ISSN 0915-3918

HONDA R&D

Technical Review

Vol.11 No.2



October 1999



表紙の言葉



朝霞研究所
星野貴丸

夢を実現できる扉が存在したら。光にあふれ、どんな難しい事でも可能にしてしまう未知の世界。
もしも、あなたがそんな夢の扉を見つけ、あふれる光の中に飛び込んで夢を実現できたなら、そのあとそっと扉は閉めておいて下さい。きっとほかの誰かも夢を追いかけ、その扉を見つけるかもしれないのだから ..。
なんて、そんな事を思いながらイラストを描きました。

Technical Review
Vol. 11 No.2

1999 October

HONDA R&D

目　次

技術紹介

◇超低燃費ハイブリッドカー「インサイト」の開発 …… 福尾幸一・藤村　章・斉藤政昭
角田和彦・瀧口士郎……1

◇４ストローク小型スクータ「ジョルノクレア」の開発 …… 杉岡浩一・関谷義之・林　秀樹
笠　啓次・中島広幸・鳥山正雪……9

◇軽量，コンパクトな「GENE21 シリーズ」ポータブル発電機の開発 …… 田中良男・河内敏文
伊藤慶太・中村政史……15

◇２人乗り小型電気自動車 ICVS「シティパル」の開発 …… 小椋正己・三田義訓・高橋龍夫……23

◇ICVS「シティパル」における自動化技術 …… 武井明彦・荒　晴哉・小林幸男
土佐　貢・橋本英樹・森　直樹……29

◇ICVS「ステップデッキ」用ハイブリッドシステム …… 林　　徹・鈴木　修……37

論文

◇NOx 吸着反応型三元触媒システムの開発 …… 大野弘志・鷹嘴年克・高岡伸明
坂主政浩・杉浦賢司……45

◇触媒後 O_2 フィードバックのための適応スライディングモード制御 第二報
－ 状態予測スライディングモード制御による制御性能の向上 －
安井裕司・赤崎修介・上野将樹・岩城喜久……51

◇拘束率によるエキゾーストマニホールドの熱疲労寿命評価 …… 中田　真・石井和夫・榎本　勝
小西泰則・高橋伸一……57

◇三次元数値流体計算を用いたロックアップクラッチ作動応答性の解析 …… 安部浩也・丸山徹郎
長谷川幸一・近藤　昇……67

◇S2000 におけるスポーティチェンジフィーリング …… 村井章文・岡崎功二・奥野勝則……73

◇ガスタービンエンジンにおける遷音速圧縮機ロータの内部流れ解析 …… 有馬敏幸・園田豊隆
白鳥正利・山口義博……79

◇自動車室内温熱環境を予測するシミュレーションの実用化手法 …… 藤田明浩・金丸純一
中川　洋・尾関義一……89

◇実走行を台上にシミュレーションしたサスペンションブッシュ耐久性評価法 …… 宮本康生・川崎聡志
山本敏文・安保剛将……99

◇ICVS「シティパル」に搭載した自動運転システム：隊列回送機能 …… 田村和也・石山真人
藤巻　朋・望月和彦……107

◇サイドエアバッグ用乗員姿勢検知システム（OPDS）の開発 …… 福井　努・小代田信洋・磯永一誠
上地幸一・伊能　隆……113

◇ICVS「ステップデッキ」に適用したCAE衝突挙動予測技術…… 清田　悟・山崎　健・関田孝人
藤原清隆・中村豊一……121

◇統計的エネルギー解析手法（SEA）を用いたロードノイズ解析…… 見坐地一人・斎藤寿信
来原裕司・山下　剛……129

◇エンジン部品振動解析へのBBA手法の適用 …… 銭場克己・高橋勝雄・坂口元康・山岸　仁……135

◇0W-20低粘度エンジンオイルの省燃費効果 …… 田中秀樹・長島　隆・佐藤孝之・川内昌司……143

◇チクソ成形による車体継手部品の開発 …… 斉藤信広・中村武義・大谷輝幸
黒木盛男・増田栄二・井手籠　隆……149

◇アルミニウムコンデンサの孔食成長挙動の解析と耐食性評価技術の確立 …… 植木光彦・熊田正隆……159

CONTENTS

Introduction of new technologies

◇ Development of the Ultra-Low-Fuel-Consumption Hybrid Car — INSIGHT
…… Koichi FUKUO, Akira FUJIMURA, Masaaki SAITO
Kazuhiko TSUNODA, Shiro TAKIGUCHI …… 1

◇ Development of a Scooter with 4-Stroke Engine — GIORNO Crea
…… Koichi SUGIOKA, Yoshiyuki SEKIYA, Hideki HAYASHI
Keiji KASA, Hiroyuki NAKAJIMA, Masayuki TORIYAMA …… 9

◇ Development of the Lightweight and Compact Portable Generators — GENE21 Series
…… Yoshio TANAKA, Toshifumi KOUCHI
Keita ITO, Masashi NAKAMURA …… 15

◇ Development of the 2-Seater Small Electric Vehicle — ICVS City Pal
…… Masami OGURA, Yoshinori MITA, Tatsuo TAKAHASHI …… 23

◇ Intelligent System Technologies on the ICVS City Pal
…… Akihiko TAKEI, Haruya ARA, Sachio KOBAYASHI
Mitsugu TOSA, Hideki HASHIMOTO, Naoki MORI …… 29

◇ Development of a Hybrid System for the ICVS Step Deck …… Akira HAYASHI, Osamu SUZUKI …… 37

Technical papers

◇ Development of NOx Adsorption Reduction Type Three Way Catalyst System
…… Hiroshi OHNO, Toshikatsu TAKANOHASHI, Nobuaki TAKAOKA
Masahiro SAKANUSHI, Kenji SUGIURA …… 45

◇ Adaptive Sliding Mode Control for Secondary O_2 Feedback, A Second Report
— Improving Control Performance Using Prediction Type Sliding Mode Control —
…… Yuji YASUI, Shusuke AKAZAKI
Masaki UENO, Yoshihisa IWAKI …… 51

◇ Evaluation of Thermal Fatigue Life on the Exhaust Manifold by Analyzing Restraint Ratio
…… Makoto NAKADA, Kazuo ISHII, Masaru ENOMOTO
Yasunori KONISHI, Sinichi TAKAHASHI …… 57

◇ Analyzing Responsiveness of Lock-up Clutch by Applying Three Dimensional Computational Fluid Dynamics
…… Hiroya ABE, Tetsuro MARUYAMA
Kohichi HASEGAWA, Noboru KONDOH …… 67

◇ Sporty Shifting Feel of the HONDA S2000
…… Akihumi MURAI, Kouji OKAZAKI, Katsunori OKUNO …… 73

◇ Numerical Investigation of Transonic Compressor Rotor Flow in a Gas Turbine Engine
Toshiyuki ARIMA, Toyotaka SONODA
Masatoshi SHIROTORI, Yoshihiro YAMAGUCHI ····· 79

◇ A Practical Method of Numerical Simulation to Predict Thermal Environment Conditions of Car Cabin
Akihiro FUJITA, Jun-ichi KANEMARU, Hiroshi NAKAGAWA, Yoshiichi OZEKI ····· 89

◇ Durability Evaluation Method on Suspension Bushing by Simulating Actual Vehicle Suspension Behavior to Test Rig
Yasuo MIYAMOTO, Satoshi KAWASAKI
Toshifumi YAMAMOTO, Takayuki ANBO ····· 99

◇ Autonomous Vehicle Control System of ICVS City Pal: A Platooning System
Kazuya TAMURA, Mahito ISHIYAMA
Tomo FUJIMAKI, Kazuhiko MOCHIZUKI ····· 107

◇ Occupant Position Detection System For Side Airbag System
Tsutomu FUKUI, Nobuhiro KOYOTA, Kazutomo ISONAGA
Koichi KAMIJI, Takashi INO ····· 113

◇ Simulation Technique for Crashworthiness Applied to the ICVS Step Deck
Satoru KIYOTA, Takeshi YAMAZAKI, Takahito SEKITA
Kiyotaka FUJIHARA, Toyokazu NAKAMURA ····· 121

◇ Analysis of Vehicle Road-Noise Using Statistical Energy Analysis
Kazuhito MISAJI, Toshinobu SAITO
Yuji KURUHARA, Tsuyoshi YAMASHITA ····· 129

◇ Building Block Approach Method Application to Powertrain Component Vibration Analysis
Katsumi SEMBA, Katsuo TAKAHASHI
Motoyasu SAKAGUCHI, Jin YAMAGISHI ····· 135

◇ Effect of 0W-20 Low Viscosity Engine Oil on Fuel Economy
Hideki TANAKA, Takashi NAGASHIMA
Takayuki SATO, Syouji KAWAUCHI ····· 143

◇ Development of Frame Joint Parts by Thixocasting
Nobuhiro SAITO, Takeyoshi NAKAMURA, Teruyuki OHTANI
Morio KUROKI, Eiji MASUDA, Takashi IDEGOMORI ····· 149

◇ Analysis of Pitting Corrosion Growth Behavior of Aluminum Condensers and Establishment of Corrosion-Resistant Evaluation Method
Mitsuhiko UEKI, Masataka KUMATA ····· 159

超低燃費ハイブリッドカー「インサイト」の開発

Development of the Ultra-Low-Fuel-Consumption Hybrid Car – INSIGHT

福尾幸一* 藤村章* 斉藤政昭*
Koichi FUKUO Akira FUJIMURA Masaaki SAITO
角田和彦* 瀧口士郎*
Kazuhiko TSUNODA Shiro TAKIGUCHI

要　旨

地球環境への対応としてCO_2の削減すなわち低燃費化に対して，ホンダの代表的低燃費車であるCIVICのさらに1／2を目標として開発に取り組んだ．新しい概念のハイブリッドパワートレーンと，エンジンの熱効率向上，車体の軽量化と空力抵抗低減など多くの新技術を開発することによって，10・15モードにおいて35km/Lという低燃費性能を実現した．あわせて排気性能は平成12年規制値の1／2という低エミッション性能を確保した．リサイクル性，衝突安全性能，および走りとスタイリングにも十分な配慮をして，先進性のある超低燃費ハイブリッドカーとすることができた．

ABSTRACT

For the global environment preservation, the model has been developed with the objective of reducing CO_2 in the exhaust, in other words, sparing on fuel, to 1/2 of Honda's typical low-fuel-consumption car CIVIC. A variety of new technologies have been developed on the basis of new scheme of hybrid power train, e.g. relating to improvement in thermal efficiency for engine, weight reduction for vehicle body and reduction of aerodynamic drag, resulting in extreme fuel economy of 35km/L at 10-15 mode. Also, the exhaust emission attains as low as 1/2 of 2000 Japanese exhaust emission regulation. Additionally, due consideration was given to its recycling capability, safety performance in crash, comfortable running and the styling to be highly sophisticated ultra-low-fuel-consumption hybrid car.

1．はじめに

環境問題への対応として，自動車の低燃費化および排気エミッション低減に対する要求はますます強まってきている．

ホンダではすでにVTEC(Variable valve timing and lift electronic control system)[1]，メタルハニカム触媒[2]と始動後急速暖機システム[3]などの技術により，平成12年規制値の1／2という低エミッションレベルを達成した量産車を世の中に送り出してきているが，このたび環境対応のもう一つの大きなテーマであるCO_2の削減，すなわち低燃費化に対して従来にない高い目標を掲げて取り組んだ．

そのためにパワートレーンとしてハイブリッドシステムの新しい概念を生み出し，エンジン本体の効率向上，車体の軽量化と空力抵抗低減など多くの新技術を開発することによって，10・15モードにおいて35km/Lという低燃費性能を実現したので報告する．

2．開発の目標とコンセプト

今回の開発の目的は低燃費化の追求であり，ホンダの代表的低燃費車であるCIVICのさらに1／2という，世界で最高の低燃費性能を目標として設定した．

その際に，ややもすると低燃費化のために犠牲にされがちな排気性能についても，すでに他の量産車で達成している低エミッション性能を確保することとした．

また排気エミッション，CO_2と並んで重要な環境対応課題であるリサイクル性にも配慮し，衝突安全性能，および車両としての基本的特性である走りとスタイリングにも十分な配慮をした．

以上をまとめると，今回の開発のコンセプトは次のようになる．

・世界最高の低燃費性能
・排出ガスクリーン性能
・優れたリサイクル性
・世界最高水準の衝突安全性能
・先進のスタイリング

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_2_1

・実用的で軽快な走り
・２シーターパーソナルユーティリティ空間

３．低燃費化の方針

目標として設定した低燃費化の方針を決定するために，ベース車である1.5Lエンジン搭載のCIVICの走行エネルギー消費についての詳細な分析を行い，各種のシステムについて検討を行った．その結果，低燃費化を含む前述の多くの目標を達成するにはFig.1に示すように，
・エンジン自体の熱効率の向上
・ハイブリッドパワートレーンによる制動エネルギーの回収とアイドルストップ
・軽量化，および空力抵抗，転がり抵抗低減などの車体技術
で約1／3ずつを分担する必要があることが分かった．

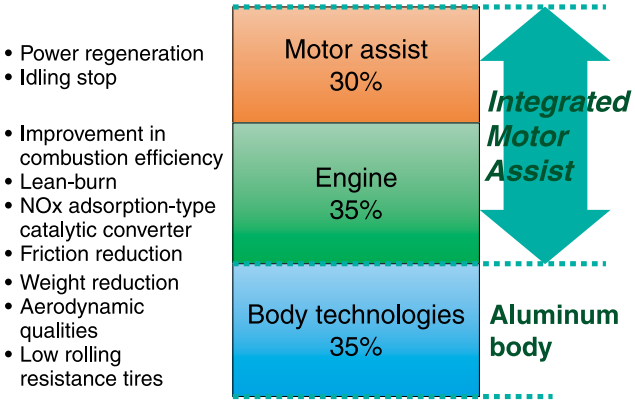


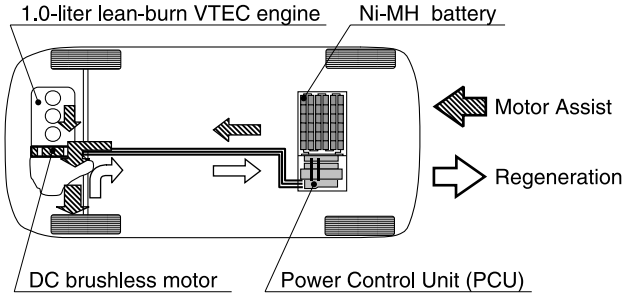
Fig.1 Rate of contribution to achieve an improvement in fuel economy (10-15 mode)

４．ハイブリッドパワートレーン

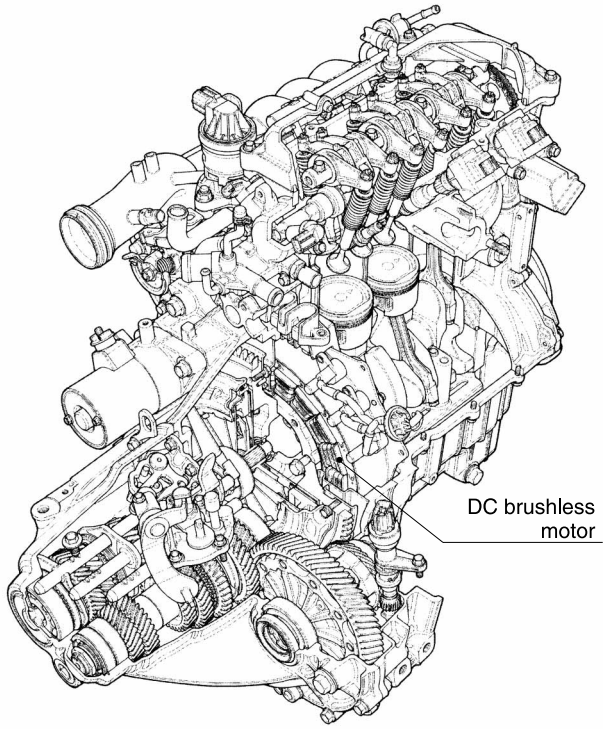
４．１．システム構成

駆動システムはFig.2に示すように主動力源をエンジンとし，加速力が必要な時にモータを補助動力源として使用するハイブリッドシステムとして，IMA(Integrated Motor Assist)システムと称した．エンジンとトランスミッションの間にDCブラシレスモータを配置したパラレルハイブリッド方式を採用し，モータを補助動力源としてのみ使用しているためシステム全体がシンプルになり，モータ，バッテリ，PCU(Power Control Unit)の小型・軽量化が可能となった．

加速時にはアクセル開度，エンジン，バッテリなどの状態から補助駆動(以下，アシスト)量を演算し，PCUでバッテリからの電流量を制御してモータを駆動する．また減速時にはブレーキ踏力と車速に応じた回生制動(発電による車両の運動エネルギーの回収)を行ない，ニッケル水素バッテリに充電する．



System construction



Engine, motor, and transmission
(5-speed manual transmission)

Fig.2 IMA (Integrated Motor Assist) system

４．２．モータアシスト機構

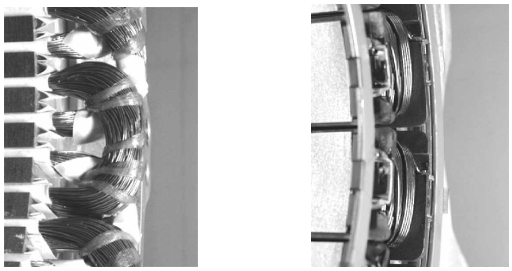
IMAシステムのモータアシスト機能を加速時のアシストと減速時の回生に限定して，次の２点を図った．
・シンプルで小型な構造
・車両重量の10%以下のシステム重量

