

HHONDA R&D

Technical Review
Vol.12 No.1

April 2000



表紙の言葉

新しいアイデアや技術の数々が持つ無限の可能性を、
美しくキラキラと輝く木漏れ日のイメージで表現してみました。



和光研究所
仲川大樹

Technical Review

Vol. 12 No.1

April
2000

HONDA R&D

目 次

技術紹介

- ◇ ICVS「シティパル」用自動充電装置の開発 山本章善・林 清孝・瀧澤敏明
内堀憲治・今井裕道・曾根利浩 1
- ◇ ハイブリッドカー「インサイト」用モータアシストシステムの開発 落合志信・内堀憲治・原 一広
鶴見隆史・鈴木 実 7
- ◇ ハイブリッドカー「インサイト」用薄型DCブラシレスモータの開発
嶋田明吉・小川博久・中島 稔・島田裕央 15
- ◇ 電動四輪車^{くるま}いす「モンパル ML100」の開発 保坂 潤・乾 勉・前坂清富 21

論文

- ◇ 二輪車用密封式クランクケースシステムの開発 工藤 修・志村康雄・寺田幸司・犬丸信明 27
- ◇ コンロッド大端部の剛性が油膜に与える影響について 佐藤謙次・町田恭一・牧野克紀 33
- ◇ 単体試験装置によるエンジン用滑り軸受の焼付き要因の解析 町田恭一・牧野克紀・佐藤謙次 39
- ◇ エンジン補機ベルト外れ現象の解析 藤井厚雄・米本省吾・奥田一真
宮崎 潔・宮澤宏志・古俣誠二 45
- ◇ ノッキングの定量化とノックインテンシティメータの開発 森田照義・佐藤正浩 55
- ◇ CVT と自動 MT が燃費に与える影響の解析と燃費向上予測 山本和久・青木 隆 63
- ◇ ハイブリッド車モータ駆動用電力半導体の耐久信頼性評価 篠原貞夫・加藤修司
鷹薮弘明・安楽文雄 73
- ◇ シリーズハイブリッド車におけるエネルギー効率の改善 長谷川祐介・青柳 暁
米倉尚弘・阿部浩之 79
- ◇ フライホイールバッテリー用 CFRP ロータの開発 小林裕幸 85

◇ 電動車両用リチウムイオン電池の発熱機構	丸野直樹・荒木一浩・佐藤 登	93
◇ レーンキープアシストシステムにおける白線認識システムの開発	峯田憲一・鶴浦清純・池田哲夫	101
◇ 周波数分析を用いた衝突判定アルゴリズム	松田一男・福井 努・蛭田行男	109
◇ 衝突荷重制御構造による乗員減速度制御の実車適用の試み	本澤養樹・亀井孝博	117
◇ 車体質量分割による衝突時の乗員減速度制御の研究	亀井孝博・本澤養樹	123
◇ 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 佐野 久・足立修一		129
◇ 自動車環境下における Pb フリーはんだ接続部の信頼性評価	大釜俊洋・平田一彦	137
◇ 二輪車運動性能解析へのマジックフォーミュラタイヤモデルの適用	手塚良孝・石井秀文・清田 悟	145
◇ シリンダヘッドガスケット用高疲労強度超微細粒ステンレス鋼の開発	桂井 隆	151
◇ 高シール性発泡ラバーガスケット材料の開発	村上康則・吉田潤平・青木琢也・山口淳生	159
◇ 耐熱マグネシウム合金を適用した軽量オイルパンの開発	小池精一・鷲頭和裕・田中重一 馬場剛志・木皮和男	167
◇ 薄壁触媒担体のキャニング技術の開発	土佐真一・中出純一・岡山竜也	175
◇ ボデーパネル用 ABS/PA6 ポリマアロイの開発	竹内 淳	183

CONTENTS

Introduction of new technologies

- ◇ Development of an Automatic Charger for ICVS City Pal
..... Akiyoshi YAMAMOTO, Kiyotaka HAYASHI, Toshiaki TAKIZAWA
Kenji UCHIBORI, Hiromichi IMAI, Toshihiro SONE 1
- ◇ Development of the Motor Assist System for a Hybrid Car — INSIGHT
..... Shinobu OCHIAI, Kenji UCHIBORI, Kazuhiro HARA
Takafumi TSURUMI, Minoru SUZUKI 7
- ◇ Development of the Ultra-thin DC Brushless Motor for Hybrid Car — INSIGHT
..... Akiyoshi SHIMADA, Hirohisa OGAWA
Minoru NAKAJIMA, Hiroo SHIMADA 15
- ◇ Development of a 4-wheel electric wheelchair-MonPal ML100
..... Jun HOSAKA, Tsutomu INUI, Kiyotomi MAESAKA 21

Technical papers

- ◇ Development of Closed Crankcase System Engine for Motorcycles
..... Osamu KUDO, Yasuo SHIMURA
Koji TERADA, Nobuaki INUMARU 27
- ◇ Effect of Connecting Rod Big End Stiffness on Oil Film Pressure
..... Kenji SATOH, Kyoichi MACHIDA, Katsunori MAKINO 33
- ◇ Analysis of Engine Plain Bearings Seizure by the Bearing Tester
..... Kyoichi MACHIDA, Katsunori MAKINO, Kenji SATOH 39
- ◇ Analysis of the Accessory Belt Running off of the Pulley for Automotive Engine
..... Atsuo FUJII, Shougo YONEMOTO, Kazuma OKUDA
Kiyoshi MIYAZAKI, Hiroshi MIYAZAWA, Seiji FURUMATA 45
- ◇ Quantification of Knocking and Development of Knock Intensity Meter
..... Teruyoshi MORITA, Masahiro SATO 55
- ◇ Analysis of the Influence on Fuel Economy about CVT and Automated MT,
and the Estimation of Fuel Economy Improvement
..... Kazuhisa YAMAMOTO, Takashi AOKI 63
- ◇ Evaluation of Durability and Reliability of Power Semiconductor Device for Hybrid Car's Motor Driver
..... Sadao SHINOHARA, Syuuji KATOU
Hiroaki TAKANOHASHI, Fumio ANRAKU 73
- ◇ Energy Efficiency Improvement of Series Hybrid Vehicle
..... Yusuke HASEGAWA, Satoshi AOYAGI
Takahiro YONEKURA, Hiroyuki ABE 79
- ◇ Development of CFRP Rotor for Flywheel Battery Hiroyuki KOBAYASHI 85

◇ Thermal Behavior Mechanism of Lithium-ion Batteries for Electric and Hybrid Vehicles	Naoki MARUNO, Kazuhiro ARAKI, Noboru SATO	93
◇ Development of a Lane mark Recognition System for Lane Keeping Assist System	Ken ōchi MINETA, Kiyozumi UNOURA, Tetsuo IKEDA	101
◇ Algorithm for Crash Judgement by Frequency Analysis	Kazuo MATSUDA, Tsutomu FUKUI, Yukio HIRUTA	109
◇ An Application of Occupant Deceleration Control by the Crash Load Control Structure to an Actual Vehicle	Yasuki MOTOZAWA, Takahiro KAMEI	117
◇ Study of Occupant Deceleration Control in a Crash on the Separation of the Vehicle Mass	Takahiro KAMEI, Yasuki MOTOZAWA	123
◇ Low Order Modeling of an Acousitc Path for Active Noise Control and Design Method of Feedback Control	Hisashi SANO, Shuichi ADACHI	129
◇ Reliability of Pb free Soldered Joints for Automotive Environment	Toshihiro OKAMA, Kazuhiko HIRATA	137
◇ Application of the Magic Formula Tire Model to Motorcycle Maneuverability Analysis	Yoshitaka TEZUKA, Hidefumi ISHII, Satoru KIYOTA	145
◇ Development of High Fatigue Strength Ultra-Fine Grained Stainless Steel for Cylinder Head Gasket	Takashi KATSURAI	151
◇ Development of High-sealing Foamed Rubber Gasket Material	Yasunori MURAKAMI, Junpei YOSHIDA, Takuya AOKI, Atsuo YAMAGUCHI	159
◇ Development of Lightweight Oil Pans Made of a Heat-Resistant Magnesium Alloy	Seiichi KOIKE, Kazuhiro WASHIZU, Shigekazu TANAKA Tsuyoshi BABA, Kazuo KIKAWA	167
◇ The Development of Converter Canning Technology for Thin Wall Substrate	Shinichi TOSA, Junichi NAKADE, Tatsuya OKAYAMA	175
◇ Development of ABS/PA6 Polymer Alloy for Body Panel	Atsushi TAKEUCHI	183

ICVS「シティパル」用自動充電装置の開発

Development of an Automatic Charger for ICVS City Pal

山 本 章 善*

Akiyoshi YAMAMOTO

内 堀 憲 治*

Kenji UCHIBORI

林 清 孝*

Kiyotaka HAYASHI

今 井 裕 道*

Hiromichi IMAI

瀧 澤 敏 明**

Toshiaki TAKIZAWA

曾 根 利 浩*

Toshihiro SONE

要 旨

2人乗り電気自動車 ICVS - シティパルの充電用として、インダクティブ充電器と自動かん合装置を開発した。インダクティブ充電器は、凸型円筒形状のインダクティブ充電カブラの採用により、車両側凹型充電インレットへの突き当て単一動作で、充電を可能とした。自動かん合装置は水平2軸・垂直1軸の多関節ロボットアーム構造とすることで、シティパルの停止位置ずれに対し、実用上問題ないレベルでかん合することを可能にした。

ABSTRACT

Inductive charger and automatic connecting unit have been developed to charge two-seater electric vehicle "ICVS-City Pal". Inductive charge coupling was accomplished with one action, just putting convex cylinder shaped inductive charge coupler with concave shaped inlet. Automatic connecting unit can follow practical vehicle stopping area by using multi-joint robot arm structure.

1. はじめに

'98年10月より栃木県茂木町にある「ツインリンクもてぎ」において近未来の共同利用型地域交通システム「ホンダICVS」⁽¹⁾の試験運用が始まった。その中で次世代のコンピュータを目指した2人乗り電気自動車シティパルが運用されている。

このシティパルは無人運転エリア内において貸出し前と返却後の自動駐迎走行が可能である⁽²⁾。またシティパルはバッテリー容量が減少すると無人で充電停止位置に移動し、自動充電装置により充電が可能である。これらの装置はツインリンクもてぎ内のサウスゲートポートとホテル前の2か所に設置、運用されている。Fig.1にインダクティブ充電器と自動かん合装置を示す。

本報ではこの自動充電システムの全体構成、インダクティブ充電器、自動かん合装置の構造と機能、および作動シーケンスについて説明する。またインダクティブ充電器と自動かん合装置の性能も明らかにする。

2. 自動充電技術

2.1. シティパルでの自動充電

シティパルの自動充電技術は、その運用において高稼働

* 栃木研究所

** 朝霞東研究所



Fig.1 Inductive charger and automatic connecting unit

率化と省人化を目指して開発された。この自動充電を成立させた自動充電装置の充電器とかん合方式について述べる。

2.2. 自動かん合

EV への充電は EV の充電口(充電インレット)と充電器側の充電カブラを接続すること(以下、かん合)が必要である。

自動充電では充電インレットと充電カブラの位置を、自動でかん合可能な範囲に移動させる必要がある。

シティパルは無人ポート内の停止位置に自動走行で移動

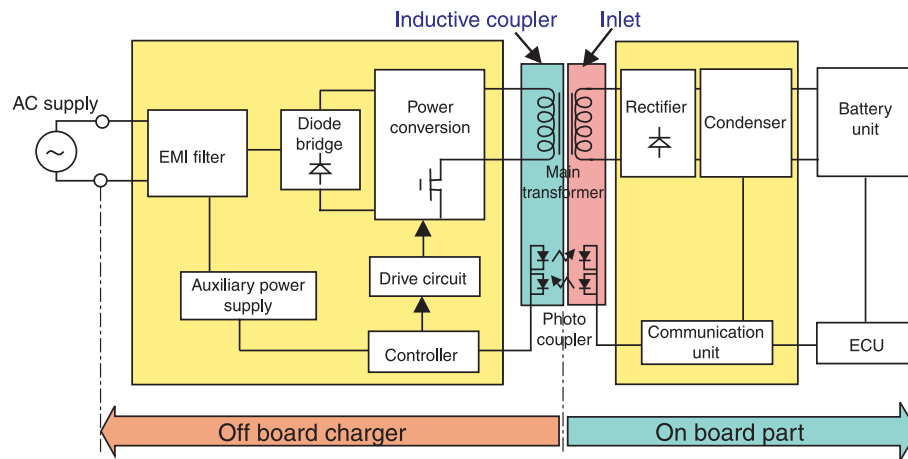


Fig.2 Inductive charging structure

し、一定の停止位置精度が確保できる。一方、充電カブラはロボットアームにより設定された3次元空間内を移動できる。シティパルが停車後、充電カブラは充電インレットとかん合できる位置まで移動しかん合を行う。その後シティパルへの充電が開始される。

2.3. 自動充電装置の構造と特徴

2.3.1. 充電インレットおよび自動充電装置の配置

- ・従来の自動充電は床下でかん合を行うものが多いが⁽³⁾、シティパルでは充電インレットを車両側面に配置する構造であり、手動での充電も行いやすい。
- ・路面上に自動充電装置を設置しており、埋設工事をする必要がなく工事費用を抑えられる。
- ・床下に比べ側方に配置された充電インレットは雨泥で汚れにくい、性能が安定し信頼性が向上する。

2.3.2. 自動かん合装置構造

- ・自動かん合装置は2軸の水平多関節機構と鉛直可動機構及びバランス機構から構成されており(Fig.7参照)、姿勢保持力を必要としない。この構造のため、かん合時の車両停止姿勢の変化に追従可能であり充電を維持できる。また停電時、故障時等にも容易にかん合解除が可能である。
- ・小さなサーボモータ駆動力でかん合動作ができる。
- ・充電時間が数時間に及んでも、充電カブラのラッチ機構により姿勢保持エネルギーが不要であり省エネにつながる。

2.3.3. 水平多関節構造

- ・ロボットアームの水平多関節を2軸とすることで充電カブラは水平面内を自在に移動可能であり、かん合動作範囲を広く設定することができる。
- ・ロボットアームは収納待機時、関節を折りたたむことでコンパクトになり駐車場の壁間際に設置できる。
- ・充電ケーブルをロボットアームに沿わせて配線できるため、ゆるみが発生しにくい。

2.3.4. インダクティブ充電方式

充電器はインダクティブ充電方式を採用している。インダクティブ充電方式とは、Fig.2に示すように電磁誘導を利用して充電電力を供給する方式である。充電ケーブル端にある1次コイルを有する充電カブラと、2次コイルを有する充電インレットとの磁気結合により電力を供給する⁽⁴⁾。この方式は電気接点の直接接続が無い、充電カブラと充電インレットのかん合が容易で防水性の確保もし易い。屋外用自動充電器にとっては最適の方式である。

3. シティパル用自動充電装置

3.1. 自動充電装置設置場所

インダクティブ充電器および自動かん合装置はFig.3に示すようにツインリンクもてぎ内のサウスゲートポートとホテル前に設置されている。シティパルでの自動駐迎走行やカルガモ走行⁽²⁾は主にサウスゲートポートで行われており、それに伴い自動充電も実施されている。その設置場所の様子をFig.4とFig.5に示す。

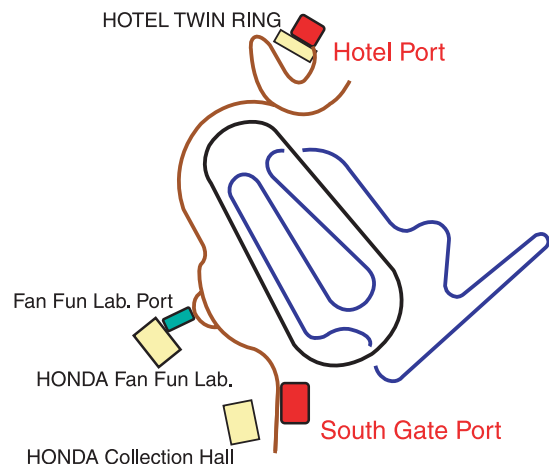


Fig.3 Installed locations of automatic charger



Fig.4 South Gate Port



Fig.5 Hotel Port

3.2. 自動充電装置のデザインコンセプト

ICVS 全体のデザインコンセプトは、“circle”：共有の輪 (round shape) で進められ、社内の多部門にまたがるプロジェクトであるため、デザインイメージを合せ、トータルでのシステムイメージを強く訴求できるようにデザインを展開した。インダクティブ充電器と自動かん合装置についても、“circle”を取り入れたデザインを採用している。

アーム部のデザインは複雑に動く関節とケーブルを同時にカバーし、かつケーブル取回しとアームカバー取付け部との干渉が無い形状とし、ケーブルが露出しないようデザインされている。

自動充電器はかん合装置や他の ICVS との一体感を出すため、かん合装置のスタンバイ時の高さを考慮しながらデザインを進めた。基本シェイプは“circle”をモチーフに、外観を小さく見せるようデザインしたグレーのカバーパーツを自動充電器・かん合装置双方に採用することで、同一システムで動く2つのマシンであることを、より強調させている。Fig.6 に開発前のイメージスケッチを示す。

本開発ではこのイメージスケッチを元に、自動充電装置の部品形状・内部配置の検討を進めた。インダクティブ充電器は内部ユニットの配置を考慮し、小スペース化を可能にした。自動かん合装置は内部部品を縦長形状とし、部品配置も縦方向に積み上げることでほぼイメージスケッチ通りの形状にすることが可能になった。



Fig.6 Sketched image of automatic charger

3.3. 自動充電システムの構成

Fig.7 に ICVS 自動充電システム構成図を示す。

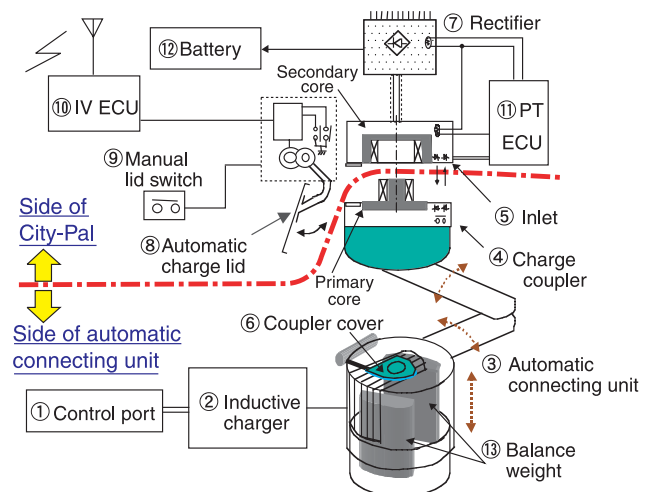


Fig.7 Automatic charging system structure

3.4. システム構成要素

システム構成要素と各機能を以下に示す。

①ポート管制

ポート内にて実車を自動充電する際、リッドの開閉・かん合開始・充電中断およびステータス要求指令を出す。

②インダクティブ自動充電器

ポート管制との間は外乱に強い RS422A ラインによって接続され、ポート管制からの充電指令にて充電を行う。パワー回路は AC200V を 100kHz の高周波電力に変換し、6 kW を出力する。内部には充電制御用コントローラとかん合装置制御用コントローラが内蔵されている。

③かん合装置

充電カプラをロボットアーム先端に取り付けた水平2軸、上下1軸の水平多関節型ロボットで、車両の有無および相対距離を測定する超音波センサとサーボ OFF 時の姿勢維持のため、バランスウエイトを内部に有する。

④充電カプラ⁽⁴⁾

Fig.8に示すように、充電カプラは凸型円筒形フェライト

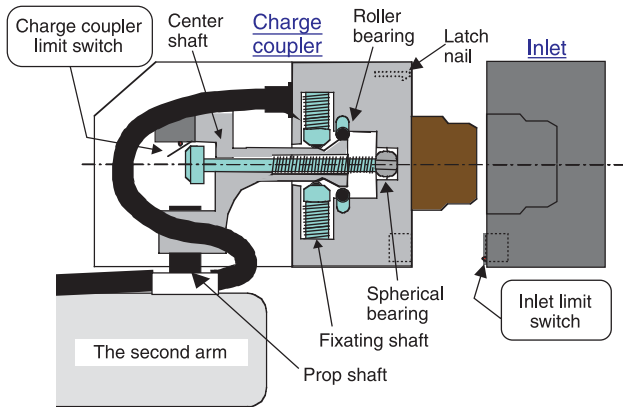


Fig.8 Set of charging coupler and inlet

コア外周に1次コイルを有している。充電カプラ表面には車両側の充電インレット位置を検出するための赤外線光電センサと、充電器と車両の双方向光通信を行うための受発光素子を取り付けている。充電カプラ背部には小型電動ファンを内蔵しており、充電カプラから充電インレットまでを強制的に空冷している。充電カプラ支持シャフト後端部に充電インレットとのかん合を検出するためのマイクロスイッチが取り付けられている。充電カプラ外周には、かん合時の外乱によるかん合はずれを防ぐためのラッチ機構が設けられている。

⑤充電インレット

コア内周に2次巻線を有している。かん合時には1, 2次間の結合係数が高い重ね巻き配置となり、この時の電力伝達効率 η は99.6%となる。充電インレット表面には赤外線光電センサ用反射板と光通信用受発光素子およびかん合維持検出用マイクロスイッチが取り付けられている。

⑥カプラカバー

非かん合時充電カプラ正面部を覆い、被水・じんあいの影響を少なくしている。かん合作動時、カプラカバー駆動用モータとネジ歯車の働きでカプラカバーの開閉を行い、可倒機能も有している。

⑦レクチファイヤ

充電カプラ及び充電インレットを介して供給された高周波電力を整流し、バッテリー充電用の直流電力に変換する。

⑧電動充電リッド

リッドはインレットの雨泥による汚れ、石跳ね、およびいたずら防止の目的で取り付けられている。このリッドは電動化されていて、IV ECUの指令により充電開始と終了に合わせて自動開閉する。

⑨マニュアルリッドスイッチ

手動で充電する時にはトランクルーム床面にあるマニュアルリッドスイッチでリッドを開閉する。

⑩ IV ECU (Intelligent vehicle ECU)

自動充電を含む自動走行系すべての制御を行っている。電動リッド開閉指令、ポート管制への充電要求指令等も

制御している。

⑪ PT ECU (Power train ECU)

EV 駆動系およびバッテリーマネジメント全般を制御しており、バッテリー残容量が少なくなると、IV ECUを通じてポート管制に充電を促す指令を出す。また、充電カプラとレクチファイヤの温度をチェックし、異常の有無を監視している。

⑫ バッテリー⁽⁵⁾

50AhのNi-MHバッテリー24個を使用し、総電圧はDC288V、バッテリーの総重量は250kgである。

⑬ バランスウエイト

サーボモータを小容量で成立させるため、かん合装置本体内部にアームと充電カプラの重量と同等のウエイトを2個取付けバランスさせている。

3.5. 自動かん合装置作動シーケンス

自動充電を行う際のかん合装置作動シーケンスについて、以下にその詳細を示す。

3.5.1. 相対距離測定

- ・ポート管制からの充電要求により充電リッドが開く。
- ・待機位置に静止している自動かん合装置(Fig.9参照)が作動基準位置に上昇する。
- ・その位置で車両とかん合装置間の相対距離を超音波センサによって測定する。



Fig.9 Stand-by posture

3.5.2. カプラカバー開動作

- ・待機中に充電カプラ保護用としてセットしていたカプラカバーが自動的に開く。
- ・カプラカバーは、ネジ歯車による可倒機能により、かん合装置本体上部に納まる。

3.5.3. 充電カプラのサーチ動作

- ・測定された車両とかん合装置との相対距離により充電カプラは充電インレットサーチ開始位置に移動する。
- ・充電リッドとの干渉が無いよう車両と一定の間隔を保ちながら、車両前後方向を200mm/sの速度でサーチスイープする(Fig.10参照)。充電カプラ正面に取付けてある赤外線光電センサで充電インレット側反射板位置を大まかに検出する。
- ・その後、車両と一定間隔を保ちながら反射板位置とほぼ



Fig.10 Search action

相対する位置に充電カブラを移動する。

- 20mm/s の速度で精密サーチスイープを行い反射板の平面座標位置を決定する。

3.5.4. かん合動作

- 充電カブラは反射板位置と充電インレット中心とのオフセット分を修正した後、充電インレット方向へ 100mm/s の速度で近づく。
- 充電インレットにかん合する約 50mm 手前で速度 20mm/s に減速し、充電カブラと充電インレットがかん合する。
- この時点で充電インレット側かん合スイッチが入り、車両側はかん合完了を認識する。

3.5.5. 充電カブラ揺動およびかん合完了

- さらに充電カブラがサーボモータにより充電インレット方向に押込まれると (Fig.11 参照) 充電カブラの軸受けが固定シャフトから外れ、今までアーム上で固定されていた充電カブラが自由に動く状態になる。
- この状態で充電カブラは、車両側傾き (ピッチ角やヨー角等) に沿ってかん合され充電インレットに密着する。
- 同時に、充電カブラによって押し込まれたセンタシャフトが充電カブラ側リミットスイッチを押し、その信号で充電カブラの動きが停止し、同時にサーボフリーとなる。
- その後、充電カブラはロボットアーム側のフリクションにより充電インレットへ押込まれたまま安定状態となる。ここでかん合動作が完了し充電が開始される。



Fig.11 Connecting action

4. 自動充電装置の性能

4.1. インダクティブ充電器性能

Fig.12 にインダクティブ充電器の充電出力特性を示す。

充電出力はバッテリー電圧 DC335V 以上で 6kW を達成している。この高出力化により、シティパル用 Ni-MH バッテリーを容量 20% から 100% まで約 2 時間で充電可能となった。充電時間の短縮化により車両の高稼働率が達成された。また、効率はバッテリー使用電圧範囲のほぼ全域で 87% 以上であり、従来の車載型充電器に対して高効率で達成できた。

一方、力率においては 0.85 程度であり、従来品に比べるとやや低い値となっている。これは充電器の小型化を優先したためであり、将来力率改善回路を追加することで改善は可能である。

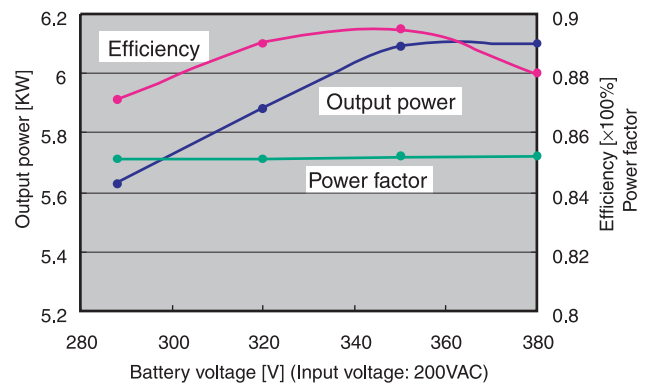


Fig.12 Characteristics of inductive charger for City Pal

4.2. 自動かん合装置性能

自動充電装置による自動充電は、ポート内の自動充電停止位置に駐車されたシティパルの電動リッド内に取り付けられた充電インレットが、ある一定の 3 次元空間範囲内に存在する時に実施される。車両前後方向、左右方向、上下方向およびピッチ角、ヨー角、ロール角を Fig.13 のように定める。

自動かん合を可能とする充電カブラと充電インレットの相対的な位置ずれとかん合角度ずれの許容範囲を Table 1 および Fig.14 に示す。またそれらの実測値も同様に示す。許容範囲と実測値との関係から、本装置が十分実用に耐える性能を持っていることが証明された。

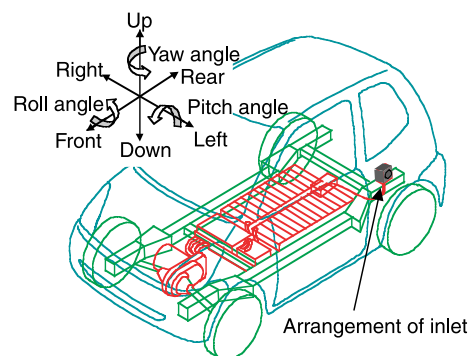
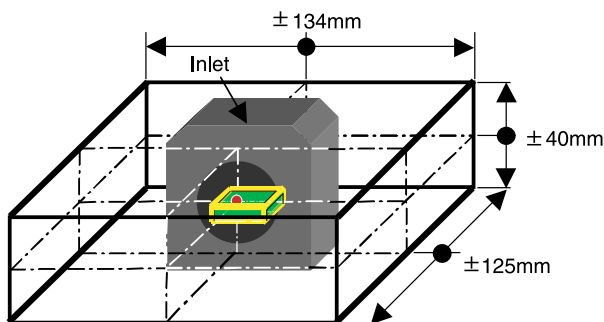


Fig.13 Definitions of directions and angles

Table 1 Test data of automatic connecting unit

Items		Connectable range of automatic connect unit itself	Automatic stoppable range of City-Pal
Difference of relative position	Front-rear	$\pm 134\text{mm}$	+7 mm -20
	Left-right	$\pm 125\text{mm}$	+5 mm -37
	Up-down	$\pm 40\text{mm}$	+4 mm -2
Difference of connected angle	Roll angle	$\pm 5^\circ$	+0.5° -2.5°
	Pitch angle	$\pm 5^\circ$	+0.5° -1.5°
	Yaw angle	$\pm 5^\circ$	+0.16°



Frame of black: Connectable range of automatic connecting unit itself
 Frame of yellow: Automatic stoppable range of City-Pal
 Red point: Ideal center point of connect

Fig.14 Test result of connectable range

5. まとめ

以上のようにインダクティブ充電器と自動かん合装置を用いた自動充電システムを開発した。この開発の成果として、次の内容が上げられる。

- ・インダクティブ充電方式の採用により、充電カプラと充電インレットの形状を円筒形状にできた。これにより突き当て単一動作でのかん合が可能になった。
- ・自動かん合装置を水平2軸・垂直1軸の多関節ロボットアーム構造とすることで、シティパルの停止位置ずれに対し実用上問題ないレベルでかん合可能にした。

このことにより、シティパルへの充電時間の短縮、車両の高稼働率化および省人化が達成できた。

6. おわりに

将来の自動充電の姿を考える上で、家庭用自動充電器のような手動運転時への応用は、停止位置の許容範囲が規定されることからまだまだ課題が多い。

一方、近未来のEVの方向性を考えると、走行範囲の拡大要求から来る急速充電により充電設備の大電力化・大型化が予測され、その際の操作性から自動充電へのニーズが

考えられる。今後、手動運転にも対応可能な、より実用型自動充電システムの検討が必要になると考えられる。

謝 辞

最後に、本開発に関し多大なご協力を頂いた住友電気工業(株)及び(株)ハーネス総合技術研究所の皆様に対し深く感謝の意を表します。

参考文献

- (1) 安達章男, 小椋正己, 林徹, 畑中薫, 矢口忠博, 立田勝男: 近未来型地域交通システム「ホンダ ICVS」の紹介, HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.1, p.1-6 (1999)
- (2) 武井明彦, 荒晴哉, 小林幸男, 土佐貢, 橋本英樹, 森直樹: ICVS「シティパル」における自動化技術, HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.2, p.29-36 (1999)
- (3) 兵庫隆: 電動車用電磁給電装置, 特開平 07-227007
- (4) 陳登, 九鬼平次, 米谷敏夫, 嶋田俊郎, 佐久間悌二, 義村昌伸, 渡邊邦彦, 村上一仁, 泊潤一郎, 岩元富夫, 藤井正章: 本田技研工業(株)ICVS 用自動充電システム, SEI(住友電工)テクニカルレビュー, 第 156 号, p.47-53 (2000)
- (5) 小椋正己, 三田義訓, 高橋龍夫: 2人乗り小型電気自動車 ICVS「シティパル」の開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.2, p.23-28 (1999)

■ 著 者 ■



山本章善



林 清孝



瀧澤敏明



内堀憲治



今井裕道



曾根利浩

ハイブリッドカー「インサイト」用 モータアシストシステムの開発

Development of the Motor Assist System for a Hybrid Car – INSIGHT

落 合 志 信*

Shinobu OCHIAI

靄 見 隆 史*

Takafumi TSURUMI

内 堀 憲 治*

Kenji UCHIBORI

鈴 木 実*

Minoru SUZUKI

原 一 広*

Kazuhiro HARA

要 旨

エンジンを主動力源とし、モータをクランク軸直結としたコンパクトで搭載性に優れたモータアシストシステムを開発し、インサイトに搭載した。そのシステムは制動エネルギーの回収、アイドリングの停止、エンジンのアシスト、12V 系負荷分の発電等の機能を有し、走行モードに対応したエネルギーマネジメントにより燃費向上に寄与した。また、3気筒エンジン特有のアイドリング振動のモータによる抑制制御を行なうとともに、二つの駆動力源を協調させるためアシスト・回生トルクの過渡状態での制御についても考慮して乗り心地の向上を実現した。

ABSTRACT

A motor-assist system has been developed and employed for the 'Insight' hybrid car. The system consists of an internal combustion engine as a primary power source, and a motor placed around the engine crankshaft. Such construction makes the system volume significantly small and offers more flexibility for a power plant layout.

The system's functions include absorption of braking energy, idling-stop, driving power assistance, and power supply for the 12V electrical system. A proper energy management method for various driving mode has been established by combining these functions and fuel economy is significantly improved as a result. As other control features, an active motor vibration control compensates idling vibration that is unique to 3-cylinder engine, and sophisticated transient torque control between assist and regenerating modes harmonizes the two power sources' characteristics to ensure better driving comfort.

1. まえがき

地球温暖化現象の要因とされる CO₂(二酸化炭素)の中で車からの排出量削減が昨今の自動車産業の重要な課題となっているが、その対応の一つとしてエンジンと電気モータを組み合わせたパワープラントのハイブリッド化による燃費向上への取り組みがある。従来のガソリンエンジン車では減速する時に、走行中の運動エネルギーをブレーキにより熱エネルギーとして捨てている。またアイドリング中の燃料消費は燃費悪化につながる。

これに対しハイブリッドシステムは、

- 減速エネルギーの回収
- モータによる再始動を前提としたアイドリング停止
- 高効率領域での充電、及びアシスト

が可能であり、そのシステム形態としては電気自動車をベースとしてエンジンによる発電装置を追加したシリーズ方式、エンジンをベースとしてモータを補助動力として付加したパラレル方式、またはその中間をねらったものなどさまざまな方式が提案されてきている^{(1), (2)}。

2. 開発のねらい

ハイブリッドシステムは前述のようにエネルギーを有効利用することを可能とするが、システム重量の増加により逆に燃費を低下させる要因も持ち合わせる。

そこでエネルギーの有効利用と重量のバランスを保つことに主眼を置いたハイブリットシステムを開発し、IMA (Integrated Motor Assist) システムと称した。

また、二つの駆動動力源を協調させたスムーズな走りや、スムーズな再始動などによる高品位なアイドリング停止機能を実現し、さらにエネルギーを最大限に利用するためのシステム制御の構築を図った。

3. システム構成

開発にあたってシステム構成と部品配置、及び部品設計は以下の3点に留意した。

第一に燃費を良くするために空力性能の向上が必要であるが、このためには車体形状の制約からコンパクトな部品配置とシステムの徹底的な合理化が求められる。

第二に同じく燃費向上のためには部品自体の軽量化も必要となる。

第三に高圧系を持つために通常使用時はもちろんのこと、衝突やメンテナンス時にも感電防止等の安全を確保しなければならない。

これらの要求に対して配線を極力短くし、高圧安全を確保するため Fig.1 及び Fig.2 に示すように IPU(Integrated Power control Unit)として高圧機器をクラッシュプルゾーン外の車両後部に集中配置した。

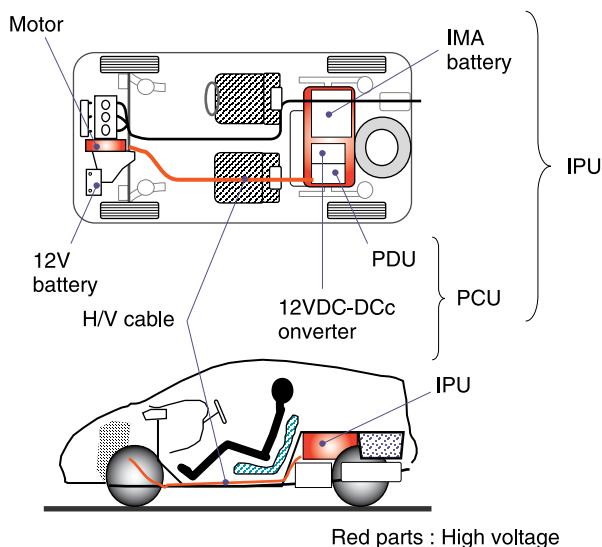


Fig.1 IMA package

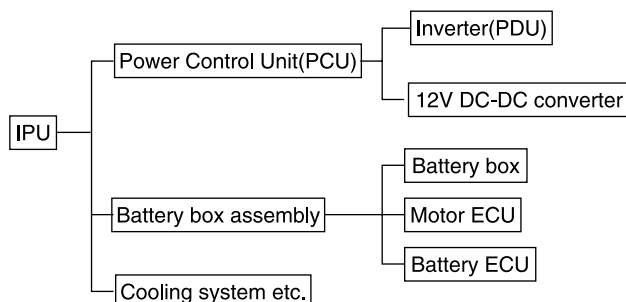


Fig.2 IPU component

さらに IPU 内の冷却は水冷よりも軽量な強制空冷とし、冷却通路への水等の進入を防ぎつつ通路抵抗を極力抑えるような冷却系の設計を行った。

モータはクランク軸直結でエンジンとトランスミッションの間に配置される薄型のものを開発した。

3.1. エンジン

主動力源であるエンジンには燃費向上のために多くの新しい技術が盛り込まれている⁽³⁾。

排気量 1.0L のリーンバーン方式とし機械損失低減などの観点から3気筒とした。さらに燃焼効率の向上のために従来の VTEC 希薄燃焼技術を進化させた燃焼室形状を採用した。

また、軽量化のためにオイルパンのマグネシウム化やインテークマニホールド、ヘッドカバー等の樹脂化、さらにエキゾーストマニホールドをアルミニウム化してシリンダヘッドに一体化するなどの技術が投入されている。

3.2. モータ

モータは効率の点で有利な交流同期電動機(DC ブラシレスモータ)を採用し、軸受けをなくして機械損失を低減させ、コンパクト化のためにロータをエンジンのクランクシャフトに直結する構造とした。

動力性能を 1.5L ガソリン車と同等とするため、アシストするモータの出力は Table 1 に示すように最大トルク 49Nm/1000rpm, 最高出力 10kW/3000rpm とした。またエンジンルームに収めるため、エンジンのコンパクト化を行なうと共にモータ側も高耐熱ネオジウム系マグネットの採用等により、Fig.3 に示すように熱の点で厳しいエンジンとトランスミッションの間の幅 60mm に収め、自然空冷とした。

Table 1 IMA specifications

Engine specifications	
Construction	Liquid-cooled 3-cylinder in-line
Valve train	Chain-driven SOHC 2intake/2 exhaust valves
Capacity (cc)	995
Bore x Stroke (mm)	72.0 x 81.5
Compression ratio	10.8
Max. power (PS/rpm)	70/6 700
Max. torque (kgm/rpm)	9.4/4 800
Motor specifications	
Electric current	AC
Rated voltage (V)	144
Max. power (kW/rpm)	10.0/3 000 (MT)
	9.2/2 000 (CVT)
Max. torque (Nm/rpm)	49.0/1 000



Fig.3 IMA motor

3.3. バッテリー

バッテリーは、Table 2 及び Fig.4 に示すようにハイブリッド車専用 Ni-MH バッテリーを採用し、さまざまな使用条件を踏まえて、アシストと回生の電力量から最適なバッテリー容量を決定した。

バッテリーの冷却、加温のためのファンモータはメンテナンス性や車内騒音低減のためブラシレスタイプとし、さらに回転数を High と Low の2段切り替えとした。

またバッテリーボックス上面にモータ制御やバッテリー残容量検出等を行なう ECU(Electronic Control Unit)を備えている。

Table 2 Battery specifications

Type	Nickel metal hydride (Ni-MH)
Cell voltage (V)	1.2
Quantity (cells)	120 (6cells × 20modules)
Connecting method	In series
Capacity (Ah)	6.5 (3-hour discharge rate)

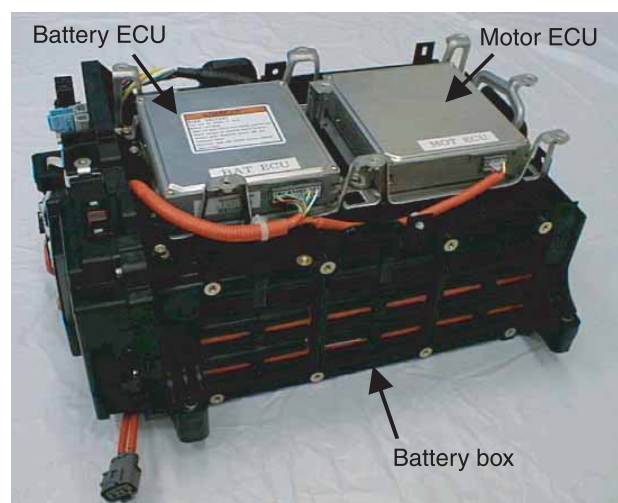


Fig.4 Battery box assembly

3.4. パワーコントロールユニット

パワーコントロールユニットは駆動及び回生用高効率 PDU(Power Drive Unit)と 12V 電源発電用 DC-DC 降圧コンバータとを Fig.5 に示すように冷却用ヒートシンクケー

スを挟み込む形で配置し、強制空冷構造とすることでコンパクト化と効率の高い冷却を可能にした。

また PDU の小型軽量化のために6個のモータ駆動用スイッチング素子を一つのモジュールに統合した。

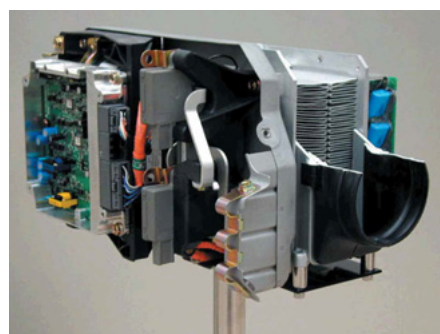


Fig.5 PCU (Power Control Unit)

3.5. ECU

モータ ECU とバッテリー ECU はフレームにマグネシウムを使うなどによりアルミニウムフレームを用いた ECU に比べ約 1/2 の重量とした。

以上のようにコンパクトな部品配置と部品の軽量化、および冷却系の合理化により Fig.6 及び Fig.7 に示すようなパッケージが可能となり、IMA システム全体として車両重量の 10%以下である 80kg 以下を達成し、IPU のリア集中パッケージにより構造自体に衝突を含む高圧安全機構を持たせることができた。



Fig.6 IMA power unit



Fig.7 Rear layout of IMA system

4. 制御システム

4.1. 要求機能

このシステムに求められる基本機能としては減速時のエネルギー回収、アイドリング停止、加速時のエンジン出力に対するモータアシスト及び 12V 系負荷分の発電がある。

また、ドライバの操作に対してモータの作動が自然であること、考え方として故障時でもシステムの切り離してエンジンのみで従来の走行ができることを掲げた。

これらの機能を実現するための最小システムとして Fig.8 のように構成した。

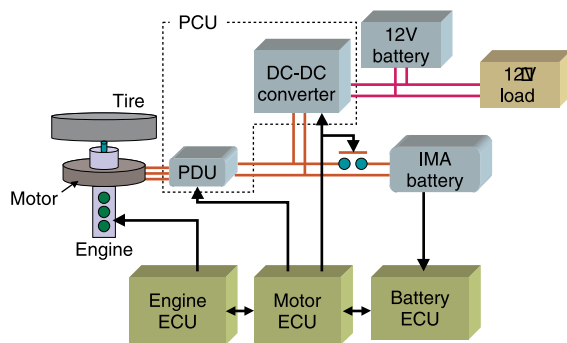


Fig.8 IMA System block diagram

各 ECU の機能を以下に示す。

(1)エンジン ECU

エンジン制御、制御モード判断、アシスト/回生量計算、アイドリング停止判断、故障検出等。

(2)モータ ECU

モータ制御(アシスト/回生、エンジン始動)、制御モード判断、高圧配電制御、バッテリー保護制御、アイドリング振動低減制御、制御状態表示。

PDU 冷却, DC-DC コンバータ冷却, 故障検出等

(3)バッテリー ECU

SOC(State Of Charge: 充電レベル)計算, バッテリー保護要求出力, 温度コントロール, 故障検出等

4.2. 走行状態とエネルギーの流れ

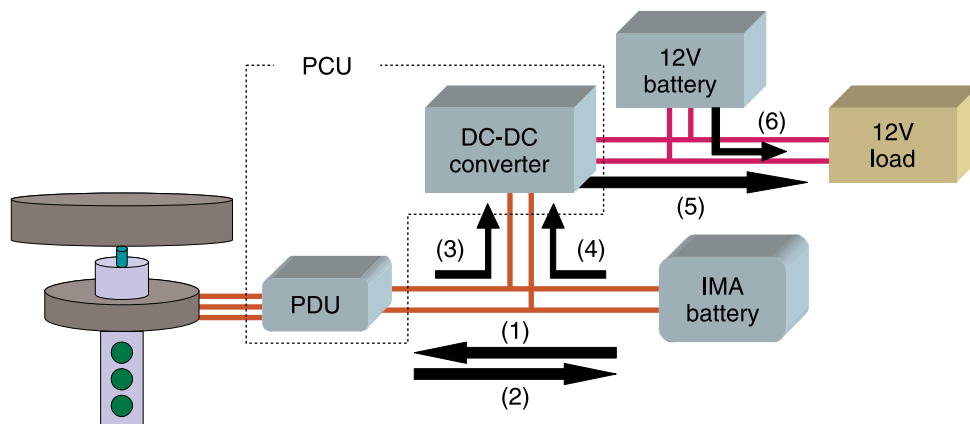
IMAシステムはエンジン回転数、車速、スロットル開度、ギアポジション、SOC 等の車両情報から IMA 制御モードとモータのアシスト/回生量を決定している。

IMA システムでのエネルギーの流れは、Fig.9 のように全部で6方向ある。

(1)モータアシスト

(2)IMA バッテリー充電

(3)12V 負荷分発電



IMA mode	Condition	(1) Assist	(2) IMA battery Charging	(3) 12V from Motor	(4) 12V from IMA battery	(5) 12V from DC-DC	(6) 12V from 12v Battery	Energy pattern
1. Assist	Normal	●			●	●		Pattern 1
	Low SOC			●		●		Pattern 3
2. Decelerate	Normal		●	●		●		Pattern 2
	High SOC			●		●		Pattern 3
3. Cruise	Normal		●	●		●		Pattern 2
	High SOC			●		●		Pattern 3
4. Idling	Normal		●	●		●		Pattern 2
	High SOC			●		●		Pattern 3
5. Idling stop					●	●		Pattern 4
6. Engine start	Ignition ON	●					●	Pattern 5
	Idling stop	●			●	●		Pattern 1
	Starter						●	Pattern 6

Fig.9 Energy flow of the IMA system

(4) 12V 負荷分を IMA バッテリから供給

(5) 12V 電力を DC-DC コンバータで供給

(6) 12V 電力を 12V バッテリから供給

この6方向のエネルギーの流れを走行モードと SOC で整理すると6つのエネルギーパターンに分類される。

以下に各エネルギーパターンでどのエネルギーの流れがあるかを説明する。

パターン1：

加速時のアシスト、アイドリング停止後のエンジン始動
など IMA バッテリからモータを駆動する。

----- (1), (4), (5)

パターン2：

減速エネルギーの回収、クルーズ、アイドリング中の充電。----- (2), (3), (5)

パターン3：

IMA バッテリーに充電する必要のない時(SOC 上限等)に
DC-DC コンバータ発電分(12V 系負荷分)のみ供給する。

----- (3), (5)

パターン4：

アイドリング停止中に 12V 系の負荷分を IMA バッテリから供給する。----- (4), (5)

パターン5：

IMA モータでのエンジン始動. 12V 負荷分は 12V バッテリから供給する. (1), (6)

パターン6：

極冷間時等IMA モータによる始動ができない時には一般ガソリン車と同様にスタータによりエンジンを始動する。

----- (6)

以上のように走行状態により決まるエネルギーの流れを Fig.10 に示す IMA メータに表示する.

SOC メータはバッテリーの SOC を 20 セグメントにより表示する。アシスト／充電メータはアシスト／充電電力をリアルタイムに表示することでIMAの作動状況をドライバーに伝える。

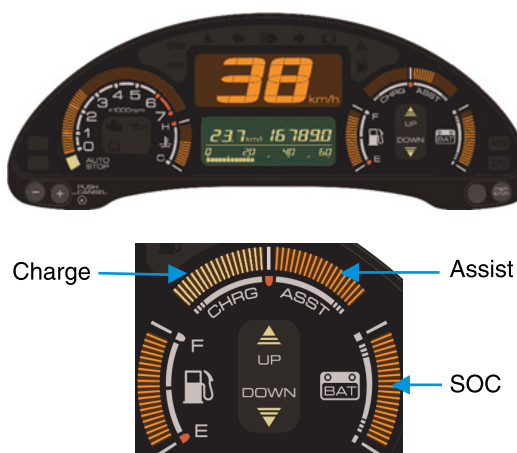


Fig.10 Hybrid meter

4.3. エネルギーマネジメント

ハイブリット車においてモータによる駆動／回生を機能させるためにはSOCを一定の範囲に保つ必要がある。IMAでは12V負荷の量によらず駆動／回生力制御とSOCとのバランスを保つために走行状態により以下のエネルギーマネジメントを行なった。

(1)アシスト／減速モード

車両の駆動，制動力が重視されるアシスト，減速モードにおいては，12V 負荷の量によらず PDU の DC 部で要求通りの電力になるように制御する。

(2)クルーズ/アイドリングモード

モータ出力よりも、バッテリー電力収支が重視され、SOC 変動を最小限に抑える必要があるクルーズ/アイドリングモードでは、バッテリー入力部の DC 電力を制御する。この手法によりモータの回生電力をバッテリーの充放電損失を最小限に抑え車体系の 12V 負荷分に供給することが可能となる。Fig.11 で例を示すと充電要求が 2kW で、DC-DC コンバータ消費 0.5kW の時はバッテリー側の電力が 2kW になるようにフィードバックすることで結果的にモータは 2.5kW の発電をすることになり、DC-DC コンバータ消費分を供給できる。

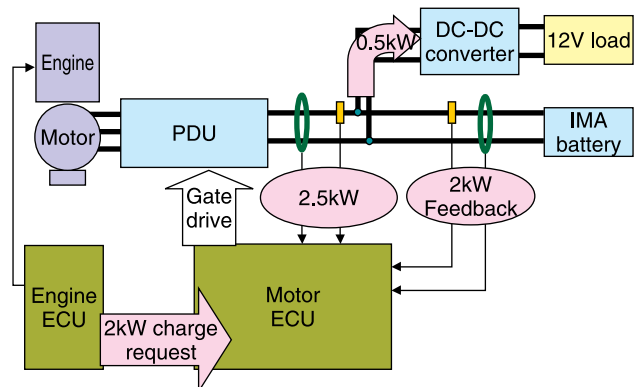


Fig.11 Energy flow for conventional electoric load

(3) アイドリング停止モード

車両の停止中にアイドリングを止める事により不要な燃料消費を避ける事ができる。アイドリング停止モードにおいては IMA バッテリから DC-DC コンバータを介し 12V 負荷による消費電力を供給する。

(4)エンジン始動モード

IMA モータにより減速時に発生する回生エネルギーを活用してエンジン始動を行なう。IMA モータはスタータモータに比べ耐久性に優れ、始動時間の短縮、及び音と振動の低減を可能にする。短時間でエンジン回転数をアイドリング回転まで上昇させるために Fig.12 のトルクパターンとした。冷間始動時のエンジ

ン回転数の上昇の様子をスタータモータと IMA モータそれぞれについてFig.13とFig.14に示す。IMAモータでのエンジン始動により、アイドリング停止後のスムーズな再始動が実現できた。

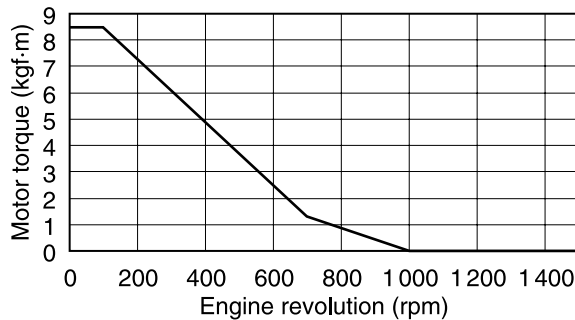


Fig.12 IMA motor torque at engine start

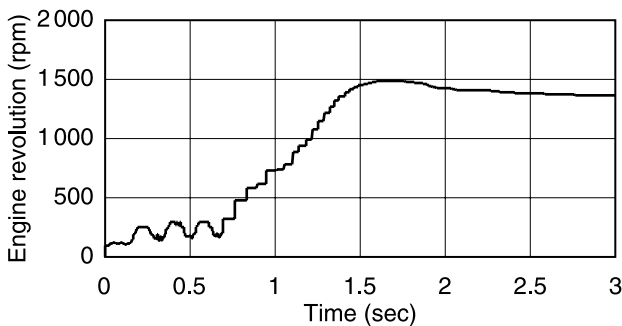


Fig.13 Engine revolution chart (starter motor)

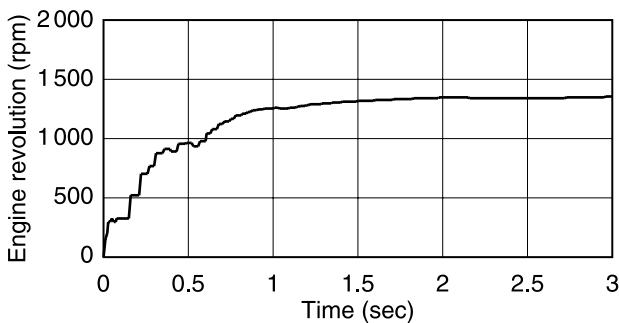


Fig.14 Engine revolution chart (IMA motor)

4.4. モータ出力制御

車体挙動の制御性向上にはモータ出力制御の応答性と安定性の確保が求められる。要求出力は車速、エンジン回転数、SOC 等の条件により決定されるが、モータの実出力の追従性を考慮し、実指令値の算出はオープン制御とフィードバック制御の切り換えによって行っている。

Fig.15 に示すように現在の実出力と要求出力との差が大きい時は規定の幅まで単位時間あたりのトルク変化量の大きなオープン制御を行い、その後は DC-DC コンバータ分を含めた電力フィードバック制御により目標値まで制御を行う。

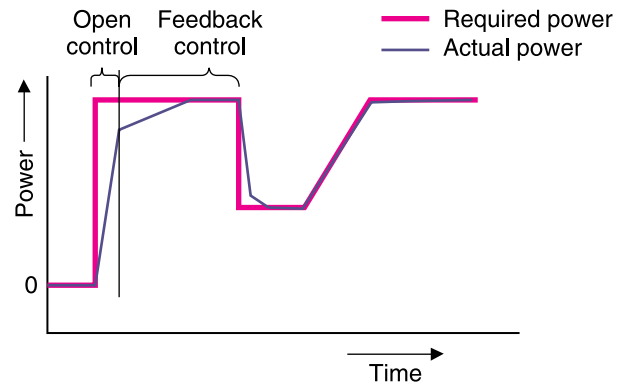


Fig.15 Method of torque feedback

フィードバック制御においても、要求出力の変化の大きさによりフィードバックゲインの切り換えを行なう。変化が大きい時は過渡状態と判定し、フィードバックゲインを大きくし応答性の向上を図る。

過渡状態判定時以外のフィードバック処理においても、減速、アシスト、クルーズ、アイドル等の制御モードによりフィードバックのゲインを Table 3 のように切り換えることにより、車体挙動を安定させることができた。

Table 3 Feedback gain of control mode

Control mode Gain	Deceleration	Assist	Cruise	Idling
Gain of proportional control	Kp1	Kp2	Kp3	Kp4
Gain of integral control	Ki1	Ki2	Ki3	Ki4
High Middle Low				

5. モータ制御によるアイドリング振動低減

インサイトは3気筒エンジンを搭載しているためエンジン回転数の $1.5 \times n$ 次の振動が発生する。そのため IMA システムではモータがクランク軸直結であることを利用し、主成分である 1.5 次振動に対して Fig.16 に示すようにそのトルクとは逆相のトルクを印加して、アイドリング時の車体振動の低減を行っている。これを制振制御と呼んでいる。

Fig.17 には実際のエンジントルクと、その 1.5 次成分及び制振制御により印加すべきトルクの例を示す。この図からもわかるように、3気筒のエンジン振動の主成分である 1.5 次振動をモータトルクによって相殺する事が可能である。

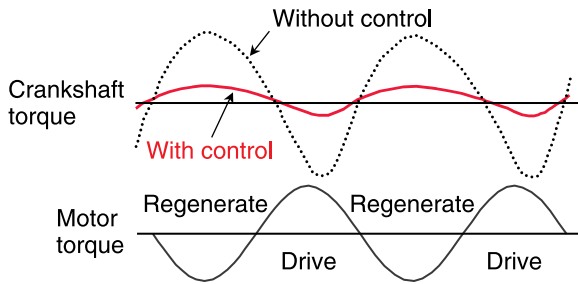


Fig.16 Principle of damping control

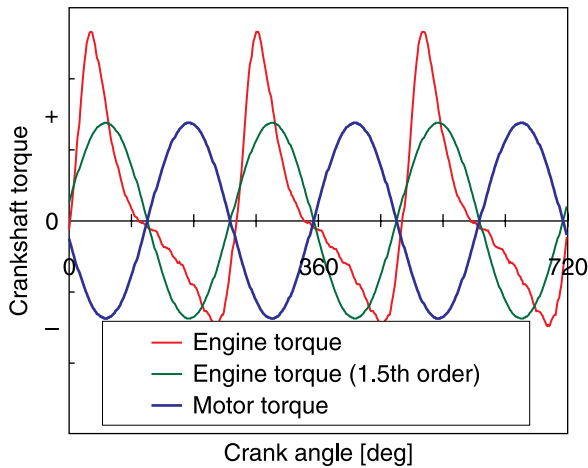


Fig.17 Example of engine and motor torque

制振制御では、エンジンの上死点信号を基準に、エンジン負荷と回転数をパラメータとしてトルクの位相を決定している。また印加するトルクの振幅についても同様にエンジン負荷と回転数をパラメータとして決定している。

印加するトルクの波形の生成にあたっては、上死点信号から得られたクランク角情報が必要である。

制振制御に用いるトルクとバッテリー充電のための回生トルクは二つを重畳して出力している。この関係を Fig.18 に、制振制御を行なった場合の効果を Table 4 に示す。

Table 4 Effect of damping control

Measuring point	Effect of damping control
Vibration of steering wheel	-3dB
Vibration of seat	-5dB
Sound pressure of vehicle compartment	-5dB

6. バッテリー寿命の確保

実使用環境においてバッテリー寿命を確保するためにはバッテリー SOC、電圧、温度を規定の範囲で使用する必要がある。

IMA システムでは電流センサ、バッテリー電圧センサとバッテリーボックス内温度センサを用い下記制御を行なっている。

- (1)適性な SOC 領域で使用する。
- (2)バッテリー電圧の上下限で入出力電力を制限する
(電圧パワーセーブ)。
- (3)バッテリー温度により入出力電力を制限する
(温度パワーセーブ)。

6.1. 電圧パワーセーブ

バッテリー電圧がバッテリー電流とバッテリー温度で決まる上下限電圧閾値を越えた場合、IMA システムは現在のモータ出力指令値に対し、車両挙動が急激に変化しないように徐々に出力指令値を減少させる。バッテリー電圧が規定の範囲に戻れば、制限された出力を徐々にもとに戻す。Fig.19 に概念図を示す。

6.2. 温度パワーセーブ

過酷な温度環境下においても過昇温防止、SOC 算出精度低下防止のため、バッテリー温度によりバッテリー電力が規定上限電力以下になるようモータ出力制限制御(バッテリー温度パワーセーブ)を行なっている。出力制御は Fig.20 のように設定し、バッテリーの温度を適正な範囲に保つことができた。

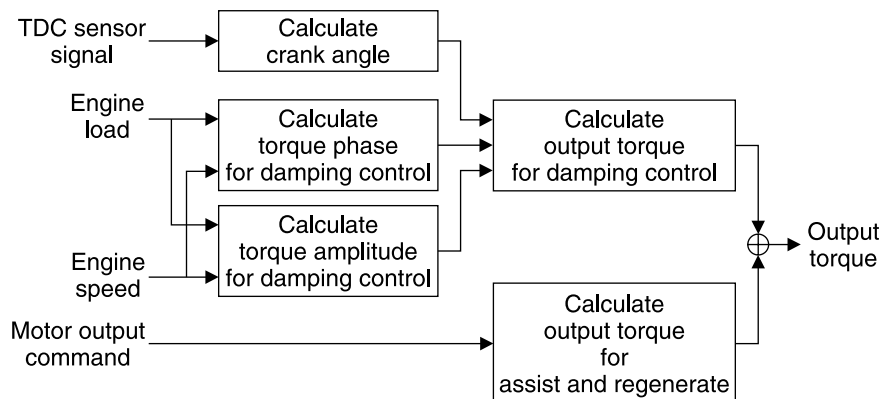


Fig.18 Block diagram of damping control

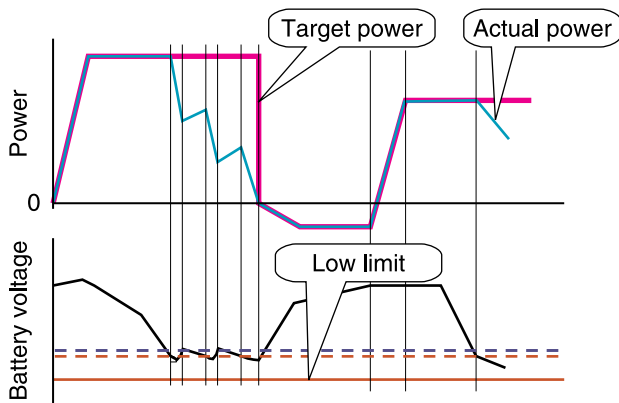


Fig.19 Power save control by battery voltage

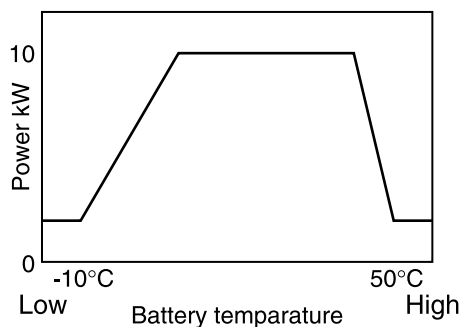


Fig.20 Power save action by battery temperature

参考文献

- (1) 岩井信夫：ハイブリッド自動車の燃料向上要因と将来展望，自動車技術，Vol.51, p.11-18 (1997)
- (2) 阿部眞一，佐々木正一，松井英昭，久保馨：乗用車用量産型ハイブリッドシステムの開発，自動車技術会学術講演会前刷集，No.975, p.25-28 (1997)
- (3) 青木薫，梶原滋正，佐藤浩光，山本善夫：モータ式ハイブリッドパワートレインの開発，自動車技術会学術講演会前刷集，98-99, p.9-12 (1999)

7. まとめ

モータの機能を加速時のアシストと減速時の回生制動に特化させたハイブリッドシステムにおいて，以下の成果を得る事ができた。

- ・ 走行状態やバッテリー SOC に対応したエネルギーマネジメントにより燃費向上に寄与した。
- ・ 高圧安全を考慮し車載性に優れたコンパクトなパッケージングを実現した。
- ・ エンジンとモータの駆動力を協調させるアシスト／回生システムを可能とした。
- ・ モータによるアイドリング振動の抑制制御により－3dB ～－5dB の振動低減効果が得られた。
- ・ モータアシストシステムによりアイドリング停止後のスムーズな再始動を実現した。

本システムを開発するにあたり多大なご協力をいただきました社内外の関係者の方に深く感謝の意を表します。

■ 著 者 ■



落合 志 信



内 堀 憲 治



原 一 広



鶴 見 隆 史



鈴 木 実

ハイブリッドカー「インサイト」用 薄型DCブラシレスモータの開発

Development of the Ultra-thin DC Brushless Motor for Hybrid Car – INSIGHT

嶋田 明 吉* 小 川 博 久*
Akiyoshi SHIMADA Hirohisa OGAWA
中 島 稔* 島 田 裕 央*
Minoru NAKAJIMA Hiroo SHIMADA

要 旨

超低燃費ハイブリッドカー「インサイト」の補助駆動用として、軽量・高効率の薄型 DC ブラシレスモータを開発した。本モータは、エンジンとトランスミッションの間に挟む配置構造上の制約を薄型化することで克服している。薄型化は、分割ステータでの突極集中巻きと集中配電バスリングで達成した。これらの技術の採用により、電磁気回路部分の幅をわずか 60mm としながらも、最大トルク 83.3N・m、最高出力 10kW の性能を実現した。またモータはその配置からクラッチ室と同等の水および塵あいにさらされるため、チャンバ構造とラビリンス構造を併用したドレイン、およびステータカバーと回転センサディスクによる異物侵入防止構造で耐環境性を満足するモータとした。

ABSTRACT

We developed an ultra-thin DC brushless motor for use as the auxiliary drive of the ultra-low-fuel-consumption hybrid car, “INSIGHT”.

Use of an ultra-thin design for this motor overcomes restrictions on the layout construction between the engine and the transmission. The ultra-thin design was achieved using a concentrated winding for the salient-pole of the split stator and a centralized distribution bus ring. Utilization of these technologies resulted in a maximum output performance of 10 kW at a maximum torque of 83.3 N·m while keeping the width of the electromagnetic motor circuits to mere 60 mm. In addition, since the use of this arrangement for the motor subjects it to the effects of water and dirt just as with the clutch compartment, a joint chamber and labyrinth construction is used to form a drain. Meanwhile a stator cover and disk sensor are employed to prevent foreign matter from entering. This design achieves a motor capable of withstanding a harsh ambient environment.

1. まえがき

地球温暖化やオゾン層破壊などの環境問題に対し、自動車の低燃費化およびエミッション低減の要求がますます高まってきている。その一つの回答として、35km/L(10・15モード)の超低燃費ハイブリッドカー「インサイト」を開発した。同車に搭載したIMA(Integrated Motor Assist)システムは、エンジンを主動力、モータを補助動力として使用するパラレルハイブリッド方式を採用し、モータを始めシステム全体の小型・軽量化を可能とした⁽¹⁾。

モータ開発にあたっての技術課題は、車両要求性能を満足しつつ、1.5L クラスのエンジンルームに IMA システムのパワートレインを横置きするための薄型化、およびエン

ジンと同等の耐環境性の確保であった。本稿では、これらの技術について述べる。

2. モータの機能と課題

Fig.1 に IMA システム のエンジンとモータを、Fig.2 にシステム構成を示す。本システムはパラレルハイブリッド方式であり、モータは走行状態に応じて、主動力源のエンジンを補助駆動(アシスト)する機能、制動エネルギーを電力として回生する機能、12V 負荷分を発電する機能を有している。また、アイドル停止後のエンジン再始動も本モータで実施している⁽²⁾。

これらの機能を満足し、かつ燃費 35km/L(10・15 モード)を達成する車両とするために、パワートレイン全体を小型・軽量化する必要があった。そのためにモータはエンジンと直結構造としトランスミッションとの間に挟む配置とした。モータ開発においては薄型化および耐環境性に重点を置き、技術課題を下記の通り設定した。

- (1)コンパクト：1.5L クラスのエンジンルームにパワートレインを横置きできる薄型モータとする
- (2)耐環境性：エンジンとトランスミッションの間の環境における耐久性を有する



Fig.1 IMA power unit

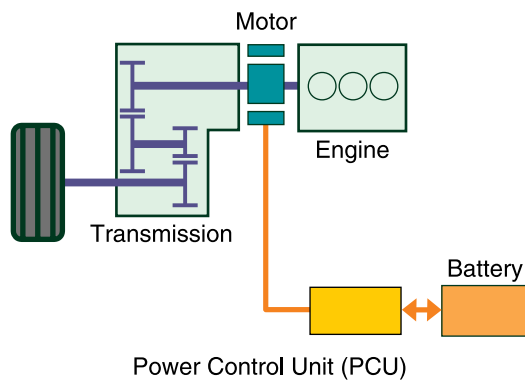


Fig.2 IMA system construction

3. モータ薄型化の技術

Fig.3 にステータの構成を示す。ステータは突極集中巻きの分割された磁極と集中配電バスリング、およびステータホルダで構成されており、この構造が薄型化技術の核となる。以下にその技術の詳細を述べる。

Fig.4 に従来の巻線方式の例と、今回開発した巻線方式を示す。通常、ステータは一体で成形される事が多く、巻線方式としては波巻き方式もしくは突極集中巻き方式とするのが一般的である。それぞれの方式にはモータの薄型化に対し次の課題が挙げられる。

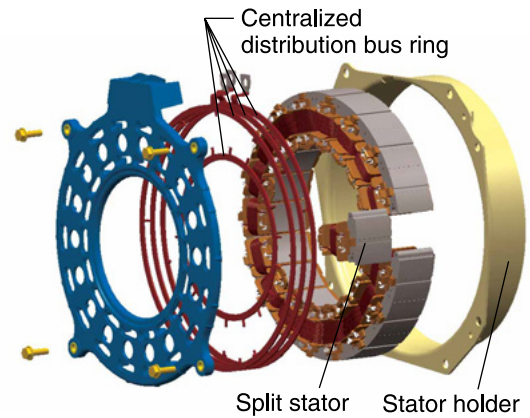


Fig.3 Stator construction

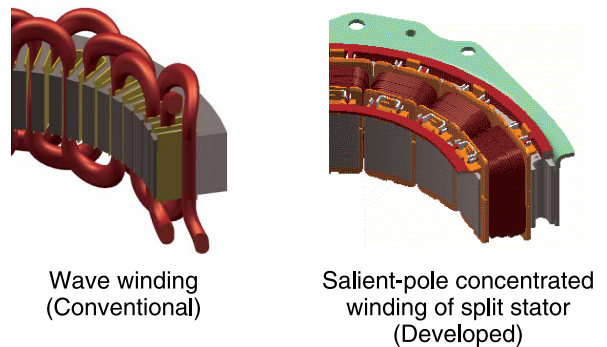


Fig.4 Comparison of winding

波巻き方式を採用した場合は、巻線渡り部の幅寸法の増加と巻線工程時間の増加が問題となる。また、一体型ステータで突極集中巻き方式を採用した場合は、Fig.5 に示す巻線ノズルの移動スペースを確保するため、巻線可能範囲が減少する。この課題を次の構造技術で解決した。

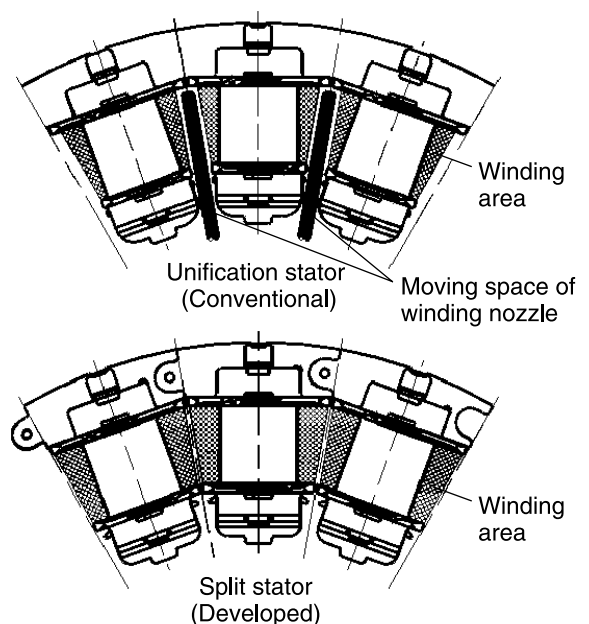


Fig.5 Comparison of winding area

3.1. 分割ステータでの突極集中巻き

Fig.6 に今回採用した分割ステータでの突極集中巻きの巻線状態を示す。巻線可能範囲は、分割ステータを採用する事で巻線ノズルの移動スペース確保が不要となるため、一体ステータに対し約 70%の拡大を実現した。更に突極集中巻きで整列性を維持し、巻線の占積率を上げることと集中配電バスリングとの組み合わせにより、電磁気回路部分の幅を狭くし、車両要求トルクを満足するモータを実現した。

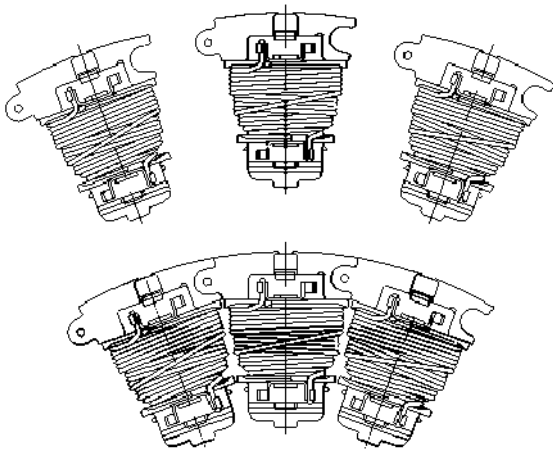


Fig.6 State of winding with split stator

また一体ステータに比べ、本方式は生産性も向上している。第一に、珪素鋼板の歩留まり向上が挙げられる。歩留まりを向上するために、Fig.7 に示す通りステータを分割して抜いている。第二に、型内かしめによる積層・固定工程の簡略化が挙げられる。また、ステータの分割により一極ごとに巻線作業を行う事ができるため、設備の小型化も可能とした。

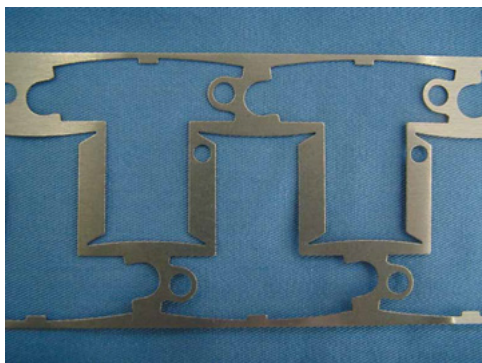


Fig.7 Blanking of flat rolled silicon steel

3.2. 集中配電バスリング

本モータは三相モータであり、Fig.8 の等価回路に示すように、各相に巻線を6個、並列接続している。

同図の赤色の部分が集中配電バスリングに相当する。この部品は、銅板より打ち抜きで成形したもので、各巻線を結線している。従来の方式では各相で6本の巻線を渡り線として配線と固定をしていたため、生産性が問題となっていたが、集中配電バスリングの採用により、ターミナル部でヒュージングするのみとし作業の簡略化を可能とした。Fig.9 に集中配電バスリングを使用した場合としない場合の実態配線図を示す。集中配電バスリングを使用することで、渡り線部が簡略化されていることが分かる。

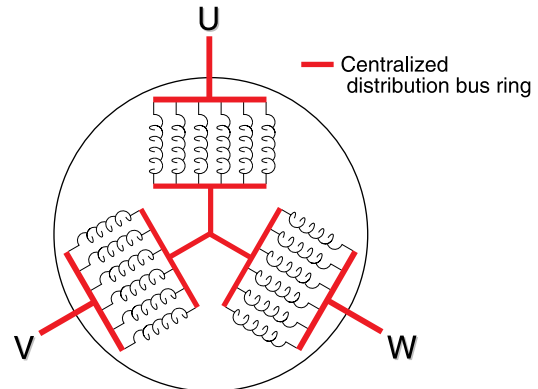


Fig.8 Equivalent circuit of the motor

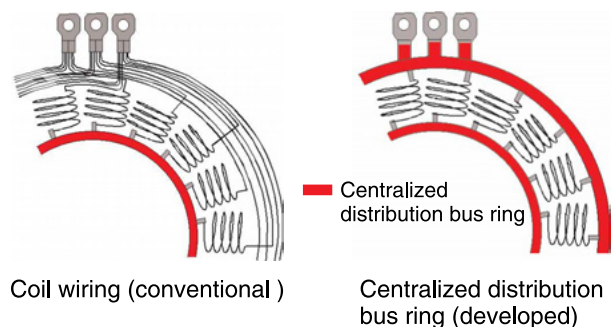


Fig.9 Comparison of wiring

また、薄型化のために、三相の集中配電バスリングはFig.10 に示すように重ねて配置した。重ね構造では相間の絶縁方法が課題となるが、実用時に要求される、熱、振動、塵あい等の耐環境性を満足させるため、絶縁コーティング材料としてフッ素を選定した。フッ素コーティングの厚さの設定は、Fig.11 のデータを判定基準の指標とし耐久信頼性のテストを実施した上で、要求性能を満足する膜厚とした。更に冷熱加振と塵あいの複合条件で評価テストを実施する事により、実用時に発生する振動レベルではフッ素コーティングが摩耗しないことも明らかにした。これらの技術により、従来技術に対しモータの幅を約 40%低減し、厚さ 60mm の薄型モータを実現した。

Fig.12 に小型・軽量化を達成したパワートレインを、Table 1 および Fig.13 にモータの仕様と性能を示す。

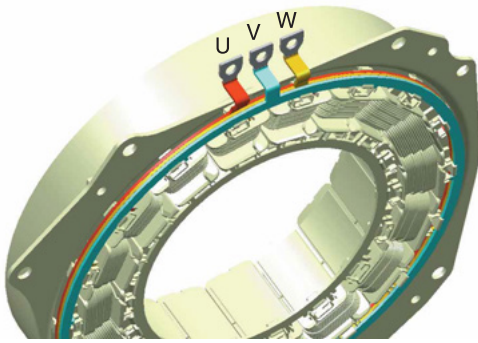


Fig.10 Layout of centralized distribution bus ring

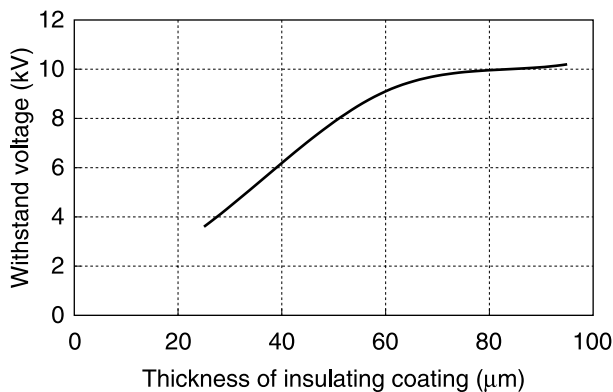


Fig.11 Isolation performance curve

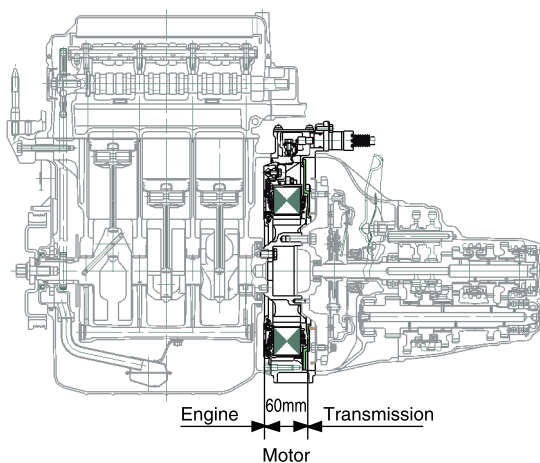


Fig.12 Cross section of hybrid power train

Table 1 Specifications of motor

Motor type	DC brushless	
Number of phase	3 phases	
Number of pole	12 poles	
Number of slot	18 slots	
Weight	18.6kg	
Maximum output power	Starter	83.3N-m/2kW
	Assist	49.0N-m/10kW
	Regeneration	83.3N-m/10kW

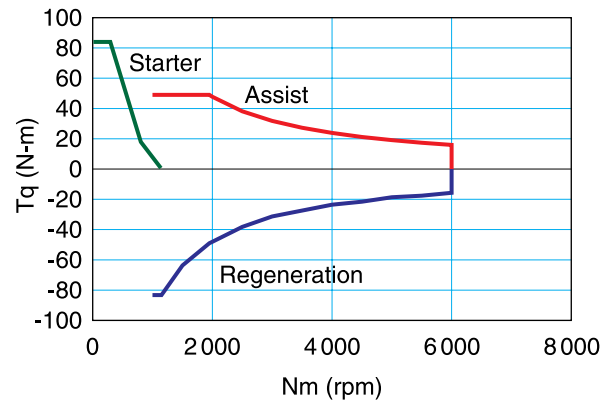


Fig.13 Motor power performance curve

4. 耐環境性技術

本モータは、エンジンとトランスミッションの間に挟まれておりクラッチ室内にモータが配置されるため、水密構造にすることが困難である。従って水等が入り難く、かつ、浸水した場合は速やかに排出されることを開発目標とした。またクラッチ摩耗粉等の磁性体を含む異物とモータが共存する構造となっているため、モータの電磁気回路への異物侵入を防ぐ必要がある。これらの課題を以下の手法で解決した。

4.1. ドレイン構造

水等が入り難く、かつ、浸水した場合は速やかに排出されるように本モータはドレインとブリーザを備えた。特に車載レイアウト上、モータ下端がほぼ最低地上高となるため、ドレイン構造に留意した。水溜まりを走行した場合、タイヤで跳ね上げられた水は圧力がかかった状態でモータハウジングにぶつかるため、ドレインは穴を開けただけでは、その穴から水がモータ内部に噴出してしまう。

Fig.14 は開発初期のドレイン構造である。ハウジングにパイプを圧入し、進行方向を避けてパイプの口を設置したが、水圧が高いため、パイプからモータ内部に浸水が見られた。

そこで、Fig.15 に示す構造を採用することでこの問題を解決した。これは排出口とモータ内部に通じる穴を分離しチャンバ構造とすることで容量を付加し、さらにチャンバ内にラビリンスを設けることで浸水を防ぐものである。

4.2. クラッチ摩耗粉等の異物侵入防止構造

モータが配置されるトランスミッションのクラッチ室は、基本的に大気開放である。よって塵あいを含めた異物がクラッチ室に侵入する。またクラッチの断続によりクラッチ摩耗粉も発生しクラッチ室内に浮遊する。これらがモータの巻線やマグネットに多量付着するとモータ性能に影響を及ぼすためダストシール構造とした。

ダストシール構造は Fig.16 に示すように、ステータカバーと回転センサディスクでラビリンス構造を形成しクラッチ室からの異物侵入を抑制するものである。本構造の採用により、モータ部への異物侵入を防ぐことができ、車両の耐用年数を満足するモータとなった。

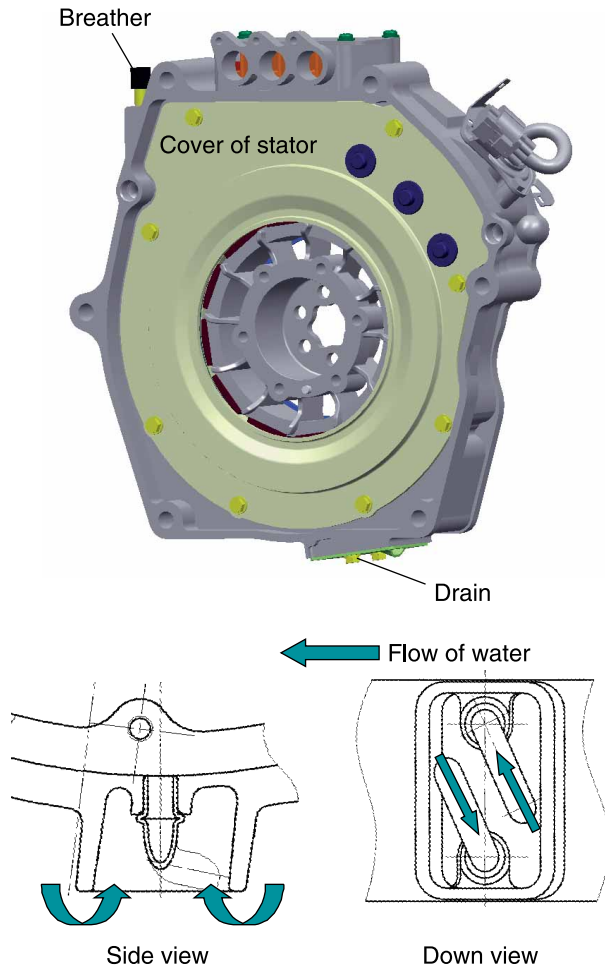


Fig.14 Prototype of drain construction

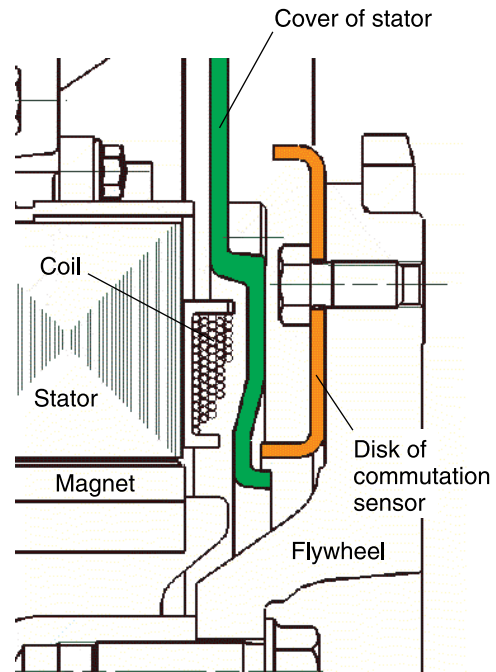


Fig.16 Enlarged cross section of motor & transmission

5. まとめ

以下の薄型化技術と耐環境性技術により、コンパクトなハイブリッドパワートレインを成立させる薄型モータを完成した。

(1) 分割ステータでの突極集中巻き

従来の一体ステータに対し巻線可能範囲を約 70%拡大した。

(2) 集中配電バスリング

従来の巻線渡り線部の配線・固定工程を、ヒューズングのみの作業とし簡略化を図った。

(3) ドレイン構造の最適化

チャンバ構造とラビリンス構造を併用した。

(4) クラッチ摩耗粉等の異物侵入防止構造

ステータカバーと回転センサディスクでラビリンス構造を形成した。

参考文献

- (1) 堀尾幸一, 藤村 章, 斉藤政昭, 角田和彦, 瀧口士郎: 超低燃費ハイブリッドカー「インサイト」の開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.2, p.1-8 (1999)
- (2) 落合志信, 内堀憲治, 原 一広, 鶴見隆史, 鈴木実: ハイブリッドカー「インサイト」用モータアシストシステムの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.1, p.7-14 (2000)

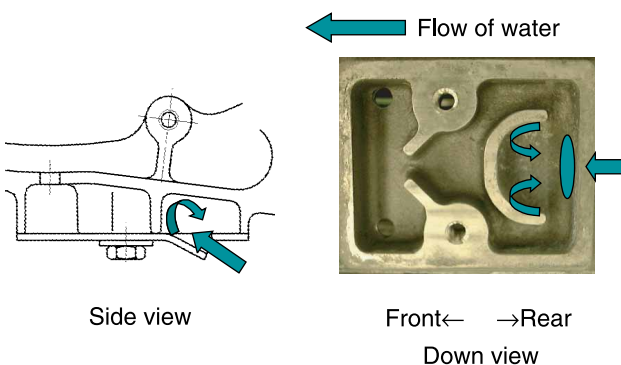


Fig.15 Production model of drain construction

■著 者■



嶋田明吉



小川博久



中島 稔



島田裕央

くるま 電動四輪車いす「モンパル ML100」の開発

Development of a 4-wheel electric wheelchair-MonPal ML100

保 坂 潤*
Jun HOSAKA

乾 勉*
Tsutomu INUI

前 坂 清 富*
Kiyotomi MAESAKA

要 旨

歩行が不自由な方の移動手段として、楽しく、安心して快適に乗れるパーソナルモビリティを基本コンセプトに、四輪タイプの電動車いす「モンパル ML100」を開発した。その特徴は、後輪の接触や引っ掛けに配慮した後ろ絞りデザインである。また、トランスミッションとモータを一体化したパワートレイン及びコントロールシステムの開発により、登坂時のねばりを向上した。操作系には、とっさの場合にアクセルレバーを握り込んでも停止する機能や、操作を誤った際に急発進を防止したりブザーで知らせる機能などを採用した。

ABSTRACT

The MonPal ML100 is a 4-wheel electric motor-driven wheelchair developed aiming to achieve personal mobility which provides fun, freedom from care and comfort for those with restricted walking capability. It also comes with a rearward tapering design to prevent scraping and snagging.

The power train integrated with transmission and motor, and the control system are specially developed to provide slope-climbing capability.

If the driver needs to stop suddenly and grips the drive lever too hard instead of releasing it, the vehicle automatically comes to an emergency stop. The features those prevent sudden start-off and make sure the driver to know by a buzzer in the event of faulty drive lever operation are applied for support system.

1. はじめに

これからの日本はますます高齢化が進み 2000 年には 65 歳以上の人の割合が 6 人に 1 人、また 2010 年には 5 人に 1 人になると予想されている。

高齢になり歩行が不自由になってきたときにも、私たちが生き生きとした生活を送るには社会とのコミュニケーションが必要であり、そのためには自由に移動できる手段を確保することが大切である。

近年そういった高齢者の乗り物として利用され始めているのが、ハンドル型の電動車いすである。

「電動車いす」とは、道路交通法上は「身体障害者用の車いす」に含まれる。運転者は「歩行者」として扱われるので運転免許証を必要としない。

また、日本工業規格の規定では、主として外観及び用途により「標準型」と「ハンドル型」に分類されており、さらにハンドル型には三輪タイプと四輪タイプがある。

1985 年に市場に登場して以来年々この「ハンドル型」の台数は増加しているが、普及率は潜在的なニーズに比べると低いのが現状である。

その理由として、現状の交通インフラもさることながら、乗りたくても「気恥ずかしさ」から購入を見送るケースが多いことがあげられる。

そこで、この「気恥ずかしさ」を払しょくし、歩行が不自由な方でも積極的に外へ出かけることをサポートすべく開発されたのが、四輪タイプのハンドル型電動車いす「モンパル ML100」である。

2. 開発のねらい

モンパル ML100 の開発にあたっては、

●楽しく乗れるパーソナルモビリティ

●安心・快適・簡単な提供

を実現するために、

- (1)軽快感と安心感を兼ね備えたデザイン
 (2)坂道でも安心なねばりのあるパワートレイン
 (3)スムーズで快適な走行制御システム
 をポイントとした。

3. 概要

モンパル ML100 の外観を Fig.1 に、デザインコンセプトを Fig.2 に、また主要諸元を Table 1 に示す。



Fig.1 External view of MonPal ML100

スタイリングは、「楽しく乗れるパーソナルモビリティ」をキーワードに、乗り物の持つ楽しさや軽快感と、誰もが安心して乗ることができる新しいスタイルの提案を目指した。そのデザイン要点は以下の通りである。

- ・ワイドなステップとボデー上端を低く抑えたフォルム
- ・運転者に前側面を確実に意識させ、足元に安心感を与えるボンネットデザイン
- ・立体フォルムでホールド性を高めたシートデザインと、大径リアタイヤの採用により軽快感を強調



Fig.2 Design concept

Table 1 Major specifications

Items	Specifications
Overall length (mm)	1 190
Overall width (mm)	680
Overall height (mm)	1 080
Tread (mm)	Front: 590/Rear: 530
Curb weight (kg)	94
Motor	DC brush type
Batteries (rated at hours between recharges)	12V 35AH × 2 (sealed)
Tire sizes	Front: 3.00-4 Rear: 70/100-8
Drive systems	Direct 2-rear-wheel drive system (with differential)
Brake systems	Regenerative brake Electromagnetic brake Mechanical brake
Maximum speed (km/h)	6
Maximum continuous Running distance (km) (6km/h, flat road)	25

全体レイアウトを Fig.3 に示す。車体寸法は、日本工業規格の「電動車いす」に準拠し国家公安委員会の型式認定に適合するディメンションとした。車体前部に制御ユニットを、後部にバッテリー、充電器及びパワートレインを配置して居住スペースを確保した。

フロアは低く(地上高 150mm)、平らにして乗降性及び居住性に配慮した。

リアトレッドをフロントトレッドより狭くした後ろ絞りレイアウトとし、狭い道での後輪の接触や引っ掛けなどを起こしにくくした。

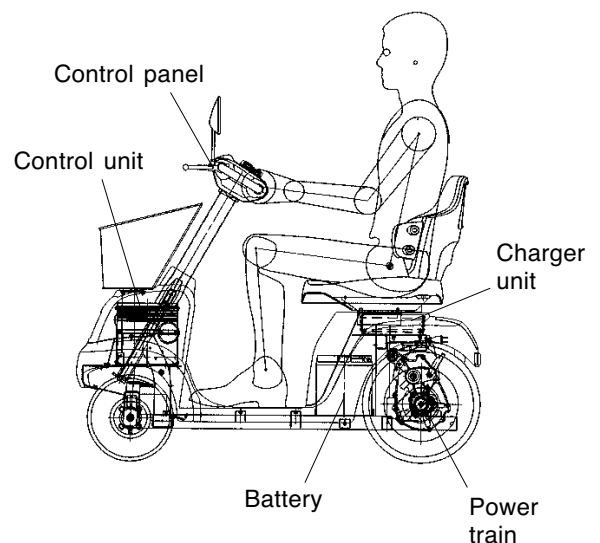


Fig.3 Layout of MonPal ML100

パワートレインは、リアトレッド内に収めるべく専用に開発し、偏平モータとトランスミッションを一体化した。

シートは、足腰の弱い人にとって必要な旋回時の遠心力をささえるホールド性と乗降性を両立させるため、腰骨部分のみを側面からささえる形状とした。

操作系は全てハンドル部分に集中させて、手で容易に行えるよう配慮した。特にアクセルレバーについては、走行・停止を一本で行う方式を採用し、走行時レバーを保持した状態でも疲れにくい構造とした。また、とっさにレバーを握り込んだ場合でも停止させる機能を採用した。さらには、操作を誤った際に発進を止めたりブザーで知らせる誤操作防止機能、旋回時の自動減速機能など安心して使えるよう配慮した。

4. コンポーネント技術

4.1. パワートレイン

パワートレインの外観を Fig.4 に、構造を Fig.5 に示す。



Fig.4 Power train

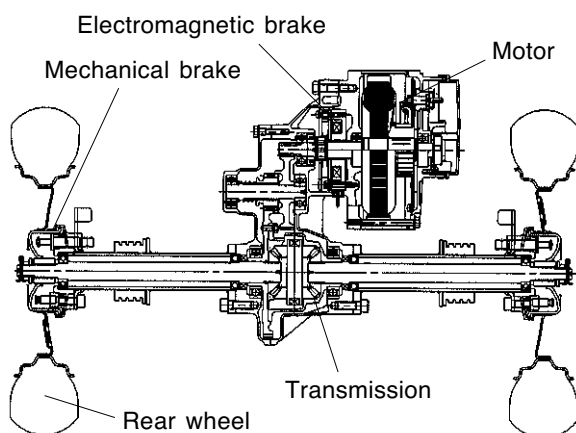


Fig.5 Layout of power train

トランスミッションに偏平モータを一体化させ、モータ軸に一次減速ギヤを配置した平行3軸型である。

また、本パワートレインにはブレーキとして、一次減速部には停止した際に自動的に作動する電磁ブレーキ、アクスル軸両端には手動で操作する機械式ブレーキ、及び坂を下る時に速度を一定に保つモータ自体の回生ブレーキを装備している。

4.1.1. トランスミッション

電動車いすに適した、低騒音、軽量なトランスミッションを新たに開発した。大径タイヤに効率良く駆動を伝えるため、減速比率を3軸二次減速方式で構成した。Fig.6 に示すように入力軸そのものにドライブギヤを形成し、駆動ギヤ歯数 10 を達成した。諸元を Table 2 に示す。

Table 2 Specification of transmission

Type	3 parallel shafts reduction gear
Input revolution (rpm)	Forward: 0~2 832 Reverse: 0~983
Reduction ratio	29.3
Clutch type	Constant mesh and manual separation
Dry weight (kg)	7.8

低騒音化のため、各ギヤの歯形・歯筋アライメントの適正化によるギヤノイズの低減と安定化を図った。特に、モータ入力軸のギヤを歯面研磨に替えて、高周波焼入れ・超硬カッターによる2度仕上げ(スカイピング)とした。



Fig.6 Input shaft and gear

軽量化のため、ケースの鋳造成形性と応力分散を考慮した「波打ちリブ形式」を採用した。ケースの標準肉厚は2mmと薄肉にして、従来と比べ約20%の軽量化を行った。Fig.7 にそのリブ形状を示す。

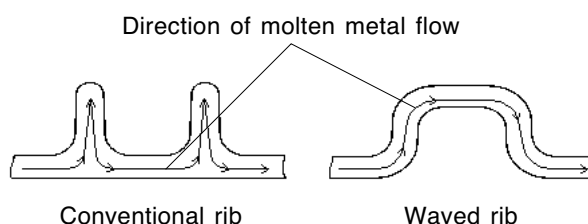


Fig.7 Rib shape

クラッチ機構には、通常走行時の確実な動力伝達のため、クラッチかん合部に特殊転造加工による逆テーパを設けた。クラッチ解除機構については、カムと、節度感をもたせるディテント機構を同軸に構成し、作動フリクションを低減させた。Fig.8 にその構造を示す。

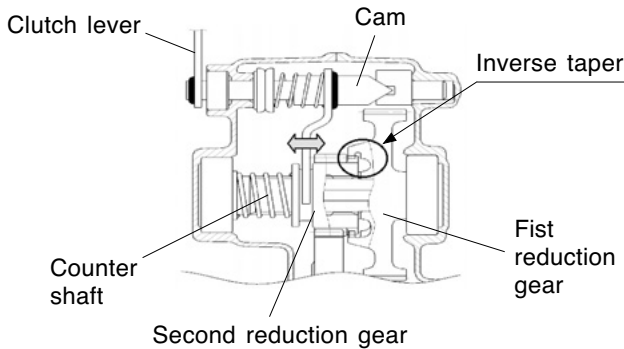


Fig.8 Clutch

生産技術面では、湯流れシミュレーションを使った最適な金型構造による3部品の一型化や、ピニオンギヤのかみ合い調しん力を利用した「デファレンシャル自動調しん機構」を採用し、ダイキャスト鋳肌直接シャフトを差し込む等、省加工技術の工夫を行った。Fig.9 に構造を示す。

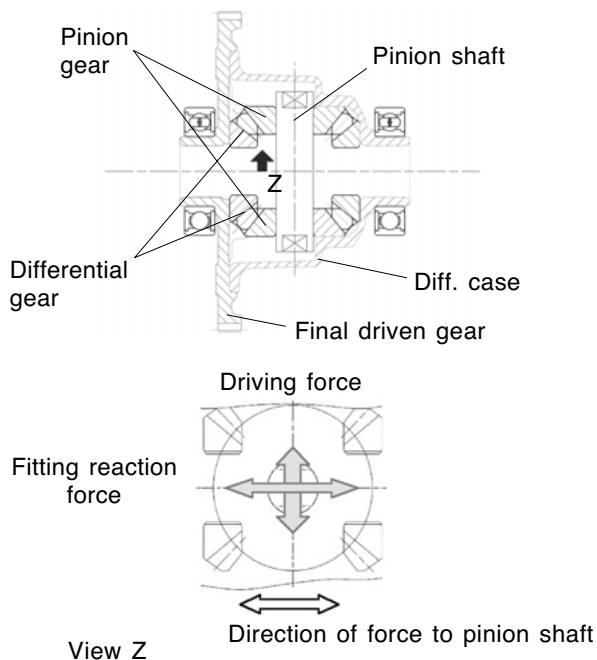


Fig.9 Differential

4.1.2. モータ

偏平円盤型のモータは、一般的なモータの積厚・電機子外径比1:1に対し、1:8.75の偏平比率となっている。主要諸元を Table 3 に示す。

Table 3 Specifications of motor

Motor	Rated power (V/W)	24/360
	Armature (mm)	Ø140×16 (31 slots)
	Winding	Wave class B
Sensor	Revolution	2-phase magnetic pickup
	Temperature	Thermistor

偏平比率を大きくすることにより、31 スロットという多極化が可能となり、セグメント間電圧を低く抑えることができた。また電機子が大きいことから熱引きもよく、過負荷タフネスを向上させることができ、坂道でもねばりのあるパワートレインを実現した。

4.2. コントロールシステム

コントローラは、16ビットマイコンを採用しモータドライバを一体化した。制御部は、中枢である「走行コントロール部」、運転者インターフェースである「インジケータ部」及び充電器と連携した「電源制御部」で構成され、全体システムマネジメントを行っている。Fig.10 にシステム図、Fig.11 にコントロールユニット内部を示す。

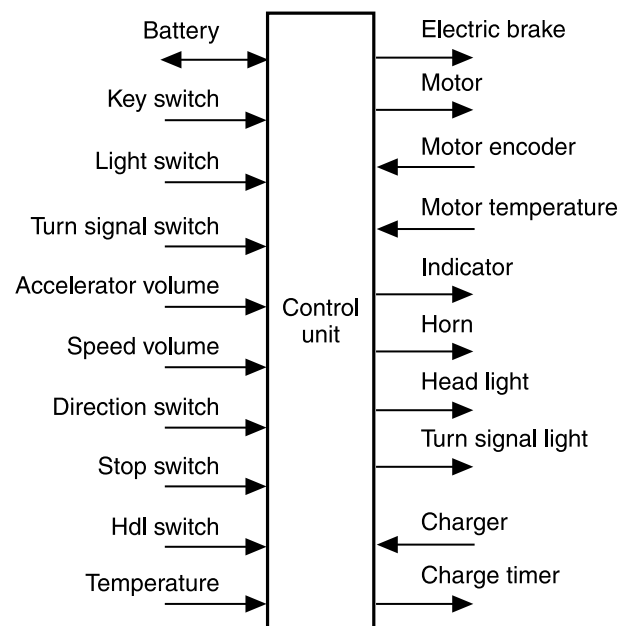


Fig.10 System diagram



Fig.11 Control unit

4.2.1. モータドライバ

FET を2個並列のフルブリッジ構成とし、モータの正逆転を制御している。アルミニウム押し出しケースで放熱フィンを構成し冷却効率を上げることでモータ出力を最大限引き出すことができた。

4.2.2. 制御部

(1) 走行コントロール機能

① 走行速度一定制御

モータ内蔵のホール IC 回転センサから回転数と回転方向をフィードバックするデジタル PI 制御を採用した。

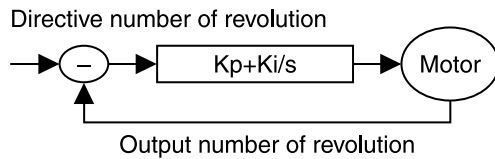


Fig.12 Speed control system

② 加速・減速パターンの最適化

速度設定つまみで設定した目標速度までの加速パターンとアクセルレバーを開放した時の減速パターンを、それぞれ5段階、10段階にプロファイル設定しており、スムーズ発進、緩やか減速を図った。

③ 安心機能

ユーザが主に高齢者であることを考慮した安心機能を走行操作系に採用した。

- ・アクセルレバー握り込み停止機能
とっさの場合などに強く握り締めると停止する。
- ・急発進防止機能
アクセルレバーを握った状態で電源投入時の急発進を防止する。
- ・旋回時自動減速機能
ハンドル転舵時 4km/h まで自動減速する。

④ 警報・保護機能

さまざまな走行条件を考慮し、急な登坂走行時の「過負荷検出」, 「モータ過熱検出」, 段差乗り越え等のモータ拘束時の「モータロック検出」, バッテリ過放電を防止する「バッテリ残量不足検出」等、警報・保護機能を採用した。

(2) インジケータ制御機能

コントロールパネルに装備した5個の LED で、各種情報を運転者に伝達する。

① 残量表示

バッテリ電圧と電流から残容量を算出し、6段階に表示する。充電完了と共に満充電表示に復帰する。

② 充電表示

充電進行状況をバッテリ電圧と経過時間より表示する。

③ 故障表示

回転センサ不良、充電器不良等 15 種類の故障内容を表示する。

④ 保守履歴表示

販売店での点検を容易にするため、過去に発生した故障の履歴を5回まで呼び出すことができる。走行距離、充電回数、充電時間を LED で表示する。

⑤ ヘッドライト点灯表示

ヘッドライトが点灯していることを左端 LED の点滅で表示する。消し忘れ等によるバッテリーの消耗を防止する。

インジケータ表示例を Table 4 に、外観を Fig.13 に示す。

Table 4 Indication

Condition	Indication	Comment
Battery power	●●●●●	
Charging	●●●○●	
Error mode	●○●●●	Motor lock
Maintenance history	●○●○●	Charge cycle: under 50
Headlight	○●●●○	Lighting on

● Lighting on ○ Lighting off ◎ Flashing



Fig.13 Control panel

(3) 電源制御機能

① 充電器

充電器は定電圧定電流方式で、充電電圧範囲は 29.6 ~ 32.2V、電流は 5A である。

あらゆる温度条件で確実な充電ができるように、外気温度に応じた出力電圧設定とした。また、電気用品取締法の認可を取得している。

② マネージメント機能

放電深度が浅い状態からの過充電によるバッテリー劣化を防止するため、バッテリーの状態に応じて3種類の充電モードを選択するシステムとした。

充電モードは次の通りである。

- ・通常充電モード：
設定電圧に到達後に5時間のタイマ充電を行う。
- ・短縮充電モード：

2時間以内に設定電圧に到達した場合は2時間半のタイム充電を行う。

・過充電防止充電モード：

1分以内に充電電流が1A以下の場合は即時終了する。充電タイマの作動する設定電圧は外気温度センサにより温度補正される。

また、電源スイッチが入った状態での警報機能やヘッドライト、ターンシグナルの消し忘れ時の自動消灯機能など節電機能も採用した。

③充電時走行防止機能

AC 電源ヘプラグを挿入しているとき、電源スイッチを入れるとブザー警報と共にアクセルレバー操作による発進を防止する機能を採用した。

④バッテリー

サイクル使用に適したシール鉛電池を採用した。密閉型でメンテナンスフリータイプである。

5. おわりに

モンパル ML100 は、坂道の多い地域における使用にも適した性能を有し、利用者の行動範囲をより広げ、明るく生き生きとした生活をサポートする電動車いすである。

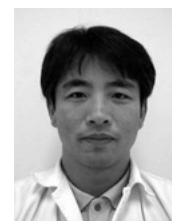
今後は社会の変化をふまえながら、さらに使い易い商品をめざして発展させてゆきたい。

本開発にあたっては、柳河精機(株)、松下電工(株)、(株)ミツバはじめ社内外の多くの方々から多大のご協力を頂いた。ここに感謝の意を表する。

■ 著 者 ■



保坂 潤



乾 勉



前坂 清富

二輪車用密封式クランクケースシステムの開発

Development of Closed Crankcase System Engine for Motorcycles

工 藤 修* 志 村 康 雄*
Osamu KUDO Yasuo SHIMURA
寺 田 幸 司* 犬 丸 信 明*
Koji TERADA Nobuaki INUMARU

要 旨

小型で軽量の単気筒エンジンが要求されるオフロード二輪車 XR650R 用としてクランク室を密封したエンジンを開発した。これは単気筒大排気量エンジンの課題であるクランクケース内の圧力変動に起因するブリーザからのオイル吐出防止性能の低下を解決するものである。従来は一室で構成されていたクランク室とトランスミッション室を隔壁で分離し、ピストンの上下動により発生するクランク室の圧力を利用してエンジンオイルをトランスミッション室へ排出するエンジンを開発した。その結果、トランスミッション室の圧力変動を低減できることによりブローバイガスの排出量が低減され、ブリーザ室を従来のエンジンの 1/5 にすることが可能となった。またエンジンの小型軽量化、フリクションロス低減の効果をj得ることができた。

ABSTRACT

A compact and light single cylinder engine was developed for the off-road motorcycle, XR650R. The engine has a feature of which a transmission chamber is divided off from a crank chamber by a bulkhead. The engine oil is discharged from the crank chamber to the transmission chamber by using a pressure generated by reciprocating motion of a piston. As a result, the pressure fluctuation in the transmission chamber was reduced, and a discharging of blow-by gas was reduced. A breather chamber volume became possible to downsize to 1/5 compared to a conventional engine. Moreover, the effects of reducing the engine weight and the friction loss were obtained.

