを確認した。その結果、Fig. 14 に示すように ACM の伝達荷重は非制御時に対し全運転域で約 10dB 低減し、Fig. 15, 16 に示す室内こもり音、ステアリング振動ともに大幅に低減することができた。さらにアクティブノイズコントロールと併用することでこもり音を低減し、3気筒運転時でも全筒運転時と遜色無い快適な NV 空間を実現した。

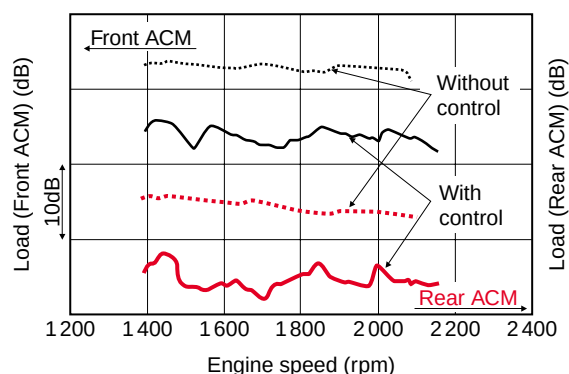


Fig. 14 Reduction of transfer load at three-cylinder drive

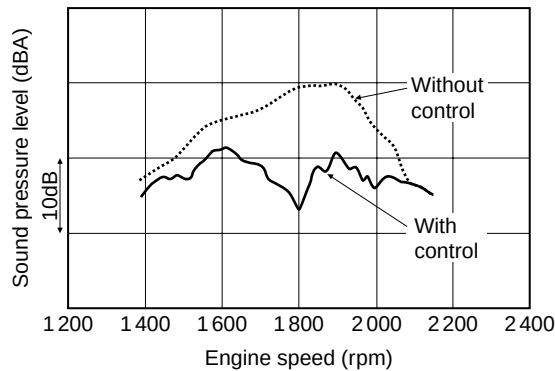


Fig. 15 Reduction of sound pressure in completed vehicle at three-cylinder drive

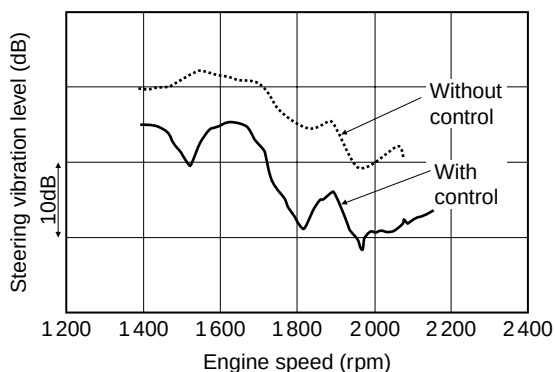


Fig. 16 Reduction of steering vibration in completed vehicle at three-cylinder drive

8. まとめ

本アクティブエンジンマウントの開発結果を以下にまとめる。

- (1) 既存信号であるクランク回転パルス信号による振動推定型フィードフォワード制御と発熱が小さく効率に優れたリニアソレノイド型の専用アクチュエータを搭載した ACM システムを開発した。
- (2) アクティブ作動状態においてエンジン振動を上回る振幅性能を満足し、十分な振動遮断量を確保したことにより、V6 可変シリンダエンジンの NV 商品性を大幅に向上した。
- (3) 専用小型アクチュエータと液封マウント部の低全高化により、従来液封マウント並のパッケージングを実現した。
- (4) 信頼性については、アクチュエータの低発熱化およびアーマチュアと加振板の連結において軸ずれと倒れを許容する構造を実現したことで、十分余裕を持った耐久寿命を確保することができた。

9. 謝辞

本開発にあたり多大なご協力をいただいた東海ゴム工業(株)、および(株)ケーヒンの関係者の皆様に対し、深く感謝の意を表します。

10. 参考文献

- (1) C.R.Fuller ほか：Active Control of Vibration, ACADEMIC PRESS, (1996)
- (2) 尾崎宏ほか：アクティブコントロールエンジンマウントの開発, 自動車技術会, 学術講演会前刷集983, p.141-144, (1998-5)
- (3) 青木和重ほか：アクティブコントロールエンジンマウント(ACM)を用いたディーゼルエンジン搭載車の静粛性向上, 自動車技術会, 学術講演会前刷集983, p.133-136, (1998-5)

■ 著 者 ■



松岡 英樹



三笠 哲雄



根本 浩臣

液封ブッシュによるハーシュネスとロードノイズの低減技術の研究

Study of Hydro Bush for Reduction of Harshness and Road Noise

宮 本 康 生*
Yasuo MIYAMOTO

中 村 聡*
Sou NAKAMURA

要 旨

液封構造を持つ防振ゴム部品は低い動的バネと高い減衰を持ち、特性設定の自由度も高い。その利点をサスペンションのブッシュで活かし、乗心地とロードノイズを向上する手法を検討した。

段差を持つ路面を走行する場合のハーシュネスでは多くの場合、タイヤへの入力が左右で同位相である。これに着目し、左右で異なる特性を持つ液封コンプライアンスブッシュを用いて車体への伝達力の位相差を発生させる事により、左右の伝達力を打ち消し合わせる手法を開発した。この手法により段差路面における車体への伝達力を従来に対して低減した。

舗装の粗い路面を走行する場合のタイヤの振動はサスペンションを通じて室内に伝達される。ロードノイズの周波数域ではサスペンションのゴムブッシュはバネ要素、減衰要素として作用し、アームは剛体要素、弾性要素として作用し、ロードノイズに関してこれらの寄与が高い事を見出した。この知見を元に液封ブッシュの特性を最適化し、ロードノイズの向上を達成した。

ABSTRACT

Isolation rubber parts with hydro structures have low dynamic stiffness and high damping, and also allow high degrees of freedom in setting the required characteristics. The project discussed in this paper studied the methods of utilizing these advantages in suspension bushes in order to improve ride comfort and reduce road noise.

With regard to the harshness experienced when driving on a stepped road, the inputs are in phase for the left and right tires in the majority of cases, and this phenomenon formed the focus of this study. Hydro bushes with different characteristics for the right and left sides were used to generate phase differences in the transmission powers to the chassis, enabling the development of a method of countering the transmission powers on the left and right sides. This method has enabled the transmission powers in the chassis on stepped road to be reduced.

Tire vibration when driving on rough paved road is transmitted to the cabin through the suspension. It was discovered that considerations of the rubber bush in the suspension system as a spring element and a damping element, and of the arm as a rigid body element and a elastic element, were important factors in the reduction of road noise. Optimization of the hydro bushes on this basis enabled the level of road noise experienced in the cabin to be reduced.

1. まえがき

段差路面を通過する時のハーシュネスや粗い舗装路面でのロードノイズは搭乗者に不快感を与え、商品性に大きな影響を与える。これらの振動と音を低減する事は車の開発で重要な課題であり、ボディ系、サスペンション系を含め多方面に渡る研究が行われている^{(1), (2)}。

しかしボディ系におけるロードノイズの対策手法は車体の質量増加により燃費や運動性能の悪化につながる場合が

多く、サスペンションにおけるハーシュネスとロードノイズの対策手法はタイヤとブッシュの剛性低下により操縦安定性とのトレードオフとなる場合が多く、いずれも充分には適用できなかった。

一方、液封構造を持つ防振ゴム部品は動的バネと減衰を高次元で両立でき、特性の設定自由度が高い事からエンジン支持システムを中心に広く使われ、乗心地と NV で飛躍的な性能向上が達成されている。その技術をサスペンションに適用した場合にエンジン支持システムと同様に飛躍的

に商品性を向上できる可能性を持っていると考えられる。

本稿では前後ともダブルウィッシュボーン形式のサスペンション(Fig. 1)を持つセダン型の車両にてハーシュネス路面とロードノイズ路面でのサスペンションと車体の挙動を解析し、液封ブッシュの特性をどの様に設定すればハーシュネスとロードノイズに対し高い実機効果が得られるかを研究した。

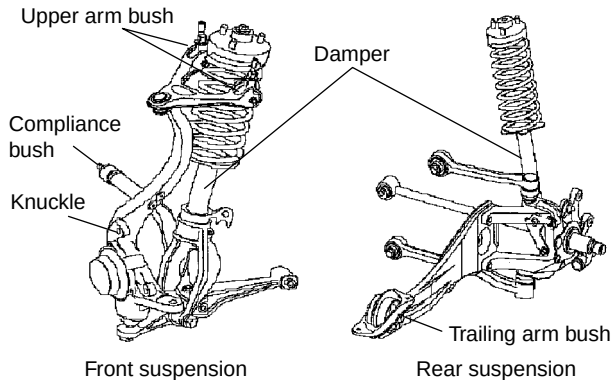


Fig. 1 Double wishbone type suspension

2. ハーシュネス低減手法の検討

2.1. 解析路面と速度の設定

ハーシュネスを感じる路面は種々の形態を持っている。大きく分類すると

- (1) ランダムな形状の路面(悪路等)
- (2) 規則的な周期を持つ路面
(USフリーウェイのチョッピー路⁽³⁾等)
- (3) 一つの段差または十分に長い周期の段差を持つ路面
(橋や陸橋のジョイント部や舗装の補修部等)

がある。ランダムな形状を持つ路面や規則的な周期を持つ路面はパワースペクトル解析を行うには適しているが、一つの入力に由来するサスペンションの振動が収れんする前

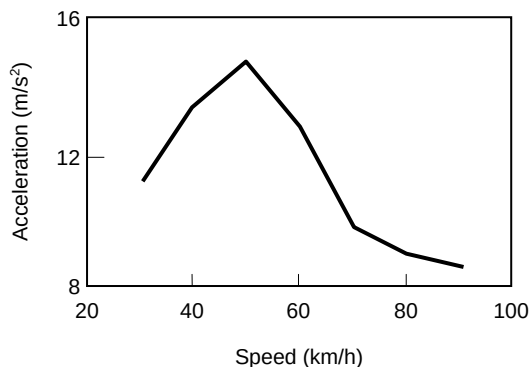


Fig. 2 Relation of speed and longitudinal body acceleration

に次の入力があるために時系列解析が困難になる。時系列解析に適した路面は一つの段差または十分に長い周期の段差を持つ路面である。そこでテストコースに設置されている一つの段差のみを持つ路面でサスペンションと車体の挙動を解析した。

この段差路面での速度と車体前後加速度のピーク値との関係を Fig. 2 に示す。最大の加速度が発生する 50km/h を解析に用いる速度とした。

2.2. 解析結果

段差路面を 50km/h で通過した時の車体の加速度の時系列波形を Fig. 3 に示す。タイヤのエンベローピングによる加速度成分と周期性を持つ加速度成分から構成されている。

0.2sec までの区間はフロントサスペンションからの伝達の影響であり、0.2sec 以降はリアサスペンションからの伝達の影響が含まれる。したがって Fig. 3 ではフロントサスペンションの影響のみを示している。

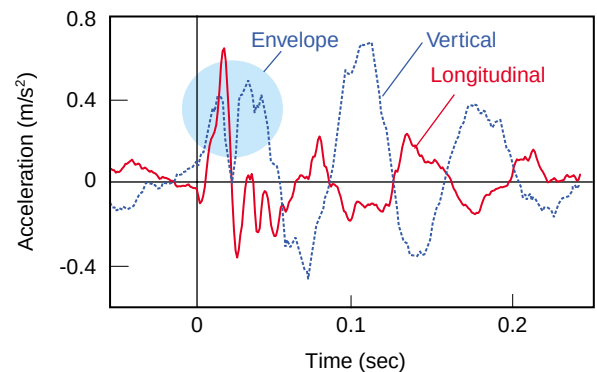


Fig. 3 Acceleration of body on stepped road (time series)

この波形の 0sec から 0.2sec の間のパワースペクトル密度を解析したところ、Fig. 4 の結果を得た。

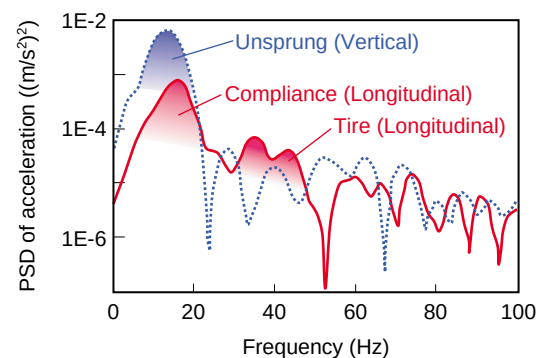


Fig. 4 Acceleration of body between 0sec and 0.2sec

この加速度のパワースペクトル密度を見ると、前後方向は 16Hz, 35Hz と 43Hz にピークを持ち、上下方向は 13Hz にピークを持つ。実車の台上テストとタイヤ単体テスト結

果との比較から、前後方向の 16Hz 成分はバネ下のコンプライアンス共振、43Hz成分はタイヤの前後共振、上下方向の 13Hz 成分はバネ下の上下共振であると考えられる。

突起衝突後の最初の 1 サイクルの周期が 0.028sec であり 35Hz に相当する。突起衝突から加速度ピークまでの時間が 0.013sec であり、タイヤ前後共振の 4 分の 1 サイクルの周期 (0.006sec) よりも長い。この周期はコンプライアンスブッシュがコンプライアンス方向に変位する過程と考えられ、タイヤの特性とブッシュの特性の影響を受けると考えられる。この周期の長さがタイヤ前後共振 (43Hz) よりも低い周波数成分 (35Hz) を生じさせていると考えられる。

これらの振動はサスペンション形式によらず発生するため普遍的に重要である。車体上下方向への振動伝達を低減するためにはタイヤの半径方向の動的バネの低減と高減衰化、ダンパーの減衰力の低減、ダンパマウントの動的バネの低減等の手法が考えられる。しかし、それらの手法は操縦安定性および燃費等、広範囲の商品性に影響を与える。そこで、車体の前後方向への振動伝達の低減を目標とした。

2.3. 液封コンプライアンスブッシュ特性の検討

車体への前後方向の入力を低減する手法としてタイヤの剛性やブッシュの静的バネを低減する手法がある。しかしこれらの手法は操縦安定性の低下を伴う。ハーシュネス以外の商品性項目とのトレードオフを伴わない現実的な手法はコンプライアンスブッシュを液封構造とする事により、静的バネを変更せずにその動的特性を調整する事であると考へた。課題となっている周波数は 16Hz (コンプライアンス共振) の加速度成分と 35Hz の加速度成分および 43Hz (タイヤ前後共振) の加速度成分である。これらの振動成分をコンプライアンスブッシュで減衰する事、およびコンプライアンスブッシュを経由して伝達する振動を低減する事が重要であると考えられる。

まずどの周波数成分をより重視するべきかの検討を行った。フロントサスペンションのコンプライアンスブッシュ

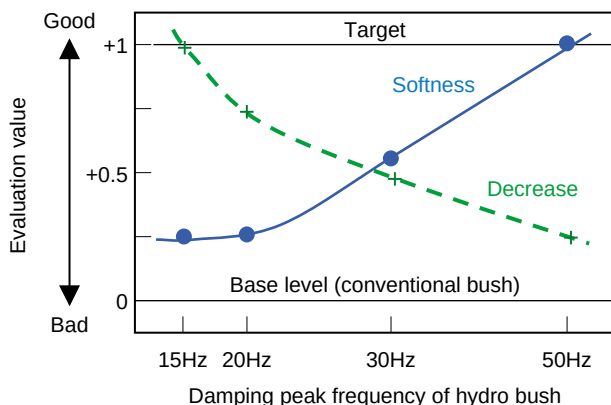


Fig. 5 Sensory analysis of harshness

を液封ブッシュ (損失係数ピーク値が約 0.6) に変更し、減衰ピーク周波数を 4 水準に振り、段差路面 50km/h におけるブッシュの減衰のピーク周波数と実車官能評価結果の関係を調査した。(Fig. 5)

ブッシュの減衰のピーク周波数をタイヤの前後共振周波数付近に設定した場合にソフト感 (Softness) が良く、ブッシュの減衰のピーク周波数をコンプライアンス共振付近に設定した場合に収れん感 (Decrease) が良好であった。ソフト感と収れん感の関係はトレードオフであり、減衰ピークを 30Hz 付近に設定するとソフト感と収れん感のバランスが良い事が確認できた。

液封構造を持たないコンベンショナルなブッシュの車体前後加速度を Fig. 6 に、30Hz に減衰ピークを設定した液封ブッシュの車体前後加速度を Fig. 7 に示す。

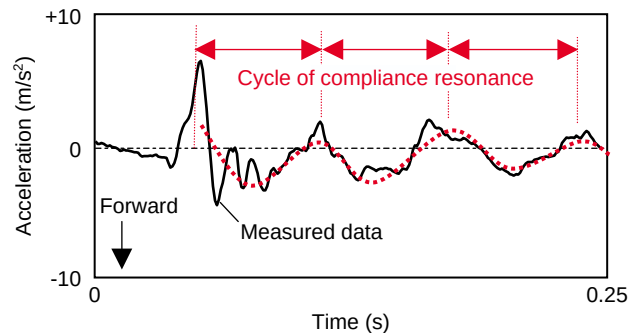


Fig. 6 Longitudinal body acceleration at conventional bush

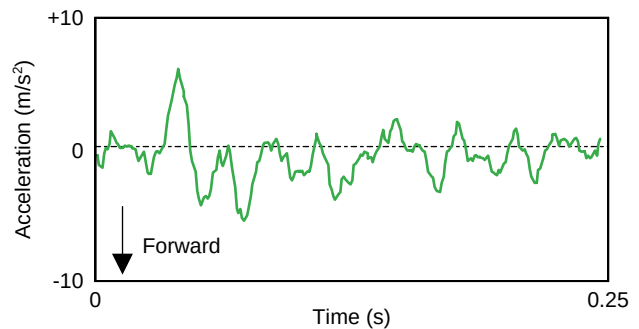


Fig. 7 Longitudinal body acceleration at hydro compliance bush (same phase)

コンベンショナルなブッシュではコンプライアンス共振の収れんが悪く、高周波成分と重なり車体の前後加速度の時系列波形は尖った形を持っている。一方、減衰ピーク周波数を 30Hz に設定した液封ブッシュでは車体の前後加速度のピーク値が低減され、コンプライアンス共振の収れんも向上している。

しかしソフト感と収れん感の絶対レベルから見て効果は充分でなく、新たな手法を検討する必要があった。

2.4. 位相制御の検討

市場で見られる多くの段差路面は進行方向に対して直角方向に継ぎ目が延びている(例えば橋梁のジョイント部やUS フリーウェイのチョッピー路等)。この段差路面を通過する場合に左右輪が同時に段差に接触し、左右輪に発生した力がサスペンションを経由して同時に車体に伝達されるため、車体の加速度が高くなると考えられる。

