

HIORI & DR

April 2001 



—— 表紙の言葉 ——

その昔、何もない地べたにタネを蒔いた人がいた。

芽吹くタネも有れば、そのまま土に帰るタネもあっただろう。
運良く芽吹いても、風に倒れるものもあったに違いない。
それでも彼はタネを蒔き、大きく育てと世話をした。

月日が過ぎて花が咲き、やがて幼い実を結ぶ。
まだまだ不完全な実を結ぶ。

木が育たなければ 良い実はいらない。
木は育ち、実を結ぶ…去年も今年も来年も。
来る日も来る日も世話をした。

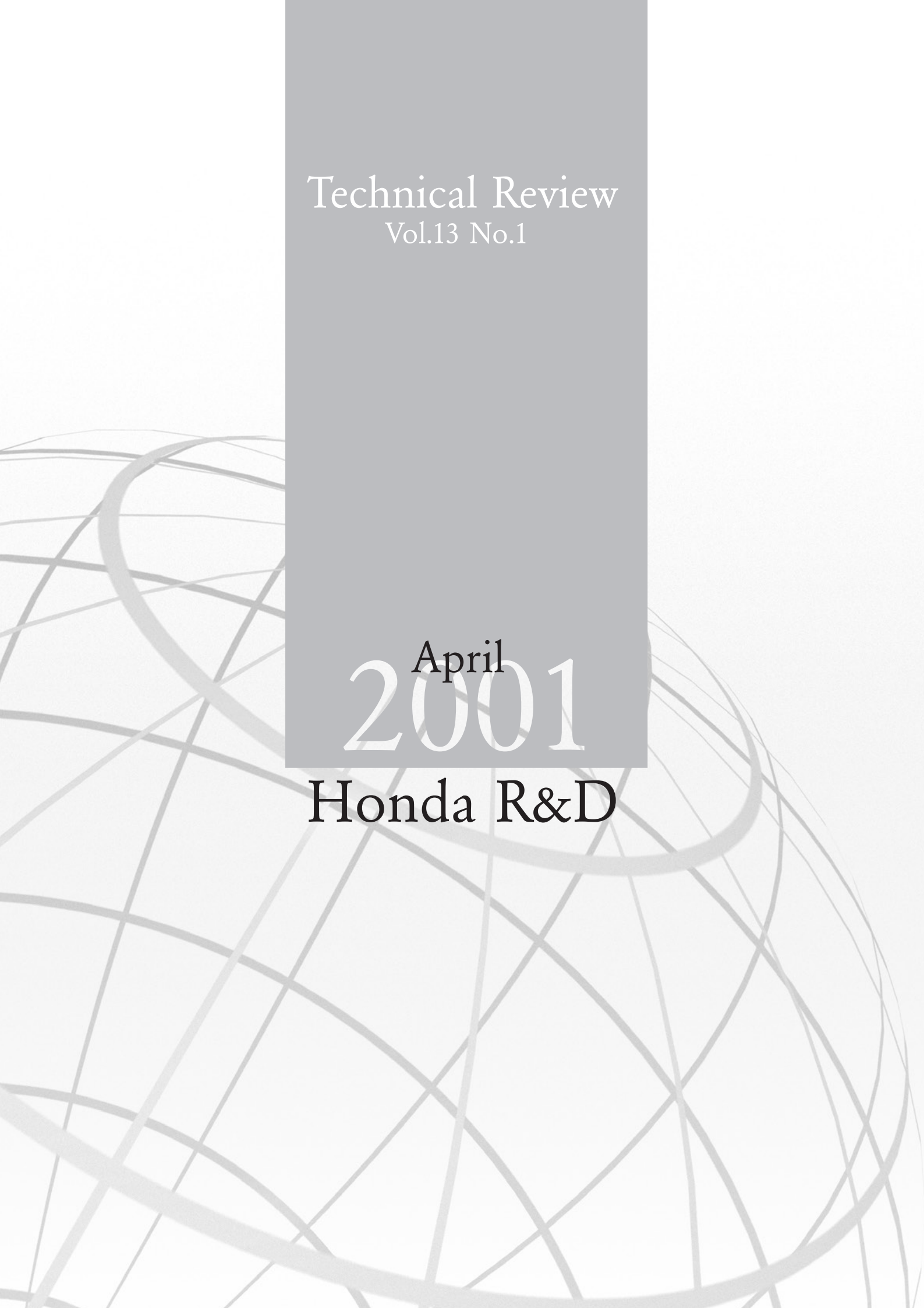
いつしか木は育ち、見事な実を結ぶようになる。
次々に木々は育ち、誰もが喜ぶ実を付ける。
木々はやがて、花開き実を付けるだけには留まらず、命を育む森になる。

今日実を結んでいる木々があるのも、タネを蒔いた人がいたからこそ。
うっそうとした森の木々は、遙か昔にタネを蒔いた人々の記録。

そして今日も、タネを蒔く人がいる。



朝霞研究所
デザインブロック
黒澤康夫



Technical Review
Vol.13 No.1

April
2001

Honda R&D

目 次

技術紹介

- ◇ ヒューマノイドロボット ASIMO の開発 広瀬真人・竹中 透 1
- ◇ ヒューマノイドロボット ASIMO のデザイン 小池昭男・奥石 健 7
- ◇ 2001 年モデル「シビック」の開発 横田千年・中村芳則・矢田 茂・船津浩一
久保文雄・大窪 毅・渡辺 正 17
- ◇ 新型 CIVIC 用サスペンションの開発 長谷川俊也・和田範秋 29
- ◇ 排ガス測定におけるモード走行運転の自動化 阿部良治・小林吉彦 35

論文

- ◇ バックファイヤ発生メカニズムに関する研究 斉藤信二・安達真也 41
- ◇ Development of an On-Board System for the Simultaneous Analysis of Tailpipe Exhaust and Ambient Air
Jeff JETTER・Shinji MAESHIRO
Norio SUZUKI・Seiji HATCHO 49
- ◇ 排気系の低騒音・低背圧化予測技術の研究 渡辺哲史・石井 豪・秋山英和 59
- ◇ Air Quality and Emission Control Strategy Evaluation Software BRIDGE PROGRAM
David DEWITT・Yoshiaki Matsuzono 69
- ◇ 三次元数値流体計算の活用による超偏平トルクコンバータの開発 安部浩也・丸山徹郎・坂藤征利 75
- ◇ トランスミッション用外接はすば歯車の歯元曲げ応力予測技術の実用化 .. 卯月千秋・平岡昌巳・中田雅之
館野義和・水野孝樹 81
- ◇ スリップ制御による車両のスタビリティとステアアビリティの向上 金 圭勇・矢野 修・占部博之 91
- ◇ ブレーキジャダ低減に関するサスペンション動特性の研究 山口哲也・小林清志 99
- ◇ 超弾性解析によるブレーキホイールシリンダのカップシールの性能向上 .. 中村功一・伊藤 猛・小林清志 105
- ◇ 自動車用オートエアコンの 3 D 偏日射対応制御研究 角田 功・首藤裕紀・高松育生 111
- ◇ 3 D オートメッシュを用いた有限要素解析のトランスミッション開発への適用 永井 滋・内田孝尚 117
- ◇ C V T 金属ベルト応力シミュレーション技術の開発 斎藤俊博・岡野武政 125

◇ スポーツカー室内音の客観的評価ソフトウェアツールの開発	石井康夫・山下 剛 F.K. ブランドル・S. トーマン・W. ビアメイヤー	131
◇ エンジンの内部起振力測定法	鈴木敏文・神村直毅・高橋幸敬	139
◇ エンジンマウントにおけるギヤ振動伝達予測技術	禧久和臣・関根明子・両方雅行	145
◇ ナイトビジョンシステムの開発	辻 孝之・服部 弘 渡辺正人・長岡伸治	151
◇ 追突速度低減システムの開発	小高賢二・杉本洋一・小田部誠 市川章二・浦井芳洋	159
◇ Development of 7003 Aluminum Extrusions for Motorcycle Frame Applications	Rowdy JOSEPH・Junichi UEDA	167
◇ 高圧金型鑄造用ピストン合金の開発	高崎憲政・吉村祐子・佐藤和義 杉本幸男・佐藤貴紀	175
◇ アルミニウムボデーのためのクロムフリー表面処理システムの開発	西野俊哉・和泉浩一郎	185

CONTENTS

Introduction of new technologies

- ◇ Development of Humanoid Robot ASIMO Masato HIROSE • Toru TAKENAKA 1
- ◇ Styling Design of Humanoid Robot ASIMO Akio KOIKE • Takeshi KOSHIISHI 7
- ◇ Development of the 2001 Year Model CIVIC
..... Chitoshi YOKOTA • Yoshinori NAKAMURA • Shigeru YADA • Kouichi FUNATSU
Fumio KUBO • Tsuyoshi OHKUBO • Tadashi WATANABE 17
- ◇ Development of New CIVIC Suspension Toshiya HASEGAWA • Noriaki WADA 29
- ◇ Automation of Mode Driving Operation for Exhaust Gas Measurement
..... Yoshiharu ABE • Yoshihiko KOBAYASHI 35

Technical papers

- ◇ Study on Generation Mechanism of Backfires Shinji SAITO • Masaya ADACHI 41
- ◇ Development of an On-Board System for the Simultaneous Analysis of Tailpipe Exhaust and Ambient Air
..... Jeff JETTER • Shinji MAESHIRO
Norio SUZUKI • Seiji HATCHO 49
- ◇ CAE Technique for Reduction of Exhaust System Noise and Back Pressure
..... Satoshi WATANABE • Tsuyoshi ISHII • Hidekazu AKIYAMA 59
- ◇ Air Quality and Emission Control Strategy Evaluation Software BRIDGE PROGRAM
..... David DEWITT • Yoshiaki Matsuzono 69
- ◇ Development of Super Squarshed Torque Converter by Applying Three-dimensional CFD
..... Hiroya ABE • Tetsuro MARUYAMA • Masatoshi SAKATOU 75
- ◇ Application of Helical Gear Tooth-Root Bending Stress Simulation for Automotive Transmission
..... Chiaki UZUKI • Masami HIRAOKA • Masayuki NAKADA
Yoshikazu TATENO • Kohki MIZUNO 81
- ◇ Improvements in Vehicle Stability and Steerability with Slip Control
..... Keiyu KIN • Osamu YANO • Hiroyuki URABE 91
- ◇ Study of the Suspension Dynamic Characteristics for Brake Judder Reduction
..... Tetsuya YAMAGUCHI • Kiyoshi KOBAYASHI 99
- ◇ Improvement of Performance for Cup Seal in Brake Wheel Cylinder by Super Elastic Analysis
..... Koichi NAKAMURA • Takeshi ITO • Kiyoshi KOBAYASHI 105
- ◇ Research of Control Countermeasure for 3-D Uneven Solar Radiation of Car Auto Air-Conditioning System
..... Isao TSUNODA • Hironori SHUTO • Ikuo TAKAMATSU 111
- ◇ Application of Finite Element Analysis Using 3D Auto-mesher to Transmission Development
..... Shigeru NAGAI • Takanao UCHIDA 117
- ◇ Development of Metal Pushing V-Belt Stress Simulation for Continuously Variable Transmission
..... Toshihiro SAITO • Takemasa OKANO 125

◇ Development of a New Software for Objective Evaluation of Interior Sound of Sports Cars Yasuo ISHII • Tsuyoshi YAMASHITA Franz K. BRANDL • Siegmund THOMANN • Werner BIERMAYER	131
◇ A Method for Measuring the Exciting Forces inside Engines Toshibumi SUZUKI • Naoki KAMIMURA • Yukitaka TAKAHASHI	139
◇ Prediction Technique for Gear Noise Transfer in Engine Mounting Systems Kazuomi KIKU • Akiko SEKINE • Masayuki RYOUKATA	145
◇ Development of Night Vision System (Collision avoidance system to the pedestrian) Takayuki TSUJI • Hiroshi HATTORI Masahito WATANABE • Nobuharu NAGAOKA	151
◇ Rear-end Collision Velocity Reduction System Kenji KODAKA • Yoichi SUGIMOTO • Makoto OTABE Shoji ICHIKAWA • Yoshihiro URAI	159
◇ Development of 7003 Aluminum Extrusions for Motorcycle Frame Applications Rowdy JOSEPH • Junichi UEDA	167
◇ Development of Alloy for the High Pressure Die Casting Piston Norimasa TAKASAKI • Yuko YOSHIMURA • Kazuyoshi SATO Yukio SUGIMOTO • Takanori SATO	175
◇ Development of Chrome Free Pretreatment System for Aluminum Body Toshiya NISHINO • Koichiro IZUMI	185

ヒューマノイドロボット ASIMO の開発

Development of Humanoid Robot ASIMO

広瀬 真人* 竹中 透*
Masato HIROSE Toru TAKENAKA

要 旨

Hondaは新しいモビリティへのチャレンジとして、二足歩行ヒューマノイドロボットの開発に取り組んできた。そのなかで、新しい時代を切り開く革新的モビリティ：Advanced Step in Innovative MObilityである「ASIMO」を開発した。これは、人の身近なところで、実際に人の役に立つ存在であることを目標に、生活環境に適合できるミニマムなサイズ(身長1200mm, 重量43kg)で実現させたものである。また、従来の研究で培ってきた技術をさらに発展させることにより、その機能を進化させた。特に歩行に関しては、従来の歩行安定化制御に加え予測制御技術を取り入れた新しい「自在歩行技術」により、スムーズで連続的な移動が可能となった。

ABSTRACT

Honda has been doing research on biped walking humanoid robot as the challenge to a new field of mobility. This time, we developed the “ASIMO” named after Advanced Step in Innovative MObility. We materialized it with overall height of 1200mm and weight of 43kg, aiming for a useful robot which is friendly to and compatible with the actual human living environment. As for walking, we developed the free walking technology including behavior prediction such that a robot can change its walking motion freely and smoothly without intermission.

1. はじめに

Honda は 1986 年から、新しいモビリティの創造のひとつとして、人々の生活空間の中で活躍できることを目指し、「人と共存・協調し、社会の中で役に立つことにより、新しい価値をもたらすヒューマノイドロボット」の研究を行ってきた。その研究過程において得られた、人間歩行の解析による歩行データや、2足歩行のアクチュエータ・機構の設計、2足歩行の制御等の技術を活かし、1996年に世界初の自律二足歩行ヒューマノイドロボット P2⁽¹⁾を試作し公開した。また、人間の生活環境や社会におけるヒューマノイドロボットのあり方を検討し、1997年に、より人間に近いサイズのプロトタイプモデル P3 を完成した。

これらの技術をさらに発展させるとともに、人の身近なところで、実際に人の役に立つ存在を目指して、人間の生活環境に適合できるミニマムなサイズ(身長 1200mm, 重量 43kg)のヒューマノイドロボット「ASIMO」(Fig.1)を 2000 年 10 月末に誕生させた。「ASIMO」とは、Honda ヒューマノイドロボットの総称として、「新しい時代を切り開く革新的モビリティ：Advanced Step in Innovative MObility」を意

＊和光基礎技術研究センター

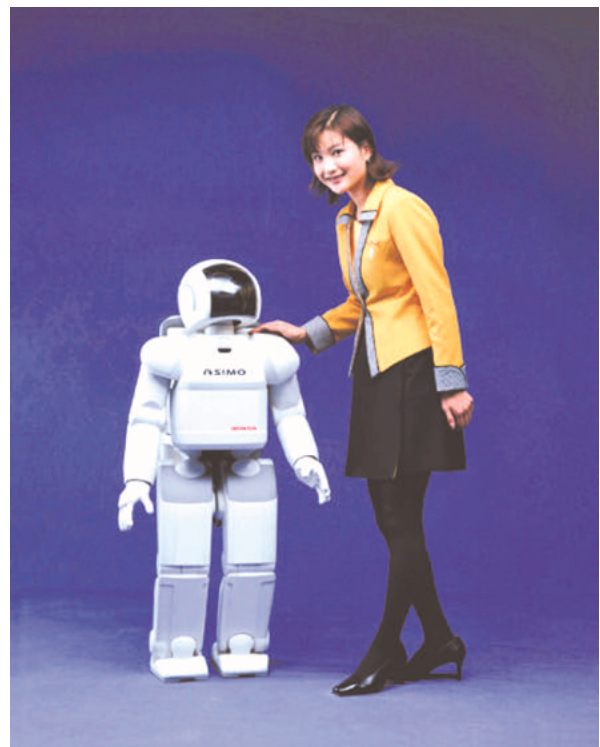


Fig.1 Humanoid Robot “ASIMO”

味した名称である。ここでは、ASIMOの仕様諸元、及びそのよりスムーズで連続的な移動を可能にした歩行技術について紹介する。

2. 開発コンセプト

ASIMOでは実用化に向けた新しい技術の研究開発、特に下記3項目の技術課題の解決に取り組んできた。

- 1) 小型・軽量化
- 2) 腕・手の機能進化
- 3) 歩行の知能化

大きさ、重量は、ロボットが人間の身近な生活環境の中で活動するために、最も重要なファクターである。人間の生活環境で実用性を発揮するためには従来の P3 に対して小型・軽量化を図る必要がある。

また、小型ロボットにおける作業範囲の制限を極力抑えるため、腕の可動範囲を拡大する必要がある。また対象物を柔らかく、均一に掴める手をシンプルな機構で実現しなければならない。

さらに、人間と協調して作業をするためには、歩行の安定性に加え、滑らかに移動が出来る歩行機能やその制御がロボットの実用化において必要不可欠である。

3. 主要諸元

3.1. 大きさ

従来の P3 は人間の大人のサイズを目標に試作したが、ASIMOでは人間の生活空間で実際に役に立つロボットにはどのくらいのサイズが適切か、という観点で検討した。単に移動し物を運搬するだけではなく、環境に適合したサイズとするため、Fig.2に示すように、扉のノブや、照明スイッチ、コンセントなどの生活環境へのアクセス性から、腕上げ高さ、しゃがみ位置を検討した。また、普段私達が使用している机や立ち作業台での作業姿勢などから、肘や肩位置を求めた。

直立時の肩位置高さの寸法を 910mm とし、その位置を基準にした作業範囲は、上側は、腕を伸ばして作業ができる 1290mm の高さ、下側は、しゃがみ込んで作業ができる高さとした。また、Fig.3に示すように、階段の昇降を可能とするためには、脚の寸法は股関節まで 610mm にする必要がある。これらの検討結果から、身長は 1200mm と設定した。また、狭い通路やドアの幅を考慮し、ロボットの横幅は 450mm、奥行きは 440mm とした。そのサイズを P3 との比較で Table 1 に示す。このサイズとしたことで、私達が椅子に座った状態からのロボットとのコミュニケーションのしやすさ、そして親しみやすさも同時に得られた。

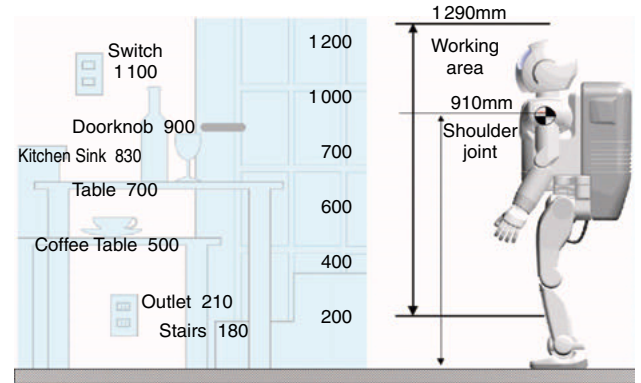


Fig.2 Life environment and working space

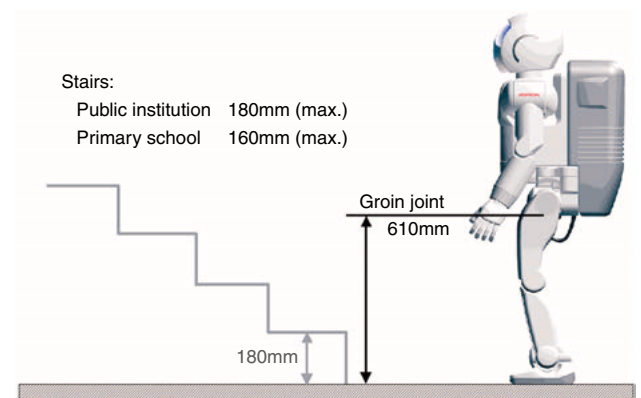


Fig.3 Stairs

Table 1 Size of ASIMO/P3

	ASIMO	P3
Height (mm)	1200	1600
Width (mm)	450	600
Extend (mm)	440	555
Weight (kg)	43	130

3.2. 重量

Fig.4 に示すように、身長 1600mm、重量 130kg の P3 に対し、ASIMOの重量は体積比分のダウンサイジングに相当する重量(54kg)のさらに20%の軽量化を推し進め、43kgの重量を実現できた。フレームにマグネシウム合金材料を使用し、3面で構成が成立するH型断面構造、さらに薄肉鋳造方式による肉厚1.5mmを基本構造とした。また電装機器も制御ユニット部などを最適設計し、小型・軽量化を実現させた。このロボットの重量は同一身長の人間重量 22kg ~ 23kgに対し約2倍であるが、大人二人で運搬することが可能である。

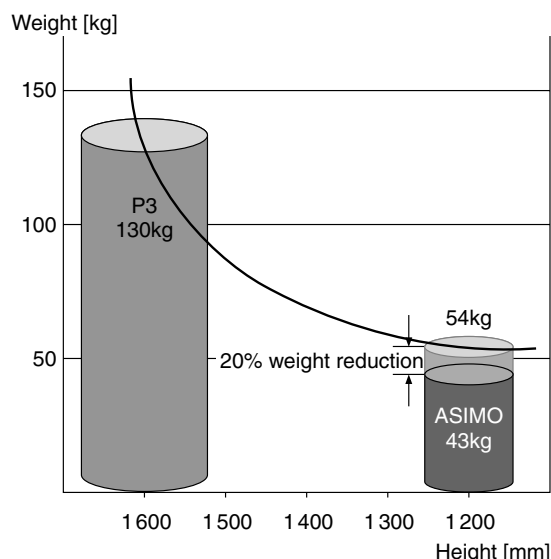


Fig.4 Weight reduction

3.3. 関節の構成

関節は人間の骨格を参考にしながら、シンプルかつその基本動作機能を損なわない構成とした。関節の構成と自由度について、Fig.5 に示す。脚部は、従来の P3 と同様に、足関節・膝関節・股関節の構成で6自由度とし、歩行はもちろん階段昇降やまたぎ動作も可能である。5本指を開閉できる手は1自由度であり、腕部については手先を任意の位置に決定できる肩関節・肘関節と手首関節の構成で5自由度とした。また頭部は、うなずき動作ができる2自由度の構成とした。

3.4. 腕・手の機能

身長1200mmのロボットの作業姿勢を検討すると、Fig.6 に示すように肘関節が肩関節の真横にくる姿勢が、高い作業台における動作の際に生じる。このような動作姿勢において、肩関節の軸回転方向と肘関節の軸回転方向が直線状に並んで、動く方向が重なる特異点が生じ、動きの自由度が制約される。その制約を避けるために、肩関節の軸を上方に20度傾けた構成にして、腕の可動範囲を大きくとれるようにした。この結果、肘を105度まで上げて作業することができ、身長1600mmのP3と同様の作業領域を確保することが可能となった。

手は、一本のワイヤーで5本指を引っ張る機構であり、握る動作と開く動作が可能である。対象物を握ろうとした場合に、ひとつの指がその対象物に触れるとその位置で停止し、別の指が順番に触れていく、包み込み動作ができる。つまり柔らかく、均一に物体を掴める手である。また、機構がシンプルなことから狭いところへのアクセス性も向上している。

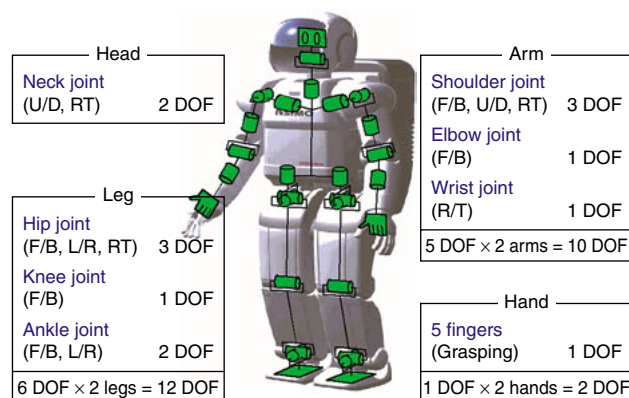


Fig.5 Joint structure and DOF (Degree of Freedom)

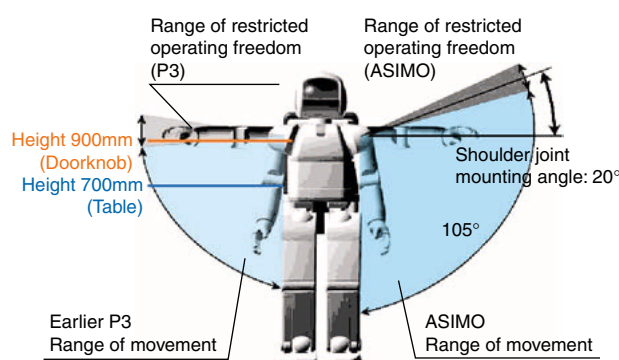


Fig.6 Arm's range

3.5. 操作方法

従来の P3 は、ワークステーションを使ってすべての操作を行っていた。Fig.7 に示すように、ASIMO ではそれに加え、携帯コントローラによる方法を新たに採用し、より直感的でダイレクトな操作を実現した。

従来からのワークステーションにより、スタートアップや定型な動作を自動で実行することができるとともに、携帯コントローラを用いて、ロボットを簡単に自在歩行(前進・後退/かに歩き/斜め歩き/旋回)させることができる。また、登録された動作(握手/両手を振る/バイバイ/おじぎ等)は、この携帯コントローラのボタン操作により選択し実行できる。

3.6. 歩行方法

ASIMOでは次章に詳細に示すとおり、従来の研究で培ってきた歩行安定化制御に加え、予測運動制御を取り入れた新しい「自在歩行技術」を実現した。これにより、いかなる瞬間からでも連続的にかつ自由自在に歩行パターンを変更できるようになった。

以上、今回開発した ASIMO の主要諸元を Table 2 にまとめ示す。

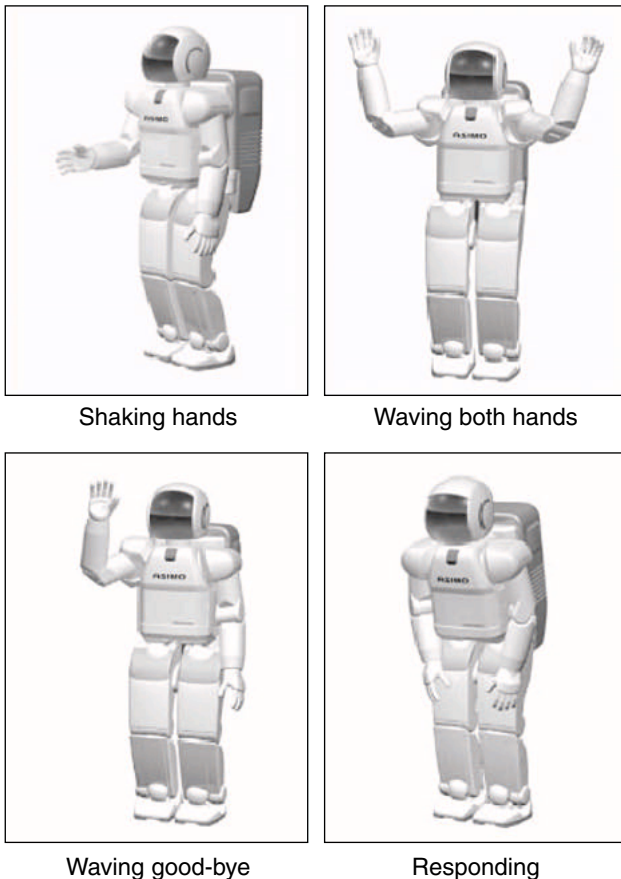
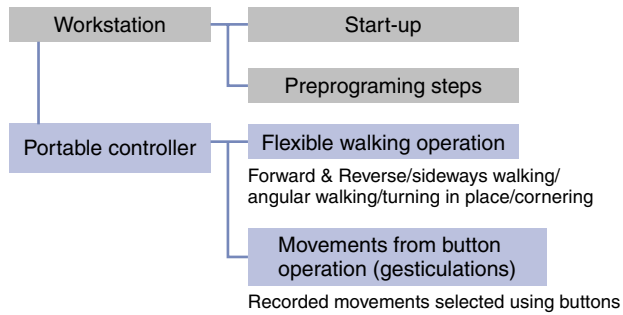


Fig.7 Operation system

Table 2 Specifications of ASIMO

Height	1200mm
Weight	43kg
Walking speed	0 ~ 1.6km/h
Walking cycle	Cycle adjustable, Stride adjustable
Grasping force	0.5kg/hand (5-finger hand)
Actuator	Servomotor + Harmonic speed reducer + Drive unit
Control unit	Walk/Operating control unit, Wireless transmission unit
Sensors	Foot: 6-Axis foot area sensor Torso: Gyroscope & acceleration sensor
Power section	38.4V/10AH (Ni-NH)
Operating section	Workstation or handy controller

4. 歩行技術

4.1. 歩行の安定化

人間は、歩行中あるいは直立中に倒れそうになると、a) 足裏の一部を床に強く押し付けて踏ん張り、それでもこらえきれなくなると、b) 足腰の運びを変えたり足を踏み出したりして姿勢の回復を試みる。この人間の動作を力学的に解析すると、以下ようになる。

重力と慣性力の合力の作用線と地面との交点は、ZMP (Zero Moment Point)^{(2), (3)}と呼ばれる。一方、床反力が作用する点を床反力中心点と呼ぶ。基本的には、ロボットは、その動力学モデルを基に目標歩行パターンを CPU で生成し、これに関節を追従させて歩行する。目標歩行パターンの ZMP を「目標 ZMP」と呼ぶ。

実際のロボットが理想通りの歩行をしているときには、重力と慣性力の目標合力と実床反力の作用線は一致するが、例えば、ロボットが地面の凹凸を踏んだ場合には、Fig.8に示すとおりの作用線のずれが生じてバランスを崩し、転倒力が発生する。この転倒力は目標 ZMP と実床反力中心点のずれにほぼ比例する。つまり、目標 ZMP と実床反力中心点のずれが、バランスを崩す最大の原因である。P2, P3に使われている歩行安定化制御では、ロボットがバランスを崩して倒れそうになると、逆に積極的にこのずれを制御することにより姿勢を復元する。以下に、この姿勢制御の核技術である「床反力制御」「目標 ZMP 制御」「着地位置制御」について述べる。

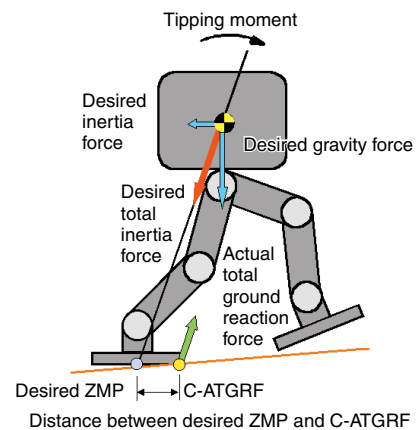


Fig.8 Unbalance of the legged robot

4.1.1. 床反力制御

床反力制御は、床の凹凸を吸収しながらも、倒れそうになった時に足の裏で踏ん張る制御であり、一種のアクティブサスペンションとも言えるものである。具体的には、両脚足首下に備えた6軸力センサにより実床反力中心点を検出しながら、目標 ZMP を中心に両足先端の位置と姿勢を回転移動させることによって、実床反力中心点を姿勢バランスのための適切な位置に制御する。例えば、Fig.9に示すよ

うな未知の登り斜面では、実床反力中心点はつま先側にずれるが、床反力制御は、つま先側を少し持ち上げて実床反力中心点を目標 ZMP まで戻す。また Fig.10 に示すように未知の登り斜面に両脚が接地している状況では、前脚床反力が増大し後脚床反力が減少して床反力中心点が前にずれてしまう。そこで、前足先端を持ち上がり、後足先端が下がるように目標 ZMP まわりに足先端を回転移動させることによりずれをゼロに戻す。このような床の凹凸の影響を吸収する動作に加え、何らかの原因でロボットが前傾したときには、実床反力中心点を目標 ZMP よりも前にずらし、姿勢復元力を発生させる。ただし、実床反力中心点は足裏接地面の範囲から越えることができないので、姿勢の復元力には限界があり、ロボットが大きく傾いた場合には転倒する。

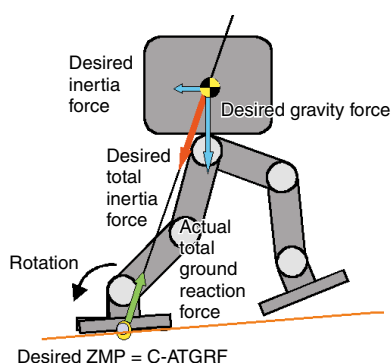


Fig.9 Compliant motion during single support phase

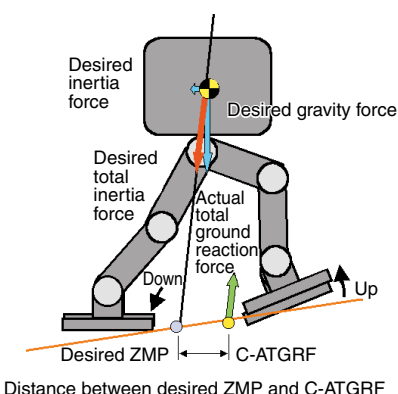


Fig.10 Compliant motion during double support phase

4.1.2. 目標 ZMP 制御

ロボットが大きく傾いた場合には、目標 ZMP 制御が働いて転倒を防ぐ。例えば前方に倒れそうな場合には、目標 ZMP 制御により、Fig.11 に示すように目標歩行パターンの上体軌道を理想軌道よりも一層強く前方に加速させる。この結果、目標 ZMP が実床反力中心点よりも後方に移動し、後ろに倒そうとする力が働き、姿勢の傾きが戻る。言い換えれば、目標歩行パターンのバランスを故意に崩すことによってロボットの姿勢を復元させる制御である。

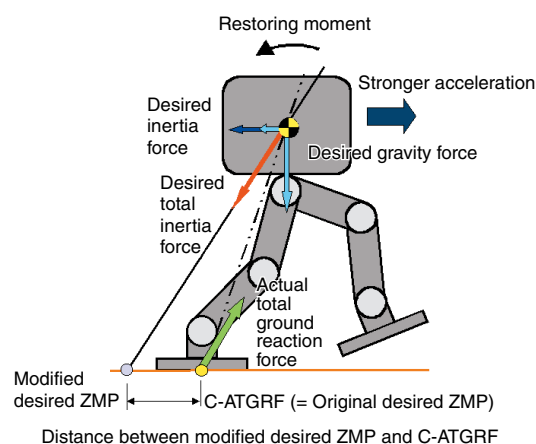


Fig.11 Model ZMP control

4.1.3. 着地位置制御

目標 ZMP 制御が働くと、目標としていた上体の位置が、より強く加速した方向にずれる。このとき、元の理想通りの歩幅で次の足を踏み出すと、上体に対して足が取り残されてしまう。そこで、着地位置制御により、上体と足の理想的な位置関係を取り戻すように歩幅を適切に修正する。

4.2. 歩行の知能化

従来の歩行パターン生成法は、オフラインで設計した数十種類の基準歩行パターンを時系列データにしてロボットに記憶させ、これらの合成(重み付き平均)によって自在な歩行パターンを生成する方式であった。しかし、この原理ゆえに、a)直進から旋回するためには、その間に一旦停止が必要で、b)旋回歩行はべた足、c)歩行周期は数種類に限定、などの欠点があった。これらの欠点を解消するために、ASIMOでは、新たに予測運動制御技術を開発し、歩行の知能化を図った。

直進から旋回に連続的に移行する場合を例にとると、Fig.12 に示すとおり旋回時には遠心力とバランスをとるために、重心位置を旋回中心側にずらす必要がある。ASIMOでは、直進から旋回に移行する際に、旋回前から予測演算によって、各瞬間における、最適な重心移動を求めながら、リアルタイムに歩行パターンを生成する。

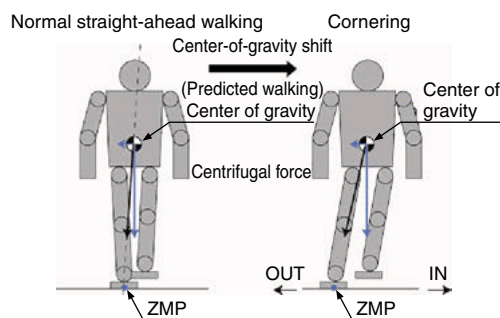


Fig.12 Center-of-gravity shift when cornering

このように従来の歩行安定化制御に加え、予測運動制御を取り入れた新しい「自在歩行技術」の実現によって、いかなる瞬間からでも一旦停止することなく滑らかかつ自由自在に歩行パターンを変更できるようになった。

5. まとめ

ASIMOの開発において、専用電装設計や構造の見直し等により大幅な小型化と軽量化を実現した。また、新たに開発した「自在歩行技術」により、滑らかで自在な歩行が可能となった。今後も、生活環境の中で役立つロボットを目指して、さらなる軽量化と運動機能向上を図ると共に、様々な作業ができる高知能ロボットの開発を推進する。

このロボットを完成するにあたり、内外にて多くの人達の多大なるご協力をいただき感謝の意を表する。

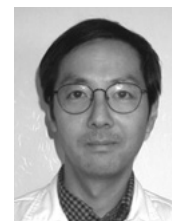
参考文献

- (1) K. Hirai, M. Hirose, Y. Haikawa, T. Takenaka: The Development of Honda Humanoid Robot, IEEE ICRA, (1998)
- (2) Vukobratović, M., Stepanenko, Y., “On the Stability of Anthropomorphic Systems”, *Mathematical Biosciences*, Vol.15, Oct., (1972)
- (3) M.Vukobratovic, 加藤, 山下 訳: 歩行のロボットと人工の足, 日刊工業新聞社, (1975)

■ 著 者 ■



広瀬 真人



竹中 透

ヒューマノイドロボット ASIMO のデザイン

Styling Design of Humanoid Robot ASIMO

小 池 昭 男*

Akio KOIKE

興 石 健*

Takeshi KOSHIISHI

要 旨

ヒューマノイドロボット「ASIMO」は、新しいモビリティへのチャレンジとして開発された。今回、自動車デザイン部門としては初めて企画初期段階から開発に加わりデザイン展開を行った。まだ市場が確立されていない、まったく新しい分野の製品であるヒューマノイドロボットを、独自のデザイン提案をもとに開発をすすめると同時に、内外の意見を聞きながら、デザインの方向性を定めていった。また、可動部分が多く動的要素を持つヒューマノイドロボットに対し、開発初期段階からコンピュータ技術を最大限に活用することで、歩行姿勢等をコンピュータグラフィック(CG)でシミュレートし、デザインと機構を高い次元で両立させていった。これまで培ってきたロボット開発に自動車デザインの経験を重ね、新しいデザイン手法を取り入れた結果として、今までに無い新しい価値観を持つ、より身近で親しみやすいデザインを実現することができた。

ABSTRACT

The Honda humanoid robot “ASIMO” was developed as a challenge for new mobility. We as members of the automotive design division, took part of the development team regarding styling design from the early planning stages this time. This is a product in a brand new category, which is not yet settled as a business market. We listened to various opinions of people inside and outside of the company which influenced the design direction based on our unique proposals. We used computer technologies for our work as much as possible especially. In designing its dynamic walking posture with many movable parts. Using computer graphics this was simulated and made compatible with its structure achieving high level solutions. ASIMO has been designed to be more familiar and friendly to the human perception and created a new sense of value. This was achieved by using new computer design technology together with the experience of automotive and robot development for the first time.

1. はじめに

ヒューマノイドロボットを商品とした市場はまだ形成されていないが、エンターテインメント領域の「AIBO」⁽¹⁾を始め、20世紀末に多くのロボットが発表され、かつては夢であったロボットとの共存が現実のものとなってきた。Hondaは新しいモビリティ(移動体)の創造のひとつとして、1986年よりヒューマノイドロボットの研究を進めてきた。この開発にデザイン部門が関わったのは1996年に発表したP2(Fig.1)からである。Hondaのヒューマノイドロボットは、そのデザインを含め徐々に社会に認知されつつあり、世界トップレベルの技術に加えデザインも非常に重要な要素となってきた。

Hondaのヒューマノイドロボット(Fig.1)は当初より人間と共存、協調し、社会の中で役に立つことを目標として開発を行ってきた。さらに実用化にむけ社会に溶け込みや

すい存在とするためには、より親和性を高める必要があると考え、先進性と親和性向上を目標にASIMOの開発⁽²⁾を進めてきた。ASIMOとは、Hondaヒューマノイドロボットの総称として新たに付けた名称であり、同時にその基本理念である、新価値の創造をあらわすロゴ(Fig.2)もデザインした。これはHondaのヒューマノイドロボットへのチャレンジを、実験室の中から新しい工業製品として人々に受け入れられる土壌作りへとさらに一歩進めたものである。

20世紀に発展を遂げた自動車に代表される工業製品は効率等の追求により進化してきた。21世紀、より人間に近い存在になるロボットには新しい価値観が求められる。その中でHondaの創るヒューマノイドロボットとしてのあるべき姿をデザイン開発の中で研究した。ここではASIMOのデザイン開発、及びその過程で最大限に活用したコンピュータ技術を用いたデザイン手法について紹介する。

*和光研究所

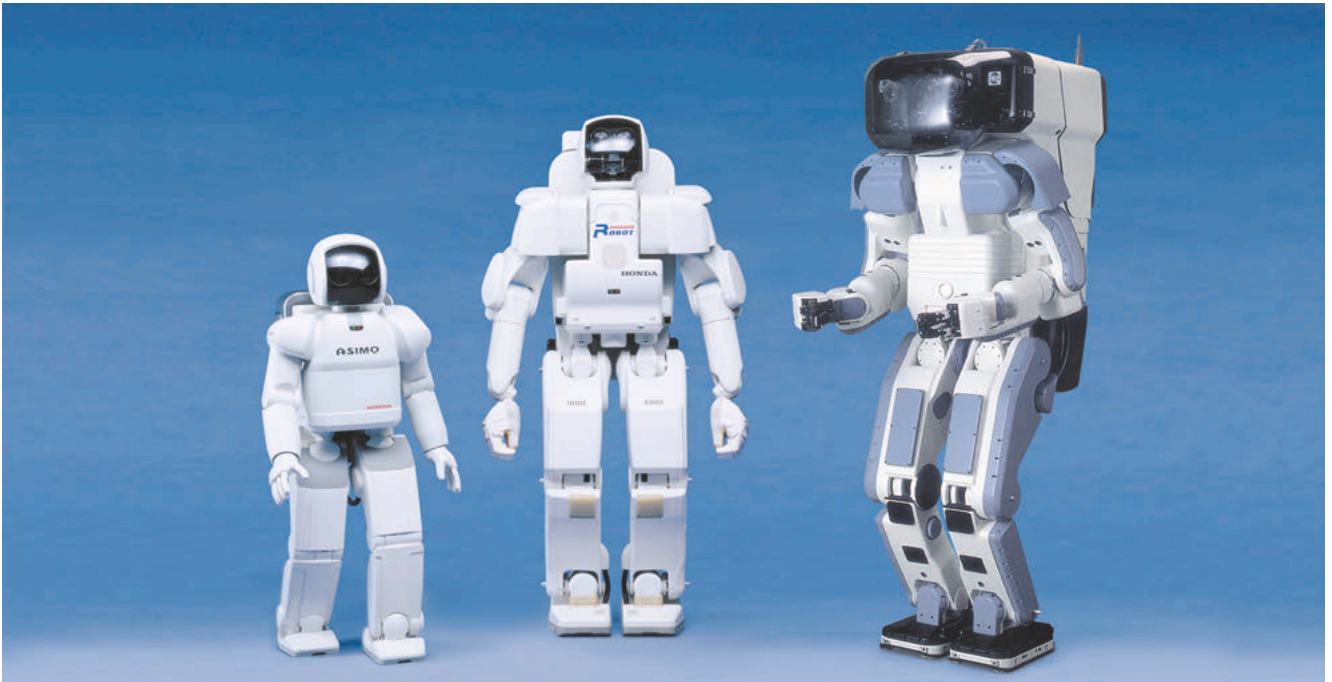


Fig.1 The Honda Humanoid Robots Left: ASIMO (2000), Center: P3 (1997), Right: P2 (1996)

ASIMO

Advanced 新しい時代
 Step in ステップ
 Innovative 革新
 Mobility モビリティ

Fig.2 ASIMO Logo design

2. デザインコンセプト

ASIMOは、人の身近なところで人に優しく、実際に人の役に立つ存在になることを目標としている。したがって、デザインの基本的な考え方を、「夢のモビリティであるヒューマノイドロボットを、より身近で親しみやすい存在にすること」とした。

人間の生活空間で共存するのに相応しいモビリティの一つの回答が、人間に近い形態をしているヒューマノイドロボットである。人間が移動できる場所はどこでも移動ができ、時空をも超える新しい可能性も秘めている。また、ヒューマノイドロボットは、人間の運動機能を兼ね備えているのはもちろんのこと、目指すところは人間の能力を超えるところにある。

しかし外観デザインに関しては人間の「かたち」をモチーフとはしているが、人間そっくりの容姿にすることが最適かどうかは意見が分かれるところである。いうまでもなく主役はあくまでも人間であり、人間と、マシンであるヒューマノイドロボットとの関係は、近すぎず遠すぎない「心地よい関係」を保っている必要がある。

ASIMOでは、安直な擬人化を避け、モビリティデザインの一環として自動車デザインで培ってきた機能的で無駄がなく、一体感を重視したスムーズでシンプルな「かたち」創

りを基本にしている。さらに威圧感や恐怖感を払拭し、誰にも受け入れられる明るく楽しい雰囲気への親しみやすいデザインを追求した。

3. デザイン開発

3.1. 先行検討

ASIMOデザイン開発に先立ち、そのコンセプトのひとつである親しみやすさという観点から、サイズ、プロポーションを検討するとともに、それらのデータを踏まえCGを使った歩行アニメーションで先行デザイン案を展開した。

3.1.1. サイズ

Fig.3 で示すように従来型の Honda ヒューマノイドロボットP3をほぼそのまま縮小したモックアップを作り、実際の生活空間での存在感を検討した。人間の生活空間に於いて親しみやすさが感じられ、かつ環境へのアクセス性、作業性も考慮に入れ、全高を120cmとした⁽²⁾。このサイズとしたことで、ロボット特有の動いた時の威圧感も払拭することができた。

3.1.2. プロポーション

プロポーションは、CG で全体のバランスを変える方法と、モックアップの頭部の大きさを変える方法とで検討した。P3 は 160cm の全高で約8頭身のプロポーションであ

り、それを相似形に縮小したモックアップには違和感が残った。一方、頭部のみ大きさを変更し、約6頭身にしたものが親しみやすい雰囲気を感じられた。結果的にそれは小学1～2年生のプロポーショナルであった。このようにFig.4に示すCGによる合成画像の検討に加え、モックアップによる立体モデルでの検討をしていく過程で、プロポーショナルの重要性を確認できた。

3.1.3. 先行デザイン案

P2, P3で展開してきたHondaヒューマノイドロボットのイメージである、清潔かつシンプルであり宇宙飛行士のイメージを継承発展させたデザイン(Fig.5)をもとに、P3の挙動データを用いたCGによる歩行アニメーションを作成した(Fig.6)。画面上ではあるが、P3と一緒に歩く姿は小型ロボットの可能性をイメージすることができた。

3.2. アイディア展開

先行検討で煮詰めてきたデザインコンセプトやプロポーショナル等のデータを元に、複数のデザイナーによってアイディアスケッチを手描きやCGで展開した(Fig.7)。多くのアイディアの中でCGで提案されたものは、ただ単に静的にリアルであるということだけでなく、動いた状態もイメージできるので、開発初期の段階においても説得力がありインパクトもあった。

3.3. モックアップへの移行案

Fig.8に示すデザインA案は企画当初の大きな課題であった親和性を打ち出したものである。これに対し、よりニュートラルでシンプルな方向性をもたせたFig.9のデザインB案も合わせて提案し、両案とも次のステップでモックアップモデル(Fig.10)に移行した。デザインA/B案のねらいを下記に示す。

デザインA案のねらい

- ・ 誰からも受け入れられやすく明るく楽しい雰囲気の演出
- ・ 子供をモチーフとし、キュートさ、快活さ、将来性を表現
- ・ アイコンタクトのための表情をつくり、コミュニケーション性を向上

デザインB案のねらい

- ・ 一目でわかるHondaヒューマノイドロボットの血筋
- ・ 無限の可能性を秘めた用途に対しシンプルでニュートラルなイメージ
- ・ マシンとしての機能美追求

3.4. デザインクリニック

ヒューマノイドロボットはまったく新しい製品であり、当然市場も確立されていない。そこで、市場での使われ方の

イメージ調査も兼ね、社内外の意見を聞くデザインクリニックを実施した。両デザイン案の1/1モックアップモデルと、CGによる歩行アニメーション(Fig.11)を提示し、以下の結果を得た。

デザインA案への反応

- ・ かわいらしさ、親和性、コミュニケーション性が高い
- ・ キャラクターが強く、好みで左右されてしまう
- ・ イメージ、用途が限定されてしまう可能性がある
- ・ Hondaヒューマノイドロボットのイメージは薄い
- ・ いわゆる「ロボット」のイメージと異なる感じ

デザインA案は、用途・目的を絞った場合に生きるデザインである。

デザインB案への反応

- ・ ID(Industrial Design)的であってもかわいらしく、親和性は高い
- ・ 多くの人に受け入れられやすく、ベーシック性がある
- ・ 内に秘めた可能性、汎用性を感じる
- ・ 誰が見ても、Hondaのヒューマノイドロボットとわかる
- ・ いわゆる「ロボット」として成り立っている

デザインB案は、多くの人に受け入れられやすく、すぐにHondaヒューマノイドロボットのイメージを感じるデザインである。

3.5. 最終デザイン案

デザインA, B案についての意見は別れたが、全体を通して活発な議論が行われ、改めてヒューマノイドロボットに対する注目度の高さが感じられた。特にデザインB案についての「ID的なアプローチのデザインであっても、ヒューマノイドロボットとしてのかわいらしさがある」という意見が印象的であった。親しみやすさを全面に出さずとも、サイズ、プロポーショナル、シンプルな面構成で十分にねらいである親和性が表現できることが確認できた。

さらに、Fig.12に示すようなCFやイベントなどによりP3が多くの人びとの目にふれる機会が増え、Hondaヒューマノイドロボットのイメージができてきた。このような背景も含め、デザインB案をもとにデザインを収めさせ最終案に至った。その経緯をFig.13に示す。

3.6. バリエーション展開

デザインクリニックを経て、今後予想される多様なニーズに応じるための検討も行った。最終案をベーシックモデルと位置付け、基本ボディを変えずに頭部のデザイン変更とカラーコーディネートで効果的に幅広い選択を可能とし、Fig.14に示す方法でバリエーションモデルを作成した。

以上がASIMOデザイン開発の経緯であり、デザインの特徴をFig.15に示す。

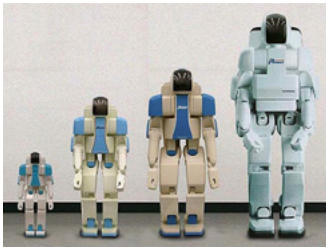


Fig.3 Size study (Mockup)



Fig.4 Proportion study (CG)



Fig.5 Design study (CG)

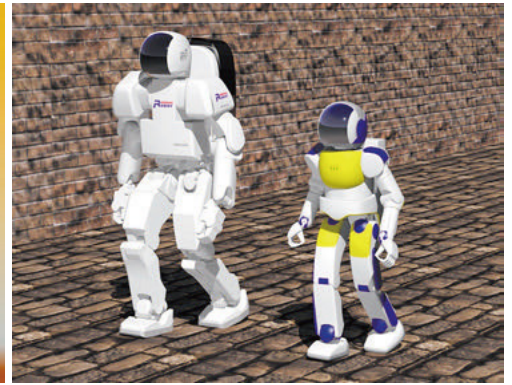


Fig.6 Design study (CG animation)

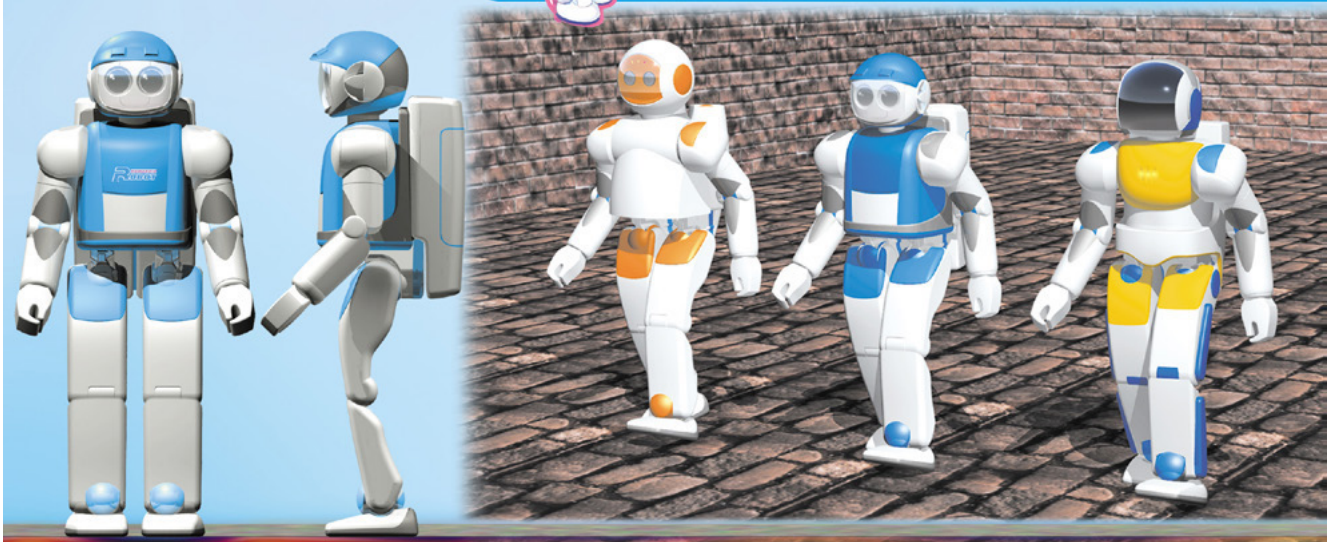
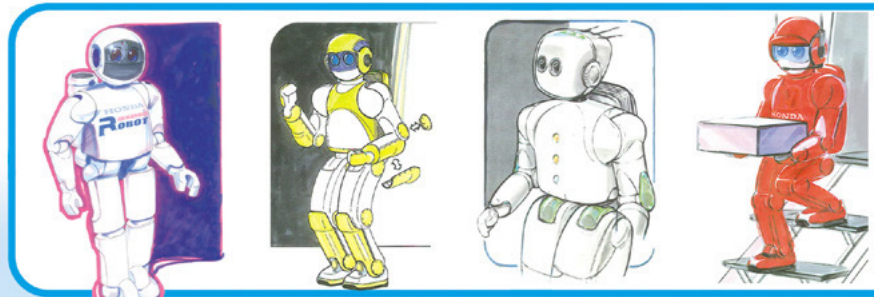


Fig.7 Design ideas (Sketch and CG)

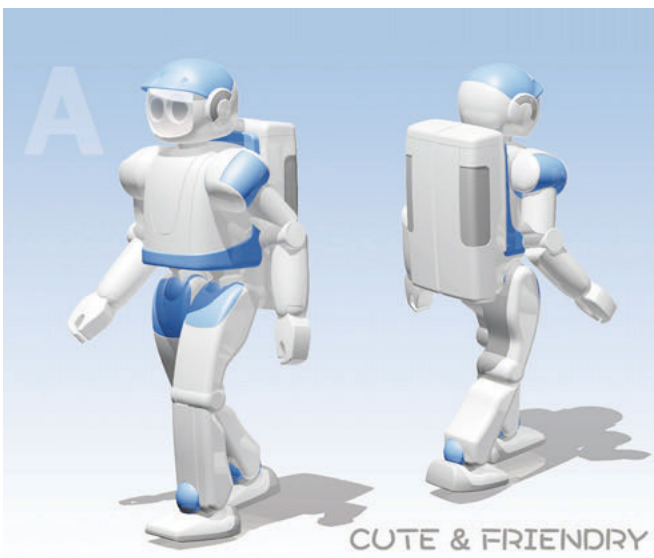


Fig.8 Proposal A (CG)

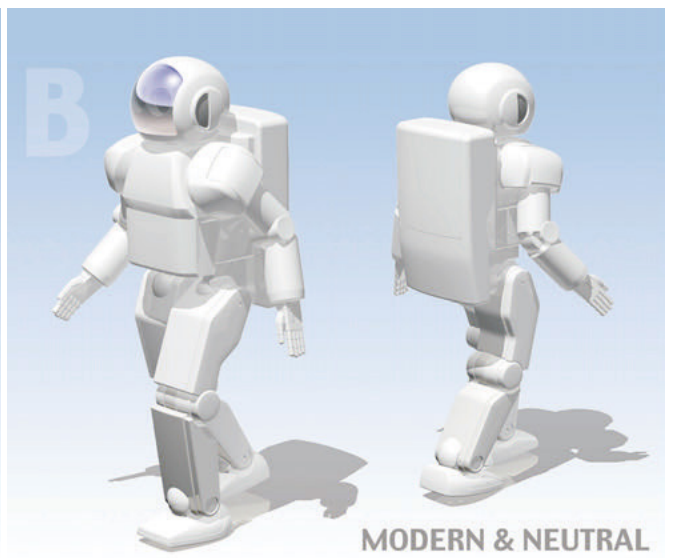


Fig.9 Proposal B (CG)



Fig.10 Proposal A, Proposal B (Mockup)

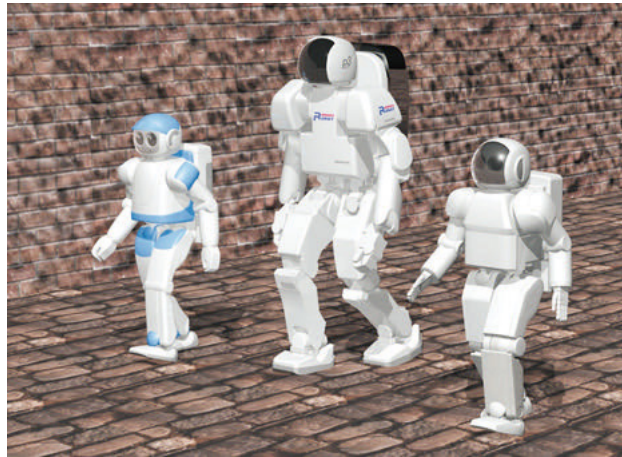


Fig.11 Proposal A, Proposal B (CG animation)

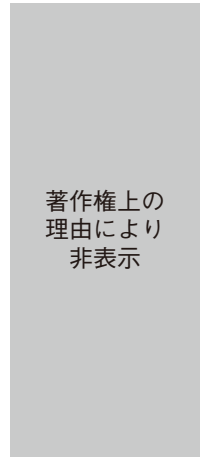


Fig.12 P3 image

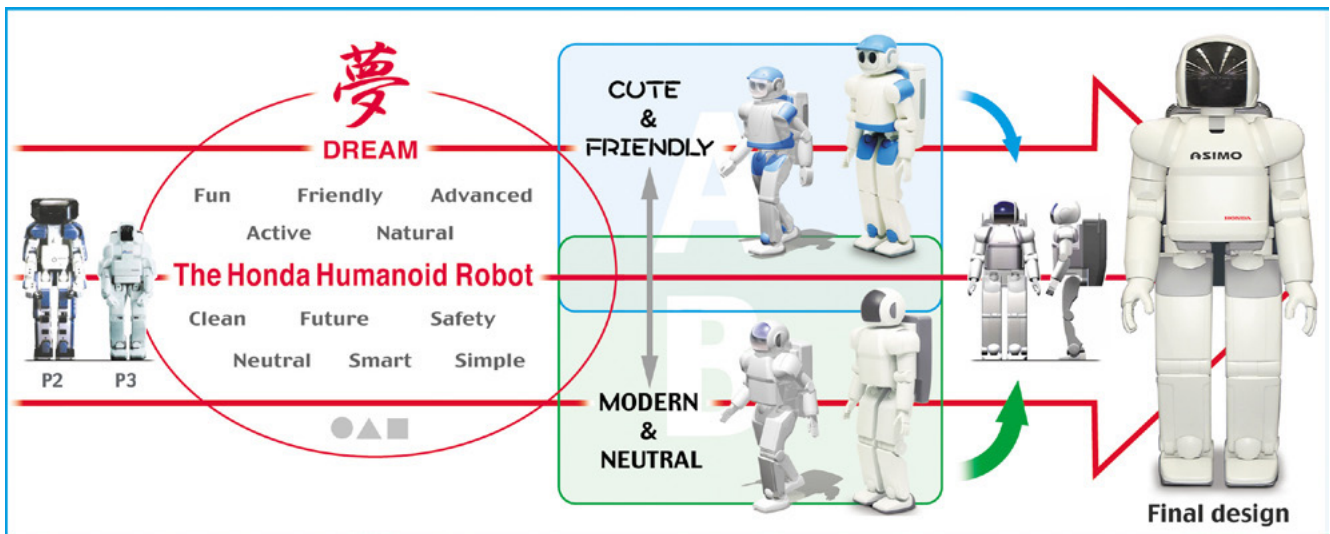


Fig.13 Design process

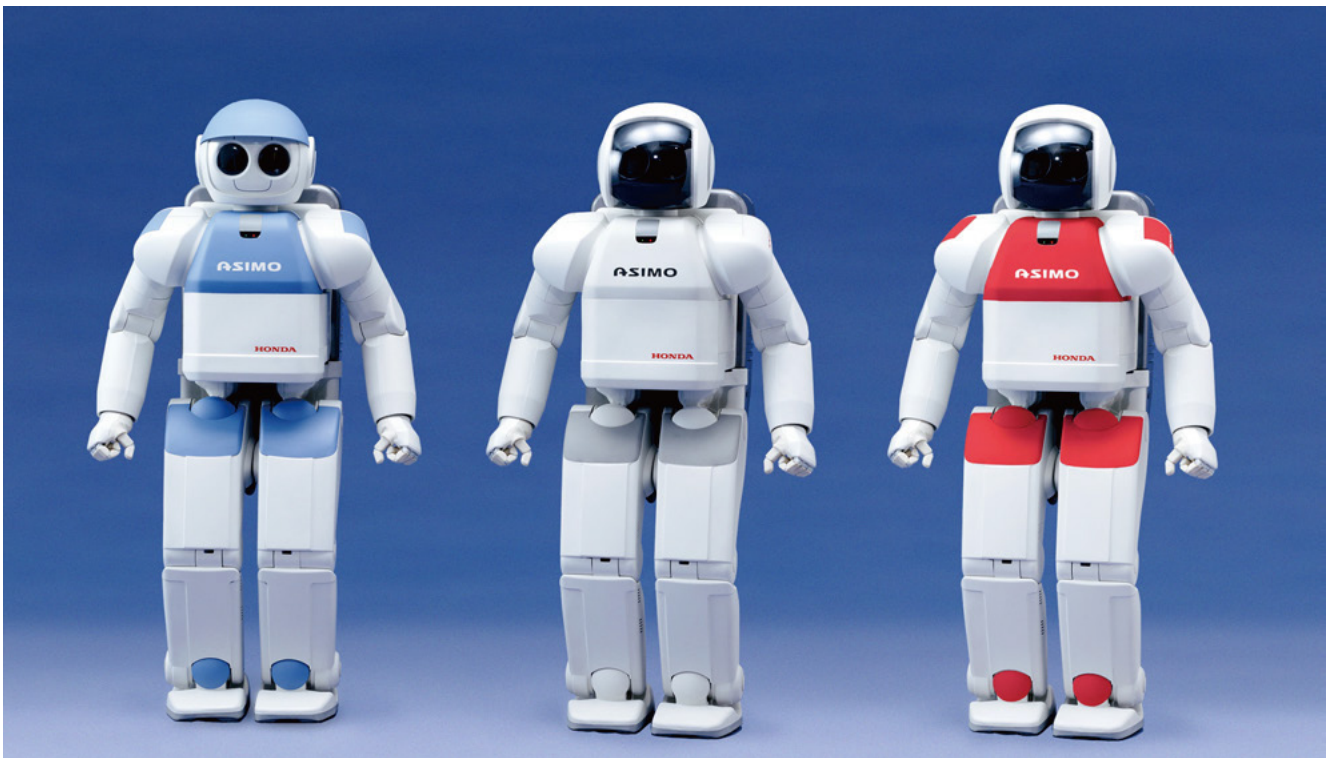


Fig.14 Variation of final design Left: Face and color variation model, Center: Basic model, Right: Color variation model

ASIMO

斜め20° 取り付け：腕の稼働範囲拡大

回転ズレなし丸断面形状

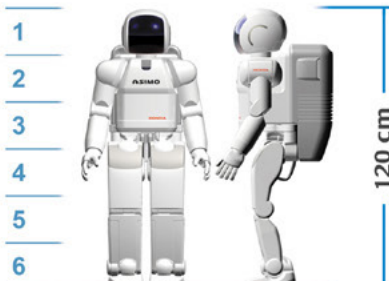
5本指で作業性と
親和性を向上

内部メカ類の露出を無くす
(安全性・親和性・埃防止)
吸気=ルーバー
排気=ダクト

スムーズな、立ち姿勢・歩行姿勢
歩行時のひざ部分の尖りをなくす。
階段昇降から正座までの可動角実現。

Small size Kids proportion Friendly & Utility

人の役に立ち、親和性も高い、全高120cm
6頭身のプロポーション



夢のモビリティであるHondaヒューマノイドロボットを
より身近で親しみやすい存在へ
"Dream mobility " The Honda Humanoid Robot "
more familiar and friendly

Friendly face

(L)Basic model: multipurpose design
(R)Face variation model: communicate purpose design



(左)ベーシックモデル：汎用性あるデザイン
(右)バリエーションモデル：コミュニケーション性向上のため、表情をつけたデザイン

Simple surface Safety joint



突起のないシンプルでスムーズな面構成
絶縁体であり弾力性ある表面素材
各関節部の、挟み込み防止安全カバー構造

Fig.15 Concept and final design

4. コンピュータ技術の活用によるデザイン

ヒューマノイドロボットが、構成上自動車と大きく異なる点は、Fig.16で示すように可動部分が多いことである。自動車はパッケージングデザインで基本的な性格が与えられ、それをつつむボディは空気の抵抗に対して前進するためのムーブメントが付加され、基本的には一体感をもった塊として表現されていく。しかも、それ自体の構成要素は大きな変化はなく、アクセスのための開口部は限られている。ドア等の動きも2次元的であり、一般的には形状の異なるパーツが、複雑な動きを共なって構成されることは稀である。

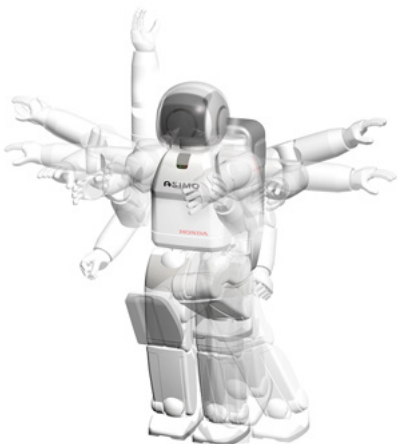


Fig.16 Movable parts in humanoid robot

それに対しヒューマノイドロボットは複数の可動部分（ASIMO は全身で 26 の自由度）を持つ。この複数の可動部分を様々な状態を想定しながら、機構と「かたち」が成立したデザインにしなければならない。この点からも、もはや手描きのスケッチだけでは十分なシミュレートが困難になってきている。今回デザイナー自身が直接コンピュータを用いてデザインを行った結果、下記の4項目に大きな成果を上げることができた。

- (1) 設計との連動によるスピードと精度アップ
- (2) 動的状態を考慮したデザイン
- (3) 効果的なプレゼンテーション
- (4) スムーズな立体化への移行

4.1. 設計との連動によるスピードと精度アップ

デザイナーは、設計者から検討データの提供を受け、自動車デザインで普及しつつあるソフト“Alias”を使い、設計要件も考慮しつつ、デザインアイデアを 3D データで展開した。

一方、設計者は、デザイナーから 3D データを早い段階で受け取り、“CATIA”を使って構造や機構の設計を行った。それによって従来では難しかった骨格設計の段階からデザイン意図を反映することができた。

Fig.17 で示すように、デザイナーと設計者とは、データという共通言語で開発を進めることで、情報のやり取りがスムーズになり開発効率の向上が図られた。その結果デザインと機構とを両立しつつ、完成へのスピードと精度を上げることができた。

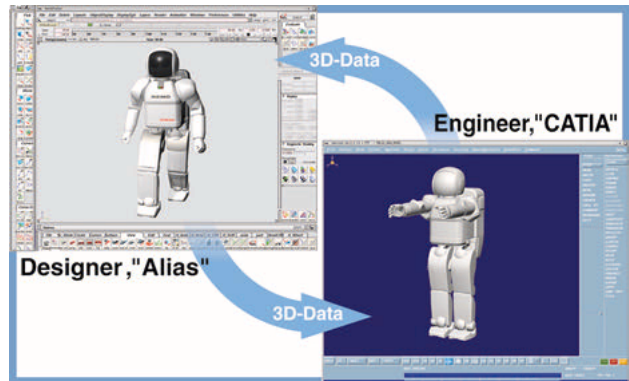


Fig.17 Digital design

Fig.18に、ワイヤデータ、CG、実機を対比して示す。デザインのプロセスは、形やアイデアの創造だけではなく、様々な要件を反映させながら最後の姿をシミュレートしていくことが大切である。図から明らかになるように、設計者と連動し、データを主体としたデザインを展開することで、初期の段階から完成した姿をリアルに高精度に表現することができた。

4.2. 動的状態を考慮したデザイン

ヒューマノイドロボットは前述したように静的状態はもちろん、動いている状態をも考慮してデザインする必要がある。P3までは実機が完成し実際に歩行させるまで、デザイナーも設計者も動いた状態を確認する術がなかった。ASIMOでは、コンピュータを活用し動的状態も想定しながらデザイン展開を行い、特に歩行時の姿勢が良く見えるようにデザインを進めた。歩行姿勢はデザインだけで改善はできないが、Fig.19で示すようにデザインの造型処理で可能な部分は、つまり、あごを引く、背筋をまっすぐ、むねを張る、膝曲がりを少なく見せるなどの工夫をした。また、挙動を担当する設計者によって、より良い姿勢で元気よく歩くプログラムがつくられた。P3と比較して、ASIMOの歩行姿勢が改善されているのが確認できる。

4.3. 効果的なプレゼンテーション

自動車デザインのデータ検証で使っている大画面投影機で、CGのASIMOを投影し、ほぼ等身大で歩行その他の動作のイメージを確認した。その結果、歩き方に元気が足りないことがわかったので、プログラムを改良し、実機では元気よく、かわいらしく歩くASIMOを実現した。このようにCGを活用することによって、早い段階で問題点を顕在化させることが可能となった。

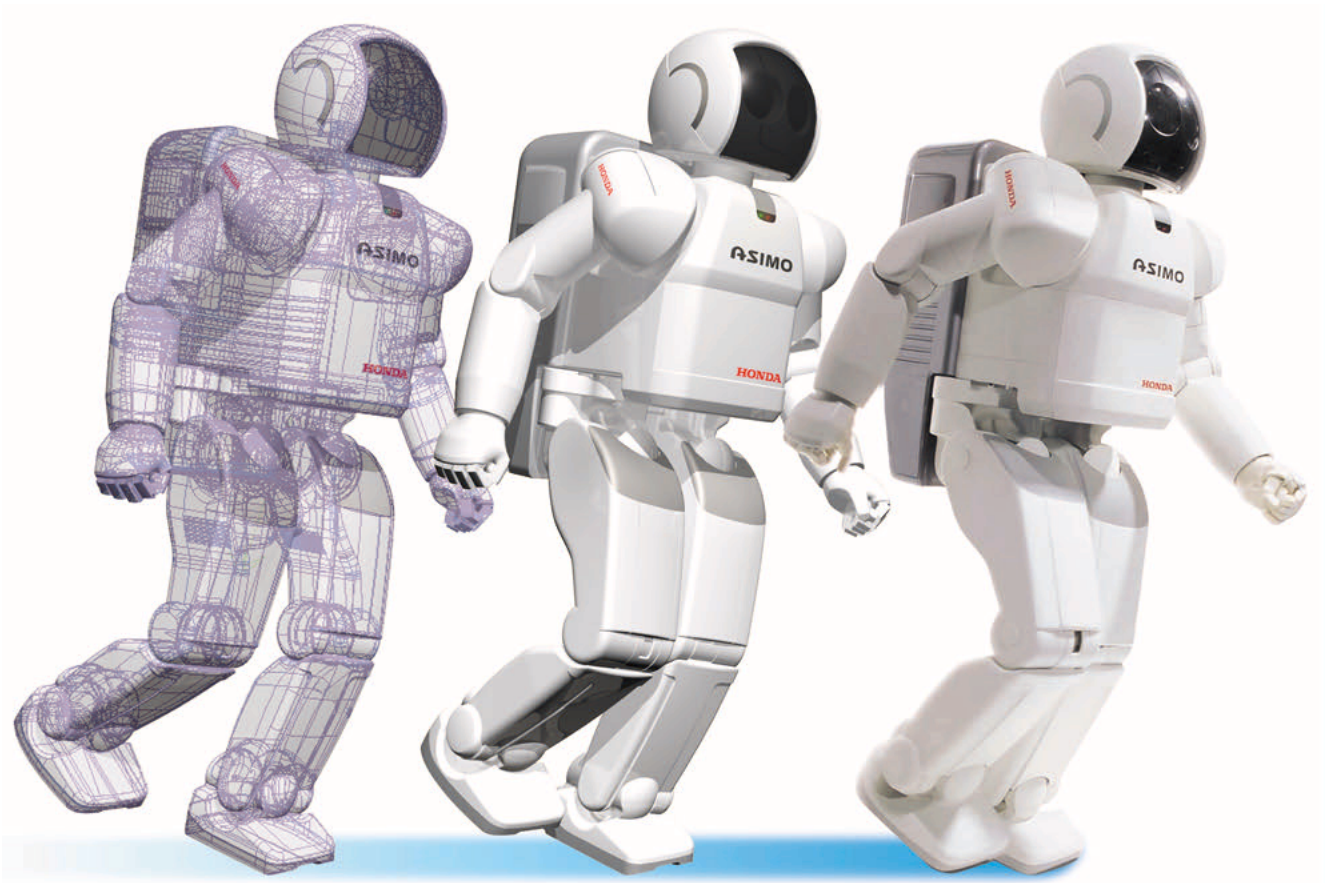


Fig.18 Digital design process

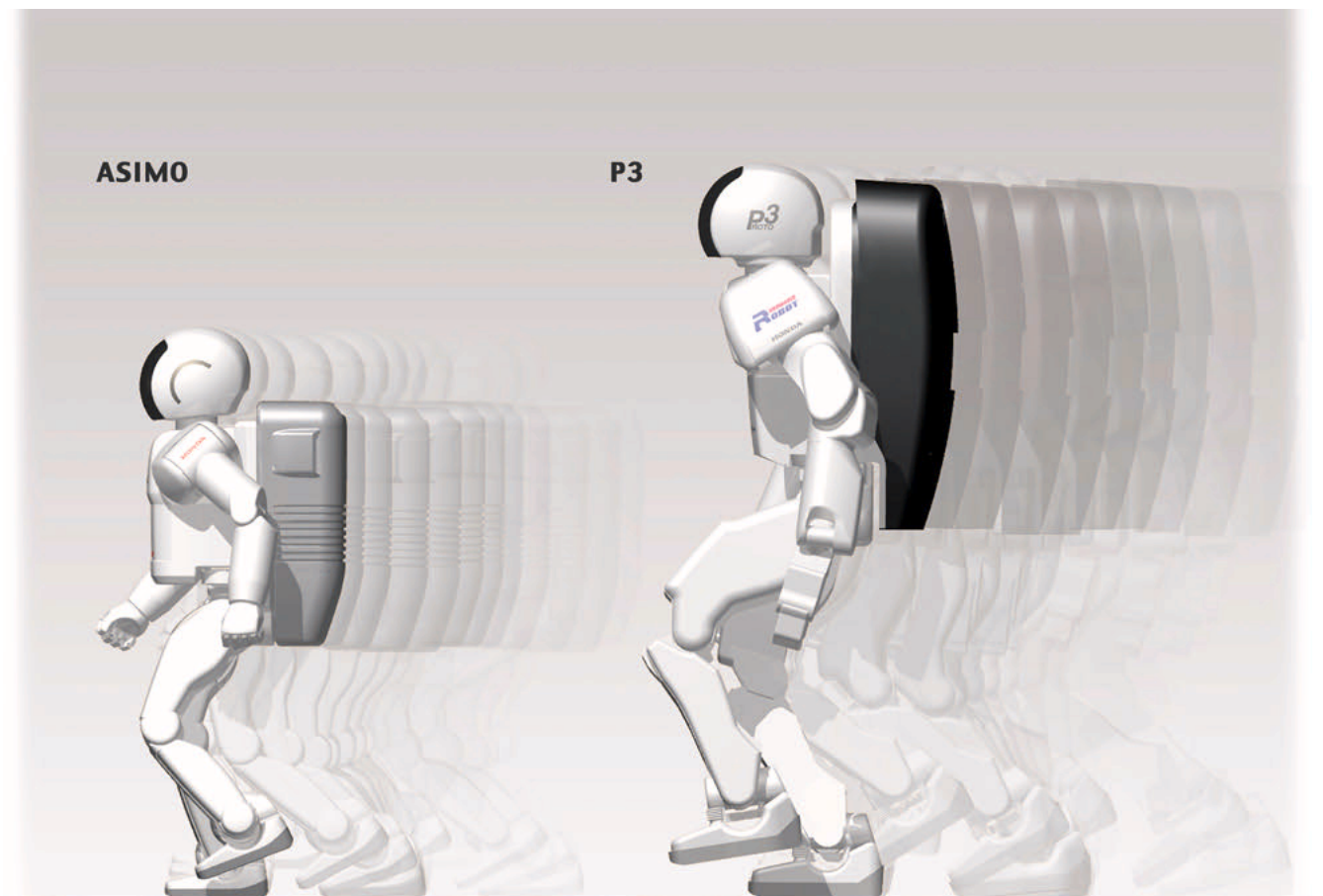


Fig.19 Dynamic robot design of walking

また、Fig.20 で示す ASIMO の特徴的な「おじぎ」についても、図中左に示す CG で提案を行い、右の実機における動作に反映された。

さらに、いろいろな場面での ASIMO の使われ方をイメージした映像(Fig.21)を作成し、効果的なプレゼンテーションを行うことができた。この映像は一部手直ししただけでそのまま外部発表時にも使用されることになった。

外部発表に際して、広報資料としての撮影・印刷物作成の時間が十分とれなかったが、CG 画像を利用することで、短い期間で Web ページや、技術資料、広報資料、販売促進用アドフォーマット(Fig.22)、展示会場のプレゼンテーション(Fig.23)等に対応することが可能であった。

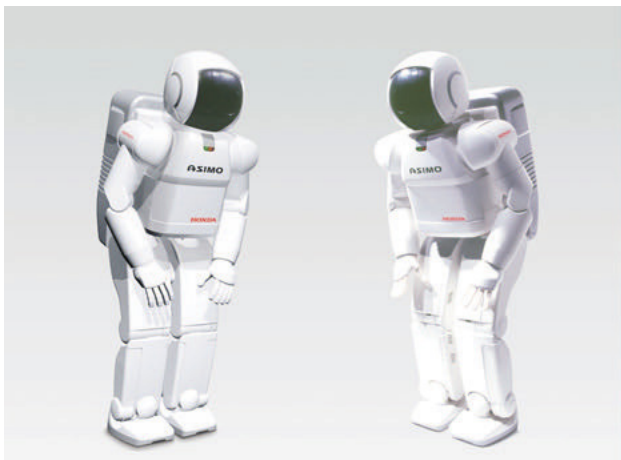


Fig.20 Dynamic robot design of responding motion

4.4. スムーズな立体化への移行

先に述べたように今回、CG を用いたデザイン開発手法で多くの効果をあげることができたが、やはりデザインの最終確認は、大きさ、存在感を原寸スケールのモデルで確認し、雰囲気や肌で感じる必要がある。また立体造型の最後の段階では、熟練した者のハンドワークによって仕上げが行われ、その測定データを最終データに反映させている。このように、現時点において、立体化は必要不可欠なプロセスの一つである。

自動車デザイン開発で一般的に知られるクレイ(粘土)モデルの作成は、P3の開発までは行われていたが、ASIMOの開発では、CG画像上とモックアップモデルで形状の確認を行い、次工程のデータ作りへ反映していった。設計変更に対応し、かつ柔軟に対応し、動的なデザイン検討を必要とするヒューマノイドロボットのデザイン開発においては、この手法がより効率的である。

モックアップモデルも軽量化と作りやすさを考慮し、パーツによって製作方法を分けて行った。ボディー本体はミリングマシンで樹脂を削り出していく方法を用い、頭部や腕、足などの袋状の部分は、Fig.24 で示す溶かした ABS を積層していく手法(FDM)や、Fig.25 で示す紫外線を当てると硬化する液体樹脂にレーザー光を当てて積層していく光造形型(SLA)、等を併用し、効率化とスピードアップを図った。

著作権上の理由により非表示

Fig.21 Image movie



Fig.22 Advertisement format

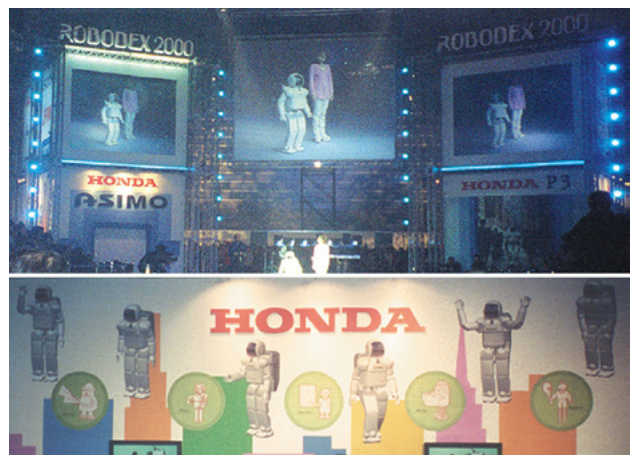


Fig.23 Presentation for ROBODEX 2000

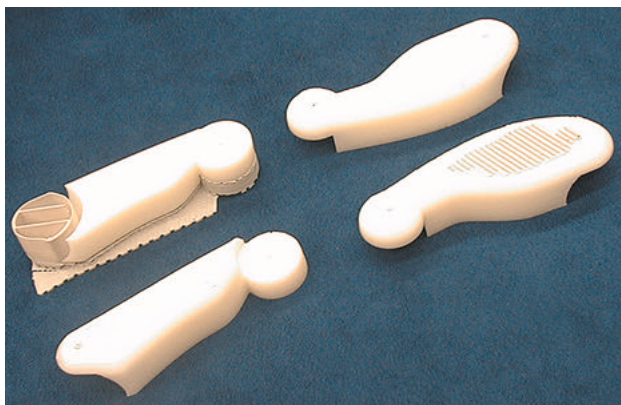


Fig.24 Rapid prototyping (FDM)



Fig.25 Rapid prototyping (SLA)

異なったものになると思われる。19世紀末に生まれた自動車は、人々の役に立つ乗り物として著しい発展を遂げた。21世紀、ヒューマノイドロボットはかつての自動車と同じように功罪相半ばし光と影を落としながら進化していくのかもしれない。しかし人と人の暮らしにより身近にある存在だけに、作る側の責任は遥かに大きいことを自覚しながら開発に取り組んでいくつもりである。

参考文献

- (1) Sony, AIBO 広報資料 (1999)
- (2) 広瀬, 竹中: ヒューマノイドロボット ASIMO の開発, Honda R&D Technical Review, Vol. 13, No. 1, p.1-6 (2001)

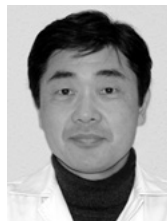
5. まとめ

ASIMO のデザイン開発では、その初期段階からコンピュータ技術を最大限に活用し、デザインイメージの提案を元に、デザインデータの作成を行った。また、最終確認は立体の1/1モックアップで行うなど、デジタル・アナログ双方の利点を効果的に併用して展開した。その結果、デザインと機構を高い次元で両立させ、当初のねらいであった、新しい価値観を持った、より身近で親しみやすいデザインを実現することができた。

6. おわりに

デザインクリニックの時の話である。モックアップの頭部を検討のために何気なくはずしたとたん、参加者の方から「うわっ」と驚きの声があがった。機械であるのに人間の「かたち」をしているヒューマノイドロボットであるがゆえの特異さの現れである。ヒューマノイドロボットは、単にあったら便利なものではなく、人間にとって魂の琴線に触れる存在としてデザインされるべきである。ヒューマノイドロボットに課せられる要素はあまりにも広範囲で深く、あきらかに、効率を重視してきた20世紀的な工業製品とは

■ 著 者 ■



小池 昭男



興石 健

2001年モデル「シビック」の開発

Development of the 2001 Year Model CIVIC

横田 千年*
Chitoshi YOKOTA
船津 浩一**
Kouichi FUNATSU
渡辺 正**
Tadashi WATANABE

中村 芳則**
Yoshinori NAKAMURA
久保 文雄**
Fumio KUBO

矢田 茂**
Shigeru YADA
大窪 毅**
Tsuyoshi OHKUBO

要 旨

「気持ちよい生活」を基本概念とし、「心地よい」「ムダがない」「スタイリッシュ」の各性能に高い目標を設定して新型シビックを開発した。エンジンとシャシをコンパクトな設計とすることで車両外寸に比較して広い室内空間を確保するとともに、排気系および燃料系の床下集中配置によりフラットフロアを実現して、「心地よい空間」を実現した。あわせて 10・15 モード 19.4km/L の低燃費とともに「優一低排出ガス」認定を取得し、走行安定性、NV性能、および衝突安全性能においても高い目標を達成した。

ABSTRACT

In developing the new model CIVIC, high performance targets were set in each area of comfort, efficiency and stylish based on the concept of a "comfortable life". The engine and chassis have a compact design to ensure a wide cabin space relative to the vehicle outer dimensions, and a flat floor has been achieved with a centralized under-floor layout for the exhaust and fuel systems, thus realizing a comfortable space. In addition to the excellent fuel economy of 19.4 km/L in 10-15 mode, the CIVIC has acquired J-LEV certification, and has also achieved high targets in the areas of driving stability, noise and vibration performance, and collision safety performance.

1. はじめに

Hondaはシビックを初代から「市民のための先進のコンパクトカー」として世の中に提案してきた。

初代シビック発売から 28 年が経ち、社会の大きな変化とともにクルマのもつ役割も変化してきた。これからの時代、何が「先進」で何が「市民のための性能」なのか？

乗用車全般をみるとこの 10 年あまり大きな変化がなく、替わって RV という新しい形態のクルマが大きな人気を呼んでいる。私たちはこれを、お客様がもっと自分たちの生活にあった快適で便利なクルマを望んでいる現象と考えた。

新しい生活車に必要なことーいざという時の性能を毎日持ち歩く RV のようなクルマでなく、生活のなかで実感できる重要な性能はなにか、に焦点をしばらくコンセプトを構築した。

2. コンセプトと開発の目標

開発チームが得た結論は、これからの価値観はある一点のモノで良い悪いでなく、ソフトウェア的概念を含む生活全体の質を高める事が大切だということであった。そこで「気持ちよい生活」を大きな概念とした。そのためにクルマがすべきことを、Fig.1のように「心地よい」、「ムダがない」、「スタイリッシュ」とした。

- 心地よい→何よりも最初に、従来の同クラス乗用車にない大人4人がリラックスできる広さを決定した。また床はフラットフロアとし、視覚的にも気持ちよい空間を目指した。
- ムダがない→外寸は極力コンパクト化した。具体的には広い室内空間と両立させるためエンジンルームを全く新しいレイアウトとした。

* Honda R & D Europe (UK) Ltd

** 栃木研究所

また燃費もクラスの基準を超える 19.4km/L を目標とした。

- スタイリッシュ→あくまで乗用車としてスポーティなスタイルを追求し、ミニバン等の RV とは一線を画するスタイルを目指した。

これらの特徴と共に、以下のように世界最高の安全性も追求した。

- ・ 歩行者障害軽減技術のさらなる進化
- ・ EU-NCAP での4スター
- ・ 2トンクラス乗用車とのカーブカー衝突要件のクリア

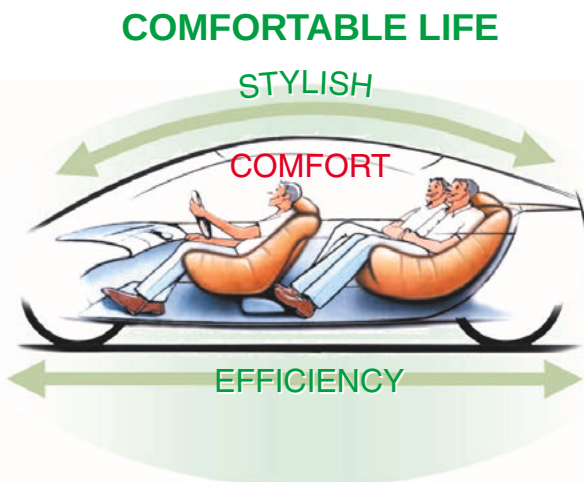


Fig. 1 Product concept

3. パッケージレイアウト

パッケージは従来の乗用車にはない快適な広さと気持ち良い走りのできるドライビングポジションの両立をねらいとした。

コンパクトボデーでありながら大人4人がくつろげる広さを実現するために高効率パッケージを開発した。エンジンルームとリアサスペンションの省スペース化により、Fig. 2 に示すように従来型シビック フェリオに対し 165mm 短い外寸の中で、70mm 広い前後席の間隔を得た。

荷室は、欧州での競合車と同等以上の大容量を確保すると共に、サスペンションの省スペース化によりホイールハウス間の幅を従来型より 142mm 広くして出っ張りを少なくし、使い易さの向上を図った。

シート位置は見晴らしの良さと乗降性向上のため従来型シビック フェリオより 50mm 高くしたが、RV よりも 40 ~ 120mm 低くし、あくまで乗用車らしいドライビングポジションとした。

従来型と同じフロア高さのままフロアトンネルを無くし、世界一低いフラットフロアを実現した。フラットフロアを活かすため、インストルメントパネルシフトやフット式

パーキングブレーキを採用すると共に、室内高を 90mm 大きくして移動を容易にすることにより、左右および前後席間のウォークスルーを可能にしている。このフラットフロアと室内高は足元と頭上のゆとりにも寄与している。

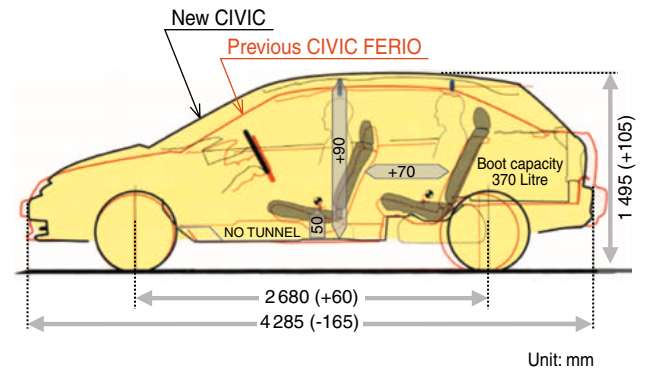


Fig. 2 Package layout

4. エンジン

4.1. 開発のねらい

新型シビックの開発コンセプトである「革新パッケージによる新価値の創造」と「徹底した安全・環境対応」および「全世界対応」を実現するため、パワートレインは基本骨格から見直しを行った。車両のパッケージに対応したコンパクト設計を基本に、エンジンの燃焼改善とフリクション低減および CVT の効率向上による燃費向上、リーン NOx 触媒の採用や排気系の改良によるエミッション低減をねらいとした。

開発の具体的目標は以下の通りである。

- ・ 国内大衆車クラス燃費 No.1
- ・ 全車低エミッション性能(「優一低排出ガス」認定取得)
- ・ 従来比 -10%のコンパクト設計
- ・ 常用域での高レスポンス

4.2. エンジンの概要と主要諸元

Fig. 3 にエンジンの概観を、Table 1 に主要諸元を示す。コンパクト設計として、一般補機の配置変更とそれにならうシリンダブロックの改良、樹脂インテークマニホールドの採用を含む吸入系的大幅レイアウト変更を行なった。またエアクリーナと吸気レゾネータチャンバをエンジンとトランスミッション上に全て集約し、パワートレイン全体のコンパクト化と同時にモジュール化も図った。

エンジンはピストン頭部形状等による燃焼室形状の最適設計と各部のフリクション低減、およびエミッション低減などの目的でほとんど全ての部品を新設計としている。

Fig. 4 にエンジン性能曲線を示す。出力特性は CVT による変速比制御に合った低速トルク重視の設定とし、高い燃費性能と常用域でのリニアな走り感の両立を達成した。

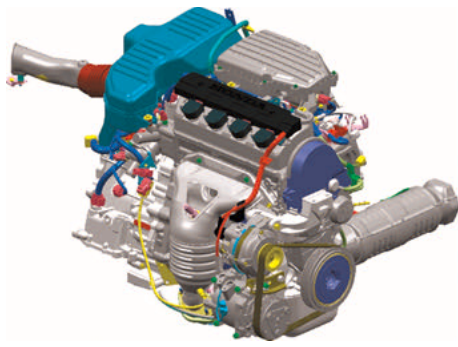


Fig. 3 View of 2001 year model lean-burn engine

Table 1 Engine specification

Engine code	D15B	
Cylinder configuration	In-line 4-cylinder	
Bore × stroke (mm)	75 × 84.5	
Displacement (cm ³)	1493	
Compression ratio	10.2 : 1	
Valve train	SOHC VTEC	
Number of valves	4 per cylinder	
Valve diameter (mm)	In.	30
	Ex.	26
Fuel supply system	Programed fuel injection	
Ignition system	Programed ignition	
Max. power (kW/rpm)	77 / 5800	
Max. torque (N·m/rpm)	139 / 4200	

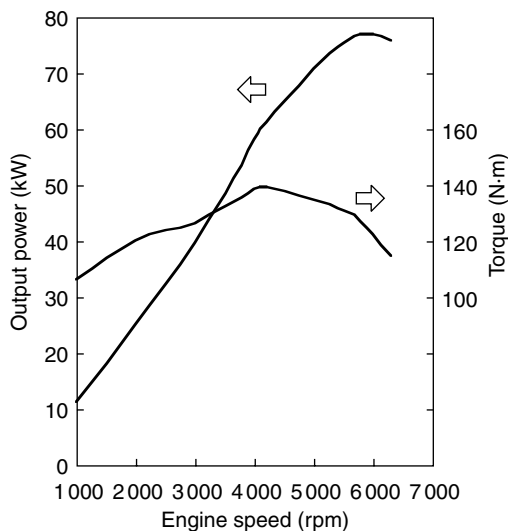


Fig. 4 Engine performance

4.3. 低燃費技術

低燃費技術を開発するにあたり、エンジン、CVTおよび車体に Fig. 5 に示すような高い目標を課し、10・15 モードにおいて 19.4km/L の燃費性能を達成した。

4.3.1. モード燃費の位置付け

Fig. 6 に車両重量と国内10・15モード燃費の実態を示す。一般的に従来の理論空燃比エンジン搭載車両に対し、リーンバーンエンジン搭載車両は10%程度燃費が良く、筒内直

噴エンジン(DI)搭載車両は更に8%程度燃費が良い。それに対し、今回開発したリーンバーンエンジンを搭載したシビックは、DI 搭載車両に対して更に8～12%程度燃費に優れた位置付けとなっている。

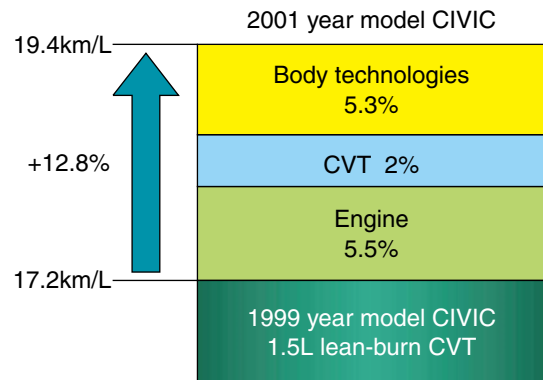


Fig. 5 Ratio of contribution to improve 10-15 mode fuel economy

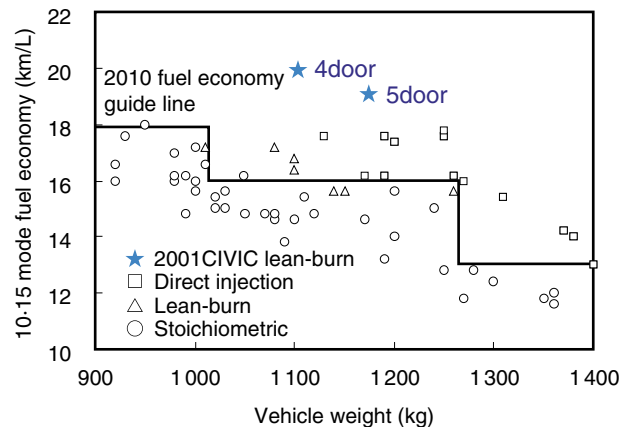


Fig. 6 Relationship between vehicle weight and 10-15 mode fuel economy in production gasoline fueled vehicles

4.3.2. エンジンの燃焼向上手法(吸気ポート形状と燃焼室形状)

シリンダ内に流入した希薄な混合気を安定して燃焼させるためには、点火プラグ周りに着火しやすい混合気を形成し周囲の希薄な混合気にすばやく火炎を伝播させる必要がある。そのためには筒内にスワール(横渦)とタンブル(縦渦)をバランス良く発生させることが重要である。今回開発したスワールポートは従来のポート形状に対してタンブル成分を強化し、Fig. 7 に示すようにスワール比2.6、タンブル比2.0、スワール傾き角 $\alpha = 37\text{deg}$ となる形状とした。このスワール傾き角は、1.0L～1.8L リーンバーンエンジンによる実験結果において希薄燃焼限界と良い相関を示し、吸気ポート形状の設計に有効な指標となる。

筒内流動とともに筒内の混合気形成も希薄燃焼に重要な因子である。吸気ポート形状に対する筒内混合気分布をシ

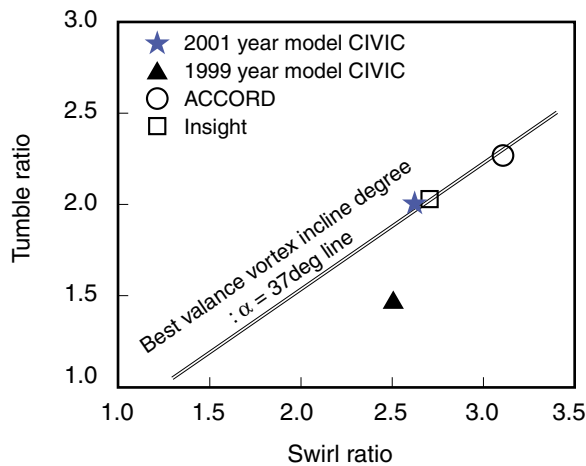


Fig. 7 Relation between swirl and tumble intensity

ミュレーションで検討した。計算条件は平均空燃比 $A/F = 22$ (空気過剰率 1.5), 燃料噴射時期 = 吸気 TDC 後 40deg である。Fig. 8 に実機の点火タイミングに相当する圧縮上死点前 40deg での筒内混合気分布を示す。画像面はイグニションプラグ中心電極位置に対する水平断面と垂直断面である。新型ポートは従来ポートに対し、プラグ中心電極近傍に濃い混合気が形成されており、Fig. 9 に示すように希薄燃焼限界向上のテスト結果と良い相関を得た。

燃焼室形状も同様のシミュレーションとテストを行い、ボールインタイプのパiston頭部形状とスキッシュ形状を選定した。

4.3.3. フリクション低減

燃焼の改善とともに、フリクションの低減も燃費性能の向上には重要である。

フリクション低減技術として、

- ・ピストンのマイクロディンプル(MD)処理
- ・低張力ピストンリング
- ・クランクピン幅の縮小

Ne = 1500rpm
P intake = 48kPa
A/F (averaged) = 22
Crank angle = 40deg BTDC.