1. ま え が き

オフロードスポーツ用モーターサイクルの XR シリーズでは軽量でコンパクトなエンジンが強く要求されるため、排気量 50cm³ から 600cm³ まですべてのクラスにおいて単気筒エンジンが搭載されている。

単気筒エンジンは、クランクケース内の圧力変動が大きくなり、ブリーザからのオイル吐出を回避するために大きな容積のブリーザ室を必要とする。またエンジン内の油面変動が大きくなることからオイルかくはんロスが増加する。

一般に、4ストロークエンジンではオイルかくはんロスを低減するためにクランクシャフト下側に深いオイルパンを設け、クランクシャフトをオイルの中に漬けないように油面を下げるが、大排気量のオフロード用エンジンでは最低地上高を大きくとる必要からエンジンの全高を低くする

要求があるのでオイルパンを深くできない。これもオイルかくはんロスが増加する要因となっている。

これらの課題を解決するために、シリーズ最大排気量である XR600R のフルモデルチェンジにあたり、クランク室とトランスミッション室を隔壁で分離することにより、ピストン上下運動に伴う圧力変動をクランク室内に封じこめ、トランスミッション室へ伝えない構造の新型エンジンを開発し、XR650Rに適用した。この構造を密封クランクケースシステムと名付けた。

2. エンジンの概要

XR650R の開発にあたり、
・低速域の粘り強いトルク特性と高速域の高出力特性の両立

・エンジン重量の大幅軽減

が要求された。この対応として、低速域のトルク特性向上のために排気量を50cm³拡大し、さらに冷却方式を水冷に変更して圧縮比を上げることにより出力性能を向上させた。排気量拡大の課題としてブリーザ性能の低下があるが、この改善のために密封クランクケースシステムを採用した。エンジン重量の低減に対しては、アルミニウム合金で一体構造のクローズドデッキ型ニカジルメッキシリンダの採用をはじめとする各部品形状および材料の見直しを行った。その結果、最高出力で約30%、低速トルクで約13%の向上と、エンジン単体乾燥重量で約5kg、水冷化によるラジエータなどの付加部品を含めて約1kgの軽量化を達成した。Table 1 に主要諸元を、Fig.1 に出力特性を示す。

Table 1 Engine specifications

Model	XR650R	XR600R
Engine stroke	4-stroke	4-stroke
Number of cylinder	1	1
Cooling system	Liquid-cooled	Air-cooled
Lubricating system	Dry sump	Dry sump
Bore × Stroke (mm)	100 × 82.6	97 × 80
Displacement (cm ³)	649	591
Compression ratio	10.0	9.0
Maximum engine output (kW/ r/min)	41/6 750	31/6 500
Maximum torque (Nm/ r/min)	64/5 500	52/5 000
Valve train	SOHC 4-valve	SOHC 4-valveRFVC
Fuel supply system	Carburetor	Carburetor
Engine dry weight (kg)	40	45
Crank case	Closed	Conventional

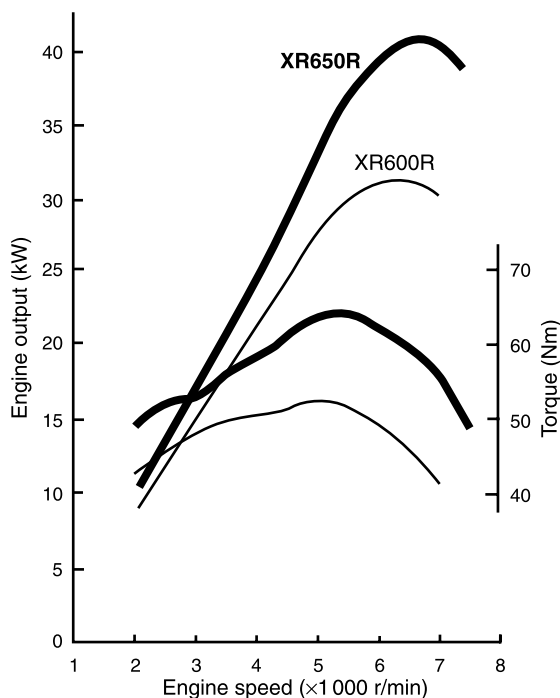


Fig.1 Engine performance curve

3. ブリーザ性能の改善手法

単気筒エンジンの場合、ブリーザのオイル吐出防止性能(ブリーザ性能)の改善手法には、ブリーザ室の拡大やクランクケース容積の拡大があるが、エンジンへの要求である重量低減すなわち小型化に逆行する。クランク室とトランスミッション室を隔離するという手法はクランク室内を潤滑したオイルの処理と、密封されたクランク室内の圧力が出力損失に与える影響などの課題はあるが、エンジン全体を小型化するためには有利である。また、吸気弁と排気弁を閉じた状態で作動を止める方式の可変気筒数エンジンにおける休止気筒のポンピングロスが微少である⁽¹⁾ことから、密封されたクランク室に発生するポンピングロスも同様に少ないと考え、課題となる下記の項目を比較検討した。

(1)機能確認及び設定

- ・オイル排出機能
- ・ポンピングロス
- ・トランスミッション室圧力
- ・クランク室への給油量

(2)効果確認

- ・ブリーザ性能
- ・スカベンジング性能
- ・フリクションロス

4. 密封クランクケースシステムの構造と作用

4.1. 構造

一般的な二輪車用エンジンは、クランクシャフトとトランスミッションを一つのクランクケースに収納し、同じオイルで潤滑している。密封クランクケースシステム(以下密封型という)は Fig.2 に示すようにクランク室とトランスミッション室を隔壁で分離し、相互間の気密を保持できるように構成したことが特徴である。クランク室の中にクランクシャフトと1次バランサを配置し、クランクウェイトの外周にトランスミッション室と分離するための隔壁を設けた。クランクシャフト軸受部外側にオイルシールを設け、クランク室内の気密を保っている。

コネクティングロッド大端部およびクランクシャフト軸受には強制給油を行っている。また、ピストン裏側にオイルを噴射して冷却を行っている。これらクランク室に流入するオイルはリードバルブ式の逆止弁を通して隔壁の下部に設けた排出口からトランスミッション室へ排出される。トランスミッション室の上方にブリーザ室を設けてオイルを分離した後、ブローバイガスをエアクリーナ内に還元する。

4.2. オイル排出機能

オイル排出機能の模式図を Fig.3 に示す。(A)に示すピストン上昇時はクランク室内に負圧が発生しリードバルブ

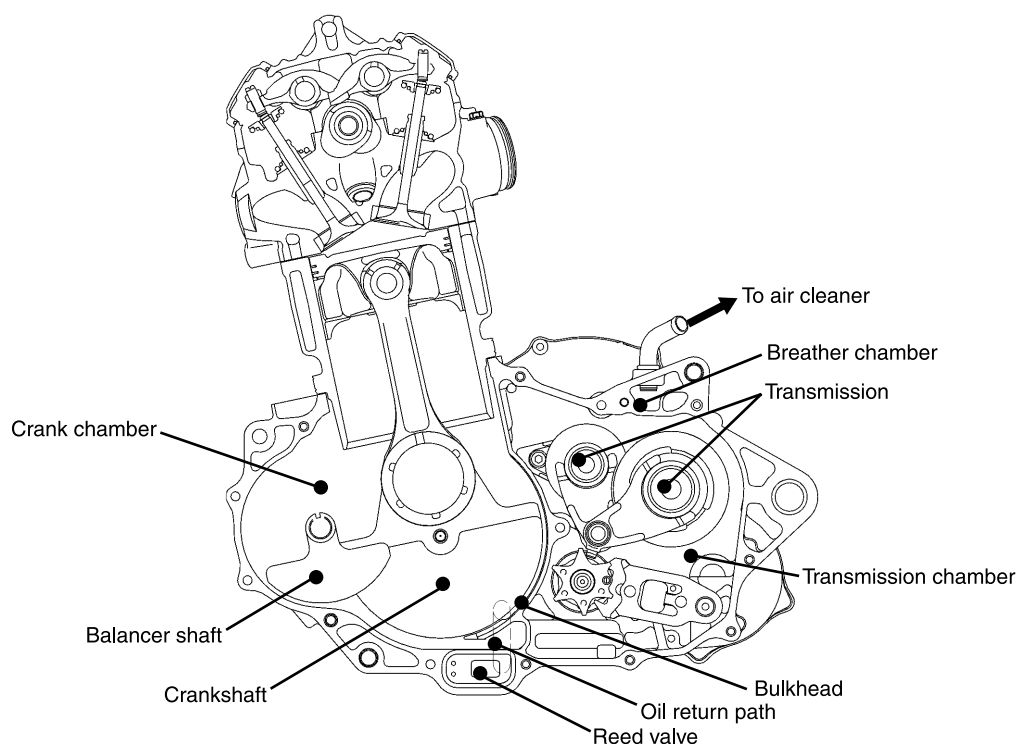


Fig.2 Section of closed crankcase

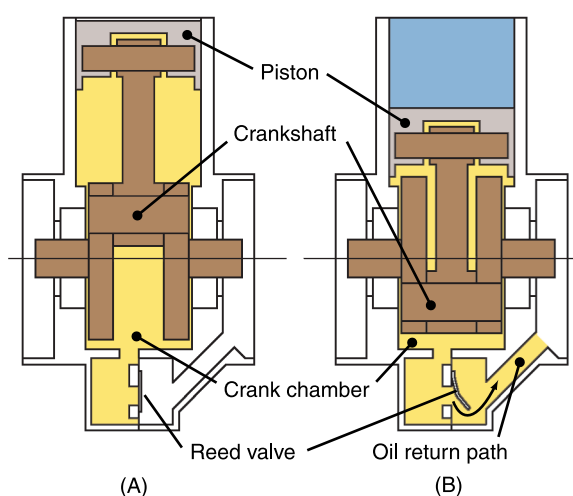


Fig.3 Schematic drawing of oil return action

は閉じ、トランスミッション室からのオイルと空気の逆流を防ぐ。(B)に示すピストン下降時にはクランク室容積が減少し圧力が高まる。この圧力によりリードバルブが開き、クランク室内に流入したオイルはトランスミッション室へ排出される。

4.3. ポンピングロスの検証

クランク室が密封されているとはいえ、クランク室内に供給されたオイルはトランスミッション室に排出する必要があるため、この影響を検証する。エンジン運転時におけるクランク室とトランスミッション室の圧力及びリードバルブの開閉状況を Fig.4 に示す。

クランク角 $95^{\circ} \sim 265^{\circ}$ (A~B)の間でクランク室圧力がトランスミッション室圧力を上回っている。この圧力差がクランク室内のオイルをトランスミッション室へ排出する力として作用する。しかし、リードバルブは圧力変化に対し時間遅れを伴って開閉している(A~C, B~D)。その原因としてオイルの粘性や慣性による遅れが考えられる。このためクランク室圧力よりトランスミッション室圧力が高く、かつリードバルブが開いているクランク角 $265^{\circ} \sim 320^{\circ}$ (B~D)の間では、クランク室へのオイルと空気の逆流が懸念される。

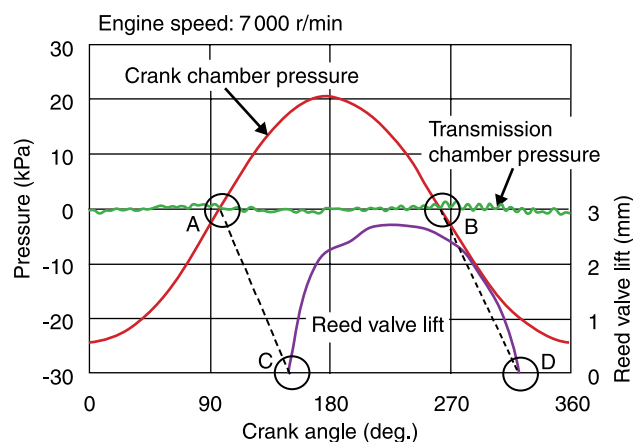


Fig.4 Pressure in crank chamber and reed valve lift

逆流の影響を確認するために、クランク室に発生するポンピングロスについて考察する。クランク室には、供給潤滑油とピストンリングから漏れるブローバイガスが流入す

る。その量は合わせて、クランクシャフト1回転あたり数 cm^3 と行程容積に対し非常に少ない。すなわちサイクルごとに流入した体積分を排出するだけであれば、クランク室のオイル量と空気量の変化はほとんど無く、ポンピングロス是非常に少なくなる。しかし、逆流の程度が大きければ、余分な体積移動を生じることになりポンピングロスが増加すると考えられる。Fig.5にクランク室圧力について、横軸を体積として表示したP-V線図を示す。比較のためにクランク室とトランスミッション室の隔壁がないエンジン(以下、従来型という)を製作し、同じ計測を行った。

クランク室のポンピングロスは、圧縮行程と膨張行程の圧力により囲まれた面積であらわされる。従来型は圧縮行程と膨張行程に圧力差が生じるのに対し、密封型にはこれが無い。従来型ではピストン上昇時にエンジン外から大気を吸入し、ピストン下降時にブローバイガスとともに排出するサイクルが生じてポンピングロスとなる。これに対して密封型では懸念されたオイル排出口からの逆流はほとんど無く、クランク室からトランスミッション室間の気液を合わせた体積移動が少ないためにポンピングロスが少ないことが確認できた。

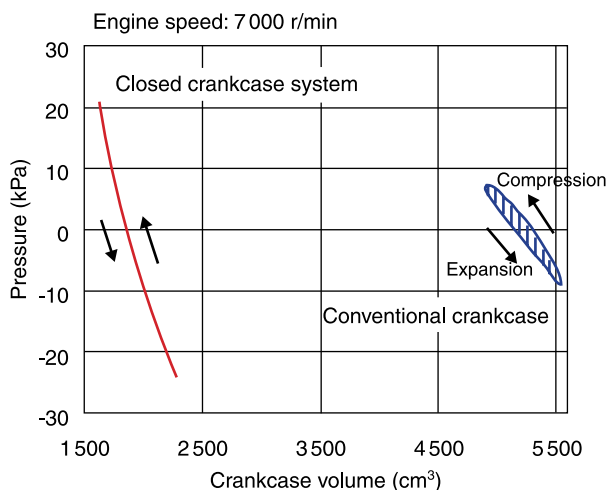


Fig.5 P-V diagram in crankcase

4.4. トランスミッション室内の圧力変動低減の検証

クランク室とトランスミッション室間の体積移動が少ない効果として、密封型は従来型に対しトランスミッション室の圧力変動を低減することができた。その結果を Fig.6 に示す。このように、ピストン上下動により発生する単気筒エンジン特有のクランクケース内の圧力変動をクランク室内のみにとどめ、ブローバイガス排出口のあるトランスミッション室へ伝えない効果を確認した。

エンジンの運転状態が圧力変動に与える影響を確認した結果、吸入～圧縮行程と膨張～排気行程での違いや、エンジン負荷の大小による差異は無かった。また、着火運転時と駆動運転時の差も無いことを検証した。

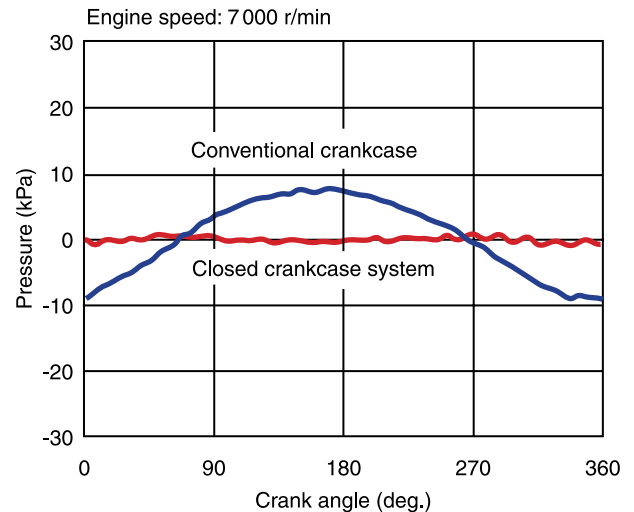


Fig.6 Comparison of transmission chamber pressure

4.5. 給油量の設定

クランク室への総給油量が多いほどクランクシャフトによるオイルかくはんロスが増加する傾向にあったため、最適給油量の検討を行った。

従来の潤滑系統では、コネクティングロッド大端に強制給油を行い、ここからの飛まつでピストン冷却を行っていたため、それぞれに必要な以上の油量を与えている可能性があった。そこでピストンクーリングジェットを新設し、コネクティングロッド大端、ピストン冷却それぞれの必要最小限の油量を与えることを目標に潤滑系を見直した。クランクピンとピストン温度を従来並にするようにクランク室への総給油量を決定した結果、Fig.7に示すように、総給油量を52%低減できた。

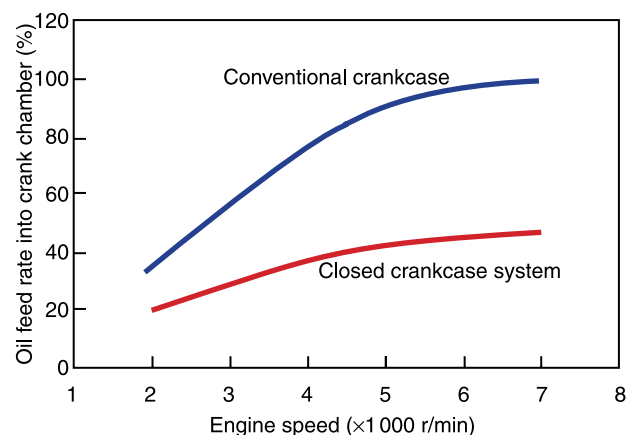


Fig.7 Oil feed rate into crank chamber

5. 密封クランクケースシステムの効果

密封クランクケースシステムによる効果を定量化するため、圧力比較と同様にクランク室とトランスミッション室の隔壁がないエンジン(従来型)を用いて各効果の検証を行った。

5.1. プリーザ性能向上

密封型はトランスミッション室の圧力変動を小さくすることができるため、トランスミッション室に配置したプリーザ室は 60cm^3 程度の少ない容積で十分機能を満足できる。比較試験において、従来型はプリージング回路が閉鎖することによるオイルの吐出が発生した。ゆえに、従来型ではより大きなプリーザ室が必要である。また、従来型構造である前モデルの XR600R のプリーザ室容積は 330cm^3 であり、密封型の XR650R に対し約 5 倍の容積を必要としていた。このことから密封型はクランクケースの小型化に寄与することがわかる。プリーザ室の比較を Fig.8 に示す。

5.2. ドライサンプのスカベンジング性能向上

XR650R はドライサンプ潤滑方式を採用している。トランスミッション室下部にオイルの汲み上げ口を設け、スカベンジングポンプを通してメインフレーム内に設けられた外部オイルタンクへ排出している。

トランスミッション室の圧力変動低減、安定化はスカベンジング性能にも影響を与える。ドライサンプ潤滑方式は外部タンクからオイルポンプでエンジン各部にオイルを圧送するためにタンク内の油面を安定させる必要がある。密封型はトランスミッション室の圧力変動が小さいために運転中においても吸い込み側の油面が安定し、従来型に対し外部タンクに汲み上げる油量が増加する。その結果、搭載オイル量が 300cm^3 減少し、車両重量の軽減に貢献した。総オイル量 2000cm^3 におけるエンジン運転時の外部タンク内オイル量を Fig.9 に示す。

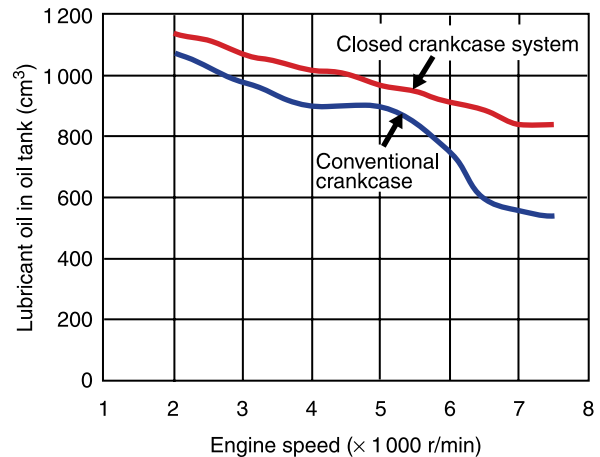


Fig.9 Lubricant oil in oil tank

5.3. フリクションロス低減

Fig.10 にフリクションロスの比較を示す。縦軸は摩擦損失平均有効圧力(Pmf)で表現する。クランク室のポンピングロスも平均有効圧力に換算(PmfP* と定義する)し、あわせて示した。

密封型によるフリクションロスの低減理由には二つの要因があげられる。既に述べたクランク室のポンピングロス低減と、オイルかくはんロスの低減である。

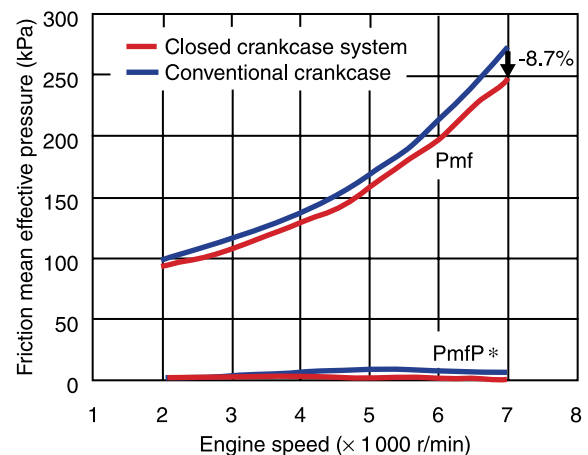


Fig.10 Friction mean effective pressure

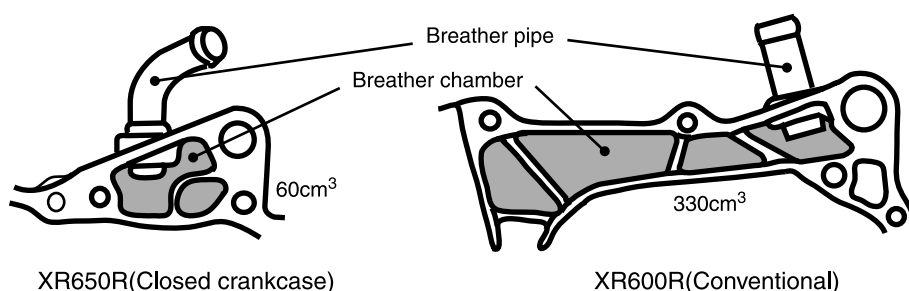


Fig.8 Comparison of breather chamber volume

従来型では、ピストンの上下動に伴いブローバイ排出口で空気の出入りが多量に生ずるために PmfP* が大きい。密封型ではクランク室からオイルを排出する際に逆流を伴わないことにより PmfP* が小さい。

また、従来型はドライサンプのスカベンジング性能が劣りエンジン内のオイルレベルが上昇する。くわえて圧力変動が大きく、油面が波打つためにオイルかくはんロスが大きい。密封型は給油量の最適化に加え、オイル回収部には、Fig.11 に示すようにクランクウェイトに沿ってクランクケース上に突き出した長いかき取り部を設けた。また、クランクウェイトとのすきまを最適化したのち後方の油だめにオイルを一時的に蓄積するなどの形状的な工夫を行ない、オイルかくはんロスを低減した。

その結果、エンジン回転速度7000r/minにてフリクションロスが 8.7%減少した。内訳はポンピングロスが 2.0%、かくはんロスが 6.7%であった。

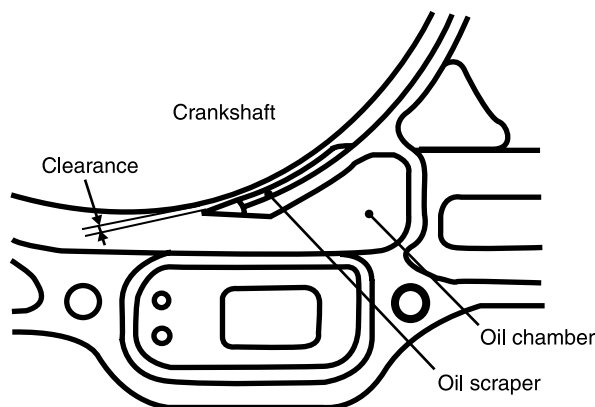


Fig.11 Detail drawing of sump part

5. 結論

オフロード二輪車用 650cm³ 単気筒エンジンに、クランク室とトランスミッション室を隔てる密封クランクケースシステムを採用することにより、単気筒特有のクランクケース圧力変動をクランク室から外へ伝えない構造を実現し、以下の利点を得ることができた。

- (1) トランスミッション室の圧力変動が小さくなるため、ブリーザ性能及びドライサンプ潤滑方式を適用したときのスカベンジング性能が向上した。その結果、ブリーザ室容積を旧モデルに対し、80%減少させることを可能とし、オイル搭載量を 300cm³ 減少させてエンジンの小型軽量化に貢献した。
- (2) 潤滑給油量とオイル回収部形状の最適化、及びエンジン内の油面安定によりオイルかくはんロスが低減した。また、クランク室からオイルを排出する際のポンピングロスがブローバイガス排出口で空気の出入りがある

従来型より減少した。これらを合わせてエンジン回転速度 7000r/min においてフリクションロスは 8.7%減少した。

参考文献

- (1) 波多野清，飯田和正，東博文，村田真一：休筒機構付可変バルブタイミングエンジンの開発，自動車技術会学術講演会前刷集 No.924, Vol.1, p.37-40 (1992)

■ 著 者 ■



工藤 修



志村 康雄



寺田 幸司



犬丸 信明

コンロッド大端部の剛性が油膜に与える影響について

Effect of Connecting Rod Big End Stiffness on Oil Film Pressure

佐藤 謙 次*
Kenji SATOH

町田 恭 一*
Kyoichi MACHIDA

牧野 克 紀*
Katsunori MAKINO

要 旨

乗用車レベルの小型な軸受での、精度良い油膜圧力測定を可能とする薄膜式センサを開発した。この新たなセンサを使用し、コンロッド大端部の剛性を変えた場合の油膜圧力分布を測定し、その変化を調べた。結果として、剛性の違いによる油膜圧力分布の変化が確認できた。剛体相当のコンロッド大端部では油膜圧力が荷重方向に一つのピークをもって発生するのに対し、弾性体のコンロッド大端部での油膜圧力は分散し、そのピークの方向は荷重方向と一致しなくなる。また、計測と同様の条件でEHD計算を行い、計算結果より、計測と計算の双方の妥当性が確認できた。

ABSTRACT

A new thin-film sensor that enables accurate measurement of the oil film pressure of compact bearings for passenger car level was developed. Using this new sensor, the oil film pressure distribution was measured for variety of the connecting rod big end stiffness, and it investigated those changes. These results confirmed that the oil film pressure distribution changes according to variety of the stiffness. Whereas the oil film pressure occurs with one peak in the load direction for a rigid connecting rod big end, the oil film pressure for an elastic connecting rod big end is dispersed and the direction of peak dose not match that of the load. In addition, elastohydrodynamic calculation was performed with the same condition as measurement, and reasonableness of measurement and calculation was confirmed.

1. まえがき

近年の環境問題によるフリクションの低減要求などからコンロッド大端部軸受の幅は小さくなる傾向にあり、耐久性確保のより厳しい状況となっている。特にエンジン骨格を決定する軸受は、開発期間短縮からも、成立性の限界を見極める精度の高い性能予測が要求されている。

エンジン軸受は、油膜による流体潤滑により支えられており、油膜の圧力計測は耐久性を見極める上で重要な要因となっている。しかしながら、しゅう動部の油膜の直接計測は非常に難しく、実施例は少ない⁽¹⁾。

筆者らも従来はダイヤフラム式センサをシャフトに埋め込んで固定する方法を取っていたが、以下のような問題点があった。

- (1)乗用車の小型な軸受を前提とした場合のセンサを埋め込むスペース上の制約
- (2)半導体ゲージの耐熱性の制約
- (3)高圧力条件での測定
- (4)センサ受圧部の凹凸の影響

そこで、今回はこれらの問題点をほぼ克服できる薄膜式のセンサ⁽²⁾⁽³⁾を開発し、従来難しかったしゅう動部分の圧力測定を可能とした。

また、最近の計算環境の飛躍的な向上に伴って実用的になり、計算結果もいくつか報告されている^{(4)~(7)}コンロッド大端部の剛性を考慮した油膜計算(EHD: Elastohydrodynamic)を試み、その計算結果と計測結果双方より、コンロッド大端部の円環剛性が油膜に与える影響のメカニズムを考察した。

*栃木研究所

2. 測定手法

2.1. 従来のダイヤフラム式圧力センサの構造

Fig.1にダイヤフラム式圧力センサの外観、及びセンサ部の断面構造を示す。

直径 1.0mm のダイヤフラムに半導体歪みゲージを貼った直径 14mm, 厚さ 6mm のセンサ部をシャフトの埋め込み穴に取り付けてある。固定には電子ビーム溶接を使用していた。

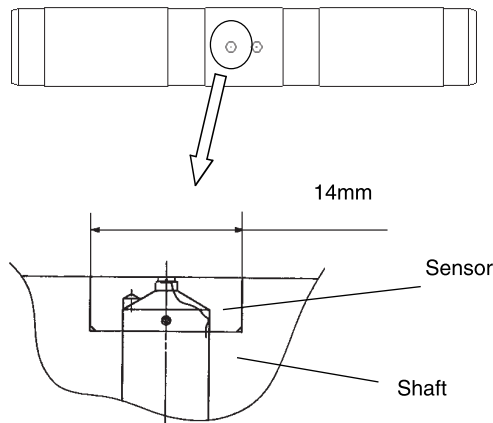


Fig.1 Diaphragm sensor

2.2. 今回使用した薄膜式圧力センサの構造

Fig.2 に薄膜式圧力センサの外観を、Fig.3 にセンサ部断面構造を示す。

センサ材料には、圧力に応じて抵抗感度の変わるマンガンニを用い、スパッタリングによりシャフト滑り面に直径 1mm, 幅 20 μ m の受圧部を形成させている。絶縁膜、保護膜と合わせたセンサ全体の厚さは 7.2 μ m 程度である。

Table 1 にマンガンニの化学成分を示す。

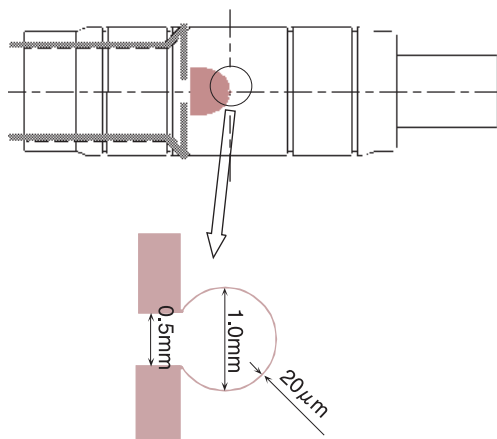


Fig.2 Thin-film sensor

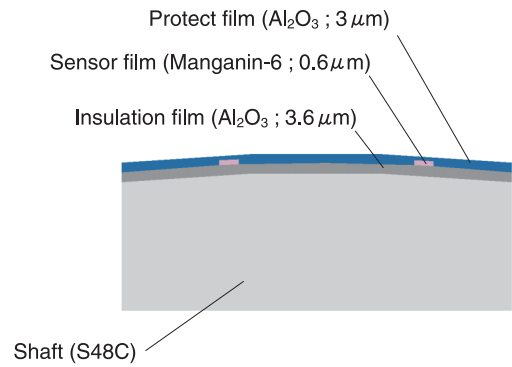


Fig.3 Sensor part section

Table 1 Chemical ingredient

	Cu	Mn	Ni
Manganin-6	87.6	9.2	3.2

Fig.4 に圧力と抵抗変化率での検定結果を示す。同図より、このセンサが圧力 0 ~ 100MPa と広いレンジで優れた直線性、低ヒステリシス性能を持つことが分る。

シャフトのセンサ形成部は加工前にセンサ厚さ分だけ研磨加工されており、センサ形成後も凹凸の非常に少ない真円形状が保たれている。

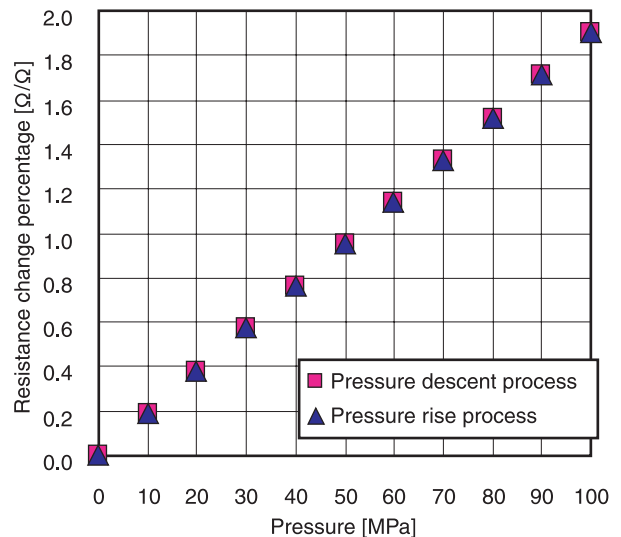


Fig.4 Thin-film sensor characteristic

2.3. 試験装置概要

Fig.5 に今回の油膜圧力測定に用いた試験装置を示す。

シャフトの支持には、支持軸受自体が試験部に与える熱的な影響を最小とするために、転がり軸受を採用している。油圧荷重は下向きにコンロッドに加えられる。

センサからの出力はスリップリングにより回転体外部に

導出される。また、S/N 比を上げるためにスリップリング前にホイーストブリッジを形成している。

モータ側には電磁クラッチを置き、異常トルク発生時にはシャフトへの回転の伝達がキャンセルされる。この機構により、装置の損傷なく、焼付き条件のテストにも対応できるようになっている。

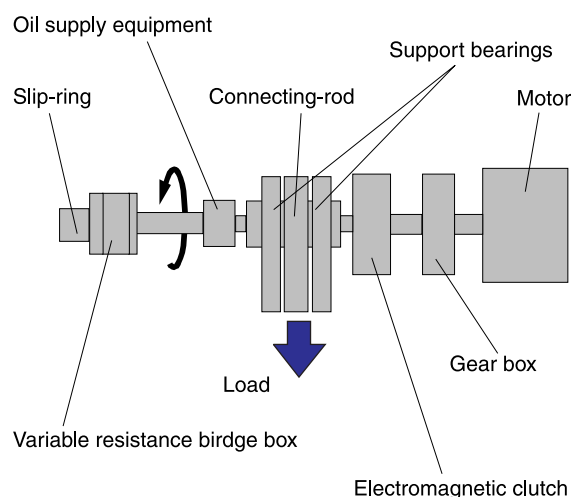


Fig.5 Assembled experimental device

2.4. 計測条件

Fig.6 に供試コンロッドの外観を、Table 2 に計測関連の諸元を示す。コンロッド大端部の円環剛性を変えた場合の油膜圧力分布の違いを検証するために、剛体相当とした Type-A と、弾性変形が起こり易いと考えられる、乗用車のエンジンに用いられる程度の形状の Type-B と 2 種類を用意した。

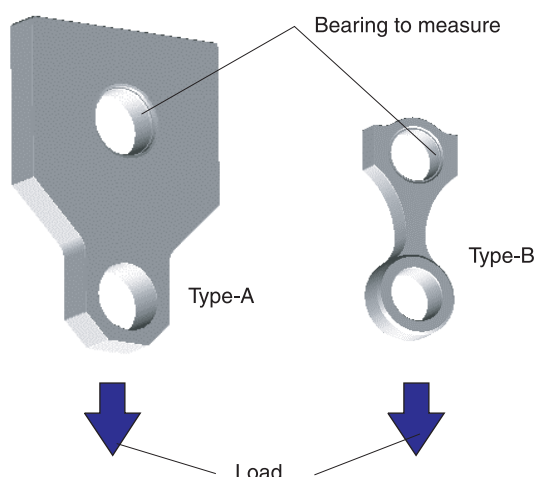


Fig.6 Connecting rod

Table 2 Test specification

Type	A	B	Unit
Conrod	Length		138.5
	Big-end axial width		30 24
	Material		SUS304
Bearing	In-diameter		50
	Mean-width		20
	Material		Cu + Pb
Oil	SAE10W-30		-

なお、コンロッドはロッド、キャップの分割のない一体形状とし、軸受は比較的眞円形状であるブッシュタイプを使用し、コンロッドに軽圧入して使用している。

3. 計算手法

EHD 計算には市販のソフトウェアを使用した。油膜特性は、流体潤滑の基礎方程式であるレイノルズ方程式により求められている。コンロッド大端部の弾性変形は FEM モデルからの縮約された質量・剛性マトリックスにより入力され、レイノルズ方程式に考慮される。密度、温度、及び粘度はクリアランス内において常に一定と仮定して計算した。

計算上の拘束はコンロッド側とし、荷重はシャフト側から入力している。

また、本計算においては精度向上を目的として、あらかじめ測定したコンロッド大端部圧入時の軸受の内径変形形状を簡易的に FEM モデルに表現し、計算に入力している。

計算に使用した FEM モデルを Fig.7 に示す。

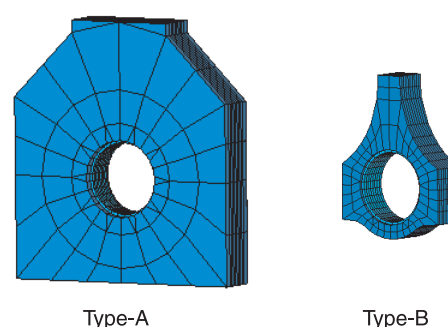


Fig.7 FEM model

4. 計測結果及び計算結果との比較

4.1. 油膜圧力測定結果

Fig.8 に Type-A, Type-B それぞれの 3 000 回転におけるベアリング円周方向の油膜圧力分布測定結果を示す。

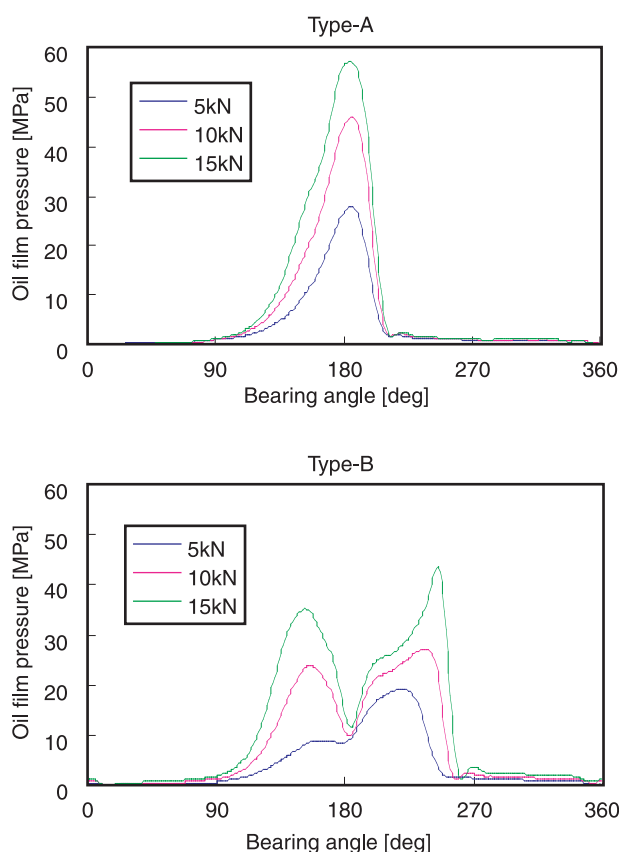


Fig.8 Measurement oil film pressure at 3000rpm

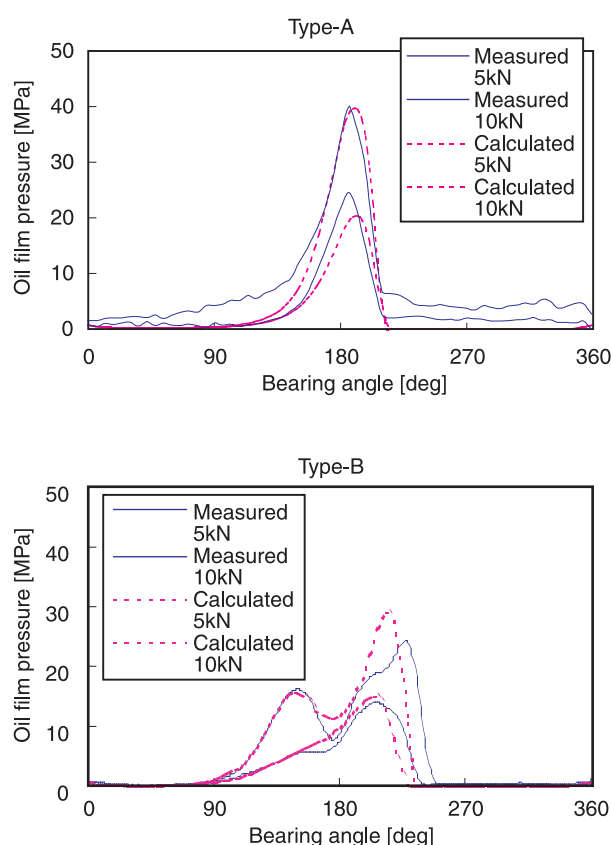


Fig.9 Comparison measurement and calculation at 2000rpm

剛体相当とした Type-A での油膜圧力分布は円周上の狭い範囲で発生しており、荷重の増加に対し、荷重方向に一つのピークを持って油膜圧力が増加するのが分る。

一方、弾性変形が起り易いと考えられる Type-B の場合は、Type-A に比べて円周上の広い範囲に油膜圧力分布を持っている。荷重が増加するにつれ顕著にピークは二つに別れ、荷重方向とピークは一致しなくなる。また、Type-A に比べて荷重に対する油膜圧力の上昇が鈍くなっていることが分る。

4.2. 油膜圧力測定結果と EHD 計算結果の比較

Fig.9 に Type-A, Type-B それぞれの 2000 回転における油膜圧力測定結果と EHD 計算結果の比較を示す、

Type-A, Type-B 共に軸受円周方向の油膜圧力発生形態を精度良くシミュレートできている。

本結果より、薄膜センサによる計測及び EHD 計算の双方の妥当性が確認できた。

限界成立性を判断するような性能予測においては、従来のコンロッド大端部を剛体とした油膜計算ではなく、軸受部の弾性を考慮できる EHD 計算が必要であることが分る。

4.3. 油膜波形変化のメカニズム考察

薄膜センサによる計測結果からコンロッド大端部の剛性が変わることにより油膜圧力波形の分布が変わることが確認できた。これは、大端部が弾性変形をおこす場合は、荷重により、荷重と直角方向の径の縮小(以下、クローズインと記す。)が発生して荷重方向のクリアランス拡大が起り、その結果として荷重方向の油膜圧力上昇は鈍り、その分の釣り合いを保つために油膜圧力の分布が広がると考えられる。

以下、EHD の計算結果より油膜波形変化のメカニズムを考察する。Fig.10 に計算結果の油膜圧力 3 次元コンタ図を、Fig.11 に同じく油膜厚さの分布図を示す。

Type-A では荷重方向で油膜圧力が高くなると同時に、ほぼ同じ場所にて油膜厚さが最も薄くなることが解る。これは、大端部が変形しないためクローズインが発生せず荷重方向のクリアランス拡大がおきていない状態と言える。

一方、Type-B では荷重方向での油膜圧力は比較的低く、同様に油膜厚さも比較的厚くなっているが、その両側に油膜厚さの薄い部分が存在しているのが分る。大端部の弾性変形によるクローズインにより荷重方向でのクリアランス

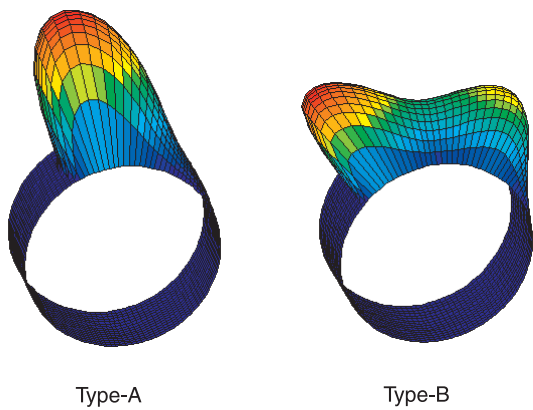


Fig.10 3D contour of oil film pressure distribution

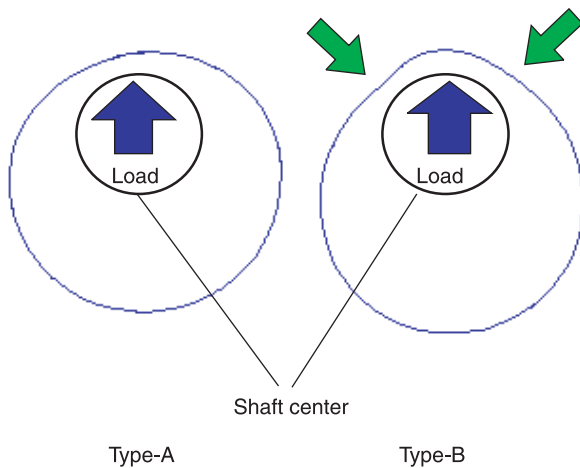


Fig.11 Oil film thickness distribution

の拡大がおきていると言える。

Fig.12 に油膜厚さの分布変化のメカニズムを模式化したものを示す。

5. まとめ

- (1) 小型の薄膜式圧力センサの開発により、乗用車用ガソリンエンジンの軸受油膜圧力を直接測定することが可能となった。
- (2) コンロッド大端部の剛性の違いにより油膜圧力の発生形態が大きく変化することが確認できた。剛性の高い大端部での油膜圧力は荷重方向でピークが発生し、荷重の増大と共に圧力も大きくなる。一方、実際のエンジンに使用されているような比較的剛性の低い大端部では、油膜圧力のピークは荷重方向と一致せず、二つのピークを持つようになる。また、荷重の増大に対する圧力上昇はゆるやかとなる。
- (3) EHD 計算においても、計測と同様の結果を得ることができ、双方の妥当性が検証できた。今後、詳細な性能予

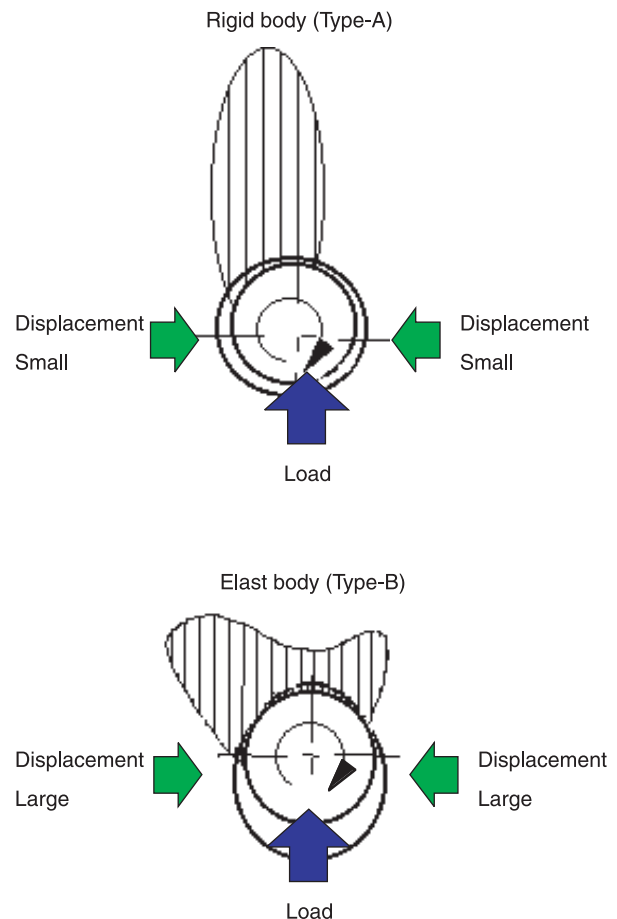


Fig.12 Mechanism of oil film pressure distribution

測を行なう際には、従来のコンロッド大端部を剛体とした油膜計算ではなく、大端部の弾性変形を考慮できる EHD 計算が必要であることが確認できた。

6. 謝辞

本研究を進めるにあたり御協力を頂いた、武蔵工業大学の三原雄司講師をはじめとする関係各位に深く感謝致します。

参考文献

- (1) 小澤豊 ほか：大型ディーゼルエンジン主軸受の変動荷重下の油膜圧力の試験機による実測と評価，日本機械学会講演論文集 NO.984-1(1998)
- (2) 三原雄司 ほか：薄膜式センサーによる内燃機関主軸受の油膜圧力測定法の開発に関する研究，自動車技術会学術講演会前刷集 9433894(1994)
- (3) 三原雄司 ほか：油膜圧力測定用薄膜センサーの開発に関する研究，日本機械学会第 75 期通常総会講演会講演論文集 2825(1998)

- (4) Priebisch, H. H. et al.: Application of an elastohydrodynamic calculation method for the analysis of crank train bearing, The American society of mechanical engineers 95-ICE-1 (1995)
- (5) 牛嶋研史 ほか: EHL解析と実験解析を用いたエンジン軸受性能に関する研究, 第13回内燃機関シンポジウム講演論文集 29(1996)
- (6) 岡本裕 ほか: 弾性変形を考慮した軸受の理論解析, 自動車技術会 学術講演会前刷集 9833124(1998)
- (7) 岡本裕 ほか: EHL解析によるエンジン軸受の摩耗と疲労の研究, 自動車技術会 学術講演会前刷集 9933934 (1999)

■ 著 者 ■



佐藤 謙次



町田 恭一



牧野 克紀

単体試験装置によるエンジン用滑り軸受の 焼付き要因の解析

Analysis of Engine Plain Bearings Seizure by the Bearing Tester

町 田 恭 一* 牧 野 克 紀* 佐 藤 謙 次*
Kyoichi MACHIDA Katsunori MAKINO Kenji SATOH

要 旨

エンジン用滑り軸受の焼付き限界を決める要因を明らかにするために従来の軸受単体試験装置の問題点を改良した軸受単体試験装置の製作、実験モードの選定を行った。この試験装置を用いて自動車用エンジン軸受として用いられているオーバーレイ付き鉛合金軸受、アルミニウム合金軸受の焼付き試験を行なった。得られた実験データをもとに軸受油膜計算を行った所、オーバーレイ付き鉛合金軸受は最大油膜圧力によってオーバーレイの塑性流動が発生することにより限界が定まり、アルミニウム合金軸受は最小油膜厚さにより限界が定まることが明らかになった。

ABSTRACT

A bearing tester that improves the problems with conventional bearing tester was fabricated and experiment modes were selected in order to clarify factors determining the seizure limit of engine plain bearings. Using this tester, seizure tests were performed on copper-lead bearings with overlay and aluminum alloy bearings which are used as automotive engine bearings. Bearing hydrodynamics calculation was performed based on the obtained experimental data. These results clarified that the seizure limit for copper-lead bearings with overlay is determined by the occurrence of plasticity flow of the overlay due to the maximum oil film pressure, and that the seizure limit for aluminum alloy bearings is determined by the minimum oil film thickness.

1. まえがき

近年、自動車エンジンの滑り軸受にはエンジンにおける低フリクション化及び小型化、NVH 向上のためのクランク剛性向上による狭幅化、環境負荷低減のための鉛使用量の低減など、従来に無い厳しさが求められている^{(1)~(5)}。

このため、滑り軸受の成立性を判断する指標パラメータを明確にするため、軸受焼付き現象のメカニズム解明が必要となった。

しかしながら、従来の滑り軸受単体試験では軸受性能の相対比較レベルを脱しきれないことから、軸受の成立性を設計検討可能にするためには定量的な表現をする必要がある。このため新たな滑り軸受単体試験装置の製作と実験モードの選定を行なうことが必要になった。本論文ではこの新しい軸受単体試験装置の製作と実験モードの選定を行うことによって得られた焼付き現象のメカニズムに対する一考察を行った。

2. 従来の軸受試験装置の概要と問題点

Fig.1 に装置系統図、Fig.2 に試験軸受部分と荷重方向のしゅう動部分での温度測定方法、Fig.3(a)に荷重パターンを示す⁽⁶⁾。

試験は支持軸受により支持された丸棒軸に油圧による静荷重をかけていき、試験軸受コンロッドに示す軸受裏の温度、または軸受のフリクショントルクが既定値になった時点で試験終了する方法としている。軸受が完全に焼付きに至る前に装置を停止させるのは焼付き発生時の急激なストップトルクの発生による装置各部の損傷を防ぐためである。この装置の問題点は、

- ① 焼付き解析を行うのに焼付きが完全に発生しない段階で装置を停止させていること、
- ② 支持軸受の温度状態が試験軸受部の背面温度に大きく影響を与えてしまうこと、
- ③ 軸と軸受が片当りをしていないかを判断をする

方法が実験後の軸受の当り状態を見ることにのみよっていたことである。

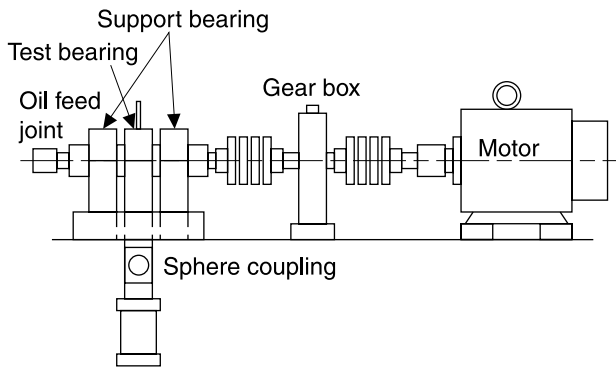


Fig.1 Conventional system of the equipment

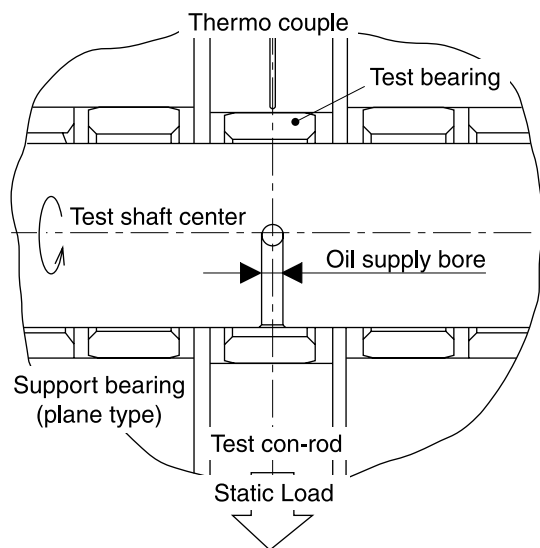


Fig.2 Conventional bearing part

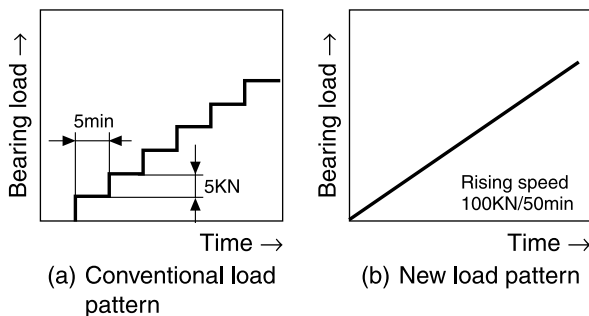


Fig.3 Bearing load pattern

3. 焼付き解析用単体試験装置

Fig.4 に新たに製作した装置系統図を、Fig.5 に試験軸受部分と荷重部分での温度測定方法を示す。この装置は以下の特徴を有する。

- ① モータと増速機の上にトルクリミットクラッチを設けることにより軸受が完全に焼付く(軸受表面が溶融あるいは軸と軸受が凝着)まで試験を行うことができる。
- ② 支持軸受の温度状態の影響を極力小さくするために支持軸受を発熱の少ないローラ軸受とした。
- ③ 軸と軸受が片当りをしていないかを判断する方法として軸受幅方向に温度測定箇所を追加し、その温度バランスをモニターすることにより検知することができるようにした。また滑り面で発生している現象を把握するためのモニタとして、軸受滑り面近傍の温度を測定するという観点でシース熱電対を軸受背面に穴掘り込みして設けている。この方法により軸受の当りの状態を見なくても正確な軸の傾きの調整が可能になった。

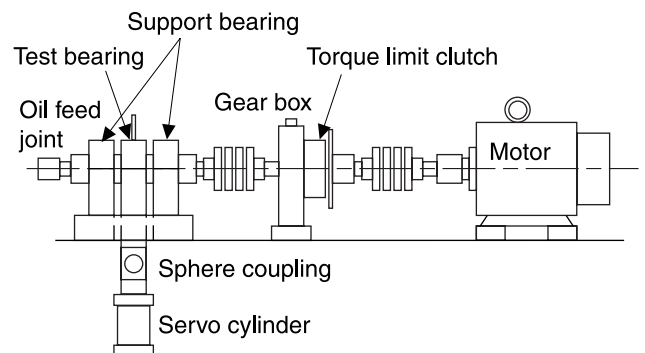


Fig.4 New system of the equipment

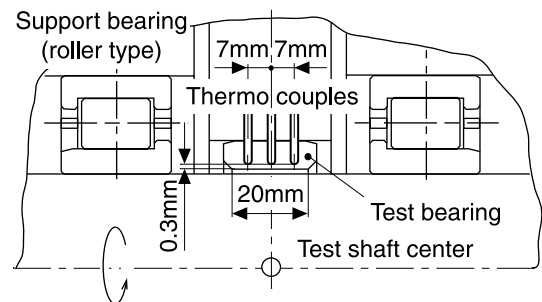


Fig.5 Developed bearing part

実験モードは従来のステップ荷重を付加していく方法ではなく、Fig.3(b) に示す直線的に荷重を付加していく方法とした。これは Fig.3(a) の場合、荷重をステップ状に上げた時に急激な温度上昇が生じて焼付きが発生することが観察されたこと、すなわちステップ荷重の大きさ、一定荷重保持時間によって焼付き荷重が異なることが明らかになったので、これによる影響を小さくするために直線的に荷重を上げていく方法を採用した。

Fig.6 にこの方法での再現性実験結果を示す。

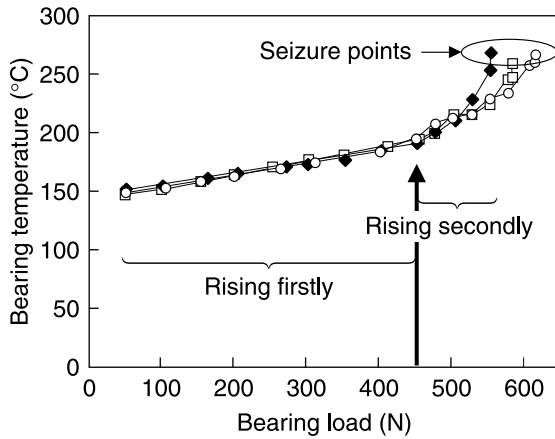


Fig.6 Confirmation test of the reappear-ability

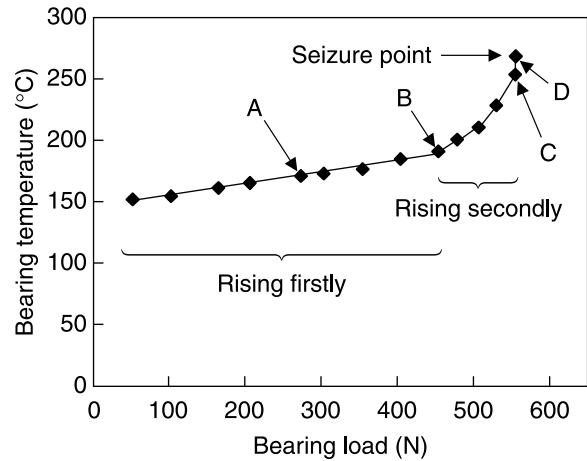


Fig.7 Temperature process of the Pb bearing

焼付き発生時の荷重は約 10%の差があるものの、温度上昇過程や温度が二次的に立上がるポイントはほぼ同一であると言える。

Table 1 に実験を行った条件一覧を示す。

Table 1 Tested condition

Shaft rotation speed	3 000 ~ 6 000 rpm
Feed oil temperature	35 ~ 140 °C
Feed oil pressure	300 KPa
Radial clearance	13 ~ 20 μm
Oil SAE grade	10 W-30
Shaft surface roughness	0.8 S (Rmax)
Oil feed method	Shaft feed

軸受材質は自動車用軸受として一般的な鉛合金軸受とアルミニウム合金軸受で実験を行なった。

自動車用滑り軸受の構造は、強度部材である裏金にしゅう動性に優れたしゅう動材料が形成されている。しゅう動材料は大別して鉛合金のものとアルミニウム合金のものとに分けられ、それぞれの中でも要求性能によって幾つかに分類される。鉛合金軸受ではしゅう動層の最表面になじみ性の向上を目的とした軟質の鉛を主成分のオーバーレイが構成されるのに対して、アルミニウム合金軸受の多くはアルミニウムを主成分とした合金層 1 層で構成される。

4. 軸受材料別の焼付き実験結果

4.1. 鉛合金軸受の焼付き特性

Fig.7 に鉛合金軸受の荷重に対する焼付き発生までのしゅう動面温度の測定結果の一例を示す。

Fig.8 は Fig.7 図中の各指示ポイントで装置を停止させ、軸受表面の当りの特徴を観察した模式図である。

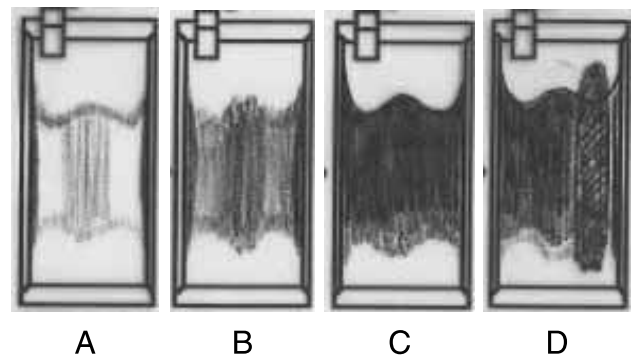


Fig.8 Characteristic of bearing surface of Pb bearing

各ポイントでの特徴は、

A: 温度が直線的に上昇している途中での状態

かすかな当りが認められる。この当りの発生は軸と軸受がメタルコンタクトすることにより発生していると考えられる。

B: 温度が直線的に上昇している最終近辺での状態

全体的に強く当たりが発生する。

C: 温度が二次的に上昇している途中での状態

より強い当たりが全体的に発生するが、A, Bの当りは上流, 下流ともに引っかき傷のような状態であるのに対して、当り下流部分でのオーバーレイの塑性流動による流れが明確に観察される。これはオーバーレイの熔融温度以前に発生している現象であり物理的に塑性流動していることを示している。

D: トルククラッチ切断後の状態

オーバーレイの熔融による流れが発生する。

これらのことから、温度上昇が直線的な範囲では軸受しゅう動面のメタルコンタクトによる当りが進行するとともに温度は荷重に対し直線的に上昇し、B点を境として温度が二次的に上昇しオーバーレイの塑性流動が発生するものと考えられる。

次にさまざまな条件での焼付き発生状況を調べるために Fig.9 に油温, メタルクリアランス, 軸回転数を変化させたときの荷重に対する滑り面温度の変化を示す。

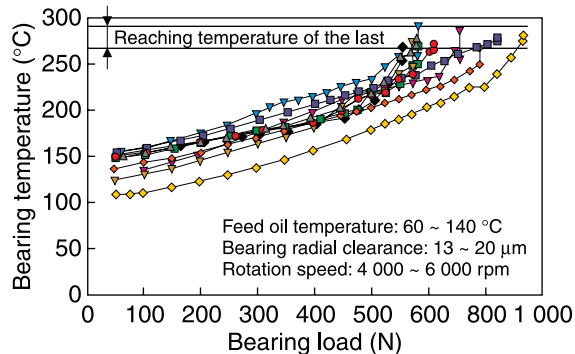


Fig.9 Parametric study of oil temperature, radial clearance and rotation speed on Pb bearing

同一荷重でもパラメータの影響により測定温度に差が生じている。焼付き発生荷重はそれぞれ異なるものの、最終的な到達温度は全て一定の温度範囲に達していることがわかる。これは最表面層のオーバーレイの融点に対応しているものと考えられる。

4.2. アルミニウム合金軸受の焼付き特性

Fig.10 はアルミニウム合金軸受の焼付き発生に到るしゅう動面温度の測定結果を示す。Fig.11 は鉛合金軸受と同様にしゅう動面の当りの特徴を観察した模式図である。

A: 温度が直線的に上昇している最終近辺での状態

全体的に強く当たりが発生する。これは鉛合金軸受の場合と同様である。

B: トルククラッチ切断後の状態

鉛合金軸受の場合には表面オーバーレイが溶融した様相を呈するのに対し、中央縦傷の部分で表面がささくれ立ったしゅう動アルミニウム合金の凝着による流れが発生する。

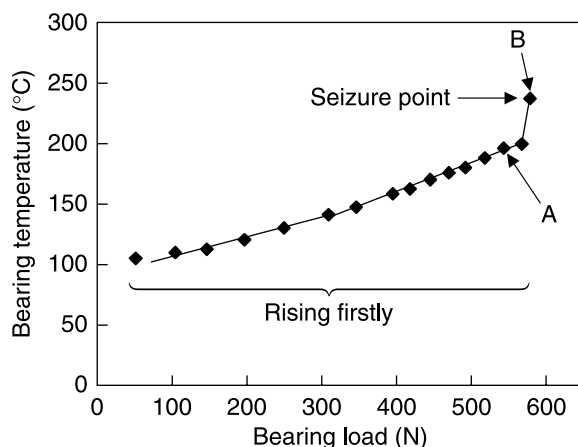


Fig.10 Temperature process of the Al bearing

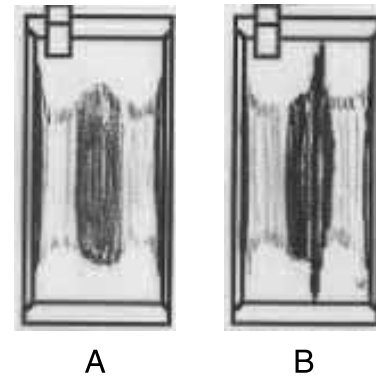


Fig.11 Characteristic of bearing surface of Al bearing

Fig.12 に回転数, 油温, メタルクリアランスをパラメータとして変化させた時の焼付きに到る過程を示す。

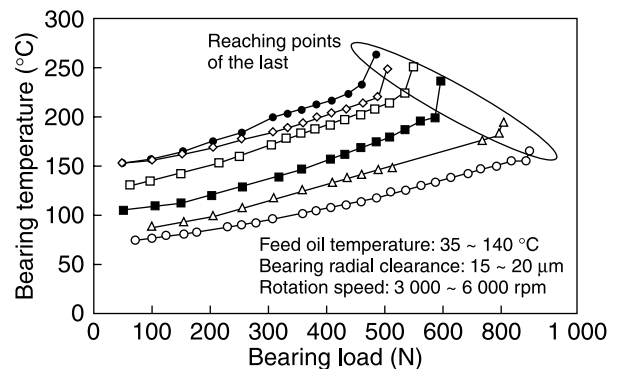


Fig.12 Parametric study of oil temperature, radial clearance and rotation speed on Al bearing

鉛合金軸受と比較すると、アルミニウム合金軸受は荷重に対して

1. 一次の温度上昇が終わると直ちに焼付くこと、
2. アルミニウム合金の融点と関係無く軸との凝着が発生すること、
3. 焼付き限界荷重は滑り面温度と相関性がないことがわかった。

5. 焼付き原因の解析

5.1. 計算条件

焼付き原因を解析するために実験条件を入力値(荷重, しゅう動面温度)とした軸受油膜計算を行った。

計算方法は剛体軸受計算で mobility 法⁽⁷⁾を使った。実験上の軸側給油穴, レモン形状, リーフ形状は考慮していない。

Fig.13 に計算入力のための読取りポイントを示す。

鉛合金軸受は Fig.13(a) において温度が二次的に上昇する前の立上り始めの値を使った。これは温度が二次的に上昇する原因を把握するためである。

アルミニウム合金軸受は温度が急激に立上がり焼付きが発生する直前での値を使った。

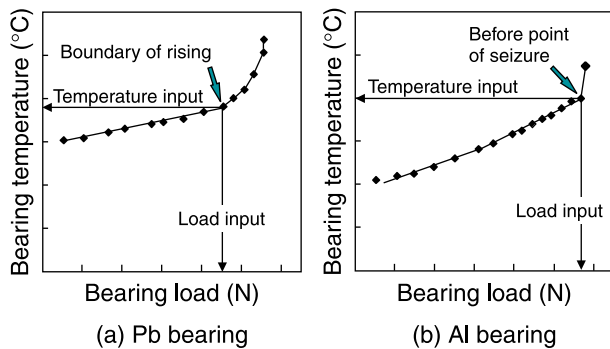


Fig.13 Definition point of calculation

5.2. 計算結果

Fig.14 に軸受油膜計算結果を示す。図中に標準の鉛合金材料と In(インジウム)を添加することにより標準の鉛合金材料よりもオーバーレイを軟質化した Pb + In 材の2種類の鉛合金材料を追加で示した。

Table 2 に実験を行なった軸受表面の硬さを示す。

Table 2 Bearing surface hardness

Material	Scale	Value
Pb bearing	HMV10g	13 ~ 17
Pb + In bearing	↑	10 ~ 13
Al bearing	HV5g	42

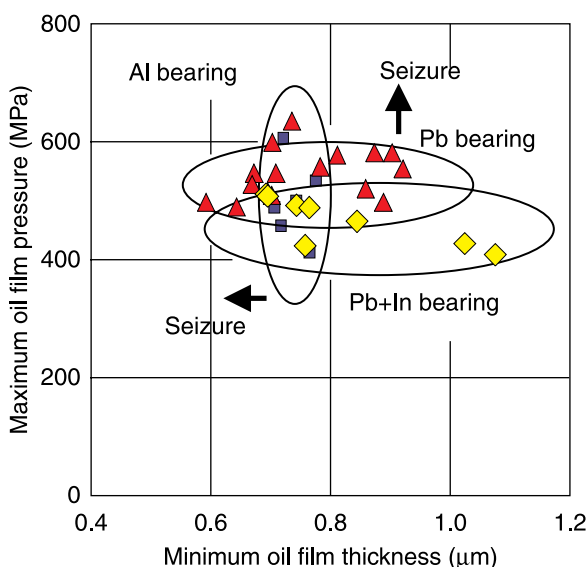


Fig.14 Calculation result

横軸に最少油膜厚さ、縦軸に最大油膜圧力として整理を行うと、鉛合金軸受は横並びの分布を示し、アルミニウム合金軸受は縦並びの分布を示すことがわかる。

これは鉛合金軸受の場合、最大油膜圧力が過大になるとオーバーレイの塑性流動が発生することによって温度が二次的に上昇し焼付きに到ることを示している。

また、Inを添加して軟質化した軸受の方がより低い最大油膜圧力でオーバーレイの塑性流動が発生していることも上記の焼付き原因を裏付けるものである。

6. まとめ

従来の軸受単体試験装置の問題点と試験モードの改良を行なうことにより軸受焼付きメカニズムの一端を定量的に明らかにすることができた。

1. オーバレイ付き鉛合金の軸受材料は軸と軸受の間に発生する最大油膜圧力によってオーバーレイの塑性流動が発生し焼付きに到ると考えられる。
2. アルミニウム合金の軸受材料は軸受表面に鉛合金材料のように軟質のオーバーレイが無いため油膜圧力に対する限界性は示すことはなく、最少油膜厚さに対する限界性を示し焼付きに到ると考えられる。

油膜厚さの幅広い範囲で最大油膜圧力に対して限界性を示すということは最大油膜圧力が軸受を設計する上で最小油膜厚さとともに焼付き限界を定める判断指標となり得ることが明らかになった。

参考文献

- (1) 松久博一, 山本康一, 坂本雅昭, 田中正: 高速高荷重エンジンにおける三層滑り軸受の焼付き限界向上, トライボロジスト, Vol.39, No.9, p.792-799 (1994)
- (2) 橋爪克幸, 熊田喜生, 木村好次: エンジン用マイクログループすべり軸受の性能, 自動車技術会学術講演会前刷集 955, p.117-120 (1995)
- (3) 熊田喜生, 橋爪克幸, 木村好次: マイクログループすべり軸受特性の研究(第二報), 日本トライボロジ学会トライボロジ会議予稿集(金沢 1994-10), p.289-292
- (4) 道岡博文, 不破良雄, 石川日出夫, 野村謙太郎: 高面圧軸受材料の開発, 自動車技術会学術講演会前刷集 955, p.121-124 (1995)
- (5) Higuchi,T., Sato,Y., Yamada,T., and Ozaki,K.: A Study of Three Layer Copper-Lead Bearings Without Nickel Barrier, SAE paper 970214
- (6) Fujisawa,Y., Tsuji,M., Narishige,T., and Machida,K.: Application of Crystal-Orientated Lead Alloy Electrodeposits to the Overlay of Bearings, and Studies on Increasing Plane Bearing Performance, SAE paper 932902

- (7) Booker, J.F.: Dynamically-Loaded Journal Bearings:
Numerical Application of the Mobility Method,
Transactions of the ASME, p.168-176 (JANUARY 1971)

■ 著 者 ■



町田 恭一



牧野 克紀



佐藤 謙次

エンジン補機ベルト外れ現象の解析

Analysis of the Accessory Belt Running off of the Pulley for Automotive Engine

藤井 厚雄*
Atsuo FUJII
宮崎 潔*
Kiyoshi MIYAZAKI

米本省 吾*
Shougo YONEMOTO
宮澤 宏志*
Hiroshi MIYAZAWA

奥田 一真*
Kazuma OKUDA
古俣 誠二*
Seiji FURUMATA

要 旨

レーザ変位計を用いた補機ベルト挙動の測定技術を確立し、ベルト挙動とベルトへの入力変動の相関解析およびベルト挙動シミュレーションを行うことでベルト外れのメカニズムを解明し、設計ツールを構築した。ベルト外れは補機ベルトの固有振動数とクランクねじれ振動に起因するベルト張力方向長さ変動周波数の1/2が一致した時共振が発生し、かつ、ベルト張力方向長さ変動量がある限界値を超える場合に発生することが明らかになった。また、ベルトが横方向に振動するのは補機ベルト自体に横ずれの固有振動モードが存在するためであることが分かった。これらに基づいて「ベルト外れ限界マップ」の作成と「補機ベルト外れシミュレーション」の構築をおこない、補機ベルト外れに対する設計ツールを提案した。また、ベルト外れを防止する手法の検討例としてクランクシャフト関連の部品における設計パラメータのベルト外れに対する効果を提示した。

ABSTRACT

Having established a laser sensor-based measurement methods of accessory belt movement, we studied factors related to the belt running off of the pulley by conducting belt movement simulations and analyzing the correlation between belt movement and fluctuations input to the belt, and established design tools. We clarified the fact that the belt runs off of the pulley when an resonance due to the natural frequency of the belt matching 1/2 of the frequency of belt length fluctuation in the belt tension direction caused by the torsional vibration on crankshaft, occurs at the same time that the limit in the amount of length fluctuation in the belt tension direction is exceeded. We also found that lateral vibration occurred due to the existence of a natural vibrational mode in the lateral motion of the belt itself. Based on these facts, a graph for judging the limit at which the belt runs off of the pulley and a simulation of the belt running off of the pulley was created, and design tools for the belt running off of the pulley were presented. In addition, the effects of design parameters for the crankshaft, crankshaft pulley and accessory belt on the belt running off of the pulley were presented as examples of studies made in preventing the belt from running off of the pulley.

1. はじめに

近年、地球環境保護のより一層の感心の高まりと共に、四輪車用のエンジンの開発に対しても、さらなる環境保護対策が求められている。しかしその一方では、エンジンの本来の性能である高回転高出力化も求められており、高回転化によるエンジン振動に起因するさまざまな問題に対して十分な研究が必要となっている。

特に高回転エンジンにおいては、自動車用エンジン補機ベルト(Vリブドベルト)の周速が高くなる傾向にあり、それによるベルトの挙動悪化が懸念され、実際にエンジン開発の途上においてもベルト外れなどのトラブルに遭遇する

ことも珍しくなかった。しかしながら、その外れにいたる振動形態とメカニズムが明らかになっていなかったため、対応に多大な労力を要してきた。補機ベルトに採用されているVリブドベルトは、クランクプリーと各補機(オルタネータ、エアコンのコンプレッサ、パワーステアリングのポンプ等)の間で「バネ質量」の振動系を構成し、クランクシャフトで発生するねじれ振動は、クランクプリーよりベルトを介して各補機へ伝播する。その際、補機の慣性モーメントやベルトの弾性などによりさまざまな振動形態を呈することとなるが、ベルトの挙動や補機部品の回転変動などに対する研究は、定量化技術が乏しいために多くは報告されていない。昨今の計測機器の進歩と取得データの加工技術の

*栃木研究所

進歩により、実際に起きている事象を同時に複数について詳細に検討できるようになり、高速で回転するプーリと補機ベルトの挙動解析が可能になった。

本論文は、高回転エンジンにおける、補機ベルト挙動や補機ベルトへ加わる変位量などの測定法、補機ベルトの外れメカニズムの解明とその限界値の設定、および補機ベルト周りの諸元決定フローについて述べる。

2. 外れメカニズムの解析

2.1. 補機ベルトシステムの概要

補機ベルト外れ挙動の研究には、Fig.1 に示す固定テンショナ型で補機が1個の2軸のものより始め、補機が2個の3軸までに発展させ検討したが、本論文では2軸の場合について述べる。なお、実験には、Fig.1に示す2.3LのDOHC VTEC (Valve Timing and lift Electronic Control) エンジンを用いた。

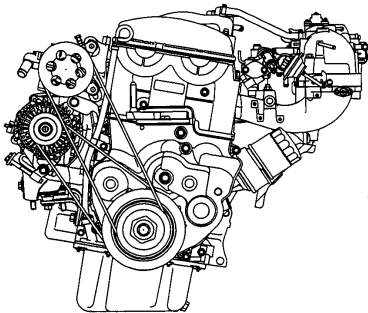


Fig.1 Structure of accessory belt system

2.2. ベルト挙動悪化の要因

この研究においては、クランクおよび補機プーリに掛っているベルト部分はそのプーリとの間に滑りや浮き上がりは無く一体で動くものと考え、プーリと離れているベルト部分のベルトに対して二つのプーリで生じている角速度や軸などの変動とベルトの挙動を比較することで、ベルト挙動悪化の要因を検討する。

Fig.2(a), (b) に、解析に用いた影響因子である変数とその記号を示す。ベルトの外れに対する因子は、

①ベルト張力方向長さ変動($S_b(t)$, mm):プーリ間のプーリに接しないベルト長さの変動とする。

ベルト張力方向長さ変動($S_b(t)$)は、クランクプーリおよび補機プーリの角速度変動によって生じるプーリ周上の移動長さの変動(以降それぞれクランクプーリ周上変動と補機プーリ周上変動と呼び、 $S_{pc}(t)$ 、 $S_{pa}(t)$ で表わす。)とクランクプーリおよび補機プーリ軸の心振れによって生じるプーリ間のプーリに接しないベルト長さの変動($L_p(t)$)による。したがって $S_b(t)$ は、次式で示される。

$$\begin{aligned} S_b(t) &= S_{bl}(t) + L_p(t) \\ &= S_{pc}(t) + S_{pa}(t) + S_{cc}(t) + S_{ca}(t) \end{aligned} \quad (1)$$

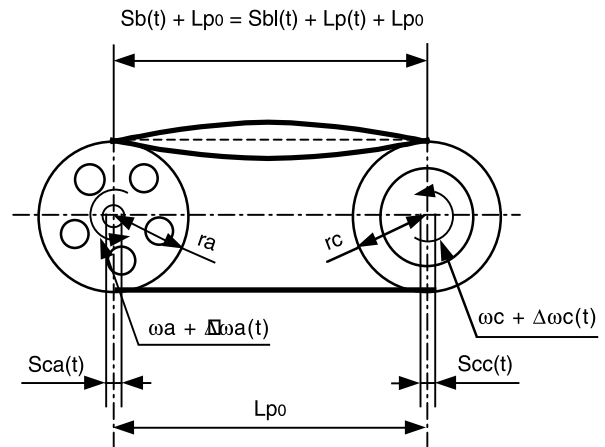


Fig.2(a) Factors for accessory belt length changing between accessory pulley and crankshaft pulley

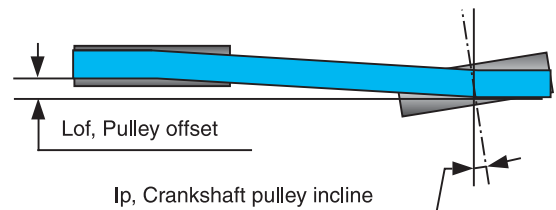


Fig.2(b) Factors for crankshaft axis direction fluctuation

それぞれのプーリの周上変動($S_{pc}(t)$ および $S_{pa}(t)$)は、式(2)と式(3)に示すように、クランクプーリおよび補機プーリの角速度から平均角速度成分(ω_c および ω_a とする)を減じた角速度変動($\Delta\omega_c(t)$ および $\Delta\omega_a(t)$ とする)を積分し、それぞれのプーリの半径(r_c および r_a とする)を掛けて求めることができる。

$$S_{pc}(t) = r_c \int \Delta\omega_c(t) dt \quad (2)$$

$$S_{pa}(t) = r_a \int \Delta\omega_a(t) dt \quad (3)$$

$\Delta\omega_c(t)$; クランクプーリ角速度変動

$\Delta\omega_a(t)$; 補機プーリ角速度変動

r_c ; クランクプーリ半径

r_a ; 補機プーリ半径

②スラスト方向変動($S_{bs}(t)$, mm): $S_{bs}(t)$ は、クランクプーリおよび補機プーリの軸に対する倒れや、Fig.2(b)に示すプーリオフセット(L_{of} , mm)によって生じるプーリ間(プーリに接しない部分)でのプーリ軸スラスト方向の変動とする。

の二つが考えられる。ベルト張力方向長さ変動($S_b(t)$)はプーリ間のベルト長さの増加によるたわみがベルト外れに至ることを、スラスト方向変動($S_{bs}(t)$)は運転時に生じるベルト横方向への変動がベルト横ずれを起こすことを想定した。

2.3. 測定法

2.3.1. 高速度カメラ法

ベルト外れに至るベルトの挙動を目視的に捕らえるため、高速度カメラ((株)NAC, HSV-500)を用いた。2台の高速度カメラは、Fig.3(a)に示すように、それぞれベルト背面および側面に対してセットされ、250 駒/秒の速度で測定を行った。Fig.3(b)には、撮影された画像の例を示す。ベルト背面には、はしご状のペイントを施し挙動解析の便宜を図った。

2.3.2. レーザ変位計法

高速度カメラによりベルト挙動の全体的な様子を把握した上で、ベルトの横方向への挙動をさらに詳細に定量化するために、Fig.3(a)中に示すレーザセンサ(keyence LX2-03)を用いた。このセンサは、Fig.4に示すように帯状のレーザ光と CCD 素子を用いたリニアセンサからなり、帯状レーザ光の遮光量に比例した出力値を得ることができる。したがって Fig.4 のように設置すれば、ベルトの横方向変位に比例した出力を得ることができる。レーザセンサの応答周

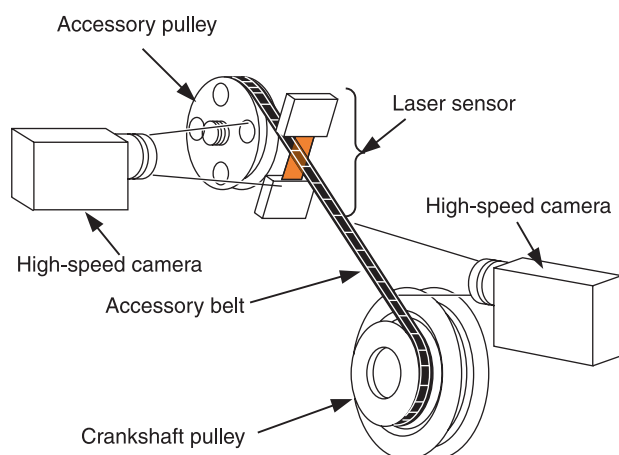


Fig.3(a) Measurement methods of accessory belt movement by using high-speed camera and laser sensor

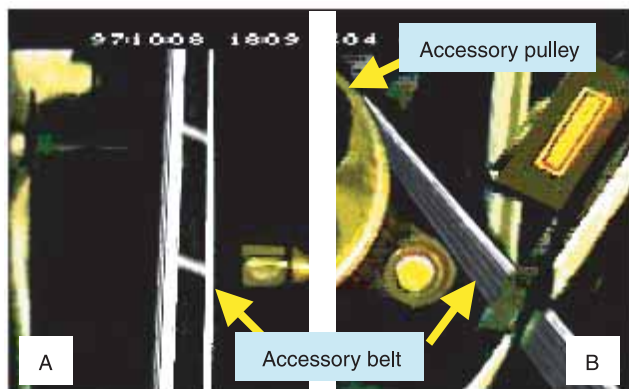


Fig.3(b) Images of back-surface (A) and side-surface (B) taken by high-speed cameras

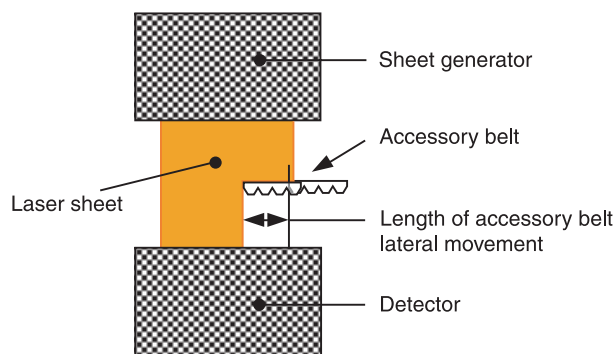


Fig.4 Structure of laser sensor

波数と空間分解能は、それぞれ 256Hz および 0.5mm であり、7700rpm までのエンジン回転数域まで測定が可能である。

2.3.3. プーリ周上変動

クランクプーリ周上変動(Spc(t))と補機プーリ周上変動(Spa(t))は、式(2)、(3)に示したように、各プーリ軸の角速度変動($\Delta \omega c(t)$ および $\Delta \omega a(t)$)より求めることができ、以下の方法で求めた。

各軸に加速度計を治具を介し取付け、取付け半径(クランクプーリ: r_{ac} , 補機プーリ: r_{aa})での加速度($g_c(t)$, $g_a(t)$)を測定した。これを、積分することで、角速度変動($\Delta \omega c(t)$, $\Delta \omega a(t)$)を求めた。なお、加速度計を2個用いたのは、受感方向を対抗させ、プーリが偏心運動した場合に発生する角加速度変動以外の成分を相殺させるためである。

$$\Delta \omega c = \frac{1}{r_{ac}} \int g_c(t) dt \quad (4)$$

$$\Delta \omega a = \frac{1}{r_{aa}} \int g_a(t) dt \quad (5)$$

2.3.4. プーリの変動

プーリの回転に伴う変動には、Fig.2(a)で示したプーリ軸の偏心とプーリ軸がベルトラインに対して傾斜した場合が考えられる。前者の変動については、Fig.5(a)に示す様に各プーリに対して90度の位相で配置された2個のギャップセンサとプーリの円周との距離を測定し求めた。

後者については、プーリ軸の取付けとベルトの張力によるたわみとの要因が考えられ、プーリ側面は同一面上を回転しない。この変動は、Fig.5(b)に示す位置にギャップセンサを設置し測定した。

3. 実験結果と考察

3.1. ベルト挙動

高速度カメラとレーザセンサによるベルト挙動観察から、Fig.6に示す様な四つの振動形態が確認され、ベルト外れは横ずれ振動(Fig.6のd)から発生していることが確認でき

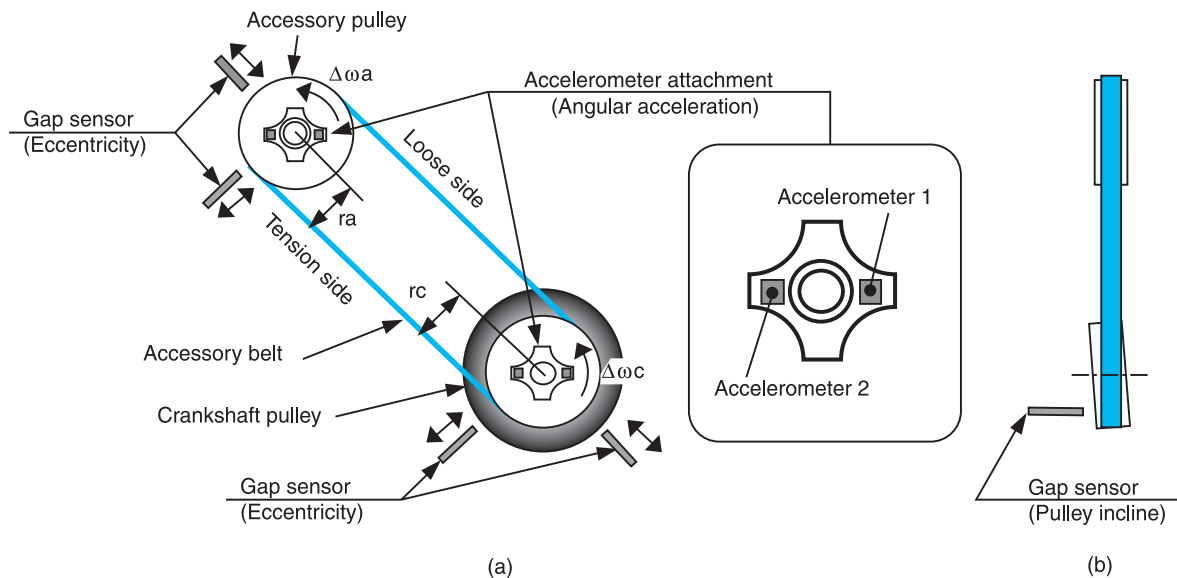


Fig.5 Measurement methods of fluctuation which inputted to accessory belt

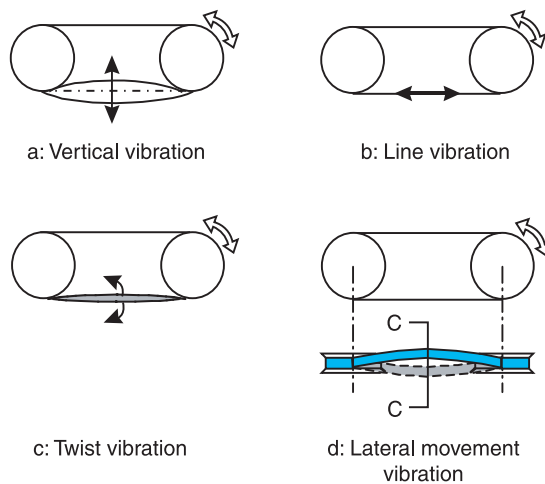


Fig.6 Vibration patterns

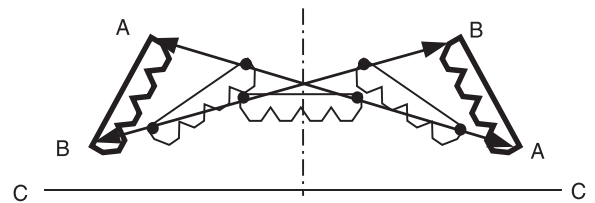


Fig.7 Lateral movement vibration at cross section C-C in Fig.6 Arrows show movement of both side of belt

Table 1 Effect level of fluctuation which inputted to belt for belt behavior

Direction of fluctuation	Items	Influence
Crankshaft axis direction	Offset of pulley alignment	Neglect
	Pulley incline	Neglect
Belt tension direction	Pulley eccentricity	Neglect
	Fluctuation on pulley circumference (by revolution)	Strong

た。Fig.6 の d の断面 C-C におけるベルト断面の横ずれの位置変動の様子を Fig.7 に示す。この位置変動は、ベルトのスラスト方向への移動であり、かつねじれを伴いベルト背面を外側に向ける挙動を示す。Fig.3(b)の両図は、このねじれ状態を撮った画像である。左図ではベルトのねじれによりマーカ線が斜めになっているのが、右図ではベルトのねじれにより撮影断面の幅が Fig.7 に示したように変化している様子が明確に分る。このベルトのスラスト方向への移動量は、プーリ幅の約 2 倍に相当する 30mm に及んでいる。

さらにベルト横ずれ振動の要因を明確にするために、ギャップセンサを用いてプーリオフセット量、プーリ偏心量やプーリ側面の傾きを測定したがそれらは大きな値を持たず、またその量を故意に量産管理幅の最大値まで大きくして実験してみたが因果関係は示されなかった。その結果を Table 1 に示す。このことより、ベルト横ずれ振動は、ベ

ルト張力方向長さ変動が大きく影響することが示唆され、以降の実験では「ベルト張力方向長さ変動」に着目し解析を進めた。

3.2. ベルト張力方向長さ変動と横ずれ変動

ベルト張力方向長さ変動 $S_b(t)$ の要因としては、プーリ周上変動 $S_{pc}(t)$, $S_{pa}(t)$ とプーリ軸心振れ $S_{cc}(t)$, $S_{ca}(t)$ があるが、通常のエンジンではプーリ軸心振れはプーリ周上変動に対して約 1/10 であることが確認されたので、プーリ周上変動のみに着目する。Fig.8 に、Fig.5(a) で示した加

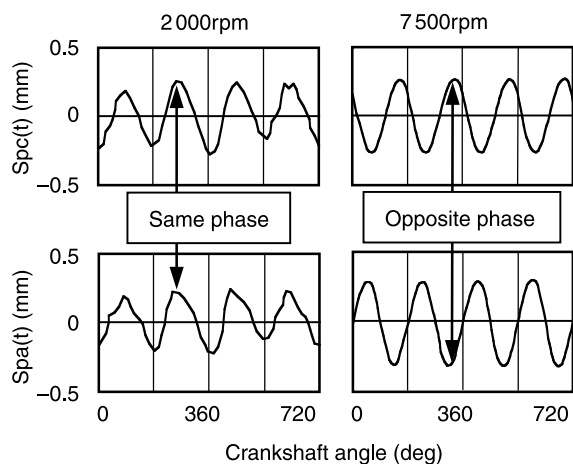


Fig.8 Wave of fluctuation on pulley circumference

速度計出力より求められたクランクプリー周上変動($Spca(t)$)および補機プリー周上変動($Spaa(t)$)の波形を、エンジン回転数が2000rpmおよび7500rpmの場合について示す。エンジン回転数2000rpmは補機ベルトの挙動が安定している場合、また7500rpmは横ずれ振動が現れている場合の実験条件である。前者の場合ではクランクプリーおよび補機プリーのプリー周上変動波形は同位相であり、後者の場合ではクランク角にして約80度(以降80℃A)の位相ずれがある。クランク角に対して二次で振動するプリー周上変動は、二つのプリー間の約80℃Aの位相ずれはほぼ逆位相に相当する。このようにして求められるクランクプリーのプリー周上変動($Spca(t)$)と補機プリーのプリー周上変動($Spaa(t)$)を、FFT(Fast Fourier Transform)を用いてエンジン回転数に関してトラッキング処理した結果およびベルト横ずれの片振幅についての比較をFig.9に示す。縦軸はそれぞれ上から、クランクプリー周上変動片振幅($Spca$, mm)、補機プリー周上変動片振幅($Spaa$, mm)、補機ベルト横ずれ片振幅($Sbsa$, mm)を示す。クランクおよび補機のプリー周上変動片振幅は、ともに高回転領域において二次成分が立ち上がり、それにともなってベルト横ずれ片振幅も増加する傾向がある。またFig.9における $Spaa$ の二次成分は、エンジン回転数6300rpmから急激に収束し、6500rpmで急激に増加する。これは、Fig.9の矢印位置で示すベルトゆるみ側の横ずれ振幅 $Sbsa$ の増減と一致する。同様に $Spaa$ の二次成分の6800rpmからの急激な収束について増加は、ベルト張り側の $Sbsa$ の増減に対応する。

次いで $Spcc(t)$ と $Spca(t)$ の位相を考慮した合成値であるベルト張力方向長さ変動片振幅(Sba , mm)の二次成分とベルト横ずれ片振幅をFig.10に示す。エンジン回転数が2000rpmから7700rpmへ向かっては、Fig.8で示したように、クランクプリーおよび補機プリーのプリー周上変動波形は同位相から逆位相へと移るため張力方向長さ変動片振幅は相殺から加算となりその値は増加を示し、ベルト張

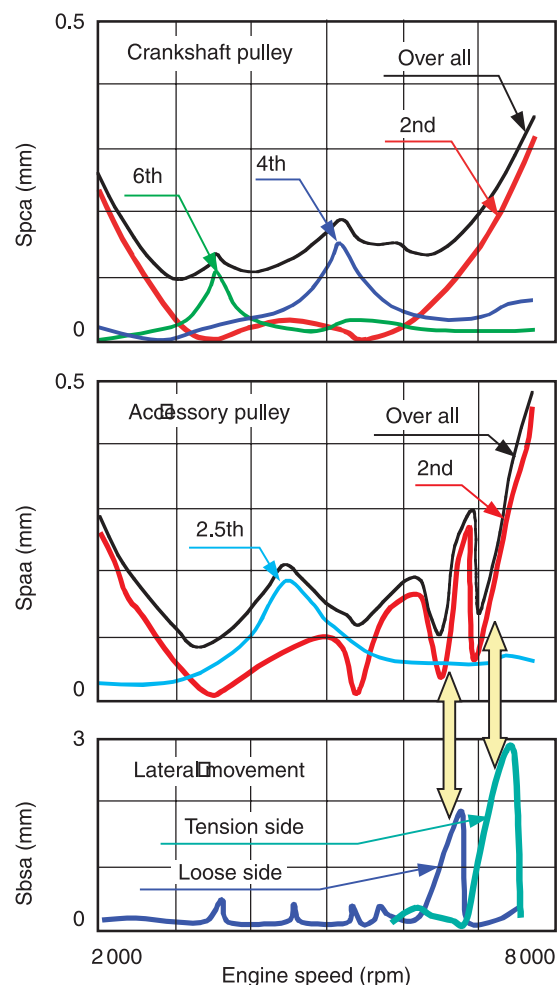


Fig.9 Characteristic of $Spca$, $Spaa$, $Sbsa$ vs. engine speed

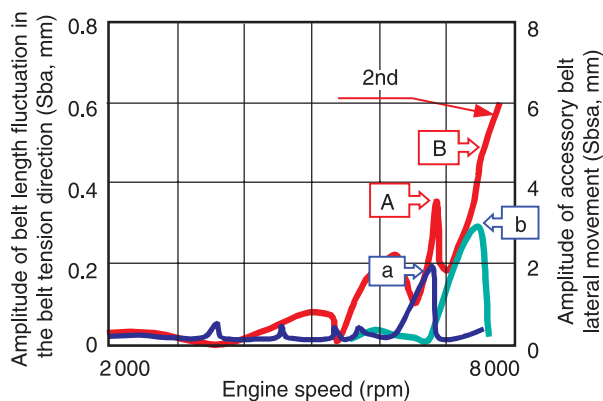


Fig.10 Characteristic of Sba and $Sbsa$ vs. engine speed

力方向長さ変動(Sba)が、0.2mmを越える領域で横ずれ振幅が顕著となる。Fig.11は、Fig.10に示したベルトの横ずれ片振幅を縦軸に、ベルト張力方向長さ変動片振幅を横軸にとり、Fig.10の中に示した張り側とゆるみ側の点(A, B, a, b)およびベルトの初期張力を変化させた場合の極大値の測定結果を加えて示したものである。プロットはベルトのゆるみ側と張り側ともに一直線上に分布し、良い相関が有

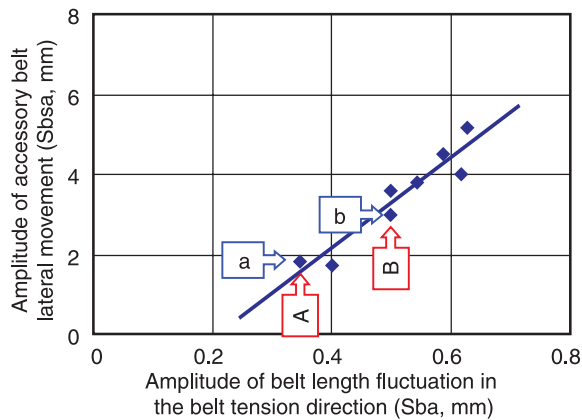


Fig.11 Relationship between Sba and Sbsa

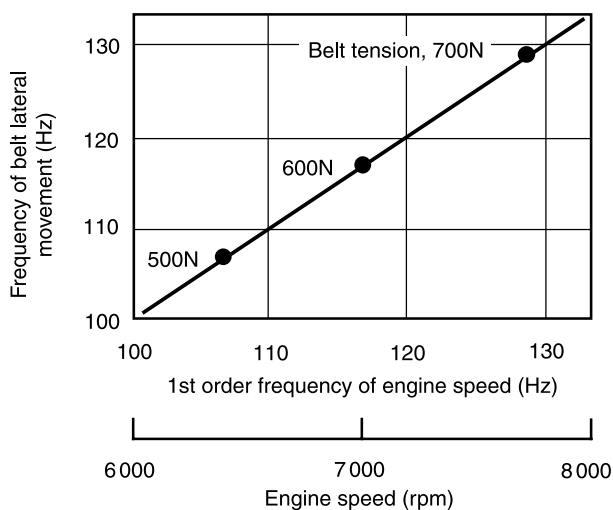


Fig.12 Relationship between engine speed and frequency of belt lateral movement which change according to belt tension

ることが確認できた。Fig.12 には、補機ベルトの初期張力を変化させた場合のベルト横ずれ発生時の横ずれ振動周波数(Hz)とエンジン回転数を示す。両者は1対1の周波数で対応し、ベルトの振動数はそれぞれの初期張力におけるベルトの固有振動数を示していると考えられる。Fig.9, 10において、ゆるみ側の横ずれ振動のピーク時のエンジン回転数が低くなるのは、補機の回転抵抗によりゆるみ側のベルト張力が張り側より低くなり、ゆるみ側ベルトの固有振動数が低くなるためである。以上Fig.10, 11の結果と合わせて、ベルト横ずれ振動は、ベルト張力方向長さ変動片振幅が0.2mm以上となるエンジン回転数領域で、エンジン回転数とベルトの固有振動数が一致すると発生する事が分かる。

3.3. ベルト横ずれのメカニズム解析

3.3.1. 横ずれ振動モード

ベルト張力方向長さ変動が大きくなるエンジン回転数がベルトの固有振動数に一致するとベルトが共振し横ずれ振

動に至ることが分かったので、ここでは横にずれるメカニズムについて述べる。横ずれの要因として、ベルト自体が横ずれを起こす固有の振動モードを持っているものと推測し、有限要素モデルを用いた非線型固有振動モード解析を行った。

一般にベルトの振動解析では近似的に一次元の弦モデルを用いている。しかしながら、この計算手法では、弦振動のモードは予測できるが、実機のような横ずれ振動のモードはできなかった。これは、心線の位置やリブ高さで決まるベルト断面内での質量、剛性の非対称性を考慮していないためと考え、ベルト形状をFig.13に示す三次元モデルとして有限要素法を用いて解析を行った。このモデルでは、主に引張り荷重を分担する剛性の大きい心線部分とそれ以外のゴムの部分よりなるとし、前者と後者の剛性比を100対1、ベルト全体のバネ定数を530N/mmとした。また計算上のベルト長さとは幅は、それぞれ実機と同一の352mm、14mmとした。計算は、ベルトの一端を固定し、他端にベルト張力方向に引張り荷重を加えた場合の固有振動モードを求めた。

解析結果をFig.14に示す。Fig.14(a)はベルトを斜め上方より、Fig.14(b)はベルト長手方向のやや上方から見た様子で、右と左にずれた場合をそれぞれ表している。特にFig.14(b)に示されるベルトが中心線より左右に横ずれする挙

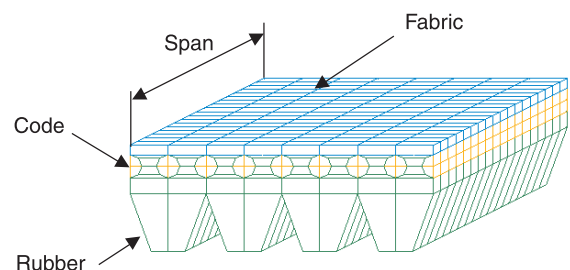


Fig.13 Belt model for FEM

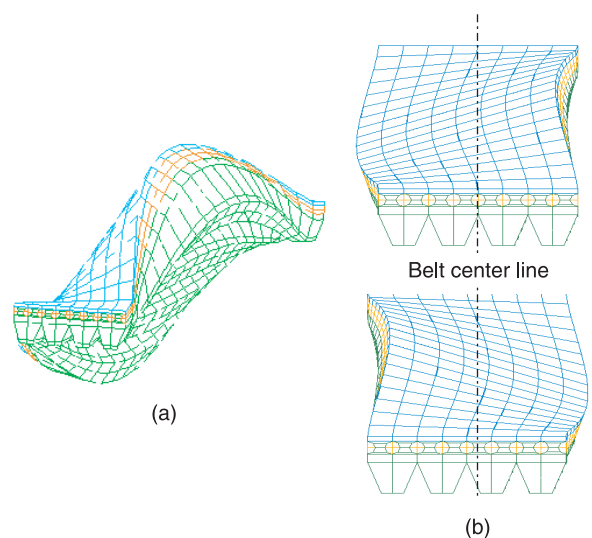


Fig.14 Vibrational mode in the accessory belt lateral movement

動と Fig.14(a) に示される片端が持ち上がる挙動とは、実機で観察された横ずれ挙動と同様となった。すなわち補機ベルトが横ずれ方向の固有振動モードを持っているために横ずれを起こすということが裏付けられた。

3.3.2. 横ずれ共振

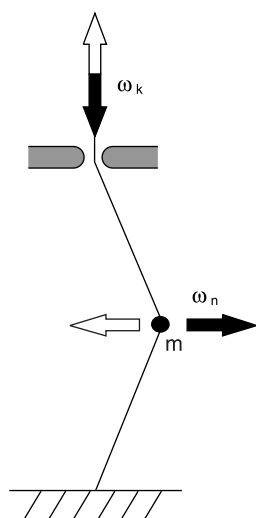
ベルトの両端のプーリの角速度変動により引張り荷重が変化するベルトの振動は、質量を持つ弦振動として近似し、可変弾性系振動と考えることができる。振動モデルを Fig.15 に示す。可変弾性系の安定か不安定(共振)かについては Mathieu の式を用いて判定できる。正確な解を求めることは困難であるが、いまは安定か、不安定かを問題にする。安定な場合は、外乱が与えられたとき周期的な運動となり、不安定な場合は時間とともに振幅は増大し、共振状態に至る。Mathieu の式の安定判別によると、Fig.15 に示すようにベルト加振周波数を ω_k 、ベルト振動周波数を ω_n とすると

$$\omega_n = 1/2 \omega_k, \omega_k, 3/2 \omega_k, \dots$$

で運動は不安定となる⁽¹⁾。

ω_n をベルト横ずれの固有振動数(ω_s)に、 ω_k をベルト張力方向長さ変動周波数(ω_b)に置き換えれば、第一の解である $\omega_n = 1/2 \omega_k$ はベルト横ずれ固有振動数 ω_s とベルト張力方向長さ変動の周波数 ω_b の $1/2$ 倍が一致した場合に共振状態となることを示している。ベルト張力方向長さ変動周波数(ω_b)は、Fig.8 に示した様にエンジン回転数の2倍を示しているため、 $1/2 \omega_b$ はエンジン回転数に相当し、Fig.12 の実験結果と一致する。

このことを実機の横ずれ振動にあてはめると、この共振状態は質点 m が中心から離れつつある場合はベルト張力が減少し、中心に向かって動きつつある場合には張力を増加する状態にあり、振幅はその前の状態より大きくなり



ω_k ; Frequency of belt tension fluctuation

ω_n ; Frequency of belt vibration

Fig.15 Vibration model of accessory belt

時間とともに増大したと考えられる。さらにこの共振状態は、実際には Fig.14 に示した「横ずれ振動モード」で振動し、外れに至ると考える。

3.4. ベルト外れ判定基準

前節 3.3. ベルト横ずれのメカニズム解析では、Table 2 の Sample 1 に示した諸元で現象解析を行なったが、ここでは Table 2 に示すベルトの山数(Number of rib)とベルト弦長(Belt string length)の組み合わせた諸元について実験を行ない、ベルト諸元に対するベルト外れの判定基準を検討した。Fig.16 に、ベルト弦長に対する「ベルト外れに至るベルト張力方向長さ変動」をベルト山数ごとに示した。弦長が大きく、もしくは山数が少なくなると、少ないベルト張力方向長さ変動でベルト外れが生じることが分る。同一の山数を結ぶ線より下側にベルト張力方向長さ変動と弦長がある場合には、ベルト外れは生じず、適正な設計であることが判定できる。

なお、ベルト外れ判定の基準の変数として、上記のベルト張力方向長さ変動量とベルト横ずれ量とが考えられるが、再現性の良い前者を選択し、次章で述べる「ベルト外れシミュレーション」に適用した。

Table 2 Variation of tested belt

	Number of rib			Belt string length (mm)		
	4	5	6	282	317	352
Sample 1	○					○
Sample 2		○				○
Sample 3			○	○		
Sample 4		○		○		
Sample 5			○		○	
Sample 6		○			○	

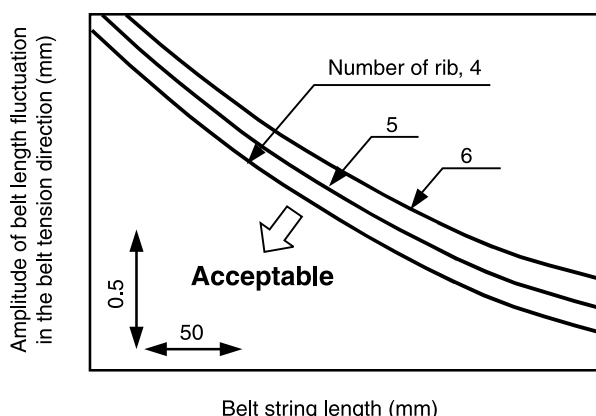


Fig.16 Judgement graph of accessory belt running off of the pulley

4. 設計ツール

ここでは前章の解析結果を基に、補機ベルト周りの設計を行う際にベルト外れ発生の可能性をあらかじめ予測し、それを回避できる設計ツールである「補機ベルト外れシミュレーション」について述べ、これを用いた検討例を紹介する。

4.1. シミュレーション概要

補機ベルト外れシミュレーションは Fig.17 のフローチャートに示すように、主に(1)クランクねじれ振動シ

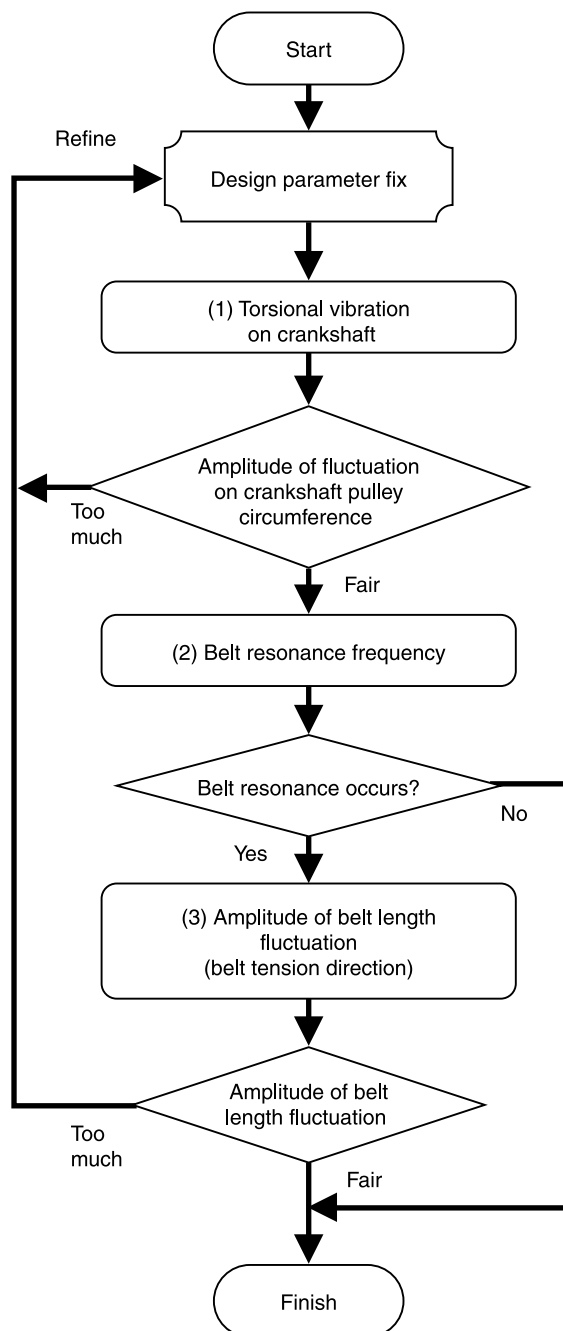


Fig.17 Designing flow

ミュレーション、(2)ベルト固有振動数シミュレーション、(3)ベルト張力方向長さ変動量シミュレーションおよび出力部と判定部より構成される。

(1)クランクねじれ振動シミュレーション クランクねじれ解析は、クランクの各部寸法の入力および指圧によって、ねじれ角を計算するもの(Holzerの式)である。

(2)ベルト固有振動数シミュレーション ベルト振動解析は、ベルトの諸元および補機レイアウトから固有振動数を計算するもので、エンジンの使用回転域内に、ベルト固有振動数が存在するかを判別する。存在しない場合は、ベルト振動は発生しないので、設計検討は終了する。

(3)ベルト張力方向長さ変動量シミュレーション ベルト張力方向長さ変動量解析は、Fig.18 に示す解析モデルを用いた過渡応答解析で、クランクねじれ振動シミュレーションで得られたクランク側の変動量を加振力とし、補機プーリ側の慣性質量を考慮した変動の応答を計算することで、Fig.19に示す時系列変動が得られる。このときの変動の位相差を考慮することでFig.20に示す張力方向長さ変動量を得ることができる。この値をFig.16 で示したベルト張力方向長さ変動量判定マップによって評価する。

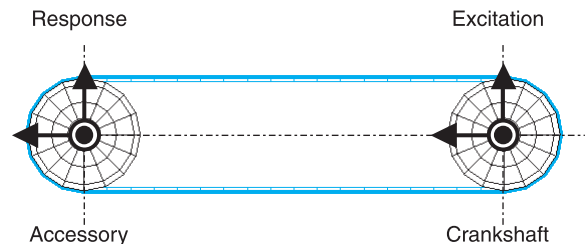


Fig.18 FEM model

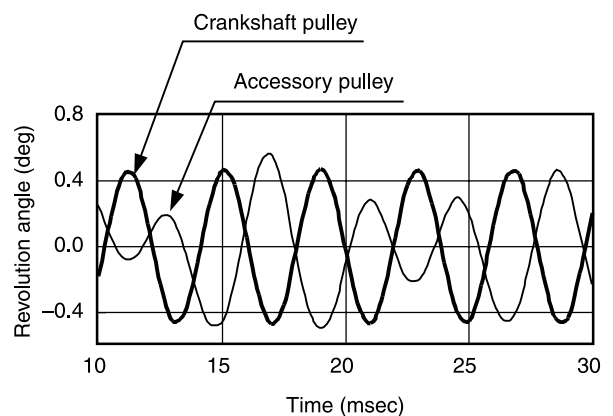
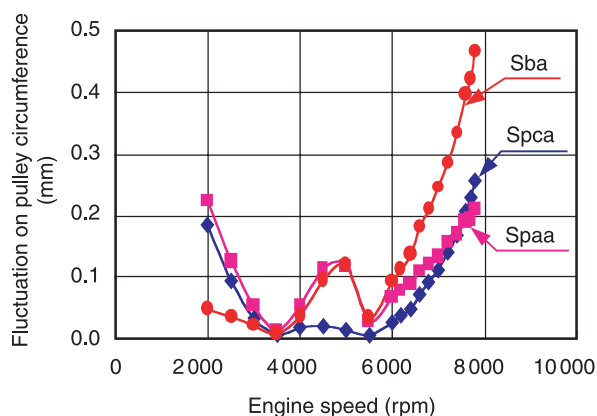


Fig.19 Simulation results of the crankshaft and accessory pulley angle of fluctuation during rotation



Sba, Amplitude of belt length fluctuation
 Spca, Amplitude of fluctuation on crankshaft pulley circumference
 Spaa, Amplitude of fluctuation on accessory pulley circumference

Fig.20 Simulation results of amplitude of fluctuation on pulley circumference

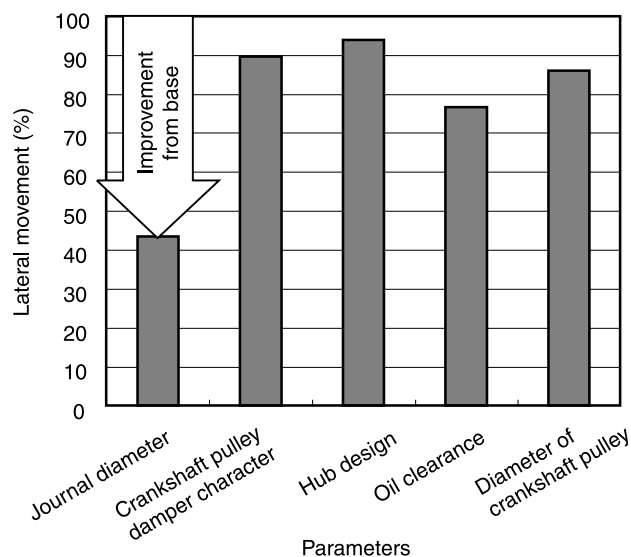


Fig.22 Effects of designing parameters for accessory belt lateral movement

4.2. ベルト外れ向上手法検討例

ベルト外れ向上の効果確認を行った項目について Fig.21 に示す。その効果度合いが明らかであった項目について Fig.22 に示す。補機プーリハブ慣性質量、クランクプーリダンパ周波数特性およびクランクプーリ慣性質量については量産エンジンでは採用できない範囲まで諸元を変えて検討したが、いずれもベースエンジンに対して90%前後のベルト横ずれ量となり、大きな効果は無かった。これに対して、クランクのねじれ角に影響するメタルクリアランスは、その公差を下限までつめた場合にはベースの76%程度に、またクランク剛性に影響するジャーナル径は、直径50mmより直径55mmにすることでベルト横ずれ量が半分程度となり非常に効果が大きいことが分かった。後者については、Fig.23 に示すようにベルト横ずれ量の絶対値は4.2から2.4mmと大幅に低減され、実験においてジャーナル直径50mmではベルト外れが多発したのに対して、直径55mmではベルト外れは皆無となった。

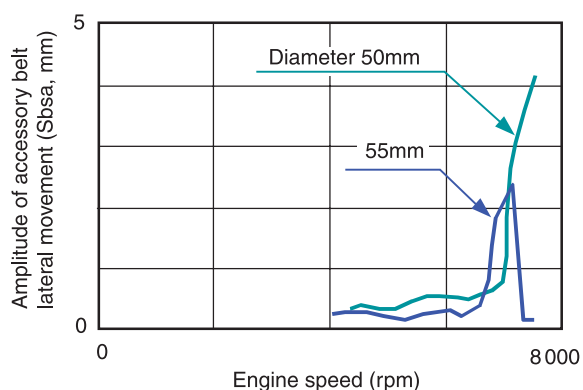


Fig.23 Effect of journal diameter size up for accessory belt lateral movement

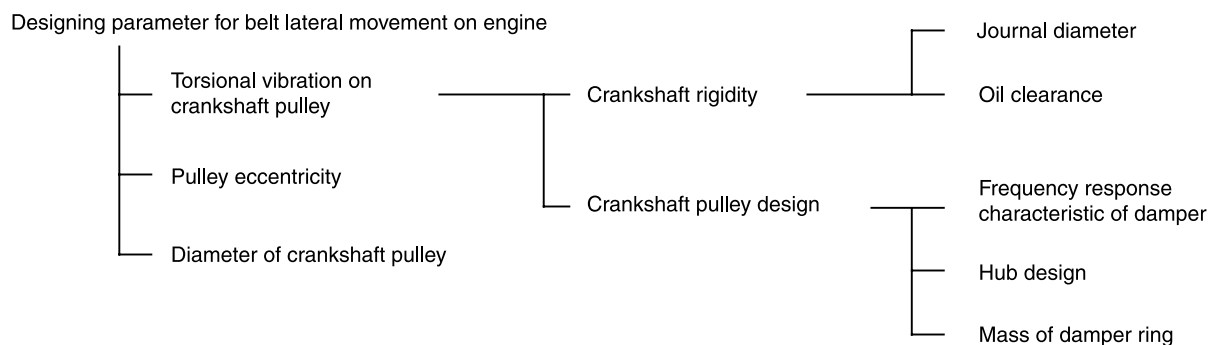


Fig.21 Designing parameters tree

5. 結論

レーザ変位計を用いた補機ベルト挙動測定定量化手法を確立し、ベルト外れメカニズムをベルト挙動測定、ベルト入力測定およびベルト振動モードシミュレーションから明らかにし、以下の結果を得た。

1. 補機ベルト外れに至る現象では、
 - (1)補機ベルトの固有振動周波数とクランクねじれ振動に起因するベルト張力方向長さ変動の周波数の1/2が一致した場合に共振が発生する
 - (2)ベルト張力方向長さ変動量とベルト横ずれ量には相関があり、限界値を超えるとベルト外れに至る
 - (3)横方向に振動するのは補機ベルト自体が横ずれの固有の振動モードを持っているためであるなどが明確になった
2. 現象が解明されたことにより
 - (1)「外れ限界マップ」作成
 - (2)設計ツールとしての「補機ベルト外れシミュレーション」の構築
 - (3)上記の適用例としてエンジンクランクシャフト関連の部品における設計パラメータのベルト外れに対する効果を提示した。

6. 謝辞

この度の研究にあたっての、(株)本田技術研究所栃木研究所前田 一氏、中嶋健次氏のご協力に感謝申し上げます。

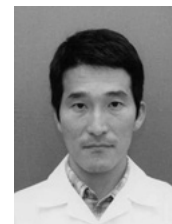
参考文献

- (1) 谷口修:改訂 振動工学, 東京, コロナ社, 1985, p.130-132

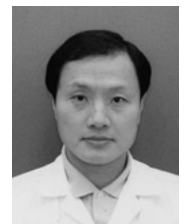
■ 著 者 ■



藤井 厚雄



米本 省吾



奥田 一真



宮崎 潔



宮澤 宏志



古俣 誠二

ノッキングの定量化と ノックインテンシティメータの開発

Quantification of Knocking and Development of Knock Intensity Meter

森 田 照 義*
Teruyoshi MORITA

佐 藤 正 浩*
Masahiro SATO

要 旨

シリンダ内圧信号を一次周波数成分でデジタルフィルタ処理を行い、その最大値および統計処理に基づくノッキング定量化のアルゴリズムと、それをを用いたリアルタイム計測システムを構築した。このシステムでは通常用いられる筒内圧センサのみではなく、気筒毎の計測が可能な座金型センサでも計測可能として高い汎用性を確保することができた。また、処理のほとんどをソフトウェア化し、演算のシンプル化とフラッシュ ROM 内蔵の高性能 MCU 搭載した VME ボードで構成することにより、プログラムの書き換えを可能とした。今後の拡張性から、ベンチ自動計測システムによる自動運転等への対応のため専用インターフェースも有している。

ABSTRACT

An algorithm, which processes pressure signal in cylinder with first frequency element and quantifies it based on its maximum value and statistic processing, and a real time measuring system utilizing the algorithm were established. This system can use plug washer type sensor which can be set on every cylinder as well as a cylinder pressure sensor to secure a high generality. And most of the processing is constructed by software, and renewal of the program was made possible by composing it of the VME board which high performance MCU with built-in flash ROM with simplified operations. Considering the future application, it has a special interface to cope with it to the automatic operation by the bench automatic measuring system and so on, too.