４．２．１．薄型DCブラシレスモータ

アシストとエネルギー回生の機能を持つモータは，最大10kWの出力を持つ，高効率，小型軽量な永久磁石型三相同期電動機である．パワートレーンを小型化するため，モータの幅を薄くすることに重点を置いた．

クランクシャフトに直結されたロータは，ロストワックス精密鋳造を用いて強度を向上させるとともに，鍛造品に対し約20%軽量化した．ロータ磁石は電気自動車のEV PLUSでも採用したネオジウム系焼結磁石をさらに改良し，約８%の性能向上と耐熱性向上を実現した．その結果，

モータの冷却システムを必要としない構造にできた．ステータは分割型とし，Fig.3に示すように従来のコイルの波巻き方式に比べ小型で効率のよい突極集中巻きを可能にした．また，ステータの各コイルに通電するハーネスを銅の板で成形した集中配電バスリングとすることで非常に小型でシンプルな構造とし，厚さが従来より40%小さい60mmという薄型のモータを実現した．



Wave winding (Conventional)　　Salient pole winding (Developed)

Fig.3　Comparison of winding

４．２．２．ニッケル水素(Ni-MH)バッテリ

モータアシスト用のバッテリには，充電状態によらず出力特性が安定していて耐久性にも優れるという特徴を有し，EV PLUSでも実績のあるニッケル水素バッテリを採用して，形状を角型から円筒形とすることで小型・軽量化した．このバッテリパックは単一サイズのセル６個を直列に接続して１モジュールとし，このモジュールを格子状に20本並べて一体化した構造である．1.2Vのセル120個を直列接続しており，バッテリパックの総電圧は144Vである．

４．２．３．パワーコントロールユニット(PCU)

モータのアシスト／回生や12ボルト電源への供給を精密にコントロールするPCUは，冷却機能を内蔵型とすることで軽量化と高効率化を図った．冷却システムを一体化し，効率の高い冷却フィンとマグネシウム製のヒートシンクケースを採用することで大幅に軽量化した．

PCUの中で最も重要なモータ駆動用のインバータについては，EV PLUSでは三相交流を発生させるためのスイッチング素子が別体となっていたものを一つのモジュールにし，駆動回路をIC化することで小型化した．この効果で大幅な軽量化と共に電力変換効率が向上し，さらに位相コントロールを行い常に効率よくモータを駆動することにより，発熱量を低減し，冷却システムを軽量でシンプルな空冷とすることができた．

４．３．減速エネルギー回収

回生制動によるエネルギー回収量を増加させることにより，加速に使用できる電気エネルギーを増加することが可能となり，燃料消費量を削減できる．走行抵抗およびエンジンブレーキによる抵抗を削減することは回生エネルギーを増大させるのに有効で，特にエンジンの排気量を小さくすることは重要な要素である．さらにIMAシステムではエンジンおよびトランスミッションの仕様を最適化することにより減速エネルギーの回収量増大を図った．

４．４．エンジンの小排気量化

上で述べたようにエンジンの排気量を小さくすることはハイブリットシステムで燃費を向上する最も重要な要素であるが，車両としての動力性能を損なう要因にもなりうる．IMAシステムでは，低回転域ではトルクが大きいことが特徴であるモータでアシストし，高回転域ではVTECエンジンの特徴をいかすシステムとすることで，Fig.4に示すように十分な動力性能を確保し，1.0Lという小排気量のエンジンの採用を可能とした．

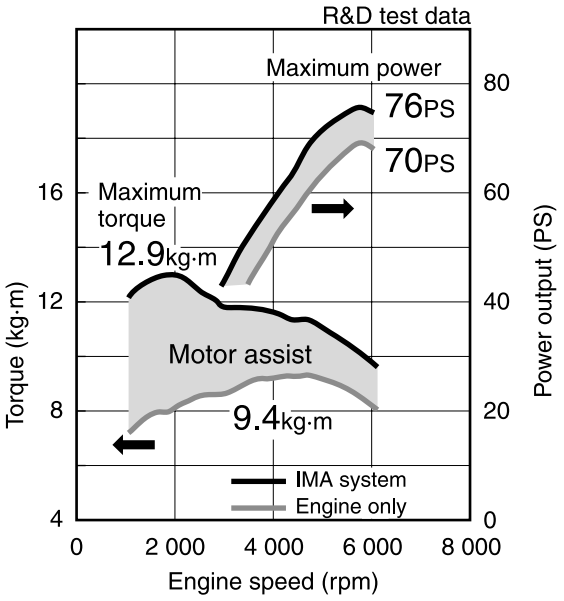


Fig.4　Output performance of IMA system

４．５．エンジンの希薄燃焼化

スロットル開度に対応したモータアシストでリニアなトルク特性とすることによりドライバビリティを向上させるとともに，エンジンにとって高負荷となる加速時にもモータアシストすることにより希薄燃焼領域を広げ，効果的に燃料消費量を削減することができた．

４．６．アイドリング停止システム

車両停止時にエンジンを停止することは燃料の浪費を抑制する有効な手段である．モータでエンジンを600rpm以上にクランキングしてファイアリングを行なうことにより，始動時の燃料量を多くすることなく始動することが可能となり，燃料消費量を削減することができた．

ホンダマルチマチック(CVT)車でのアイドリング停止を可能にするために，油圧応答性を高めたアクチュエータお

よび油路の採用で再始動時の応答性を高め，電子制御式発進クラッチを高精度に制御することにより，アイドリング停止・発進制御を可能にした．

またマニュアルトランスミッション車においても，ニュートラルスイッチおよびクラッチペダルスイッチを新設し，車両走行状態と運転操作状態とを合わせて総合判定することにより，アイドリング停止制御を可能にした．

5．エンジン

次の三点に主眼をおいてエンジン開発を行い，車両としての低燃費化を図った．

・燃焼の改良
・機械損失の低減
・小型・軽量化

また排気エミッションの目標値は

・平成12年国内排ガス規制値の1／2

とした．

5．1．エンジンの概要と主要諸元

エンジンの諸元をTable 1に，主要技術をFig.5に示す．燃焼室のS/V比と機械損失低減の観点から３気筒を選定した．

燃焼室のコンパクト化とピストンの機械損失のバランスからストローク／ボア比1.13のロングストローク仕様を選定した．広い運転域での低燃費と低排気エミッションを両立させるためにバルブ休止VTEC機構での吸気スワールによる希薄燃焼方式を選定し，かつ出力も確保した．

5．2．燃焼の改良

本エンジンの特徴は希薄燃焼技術で燃焼を大幅に改良させたことである．シリンダ内の混合気乱れとスワールをより強化する新スワールポート，および図示熱効率を向上させるコンパクトな燃焼室と高圧縮比を採用した．その結果，従来の希薄燃焼に比べて大幅に燃焼時間が短くなり，より希薄な領域での燃焼が可能となって燃料消費率が大幅に低減した．

この燃焼室は従来のVTEC希薄燃焼技術をベースに進化させたものである．従来のVTEC-Eでは吸気バルブの一つをほとんど休止させることでスワールを発生させているが，本エンジンでは，さらに吸気バルブと吸気ポートをより垂直方向に立て，シリンダ内に流れ込む混合気に強い渦を発生させている．

従来のVTECでは，インレットロッカアーム，エキゾーストロッカアームそれぞれが１本ずつのロッカシャフトに支持された構成としていたが，本開発のVTEC機構では，１

Table 1 Engine specification

Engine type		Water-cooled gasoline engine
Cylinder layout		In-line 3-cylinder
Bore × stroke	(mm)	ø72 × 81.5
Displacement	(cm^3)	995
Compression ratio		10.8
Valve train		SOHC VTEC 4 valves per cylinder
Cam shaft drive train		Chain drive
Maximum power	(kW/rpm)	51/5 700
Maximum torque	(N·m/rpm)	92/4 800

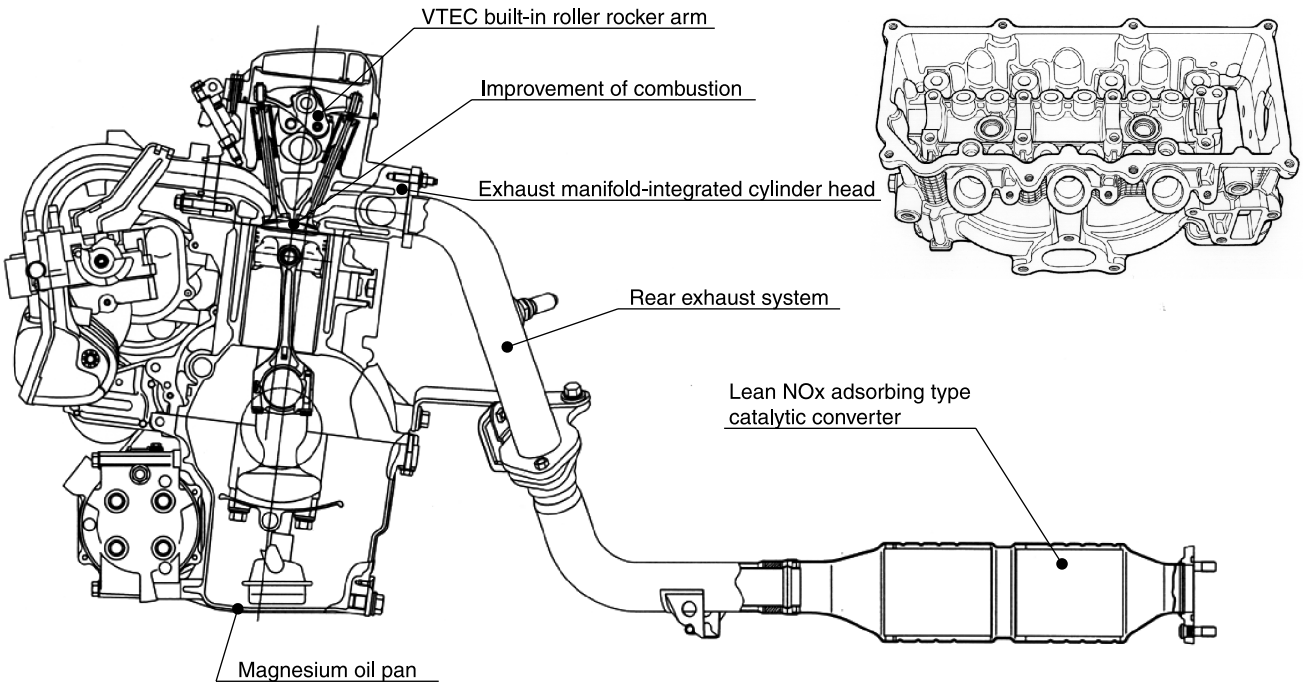


Fig.5 Main technologies of the engine

本のロッカシャフトに統合することで大幅な小型化を実現し，バルブの挟み角を46 から30 まで狭くすることで強いスワールを発生するポート形状とコンパクトな燃焼室を可能とした．

５．３．機械損失の低減

燃焼の改良とともに，機械損失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，

・ローラ同軸VTEC
・ピストンのマイクロディンプル処理
・オフセットシリンダ構造
・低張力ピストンリング
・浸炭コンロッド

などを採用している．

ローラ同軸VTEC構造はS2000で採用された技術[2)]をシングルカムのVTEC機構に応用したもので，ロッカアームのカムシャフトとのしゅう動部にニードルベアリングを採用し，カムシャフトの駆動損失を約70％低減した．またVTECの切換ピストンをローラベアリングのインナシャフトに内蔵することで小型・軽量化している．

ピストンのマイクロディンプル処理はピストンスカート部に表面処理を施して微少なくぼみを作り出すもので，これによりシリンダとの間の油膜保持性能を高めてフリクションを約30％低減できた．

これらの技術によりエンジン全体として従来の1.0Lクラスのエンジンと比較して10％以上のフリクション低減を得た．

５．４．軽量化

本エンジンでは ほとんどの部品について構造および材料から見直し，1.0Lクラスとして世界最軽量のエンジンとすることを目標とした．

浸炭コンロッドはS2000でも採用されており，浸炭処理による強度向上がエンジンの高回転化に大きく寄与している．本エンジンではその高強度技術をスリム化設計に応用することにより，従来のコンロッドに比べ約30％軽量化した．

オイルパンはこれまで鉄板やアルミニウム合金製がほとんどであった．マグネシウム材は，従来は120℃以上でクリープ強度が大きく低下して高温になるエンジンオイルに対する耐熱性が不十分であったが，クリープ強度を150℃まで向上させてオイルパンへの使用を可能にした．電蝕対策としてはアルミニウム製ワッシャを挟んでスチールボルト締結とした．重量はアルミニウム製に比べ約35％低減し，ほぼ比重の比率で軽量化された．

樹脂部品の適用拡大としては，インテークマニホールド，シリンダヘッドカバー，ウォータポンププーリや吸入系部品を弾性樹脂材料製とした．

エンジン単体の乾燥重量は60kg以下で，1.0Lクラスでは世界最軽量である．

５．５．排ガス性能

高い熱効率を得つつNOxを低減させるために，希薄燃焼と触媒機能を両立させる技術を適用した．

排気系をエンジンの後方に配置する後方排気システムを採用するとともに，エキゾーストマニホールド一体シリンダヘッドおよびリーンバーン対応NOx吸着型触媒を新たに開発した．

５．５．１．エキゾーストマニホールド一体シリンダヘッド

従来のシリンダヘッドでは排気ポートがシリンダごとに独立しており，その排気ポートを１本に集合するエキゾーストマニホールドがヘッドに取り付けられているが，本開発のヘッドではFig.5に示すように排気ポートをヘッド内で１本に集合させる構造とし，大幅な軽量化を実現するとともに，その放熱面積を小さくすることで排ガスの熱損失を低減し触媒の早期活性化を可能にした．

５．５．２．NOx吸着反応型三元触媒[4)]

この触媒の特徴はNOxを触媒表面に吸着する機能を有することで，高温の耐久性にも優れている．希薄燃焼運転時にはNOx排出量は減少するものの，排ガス中に酸素が多く含まれているので通常の三元触媒ではNOxはほとんど還元されない．それに対し本触媒では，希薄燃焼運転時にNOxを吸着し，吸着されたNOxは理論空燃比での運転時に還元されてN_2として排出される．この吸着型触媒により，希薄燃焼運転中のNOx排出量が従来の三元触媒に比べ1／10に低減された．

従来の三元触媒ではNOx排出量を減らそうとすると希薄燃焼運転領域が限定されて燃費の悪化を招くが，吸着型触媒の採用でNOxを低減しながら希薄燃焼を維持し，燃費の悪化を防ぐことが可能となった．

これによりCO，HC，NOxともに平成12年排ガス規制値の1／2レベルとすることができた．また本エンジンは米国カリフォルニア州のULEV規制にも対応可能であり，全世界の排気エミッション規制に適合している．

６．ボデー

目標とする低燃費性能を実現するとともに車両としての基本要件を満たし，かつ実用的なコストに抑えるために，次に示す開発目標を設定した．

・大幅な軽量化：CIVIC３ドアに比較しボデー単体で50％低減
・高いボデー剛性
・最高水準の衝突安全性能
・設備投資および部品点数の削減

1990年に開発されたアルミニウムボデーのNSXでは，鋼

構造で通常使われるモノコック構造をほぼそのままにして，アルミニウム化により約40%の軽量化を達成した．しかしながらアルミニウム板材のプレス成形性，溶接性の制約等から生産タクト，部品点数，溶接点数が増加し，また金型投資が大きいために少量生産ではコストが高くなることが課題であった．

一方，近年使われ始めたアルミニウムスペースフレーム構造は，モノコック構造に比べアルミニウムの特質をより広く活用しうるアルミニウム押出し成形材を用いて軽量・高剛性化を実現しようとするもので，ボデーのアルミニウム化に対する一つの回答である．しかしながら綿密な検討の結果，スペースフレーム構造では外板パネルや各種機能部品取り付けのための締結部品等が必要となり，結果として目標コストを達成できないことが分かった．

６．１．アルミニウムハイブリッドボデー構造

モノコック構造とスペースフレーム構造の両者の長所を組み合わせ，アルミニウムの特質を十分にいかし，プレス成形，押出し成形，鋳造の三つの成形方法を最適に組み合わせて，剛性，衝突安全性能とともに低コストおよび生産性をも満足するアルミニウムハイブリッドボデー構造を開発した．その考え方は，

・複雑な断面形状の成形が可能な押出し形材の適用を拡大して，重量を低減しつつ十分な強度と剛性を確保し，
・鋳造部品を継手に採用して結合剛性の向上と部品取付け等の機能を集約して，部品点数とコストを削減し，
・プレス部品の適用を減らして，製造コストを低減させる．

というものである．

アルミニウム材料の成形法別の適用部位と割合をFig.6に示す．同図のように骨格をストレートまたは曲率変化を極めて少なくスムースに通し，機能集約した鋳造部材及び骨格同士の直接結合により高効率な結合とした．これによりサスペンションからの入力や衝突エネルギーを効率良く受け止め，荷重を骨格全体に分散させる構造としている．

また押出し材と鋳造部品の採用により，NSXのアルミニウムモノコックボデーに比べ部品点数で約15%，溶接点数で約24%を削減し，ホワイトボデー単体重量ではシビック３ドアに比較して約47%軽量化した．