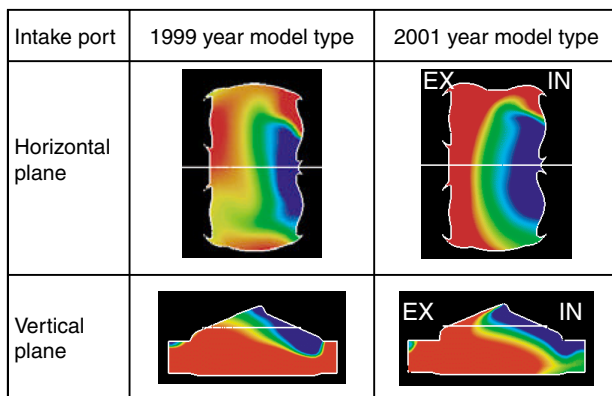


Fig. 8 Effect of intake port shape on in-cylinder A/F distribution

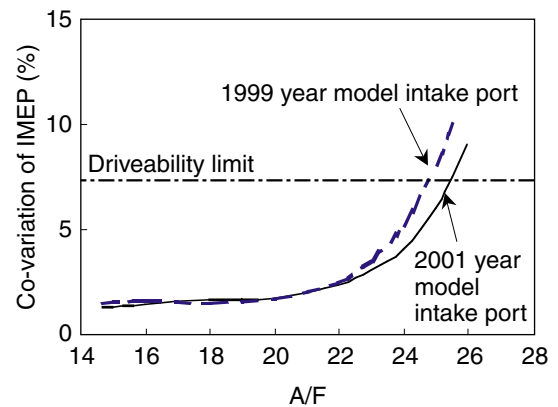


Fig. 9 Comparison of lean-limit characteristics with intake port shape

などを採用している。

ピストンスカート MD 処理はピストンスカート表面に平均粒径 40 μm の略球形セラミックビーズを秒速 100m 以上の高速で衝突させて微小なくぼみを作り出すもので、これによりピストンとシリンダ間の油膜保持性能を高め、ピストン損失の低減と焼き付き荷重の向上が確認できた。

これらの低フリクション技術に加え、ローラフォロワ、バルブスプリング荷重低減、低粘度エンジンオイル(0W-20/SJ/GF2)などの技術も採用した。エンジン全体のフリクションは従来型に比べ 12% の低減を達成した。

4.3.4. CVT

CVT はエンジンの燃料消費率(BSFC)の低い領域で運転することを可能にし、燃費向上に適している。ホンダでは1996年よりシビック用にCVTを量産化している。今回、新型パワートレインとしてCVTの油圧制御系の改良やベルト側圧の見直しにより伝達効率の向上を図った。

Fig. 10 に今回開発した CVT の運転領域を 4AT と比較して示す。エンジンの運転領域を低回転側に保ち、BSFCの低い領域で運転するようにエンジンを制御している。

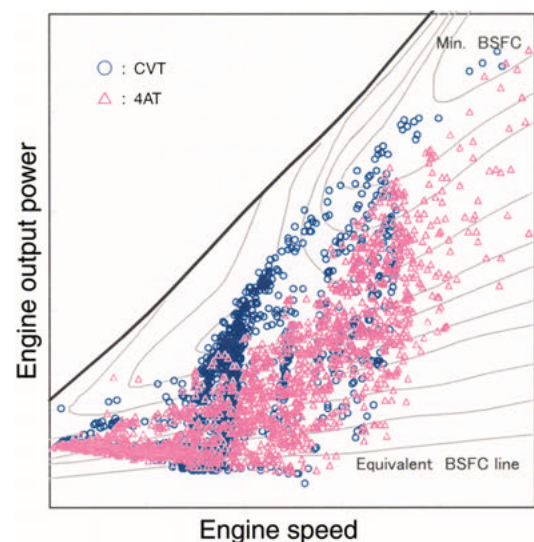


Fig. 10 Comparison of 10-15mode driving range

4.4. 低エミッション技術

エミッションシステムを検討するに当たり、エミッション値目標を国内平成 12 年度規制の 50%以下(「優一低排出ガス」認定取得)とした。

4.4.1. エキゾーストシステム

本エンジンのエキゾーストシステムを Fig. 11 に示す。コールド領域および理論空燃比領域での浄化性能を確保するため、三元触媒をエキゾーストマニホールド直下に配置すると同時にリーンバーン領域での NOx 低減のため NOx 吸着反応型三元触媒を床下に配置した。

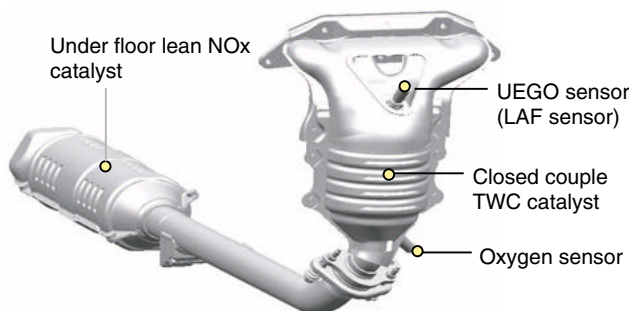


Fig. 11 Layout of NOx adsorption reduction type three way catalyst system

4.4.2. マルチホールインジェクタ

燃料噴射弁には 4 穴マルチホールインジェクタを採用した。その結果、噴霧の微粒化と同時に吸気ポートへのガソリン付着量が低減し、Fig. 12 に示すようにコールドスタート(LA-4 Cold transient mode)時の HC が 14%低減した。また全長で 33%, 重量で 65%の小型軽量化を達成した。

4.4.3. エミッション達成値

これまで述べてきた低エミッション技術に加えて、リーンバーンと理論空燃比の切り替え時、およびEGR領域におけるエンジン制御の最適化を図り、10・15 モード燃費 19.4km/L の低燃費と同時に Fig. 13 に示すように平成 12 年規制値の 50%以下という低エミッションレベルを両立することができた。

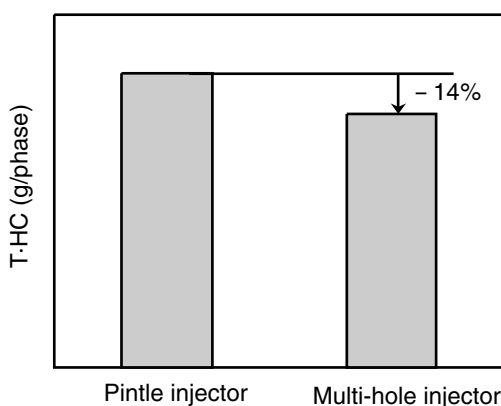


Fig. 12 LA-4 cold transient mode emission

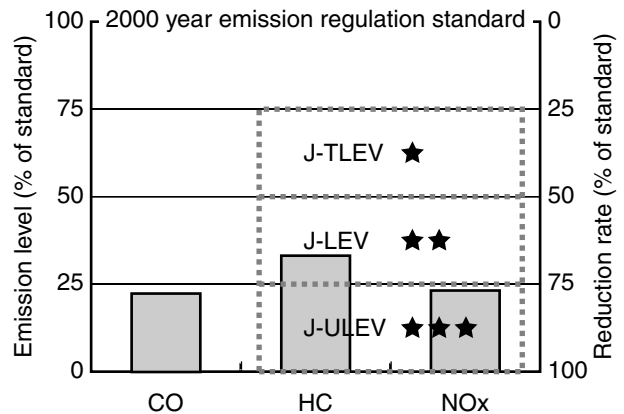


Fig. 13 11 mode emission

5. トランスミッション

CVT と 4AT の 2 種類を設定し、それぞれ車のコンセプトに沿ってそう快で環境性能に優れたトランスミッションを開発した。

CVTは発進クラッチ方式の無段変速機の利点とともに油圧制御系を見直すことにより、19.4km/Lという高い燃費性能の達成に寄与した。また低速トルクの優れたエンジンとの組み合わせにより、変速フィーリングにリニアな特性を持たせることでスムーズな走りに加えよりタイトな加速感を実現した。

4AT は 1.4L(EU 仕様)から 1.7L・4WD までをカバーし、ロックアップ制御に専用リニアソレノイドやロングトーションダンパ機構を追加したことでドライバビリティを損なうことなく燃費が向上した。

5.1. CVT

Fig. 14 のように金属ベルトと二つのプーリにより無段変速を行う CVT では常に最適ギアレシオを得ることが可能であり、ロスの少ない発進クラッチ方式とあいまって高い燃費寄与率を有する。今回さらに油圧制御系各部の見直しを行い、エンジンとの協調を更に強くしていっそうの燃費向上を果たした。

小型リニアソレノイドバルブ、油圧フィードバック型プーリ圧コントロールバルブ、および 3 方弁油 ON/OFF ソレノイドの採用により、プーリクランプ油圧の精度を高めて金属ベルトのロスを低減し、変速に伴うプーリ油圧、特に油圧中立領域での精度向上によるオイルポンプのロスを低減した。

変速応答性の最適化、AMSS(Acceleration Map Select System)反応領域最適化、およびプロスマティック(後述)減速マップ数増加により変速制御を最適化し、低速トルクに優れた新エンジンと組み合わせることで、Fig. 15 のようにリニアなレスポンスを実現し、より人間の感性に近いフィーリングを達成した。

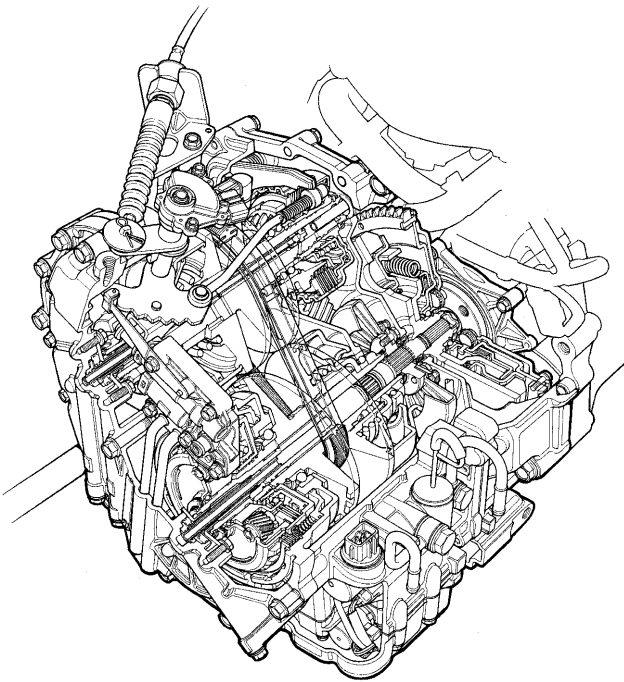
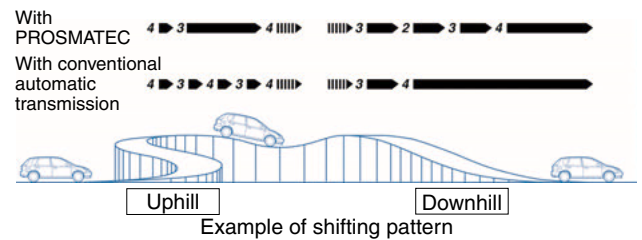


Fig. 14 CVT (Honda MULTI MATIC)

5.3. 登・降坂

CVT および電子制御4速ATにプロスマテック (PROSMATEC: PROgressive Shift schedule MAnagement TEChnology)を採用した。これは Fig. 16 に示すようにスロットル開度や加速度などから走行状況を判断して変速タイミングを最適化し、登坂路では不要な変速を抑えてスムーズな走行を、降坂路ではエンジンプレーキを最適制御するものである。



PROSMATEC :
PROgressive Shift schedule MAnagement TEChnology

Fig. 16 Image of shifting pattern with PROSMATEC

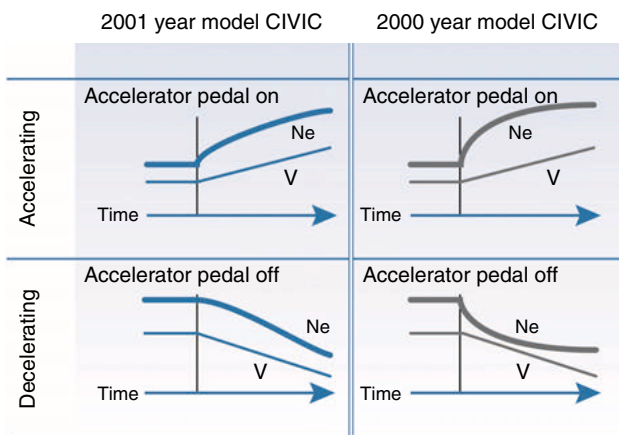


Fig. 15 Improvement of CVT shifting feel
(Linear vehicle speed (V)-engine speed (Ne) feel)

5.2. 4AT

フル電子制御化された4ATにアクティブロックアップ制御を取り込み、ドライバビリティと燃費向上を両立させた。

ロックアップクラッチに採用したロングトーションダンパにより、エンジンからのトルク変動を減衰することで車体振動を低減し、ロックアップ領域を拡大した。ロックアップ専用リニアソレノイドの採用によって油圧振動の低減も行った。また加速領域においては、エンジントルクや走行状況に応じてロックアップのフィードバック制御を適切にコントロールし、ドライバビリティを損なうことなく燃費を向上している。

6. シャシ

6.1. エンジンルームの小型化

フロントサスペンションには Fig. 17 に示すようにコンパクトでショートノーズ化に有利な新開発のストラット式を採用した。加えて Fig. 18 に示すようにモジュール化したエンジンに対して前後クリアランスの取りやすい高い位置にステアリングギヤボックスを配することで、エンジンを後方に搭載することを可能にした。このステアリングギヤボックスの配置は同時に左右のサイドフレームのスムーズな結合をも可能にし、衝突エネルギー吸収の効率化が計れ、これらのことによってショートノーズを実現した。



Fig. 17 Front toe control link McPherson strut suspension

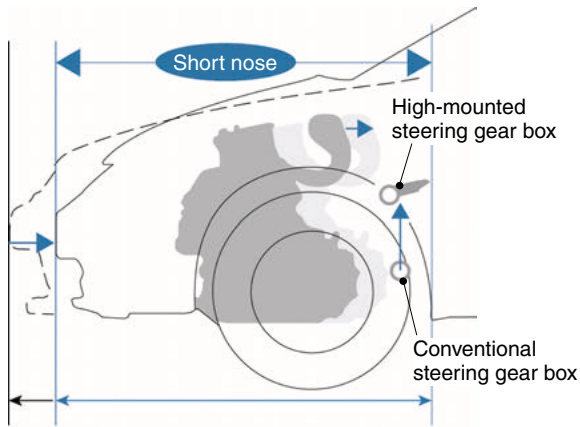


Fig. 18 Short-nose layout

6.2. フラットフロアのためのリヤフロア集中レイアウト
通常は車体中央のフロアトンネルに設置されるエキゾーストシステムを Fig. 19 に示すように車体の床下右側に設置し、プリチャンバーを燃料タンク横に配置することで、フロアトンネルのないフラットフロアを実現した。燃料タンクは成形自由度の高い樹脂製を採用し、容量 50L を確保した。さらにキャニスタをタンク後方に配置するなど、床下スペースを有効に活用した。

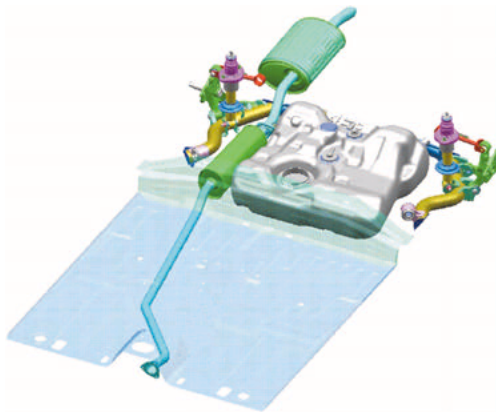


Fig. 19 Flat floor package

リヤサスペンションには Fig. 20 に示す新開発のダブルウィッシュボーンタイプを採用した。サスペンション前後長を従来より短縮して後席を後方に設置することでキャビン拡大するとともに、スプリングとダンパを床下に設置したことで凸部を極力小さくし、荷室の拡大も実現した。

6.3. サスペンション

6.3.1. トーコントロール特性の改善

フロントサスペンションは車両中心付近から設置した長いトーコントロールリンクによって Fig. 21 に示すようにタイヤストローク時のトー変化を少なく、かつストレート化したことで、高速安定性やリニアなハンドリングが得られる設定とした。

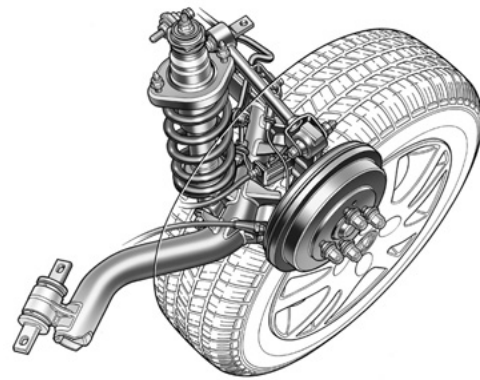


Fig. 20 Rear reactive link double wishbone suspension

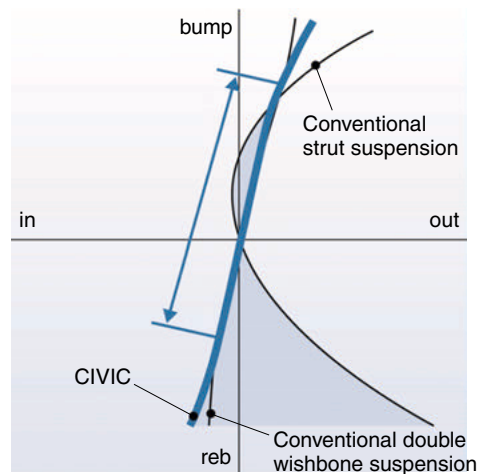


Fig. 21 Straightening front suspension toe curve

6.3.2. ブレーキフォースステアの安定化

制動時のブレーキフォースステアによるトーイン性能を持たせるためにリアアクティブリンクを採用した。ブレーキフォースが発生した時にたわませることにより、傾斜配置したコンプライアンスブッシュを Fig. 22 のA方向に変化させることでトレーリングアームをトーイン方向に引き寄せて適切なトーイン特性を発生させ、ブレーキスタビリティを確保した。

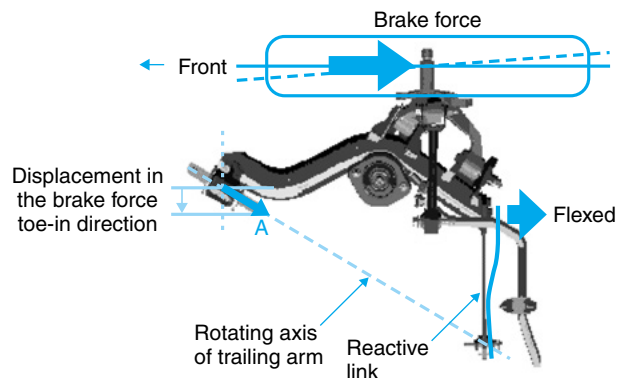


Fig. 22 Brake force steering characteristic of rear suspension

6.3.3. リア接地点剛性の向上

高剛性ボデーに加え、リアサスペンションのブッシュやハブベアリング、トレーリングアームの高剛性化を図ることで、高いリア接地点剛性を確保した。横方向からの入力に対してしっかりした剛性を持たせて前後サスペンションの性能をフルに引き出すことで、高い車体収束性と安定性を実現した。

6.3.4. ロール姿勢の最適化

サスペンションジオメトリの設定によってロールセンタ高とロール仮想アーム長の前後バランスを見直し、前下がりのロール軸を確保した。コーナリング時に旋回横加速度の増大にともなって旋回ピッチ角をリニアに増加させることでロール姿勢の最適化を実現した。

6.4. ステアリング

パワーロスの少ない電動パワーステアリング(EPS)とし、Fig. 23に示す小型で軽量のピニオン軸アシストタイプを採用して低燃費の実現を図った。また、コーナリング時のダイレクト感や高速時のしっかり感を重視してEPS制御のセッティングを行った。ステアリングのギアレシオをハイレシオ化することで、ワインディング路などでのクイックなハンドリングや低速時の取り回し性を向上しながら、フロントのコンプライアンスブッシュ特性のチューニングやステアリングギアボックスのハイマウント配置などにより、アライニングトルク剛性を適正化し、高速時の操舵角に対する車両姿勢変化の最適化とハイレシオ化とのバランスを取りながら、リニア感のあるステアリングフィールとした。

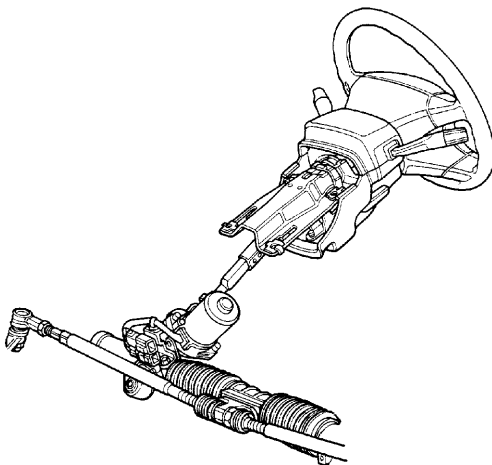


Fig. 23 EPS (Electrical Power Steering)

6.5. ブレーキ

低踏力で剛性感のあるブレーキフィールをめざし、ブレーキペダルのレシオやマスターパワー特性を設定した。また Fig. 24 に示すようにブレーキ時の前輪と後輪の制動力配分をコンピュータが適切にコントロールする EBD(電

子制御動力配分システム)付き ABS(四輪アンチロックブレーキシステム)、および急制動時などに Fig. 25 のようにブレーキ踏力を補助するブレーキアシストを全タイプに標準装備した。

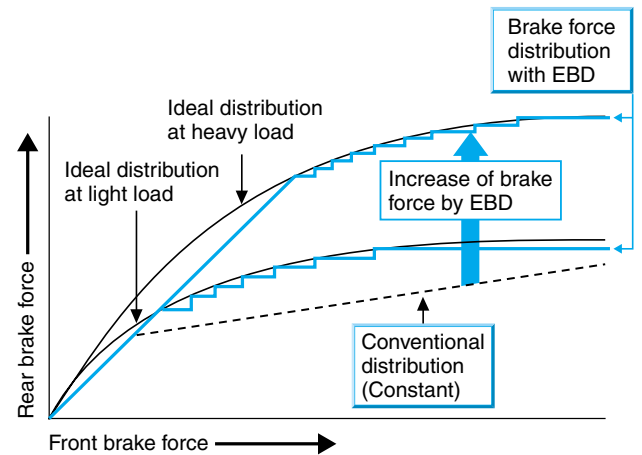


Fig. 24 Characteristic of EBD (Electronic Brake force Distribution)

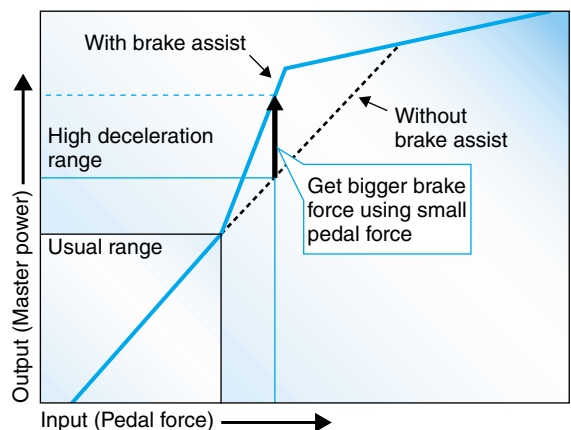


Fig. 25 Characteristic of brake assist

7. ボデー

7.1. 高剛性ボデー

Fig. 26 に示すように新開発のプラットフォームを基本に、各部材断面の大型化やスティフナの追加、結合部の強化などにより、強固なボデー骨格を創造した。さらにフロント部ではバルクヘッド補強やダンパハウジング補強を、リア部では左右ダンパ間のハウジング補強、リアフレーム後端部の補強などを行うことで、大幅に剛性の向上したボデーを実現した。その結果、Fig. 27に示すように旧モデルに比較してねじり剛性が80%向上したのをはじめ、フロント首振り剛性やリア横曲げ剛性も大幅に向上した。

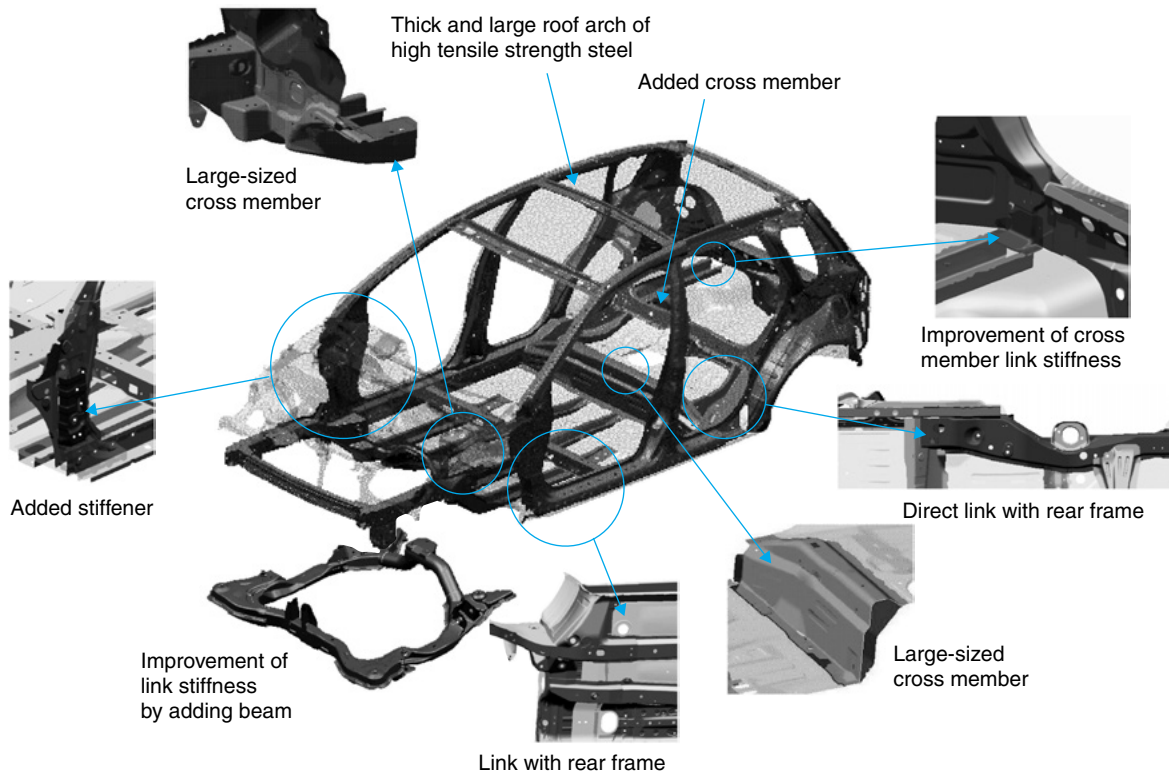


Fig. 26 High-stiffness body construction

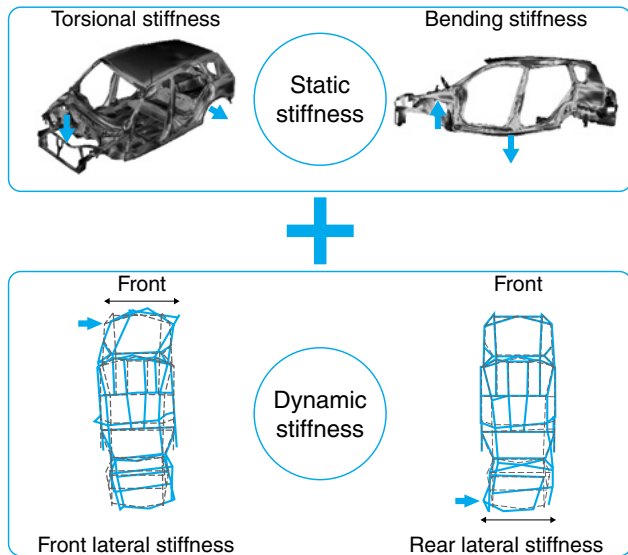


Fig. 27 High-stiffness body analysis

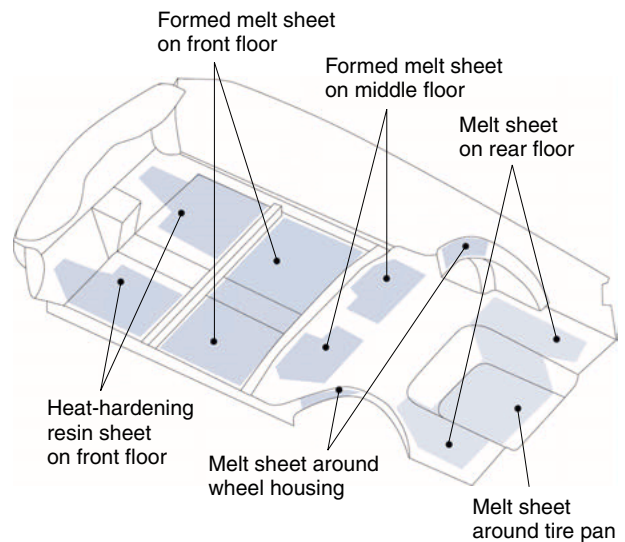


Fig. 28 Application of damping material

7.2. NV 性能向上

高剛性、高エネルギー吸収性を実現した高精度ボデー骨格を基本に、騒音、振動の発生源と伝達経路に対してきめ細かく対応した。制振材の総重量を増大させることなく適用面積を拡大し、吸音材との組み合わせによって効果的に透

過音を低減した。さらに随所に吸・遮音材を効果的に施すことで、エンジンからの振動やロードノイズを大幅に抑えた。Fig. 28 に制振材の、Fig. 29 に吸音材および遮音材の適用箇所を示す。

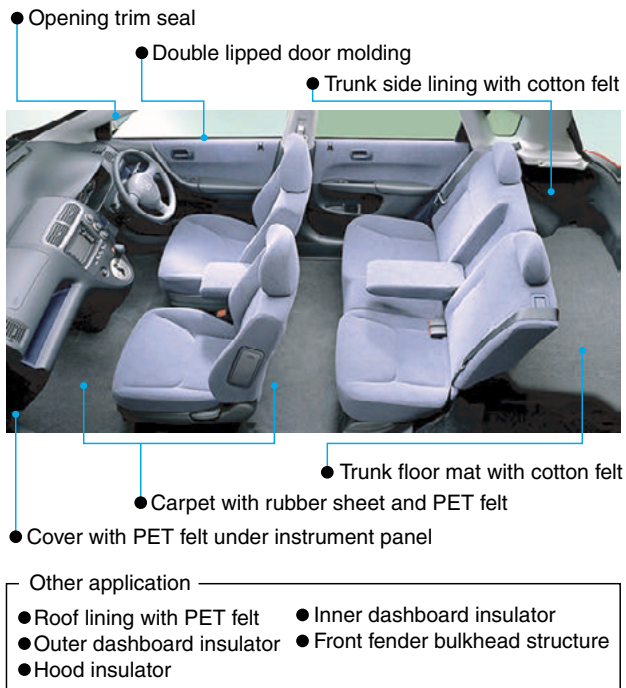


Fig. 29 Application of soundproofing/sound absorbing material

エンジンマウントを Fig. 30 に示すように慣性主軸上の最適位置に配置し、トランスミッションやエンジンサイド部に液封マウントを採用した。また、アルミニウム高剛性ブラケットなどにより振動伝達を低減し、エンジンからの振動を大幅に抑えるとともに快適な乗り心地を実現した。

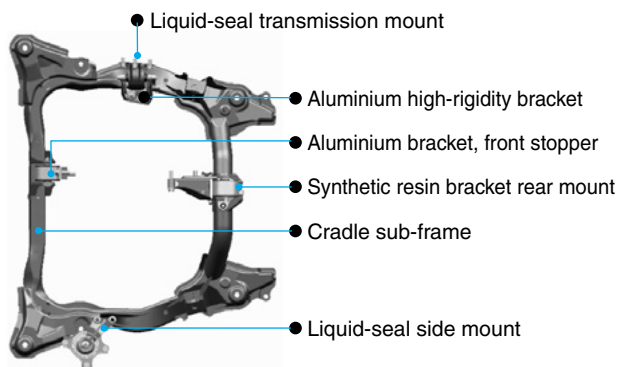


Fig. 30 Layout of engine mounts

7.3. 衝突安全性能

Fig. 31 に示すように、フロントはサイドフレームと井げた形状のサブフレームの衝撃吸収構造により衝突時のエネルギーを効果的に分散、吸収し、さらにサブフレームからの衝撃を3方向に効果的に分散するフロア構造とした。またボデー骨格の57%に高張力鋼板を配置することで、高エネルギー吸収骨格を実現した。

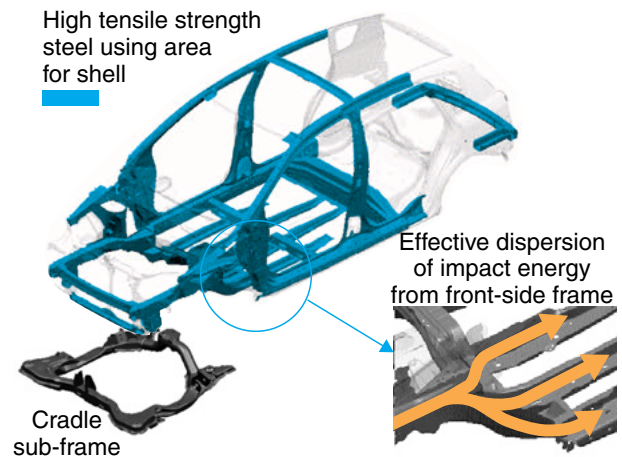


Fig. 31 High-efficiency energy absorbing shell

「衝撃の吸収」を見きわめる前面フルラップ衝突と「生存空間の確保」を見きわめる前面オフセット衝突の双方において、乗員の傷害値低減とキャビンの変形量抑制を高次元で両立した。これにより世界最高水準の前面フルラップ 55km/h、前面オフセット 64km/h の衝突に対応する新しい衝突安全設計ボデーを実現し、あわせて側面55km/h、後面 50km/h の衝突要件もクリアした。

また事故統計の分析から、「相手が重量2トンクラスまでの乗用車、双方の衝突速度50km/h、50%オフセット衝突」という目標を設定し、高効率なエネルギー吸収・高強度ボデー構造により、この目標値をクリアした。

衝突安全性能の社内目標と各国の新車評価基準項目を比較して Table 2 に、車両相互の前面オフセット衝突テストの模様を Fig. 32 に示す。

室内のルーフサイドや各ビラー内部には Fig. 33 に示すように衝撃吸収材を内蔵した頭部傷害軽減構造を採用し、衝突時の乗員の頭部への衝撃を緩和した。

Table 2 Honda's G-CON technology and NCAP requirements

G-CON: Technology of crash-impact control to reduce the occupants' injuries

	55 km/h Frontal crash test	64 km/h Frontal offset crash test
Honda G-CON	●	●
US NCAP	●	Under review
JAPANESE NCAP	●	●
EU NCAP	Under review	●

NCAP: New Car Assessment Program

8. むすび



Fig. 32 Car-to-car crash test (Right: CIVIC)

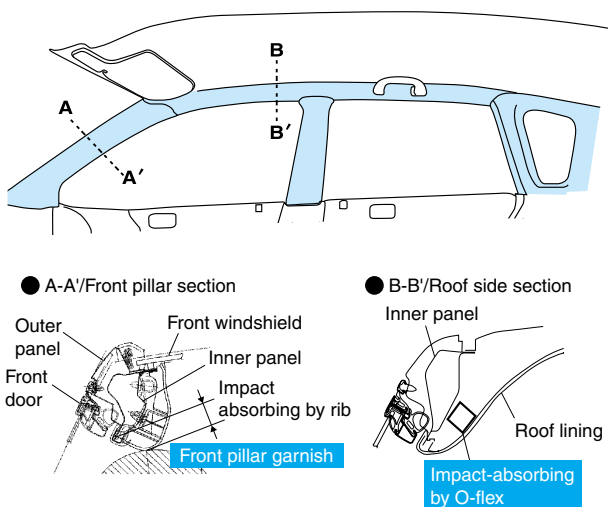


Fig. 33 Reducing the degree of injury to the head

7.4. 歩行者傷害軽減構造

歩行者事故の際の頭部への傷害の軽減だけでなく、傷害軽減部位を脚部にまで拡張し、Fig. 34 に示すようにボンネットやボンネットヒンジ、ワイパ取り付け部、フェンダに加え、バンパにも衝撃吸収構造を採用した。

Impact absorbing wiper pivots
Impact absorbing hood
Impact absorbing hood hinges
Impact absorbing front bumper
Impact absorbing front fenders

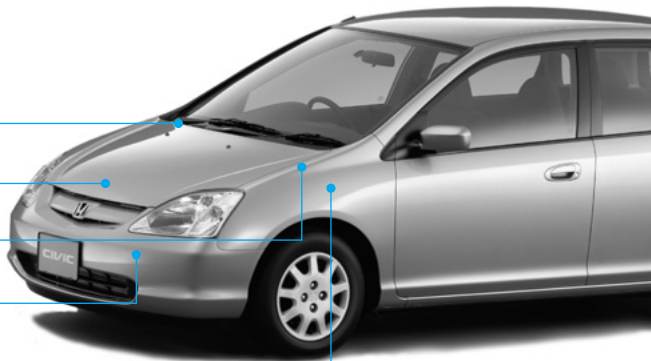


Fig. 34 Pedestrian injury reducing body

「気持ちよい生活」のために、「心地よい」、「ムダがない」、「スタイリッシュ」の各性能にそれぞれ高い目標を設定して開発を進めてきた。

その結果、乗用車の良さであるコンパクト性やトップクラスの燃費性能、また気持ちよいハンドリングを実現できた。合わせて従来の乗用車にはない快適な室内をもつことができた。コンパクトで快適というこの相反する性能の両立は、Fig. 35 のようにそのまま特徴的なカタチとなって、このクルマを新しいものに見せることにつながったと思う。

また、低床フラットフロアの実現で、「人」を重視したホンダの開発姿勢も示せたと思う。

本開発は社内外からの多くの方々から多大のご協力を頂いて完成したものである。ここに記してあらためて感謝の意を表したい。



Fig. 35 Appearance of the new CIVIC

■ 著 者 ■



横田 千年



中村 芳則



矢田 茂



船津 浩一



久保 文雄



大窪 毅



渡辺 正

新型 CIVIC 用サスペンションの開発

Development of New CIVIC Suspension

長谷川 俊 也*

Toshiya HASEGAWA

和 田 範 秋*

Noriaki WADA

要 旨

新型シビックのパッケージ及び車両目標性能を満足するため新しいフロント及びリアサスペンションを開発した。フロントはステアリングギアボックス位置を約 250mm 上方に配置したストラットサスペンションシステムを採用することにより、厳しい衝突要件を満足しつつ車両先端長を 60mm 短縮すると同時に、リニアなトー変化特性を実現した。リアはダンパを低く配置したインホイールダブルウィッシュボーンサスペンションを採用することにより荷室幅を 142mm 拡大するとともに、フロント同様リニアなトー変化とすぐれたフォーステア特性を達成した。これらの性能により、従来のシビックを超えたリニアな操縦安定性能とすぐれた乗心地を達成することができた。

ABSTRACT

The new front and rear suspensions have been developed for new CIVIC to achieve the highly efficient package layout and good vehicle dynamic performance. The reduced front overhang of 60mm, high collision safety target and linear front suspension toe curve are achieved by adopting a strut suspension with steering gearbox that mounted 250mm higher than usual strut suspension. The increased rear luggage room width of 142mm and linear rear suspension toe curve is achieved by adopting an in-wheel double wishbone suspension with lowered rear damper position. By having those suspension characteristics, the new CIVIC has much improved handling and riding comfort performance over the previous CIVIC.

1. まえがき

ホンダシビックは初代モデルを 1972 年に発表して以来、代々「マン・マキシマム／メカ・ミニマム」のキーワードに代表される高効率パッケージと「シビックらしいキビキビしたスポーティな乗り味」をねらいに開発、生産され、全世界 140 か国以上のユーザーから高い評価を得てきた。

今回 7 代目となる新型シビックはこれらの特徴を更に進化させるため、スタイリッシュなデザイン、高い安全／環境性能に加え、

- ・スマートユーティリティ：
空間を最大限に広く、使い易く。
- ・スマートドライビング：
高い操縦安定性としなやかな乗心地の確保。
を基本開発テーマに掲げて開発を行った。

これらのねらいを具現化するため、全く新しいフロント及びリアサスペンションを開発し、目標である高効率パッケージと優れた操縦安定性／乗心地を高次元で両立することが出来たのでここに紹介する。

2. 開発のねらい

シビックは全世界で 12 か国以上の国で生産されるため、各生産拠点の生産性、現地での部品調達性等を踏まえた上で開発を行う必要があったが、新型サスペンションを開発するにあたってユーザーにダイレクトに関わる商品魅力の部分については以下の二つのねらいを定めた。

- (1) 次世代の乗用車として求められている高効率パッケージを具現化できるコンパクトなサスペンションである。フロントサスペンションはサスペンション上端高さを押さえてボンネットデザインの自由度を高めつつ、左右間の距離を広くとり、かつ前後方向も押さえてコンパクトな設計とし、高い衝突安全性能を達成するためのボデーフレームレイアウトスペースを確保する。リアサスペンションは室内荷室への侵入を可能な限り少なくして最大限のトランクルームスペースを確保しつつ、大容量燃料タンクおよび排気ブリチャンスペースを確保する。
- (2) 次世代の乗用車用のサスペンションとして必要とされ

る操縦安定性及び乗心地性能を十二分に有する。

具体的には、サスペンションジオメトリやバネ／ダンパ特性等を最適化していくなかで、特にフロントとリアサスペンションのフォースステアと前後コンプライアンス特性を両立させることにより、今までの大衆車の領域を越えた高い操縦安定性としなやかな乗心地性能を達成する。

これらのねらいを達成するため、新型シビックは、フロントにマックファーソンストラットサスペンション、リアにダブルウィッシュボーンサスペンションを採用した。

3. 構造の特徴

3.1. フロントサスペンション

フロントサスペンションの基本構造は Fig.1 に示すようにマックファーソンストラットタイプであるが、以下の二点を目的として通常前輪車軸中心とほぼ同じ高さに配置されるステアリングギアボックスを約250mm 上方に配置した。

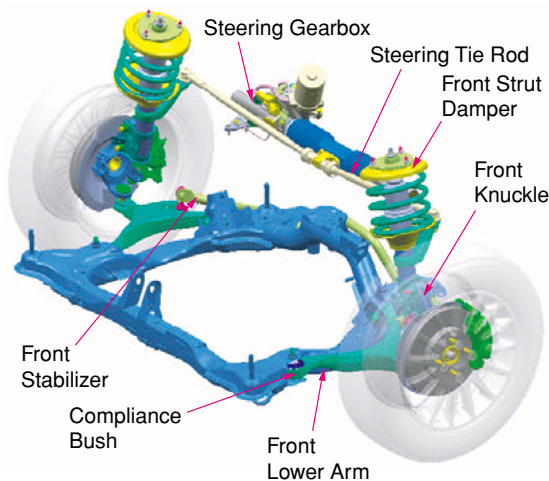


Fig.1 Front suspension

(1) ショートノーズの実現：

一般的なストラットサスペンションの場合、ステアリングタイロッド先端部をホイール内側最後部付近に配置して揺動スペースを確保せざるを得ないため、ステアリングギアボックスとタイロッドはホイールセンタの高さとほぼ同じ高さに配置される。

この場合、トランスミッションの最大外径部と高さ方向がほぼ一致するため、前面衝突時の際、トランスミッションとステアリングギアボックスが直列配置となって前後方向の未変形部が長くなる。従って車両先端部で変形ストロークを十分確保する必要がある。

今回シビックが採用したギアボックス上方配置構造の場合、衝突時にギアボックスがインテイクマニホールドとトランスミッションの間のスペースに入り込むことにより、衝突時の未変形部の前後方向長さを押さえることができるため衝突性能向上が図れ、その結果、新型シビックは前面フルラップ衝突と前面オフセット衝突の両面において厳しい開発目標をクリアしつつ、車両先端部の長さを Fig.2 に示すように従来のシビックに対して 60mm 短縮することが可能となった。

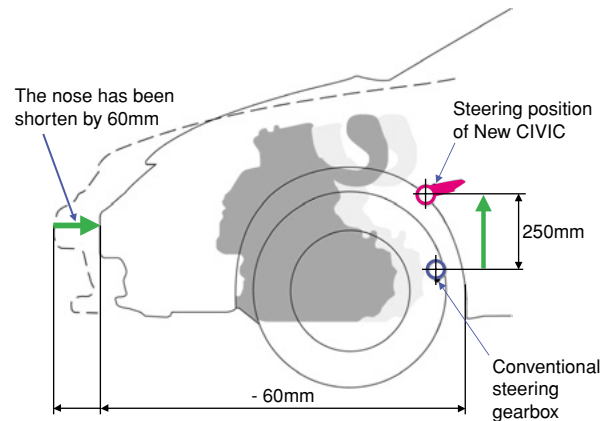


Fig.2 Position of steering gear box

また、従来のシビックに採用していたダブルウィッシュボーンサスペンションに対し、ストラット化によってダンパを外側に移動できたことにより、Fig.3に示すようにサイドフレームの高さにおける左右サスペンション間のスペースを 80mm 広く取れるため、サイドフレームの断面設計自由度が向上し、このことも衝突性能目標達成に寄与した。

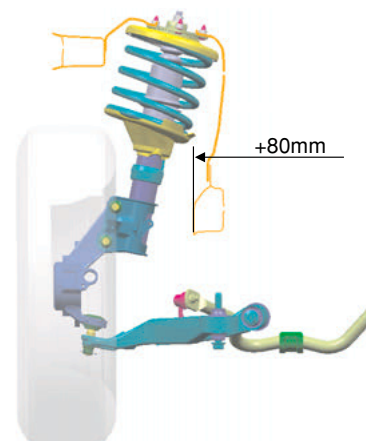


Fig.3 Front suspension width and side frame

(2) タイヤストローク時トー変化のストレート化：

トー変化を可能な限り直線化することはリニアなハンドリングを達成するためには非常に重要なサスペンション特性パラメータのひとつである。一般的なストラットサスペンションでトー変化のストレート化をはかる場合、ステアリングギアボックスとロアアームを同じ高さに配置することが理想であるが、前輪駆動車の場合ドライブシャフトがあるためロアアームの配置に制約がある。その結果トー変化はCカーブ形状となることを避けられない。

これに対し新型シビックで採用したギアボックス上方配置レイアウトの場合、タイロッドのギアボックス側のジョイントがギアボックス中央に寄っているセンターテイクオフ構造を採用して、タイロッド長を約 220mm 長く取ることにより、Fig.4に示すように常用域においてダブルウィッシュボーンに近いリニアなトー干渉カーブを達成した。

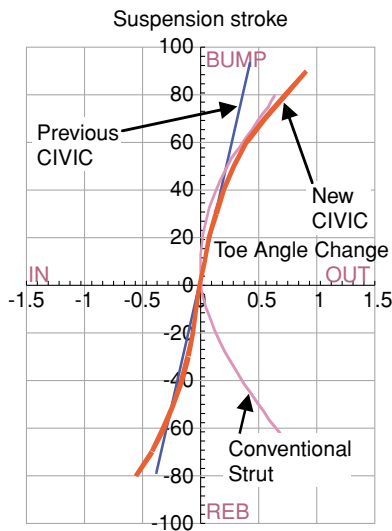


Fig.4 Front suspension toe angle change

構造上の対応手法は、通常ナックルに一体でついているタイロッドアームをダンパ中央部に溶接にて取り付けられる構造として具現化した。

従来シビックでは前輪車軸の後方に配置していたロアアームのコンプライアンスブッシュを前輪車軸の前方に配置することによって前席乗員の足元スペースを確保し、またブッシュ特性に異方性をもたせることにより横力及びブレーキフォース入力時のステア特性と前後方向コンプライアンス特性を最適化し、乗心地と操縦安定性の両立を図った。

Fig.5 に示すフロントダンパマウントは、減衰力入力はブッシュをかえし、スプリング及びバンプストップ入力直接ボディに伝える入力分離構造とすることによってブッシュの特性設定自由度を上げ、ダンパからの減衰力入力に適したブッシュパネレートチューニングを可能とした。

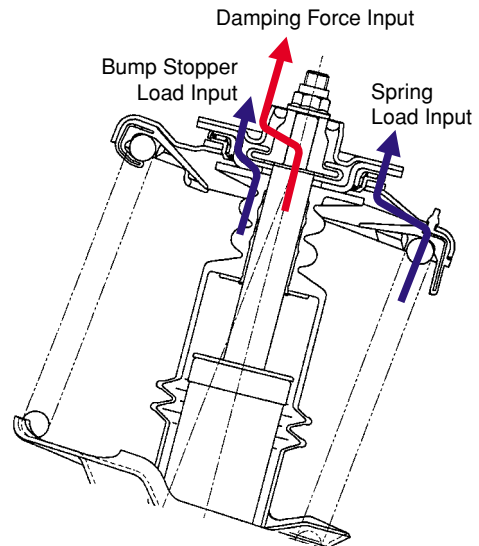


Fig.5 Front damper mount rubber construction

フロントロアアームは断面が箱型となるプレス部品の溶接合わせ構造として剛性を確保しつつ軽量化を図った。

3.2. リアサスペンション

シビックは3代前のモデルからダブルウィッシュボーンサスペンションを採用して操縦安定性／乗心地性能の向上を図ってきたが、ダンパマウント部の室内への侵入が大きく、荷室スペースの拡大に対してマイナス要素となっていた。

新型シビックのサスペンションは操縦安定性と乗心地確保のため従来シビック同様、Fig.6に示すダブルウィッシュボーンサスペンションを採用したが、荷室スペースを最大限確保するためにはサスペンション部品の荷室への侵入を最小限に押さえることが重要と考え、そのためサスペンション部品をいかに低く、外側に配置できるかの検討を行った。

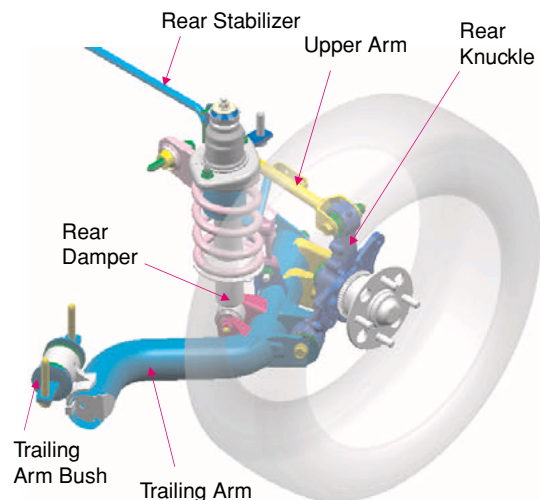


Fig.6 Rear suspension

従来モデルではタイヤの側面に配置されていたアップアームをホイール内に収めるインホイールダブルウィッシュボーンサスペンションとすることにより、サスペンション全体の高さを抑さえ、また、ダンパマウントベースを深絞り形状としてボディへの取り付け面を下げつつ、タイヤ内側面にほぼ垂直に配置することにより、ダンパマウント間距離を Fig.7 に示すように従来シビックに対して 142mm 広げ、荷室容量の対旧型比 40 リッターアップに寄与すると同時に形状的な使い勝手を大幅に向上させた。

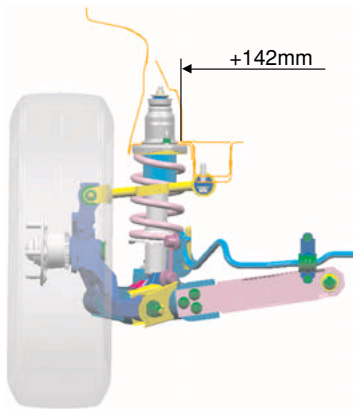


Fig.7 Rear suspension and rear damper width

車両走行時の安定性を確保するにあたり、重要なサスペンション特性としてブレーキフォース入力時のトー変化特性がある。新型リアサスペンションは、バネ下部分とボデーを連結しているトレーリングアームの後ろ側のアーム部を前後方向にたわむ構造とし、アーム先端部のブッシュ揺動軸方向のバネレートを柔らかく、軸直方向の特性を硬く設定することにより、前後方向のコンプライアンスストロークを十二分確保しつつ、ブレーキフォース入力時にトレーリングアーム先端部が斜め内側方向に変位させることによって積極的にタイヤがトーイン方向に向く設定でブレーキ制動時の安定性を確保した。その概念をFig.8に示す。

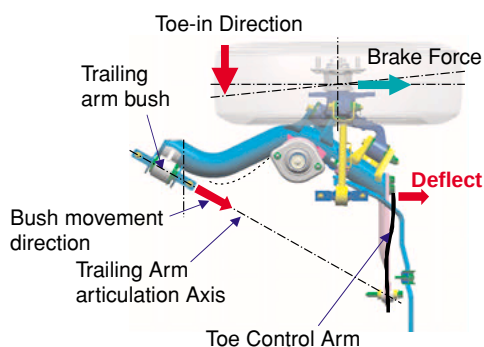


Fig.8 Rear suspension toe angle change with brake force applied

また、Fig.9に示す通りメカニカルコンプライアンス角を従来の 0.5 度から 4.4 度に改善することにより、特に大きな突起を乗り越えた時のハーシュネスの向上をはかった。

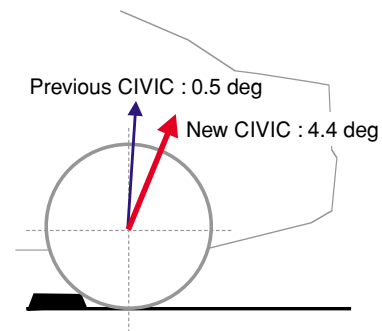


Fig.9 Mechanical compliance angle

アップアームはストレートかつパイプ断面構造としてキャンバ剛性を確保、ブッシュパネレート最適化とあわせて旋回時のリアサスペンション応答性向上を図った。

サスペンション横剛性については、ナックルとトレーリングアームを締結しているブッシュの構造及びパネレート、そしてこれらのブッシュの揺動軸角度設定に配慮したブッシュ軸配置を行い、Fig.10 に示すとおりリニアなトー変化を達成しつつ、Fig.11 に示すように従来のシビックに対して横剛性を約 22%向上することが出来た。

また、本構造はリアナックルを変更するのみで 4 輪駆動用のリアサスペンションにも対応可能な構造とし、またトレーリングアームはアーム本体を一般的なプレス溶接合わせ構造ではなく、パイプをベンディング工法にて曲げたものを採用して軽量化を図った。

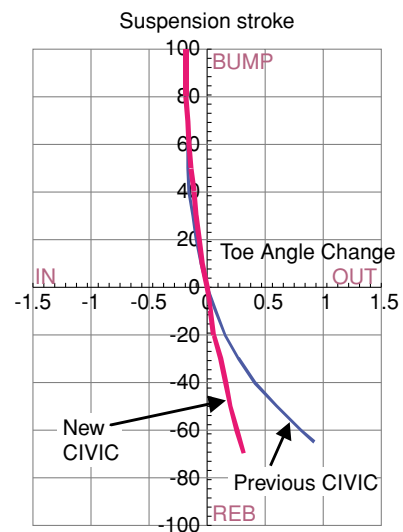


Fig.10 Rear suspension toe angle change

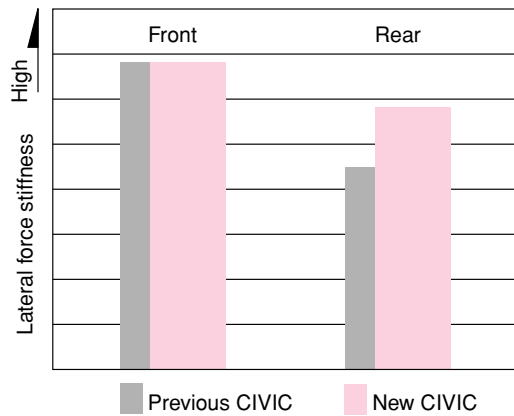


Fig.11 Suspension lateral stiffness at tire contact point

4. 達成性能

前項までに述べたサスペンションを採用することにより達成した代表的な車両特性を以下に示す。

4.1. 操縦安定性

(1) ステアフィール

従来のシビックは、ステアリングの初期操舵に対する応答性は高いものの、更に増し切りした際の応答性が初期の応答性に対して低くなるためリニアなステアフィールに欠けていた。新型シビックでは、ストラットダンパ剛性やステアリングマウントブッシュを含む各ブッシュの特性をチューニングすることにより、アライニングトルク剛性を適正化し、Fig.12 に示すようにステアリングの操舵に対してリニアなヨーの立ち上がり特性を達成した。

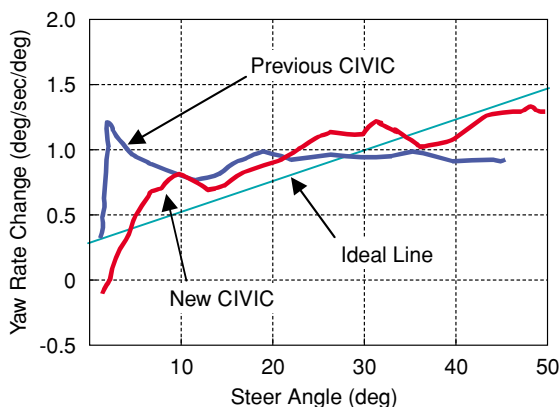


Fig.12 Steer angle and yaw rate change

(2) リニアな応答特性

リニアな車両応答性を達成するためには操舵に対するヨーレートと横加速度の位相遅れを小さくする必要がある。新型シビックのサスペンションを開発するにあたり、特に

リアのサスペンション横剛性を確保すること、及びロール仮想アーム長さの前後比をコントロールすることにより、Fig.13 に示すようにヨーレートと横加速度の位相遅れを減らし、また Fig.14 に示すように適正なヨーゲインを維持しつつヨーの共振周波数を向上させることが可能となり、通常走行時のゆっくりした操舵から早い操舵領域までリニアな応答性及び安定性を実現することができた。

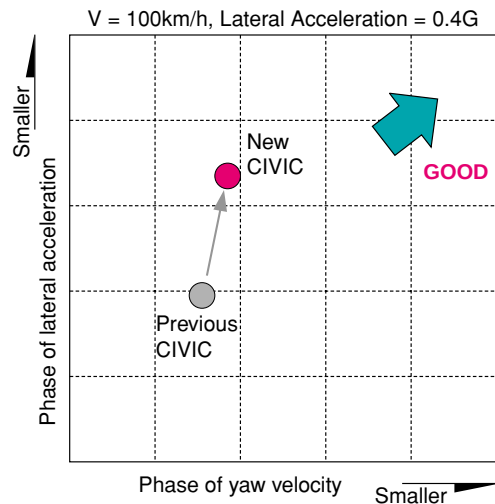


Fig.13 Yaw rate and lateral acceleration phase

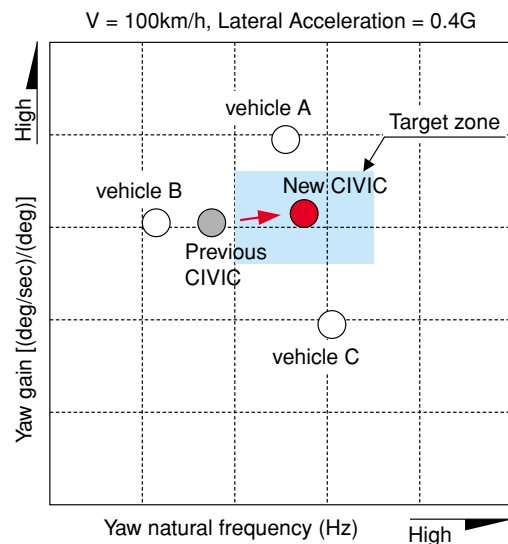


Fig.14 Steering response

(3) 旋回ロール軸

サスペンション前後のロール仮想アーム長さをコントロールし、またロールセンタ高の設定を見直すことにより Fig.15 に示すように旋回時の車体ピッチング角を常にやや前下がりとすることで、リアタイヤのコーナリングパワーの立ち上りを早め、安心感のあるロールフィールを達成した。

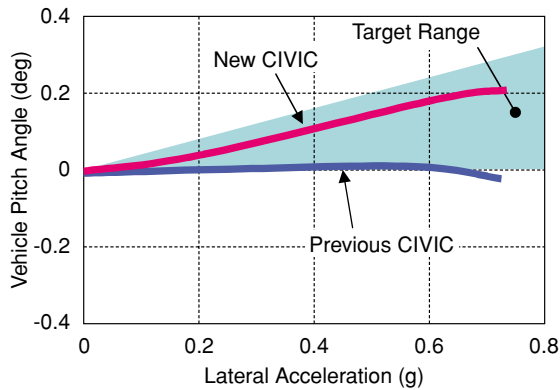


Fig.15 Lateral acceleration and pitch angle

サスペンションシステムを採用し、リアはトーコントロール機能をもったインホイールダブルウィッシュボーンサスペンションを採用することにより、高効率パッケージと優れた車両性能を高次元で両立させることができた。

4.2. 乗心地

前述の要素技術を投入することにより、ハンドリング領域のマージンが向上したことからサスペンション上下方向の動きをしなやかに設定する自由度が増したこと、及びコンプライアンスブッシュパネレート特性の最適化、メカニカルコンプライアンス角の改善等により、クラスを超えた乗り心地性能を達成出来た。

Fig.16 に乗心地全般の性能を横軸、乗心地性能の中の突起乗り越し時の硬さ感性能を縦軸に示す。

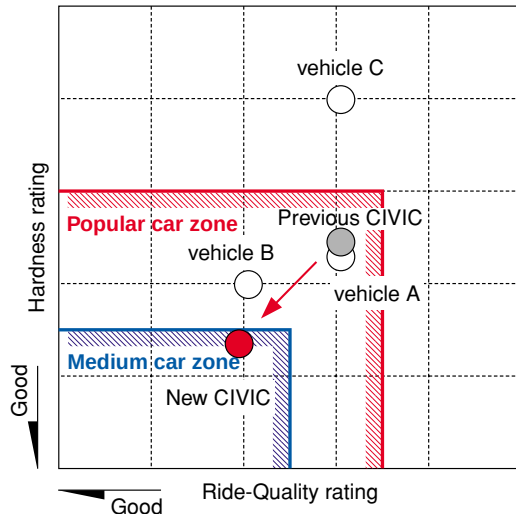


Fig.16 Ride quality rating and hardness rating

5. まとめ

新型シビックのパッケージ及び車両性能目標性能を満足するため新しいフロント及びリアサスペンションを開発した。

フロントに従来のサスペンションに対してステアリングギアボックス位置を約 250mm 上方に配置したストラット

■ 著 者 ■



長谷川俊也



和田 範秋

排ガス測定におけるモード走行運転の自動化

Automation of Mode Driving Operation for Exhaust Gas Measurement

阿部 良治*
Yoshiharu ABE

小林 吉彦**
Yoshihiko KOBAYASHI

要 旨

自動車の排ガス測定の工数削減をねらいとして、自動運転装置(ロボット)によるモード走行運転の自動化が実施されている。特に高地排ガスエミッションテストにおいては、作業員を労働負荷の高い作業環境から開放するという点でロボットによる無人化の利点は大きい。

本システムは高地条件でのロボット運転による無人化の課題である「冷却ファンの作動と停止の自動化」および「フード開閉の自動化」システムを構築し、全ての作業手順を完全自動運転化することを可能にした。またテスト室内の気圧変化に対する車速トレース精度については、低地用と高地用で別の加速力データを使用し、さらに制御定数を最適化して人の運転による走行状態と同等の精度を実現した。これにより、要員とテスト時間を削減するとともに、労働負荷の高い業務を無くすことができた。

ABSTRACT

Mode driving operation is being automated using automatic driving units (robots) with the aim of reducing the number of man-hours needed for the measurement of automobile exhaust gases. Particularly in high-altitude exhaust gas emissions tests, automation using robots offers significant advantages in terms of liberating workers from a hard work environment.

This system makes it possible to fully automate all work procedures by constructing automatic cooling fan start/stop and automatic hood opening/closing systems, which were issues for automation by robot driving under high- altitude conditions. In addition, the same vehicle speed trace accuracy relative to changes in atmospheric pressure inside the test chamber as for driving with a human driver was realized by using separate acceleration parameters for low- and high-altitude conditions and optimizing the control parameters. These improvements made it possible to reduce the number of staff and time required for tests and to eliminate tasks in hard work environments.

1. はじめに

自動車はさまざまな環境において使用される。従って自動車の環境へのインパクトを定量化するための測定は実にさまざまなモードや環境条件で行う事が法規により規定されている。これらの規制に適合するための確認テスト数も増加している。これらテスト数の増加に対応するために、排ガスおよび燃費試験の自動化による作業工数の削減の要求が高まっている。

自動化の要求は省力化はもちろんであるが、運転の再現性の向上や低温、日射、負圧室等の労働負荷の高い条件下より作業員を解放するという点にある。自動化を実現する技術の発展は最近めざましく、試験車両を人間の代わりに運転する自動運転装置(ロボット)は自動化にたいへん有効な手段である。この装置は車両のエンジン耐久試験で多く使

われている。さらに車両のエアコンを作動させた条件での排ガスおよび燃費試験において使用されている。エアコン作動させた条件でのテストではテスト室を35℃の高温に保ち、さらに日射装置を使用して、カリフォルニアの真夏の条件を再現した厳しい作業環境である。

標高1600m相当の高地排ガスエミッションテスト(高地テスト)は低地排ガスエミッションテスト(低地テスト)に比べ多くの人的工数を取られている。

従来の装置では、ロボットがモード走行を人間に変わって運転する事が目的であり、運転する以外の作業を人に代わって行う事を想定していない事から、高地テストでは十分なメリットを得ることが出来ない。その理由は、低地テストは人間がフードの開閉やエンジン冷却ファン操作を行なえるが、高地テストはロボットがこれらの操作を行えないからである。

* 栃木研究所

** (株)PSG

著者らは高地テストにロボットを適用し、また装置の改良により全自動テストを実現した。本稿では改良した装置と高地のロボットの走行性能について紹介する。

2. 開発のねらいと目標要件

標高 1600 m 相当の高地テストは低地テストに比べ多くの工数が取られていることから、この業務の効率向上と労働負荷低減のため、高地テストをロボットに置き換えることを検討した。しかしながら、ロボットは運転機能のみを代替するよう作られている。従来は負圧状態のテスト室で担当員が運転および冷却ファン停止やフードの開閉を行っており、単にロボットにモード走行を代行させることでは達成できない。これらの操作を自動化することで、業務の効率向上と作業負荷低減の目的を達成することができる。

基本要件は下記 4 項目である。

- (1) 法規で定められた正規テスト法に準じたテストが出来ること。
- (2) LA4 モードにおいて、ロボット走行で低地と高地で走行性能を同等にする。また人間とロボットで同等の車速追従であること。
- (3) 非常時に危険回避がされること。
- (4) 実用面から限られた車両だけでなく汎用性があること。

解決すべき課題は下記 4 項目である。

- (1) 負圧環境下でフードの開閉と冷却ファンの On/Off を行なう
- (2) 走行中の低地と高地でのスロットル開度変化に対応する
- (3) 人間と同等の走行性能をロボットに設定する
- (4) 故障の検知と故障時の危険回避をおこなう

3. 概要

条件は標高 1600 m 相当の負圧テスト室を基準とする。テスト室の温度は $25^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$ 以内、湿度 $50\% \pm 10\%$ 以内に調整されている。シャシダイナモはダブルローラ方式を使用する。

ロボットは制御装置が操作室に設置され、メカニカルユニットのみが車載される。このメカニカルユニットは他の環境条件での併用が前提であり、装置がマイナス 25°C に放置された場合でも問題がおこらないようヒーターにより加熱保温する構造にした。メカニカルユニット単体を Fig.1 に、車載状態は Fig.2 に示す。

人間が運転してテストを行なう従来の方法では安全確保からテスト室内に 2 名、操作室に 2 名でテストを担当する。テスト室、操作室に各 2 名必要な理由は、負圧環境で、もし運転手が健康状態等の悪化で動けなくなった場合にもう 1 名が救出するためである。操作室の場合は、テスト室での異常発生時に 1 名が救出に行き、もう 1 名が設備の操作を行

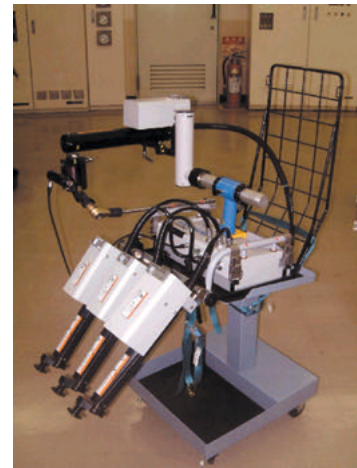


Fig.1 Mechanical unit



Fig.2 Mechanical unit with vehicle

うためである。ロボットによるテストではテスト室は無人で、操作室は 1 名の作業で問題は無い。

負圧状態で操作室からテスト室へ人間が移動する場合は時間を掛けて身体を気圧に慣らす必要がある。よって、負圧のテスト室の出入りには片道 12 分の移動時間が必要である。1600 m の場合は 12 分であるが、さらに標高が高い場合は標高に比例して時間を長くする必要がある。Fig.3, Fig.4 に概要を示す。無人化する前にはこのように人的、時間的な工数が余分に必要であったわけである。

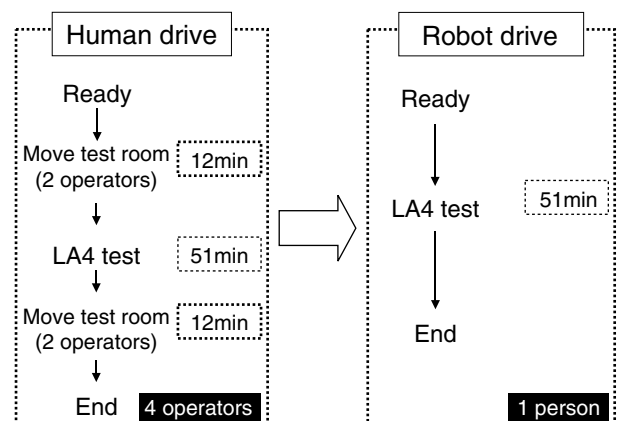


Fig.3 High altitude test schedule

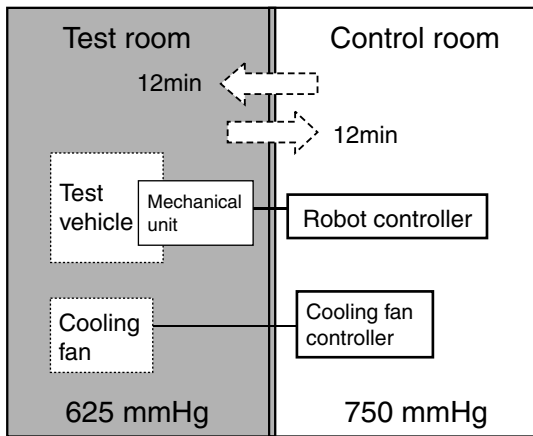


Fig.4 Test room layout

試験車両は米国向け ULEV カテゴリ ACCORD のオートマチックトランスミッション車を使用した。

ロボットの運転精度を議論する基準として、運転手はテスト経験が3年以上の熟練ドライバの運転の仕方を基準にした。しかしながら運転手により運転状態も個人差がある。細かく基準車速を追跡する乗り方や、将来予測をして滑らかに追従する乗り方がある事から、一般的な運転をするドライバを基準として選定した。

4. 問題解決策

4.1. 課題1 装置の改善

高地の従来システムの障害は 10 分間のエンジン停止条件(ソーク)が設定されているところにある。Fig.5 に示す LA4 モードではCT(Cold Transition), CS(Cold Stabilized),

HT(Hot Transition)の3種の走行モードが有るが、CSとHTのモード間にソークが設定されている。ソーク開始時はエンジンを停止しフードを閉じる、エンジン冷却ファンを停止させる。またソーク終了時はエンジンを始動しフードを開け、エンジン冷却ファンを作動させる。このように従来では高地テスト時においても上記作業を運転手が行っていたため、無人にはできなかった。

Fig.6 は LA4 モードにおける排気エミッション測定のソーク中にフード開閉の比較を行ったものである。フードを開けた状態では NOx エミッション値が増加する傾向があり、正規テストに対して NOx エミッションに違いが出てしまう。原因は触媒温度と吸気管内の温度が変化するためである。

また、エンジン冷却ファンをソーク中に停止しない場合は、フード開閉の影響以上に排気エミッションに差が出てしまう。これはエンジン冷却風が直接触媒までの排気管に当たり触媒温度が低下するからである。

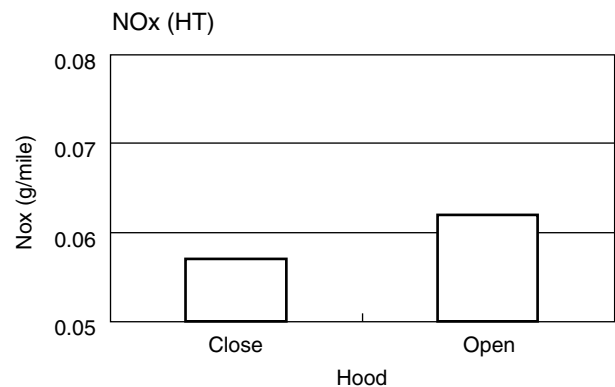


Fig.6 Comparison of emission between close and open (LA4 HT)

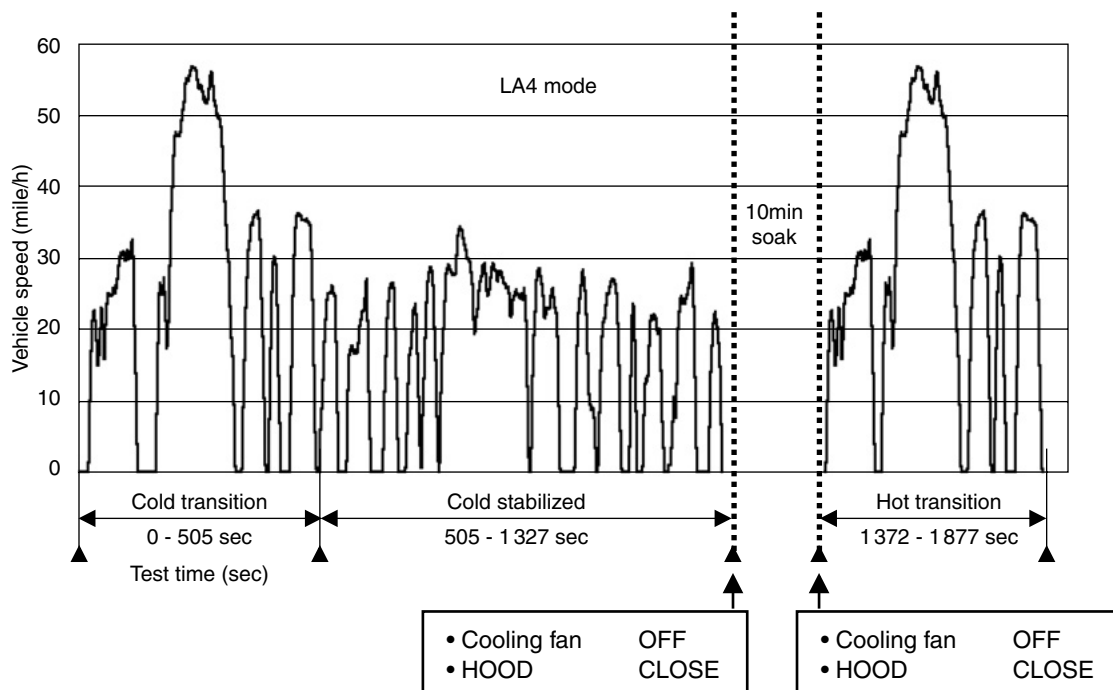


Fig.5 LA4 test mode

このようにフード開閉の影響が排気エミッションに影響が少なからずあるため、この操作もテスト手順にのっとり自動化させなければロボットによる全自動化は達成できない。要求される動作はソーキング中のフード開閉であることから、フードの先端にワイヤーロープを取り付け、天井部にはこのロープを巻き取り上下する装置を新たに設置する。Fig.7に装置を示す。また、事前にフードの開口位置学習を行い、異常が起きた場合は安全策として、上限トルクを設定し車両が持ち上げられる事を防止する。

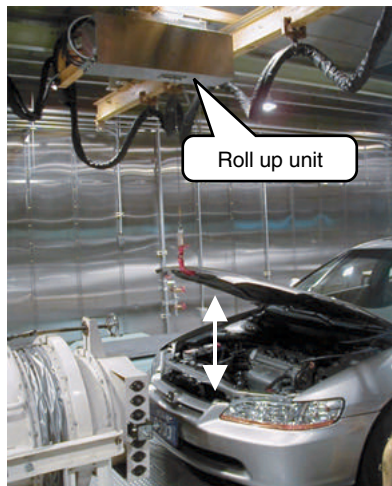


Fig.7 Automatic hood open-close system

エンジン冷却ファンのスイッチはテスト室内に設置していることから、そのスイッチを分岐し、ロボットの運転と同期して On/Off するよう改修した。同じくフード開閉装置も連動させた。

4.2. 課題2 標高による空気密度差

低地と高地では空気密度の違いから同一走行においてもスロットルの開度が大幅に変化する。ロボットはエンジン出力とスロットル開度を基に加速基準値が設定されている。低地のスロットル開度を基準に高地で加速を行うと高地では空気密度が低下しエンジン出力(加速度)が減少しているため要求の加速度が得られない。高地で同一加速度を得るためには低地よりスロットル開度を大きく設定する必要がある。高地で低地の加速基準値を使用すると、車速追従が遅れるため走行性能と排ガスエミッション値に悪影響をおよぼす。

そのため事前に低地と高地でスロットル開度学習を別に行ない、低地と高地用データに分けて管理する必要がある。これによりロボット走行での低地と高地の排ガスエミッション値に違いがなくなった。

Fig.8に低地と高地での燃費比較、人間走行とロボット走行の燃費比較を示す。低地と高地の走行の違いによる差異

を燃費差で検討をおこなったが、低地と高地ともに、人間走行とロボット走行での差は非常に小さく実用上問題ないことが確認された。

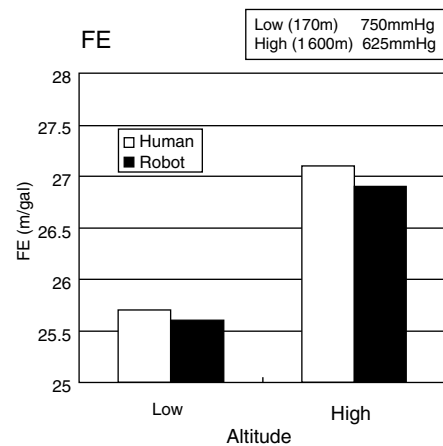


Fig.8 Comparison of low and high altitude FE between human and robot

4.3. 課題3 運転者による車速追従に個人差

運転手により車速追従手法に個人差がある。法規では基準車速に対してある許容幅が設定され、その範囲内であれば追従性は問題無いと規定されている。しかし、車速追従性の違いは排ガスエミッション値や燃費に影響を与える。そのためになんらかの運転基準が必要である。そこでテスト経験が3年以上で一般的な車速追従性能の持ち主を基準として選択した。車速追従性能の大切な要素はスロットル開度の動きである。運転手のスロットルの動きは大別すると3つの動きがある。

一般的な車速追従性能の持ち主の基準を Standard Trace とここで定める。車速追従する際に目標車速と現在の目標車速の偏差に対してゆっくりスロットルを動かす人もいれば敏感にスロットルを動かす人もいる。前者を Slow Trace、後者を Quick Trace、両者の中間の者を Standard Trace とここで定める。

我々はロボットの車速追従性能を Standard Trace と同等性能に設定することにした。そのためスロットルの追従用制御定数の調整を行った。

調整した内容を説明する。許容幅の車速範囲内で目標車速に鈍感に追従する制御定数で走行させた制御定数を Slow Trace 設定とする、反対に目標車速に極力近づける様に敏感に反応する制御定数で走行させた制御定数を Quick Trace 設定とする。両者の中間の制御定数を Standard Trace 設定とした。テスト法で規定された基準車速を Trigger Speed と定める。Fig.9 に各トレースでの車速追従性能の比較を示す。範囲は LA4 モード開始 55 秒から 65 秒の間の車速追従性能を比較したものである。Trigger Speed に対して偏差

が比較的小さいのが Quick Trace である。また Fig.10 でスロットルの動きを比較するため、吸気負圧を示す。Quick Trace はスロットルの踏み込みを頻繁に行うという無駄な動きになる。Slow Trace は将来予測を行いできるだけ少ないアクセル操作で走行することから、スロットルの動きは無駄が少ない。よって車速追従性能とスロットルの動きの観点から両定数の中間を Standard Trace 設定としロボット運転の基準制御定数に決定した。

車速追従性能と排ガスエミッション値の関係を Fig.11 に示す。

車速追従性能による排ガスエミッション値への影響は少ない。燃費については Quick Trace が 0.6%悪化しているが、Standard Trace では排ガス値と燃費の双方において安定した結果がえられた。

さらに決定した制御定数を使用し ACCORD 以外の車両で確認を行った。結果は決定した制御定数で車速追従の要求を満足していた。

制御定数に問題ない事を確認した車両を以下に示す

- (1) NSX 6速トランスミッション車
- (2) LEGEND 4速オートマチックトランスミッション車
- (3) S2000 6速トランスミッション車

スタータのボタン始動もあわせて確認した

- (4) CIVIC 5速トランスミッション車と CVT
- (5) INSGHT(ハイブリット車)5速トランスミッション車と CVT

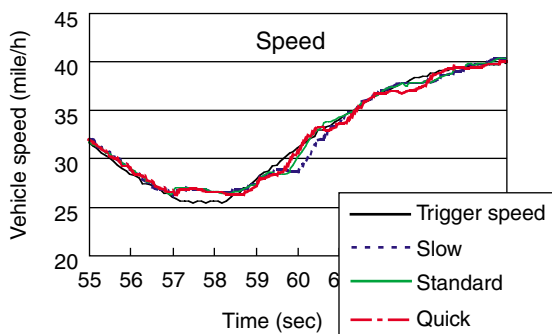


Fig.9 Vehicle speed trace

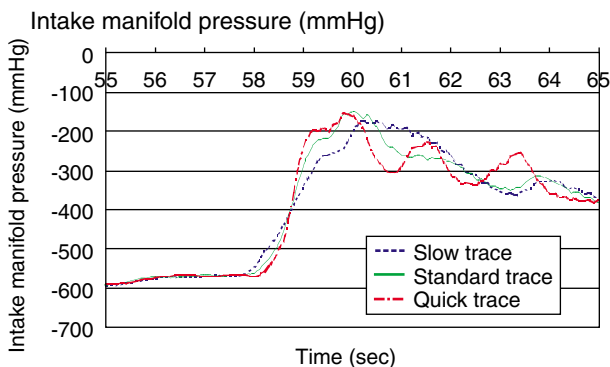


Fig.10 Intake manifold pressure

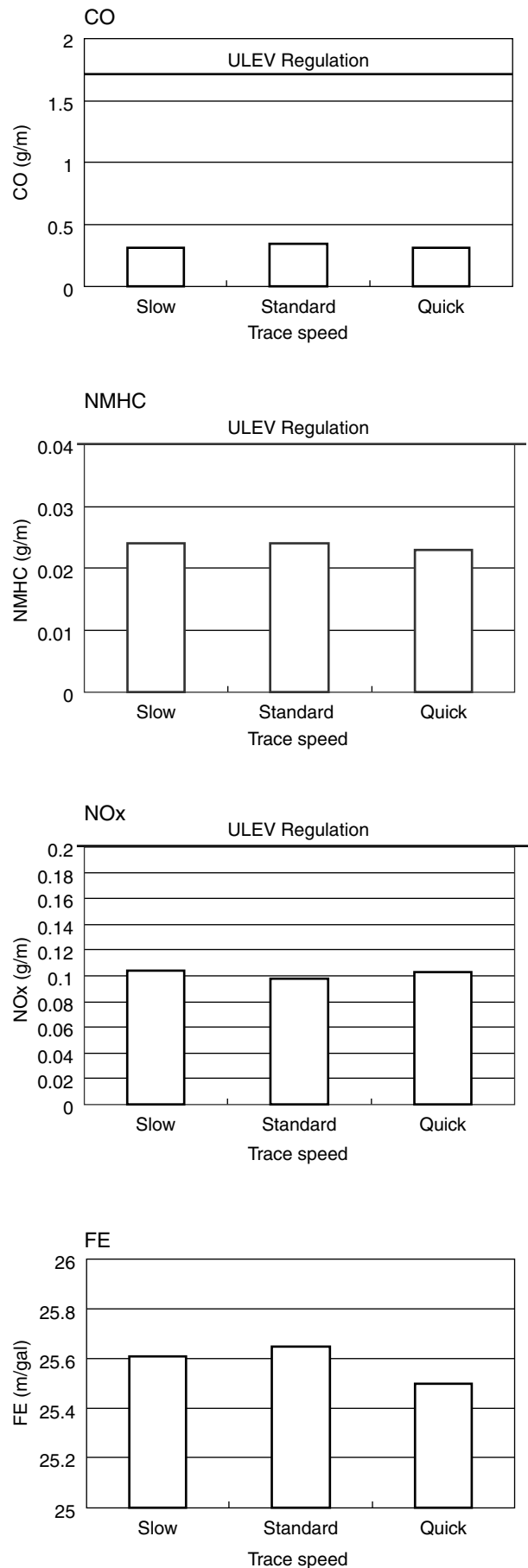


Fig.11 Comparison of emission and FE between slow and quick trace speed

4.4. 課題4 異常時の対応

テスト室では無人状態でテストを行う事を前提にしている事から、タイヤのパンク等の車両異常が発生した場合は、異常検知するモニタを取り付ける必要がある。よって車両異常は車両位置検知用センサを取り付け車両の上下、左右の挙動を監視する。またエンジン異常はエンジン回転数を監視しエンジン停止状態や設定を越える高回転で異常と判断する。異常が発生した場合は警報によって操作室に知らせる、また同時に非常停止機能を作動させ事故防止をおこなう。

5. 効果

5.1. 労働負荷の高い作業からの開放

負圧室での担当者作業および運転をロボット置き換えた事により、労働負荷の高い環境テストから開放された。標高の高いところへ短時間で移動すると普段健康な人でも体調を崩す原因になる。負圧環境への入室テストを無くす事はエンジン開発者の従来からの要求であった。

5.2. 省力化

従来の高地テストでは安全対策から負圧テスト室に2名、操作室に2名の合計4名での作業基準であったがロボット運転により1名でのテストが可能となり、1回のテストで3名の人員削減が可能となった。

5.3. 時間短縮

低地から高地へのテスト担当の移動に往復 24 分掛かっていたがその時間が不要になり 30%の時間短縮が可能となった。負圧室への移動時間は工夫や努力では短縮できなかったが自動化により1日のテスト回数の増加が可能となった。

5.4. その他

近年は排ガスの浄化性能が向上し大気濃度と排出ガス濃度の差がすくなくなっている。触媒が活性する前のエンジン始動直後の発進で排出される高濃度の排ガスエミッションが測定モード全体に対して大きなウエイトを占めるようになっている。ロボットによる自動化されたテストではエンジン始動直後の運転の再現性が良いことから排ガス測定値の測定精度が向上してデータの価値が高くなった。

6. まとめ

高地テストにおいて運転をロボットに置き換え、フード開閉ならびに冷却ファンの on/off を自動で行なう事により、負圧環境での人間の作業を無くした。走行性能は低地と高地でデータを持ち替える事で対応し、車速追従性能は制

御定数の最適化を行うことにより達成した。テスト結果で有人と無人の差が無いことが証明された。

よって、「労働負荷の高い作業からの解放」「省力化」「時間短縮」が可能になり業務効率が大幅に改善された。さらに排ガス、燃費の再現性の向上も得られ測定データの価値を高めた。将来はさらに環境の悪い条件のテストやテスト効率向上のために用途を拡大して展開していきたい。

謝 辞

本装置を導入するにあたり、協力をいただいた(株)堀場製作所の関係者の皆様に感謝いたします。

参考文献

- (1) 井上 勇ほか: 予測制御を用いた車両運転装置の開発と排出ガス試験への応用, ONO SOKKI TECHNICAL REPORT NO.12, p.29-33 (1999)
- (2) 野口 進治ほか: ショーダイナモメータ上における自動運転装置, HORIBA Technical Report Readout NO.6, p.63-66 (1993)
- (3) 小川 恭広: ショーダイナモメータ上における自動運転装置, 計測自動制御学会関西支部シンポジウム, 1998 年 10 月
- (4) Wolfgang, T. et al.: Investigations on Robot Drivers for Vehicle Exhaust Emission Measurements in Comparison to the Driver Strategies of Human Drivers, SAE Paper 982642

■ 著 者 ■



阿部 良治



小林 吉彦

バックファイヤ発生メカニズムに関する研究

Study on Generation Mechanism of Backfires

斉 藤 信 二*
Shinji SAITO

安 達 真 也*
Masaya ADACHI

要 旨

二輪車用エンジンにおいて、ボアの大径化に伴いバックファイヤの発生が問題となることがある。オーバーラップ上死点における点火(捨て火)や、排気行程で排出された高温の既燃ガスがオーバーラップ時に燃焼室内へ逆流することがバックファイヤの発生要因と考えられていた。バックファイヤ発生時における燃焼室内と吸排気ポートの圧力測定および高速度 CCD カメラによる燃焼室内の観察を実施した結果、排気行程中でも継続的に燃焼している極端に燃えの遅いサイクルが存在していることが分かった。この極端な遅燃えサイクルが火種となり次の吸気行程で新気に着火しバックファイヤを発生させることが確認できた。本論文では、その概要を報告し極端な遅燃えサイクルに影響を与える因子に関する考察を述べる。

ABSTRACT

In motorcycle engines, according with increase in size of the cylinder bore, backfires might become issues. Up to now, it had been thought that the backfire is caused by the extra ignition in top dead center at overlap and the high temperature exhaust gas which flows backward into combustion chamber when overlapping during exhaust stroke. The pressure measurements inside the combustion chamber, the inlet port and the exhaust port, and the observation inside the combustion chamber by the high speed CCD camera were conducted and it was found that a slow burning cycle which is continuously burning during exhaust stroke exists. Further, it was confirmed that the fresh air-fuel mixture at coming intake stroke ignited by the extremely slow burning generates the backfire. This paper describes the considerations of some factors which influence the extremely slow burning cycle.

1. まえがき

スロットル急開時にエンジンの吸気管より「パンッ」と燃焼音が発生するバックファイヤは、商品性上の重大な問題である。しかし、バックファイヤの発生メカニズムについては理論的な解析が行われていないのが現状である。

従来、バックファイヤの着火源はオーバーラップトップ時の点火(捨て火)や他の気筒の排気圧力波により排気管から逆流した高温の既燃ガスであると考えられていた。しかし、これらの要因を排除してもバックファイヤが発生する場合があった。本研究において、バックファイヤ発生時の各部の圧力測定や筒内を高速度カメラにより観察した結果、捨て火や逆流した既燃ガス以外の着火源が明らかになったので報告する。

*朝霞研究所

2. テスト装置

2.1. エンジン操作装置

供試エンジンの主要諸元を Table 1 に示す。本研究においてはV型二気筒(前後気筒配列)の996cm³のエンジンを用いている。基本的に、後方の気筒についてテストを行った。

バックファイヤは無負荷減速状態でスロットルを急開した場合が最も発生しやすい。従来は、手動でスロットルを操作してバックファイヤの各種テストを行っていたが、発生頻度にバラツキが生じ精度も悪いので、本研究では、Fig.1の上側のダイアグラムに示す装置を製作してテストを行った。

この装置はエンジンの回転数を監視し設定回転数まで下

Table 1 Major specification of test engine A

Engine type	4-stroke V-90° twin cylinder
Cooling type	Liquid-cooled
Bore × stroke	98 × 66
Compression ratio	9.4
Valve train	DOHC 4-valve
Maximum power (kW/r/min)	77.3 / 9 000
Maximum torque (Nm/r/min)	93.1 / 7 000
Ignition timing	15° (BTDC)

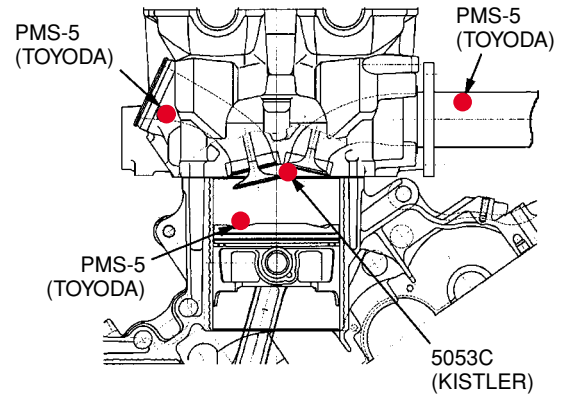


Fig.2 Installation position of pressure sensor

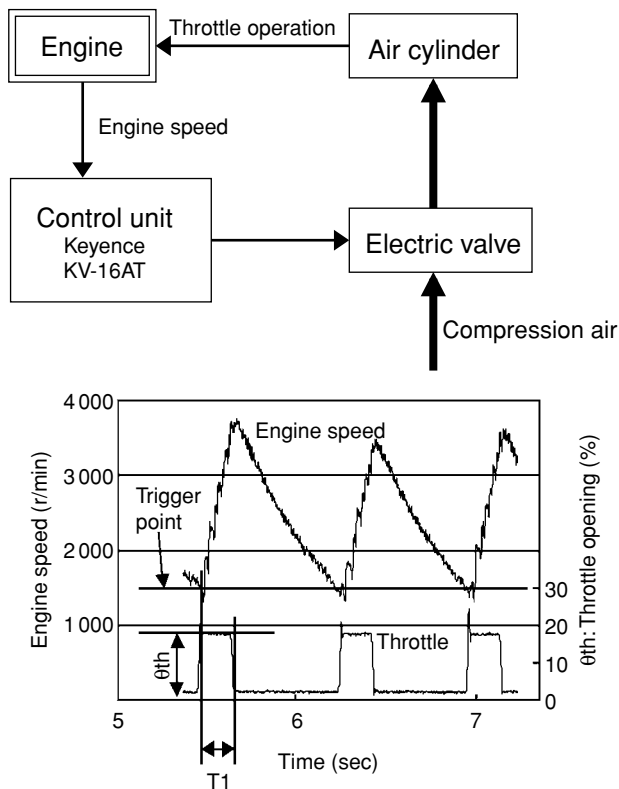


Fig.1 Backfire test device

がると電磁弁を操作しエアシリンダを作動させる。この装置は、Fig.1 の下側に示すようにスロットルが所定の時間(T1)、所定のスロットル開度(θ_{th})を開くようにした装置である。この装置により所定の回数の無負荷スナップを繰り返している。実際の動作中のエンジン回転数とスロットル開度の関係を Fig.1 の下側に示す。

2.2. 圧力センサの取り付け位置

バックファイヤ発生メカニズムを解明する為各部の圧力測定を行った。Fig.2に各圧力センサの名称と取り付け位置を示す。燃焼指圧測定用に KISTLER 社製の圧力センサ 5053C、吸排気管内の圧力測定用に TOYODA 社製の圧力センサ PMS-5 を取り付けた。更に、下死点近傍の筒内圧力を

精度よく測定するために、クランクアングルで上死点より 95° に相当するデッキ面から 35mm 下がった位置のシリンダの側面に TOYODA 社製の圧力センサ PMS-5 を取り付けしている。

3. バックファイヤ発生状況

3.1. バックファイヤの発生条件

従来から経験的にバックファイヤはエンジンが低回転の運転時に急激にスロットルを開いたときに発生しやすいことが知られている。これは低負荷時に燃焼が不安定になっていると考えられる。これらの条件をまとめると次のようになる。

- ・大ボアのエンジン
- ・低負荷、低回転の運転後
- ・操作するスロットル開度が小さい
- ・スロットルの急開操作

3.2. バックファイヤの最も発生しやすい条件

2.1 項で提示した供試エンジンを用いて、Table 2 に示すように条件を設定し、バックファイヤの発生頻度が高い条件を確認した。

条件設定の手順

- (1) スロットル操作を開始するエンジン回転数を変更しながらバックファイヤの発生頻度を測定する (Fig.3)。
- (2) バックファイヤの発生頻度が最も高いエンジン回転数を選択し、スロットル開度を変更しながら発生頻度を

Table 2 Operation conditions

Item	Operation conditions
Engine speed of operation start (r/min)	1 300, 1 500, 1 700, 2 000, 2 400
Throttle opening (%)	5, 10, 15, 18, 20, 22, 30
Operation time (sec)	0.14, 0.17, 0.18, 0.20

測定する (Fig.4).

- (3) バックファイヤの発生頻度が最も高いエンジン回転数、スロットル開度を選択し、スロットルの操作時間を変更しながら発生頻度を測定する (Fig.5).

上記設定条件に従ってテストした結果、供試エンジンではスロットルの開き始めエンジン回転数は 1500r/min、スロットル開度 20%、時間 0.17sec が最も発生頻度が高いこ

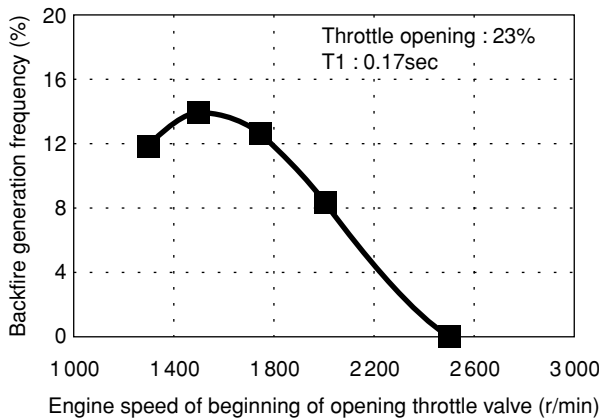


Fig.3 Backfire generation map (Changing engine speed)

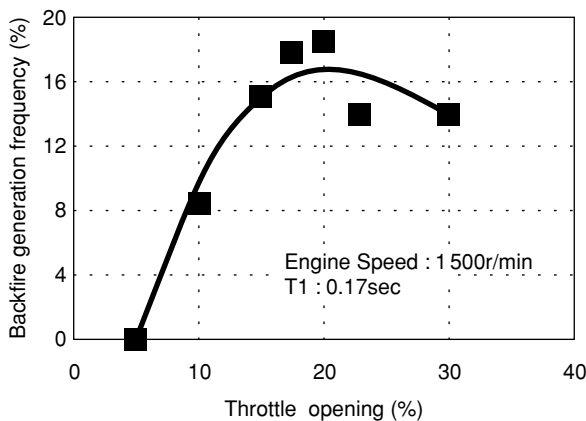


Fig.4 Backfire generation map (Changing θ th)

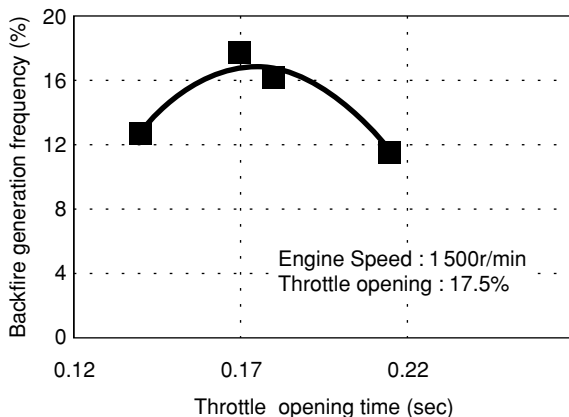


Fig.5 Backfire generation map (Changing T1)

とが分かった。この供試エンジンのアイドル回転数は 1200r/min に設定されており 1500r/min はアイドル回転数より若干高い回転数であることが分かる。また、スロットル開度は 15%以上開いていれば、バックファイヤ発生頻度はそれ程大きく変化しないことも分かった。

3.3. スロットルを開くタイミングの影響

バックファイヤ発生頻度とスロットルを開くタイミングの関係を Fig.6 に示す。吸気バルブが開いている間にスロットルを開くとバックファイヤの発生頻度が低いことが分かる。これは吸気バルブが開いている間にスロットルバルブが開くため、一般的に言われている流入空気に対する燃料の追従遅れがより顕著になり空燃比がリーン側にずれてバックファイヤが発生しやすくなったためと考える。

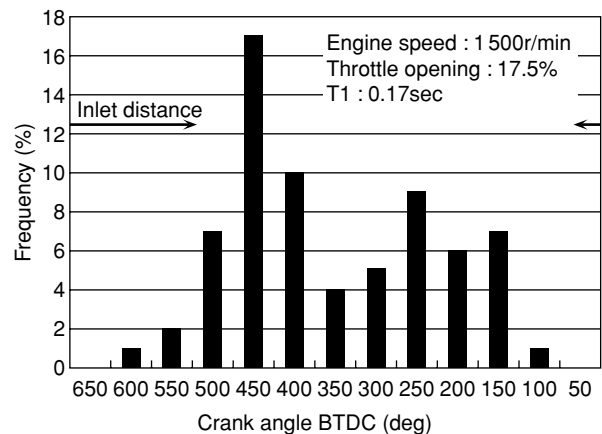


Fig.6 Throttle open timing

4. バックファイヤ発生時の各部圧力の測定結果

4.1. バックファイヤ発生時の圧力

バックファイヤ発生時の各部の圧力波形を Fig.7 に示す。

スロットル全閉 (下図青色線) 状態でエンジン回転数が下降し (下図赤色線), 1500r/min 近傍でスロットルが開きその直後吸気管内の圧力 (上図緑線) と筒内の圧力 (上図赤線) が上昇しバックファイヤが発生している。測定レンジが異なるため波形の山は小さいが KISTLER 社製の圧力センサにも圧力の上昇が認められる。

バックファイヤが発生している直前のオーバーラップ上死点付近で排気圧力波 (上図橙色線) は圧力変化が無い。従来から言われている他気筒の排気圧力波の影響でバックファイヤが発生しているのではないことが分かる。

通常、無負荷減速時は失火サイクルとなる。失火サイクルの場合、断熱圧縮、断熱膨張に近い状態となるため Fig.8 の上図に示すよう排気バルブが開く瞬間の筒内圧はその前の圧縮行程の始まる時の圧力とほぼ等しくなる。また、通常の遅燃えサイクルの場合、Fig.8 下図に示すよう排気バルブ

が開く瞬間の圧力は 100kPa 以上ある。

Fig.7においてバックファイヤが発生している1つ前のサイクルに着目する。一見失火サイクルのように見えるが排気バルブが開く瞬間の筒内圧(図中ブロック矢印部)は、その前の圧縮行程始まりの筒内圧よりも明らかに高く、失火サイクルではないことが分かる。しかし、通常の遅燃えサイクルほど高圧になっていない。つまり、失火サイクルにかな

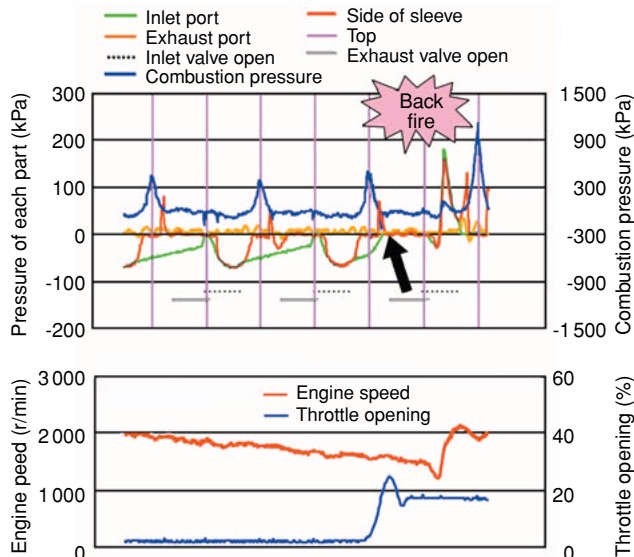


Fig.7 Pressure of each part when backfire is generated

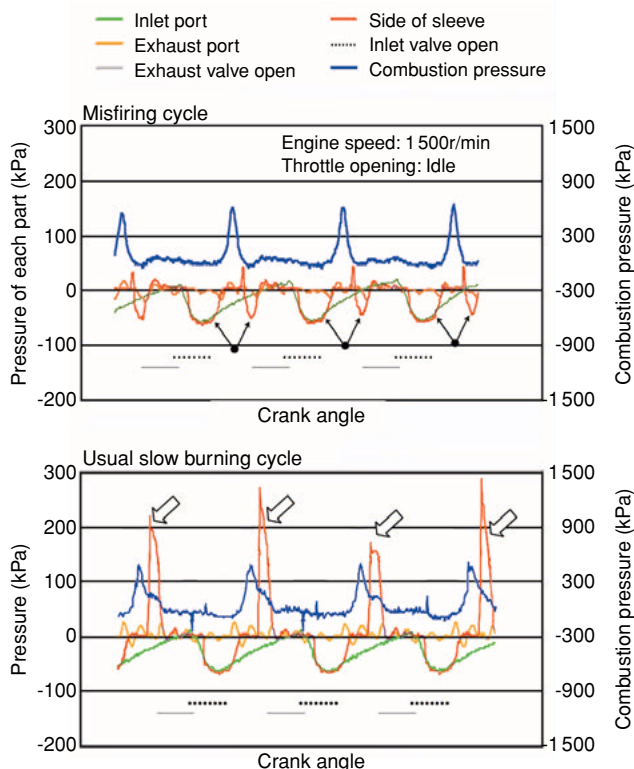


Fig.8 Pressure of each part when usual slow burning and misfiring cycle is generated

り近づいた極端に燃えの遅いサイクルであると考えられる。本研究においては、このような燃えの遅いサイクルを極端な遅燃えサイクルと呼ぶことにした。

4.2. P-V 線図

小野測器製の燃焼解析装置 DS-0928Ver3.58 を用いて測定した極端な遅燃えサイクルの P-V 線図を Fig.9 に示す。吸気行程の後半で筒内圧が上昇し、バックファイヤが発生している。このサイクルの燃焼行程から排気行程に移行する部分(図中丸印内)に注目する。排気行程の直前、排気バルブが開いたにもかかわらず筒内の圧力が変化していない。

ここでも通常の遅燃えサイクル、失火サイクルと比較してみる。Fig.10 の下図に示すように、通常の遅燃えサイクルでは燃焼しているため排気バルブが開けば筒内圧は大気

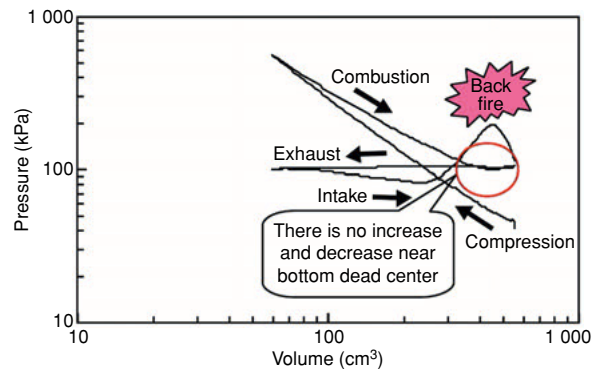


Fig.9 P-V Diagram (Extremely slow burning cycle)

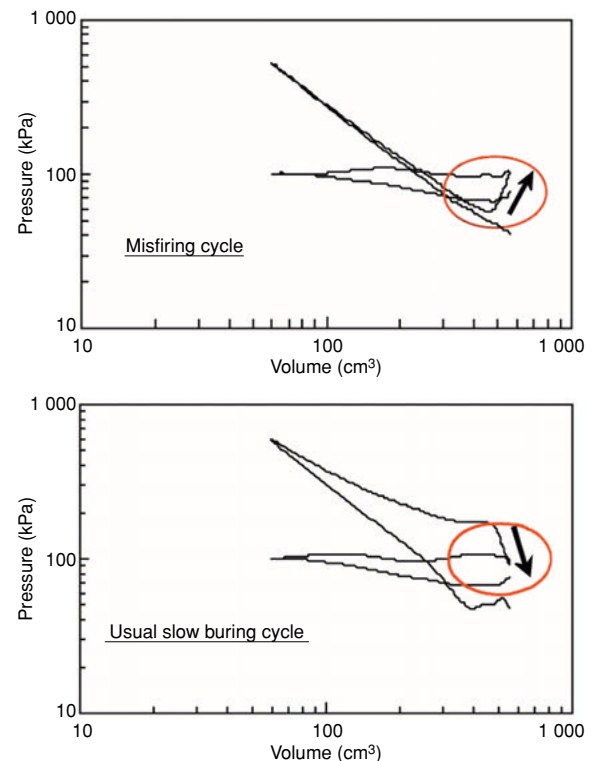


Fig.10 P-V Diagram (Misfiring and usual slow burning cycle)

圧に向かって下がる。また、Fig.10の上図に示すように、失火サイクルは圧縮し始めが負圧であるため排気バルブが開く直前の筒内圧も負圧になっていて排気バルブが開くと大気圧に向かって筒内圧は上昇する。極端な遅燃えサイクルはそのどちらでもない。

このように極端な遅燃えサイクルは排気バルブが開く前後で筒内圧が増減しないサイクルであると言える。それは遅燃えが更に遅くなり排気バルブが開いても、まだ燃焼が継続しているサイクルであるからだと考えられる。

極端な遅燃えサイクルは失火サイクルから遅燃えサイクルに移行する過渡の状態が発生する現象だと考えられる。Fig.11に示すよう、一般的に体積効率を下げていくと通常の燃焼サイクルから燃焼速度が次第に遅くなり最終的には失火サイクルとなる。無負荷減速状態からアイドルへ移行する場合はこれと逆の状態となる。すなわち失火サイクルの状態から遅燃えサイクルに移行する。そのとき、突然遅燃えサイクルとなるのではなく、失火サイクルと遅燃えサイクルの中間の状態として極端な遅燃えサイクルが発生すると考えられる。この極端な遅燃えサイクルの熱発生量は140～160Jであった。

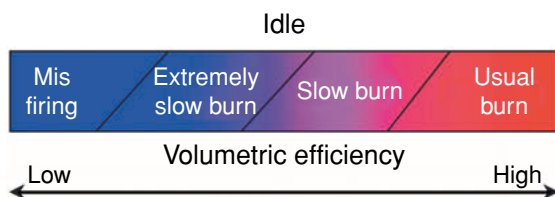


Fig.11 Generated area of extremely slow burning cycle

5. 筒内観察

バックファイヤが発生しているサイクルの直前サイクルを調べてみると、全て極端な遅燃えサイクルであることが分かった。これらから、バックファイヤが発生する着火源は極端な遅燃えサイクルであると考えた。極端な遅燃えサイクルは燃焼速度が遅いため燃焼行程中に燃焼が終了しないで、排気行程まで燃焼が継続しているサイクルであると仮定した。排気行程の後半で吸気バルブが開き新しい混合気が高圧の筒内に入ってきて燃焼し吸気行程でバックファイヤが発生すると考えられる。

排気行程で燃焼が継続していることを確認する手段としては、極端な遅燃えサイクルの発生の有無によって筒内の温度差を測定すれば良い。しかし筒内の高温、高圧条件下でしかも数ミリ秒の単位で精度良く温度を測定するのは困難であった。そこで筒内の目視観察を行った。

供試エンジンの燃焼室側壁に直径10mmの取り付け穴をあけAVL社製のエンドスコープを取り付けた。Fig.12上図に燃焼室内を観察している範囲を示す。図中の緑線の扇

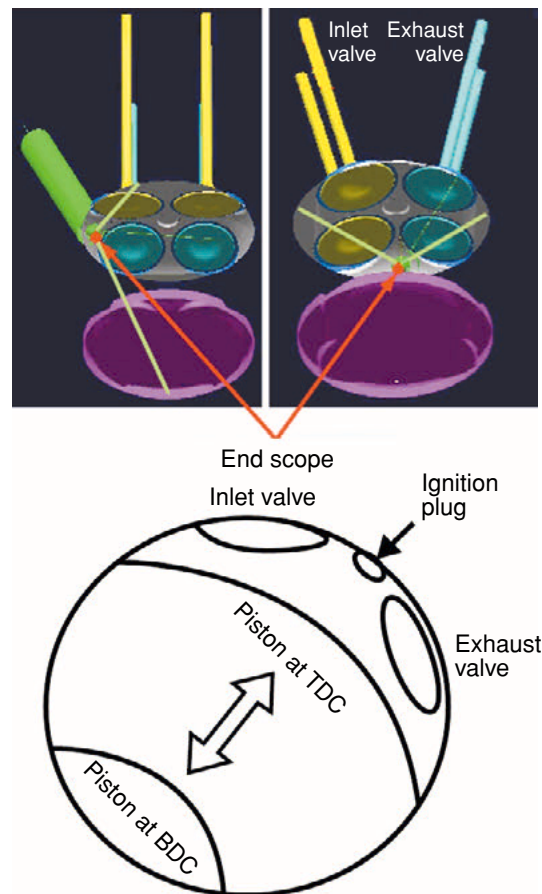


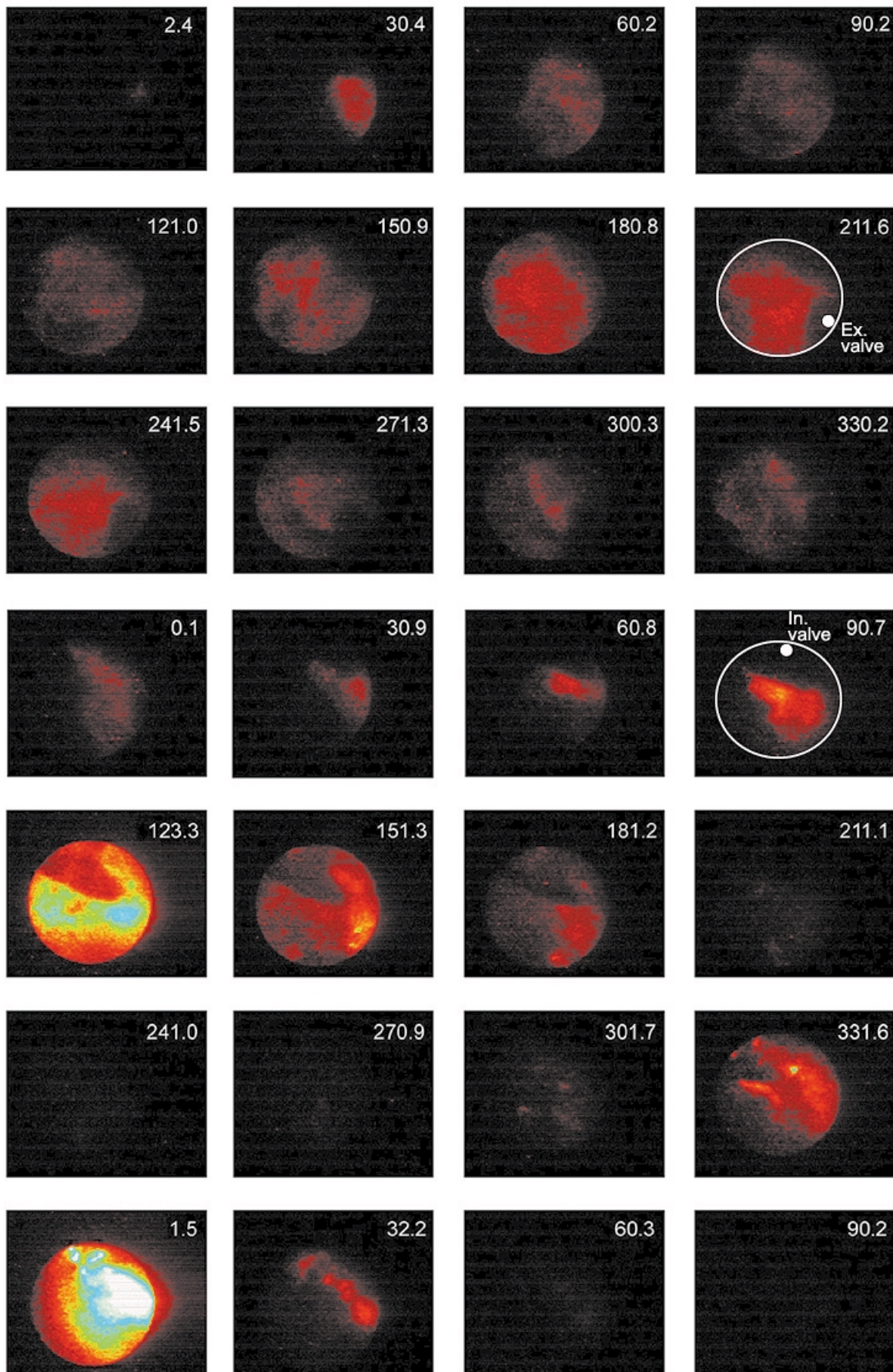
Fig.12 Observation area in cylinder

形の部分が観察範囲である。Fig.12下図にエンドスコープを通して観察した燃焼室内の模式図を示す。

エンドスコープ後端に浜松ホトニクス社製のイメージンテンシファイヤ C5836-60 を取り付け高速 CCD カメラ KODAK EKTAPRO HS MOTION ANALYZER MODEL 4540 にて撮影を行った。極端な遅燃えサイクル発生からバックファイヤ発生後までの間、一連の現象を連続で撮影した。撮影速度は4500コマ/秒である。Fig.13にクランク角で約30°ごとの画像を示す。画像内の数値はクランク角を示す。なお、本来の映像は白黒であるがFig.13は輝度に応じて着色処理を施している。

上死点前15°で点火プラグより点火し上死点後に火炎が広がっていく様子が分かる。上死点後約130°で排気バルブが開き始めるが画像で確認できるのは上死点後180°を過ぎてからである。以後排気行程中、つまり排気バルブが開いているにも関わらず燃焼が続いている。その後、吸気行程まで燃焼が続いているのが画像から分かる。吸気バルブが開き上死点後30°付近から吸気バルブ近傍で燃焼が始まりバックファイヤが発生している。

特に、上死点後120°前後で激しく燃焼しているのが確認できる。その後、バックファイヤは終了し吸気行程から圧縮行程に移行する。その後、圧縮行程中の上死点後300°を



Note: Figures in the photos show the crank angle(deg).