そこで左側のコンプライアンスブッシュから車体へ伝達する振動と右側のコンプライアンスブッシュから車体へ伝達する振動に位相差を持たせ、そして互いに干渉させて打ち消す手法を考案した。このメカニズムを Fig. 8 に示す。このメカニズムを実現するためにはサスペンションから車体への加速度伝達の最初のピーク(35Hz成分)の位相を左右のブッシュで差異を持たせる必要がある。この位相制御を行うために液封ブッシュの特性設定を次のように行った。

- (1) 片方のブッシュは 35Hz 域で高い減衰を持たせ、伝達の位相角の進みを大きくする
- (2) もう一方のブッシュは35Hz域で低い減衰を持たせ、伝達の位相角の進みを小さくする

この左右の液封ブッシュの特性の非対称性はオリフィスの設計パラメーター(断面積と長さ)を変える事により実現した。また左右の液封ブッシュともコンプライアンス共振域とタイヤ前後共振域のサスペンションの前後振動を減衰する事も考慮した。そのために損失係数で0.15以上の減衰が確保できるように損失係数のピーク周波数とピーク値を設定した。この位相制御に用いた液封ブッシュの特性を Fig. 9, Fig. 10 に示す。

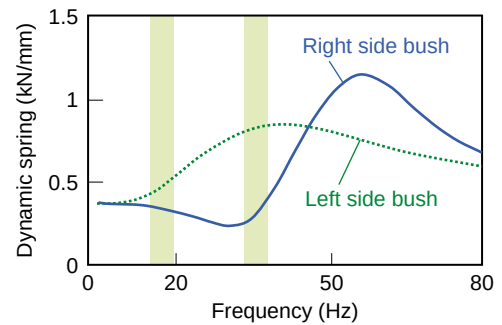


Fig. 9 Dynamic spring of hydro compliance bush

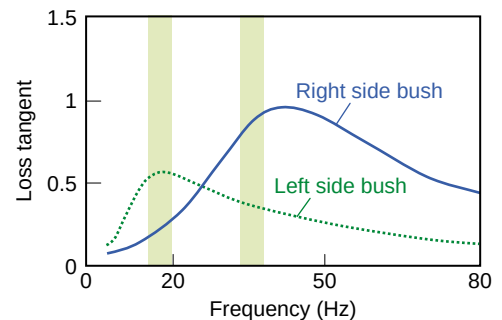


Fig. 10 Damping characteristic of hydro compliance bush

2.5. 実車効果

段差路面 50km/h で確認を行った。左右のコンプライアンスブッシュとも減衰ピークを 30Hz に設定した場合、左右のブッシュから同位相で力が車体へ伝達するためプラス側の第1ピークは尖った形を持っている。また収れんも悪い(Fig. 7)。一方, Fig. 9, Fig. 10で示した特性のブッシュ

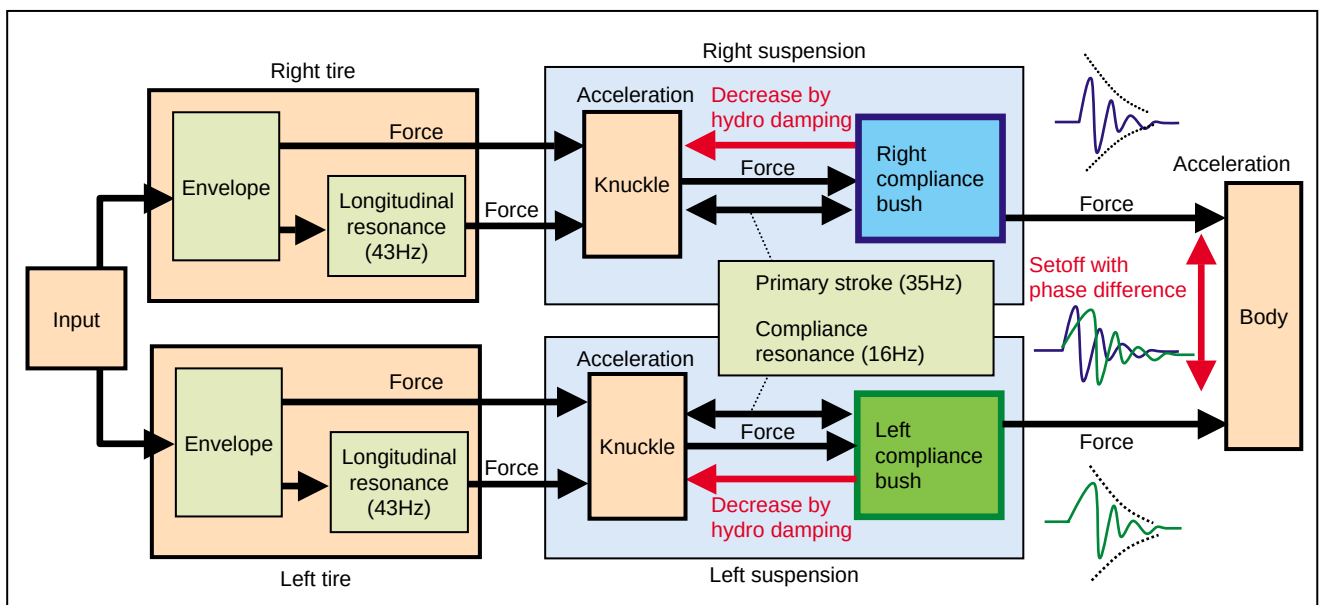


Fig. 8 Mechanism of phase control

を用いて位相制御した場合の車体の前後加速度を Fig. 11 に示す。プラス側の車体前後加速度のピークは二つに分離し、ピーク値が 30% 下がった。また第 2 ピーク以降は左右のブッシュから伝達する力が互いに打ち消し合い、取れんが良くなっている。またブッシュの動的特性の非対称性によって心配された操縦安定性についても影響は無かった。操縦安定性はブッシュの静的特性の寄与が高く、その対称性を崩していないためと考えられる。

このメカニズムによる効果は段差路面のみならず、他のハーシュネス路面でも同様に効果が確認された。USフリーウェイのチョッピー路での車体加速度を Fig. 12 に示す。

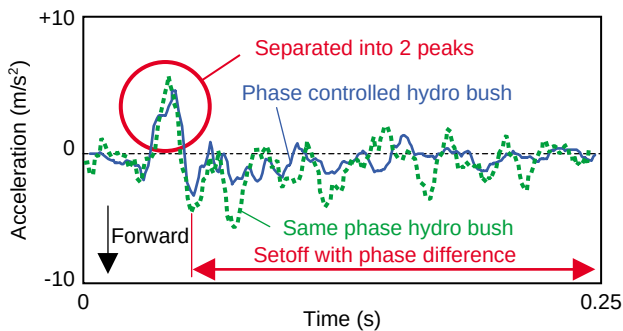


Fig. 11 Longitudinal body acceleration at hydro compliance bush (phase control)

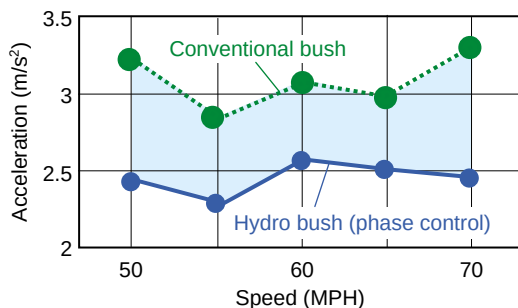


Fig. 12 Maximum longitudinal acceleration of body on choppy road

3. ロードノイズ低減手法の検討

3.1. 室内音圧の解析

ロードノイズ評価路面での室内音圧のパワースペクトル密度(1/3 オクターブバンド)を Fig. 13 に示す。250Hz 域と 500Hz 域の音圧が高い。これらの音圧を下げる事が重要と考えられる。

3.2. 250Hz 域の解析

1/3 オクターブバンドでの 250Hz 域はタイヤの持つ気柱共鳴の伝達が原因である事が知られている。ナローバンド

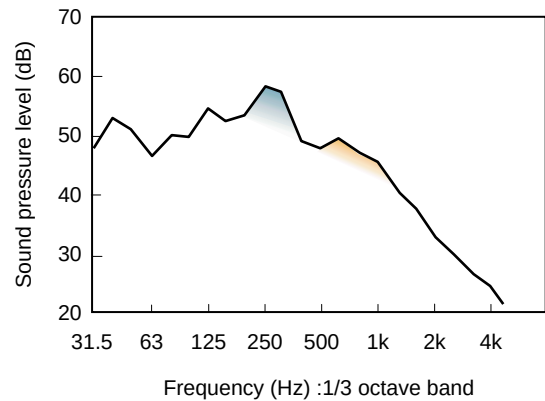


Fig. 13 Sound pressure in a cabin

で解析したところ気柱共鳴ピークは 230Hz と 240Hz だった。サスペンションの伝達経路解析を実施した結果、気柱共鳴域でトレーリングアームブッシュの上下方向の振動がサスペンション全体の中で 22% の寄与を持ち、寄与率が高い事が判った。したがって 230Hz と 240Hz でのトレーリングアームブッシュの上下方向の動的バネの低減が 250Hz 域のロードノイズの改善につながると考えられる。

3.3. 500Hz 域の解析

1/3 オクターブバンドでの 500Hz 域はサスペンションアームの持つ剛体共振であるとの仮説を立て、アームの持つ慣性質量とブッシュのバネから机上計算を行ったところ、フロントアッパーアームの剛体共振が寄与していると推定された。そこで動的バネを測定する試験機にてボールジョイント側を加振しブッシュ側の車体取り付け点側の荷重を測定して伝達特性を測定し、480Hz に伝達のピークを確認した(Fig. 14)。

次にフロントサスペンションのスピンドルの 3 方向ランダム加振を行い、Fig. 15 に示す 464Hz の音響感度ピークを確認した。この周波数にてサスペンションのモーダル解析を行い、Fig. 16 に示す振動モードを確認した。このモー

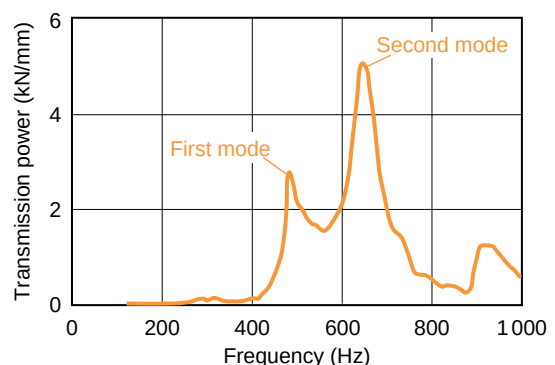


Fig. 14 Frequency response characteristics of arm assembly

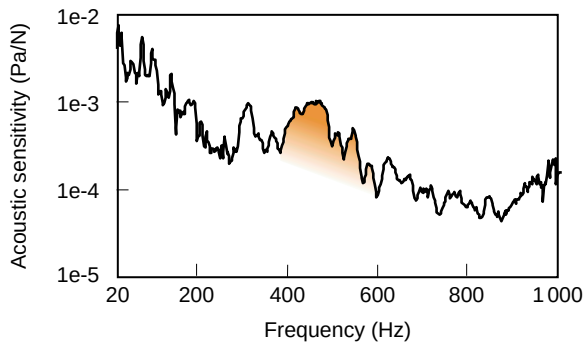


Fig. 15 Acoustic sensitivity of front wheel (random vertical excitation)

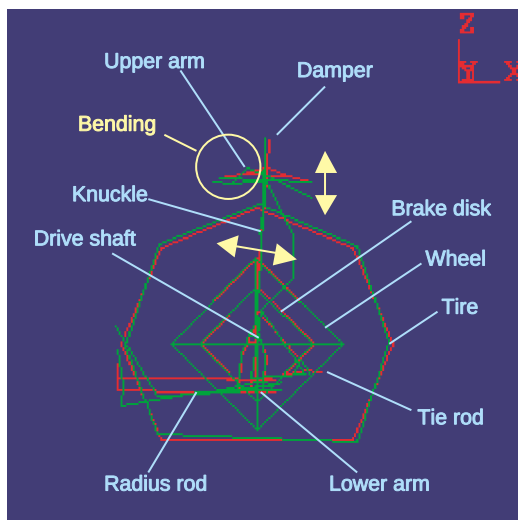


Fig. 16 Modal animation of front suspension at 464Hz (side view)

ドはナックルが前後方向に弾性変形するモードとアッパーアームがボールジョイント部を支点とし、ブッシュをバネ要素とする剛体モードとアーム自体の弾性モードから構成されている。

以上の解析からアッパーアームの剛体モードと弾性モードを抑制するためにブッシュに高い減衰を与える事、およびその振動の車体への伝達を抑制するためにブッシュに低い動的バネを与える事が500Hz域のロードノイズの改善につながると考えられる。

3.4. トレーリングアームブッシュによる低減

トレーリングアームブッシュの上下方向の動的特性は気柱共鳴域(230Hz, 240Hz)で大きな寄与を持つ事から、この周波数域での上下方向の動的バネの低減が目標となる。

液封ブッシュは単体動特性の位相角が90degに近いほどオリフィス部の液体のポンピング作用が強く働き、動的バネが低減できる。従来は液封ブッシュの内筒とストッパーの間の隙間をオリフィスとして用い、そのオリフィス内の

液体の質量と本体ゴムの拡張弾性による共振系を形成し、位相角を進める事により気柱共鳴域での動的バネを低減している。

改良手法としては従来構造に対しストッパー部に新たにオリフィスを追加し、ダブルオリフィス化した。この構造の構造モデルを Fig. 17 に示す。Fig. 17 の質量 M1 とバネ要素 K2 と K4 からなる共振系によってオリフィスの内の液体の共振が190Hzで形成され、質量 M2 とバネ要素 K3 と K4 からなる共振系によってもうひとつのオリフィスの内の液体の共振が240Hzで形成される。このふたつの共振系の存在により90degに近い位相角を得られる周波数の領域が広がり、オリフィス部の液体のポンピング作用により動的バネが低減できる周波数の領域が広がった。

これにより気柱共鳴域の動的バネをさらに低減すると同時に300Hz付近の動的バネピーク値の悪化を低減する事も可能となった。構造を Fig. 18 に特性を Fig. 19, Fig. 20 に示す。

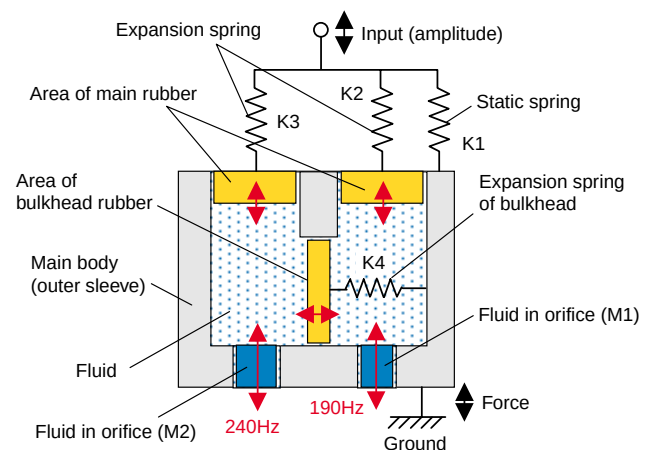


Fig. 17 Structure model of hydro trailing arm bush (double orifice type)

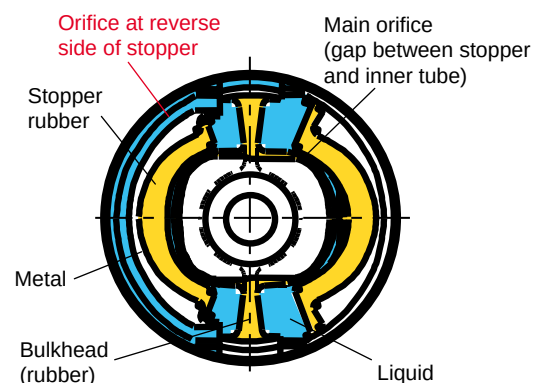


Fig. 18 Structure of hydro bush (trailing arm)

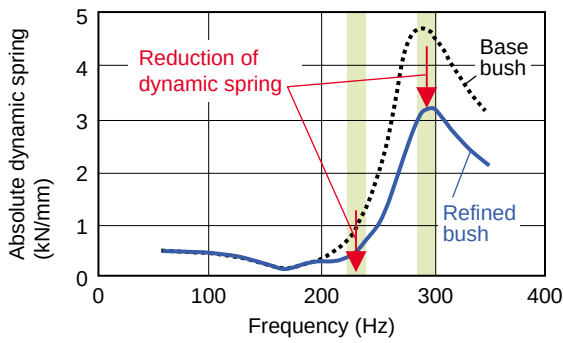


Fig. 19 Dynamic spring of hydro bush (trailing arm)

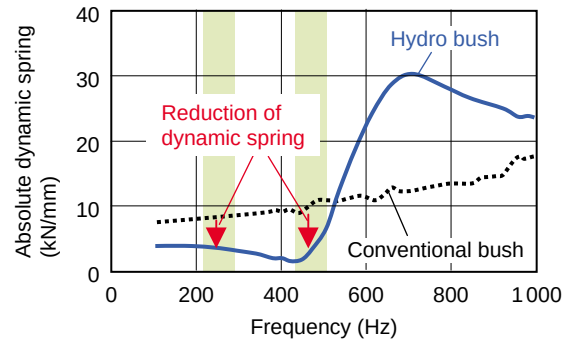


Fig. 22 Dynamic spring of front upper arm bush

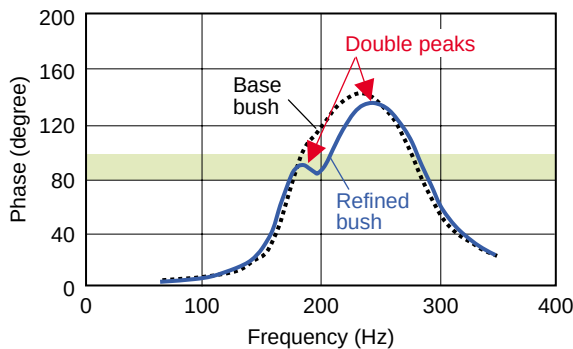


Fig. 20 Damping of hydro bush (trailing arm)

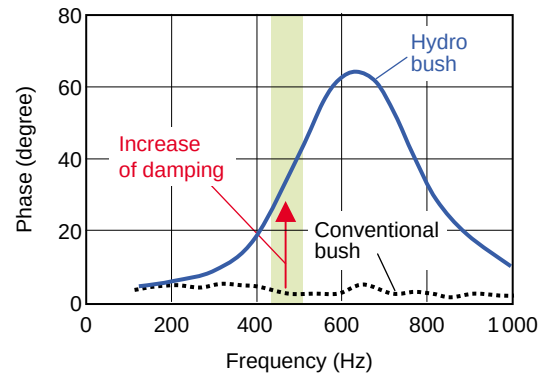


Fig. 23 Damping of front upper arm bush

3.5. フロントアッパーアームブッシュによる低減

500Hz 域のアームの共振を抑制するためにはブッシュに高い減衰を持たせる事、伝達を抑制するためには低い動的バネとする事が効果的と考えられる。

この特性を実現するためにはオリフィス部の液体の共振を600Hzに設定して、それより低い周波数域でのオリフィス部の液体のポンピング作用を利用する手法が良いと考えた。しかし通常の液封ブッシュの様に液室とオリフィスを持つ構造ではオリフィス部の液体の共振を600Hzまで高くする事ができなかった。