６．２．ボデー剛性と衝突安全性能

６．２．１．ボデー剛性

アルミニウムは鋼に比べてヤング率が約1／3と低いため，押出し成形材の断面を入力の大きい方向に厚く偏肉させて骨格部材の剛性を確保した．その押出材骨格を鋳造部品で十分な重ね代によって剛性高く結合し，軽量なアルミニウムボデーでも鋼構造ボデーと比べて剛性の高いボデーとすることができた．

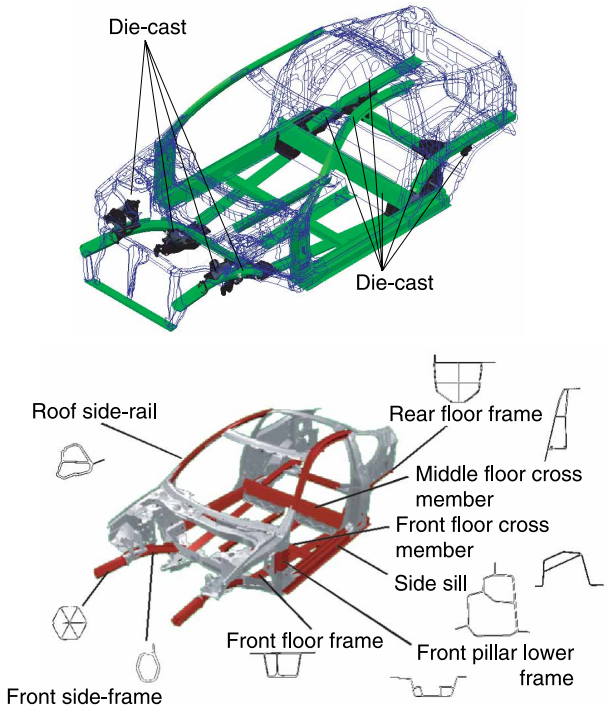


Fig.6 Aluminum hybrid body of INSIGHT

６．２．２．衝突安全性能

サイドフレーム先端やリヤフレームの衝突エネルギー吸収部材としては，アルミニウム押出し材の特性をいかした多角形リブ構造断面を採用した．く形板の平均応力と板厚幅比の関係[5]に基づいて，板厚幅比を約５%にすることでFig.7に示すように安定的に圧縮崩壊させて衝突時のエネルギーを効率よく吸収できるよう断面を設定した．

この方法により，サイドフレーム先端部の場合で鋼構造ボデーフレームに対し50%のエネルギ吸収量増加と37%の重量低減を得た．

前面衝突に対しては，サイドフレームを前後二分割として，先端部は安定的に圧縮崩壊し，後半部は屈曲して車体への侵入と衝撃を緩和するように，Fig.8に示すように先端部と後半部の異なる押出し材を鋳造部品で結合する構造とした．

後面衝突についても同様の考え方でフレーム断面を設定して，エネルギー吸収効率を高め大幅に軽量化した．

以上の構造により，前述の大幅な軽量化を実現しながら日，米，欧の法規速度を上回る64km/h前面オフセット衝突テストや55km/h前面フルラップ衝突テストをはじめとする高い社内基準を満足した．

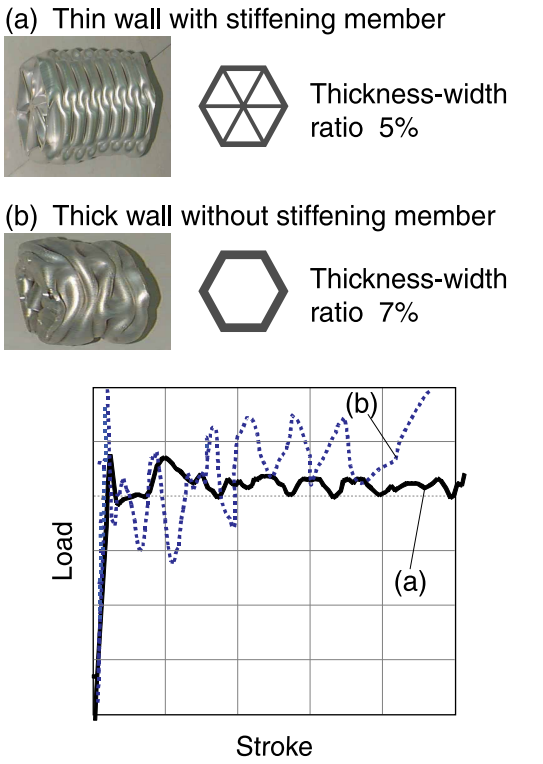


Fig.7 Effect of stiffening member

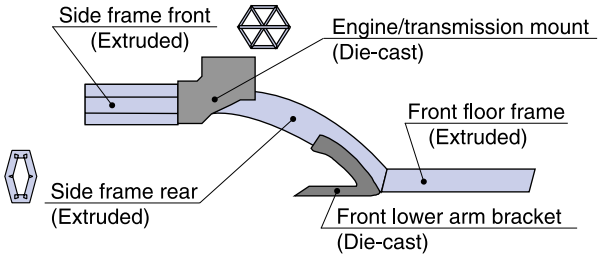


Fig.8 Construction of front side frame

7．空気抵抗低減技術

走行抵抗の低減を図るため，デザインにおいてはイメージスケッチの段階から空力特性を優先した理想的なフォルムをめざした．

空力性能は一般的に全長が大きい方が有利とされている．一方，コンパクトなボデーサイズで高い空力性能を得るためには空気の流れをフロントからリヤおよびサイドへといかにスムースに流すかが重要な課題となる．そこでFig.9に示すようにリヤトレッドをフロントよりも狭くしてリヤサイドを絞り込むとともに，車体上面の空気の流れに配慮したルーフ形状とした．さらに車室内のヘッドクリアランスを十分に確保した上で，前面投影面積をできる限り小さくして空気抵抗を低減させた．

またサイド部ではフロントフェンダの形状の最適化とリヤホイールスカートの採用によって，空気をボデーに沿わせて流すとともにタイヤへの抵抗を抑制し，ボデーの下面全体を平たんにして整流効果を高めている．

その結果，同図に示すようにCd値が0.25という量産車としては非常に高い空力性能を得た．

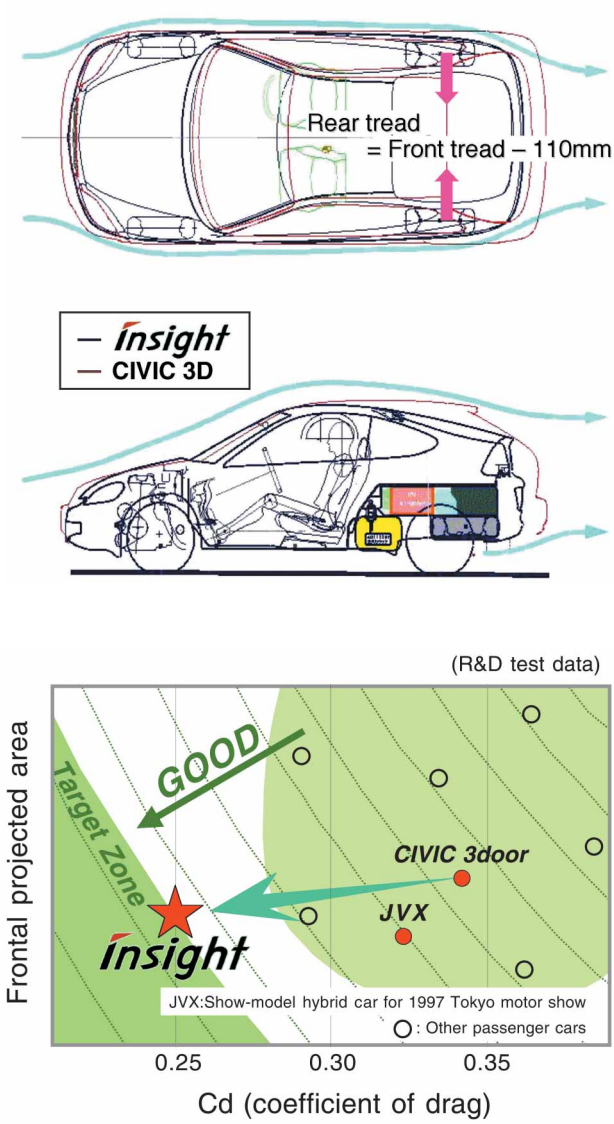


Fig.9 Aerodynamic characteristics

8．その他の技術

8．1．タイヤおよびホイール

タイヤはコンパウンドを新規に開発することにより，ウェット性能を確保しつつ，転がり抵抗を従来の同サイズのものに比較して約40%低減させた．これにより10・15モードにおける燃費で約４%の低減効果を得ている．

ホイールは鋳造アルミニウム製とし，従来の同サイズのアルミニウムホイールに比較して約40%軽量化するとともに，デザインもディシュタイプとして空気抵抗を低減させている．

8．2．シャシの軽量化

サスペンションはシンプルな構造に加え，ナックル部やロアアームにアルミニウム鋳造材を，ストラットダンパのダンパロッドに中空パイプを採用して軽量化を図っている．また

ブレーキペダル(およびマニュアルトランスミション車ではクラッチペダル)のペダルアームをアルミニウム製とした．

燃料タンクは高密度ポリエチレン製とし，オートマチックトランスミッション車ではフットレストも樹脂製にするなどして，シャシ全体でCIVICに比較して約80kg軽量化している．

８．３．ステアリングにおける軽量化と燃費低減

小型で軽量なピニオン軸タイプとし，パワーステアリングにはパワーロスの少ない電動パワーステアリングを採用して燃費低減を図った．さらにステアリングホイールには軽量なマグネシウム合金を採用している．

９．むすび

世界で最高の低燃費性能を実現するという目標のために，新しい概念のハイブリッドパワートレーンを考案し，そのシステム要素，エンジン本体，ボデーおよびシャシ等についても高度な目標を設定して開発を進めた．

多くの新規技術開発の結果，1.0Lエンジンながら1.5Lエンジンなみの動力性能と，低燃費化と相反する要素を持つ排気エミッションについても平成12年規制値の1／2という低エミッション値を満たしつつ，目標とした35km/Lという低燃費性能を達成した．

スタイリングは空力特性の追求の結果得られたフォルムをベースとして，Fig.10に示すように未来感とダイナミックスさにあふれるものとし，リサイクル性，衝突安全性能，および車両としての基本的特性である走りにも十分な配慮をした超低燃費ハイブリッドカーとすることができた．



Fig.10 Appearance of the HONDA INSIGHT

本開発は社内外の多くの方々から多大のご協力をいただ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．

参考文献

1）Hosaka, T., Hamazaki, M.: Development of the Variable Valve Timing and Lift (VTEC) Engine for the Honda NSX, SAE Paper 910008

2）明本禧洙，上島英夫，川口 仁，天川 豊，松本誠司，中村健佐，佐藤利行：S2000用高出力低エミッションDOHC-VTECエンジンの開発，HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.1, p.29-38 (1999)

3）上野将樹，赤崎修介，安井裕司，岩城喜久：吸入空気量と点火時期の適応制御による始動後急速暖機システム，HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.1, p.73-78 (1999)

4）大野弘志，鷹嘴年克，高岡伸明，坂主政浩，杉浦賢司，NOx吸着反応型三元触媒システムの開発，HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.2, p.45-50 (1999)

5）Satoh, T., Takada, K.: Collapse and Energy Absorption of Thin-Walled Frame with Polygonal Section, 96-S3-W-19, 15th International Technical Conference on Enhanced Safety of Vehicles, p.518-524, Melbourne, Australia, 1996

■著 者■


福尾幸一


藤村 章


斉藤政昭


角田和彦


瀧口士郎

４ストローク小型スクータ「ジョルノクレア」の開発

Development of a Scooter with 4-Stroke Engine – GIORNO Crea

杉岡浩一* 関谷義之* 林 秀樹*
Koichi SUGIOKA Yoshiyuki SEKIYA Hideki HAYASHI
笠 啓次* 中島広幸* 鳥山正雪*
Keiji KASA Hiroyuki NAKAJIMA Masayuki TORIYAMA

要 旨

ジョルノクレアは，クリーン(低排気エミッション)，エコノミー(優れた燃料経済性)，サイレント(静粛)，タフネス(優れた耐久性)を主眼に開発した排気量50ccのスクータである．エンジンは，水冷４ストロークで有害な排出ガス低減のためにエアインジェクションシステム，スロットルセンサ付きCVキャブレタなどを採用し，生産性を高めるために３分割のモジュール構造を採用している．フレームは，アルミニウムダイキャスト製で前後２分割のモジュール構造を採用している．また，信号待ち，渋滞などの停車時に自動的にエンジンを停止させ，燃料の消費と排出ガスの発生を抑制するアイドルストップシステムも導入した．

ジョルノクレアからのCOとHCの排出量は，1998年の国内排出ガス規制値の約１/２に抑制させるとともに，従来の２ストローク車に対して約30%の燃費の改善が図られている．

ABSTRACT

"GIORNO Crea" is a scooter with 50 cm^3 engine displacement developed aiming to achieve clean (low exhaust emissions), economy (enhanced fuel economy), silent (reduction of noise emission) and toughness (high endurance). The engine is a liquid cooled 4-stroke type, and an air injection system, CV type carburetor with throttle sensor, and so on are adopted it to reduce harmful exhaust emissions. Moreover, a module construction divided into three is applied to the engine for a high productivity. The frame is made of aluminum alloy die-casting, and applies a module construction divided into two of front and rear. An idling stop system is also installed to reduce fuel consumption and exhaust emissions by means of an automatically engine stop while the scooter is stopping due to a traffic signal, traffic jam, and so on.

Volume of exhaust emissions of CO and HC from GIORNO Crea was reduced to approximately one half of the limit by 1998 exhaust emission regulation in Japan, and fuel economy was enhanced to approximately 30% compared with 2-stroke engine scooter.

１．はじめに

スクータは機動性に優れた利便性の高い乗り物で，通勤，通学，買い物などの手軽な交通手段として幅広く利用されており，今後もその役割がますます高まるものと考えられる．一方，環境保全への社会的な要請が高まるなかで，スクータを含む二輪車にも排出ガスのクリーン化が求められている．ホンダは創業期より，４ストロークエンジンへのチャレンジを通して環境への取組みを続けてきた．小排気量二輪車の大半が２ストロークエンジンを採用していた1958年，静粛，低排出ガス，優れた燃費性能，耐久性などの特徴をもつ４ストロークエンジンに着目し，50ccのスーパーカブC100を発売し，その後も数かずの４ストロークエンジン搭載車を市場に送り出してきた．

このような経緯を踏まえて，ジョルノクレアの開発方針は，「最新の４ストロークエンジン技術を駆使し，環境対応・基本性能における今後の方向性を示すスクータを具現化する」とした．

２．開発の狙い

ジョルノクレアの開発にあたっては，「クリーン，エコノミー，サイレント，タフネス」を主眼に，これらの性能を高次元で達成させるとともに，エンジンとフレームのモジュール化を進めることによって生産性を高めることを，狙いとした．

(１)クリーン：新開発の水冷４ストロークエンジン，アイドルストップシステムの採用などにより，1998年の国内排出ガス規制値を大幅に下回る．

＊朝霞研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_2_2

(2)エコノミー：2ストロークエンジン搭載車に対して圧倒的な低燃費を達成する．
(3)サイレント：水冷4ストロークエンジンによる低排気音，新開発のACGスタータによる低始動音などにより静粛化を図る．
(4)タフネス：4ストロークエンジン技術の採用により，高い耐久性を達成する．

3．機種概要

ジョルノクレアの外観をFig.1に，主要諸元をTable 1に示す．スタイリングは，ややレトロ調な雰囲気を表現しながら軽快感のある柔らかなデザインで，ターゲットユーザとして想定した10代後半から20代前半の若者のファショントレンドを反映したものとしている．



Fig.1 External view of GIORNO Crea

Table 1 Major specifications

Items		Specifications
Overall length	(mm)	1 685
Overall width	(mm)	630
Overall height	(mm)	1 005
Wheelbase	(mm)	1 190
Vehicle dry mass	(kg)	79
Engine type		Liquid cooled 4-stroke OHC single cylinder
Engine displacement	(cm^3)	49.8
Bore×Stroke	(mm)	36.0×49.0
Compression ratio		12.0
Carburetor type		CV
Maximum power	(kW/rpm)	3.53/8 000
Maximum torpue	(N·m/rpm)	4.51/7 000
Fuel comsumption＊1	(km/l)	61.4
Tire size (both front and rear)		90/90-10 50J

＊1 at 30km/h constant speed running

3．1．エンジン

エンジンと冷却システムをFig.2に示す．水冷4ストロークOHC単気筒エンジンは，必要な吸・排気バルブが配置可能な最小サイズのボア36mmを採用したロングストロークとするとともに，吸・排気バルブの挟み角を小さくすることでコンパクトな燃焼室形状とし，4ストロークエンジンとして12.0の高圧縮比を実現し，高出力，低排気エミッション，低燃費を同時に達成している．ラジエタはエンジンの横に配置し，クランク軸直結の遠心ファンで冷却を行うことによって，エンジンモジュールの中で冷却システムを完結させるビルトイン構造を採用している．これにより，車体デザインの自由度を高めるとともに，生産性の向上にも貢献している．