Fig.13 Photographs of burning in cylinder

過ぎたあたりから再び燃焼が発生する。上死点近傍で拡散燃焼のような明るい燃焼状態になり上死点後燃焼が終了する。点火タイミングは上死点前15°なので点火プラグによる着火ではない。画像を見ても点火プラグによって着火している様子ではない。

この現象は以下のように推測される。吸気行程でバックファイヤが発生したため吸気行程の終了、つまり圧縮行程が始まるときの筒内の温度が上昇し、その結果、圧縮行程途中で自己着火し燃焼が始まったと考えられる。

以上、バックファイヤ発生時の筒内の様子を観察することによりバックファイヤの着火源は排気行程中でも燃焼が継続している極端な遅燃えサイクルであることが判明した。

6. 極端な遅燃えサイクルとバックファイヤの関係

バックファイヤ発生頻度と極端な遅燃えサイクルの発生頻度の関係を調べた結果を Fig.14 に示す。前述のバックファイヤテスト装置を用いて無負荷スナップを約250回繰り返し、その時のバックファイヤ発生頻度とスロットルを開く直前が極端な遅燃えサイクルである頻度を測定した。空燃比を9.5～13.0まで変化させて、合計6回のテストを行った。

バックファイヤと極端な遅燃えサイクルの発生頻度は、ほぼ比例関係にあることが判明した。この直線の傾きが0.25程度と1以下であることから極端な遅燃えサイクルが発生してもバックファイヤが発生しないサイクルもあることが分かる。これは極端な遅燃えサイクルの燃焼自体に当然バラツキを持っているためと、吸気バルブとスロットルを開くタイミングによって発生頻度が異なるためだと考えられる。

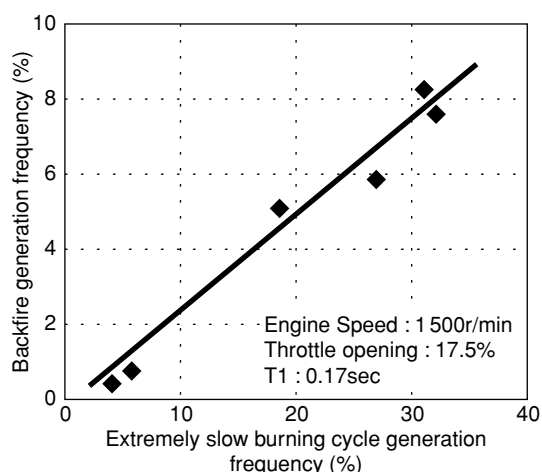


Fig.14 Relation between extremely slow burning cycle and backfire

6.1. 他の供試エンジンの場合

供試エンジンを変えバックファイヤと極端な遅燃えサイクルの発生頻度の関係を確認した。Table 3にそのエンジンの主要諸元を示す。この供試エンジンをB、前項までの供試エンジンをAと名づける。Fig.14と同様に各軸を取りバックファイヤと極端な遅燃えサイクルの関係を Fig.15 に示す。

供試エンジンBもバックファイヤと極端な遅燃えサイクルの関係は比例関係にあり、かつ供試エンジンAとほぼ同一直線上にあることが分かる。主要諸元の大きく異なっている二つのエンジンがほぼ同じ傾向を示していることから、他のエンジンでも同様の傾向を持っていると推測される。

Table 3 Major specification of test engine B

Engine type	4-stroke single cylinder
Cooling type	Air-cooled
Bore × stroke	100 × 82
Compression ratio	8.3
Valve train	SOHC 4-valve
Maximum power (kW/r/min)	28.1 / 5750
Maximum torque (Nm/r/min)	52.3 / 4500
Ignition timing	8° (BTDC)

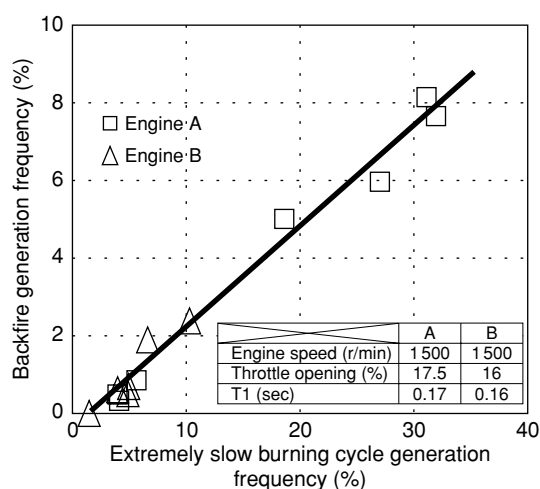


Fig.15 Relation between extremely slow burning cycle and backfire by different test engine

6.2. 極端な遅燃えサイクルに影響する要素

燃焼速度に影響を与える要素として、空燃比、圧縮比、スキッシュエリア、スワールレシオの4項目を変更し極端な遅燃えサイクルとバックファイヤ発生頻度の関係をテストした。Fig.16にその結果を示す。一般に燃焼速度が向上するような諸元変更を行うことにより極端な遅燃えサイクルの発生頻度が減少し、その結果としてバックファイヤの発生頻度も減少していることが分かる。そのような場合でも、

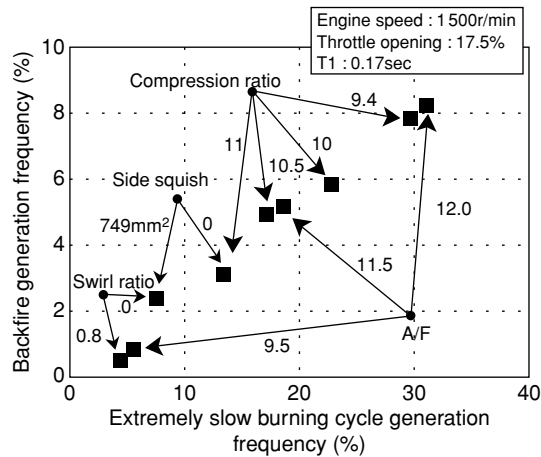


Fig.16 Factor in an extremely slow burning cycle which influences

バックファイヤ発生頻度と極端な遅燃えサイクルの発生頻度は比例関係にあることに変わりはない。

7. まとめ

今まで体系だった解析が行われていなかったバックファイヤの発生メカニズムを解析した。その結果、従来から考えられている要因以外にもバックファイヤの発生原因があることが判明した。以下に本研究において判明したことをまとめる。

- (1) 排気行程中でも燃焼が継続している極端な遅燃えサイクルが無負荷減速途中に存在する。
- (2) 極端な遅燃えサイクルが着火源となりバックファイヤが発生している。
- (3) バックファイヤ発生直後の圧縮行程では自己着火による燃焼が発生している。
- (4) 極端な遅燃えサイクルは燃焼速度を向上させることにより減少させることが可能である。

最後に本研究に当たり研究所内外でご支援、ご教授頂いた方々に心から感謝致します。

参考文献

- (1) Kondo, T., Iio, S., Hiruma, M.: A Study On the Mechanism of Backfire in External Mixture Formation Hydrogen Engines-About Backfire Occurred by Cause of the Spark Plug, SAE Paper 971704
- (2) Koyanagi, K., Hiruma, M., Furuhashi, S.: Study on Mechanism of Backfire in Hydrogen Engines, SAE Paper 942035

■著 者■



斎藤 信二



安達 真也

Development of an On-Board System for the Simultaneous Analysis of Tailpipe Exhaust and Ambient Air

Jeff JETTER*
Norio SUZUKI**

Shinji MAESHIRO*
Seiji HATCHO**

ABSTRACT

An on-board sampling and analysis system has been developed, capable of measuring on-road emissions at extremely low levels. Ambient air quality can also be monitored and compared to tailpipe emission levels in real time during actual roadway driving. This FTIR-based system can measure several chemical species, including HC, NO_x, and CO. Hardware and software were developed to facilitate the monitoring of target species at concentration levels below 1ppm, in the harsh environment of an on-road vehicle. Countermeasures were required to mitigate or eliminate the effects of chemical interferences and vehicle motion. Algorithms were developed to calculate results on a mass basis (g/mi), thereby allowing such data to be acquired in real-world conditions outside a laboratory environment. This system has been used in the development of near-zero-emission vehicle technology; it has allowed instant assessment of vehicle software tuning during actual roadway driving. It is currently being used to determine the true impact of various advanced-technology vehicle classes upon the environment. In this capacity the system is performing a dual role as an on-board analyzer and also as a high-sensitivity ambient air monitoring station.

要 旨

極低濃度レベルの路上エミッションを測定できる車載分析計を開発した。この装置では、大気レベルの濃度も計測でき、走行中にリアルタイムに測定された排気ガス濃度と比較する事が可能である。このFTIRを用いたシステムはHC、NO_x、並びにCOを含むいくつかの化学物質を測定する事ができる。ハードウェアとソフトウェアの両面から開発が行われ、実車という非常に厳しい使用環境の下で1ppmという非常に低濃度の計測が可能となった。化学物質同士の干渉や自動車からの振動の影響を取り除いたり、最小限に止めるために幾つかの対策が必要であった。また、濃度から排出量(g/mile)への変換のために計算アルゴリズムを作成した。これにより、実験室外の実社会の条件で排出量を求める事が可能となった。このシステムは極限エミッション車を開発するために使われてきた。このシステムにより実走行で即座に排ガス制御システムのセッティングの評価ができるようになった。現在、さまざまな環境条件で色々な先進技術車がどのようなインパクトを与えているかを測定するために使われている。このシステムは、車載の分析装置としてだけでなく、非常に高感度の大気モニタリングステーションとして活用する事が出来る。

1. Introduction

1.1. Background

Tailpipe emission rates are commonly determined by operating a vehicle on a chassis dynamometer under strictly controlled, reproducible conditions. For example, the US FTP-75 emission test cycle is used in California to assign emission categories; i.e., LEV, ULEV, etc. However, to achieve a more complete assessment of a vehicle's impact upon the environment, laboratory testing must be augmented by evaluating real-world emission

performance. This had previously been attempted by mounting bulky measurement equipment in a vehicle, or by towing such equipment behind in a trailer. The performance of the vehicle was thereby altered, and true real-world emission data could not be collected. Furthermore, instrument calibration and data reduction were complicated, due to the use of several discrete measurement devices, each with its own sample inlet, data format, sampling rate, etc.

A new concept was therefore required to address these issues. To this end, a relatively compact,

* Honda R&D Americas, Inc.

** 栃木研究所

integrated on-board sampling/analysis system has been developed. This system can measure the concentration of several chemical species from the tailpipe exhaust and ambient air simultaneously, while the vehicle is driven on the highway. In addition, the system can be easily modified to function as a stationary, highly sensitive air monitoring station.

This system has been used in the development of advanced low-emission vehicle technology, and to confirm the robustness of such technology under varying driving conditions on actual city roadways⁽¹⁾. The data from this on-board analysis system can also be used to develop better estimates of advanced-technology emission system inventories for use in air quality simulation studies.

1.2. Objectives

Advancements in emission control technology have led to the development of vehicles with progressively lower tailpipe emission levels; in some cases, the concentration of criteria pollutants approaches zero. Therefore, the target for this project was set to these “near-zero” concentration levels. These concentrations are similar in magnitude to those encountered in ambient air. The following requirements were placed upon the development of this system:

- Target components = NMHC, NO_x, and CO
- Limit of detection (LOD) near 0.1 ppm, with acceptable accuracy and precision
- Minimal weight burden on vehicle
- Robust and verifiable
- Integrated system with real-time data acquisition and display

1.3. Choice of analytic technique

Given the requirements above, it was decided to use Fourier Transform Infrared Spectroscopy (FTIR) as the basis for this on-road analyzer. Acquiring data with a single system would facilitate synchronization with engine parameter data (simultaneously recorded on a separate computer). Fieldwork logistics would be simplified because an FTIR requires no daily calibration per se. As an added benefit for future research, FTIR data can be re-processed to reveal concentration data of other components. (This is possible because the spectrum recorded by the FTIR contains concentration information for all infrared-sensitive components.) However, the use of this technique presented some special challenges:

- Spectral interference (primarily from H₂O and CO₂)
- Signal-to-noise ratio affected by external vibration and instrument orientation
- Demanding accuracy and LOD requirements
- Response time

Other single-system approaches that were considered for this project included non-dispersive IR, high-resolution mass spectrometry, and gas chromatography - mass spectrometry. These were rejected due to sensitivity, size, and response time considerations, respectively.

2. Experimental

2.1. System overview

The initial test platform chosen for this project was a prototype Honda ZLEV (Zero Level Emission Vehicle). The exhaust emissions from this gasoline-powered vehicle are less than 1/10 ULEV levels⁽²⁾. An overview of the sampling and measurement systems is shown in Figure 1. Intake air was sampled from the front of the vehicle, and an exhaust sample was taken via a heated line inserted into the tailpipe. The samples were drawn through a water-removal system by a dual-head pump, and then directly into the gas cells of twin FTIR spectrometers. System power was supplied through a DC-AC inverter from three nickel-metal hydride battery cells. Results were processed by two networked 400 MHz computers, and combined onto a single touch-screen flat panel display.

2.2. FTIR principles

In infrared gas analysis, IR light is passed through a sample in a gas cell. Some of the infrared light is absorbed by the sample and some is passed through. The measurement of these absorbed and transmitted wavelengths of infrared light constitute an infrared spectrum; see Figure 2. Since no two chemical species have the same infrared spectrum, the spectrum serves as a fingerprint for identifying different gas components in the sample. The intensity of the infrared absorption indicates the quantity of the component in the sample.

Unlike dispersive IR spectrometers, an FTIR instrument can acquire an entire spectrum in less than one second; i.e., it can record all frequencies simultaneously in this time. FTIR uses an interferometer with a moving mirror to modulate the light by phase, producing an interferogram. This interferogram is then Fourier transformed, thereby producing the sample infrared spectrum in frequency or wavenumbers (cm⁻¹).

The infrared spectra were analyzed using a “classical” least squares (CLS) pattern recognition algorithm⁽³⁾. This data reduction technique compares spectra of reference gases to sample spectra, determining a degree of fit of the reference gas spectra to the sample spectrum. The degree of fit is then reported as a concentration.

2.3. Gas cell

One of the key components of an FTIR system is the gas cell. The sensitivity of the instrument is directly proportional to the amount of sample that is exposed to the infrared beam. FTIR gas cells typically use the *White* optical design, in which multiple internal reflections occur. The cell is classified based upon the total “path length” of these reflections. For example, the gas cell chosen for this work was less than 50cm in length, yet had a path length of 10m.

Initially, a 2m path length gas cell was evaluated for this application, due to its favorable size and weight characteristics. It quickly became clear that the 2-meter cell would not achieve the target noise level, and therefore the required LOD could not be attained.

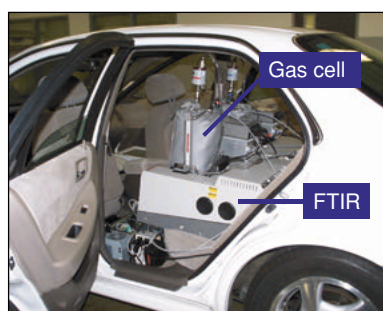
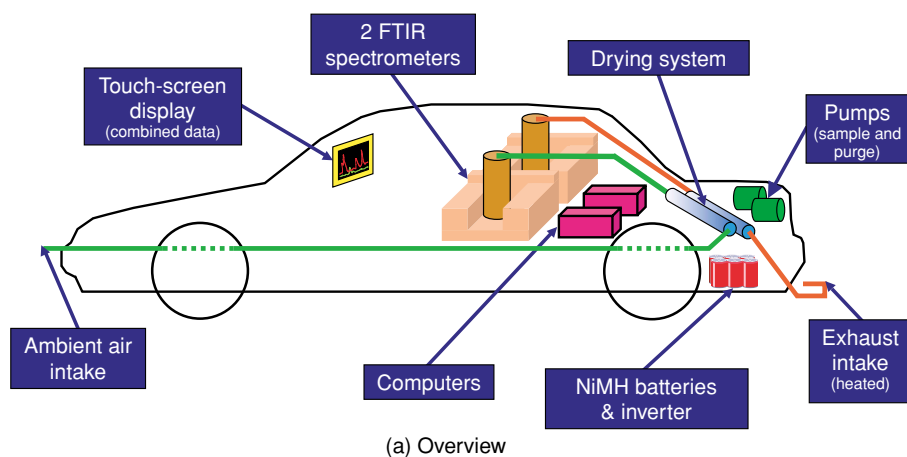


Fig.1 On-board sampling/analysis system

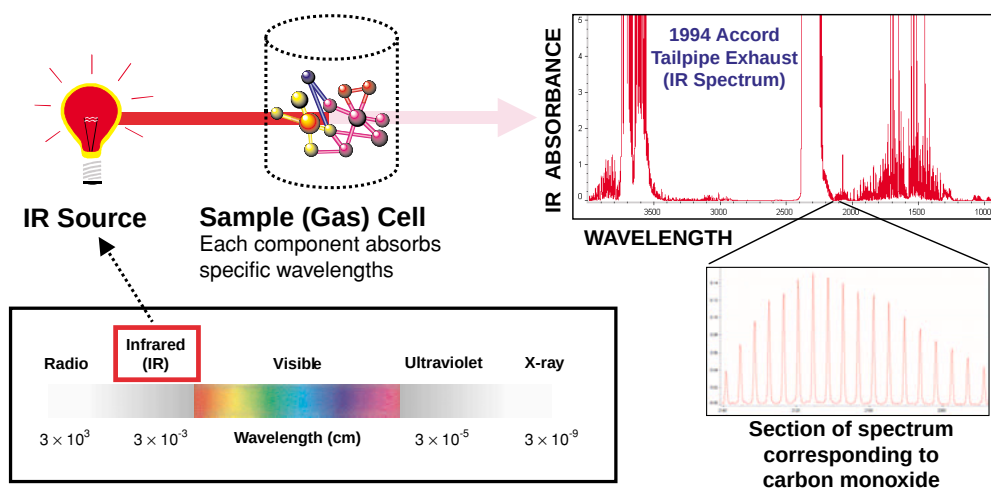


Fig.2 Principle of infrared spectroscopy

Acceptable results were obtained upon switching to a 10-meter cell; Figure 3 shows the improvement in sensitivity. The strong infrared absorption bands from (exhaust) water became a problem with the increase in path length, as discussed later in this paper. The longer sample mixing time resulting from the 10m cell's larger internal volume was also of some concern, but the final system provided adequate temporal resolution. The 10m cells can clearly be seen in Figure 1b.

2.4. Calibration

The initial calibration of an FTIR gas analyzer is performed similarly to that for a non-dispersive infrared or a chemiluminescent analyzer. In this case, spectra of single-component reference gases (in a nitrogen matrix) were acquired, and the resulting patterns used in a CLS spectral data analysis. The absorbance response of a reference gas coupled with its concentration determined the calibration. A sequence of concentration steps was

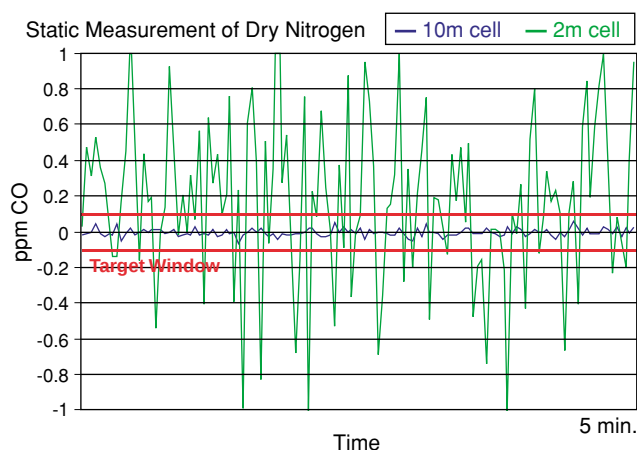


Fig.3 Effect of gas cell path length upon measurement precision

added in order to calculate a non-linear correction, when necessary.

A different approach was required for the calibration of the non-methane hydrocarbon component. Instead of using reference spectra for the individual hydrocarbon species, it was desirable to use a spectrum of a representative mixture of hydrocarbons as the reference gas in the CLS data analysis. The mixture used to calibrate the FTIR analyzer was a bag sample of engine exhaust from a prototype ULEV sampled during the first 30 seconds after a cold start. A concentration for the non-methane hydrocarbon component in the bag sample was assigned using careful bench FID and gas chromatography analyses.

2.5. Sample treatment

Exhaust gas from gasoline-powered internal combustion engines contains roughly 10 to 15 mole% CO_2 and H_2O . Both pose interference challenges for the FTIR analysis. Dilution was never considered; the resulting sensitivity loss would have been unacceptable for this project. The CO_2 problem was mitigated by the careful choice of analytic regions in the spectra, aided by the 0.5 cm^{-1} spectral resolution. However, the H_2O spectral features proved too pervasive (Figure 4); a similar countermeasure was precluded. Consequently,

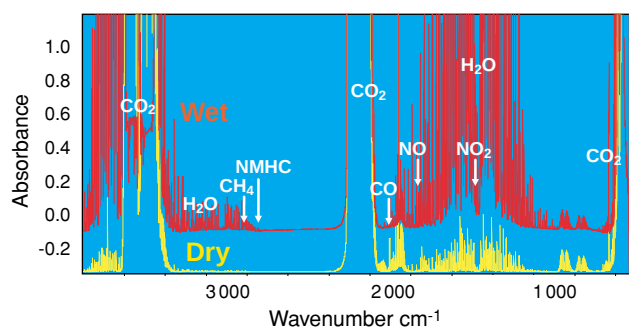


Fig.4 Effect of water upon exhaust spectrum
Note that water occludes the spectra of many target species

various techniques were tried to remove the water from both the ambient and tailpipe samples. A technique using an ice-chilled aluminum heat exchanger, water trap, and desiccants efficiently removed the water. As expected, NO_2 was unfortunately removed with equal efficiency. Studies with NO , CO , and C_3H_8 (propane) indicated no loss in this water-removal system. Since actual exhaust gas contains virtually no propane, a 15-component hydrocarbon mixture was also tested. Analysis by gas chromatography⁽⁴⁾ revealed that substantial hydrocarbon losses were occurring as early as C_6 , necessitating the search for a different drying technology. (Data are shown later.)

A drying system based on the polymer Nafion[®] was assembled for evaluation. Nafion has a Teflon[®] backbone, with periodic side chains of perfluorated ether terminating in a sulfonic acid group. These acid groups form “ionic channels” that extend through the walls of the Nafion tubing. Each sulfonic acid group can absorb up to 13 molecules of water. Assuming the partial pressure of water in the sample exceeds that external to the Nafion tube, water molecules will travel along the ionic channels and be released outside the tubing. This mechanism is selective for water; the only (potential) exhaust species that could experience some loss are alcohols, ketones, and ammonia.

For this application, multi-tube Nafion dryers manufactured by Perma Pure Incorporated were selected for use, after comparison to a single-tube configuration. This dryer consisted of a bundle of 0.76mm (OD) Nafion tubes contained within an aluminum shell. Fittings near each end of the shell permitted a purge gas to flow countercurrent to the sample; Figure 5. Two dryers in series were used for both of the sampling systems.

The exhaust sample was heated (70°C) from the tailpipe through half of the first dryer. There were two reasons for this: (1) the interaction of liquid water with Nafion is endothermic, and leads to a cascade failure reaction. Therefore the exhaust gas must be kept above the dew point temperature until most of the water has been removed. (2) The initial water absorption and transport by Nafion proceed as a First Order Kinetic reaction, in which absorption becomes more rapid with increasing temperature⁽⁵⁾.

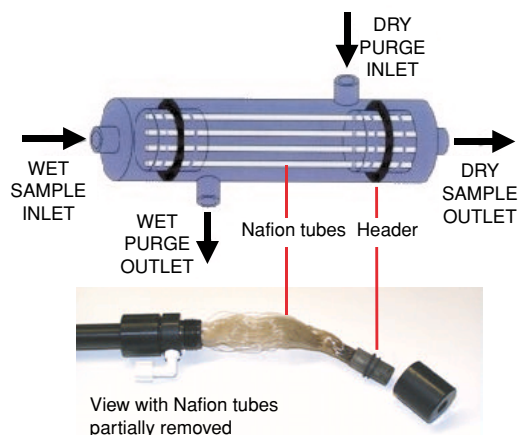


Fig.5 Concept of Nafion-based sample drying

The second dryer for each sample stream was blanketed with ice water. The purpose here was to coax more of the retained water from the sulfonic acid groups, since this residual water becomes the limiting factor after the initial First Order reaction. Leckrone, et al, have recently quantified this effect⁽⁶⁾.

The ultimate performance of the Nafion dryers is dependent upon the partial pressure of water in the purge gas. Dry nitrogen was considered for this application, but the weight and safety ramifications of carrying a compressed gas on board a passenger vehicle precluded this choice. Ambient air would normally have an insufficient dew point for this application. However, good results were obtained by pulling ambient air through a specially constructed dehydrating system with a vacuum pump. The resulting negative pressure in the dryer shell lowered the partial pressure of the water in the treated ambient purge gas to an acceptable level. The water content of the exhaust gas sample was

decreased to below 100ppm using this technique, equivalent to a 99.9% reduction.

A comparison of the Nafion-based dryer performance with that of previous dryer versions can be seen in Figure 6. The 15-component hydrocarbon mixture was passed through a given drying system at 7 L/min, and collected into Tedlar® bags. These bags were subsequently analyzed on a gas chromatograph, and the resulting concentrations compared to the label values. The Nafion system produced acceptable results for all components, with only a slight (4%) loss for a C₉ aromatic.

A more severe test of the drying system was performed⁽⁷⁾, in which CO₂ (11.5%) and H₂O vapor (10%) were injected into the reference gas streams. As previously noted, these compounds are a potential source of interference for FTIR, and are present in exhaust gas at approximately these concentration levels. In addition to the 15-component hydrocarbon mixture, CO and NO reference gasses were used for this study. The gas chromatography results shown in Figure 7a indicate good recovery for the individual hydrocarbons in the mixture; even when the sample matrix includes CO₂ and H₂O, there was no preferential loss of hydrocarbon species. (The data have been corrected for the effect of dilution, and propane was omitted due to contamination.) Figure 7b indicates the same good recovery performance for CO and NO. It is important to note in this figure that the FTIR system was used to measure the recovery. Therefore, these results also demonstrate the accuracy of the on-board FTIR system, including the ability to measure the full range of hydrocarbon species encountered in vehicle exhaust. This level of accuracy was attained despite the presence of CO₂ and H₂O in the sample gases, indicating that interference from these compounds had successfully been avoided.

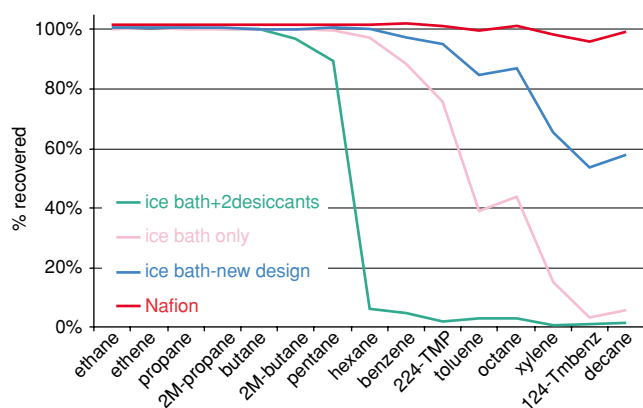


Fig.6 Comparison of drying system performance, in terms of hydrocarbon recovery. (Gas chromatography data)

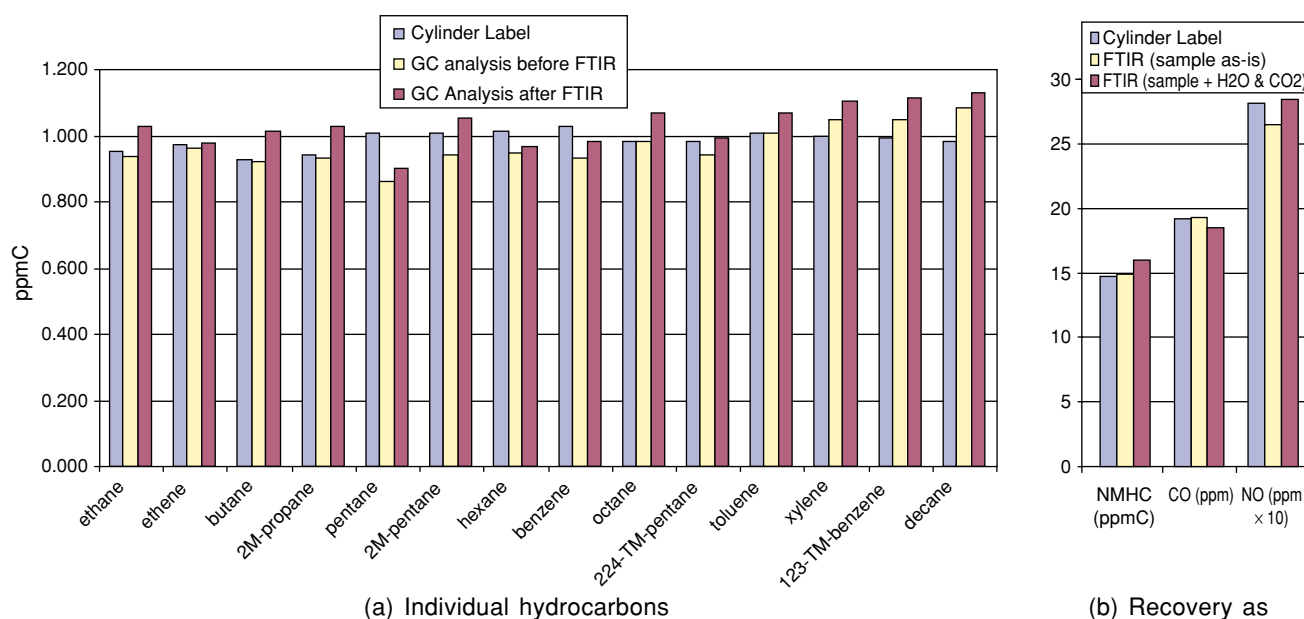


Fig.7 Component recovery through final version of drying system
Sample injected with CO₂ and H₂O.

2.6. System environment

FTIR instrumentation is basically designed for use on a vibration-free laboratory bench in a controlled environment. Relocating such instrumentation to the interior of a passenger vehicle is challenging, given the unpredictable dynamics resulting from road surface irregularities and vehicle motion. One of the initial concerns was the effect of the vehicle acceleration force vector upon the interferometer (moving mirror) component of the FTIR. Nicolet suggested that this force should be perpendicular to the motion of the mirror; (Figure 8). This configuration did in fact prove to be best, although the mirror was still subjected to coaxial forces during vehicle turning maneuvers.

The main area of concern was the unpredictable mechanical vibration and shock transmitted to the FTIR as the vehicle encountered imperfections in the road surface. An attempt was made to characterize these forces through the use of an accelerometer, but the test results only confirmed our prediction that the vibration frequencies varied widely. Several studies were performed involving dampening systems, changes in FTIR location, etc. The final conclusion was that the

FTIRs were best isolated by simply placing them on the rear seat of the vehicle. As an added benefit, placing the FTIRs side-by-side on the rear seat exposed them to an identical environment, and the instrument electronics could be kept within the specified temperature range.

Finally, each FTIR received some internal modifications; refer to Figure 8. For example, the laser and IR source were secured more firmly to prevent movement.

3. Results and Discussion

3.1. System specifications

The final system specifications were as follows. Information is shown for a single sampling/analysis system.

Analytic system

FTIR base unit : Nicolet model Protégé™ 460

Detector : MCT, LN₂ cooled

Spectral resolution : 0.5 cm⁻¹

Gas cell : 10m path

Sample conditions : 70°C, 93kPa (absolute)

Sample flow rate : 12 L/min (max)

Scans/sample : 2 complete

Drying system

Nafion dryer : 0.76mm (OD) tube bundle

Purge gas : dehydrated ambient air under negative pressure

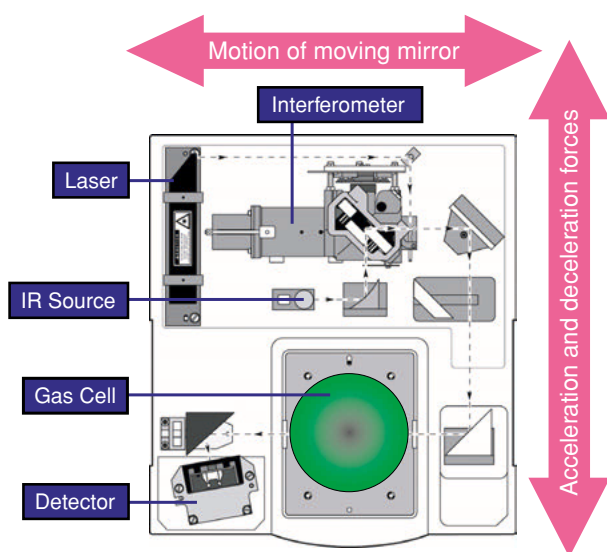


Fig.8 Overhead view of FTIR interior

3.2. System validation

In addition to the previously mentioned accuracy confirmation, numerous other validation studies were performed. A typical example can be seen in Figure 9. In this case, sensitive bench instruments in use as ambient air analyzers were used for reference. Actual exhaust gas samples were analyzed in addition to reference gases. In the case of the reference gases, the on-board FTIR results were also compared to the gas cylinder label concentrations. To prepare the exhaust samples, a ZLEV-class vehicle was started under cold conditions, while a slipstream of undiluted exhaust gas was pumped into a large Tedlar bag. As can be seen in Figure 9, the FTIR system compared very favorably with the bench analyzers for the exhaust samples and gas mixtures.

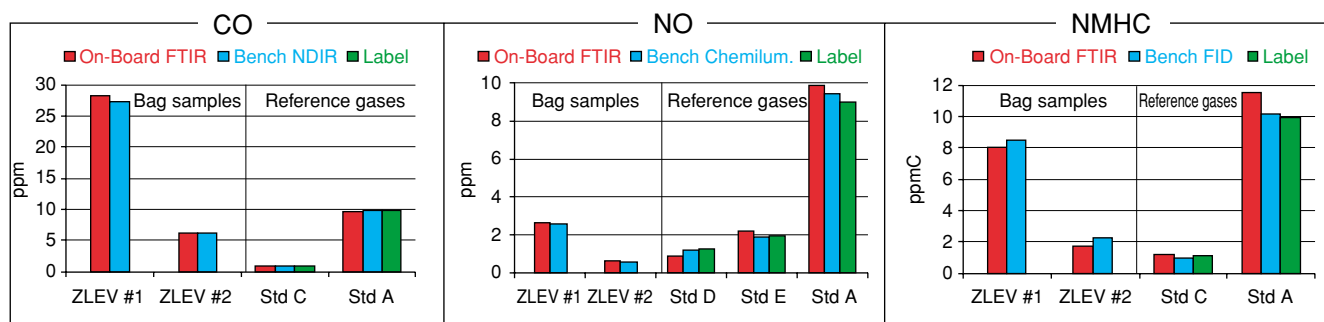


Fig.9 Comparison of on-board analyzer and bench instrumentation

3.3. On-road results

Following an on-road test program in Los Angeles, the system was sent to Japan to evaluate its performance in the Tokyo area. A representative example from the Tokyo testing is shown in Figure 10. Roadway (ambient) pollutant concentrations were found to be roughly similar to those measured in the Los Angeles area. Traffic conditions were typically stop-and-go, alternating with cruise periods.

During the course of testing, severe conditions were sometimes encountered in which the roadway pollutant concentrations of CO and NMHC were an order of magnitude greater than those shown in Figure 10. Long tunnels in the Tokyo area and highly congested traffic near Detroit are examples of these conditions. As can be seen in Figure 11, the ZLEV test platform was unaffected by this severe ambient air quality.

The data shown in Figures 10 and 11 are not smoothed, other than two-scan averaging performed by the FTIRs. This produced an approximate two-second sampling rate for this data set. The detection limit for all target compounds was approximately 0.1 ppm for such on-road testing. For this road test, NO₂ remained below the detection limit for both sample streams; the observed NO_x concentrations resulted from NO alone. In the rare cases where NO_x concentrations over 5 ppm were measured in the ambient sample during road tests, NO₂ was found to contribute approximately 20% to the total NO_x value. This ratio is similar to that expected in diesel vehicle exhaust⁽⁸⁾.

3.4. Off-road measurement of ambient air

As part of a cooperative research program with the University of Riverside, a project was initiated which required the measurement of ambient air quality at various sites in the Los Angeles area. The on-board FTIR system was recruited for this work. In this case, the system was optimized for stationary, ambient-only measurement, and was installed into a Honda Odyssey van. The Odyssey's GPS-based navigation system was used to record the location of each test site. The ambient measurements were made in areas away from the roadway, where pollutant concentrations had become equilibrated and/or mixed. This permitted the collected FTIR spectra to be averaged over a longer period; in this

case 15-second averages were performed before the data point was recorded. These longer sampling intervals in a non-moving platform allowed for excellent signal-to-noise ratios, with a corresponding decrease in the limit of detection. Figure 12 indicates that even challenging species such as NO_x (NO and NO₂) could be clearly measured in sub-ppm concentrations. (The variance in NO observed in this figure is due to actual changes in ambient concentrations.) Subsequent calibration work performed with reference gases demonstrated that NO could be measured well below 0.1 ppm under these conditions.

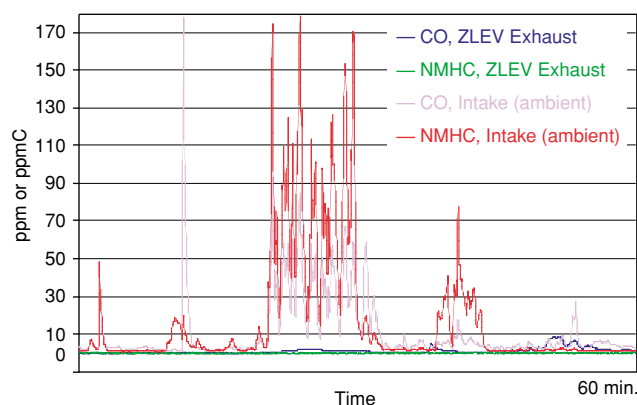


Fig.11 Detroit on-road test results, severe traffic congestion ZLEV with on-board analyzer

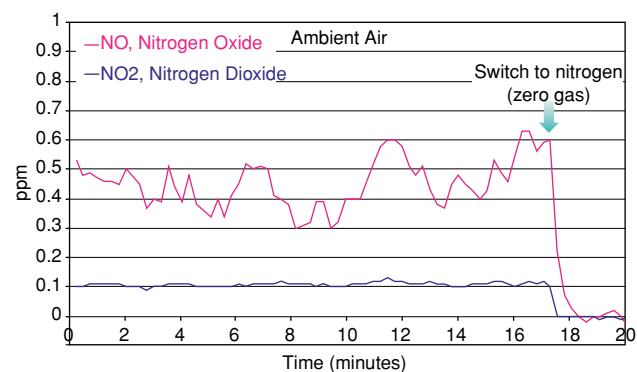


Fig.12 Real-time ambient air measurement Shopping mall parking area, Azusa, California

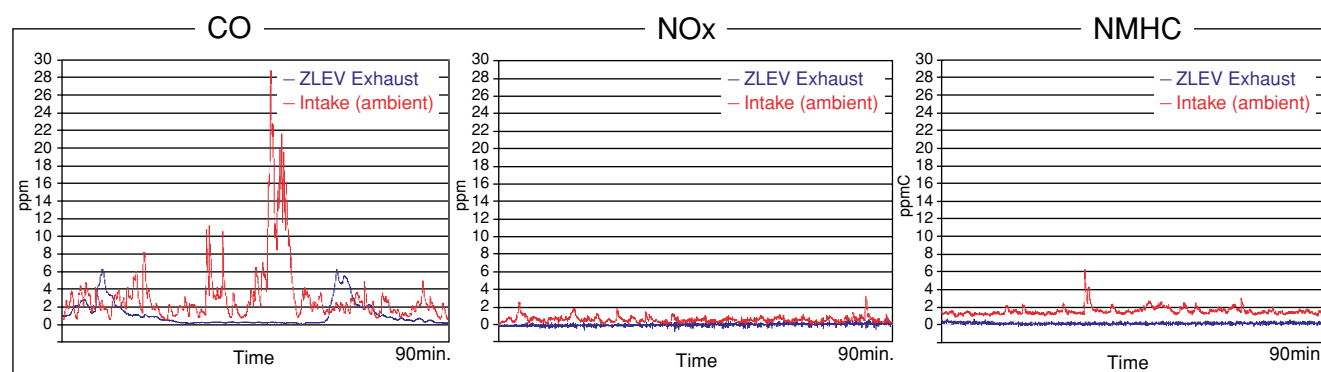


Fig.10 Tokyo on-road test results. ZLEV with on-board analyzer

3.5. Calculation of mass-based results

All data discussed to this point have been in terms of concentration, (e.g. ppm). If the tailpipe flow rate were known, the concentration data could be converted to mass results, (e.g., grams), by the following equation:

$$M = D \int C_t \times V_t dt$$

Where, for each component:

M = cumulative mass

D = density

C_t = concentration at time t

V_t = volumetric flow rate at time t

In reality, the conversion to mass-based results is somewhat more complex. In addition to the flow rate, sample delay time and instrument response characteristics must be considered. These steps are outlined below.

Flow rate determination. Measuring the tailpipe flow rate on a moving vehicle is a challenge. The concept of add-on flow measurement devices was discarded for this work, due to accuracy and size considerations. Instead, an estimate of the flow rate was determined by using data from the vehicle's ECU (engine control unit) to calculate the fuel usage rate. Examples of data extracted from the ECU for this purpose included fuel injector pulse duration, engine speed, and air/fuel ratio. Given that vehicle constants (such as exhaust system dimensions) and fuel composition were known, a sufficiently accurate estimate of the tailpipe flow rate could be calculated. Comparison with external methods of flow measurement, such as the CO_2 tracer technique, confirmed the accuracy of this method.

Sample delay time. The next step was to align this flow measurement with the FTIR's concentration measurement. The delay time between the sampling point and the instrument was determined experimentally with pulsed injection of reference gases. The previous equation was modified to include this delay time, designated δ :

$$M = D \int C_{t+\delta} \times V_t dt$$

Instrument response. The FTIR gas cell has a volume of 2L, and the sample flow rate is about 6 to 12 L/min with this system. Therefore, the concentration data resulting from fast changes in pollutant concentrations will appear somewhat smoothed, due to this relatively slow response time. To address this response characteristic, the data were processed using a "well-mixed flow cell" model; see Figure 13. The final equation shown in this figure was utilized to estimate the actual inlet concentration of the FTIR gas cell prior to mixing. The effect of the delay time and instrument response correction can be seen in Figure 14, in which a very good comparison has been achieved with dynamometer output during an FTP cycle.

Comparison with dynamometer CVS results. As a final validation of the techniques described above, testing was performed at UC-Riverside in which the FTIR

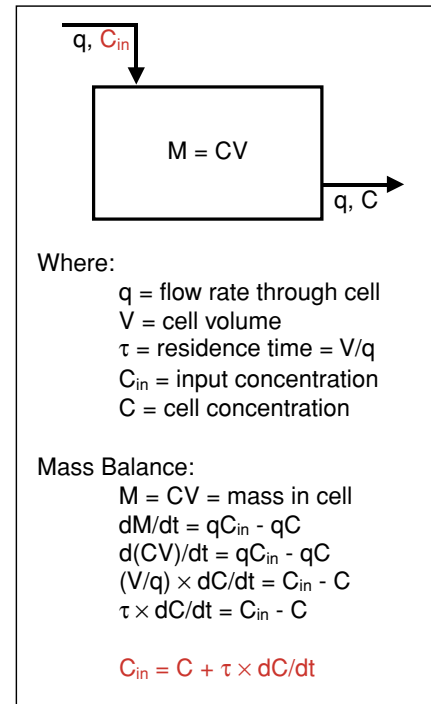


Fig.13 FTIR gas cell mixing model; Determination of input concentration

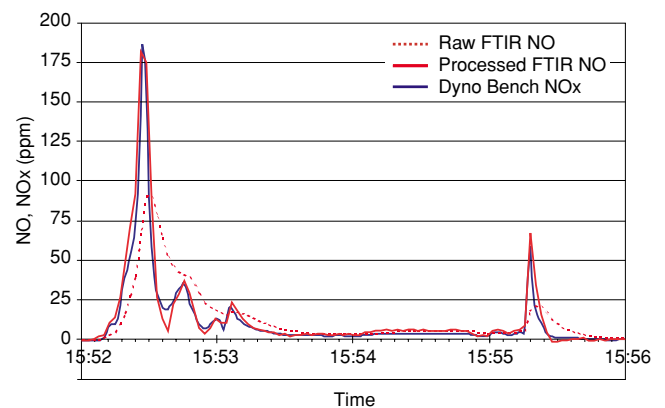


Fig.14 Comparison of on-board FTIR system with dynamometer bench analyzer during FTP
Vehicle = ZLEV

system was run concurrent with standard dynamometer methods over various cycles. To ensure that sufficient pollutant concentration were produced to facilitate this comparison, the FTIR system was moved from the ZLEV platform into an LEV Accord. Figure 15 shows the results from the third phase of a Unified test cycle, (similar to an FTP cycle). These data represent the average of three separate runs. The grams/mile of CO , NO_x , and NMHC were in good agreement between the FTIR-based system and the UCR CVS system. Results from CO_2 and CH_4 (not shown) were also good. This was generally the case for all of the test cycles and phases, although NMHC results were occasionally in relatively poor agreement. The FTIR calibration was

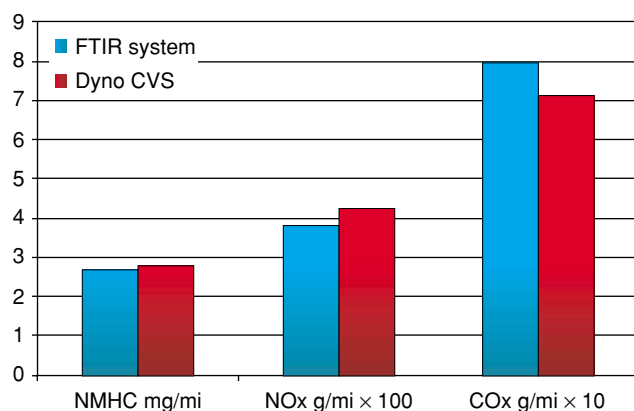


Fig.15 Mass-based comparison of on-board FTIR system with dynamometer CVS. LEV vehicle, 3rd phase of Unified Cycle.

subsequently confirmed over the range of concentrations encountered during these tests. Therefore, the deviation was likely attributable to another source, such as CVS contamination.

4. Conclusion

An on-board analyzer system has been developed, capable of measuring exhaust species from advanced-technology vehicles in real time. Accuracy was validated through laboratory studies, and overall performance was confirmed through on-road data collection.

Therefore, it is now possible to measure exhaust and ambient species in units of grams/mile during actual highway driving, with accuracy equivalent to that of dynamometer CVS data. Several chemical species can be measured simultaneously, in addition to the standard criteria pollutants. Some examples of new technologies and techniques developed during this project :

- Various techniques associated with the installation of a complex sampling/analysis system into a passenger vehicle, including electricity management and vibration mitigation.
- Analytic methods that attenuate FTIR spectral interference, including a unique calibration method for NMHC.
- A new sample treatment technique. The water content of exhaust gas can be reduced by 99.9%, with no loss of criteria pollutants.
- Custom software for real-time, simultaneous display of tailpipe and ambient data.
- Algorithms allowing the calculation of mass-based results.

This on-board analyzer is now in use as a development tool for advanced emission-control systems. It has also proven effective as a mobile air quality monitoring station.

Acknowledgements

The authors would like to thank Tim Truex and John Collins of the UCR CE-CERT staff, for their help during the validation studies and their work with the mass calculation algorithms.

References

- (1) J. Jetter, et. al., "Development of an On-Board Analyzer for use on Advanced Low Emission Vehicles", SAE Technical Paper 2000-01-1140
- (2) N. Kishi, et. al., "Technology for Reducing Exhaust Gas Emissions in Zero Level Emission Vehicles (ZLEV)", SAE Technical Paper 1999-01-0772
- (3) D. M. Haaland, et.al., "Multivariate Least-Squares Methods Applied to Quantitative Spectral Analysis of Multicomponent Samples", *Applied Spectroscopy*, **39**, 73 (1985)
- (4) J. Jetter, et. al., "Development of Analytical Technology for Measuring Exhaust Species at Low Emission Levels", *Honda Technical Review*, **6** (1994)
- (5) Perma Pure Incorporated, Technical Note 5
- (6) K. Leckrone, et. al., "Efficiency and Temperature Dependence of Water Removal by Membrane Dryers", *Analytical Chemistry*, **69**, 5 (1997)
- (7) T. Truex, et. al., "Measurement of Ambient Roadway and Vehicle Exhaust Emissions – An Assessment of Instrument Capability and Initial On-Road test Results with an Advanced Low Emission Vehicle", SAE Technical Paper 2000-01-1142
- (8) J. C. Hilliard, et. al., "Nitrogen Dioxide in Engine Exhaust", SAE Technical Paper 790691

Nafion, Teflon, and Tedlar are registered trademarks of E.I. du Pont de Nemours and Company.

Protégé is a trademark of the Nicolet Instrument Corporation.

■ 著 者 ■



Jeff JETTER



Shinji MAESHIRO



Norio SUZUKI



Seiji HATCHO

排気系の低騒音・低背圧化予測技術の研究

CAE Technique for Reduction of Exhaust System Noise and Back Pressure

渡辺 哲史*
Satoshi WATANABE

石井 豪*
Tsuyoshi ISHII

秋山 英和*
Hidekazu AKIYAMA

要 旨

排気系のコールドエンド部品を変更する事によるエンジン出力や排気吐出音圧への影響を流体解析および音響解析により速度、圧力等のパラメータの共有化を図ることで予測し得る技術を構築した。エンジン出力予測には1次元の圧縮性流体解析を用い、パラメータである有効開口面積には3次元有限体積法(FVM)による定常流解析で求めた値を導入した。また、排気吐出音は脈動音と気流騒音の総和で求められる事を明らかにし、脈動音予測には3次元有限要素法(FEM)による音響解析を適用した。FEMの入力境界条件には圧縮性流体解析より求めた圧力変動値と実車測定値の両者による精度検証を実施し、気流騒音予測には定常流解析で求め得る速度をパラメータとして導入した。その結果、排気系を変更することによるエンジン出力変化値は $\pm 2\%$ 以内で、排気吐出音は $\pm 2\text{dB}$ 以内の精度で予測可能となり、初期レイアウト検討段階からの部品性能評価を3次元CADモデルより実施することによる消音器設計の最適化が可能となった。

ABSTRACT

A technique that uses velocity, pressure, and other such parameters has been developed as common factors in flow analysis and acoustic analysis for predictive modeling of the effect that changing cold end parts in the exhaust system will have on engine output and exhaust discharge noise. One-dimensional compressible fluid analysis is used to predict engine output, and a value derived by steady flow analysis is used with the three-dimensional finite volume method (FVM) to introduce the value for effective flow area, which is one of the parameters. Exhaust discharge noise was clearly defined as the aggregate of pulsating noise and flow-generated noise. The pulsating noise was predicted by the application of acoustic analysis using the three-dimensional finite element method (FEM). For the FEM inlet boundary condition, precision verification was carried out using both pressure fluctuation values derived by compressible fluid analysis and measured values from an actual vehicle, while velocity derivable by steady flow analysis were introduced as a parameter for flow-generated noise prediction. As a result, it was possible to predict the variations of engine output caused by changes in the exhaust system with an accuracy of $\pm 2\%$, and to predict exhaust discharge noise within $\pm 2\text{ dB}$. This has made it possible to optimize muffler design by implementing three-dimensional CAD modeling to evaluate parts performance from the initial layout study stage.

1. はじめに

従来より排気系の開発には、高い消音性能とエンジンの高出力化への対応といった相反する要求性能に対し、どのようにして高次元でバランスのとれた仕様を決定して行くかが大きな課題となっていた。

更に近年、部品を試作する前段階で、3次元 CAD モデ

*栃木研究所

ルでの機能および性能を早期に評価し得るCAE技術の構築への要求が高まっている。

そこで本稿では、音響および流体の両工学的見地に立ち、有限要素法(FEM)、数値流体解析(CFD)等の活用により、上記ニーズに対応し得る計算手法を構築したのでその内容を報告する。

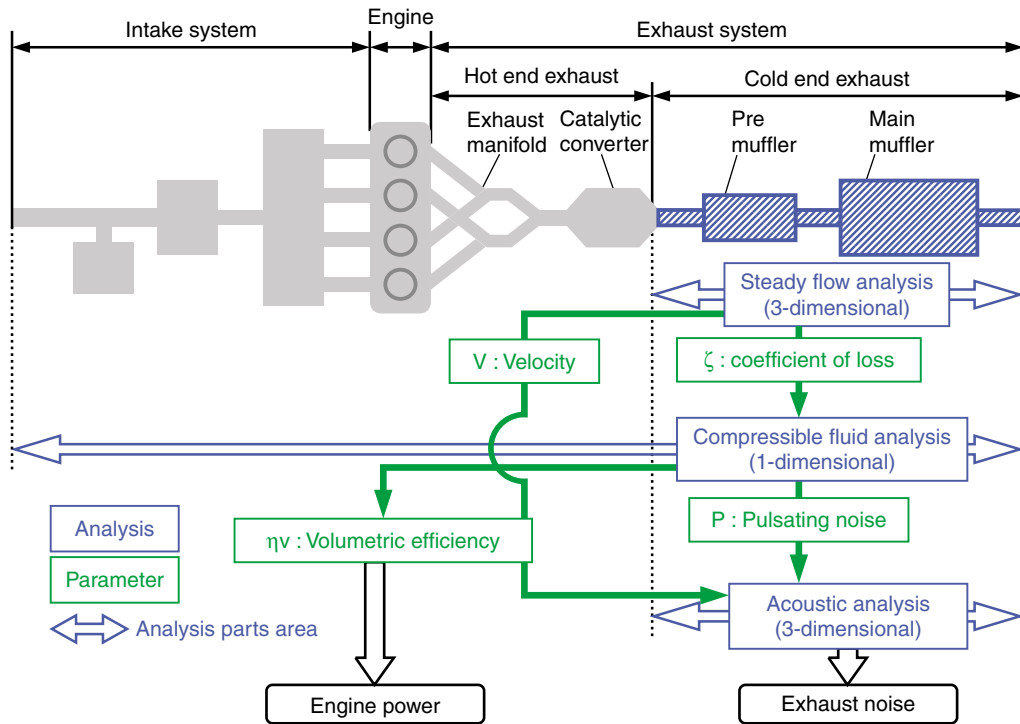


Fig.1 Flowchart of analysis

2. 解析手法

排気音解析およびエンジン出力解析手法のフローをFig.1に示す。詳細は次章以降で述べるが、本テーマのねらいは部品を試作することなく、排気系性能の評価ができるレベルまで解析精度を向上化させることにある。また、本稿で取り扱う部品の変更範囲としては斜線で示した排気系のコールドエンドと称される触媒後の消音器システムとした。

従って、解析の入力条件となる圧力、速度、温度等の物性値は触媒直後の解析値と実測値を併用し、消音器システムの変性を変化させる事で排気吐出音とエンジン出力にどのような影響を及ぼすかを観点に本研究を推進した。

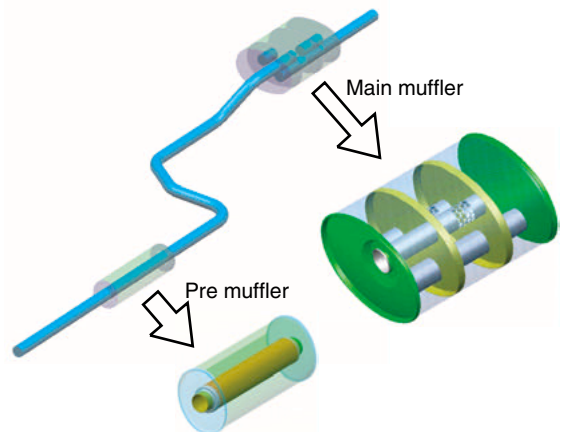


Fig.2 Steady flow analysis model

3. 定常流解析

3次元定常流解析にははん用コードである VECTIS を用いた。

離散化手法は流体部分にFVM(有限体積法)を用い、速度や圧力場の計算はSIMPLE法を適用する。乱流モデルは標準的な $k-\varepsilon$ モデルを使用している。

解析モデルとしては Fig.2 に示す様に排気管の間に副消音器と主消音器を配置した排気システムで検証した。

Fig.3に今回検証を実施した主消音器の概略モデルの比較を、Fig.4に代表的なFVMメッシュモデル(a)と速度解析事例(b)を示す。

境界条件としては入口に圧力(1~6 kPa)を与え、出口は大気解放とし、温度は常温 27°Cと設定⁽¹⁾した。

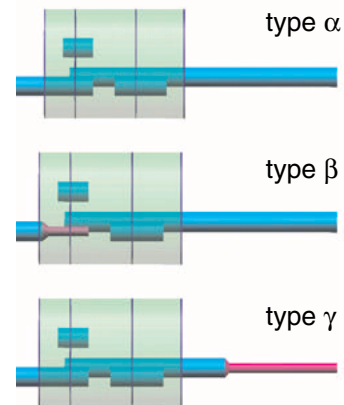


Fig.3 Comparison model type

$$Q = S \cdot k \sqrt{\frac{2g\Delta P}{\zeta}} \quad (1)$$

Q : 定常流量
 S : 出口断面積
 ΔP : 差圧
 ζ : 損失係数
 k : 流量係数

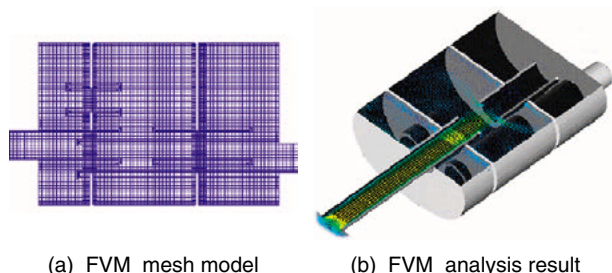


Fig.4 Example of FVM mesh and result

なお、定常流解析精度の向上化においては以下の項目に留意した。

- (I) 大気開放部モデリング手法
- (II) 微小形状(パンチング穴)
- (III) 離散化の安定化手法
- (IV) メッシュサイズの依存性

ここで、(1)式より求められた定常流量解析と流量試験器の実測値との比較検証結果を Fig.5 に示す。

両者は相関が取れており、また計算精度も2%以下という良好な結果を得ることができた。

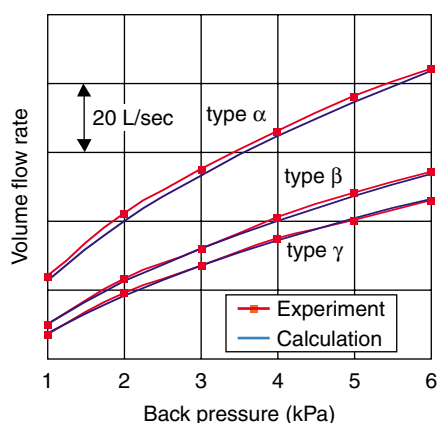


Fig.5 Comparison of experiment and calculation

4. 体積効率解析

体積効率計算には1次元の非定常圧縮性流体シミュレーションを用いた。

ここで、消音器における流体的な損失は Fig.6 に示す通

り1本の等価直管の損失に置き換えることができ、体積効率解析に必要な有効開口面積(Z)は前述の定常流解析によって求めた流量(Q)と式(2)より求めた値を適用した。

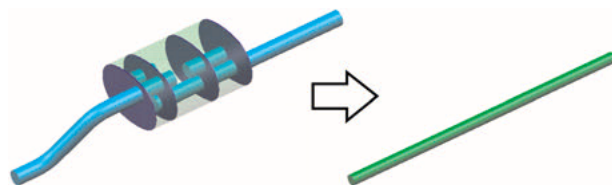


Fig.6 Replacement coefficient of loss

$$Z = Q \sqrt{\rho / 2 \Delta P} \quad (2)$$

Z : 有効開口面積
 Q : 定常流量
 ΔP : 差圧
 ρ : 密度

また、パイプ長および消音器容量は3次元モデルの値を使用した。1次元の体積効率解析モデル事例を Fig.7 に示す。

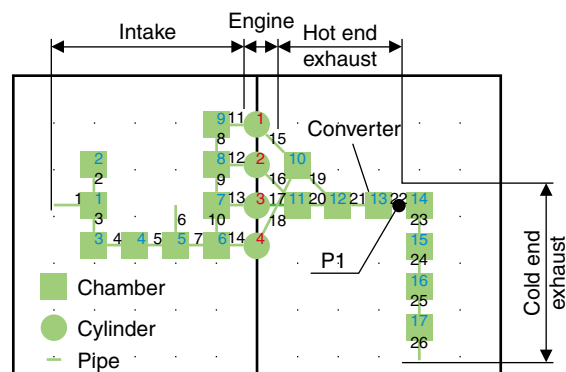


Fig.7 One dimensional volumetric efficiency model

$$P_s = 2 \pi \cdot N_e T / (60 \times 1000) \quad (\text{kW}) \quad (3)$$

$$T = k \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_v \cdot V_{st} \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (4)$$

P_s : エンジン出力 η_i : 熱効率
 N_e : 回転数 η_m : 機械効率
 T : トルク η_v : 体積効率
 k : 係数 V_{st} : シリンダ容積

式(3)、(4)より求められたエンジン出力及び、トルクの解析結果とエンジン台上試験により得られた実測結果との比較を Fig.8 に示す。

実測値と計算値の相関は取れており、また両者の差は2%以下であり、解析精度は十分と言える。

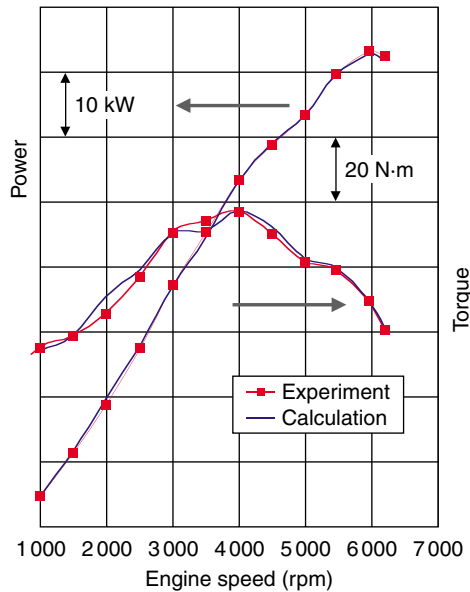


Fig.8 Comparison of experiment and calculation

5. 排気音解析

5.1. 排気吐出音の発生要因

排気吐出音は Fig.9 に示すように、基本次数とその倍音成分からなる脈動音と、排気管内の増幅作用による共鳴音および流体の運動によって発生する気流騒音が主な成分となって構成されている。

本稿では4気筒エンジンを使用し、消音器の特性(構造および配置)を変更することによる排気吐出音圧への影響を実験と計算結果より検証した。

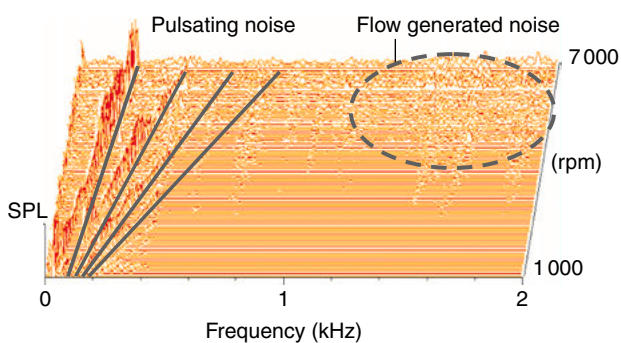


Fig.9 Ingredient of exhaust noise

5.2. 音響理論による減衰量解析

5.2.1. 減衰量特性

まず、常温で排気流れ要因を無くした状態での音響特性を音響加振試験器による実測値と、FEMによる計算との比較によって検証する。

3次元音響流解析には汎用コードであるSYSNOISEを採用した。Fig.10に解析モデルと、それにより作成したFEMのメッシュモデルを示す。

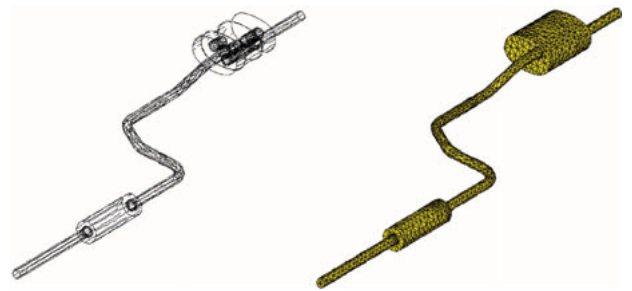


Fig.10 Analysis model and mesh model

なお、定常流解析精度の向上化においては以下の項目に留意した。

- (I) 壁面境界条件の設定
- (II) 吸音材の特性
- (III) 微小形状(干渉穴・勘合部隙間)
- (IV) 開放部境界条件
- (V) メッシュサイズの依存性

ここで、Fig.11に音圧モード解析結果事例を示す。なお、減衰量計算には式(5)、(6)を用いた⁽²⁾。

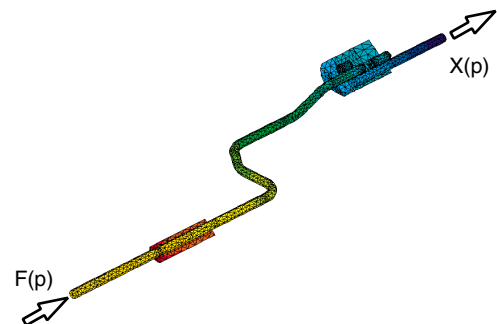


Fig.11 Acoustic pressure mode (45Hz)

$$X(p) = H_B(p) \cdot H_F(p) \cdot F(p) \quad (5)$$

$$ATT = 20 \log \frac{|F(p)|}{|X(p)|} \quad (6)$$

すなわち音響加振入力 $F(p)$ に対する応答 $X(p)$ は排気管の開放端末の伝達関数 $H_B(p)$ と複数の物性値と構造体より決まる伝達関数 $H_F(p)$ により計算できると考え、 $H_B(p)$ は境界要素法から、 $H_F(p)$ は有限要素法から算出した。

Fig.12 は音響加振試験器による減衰量測定値と計算結果との比較を示すが、0～500Hz 範囲内で±2 dB 以内と非常に高精度な結果が得られた。

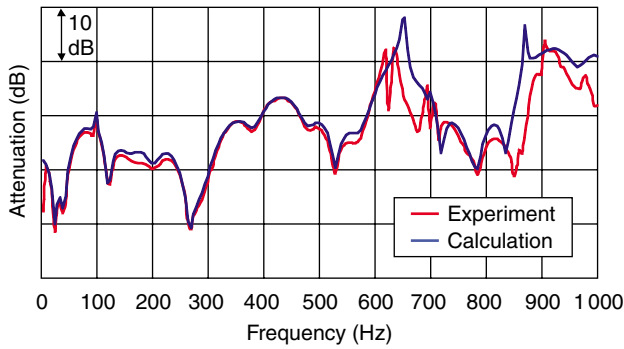
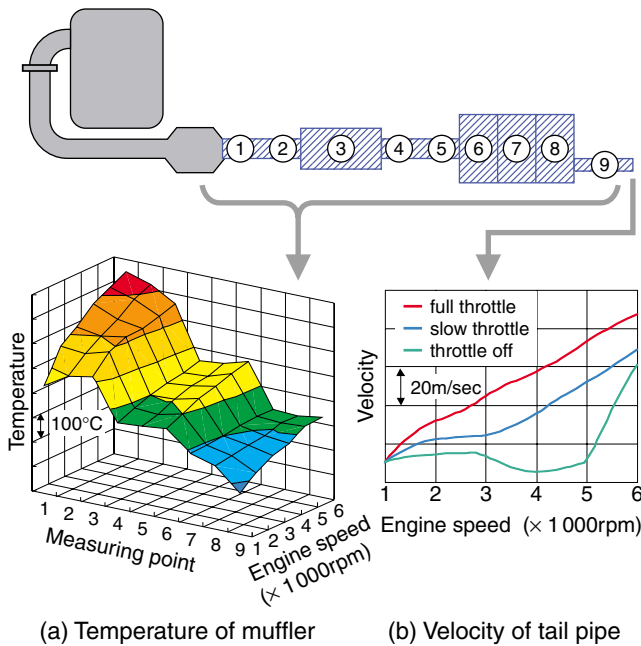


Fig.12 Comparison of attenuation

5.2.2. 熱、排気流れを考慮した伝達特性

エンジン稼働時の排気管はFig.13に示す通り、高圧の排ガスの流れと高温の使用条件下に置かれており、脈動音を解析する上では速度・温度のパラメータを考慮しなければならない。



(a) Temperature of muffler (b) Velocity of tail pipe

Fig.13 Measurement temperature and velocity

そこで筆者らは速度と温度が音響特性にどう影響を及ぼすかという非定常応答問題を解決するため、次の運動方程式(7)を採用した⁽³⁾。

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [R]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(\phi^2)\} \quad (7)$$

[M]：剛性マトリックス {x}：変位ベクトル
[R]：減衰マトリックス {f}：加振力ベクトル
[K]：質量マトリックス

ここで右項は速度の関数であり、温度変化による音速・密度は各々のマトリックスの変数として与えられる。この

運動方程式の解を減衰量計算式に導入することにより速度と温度を考慮した伝達関数が算出可能となると考え、実車シャーシダイナモ(Fig.14)による測定結果との比較検証を実施した。

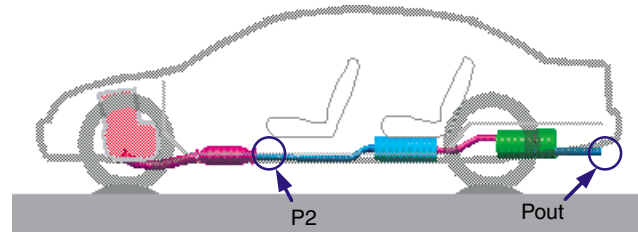


Fig.14 Chassis dynamo test

精度検証を実施するパターンを Table 1 に記載した。

パターン1は温度依存性を最小限とするために実車テストはモータリングとし、流速パラメータのみ変化させた伝達関数計算結果(2次成分)との比較を Fig.15 に示す。

Table 1 Comparison pattern

Pattern	Pattern 1	Pattern 2
Vehicle test mode	Motoring	Working engine & throttle off
Calculation condition	Change velocity parameter only	Change temperature parameter only

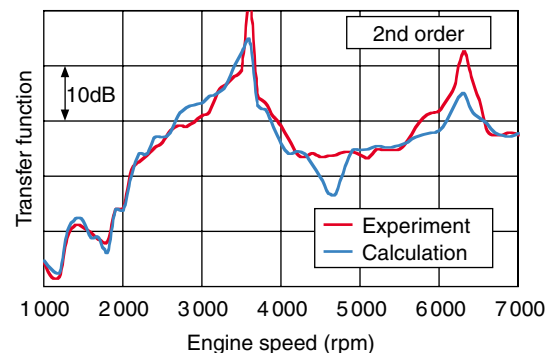


Fig.15 Comparison of transfer function

次に、パターン2は速度依存性を最小限とするために実車テストはファイアリングの減速モードとし、温度パラメータのみ変化させた伝達関数計算結果(2次成分)との比較を Fig.16 に示す。

パターン1, 2共に非常に高い精度で一致し、温度あるいは速度が変化する条件下での音響特性は式(7)によって求め得ることが判明した。

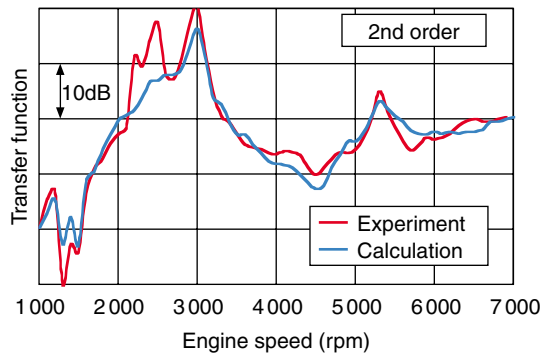


Fig.16 Comparison of transfer function

5.3. 脈動音解析

実際の排気吐出音解析においては、温度と速度を同時にパラメータとして考慮する必要がある。

ここで、流体解析で使用した消音器 α を適用した場合の脈動音の基本次数の比較検証をエンジン稼働時の急加速モードで実施した。

なお、温度と速度の両者を非定常応答問題として計算するうえでも式(7)を採用し、実車排気音テストより算出したスペクトル及び、2～8次の脈動音とを比較した結果を各々 Fig.17 および 18 に示す。

両者の差は高周波数域になるにつれ大きくなるが、試作することなく部品の性能評価を行う上では十分な解析精度を得ることができた。

そこで、式(8)、(9)を用いて排気脈動音のオーバーオール値を入口の境界条件を(1)体積効率解析時求められた圧力 P1 および(2)実車シャーシテスト時計測した圧力 P2 の2者によって算出した。

$$X(p_n) = H_{v,T}(p_n) \cdot H_L(p) \cdot F(p_n) \quad (8)$$

$$SPL_n = 20 \log \frac{|X(p_n)|}{p_0} \quad (9)$$

$F(p)$: 入力音圧(排気原音) p_0 : 最小可聴音圧
 $X(p)$: 応答音圧(排気吐出音) n : 回転数
 $H_{v,T}(p)$: 温度、速度伝達関数 $H_L(p)$: 距離減衰

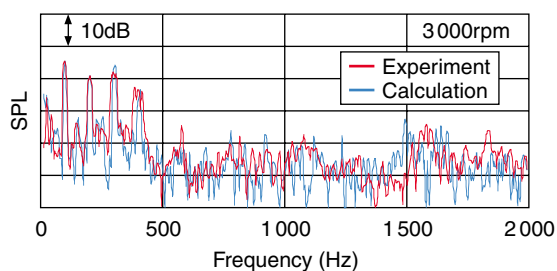


Fig.17 Comparison of frequency spectrum

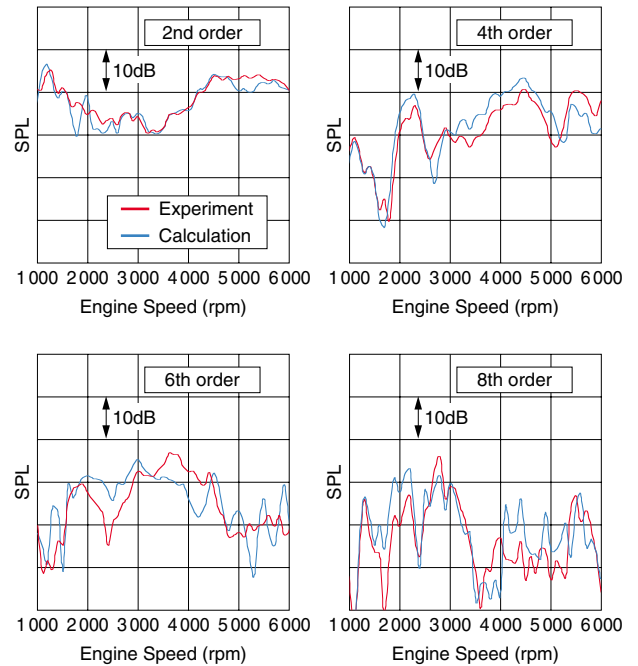


Fig.18 Comparison of sound pressure level

その結果、Fig.19 に示すように(1)は ± 2 dB (2)は ± 5 dBと両者共に高精度な解析結果を得ることができた。

なお、上記の内容は排気管径を十分に確保し、流体的な騒音の発生が比較的小さくなるように配慮した消音器での結果であり、このような排気系に於いては各回転数ごとのスペクトルを足しあわせる事で、排気吐出音を算出する事が可能であると判断できる。

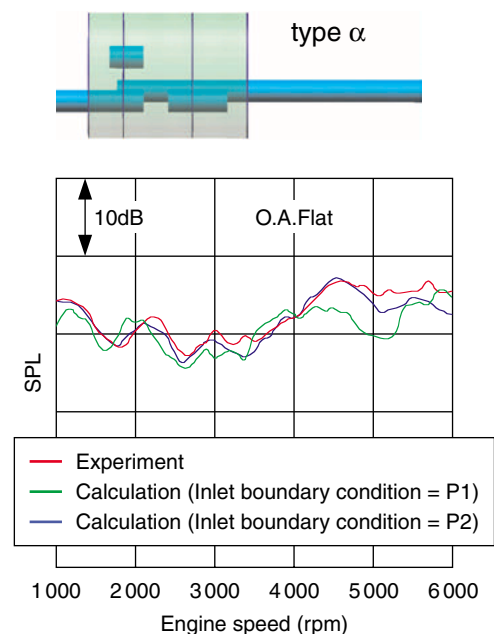


Fig.19 Comparison of sound pressure level

5.4. 気流騒音解析

実際の排気系は Fig.24, 25 に示すタイプβ, γのように、主に低周波数域の減衰量を確保するため、排気管の一部が縮管されている場合が少なくない。その際、そこで発生する気流騒音が排気吐音に及ぼす影響は管径が小さくなるにつれ大きくなる言われている。

一般に気流騒音は、高速排ガス流が消音器内を通過する時の渦や衝突などで発生する乱流騒音と尾管開放端から大気に放出されるときに噴射騒音があると言われ、(Fig.20)その周波数はホワイトノイズ的な広帯域音であるが、高周波数側ほど流速の影響が強い。

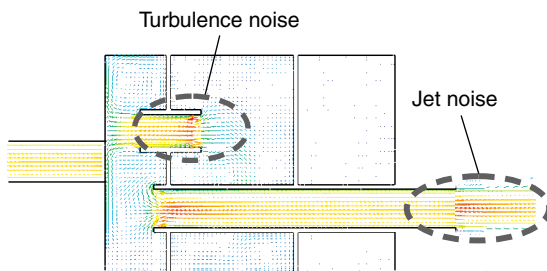


Fig.20 Flow noise of exhaust gas

そこで筆者らは消音器内部とテール出口パイプを縮管させた部品を試作し、速度と回転数の関係(Fig.21)および脈動音成分を除いた排気音(気流騒音)と回転数の関係(Fig.22)を実測値と流体解析により導き出した。

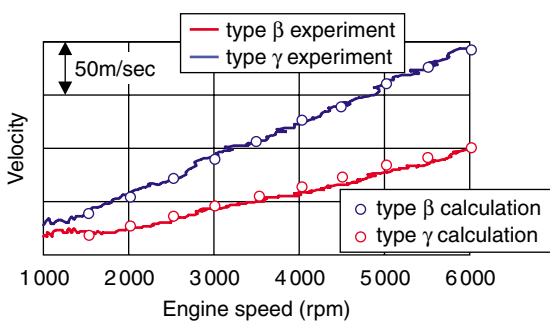


Fig.21 Relation of velocity and engine speed

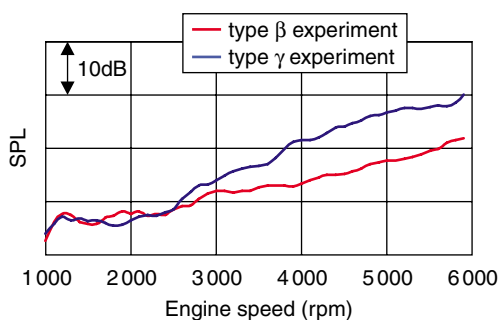


Fig.22 Relation of SPL and engine speed

これらの結果から速度と気流騒音は回転数にほぼ線形の特性和であると判断できる。従って、両者より回転数の項を削除すると(Fig.23)速度と気流騒音は式(10)で表すように比例の関係にあると判断することが出来る。

$$SPL = n10\log V + m \quad (10)$$

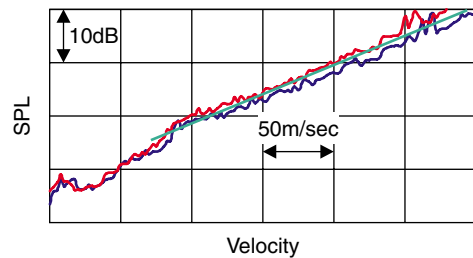


Fig.23 Relation of sound pressure level and velocity

5.5. 排気音解析

以上のことから、排気音は式(11)に示すように脈動音と気流騒音を足し合わせて算出できると言える。

$$SPL = 20\log \frac{|X(p)|}{p_0} + \sum (n10\log V + m) \quad (11)$$

ここで、式(11)より求めたタイプβ, γの消音器での排気音解析結果と実車の排気音測定値と比較すると Fig.24, 25 に示す通り非常に一致した結果が得られた。

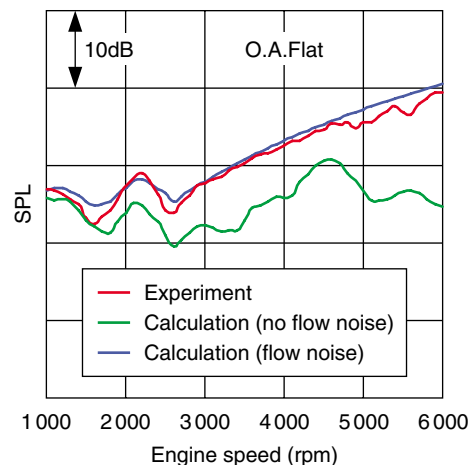
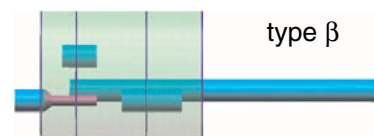


Fig.24 Comparison of sound pressure level (type β)

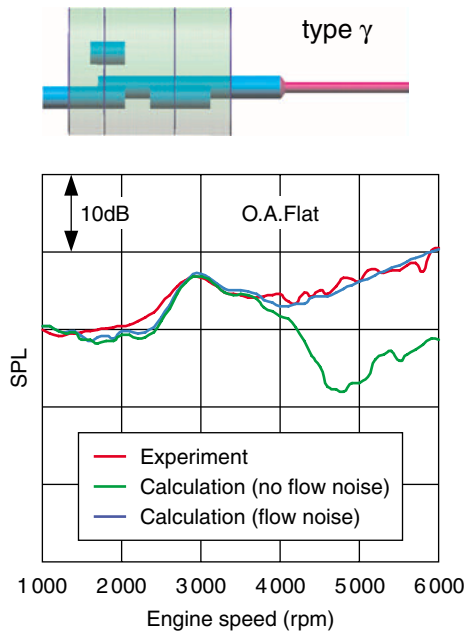


Fig.25 Comparison of sound pressure level (type γ)

6. 消音器開発への適用事例

以上のことから、排気系のコールドエンド部品がどのようにエンジン出力や、排気吐出声に影響を及ぼすかが明確となり、そのメカニズムを分析することによる消音器設計の最適化検討が可能となった。

すなわち、気流騒音や、背圧上昇の防止には流速の低下を図ることが基本であるが、そのほかに流れのはく離を防止することも重要である⁽⁴⁾。

従来は、はく離を防止するには、流れを可視化し対策することが有効とされてきたが、Fig.26 に示すようにCFDによる解析結果の流れの物理現象は非常に一致しており、実際に部品を作成することなく、気流騒音を低減し、圧損

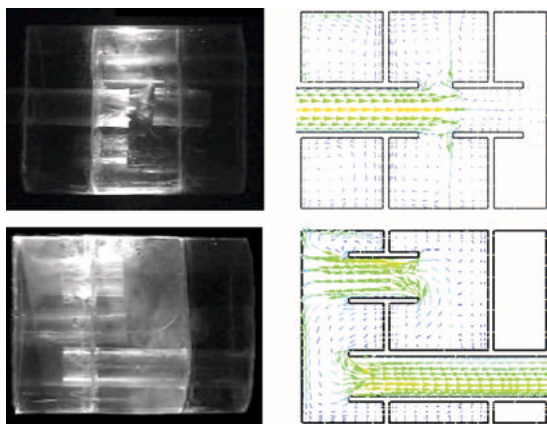


Fig.26 Comparison of flow resualization and calculation

部位の形状を変更することによる流量の向上を図ることができる。

そこで、今まで述べた解析技術を生かし、いかにして消音器の小型化、軽量化および排気吐出声の低減を図ることが出来るのかを検討してみた。

なお、ここでは排気レイアウトにおける消音器の配置や、背圧特性は変更させないことを前提とする。

その結果を Table 2 に記載した。すなわち、本テーマから排気システムの音響特性や流体特性のメカニズムを分析することにより、小型で軽量さらにはFig.27 に示すように排気吐出声の低減も図った消音器を開発することができ、この技術を 2001 年モデルの「CIVIC」に適用した。

Table 2 Comparison exhaust system

	Base exhaust system	Modified exhaust system
Muffler volume rate	1	0.762
Muffler weight rate	1	0.742
Exhaust noise	Fig.27	

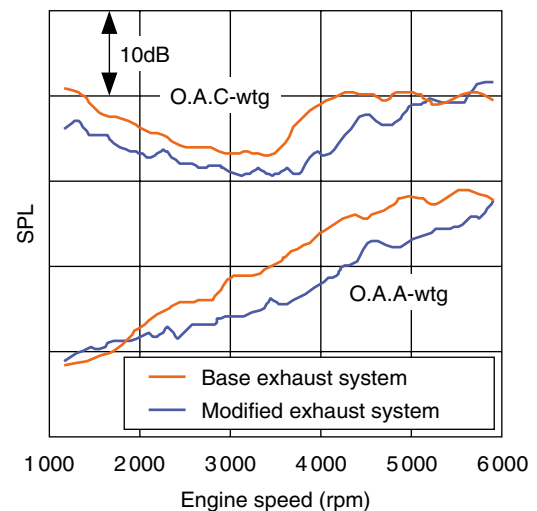


Fig.27 Comparison of experiment exhaust noise

7. まとめ

排気系部品のCAEによる精度の高い予測技術を目指し、以下の結論を得た。

- (1)複雑な内部構造を有した消音器も、3次元定常流解析によって求めた流量より、損失係数を算出することで、ある径の直管に置き換えることが可能となる。
- (2)エンジン出力解析は、消音器を前述の直管と見なし、1

次元体積効率解析に適用することで、 $\pm 2\%$ という高精度の計算結果が得られる。

- (3) 脈動音解析の精度向上化のためには温度のパラメータを考慮した音響剛性・減衰・質量マトリクスを求め、更に流速を導入した音響加振ベクトルを定義することが重要である。
- (4) 気流騒音は消音器等の内部により発生する乱流騒音と、テールパイプの出口で発生する噴射騒音で構成されており、その音圧は流速に対して比例の関係にあることが判明した。
- (5) 排気吐出音解析は、脈動音と気流騒音を足し合わせることで、 $\pm 2\text{dB}$ と高精度な精度で算出する事が可能である。

また、排気吐出音やエンジン出力に影響を与える特性因子を分析することで、より高次元でバランスのとれた排気システム開発が可能となった。

参考文献

- (1) 村上光清 他:管路・ダクトの流体抵抗(改訂版), 東京, 日本機械学会, 1998, p.3-64
- (2) 戸井武司 他:自動車排気系のスピーカー加振システムの開発とその適用, 中央大学, 自動車技術会学術講演会前刷集 973, p.89-91 (1997)
- (3) 加川幸雄:有限要素法による振動・音響工学, 東京, 培風館, 1981, p.255-266
- (4) 竹中俊夫 他:流体計測法, 東京, 日本機械学会, 1994, p.166-173

■著 者■



渡辺 哲史



石井 豪



秋山 英和

Air Quality and Emission Control Strategy Evaluation Software BRIDGE PROGRAM

大気質と排気ガス低減戦略評価ソフトウェア「ブリッジプログラム」

David DEWITT*

Yoshiaki MATSUZONO**

ABSTRACT

An original software tool, BRIDGE PROGRAM, has been developed to simplify the evaluation of emission control strategies for improving air quality. It is particularly effective for in-house evaluation of emission inventory reductions and air quality impacts as a result of introducing innovative, low emission technologies. The software uses a Relational Database Management System (RDBMS) to manage and modify the large emission data sets that characterize specific regions. Mobile, stationary, and biogenic emission rates can be scaled up or down, individually or by groups of source categories. The software automatically generates compatible files of gridded emissions for photochemical models used by regulatory agencies. This software has been used to modify emission inventories in regions of the United States and Japan. This paper describes the methodology and utility of the new software.

要 旨

大気質を改善するための排気ガス低減戦略の評価を簡素化するソフトウェア(BRIDGE PROGRAM)を開発した。このツールは、画期的な低公害技術がどのように大気質改善に貢献するかを評価する手法として特に有効である。本ソフトウェアでは「リレーショナルデータベースマネジメントシステム」(RDBMS)によって特定地域の膨大なエミッションデータを管理し、調整する。このソフトウェアにより、移動発生源、固定発生源や生物起源のエミッションを発生源別に、または、発生源区分ごとに影響度合いを変化させることが可能となる。また、規制当局が採用している互換性のある光化学反応グリッドモデルへの入力データに自動的に変換することが可能である。本ソフトウェアは、アメリカや日本のエミッションインベントリの評価に使用されている。

1. Introduction

There is a growing interest around the world for regions with poor air quality to search for pollution control strategies that will reduce emission inventories and achieve healthful air. These regions, typically urban or influenced by nearby urban emissions, have emission inventories that are dominated by mobile sources. As a result, strict regulations have been directed toward the drastic reduction of mobile emissions, particularly light-duty vehicles (LDV). Using the emission inventory of California's South Coast Air Basin (SCAB) as an example, reductions of roughly 80% total organics gases and 60% oxides of nitrogen are required to attain the National Ambient Air Quality Standard (NAAQS) for ozone. These are enormous reductions that will require implementing a host of clean technology solutions across all industries, not just from the mobile sector.

Honda has responded to the strict regulations by researching and developing many clean technologies, including clean gasoline powered vehicles, alternative fueled vehicles such as natural gas and pure electric vehicles, as well as fuel cell vehicles. Until now, Honda has lacked the internal capability to evaluate the air quality impacts of the most promising clean technologies introductions. It would be advantageous to have the in-house ability to evaluate the emission and air quality benefits of these vehicles before or during the early research phase. This capability would provide insight for determining the most effective direction for development or future research. This type of early indication of emission benefit could also be valuable for scientific discussions with regulatory agencies or other interested groups.

Mathematical models are commonly used to describe

* Honda R&D Americas, Inc.

** 栃木研究所

the chemical and physical processes within the atmosphere during the assessment of emission reductions on regional air quality⁽¹⁾. These models require comprehensive meteorological and emissions data that are spatially and temporally allocated. To accurately represent an emission control strategy, baseline emission data should be modified at the disaggregate level.

An effective software system, BRIDGE PROGRAM, has been established to “bridge” the gaps between agency-supplied emissions data, emission control strategies, and advanced photochemical air quality models. The methodology is based on applying control factors to the baseline emission contributions of carbon monoxide (CO), oxides of nitrogen (NO_x), sulfur oxides (SO_x), total organic gases (TOG), and particulate matter (PM). The emission rates from individual or groups of emitting source classes can be scaled up or down to represent the target emission rates. The hourly gridded emission files required for photochemical models are automatically generated.

The system described in this paper has the structure to activate a sophisticated mechanism for designing emission control strategies for not only the transportation industry but for other industries as well. This software tool can assist in finding the technology combinations to clean our air.

2. Description of the Evaluation Model System

The system design for applying a relational database management system (RDBMS) to evaluate air quality emission control strategies is shown in Fig. 1. All of the input and output data flow is conducted through the RDBMS. Air quality data, chemical mechanisms, and baseline emissions of mobile, stationary, and biogenic sources are loaded into the database. Tables are created to store the data and links are established to form relationships. A control strategy Graphical User Interface (GUI) allows novice users to communicate with the database and easily modify any emission source type.

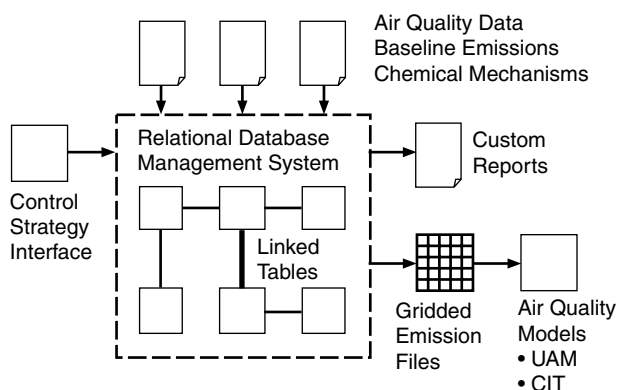


Fig.1 The system design and data flow

The database can be interrogated directly with Structured Query Language (SQL) scripts to extract information and return custom reports for inventory analysis⁽²⁾. The hourly gridded emission files required by regulatory and research photochemical models, specifically the Urban Airshed Model⁽³⁾ (UAM CB-IV) and the California Institute of Technology Model^{(4), (5)} (CIT), are automatically generated.

It was important to select a commercially available RDBMS that could be easily adapted and widely used⁽⁶⁾. Oracle8 was selected although early development was concurrently performed in Microsoft SQL Server. The RDBMS has the capability to easily manipulate, display, and analyze large and diverse data sets.

3. Mechanism to Identify Source Types

Reflecting the introduction of a new technology or a proposed regulatory standard into an emission inventory requires the ability to identify the appropriate source types for modification. The Source Classification Code (SCC) was selected as the mechanism to identify source types. The U.S. Environmental Protection Agency, California Air Resources Board (CARB), and the South Coast Air Quality Management District (SCAQMD) support the SCC usage. Many countries interested in improving air quality look to these agencies for guidance. The SCC is an 8-digit code divided into four parts (X-XX-XXX-XX), which correspond to the four hierarchical levels of source description as illustrated in Fig. 2. Specifying a full 8-digit code uses all four levels and completely describes a particular source type. Not specifying the deeper levels will lead to increased groupings of industries and eventually will describe the most general categories.