1. まえがき

近年の環境問題対応技術として、各自動車メーカーを中心にガソリン直噴エンジンの開発やハイブリッド自動車への取り組みなど、革新的な燃費性能向上に向けて技術開発にしのぎを削っている。一方、通常のエンジン開発においても、基本的な燃焼特性の改善による燃費向上や排気エミッションの低減が急務である。

こうした技術開発競争下では、これまでとは違った複雑な制御システムや高精度な計測支援技術の開発をとまってしまうのが現状である。

そこで、一般的に内燃機関の燃焼特性の改善に不可欠なノッキングの計測について、従来法と比較しながら定量化による測定精度の向上と、リアルタイム計測および自動運転への適用を考慮した計測システムを開発したので報告する。

2. ノッキング定量化の目的

従来、ノッキングの判定は測定者の感覚(聴覚・視覚)による部分が多かったため、測定者によるバラツキ誤差、テストラボによる差、気象条件による差などがあり、測定精度として十分ではなかった。

また、従来から、筒内圧センサや加速度センサ等を用いてノッキングの定量化は行われてきたが、処理方法が複雑であり、高速な CPU やより多くのメモリが必要であるなど、リアルタイムでノッキング定量化・判定を行うには十分な方法ではなかった。

また、前述のようにエンジン開発においてはシステムの複雑化に伴い、設定すべきパラメータが非常に膨大になっており今後ますますテストの効率化が求められている。

そこで、以下の4点を今回の開発の目的とした。

- 1) ノッキングを定量的に捉える方法を構築する。
- 2) ノッキング測定精度を向上させる。
- 3) リアルタイムでノック判定可能なハードを確立する。
- 4) ベンチ自動計測システムとのインターフェースを有し自動運転を可能とする。

3. 定量化手法

3.1. 定量化のためのセンサ選定

ノッキングを定量化するにあたり 第一ステップとしてセンサの選定を行なう必要がある。従来、筒内圧を直接計測する方法、加速度センサによる方法、音による方法等が行われてきたが、筆者らはノッキング定量化のためのセンサ選定のため、ノッキング有無による各センサの出力変化を、点火進角を変化させ 周波数解析を行うことにより確認した。

Fig.1 ～ 3 に周波数解析結果を示す。

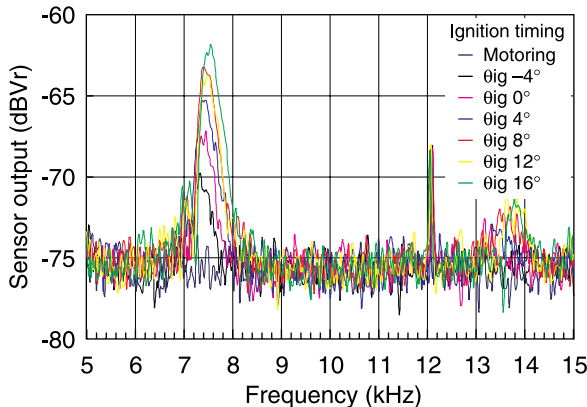


Fig.1 Frequency analysis by cylinder pressure sensor

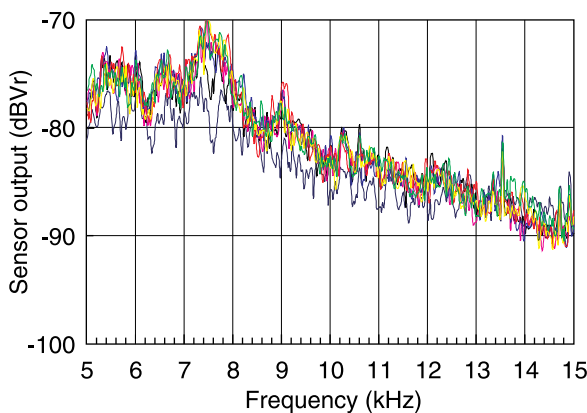


Fig.2 Frequency analysis by air-borne noise

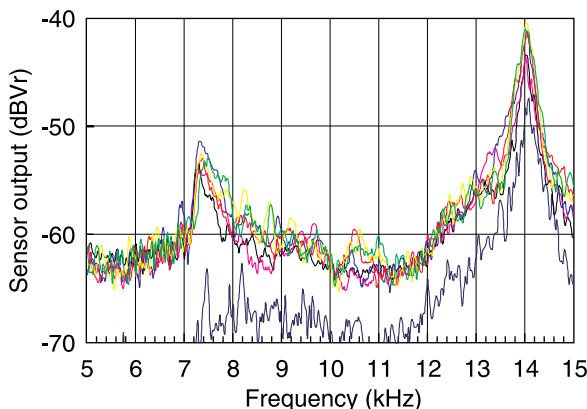


Fig.3 Frequency analysis by plug washer type sensor

各センサとも、ノッキングの主成分である7～8 kHzで、点火進角による出力変化が見られる。また、二次成分である13～15kHz 近辺でも同様の変化が見られる。

周波数解析の結果から、7～8kHzの周波数帯に着目し、点火進角におけるセンサ出力の最大値をまとめた結果をFig.4 に示す。

筒内圧を直接計測する方法は点火時期の進角量とともにセンサー出力も増加しているが、他のセンサでは点火時期進角量とセンサー出力との相関は低い。また、筒内圧センサは、点火時期変化量に対する出力変化量も大きく計測の精度向上が見込まれる。

以上の結果より、ノッキングの定量化に当たっては、筒内圧を直接計測する方法を選択した。

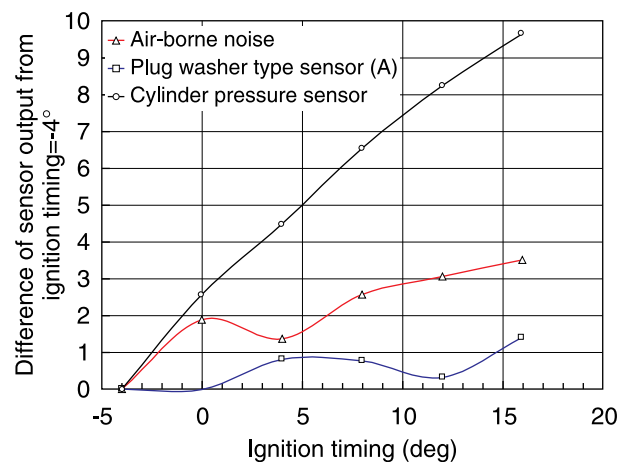


Fig.4 Sensor linearity by ignition timing

3.2. 定量化手法

筒内圧によりノッキングを定量的に捉える方法として、従来熟発生率を積分する方法、筒内圧をフィルタリングしそれを積分する方法等が報告されている^{(1)～(3), (5), (6)}。しかし、これらの方法では処理時間がかかるという問題があり、リアルタイムでモニタするという観点から、望ましい方法ではない。そこで、今回採った方法は、筒内圧をフィルタリングし、その後統計的な処理を行なうことにより、定量化を行う方法を採用した。Fig.5 にそのフローを示す。

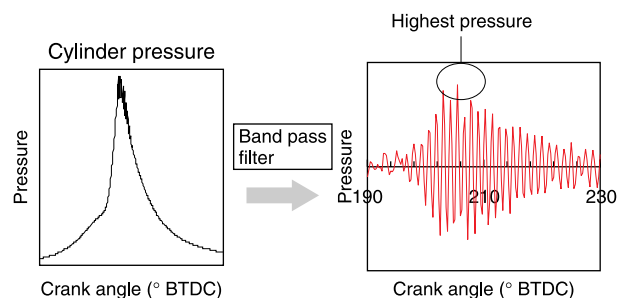


Fig.5 Analysis flow

フィルタリング後の波形に着目した場合、Fig.6 に示すように、「最大値」、「振幅」、「最大値 - 最小値」等で処理する方法が挙げられる。これらの方法により、点火進角を変化させた場合、Fig.7に示すように、いずれの方法でも点火進角に対し出力は一意の関係にあり、どの方法でもノッキングを定量的に捉えることが可能である。

筆者らはもっとも処理がシンプルな「最大値」による方法を採用した。この最大値はノッキングの強さを表現すると考えられるため、この値をノック インテンシティと定義することにした。

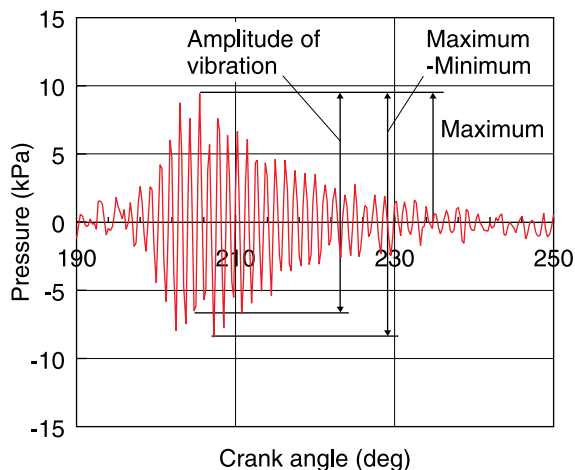


Fig.6 Parameter of knocking identification

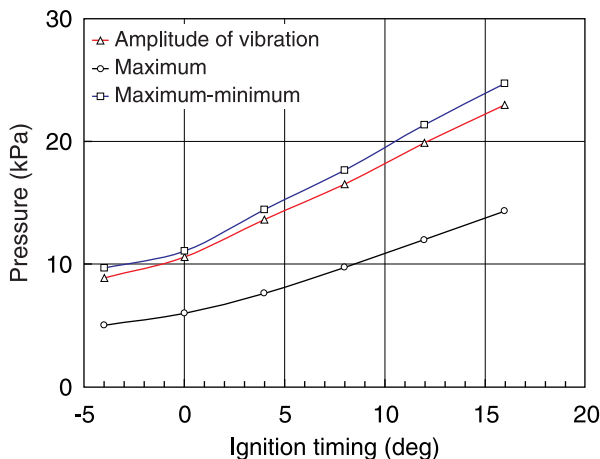


Fig.7 Comparison of analysis method

3.3. ノッキングの強度と頻度

ノッキングを人間が評価する場合、印象でとらえてしまうことが考えられる。具体的には、ヘビーノックが一度だけ発生した場合も、軽ノックが常時発生している場合も、同様に「ノッキングが発生している」ととらえてしまう。したがって、ノッキングを定量化する場合、強度と頻度を考慮する必要がある。

Fig.8 に、100 サイクルサンプルした場合の点火進角量によるノックインテンシティの平均値と標準偏差を示す。

点火時期を進角して行った場合、ノックインテンシティの平均値は増加している。これは点火進角により強いノッキングが発生していることを意味する。同様にノックインテンシティの標準偏差に着目すると、平均値と同様に点火進角により増加している。

Fig.9 に上記の場合において、横軸にノックインテンシティを取った場合の頻度分布を示す。点火進角によりノックインテンシティの値が判定値を超えるサイクル数が増加している。これは、ノッキングが発生している頻度(サイクル数)が増加していることを意味する。

以上より、ノッキングの判定は筒内圧をバンドパスフィルタリングしその最大値(ノックインテンシティ)に着目することで可能となる。

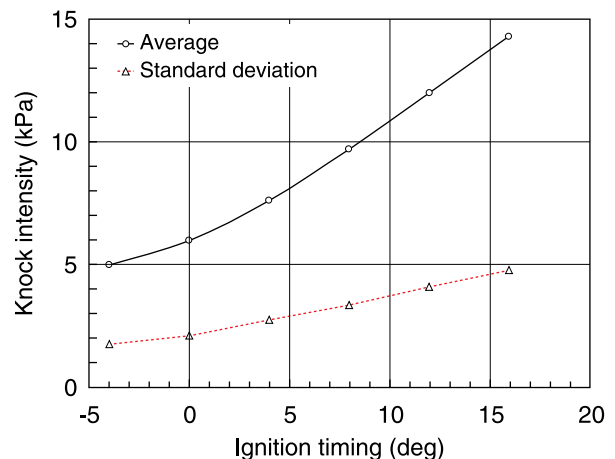


Fig.8 Average standard deviation of knock intensity

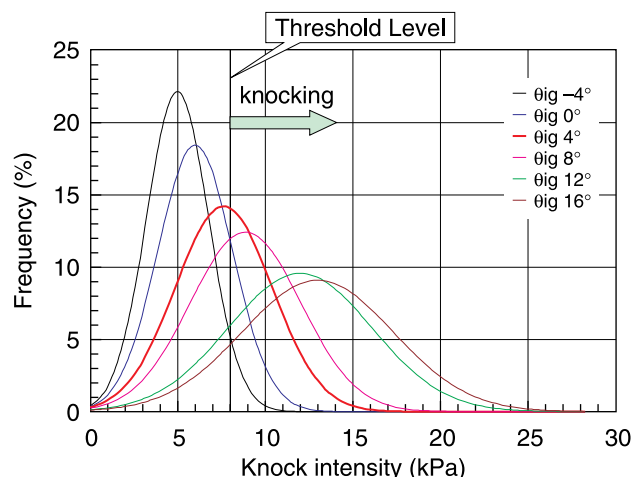


Fig.9 Distribution of knock intensity

3.4. ノッキング判定レベルの設定

ノッキングの判定は従来テスト者の感覚(聴覚・視覚)により行っていたので新たなノッキング判定方法を適用する場合でも従来手法と相関をとる必要がある。

Fig.10 にエンジン回転数ごとのノッキング判定レベルを示す。判定レベルはエンジン回転とともに上昇しているが、これは、聴覚と相関を取っているため回転の上昇に伴い、バックグラウンドノイズが上昇するためである。

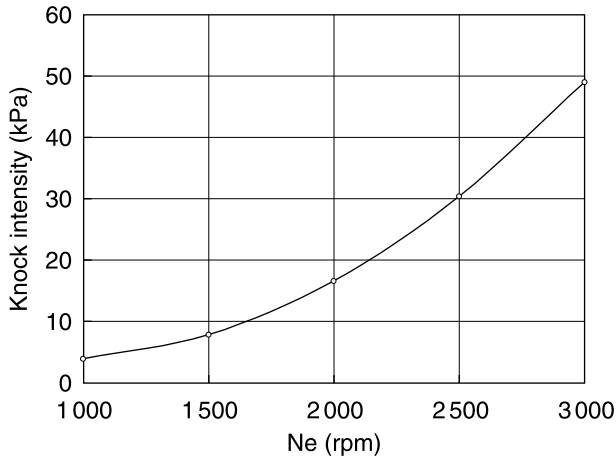


Fig.10 Threshold level table

3.5. 定量化手法の検証

これまで述べてきたノックインテンシティによりノッキングの定量化を用い、検証を行なった。検証方法はエンジンの仕様・機種・運転条件等を変化させて行っている。

一例を Fig.11 に示す。検証方法は、Ne=1500rpm, WOT において、A/F を変化させた時、ノッキングが発生する点火時期差により行った。

結果として図に示すように判定レベルで、A/F 違いにより 2° の差が生じているが、これは聴覚で判定したノッキング差と一致している。したがって、この定量化方法は従来の判定手法と高い相関を示しており、ノッキングの判定が出来る。

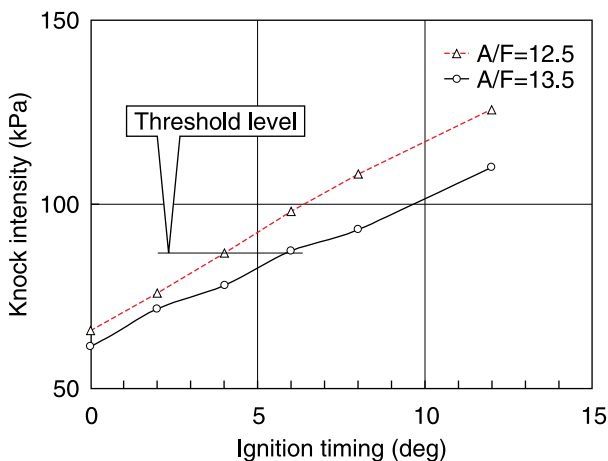


Fig.11 Verification of quantificational method

4. プラグ座センサによるノッキング判定

車載状態でのノッキング判定や全気筒同時計測等を行うためには筒内圧センサを全気筒に取り付ける必要がある。しかしながら、筒内圧センサを多気筒エンジンの全気筒に取り付けることは、多弁化、低ボアピッチ化等により困難である。そこで、プラグ座センサを用いた判定手法の検討を行った。この場合、筒内圧センサと同様の判定手法をそのまま適用しても、センサのS/Nが悪いため点火時期による出力差が明確にならないという問題がある。

そこで、プラグ座センサを用いた場合は、筒内圧センサを用いた時の様に平均化するのではなく、各サイクルに着目してある一定値を超えたサイクル数をカウントし、その頻度により判定する方法を採用した。ノックインテンシティによる方法との比較を Fig.12 に示す。頻度による判定法も、点火進角に対し一意の関係にあり、ノッキングの判定が可能であることが分かる。

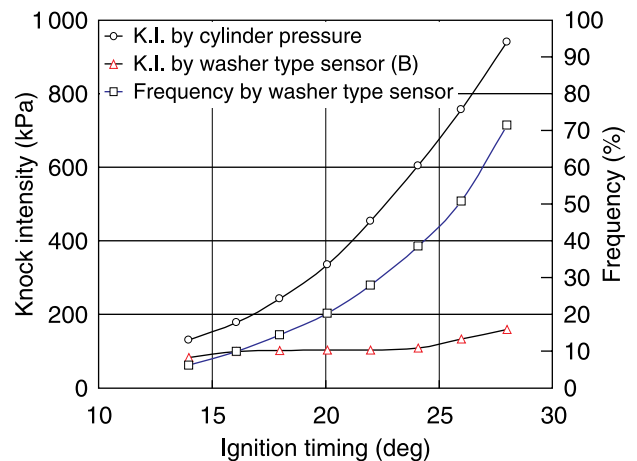


Fig.12 Comparison of quantificational method

5. システム構成

5.1. 概要

システムブロックダイアグラムを Fig.13 に示す。前述の目標に従い、システムに要求される機能の大半をソフトウェアで実現した。また、Fig.14 では、あるサイクルにおいて、点火信号とセンサ信号により、計測タイミングを決定し、バンドパスフィルタリング、最大値(ノックインテンシティ)の検出までを時系列で示す。

5.2. ハードウェア

ハードウェア基本構成を Fig.15 に示す。本システムは、図中の機能をダブルハイトの2スロットサイズに納めたVMEボードにて実現し、このボード4枚をVMEラックに収納した。ボード1枚につき1気筒の計測に対応し、本シス

テム全体で4気筒分の計測が可能である。その外観を Fig.16 に示す。

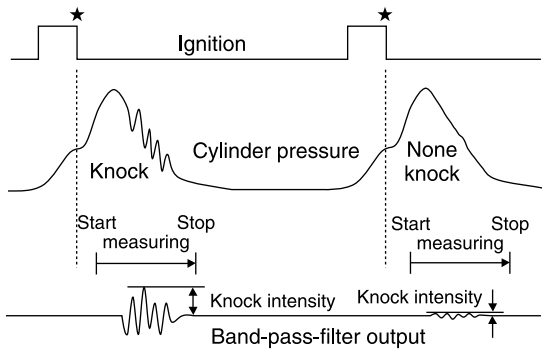


Fig.14 Timing chart of measuring signals



Fig.16 Appearance of knock intensity meter

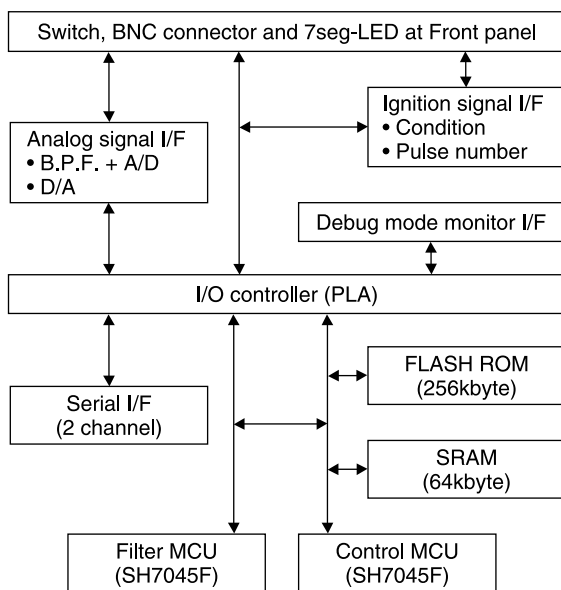


Fig.15 Constitution of hardware

5.2.1. 点火信号インターフェース

点火方式および配電方式の違いに対応するため、信号レベルとパルス数を選択可能にした。

信号レベルは、以下の選択が可能である。

- ・ バッテリ電圧レベル(点火エッジ：立ち下がり)
- ・ バッテリ電圧レベル(点火エッジ：立ち上がり)
- ・ TTL レベル(点火エッジ：立ち下がり)
- ・ TTL レベル(点火エッジ：立ち上がり)
- ・ 点火コイル2次側ピックアップ信号

パルス数は、以下の選択が可能である。

- ・ 気筒別のトリガ(DLI またはデистриビュータ配電の2次側ピックアップ)：1pulse/720°
- ・ 同爆点火システムのトリガ：2pulse /720°

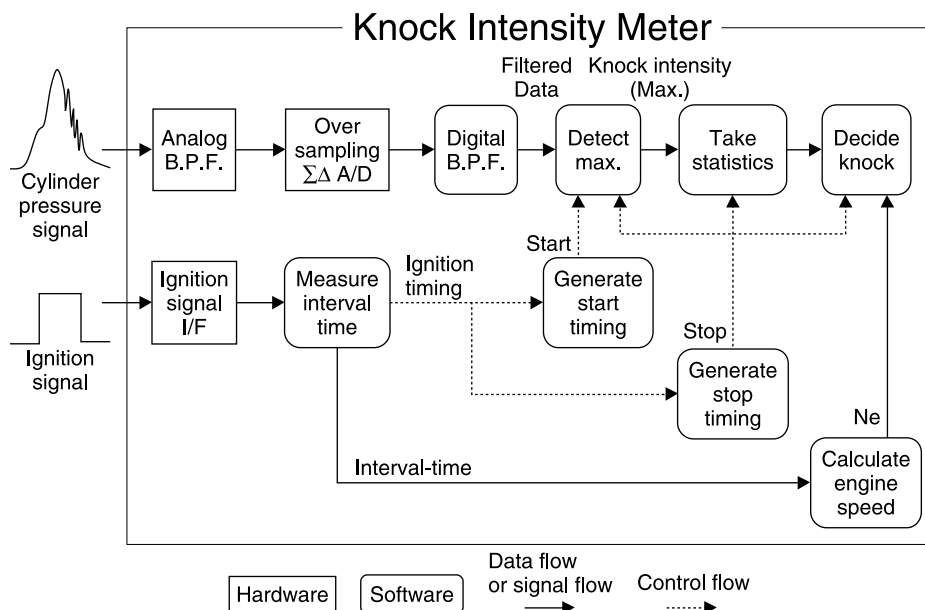


Fig.13 System diagram of knock intensity meter

・同爆点火システムの(反対側気筒の)トリガ: 2pulse/720°

・2ストロークエンジンのトリガ: 1pulse/360°

また、エンジン回転数の算出等に使用するため、パルス数設定をプロセッサで認識する。

5.2.2. センサ信号インターフェース

アナログフィルタは、燃焼サイクルによる信号をキャンセルするためのハイパスフィルタ(1kHz〜)と、エリアシング歪み防止のローパスフィルタ(〜100kHz)をカスケード接続した。いずれのフィルタも低次のCRフィルタで実現し、ジャンプスイッチによりキャンセルすることも可能である。また、両フィルタの間にゲイン可変(0.1 ~ 10)のアンプを搭載した。

AD コンバータは、アンチエリアシングフィルタを簡略化可能なオーバーサンプリングΣΔ変調方式を採用し、精度は16bit、入力レンジは-2 ~ +2V、サンプリングレートは25KHzと50kHzの切替可能である。

また、デジタルフィルタの係数切替を行うために、サンプリングレートの設定をプロセッサで認識する。

5.2.3. データディスプレイインターフェース

単独で計測するため、7セグメントLEDを搭載した。予め用意されたデータ群(ノックインテンシティあるいはノック頻度等)から一つをスイッチで選択し、物理量を表示する。

5.2.4. ノックステータスインターフェース

既存の設備および計測器等に接続するため、ノック判定結果に応じたTTL出力およびLED出力と、ノックインテンシティに応じたアナログ出力を行うために、12bit D/Aコンバータ(出力レンジ: 0 ~ 5V)を搭載した。これにより、自動運転中のインタロックなどに利用可能である。

5.2.5. シリアル通信インターフェース

パーソナルコンピュータ等で計測結果を取り込むため、2系統のシリアル通信インターフェースを用意した。一方のシリアル通信インターフェースは、ネットワーク型に接続が可能であるため、複数のノックインテンシティメータからの計測結果を1台の通信端末で取り込むことが可能である。

5.2.6. スイッチ信号インターフェース

センサタイプ選択スイッチ入力、チャージアンプ出力であるか、点火プラグ座金センサ出力であるかをプロセッサで認識する。これにより、デジタルフィルタの通過域と、ノック判定アルゴリズムの切替を行う。

外部スイッチ入力、ノック判定値の書き換え、または初期化(出荷時の設定に戻す)を行う場合のトリガとして、プロセッサで認識する。

5.2.7. プロセッサ

フラッシュROMを内蔵した一般的なマイクロプロセッサを2個(同一のMCU)を搭載し、デジタルフィルタリングと最大値(ノックインテンシティ)の検知までを実現す

るサブプロセッサと、それ以外全てを実行するメインプロセッサに機能を分割した。プログラムは全てプロセッサ内蔵のフラッシュROMにアサインされており、メイン・サブいずれも、フラッシュライタによってプログラムの書き換えが可能である。メイン・サブのプロセッサ間はパラレルで接続し、相互監視を行う。

また、ノック判定値、フィルタ係数などの定数データを外部のフラッシュROMにアサインすることによって、外部スイッチをトリガにしたノック判定値の書き換え・初期化と、メンテナンス用にパーソナルコンピュータを接続して任意の定数データを変更することに対応した。

5.3. ソフトウェア

前出の Fig.13 に示さなかったソフトウェア処理を含めて、各処理の概要を本節で示す。また、本システムは複数の外部イベントに同期して処理を行う必要があり、タスク管理などのためにμITRON 準拠のリアルタイムOSを搭載した。

5.3.1. パルス処理

点火トリガに同期して、エンジン回転数の算出、計測タイミング(開始・終了)の生成を行う。計測開始タイミングは、点火トリガ発生後の所定時間経過を検知し、計測終了タイミングは、点火トリガ発生後の所定クランク角度経過を検知する。エンジン回転数の算出と計測終了タイミング生成は、点火信号インターフェースのパルス数設定に応じて、点火パルス1周期に応じたクランク角度を考慮して処理を行う。ただし、計測開始・終了タイミングを実際に生成する場合には、信号処理のディレイを考慮しなければならない。このディレイは、エンジン回転数に応じて影響が大きくなるため、開始・終了共にディレイ時間を加算して、タイミングを生成した。Fig.17 に機能として必要とされる(理想的な)計測タイミングと、ディレイを考慮した(実際の)計測タイミングの比較を示す。

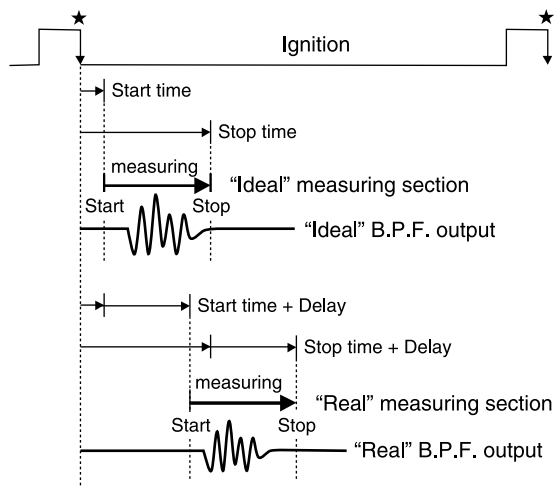


Fig.17 Measuring section

5.3.2. デジタル信号処理

25kHz または 50kHz サンプリングで、最大 63 次程度の FIR フィルタリングおよび最大値(ノックインテンシティ)の更新を行う。フィルタ係数は、サンプリング周波数およびセンサタイプ選択スイッチの組み合わせにより、あらかじめ設定した4種から選択する。

5.3.3. 統計処理とノック判定

前述の最大値に対して、所定サイクル区間で、統計処理(平均値、標準偏差、ピーク値、ノック頻度等)を行う。さらに、ノック判定値と統計処理の算出結果によって、最終的なノック判定を行う。

5.3.4. 各出力手段の処理

操作対象は、データディスプレイインターフェースとノックステータスインターフェースである。

データディスプレイインターフェースは、表示データ選択スイッチに応じて下記から1つを選択して表示する。

- ・統計処理の算出結果
- ・ノック判定値
- ・エンジン回転数

ノックステータス I/F は、ノックインテンシティの D/A 出力とノック判定結果に応じた TTL 出力を行う。

このインターフェースにより自動計測システムとの通信を行い、自動運転への対応が可能となる。

5.3.5. 外部フラッシュ ROM の書き換え

定数データを格納した外部フラッシュ ROM を書き換えるために、下記2種の手段を用意した。

- ・外部スイッチによる
- ・パーソナルコンピュータの接続による

外部スイッチによる外部フラッシュ ROM の書き換えは、ノック判定値に対して、通常動作中には更新、立ち上げ時には初期化(出荷時設定に戻す)を行う。例えば、通常動作中に外部スイッチをONすると、ノック判定値の内容を、新たに算出した判定値に入れ替えることが可能である。

パーソナルコンピュータの接続による外部フラッシュ ROM の書き換えは、メンテナンス用に全ての定数データを対象にした。例えば、計測対象であるエンジンの変更、またはセンサを入れ替えるなどにより、ノック共振周波数が変化した場合は、パーソナルコンピュータを介して新たに設計した FIR フィルタ係数を変更することが可能である。

6. まとめ

- 1) 筒内圧センサ信号をバンドパスフィルタを通し、その最大値をノックインテンシティと定義することで、ノッキングの定量化を行った。
- 2) ノッキングを定量化したデータは、聴覚によるテスト結果と相関があり、判定まで可能であることを確認した。

- 3) ノッキングの定量化と判定を、最大値のみに着目することで処理を簡素化し、リアルタイムで実行する計測システムを開発した。またこの計測システムはタイミング信号として各種点火信号等に対応しており、使用可能なセンサも筒内圧センサだけでなくプラグ座金型のセンサにも対応しており、システムとして高いはん用性を持っている。
- 4) ノッキングの強度およびノッキングの判定フラグを出力するインターフェースを有し、自動運転・自動マッピングへの対応が可能となった。

謝 辞

計測システムの開発にご協力頂いた(株)アドテックシステムサイエンス様に紙面を借りてお礼申し上げます。

参考文献

- (1) 岩切保憲, 小泉鎌一: 熱発生量を用いたサイクル毎のノッキング検出法, 自動車技術会論文集 Vol.23, No.3, p.3.85-3.88 (1992)
- (2) 岩切保憲, 小泉鎌一: 熱発生量を用いたサイクル毎のノッキング検出法, 自動車技術会 学術講演会前刷集 912, p.33-37 (1991)
- (3) 竹村純, 神品英一, 浅子光: 燃焼モードに基づくノックインデックスを用いた過渡ノックの解析, 内燃機関 29 巻9号, p.54-64 (1996)
- (4) 森田照義, 佐藤正浩: ノッキングの定量化とノック・インテンシティ・メータの開発, 日本機学会 関東支部 ブロック合同講演会講演論文集 [No.990-2], p39-40 (1999)
- (5) Checkel M. D., Dale J. D.: Computerized Knock Detection from Engine Pressure Records, SAE-Paper 860028
- (6) Gschweidl K., Gotthard E. and Kampitsch A.: Real Time Knock Analysis for Automatic Engine Mapping and Caribration, AVL List GmbH

■著 者■



森田 照義



佐藤 正浩

CVTと自動MTが燃費に与える影響の解析と 燃費向上予測

Analysis of the Influence on Fuel Economy about CVT and Automated MT, and the Estimation of Fuel Economy Improvement

山本 和久* 青木 隆*
Kazuhisa YAMAMOTO Takashi AOKI

要 旨

車両諸元とエンジン諸元を同一とした上で CVT と自動 MT とでのトランスミッション形式違いによるモード燃費への影響をシミュレーションにより検討した。

トランスミッションのレシオレンジやフリクション等を変化させたときのモード燃費への影響を検討した結果、CVT 搭載車の場合に燃費を向上させるためには、車速域が比較的高く発進停止が少ない走行ではレシオレンジの拡大が有効であり、車速域が比較的低く発進停止を繰り返す走行ではフリクション低減が有効であることを確認した。

一方、自動 MT 搭載車の場合、車速域が比較的高く発進停止が少ない走行では CVT と同様レシオレンジの拡大が有効であり、車速域が比較的低く発進停止を繰り返す走行ではレシオレンジの拡大や変速段の増加あるいはレシオの割り振り方を組み合わせることによりパワープラント全体で効率の高い運転を実現することが必要になることを確認した。

ABSTRACT

Effect on mode fuel economy by different type of transmission, CVT and Automated Manual Transmission, was investigated on the basis of the same vehicle and engine specifications. Results of study for the effect on mode fuel economy by variation of transmission ratio range, friction, and such are as follows. In the case of CVT, it was confirmed that wider transmission ratio range is effective when driving at relatively high speed with less stop-and-goes, and friction reduction is effective when driving at relatively low speed with frequent stop-and-goes. On the other hand, in the case of Automated Manual Transmission, it was confirmed that wider transmission ratio range is effective when driving at relatively high speed with less stop-and-goes, the same as CVT, and that combination of wider transmission ratio range, increase of shift steps, and appropriate distribution of transmission ratios, which leads to highly efficient operation of total power plant system, is necessary.

1. まえがき

燃費向上のための新技術開発として、トランスミッション技術分野においては伝達効率の向上はもちろんのこと、多段化によるレシオレンジの拡大が行われてきた。これらを背景にレシオレンジを比較的に広くとることができ、エンジンを熱効率の高い運転領域で運転することができるといわれている CVT が大衆車クラスから小型車クラスまで相次いで採用されるようになった。一方、マニュアルトランスミッション(MT)と機構をほぼ同じくし、クラッチ操作と変速操作を自動で行う自動 MT(AMT)は小型バスやトラックでは普及していたものの乗用車では発進時や変速時の違和感からほとんど普及していなかったが、その伝達効率の高さが燃費に対して優位性を持つことから再び注目されるようになってきた。

また、従来から燃費の更なる向上に適したトランスミッション形式や諸元を求めるためにシミュレーションを用いた検討も行われてきた。

しかし、従来のシミュレーションでは車体やエンジンの諸元をそろえてもトランスミッションレシオ(以下レシオ)とシフトスケジュールを同一の手法で設定できなかったため、CVT と自動 MT とでの機構違いによる燃費への影響の比較は困難であった。一方、筆者らはエンジンと CVT を含むパワープラントの燃料消費最小運転点での運転を実現する制御システムと燃料消費最小運転を実現するエンジンと CVT の運転点を計算する演算アルゴリズム(Gf ボトム演算)を提案している^{(1)~(3)}。そこで、さらにこの演算アルゴリズムを自動 MT に適用し、レシオとシフトスケジュールを設定することで比較条件をそろえた燃費シミュレーションが可能となった。

*栃木研究所

本稿の目的は、車体やエンジンの諸元のみならずレシオやシフトスケジュールを同一手法で設定し、効率は劣るもののレシオレンジが広く取れしかも無段変速である CVT と、効率は高いものの CVT と比べレシオレンジが狭く有段変速である自動 MT の燃費ポテンシャルを明らかにすること、さらに両者の機構上の特徴を生かして燃費をより向上させるための提案を行うことである。

2. シミュレーション

2.1. 従来のアプローチ

従来から車両の燃費向上に最適なトランスミッション形式とトランスミッション諸元を決定するためにシミュレーションを使った比較検討が行われている。しかしながら従来は異なるトランスミッション形式での比較検討に際して、燃費に大きな影響を与えるシフトスケジュールとレシオの組み合わせは試行錯誤により決定されていたため、決定されたシフトスケジュールとレシオの組み合わせによる燃費が最良となっているかは確認できなかった。したがってシフトスケジュールの条件がそろえられているとはいえず、比較条件をそろえた検討が行えなかった。

2.2. 今回のアプローチ

CVT の場合、筆者らが提案した演算アルゴリズムによる最良燃費を実現するシフトスケジュール決定手法が存在するが、有段トランスミッションへの適用については言及していなかった⁽¹⁾。また自動 MT の場合、有段であるがゆえ最良燃費の実現にはシフトスケジュールのみならずレシオの組み合わせを決定することが必要である。そこで、今回新たに上記 CVT のシフトスケジュール決定手法を拡張し、燃費最良となる自動 MT のシフトスケジュールとレシオ組み合わせの決定を可能とした。

このように同一アルゴリズムを使いシフトスケジュールとレシオの組み合わせを決定することで、CVT 搭載車、自動 MT 搭載車共に燃費消費量を最小にするという評価軸で条件をそろえた比較が行えるようになった。

2.2.1. シフトスケジュール

CVT の最良燃費シフトスケジュールを求める演算アルゴリズムは以下に示す考えをベースとしている。

つまり、ある車速(V)、ある駆動力(F)における走行時の燃料消費量(Gfuel)は、エンジン正味燃料消費率(BSFC)とエンジン出力(Pse)、時間(Hr)の積算値で表され、Pseはある車速、ある駆動力での走行に必要なタイヤ端駆動出力(Psp)と駆動系損失仕事(Psf)の和で表されることから(1)式と表される。

$$\Sigma G_{fuel} = \Sigma \{ BSFC \times (P_{sp} + P_{sf}) \times Hr \} \quad (1)$$

ここで(1)式左辺の Gfuel を評価関数と考え、これを最

小とするような BSFC と Psf の組み合わせを決定すればよい、という考えである。

また、BSFCは同一エンジン出力を保ちながらスロットル開度やレシオにより、Psfはレシオやエンジン回転数などにより変化させることができ、したがってスロットル開度とレシオを適切に選ぶことで(1)式左辺を最小にすることができる。

この演算をもとに車両運転点すべての V と F においてレシオを決定すれば、それが燃料消費最小運転点を実現するシフトスケジュールとなる。

今回自動 MT への適用にあたり Fig.1 に示すようにレシオ(図中 R-AMT)を選択することで、有段トランスミッションへの適用を可能とした。

このアルゴリズムにより決定したシフトスケジュールにしたがってエンジンの運転点とトランスミッションの運転点を制御することができていれば、常に燃料消費量が最小となる運転が実現される。

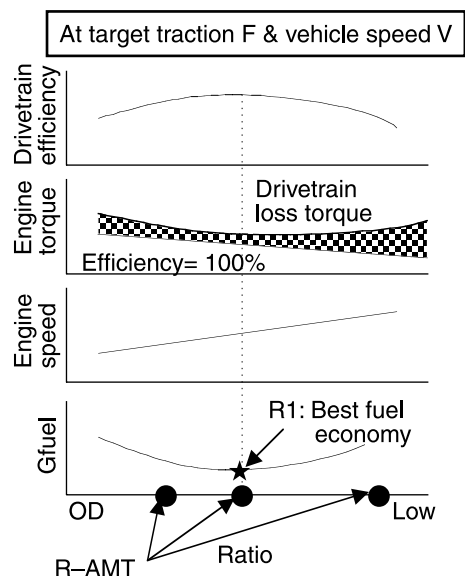


Fig.1 Gf-Bottom calculation for AMT

2.2.2. レシオ組み合わせ

自動 MT のレシオを下記条件によって設定した。

- ・レシオの決定方法は「2.2.1. シフトスケジュール」で計算したシフトスケジュールをもとにモード燃費が最良になるレシオの組み合わせをモードごとに求めた。
- ・Low レシオは Low オーバーオールレシオが CVT 搭載車のそれと同一となるよう設定した。

これは自動 MT 搭載車の Low レシオでの駆動力の確保を目的としている。従来、車両の発進装置として AT ではトルクコンバータが、CVTでは湿式多板クラッチ、トルクコンバータ、電磁クラッチなどが用いられている。発進装置としてトルクコンバータが用いられている場合には、その

トルク増幅作用により発進時のトルクが増大されることからLowオーバーオールレシオは比較的小さくできる。一方、発進クラッチなどを用いる場合には、トルク増幅作用がないため十分な発進駆動力を確保することができるようにLowオーバーオールレシオを比較的大きくする必要がある。MT搭載車の発進装置は乾式クラッチであり、発進時の駆動力の発生は運転者のクラッチ操作により異なる。すなわち、エンジン空吹かし状態からの急激なクラッチ締結を行えば瞬時大きな駆動力の発生が可能であるが、自動MTの発進は自動クラッチ操作となるので通常のMTと同じレシオの場合Lowレシオでの駆動力が不足する可能性がある。このため今回の検討では自動MTのLowレシオをCVTのLowオーバーオールレシオと同じにすることで、発進駆動力を確保した。なお、Lowオーバーオールレシオはファイナルレシオを調整することでCVTのそれと同一となるよう設定した。

2.3. 燃費シミュレーションモデル

モデルはモード走行時の車速から車両に要求される駆動力を算出し、トランスミッションの伝達効率、トランスミッションレシオ、エンジン補機駆動仕事等を考慮した後、エンジン回転速度とエンジン出力トルクを決定することで燃料消費量を算出する。Fig.2 にモデルのブロック図を示す。

2.4. 燃費シミュレーションモデル精度の検討

ここではモード走行時の実車での実測データとシミュレーション結果との比較を行い、モデル精度の検証を行う。

検証にはCVT搭載車モデルを用い、Table 1 と Table 2 に記載した車両の諸元を使用した。このCVTモデルと同一諸元の実車による走行において計測したデータとシミュレーション結果とを比較することでモデル精度の検証を行った。

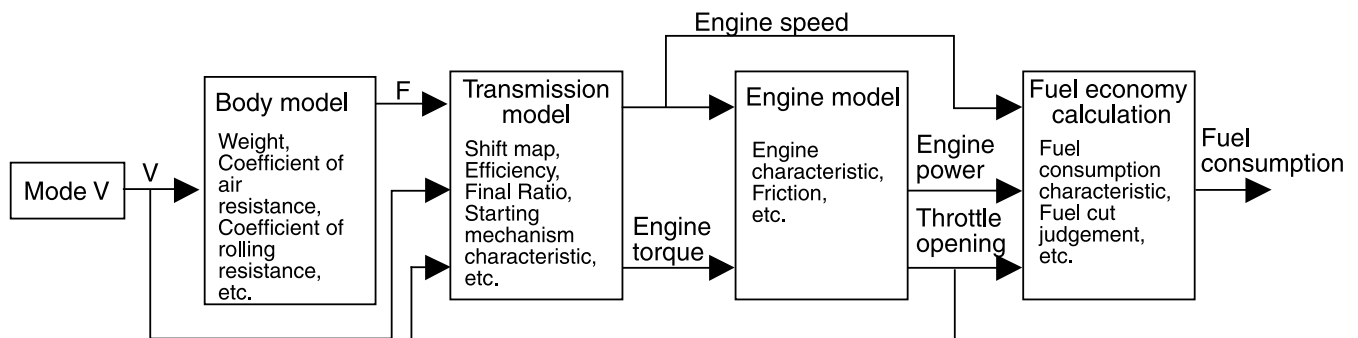


Fig.2 Simulation model structure

Table 1 Conditions of verification

Mode		US		J	
Engine	Type	1.6L 1CAM-VTEC		1.5L 1CAM-VTEC-3	
	Displacement (cc)	1 590		1 493	
	Horse power (kW/rpm)	85/6 300		96/7 000	
	Torque (Nm/rpm)	140/5 400		139/5 300	
Transmission	Type	Metal V-belt type CVT	Automated manual transmission	Metal V-belt type CVT	Automated manual transmission
	Starting mechanism	Wet-type multiple disc clutch	Automated clutch	Wet-type multiple disc clutch	Automated clutch
Body	Weight (kg)	1 247.4	1 190.7	1 250	
	Tires	185/65R14		185/65R14	

Table 2 Conditions of simulation (Overall ratio)

Mode		US		J	
Transmission type		Metal V-belt type CVT	Automated manual transmission	Metal V-belt type CVT	Automated manual transmission
Overall ratio	Low	14.323	14.323	14.323	14.323
	2nd		8.382		10.145
	3rd		5.297		6.178
	4th		3.975		3.975
	5th		3.094		3.094
	Final	5.808	4.407	5.808	4.407

ここで、Table 1, Table 2は今後の検討に用いるCVTと自動MTの諸元をまとめたものであり、自動MT搭載車の車重はMT搭載車のそれと同じとした。理由としてはMTと自動MTとでは機構的には変速を自動で行うアクチュエータの有無以外の大きな違いがないことによる。Tableに記載した諸元以外の条件は次のとおりである。

自動MTにおいて、

- ・トランスミッションのフリクションは動力伝達系の機構が通常のMTと大差ないことより5MTと同じとした。
- ・一回の変速に必要なエネルギーをアクチュエータの駆動仕事としてエンジン仕事に上乗せした。

Fig.3にその比較検証の結果の一例を示す。Fig.3はLA4-CITYモードの一部であり、図は上から順にエンジン回転速度、エンジン発生トルク、トランスミッションレシオ、燃料消費量であり、赤実線は実測データ、青実線はシミュレーションデータである。

減速時においてエンジン発生トルクが実測データとシミュレーションデータとで違いが発生しているのは、シミュレーションで使用しているエンジンデータの負側トルクデータの精度が低いためであるが、この領域はフェル

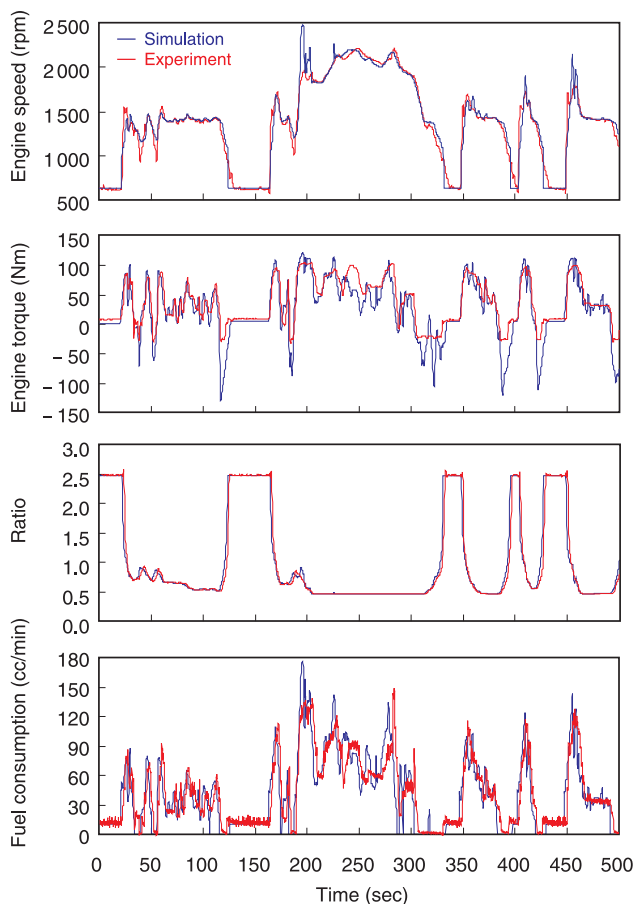


Fig.3 Result of verification
(Difference between simulation and experiment)

カット(F/C)領域であるためエンジンデータの精度の低さは燃費計算上ほとんど影響がない。この点を除けば、モード中における実測データとシミュレーションデータとは十分な相関が認められると考える。

また、Fig.4はそのときのモード燃費を表し、実測データとシミュレーションデータの違いは2%以内となっている。以上のことより、このシミュレーションモデルは以後の燃費に関する比較検討に用いるにあたって十分な精度を有すると判断した。

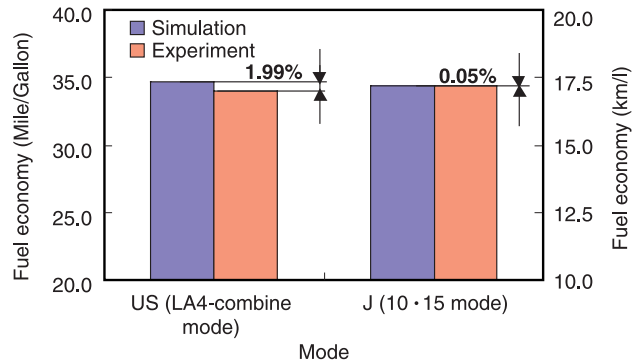


Fig.4 Mode fuel economy
(Difference between simulation and experiment)

3. CVT と自動 MT との燃費比較

ここではCVT搭載車と自動MT搭載車の燃費を比較し、両者の燃費性能を明らかにする。また、一般的にエンジン効率の高い運転ができるCVTと伝達効率の高い自動MTといわれているが、どのような要因が燃費向上に対して影響を及ぼしているのかを検討する。

3.1. 比較車両の諸元

車両のトランスミッションレシオ以外の各種諸元はTable 1, トランスミッションレシオはTable 2に記載の値を用いた。

3.2. モード燃費比較

CVT搭載車と自動MT搭載車とでのモード燃費比較シミュレーションを10・15モード、LA4-COMBINE(以下LA4-COMB)モードについて実施した。

シミュレーション結果をFig.5に示す。現状の諸元でモード燃費を比較するとCVTよりも自動MTの方の燃費が良くなることがわかる。

Fig.6は10・15モードにおいて加速走行と定速走行時のPseの平均値(Ave. Pse)とBSFCの平均値(Ave. BSFC)を見たもので、Ave. Pseは自動MTの方が少なくAve. BSFCはCVTの方が小さい。つまり、Pseが少ない自動MTはPsfが小さく伝達効率の高い運転を、BSFCが少ないCVT

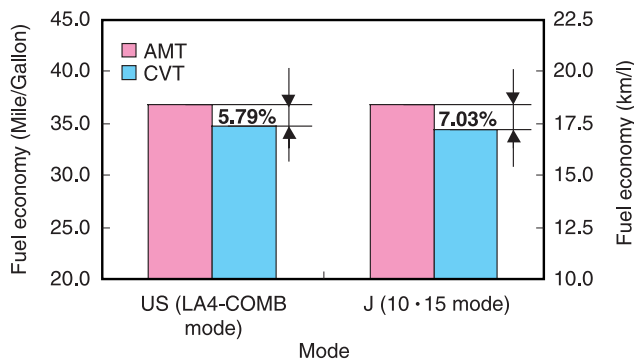


Fig.5 Fuel economy
(Difference between AMT and CVT)

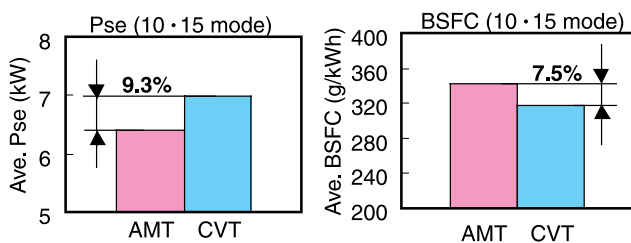


Fig.6 Average of Pse & average of BSFC
(Difference between AMT and CVT)

はエンジン熱効率の高い運転を行っているといえる。また、CVTと自動MTのAve. BSFCの差よりもCVTと自動MTのAve. Pseの差が大きくなっていることから、これがCVTよりも自動MTの燃費が良くなっていることの一因と考えられる。

さらに、10・15モードにおいて加速走行と定速走行時の車速に対するエンジン回転数の関係をグラフにしたものがFig.7である。

車両の運転点にはフェエルカットの実行やサージングの発生を回避するために使用できない領域が低回転領域に存在するが、CVTではその領域を避けながらできるだけ低い回転数を選択しているのがわかる。また、自動MTでは20, 40, 50(km/h)での定速走行でできるだけ低い回転数となるレシオを選択していることが分かる。CVTと自動MTとでの大きな違いとしては、CVTの場合レシオは連続可変であ

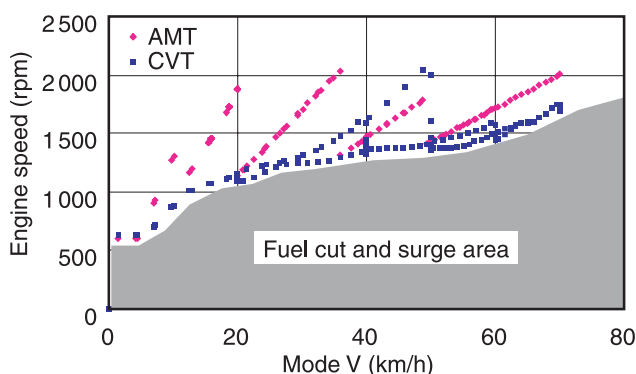


Fig.7 Comparison of engine speed
(Difference between AMT and CVT)

るため全体的に低回転高負荷運転が可能となるが、有段変速である自動MTの場合は、あるレシオでとりうる最低回転数はある車速に限られ、車速が高くなり次のレシオに切り替わるまではエンジン回転数も上昇するしかなく、結果的にその部分では高回転低負荷運転となっている。

3.3. Low レシオ化の影響とレシオ組み合わせ最適化の効果

本論文では条件をそろえるために、自動MTのLowオーバーオールレシオがCVTのそれと同一となるようにファイナルレシオで調整したので、MTと比べレシオ全体の値が大きくなっている。したがって、自動MTはもともとのMTに比べ燃費に対して不利なレシオとなっている。参考として、ファイナルレシオ変更とレシオ組み合わせ最適化による燃費への影響を明らかにしておく。

検討に際しての条件は下記のとおりである。

a : 量産 MT レシオ

b : ファイナルレシオ変更

c : ファイナルレシオ変更 + レシオ組み合わせ最適化
(Table 2 と同一レシオ)

Table 3 に各条件でのオーバーオールレシオを、Fig.8 に検討結果を示す。LA4-COMBモードにはLA4-HIWAY(以下LA4-HWY)モードも含まれるのでレシオの組み合わせ方による燃費向上効果が現れにくく、ファイナルレシオ変更によるOD側のレシオが大きくなったことによる影響が現れている。

Table 3 Overall ratio
(Difference of final ratio & ratio combination)

Mode	US			J		
Conditions	a	b	c	a	b	c
Low	12.097	14.323	14.323	13.189	14.323	14.323
2nd	6.633	7.853	8.382	7.747	8.413	10.145
3rd	4.362	5.165	5.297	5.073	5.509	6.178
4th	3.383	4.006	3.975	3.689	4.006	3.975
5th	2.613	3.094	3.094	2.849	3.094	3.094
Final	3.722	4.407	4.407	4.058	4.407	4.407

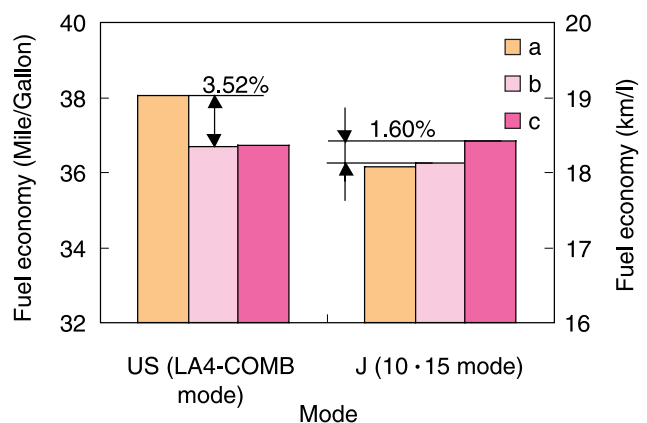


Fig.8 Fuel economy
(Difference of final ratio & ratio combination)

4. トランスミッション要素が燃費に与える影響の解析

ここでは各トランスミッションにおいて、トランスミッション要素がモード燃費に与える影響を解析する。ここで検討したトランスミッション要素とはフリクション、レシオレンジ、変速段数であり、同一モードで比較した場合、CVT と自動 MT でそれぞれの要素がモード燃費にどのように寄与するのかを明らかにする。また、モード燃費により比較を行うのは、10・15 モードや LA4-CITY モードにより使用する車速域が比較的低く発進停止を繰り返すモードを代表させ、LA4-HWY モードにより車速域が比較的高く発進停止が少ないモードを代表させることで、走行負荷や平均車速の異なる走行パターンでの解析が可能になると考えたからである。

4.1. CVT の場合

4.1.1. レシオレンジが燃費に与える影響

レシオレンジを広げることでLowレシオ以外のレシオをより小さくし、エンジン運転点を低回転高負荷とすることによるエンジン熱効率の向上と各種フリクションの低減が燃費向上に及ぼす影響を検討する。

検討に際しての条件は下記のとおりである。

レシオレンジ：5.0, 5.5, 6.0, 6.5

(Low レシオ固定, OD 側レシオを拡大することでレシオレンジを変更)

Fig.9 はレシオレンジ 5.5 (量産 CVT 車両のレシオレンジ)をベースとしたときのレシオレンジに対する燃費変化率を表している。

LA4-HWY モードではレシオレンジを 1.0 拡大したときの燃費変化率は約5.0 %と大きい、それ以外のモードでは1.0 %以下となっている。(LA4-COMBモードはLA4-HWY モードの影響を受けて約2.5 %と比較的大きな値となっている。)

CVTの場合、各モードにおいてレシオレンジが拡大すれば燃費も向上していることがわかる。

次に、走行パターンの異なるモードを走行する際のレシ

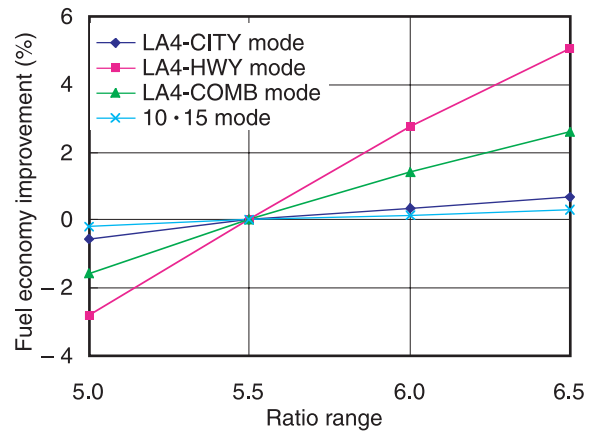


Fig.9 Fuel economy improvement of CVT (Difference of ratio range)

オレンジ拡大による低回転高負荷走行が燃費に対してどのように影響を与えているのかを解析するため、10・15 モードと LA4-HWY モードを用い、モード走行時の使用レシオ頻度、トランスミッション平均効率、Ave. BSFC の比較を行った。なお、比較にはモード走行時の加速走行と定速走行を行っているときのデータを用いている。

Fig.10 はモード走行時のレシオ使用領域をレシオレンジ 5.5 の場合の OD レシオである 2.608 以下、2.608 ~ 2.9, 2.9以上の領域に分け、それぞれの領域での頻度を比較したグラフである。Fig.10 左側の 10・15 モードでは 2.9 以上の領域を使用する頻度が圧倒的に多く、2.608以下の領域を使用する頻度、つまりレシオレンジ拡大による OD レシオ側の拡大領域を使用する頻度がモードに占める割合は約 13.6 %である。これに対し Fig.10 右側の LA4-HWY モードでは2.608以下の領域を使用する頻度が圧倒的に多く、レシオレンジ 5.5 の場合レシオ 2.608 を使っている割合が 45.1 %であるのに対し、レシオレンジ 6.0 の場合、2.608 以下のレシオを使用する割合は全体の 91.2 %を占めている。このことから、10・15 モードよりも LA4-HWY モードの方が拡大された OD 側レシオ領域を使用する頻度は大きく、結果として LA4-HWY モードではレシオレンジの拡大によりエンジンの低回転高負荷運転の頻度が大きくなる。

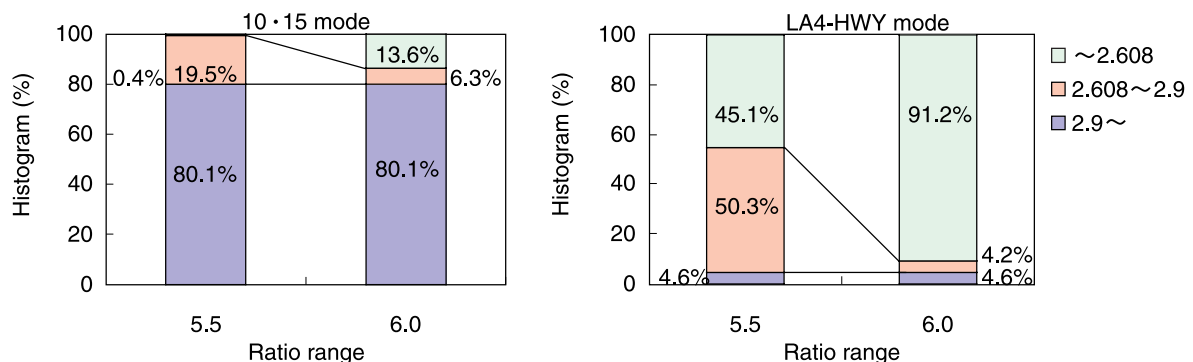


Fig.10 Ratio histogram

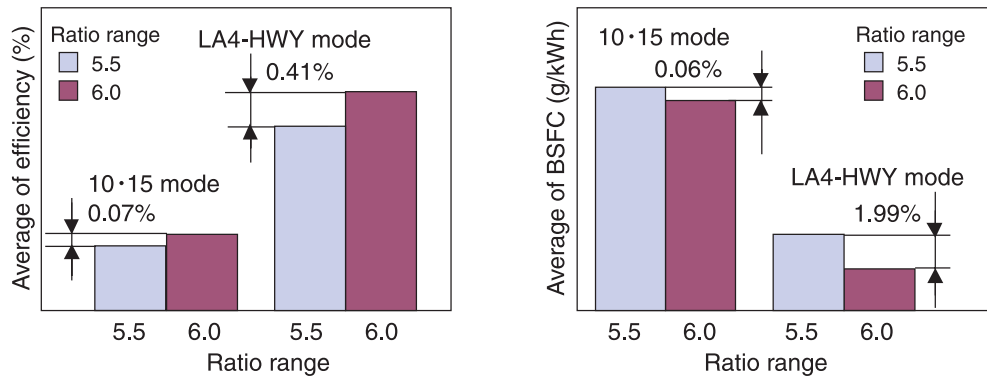


Fig.11 Average transmission efficiency & average BSFC

Fig.11 はトランスミッション平均効率および Ave. BSFC を 10・15 モードと LA4・HWY モードそれぞれについて比較したグラフであり、レシオレンジ 5.5 からレシオレンジ 6.0 への変化を表したものである。

ここでトランスミッション平均効率の向上について考えてみると、レシオレンジを拡大することでレシオはより小さい領域を使う頻度が大きくなり、金属ベルトのフリクション特性として OD 側、Low 側のフリクションが大きいことによるトランスミッション効率の低下を入力回転数の低下による効率向上が上回ることによりトランスミッション平均効率はわずかながら向上したと考えられる。また、レシオレンジの拡大により低回転高負荷運転の頻度が大きくなることにより Ave. BSFC は小さくなる。

以上をまとめると、10・15 モードではエンジンの低回転高負荷運転の頻度が小さいため、モード走行時のトランスミッション平均効率の向上と Ave. BSFC の減少による燃費向上は少なく、LA4・HWY モードではエンジンの低回転高負荷運転の頻度が大きい場合 Ave. BSFC の減少による燃費向上が大きくなり、これがモードによる燃費向上度合いの差となっている。

4.1.2. フリクション変化が燃費に与える影響

フリクションを低減することによるエンジン発生仕事の低減が燃費向上に及ぼす影響を検討する。

検討に際しての条件は下記のとおりである。

対象 : ベルト, オイルポンプ, ベルト+オイルポンプ
低減率: 0 → 100 %

ここで、フリクション要素としてベルトとオイルポンプを選んだ理由としては、Fig.12 に示すように CVT のフリクションの大半を占めているのがこれら二つの要素であることによる。

Fig.13 はフリクション低減率 0 % をベースとしたときのフリクション低減率に対する燃費変化率を表している。

モードにより多少の違いはあるが燃費を 0.5 % 向上させるためにフリクションではベルト+オイルポンプで 5 % 程度の低減が必要となる。このことは、先ほどのセクションで

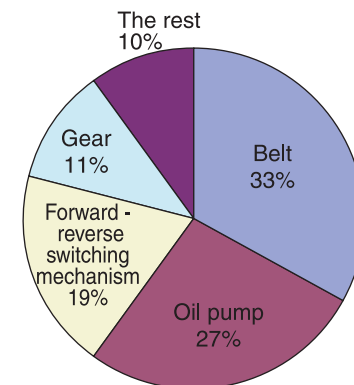


Fig.12 Power loss rate of CVT (at 40 km/h cruise)

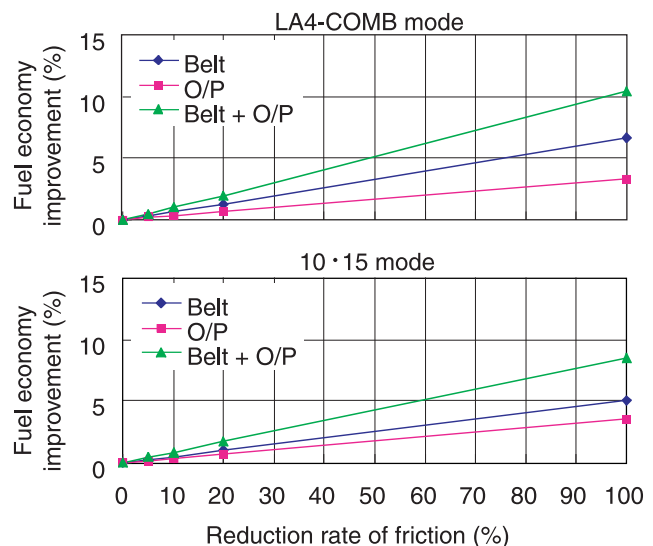


Fig.13 Fuel economy improvement of CVT (Difference of friction)

述べたレシオレンジ拡大では燃費を 0.5 % 向上させるために 0.5 ~ 1.0 (LA4・HWY では 0.1) の拡大が必要となることを考えると、CVT の燃費向上手段としてはフリクション低減が有効であり、さらに車速域が比較的高く発進停止が少ないモードにおいてはレシオレンジの拡大が有効であるといえる。

4.2. 自動 MT の場合

4.2.1. レシオレンジを変化させた場合の燃費への影響

CVTの場合と同様にレシオレンジを広げることでLowレシオ以外のレシオをより小さくし、エンジン運転点を低回転高負荷とすることによるエンジン熱効率の向上とトランスミッション、各種フリクションの低減が燃費向上に及ぼす影響を検討する。

ただし、CVTのレシオは連続可変であり単にレシオレンジを拡大すれば良いのに対し、自動MTではレシオレンジ変更によるレシオの割り振りの設定が必要であり、この設定を行った上で検討を行った。

検討に際しての条件は下記のとおりである。

レシオレンジ：4.6，5.0，5.5，6.0

(Lowレシオ固定，OD側レシオを拡大することでレシオレンジを変更)

変速段数：5

Fig.14 はレシオレンジ 4.6 (量産 MT 車両のレシオレンジ)をベースとしたときのレシオレンジに対する燃費変化率を表している。

自動MTの場合，LA4-HWYモードではレシオレンジが拡大すれば燃費も向上しているが，その他のモードではレシオレンジが拡大しても必ずしも燃費が向上するわけではないことを示している。

Fig.15(左)は，LA4-CITYモードにおいてLowレシオの設定をCVTのLowオーバーオールレシオ，Fig.15(右)はLowレシオの設定を量産MTのLowオーバーオールレシオと同じにしたときにレシオレンジを変化させた場合の，モード中におけるAve. BSFC，Ave. Pse，モード燃費の関係を表したものである。

Fig.15(左)において：

レシオレンジが4.6の場合，エンジン発生仕事を表すAve. Pse は最も小さいもののエンジン熱効率を表す Ave. BSFC

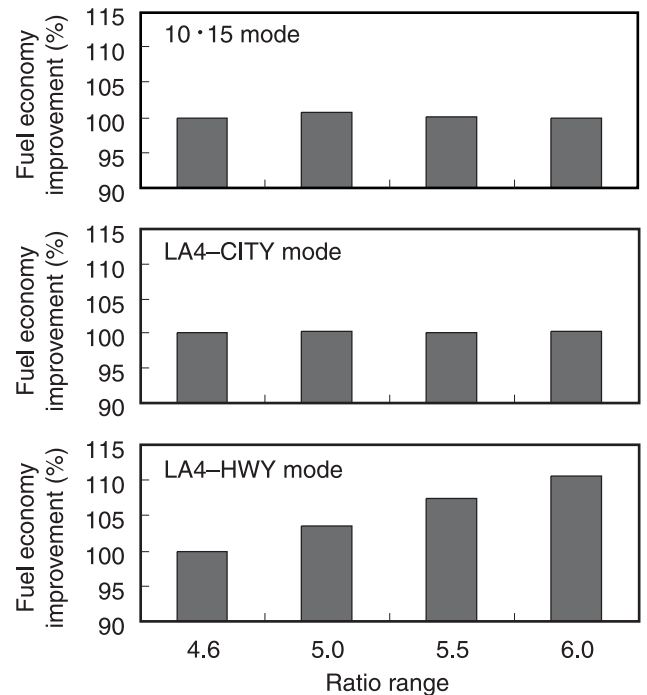


Fig.14 Fuel economy improvement of AMT (Difference of ratio range)

が大きいため，結果として燃費は悪い。

レシオレンジ5.0，5.5，6.0の場合，Ave. Pseには大差ないもののレシオレンジ5.5の場合にAve. BSFCが最も小さくなるため，結果として燃費は最良となっている。

Fig.15(右)において：

レシオレンジ5.5の場合にAve. BSFCは最も小さくなるがAve. Pseが大きいため，結果として燃費は悪い。レシオレンジ5.0の場合にAve. BSFCは大きいものの最もAve. Pseが小さくなることから燃費は最良となっている。

以上のことはエンジン熱効率が高い運転点のみを追求しても燃費が必ずしも向上するとは限らないことを示している。

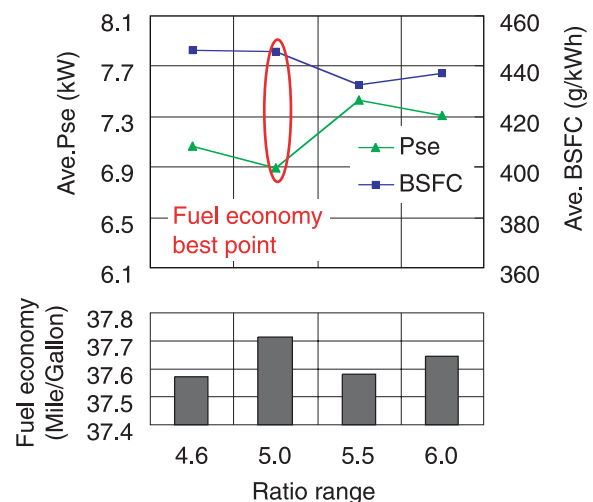
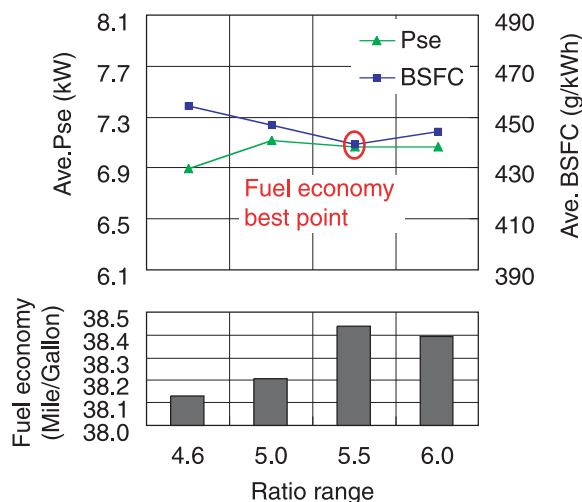


Fig.15 Relation of Pse, BSFC & fuel economy

エンジン発生仕事は、モード走行に必要な仕事と各種損失仕事からなり、各種損失仕事の大小は動力伝達機構の伝達効率によって決まる。

このことから、「エンジン熱効率の向上」と「伝達効率の向上」の二要素を合わせて考えたときに燃費向上が最大となるような運転点を実現するレシオとシフトスケジュールの選択が重要となることがわかる。

4.2.2. フリクション変化が燃費に与える影響

CVTと同様に、フリクションを低減することによるエンジン発生仕事の低減が燃費向上に及ぼす影響を検討する。

検討に際しての条件は下記のとおりである。

低減率 : 0 → 100%

レシオレンジ : 5.5

Fig.16 はフリクション低減率0%をベースとしたときのフリクション低減率に対する燃費変化率を表している。

フリクション変化率に対する燃費変化率は LA4 - HWY, LA4 - COMB, LA4 - CITY, 10・15 の順に大きくなっており、燃費を0.5%向上させるためにはフリクションを各モードにおいて 20 %程度削減する必要がある。

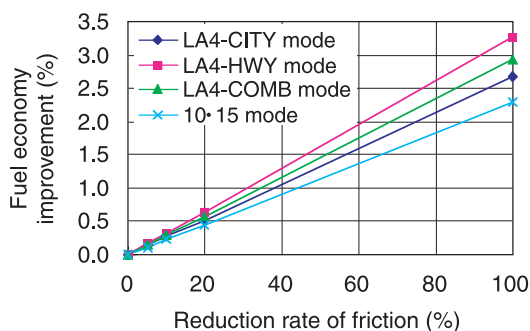


Fig.16 Fuel economy improvement of AMT (Difference of friction)

4.2.3. 変速段数が燃費に与える影響

変速段数を増やすことでエンジン運転点の自由度を増やし、よりエンジン熱効率の高い運転点の選択が燃費向上に及ぼす影響を検討する。

検討に際しての条件は下記のとおりである。

変速段 : 4, 5, 6

レシオレンジ : 4.6, 5.0, 5.5, 6.0

Fig.17 は5段をベースとしたときの変速段数に対する燃費変化率を表している。

5段から6段へ変速段数を増やすことにより燃費は 0.5 ~ 1.0 %の程度向上する。燃費向上率はレシオレンジ6.0を超えたあたりで頭打ちとなる傾向にある。

4.3. 燃費検討まとめ

以上の検討をまとめると、CVTの場合、燃費向上にはフリクション削減が有効であり、さらに、LA4 - HWY に代表

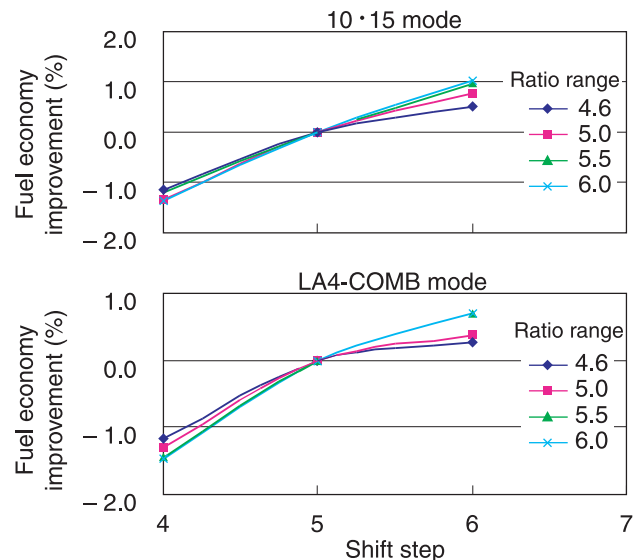


Fig.17 Fuel economy improvement of AMT (Difference between 4-speed and 6-speed)

される高車速走行においてはレシオレンジを拡大することでも有効である。一方、自動 MT ではもともと高い伝達効率を有するためフリクション低減による効果は少ないが、高車速走行に対してはCVTと同様レシオレンジの拡大が有効であることがわかる。

次に、以上の検討を踏まえ、燃費向上予測として、CVTと自動 MT それぞれで今後実現可能と思われる条件での燃費変化を確認した。

検討に際しての条件は下記のとおりである。

a : 現状仕様

b : レシオレンジ拡大仕様

c : レシオレンジ拡大+燃費向上手法

燃費向上手法についてはレシオレンジ拡大を基本とし、さらに CVT ではフリクション低減を、自動 MT ではフリクション低減が燃費向上にあまり寄与しないことから変速段数増加を考えた。条件を Table 4 にまとめる。

Table 4 Conditions of simulation

	Transmission type	
	CVT	AMT
a	Ratio range 5.5	Ratio range 4.6
b	Ratio range 6.0	Ratio range 5.0
c	b + Friction -20%	b + 6Speed

Fig.18 は Table 4 にまとめた条件により、条件 a をベースとしたときの燃費変化をグラフにしたものである。

CVT, 自動 MT ともに条件 a, b, c でほぼ同じ燃費向上率となっており、CVT よりも自動 MT の方が良い燃費となる傾向には変わりがないことが確認できた。

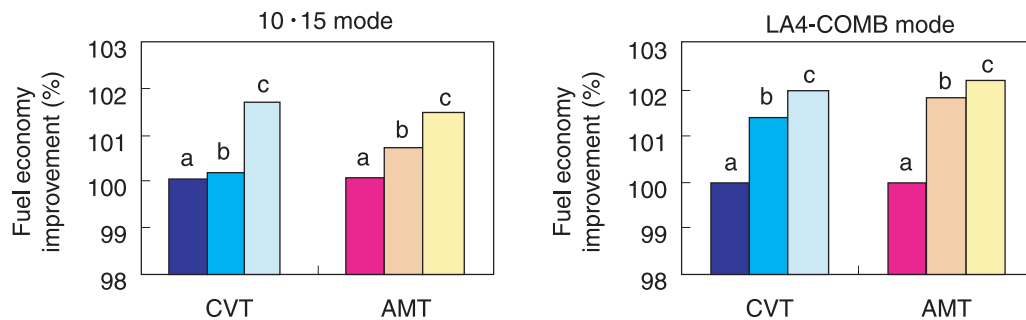


Fig.18 Simulation results under conditions of table 4

5. まとめ

CVT と自動 MT の燃費ポテンシャル把握のため、最良燃費となるシフトスケジュールで両者を比較できるシミュレーションモデルを確立した。また CVT と自動 MT のシフトスケジュール設定方法に同一手法を取り入れることにより、トランスミッション違いでの燃費比較を従来と比べてより条件をそろえて行うことができた。

これらのことから以下の知見が得られた。

- (1) 自動MTは CVT に比べ燃費に対して優位であることが判明した。
さらに燃費を向上するために
- (2) CVTではオイルポンプやベルトのフリクション低減が有効であり、LA4・HWY に代表される高車速走行に対してはレシオレンジの拡大も有効であることを確認した。
- (3) 自動 MT ではもともと高い伝達効率を有するためフリクション低減による効果は少なく、LA4・HWY に代表される高車速走行に対しては CVT と同様にレシオレンジの拡大も有効であることを確認した。
- (4) CVT, 自動MTともに実現可能と思われる条件でトランスミッション要素を変化させた場合、燃費はほぼ同じ向上率となり、燃費について自動 MT が CVT に対して優位である傾向に変わりがないことを確認した。

謝 辞

本研究にあたり、各種データの提供や貴重な助言を頂いた方々に感謝の意を表します。

参考文献

- (1) 山本ほか：エンジン・CVT 統合制御システムの開発，HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.1, p.93-100 (1999)
- (2) Sakaguchi, S., et al. : Development of an Engine-CVT

Integrated Control System, SAE Paper 1999-01-0754, (1999)

- (3) 阪口ほか：エンジン・CVT 統合制御システムの開発，自動車技術会学術講演会前刷集，No.74-98, p.13-16 (1998)

■ 著 者 ■



山本 和久



青木 隆

ハイブリッド車モータ駆動用電力半導体の 耐久信頼性評価

Evaluation of Durability and Reliability of Power Semiconductor Device for
Hybrid Car's Motor Driver

篠原 貞夫*

Sadao SHINOHARA

鷹 鶯 弘 明*

Hiroaki TAKANOHASHI

加藤 修司*

Syuuji KATOU

安 楽 文 雄*

Fumio ANRAKU

要 旨

ハイブリッド車におけるモータ駆動用電力半導体部品の電流と発熱温度に対しての、単体寿命特性と完成車使用環境との相関を明確にし、電力半導体部品の信頼度を求めた。信頼度は 99.915%以上、形状パラメータ(m)は 5.5 以上の結果が得られ、あわせて耐久信頼性の評価手法が確立できた。

ABSTRACT

Reliability of power semiconductor device for hybrid car's motor driver was verified through clarification of relationship between unit duration characteristics and actual service environment regarding electric current and temperature by heat generation. Reliability of 99.915% or more and shape parameter (m) of 5.5 or more were obtained. Further, evaluation method of durability and reliability was established.

1. まえがき

自動車の低燃費化および排気エミッション低減に対する要求が強まる中で、IMA(Integrated Motor Assist)システムはそれを実現する一つの手法として開発された。このシステムは、車両の減速時にブレーキから熱として捨てていたエネルギーを、エンジンとトランスミッションの間に配置したモータを使って回収してバッテリーに蓄え、そのエネルギーで加速時に、モータを駆動し、エンジンをアシストすることにより、燃料消費量を減らすというものである。

このシステムの中で、駆動・回生というエネルギー変換を最適に制御するために欠かせないのが、高速で大電流のオン・オフを行う電力半導体である。IMA システムの市場での品質を保証するためには、この電力半導体の耐久信頼性を的確に検証することが重要である。

今回、IMAシステム開発の中で、モータ駆動用電力半導体部品の耐久信頼性保証が確立できたので報告する。

2. IMA システム概要

Fig.1 に IMA システムの構成を示す。IMA システムは、主動力に排気量 1 リッタのリーンバーン VTEC(可変バルブタイミングリフト機構)エンジン、補助動力に薄型 DC ブラシレスモータ、電力変換を行うパワーコントロールユニット(PCU)、電力を保存する Ni-MH バッテリーで構成されている。このシステムの特徴は、主動力として常にエンジンが駆動しており、モータは走行状態に応じてアシストする補助動力として使われていて、システム全体がシンプルであり、モータ、バッテリー、PCU の全てを小型・軽量化できるところにある。走行状態とシステム状態の関係を以下に示す。

- ・加速時…エンジンに大きな負荷がかかる加速時は、モータが最大約 5kgf・m のトルクを発生しアシストする。
- ・クルーズ時…クルーズ走行時は、エンジンのみで安定した低燃費走行を行う。

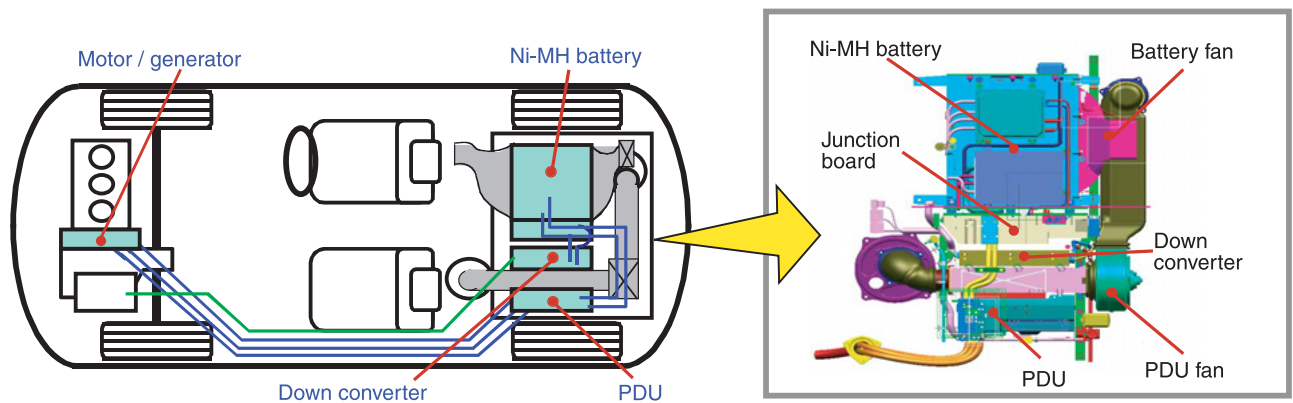


Fig.1 IMA system

- ・減速時…通常はブレーキから熱として捨てている減速エネルギーを、モータが回生制御により発電機的作用を果たし、バッテリーに充電する。
- ・停止時…アイドリングを自動的に停止し、燃料消費と排出ガスを抑える。

3. モータ駆動ユニットの機能概要

パワードライブユニット(PDU)の機能概要を Fig.2 に示す。主要機能部品は、電力半導体素子であるIGBT(Insulated Gate Bipolar Transister)、ダイオード、保護機能を内蔵したIPM(Intelligent Power Module)、IGBTのゲート駆動電源と入力電源電圧センサと ECU とのインターフェースを搭載したブリッドライユニット、電源電流を平滑化する電解コンデンサである。

モータは永久磁石式三相同期電動機である。ステータとロータの相対位置は3個のコミュテーションセンサで検出される。機械角60度ごとに訪れる一つの周期を6つに分割して検出し、6個のIGBTをオン・オフすることで、モータ

に接続される3相の端子 U・V・W に流す電流と方向を切り換えて、バッテリーからモータへ、あるいはモータからバッテリーへの電力の変換を行う。駆動力及び回生電力のコントロールは、切り換えのタイミングを進角・遅角、および短縮・延長させることと、デューティ制御により行っている。

ここで3相出力に流れる電流に対しIGBT、ダイオードに流れる電流値は、

$$I(\text{IGBT}) = 1/2 \times I_m \times (\text{Duty}/100)$$

$$I(\text{ダイオード}) = 1/2 \times I_m \times (1 - \text{Duty}/100) \quad (1)$$

I_m : 出力電流

Duty : 入力信号 PWM デューティ

の関係式で近似できる。すなわち実車で計測できる出力電流(モータ入力電流)により、電力半導体素子に流れる電流値が導き出され、1素子当たりの損失(発熱量)を得ることが出来る。

出力電流に対する電力半導体素子の損失特性を、Fig.3に示す。

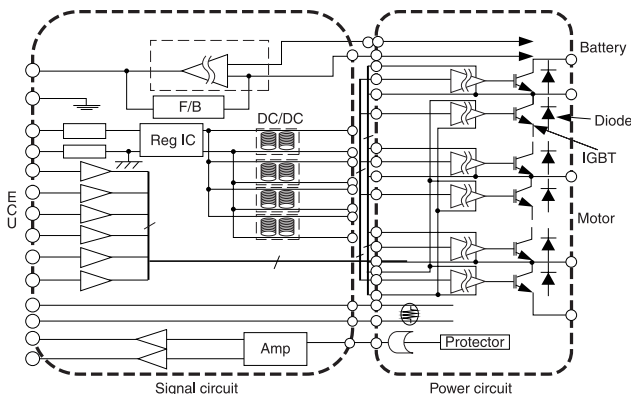


Fig.2 PDU block diagram

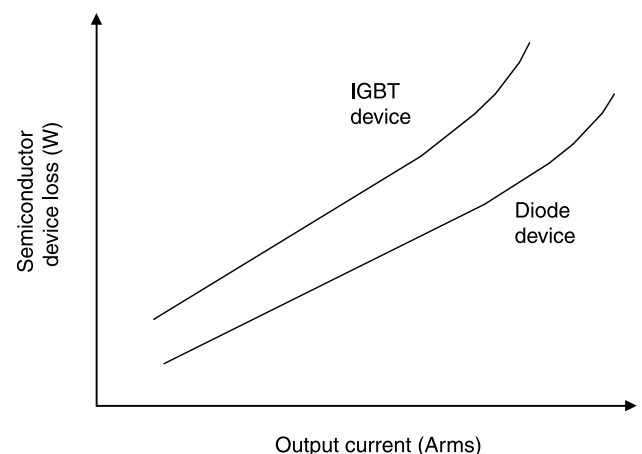


Fig.3 Power semiconductor device loss curve

4. 電力半導体の耐久信頼性評価手法

PDUの構成部品の中でも、重要機能である電力半導体は高電圧で大電流かつ高速で作動しており、環境的にも厳しい条件にさらされている。更に、市場で実際に使用される環境では、温度、湿度や振動などが複合的要因となって、部品にストレスがかかる。特に電力半導体は、自己発熱部品であるため、温度環境に対して厳しいデバイスのひとつである。耐久信頼性の検証は、各環境要因別に実施したり、あるいは構成材料や機能構造により、例えば、温度や振動の組み合わせ等の複合耐久条件を設定し実施している。一般に、この設定条件のモデリングが難しく、モデリング手法の構築が課題となっている。ここでは、電力半導体が発熱部品でもあり、特に使用環境的に厳しいため、温度と電流に対してのモデリングを実施し、耐久信頼性の評価を行った結果を報告する。

電力半導体素子を内蔵している IPM の内部構造を Fig.4 に示す。特に高熱になる部位が劣化や故障を起しやすい。(1)、使用条件と部品の故障要因を Table 1 にまとめた。この表から環境要因と故障部位が明確になり管理ポイントとして接合温度とケース温度を計測すれば良いことが分かる。実車使用時の温度、電流に対する管理温度推移を Fig.5 に

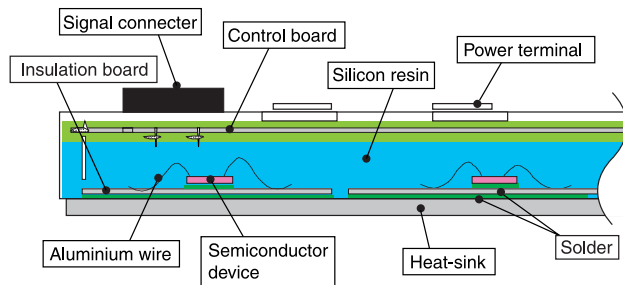


Fig.4 IPM internal diagram

Table 1 Trouble factor

IMA driving mode	Administrative point	Trouble point
Engine-start mode	Junction temperature	Aluminium-wire
Adjustable-speed mode	Case temperature	Chip-solder

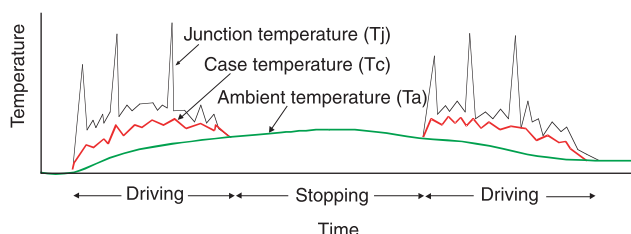


Fig.5 Transition temperature on the vehicle

示す。各種ストレスに対する一般的な寿命特性として、温度や電流等のストレスに対する寿命の特性と、実車のテストデータを Fig.6 に、環境試験を行なった時の故障時間から信頼度を求める表としてワイブルチャートを Fig.7 に示す。

検証の基本的考え方は、使用する部品単体のストレスに対する寿命特性を把握し、車両の使用頻度と生涯使用時間から Fig.6 のA点を求め、確認する手法を取る。

以下に耐久信頼性の評価手順について具体的に述べる。

- ① 電力半導体単体の寿命特性データを取る (Fig.6の寿命特性を参照)。
- ② 実車で走行した時の電流と温度のデータを取る。
- ③ ②で得た頻度から車両の生涯使用時間に換算する (Fig.6の実車データを参照)。
- ④ 実車データを①の加速係数を使って1点の温度、すなわち実車使用生涯寿命点 (Fig.6の点A) に換算する (ここで t_a 分は、実力に対する時間余裕分)。
- ⑤ 点Aと同じ温度条件で寿命試験を行い、ワイブルチャートにプロットする (Fig.7 参照)。
- ⑥ 点Aは、加速温度での車両生涯使用サイクル数であるので、ワイブルチャート上にプロットすることで信頼度が求められる (Fig.7 参照)。

ストレスに対する具体的な寿命データの取り方について

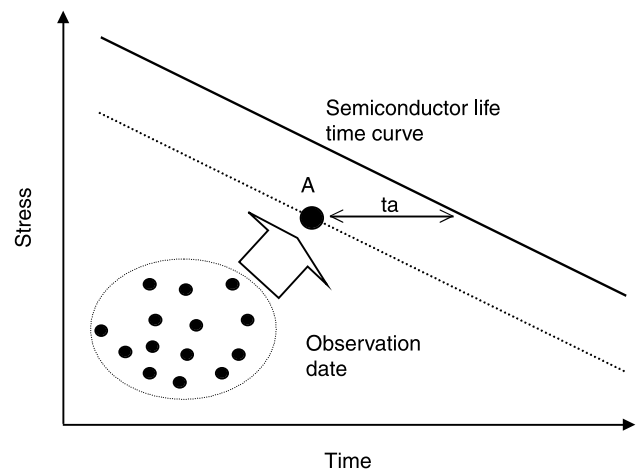


Fig.6 Durability curve

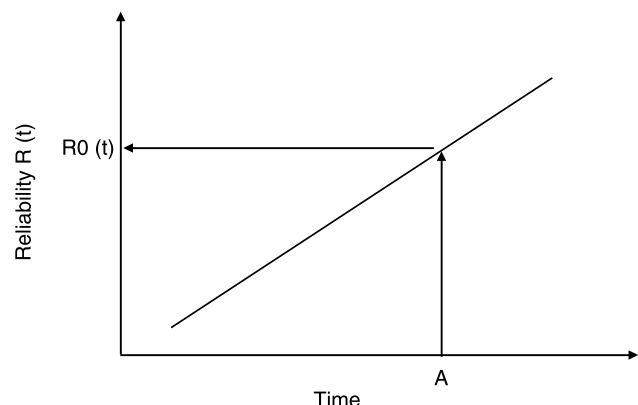


Fig.7 Weibull chart

以下に説明する。電力半導体は、Table 1 に示す通り、発熱部品である IGBT チップとダイオードチップから電極を引き出しているアルミニウムワイヤとはんだが、寿命を決定する上で重要な管理ポイントになる。

アルミニウムワイヤの寿命を決める主要パラメータは電流である。実車における走行時のデータから PDU の出力電流を計測する事により、式(1)に示す通り、電力半導体1素子当たりの電流に切り分けられる。次に式(2)より内部接合温度差(ΔT_j)が求められる。こうして電流ストレスを ΔT_j に置き換える。

$$\Delta T_j = R_{th} \times \{ (I_m \times V_{sat}) + P_{sw} \} \quad (2)$$

T_j = 内部接合温度

R_{th} : IPM パッケージ熱抵抗

I_m : PDU 出力電流

V_{sat} : 電力半導体オン電圧

P_{sw} : スイッチング損失

はんだの温度ストレスについては、IGBTチップ直下の温度を計測して用いる。

一方、電力半導体の単体寿命を決定する電流と温度については、PCT(Power Cycle Test)と TFT(Thermal Fatigue Test)の寿命データから検証する。

PCT : 大電流を流した時のアルミニウムワイヤの劣化を加速する寿命試験

TFT : 温度変化によるはんだ劣化を加速する寿命試験

5. 耐久信頼性評価結果

5.1. 電流に対する信頼性評価

エンジン始動時の環境における影響として、エンジンオイルの種類や低温時の粘性特性を考慮して始動電流のテスト条件を定めた。

ト条件を定めた。

通電時間は、エンジンクランク角度位置により乗り越しトルク値が変わり、同時に通電時間が変化するので、各要素の特性と完成車データにより設定する。実車での始動時のテスト結果を Fig.8 に示す。

始動時の電流通電が最も長い時間は、Fig.8 の t_1 である。車両生涯使用回数は、イグニッションキーを回した時と、アイドル停止後の始動があり、従来のガソリン車に比べ始動回数が多い。PCT 寿命特性に実車データをプロットし、車両生涯寿命点 A と同条件で行ったワイブルチャートから、車両生涯寿命到達時点での信頼度を求めると、99.915%であった。また、IMA に搭載した IPM の試作品は、ほぼ量産ラインと同一ラインで試作したものであるが、この時の故障形態もワイブルチャートより、形状パラメータ(m)が1より十分に大きい値($m = 6.2$)であり、耐久劣化型であることが確認できた。

5.2. 温度に対する耐久信頼性評価

車両使用環境温度については、気温や車体あるいは路面からの輻射熱、他の部品からの熱、および自己発熱の影響を受ける熱に分類できる。市場での使用を考慮して、実車テストでは、環境シャシダイナモを使って、日射量など酷暑地を想定した設定で実施している。気温や日射量などは販売仕向け地により異なる環境であるが、全世界仕様を考慮して、中でも厳しい環境を抽出し設定している。更に、実際に酷暑地域や寒冷地に実車を持ち込み、データを収集して寿命検証も行っている。

Fig.9は、シャシダイナモ上での一般走行時の電流、温度及び車速を示す。同じく走行条件のみを過酷状態で走行した場合を Fig.10 に示す。一般走行、過酷走行とも外気温度よりケース温度(ベース板温度)が 10℃から 12℃高くなっ

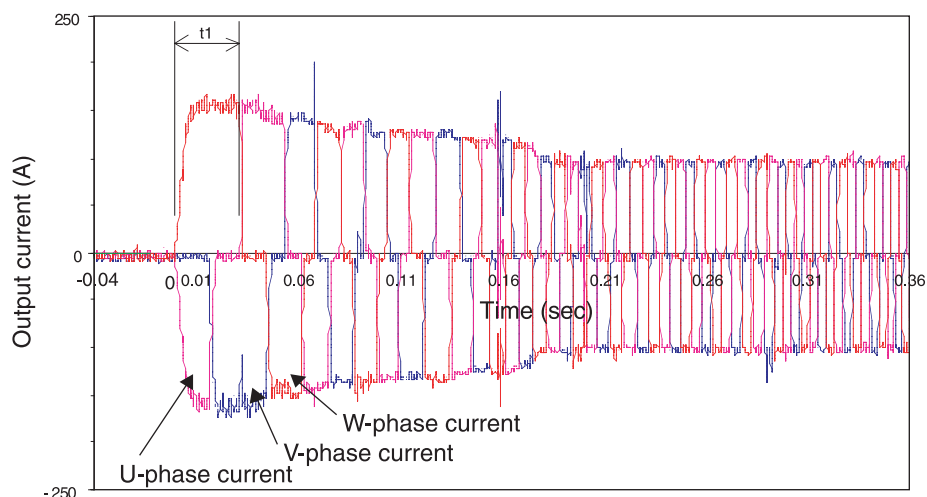


Fig.8 Starter current waveform

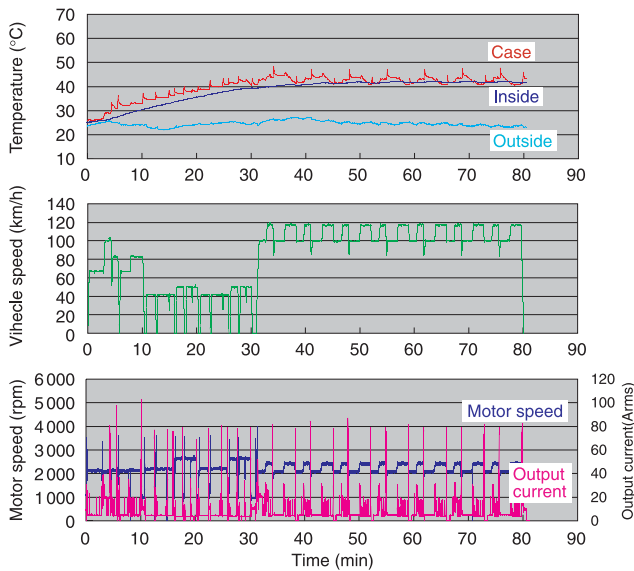


Fig.9 General driving test on dynamo bench

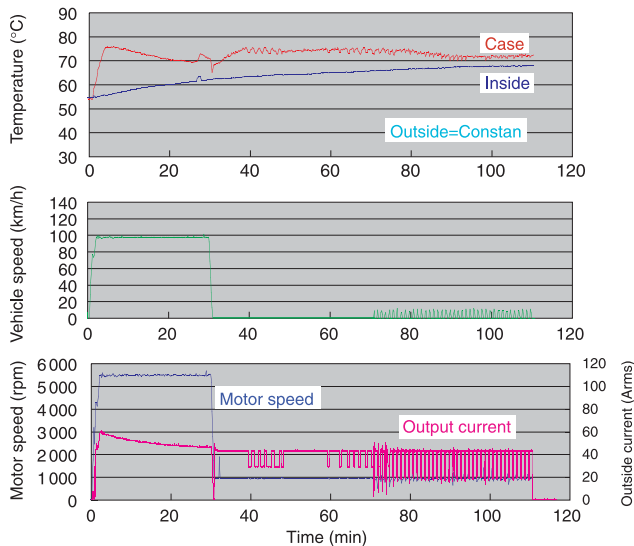


Fig.10 Hard driving test on dynamo bench

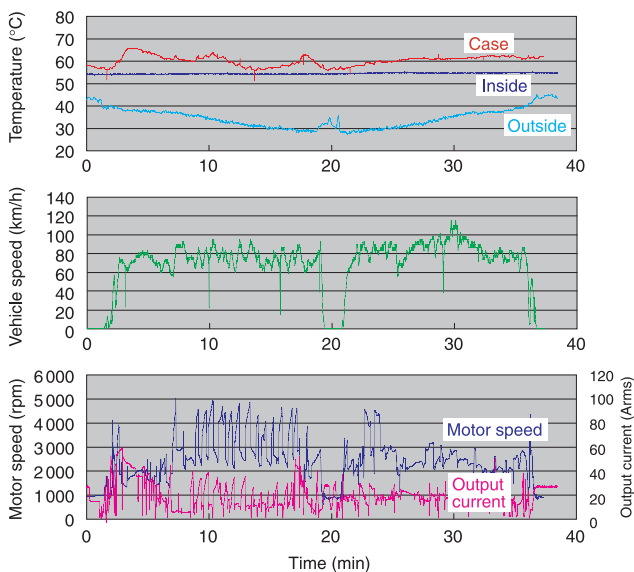


Fig.11 General driving test in U.S.