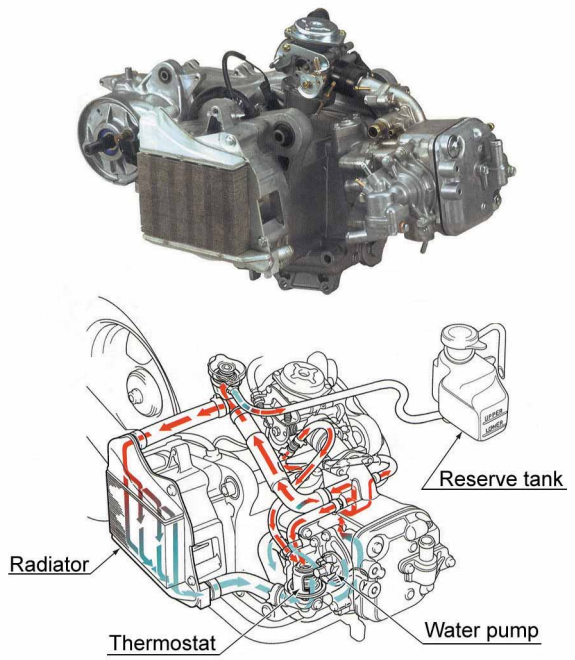


Fig.2 Engine and cooling system

排出ガス対応では，排気ポートに2次エアを導入することで排出ガスの酸化を促進させるAIシステムを採用した．また，キャブレタには，吸入空気量に応じて燃料流量を調整するコンスタントバキュームタイプを採用し，空燃比の適正化を図った．Fig.3にキャブレタの構造を示す．また点火方式はCDIで，運転状態に合わせて適切な点火タイミングを得るためにスロットル開度センサを装備した．点火タイミングはFig.4に示す3次元マップにしたがって細かく制御される．これらによりFig.5に示すように，1998年の国内排出ガス規制値の約1/2となる大幅な改善を，キャタライザなどの後処理装置なしで達成した．

燃費は，従来の2ストロークエンジン搭載車に対し，30km/h定地燃費で約30%向上となる61.4km/l，Fig.6に示す市街地走行モードによる燃費ではFig.7のように約50%向上している．

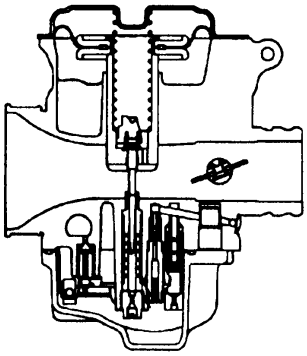


Fig.3　CV type carburetor

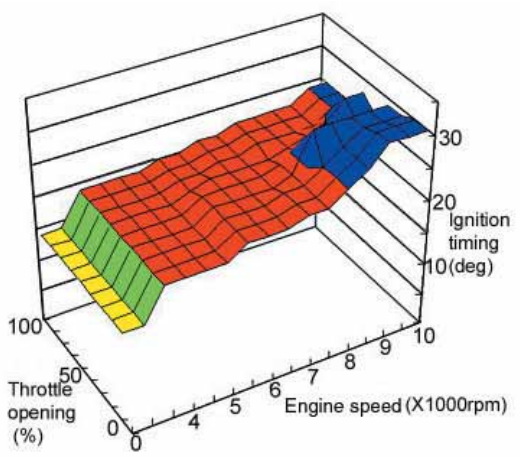


Fig.4　3-D map of ignition timing

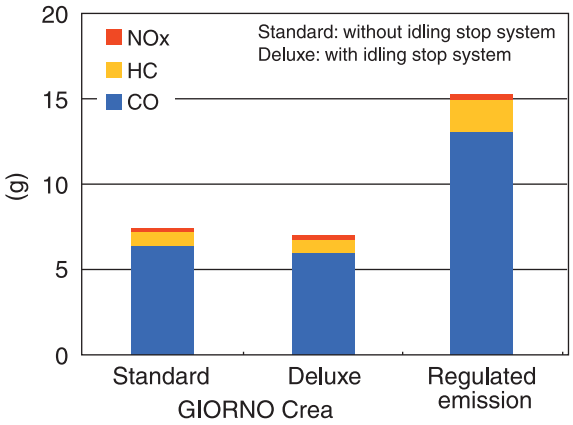


Fig.5　Amount of exhaust emissions

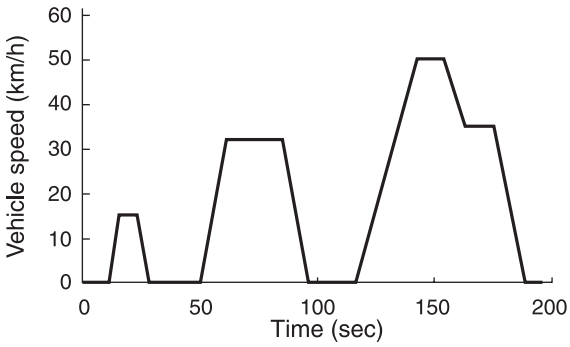


Fig.6　Operating cycle by ECE40

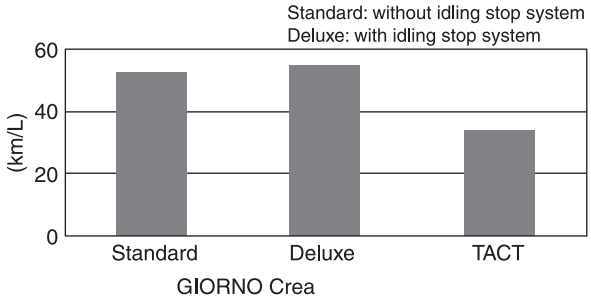


Fig.7　Comparison of fuel consumption

水冷化，吸排気系の最適化などによる体積効率(ηV)に加え，高圧縮比によって図示平均有効圧(Pmi)を高め，Fig.8に示すように同一排気量のカブ系エンジンに対して全エンジン回転域で出力を向上させた．最高出力も2.87kW(3.9PS)/7 000rpm対し3.58kW(4.8PS)/8 000rpmを得ている．

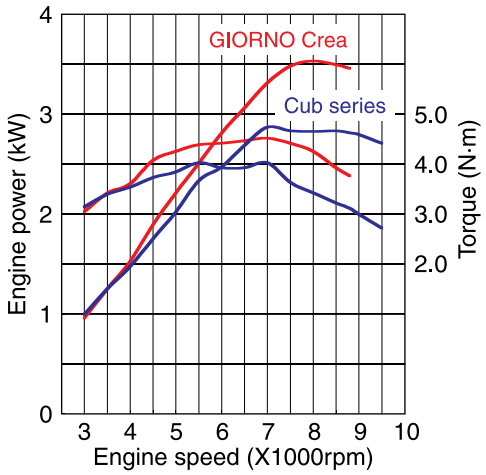


Fig.8　Engine performance curve

3．2．フレーム

フレームは，前後２分割構造のアルミニウム合金ダイキャスト製を採用した．Fig.9にフレームの外観を示す．高温高圧のアルミニウムを金型内に短時間で射出し成形するダイキャスト製法は，自由な形状の部品を接合せずに製造

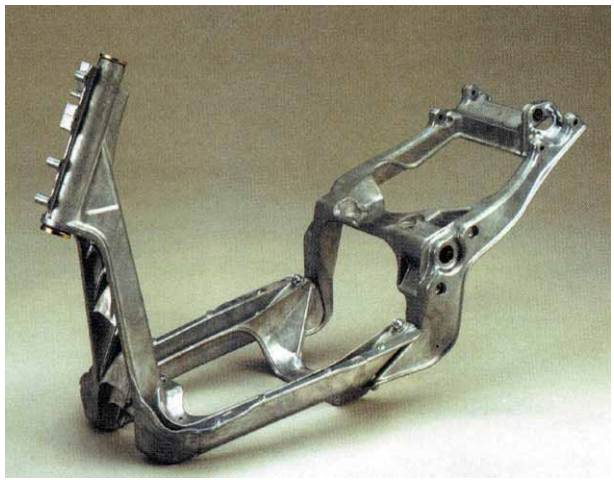


Fig.9　External view of frame

可能なため，部品点数を大幅に削減することができる．また製造の過程で電気を使う溶接工程，切削工程，塗装工程を必要とせず，またアルミニウム素材を熔湯のまま鋳造現場に搬送する製法の採用によりアルミニウムインゴットを再溶解する工程を省くことも可能で，フレームの製造に必要な総エネルギー量は，鋼管や鋼板の溶接を伴う従来製法に対してFig.10に示すように57%の削減につながっている．

3．3．モジュール構造

21世紀に向けた近代的な生産体質への変革と，多様化する市場ニーズに素早く対応する生産システムとしてモジュール生産構想をスタートさせた．モジュール組立ては，関連する機能を持った部品群単位で組立てを行った後にメインラインで結合させる方法で，Fig.11にモジュール組立ての概要を示す．

なおパワートレーンモジュールは，Fig.12に示すようにエンジンモジュール，スイングアームモジュールおよびミッションモジュールの3分割で構成されている．ホイールサイズ，ブレーキ，サスペンションなどの仕様が異なる車種でも，スイングアームモジュールとミッションモジュールのみを変更することでパワートレーンモジュールの組立てが可能となる，汎用性の高い構成となっている．

これにより，従来の約100mの車体組立てメインラインを約20mにまで短縮でき，生産の高効率化を可能とした．

3．4．アイドルストップシステム

アイドルストップシステムは，車両運行中の不要なアイドリングを自動的に停止させて，走行に必要のない燃料消費や，排出ガスをゼロにしようとする先進的システムである．

スピードセンサ，サーモセンサ，スロットルセンサ，パルスジェネレータ，着座センサにより，車両の停止，エンジンの暖気，アクセル開度，エンジン回転数，そして乗員が着座しているかどうかなどの状況を検出する．CDIユニットのコンピュータからの指示によって，暖気状態であれば自動的にエンジンを停止し，アクセル操作が行われれば再びエンジンを始動させる．またシステムの状態を知らせるインジケータランプを点灯させる制御も行っている．着座センサは乗員が着座状態でないときの不用意なエンジ

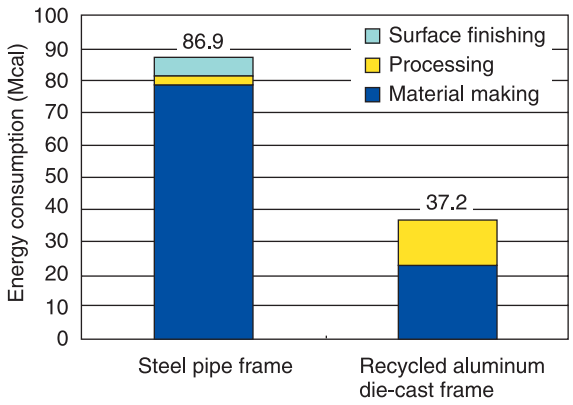


Fig.10 Comparison of energy consumption in frame production

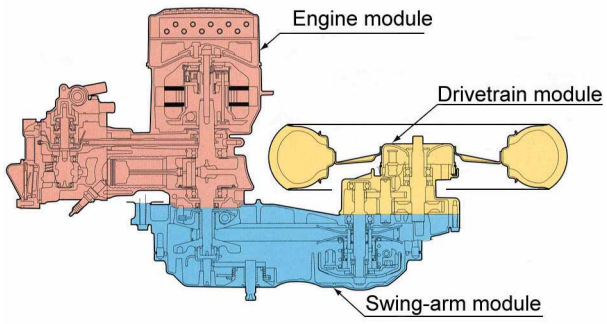


Fig.12 Construction of power train module

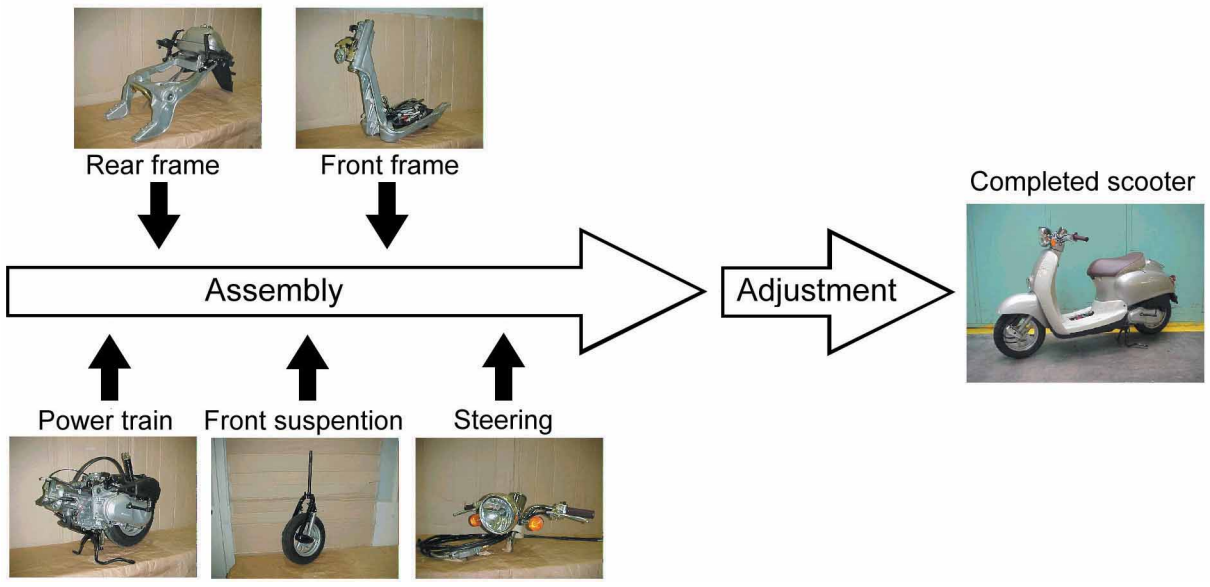


Fig.11 Module assembling system

ン始動を防止する機能を有する．Fig.13にアイドルストップシステムの構成を示す．アイドルストップシステムの採用による市街地走行モードでの燃費改善と排気エミッション低減効果は，Table 2に示すとおりであり，またアイドルストップ中の騒音と振動は全くない．

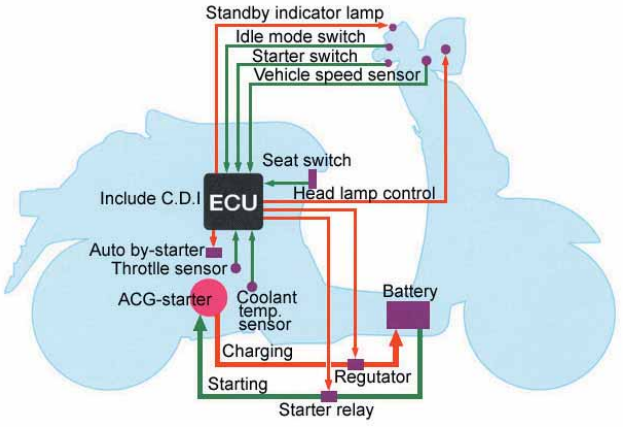


Fig.13　Block diagram of idling stop system

Table 2　Improvement of fuel economy and emissions

(operating cycle: ECE40)

Fuel economy	CO_2	CO	HC
5.1% enhanced	4.9% reduced	6.9% reduced	3.2% reduced

アイドルストップの状態からアクセル操作を行ったときに，違和感のないエンジン始動とスムースな発進が行われる必要がある．このため，Fig.14に示すようにスタータモータとACGを一体化させて，エンジンのクランク軸に直結したACGスタータを採用した．エンジンはモータによってギヤを介さずに直接回転されるため，セルフスタータのようにギヤの飛込み音やかみ合い音が発生せず，電動車のようなスムースな起動フィーリングを得られる．

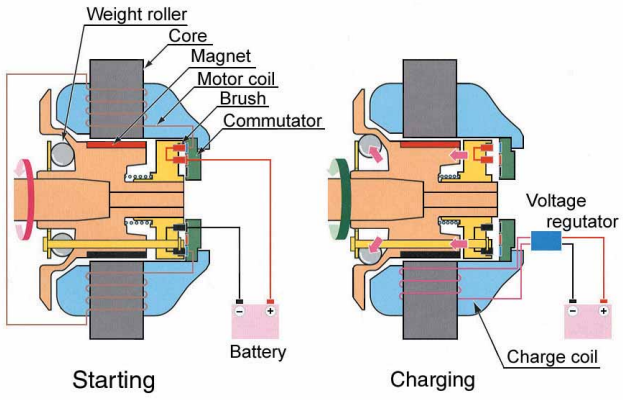


Fig.14　ACG starter

スタータモータとACGを一体化して部品点数を大幅に削減するセルダイナモの発想は，これまでにも実例が見られるが，ブラシ摩耗が激しい，充分なクランキングトルクが得られないなどの技術的課題が残っていた．ブラシ摩耗に対しては遠心ガバナの働きにより，始動後はブラシを切り離すことで不要な引き摺りを避け，通常のセルモータ以上の耐久性を確保した．減速機構を持たないこのシステムのクランキングトルクを確保するために，フェライト磁石の約2倍の磁束密度をもつ希土類磁石Nd-Fe-B(ネオジウム鉄ボロン)を採用して，モータトルクの向上を図った．さらに，スタータモータが逆転した後にクランキングさせて，エンジンの圧縮上死点を慣性エネルギーの蓄積により乗越す，スイングバックスタート方式を採用し，エンジンの始動要求に応えるクランキング性能を得た．

3．5．連動ブレーキシステム

ジョルノクレアに搭載した前後輪ドラムタイプの連動ブレーキシステム構成[1)]を，Fig.15に示す．このシステムは，比較的使用頻度の高い左ブレーキレバーの操作時に，前後輪に最適な制動力が発揮できる制動力配分特性としている．ブレーキ力を前後に配分するイコライザユニットは，小型の一体ユニットとしてボディカバー内に収め，スッキリとした外観を呈している．