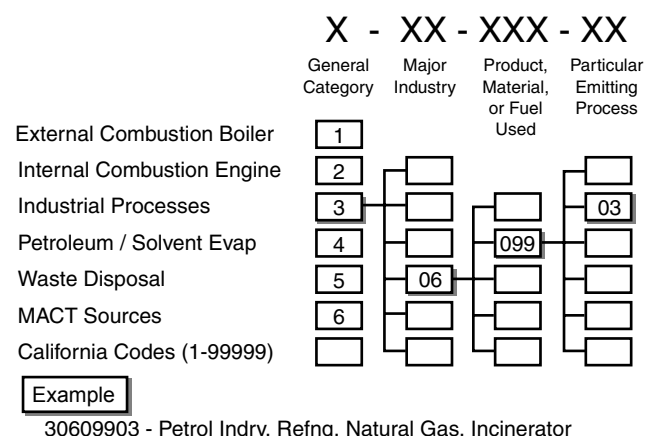


Fig.2 The structure and tree diagram representation of the eight-digit, four-tier Source Classification Code

All of the emission entries in the database are obtained from local and government agencies and contain key fields for values of SCC, CO, NO_x, SO_x,

TOG, and PM⁽⁷⁾. The SCC provided a logical means to apply control factors across entire industries or specific processes, which realistically simulates the implementation of a new regulation or technology. Several of the tables created in the RDBMS include a common column, like the SCC column. These types of recurring columns weave relationships throughout the RDBMS⁽⁸⁾. Countries or regions that have not yet assembled or are beginning to assemble an emission inventory can adopt the SCC or design a suitable source identification scheme^{(9), (10)}. Consultants or “think tank” groups may be utilized as an alternative means of generating emission inventory estimates in countries where this type of data is not publicly disclosed.

4. Designing an Emission Control Strategy

An emission control strategy is a plan to reduce the emissions from targeted source types in order to attain a desired emission inventory level, typically described in units of tons/day. Usually the inventory goals are set to achieve air quality standards, like ozone attainment. Designing an effective control strategy typically requires an understanding of the relative emission contributions from the various active sources within a region. The powerful tools accompanying a relational database allow the user to query the enormous emission data files. Ad hoc queries can be rapidly scripted and refined for successive interrogation of the database. Information can be extracted to expose leading candidate sources for emission reduction. Knowledge of reactivity and ozone forming potential are insightful for choosing some sources over others but is not mandatory because this information is incorporated into the photochemical models. These mathematical models describe the chemical and physical processes within the atmosphere and predict the pollutant concentrations, which can be plotted and animated for easier comprehension.

A GUI was created to simplify the most common tasks during the process of modifying an emission inventory. GUIs are valuable tools to facilitate communication between the database and non-expert users. Experts can always communicate with the database directly by using SQL. Fig. 3 shows the general GUI for selecting an episode date, defining the spatial and temporal range, and choosing the appropriate format for the gridded emission files as required by air quality models.

The domain size can be customized to represent the region of interest as shown by the GUI in Fig. 4. Offsets are available to align the corner of the inventory data so it coincides with the domain representation of the ensuing photochemical air quality model. This is a particularly useful feature when studying new regions.

The SCC button in Fig. 3 will launch the SCC GUI shown in Fig. 5. The left-hand column of Fig. 5 contains the entire list of over 2000 unique SCCs. This

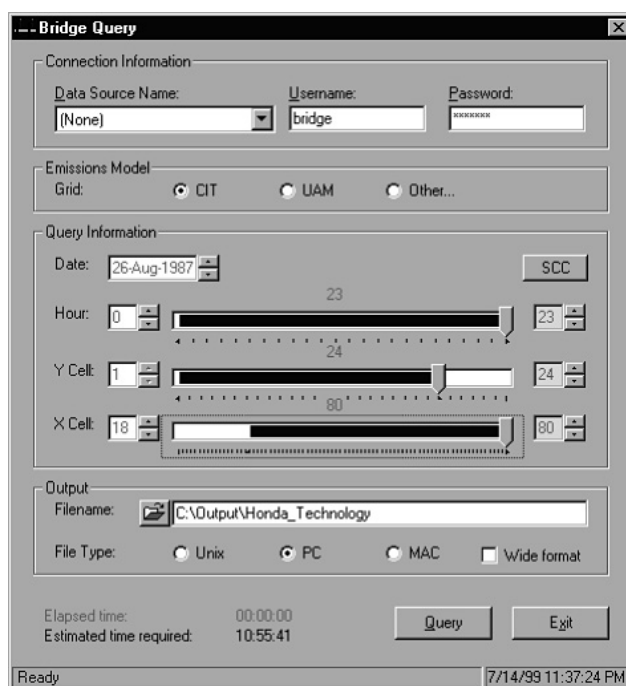


Fig.3 The general GUI simplifies common tasks

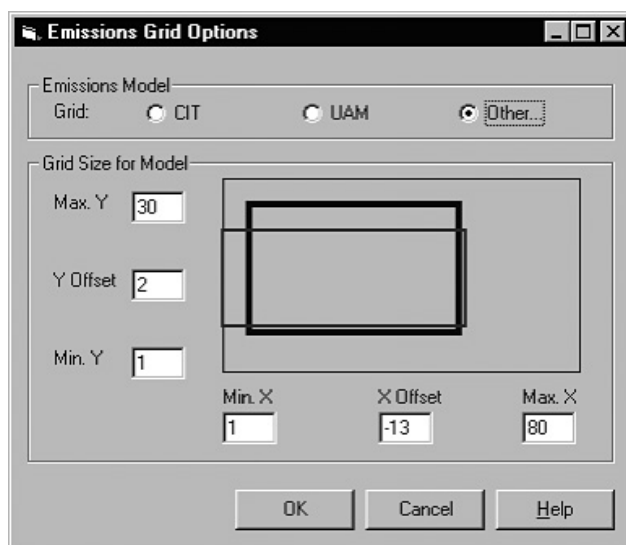


Fig.4 Flexible domain sizing and inventory offsets

tree diagram can be expanded or collapsed to expose any specific source type. An entire branch of sources within the tree diagram can be selected by marking the box at the most general level. Any source can be deselected by marking it again.

Once a source type has been selected, it is added to a summarized list on the right-hand side of Fig. 5. The sources in this list are available for emission modification. Control factors can be applied to CO, NOx, SOx, TOG, and PM emissions. A unity factor represents no change to the baseline emission rate. A factor less than unity represents an emission reduction

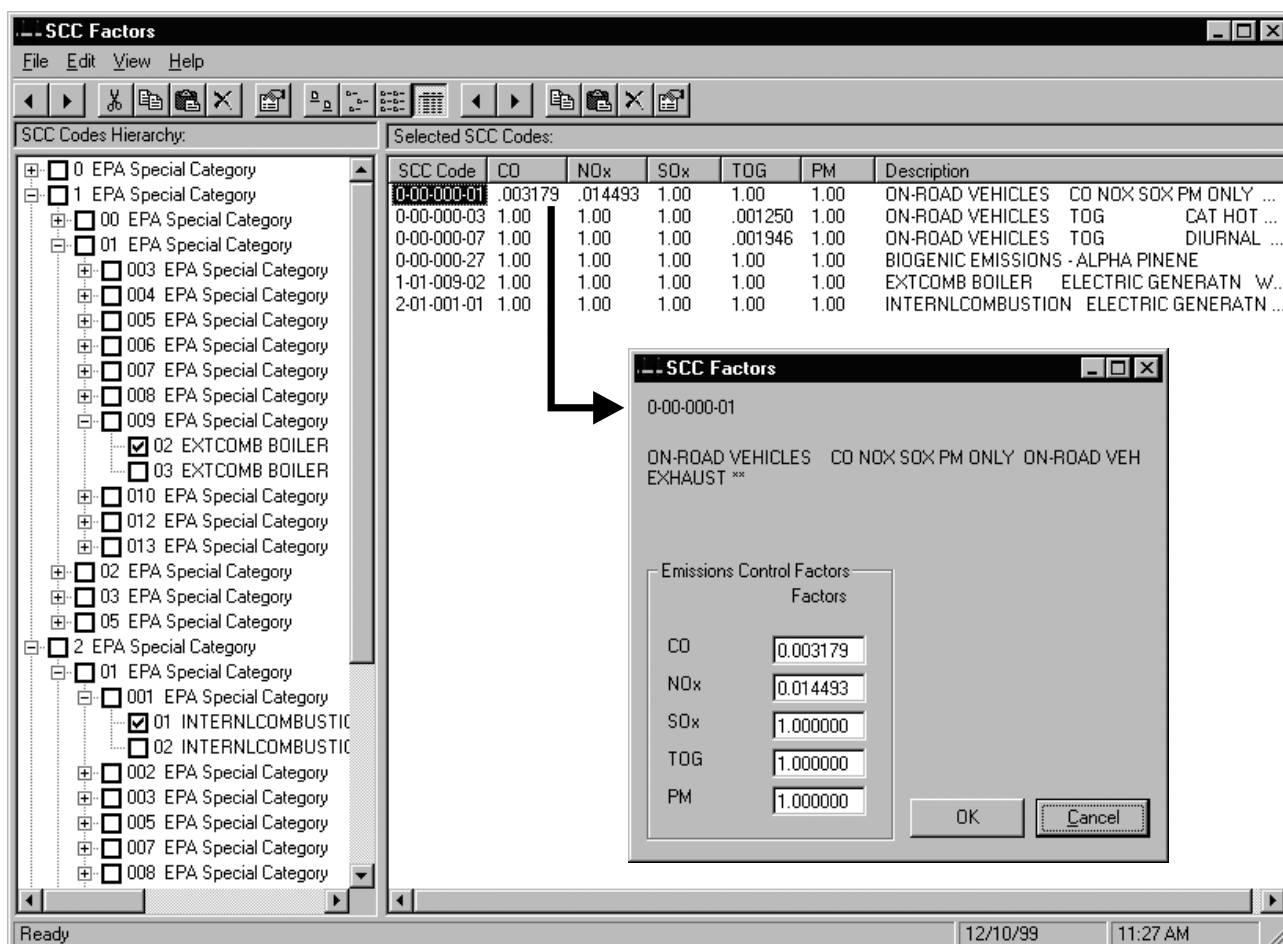


Fig.5 The SCC GUI allows the user to select individual or groups of SCCs and apply control factors

while factors greater than unity represent emission increases.

The example in the summary list of Fig. 5 shows three different SCCs will be used to reduce emissions from ON-ROAD VEHICLES. Emission rates for CO, NOx, and TOG will be significantly reduced to reflect a clean fleet technology. This is evident because the emission control factors, or coefficients, have been set to values much less than unity. The control factor values are determined by the relative contribution of the new emission rates compared to the existing baseline fleet emission rates that are stored in the database⁽¹¹⁾⁻⁽¹³⁾. The user must also consider the number of vehicles or market penetration when modifying emissions from ON-ROAD VEHICLES.

After applying control factors to the selected sources the user returns to the general GUI, Fig. 3, and executes the data manipulation with the query button. The database applies the new emission rates to each spatial location where that specific source type is active within the region. Emission files are automatically gridded into cells as a function of time and space for use in regulatory or research air quality models. Fig. 6 shows emission inventories for Japan's Kanto region and the United States' South Coast Air Basin. Because most of the

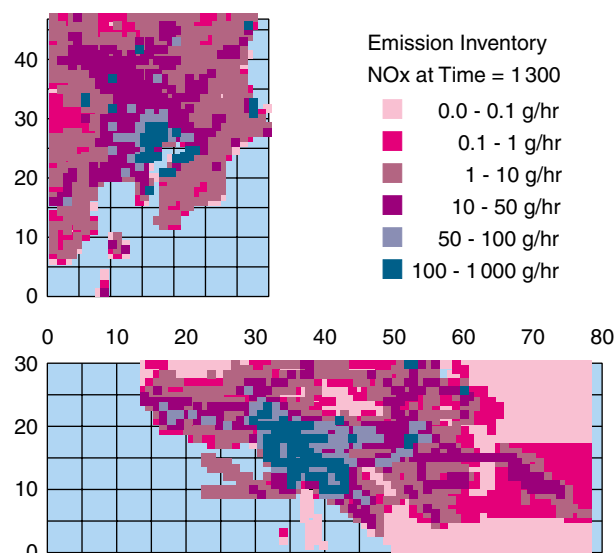


Fig.6 An example of hourly emission inventories for Japan's Kanto region and U.S. SCAB

steps in the process of designing an emission control strategy have been automated, the influence of human error has been minimized. This process of creating control strategies would continue until the results of the emission reductions and air quality simulation successfully met a predetermined criteria.

5. Conclusion

An original and effective software tool has been developed to simplify the evaluation of emission control strategies for improving air quality. Mobile, stationary, and biogenic emission inventories are quickly modified to reflect the introduction of innovative, low emission technologies. Control factors are applied to an emitting source class to alter emission contributions of CO, NO_x, SO_x, TOG and PM. The hourly gridded emission files required for photochemical models are automatically generated. The tool gives Honda the in-house capability to evaluate the emission and air quality benefits of vehicle technologies before or during the early research phase, which can provide insight for determining the most effective direction for research and development.

- (1) Committee on Tropospheric Ozone Formation and Measurement; Board on Environmental Studies and Toxicology; Board on Atmospheric Sciences and Climate; Commission on Geosciences, Environment, and Resources; National Research Council *Rethinking the Ozone Problem in Urban and Regional Air Pollution*; National Academy Press, Washington, D.C., 1991; p 304.
- (2) Koch, G; Loney, K. *ORACLE - The Complete Reference*, Osborne McGraw-Hill, Berkley, CA, 1997; pp 43-539.
- (3) *User's Guide for the Urban Airshed Model – Volume I: User's Manual for UAM (CB-IV)*; ICF Kaiser, Systems Applications International, Inc., San Rafael, CA, 1990; SYSAPP-90/018a.
- (4) Roth, P. M.; Roberts, P. J. W.; Lui, M-K.; Reynolds, S. D.; Seinfeld, J. H. "Mathematical Modeling of Photochemical Air Pollution – II. A Model and Inventory of Pollutant Emissions", *Atmospheric Environment*, 1974, 8, 97-130.
- (5) McRae, G. J.; Goodin, W. R.; Seinfeld, J. H. "Development of a Second Generation Mathematical Model for Urban Air Pollution – I. Model Formulation", *Atmospheric Environment*, 1982, 16, 679-696.
- (6) DeWitt, D. S.; McRae, G. J.; McLellan, C. L. "Applying Relational Database Management to Evaluate Air Quality Emission Control Strategies" In *The Emission Inventory: Regional Strategies for the Future*, Air & Waste Management Association: Pittsburgh, PA, 1999.
- (7) Allen, P. D. *Modeling Emissions Data System, Volume II – File Structure*; California Air Resources Board, Sacramento, CA, 1992.
- (8) Koch, G; Loney, K. *ORACLE - The Complete Reference*, Osborne McGraw-Hill, Berkley, CA, 1997; p 12.
- (9) Nitsos, A. M. "New Coding System to Replace the Source Classification Codes (SCC's)"; In *Emission Inventory: Planning for the Future*; Air & Waste Management Association: Pittsburgh, PA, 1997; pp 589-600.
- (10) Woodall, G. M. Jr. "Changing the Method of Source Classification", In *Emission Inventory: Planning for the Future*; Air & Waste Management Association: Pittsburgh, PA, 1997; pp 20-31.
- (11) Hrynchuk, L. *Methodology for Estimating Emissions From On-Road Motor Vehicles, Volume III: WEIGHT7G*; California Air Resources Board, Sacramento, CA, 1995.
- (12) Medina, F.; Kong, N. *Methodology for Estimating Emissions From On-Road Motor Vehicles, Volume II: EMFAC7G*; California Air Resources Board, Sacramento, CA, 1995.
- (13) Luney, W. *DTIM3 User's Guide*; California Department of Transportation, Sacramento, CA, 1998.

■ 著 者 ■



David DEWITT



Yoshiaki MATSUZONO

三次元数値流体計算の活用による 超偏平トルクコンバータの開発

Development of Super Sqaurshed Torque Converter by Applying Three-dimensional CFD

安部 浩也*
Hiroya ABE

丸山 徹郎*
Tetsuro MARUYAMA

坂藤 征利*
Masatoshi SAKATOU

要 旨

三次元数値流体計算による薄型トルクコンバータの内部流れ解析と、一次元角運動量理論をベースとした設計パラメータの最適化手法を構築することで、流体損失を軽減するトーラスと羽根形状を設計し、容量特性に大きな影響を及ぼすステータの仕様を最適化した。これによりトルクコンバータ性能を損なうことなく、量産では世界で最も薄型の超偏平トルクコンバータを開発した。

ABSTRACT

A method has been created to optimize design parameters using three-dimensional CFD to analyze the internal flow condition of a flat torque converter and one-dimensional angular momentum theory. This method has been used to design a torus and blade configuration which reduce flow loss and to optimize the specifications of the stator, which has a great effect on the characteristics of torque capacity factor. This has allowed development of the thinnest super sqaurshed torque converter for mass production in the world without sacrificing torque converter performance.

1. まえがき

近年、快適性と燃費向上を目的としたオートマチックトランスミッション(以下AT)の多段化、無段変速機化の動きが加速され、また衝突安全性の観点からATの軸寸法短縮のニーズも高い。これら要求に答えるには薄型かつ高性能を両立する超偏平トルクコンバータの開発が必要不可欠であった。

トルクコンバータの内部流れの解析に関し、内部圧力及びステータ周りの流れ分布の実測例報告⁽¹⁾⁽²⁾や、三次元数値流体計算を用いた特性予測結果⁽³⁾が報告されている。しかしながら超偏平トルクコンバータの開発にはトーラス断面の偏平化、ステータの薄型化により発生する性能低下の原因解析と、設計パラメータの最適化に要す開発期間の短縮が必要であった。

今回、三次元粘性数値流体計算による薄型トルクコンバータの内部流れ解析と一次元角運動量理論をベースとした設計パラメータの最適化手法を構築することで、流体損失を軽減するトーラスと羽根形状の設計、薄型ステータの

仕様を最適化した。この結果トルクコンバータ性能を損なうことなく、当社従来 2L エンジンクラス用のトルクコンバータに対し15%の軸寸法短縮、3%の伝達効率向上を達成し、世界で最も薄型の超偏平トルクコンバータを開発したので報告する。

2. 開発の課題

トルクコンバータを薄型に設計しようとする Fig.1 に示すように、トーラス断面の偏平化とステータの薄型化が主な設計制約となり、単体性能に以下のような影響を与えることが知られている。

- ① トーラス断面の偏平化による容量特性、伝達効率の低下。
 - ② ステータの薄型化にともなう山なりの容量特性の発生。
- ①は実車の燃費経済性に影響を与え、②はエンジントルク特性とトルクコンバータのトルク吸収特性のミスマッチにより、実車発進時のドライバビリティに影響を与えることがある。

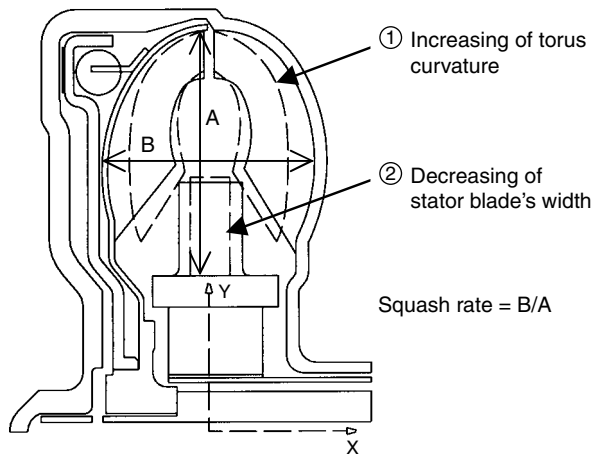


Fig.1 Restrictions on design process

3. 開発の目標

開発にあたり以上の技術的課題と AT 全体の軸寸法短縮のニーズを考慮し、以下の目標を定めた。

- ・容量特性、伝達効率を現行モデル同等以上とすること。
- ・トルクコンバータ全幅を現行モデル比 15%短縮すること。

これら目標の達成にはトーラス断面の偏平化とステータの薄型化が及ぼす単体性能の変化について、発生原因解析と定量的評価が必要であり、以下のような単体テスト、三次元粘性数値流体計算を行なった。数値流体計算ツールは離散化に有限体積法を用いる汎用コードを使用し、CFDの乱流モデルは標準 $k-\varepsilon$ モデル、解析アルゴリズムとしては SIMPLE 法を使用した。

4. トーラス断面の偏平化の影響

4.1. 単体性能確認

設計パラメータである流路面積、羽根角度、羽根枚数、バイアス角度、羽根出入口の半径は同一で、トーラス断面の偏平率のみ異なるトルクコンバータで単体性能確認を行なった。Table 1 にはトルクコンバータの主な仕様と測定条件を、Fig.2 には単体特性の実測値を示す。なお、Table 1 に示す Type A、Type B は従来の設計手法⁽⁴⁾に基づき設計されており、Type A は現行 2L エンジンクラス用として採用されているトルクコンバータである。

Fig.2 に示すように、トーラス断面の偏平率が 84%から 75%に減少するに従い、伝達容量係数 τ 及びトルク比 K が全速度比域で低下しており、伝達効率について約 7%の低下を確認した。

4.2. 数値流体計算によるトルクコンバータ内部の流れ解析 2 方程式モデルの一つである $k-\varepsilon$ モデルを解く事で求

Table 1 Torque converter specifications and test conditions

		Type A	Type B
Hydraulic diameter (mm)		232	
Number of blades	Impeller	27	
	Turbine	23	
	Stator	15	
Squash rate (%)		84	75
Stator blade's width (mm)		13.5	
Rotation speed of input shaft (rpm)		2500	
ATF temperature (°C)		85	

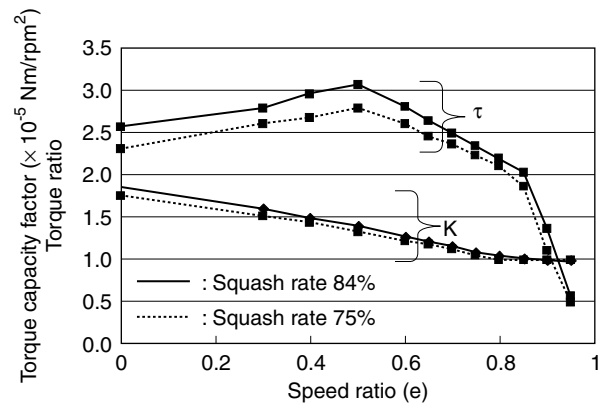


Fig.2 Influence of squash rate on torque converter performance

められる乱流エネルギー κ は、他の流体機械においては流体性能を低下させる剥離流や二次流れについて、実用上の目的に合致する精度で予測できることが知られている。そこでこの乱流エネルギー κ に着目し、偏平化にともなう特性変化の原因解析と定量的評価を行なうため、Table 1 に示す Type A と Type B のトルクコンバータについて運転頻度の高い速度比 $e=0.8$ における乱流エネルギー κ を計算した。この結果 Fig.3 の計算結果が示すように、偏平率が 84%から 75%に減少するのにもなう局所的な乱流エネルギー値の上昇を確認した。

さらに、Fig.3 に示す Type B の乱流エネルギー値が上昇している AA 断面について、流れの方向、流速を解析した。Fig.4の可視化例に示すように、乱流エネルギー値が上昇したタービンブレードの負圧側において二次流れが発生し、流速も低下していることがわかる。

またトーラス断面において、剥離、二次流れが増加する箇所を特定するため、Fig.5にオイルが循環する流路の長さ、と乱流エネルギーの関係を示す。横軸はオイルが循環する流路の全長と、ポンプ入口部から任意の場所までの距離の比を表す。Type A に対し Type B はタービン入口、タービン出口、ステータ入口及びポンプ入口で乱流エネルギーが上昇していることがわかる。

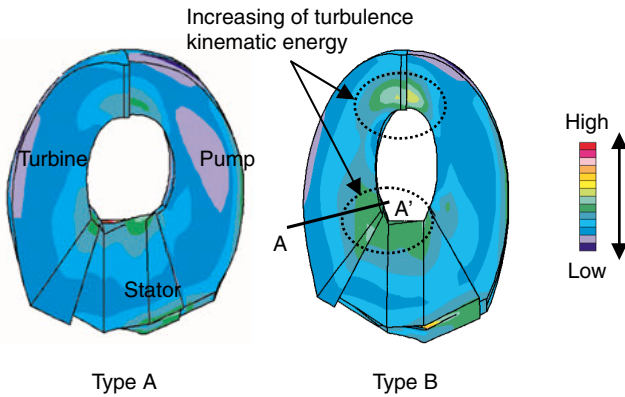


Fig.3 Calculation results of turbulence kinematic energy

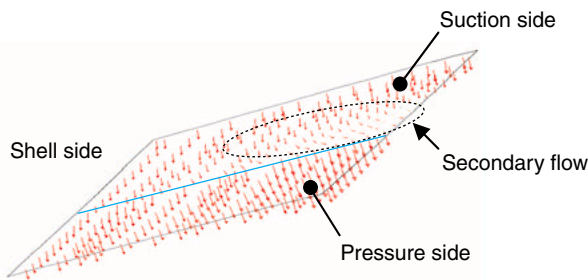


Fig.4 Flow visualization at section AA'

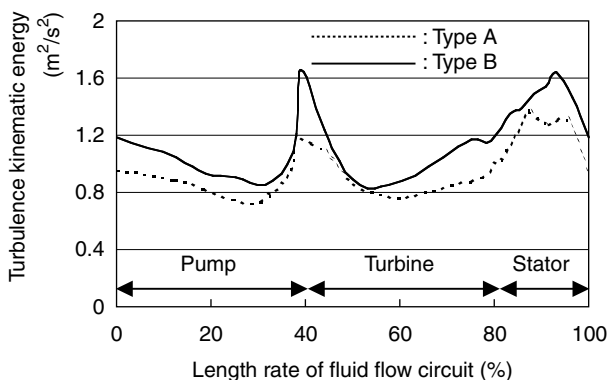


Fig.5 Relationship between turbulence energy and length rate of fluid flow circuit

以上の単体テストと数値計算によりトーラス断面の偏平化による容量特性、伝達効率の低下原因は、偏平トーラス断面の各ブレードの入口部周辺で発生する二次流れや剥離現象であり、乱流エネルギー κ の値により流体損失の定量的評価が可能であることを確認した。

5. ステータ薄型化の影響

5.1. 単体性能確認

Table 1 に示す Type A をベースに、ステータの翼幅のみを変化させて単体テストを行なった。トルクコンバータ

仕様及びテスト条件を Table 2 に示す。Type C のステータはType A のステータに対し羽根枚数が同一で、翼幅は軸方向に 2 mm 短縮しており、翼形状は翼幅の短縮率と同率で相似形に縮小している。Fig.6にトルクコンバータ特性の実測値を示す。ステータの翼幅が短縮した影響で、速度比 0.5 を中心に容量係数が増加、伝達効率が減少していることがわかる。

Table 2 Torque converter specifications and test conditions

	Type A	Type C
Hydraulic diameter (mm)	232	
Squash rate (%)	84	
Stator blade's width (mm)	13.5	11.5
Rotation speed of input shaft (rpm)	2500	
ATF temperature (°C)	85	

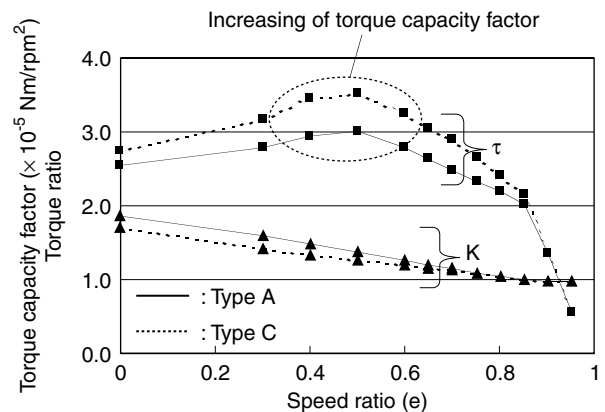


Fig. 6 Influence of decreasing of stator blade's width on torque converter performance

5.2. 数値流体計算によるステータ周りの流れ解析

前述の4.2.で用いた三次元数値流体計算を使用し、Table 2 に示す Type A と Type C について、容量変化のもっとも大きい速度比 0.5 におけるステータ周りの流れ解析を行なった。数値計算手法は前述の 4.2. と同様の手法である。ステータ周りの計算結果について、Fig.7 に示すようにステータのシェルとコアの中央にあたる一平面を取り出し、

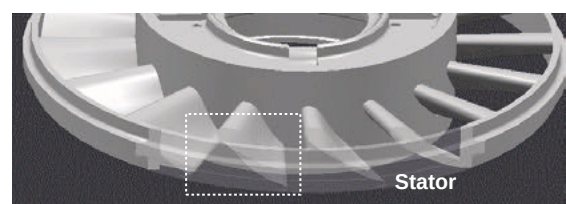


Fig.7 Visualization area

乱流エネルギーと速度ベクトルを表示したものがそれぞれ Fig.8 と Fig.9 である。

Fig.8 と Fig.9 から、Type A に比べ Type C のステータサククション面での乱流エネルギーは大きく増加しており、

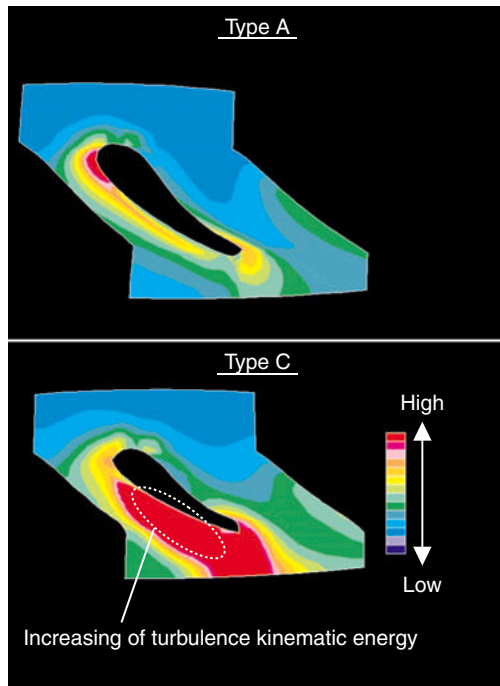


Fig.8 Calculation results of turbulence kinematic energy

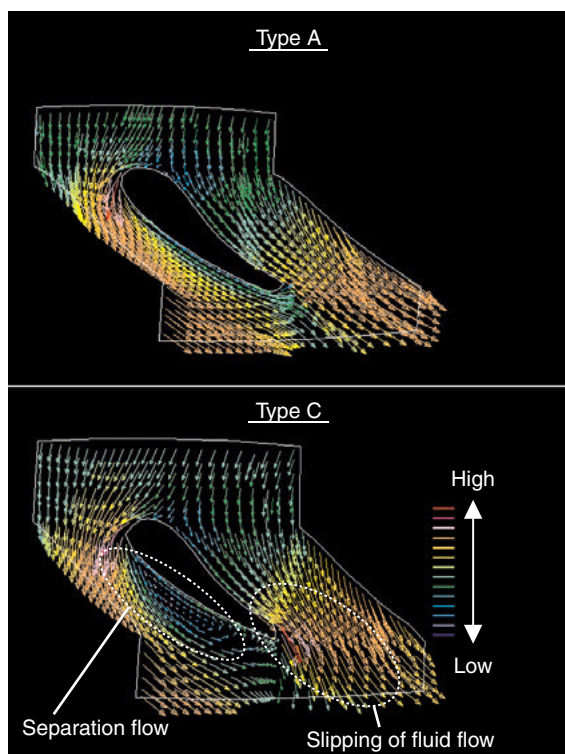


Fig.9 Calculation results of fluid velocity

Type C のステータサククション側では剥離現象が発生していることがわかる。さらに Type C のステータから流出されるオイル流がステータの設計出口角度に対し、ズレを生じて流出していることを確認した。一次元角運動量理論⁽⁴⁾からも、このステータ流出角度の変化がポンプに対し回転負荷を与え、結果的に伝達効率を低下させていることは明らかである。

以上の単体テストと数値解析により、ステータの薄型化に伴う山なりの容量特性の発生と伝達効率の低下は、ステータのサククション面で発生する剥離現象に誘発される流出角度の変化が主な原因であることを確認した。

さらに、トルクコンバータの各種設計パラメータを短時間で最適に設定する為に以下の手法を取り入れた。

6. 設計パラメータの最適化手法

実際にトルクコンバータを設計する際は、流路径、流路面積、羽根角度、バイアス角度、羽根枚数の膨大な設計パラメータの組み合わせについての検証が必要となる。計算格子生成、計算時間を考慮すると、全ての設計パラメータを三次元数値流体計算を用い検証するためには膨大な開発期間を要するため、偏平化の際に発生する内部流れの変化を反映した予測手法が必要不可欠であった。そこで一次元角運動量理論をベースとし、従来より弊社にて設計段階で活用されている簡易性能予測手法⁽⁵⁾⁽⁶⁾の更なる精度向上を図った。

この簡易性能予測法の中ではトルクコンバータ内部の損失は衝突損失と摩擦損失に分別され、トーラス断面の偏平化による二次流れ、剥離など流路内損失は摩擦損失 L_f として定義され、以下の式(1)で表現されている。式(1)の γ は比重量、 Q は循環流量、 h は損失ヘッドを表す。

$$L_f = \gamma \cdot Q \cdot h \quad (1)$$

さらに h は

$$h = \sum_{i=1}^3 h_i \quad (2)$$

$$h_i = \zeta_i \cdot \left[\frac{1}{2g} \right] \cdot \left\{ \frac{C}{\cos(\alpha_{i2})} \right\} \quad (3)$$

に分解される。

ここで、 ζ_i は損失係数、 g は重力加速度、 C は循環流速、 α は羽根角度、添え字 1・2・3 はそれぞれポンプ、タービン、ステータを示す。

ここで従来、過去のテストデータをもとに定義されていた損失係数 ζ_i に着目し、設計したトーラス断面ごとに三次元数値流体計算を行ない、計算結果であるポンプ発生トルク、タービン発生トルクをもとに ζ_i を補正するようにした。本手法を組み込みこんだ設計手順を Fig.10 に示す。

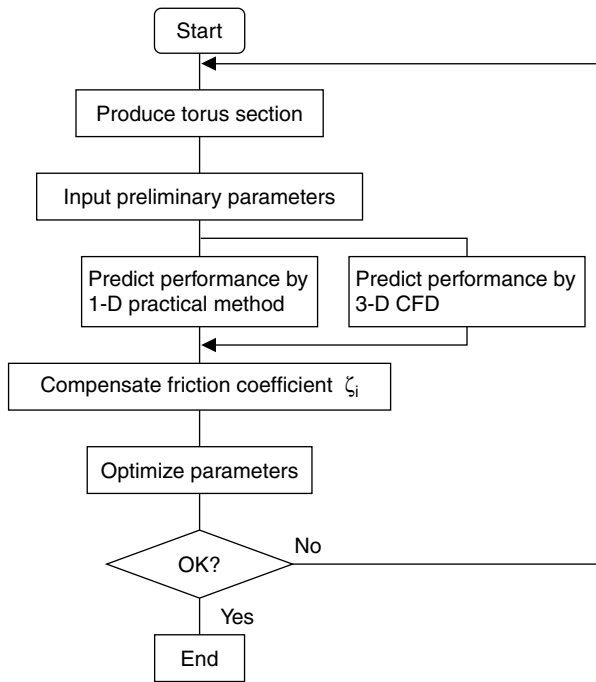


Fig.10 Summary of design process

7. 適用事例

解析から得た知見と Fig.10 に示す設計手順を用い開発された超偏平トルクコンバータについて述べる。Fig.11 に示す今回開発した超偏平トルクコンバータの偏平率は単体性能とトルクコンバータ全幅短縮目標を考慮し 65%とした。



Fig.11 Side view of developed torque converter

7.1. トーラス断面と羽根形状の設計

流体損失を軽減する目的で、ポンプとタービンの羽根角度、バイアス角度、羽根枚数、及び流路面積を最適化した。その効果度について、前述の Fig.5 で示した現行 2L エンジンクラスに採用されている Type A との乱流エネルギー値の対比を Fig.12 に示す。なお計算条件は Fig.5 と同様である。Fig.12 から明らかなように、新設計のトーラス断面

での乱流エネルギー値は現行モデルに対し流路全域にわたり減少しており、流体損失が軽減されていることがわかる。

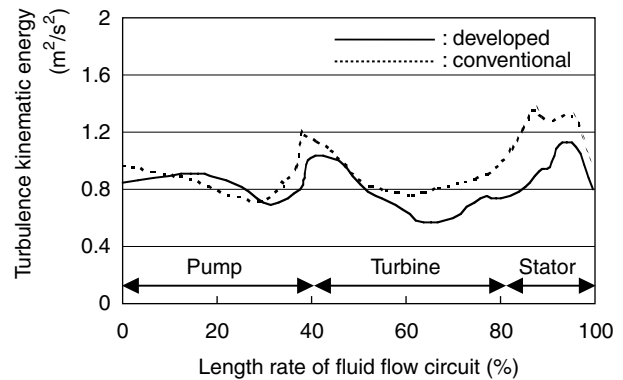


Fig.12 Relationship between turbulence energy and length rate of fluid flow circuit

7.2. ステータの最適化

薄型ステータのサクション面で発生する剥離現象にともなう流体のスリップを抑圧するため、Fig.13 のようにステータの羽根枚数、出入口角度、翼形状を新規に設計した。ステータの最適化により Fig.14 に示すように流体のスリップ現象は抑制され、フラットな容量特性を実現した。

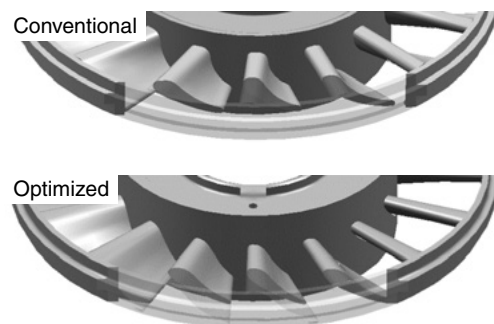


Fig.13 Comparison between conventional and optimized stator blades

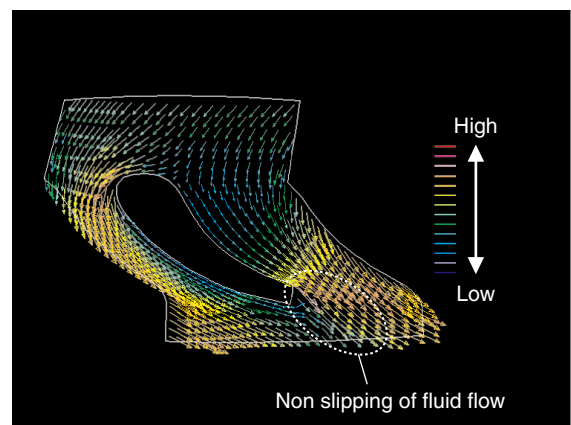


Fig.14 Calculation results of flow velocity around optimized stator

またトルクコンバータ特性実測の結果、本トルクコンバータの容量特性が現行モデルと同等であり、伝達効率も3%向上していることを確認した。

8. まとめ

単体テストと三次元数値流体計算により以下の内容が明らかになり、さらに一次元角運動量理論をベースとした設計パラメータの最適化手法を構築することで、トルクコンバータ性能を損なうことなく当社従来 2L エンジンクラス用のトルクコンバータに対し15%の軸寸法短縮を達成した。

- ① トーラス断面の偏平化による容量特性、伝達効率の低下原因は偏平トーラス内部で発生する二次流れや剥離現象であり、乱流エネルギー κ の値による定量的な評価が可能である。
- ② ステータの薄型化にともなう山なりの容量特性の発生と伝達効率の低下は、ステータのサクシオン面で発生する剥離現象に誘発される流出角度の変化が主な原因である。

最後に本トルクコンバータを共同開発していただいた(株)ユタカ技研の北嶋晃氏、斉藤潔氏及び関係者の方々、また(株)エフ・シー・シーの坪井彰氏、河村悟志氏及び関係者の方々に深く感謝の意を表します。

9. 参考文献

- (1) Klaus,B., Ronald,D.F., et.al.: The Flow Field Inside an Automotive Torque Converter: Laser Velocimeter Measurements, SAE Paper 960721
- (2) Watanabe,H., Kurahashi,T.: Flow Visualization and Measurement of Torque Converter Stator Blades Using a Laser Sheet Lighting Method and a Laser Doppler Velocimeter, SAE Paper 970680
- (3) Marco,C., Sreenadh,J.: Fluid Flow In an Automotive Torque Converter: Comparison of Numerical Results with Measurements, SAE Paper 950673
- (4) 石原智男ほか:流体伝動装置の設計, 東京, オーム社, p.29-37 (1967)
- (5) Abe,H., Miyoi,N., et.al.: Practical Simulation Method by Compensating the Outlet Flow Angle of a Stator, FISITA, p.16 (1996)
- (6) 安部浩也ほか:トルクコンバータにおけるステータ翼列流出角修正による簡易性能予測法, 自動車技術会, 学術講演会前刷集, No951, p.121-124 (1995)

■ 著 者 ■



安部 浩也



丸山 徹郎



坂藤 征利

トランスミッション用外接はすば歯車の 歯元曲げ応力予測技術の実用化

Application of Helical Gear Tooth-Root Bending Stress Simulation for Automotive Transmission

卯月千秋* 平岡昌巳* 中田雅之*
Chiaki UZUKI Masami HIRAOKA Masayuki NAKADA
館野義和* 水野孝樹*
Yoshikazu TATENO Kohki MIZUNO

要 旨

ミスアライメントや歯面形状の影響を考慮してはすば歯車の歯元曲げ応力予測が出来る「久保プログラム」を導入し、トランスミッションの実機におけるはすば歯車の歯元曲げ応力を設計の初期段階に短時間で、精度よく予測出来る技術を構築した。このツールシステムを「GRANPLI」と名付けた。実機のミスアライメントは、駆動・被動歯車の各々の低回転での挙動を独自のギャップセンサーを用いて測定し、負荷に対するミスアライメントマップを作成した。特に、変速歯車の軸方向位置や最終減速歯車とデフケースの位相等に着目した。GRANPLIによる計算結果の妥当性は、実機の歯車にひずみゲージを貼り付けて測定したデータと比較することで確認した。

ABSTRACT

This technique adopted Professor Kubo's program, which is capable of simulating tooth-root bending stress in helical gears while taking account of the effects of misalignment and tooth surface modification. A technique was created that is capable of simulating helical gear tooth-root bending stress in an actual automotive transmission accurately and in a short time at the first stage of design. The resulting tool was named GRANPLI. Misalignment in actual transmissions was measured using independent gap sensors for drive gear and driven gear behavior at low revolution speeds, and a misalignment map was created with respect to the loads. Particular attention was paid to the position of the primary reduction gear with respect to shaft orientation, the phase angle of the final reduction gear and the differential case, and so on. The appropriateness of calculation results obtained by GRANPLI was confirmed through comparison with data from measurements by a strain gage attached to gear in an actual automotive transmission.

1. まえがき

近年の自動車用トランスミッション(以下トランスミッション)においては、静粛性の向上の要求と共に、燃費向上のための軽量・コンパクトの要求が高まってきている。

また、SUV(スポーツユーティリティークル)に代表されるセダン系の乗用車よりも高重量な車両の開発ニーズが増え、歯車をはじめとする伝達系部品への負荷もますます

高くなってきている。

現実にトランスミッションの実機における定負荷疲労耐久実験終了後の歯車歯面を確認すると、かみあい状態が片当たりの傾向を持つものも少なくなく、特に負荷が最も高い最終減速歯車では歯面形状の影響やミスアライメントを考慮して歯車の強度予測が出来る計算手法が求められている。

さらには、開発期間の短縮により、設計の初期段階から

*栃木研究所

歯車の早期熟成可能なツールが必要となってきた。

筆者らは、歯車のかみあい時におけるメカニズム解析を行い、トランスミッション用外接はすば歯車のかみあい変動解析の研究を進めてきた。

2. 従来歯車強度予測技術

従来、トランスミッションでは外接はすば歯車の歯元曲げ応力を予測するにあたり、機械学会式、AGMA式、BS式、ISO式、JGMA式、DIN式等が用いられているが、曲げ強さ計算式の基本思想は共通するものである⁽¹⁾。

これらの計算式を用いて歯車の応力を予測する場合、ミスアライメントや歯面形状を考慮することが出来ない。ミスアライメントとは、歯車の運転状態における歯車軸の平行度誤差のことをいい、トランスミッションの実機においては荷重の伝達方向やハウジング、軸受、軸、歯車の剛性やガタ等、数多くの要因により多種多様の変化をするため、歯元曲げ応力に大きな影響を与える。よって、把握しておかなければならない重要な項目の一つであるが、レイアウトの検討を行なう設計の初期段階からミスアライメント予測することは困難である。

そのため現状では、計算結果に対し判断基準に場合分けを設け運用しており、多くの時間を費やしている。

また、最近では有限要素法(Finite Element Method 以下FEM)を用いることによって入力条件としてミスアライメントを考慮する手法もあるが、設計の初期段階で用いるには計算時間を要するため最適とは言えない。

そこで、設計の初期段階からミスアライメントを予測する手法の一つとして、レイアウトや構成部品等条件別による負荷に対するミスアライメントマップを作成した。これを京都大学久保教授らが作成したプログラム(以下久保プログラム)に組み込み、ミスアライメントを考慮した歯元曲げ応力を予測出来るようにした。このツールシステムを「GRANPLI(Gear ANalyzing Program for Loading Influence)」と名付けた。

3. GRANPLI の開発

3.1. 久保プログラムの導入

駆動歯車の被動歯車に対する回転遅れをかみあい進行に伴い変化させ、ミスアライメントや歯面形状も考慮して、歯車に発生する各種応力等を求めることの出来る久保プログラムを、トランスミッション用外接はすば歯車で多く存在する駆動・被動歯車で歯たけが異なる諸元、歯幅方向にずれてかみあう諸元に対応出来るよう久保らと共同で改良し、導入した。

久保プログラムは、かみあい進行にともなう歯面荷重分布状態の変化については久保^{(2)~(4)}・梅澤^{(2), (5)~(8)}らの理

論と実験結果を基に作成された関数を用いている。また、歯車の歯元曲げ応力算出にはモーメントイメージ法と会田・寺内の式⁽⁹⁾を用いている。

3.2. プログラムの改良

このプログラムの基礎となるはすば歯車の1本の接触線上の荷重分布を表わす積分方程式は式(1)である⁽²⁾。

$$\int_0^{L(t)} K_b(x, \xi) p(\xi) d\xi + K_c(x) p(x) = \delta_0(x) = \{\Delta - e_{(x)}\} \cos \beta_g \quad (1)$$

t : 歯車の相対回転角度位置

$L(t)$: t の位置にある接触線の長さ

x : 接触線上のたわみ測定座標

ξ : 接触線上の荷重作用点の座標

$K_b(x, \xi)$: かみあう一対の歯の曲げせん断たわみの影響関数(以下たわみの影響関数)

$K_c(x)$: かみあう一対の歯の接触による近寄りの影響関数

$p(\xi)$: 分布荷重

$\delta_0(x)$: x 点における歯の対のたわみ

Δ : 被動歯車の駆動歯車に対するおくれ角を、作用線上の距離に換算した値(軸直角)

$e_{(x)}$: かみあう一対の歯の x 点における合成誤差(軸直角)

β_g : 基礎円筒上ねじれ角

ここで、たわみの影響関数(K_b)は、梅澤らによる差分法による有限ラックの計算解及び実験をベースとした式(2)⁽⁶⁾で表わされる。

＜たわみの影響関数＞

$$K_b(x, y, \xi, \eta) = U \frac{v(F)}{\sqrt{F(|x-\xi|)G(|y-\eta|)}} \sqrt{F(x')} \sqrt{F(\xi')} \sqrt{G(y)} \sqrt{G(\eta)} \quad (2)$$

$$\bar{r} = \sqrt{\bar{x}^2 + \bar{y}^2}$$

x : 歯幅方向のたわみ測定座標

ξ : 歯幅方向の荷重作用点の座標

y : 歯たけ方向のたわみ測定座標

η : 歯たけ方向の荷重作用点の座標

U : たわみの絶対値

$v(r)$: たわみの特性関数

$F(x)$: 歯幅方向の荷重点直下のたわみ特性

$G(x)$: 歯たけ方向の荷重点直下のたわみ特性

$\bar{x}$: バーの付いた値は歯たけで基準化した値を示す
($\bar{x} = x/h$ h : 全歯たけ)

たわみの影響関数内の F , G 等の各式の内容は、久保プログラムでは、各種機械の歯車破損事例に合うように式及び数値共、実験を基に修正が加えられている。著者らは自動車用小歯輪歯車に限定し、さらに、以下の項目について実験や FEM により係数を見直した。

① 梅澤らの測定⁽⁶⁾では確認されていないトランスミッションで用いられる 20° 以下のような低圧力角歯車で
の補正係数。

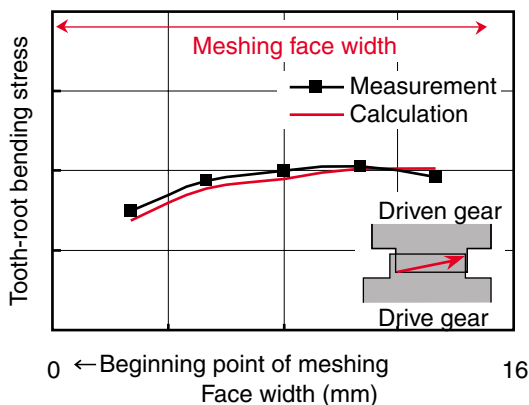
② 小歯幅歯車における歯端の不全部の剛性を示す係数。

これら係数を、ミスアライメントを無視できる剛性の高い歯車単体試験を用いて、歯車のかみあい幅を変化させた場合の歯元曲げ応力測定により検証を行なった。

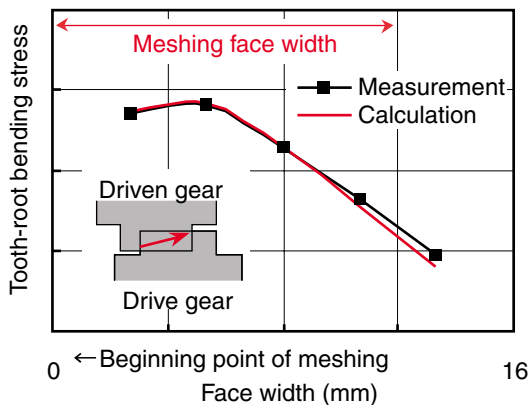
この試験に用いた歯車諸元を Table 1 に、歯車のかみあい幅を(a)15mm、(b)11mmと変化させたレイアウトにおける駆動歯車での検証結果を Fig.1 に示す。

Table 1 Specification of gears used in experiments

	Drive	Driven
Normal module	2.00	
Standard pressure angle ($^\circ$)	17.5	
Number of teeth	30	30
Face width (mm)	16.0	15.0
Helix angle ($^\circ$)	36.0	



(a) Meshing face width: 15mm



(b) Meshing face width: 11mm

Fig.1 Calculation result of tooth-root bending stress distribution

実測結果と計算結果は良い一致が得られ、係数の設定は妥当であることが確認出来た。

3.3. ミスアライメントマップの作成

3.3.1. 実機におけるミスアライメント測定条件

実際にトランスミッションの開発に本プログラムを活用していくためには、トランスミッションの実機におけるミスアライメントを予測する必要がある。

本報告では、供試体に当社で開発したFF車用のギアコーザ方式5速マニュアルトランスミッションを用いて行なった測定から、ミスアライメントマップを作成した手法について記す。

このトランスミッションでは、最終減速機構に、Fig.2のような外接はすば歯車とコンベンショナルデファレンシャルケース(以下デフケース)を使ったシステムが用いられており。このデフケースは、構造上、開口部と非開口部があるため両者は剛性が異なる。この剛性の違いにより回転位相によって最終減速歯車のミスアライメントが変動してくる。

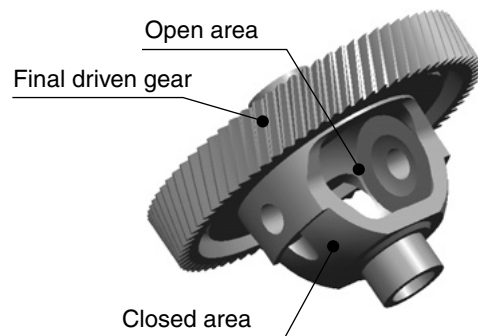


Fig.2 Conventional differential case

このように回転位相により変動するミスアライメントを把握するため、Fig.3のような、トルクコントローラで負荷を吸収する試験装置を用いて、極低回転で最終減速歯車の挙動を測定した。

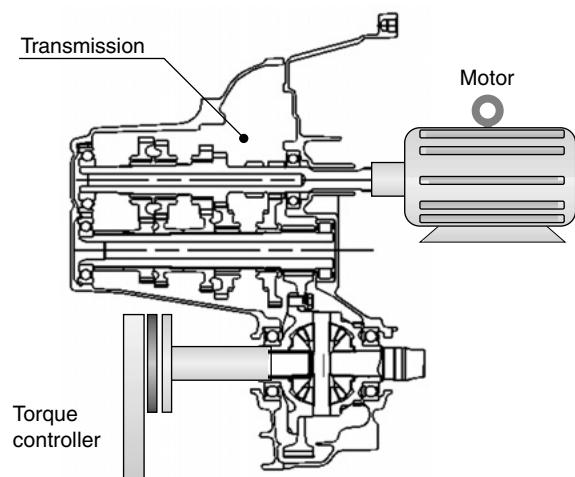


Fig.3 Conceptual figure of examination equipment

供試歯車は、Table 2 に示す諸元のものを用いた。

Table 2 Specification of gears used in experiments

	Drive	Driven
Normal module	2.25	
Standard pressure angle (°)	17.5	
Number of teeth	18	79
Face width (mm)	37.5	33.0
Helix angle (°)	29.0	

3.3.2. ミスアライメント測定

ミスアライメントは、歯車の変位量を渦電流式のギャップセンサーを用いて測定する手法で行った。

また、測定は定盤基準で行い、ハウジング、軸受、軸、歯車をすべて含んだ状態での相対ミスアライメントとして測定を行った。

供試歯車である最終減速歯車とギャップセンサーはFig.4のようなレイアウトとなっている。

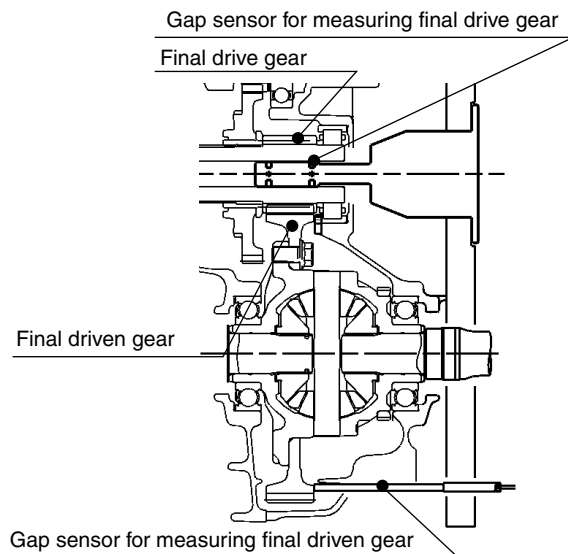


Fig.4 Detail view of final gears

最終減速駆動歯車の場合、本レイアウトでは歯車端面からの測定は不可能なため、軸内の挙動を測定した。

変位の測定箇所は軸方向にかみあい始め側とかみあい終わり側の2箇所について行ない、円管としての相対移動量をミスアライメントとした。

最終減速被動歯車に関しては、歯車の端面の変位を円周方向数箇所、特にかみあい部近辺は、歯車自身のたわみ成分を把握するために集中的に測定した。

これらのミスアライメント測定により、Fig.5のような最終減速駆動歯車、被動歯車それぞれの変位データが得られる。

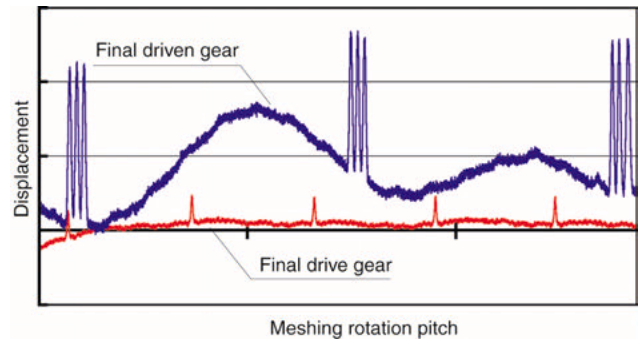


Fig.5 Displacement by meshing rotation pitch

波形の中のスパイク部は、それぞれの歯車の回転位相を特定するために設けたけがきである。このスパイク部によりデフケースの位相角を判断することが出来る。

3.3.3. ミスアライメントの座標系

ミスアライメントの座標系は、久保らによる定義を元にFig.6 のように設定した。

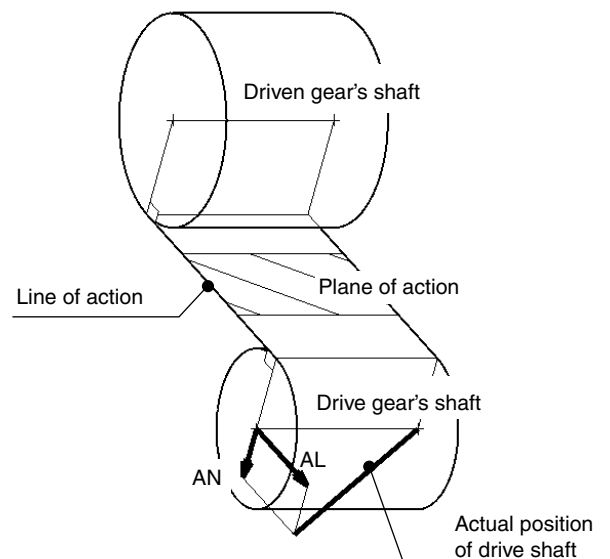


Fig.6 Definition of misalignment

被動歯車軸を基準として駆動歯車軸が偏心した時、駆動歯車軸のかみあい終わり側軸端から見たかみあい始め側軸端のかみあいの作用面方向成分をAL、作用面直角方向成分をANと表わされる。ただし、被動歯車軸より遠ざかる方向を正とする⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾。

次に、ALとANが噛み合いに与える影響を考える。理想歯面上のある点が歯車の回転によって作用面上に達したとき、実際の歯面上の対応する点が作用面上のあるべき位置から作用線の距離でどれだけ離れているかを、その点の誤差値と定め、作用面上の当該点においてこの誤差値を縦軸にとると、歯面全体の持つ誤差によって、ある一つの曲面が形成される。この作用面上で定められる曲面を、歯面

形状の誤差曲面とし、Table 2で示す最終減速歯車諸元で誤差曲面を計算すると Fig.7 のようになり、AL は誤差曲面へ与える影響が大きく、ANは誤差曲面へ与える影響は極端に小さい⁽¹¹⁾。

Fig.7 に、ALを50 μm としたときの誤差曲面を(a)、ANを50 μm としたときの誤差曲面を(b)に示す。ただし、歯面の修整がない形状で計算した。

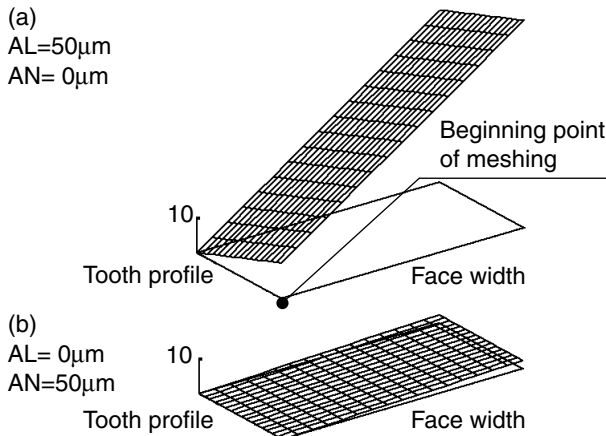


Fig.7 Error surface

実際のかみあい歯面の挙動を考えてみる。ALが変化することはかみあい歯面が歯幅方向に傾いてあたる、すなわち、片あたりを助長する挙動である。しかし、ANが変化することとは、かみあい歯面としてはほぼ平行を保ったままかみあい面積が減少する挙動となる。このことは強度の観点では、設計の初期段階において AN は十分無視出来るパラメータとなると考える。

3.3.4. 最終減速駆動歯車のミスアライメント

最終減速駆動歯車においては、変速歯車と最終減速歯車が同時にかみあっているため、各々の伝達荷重の比、軸の軸受支持間隔と各歯車の位置による荷重方向の違いが変位に与える影響が異なってくると考えられる。

そこで最終減速駆動歯車の変位を測定するにあたり、変速歯車が第1変速、第3変速、第5変速それぞれの場合に着目し試験を行なった。変速歯車は、Table 3に示す諸元のものを用いた。

Table 3 Specification of gears used in experiments

	1st gear	3rd gear	5th gear
Normal module	2.00	1.75	1.75
Standard pressure angle (°)	17.5	17.5	17.5
Gear ratio	3.266	1.212	0.738
Helix angle (°)	33.4	36.0	36.0

トランスミッション内での各変速歯車と最終減速歯車の配置を Fig.8 に記す。

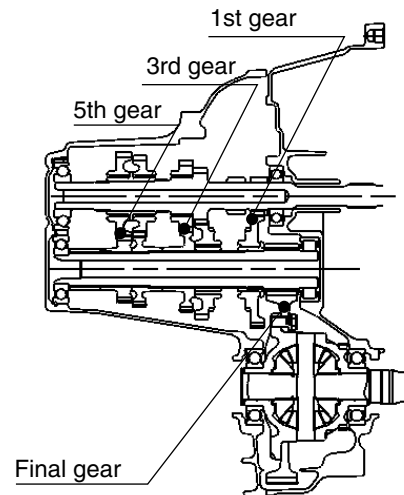


Fig.8 Position of the primary reduction gear

各変速歯車を動力伝達歯車としたときの軸内の挙動を測定結果と FEM による計算結果を Fig.9 に記す。

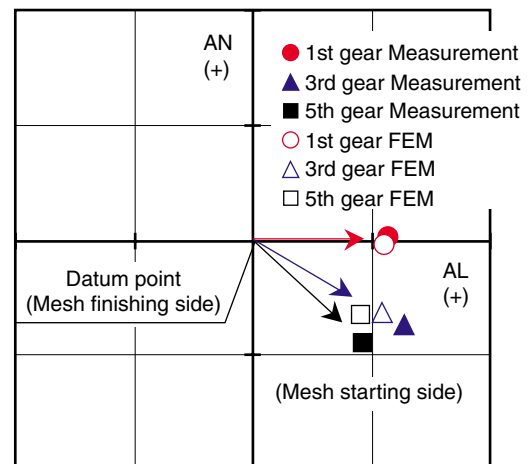


Fig.9 Final drive gear position which carried out displacement

これは、歯幅におけるかみあい終わり側位置を原点基準とした時のかみあい始め位置が相対移動した位置を示したものである。負荷に関しては減速駆動歯車上で一定となる条件で比較する。

FEMでの結果と整合が確認出来たため、妥当な結果と言える。

最後に、横軸にトルク、縦軸に第一変速歯車の誤差曲面へ大きく影響する AL の変化を Fig.10 に示す。

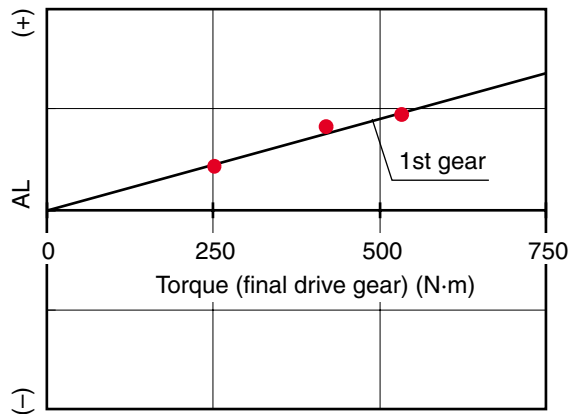


Fig.10 Misalignment map (Final drive gear)

これより、ミスアライメントは、本試験の測定トルク範囲において一次的に変化することがわかり、この線図を最終減速駆動歯車のミスアライメントマップとする。

3.3.5. 最終減速被動歯車のミスアライメント

デフケースの開口部中央、非開口部中央それぞれがかみあっているときの最終減速被動歯車端面の変位量を Fig.11 に記す。ここで 0° は、かみあい位置を示す。

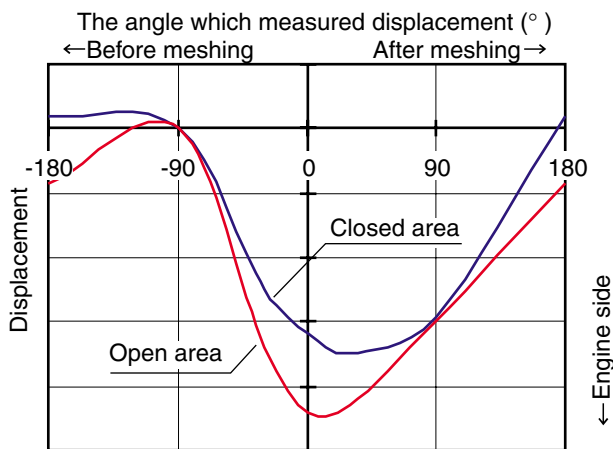


Fig.11 Final driven gear's displacement

これより、かみあいの前後で歯車が最も倒れていることが確認出来る。さらに、デフケースの開口部がかみあっている時と非開口部がかみあっている時とでは、両者の歯車端面の変位は異なることも確認出来る。

次に、デフケースの位相角による歯車端面の変位をALとして Fig.12 に記す。ここで、デフケース位相角 0° は開口部中央がかみあっているとき、符号正が回転進行方向の角度とし、線対称構造なので $\pm 90^\circ$ の範囲で表示する。

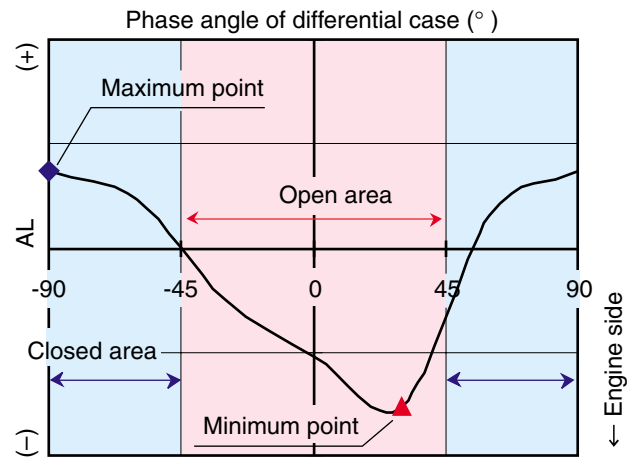


Fig.12 Misalignment of final driven gear by the phase angle of differential case

これより、ミスアライメントは、デフケースの回転位相によりに正負が逆転するほど変化することがわかる。また、このミスアライメントは、非開口部中央で最大、開口部の回転進行側端部で最小となる。

最後に、横軸をトルク、縦軸に AL の変化で表示し、最終減速被動歯車のミスアライメントマップにすると Fig.13 のようになる。

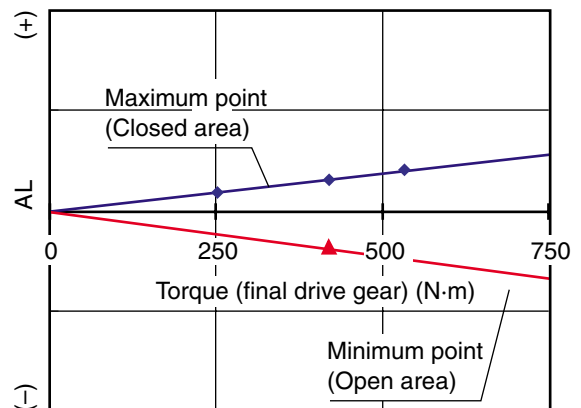


Fig.13 Misalignment map (Final driven gear)

これより、最終減速被動歯車においてもミスアライメントは、本試験の測定トルク範囲において一次的に変化することがわかる。また、位相角が異なる時のミスアライメントは、この範囲で変動していることになる。

3.3.6. 最終減速歯車相対ミスアライメント

Fig.10 と Fig.13 で示した2つのミスアライメントマップを合成すると、Fig.14 のような最終減速歯車としての相対ミスアライメントマップが作成出来る。

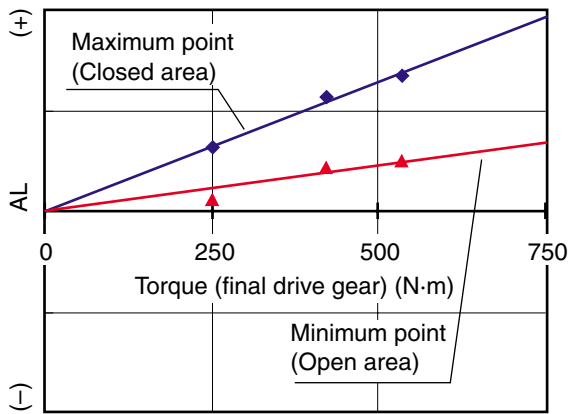


Fig.14 Misalignment map (Final gear)

4. GRANPLI の妥当性検証

4.1. GRANPLI の検証手法概要

GRANPLIの検証は、実測した歯元曲げ応力と比較することにより行なう。

実測にはミスアライメント測定と同時に行なった歯元曲げ応力測定結果を用い、GRANPLIによる計算結果は、ミスアライメントマップから得られた AL と実測した歯面の形状を考慮したものを用いる。

4.2. 歯元曲げ応力測定

歯元曲げ応力は、実際にかみあう歯面の歯元にひずみゲージを貼り付け、引っ張り側の歯元曲げ応力を測定した。測定箇所は、かみあい歯面の歯たけ方向に関してはH.Hoferの30°接線法で決定される危険断面位置に、歯筋方向に関してはFig.15に示すように均等間隔に3枚、歯直角方向にゲージ長さ0.2mmのひずみゲージを貼り付けた。

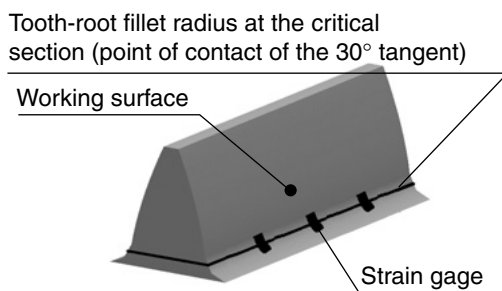


Fig.15 Strain gage attachment position at final drive gear

歯元曲げ応力測定のデータをFig.16に、同時に行なったミスアライメント測定データと併記する。

これら波形の回転進行による位置関係で、歯元曲げ応力測定時のデフケース位相角を特定することが出来る。

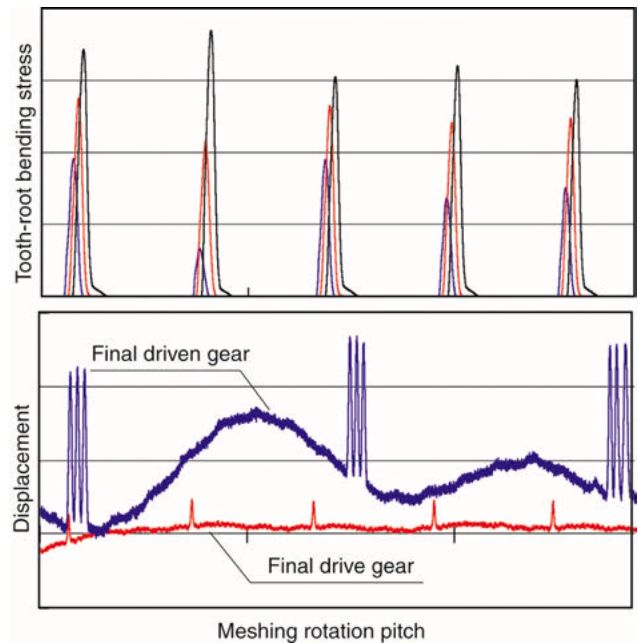


Fig.16 Displacement and bending stress at tooth-root by meshing rotation pitch

4.3. 計算条件

計算は以下の条件で検証を行なった。

ミスアライメントは、ミスアライメントマップより得られた歯元曲げ応力を測定した時のトルクでの値を用い、比較として、ミスアライメントがない条件でも計算を行なった。

また、歯面の形状についても、実測同等の条件で計算をする必要があるため、Fig.17に示す実測した歯面形状データ(a)最終減速駆動歯車、(b)最終減速被動歯車を用いた。

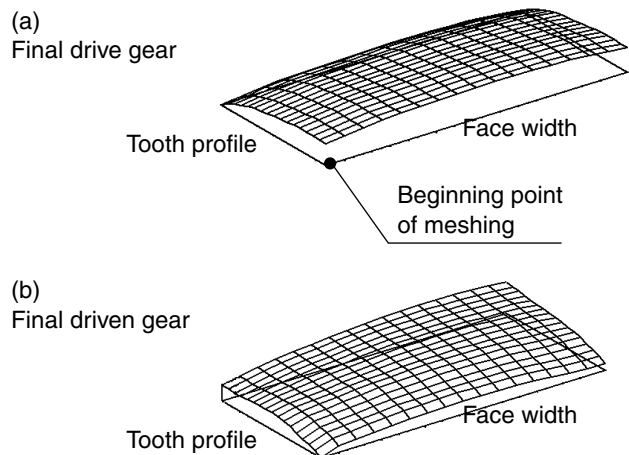


Fig.17 Modified tooth flank of test gear

4.4. 計算結果

同一負荷条件下における計算結果の歯元曲げ応力の歯幅に対する分布を駆動側について、ミスアライメント最大の時を Fig.18(a)、ミスアライメント最小の時を Fig.18(b) に表示する。

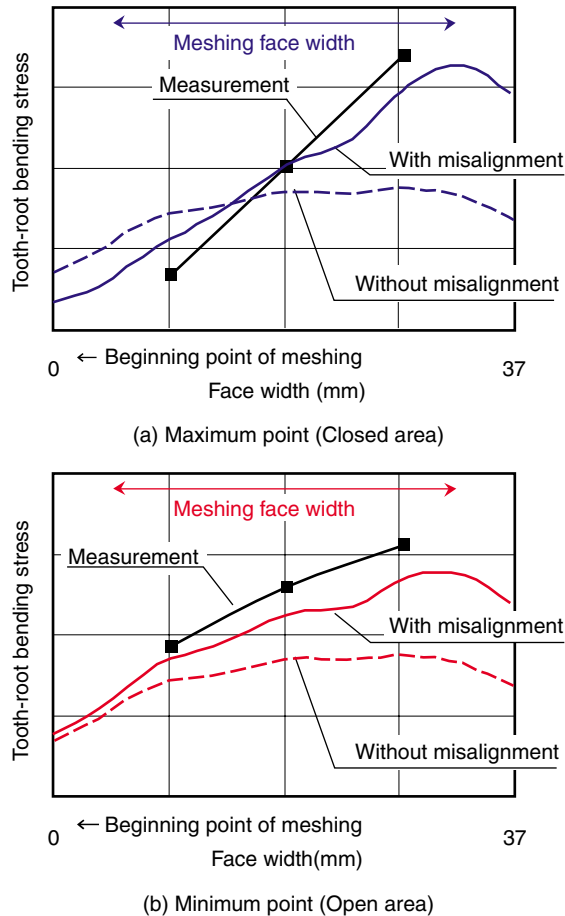


Fig.18 Calculation result of tooth-root bending stress distribution

ミスアライメントを考慮しない場合の計算歯元曲げ応力は、かみあっている範囲の歯幅に対して均等に分布しているのに対し、実測した応力分布はかみあい終わり側に最大歯元曲げ応力が発生している。しかし、ミスアライメントマップから得られたミスアライメント量を考慮すると、実測同様、かみあい終わり側で最大歯元曲げ応力が発生する分布となり、精度良く再現出来ることが確認出来た。

また、デフケースの開口部、非開口部を比較すると、両者のミスアライメントマップの傾きが歯元曲げ応力分布に反映されていることがわかる。

よって、このミスアライメントマップは妥当であることが確認出来た。

4.5. ミスアライメントマップの応用

次にミスアライメントマップの応用性について検証を行

なう。ミスアライメントマップの傾きは、トランスミッションの実機における剛性やガタ等の諸条件により変化する。状況に応じたミスアライメントマップを作成することで、レイアウトの異なるトランスミッションへの応用が可能となると考えられる。

ここで、既出の供試体とは異なる、FF車用のジアコーザ方式4速オートマチックトランスミッションの最終減速歯車を用いて行なった試験で検証する。本供試体は、最終減速被動歯車は既出の供試体と同一のシステム、剛性を有するためミスアライメントマップは同一のもの(Fig.13)を使用できるが、最終減速駆動歯車は軸の配置や各変速歯車の位置が異なるため、Fig.19 で示すミスアライメントマップとなり、最終減速歯車の相対ミスアライメントマップは Fig.20 のようになる。

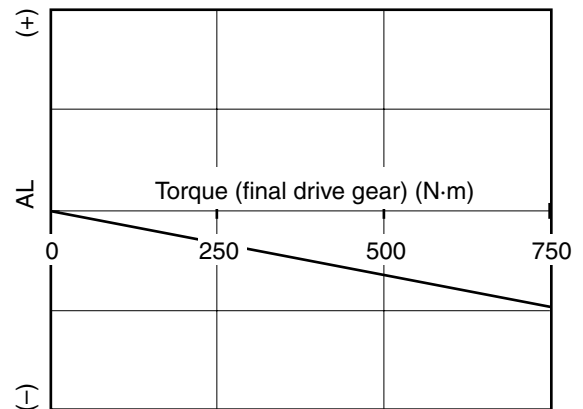


Fig.19 Misalignment map (Final drive gear)

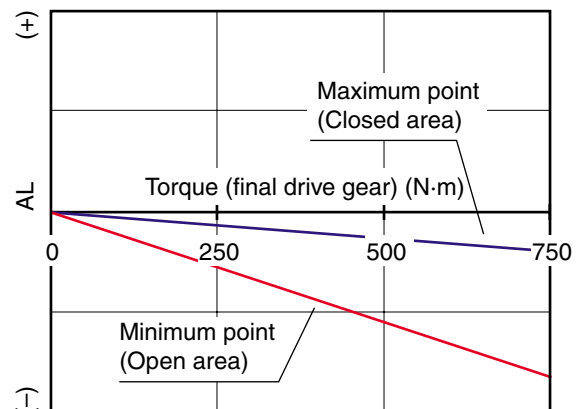


Fig.20 Misalignment map (Final gear)

このミスアライメントマップを用いた GRANPLI の計算結果を、最終減速被動歯車を用いて行なった歯元曲げ応力測定の結果と比較し、ミスアライメント最大の時を Fig.21(a)、ミスアライメント最小の時を Fig.21(b) に表示する。

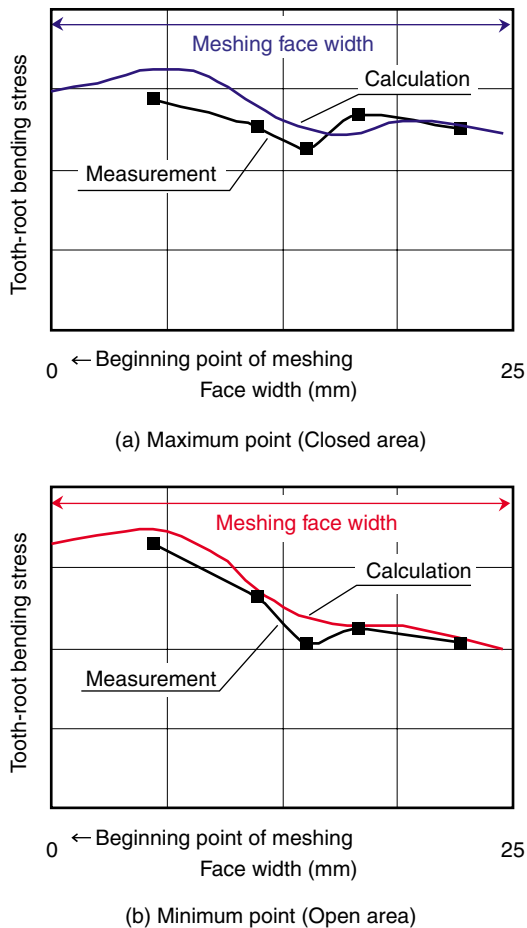


Fig.21 Calculation result of tooth-root bending stress distribution

ミスアライメントマップを用いた応力分布の計算結果は、実測を精度良く再現できていることから、レイアウトの異なるトランスミッションにおいても応用が可能であることが確認出来た。

5. まとめ

ミスアライメントや歯面形状の影響を考慮して歯車の歯元曲げ応力予測が出来る久保プログラムを、自動車用諸元に対応出来るように久保と共同で改良し、導入した。歯元曲げ応力に大きく影響してくるミスアライメントについては、歯車の挙動を測定することで、負荷に対するミスアライメントマップを作成した。このミスアライメントマップを用いることで、設計の初期段階に短時間で、精度よく歯車の歯元曲げ応力を予測出来るようにし、このツールシステムを「GRANPLI」と名付けた。

GRANPLIによる計算結果の妥当性は、実測した歯元曲げ応力のデータと比較することで確認した。

また、諸条件によりミスアライメントマップの傾きは変化するが、状況に応じた最適なミスアライメントマップを

用いることでレイアウトの異なるトランスミッションへの応用も可能である。

今後は、トランスミッションの設計の初期段階から歯車の諸元や歯面の修整量を早期熟成するためのシステムとして活用していく。

6. 謝辞

本研究を進めるに当たり、プログラムの改良や多大なる助言をいただいた京都大学工学部久保愛三教授をはじめとする久保研究室の方々に深く感謝の意を表します。また、多大なる助言をいただいた東京工業大学精密工学研究所故梅澤清彦教授、北條春夫教授をはじめとする北條研究室の方々に深く感謝の意を表します。

参考文献

- (1) 日本機械学会：歯車強さ設計資料，東京，日本機械学会，昭 54，205p
- (2) 久保愛三，梅沢清彦：誤差を持つ円筒歯車の荷重伝達特性に関する研究(第1報，基礎的考察)，日本機械学会論文集(第3部)，43 巻，371 号，p.2771-2783，(昭 52-7)
- (3) 久保愛三：誤差を持つ円筒歯車の荷重伝達特性に関する研究(第2報，歯車の精度が静的歯元応力に及ぼす影響)，日本機械学会論文集(第3部)，44 巻，378 号，p.701-711，(昭 53-2)
- (4) 久保愛三，上野拓，金晶立，有浦泰常，中西勉：歯当たりと歯車の性能に関する基礎的研究(第1報，基礎的考察)，日本機械学会論文集(C編)，51 巻，467 号，p.1559-1567，(昭 60-7)
- (5) 梅澤清彦，石川二郎：歯車の歯面接触による近寄り，日本機械学会論文集(第3部)，38巻，315号，p.2979-2987，(昭 47-11)
- (6) 梅澤清彦：はすば歯車の負荷かみあい試験(第1報，たわみの近似式)，日本機械学会論文集(第3部)，38巻，308 号，p.896-904，(昭 47-4)
- (7) 梅澤清彦：はすば歯車の負荷かみあい試験(第2報，曲げモーメント分布の近似式)，日本機械学会論文集(第3部)，38 巻，310 号，p.1602-1608，(昭 47-6)
- (8) 梅澤清彦：はすば歯車の負荷かみあい試験(第3報，被動歯車の遅れ)，日本機械学会論文集(第3部)，40巻，330 号，p.576-584，(昭 49-2)
- (9) 会田俊夫，寺内喜男：平歯車の曲げ応力について，日本機械学会論文集(第3部)，27巻，178号，p.853-876，(昭 36-6)
- (10) 久保愛三，野中鉄也，今村隆昭：はすば歯車のアライメントの狂いによる等価歯面形状誤差と振動励振力，

日本機械学会通常総会講演会講演論文集, Vol.68th,
No.Pt C. p.149-151, (1991)

- (11) 今村隆昭：歯車のアライメント変化に起因する合成誤差曲面の変化, 及び, 歯車運転状態に対するその影響,
京都大学 工学部 精密工学教室 学士論文(昭 62-3)

■ 著 者 ■



卯月 千秋



平岡 昌巳



中田 雅之



館野 義和



水野 孝樹

スリップ制御による車両のスタビリティとステアアビリティの向上

Improvements in Vehicle Stability and Steerability with Slip Control

金 圭 勇*
Keiyu KIN

矢 野 修*
Osamu YANO

占 部 博 之*
Hiroyuki URABE

要 旨

車両のスタビリティ(安定性)とともにステアアビリティ(操舵特性)も同時に向上させるために、車体スリップ角、路面摩擦係数、タイヤサイドフォース等車両運動パラメータを正確にかつリアルタイムに推定し、4輪スリップ制御を用いて車両運動を最適化するロジックを構築した。制御効果は氷雪路テスト結果に明確に現われロジックの妥当性が証明された。

ABSTRACT

To improve vehicle stability in unison with steerability, vehicle dynamic parameters such as vehicle slip angle, road friction, and tire side forces were precisely estimated in a moment, and utilizing four wheel slip control a logic for optimizing vehicle dynamics was formulated. Tests on ice- and snow-covered roads demonstrated the effectiveness of the control, and confirmed the validity of the logic.

1. まえがき

98年に登場したホンダ VSA (Vehicle Stability Assist)⁽¹⁾は、FF車のスタビリティ向上を目的に前2輪ブレーキ制御を基本技術として開発され現在も進化しつつある。しかし、さらにステアアビリティも両立しかつFF車以外にも適用するためには、4輪全てのスリップを最適に制御可能な技術として発展させることが重要である。本研究では、VSAの性能向上を目標に課題と達成手段を示し、実車による証明をする。制御は4輪ブレーキアクチュエータを用いたスリップ制御とエンジントルク制御である。テスト車はFR車を用い、テストコースは制御効果の高い氷雪路面に限定した。

2. 研究目標

VSAは前2輪のスリップ制御をベースにして車両のヨーレートが規範値を超えた場合にフロント外輪に適正ブレーキをかけて過剰モーメントを抑制する安定化制御である。本研究ではさらに一歩進めて、安定性だけではなくあらゆる路面において可能な限りタイヤのグリップを確保することで、Fig.1に示すような操舵に忠実で回避性にすぐれたハンドリングの実現を目指した。

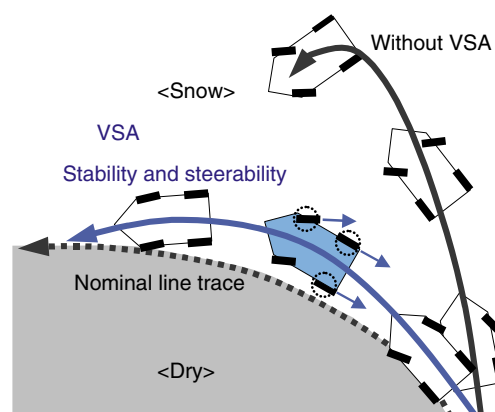


Fig.1 Image of improved VSA

つまり、

- (1) 安定性向上と疲労軽減:スタビリティ(リアタイヤのグリップ)
- (2) 事故回避性能の向上:ステアアビリティ(舵の効き)の両立を基本目標とし、将来の安全技術に結び付けようと考えた。

3. 解決すべき研究課題

旋回中の車両は4輪のタイヤサイドフォースにより横加速度とヨーモーメントが決まる。そのサイドフォースはタ

イヤスリップ角に比例して増加するが、ある角度以上では飽和する。このグリップ限界は路面によって異なり、Fig.2に示すように、特に氷雪路ではおよそ1～5度で限界に至り不安定になりやすい。グリップ限界から運動が不安定に至る過程と、車両の作用力とタイヤスリップ角の関係をFig.3に示す。これからわかるように、車両運動を正確に把握するには、車体スリップ角を推定しタイヤのスリップ角に変換して横力・スリップ角特性からタイヤの力を得る必要がある。また、あらゆる路面に適応するために路面摩擦係数も推定する必要がある。さらに、推定した4輪サイドフォースからオーバーステア(OS)とアンダーステア(US)を判断し、車体のヨーモーメントとスリップ角を最適な4輪スリップ制御によって修正し、安定性と舵の効きを両立しなくてはならない。以上から本研究の課題を次の三つにまとめた。

- (1) 車体スリップ角・タイヤスリップ角推定ロジックの開発(β 推定ロジック)
- (2) タイヤ路面間摩擦係数推定ロジックの開発(μ 推定ロジック)
- (3) 最適4輪スリップ制御ロジックの開発(λ 制御ロジック)

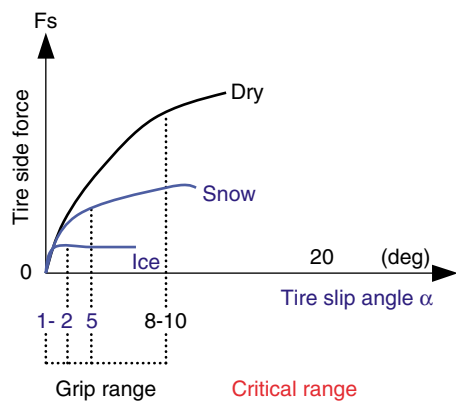


Fig.2 Tire side force characteristics

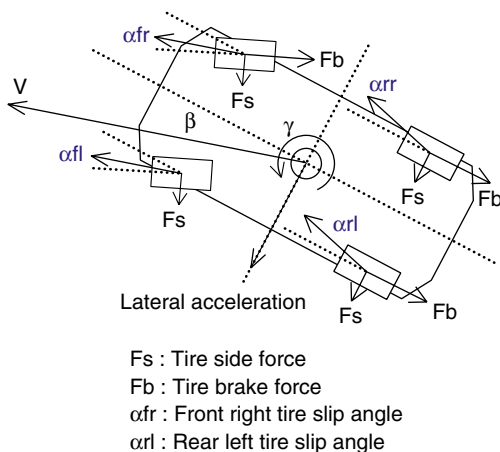


Fig.3 Vehicle dynamics and stabilizing flow

以下、車体スリップ角を β 、タイヤ路面間摩擦係数を μ 、タイヤスリップ率を λ と記述する。

4. タイヤスリップ角 α ・車体スリップ角 β の基本推定ロジック

タイヤスリップ角 α の目標推定精度は氷上でサイドフォースが飽和する1～2度を判別できる ± 0.5 度を目標とする。本技術のシステム構成をFig.4に示す。センサは舵角、前後加速度、横加速度、ヨー速度、車輪回転角の各センサである。次に基本ロジックの構成をFig.5に示す。ロジックは α 、 β 推定、 μ 推定、タイヤ特性データマップと β 制御(4輪スリップ制御)の四つのロジックから構成される。車体スリップ角 β の推定手法は、従来の2輪運動方程式(パネ上)と非線形タイヤ特性(パネ下)を組合わせて各タイヤの力を推定できるロジックとした。さらに、積分ノイズを避けるために横加速度センサ値ではなく4輪の推定サイドフォースの合計をフィードバックし、その推定サイドフォースはタイヤデータマップから読み取るようにした。タイヤデータは三つの特性

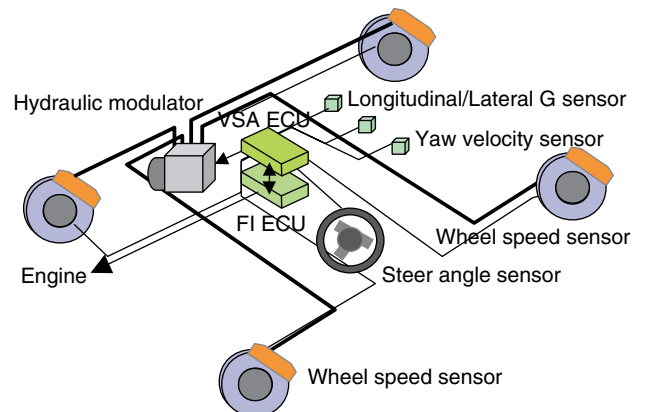
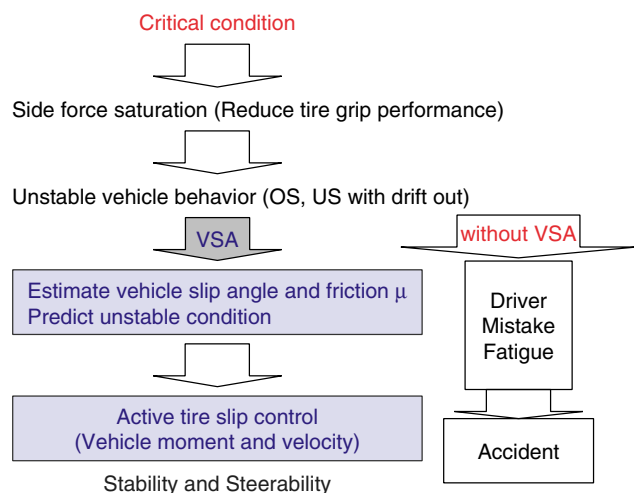
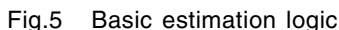


Fig.4 System configuration





- ## 5. タイヤ-路面間 μ 推定ロジック

- (2) 推定タイヤスリップ角 α とタイヤデータマップから前後・横加速度、ヨーモーメントを算出
- (3) 推定値(前後・横加速度、ヨーモーメント)と各センサ値との比較から μ 補正值算出
- (4) μ 補正值をもとにタイヤ特性データマップのゲインを適応

μ推定の目標精度は、スリップ角の目標精度 0.5 度から換算して 0.05 に設定した。

6. 車体スリップ角 β ・路面 μ 推定実車データ

実車による前記二つの推定ロジックのテスト結果を示す。



Fig.7 は水上スラローム走行(40km/h)時の β 推定結果である。車体スリップ角測定器(オノビット)にほぼ一致する推定値が得られていることが確認できる。Fig.8はドライ路面から低 μ 路面(ウェットバサルト)へ左右に操舵しながら進入(40km/h)した時の μ 推定結果である。低 μ 突入時にリアルタイムに μ 補正していることが確認できる。車輪速度データは制御動作を示している。

7. タイヤグリップ力推定とスタビリティ判断

OS について推定タイヤスリップ角 α 、車体スリップ角 β 、ヨーレート、横加速度、タイヤサイドフォースを用いて分析した結果を Fig.9 に示す。それによると、OS 開始から

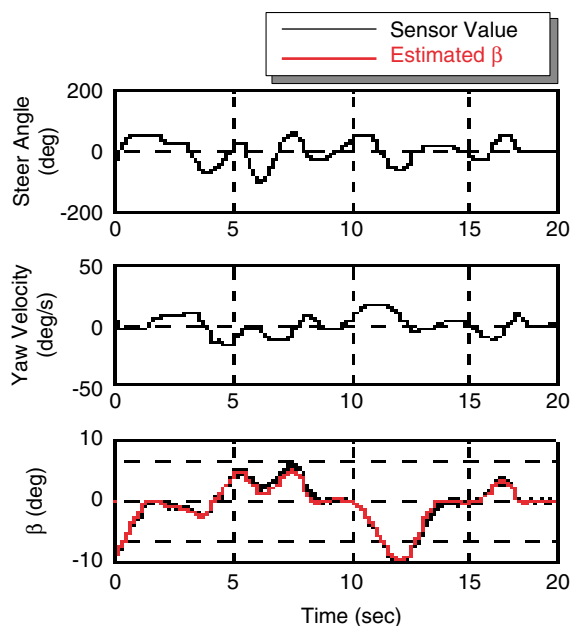


Fig.7 β estimation test data

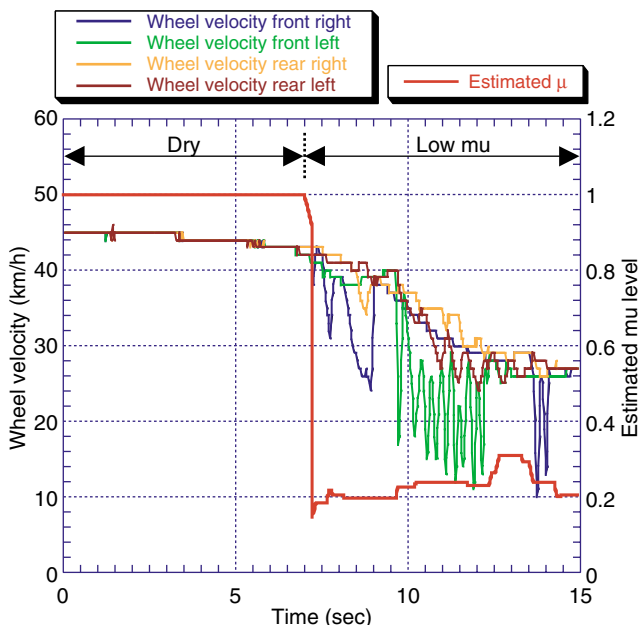


Fig.8 μ estimation test data

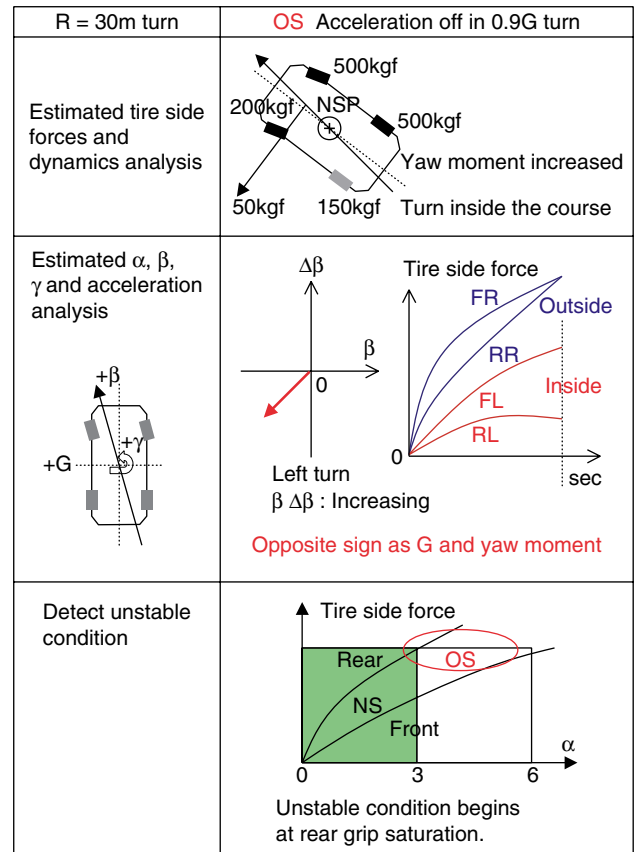


Fig.9 Stability analysis

リアタイヤのサイドフォースが飽和していることがわかる。そこで、 αr (後輪のスリップ角)の絶対値とその微分値 $\Delta \alpha r$ を算出し、各リミット(判定値)と比較することで限界の早期予測が可能になる。

補足として US についても少し触れる。OS がリアタイヤのグリップ低下による過剰モーメントであるのに対して、USのほとんどが速度オーバーによる目標ライン外への逸脱であり、逸脱量を定量化するのは現状のセンサとロジックだけでは困難である。目標となるべき走行ラインを正確に知る方法が無いからである。

また、従来の US 制御は、舵角から推定したその速度における規範ヨーレートとセンサヨーレートとの比較から制御量を設定しているが、この方法では、ヨーモーメントを制御できたとしても走行軌跡を目標ラインに修正できず、事故回避という観点からは充分ではない。

以上から、本研究では OS 制御に限定してスタビリティとステアアビリティを満たす最適制御について述べ、従来のヨーレート制御と比較する。US制御については、車両単体の制御だけでは現状性能を超えることができないと判断し、今後の課題とした。

8. 車両運動の最適制御

本研究三番目の課題である最適制御について述べる。

氷雪路旋回中の OS・スピン現象について分析すると、その過程は Fig.10 に示すように四つの段階に分けて考えられる。

- (1) リアタイヤスリップ角 α_r が限界値を超える。
- (2) リアタイヤのサイドフォースが飽和する。
- (3) 車体スリップ角とヨーモーメントが増加する。
- (4) グリップを失い、舵が効かず操縦不能に陥る。

この過程から解るように、(1)の段階で OS を予測できれば、(2)と(3)においてカウンターモーメントと減速の二つの制御を交互に繰り返すことで車両の安定性を確保しつつ舵も効く運動状態に回復できる。そのイメージを Fig.11 に示す。

つまり、安定性—スタビリティは前外輪ブレーキ制御を用いて、舵の効き—ステアアビリティは後2輪のブレーキ制御によってグリップ域に戻すことで実現できる。その制

御フローを Fig.12 に示す。

本研究の新規性は従来のスタビリティ制御に加えてステアアビリティ制御も同時に実現した点であり、それはリアタイヤの安定維持に最低限必要なサイドフォースを残しながら最大の減速を得る最適制御(以下 β 制御)である。そのためにタイヤスリップ角 α と路面 μ の推定ロジックが不可欠である。

9. 実車制御テストデータ

実走行テストは、スラローム、Jターン、ワインディングの3モードについて各々圧雪($\mu = 0.4$ 程度)と氷上($\mu = 0.15$ 程度)で実施した。紙面の制限上、圧雪におけるスラロームとJターンのデータのみ掲載する(Fig.13, Fig.15: β 制御と Fig.14, Fig.16: 従来型ヨーレート制御)。グラフ

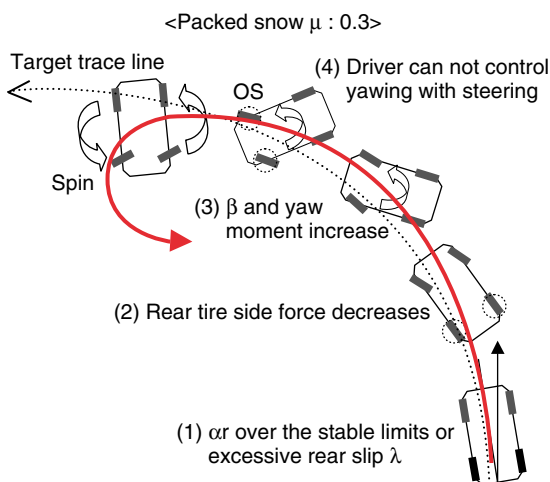


Fig.10 Over steer dynamics analysis

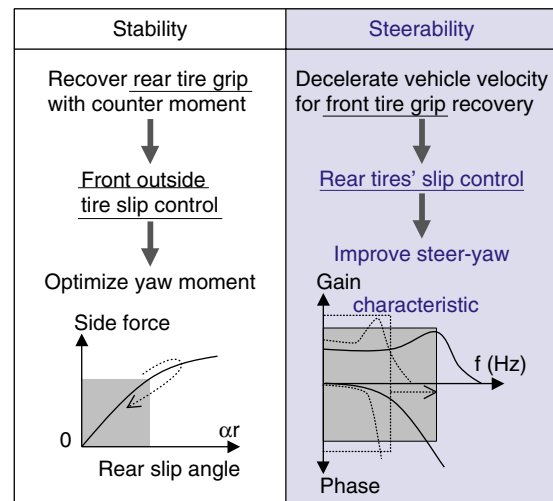


Fig.11 Optimum control concept

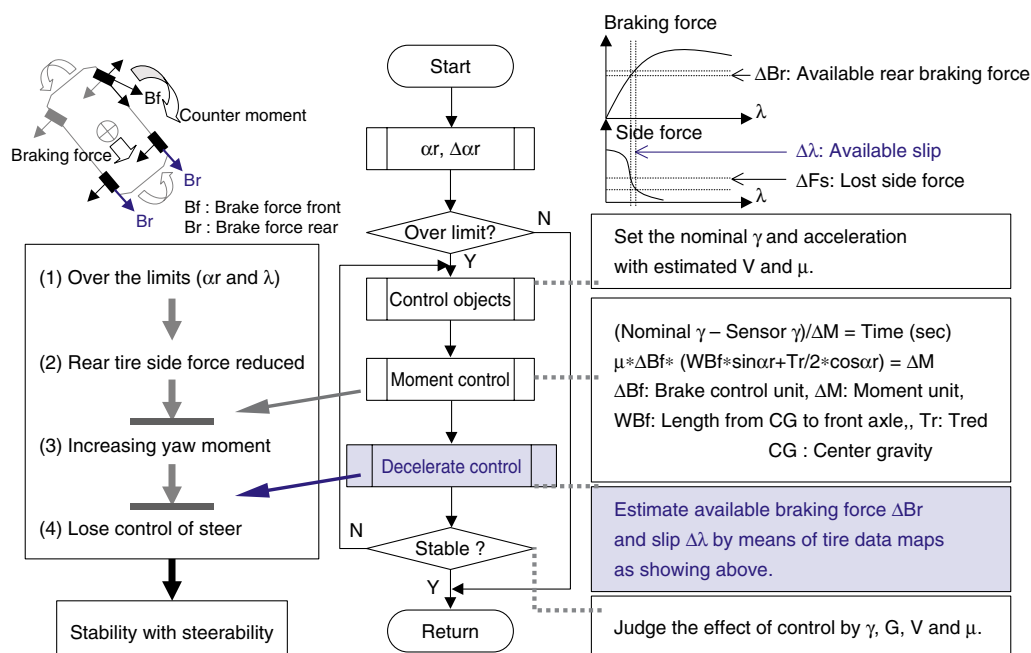


Fig.12 Basic control logic

は操舵角(赤 左転舵が+)，推定車体スリップ角 β (青)，ヨーレート(緑 左回りが+)の時系列データを表している。

β 制御を従来制御と比較すると，安定性(スタビリティ)と舵の効き(ステアアビリティ)ともに優れていることがわかる。制御によってヨーレートとスリップ角の収束性が良く，操舵角の動きが(ドライバー入力)安定している。ドライバーは確かなグリップ力を感じ取ることができ，疲労軽減も含めて回避性能の向上という当初のコンセプトに見合った効果が得られた。