ている。次にアメリカ現地で走行テストを行い、一般走行した時のデータをFig.11、過酷状態で走行したデータをFig.12に示す。シャシダイナモ上のデータと比較して30℃から32℃の上昇値となり多少高めである。また、寒冷地でのテストデータを Fig.13 に示す。寒冷地では、冷却方式が空冷のため、ファン作動温度までの温度差が大きくなり、約45℃まで高くなる。以上の結果より、TFT寿命特性に各種走行テストデータをプロットし、車両生涯寿命点Aと同条件で限界テストを行った結果により得られたワイブルチャートから、車両の生涯寿命到達時点での信頼度を求めると、99.97%から99.99%の値を得ることができた。更に、電流に対する信頼性評価と同様にワイブルチャートから形状パラメータ(m)値を求めると 5.5 で、耐久劣化型であることの確認ができた。

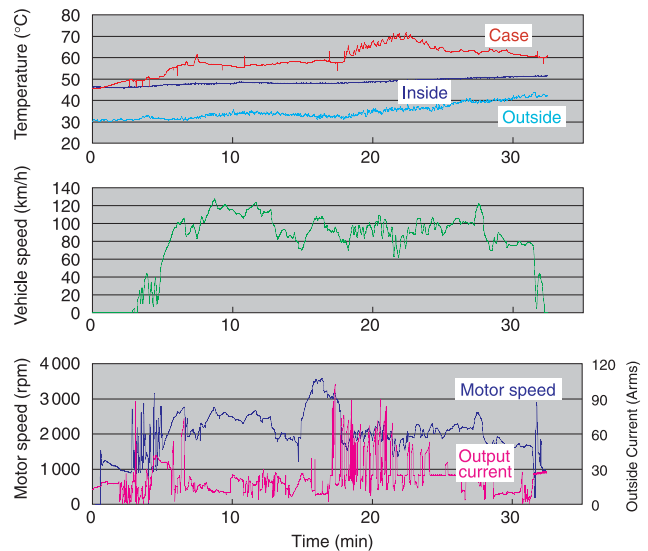


Fig.12 Hard driving test in U.S.

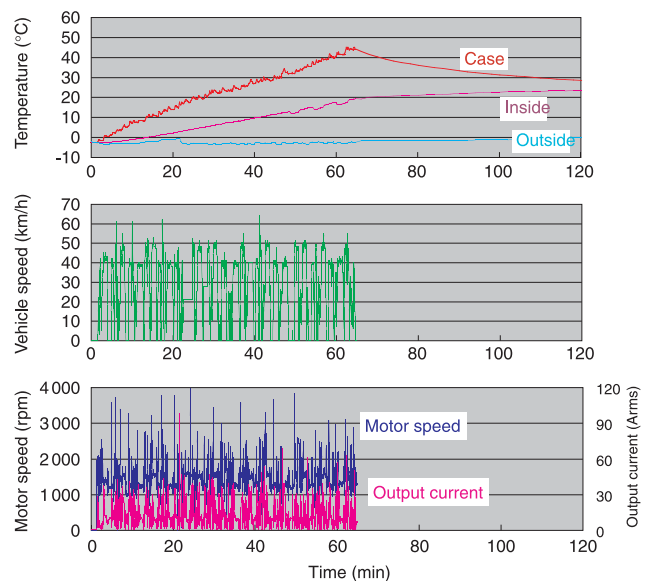


Fig.13 Cold-climate region driving test

6. まとめ

電力半導体の寿命に影響する電流と温度に着目して耐久信頼性評価をおこなった。車両の各種走行と環境試験データと電力半導体の単体寿命試験データからワイブルチャートを用いて信頼度を求めた。その結果、信頼度は 99.9%以上、形状パラメータ(m)は 5.5 から 6.2 の値となり耐久劣化型であることの確認ができた。また、ハイブリッド車に搭載したモータ駆動用大電流負荷および高温環境下の耐久信頼性評価手法が確立できた。

参考文献

- (1) 大澤 直:電子材料のはんだ付け技術, 東京, 鉱業調査会, 1998, 304p.

■ 著 者 ■



篠原 貞夫



加藤 修司



鷹鷲 弘明



安楽 文雄

シリーズハイブリッド車における エネルギー効率の改善

Energy Efficiency Improvement of Series Hybrid Vehicle

長谷川 祐 介*

Yusuke HASEGAWA

米 倉 尚 弘*

Takahiro YONEKURA

青 柳 暁*

Satoshi AOYAGI

阿 部 浩 之*

Hiroyuki ABE

要 旨

シリーズ型ハイブリッド車の「エンジンと車軸が機械的に連結していないため、エンジンの運転領域を最適化できる」という特徴に着目し、車両の動力性能を損なわずに大幅な燃費向上効果のあるシステムを構築した。

本研究では駆動出力に対して過不足なく発電するリアルタイム発電を主体とし、エネルギー伝達効率の改善とエネルギーストレージの小型・軽量化を行うとともに、BSFC (Break Specific Fuel Consumption) が最小となるようにエンジンを運転することによる発電効率の改善などを行った。また実機による検証を行い、等価慣性重量 1500kg の条件において動力性能を損なうことなく同クラスのガソリン車に対し 94%の燃費向上を確認した。

ABSTRACT

A series hybrid electric vehicle is potentially suitable for operating at optimum range of electric generation as its generator and propulsion motor are mechanically separated. This system has been developed by taking advantage of such characteristics for drastic improvement of fuel efficiency.

In this study the real-time generating and the tracing bottom line of engine BSFC characteristic were mainly used to achieve improving energy transfer efficiency, minimizing energy storage and improving generating efficiency. The system has been tested on a vehicle of 1500kg equivalent inertia weight and proved to achieve the fuel efficiency improvement by 94% or greater without sacrificing vehicle dynamic performance when compared to the same class of gasoline fueled vehicle.

1. はじめに

近年の地球環境問題への関心の高まりにつれ、車の省燃費技術に対する要求はますます強くなってきている。車体では小型・軽量化に注目が集まり、エンジンでは直噴ガソリンやディーゼルのような燃費向上技術の開発が進められてきている。更に車全体の技術としてハイブリッドシステムが注目されてきており、すでに市販化された例もある^{(1), (2)}。

本研究では特にシリーズ型ハイブリッド車(以下, SHEV)の「エンジンと車軸が機械的に連結していないため、エンジンの運転領域を最適化できる」という特徴に着目し、等価慣性重量同クラスのガソリン車を比較車として、これに対して動力性能を損なうことなく大幅な燃費向上を試みた。

2. 研究のねらい

従来のSHEVは電気自動車に小型発電機を搭載し、駆動出力をエネルギーストレージ(以下, E/S)でまかない、放出したエネルギーを発電機で補充するようなE/S主体のものが多く⁽³⁾。この場合、

- (1) 駆動出力をE/Sで保証するため、E/Sの重量、サイズが大きくなる。
- (2) E/Sの充放電損失によりエネルギー伝達効率が悪化する。

といった問題が生じ燃費向上を妨げる要因となっている。

これに対し本研究では、Fig.1に示すように駆動出力に応じて過不足なくリアルタイムに発電を行えば、E/Sを小型・軽量化でき、同時に充放電損失も低減されエネルギー伝達効率も改善できると考えた。この時前述したSHEVの特徴を利用すれば、発電量を変化させてもエンジンを常に効率

の高い領域で運転することができ、比較車に対して大幅な燃費向上効果があると考えた。

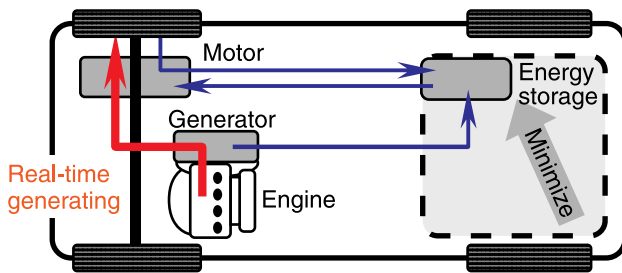


Fig.1 Real-time generating and energy storage minimizing

次に Fig.2 に示すエネルギー伝達系の中で、リアルタイム発電が伝達効率に及ぼす効果を説明する。この中で、 η_{GEN} 、 $\eta_{E/S}$ 、 η_{MOT} はそれぞれ発電機効率、E/S充放電効率、モータ効率である。

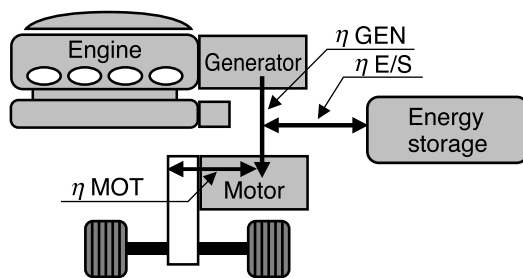


Fig.2 Energy transfer efficiency

このエネルギー伝達系において従来型の発電方式とリアルタイム発電方式を適用した場合のエネルギー伝達効率は、以下の式で表現することができる。

<従来型発電方式>

エネルギー伝達効率

$$= \eta_{GEN} \times \eta_{E/S(充電)} \times \eta_{E/S(放電)} \times \eta_{MOT} \quad (1)$$

<リアルタイム発電方式>

エネルギー伝達効率

$$= \eta_{GEN} \times \eta_{MOT} \quad (2)$$

上記の式(1)(2)において各効率を 90%として計算すると、従来方式でのエネルギー伝達効率は約 65%となるのに対し、リアルタイム発電では 81%となる。

3. 制御システム

3.1. 制御システム構成

制御システムの全体構成を Fig.3 に示す。

システムは大きく分けて下記の3つの制御部位から構成される。

(1)発電制御部

(2)BSFC ボトムトレース制御部

(3)エンジン、発電機、駆動モータの各制御部

発電制御部は基本となるリアルタイム発電制御部と、要求発電量が低い場合にE/Sの充電状態(State of Charge, 以下 SOC)に応じて発電を ON/OFF する間欠運転制御部とで構成され、アクセルペダル開度と車速などから駆動モータの目標トルク、要求発電量を決定する。

BSFC ボトムトレース制御部では、発電制御部で決定された要求発電量から BSFC が最小となるように目標発電量とスロットル開度を決定する。

以上より決定された目標トルク、目標発電量およびスロットル開度に従い、駆動モータ、発電機、エンジンの各制御部がそれぞれの制御対象を制御する。

この制御システムの特徴である発電制御部と BSFC ボトムトレース制御部について次節以降で説明する。

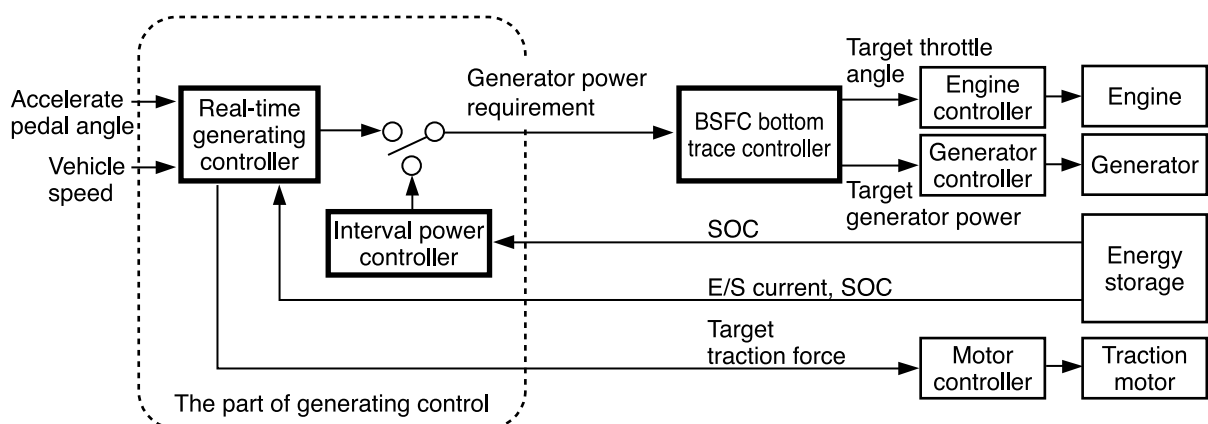


Fig.3 System block diagram

3.2. リアルタイム発電制御

Fig.4 にリアルタイム発電制御部の概略構造を示す。

駆動モータの目標トルクと車速からモータを駆動するために必要な電力を推定し、その他の消費電力を加算して基本発電量を決定する。必要な電力をフィードフォワード系で推定することにより実際の電力消費が始まる前に発電動作に入ることができ発電応答性が向上するので、駆動出力が急激に変化した時でも E/S からの一時的な放電を低減することができ、充放電損失を最小限に抑えるエネルギーマネージメントが成立する。

また上記のフィードフォワード系に SOC フィードバック系を加え、SOC に応じて基本発電量を補正することによって要求発電量を決定する。これにより過渡応答時に発生する E/S からの一時的な放電、減速エネルギーの回収、モータ効率の変化などに起因する実際の消費電力と推定電力との誤差による E/S の過充電・過放電を防止し、SOC をほぼ一定に保つことが可能となる。

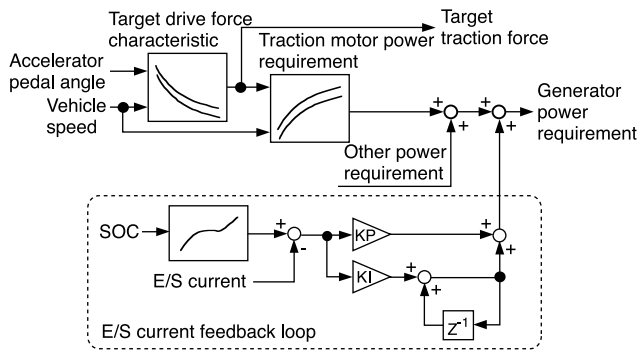


Fig.4 Real time generating control structure

3.3. BSFC ボトムトレース制御

発電効率は「発電機効率×エンジン効率」であるが、ほぼ使用全域にわたりエンジン効率が支配的であるため発電を行う際にエンジンをいかに高効率に運転するかが重要となる。エンジンの回転数が車速に依存しないという SHEV の特徴を利用すれば、要求される発電量は Fig.5 に示す BSFC ボトムライン上で発電できる^{(4), (5)}。

Fig.6 に BSFC ボトムトレース制御の概略構造を示す。発電制御部で決定された要求発電量に対して、BSFC が最小となるようなエンジン回転数とスロットル開度の組み合わせを目標値として算出する。エンジン実回転数をフィードバックしてエンジンと直結された発電機の発電量を制御しエンジンを目標回転数に追従させ、エンジン出力はスロットル開度を制御することにより調整する。特に急激な発電応答を求められるような場合でも、実回転数のフィードバックにより積極的にエンジン負荷を減じてエンジン回転数を上昇させることにより優れた応答特性を実現することができる。

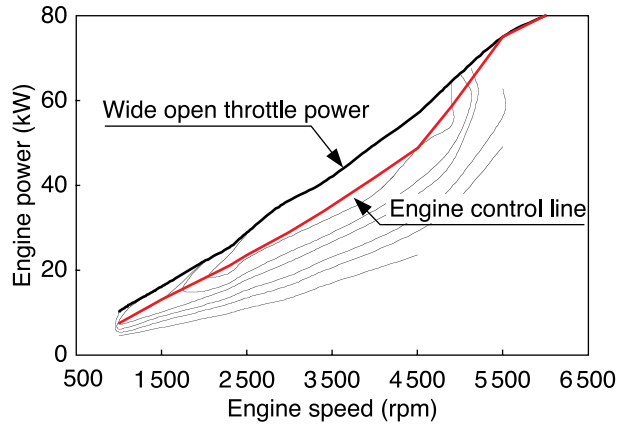


Fig.5 BSFC characteristic

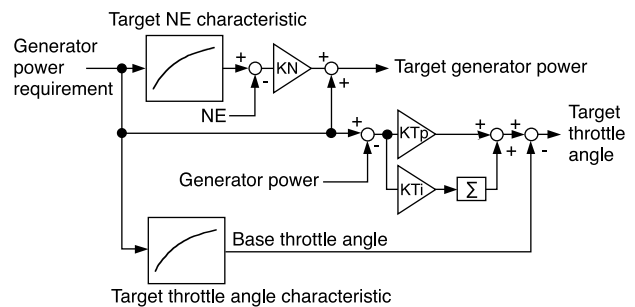


Fig.6 BSFC bottom trace control structure

3.4. 間欠運転制御

前述までのリアルタイム発電制御と BSFC ボトムトレース制御の組み合わせにより、駆動出力に追従した高効率発電を行うことが基本的には可能になるが、エンジンの低出力領域では Fig.5 からわかるように BSFC が悪化する。そのため要求される駆動出力が小さい場合は、BSFC の悪い低出力領域を使用しないように発電機を間欠運転する。間欠運転制御時は Fig.7 に示すように、SOC が上限値以上の場合には発電を停止し電力供給を E/S のみで行い、SOC が下限値を下回った場合は駆動出力を上回る量で発電を行う。また発電を行わない時にはエンジンも停止しアイドリングによるむだな燃料消費を抑える。

このように間欠運転制御は発電効率の低下を防ぐ効果があるが、その反面 E/S の充放電ロスを生じるため、この両者のバランスにより間欠運転制御領域を決定する必要がある。

3.5. 減速エネルギーの回収

減速時に運転者に違和感を与えないようなモータの回生量を Fig.8 に示すように車速ごとに設定した。また少しでも多くの減速エネルギーを回収できるようにブレーキ時にはさらにモータの回生量を増やした。

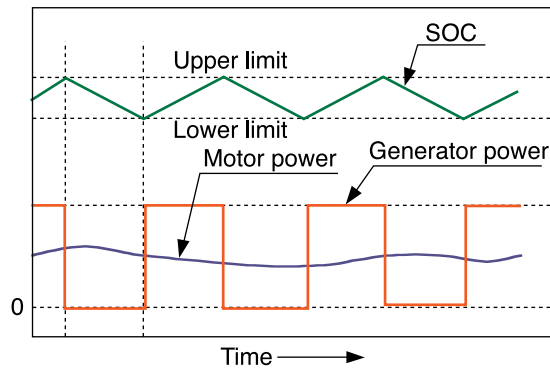


Fig.7 Interval power control

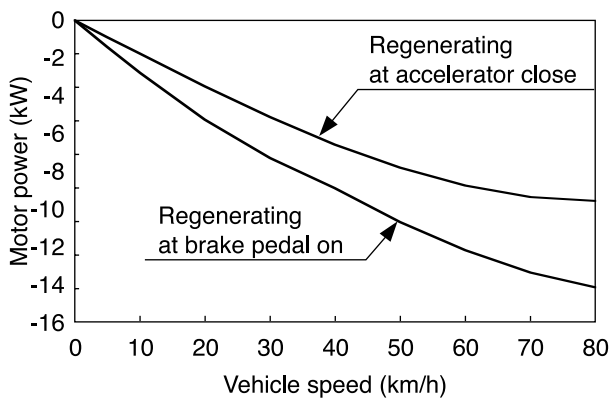


Fig.8 Regenerative braking power curve

4. 実機による検証

4.1. 供試車両の諸元

供試車両を等価慣性重量1500kgクラスとし、Table 1に主要諸元を示す。

Table 1 Major specification

Model		
Vehicle	Inertia weight (kg)	1 500
	Maximum velocity (km/h)	130
Motor	Type	DC brushless
	Maximum power (kW)	73.5
	Maximum torque (N·m)	275
Engine	Type	Water-cooled gasoline engine
	Displacement (cm ³)	1 493
	Valve train	SOHC VTEC
	Maximum power (kW/rpm)	95.6/7 000
	Maximum torque (N·m/rpm)	139.3/5 300
Generator	Type	DC brushless
	Maximum power (kW)	80
	Maximum torque (N·m)	130
Energy storage	Maximum power (kW)	30
	Energy capacity (Ah)	5
	Weight (kg)	60

また、Fig.9に供試車両のモータ最大駆動出力線と、目標とした等価慣性重量同クラスのガソリン4AT車の最大駆動力線を示す。比較車と同等の動力性能を実現するため、その駆動力特性を満足するようにモータ最大駆動出力を73.5kWに設定した。最大発電量はリアルタイム発電時に駆動出力をすべてまかなえるように効率を考慮した上で80kWにした。またE/S搭載量については、従来型SHEVの場合最高駆動出力をE/Sで保証するため80kW/5AhのE/Sが必要となり、出力密度を500W/kgとすると160kg搭載する必要があるが、本システムでは加速時の発電応答遅れと減速エネルギーの回収をE/Sで保証すればよいため30kW/5Ah、60kgが搭載量となり、62.5%の軽量化を実現した。

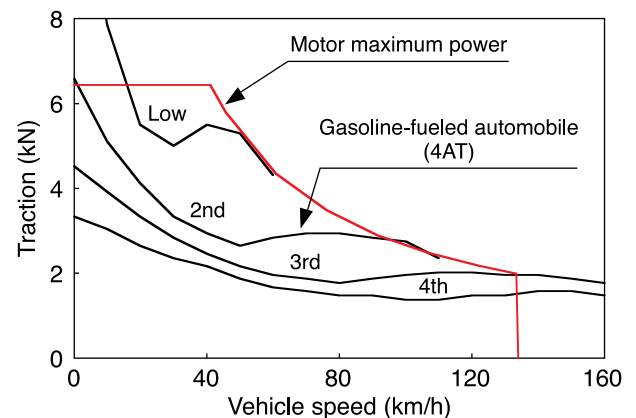


Fig.9 Drive force curve

4.2. 制御アルゴリズム

Fig.10に制御システム全体の挙動を検証するために10-15モードにおける駆動出力、発電量、SOCの推移を示す。駆動出力が高くなる加速時には発電し、クルーズ、アイドリング時など要求発電量の低い領域及び減速エネルギーの回収中は発電を停止している。全体的に駆動出力の小さい10-15モードでは間欠運転制御で発電を停止している頻度が多くなり発電停止時にSOCは減少するが、減速エネルギーの回収およびリアルタイム発電制御時のSOCフィードバックにより、消費したエネルギーが補充されてSOCは常にほぼ一定値に保たれていることがわかる。

Fig.11はFig.10中の特に加速時に間欠運転制御からリアルタイム発電制御へ移行する様子である。駆動出力が所定値の10kWに達するとエンジンを始動し発電を開始している。発電を開始するとSOCフィードバックにより、間欠運転と発電応答遅れで消費したエネルギーを補充するため、駆動出力以上に発電しSOCを回復している。また発電量とエンジン出力はほぼ同じであるから、この時のエンジン運転点は約15kW、2000rpmとなりFig.5に示すエンジンのBSFC最小点と一致する。

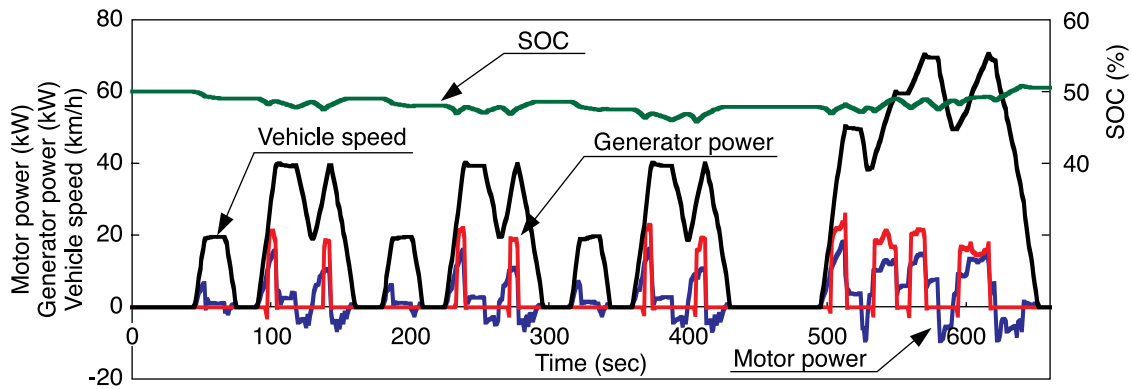


Fig.10 System behavior (10-15 mode)

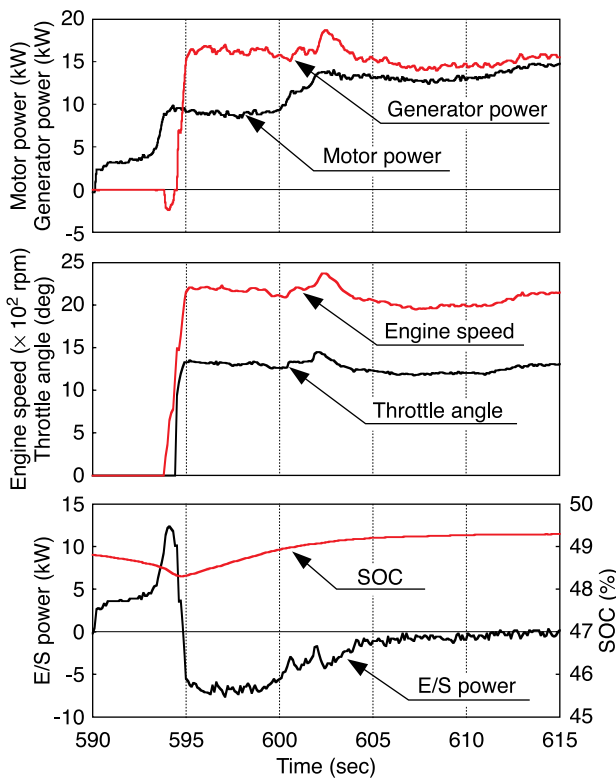


Fig.11 Generating behavior

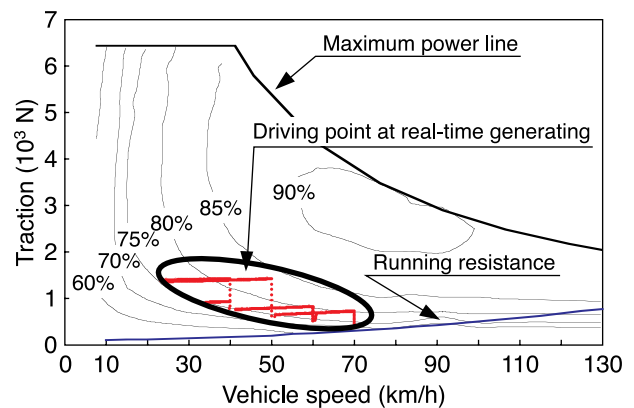


Fig.12 Transfer efficiency characteristic ($\eta_{MOT} \times \eta_{GEN}$)

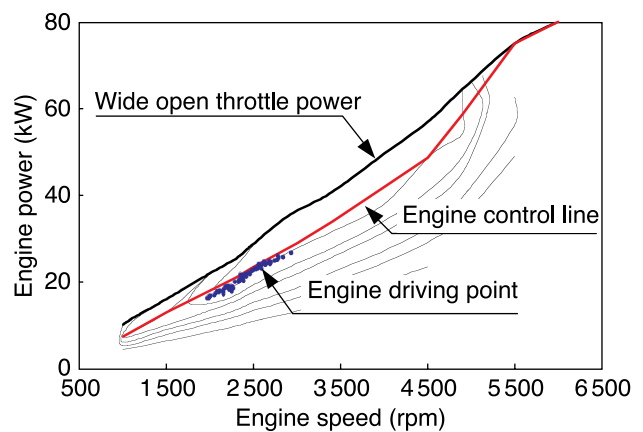


Fig.13 BSFC characteristic and engine driving point

4.3. 効率

Fig.12 と Fig.13 はそれぞれ 10-15 モードにおけるエネルギー伝達効率とエンジン運転領域を示している。リアルタイム発電制御を行うことによりエネルギー伝達効率は当初のねらいどおり約80%を達成し、エンジン運転領域についても BSFC ボトムトレース制御を行うことにより BSFC ボトムライン上にあることがわかる。

4.4. 燃費

Fig.14 は 10-15 モードにおける各制御手法の燃費向上効果である。モード燃費は最終的に 23.3km/L を達成し、比較車に対して 94%の燃費向上効果が確認できた。

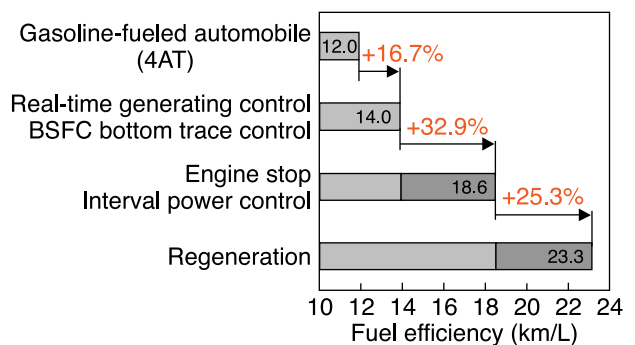


Fig.14 10-15 mode fuel efficiency

5. まとめ

SHEV の「エンジンと車軸が機械的に連結していないため、エンジンの運転領域を最適化できる」という特徴に着目して車両の動力性能を損なわずに大幅な燃費向上効果のあるシステムを構築し、以下の成果を得た。

- (1) 駆動出力に対して過不足なく発電を行うリアルタイム発電制御により、E/S に要求される出力を減らすと同時にエネルギー伝達効率を向上し、E/S の 62.5% の軽量化および 10-15 モードにおけるエネルギー伝達効率 80% を達成した。
- (2) リアルタイム発電制御と BSFC ボトムトレース制御により、エネルギー伝達効率を上げるとともにエンジンの BSFC を常に最小となるように発電を行い、10-15 モードで比較車に対して 16.7% の燃費向上効果を得た。
- (3) 間欠運転制御を行なってエンジン効率の悪い低出力領域でエンジンを停止することにより、上記(2)に対しさらに 32.9% の燃費向上効果を得た。
- (4) 減速エネルギーの回収により、上記(3)に対しさらに 25.3% 燃費を向上し、最終的に 23.3km/L を達成した。これは比較車に対して 94.2% の燃費向上効果となる。

参考文献

- (1) 阿部眞一ほか：乗用車用量産型ハイブリッドシステムの開発，自動車技術会学術講演会前刷集，No.975, p.25-32 (1997)
- (2) 青木薫ほか：モータ式ハイブリッドパワートレインの開発，自動車技術会学術講演会前刷集，No.98-99, p.9-12 (1999)
- (3) Kikuchi,T., Morita,H., Inada,E., Aso,T.: Evaluation Test of Nissan Hybrid Electric Vehicle, EVS-14 (1997)
- (4) 北田眞一郎ほか：CVT を利用したハイブリッド EV の開発，自動車技術会学術講演会前刷集，No.79-98, p.1-4 (1998)
- (5) 山本和久ほか：エンジン・CVT 統合制御システムの開発，HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.1, p.93-100 (1999)

■ 著 者 ■



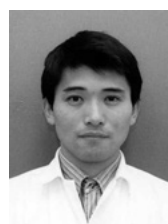
長谷川 祐介



青柳 暁



米倉 尚弘



阿部 浩之

フライホイールバッテリー用CFRPロータの開発

Development of CFRP Rotor for Flywheel Battery

小林 裕 幸*

Hiroyuki KOBAYASHI

要 旨

フライホイールバッテリー用のロータとして、達成しうるエネルギー密度の高さから炭素繊維強化プラスチック(CFRP)のフィラメントワインディング成形を選択した。この成形方法で問題となる層間はく離を防止するために、高弾性 CFRP リング+中弾性 CFRP リング+アルミニウムリングという構成の圧入マルチリング構造を採用した。安全率を2.0と設定して各リングの材料、寸法の最適化を図ったロータを設計、製作した。70 000rpm までの回転テストを行い、安全率 2.0 が確保されていることを確認すると共に、50 000rpm までのひずみ測定を行うことで、設計手法の正しさを立証した。

ABSTRACT

Filament winding of CFRP (Carbon fiber reinforced plastic) was chosen as the shaping method of the rotor for the flywheel battery because it has the feature of high specific energy. To avoid the delamination problem in this method, press fitted multi-ring construction consisting of CFRP ring with high elastic modulus, CFRP ring with medium elastic modulus and aluminum ring was chosen. Taking the safety factor of 2.0, we designed and made the rotor with three rings, with optimal material and dimensions for each ring. Through the rotating test up to 70 000rpm, it was proved that this rotor has enough strength to meet the safety factor of 2.0, and stress measurement up to 50 000rpm demonstrated the exactitude of the calculation.

1. はじめに

近年、地球温暖化が環境に与える影響が問題視されており、その主原因の一つがCO₂の大量排出による温室効果であると考えられている。自動車会社各社は、燃料消費率の低減、代替燃料車、電気自動車(EV)、ハイブリッド電気自動車(HEV)等、広範囲なシステムの研究開発を行い、いくつかについては既に実用段階に入っている。

これら多くの研究の結果をふまえて、現在の開発の方向性は中期的にはガソリン/ディーゼル HEV もしくは代替燃料 HEV、長期的には燃料電池自動車(FCEV)の開発に定まりつつあると考えられる。

本報では、同一出力比で考えるとガソリンに対してCO₂排出量の少なくなる天然ガスエンジンを用いた HEV システムに、フライホイールバッテリーとANG(Adsorbed Natural Gas)燃料タンクという新規技術を組み合わせることでCO₂排出量の大幅削減の可能性を探るコンセプト(Fig.1)の一部であるフライホイールバッテリーのロータについての研究結果を述べる。

*栃木研究所

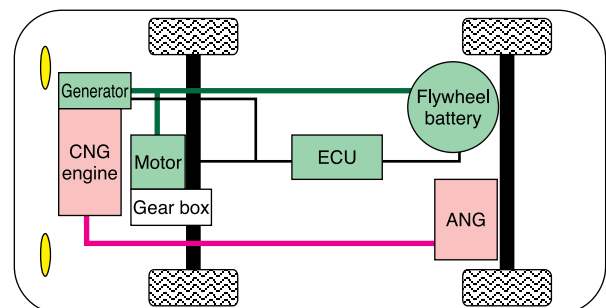


Fig.1 Outline of ANG-HEV system

フライホイールバッテリーにおいては、エネルギー密度を高めるためにロータ材料として繊維強化プラスチック(FRP)が選択されることが多い。FRPは繊維の引張方向は強いが90°方向には非常に弱いため、成形にさまざまな工夫が成されてきたが、材料強度から見込まれた性能は得られていない^{(1)~(4)}。また、回転時のひずみ、応力の理論計算はされているが、実測による検証はされていない。本研究においては、圧入マルチリング構造を採用して、各リングの材料、寸

法を最適化したロータを設計、製作して目標性能を達成すると共に、ひずみ計測を行い、計算と実測結果の比較から設計の正しさを立証した。

本研究は、石油代替のクリーンエネルギーと HEV システムとの組み合わせで走行エネルギー消費と CO₂ 排出量が既存車の 1/2 以下となる自動車を開発することを目的とする新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)の委託研究、「高効率クリーンエネルギー自動車の研究開発」プロジェクトの 98 年度研究の一部である。

2. 性能目標設定

フライホイールバッテリーとは機械式電池の一種で、回転する円盤に運動エネルギーを蓄え、充電時にはモータとして、放電時には発電機として働くモータ/ジェネレータ(Mot/Gen)を介して電気形でそのエネルギーの出し入れを行う装置である。Fig.2にフライホイールバッテリーの概念図を示す。

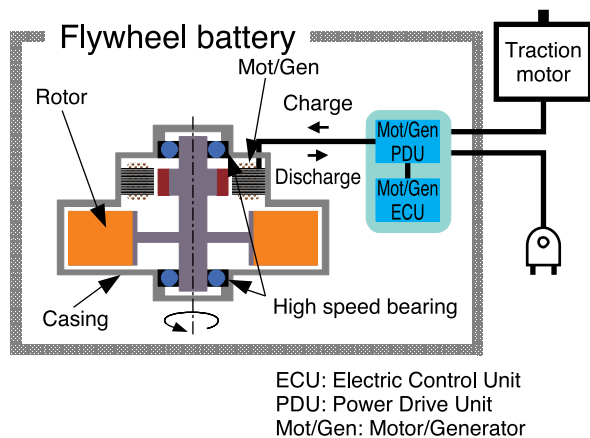


Fig.2 Outline of flywheel battery system

ANG-HEV 車両の燃費目標と動力性能目標を満足させるフライホイールバッテリーの性能目標を Table 1 に示す。

Table 1 Specifications of flywheel battery

Max power	30kW
Usable energy stored	500Wh
Total weight	100kg

3. 設計

3.1. 材料検討

バッテリーとしてのフライホイールも化学バッテリー同様、蓄えるエネルギー総量とともに高エネルギー密度、高出力密度、高効率が求められる。このうち、エネルギーを蓄える主体であるロータに求められるのは「高エネルギー密度」

である。従ってまず、どのような材料でロータを構成することが「高いエネルギー密度を得る」という要求に合致するかを検証する。

Fig.3 に示すような回転円盤を仮定して蓄えるエネルギーを考える。簡単にするために等方性材料の中実円盤として考える。

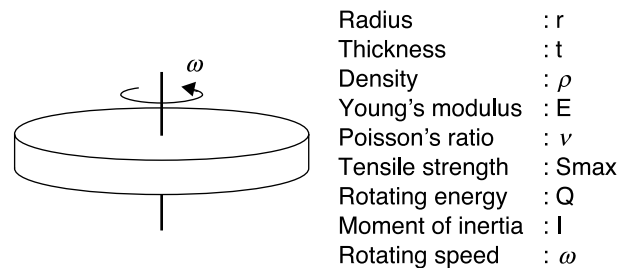


Fig.3 Rotating disk

回転する円盤に蓄えられる運動エネルギーは次の式で表される。

$$Q = \frac{1}{2} I \omega^2 = \frac{1}{4} \pi \rho r^4 t \omega^2$$

次にこの円盤に発生する回転応力を考えると、到達可能な最大回転数は、発生する最大応力が材料の引張強度と釣り合う回転数となる。

$$S_{\max} = \frac{1}{8} \rho r^2 (3 + \nu) \omega_{\max}^2$$

従って、ある材料で作られた回転円盤が達成しうる最大エネルギー密度は次の式で定義できる。

$$(Q/Wt)_{\max} = \frac{1}{4} (r \omega_{\max})^2 = \frac{2S_{\max}}{\rho(3 + \nu)}$$

この式から、回転円盤が達成しうる最大エネルギー密度は材料の引張強度を密度で割った値である比強度で決まることがわかる。

以上から、さまざまな材料の最大エネルギー密度を比較した結果を Table 2 に示す。

Table 2 Comparison of available specific energy

	Density ρ (kg/m ³)	Poisson's ratio ν	Tensile strength Smax (MPa)	Specific energy Q/Wt (Wh/kg)
Maraging steel (MAS2)	8000	0.31	2942	62
Carbon steel (SCM435)	7830	0.28	1373	30
Titanium (Ti-6Al-4V)	4430	0.19	1177	46
Aluminum (A7075-T6)	2800	0.29	569	34
Thermoplastic (Nylon66)	1140	0.3	78	12
Synthetic fiber (Nylon66)	1140	0.3	665	98
Aramido fiber (Kevlar129)	1368	0.3	2334	287
Glass fiber (S-Glass)	2103	0.3	3158	253
Carbon fiber (T1000G)	1620	0.3	4459	463

Table 2 から CFRP 製ロータが最も高いエネルギー密度を持つことがわかる。従って、ロータ材料として CFRP を選択する。

3.2. 成形手法検討

炭素繊維はその高い引張強度が糸の張力方向でのみ発揮される異方性材料である。そこで、その高い引張強度を十分に活用した設計、つまり回転によって発生する高い遠心応力を糸の張力方向で受け持つ構造とする必要がある。

- 遠心応力を糸の張力方向で受け持つための糸の配向は、
 (I)糸を中心から半径方向、放射状に配向する。
 (II)糸を周方向、リング状に配向する。

の2種類が考えられるが、(I)については径の小さい中心付近から径の大きい周辺部へ均質に糸を配置することができないため、実際に強度の高いロータを形成することは困難である。従って、繊維複合材料を用いてフライホイールロータを形成する場合には(II)のフィラメントワインディングによるロータ成形が選択される(Fig.4)。

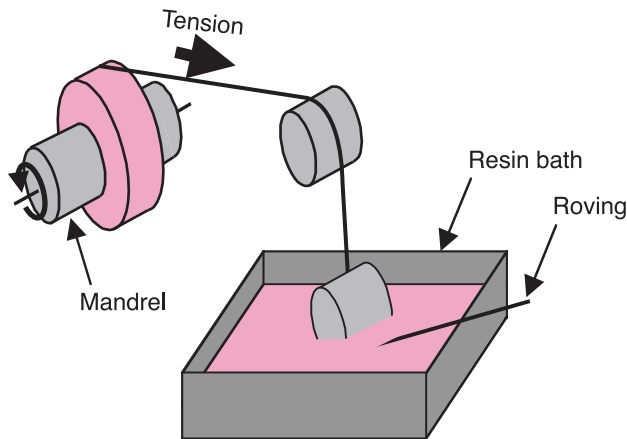


Fig.4 Filament winding

3.3. 回転応力計算式の提示

フィラメントワインディング成形されたロータは周方向と径方向で材料定数、強度の極端に異なる強い異方性を示す。従って、二次元極座標系を用いた応力計算を選択した⁽⁵⁾。以下にその回転応力計算式を示す。

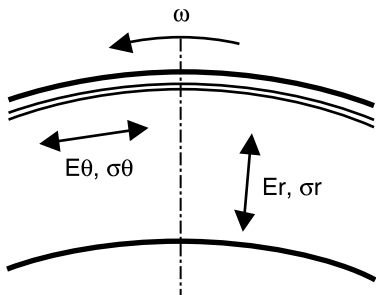


Fig.5 Stress and strain

計算の中で使用する記号は以下のように定める。

r : 半径	u : 半径方向変位
ε_{θ} : 周方向ひずみ	ε_r : 半径方向ひずみ
σ_{θ} : 周方向応力	σ_r : 半径方向応力
E_{θ} : 周方向ヤング率	E_r : 半径方向ヤング率
ν_{θ} : 周方向ポアソン比	ν_r : 半径方向ポアソン比
η_{θ} : 周方向熱膨張係数	η_r : 半径方向熱膨張係数
ΔT : 温度差	V_f : 繊維の体積含有率
E_f : 繊維のヤング率	E_m : 樹脂のヤング率
ν_f : 繊維のポアソン比	ν_m : 樹脂のポアソン比
ρ : 密度	ω : 回転角速度

応力とひずみの関係は次のようになる。

$$\begin{aligned}\varepsilon_r &= \sigma_r / E_r - \nu_{\theta r} \cdot \sigma_{\theta} / E_{\theta} \\ \varepsilon_{\theta} &= \sigma_{\theta} / E_{\theta} - \nu_{r\theta} \cdot \sigma_r / E_r\end{aligned}$$

次のように簡略化する。

$$\begin{aligned}F &\equiv E_r \cdot \nu_{\theta r} = E_{\theta} \cdot \nu_{r\theta} \\ E_r &\equiv E_r / (1 - \nu_{r\theta} \cdot \nu_{\theta r}) \\ E_{\theta} &\equiv E_{\theta} / (1 - \nu_{\theta r} \cdot \nu_{r\theta}) \\ F &\equiv F / (1 - \nu_{\theta r} \cdot \nu_{r\theta})\end{aligned}$$

応力と回転遠心力との半径方向の釣合いは次式で表される。

$$d(r \cdot \sigma_r) / dr - \sigma_{\theta} = -\rho \cdot \omega^2 \cdot r^2$$

変位とひずみの関係は、

$$\begin{aligned}\varepsilon_r &= du / dr \\ \varepsilon_{\theta} &= u / r\end{aligned}$$

であるから、 E_r 、 E_{θ} 、 F が定数ならば次式が得られる。

$$E_r \cdot r^2 \cdot d^2u / dr^2 + E_r \cdot r \cdot du / dr - E_{\theta} \cdot u = -\rho \cdot \omega^2 \cdot r^3$$

これを解き、温度依存を考慮すると、変位、ひずみ、応力は以下の式で表される。

$$\begin{aligned}u &= X \cdot r^{\alpha} + Y \cdot r^{-\alpha} + A \cdot r^3 + F \cdot r \\ \varepsilon_r &= \alpha \cdot X \cdot r^{(\alpha-1)} - \alpha \cdot Y \cdot r^{-(\alpha+1)} + 3A \cdot r^2 + F \\ \varepsilon_{\theta} &= X \cdot r^{(\alpha+1)} + Y \cdot r^{-(\alpha-1)} + A \cdot r^2 + F \\ \sigma_r &= B \cdot X \cdot r^{(\alpha-1)} - C \cdot Y \cdot r^{-(\alpha+1)} + D \cdot r^2 + G \\ \sigma_{\theta} &= B \cdot \alpha \cdot X \cdot r^{(\alpha-1)} + C \cdot \alpha \cdot Y \cdot r^{-(\alpha+1)} + E \cdot r^2 + G \\ A &= \rho \cdot \omega^2 \cdot (\alpha^2 - \nu_{\theta r}) / (E_{\theta} \cdot (\alpha^2 - 9)) \\ B &= E_{\theta} / (\alpha - \nu_{\theta r}) \\ C &= E_{\theta} / (\alpha + \nu_{\theta r}) \\ D &= \rho \cdot \omega^2 \cdot (3 + \nu_{\theta r}) / (\alpha^2 - 9) \\ E &= \rho \cdot \omega^2 \cdot (\alpha^2 + 3\nu_{\theta r}) / (\alpha^2 - 9) \\ F &= (\eta_{\theta} \cdot (\alpha^2 - \nu_{\theta r}) + \eta_r \cdot (\nu_{\theta r} - 1)) \cdot \Delta T / (\alpha^2 - 1) \\ G &= E_{\theta} \cdot (\eta_{\theta} - \eta_r) \cdot \Delta T / (\alpha^2 - 1)\end{aligned}$$

3.4. ロータ寸法の決定と強度検討

エネルギーを回転運動エネルギーとして蓄えるというフライホイールの特性から、回転数は高いほど多くのエネルギーを蓄えられるが、下記要求性能、制約より Table 3 のように設計要件を定めた。

- ・システムとしてのエネルギー密度要求
- ・逆回転2個使いによるジャイロモーメントの解消
- ・Mot/Gen の制御能力限界
- ・圧縮天然ガス(CNG)タンク等の実績から安全率 2.0 とする

Table 3 Rotor design requirements

Usable energy stored	250Wh ^{*1}
Total energy stored	333Wh
Available speed range	0 to 50 000rpm
Operating speed range	25 000 to 50 000rpm
Burst speed	over 70 000rpm
Rotor radius	≒ Rotor Thickness
Inside diameter/outside diameter	≒0.7

*1 Use two rotors for canceling out the gyro-moment

ロータ材料として CFRP を選択し、Table 3 の性能目標を満足させるために、ロータ外径を変化させてそのロータが蓄えることができるエネルギー量を計算したのが Fig.6 である。このグラフから 250Wh の有効エネルギーを蓄えるにはφ 270 のロータ径が必要であることがわかる。

以上から、ロータの寸法は、

外径：φ 270(mm)

内径：φ 190(mm)

厚さ： 130(mm) と決定する。

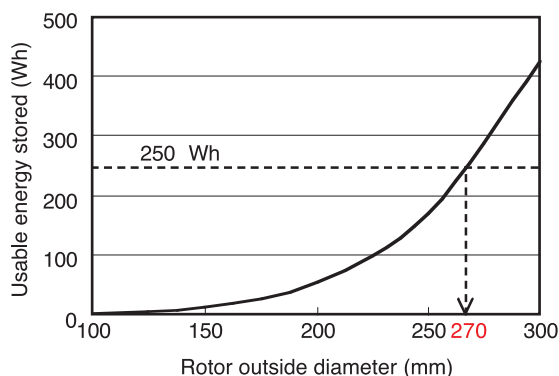


Fig.6 Relation between rotor outside diameter and stored energy

現在、入手可能な炭素繊維で最強の引張強度を持つ東レ T1000Gを用いてフィラメントワインディング成形した、外径 270mm、内径 190mm のロータの 70 000rpm での応力計算結果を Fig.7 に、東レ T1000G(Vf = 60%CFRP)の許容応力限界と計算に用いた材料定数を Table 4 に示す。

回転によって繊維を引っ張る方向の大きな周方向応力が発生するが、内周と外周では伸びの量が異なることから径方向にも応力が発生する。フィラメントワインディング成形したロータは極端な異方性を示し、径方向には層状に分布した繊維を樹脂が固めている構造のため、特に引っ張り強度が極端に低い。Fig.7から、CFRP 1層の単純周巻きロータでは回転によって発生する径方向応力が径方向引張強度を大幅に超えており、これにより繊維と繊維の間の層間ではく離破壊することになる。従って、回転による径方向応力

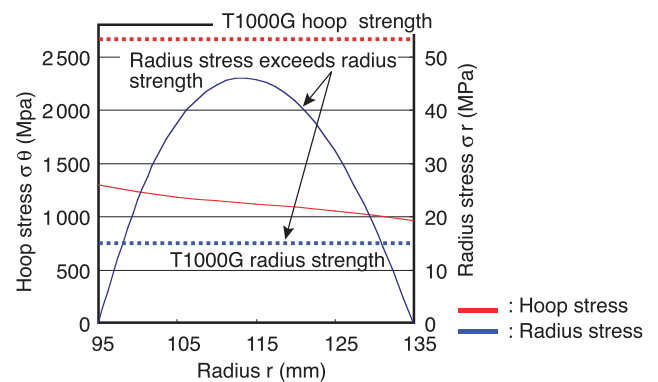


Fig.7 Stress of T1000G rotor at 70 000rpm

の発生を抑え、はく離を防止するロータ構造の改良が課題となる。

3.5. 構造検討

ロータの層間ではく離破壊を防止するためには、

- (I) 回転によって径方向圧縮力が発生する構造とする。
- (II) 発生する径方向引張応力を上回る初期圧縮応力をロータに与える。
- (III) マトリックス樹脂の強度向上。
- (IV) 径方向強化材料の付加。

といった考え方があり、それぞれの達成手法としては、

- (I)：径によって密度こう配を設け、内周ほど高密度とする。または、径によって弾性率こう配を設け、外周ほど高弾性率とする。
- (II)：複数のリングが締め代を持った圧入で一体化した構造とする。

Table 4 T1000G material specification

Hoop strength σ_{θ} max (MPa)	Radius strength σ_r max (MPa)	Density ρ (kg/m ³)	Hoop modulus E_{θ} (GPa)	Radius modulus E_r (GPa)	Poisson's ratio ν
2675	15	1568	167.6	10	0.33

(Ⅲ)：熱可塑性樹脂マトリックスを用いる。

(Ⅳ)：三次元織物構造を採用する。または、周巻き円盤と径方向配向円盤のはり合わせ構造を採用する。といったものが考えられる。

これらの手法のうち、(Ⅲ)の熱可塑性樹脂マトリックスと(Ⅳ)の三次元織物構造は現状、信頼性と必要強度を満足する成形技術が存在しない。(Ⅳ)のはり合わせ構造はFRPを扱う場合の日常的な手段であるが、強化繊維に沿って亀裂が発生するため実際には高強度の円盤を形成することが出来ないことが報告されている⁽³⁾ので除外し、(Ⅰ)と(Ⅱ)を検討した結果から内周に金属リングを持った複数リングの圧入構造(マルチリング構造)を選択し、リングによって繊維を変えることで各リングの密度、弾性率を変化させ、層間はく離破壊を防止する構造を採用した。各リングに用いる繊維は、最外周が高弾性炭素繊維である東レM40J、中間層には汎用炭素繊維である東レ T300 とし、内周の金属リングには A7075-T6 を採用する。

成形・加工の際に若干の糸が切れることから、95%の弾性率と仮定しての応力計算結果を Fig.8 に示す。

応力計算の判断基準は各部の応力が強度限界を超えないことと、圧入部分の応力が引っ張りにならない、つまり、圧入部分が分離しないこととしている。

Fig.8から各リングで最も周方向応力が高くなる最内周の応力が周方向強度を超えていないこと、径方向応力が径方向強度を超えていないこと、圧入部分の応力が圧縮であり、分離しないことがわかる。

以上によって、外径φ 270 mm、最高運転回転数 50 000rpm、限界回転数 70 000rpmのロータの仕様決定が成された。

Table 5 に決定されたロータ仕様を示す。

Table 5 Specification of flywheel rotor

Specification of flywheel rotor				
Item	Specification			Remarks
Outside diameter	φ 270 (mm)			
Inside diameter	φ 180 (mm)			
Thickness	26×5=130 (mm)			
Weight	6.87 (kg)			
Maximum energy stored	336 (Wh)			50 000rpm
	Outer ring		Middle ring	Inner ring
Material	M40J		T300	A7075-T6
Outside dia. (mm)	φ 270		φ 235	φ 190
Inside dia. (mm)	φ 235		φ 190	φ 180
Interference		400 (μm)		800 (μm)
Vf of CFRP	60 (%)		60 (%)	

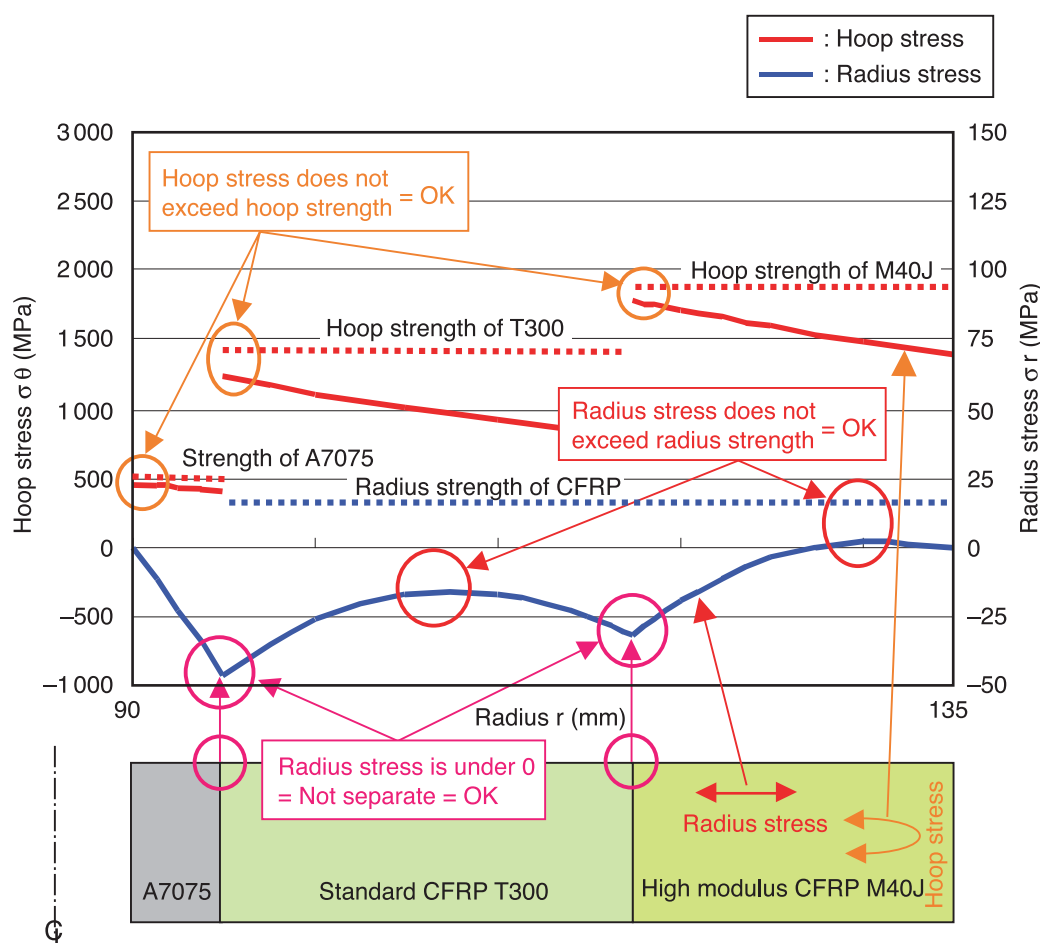


Fig.8 Stress calculation result

4. ロータの製作

Table 5 に示したロータ仕様に基づいて試作した CFRP 部分の単リング(厚さ 26mm)を Fig.9 に示す。内周側の若干色の薄く見える部分が T300 層で、外周側のより黒く見える部分が M40J 層である。M40J 層と T300 層は機械圧入されている。



Fig.9 CFRP ring

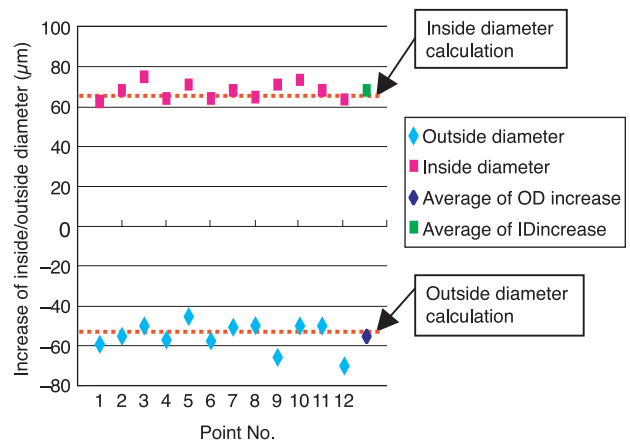


Fig.10 Increase of inside/outside diameter of CFRP ring at -40°C

5. テスト

5.1. 冷却による内外径変化の計測

炭素繊維そのものはゼロに近い負の熱膨張係数を持つ。この炭素繊維をフィラメントワインディング成形したリングを冷却した場合、樹脂のみが収縮し繊維方向には収縮しないため、外径は縮小し、内径は拡大する。そこで、試作した単リングの内外径を常温(27°C)と-40°Cとで測定し、その膨張・収縮量を計算結果と比較することで、ロータの応力計算のうち、温度に対する寸法変化特性の妥当性を検証した。

測定は3個の単リングで各4ポイントずつ、合計 12 ポイント行った。

Fig.10に測定結果と計算結果の比較を示す。これから、計算と測定結果はよく一致することがわかる。従って、内外径の温度変化に対する計算値は妥当であり、CFRP リングの内径拡大を前提にして決定した圧入代設定で冷やし始めが可能であると判断する。

Fig.11 に最内周のアルミリングを液体窒素温度で冷やし始めめて完成したロータを示す。

5.2. 70 000rpm までの回転テスト

試作したロータが 70 000rpm を達成できるか否かの確認のために、70 000rpm までの回転試験を行った。Fig.12 に



Fig.11 Complete rotor

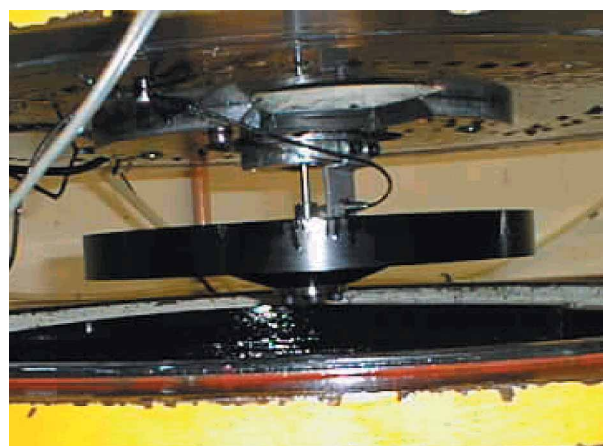


Fig.12 Rotor setting

セット状態のロータを示す。テストは内部を真空にし、ロータを吊してエアタービンで回転させるスピントスタを用いて行った。

テスト中は軸の振れをモニタし、破壊、あるいははく離等の何らかの理由で一定値以上に振れが大きくなった場合

にはトリガがかかってタービンへのエア供給が逆転し、減速するようになっている。

試験条件を以下に定めて、3個のロータで試験を行った結果を Fig.13 に示す。

- ・スピンテスト内真空度：133Pa (1Torr)以下
- ・70000rpm 以上で3分間維持する

横軸は時間、縦軸は回転数である。全てのロータが、トリガーがかかることなく70000rpmを達成し、3分間維持できている。

この結果から、最高運転回転数50000rpmに対して安全率2.0のロータが得られたと判断する。

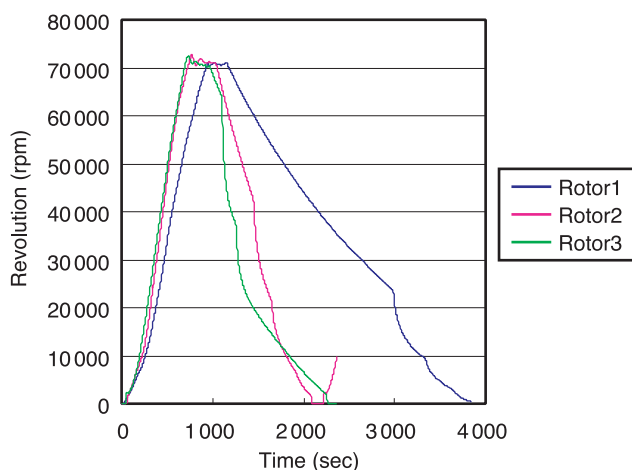


Fig.13 Result of 70 000rpm testing

5.3. 回転ひずみ計測

試作した単リングの内周にアルミリングを圧入し、ひずみゲージをはって回転ひずみ計測を行った。テストは70000rpm回転テスト同様、スピンテストを用いて行った。Fig.14にひずみゲージをはったロータを示す。さらにFig.15に計測ポイントの模式図を示す。

計測ポイントは周方向ひずみが外周中央部、CFRP部中央側面、内周の3ポイント、径方向ひずみがCFRP部中央側面の1ポイントである。



Fig.14 Rotor with strain gauge

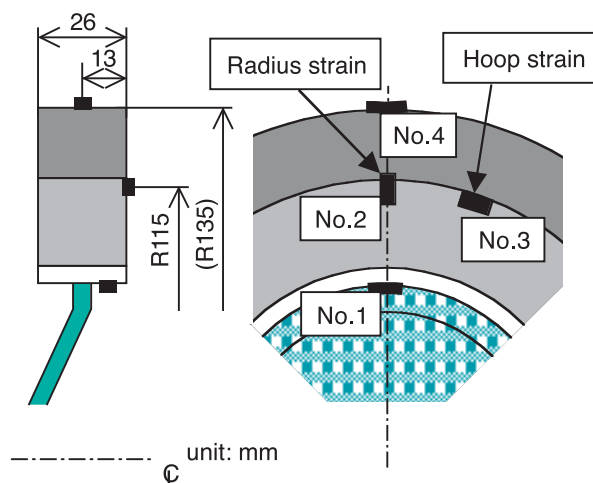


Fig.15 Outline of strain measuring points

Fig.16に50000rpmまでのひずみ計測結果と計算との比較を示す。計測はポイントによって2回から4回行っている。このグラフから計測としては非常に良好な値が得られていること、そして実測のひずみと計算値は非常によく合うことがわかり、フィラメントワインディング成形された異方性ロータの設計手法の正しさが立証されたと考える。

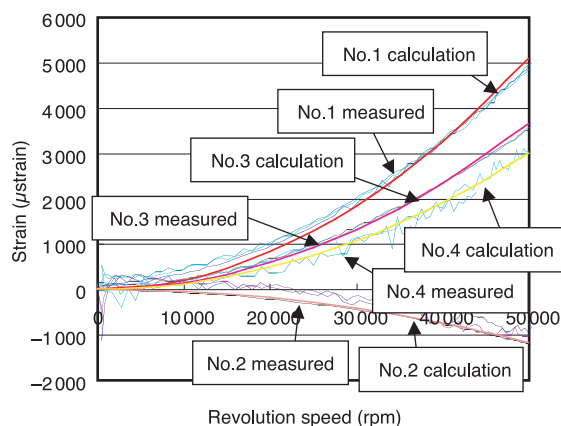


Fig.16 Comparison of calculation and measured strain

6. まとめ

フライホイールバッテリー用ロータについて、

- (1)高エネルギー密度化を可能とする材料および構造の決定
- (2)性能要求を満たすロータの寸法形状の決定
- (3)70000rpmまでの回転テスト
- (4)50000rpmまでのひずみ計測

を行い、50000rpmまでの運転領域に対して安全率2.0を確保したロータが得られると共に、計算と実測のひずみの良好な一致から設計手法の正しさを立証できた。

謝 辞

最後に本研究を進めるにあたり、多大なる御協力をいただいた石川島播磨重工業(株)殿に深く感謝いたします。

参考文献

- (1) 白鳥英亮ほか：円周方向繊維強化形回転円板の回転強度，日本機械学会論文集(第1部)，43巻371号，p.2473-2483 (1977)
- (2) 邊吾一ほか：繊維強化回転円板の最適積層について，日本機械学会論文集(A編)，45 巻 393 号，p.505-515 (1979)
- (3) 野口祐成：繊維強化プラスチック製蓄エネルギー用フライホイールの設計と試作，日本産業技術振興協会技術資料，No.122，p.45-54 (1982)
- (4) 小貝一夫ほか：エネルギー貯蔵用 FRP フライホイールに関する研究，石川島播磨技報，第22巻第5号，p.1-6 (1982)
- (5) 筒井康賢ほか：複合フライホイールの最適設計への一提案，日本機械学会論文集(A編)，49巻443号，p.812-817 (1983)

■ 著 者 ■



小林 裕 幸

電動車両用リチウムイオン電池の発熱機構

Thermal Behavior Mechanism of Lithium-ion Batteries
for Electric and Hybrid Vehicles

丸 野 直 樹*
Naoki MARUNO

荒 木 一 浩*
Kazuhiro ARAKI

佐 藤 登*
Noboru SATO

要 旨

電気自動車(EV)やハイブリッド電気自動車(HEV)の電源として期待されているLiイオン電池の熱力学的実験と考察を行った。その結果、充電時と放電時の熱収支はそれぞれ異なり、発熱因子も電池反応熱: Q_r 、分極損失熱: Q_p 、ジュール熱: Q_j の3種類に分類されることが確認された。更にこの発熱因子を充電時と放電時に区分することで、各因子の寄与度合いを定量的に表現できた。

電池反応の熱力学的解析からの発熱計算と実際のEV用大型Liイオン電池の発熱データとは良い一致を見せ、この熱力学的考察の確からしさが裏付けられた。この手法を用いることでEV用のみならず、HEV用Liイオン電池の熱制御技術の構築が可能となる。

ABSTRACT

Thermodynamics experiment and study were carried out for the Lithium ion batteries that are expected as the power sources for electric and hybrid vehicles. It is confirmed that the heat income and outgo depend on charging and discharging, respectively. And the heat generation factors will be decomposed to three elements: reaction heat value Q_r , polarization heat value Q_p , jule heat value Q_j . Furthermore, the contribution degree of each factor was able to be expressed quantitatively, by dividing these heat generation factors for charging and discharging.

The accuracy of thermodynamics logic was verified since the thermodynamics calculation coincided with the experimental data of heat generation for the practical Li-ion batteries for EV. It is possible to utilize the calculation and simulation for the development of Li-ion battery and the establishment of thermal control technology not only for EV but also for HEV.

1. はじめに

電気自動車、ハイブリッド電気自動車、ならびに燃料電池自動車(FCV)の電動車両開発が活発になっているなか、エネルギー貯蔵としての電池技術の進化が目覚ましい。特に、高性能ニッケル金属水素化物(Ni-MH)電池、およびリチウムイオン(Liイオン)電池の進化に大きな期待が寄せられている。なかでもNi-MH電池は性能、信頼性、安全性の面で一歩抜きんでており、実用化という観点では“HONDA EV PLUS”が既に市場実績で三年を、またHEVとしての“insight”で半年を経過した。

しかしNi-MHやLiイオン電池のような常温型電池は熱の影響を受けやすく、特に50℃以上の領域では充電効率や寿命特性が低下する場合があります。発熱制御が重要になっている。また、電池系に応じて発熱挙動が大きく変わることから、電池反応や発熱因子を十分に考慮したうえでの熱マネジメントが必要になる。

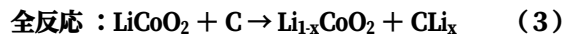
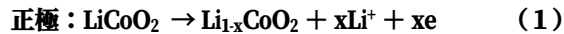
しかしながら、これまでに電動車両電池の熱挙動を熱力学的に扱った論文はほとんどなく⁽¹⁾、既報で取り扱ったNi-MH電池の発熱解析は定量的にまとめられた最初の論文である⁽²⁾。この既報をベースに、本報告では将来的に期待されているLiイオン電池をとりあげ、発熱因子の解析による発熱機構の明確化と、併せてLiイオン電池に必要な熱マネジメントの在り方について議論することを目的とした。

2. Liイオン電池の原理と特徴

コバルト酸リチウム(LiCoO_2)、マンガン酸リチウム(LiMnO_2 , LiMn_2O_4)、ニッケル酸リチウム(LiNiO_2)、あるいはこれらのハイブリッド材料を正極とし、ハードカーボンや黒鉛を負極に、エチレンカーボネート(EC)やプロピレンカーボネート(PC)から構成される非水系溶媒を電解液に、また LiPF_6 を支持電解質塩にするのが一般的なLiイオン電池である。この電池の充放電反応は式(1)～

*栃木研究所

(3)で表される。



すなわち、Fig.1 に示すように充電時に負極が Li イオンを吸蔵し、一方の正極が放電時に Li イオンを吸蔵するインターカレーション機構の Solid State 反応である。

電極活物質には鉛電池や Ni-MH 電池に比べて軽量材料が使われることから、Li イオン電池は重量当たりのエネルギー密度が大きくなるという特徴を有している。併せて容積エネルギー密度も大きいために、パソコンや携帯電話の電池は Ni-MH 電池からほとんど Li イオン電池に転換された。この延長上に Li イオン電池の大型化技術があり、EV および HEV 用に開発が加速されている。

3. Li イオン電池の熱作用による影響

一般にほとんどの二次電池は熱による作用によって性能が低下する。低温域では主に電解液の電気伝導度の減少から出力低下が起こり、また高温域では電池の寿命が低下する場合がよく見受けられる。その一例として、1.25Ah の民生用 Li イオン電池の発熱作用による容量劣化データを示す。

実験条件としては、環境温度：25℃、充電は 1A 定電流と 4.2V 定電圧の組み合わせでトータル 2.5 時間、放電は 1A, 2A, 3A および 4A の定電流により 2.5V の終止電圧とした。また充放電後の休止時間は10分とし、充電から放電までを1サイクルとした。この時の各電流値におけるサイクル数と容量比の関係を Fig.2 に、各電流値と放電中の電池平均温度との関係を Fig.3 に示す。

電動車両用の大型 Li イオン電池に対し、以上のような温

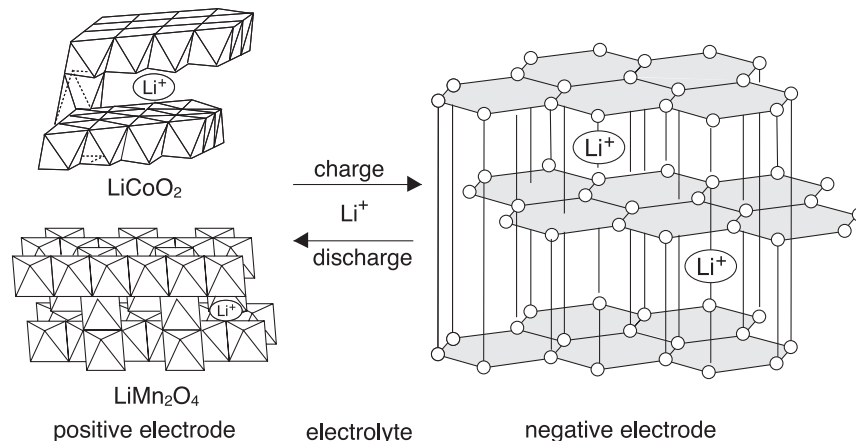


Fig.1 Crystal structures of Lithium cobalt oxide and Lithium manganese oxide as positive active material and carbon material as negative material

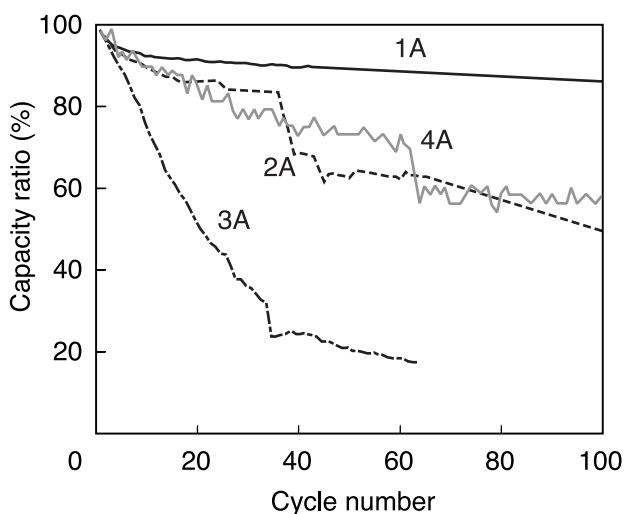


Fig.2 Change of the capacity ratio for each discharge current

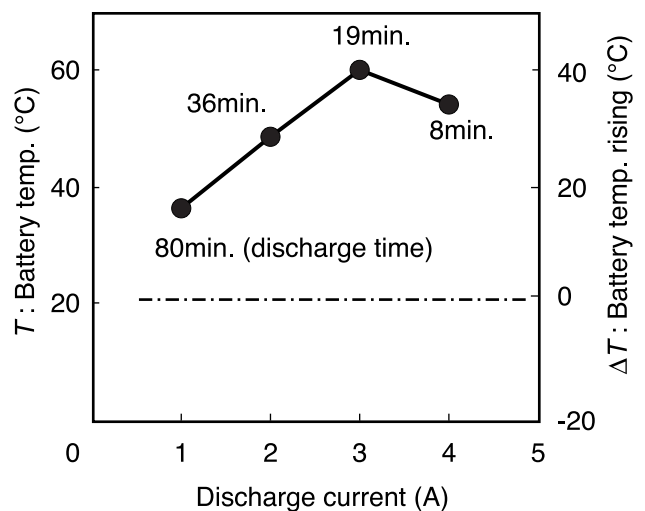
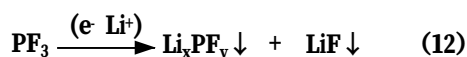
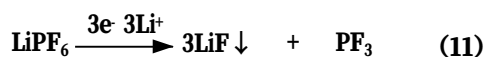
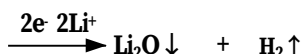
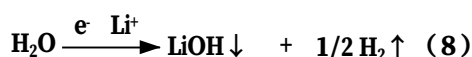
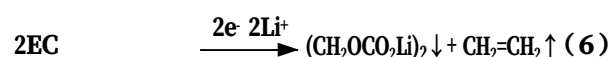


Fig.3 Relationship between the discharge current and the battery temperature rising

度上昇を任意に与える実験は安全上まだ課題があるので、民生用電池でのデータを基に解析したが、発熱機構や発熱の影響は基本的に同様である。

Fig.3 において、3A 放電よりも 4A 放電の方が電池温度が低くなっているのは、放電時間が 3A 放電に比べて短いため、電池温度が上昇する前に下限電圧の 2.5V に到達し次のサイクルに移行することで、電池温度が比較的低温に抑えられた結果と考えられる。

次に劣化速度について考察する。劣化の主要原因としては電極バルクの劣化と電極表面皮膜の成長・成分変化およびそれに伴う電解液の変質が考えられる。式(4)～(12)に示すように、複数の反応が複雑に絡み合って劣化が進行すると考えられている^{(3)～(9)}。



一方、電極劣化反応速度は式(13)のように表現できると考えられる。

$$K = I / nF \quad (13)$$

K : 電極劣化反応速度(mol/s)

I : 劣化で消費される電流値(A)

n : 反応次数

F : ファラディ定数(9.64846×10^4 C/equiv.)

ここで式(13)を用いて劣化反応速度を算出する。初期容量の 20%低下したところでサイクル寿命とし、その容量を寿命までに経過した積算時間で割ることにより、電池劣化に消費される電流値を求めた。反応次数は式(4)～(12)にあるように、 $n=1$ と 2 の場合がある。そこで、それぞれに関して式(13)より各温度における劣化反応速度を算出した。その結果を Table 1 に示す。

ここで活性化エネルギーを E_a (kJ/mol)、気体定数を R (8.31451 J/K·mol)、頻度因子を A (A/mol·s)とすると、Arrhenius の式は式(14)のように表現できる。

$$\ln K = -E_a / RT + \ln A \quad (14)$$

この式(14)を活用するために、電池の絶対温度の逆数に対し、劣化反応速度： K を対数換算してプロットしたものを Fig.4 に示す。

この近似式は相関係数 R が 0.987 であり、相関性が高いことが確認できる。すなわち温度変化に影響を受ける劣化メカニズムは、この劣化反応速度： K により大筋表現できるといえる。

式(14)を利用すると、 $E_a = 150.6$ (kJ/mol)、 $A_{n=1} = 3.643$

Table 1 Degradable reaction rate

I (A)	1	2	3	4
ΔT (°C)	11.3	23.7	35.0	29.2
Cycle number (≒)	500	38	10	27
Degradable rate: $K_{n=1}$ (mol/s)	1.25E-09	1.99E-08	8.24E-08	3.23E-08
Degradable rate: $K_{n=2}$ (mol/s)	6.25E-10	9.93E-09	4.12E-08	1.61E-08

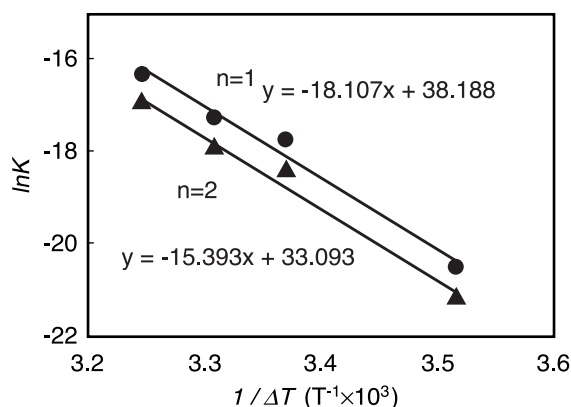


Fig.4 Arrhenius plot for the practical Li-ion battery

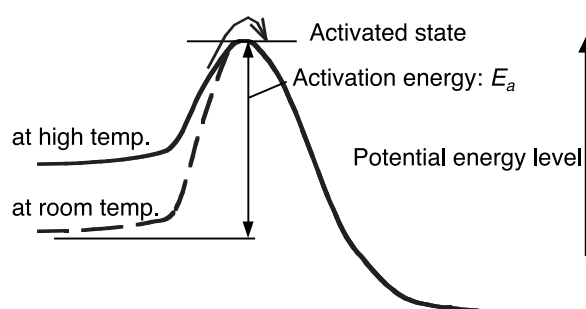


Fig.5 Energy barrier for chemical reactions

(mol/s), $A_{n=2} = 3.500$ (mol/s)となる。

ここで活性化エネルギーとは Fig.5 の E_a を指し、一般的に反応が進む時に乗り越えなければならないポテンシャルエネルギー障壁のことである。つまり、Li イオン電池が劣化反応を起こす際に必要なエネルギーということになる。

Li イオン電池の電極表面は常温状態において Fig.5 の破線のエネルギー準位にあり、比較的安定な状態にある。ところが、高温状態ではポテンシャルエネルギー準位が上がり、実線のエネルギー準位となる。この状態では活性化状態とのポテンシャルエネルギー差が減少するため図の頂点を越えやすくなる。つまり劣化反応速度が増すことになる。

また $n = 1$ と 2 では、活性化エネルギーは同等だが頻度因子： A は異なる値となっている。これは式(4)～(12)の各種反応の発生頻度を表わしていることになり、複合的に劣化反応が起きる結果と考察される。

以上のように、劣化を支配する因子として電池温度が大きく影響していることがわかる。そこで次に電池の充放電中の発熱機構を詳細に解析する。

4. 電池の発熱機構解析

一般に電池は充放電反応の段階で発熱または吸熱を伴う。電池反応における発熱は、可逆電池が定温定圧での熱力学的関係を保ち、その結果、電気的仕事に相当するギブスの自由エネルギー変化： ΔG により式(15)で表現される。

$$\Delta G = \Delta H - T\Delta S \quad (15)$$

ここで ΔH は電池反応のエンタルピー変化、 T は絶対温度、 ΔS は電池反応のエントロピー変化である。電池反応が可逆的に進行する場合、充電時と放電時とでは反応が逆になるため熱の出入りも逆になる。式(15)の $T\Delta S$ が電池反応における熱エネルギーに相当し、電池反応熱 Q_r として式(16)で表現される。

$$Q_r = T\Delta S = T(-\delta \Delta G / \delta T) \quad (16)$$

一方 ΔG は電池の起電力を E_e 、ファラデー定数を F 、電池反応に関与する電荷数を n とすると式(17)が成立するため、式(16)は式(18)に変換できる。

$$\Delta G = -nFE_e \quad (17)$$

$$Q_r = nFT(\delta E_e / \delta T) \quad (18)$$

しかし実際の電池の端子電圧 E_f は電池の電気化学的分極によって電極電位である平衡起電力からずれるため、この分極によるエネルギー損失分の発熱 Q_p を伴うことになる。この Q_p は充電時も放電時も発熱である。さらに電池反応では電解液の分解による副反応や自己放電なども生じ、これらに相当する Q_s の熱因子が現れる。また電池の電気的抵抗成分がもたらすジュール熱 Q_j も加わるため、電池反応の総

発熱量 Q_t は式(19)で表現される。

$$\begin{aligned} Q_t &= Q_r + Q_p + Q_s + Q_j \\ &= nFT(\delta E_e / \delta T) + Q_p + Q_s + Q_j \end{aligned} \quad (19)$$

5. Li イオン電池の熱挙動解析

5.1. 充電時の熱挙動

Li イオン電池の正極に Co 系の酸化物を用いた場合、充電時での反応では電池反応熱成分 Q_r は吸熱となるため、Ni-MH 電池と反対になり温度上昇の抑制が起こる。また充電末期での電解液の分解に伴う副反応は不可逆なガス発生反応であり、可燃性ガスを生成するため安全上問題が生じるので、副反応が起こる前段階で制御する必要がある。したがって Ni-MH 電池と異なり、必然的に Q_s 項はゼロとなる。実際には 3. で記述したように、劣化時に副反応が伴うため微量の熱は発生していると考えられるが、他の熱と比較すると小さいためここでは無視することとした。

一方、放電時では電池反応熱成分 Q_r は発熱となるため、充電時に比べて電池反応から生じる熱ストレスが大きくなる。さらに電気的抵抗成分がもたらすジュール熱 Q_j も加わるため放電時の発熱はさらに大きくなる。自己放電等の大きな電池ではこれに相当する発熱も無視できなくなるが、現在実用化されている Li イオン電池の自己放電は小さく、熱挙動を解析する上では無視しても問題ないレベルであり、ここでは考慮しないことにする。よって放電時においても Q_s 項はゼロとなる。

すなわち Li イオン電池の場合には、使用上の制限により式(19)は式(20)に置き換えることができる。以上のように、充電時と放電時では関連する支配的な熱因子が異なってくることに注目する必要がある。

$$\begin{aligned} Q_t &= Q_r + Q_p + Q_j \\ &= nFT(\delta E_e / \delta T) + Q_p + Q_j \end{aligned} \quad (20)$$

5.2. 熱挙動因子の解析

5.2.1. 電池反応熱； Q_r

Li イオン電池における充電時の反応熱は、正極から取り出された Li イオンが負極にインターカレートされる際の吸熱に相当する。そしてこれと等価の発熱が放電時に生じることになる。式(1)および(2)の全生成熱を Q_1 (kJ/mol) とし、電池の充電時電流を I_c とすれば、これに伴う単位時間当たりの電池反応熱 Q_r は式(21)のようになる。すなわち単位時間当たりの電池反応熱は充電電流の一次関数で表現できる。

$$\begin{aligned} Q_r &= Q_1 / (F / 3600) \cdot I_c \\ &= 3.73 \times 10^2 \cdot Q_1 \cdot I_c \text{ (kJ/h)} \end{aligned} \quad (21)$$

5.2.2. 分極損失発熱； Q_p

実際の電池反応で理論起電力からずれる分極の原因は、

電池反応過程で原子の拡散や移動にエネルギーが必要とされるためである。Li イオンの場合、化学拡散係数が $5 \times 10^{-9} \text{cm}^2/\text{s}$ と小さいため⁽¹⁰⁾、電極内での拡散や移動が支配因子となる。また3. で記述したようなサイクルに伴う電極表面の変質が分極増大の原因となる。したがって、発熱制御の観点からは分極の小さな組成設計が鍵となる。

この分極に伴う放電時の分極抵抗成分 R_{pd} は、放電時の電池全抵抗 R_{td} の一部に相当する分極抵抗成分として出現することから、電気的抵抗成分を R_e と表現すると R_{pd} は式(22)のように表現される。この時の単位時間当たりの分極損失熱 Q_{pd} は放電電流を I_d とすると式(23)となる。充電の場合は抵抗成分 R_{pd} を R_{pc} に、電流値 I_d を I_c に置き換えることにより、式(24)および(25)のように表現できる。

$$R_{pd} = R_{td} - R_e \quad (22)$$

$$Q_{pd} = I_d^2 \cdot R_{pd} \text{ (W)} = 3.60 \cdot I_d^2 \cdot R_{pd} \text{ (kJ/h)} \quad (23)$$

$$R_{pc} = R_{tc} - R_e \quad (24)$$

$$Q_{pc} = I_c^2 \cdot R_{pc} \text{ (W)} = 3.60 \cdot I_c^2 \cdot R_{pc} \text{ (kJ/h)} \quad (25)$$

しかしこの発熱量は全ジュール熱として出現するため、分極損失発熱 Q_{pd} と Q_{pc} は直接求めることはできなく、式(22)および(24)の全抵抗成分から分極抵抗成分を分離し、その抵抗成分に相当する発熱量として算出する必要がある。

5.2.3. 電気的抵抗成分のジュール熱: Q_j

電池の内部抵抗に依存する発熱がジュール熱として現われるが、式(22)と(24)に示したように内部抵抗は電気的抵抗と分極に基づく反応抵抗とから構成され、そのトータルとしての発熱を生じる。後者の発熱は 5.2.2. に示した通りであるが、電気的抵抗成分の単位時間当たりのジュール熱 Q_j は放電電流を I_d とすると式(26)で表現できる。また充電時は電流値 I_d を I_c に、電気的抵抗 R_{ed} を R_{ec} に置き換える

ことにより式(27)で表現できる。

$$Q_j = I_d^2 \cdot R_{ed} \text{ (W)} = 3.60 \cdot I_d^2 \cdot R_{ed} \text{ (kJ/h)} \quad (26)$$

$$Q_j = I_c^2 \cdot R_{ec} \text{ (W)} = 3.60 \cdot I_c^2 \cdot R_{ec} \text{ (kJ/h)} \quad (27)$$

したがって、このジュール熱を下げるためには電池の電気的抵抗成分 R_e をできるだけ小さくする材料設計と構造設計が必要になる。電気的抵抗成分は集電体と電極活物質間をつなぐ電流ネットワークや非導電材であるセパレータ、あるいは電解液などが支配的になる。 R_{td} は Fig.6 に示す通り放電状態: DOD により変化し、DOD 値の大きいゾーンで増加する。ここでは DOD50% のポイントを基準値 1.0 とした。

また Fig.7 に示す通り、Li イオン電池に一般的に使用される PC/DMC/LiPF₆ 系の電解液の電気伝導度は温度によって変化し、電池温度が低温側にシフトすると電池の内部抵抗が増大することになる。

5.2.4. 充放電時の熱収支

(1) 充電時の熱収支 以上の結果と式(20)より、単位時間当たりの充電時の熱収支 Q_c は式(28)で表現される。

$$\begin{aligned} Q_c &= Q_r + Q_{pc} + Q_j = -3.73 \times 10^{-2} \cdot Q_1 \cdot I_c \\ &\quad + 3.60 \cdot I_c^2 \cdot R_{pc} + 3.60 \cdot I_c^2 \cdot R_{ec} \\ &= -3.73 \times 10^{-2} \cdot Q_1 \cdot I_c + 3.60 \cdot I_c^2 \cdot R_{tc} \text{ (kJ/h)} \end{aligned} \quad (28)$$

(2) 放電時の熱収支 同様に単位時間当たりの放電時の熱収支 Q_d は式(29)で表現される。

$$\begin{aligned} Q_d &= Q_r + Q_{pd} + Q_j = 3.73 \times 10^{-2} \cdot Q_1 \cdot I_d \\ &\quad + 3.60 \cdot I_d^2 \cdot R_{pd} + 3.60 \cdot I_d^2 \cdot R_{ed} \\ &= 3.73 \times 10^{-2} \cdot Q_1 \cdot I_d + 3.60 \cdot I_d^2 \cdot R_{td} \text{ (kJ/h)} \end{aligned} \quad (29)$$

5.2.5. 電流値に対する反応熱とジュール熱の変化

式(28)と(29)を用いて電流値に対する反応熱およびジュール熱の変化を解析する。式(28)において第1項は反

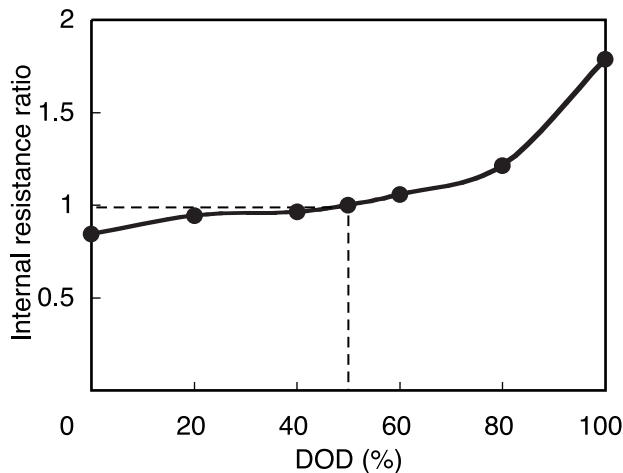


Fig.6 Relationship between DOD and internal resistance ratio

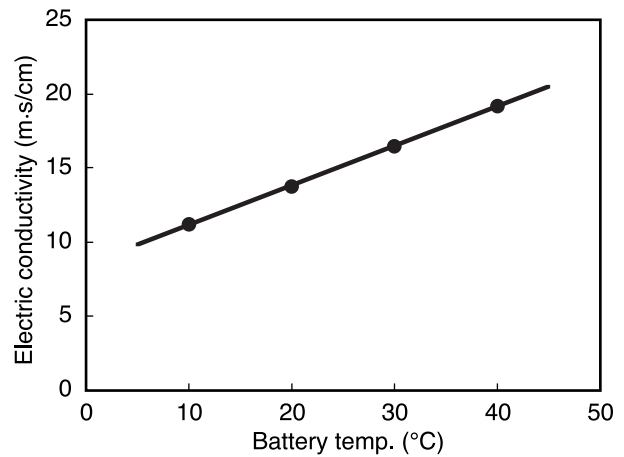


Fig.7 Battery temperature dependence on electric conductivity of 1.0M-PC/DMC/LiPF₆ electrolyte

応熱による吸熱，第2項はジュール熱による発熱を示している。一方，式(29)における第1項は反応熱による発熱を示している。この関係を Fig.8 に示す。

第1項，第2項に含まれている生成熱 Q_I 及び内部抵抗 R_t は DOD によって変化する。ここでは代表的な値として DOD50%における各項の発熱量を算出する。 Q_I は 9.39kJ/mol，内部抵抗 R_t は電池のサイズによって単位セル当たり EV 用で 1～2 mΩ，HEV 用で 3～5 mΩである。試算のために EV 用として 1.2 mΩ，HEV 用として 4 mΩで算出したときの反応熱および放電時のジュール熱による発熱量の変化を Fig.9 に示す。

充電側では反応熱は吸熱となり，EV 用の Li イオン電池では電流値が 70～80A までは反応熱による吸熱量の方がジュール熱による発熱量よりも大きくなるため，充電時熱

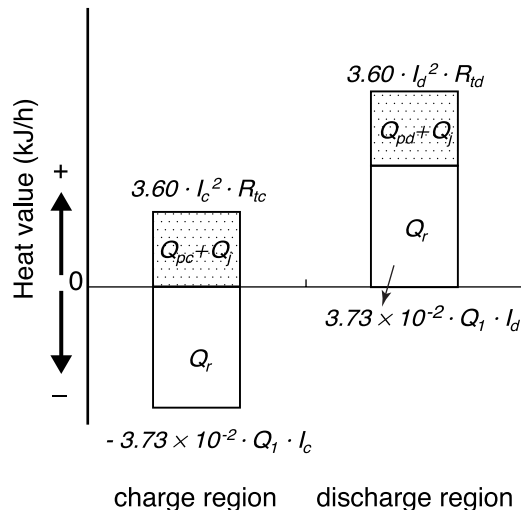


Fig.8 Heat income and outgo model of Li-ion batteries during charge and discharge process

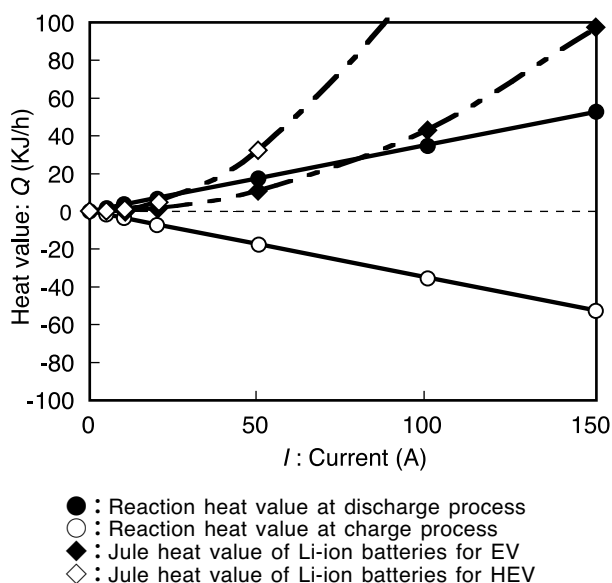


Fig.9 Relationship between current and heat value

量 Q_c はマイナス値となり電池温度を低下させることになる。放電側では反応熱もジュール熱も発熱であるので，常に温度上昇することになる。EV 用の Li イオン電池では，70～80A までは反応熱による温度上昇の方がトータルの温度上昇へ与える寄与率是大きいが，それを越えるとジュール熱による寄与率の方が大きくなる。

一方，HEV 用のように小容量の Li イオン電池では，内部抵抗が EV 用に比較すると大きくなるため，20～30A 程度で反応熱よりもジュール熱による発熱の方が寄与率も大きくなる。すなわち，20A 以上の大きな電流の流れる頻度が多くなる HEV 用 Li イオン電池では，内部抵抗の低減が電池寿命を延ばす上では必須となる。

6. シミュレーションと実測値の比較

ここで式(28)と(29)を用いて発熱シミュレーションを行い，実測値との比較を行った。Fig.10 の実車走行モードにおける電池出力： W から式(30)を用いてモード電流値を算出し，マイナス電流値の時は式(28)に，プラス電流値の時は式(29)を用いて発熱量を算出した。

$$I = \{E_e - (E_e^2 - 4 \cdot R_t \cdot W)^{1/2}\} / 2 \cdot R_t \quad (30)$$

さらに式(31)で示すように，その発熱量を電池熱容量： C (kJ/K)で割ることにより単位時間当たりの電池温度変化： ΔT を算出した。また電池熱容量は電池構成材料から $C = 3.42$ (kJ/K)と算出した。そこでFig.11に示すように，25℃断熱状態での単位時間当たりの熱放射速度： T_r を考慮してシミュレーション精度の向上を図った。

$$\Delta T = Q_t / C - T_r \text{ (K/h)} \quad (31)$$

その結果を実測値とともにFig.12に示す。実測値はEV用 80Ah大型Liイオン電池を断熱材で囲い，断熱状態に近い状態での電池温度を表示した。シミュレーション結果と実測値はほぼ一致している。DOD70%を境に各々実測値とのわ

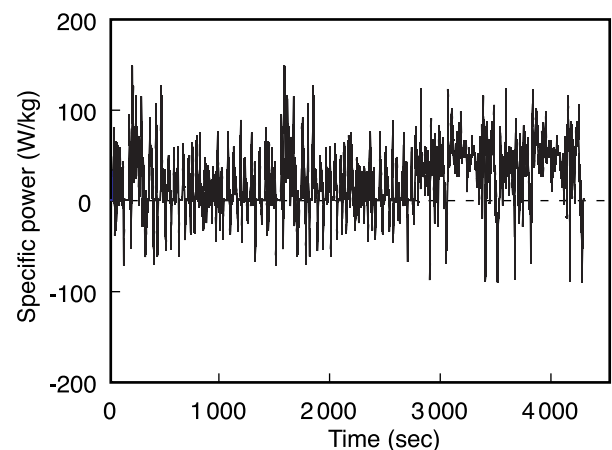


Fig.10 Vehicle test mode

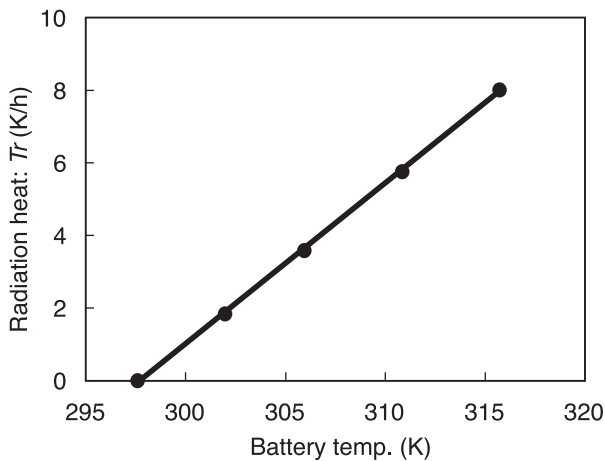


Fig.11 Correlation between battery temperature and radiation heat with an adiabatic state

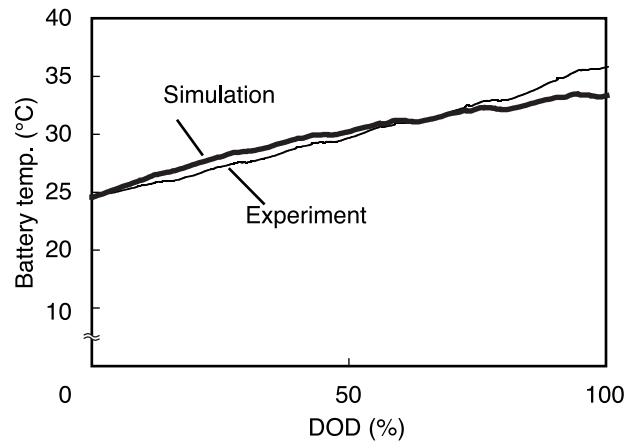


Fig.12 Comparison of experimented heat value with simulation data

ずかなずれがある原因は、シミュレーションを行うにあたり計算を簡略化するために内部抵抗 R_t をDOD50%の値に統一したためである。実際にはFig.6に示したようにDODによって内部抵抗が変化し、特にDODの大きい領域で上昇する。すなわちDODの大きい領域でシミュレーションより実測値の方が若干大きくなった理由は、実際の内部抵抗より小さい値を使ったためである。

以上のことから、5.で記述した発熱挙動の解析結果は理論上正しいことが裏付けられた。本論文では、EV用を対象にLiイオン電池のシミュレーションを行ったが、当然のごとくHEV用でも同様な試算が行えることになる。

7. まとめ

電池反応の熱力学的解析により、以下の発熱因子の細分化および電池の発熱特性の推測が可能となった。

- (1) 熱生成因子は電池反応熱: Q_r 、分極損失熱: Q_p 、ジュール熱: Q_j の3種に分類でき、 Q_r は $3.73 \times 10^2 \cdot Q_1 \cdot I$ 、 Q_p は $3.60 \cdot R_p \cdot I^2$ 、 Q_j は $3.60 \cdot R_e \cdot I^2$ と表現できる。
- (2) 正極材料に LiCoO_2 を用いた場合、充電時の電池反応熱は吸熱となり、EV用 80Ah の大型 Li イオン電池では電流値が 70 ~ 80A までは反応熱による吸熱量の方がジュール熱による発熱量より大きくなるため、充電時熱量: Q_c はマイナス値となる。
- (3) 発熱因子を充電時と放電時でさらに細分化し、それらの値を元にシミュレーションをした結果、実測値との良い一致が確認され、本解析手法の確からしさを裏付けることができた。
- (4) この手法により、EV用のみならず HEV 用などの容量の異なる Li イオン電池に対しても発熱特性の定量的推測が可能となる。

8. おわりに

本論文により発熱機構を解析することで、Liイオン電池の実負荷による発熱の定量的な解析を可能にすると共に、電動車両用のLiイオン電池設計への指針を明確にすることができた。本報告が魅力ある HEV 用あるいは EV 用電池の実用化を目指した開発の指針となれば幸いである。

記号一覧

- ΔG : ギブスの自由エネルギー変化
- ΔH : 電池反応のエンタルピー変化
- ΔS : エントロピー変化
- E_e : 活性化エネルギー
- T : 絶対温度
- K : 電極劣化反応速度
- R : 気体定数
- A : 頻度因子
- F : ファラデー定数
- C : 電池熱容量
- W : 電池出力
- T_r : 熱放射温度
- Q : 熱量
- Q_t : 電池全熱量
- Q_c : 充電時熱量
- Q_d : 放電時熱量
- Q_r : 電池反応熱
- Q_p : 分極損失熱
- Q_s : 副反応熱
- Q_j : ジュール熱
- I_c : 電池充電電流

I_d : 電池放電電流
 R_t : 電池全抵抗
 R_{tc} : 充電時電池抵抗
 R_{td} : 放電時電池抵抗
 R_p : 分極抵抗
 R_{pc} : 充電時分極抵抗
 R_{pd} : 放電時分極抵抗
 R_e : 電気抵抗

参考文献

- (1) 斎藤善康, 金成克彦, 高野清南: リチウムイオン二次電池の熱特性解析, 電池技術, Vol.8, p.129-138(1996)
- (2) 佐藤登, 八木一彦: 電気自動車用ニッケル金属水素化物電池の熱挙動解析, HONDA R&D Technical Review, Vol.10, p.32-41(1998)
- (3) 竹原善一郎 監修: 高密度リチウム二次電池 その反応, 材料開発, 東京, 株式会社テクノシステム, 1998, p.45-49
- (4) Chusid, O., Ein-Eli, Y., Aurbach, D., Babai, M. and Carmeli, Y.: J.Power Source, Vol.43, p.47 (1993)
- (5) Aurbach, D., Ein-Eli, Y., Chusid, O., Carmeli, Y., Babai, M. and Yamin, H.: J.Electrochem.Soc., Vol.141, p.603 (1994)
- (6) Ein-Eli, Y., Markovsky, B., Aurbach, D., Carmeli, Y., Yamin, H. and Lusk, S.: Electrochim. Acta, Vol.39, p.2559 (1994)
- (7) Aurbach, D., Ein-Eli, Y., Markovsky, B., Zaban, A., Lusk, S., Carmeli, Y. and Yamin, H.: J.Electrochem.Soc., Vol.142, p.2882 (1995)
- (8) Aurbach, D. and Ein-Eli, Y.: J.Electrochem.Soc., Vol.142, p.1746 (1995)
- (9) Ein-Eli, Y., Thomas, S., Chadha, R., Blakley, T. and Koch, V.: J.Electrochem.Soc., Vol.144, p.823 (1997)
- (10) 芳尾真幸, 小沢昭弥: リチウムイオン二次電池 材料と応用, 東京, 日刊工業新聞社, 1996, p.13

■ 著 者 ■



丸野直樹



荒木一浩



佐藤 登

レーンキープアシストシステムにおける 白線認識システムの開発

Development of a Lane mark Recognition System for Lane Keeping Assist System

峯 田 憲 一*
Ken ichi MINETA

鵜 浦 清 純*
Kiyozumi UNOURA

池 田 哲 夫*
Tetsuo IKEDA

要 旨

HONDA Intelligent Driver Support System の主要なコンポーネント、LKAS(Lane Keeping Assist System)のために、カメラで撮影した画像から白線を認識するシステムを開発した。Hough 変換と白線の特徴である正負エッジ点抽出を組み合わせた新しいアルゴリズムにより、ノイズを排除し、処理の大半を専用チップで高速処理することが可能となった。この結果、分岐や二重破線などの複雑な白線をリアルタイムで処理できることが確認できた。

また実画像に対する実験の結果、実用上十分な認識率があり、車線維持制御に利用するのに十分な位置精度を持つ出力が得られることがわかった。

ABSTRACT

A lane mark recognition system that processes images taken by a camera for LKAS (Lane Keeping Assist System) has been developed. This system is a main component of HONDA Intelligent Driver Support System. A new algorithm that was a combination of Hough transformation and extracting positive and negative edges which were feature of lane mark was used. By the algorithm, we can remove noise and execute fast image processing with a special chip. As a result, we can process images in real time even in the complex situation such as a parting road and as double broken line conditions.