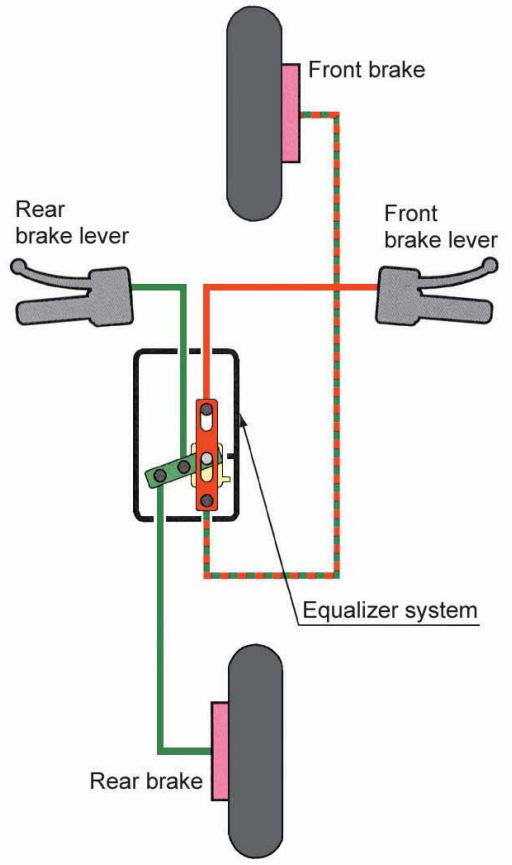


Fig.15　Block diagram of combined brake system

３．６．ヘッドライト

ヘッドライトには，外観デザインに合わせ大型円形のマルチリフレクタヘッドライトを採用し，従来のジョルノに対し中心光度が約２倍の40Wハロゲンバルブを採用した．Fig.16に路面配光特性を示す．同じ大型円形のヘッドライトに比べて照射範囲が大幅に拡大している．

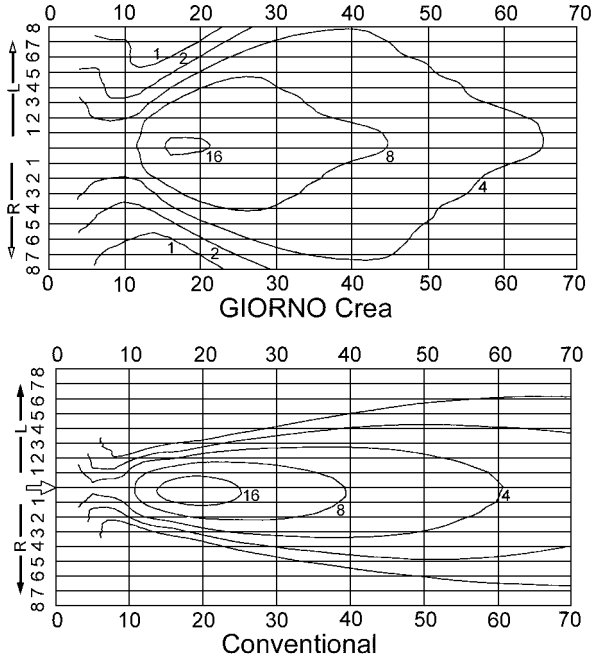


Fig.16 Comparison of illuminated area by headlight

３．７．ヘルメット収納ボックスとスタンドロック機構

シート下にフルフェイスヘルメットも収納可能な大容量22リットルの収納スペースを確保した．また，駐車中のいたずらや盗難防止に有効なスタンドロック機構を装備した．従来はフレームにマウントしたメインスタンドでこの機構を採用してきたが，ジョルノクレアでは，モジュール組立て構成および４ストロークエンジンのオイルパン容積確保の目的から，エンジンマウントのメインスタンドとしてこの機構を採用した．ヘルメット収納ボックス内のレバー操作によって，メインスタンドの施錠が可能である．

４．まとめ

ジョルノクレアは，生産性・市場性・発展性において将来を見据えた内容を可能な限り投入した新型スクータである．技術的な特徴は，以下のとおりである．

（１）低排気エミッション，低燃費，低騒音に寄与する水冷４ストロークの高性能エンジン．
（２）国内規制値の約１/２に抑えた排出ガス浄化システム．
（３）２ストロークエンジン搭載車に比べて約50％改善となる燃料経済性．
（４）不要なアイドリングを自動的に停止するアイドルストップシステム．
（５）ユーザのファッショントレンドに合致したデザイン．
（６）連動ブレーキシステム，マルチリフレクタハロゲンヘッドライトなどの最新装備仕様．
（７）エンジンとフレームのモジュール化を進めることによって，生産性の高効率化を達成．

あとがき

ジョルノクレアは，より高性能化をめざして市場拡大を成し遂げてきた従来のスクータ群とは一線を画すパーソナルコミュータである．実用性のみならず，その静粛性や扱いやすさが既存のスクータにはない心地よさを実現した．また，アイドルストップが作動して交差点でエンジンが止った時，街のざわめきや風の音など従来のスクータにはなかったものを感じることができる．社会の要請に応えつつ，今後このスクータが創出した価値感をさらに発展させていくことが必要である．

参考文献

１）岡崎泰典ほか，スクータ用前後輪連動ブレーキシステムの開発，自動車技術会秋季学術講演会前刷集No.976，p.109-112 (1997)

■著　者■


杉岡浩一


関谷義之


林　秀樹


笠　啓次


中島広幸


鳥山正雪

軽量，コンパクトな「GENE21シリーズ」ポータブル発電機の開発

Development of the Lightweight and Compact Portable Generators – GENE21 Series

田 中 良 男* Yoshio TANAKA
河 内 敏 文* Toshifumi KOUCHI
伊 藤 慶 太* Keita ITO
中 村 政 史* Masashi NAKAMURA

要　旨

環境に優しく，高品質な電力を供給する小型軽量なGENE21シリーズ発電機「EU9i」および「EU24i/28is」を開発した．この開発に当たって取り組んだ技術要素としては，高速多極アウターローター式オルタネータの設計，クラス初のマイコン制御式正弦波インバーターシステム，電子制御ガバナ付き高回転４ストローク軽量コンパクトエンジンおよび防音構造軽量化フレームがあげられる．これらの技術の組合せにより，これまでの同出力発電機に比べ，「EU9i/28is」では重量約１／２を，さらに「28is」では容積で１／２以下を達成した．また，運搬，移動が楽な軽量小型化と同時に，従来機種に対して25～30%の省燃費化や実用域で７～９dB(A)の低騒音化を実現した．エミッション性能に関しては，「EU9i」において2000年CARB排気エミッション規制値に対して，CO濃度で30%，NOx＋HCで65%下まわるレベルでクリアしている．

ABSTRACT

Lightweight and compact GENE21 series generators were developed. The technology applied to achieve the required levels of exhaust emission, fuel consumption and noise, and to provide a stable electrical power supply with low waveform distortion comprises of four elements: a high-speed, multi-pole, external rotor type alternator, a microcomputer-controlled sine wave inverter, a compact high-speed 4-stroke engine with electronic speed governing, and a lightweight frame with a two-level noise-damping system. Combination of these four elements of technology has achieved 50% less weight, 25-30% lower fuel consumption, and 7-9dB(A) less noise than the previous model. The emission levels of CO and of NOx + HC are also 30% and 65% lower than the 2000 CARB regulations.

１．まえがき

可搬型携帯発電機は，レジャーを始め，業務用，非常用，災害現場さらに警察，病院，銀行など世界中のさまざまな現場で活躍している．全世界でおよそ年間100万台以上の市場を有し，手軽にどこでも電気が取り出せる便利さから移動電源として改良，普及が進んできた．とくに照明，無線機，パソコン，バッテリー充電用など多くの使用機器に適合する電気性能と，軽さ，低騒音化，及び低エミッション化が求められてきた．

従来の発電機は，二極界磁回転型発電システムを採用していたため，周波数の制約からエンジン回転数は3 000rpm/50Hzおよび3 600rpm/60Hzと固定され，容積も大きく重量も重いのが一般的であった．この容積と重量の課題を克服するため，基本構造を見直し，基本性能を保ちつつさらなる軽量化，小型化を達成する必要があった．

そこで，顧客ニーズに応えるべく正弦波インバータ搭載の最大出力が１kVAの軽量ポータブル発電機EU9iおよび出力2.6および３kVAのEU24i/28isを開発した．これらの小型化および軽量化に関する技術を主としてEU9iにおける従来機種との比較などを交えて具体的に紹介する．

２．開発の狙い

このポータブル発電機を開発するにあたり，基本性能を損なうことなく，顧客ニーズの調査に基づいた従来機種の不満点である重量をどこまで軽くできるかがポイントであった．そこで以下に示す目標を設定した．

・手軽に持って運べる重量とするため，完成機重量の目標値を従来機種の約１／２の13kgとする．

＊朝霞東研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_2_3

・最近，ますます増加してきたパーソナルコンピュータなどの電子機器にも対応できる電気性能を確保する．
・燃費，エミッションを低減できるエンジンの開発とその最適システムの構築．
・使用環境拡大のために，さらなる低騒音化を実現する．

３．主要諸元と基本構造

EU9iの全体構造は，従来のフライホイールの位置に，フライホイール兼用の高速多極アウタロータ式オルタネータと冷却ファンをエンジンに取り付け，樹脂製ファンカバーと鋼板製のシュラウドで囲い，冷却性能と遮音性の向上を図った．これを左右のアウタカバーに，緩衝用のマウントを介し上側１個所，下側２個所の３点支持で固定した．

また，コンセント，インバータ，オルタネータ，エンジン，マフラーを放熱量と温度の低いものから順に縦配置し，効率よく冷却できる構造とすると供に携帯性の向上を図った．

従来型発電機であるEX900との主要諸元の比較をTable 1に示し，基本構造をFig.1に示す．

従来機EX900に比べ，１／２以下の重量を達成するために，下記構造を採用した．

・フライホイール兼用の高速多極アウタロータ式オルタネータ＋インバータ
・薄肉軽量ヘッド一体型シリンダブロック採用の高回転・高出力OHVエンジン
・冷却通路と強度部材を兼用したエンジンシュラウドとその外側をカバーした二重防音構造の樹脂製軽量フレーム

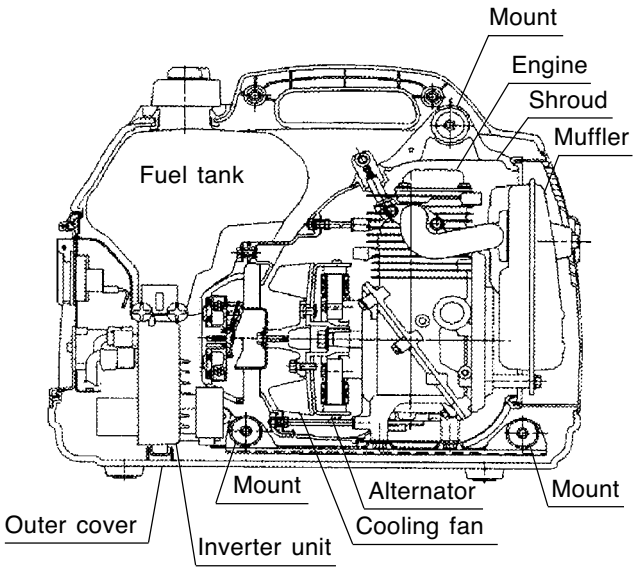


Fig.1 Layout of EU9i

さらにEU28isでは，従来機種に対して，容積で１／２を達成するため，EU9iと同じフライホイール兼用の多極アウタロータ式オルタネータと，従来ではオルタネータおよびエンジンのそれぞれに冷却ファンを装備していたものをあわせて一つとし，効率の良い冷却システムと高効率発電および高回転化により，エンジンをGX240から排気量の少ないGX200とした．これらにより，コンパクトなパッケージングが可能となった．また，エンジンの騒音源を鋼板のキュービック型フレームで遮音し，さらに樹脂カバーで前後を覆う二重防音構造の採用により防音性能の向上を図った．

Table 1 Comparison of specifications with EX900

Model			EU9i	EX900	
Engine	Engine displacement (cm^3)		4-stroke OHV	4-stroke SV	
	Type		＊ 4 000 - 6 000	3 000	3 600
	Engine RPM		☆ 5 500 - 6 000		
	Operating noise level (at 7m)		＊ 52 - 57	61	64
			☆ 58		
Generator	AC frequency		50/60Hz	50Hz	60Hz
	Max. AC output		1 000VA	850VA	1 000VA
	Rated AC output		900VA	750VA	900VA
	Voltage variation rate	Momentary	10% max.	15% max.	
		Stability	6% max.	10% max.	
	Frequency varietion rate	Momentary	1% max.	10% max.	
		Stability	1% max.	5% max.	
	Wave-form distortion	Linear load	5% max.	25% max.	
Dimensions	Dimensions L × W × H (mm)		450 × 240 × 380	430 × 285 × 390	
	Dry weight (kg)		13	26	

＊ : ECO-THROTTLE ON
☆ : ECO-THROTTLE OFF

４．コンポーネント技術

４．１．高速多極アウタロータ式オルタネータ

EU9iに採用しているオルタネータはFig.2に示すように三相多極のステータを持つアウタロータ式のマグネットオルタネータで，三相の高周波の交流を発生し，整流器とインバータを経て正弦波を出力する．インバータ発電方式(後述するインバータユニット＋オルタネータ)の重量と，従来の発電方式(オルタネータ＋フライホイール)の重量との比較をFig.3に示す．同図から分かるように，従来の発電方式と比較して約１／３の軽量化を達成している．ロータはエンジンのフライホイールも兼ねていて，軽量化に寄与している[1)]．



Fig.2　Alternator

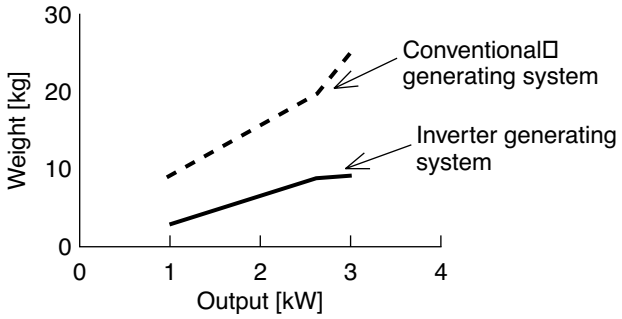


Fig.3　Output and weight of the power-generating system

４．２．マイコン制御式インバータユニット

EU9iに搭載しているインバータユニットは，マイコン制御式を採用している．写真をFig.4に示す．CPUは16ビットで，インバータ部の制御と，負荷連動回転制御式電子ガバナ部の制御を行っている．本システムのブロック図をFig.5に示す．



Fig.4　Microcomputer-controlled Inverter

４．２．１．インバータ部の制御

インバータ部では，オルタネータからの高周波交流をいったん整流し，正弦波の交流を出力している．

制御部は，大きく次の４つに分けることができる[1)]．

(１)基準波形信号形成部

出力波形の基となる50または60Hzの正確な正弦波をつくる．そして約20kHzの搬送波でPWM変調(Pulse Width Modulation)しインバータをドライブする．さらに出力された波形をフィードバックし，負荷の機器の影響による波形歪みを抑制して正確な正弦波を保つように制御する．

(２)保護回路部

過電流と過電圧の２つの保護回路がある．過電流保護は所定値以上の電流が出力されるとタイマがスタートし，所定時間後出力を停止するブレーカ機能である．リセットするには，いったんエンジンを停止させた後，再始動させる．負荷の機器の影響や並列運転の同期ずれによって内部電圧が上昇することがあるので，この場合にも電圧が所定値以上となると出力を停止する．

(３)位相検出部

出力している電流の位相が電圧に対して遅れているか進んでいるかを検出する．並列運転を行う場合や，負荷による電圧変動を抑制するための検出である．詳細は後述する．

(４)周波数制御部

出力の周波数は水晶発振を原振として正確に分周されているが，並列運転のためわずかに変化させることができる．並列運転時の制御に使用する．

４．２．２．電子ガバナ部の制御

電子ガバナは負荷連動回転制御式で，使用負荷に見合ったエンジン回転数に自動制御する．この電子ガバナの搭載によって，実用負荷領域での低燃費化と合わせ，低騒音化を図ることができた．従来の発電方式に対する効果度合をFig.6に示す．