対して，従来のヨーレート制御は過度なヨー運動そのものは素早く抑え込まれているが，安定した姿勢(スリップ角)の持続性に欠ける。つまり，旋回中にグリップ力が変動して操舵修正が大きく頻繁である。

他の走行モードにおいても， β 制御がより安定していてラ

イントレース性も高かった。特に， μ が低いほど車体速度が高いほどに，つまり限界に近いほど β 制御の効果が大きかった。

10. 制御効果と評価方法

氷雪路テストの結果を考察する。まず，評価方法について述べる。

非線形ダイナミクスを評価する場合， $\beta - \Delta\beta$ の位相平面リサージュを考察すべきだが，Fig.17 に示すようにあえて操舵とヨー運動，操舵とスリップ角の二つの評価に分けて吟味した。理由は，車両運動制御はドライバーとの関連において良好な入出力特性を維持することで，スタビリティとステアアビリティを両立できると考えたからである。つまり，ドライバーの操舵入力に対する車両のヨーレートとス

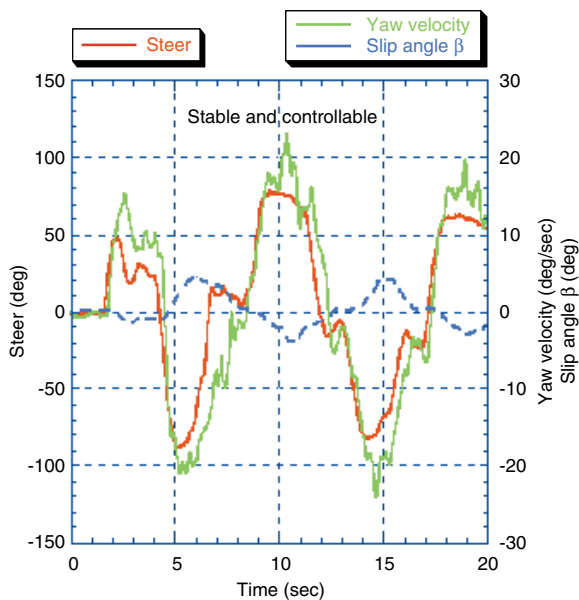


Fig.13 Slalom test on snow (β control)

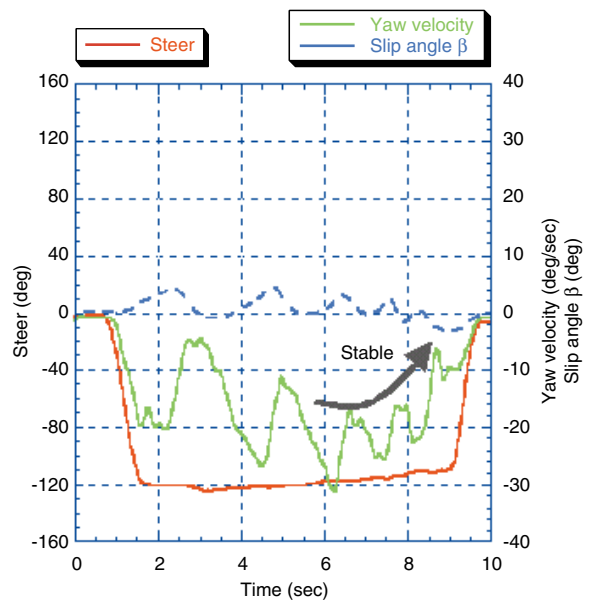


Fig.15 J turn test on snow (β control)

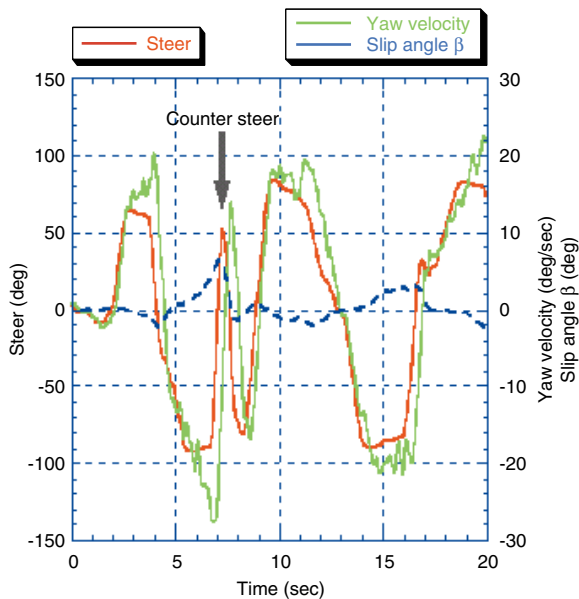


Fig.14 Slalom test on snow (Yaw rate control)

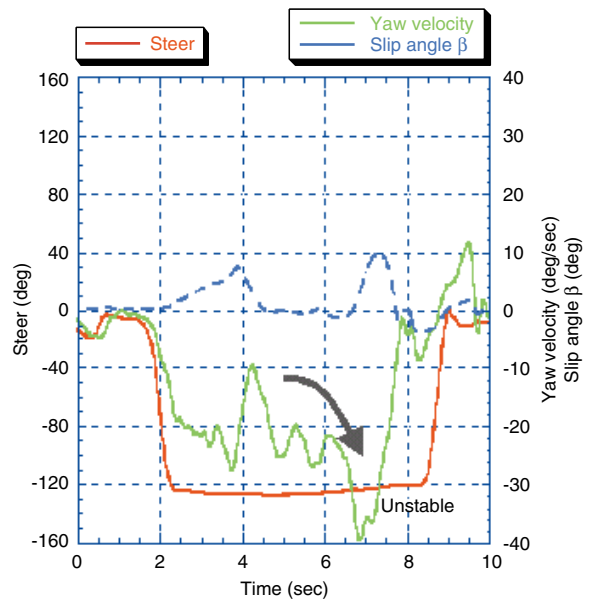


Fig.16 J turn test on snow (Yaw rate control)

リップ角応答過程が、安定で予測に見合う量と方向でドライバにフィードバックされているか否かを検証すべきであると考えたからである。また、この結果が良好であれば、 $\beta - \Delta\beta$ 位相上も結果としてよい特性を示すはずである。

(1) ステアアビリティ評価

操舵角－ヨーレート平面の軌跡が全体的に広がらず狭い帯状の領域に納まるほど、時間位相遅れが少なく過剰操舵と操舵遅れを防止できる(舵の効き)。さらに、軌跡が原点近くを通過するほどに制御が確実にドライバによる修正が少なく安定を持続できる。

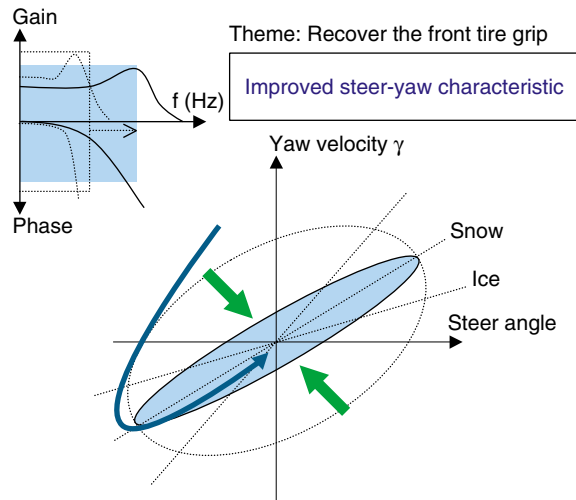


Fig.17 Evaluation method for VSA

(2) スタビリティ評価

操舵角－スリップ角平面の軌跡がリアスリップ角 α_r の限界値以下に抑えられているほど、ヨー運動が安定している(安定性)。さらに、軌跡が原点近くを通過するほど、制御が確実にドライバによるカウンタステアも少ない。スラローム走行(S字コーナ)における発散を防止できる。

次に、圧雪スラロームとJターンのテストデータを示す (Fig.18, Fig.20: β 制御と Fig.19, Fig21: 従来型ヨーレート制御)。

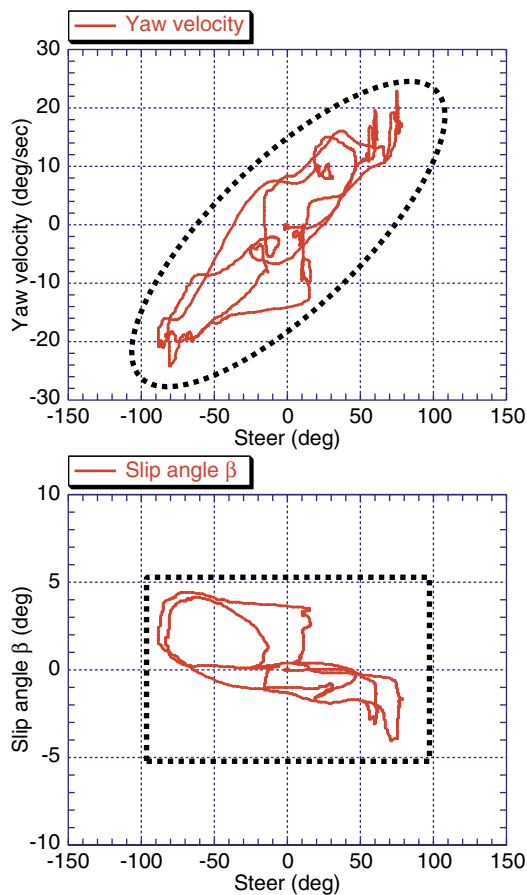


Fig.18 Slalom evaluation on snow(β control)

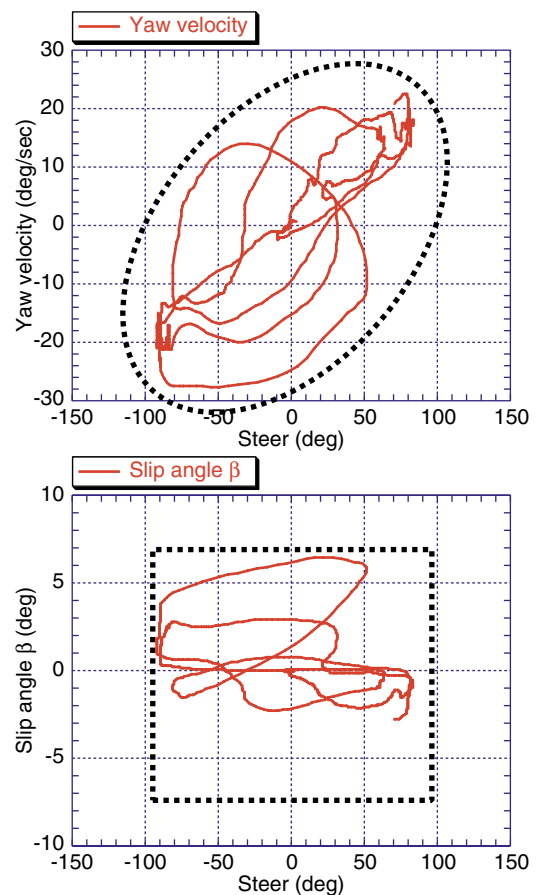


Fig.19 Slalom evaluation on snow (Yaw rate control)

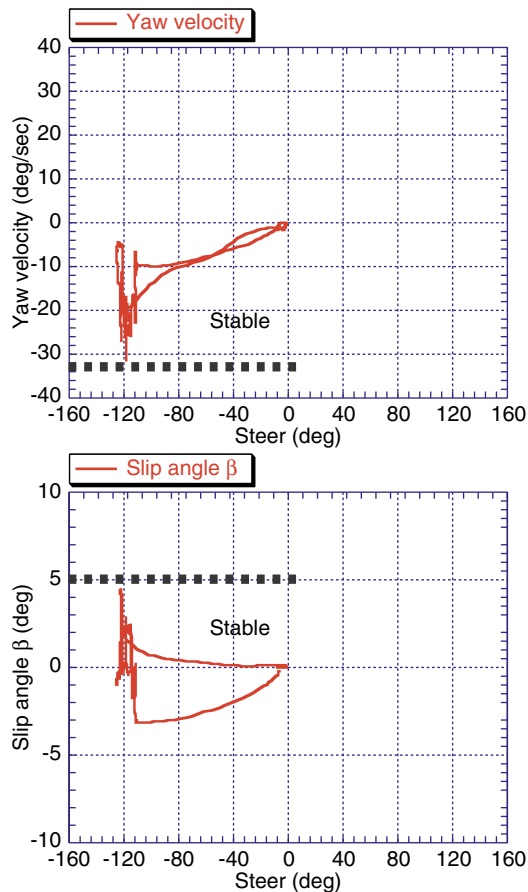
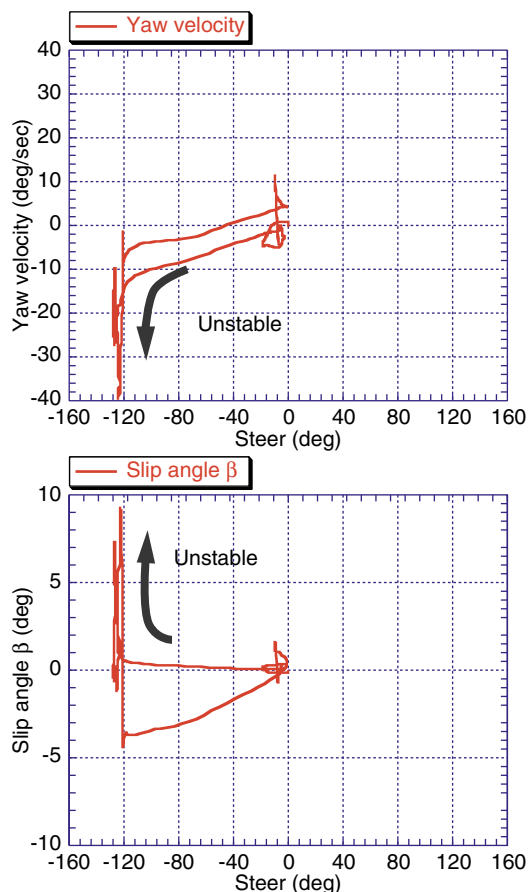
Fig.20 J turn evaluation on snow (β control)

Fig.21 J turn evaluation on snow (Yaw rate control)

β 制御はヨーレート制御に対して、次のようなアドバンテージがある。

- (1) 操舵－ヨー特性では、時間位相遅れが小さく制御が確実であることから舵の効き(回避性)が高い。
- (2) 操舵－スリップ角特性では、過剰なスリップ角が抑え込まれて安定性が高い(疲労が少ない)。

11. 結論

本研究では、

- (1) 安定性向上と疲労軽減(スタビリティ向上)
- (2) 事故回避性能の向上(ステアアビリティの向上)

の両立を目標としてきたが、前の章で示した実車制御効果から「安定して操舵に忠実なハンドリング」が実現でき、基本的には最適4輪スリップ制御ロジックの妥当性が証明できたと考える。

具体的な成果は次の三つである。

- (A) 正確で安定したスリップ角(車体、タイヤ)推定の基本ロジックを構築した。
- (B) リアルタイムで実用的なタイヤ路面間 μ 推定の基本ロジックを構築した。
- (C) 安定性と回頭性(舵の効き)の両方を備え得る最適スリップ制御の基本手法を構築した。

今後は事故回避技術分野で実用化に向けた開発を進めていく。

参考文献

- (1) 堀内泰 他：VSA(車両挙動安定化制御システム)，自動車工学 5月号 Vol.47, No.7, p.36-43 (1998)

■ 著 者 ■



金 圭 勇



矢 野 修



占 部 博 之

ブレーキジャダ低減に関する サスペンション動特性の研究

Study of the Suspension Dynamic Characteristics for Brake Judder Reduction

山口 哲也* 小林 清志*
Tetsuya YAMAGUCHI Kiyoshi KOBAYASHI

要 旨

ブレーキジャダ低減のためには振動の共振系として大きな影響があるサスペンション動特性の適正化が必要となる。

サスペンションのコンポーネントモデルを用いて、その振動モードと周波数特性を算出することにより、主要要因であるサスペンションジオメトリ、ブッシュ特性、部品重量等の影響について、シミュレーションによって比較検討した。その結果、計算による予測値と実測結果が良好に一致し、ブレーキジャダ低減にコンプライアンスステアが重要な役割を果たしていることが確認できた。

ABSTRACT

The reduction of brake judder requires proper tuning of the dynamic characteristics in the suspension, which as an oscillatory system has a great influence on brake judder. Here, a component model of the suspension is used to calculate its vibration mode and frequency characteristics. This makes it possible to conduct a comparative examination of the influence of the suspension geometry (the main factor in brake judder), bushing characteristics, parts weight, and other such factors by means of simulation. As a result, the values predicted by calculation have been found to correspond closely with the actual measurements, and compliance steering has been confirmed to play a significant role in reducing brake judder.

1. はじめに

高速走行時のブレーキジャダはドライバーにとって単なる不快感だけでなく機械的トラブルを連想するなどの不安要素となることがある。

ブレーキジャダの原因はディスクロータの偏摩耗やさびによる制動トルク変動が起振源となることが知られている。この対策としてディスクロータの振れ低減や摩擦材の研磨特性の改良などが行われてきたが、現在でもブレーキジャダの解消には至っていない。

現象の起振源がブレーキであるのに対して、共振系にはサスペンション、伝達系にはボデー、ステアリングシステムがあり、多くの部品が現象に関与しているため発生メカニズムが複雑なものとなっている。このため、実験解析的なアプローチでは現象を把握するにとどまり、改善の指針となりにくい点で問題解決を難しくさせてきた。

共振系であるサスペンションについて考えてみると、ブレーキジャダ発生時の支配的モードはサスペンションのコンプライアンス振動と呼ばれる、タイヤが前後に動くモードであることが知られている。

このコンプライアンスは乗り心地の向上などに重要な役割を果たすが、その一次振動はステアリングシミーやブレーキジャダといった振動の主要因となるという相反する特性を持っている。

本研究の着目点は、サスペンションのコンプライアンス振動がなぜステアリング系を起振するかを解明することである。そのためのアプローチとして、実車での振動実験と併せて、FEMシミュレーションによるサスペンション取付点の配置やブッシュ特性に関するパラメータスタディを実施した。その結果、サスペンションの伝達感度を低減し、ステアリング系への入力をより小さくすることが実車のブレーキジャダ低減に対しても有効であることが確認できたのでその内容を紹介する。

2. 現象の把握

ブレーキジャダ発生時のサスペンション挙動を把握するため実走状態でステアリングホイール上の円周方向加速度とサスペンション各点における加速度を計測し、周波数分析を行った。この結果、およそ 15Hz 付近に大

きな成分を持っていることがわかった。代表例として Fig.1 にステアリングホイールでの時刻歴データと周波数分析結果を示す。

Fig.2はこの時のサスペンション挙動を確認するためピークゲインが発生している周波数での振動モードを抽出したものである。これによりブレーキジャダ発生時にはサスペンションの前後振動、いわゆるコンプライアンス振動が支配的な挙動となっていることがわかる。

コンプライアンス振動によりサスペンション、ブレーキの各部品が励起され、その慣性力が主にキングピン軸周りのモーメントとして発生する。これを支える反力としてタイロッドに軸力が発生し、ステアリングギアボックスを通じてステアリングホイールの回転振動となる。

このような伝達経路により制動トルク変動がステアリング振動となることが実験結果から確認できた。

3. シミュレーションによる解析

前述の実走テストの結果から、共振系としてはサスペン

ションのコンプライアンス振動が大きな影響を持っていることが明らかになったので、シミュレーションモデルはこれらの現象を再現できるモデル化が必要となる。

モデル化の対象はサスペンション及びブレーキを構成する各部品の重量とボデー取付け点のブッシュ特性、ボデーの取付け点剛性、サスペンションリンク機構を構成する各点の位置などで、これらの情報から Fig.3 に示す計算モデルを作成した。

なお、各装置を構成するブッシュを除くサスペンション部品の弾性変形による影響は微小であると考え、剛体要素を使用しモデル化を行っている。また、部品重量は集中質量を各部品の代表点に分散配置している。これにより入手が難しい慣性モーメントも簡易的に表現させている。

このモデルを使用して汎用 FEM ソルバ NASTRAN で周波数応答解析を行うことにより、コンプライアンス振動時の振動モードとタイヤ接地点からラックエンドまでの伝達特性を算出し、それらの結果について比較検討を行うことにより各影響因子の変更に対する相対的な評価が可能となる。

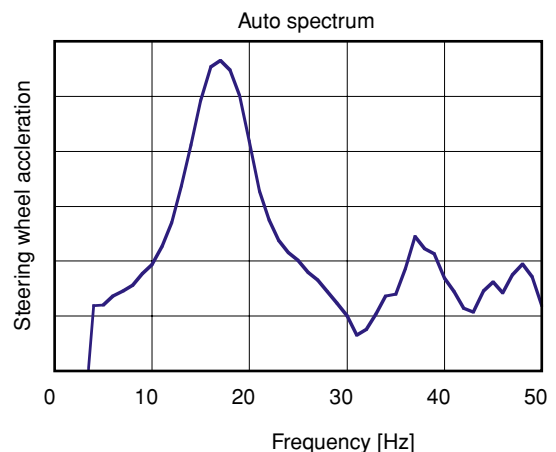
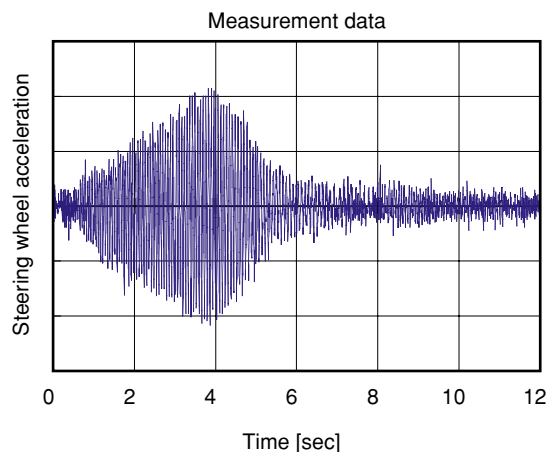


Fig.1 Example for steering wheel acceleration

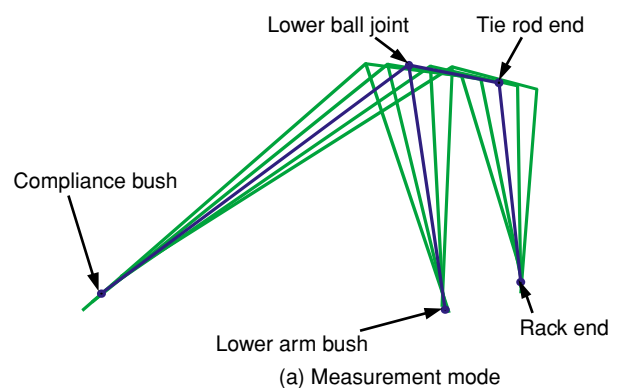
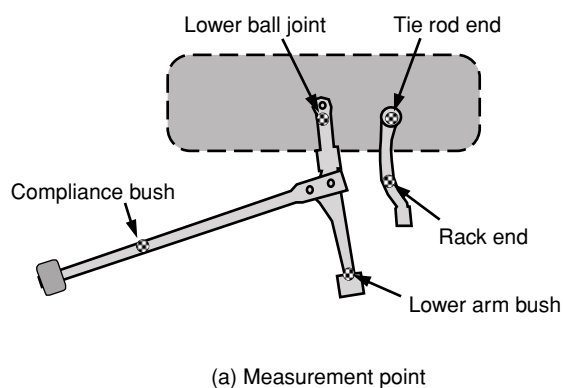


Fig.2 Compliance vibration: experimental mode

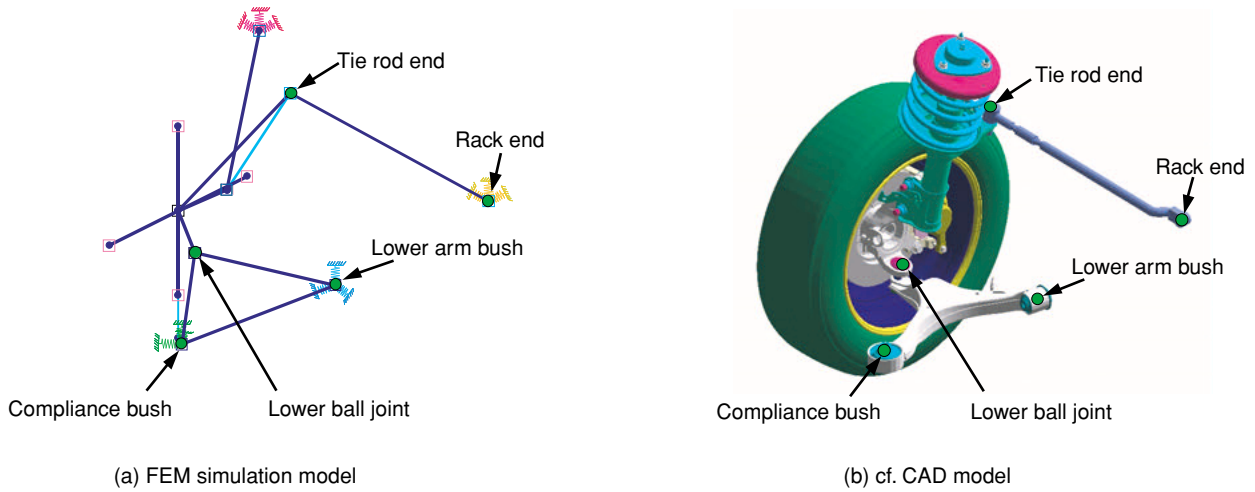


Fig.3 Suspension component model

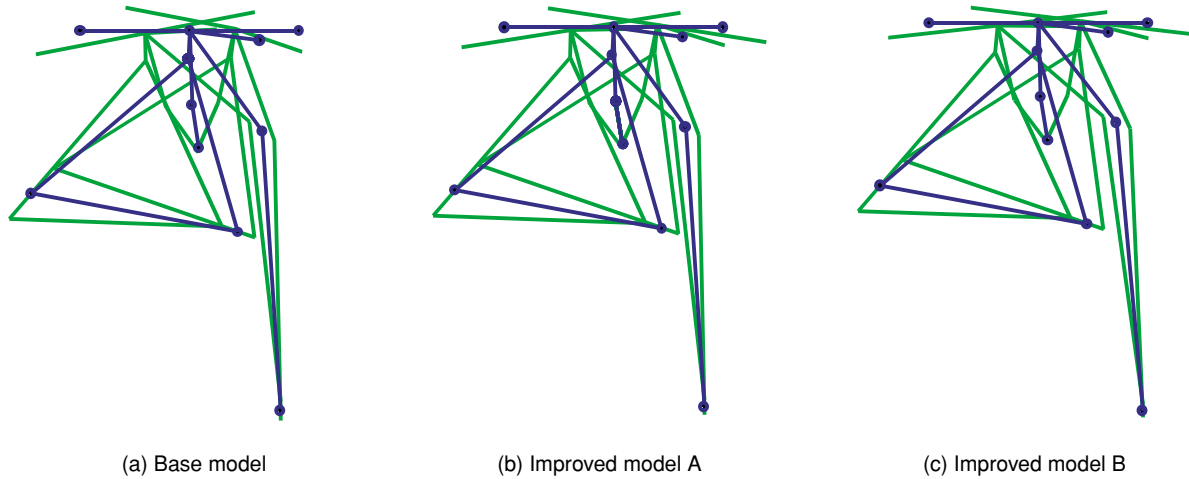


Fig.4 Simulation result: natural frequency mode

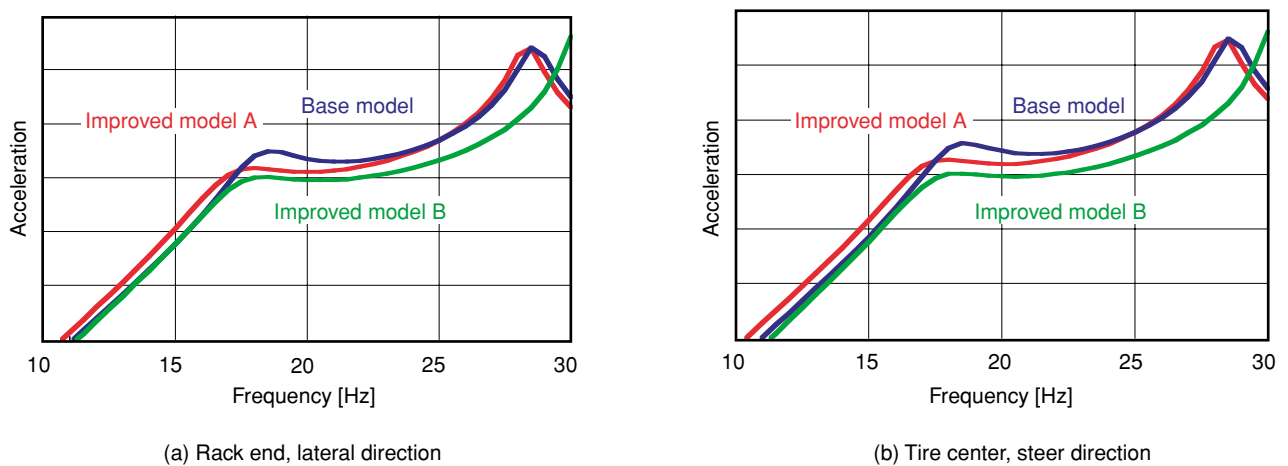


Fig.5 Simulation result: auto spectrum

4. 開発への適用事例

実際の開発への適用事例を次に示す。ベース仕様に対して対策案としてA, B二案についての検討を行った。A案はベースの仕様に対してコンプライアンスブッシュのバネ定数の低減と減衰特性の向上を行った仕様であり、B案はA案に対し更にラックエンドの位置を後方へ変更した仕様である。これらの仕様により計算を行った結果をFig.4, Fig.5に示す。

A案では、ブッシュ特性の変更でコンプライアンスブッシュによる振動エネルギーの散逸効果がより向上し、ピークゲインの減少に効果を示している。

また、A案、B案ともに振動モードに着目してみると、各対策項目の追加によりベース仕様に比べて前後振動に伴うタイヤのトー方向における回転運動、いわゆるコンプライアンスステアが段階的に減少していることが分かる。このことは Fig.5(b) のタイヤセンタでのステア方向ゲインの減少からも確認することができる。

キングピン軸廻りに発生するモーメントについて考えてみると、タイヤやホイール及びそれらに付随して回転運動を行う部品の慣性力により発生するモーメントは振動励起の大きな要因となっている。これが直接的に減少することでサスペンションの伝達感度低減に非常に有効となっている。

この結果から、ベースに対してそれぞれの対策がともに改善方向にあることが確認できたので、これらの仕様について実車テストで確認を行った。

ステアリングホイールの回転方向加速度の実測結果とシミュレーションとの比較結果を Fig.6 に示す。計算と実測の間に良好な比例関係が成立していることから、本手法の有効性が確認できた。

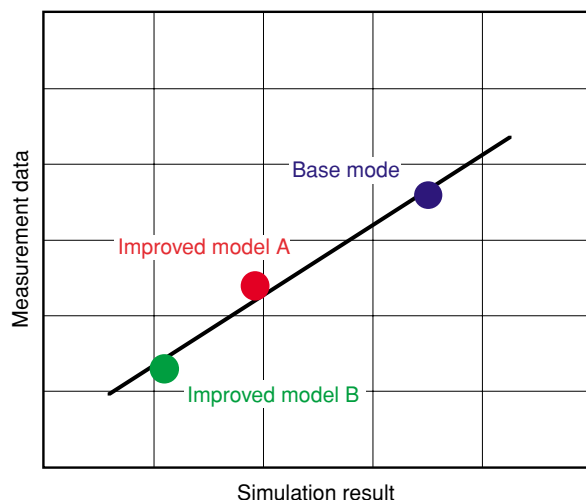


Fig.6 Acceleration comparison: simulation result and measurement data

5. 要因寄与度分析

サスペンションに関する種々の仕様は多数の車両性能へ影響するものが大部分を占めているため、各性能のバランスを取った特性とすることが必要となる。従って、各因子がそれぞれの性能に対してどの程度の影響度を持っているかを知ることは非常に重要である。

そこで、ブレーキジャダへの影響が大きいと思われるいくつかの特性に関してパラメータスタディを行い、それぞれの要因について寄与度分析を行った。ベースモデルの計算結果を基準に各パラメータの変更による特性変化分として、タイヤ接地点からラックエンドまでの伝達特性とタイヤセンタにおけるステア方向ゲインを Fig.7 に示す。

検討因子の中ではコンプライアンスブッシュ特性の影響が最も大きいことがわかる。4章で述べたように、これは単にバネ定数の低減と減衰特性の向上による振動エネルギーの散逸効果だけではなく、バネ定数の変更によるコンプライアンスステアの減少による効果も少なくない。各スタディの結果においてもコンプライアンスステアとの関係は密接であり、サスペンションの伝達感度に対して大きな寄与を持っていることがわかる。

今回のスタディでは、振動モードの変更に対してもコンプライアンスブッシュ特性の影響が大きいという結果になってはいるが、各因子を自由に變更できる段階では、サスペンション取付点の配置が最も影響が大きい。

しかしながら、サスペンションジオメトリは多くの性能に影響を与える基本特性を有して、コンセプト段階より幾度となく繰り返し検討が行われるため、一度仕様が決定的な変更が難しい場合が多い。従って、開発初期段階より基本特性の一つとしてコンプライアンスステアの適正化を行うことが重要である。

6. まとめ

ブレーキジャダ発生時のメカニズムを分析し、その現象を再現したFEMモデルによる机上検討を行ったことで、以下の結果が得られた。

- (1) 振動の共振系であるサスペンションのコンプライアンス振動時の伝達感度を低減することによりブレーキジャダの改善が可能となる。
- (2) コンプライアンス振動時の伝達感度にはサスペンションジオメトリ、及び、コンプライアンスブッシュ特性が最も大きな影響を与えている。
- (3) 振動モードの影響としては、コンプライアンスステアが重要な役割を果たしている。
- (4) 本シミュレーションが実際の開発においても、有効な手法であることが確認できた。

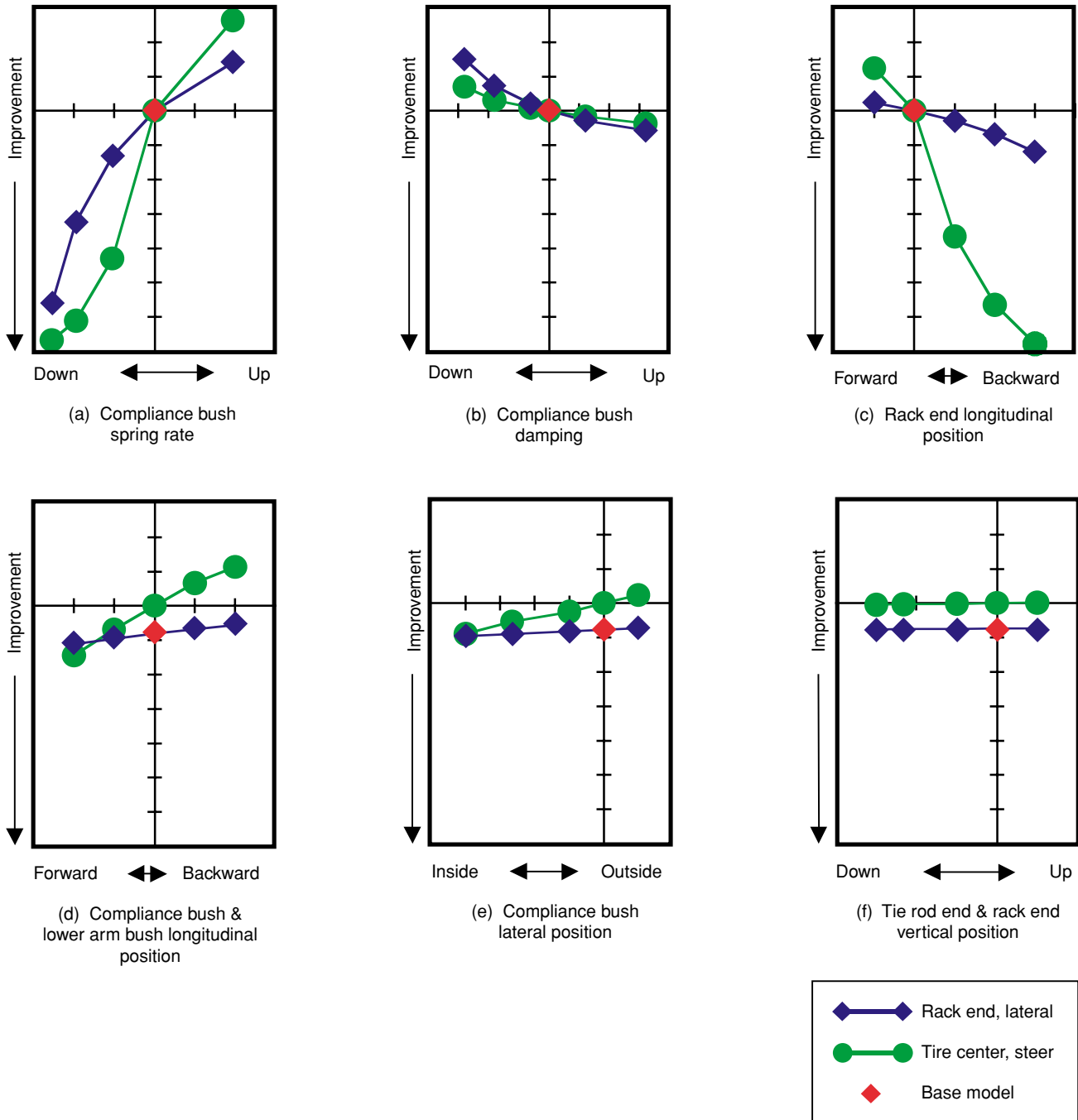


Fig.7 Parameter study result

■ 著 者 ■



山口 哲也



小林 清志

超弾性解析によるブレーキホイールシリンダの カップシールの性能向上

Improvement of Performance for Cup Seal in Brake Wheel Cylinder by Super Elastic Analysis

中 村 功 一*
Koichi NAKAMURA

伊 藤 猛*
Takeshi ITO

小 林 清 志*
Kiyoshi KOBAYASHI

要 旨

ドラムブレーキのホイールシリンダに求められる高い耐久性や適正なしゅう動抵抗などの機能を満たしたカップシールの形状を、FEA 超弾性解析により検討した。材料は従来多く使われてきた SBR から EPDM に変更して耐熱性および耐摩耗性を向上させた。また検討の結果得られた形状の試作品を作成してさまざまな耐久テストを行った結果、耐久性向上としゅう動抵抗の適正化が確認された。

ABSTRACT

The shape of cup seal has been examined by using FEA super elastic analysis. The cup seal, which is installed into wheel cylinder of drum brakes, is required performances such as durability and proper resistance of working. The material of cup seal was changed from SBR, which is used as usual in the past, to EPDM. On account of the change, the heat resistance and the wear resistance were improved. And then, the prototype of cup seal has been made based on the result of the examination. Various durability tests for the confirmation showed improvement of its reliability and proper resistance of its working.

1. まえがき

乗用車のブレーキシステムの中で、ホイールシリンダのように高液圧にさらされ、かつしゅう動する部位におけるシールには、通常カップシールと呼ばれるリップ型パッキンが使用される (Fig.1)。

材料は主に合成ゴムが使用され、ホイールシリンダ内に流体圧力がかかるとシリンダ面 (しゅう動面) に完全に密着してシールを行う働きがある。

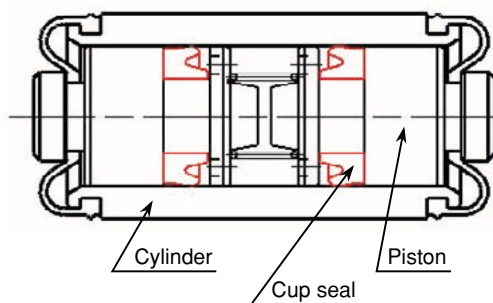


Fig.1 Wheel cylinder

またカップシールは、ブレーキホイールシリンダに求められるさまざまな機能を満たすために、カップシールが装着されるピストンやしゅう動相手のシリンダの形状および表面状態に対してさまざまな仕様が存在する。

従来、カップシールの形状を決めるには経験的な指針をもとに試作を繰返し、各種の試験及び耐久性を確認する方法が一般的であった。しかし現在でも作動時のシリンダ内の様子が観測できないこと、ゴムのひずみが計測できないことなど、開発する上での課題も多い。

そこで本研究では FEA による超弾性解析を用いて耐久性向上のための最適化検討を行った。

また試作品による耐久試験の結果良好な結果が得られたので紹介する。

2. カップシールに求められる機能と材料

ホイールシリンダのカップシールは、ドラムブレーキ内の油圧出力部分であり、高い耐久性が要求される。一般にゴム材の耐久性向上には、“低ひずみ”が重要であることが知られている。

一方、機能的な側面では経験的に幾つかの留意点がかかっている。例えば、“かき出し”と呼ばれる現象は、カップシールがピストンとのスティックスリップによって摩擦し、ブレーキフルードを巻き込んで起こると考えられる。そのため両者が相対的に滑ることはかき出しや摩擦につながり、耐久性を低下させる。Fig.2に示すA部の断面形状は切削加工で形成されており、カットリップと呼ばれる。カットリップは端部が鋭角なためスティックスリップを起しやすく、実験では高いしゅう動抵抗を示すものの一定ではなく、しゅう動抵抗が不安定であることが知られている。

またカップシールとピストン及びカップシールとホイールシリンダは摩擦力を上回る外力が加わると相対的にしゅう動する部分であるため、しゅう動抵抗は適正な値を見出さなければならない。ホイールシリンダ側は作動の際常にしゅう動する部分であり、しゅう動抵抗は小さい方ほど良いとされる。一方ピストン側はスティックスリップや急激な圧力変化時の相対滑りを発生しない高いしゅう動抵抗が望まれる⁽¹⁾。

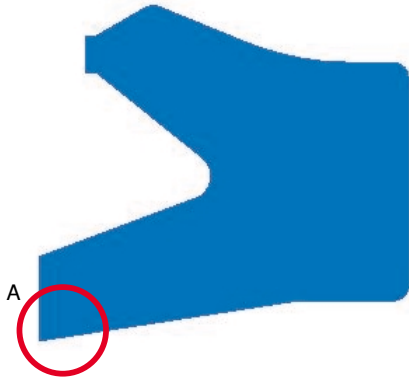


Fig.2 Cup seal

カップシールの材質であるゴムは一般にエラストマと総称されるゴム状弾性体であり、負荷を受けると変形してひずみを発生すると共に非圧縮性の特性を示す。言い換えると、弾性体でありながら、接触部分は液体的挙動をする。また、一般にゴム材は長期間応力下にさらされると高分子の流動によって“へたり”と呼ばれる変形を生じる特徴がある⁽²⁾。

従来、カップシールの材質には、SBR(スチレンブタジエンラバー)が多く使われている。SBRは耐ブレーキフルード性、低温性については良好であるが、高温(120℃以上)になると物性変化が大きくなる特徴を持つ。そこで今回はEPDM(エチレンプロピレンジエンモノマー)を検討した。EPDMは150℃以上でも物性変化が小さく耐熱性に優れ、-40℃までは低温性能がSBRと同等で、耐摩耗性がSBRよりも優れている特徴がある。

3. カップシールのモデル化

今回のモデルは、非線形解析と呼ばれる高度な計算技術

が必要となる。カップシールは超弾性材料で大変形する上、接触を伴うため収束性が悪いことが予想された。そこで、Fig.3に示すように解析の設定条件を極力簡単にするため、カップシールは3次元ではなく軸対称ハイブリッド要素を用いて2次元でモデル化した。材料特性は金属のヤング率に相当するムーニー・リブリン定数をテストピースの2軸引張り試験から求めた。

ピストンとシリンダはカップシールに対して非常に剛であるため剛体壁面で表し、接触面は各剛体壁面とカップシールの想定される部分に接触要素を配置した。摩擦係数は実験から求めたしゅう動抵抗を用いて算出し、ピストンの摩擦係数は $\mu = 0.135$ 、シリンダの摩擦係数は $\mu = 0.205$ とした。

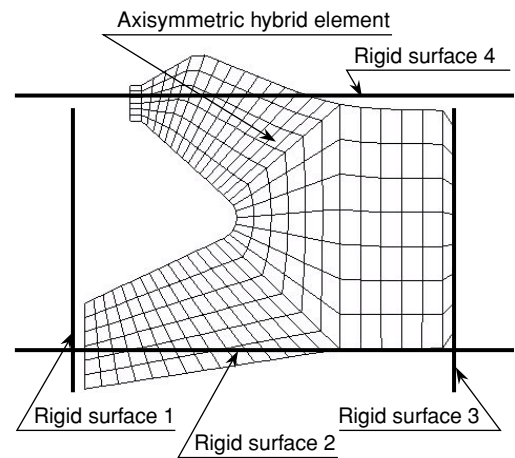


Fig.3 FEA model

カップシールをホイールシリンダ内へ組付けた状態を、各ステップごとに剛体壁面の強制変位で表現した。

初期状態はカップシールが全く拘束されないため、力の釣り合いが取れない不安定な状態になる。そこで、今回はあらかじめ Rigid surface 1 がカップシールに接触している状態から計算を始めることにした。

Fig.4に示すように、圧力下の変形状態を再現するために、ブレーキフルードと接触するカップシール端面に圧力

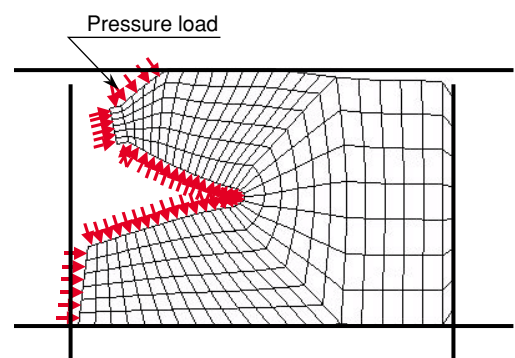


Fig.4 Boundary condition of pressure load

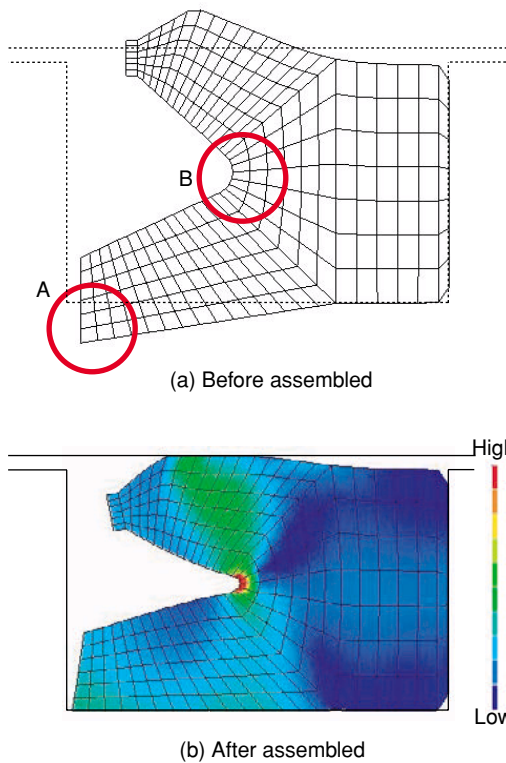


Fig.5 Current design FEA model and calculation result of stress

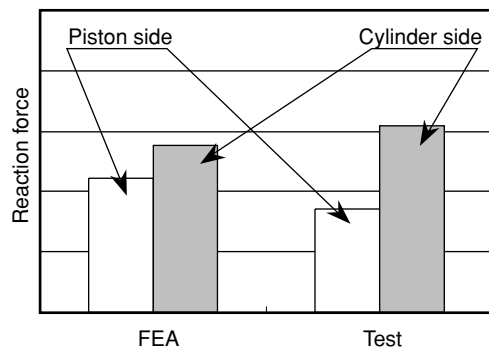


Fig.6 Calculation result and test result of reaction force

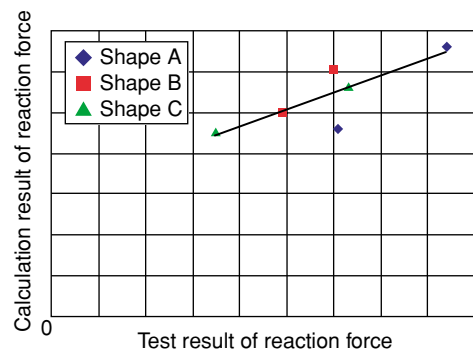


Fig.8 Correlation of reaction force

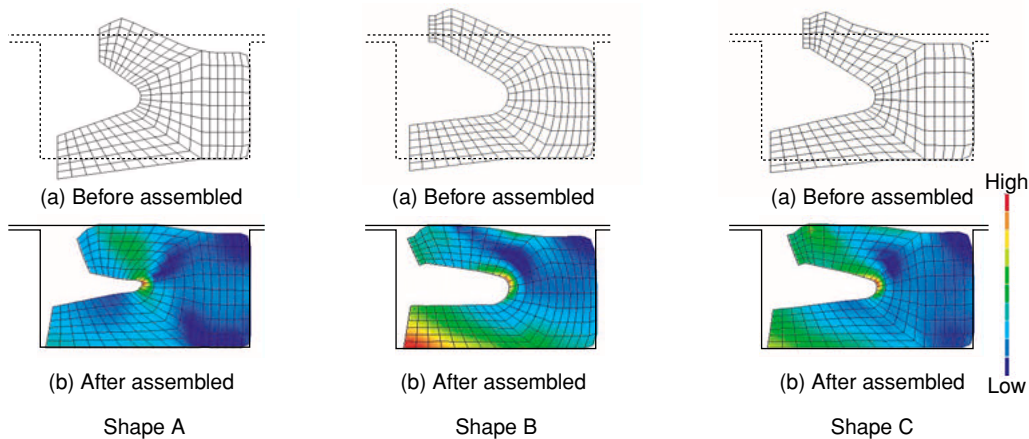


Fig.7 Other design FEA model and calculation result of stress

荷重を与える事とした。

しゅう動抵抗は、ピストン側及びシリンダ側に相当する剛体壁面に発生する支点反力から求めた。

4. 解析結果

カップシールに発生する応力の解析結果を Fig.5 に、ピストンとシリンダそれぞれに発生するしゅう動抵抗の解析結果及び実験結果を Fig.6 に示す。

Fig.5(b) に示すように、カップシールはホイールシリンダ内に粗付られるとB部分に応力が集中することが確認された。またしゅう動抵抗は、Fig.6に示すようにピストン側がシリンダ側よりも小さい事が解析により分かった。同様の傾向が実験でも確認された。

しゅう動抵抗については Fig.7 に示すようないくつかの形状について、FEA解析と実験の比較を行った。結果をFig.8 に示す。解析結果と実験結果はほぼ相関が取れており、形状検討に活用できる事が確認できた。

5. 形状最適化の検討

以上の解析結果に基づいて、次の目標性能を満足するカップシール形状について FEA による最適化の検討を行った。

(1) ひずみの低減による耐久性向上

- ・ホイールシリンダ内組付け時のひずみが小さい事
- ・応力を局部的に集中させない事

(2) しゅう動抵抗の適正化

- ・スティックスリップを起さない事
- ・ピストン側のしゅう動抵抗がシリンダ側より大きい事

5.1. ひずみの低減による耐久性向上

ホイールシリンダ内組付け時のひずみを小さくし、B部の応力を分散するために曲率半径を大きくすると、しゅう動抵抗の低下など他の要求性能を満足できない事が判明した。リップ幅違いなど多数の形状を検討した結果、Fig.9に示すような大小2つの曲率半径でつなぐ形状が応力分散に最も有効である事が分かった。

5.2. しゅう動抵抗の適正化

A部の形状については、しゅう動抵抗の不安定を是正するために、Fig.9(a)に示すように、モールドリップと呼ばれる鈍角の形状を採用した。またピストン側のしゅう動抵抗は相対的に大きくする必要があり、組付け性の許す範囲内

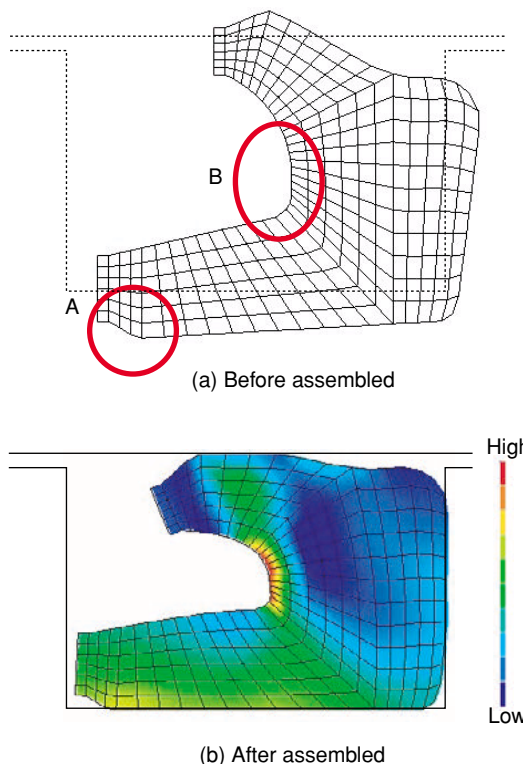


Fig.9 Developed design FEA model and calculation result of stress

でカップシール内径の締め代を大きくした。逆にシリンダ側のしゅう動抵抗については、カップシールのシリンダに対する面圧を小さくする方向で形状を変更した。これによってしゅう動抵抗についてはFig.10に示すように、解析結果によりねらった性能が得られている事が確認できた。解析結果を基に試作品を作成し、試作品での計測を行ったところ、同様の傾向を示している。

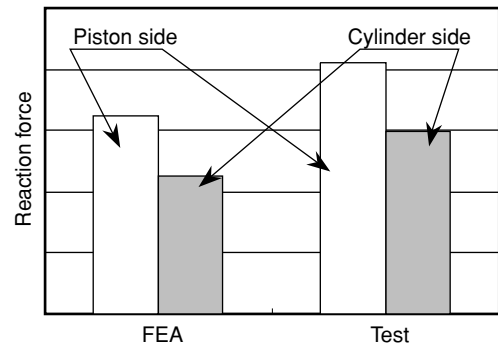


Fig.10 Calculation result and test result of reaction force

6. 試作品による耐久性の確認

以上の検討で得られた形状について試作品を作成し、各種耐久テストを実施して従来品と比較した。

Fig.11 は試験環境温度 120℃で行った高温作動耐久テストの結果である。初期の状態からテスト終了時までの締め

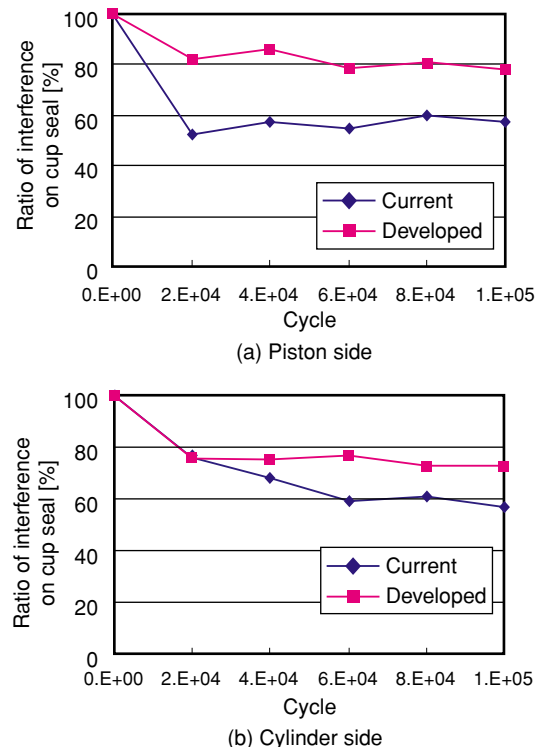


Fig.11 Interference change of cup seal at high temperature cycle endurance test

謝 辞

本研究を遂行するにあたり、日信工業(株)の皆様に多大なご協力を頂きました。本紙面をお借りしてお礼を申し上げます。

参考文献

- (1) 岩波繁蔵, 近森徳重: パッキン技術便覧(第2版), 東京, 産業図書, p.147-190(1981)
- (2) 藤吉敏生: プラスチック加工技術ハンドブック, 東京, 日刊工業新聞社, p.143-153(1995)

代量の変化は、従来品よりも小さくなり、耐久性が向上した結果となった。よって今回の試作品の優位性が確認された。

Fig.12 はカップシールをホイールシリンダ内に組付けたまま高温(120℃)で放置する放置耐久テストの結果である。高温作動耐久テストと同様に長時間放置に対しても締め代量の変化は小さく、耐久性が向上し、優位性が確認できた。

以上の結果から、今回超弾性解析で検討したカップシールは、耐久性の向上としゅう動抵抗の適正化の両面において、目標通りの性能が得られている事が確認できた。

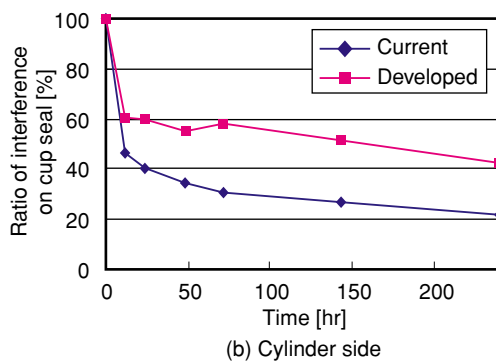
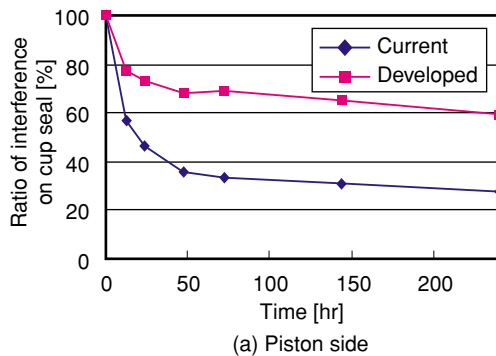


Fig.12 Interference change of cup seal at high temperature exposing test

7. まとめ

ドラムブレーキのホイールシリンダに求められる下記の目標性能を満足するカップシールの構造を、FEA 超弾性解析により検討した。

(1) ひずみの低減による耐久性向上

(2) しゅう動抵抗の適正化

材料は SBR から EPDM に変更して耐熱性および耐摩耗性を向上した。

上記の解析結果に基づいて試作品を作成して各種耐久テストを行った結果、目標性能が得られている事が確認できた。

従って、本解析手法がカップシール構造を検討するために有効である事が分かった。

■著 者■



中村 功一



伊藤 猛



小林 清志

自動車用オートエアコンの3D偏日射対応制御研究

Research of Control Countermeasure for 3-D Uneven Solar Radiation of Car Auto Air-Conditioning System

角 田 功*
Isao TSUNODA

首 藤 裕 紀*
Hironori SHUTO

高 松 育 生*
Ikko TAKAMATSU

要 旨

ABSTRACT

自動車の空調において、さまざまな角度から差し込んで変化する偏日射を受けても快適性を維持できるオートエアコンシステムを開発した。人体が受ける日射エネルギーを直接乗員が受けるものと車体が受けて室内空気を介して乗員に到達するものとに分け、太陽の位置ごとにそれぞれ求めた。その結果からオートエアコンの日射補正係数を変化させるためのマップを作成した。GPSを使って、車両に対しての太陽相対位置を算出し、太陽の位置によって乗員が受ける日射熱量分だけ冷却する制御システムを完成した。このシステムを搭載したオートエアコン車で屋外の実走テストをおこない、車体に対して日射の方向が変化しても、乗員は一定のフィーリングを得られることを確認した。

In the area of automobile air-conditioning, a new system was developed that is capable of maintaining comfort even when receiving uneven solar radiation that changes as it enters from different angles. This project differentiated the solar radiation energy that is absorbed by the human body and thus affects passengers directly, and that energy that is absorbed by the car body and is then conveyed to the passengers by means of the cabin air. Values for these two were then derived for every position of the sun. Based on the results, a map was created that enables the air-conditioning system to change the coefficient adjusting for the influence of solar radiation. A control system has been developed that calculates the position of the sun relative to the automobile by means of GPS, and provides only as much cooling as is needed to offset the amount of solar radiation energy absorbed by the passengers according to the position of the sun. An automobile with this air-conditioning system installed was subjected to outdoor cruising tests, which confirmed that passengers felt a constant level of comfort even when the direction of the sunlight changed with respect to the car body.

1. まえがき

自動車用の空調システムは、建物の空調システムと異なり、外部からの入熱のかかなりの部分を太陽からのふく射熱が占めるため、オートエアコンでは日射センサを設けて日射の強さに応じて吹き出し温度と風量を制御している。ところが、自動車では日射が直接乗員に当たる状況があり、この場合は太陽位置、乗員の位置などで直射による受熱量が異なるため、室内温度を均一にコントロールするだけでは不十分である。

このため2次元日射センサ⁽¹⁾⁽²⁾や、日射センサを2個使った偏日射制御などがあるが、太陽と車両と人体の関係で複雑に変化する偏日射による影響を全域で補正する

事はできない。さらに車両の位置から太陽の位置を算出し、日射強度との関係から偏日射に対してオートエアコンを制御する手法⁽³⁾はすでに考案されているが、実際の制御量を求めた例はない。

本稿では太陽のふく射熱が車両及び乗員に与える熱の流れについて解析し、偏日射全域で快適な制御のできるオートエアコンの検討を行った。

2. 快適要因の解析

2.1. 快適性の要因

自動車の乗員の快適性の要因の一つに、伝熱3要素(対流、放射、伝導)による室内の温熱環境があり、昼夜、季節

などによりそれぞれの要因が変化する。たとえば夜間は室内外の温度差による熱伝達及び換気による熱の移動によって温熱環境が決定され、日中はこの他に太陽のふく射熱の影響が大きくなる。

快適性の要因はこのような温熱環境で決まるものの他に好みの要素があり、ISO7730 などによれば個人差による好みは Fig.1 のような範囲で分布する。

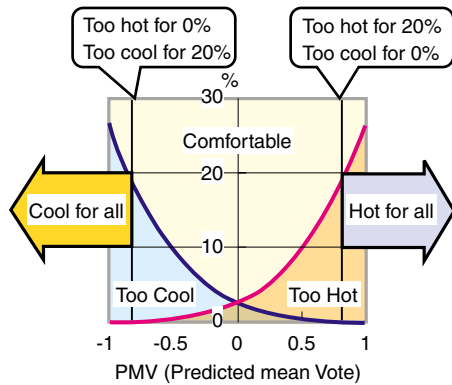


Fig.1 Distribution chart of preference

通常はこれらの要素の組み合わせで快適性が決まる。しかし、自動車は居住空間が狭く、乗員の位置はほぼ固定されており、ガラス窓が室内容積に比べて大きいいため、この他に乗員に直接日射が当たることによる暑さがあり、その影響は他の要素に比べて大きい。

2.2. 乗員の受熱

車室内の空気温度は、日射の少ない時は外気からの熱伝達、換気、空調などによって決定される。日射の多い時は太陽のふく射熱が大きな比重を占め、特に外気温度が制御する室温に近い時には、熱伝達による熱の移動は少ないため、外部からの入熱はこのふく射熱が大半を占める。

日射を受けた場合の受熱の経路を Fig.2 に示す。太陽からの日射は、窓から入って内装材などの温度を上げ、室内空気の温度上昇を経て乗員に到達する要素と、窓から乗員に

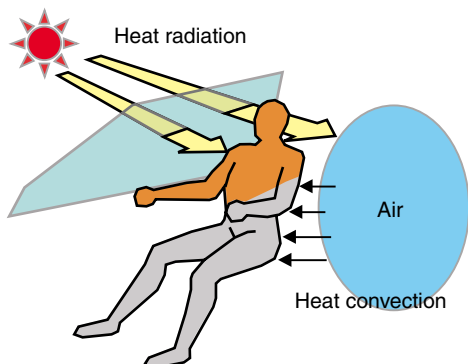


Fig.2 The routes of solar radiation reaching passenger

直接当たり衣服や皮膚の温度を上げる要素に分けられる。前者の場合は太陽の位置の影響による変化は比較的少なく、日射センサなどで室温に対しての補正をかけることによって一定の環境は作りやすい。太陽の仰角が高く乗員にはほとんど日射の当たらない夏の日中に相当する。

後者の場合は窓と乗員の位置関係で受ける熱量が異なるため各席で差が生じ、乗員の受熱量が大きいので太陽の位置による変化の幅も大きい。夏の日中以外の太陽仰角が低い時期すべてに相当する。

3. 日射に対する制御の現状と課題

3.1. 日射に対する制御の現状

一般的なオートエアコンでは外気温、室内温度、設定温度、日射量などから式(1)によって目標となる吹き出し温度 T_{ao} を演算し、ヒータユニットで冷風と温風の混合比を変えることで吹き出し温度を調節して、室内の温熱環境を制御する。

$$T_{ao} = F(T_{set}, T_{am}, T_r, T_{sun}) \quad (1)$$

T_{set} : 設定温度

T_{am} : 外気センサ温度

T_r : 内気センサ温度

T_{sun} : 日射量

太陽のふく射については、日射センサで検出したふく射熱の量に応じて吹き出し温度を低くし、室内空間を一定の環境に保つようにする。

日射センサは室内の日陰になりにくい場所で、運転席に近いところに設定される。一般的には車両のフロントガラス内側前方のインストルメントパネル上が多い。日射センサの感度、及び太陽と日射センサの間に介在するフロントガラスの減衰量によりゲインが決定される。この位置で検出される日射量を太陽からのふく射熱として代表する。

3.2. 日射に対する制御の課題

日射センサに当たる日射は、入射角によってセンサに到達する日射の量に相違が生じる。一方乗員は窓との位置関係で日陰になることもあれば、全身に日差しを浴びることもある。したがって太陽の位置によって日射センサの検出するふく射量と乗員の受熱量とが一致するとは限らない。実際の日射センサの出力が、各太陽の位置でふく射熱を代表できるかどうかを確認するために、一般的なセダンで日射センサに当たる日射と乗員に当たる日射の関係を調べてみた。

Fig.3 は仰角 50 度の太陽の位置から見た車両と乗員の関係を示す、窓から見えている部分が日射の当たる部分である。正面から日射が当たる場合は、乗員も日射センサも日射を受けている。横からの日射の場合は太陽のある方の乗員

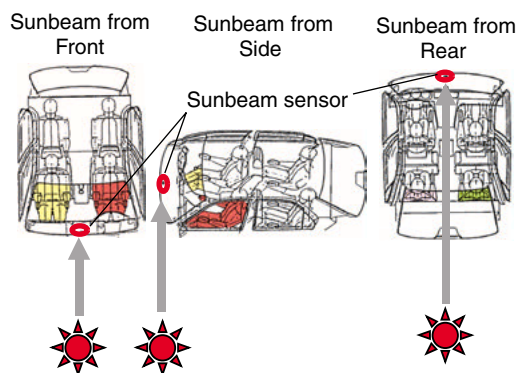


Fig.3 Comparison of solar radiation on sunbeam sensor and on passengers

と、日射センサが日射を受け、反対側の乗員は日陰になる。後方からの日射の場合は、前席の乗員は日陰となるが、日射センサは日射を受ける。このように、乗員の受ける日射と日射センサの受ける日射は必ずしも一致せず、横からの日射の場合は左右席によっても差が生じるため、日射センサによる単純なエアコン制御では乗員全員に快適な空調は得られない。

3.3. 太陽位置による偏日射の影響

上述のように、日射補正と人体受熱量とがずれていると乗員に対しての熱の収支が崩れるため、日射の方向によって暑かったり寒かったりする。このような問題点を解消するためには、日射センサの日射に対する補正量と、乗員が受ける熱量とを一致させる必要がある。

以後に使用する車両に対しての太陽の位置関係を Fig.4 に示す。

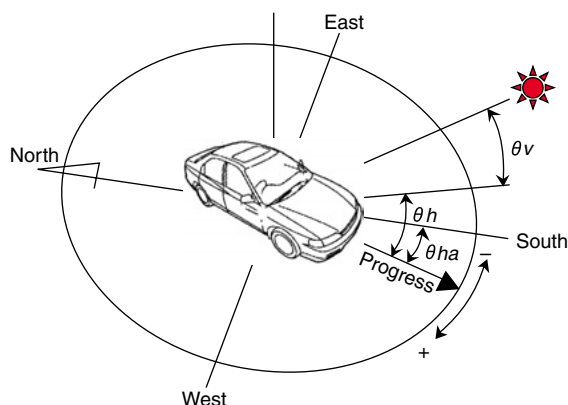


Fig.4 Description of sun position

θ_h : 車両進行方向に対しての太陽方位角

θ_v : 太陽仰角

θ_{ha} : 南中に対しての太陽方位角

実際に日射量を検出している位置と乗員の位置及び条件は異なっている。このことを定量的に確認するため、太陽の位置に対して日射センサの日射検出量と乗員のふく射熱受

熱量の関係を比較し、日射センサによる補正が乗員が受けるふく射による熱量を解消できるかどうかを確認した。

日射センサ単体は指向性により Fig.5 のように太陽の仰角によって出力が変動する。

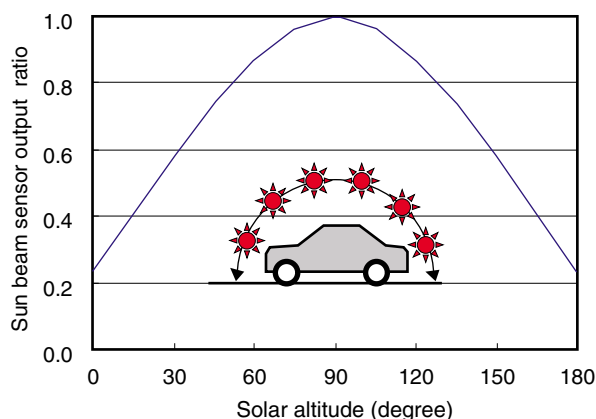


Fig.5 Sun beam sensor output ratio

センサ単体は方位に対して指向性は持たないが、センサはフロントガラスの内側に設定されるので、ガラスへの入射角によってセンサに到達する日射量は変動する。実際に制御に使われる日射センサの出力変化は仰角と方位に対して Fig.6 のようになる。

車体の中心前方に太陽が位置するときには出力は最大となり、横方向になるに従ってガラスに対しての入射角が小さくなるため出力は下がり補正は弱くなる。

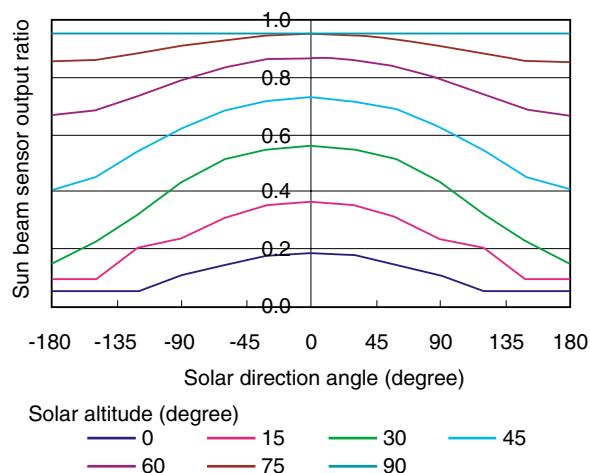


Fig.6 Sun beam sensor output ratio in car

一方実際に必要な日射に対する補正がどうなっているかを検証するために、自動車の乗員の受けるふく射熱と、太陽の位置関係を一般的なセダンモデルとして Fig.2 に示した経路別に求めた。

まず室内空気温に影響する成分として、太陽光が窓ガラスから入ることにより室内空気が受ける熱量を仰角別に方位との関係を整理すると Fig.7 のようになる。

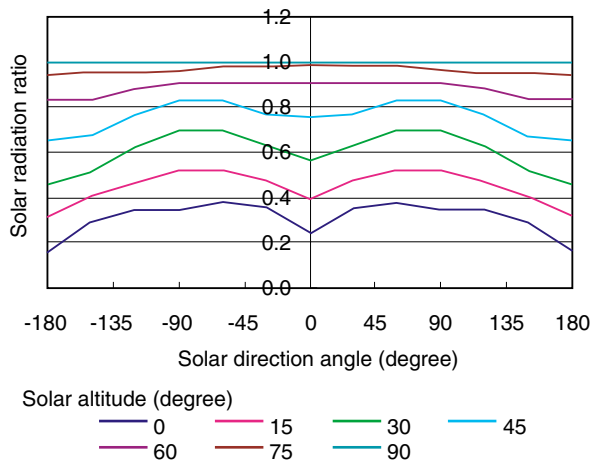


Fig.7 Solar radiation affecting interior

室内空気の受けるふく射熱は主に仰角により変化し、太陽の仰角が高いほど受熱量は大きくなることわかる。

次に、日射が窓を通して直接乗員に当たり、乗員が受ける熱量を左側の席の乗員について求めた。太陽の位置との関係は Fig.8 のようになる。太陽の仰角が高いときには太陽が乗員側にある時に最も強く日差しを受け、仰角が低い時にはむしろ反対側に太陽がある時に日差しのピークが発生する。特に仰角が低い時に方位によって受熱量の変化が大きい。

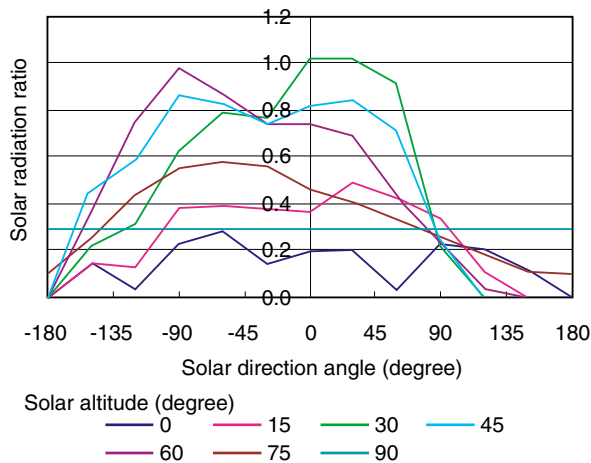


Fig.8 Direct solar radiation reaching left passenger

この二つの熱量の合計が、乗員が受ける太陽からのふく射熱となる。代表的な仰角 30 度、60 度について太陽の方位別に整理し、日射センサ出力の方位特性と比較した。Fig.9 及び Fig.10 に示す結果から、日射センサの日射に対する補正量は実際に受ける熱量に対して、仰角 30° では正面側で全体に不足し、仰角 60° では後方で過剰、左側で不足、右側で過剰。であり適正に日射に対する補正のかからない部分が多いことがわかった。

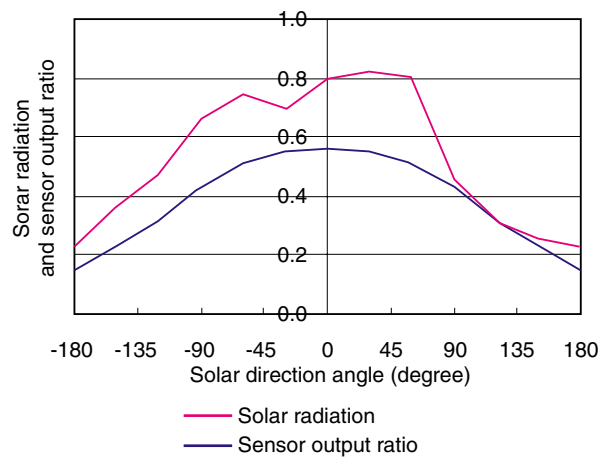


Fig.9 Output ratio of sunbeam sensor and heat ratio of left passenger (Solar altitude 30°)

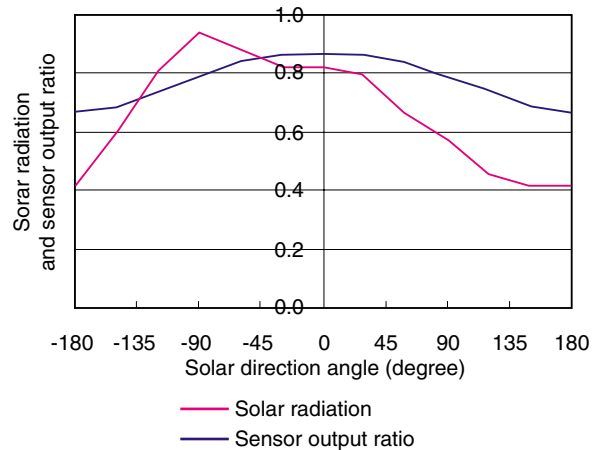


Fig.10 Output ratio of sunbeam sensor and heat ratio of left passenger (Solar altitude 60°)

3.4. 偏日射による影響の解消方法

実際に日射を受けた乗員が受けない場合に対して、どの程度吹き出し温度を下げればよいかについて、実験的に温度及び風量を求めた。

Fig.3 に示したように実車を静止状態で、正面日射(最も多く日射を受ける場合)、後方日射(車体は日射を受けるが乗員は受けない場合)、右側、左側からの日射(左右差がある場合)、日陰(日射が無い場合)の比較を行いそれぞれ同じフィーリングとなるよう、吹き出し温の調整を行った。

Fig.11 に示すように、日射が当たる時と当たらない時で風量及び吹き出し温を調節することで、同じフィーリングが得られる条件があることがわかった。

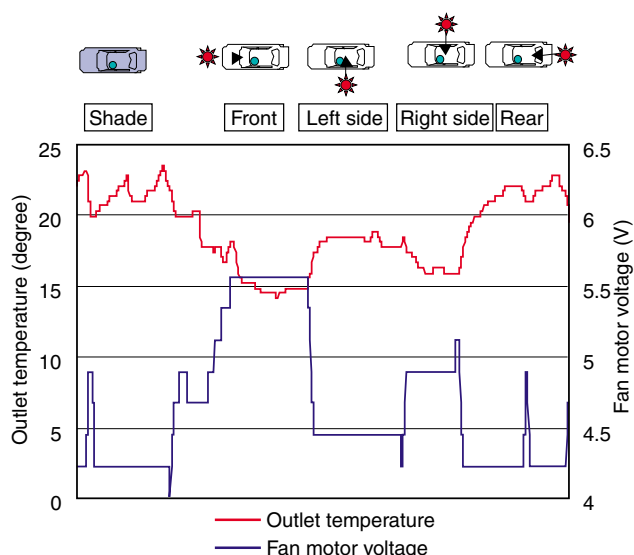


Fig.11 Same feeling outlet temperature

4. 偏日射に対する制御

4.1. 基本的な考え方

太陽仰角, 方位角によって乗員の受熱量は複雑に変化する。日射センサで検出した日射に対する補正量が, 太陽の位置に応じて, 乗員の受熱量と一致するように変化すれば, 太陽の位置によらず一定のフィーリングが得られる。

そのためには日射センサの出力と人体の受熱量を合わせるマップと, 太陽の位置検出が必要である。

4.2. 制御アルゴリズムの設計

目標吹き出し温 T_{ao} の演算式は(1)式を用い, T_{sun} の係数項を, 太陽の仰角, 方位角(θ_v , θ_h)の関数とした。日射センサの指向性を正規化し法線面での日射強度とする。これに乗員受熱量変化をかけて, 日射に対する補正量が乗員の受けるふく射熱変化と一致するようにする。日射に対する補正係数 K_{sun3D} は式(2)から求められる。

$$K_{sun3D} = \frac{F\{F_h(\theta_v, \theta_h), F_r(\theta_v, \theta_h)\}}{F_s(\theta_v, \theta_h)} \quad (2)$$

$F_h(\theta_v, \theta_h)$: 乗員が直接受けるふく射熱係数

$F_r(\theta_v, \theta_h)$: 車室内空気が受けるふく射熱係数

$F_s(\theta_v, \theta_h)$: 日射センサの指向性係数

4.3. 太陽位置検出

太陽の位置検出方法については, 3D日射センサによるものや, GPS 信号から計算するなどさまざまな方法が考えられる。実走確認用システムには, 比較的簡単に高精度の得られる GPS 信号から, 太陽位置を求める手法を用いた。

GPS 信号より現在位置の緯度, 経度および現在時刻を求め, 地球と太陽の幾何学的な位置関係より, 太陽の仰角

θ_v , 南中に対する方位角 θ_h を演算した。

さらにGPS信号から車両の進行方向を求め, 進行方向と θ_h から車両に対しての相対方位角 θ を算出した。

5. 実車による検証結果

5.1. テスト車構成

3Dでの偏日射に対する制御を行った場合, 実車として効果が得られるかどうかの確認するためにテスト車を作成した。

テスト車は一般的なセダンをベースとし, 日射センサはフロントガラスの影響を受けないように, 簡易的にルーフに水平に取り付けた。

仰角および方位角については, GPSアンテナからの信号をコンピュータに取り込んで演算を行ない, その信号をオートエアコンの ECU に送った。吹き出し温度を調節するヒータユニットは左右別々に温度が制御できるように改造した。正確な吹き出し温とするために, 吹き出し口には吐気温度センサを設けて, 温度調節にフィードバックをかけた。吹き出し温度はモニタができるようにした。オートエアコンの目標吹き出し温は式(1)の T_{ao} 演算式を左右席用に別々に設け, 日射に対する補正係数は太陽の仰角, 方位角によって日射センサのゲインをコントロールできる様にマップを備えた。オートエアコンの ECU はパーソナルコンピュータにつないで各センサの値と仰角方位角がモニタできるようにした。

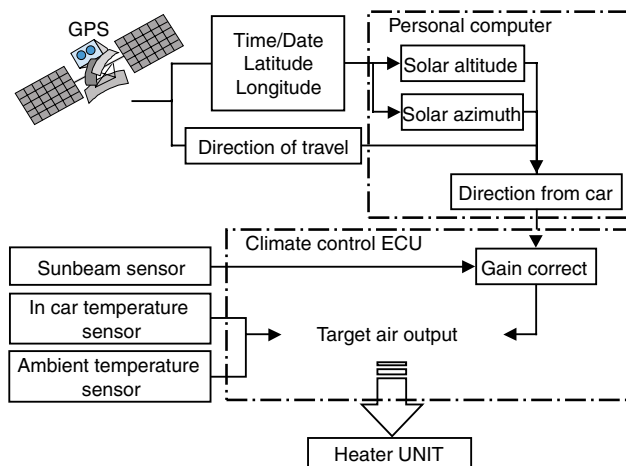


Fig.12 Control flow chart

5.2. テスト方法

テストは屋外での実走により行った, あらかじめ日時, 緯度, 経度から何時にどのような角度で日射が当たるかを演算によって求めた。

太陽仰角, 方位角と時刻の関係の例を Table 1 に示す。これを元にしてテスト確認したい方位に車体を合わせて,

Table 1 Test location and solar angle

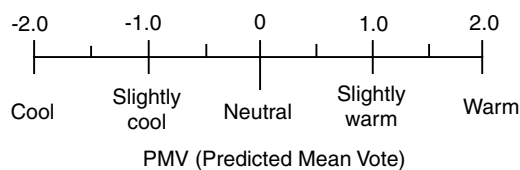
Time	Solar altitude (°)	Solar azimuth (°)
6:00	4.1	87.1
7:00	15.9	77.7
8:00	27.3	67.2
9:00	37.8	54.4
10:00	46.5	37.8
11:00	52.0	16.4
12:00	52.8	-8.3
13:00	48.7	-31.2
14:00	40.9	-49.4
15:00	31.0	-63.3
16:00	19.8	-74.4
17:00	8.0	-84.0

Longitude	140°E
Latitude	37°N
Date	09/19/00

その方向に走行してフィーリングの確認を行なった。

結果については各席それぞれ Table 2 に示すスケールによるフィーリングの申告結果により評価した。

Table 2 PWM scale



5.3. テスト結果

各方位で実際に走行して各席での吹き出し温度制御とフィーリングを確認した結果を Fig.13 に示す。

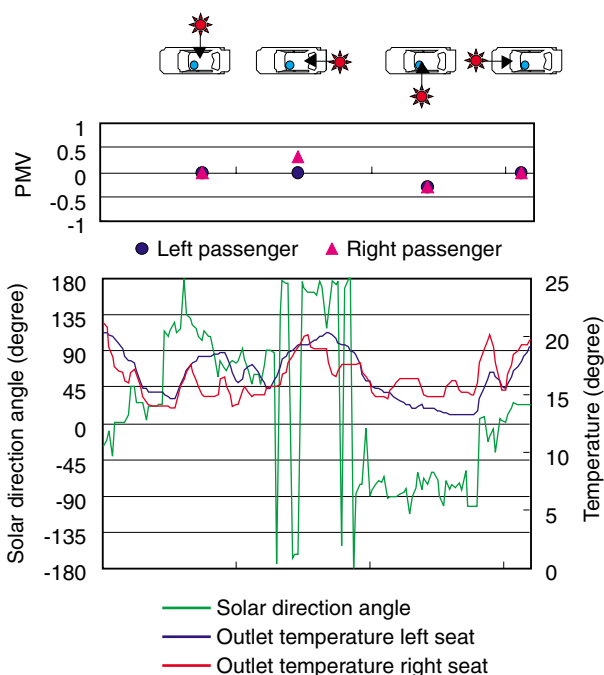


Fig.13 Outlet temperature and feeling of passengers

右側からの日射の場合は、右席の乗員に直達日射が当たるため右席の吹き出し温度が低めとなり、左右のフィーリングが維持される。次に後方からの日射の場合は両席ともに日射が当たらないため、吹き出し温は上昇する。さらに左席側から日射が当たるようになると、左席の吹き出し温が低めとなり左側からの偏日射による暑さを解消するようになる。正面日射では、乗員はもっとも多く日射を受けるため、吹き出し温度は下がり、左右の吹き出し温度は一致する。

この結果から、受熱量と日射補正量を合わせることで、人体に日射が当たる場合でも、適切に吹き出し温度が低くなるので、太陽の位置が変化し偏日射が変化してもフィーリングを維持する事ができることが確認できた。

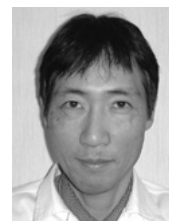
6. まとめ

- (1) 自動車の乗員が受ける太陽ふく射による熱エネルギーに注目し、直接窓から到達するものと、車体が受け空気を介して到達するものに分けて太陽の位置ごとに求めた。
- (2) 日射センサの指向性とガラス透過角度に依存する日射センサの日射に対する補正と乗員の受熱量の太陽位置別比較から、オートエアコンの日射に対する補正が、太陽位置によっては適切におこなわれないことが明らかになった。
- (3) 乗員受熱量解析の結果から受けた熱に応じて吹き出し温を低くするような、オートエアコンの日射に対する補正を適切にするためのマップを作成した。
- (4) マップによって、各席それぞれの吹き出し温及び風量を変させることのできるテスト車を作成し、走行して確認した結果、車両に対して太陽の位置によらず、昼夜快適な空調制御が得られることを確認した。

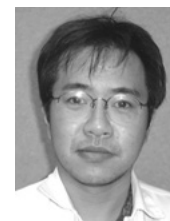
参考文献

- (1) 西村 要二ほか：マルチゾーン空調システムの開発，自動車技術，Vol.50, No.2, P.9(1996)
- (2) 浅野 秀夫ほか：セルシオ エアコン開発物語 電装技術会会報，Vol.38, No.3, P.24-25(1994)
- (3) 特許第 1416760 号 車両用空調制御方法および装置

■ 著 者 ■



角田 功



首藤 裕紀



高松 育生

3D オートメッシュを用いた有限要素解析の トランスミッション開発への適用

Application of Finite Element Analysis Using 3D Auto-mesher to Transmission Development

永井 滋* 内田 孝尚*
Shigeru NAGAI Takanao UCHIDA

要 旨

3D モデルを有効活用するため、金型作製に転用可能な細かいフィレット、抜き勾配等を含む詳細形状モデルを無修正で有限要素解析の実施を目指し、3D CAD システムと連携した 3D オートメッシング機能と 3D モデル品質の改良を行った。その結果 100MB を越える 3D 詳細形状モデルをオートメッシュにより CAE モデル化し、トランスミッション設計現場において設計者による有限要素解析が可能となった。

ABSTRACT

In order to effectively utilize 3 dimensional models, a 3D auto meshing function linked with a 3D CAD system and 3D model quality were improved with the aim of performing Finite Element Analysis without modification on detail models including detailed fillets, draft angles and other complex shapes which can be applied to die manufacture. As a result, 3D detail models with a data volume in excess of 100 MB could be converted to CAE models by auto meshing, allowing design staff to perform Finite Element Analysis at the transmission design site.

1. まえがき

設計ツールの 3D 化移行に伴い、エンジン、トランスミッション等の casting 部品についても金型作製に転用可能な細かいフィレット、抜き勾配等を含む詳細形状モデル(以下 3D 詳細形状モデル)主体の設計となった。これら 3D 詳細形状モデルを用いた設計は、ワークステーションの計算時間の問題、3D CAD システムのオペレーション機能不足、設計者のモデリングスキル不足等の理由から、2D 図設計よりも工数がかかる状況であったが、ワークステーションの性能向上、3D CAD システムの機能向上、設計者のスキル向上もあり、徐々に工数的問題は減少方向に向かっている。

3D による設計の主な利点として、3D レイアウトによる他部品との干渉チェック、ラピッドプロトタイピングによる実形状チェック、3D 詳細形状モデルの金型作成転用等が挙げられる。しかし、これらは設計者にとって、2D から 3D への移行で発生した工数増加に値するメリットとはならなかった。

そこで設計者に対する 3D 化のメリットの一つとして、設

計者自身が 3D 詳細形状モデルを直接用いた有限要素解析を実施する事が考えられた。

以上の様な背景から 4 面体要素オートメッシュ機能向上を行い、これまでオートメッシュは困難と考えられていた大型の 3D 詳細形状トランスミッションケースモデルのメッシングが可能となった。その結果、大型 3D 詳細形状モデルであっても、設計者による有限要素解析実施の可能性のある事がわかった。

2. 3D オートメッシュ改良のねらい

設計者が有限要素解析を行うにあたり、有限要素解析ソフトウェアの習得や 3D 設計ツールからその解析ソフトウェアへの 3D モデルデータ変換の必要が出て来る。これら多くのソフトウェアの使い方を覚える作業は設計者に大きな負担である。

これに対し、当社の標準 3D CAD システムの一部である有限要素解析機能を解析に用いる事が出来れば、上記 2 項目に対し次の利点がある。i) 基本操作やユーザーインター

フェースが共通であり、容易に有限要素解析機能の習得が可能となる。ii)データ変換の必要が無い。

以上より設計者への有限要素解析導入には、現在社内で使用している有限要素解析機能を備えた 3D CAD システムの使用が効率的であると考えた。

設計者による 3D 詳細形状モデルの有限要素解析実施のためには、3D CAD システムの標準機能であるオートメッシュ機能を改良し、設計者が 3D モデルによる設計を行いながら、同一の 3D CAD システム上で短時間のうちに有限要素解析が出来る様にする事が必要である。(Fig.1 参照)

2.1. 従来の CAE モデル

これまで 3D 詳細形状モデルの有限要素解析を行うためには、細かいフィレット、微小な面、微小な穴等の細かい形状を省略した有限要素解析専用の 3D モデルが必要であった。これは主に以下の2つの理由によるものである。i)オートメッシュが、細かい形状に追従してメッシュを生成する事が困難、ii)メッシュ生成後、そのCAEモデルが計算機の手速度、能力を越えた節点数、要素数となる。

また、多くの場合、少ない要素数、節点数であっても計算結果精度の良い6面体要素を用いるか、少ない工数で適度な結果が得られるシェル要素を部分的に用いたマニュアル(手動)メッシュで対応せざるを得なかった。これは、主に計算機の少ない資源を有効に活用し、精度の良い結果を得るためである。

参考としてシリンダブロック等のエンジン部品では、CAE 専任者が CAE モデル作成に 200 時間を越える場合があった。また応力分散のために作られたリブの簡略化や除去に対しても、要、不要の判断など、多くのノウハウが必要であった。

2.2. 設計者が行う有限要素解析

前節で述べた理由から、有限要素解析は CAE 専任者が行う事が一般的であり、設計者による有限要素解析は工数的観点から行われて来なかった。また、一般的に設計者は勘と経験により形状を決定し、試作品を作り、実測テスト結果から設計諸元を決定すると言う手段を取ってきた。

しかしここ近年オートメッシュの性能が向上し、手のひ

らに乗る程度の大きさで、小さなフィレット等の微小な面を多く持たない部品であれば、オートメッシュを用いてメッシュを生成し、引き続き計算を行う事も可能となった。実際に小さな部品に対しては設計者が設計作業の中で有限要素解析が可能となって来ている。また実際に実測テストを省略し、有限要素解析結果のみで諸元決定しているものも存在する。

設計者が自ら有限要素解析を行うメリットとして、i)実物が無くてもその場でテスト結果をシミュレート出来るため、アイデアの有効性をリアルタイムに確認出来る。ii)その部品に関する周囲のレイアウト、製品コスト、金型構成等の制約を熟知しているため、効率的に対策案を打ち立てる事が可能。iii)自分自身の設計アイデアを短時間内で繰り返し確認可能となり、設計的センスの向上につながる。等が挙げられる。

ここで紹介する大型部品の一つであるトランスミッションケースの場合は、全体が曲面とフィレットで構成されており、平面がほとんど無く、これまでオートメッシュは困難であった。また、マニュアルメッシュを行う場合、メッシングに時間がかかるのみならず、最大応力発生部位を省略した解析が行われる可能性があり、フィレットの除去等の形状簡略化に関して多くのノウハウが必要となる。以上のように解析時間と精度の問題からトランスミッションケースの有限要素解析はほとんど行われなかったが、一方、トランスミッションケースの様な大型で複雑な形状の部品に対しても有限要素解析が適用出来るオートメッシュは、短時間で精度の良い有限要素解析実施が可能となるため、待望されていた。

2.3. オートメッシュの方向性

近年ハードウェアの進歩が著しく、高速化と低価格化が進み、ワークステーションが以前の大型コンピュータに近い能力を備えるまでになって来た。

このハードウェアの進歩を考慮すると、i)小さい面やフィレットの除去を含む個別のノウハウの構築。ii)時間をかけたマニュアルメッシングの実施。iii)節点数、要素数の減少。と言う従来の考え方を元に CAE モデルを作製するよりも、3D詳細形状モデルをオートメッシュでメッシングし、CAE

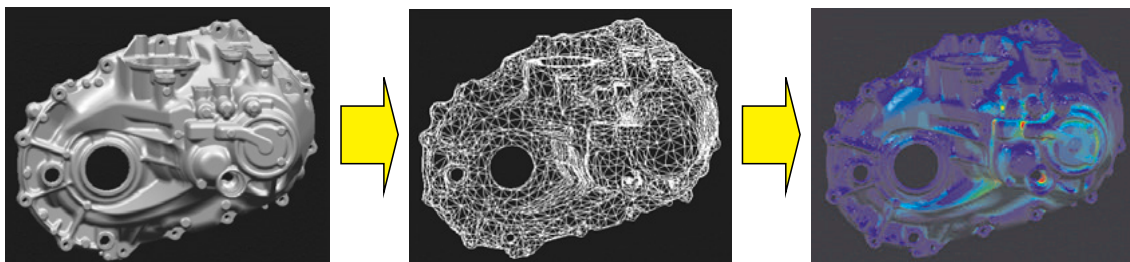


Fig.1 Finite element analysis of a 3D detail model with 3D auto-mesher

モデルを作成した後、有限要素解析を行う方がより効率的であることが容易に理解できる。

また、3D詳細形状モデルのオートメッシュが可能であれば、解析結果精度を論じる際、有限要素解析ソルバ精度のみならず、今後は3D詳細モデルの形状精度、メッシング後のCAEモデルとしての形状精度についても論じられる事が可能となり、多方面から結果精度追求が可能となる。

以上よりオートメッシュに求められる機能として、i)3D詳細形状モデルのオートメッシュが可能なる事。ii)計算時間や全体的な計算精度最適化のため、節点数、要素数のコントロールが可能なる事。iii)注目部の精度向上のため、局所的な細かい要素サイズが定義可能な事。と、以上3点が挙げられる。

3. 3D オートメッシュの改良

設計者がトランスミッション開発の中で有限要素解析を実施するために、この3Dオートメッシュに必要となる機能は以下の2項目である。

- i)メッシュが確実に生成出来る事(=時間の効率的な利用)
- ii)要素品質が良い事(=解析結果精度確保)

これらを3Dオートメッシュ機能改善に際して具体的目標としたものが以下の2項目である。

如何なる3D詳細形状モデルに対しても

- i)メッシュ成功率 90%以上
 - ii)Length ratio 10 以下
- (メッシュ成功率、及び Length ratio については後述。)

3.1. 具体的評価方法と条件

上記目標達成のため、メッシュ成功率、及びLength ratioの具体的評価方法を決めた。

3.1.1. 評価方法

i)メッシュ成功率

メッシングを行った全回数を母数とし、3D CADシステムに統合された有限要素解析ソルバの要素品質基準を満たすメッシュが得られた回数との比を式(1)のように「メッシュ成功率」として定義した。

$$MS = VM / MT \quad (1)$$

但し、MS:メッシュ成功率、VM:計算可能なメッシュが得られた回数、MT:メッシングを行った回数

i)Length ratio

計算結果精度確保のために Length ratio の最悪値をチェックした。

ここで「Length ratio」とは一般的に「Aspect ratio」と呼ばれているものである(Fig.2 参照)。

また、Length ratio 以外の Jacobian, Shape factor 等の要素品質項目についても有限要素解析ソルバが許容出来るか

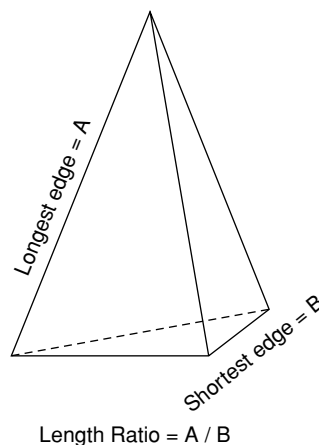


Fig.2 Length ratio

否かのチェックを同時に行った。

要素品質基準の中で Length ratio を基準とした理由は以下の3点である。i)生成されたメッシュの要素品質チェックにおいて、頻繁に有限要素解析ソルバの基準値を越えたのは Length ratio だけであった。ii)計算結果精度に直接的な影響を及ぼす。iii)計算結果精度確保の指標として適当な要素品質項目の一つである。

メッシュの中に要素品質基準値を越えた要素が一つでもある場合、計算は流れない。一般的に15以上のLength ratio 値を持つ要素は避けるべきであると言われている。

3.1.2. 評価条件

i)評価用モデル

評価を開始した時点で存在した3D詳細形状モデルを、評価用モデルとして任意に5つ選定した。

Fig.3にそれらのモデルの一部を示す。また、各図中の数字はモデルのサイズである。

ii)メッシング条件

ここでは、Size と Absolute Sag の2つのメッシングパラメータを組み合わせてテストを行った(Fig.4, Fig.5 参照)。

Size と Absolute Sag の2つのパラメータは、3D詳細形状モデルをメッシング後、節点数約15万(要素数約8~9万)となるよう設定した。この15万節点と言う数字は現在開発で用いられている設計用ワークステーションで使用可能な4GBの一時記憶領域でほぼ確実に計算可能な節点数である。

また、最初の評価で設定したメッシングパラメータ(Size と Absolute sag)は、その後の評価においても同じ組み合わせを使用した。

3.2. 評価結果

上記評価方法及び条件に従い、3Dオートメッシュの評価を行った。



Fig.3 Evaluation models

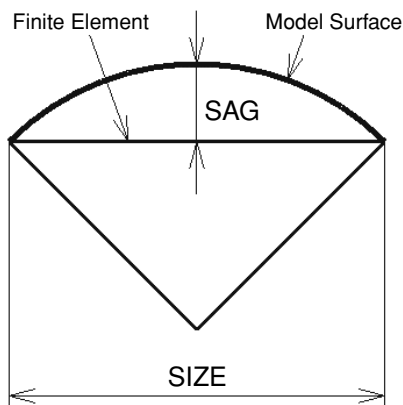


Fig.4 Size & sag

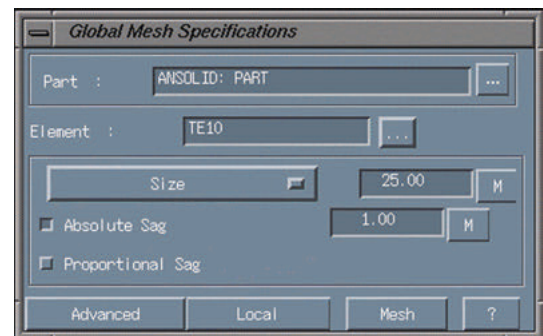


Fig.5 Meshing parameter set window

3.2.1. Step 1 テスト

- ・ 目的：機能詳細調査
- ・ 結果：5モデル平均のメッシュ成功率は約 15%であった。

このメッシュ成功率 15%と言う値は、10 回メッシングを行い、計算に使えるメッシュが得られる回数が2回未満と言う事である (Table 1 参照)。限られた時間の中で多くの業務をこなしている設計者にとって、メッシュ成功率が15%ではメッシング作業自体が負担となる。

以上より、このバージョンのオートメッシュは、このままでは設計者による有限要素解析には使えないと判断した。

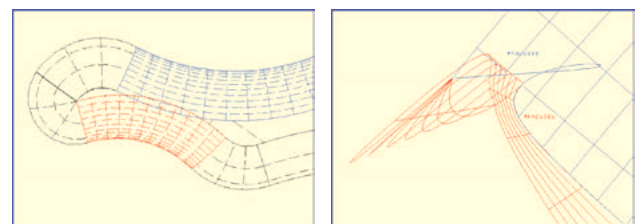
・メッシング結果分析：

Step 1 評価において 85%を占めるメッシング失敗(以下、メッシングエラーと記す)を分析すると、大きく次の2つに

分類する事が出来た。i)3D 詳細形状モデルに原因があるエラー、ii)メッシュプログラムに原因があるエラー。

i)3D 詳細形状モデルに原因があるエラー

メッシングエラーを引き起こす 3D 詳細形状モデル上の問題となる部分は、3D CAD システムの標準トレランス (0.1mm)以下の微小部分であり、その代表例としてFig.6のような「面の重なり」と「面の捩じれ」がある。



Overlapped face

Twisted face

Fig.6 Problem geometry examples

Table 1 Step 1 result

Model	A	B	C	D	E	Total
Meshing trials	44	42	18	38	12	154
Mesh success	5	2	0	9	7	23
Mesh success rate	11.36%	4.76%	0.00%	23.68%	58.33%	14.94%
Meshing failure details						
3D model quality	28	6	18	17	4	73
Element quality	8	32	0	10	1	51
Others	3	2	0	2	0	7

これらの微小部分はメッシングエラーとなった時点で赤丸表示されるが、3D CAD システムが自動的に作成した形状であり、メッシング開始以前に見つけ出す事は非常に困難である。

この事から 3D 詳細形状モデルに原因があるエラーを根本的に回避するためには、3D CAD システムのモデリング機能向上による 3D 詳細形状モデル自体の品質向上が必要となる。

この根本的解決策以外に、3D 詳細形状モデルに原因のあるエラーの回避策が 2 つある。

- ・メッシュプログラムを変更する方法—モデルの低品質部分を適度に無視する様、メッシュプログラムを最適化する。
- ・3D モデルを修正する方法—赤丸で示された問題発生部位を設計者が修正してエラー発生を回避する。この方法は 3D モデリングに絡む事項であるため、ここでは省略する。

ii) メッシュプログラムに原因があるエラー

このエラーとして多いのが Length ratio (要素品質) の問題である。メッシングが正常終了しても、50 以上の Length ratio 値を持つ要素がある場合、計算には使用不可である。この Length ratio 問題解決のためにはメッシュプログラムが粗悪品質要素を生成しない様、改良する必要がある。

この他には「プログラムエラー」と呼ばれる、メッシュプログラム自体がエラーを起こし、メッシングを異常終了するものがある。

- ・次バージョンへの対応：

Step 1 結果から、メッシュプログラムに対して次の 3 項目の変更を行った。

- 3D 詳細形状モデル上の低品質部分を無視出来る様にする。
- Length ratio 値の改善

iii) バグフィックス。

3.2.2. Step 2 テスト

- ・目的：メッシュ改良目標達成度確認
- ・結果：メッシュ成功率 88% という成功率の大幅な改善が得られた。(Table 2 参照)

ここでの大きな変化点は、全メッシング回数に対する基準値 50 以上の Length ratio 発生割合は全体の 33% から 2% へと大きく減少した事である。

しかし、負の Jacobian 値を持つ要素の生成と言う別の問題が発生した。負の Jacobian 値は有限要素解析計算が不可能となる条件である。

- ・次バージョンへの対応：

Step 2 結果から、負の値の Jacobian を持つ要素の生成が無いようメッシュプログラムの変更を行った。

3.2.3. Step 3 テスト

- ・目的：メッシュ改良目標達成度確認
- ・結果：負の値を持つ Jacobian の発生は皆無となったが、メッシュ成功率が 88% から 86% へと落ちた。また、Length ratio によるメッシングエラー発生率も、2% から 5% へと増加した (Table 3 参照)。

3.3. 評価まとめ

以上より、Step 1 ～ Step 3 で以下の如くメッシュ機能向上が図られた (Fig.7 参照)。

- ・5 モデル平均メッシュ成功率は 15% から 86% となった。

内訳として

- ・Length ratio 50 以上のメッシングエラー発生率は 33% から 5% へと減少した (5 モデル平均値)。
- ・3D 詳細形状モデル品質によるメッシングエラー発生率は 47% から 8% へと減少した (5 モデル平均値)。

以上のように、ほぼ目標に達成したと言える。

Table 2 Step 2 result

Model	A	B	C	D	E	Total
Meshing trials	44	42	18	38	12	154
Mesh success	37	41	10	36	11	135
Mesh success rate	84.09%	97.62%	55.56%	94.74%	91.67%	87.66%
Meshing failure details						
3D model quality	7	1	3	2	0	13
Element quality	0	0	2	0	1	3
Others	0	0	3	0	0	3

Table 3 Step 3 result

Model	A	B	C	D	E	Total
Meshing trials	44	42	18	38	12	154
Mesh success	38	38	11	33	12	132
Mesh success rate	86.36%	90.48%	61.11%	86.84%	100.00%	85.71%
Meshing failure details						
3D model quality	6	0	2	5	0	13
Element quality	0	4	3	0	0	7
Others	0	0	2	0	0	2

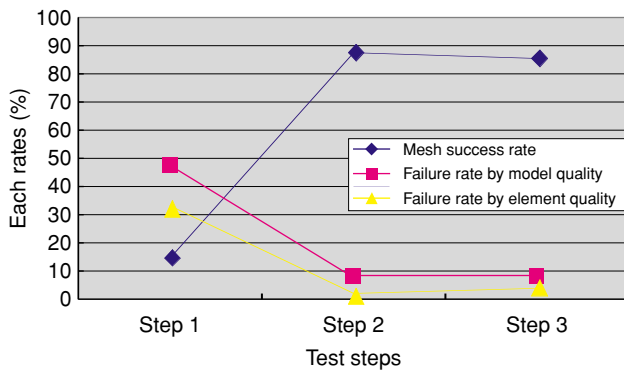


Fig.7 Transition of results (5 models average)

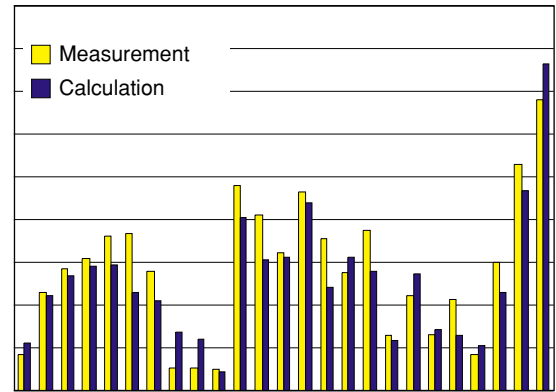


Fig.9 Comparison of measurement and calculation

4. 応力解析実例紹介

ここでは実際にこのオートメッシュを用いて実施された設計者による単体部品応力解析例を紹介する。

Fig.8 に実際の応力解析例を示す。この解析例のモデルは、有限要素解析に際してフィレット除去やモデル修正等は一切行われていない 3D 詳細形状モデルである。

これらは 4 面体 2 次要素による節点数約 15 万(要素数約 9 万)の解析例である。

従来は、専任者がトランスミッションケースのマニュアルメッシングのみを行うのに約 80 時間かかった(フィレット無し、節点数約 2 000)。しかし現在では、ワークステーション上で境界条件付加に約 10 分、オートメッシュを含む計算が約 45 分で終了する。参考として、メッシングだけに要する時間は、計算時間約 45 分中の 7～8 分である。

Fig.9 は Fig.1 に示されるモデルの有限要素解析結果と、ひずみゲージによる応力測定結果の各測定点における比較である。設計諸元決定に対して、傾向、絶対値とも有効な結果であると言える。

5. まとめ

以上より、

- i) これまで不可能と言われて来た 3D 詳細形状モデルのオートメッシュが可能となった。

- ii) 設計者自身による有限要素解析が実現し、実際の設計現場で活用される様になった。

- iii) 設計者による有限要素解析導入により、設計変更回数、実測テスト回数が減った。

6. あとがき

従来解析専任者に有限要素解析を依頼し、結果が出るまでに数日から数週間かかっていたが、現在はこのオートメッシュ機能を用いて 3D 詳細形状モデルの有限要素解析が約 1 時間で終了するようになった。3D オートメッシュを用いた有限要素解析は、設計者にとって無駄となっていた解析結果待ち時間を激減し、短時間で設計仕様が検討できるツールとなりつつある。

設計者自ら有限要素解析を用い、精度の高い仕様決定が行われる事で、実測テスト回数が削減され、開発効率向上が着実に進みつつある。

7. 謝辞

設計者が有限要素解析を行える様、筆者らのコンセプトを理解し、筆者らと共に具体的目標値を設定し、3D オートメッシュの機能改善に積極的に対応して頂いた仏ダッソーシステムズ社に心から感謝の意を表します。

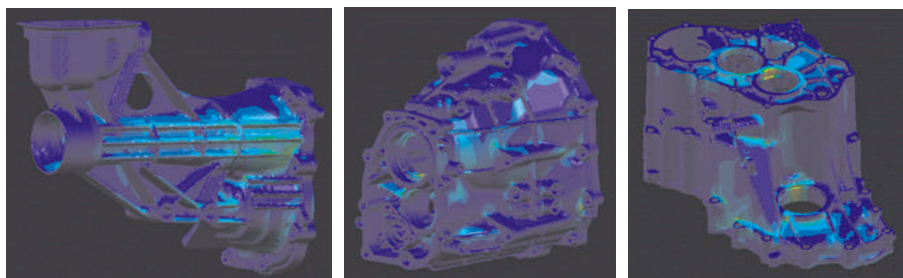


Fig.8 Finite element analysis examples of 3D detail models

8. 参考文献

- (1) 三好俊郎:有限要素法入門, 東京, 培風館, 1994, p.179-183
- (2) 東町高雄:有限要素法のノウハウ, 東京, 森北出版, 1993, p44-47
- (3) 高橋勝雄, 高橋幸敬, 錢場克己: パワープラント振動解析への大型計算機の利用, 自動車技術会, 学術講演前刷集 901, p65-68 (1990)
- (4) Semba, K., Takahashi, K. et al,: Finite element eigenanalysis of frontwheel drive powertrain, 7th IMAC Vol.9. (1989)

■ 著 者 ■



永井 滋



内田 孝尚

CVT金属ベルト応力シミュレーション技術の開発

Development of Metal Pushing V-Belt Stress Simulation for Continuously Variable Transmission

斎藤 俊博* 岡野 武政*
Toshihiro SAITO Takemasa OKANO

要 旨

CVTにおける金属ベルトの高速耐久性を把握するため動的挙動と応力をシミュレートする計算手法を新たに開発した。本手法ではCVTの高回転領域を再現させるため衝突解析に用いられる有限要素法を採用した。金属ベルトの有限要素モデルはエレメント全数及び、積層リング全層を形状定義しており、駆動力の伝達は接触・摩擦で行われる。また、回転数は停止状態から徐々に目標回転数まで立ち上がるように設定した。その結果、高回転領域でのベルト応力を予測することが可能となり、テスト結果との相関も得られたことからベルト耐久性を初めて判断することが可能となった。更に、このシミュレーション手法を広く設計者に普及させるため専用の解析プリ・ポストを開発し、金属ベルトモデルを短時間で作成できる環境を構築した。

ABSTRACT

This paper describes the development of a new method to evaluate dynamic behavior and stress for durability simulations of metal pushing CVT V-belts undergoing high rotational speeds. The finite element method of crash analysis is adopted to simulate the high rotational speed range. A finite element model of the complete metal pushing V-belt including the layered rings is constructed, where the torque is transmitted by the friction of the contact surface. In the simulation, the rotational speed increases from zero to the target speed. Since the simulated belt stresses correlate to test, the durability of the belt has been first predicted successfully. To make this simulation available to designers, a customized pre- and postprocessing tool is developed in order to allow creation of new models in an easy and fast way.