In experiments on real images, we can make sure that the rate of recognition is sufficiently high and output data is accurate enough for steering control.

1. まえがき

近年、エレクトロニクス技術の進化に伴い自動車のインテリジェント化の研究開発が盛んに行われるようになった。一部のものはすでに実用化されており、例えば車両前方に向けてレーザレーダを取り付け、前走車を認識して車間距離を調節するシステムが開発されている⁽¹⁾。著者らは、このようなシステムを更に進化させた HONDA Intelligent Driver Support System を開発した。本システムは、カメラで撮影した画像から白線を認識し、その結果を用いて EPS (電動パワーステアリング)のトルクを制御し、ドライバが車線維持のために操舵するのをアシストするシステム、Lane Keeping Assist System(以下 LKAS)を備えている。この LKAS を開発する上で課題となったのは、(1)従来の白線認識システムでは車線維持制御に利用するには位置精度が十分でない、(2)分岐や二重破線など複雑な構造の白線に対応できない、ということであった。そこで我々はこれらの問題に取り組み、LKAS に利用可能な白線認識システムを新たに開発した。本稿ではこの白線認識システムのしくみを解説し、実際の道路画像に対する実験結果について報告する。

2. システム概要

2.1. HONDA Intelligent Driver Support System の概要
HONDA Intelligent Driver Support System は2つの主要なシステムから構成されている。

Fig.1に示すとおり、レーザレーダにより前走車との距離を検出し、アクセルとブレーキを使って車間距離を適切に保つ ACC(Adaptive Cruise Control)システムと、CCD カメラにより車両前方の道路画像を撮像し、画像処理によって白線を検出し、EPS のトルクを制御して、ドライバが車線を維持するのをアシストする LKAS である。本稿で紹介する白線認識システムは、この LKAS のために開発されたものである。そこで次に LKAS の概要を説明する。

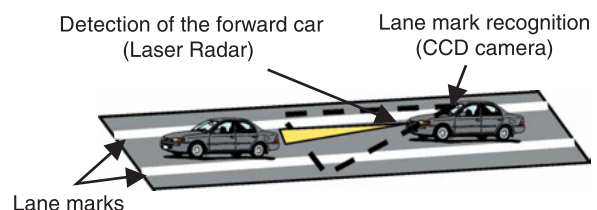


Fig.1 Main functions of HONDA Intelligent Driver Support System

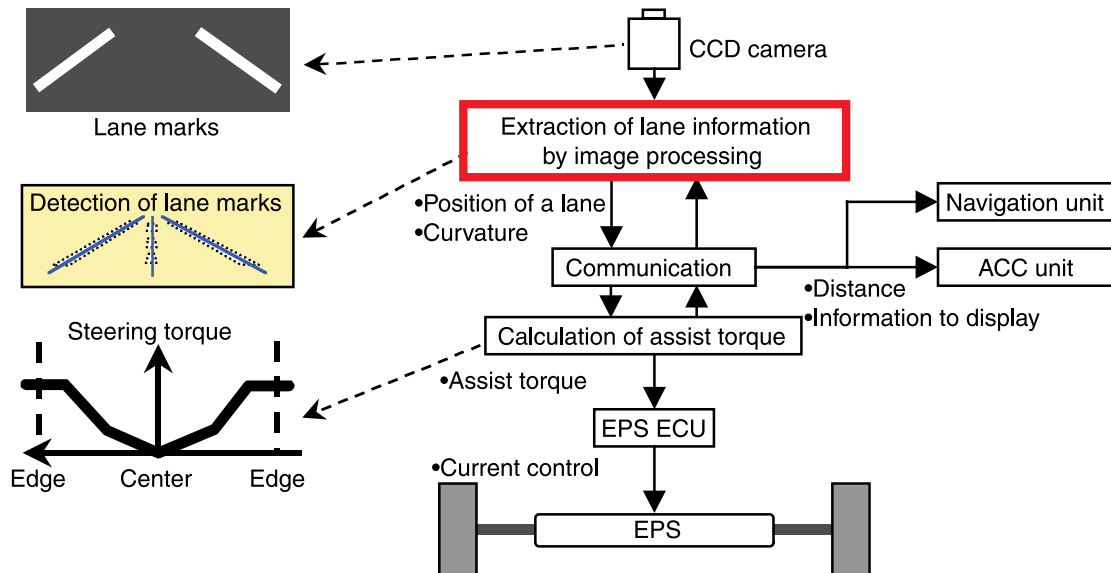


Fig.2 Flowchart of the LKAS process

2.2. LKAS の処理フロー

Fig.2 は LKAS の処理フローの概要である。LKAS ではドライバーが車線を逸脱しないように操舵するのをアシストするため EPS のトルクを制御する。そのために以下の処理を行う。まず、ルームミラー付近に取り付けた CCD カメラにより自車の前方の道路面を撮影する。次にこの画像を画像処理ハードおよび CPU により画像処理し、車線位置と道路曲率を抽出する。その車線情報を用いて車線維持をアシストするために必要な EPS のトルク値を算出する。最後にその指示トルク値を EPS の ECU へ送り EPS を制御する。

Fig.3 はその画像処理の部分の説明したフロー図である。本システムにおける白線認識処理は図に示すとおり、2 つ

のステップに分かれている。第1ステップは白線の候補点列をいくつか検出するステップである。このステップでは白線の可能性がある点列をできるだけ多く検出する。この中には当然ガードレールのような白線ではないものや、分岐の白線のように自車線とは関係ない白線も含まれることがある。しかし、これら対象外の点列の除去は次のステップで行うことにして、ここでは白線を取り損なうことが無いようにすることを第一の目標としている。第2のステップではそれらの候補の中から白線として最も適当なものを選択し、車線位置や道路の曲率などの車線情報を計算する。このステップでは白線の位置をより精度よく求めるために過去のデータを保持している。過去データとの連続性を考慮して候補の中から白線を選択し、さらに過去データと選択した白線点列を合わせて統計的に処理することによって白線位置を推定する。以降ではこの2つのステップについて詳しく説明をしていく。まず3章で白線候補点列の検出手法の説明をし、4章でデータ評価の説明をする。

3. 白線候補点列検出手法

3.1. 対象とする画像

LKAS で処理しなければならない画像の例を Fig.4 に示す。本システムでは画像処理の第一段階として、明るさの違いによる濃度値の変化の影響を無くすためエッジ点処理をする。Fig.4はそのエッジ点処理をした画像である。HONDA Intelligent Driver Support System は高速道路での作動を前提にしているシステムなので、白線認識システムも一般道ではなく高速道路の白線を対象にしている。高速道路の白線で特徴的なのは、インタチェンジやサービスエリアの合流と分岐(b)、比較的きついカーブによくみられる二重破線(f)などがある。ここでいう二重破線とは、通常の白線の内

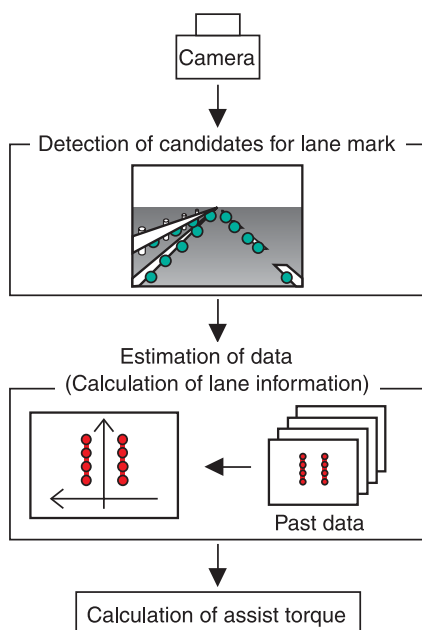


Fig.3 Flowchart of the lane mark recognition

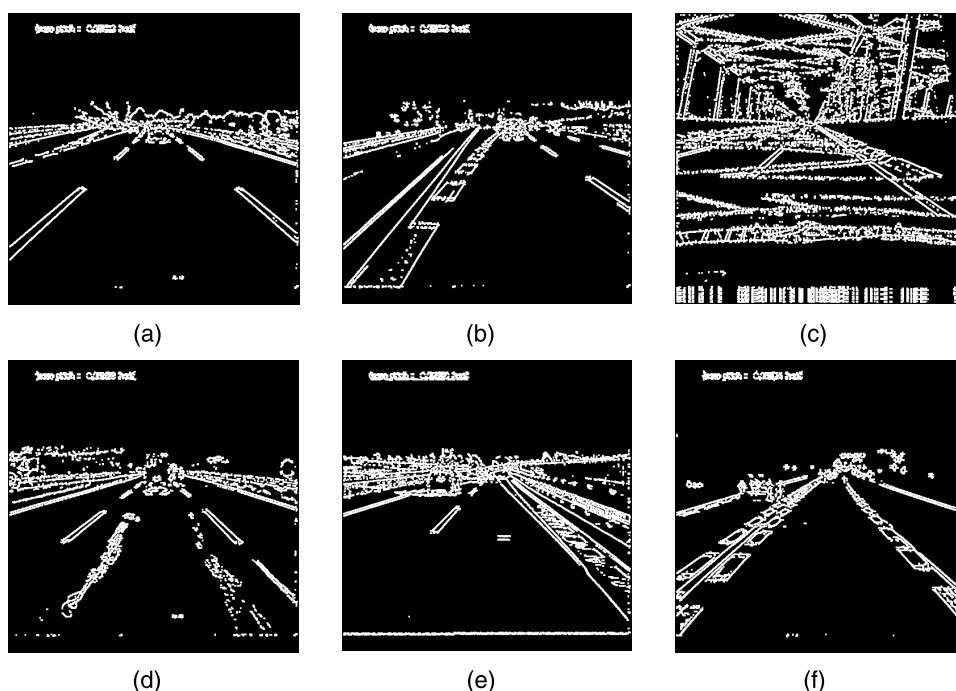


Fig.4 Sample of road images (after edge extracting process)

側にさらに太く短いピッチでペイントされている破線のことで、視覚的にスピード感を増し、ドライバーが減速することを期待するものである。その他に考慮しなければならないものは道路の補修跡 (d) やガードレール、ガードレールによってできる影 (e) などである。さらに複雑な画像の例としては、鉄橋のほりの影 (c) などがある。

3.2. 白線認識の基本原則

画像処理によってどのように白線を認識するのか、その基本原則をこれから説明する。本システムでは白線の特徴として正エッジと負エッジのペアを利用している。正エッジとは画像を左から右に走査していったときに濃度値が増加するエッジ点のことであり、負エッジとは同様に濃度値が減少するエッジ点のことである (Fig.5)。この正・負のエッジ点が次のような条件を満たして配置されている場合、白線を構成する点の候補と考える。

- (1) 所定の距離以内にあること。
- (2) 画面を左から右に走査したとき「正」→「負」の順に配置されていること。

白線を認識する手がかりとしてもうひとつ、エッジ点列

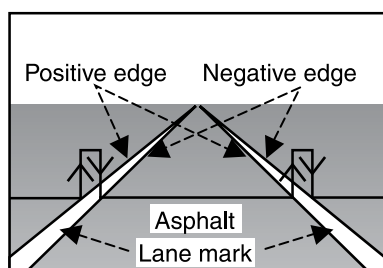


Fig.5 Definition of the positive/negative edge

が直線的にならんでいることも利用する。高速道路においては道路がたとえカーブであっても画面上では比較的直線に近い部分の白線はほぼ直線とみなすことができる。しかもこの部分が画面の大半を占めるので、この手がかりは有効である。画面上に直線的に並んでいる点列を検出する画像処理手法としては、Hough変換⁽²⁾⁽³⁾がよく利用されており、実際にHough変換を利用して白線を認識する研究が行われている⁽⁴⁾⁽⁵⁾。本システムでもこの手法を利用している。以下にHough変換の原理と、Hough変換処理をコンピュータでどのように実現するかを説明していく。まず Fig.6(a)のようなX-Y平面上に点(x, y)があるとする。この点を通る直線Lに対して図のようにρとθをとる。ρは原点からLへおろした垂線の長さであり、θはこの垂線とX軸とのなす角である。このときx, y, ρ, θの間には以下の関係が成り立つ。

$$\rho = x \cdot \cos \theta + y \cdot \sin \theta \quad (1)$$

ここで直線Lを点(x, y)を中心に回転させると (Fig.6(b)), それに伴いρ, θも変化する。その値の変化をρ-θ平面に描くと Fig.6(c) のようになる。次にこの操作をX-Y平面上に直線的に並ぶ複数の点(x_i, y_i) (i = 1, 2, ...) に対して行う場合を示したのが Fig.7 である。このとき、ρ-θ平面上に描かれる曲線の交点はX-Y平面上で各点を通る共通の直線に対応する。よって、点列を通る直線はρ-θ平面上の曲線の交点を求めることによって得られる。

ρ-θ平面の交点を(ρ₀, θ₀)とすると、直線は、

$$x \cdot \cos \theta_0 + y \cdot \sin \theta_0 = \rho_0$$

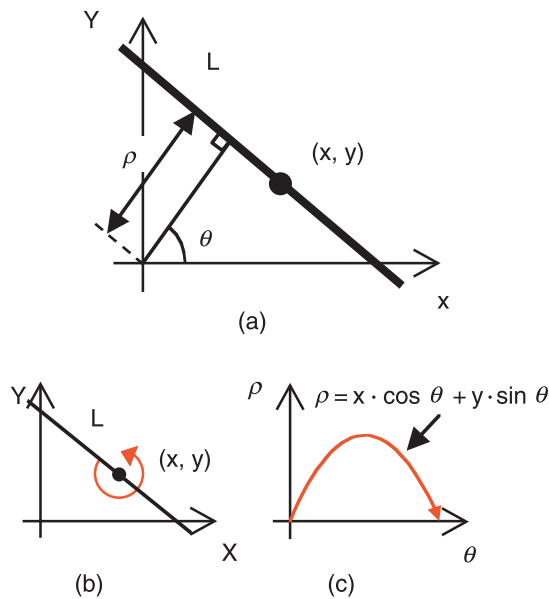


Fig.6 Definition of Hough transformation (1)

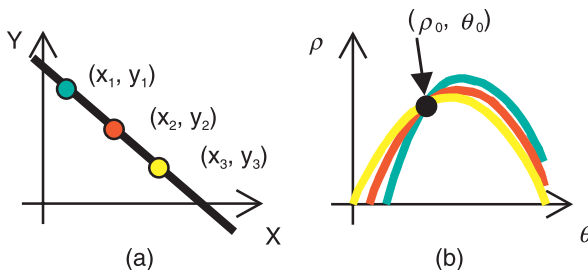


Fig.7 Definition of Hough transformation (2)

と表わすことができる。

次に Hough 変換をコンピュータで実行する手順を示す。

(手順1)

$\rho - \theta$ 平面に対応する2次元配列を用意する (Fig.8)。各要素はカウンタとして機能する。

(手順2)

画像上の点 (x, y) について θ を $0 [\text{deg}]$ から $180 [\text{deg}]$ まで変化させながら ρ を計算し、 $[\rho, \theta]$ で参照される配列要素のカウンタ値を1増やす。(投票処理)

(手順3)

すべてのエッジ点について上記(手順2)の処理を行う。

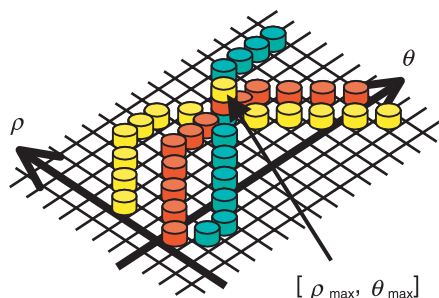


Fig.8 Implementation of Hough transformation

(手順4)

2次元配列のなかでカウンタ値が極大のものを選ぶ。この配列のインデックスを $[\rho_{\max}, \theta_{\max}]$ とすると、 $X - Y$ 平面において、

$$\rho_{\max} = x \cdot \cos \theta_{\max} + y \cdot \sin \theta_{\max}$$

が検出された直線である。

たとえば、 θ の刻みを $1 [\text{deg}]$ に決めて実行したとすると画像上の各点に対して式(1)の計算を180回しなければならない。ただし、処理が単純な計算の繰り返しなので、コンピュータ処理に向いた方法だといえる。

Hough変換について重要な点をまとめると以下ようになる。

- (1)「画像平面 $x - y$ 上の直線点列は Hough 空間 $\rho - \theta$ 上の局所ピークに対応する (Fig.9).」
- (2)「Hough 空間上の局所ピークの高さは対応する直線点列の点数に対応する (Fig.9).」

またその他の特徴をまとめると、Hough 変換の利点はエッジ点列の細かな凹凸にとらわれず、大局的に指向する直線を検出できることである。反対に不利な点としては、例えば二重破線のようにエッジ点が局所的に集中して見られるような場合に、検出したい直線以外の直線が多数検出されてしまうことである。

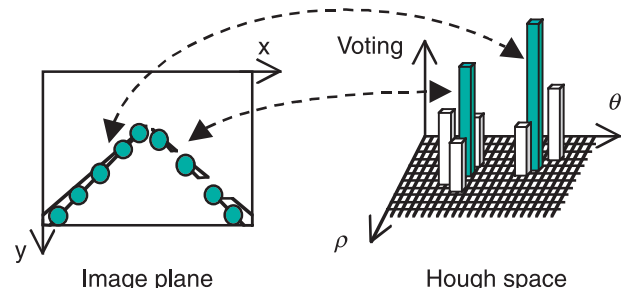


Fig.9 Hough transformation

3.3. HONDA Intelligent Driver Support System 用白線認識手法の特徴

本システムでは、3.2 節で説明した基本原理を組み合わせ、二重破線のような複雑な画像に対応でき、かつノイズの影響を受けにくい白線認識手法を実現した。その特徴を以下に説明する。

最初の特徴は以下のようなものである。

- (1)「二重破線のような複雑な画像に対応している。」

Fig.10 に示すように二重破線の画像に対してエッジ点抽出処理を行うと、エッジ点が非常に密集して検出される。このような場合、Hough 変換を行うと多くの方向の直線成分が検出されてしまい、対象となる白線が埋もれしまう (b)。そこで Hough 変換の際、3.2 節 Fig.5 で説明した白線の特徴を利用することによって余計な方向の直線成分を排除す

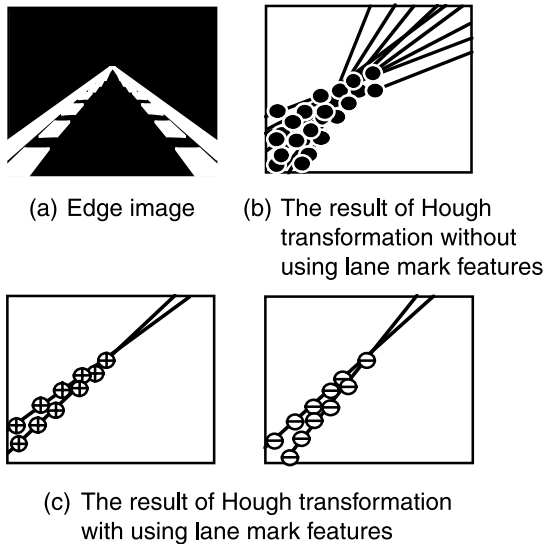


Fig.10 Features of the a lane mark recognition algorithm (1)

る(c)。このため、二重破線のような複雑な白線でも高い確率で認識することができる。

2番目の特徴は以下のとおりである。

(2)「認識結果として直線パラメータではなく点列を出力する。」

Hough変換した結果得られるのはあくまでも直線のパラメータであるが、これをそのまま認識結果として用いると

Fig.11(a)に示すような緩くカーブしているような白線を処理する場合、現実の白線の位置と出力された直線との間に大きなずれが生じてしまい、白線の位置精度が十分出せない(b)。これを回避する方法としては例えば Hough 変換の角度分解能を上げることが考えられる。そうすれば複数の線分で曲線を表現することが可能になり、白線位置を正確に表現することができる。しかし、そのためにHough変換の処理量が数倍に膨れ上がってしまい現実的ではない。そこで、本システムでは白線候補として検出された Hough

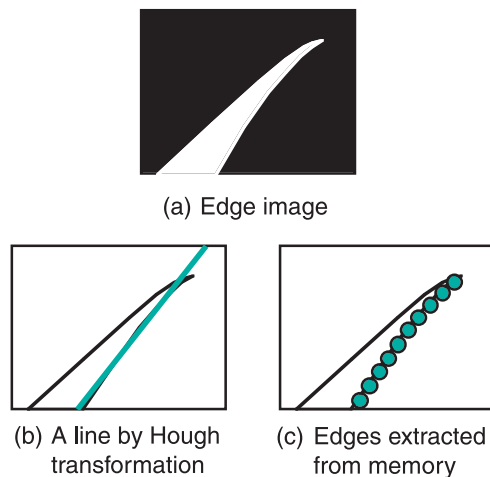


Fig.11 Features of the a lane mark recognition algorithm (2)

ピークそのものを出力するのではなく、Hough ピークを構成している点列を出力するようにした(c)。この出力結果は次のステップであるデータ評価の処理段階でさらに過去のデータと合わせて統計処理され、より精度の高い白線位置が計算される。

3番目の特徴は以下のとおりである。

(3)「ハード化が容易。」

本手法は処理量の大半を Hough 変換が占めている。Hough 変換は、3.2. 節の式(1)を繰り返し計算するだけなのでハード化するのが容易である。実際に本システムではこの処理は専用ハードウェアによって行われており、システムの CPU でソフトウェア処理する場合に比べておよそ100倍程度の高速化を実現している。結果として、限られたハードウェア資源の中で画像全体を処理することが可能となり、分岐など紛らわしい白線があっても複数の候補点列の中から目的の白線を選択できるようになった。

4. データ評価

3章までの処理によりセグメント化された白線候補点列の集合が得られる。この結果を受け、以下の処理を行う。

(1)真の白線を選別し、検知出来なかった白線を補完する。
(2)白線の真の位置を推定する。

その処理概要をFig.12を使って説明する。まず各白線セグメントの点列を画像座標系からリアルワールド座標系に射影変換を行う。射影変換は予め静止状態で同定されているパラメータを用いるので、この時点で道路勾配や車両のピッチ、ロール変動等に起因するノイズが載ることになる。次にリアルワールド座標系上で各セグメント間の幾何学的な相互関係を調べグラフによって表現し、同じくグラフによって表現された道路形状モデルとのマッチングを行う。この結果現在走行中の道路形状についての候補集合を得る。この段階で、マッチングをとったそれぞれのモデルについて

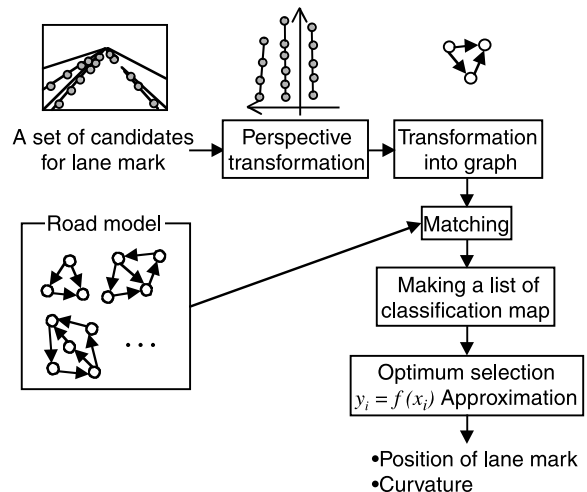


Fig.12 Flowchart of estimating data

て誤検出された白線や欠落している白線を同定し、さらにモデルとの合致度を表す評価値や自車両と各白線との相対的な距離等を算出する。次の段階では、ある短時間の間に走行中の道路構造は変化せず、白線は滑らかに連続しているという前提条件から上記候補のある短時間分集め地図を作製する。そして白線や自車両の車線内位置が滑らかに接続するという条件の下に分類、整理し、現在走行中の道路形状及び地図の候補リストを作る。最後に、この候補リストそれぞれを高速道路の設計基準に照らし合わせ、道幅や曲率変化率の妥当性などを検証し、最適なリストを選択した後、最小二乗近似を用いて白線の真の位置の推定を行う。

4.1. 道路形状の幾何学的な表現

真の白線を選別するために、白線候補の集合と道路形状のモデルとのマッチングをとる。一般にグラフは節点 V と節点間の性質を表す弧 E を用いて、

$$G = (V, E)$$

で表される。 V は属性や属性値 P を持ち、本システムでは以下のように定義する。

$$P = (p, \text{value}), \quad p \in \{\text{実線, 破線, 不明}\}$$

value は p らしさの値

$$E = (e, \text{value}), \quad e \in \{\text{平行, 接続, 無関係}\}$$

value は e らしさの値

相互関係 E は $E_{ij} = E_{ji}$ とすればグラフ G は無向グラフとなり、 $E_{ij} \neq E_{ji}$ とすれば有向グラフとなる。一般にグラフのマッチング問題において、この有向、無向は本質的な

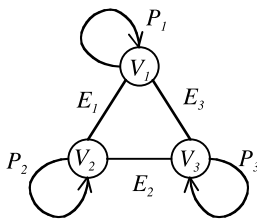


Fig.13 Example of graph

違いはなく、対象とする問題に応じて使い分けられよい。本システムでは「無関係」は無向、「平行関係」は車両の進行方向に応じて有向となるように E を記号化して定義し、鏡像関係にある、つまり幾何学的に相似な構造とマッチしてしまうのを防止し、解の解釈が一意に決定可能なようにしている。

道路形状モデルの例を Fig.14 に示す。このモデルの定義はナビゲーションシステムから得た現在の位置周辺の地図データのリンク情報から構成可能なように設計している。

4.2. マッチングの原理とアルゴリズム

白線候補集合のグラフ G_i とモデルグラフ G_2 とのマッ

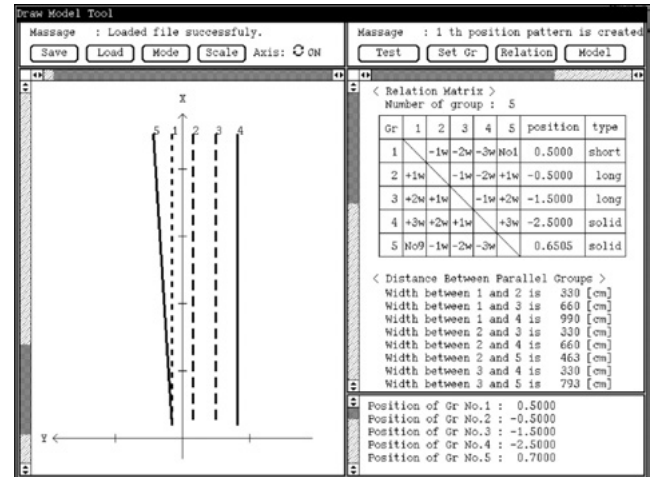


Fig.14 Sample of definition of road model

ングはおおのの部分グラフが同形となるような部分グラフを求める問題として扱うことが出来る。つまり G_p , G_2 の各節点の組み合わせから連合グラフを作成し、 N クリークを抽出する問題に帰着させて解けばよい。連合グラフ自体の作成、及び N クリークの抽出のアルゴリズム⁽³⁾、評価値の算出方法について詳しい説明は省略するが、連合グラフの作成時には車両は道路区分の内側におかれていることを前提とし、車線外となるような V_1 と V_2 の組み合わせを除外する枝狩りを行い、マッチングの高速化を図っている。

4.3. 白線位置と曲率の推定

リアルワールド座標系上での N 本の白線を二次関数 $f = ax_i^2 + bx_i + c_i$ ($i = 1 \sim N$) で表し、係数 a , b , c_i を最小二乗法により算出する。つまり、各関数と元の点列 (x_{ij}, y_{ij}) との誤差を e_i とすると $e = \sum e_i$ を最小にする a , b , c_i を求める。これは以下の連立一次 $N+2$ 元方程式を解けばよい。

$$\begin{pmatrix} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^{n_i} x_{ij}^4 & \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^{n_i} x_{ij}^3 & \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^{n_i} x_{ij}^2 & \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^{n_i} x_{ij} & \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^{n_i} 1 \\ \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^{n_i} x_{ij}^3 & \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^{n_i} x_{ij}^2 & \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^{n_i} x_{ij} & \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^{n_i} 1 & 0 \\ \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^{n_i} x_{ij}^2 & \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^{n_i} x_{ij} & \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^{n_i} 1 & 0 & 0 \\ \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^{n_i} x_{ij} & \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^{n_i} 1 & 0 & 0 & 0 \\ \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^{n_i} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} a \\ b \\ c_1 \\ c_2 \\ \vdots \\ c_N \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^{n_i} x_{ij}^2 y_{ij} \\ \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^{n_i} x_{ij} y_{ij} \\ \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^{n_i} y_{ij} \\ \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^{n_i} x_{ij} \\ \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^{n_i} 1 \end{pmatrix}$$

ここで各点列 (x_{ij}, y_{ij}) は車両の運動軌跡情報 (x, y, θ) を用いて同時刻での座標系に変換されていなければならない。本システムではこの処理は点列座標を各白線毎の正規行列 $A_i X = B_i$ の係数行列の形に圧縮し、この係数行列毎に時刻補正を行うことで、必要なメモリ容量の削減と座標変換に必要な計算コストの削減をはかっている。Fig.15 に地図リスト中の点列と推定された近似曲線を示す。同図における座標原点は自車両である。車両から離れた白線は

6. 実験結果

6.1. 白線認識率

本システムを実際の道路画像に適用して白線の認識率を調べた。方法は高速道路で撮影したさまざまな状況の画像セットを用意し、机上で処理した結果を次の基準に基づき実験者が判断するというものである。

[基準] 少なくとも前方 50m に渡ってターゲットとなる白線のエッジ点列を検出でき、かつそれが制御に利用するのに十分な数と分布であること。

ただし、画像セットには道路工事の画像や逆光によって白線が見えない場合など、到底白線認識できないと思われる画像は含まれていない。結果は Table 1 のようになった。

Table 1 Result of lane mark recognition

Number of image samples	Number of success	Recognition rate
293	274	94%

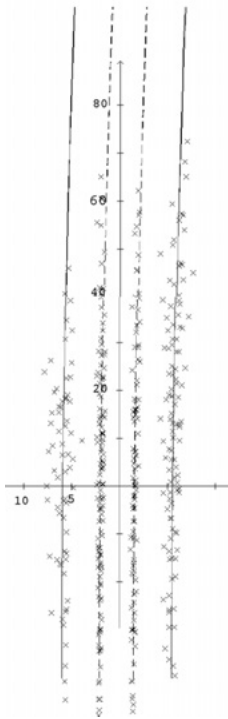


Fig.15 Points in map list and approximation functions

車両運動などのノイズ成分の影響を受けやすくなるが、本推定手法により適切に近似されていることがわかる。

5. ハードウェア構成

Fig.16 に LKAS の ECU の構成を示す。この ECU は画像前処理部、画像 CPU 部、制御 CPU 部の主に 3 つの部分から構成されている。カメラから取り込まれた道路画像はまず、画像前処理部で正負エッジ点検出処理と Hough 変換を専用のハードウェアで行う。これは 3.2. 節で説明した処理である。画像 CPU 部では、画像前処理部で処理した結果を使って、白線候補の絞り込みと白線点列の再構成および 4 章で説明したデータ評価処理をソフトウェアで行う。そして、最終的にこの画像 CPU 部で道路位置情報と道路曲率を算出し制御 CPU へ送信する。

Fig.17 に画像セットの一部に対する処理結果を示す。LKAS はドライバの操舵を前提としており、いかなる場合もドライバの判断を必要とし、ドライバの操作が優先するようシステム対応がなされているため、本画像処理においても安全性を確保しつつ、十分に性能を発揮できるものと考ええる。

6.2. 白線位置精度

実際の高速道路上において車両運動データと同期させてビデオに撮った道路映像を本システムにより机上で処理した結果を Fig.18 に示す。データは画像処理により得られた道路曲率とその分散、および車両の軌跡情報からオフラインで算出した道路曲率である。走行区間は東北自動車道の白河 PA ～那須高原 PA 間のカーブの連続する区間である。同図では時刻 80sec から二重破線の区間となり分散が急激に悪化しているが、同様の状態をテストコース上で再現して実験を行った結果、この程度であればドライバーに違和感のないアシスト制御が可能であることが確認された。

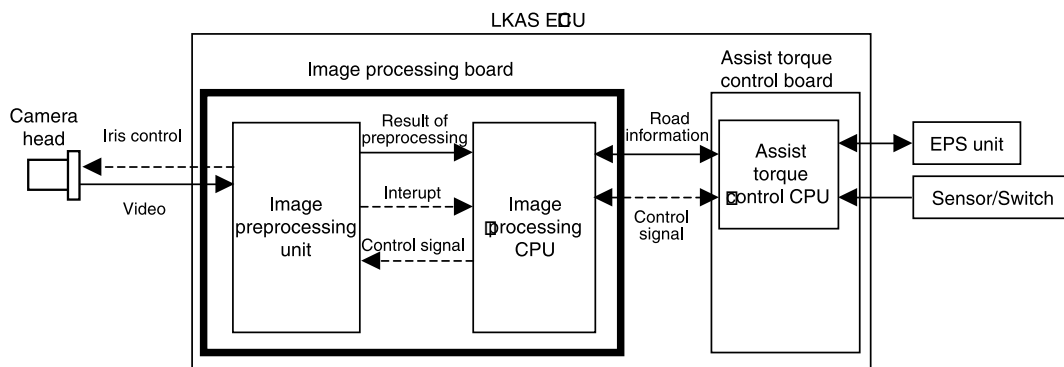


Fig.16 Architecture of LKAS ECU

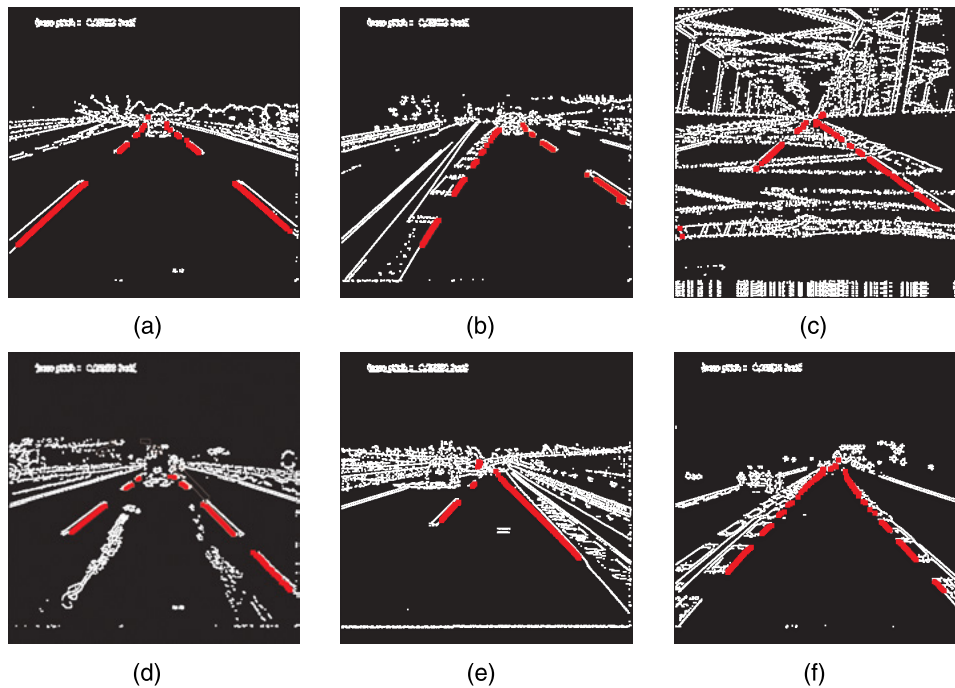
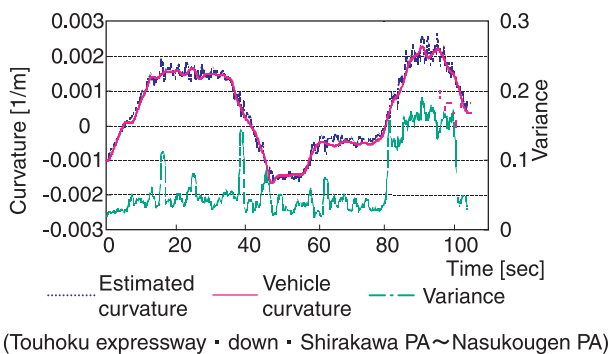


Fig.17 The result of lane mark recognition



(Touhoku expressway · down · Shirakawa PA~Nasukougen PA)

Fig.18 Estimated curvature and variance

7. まとめ

Hough変換と白線の特徴である正負エッジ点抽出を組み合わせた新しい白線認識アルゴリズムの開発により以下の結果を得た。

- (1) 余分な直線成分(ノイズ)を排除し、また単純な計算の繰り返しを専用チップで行うことで処理を高速化して、二重破線や分岐など高速道路における複雑な白線をリアルタイムで認識することが可能な白線認識システムを開発できた。
- (2) 実際の高速道路の画像に対してシステムを試した結果、認識率は実用上十分な高さであることがわかった。また、出力の位置精度は制御に利用するのに十分なレベルであることがわかった。

参考文献

- (1) 藤田泰彦, 菊池隼人, 荻野茂紀, 大崎正滋: インテリジェントハイウェイクルーズコントロール(IHCC)の開発「高速走行時における車速/車間制御システム」, 自動車技術会, 学術講演会前刷集 235 (1999-10)
- (2) Duda, R., et.al: Use of the Hough transformation to detect lines and curves in pictures, Communication of ACM, Vol.15, p.11-15 (1972)
- (3) Ballard, D., Brown, C.: コンピュータ・ビジョン, 4章境界検出, 東京, 日本コンピュータ協会, 1987, p.147-160
- (4) Suzuki, A., et.al.: Lane Recognition System for Guiding of Autonomous Vehicle, IEEE Intelligent Vehicle 92, p.196-201 (1992)
- (5) Hashimoto, K., et.al.: An Image Processing Architecture and a Motion Control Method for an Autonomous Vehicle, IEEE Intelligent Vehicle 92, p.213-218 (1992)

■ 著 者 ■



峯田 憲一



鷺浦 清純



池田 哲夫

周波数分析を用いた衝突判定アルゴリズム

Algorithm for Crash Judgement by Frequency Analysis

松田 一男*
Kazuo MATSUDA

福井 努*
Tsutomu FUKUI

蛭田 行男*
Yukio HIRUTA

要 旨

周波数分析を用いた衝突判定アルゴリズムを開発した。本アルゴリズムでは衝突したか否かの判断をエネルギー成分と周波数成分の両方の演算によりおこなう。周波数成分の算出には乗除演算不要なアダマール変換を用い、現状のマイコンレベルのハードウェアで周波数分析を実現した。その結果、衝突判定の精度が向上し、開発に要する期間も短縮できた。

ABSTRACT

A crash judgement algorithm that uses frequency analysis has been developed. This algorithm judges whether or not a crash has occurred by calculating both energy elements and frequency elements. Frequency analysis is implemented in hardware at the current microcomputer level using a Hadamard transform that does not require multiplication or division in the calculation of frequency elements. This approach improves the accuracy of crash judgements and reduces development time.

1. まえがき

近年、衝突安全に対する意識が高まっている。国内保安基準に衝突テストが導入され、諸外国では従来の正面バリアへの衝突以外に、ODB(オフセットデフォーマブルバリア)に代表されるオフセット系の衝突テストが導入されている。Fig.1に代表的な衝突テストとその発生加速度波形の例をあげる。

衝突時に乗員の保護を行なうには、以下の2点が重要である。

- 衝突のエネルギーを吸収し、かつ乗員の生存空間を確保するボデーの衝突性能。
- 乗員の室内部品との2次衝突を防ぎ、傷害を低減させる乗員拘束装置の性能。

衝突判定アルゴリズムは、その乗員拘束装置のうち、エアバッグやベルトプリテンショナーの ON/OFF 判断も含む作動タイミングを制御する。

今回、その衝突判定アルゴリズムに関し、新たに周波数分析手法を取り入れた新アルゴリズムを開発した。その結果、従来より容易に衝突判定が可能となったので、それを報告する。

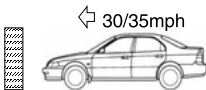
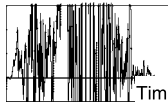
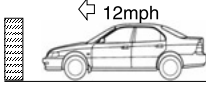
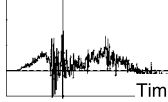
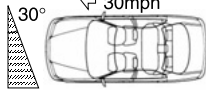
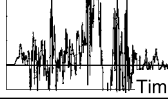
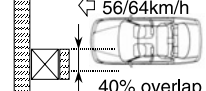
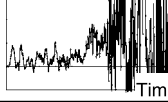
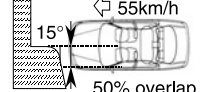
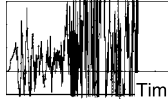
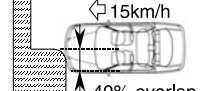
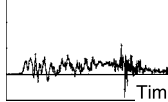
Type	Mode	Figure	Acceleration
Full frontal crash	Front 30 mph Front 35 mph		
	Front 12 mph		
	Front 8 mph		
Angular crash	Right /Left 30° 30mph		
Frontal offset crash	Offset Deformable Barrier (ODB)		
	Automotive Motor Sports (AMS)		
	Aliantz		

Fig.1 Crash mode and acceleration wave

2. 衝突判定アルゴリズムとは

2.1. 電子式 SRS の概要説明

初期の SRS においては Fig.2 左に示すように機械式のセンサを車体前方に、別の機械式センサを車体中央部のユニット内部に配置していた。それらのセンサは電気的には接点となっており、両方のセンサの同時 ON でエアバッグのガスを噴出するインフレーターへ電気が通電される仕組みであった。この方式を機械式マルチポイントセンシングとよぶ。

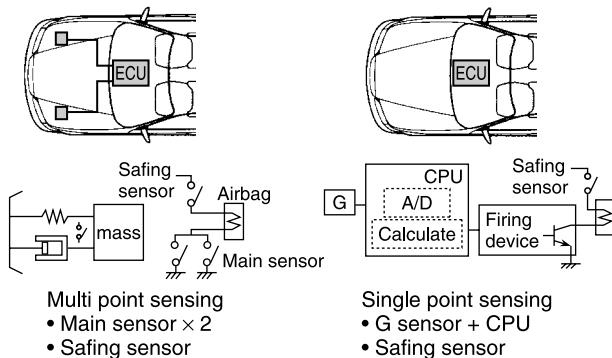


Fig.2 Mechanical/Electrical SRS

それに対し 93 年夏以降からは Fig.2 右に示すように、車体中央に設置されたユニット内に加速度センサを持ち、その加速度センサからの出力を CPU により演算を行ない、その演算の結果、衝突だと判定された場合に、ユニットが点火

回路を ON させる。この方式を電子式シングルポイントセンシングとよぶ。

その加速度センサの出力を演算し、衝突か否かを判断するのが衝突判定アルゴリズムである。また、衝突時の発生加速度は車種により異なる。そのため、衝突か否かを判断するしきい値は車種ごとに異なる。その車種ごとのしきい値を設定する作業をセッティングとよぶ。

2.2. 衝突判定の難しさ

衝突判定の難しさは以下の 2 点である。

● ON 要件と OFF 要件が有り、それぞれに高信頼度を要求される。

● ON 要件には後述する TTF という時間要件が有る

エアバッグは、悪路走行を含む通常走行時や、8mph 程度 of エアバッグが無くても乗員の傷害が低い軽衝突では確実に OFF であり、逆にエアバッグが必要な衝突では必ず ON しなければならない。その ON と OFF の性能目標に対しては高い信頼性が要求される。

また、ON の性能目標の場合は衝突開始からエアバッグへ展開信号を出すまでの時間が規定されている。これを TTF (Time To Fire) とよぶ。一般に TTF は乗員の移動距離が 5 inch の時点でエアバッグが展開しているよう設定する。エアバッグの展開には通常約 30ms 必要であるから、TTF は(乗員が 5inch 移動する時間) - 30ms となる。通常この値は正面高速衝突の場合で 8ms ~ 15ms であり、高速衝突本来の高加速度が発生する以前の時間である。Fig.3 に高速衝突の場合の加速度と速度、および移動距離を示す。この例からわかるように、高速衝突を判定するには、まだ十

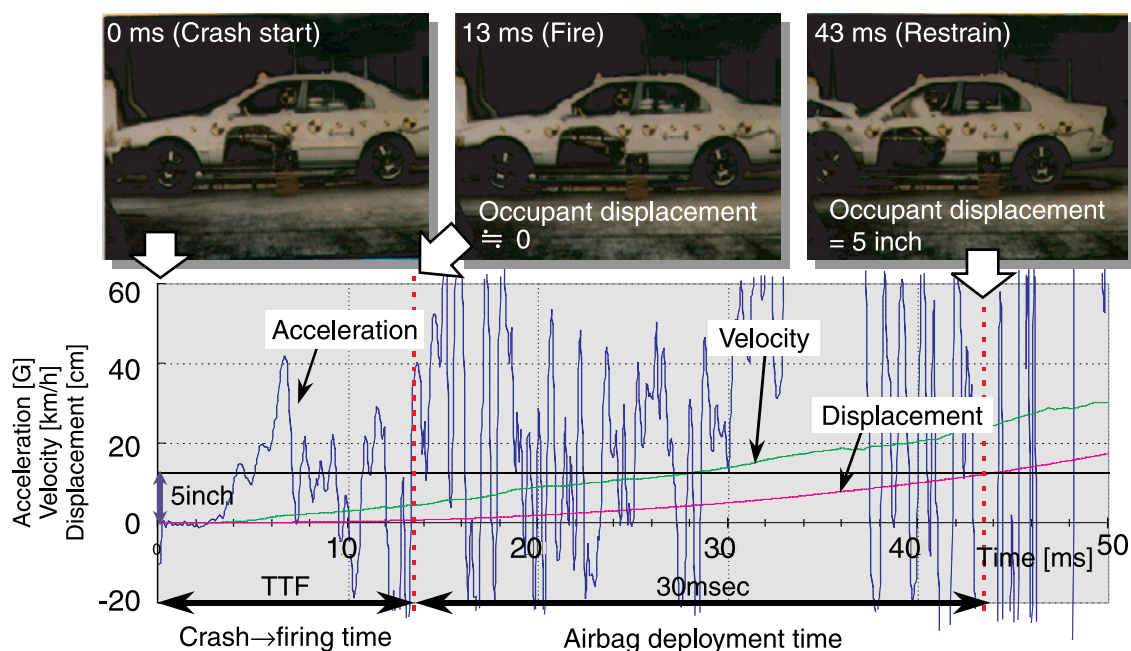


Fig.3 High speed crash

分衝突加速度が発生していない時点で、エアバッグの作動が必要とされる大きな衝突であること、つまりこれから高加速度が発生することを予測しなければならない。これが衝突判定の難しさである。

2.3. 従来の衝突判定アルゴリズムの概要

Fig.4 に従来の衝突判定アルゴリズムの一例を示す。この例では加速度の変化率である加速度の微分を基に計算をおこなっている。通常はこれ以外に速度変化を示す加速度の積分、移動距離を示す加速度の2重積分などを基に計算をおこなっている。この例の手法では加速度波形の演算途中でテーブル処理を用いており、ある限られた範囲のデー

タのみ評価する演算となっている。このような処理の場合、全データの情報からこの部分以外の情報が欠落することがある。すなわち加速度波形の特徴抽出が十分にできない場合がある。

3. 新衝突判定アルゴリズムの概要

3.1. 周波数分析による衝突判定の妥当性

加速度波形の特徴抽出をおこなうために、われわれは周波数分析を導入した。この手法は音声認識、モード解析等、振動に関する特徴抽出のために広く使われている。Fig.5に解析結果の一例を示す。これは短時間フーリエ変換といわ

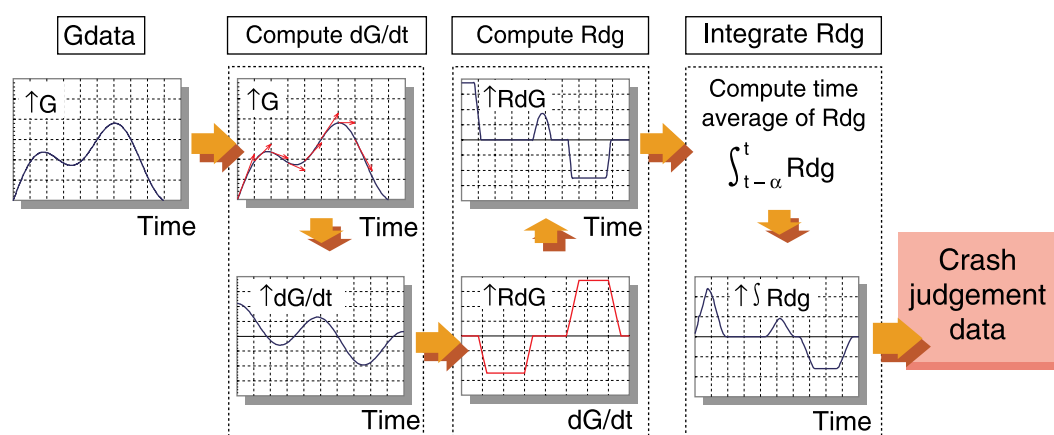


Fig.4 One of previous crash algorithm

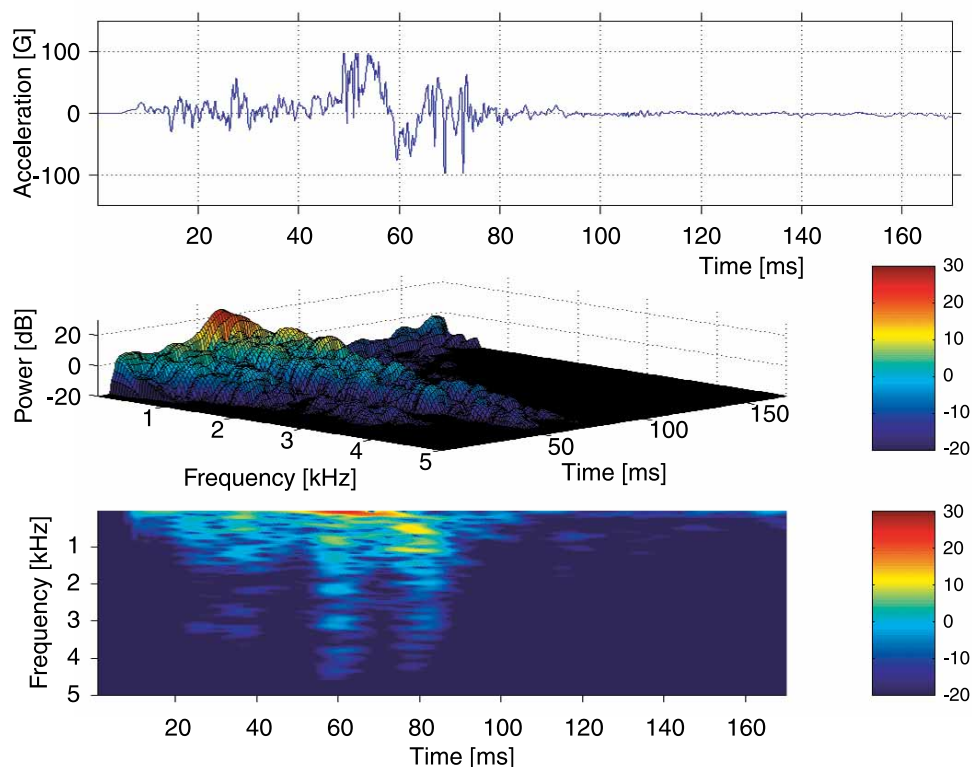


Fig.5 STFT analysis

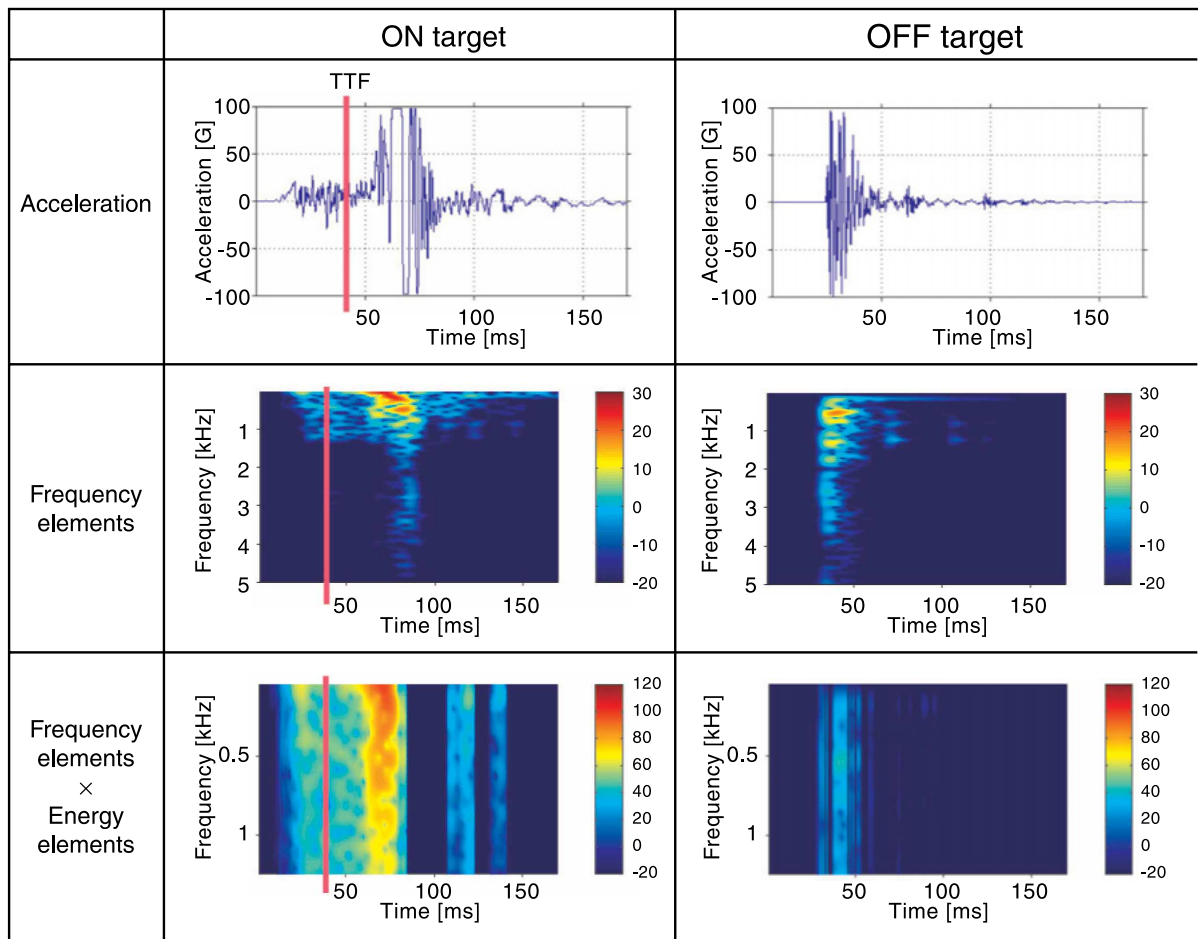


Fig.6 Frequency elements and Energy elements

れる手法で、加速度波形の周波数成分の変動を時間変化でとらえたもので、STFT(Short Time Fourier Transform)⁽¹⁾⁽²⁾とよばれる。

この解析の結果、周波数分析により衝突判定をおこなうためには、単なる周波数成分では不十分であり、Fig.6に示すように周波数成分データと、その時点でのエネルギー量との積をとることが必要であることが分かった。これは衝突時にはまず部材に応力が蓄積され(エネルギー蓄積)その後、圧壊による応力の放出(高周波成分の発生)というメカニズムからも推察できる。Fig.7にその簡略化したモデルを示す。

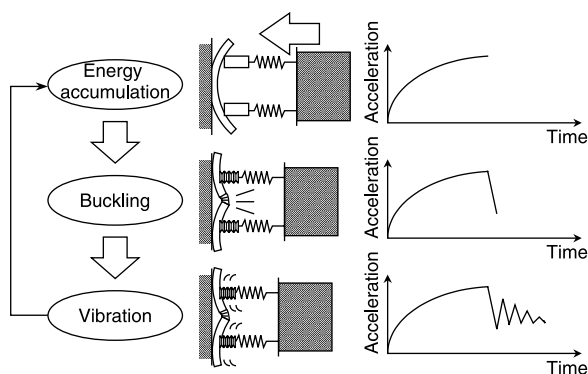


Fig.7 Model of generating a crash acceleration

3.2. ECU による実現手法(アダマール変換)

ここまでの解析にはフーリエ変換を用いた。しかし、フーリエ変換の周波数分解精度は高いが、実数の乗除演算が多い。そのため、現状のセンサ ECU のハードウェアでは実現困難である。そこで、われわれは周波数分解精度は落ちるが加減算のみで周波数分解を行なえるアダマール変換⁽³⁾を採用した。これにより演算量は時間比で 1.9%に低減された。

アダマール変換(Walsh Hadamard Transform)とは以下の特徴をもつ周波数分析手法である。

- 変換行列として(1, -1)のみを要素とする行列を用いる(演算が加減算のみ)。
- 直交性を有する方形波群によって元波形を表現する(広義のフーリエ変換)。

変換は線形1次変換で、以下の式で表現できる。

$$\begin{pmatrix} Y_0 \\ Y_1 \\ \vdots \\ Y_{n-1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} & & & \\ & H & & \\ & & n \times n & \\ & & & \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_0 \\ X_1 \\ \vdots \\ X_{n-1} \end{pmatrix}$$

変換後データ

変換行列

変換前データ

変換行列は以下に示すように2次の基本行列をもとに、2次→4次、4次→8次、・・・n次→2n次と再帰的に作成される。

$$2 \text{ 次変換行列: } H_2 = \begin{pmatrix} 1 & 1 \\ 1 & -1 \end{pmatrix}$$

$$4 \text{ 次変換行列: } H_4 = \begin{pmatrix} H_2 & H_2 \\ H_2 & -H_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & -1 & 1 & -1 \\ 1 & 1 & -1 & -1 \\ 1 & -1 & -1 & 1 \end{pmatrix}$$

$$8 \text{ 次変換行列: } H_8 = \begin{pmatrix} H_4 & H_4 \\ H_4 & -H_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 \\ 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 \\ 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & -1 & -1 & -1 & -1 \\ 1 & -1 & 1 & -1 & -1 & 1 & -1 & 1 \\ 1 & 1 & -1 & -1 & -1 & -1 & 1 & 1 \\ 1 & -1 & -1 & 1 & -1 & 1 & 1 & -1 \end{pmatrix}$$

$$n \text{ 次変換行列: } H_n = \begin{pmatrix} H_{n/2} & H_{n/2} \\ H_{n/2} & -H_{n/2} \end{pmatrix}$$

16次1ms サンプリング時のアダマール変換の基底関数とその周波数特性を Fig.8 に示す。方形波分解による誤差の影響は有るが、基本周波数のスペクトルは理論どおり分解できている。ここで SQ とはシーケンスとよび、アダマール変換の次数で周波数に相当するインデックスである。

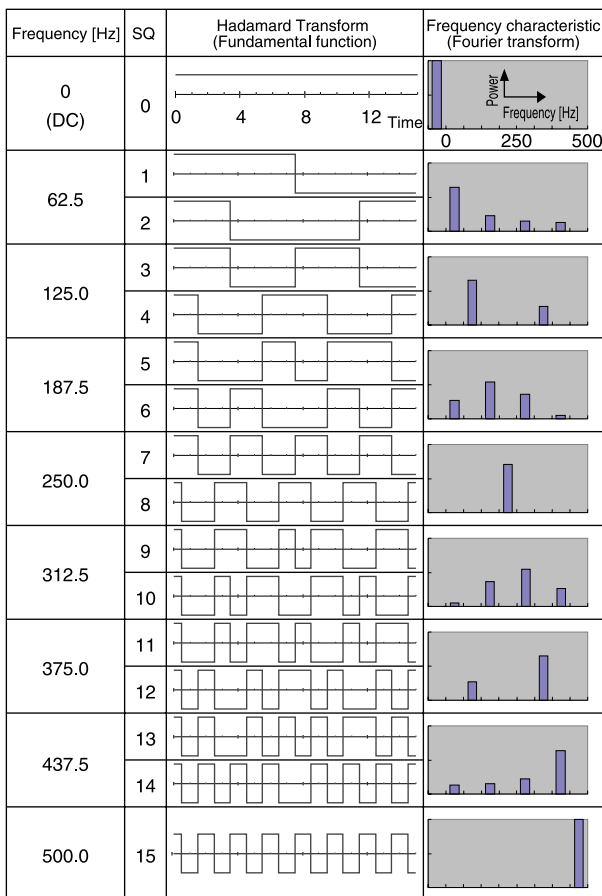


Fig.8 Frequency characteristic of Hadamard transform

具体的な衝突波形への適用例を Fig.9 に示す。16 次のアダマール変換を用いる場合、1つの加速度データから周波数ごとに16種類のデータが生成される。ここでSQ4にピークが有ることは、元の加速度波形とSQ4の基底関数の形がその時点で最も一致していることを示す。すなわち元の加速度データから周波数成分ごとに、16種類のデータを抽出しており、それぞれのデータはその周波数ごとの基底関数との一致程度を表している。

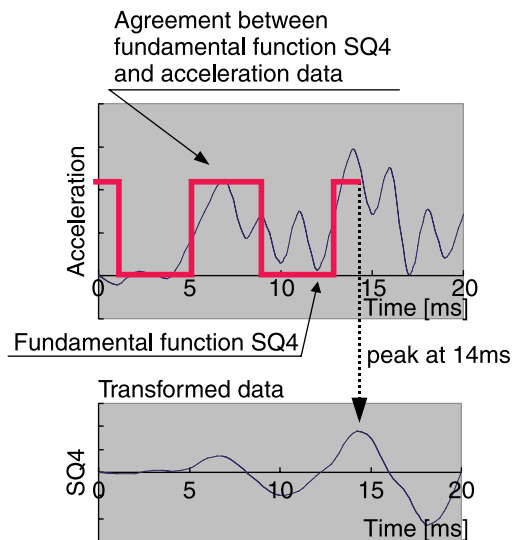
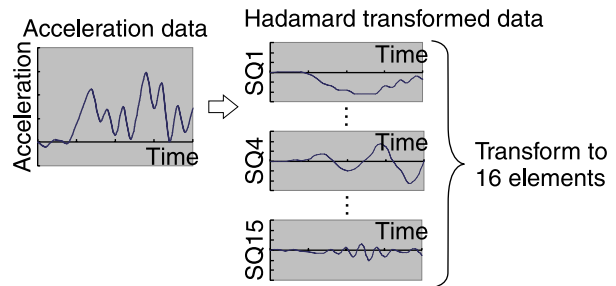


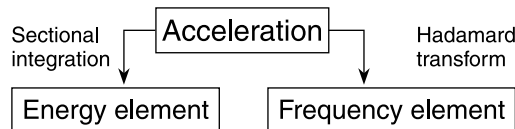
Fig.9 General idea of frequency analysis

3.3. アルゴリズム概要

今までの解析結果をもとに、本アルゴリズムは、加速度信号をエネルギー成分と周波数成分に分解し、指定のエネルギー成分と周波数成分(アダマール変換データ)が、設定されたしきい値を越えた場合に衝突と判定する。

簡単なブロック図と判別フローを Fig.10 に示す。また、周波数成分のしきい値は、エネルギー成分の出力により、段階的に可変になっている。

Block diagram



Judgement flow chart

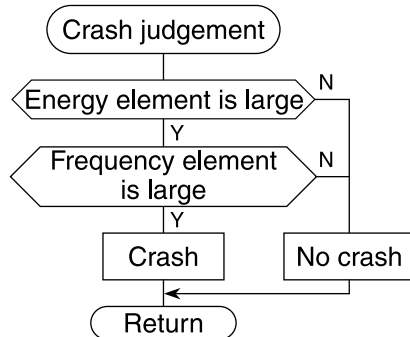


Fig.10 Concept of the crash algorithm

3.4. 検証内容

本アルゴリズムは周波数成分による衝突判定を行っている。そのため周波数成分の変動に対するタフネス(ロバスト性)の確認が重要となる。セッティングを行った衝突モード以外のリアルワールドでの衝突では、衝突時に発生する周波数成分が変動し、規定の要求が出せない場合が考えられる。従来のアルゴリズムでは基本的に速度変化を基準にしているため、そのような場合でも比較的比例関係が保たれることが経験的に分かっている。よって本アルゴリズムに対しては以下の項目について検証し、適合性を確認した。

- 共振の影響
- 衝突速度およびモード
- 周波数変動

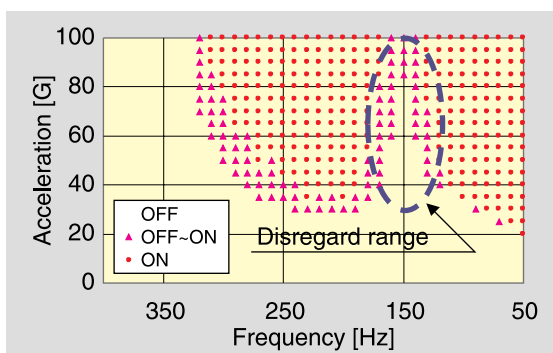
共振に対する検証では、過去に測定された衝突波形の中で、ECU取り付けブラケットの共振が大きく、その影響を考慮する必要がある衝突波形に対しても、本アルゴリズムではセッティングが容易であることを確認した。Fig.11 に従来アルゴリズムと本アルゴリズムの周波数ごとの ON 特性を示す。本アルゴリズムでは従来アルゴリズムでは区別の難しい、ある周波数成分のみを評価しないセッティングが可能となり、ブラケットの共振を避けてセッティングしていることがわかる。

衝突速度およびモードの検証では、法規以外の速度での衝突や、リアルワールドでの衝突を想定したバリアテストを実施した。具体的には2モードの衝突テストを実施し、その展開制御の適合性を確認した。Table 1 にその結果を示す。

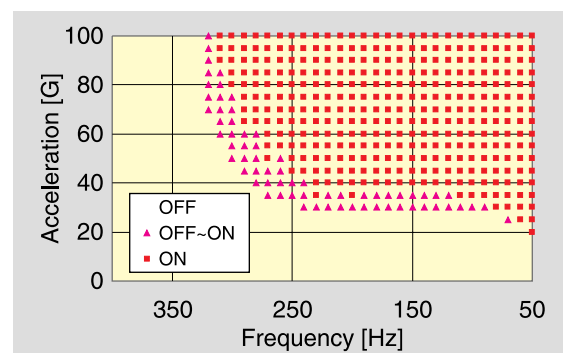
周波数変動による影響の検証では、実際の衝突波形の周波数成分をコンピュータ上で乱数を用いて変動させてやり、周波数の変動に対するタフネスを確認した。Fig.12 にその生成法を示す。元の加速度波形を周波数成分に分解し、その周波数成分の振幅を乱数により変動させ、それを逆変換し、一定の拘束条件で、その波形の使用可否を決定する。

Table 1 Out of regular crash mode

Mode	Figure	Target	Result	Judgement
Full frontal crash 24mph		15.8	14	○
Frontal offset 24mph		43.3	34	○



New algorithm



Previous algorithm

Fig.11 Disregard one of frequency range

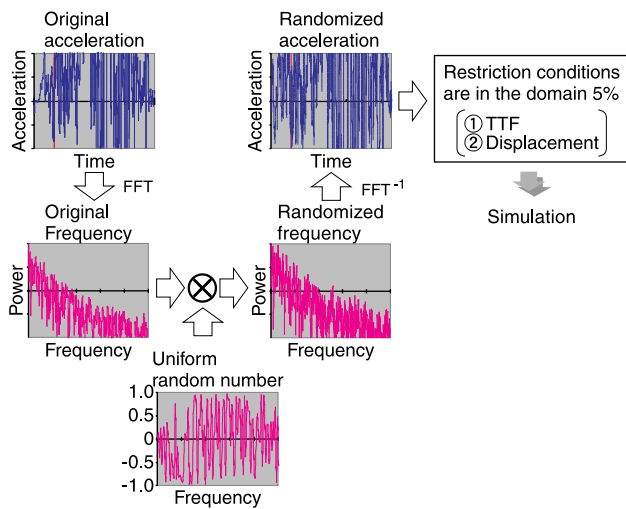


Fig.12 Changing frequency element

4. 効果確認

従来アルゴリズムに対し、本アルゴリズムが有効となる例をあげる。

Fig.13 において従来アルゴリズムの特性1とは、従来のアルゴリズムで、OFF目標のみを満足させた場合の特性である。この場合、ON目標の確保が課題となる。また、従来アルゴリズムの特性2とは1とは逆にON目標を満足させた場合の特性である。この場合、OFF目標の確保が課題となる。それぞれの折れ線は衝突波形の速度変化を表す。

Fig.14 ではこれらの波形に対して本アルゴリズムを適用した場合である。本アルゴリズムではON目標とOFF目標の両立が容易に達成できているのがわかる。

また、アルゴリズム構造が単純化されたことにより、周波数成分とエネルギー成分の相関を自動的に探索するツールが作成できた。その結果、半自動でセッティングの見通しがつけられるようになり、セッティング期間が大幅に短縮できた。

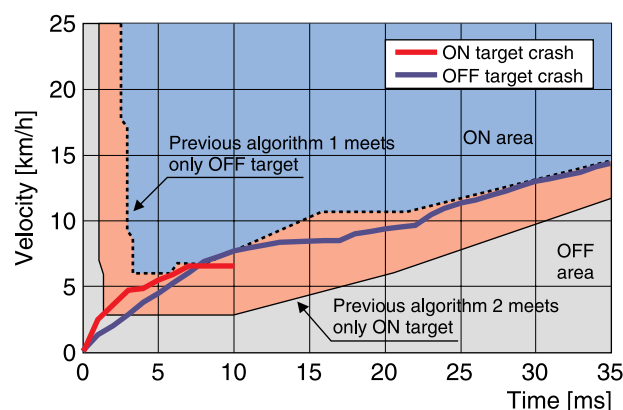


Fig.13 Characteristic of previous algorithm

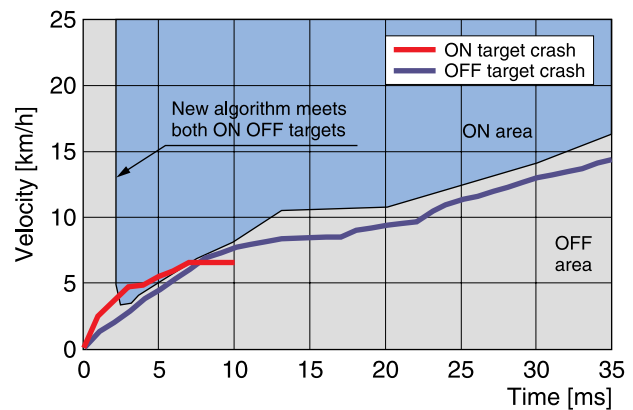


Fig.14 Characteristic of new algorithm

5. まとめ

アダマール変換を用いることにより、現状のセンサECUのハードウェアに搭載可能なマイコンレベルで周波数分析手法を取り入れた衝突判定アルゴリズムを完成し、その成立性を確認できた。

その結果、衝突判定の精度向上がはかれた。また、セッティング時間も大幅に短縮できた。

今後は、本アルゴリズムの性能向上、セッティング効率向上のため更なる改良をおこない、適用機種拡大に努力したい。

謝 辞

本アルゴリズムの開発にあたり、(株)ケーヒンの皆様に多大なご協力をいただきました。本紙面をお借りしてお礼を申し上げます。

参考文献

- (1) 南慶一朗, 河田聡: 科学計測におけるデータ処理技法, インターフェイス, 第20巻, 第1号, p.110-119 (1994)
- (2) Charles K. Chui 著, 桜田明, 新井勉共訳: 短時間フーリエ変換と不確定性関係, ウェブレット入門, 東京, 東京電機大学出版局, 1993, p.64-72
- (3) 原島博: 直交変換の特徴とその比較, 画像情報圧縮, 東京, オーム社, 1991, p.98-104

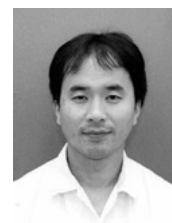
■著 者■



松田 一男



福井 努



蛭田 行男

衝突荷重制御構造による 乗員減速度制御の実車適用の試み

An Application of Occupant Deceleration Control
by the Crash Load Control Structure to an Actual Vehicle

本 澤 養 樹* 亀 井 孝 博*
Yasuki MOTOZAWA Takahiro KAMEI

要 旨

衝突時の乗員の胸部減速度低減に対する、数式解に基づく最適車体減速度波形を、近似的に創出する手段として、車体変形モードによって衝突荷重を制御する構造を考案し、この概念を実際の車体構造に適用した。

ABSTRACT

In order to reduce the maximum value of the occupant deceleration in a vehicle crash, a body structure was devised to approximate the optimal vehicle deceleration wave form by utilizing the difference of the deformation mode of the body. This concept of structure was successfully applied to an actual vehicle.

1. まえがき

車輛の衝突安全性能において、生存空間の確保と傷害値低減との両立をはかる上で、衝突時の車体減速度の時間的变化(以下、車体減速度波形と記す)の最適化は、重要な課題の一つである。従来研究においては、主に感度解析の手法による最適化が行われてきたが^{(1), (2)}、筆者らは2質点モデルを用いた数学的検討により、乗員の胸部減速度に対する最適車体減速度波形の数式解を導出し、一般化を行なった⁽³⁾。これらの数式解は初期の高い減速度、中期の低い、または負の減速度、後期の一定な減速度の三つの部分で構成されるのが共通の特徴である。

しかしながら一般に車体減速度を決定するのは車体質量に加わる衝突時の車体構造の変形荷重であり、変形荷重は車体変形量に従い増加するので、衝突初期の減速度に対して衝突中期に減速度を減少させることは難しい。そこで変形モードによる荷重特性の違いを利用して衝突中期の衝突荷重を減少させ、近似的に最適車体減速度波形を創出する原理モデルを考案し、さらに本モデルの実際の車体構造への適用について検討を行なった。

2. 最適車体減速度波形の数式解

乗員減速度の最大値を最小にするような車体減速度波形について、筆者らは過去に Fig.1 に示すような2質点モデル

を用いて数学的検討を行い、遷移関数の概念を導入して最適車体減速度波形の数式解を得た⁽³⁾。

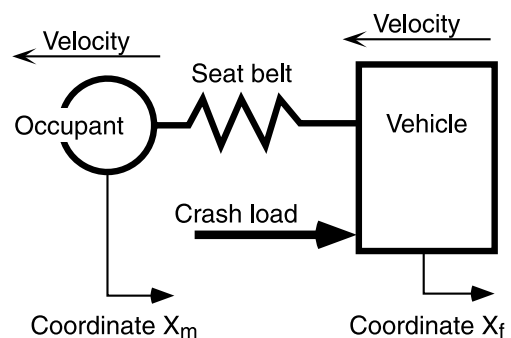


Fig.1 One-dimensional two-mass model

遷移関数とは、衝突開始後の短い一定の制御時間で完全なライドダウン状態になるような最適乗員減速度波形である。この解は一つではなく、(1)(2)(3)式に示す基本的な3種類の遷移関数にそれぞれ対応する3種類の最適車体減速度波形の基本型((4)(5)(6)式に示す)が存在する。 X_m が乗員の、 X_f が車体の座標を示す。ここでは制御時間の終わりの時刻 t_c のかわりに遷移速さ $\gamma = \pi/t_c$ を用いて表わしている。また $t = t_c$ 以降はいずれの減速度波形も一定値 C となる。

$$\ddot{X}_m = -C \left[\frac{\gamma}{\pi} \right]^3 \left[2t - 3 \frac{\pi}{\gamma} \right] t^2 \quad [\text{ベキ多項式形遷移関数}] \quad (1)$$

$$\ddot{X}_m = \frac{C}{2} (1 - \cos \gamma t) \quad [\text{コサイン形遷移関数}] \quad (2)$$

$$\ddot{X}_m = C \frac{\gamma}{\pi} \left[t - \frac{1}{2\gamma} \sin 2\gamma t \right] \quad [\text{サイン形遷移関数}] \quad (3)$$

$$\ddot{X}_f = -C \left[\frac{\gamma}{\pi} \right]^3 \left\{ \left[2t - 3 \frac{\pi}{\gamma} \right] t^2 + \frac{6}{\omega^2} \left[2t - \frac{\pi}{\gamma} \right] \right\} \quad [\text{ベキ多項式形}] \quad (4)$$

$$\ddot{X}_f = \frac{C}{2} \left\{ 1 + \left[\frac{\gamma^2}{\omega^2} - 1 \right] \cos \gamma t \right\} \quad [\text{コサイン形}] \quad (5)$$

$$\ddot{X}_f = C \frac{\gamma}{\pi} \left\{ t + \left[\frac{4\gamma^2}{\omega^2} - 1 \right] \frac{1}{2\gamma} \sin 2\gamma t \right\} \quad [\text{サイン形}] \quad (6)$$

これらの波形を Fig.2 に示す。最適車体減速度波形は関数形によってそれぞれ異なった曲線の形を示すが、いずれも初期の高い減速度、中期の負の減速度、後期の一定減速度の3部分で構成されているのが共通の特長である。

3. 衝突荷重制御構造の検討

3.1. 目標車体減速度波形の検討

Fig.2 に示した車体減速度波形を実際の目標車体減速度波形として考えた場合、課題となるのが衝突中期の減速度波形の創出である。一般に衝突時の車体減速度は、車体質量に加わる車体の変形荷重(衝突荷重)によって発生するので、衝突荷重の方向は速度方向と逆の向きに限られ、しかも変形の進行に従って増加する傾向にある。このため従来の車体構造において衝突中期に低い減速度を安定的に発生させることは困難である。さらに、負の減速度を発生させるためには、車体質量に対する衝突荷重の方向を反対にする必要があるため、車体構造によって実現することはさらに難しいと考えられる。

しかし例えば(5)式に示したコサイン型車体減速度波形の数式解において、現実的な数値として $\omega = 701/\text{s}$, $C = 400\text{m/s}^2$ とした場合、制御時間 t_c を 35ms 以上に設定すれば、Fig.3 に示すように車体減速度波形の負の領域が消滅する。

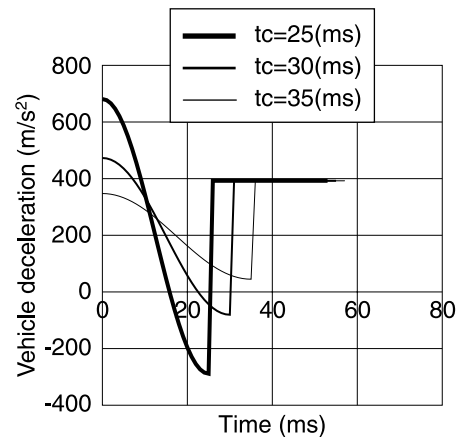


Fig.3 Deceleration curves for various t_c values

このような車体減速度波形を目標の波形と考えると、衝突荷重を衝突中期に減少させるような制御が可能であれば、実際に車体減速度波形を目標に近づけることが可能である。

また、それぞれの異なる関数形による数式解の線形和も数式解となりうるため、最適減速度波形は3部分で構成される共通の特長を持ちながら、さまざまな曲線の形をとるうと考えられる。このためステップ的に変化するような減速度波形も近似的な最適減速度波形となりうる。従って衝突荷重を必ずしも連続的に制御する必要はなく、衝突中期に衝突荷重を減少させる何らかの手段は車体減速度波形の最適化に対して有効であると考えられる。

そこで目標車体減速度波形を、コサイン型を基本とした初期の高い一定減速度、中期のほぼゼロの一定減速度、後期のCなる値の一定減速度からなる現実的な近似最適車体減速度波形とし、この波形の創出手段として、衝突荷重を車体構造によって制御する方法について検討を行なった。

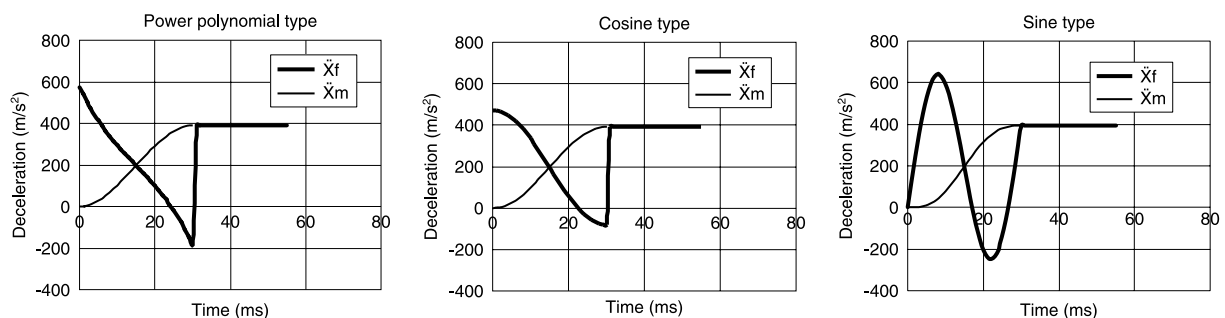


Fig.2 Wave forms of the mathematical solutions to the transient function forms

3.2. 変形モードによる衝突荷重制御の着想

衝突荷重の制御にはいくつかの方法が考えられる。Fig.4 に荷重制御構造の基本構想を示す。既存の車体構造への適合性を考慮した場合、なるべく機械要素を用いない方法が望ましい。そこで、これらの中から変形モードによる荷重特性の違いを利用する方法に着目した。

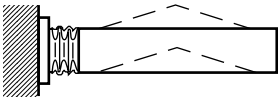
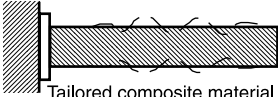
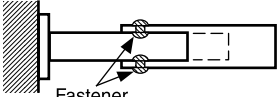
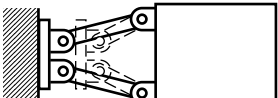
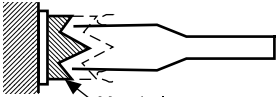
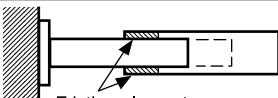
Control method	Basic construction
Combination of axial collapse and bending	
Controllable axial collapse	 Tailored composite material
Breakable fastener	 Fastener
Variation of the cosine component (geometry)	
Variation of the cross-sectional area	 Mandrel
Variation of the friction factor (from static to dynamic)	 Friction element

Fig.4 Methods for controlling the crash load

一般の自動車において衝突荷重を発生させる車体構造はフロントサイドメンバなどの金属の中空はり部材であり、荷重を発生する際に圧縮崩壊(圧壊)か、または曲げ変形を生じている。圧壊の場合は安定してほぼ一定の荷重を発生するが、これに対し曲げ変形の場合は最大荷重を過ぎると急激に荷重は減少する。従って曲げ変形への移行を制御できれば、衝突中の任意の時刻に荷重を減少させることができる。これには Fig.5 に示すようにいくつかの方法が考えられる。ここでは最も簡単な構造として、圧壊部分と曲げ部分とを直列に組み合わせ、圧壊部分の発生荷重と曲げ部分の最大荷重とに差を設けることによって、衝突初期に大きな荷重を一定時間持続した後に急激に荷重が減少するような構造を検討した。

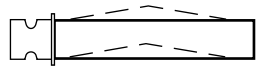
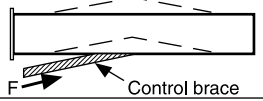
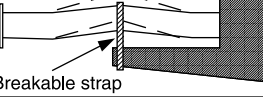
Control method	Basic construction
Difference in the maximum load between axial collapse and bending	
Control brace	 F Control brace
Breakable strap	 Breakable strap

Fig.5 Methods for controlling the transition to bending deformation

3.3. 衝突荷重制御構造の原理モデル

Fig.6 に考案した衝突荷重制御構造の原理モデルを示す。この原理モデルはフロントサイドメンバを想定した中空のはり部材であり、先端部の圧壊部分と中央部の曲げ部分で構成されている。圧壊部分には規則的な座屈変形を誘起するために、応力集中形状が設けられている。曲げ部分の中央には曲げ変形を方向を安定させるために、ごく小さい角度の曲げ形状が設けられている。それぞれの断面は、圧壊部分の変形荷重が曲げ部分の最大荷重よりもわずかに小さくなるよう設定されている。

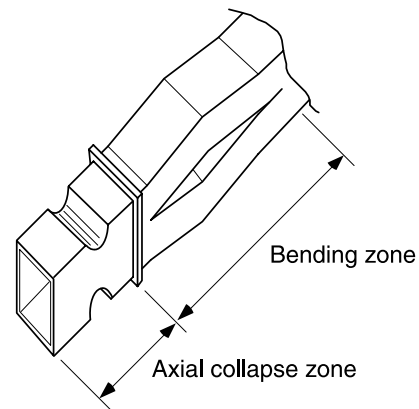


Fig.6 Fundamental model of a crash load control structure

Fig.7 に原理モデルの変形プロセスを示す。Fig.7-A に第1段階を示す。まず応力集中形状によって衝突開始直後に圧壊部分の変形を開始する。圧壊部分は変形開始後、ほぼ一定の荷重を安定して発生するが、規則的な座屈変形が圧壊部分全体に進むと荷重は増加するので、やがて曲げ部分の最大荷重に達する。Fig.7-B に第2段階を示す。曲げ部分は、最大荷重を過ぎるとすぐに大きく屈曲し、荷重は数分の1に下降する。Fig.7-C に第3段階を示す。曲げ変形

が進行すると梁体が底付きするので、衝突後期では再び荷重が増加する。

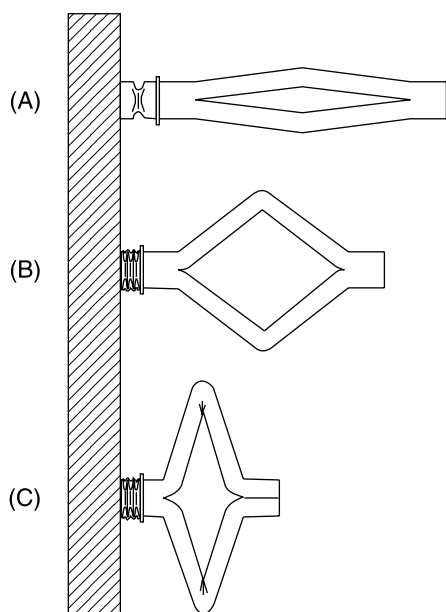


Fig.7 Deformation process in the fundamental model

Fig.8 は、原理モデルを基にした有限要素モデルを作成し、シミュレーションによって衝突荷重の時間変化を求めた結果を示す。シミュレーションにおいては車両に相当する質量をはりの後端に付加し、初速 15.56m/s を与えて剛体壁に衝突させ、梁はりの後端に発生する荷重を求めた。グラフは衝突初期の大きな荷重の一定時間持続、中期における荷重の減少、後期の荷重の再上昇を示しており、原理モデルによる衝突荷重の制御が確認できた。この結果から、実際の車両において、従来の車体構造に大きな変更を加えなくとも、目標車体減速度波形に近い減速度を実現する可能性があることがわかった。

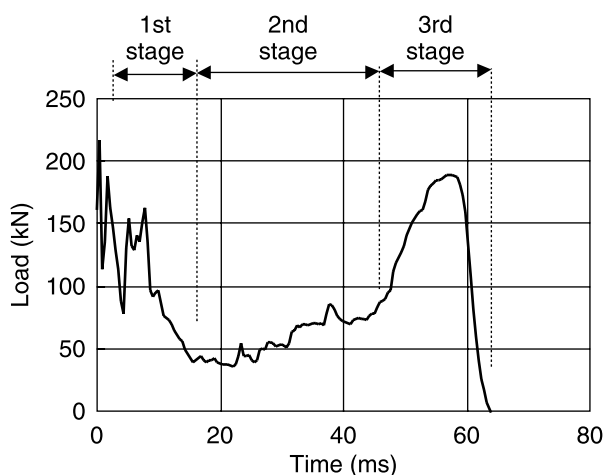


Fig.8 Change in crash load over time for the fundamental model

4. 実際の車体構造における衝突荷重制御の検討

3章の Fig.6 に示した原理モデルはきわめて単純な構造であるが、実際の車体においては、通常はフロントサイドメンバの水平部分のほぼ中間にエンジンマウントが設けられるので、この部分の曲げ変形はエンジン及び変速機の質量によって抑制される。従って特に小型車においては、フロントサイドメンバの水平部分に、原理モデルのような形状の曲げ部分を設ける事は設計上難しい。そこで従来の車体構造の車室とフロントサイドメンバ後部の結合部分にある既存の曲がり形状を曲げ部分として利用し、この部分の最大変形荷重をフロントサイドメンバの圧壊荷重よりわずかに大きくすることによって、原理モデルと同様に機能させることを試みた。

Fig.9 にこの考え方を導入して車体減速度の制御を行なった量産小型車の構造を示す。この例では車体構造をほとんど変えることなく、バリア衝突テストにおけるダミー胸部減速度を減少させることができた(Fig.10)。なお、量産された実際の車両においてはエアバッグおよび、ロードリミッタ付シートベルトプリテンショナを併用することによって、さまざまな衝突モードに対応して乗員傷害値の低減を行なっている。

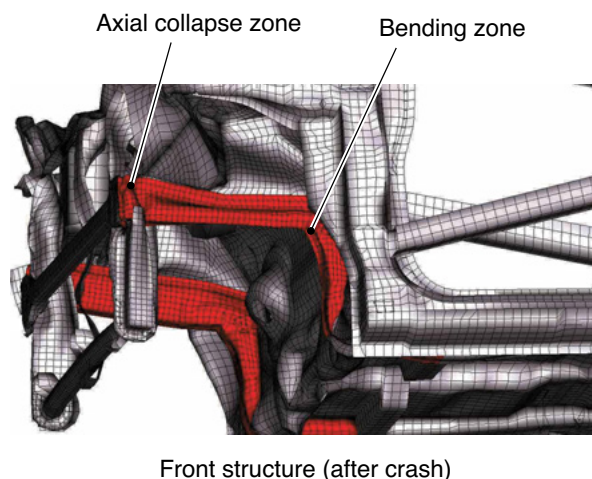
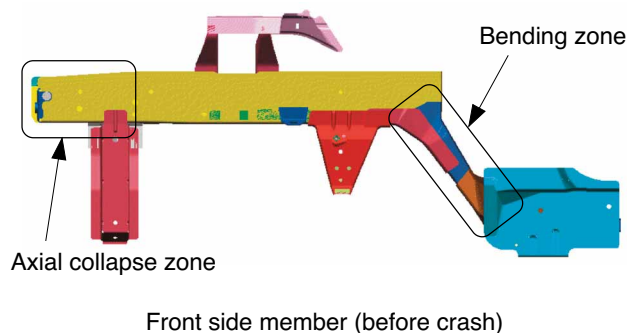


Fig.9 Application of the crash load control method to a production vehicle

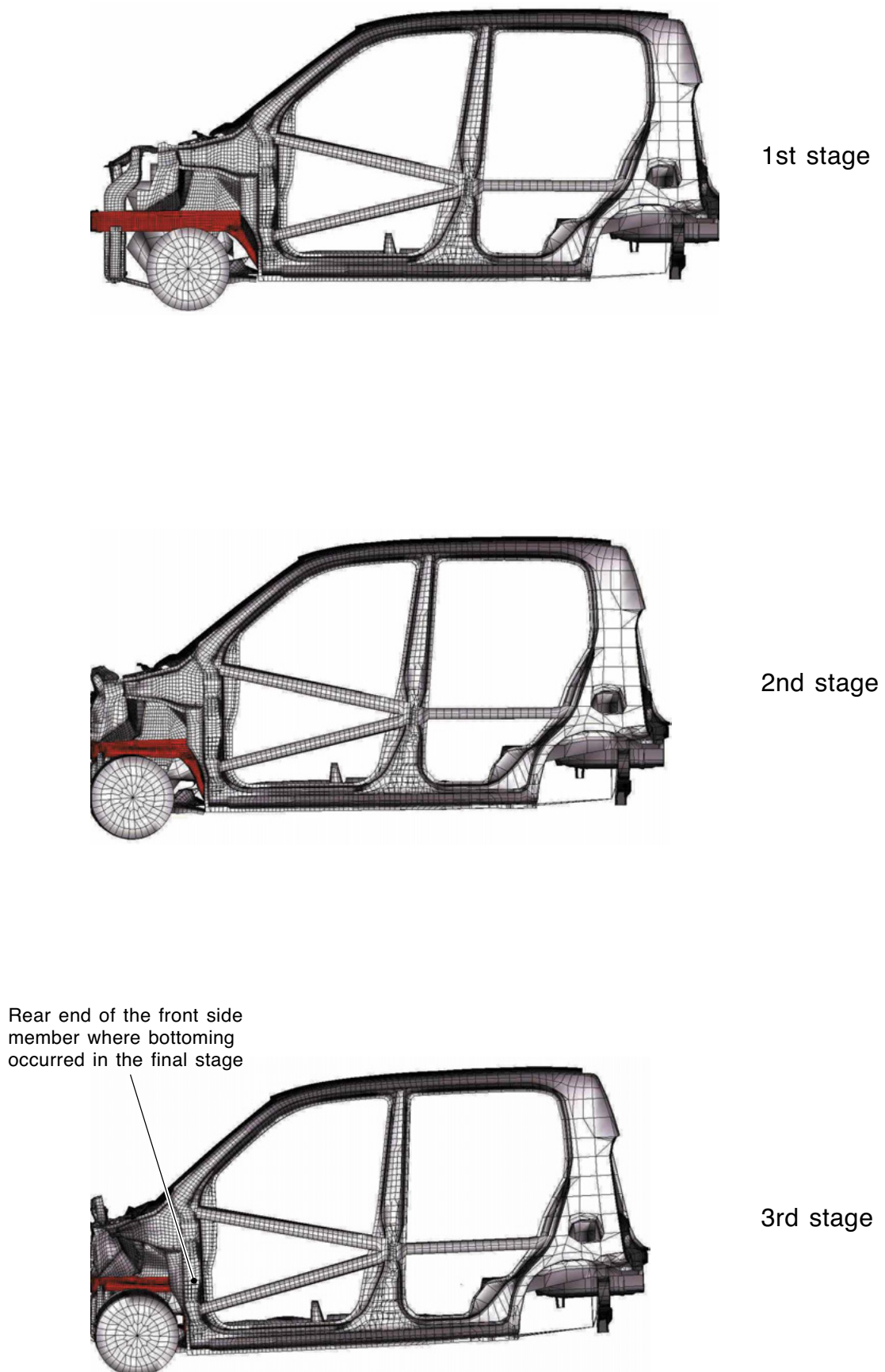


Fig.10 FEM simulation of barrier crash test

5. まとめ

- (1) 中空はりの変形モードによる荷重特性の違いに着目し、圧壊部分の最大変形荷重を曲げ部分よりわずかに小さくすることによって、圧壊変形から曲げ変形への移行にともなう衝突荷重の変化を制御し、最適車体減速度波形の特長である衝突中期の低い減速度を創出する原理モデルを考案した。
- (2) 原理モデルをもとに有限要素シミュレーションモデルを作成し、衝突荷重の時間変化を求め、衝突中期に衝突荷重が減少したのちに、衝突後期では再び荷重が増加することを確認して原理モデルの機能成立性を検証した。
- (3) 原理モデルの概念を実際の車両のフロントサイドメンバの曲げ形状に適用する検討を行なった。これによって、従来の車体構造を大きく変えることなく、バリアテストにおけるダミー胸部減速度を低減することができた。

今後はさまざまな衝突モードに対して車体減速度の最適化が可能な構造について更に検討していく。

参考文献

- (1) 高橋邦弘ほか：車体減速度波形の乗員傷害値に対する最適化，第1報，感度解析による基礎検討，自動車技術会論文集 Vol.24, No.2, p.98-102(1993)9303753
- (2) 鈴木直幸ほか：車体減速度波形の乗員傷害値に対する最適化，第2報，乗員シミュレーションへの感度解析法の適用，自動車技術会論文集，Vol.24, No.4, p.109-112(1993)9307443
- (3) 本澤養樹，亀井孝博：衝突時の乗員減速度制御に関する新概念，HONDA R&D Technical Review, vol.11 No.1, p.129-134(1999)

■ 著 者 ■



本澤 養樹



亀井 孝博

車体質量分割による衝突時の乗員減速度制御の研究

Study of Occupant Deceleration Control in a Crash on the Separation of the Vehicle Mass

亀井孝博* 本澤養樹*
Takahiro KAMEI Yasuki MOTOZAWA

要 旨

負の減速度を含むような最適車体減速度波形の創出手法として、車体質量を拘束部質量と車台部質量とに分割することにより、衝突の中盤に衝突荷重のみによって、従来の車体に相当する拘束部質量に負の車体減速度を発生させ得る物理モデルを考案した。さらに本物理モデルにより乗員傷害値が低減されることを、数式および3次元ダミーシミュレーションによって検証した。

ABSTRACT

In order to reduce the maximum value of the occupant deceleration in a vehicle crash, a physical model which has the separated mass of vehicle was devised to yield an optimal vehicle deceleration wave form. The validity of this model has been certified by a mathematical study and a three-dimensional dummy simulation.