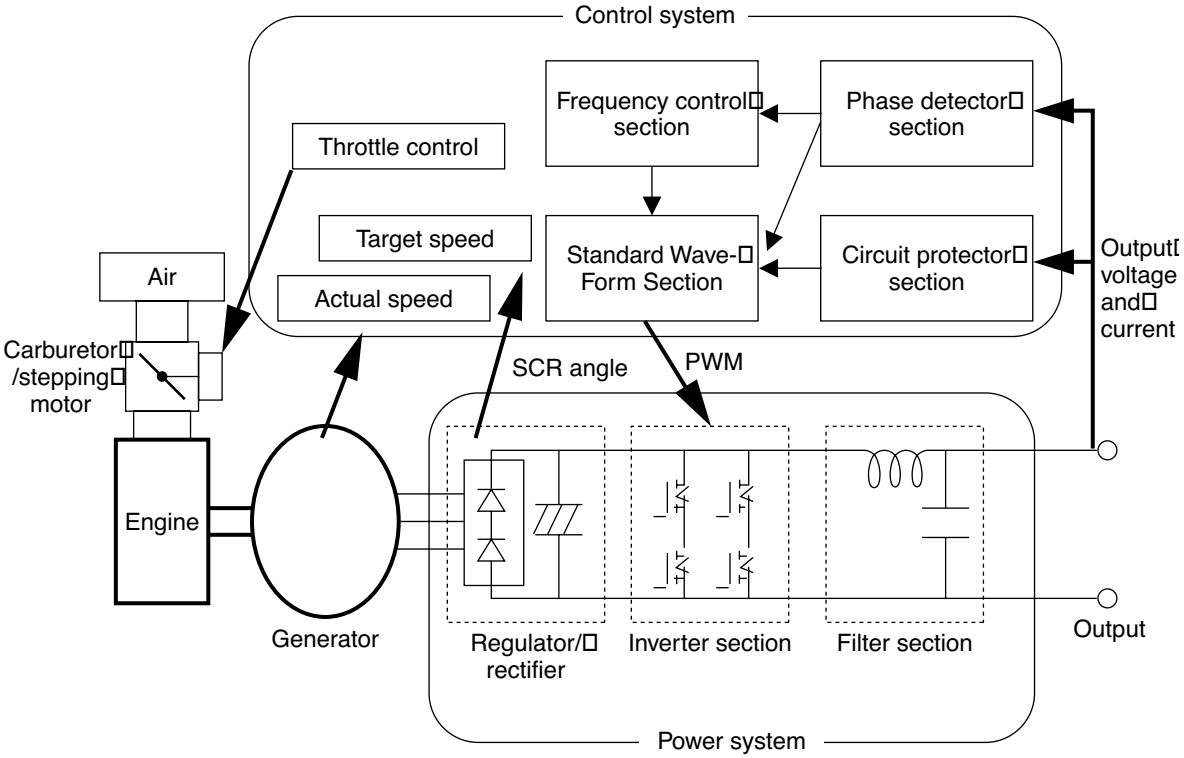


Fig.5 Block diagram of inverter and speed-control system

電子ガバナは，スロットルの制御を行うインバータユニットと，スロットルを動かすステッピングモータから構成されている．

(1)回転数の決定

EU9iのエンジン回転数と発電出力との関係は，ほぼFig.7のようになる．パラメータとしてSCRの導通角を用いている．このSCRの導通角をCPUが取り込み目標回転数として決定する．

SCRはオルタネータからの高周波交流を一定の直流電圧に整流するために使用している素子である．すなわち，負荷が大きいとオルタネータの電圧が低下してくるためSCRの導通角が開き，逆に負荷が少ないとSCRの導通角は閉じる．これは，言い換えればオルタネータの出力の余裕度を測定していることになる．すなわち，オルタネータの出力に余裕が無くなると，エンジンの回転数を上げ，オルタネータにゆとりを持たせる．逆にオルタネータの出力に余裕がありすぎると，エンジンの回転数を下げる．このようにオルタネータの余裕度を一定に保つ制御をすることによって，最適エンジン回転数を決定している．

(2)回転数制御

エンジンの回転数はオルタネータのサブ巻線から検出している．オルタネータのマグネットは14極なので，エンジン1回転につき7パルス発生する．通常のエンジン回転数の検出では1回転につき1パルス(点火系から)が多く，エンジンの回転脈動で正確な回転数検出がしにくい．EU9iでは1回転につき7パルス発生するので，より正確な検出が

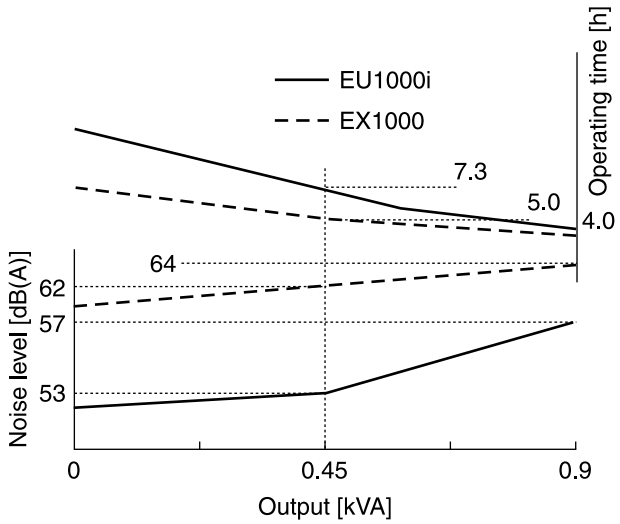


Fig.6 Output, noise level, and operating hour

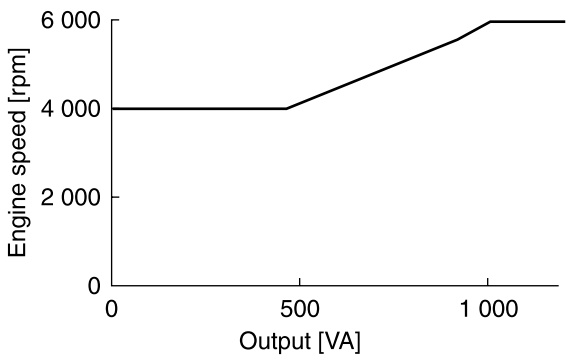


Fig.7 Engine revolution and output

できる．検出したエンジン回転数はCPUに取り込み，実回転数として扱う．

回転数の取り込みは所定の周期ごとに行われ，その回転数と前回の回転数との変化量も計算する．取り込んだ実回転数と目標回転数に差がある場合，後述するステッピングモータにより回転数を調整する．すなわち，実回転数が目標回転数よりも高い場合，スロットルを閉じ，目標回転数に近づける．逆に実回転数が目標回転数よりも低い場合，スロットルを開ける．スロットルの制御は所定の周期ごとに行われ，その開閉量は目標回転数，実回転数，回転数変化量をパラメータとして計算で導き出される．これらの制御は全てCPU内で行われる．

（3）ステッピングモータ

EU9iで使用しているステッピングモータとキャブレタを，Fig.8に示す．ステッピングモータはキャブレタと一体構成で，樹脂のリンクを介して結合されている．駆動はCPUからモータドライバを介して２相励磁で行っている．位置検出は無く，始動初期にキャブレタを全開にセット後，CPU内での保持数値を使用している．



Fig.8　Stepping motor and carburetor

４．２．EU9i搭載エンジンの開発

EU9i専用エンジン（以下GXH50）を開発するにあたり，以下の点を主眼とした．

・ポータブル発電機の可搬性を考慮した，軽量コンパクト性
・高回転インバータ発電機に適合する出力特性
・2000年CARB排気エミッション規制に適合できるエミッション特性

４．２．１．軽量化技術

発電機全体重量13kg達成のために，以下のような軽量化技術を採用し，エンジン単体重量従来比40％減の３kgを達成した．

・薄肉ユニブロックシリンダ

GXH50ではユニブロック構造を採用して，通常の分割に対し，結合部の肉厚増加やヘッドボルトパッキン類を不要とし，軽量化と部品点数を削減している．また，ヘッドボルト締め付け軸力によるシリンダひずみへの悪影響がなくなるため，オイル消費低減およびエミッション耐久劣化に対しても効果をもたらしている．Fig.9に示すような複雑な形状のシリンダブロックを，減圧ダイカスト製法を採用することにより，一般肉厚1.5mm，冷却フィン先端R0.6と薄肉軽量化し，従来のエンジンに対し，シリンダブロック重量２／３を達成している．

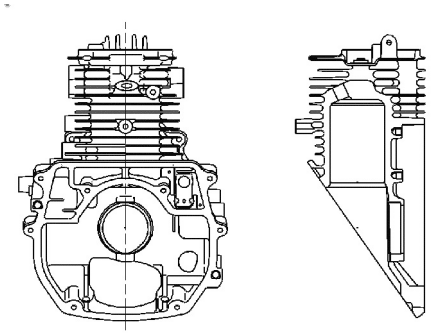


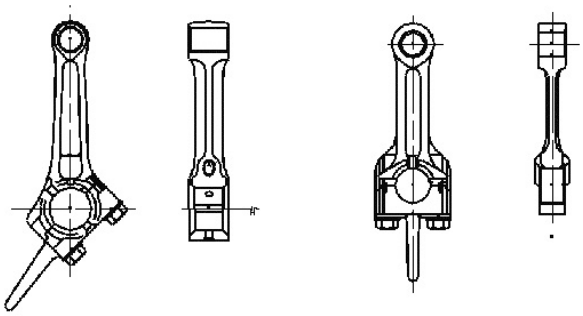
Fig.9　Cylinder block section

（1）アルミニウム焼結合金コネクティングロッド

従来の汎用エンジンではアルミニウムダイカスト製コネクティングロッドが主流であるのに対し，GXH50ではアルミニウム焼結合金コネクティングロッドを採用し，さらなる軽量化と高品質化を達成している．アルミニウム焼結合金化により従来品と比較して以下のように改良された．

①疲労強度が約２倍に向上した．
②初晶Siを分散させ，かつ粒径の最適化を図ることにより，耐摩耗性が限界面圧において約２倍に向上した．
③鉄系焼結製品と同様の高い素材寸法精度となった．

①，②の性質を利用し，Fig.10に示すコネクティングロッド単体で27％の軽量化を達成している．またこれによりクランクカウンターウェイト部の軽量化，クランクケースの小型化だけでなく，エンジンから発生する一次起振力



Conventional connecting rod (EX900)　　Sintered aluminum connecting rod (EU9i)

Fig.10　Comparison of aluminum connecting rods

を17%低減している．さらに③の性質から，素材での機械加工代が少なくてすむため，機械加工時間が短縮でき，低コスト化にも貢献している．

（2）一駒樹脂カム構造

GXH50ではFig.11に示す１駒樹脂カム小型OHV構造を採用している．カムシャフトはカム駒，ギヤと一体のメカニカルデコンプ内蔵の構成とし，樹脂材の採用により従来比75%減の軽量化を達成した．また他の動弁系部品（バルブ，ロッカアーム，プッシュロッド，バルブリフタ）も軽量化を図るとともに，高回転エンジンとして必要な剛性を有する最適な構成とし，最高回転数8 500rpmに対しバウンス回転数10 000rpmというエンジン特性に見合った動弁系とした．

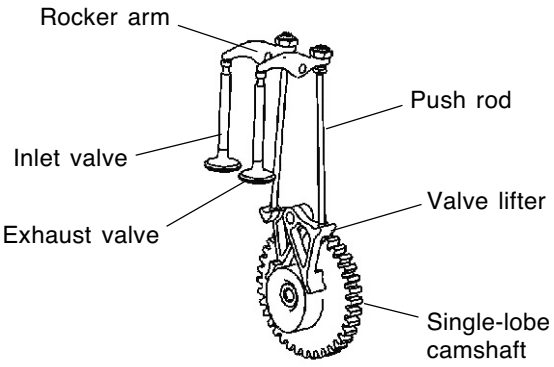


Fig.11 Single-lobe camshaft with OHV configuration

４．２．２．エンジン構成

本エンジンは従来の汎用エンジンでの定格回転数3 600rpmに対し，トルクピーク4 500rpm，出力ピーク7 000rpmとした高回転型のエンジンとしている．高回転化に伴い，クランク軸にかかるモーメントによるクランクの曲げ応力，ねじり共振を抑えるために，Fig.12に示すように動弁系をベアリングの外側に配置してクランク軸を支えるベアリングをシリンダセンタに近づけ，クランク室とカム室とを分離した３ケース構造を採用している．それにより従来の汎用エンジン構造と比較して，クランクピンフィレットにかかる曲げ応力の50%低減，およびねじり共振周波数の50Hz上昇を達成している．

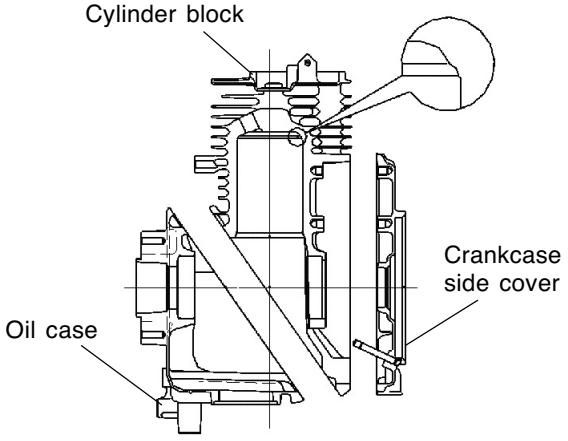


Fig.12 Crankcase construction

４．２．３．低エミッション化技術

GXH50ではOHVシステムのほか，以下のような構成を採用してFig.13に示す低エミッション特性により，2000年CARB排気エミッション規制の認可取得を実現している．

・小径スパークプラグの採用によるセンタプラグ化
・ユニブロックシリンダのシリンダ隅部分を機械加工で燃焼室と滑らかにつなぐことによるクエンチングエリアの排除

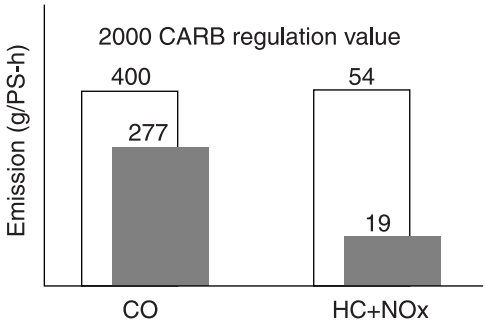


Fig.13 Emissions performance

４．３．フレームの軽量化

従来の発電機はエンジン，ジェネレータ等の重量を支える鋼板（またはアルミニウムダイキャスト）製のアンダフレームとガソリンタンク及び携帯時の本機重量を支える鋼板（またはアルミニウムダイキャスト）製のアウタカバーで構成されていた．本機種を開発するに当たり，フレーム部品の軽量化を行うために，従来の発電機とはまったく異なる二重防音軽量フレーム構造を採用した．フレームの構成上の主な特徴を以下に記す．

①エンジン全体を２分割冷却通風用のシュラウドで囲い，エンジンのヘッド部だけではなくオイルケースにも冷却風を流す構造とした．

②このシュラウドを強度部材としてエンジンに固定し，シュラウドの上部接合部１か所をアウタカバーの携帯ハンドル部にマウントを介して取り付け，下部２か所を同様にマウントを介してアウタカバーに取り付けた３点マウント支持の二重防音構造とした．

③アウタカバーは左右２分割とし，インバータユニットとフューエルタンクは緩衝用ラバーを介してアウタカバーで挟み込んで固定するサンドイッチ構造とした．

上記構造により，本機上部のキャリングハンドルを持ち上げて発電機を携帯する時は，エンジン及びジェネレータの重量がシュラウドを介してカバー上部のハンドルにかかる．このため，アウタカバー全体の剛性をそれほど高める

必要がなくなり，アウタカバーの全樹脂化が可能になった．

また，エンジン，ジェネレータ等の重量物を支えるための鋼板製等のアンダカバーが不要になったため，樹脂製のアウタカバーを下側に回り込ませる事ができた．

これにより，エンジン等の騒音源をシュラウドとアウタカバーで囲った二重防音構造となり，大幅な軽量化と低騒音化を達成した．更に，消音ノーズ付き大型エアクリーナ，大型マフラ，負荷連動スロットル，ターボ型冷却ファン等の採用により，従来機に比べ７～９(dB／７m)の騒音低減を達成した．カバー構造による騒音低減効果度を，Fig.14に示す．

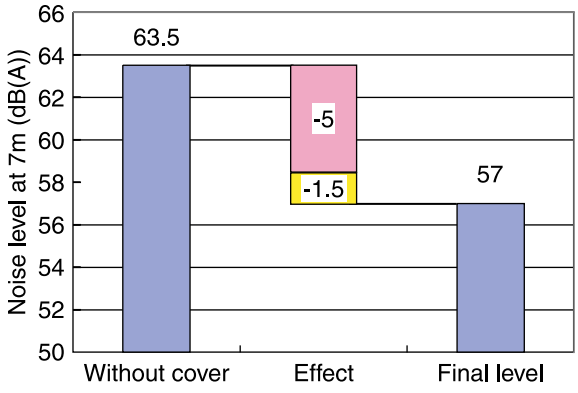


Fig.14　Noise level reduction with two-level noise-isolation construction

そのほか，エアクリーナはファンカバーと一体構造とし，フュエルタンク，リコイル等多くの部品に樹脂材を採用して軽量化を行った．

さらに，高速多極アウタロータ式インバータジェネレータシステムの採用により，フライホイール機能を兼用でき，また従来機では二つのファンでエンジンとジェネレータを冷却していたものを，一つのファンで冷却するシングルファン構造として重量を低減した．

EU9iのEX900からの重量の比較をFig.15に示す．

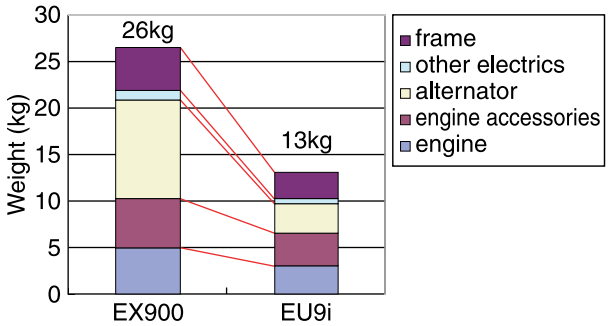


Fig.15　Weight comparison between EU9i and conventional model

５．まとめ

EU9i発電機の開発においては，フライホイールを兼用した高速多極アウタロータ式オルタネータおよび高速回転型小型４ストロークエンジンの採用により，小型化と軽量化を達成した．さらに，正弦波インバータ方式を採用し，波形ひずみ率2.5%以下，周波数変動率0.1%以下の良質な電気を供給できるようになった．

このように各コンポーネントを見直した開発の成果として，EU9iにおいて

・従来機種の約１／２の乾燥重量である13kg
・実用領域で従来比25～30%の燃費改善
・従来比７～９dB(A)の騒音低減化
・2000年CARB排気エミッション規制値に対して，COで30%，NOx＋HCで65%を下まわる低エミッション化

を達成した．

この技術は同時に開発された2.6kVA，３kVAの発電機にも生かされ，従来の発電機の約１／２の重量と大きさの防音型発電機「EU24i/28is」でも同様の成果を得た．その外観をFig.16に示す。

今後ますます市場からの要求が高まるであろう軽量化と低騒音化，および低燃費と低エミッション化にこたえる商品として世の中に送り出していきたい．



EU9i



EU28is

Fig.16　GENE 21 series portable generators

参考文献

1）藤井茂，清水元寿，中村政史：正弦波インバータ発電システムの構築，HONDA R&D Technical Review, Vol. 8, p.70-76 (1996)

■著　者■



田中良男



河内敏文



伊藤慶太



中村政史

２人乗り小型電気自動車ICVS「シティパル」の開発

Development of the 2-Seater Small Electric Vehicle – ICVS City Pal

小 椋 正 己* 三 田 義 訓* 髙 橋 龍 夫*
Masami OGURA Yoshinori MITA Tatsuo TAKAHASHI

要　旨

都市内環境対応等のため近未来型地域交通システムICVS（Intelligent community vehicle system）を提唱し，電動車両による共同利用システムを98年３月からツインリンクもてぎで実際に運用をしている．このひとつである「シティパル」はアルミニウムボデーの軽量小型２人乗りの最新電気自動車で，最新のニッケル水素電池を床下中央に，高性能モータおよび制御装置も床下水平に配置し，低重心でかつ取回し性のよい車にすることができた．また自動駐車などのシステム対応のため走る，曲がる，止まるにわたり有人／無人運転を可能とする自動化対応技術を搭載した．

ABSTRACT

Intelligent Community Vehicle System (ICVS) as a near-future regional transportation system using small-sized electric vehicles was proposed in order to solve the problems of urban traffic situations and air pollution. The two-seater electric vehicle "City Pal" has an aluminum body for weight reduction and utilized a small, high-speed motor with advanced Ni-MH battery. Also control-by-wire is applied to the controls for automatic driving, steering, and recharging for the intelligent transportation system.