そこで Fig. 21 に示すようにオリフィス形状を環状とし、液に圧力を加えるピストン機能とオリフィス機能を持たせた。これによりオリフィス部の液体の共振を600Hzに設定し、500Hz 域で低い動的バネと高い減衰を持つ理想的な特性を得た。また気柱共振域での動的バネの低減も可能になった(Fig. 22, Fig. 23)。

3.6. 実車効果

これらの開発した液封ブッシュを実機に組み込み、確認を行った。Fig. 24 に示すように250Hz 域と500Hz 域の音圧が低減される事を確認できた。

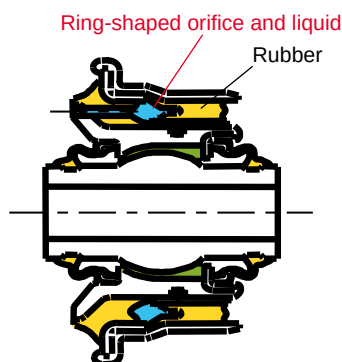


Fig. 21 Structure of hydro bush (front upper arm)

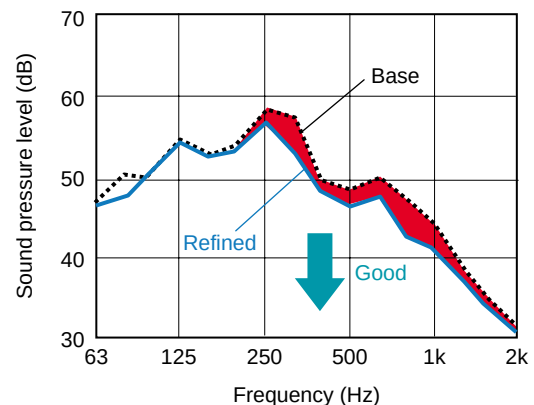


Fig. 24 Effect of road noise refine

4. まとめ

ハーシュネスとロードノイズについて、サスペンションの挙動を詳細に解析し、その結果を元に新規構造の液封ブッシュを開発する事により次の知見が得られた。

- (1) 段差路面を通過する時の車体の振動は、上下方向はバネ下の上下共振とタイヤのエンベローピング特性による影響を受け、前後方向はコンプライアンス共振とタイヤの前後共振による影響を受ける。これらの共振現象の低減と伝達の低減がハーシュネスの対策として有効である。
- (2) ロードノイズはタイヤの気柱共鳴によるサスペンションの振動とアームの剛体モード、弾性モードが寄与している。前者の対策としてはブッシュの動的バネの低減が有効であり、後者の対策としてはアームの剛体モード、弾性モードでのブッシュの高減衰化と動的バネの低減が有効である。
- (3) 液封コンプライアンスブッシュの動的特性に左右差を持たせ、伝達力の位相を制御する事により、段差路面における車体の前後方向の振動を低減でき、ハーシュネスの向上(車体の前後方向の最大加速度の低減と収れん性の向上)が可能である。
- (4) トレーリングアームとフロントアッパーアームのブッシュに新規の液封構造(ダブルオリフィス、環状オリフィス)を導入する事により、伝達力の低減とアームの共振現象の低減ができ、ロードノイズの向上が可能である。

本研究では液封ブッシュの技術をサスペンションシステムに適用した場合における NVH 商品性向上の可能性の一端を示す事ができた。

一方、サスペンションシステムでは 耐久信頼性、生産技術、スペースレイアウト等の制約が多く、液封ブッシュを量産車に適用した事例はまだ少ないのが現状である。

今後の課題として液封ブッシュの特徴を活かした使い方の研究と同様に、これらのハードウェアとしての課題を解決するための研究も必要と考えられる。液封ブッシュによる NVH 商品性向上は大きな可能性を持っており、魅力的な商品(車)を創り出すために今後も研究が拡大していくと考える。

5. 謝辞

本研究にあたり、御協力を頂きました北辰工業(株)、東海ゴム工業(株)、山下ゴム(株)および関係者の方々に紙面を借りて厚く御礼申し上げます。

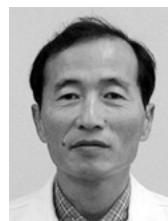
参考文献

- (1) 皆川正明ほか：路面からタイヤへの伝達力の計測手法

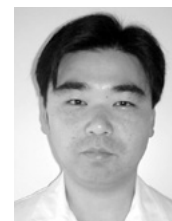
を利用した振動伝達低減技術，自動車技術，Vol.54, No.11 (2000)

- (2) 佐野久ほか：アクティブ騒音制御のための音響伝達系の低次元モデリングとフィードバック制御系の設計法，HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.1, p129-136 (2000)
- (3) 宮城島義正：北米のプルービングセンターの紹介，自動車技術，Vol.54, No.6 (2000)

■ 著 者 ■



宮本 康生



中村 聡

非結合型動吸振器によるエンジンマウント 動的バネ特性の改善

Improvement of Dynamic Spring Characteristics of Engine Mounts
with Non-combination Type Dynamic Damper

内 藤 均*
Hitoshi NAITOH

要 旨

非結合型動吸振器を用いて、エンジンマウントの高周波域の絶対バネ定数を低減することにより、パワープラント系に起因する車室内騒音を改善する技術を開発した。

本技術開発にあたり、まずシミュレーションを用いて結合型動吸振器に対する優位性を確認した。次に、非結合型動吸振器の構造的な特徴を生かして、エンジンマウントのゴム部に適用する構造を考案し、単体特性において、ラバーサーging及びマウントブラケット共振による絶対バネ定数の上昇を抑える効果があることを確認した。また、完成車性能としても車室内騒音の低減を図れた。最後に、非結合型動吸振器をエンジンマウントのゴム部に適用しても、目標とする耐久性能が得られることを確認した。

ABSTRACT

Cabin noise originating in the power plant has been reduced by utilizing non-combination type dynamic dampers to reduce the absolute value of the complex spring coefficient of the engine mounts in the high-frequency range.

Development first employed simulations, which demonstrated the superiority of the non-combination type to the combination type dynamic dampers. Next, study focused on how best to exploit the structural characteristics of non-combination type dynamic dampers to enable them to be applied to the rubber parts of the engine mount. Single non-combination type dynamic damper units have been shown to control increases in the absolute spring coefficient caused by rubber surging and mount bracket resonance. Cabin noise in a completed vehicle has been also reduced. Finally, it has been confirmed that the targeted durability can be kept even with the use of the dynamic dampers on the rubber parts of the engine mount.

1. まえがき

近年、自動車室内の快適性に対する要求はますます高まっており、それに伴って車室内静粛性の目標値も高く設定されている。その一方で、社会的な要求である環境問題に対する対策のひとつの手法として車体軽量化が求められており、部品の板厚低減や鉄からアルミニウム等への材料置換が行われている。一般的に車体軽量化は車体の剛性低下を招き、車室内の振動騒音を増加させる傾向にある。その対策として軽量の制振材や防音材が開発されているが、重量効率の観点からは、面積の大きい車体パネルでの対策はあまり効率的ではなく、より振動源または騒音源側での対策が基本であると考えられる。

本稿では、車室内の振動騒音のうち、パワープラントで発生した振動が原因であるものを対象とし、パワープラントから車体への振動入力を低減することにより、車室内静粛性を確保するための軽量のエンジンマウント構造の検討を行ったので、その結果について報告する。

2. 本研究のねらい

パワープラントで発生した振動の車体パネルへの伝達経路において、その振動を増加させる要因のひとつにエンジンマウントのラバーサーgingがある。このラバーサーgingとはゴム部自身の共振現象であり、その共振周波数領域において絶対バネ定数が上昇し、パワープラントから車

体への振動伝達率が増大する。その結果、車室内の振動騒音を増加させるのである。本研究の狙いは、このエンジンマウントのラバーサージングによる車体への振動入力増加を、より少ない対策重量で低減することである。

これまでこのラバーサージングが問題となった場合には、ゴム中央部に中間板と呼ばれる板状のものを設置するなどの対策がとられてきているが、これは単にサージングの周波数を移動させただけであり、その移動後の周波数領域における車室内の振動騒音は相対的に増加することになる。また、結合型動吸振器の適用も考えられるが、これも適用前のサージング周波数の前後各域において、絶対パネ定数はピークをもつことになるため同様である⁽¹⁾。そこで本研究では、従来の結合型動吸振器に対して改良を加えた非結合型動吸振器を用いて、対象周波数領域でラバーサージングによる絶対パネ定数の上昇を抑制することを検討した。

3. 非結合型動吸振器の概要

本研究に用いる非結合型動吸振器と、従来からの結合型動吸振器の構造例を Fig. 1 に示す。非結合型動吸振器は、弾性体に被覆された質量とそれを内蔵するためのハウジングの二部品で構成される。その構造上の特徴は、従来の動吸振器は付加質量が制振対象物にゴム等の弾性体を介して結合されているのに対し、非結合型では、付加質量は弾性体に被覆されているが、制振対象物には結合されていない点である。この付加質量は、飛散防止のために設置されているハウジング内を自由に動くことができるようになっている。

また、その性能上の特徴は、結合型動吸振器で得られる制振効果に加えて、動吸振器を適用した結果として発生する振動応答のピークをも低減できることにある。Fig. 2に示す二自由度のパネ～マス系に非結合型動吸振器を適用し、その振動低減効果を確認したシミュレーション結果を Fig. 3 に示す⁽²⁾。ここでは、制振対象を質量M1とし、基礎部分を加速度振幅一定で加振した際の同部位の応答加速度振幅を、動吸振器なし、結合型動吸振器あり、非結合型動吸振器ありの場合で比較している。なお、動吸振器の諸元値は、動吸振器なし状態での1000Hz近傍のピークを低減するよ

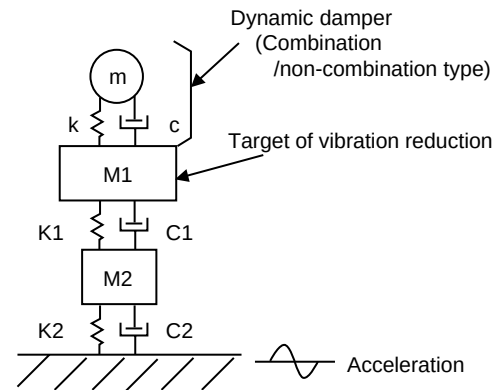


Fig. 2 Analytical spring-mass model of two degrees of freedom

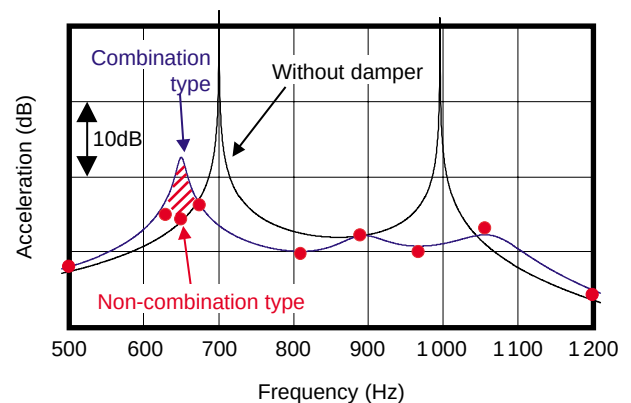


Fig. 3 Comparison of vibration reduction effect

うに設定した。Fig. 3 から、非結合型動吸振器を適用すると、結合型動吸振器による1000Hz近傍での制振効果に加えて、結合型動吸振器を適用したことにより発生する650Hz近傍のピークをも低減し、その結果、動吸振器なしで発生している二つのピークをなくし、ほぼ平坦な応答を得ることができている。

4. エンジンマウントへの適用検討

付加質量をハウジングに内蔵するだけという非結合型動吸振器構造の特徴を考慮しながら、現在使用されているエンジンマウントを題材として、その適用時の構造を検討した。車体へ取り付けるブラケットの固有振動の影響をなくすため、その部分を丸形状としたプッシュタイプのものを製作し、それをベース部品として検討を行った。その概観図と動的パネ特性を Fig. 4 及び Fig. 5 に示す。本形状は、エンジンマウントに用いられるごく一般的な形状である。また動的パネ特性としては、エンジンマウントを加速度振幅一定で加振したときの上下方向絶対パネ定数を評価値としている。

Fig. 5 からわかるように、本エンジンマウントは740Hz近傍にラバーサージングがあり、その周波数領域で絶対パ

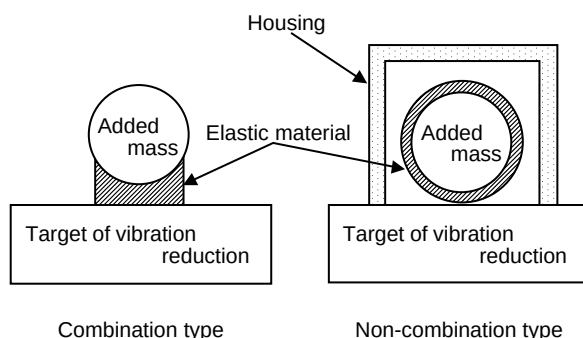


Fig. 1 Examples of dynamic damper structures

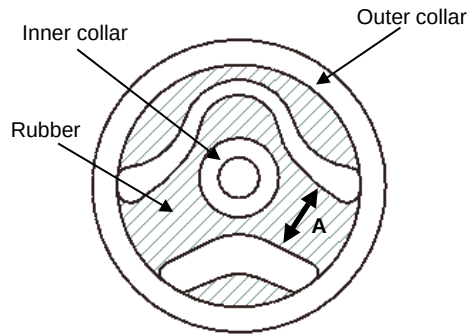


Fig. 4 Schematic view of engine mount

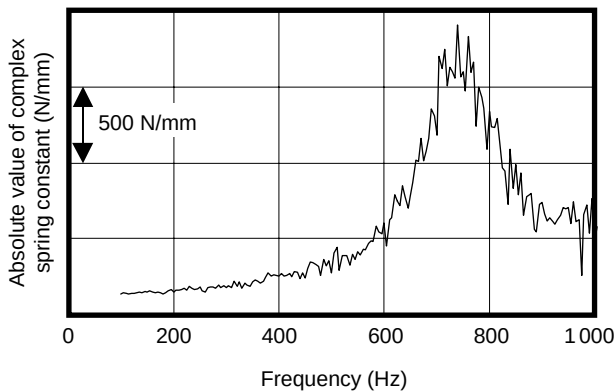


Fig. 5 Absolute value of complex spring constant

不定数のピークをもつ。このラバーサージングは、ゴム部の両端のインナーカラー、アウターカラーを固定端としたときの一次共振であると考えた。その共振の応答を低減するためには、ラバーの中央部に非結合型動吸振器を設定することが効果的と判断した。そしてハウジングとしては、パワープラントの変位入力に対するゴム部の耐久性を確保する観点から、応力集中を防止することのできる丸パイプを選定し、同部位に加硫接着した。また、ハウジングに内蔵する質量の形状についてはハウジングの内部空間の形状にならって円柱形とし、質量のハウジングからの飛び出しを防止するためその両端に栓をした。質量の弾性体の被覆部位については、対象としているゴム部の一次共振モードの変位方向はゴムの断面形状から Fig. 4 のほぼ A 方向であるため、質量の外周部に弾性体を被覆した。その非結合型動吸振器の断面構造を Fig. 6 に、非結合型動吸振器適用後のエンジンマウントを Fig. 7 に示す。

本構造は、弾性体に被覆された付加質量をハウジングに内蔵するだけの構造で、制振対象物に弾性体を介して結合しない構造であるために実現できたものである。例えば弾性体をゴムとした際には、ゴム部を成形する金型の強度を確保するため、ゴム部の厚さは 3 mm 程度必要となり、同じスペースで結合型動吸振器は設定できない。このように結合型動吸振器に対して小型化できることも非結合型動吸振器の特徴のひとつである。

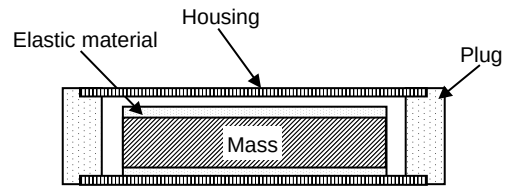


Fig. 6 Section of non-combination type dynamic damper structure

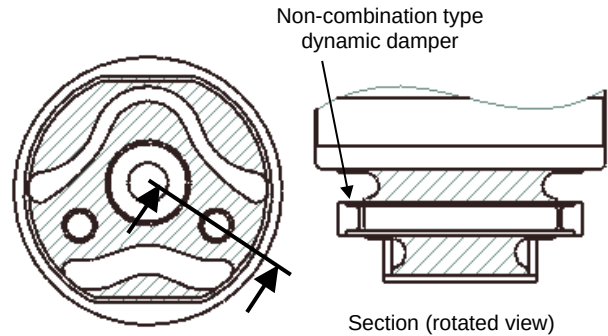


Fig. 7 Non-combination type dynamic damper applied to engine mount

5. 単体特性確認結果

5.1. ブッシュタイプの特性

Fig. 4 及び Fig. 7 に示したブラケットの固有振動の影響をなくしたブッシュタイプの物で、単体特性を測定した。動的バネ特性を評価する周波数範囲は、自動車の加速時のパワープラント系に起因する車室内騒音として特に問題となる 100Hz から 1000Hz とした。なお、両者の静的バネ定数は同等としてある。

5.1.1. 動的バネ特性

上記二仕様に加えて、中間板と同様に質量を追加した場合の特性を確認するため、Fig. 7 の質量部のないハウジングのみが設定されている状態の合計三仕様について、上下方向絶対バネ定数を測定した。絶対バネ定数測定時の加振条件は先程と同様に加速度振幅一定である。その結果を Fig. 8 に示

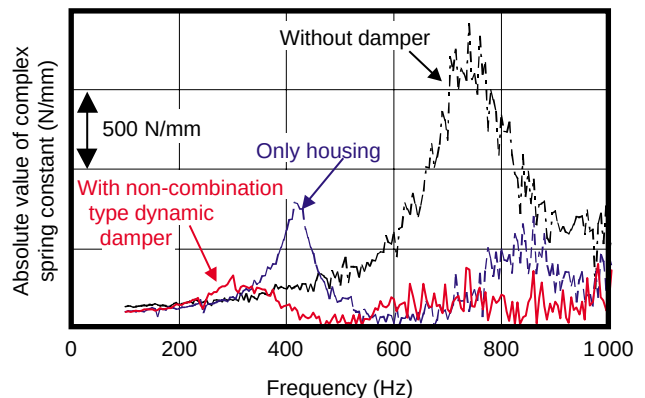


Fig. 8 Comparison of effect of reduction of absolute value of complex spring constant