1. まえがき

車輛の衝突安全性能において、生存空間の確保と傷害値低減との両立をはかる上で、衝突時の車体減速度の時間的変化(以下、車体減速度波形と記す)の最適化は、重要な課題の一つである。従来の研究においては、主に感度解析の手法による最適化が行われてきたが、筆者らは2質点モデルを用いた数学的検討により、乗員の胸部減速度に対する最適車体減速度波形の数式解を導出し、一般化を行なった。これらの数式解は初期の高い減速度、中期の低い、または負の減速度、後期の一定な減速度の三つの部分で構成されるのが共通の特徴である⁽¹⁾。

しかしながら一般に衝突時の車体減速度を決定するのは、車体質量に加わる車体構造の変形荷重であるため、車体質量に対する荷重の方向は一様である。従って負の減速度を発生させることは難しい。そこで本論では車体に負の減速度を発生させうる物理モデルを考案し、これを基に数学的検討を行ない、最適車体減速度波形を創出する可能性について考察した。さらにこの物理モデルから得られた車体減速度波形の有効性を数式および3次元ダミーシミュレーションによって検証した。

2. 車体質量分割モデルの着想

2.1. 最適車体減速度波形

乗員減速度の最大値を最小にするような車体減速度波形について、筆者らは過去に Fig.1 に示すような2質点モデルを用いて数学的検討を行い、遷移関数の概念を導入して最適車体減速度波形の数式解を得た⁽¹⁾。遷移関数とは、衝突開始後の短い一定の制御時間において完全なライドダウン状態になるような最適乗員減速度波形である。この解は一つではなく、基本的な3種類の遷移関数にそれぞれ対応する3種類の最適車体減速度波形の基本型が存在する。

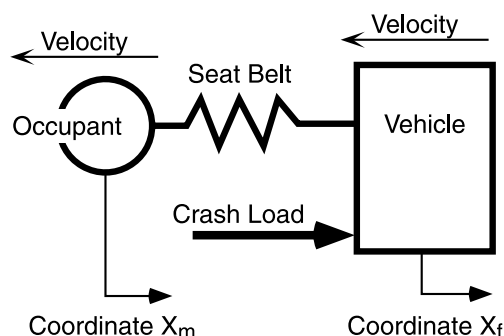


Fig.1 One-dimensional two-mass model

これらを Fig.2 に示す。これらの波形は初期の高い減速度、中期の負または低い減速度、後期の一定減速度の3部分で構成されているのが共通の特長である。

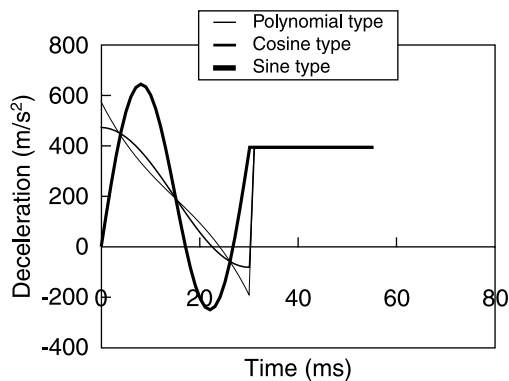


Fig.2 Wave forms of the mathematical solutions

ここで、これらの波形を実際の車体における目標車体減速度波形として考えた場合に課題となるのが衝突中期の減速度波形の創出である。一般に衝突時の車体減速度は車体質量に加わる車体の変形荷重(衝突荷重)によって発生するが、衝突荷重の方向は速度方向と逆の向きに限られ、しかも変形の進行に従って増加する傾向にある。従って従来の車体構造において衝突中期において低い、または負の減速度を安定的に発生させることは不可能である。そこで筆者らは、この課題を解決する手段として新しい物理モデルを考案した。

2.2. 車体質量分割モデル

負の車体減速度を創出するためには、車体に通常とは逆向きの衝突荷重を付加できれば良い。このためには新たな質量が必要であるが、車体質量を分割すれば、このような質量を車体内部に設けることが可能となる。

車体質量を分割したモデルを Fig.3 に示す。乗員を質量 m の質点、シートベルトをバネ定数 k のバネとして扱い、車体部分を2つに分割し、シートベルトが結合されている部分の質量を M_B とし、これを拘束部と呼ぶことにする。同様に残りの車体部分を車台部と呼ぶこととし、その質量を M_f で表す。全質点は初速 V_0 を持っている。

初期の高い減速度とそれに続く負の減速度は、拘束部のみ実現すればよい。座標系を、乗員座標 X_m 、拘束部座標 X_B 、車台部座標 X_f とし、衝突開始時刻を $t=0$ とする。この時点では拘束部と車台部とは相対的に制御間隔 S_0 だけ離れている。衝突開始後、車台部と拘束部とは各々別個の衝突荷重 F_f , F_B が作用し、互いに独立して運動する。この時、拘束部の減速度を車台部の減速度より大きくなるように設定しておく、これらの間隔は S_0 から減少してゆき、やがて接触する。この接触時刻 t_{c1} をとし、0 から t_{c1} までを第

1制御時間と呼ぶことにする。接触後は、拘束部と車台部との間に荷重 F_C が発生する。ここで、 F_C は拘束部に対しては負の減速(加速)方向に作用するため、 F_C が充分な大きさを有していれば、拘束部に負の減速度が創出される。これら F_f , F_B , F_C はそれぞれ一定の値であると仮定し、また完全塑性衝突とする。したがって、荷重 F_C は拘束部と車台部が同速になった時点で消滅する。この時刻を t_{c2} とし、 t_{c1} から t_{c2} までを第2制御時間とよぶことにする。 t_{c2} 以後は、拘束部と車台部とは一体となって減速運動する。

ところで、このモデルから負の減速度が得られることは明らかであるが、最適車体減速度波形が得られるかどうかはわからない。そこで次に最適車体減速度波形の実現可能性について数学的考察をおこなう。

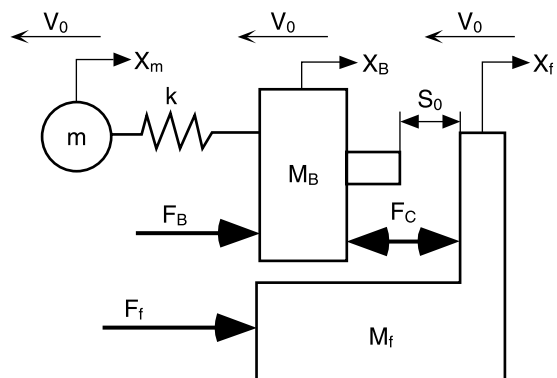


Fig.3 Model for the separation of vehicle mass

3. 車体質量分割モデルの数学的検討

拘束部に一定荷重を入力として加えた場合、出力としての乗員減速度波形は明らかにコサイン型遷移関数と同形であり、それは後述の方程式の解、式(19)にも現れている。またこのモデルに対する運動方程式は、第1制御時間、第2制御時間、及びそれ以後の三つの時間領域でそれぞれ異なる。したがって第1、および第2制御時間において各々別個のコサイン型の乗員減速度波形が現れるが、これらを結合した時に、制御時間全体としての乗員減速度波形が遷移関数の条件、すなわち原点を通り、原点での接線勾配が0であることと t_{c2} で完全なライドダウン状態になっていること、を満足していれば、その波形はコサイン型減速度波形の組み合わせによるひとつの遷移関数である。

この考えに基づき、ここでは衝突荷重と制御間隔とを未知の定数とし、 t_{c1} と t_{c2} とを独立変数として各制御時間に対する方程式を解き、第1制御時間の終了時刻 t_{c1} での乗員状態と拘束部状態を第2制御時間の方程式に対する初期条件として扱うことにより時間領域を関係づける。そして得られた乗員減速度式に遷移関数条件を適用することで最適衝突荷重と最適制御間隔とを算出する。

t_{c1} と t_{c2} とを任意に設定した時に、これらが有限の値をもって存在すれば、それによって車体減速度も特定され、それは遷移関数に対応する車体減速度、すなわち最適車体減速度波形である。

3.1. 運動方程式と条件式

まず、第1制御時間での運動方程式は、時間微分を(・)で表わして、次のようになる。

$$\ddot{X}_m = -\omega^2(X_m - X_B) \quad (1)$$

$$\ddot{X}_B = \alpha\omega^2(X_m - X_B) + g_B \quad (2)$$

$$\ddot{X}_f = g_f \quad (3)$$

ただし、

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}, \alpha = \frac{m}{M_B}, g_B = \frac{F_B}{M_B}, g_f = \frac{F_f}{M_f} \quad (4)$$

そして、これらに対する初期条件は、

$$\begin{aligned} X_m(0) &= X_B(0) = 0, X_f(0) = S_0, \\ \dot{X}_m(0) &= \dot{X}_B(0) = \dot{X}_f(0) = -V_0 \end{aligned} \quad (5)$$

である。また、 t_{c1} は拘束部と車台部とが接触する時刻であるから、

$$X_B(t_{c1}) = X_f(t_{c1}) \quad (6)$$

が t_{c1} の条件である。

次に、第2制御時間での運動方程式は次式のようになる。

$$\ddot{X}_m = -\omega^2(X_m - X_B) \quad (7)$$

$$\ddot{X}_B = \alpha\omega^2(X_m - X_B) + g_B - g_C \quad (8)$$

$$\ddot{X}_f = g_f + \alpha_B g_C \quad (9)$$

ただし、

$$g_C = \frac{F_C}{M_B}, \alpha_B = \frac{M_B}{M_f} \quad (10)$$

である。

t_{c2} は拘束部と車台部とが同速になる時刻であるから、

$$\dot{X}_B(t_{c2}) = \dot{X}_f(t_{c2}) \quad (11)$$

が t_{c2} の条件である。

また遷移関数条件は、原点での条件は初期条件により自動的に満足されており、残る条件すなわち t_{c2} にて乗員が完全なライドダウン状態であるための条件は、目標とする乗員減速度の設定値を C として、乗員減速度が C になっていることと、乗員と拘束部とが同速になっていることであり、それぞれ

$$\ddot{X}_m(t_{c2}) = C \quad (12)$$

$$\dot{X}_m(t_{c2}) = \dot{X}_B(t_{c2}) \quad (13)$$

と表される。そして制御時間以後、完全なライドダウン状態を保存するための条件式は、一体となった車体の減速度が乗員減速度と同値であること、すなわち

$$\frac{F_f + F_B}{M_f + M_B + m} = C \quad (14)$$

である。

3.2. 方程式の解

方程式を解くにあたっては様々な手法があるが、ここでは相対座標

$$X_m - X_B = X_r \quad (15)$$

を導入して解いていく。この式により連立方程式(1)(2)および(7)(8)はそれぞれ次式のように1変数方程式に変換される。

$$\ddot{X}_r + (1 + \alpha)\omega^2 X_r = -g_B \quad (16)$$

$$\ddot{X}_r + (1 + \alpha)\omega^2 X_r = -g_B + g_C \quad (17)$$

初期条件(5)より、 X_r に対する初期条件は

$$X_r(0) = 0, \dot{X}_r(0) = 0 \quad (18)$$

となる。式(16)を式(18)のもとに解いて、第1制御時間での解は X_r の形で

$$X_r = -\frac{g_B}{\beta^2}(1 - \cos\beta t) \quad (19)$$

ただし、

$$\beta = \omega\sqrt{1 + \alpha} \quad (20)$$

と与えられる。さらに、式(19)から得られる $X_r(t_{c1})$, $\dot{X}_r(t_{c1})$ をもって、方程式(17)を解くと、第2制御時間での解は、

$$X_r = -\frac{g_B - g_C}{\beta^2} - \frac{g_C}{\beta^2}\cos\beta(t - t_{c1}) + \frac{g_B}{\beta^2}\cos\beta t \quad (21)$$

となる。一方、ライドダウンの条件式(12), (13)は式(15)により、

$$X_r(t_{c2}) = -\frac{C}{\omega^2}, \dot{X}_r(t_{c2}) = 0 \quad (22)$$

と変換され、これらを式(21)に適用することにより、

$$g_B = (1 + \alpha)C \frac{\sin\beta(t_{c2} - t_{c1})}{\sin\beta(t_{c2} - t_{c1}) - \sin\beta t_{c2} + \sin\beta t_{c1}} \quad (23)$$

$$g_C = (1 + \alpha)C \frac{\sin\beta t_{c2}}{\sin\beta(t_{c2} - t_{c1}) - \sin\beta t_{c2} + \sin\beta t_{c1}} \quad (24)$$

が得られる。

そしてこれらを式(6), (11)に適用して

$$g_f = C \frac{\sin\beta(t_{c2} - t_{c1}) - K(1 - \frac{t_{c1}}{t_{c2}})\sin\beta t_{c2}}{\sin\beta(t_{c2} - t_{c1}) - \sin\beta t_{c2} + \sin\beta t_{c1}} \quad (25)$$

ただし,

$$K = 1 + \alpha_B + \alpha \alpha_B \quad (26)$$

を得る。以上の式(23)～(25)より、適正衝突荷重は次式のように算出される。

これらは明らかに有限の値をもって存在する。したがって本論の車体質量分割モデルから最適車体減速度波形を得ることが可能である。

$$F_f = C \frac{M_f \sin\beta(t_{c2} - t_{c1}) - (M_f + M_B + m)(1 - \frac{t_{c1}}{t_{c2}})\sin\beta t_{c2}}{\sin\beta(t_{c2} - t_{c1}) - \sin\beta t_{c2} + \sin\beta t_{c1}} \quad (27)$$

$$F_B = C \frac{(M_B + m)\sin\beta(t_{c2} - t_{c1})}{\sin\beta(t_{c2} - t_{c1}) - \sin\beta t_{c2} + \sin\beta t_{c1}} \quad (28)$$

$$F_C = C \frac{(M_B + m)\sin\beta t_{c2}}{\sin\beta(t_{c2} - t_{c1}) - \sin\beta t_{c2} + \sin\beta t_{c1}} \quad (29)$$

なお、ここで式(27)から F_f が正值であるための条件として、 t_{c1} と t_{c2} の関係についての制約条件が近似的に導かれ、次のようになる。

$$t_{c2} > \frac{-t_{c1} + \sqrt{K t_{c1}^2 + \frac{3(K-1)^2}{\beta^2}}}{K-1} \quad (30)$$

ただしこの制約条件は t_{c1} を非常に小さく、 $t_{c1} < \frac{1}{\beta} \sqrt{\frac{3(K-1)}{K}}$ なる範囲に設定した場合にのみ考慮されるべきものである。また F_B と F_C とが正值であるために t_{c1} と t_{c2} とが設定されるべき範囲は $0 < t_{c1} < t_{c2} < \pi/\beta$ である。

制御間隙の最適値は、 $X_B(t_{c1})$ と $X_f(t_{c1})$ を算出して、それらを式(6)に代入することで得られ、

$$S_0 = C \frac{\frac{\alpha}{\beta^2} (1 - \cos\beta t_{c1}) \sin\beta(t_{c2} - t_{c1}) + \frac{t_{c1}^2}{2} K(1 - \frac{t_{c1}}{t_{c2}}) \sin\beta t_{c2}}{\sin\beta(t_{c2} - t_{c1}) - \sin\beta t_{c2} + \sin\beta t_{c1}} \quad (31)$$

となる。

最後に、制御時間以後について、条件式(14)に式(27)(28)を代入してみると、物理的意味をもたない $t_{c1} = t_{c2}$ なる場合を除いては成立しない事がわかる。これは、制御時間内での適正衝突荷重では、制御時間後に必要な衝突荷重には必ず不足する事を意味しており、したがって F_f あるいは F_B 、もしくはその両方が、 t_{c2} にて式(27)(28)の値から式(14)を満足する値に変化しなければならない。ここでは、 F_f が変化するものとする。

以上の解析結果をもって、式(1)～(3)及び(7)～(9)によって与えられる減速度波形を、乗員 m 、拘束部 M_B 、車台部 M_f について Fig.4 に示す。この例は、 $m = 33\text{kg}$ 、 $M_B = 40\text{kg}$ 、 $M_f = 500\text{kg}$ 、 $k = 16\text{kgf/mm}$ 、 $C = 40\text{G}$ 、 $t_{c1} = 12\text{ms}$ 、

$t_{c2} = 24\text{ms}$ と設定したものである。

なお、この時、式(27)～(29)による衝突荷重値は、 F_f 8.8ton(t_{c2} まで)、20.3ton(t_{c2} 以後)、 F_B 2.7ton、 F_C 2.4tonであり、制御間隙は $S_0 = 32\text{mm}$ である。

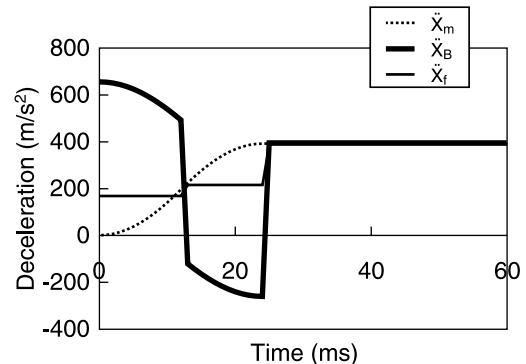


Fig.4 Theoretical vehicle and occupant deceleration wave form from the vehicle mass separation model

4. シミュレーションによる検証

Fig.4 に示される拘束部の減速度波形をダミーシミュレーションモデルに入力し、数式による波形有効性を確認する。モデルは ATB プログラムを使用し、標準的な拘束状態として3点式シートベルトを適用している。ロードリミッター、及びエアバッグは適用していない。

Fig.5 に入力した拘束部減速度波形と、ダミー胸部の減速度(ダミー座標上)応答、およびそれに対応する数式による乗員減速度波形を示す。

この図より、ダミーの胸部減速度グラフを数式グラフと比べてみると、若干遅れ気味ではあるがよく一致していて、30～60ms にて略平坦部を形成していることがわかる。

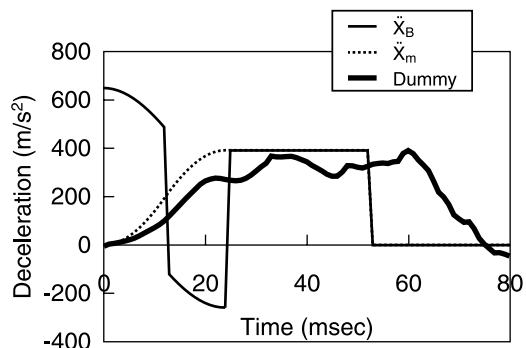


Fig.5 Vehicle and dummy chest deceleration in a three dimensional simulation

ダミーのグラフが数式のグラフに対して若干遅れるのは、おもに m に相当する質量が衝突過程で腕や頭部の影響によ

り多少増加することと、シミュレーション内のシートベルトのバネ定数が現実に合わせて伸びが小さい領域において非線型になっているためと考えられる。また 20ms 以降に現れる変動は、ダミーが複雑な多質点系を形成しているためと推測される。

5. 考察

負の減速度を創出することは、Fig.1のように車体を1質点として扱うモデルでは不可能であるが、車体質量分割モデルにおいては可能であり、本モデルによって最適車体減速度波形が創出可能である事が数式、およびシミュレーションにより証明された。

本論における検討はあくまでも単純化した物理モデルによるものである。本モデルの実際の車体構造に対しての適合性については未検討であり、さまざまな技術的課題の存在が予想される。さらにシミュレーションのみならず、実際のダミーによる検証も今後検討する必要がある。しかしながら本論においては車体質量分割手法により、衝突荷重を利用して負の減速度部分を含む車体減速度波形を創出する可能性を示した点に意義がある。

6. まとめ

- (1)従来、検討されていなかった、負の車体減速度の創出手段として車体質量分割モデルを考案した。
- (2)車体質量分割モデルから、最適車体減速度波形が得られることを数学的検討により証明し、本モデルによる最適車体減速度波形の数式解を求めた。
- (3)得られた数式解を3次元ダミーシミュレーションに入力し、胸部減速度応答を求め、数式解による最適車体減速度波形の胸部減速度低減に対する有効性を検証した。

今後は実際のダミーによる本モデルの有効性の検証、および実際の車体構造への適合性の検討が課題である。

参考文献

- (1)本澤養樹, 亀井孝博: 衝突時の乗員減速度制御に関する新概念, HONDA R&D Technical Review, vol.11, No.1, p.129-134 (1999)

■著 者■



亀井孝博



本澤養樹

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

Low Order Modeling of an Acoustic Path for Active Noise Control and
Design Method of Feedback Control

佐野 久*
Hisashi SANO

足立 修一**
Shuichi ADACHI

要 旨

アクティブ騒音制御(Active Noise Control: 以下 ANC)のコスト低減のため、本研究では参照信号センサを必要としないという特徴をもつフィードバック(FB:FeedBack)制御に焦点をあてる。本論文の目的は、制御用音源から制御点に配置するエラーセンサまでの音響伝達特性(以下プラント)の低次元モデリングと、この結果に基づいてコントローラを設計することにある。具体的には、1入力1出力システムに対象を限定し、できるだけ簡略な FB-ANC システムを構築し、その消音性能を調査した。まず、プラントを可能な限り低次元でモデリングするため、グレーボックスモデリングを適用した。そして、スミス補償型 FB-ANC を提案し、得られた低次のプラントモデルに対して、PID コントローラによる FB-ANC を設計した。最後に、実データを用いたコンピュータシミュレーションにより有効性を検証した。

ABSTRACT

Focus is placed on the feedback (FB) active noise control (ANC) in order to reduce costs by simplifying ANC systems, because FB-ANC does not need reference signals. The purpose of this paper is to obtain a low order accurate model of an acoustic plant for FB-ANC and design a simple controller based on this model. The plant in this case is from the input to a single secondary loudspeaker to the output of a single error sensor (microphone). First, as a modeling method, gray-box modeling is applied. Second, Smith predictor is modified for FB-ANC to eliminate the influence of time delay in an acoustic field, and a PID controller is designed. Finally, effectiveness of the modeling methods and the proposed FB-ANC are demonstrated through numerical experiments using actual data.

1. はじめに

ロードノイズのアクティブ騒音制御(Active Noise Control: 以下 ANC)に関する大きな課題の一つは、コストが高いことである。例えば、フィードフォワード(以下 FF)制御に基づくロードノイズのANC^{(1)~(3)}は、入力経路が多岐に渡ることから、数多くの参照信号(入力信号)センサを必要としていた。このため、低コストの実装化が困難であるという課題を有していた。また、参照信号センサの適切な配置位置を決定することも課題であった。

そこで、これらの課題を解決するため、本研究では参照信号センサを必要としないという特徴をもつフィードバック(FB:FeedBack)制御に焦点をあてる。FB-ANC に関する

研究としては、制御用音源(スピーカ)とエラーセンサ(マイククロフォン)を近接して配置する TCM(Tight Coupled Monopole)方式^{(4), (5)}が知られているが、モデリングから制御系設計という制御工学的な立場から論じられている報告例は少ない。近年、制御工学の観点から研究が行われてきているものの^{(6)~(10)}、FF-ANC の研究に比べれば、FB-ANC に関する研究はまだ多くはない。FB-ANC は、実装システムが簡略になるという特徴があるにもかかわらず、消音性能に関する長短所の調査は少ない。FB-ANC の性能を明らかにしておくことは、今後の ANC 技術の発展のためにも重要であると考えられる。

以上の背景のもと、本論文の目的は、制御用音源から制御点に配置するエラーセンサまでの音響伝達特性(以下プラ

* 栃木研究所

**宇都宮大学

ントと呼ぶ)の低次元モデリングと、この結果に基づいてコントローラを設計することである⁽¹¹⁾。具体的には、1入力1出力システムに対象を限定し、できるだけ簡略なFB-ANCシステムを構築するとともに、その消音性能を調査する。まず、プラントを可能な限り低次元にモデリングするため、物理モデリングを適用する。次に、高精度のモデルを得るため、物理モデリングの情報と実験データを利用するグレーボックスモデリング⁽¹²⁾を適用する。そして、スミス補償型FB-ANC⁽¹³⁾、⁽¹⁴⁾を提案するとともに、得られた低次のプラントモデルに対して、PID(比例:Proportional, 積分:Integral, 微分:Derivative)コントローラによるFB-ANCを設計する。最後に、実データを用いたコンピュータシミュレーションにより有効性を検証する。

なお、本研究では制御用音源としてスピーカ、エラーセンサとしてマイクロフォンを使用するため、以下本稿を通して、スピーカは制御音源、マイクロフォンはエラーセンサを表すものとする。

2. 音響伝達系の物理モデリング

2.1. 従来のモデリング手法

ANCの分野では、モデリング手段としてシステム同定を適用することが多く、同定法には演算量の少なさからLMS (Least Mean Square)法、同定モデルには安定性の面からFIR (Finite Impulse Response)モデルが広く用いられている⁽¹⁵⁾。しかしながら、精度良い同定のためには、インパルス応答が収斂するまでFIRモデルのパラメータ数を多くする必要がある。さらに、制御理論に基づいてFBコントローラを設計するためには、プラントをIIR(Infinite Impulse Response)モデルで表現する必要がある、FIRモデルを用いてFBコントローラを設計することは困難である。

一方、数学モデルのパラメータ数を削減するため、プラントを初めからIIRモデルで表現し、その同定法としてSHARF(Simplified Hyperstable Adaptive Recursive Filter)法を適用した例が報告されているが⁽¹⁶⁾、パラメータ数決定は試行錯誤で行っているのが実状である。パラメータ数を定量的な指標を用いて決定するため、われわれは部分空間法を用いたIIRモデルの同定法を提案し⁽¹⁰⁾、プラントをパラメータ数12のIIRモデル(すなわち6次のIIRフィルタ)で表現した。

しかしながら、精度を確保したうえでパラメータ数をどこまで低減できるかという限界は明確にされていない。このことを明らかにしておくことはFBコントローラの設計を容易にするだけでなく、低コストのANCを実現させるためにも重要である。そこで、精度の高い低次元モデルを得るためプラントの物理モデリング⁽⁷⁾、⁽¹⁷⁾、⁽¹⁸⁾を行う。

2.2. 物理モデリング

以下ではプラントをスピーカ、音場、マイクロフォンの3つの構成要素に分解し、それぞれの構成要素に対して物理モデリング⁽¹⁸⁾を行う。

2.2.1. スピーカの物理モデリング

スピーカの機械系を電気回路に等価変換すると、回路端子に加えられた電圧 e_0 [V]から振動板の振動速度 v_0 [m/s]までの伝達関数 $P_S(s)$ は、

$$P_S(s) = \frac{As}{a_1s^2 + a_2s + C_Mr} \quad (1)$$

となる。ここで、

$$a_1 = \frac{8}{3} a^3 \rho r + m r + L r_M$$

$$a_2 = r \cdot r_M + C_M L + A^2$$

であり、 ρ [kg/m³]は空気密度、 a [m]はコーン半径、 m [kg]は振動板とコイルの質量、 A は動電変換器の力係数、 r [Ω]はコイルの抵抗、 L [H]はコイルのインダクタンス、 r_M [Ns/m]は機械抵抗、 C_M [N/m]は振動板支持の剛性、 s はラプラス変換における複素数である。

2.2.2. 音場の物理モデリング

本研究では、制御対象音の波長に比べスピーカからマイクロフォンまでの距離を十分短く設定できるものとする。この場合、室内のような閉空間であったとしても反射音に比べ直接音の影響が支配的になるため、固有音響モードの影響が少ないと考えられるのでここでは簡単のため自由音場を仮定する。

振動板の振動速度は振動板上の空気の粒子速度に等しいからスピーカの放射面を近似的に平面ピストンとみなすと、振動板上の空気の粒子速度 v_0 [m/s]から、平面ピストンより距離 l [m]離れた中心軸上にある点の音圧までの伝達関数 $P_A(s)$ の一般式は、

$$P_A(s) = \rho c \left\{ \exp\left(-\frac{l}{c}s\right) - \exp\left(-\frac{\sqrt{l^2 + a^2}}{c}s\right) \right\} \quad (2)$$

となる⁽¹⁸⁾。ここで、 c [m/s]は音速である。また、測定点までの距離がスピーカの半径に対して非常に大きいときや対象とする周波数帯が低域である場合、近似式

$$P_A(s) = \rho \frac{a^2}{2l} s \cdot \exp\left(-\frac{l}{c}s\right) \quad (3)$$

が成り立つ。式(3)から音波放射特性は微分要素 $(\rho a^2/2l)s$ とむだ時間要素 $\exp\{-l/c\}$ からなることがわかる。われわれは、消音の周波数帯域として40～500Hzを対象に考えている。そこで、式(2)、(3)において、40Hz、500Hzの正弦波を印加した場合の距離に対する音圧の変化を計算した。なお、スピーカの半径は使用するスピーカの半径と同じ $a = 0.0475$ mとした。この結果をFig.1に示す。図から距離0.1m以上であれば音場の伝達関数は式(3)を用いても十分表現可能であることがわかる。

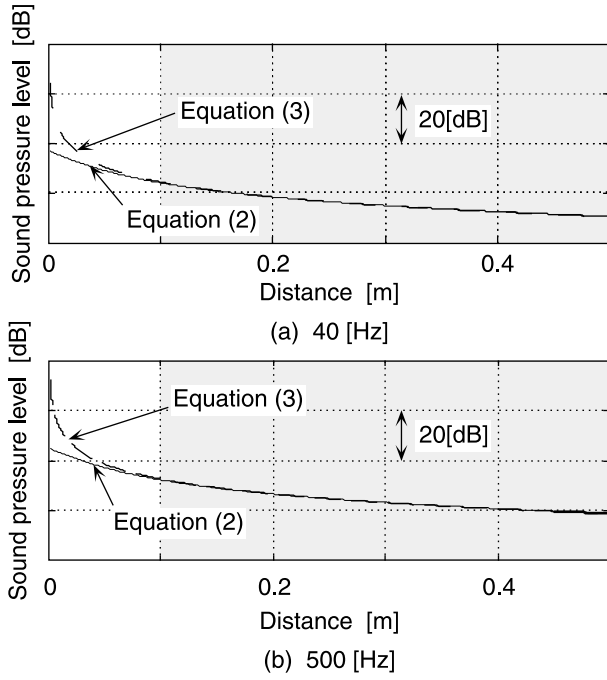


Fig.1 Distance vs sound pressure

なお、固有音響モードの影響が無視できない場合は、これを含めてモデリングしなければならない。

2.2.3. マイクロフォンの物理モデリング

本研究ではコンデンサマイクロフォンの使用を前提に考えている。このタイプのマイクロフォンはスチフネス制御が用いられているので、制御対象周波数域においては位相差の無い平坦な特性をもつ。したがって、マイクロフォンの特性は比例ゲインで表現可能であり、ここでは簡単のためマイクロフォンの伝達関数 $P_M(s)$ を

$$P_M(s) = 1 \quad (4)$$

とおく。

2.3. 音響伝達系の物理モデル

前述の3つの構成要素から音響伝達系の物理モデルが表現できる。使用したスピーカの物理パラメータをTable 1に示す。スピーカとマイクロフォン間の距離を 0.1m とし、Table 1の物理パラメータ値を用いてプラントの伝達関数を求めると

$$\begin{aligned} P(s) &= P_S(s)P_A(s)P_M(s) \\ &= \frac{(\rho A a^2 / 2l) s^2}{a_1 s^2 + a_2 s + C_M r} \cdot \exp\left(-\frac{l}{c} s\right) \\ &= \frac{2.03 \times 10^{-2} s^2}{9.03 \times 10^{-3} s^2 + 12.43 s + 3512.6} \\ &\quad \cdot \exp(-2.94 \times 10^{-4} s) \\ &= P_C(s) \exp(-\tau s) \end{aligned} \quad (5)$$

となる。ここに、

Table 1 Parameter of the loudspeaker (Panasonic WS-A10-K)

Parameter		Value
Mass	m	3.1×10^{-3} [kg]
Mechanical resistance	r_m	2.6 [Ns/m]
Mechanical stiffness	C_m	1351 [N/m]
Coil resistance	r	2.6 [Ω]
Coil inductance	L	5.4×10^{-5} [H]
Radius of cone	a	0.0475 [m]
Force factor	A	2.98 [Tm, N/A]
Density of air	ρ	1.21 [kg/m ³]
Speed of wave	c	340 [m/s]

$$P_C(s) = \frac{2.03 \times 10^{-2} s^2}{9.03 \times 10^{-3} s^2 + 12.43 s + 3512.6}$$

$$\tau = 2.94 \times 10^{-4}$$

である。すなわち、プラントを2次系の集中定数部分 $P_C(s)$ とむだ時間要素 $\exp(-\tau s)$ により表現することができた。

次に求めた物理モデルを検証する。このため防音処理が施された室内においてプラントの入出力データを計測し、このデータを用いてシステム同定を行った。サンプリング周波数は 1378Hz、データ数は 20000 サンプルである。同定に際してはパラメータ数 84 の FIR モデルを用いた。物理モデルと同定結果のボード線図を Fig.2 に示す。図よりゲイン線図ではほぼどのモデルも一致しているが、位相線図では物理モデルは FIR モデルと一致していない。この原因について次に考察する。

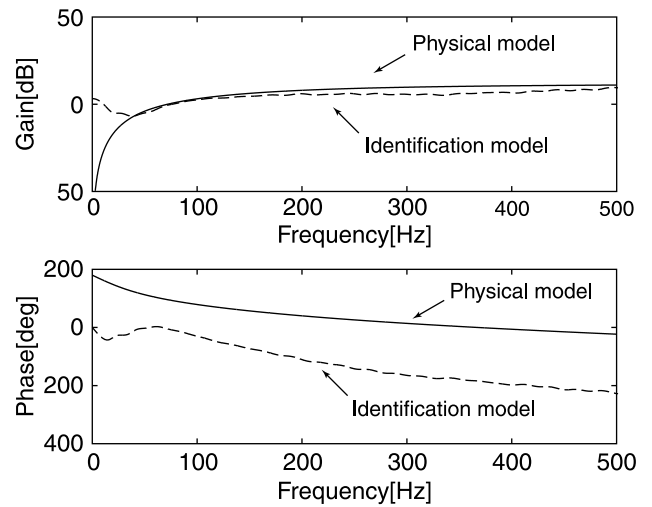


Fig.2 Comparison of Bode plot between a physical model and an identification model

2.4. 位相差に関する考察

システム同定実験における入出力間のコヒーレンス関数を Fig.3 に示す。この結果から 40Hz 以下の低周波帯域ではスピーカから音を出すことが困難なため、コヒーレンスが非常に低いことがわかる。一方、Fig.2では制御系設計のため、位相を -180deg から 180deg までの間ではなく連続化して表現している。このため、コヒーレンスが低い帯域の位相を基準に位相が求められており、コヒーレンスが高い帯域における位相の絶対値が正しく求められていないことになる。以上のことより、同定結果の位相と物理モデルによって計算された位相のどちらが正しいかという判断ができない。

そこで、次章では位相の正確な推定と推定された位相を用いてグレーボックスモデリングを行う。

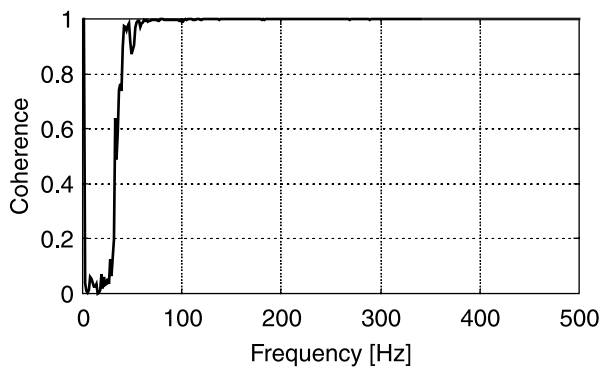


Fig.3 Coherence function

3. 音響伝達系のグレーボックスモデリング

本章では、プラントの構造的情報である次数は物理モデルの情報を用い、パラメータの調整などはシステム同定用実データを用いるグレーボックスモデリング⁽¹²⁾を適用することにより精度良いモデルの構築を行う。

物理モデリングは、物理法則に基づいて対象の動特性を直接記述する方法でありホワイトボックスモデリングとも呼ばれており、システム同定は対象をブラックボックスとみなしてモデリングすることからブラックボックスモデリングと呼ばれている。グレーボックスモデリングは高精度なモデリングを目指すために、これら2つのモデリング手法を用いることからこのような名称で呼ばれている。

まず、コヒーレンスのとれた周波数帯域での位相を推定するために相互相関関数

$$\hat{\phi}_{uy}(\tau) = E[u(t)y(t+\tau)] \quad (6)$$

を利用する。ここで、 $u(t)$ は入力、 $y(t)$ は出力、 τ はむだ時間を表す。相互相関関数は入出力間のむだ時間を与えるため、このむだ時間より位相の推定が可能となる。Fig.4

に相互相関関数を用いて推定された位相を示す。これより、推定された位相は物理モデルではなく同定モデルと非常に近い値をとることが確認できる。したがって、これまで用いられてきたシステム同定の結果は有効であるということが確認できた。

次に物理モデルの構造的情報と、Fig.4で示した相互相関関数により推定された位相を用いてグレーボックスモデリングを行う。物理モデルの位相と相互相関関数により推定された位相の差を求め、これをむだ時間になおして物理モデルに加える。しかしながら、単に物理モデルに加えるだけでは位相特性を十分表現できないので、集中定数部分のパラメータの調整も行った。

以上より、グレーボックスモデリングにより得られたモデルの伝達関数は次式となり、このボード線図を Fig.5 に示す。

$$P(s) = \frac{0.485s^2}{0.155s^2 + 45.1s + 4550} e^{-1.75 \times 10^{-3}s} \quad (7)$$

Fig.5 から、位相は 250Hz 付近まで一致している。しかしながら、250Hz 以上の帯域ではシステム同定モデルに比べ位相が遅れている。これは物理モデルを2次系とむだ時間で表現している限り、0～500Hz までの全帯域で位相を一致させることは困難なため、ANCの得意領域である低周波帯域を中心に位相を合わせこんだことによる。

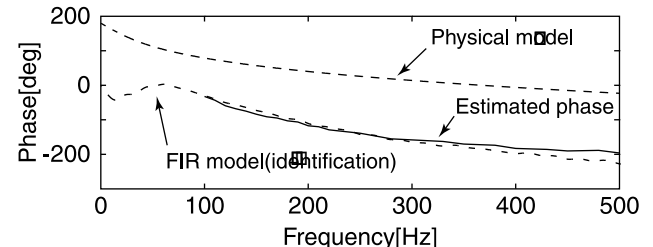


Fig.4 Estimated phase using cross-correlation function

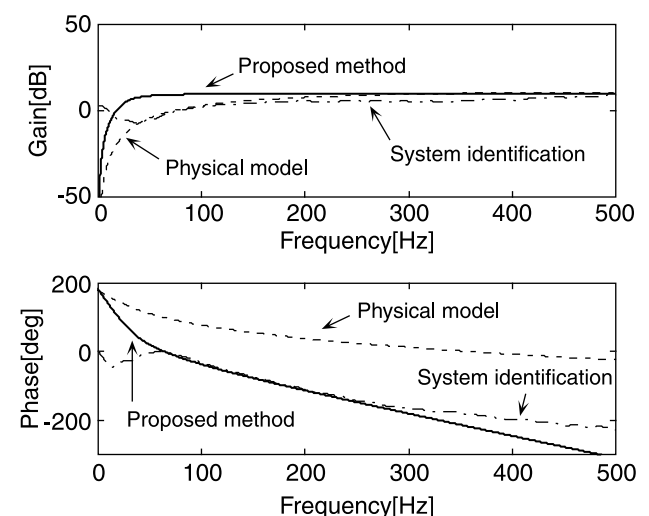


Fig.5 Comparison of Bode plot

4. スミス補償型 FB-ANC の提案

式(5)より対象とするプラントは、集中定数部分と距離遅延が存在するために生じるむだ時間要素によって表現できた。プラントがむだ時間系である場合、次のような3つの問題点があげられる。

- (1) プラントを有理多項式で表現することが不可能であるため、制御理論に基づくコントローラの設計が困難であること。
- (2) むだ時間要素をパデ近似⁽¹⁹⁾した場合でも、近似精度を高くしようとするとプラント次数が高くなり、それに伴いコントローラも高次になること。
- (3) むだ時間要素が存在することにより非最小位相系となり、ウォーターベッド効果⁽²⁰⁾によって広帯域の消音が困難になること⁽⁹⁾。

これらの問題点を解決するためには、むだ時間要素を除去する必要がある。そこで、本論文では化学プラントのようなむだ時間要素が支配的なプラントに対する有効な制御法であるスミス法^{(13), (14)}を、FB-ANC に適用する方法を提案する。

Fig.6 に示すように、スミス法はプラントのむだ時間要素をキャンセルし、閉ループ系をむだ時間要素のないものとして制御系を設計するという考え方に基づいている。一方、FB-ANC では騒音が外乱に相当し、外乱はプラントの後に加わる。また、目標値は加えないので外乱駆動型と考えられる。したがって、Fig.6 に示すスミス法の構成は FB-ANC に直接は適用できない。

そこで、スミス法を FB-ANC に適用できるようにするため以下のように考える。すなわち、FB-ANC の設計仕様は、閉ループ系の安定化と制御対象の周波数帯域における感度関数 $S(s)$ (騒音 $D(s)$ から誤差 $E(s)$ までの伝達関数) の低減である。Fig.6 の構成において、外乱がプラントの後に加わった場合の感度関数を求めると、

$$S(s) = \frac{1 + P_C(s)C(s)\{1 - \exp(-\tau s)\}}{1 + P_C(s)C(s)} \quad (8)$$

となり、感度関数にプラントのむだ時間要素が現れてしまう。感度関数にむだ時間要素が現れないようにするため、Fig.7 に、提案するスミス補償型 FB-ANC の構成を示す。この構成における感度関数は、

$$S(s) = \frac{1}{1 + P_C(s)C(s)} \quad (9)$$

となる。式(9)より、この構成を用いれば、プラントの集中定数部分 $P_C(s)$ に対する設計が可能となる。

なお、スミス法は著者らが FB-ANC への応用を提案してきた IMC (Internal Model Control) の枠組みの中で解釈可能である^{(9), (21)}。スミス法は、プラントからむだ時間要素を除いた $P_C(s)$ を用いて制御系設計が行える点に特徴がある。

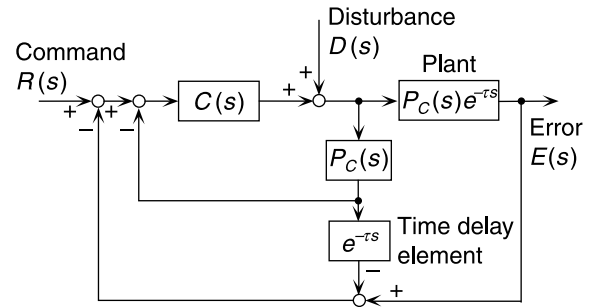


Fig.6 The Smith predictor

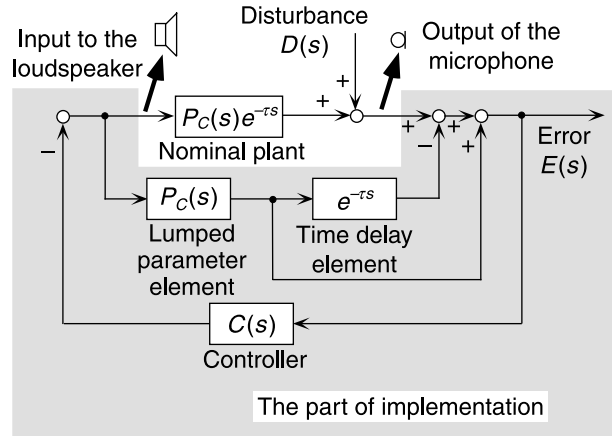


Fig.7 The proposed Smith predictor type FB-ANC for a nominal plant

5. PID コントローラの設計法

次にコントローラの構造と設計法について述べる。コントローラの構造としては、ANC の低コスト化へのニーズに応えるため PID 制御⁽²²⁾に着目する。PID 制御(3項制御とも呼ばれる)は、比例(Proportional)動作、積分(Integral)動作、微分(Derivative)動作から構成され構造が簡単であるという特徴を持つ。PID 制御は産業界では非常に広く用いられているが、ANC に適用された報告例は見当たらない。そこで、本章では PID コントローラを用いた FB-ANC を設計する。

本研究では設計法として、PID 制御の3つの設計パラメータをシステムティックに決定できるという特徴を持つ、佐伯によって提案された PID コントローラ設計法⁽²³⁾を適用する。

具体的な設計手順を簡単にまとめる。まず、次式で与えられる PID コントローラの1つのパラメータ k_i を感度関数の低周波帯域での制約条件よりあらかじめ決定する。

$$C(s) = k_p + k_d \frac{s}{1 + T_s} + k_i \frac{1}{s} \quad (10)$$

そして、ノミナル性能条件(ノミナル性能に対する消音性能)、ロバスト安定条件(プラントモデルの不確かさを考慮した安定条件)を満たす k_p , k_d に関する以下のパラメータ

集合を各周波数ごとにそれぞれ求める。

$$K_S(\omega) \equiv \{[k_p, k_d] \mid |S(j\omega)| < \alpha(\omega)/|W_S(j\omega)|\} \quad (11)$$

$$K_T(\omega) \equiv \{[k_p, k_d] \mid |T(j\omega)| < \beta(\omega)/|W_T(j\omega)|\} \quad (12)$$

そして、式(11)、(12)の集合の交わりの集合

$$K(\omega) \equiv K_S(\omega) \cap K_T(\omega) \quad (13)$$

の要素が設計仕様を満たすPIDコントローラのパラメータとなる。そこで、式(13)の集合の要素からパラメータを選定し、ロバストPIDコントローラを求める。

6. 制御性能の検証

6.1. 提案したスミス補償型FB-ANCの有効性

提案したスミス補償型FB-ANCの有効性を確認するため、計算機シミュレーションによって制御時の音圧を予測する。ここでは、Fig.8に示すようなロードノイズを模擬した台上加振実験を行い車室内に発生する騒音を計測し、これをシミュレーション時の騒音データとして使用した。本シミュレーションは離散時間系で行う。このときのサンプリング周波数は10240Hzである。

プラントは2章で求めた物理モデルを用いた。そして、プラントの集中定数部分 $P_c(s)$ に対して設計したPIDコントローラを、Fig.7に示すコントローラ $C(s)$ として用いる。ここでは、 $\alpha=0.58$ 、 $\beta=0.75$ をとり、ノミナル性能条件、ロバスト安定条件を満たすパラメータ集合 K からパラメータを選びPIDコントローラを次式とした。

$$C(s) = 0.2125 + \frac{s}{1 + s/(2\pi \cdot 500)} (1 \times 10^{-6}) + \frac{900}{s} \quad (14)$$

Fig.9に制御時の消音性能予測の指針として感度関数を、Fig.10に音圧予測シミュレーション結果を示す。Fig.9から、4～7dB程度の消音性能が予測される。実際、消音シミュレーションの結果Fig.10に示すように40～500Hzの広帯域において、4～7dB程度の消音効果が見られる。特に100～200Hzの帯域で7dB程度まで低減されている。なお、この消音効果はノミナルプラントの集中定数部分 $P_c(s)$ に対してFB-ANC構成を適用した場合と同等であることを確認している。以上のことより物理モデルに基づいて設計したPIDコントローラと、提案したスミス補償型FB-ANC構成の有効性を確認することができた。

6.2. グレーボックスモデルに基づくコントローラ

次に、グレーボックスモデルを用いて設計したコントローラと前節で述べた物理モデルを用いて設計したコントローラの制御性能を比較する。グレーボックスモデルを用いて設計したPIDコントローラの伝達関数は、次式となる。

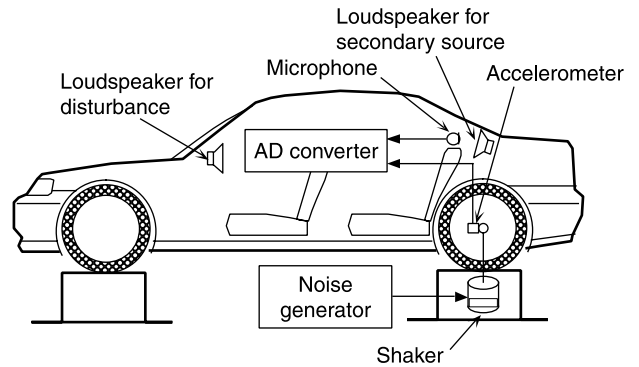


Fig.8 Data acquisition experiment simulating road noise in the cabin

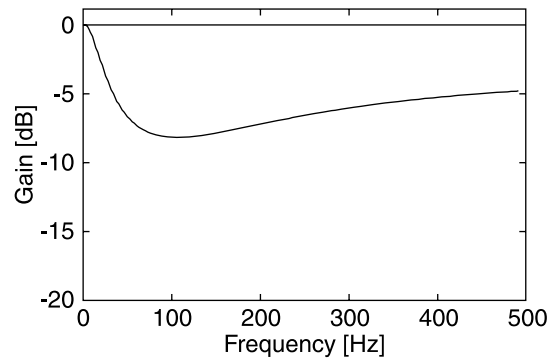


Fig.9 Sensitivity function for a physical model

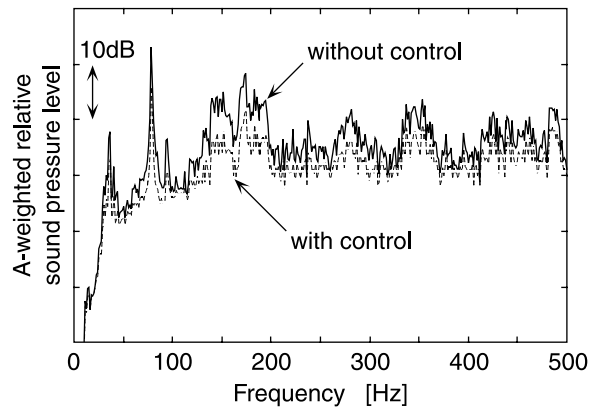


Fig.10 Sound pressure level for a physical model

$$C(s) = 0.15 + \frac{s}{1 + s/(2\pi \cdot 500)} (1 \times 10^{-5}) + \frac{700}{s} \quad (15)$$

そして、感度関数をFig.11に、音圧予測シミュレーションの結果をFig.12に示す。これらの結果から物理モデルに基づいて設計したコントローラに比べ、100～200Hzの帯域で消音性能が向上していることがわかる。このことから、消音性能の面からグレーボックスモデリングにより得られたプラントモデルの有効性が確認できた。

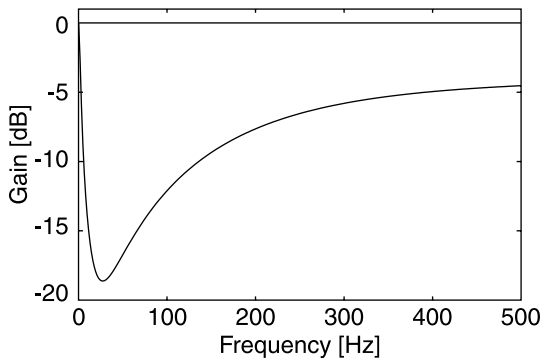


Fig.11 Sensitivity function for a gray-box model

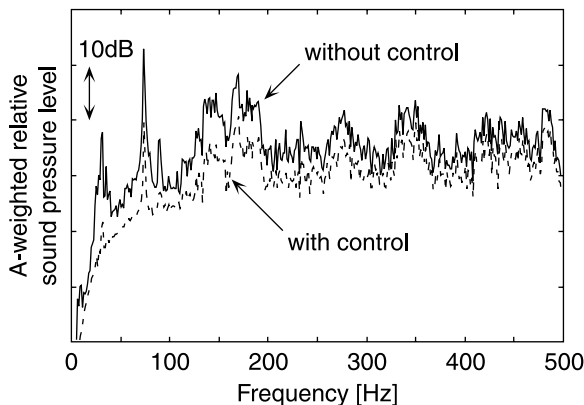


Fig.12 Sound pressure level for a gray-box model

7. 結論

本論文では、低コストの ANC システム構築のため FB-ANC に焦点をあてた。そして、プラントの低次元モデリングと、この結果を用いて構造が簡単なコントローラを設計し、以下の結論を得た。

- (1) 高精度の低次元モデルを得るのため、グレーボックスモデリングを適用しプラントを 2 次系とむだ時間要素で表現することができた。
- (2) コントローラ設計に際しては、むだ時間を除去するためスミス補償型 FB-ANC を新たに提案した。
- (3) 簡略なコントローラとして、PID 制御を ANC に適用するとともに、むだ時間の不確かさを考慮したロバスト PID コントローラを設計した。そして、得られたプラントモデルと設計したコントローラの有効性を、実機で測定した信号を用いた制御性能の予測シミュレーションにより確認した。

今後は、実装化により提案した方法の有効性を検証して行く予定である。

本研究を進めるにあたり、宇都宮大学大学院学生の山王堂徹君(現在、松下通信工業(株)勤務)、平野真之君(現在、石川島播磨重工業(株)勤務)、米谷嘉子さん(現在、(株)松下

通信仙台研究所勤務)にご協力いただきました。ここに感謝いたします。

参考文献

- (1) 佐野・足立・粕谷：最小 2 乗法に基づく自動車のアクティブ騒音制御に関する研究，日本機械学会論文集 C 編，Vol.61, No.581, p.78-84 (1995)
- (2) Sano, H., Adachi, S. and Kasuya, H.: Application of a least squares lattice algorithm to active noise control for an automobile, *Trans. ASME, J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol.119, p.318-320 (1997)
- (3) 佐野 久：最小 2 乗ラティスフィルタのアクティブ騒音制御への応用，Honda R&D Technical Review, Vol.5, p.210-216 (1993)
- (4) Eghtesadi, Kh., Hong, W.K.W. and Leventhall, H. G.: The tight-coupled monopole active attenuator in a duct, *Noise Contr. Eng. J.*, Vol.20, No.1, p.16-20 (1983)
- (5) 森下・福島・田中・多氣・森：ダクト系騒音に対する密結合型能動騒音制御システムの安定性改善法，日本音響学会誌，Vol.51, No.12, p.948-956 (1995)
- (6) 範・野波・中野： H^∞ 制御理論を適用した一次元排気ダクト系のアクティブノイズコントロール，日本機械学会論文集 C 編，Vol.62, No.597, p.1805-1810 (1996)
- (7) 範・野波・中野：アクティブノイズコントロールのための音響系のモデリングと非最小位相むだ時間系について，日本機械学会論文集 C 編，Vol.62, No.598, p.2278-2284 (1996)
- (8) 梶原・福田・下嶋：モード解析と線形行列不等式に基づくフィードバック音響制御，日本機械学会論文集 C 編，Vol.64, No.621, p.1668-1675 (1998)
- (9) 佐野・宮本・足立：フィードバック制御に IMC を用いた 2 自由度型アクティブ騒音制御に関する研究，日本機械学会論文集 C 編，Vol.63, No.608, p.1208-1213 (1997)
- (10) 佐野・吉田・山王堂・足立：部分空間法を用いたシステム同定結果に基づく 2 自由度アクティブ騒音制御系の設計に関する研究，日本機械学会論文集 C 編，Vol.64, No.622, p.1970-1976 (1998)
- (11) 佐野・山王堂・平野・足立：アクティブ騒音制御のための音響伝達系のモデリングと PID フィードバック制御系の設計法に関する研究，日本機械学会論文集 C 編，Vol.65, No.637, p.3599-3605 (1999)
- (12) 足立 修一：MATLAB による制御のためのシステム同定，東京，東京電機大学出版局，1996, p.1-3
- (13) Smith, O.J.M.: A controller to overcome dead time, *ISA J.*, Vol.6, p.28-33 (1959)

- (14) 渡部 慶二：むだ時間システムの制御，東京，コロナ社，1993, p.8-26
- (15) 足立・佐野：能動騒音制御におけるシステム同定の役割，システム／制御／情報，Vol.41, No.2, p.18-26 (1997)
- (16) 三坂・宇都・浜田：SHARF Algorithm によるシステム同定とその応用，日本音響学会秋季講演論文集，p.523-524 (1992)
- (17) James, J., Akers, J., Venugopal, R., Lee, R. Sparks, A., Washabaugh, P. and Bernstein, D.: Modeling, identification, and feedback control of noise in an acoustic duct, *IEEE Trans. Control Systems Technology*, Vol.4, No.3, p.283-291 (1996)
- (18) 城戸 健一：音響工学，東京，コロナ社，1982, p.49-120
- (19) 足立 修一：MATLABによる制御工学，東京，東京電機大学出版局，1999, p.42-44
- (20) Doyle, J. C., Francis, B. A. and Tannenbaum, A. R., : Feedback Control Theory, New York, Macmillan Publishing Company, Inc., 1992, p.97-99
- (21) Morari, M. and Zafiriou, E.: Robust Process Control, Englewood Cliffs, Prentice-Hall, 1989, p.126-128
- (22) 大須賀・足立：システム制御へのアプローチ，東京，コロナ社，1999, p.125-127
- (23) 佐伯 正美：2 ディスク型混合感度問題の最適 PID 制御器の設計法，システム／制御／情報，Vol.7, No.12, p.520-527 (1994)

■ 著 者 ■



佐野 久



足立 修一

自動車環境下における Pbフリーはんだ接続部の信頼性評価

Reliability of Pb free Soldered Joints for Automotive Environment

大 釜 俊 洋* 平 田 一 彦**
Toshihiro OKAMA Kazuhiko HIRATA

要 旨

Pbフリーはんだ接続部の物理的特性である組織の粗大化速度、金属間化合物成長速度、機械的特性であるはく離試験の評価を行い、さらに熱疲労における寿命の評価として、熱衝撃試験(加速試験)を行なった。

最初にPbフリーはんだの組織の粗大化速度、金属間化合物成長速度は放物線則に従うことを確認した。次に信頼性工学におけるマイナー則を用い、加速試験による熱ストレスの影響と自動車環境による熱ストレス頻度から、Pbフリーはんだ接続部の市場における寿命を予測した。

ABSTRACT

Tests were conducted to evaluate the grain growth rate of the structure and the intermetallic compound layer fracture rate, which are physical properties, and peeling, which is a mechanical property of Pb free soldered joints. In addition, thermal shock tests (acceleration tests) were performed to evaluate the life span due to thermal fatigue.

First, the grain growth rate and intermetallic compound layer fracture rate of the Pb free soldered structure were confirmed to follow parabolic curves rule. Next, the life span of Pb free soldered joints under market conditions was predicted using Miner's rule in reliability engineering from the effects of heat stress obtained through acceleration tests and the heat stress frequency in an automotive environment.

1. はじめに

昔から使用してきた Sn-Pb 系はんだは Pb の毒性と環境汚染により、重要な環境問題となっている。そのためPbを含まない(Pbフリー)はんだ材の研究が盛んに行われてきている。この活動は、全世界レベルで活発化しており、アメリカ、ヨーロッパを中心に研究が進められ、最近では日本も家電リサイクル法(2001年施行)が立法化し、研究に加速がついてきた。自動車用電子・電装部品においても通産省産業構造審議会から Pb の削減目標が提示された。

自動車用電子・電装部品に使用する Pbフリーはんだの選定は、その使用環境、使用期間内で部品の機能を損なわないようにすることが必要である。そのために自動車に使用される電子・電装部品のはんだ接続部の環境は十分に把握しておく必要がある。また、市場から回収した自動車用電子・電装部品のはんだ接続部を観察すると組織の粗大化、金属間化合物の成長が確認されており、これらの成長が信頼性に大きく影響すると言われている。パルク材強

度、接続部引張強度等、機械的強度の把握だけでは接続部の信頼性評価は不十分である。Pbフリーはんだの組成違いで、組織の粗大化、金属間化合物のミクロ的観点、及び機械的特性のマクロ的観点から熱疲労の信頼性保証について報告された例は多くない。

そこで本研究では、Pbフリーはんだの組織の粗大化速度、金属間化合物成長速度、機械的強度を把握した上で、自動車で使用されている電子部品の使用環境下に即した試験条件を設定し、故障モデルを用い接続部の寿命を算出した。

2. はんだ接続部信頼性評価の考え方

自動車の電子・電装部品はかなり厳しい環境下で使用されている。部品自身の小型化が進み、接続間も狭くなり、特に自動車内は熱ストレス、振動、湿度等が複合的に加わる。その中ではんだ接続部の信頼性として、最も重要な事は熱疲労対策である。はんだは融点も低く、また基板と部

* 栃木研究所

**千住金属工業(株)

品の線膨張係数差に基づく大きな熱応力が発生し、この熱応力が繰り返しかかると熱疲労破壊をおこしてしまう。Pbフリーはんだも同じで、Sn-Pb系と組成が異なることから融点、組織の粗大化速度、金属間化合物成長速度、機械的特性等が異なり、接続部の寿命に大きく影響を及ぼすと考えられる。そこで特に重要なのがPbフリーはんだを用いた部品の評価手法、評価基準である。評価基準は市場環境から想定し試験条件、試験時間を設定し、摩耗故障、劣化故障を見極めていく。評価手法は実験室内での加速試験手法の構築を行なう。ここでは例としてベアチップダイボンディングを取り上げ、その信頼性を評価していく。

3. 実験試料及び実験方法

3.1. 実験試料

実験に使用したはんだは、毒性が少なく、既存のはんだに用いられている元素を選定した。Snをベース金属としてPb, Bi, Ag, Sb, Znの共晶及び種々の元素を組合せ、Sn-37Pb, Sn-3.5Ag, Sn-3.5Ag-0.75Cu, Sn-58Bi, Sn-2Ag-0.5Cu-7.5Bi, Sn-5Sb, Sn-9Zn, のはんだを用いた。各試験における試料はこれらのはんだから選定した。尚、Sn-9ZnはNiとの濡れ性が悪く試料の条件設定が困難のため、金属間化合物成長速度試験、熱衝撃試験を取りやめた。さらにSn-5SbはSnとSbの元素番号が近いことから、相を電子顕微鏡で識別するのは困難のため組織の粗大化試験を取りやめた。

3.2. 金属間化合物成長速度試験条件

はんだ溶融接合時に生成される金属間化合物の成長速度が、はんだ組成違いによってどのように異なるかを調べる実験を行なった。成長速度を加速させるため放置温度は120℃で行い、放置時間は成長過程を把握するためにTable 1に示す数回の途中観察を行なった。試験片の作成方法は、はんだペーストから供給しNi板にはんだ付けし、Ni板との接合界面に生成する金属間化合物厚を測定した。測定方法は、各加熱放置時間後、はんだ付けの断面が垂直になるように切断し研磨する。その後はんだ付け断面をEDS(Energy Dispersive Spectrometer)により元素マッピング、BEI(Backscattered Electron Image)により組成観察しながら金属間化合物の厚みを測定した。

Table 1 Measurement time

Time (hr)	0	250	500	1000
-----------	---	-----	-----	------

3.3. 組織の粗大化試験条件

実験はいずれもJIS A級の不純物レベルのはんだを用いた。本実験は組織の経年変化を、温度を上げてその速度を加速させ観察する事とした。試験片作成方法は、NiメッキCu

板(17.5 × 17.5 × 1.75 t)にフラックス(活性化ロジン)を約0.12cc滴下し、さらに、0.2gのはんだをのせる。これを、はんだの融点+50℃に調整したはんだバス上にパラフィン紙を敷き、その上に試験片を置き、はんだが溶けてから約30秒間加熱し、はんだ付けする。放冷後、フラックス残渣をイソプロピルアルコールで洗浄し、乾燥させた。

試験方法は、120℃に保持してある恒温槽に試料を入れ、途中観察はSn-58Biの融点(138℃)が低い相の成長が他のはんだより速いと考え、0, 10, 20, 60, 120, 240, 1200, 3000, 12000, 24000, 30000 (min)ごとに取り出し、電子顕微鏡(日本電子JSM-5310LV)を用いて組織観察(×1000, ×3500倍)を行った。観察した写真は、線分析法によって処理し、その例をFig.1に示した。

例えばSn-58Biの場合、観察結果の一辺に平行な長さLの直線を引いた時、線上に存在するBi相の割合をBi相と交差した数で割ることで、Bi相のサイズを導いた。

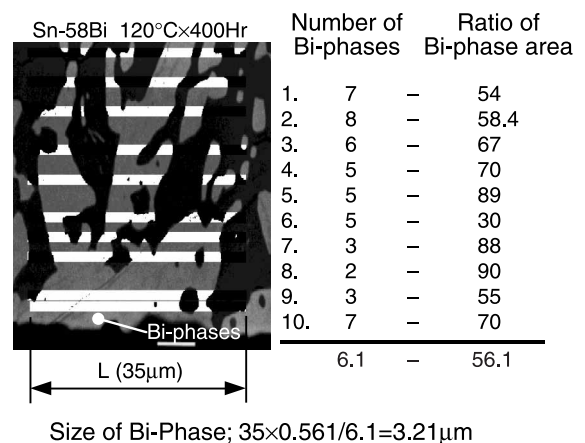


Fig.1 Linear analysis data

3.4. はく離試験条件

はんだ接続部を加熱した時、はんだ組成違いで、接続部強度にどのように影響するか実験を行なった。試験片の作成方法は、はんだテープから5 × 15 × 0.1mmに切り出したはんだをFig.2のように銅板で挟み、はんだバス上でリフローする。リフロー時間は、はんだ溶融してから20secと

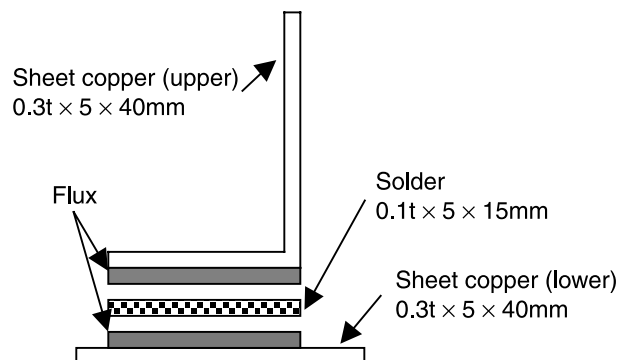


Fig.2 Test piece

し、はんだバス温度は各融点に応じて設定した。Sn-58Biは200℃、Sn-5Sbは270℃、その他は250℃とした。加熱温度は120℃で行い加熱時間は経時変化を把握するために6条件で行なった (Table 2 参照)。

Table 2 Heat exposure time

Time (min)	0	10	20	60	6000	12000	60000
------------	---	----	----	----	------	-------	-------

試験方法は、引張試験機(Shimadzu AG-2000B)を使用し、試験片の曲げた部分に試験機のチャックを取り付け、試験片に引張荷重をかけてはく離試験を行なった。引張速度は10mm/minで行なった⁽¹⁾。はく離試験の評価方法として、Fig.3に示す定常荷重を用いた。クラックが入るまでを寿命とすると、ピーク荷重の方が類似していると思われるが、フィレット形状等で出力値に影響を及ぼすと考え、比較的安定している定常荷重を用いた。

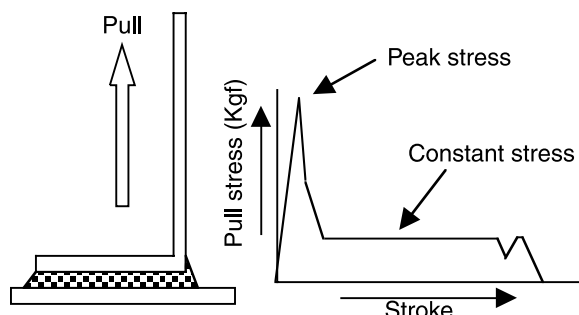


Fig.3 Pull test method

3.5. 熱衝撃試験条件

はんだ接続部に熱衝撃を与えた時、はんだ組成違いで、接続部にどのような影響を及ぼすか実験を行なった。試験片は超音波探査装置で観察するためベアチップダイボンディングを用いた。(Fig.4参照)試験条件は自動車に使用されているさまざまな電子・電装部品を想定し3条件を設定した (Fig.5参照)。熱衝撃試験は熱衝撃試験機によって行い寿命を比較した。はんだ接続部の観察は、超音波探査装置を用い、はく離形態を把握するために途中観察した (Table 3 参照)。

4. 金属間化合物成長速度試験結果について

金属間化合物については、Snなどのはんだ成分は、各種金属と相互拡散により金属間化合物を形成する。はんだ溶融接続時、接続後の加熱放置によっても成長し、接続部をもろくしたり、カーゲンダールボイドや割れを発生させる。特に自動車に使用する電子・電装部品は低温、高温の繰り返し温度サイクルがかかるので、各種材料間の熱膨張差によ

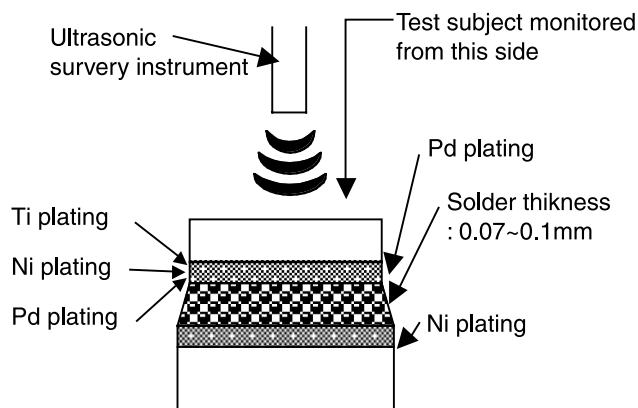


Fig.4 Specification of test subject

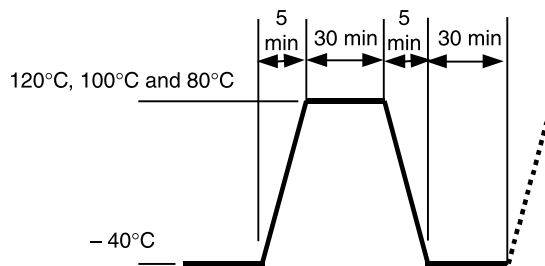


Fig.5 Conditions of thermal shock test

Table 3 Measurement time

Temperature	Time (hour)
$\Delta T 120^{\circ}\text{C}$	0, 505, 1000, 1500, 2000, 3770, 5000
$\Delta T 140^{\circ}\text{C}$	0, 406, 1000, 1732, 3000, 4000, 5000
$\Delta T 160^{\circ}\text{C}$	0, 100, 240, 537, 1060, 1533, 2000, 3000

て発生する熱応力が接続部のクラック、機械的強度劣化に大きく影響し、信頼性が低くなることから、十分な配慮が必要である。Fig.6は金属間化合物の成長を観察した結果である。

試験に用いたはんだの全てに Sn-Ni 金属間化合物が生成されており、各種はんだにより金属間化合物の厚みがことなる。またFig.7より、Sn-3.5Ag-0.75Cu、Sn-2Ag-0.5Cu-7.5Biは Sn-Cu 金属間化合物が生成していると考えられる。次に Sn-Ni 金属間化合物成長速度を Fig.8 に示した。Pbフリーはんだにおいても Sn-Pb 系はんだと同様に、金属間化合物の成長速度は時間の平方根に比例し、放物線則⁽²⁾に従うことが確認できた。

$$X = k \sqrt{D \cdot t}$$

成長厚さ：x，保持時間：t，定数：k，拡散定数：D
 その中で最も成長が遅いのは Sn-3.5Ag-0.75Cu、Sn-2Ag-0.5Cu-7.5Bi である。これは Fig.7 から分かるように Sn-

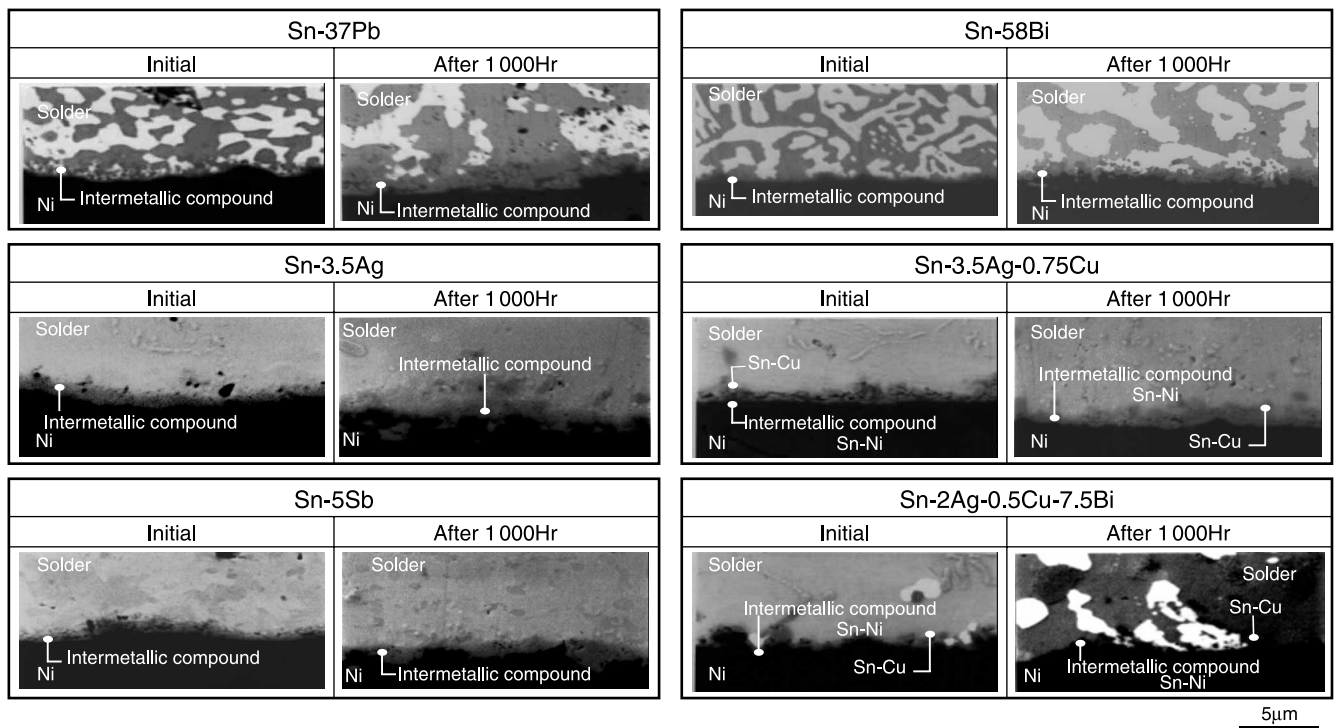


Fig.6 SEM image of intermetallic compound layer

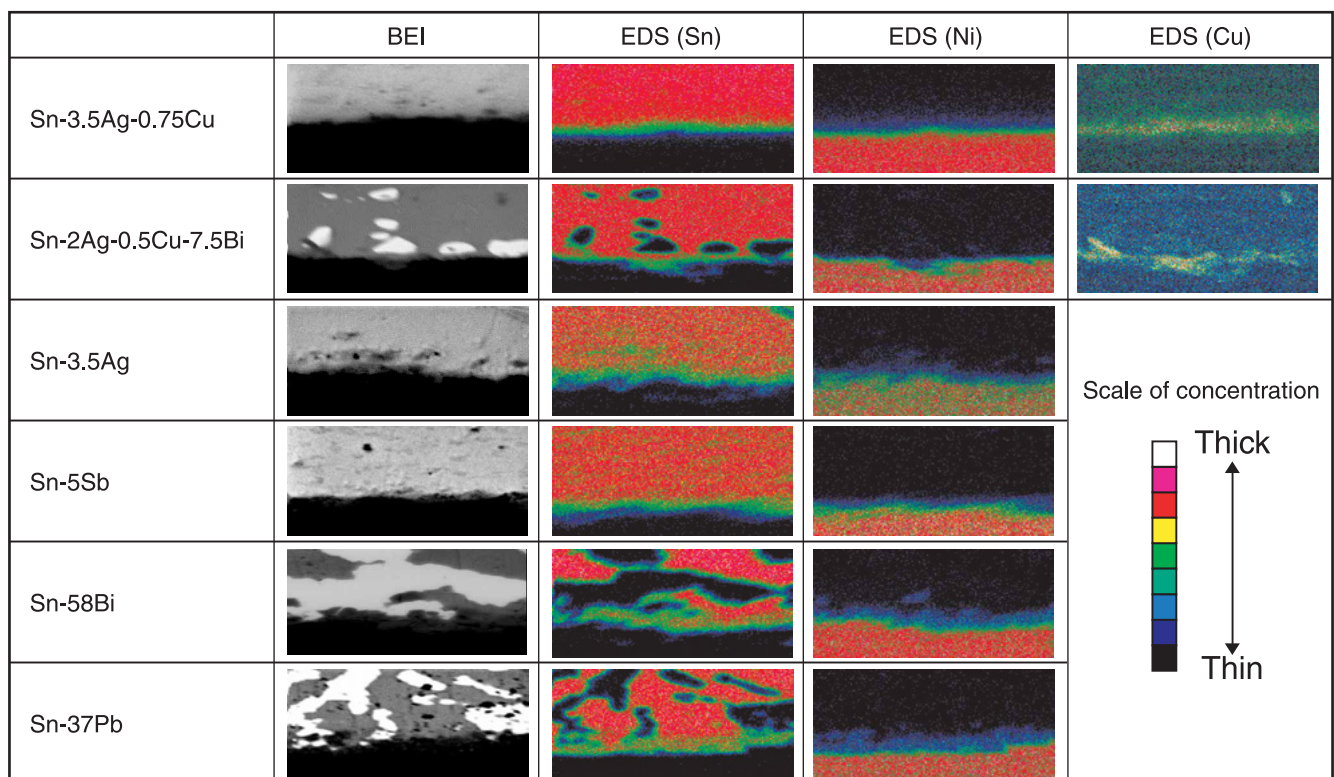


Fig.7 Distribution maps of each elements intermetallic compound layer

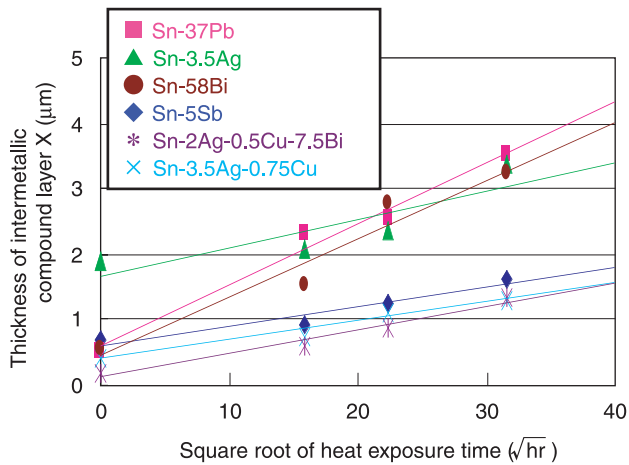


Fig.8 Growth pattern of the intermetallic compound layer

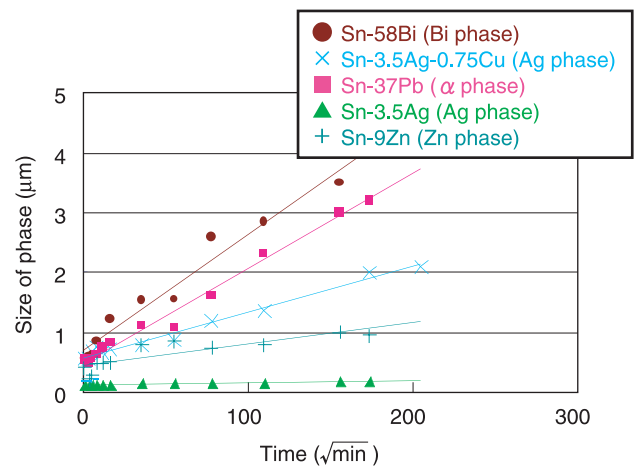


Fig.9 Change in phase size due to aging of each solder

3.5Ag-0.75Cu, Sn-2Ag-0.5Cu-7.5Bi は、共に Cu が界面に集まる現象が有り、Cu が添加されていると Sn-Ni 金属間化合物が抑制される傾向⁽³⁾にあるためと考える。

5. 組織の粗大化試験結果について

Pb フリーはんだの粗大化は、Sn-Pb はんだ同様各相の各固溶限濃度、界面エネルギーの変化であり、相平衡の自由エネルギーを下げる方向⁽⁴⁾に進み、その速度も放物線則に従

うことが確認できた (Fig.9 参照)。その成長速度は Sn-Bi 系の Sn-58Bi が最も速く、Sn-Ag 系の Sn-3.5Ag が最も遅かった。これは、各 Pb フリー はんだの状態図からも分かるように各温度での固溶限濃度変化が大きい程その速度も速い傾向にあると言える。また、Sn-2Ag-0.5Cu-7.5Bi の組織変化は特徴ある変化を得た (Fig.10 参照)。120℃ 放置を 10min もかけると Bi が Sn のマトリックス中に拡散し、Bi が存在していた跡がポイドとなり、このポイドはさらに放置していくと大きくなったり、消失または新たに発生することが

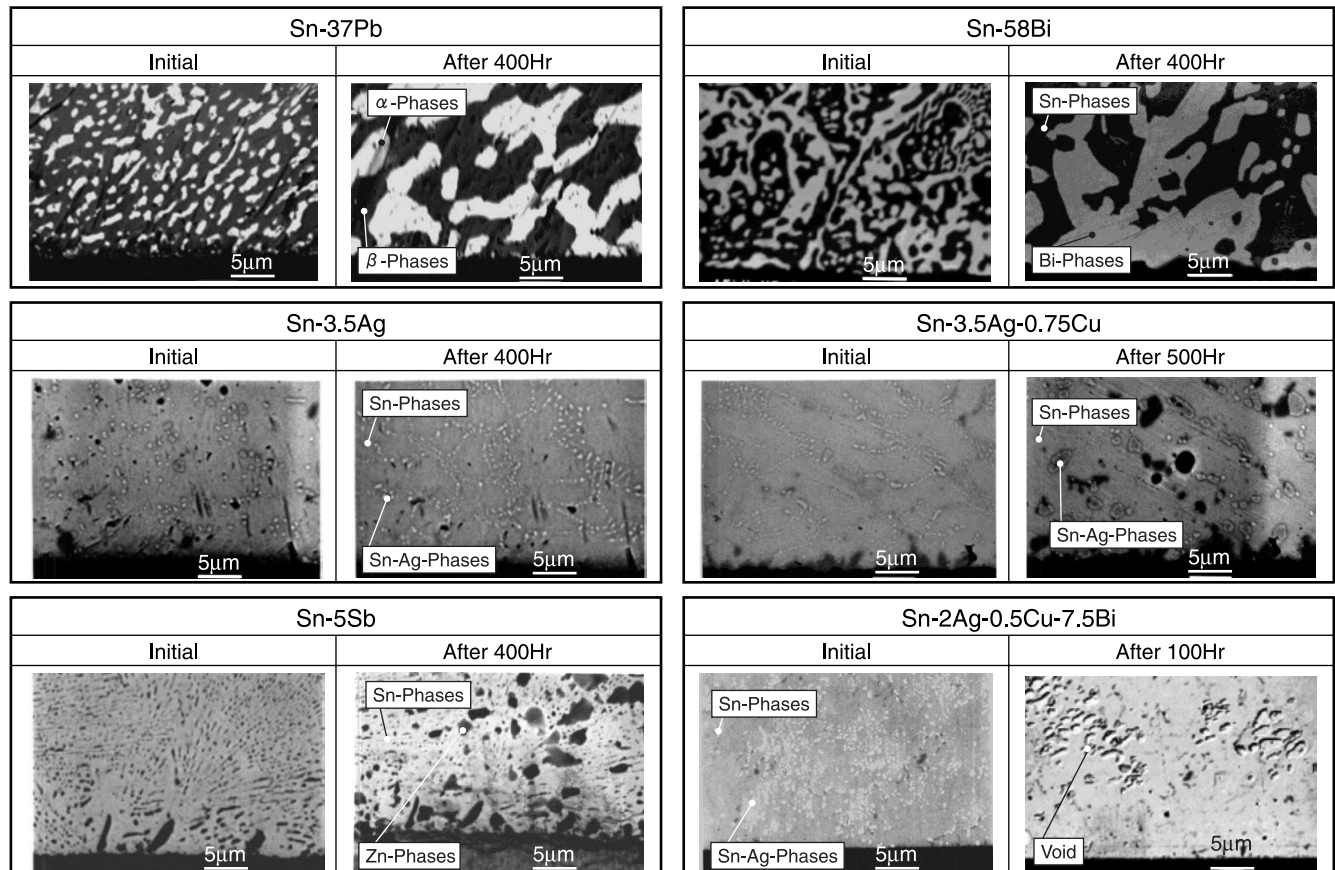


Fig.10 Aging of Pb free soldered area relative to temperature

確認できた。尚、Sn-2Ag-0.5Cu-7.5Bi の Bi 相が消失してしまうため Fig.9 へのプロットを削除した。

次に、組織の粗大化によるはんだ接続部への影響を考察すると、熱衝撃によるはんだ接続部のはく離は最大応力集中部での繰り返し応力による、局所塑性変形(転位のすべり変形)によりマイクロクラックが発生し進展することから、はんだ内部ではく離は組織の粗大化によるものも一つの要因と考えられる。一般的に組織の粗大化によるはんだ接続部強度劣化はホール・ペッチの法則⁽⁵⁾に従うと考えられている。

相(結晶粒)サイズと強度の関係は相の平均径をDとした時、その強度 ρ は、

$$\rho = k / \sqrt{D} \quad (k \text{ は定数})$$

で表わせる。

上式のように、加熱放置して相が成長するほどその強度は劣化し、はく離し易くなることが分かる。

6. はく離試験結果について

Fig.11 より、120°C、500時間加熱放置後はく離荷重を計測したところ、Sn-Bi 系、Sn-9Zn のはんだの荷重低下が著しかった。Sn-2Ag-0.5Cu-7.5Bi の荷重低下は、加熱放置で Sn-Cu 金属間化合物が厚くなることによって、そこのはんだ中にあった Bi が金属間化合物とはんだ界面に取り残される。結果的に界面の Bi 濃度が高くなり、ぜい性的にはく離したと考えられる。さらに Sn-58Bi の荷重低下では、加熱放置による組織の粗大化で、Bi のへき開破壊が顕著に影響したことも一因と考える。Sn-9Zn のはく離荷重が急激に低下することが確認できた。その理由として Cu、Zn の拡散速度が速いため⁽³⁾カーゲンダールボイドによりはく離荷重の著しい低下になったと考える。逆に Sn-Ag 系のはんだは荷重変化が少なく安定していた。これは金属間化合物である Sn-Cu の成長が遅く、金属間化合物—はんだ界面を劣化させる要因が少ないためと考える。

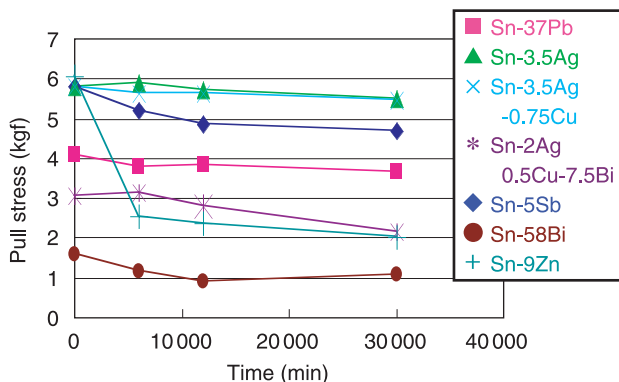


Fig.11 Pull strength of connection point after high temperature exposure

7. はく離観察結果について

熱衝撃試験(Fig.12 参照)、はく離試験結果(Fig.13 参照)から、Sn-58Bi、Sn-2Ag-0.5Cu-7.5Bi の Bi 系はんだは金属間化合物ではく離が生じ、他のはんだははんだ内部からはく離が生じていることが確認された。理由としては、Sn-58Bi、Sn-2Ag-0.5Cu-7.5Bi は伸びが無く非常に固く脆いことから、熱膨張した時に金属間化合物とはんだ界面での歪みに耐えられず強度が最も弱い界面からはく離が生じたこと、また

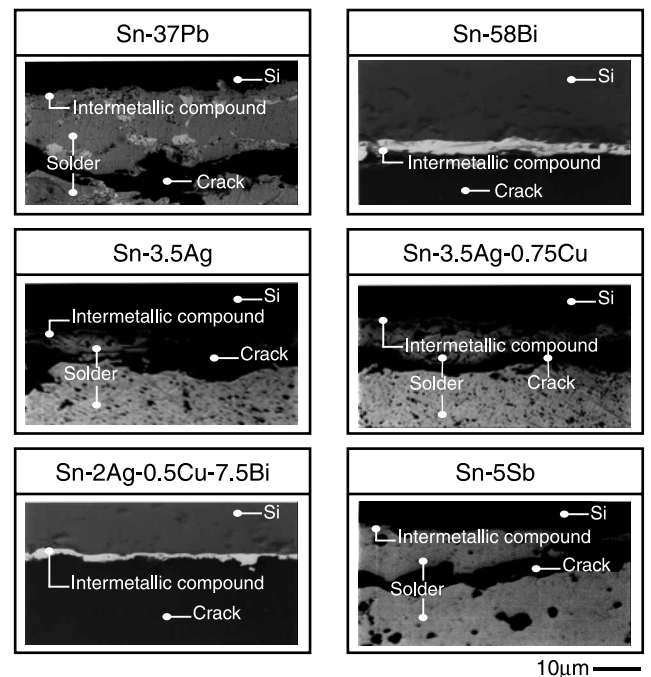


Fig.12 SEM image of cracks after thermal shock (under Si chip)

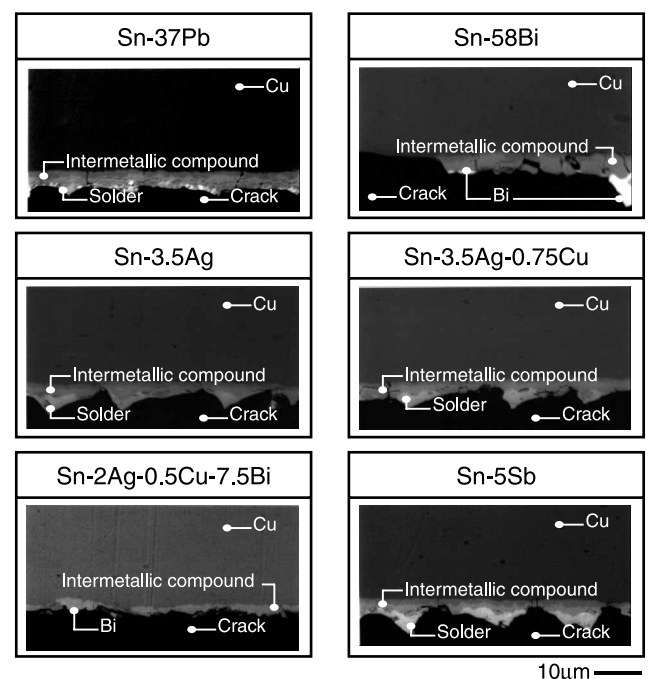


Fig.13 Peel strength of soldered area due to aging

金属間化合物の成長速度(変化率)が両者共に早いことから、金属間化合物界面からはく離が生じたことが考えられる。これに対して、他のはんだについては金属間化合物の成長速度(変化率)が遅く、伸びについても Sn-Bi 系に対しては柔らかい特性を示しており、金属間化合物とはんだ界面ではく離が生じず、結果的に最も強度が弱いはんだ内部からはく離に至ったと考えられる。

8. はんだ接続部寿命予測

8.1. 自動車環境の熱履歴

自動車に使用される電子・電装部品のはんだ接続部の信頼性における最大の課題は熱疲労と考える。はんだ接続部に対して素子の自己発熱、冷却、ユーザーの使用勝手、頻度、さらに四季による環境の温度変化の繰り返しによって熱応力、熱ひずみに加わり、最終的には熱疲労破壊する。

8.2. 熱疲労寿命線図について

はんだの熱疲労破壊は疲労破壊が主体でクリープによって加速性が増す疲労クリープの複合破壊と推定される。一般的に、はんだ接続の熱疲労寿命 N_f に関する関係式は、Coffin-Manson の経験式

$$N_f \propto C \cdot f^m \cdot (\Delta \varepsilon)^{-n} \cdot \exp(Q/k \cdot T)$$

で表わせる。但し、 C を材料定数、 m , n を指数、 f を繰り返し周波数、 $\Delta \varepsilon$ を塑性ひずみ量、 Q を活性化エネルギー、 k をボルツマン定数とする。

C , f を定数 a , クリープ項を係数 K とすると、

$$N_f = a \cdot K \cdot (\Delta \varepsilon)^{-n}$$

となる。

両辺を対数化すると、

$$\log N_f = -n \log \Delta \varepsilon + \log a K$$

$$y = -n \cdot X + a \cdot K$$

となり、両対数グラフ上で直線となる。

8.3. 予測寿命算出

そこで、はんだ接続部の機械設計を行なう際には、単に材料強度のみならず、応力と繰り返し回数の関係である $S-N$ 曲線が重要である。 $S-N$ 曲線を用いて接続部の寿命予測する代表的な手法としてマイナー則がある。そのマイナー則は、変動応力で累積疲労の場合、繰り返し応力 S_1 を 1 回、 S_2 を 2 回、……、 S_n を n_t 回加えた時、疲労破壊がおきたとし、 S_t のストレスを加えた時の寿命回数を N_t とすると、

$$\sum_{i=1}^k n_t / N_t = 1$$

という法則である⁽⁶⁾。

ここで N_t を求めるために ΔT (温度変化) 違いの熱衝撃試験を行い、ある一定以上の面積ではく離が生じたサイクル数を寿命と考え、 ΔT 違いの寿命線図を Fig.15 に記載した。熱衝撃試験結果は代表として ΔT 140℃ を Fig.14 に記載した。また使用頻度、四季等を考慮して市場で加わる応力頻度も Fig.15 に記載した⁽⁷⁾。この結果とマイナー則を用い市場における各 Pbフリーはんだ接続部の寿命予測を行った結果を Table 4 に記載した。

Sn-58Bi はんだ以外は Sn-37Pb とほぼ同等以上の寿命があると予測できる。

Table 4 Expect life of solder joint

	Sn-37Pb	Sn-58Bi	Sn-3.5Ag	Sn-2Ag-0.5Cu-7.5Bi	Sn-3.5Ag-0.75Cu	Sn-5Sb
Time to failure (N)	0.93	4.57	0.79	0.95	0.85	0.90

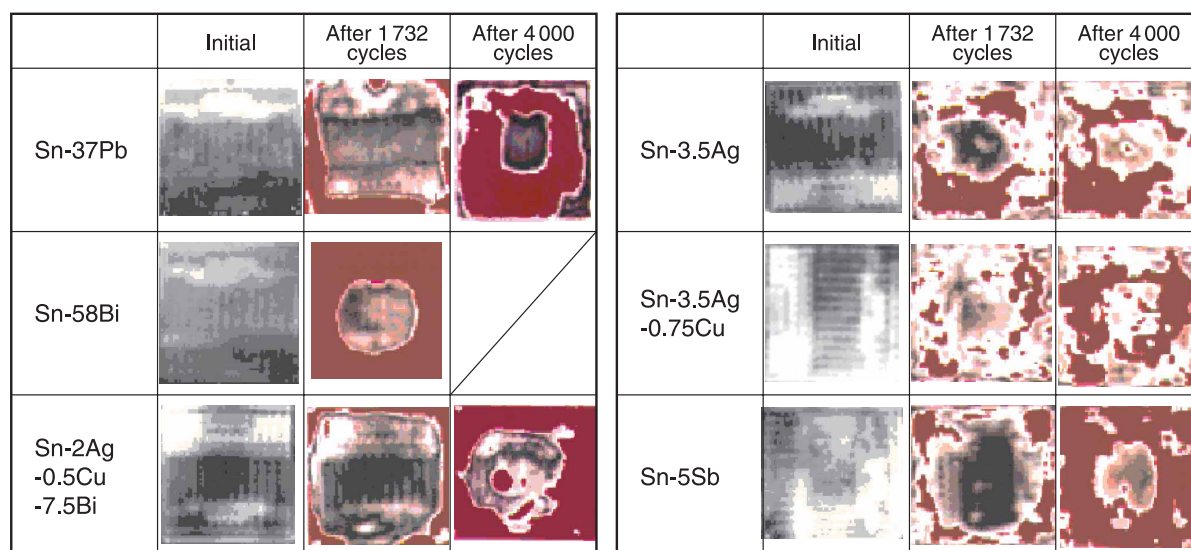


Fig.14 Cracks in soldered area due to heat impact (Red areas represent cracks)

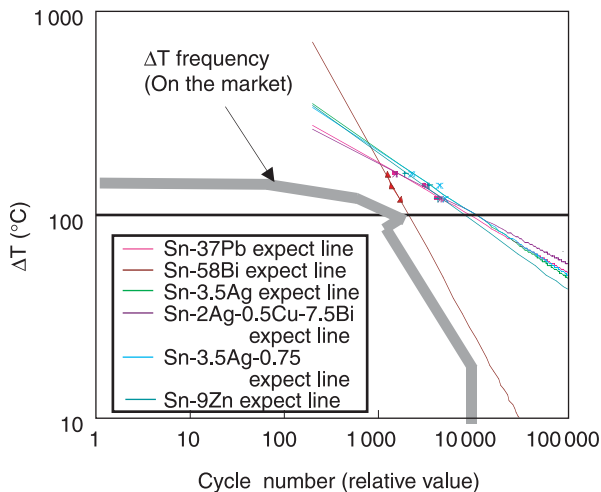


Fig.15 Requirement line of thermal fatigue

- (6) 森五郎：品質保証のための信頼性管理便覧，信頼性管理便覧編集委員会編，日本規格協会，p.176-177，p.206 (1985)
- (7) 森山正人：電装部品におけるはんだ接合の信頼性，HONDA R&D Technical Review vol.9，p.156-166 (1997)

9. 結言

本研究より，以下のことが明らかになった。

- (1) Pbフリーはんだの金属間化合物成長速度，組織の粗大化速度は時間の平方根に比例し放物線則に従うことを確認した。
- (2) 自動車環境下における Pbフリーはんだ接続部の熱疲労寿命予測を行なった結果，Sn-58Bi 以外のはんだは全て Sn-37Pb と同等の寿命を有することが判明した。
- (3) 信頼性工学であるマイナー則を用いることで，Pbフリーはんだ接続部の寿命予測を可能とした。

今後ははんだ組成違い，接続方法違い，さらには環境違い(熱，熱衝撃，振動等)においても同様に寿命予測を行なっていく予定である。

参考文献

- (1) 加藤力弥：環境問題対応 Pbフリーハンダの実用化について，SMIC R&D Report，千住金属工業，p.13 (1998)
- (2) 竹本正，佐藤了平：高信頼性マイクロソルダリング技術，工業調査会，p.318-319 (1991)
- (3) 出川公雄，渡邊裕彦，松村慶一：鉛フリーはんだ接合部に及ぼす基板めっきの影響，3rd Symposium on Micrijoining and Assembly Technology in Electronics，p.52-54 (1997)
- (4) 大釜俊洋：共晶はんだ組織の粗大化速度，溶接学会全国大会講演概要 第58集 平成8年度春季全国大会，社団法人溶接学会
- (5) 末次憲一郎：鉛フリーソルダの実用化および開発課題，27th INTERNEPCON JAPAN，工業調査会，p.44 (1998)

■ 著 者 ■



大釜 俊 洋



平 田 一 彦

二輪車運動性能解析への マジックフォーミュラタイヤモデルの適用

Application of the Magic Formula Tire Model to Motorcycle Maneuverability Analysis

手塚 良孝* 石井 秀文* 清田 悟*
Yoshitaka TEZUKA Hidefumi ISHII Satoru KIYOTA

要 旨

近年、四輪車の運動性能解析で用いられるようになったマジックフォーミュラタイヤモデルを二輪車モデルに適用し、従来から用いていたカーペットプロットタイヤモデルとの比較において、直進安定性、旋回性について実機の特性との相関および利便性を検討した。その結果、マジックフォーミュラタイヤモデルは実機の特性との相関が高いことが確認でき、タイヤ特性を変更する作業も容易に行なえることがわかった。

ABSTRACT

The Magic Formula tire model, which is recently utilized in a maneuverability analysis for automobiles, was applied to a motorcycle simulation model. In comparison with a current Carpet Plotted tire model, the correlation between the simulation and the actual running was investigated for a straight running stability and a turning performance, and the availability of the Magic Formula tire model was examined.

The result shows that the Magic Formula tire model has a good correlation with the actual result and a good availability so that a tire property can be easily changed.

1. はじめに

タイヤ特性は二輪車の運動性能を決定する重要な因子の一つであり、機構解析言語を用いた挙動シミュレーションを行なう上でもタイヤモデルが鍵となる。二輪車の特徴である大キャンパ角の非線型領域を含めた特性を表わすタイヤモデルとして、従来はカーペットプロットタイヤモデル（以下、CPタイヤモデルという）を用いてきた。

これにはタイヤ特性を表現する上で計測データの線形補間手法を使っている。精度を得るために補間の刻みを狭くすることは、多量のデータを処理することになるばかりでなく、タイヤ特性の変更も容易ではない。

本稿では、近年四輪車の運動性能解析で用いられるようになったマジックフォーミュラタイヤモデル（以下、MFタイヤモデルという）を二輪車の運動性能解析モデルに適用し、直進安定性、旋回性シミュレーションと実測値との相関および機能やタイヤ特性の変更効率などの比較を行った結果について考察する。

2. 二輪車用タイヤモデル

Fig.1 に示すように、二輪車走行中のタイヤ横滑り角およびキャンパ角は四輪車と異なっている^{(1)~(3)}。したがって、二輪車のタイヤモデルは大キャンパ角までの領域を精度よく表現できるタイヤモデルとする必要がある。

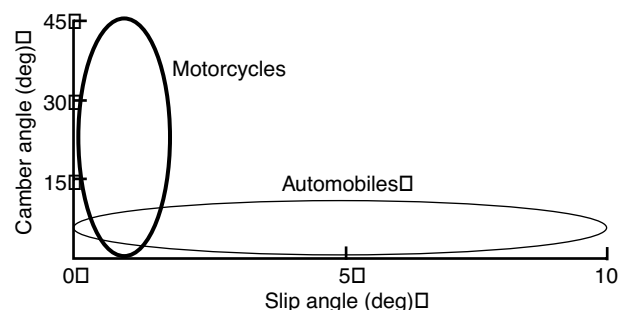


Fig.1 Comparison of motorcycle tires with automobile tires for tire slip angle and camber angle

2.1. MFタイヤモデル

二輪車版MFタイヤモデルにおける横力 F_{y0} を次に示す式(1)で表わす。式(1)の第2項がキャンパ角に関する式で

ある。式(1)において α はタイヤ横滑り角, γ はキャンバ角, F_z は接地荷重を表わしている。四輪車で用いられているMF式と同様に, MF係数と呼ばれる $B_y, C_y, D_y, E_y, B_\gamma, C_\gamma, E_\gamma, Sh_y$ とタイヤの状態量を表わす接地荷重, タイヤ横滑り角, キャンバ角によってタイヤモデルの横力 F_{y0} が決定される。計測データをスムージングして決定される値 $p_0 \sim p_{17}$ と $\lambda_0 \sim \lambda_9$ はMFパラメータと呼ばれタイヤ特性の違いを表現する。

$$F_{y0} = D_y \sin \{ C_y \arctan \{ B_y \alpha_y - E_y (B_y \alpha_y - \arctan(B_y \alpha_y)) \} + C_\gamma \arctan \{ B_\gamma \gamma_y - E_\gamma (B_\gamma \gamma_y - \arctan(B_\gamma \gamma_y)) \} \} \quad (1)$$

$$\alpha_y = \alpha + S_{hy} \quad (2)$$

$$C_y = p_0 \lambda_0 \quad (3)$$

$$D_y = p_1 \exp(p_2 df_z^2) (1 - p_3 \gamma_y^2) \lambda_1 F_z \quad (4)$$

$$E_y = \{ p_4 + p_5 \gamma_y^2 + (p_6 + p_7 \gamma_y) \operatorname{sgn}(\alpha_y) \} \lambda_2 \quad (5)$$

$$K_y = p_8 F_{z0} \sin \{ p_9 \arctan \{ F_z / (p_{10} + p_{11} \gamma_y^2) F_{z0} \lambda_3 \} \} (1 - p_{12} \gamma_y^2) \lambda_3 \lambda_4 \quad (6)$$

$$B_y = K_y / (C_y D_y) \quad (7)$$

$$S_{hy} = p_{13} \lambda_5 \quad (8)$$

$$C_\gamma = p_{14} \lambda_6 \quad (9)$$

$$K_\gamma = (p_{15} + p_{16} df_z) F_z \lambda_7 \quad (10)$$

$$E_\gamma = p_{17} \lambda_8 \quad (11)$$

$$B_\gamma = K_\gamma / (C_\gamma D_y) \quad (12)$$

ここで,

F_{z0} : Nominal load

$$df_z = F_z - F'_{z0} / F'_{z0}$$

$$F'_{z0} = F_{z0} \lambda_9$$

鉛直軸回りのモーメント M_{z0} は式(13)で表わされる。同様に $B_t, C_t, D_t, E_t, B_r, D_r, S_{ht}, S_{hr}$ はMF係数を表わし, $q_0 \sim q_{25}$ と $\lambda_{10}, \lambda_{11}$ はMFパラメータである。

$$M_{z0} = -D_t \cos \{ C_t \arctan \{ B_t \alpha_t - E_t (B_t \alpha_t - \arctan(B_t \alpha_t)) \} \} \cos(\alpha) F_{y0, (\gamma=0)} + D_r \cos \{ \arctan(B_r \alpha_r) \} \cos(\alpha) \quad (13)$$

$$\alpha_t = \alpha + S_{ht} \quad (S_{ht} = 0) \quad (14)$$

$$\alpha_r = \alpha + S_{hr} \quad (15)$$

$$\gamma_z = \gamma \lambda_{10} \quad (16)$$

$$B_t = (q_0 + q_1 df_z + q_2 df_z^2) (1 + q_3 \gamma_z + q_4 |\gamma_z|) \lambda_4 / \lambda_1 \quad (17)$$

$$C_t = q_5 \quad (18)$$

$$D_t = F_z (q_6 + q_7 df_z) (1 + q_8 |\gamma_z| + q_9 \gamma_z^2) (R_0 / F_{z0}) \lambda_1 \quad (19)$$

$$E_t = (q_{10} + q_{11} df_z + q_{12} df_z^2) \{ 1 + (q_{13} + q_{14} \gamma_z) (2 / \pi) \arctan(B_t C_t \alpha_t) \} \quad (20)$$

$$B_r = q_{15} \lambda_4 / \lambda_1 \quad (21)$$

$$D_r = F_z (q_{16} + q_{17} df_z + (q_{18} + q_{19} df_z) \gamma_z + (q_{20} + q_{21} df_z) \gamma_z |\gamma_z|) R_0 \lambda_{11} \lambda_1 \quad (22)$$

$$S_{hr} = q_{22} + q_{23} df_z + (q_{24} + q_{25} df_z) \gamma_z \quad (23)$$

ここで,

R_0 : Unloaded tire radius

λ_t : Pneumatic trail

γ_z : Scaled camber angle

2.2. CPタイヤモデル

タイヤ試験機より垂直荷重, タイヤ横滑り角, キャンバ角の組み合わせから得られたタイヤ横力, 鉛直軸回りのモーメントのデータをスプライン補間する。得られたスプラインを曲面で表示した例を Fig.2 に示す。タイヤ横滑り角と垂直荷重により, 各キャンバ角に対応したデータサーフェス上のタイヤ横力, または鉛直軸回りのモーメントが算出される。対応するキャンバ角のデータサーフェスが無い場合は, その前後のサーフェス間で線形補間を行うようにプログラムした。

3. シミュレーションモデル

シミュレーションに用いた車体モデルを Fig.3 に示す。要素数は, フロントタイヤ, リアタイヤ, ばね上操舵系, ばね下操舵系, エンジン, 車体, ライダ, リアスイングアームの8要素から構成される。運動の自由度は9自由度であり, 車体6自由度, ステアリング1自由度, 前後サスペンション2自由度である。前後サスペンションは, 非線型ばねと速度依存の減衰項により懸架される。ライダは質量のみを考慮し車体に拘束される。フレーム, 操舵系, リアスイングアームの剛性は考慮しない。走行シミュレーションはライダによる操舵系へのフィードバック制御は行わずオープンループの走行をさせる。

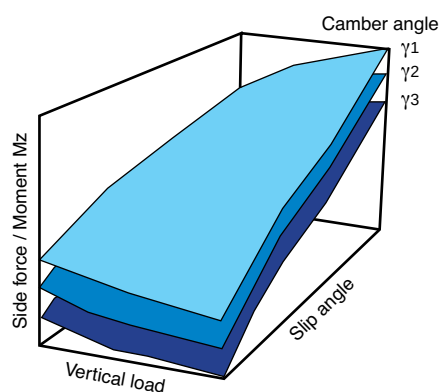


Fig.2 Surface planes of tire properties

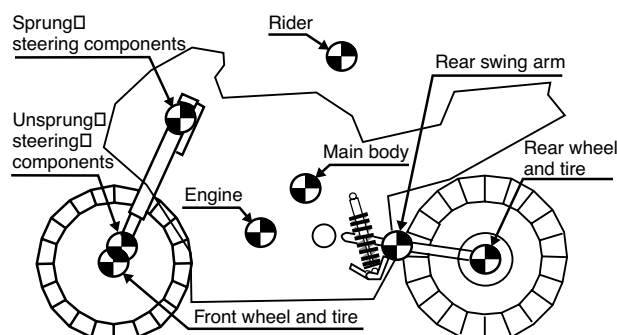


Fig.3 Motorcycle simulation model by multibody analysis language

4. タイヤの特性

タイヤ特性の計測には、Fig.4 に示す平板式タイヤ試験機を用いた。



Fig.4 Flat plank tire tester

本シミュレーションに用いるタイヤモデルの基礎データ測定範囲は、接地荷重3種類、キャンバ角 -5° ～ 45° 、タイヤ横滑り角 $\pm 10^{\circ}$ である。

計測データにバイアスが存在する場合、例えば、キャンバ角 0° 、タイヤ横滑り角 0° の直進近傍状態でタイヤ横力または鉛直軸回りのモーメントが発生すると、特に低い

速度域でシミュレーションを行なう場合、期待するシミュレーション結果と異なる場合がある。この場合MFタイヤモデルでは、MFパラメータを決定するスムージングの作業工程でバイアスを取り除いている。

Fig.5 に計測データとスムージング後のカーブを示す。横軸はタイヤ横滑り角、縦軸はタイヤ横力を表わす。計測データには、バイアスが存在するがスムージング後はバイアスがないことがわかる。CPタイヤモデルでは、測定データを直にスプライン関数上で補正する。

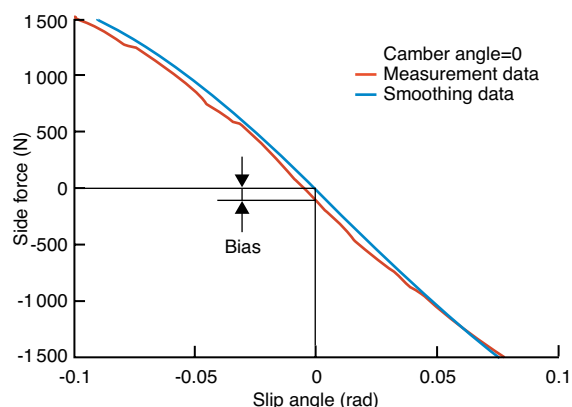


Fig.5 Comparison of measurement tire data before and after smoothing

次に、使用したA、B2種類のリアタイヤについて測定結果から特性の違いを説明する。グラフは、横軸にタイヤ横滑り角を、縦軸にタイヤ横力と鉛直軸回りのモーメントをとる。Fig.6 に示すように、キャンバ角 0° 度、タイヤ横滑り角 0° 度の直進近傍ではAタイヤの横力を表わすカーブの傾きが大きい。キャンバ角 30° 度付近では、横力の絶対値に違いがありAタイヤの横力が大きい。鉛直軸回りのモーメントは、直進近傍 0° 度付近ではBタイヤの鉛直軸回りのモーメント表わすカーブの傾きが大きい、キャンバ角 30° 度近傍では大きな差がない。Aタイヤのキャンバラストを表わすカーブの傾きが大きく、キャンバ角によって発生する横力がBタイヤより大きいことを表わす。Fig.7 にフロントタイヤの横力と鉛直軸回りモーメントおよびキャンバラストの特性を示す。

5. 走行シミュレーションと実走テスト比較

5.1. テスト手法

試験二輪車の諸元を Table 1 に示す。試験二輪車にはステアリング軸上に操舵角センサを、ハンドルパイプ内に操舵力センサを配置し、燃料タンク上に質量約2kgのヨーおよびロールジャイロセンサを搭載し、後部シート上に約2kgのデータ収録システムを搭載している。

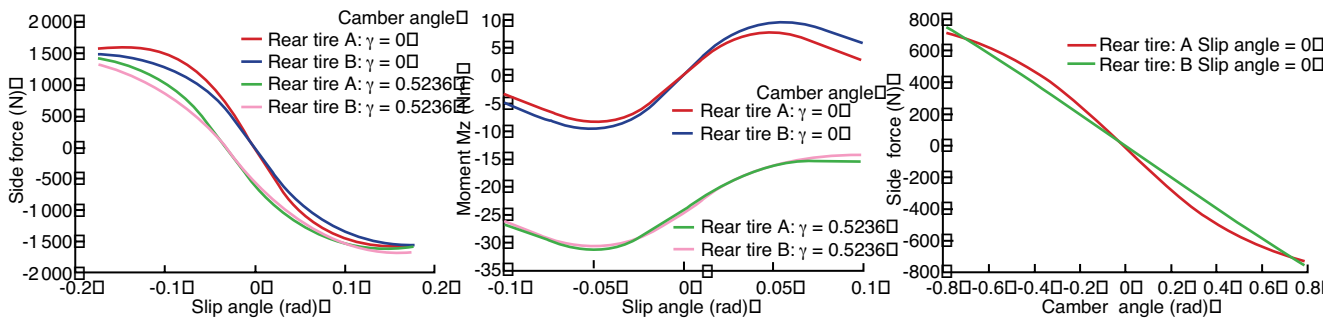


Fig.6 Characteristics of rear tires for side force, moment M_z (aligning torque and camber torque), and camber thrust

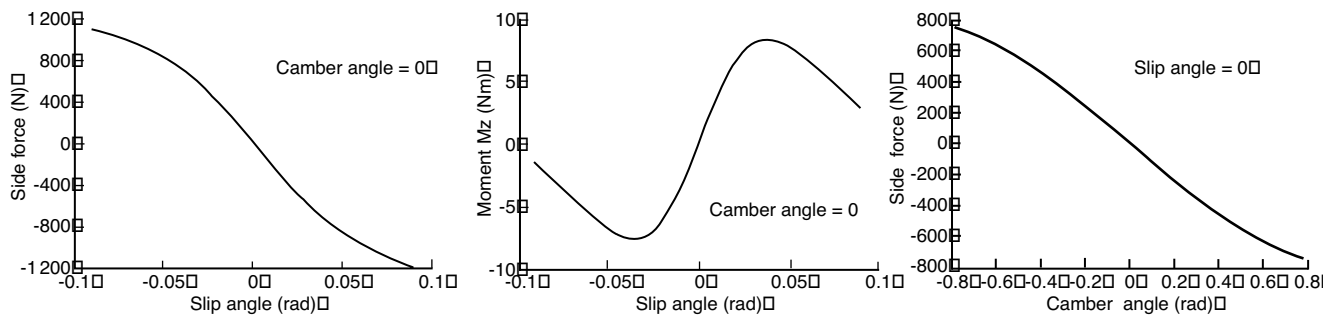


Fig.7 Characteristics of front tire for side force, moment M_z (aligning torque and camber torque), and camber thrust

フロントタイヤは Fig.7 に示す特性のタイヤを装着し、直進安定性テストではリアタイヤ2種類を試験モードに応じて装着する。実走行試験で使用したタイヤの組合せを Table 2 に示す。車体挙動として操舵トルク、操舵角、ヨー角速度、ロール角を観察する。車速165, 185, 200km/hでパルス状の操舵トルク入力を与える。円旋回テストでは、半径45mの旋回コースに一定速度で進入し、ライダーはリーンウィズの状態をなるべく保った状態で定常円旋回にいたる。タイヤは Table 2 の Test 2 に示す組み合わせを用い、設定車速は 40, 45, 50, 55, 60km/h である。

Table 1 Test motorcycle specifications

Items	Specifications
Wheelbase (m)	1.401
Caster angle (deg)	23.7
Caster (m)	0.095
Height of center of gravity (m)	0.537
Curb Weight (kg)	204.0

Table 2 Tire specifications for actual running test

	Test 1	Test 2
Front tire	130/70ZR16	130/70ZR16
Rear tire	Tire A: 190/50ZR17	Tire B: 180/55ZR17

5.2. シミュレーション結果

5.2.1. 直進安定性

Table 2 に示す組み合わせの実測結果とCPタイヤモデルおよびMFタイヤモデルを比較して、ヨー角速度減衰比、減衰固有周波数、操舵トルクに対するヨー角速度ピークゲインに着目し、車速に対する変化として Fig.8 に Test 1 の結果を、Fig.9 に Test 2 の結果をそれぞれ示す。

Test 1 の組み合わせにおいて減衰比、減衰固有周波数をみるとCPタイヤモデルおよびMFタイヤモデルともに車速が上がると、減衰固有周波数の変化は微少であるが減衰比は低くなっていく。これは実測結果とも傾向が一致する。

AタイヤとBタイヤの比較においても傾向は一致し、Aタイヤは横力の小さいBタイヤに対し減衰比、減衰固有周波数がともに高く、安定性が高い。

操舵トルクに対するヨー角速度ピークゲインも絶対値では実測との差はあるが傾向は一致する。

AタイヤとBタイヤを比べると、横力の大きいAタイヤはBタイヤに比べゲインが小さい。

一般にリアタイヤの横力を高めることは安定性を高めることになるから、これらの結果は妥当なものである⁽²⁾⁽⁴⁾。

Fig.10 に示す操舵トルク、操舵角、ヨー角速度の時系列データもMFタイヤモデルがより実走に近い結果を得ている。

5.2.2. 旋回特性

CPタイヤモデルおよびMFタイヤモデルについての円旋回シミュレーションから得られた操舵トルク、操舵角、

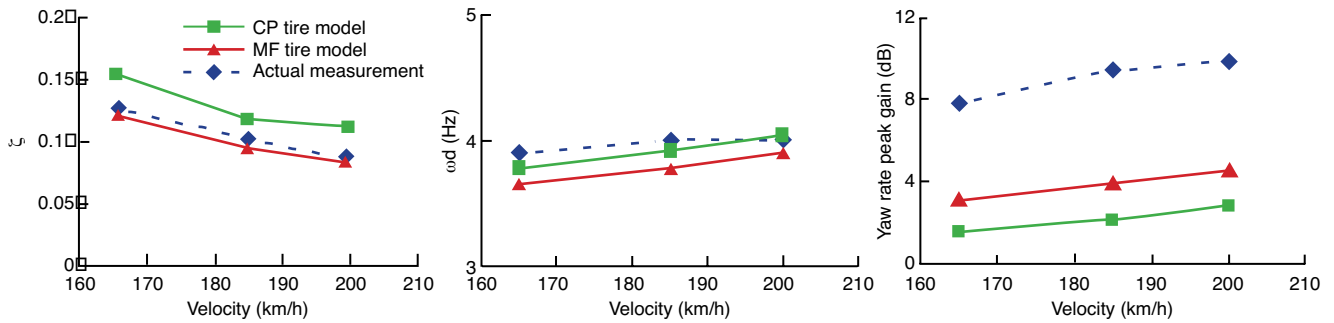


Fig.8 Comparison between simulation and experiment for damping properties in Test 1

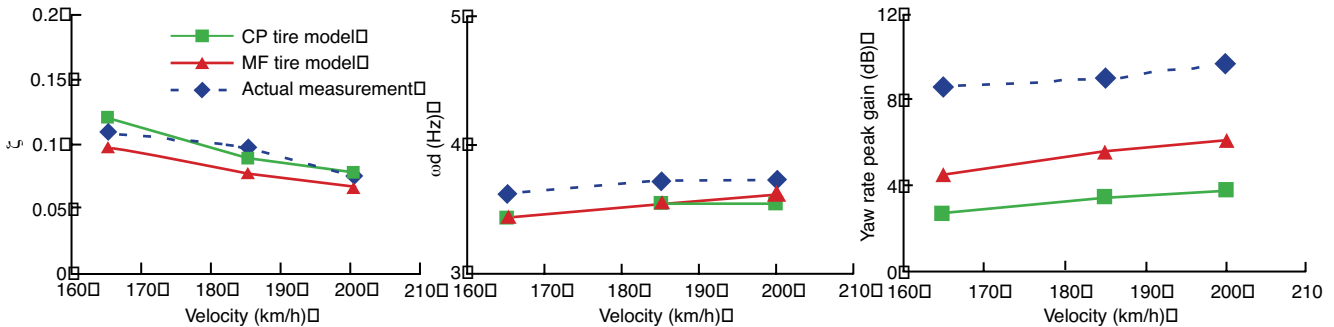


Fig.9 Comparison between simulation and experiment for damping properties in Test 2

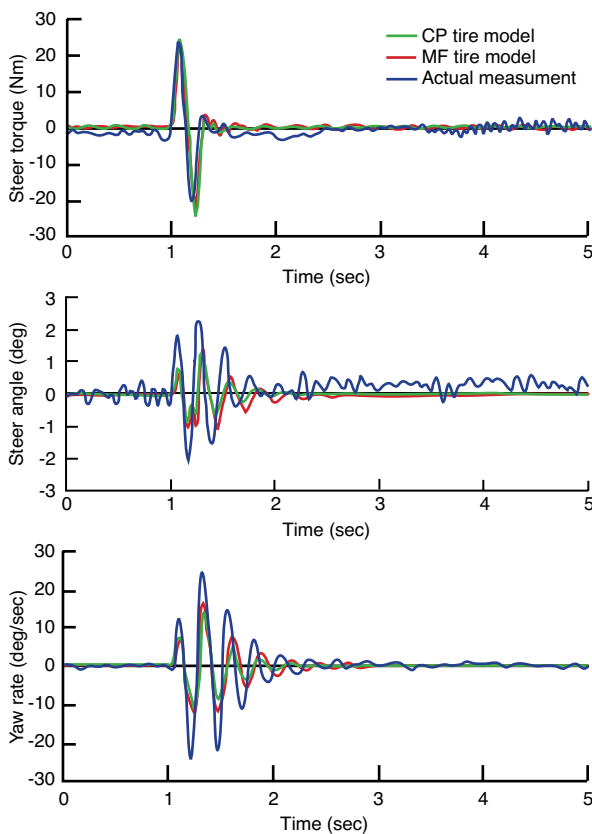


Fig.10 Comparison between simulation and experiment for steer torque, steer angle and yaw rate

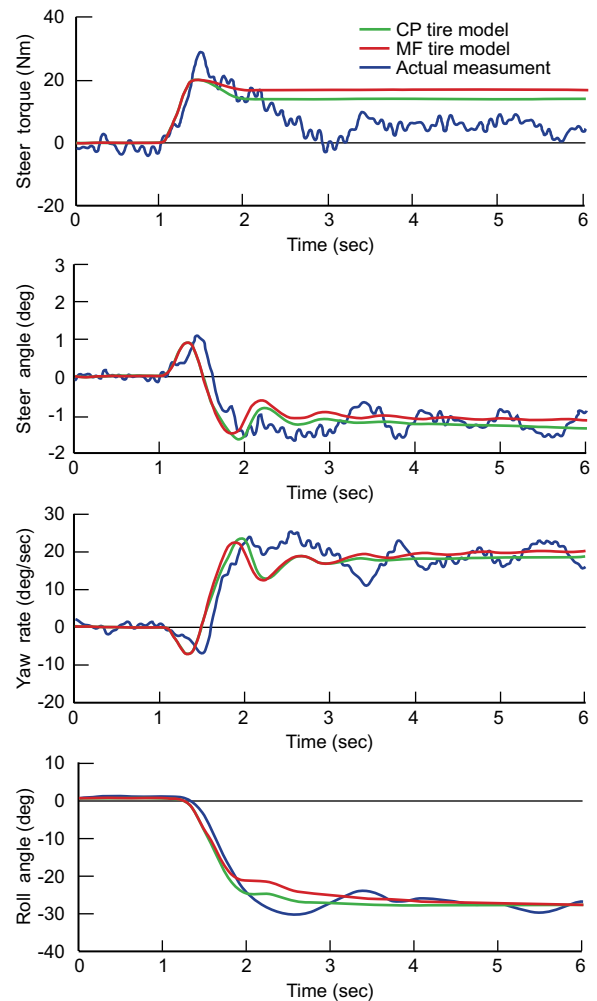


Fig.11 Comparison between simulation and experiment for steer torque, steer angle, yaw rate and roll angle in turn

ヨー角速度およびロール角の時系列データを Fig.11 に示す。求心加速度は 0.5G である。実測に対し各タイヤモデルともに操舵角、ヨー角速度およびロール角は傾向が一致

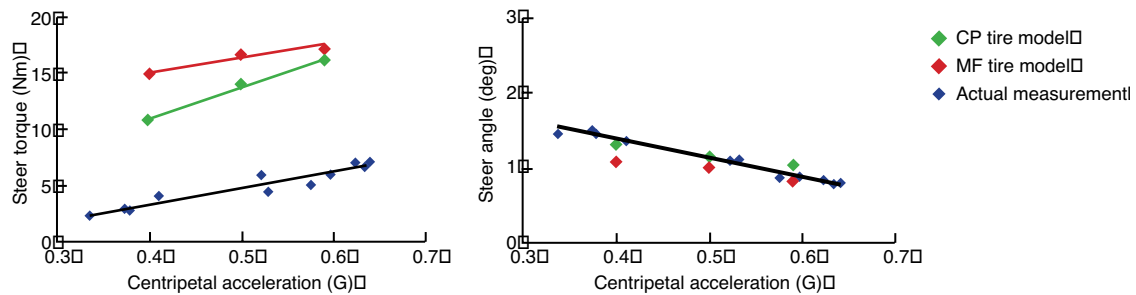


Fig.12 Comparison between simulation and experiment in steady state turn

し、絶対値レベルもほぼ一致している。次に求心加速度の違いに対する操舵トルク、舵角を Fig.12 に示す。実測に対して舵角特性は傾向、絶対値ともほぼ一致している。以上よりCPタイヤモデルおよびMFタイヤモデルの実機との相関はほぼ同等と考えられる。しかし、操舵トルク特性には大きな差がある。これは、シミュレーションモデルが、操舵系へのフィードバック制御を行わないオープンループ走行のためと考えられる。さらに、操縦動作とライダーの個人差などを考慮したライダーモデルを検討する必要がある。

CPタイヤモデルおよびMFタイヤモデルを二輪車モデルに適用する利便性でまとめると、同一量の計測データ処理の場合、各タイヤ固有のフォーマットに変換するのにほぼ同等の時間を要する。しかし、タイヤの変更、特性のパラメータスタディなどの解析利便性では、MFタイヤモデルのほうが短時間で結果を得ることができた。

6. まとめ

CPタイヤモデルおよびMFタイヤモデルを用いた二輪車の走行シミュレーションを行ない、実測値との相関を確認し、以下のことが分かった。

- (1) 直進安定性では、CPタイヤモデルと比較しMFタイヤモデルは実測値との相関が良いことを確認できた。
- (2) 旋回性では、CPタイヤモデルと比較しMFタイヤモデルの実測値との相関はほぼ同等であった。
- (3) 計測データから二輪車モデルへ適用する際の利便性をCPタイヤモデルおよびMFタイヤモデルで比較した結果、MFタイヤモデルのほうがタイヤ特性の変更が容易である。

今後、二輪車の走行シミュレーションの精度を上げるためには、車体の剛性、ライダーボデーの動特性などをシミュレーションモデルに採り込む必要がある。さらにタイヤ特性を円滑に計算処理でき、パラメータスタディを容易にできるツールの開発が必要である。

7. 謝辞

本研究を遂行するに当たり多大なご協力を頂いた Netherlands Organization for Applied Scientific Research (TNO)の関係者の方々に深く感謝の意を表わします。

参考文献

- (1) Pacejka, H.B., Bakker, E.: The magic formula tire model, Supplement to Vehicle System Dynamics, Vol.21 (1991)
- (2) 横浜ゴム株式会社：タイヤの種類と構造の特徴，タイヤと路面に働く力，自動車用タイヤの研究，東京，山海堂，1995，p.47-49，p.125-150
- (3) Ishii, H., Tezuka, Y.: Considerations of turning performance for motorcycles, SETC Proceedings, p.383-390 (1997)
- (4) 景山 克三，景山 一郎：操縦性・安定性，自動車力学，東京，理工図書，1984，p.118-152

■ 著 者 ■



手塚 良孝



石井 秀文



清田 悟

シリンダヘッドガスケット用 高疲労強度超微細粒ステンレス鋼の開発

Development of High Fatigue Strength Ultra-Fine Grained Stainless Steel for Cylinder Head Gasket

桂 井 隆*
Takashi KATSURAI

要 旨

金属製シリンダヘッドガスケットの疲労特性評価において、素材と製品の疲労特性の不一致の原因がビード成形後のステンレス鋼板表面に生成する結晶粒界割れに起因していることを突き止めた。そして結晶粒界割れを抑制できガスケットの機能を大幅に向上させる有効な手法として結晶粒の微細化に着目し、逆変態再結晶挙動を制御することにより疲労強度の高いオーステナイト系ステンレスばね鋼を開発した。

開発材は調質圧延前の焼鈍組織中にマルテンサイト組織を残留させた状態で、逆変態オーステナイト再結晶組織の平均結晶粒径を $1 \sim 2 \mu\text{m}$ に制御した複合組織結晶粒微細化材である。シリンダヘッドガスケットに本材料を適用することで燃焼ガスシール性を低下させることなく、疲労強度を 30%以上向上させることができた。

ABSTRACT

In evaluation of fatigue characteristics of metallic gaskets, it was found that discrepancy of the characteristics between material and product resulted from grain boundary crack occurring during bead forming. And grain refinement was noted for control of grain boundary crack and extreme improvement of gasket performance. And an austenitic stainless spring steel with better fatigue strength was developed by control of recrystallization with reverse transformation.