１．はじめに

エネルギー問題・環境問題が大きな議論になる中，このまま車が増え続けることによる弊害を解消するため，社会とともに21世紀の車社会のあり方を考えるものとして，ホンダが提唱した近未来型地域交通システムICVS（Intelligent community vehicle system：以下ICVS）は小型高効率な電動車両を多くの人が共同で利用することにより，個人の移動を保証しながら，より便利で，環境に優しいシステムを提案するものである．

この提案を具現化し，実際に人々に体験試乗していただく場として，98年３月から電動アシスト自転車ラクーンの共同利用システムを始めとして，栃木県茂木町にあるツインリンクもてぎ内で実験運用を開始している．

もてぎのICVSはラクーン（電動アシスト自転車），モンパル（電動車椅子），ステップデッキ（１人乗りハイブリッド自動車），シティパル（２人乗り電気自動車：以下EV）の４車種と共同利用を支えるインフラシステムで構成されている．本稿は２人乗りの小型電気自動車シティパルの車両性能と各コンポーネントの搭載技術，自動運転に対応するための技術について紹介するものである．

２．シティパルの概要

シティパルは高性能Ni-MH（ニッケル－水素）電池を搭載した先進型の小型電気自動車で，共同利用における貸出しの省人化を計るため自動運転システムなどインフラとの通信も可能とし，ICVSで計画したすべてのシステムを盛り込み，将来の都市型コミュニュータのあり方を具現化する実験車として開発した．Fig.1にその外観を，Table 1に仕様諸元を示す．



Fig.1　HONDA City Pal

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_2_4

Table 1 Specifications of HONDA City Pal

Dimension	3 210 × 1 645 × 1 645 (mm)
Motor	Permanent magnet synchronous motor
Battery	Ni-MH
Range	130 km
Maximum speed	110 km/h
Driving system	FF
Riding capacity	2

基本コンセプトとしては

① 環境に優しく効率の高いEV
② 世界中で通用する最も小型のクルマ
③ 小さくてもしっかりした安全技術
④ 共同利用にマッチした操作性と居住性
⑤ 自動運転に対応出来る知能化技術

とした.

3．完成車について

3．1．完成車レイアウト

都市内交通を想定し，小型ショートノーズで取り回し性の良い車とするため，EV PLUS(先端バッテリを搭載し世界に先駆け市販した電気自動車)で構築したバッテリ床下中央配置の考えをさらに進化させ，従来はモータ直上に配置されるのが一般的であったモータの制御装置(PDU)をバッテリと共に床下中央配置とし，モータまでも車軸の後方に平行に置くFFミッドシップ形式にした．重量物であるモータ，PDU，バッテリをすべて床下配置かつ前後車軸間に搭載した．さらにボデーをアルミニウムとしたため車両の上屋も軽くでき，低重心化を達成，車体中央に重量物を配置したことでヨー慣性モーメントの小さい車両となった.

Fig.2にEV PLUSのレイアウトを，Fig.3にCity Palのレイアウトを示す.

3．2．操縦安定性

重い電池を搭載するEVは，従来から重量増に伴う運動性能の低下が課題であった．Fig.4に一般的な車両とEV PLUS，City Palの全高と重心高の関係，Fig.5に車両重量と慣性モーメントの関係を示す．転舵後の挙動をテストした結果をFig.6に示す.

後席床上など高い位置に重い電池を搭載した研究初期の改造ＥＶでは，重心位置が高くなるとともに車両中央から離れた位置に電池を搭載しているのでヨー慣性モーメントが大きくなり，多くの荷物を積載した車のように回頭性や転舵後の収斂性が悪化する傾向があった.

EV PLUSはカリフォルニアにおけるフリーウェイ等の高速走行時の安定性を重視して，重い電池を床下中央にレイアウトすることで低重心化を達成し，操縦安定性を大幅に改善した．シティパルでは都市内のコミュータとしてきびきびとした操縦性を得るため，転舵時の回頭性の向上と転舵後の収斂性の両立が求められた．そこでEV PLUSの床下中央配置の考え方をさらに進化し，PDU，高圧配電系をも床下中央に配置，さらにモータも前輪車軸後方に水平にレイアウトして低重心，低ヨー慣性モーメントを達成した．転舵時の応答性が大きく改善され，転舵後の収斂性を確保しつつ，回頭性を大幅に向上することができ，きびきびとした走りが実現できた.

このように重量物である電池を積載するEVでも床下中央配置のレイアウトにすると運動性能の高いEVを作ることができる.

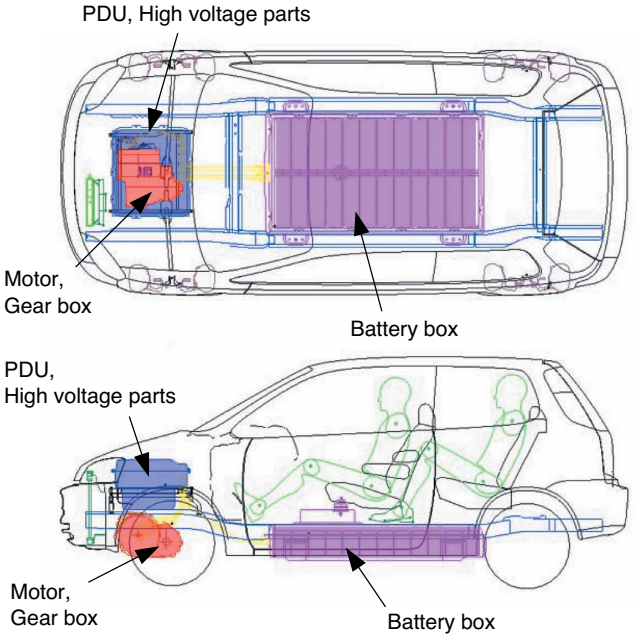


Fig.2 Layout of EV PLUS

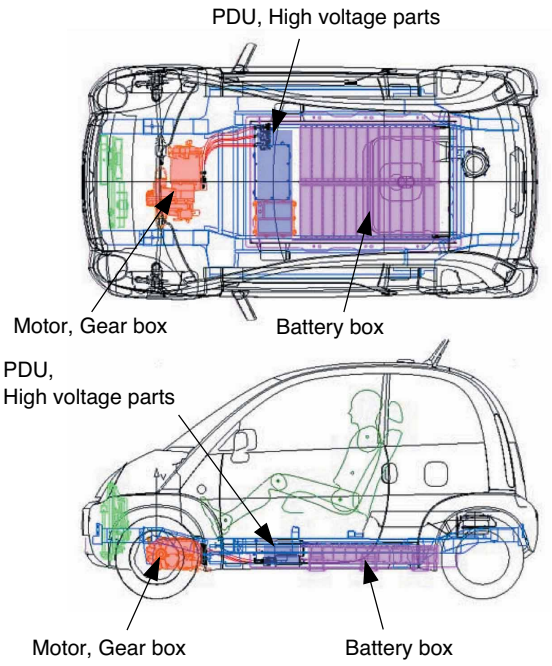


Fig.3 Layout of City Pal

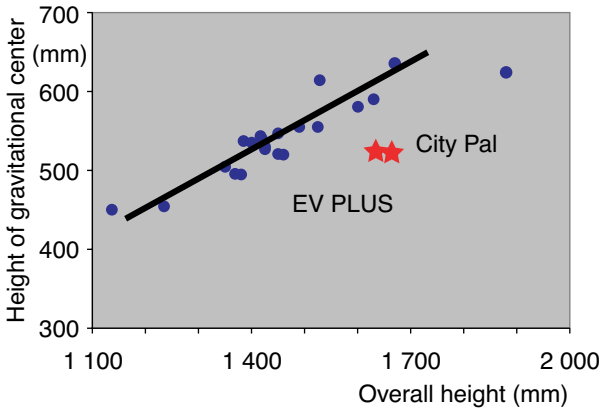


Fig.4　Relationship between vehicle height and height of gravitational center

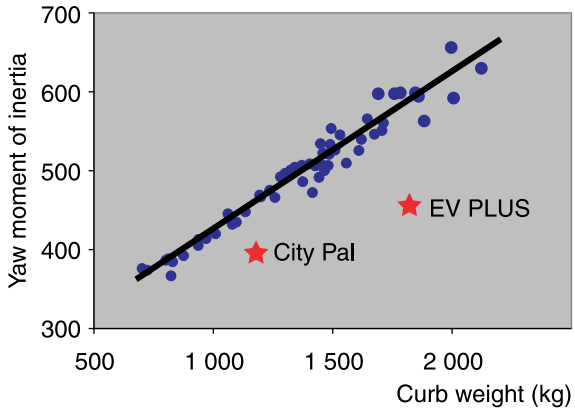


Fig.5　Relationship between vehicle weight and yaw moment of inertia

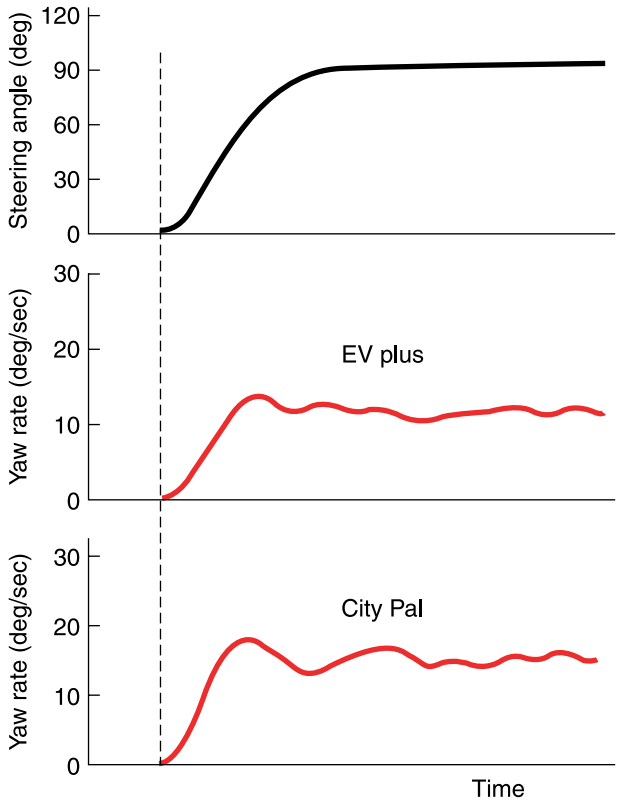


Fig.6　J-turn characteristic

４．ボデーと衝突安全

ボデーはオールアルミニウムボデーとし，基本骨格は押出し材を使用した．アンダフレームまわりを中心に可能な限りストレート部材を多用し，デザイン要素の強いピラー部分などはマルチベンダ装置を使い３次元曲げ部材としている．押出し部材間を結合し，サスペンションなどを固定する結合部分には薄肉のアルミダイキャスト部材を使った．また，リヤパネルなどデザイン面を構成する比較的平坦な部分にはプレス成形パネルを使用し，溶接結合している．これらにより従来のスチールボデーで製作するよりも，約30%の軽量化を達成することが出来た．Fig.7にボデーの構造を示す．

小型ショートノーズながら衝突安全を確保するためフロントフレームにはストレート押し出し部材を採用し，圧壊でエネルギーを吸収する．モータとギヤボックスは水平横置きレイアウトとなっていて，衝突時にはフロアとすれ違いで床下にスライドし潜り込む．この構造により衝撃吸収のためのストロークを確保している．

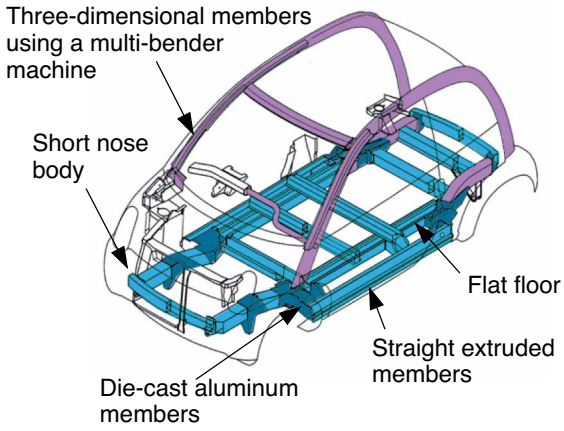


Fig.7　Structure of body

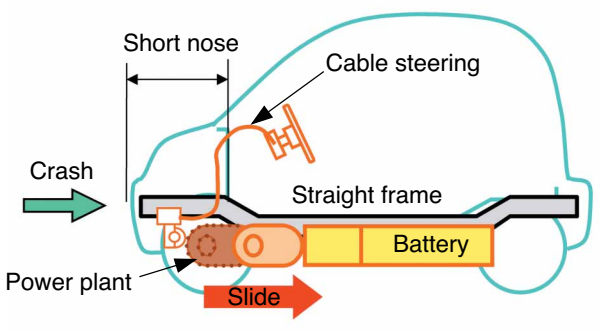


Fig.8　Collapsible structure with power plant slide

室内においては乗員の保護性能を高めるためケーブルステアリング機構を採用し，ケーブルのたわみで衝突ストロークを吸収する手法を取っている．これによりステアリングホイールの対人移動量の削減を図った．またベルトに

はプリテンショナ付きで大ストロークと一定荷重が得られるロードリミッタ機構を採用した．これらにより小型でショートノーズながら社内での衝突テストをクリヤした．Fig.8にパワープラントのすれ違い構造を示す．

5．EVパワープラント

5．1．モータとギヤボックス

モータは小型高回転タイプの永久磁石型同期電動機を採用している．冷却は水冷式である．出力は連続定格出力で30 kW，最大トルクは159 N･mである．

ギヤボックスは固定ギヤレシオの減速機で出力軸にデファレンシャルギヤがある．モータと出力軸はカウンタシャフトを介して直結していて，モータも含めて小型軽量にできている．また自動運転のために電動モータで作動するパーキングロック機構が装備されている．Fig.9にモータとギヤボックスの外観図を示す．

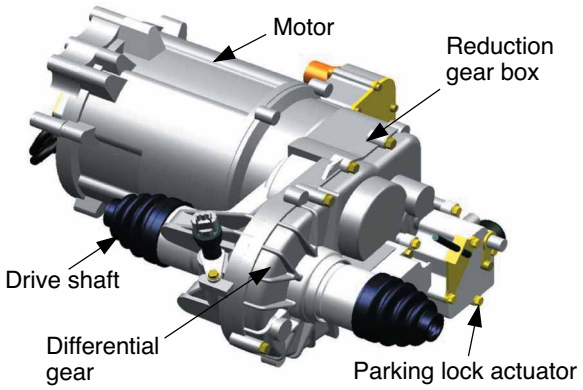


Fig.9 Motor and gear box

5．2．バッテリ

バッテリはNi-MH(ニッケル－水素)電池を24個搭載し，288 Vで50Ahのものを使用している．冷却は空冷式で激しい走行時や充電時に電池の温度が上がるとリヤフロア下にある電動ファンで冷却風を送る．バッテリはアルミ製のボックスの中に収め，床下中央に配置した．Fig.10にバッテリボックスの外観を示す．ボックスの前半分にはモータの制御装置が収められている．