す。グラフからわかるように、ハウジングのみを設置した場合には、740Hz近傍のピークは低減できているが、420Hzおよび860Hzの両近傍にあらたなピークが発生している。それに対して、質量部が内蔵されたものでは特に目立ったピークもなく、対象周波数域においてほぼ平坦な特性を得ることができた。

5.1.2. 液体封入式エンジンマウントとの比較

共にブッシュタイプのもので、現在使用されている液体封入式エンジンマウントと、前述の非結合型動吸振器を適用したエンジンマウントとの絶対バネ定数比較を行った。液体封入式エンジンマウントは、その絶対バネ定数を低減するために用いられる。比較対象とした液体封入式エンジンマウントの概観図を Fig. 9 に示す。その際、非結合型動吸振器を適用したエンジンマウントの上下方向静的バネ定数は、ゴムの硬度を変更することにより、液体封入式エンジンマウントと同等としてある。

絶対バネ定数の測定結果を Fig. 10 に示す。絶対バネ定数測定時の加振条件は加速度振幅一定である。グラフから、液体封入式エンジンマウントの方は460Hz、750Hzの両近傍にピークをもっているが、非結合型動吸振器を適用したエンジンマウントの方は、特に目立ったピークはなく平坦な特性を示しており、対象周波数域のほぼ全域において、液体封入式エンジンマウントに対して絶対バネ定数を低減できていることがわかる。

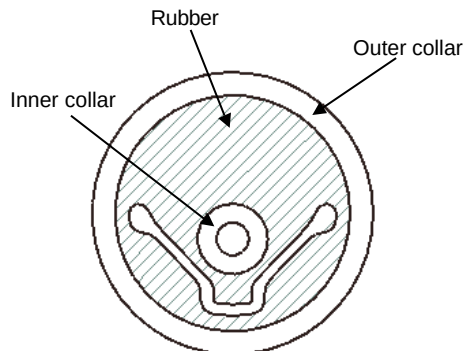


Fig. 9 Hydraulic engine mount

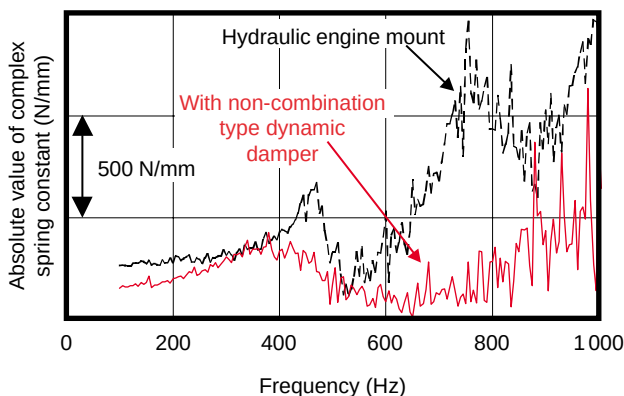


Fig. 10 Effect of reduction of absolute value of complex spring constant

5.2. 製品状態の動的バネ特性

前述のブッシュタイプのものを車体取り付け用ブラケットに圧入し、製品状態での絶対バネ定数を測定した。ここでは、非結合型動吸振器の有無品について比較をした。非結合型動吸振器適用品の概観図を Fig. 11 に示すが、動吸振器なし品も同様である。また、絶対バネ定数測定結果を Fig. 12 に示す。なお絶対バネ定数測定時の加振条件は加速度振幅一定である。

グラフから、非結合型動吸振器なしでは、ラバーサーgingによる絶対バネ定数のピークが700Hz近傍に、そして、車体取り付け用ブラケットの共振によるピークが1000Hz近傍にあるが、非結合型動吸振器ありのものでは、ラバーサーgingによる絶対バネ定数のピークだけでなく、車体取り付け用ブラケットの共振によるピークをも低減し、対象周波数領域においてほぼ平坦な特性を得ることができていることがわかる。

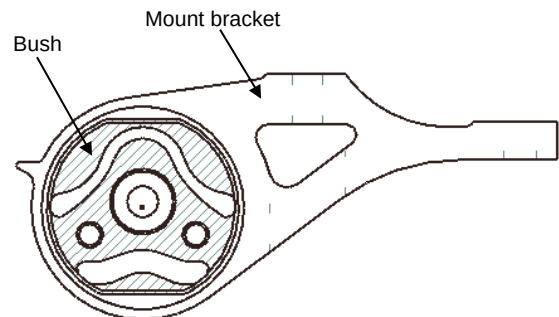


Fig. 11 Engine mount with non-combination type dynamic damper

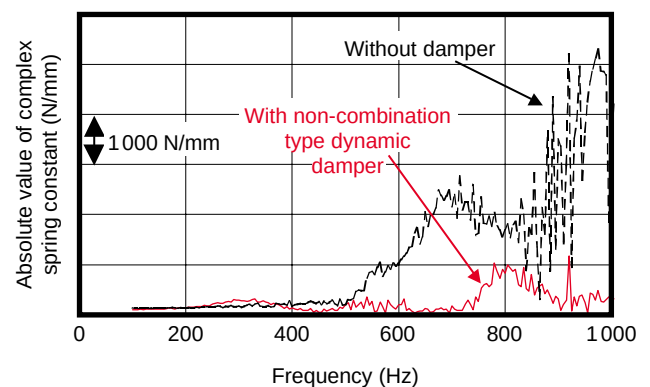


Fig. 12 Effect of reduction of absolute value of complex spring constant

6. 実車性能確認結果

前項のエンジンマウントを実車に取り付け、非結合型動吸振器有無での車室内静粛性の比較を行った。評価項目は、エンジン空転時のエンジンマウントの車体側取付点振動加速度と車室内中央部の音圧である。それぞれの測定結果を Fig. 13, Fig. 14 に示す。グラフの横軸には 1/3 オクター

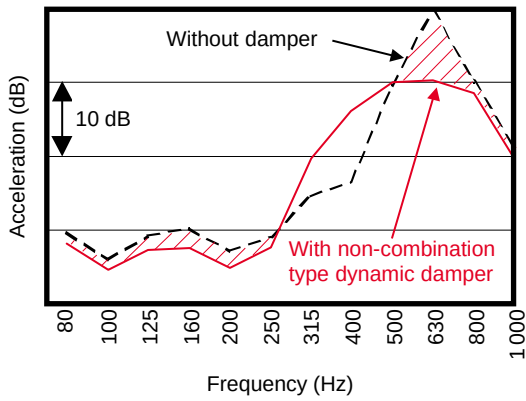


Fig. 13 Effect of reduction of vibration of engine mount point of body side

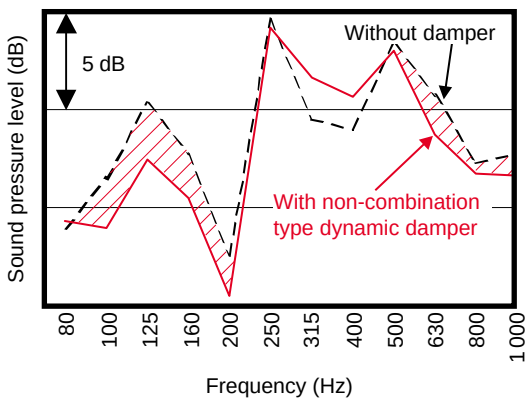


Fig. 14 Effect of reduction of sound pressure of interior noise

ブバンドの中心周波数をとっている。Fig. 12 から Fig. 14 よりエンジンマウントの絶対バネ定数が低減できている周波数領域において、エンジンマウント取付点車体側振動加速度を低減し、それに伴って車室内中央部音圧を低減することができている。

7. 単体耐久性確認結果

非結合型動吸振器を設置したゴム部のパワープラント変位入力に対する耐久性を評価するため、現行の量産品と同じ加振条件で単体加振耐久試験を実施した。試験終了後の外観写真を Fig. 15 に示す。ゴム部に亀裂の発生等ないことが確認できた。



Fig. 15 Engine mount after endurance test

8. まとめ

自動車室内の振動騒音低減のため、非結合型動吸振器を用いてエンジンマウントのラバーサージングによる絶対バネ定数の上昇を低減することを検討し、適用後の単体及び実車における効果を確認した。その結果、以下の成果を得た。

- (1) 非結合型動吸振器は、結合型動吸振器と比較して、他の周波数領域での振動を増幅することなく、応答ピークを低減できることがわかった。
- (2) エンジンマウントラバーサージングに対する、非結合型動吸振器を用いた対応構造を提案できた。
- (3) 非結合型動吸振器をエンジンマウントゴム部に適用することで、ベース品に対して対象周波数領域において大幅な絶対バネ定数低減が図れ、ほぼ平坦な特性を得ることができた。また、同周波数領域における絶対バネ定数低減構造を有する液体封入式エンジンマウントに対しての優位性も得られた。
- (4) 非結合型動吸振器付きエンジンマウントを実車に適用することで、絶対バネ定数を低減した周波数領域において、エンジンマウントの車体側取付点振動加速度を低減し、それに伴って車室内中央部音圧を低減することができた。
- (5) 非結合型動吸振器をエンジンマウントのゴム部に適用しても、パワープラントの変位入力に対する単体耐久目標性能を満足することが確認できた。

9. 謝辞

本研究にあたり、東海ゴム工業(株)をはじめ、御協力を頂きました多くの関係者の方々に紙面を借りて厚く御礼申し上げます。

10. 参考文献

- (1) 谷口修ほか：2自由度系の強制振動，振動工学ハンドブック，東京，養賢堂，1991, p.132-136
- (2) 相田俊一ほか：多自由度振動，機械工学便覧，東京，日本機械学会，1987, p.43-47

■著 者■



内 藤 均

エンジン発電機における防音構造の研究

Study of Sound Isolation Structure for Engine Generators

福田 徹*

Toru FUKUDA

竹村 一仁*

Kazuhito TAKEMURA

丸山 勝巳*

Katsumi MARUYAMA

鈴木 信一*

Shinichi SUZUKI

要 旨

防音型発電機の開発において、トレードオフの関係にある騒音低減と冷却性能の確保を高いレベルで両立するため、新たに2つのクールゾーンと1つのホットゾーンに分割した3分割きょう体構造の研究を行った。この構造により、開放型発電機と同等レベルの冷却性能を確保しながら12.1 dB(A)の騒音低減を達成した。この技術をインド国内向け発電機に適用した結果、世界で初めてインド騒音規制 Phase II をクリアすることができた。

ABSTRACT

In a development of sound isolation type generators, three-division case object structure that has divided two cool zones and one hot zone was newly studied. This study was aimed at establishment of compatibility at high level between sound isolation and cooling capabilities that are in a trade-off relationship. Sound isolation of 12.1dB(A) was achieved according to this structure, securing the equivalent level of cooling capabilities to that of open frame type generators. As a result of adopting the new structure to the generators for domestic consumption for India, the Indian noise regulation phase II has been accomplished for the first time in the entire world.

1. まえがき

発電機はレジャー、建築、工事現場等の業務、非常時のバックアップ用として昼夜を問わず使用するため、従来から騒音低減に対する要望が高い。近年、発電負荷によりエンジン回転数を制御するインバータ発電機やエンジン、オルタネータをきょう体で覆った防音型発電機の需要が増加している。また、騒音低減への市場要望を反映し、発電機に対して厳しい騒音規制をかける地域、国が出てきており、例えば EU の 2002/2006 年規制やインドの 2002/2003 年規制が既に発行されている。

一般的に発電機の騒音低減手法には2つの方法がある。

- 1) 騒音源のエンジン、オルタネータ、エアクリーナ、マフラそのものの騒音を低減する方法。
- 2) 騒音源のエンジン、オルタネータ、エアクリーナ、マフラをきょう体で覆うことで騒音を低減する方法。

このうち、2)は防音型発電機と呼ばれるがこの場合、

*朝霞東研究所

騒音低減と冷却性能はトレードオフの関係になる。例えばきょう体内に冷却風を導入する開口部を例にとると、冷却性能を上げるためには開口部面積をできるだけ大きくする必要があるが、それに伴い開口部から騒音が漏れやすくなる。

そこで、防音型発電機において高い騒音低減効果と冷却性能を両立させるきょう体構造を採用した。本論文では、開放型で円筒型オルタネータの発電機の騒音低減を例に取り、きょう体構造の概要、その騒音低減効果及び冷却性能について述べる。

2. 開発のねらい

代表的な発電機を Fig. 1 に示す。

- 1) 開放型(パイプフレーム構造)

エンジン及び円筒型又は集中巻線型オルタネータをパイプフレームに搭載したもの。

2) インバータ式防音型

エンジン及び多極オルタネータを、きょう体に入れたもの⁽¹⁾。

3) 防音型

エンジン及び円筒型又は集中巻線型オルタネータをきょう体に入れたもの。



Fig. 1 Typical structure of engine generators

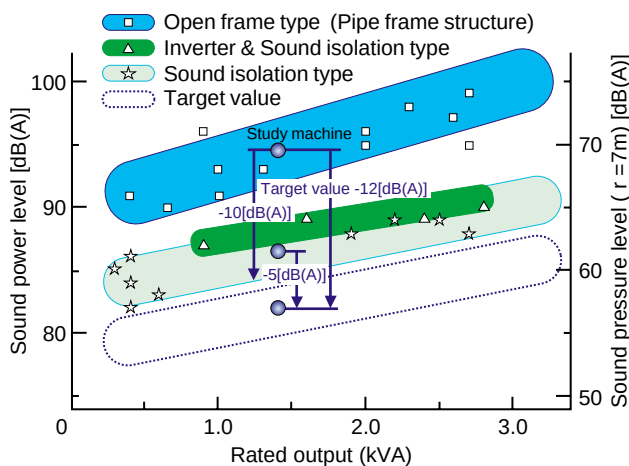


Fig. 2 Noise value according to type

定格出力 3 kVA 以下の騒音値(定格出力 3/4 のとき)を型式別に Fig. 2 に示す。縦軸左側は発電機(音源)の音響出力を表す音響パワーレベル(Lw)で、縦軸右側は発電機から 7 m 離れた位置での音圧レベル(Lp)を示す。Lw と Lp の関係は発電機が地面に置かれた理想的な半自由音場で式(1)の関係が有り、発電機から 7 m での Lp は $L_p = L_w - 25$ [dB(A)]となる。

$$L_p = L_w - 20 \log_{10} r - 8 \quad (1)$$

参考までに日常生活環境における音圧レベル⁽²⁾を Table 1 に示す。

Table 1 Sound pressure level in a living environment

80 dB(A)	Subway in the car
70 dB(A)	Bell of a telephone, Loud street
60 dB(A)	Quiet passenger car, Ordinary conversation
50 dB(A)	Quiet office

開放型を防音化する際の騒音低減目標は、次の観点よりベースとする開放型に対し -12 dB(A)とした。

1) 一般的に騒音が 1/2 になったと人間が感じられる -10 dB(A)⁽³⁾以上、開放型に対し低減すること。

2) 一般的に人間が騒音低下をはっきり認識できる -5 dB(A)以上、従来の防音型に対し低減すること。

目標値の位置付けを、同じく Fig. 2 に示す。

Fig. 1 の各型式の冷却風及びエンジン排気ガスの流れを Fig. 3, Fig. 4, Fig. 5 に示す。冷却能力は油温、スパークプラグ座面温度、キャブレタ内の燃料温度等発電機各部の温度によって評価し、目標温度は従来の発電機程度とした。

従来の防音型の騒音低減、冷却能力に関する課題は、基本的に Fig. 3 の開放型をきょう体に収めた構造となっているため、騒音ではエンジン排気ガスの直接排気が最大の騒音源となっている。これは Fig. 4 のインバータ式防音型でも同様である。冷却能力では、冷却風ダクト表面の熱及びダクトの合わせ部すきまより漏れた冷却風からの熱がきょう体内に滞留し内部の温度が上がると共に、冷却風取り入れ口から再循環し冷却効率を落としている。さらに運転停止後は冷却風の出入り口の落差が小さいため、冷却風ダクト内が十分な自然対流により冷却できず、高温部の余熱によってきょう体内部の温度が上昇する。

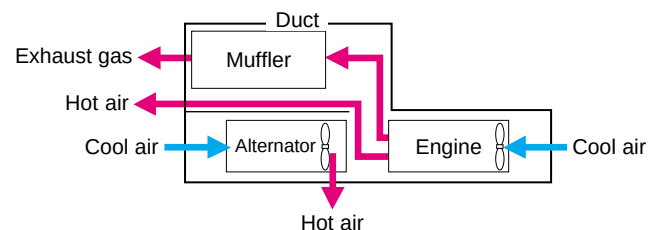


Fig. 3 Open frame type (Pipe frame structure)

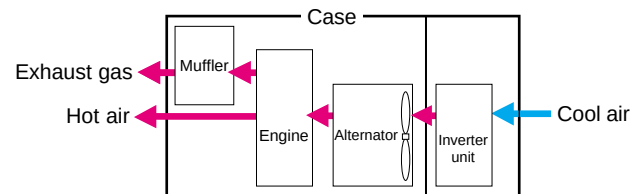


Fig. 4 Inverter & Sound isolation type

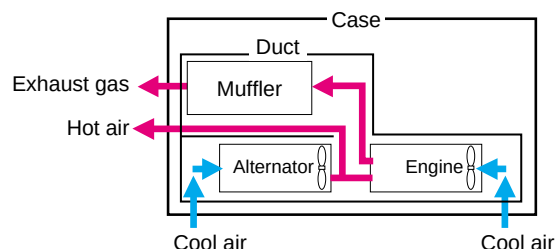


Fig. 5 Sound isolation type

こうした従来の防音型の課題を解決するために、騒音低減、冷却性能について以下の観点で新構造を検討した。

騒音低減のポイントは、

- 1) エンジン排気ガスを間接排気で排出し、排気騒音を減少させる。
- 2) 冷却風ダクトの長さを長く取り、さらにダクト内側に吸音材をつけることにより騒音を減衰させる。
- 3) 冷却風取り入れ用開口部の面積を最小限として、外部への騒音の漏れを極力抑える。

冷却能力のポイントは、

- 1) きょう体内でクールゾーンとホットゾーンを完全に分離するためシール効果の高い単純な分割構造とし、伝熱による熱の滞留及び再循環を防止する。
- 2) 冷却風出入り口の高さの差を最大限に取り、自然対流による冷却を促すことにより停止後の温度上昇を防止する。
- 3) 冷却風の流路抵抗を減らし、十分な冷却風量を確保する。