1. まえがき

近年、自動車のさらなる環境対応の要求が高まる中でCVTは走りと低燃費を両立できるトランスミッションとして各社が注目する技術である。その走りにおいてはシフトショックのないスムーズな加速と静粛性を特徴とし、燃費においてはエンジンとの統合制御により燃焼効率の高い回転数を維持することでATをしのぐ低燃費を実現している。そのため、今後ますますCVTの伝達容量を拡大していくニーズが高まる中、骨格部品である金属ベルトの耐久性向上は不可欠であり、要求される限界回転数もより高くなってきている。しかしながら、金属ベルトの伝達メカニズムが接触・摩擦伝達を基本としているため、解析的なアプローチは難しく、もっぱらテストによる確認が繰り返されており、膨大な開発工数を費やしてきた⁽¹⁾。

そこで本稿では、まず限界回転数付近での金属ベルト挙動・応力を予測できるシミュレーション技術を開発し、耐久

SN線図により強度判断を可能とした。更に、この技術を広く設計者にも利用できるようにするため、専用のプリ・ポストを開発したので合わせて報告する。

2. 開発のねらい

今回用いたCVTの主断面をFig.1に示す。図に示すように駆動トルクは金属ベルトによりドライブプーリーからドリブンプーリーに変速し伝達される。また、CVTは対向する1対のムーバブルプーリーが軸方向に移動することでレシオ変速するメカニズムであるため、打ち消すことのできないミスアライメントを有しており、その振幅はプーリー軸間距離と運転レシオで決定される。

金属ベルトはVan Doornes Transmission社製を採用しており、およそ428個のエレメントと2列12枚のリングから構成されている(Fig.2参照)。リング各層はレシオ1.0以外では相対すべり挙動をしており、最内層リングではエレ

*栃木研究所

メント間とも相対すべりがある。高回転領域での破損起点はこの最内層リング内側表面と推定されている。

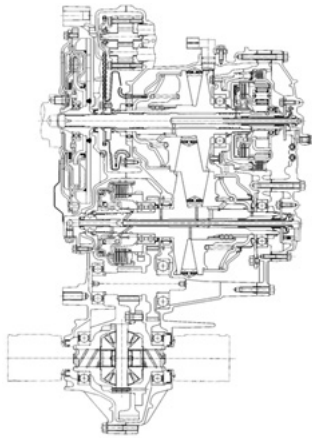


Fig.1 CVT main section

これらのことから本開発のねらいとして、
 (1)限界回転数での最内層リング応力の算出
 (2)高速耐久時の SN 線図の作成
 (3)プーリー剛性のベルト強度への影響
 (4)容易に利用できるシミュレーション技術を定めた。



Fig.2 Metal pushing V-belt

3. シミュレーション開発

3.1. ソルバーの選択

金属ベルトのトルク伝達はエレメント間の押し力とリングの張力差により行われる⁽²⁾。この張力差はリングと各エレメント間の摩擦力により引き起こされていることから、相対挙動を正確に求める必要がある。すなわち、最内層リングの応力を求めるためには金属ベルトのすべての構成部品を忠実にモデル化する必要があり、なおかつ個々のエレメントやリング各層の運動挙動を考慮できる手法でなければならない。

こうした要求を満足させる解法として採用したソルバー

が衝突解析コードに分類される汎用非線形有限要素法である。多くの衝突解析コードは動的な接触問題を解く際の計算効率に主体をおいているが、その中で運動学的にも計算精度を犠牲にしないキネマティックス接触を有するソルバーを採用した。

3.2. シミュレーション手法

Fig.3に解析前の状態の金属ベルトモデルを示す。リング各層は弾性体として定義し、エレメントについては詳細形状を再現させることに主眼を置くため剛体とした。プーリーのモデルは本来弾性体としての扱いが望ましいが、計算時間の観点から剛体としている。

また、解析前の真円形状を金属ベルトのゼロ応力状態としている。

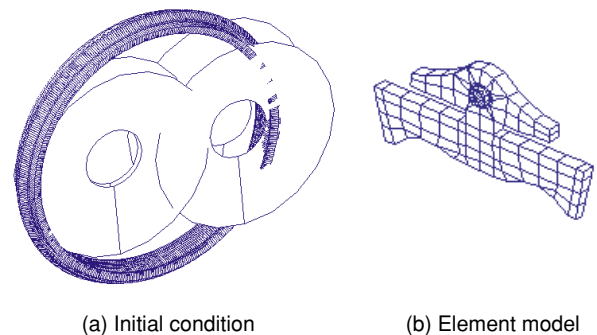


Fig.3 Metal pushing V-belt model

解析のプロセスは実際に金属ベルトを CVT に搭載し運転する時と同様に設定している。まず始めに、プーリー軸間距離を合わせ、その後ドライブ及び、ドリブンプーリー側圧でベルトをクランプし、ドライブプーリーを限界回転数までベルトスリップさせないように加速する。その後、すべての運転条件を一定に維持し、リング応力が定常状態に到達したところで計算を終了する。この方法は解析時間がかかるが、接触・摩擦の不可逆性を精度よく再現するには不可避と

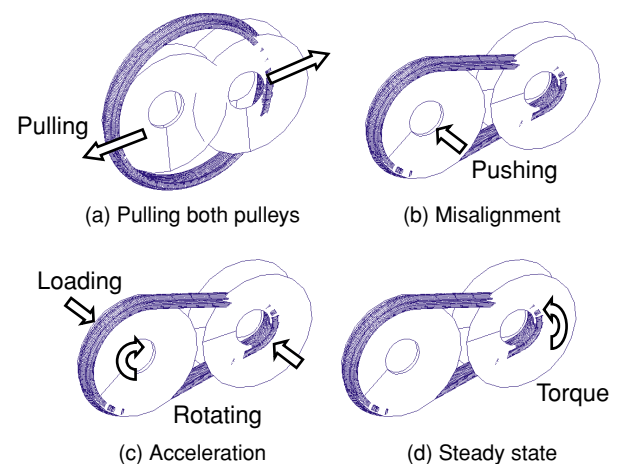


Fig.4 Analysis procedure

考えられる⁽³⁾⁽⁴⁾(Fig.4 参照)。

また、Fig.5にシミュレーションの入力条件と出力結果の関係を示す。この中で、各接触面での摩擦係数は測定結果との整合により決定する必要があるパラメータである。

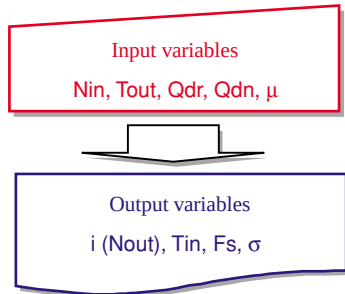


Fig.5 Input and output variables of analysis

3.3. 精度の検証

精度を検証するため、本シミュレーション手法による結果を測定結果と比較したものを Fig.6 に示す。測定はリングを1層だけ組み込んだ金属ベルトを用いており、リング外周表面にはたき込みゲージから信号を取り出している⁽⁵⁾。測定条件は1000rpmとし、トルク負荷はかかっていない。リング応力は正確に再現されており、このとき用いた各部の摩擦係数をそのまま限界回転数でのシミュレーションにも流用した⁽⁶⁾。

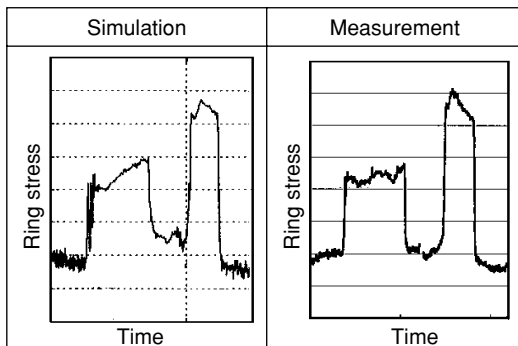


Fig.6 Comparison of results

3.4. 最内層リング応力

本シミュレーションを限界回転数での CVT 運転条件に適用し、得られた最内層リング応力の時刻歴波形をFig.7に示す。計算条件はエンジン回転数が6000rpm、レシオは0.61、伝達トルクは143Nmである。

応力波形が示すとおり、運転条件が定常状態になるとまもなくリング応力もほぼ同じ波形を繰り返していることから、限界回転数での定常状態を再現できていることがわかる。

また、本シミュレーションではベルトミスアライメント

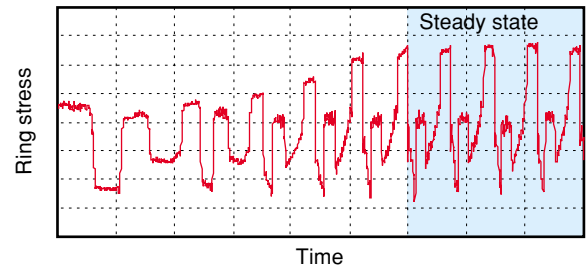


Fig.7 Time history of ring stress

も考慮しているため、左右のリング応力波形で違いが見られる(Fig.8参照)。リングにはミスアライメントによる積層リング間の幅方向すべりを抑制させるため、クラウニング形状が施されており、張力が負荷されると幅方向に応力分布が発生する。ミスアライメントは更にこれを助長し、リング端部応力を上昇させることがわかる。

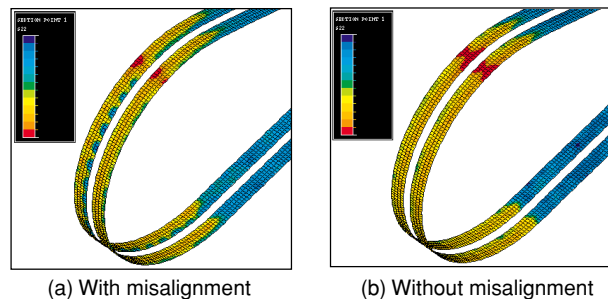


Fig.8 Influence of belt misalignment

4. ベルト耐久性判断

CVTの運転条件はレシオ、伝達トルク、エンジン回転数及び、プーリー側圧で規定される。すなわち、これらのパラメータのそれぞれがリング応力波形に影響を及ぼしており、リング疲労寿命を越えない範囲での応力状態で運転されることが重要である。

4.1. 高速耐久時の SN 線図

そこで、限界回転数付近でのベルト耐久性を調べるため、レシオは固定し伝達トルク、エンジン回転数及び、プーリー側圧を2水準ずつ選び、破損に至るまでのベルト寿命を測定した。その破損形態はいずれも最内層リング内側表面を起点とした疲労破壊と推定された。

一方、これらの運転条件に対応した最内層リング応力を求めるため本シミュレーションを適用した。その結果、Fig.9に見られるような高速耐久テスト時の SN 線図が得られ、相関係数は0.92という高い相関を得た。

以上のことから、限界回転数付近でのベルト耐久性は最内層リング内側の応力振幅で判断できることが初めてわかった。

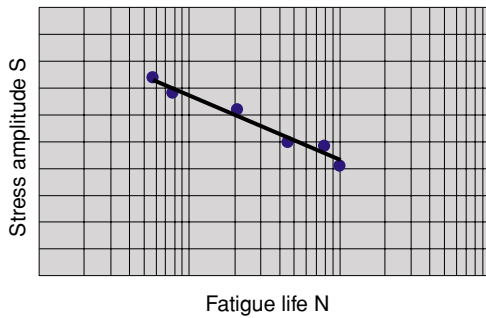


Fig.9 V-belt SN curve

5. ベルト耐久性の向上

ベルト耐久性を向上させる上で金属ベルト諸元そのもののリング応力への影響を調べるのが最も効果的ではあるが、前述のとおり、金属ベルトはVan Doornes Transmission社製を採用しており、諸元変更は難しい。そこで、ベルト挙動に直接影響を及ぼすであろうプーリー剛性について考察をくわえた。

5.1. プーリー剛性の影響

Fig.10 にプーリー剛性の影響を調べるために用いた解析モデルを示す。ドライブ側とドリブン側ともにムーバブルプーリーをモデル化したもので、剛性は等価である。計算時間の都合上、対称条件を用いていることからベルトミスアライメントは考慮していない。すなわち、プーリーのたおれ量がベルト応力に与える影響のみを調べる。

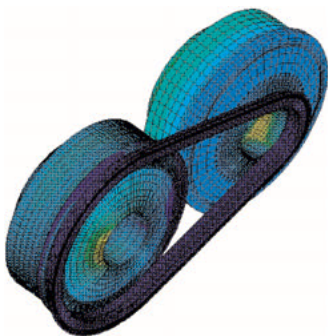


Fig.10 Flexible pulley model

また、Fig.11 に本シミュレーションを適用したときのプーリーたおれ量を先端変位で示す。

プーリーのたおれは先端にいくほど大きくなるためベルトが外側に巻きつくドライブ側で大きくなる。また、ベルト荷重はプーリーに巻きついている領域で変化していることから、Fig.11 の変位は非対称になる。

更に、プーリー幅はベルトが巻きついている領域で広がっており、逆に巻きついていない領域では狭まる。

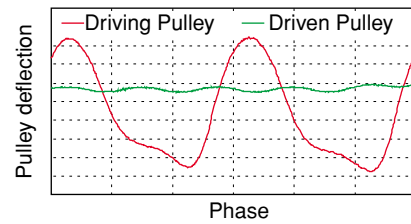


Fig.11 Pulley deflection

このためFig.12に示すようにエレメントV面に作用する荷重はプーリー出入口部での衝撃荷重を増加させる⁽⁷⁾。

このことは金属ベルトから観るとプーリーに飛び込み難くなるとともにプーリーから脱出し難くなることを表わしており、エレメントには厳しい。

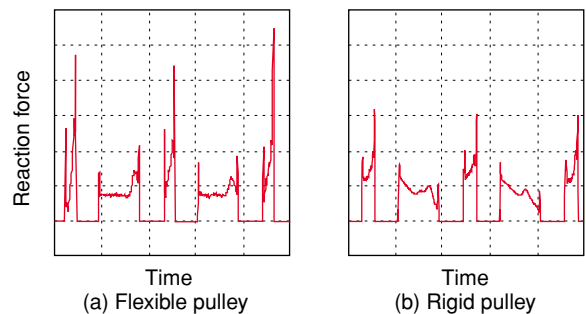


Fig.12 Reaction force on V-surface

このときの最内層リング応力波形をFig.13に示す。プーリーたおれによるリング応力への影響がドライブプーリー巻きつき領域ではっきりと認められる。応力振幅についてもプーリー剛性が低いと若干大きくなっている。

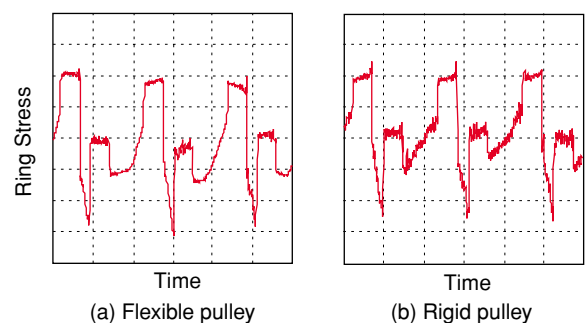


Fig.13 Influence of pulley flexibility

これはプーリーのたおれによってレシオがTop レシオからOD レシオ側へ僅かに変化することで、リング曲げ応力が増加しているものと思われる。

5.2. プーリー剛性バランス

CVT断面図から明らかなおとおり、金属ベルトは左右から剛性の異なる対のプーリーで挟まれている。

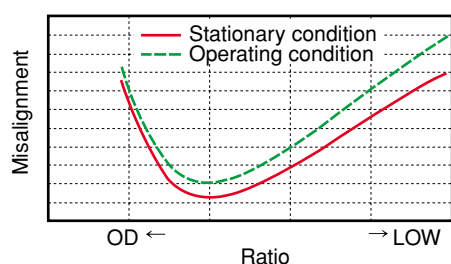


Fig.14 Influence for belt misalignment

7. まとめ

金属ベルトの耐久性を予測するために高回転領域での最内層リング応力を求めるシミュレーション技術を開発した。これにより、次の知見を得た。

- (1) ベルトミスアライメントはリング幅方向に偏りを持った応力分布を発生させるため、リング端部での応力を高める。
- (2) 最内層リングの内側応力振幅を高速耐久時の SN 線図の縦軸とすることで耐久寿命との相関が得られた。
- (3) プーリー剛性によるたおれ変位により、エレメントに作用する V 面荷重はプーリー出入口部で顕著に増加する。
更に、左右のプーリー剛性バランスによるミスアライメント増加を考慮することがベルト耐久性の向上には重要である。
- (4) 開発したシミュレーション技術を設計者にも利用可能にするため寸法入力式の解析システムを構築した。これによって、短時間で金属ベルトモデルの構築が可能になった。

8. あとがき

今後ますます高まる CVT の伝達容量拡大ニーズのなかで、金属ベルトの耐久性を判断する本技術は CVT の基本骨格を決定づける重要な位置づけにある。今後、摩擦係数の同定を進めることによりさらなる精度向上と、常に設計者の視点にたったシミュレーション技術の構築に邁進したい。

最後に本シミュレーションを開発するにあたり、ソルバーの改良や計算時間の短縮で長年多大なる御協力を頂いた Hibbitt, Karlsson & Sorensen, Inc. 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) 金原 茂ほか：押しブロック式金属ベルトの伝達機構に関する研究, Honda R & D Technical Review, Vol.7,p.49-67(1995)
- (2) 浅山 弘樹ほか：金属製圧縮タイプベルトの駆動メカニズム, 自動車技術, Vol.26, No.2, p.78-81(1972)
- (3) Kido,R.Kusano,T.: A New Approach for Analyzing Load at Steady States Using FEM, SAE Paper 940690,1994
- (4) Shimizu,H.et.al.: Development of 3-D Simulation for Analyzing the Dynamic Behavior of a Metal Pushing V-Belt for CVTs, JSAE paper, Vol.8-99,1999
- (5) Yoshida,H.: A Study of Forces Acting on Rings for Metal Pushing V-Belt Type CVT, SAE Paper970686
- (6) 藤井 透ほか：金属 V ベルトを用いた CVT に関する研

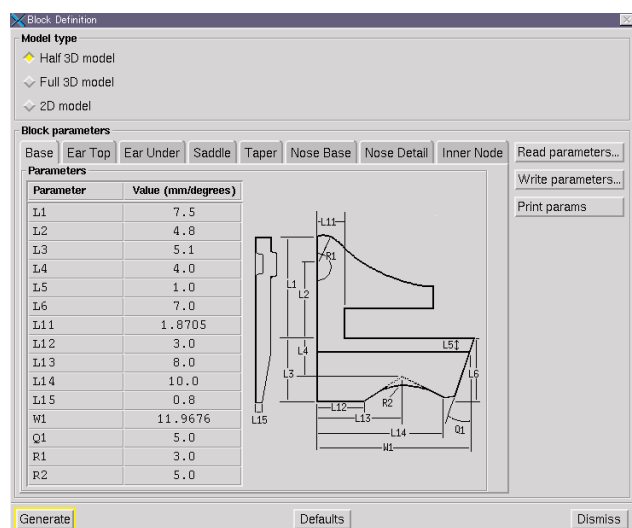


Fig.15 CVT belt system

究, 自動車技術, 学術講演会前刷集 975 1997-10, p.269-272

- (7) Sauer, G.: Grundlagen und Betriebsverhalten eines Zugketten Umschlingungsgetriebes, Nr.293, Dusseldorf: VDI-Verlag 1996.

■ 著 者 ■



斎藤 俊博



岡野 武政

スポーツカー室内音の 客観的評価ソフトウェアツールの開発

Development of a New Software for Objective Evaluation of Interior Sound of Sports Cars

石井 康夫*
Yasuo ISHII
F.K. ブランドル**
Franz K. BRANDL

山下 剛*
Tsuyoshi YAMASHITA
S. トーマン** W. ビアメイヤー**
Siegmund THOMANN Werner BIERMAYER

要 旨

12種類のスポーツカーを用いた主観評価と客観的なパラメータの相関解析から、スポーツカー室内音の評価手法を開発した。更に、オーストリア人と日本人のスポーティサウンドに対する感じ方の差異について調査し、両者間にはほとんど差異がないことが明らかになった。これらの研究成果をもとにして、最適なスポーティサウンドを持つスポーツカーの開発に役立つ、音質開発のためのソフトウェアを得ることができた。

ABSTRACT

An optimum description of interior sound of sports cars is developed. This description for sporty sound character is derived from precise subjective evaluations of 12 sports cars and consists of objective parameters. Further, it is found that there is only a slight difference in perception for sporty sound between Austrian and Japanese. As a result of this research, software for sporty sound character is developed for new sports cars that have the optimum interior sound.

1. まえがき

スポーツカーの商品性魅力を向上する上で室内音の音色は重要な要素である。スポーツカーは優れたエクステリアや高出力エンジン、応答性にすぐれたサスペンションを有している。そして、走行時の車室内において、エンジン音は加速時やシフトダウンの際にはドライバーに対し車両の反応を伝える情報である。従って、加速時などのエンジンサウンドはスポーツカー自身の高性能と品質の良さを裏打ちするような音が要求される。その中でスポーティサウンドの実現に対し、具体的な数値目標なしに開発することは効率的ではなく、試行錯誤の開発によって多数の試作品と室内音音色主観評価のための多大な工数が費やされてきた。合理的なスポーティサウンドの開発に際しては、客観的なパラメータを用いて室内音の音色を表現することが不可欠である。これが可能となれば、新車開発にあたり、競合車との相対的な位置付けや新車のコンセプトを考慮して、目標音の候補をスポーティサウンドマップ上にて決めることが可

能になる。その結果としてマップ上の位置に従って作成した加工音を用いて、目標音の候補から試聴による主観評価により目標音を決定することができる。このような室内音音色指標を導入することによって目標室内音決定のみならず、新車開発全体の工数を大幅に低減することも可能になる。しかしながら、スポーツカーの室内音音色について言及した研究^{(1)~(3)}は少ない。

この論文では、スポーツカーの室内音音色を客観的なパラメータで表現する指標作成方法とその適用例を報告する。更にスポーツカー室内音音色に対するオーストリア人と日本人の感じ方の差異について述べる。そしてこれらの研究成果をより有用にするためのソフトウェアを開発したので、その適用例も示す。

2. スポーツカー室内音音色の主観評価方法

室内音の音色指標作成に当たっては Fig.1 に示すようなアプローチフローを用いた。このフローにおいて左側の流

* 栃木研究所

** AVL LIST GMBH

これは主観評価で、右側は客観的解析を表わす⁽⁴⁾⁽⁵⁾。各車の主観評価の評点と、客観的なパラメータを重回帰分析手法などを用いて比較分析することにより、スポーティサウンド指標を作成する方法である。この方法は感覚的な量を、計測器で測定可能なパラメータで表わすための標準的な方法である。

主観評価を実施するにあたり第一に考慮しなくてはならないことは正しく評価項目に適合した被験者を選出することである。客観量との対比に用いることができるまでに高い精度を持った主観評価の評点を得るために、統計学的手

法を用いて被験者の選択を実行した。オーストリア人被験者の選択に当たっては、被験者の候補は内外装・諸元・経済性・動的性能などの車両に関した23項目の重要度に対する質問から、それぞれが重要であると考える項目を選択させ、その結果よりスポーツカーのサウンドを評価可能と考えられる被験者を選出した。その結果 Fig.2 に示すように、属性により5つのメインクラスター⁽⁶⁾⁽⁷⁾に分けられた。クラスター2とクラスター3に分類された被験者は、スポーツカーや高級車(エクスクルシブカー)の室内音が重要と考えていることから、これらのクラスターの中から最終被験者として31名を選抜した。

主観評価は路上での実機を用いた路上評価と音響実験室において路上で録音した音の再生による試聴評価の2つの実験を実施した。これらの実験で用いた音は Table 1 に示

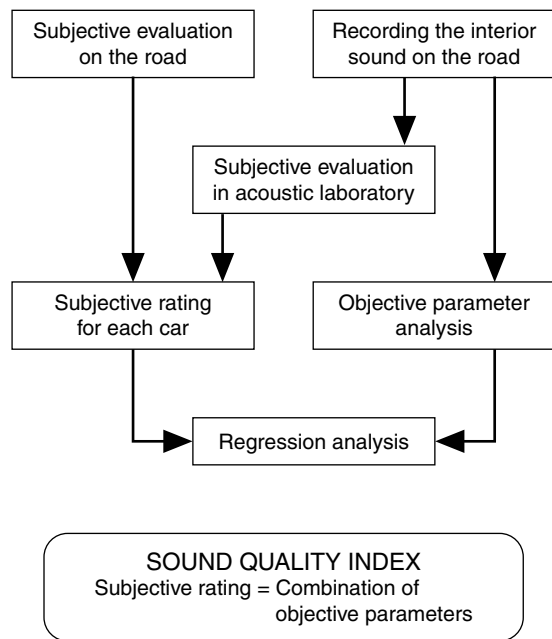


Fig.1 Approach overview to make a sound index

Table1 List of testing sports cars

No.	Engine type	Displacement [liter]
1	L4	2.0
2	L4	2.0
3	L4 + SC	2.3
4	L6	2.8
5	L4	2.0
6	L4	1.9
7	F6	3.4
8	V6	2.0
9	F6	2.5
10	V8	3.5
11	L4	2.0
12	V8	3.6

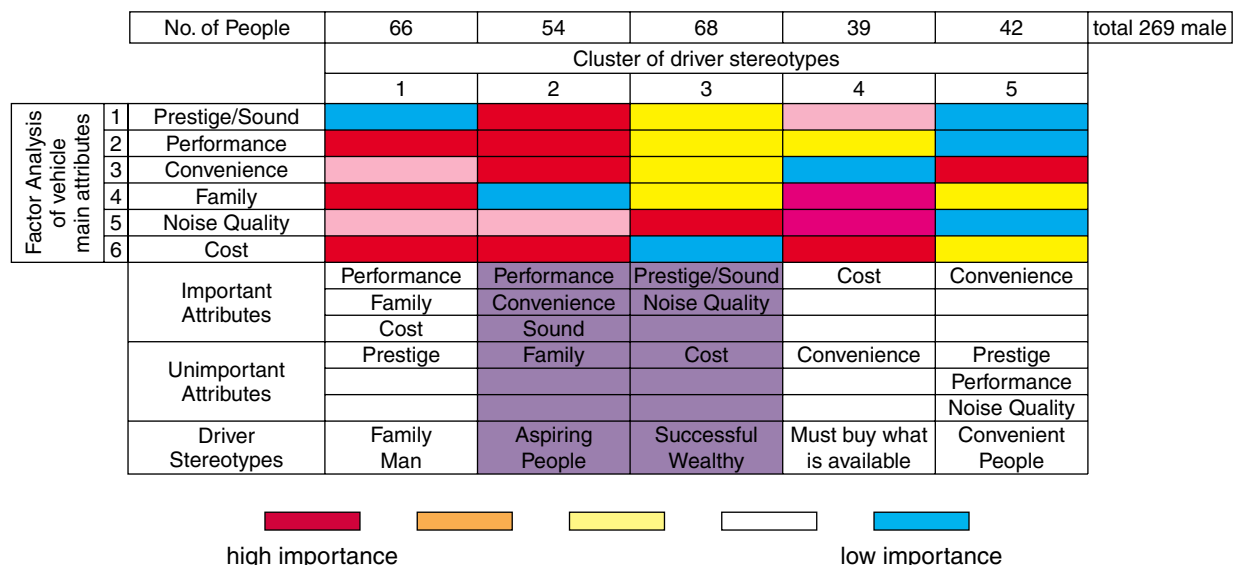


Fig.2 Stereotype of driver

するようなエンジン形式や排気量が異なる良く知られた12種類のスポーツカーの音である。

3. 路上での主観評価

3.1. 方法

路上評価では一人のエキスパートドライバーが車両を運転し、被験者はパッセンジャーシートに座り、室内音評価に集中した。路面は平坦で乾燥したアスファルト舗装であり、走行条件は次の通りである。

2速ギヤ 全開加速

3速ギヤ 全開加速

トップギヤ 150km/h 一定速

路上テストでの設問は「このクラスのスポーツカーとして室内音はどのくらいスポーティと判定しますか。」である。判定は1点の「全然そうとは言えない。」から20点の「全くその通りである。」という評点を付けることにより実施された。

3.2. 結果

22人の被験者の平均得点を3種類の走行条件に対してFig.3に示した。WOT(全開加速)においては、各車の評点の間隔が広く、各車の位置付けが明確になされており、被験者が各車を他から区別できていることが分かる。それに比較して、150km/h 一定速では評点の値が小さく、評点の間隔も狭い。これは、被験者にとってWOTに比べスポーティネス(スポーティの度合い)の評価が難しいことを示している。

また、複数の種類の感覚尺度即ち「どの位音量は大きいですか。」と「どの位スポーティですか。」を同時に評価させる実験を実施した。それぞれの評点を軸に持つ二次元マップ

にその結果をプロットしたものをFig.4に示す。主観評価は22人の被験者により前述の3通りの走行状態に対して実施された。代表として3速WOTでの結果が示されている。Fig.4では、各テスト車に対する全被験者評点の平均とばらつきを示す。平均評点の並び方を見ると、音量とスポーティネス(スポーティの度合い)は正の相関性があるように見える。しかし、各車評点のばらつきは非常に大きく互いの平均評点の差を超過しており精度が不足している。そこでスポーティネスと音量の関係については後述する音響実験室での試験試験にて音量を等しく編集したサンプル音とオリジナル音を用いて更に検討を加える。

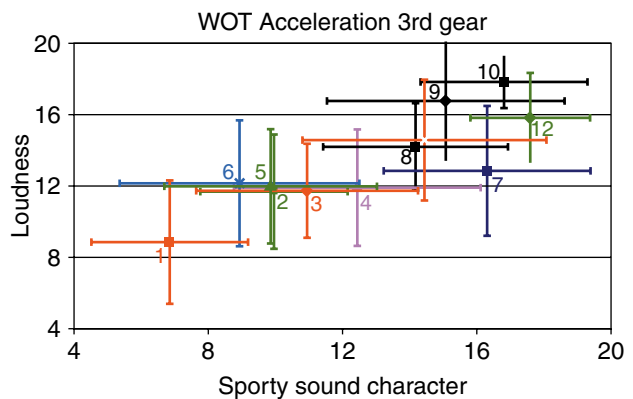


Fig.4 Results of a subjective interior road evaluation of sports cars at WOT 3rd gear (average judgement of 22 test persons, plus spread scatter of judgements for each car)

4. 試聴による主観評価

4.1. 方法

路上での主観評価の時と同様な条件で室内音の録音を実施した。ダミーヘッドマイクロホンはパッセンジャーシートに置かれ、路上評価と同一のエキスパートドライバーがテスト車両を運転する際の室内音を録音した。使用したダミーヘッド録音システムはデジタル録音が可能なヘッドアコースティック社の HMS IIIである。

この録音した音を用いて、Fig.5に示す音響実験室での音の評価を行った。再生される信号は100Hz以下の低周波と100Hz以上の高周波成分へと2つに分けられる。高周波音はヘッドホンを通して再生される。また、低周波音はサブウーファーを用いて再生され被験者が耳で聞くのと同様に、体で低周波音を感じることができるようになっている。主観評価はAVL社製の主観評価ソフトウェアを用いて実施し、路上テストよりも詳細な評点(1から50点)を使用した。

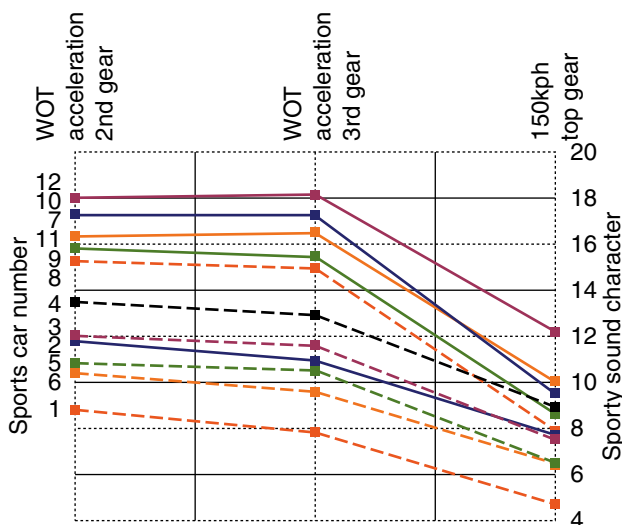


Fig.3 Results of subjective interior road evaluations of sports cars

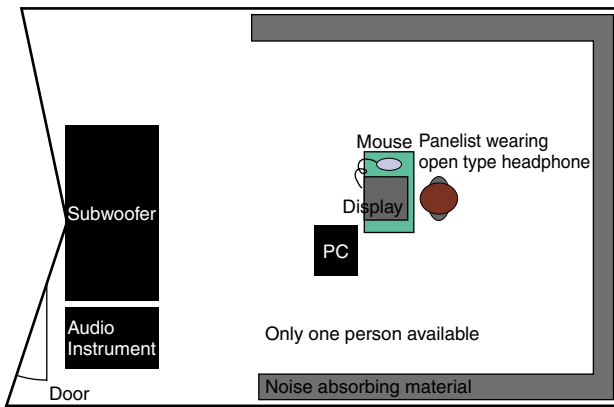


Fig.5 Layout of psychoacoustic laboratory

4.2. 結果

3.2で述べた音量とスポーティネスの相関について実験を行った結果を Fig.6 に示す。これは、オリジナルのサンプル音とラウドネスが等しくなるように調整された音の試聴による「スポーティ」の評点の比較である。各車のデータは左から右へとエンジン回転数が上昇するように記されている。スポーツカー2においてはオリジナルサウンドと等ラウドネスサンプル音に対する評点の傾向が全く異なることが主観評価から得られた。これは、スポーティとラウドネスとは正の相関を示さない場合があることを示している。従って、ラウドネス等の音量についてのパラメータのみでは、スポーティサウンドを表現しきれないことが明確になった。

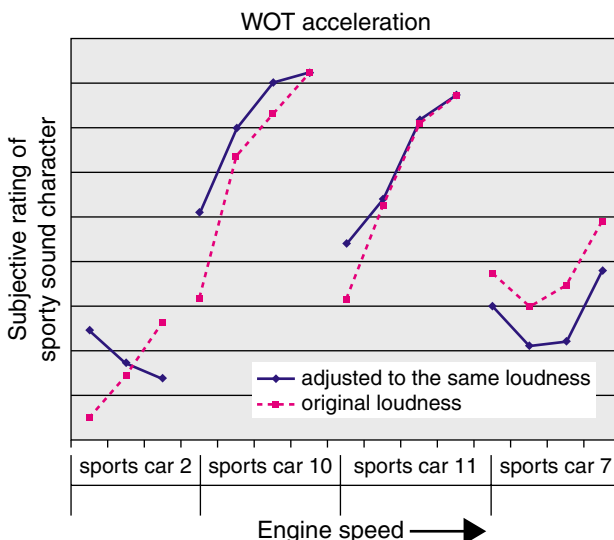


Fig.6 Comparison of subjective rating between original sounds and sounds adjusted to be the same loudness

5. 路上と音響実験室での主観評価の対比

音響実験室での再生音に対する評点が路上での室内音に対するスポーティサウンドの印象と等しいことを証明するためには、試聴による評点と路上での評点を比較検証することが必要である。

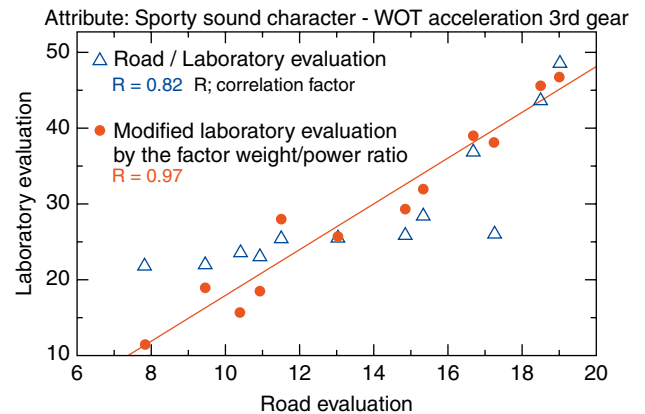


Fig.7 Comparison of subjective laboratory and road evaluation results for 12 sports cars

Fig.7は試聴と路上との評点の比較結果を示している。△は一切の補正が無い状態での評点の比較であり、相関係数は0.82とさほど高い数値ではない。路上で被験者は、音以外にブランドイメージ、視覚、振動や加速度の刺激等を経験しながら判定を下すことになる。そこで、音以外の刺激として加速性能を加味することによる試聴と路上での結果の比較検証を行った。

試聴の評点に各車のウェイトパワーレシオを加えて回帰分析をすると、●のように相関係数は0.97に増加し、非常に良い相関を示した。Fig.8に示すように加速時間と密接に結びついた量としてウェイトパワーレシオがある。従って、

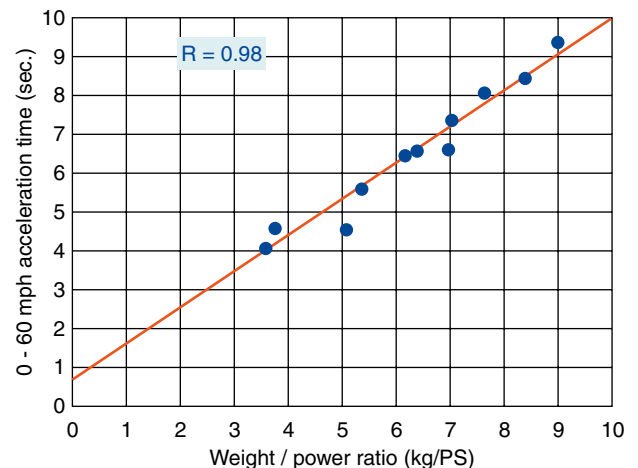


Fig.8 Comparison between weight/power ratio and 0-60 mile per hour acceleration time

路上でのスポーティサウンドの評点は、純粹に室内音だけを評価した評点と加速度を評価した評点から成ることが判る。換言すると、試聴での評点は路上の室内音のみを評価した結果を表わしていると言える。

6. 室内音音色の客観的な表現

「室内のスポーティサウンド」の度合であるスポーティネスを決定するために主観評価評点と音響心理尺度を含む客観的パラメータとの回帰分析を実施したところ⁽⁴⁾⁽⁷⁾、いわゆる中周波帯が関係していることが明らかになった。しかしながら、既存の客観的パラメータでは指標として使えるまでの相関を得るのは困難であった。

そこで、Fig.9に示すようにスポーティネスにポジティブに作用する音色成分として、エンジン回転次数成分を、また、ネガティブに作用する音色成分として次数成分以外のバックグラウンドノイズを導入した。これらの成分を用いて主観的に知覚されたスポーティネスを客観的な手順により表現する新しいパラメータ Order to Noise Ratio(略してONR)を定義した。このONRはバックグラウンドノイズに対してサウンドがどの程度超過しているのかを表現する量となっている。研究は最適な次数の変域と重み付けを探し出すことに集中した。

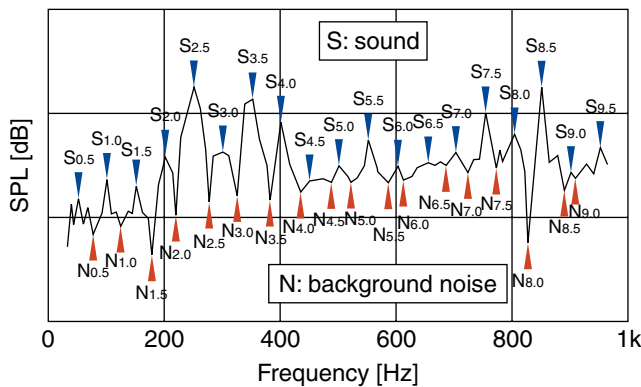


Fig.9 Definition of sound and noise

そして、スポーティネスの客観的表現として以下の式で表わされる Sportiness を最終結果として得た。

$$\text{Sportiness} = A \cdot (\text{ONR}) + B \cdot (\text{TP}) + C \cdot (\text{ESP}) - D$$

A, B, C, D: 定数 TP: トナリティ

ESP: エンジンスピードの上昇率

客観的なパラメータをベースとするスポーティネスと、音響実験室での各車に対する主観評点との相関を Fig.10 に示す。相関係数は 0.97 であり、非常に良い相関があることがわかる。

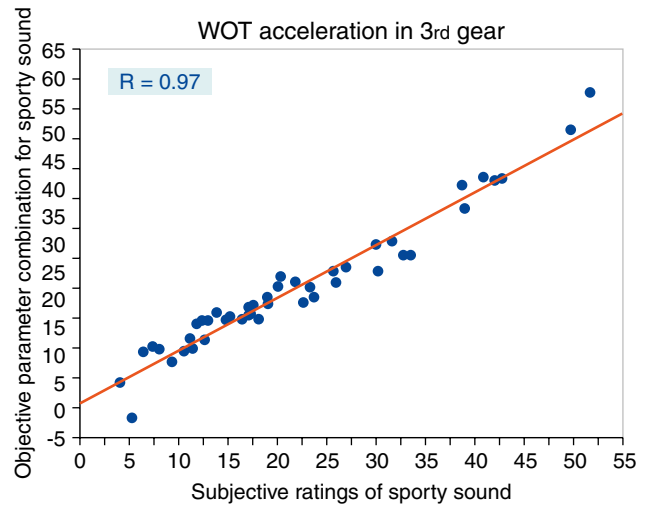


Fig.10 Subjective rating of sporty sound character against objective evaluation results

7. オーストリア人と日本人のスポーツカー室内音に対する感性の差異

以上ここまではオーストリア人の室内音に対する感性について述べてきた。オーストリア人と日本人とのスポーティサウンドに対する感じ方の違いが存在するかどうか調査する目的から、日本人についてもオーストリア人と同じ手順で試験を行った。但し、日本人の被験者としては既にスポーツカーを所有している 32 人が選択された。

日本人とオーストリア人の各車両の室内スポーティサウンド評点については Fig.11 に見られるように相関係数 0.98 と非常に高い相関が得られた。これは両者ともに同様の感

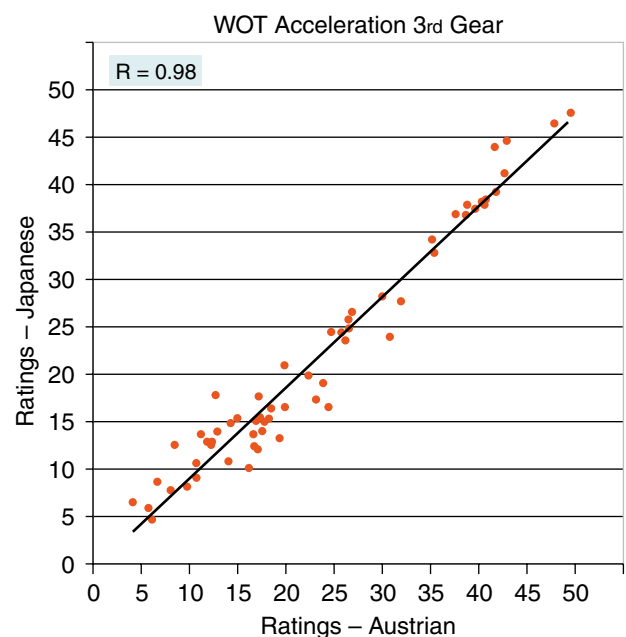


Fig.11 Comparison of subjective ratings between Austrian and Japanese

じ方でスポーティサウンドを評価していることを示している。欧米人は日本人に比べて低周波に寛容で高周波に敏感であるとの過去の調査結果からすると一見矛盾した結果に思えるが⁽⁴⁾、6章で述べたオーストリア人の結果より、スポーティサウンドに相関の高い周波数帯は中周波帯であることを考慮すると、スポーティサウンドに対しては低周波よりも中周波領域の印象が支配的であり、両者の評点に大きな差が生じなかったものと考えられる。

8. スポーティサウンドクウォリティソフトウェアと適用例

6章で述べたように、スポーツカー室内音音色に対する感性の一つである「スポーティな」度合いであるスポーティネスは客観的なパラメータ、即ち計測器で計測できる量の一次結合によって表現が可能になった。そこで実際のスポーツカーの開発に適用可能なツールとしてスポーティネスの算出のみならず、室内音物理量によるスポーティネス

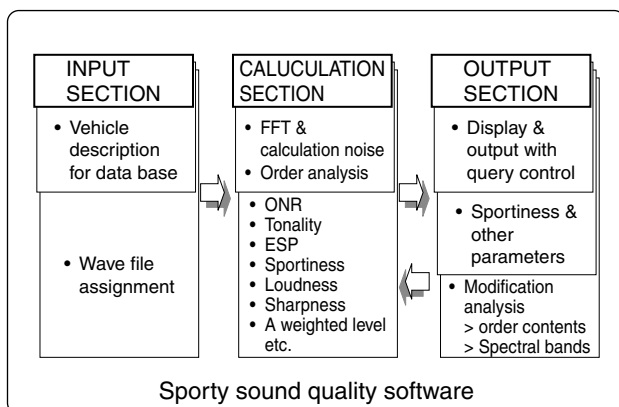


Fig.12 Schematic flowchart of SSQS

のシミュレーション機能・データベース機能を併せ持つ Sporty Sound Quality Software(SSQS)を開発した。この基本的な構成を Fig.12 に示す。

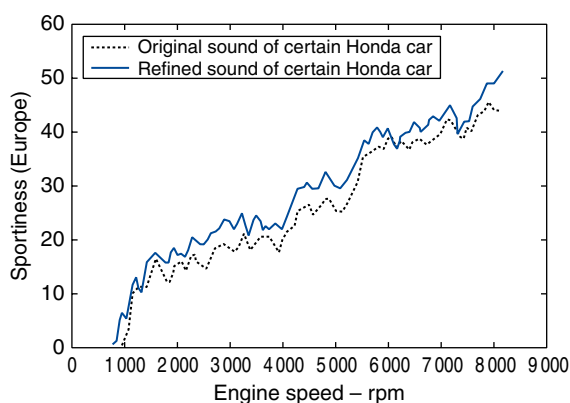
このソフトウェアを用いてある4気筒2リッターエンジンを搭載したスポーツカーの室内音を改良した例を Fig.13 に示す。室内音の中周波帯においてバックグラウンドノイズに比してサウンドであるエンジン回転次数成分が大きくなるほどスポーティネスは向上する。しかし、次数成分を大きくするだけでは音量そのものも大きくなってしまいますので、スポーティネスに関連の薄い低周波成分を低減した。この結果、ラウドネスが低減した上に、スポーティネスを向上させることができた。

9. まとめ

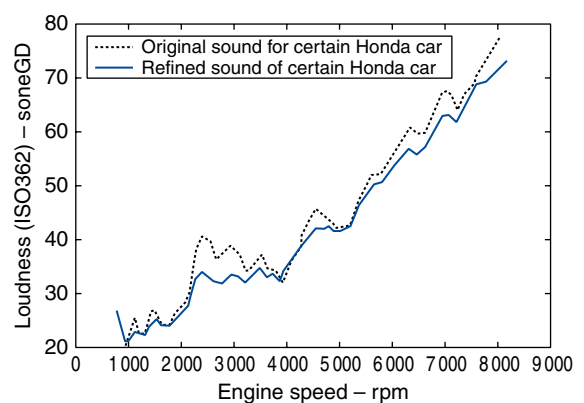
この研究により、スポーツカーの室内音音色について以下の成果を挙げることができた。

- (1) 純粹に室内音のみを高精度で主観評価する手法を開発した。また路上での主観評価結果は加速度の影響を受けていることが定量化できた。
- (2) 室内の主観評価結果である「スポーティ」な度合いに対する、客観的なパラメータを用いた表現であるスポーティネスを確立した。
- (3) オーストリア人と日本人のスポーティネスに対する差異は殆どないことが判明した。
- (4) 自動車開発のために上記スポーティネスの評価・シミュレーションが可能なソフトウェア SSQS を開発した。

今後本手法を、スポーツカーユーザーがよりスポーツ感を楽しむことができるような商品作りに役立てたいと考えている。



(a) Sportiness



(b) Loudness

Fig.13 Refinement of sportiness

参考文献

- (1) 山下剛, 石井康夫, 中村光勇, 北村音一: 車内騒音
フィーリングの評価に関する一考察, 日本ゴム協会誌
63, p.122-130 (1990)
- (2) Yamashita, T., Ishii, Y. et al: A Method for Evaluating
Interior Sound Quality of Automobiles, 119th Meeting of
the Acoust.Soc.America (1990)
- (3) 寺澤位好ほか: 加速時エンジン音色評価法,
Transaction. JSAE, 9840162, vol.29, No.4, Oct. (1998)
- (4) Brandl, F., Biermayer, W.: A New Tool for the Onboard
Objective Assessment of Vehicle Interior Noise Quality.
SAE 1999-01-1695, Traverse City, May 17-20 (1999)
- (5) Pflüger, M., Höldrich, R., Brandl, F.K., Biermayer, W.:
Subjective Assessment of Roughness as a Basis for
Objective Vehicle Interior Noise Quality Evaluation. SAE
1999-01-1850. Noise & Vibration Conference & Exposition
(1999)
- (6) Brandl, F.K., Biermayer, W., Pflüger, M.: A Software Tool
for the Objective Analysis and Optimisation of Passenger
Car Interior Noise Quality. ATZ 7/8 p.518-526 (1999)
- (7) Brandl, F., Biermayer, W., Thomann, S., Pflüger, M.:
Objective description of the required interior sound
character for exclusive passenger cars. : IMechE 2000,
London, May (2000)

■ 著 者 ■



石井 康夫



山 下 剛



Franz K. BRANDL



Siegmund THOMANN



Werner BIERMAYER

エンジンの内部起振力測定法

A Method for Measuring the Exciting Forces inside Engines

鈴木 敏 文* 神 村 直 毅* 高 橋 幸 敬*
Toshibumi SUZUKI Naoki KAMIMURA Yukitaka TAKAHASHI

要 旨

本論文ではクランクから主軸受部におよぼす起振力を直接的に測定する手法を示している。従来不可能であった、時々刻々変化する起振力の大きさと方向を求める方法を開発した。起振力の方向及び絶対値は主軸受内面に貼り付けた複数のひずみゲージから得られる実働時のひずみと、較正曲線から推定するひずみの相対誤差が最小の時に求められる。

ABSTRACT

This paper presents a method for directly measuring the exciting forces exerted on the main bearing journal from the crankshaft. A method was developed for obtaining the size and direction of the constantly changing exciting forces, which was formerly impossible. The exciting force direction and absolute value are obtained when the relative error between the strain during actual operation obtained from multiple strain gauges affixed to the inner surface of the main bearing journal and the strain estimated from calibration curves is at a minimum.

1. まえがき

エンジンとトランスミッションから構成されるパワープラントの起振力、特に稼動時にクランクシャフトから各主軸受に生じるエンジンの内部起振力(Exciting forces)はクランク打音等に対する影響が大きいことからその極めて重要なパラメータとなっている。

従来、内部起振力の大きさ及び方向について直接測定する手法はなく、振動の実測値から求める手法、伝達関数を用いて同定する手法等、間接的な測定方法を主体に数々の研究がされており、種々手法が提案されていた。しかし、特に精度面から、直接的測定が望まれていた。

直接測定する場合、従来は起振力の方向を一定方向と仮定して、ボルトあるいはひずみゲージ等を用いて、較正曲線から換算した値を起振力としていた。しかし実際の起振力では大きさと方向は時々刻々変化している。今回起振力の大きさと方向を直接測定する方法を開発した。

に働く内部起振力を求めることを目的とする。各主軸受内面に4個ずつ設置したひずみゲージの出力と、クランク角ごとの荷重との関係を較正しその較正值と、実機燃焼時に得られるひずみゲージ出力から内部起振力(荷重)を求める。

2.2. 供試エンジン

供試エンジンには、シビックの4気筒エンジンを用いた。このエンジンの諸元を Table 1 に示す。

Table 1 Test engine major specifications

Type:	Water-cooled, in-line four-cylinder
Valvetrain:	SOHC 16 valves
Displacement:	1 493 cc
Bore/Stroke:	75.0 mm / 84.5 mm
Compression ratio:	9.4 : 1
Maximum power:	105 PS / 6 400 rpm
Maximum torque:	13.6 kgm / 4 500 rpm

2. 起振力測定手法

2.1. 測定手法概要

本測定は、実機稼動時に、クランクシャフトの主軸受部

2.3. 測定手順

起振力の測定は、以下の手順で実施した。

(1)較正テスト

主軸受半径方向への一定荷重負荷時のひずみ測定

(2) 校正曲線算出

横軸に主軸受上の校正荷重の方向、縦軸に感度校正値ベクトルとする校正曲線を作成

(3) 実機稼動時ひずみ計測

実機稼動時の各主軸受でのひずみの同時測定

(4) 起振力算出

校正曲線を用いた起振力方向及び絶対値の算出

2.4. 校正テスト方法

校正テストは、Fig.1, Fig.2 に示す様な治具で供試エンジブロックを引張圧縮試験機に固定し、ロードセル、校正治具を介して軸受部に静的荷重を加えて行った。

ひずみゲージは、Fig.3に示す様に、荷重頻度、方向変化、感度等を考慮し、軸受合せ面より 45° の位置4ヵ所の周方向に貼りつけた。

又、ゲージ逃げのため、主軸受メタルへ Fig.4 の様な加工を施した。

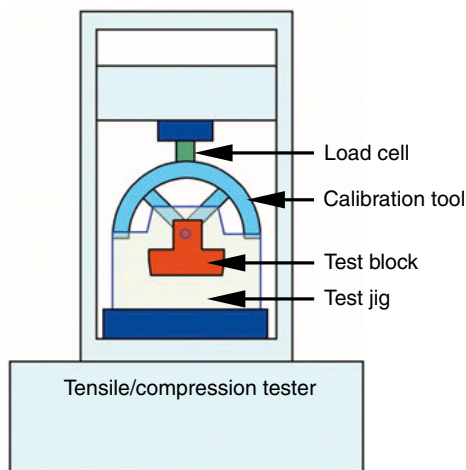


Fig.1 Calibration test device

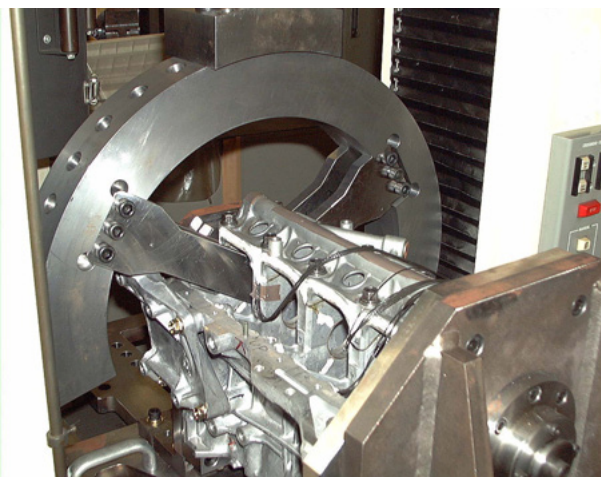


Fig.2 Calibration jig

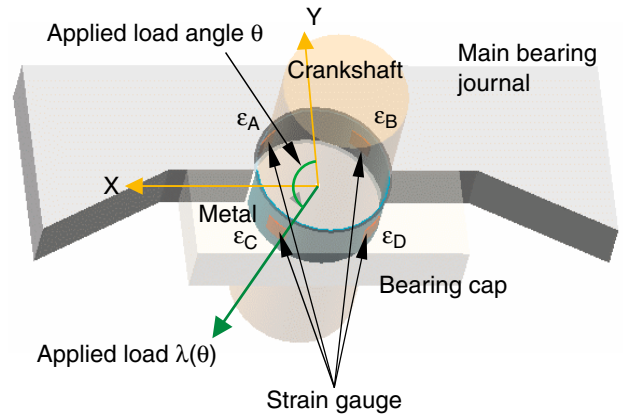


Fig.3 Attached Strain Gauges and Applied Load



Fig.4 Strain gauge attachment

測定には、アルミ用に温度保証されたひずみゲージを用いると共に1ゲージ3線法を用い、熱の影響を排除した。

負荷荷重は荷重頻度及び線形性を考慮して0から20000Nまで、500N ごとに取り、 0° から 360° まで 10° ごとに負荷した。主軸受メタルへの加工は、油膜厚さに及ぼす影響が大きく加工形状への注意が必要であった。本測定では主軸受内面の真円度(Fig.5 に示す測定値の最小二乗法処理により求められた基準円と同心の、外接円と内接円の差)の変化を極力少なくする様に FEM 解析を実施し、加工形状の検討を行なった。Table 2 及び Fig.6 に検討結果を示す。初期加工品であるテスト不採用品では、切り欠き部への高い応力集中が見られたが、加工形状修正により、テスト採用品では、量産品とほぼ同等の真円度と、比較的均一な応力が得られている。

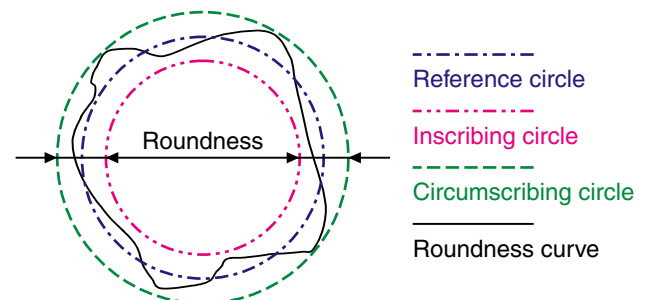


Fig.5 Roundness measuring method

Table 2 Roundness measurement result

	Roundness (μm)
Mass-produced metal	10.25
Successful notch	9.05
Failed notch	20.01

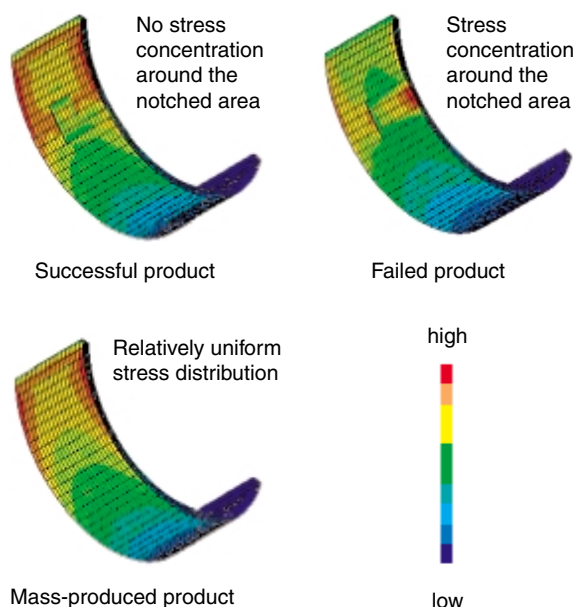


Fig.6 FEM analysis of bearing metal (Stress distribution)

2.5. 較正データ算出

2.5.1. 較正データの測定

本較正テストでの測定結果を Fig.7 に示す。荷重に対するひずみ出力は良好な線形性を示している。

このことから較正データは最小二乗法から求めた感度較正值ベクトルを用いることとした。また高荷重時の非線形

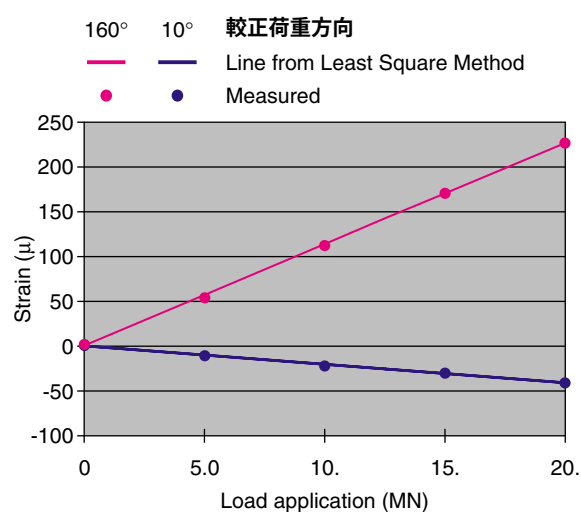


Fig.7 Calibration test result (for 10° and 160° load direction)

変化の発生を考慮して、0 から 20000N までの荷重から較正データを求めている。荷重の方向は Fig.3 に示した座標系で定義する。較正は10°ごとに行ったが、内部起振力算出の段階では1°の分解能が必要となるため、1°ごとの較正データへの変換(ラグランジュ補間)を行った。

2.5.2. 較正曲線の算出

較正テストから得られた感度較正值ベクトルは較正荷重方向0°～360°の範囲に対して補間、整理して Fig.8 の様な較正曲線にできる。

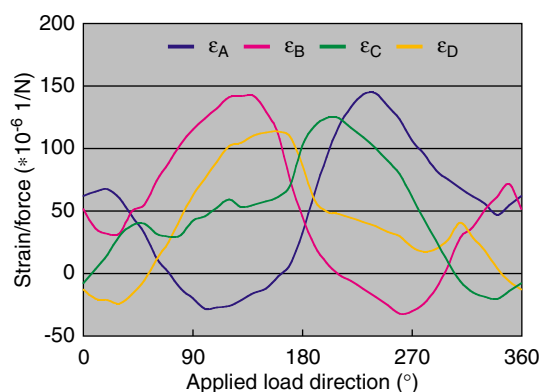


Fig.8 Calibration curves

一般的には主軸受のような構造に鉛直な力がかかった場合、Fig.9 の様な応力分布が発生すると考えられる。

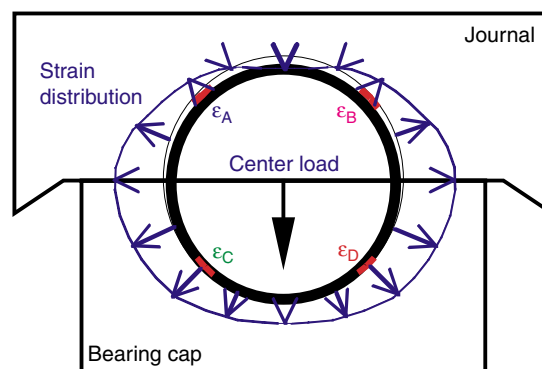


Fig.9 Strain distribution for a vertical load

これはほぼ左右対称であり、ジャーナル側が若干剛性が高く低めの応力を示して、ベアリングキャップ側では若干剛性が低いため高めの応力を示す。又荷重方向と反対の側では幾分圧縮応力の場所が考えられる。最大応力は荷重とは90°ずれた位置に発生するが、ここでは合せ面にあたり、若干ずれた位置が最大応力と考えられる。荷重の方向が鉛直から左右にずれて作用した場合、この応力分布が荷重方向と共にずれ、各場所の剛性により若干変化すると考えられる。

これらを考慮に入れて較正曲線を見ると、ほぼ 0° 、 180° で左右対称であり、ジャーナル、ベアリングキャップでの剛性差等も見られており、定性的には妥当な結果であると判断できる。

2.6. 測定方法

2.6.1. 測定条件

実機起振力測定はダイナモにて負荷吸収して行なった。この時の条件を Table 3 に示す。

Table 3 Measuring conditions

Engine speed range	1600 ~ 6000 rpm
Dynamometer torque	Wide open throttle 40 Nm While motoring
Lubricant temperature	85 °C ~ 95 °C
Coolant temperature	82 °C

2.6.2. データ抽出方法

測定データは多点同時取り込みを最優先にしてデータレコーダーに取り込み後で処理することにした。本測定では Fig.10 のようにデータを取り込んでいる。

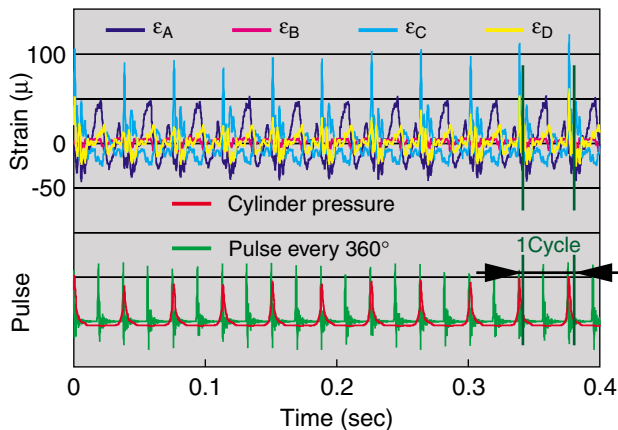


Fig.10 Pulse examples under running conditions (wide open throttle, 4,000rpm)

実機稼動時には、クランク角度 360° ごとのパルス (TDC の位置) 及び筒内圧を測定した。筒内圧ピークの直前の 360° ごとのパルスを各サイクルのスタート位置として次の筒内圧ピーク直前の 360° ごとのパルスまでを各サイクルの終わりとして、この時間間隔を絶対角度 720° で分割してデータを抽出している。5サイクル以上のデータを平均して結果とした。

2.7. 起振力算出

Fig.9に示す鉛直荷重に対するひずみ分布における左右方向の対称性、上下方向の非対称性の傾向を考慮して荷重の方向を変化させて、各ひずみゲージの出力変化を考えると、4個所以上のひずみデータがあれば起振力の方向を特定できると考えられる。

各主軸受上の4個の実測値データベクトルを、 ε_A 、 ε_B 、 ε_C 、 ε_D とする。同じ様な主軸受上のひずみを較正テストから求めることにする。較正テストからは較正荷重の方向 θ_k 、大きさ $\lambda_k(\theta_k)$ 、及び該当する場所のひずみ ε_x ($x = A \sim D$) が得られることから、角度 θ ($0 \sim 360^\circ$) における感度較正值ベクトルを $K_A(\theta)$ 、 $K_B(\theta)$ 、 $K_C(\theta)$ 、 $K_D(\theta)$ として次のように定める。

$$K_x(\theta_k) = \frac{\varepsilon_x}{\lambda_k(\theta_k)} \quad \text{Eq(1)}$$

感度較正值ベクトルを用いて主軸受上のひずみ ε_x を次の様に求めることができる。 ($x = A \sim D$)。

$$\varepsilon_x = \lambda(\theta) \cdot K_x(\theta) \quad \text{Eq(2)}$$

以上のことから主軸受上のひずみの相対誤差関数 $E(\theta)$ が得られる。

$$E(\theta) = \sum_{x=A}^D \{\varepsilon_x - \lambda(\theta) \cdot K_x(\theta)\}^2 \quad \text{Eq(3)}$$

本測定法ではこの相対誤差関数 $E(\theta)$ を最小にする時の $\lambda(\theta)$ 及び θ を求める内部起振力及びその方向としている。

Eq(3)で、 θ を固定して考えると、 $E(\theta)$ を最小にする $\lambda(\theta)$ は、以下の Eq(4) で表わされる。

$$\lambda(\theta) = \frac{\sum_{x=A}^D \varepsilon_x \cdot K_x(\theta)}{\sum_{x=A}^D K_x^2(\theta)} \quad \text{Eq(4)}$$

Eq(4)で、 θ は ε_A から ε_D までの 0° から 359° までについて、その範囲の全ての θ に対しての $\lambda(\theta)$ の計算を行い、 $E(\theta)$ が最小となる θ_0 と、その θ_0 に対する $\lambda(\theta_0)$ を求めた。以上の計算から、内部起振力の大きさ $\lambda(\theta_0)$ 、内部起振力の方向 θ_0 が得られる。

3. 測定結果

以上のようにして求めた内部起振力を、Fig.11 ~ Fig.13 に示す。

Fig.11 にはクランク角度と各軸受内部起振力の変化を示した。1番気筒爆発の 0° 付近では1, 2番主軸受の内部起振力がピークを示している。これらのことから、各軸受ごと

の最大内部起振力が点火順序(1-3-4-2)に従い変化していることがわかる。

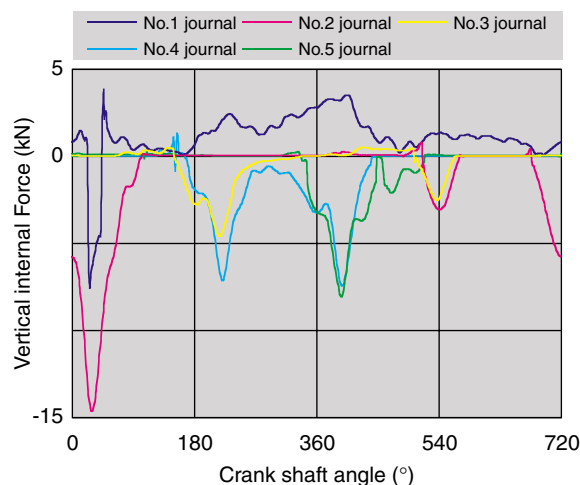


Fig.11 Internal force at each main bearing journal (wide open throttle, 1 600rpm)

Fig.12 には内部起振力発生方向リサージュ図を示している。内部起振力は鉛直方向に約15°傾いている。これは、クランクのバランス率から下向きの荷重がほとんどであること、爆発角度が TDC に対し 15°進角していることを考えれば、ほぼ妥当な結果を示している。

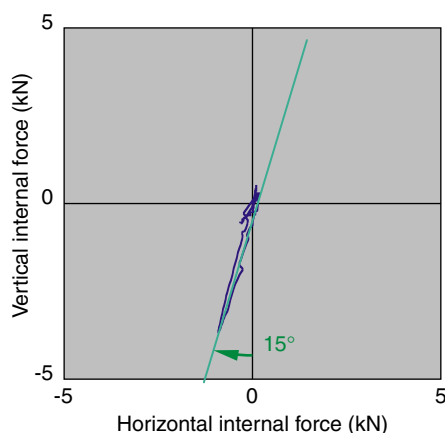


Fig.12 Lissajous figure for internal forces

Fig.13 には回転数増加に追従した内部起振力の変化を示している。比較的低回転の領域では下向きに変化する爆発力の影響が大きい。しかし、比較的高回転の領域では180°ごとに明確なピークを迎える慣性力の影響の大きいことが分かる。

以上の結果は定性的に矛盾無く妥当なものであり、十分な線形性も得られていることから、正しい測定が行われていると考える。

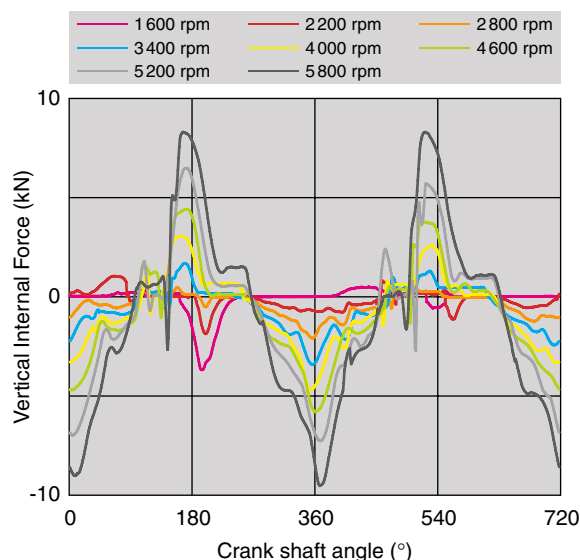


Fig.13 Internal force variation (40Nm torque, no.3 journal)

4. まとめ

時々刻々変化する起振力の大きさと方向を直接測定する方法を開発した。起振力の方向及び絶対値は主軸受内面に貼り付けた複数のひずみゲージから得られる実働時のひずみと、較正曲線から推定するひずみの相対誤差が最小の時に求められる。本測定ではシビックの4気筒エンジンについて1 600rpm から6 000rpm までの回転領域の内部起振力を測定して、矛盾のない妥当な結果を得ることができた。本測定法は従来行われていた間接的に内部起振力を求める方法に比べ、大規模な測定装置を用いることなく比較的簡単に内部起振力測定できる。

参考文献

- (1) C.Yasuda, P.J.Riehle, D.L.Brown, R.J.Allemang : An Estimation Method for rotational degrees of freedom using a mass additive technique. 2nd IMAC, p.877-886 (1984)
- (2) Conway Jones J. M. , Jones G. J. : Crankshaft bearings: Advances in predictive techniques and measurements in engines, ASME Paper 84-DGP-4, p.12 (1984)
- (3) B.Hillary, D.J.Ewins, : The use of strain gauges in force determination and frequency response function measurements 2nd. IMAC, p.627-634 (1985)
- (4) A.Matsuda, Y.Hayashi, J.Hasegawa, : Vibration Analysis of a Diesel Engine at Cranking and Idling Modes and Its Mounting System, SAE Paper 870964.
- (5) Paranjpe R. S., : A Study of Dynamically Loaded Engine Bearings Using a Transient Thermohydrodynamic Analysis Tribol. Trans., Vol.39, No.3, p.636-644 (1996)

■ 著 者 ■



鈴木 敏文



神村 直毅



高橋 幸敬

エンジンマウントにおけるギヤ振動伝達予測技術

Prediction Technique for Gear Noise Transfer in Engine Mounting Systems

禧 久 和 臣*
Kazuomi KIKU

関 根 明 子*
Akiko SEKINE

両 方 雅 行*
Masayuki RYOKATA

要 旨

ギヤノイズなどの高周波振動のエンジンマウント伝達による悪化を、開発初期段階で予測するための技術構築を目的とし、FEM解析を用いて予測する手法を検討した。マウントは通常ラバーをはさみパワープラント側と車体側の金属のブラケットで構成されており、高周波振動伝達ではその金属部分も含んだ連成振動が問題となる。本研究により、マウント振動伝達特性を、それぞれの金具単品の応答特性を合成し、そのレベルの高さにより簡易的に評価し車室内音悪化を予測できることがわかった。また金具が締結されている車体フレーム、ケースのモデル化、さらに締結部の締め付け剛性についてバネ要素を用いてモデル化することにより、精度の良い周波数応答計算(共振周波数誤差5%程度)が可能となった。

ABSTRACT

Prediction methods using finite element method (FEM) analysis were investigated to construct technology for predicting aggravation of gear noise and other high frequency vibrations due to engine mount transfer in the initial development stages. Engine mounts are normally comprised of rubber clasped between metal brackets on the power plant and chassis sides, and coupled vibration including these metal parts is a problem for high frequency vibration transfer. This study showed that the mount vibration transfer characteristics are a composite of the response characteristics of each metal part, and that simple evaluation by the response level can be used to predict the aggravation of noise in the front seat. In addition, modeling the chassis frame and case to which the metal fittings are joined, and modeling the clamping rigidity of the joints using spring elements made it possible to accurately calculate the frequency response (error of resonance frequency: approximately 5%).

1. はじめに

自動車の商品性向上の観点で、トランスミッションのギヤノイズの低減は重要な課題である。ギヤ音の車室内への経路としては、マウント、ケーブルなどの固体伝播とケースから放射される空気伝播に分けられる。現状の開発でギヤノイズのマウントからの伝達は寄与が大きく、対応するために多くの開発工数を必要としている。これまで、マウントのラバーを保持しているパワープラント側と車体側の金具の共振により、マウント系の振動減衰量が小さくなり結果的にある周波数で振動伝達、車室内ギヤ音が悪化してしまうことが分かっている。ただし事前に、悪化量を定量的に予測することは困難であった。近年の開発期間短縮、試作回数削減により精度の良い予測手法が望まれている。これに対し本研究では以下の項目について検討を行った。

(1)マウントによるギヤ振動伝達に対して計算により伝達レベルの可否を評価する手法

(2)簡単で精度の良い計算のためのモデル作成手法

2. 計算による評価法検討

2.1. ギヤ振動伝達解析

ギヤで発生したかみ合い振動はケースを伝わり、その一部はトランスミッションに固定しているブラケット、ラバー、それからラバーを固定している金具を経て車体に伝達される。従ってミッションケース、マウント系、車体フレームのトータルの伝達特性が問題となると考えられる。そこで走行中の振動ピーク時にギヤ振動が伝達される状態と、トランスミッション側ブラケット先端部をハンマリング加振により励起した振動モードを Fig.1 で比較する。また Fig.2 にマウントのレイアウトの例を示す。

グラフには各ポイントの走行中におけるギヤ振動成分の大きさと、パワープラント側先端を加振した時の同じポイントでの応答を示している。これよりハンマリングによる

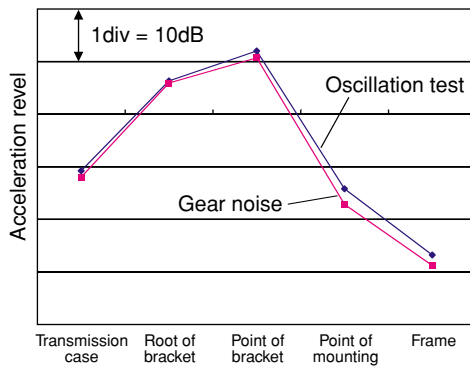


Fig.1 Shapes of mode of mounting

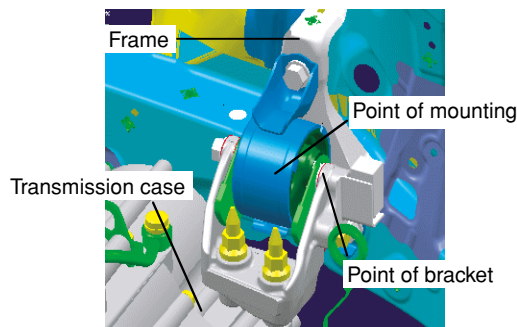


Fig.2 Layout of mounting systems

連成振動と走行中のギヤ振動伝達はほぼ同じモードである事がわかる。また Fig.3 にハンマリングによる周波数応答特性(トランスミッション側先端加振車体側先端応答), 走行中の車体側のギヤ振動レベル, 車室内のギヤ音レベルを示す。

グラフは、あるマウントシステムで未対策のベース仕様、共振周波数変更用ウエイト追加、ブラケット剛性変更など3種類の仕様を比較している。未対策の仕様はブラケットとマウント金具の共振のため音、振動、応答特性とも鋭いピークがあるが、各対策仕様では、共振周波数が離れるため応答特性が改善され同様に音、振動ともピークが低減されている。以上よりマウント系の周波数応答特性とギヤ音は相関がありこの応答レベルでギヤ振動伝達が評価できると言える。したがってこの周波数応答特性(トランスミッション側先端加振車体側先端応答)をシミュレーションにより算出することとした。

2.2. モデルの簡単化

2.1. で述べた様に走行中のマウント振動と車室内ギヤ音は相関がある。そのギヤ振動は伝達経路トータルの振動モードが問題と考えられる。ところが系全体のモデル化はシステムリソースなど制限があるので、ラバーを境に車体側とトランスミッション側それぞれ計算をすることとした。そこでまず、ブラケットとマウント金具との結合状態をハンマリング

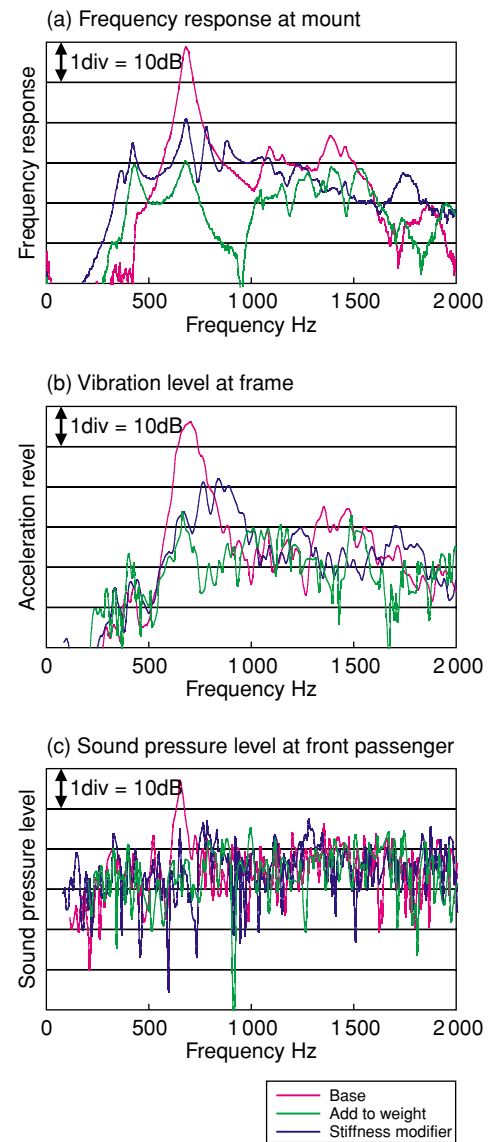


Fig.3 Sound and vibration level reduction effect of improvement of frequency response

加振テストにより解析した。Fig.4にトランスミッション側、車体側それぞれ単品の応答(a), (b)とブラケット先端加振マウント先端応答による全体の応答特性(d), それから単品の応答を合成したもの(c)の比較を示す。

それより、トランスミッション側ブラケット先端加振に

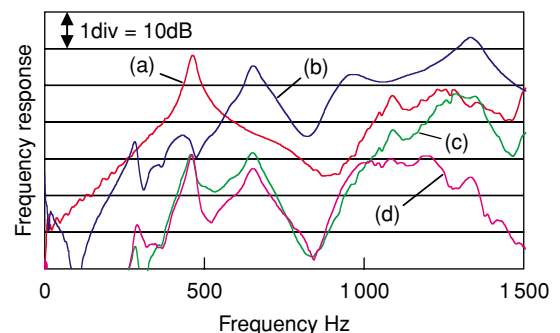


Fig.4 Analysis of frequency response

よるトータルの応答特性(d)は、ブラケットとマウント金具単品の応答(a), (b)の特徴を示しており、その二つを合成(掛け合わせた)した特性(c)とほぼ一致していることがわかる。すなわちラバーの減衰は周波数に対して比較的フラットな特性であり、また金具に比して充分ラバーの剛性が低いのでトランスミッション側と車体側の金具のモードは独立である。したがって金具間では荷重のみが伝わると仮定できる。これよりブラケット、マウント金具単品の周波数応答特性(ポイントイナータンス)を算出し、それを合成することによりトータルの周波数応答特性を簡易的に予測することができると言える。

2.3. 合成したイナータンス計算結果

2.1. の Fig.3 で述べた3仕様について、計算で算出したそれぞれのブラケット、金具のイナータンスを掛け合わせるにより求めたもの(以後合成イナータンス)を Fig.5 に示す。合成イナータンスのピークレベルの関係も音、振動、ハンマリングによる周波数応答と同様に未対策仕様はピークが大きく対策仕様はそれぞれ低減しており、計算により求めた合成イナータンスが低ければギヤ音も低減することが確認できた。

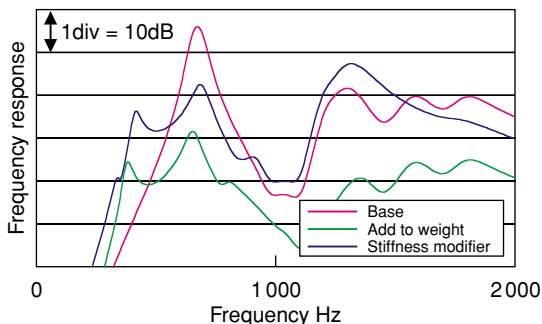


Fig.5 Total frequency response function

2.4. 合成イナータンスレベルの評価基準

これまで述べたように合成イナータンスのレベルでギヤ音悪化が予測できるので、実際の開発においては、従来開発した各量産機種のマウントの合成イナータンスレベルを基準に車体の音響特性、加振源の大きさ、要求性能を考慮しそれぞれその目標レベルを定めることができる。

3. ブラケットの周波数応答解析

3.1. 境界条件による結果の違い

固有値解析、応答解析を行う場合 Fig.6 の様な単品のフリー状態(拘束していない、付加物もついていない)では、Fig.7 に示す様に十分な精度で計算可能である。



Fig.6 Bracket model

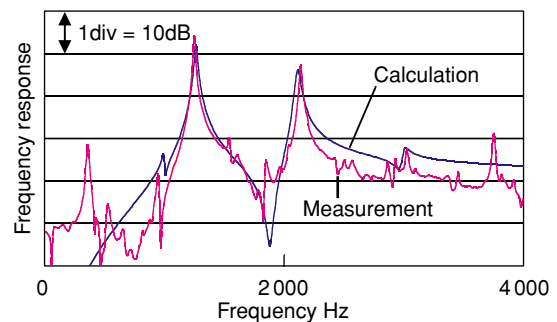


Fig.7 Frequency response of bracket

Solver : CATIA FEM
Auto mesh : CATIA FEM
Mesh size : 5 mm ~ 10 mm
Damping ratio : 0.05

ところが、車載状態(ケース、車体フレームについた状態)では、拘束条件などで大きく結果が変わる。Fig.8において各機種の単品(締結部拘束)、ケース付き、ケースとブラケットをバネ要素で結合、それぞれのモデルでの3種類の拘束条件における計算結果とハンマリング加振による実測の共振周波数を比較する。

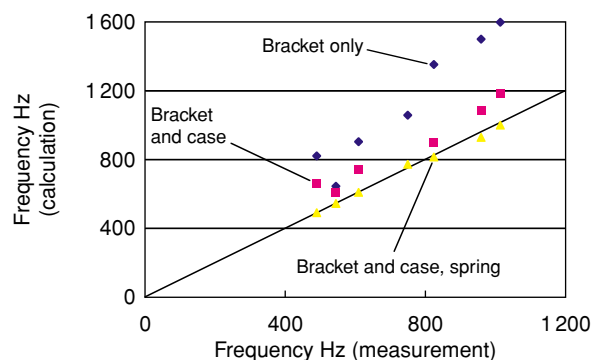
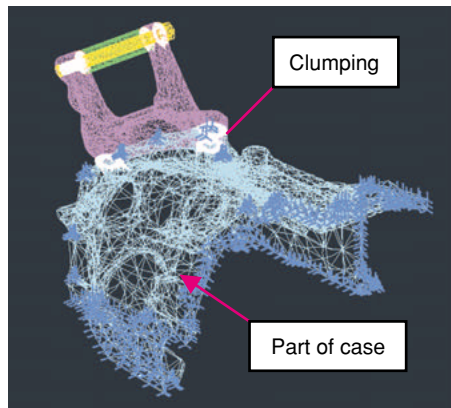


Fig.8 Resonance frequency

これより、精度の良い結果(誤差5%以内)を得るためにはブラケット金具だけのモデルでは実測値と合わず、Fig.9に示すようなケースや車体フレームのモデル化またその接合部分のモデル化が必要であることが分かる。

(1) Case and bracket



(2) Frame and mounting

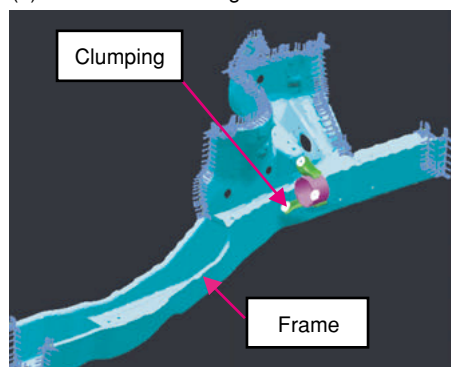


Fig.9 FE model

3.2. ボルト締結部拘束条件

3.2.1. バネ結合の考え方、バネ定数の値

マウント、ブラケットの金具は、車体フレームやミッションケースにボルトで締結される。その様な結合部は、一般的に通常構造物より剛性が低下するとされている。⁽¹⁾

今回は、ボルトの剛性と締め付け部の剛性に対して等価のバネが接触面に存在すると仮定しモデル化を行った。ボルト締結部の静的バネ定数 k はボルトのバネ定数 k_t と被締め付け部のバネ定数 k_c とすると $k=k_t+k_c$ と仮定し、 k_t と k_c は近似式⁽²⁾より $10^5 \sim 10^6 \text{N/mm}$ 程度(ボルト、締め付け部の材料特性と形状で決定される)とした。

3.2.2. バネ結合の範囲、板厚による違い

またボルト締結部の接触面をバネ要素でモデル化する場合、結合する範囲が重要である。締め付け部の形状により実際の接触面積と図面上の接触面とが異なる場合がある。そ

こで簡単な形状でFEMによる接触解析を行い、被締め付け部の厚さと締め付けた時の接触面積について検討した。Fig.10 に計算に用いたモデルを示す。

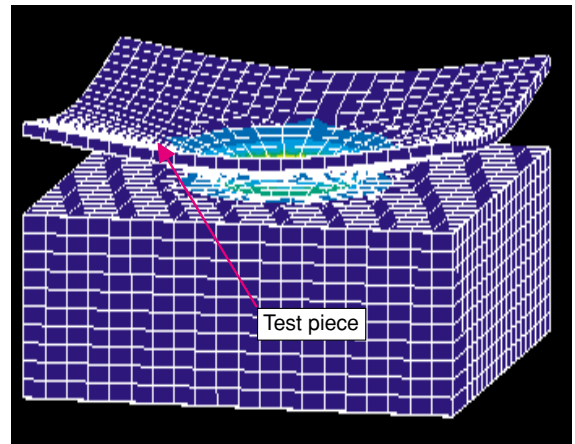


Fig.10 FE model of contact analysis

計算は厚い板とテストピースを接触要素でつなぎ、下方向にワッシャ径程度の面積で圧力をかけ、接触の状態を解析した。Fig.11に被締め付け板の厚さと接触直径を示す。図の様に厚さが薄いほど、皿状に変形し接触面積が狭くなる。したがって本計算では2mm程度の鉄板の場合は図面上の接触面積が広い場合でも、バネ要素で結合する範囲は締め付けワッシャ径程度とした。

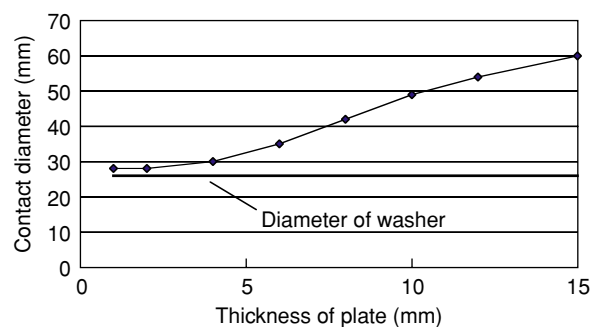


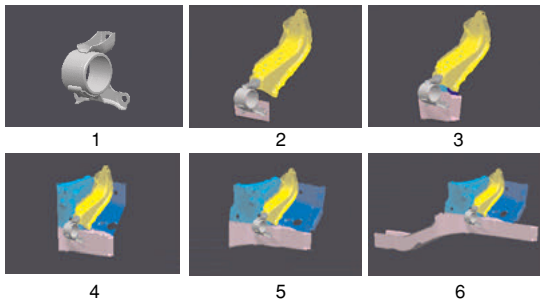
Fig.11 Diameter in contact

3.3. モデルの範囲

Fig.12にモデルの範囲、各モデルによる計算上の共振周波数と実測値の比較を示す。

このように金具単体の計算(モデル1)では、前述したように共振周波数が高めに出てしまうが、車体フレームが少しでもモデル化されていると(モデル2)かなり実測値に近づくことがわかる。これより本検討では充分の広さと思われる Fig.12 のモデル4以上の範囲で計算を行った。

(1) Extent of FE model



(2) Comparison of resonance frequency

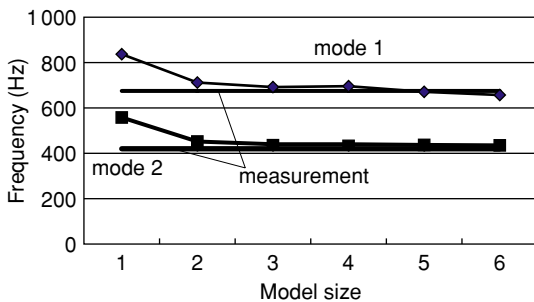


Fig.12 Relation resonance frequency and model size

3.4. 応答解析結果

Fig.13 に上記条件で解析した結果と、ハンマリングによる実測値との比較の一例を示す。また Fig.14 に固有値解析の結果の例を示す。

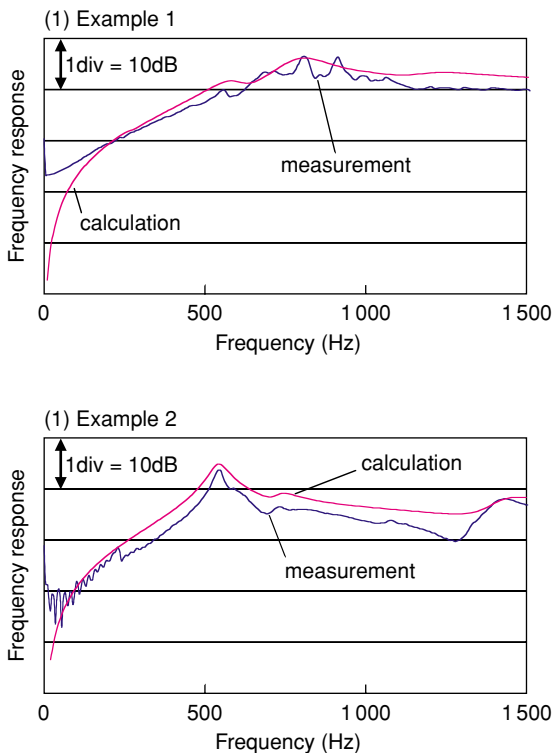


Fig.13 Comparison between calculation and measurement for frequency response

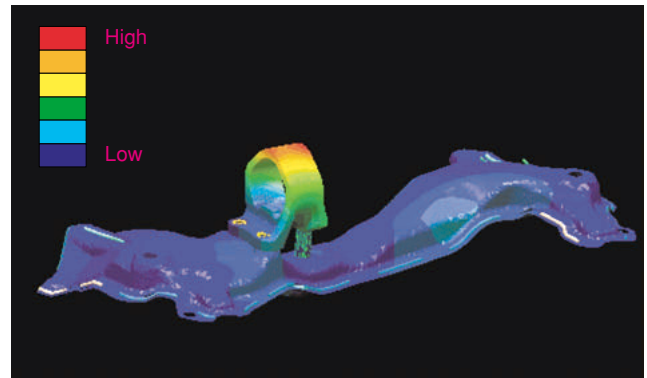


Fig.14 Displacement of mounting at resonance frequency

この様に、ブラケット、マウント金具のポイントイナータンスの計算結果はハンマリング加振による実機テスト結果とほぼ一致する。このそれぞれの結果を用いてFig.5に示したような合成イナータンスが精度よく算出できる。また製品図である CATIA の 3D モデルより直接、メッシュ作成、計算を行うことにより、一日程度で解析ができることが確認された。したがって早いタイミングでマウント伝達特性の精度良い予測と最適化が計れるようになった。

4. まとめ

本研究により以下のことが言える。

- (1)マウント系のブラケット、マウント金具単品それぞれの応答解析結果の合成値レベルより簡易的にマウントのギヤ振動伝達を評価できることが分かった。
- (2)必要なモデル範囲、ボルト締結部のバネ要素によるモデル化等により比較的簡単に充分な精度の計算(誤差5%以内)が出来るノウハウが得られた。
- (3)従来問題となっている特定車速におけるギヤ音のピークは今回述べたようなマウントをはじめとする固体伝播によるものがほとんどである。今後は開発初期段階より本検討による予測手法を用いて、各部の伝達特性を予測し大幅な開発効率の向上をはかることができる。

CAEが発達し、誰もがFEM解析を行える環境になりつつあるが、開発の現場で実際の音振動問題にFEM解析を適用し効果を上げるのは意外と難しいものである。本検討内容は振動学的、計算技術的にはレベルの高いものではないが、開発期間短縮のニーズの中で開発現場における工数削減に貢献できる適用例として報告した。今後のシミュレーションを用いた開発効率向上の参考になれば幸いである。

参考文献

- (1) 田中基八朗, 三枝省三: 振動モデルとシミュレーション, 東京, 応用技術出版, 1984, p.281-289
- (2) 山本晃: ねじ締結の理論と計算, 東京, 養賢堂, 1970, p.55-65

■著 者■



禧久和臣



関根 明子



両方雅行

ナイトビジョンシステムの開発

Development of Night Vision System (Collision avoidance system to the pedestrian)

辻 孝之*

Takayuki TSUJI

渡辺 正人*

Masahito WATANABE

服部 弘*

Hiroshi HATTORI

長岡 伸治*

Nobuharu NAGAOKA

要 旨

夜間の歩行者事故を低減するために、ナイトビジョンシステムを開発した。

車両前部に搭載されたステレオ赤外線カメラの映像処理によって歩行者とみなせる熱源対象物を捉え、その位置と相対移動ベクトルを算出することによって衝突の可能性を判定した。

また、インストルメントパネル内に搭載したヘッドアップディスプレイ(HUD)を用いて、フロントウインドシールド正面下方に歩行者部を強調した赤外線映像を音声案内と共に表示した。

テストコースにおいて検出性能を確認した結果、路上や横断歩行者との衝突の可能性を判定できることが分かった。

また、提供情報に対する運転者の回避行動を確認した結果、歩行者との衝突を回避するうえで本システムの手法は有効であることが分かった。

ABSTRACT

A Night Vision system has been developed to reduce pedestrian accidents occurring at night.