The developed steel has a composite structure consisting of grain-refined austenitic structure, which is controlled average grain diameter within $1\text{--}2 \mu\text{m}$, and martensitic structure in annealed structure before rolling with tempering. The fatigue strength of the metallic gasket can be improved by 30 % or more without any loss of combustion gas sealing performance by application of the developed steel.

1. まえがき

シリンダヘッドガスケット(以下ヘッドガスケット)はエンジン性能の向上とともに従来一般的であったグラファイトなどの無機材料を用いたものから耐久性、機能性に優れた金属製のガスケットが主流になりつつある。この金属ガスケットは Fig.1 に示すように SUS301 に代表される厚さ 0.2mm 程度の薄いステンレス鋼板にビードを成形し、ビードの反発力によって燃焼ガス、冷却水、潤滑油をシールしている。このうち燃焼室をシールするビード(以下ボアビード)は高温、高圧ガスの最も厳しい環境にさらされている。さらに近年は特に、(1)エンジンの軽量化を目的としたシリンダヘッド及びシリンダブロックの薄肉化やオールアルミニウム化に伴うエンジン剛性の低下、(2)高出力エンジンのコンパクト化を目的としたボア径拡大に伴う狭軸間化、(3)低燃費化のための高圧縮比化、という大きな三つの要因からボアビードはこれまで以上に過酷な環境で使用される傾向にある。

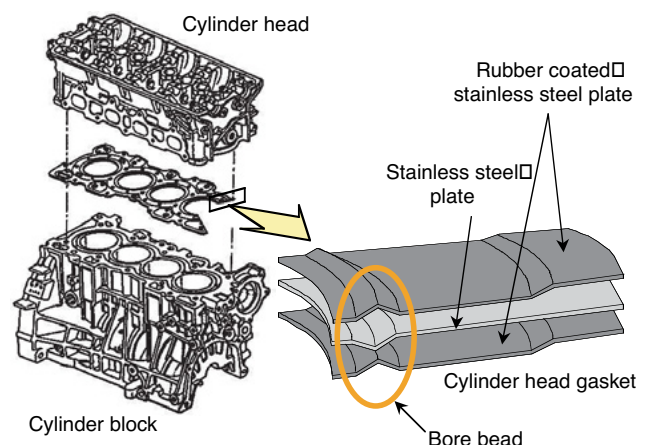


Fig.1 Illustration of cylinder head gasket

このような環境においては燃焼圧力によってシリンダヘッドが持ち上げられるリフト量(以下、口開き量)が増加するため、ボアビードは爆発ごとにシリンダヘッドによって繰り返しつぶされ、疲労寿命の低下が懸念される。しかし

*栃木研究所

ながらボアビード成形前の素材薄板の疲労試験結果とボアビード成形されたガスケットの疲労試験結果が必ずしも同一傾向を示さず、素材であるステンレス鋼板の疲労強度によってガスケット材としての適否を判断することができなかった。

そこでボアビードの疲労亀裂伝ば形態を解析することにより素材と製品の疲労特性の不一致の原因を明確にし、疲労強度を大幅に向上させることができるオーステナイト系ステンレス鋼板を開発した内容について報告する。

2. ボアビードクラックの発生原因

2.1. ボアビードの疲労強度

ヘッドガスケットは燃焼室を囲むようにボアビードが形成されており、シリンダヘッドとシリンダブロックに挟まれた状態で使用されている。運転時には Fig.2 に示すようにボアビードのすそ野部と頂部裏側表面において、局部的に高い引張応力下で応力振幅が作用する。この応力振幅に対応するものが口開き量であり、口開き量が多いエンジンほどガスケットのボアビードに発生する応力振幅が大きい。このことからガスケットの疲労強度は一般的に応力ではなく口開き量で評価される。

そこでガスケットの疲労限を表す指標としてクラック限界変位量を設定した。クラック限界変位量とはボアビードに繰り返し圧縮荷重を加える振動疲労試験を 10^7 サイクルまで行なった際に、ボアビードに疲労破壊が発生しない限界の変位量のことを表す。

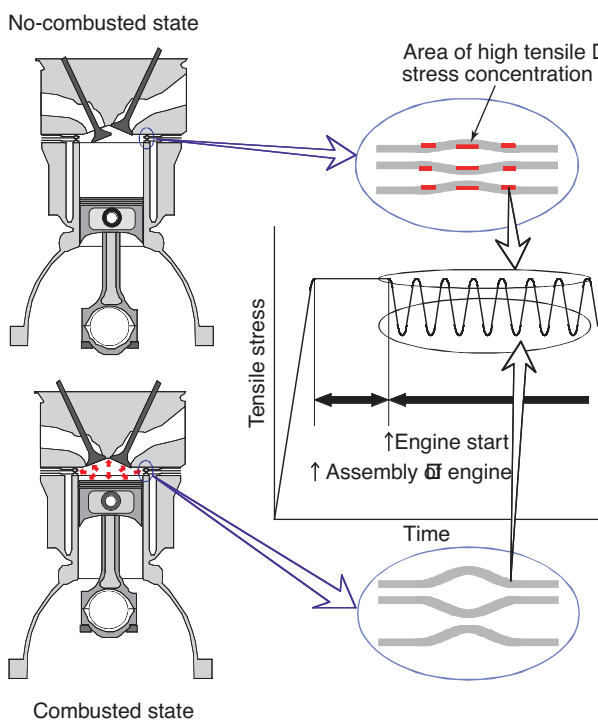


Fig.2 Tensile stress of gasket during engine running

2.2. 素材とボアビードの疲労特性の不一致

板厚 0.2mm で硬さの異なる SUS301 材について素材の垂直方向の平面曲げ疲労強度を測定した結果を Fig.3 に示す。これによると硬さが増加するほど疲労限は直線的に高くなっている。今回の試験ではクラックはいずれも表面から発生しており、高強度材で一般的に見られるような疲労限のばらつきの原因となる非金属介在物の影響^{(1)~(3)}は見られなかった。

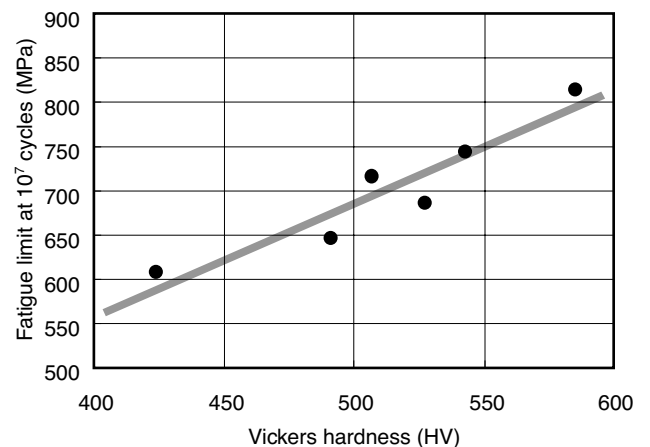


Fig.3 Relationship between fatigue limit stress and hardness for as-rolled sheet

次に同じく硬さの異なる SUS301 材を用いて製作したボアビードの疲労試験結果を Fig.4 に示す。その結果クラック限界変位量は硬さと明瞭な直線関係があるが、素材の疲労特性とは逆に硬さが増加するとクラック限界変位量が低下した。この原因がテスト条件に起因するものか確認するために、クラックが発生しているボアビードすそ野部に微小歪みゲージを貼り、Fig.4 の疲労試験結果を平均応力値と応力振幅値に置き換えた結果を Fig.5 に示す。これを見るとクラッ

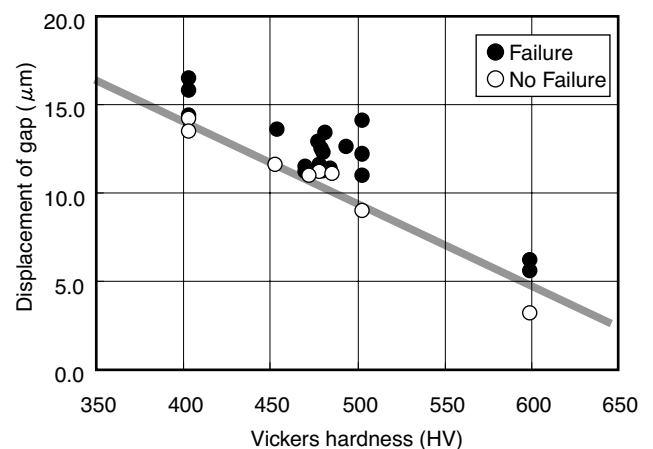


Fig.4 Relationship between displacement of gap and hardness
Solid line shows the displacement of gap against failure

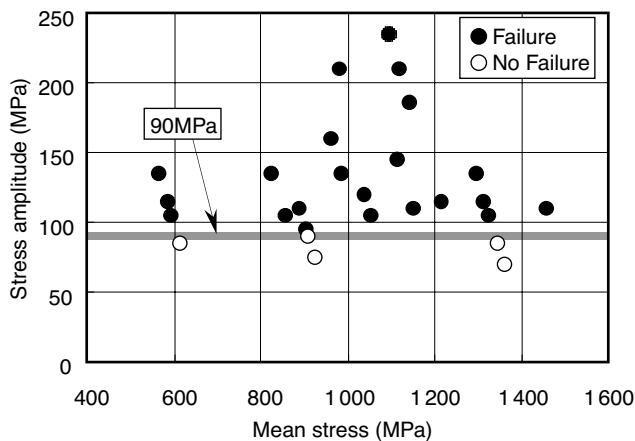


Fig.5 Effects of stress amplitude and mean stress on fatigue strength after 10^7 cycles

クの発生に対して平均応力の影響は見られず、応力振幅に大きく依存している。本実験の範囲では破損限界応力振幅は平均応力によらず、ほぼ一定の 90MPa であった。

以上のことから素材であるステンレス鋼板と製品であるガスケットの疲労特性は一致せず、素材での疲労強度が高い材料であっても必ずしもガスケットとしての優れた疲労特性を示すとは限らないことがわかった。即ちボアビードの疲労強度を向上させる手段として、素材の疲労強度向上では対処することができない⁽⁴⁾⁽⁵⁾。

2.3. ボアビードクラックの発生形態

ボアビード成形時には Fig.6 に示すようにビードすそ野部とビード頂部に局部的な応力集中部が発生する。特に疲労破壊の起点となるビードすそ野部については、ビード成形時には高い圧縮応力が加わっている。このことから製品であるヘッドガスケットの疲労強度が素材の疲労強度と逆転した傾向を示す原因として、成形時における局部的な応力集中の影響が考えられる。

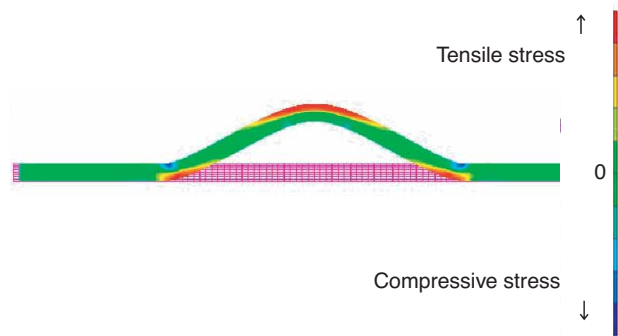


Fig.6 Distribution of stress in section of bead-formed sheet

そこでビード成形及び疲労試験中のビードすそ野表面状態を走査型電子顕微鏡で観察した結果を Fig.7 に示す。その結果、a)ビード成形前は一部に冷延鋼板焼鈍後の酸洗工程で発生した結晶粒界侵食溝が確認されるがほぼ清浄な表面である、b)ビード成形すると表面の結晶粒界にクラックが入り表面に起伏が生じる、c)疲労試験初期にはビード成形時に発生した結晶粒界のクラックを起点とした疲労亀裂が進展する、d)疲労試験後期には疲労破壊が更に進展し大きなクラックに拡大する、という疲労形態を示すことがわかる。

このようにビード成形することで素材表面の結晶粒界に疲労破壊の起点となり易い⁽⁶⁾ミクロクラックが生成していることがガスケットと素材の疲労強度特性が一致しない原因であると考えられる。そこでビード成形後にビードすそ野表面を鏡面研磨しビード成形により生成する結晶粒界割れを除去した試験片を用い、鏡面研磨しない試験片と同一負荷で疲労試験を実施したところ Fig.8 に示すようにクラック発生寿命が約 15 倍延長できることが確認された。

以上の結果から、素材とガスケットの疲労強度特性が一致しない原因はビード成形によってビードすそ野表面の結

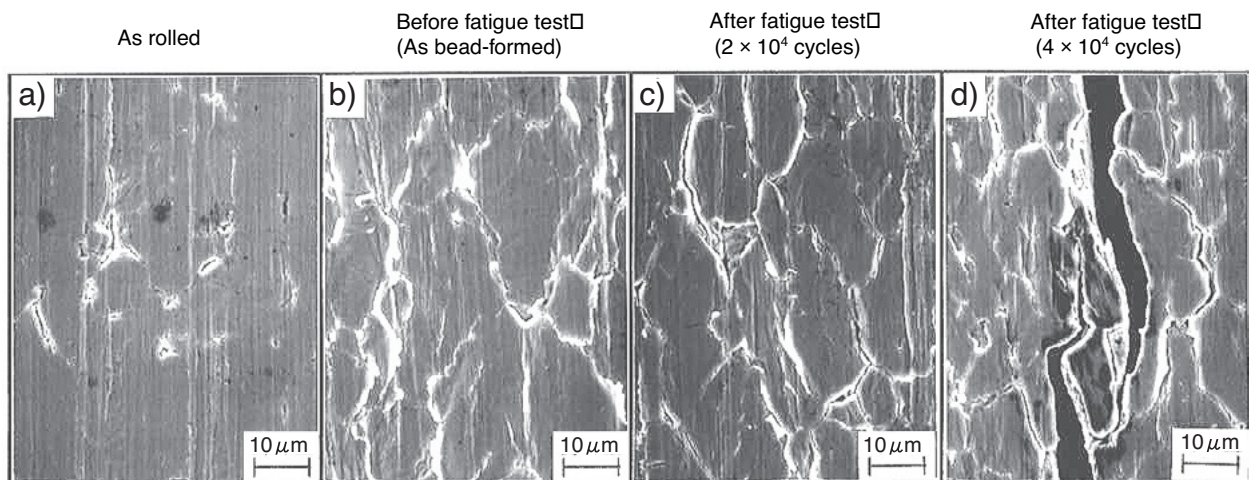


Fig.7 Surface of bead profile foot

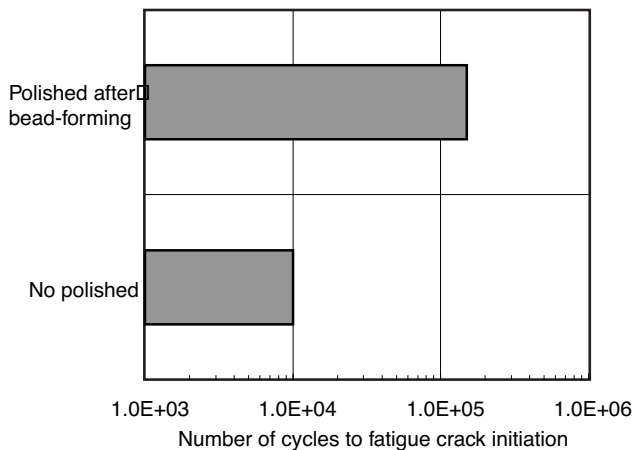


Fig.8 Effect of polish after bead-forming on fatigue crack initiation

晶粒界にマイクロクラックが生成するためであり、逆にこの結晶粒界におけるマイクロクラックの生成を抑制することで、ガスケットに加工した際に生じる疲労強度低下を抑制することが可能であると言える⁽⁷⁾。

3. 結晶粒界クラック抑制手法

3.1. 結晶粒微細化手法の検討

結晶粒界クラック抑制の手法としては変形応力の分散と粒界強度の向上が図れる結晶粒の微細化が最も有効であると考えた。SUS301材は準安定オーステナイト系ステンレス鋼であり調質圧延によりマルテンサイトを誘起させ高強度を得ている。調質圧延後の完成素材の断面組織はFig.9に示すように圧延方向に伸長した旧オーステナイト結晶粒内に加工誘起マルテンサイトが生成した組織となっている。

調質圧延により誘起されるマルテンサイト組織は変態前の旧オーステナイト粒を一つのセルとして生成するため、結晶粒微細化効果を得るには、調質圧延直前の光輝焼鈍工

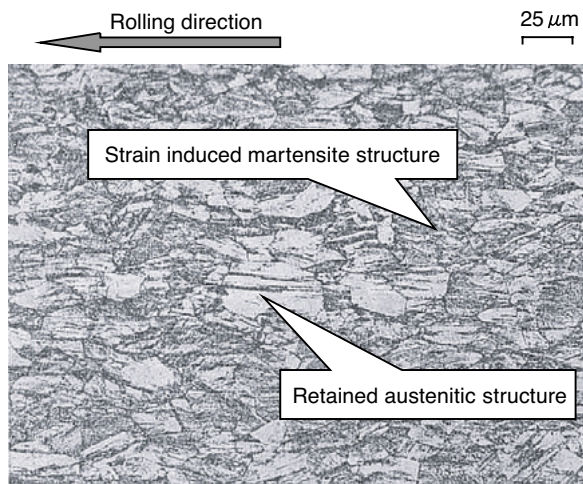


Fig.9 Microstructure of SUS301 after cold rolling

程においてマルテンサイト組織から逆変態再結晶したオーステナイト組織を微細化する必要がある。そのためには再結晶駆動力である焼鈍前の冷間圧延工程の加工ひずみエネルギーと焼鈍工程の熱エネルギーの制御が特に重要である^{(8)~(11)}。

3.2. 最適成分系の検討

結晶粒微細化に重要な製造プロセスは冷間圧延工程と焼鈍工程であるが、焼鈍工程における粒成長挙動に対しては材料成分が大きな影響を及ぼす。

Fig.10 にCを0.10%程度含有するSUS301とCを0.02%程度に低減したSUS301Lの2鋼種についての、焼鈍温度に対する逆変態オーステナイト再結晶粒径の変化を示す。C量が多いと再結晶開始温度が高くなり結晶粒成長も急激に進行するので粗粒化しやすいが、C量が少ないと比較的低温から再結晶が開始し、結晶粒成長挙動も緩やかになるため微細化に有効である。

Fig.11 に焼鈍したSUS301Lのオーステナイト結晶粒の回折X線半価幅を示す。800℃近傍で再結晶による半価幅の急激な低下が見られ、逆変態再結晶開始温度がこの温度領

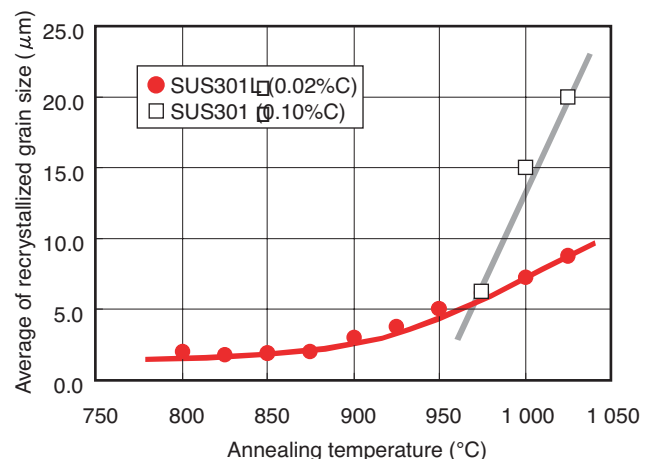


Fig.10 Effect of carbon on recrystallized grain size

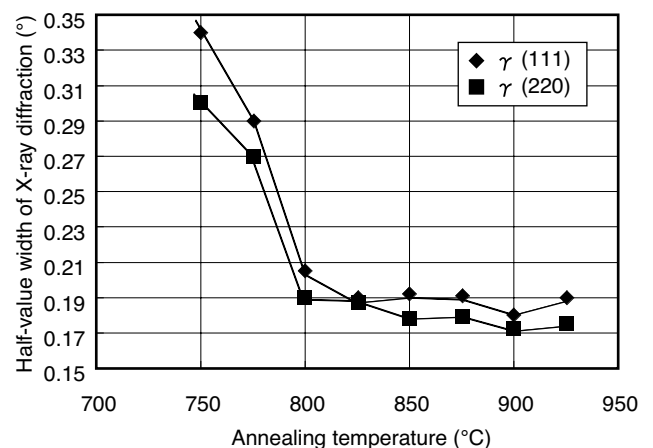


Fig.11 Relationship between half-value width of X-ray diffraction and annealing temperature

域に存在することがわかる。また 800℃以上では半価幅に変化がほとんど見られず、再結晶が完了し粒成長が起きていることが示唆される。

このように結晶粒微細化をコントロールするためには低C化が有効であるがヘッドガスケット用材料として使用される場合にはボアビードのばね性を確保する必要がある。よって開発材には低C化によるマトリクス硬度低下を補てんするためにNを適量添加した。

3.3. 細粒化限界

Fig.12 に開発材の焼鈍後の平均結晶粒径と硬さの関係を示す。平均結晶粒径が2.0μm以下になると逆変態オーステナイトの再結晶組織は Fig.13 に示すような加工誘起マルテンサイト組織が逆変態再結晶オーステナイト組織に囲まれて

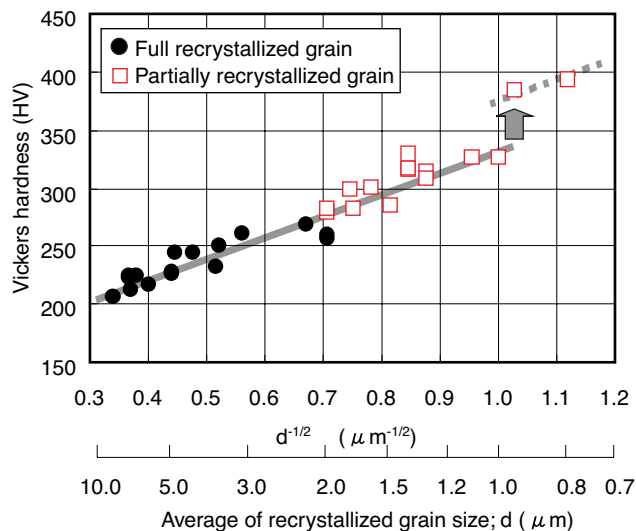


Fig.12 Relationship between hardness and average of recrystallized grain size

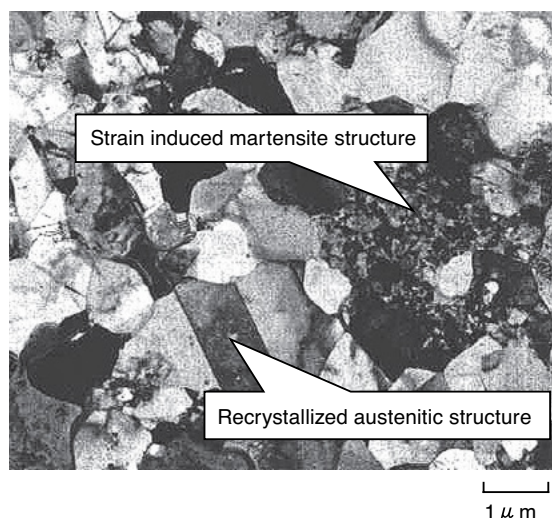


Fig.13 Transmission electron micrograph of after bright annealing (Average of grain size: 1.0~2.0μm)

残留した複合組織となる。このような複合組織も完全に再結晶したオーステナイト単相組織の場合と同様に、平均結晶粒径と硬度の関係は Hall-Petch の式に良く従い明瞭な直線関係を示す^{(12)~(13)}。更に細粒化を図り1.0μm以下の超微細組織を得ようとする、Fig.14 に示すように加工誘起マルテンサイト組織の残留率が高まり、逆変態再結晶オーステナイト組織に囲まれなくなる。その結果 Hall-Petch の式にも従わなくなった。これらの結果から本材料の細粒化効果の限界は 1.0μm程度までと思われる。

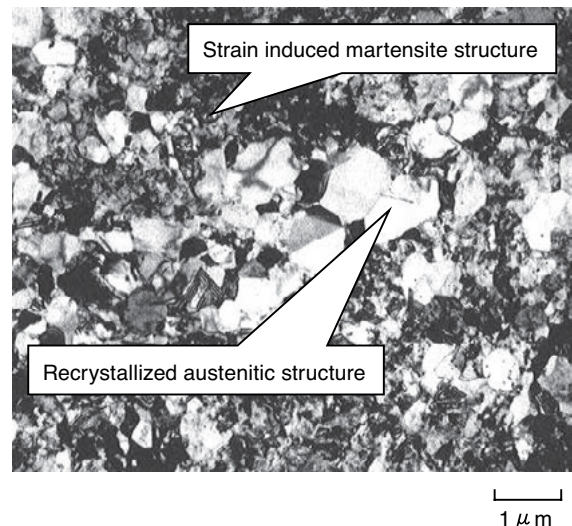


Fig.14 Transmission electron micrograph of after bright annealing (Average of grain size: less than 1.0μm)

3.4. 複合組織の有効性

開発材は逆変態再結晶組織の微細化をコントロールするために SUS301 材に対して C を低減し N を添加しているので、調質圧延後の加工硬化挙動が異なる。Fig.15 では調質圧延率48%実施後の硬さを比較する。まず加工組織が完

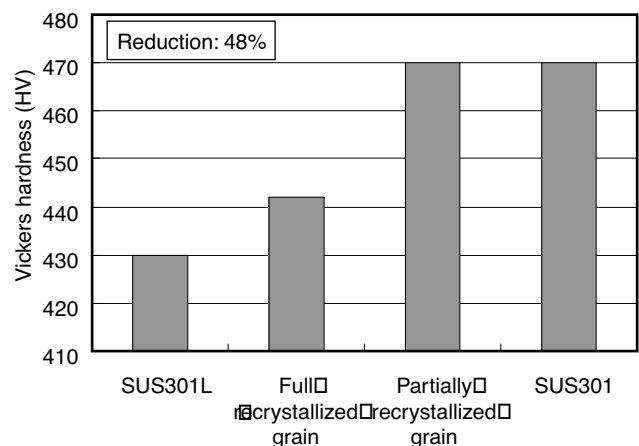


Fig.15 Comparison with hardness after 48% cold rolling

全に再結晶した平均結晶粒径が $2.0\mu\text{m}$ 程度の完全オーステナイト組織の場合、結晶粒微細化による粒界強化により開発材と同様の低C系材料である SUS301L に対し 10HV 程度硬さが増加している。しかし目標とする SUS301 材の硬さ(HV470)に対しては約 30HV 不足している。

硬さを上げるにはまず第一に調質圧延率を高める方法が考えられるが、必要以上に圧延率を高めると加工誘起マルテンサイトの生成量が増加し、加工性が大幅に低下するため適当ではない。

次にN添加量を増量し固溶強化能を高める方法があるが通常のAOD(Argon Oxygen Decarburization)精練法の場合、窒素分圧(pN_2)を上げることができないためNをC並に大量添加することは困難である。Crの増量もNの固溶量を高めるがコストの増加を招く。またNを大量に添加すると窒化物の固溶処理温度が著しく上昇するため、結晶粒微細化の量産プロセスを成立させることが困難になる。また時効処理によって硬さを上げる方法も同様にコストの増加を招くため適当ではない。

そこで加工誘起マルテンサイト組織と逆変態オーステナイト再結晶組織の混在した平均結晶粒径 $2.0\mu\text{m}$ 以下の超微細複合組織にすると、マトリクス強化と更なる結晶粒微細化の相乗効果により同一圧延率で SUS301 材と同等の硬さを得ることが可能になる。

3.5. ボアビード疲労強度改善効果

光輝焼鈍後の逆変態再結晶組織の平均結晶粒径に対し、それをHV470の硬さまで調質圧延しボアビード加工を成形したガスケットの疲労強度の関係を Fig.16 に示す。これによると結晶粒が微細なほど疲労強度は向上し、完全再結晶組織材だけでなくマルテンサイト組織が混在した部分再結晶複合組織材についても同様の傾向を示す。今回の試験に

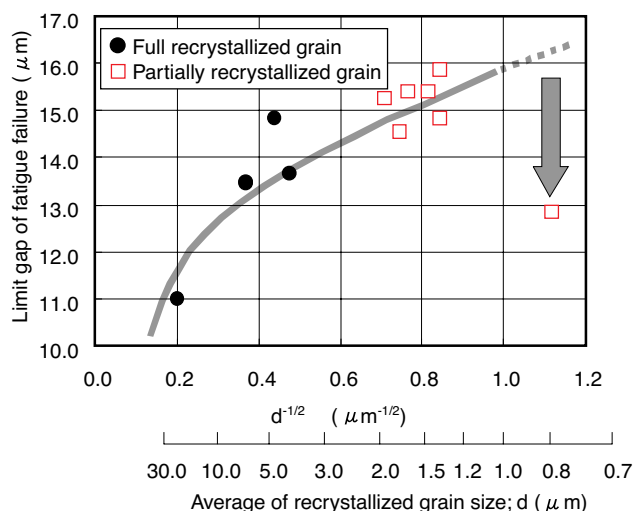


Fig.16 Relationship between limit gap of fatigue failure and average of recrystallized grain size

おいては平均結晶粒径が約 $20 \sim 25\mu\text{m}$ の一般的な SUS301 材に対して約 1/15 の $2.0\mu\text{m}$ 程度の複合組織状態まで結晶粒を微細化することにより、ビードのクラック限界変位量は約 35% 向上した。

但しこの傾向が成立するのは、結晶粒径と硬さの関係が Hall-Petch の式に従う平均結晶粒径 $1.0\mu\text{m}$ 以上の領域までである。この結果から焼鈍後にマルテンサイト組織が残留していても、そのほとんどが逆変態再結晶オーステナイト組織に囲まれており Hall-Petch の式に従う範囲であれば、細粒化による疲労強度向上効果が得られる。

以上に述べたようにヘッドガスケット用材料として、逆変態再結晶オーステナイト組織にマルテンサイト組織が混在した複合組織を有し、かつ平均結晶粒径が $1 \sim 2\mu\text{m}$ に制御された準安定オーステナイト系ステンレス鋼を開発し、高圧の燃焼ガスシールに必要な硬さを SUS301 同等まで確保しつつ、ガスケットの疲労強度を飛躍的に向上させることができた。なお本開発材の名称は NAR301L-HS1 とした。

4. 実機への適用効果

テストピースを用いて 10^7 回まで行なったボアビード疲労試験の結果を Fig.17 に示す。SUS301 と比較すると複合組織結晶粒微細化材は硬さや結晶粒径による疲労強度ばらつきを考慮しても、SUS301 に対し約 30% 以上もクラック限界変位量が向上していることがわかる。

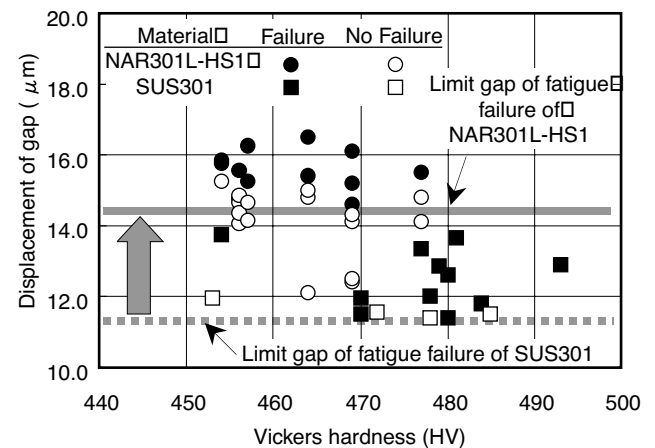


Fig.17 Relationship between displacement of gap and hardness after cold rolling

Fig.18 に複合組織結晶粒微細化材を新開発エンジンのヘッドガスケットに適用した結果を示す。本エンジンは既に市販されている同一ボアピッチのエンジン(A~D)の基本骨格を流用しつつ更なる高出力化を図っており、最大燃焼ガス圧力(P_{max})が従来エンジンに対し高く、最大口開き量も約 50% 程度増加している。

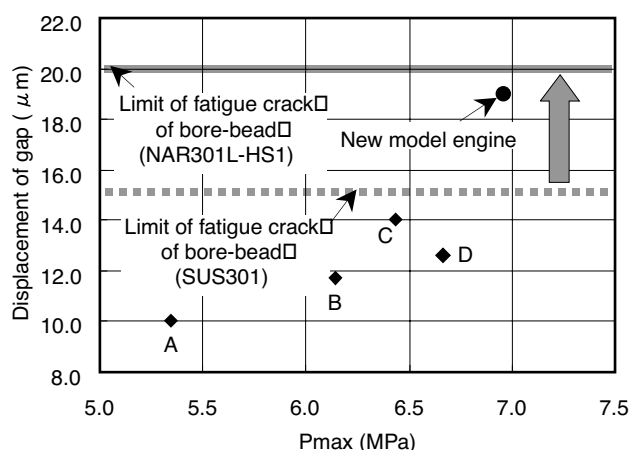


Fig.18 Effect of application of cylinder head gasket for new model engine

このため従来のエンジンに使用していた SUS301 材の 3 枚積層構造のヘッドガスケットではクラック限界変位量を大幅に超えてしまうことになるので、本エンジンに対しては更に疲労特性に優れたヘッドガスケットが必要とされる。このような場合には通常、ボアビードの積層枚数を増やして 1 枚あたりの口開き量の負担を軽減することでクラック限界変位量を高めたり、ボアに荷重を集中させる段差型ガスケットを採用して口開き量そのものを低減させる対策が行われるが、いずれの場合も部品の専用化やコストアップを伴う。しかし今回は新開発の複合組織結晶粒微細化材を採用することで、低コストで耐久性に優れたヘッドガスケットを開発することができた。

5. まとめ

シリンダヘッドガスケットのボアビードの疲労破壊メカニズムを解析し、疲労強度向上手法として複合組織での結晶粒微細化を提案し材料の開発を行った結果、以下の結論が得られた。

- (1) 素材の疲労強度特性とヘッドガスケットの疲労強度特性が一致しない原因は、ボアビード成形によって結晶粒界に割れが生じているためであり、この結晶粒界割れを起点に疲労破壊は進行する。
- (2) 結晶粒界割れを抑制するためには結晶粒の微細化が有効である。
- (3) 逆変態再結晶挙動を制御することにより、平均結晶粒径 $1.0 \mu\text{m}$ 程度まで細粒化が可能である。この場合 $2.0 \mu\text{m}$ 以下では、加工誘起マルテンサイト組織が逆変態再結晶オーステナイト組織に囲まれて残留した複合組織となっている。また結晶粒径と硬さの関係は Hall-Petch の式に良く従う。
- (4) ヘッドガスケット用材料として逆変態再結晶組織にマルテンサイト組織が混在した複合組織を有し、かつ平

均結晶粒径が $1 \sim 2 \mu\text{m}$ に制御された準安定オーステナイト系ステンレス鋼を開発した。その結果、高圧の燃焼ガスシールに必要な硬さを SUS301 同等まで確保しつつ、ガスケットの疲労強度を 30% 以上向上させることができた。

謝 辞

最後に本材料について共同開発を行なった住友金属工業(株)及びシリンダヘッドガスケットの製造を行な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。

参考文献

- (1) 村上, 児玉, 小沼: 高強度鋼の疲労破壊に及ぼす介在物の影響の定量的評価法, 日本機械学会論文集(A編), 54-500, p.688-693(1988)
- (2) 大小森, 北川, 篠塚, 鳥山, 松田, 村上: 硬さを変えた高強度鋼の疲労破壊に及ぼす介在物及び微小表面ピットの影響, 鉄と鋼, 77, p.438-445(1991)
- (3) 村上, 小林, 牧野, 鳥山, 栗原, 高崎, 江原: ばね鋼の疲労強度に影響を及ぼす諸因子の定量的評価, 日本機械学会論文集(A編), 57-542, p.2305-2313(1991)
- (4) 桂井, 杜澤, 加藤, 高山: ビード成形したオーステナイト系ステンレス鋼薄板の疲労破壊, CAMP-ISIJ, Vol.6, p.1763-1763(1993)
- (5) 桂井, 杜澤, 加藤, 高山: ビード成形したオーステナイト系ステンレス鋼薄板の疲労破壊, 鉄と鋼, 80, p.54-59(1994)
- (6) 田中, 中井, 秋庭: 鉄鋼材料の疲労破壊の機構と力学, 鉄と鋼, 79, p.12-23(1993)
- (7) 桂井, 杜澤, 加藤, 高山: ビード成形した SUS301 鋼薄板の疲労破壊に及ぼす表面性状の影響, CAMP-ISIJ, Vol.8, p.1682-1682(1994)
- (8) 富村, 川内, 高木, 徳永: 準安定オーステナイト系ステンレス鋼におけるせん断型逆変態オーステナイトの細粒化機構に及ぼす前加工の影響, 鉄と鋼, 77, p.139-146(1991)
- (9) 森谷, 松木, 青山: 結晶粒微細化を利用した高強度 SUS304 の開発, CAMP-ISIJ, Vol.12, p.514-514(1999)
- (10) 高木: 加工誘起マルテンサイトのオーステナイトへの逆変態と結晶粒超微細化機構, 鉄と鋼, 80, N.529-535(1994)
- (11) 高木: 鉄鋼の結晶粒超微細化, 熱処理, 34-5, p.260-264(1994)
- (12) Kurzydowski K. J., Bucki J. J.: Flow Stress Dependence on the Distribution of Grain Size in

Polycrystals, Acta Metall. Mater., Vol.41, p.3141-3146
(1993)

- (13) 高木：超微細粒鋼の結晶粒評価法に関する提言，
CAMP-ISIJ, Vol.12, p.1150-1152(1999)

■ 著 者 ■



桂 井 隆

高シール性発泡ラバーガスケット材料の開発

Development of High-sealing Foamed Rubber Gasket Material

村上 康 則*

Yasunori MURAKAMI

青 木 琢 也*

Takuya AOKI

吉 田 潤 平*

Junpei YOSHIDA

山 口 淳 生**

Atsuo YAMAGUCHI

要 旨

自動車の内燃機関用ガスケットとして、優れた圧縮復元特性と粗面吸収性を特徴とした高いシール性と耐久性の両立を目的としたガスケット材料を開発した。発泡ラバー材料に着目し簡易的な締結構造においても高いシール性を発揮するガスケットの研究を行い、発泡ラバー材料の気泡形態を独立微細構造としベースラバーの材料組成、添加剤配合を最適化することにより、既存のガスケット材料に対し低面圧領域でのシール性を大幅に向上したガスケットを商品化した。本ガスケットをエンジンの吸気系部位に用いることにより締結構造の合理化が図れた。

ABSTRACT

For automotive engine sealing applications, a high-performance durable foamed rubber gasket material was developed. This material contains air vessels, which have superior characteristics, such as high compressibility, and conformity to rough surfaces. To achieve durability and reliability performance for engine sealing applications, separate and minute air vessels were incorporated into the material. Additionally, the base components, as well as the additives, were optimized, to achieve the necessary performance. The foamed rubber gasket material is superior to conventional material in the area of sealing rough surface with less torque. a simplified fastener seal structure was realized, by applying the foamed gasket material to the engine air intake system.

1. まえがき

自動車用内燃機関の普遍のニーズである軽量化、コンパクト化、低コスト化が近年急速に進んでいる中、各自動車メーカーにおいては吸気系部品を中心に構造材料を従来のアルミニウム合金から樹脂材料、マグネシウム合金等に置換し、さらに部品のモジュール化を行い軽量コンパクトなエンジンを商品化してきている。このような背景の中、吸気系の締結シール構造部においては、被締結体フランジ部の剛性低下、締結ボルト本数の削減、ボルトサイズのダウン、さらにはシール面の平坦度低下、粗面化と、従来用いられてきたガスケット材料であるラバーコートメタル(以下 RCM)、ジョイントシート、成形ゴムリング等では必要なシール性を確保できない領域が発生し始めており、より低い締結面圧でシールが可能な材料が望まれている^{(1)~(3)}。

そこで著者らは、高い圧縮復元性を有する発泡材料を用

いることにより、既存のガスケット材料の弱点である低面圧シール性の向上を図ったガスケット材料の開発を行った。

2. シール性の決定要因

2.1. シール性の特性要因解析

一般に、ある任意の締結状態において、シール可能圧力は下記実験式(1)により導かれることからシール性を向上させるためには、ガスケット係数、面圧、面粗度を向上させるという手法がある。

$$\text{シール可能圧力} = k \times \rho \times \exp(p \times r) \quad (1)$$

k : ガスケット係数

ρ : シール媒体粘度

p : 面 圧

r : 面粗度

※ 栃木研究所

※※HONDA R&D EUROPE (U.K) LTD

(開発当時：栃木研究所)

これらシール性の決定因子を更に分解すると、Fig.1に示すようにシール面状態、締結力、締結面のフランジ剛性、およびガスケットの材料特性から構成されている。シール性を高めるには、これら因子の何れか一つを向上させれば高性能化は可能となるが、既存技術では各因子のどれを改良しても、目的であるエンジン部品の軽量化、低コスト化には逆行してしまう。

したがって、シールが必要な系のシール性と軽量化、低コスト化の両立を考えた場合、ガスケット特性中の圧縮復元性の向上と、シール面に対するなじみ性の指標である表面硬さを低くすることによりガスケット自身のシール性を向上させ、フランジ板厚(剛性)とボルト本数(締結力)の低減、および面加工の省略によるシール性の低下を補完して軽量化、低コスト化を成立させる手法が望ましい。

具体的には、近年のエンジン吸気系部品を中心とした樹脂、マグネシウム合金等への材料置換による締結部のシール機能低下に対し、高い圧縮復元特性を有し表面硬度が低く十分な耐久信頼性を持つ高性能なガスケットが適用できれば、軽量化と締結構造の合理化、低コスト化、およびシール性の確保が可能となる。

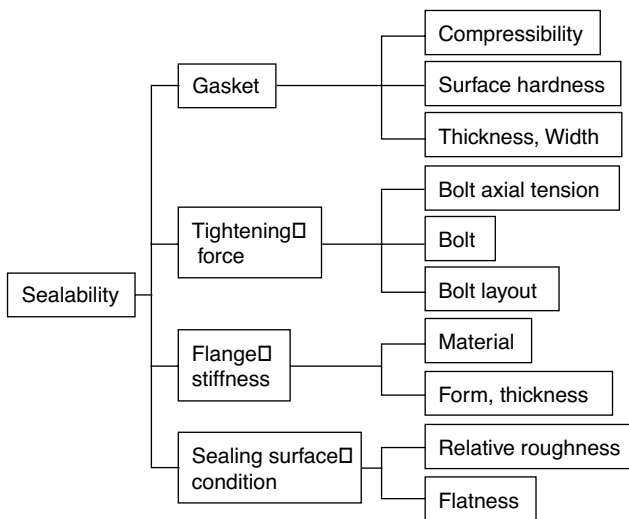


Fig.1 Sealing performance factor analysis chart

2.2. ガスケット材料の圧縮復元特性向上

自動車エンジン用ガスケット材料として、低硬度かつ高い圧縮復元特性を有するものを選定する場合、NBR、FKMに代表される耐熱ラバーが現在最も実績がある材料である。著者らは、さらにこのラバー材料中に意図的に空隙を設け、ラバー弾性と気体弾性を複合化することで、より高い圧縮復元特性を得る手法を選択した。この構造は一般には発泡ラバーと呼ばれるもので、家電製品の制振材や間隙充てん材として広く用いられている。

Fig.2に発泡ラバーの単一気泡を想定した圧縮復元特性の評価モデルを示す。フランジ面を模した2枚のアルミニウ

ム合金製の円盤の間に筒状のラバーを挟み、内部の気体の種類、圧力を任意に操作できるように作製したものである。このモデルによりラバーと気体の圧縮特性を Table 1 に示す条件で評価した。

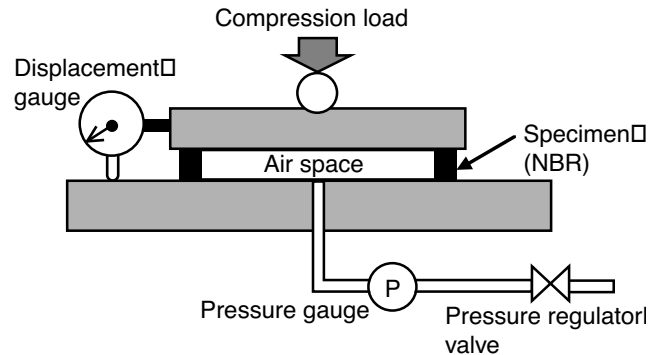


Fig.2 Compressibility evaluation model

Table 1 Compressibility test condition

Specimen specification	
Diameter	40.0 mm□
Thickness	6.0 mm□
Material	NBR
Rubber hardness	60 Hs
Compression speed	0.1 mm/min

Fig.3に示すように、ラバー単体の圧縮特性に比較して気体は低い圧縮面圧でも高い圧縮性を示した。特に面圧 5 MPa以下の領域ではラバーに対し気体は2倍以上の圧縮性を有している。

また、Fig.4はラバーに気体を複合化させた単一系モデルで、空隙の容積を変化させることにより気体の含有率に対する圧縮特性の挙動を確認した結果である。気体の含有率

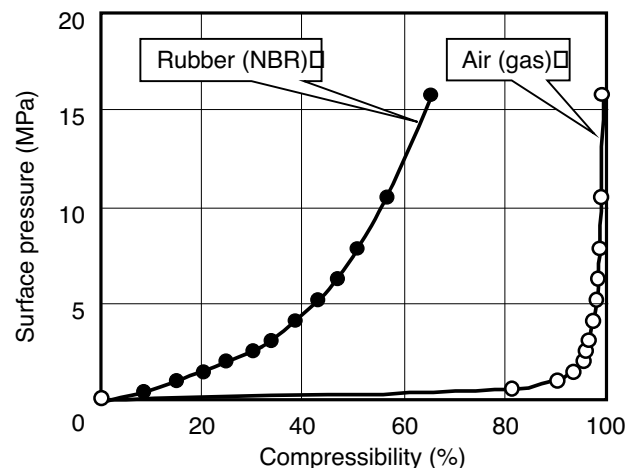


Fig.3 Comparison of compressibility between rubber and air

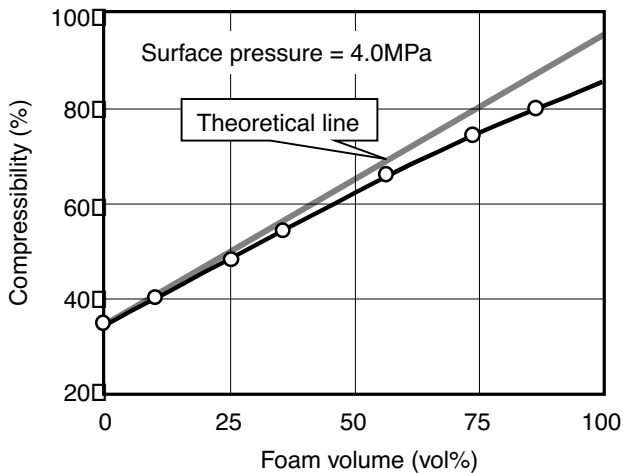


Fig.4 Relationship between volume function of air and compressibility

の増加に伴い、ほぼ理論通りに圧縮性も向上した。

以上より、ラバーと気体の複合化がシール性の向上因子である低硬化化と高圧縮性を向上させる手段として合理的であり、体積当たりの気体の比率が高いほど圧縮性がよいことがわかった。

次に著者らは、ラバーへの気体の固定化において、その形態により圧縮特性がどのように変化するか、外気と連続している系および密閉(独立)している系の2種類について確認を行った。試験方法としては、Fig.2に示したラバー試験片の空間につながる通路バルブを開閉することにより、連続系と密閉系のモデルとした。この結果をFig.5に示す。気泡形態が連続系と密閉系では復元性に顕著な差が生じ、密閉系の気泡形態の方が1.5倍程度復元率が高くなる。これは密閉系の場合気体が外部へ流出しないため気体弾性が復元力として付加されたためである。

以上のことより、ラバーへの気体の複合形態としては連続系に比較して密閉系(独立タイプ)の方が高い復元性をも

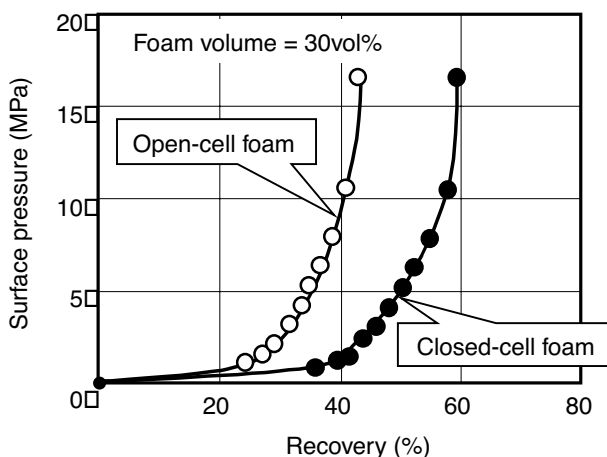


Fig.5 Relationship between foaming cell shape compressive recovery

つことから高い耐圧シール性が確保でき、ガスケット材料としては優れている。

3. ラバーの発泡組織化

ラバーの発泡法としては、化学発泡法と称されるアゾジカルボンアミドに代表される熱分解性発泡剤をラバー中に添加し、加熱処理により発生する N_2 、 CO_2 等のガスによってラバー中に気泡を分散させる方法が一般的である。この方法は発泡構造を得ることが比較的容易であり、製造された発泡ラバーの組織は気泡が互いに連続した100~500 μm の比較的大きな気泡構造を持つ。化学発泡法による発泡ラバーの断面写真をFig.6(a)に示す。

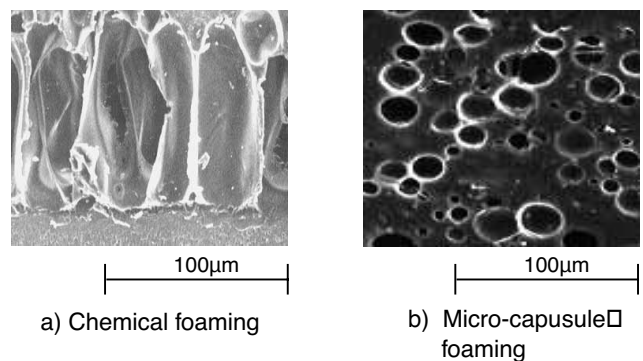


Fig.6 Cross section pictures of foamed rubber

この発泡ラバー材のシール部品としての適合性を検証すると、Fig.4で期待された高い圧縮特性は得られるものの、気泡が連続しているためFig.5のように高い復元性を得ることが困難であり、且つシール媒体が気泡を通じ浸透し、やがては漏洩に至るというガスケット材料としては致命的な欠点を持つことがわかった。

そこでこれらの短所を補うべく、比較的小さな気泡を互いに独立した状態でラバー中に分散させることが可能なマイクロカプセル発泡法を採用することとした。この発泡法は、塩化ビニリデンのカプセル被膜中に常温では液体の低沸点炭化水素を封入し、加熱によって気化、膨張させ発泡ラバーを得る方法である。この方法ではFig.6(b)に示すように最小で20 μm 程度の微細な独立した気泡組織を持つ発泡ラバーが製造可能である。Fig.7に示すように、マイクロカプセル法による独立気泡型の発泡ラバーは連続気泡型の発泡ラバーに対してより高い復元率を得ることができる。一方マイクロカプセル法の欠点として、カプセル被膜の耐溶剤性が低いためラバーとの混練が難しく、また発泡条件によっては期待する発泡物性が得られない等の製造が難しい点がある。したがって、高いシール性と耐久性を併せ持つガスケット材料を安定的に得るため、マイクロカプセル法を用いた発泡ラバーガスケットについて以下のように材料仕様を設定した。

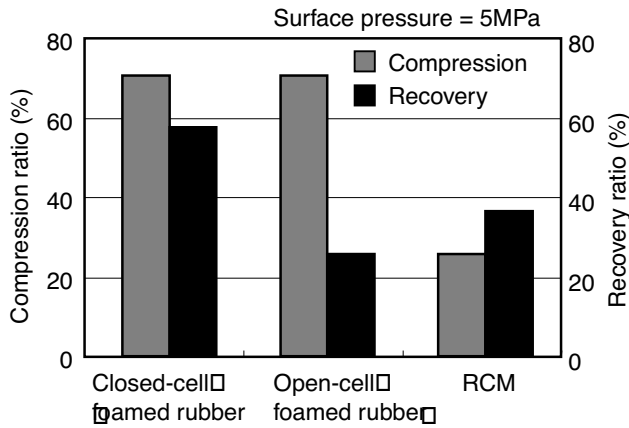


Fig.7 Compression characteristics of foamed rubbers

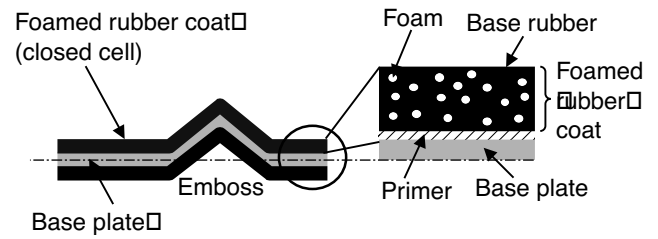


Fig.8 Schematic drawing of foamed rubber gasket

Table 2 Foaming test conditions

Foaming temperature	150°C
Foaming time	30 min
Micro capsule content	10 PHR

4. 発泡ラバーガasketの材料仕様

4.1. 発泡ラバーガasketの構成要素

マイクロカプセル法を用いた発泡ラバーガasketは Fig.8に示すような構造をしており、シール性を決定づける主要な構成要素としては、Fig.9に示す気泡構造、ベースラバー、基材、等のパラメータが挙げられる^{(4)~(5)}。これらの項目について高性能ガasketを得る為の最適仕様を見出した。

4.2. ベースラバーの性状

マイクロカプセルを用いた発泡ラバーの場合、ベースラバーのムーニー粘度に発泡物性が大きく左右される。Fig.10に示すように、ラバーのムーニー粘度が 50Poise 以下の領域では良好な発泡挙動を示し、それ以上に粘度が高くなると発泡性は急激に低下する。

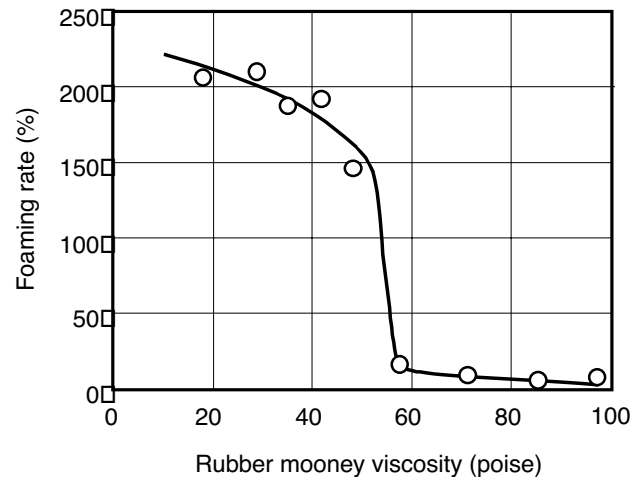


Fig.10 Relationship between rubber mooney viscosity and volume function of foaming

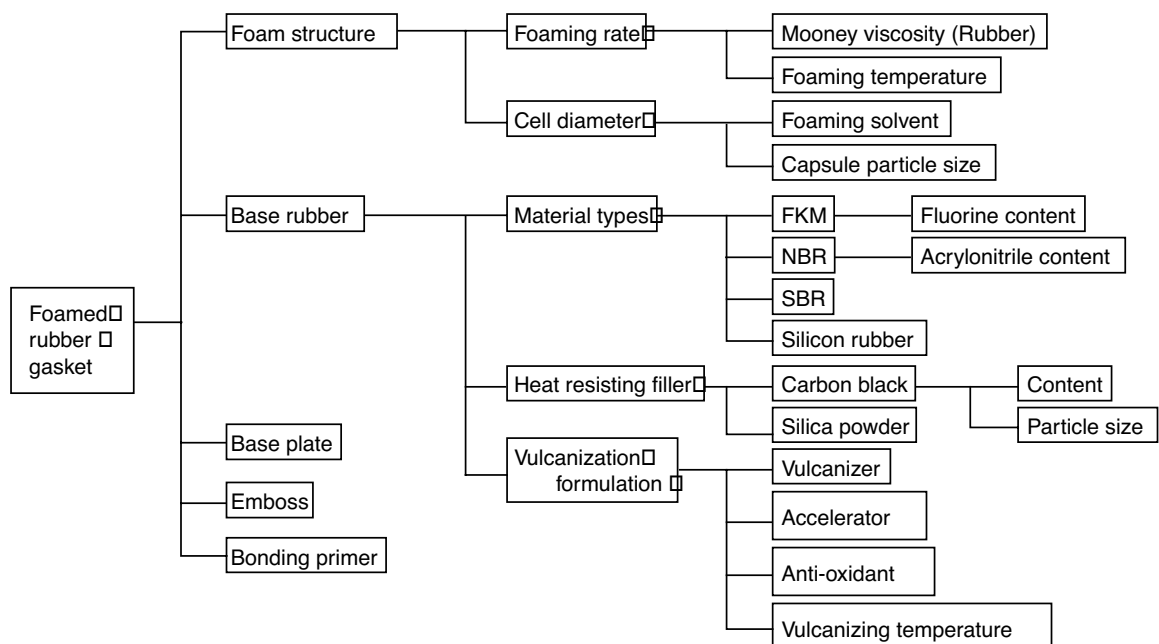


Fig.9 Component parts drawing of foamed rubber

4.3. 発泡処理の条件

良好な発泡状態を得るためには、Fig.11 に示すようにベースラバーの加硫硬化が開始する温度以下でマイクロカプセルの膨張が起らなければならない。

そのためマイクロカプセルの封入溶剤(低沸点炭化水素)とラバーの加硫処方とを吟味し発泡処理温度を設定する必要がある。

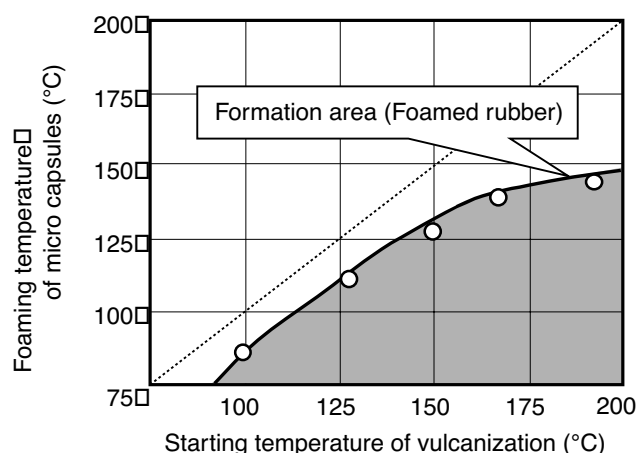


Fig.11 Possible area of foamed rubber production

4.4. ベースラバーの仕様設定

ベースラバーの設定はガスケット部品として使用される環境を考慮し選定する必要がある。代表例としてラバー材料の中で耐熱性、耐燃料油性に優れたフッ素ゴムについて述べる。発泡ラバーガスケットの骨格素材となるベースラバーに求められる特性として、気泡構造の保持がある。そのためベースラバーには高い耐久信頼性が必要となる。

Fig.12 にベースラバー(フッ素ゴム)の耐久性の指標である圧縮永久ひずみ特性を示す。フッ素ゴムの場合、含有フッ素量を増やすことにより圧縮永久ひずみは減少傾向を示し、

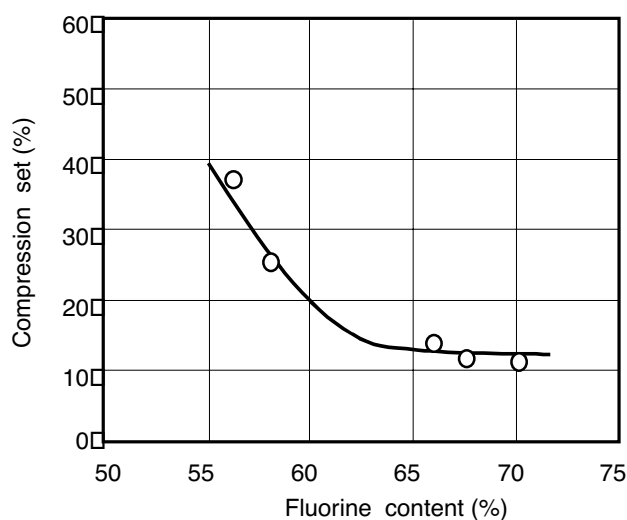


Fig.12 Relationship between fluorine contents and compression set

フッ素含有量 65%以上にすることで圧縮永久ひずみを低く抑えることができる。

次にベースラバーの耐熱性を決定するもう一つの因子である、カーボンブラックの添加特性の結果をFig.13に示す。基本的にカーボンブラック添加量の増加に伴い圧縮永久ひずみは低くなり、60PHR以上の添加量で安定した耐熱性を示す。

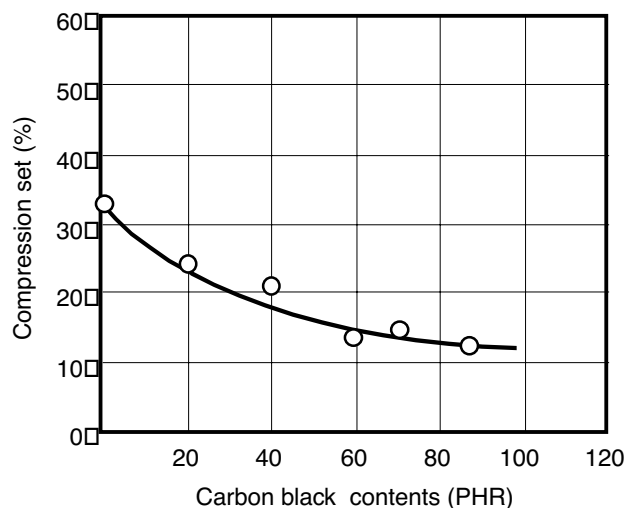


Fig.13 Relationship between carbon-black contents and compression set

4.5. 気泡組織の仕様設定

以上の様にして得た、発泡ラバー材料をガスケット部品として設計するにあたって、発泡ラバーの気泡組織を中心とした材料仕様とシール性能との関係を調べた。発泡ラバーの特性決定因子としては、発泡倍率、気泡粒径、ラバー膜厚の3点が挙げられ、シール性の指標となるシール可能圧力と、耐久性指標となる圧縮永久ひずみを Table 3 の試験条件によって評価した。それぞれの結果を Fig.14 から Fig.16 に示す。

Table 3 Components of foamed rubber and sealing test conditions

Base rubber□	FKM (F content=65%)□
Carbon black content□	60PHR□
Foaming type□	Closed-cell□
Foaming temperature□	150°C□
Vulcanizing temperature□	250°C□
Foaming rate□	120% (basic)□
Particle size of foam□	25μm (basic)□
Thickness□	80μm (basic)□
Seal test conditions□	Surface pressure=0.5MPa□ Sealing temp=-30°C□
Compression set□ test conditions□	Heating temp=120°C□ Holding time=24hr□

発泡倍率(Fig.14)によるシール性と圧縮永久ひずみの関係は発泡倍率が高い程シール性は良好となり、逆に圧縮永久ひずみは悪化する。気泡径(Fig.15)においては粒径が大きい程シール性は良好となり、逆に圧縮永久ひずみは悪化する。また膜厚(Fig.16)とシール性、圧縮永久ひずみの関係は膜厚が厚い程シール性は向上し、逆に圧縮永久ひずみは悪化する。

以上のように、発泡ラバー層の特性を決定するどの因子

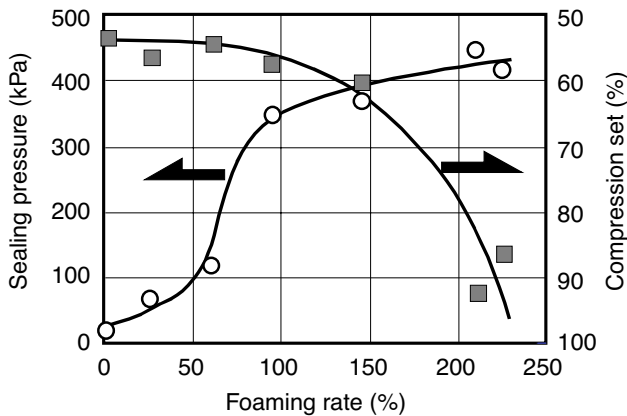


Fig.14 Optimization of foaming volume compared to sealing performance and compression set

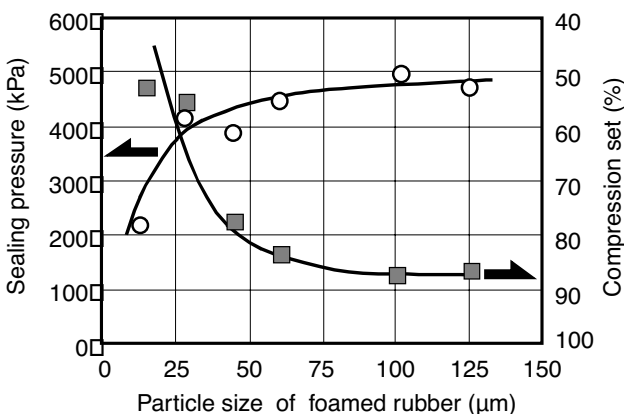


Fig.15 Optimization of particle size compared to sealing performance and compression set

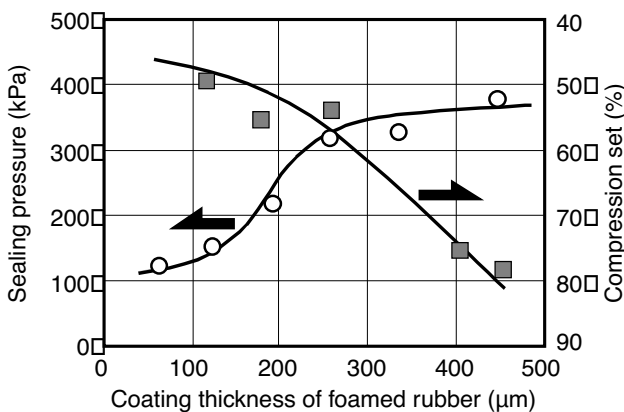


Fig.16 Optimization of coating layer thickness compared to sealing performance and compression set

においても、シール可能圧力(シール性)と圧縮永久ひずみ(耐久信頼性)はトレードオフの関係にあり、最適値が存在することが確認できた。

5. 発泡ラバーガスケットのシール性

5.1. 低温シール性

発泡ラバーガスケットのシール性については、自動車エンジン用という用途を考慮し、始めに低温時のシール性を評価した。一般にゴム材料を用いたガスケットの場合、低温環境においてはゴム材料の硬化によってシール性は低下する⁽⁶⁾。しかしながら、本開発の発泡ラバーガスケットにおいては、Fig.17 に示すようにこれまで樹脂部品のシールに一般的に適用されている成形ゴムガスケットが -20°C 以下の領域で急激にシール性の低下を起こすのに対し、安定したシール性を確保しており、材料の低硬度化と高い圧縮復元特性を持たせることで同じ基材を用いてもシール性を向上させられることが証明できた。

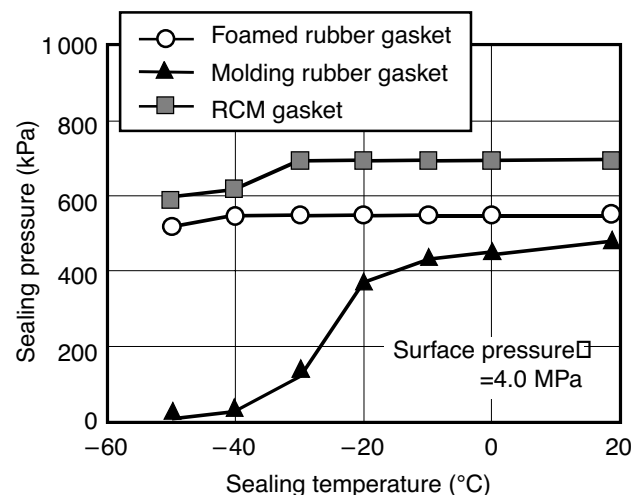


Fig.17 Sealing performance at low temperature

5.2. 低面圧領域のシール性

軽量化、低コスト化等に影響をおよぼすシール性としては、締結力、フランジ剛性の低下にともなう低い締結面圧におけるシール性が挙げられる。この低面圧シール性においては、従来より一般的に適用されている RCM がシール性を失なう。3.0MPa以下の面圧領域においても、発泡ラバーガスケットはFig.18 に示すように4倍以上のシール性を確保しており、最低で 0.5MPa の低面圧領域までシールが可能である。この低面圧シール性の向上によって、例えば Fig.19 の様にインテークマニホールドとシリンダヘッド間のガスケットとして適用した場合、従来では1吸気ポート当たり約 2.5 本(a)の締結ボルトが必要だったのに対し、発泡ラバーガスケットを用いれば 1.5 本程度(b)でシールが可能となる。

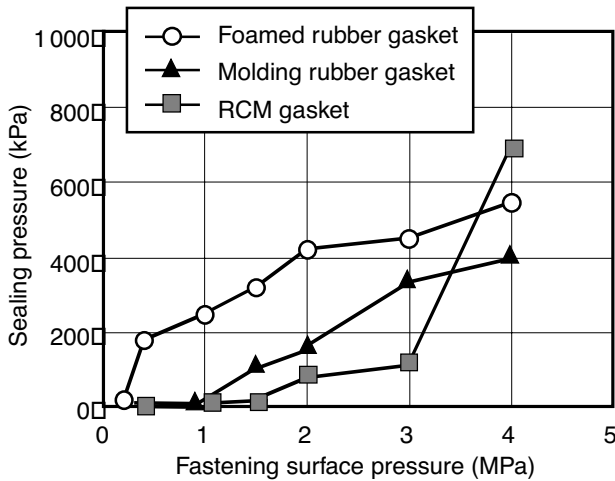


Fig.18 Relationship between fastening pressure and sealing performance

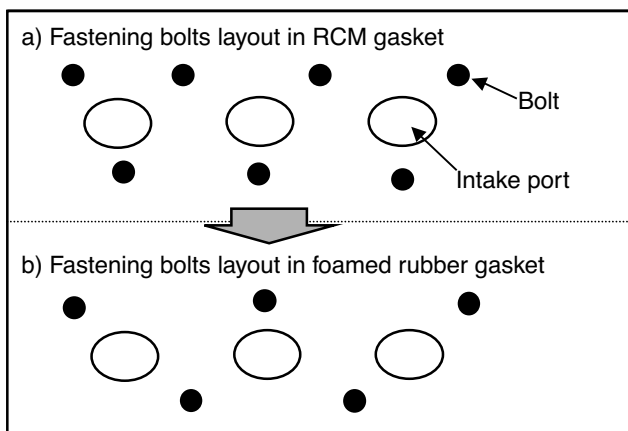


Fig.19 Fastening bolts layout depend on gasket type

5.3. 面粗度，平坦度の吸収性

発泡ラバーガスケットのシールフランジ面の面粗度の吸収性を Fig.20 に，平坦度の吸収性を Fig.21 に示す。面粗度の吸収性においては $R_t=80\mu\text{m}$ までシールが可能であり，これは軽金属合金の鋳肌面に対して無加工で適用可能であることを意味している。

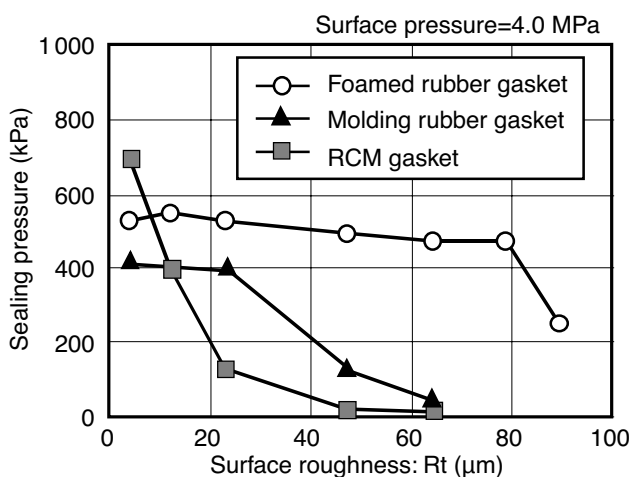


Fig.20 Relationship between surface roughness and sealing performance

平坦度の吸収性においては締結面のクリアランスで 0.6mm までシールが可能であり，これは例えば樹脂部品などの成形時に発生する変形，うねりに対して同じく無処理で適用可能であることを示している。以上のように発泡ラバーガスケットは自動車用のシール部品として非常に優れており，締結シール構造の合理化や低コスト化が可能となる。

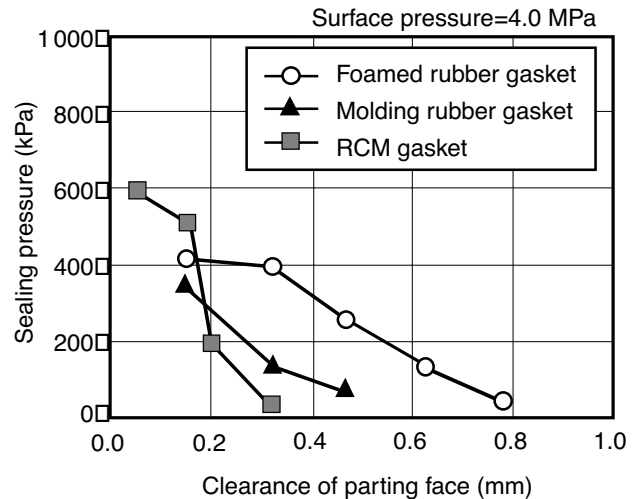


Fig.21 Clearance adaptation of foamed rubber

6. エンジン用ガスケット部品への適用事例

以下に，自動車用エンジンの吸気系ガスケットに応用した例を示す。適用部位としては，市販ハイブリッドカーのインサイトに搭載されているエンジンのシリンダヘッドと EGR プレート間および，樹脂製インテークマニホールドのスロットルボデースペースとスロットルボデー間のガスケットである。ガスケット形状としては Fig.22 のように金属薄板基材に発泡ラバーをコーティングした構造となっている。

A) EGR plate gasket



B) Throttle body gasket



Fig.22 Foamed rubber gasket for a engine air intake systems

EGRプレートガスケットにおいてはEGRガスにより130℃までの熱負荷を受けるため、ベースラバーにFKM材を用いている。またスロットルボデーガスケットは、熱負荷が100℃以下と比較的低いためベースラバーにNBR材を適用している。各ガスケットの仕様詳細についてはTable 4に示しておく。

Table 4 Fomaed rubber gasket specification

Gasket□	EGR plate gasket□	Throttle body□ gasket□
Base rubber□	FKM□ (F content=65%)□	NBR□ (AN content=40%)□
C.B content□	60PHR□	40PHR□
Foaming type□	Closed-cell□	Closed-cell□
Foaming rate□	120%□	120%□
Foaming size□	25μm□	25μm□
Thickness□	50μm□	100μm□

本エンジンでの締結シール仕様において、既存ガスケット材料であるRCMで設計した場合、2層以上の多板化が必要であった。これを発泡ラバーガスケットに置換することにより、EGRプレートガスケットでは単板化、EGRプレート薄肉化、締結ボルト本数削減が、また、スロットルボデーガスケットでは同様にガスケットの単板化、プレート薄肉化が可能となった。

またエンジン実機を用いた耐久試験においても発泡ラバーガスケットのシール性能の消失はなく、耐久試験終了後のガスケットにおいても、シール可能圧力が150kPa以上と十分な耐久信頼性を有していることが証明できた。

7. まとめ

自動車内燃機関のシール部品として適用が可能な高圧縮復元性、低表面硬度の独立気泡型発泡ラバーガスケットを開発した。本開発の発泡ラバーガスケットは、従来のガスケット(RCMガスケット、成形ラバーガスケット)に対し、低面圧シール性に優れ、かつ低温、粗面シールにおいても高いポテンシャルを有している。この発泡ラバーガスケットの高いシール性を利用して、締結ボルト本数の低減、シールフランジ部の薄板化、シール面の無加工化等の締結シール構造の合理化が可能になることが証明できた。

今後更に自動車用内燃機関の軽量、低コスト化は進展すると推測され、それにともなう樹脂材料、マグネシウム合金等の新部品のシールに、発泡ラバーガスケットは有効なシール手法になると考えられる。

8. 謝辞

本研究を進めるにあたり、多大なるご協力を頂きました日本リークレス工業(株)の田中明氏、三角憲史氏ならびに関係者の方々に深く感謝致します。

参考文献

- (1) 中出 幸：最近のシール材の傾向と今後の課題，工業材料，第31巻，5号，p.17-21 (1983)
- (2) 本田紀将：河内正治，フッ素樹脂・フッ素ゴム系シール材，工業材料，第31巻，第5号，p.35-41 (1983)
- (3) 幸田忠志：自動車用ゴム部品の信頼性と評価，日本ゴム協会誌，第55巻，11号，p.31-39 (1982)
- (4) 里川孝臣：ふっ素樹脂ハンドブック，ふっ素ゴム編，東京，日刊工業新聞社，1990，p.545-611
- (5) 森 洋二，西端修司：耐油性ゴムの特性と配合設計，日本ゴム協会誌，第58巻，3号，p.66-74 (1985)
- (6) 荒木義男：ふっ素樹脂の性質とそれらの新しい応用，バルカーレビュー，第20巻，12号，p.9-16 (1977)

■ 著 者 ■



村上 康 則



吉田 潤 平



青木 琢 也



山口 淳 生

耐熱マグネシウム合金を適用した軽量オイルパンの開発

Development of Lightweight Oil Pans Made of a Heat-Resistant Magnesium Alloy

小池 精一*

Seichi KOIKE

馬場 剛志**

Tsuyoshi BABA

鷲頭 和裕*

Kazuhiro WASHIZU

木皮 和男*

Kazuo KIKAWA

田中 重一*

Shigekazu TANAKA

要 旨

Mg-Al-Ca-RE を基本とするダイカスト用高耐熱マグネシウム合金(以下 ACM522 と略す)を開発した。ACM522 は 150°C の温度域で従来のダイカスト用耐熱マグネシウム合金 AE42 を凌駕する高いクリープ特性を示し、汎用アルミニウム合金 ADC12 にも匹敵する優れた耐熱性と耐食性を有している。オイルパンのマグネシウム化は、ボルト締結部の軸力低下などの課題があって、これまで量産車では実用化に至っていない。筆者らは ACM522 をオイルパンに適用し、従来のアルミニウム製オイルパンに比較して 35% の軽量化を達成した。

ABSTRACT

A new heat-resistant magnesium alloy (hereafter referred to as “ACM522”) for die-casting based on the Mg-Al-Ca-RE system has been developed. In the 150°C temperature range, the ACM522 yields high creep characteristics which are superior to the conventional AE42 heat-resistant magnesium alloy for die casting, and it exhibits an excellent resistance to both heat and corrosion which is equivalent to ADC12 general-purpose aluminum alloy. Use of magnesium for oil pans has raised a number of problems such as axial force drop in the bolted areas and, until now, oil pans made of magnesium had not applied to mass-produced automobiles. The authors applied the ACM522 for oil pans and reached to 35% less weight than conventional oil pans made of aluminum.