3. 騒音低減技術

3.1. きょう体構造

騒音低減、冷却能力のポイントを踏まえた結果、新たなきょう体構造を考案した。きょう体内の冷却風及びエンジン排気ガスの流れを Fig. 6 に示す。その概要は、

- 1) 垂直方向に仕切りを入れ、きょう体内を3分割した。仕切りにより中央のホットゾーンと両側のクールゾーンが完全に分離され、ホットゾーンにはエンジン、オルタネータ、マフラーを配置し、クールゾーンにはエアクリーナ、キャブレタ、燃料タンク、バッテリー、電装部品を配置する。
- 2) 中央のホットゾーン上部に消音室を設け、マフラーの排気ガスをここに間接排気する。
- 3) 冷却風の取り入れ口を最下部の底板とし、排気口をきょう体の最上部に設ける。

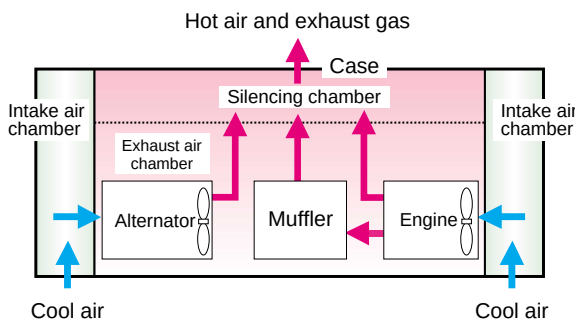


Fig. 6 New Sound isolation type

3.2. 騒音低減効果の確認

3分割きょう体構造の試作機で、騒音低減効果を確認した。

Fig. 7 に3分割構造の各部屋の騒音低減に対する効果度を示す。トータルで 12.1dB(A)の騒音低減効果があった。

左端から仕様を述べる(数値は音響パワーレベルを示す)。

- 1) エンジンとオルタネータのみ。(開放型と同レベル)
[94.1dB(A)]

きょう体に収める前の状態を示す。

- 2) ホットゾーンの排気室を追加。
[− 5.6 dB(A)]

騒音源の遮音効果を示す。

- 3) 排気室上部を区切り消音室追加。
[− 0.9 dB(A)]
間接排気及び排気通路を長くしてさらに吸音させた効果を示す。

- 4) エンジン側の吸気室を追加。
[− 4.8 dB(A)]
エアクリーナ、リコイルスタータの吸気音及び仕切り壁から漏れるホットゾーンからの騒音の遮音効果を示す。

- 5) オルタネータ側の吸気室を追加。
[− 0.6 dB(A)]
オルタネータの吸気音及び仕切り壁から漏れるホットゾーンからの騒音の遮音効果を示す。

なお、きょう体内のホットゾーンには吸音を兼ねた断熱材をはり、クールゾーンにも吸音材をはっている。この断熱、吸音材を除いたきょう体のみの騒音低減に対する寄与率を求めるため、断熱、吸音材の有無でそれぞれ騒音を測定した。結果は Fig. 8 に示すように 12.1dB(A)の騒音低減効果のうち、きょう体構造のみで 52%にあたる 6.3 dB(A)下がった。これは、断熱、吸音材無しでも従来の防音型並みの騒音レベルが達成可能であることを示している。また、Fig. 9に定格負荷運転時の周波数分析結果を示す。(測定マイク位置は発電機より 2 m)エンジンとオルタネータのみに対して試作機は 250Hz 以上のすべての周波数において騒音低減が図られている。

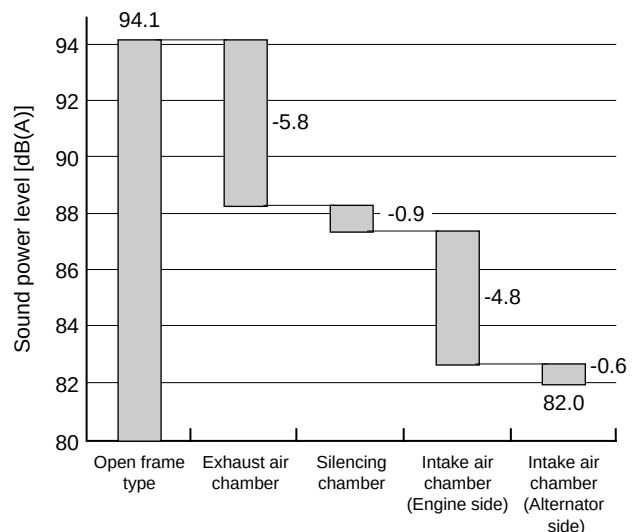


Fig. 7 Effect according chamber

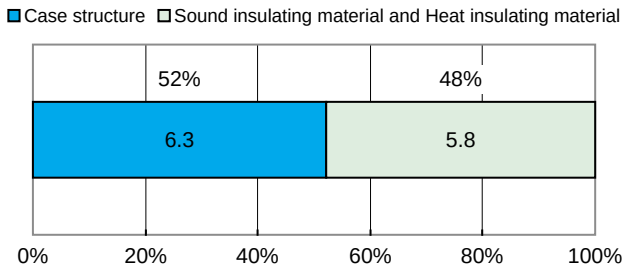


Fig. 8 Effect according chamber

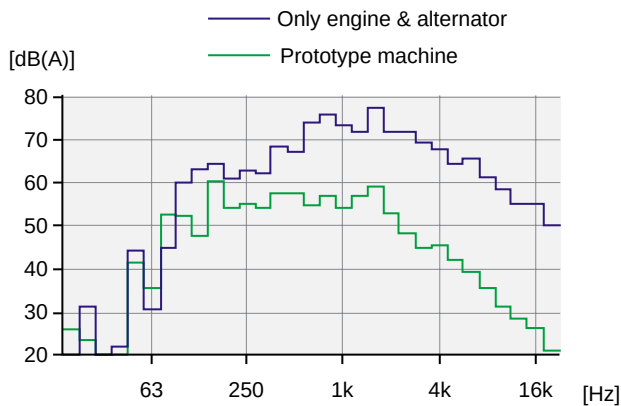


Fig. 9 Frequency analysis result

3.3. 冷却風量

3.3.1. 必要冷却風量の推定

冷却性を成立させるために、この3分割構造が開放型と同等の出力を確保するよう必要な冷却ファンの風量を推定した。

燃料が持つ熱量を Q_k とすると

$$Q_k = Q_p + Q_g + Q_c + Q_w^{(4)} \quad (2)$$

Q_p : 発電機出力

Q_g : 排気ガスの熱量

Q_w : 冷却風を暖める熱量

Q_c : ホットゾーンのからの発熱

ここで、

$$Q_k = H \times F_c \quad (3)$$

$$Q_g = \Delta T_g \times \rho(T) \times C(T) \times V \times N \times \eta_v \quad (4)$$

$$Q_w = W \times \rho(T) \times C(T) \times \Delta T_1 \quad (5)$$

H : 燃料の低位発熱量

F_c : 供試エンジンの燃料消費率

ΔT_g : 供試マフラのクールゾーンの温度からの排気温度上昇値

ρ : 空気密度

C : 空気の比熱

V : 供試エンジンの排気量

N : エンジン回転数

W : 冷却ファンの風量

ΔT_1 : 冷却風のクールゾーンの温度からの温度上昇値

η_v : じゅうてん効率

エンジンから放出される冷却風の温度をホットゾーンにあるワイヤハーネスの耐熱温度より 80°C 以下とし、外気温は 40°C とする。

Q_c はホットゾーンから直接実機外に排熱される分と隔壁からクールゾーンに排熱される熱量がある。

$$Q_c = Q_1 + Q_2 \quad (6)$$

Q_1 : ホットゾーンから直接外に排出される熱量

Q_2 : セパレータからクールゾーンに排出される熱量

ホットゾーンの各面にはきょう体表面の温度上昇及びクールゾーンへの熱伝導を防止するため、Table 2 に示すように断熱材をはっている。

Table 2 Heat insulating material

Front / Top / Rear face	With heat insulating material
Bottom surface	With no heat insulating material
Separator	With heat insulating material to one half

ここで、鉄板の熱伝導率を $80(\text{W/mK})$ 、断熱材の熱伝導率を $0.04(\text{W/mK})$ とし、断熱材の面積比率を考慮して、ホットゾーンからクールゾーンに伝わった熱がすべて冷却風に取り込まれると仮定すると、

$$Q_2 = \rho(T) \times C(T) \times W \times \Delta T_2 = 0.50 \times Q_c \quad (7)$$

ΔT_2 : 冷却風取り入れ口の温度上昇値

Fig. 10 に ΔT_2 と冷却風量の関係を示す。開放型のデータより、 $\Delta T_2 = 5^\circ\text{C}$ を目標とすると風量 W は約 $5.5(\text{m}^3/\text{min})$ となる。

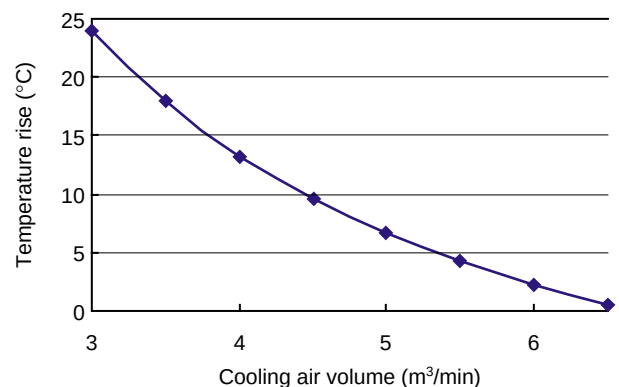


Fig. 10 Relation between temperature rises and cooling air volume

3.3.2. 冷却風量の確認

風量 5.5(m³/min)を試作機で確認した吸気温度測定結果を Table 3 に示す。マフラに近いオルタネータ吸気温度が高いが、その他は開放型に近い。また、冷却能力を評価するため Table 4 で主要部分の温度測定結果を示す。開放型に対し高めではあるがすべて要件値内におさまっている。

Table 3 Intake air temperature

Intake air temperature	Open frame type (°C)	Prototype machine (°C)
Air cleaner	43	43
Recoil	43	46
Alternator	42	49

<ambient temperature : 40°C>

Table 4 Main parts temperature

Main parts temperature	Open frame type (°C)	Prototype machine (°C)
Oil	112	115
Plug seat	222	235
Carburetor gas	52	45
Main winding	90	100

<ambient temperature : 40°C>

4. インド国内向け発電機への適用

4.1. インド騒音規制の背景

インドでの発電機用途は、停電時の非常用が大半を占める。順調な経済成長に電力供給が伴わず、国民1人当たりの発電設備容量は日本の約 1/20、都市部の比較では首都デリーは東京の約 1/40 であり、加えて粗悪な送・配電網／設備による約 45%の送電ロスにより停電が全国で慢性的に発生している。このため、発電機ユーザの約 80%を占める個人・商店・小規模オフィスの発電機が停電と同時に一斉に運転を始め、特に都市部ではその騒音と排気ガスが大きな社会問題となってきた。

そこで、インド政府はガソリンとケロシンを燃料とする発電機の騒音と排気ガスエミッションを規制する法律を制定した。

騒音規制の具体的な時期と騒音値を Table 5 に示す。

Table 5 Noise limit for generator

	Phase I	Phase II
Application date	September, 2002	September, 2003
Sound power level (L _{WA})	90 dB(A)	86 dB(A)

4.2. EXK2000(新防音型発電機)への適用

新3分割構造を採用した EXK2000 を開発した。開放型並みの冷却能力を維持した上で、騒音値は開放型EBK2000の 94.1 dB(A)に対し 82.5 dB(A)と 11.6 dB(A)の低減効果があった。EXK2000 の構造図を Fig. 11 に、外観を Fig. 12、主要諸元を Table 6 に示す。

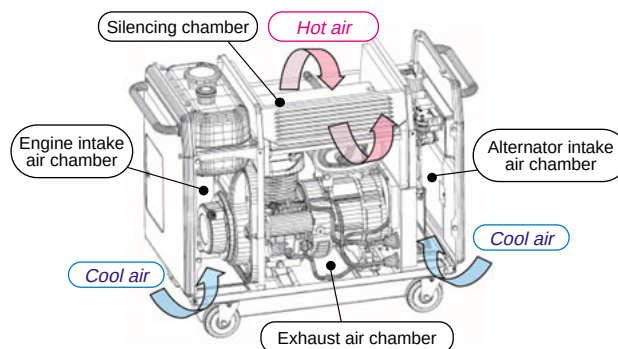


Fig. 11 Configuration of EXK2000



Fig. 12 EXK2000

Table 6 Major specifications

Model		EXK2000
Engine	Type	4-stroke SV
	Displacement (cm ³)	197
	Speed (rpm)	3000
Alternator	Type	Cylindrical type
	AC frequency (Hz)	50
	Max AC output (VA)	1600
	Rated AC output (VA)	1400
Dimensions	DC output	12V-8.3A
	Dimensions L × W × H(mm)	890 × 430 × 685
	Dry weight (kg)	76
	Sound power level [dB (A)]	82.5

5. まとめ

エンジン発電機における騒音低減技術の研究により以下の結果を得た。

- 1) 防音型発電機の新構造である3分割構造を採用し、開放型並みの冷却能力を維持しながら従来の防音型発電機以上の騒音低減が可能なことを証明した。
- 2) EXK2000に適用し、世界一厳しいとされるインド騒音規制 Phase II を世界で初めて認定取得することができた。また、同3分割構造を採用することにより、出力違いの EXK1200 及び EXK2800 もインド騒音規制 Phase II を認定取得した。
- 3) 同構造を採用することにより、開放型発電機と同等の出力を維持して、防音仕様への変更が可能となった。

謝 辞

本研究開発にあたり、御協力を頂いた社内外の関係者の方々に紙面を借りて厚く御礼を申し上げる。

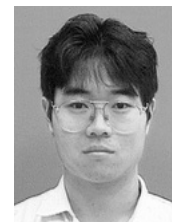
参考文献

- (1) 田中良男, 河内敏文, 伊藤慶太, 中村政史: 軽量, コンパクトな「GENE21 シリーズ」ポータブル発電機の開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.2, 1999, p.15-22
- (2) 埼玉県環境防災部 環境政策課: 平成 11 年度埼玉県環境白書, 埼玉, 1999, p.103-114
- (3) 社団法人 日本機械学会: 機械騒音ハンドブック, 東京, 産業図書, 1991, p.29-30
- (4) 北村健三, 大竹一友: 基礎 伝熱工学, 東京, 共立出版, 1991, p.12-29

■ 著 者 ■



福田 徹



丸山 勝巳



竹村 一仁



鈴木 信一

ラジエータ内部流れに基づく放熱特性解析

Heat Radiation Analysis Based on Internal Flows of Radiator

渡部 尚* 岩田 正行*
Takashi WATANABE Masayuki IWATA

要 旨

従来の二輪車用ラジエータは、前面形状が長方形の等管長ラジエータが使われることが多かった。最近、エンジンの高出力化に伴い、限られたスペースで高放熱量を得るため、前面形状が長方形でない任意形状のラジエータが増加してきている。このようなラジエータは冷却管長が各段によって異なるため、流速分布が不均一になるので長方形ラジエータに比べ放熱量予測が難しい。また、従来のラジエータの放熱特性解析は十分に行なわれていなかったため、放熱量の流量依存性は十分明確ではなかった。今回、3次元流れ計算と1次元伝熱計算を組み合わせることにより、任意形状ラジエータの放熱量を容易、かつ高精度に予測できる手法を構築した。

ABSTRACT

Rectangular-shaped radiators for motorcycles have been used previously in many cases. According with the latest high-power engines, to use arbitrary-shaped radiators is increasing to get high heat radiation within limited space. This type radiator has different cooling tube length. It is more difficult to predict heat radiation amount for this type than rectangular type as velocity distribution is uneven. Moreover, analysis regarding heat radiation characteristics has not been done sufficiently and dependency of flow amount on heat radiation has been unclear. By combining calculations of three-dimensional flow field and one-dimension heat radiation, a method that can predict heat radiation amount of arbitrary-shaped radiators easily and precisely has been constructed.

1. はじめに

通常、二輪車のラジエータは偏平な断面形状の冷却管を上下方向に多数ならべた構造であり、冷却管の長さがすべて等しく、正面形状が長方形のラジエータを使う場合が多かった。最近ではエンジンの高出力化に伴って高放熱量のラジエータの設計が要求されている。このような場合レイアウトスペースを考慮して、任意形状ラジエータが検討されるケースが増えてきている。このような任意形状のラジエータは、長方形ラジエータと同じ方法で放熱特性を予測すると、その実力値からかなり外れるケースも少なくない。

また、ラジエータ放熱量に関する解析は、十分に行われてきていない。その理由は、ほとんどのラジエータ形状が長方形であり、経験から放熱量を予測することが比較的容易であったためである。しかし、任意形状のラジエータを用いる必要性に伴って、ラジエータ放熱特性の定量的な解析技術を開発し、任意形状のラジエータにおいても、正確な放熱

性能予測の必要性が高まってきている。ラジエータ放熱量の予測手法については、大島の報告例⁽¹⁾があるが、冷却水の流量の影響や、冷却管と空気間の伝熱特性などを含む具体的手法についてはあまり議論されていない。また、従来から多く使われてきた長方形形状のラジエータの場合でも、流量とラジエータ諸元と放熱特性の影響は必ずしも十分検討されていなかった。

筆者らは、3次元流れ場計算と1次元伝熱計算を組み合わせることにより、任意形状のラジエータの放熱特性を容易にかつ高精度に予測できるシステムを開発したので報告する。

2. 解析手法の検討

ラジエータの冷却のベースとなる現象は強制対流熱伝達と呼ばれ、解析に当たっては流れ場の解析と熱伝達の解析が分離可能である。すなわち、初めに流れ場解析のみを行い、その結果を用いて伝熱解析を行うことが可能である。実

際に解析を行う手法は以下のA, B, Cが考えられる。

手法A：ラジエータ冷却管内流れを、一様断面形状を持つ1次元流れとして捉え、流れ場および伝熱解析ともに1次元解析を行う。

手法B：流れ場および伝熱解析ともに3次元解析を行う。

手法C：流れ場を3次元で解き、後半の熱解析を1次元で解く。

手法Aは基礎理論が単純化されるため、内作プログラムが作りやすく、計算時間が短いため多くのパラメータの影響を考慮しやすい。一方、ラジエータ内各冷却管の速度配分は、ラジエータタンクなどの幾何学的形状の影響を大きく受けるため、1次元解析での流速配分の予測は十分な精度を得られないという問題がある。

手法Bは幾何学的形状を考慮した流速分布に基づく伝熱解析が可能である。Fig. 1はこの手法により得られたラジエータ表面の温度分布表示したものである。また、Fig. 2は同ラジエータのサーモビューアによって得られた画像である。両者の温度分布の傾向は定性的に一致していることが分かる。しかしながら、この手法では1ケース当たりの計算時間が長くなり、冷却水流量をパラメータとする計算を行って分析を行うには、多くの時間を要する。