High temperature objects presumed to be pedestrians are detected by processing the images from infrared stereo cameras mounted on the front of the vehicle, and the possibility of a collision is judged by calculating the position and relative moving vector of the pedestrian.

In addition, voice guidance is provided and a highlighted infrared image of the pedestrian is displayed at the bottom of the front windshield using a head-up display (HUD) installed in the instrument panel.

As a result of confirming detection performance on a test course, it was found that the possibility of collisions with pedestrians on the road and road crossings could be judged.

Further, as a result of confirming evasive action on the part of the driver with respect to the provided information, this system was found to be an effective means of avoiding collisions with pedestrians.

1. まえがき

日本国内における交通死亡事故は年間約1万件発生しており、このうち約3割が交通弱者である歩行者との衝突事故である⁽¹⁾。

現在、このような歩行者事故に対して衝突安全の見地から歩行者保護車体構造の実用化を行なっているが、本報告では予防安全の見地から運転者に事前に歩行者の存在を知らせるシステムの検討を行なったので報告する。

はじめに、システムの機能と仕様を検討するために歩行者事故(死亡)の詳細な解析を行なった。Fig.1に解析結果を示す。

これらの結果より、

*栃木研究所

1) A), B), C)のグラフより夜間、直線路を直進走行しているときに路上や横断歩行者と衝突している事故が多い。

2) D)のグラフより速度 40km/h ~ 80km/h で走行しているときに衝突している事故が多い。
ということが分かった。

そこで、Fig.2に示すような夜間走行時に見え難い路側の歩行者や横断してくる歩行者を検出し、音声案内と赤外線映像表示によって運転者に知らせるナイトビジョンシステムの開発を行なった。

また、本システムの有効性を横断歩行者の検出テストと障害物回避テストによって確認した。

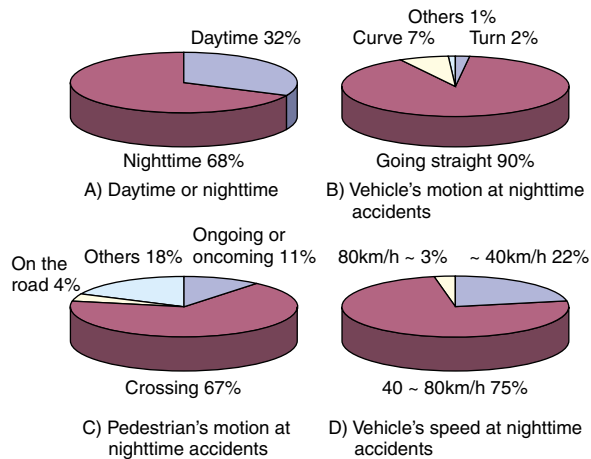


Fig.1 Accident investigation of pedestrian fatalities

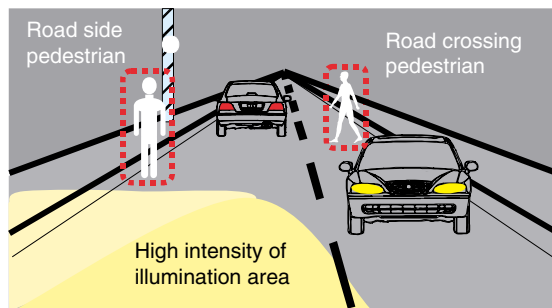


Fig.2 Example of pedestrian who the driver should notice

2. システムコンセプト

2.1. システム機能と構成

システム機能を決定するにあたり、以下の目標要件を設定した。

- 1) 提供情報は運転者の注意喚起が可能であり、かつ前方の状況判断ができる内容であること。
- 2) 一般道における対向車両等による隠蔽を考慮し、歩行者の頭部～全身サイズ(20cm × 20cm ~ 2m × 2m)の対象物を検出できること。
- 3) 情報提供後、衝突発生までの余裕時間(情報提供時間)を3.5sec以上とし⁽²⁾、これに必要な検出距離を有すること。

1)の要件を満足するために、注意を喚起するための音声案内と夜間の前方の状況を映像化できる赤外線カメラの映像をHUDに表示することとした。

また2)、3)の要件を満足する検出性能を得るために赤外線カメラをステレオ化し、歩行者とみなせる熱源対象物までの距離を算出することによって衝突判定を行なうこと

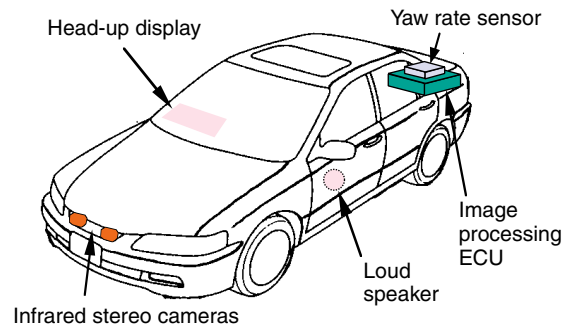


Fig.3 System component locations

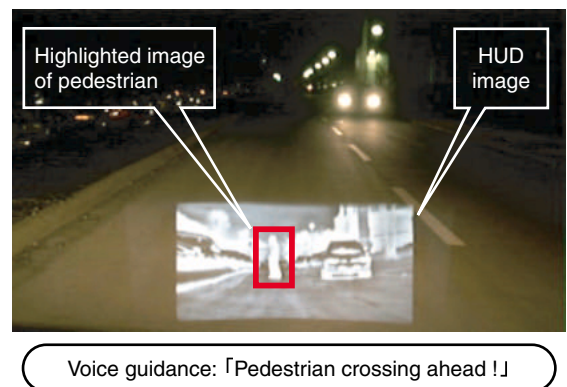


Fig.4 Driver's view point of HUD image and voice guidance

とした。Fig.3に本システムの実車レイアウトをFig.4に情報提供動作状態を示す。

2.2. 情報提供動作条件

本システムはヘッドライトで見え難い領域に対する視覚補助機能という位置付けからヘッドライトの高照度領域(前方30m以内)より遠方の領域を情報提供対象エリアとした。

また、歩行者事故解析結果²⁾より走行速度 40km/h 以上で情報提供動作させることとし、走行速度 80km/h まで情報提供時間 3.5sec 以上の要件を満足できることを目標とした。(すなわち Fig.5 に示す 40m ~ 80m の検出対象エリア。)

2.3. 検出判定条件

衝突しそうな歩行者を検出するために Fig.5 に示す 2 つの検出エリアと判定条件を設定した。

2.3.1. 接近対象物判定と検出エリア

路側の歩行者を想定し、前後に 5 km/h 以下の速度を有する歩行者を、車体巾+左右に 1 m のマージンを持たせた領域において検出する。

自車が旋回走行をしている場合にはヨーレートと車速から自車進行予測走路を推定し、検出エリアを变形修正する。

2.3.2. 横断対象物判定と検出エリア

横断する動きを持った対象物が自転車と衝突する条件は自転車から見た対象物の方位: θ [deg] が一定の場合であり⁽³⁾, θ は自転車走行速度 V_j と対象物の横断速度 V_h によって式(1)により決定される。

$$\theta = \tan^{-1} \frac{V_h}{V_j} \quad (1)$$

ここで、歩行者の横断速度を 1 m/s と仮定し、情報提供を行なう最低動作車速を 40km/h とすると、画角 11deg 以上の赤外線カメラの全映像範囲内が横断対象物検出エリアとなる。

また、これ以上の横断速度を有する対象物は赤外線カメラの画角外から短時間に映像上に現れるため、検出は可能であるが情報提供時間は短くなる。

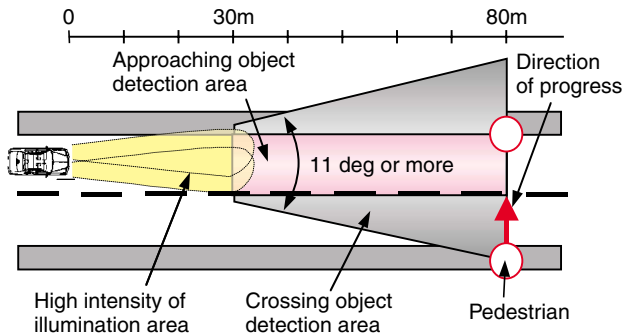


Fig.5 Detection area of pedestrian

3. 検出処理アルゴリズム

3.1. 座標系の定義

本システムでは、Fig.6に示す車体を基準とした3次元座標系と映像座標系の2つを用いる。

3次元座標系の原点Oは右カメラのレンズ中心、軸回転は右ネジ方向を正とし、映像座標系は3次元座標系における $Z=f$ (f : カメラの焦点距離)の平面、原点oはZ軸との交点とする。

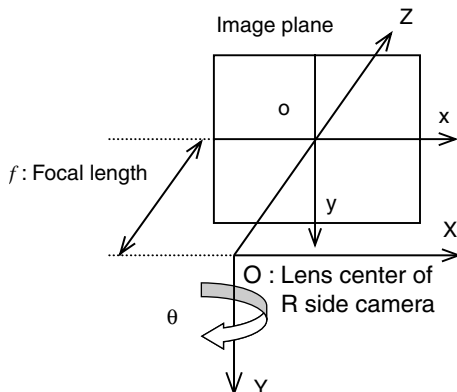


Fig.6 Definition of coordinate system

3.2. 歩行者の抽出と時間追跡

季節を通じて外気温と歩行者の皮膚表面温度の差を計測した結果、外気温30℃程度まで5℃程度の温度差が発生していることが分かった。計測結果を Fig.7 に示す。

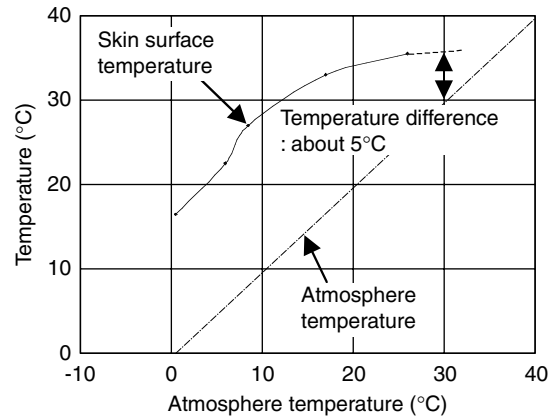


Fig.7 Temperature difference in skin surface and atmosphere at all season

よって、赤外線映像上では歩行者等の熱源対象物は他の背景物に対して高輝度に表示される。

季節毎に一般道を走行して取得した映像データを2値化処理し、映像中から歩行者を抽出できることを確認した。Fig.8に夏に撮影した赤外線映像と2値化処理した結果を示す。



Fig.8 Infrared image and result of two level rendition in summer time condition

実車システムではステレオ赤外線カメラの右映像の輝度ヒストグラムを算出し、頻度分布の中間値に閾値を設定することによって、右映像より歩行者を抽出する。

対象物の重心位置や形状特徴を条件として時間毎に右映像上の対象物の同一性を判定し、時間追跡を行なう。Fig.9に右映像上の対象物の時間追跡状態を示す。

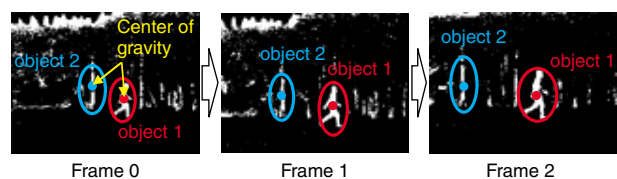


Fig.9 Object tracking

3.3. 対象物の3次元位置座標の算出

ステレオ赤外線カメラの左右の映像間には、Fig.10 に示すように対象物の距離に応じた横位置差(視差) $dn[\text{pixel}]$ が発生する⁽⁴⁾。対象物周辺の右映像を切り出し、左映像との間で相関演算を行なうことによって、発生視差 dn を算出する。次に算出された視差より式(2)を用いて、対象物までの距離 $Z[\text{m}]$ を求める。

また、映像上の重心位置 $q=(xi, yi)^T$ と算出された距離 $Z[\text{m}]$ から式(3)、式(4)を用いて、対象物の3次元位置 $P=(Xi, Yi, Zi)^T$ を算出する。

D はカメラ間距離[m]、 f 、 p はそれぞれカメラの焦点距離[m]と画素ピッチ[m/pixel]である。

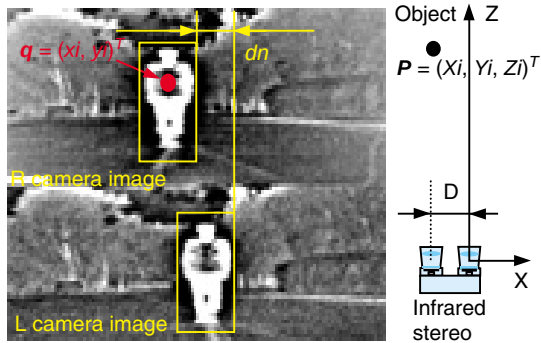


Fig.10 Disparity of infrared stereo cameras

$$Zi = f \times \frac{D}{dn \times p} \quad (2)$$

$$Xi = \frac{xi \times Zi \times p}{f} \quad (3)$$

$$Yi = \frac{yi \times Zi \times p}{f} \quad (4)$$

3.4. 対象物の相対移動ベクトルの算出

走行時に発生する車両のわずかな回頭角度によって、算出された対象物のX軸方向位置が大きく変化するため、走行状態で横断歩行者の発生するX軸方向の3次元位置変化を識別することは困難である。

そこで、Fig.11 に示すように車速センサとヨーレートセンサを用いて、自車の移動量(T)と回頭角度(θ)を算出し、式(5)、(6)を用いてこの変化を補正する。

但し、 $P'[t]=(Xa[t], Ya[t], Za[t])^T$ 、 $P[t]=(Xc[t], Yc[t], Zc[t])^T$ はそれぞれ時刻 t に車両位置A、Cで算出された対象物の3次元位置である。

$$\begin{bmatrix} Xc[t] \\ Yc[t] \\ Zc[t] \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta & 0 & -\sin \theta \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \theta & 0 & \cos \theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Xa[t] \\ Ya[t] \\ Za[t] \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} Tx \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$Tx = \frac{360 \times T}{2 \times \pi \times \theta} \times (1 - \cos \theta) \quad (6)$$

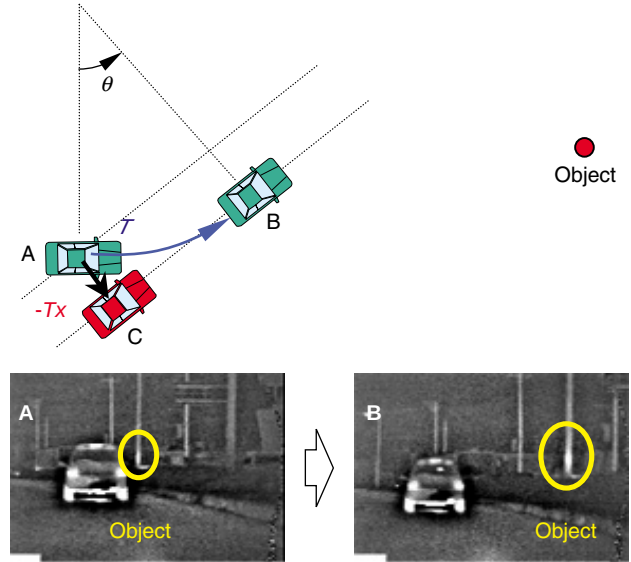


Fig.11 Compensation of the object 3D position

式(5)、(6)を用いて、自車の回頭挙動を補正した時刻 $t=0$ (過去)から時刻 $t=n$ (現在)までの区間の対象物位置群 $P[t]=(Xc[t], Yc[t], Zc[t])^T$ を Fig.12 に示す。

式(7)に示す対象物位置群($P[t]$, $t=0, 1, \dots, n$)の重心座標 $Q=(\bar{X}, \bar{Y}, \bar{Z})^T$ と相関行列より主成分分析を用いて⁽⁵⁾ 直線方向ベクトル $L=(Lx, Ly, Lz)^T$ を算出することによって、対象物の相対移動ベクトルを式(8)に示す直線として求める。

また相対速度(Vs)は対象物位置の時間差分より算出する。

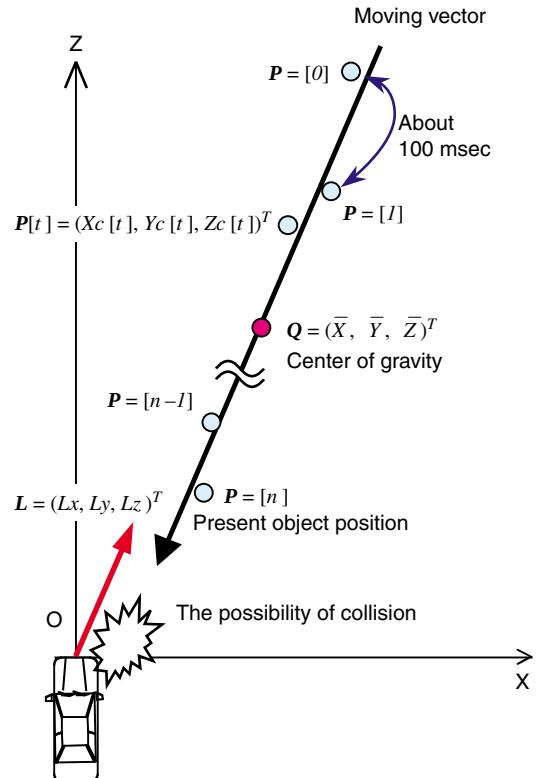


Fig.12 Predict 3-D moving vector

$$\begin{bmatrix} \bar{X} \\ \bar{Y} \\ \bar{Z} \end{bmatrix} = \frac{1}{n+1} \begin{bmatrix} \sum_{i=0}^n X_c[i] \\ \sum_{i=0}^n Y_c[i] \\ \sum_{i=0}^n Z_c[i] \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$\frac{X - \bar{X}}{L_x} = \frac{Y - \bar{Y}}{L_y} = \frac{Z - \bar{Z}}{L_z} \quad (8)$$

3.5. 衝突判定処理

算出された相対速度 V_s と車速センサより算出した走行速度 V に対して式(9)に示す条件を満たし、道路平面より高さ2m以内の対象物に対して2.3.節の検出判定条件に示した2つの検出判定を行なう。

$$|V - V_s| \leq \frac{V}{2} \quad (9)$$

3.6. 処理フロー

実時間処理を実現するために処理1)、処理2)に分離し、処理1)をビデオレート：33msec、処理2)を100msec毎の独立の演算周期で行なう。

処理1) ステレオ赤外線カメラの右側の映像のみを使用し、対象物の2値化抽出、追跡、映像表示を行う。

処理2) ステレオ映像から対象物の3次元位置を算出し、相対ベクトル推定、衝突判定を行う。

検出処理フローを Fig.13 に示す。

4. ハードウェア

4.1. ステレオ赤外線カメラ

使用したステレオ赤外線カメラは画角 $H \times V: 12\text{deg} \times 9\text{deg}$, 320×240 画素の非冷却型赤外線カメラを2個使用することで実現し、カメラ間距離は360mmとした。

対象物の距離を正確に算出するためにはステレオ赤外線カメラの特性に以下の4つの条件が必要となる。

- (1) カメラ間の撮像同期がとれていること。
- (2) カメラ間の映像輝度特性が揃っていること。
- (3) カメラ間のアライメントがとれていること。
- (4) カメラの光学系にひずみがないこと。

撮像同期については同期型撮像回路の試作を行なうことで実現し、カメラ間の映像輝度特性については今回の試作品で十分な同一特性が得られた。

さらに、カメラ間のアライメント、およびカメラ光学系のひずみについてはソフトウェア処理で補正した。

試作したステレオ赤外線カメラの実車搭載レイアウトを Fig.14 に示す⁽⁶⁾。

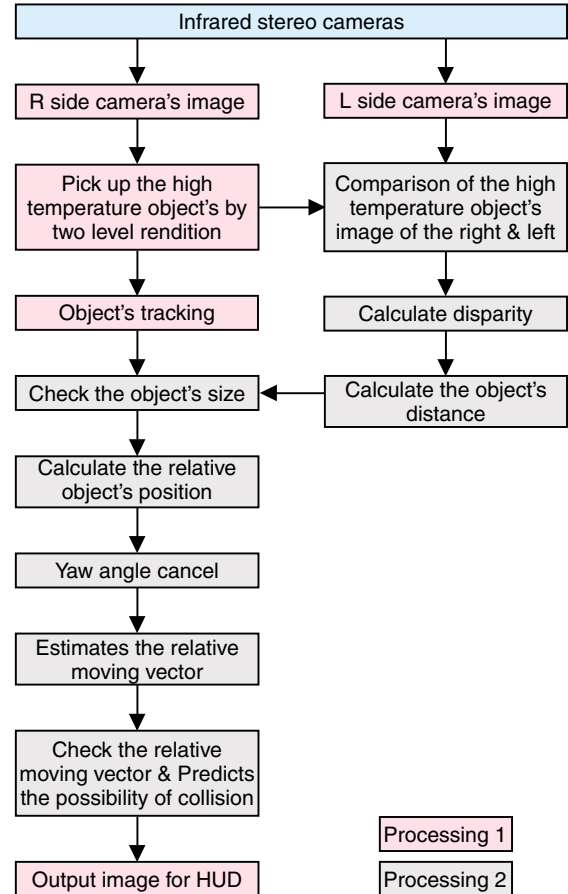


Fig.13 Processing flow of pedestrian detection

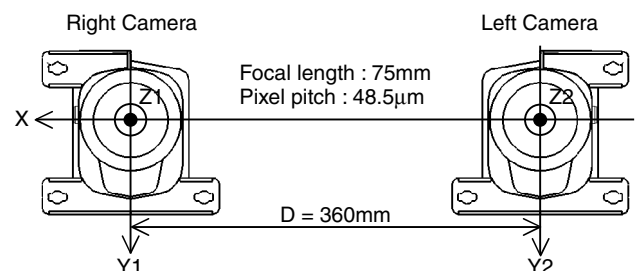
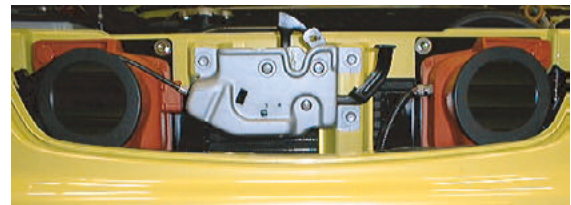


Fig.14 Infrared stereo cameras Installed in the car

4.2. ヨーレートセンサ

相対移動ベクトル推定と接近判定エリアの変形のために、車両回頭角度算出用としてダイナミックレンジ $\pm 50\text{deg/s}$ 、最小検出分解能 0.03deg/s 程度を有する光ファイバージャイロを使用した。

4.3. 画像処理 ECU

ステレオ赤外線カメラの左右の映像はそれぞれ NTSC 出力され上下2分割の 640×480 画素(左右それぞれ 640×240 画素)に合成し、8 bit 階調、ビデオレート(30 フレーム/s)でサンプリングする。(Fig.10 のステレオ赤外線カメラの画像参照)

また、車速、ヨーレート等の車両情報も映像と同様に 33msec 周期で取り込む。画像処理 ECU の構成を Fig.15 に示す。

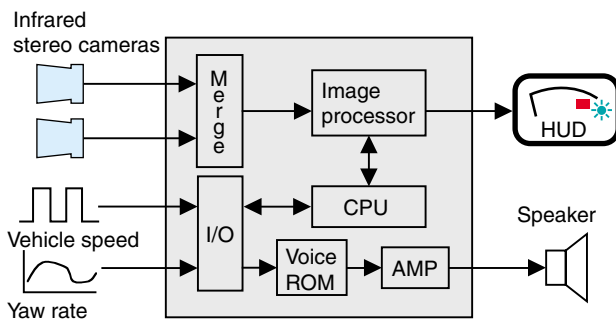


Fig.15 Image processing ECU

4.4. ヘッドアップディスプレイ

表示映像: H image $\times$ V image は横断歩行者検出範囲と 30m 先の歩行者の全身を表示できる $11\text{deg} \times 4\text{deg}$ とした。

また、運転者から見える HUD の表示サイズ: H disp $\times$ V disp は上記表示映像が前方の歩行者の方向や距離を認識するうえで違和感の少ない $10\text{deg} \times 3.5\text{deg}$ とした。

表示位置は運転者正面下方、見下ろし角度 5deg とし、映像位置は約 2m 前方のボンネット先端付近とした。

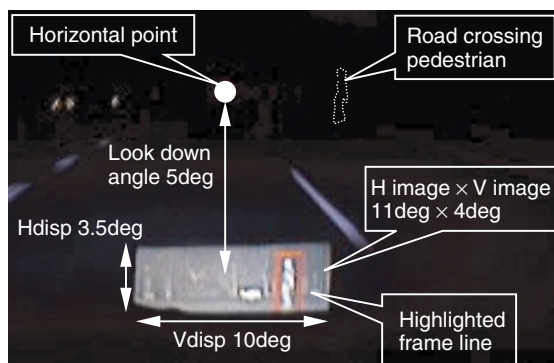


Fig.16 Projected images of HUD



Fig. 17 Appearance of HUD

また、表示虚像輝度は $0 \sim 50\text{cd}$ とし、検出された歩行者部の強調表示色は認識しやすい赤色とした。(Fig.16 参照)試作した HUD の外観を Fig.17 に示す⁽⁶⁾。

5. テスト結果

5.1. 対象物検出結果

試作したシステムが設定した検出性能を満足しているかどうかを判定するために2つの確認テスト行なった。

5.1.1. 相対速度算出テスト

静止対象物に向かって 60km/h で走行し、相対速度を算出した結果を Fig.18 に示す。(横軸は対象物までの距離、縦軸は相対速度誤差を表わす。)

走行速度 60km/h における衝突 3.5sec 前は前方約 60m の距離であり、また、検出すべき対象物の相対速度は式(9)より $\pm 30\text{km/h}$ 以下の対象物である。

Fig.18 より、距離 60m における静止対象物の相対速度算出精度は $\pm 25\text{km/h}$ 以内であるため、歩行速度 $\pm 5\text{km/h}$ 以下の歩行者の相対速度算出精度は $\pm 30\text{km/h}$ 以下と推定され、検出条件: $\pm 30\text{km/h}$ 以下を満足できる。

また、走行速度 $40\text{km/h} \sim 80\text{km/h}$ においても、同様なテストを行ない、衝突 3.5sec 前に歩行者を検出できることを確認した。

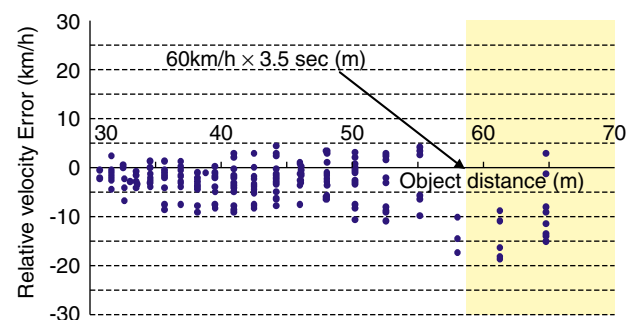


Fig.18 Relative velocity error of the object distance

5.1.2. 相対移動ベクトルの算出テスト

速度 50km/h の走行車両の約 60m 前方を約 1 m/s の速度で横断した歩行者と静止対象物(街灯)の相対移動ベクトルを算出した結果を Fig.19 に示す。

算出された相対移動ベクトルより、歩行者の横断速度は 1.02m/s、街灯は0.08m/sであり、横移動ベクトルは±0.1m/s 以内の精度で算出されていることが判る。

また、衝突の 3.5sec 前、約 50m の地点での相対速度算出結果は 40km/h であり、式(9)の条件を満たし、横断歩行者の検出判定が可能であることが分かる。

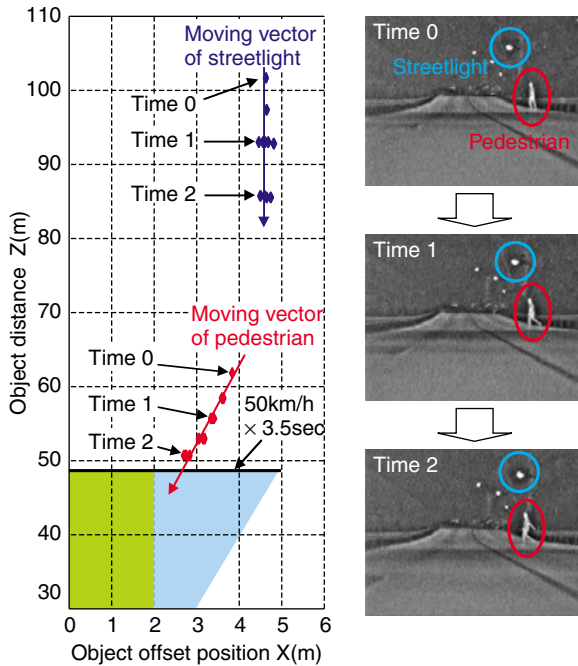


Fig.19 Detected moving vector and infrared images

5.2. 情報提供手法の評価

夜間、障害物が見え難い走行状況をテストコースで再現し、障害物に対する情報提供を複数の手法を使って行い、各手法における回避行動開始時間を比較した。

1) 情報提供方法の比較

「音声情報のみ」と「音声+強調赤外線映像」

2) 提供映像位置の比較

インストルメントパネル内LCDとHUD(Fig.20 参照)。

5.2.1. テスト方法

夜間、フォグライトのみの点灯によって視界範囲を 20m ~ 30m に制限し、速度 40km/h の等速走行を被験者に指示したうえで、障害物の情報提供を行なった。情報提供時の単純反応を避けるために車両正面とセンターライン上の2箇所にランダムに障害物を設置し、距離 40m の位置で情報提供(衝突の3.6sec 前)を行なった。テスト条件をFig.21 に示す。

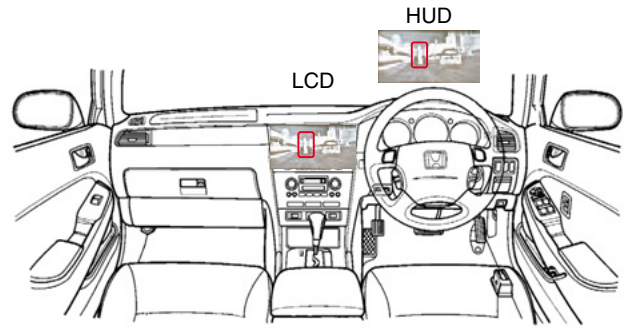


Fig.20 HUD and LCD display position

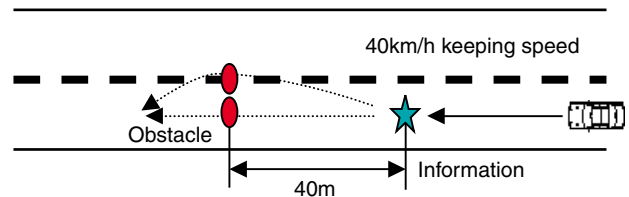


Fig.21 Interface test condition

5.2.3. テスト結果

被験者によって回避行動が異なったため、ステア回避またはブレーキ回避の内、早い方を回避行動開始時間(反応時間)とした。情報提供方法の違いによる比較結果を Fig.22 に、表示位置の違いによる比較結果を Fig.23 に示す。

2つのテスト結果より「音声+ HUD 表示」に対しては 1 sec 程度で回避行動が開始できているが、「音声のみ」、「LCD による映像表示」では回避行動開始が 1 sec 以上の場合が多く発生していることが分かる。このことから、音声+HUD による強調赤外線映像表示は運転者の回避行動に対して、有効であると考えられる。

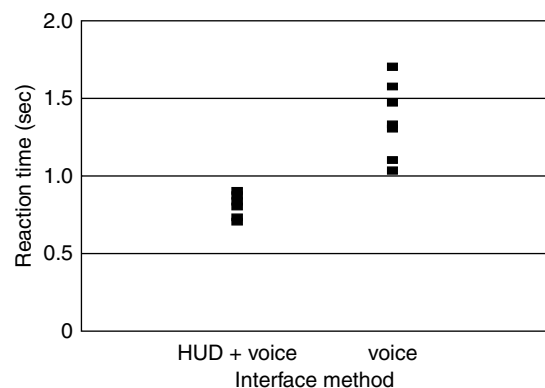


Fig. 22 Comparison voice and IR image with voice

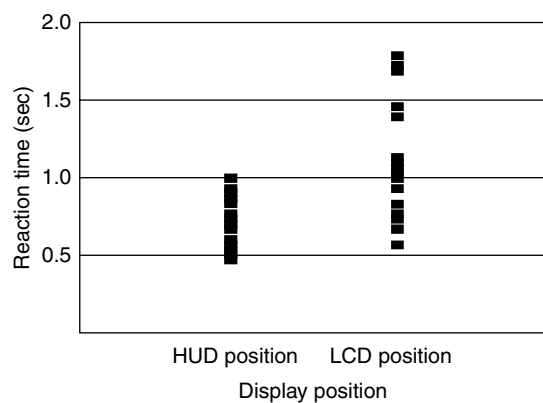


Fig.23 Comparison HUD and LCD position

6. まとめ

夜間の歩行者事故の解析結果に基づき、ステレオ赤外線カメラと画像処理装置、HUDを使って、夜間走行時に路側の歩行者や横断歩行者の存在を運転者に知らせるシステムを実現し、以下の2つの結果を得ることができた。

- 1) ステレオ赤外線カメラの映像処理によって、歩行者とみなせる熱源障害物との衝突判定を行うアルゴリズムを構築し、走行速度 40km/h ~ 80km/h において衝突の 3.5sec 前に衝突の可能性を判定できることが分かった。
- 2) 実視界対比型の HUD を用いて強調赤外線映像を表示することによって、情報提供から 1 sec で回避行動ができるインターフェースが実現できた。

参考文献

- (1) 交通事故統計年報 平成 10 年版, 東京, 交通事故総合分析センター, 1999
- (2) 宇野 宏, 平松金雄: 緊急状況における余裕時間とドライバの操舵回避との関係, 人間工学, Vol.35, No.4, p.219-227 (1999)
- (3) 内田信行, 藤田和男, 片山 硬: 見通しのよい交差点における出会頭事故について, 自動車技術会論文集 Vol.30, No.1, p.133-138 (1999)
- (4) 奥富正敏 ほか: コンピュータビジョン 技術評論と将来展望, p.123-137 (1998)
- (5) 画像解析ハンドブック, 東京大学出版会, 東京, p.40-43 (1991)
- (6) 浅沼信吉 ほか: ホンダ ASV-2 の紹介 (乗用車), HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.1-8 (2000)

■ 著 者 ■



辻 孝之



服部 弘



渡辺 正人



長岡 伸治

追突速度低減システムの開発

Rear-end Collision Velocity Reduction System

小 高 賢 二*
Kenji KODAKA
市 川 章 二*
Shoji ICHIKAWA

杉 本 洋 一* 小田部 誠*
Yoichi SUGIMOTO Makoto OTABE
浦 井 芳 洋*
Yoshihiro URAI

要 旨

ABSTRACT

事故統計によるマクロ事故調査ならびにアンケート調査によるミクロ事故調査を行い、追突事故発生要因を探索し、それらをもとにシミュレーションにより事故解析を行った。その結果、日常運転の中で行う瞬間的な不注視による事故が多いことがわかった。このようなときに有効な事故回避支援システムの開発を行った。開発にあたり、警報効果を損なわないように警報発生のタイミングをドライバと干渉しないよう設定し、認知・判断の遅れを自動ブレーキによって補う構成とした。この自動ブレーキ作動の手法については計算および実機試験により検討し、通常のドライバ操作に干渉しない作動タイミングを設定し、ドライバの回避操作を支援する減速度の設定を行った。その結果、追突事故件数低減効果の高いシステムを構築することができた。

Factors causing rear-end collisions were investigated by performing traffic accident analysis using accident statistics and detailed traffic accident analysis using questionnaire surveys. Then, accident analysis was performed through simulations based on these factors. The results showed that many rear-end collisions are caused by momentary inattention during daily driving. Therefore, a collision avoidance assist system was developed that is effective in these situations. In developing this system, a warning timing that does not interfere with the driver was set so as not to impair the warning effects, and adopted a system structure where delays in recognition and judgement are compensated for by an automatic brake. The automatic brake activation method was investigated through calculations and actual vehicle tests. The activation timing was set so as not to interfere with normal driver operations, and the deceleration was set to assist the driver's avoidance operations. As a result, a highly effective system for reducing rear-end collisions could be constructed.

1. まえがき

運輸省(01年より国土交通省)が推進するASV計画においては交通事故削減のためにレーダ等の外界センシング技術を用いて周囲の状況を判断し、事故を未然に回避あるいは事故被害を低減するためのさまざまなシステムが各社より提案されている。ASV計画も現在二期目を迎え実用化へ向けての加速が期待されている。

レーダやカメラ等による外界センシング技術を用いて前走車との衝突を予測し、自動ブレーキを活用して衝突を回避しようとするシステムはASV第一期より提案されているが、技術面、コンセプト面ともに課題が大きく実用化には至っていない。

今回システムコンセプトとして自動事故回避ではなくド

ライバを中心に据えた事故回避支援ということに定め、また対象事故を追突事故に絞り込み、早期の実用化を目指したシステムを構築したのでこれを報告する。

2. 事故概況調査

1997年の交通死傷事故全体を調査してみると^{(1), (2)}, 追突事故が全事故の約30%と非常に高い割合を占めている(Fig.1)。次に追突事故の特徴を調査した。Fig.2は危険認知速度別にみた追突事故の発生頻度である。これをみると低中速走行時での事故が多く発生していることがわかる。Fig.3は追突事故を発生した第一当事者の人的要因を表したものである。要因としては前方不注視等の認知ミスが多いことがわかった。Fig.4は道路形態別にみた追突事故の発生

場面をあらわしたものであり、直線路での事故が約90%を占めていて、カーブ路での事故は極めて少ないことがわかった。これは事故要因として前方不注意が多いことから、カーブ路では前方を見て運転しており不注意する頻度が少ないので発生事故が少ないと思われる。Fig.5は衝突時の相手車両の状態を示したものである。これを見ると停車中の車両への追突が約90%と大部分を占めている。

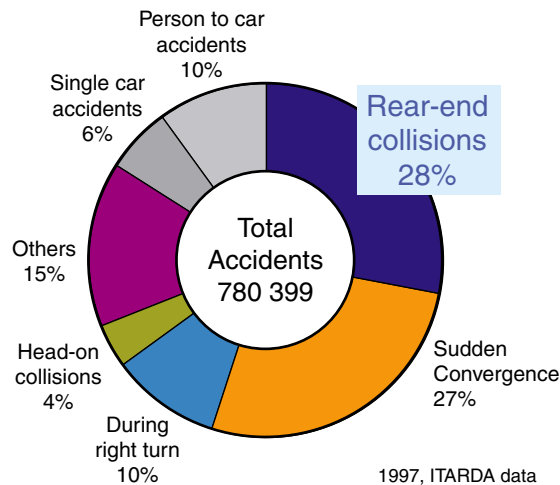


Fig.1 Construction rate of traffic accidents per year (1997)

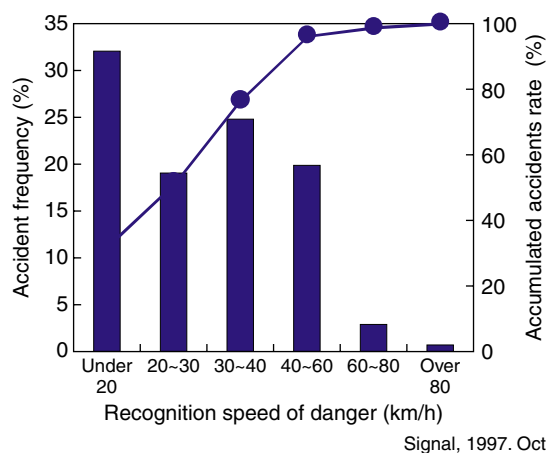


Fig.2 Rear-end collision accidents frequency and accumulated rate in relation to recognition speed of danger

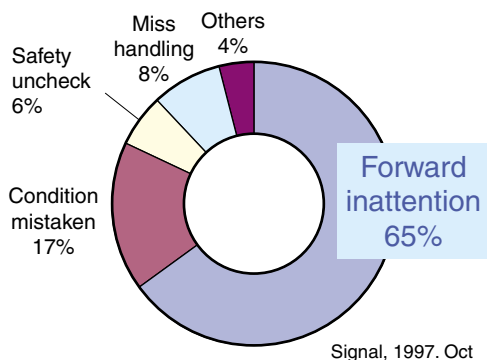


Fig.3 Factor of rear-end collision accidents

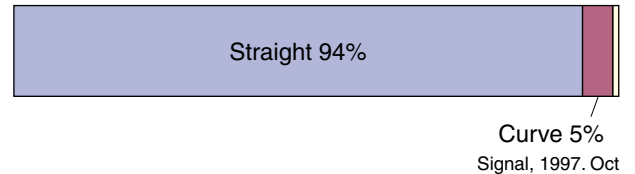


Fig.4 Road situation at rear-end collision

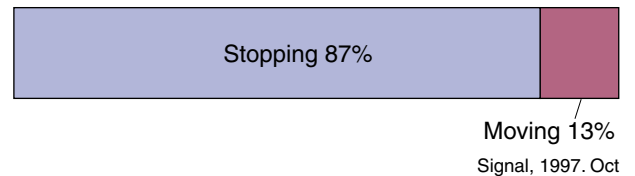


Fig.5 Condition of preceding vehicles at rear-end collision (by statistics)

以上の事故調査を通して事故発生場面としてうかぶのは、比較的ゆっくりと直線路を走行しているときに、前方不注意等により前方の車に気付くのが遅れて追突するようなシーンである。

3. 事故原因解析

3.1. アンケート調査

実際の事故がどのような状態で発生しているのかを探るためアンケート調査をおこなった。

調査としては、実際に追突事故をおこした人、およびあやうおこしそうになった人を対象とした。始めに前方の車の状態を調べたところ追従中の前走車が事故対象として多いことがわかった(Fig.6)。この結果は前述の Fig.5 と異なっている。さらにその要因を調査したところ、Fig.7に示すように、「減速の認知が遅れた」、「予想外に減速された」といった要因で約半数を占めている。すなわち長い間脇見をしていて追突したというよりは、前方に車が存在するのは知っていたが注視を怠ったことにより追突した、もしくは追突しそうになったと考えられる。

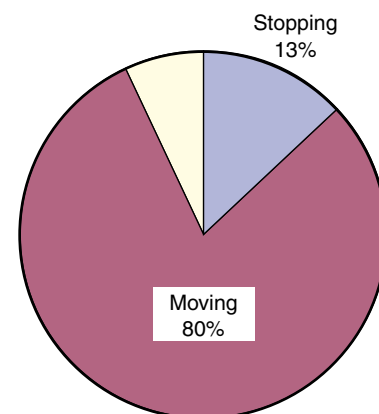


Fig.6 Condition of preceding vehicles at rear-end collision (by questionnaire)

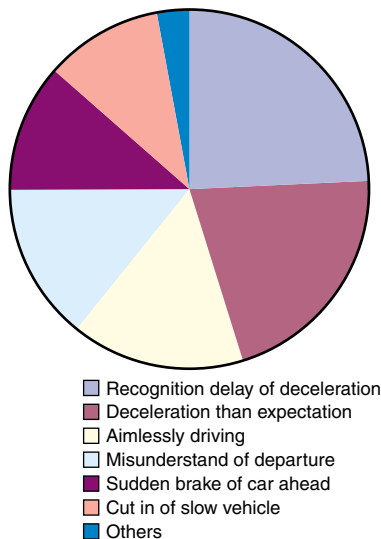


Fig.7 Factor of rear-end collision (by questionnaire)

3.2. シミュレーション解析

事故概況結果およびアンケート調査結果をふまえ、どの程度の前方不注視のときに事故が発生するかを解析した。すなわち覚醒度の低下等によりある程度長い時間不注視をしていれば追突してしまうのも当然と思われるが、事故件数の多さからみたときに、多くのドライバーが長い時間の不注視を行っているとは考えにくい。またアンケート調査からもそのような要因は浮かんでこなかった。

そこで短い時間すなわち瞬間的な不注視により事故が発生し得るかの可能性をシミュレーションにより探った。

アンケート結果より事故の発生が多い場面として前走車への追従走行中において、ドライバーが瞬間的な不注視をしたときに前走車が減速した場合を想定した。

条件として、前走車との追従走行時の車頭時間(=相対距離/自車速)を1.5秒とし、ドライバーが不注視をした瞬間に前走車が減速(減速度0.3G)するものとする。ドライバーは所定の不注視時間後に前方を注視し、認知・判断・減速操作を行うものとする。このときのドライバーの反応時間(注視開始～減速度発生)を1.3秒⁽³⁾、⁽⁴⁾減速操作時の発生減速度を0.8Gとした。シミュレーションにおいてはドライバーの不注視時間を三段階に変更して行った。

シミュレーション結果を Fig.8 に示す。ここで横軸は追従走行中の速度であり縦軸は衝突時の相対速度を示している。Fig.8から分かるように、不注視時間により差はあるものの、低中速走行時には追突してしまうが、高速域においてはドライバーが減速操作をすることで追突していない。この結果は事故が低中速時に多いという Fig.2 の結果と傾向が一致する。また Fig.8 の中で太線で示した部分は前走車が減速により停止した後に自車が追突している場合を表している。このように走行中から止まった車に衝突した場

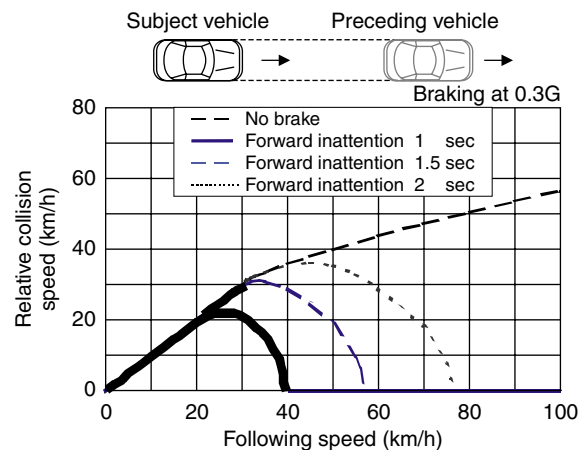


Fig.8 Result of simulation (at following situation)

合においても、事故統計上では停車車両に追突したということになり、この結果は Fig.5 の結果と傾向があう。またアンケート結果によっても追従中の前走車に追突する場面が多いという結果とも傾向があう。このことは必ずしも長い時間の不注視だけが停車車両に追突する要因ではなく、低中速走行時には瞬間的な不注視によっても追突事故は発生し得ることを示している。

次に、すでに停車している停車車両に追突する場面を想定しシミュレーションを行った。この場合はシミュレーションとして停車車両を何秒前に認知したかをパラメータとして行っている。そしてドライバーは停車車両を認知後、所定の反応時間(前述の1.3秒)をもって減速操作を行った結果である(Fig.9)。結果をみると、追突前2～2.5秒前に認知すれば低中速走行時には追突しないことがわかる。この場合すでに停車している車両に対し相当長い時間不注視を行い、衝突約2秒前に初めて認知した場合でなければ追突しないことからこのようなドライバーが多いとは考えにくい。

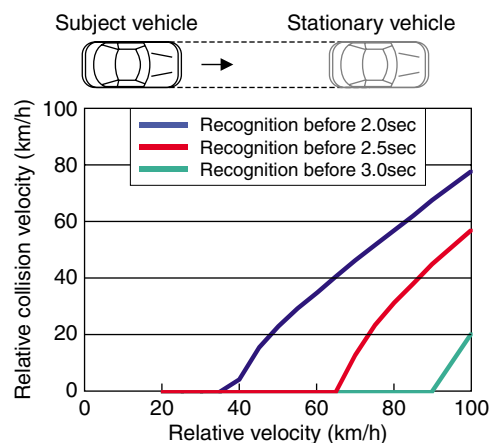


Fig.9 Result of simulation (at stationary vehicle)

3.3. 運転中の不注視時間

ここで日常的な運転の中でどの程度の前方不注視を行うかアイカメラを用いて計測した(Fig.10)。条件として運転走行中に通常行う操作として安全確認やオーディオ操作等を行ったときに視線が前方から離れる時間を計測している。横軸が不注視時間を示し縦軸はその頻度を示している。Fig.10の結果から分かるように、例えばステレオ操作や、メータを確認するという日常的な操作でも1~2秒程度の瞬間的な不注視が生じることが分った。すなわちこのような日常頻繁に行う動作による前方不注視中において、前走車が減速した場合には追突事故が発生し得ることがわかった。このことが、低中速走行時に追突事故が多く発生している原因と考えられる。高速走行時には、車間距離を多くとる傾向があり、また高速走行をしているという緊張感から前方不注視をする頻度は少ないと考えられる。

以上の解析結果から、正常に運転をしていても生じる瞬間的な不注視による追突事故を回避するために効果的な事故回避支援システムの開発を行うことに研究の目的を定めた。また自動回避ではなく事故回避支援システムとすることで、不安全運転を助長せずドライバの過信を招かないようにシステム構築を行なった。

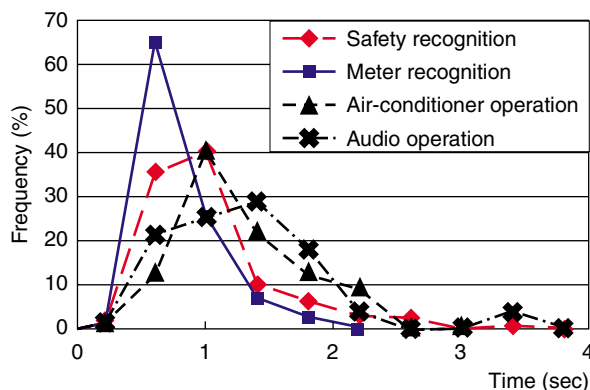


Fig.10 Forward inattention time

4. システムの考え方

4.1. 自動ブレーキの考え方

事故回避支援システムといった場合、第一には危険なときに音声等で警報を行いドライバへの認知支援をする警報システムが考えられる。この場合はドライバがその警報を聞いて判断・操作を行なう余裕時間を見込んだタイミングで警報を作動させることが必要である。

そこでドライビングシミュレータを用いて警報に対するドライバの反応時間を調査した。条件として前走車への追従走行中にドライバに脇見をさせ、その間に先行車が減速を行い衝突予測の2秒前に警報音を発生させる。Fig.11はドライバが警報音を聞いてからブレーキ操作を開始したと

きの反応時間を示している。これをみると反応として0.6~1.4秒程度時間を要していることがわかる。したがって警報システムの場合にはドライバが自ら減速するために必要な時間に加え、この反応時間を見込んだタイミングで警報を発生させる必要がある。

しかしながら多くのドライバに適合させるために余裕時間を多くとった場合、正常時に頻繁な警報となる可能性があり、ドライバが警報に慣れてしまうことで警報本来の意味が薄れてしまうおそれがある。一方警報タイミングを遅くしていった場合、警報を聞いてから判断・操作へ移行する余裕時間が少なくなり結果として警報の効果が十分得られない可能性がある。

そこで本システムにおいては、通常時にはドライバに干渉せず危険なときには効果的な事故回避支援システムとするために自動ブレーキを用いた。すなわち警報発生タイミングを極力ドライバと干渉しないように設定し、警報本来の意味を失わないようにした。また判断・操作の遅れを補うために自動ブレーキを用いる構成とした。

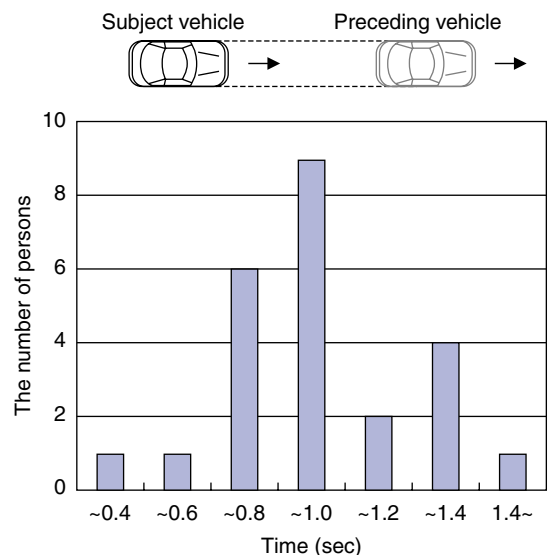


Fig.11 Driver's response time (by driving simulator)

4.2. 制御タイミングの検討

一般にブレーキのみによる衝突回避に必要な距離は、ステアリング操作による衝突回避に必要な距離より長い場合、ブレーキ制御のみで確実に衝突を回避しようとする、ドライバのステアリング回避操作と干渉する可能性がある⁽⁵⁾。

そこでシステムの作動タイミングを検討するにあたりドライバのステアリングによる回避操作のタイミングを実験により測定した。Fig.12は相対速度をもって先行車に近づいていったときに、ステアリングで回避操作を開始した距離を計測した結果である。横軸が相対速度、縦軸は回避操作開始時の距離である。グラフ中の各記号はドライバが「通常

の回避操作」、「やや危険な回避操作」、「かなり危険な(限界)回避操作」と感じたポイントを示している。グラフ中のラインは衝突までの余裕時間(=相対距離/相対速度)を示している。

上記の結果より、本システムでは警報発生タイミングとして以下の二点を考慮した。第一には警報が頻発することでドライバが警報に慣れてしまい警報本来の意味が失われること。第二には警報が発生するまでは不注視をしても大丈夫という警報への過度の頼り切りをおこさないこと。このような観点から通常運転で頻発せず、また警報時にはドライバが危険を感じるタイミングとして「やや危険な回避操作」と感じる衝突予測の約1.7秒前と設定した。また自動ブレーキ(緊急ブレーキ)発生タイミングは、ドライバ操作との干渉が極力ないよう「かなり危険な回避操作」、すなわち通常運転のなかでは行なうことの極めて少ないタイミングである衝突予測の約1秒前と設定した。

4.3. 自動ブレーキ設定の考え方

警報を発生させるタイミングは「通常の回避操作」を割り込んだ時点であり追突の危険性が高まっている状態である

ので、ドライバに確実に認知できるものでなくてはならないと考えた。そこで音による警報だけでなく、体感的に伝えられる手法として弱い自動ブレーキを用いた警報を併用した。このブレーキを警報ブレーキと呼ぶこととする。警報ブレーキの強さ(減速度)については様々な検討や実験を繰り返し、0.1～0.2G程度が妥当であることがわかった。このような設定により、ドライバに対し音に加えた警報効果を高めるとともに、ドライバの減速操作遅れを補う効果も得られる。また、この時点でハンドル回避操作をするようなドライバにとっても操作を妨げない設定である。

次に衝突予測の約1秒前に作動する自動ブレーキ(緊急ブレーキと呼ぶ)の減速度については、追突が予測される状況であるので自動ブレーキとして最大値を発生させるという考え方があった。しかし警報ブレーキからの減速を含め、「減速+ステアリング回避操作」の併用により衝突を回避できる可能性があることが実験を通し確認できた。そのため緊急ブレーキ発生時のドライバの姿勢変化等によるドライバの回避操作性への影響を考慮して緊急ブレーキの強さを設定した。またドライバが危険を認知しブレーキ操作を行った分の制動力は自動ブレーキの制動力に上乗せとなる

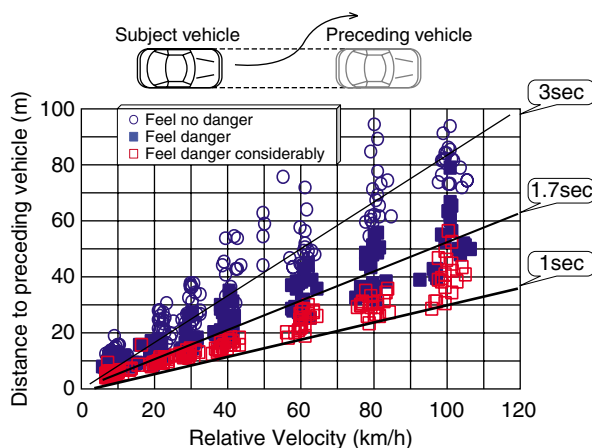


Fig.12 Avoidance operation timing test

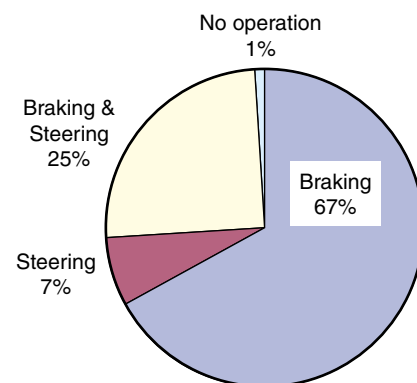


Fig.13 Avoidance operation at rear-end collision

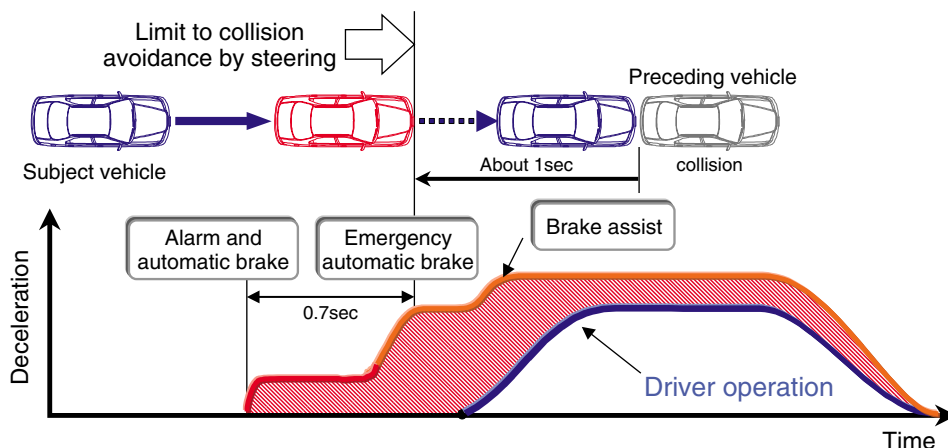


Fig.14 System operation

ようにしている。

アンケートの結果、追突事故を起こしたあるいは起こしそうになったときには、約 70%がブレーキを踏んでおり (Fig.13)、ドライバ操作と自動ブレーキの併用で最大減速度を発生させることは容易と考えられる。また自動ブレーキで減速することにより、衝突までの余裕時間が増すためドライバが判断・操作するための余裕時間も増す。そのため、これまで判断・操作を行う反応時間が遅くブレーキ操作のできなかったドライバにもブレーキ操作がしやすくなる効果が期待される。一連の作動モードを Fig.14 に示す。

5. システム概要

5.1. システム構成

システム構成を Fig.15 に示す。先行車両の認識には、対環境性に優れたミリ波レーダを用いた。主な仕様を Table 1 に示す。測距離としては、100m程度であり、これは相対速度100km/hにて約3秒先を検知する能力を持つ。また検知角としては、左右16°の範囲をもち直線路および緩やかなカーブ路での先行車の検知を行う。

車両には自車の状態量として自車速を計測する車輪速センサ、旋回量を計測するヨーレートセンサを備え、自車進路を Fig.16 に示すようにして推定し、障害物位置での自車の推定横移動量を求めている。そしてシステム作動時にドライバへ警報を行う警報ユニットを備えている。また自動ブレーキ発生のために油圧アクチュエータを搭載している。

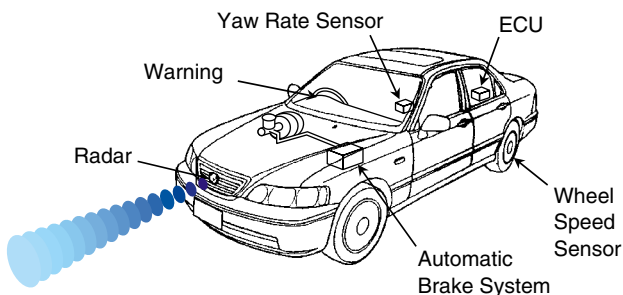


Fig.15 System configuration

Table 1 Major specifications of radar sensor

Detection Area	Horizontal 280 mrad Vertical 66 mrad
Maximum Range	100 m
Range Resolution	0.1 m
Range Accuracy	±1.0 m
Sampling Time	0.1 sec

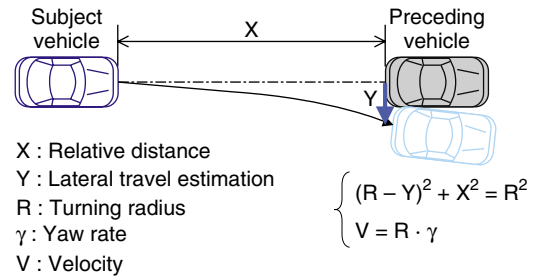


Fig.16 Prediction of the vehicle locus

5.2. 制御ロジック

Fig.17 に基本的な制御フローを示す。レーダにより先行車を認識し、自車との相対距離(X1)、相対速度、方位角を求める。また自車の状態量から自車進路を推定し、推定横移動量を算出する。そして障害物の位置と自車の推定横移動量から、自車と障害物とのラップ量(重なり具合)を求め、ハンドルで障害物を回避するために必要な自車の横移動量(Y)を求める。次にその横移動をするために必要な相対距離(X2)を算出する。そして算出した距離と障害物との相対距離から危険性判断を行い、自動ブレーキの制御を行う。ここで X1 が X2 より近くなったとき(X1 < X2)に自動ブレーキを作動させている。

このようにして、自車と先行車との位置関係において、自車が先行車の真後ろに位置する場合(フルラップ)と、オフセットして位置する場合とでは、ステアリングによる横回避量に差があるため、この横回避量の違いを危険性に置き換えて判断を行っている。

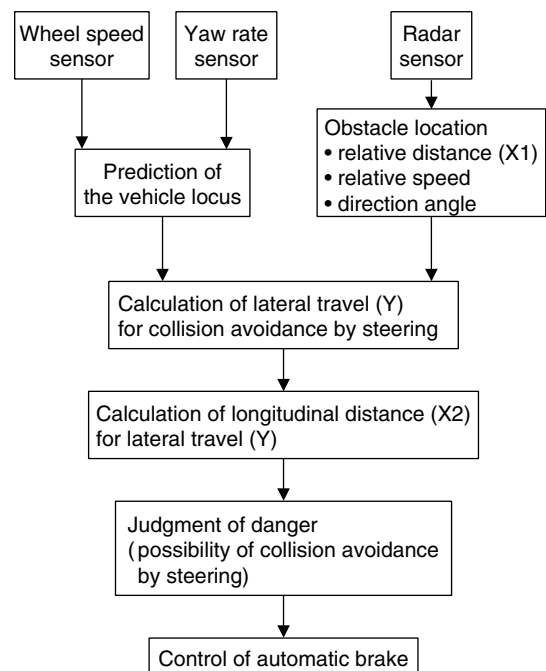


Fig.17 Block diagram of basic control

6. システムの効果

6.1. シミュレーション結果

シミュレーションによりシステム作動時の効果を明らかにした。また自動ブレーキの効果をみるために警報(音)だけのシステムの場合を比較している。警報を聞いてからドライバのブレーキ操作までの反応時間は、Fig.11 に示したドライビングシミュレータによる反応時間結果の平均値として1秒を用いた。またシステム作動時には緊急ブレーキの発生減速度を $0.6G$ とした。

追従走行から先行車が減速する場合を想定しシミュレーションを行った。条件として、追従時の車頭時間を1.5秒、先行車の減速度を $0.3G$ とする。このとき先行車が減速することで自車とのあいだに相対速が発生し相対距離が縮まり衝突危険性が大きくなったときにシステムが作動し始める。ドライバは初期の警報音発生1秒後にブレーキ操作を行うものとする。ドライバ操作時の減速度は $0.8G$ とした。結果をFig.18に示す。横軸が追従中の速度、縦軸が衝突時の相対速度である。自動ブレーキ付のシステムの場合、低中速走行時では追突が回避されており、高速側では衝突速度が下がっていることがわかる。この結果およびFig.2の結果より瞬間的な不注視により生じる追突事故を大きく低減することが可能と考えられる。

また自動ブレーキのない警報(音)だけによる場合は、警報(音)から同じ反応時間(1秒)でドライバがブレーキ操作をしても自動ブレーキ付のシステムと比較した場合に衝突速度低減量は小さくなっている。したがって、警報システムの場合にはより早いタイミングでの警報が必要となり、本システムの優位性が確認された。

6.2. 実車テスト結果

次に実車を用いて対停止物に対する衝突速度低減効果を計測した。実験方法としては自車正面に車にみたとた障害物を設置し、そこに向かって走行する。衝突の危険性が高まったときにシステムが作動し始める。このときも警報の

約1秒後にドライバがブレーキ操作を行っている。実験結果をFig.19に示す。横軸が相対速度(自車速度)、縦軸が衝突時の速度である。結果から分かるように相対速度の低い低中速走行時には衝突を回避しており、相対速度の高い高速走行では衝突速度低減となっている。

いずれの場合においても、Fig.2に示したように事故の起きている速度域は低中速域が大半であるのでシステムの効果は十分発揮されることが考えられる。

7. まとめ

ミリ波レーダを用いた外界センシング技術と自動ブレーキを用いることで、ドライバの認知・判断・操作遅れを補い、追突事故における衝突速度低減に効果的なシステムの開発を行い、以下の結果を得た。

- (1) 追突事故は日常運転における瞬間的な不注視で起こりえる。
- (2) ドライバ操作への干渉を防ぎ、回避操作を支援するシステムを構築した。
- (3) 本システムが追突事故の大部分を占める低中速時の事故数低減に効果のあることがわかった。

このようなシステムを実用化するにあたっては、誤作動・不作動は重大な問題である。今後さまざまな環境条件のもとで信頼性検証を十分に行うことが必要である。

また同時にシステムを用いるユーザの意識変化も考慮しなくてはならない。本システムは、あくまでドライバの減速操作遅れを補う事故回避支援システムであり、自動回避システムではない。ドライバがシステムに頼り切りをおこし、かえって不安全な運転を助長するものであってはならない。またセンシングの限界等により、あらゆる場面の追突事故が防げるわけではなく、システム限界をわかりやすく伝えることも必要と考える。これらのことを踏まえ、運転責任は従来と変わらずドライバにあるという原則を認識してもらうことが重要と考える。

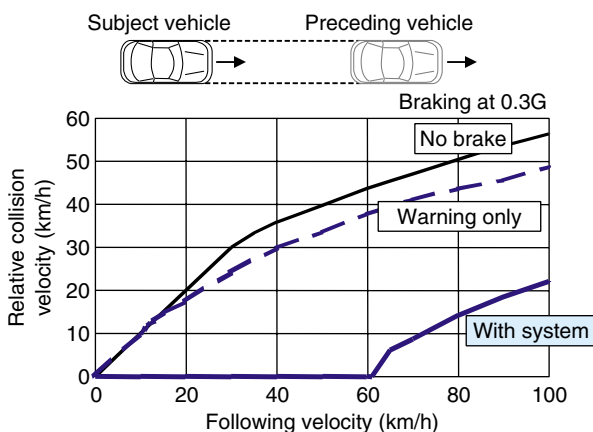


Fig.18 System effect (by simulation)

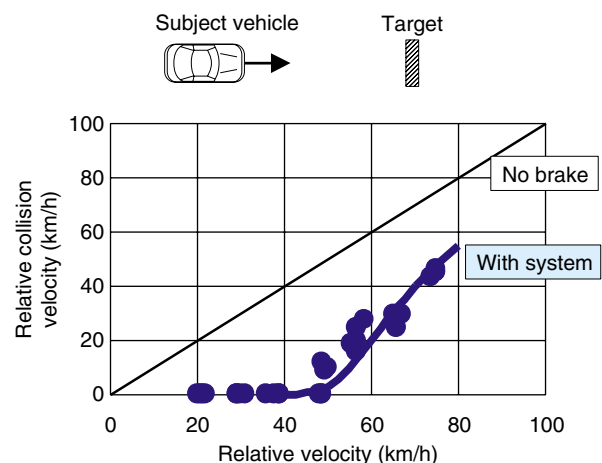


Fig.19 System effect (by actual test)

参考文献

- (1) 交通統計 平成9年版：(財)交通事故総合分析センター
- (2) シグナル, 1997 年10 月号
- (3) George T.Taoka: Brake Reaction Times of Unalerted Drivers, ITE Journal March 1989
- (4) Nancy L.Broen., et al.: Braking response times for 100 driver in the avoidance of an unexpected obstacle as measured in a driving simulator: Proceedings of the human factors and ergonomics society 40th annual meeting, 1996
- (5) 藤田ら:レーダーブレーキシステム, 自動車技術会 学術講演会前刷集, No.186(1994)9437845

■ 著 者 ■



小高 賢二



杉本 洋一



小田 部 誠



市川 章二



浦井 芳 洋

Development of 7003 Aluminum Extrusions for Motorcycle Frame Applications

Rowdy JOSEPH*

Junichi UEDA**

ABSTRACT

要 旨

The 7003-T4 alloy as an acceptable material for production of a motorcycle frame was developed. In the development of the material, a designed experiment was planned by which nine 7003 alloy variants were cast and homogenized. The cast billets were extruded into hollow frame tubes on a production extrusion line and the natural aging response of the material was evaluated. The tendency for recrystallized grains at the surface of the extruded tubes was measured and confirmed to be at an acceptable level for painting. The reversion and recovery of mechanical properties during paint curing was evaluated and curing limits were established for mass production. From the results, parametric equations were derived to describe the relationships between mechanical properties, composition and natural aging time to insure design compliance. This development has resulted in a frame which is 35% lighter than the tubular steel construction applied to previous models.

二輪車用フレームの量産に適した 7003-T4 アルミニウム合金を開発した。この材料の開発では、9種類の 7003 系アルミニウム合金を鋳造し、均質化処理を施したビレットを押出して中空断面のパイプを製造し、自然時効の硬化反応を評価した。表面再結晶粒の生成傾向を測定し、塗装表面処理のための許容レベルを確認した。塗装焼付け時における材料の復元と回復現象を評価し、量産における焼付け条件の限界を確立した。これらの結果から、設計整合性を保証するために、機械的性質、材料組成、自然時効時間の関係を述べるパラメトリック方程式を導き出した。また、7003-T4アルミニウム合金を高級ツーリング二輪車フレームに適用し、前モデルの鋼管製フレームより 35%の重量軽減を達成した。

1. Introduction

In order to reduce vehicle weight and meet the demands of the customer, a new dual spar aluminum frame design has been developed for the 2001 Honda Goldwing shown in Figure 1. A suitable U.S. aluminum alloy, one recognized by the U.S. aluminum industry and capable of performing according to the design requirements, had to be developed for extrusion into hollow tubes for the frame body.

A 7003 Al-Zn-Mg alloy was developed for extrusion into frame tubes for the new Goldwing. Customized alloys based on the 7003 chemistry are currently used to produce frame tubes found on Honda sport class and dirt motorcycles built in Japan. The development of these alloys resulted in restricted chemical compositions to optimize mechanical properties and limit the recrystallized layer depth. The latter control being especially important for those frames having an anodized surface finish. In order to establish a cost merit for the extrusion of aluminum tubes in the U.S., restrictions on

the alloy composition had to be avoided. It was decided to apply a standard 7003 alloy without restrictions on the chemical composition. The standard 7003 alloy is compared to the Honda custom alloy in Table 1. Several designed experiments were conducted as a means to define the aging relationships for the standard alloy.



Fig.1 2001 Honda Goldwing with aluminum frame body

* Honda R&D Americas, Inc.

**朝霞研究所

Table 1 Standard alloy vs. Honda custom alloy compositions

Alloy	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Zr	Ti	Al
Standard 7003	0.30 max.	0.35 max.	0.20 max.	0.30 max.	0.5-1.0	0.20 max.	5.0-6.5	0.05-0.25	0.20 max.	Bal.
Custom alloy	0.05-0.20	0.15-0.30	0.05-0.15	0.20-0.30	0.50-0.80	0.05 max.	5.5-6.1	0.15-0.25	0.01-0.06	Bal.

Based on the results of the experiments, the material was found to meet the design requirements, and paint curing guidelines were successfully established. This paper describes the procedures used to develop the 7003-T4 alloy as an acceptable material for production of a lightweight, high strength motorcycle frame. The authors are hopeful that this data is a useful benchmark tool for designers and engineers considering extruded aluminum tubing for similar applications.

2. Description of 2001 Honda Goldwing Frame

2.1. Design Requirements

The frame is a welded assembly consisting of extruded tubes and aluminum die castings. The dual spars or main tubes which extend from the head pipe to the pivot plates on either side, are multi-void extrusions having a 3mm outer wall thickness. These tubes serve as the primary load bearing structures in the welded assembly and are the focus of this material development. The down tubes are dual-void extrusions that extend from the head pipe to the front engine bracket locations. The tubes comprising the rear frame are round hollow extrusions which support the seat and saddle bags.

The lightest frame is achieved by minimizing the wall thickness of each extruded tube. Wall thicknesses are based on the mechanical strength of the aluminum and in the case of the new frame, a custom alloy served as the basis for calculating the thickness targets. The standard 7003 alloy had to perform as well as the custom alloy during tensile tests to prevent thickness increases leading to a heavier frame. The development of the 7003 material, resulted in a frame body having an average

weight of 21kg. Although the 20kg target was slightly exceeded, a 35% decrease in frame weight compared to the welded tubular steel construction found on the previous Goldwing was realized. The frame is shown in Figure 2.

Exposing a bit of the frame body provides a mechanical personality but requires that the exposed area have a high quality surface appearance. Several surface finish options were considered at the onset of development. The original idea was to apply a bright anodized surface for a shiny metallic appearance. The anodized option requires special control over the depth of the recrystallized layer which generates at the die interface during the extrusion process. Since grain growth following recrystallization is unrestricted at the surface, the surface grains become large and the surface appears coarsened⁽¹⁾. This coarsening condition is called "orange peel" and an example is shown in Figure 3. Orange peel becomes more noticeable when the grains are strained during bending. Anodizing also enhances this effect, so a powder paint system was chosen as an alternative to prevent strict control over the recrystallized layer depth and increased extrusion costs. The paint would sufficiently cover the recrystallized surface and provide good corrosion resistance. Control over the depth of the recrystallized layer was still required, but to a lesser degree. The frame material design requirements are given in Table 2.

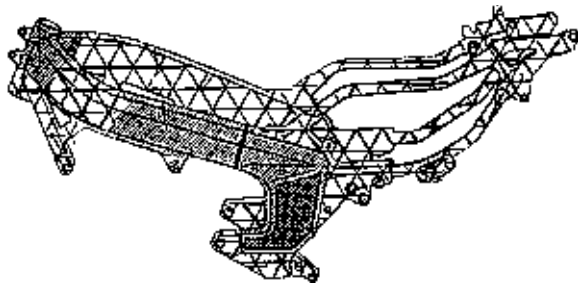


Fig.2 Frame body construction

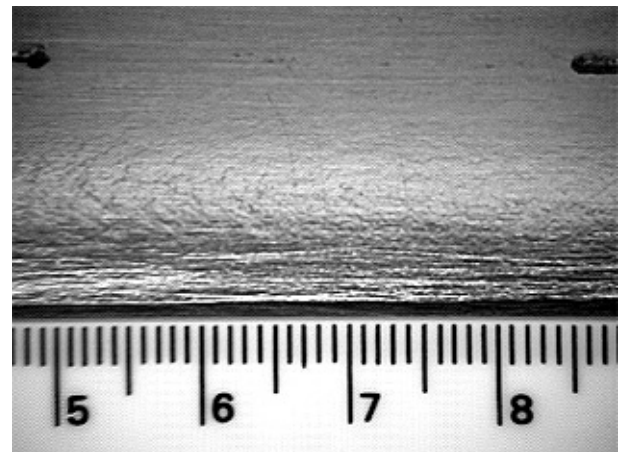


Fig.3 Orange peel effect

Table 2 Frame material design requirements

Criteria	7 day aging	30 day aging	90 day aging
Tensile strength (MPa)	235 min.	275 min.	294 min.
Yield strength (MPa)	118 min.	176 min.	186 min.
Elongation (%)	13 min.	13 min.	13 min.
Recrystallized layer depth (mm)	25 max.		

2.2. Material Selection

Initially, several alloys were considered for the application. The selection criteria are shown in Table 3.

6061 is commonly applied to automotive structural applications where strength, corrosion resistance and weldability are required. Although 6061 is easily arc welded, the room temperature hardness recovery in the heat affected zone is not good and adequate strengths could not be achieved.

7075 was also briefly considered. The high Zn and Mg content in this material promote significant strengthening during natural aging. The Cu content (typically near 1.6%) is a disadvantage since increasing Cu widens the melting range and reduces the solidus temperature⁽²⁾. The effect is to increase the potential for cracking during arc welding. Extruding 7075 into shapes having thin wall sections is also difficult and distortion following press quenching is eminent. Based on these producibility issues, 7075 was eliminated as a candidate for this frame tube application.

The 7003 alloy was selected as the best option for production of the new frame tubes. The Zn and Mg content provide sufficient response to natural aging although the allowable ranges are wider than those of the Honda custom alloy. The low Cu content (0.2% maximum) narrows the melting range and increases the solidus temperature which improves resistance to weld cracking when a high Mg filler metal is applied⁽²⁾. The custom material was developed with anodized frames in mind and Cr promotes yellowing of the anodic oxide surface layer, therefore Cr is controlled to a low level (0.05% maximum) to improve the appearance of the anodized frames. The new Goldwing frames will be

painted, so the yellowing effect from Cr is not relevant and higher levels may be tolerated. The standard 7003 was found to meet the material requirements and was chosen for production of the frame tubes.

2.3. Manufacturing Sequence

The manufacturing sequence required to create the frame body is shown in Figure 4. First, round ingots, 178mm in diameter and 1524mm long are continuously cast and homogenized. The heads and tails are cropped to eliminate extreme variations in composition and microstructures. The ingots are heated to 510 °C and direct extruded into multi, dual void, or hollow tubes. As the tubes exit the extrusion dies, they are quenched and the natural aging cycle begins. The extruded tubes are next cut to length and formed by bending into the appropriate shapes. Minor machining and drilling is performed and the tubes are prepared for welding. The structure takes shape when the cast head pipe, pivot plates and engine brackets are joined to the frame tubes by manual arc welding. The frames pass through a paint booth where a polyester urethane powder is applied. Finally, the powder is cured at 210 °C for 48 minutes and the frames are ready to be assembled into motorcycles.

3. Experimental

3.1. Basis

The aging of rapidly quenched Al-Zn-Mg alloys from room temperature to relatively low aging temperatures is accompanied by the generation of solute rich zones known as GP (Guinier-Preston) zones⁽¹⁾. Strengthening is the result of interference between moving dislocations

Table 3 Aluminum alloy selection criteria

Criteria	Honda Custom Grade	6061-T6	*7003-T4	7075-T6
Tensile strength (MPa)	235	310	324	570
Yield strength (MPa)	118	275	187	505
Elongation (%)	13	12	19	11
Youngs modulus (GPa)	71	69	71	72
Extrudability (hollows)	Good	Excellent	Good	Poor
Formability	Fair	Fair	Fair	Poor
Weldability	Good	Excellent	Good	Poor
Hardness recovery after welding	Good	Poor	Good	–
Availability	Poor	Excellent	Fair	Excellent
**Material costs	\$5.00/kg	\$3.88/kg	\$4.77/kg	No data

*Typical properties after standard aging 7 days at RT

**Includes casting and conversion. Shipping costs are included for the Honda Custom Grade.

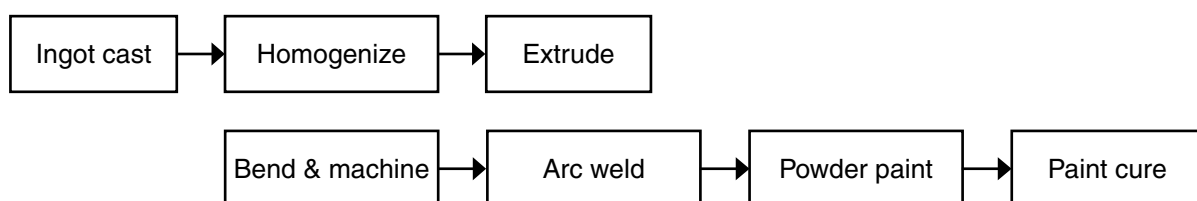


Fig.4 Manufacturing process

and these spherical shaped zones. With increasing aging time, GP zones increase in size, and the strength of the alloy increases⁽¹⁾.

Extended aging at temperatures above room temperature transforms the GP zones in alloys with relatively high Zn-Mg ratios into the equilibrium precipitate known as $MgZn_2$ or M phase⁽¹⁾. In the case of the 7003 alloy where Zn is in excess of Mg, the sequence is in the order GP zones, coherent precipitate, and M phase ($MgZn_2$)⁽¹⁾. Heating and cooling of the extruded tubes during production of the frame body changes the mechanical state of the alloy according to this aging sequence. In the case of the painting process, the stable tubes in the T4 condition, are exposed to moderately high temperatures during the curing step. This exposure causes the sequence to reverse which decreases the hardness, and therefore the strength, of the tubes. This phenomenon, known as reversion, is caused by Zn and Mg diffusion back into the solvent aluminum and subsequent shrinking of the GP zones.

3.2. Experimental Procedures

3.2.1. Mechanical Properties vs. Natural Aging

Relationships between mechanical properties, composition and natural aging time were empirically developed.

The increase in strength during natural aging is a result of the growth of GP zones rich in Mg and Zn solute atoms, therefore these elements were chosen as factors and adjusted to produce nine variants covering the entire 7003 chemical range in the standard alloy. The chemical variants are shown in Table 4. Time and temperature were chosen as the aging factors. These levels were set at 7, 30, and 90 days. With production locations in mind, the aging temperature levels were set at -10 °C, 25 °C and 50 °C to reflect possible natural aging temperature scenarios.

Tensile coupons were machined from the sample tubes representing each of the nine chemical variants described in Table 4. Coupons were made from tubes representing the front, middle and rear of each cast ingot in order to capture inherent process variation. The aging start time ($t=0$) was re-established by solution heat treating the coupons in a small electric furnace at 435 °C for 1 hour and quenching in air to represent press quenching. All tensile coupons were produced according to ASTM B557. The duplicate flat coupons had a gage length of 50mm and the testing was conducted according to ASTM E8.

Table 4 3x5 design experiment: Chemical variants

Chemical variants		Magnesium (%)		
		0.5	0.75	1
Zinc (%)	5.00	A1	A2	A3
	5.75	A4	A5	A6
	6.50	A7	A8	A9

3.2.2. Recrystallization Tendency

Temperatures at the material/die interface are high enough during press quenching to cause simultaneous recovery, recrystallization, and grain growth. Surface quality of the extruded tubes is dependent on the depth of the recrystallized layer and the size of the recrystallized grains at the surface. Coarse grains, which become strained during bending produce an undesirable "orange peel" effect. Controlling recrystallization during extrusion is crucial for anodized frames, since anodizing amplifies the orange peel effect. The selection of powder paint reduces the necessary control over the recrystallized layer depth, however it does not eliminate orange peel as a factor which reduces appearance quality. In order to estimate the recrystallization tendency in the 7003 alloy, a section from each of the alloy variants was taken normal to the extrusion direction. The sections were polished, etched to reveal the recrystallized layer, and observed under a light microscope.

3.2.3. Reversion and Recovery Evaluation

The paint curing cycle was established for mass production by determining the effect of curing temperature and time on the reversion and recovery of mechanical properties.

The painting process consists of pretreatment, powder paint application, and paint curing stages. The gas fired curing oven contains two zones, each having independent temperature control. Frames are placed on hangers and transferred through the curing oven via an overhead conveyor. Curing temperature and time are partially determined by the paint selection since each paint is delivered with a recommended cycle developed to provide the best adhesion and appearance for a given substrate. In the case of the Goldwing frames, a polyester urethane resin material was selected. The best adhesion and appearance is achieved by curing between 182 °C and 216 °C for at least 15 minutes. The curing time is controlled by the speed of the overhead conveyor carrying the painted frames into the curing oven. Minimizing curing time results in maximum line speed and production output but requires a temperature setting near the high side of the supplier's recommended range.

Three trials were conducted in order to establish the optimum curing cycle under normal production conditions. The variables for each trial are given in Table 5. In each trial, the pretreatment temperature was fixed at 177 °C and painting was done according to mass production guidelines. Upon completion of each trial,

Table 5 Reversion and recovery experiment

Process variable	Normal production		
	Trial 1	Trial 2	Trial 3
Line speed (m/min.)	1.22	1.83	1.83
Pretreatment (°C)	177	177	177
Zone 1 (°C)	199	199	210
Zone 2 (°C)	199	204	210
Total cure (mins.)	60	48	48

the test frames were inspected for paint adhesion and appearance. Reversion and recovery of mechanical properties was quantified by measuring the change in hardness in a section cut from the main tube of each test frame over a period of 50 days.

4. Experimental Results

4.1. Mechanical Properties vs. Natural Aging

4.1.1. Composition Effects

The 7 days aging condition was chosen to illustrate the relationship between mechanical properties and composition. One week is the typical time between press quenching and frame welding during production, so it is convenient to express the strength of the formed tubes after natural aging for 7 days. The results of tensile strength, yield strength, and elongation averages are shown in Figures 5, 6, and 7. The data shows that tensile and yield strength targets, set by design, can be achieved across the entire chemical range when natural aging occurs at room temperature or above. The aging

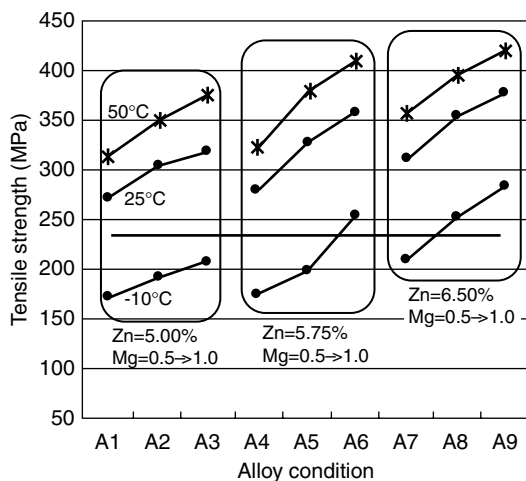


Fig.5 Composition impact on tensile strength at -10 °C, 25 °C, 50 °C

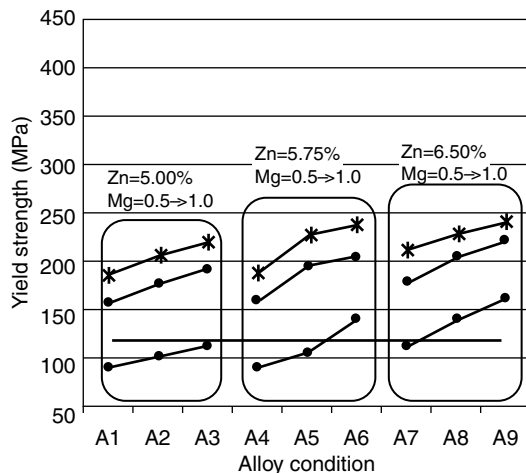


Fig.6 Composition impact on yield strength at -10 °C, 25 °C, 50 °C

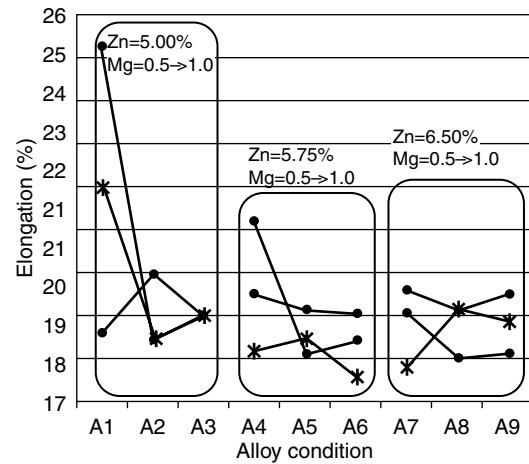


Fig.7 Composition impact on elongation at -10 °C, 25 °C, 50 °C

sequence is slowed significantly when freezing temperatures are encountered so that the 7-day strength targets are only achieved when the Zn and Mg percents are at the high end of the specification range. Acceptable elongation is also achieved for all chemistries. A premise for using the standard 7003 alloy was that custom chemical control be avoided. Based on the results, customizing the alloy composition is not required.

4.1.2. Natural Aging Effects

Figures 8, 9, and 10 illustrate the natural aging response at -10 °C, 25 °C, and 50 °C for 7, 30, and 90 days. The data shows that the tensile and yield strength targets can be achieved after a 7-day natural aging cycle except for the case where aging occurs at -10 °C. The mechanical strengths increase as natural aging proceeds and the increase in strength is proportional to aging temperature. The natural aging rate is inversely proportional to aging time due to the slowed growth of

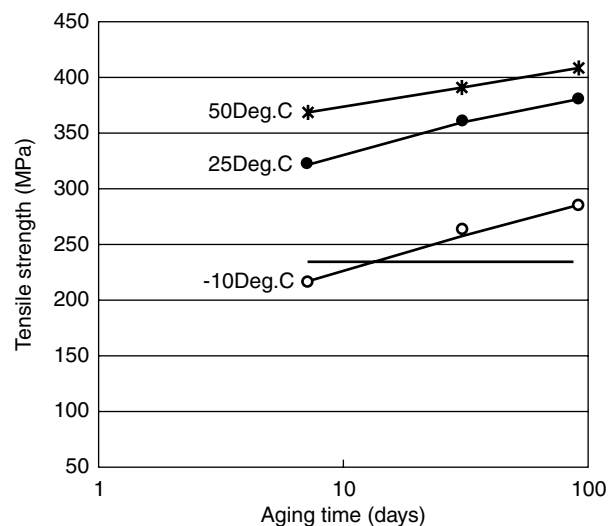


Fig.8 Aging impact on tensile strength

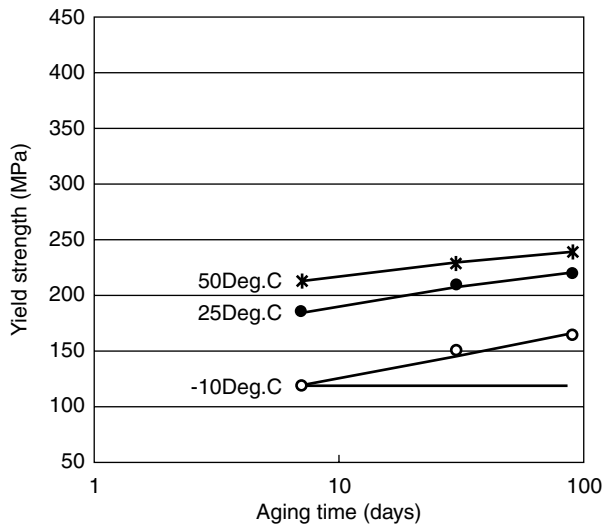


Fig.9 Aging impact on yield strength

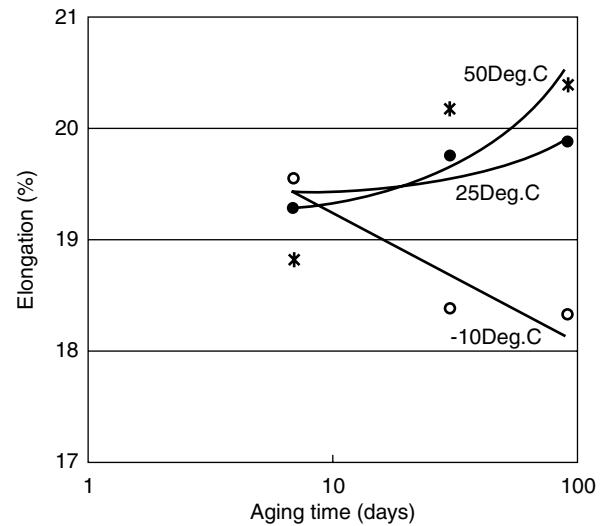


Fig.10 Aging impact on elongation

GP zones. Under the conditions of this aging study, the tensile strength increases at a rate 0.8MPa/day at -10 °C, 0.7MPa/day at 25 °C, and 0.5MPa/day at 50 °C. The yield strength increases at a rate of 0.6MPa/day at -10 °C, 0.4MPa/day at 25 °C, and 0.3MPa/day at 50 °C.

Although these general trends are known and were expected, the data allows quantification based empirical relationships. Regression analysis was performed to generate trend lines and equations for each condition. A statistical check on the accuracy of the strength vs. natural aging equations was made by calculating the R^2 value. The equations and R^2 values are given in Tables 6 and 7. Test error prevented an accurate trend analysis on the elongation data.

The mechanical properties given by the standard 7003 alloy are sufficient after naturally aging for at least 7 days, except when exposed to freezing temperatures. To prevent exposure to freezing temperatures likely when transporting the extruded lengths during the winter, extrusion and bending was established at the same plant location. This decision prevents unexpected changes in the mechanical response to tube bending and improves

control over the dimensions of the finished tubes for easier alignment during welding. Special chemical control is not required to guarantee compliance with the design criteria and the standard 7003 was confirmed to be acceptable for frame production.

4.2. Recrystallization Tendency

The normalized results from each worst case depth measurement are shown in Figure 11 and a photomicrograph showing a typical recrystallized layer is shown in Figure 12. It is seen that the average recrystallized layer depth is less than the specification limit given in Table 2, however there is the potential to exceed this limit. The actual appearance of mass produced frames was acceptable to the visual criteria, so no further action was needed to reduce the potential for recrystallization.

4.3. Reversion and Recovery During Paint Curing

Hardness of the frame material was considered fully recovered when a hardness of 75 HRF was achieved. This value represents the as-welded hardness of the

Table 6 Equations, strength vs. chemistry at 7 days

Property	Natural Aging Temperature	Equation
Tensile Strength (MPa)	25°C	$58.31 + (117.75 * \%Mg) + (30.39 * \%Zn)$
Yield Strength (MPa)		$26.61 + (79.19 * \%Mg) + (19.22 * \%Zn)$

Table 7 Equations and R^2 values, strength vs. natural aging

Property	Natural aging temperature	Equation	R^2 Value
Tensile strength (MPa)	-10°C	$26.86 \ln(\text{days}) + 167.76$	0.98
	25°C	$25.99 \ln(\text{days}) + 270.05$	0.99
	50°C	$14.94 \ln(\text{days}) + 341.69$	1.00
Yield strength (MPa)	-10°C	$19.08 \ln(\text{days}) + 82.50$	0.98
	25°C	$14.89 \ln(\text{days}) + 158.19$	1.00
	50°C	$9.87 \ln(\text{days}) + 197.53$	0.99

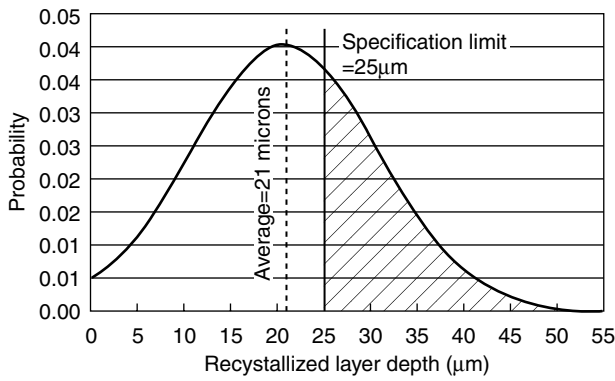


Fig.11 Recrystallization tendency in 7003-T4

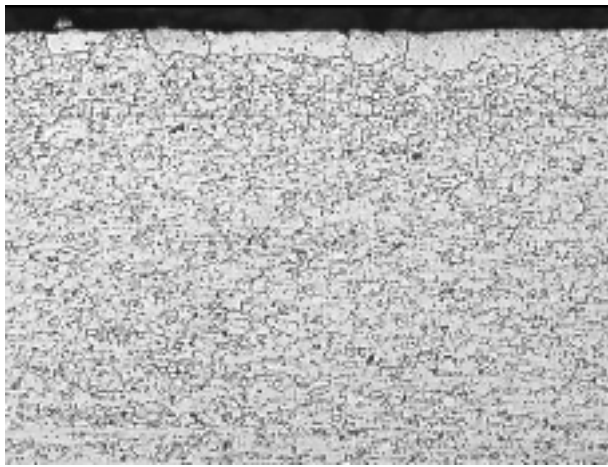


Fig.12 Typical recrystallized layer in 7003-T4, 200x HF

extruded tubes prior to paint curing. Tensile tests were conducted on samples having a maximum hardness of 75 HRF to guarantee acceptable strength and elongation at this target hardness. Based on the correlation, the tube material was considered acceptable when recovery to at least 75 HRF was obtained.

Reversion was found to occur in the 7003 tube material during each of the three paint curing trials. The A356.0 casting material, heat treated to the T6 condition, was not affected by exposure to curing temperatures. This is primarily due to the stability of the Mg_2Si precipitate formed during heat treating. Reversion was found to occur in the welds joining the tubes to the castings, however the high Mg content in the A5356 filler metal promotes rapid recovery and the hardness returned to the as-welded condition within 14 days. These results are illustrated in Figure 13.

Results from the trials conducted under normal paint curing conditions are given in Figure 14. The line speed settings for Trial 1 and Trial 2 were slow enough to allow a significant decrease in material hardness. In each of these two cases, the recovery time was nearly 15 days. Increasing the line speed at both the pretreatment and curing locations during Trial 3 acts to

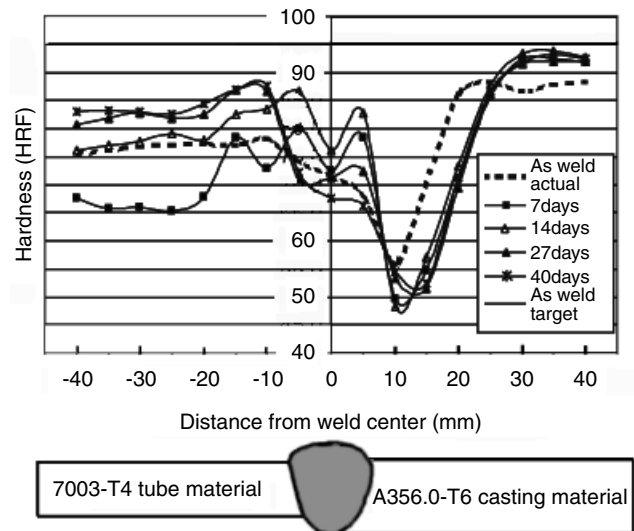


Fig.13 Reversion and recovery in the weldment

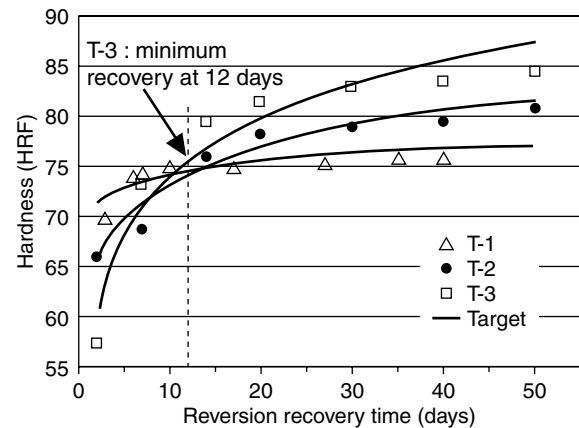


Fig.14 Reversion recovery: Normal cure trial results T1-T3

minimize reversion, despite higher curing temperatures. The frame material exposed to the conditions of Trial 3 required only 12 days to recover to the target hardness. This was the minimum recovery time recorded for the three Trials, therefore the mass production paint curing conditions were set to equal those applied to Trial 3.

5. Conclusions

- (1) The standard 7003-T4 alloy, produced in the U.S., has been developed for production of extruded frame tubes for the luxury touring motorcycle.
- (2) The standard material is shown to meet strength and surface recrystallization requirements for the lightweight, painted frame design.
- (3) Empirical relationships have been established to define mechanical properties as a function of alloying and natural aging.
- (4) A paint curing process has been defined to guarantee the mechanical properties in the final painted product.

6. References

- (1) Aluminum Properties and Physical Metallurgy, ASM, 1984
- (2) ASM Handbook Volume 6, Welding, Brazing and Soldering

7. Acknowledgements

The authors are grateful for the efforts of Dave Childree (Kaiser CFT) and Honda of America Motorcycle Paint Department for their support during this material development. Special gratitude is given to all team members associated with this local development.

■ 著 者 ■



Rowdy JOSEPH



上田 順一

高圧金型鑄造用ピストン合金の開発

Development of Alloy for the High Pressure Die Casting Piston

高 崎 憲 政*
Norimasa TAKASAKI
杉 本 幸 男*
Yukio SUGIMOTO

吉 村 祐 子*
Yuko YOSHIMURA
佐 藤 貴 紀*
Takanori SATO

佐 藤 和 義*
Kazuyoshi SATO

要 旨

多機種、多量生産される汎用エンジンのピストン材料として、DC鑄造用材料を開発した。これにより鑄造タクトタイムは大幅に短縮され、GDC鑄造法では実現出来なかった鑄造と機械加工工程とのラインの一貫化が図れ、製造コストの低減に寄与した。この DC 鑄造用材料は、溶湯を金型へ高速充填し急速凝固させる事により、従来法と同等の材料硬さである HRB65 を示し、さらに短時間の T5 処理を施す事により良好な高温耐久性を満足する。量産における材料特性の安定化のために多種の合金を試作し、材料強度、残留ひずみ、焼付き、凝固組織および実機耐久試験などの評価を行い、合金の配合組成を決定した。

ABSTRACT

High pressure die casting material is developed for the piston of mass-produced small general-purpose engines of different models. This saves the casting tact-time, provides the line with continuity through casting and machining process, which is impossible with permanent mold casting method, and contributes to the production cost reduction. The high pressure die casting material provides the material hardness HRB65, which is equivalent as the material in general use for permanent mold casted piston by high speed filling into metal mold and quick solidification of the molten metal. This also satisfies the good heat durability by the short time T5 process. For the material character stabilization in mass production, various kinds of alloy are prototyped and evaluated the strength, permanent strain, seizure, solidifying structure, and actual engine durability test, and the composition of the alloy is decided.