1. まえがき

近年、限られたエネルギーの有効利用、地球環境問題などから、輸送機器の燃費改善のための軽量化は最重要課題となっている。1999 年秋に Honda は量産ガソリン車で世界最高燃費の 35Km/l を達成するハイブリッドカー「インサイト」を発売した。エンジンはハイブリッドシステム専用に開発され、軽量素材の適用拡大などの徹底した軽量化技術を採用することで 1 リットルエンジンでは世界最軽量を実現した。このエンジンの外観を Fig.1 に示す。エンジン部品の中でも比較的重量の重いオイルパンの軽量化は燃費を向上する上でも必須技術であった。オイルパンをマグネシウム化するにあたり、汎用合金である AZ91D, AM60B ではボルト締結部での軸力低下が著しく、新たな耐熱マグネシウム合金が必要であった。今回新しく開発したマグネシウム合金は Mg-Al-Ca-RE を基本成分とする合金で、耐熱性と耐食性に優れた合金である。また、ダイカスト製法を前提に、溶湯流動性と鑄造割れにも考慮した合金である。本合金

を適用したオイルパンは従来のアルミニウム製オイルパンに比べて 35% の軽量化が達成できた。以上のような背景のもと、本稿では開発した耐熱マグネシウム合金 ACM522 の材料特性と、マグネシウムオイルパンの概要に関して述べる。



Fig.1 Honda integrated motor assist engine system

* 栃木研究所

** 和光基礎技術研究センター

2. 背景

マグネシウム合金は密度 1.78g/cm^3 と実用金属材料中で最も軽量である。その軽量性に加えて、比強度、比剛性、電磁遮へい性、リサイクル性に優れることから自動車部品や携帯用電子機器を始めとする家電製品等への利用が急速に増えつつある。しかし、エンジンおよび、トランスミッション回りの部品への適用に際しては、低コストで良好な铸造性を持った耐熱マグネシウム合金の開発が必要である。オイルパンの機能はエンジンの下部に位置して、エンジン潤滑油を保持することである。一般的にシリンダブロックにボルト締結する構造がとられており、エンジン運転中の締結部の温度は最高 150°C 以上に達するため、従来より鋼板またはダイカストアルミニウム合金が使用されてきた。オイルパンをマグネシウム化するにあたり、機械的特性、铸造性、耐食性のバランスのとれた代表的なマグネシウム合金、AZ91D合金を適用すると、ボルト軸力の低下が著しく、新たなダイカスト用耐熱マグネシウム合金の開発が必要であった。

耐熱マグネシウム合金としてはこれまで数種類の合金が開発されている。AS41, AS21 合金は結晶粒界に Mg_2Si 金属間化合物を晶出させて、耐クリープ性を向上させた合金である。特に、アルミニウム含有量の少ないAS21は、AS41より铸造性は劣るが、耐クリープ性の面で優れている。また、AE42 は AS21 と同等以上の耐クリープ性を持つ合金であるが、材料コストと铸造割れが発生しやすいなど铸造上の問題がある⁽¹⁾。また、最近時Znを主要添加元素とし、さらにAlおよびCaを添加したMg-Zn-Al-Ca系の耐熱合金も開発されている⁽²⁾。この合金はAE42合金のクリープ特性、耐食性、ダイカスト性を上回ると報告されている。

筆者らはオイルパンへの適用を可能とする耐熱マグネシウム合金を新しく開発するため、以下の合金開発目標を設定した。

- ①ダイカストアルミニウム合金 ADC12 に匹敵するクリープ特性と耐食性を有すること
- ②オイルパンの量産を可能とする AZ91, AE42 と同等の铸造割れ特性を有すること

今回、開発した合金はダイカスト铸造性を考慮して、Mg-5Al合金を基本に耐熱性向上元素としてCaとCe系ミッシュメタルを含有し、さらに耐食性向上をねらって少量のMnを添加したMg-5Al-2Ca-2M.M-0.3Mn合金(ACM522)である。

3. 実験方法

3.1. 供試材

予め準備したマスタアロイを溶解加熱炉によって溶解した。その際、保護ガスは SF_6 , CO_2 , および空気の混合ガス

を用いた。溶解後約 700°C に保持し、350トンコールドチャンバダイカストマシンにより引張試験片金型、クリープ試験片金型に铸造した。得られた試験片は金型合わせ面のバリ取りを行い铸造状態のままで用いた。一方、疲労試験片は1000トンコールドチャンバダイカストマシンによって铸造したオイルパンより採取し、表面のチル層は機械加工により削除して試験に供した。

引張試験片、クリープ試験片、疲労試験片の形状をFig.2に示す。また引張り試験片から切り出したサンプルからICPにより化学組成を分析した。分析結果をTable 1に示す。

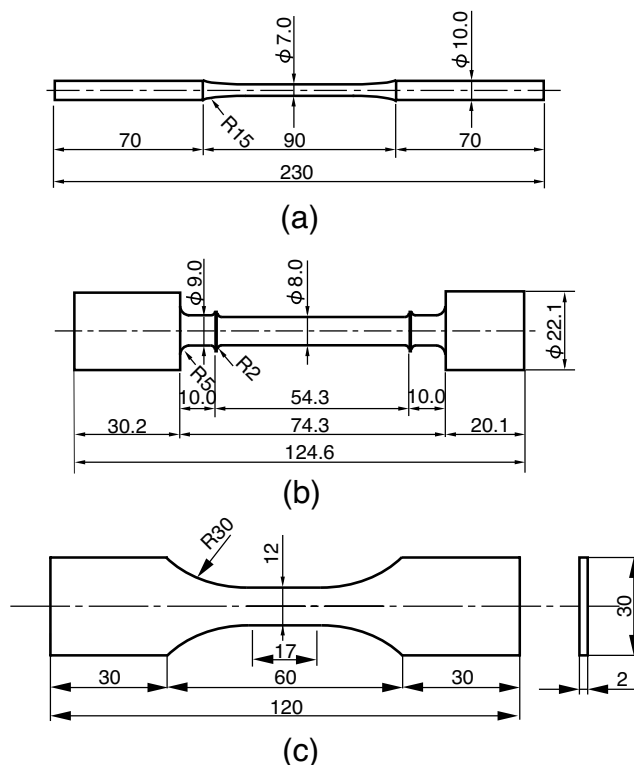


Fig.2 Die casting test specimens:
(a) tensile specimen
(b) creep specimen
(c) fatigue specimen

Table 1 Chemical composition of ACM522 alloy

Al□ wt%	Rare earth□ wt%	Ca□ wt%	Mn□ wt%	Fe□ ppm	Cu□ ppm	Ni□ ppm
5.3	2.6	2.0	0.17	19	18	< 1

3.2. 機械的特性

引張試験はインストロン型万能試験機を用い、ひずみ速度 0.5mm/min で行った。試験温度は室温、 100°C , 150°C , 180°C , 250°C とし、各温度において10分間保持後引張試験を開始した。伸び量は伸び計により応力-ひずみ曲線を作成し、0.2% 耐力と最大引張強さを求めた。

クリープ試験はJIS Z 2271 に準拠した。試験機はレバー比 10 : 1 の単てこ型3トンクリープ試験機を用いた。試験

温度は 150℃, 180℃, 200℃とし, PID 制御により温度変動は $\pm 1.5^\circ\text{C}$ 以内で押さえた。クリープ伸び量は試験片の突出部を伸び計治具ではさみ, 炉外に変位量を取り出し, 左右 2 個のリニアゲージの平均値として記録した。各設定温度到達後 20 時間その温度に保持してから, 所定の引張応力 (50~100MPa) となる荷重を負荷した。

疲労試験は片振り引張り疲労試験により, 応力比 0.2, 周波数 25Hz で, 試験温度は室温, 120, 150℃で実施した。

3.3. 耐食性試験

耐食性評価は塩水噴霧試験により実施した。試験板はダイカスト鋳造したマグネシウムオイルパンの平面部から $25 \times 20 \times 3 \text{ mm}$ の板を切り出し, #1500 の耐水ペーパーで加工面を研磨した。試験方法は JIS Z 2371 に準拠した。試験条件は塩水濃度 5 % NaCl, PH6.7~6.8, 温度 35℃, 湿度 99 % 雰囲気とした。400hr 後, 試験板を 10%クロム酸溶液で煮沸洗浄し, さらに蒸留水で洗浄した。その後十分に乾燥させ重量を測定した。

3.4. 物理的特性

比重はアルキメデス法により求めた。また, 比熱, 熱伝導率といった熱定数はレーザフラッシュ法による。電気伝導率は 4 端子測定法, 熱膨張は押し棒式縦形熱膨張計により測定した。縦弾性係数, 減衰率は共振法により求めた。

3.5. 鋳造性試験

鋳造割れの測定には Singer, Jennings によって考案されたリングテスト法を用いた。この試験は準固相域での熱間割れを評価するのに適している。リング鋳型の形状を Fig.3 に示す。材質は鋳鉄である。鋳型の底部には断熱離型剤として BN をコーティングしておき, 鋳型を所定温度に保持し, そこに 700℃に保持した溶湯を鋳造する。鋳造したリング試験片に発生した割れの長さを合計して評価した。

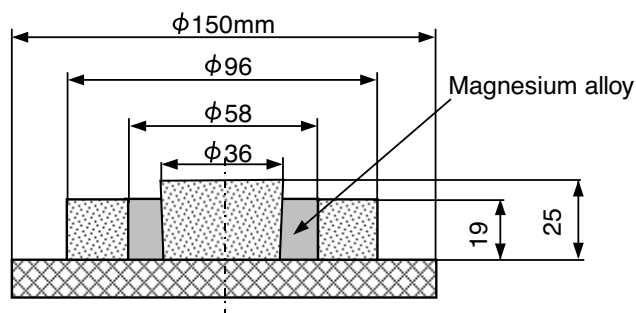


Fig.3 Ring-die plate for hot-cracking test

3.6. ボルト締結軸力試験

軸力試験に用いた試験片はダイカストのビスケット部より, 試験片を採取したものである。Fig.4 の概略図に示す方法で, M6 ボルト(めねじ長さ 2.5D)にひずみゲージを埋め込んだ軸力ボルトを使用し, 150℃での恒温炉に試験片を投入して, 軸力変動を測定した。比較のため, AZ91D でも同様に軸力試験を行った。

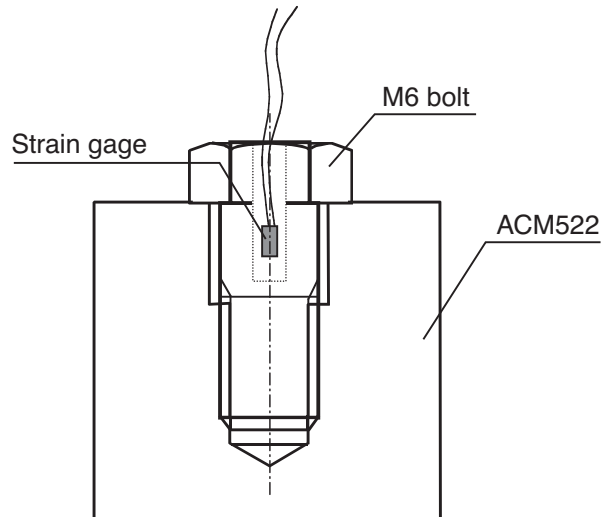


Fig.4 Bolt load retention test assembly

4. 結果と考察

4.1. 機械的特性

Fig.5 ~ Fig.7 に ACM522 の強度特性の温度依存性を示した。比較として AZ91D, AE42 および ADC12 を加えた。Fig.5 に示すように ACM522 の引張り強さは AZ91 よりも劣る。AE42 に対しては室温での引張り強度は劣るが, 100℃以上の温度域では ACM522 の方が優れている。また 0.2 %耐力に関しては Fig.6 に示すように, 室温では AZ91 と同等であるが, 100℃以上では AZ91D よりも優れる。AE42 に対しては室温から 250℃までの温度域で ACM522 の方が高い値を示している。伸びは Fig.7 に示すように, AE42 が最も高い延性を示す。ACM522 は, 室温で 3 %程度で AZ91 と同等であり, 高温になるにつれて伸びが増大する。汎用ダイカストアルミニウム合金である ADC12 と比較すると, ACM522 は引張り強度は全温度域で劣る。0.2%耐力は室温で同等で, 高温での強度低下は ACM522 の方が大きい。延性は室温から 250℃まで ACM522 の方が高い。各温度における代表的な応力ひずみ曲線を Fig.8 に示す。加工硬化量が少なく, AE42 と類似したベント型を示していることから, ACM522 の強化機構は固溶強化もしくは析出強化ではなく, 結晶粒のすべりを抑制する粒界化合物相による強化機構が支配的であるものと考えられる。

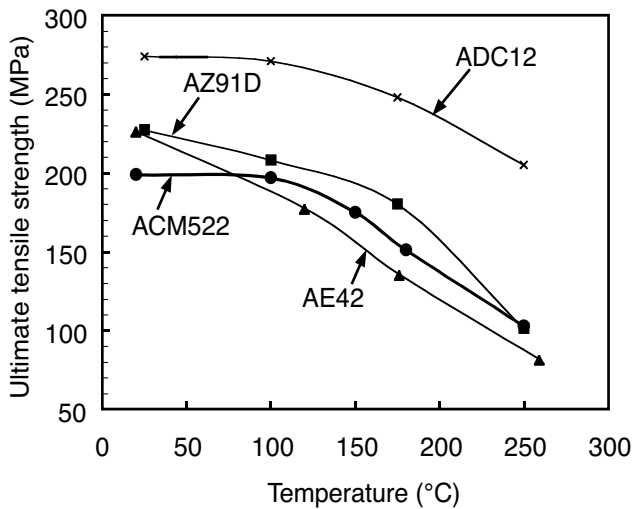


Fig.5 Ultimate tensile strength of ACM522 alloy compared with conventional die casting alloys

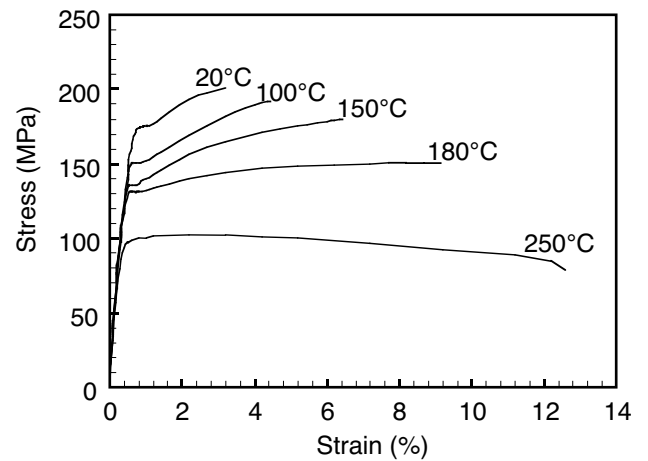


Fig.8 Stress-strain curves of ACM522 alloy

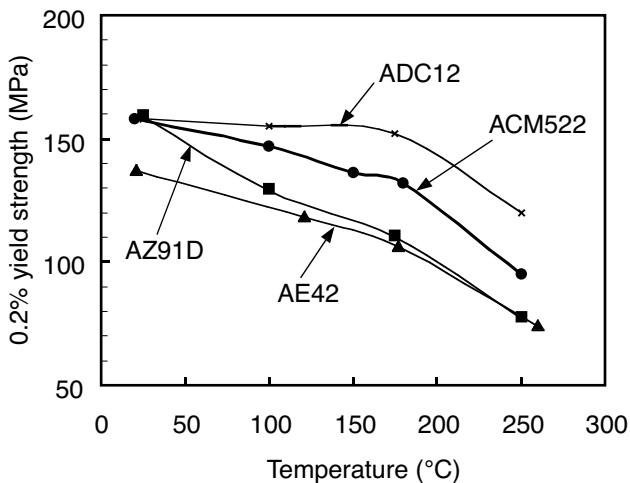


Fig.6 0.2% yield strength of ACM522 alloy compared with conventional die casting alloys

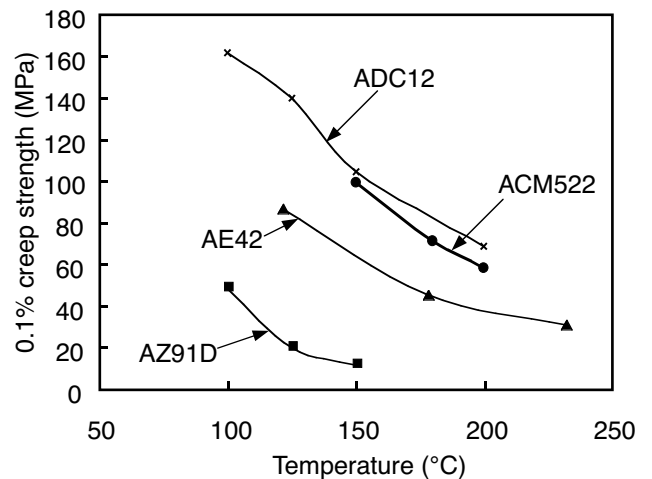


Fig.9 0.1% creep strength of ACM522 alloy compared with conventional die casting alloys

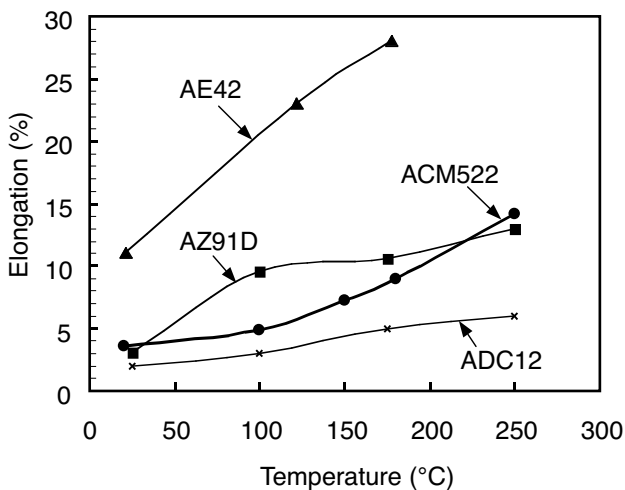


Fig.7 Elongation of ACM522 alloy compared with conventional die casting alloys

各試験温度で 100hr におけるクリープ伸びが 0.1%に到達する応力を各種ダイカスト合金と比較して、Fig.9に示した。0.1%クリープ伸びを与える応力はクリープ伸び(X)と応力(Y)を対数近似し、 $Y=a \times \log(X) + b$ で整理し、0.1%時の応力を計算した。ACM522のクリープ強度は150-200°Cの温度範囲で ADC12 にほぼ匹敵し、マグネシウム合金では AE42 を凌駕する卓越したクリープ強度特性を示す。

Fig.10 は ACM522 の室温、120°C、150°Cにおける S-N 曲線を示す。疲労強度は高温になるに伴って低下し、繰返し数 10^7 回での疲労強度は、室温で 130MPa、120°Cで 100MPa、150°Cでは 80MPa であった。

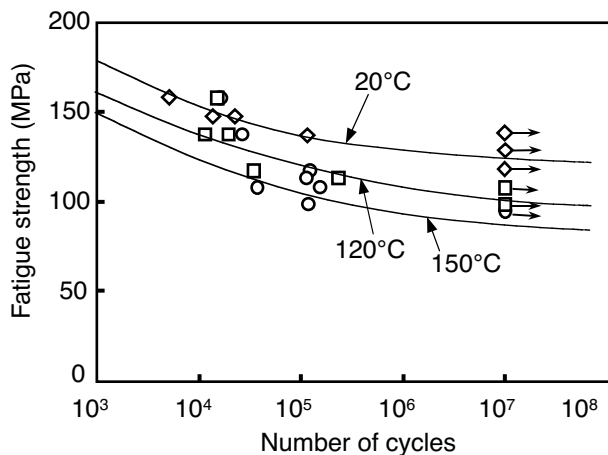


Fig.10 Fatigue strength of ACM522 alloy

ACM522の強化機構を考察するため、組織観察を行った。Fig.11 は ACM522 のダイカスト組織を SEM 組織像で観察したものである。初晶 α 相の間に、黒く粒状に分散している相は Al-Ce 化合物相である。色の薄い化合物は Al-Ca と Mg-Ca と思われる。これらの比較的微細な金属間化合物相が α 相の粒界に沿って微細に分散することにより、粒界が強化され優れたクリープ特性を得ることができるものと考えられる。

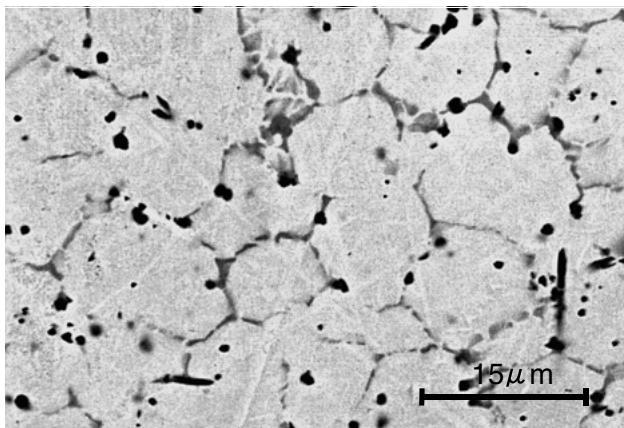


Fig.11 SEM image microstructure of ACM522 alloy

4.2. 耐食性

Fig.12 に塩水噴霧試験400hrにおける腐食速度をAZ91D, AE42, ADC12 合金と比較して示す。ACM522 は耐食性が良好とされるAE42に近い耐食性を示し、AZ91DやADC12よりも耐食性は優れている。マグネシウム合金の耐食性は、不純物元素に大きく影響されることが報告されている⁽³⁾。もっとも代表的なのがFe, Cu, およびNiである。これらの不純物元素は耐食性を低下させる臨界濃度が存在し、臨界濃度以下に成分管理すれば、すぐれた耐食性を示すことが知られている。ACM522の耐食性がADC12よりも優れているのはこのためであろう。また、ACM522の腐食の形態は α 相が優先的に溶出しており、AZ91D及びAE42と同様の腐食挙動であった。

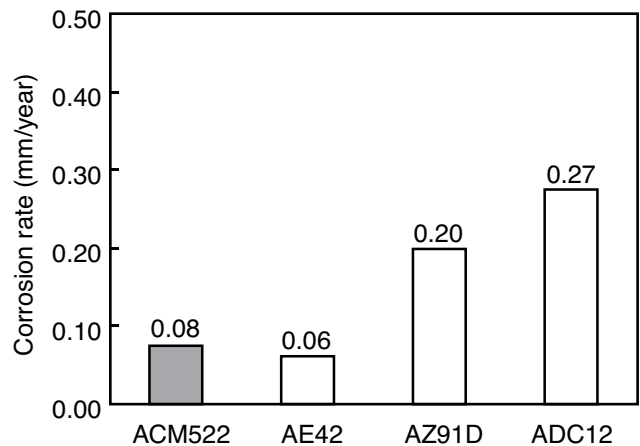


Fig.12 Corrosion rate of each alloy of the salt water spray test in 400 hours for some die casting alloys

4.3. 物理特性

物理特性一覧をTable 2に示す。比較としてAZ91D, AE42およびADC12を加えた。熱伝導率、電気伝導度はADC12よりも低い、AE42よりやや高い数値を示す。熱膨張係数は他のマグネシウム合金の中で最も小さい値を示し、ボルト締結部の温度変化に対しても有利である。減衰能は他のマグネシウム合金、アルミニウムダイカスト材と同等である。

Table 2 Physical properties of some die cast alloys

Properties□	ACM522□	AE42□	AZ91D□	ADC12□
Density (g/cm ³)□	1.79□	1.81□	1.81□	2.70□
Specific-heat (J/kg·°C)□	0.91□	0.96□	0.96□	0.96□
Thermal conductivity (W/mK)□	86.9□	78.6□	53.8□	100□
Electrical conductivity (%ICAS)□	22.5□	20.3□	12.7□	27.0□
Thermal expansion (/ ×10 ⁻⁶ °C)□	25.6□	27.7□	28.5□	24.0□
Modulus (GPa)□	45□	45□	45□	69□
Damping capacity (%)□	0.325□	N/A□	0.289□	0.305□

4.4. 鑄造割れ性

リング割れ試験はAZ91, AM60, AE42, ADC12について行った。AZ91やAE42では割れは最大で20mm発生する。またADC12ではリング割れは皆無であった。

ACM522の主成分であるAl, CaおよびR.E量を様々に変化させ、リング割れとの関係を調査した。Fig.13はR.Eの添加量を2%に固定した場合のAlおよびCa添加量と鑄造割れの関係を示す。

Al量が2-3%ではCa量が微量であっても大きな割れが発生する。Al量が増大するにつれて、割れ長さが減少しAl量が約5%ではCa量を約2%以下とすれば鑄造割れ性はAZ91, AE42と同等レベルとなる。

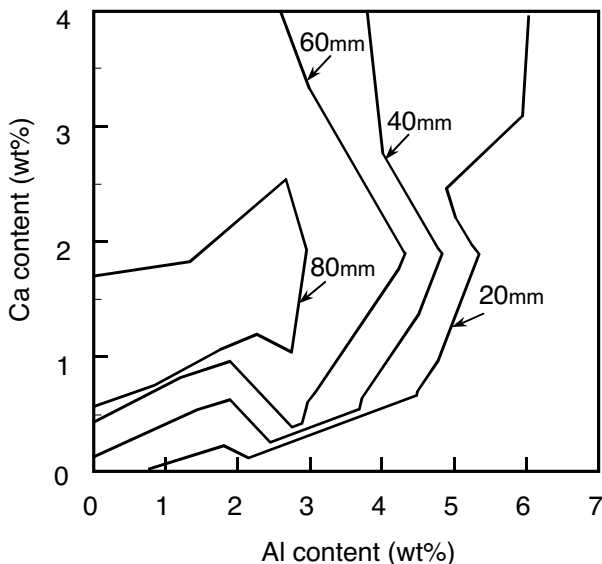


Fig.13 The effect of Al and Ca content on the total hot-crack length for the ACM522 alloy with rare earth = 2wt%

4.5. ボルト締結部の軸力試験

Fig.14 に 150°Cでのボルト締結部の軸力の変化を示す。ACM522 と鋼製ボルトの熱膨張差により、高温炉に投入した直後は軸力がわずかに増大する。その後時間経過とともに AZ91D の場合は軸力が急激に低下し 1000 時間後には軸力はほとんどゼロになる。これに対して、ACM522 の軸力は 1000 時間後でも、ほとんど低下していない。これは ACM522 のクリープ強度が大幅に向上したことにより、ボルト座面とめねじ部のへたりが抑制されたことによるものである。

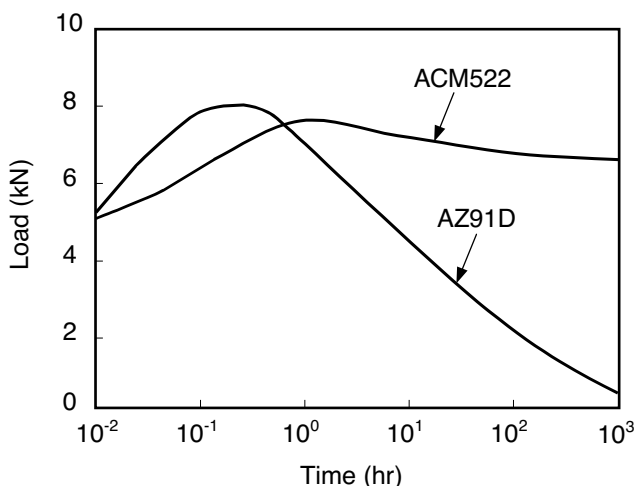


Fig.14 Bolt load retention test at 150°C

5. オイルパンの概要

ACM522 を適用したオイルパンの外観写真を Fig.15 に示す。オイルパンの側面にエアコンプレッサや、オイルフィ

ルタを直接取り付け等の機能集約をはかりながら重量は 2.5kg で、アルミニウムで製造した場合に比較して 35%の軽量化を達成した。ダイカスト製法による形状の自由度を活かして、複雑形状のオイルパンを一体鑄造成形した。ダイカスト成形時の鑄造熱間われを防止するため、肉厚変動が極力少なくなるような設計を心掛け、一般部肉厚は 2.5～3.0mm に設定した。また、剛性を確保するため必要に応じてリブを配置した。

オイルパンはエンジンの最下部に位置するため、走行中の路面の水分の巻き上げや泥跳ねなど、他のエンジン部品よりも厳しい腐食環境下に置かれる。また、マグネシウム合金は炭素鋼などの異種金属と電氣的に接触した状態で腐食環境下に置かれると、マグネシウムがアノードとなって選択的に腐食される。そのため、マグネシウムと異種金属間にアルミニウムなどのマグネシウムと電位の近い金属を介在させることで電位差を低減したり、絶縁材料を介在させて電氣的な絶縁を図るなどの腐食防止の対策が必要となる。今回のマグネシウムオイルパンの開発にあたっては、ボルト締結部には基本的に陽極酸化処理を施したアルミニウムワッシャを介在させることで、腐食防止対策とした。特に、メンテナンス時に脱着される頻度の高いドレンボルト部には、アルマイト処理をした別体プレートを設置することで、対策を行った。



Fig.15 Appearance of magnesium oilpan using ACM522 alloy

また、当初 エンジン下まわりの剛性低下による騒音、振動音の悪化が懸念されたが、オイルパンの部分的な形状変更により重量増を抑えつつリカバーすることができた。この結果を Fig.16 に示す。エンジンサイドブラケット上下振動音についての 1/3 オクターブ分析の結果、フランジ厚さの増加や曲面形状等の見直しをすることで、70～500Hz の領域で低減効果が得られ、特にクランク打音や加速エンジン音として問題となっていた 200～400Hz 帯の低減を図ることができた。

参考文献

- (1) Mercer II, E. W.: Magnesium Die Cast Alloys for Elevated Temperature Applications, SAE Paper 900788
- (2) Luo, A. and Shinoda, T.: A New Magnesium Alloy For Automotive Powertrain Applications, SAE Paper 980086
- (3) Hills, J., E and Reichel, K.N: Controlling the Salt Water Corrosion Performance of Magnesium AZ91 Alloy, SAE Paper 860228

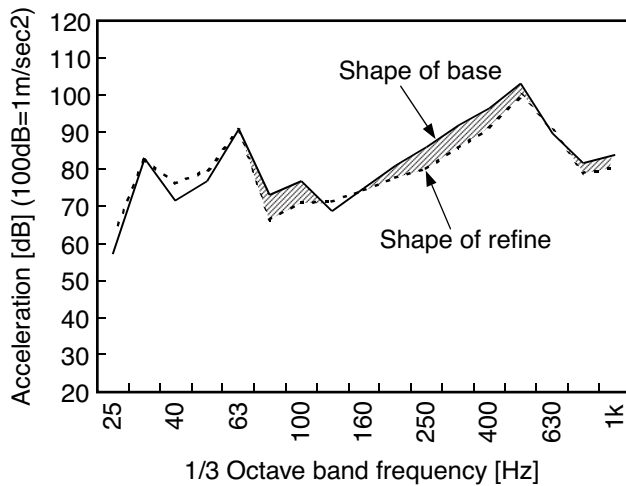


Fig.16 The effect of frequency of side mounting bracket (2 000rpm , 250mmHg)

6. 結論

以上新しく開発した耐熱マグネシウム合金の材料特性評価結果と、本合金を適用した軽量マグネシウムオイルパンの概要を報告した。本研究を通じて得られた成果をまとめると以下の通りである。

- ① 開発した合金はダイカスト铸造性を考慮して、Mg-5Al合金を基本に耐熱性向上元素 Ca と Ce 系ミッシュメタルを含有し、さらに耐食性向上を狙って少量の Mn を添加した Mg-5Al-2Ca-2Mn-0.3Mn 合金(ACM522)である。
- ② ACM522 は汎用ダイカストアルミニウム合金である ADC12 に匹敵するクリープ特性と耐食性を有している。
- ③ ACM522 を適用したマグネシウムオイルパンは、従来のアルミニウム製オイルパンに比べて35%の軽量化が達成できた。

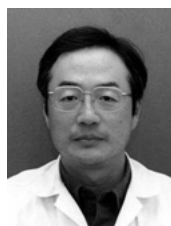
この軽量マグネシウムオイルパンは、量産ガソリン車で世界最高燃費の 35Km/l を達成するハイブリッドカー「インサイト」のエンジンに採用され、1999 年 11 月より量産されている。

今後、このマグネシウム合金は耐熱性の要件されるエンジン及び、トランスミッション部品へも適用拡大が進められていくものと期待される。

謝 辞

本開発にあたり、オイルパンのダイカスト铸造全般にわたり多大なる協力を頂いた(株)三井金属の関係者の方々に深く謝意を表します。

■ 著 者 ■



小池 精一



鷲頭 和裕



田中 重一



馬場 剛志



木皮 和男

薄壁触媒担体のキャニング技術の開発

The Development of Converter Canning Technology for Thin Wall Substrate

土佐 真一*
Shinichi TOSA

中出 純一*
Junichi NAKADE

岡山 竜也*
Tatsuya OKAYAMA

要 旨

触媒コンバーターケースとしてターニキットタイプを採用し、担体の径に応じてケース径を変化させることで安定した保持面圧を得ることに成功した。また、高温となる担体側に耐熱性の高いアルミナ繊維からなるマットを配置し、その外側にパーミキュライトを配合した従来タイプのマットを配置する、という2層構造によりマット劣化による面圧低下を抑制した。ケース径の可変と2層マットを組み合わせることで1200cell 薄壁担体を破壊することなくキャニングし、かつ、保持機能を満足することができた。

ABSTRACT

By applying a tourniquet type catalytic converter can, which can adapt to the diameter of the substrate, a stable holding pressure can be obtained successfully. Additionally, the use of a double layer mat material, consisting of an inner layer of a high heat resistant alumina fiber and an outer layer of the current vermiculite material, the rate of fall off in the holding pressure due to mat deterioration is reduced. Combination of these two techniques allows the canning of 1200 cells thin wall substrate without breakage as well as enabling in use durability requirements to be met.

1. まえがき

環境問題への対応として排ガス中の有害規制物質低減に対する要求はますます強まってきており、排ガス浄化触媒の性能向上は重要な開発要素である。排ガス浄化触媒の浄化性能を向上させる手法として、担体を高セル密度化・薄壁化して昇温特性を高め早期活性を促すことが有効である⁽¹⁾⁽²⁾。しかし、薄壁化することで強度が低下し、従来コンバーター技術ではキャニングが困難であった。従来キャニング方法としては、アルミナ-シリカ繊維にパーミキュライトを配合したマット材を担体に巻き、クラムシェルタイプのケースでマット材を圧縮する方法が一般的である。マットが圧縮されることで面圧を発生し、それにて担体が保持される。

従来コンバーター技術が低強度な担体をキャニングできない要因として、次の点が挙げられる。クラムシェルケースによる構造上の問題として、面圧分布が不均一となる等により、安定した面圧を得ることができなかった。また、マット材の問題として、繊維の折れ等の劣化による面圧低下が大きく、初期に劣化分を考慮した高い面圧設定が必要であった⁽³⁾。

本課題に対し、コンバーターケースを構造から見直し、

マットの改良と組合せて低強度な薄壁担体のキャニング技術を開発したことから、その技術内容について紹介する。

2. 薄壁担体の破壊強度

一般に壁厚が薄くなると強度は低下する。更に高セル密度化することにより、担体の押出し成形過程においてセル変形が発生し、変形したセルは座屈しやすいことから強度低下を招く(Fig.1)。セル変形は特に外周壁付近に発生しやすく、これは、スリット加工された口金を担体原料が通過する際の流量の不均一に起因する。担体の強度を評価する指標としてアイソスタティック強度を用いるが、これは、担体外周面を水圧等で均等加圧して破壊が起こる圧力のことを言う。セルに強度の弱い部分があると、アイソスタティック強度はその部分に支配される。

壁厚別のアイソスタティック強度をFig.2に示す。600cell 担体は20kgf/cm²以上の強度を有しており、面圧を20kgf/cm²以下に設定することで破壊することなくキャニングできる。900cell 担体や1200cell 担体においては、強度が弱いことから面圧5kgf/cm²以下でキャニングする必要が有る。

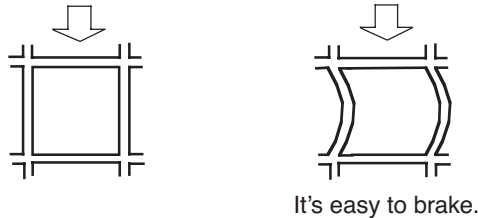
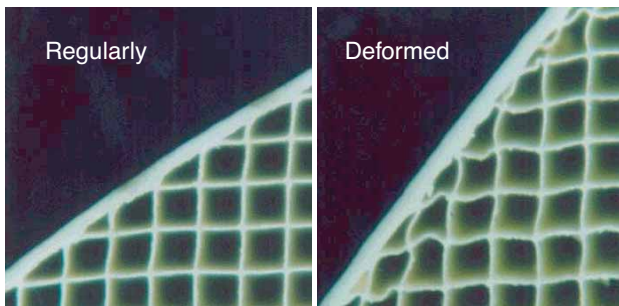


Fig.1 Cell shape of 1200cells substrate

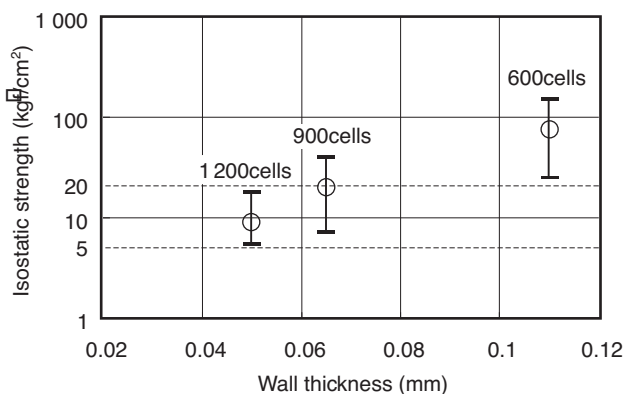


Fig.2 Actual isostatic strength of thin wall substrate

3. 低面圧キャンニングの技術課題

セラミックからなる担体をステンレスケース内に保持する手法として、一般的には、金属メッシュやマット等の保持材をケースと担体の間に挟み込み、それにて発生する面圧で保持する方法が用いられている。

Fig.3に示すように、コンバーター内に圧縮・充てんされたマットは、その充てん密度に応じて面圧を発生する。保持材の発生する面圧(以下、保持面圧という)が担体強度を上回ると担体が破壊する。また、担体には震動や排気ガス圧力により移動させようとする力(以下、移動力という)がかかるため、それに対し保持面圧が不足すると担体を保持できなくなる。従って、コンバーター設計においては面圧設定が最も重要であり、保持面圧は、常に、担体強度以下かつ移動力に対抗しうる圧力以上でなければならない。

Fig.4に担体強度と保持面圧と移動力の関係を示す。図中の帯グラフ表示の高さは、面圧分布の不均一や担体およびケースの寸法バラツキ、マットの重量バラツキによって生じる面圧バラツキを示している。面圧分布不均一や構成部

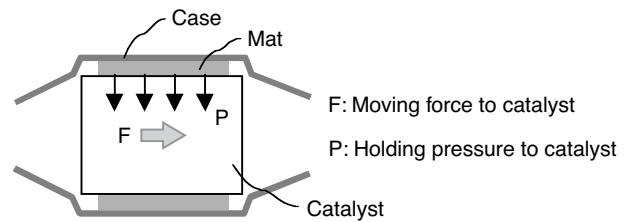
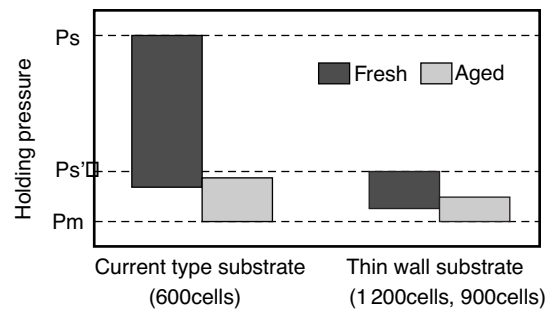


Fig.3 Converter schematic illustrating major design factors



Ps□: Maximum pressure for minimum strength of 600cells substrate □
Ps'□ Maximum pressure for minimum strength of thin wall substrate □
Pm□ Minimum pressure requirement to keep substrate on in the case

Fig.4 Required radial pressure range for thin wall substrate

品のバラツキを含めた最大面圧が、担体強度より設定された上限面圧を超えてはならない。また、並列している帯グラフの右側は、保持材が劣化して面圧低下した状態を表している。最低面圧すなわち構成部品のバラツキを含めた耐久劣化状態において、移動力に対抗するために必要な保持面圧が確保されなければならない。先に述べたように保持面圧設定は、担体強度以下かつ移動力に対抗しうる圧力以上の面圧設定とする必要があり、低強度な高セル密度・薄壁担体ではその範囲が狭くなるためキャンニングが難しい。上述の設計指針を踏まえると、低面圧キャンニングを実現するための技術課題として次の3点が挙げられる。

- ①面圧分布を均一化する。
- ②構成部品バラツキを吸収し、マット充てん密度を一定化する。
- ③マット劣化による面圧低下を抑制する。

4. 低面圧キャンニングのための技術改良

4.1. 面圧分布の均一化

Fig.5に現行量産のクラムシェルタイプおよびターニキッタイプのカンニングの模式図を示す。

クラムシェルタイプは、マットを担体に巻き付け、上下に分割されたケースを加圧してキャンニングする。担体にマットを巻いた状態の外径 R_m に対しケース外径 R_c を小さく設計しており、ケースと担体の間に圧縮充てんされた

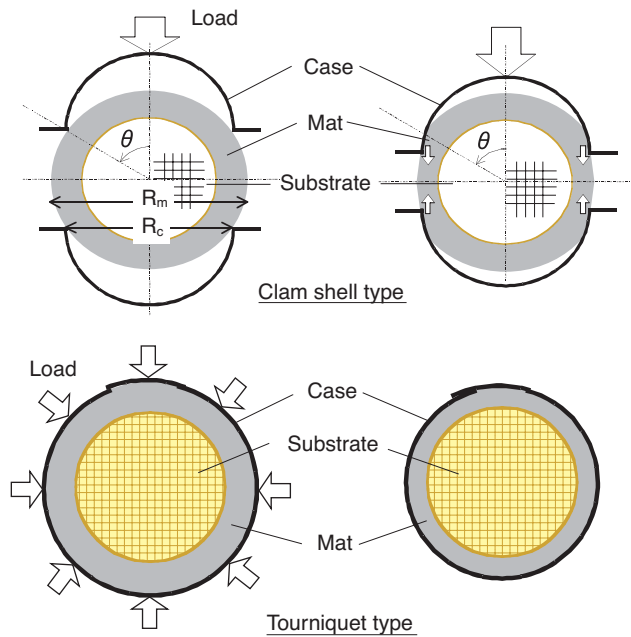


Fig.5 Schematic of canning technology

マットは保持面圧を発生する。しかしながら、ケースがマットに最初に接触するのは鉛直方向から $\theta = \arcsin(R_c/R_m)$ の部位であり、この近傍のマットは鉛直方向に動くケースにひきずられながら圧縮される。よって、マットの充てん密度には偏りが発生し面圧分布が不均一となる。従って、クラムシェルタイプによるキャニングは面圧分布が不均一となり低面圧キャニングには不適切である。

そこで、面圧分布を均一にする構造としてターニキットタイプを検討した。ターニキットタイプは、あらかじめステンレス板を円筒状にロール成形しておいたケースに、マットを巻き付けた担体を挿入し、ケースを圧縮してキャニングする方法である。クラムシェルタイプに比べ、キャニング時に保持材の圧縮方向がハニカム中心方向になるため面圧分布を均一化することができる。

Fig.6に、クラムシェルタイプとターニキットタイプの面圧分布を示す。クラムシェルタイプでは $\theta = 30^\circ$ 付近の低角度域にマットの偏りによる高面圧域が存在し、また、 $\theta = 90^\circ$ の頂点付近にも高面圧域が存在する。頂点付近の面圧の上昇は、ケースが低角度部分のマットをひきずることが原因と推定される。これに対し、ターニキットタイプでは面圧分布が均一になっている。

ターニキットタイプの他に面圧分布を均一化できるケース構造として挿入タイプがある。挿入タイプとは、あらかじめケースを所定の径寸法の円筒に成形しておき、そこにマットを装着した担体を、マットを圧縮しながら挿入することでキャニングする方法である。ケースが円筒であることと、マットを担体中心方向に圧縮することから面圧分布は均一化されるが、ケースに挿入する際にケース内径以下

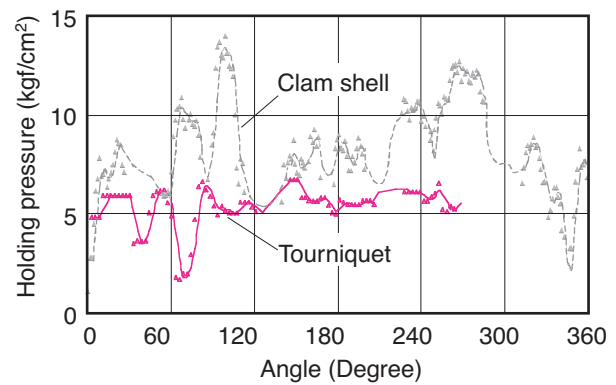


Fig.6 Comparison of clam shell and tourniquet canning techniques

にマットを圧縮する必要があり、キャニング過程において面圧上昇が生じる。

以上の内容をケース構造の比較検討結果として Tabel 1 にまとめた。結果、低面圧キャニングを実現するケース構造として、ターニキットタイプを選択した。また、ターニキットタイプであれば 4.2. で述べるケース径可変制御を容易に行うことができる。

Table 1 Comparison of each case structure to adapt lower level pressure

	Pressure distribution	Increased pressure while canning	Changeable case diameter	Adaptability lower level pressure
Clamshell type	Unevenly	Higher	Difficult	Impossible
Tourniquet type	Uniformity	Lower	Easy	Possible
Insertion type	Uniformity	Higher	Difficult	Impossible

4.2. マット充てん密度の一定化

マットの発生する面圧は圧縮時の充てん密度で決まる。担体径、ケース径、マット面密度各々のバラツキにより充てん密度バラツキが発生し面圧が変化する。面圧を一定化するにはそれらの部品バラツキを吸収する必要がある。そこで、面圧の一定化を効率よく実現する方法を検討するために、各部品のマット充てん密度への影響度合いを算出した。マット充てん密度は次式にて求められる。

$$G.B.D. = \frac{W.A.}{CL} = \frac{2 \times W.A.}{D_{case} - D_{cat}}$$

G.B.D. : マット充填密度

W.A. : マット面密度(単位面積当たり重量)

CL : ケースと担体の間のクリアランス

D_{case} : ケース内径

D_{cat} : 担体外径

3つのパラメータのうち1つをその部品の量産データをもとにバラツキ範囲で変動させ、他の2つを固定して充填密度の変化を計算し、パラメータ毎にその変動幅を比較した。結果を Fig.7 に示す。担体径は押し出し成形時の寸法と焼成時の収縮量により変化してしまうため、寸法の変動幅がケースの寸法変動幅の5倍以上と大きい。従って、担体径がマット充填密度の変動に与える影響が最も大きく、この寸法バラツキを吸収することが効率的である。

以上の検討結果より、個々の担体径を測定し、ケース径をそれに合わせて可変調節することができるターニキットタイプが優れたキャニング方式であるといえる。この方式を採用することにより、マット充填密度の変動幅を 0.062g/cm^3 低減することができ、ケース径を一定とする場合に比べてマット充填密度変動量すなわち面圧変動量を34%低減できた(Fig.8)。

なお、ターニキットタイプのキャニング方法としては上述の寸法で管理する方法に対し、ベルトをケースに巻きつ

けて一定荷重で引っ張ることでキャニングする方法も考えられる。定荷重とすることで部品バラツキを吸収し保持面圧均一化を狙ったアイデアであるが、ケースの弾性、ベルトとケースの摩擦、荷重変動、等のバラツキ影響因子が生じることで、面圧 5kgf/cm^2 以下を目標とした低面圧キャニングとしては有効ではない。

4.3. マット劣化の抑制

最後に、劣化後に必要な保持力を得るための保持材の改良について説明する。現行量産の保持材は、アルミナーシリカのセラミック繊維にパーミキュライトを配合したものである。パーミキュライトとは、金属イオン等を含んだ雲母の平面状結晶が積層構造をなした天然鉱物であり、高温時に適度な膨張特性を有するものをマットに使用している(Fig.9)。パーミキュライトは、ステンレスの金属ケースと

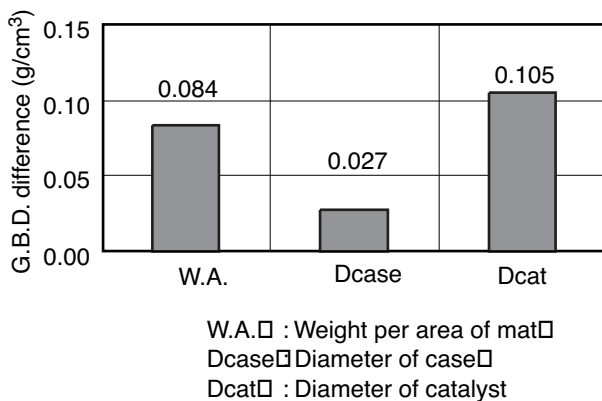


Fig.7 G.B.D. difference effect of each parts' variability

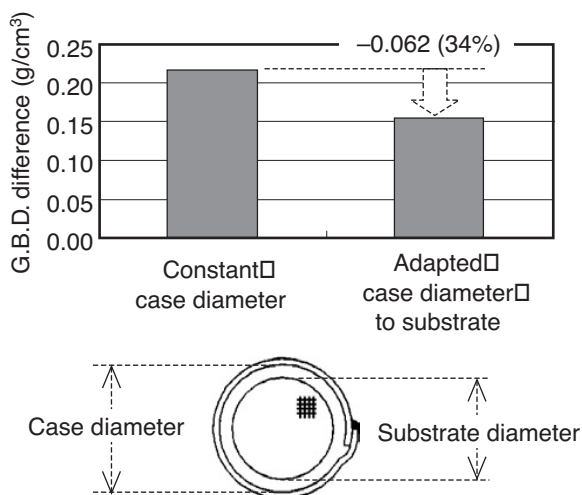
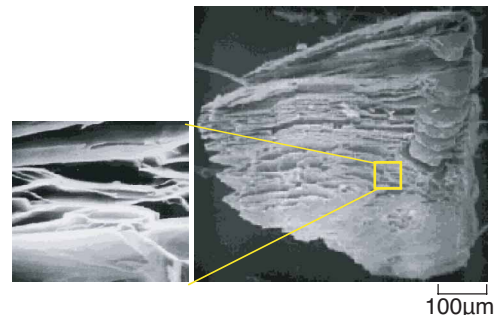


Fig.8 The effect of adapted case diameter to substrate



Chemical formula of vermiculite (example)
 $(\text{Mg}_{1.8}\text{Ca}_{0.1}\text{Fe}^{3+}_{0.07}\text{Ti}^{4+}_{0.05}\text{K}_{0.1})(\text{Si}_{3.1}\text{Al}_{0.3})\text{O}_{10} \cdot (\text{OH})_{1/2} \cdot 3/2\text{H}_2\text{O}$

Fig.9 The microscope photograph of expanded vermiculite

セラミック担体との熱膨張差によって高温時にクリアランスが増大し、保持面圧が低下するのを防ぐ目的で配合している。アルミナーシリカ繊維は、アルミナ含有率が約50%の非晶質材料で、断熱材等に用いられる比較的安価なセラミック繊維である。このようなセラミック繊維は、アルミナシリカの高温融体を圧搾空気または遠心力で繊維状に固めたもので、極めて不規則な構造すなわちガラス状態となっている。ガラス状態とは、液体が過冷却によって結晶化することなく固体に近い粘度に達した状態をいい、このような状態の物質は、加熱することによって軟化・流動・結晶化といった状態変化をおこす。マットのように繊維に強い荷重がかかった状態では、 900°C 以前から軟化による収縮によって繊維の折れや変形が生じる。また 900°C 以上では、ムライト結晶が析出して極端に収縮し、折れや変形による機能低下が著しい。従って、マット改良においては耐熱性に優れた繊維の選定が不可欠である。そこで 900°C 以下での収縮がほとんど無く、適度な弾性を有する繊維として、アルミナ含有

率が高く、結晶化率の小さいもの(以下、アルミナ繊維という)を検討した。Fig.10 にベンチ耐久試験後の繊維の状態(SEM 写真)を示す。マット温度は高温部分で 800℃であったが、アルミナシリカ繊維では折れや変形が発生していることが確認された。この様な状態が多く発現すると、マットは弾性を失って面圧が低下し必要な保持力が得られなくなる。一方、アルミナ繊維は折れや変形が見られず、高温で使用されても弾性が低下しにくい材料であることが分かった。

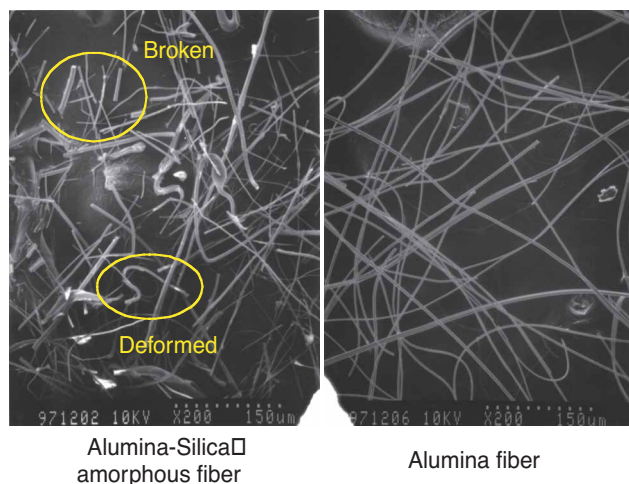


Fig.10 Fiber condition after bench durability test

Fig.11 に面圧保持性能の比較テスト結果を示す。加熱・冷却の繰り返しと同時にケース熱膨張に相当するクリアランスの変化をマット単体と与え、ロードセルで検出した荷重から、面圧の保持率を算出したものである。この結果から、アルミナ繊維を用いたマットの面圧保持性能が優れていることがわかる。また、ベンチ耐久後の繊維の状態を観察した結果も耐久前の初期状態との差異は認められなかったことから、耐熱性が向上していることが確認された。

このアルミナ繊維を使用し、さらに面圧保持性能の向上を図った。

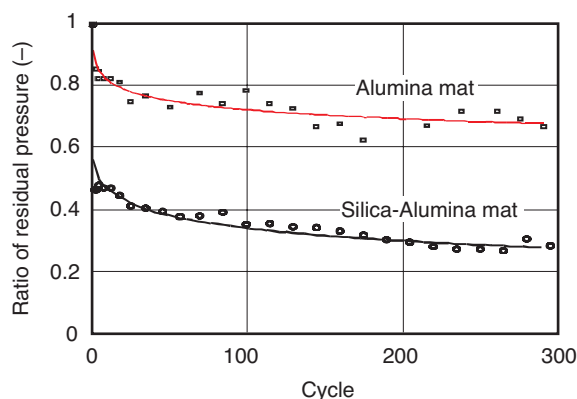


Fig.11 Durability test on thermal cyclic condition

温度変化とクリアランス変化を与えた面圧試験の結果を Fig.12 に示す。パーミキュライトを配合したアルミナシリカ繊維からなるマット(以下、従来マットという)は、1 サイクル目高温時に最大面圧を発生する。アルミナ繊維マットは初期常温時点で最大面圧を発生する。ともに最大面圧比を 1 とし、5 サイクルまでの面圧保持率を求めた。従来マットでは高温時 2 サイクル以降の面圧低下が大きく、5 サイクル目で面圧保持率は 30% になっている。一方、アルミナ繊維マットはパーミキュライト未配合のため、高温時のクリアランスの増大により面圧低下が生じ、高温時の面圧保持率は 30% になっている。繰り返しによる面圧低下はほとんどみられないものの、結果としては面圧保持性能は改善されていない。

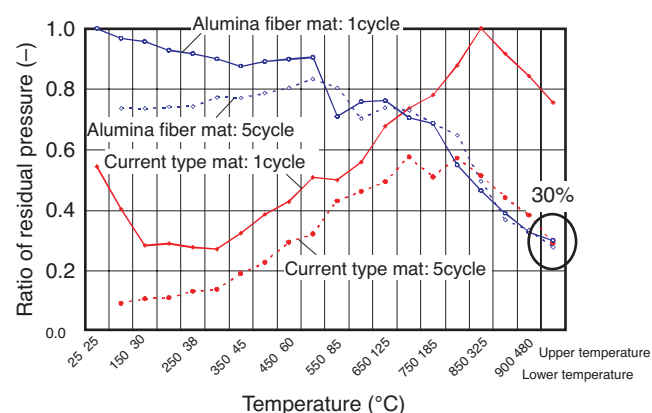


Fig.12 Pressure test on thermal cyclic condition

このことよりケース熱膨張への追従の必要性が分かり、Fig.13 に示すような 2 層構造を検討した。高温となる担体側に耐熱性の高いアルミナ繊維マットを配置し、ケース側に従来タイプのマットを配置した。従来タイプマットのパーミキュライトがケース熱膨張時の面圧低下を防ぐと

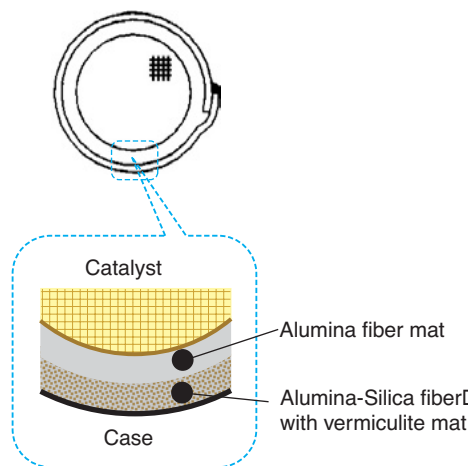


Fig.13 Illustrating of double layer mat

もに、アルミナ繊維マットが断熱材となって劣化を抑制する。また、アルミナ繊維マットもその弾性により保持面圧を発生する。この2層構造化により、高温時のケース熱膨張状態でも面圧が低下せず、かつ、劣化による面圧低下も抑制できる。

次に、パーミキュライトの配合量および2層の面密度比率の最適化を行った。

先に述べた様にパーミキュライトは高温時のケース熱膨張による面圧低下を防止するために配合しているが、その量が少ないと十分に効果が出ず、逆に多すぎると膨張力過大となってしまう。よって、パーミキュライトは過不足なく配合することが望ましい。Fig.14 は、温度差を伴った上下熱盤にマットを挟み込み、熱盤温度に依存してクリアランスを増大させた条件において、熱盤温度と2層マットの面圧変化の関係を確認試験したものである。パーミキュライトが膨張する前はゆるやかに面圧低下しているが、上下の平均温度が350℃になるころから面圧上昇に転じ、600℃付近で最高面圧に達する。パーミキュライト配合量の異なるマットを試作し、常温時の面圧と600℃付近の最高面圧との差を確認試験した。この試験の結果、パーミキュライトを2層トータルの面密度において10~15%配合することによって、初期常温時の面圧と高温時の最高面圧が同等になることが分かった (Fig.15)。

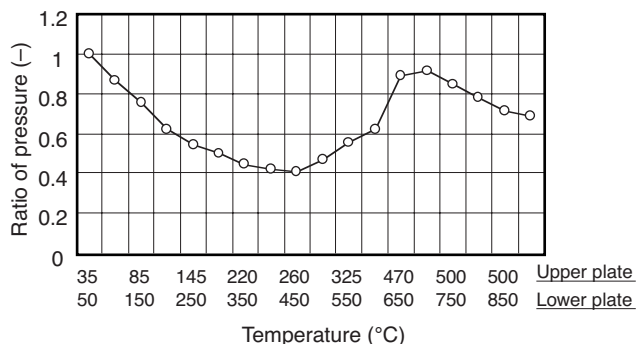


Fig.14 Pressure balance of room temperature and high temperature

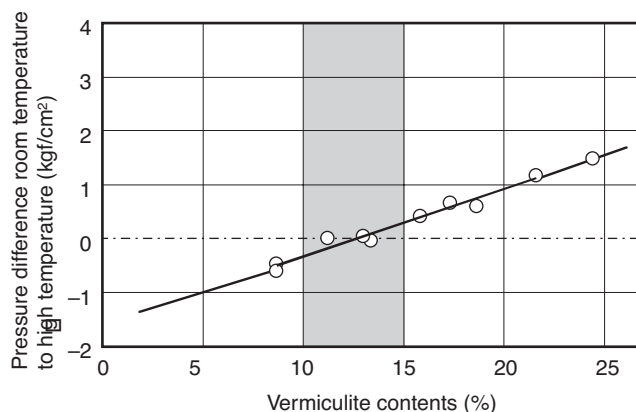


Fig.15 Best content of vermiculite

ここで設定したパーミキュライト配合量を基に、今度は2層マットの面密度比率を検討した。アルミナファイバーマットの面密度を変化させた2層マットを作製し、Fig.14同様の温度変化とクリアランス変化を与えた条件の繰り返しテストを行って600サイクル後の面圧を求めた。その結果 Fig.16 に示す通り、2層の比率(アルミナ繊維マット：従来タイプマット)が4：6の場合に最高の面圧保持性能が得られることが分かった。アルミナ繊維マットの面密度比率が高い程サイクル毎の高温時の面圧低下は小さくなるが、40%を超えるとその効果は小さくなっていく。これは、従来マット層に対する断熱層としての寄与度合いが小さくなることによると思われる。一方、アルミナ繊維マットの面密度比率が高いと、1サイクル目の高温時最高面圧到達後の面圧低下が若干大きくなる傾向にある。本来マットは面圧が最高点に達した後わずかに面圧低下を生じるものであり、これをマットのクリープ特性と呼んでいる。特に1サイクル目高温時は、マット内に繊維の粘結材として入れているバインダーが焼失し、繊維がバインダーの拘束から開放されることや、繊維自身が熱膨張することによって動き、荷重が弱くなるように再配置が起こり、クリープが大きい。このことから、アルミナ繊維は折れ・変形が少なく、従来マットに比べると1サイクル目高温時のクリープが大きくなると推定される。結局、サイクル毎の高温時の面圧保持性能と1サイクル目高温時のクリープによる面圧低下が相殺され、初期常温から600サイクルの全過程において、40%が最も面圧保持性能が高くなっているものと考えられる。

以上の結果をまとめると、2層マット構成成分の最適比率は次式で表される。

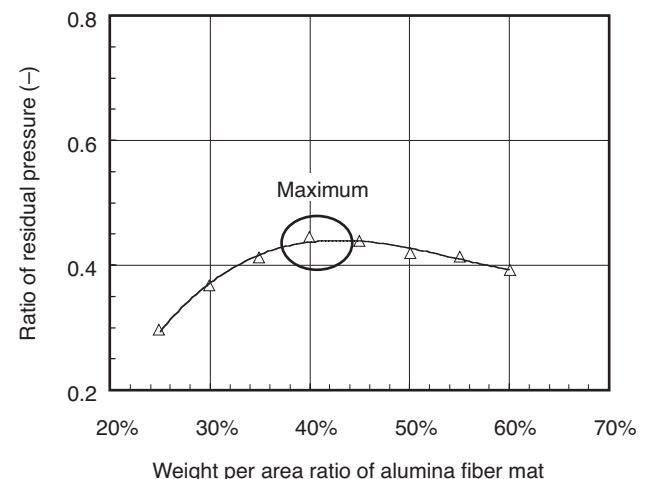


Fig.16 Pressure keeping performance with weight per area ratio of alumina fiber mat

$$\begin{aligned} W.A(\text{total}) &= W.A(a) + W.A(c) \\ &= W.A(a) + W.A(cf) + W.A(cv) \end{aligned}$$

$$W.A(a)/W.A(\text{total}) = 40\% (\pm 10\%)$$

$$W.A(cv)/W.A(\text{total}) = 10 \sim 15\%$$

W.A(a) : アルミナ繊維マットの面密度

W.A(c) : 従来タイプマットの面密度

W.A(cf) : 従来タイプマットの繊維とバインダーの面密度

W.A(cv) : 従来タイプマットのパーミキュライトの面密度

W.A(total) : 2層マット全体の面密度

最後に、構成成分を最適化した2層マットと従来マットの面圧保持性能比較結果を Fig.17 に示す。従来マットが400サイクルで面圧が0に低下しているのに対し、2層マットは1000サイクルでも約50%という高い面圧保持性能が得られた。

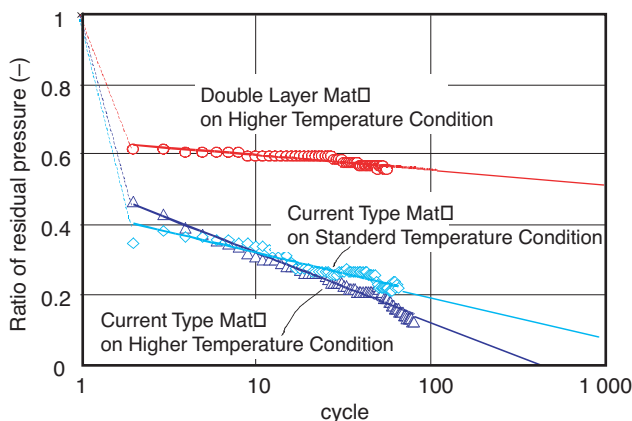


Fig.17 Pressure test on thermal cyclic condition

5. 結言

薄壁担体のキャニング技術の開発を進め、以下の結果を得た。

- ・ターニキットタイプのケース構造は面圧分布を均一化することができ、低面圧キャニングに適している。
- ・ターニキットタイプにおいて、ケース径を担体径に合わせて可変調節することでマット充填密度変化を34%低減し、面圧を一定化することができる。
- ・アルミナ繊維のマットをキャタ側に配置し、2層構造のマットとすることで、マット劣化による面圧低下を抑制することができる。更に2層の比率とパーミキュライト配合比率を最適化することで、常温-高温の繰り返し1000サイクルで50%の面圧保持率を得ることができる。
- ・上記を組合せることで、面圧 5kgf/cm² 以下でのキャニ

ングを実現した。これにより、1200cell のような低強度な薄壁担体を採用することができる。

謝 辞

本研究を遂行するにあたり多大なご協力をいただいた、(株)ユタカ技研、住友スリーエム(株)の関係者の皆様に深く感謝いたします。

参考文献

- (1) Kishi, N. et. al. : Technology for Reducing Exhaust Gas Emissions in Zero Level Emission Vehicles, SAE Paper 1999-01-0772
- (2) Kikuchi, S. et. al. : High Cell Density and Thin Wall Substrate for Higher Conversion Ratio Catalyst, SAE Paper 1999-01-0268
- (3) 菊池伸一ほか：高性能触媒における超高セル密度担体の研究，自動車技術会 学術講演会前刷集，990127

■著 者■



土佐真一



中出純一



岡山竜也

ボデーパネル用 ABS/PA6 ポリマアロイの開発

Development of ABS/PA6 Polymer Alloy for Body Panel

竹 内 淳*
Atsushi TAKEUCHI

要 旨

車体の軽量化を目的にボデーパネル用樹脂材料として ABS/PA6 ポリマアロイを開発した。この材料はこれまで報告されている樹脂材料に比べて、①外観品質や②寸法安定性と耐衝撃強度とのバランスについて改良した材料である。外観品質は『ひけを許容する基準』を設定し、それを満足するように ABS 樹脂と PA6 の比率を調整した。ひけに効果的な ABS 樹脂の比率は 50% 以上であった。寸法安定性と耐衝撃強度とのバランスには充てん剤の種類や量が重要であった。目標の達成には粒径 $2\mu\text{m}$ のタルクが効果的であった。フロントフェンダでは鋼板製に比べて 45% の軽量化を達成した。

ABSTRACT

ABS/PA6 polymer alloy has been developed as a resin for body panels of vehicles. The aim is weight reduction of vehicles. This resin has improved surface appearance and balance between dimensional stability and impact resistance compared with resin reported thus far. "Sink Mark Evaluation Standard" was established for surface appearance, and the ratio of ABS (acrylonitrile-butadiene-styrene) resin and PA6 (Polyamide6) were adjusted to satisfy this standard. ABS resin ratio of 50% or more was found to be effective for sink mark. The filler type and amount were important for the balance between dimensional stability and impact resistance, and talc with a particle diameter of $2\mu\text{m}$ was found to be effective for the targets. Compared with steel panel product, this resin shows 45% weight reduction for the front fender.

1. まえがき

ボデーパネルの樹脂化については車体の軽量化を目的に 50 年以上も前から検討されている。古くはガラス繊維で強化された熱硬化性樹脂による FRP や SMC が採用されていた。最近では、材料技術の進歩やリサイクルに対する配慮から、非繊維強化の熱可塑性樹脂材料が採用されるようになってきている。

自社の既販車においては、フロントフェンダなどにポリカーボネート(以下 PC)/アクリロニトリル・ブタジエン・スチレン樹脂(以下 ABS 樹脂)ポリマアロイ⁽¹⁾や、サイドシルガーニッシュなどにポリフェニレンエーテル(以下 PPE)/ポリアミド 6 (以下 PA6)ポリマアロイといった熱可塑性樹脂材料を採用してきた。他社では、ボデーパネル用の樹脂材料として、PPE/ポリアミド 66(以下 PA66)ポリマアロイや PC/ポリブチレンテレフタレート(以下 PBT)ポリマアロイなどの熱可塑性樹脂材料の報告がある⁽²⁾。

今回、従来に比較して、外観品質に優れ、線膨張係数と耐衝撃強度とをバランスさせた熱可塑性樹脂材料を開発し、ボデーパネルとして軽量化を図れたので報告する。

*栃木研究所

2. 開発の狙いと考え方

2.1. 軽量化と空力性能の追求

燃費目標を最優先とする車種の開発では、開発当初に定めた車体重量と空力性能の確保は必須である。一般的に、軽量化に最も効果のある材料は、比剛性からアルミニウムが第一である。

Fig.1 は等価面剛性を得るための軽量効果を示したグラフである⁽³⁾。鋼板を 100 としたときに樹脂材料は約 30%、ア

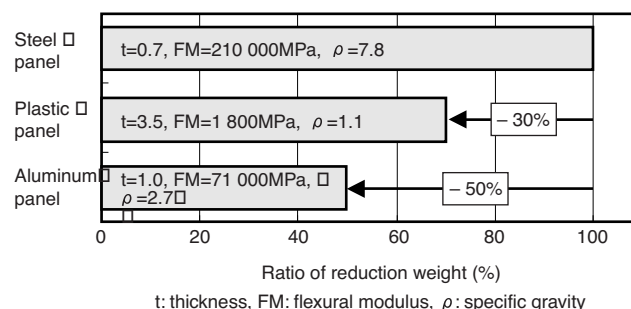


Fig.1 Weight reduction effect at equivalent surface stiffness

ルミニウムは約50%の軽量化効果が得られることを示している。

しかし、アルミニウムは成形加工の点で形状に制限があり、空力性能を満足するデザインを達成するためには、形状自由度に優れた樹脂材料を適材適所に使うことが有効である。Fig.2に示すような部品は樹脂材料の形状効果を出すことができる例である。

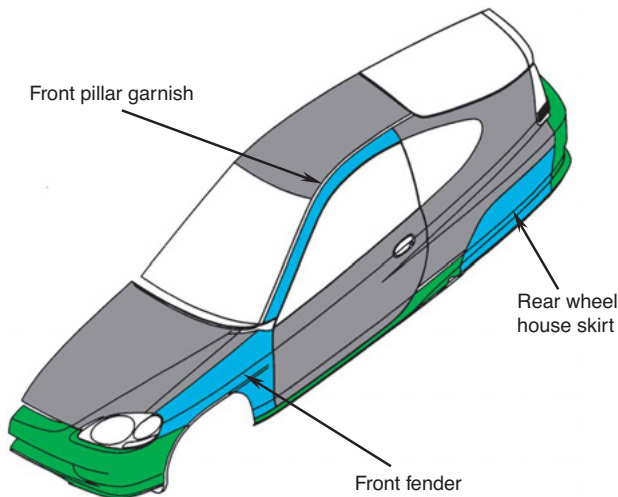


Fig.2 Application of plastic parts for body panel

2.2. 薄肉化による軽量化

設計技術から軽量化をとらえると、部品の薄肉化が考えられる。単純に板厚を薄くすると部品単体の剛性が低くなってしまうので、何らかの工夫が必要となる。

例えば、樹脂材料で構成された部品では薄肉化により、低くなった剛性を補強する手段として製品裏面にリブ構造が使われる。このリブによって部品の剛性を維持しながら、板厚をさらに薄くすることで軽量化できる場合がある。

しかし、この場合はリブが製品表面の外観意匠を損なうひけを発生させる原因ともなるため、設計には注意を要する⁽⁴⁾。

本開発では、ひけを定量化し外観商品性の判定基準を明確にすることで、リブを配置しても外観品質を満足する樹脂材料の開発を目指した。

2.3. 寸法安定性と耐衝撃強度とのバランス

樹脂材料は温度変化に伴う寸法変化が金属系材料に比べて大きい。したがって、寸法変化による部品の合わせ建て付けの品質低下を少なくするためには、線膨張係数が小さい樹脂材料が求められる。一般的に、線膨張係数を小さくする手法として、充てん剤の添加による手法が検討されている⁽⁵⁾⁽⁶⁾。

しかし、充てん剤の添加は樹脂材料の耐衝撃強度を低下

させる原因となるので、本開発では線膨張係数と耐衝撃強度とを高次元にバランスさせた樹脂材料の開発を目指した。

3. 目標値の設定

3.1. ひけの定量化と判定基準

ひけの外観品質についてはこれまで明確な「ものさし」が無かったため、人の目視判定に頼るところが多く、個人差によるバラツキがあった。そこで、本開発では、外観商品性として許容できるひけの基準を定めることにした。

表面粗さ計を用いて成形品表面のひけを測定した結果をFig.3に示す。ひけを分類するために、ひけの深さ[V]と巾[H]を求めた。

Fig.3の分類手法にもとづき、様々なひけのサンプルを作製し、ひけの[V]と[H]を測定するとともに、これらのひけのサンプルについて50人のパネリストをそろえて目視による評価を行い、外観品質としてひけの目立ち方が許容できるかどうかを調査した。その結果から、「外観品質として許容する。」としたパネリストの割合が80%以上となった領域を『ひけを許容する範囲』とし、その境界線を『ひけを許容する基準』とした。求めた許容範囲とその境界線をFig.4に示す。境界線は、原点と巾[H] 7mmと深さ[V] 1 μ mを結ぶ直線で示される。

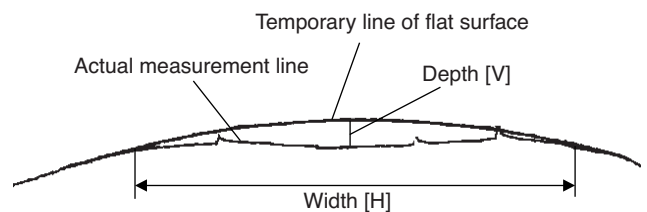


Fig.3 Surface profile of sink mark

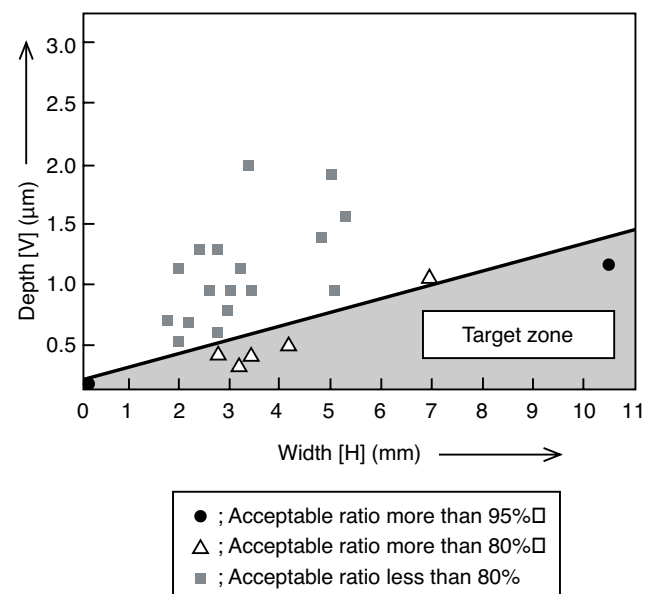


Fig.4 Distribution map of various sink mark profiles

3.2. 線膨張係数と耐衝撃強度とのバランス

Fig.2に示す部品の最大長、許容されるクリアランス及び環境温度として設定した上限値と室温との温度差から、それぞれの部品を成立させるための線膨張係数を Table 1 に示す。これらから、樹脂材料の線膨張係数の目標を $5.5 \times 10^{-5} \text{cm/cm} \cdot ^\circ\text{C}$ 以下とした。

また、耐衝撃強度はフロントフェンダで実績のあるABS/PC ポリマアロイと同等の 50J 以上を目標とした。

Table 1 Limits of CLTE^{*)} for applied parts

NO.	Part name	Length□ (mm)	Allowable□ dimension□ change (mm)	Variation in□ temperature (deg.)	Limits of CLTE□ ($\times 10^{-5} \text{cm/cm} \cdot ^\circ\text{C}$)
1	Front fender	850	2.5	50	5.8
2	Front pillar garnish	1 450	4	50	5.5
3	Rear wheel house skirt	700	2	50	5.7

*)CLTE: Coefficient Linear Thermal Expansion

4. ABS/PA6 ポリマアロイ

4.1. ABS/PA6 ポリマアロイの選定理由

射出成形による樹脂材料の成形では金型内に注入された溶融樹脂は、接触している金型から熱を奪われ冷却固化し成形品として取り出される。リブ構造がある成形品の場合、一般面とリブの部位とでは断面で見ると板厚が違うので熱容量が異なる。したがって、溶融した樹脂が冷却、固化する際に速度差が生じるため、これが体積収縮量の差となり、ひけとなって表面に現れると考えられている⁽⁷⁾。

したがって、ひけに対して有利な樹脂材料は冷却速度差の影響を受け難く、体積収縮量が小さい樹脂材料と言われている⁽⁴⁾。体積収縮の量は非晶性の樹脂材料が小さい。本開発では非晶性樹脂材料の中で、はん用かつ安価な材料のABS樹脂を基本に材料開発を進めた。

ABS樹脂は自動車の内外装樹脂部品に広く使われてきた材料であるが、ボデーパネル用途としてとらえると耐薬品性、耐衝撃性、寸法安定性などが不十分である。そこで、他の樹脂材料と組み合わせて、これらの材料性能の改良を検討した。

ABS樹脂と組み合わせる樹脂材料としては、PC、PBT、PA6を候補とした。候補材料の特性を Table 2 に示す⁽⁸⁾。

PCは非晶性樹脂材料のため、耐薬品性の改良が難しい。

Table 2 Basic data of plastics

	PC	PBT	PA6
Chemical resistance□	Poor	Good	Good
Specific gravity□	1.2	1.4	1.1

PBTはポリエステル系の樹脂で、それ自体の比重が大きく軽量化には不利となる。これらから、耐薬品性に効果的で比重が小さいPA6をABSと組み合わせる成分として選定した。

ABS樹脂とPA6とを混合したときの材料形態のTEM(透過型電子顕微鏡)観察結果を Fig.5 に示す。黒く染色された部分がABS樹脂である。単純に混合しただけでは(a)のように相分離してしまうので、ABSとPA6の相互に作用する相溶化剤を添加し(b)の形態のように均一に微分散したポリマアロイとなる処方を活用して、ボデーパネル用途として性能を改良することにした。

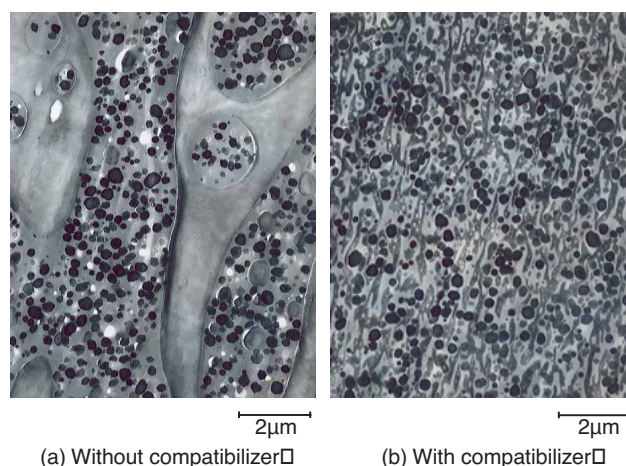


Fig.5 TEM photographs of ABS + PA6 mixture

4.2. ひけへの影響

ABS/PA6ポリマアロイのひけへの影響について、一般板厚 2.5mm、リブ根本 1.25mm のテスト金型を用いて検討した。検討した樹脂材料はABS/PA6ポリマアロイのABS樹脂とPA6の比率をABS/PA6=70/30, 50/50, 40/60と変更した材料を用いた。比較材料としてバンパ、インストルメントパネル基材に使われるポリプロピレン(以下PP)及び、ボデーパネル用途の樹脂材料として実績のあるPPE/PA66ポリマアロイを用いた。テスト金型で成形したサンプルのひけの[V]と[H]の測定結果を Fig.6 に示す。

ABS/PA6ポリマアロイでABS樹脂の比率が50%以上の組成において、前述したひけの基準を満たし、ひけの外観について効果的であることがわかった。これに対して、PPやPPE/PA66ポリマアロイはひけ深さが大きく基準を満足しなかった。

4.3. 線膨張係数と耐衝撃強度との高次元バランス

ABS/PA6ポリマアロイに無機鉱物フィラのタルクを添加し、線膨張係数への影響を検討した。タルクの粒径は2μm, 4μm, 10μmの3種類を選んだ。粒径と添加量を変化させ、それぞれの組成について線膨張係数を測定した。その結果を Fig.7 に示す。

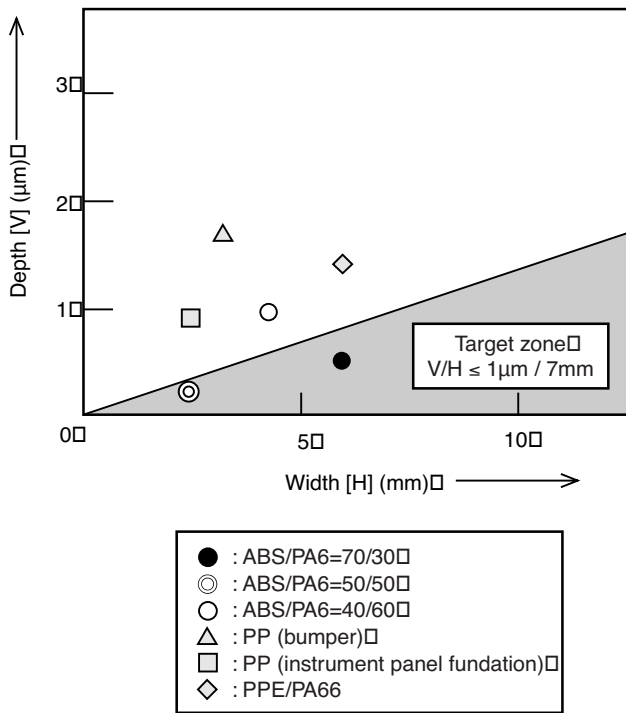


Fig.6 Test result of sink mark measurement

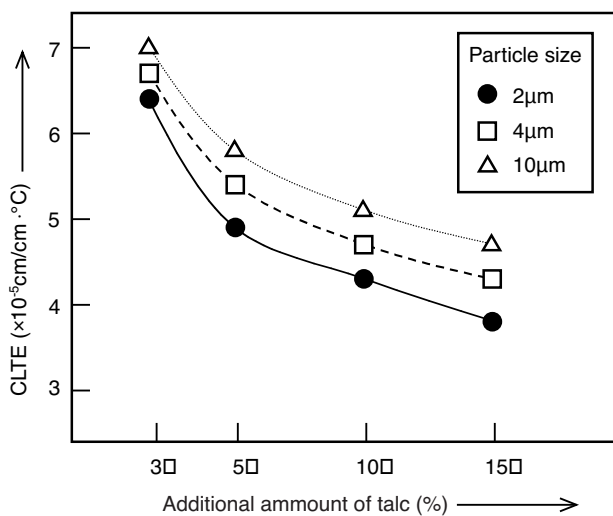


Fig.7 Effect of particle size of talc on CLTE

タルクの粒径が小さく、添加量が多くなるほど線膨張係数は小さくなることがわかった。特に粒径が2μmのタルクは他の2種に比べて線膨張係数に有効だったので、このタルクに焦点を当てて検討を進めることにした。

粒径2μmのタルクの添加量を変化させたときの耐衝撃強度と線膨張係数への影響についての結果をFig.8に示す。既販車で採用したABS/PCポリマアロイの物性についても比較として、Fig.8中に合わせて示した。

線膨張係数と耐衝撃強度には正の相関が見られた。ボデーパネル用の樹脂材料として、物性目標は線膨張係数が

$5.5 \times 10^{-5} \text{cm/cm} \cdot ^\circ\text{C}$ 以下で、耐衝撃強度が50J以上という材料を目指すことから、図中の矢印の組成をボデーパネル用のABS/PA6ポリマアロイの基本とした。

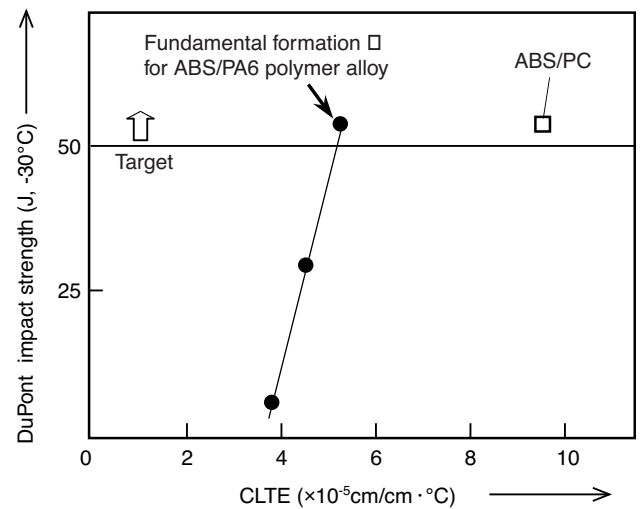


Fig.8 Relationship between DuPont impact strength and CLTE

5. ABS/PA6 ポリマアロイの性能

これまでの結果から、ABS/PA6ポリマアロイでABS樹脂の比率が50%以上、粒径が2μmのタルクという材料組成にもとづいて検討を進めた。さらに、耐薬品性及び成形性についてABSとPA6の比率、構成成分の分子量などを検討し、それらを最適化することによって、目標性能を有するABS/PA6ポリマアロイを得た。その基本性能をTable 3に示す。

Table 3 Typical properties of ABS/PA6 polymer alloy

Properties	Typical value
Specific gravity	1.1
Tensile strength	40MPa
Flexural strength	60MPa
Flexural modulus	2 200MPa
DuPont impact strength□ (at -30°C)	53J
Coefficient linear□ thermal expansion	$5 \times 10^{-5} \text{cm/cm} \cdot ^\circ\text{C}$

6. 部品性能

部品性能について検証した結果から以下を紹介する。

6.1. 部品の成形外観に及ぼすリブひけの影響

大型成形品に設定したリブによるひけの外観について、バラツキを含めて評価するため、Fig.9(a)の試作品を用いて検討した。試作品は、1000mm × 800mm の大きさで、一般板厚は可変とした。

試作品の裏面に根本 0.8mm、リブ交点が 1.25mm の格子状のリブを 100mm 間隔で設けた。一般板厚を 3.0mm、2.5mm、2.2mm と変化させ、それぞれの板厚で、格子の交点部及び交点との間の直線部のひけを測定した。

ひけの測定には前述の手法で深さ [V] と巾 [H] を求めた。ひけを許容する基準は先に述べたように、巾 [H] が 7mm の時、深さ [V] が 1 μ m 以下であるので、測定した [V] を巾 7mm に換算し測定結果を整理した。測定結果の平均値と最大、最小値を Fig.9(b) に示す。

Fig.9(b) のグラフから一般板厚が 2.5mm で、リブ根本が 0.8mm の交点の無い直線のリブが成形品全体のバラツキを

含めて外観品質を許容できるリブであることがわかった。

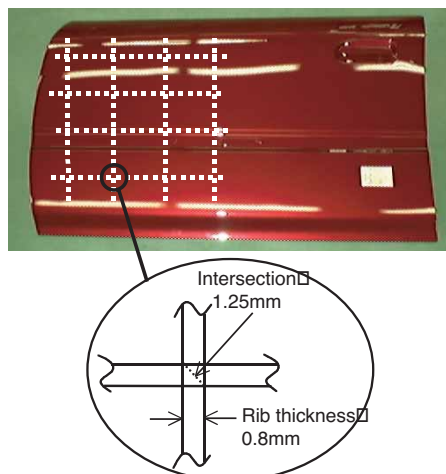
6.2. 環境温度条件による外観商品性への影響

環境の温度変化による合わせ建て付けへの影響を確認するため、次のような試験を行った。代表としてフロントフェンダの結果を示す。

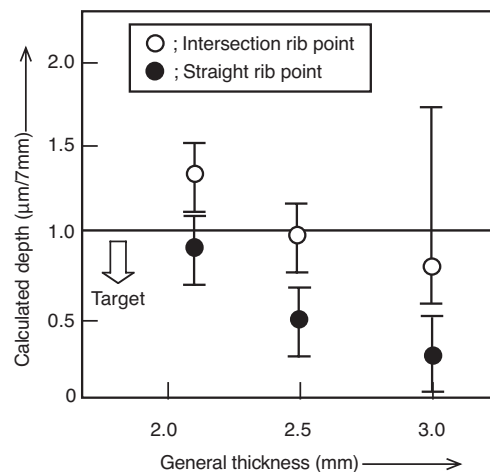
フロントフェンダに環境温度条件の高温として、55℃の雰囲気下で赤外線ランプを照射して、フェンダの表面温度が 74 ± 2℃ となるように設定し 4 時間以上経過後の寸法変化を測定した。寸法変化の基準にはボンネットフードを用い、Fig.10(a) に示した 7ヶ所について測定した。次に、低温として雰囲気を -30℃ に設定し、4 時間以上経過後に高温と同様に寸法変化を測定した。

それらの結果を Fig.10(b) に示す。フロントフェンダの部位 a に設定された伸びの許容寸法は 2mm、部位 g の許容寸法 0.5mm に対して、高温時の最大寸法変化は部位 a で 0.5mm を示し、寸法変位は許容範囲内であった。

この結果から、線膨張係数の小さい ABS/PA6 ポリマアロイの効果が確認できた。



(a) Rib arranged model and rib design



(b) Evaluation result of sink mark

Fig.9 Sink mark appearance evaluation using rib arranged model

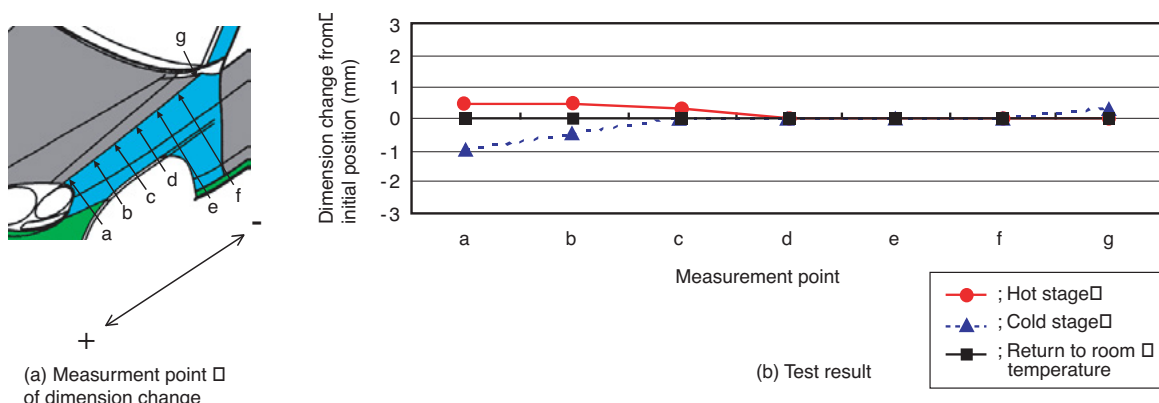


Fig.10 Hot-cold cycle test of front fender

6.2. 低温での耐衝撃性能

一般的に、樹脂材料は低温になるほど耐衝撃強度が低下する。実使用領域として考えられる低温雰囲気中(−30℃)で耐衝撃性能について確認した。

フロントフェンダを装着した車体に振り子式に鋼球を当て、その時の変形や割れなどから耐衝撃性を評価した。衝撃を加えた部位を Fig.11 に示す。鋼球の重さは 4 kg、高さ 50cm とした。

Fig.12 に耐衝撃試験結果を示す。試験したフロントフェンダはABS/PA6ポリマアロイ製と鋼板製の2種とした。試験結果の評価には、変形面積の大きさを指標として用いた。

鋼板製フェンダは変形面積が非常に大きく、交換を必要とする程度の変形量となった。一方、ABS/PA6ポリマアロイ製のフェンダは、−30℃雰囲気中でも割れや大きな変形も無く、フレキシブルな樹脂材料の優位性を十分に備えていた。

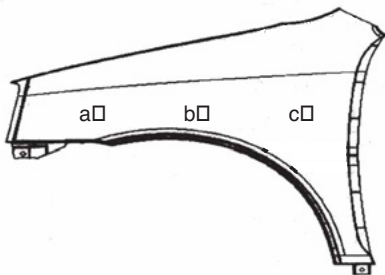


Fig.11 Impact test point of front fender

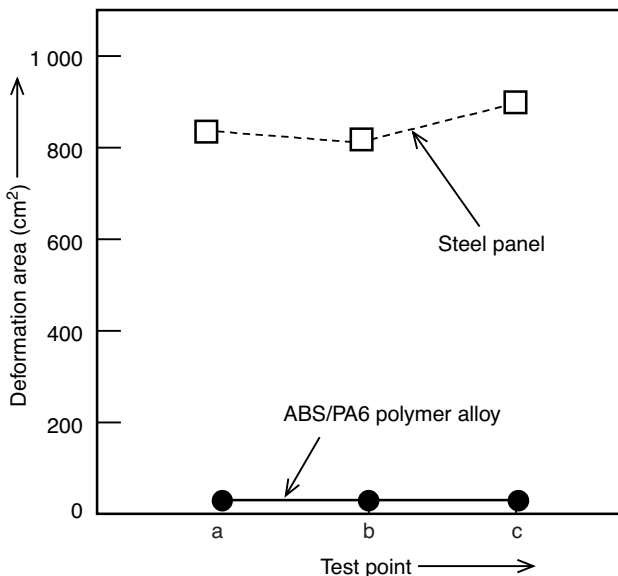


Fig.12 Comparison of deformation area between ABS/PA6 polymer alloy and Steel panel

7. まとめ

車体の軽量化技術として、ボデーパネル用のABS/PA6ポリマアロイを開発した。この材料はリップを配置したときのひけや環境温度変化に伴う寸法変化について検討し、物性を改良した材料である。

を改良した材料である。

ひけには非晶性材料のABS樹脂の特徴を生かし、寸法安定性は充てん剤の種類・量を適正化し、線膨張係数と耐衝撃強度との高次元バランスを達成できた。

本開発で明らかにした内容を以下に示す。

- (1) ひけを許容する基準は、ひけ深さ [V] 1μm / ひけ巾 [H] 7mm 以下であった。
- (2) ひけに対して有効なABS樹脂の比率は50%以上であった。
- (3) 線膨張係数に効果的で、耐衝撃強度とをバランスさせるタルクの粒径は 2μm であった。

ABS/PA6ポリマアロイ製のフロントフェンダは、一般板厚2.5mmt、製品重量1.17kg/個で、鋼板製のフロントフェンダと比べて 45%の軽量化を達成した。

8. 謝辞

本開発を遂行するに当たり、樹脂材料の改良検討、部品の試作などに多大なる御協力をいただいた日本エイアンドエル(株)、住友化学工業(株)、ならびにホンダエンジニアリング(株)の関係者の方々に深く感謝の意を表します。

9. 参考文献

- (1) Fujimori, Y. et al., SAE Paper 840267
- (2) Polyfile, No.1, p.15-26 (1999)
- (3) 藤森義次, 大庭敏之ほか, これからの自動車材料・技術—プラスチック材料編一, 東京, 大成社, 1998, p.72-81
- (4) プラスチック加工技術便覧編集委員会, プラスチック加工技術便覧, 東京, 日刊工業新聞社, 1984, p.167-177
- (5) 武田邦彦ほか, エンジニアのためのプラスチック材料工学, 東京, (株)シグマ出版, 1997, p.73
- (6) 中條澄, エンジニアのためのプラスチック教本, 東京, (株)工業調査会, 1997, p.107-112
- (7) プラスチック成形加工用語辞典編集委員会, プラスチック成形加工用語辞典, 東京, (株)工業調査会, 1990, p.400
- (8) (社)日本塑性加工学会, プラスチック成形加工データブック, 東京, (社)日本塑性加工学会, 1988, p.9

■ 著 者 ■



竹内 淳

社外発表(1999. 7～1999. 12)

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
1999. 7. 1	電気学会／電気学会論文誌 D／Vol.119-D, No.7	電気自動車技術の現状と将来	小椋 正己 三田 義訓 松本 謙次	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
	自動車技術会／自動車技術 Vol.53 No.7	自操用福祉車両の現状と今後の展望	北川 忠男 和田伊佐夫	栃木研究所 栃木研究所
1999. 7. 8	熱流体フォーラム／第 8 回 熱流体先端技術講演会(東京)	圧縮天然ガスエンジンの紹介	松木 正人	栃木研究所
1999. 7.13 ～ 16	JSAE/The 15th Internal Combustion Engine Symposium International (Seoul, Korea)	The Optimization of Catalytic Converter by Using CFD Analysis	高林 徹 土佐 真一	栃木研究所 栃木研究所
		Reducing Technologies for Exhaust Gas Emissions in ZLEV (Zero Level Engines Emission Vehicle)	岸 則行 菊池 伸一 鈴木 典男 林 直義	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		CNG Operation of a Two-Stroke Tow-Cylinder Marine S.I. Engine and Its Characteristics of Self-Ignition Combustion	Herchel T.C.Machacon 志賀 聖一 柄澤 隆夫 中村 寿雄 山形 隆之 関田 宏 内山 浩三	群馬大学 群馬大学 群馬大学 群馬大学 栃木研究所 ヤマト発動機(株) ヤマト発動機(株)
		A Method of Estimating Gasoline Engine Heat Loss	鈴木 隆 小栗 康文 吉田 正武 華山 賢	上智大学 上智大学 上智大学 栃木研究所
1999. 7.16	自動車技術会中部支部／第 1 回地区講演会(沼津)	“ホンダS2000”用エンジンの開発について	明本 禧洙 川口 仁 松本 誠司 上島 英夫	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1999. 7.27 ～ 29	日本機械学会／1999年度 年次大会(東京)	多原理多目的最適化手法の研究 自動車安全装備の最適設計への統計的 設計支援システムの適用	矢島 秀起 于 強 白鳥 正樹 本山 恵一	和光基礎技術研究センター 横浜国立大学 横浜国立大学 メカニカルダイナミクス・ジャパン(株)
1999. 8. 1	自動車技術会／自動車技術 Vol.53 No.8	年鑑 1 自動車を取り巻く諸情勢	斉藤 修二 長瀬 秀伸	本田技研工業(株) 栃木研究所
		年鑑12 ガソリンエンジン	坂本 泰英 福島 慎哉	栃木研究所 栃木研究所
1999. 8.23	微粒子衝突表面改質研究会／第 2 回 最新の表面改質技術－微粒子衝突による表面改質への応用(東京)	表面改質によるエンジンの摺動抵抗低減技術	荻原 秀実	栃木研究所
1999. 8.27	自動車技術会関西支部／1999年度第 1 回講習会(京都)	二輪車用エンジンのクランクシャフト	木原 照雄	朝霞研究所
1999. 8.30 ～ 9. 3	IAVSD/16th Symposium (Pretoria, South Africa)	Improvement of Vehicle Handling Safety with Vehicle Side-slip Control by Direct Yaw Moment	古川 修 安部 正人	栃木研究所 神奈川工科大学
1999. 8.30 ～ 9. 3	IAVSD/16th Symposium (Pretoria, South Africa)	Steer-by-Wire-Oriented Steering System Design : Concept and Examination	柚原 直弘 田島 淳 佐野 彰一 滝本 繁規	日本大学 日本大学 栃木研究所 栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
1999. 9. 1	製造科学技術センター／ 人間協調・共存型ロボット システム研究開発成果 発表会(東京)	ロボットプラットフォーム(高機能ハンド を含む)について	平井 和雄	和光基礎技術研究センター
1999. 9. 2 ～ 3	AVL LIST GMBH/AVL Congress (Graz, Austria)	Pursuit of the Ultimate Cleanness of Internal Combustion Engines	林 直義	栃木研究所
1999. 9.10	第13回増本ワークショップ 「金属が関わり合う接合と 機構」(東京)	アルミニウム材のスポット溶接における 電極寿命に関する研究	矢羽々隆憲 林 登	栃木研究所 栃木研究所
1999. 9.16 ～ 17	International Congress on Continuously Variable Power Transmission (Eindhoven, Netherlands)	Characterization of a CVT Using a Metal V-Belt at Transitional States	金原 茂 藤井 透 藤村 修	栃木研究所 同志社大学 同志社大学
1999. 9.21	VDA/VDA Technical Congress (Frankfurt, Germany)	A Powertrain Concept for ZLEV Exhaust Emission Legislation	林 直義 菊池 伸一 岸 則行	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1999. 9.24 ～ 25	日本機械学会関東支部／ ブロック合同講演会 － 99宇都宮－(宇都宮)	ノッキングの定量化とノック・インテン シティ・メータの開発	佐藤 正浩 森田 照義	栃木研究所 栃木研究所
		CVT用金属ベルトの積層リングに作用する 力の研究	赤木 宏文 吉田 秀昭	栃木研究所 栃木研究所
		形状記憶合金で作られた柱の座屈現象に ついて	漆山 雄太 David Lewinnek 谷 順二	栃木研究所 栃木研究所 東北大学
		大型外装樹脂部品の少量生産技術の開発	西山 公人 加藤 良幸 江井 良治 石橋 一穂 鷺見 義弘	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
		自動車内装樹脂部品のつやコントロール 技術の開発	高橋 信之	栃木研究所
1999. 9.25	日本機械学会／日本機械 学会論文集C編 Vol.65, No.637	アクティブ騒音制御のための音響伝達系の モデリングとPIDフィードバック制御系の 設計法に関する研究	佐野 久 足立 修一 山王堂 徹 平野 真之	栃木研究所 宇都宮大学 宇都宮大学 宇都宮大学
1999. 9.28 ～ 30	大気環境学会／第40回大気 環境学会年会(津)	A System to Modify Emission Inventories for Evaluating Emission Control Strategies	David DeWitt 松蘭 義明 Gregory McRay	HONDA R&D AMERICAS 栃木研究所 Reaction Design
1999. 9.28 ～ 30	International Body Engineering Conference 99 (Detroit, USA)	Application of the Statistical Design Support System Toward Optimization of Vehicle Safety Equipment	矢島 秀起 于 強 白鳥 正樹 独古 泰裕 伊藤 重雄 本山 恵一	和光基礎技術研究センター 横浜国立大学 横浜国立大学 栃木研究所 栃木研究所 メカニカルダイナミクス・ジャパン(株)
1999. 9.28 ～ 30	99 Small Engine Technology Conference (Madison, USA)	Development of a Hybrid System for Single-Seater Commuter	鈴木 修 林 徹	朝霞研究所 朝霞研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
1999. 9.28 ～ 30	99 Small Engine Technology Conference (Madison, USA)	Development of Die Cast Parts for Welded Structure Manufactured by the Transition Flow Filling	中川 昌彦 小屋栄太郎 吉野 貞文 藤本 軍八 村上 充徳 川内 敦	朝霞研究所 朝霞研究所 和光研究所 九州柳河精機(株) 九州柳河精機(株) 九州柳河精機(株)
		Development of Directly Actuated Variable Valve Control System	津久井孝明 堤崎 高司 中島 睦夫	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		Development of a CFD System Using PCC Method and Its Application to Exhaust Muffler Design for Motorcycles	高橋 易資 中島 睦夫	朝霞研究所 朝霞研究所
		Detonation Counter for Production Racing Motorcycle	早田 肇 佐藤 朋則	(株)ホンダレーシング (株)ホンダレーシング
1999. 9.29	日本機械学会／東北支部 米沢地方講演会(米沢)	有限要素法による歯付ベルト心線荷重分担解析	友野 清久 高橋 秀明 飯塚 博	栃木研究所 山形大学 山形大学
1999.10. 1	自動車技術会／自動車技術 Vol.53 No.10	大型４ストローク船外機の開発について	角田 正樹	朝霞東研究所
	石油学会／ペトロテック Vol.22 No.10	電気自動車技術の開発と現状	小椋 正己	栃木研究所
	自動車技術会学生自動車 研究会／Motor Ring No.9	直押し動弁系バルブ制御システム —HYPER VTEC—	津久井孝明	朝霞研究所
		鈴鹿 8 時間耐久ロードレース	黒沢 達夫	(株)ホンダレーシング
1999.10. 2	日本機械学会／北海道支部 第39回講演会(函館)	はすば歯車の耐スコーリング強度に関する研究(第4報)歯車性状の違いがスコーリングに及ぼす影響	梅野 貴俊 細居 秀弥 滝 晨彦 中田 雅之 卯月 千秋	岡山理科大学 岡山理科大学 岡山理科大学 栃木研究所 栃木研究所
1999.10. 4 ～ 5	日本規格協会／平成11年度 標準化と品質管理全国大会 (東京)	次世代リアルオープンスポーツ用エンジンの開発	唐木 徹	栃木研究所
1999.10. 5 ～ 7	1999 GLOBAL POWERTRAIN CONGRESS (Stuttgart, Germany)	Application of High Cell Density and Thin Wall Substrate for High Performance Catalyst	菊池 伸一 岡山 竜也 土佐 真一	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Research of Ultimate Low Emission Technologies for Gasoline Engines	岸 則行 菊池 伸一 鈴木 典男 林 直義	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Estimation of Ozone Reduction Catalyst Effect at On-road Condition	岡山 竜也 八長 盛二 山本 義弘 岸 則行 林 直義	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 Rocker Aem for Variable Timing Mechanism by Applying Metal Injection Molding (MIM) Technology	神山 敏宏 佐藤 利行 竹口 俊輔	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
1999.10. 5 ～ 7	1999 GLOBAL POWERTRAIN CONGRESS (Stuttgart, Germany)	Application of Thxotropic Technology for Automobile Parts	坂本 一也 広野 久雄 井手籠 隆 増田 栄二 斉藤 信広	ホンダエンジニアリング(株) ホンダエンジニアリング(株) ホンダエンジニアリング(株) ホンダエンジニアリング(株) 栃木研究所
1999.10. 5 ～ 8	ITSC, IEEJ, JSAI/1999 IEEE/IEEJ/JSAI International Conference on Intelligent Transportation Systems (Tokyo, Japan)	A Study of System Architecture for the Advanced Cruise-Assist Highway Sysytem (AHS)	久保田浩司 山口 和彦 間下 博	日本電信電話(株) (株)デンソー 栃木研究所
1999.10. 7 ～ 8	ESI/EURO- PAM 99 (Darmstadt, Germany)	Reducing a Process to Generate a Model with CATIA Interface for PAM-FLOW	高村 明男	栃木研究所
1999.10. 9	日本機械学会／生産加工・ 工作機械部門No.99-42 セミナー「最先端生産技術の 現状と夢」(東京)	環境にやさしい自動車／新しい2行程機関 の可能性	篠崎 隆	朝霞研究所
1999.10.10	日本機化学会／M&M 99 材料力学部門講演会(京都)	産業界における材料力学の研究課題(産業 からの発信)～自動車産業における新たな 材料力学の課題～	荒木 純一	和光基礎技術研究センター
1999.10.12 ～ 16	16th International Electric Vehicle Symposium (Beijing, China)	Development of High Performance and Compact Ni-MH Batteries for HONDA City Pal	石倉 誉士 八木 一彦 佐藤 登	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Development of the 2-Seater Small Electric Vehicle HONDA City Pal	小椋 正己 三田 義訓 高橋 龍夫	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Electrically Powered Small Commuter Vehicles	熊谷 千昭 林 徹 畑中 薫	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		Development of VRLA Batteries for HONDA ICVS	細川 正明 山田 信治 長谷川圭一 中山 恭秀 横尾 雅英 有賀 恭一 竹田 亨	(株)ユアサコーポレーション (株)ユアサコーポレーション (株)ユアサコーポレーション (株)ユアサコーポレーション 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
1999.10.13	日本トライボロジー学会／ 第392回トライボロジー 懇談会(東京)	金属Vベルトを用いたCVT(無段変速機)の 動力伝達機構に関する研究	金原 茂	栃木研究所
1999.10.13 ～ 15	自動車技術会／学術講演会 秋季大会(仙台)	統計的エネルギー解析法(SEA)を用いた 自動車のロードノイズ解析	見坐地一人 斎藤 寿信 来原 裕司 山下 剛	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		車体質量分割による乗員減速度制御の 基礎理論	亀井 孝博 本澤 養樹	栃木研究所 栃木研究所
		小型二輪車用アイドリングストップ システムの開発	鳥山 正雪 岩館 徹 油原 知己 新村 裕幸	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
1999.10.13 ～ 15	自動車技術会／学術講演会 秋季大会(仙台)	インターネットを利用したカーナビゲーションの開発	養父 利秀 今井 武 沢田 秀司 後藤紳一郎	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		ステレオ視センサ	湯原 博光 寺内 章 坂 雅和 幅口 正幸 川合 誠	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
		ハンドリングへのボディ弾性の影響	長久 真樹 日下 馨 皆川 正明	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		VGS (Variable Gear-ratio Steering System) 車両のステアリングゲインと車両運動性能の解析	安部 正人 芝端 康二 清水 康夫 佐野 彰一	神奈川工科大学 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		省燃費車における空気抵抗低減の開発紹介 スポーティチェンジフィーリングの実現	今安 道治 村井 章文 岡崎 功二 奥野 勝則	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		モータ式ハイブリッドパワートレインの開発	青木 薫 梶原 滋正 佐藤 浩光 山本 善夫	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		オープンスポーツカー用モノコックボデーの開発	岡田 賢治 高井 章一 塚本 祥士	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		超低燃費車用アルミボディの開発	斉藤 政昭 岩月修一郎 安永 晋拓 安藤 公貴	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		ステアリングキックバックの原因に関する力学的解析	小高 賢二 皆川 正明	栃木研究所 栃木研究所
		2輪車用小型厚膜型酸素センサ	花井 修一 藪田 勝久 西尾 久治 牧野 圭祐 嶋村 幸一	日本特殊陶業(株) 日本特殊陶業(株) 日本特殊陶業(株) 日本特殊陶業(株) 朝霞研究所
		金属射出成型法を用いた可変動弁機構用 ロッカアームの開発	神山 敏宏 佐藤 利行 竹口 俊輔	栃木研究所 栃木研究所 日本ピストンリング(株)
		自動車用冷間鍛造排気バルブの開発	桶谷 裕之 石田 正雄	朝霞研究所 朝霞研究所
		インテリジェントハイウェイクルーズ コントロール(IHCC)の開発	藤田 泰彦 菊池 隼人 萩野 茂典 大崎 正滋	栃木研究所 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
1999.10.15	高分子学会／Polymer Journal Vol.31 No.10	Studies on Molecular Composite IV.: Block Copolymer as a Single-Component Nano Composite Consisting of Poly (p-phenylene benzobisthiazole) and Thermoplastic Aromatic Polyamide V.: Effects of Introducing Side Chains into an Aromatic Polyamide on the Phase Structure of a Polymer Blend Material Comprising the Aromatic Polyamide as a Reinforcing Polymer	秋田 浩司 小林 啓人	和光基礎技術研究センター 栃木研究所
1999.10.23 ～ 28	Society for Neuroscience/ 29th Annual Meeting (Miami, USA)	On the perception of series of vowels based on the dynamic information	伊藤 仁	和光基礎技術研究センター
		Intuitive global decision can be made by a simple parallel processing	辻野 広司	和光基礎技術研究センター
1999.10.25	日本金属学会／「高性能化 する電池とシステム技術」 講習会／(東京)	電動車輛用エネルギー貯蔵技術の現状と 今後の動向	佐藤 登	栃木研究所
1999.10.25 ～ 27	ECM/TPOs IN AUTOMOTIVE 99 (Novi, USA)	High Performance TPO for Bumper Facia : 1999 Honda Odyssey	山田 材 佐伯 芳久 山本 裕幸	出光石油化学(株) 栃木研究所 ホンダエンジニアリング(株)
1999.10.25 ～ 28	SAE/International Fall Fuels and Lubricants Meeting and Exposition (Toronto, Canada)	The Effect of 0W-20 Low Viscosity Engine Oil on Fuel Economy	田中 秀樹 長島 隆 佐藤 孝之 川内 昌司	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1999.10.26	日本機械学会交通・物流部門 ／No.99-70講習会「地球大気 環境にやさしい自動車技術」 (東京)	ガソリンエンジンの大気環境負荷低減技術	岸 則行	栃木研究所
1999.10.26 ～ 28	廃棄物学会／第10回研究 発表会講演論文集	自動車用バンパリサイクルシステムの ライフサイクルアセスメントによる評価	幕田 実 森口 祐一	栃木研究所 国立環境研究所
1999.10.29	SAMPLE/6th Japan International SAMPLE Symposium & Exhibition	Application of metal matrix composites to automotive manufacturing	小池 精一	栃木研究所
1999.11. 1	自動車技術会／駆動伝達系 の最新技術 99－走りと環境 対応の駆動系－(東京)	S2000のMTについて	北島 恭司 岡田 靖志 平野 浩司 三谷 真一 有働 秀男	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
		ホンダハイブリッド「IMA」におけるCVT制御	山口 徹朗	栃木研究所
	自動車技術会／自動車技術 Vol.53 No.11	歩行者保護試験に関する企画作成及び規制 の動向	佐々木 彰	和光研究所
		歩行者保護を目的とした車体構造と歩行者 ダミーの開発	秋山 朗彦	栃木研究所
	“ Neural Networks ”Journal, Pergramon Press/Nov.1999	A model of computation in neocortical architecture	Edgar Koerner	HONDA R&D EUROPE
1999.11. 3	九州東海大学／第2回 学園祭セミナー(熊本)	車のオートドライブへの道	飯星 明	栃木研究所
1999.11. 4 ～ 5	日本経済新聞社／第7回 地球環境経済人サミット (東京)	有害排出ガスをほとんどゼロレベルに削減 した天然ガス自動車	須賀 稔之	栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
1999.11. 5 ～ 7	軽金属学会／第97回秋期大会 講演(東京)	カーエアコン用アルミニウム製コンデン サーの腐食機構	小堀 一博 多田 清志 植木 光彦	昭和アルミ(株) 昭和アルミ(株) 栃木研究所
1999.11. 8 ～ 12	6th World Congress on Intelligent Transport Systems (Toronto, Canada)	Advanced Safety Vehicle (Panel Session)	中村 之信	栃木研究所
		An Adaptive Automatic Steering Control System Using Generalized Predictive Control Theory	納富 信也 堀内伸一郎 玉造 敏之	栃木研究所 日本大学 日本大学
		Evaluation of Driver Assistance System	近藤 聡 浅沼 信吉 石田真之助 池谷 学 田中 潤	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
		Autonomous Vehicle Control System Equipped with Navigation System	田村 和也	栃木研究所
		Cognitive Performance of Visual Messages on In-Vehicle Display and Driving Behavior	麻生 勤 紙谷 博之 伊藤 肇	日本自動車研究所 栃木研究所 矢崎総業(株)
1999.11. 9	メカニカル・ダイナミクス ・ジャパン株式会社／ 99 ADAMSユーザー・ コンファレンス(東京)	クランクシャフト系動的挙動を考慮した 応力解析手法と事例紹介	新納 忠	朝霞研究所
1999.11.12	微粒子衝突表面改質研究会 ／＜技術フォーラム＞最新の 表面改質技術-微粒子衝突に よる表面改質への応用 －(大阪)	表面改質によるエンジンの摺動抵抗低減 技術	荻原 秀実	栃木研究所
1999.11.13	早稲田大学／第19回モビリ ティシンポジウム(東京)	二輪車の排気エミッションの低減技術の 紹介	松崎 雅伸	朝霞研究所
1999.11.14 ～ 19	ASME/1999 INTERNATIONAL MECHANICAL ENGINEERING CONGRESS & EXPOSITION (Nashville, USA)	How to Measure the Internal Forces of a Combustion Engines	高橋 幸敬 鈴木 俊文 神村 直毅	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1999.11.15	理化学研究所脳科学総合研究 センター／第2回脳科学研究 交流フォーラム(和光)	脳型情報システムはいつどのような形で 実現するか	辻野 広司	和光基礎技術研究センター
1999.11.18	自動車技術会関東支部／ 99年度第2回講演会(東京)	ICVS-Step DeckとICVS City Pal の技術概要	小椋 正己	栃木研究所
1999.11.23	茨城大学理学部自然機能 化学科金子研究室／第5回 人工光合成セミナー(東京)	電解機能水	宮下 公一	朝霞東研究所
1999.11.24 ～ 26	日本機化学会／第12回 計算力学講演会(松山)	ロバスト性を考慮した自動車安全装備の 最適設計	野崎 敦敬 矢島 秀起 于 強 白鳥 正樹	横浜国立大学 和光基礎技術研究センター 横浜国立大学 横浜国立大学
		自動車衝突吸収部材の断面形状最適化	于 強 安藤 友亮 矢島 秀起 白鳥 正樹	横浜国立大学 横浜国立大学 和光基礎技術研究センター 横浜国立大学

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
1999.11.24 ～ 26	日本機化学会／第12回 計算力学講演会(松山)	モード制御によるサイドメンバの形状 最適化	于 強 吉本 毅 矢島 秀起 白鳥 正樹	横浜国立大学 横浜国立大学 和光基礎技術研究センター 横浜国立大学
1999.11.25	日本機械学会／講習会 No.99-85 (東京)	ガソリンエンジンの吸排気系可変機構に よる高効率化	穴戸 信彦	栃木研究所
1999.11.26	機能水研究振興財団／ 第6回機能水シンポジウム 99(東京)	酸素系電解水	宮下 公一	朝霞東研究所
1999.11.30 ～ 12. 1	日本自動車両協会／ 平成11年度JEVA電気自動車 フォーラム(東京)	2人乗り小型電気自動車“HONDA City Pal” の開発	小椋 正己 三田 義訓 高橋 龍夫	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		HONDA ICVSにおける密閉型鉛蓄電池の 開発	細川 正明 山田 信治 長谷川圭一 中山 恭秀 横尾 雅英 有賀 恭一 竹田 亨	(株)ユアサコーポレーション (株)ユアサコーポレーション (株)ユアサコーポレーション (株)ユアサコーポレーション 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
1999.11.30	MH利用開発研究会／ 平成11年度第3回研究会 (八王子)	ホンダにおける電気自動車および ハイブリッド車の動向	木下 直樹 大園 一也 三森 正仁	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1999.12. 1	自動車技術会／自動車技術 Vol.53 No.12	2025年の自動車生産技術予測調査	森井 健二 他	和光基礎技術研究センター 他
	計測自動制御学会／ 計測自動制御学会論文集／ Vol.35, No.12	正則化とH ∞ フィルタリングの関係に ついて	足立 修一 米谷 嘉子 佐野 久	宇都宮大学 宇都宮大学 栃木研究所
	Engine Technology International/Electric & Hybrid Vehicle Technology 99	Decisions, decisions	佐藤 登	栃木研究所
1999.12. 7 ～ 8	次世代金属・複合材料研究 開発協会／第一回知的材料 構造システム国際シンポジ ウム(東京)	大歪みアクチュエータの開発	鋤柄 宜	栃木研究所
1999.12. 8 ～ 10	日本機械学会／第8回交通 ・物流部門大会(川崎)	運転状態図を用いたオーバーステア時に おける操舵反力制御とその効果	山脇 茂 清水 康夫	栃木研究所 栃木研究所
1999.12.14	科学技術と経済の会／第16回 オープンセッション研究会 (東京)	ホンダ ヒューマノイドロボットの 研究経緯と今後	大原 仁	和光基礎技術研究センター
	自動車技術会／シンポジウム No.9910「21世紀を担うガソ リンエンジンとは？」(東京)	S2000に見る高性能化と環境のバランス	布田 恭三	栃木研究所
1999.12.15	上智大学／1999年度総合科目 地球環境と科学技術講座 (東京)	自動車のリサイクル	大場 茂	朝霞研究所

本田技術研究所 論文委員会

(編集当時)

委員長
副委員長
編集長
委員

畑中 徹
重成 呂一
鶴賀 孝廣
赤木 正俊
東 雄一
石井 清
井之川 明嗣
今成 昌文
岩澤 健二郎
岩垂 滋人
江村 繁夫
橋 三喜雄
奥原 久和
片野 博樹
加藤 幹夫
川合 誠
栗城 信晴
斎藤 徹
酒井 伊知郎
阪口 伸一
佐藤 登
澤井 伸一
島田 広之
白石 修士
杉野 光生
杉本 洋一
瀬川 啓二
銭場 克己
高川 正徳
高橋 文孝
高橋 幸敏
田中 敦
西川 正恭
馬場 雅之
浜 靖
古川 修
三浦 啓二
松井 弘樹
見座 一人
皆川 正明
山下 剛
吉田 文彦
青山 登志彦
工藤 賢一
小泉 伸一
白木 晶子
杉本 康弘
渡辺 良博

栃木研究所
朝霞研究所
栃木研究所
朝霞研究所
栃木研究所
朝霞東研究所
栃木研究所
栃木研究所
栃木研究所
朝霞研究所
栃木研究所
朝霞研究所
栃木研究所
朝霞研究所
栃木研究所
朝霞研究所
栃木研究所
朝霞研究所
和光基礎技術研究センター
栃木研究所
和光基礎技術研究センター
朝霞研究所
栃木研究所
栃木研究所
栃木研究所
栃木研究所
朝霞東研究所
栃木研究所
和光基礎技術研究センター
朝霞研究所
栃木研究所
朝霞東研究所
栃木研究所

事務局

編集後記

一昨年のホンダは創立50周年を迎え、積み重ねた技術の偉大さを身近に感じた記念すべき年でした。HONDA R&D Technical Reviewも創刊以来10年を超え年2回の発行となっています。今回のVol.12のNo.1で年2回発行の2年目となり編集委員も要領よく編集作業を進めることができました。これも一重に論文活動にご理解とご協力を頂いている方々のお陰であると感謝しています。

近年の掲載記事では、環境と安全をキーワードとしたものが多くなってきています。今回、掲載されたものにおいても省資源、省エネルギー、軽量化、小型化、リサイクル、地球温暖化、低燃費、低排気エミッション、低騒音、二次電池・電気エネルギー、電動化、衝突安全などをテーマとしています。いずれもめざましい進歩のエレクトロニクス技術やコンピュータ技術を駆使するなど“時代に適応した物づくり”の努力の結果として表れています。

今年は次世紀に羽ばたく千年紀にあたります。研究所員の皆さまにおかれましては、HONDA R&D Technical Reviewを二輪・四輪・汎用・基礎研究間のシナジー効果を生み出すツールとして活用し、多くの新技術を生み出すとともに編集委員が掲載論文の選択に困るぐらいの多くの論文を執筆して頂けると幸いです。今後も、HONDA R&D Technical Reviewに対してより一層のご協力をお願いいたします。

(小 泉)

HONDA R&D Technical Review

©2000 株式会社 本田技術研究所 (禁無断転載)

2000年4月1日 Vol.12 No.1

発行所 株式会社 本田技術研究所

発行人 福 井 威 夫

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 028-677-6558
FAX 028-677-7854

印刷所 ☎351-0114 埼玉県和光市本町 20 番 16 号
協永堂印刷株式会社

A painting of a snowy landscape. A dark, gnarled tree branch with green and yellow leaves extends from the left side across the middle of the frame. The ground is covered in a thick layer of white snow, with some dark rocks or debris visible at the bottom. The background is a deep, dark blue or black, with a bright, glowing light source in the upper right corner, creating a lens flare effect. The overall style is painterly and somewhat abstract.

HONDA R&D Co., Ltd.