手法Cは計算に時間がかかる流れ場計算に関しては一つの形状仕様に対し1ケースのみ3次元解析を行い、伝熱に関するパラメータ計算はすべて1次元で行うものである。この手法は、流量をパラメータとする計算を実用的な精度でかつ短時間に行うことができるというメリットがある。本解析では、この点を考慮して手法Cを用いた。これらの手法の比較を Table 1 に示す。

3. 冷却管における1次元解析の定式化

3.1. 冷却現象のモデル化

冷却管伝熱解析を行うために、まず解析に必要なモデル化を行う。Fig. 3はラジエータに用いる冷却管における熱移動の様子を表示したものである。水は冷却管を通過する際に、管壁を通して熱を放出しながら温度を低下させていく。熱の授受を解析するためには、熱交換媒体である“水”と放熱先の“空気”との間の全熱抵抗Rを求める必要がある。この値は以下に述べる三つの熱抵抗の合成として表現される^{(2), (3)}。

$$R = 1/H = 1/hw + t/\lambda + 1/ha \quad (1)$$

R：全熱抵抗

H：熱通過率

hw：水→冷却管壁の熱伝達率

ha：冷却管壁→空気熱伝達率

t：冷却管肉厚

λ：冷却管熱伝導率

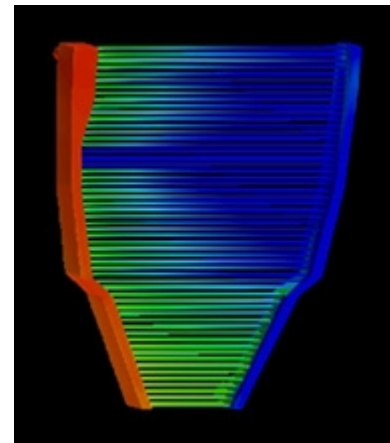


Fig. 1 Temperature distribution by simulation

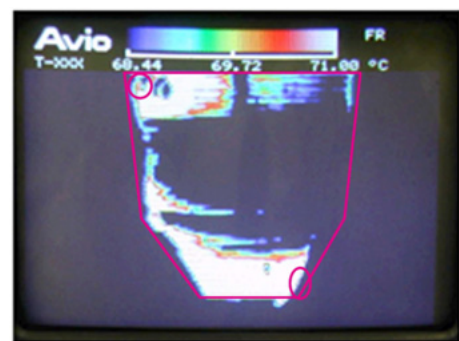


Fig. 2 Temperature distribution by thermo-viewer

Table 1 Comparison among three methods for heat radiation of radiators

Methods	Flow field calculation	Heat radiation calculation	Calculation time	Calculation accuracy
A	One dimension	One dimension	Acceptable	Unacceptable
B	Three dimension	Three dimension	Unacceptable	Acceptable
C	Three dimension	One dimension	Acceptable	Acceptable

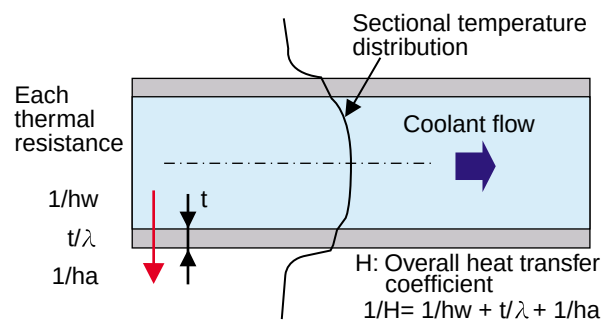


Fig. 3 Cooling model of radiator tube

h_w , h_a はどちらも流体－固体間の熱伝達率であるが、壁面における流れの状態に大きな影響を受ける。すなわち、流速の大きさに影響を受けるとともに流れが層流であるか乱流であるかに依存する。このため、常用する流速ゾーンにおいて、流れが層流であるか乱流であるかを判断した上で、熱伝達を得るための適切な実験式または理論値を用いる必要がある。検討に用いたレイノルズ数の判定式と熱伝達率を得るための式を文献(2)、(3)に従って以下に示す。

(1) 冷却管内水の流れの場合

$$Re_d = ud / \nu \quad (2)$$

$$d = 4A / s \quad (3)$$

Re_d : レイノルズ数

u : 流速

ν : 動粘性係数

d : 等価直径

A : 管断面積

s : 管周長

$Re_d < 2300$ のとき流れは層流となり、ヌセルト数 Nu_d は以下の式で与えられる。

$$Nu_d = 3.66 + 0.063 (Gz + 0.039Gz^{0.33}) \quad (4)$$

$$Gz = (x / d) / (Re_d Pr) \quad (5)$$

Pr : プラントル数

$Re_d > 2300$ のとき流れは乱流となり Nu_d は以下の式で与えられる。

$$Nu_d = 0.023 Re_d^{0.8} Pr^{0.3} \quad (6)$$

熱伝達率 h_w はヌセルト数の定義式から、

$$h_w = \frac{Nu_d \lambda}{x} \quad (7)$$

(2) 冷却管表面空気の流れの場合

平板境界層理論を適用すると、層流である条件は、

$$Re_x = Ux / \nu < 3.2E5 \quad (8)$$

U : 風速

x : 平板前縁からの距離

層流のとき、平均ヌセルト数 Nu_m および平均熱伝達率 h_a は以下の式で与えられる。

$$Nu_m = (0.458 Pr^{0.33} Re_x^{0.5}) \times 2.0 \quad (9)$$

$$h_a = \frac{Nu_m \lambda}{x} \quad (10)$$

式(2)による検討の結果、冷却管内水の流れは二輪車の運転条件の範囲では、層流の場合と乱流の場合の双方が存在することが分かった。一方、冷却管表面と空気が接する場合の流れの場合は、式(8)に実際の使用条件を考慮すると層流と判断できるため、式(9)が使えることが分かった。

3.2. 1次元放熱量計算手法の定式化

Fig. 4 に示すように一本の冷却管に着目して、熱の釣り合いを考える。冷媒が微小区間 dx の部分を通過する間に温度が dT だけ変化したとすると、式(11)の関係が成立する。ただし、冷却管内部の冷媒の流れる方向への熱伝導は影響が小さいとして無視する。

$$C_p \rho u A dT = -Hs(T - T_o)dx - s\epsilon\sigma(T^4 - T_o^4)dx \quad (11)$$

C_p : 冷媒の比熱

ρ : 冷媒密度

A : 管断面積

s : 管周長

u : 管内断面平均流速

H : 冷却水空気間の熱通過率

T_o : 周囲空気温度

T : 入り口から距離 x のところの冷媒温度

ϵ : 熱放射率

σ : Stefan-Boltzmann 定数

式(11)は、座標 x における温度 $T(x)$ を表す常微分方程式であり、右辺第一項は、熱伝達による放熱、第二項は放射伝熱による放熱を表わす。これを解くことで温度分布を求めることができる。本式は右辺第二項の影響により数式的に解を求めることは困難であるが、数値解法では容易に積分可能である。4次の Runge-Kutta 法を用いて求めた結果の一例を Fig. 5 に示す。この結果は、入り口温度を 353K、周囲温度 283K としたとき、冷却管の水温分布を表しており、入り口から出口にかけて水温が徐々に減少している様子を示している。また、3本の線は管内流速を 0.5m/s, 1.75m/s, 3.0m/s と変化させたときの状態を表しているが、流速が高いほど出口温度が高いことを示している。

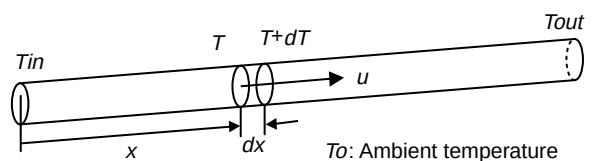


Fig. 4 Cooling tube model to introduce one dimensional heat radiation theory

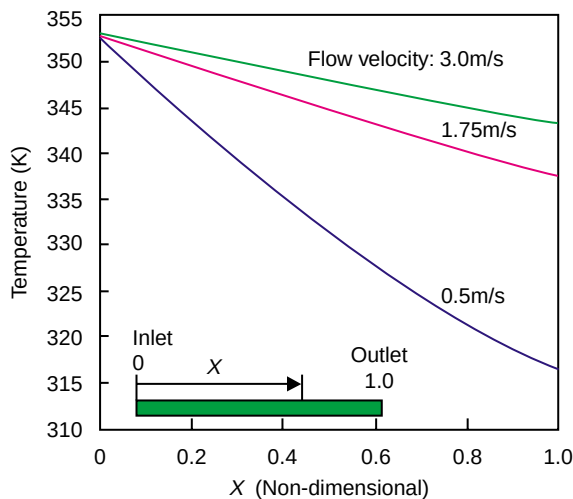


Fig. 5 Temperature distribution on cooling tube obtained from one dimension theory

管入り口温度 T_{in} 、出口の温度を T_{out} とすれば管一本当たりの放熱量 Q_i は式(12)で与えられる。

$$Q_i = C_{ppu} A(T_{in} - T_{out}) \quad (12)$$

T_{in} : 入り口温度

T_{out} : 管出口温度

4. 実測値と理論値の相関性

4.1. 実験概要

式(11)により、管の幾何学的諸元、管入口温度、空気周囲温度がわかれば、管出口の温度が求まり、放熱量も計算できることが分かった。そこで、本式の妥当性を検証するため、単管の放熱試験を行い、この結果から得られる放熱量を、式(11)から得られるものと比較を行った。実験装置の概要およびテスト品概観を Fig. 6, Fig. 7 に示す。

テストには、完成品に用いるアルミニウム製冷却管と同等の単管を用いた。それらの仕様を以下に示す。

仕様A : 断面寸法 24mm × 2.0mm,
長さ L=600mm フィン付き

仕様B : 断面寸法 24mm × 2.0mm,
長さ L=800mm フィン付き

仕様C : 断面寸法 24mm × 2.0mm,
長さ L=800mm フィン無し

フィンは冷却管の上下についていて、その結果、放熱面積はフィンがついていない場合に比べ 15.6 倍となる。テスト条件は、以下の 2 パターンで行った。

- (1) 風速を一定にして、管内水流速を変化させ、放熱量の管内流速依存性を調べる。
- (2) 管内水流速を一定にして、冷却風流速を変化させ放熱量の風速依存性を調べる。

なお、管入り口温度 T_{in} は 353K、周囲空気温度 T_o は

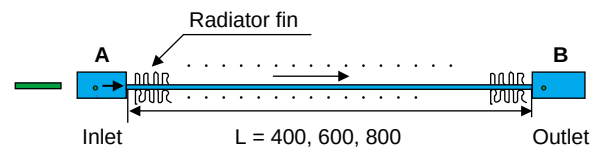


Fig. 6 Cooling tube for testing

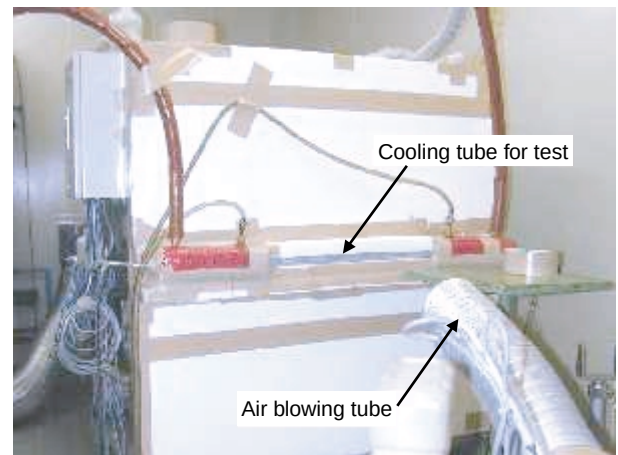


Fig. 7 Outside view of experimental device for cooling tube

283K とした。この場合管出口での温度 T_{out} を測定することにより、管全体の放熱量 Q が式(13)より求まる。

$$Q = C_{ppq}(T_{in} - T_{out}) \quad (13)$$

C_p : 水比熱

ρ : 水密度

q : 体積流量

4.2. 実測値と理論値の比較

以下に、テストに基づく結果と式(11)に基づく結果の比較結果を示す。なお、式(11)における熱放射率 ε はアルミニウム表面であることを考慮して 0.08 とした。

(1) フィン無しの場合

Fig. 8 はCの仕様で、放熱量を実測値と理論値とで比較したものであり、冷却風速を一定にして管内水流速を変化させたものである。Fig. 8より、2種類の実測値が低速域で差が広がっている。これはフィンを付けないため放熱量の絶対値が小さく、測定誤差の影響が出たためと考えられる。理論値は両測定法のほぼ中間的な値となり、平均的に実測値に一致している。

Fig. 9は、同じCの仕様で放熱量を実測値と理論値とで比較したものであるが、条件として管内流速を一定にして、冷却風速を変化させた場合の結果をあらわす。この結果は最大風速値における実験値と理論値はややずれるが、全般的によく一致している。これらの結果からフィン無しの場合におい

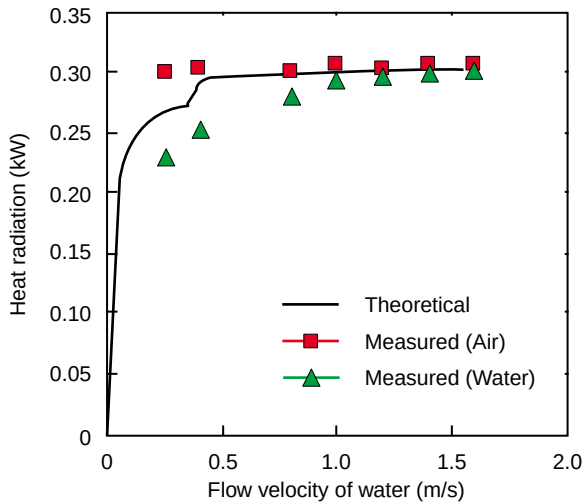


Fig. 8 Heat radiation characteristics of single tube (Wind velocity: Const. Without Fins)

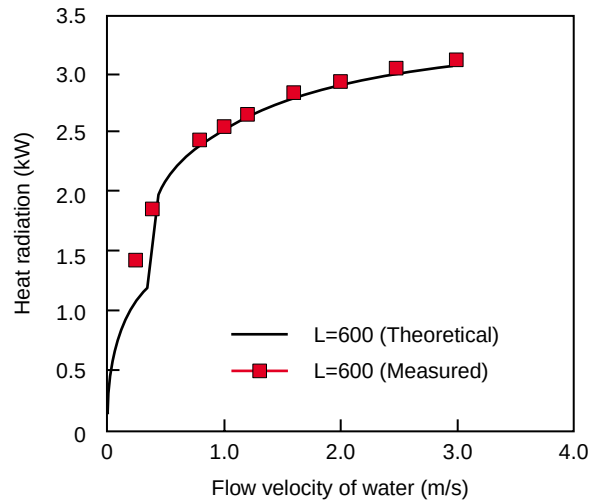


Fig. 10 Heat radiation characteristics of single tube (Wind velocity: Const. With Fins)

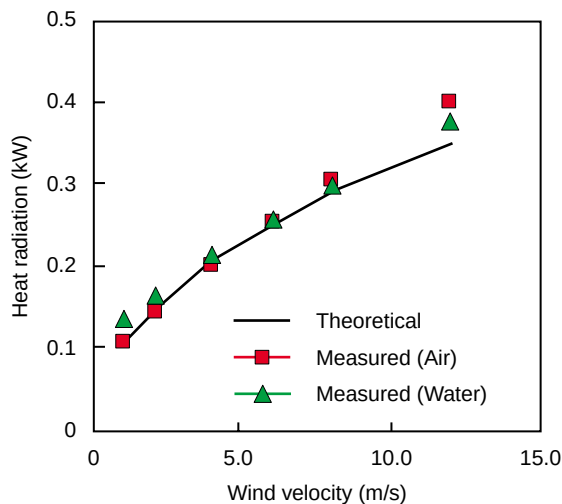


Fig. 9 Heat radiation characteristics of single tube (Water velocity: Const. Without Fins)

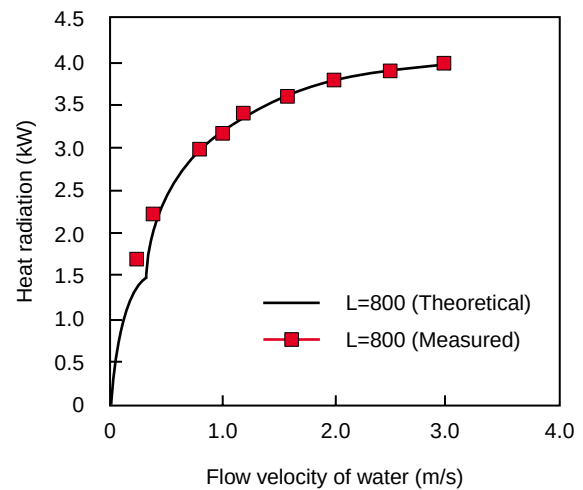


Fig. 11 Heat radiation characteristics of single tube (Water velocity: Const. With Fins)

ては、式(11)は妥当な予測精度を与えていると考えられる。

(2)フィン有りの場合

フィン付きの場合は、放熱面積が 15.6 倍に増えるため、式(1)において ha にこの影響を反映させた。

Fig. 10, Fig. 11 は $L=600\text{mm}$, $L=800\text{mm}$ のときの放熱量を実験値と計算値とで比較したものである。どちらも冷却風の速度を一定に保ち管内の水流速を変化させたときの結果を示している。これらの結果より、理論式(11)は良い予測値を与えることが分かった。

Fig. 12, Fig. 13 は $L=600\text{mm}$, $L=800\text{mm}$ のときの放熱量を実験値と計算値とで比較したものであるが、条件として管内水流速を一定に保ち、冷却風速度を変化させたときの結果を示したものである。この場合、グラフにおける低風速域と高風速域では、層流理論から導かれる予測値からややずれているが、中央部の風速域では実測値と計算値はよく一致している。

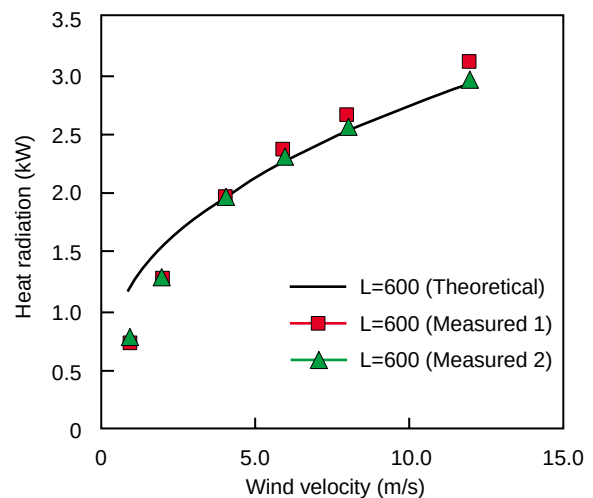


Fig. 12 Heat radiation characteristics of single tube (Water velocity: Const. With Fins)