1. はじめに

小型汎用エンジンはさまざまな用途に用いられるようになり日本における年間の製造台数も 600 ～ 700 万台に達し、その伸びと共に徹底的な製品コストの低減が求められている。当社においても、1997 年に GC エンジン⁽¹⁾や M4 エンジンシリーズ⁽²⁾を発表し、高性能、低価格のエンジンを提供してきた。またエンジン構成部品についても、1カム樹脂ギア、ヘッドブロッカー一体シリンダーブロック、FCD クランクシャフトなどを開発し、機能を維持しつつコスト低減に努めている。

ピストン材については、既にアルミニウム合金が普及して軽量化が図られている。当社における汎用エンジン用ピストンの製造法は重力金型鑄造(Permanent mold casting, 以下“GDC”と記す)が主である。しかし近年ではダイカスト製(High-pressure die casting, 以下“DC”と記す)ピストン

の使用が、他社⁽²⁾及び当社の小排気量機種(22 ～ 50cc)で始められている。汎用エンジン用ピストンの形状面からのコスト低減は、既にしつくされたと言える。一方当社における多機種、多量生産(400万台/年)を考慮した上で、製造行程の面からコスト低減化を考えると、素材鑄造、熱処理、機械加工等のラインの一貫化が最も効果が期待できる。

一貫ライン実現の一番の技術課題は鑄造、熱処理、機械加工工程のうち熱処理工程の所用時間がけた違いに長く、全工程に渡り生産効率の良い一貫ライン化ができないことにある。現状の熱処理に要する時間は、GDCピストンはT7熱処理に5～6時間、DCピストンはT5熱処理に4～5時間である。この熱処理時間を、少なくとも30分程度にしない事には、一貫ラインの実現は望めない。

本論文では、DC製法の特徴である工程時間の短さと、急凝固を積極的に利用したピストン材料の開発過程と、その評価結果について述べる。

*朝霞東研究所

2. 開発のねらい

鑄造工程を従来の GDC 法から DC 法に移行する大きなねらいは、鑄造と熱処理工程を機械加工工程と同期化し製造工程の一貫ラインを図り、大幅な生産効率の向上にある。さらに DC 法への直接的なねらいは、DC 法の急冷凝固特性、素材特性を生かすことにあり、下記の3点の効果が期待できる。

- ・溶体化熱処理の省略
- ・鑄造タクトタイムの大幅短縮
- ・素材寸法精度の向上により機械加工代を極小化

また短時間熱処理の新工程に見合った材料開発のねらいは以下の2点である。

- ・高温引張・疲労強度等の機械的特性の確保
- ・寸法安定性・熱伝導率などの物理的特性の確保

3. 実験方法

3.1. 供試材料

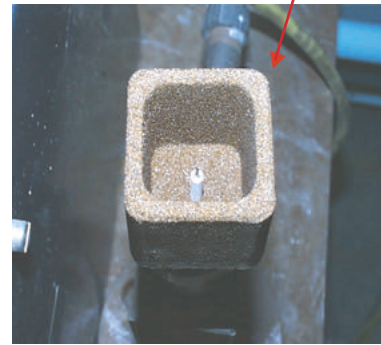
本テストでは、鑄造法による違いを明らかにするために GDC 鑄造用材料である AC8H に金型保護のために鉄を 0.8wt.% 加えた材料を用いて試験を行った。これらの合金名称を DC8H とし、Table 1 に成分組成を AC8H と共に示す。合金組成の検討用材料である DC8Z/#1 ~ #10 は、DC 鑄造用専用合金として、HD2 の地金である HDS 材に任意の量の Si, Cu, Mg, を添加溶製した材料を作製して、各種実験に用いた。Table 2 に検討用合金の目標組成値と鑄造時の炉前溶融点(mp)測定結果を示す。溶融点の測定には、Fig.1-a に示す Al 合金の初晶晶出から共晶晶出までの全温

度領域が測定可能な専用記録計(AE meter)と、Fig.1-bに示す専用カートリッジタイプのシェル型を用いて行った。

試験用φ68 ピストン素材は、黒鉛坩堝にて溶解し 700℃ に保持した溶湯から、350 トンコールドチャンバーダイカストマシンを用いて鑄造した。このピストン素材から、必要に応じ各種試験片を切削により作製し試験に供した。引張り試験片と疲労試験片の形状をそれぞれ Fig.2-a, -b に示す。



-a Recorder & Cartridge



-b Cartridge shell cup for Aluminum alloy

Fig.1 Recording thermometer for molten metal

Table 1 Chemical compositions

試料	Cu %	Si %	Mg %	Zn %	Fe %	Mn %	Ni %	mp °C
AC8H	3.0	11.2	0.9	0.08	0.35	0.09	0.03	569
DC8H	3.0	11.3	0.9	0.07	0.82	0.08	0.03	569

Table 2 Chemical compositions for alloy designing

試料	Cu %	Si %	Mg %	Zn %	Fe %	Mn %	Ni %	mp °C
AC8H	2.5 ~ 3.5	10.5 ~ 11.5	0.8 ~ 1.4	< 0.10	< 0.40	< 0.10	< 0.05	569
DC8Z/#1	5.0	14.0	2.0	< 2.5	< 1.1	< 0.5	< 0.5	550
DC8Z/#2	4.0	14.0	2.0	< 2.5	< 1.1	< 0.5	< 0.5	549
DC8Z/#3	3.3	14.0	2.0	< 2.5	< 1.1	< 0.5	< 0.5	552
DC8Z/#4	3.3	14.0	1.5	< 2.5	< 1.1	< 0.5	< 0.5	553
DC8Z/#5	3.3	13.0	1.5	< 2.5	< 1.1	< 0.5	< 0.5	555
DC8Z/#6	3.3	11.5	1.5	< 2.5	< 1.1	< 0.5	< 0.5	549
DC8Z/#7	3.3	13.0	1.0	< 2.5	< 1.1	< 0.5	< 0.5	553
DC8Z/#8	3.3	13.0	2.0	< 2.5	< 1.1	< 0.5	< 0.5	547
DC8Z/#9	3.3	14.0	1.2	< 2.5	< 1.1	< 0.5	< 0.5	558
DC8Z/#10	3.5	13.0	1.4	< 2.5	< 1.1	< 0.5	< 0.5	554

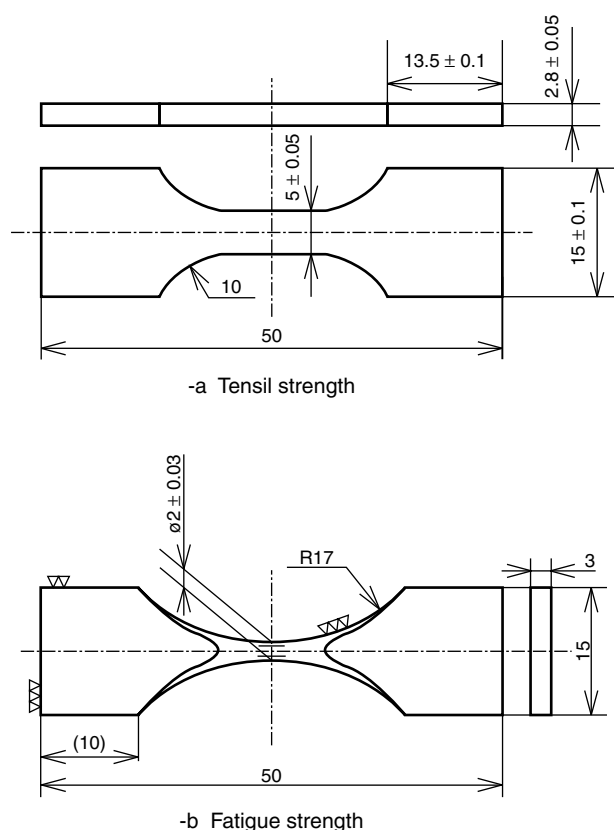


Fig.2 Tensile and fatigue strength test piece under high temperature

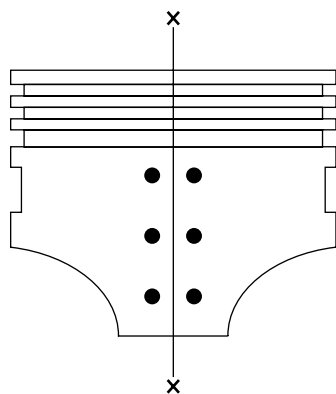


Fig.3 Measured points for residual stress

3.2. 機械，物理的特性

引張り試験はインストロン型万能試験機を用い，0.2%耐力まではひずみ速度 0.3%/min.，0.2%耐力以降はクロスヘッド速度 3 mm/min.で行った。試験温度は 200℃，300℃で各温度にて15分間保持後引張り試験を実施した。疲労試験は電気油圧サーボ式の容量± 1 tf 疲労試験機を用いて

行った。試験条件は，荷重波形をサイン波，応力比を-1，試験周波数を 5 Hz ~ 17Hz 及び試験終了回数を 1.00×10^7 の条件にて，試験片温度を200℃及び300℃の温度にて実施した。

硬さ試験，硬さ測定はロックウェル硬さ試験法(JIS Z2245)にて，熱膨張係数は TMA 法にて 20 ~ 400℃の範囲において測定し，熱伝導率はレーザーフラッシュ法，密度はアルキメデス法などによりそれぞれ測定した。

4. テスト結果

4.1. 鑄造法，熱処理の違いがピストンの寸法安定性に及ぼす影響

GDC 法から DC 法への変更による熱処理の要否を検討するために，Table 1 に示した AC8H-T7(GDC)製と DC8H-F(DC)製ピストンの熱負荷前後の寸法と内部残留応力の変化および，DC8H 材の熱処理条件の変化に伴う，寸法安定性と内部残留応力の変化について調べた。

4.1.1. 熱処理無し DC 品の寸法安定性と内部残留応力

寸法安定性の指標となるピストンの外径変化量は，エンジン運転時の熱負荷を想定した温度を均一加熱炉でピストンに与え，加熱前後の寸法差より求めた。測定に用いるピストンは熱処理を施さない機械加工品を用い，均一加熱炉にて 230℃で 10 時間保持する。加熱後は炉から取り出し室温まで冷やし，寸法測定を再度行う。

残留応力は，ピストンヘッド中央部にφ30の穴加工を施し剛性を弱くしたピストンを用いて，Fig.3に示す位置に歪みゲージを貼り付けて測定する。歪みゲージは，貼り付け後 10時間以上放置してからデータロガーにつなぎゼロバランスを取った後，残留応力を開放するために歪みゲージ間の中央部(Fig.3 の X-X 断面)を切断して，応力開放時のひずみを測定し，これを換算して内部残留応力とする。なお外形変化量と内部残留応力との測定においては，量産 AC8H-T7 と試作した DC8H ピストンを各 2 個準備し，同時に加熱炉に投入するなど測定誤差に留意した。

AC8H-T7，DC8H-F 材の各ピストンについて熱負荷試験前後のスラスト(Main diameter)方向と，ピン方向(Minor diameter)の外径変化量をそれぞれ Fig.4-a, -b に，また内部残留応力測定結果を Fig.5 に示す。ピストンの外径変化量は，AC8H-T7 では約 20 μmの増大に留まるのに対して，DC8H-F 材は 3 倍近い 60 μm程の増大を示した。また，切断時の応力測定値がプラスの値を示した事より，残留応力はピストンの円環を圧縮する方向の応力である事が判明した。残留応力の比較では，DC8H-F 材ピストンは AC8H-T7 品の約 1 ~ 6 倍大きい値を示している。

これらの実験結果から，熱処理を施さない DC 鑄造ピストンでは，寸法安定性と内部残留応力を GDC 法と同等にする事は困難であることが分かった。

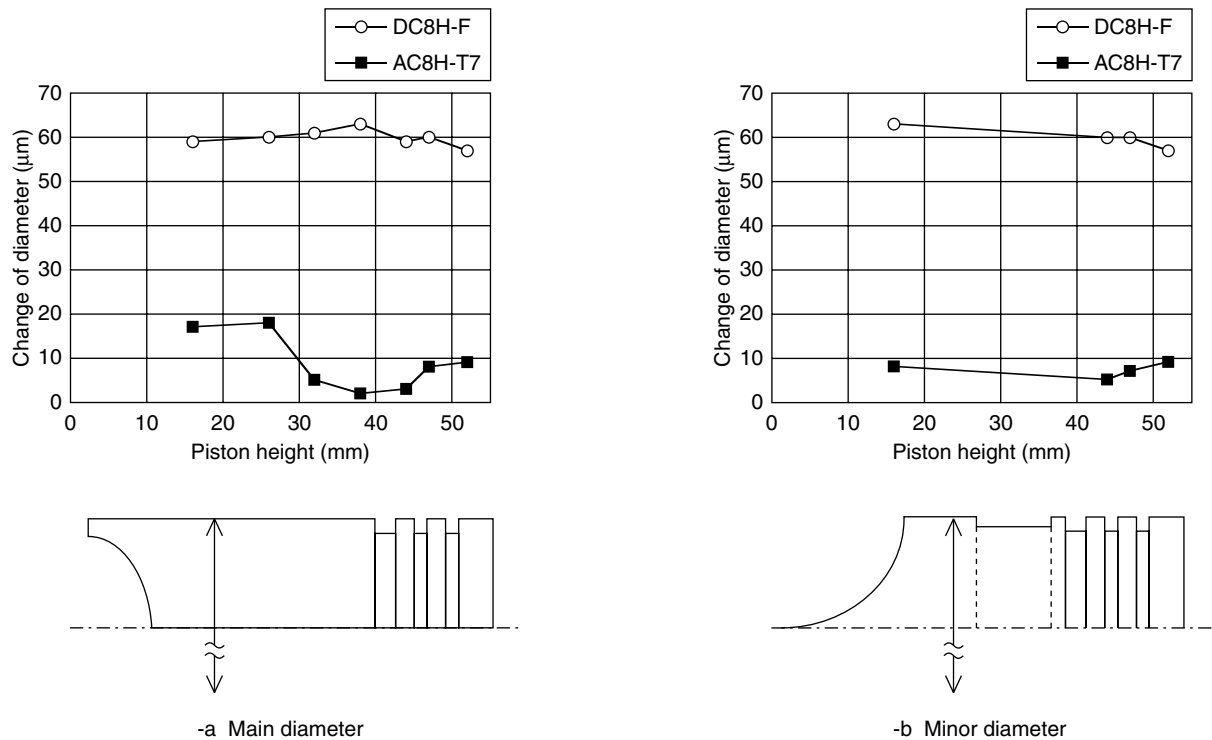
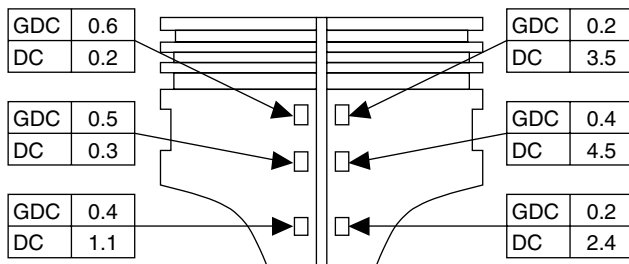


Fig.4 Main and minor diameter changes with each piston height after heating (230°C-10h)

Fig.5 Residual stress after heating (kgf/cm²)

4.1.2. DC8H 材の熱処理条件とピストンの寸法安定性

DC8H材の熱処理条件として、熱処理温度190°C、225°C、250°C、275°C、保持時間を10分、20分、30分とした場合の、それぞれのピストンの外径変化量と内部残留応力の測定結果を Fig.6-a, -b に示す。この時の熱負荷試験条件は、4.1.1 と同じ均一加熱炉で 230°C の 10 時間保持である。熱処理温度が高くなるに従い、内部残留応力開放時間が短縮されることが分かる。寸法変化量と内部残留応力を前項で示した AC8H-T7 品と同等にし得る熱処理条件は、225°C以上且つ、10 分以上となる。さらに熱処理温度 250°Cにおける保持時間の増加に伴う外径変化量と内部残留応力の変化を Fig.7-a, -b に示す。約 2 分の保持時間でほぼ、AC8H-T7

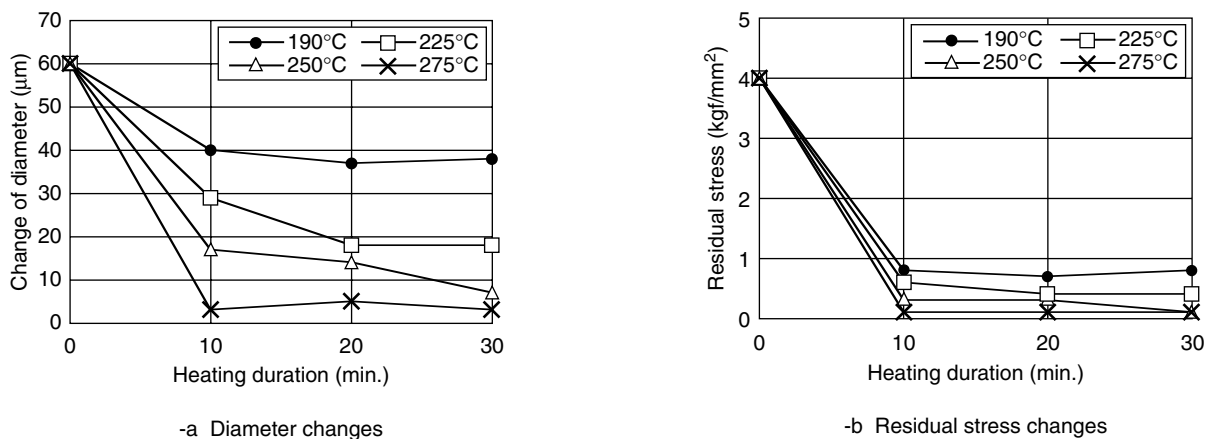
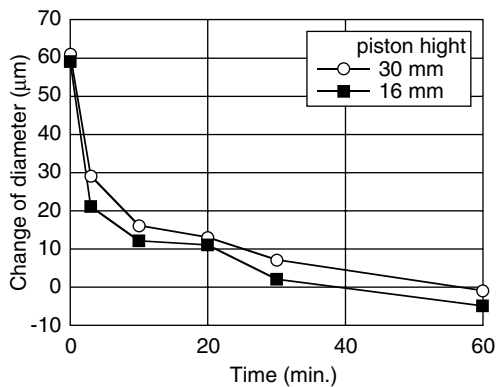
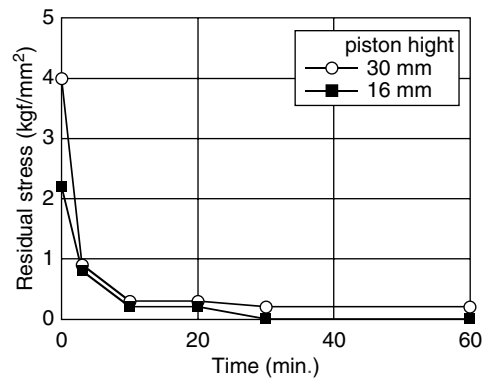


Fig.6 Influence of heat treatment condition, temperature and time, on main diameter and residual stress



-a Changes of diameter



-b Changes of residual stress

Fig.7 Influence of heat treatment time on diameter and residual stress changes at 250°C

品並みのピストンの外径変化量・内部残留応力が得られることが確認できる。

AC8H ピストンは T7 の熱処理を施しているため、鑄造時の内部残留応力は微少と考えられ、従って熱負荷試験により発生する内部残留応力及び寸法変化の原因は、機械加工時に発生する加工ひずみと推定される。また DC8H 材ピストンの寸法変化量が大きい原因は、鑄造時の高圧凝固下に発生する内部残留応力と加工ひずみの二つが加熱により開放されたためと考えられる。

4.2. ピストン用 DC 合金の組成

前節において DC 製法における、寸法安定性について調べた。ここでは、Table 2 に示した DC 用鑄造合金候補 DC8Z/#1 ~ #10 を用いて、合金組成の管理巾を加味した素材に求められる基本的特性の実験結果について述べる。また上記合金の溶融点測定結果より鑄造時の溶湯温度を、通常設定基準である溶融点プラス 130 ~ 150°C の範囲として 700°C にて鑄造を行った。

4.2.1. 鑄造後の素材硬さ

各合金について、鑄造開始から 100 ショットまでの溶湯温度と、金型から取り出した直後のピストンクラウン部の温度(以後、素材温度と表現)を Fig.8 に示す。溶湯温度については全鑄造試験を通じて 700 ± 10°C に、また素材温度は、金型の暖まる 20 ショットまでは増加を示した後、380 ± 20°C に安定して管理できる事が分かる。

さらに 10 種の合金について、鑄造開始から 10 ショット間の素材温度と素材黒皮硬さ(HRB)を Fig.9 に示す。なお素材黒皮硬さは、DC 鑄造後に水冷却を行った後測定した。素材温度の低い 1 ショット目の硬さが最も硬く、その後素材温度が安定化するに従い素材黒皮硬さも安定する傾向を示す。#6 の合金は初期硬さのパラツキが大きく、#9 の合金は素材温度の増加と共に初期硬さが低下するなど、実用合金として好ましくない。さらに 10 種の材料組成につい

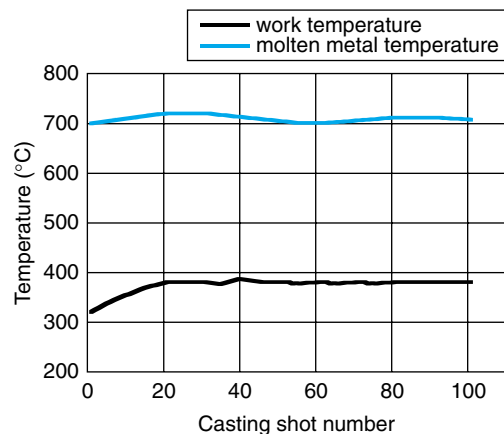


Fig.8 Changes of molten metal and piston-top temperature after casting, with casting shot number

て、Mg, Si と Cu の各添加量と素材初期硬さの相関を評価すると、Mg : >1.4%, Si : >13%, Cu : >3.3% の添加にて目標とする HRB65 以上の硬さが得られる事が判明した。

4.2.2. 熱劣化特性

熱処理(250°C, 30 分, T5)後の DC8Z/#5-T5 と AC8H-T7 の試験片を用いて温度と保持時間の変化に伴う硬さの変化を Fig.10-a, -b に示す。この実験では、熱処理後の試験片を再度曝熱し室温まで放冷した後、硬さを測定した。

各保持温度における硬さの低下量の比較では、DC8Z/#5-T5 材料は AC8H-T7 材に比して少ない傾向にある。これらの結果は、深井等の AC8A および B を用いた実験結果⁽³⁾と同じ傾向を示している。この軟化特性の差は、DC 鑄造の特徴である急冷凝固による結晶粒径の微細化効果と、溶体化処理を施さない事による微少サイズの未固溶金属間化合物が均一分散した状態で維持され、金属結晶格子中の転位線の移動に対して抵抗要因として働き、暴熱後の硬さの低下量を減少しているものと考えられる。

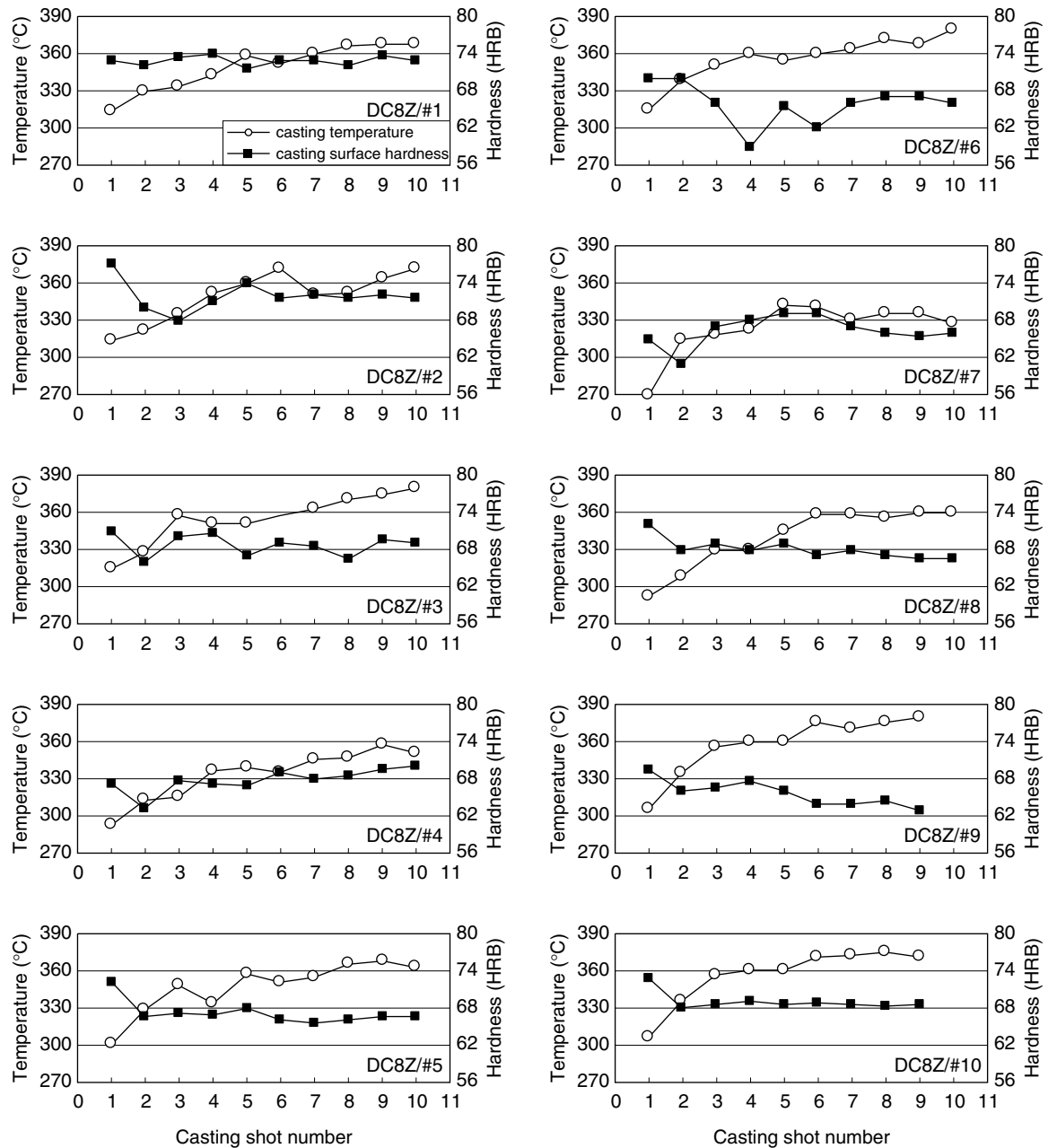


Fig.9 Stability of alloy depending on composition of base material

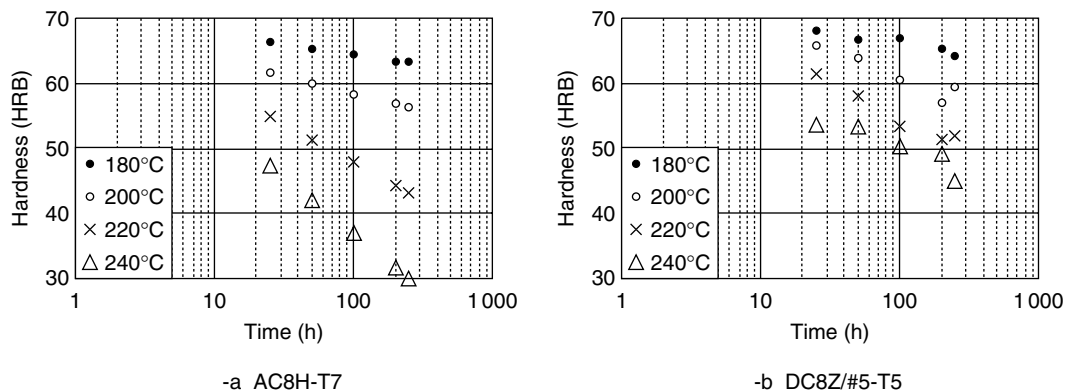


Fig.10 Changes of hardness with re-ageing at various temperatures

4.2.3. 合金組成と熱処理条件の設定

4.1.2 で判明した 225°Cにおいて 10 分以上の熱処理によりピストン外径変化量が安定する事から、仮に T5 熱処理条件を 250°C, 30 分として、各合金の時効硬化による硬度変化を Fig.11-a, -b に示す。初期硬さの目標を、GDC 鑄造ピストン(AC8H-T7)の平均値である 65(HRB)以上とすれば、#7, #10 合金は選択の対象外となる。また #1 合金組成は、試験片の機械加工中に脆性破壊を度々発生し、機械加工性に劣るため除外した。

Table 3 Chemical composition of HAS14C4

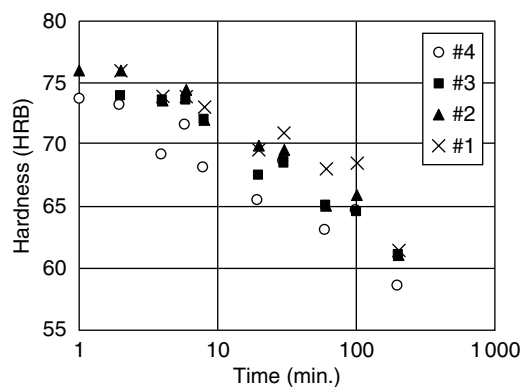
	Cu %	Si %	Mg %	Zn %	Fe %	Mn %	Ni %	Al
Upper	4.0	14.0	2.0	< 2.5	< 1.1	< 0.5	< 0.5	Bal.
Middle	3.8	13.5	1.7	< 2.5	< 1.1	< 0.5	< 0.5	Bal.
Lower	3.5	13.0	1.4	< 2.5	< 1.1	< 0.5	< 0.5	Bal.

Table 4 Physical & mechanical property of HAS14C4

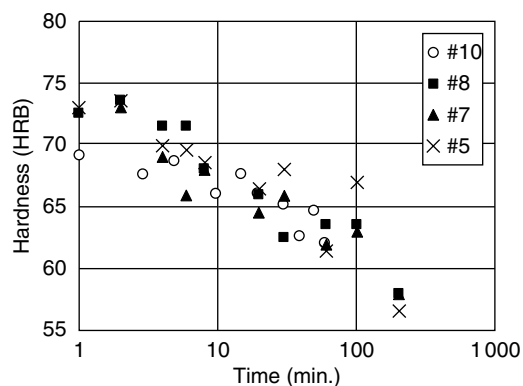
Physical property	Test condition	AC8H-T7	HAS14C4 250°C × 20分
Thermal expansion coefficient ($\times 10^{-6}$) (°C ⁻¹)	Room temp.~ 100°C Room temp.~ 200°C	19.2 ~ 20.8	19.4 ~ 20.3
Thermal conductivity ($\times 10^{-6}$) (W/m.°C)	Room temp.	135 ~ 142	100 ~ 105*
Modulus of longitudinal elasticity (MPa)	Room temp.	735 ~ 775	745
Density	—	2.68 ~ 2.74	2.68 ~ 2.79
Hardness (HRB)	—	64 ~ 68	66 ~ 68
Tensile strength (MPa)	200°C 300°C	2.12 ~ 2.60 0.74	2.30 ~ 2.80 1.29 ~ 1.42
0.2% proof strength (MPa)	200°C 300°C	1.98 ~ 2.05 0.57	1.89 ~ 2.40 1.00 ~ 1.19
Fatigue strength 10 ⁷ cycle (MPa)	200°C 300°C	0.74 ~ 0.78 0.33	0.83 ~ 0.88 0.41

* Since the thermal conductivity of A351 is 107 which is almost equivalent to that of HAS14C4, this result is considered to be acceptable.

10 種類の合金(DC8Z)をさまざまな観点から評価した結果、ピストン用合金として望ましい機械的・物理的性質を有する合金は DC8Z/#2, #3, #4, #5, #8 であった。それらの成分範囲を元に新合金名称を HAS14C4 とし、Table 3 にこの合金の上・中・下限組成を示す。また Table 4 に HAS14C4 の T5 熱処理後(温度 250°C, 時間 30 分)の機械及び物理的特性を AC8H-T7 と比較して示す。AC8H-T7 に比べ熱伝導率が 25%程度低く、その他物理的特性はほぼ同等の値を示すが、硬さ、引張強さ、疲労強度などの機械的特性は向上

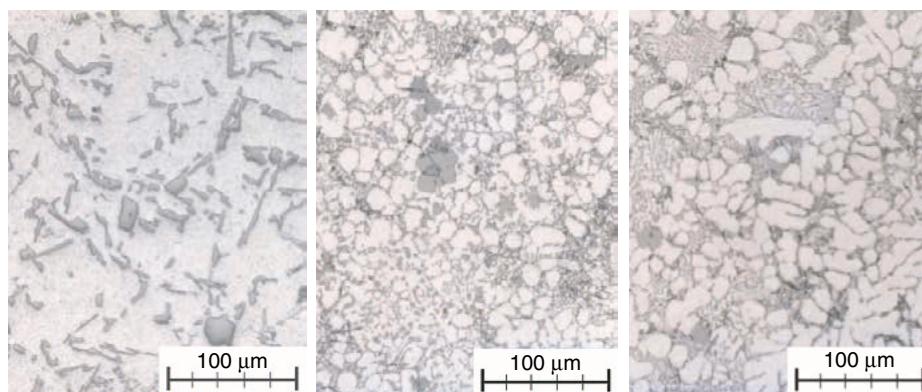


-a DC8Z/#1 to #4 alloys



-b DC8Z/#5, 7, 8, 10 alloys

Fig.11 Relationship between hardness and heat treatment time at 250°C



-a, AC8H-T7 by GDC

-b, HAS14C4/upper limit
composition-T5 by DC-c, HAS14C4/lower limit
composition-T5 by DC

Fig.12 Comparison of microstructures with AC8H-T7, HAS14C4/upper limit and HAS14C4/lower limit composition

している。熱伝導率については高性能エンジン用ピストン材料(A351)の熱伝導率 0.256 と同等であり、AC8H-T7 との差は実用上許容できる範囲にあると考える。

AC8H-T7 と HAS14C4 の上, 下限の組織写真を Fig.12-a ~ c に示す。AC8H-T7 材の凝固組織は、軟質な α -Al の白い結晶粒が広い範囲に存在し、共晶 Si 等の大きな針状晶出物が見られる。一方 HAS14C4 材の凝固組織では、 α -Al, Mg_2Si および共晶 Si 等が非常に微細化した状態で分布して

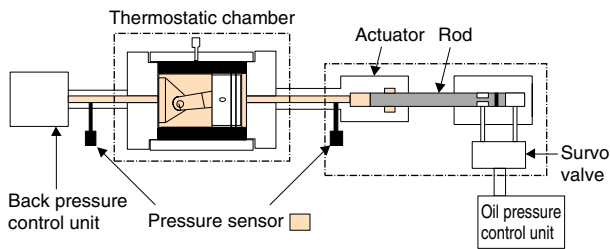


Fig.13 Schematic diagram of high temperature piston fatigue tester

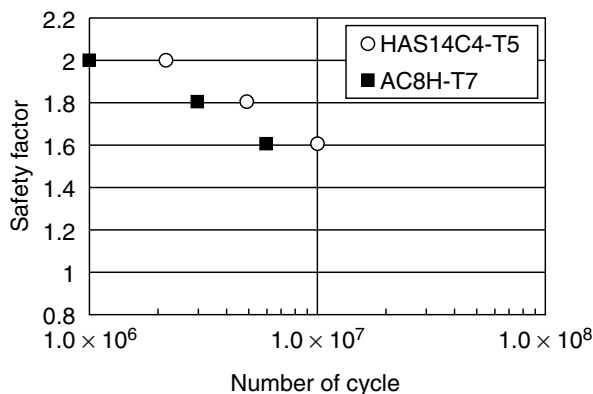


Fig.14 Fatigue strength indicated by safety factor. Safety factor 1 as maximum cylinder pressure.

いる。また組織中に板状に見える初晶 Si は、AC8H-T7 材に比べ数も多く均一に分散している。このような組織構造により AC8H-T7 材と同等以上の機械的特性が得られるものと考えられる。

4.3. 適合試験

4.3.1. ピストン単体高温疲労試験

単体高温試験機の概略図を Fig.13 に示し、DC 製 HAS14C4-T5 ピストンと GDC 製 AC8H-T7 の単体高温疲労試験の結果を Fig.14 に示す。単体高温疲労試験におけるピストンの破壊は、両者とも、ピン穴からクラックが発生しピンボスの上部に向かって進展する。Fig.14 は最大燃焼圧力を基準にした安全率で疲労に対する変化を示し、HAS14C4-T5 が AC8H-T7 に勝っていることが分かる。これは 4.2.3 の熱劣化特性結果とも一致している。

4.3.2. 焼付き限界試験

(1) 単体試験 切出し試験片による焼付き限界の実験は、Fig.15 に示すチップオンディスク摩耗試験機にて行った。試験機の試料取り付け具に取り付けられた試験片 ($6 \times 17\text{mm}$)

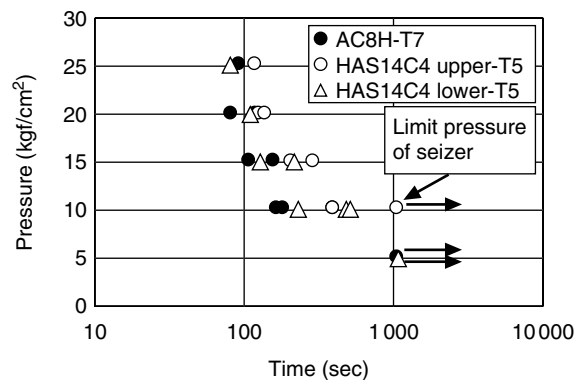


Fig. 16 Result of seizer test by friction tester

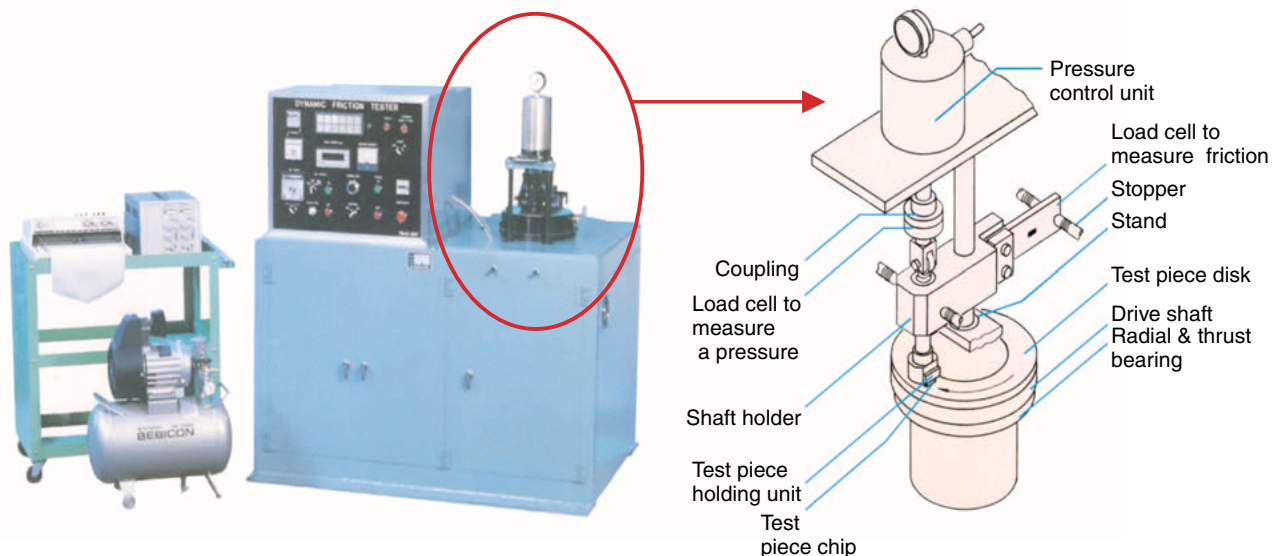


Fig.15 Schematic diagram and photograph of friction tester

は、試料取り付け具によって回転ディスクに任意の荷重で押し付けられる。回転ディスクは 16m/sec. の一定周速で回転し、固定された試験片と摺動する。回転ディスクはシリンダースリーブ相当材の FC250 を用いて作った。リング上に 240cc/min. の量のオイルを滴下しながら、任意の荷重荷重で 3 分間の慣らし運転を行った後、オイルの供給を停止する。その後、焼き付きに至るまでの時間を測る。20 分間焼付かなかった場合は、一般的な疲労試験の 1×10^7 回と同様に試験終了とし、その荷重を“焼き付き限界値”とした。

HAS14C4-T5 合金の上、下限組成及び、AC8H-T7 材を用いた材料焼き付き限界性の比較を Fig.16 に示す。開発材料は AC8H-T7 より優れた焼き付き限界値を示している。これは前述した金属凝固組織の比較結果より、HAS14C4-T5 材では焼き付き発生の原因となる軟質な α -Al 晶の占有面積が少なく、耐摩耗性を有する金属間化合物と初晶 Si が均一に分散する組織を示していることにより焼き付き限界値が高まったものと理解できる。

(2)実機試験 汎用エンジンの使用に際しては、2 ストロークエンジンが市場の主流であるため、オイルを入れずにエンジンを始動したり、エンジンオイルの供給を忘れて用いられることが頻繁に起きる。このため前者の状況を想定した DRY 法焼き付き性評価試験や後者を想定した WET 法焼き付き性評価試験によって耐焼き付き性の確認を行った。

DRY 法焼き付き性評価試験用のエンジンは、組立時にシリンダー表面を脱脂した後、一滴のオイルを塗布したものを使う。試験方法は、エンジンオイルを注入せずに始動後、即時に無負荷状態で 3600rpm にて運転し、焼き付きに至るまでの時間を測定する。ここでは両材料について、6 種類のピストン-シリンダー間のクリアランスで焼き付き試験を行った。

AC8H-T7 と HAS14C4-T5 ピストンの DRY 法焼き付き性評価試験の結果を Fig.17 に示す。HAS14C4-T5 ピストンは焼き付き性が AC8H-T7 に比して高い傾向を示した。焼き付き試験後のピストン表面の写真を Fig.18 に示す。AC8H-T7 ピストンの焼き付き痕は、HAS14C4-T5 に比べ幅が広く溶損跡も大きい傾向を示しているのが分かる。

WET 法焼き付き性評価試験は、エンジンを通常通りシリンダー内面にオイルを塗布した後に組み立て、オイルレベルゲージ下限までオイルを注入する。最初に定格負荷にて 10 分間運転した後、徐々にオイルを抜き、焼き付きによりエンジンが停止するまで運転する。エンジン焼き付き後には、オイル残量の測定とピストン外観の観察を行う。焼き付き発生の時のオイル残量は、AC8H-T7 ピストンでは 70cc、HAS14C4-T5 では 58cc であった。そのピストンの外、観状態を Fig.19 に示す。ピストン表面の焼き付き状態の比較は DRY 法の結果とほぼ同じ形態を示し、HAS14C4-T5 ピストンの焼き付き性が AC8H-T7 製より優れる事が確認された。

4. まとめ

鑄造と熱処理時間を大幅に短縮し、ラインの一貫化が可能とする DC 鑄造用合金を開発した。このピストン合金は熱処理条件 250℃・30 分で従来の GDC 用合金と同等以上の機械的特性を有し、実機における耐焼き付き試験において同等以上の性能を有することが確認できた。

今後、汎用ピストンの一貫ラインが設置され、ライン熟成化と量産の開始による生産性の向上効果が待たれる。また材料研究開発部門においての、現状生産ラインの体質改革に寄与する材料関連研究テーマの活発な提案と展開に大いに期待するものである。

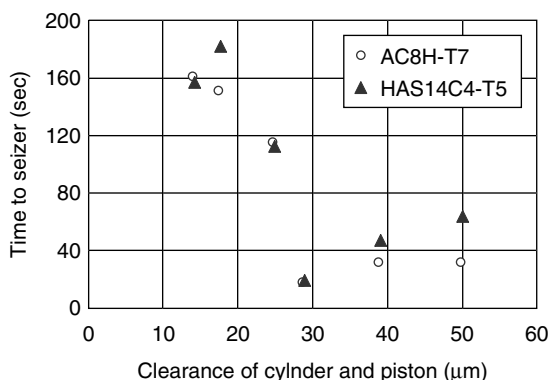


Fig.17 Comparison of time to seizer between AC8H-T7 and HAS14C4-T5 under the condition without oil

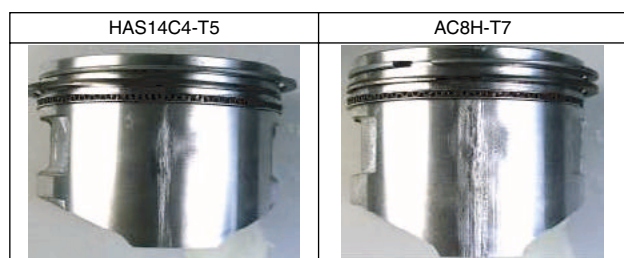


Fig.18 The piston after seizer test without oil

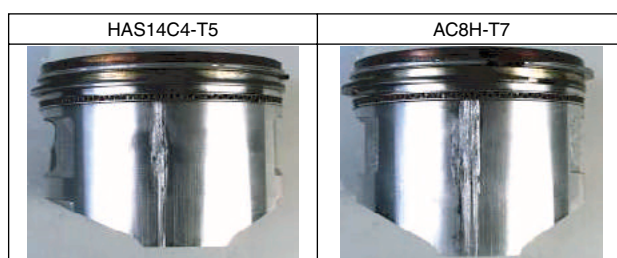


Fig.19 The piston after seizer test without oil supply

謝 辞

本研究を遂行するに当たり多大なるご協力をいただいた、
光生アルミニウム工業株式会社 神谷俊吉、富田勝之および
本田金属技術株式会社 飯牟礼浩一、遠藤弘の諸氏に深く
感謝の意を表します。

参考文献

- (1) 鈴木卓, 北條宏, 井上聡, 森山浩, 藤永陽治: タイミングベルト内蔵型汎用OHCエンジンの開発, HONDA R&D Technical Review, vol.10, p.122-127 (1998)
- (2) Shiga, M., Nishida, T., Ryu, Y., Tugekawa, T., Higashi, K., Maeda, T.: Development of All Position-Operatable Small Four-Stroke Engine, SAE Paper972104
- (3) 深井誠吉, 竹内勝治, 田中英司: ピストン用アルミニウム合金鋳物8種AおよびBの高温強度に関する研究, 住友軽金属技報, Vol.4, No.4, p.17-42 (1963)

■ 著 者 ■



高崎 憲政



吉村 祐子



佐藤 和義



杉本 幸男



佐藤 貴紀

アルミニウムボデーのための クロムフリー表面処理システムの開発

Development of Chrome Free Pretreatment System for Aluminum Body

西 野 俊 哉* 和 泉 浩 一 郎*
Toshiya NISHINO Koichiro IZUMI

要 旨

アルミニウムボデーの表面処理法として、クロムを用いない方法を開発した。従来の鋼板処理用のリン酸亜鉛処理液に、フッ素イオンおよび鉄錯体化合物を添加することにより、処理液の反応性を高め、アルミニウム材上に密なリン酸亜鉛皮膜を得ることが可能になった。また、処理液中のマンガンを濃度を増加することにより、耐アルカリ性に優れたリン酸亜鉛皮膜を得ることが可能になった。これらの結果、クロムを用いなくても、ボデーの塗装として十分な耐水二次密着性と耐糸さび性が得られるようになった。塗装工程からクロムを撤廃することができ、環境負荷物質の削減が図られた。

ABSTRACT

A surface treatment method that doesn't use chromium is developed for aluminum body. Adding fluorine and iron complex to the current zinc phosphate to accelerate the reaction of zinc phosphate, create a fine zinc phosphate film that appears on aluminum. Increasing the concentration of manganese in zinc phosphate promotes improvement of anti-alkaline property of zinc phosphate film. The developed zinc phosphate film has enough water resistance without chromium post-rinse and has enough anti-filiform corrosion performance without chromium pigment in E-coat. Therefore, chromium is eliminated from paint process of aluminum automotive body.

1. はじめに

自動車のボデーにアルミニウム材を適用する場合は、鋼板と同様に塗装後の耐食性を考慮する必要がある。種々の塗装技術が研究されてきている。これまでに開発されたアルミニウムボデーの塗装方法とその工程をFig.1に示す。我が国では、一時的にクロメート処理が適用された場合があるが、現在はアルミニウム材・鋼板の混在したボデーを塗装できるアルミニウム・鋼板混合処理用リン酸亜鉛処理が主に用いられている。これは、鋼板用のリン酸亜鉛処理液にフッ素イオン(F)を添加し、アルミニウム材にもリン酸亜鉛皮膜が生成するように工夫されたものである。

しかし、フッ素イオンの添加により塗膜の密着性が低下することも知られている。これは、リン酸亜鉛皮膜の表面に付着したフッ素化合物が塗膜の密着性を阻害するためと考えられている。密着性を向上する方法として、リン酸亜鉛処理の後工程でクロムリンスを実施し、フッ素化合物を除去

する方法がある。

また、フッ素イオンを添加してもアルミニウム材の研削面(ボデーの成形歪み、溶接歪みをサンドペーパーなどで研削修正した領域)のようにリン酸亜鉛処理皮膜が生成しにくい部分は、一般面(研削修正を行っていない領域)と比べて塗装後の耐食性が劣る。そこで、電着塗料にクロム系防食顔料を添加し、耐食性を補う方法がある。

一方、クロムを含む表面処理は環境に対する悪影響が懸念されることや、排水処理にコストがかかることから、クロムリンスは徐々に使用されなくなっている。また将来、欧州では防食コーティング中の6価クロム量が制限されることが決まっている。

そこで、クロムを用いないアルミニウムの表面処理が必要になってきた。これに対して、リン酸亜鉛処理液にフッ素及び鉄錯体化合物を反応促進剤として添加する方法を開発し、塗装工程よりクロムを含む材料を廃止することができたのでここに報告する。

*栃木研究所

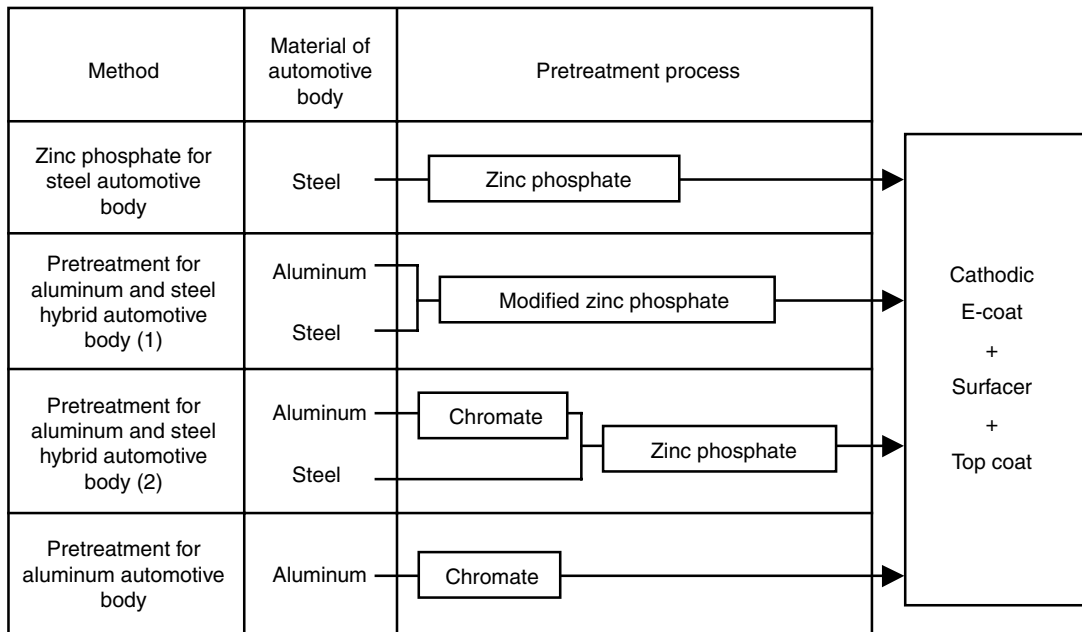


Fig.1 Pretreatment methods for aluminum and steel body

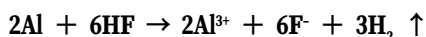
2. 従来表面処理方法の課題

ボデーの耐食性は、塗膜のふくれ、はがれ、ブリスト等の塗膜密着性と、スキャップ腐食、糸状腐食等の塗装後耐食性を考慮する必要がある。一般にアルミニウム材は鋼板より素材の耐食性が良いと言われているが、鋼板用のリン酸亜鉛処理液をアルミニウム材に用いた場合は、アルミニウム上には十分な皮膜が得られず、耐食性も不十分となる。

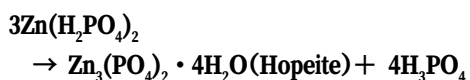
そこで従来から、アルミニウム材を処理する場合は、リン酸亜鉛皮膜の生成を促進するために、リン酸亜鉛処理液中にエッチング剤としてフッ素イオンを添加する方法が用いられている。フッ素イオンはケイフッ酸(H_2SiF_6)及びフッ化ソーダ(NaHF_2)で添加され、その濃度管理によって皮膜の生成量が制御される。

処理液中に溶出し一定量以上蓄積したアルミニウムイオン(Al^{3+})は、リン酸亜鉛皮膜の析出反応を妨害するため系外に除去する必要がある⁽¹⁾。アルミニウム上のリン酸亜鉛反応及び、液中アルミニウムイオンの系外除去は一般に次のように考えられている⁽²⁾。

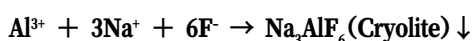
(1) アルミニウム材表面のエッチング



(2) アルミニウム材表面の pH 上昇によるリン酸亜鉛皮膜の析出



(3) 液中アルミニウムイオンの系外除去



このように、従来のアルミニウム・鋼板混合処理用リン酸亜鉛処理では、フッ素イオンを添加することによって、アルミニウム材のリン酸亜鉛処理性を向上させており、また、連続的な処理を可能としている。

しかし、このフッ素イオン濃度が高すぎると塗膜の密着性が低下することも知られている。これは、アルミニウム材の表面に付着したフッ素化合物が塗膜の密着性を阻害するためと考えられている。密着性を向上するために、リン酸亜鉛処理の後工程でクロムリンスを実施し、フッ素化合物を除去する必要がある。Fig.2にクロムリンス後処理を施した場合と施さなかった場合の、耐水二次密着性試験結果を示す。クロムリンス後処理により、耐水二次密着性が改善されているのがわかる。

また、フッ素イオンを添加しても、アルミニウム材の研削面では、研削溝の部分が十分に皮膜で被覆されにくく、その結果、研削面は耐食さび性が低下するという問題が生じる。これに対して、電着塗料中にクロム系防食顔料を添加す

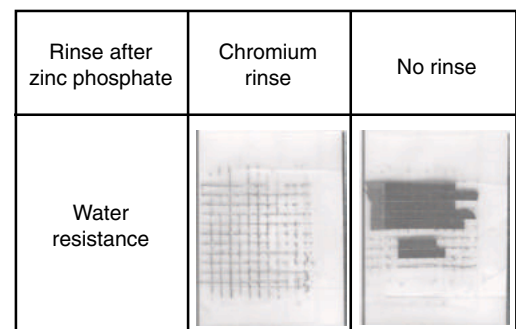


Fig.2 Paint adhesion on sanded area after water resistance test

ると耐食さび性が改善されることが知られている。Fig.3に、クロム系防食顔料の効果を示す。

以上のように、従来のアルミニウム・鋼板混合処理用リン酸亜鉛処理は、塗膜の密着性や耐食さび性を良好に保つために、工程中にクロムを含有した材料を用いなければならなかった。

3. 鉄錯体化合物の添加によるリン酸亜鉛処理性の向上

クロムリンス後処理や電着塗料中のクロム系防食顔料を使用せずにアルミニウム材の塗装後耐食性を確保するためには、リン酸亜鉛処理液の反応性を高めることにより、ち密で均一なリン酸亜鉛皮膜を形成し被覆性(素材表面をリン酸亜鉛皮膜が被覆する割合)を向上することが必要と考えた。

一般に、酸性液中のアルミニウムのエッチング促進剤として鉄イオン(Fe^{3+})の効果が知られている^{(3), (4)}。また、リ

ン酸亜鉛処理液中に鉄イオンを添加すると鋼板表面上にち密で均一なリン酸亜鉛被膜を形成することが知られている。しかし、ボデー向けに適用されるリン酸亜鉛処理液中(pH 3 ~ 3.5, NO_2^- イオン共存)で鉄イオンはリン酸鉄としてスラッジ化してしまうため、一定量の鉄イオンを長時間安定に保持することができない。

そこで、鉄イオンを錯体化することでリン酸亜鉛処理液中に保持し、上記のような鉄イオンの効果をアルミニウム材上のリン酸亜鉛皮膜形成において発現させることを試みた。鉄錯体化合物は、クエン酸鉄(III)アンモニウム($[\text{Fe}\{\text{C}_6\text{H}_4\text{O}_7(\text{FeO})(\text{NH}_4)_2\}_2(\text{OH}_2)_2\}_3\text{C}_6\text{H}_5\text{O}_7 \cdot x\text{H}_2\text{O}$)を用いた。Fig.4, 5 に 6000 番系アルミニウム材のリン酸亜鉛処理時間と皮膜重量の変化、皮膜結晶の析出状態を示す。鉄錯体化合物の添加によりリン酸亜鉛処理皮膜の析出量が増加し、

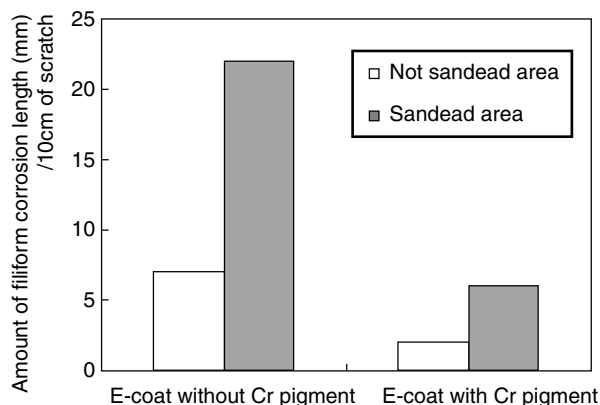


Fig.3 Effect of anti-corrosion pigment in E-coat

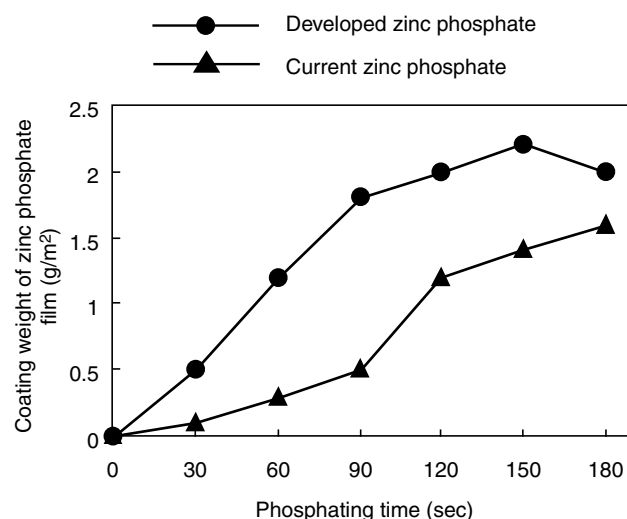


Fig.4 Phosphating time vs coating weight of zinc phosphate film

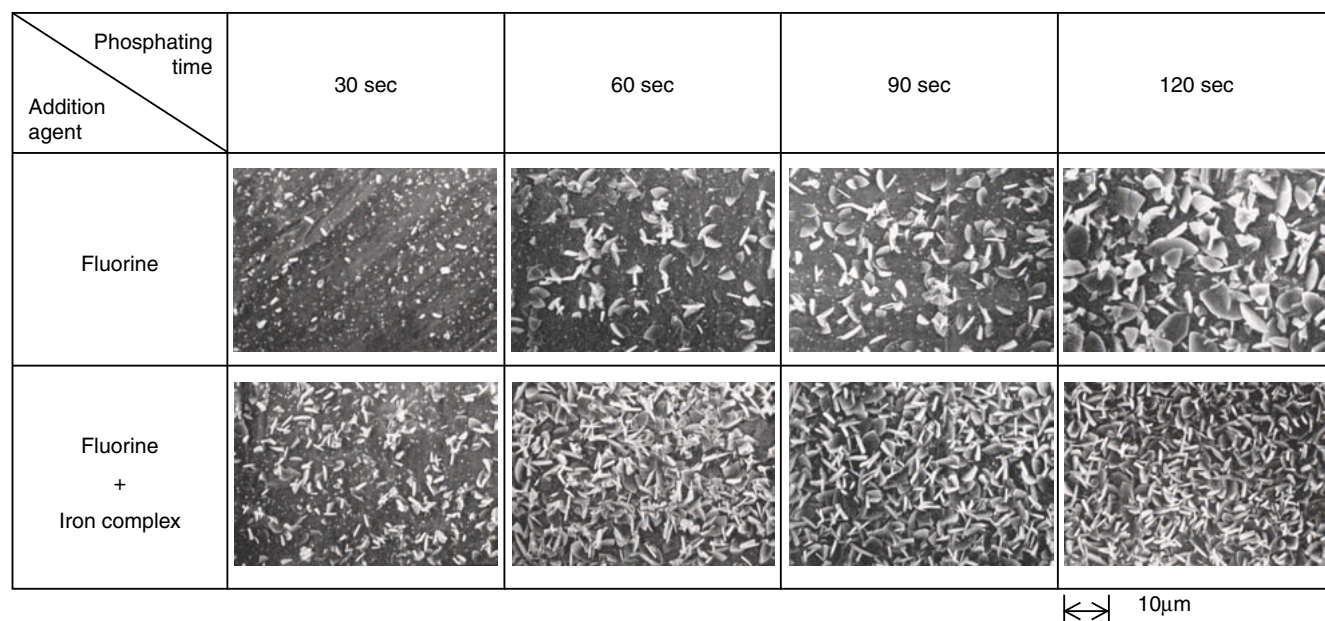


Fig.5 SEM images of zinc phosphate films

従来の処理と比較してリン酸亜鉛皮膜の被覆性が向上していることがわかる。

Fig.6 に 6000 番系アルミニウム合金のエッチング時の自然電位挙動を示す。ここでは、リン酸亜鉛反応時のエッチング挙動を観察する目的で処理液より皮膜形成成分である亜鉛(Zn)、ニッケル(Ni)、マンガン(Mn)を抜いた液を供試した。鉄錯体化合物の添加によりエッチング時の自然電位が貴にシフトしているのがわかる。これより、カソード反応の促進によりアルミニウムのエッチング反応が促進されると推定される。

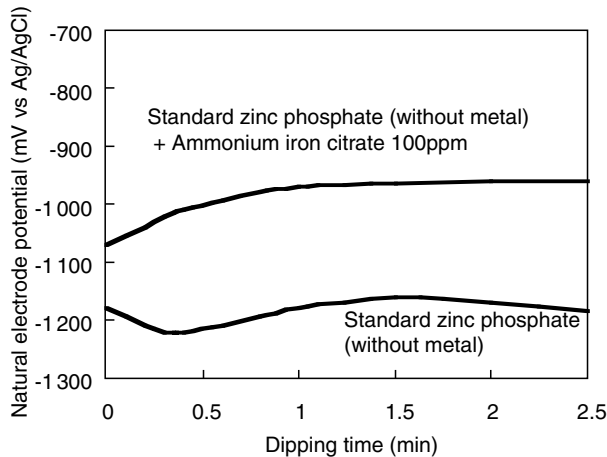


Fig.6 Change of natural electrode potential during the etching reaction of Aluminum

4. 耐水二次密着性の向上

塗膜密着性が低下すると、塗膜のはがれ、ふくれなどによりボデーの外観が損なわれたり、塗膜下腐食に発展するため十分な注意が必要である。

塗膜密着性能の支配因子は、塗料、塗装方法、化成処理法、金属素材にそれぞれ存在すると考えられる。また、塗膜密着性の評価方法としてさまざまな試験方法が考えられている。ここでは、リン酸亜鉛処理と耐水二次密着性の関係について述べる。

これまでに、鋼板のリン酸亜鉛処理において耐水二次密着性の確保を目的とした処理液の改良がなされてきた。例えば、亜鉛めっき鋼板がボデーに適用され始めた際には、リン酸亜鉛処理液中に Mn を添加し皮膜の一部を Mn で置換し皮膜を改質し、温水浸漬時の皮膜の復水を抑えた。この結果、耐水二次密着性が改善された⁽⁵⁾。

アルミニウム材上のリン酸亜鉛においても、Mn により皮膜が改質されていると考えられるが、研剖面のようにリン酸亜鉛皮膜が生成しにくい部分は耐水二次密着性が低下してしまう。また、先述のように皮膜被覆性を上げるために過剰量のフッ素イオンを添加するとアルミニウム材の表面にフッ素化合物が析出するとされており、耐水二次密着

性能が低下することも知られている。

これに対して、鉄錯体化合物を添加したリン酸亜鉛処理では、Table 1 に示すよう耐水二次密着性が向上しているのがわかる。ここで、表中の表層 F/Zn 比はリン酸亜鉛処理後のアルミニウム表面のフッ素(F)と亜鉛(Zn)を XPS(X 線光電子分光法)で測定し原子濃度比として算出した。

また、ドレイン時間(リン酸亜鉛工程から水洗工程までの時間)が 5 秒以下の場合(リン酸亜鉛処理後すぐに水洗した場合)や、リン酸亜鉛処理時間が 10 分の場合も耐水二次密着性は良好であった。この時の F/Zn 比は 0 であり、フッ化物が生成していないことがわかる。

これらの結果から、耐水二次密着性能が向上したメカニズムを次のように考えている。Fig.7 に示すように、アルミニウム材表面に皮膜未被覆部が残存していると、水洗によってリン酸亜鉛処理液が除去されるまでの間に、処理液

Table 1 Water resistance and F/Zn ratio

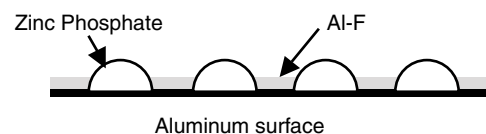
	Water resistance (Percentage of remained paint)	F/Zn ratio
Zinc Phosphate for aluminum and steel (STD condition)	0~50%	5.1
Developed zinc phosphate (STD condition)	100%	0.1~1.3
Developed zinc phosphate (Drain time < 5 sec)	100%	0
Developed zinc phosphate (Phosphating 10min)	100%	0

* STD condition : Phosphating time 2min, Drain time 30sec

(1) Drain time after phosphating



Al-F on the surface of aluminum will reduce paint adhesion



(2) Al-F doesn't appear on the surface of aluminum covered with fine zinc phosphate film

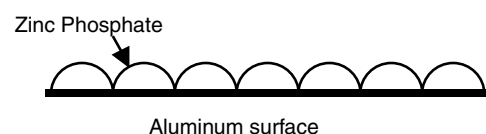


Fig.7 Mechanism of the decrease in the paint adhesion

中のフッ素イオンと皮膜未被覆部が反応し、アルミニウムとフッ素の化合物(Al-F 化合物)が析出する。この Al-F 化合物が密着性を阻害するものと考えられる。鉄錯体化合物を添加したリン酸亜鉛処理では、Fig.4, 5にも示した通り、リン酸亜鉛皮膜の被覆性が向上しており、Al-F 化合物が生成しにくくなっていると考えられる。また、リン酸亜鉛処理のすぐ後に水洗した場合は、フッ素イオンが存在しなくなるため、Al-F 化合物が生成しなかったと考えられる。処理時間 10min の場合は、アルミニウム材がリン酸亜鉛皮膜で十分に被覆されているため、やはり Al-F 化合物が生成しなかったと考えられる。

また、表層 F/Zn 比は耐水二次密着性能を判断する一つの指標として有効であると言える。

5. 耐糸さび性の向上

糸さびとは塗装金属などに見られる大気腐食の一種で、塗膜の傷やエッジからさびが表面を糸状に成長していく特異な形態を示す。特にアルミニウム材は糸さびが発生しやすいため、ボデーの塗装においても十分に注意する必要がある。糸さびの発生と成長に影響する外的因子は、相対湿度、塗料、顔料などと言われており⁽⁶⁾、先にふれたよう従来のリン酸亜鉛処理ではアルミニウム材の耐糸さび性向上手法として、電着塗料中にクロム系防食顔料が適用される場合があった。

アルミニウム上の糸さびの腐食モデルは Fig.8 のように報告⁽⁶⁾されており、糸さびの先端(アノード部)は酸性雰囲気であり、糸さびの先端周辺(カソード部)はアルカリ性雰囲気となっている。

Fig.9 に、従来のアルミニウム・銅板処理用リン酸亜鉛処理と、それに鉄錯体化合物を添加したものとの、耐糸さび性

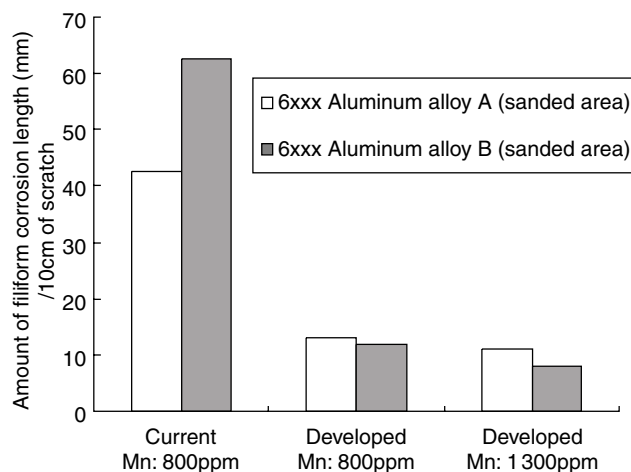
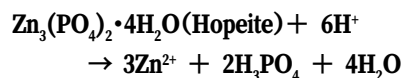


Fig.9 Evaluation of filiform corrosion on each treatment

を比較した結果を示す。従来と比較して、耐糸さび性が向上していることがわかる。

このような耐糸さび性の向上は、リン酸亜鉛皮膜の被覆性を上げることで糸さびのアノード部が以下のようにリン酸亜鉛皮膜で中和されることにより、アノード反応が抑制されているためと考えられる。



また、リン酸亜鉛液中成分の Mn 濃度を上げることで耐糸さび性が向上していることがわかる。これは、Mn濃度を増加し皮膜中の Mn 量を多くすることで皮膜の耐アルカリ性が向上し、糸さびのカソード反応が抑制されたものと考えている。

Table 2 に Mn 濃度とリン酸亜鉛皮膜の耐アルカリ性を示す。

Table 2 Relationship between concentration of Mn ion and anti-alkaline property

Concentration of Mn (ppm)	Dissolved weight in alkaline (g/m ²)
800	0.2036
1300	0.0643

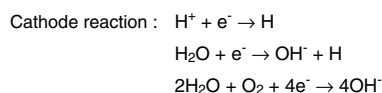
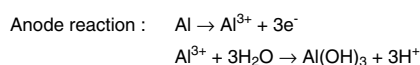
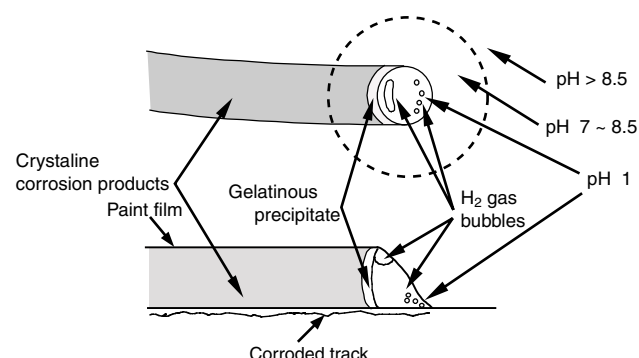


Fig.8 Mechanism of filiform corrosion

以上の検討を行なった結果、クロムを用なくとも、ボデーの塗装として十分な耐水二次密着性と耐糸さび性が得られるようになった。塗装工程からクロムを撤廃することができ、環境負荷物質の削減が図れた。Fig.10 に表面処理システムの概要を示す。

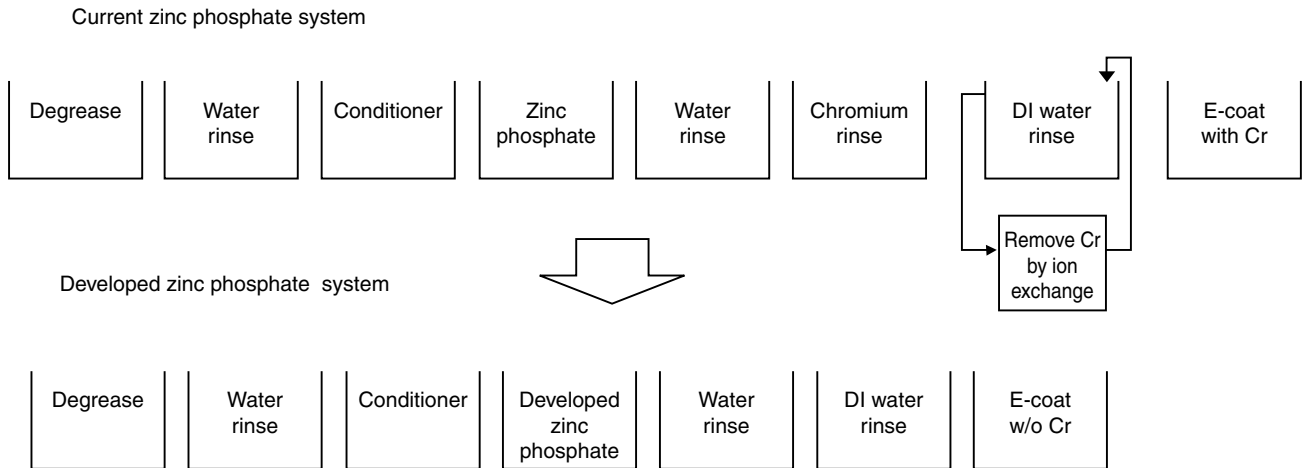


Fig.10 Developed zinc phosphate Process

6. まとめ

アルミニウム・鋼板混合処理用リン酸亜鉛処理の添加剤として、従来のフッ素に加え、新たに鉄錯体化合物を検討し、反応性の向上を図った。更に、皮膜の改質としてMn濃度の増加を検討し、次の成果を得ることができた。

- (1)鉄錯体化合物の添加により、リン酸亜鉛の析出反応が促進され、アルミニウム材に対するリン酸亜鉛皮膜の被覆性が向上した。従来リン酸亜鉛皮膜が析出しにくかった研削部にも、リン酸亜鉛皮膜が析出させることが可能になった。
- (2)この結果、塗膜密着性に悪影響を与える Al-F 化合物の析出を抑制することができ、クロムリンス後処理が無くても十分な耐水二次密着性が確保できることがわかった。また、従来の処理と比較して耐糸さび性も向上した。
- (3)リン酸亜鉛処理液中の Mn 濃度増加により、耐アルカリ性に優れたリン酸亜鉛皮膜が得られた。
- (4)これらの結果、電着塗料中にクロム系防食顔料を添加しなくても十分な耐糸さび性が確保できることがわかった。

謝 辞

本研究を進めるにあたって多大なご協力をいただきました、日本ペイント(株)の関係者の皆様に深く感謝致します。

参考文献

- (1) 安原 清忠：自動車用アルミニウム材の表面処理，テクノコスモス，1，p.61-69 (1992)
- (2) 長谷川 義文，清谷 明弘，伊藤 秀男，宇佐見 勉，小

山 高弘：自動車ボディ用アルミニウム合金板の表面処理，住友軽金属技報，Vol.32，No.1，p.80(1991)

- (3) 山添 勝芳，池田 哲，安原 清忠：特開昭61-106783(1986)
- (4) 小浦延幸，関口 攻：AC インピーダンス法を用いた酸性浴中の Al の化学エッチング機構の解析，表面技術，43，No.3，p.205-210 (1992)
- (5) 吉岡 克昭，吉田 佑一，渡辺 ともみ：りん酸亜鉛皮膜結晶水挙動の耐水密着性能に与える影響，鉄と鋼，72，No.8，p.1125-1132 (1986)
- (6) Hoch, G.M., Tobias, R.F.: Mechanism of Filiform Corrosion, Corrosion-NACE/71, No.19 (1971)

■ 著 者 ■



西野 俊 哉



和泉浩一郎

社外発表(2000. 7～2000. 12)

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2000. 7. 1	自動車技術会／JSAE Review Vol.21, No.3	Analysis of Sealing Behaviour of Fleid Sealant in Steel Plate made Engine Oil Pan	櫻原 一雄 坂田 正保 石垣 匠	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Development of a 100% Recyclable Instrument Panel	伊藤 祐邦 本庄 圭一	栃木研究所 栃木研究所
		Analysis of Piston Top Rings Half-Stick Phenomena Using Optical Technology	明本 禧洙 丸谷 武志	栃木研究所 栃木研究所
		High-Resolution range sensor system with stereo camera	青山 千秋 峯田 憲一 岡田 泰仕	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
2000. 7. 3	群馬大学／地域共同研究 センター主催「レーザ応用 計測」セミナー(群馬)	レーザ誘起蛍光法(LIF)によるエンジン計測	石井 清	朝霞東研究所
2000. 7. 8	On evolutionary optimization with approximate fitness functions (Las Vegas, USA)	Genetic and Evolutionary Computation Conference	Yaochu Jin Markus Olhofer Bernhard Sendhoff	Honda R&D Europe Honda R&D Europe Honda R&D Europe
2000. 7.15	自動車技術会／自動車技術会 論文集 Vol.31, No.3	CVT用金属Vベルトに用いられる積層 ベルトの伝動機構に関する研究	桑原 信也 藤井 透 金原 茂	同志社大学 同志社大学 栃木研究所
2000. 7.16	Congress of Evolutionary Computation 2000 (San Diego, USA)	Evolutionary optimised ontogenetic neural networks with incremental problem complexity during development	Bernhard Sendhoff	Honda R&D Europe
2000. 7.16 ～ 20	CNS2000 Computational Neuroscience Meeting (Brugge, Belgium)	Fast Dynamic Organization without Short-Term Synaptic Plasticity: A New View of Hebb & Dynamical Assemblies	Julian Eggert Berthold Baeuml J.L.van Hemmen	Honda R&D Europe DLR Wessling Technische Universitat Muenchen
		Cortical Synfire Activity : Configuration Space and Survival Probability Ad Aertsen	Marc-Oliver Gewaltig Markus Diesmann Albert-Ludwigs-Universitat Freiburg	Honda R&D Europe Albert-Ludwigs-Universitat Freiburg
		Two Separate Processing Streams in a cortical-Type Architecture	Tobias Rodemann Edgar Koerner	Honda R&D Europe Honda R&D Europe
2000. 7.23	SCI2000 / ISAS2000 Proceedings (Orland, USA)	Developing Brain-like Computer with Memory-Based Architecture	山田 整 竹内 誉羽 富永 貴志 加藤 匡寿 相部 範之 松本 元 市川 道教 小野 英明	理化学研究所 理化学研究所 理化学研究所 理化学研究所 理化学研究所 理化学研究所 理化学研究所 和光基礎技術研究センター
2000. 7.28 ～ 29	Vibro Acoustic/International Auto SEA Users Conference (San Diego, USA)	Analysis of Vehicle Road-Noise Using Statistical Analysis	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

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2000. 8. 1	自動車技術会／自動車技術 Vol.54, No.8(年鑑号)	車両運動性能	芝端 康二 渋谷 秀明 種子田和宏 判治 宗嗣 天野 英俊 坪内 敦志	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 栃木研究所
2000. 8.15	カロス出版／アルトピア Vol.30, No.8	耐熱マグネシウム合金を適用した軽量 エンジンオイルパンの開発	鷲頭 和裕	栃木研究所
2000. 8. 1 ～ 4	日本機械学会／2000年度 年次大会(名古屋)	MD処理ピストンによるフリクション 低減技術	荻原 秀実	栃木研究所
		自動車用歯付ベルトの疲労破損	松本 大樹 飯塚 博 友野 清久	山形大学 山形大学 栃木研究所
		自動車用歯付ベルトの変形挙動	山本 博暁 飯塚 博 友野 清久	山形大学 山形大学 栃木研究所
		形状記憶合金Fe-Mn-Siの形状記憶特性に およぼすCoおよびGe添加の影響	松本 實 裘 進浩 谷 順二 二階堂大輔 漆山 雄太	東北大学 東北大学 東北大学 東北大学 栃木研究所
2000. 8. 2 ～ 4	人体振動研究会／第8回 日本人体振動研究会(那覇)	脈波伝播時間を用いた自動車の乗心地 評価法の検討	伊沢 正樹 福里 司 斎藤 涉 山崎 清之	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 東海大学
2000. 8.20	東北大学／The Third International Symposium on Shape Memory Alloys and Related Technology(仙台)	High-Speed Respose of SMA Actuators	裘 進浩 谷 順二 漆山 雄太	東北大学 東北大学 栃木研究所
2000. 8.22 ～ 24	AVEC/Advanced Vehicle Control Conference 2000 (Detroit, USA)	Navigation System of Autonomous Vehicle Cntrol System Installed in ICVS	田村 和也 古川 修	栃木研究所 栃木研究所
2000. 9. 1	自動車技術会／自動車技術 Vol.54, No.9	ハイブリッド車用リーンバーンエンジンの 開発	三浦 啓二 青木 薫 中山 幸夫 高橋 秀幸	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2000. 9. 4	第23回 日本神経科学大会・ 第10回 日本神経回路学会 大会 合同大会(横浜)	ハエの着陸行動に対する視覚的回転刺激の 影響	長谷川雄二	和光基礎技術研究センター
2000. 9. 6	8th AIAA/USAF/NASA/ ISSMO Symposium on Multidisciplinary Analysis and Optimization (California, USA)	Multi-Objective Optimization for the Transonic Compressor Stator Blade	山口 義博 有馬 敏幸	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
2000. 9. 5 ～ 8	日本機械学会／Dynamics and Design Conference 2000 (東京)	統計的エネルギー解析法における要素分割 に関する基礎的検討	鎌田 実 石橋 秀明 山崎 徹 見坐地一人	東京大学 東京大学 神奈川大学 栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2000. 9. 5 } 8	日本機械学会／Dynamics and Design Conference 2000 (東京)	形状記憶合金の高速作動に関する研究	裘 進浩 谷 順二 漆山 雄太	東北大学 東北大学 栃木研究所
2000. 9. 6	AVL LIST GMBH/AVL Congress September 7th-8th, 2000 (GRAZ, Austria)	Optimization of Interior Sound for Sports Cars	石井 康夫 Siegmond Thomann Franz.K.Brandl 山下 剛	栃木研究所 AVL List AVL List 栃木研究所
2000. 9.11	Intertech Consulting Conference & Studies/ Hybrid Vehicles 2000 Intertech & International Conference (Ontario, Canada)	Development of an Energy Storage System for HEVs	木下 直樹	栃木研究所
2000. 9.11 } 12	Institute for Motorcycle Safety e.V./ Safety Environment Future III (Munich, Germany)	Research of an Emission Reduction System for Small Motorcycles	赤松 俊二 石田 周一 浜渦 朗	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		Development of a Tyre Tube with Puncture Prevention Function for Large Motorcycles	山際登志夫 中山 研吾 田中 明子	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
	SAE/SAE TOPTEC Variable Valve Actuation TOPTEC: The State-of-the-Art/ (Detroit, USA)	HONDA Variable Valve Train Systems	田中 力	栃木研究所
		Directly Actuated Variable Valve Control System, “ HYPER-VTEC ”	津久井孝明	朝霞研究所
2000. 9.12	European Biophysics Conference (Munich, Germany)	Activity-Gated Attention in the Visual System	Julian Eggert	Honda R&D Europe
2000. 9.15	日本ロボット学会／日本ロボット学会誌 18巻, 8号	歩行パターンレギュレーションによる高速歩行ロボットの安全化制御	吉野龍太郎	和光基礎技術研究センター
2000. 9.20 } 23	IRCOBI/International Research Council on the Biomechanics of Impact 2000 (Montpellier, FRANCE)	Pedestrian Head Impact Conditions Depending on The Vehicle front shape And Its Construction - Full Model Simulation	岡本 豊 杉本 富史 榎本 光司 菊地 純一	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 (株)PSG
		Development of a New Biofidelic Leg for Use with a Pedestrian Dummy	Marlon Artis Jason Mcdonald Richard White Tsai-Jeon Huang Tariq Shams Nangarajan Rangarajan 秋山 朗彦 岡元 雅義 吉沢 亮蔵 石川 博敏	GESAC Inc, GESAC Inc, GESAC Inc, GESAC Inc, GESAC Inc, GESAC Inc, 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 (財)日本自動車研究所
2000. 9.20	日本音響学会／平成12年 秋季研究発表会(盛岡)	低周波ロードノイズのアクティブ制御システムの開発(1)－実用化に向けた課題解決法とシステム－	佐野 久 井上 敏郎 高橋 彰 山下 剛 寺井 賢一 中村 由男	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 松下電器産業(株) 松下電子部品(株)

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2000. 9.20	日本音響学会／平成12年 秋季研究発表会(盛岡)	低周波ロードノイズのアクティブ制御 システムの開発－オーディオシステムとの 融合－	角張 勲 橋本 裕之 寺井 賢一 中村 由男 井上 敏郎 佐野 久	松下電器産業(株) 松下電器産業(株) 松下電器産業(株) 松下電子部品(株) 栃木研究所 栃木研究所
		低周波ロードノイズのアクティブ制御 システムの開発(3)	高橋 彰 佐野 久 井上 敏郎 寺井 賢一 中村 由男	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 松下電器産業(株) 松下電子部品(株)
		低周波ロードノイズのアクティブ制御 システムの開発－音場シミュレーション による可能性検討－	橋本 裕之 角張 勲 寺井 賢一 中村 由男 井上 敏郎 佐野 久	松下電器産業(株) 松下電器産業(株) 松下電器産業(株) 松下電子部品(株) 栃木研究所 栃木研究所
		低周波ロードノイズのアクティブ制御 システムの開発－マルチポイント制御系の 設計－	中村 由男 大橋 敏彦 橋本 裕之 寺井 賢一 高橋 彰 佐野 久	松下電子部品(株) 松下電子部品(株) 松下電器産業(株) 松下電器産業(株) 栃木研究所 栃木研究所
2000. 9.25 ～ 29	ISATA/33rd ISATA Conference (Dublin, Ireland)	Thermal Generation and Entropy Control for Advanced Batteries	佐藤 登 木下 直樹	栃木研究所 栃木研究所
2000. 9.26	IUTAM/SMART Structures and Structronic Syetems 2000 (Magdeburg, Germany)	Buckling of Curved Column and Twinning Deformation Effect	漆山 雄太 David Lewinnek 谷 順二 裘 進浩	栃木研究所 栃木研究所 東北大学 東北大学
2000. 9.27	VERTIS／社会人のための ITS講座(東京)	ASV関連技術 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 －ブレーキ制御付きACC－	藤田 泰彦	栃木研究所
2000. 9.28	早稲田大学／次世代自動車用 動力システムに関する国際 ワークショップ(東京)	ガソリンエンジン低公害化技術と将来展望	田内 常夫 林 直義 岸 則行	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2000. 9.29	社会経済生産性本部／ 第31期「明日の社会・技術を 考える会」(東京)	ホンダの研究開発－自由な議論－	熊谷 頼範	栃木研究所
2000.10. 1 ～ 3	IEEE/IEEE Intelligent Transportation System Council 2000 (Dearborn, USA)	Workload of Using a Driver Assistance System	田中 潤 石田真之助 近藤 聡 川越 浩行	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Status and Future Direction of Intelligent Drive Assist Technology	古川 修	栃木研究所
2000.10. 2	Int. Symposium on Metal Hydrogen Systems - Fundamentals and Applications (Noosa, Australia)	Thermodynamic Properties of catalytically enhanced sodium aluminum hydride	Ikuya Yamashita Ragay A. Zidan Satoshi Takara Craig M. Jensen	和光基礎技術研究センター University of Hawaii University of Hawaii University of Hawaii

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2000.10. 4 ～ 5	IEEE/IEEE Intelligent Vehicles Symposium 2000 (Dearborn, USA)	Autonomous vehicle control system of ICVS City Pal: Electrical Tow-bar Function	田村 和也 古川 修	栃木研究所 栃木研究所
		Sensor and Data Fusion Design and Evaluation with a Virtual Environment Simulator	Keith Redmill 田村 和也	OSU 栃木研究所
		Introduction of Honda ASV-2	高橋 昭夫 浅沼 信吉	栃木研究所 栃木研究所
		Fail Output Algorithm of Vision Sensing	西垣 守道 坂 雅和 湯原 博光 青木 友好 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
2000.10. 5 ～ 6	vka, ika, RWTH, VDI/9th Aachen Colloquium/ (Aachen, Germany)	A modeling approach for suspension friction consist of several sets of frictions and springs in series	中原 淳 皆川 正明 Michael Gipser Juergen Wimmer	栃木研究所 HONDA R&D EUROPE Esslingen University of Applied Sciences, Automotive Engineering Dept. Cosin Software GmbH, Germany
2000.10. 7	日本機械学会／M&M2000 材料力学部門 講演会(横浜)	モード制御アプローチによる自動車補強部材の形状最適化	于 強 安達 尚希 矢島 秀起 白鳥 正樹	横浜国立大学 横浜国立大学大学院 和光基礎技術研究センター／ 横浜国立大学大学院 横浜国立大学
2000.10.13	日本塗装技術協会／第2回 講演会 進化する塗装技術 (東京)	二輪車のカラーデザインの動向	大場 茂	朝霞研究所
2000.10.15 ～ 18	EVAA, Electric Vehicle Association of the Americas/ The 17th International Electric Vehicle Symposium & Exposition (Montreal, CANADA)	Development of Generation II Propulsion Motor for EV, FCV	瀧澤 一見 佐藤 博之 伊藤 智之	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Development of a High Performance Nickel-Metal Hybride Battery for Smaller Electric Vehicles	岡本 和久 八木 和彦 石倉 誉士 佐藤 登	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2000.10.17	SAE/Convergence 2000 (Dearborn, USA)	Development of the Motor Assist System for a Hybrid Car-INSIGHT	落合 志信 中野 賢至	栃木研究所 栃木研究所
	フルーエント・アジアパシフィック株式会社／Fluentユーザー会議事例発表(東京)	半径流タービン静翼解析－乱流モデルによる違い－	村田 耕史 久野 直樹 園田 豊隆	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
2000.10.17 ～ 19	日本ガス協会／7th International Conference and Exhibition on Natural Gas Vehicles(横浜)	The success of Civic GX in emerging NGV market	須賀 稔之 村石 忠 村上 昭 樋代 茂夫	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Development of Valve Seat Material for CNG Fueled Engine	佐藤 克明 高橋 輝夫	栃木研究所 日本ピストンリング(株)

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2000.10.17 ～ 19	自動車技術会／学術講演会 秋季大会(小倉)	低周波ロードノイズのアクティブ制御 システムの開発	井上 敏郎 佐野 久 高橋 彰 山下 剛 石原 大 中村 光男 寺井 賢一 中村 由男	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 HONDA R&D EUROPE UK 松下電器産業(株) 松下電子部品(株)
		自動変速機制御システム開発へのHILSの 適用	荻原 顕治 寺山 哲 竹田 洋平 依田 公 鈴木 祥一	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
		追突速度低減システムの開発	小高 賢二 杉本 洋一 小田部 誠 市川 章二 浦井 芳洋	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
		部分構造合成法を用いた新しい最適設計法 に関する研究	斉藤 浩司 吉村 卓也 須藤 晶 相澤 伸夫	東京都立大学大学院 東京都立大学 栃木研究所 栃木研究所
		実走排出ガス測定用車載分析装置の開発	八長 盛二 Jeff J Jetter Shinji Maeshiro Robert Klebba	栃木研究所 HONDA R&D AMERICAS HONDA R&D AMERICAS Nicolet Instrument Corp.
		超低公害車の実走行における排ガス中 有害物質及び路上大気の研究	鈴木 典男 Jeff J Jetter Shinji Maeshiro	栃木研究所 HONDA R&D AMERICAS HONDA R&D AMERICAS
		新型1.5L リーンバーンエンジンの開発	松本 正人 木下 裕介 渡辺 勝志 大浦 秀二	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		低エミッション小型二輪車用フューエル インジェクションの研究	赤松 俊二 石田 周一 浜渦 朗	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		二輪車用エンジンにおけるクランク シャフト系の動的挙動シミュレーション 技術の構築	新納 忠 岩本 達也 植田 真悟	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		二輪車シートにおけるフィット感の定量化	小谷野光江 君島 猛 中山 研吾	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
2000.10.19 ～ 20	日本油空圧学会・日本機械 学会／秋季フルイドパワー システム講演会(秋田)	ATV用PGM-Hydro-Mechanical Transmission の開発	斎藤 充	朝霞研究所
2000.10.23 ～ 25	Executive Conference Management／The Seventh International Conference TPOs IN Automotive 2000 (Novi, MI, USA)	Application of Co-Injection Molding Technology for Bumper Recycling	竹内 淳	栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2000.10.25	MIT Consortium/MIT Consortium Nagoya Meeting (名古屋)	Development of a Power Assist Motor for Hybrid Car-INSIGHT	山本 恵一	栃木研究所
2000.10.26 ～ 27	日本エムエスシー／MSC. Softwareソリューションフォーラム2000(東京)	MSC. Fatigueを用いたRear Axle Beamの疲労強度解析	芳賀 斉 坂本 次郎	栃木研究所 栃木研究所
2000.10.27 ～ 28	μ-Club/XX.International μ-Symposium (Bad Neuenahr, Germany)	Research on Tribological Characteristics Between Al-MMC Brake Disk and Friction Material	柴田 勝弘 川崎 謙一	栃木研究所 栃木研究所
2000.10.31	トライボロジー学会／Synopsis of the International Tribology Conference 2000 (長崎)	On Characterizing CVT Fluids by Means of the Mean Coefficient of Friction for CVT Using Metal V-belts	金原 茂 藤井 透 藤村 修 片岡 隆平	栃木研究所 同志社大学 同志社大学 同志社大学
	トライボロジー学会／Proceedings of the International Tribology Conference 2000	On Characterizing CVT Fluids by Means of the Mean Coefficient of Friction for CVT Using Metal V-belts	金原 茂 藤井 透 藤村 修 片岡 隆平	栃木研究所 同志社大学 同志社大学 同志社大学
2000.11. 1	自動車技術会/JSAE Review Vol.21, No.4	Introduction to the Optically Accessible Engine for Investigation of In-Cylinder Phenomena	佐々木 隆 吉田 一夫 浦田 泰弘 石井 清	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Development of Aluminum Body for the Most Fuel Efficient Vehicle	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
		Stereo Vision Sensor	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 HONDA R&D AMERICAS 栃木研究所
	自動車技術会/自動車技術 Vol.54, No.11	路面からタイヤへの伝達力の計測手法を利用した振動伝達低減技術	皆川 正明 二宮 次郎 中原 淳	HONDA R&D EUROPE 栃木研究所 栃木研究所
	Japan Society of Waste Management Experts/The Journal of Materials Cycles and Waste Management Vol.2, No.2	Evaluation of the Effect of Automotive Bumper Recycling by Life-Cycle Inventory Analysis	幕田 実 森口 祐一 安田八十五 末野 重穂	栃木研究所 国立環境研究所 筑波大学 筑波大学
	日本金属学会/まてりあ Vol.39, No.11	自動車の軽量化技術と非鉄金属材料に求められる特性	大谷 忠司	栃木研究所
	日本自動車研究所/自動車研究 Vol.22, No.11	天然ガスエンジン搭載ハイブリッド乗用車の開発—フライホイールバッテリーとANG燃料貯蔵の研究—	板井 幸彦 小笠 博司 阿部 昇栄 村山 芳也	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
	高分子学会/第4回SST研究会講座(東京)	最近の燃料電池自動車の開発動向	鴻村 隆	栃木研究所
2000.11.2	サイバネットシステム/MATLABユーザ事例発表会(東京)	電動パワーステアリングにおける次世代開発手法の検討	藤原 幸広	栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2000.11. 4	SOCIETY FOR NEUROSCIENCE 2000 ABSTRACT FORM (New Orleans USA)	STUDIES ON EXPERIENCE DEPENDENT LEARNING FOR RELATIONSHIP BETWEEN SIGNS AND LOCATIONS WITH A ROBOT	小野 英明 山田 整 竹内 誉羽 富永 貴志 加藤 匡寿 松本 元 市川 道教	和光基礎技術研究センター 理化学研究所 理化学研究所 理化学研究所 理化学研究所 理化学研究所 理化学研究所
2000.11. 6 ～ 8	STAPP Advisory Committee /44th STAPP Car Crash Conference STAPP Car Crash Journal, Vol.44 (Atlanta, USA)	Development and Validation of the Finite Element Model for the Human Lower Limb of Pedestrians	高橋 裕公 菊池 裕二 鴻巣 敦宏 石川 博敏	栃木研究所 栃木研究所 (財)日本自動車研究所 (財)日本自動車研究所
2000.11. 6	計測自動制御学会／第23回 Dynamical System Theory シンポジウム(長岡)	電動パワーステアリング制御手法に関する 一考察	藤原 幸広 足立 修一	栃木研究所 宇都宮大学
2000.11. 6 ～ 9	VERTIS/7th World Congress on Intelligent Transport Systems(Turin, Italy)	Intelligent Technologies of ASV (The Research and Development of ASV-2 in Honda)	浅沼 信吉 川合 誠 高橋 昭夫 重成 呂一 越知 一夫	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		Vision Sensing in the City Traffic	湯原 博光 坂 雅和 西垣 守道 青木 友好	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Effects of Intelligent Drive Assist Control System on Driver Control Performance from the View Point of Active Safety	古川 修 安部 正人	栃木研究所 神奈川工科大学
		Evaluation of Driver Assistance System	石田真之助 田中 潤 近藤 聡 川越 浩行	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2000.11. 7 ～ 8	メカニカル・ダイナミクス ・ジャパン／2000 ADAMS ユーザー・カンファレンス (東京)	ADAMSによる押し式金属ベルトCVTの 解析	鹿子木 健 星野 裕昭 吉田 秀昭 赤木 宏文	栃木研究所 メカニカル・ダイナミクス・ジャパン(株) 栃木研究所 栃木研究所
2000.11. 9	日本ガスタービン学会／ 第15回 ガスタービン 秋季講演会(北九州)	遷音速ファンの動翼端漏れ流れによる 静翼非定常流れ場の実験的研究	星野 元亮 高堂 純治 寺村 実	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
2000.11. 9 ～ 10	エレクトロニクス実装学会 ／第10回マイクロ エレクトロニクスシンポ ジウム(吹田)	F1究極技術への挑戦再び	田中 尋真 櫻原 一雄 加藤 彰 保坂 武文	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2000.11.10	精密工学会北陸信越支部／ 特別講演会(富山)	人間型二足歩行ロボットの開発と今後の 展開	大原 仁	和光基礎技術研究センター
2000.11.15	自動車技術会／振動騒音部門 委員会 自動車技術会 シンポジウム(東京)	アクティブドラミングキャンセラの開発	佐野 久 井上 敏郎 高橋 彰 山下 剛 寺井 賢一 中村 由男	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 松下電器産業(株) 松下電子部品(株)

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2000.11.15	日本ロボット学会／ 日本ロボット学会誌 18巻 6号	人間型ロボットのハンド	吉野龍太郎	和光基礎技術研究センター
2000.11.15 ～ 17	Mechanical Dynamics Italy s.r.l./15th ADAMS European User Conference (Rome, Italy)	Simulation of metal pushing type v-belt for CVT	鹿子木 健 星野 裕昭 吉田 秀昭 赤木 宏文	栃木研究所 メカニカルダイナミクス・ジャパン(株) 栃木研究所 栃木研究所
2000.11.16	計測自動制御学会／第43回 自動制御連合講演会(松山)	広い不感帯を有するDBWアクチュエータの モデリングと制御系設計	藤原 幸広 森本 茂 足立 修一	栃木研究所 栃木研究所 宇都宮大学
2000.11.16 ～ 17	日本イーエスアイ／PAM Users 'Conference in Asia 2000, PUCA MM(東京)	Development of a Finite Element Model for the Analysis of Lower Limb Injuries in Pedestrians	菊池 裕二 高橋 裕公 鴻巣 敦宏 石川 博敏	栃木研究所 栃木研究所 (財)日本自動車研究所 (財)日本自動車研究所
2000.11.17	ICONIP-2000 7th International Conference on Neural Information Processing	Evolution of Adaptive Nonlinear Models	Martin Kreutz Anja M. Busse Bernhard Sendhoff	University Dortmund Ruhr-University Bochum Honda R&D Europe
		Evolutionary Optimization for Problem Classes with Lamarckian Inheritance Edgar Korner	Michael Husken Bernhard Sendhoff Honda R&D Europe	Ruhr-University Bochum Honda R&D Europe Europe
		On the Intergration of Biological Constraints into the Evolution of Artificial Neural Systems	Bernhard Sendhoff Ursula Korner	Honda R&D Europe Honda R&D Europe
2000.11.18	軽金属学会／第99回 秋期軽金属学会(大宮)	鋳物スクラップを原料とした押出用 アルミ合金の開発	柏崎 和久 戸次洋一郎 林 登 植木 光彦	古河電気工業(株) 古河電気工業(株) 栃木研究所 栃木研究所
2000.11.29	企業研究会／第21回 技術経営推進交流会議 21世紀フロンティアへの挑戦 事例講演(東京)	ホンダヒューマノイドロボットの研究経緯 と今後の展開	大原 仁	和光基礎技術研究センター
2000.11.30	運輸省、建設省／ スマートクルーズ21デモ 2000 テクニカルセッション (つくば)	二輪車存在情報提供装置	里村 昌史	栃木研究所
		前方障害物衝突防止支援システム	間下 博	栃木研究所
2000.12. 4	MOVIC2000 Committees／ MOTION and VIBRATION CONTROL 2000 (Sydney, Australia)	Development of Active Control System for Low Frequency Road Noise Inside Automobiles Combined with Audio System	佐野 久 高橋 彰 井上 敏郎 山下 剛 寺井 賢一 中村 由男	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 松下電器産業(株) 松下電子部品(株)
	Numeal International/ NUMECA WORLDWIDE USER MEETING (Brussels, Belgium)	Stage Analysis of Turbine	久野 直樹 村田 耕史 園田 豊隆	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
2000.12. 5	上智大学総合講座／ 地球環境と科学技術(東京)	自動車のリサイクル	高堀 恭雄 大場 茂	本田技研工業(株) 朝霞研究所
2000.12. 6 ～ 7	日本電動車両協会／ 平成12年度 JEVA電気自動車 フォーラム(東京)	次世代主動力モータの開発	瀧澤 一晃 佐藤 博之 伊藤 智之	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
2000.12. 7 ～ 8	Technische Akademie Esslingen/Technical Academy Symposium (Ostfildern, Germany)	Honda's Current and Future Engine Technologies. As a Solution to the Global Environmental Problems	川鍋 智彦 堀江 薫	栃木研究所 栃木研究所
2000.12.13 ～ 15	日本機械学会／第9回交通・ 物流部門大会(川崎)	排気系における振動予測技術の開発	中川 博史 結城 一敏 秋山 英和 吉本 秀之 桜井 雅人	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
		自動車部品用LCA計算ソフトウェアの開発	井田 誠 須佐 大輔 幕田 実	栃木研究所 栃木研究所 本田技研工業(株)
2000.12.15	自動車技術会中部支部／ 地区講演会(浜松)	D15B型 新リーンバーンエンジンの開発	矢田 茂	栃木研究所

本田技術研究所 論文委員会

委員長	畑中	徹	栃木研究所
副委員長	重成	呂一	朝霞研究所
編集長	鶴賀	孝廣	栃木研究所
委員	赤木	正俊	朝霞研究所
	石井	清	朝霞東研究所
	片野	博樹	栃木研究所
	加藤	幹夫	朝霞研究所
	佐藤	登	栃木研究所
	高堂	純治	和光基礎技術研究センター
	西川	正恭	和光基礎技術研究センター
事務局	青山	登志彦	栃木研究所
	工藤	賢一	和光基礎技術研究センター
	小泉	伸一	朝霞研究所
	白木	晶子	栃木研究所
	杉本	康弘	朝霞東研究所

編集協力 朝霞研究所論文委員会
朝霞東研究所論文委員会
栃木研究所論文委員会
和光基礎技術研究センター論文委員会

編集後記

21世紀のスタートにふさわしく、本Technical Reviewは“ASIMO”の技術紹介を筆頭に構成した。これまでも何度かロボット技術の紹介が候補にあがったものの、実現に結びつかなかった。しかし今回の本号への掲載により、時宜を得た発信にすることができた。

20世紀後半に誕生したTechnical Reviewも、量と質の充実によって21世紀に引き継がれ、その使命を拡大しつつある。そのひとつに2000年より全ての技術紹介と論文が英文化され、Hondaの国内外研究所から技術情報室のホームページへのアクセスによって、より多くの社員が参照できる仕組みを作り上げ効果を発揮している。

また一方では外部の客観的評価もますます高くなってきた。そのバロメータのひとつに、本誌の論文が自動車技術会発行のJSAE Reviewへ、高い掲載率を誇っていることがあげられる。さらには文献として外部機関から引用されるものも目立つようになってきた。同様に、本誌の記事や論文を母体にして国際会議や国内の学術講演会へも発信する機会が増えている。

1999年から年2冊化を図り、現在に至って定着していることを量の拡大と表現するならば、外部からの評価は真に質の向上の証である。エンジニアの研鑽と成果発信、社会への貢献、さらには企業内研究所の使命として、本誌に期待される機能は一層大きくなりつつある。今後も社と個の財産として、本誌の積極的な活用をお願いしたい。

(佐 藤)

Honda R&D Technical Review

©2001 株式会社 本田技術研究所 (禁無断転載)

2001年4月1日 Vol.13 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 028-687-2023
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

Honda R&D Co., Ltd.