(3) フィン有無の比較

Fig. 14はフィンがある場合と無い場合の放熱量の比を実測から得られた値と理論式から得られた値を比較したものである。両者の結果は定量的にほとんど一致する。これらの結果から、放熱量比は一定ではなく管内流速に依存することがわかる。この理由は式(6)により、管内流速が早いほど水側のヌセルト数が大きくなり、式(1)の熱通過率 H が変化するためである。そして、このような現象が理論式(11)により表現できたことにより、本理論が妥当であることが示されたと考えられる。

(4) 放射伝熱の影響

式(11)は、放射伝熱の影響の大きさを表す放射率 ε の影響を考慮することができるので、実際 ε の値を変化させて計算を行ってみた。

Fig. 15は今回冷却管の素材としたアルミニウムの放射率 $0.08^{(3)}$ 、の場合と上限値である $\varepsilon=1.0$ の場合の放熱量特性を比べたものである。この結果は $\varepsilon=1.0$ の場合は $\varepsilon=0.08$ より

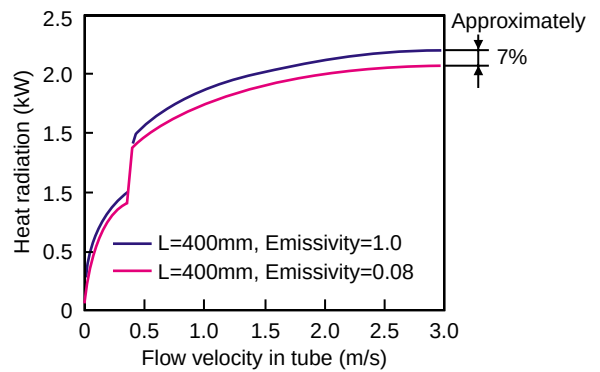


Fig. 15 Influence of emissivity in thermal radiation

り約7%増加することを示している。現実の材料は常に1より小さいので、両者の差はもっと小さくなるが、材料によっては、放射伝熱の影響は無視できないレベルになり得ると思われる。

5. 完成品ラジエータへの拡張

単管においては、理論と実験がほぼ一致することが示された。実際のラジエータは常に複数の冷却管から構成されるが、単管での理論を次のように拡張できる。長さの異なる n 本の冷却管(長さ $L_1, L_2, \dots, L_n$)を組み合わせた複合体ラジエータの放熱量 Q_{tot} は、個々の冷却管の放熱量 Q_i の総和となる。

式(12)から、

$$Q_{tot} = \sum_{i=1}^n Q_i \quad (14)$$

複数の管からの冷却水が混じった場合の混合降下温度 T_m は式(15)で与えられる。

$$T_m = \frac{\sum Q_i}{C_p \sum u_i A_i} \quad (15)$$

u_i : i 番目の管の流速

A_i : i 番目の管断面積

ただし、フィンによる放熱面積の倍率は、単管テストの場合と異なる。隣接する冷却管同士でフィンを共有するため、放熱面積倍率は単管の場合に比べ半分になる。

このようにして、 u_i が既知であれば複数の管からなる完成品ラジエータでも放熱量や冷却による降下温度を求めることが可能である。ここで u_i は3次元の流れ場計算から求めることができる。Fig. 16, Fig. 17は完成品ラジエータの流れ場を3次元流体計算により求めた場合の結果であり、それぞれ圧力分布、各冷却管平均流速の分布を表す。Fig. 18は、この流速分布を基ににして放熱特性を計算し実測値と比較したものである。縦軸は無次元放熱量であり、流量が100L/minのときの放熱量を1.0とした場合の相対値を表す。

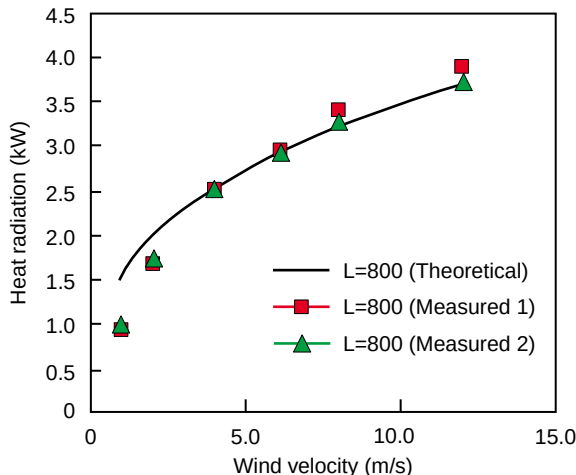


Fig. 13 Heat radiation characteristics of single tube (Water velocity: Const. With Fins)

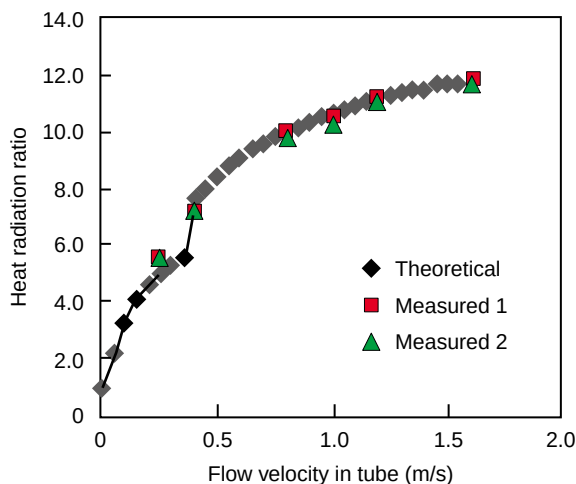


Fig. 14 Comparison between experimental results and theoretical results of heat radiation ratio (r): (heat radiation with fins)/(heat radiation without fins)

6. 結論

このグラフから、完成品ラジエータにおいても計算と実測はほぼ妥当なレベルで一致することが分かった。

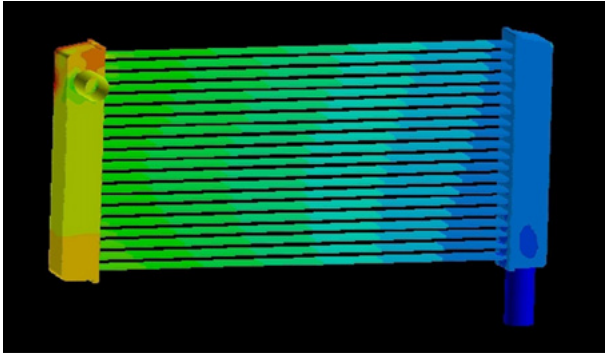


Fig. 16 Pressure distribution obtained from three-dimensional flow field simulation

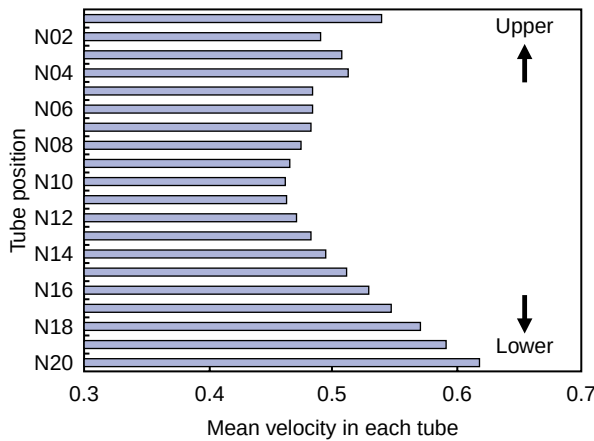


Fig. 17 Mean velocity distribution over whole tubes

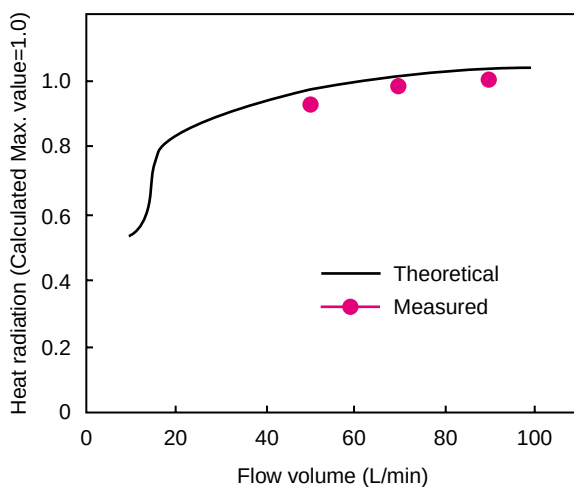


Fig. 18 Comparison of heat radiation characteristics between theoretical values and experimental values

任意形状の二輪車ラジエータにおいて、3次元流れ場計算と1次元伝熱計算を組み合わせることにより、広範囲な条件下における放熱特性を精度よく、かつ短時間で予測できる手法を構築した。

本手法を用いることにより、さまざまな前面形状を持つラジエータの放熱特性を、短時間で予測することが可能となり、開発の初期段階において仕様の熟成が得られるようになった。

参考文献

- (1) 大島竜也ほか：CFD による冷却性能予測手法の開発 (第2報), 自動車技術会, 学術講演会前刷集 No.109-01, 20015412, p.13-16 (2001)
- (2) 相原俊雄：伝熱工学, 裳華房, 1994
- (3) 甲藤好郎：伝熱概論, 養賢堂, 1976

■ 著 者 ■



渡 部 尚



岩 田 正 行

社外発表(2003. 1～2003. 6)

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2003. 1. 1	自動車技術会/JSAE Review Vol.24 No.1	Enhancements in vehicle stability and steerability with slip control	金 圭勇 矢野 修 占部 博之	栃木研究所 (株)ピーエスジー 栃木研究所
		Quantification of static seating comfort of motorcycle seats	小谷野光江 君島 猛 中山 研吾	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
	自動車技術会/自動車技術 Vol.57 No.1 2003	衝突安全の現状と将来	杉本 富史	栃木研究所
		二輪車の現状と将来	加藤 幹夫	朝霞研究所
2003. 1. 6 ～ 9	AIAA (American Institute of Aeronautics and Astronautics/41st Aerospace Sciences Meeting and Exhibit Conference (Reno, USA)	Wave-Drag Characteristics of Over-the-Wing Nacelle Business-Jet Configuration	藤野 道格 河村 友一	Honda R&D Americas Honda R&D Americas
2003. 1.23	Intel Corp./Intel Research Forum and Seminar Series =Robotics Forum=(Oregon, USA)	ASIMO is working in the real world.	坂上 義秋	和光基礎技術研究センター
2003. 1.25	日本機械学会/日本機械学会 論文集C編 69巻677号 P277-233	自動車用歯付ベルトの実駆動条件下で生じる疲労破損形態	友野 清久 飯塚 博 高橋 英明	栃木研究所 山形大学工学部 栃木研究所
2003. 1.26 ～ 30	日本マグネシウム協会/ Platform Science and Technology for Advanced Magnesium Alloys(大阪)	自動車が求めているマグネシウム材料	白石 隆	栃木研究所
2003. 2. 1	日本燃焼学会/日本燃焼学会誌	自動車用ガソリンエンジンの燃焼診断法の確立と制御技術への応用に関する研究	島崎 勇一	栃木研究所
	自動車技術会/自動車技術 Vol.57 No.1	乗員保護技術の現状と将来	上地 幸一	栃木研究所
	電気学会/半導体電力変換研究会(京都)	ZCS&ZVS補助共振レグリング形インバータとその実証評価	広田 慶彦 平木 英次 吉田 正伸 中岡 睦雄 篠原 貞夫 古川 勝彦	山口大学 大学院 山口大学 山口大学 大学院 山口大学 栃木研究所 栃木研究所
2003. 2. 3	電子情報通信学会/ ITS研究会(札幌)	自動車内環境における電子メールサポートシステムの提案と評価	荒金 陽助 辻 ゆかり 里村 昌史 樋山 智	日本電信電話(株) 日本電信電話(株) 栃木研究所 栃木研究所
2003. 2.20	デジタルプロセス研究会/ ものづくりプロセスの中にデジタルを用いたイノベーション定期研究会(浜松)	設計者の行なうCAE解析と今後の方向性	内田 孝尚	栃木研究所
2003. 2.26	(株)山海堂/エンジンテクノロジー第24報	可変吸気システムの歴史と現状	松本 誠司	栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2003. 3. 3	素形材センター/素形材産業 技術賞受賞技術紹介 「素形材月間特集号」	焼結拡散接合法によるハイブリッド自動車 用モーターロータの開発	浅香 一夫 小松 敏泰	日立粉末冶金(株) 栃木研究所
2003. 3. 3 ～ 6	SAE/2003 SAE World Congress(Detroit/USA)	The Effect of Geometry on Stiffness and Deformation in Exhaust Manifolds for In-line 4-cylinder Engines	榎本 勝	栃木研究所
		Development of 1600 N/MmU2 Class Ultra-High-Strength Bolts	高島 光男 飯田 善次 田中誠之助 築山 勝浩 茨木 信彦 並村 裕一	栃木研究所 栃木研究所 佐賀鉄工所 佐賀鉄工所 (株)神戸製鋼所 (株)神戸製鋼所
		Development of the Pre-coat Type Adhesive for All Olefin Instrument Panel	小田 哲也 川田 篤 Corey McEnhill	栃木研究所 栃木研究所 Honda R&D Americas
		Development of Lead Free Cationic E- coating for Automobile Body in White	森下 洋行 金子 勝吉	栃木研究所 栃木研究所
		Development of Metal Pushing V-Belt Stress Simulation for Continuously Variable Transmission	斎藤 俊博	栃木研究所
		An Examination of Eps Using Cables to Connect the Steering Wheel and Gearbox	陶山 孝一	栃木研究所
		Rear-end Collision Velocity Reduction System	小高 賢二 小田部 誠 浦井 芳洋 小池 弘之	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		New Approach to High Rigidity Body Construction Using Dynamic Analysis	柴岡 幹男 日下 馨 板井 義春 中西 康	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		A New Concept for Occupant Deceleration Control in a Crash-Part 2	本澤 養樹 鶴田 誠 河村 康 野口 淳也	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		High Reliability Electronic Throttle System Design	橋本 英史 赤崎 修介 安井 裕司 石黒 哲也	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Development of Metal Pushing V-Belt for Continuously Variable Transmission —Investigation for Clearance between Elements, Strength of Element and Strength of Ring Material—	矢ヶ崎 徹 金原 茂 青山 英明 石井 和夫 岡田 善成	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Development of a Power Train for the Hybrid Automobile —the Civic Hybrid	小川 博久 松木 正人 江口 高弘	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2003. 3. 3 ～ 6	SAE/2003 SAE World Congress(Detroit/USA)	Prediction of the SEA Input Parameters for the Sound Package	見坐地一人 多田 寛子 山下 剛 M. Mantovani C. Gaudino T. Falk	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 Rieter Automotive Switzerland Rieter Automotive Switzerland Rieter Automotive Switzerland
		Development of a Hybrid SEA Modeling Scheme for a Passenger Car	見坐地一人 多田 寛子 山下 剛 中村 光勇 田中 秀則 古株 真一 Daisuke MORIE	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 Honda R&D Europe UK California State University California State University California State University
		Development of a Low Precious-metal Automotive Perovskite Catalytic System for LEV-II	松蘭 義明 坂主 政浩 北川 浩	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Development of a Lane mark Recognition System for a Lane Keeping Assist System	峯田 憲一 鵜浦 清純 池田 哲夫	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Improvement of thermal resistance for lean Nox Catalyst	金枝 雅人 飯塚 秀宏 東山 和寿 黒田 修 平塚 俊文 篠塚 教広 大野 弘志 鷹嘴 年克 佐藤 尚宏	(株)日立製作所 日立研究所 (株)日立製作所 日立研究所 (株)日立製作所 日立研究所 (株)日立製作所 (株)日立製作所 (株)日立製作所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Development of a Driver Assistance System	石田真之助 田中 潤 近藤 聡 新行内誠仁	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2003. 3. 6	環境触媒フォーラム/第30回環境触媒フォーラム講演会(東京)	技術超高セル密度担体など極超低エミッション技術	菊池 伸一	栃木研究所
2003. 3.15	日本フルードパワーシステム学会/「フルイドパワーシステム」第34巻, 第2号平成15年3月(学会誌解説)	解説 乗用車のパワーステアリング	清水 康夫	栃木研究所
2003. 3.17 ～ 19	電気学会/平成15年電気学会全国大会(仙台)	共振ACリンクスナバ方式三相電圧形インバータの伝導性・放射電磁ノイズ評価と検討	吉田 正伸 中岡 睦雄 平木 英次 篠原 貞夫 古川 勝彦	山口大学 大学院 山口大学 山口大学 栃木研究所 栃木研究所
		運転支援システムのHIDSの開発	石田真之助 田中 潤 近藤 聡 新行内誠仁	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2003. 3.18 ～ 20	日本音響学会/2003年 春季研究発表会(東京)	音の大きさ弁別閾の時間依存性について	吉田 準史 春日 正男 長谷川光司	栃木研究所 宇都宮大学 宇都宮大学

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2003. 3.18 ～ 20	日本音響学会/2003年 春季 研究発表会(東京)	振幅変調音の知覚に相関のある物理的因子 の抽出	能村 幸介	栃木研究所
2003. 4. 1 ～	自動車技術会/自動車技術 Vol.57 No.4	排気脈動流れと放射音について	桜井 雅人	栃木研究所
		乗用車の空力技術 ー省燃費車における空気抵抗低減ー	今安 道治	栃木研究所
2003. 4. 1	自動車技術会/自動車技術会 春季大会	ホンダFCXの開発	小川 隆行 青柳 暁 内堀 憲治	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
2003. 4. 1 ～ 3	SAE/The 12th International Pasific Conference on Automotive Engineering (Bangkok, Thailand)	Development of a 125cm ³ 4-stroke Engine for Motorcycle with Low Fuel Consumption and Low Emission for Thailand	澤村 吉信 斉藤 則夫 坂本文一朗 小林 英男 廣瀬 義久	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		Development of an ECU Integrated Throttle Body System Module for Compact Fuel Injection System Used in Small Motorcycles and Scooters	島田 信弘 赤松 俊二 上田 稔 林 徹 平方 良明	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
2003. 4. 1 ～ 4	SAE-Thailand/IPC-12 (The 12th International Pacific Conference on Automotive Engineering) (Bangkok, Thailand)	Research on Aluminum Structures for Crash Energy Absorption	河野 亘 漆山 雄太	栃木研究所 栃木研究所
		Development of a New Power Train for the Civic Hybrid	鵜飼 朝雄 上村 孝史	栃木研究所 栃木研究所
		Development of a New Lightweight Compact CVT	國井 久史 角 誠	栃木研究所 栃木研究所
2003. 4. 2 ～ 3	VDA/VDA Technical Congress 2003 (Wolfsburg, Germany)	Development of a Power Train for the Hybrid Automobile - the Civic IMA	松木 正人 平野 祐一 松原 篤	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2003. 4.11	日本機械学会/第12回研究 分科会 RC185ガスタービン・ 燃料電池利用小型分散 エネルギーシステムに関する 研究分科会(東京)	Hondaのマイクロガスタービン発電機研究	新村 光一	和光基礎技術研究センター
2003. 4.15	出光興産(株)/トライボ レビュー No.26	ホンダにおける省燃費エンジン及び省燃費 ガソリンエンジンオイルの開発	佐藤 孝之	栃木研究所
	自動車技術会/自動車技術会 論文集Vol.34 No.2 April 2003	図示平均有効圧変動の計測	長島 慶一 土屋 一雄	栃木研究所 明治大学
2003. 4.17	日本能率協会/2003 スイッチング電源・バッテリ システムシンポジウム (千葉)	電気二重層キャパシタシステムの 燃料電池自動車への応用	藤澤 義和 為乗 浩司 沖 尚彦	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2003. 4.25 ～ 26	Institute of Psychology Christian-Albrechts University/ 45th Meeting for Experimental Psychologists (Kiel, Germany)	Influence of simulated driving on language production	Martina Neidhart Miklos Kiss Marc Wittmann Ernest Poppel Peter Gugg Alexander Steffen 紙谷 博之	Generation Research Program Ludwig-Maximilians-University Generation Research Program Ludwig-Maximilians-University Generation Research Program Ludwig-Maximilians-University Generation Research Program Ludwig-Maximilians-University SCIENCIA GmbH SCIENCIA GmbH 栃木研究所
		Warning signals in the car: how should they be constructed?	Miklos Kiss Martina Neidhart Marc Wittmann Ernest Poppel Peter Gugg Alexander Steffen 紙谷 博之	Generation Research Program Ludwig-Maximilians-University Generation Research Program Ludwig-Maximilians-University Generation Research Program Ludwig-Maximilians-University Generation Research Program Ludwig-Maximilians-University SCIENCIA GmbH SCIENCIA GmbH 栃木研究所
2003. 5. 1	日本フルードパワーシステム 学会/フルードパワーシステム 5月号	フィット用CVTの電子油圧制御	角 誠 國井 久史	栃木研究所 栃木研究所
2003. 5. 2	The Robotics Institute./ Robo Cup 03 First American Open (Pittsburgh, USA)	New ASIMO is progressing an ability for supporting human activity.	坂上 義秋	和光基礎技術研究センター
2003. 5. 5 ～ 8	SAE/2003 SAE Noise & Vibration Conference & Exhibition (Traverse City, Michigan, USA)	A Support System for Development of Sporty Sound and Its Application	石井 康夫 岩井 正志 伊藤 浩二 山下 剛	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Improvement of Engine Noise for the 2003 Accord Using Hybrid CAE Technology	酒井 竜英 宮原 哲也	栃木研究所 栃木研究所
		Perception Modeling and Quantification of Sound Quality in Cabin	能村 幸介 吉田 準史	栃木研究所 栃木研究所
		Testing Uniqueness of a Hybrid Sea Modelling Solution for a Passenger Car	見坐地一人 多田 寛子 山下 剛 中村 光勇 古株 真一 田中 秀則 Daisuke Morie	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 Honda R&D Europe UK California State University California State University California State University
		SEA Model Building of Automotive car Body-in-White Using Experiment and FEM	西川 健次 見坐地一人 鎌田 実 山崎 徹	栃木研究所 栃木研究所 東京大学 神奈川大学
		Reducing Crank Rumble Using Transfer Path Analysis to Assess Engine Modifications	Mike Croker Matthew Maunder 今井世志弘 山王堂 登 近藤 孝	Ricardo Consulting Engineers, Ltd. Ricardo Consulting Engineers, Ltd. 栃木研究所 Honda R&D Americas, Ohio Center 栃木研究所
2003. 5. 9	新樹社/月刊トライボロジ 2003年5月号	内燃機関用ピストンに関わるトライボロ ジー技術の最近の話題	荻原 秀実	栃木研究所
2003. 5.15	Automotive Engineering, Technical University Vienna 他/ 24th International Vienna Motor Symposium (Wien, Germany)	The Hybrid Catalyst, a New Catalyst Concept to improve Catalyst Efficiency of Diesel Catalyst Systems by Thermal Management	Rolf Bruck 細貝 誠一 小松 一也 海野 泰明	Emitec 栃木研究所 (株)GKN (株)GKN

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2003. 5.19 ～ 22	NHTSA/米国運輸省, 国土交通省, 経済産業省/ 18th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles(名古屋)	Development of Finite Element Model for Child Pedestrian Protection	岡元 雅義 高橋 裕公 森 史江 一杉 正仁 Jane Madeley Johan Ivarsson Jeff R. Crandall	栃木研究所 栃木研究所 (株)ピーエスジー 独協医科大学 University of Virginia United States of America University of Virginia United States of America University of Virginia United States of America
		Development of a Technology to Prevent Deviation from an Intended Lane While Turning Using Vehicle Dynamics Control	金 圭男 関根 浩 矢野 修 杉下 広幸	栃木研究所 栃木研究所 (株)ピーエスジー (株)ピーエスジー
		Rear-end Collision Avoidance Assist System	小高 賢二 小田部 誠 浦井 芳洋 小池 弘之	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Innovative Body Structure for the Self-protection of a Small Car in a Frontal Vehicle-to-vehicle Crash	齋藤 益弘 五味 哲也 田口 義徳 吉本 毅 杉本 富史	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Advanced FE Lower Limb Model for Pedestrians	高橋 裕公 菊池 裕二 森 史江 鴻巣 敦宏	栃木研究所 栃木研究所 (株)ピーエスジー Japan Automobile Research Institute
		Validation of the Human Head FE Model Against Pedestrian Accident and Its Tentative Application to the Examination of the Existing Tolerance Curve	独古 泰裕 Robert Anderson Jim Manavis Peter Blumburgs Jack McLean Liyn Zhang King H.Yang Albert I.King	栃木研究所 The University of Adelaide Australia The University of Adelaide Australia The University of Adelaide Australia The University of Adelaide Australia Wayne State University USA Wayne State University USA Wayne State University USA
		A Study of Compatibility Test Procedure in Frontal Impact	滝沢 敏 杉本 富史 鈴木 英樹	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Research of an Advanced Seatbelt	上地 幸一 赤羽 博	栃木研究所 栃木研究所
	JSAE/SAE / 2003 JSAE/SAE International Spring Fuels & Lubricants Meeting(横浜)	A Study of Extension of Engine Coolant Life Using Low Phosphate Organic Acid Inhibitors	大澤 充 森田 善幸 長島 隆	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Indicated Mean Effective Pressure Measuring Method Using Optical Fiber Pressure Sensor	長島 慶一 賀羽 常道 土屋 一雄	栃木研究所 (株)司測研 明治大学
2003. 5.21	自動車技術会/自動車技術会 2003年 春季大会論文集	燃料電池自動車用水素貯蔵システムの開発	吉田 泰樹 高久 晃一 斗ヶ沢秀一 桑原 宏和 山田 晃 縫谷 芳雄	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2003. 5.21 ～ 23	自動車技術会/2003年 学術講演会 春季大会(横浜)	自動車用トランスミッション設計者の CAE解析事例と今後の方向性	小山 重 内田 孝尚 永井 滋	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		CVT金属ベルト応力シミュレーション技術 の開発	斎藤 俊博	栃木研究所
		部分構造合成法を用いた車体構造の 最適設計に関する研究 ーフロアパネルの構造最適化による車体 動特性の最適化ー	伊藤 崇規 吉村 卓也 斉藤 浩司 須藤 晶 相澤 伸夫	東京都立大学 東京都立大学 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		低コスト防錆顔料を用いた鉛フリー電着 塗装の開発	森下 洋行 金子 勝吉	栃木研究所 栃木研究所
		マグネシウム合金用FIPGの開発	坂田 正保 細木 智	栃木研究所 (株)スリーボンド
		燃料電池自動車への電気二重層キャパシタ の応用	為乗 浩司 沖 尚彦 加藤 真志 山本 康一 中沢 寛 野口 実	和光基礎技術研究センター 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 和光基礎技術研究センター
		燃料電池自動車における高圧水素急速 充電システムの構築	吉田 泰樹 高久 晃一 斗ヶ沢秀一 桑原 宏和 山田 晃 縫谷 芳雄	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
		排気脈動流れと放射音について 排気脈動による放射音発生メカニズムの 解析手法とその考察について	桜井 雅人 中川 博史 吉本 秀之	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		燃料電池乗用車用パワートレインの開発	小川 隆行 青柳 暁 木村顕一郎 内堀 憲治	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
		緊急車線変更時の性能限界と操舵シナリオ の研究	高僧 美樹 大山 泰晴 田島 孝光	東京電機大学 栃木研究所 栃木研究所
		小型車のカーツーカー衝突性能向上のため のボディ構造	斎藤 益弘 五味 哲也 田口 義徳 吉本 毅 杉本 富史	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		二輪車アルミフレーム用中空溶接 ダイキャスト部品の開発	小屋栄太郎 鈴木都志充 中川 昌彦 藤本 軍八 村上 充徳 村田 邦一	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 (株)九州柳川精機 (株)九州柳川精機 (株)九州柳川精機
		射出発泡成形による二輪車用軽量シート 底板の開発	田中 哲治 吉田 武 千葉 智久	朝霞研究所 朝霞研究所 ティ・エステック(株)

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2003. 5.21 ～ 23	自動車技術会/2003年 学術講演会 春季大会 ヒューマトロニクス フォーラム(横浜)	知能化システム(HIDS)における人間中心 システム	石田真之助 田中 潤 近藤 聡 新行内誠仁	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2003. 5.22	自動車技術会/自動車技術会 春季学術講演会 GIA フォーラム(横浜)	FDIS15006：聴覚情報表示	紙谷 博之 森田 和元	栃木研究所 (独)交通安全環境研究所
2003. 5.23	メディア工学研究会と 画像表現&コンピューター グラフィックス研究会/ 感性情報処理とマルチ メディア技術(生駒)	運転支援システムHIDSの開発	石田 真之助 田中 潤 近藤 聡 新行内誠仁	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2003. 5.25 ～ 29	The ICM Board of Governors/ 9th International Conference on the Mechanical Behaviour of Materials (Geneva/Switzerland)	肌焼鋼のギガサイクル疲労に対する浸炭 およびウォータージェットピーニングの 効果	石井 仁 東郷敬一郎 熊谷 頼範 高橋 篤	静岡大学 静岡大学 栃木研究所 栃木研究所
2003. 5.29 ～ 31	日本電気化学学会 キャパシタ委員会/2003 International Conference on Advanced Capacitor(京都)	Application Studies of Electric Double-layer Capacitor System for Fuel Cell Vehicle	沖 尚彦 加藤 真志 為乗 浩司 野口 実 平塚 和也 池田 克也	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 旭硝子(株) 旭硝子(株)
2003. 5.29	日本電気化学学会 キャパシタ 技術委員会/2003 International Conference on Advanced Capacitor(京都)	燃料電池自動車における電気二重層 キャパシタシステムの応用研究	沖 尚彦 為乗 浩司 小林 啓人 野口 実 平塚 和也 池田 克也	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 旭硝子(株) 旭硝子(株)
2003. 6. 1	英国機械学会/International Journal of Engine Research Vol.4 No.2	A Calculation Method for Indicated Mean Effective Pressure Based on Harmonic Analysis of Pressure Waveform	土屋 一雄 長島 慶一	明治大学 栃木研究所
	自動車技術会/自動車技術 Vol.57 No.6	ハイブリッド車用ロータにおける複合化 技術の紹介	小松 敏泰	栃木研究所
	新樹社/月刊 トライボロジ 2003年 6月号	CVT金属ベルト応力シミュレーション技術 の開発	斎藤 俊博	栃木研究所
2003. 6. 1 ～ 5	国際ガス連盟/第22回世界 ガス会議東京大会(東京)	家庭用コージェネユニットの紹介	荒 真人	朝霞東研究所
2003. 6. 4 ～ 6	Rieter Automotive Switzerland/RIETER Automotive Conference 2003 (Luzern, Switzerland)	Optimum Design of a Sound Package Component within the Automotive VEACTOR System	見坐地一人 多田 寛子 山下 剛 N.Baldanzini H.Patzold M.Mantovani	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 University of Florence Rieter Automotive Switzerland Rieter Automotive Switzerland
2003. 6. 7	ウォーター研究会/第10回 ウォーター研究会総会・ 第28回セミナー(東京)	希薄食塩水の電解	宮下 公一	朝霞東研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2003. 6. 8 ～ 12	MPIF (Metal Power Industries Federation)/2003 International Conference on Power Metallurgy & Particulate Materials (LasVegas, USA)	Development of High Strength & Free Machined Power Forged Connecting Rod	天野 政樹 Russell Scott 牛尾 英明	栃木研究所 Honda R&D Americas, Ohio Center Honda R&D Americas, Ohio Center
2003. 6.10 ～ 13	AABC (Advanced Automotive Battery Conference)/2003 3rd International AABC (Nice, France)	Application Studies of The Ultracapacitor System for Honda FCV	為乗 浩司 加藤 真志 沖 尚彦 山本 康一 姉川 彰博 野口 実	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
2003. 6.12 ～ 13	プラスチック成形加工学会/第14回 年次大会 (東京)	インサートモールド製法を用いた高シール性ウルトラキャパシタ用ケースカバーの開発	駒月 正人 五十嵐和明 安田 範史	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
2003. 6.16 ～ 19	ASME-IGTI (American Society of Mechanical Engineers-International Gas Turbine Institute)/ASME TURBO EXPO 2003 (Atlanta, USA)	航空機のEng.に対する革新的CFD解析法の研究 (Part 1: Design and Optimization)	園田 豊隆 山口 義博 有馬 敏幸 Markus Olhofer Bernhard Sendhoff Heinz-Adolf Schreiber	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター Honda Research Institute EU Honda Research Institute EU DLR-Koeln
		航空機のEng.に対する革新的CFD解析法の研究 (Part 2: Experimental and Numerical Analysis)	園田 豊隆 有馬 敏幸 Heinz-Adolf Schreiber Wolfgang Steinert	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター DLR-Koeln DLR-Koeln
		Advanced Micro Power Generators-micro GT	S.Kang Jim Johnston 松永 稔 有馬 敏幸 鶴 英明 F.Prinz	Stanford University Stanford University 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター Honda R&D Americas Stanford University
		航空機のEng.に対する革新的CFD解析法の研究	園田 豊隆 有馬 敏幸 W.F.Ng J.W.Douglas S.M.Li B.Song	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター Virginia Polytechnic Institute and State University Virginia Polytechnic Institute and State University Virginia Polytechnic Institute and State University Virginia Polytechnic Institute and State University
		Microturbine Researches at Honda	新村 光一	和光基礎技術研究センター
2003. 6.24	自動車技術会/No.04-03 シンポジウム「アクティブセーフティ技術の最前線」(東京)	ステアリング制御技術の最前線ー操舵反力トルク制御と可変ギヤ比制御ー	清水 康夫	栃木研究所
2003. 6.25 ～ 26	日本ガスタービン学会・日本機械学会/第31回ガスタービン定期講演会講演論文集(北見)	低レイノルズ数領域における高性能圧縮機翼列の空力設計コンセプト	園田 豊隆 有馬 敏幸	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
2003. 6.26	(株)山海堂/エンジンテクノロジー第26報	LDA型 1.3Lシビックハイブリッド用ガソリンエンジンの開発	田中 重一	栃木研究所
2003. 6.26 ～ 27	日本接着学会/2003年度(第41回)日本接着学会年次大会(大阪)	マグネシウム合金用FIPGの開発	細木 智 坂田 正保	(株)スリーボンド 栃木研究所

本田技術研究所 論文委員会

委員長	杉山	智之	栃木研究所
副委員長	山川	和男	朝霞研究所
委員	柏木	均	朝霞研究所
	赤木	正俊	朝霞研究所
	西川	正恭	和光基礎技術研究センター
	野中	賢一	和光基礎技術研究センター
	浦田	秀夫	朝霞東研究所
	片野	博樹	栃木研究所
	山下	剛	栃木研究所
事務局	小泉	伸一	朝霞研究所
	杉本	康弘	朝霞東研究所
	田中	公俊	和光基礎技術研究センター
	郷土	健二	栃木研究所
	白木	晶子	栃木研究所

編集協力 朝霞研究所論文委員会
朝霞東研究所論文委員会
栃木研究所論文委員会
和光基礎技術研究センター論文委員会

編集後記

創刊以来もう15年である。人は、5年とか10年といった刻みで、どうも節目を持ちたがる。ということで、先日改めて創刊号から読み返してみると(とても全文は読みきれず いつの間にか思い出深いものだけになってしまったのだが・・・)、そこに技術の変遷と共に、社会の移り変わりが色濃く現れていることに気づいた。

元来 我々の扱う商品は、様々な技術分野の成果の集大成であることは百も承知だが、それにしても15年前に比べ社会の大きな変化に呼応し技術分野が広がっていることを感じずにはいられない。

では 本号はどうであろうか。今回(Honda R&D Technical Review Vol.15 No2)は、技術紹介10編 論文24編をお届けすることができた。既存技術の進化を扱った掲載と共に、前号に引き続き燃料電池自動車関連の投稿も数編掲載している。また、海外研究所からの投稿も安定し3編掲載することができた。

自らの成果を広く世間に知らしめ、批評を受け、さらに上を目指す技術者修行の場として大いに活用してもらいたいものである。我々も場を提供する者として、微力ながら活動したいと考えている。みなさんの更なるご協力とご支援を今後も賜りたい。

(浦 田)

Hondaは、世界の将来にわたる環境課題に貢献できるかを常々考慮し、行動することが重要であると考えています。企業活動の一翼を担うR&D部門においてもHondaの基本理念のもとに行動し、地球環境への自らの影響を見据え、個々の課題に取り組んできましたが、Honda R&D Technical Reviewについても資源有効活用と環境保全の観点から、本号より再生紙と大豆インクを使用していくことにしました。

(郷 土)

Honda R&D Technical Review

©2003 株式会社 本田技術研究所 (禁無断転載)

2003年10月1日 Vol.15 No.2

発行所 株式会社 本田技術研究所

発行人 伊 東 孝 紳

編集人 本田技術研究所 論文委員会

事務局 ☎321-3393 栃木県芳賀郡芳賀町下高根沢 4630 番地
株式会社 本田技術研究所 栃木研究所

技術情報室 TEL 028-687-2023

FAX 028-677-7854



Honda R&D Technical Reviewは資源有効活用と環境保全の観点から古紙100%再生紙と植物性大豆インクを使用しています。

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.



HONDA