5．3．充電装置

充電は自動充電に対応ためにインダクティブ式とした．このタイプは露出する金属接点を持たない．また挿入しやすくするため充電カプラ側の１次コイルと車体側の２次コイルを同心にはめ合せるタイプとしている．充電の電源は200 Vで出力6 kWとし，バッテリの残容量20%から満充電の100%までおよそ２時間で充電することが可能である．Fig.11に充電カプラを示す．

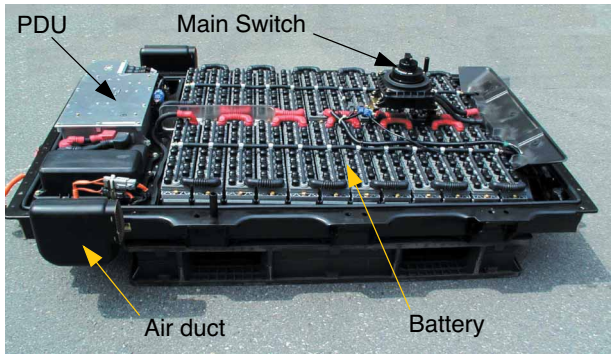


Fig.10 Battery box

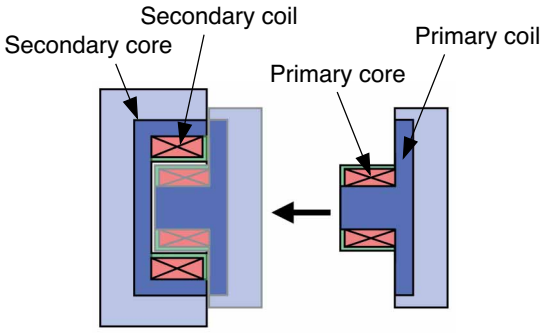


Fig.11 Inductive charging coupler

このカプラは自動充電とマニュアル充電が可能である．自動充電では自動駐車システムにより精度良く停車したうえで，車側の充電リッドを管制側の指示により自動的に開閉し，ロボットアームを持った充電器が車側のカプラ位置を探査して充電器側カプラを挿入する．充電中は充電器側と車側で光通信により制御を行う．Fig.12に自動充電システムの外観を示す．図に示すように通常と同じようにボデー側面に充電リッドを設け，マニュアル充電も可能とした．

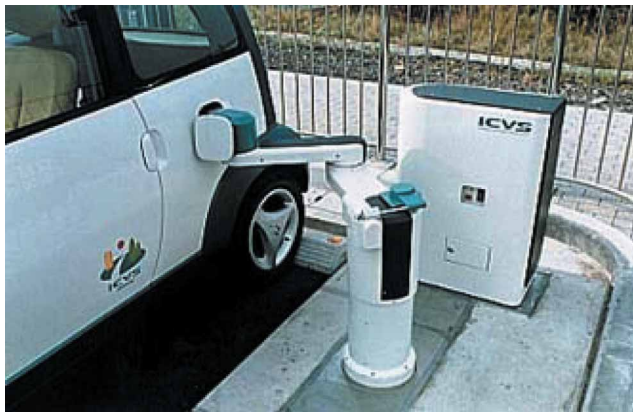


Fig.12 Automated charging system

6．自動走行と運行システム

シティパルはICVSの運用の省人化を図るため，次の自動化システムを搭載した．

① リアルタイム運行管理システム
② 自動駐迎車システム
③ 隊列回送システム（かるがも走行）
④ 自動充電システム

これらの自動化システムは実際にツインリンクもてぎ内に運用のためのインフラを設置し，来場者にデモ実演している．これら実現するために走る，曲がる，止まるの全てを無人で行える装置が必要で，シティパルにはその自動化対応技術を搭載している．全てCBW（Control By Wire）で制御している．Table 2に搭載した自動システム対応技術を示す．

Table 2 Automation-supporting technologies on City Pal

Function	Conventional vehicle component	Automation-supporting technologies on City Pal
Driving	Start switch	IC card system
	Accelerator	Drive by wire
	Sift lever	Shift by wire and shift dial switch
Turning	Steering	Automatic steering
Stopping	Brakes	Automatic braking
	Parking brakes	Automatic release foot parking brake
	Parking lock	Automatic parking lock
ICVS supplementary function	Door lock	IC card doorlock
	Navigation	ICVS navigation

６．１．走る自動化

無人運転の制御を行う自動化ECUからの指示に基づいてアクセルペダルの代りに駆動トルク目標値を受けてパワートレーンECUがモータの出力，回転数を制御する．センタパネル上にマニュアル運転用のダイヤル式のシフトスイッチが設けてあるが，自動運転時はシフトポジション位置に関係なくパワートレーンECUが自動化ECUの指示を受けて前進／後進のモータ回転方向を制御する．駐車時はギヤボックスに取付けられたパーキングアクチュエータによりパーキングロックを入れたり解除したりできる．Fig.13に駆動制御システムを示す．

６．２．曲がる自動化

ハンドルはEPS（Electric Power Steering）アクチュエータによって操舵する．ステアリングギヤボックスのピニオン軸上に取付けられた舵角センサとラック背面に取付けたストロークセンサからの転舵量を見ながら，自動化ECUからの指示に基づき，EPS ECUの判断で目標の転舵角に制御する．Fig.14にステアリングシステムを示す．

６．３．止まる自動化

ブレーキは負圧ポンプとリニアソレノイドバルブ付きのマスターバックにより自動化ECUが指示する制動力が得られるようにソレノイドバルブを大気開放し，油圧圧力や制動時の減速度を検出しながら制御する．また緊急時には普段ABSの働きをさせている緊急制動装置により急制動を掛ける．さらに万が一フェイル等で制動がかからないときはモータによる回生ブレーキを最大限作動させるようにしている．Fig.15にブレーキシステムを示す．

またパーキングブレーキにおいては自動解除装置を装備している．有人運転でロックされたフットパーキングブレーキをソレノイドにより解除することが出来る．

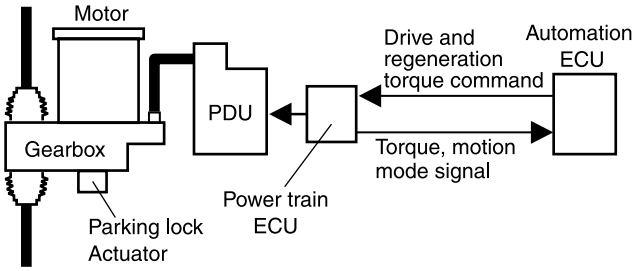


Fig.13 Drive control system

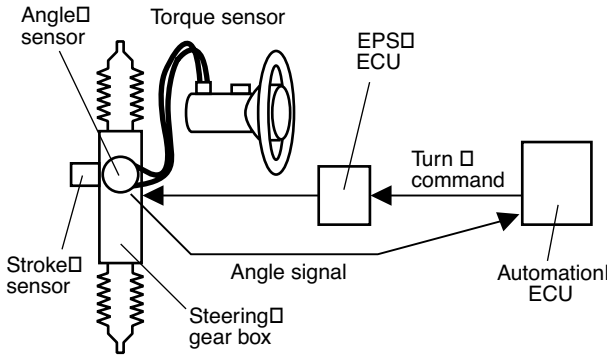


Fig.14 Automatic steering system

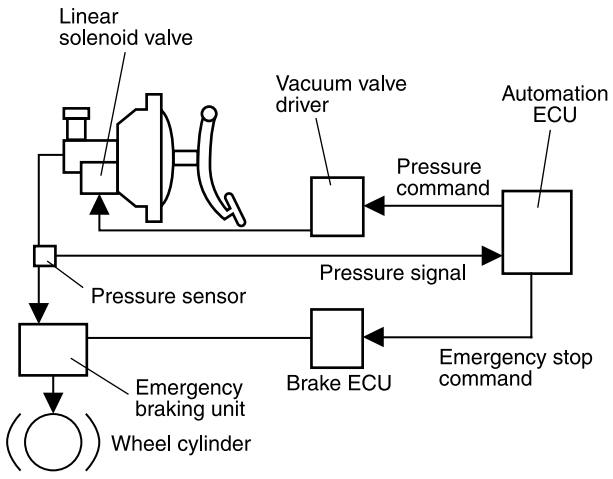


Fig.15 Automatic braking system

6．4．ICカード

共同利用のためにICカードによるキーシステムを採用した．ドアの開閉はもちろん車を始動させるためのスタートキー機能も持っている．

ICカードはJISサイズのカードの中にICチップを搭載し，ユーザの氏名やID番号，日本語・英語の区分などを保有するとともに共同利用したときの使用料金や走行時間など将来のシステムオーナが必要とする情報を記憶することが出来る．

ユーザがクウォータウインドにあるICカードアンテナにICカードをかざすと通信によりカードのIDが読み込まれ，路車間通信によりあらかじめ車に登録されたユーザIDと照合されるとドアロックが解除される．乗車後にハンドル右にあるカードリーダにICカードを挿入し，スタートスイッチをONにして走行可能となる． 有人･無人の区分けをしているのはICカードである．ICカードが車のカードリーダに入っている限り，自動運転の要求があっても車は受付けない．Fig.16にICカードとカードリーダに対する操作の様子を示す．

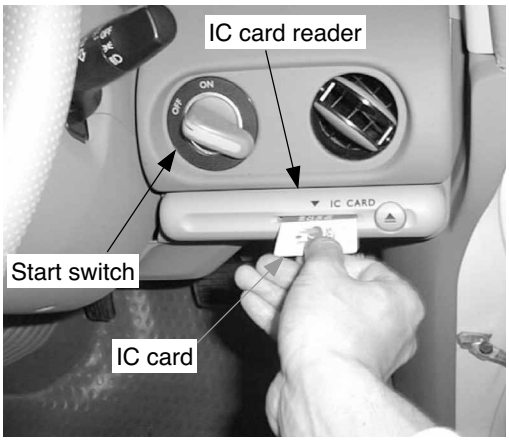


Fig.16 IC card/IC card reader

6．5．ICVSナビゲーションシステム(NAVI)

ICVS連動のNAVIを採用した．車を借りる際，ICVSの貸出しポートで行先を指定しておくと配車された車に自動的に経路誘導がセットされる．ICカード内の情報によりユーザに対し，日本語又は英語のどちらかの誘導の音声案内が開始される．一方システム側も地図を持っていて，各車の現在位置を認識している．これにより管制センタで車の位置表示をして確認することができる．

6．6．車載電話

自動車電話も搭載している．フロントピラーに装着したマイク付のスイッチを押すとNAVI画面に登録電話番号が表示され選択するとハンズフリーで電話することができる．事故など万が一の場合には緊急電話として管制センタに電話をかけることができる．

7．快適装備

冷房・暖房・除湿も運転できる電動モータ駆動のヒートポンプ式エアコンを装備した．またインバータ制御で急速冷房・暖房も可能で，室内が指定温度になると省エネ運転に切り替えられる．

世界中のお客様の体格にも対応できるようにするため，2人乗りながら十分な居住性を確保し，乗降りが容易になるようにステアリングを電動で通常位置から20度上方に跳ね上げるチルトステアリングも装備している．

足元をすっきりさせ，フラットフロアとするためシフトレバーでなくダイヤル式のシフトスイッチをセンタパネルに装備している．

8．おわりに

当初の計画通り，ツインリンクもてぎにおいてシティパルとその共同利用のための先進自動運転技術を実機展示することができた．デモンストレーション走行開始以来，多くのメディアや訪問者から，その技術力の高さと未来交通社会を展望させる魅力に高い評価をいただいている．

21世紀の車社会がどうあるべきか，幾多の議論が起きてきている．資源エネルギー，地球温暖化問題といったグローバルな問題の他，地域交通社会における大気汚染，車増加に伴う駐車場の不足や路上駐車に伴う交通渋滞など解決すべき問題が多く残されている．このICVSとシティパルという車の示した方向はその解決の一助となる可能性は十分にある．もてぎの公開実験を通じ，多くの人々の意見をいただき，さらに発展させてゆきたい．

■著 者■



小 椋 正 己



三 田 義 訓



高 橋 龍 夫

ICVS「シティパル」における自動化技術

Intelligent System Technologies on the ICVS City Pal

武井明彦* Akihiko TAKEI
荒晴哉* Haruya ARA
小林幸男* Sachio KOBAYASHI
土佐貢* Mitsugu TOSA
橋本英樹* Hideki HASHIMOTO
森直樹* Naoki MORI

要　旨

近未来型地域交通システム(ICVS)の試験運用をツインリンクもてぎにおいて開始したが，このうち２人乗りEVであるシティパルに対して，効率的システム運用のために自動運行技術を適用した．

無線で指令を受け，データを記憶し，自分自身で電源をONし，自分で走り，曲がり，止まり，自分で電源をOFFする．車の形をしたロボット，と言っても良いこの自動化システムには，「乗用車がネットワークシステムの一部として動く」という新しい概念が導入された．

ABSTRACT

The City Pal, a 2-seater electric vehicle, has been integrated with the automation technologies for the improvement of system. In this automation system the vehicle is a part of the network system. The vehicle in this system receives commands from the central management unit through radio communication. Following the commands the car receives, it turns on/off the ignition, runs automatically, turns, and stops by itself. The vehicle, in a sense behaves like a kind of robot.

１．はじめに

過去20年間に共同利用システムは世界各地で提案され，試験運用がなされた事例も数多い．しかしながら，それらのほとんどすべてが成功を見ずに終わっている．

その理由としては，

・車の紛失(誰がどこに乗って行ったかわからない)
・駐車場の不正利用(共同利用以外の車が占領)
・前の利用者が燃料(または充電)を空の状態で返却
・車の偏り(いつ行っても借りられる車が無い．何分待てば使える車が来るのか分からない)

などが挙げられる．これらに共通して言えることは，使う人のモラルだけに頼ったシステムはうまく行かない，ということである．我々は新たに地域型共同利用を提案するに当たり，電子化・自動化技術によりこれらの問題点の解決を図った．

ツインリンクもてぎでの試験運用に組み込まれた自動化システムは

(１)自動配車・リアルタイム運行管理システム
(２)自動駐迎車システム
(３)隊列回送(カルガモ走行)システム

であり，この導入により，手続き簡略化，待ち時間短縮，不正使用防止，省人化，車両の稼働率向上を狙っている．

この３種類の自動化システムを実現するために採用したセンシングシステム，アクチュエータ，通信システム，コントローラをFig.1に示す．

２．自動配車・リアルタイム運行管理システム

Fig.2にツインリンクもてぎのネットワーク及びICVSシティパルに関連する装置の概要を示す．

ICVSシティパルはFig.3で示されるように，ファンファンラボポート，サウスゲートポートとホテルポートの３箇所のポートで運用されている．これらのポートではお客様にカードを発行する受付と，貸し出し返却を操作する端末が設置されており，機材は埋設された光ケーブルでネットワーク接続している．したがって，たとえばファンファンラボポートでカード発行を行い，貸し出しされたシティパルをサウスゲートポートで返却して，コレクションホールからラクーンに乗り換えファンファンラボで返却し清算するといったICVS一連の流れを体験することが可能になっている．

２．１．ICVSネットワーク

通常のネットワークとの大きな違いは，無線LANの技術を用いて車両もネットワークの一部としていることにあ

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_2_5

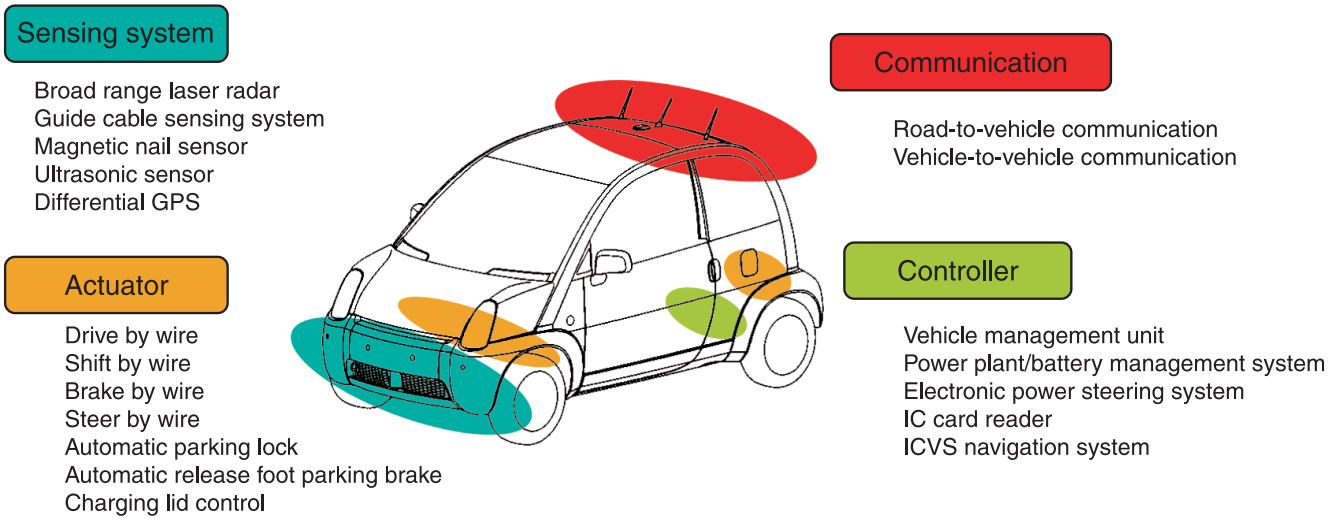


Fig.1 Intelligent systems on the ICVS City Pal

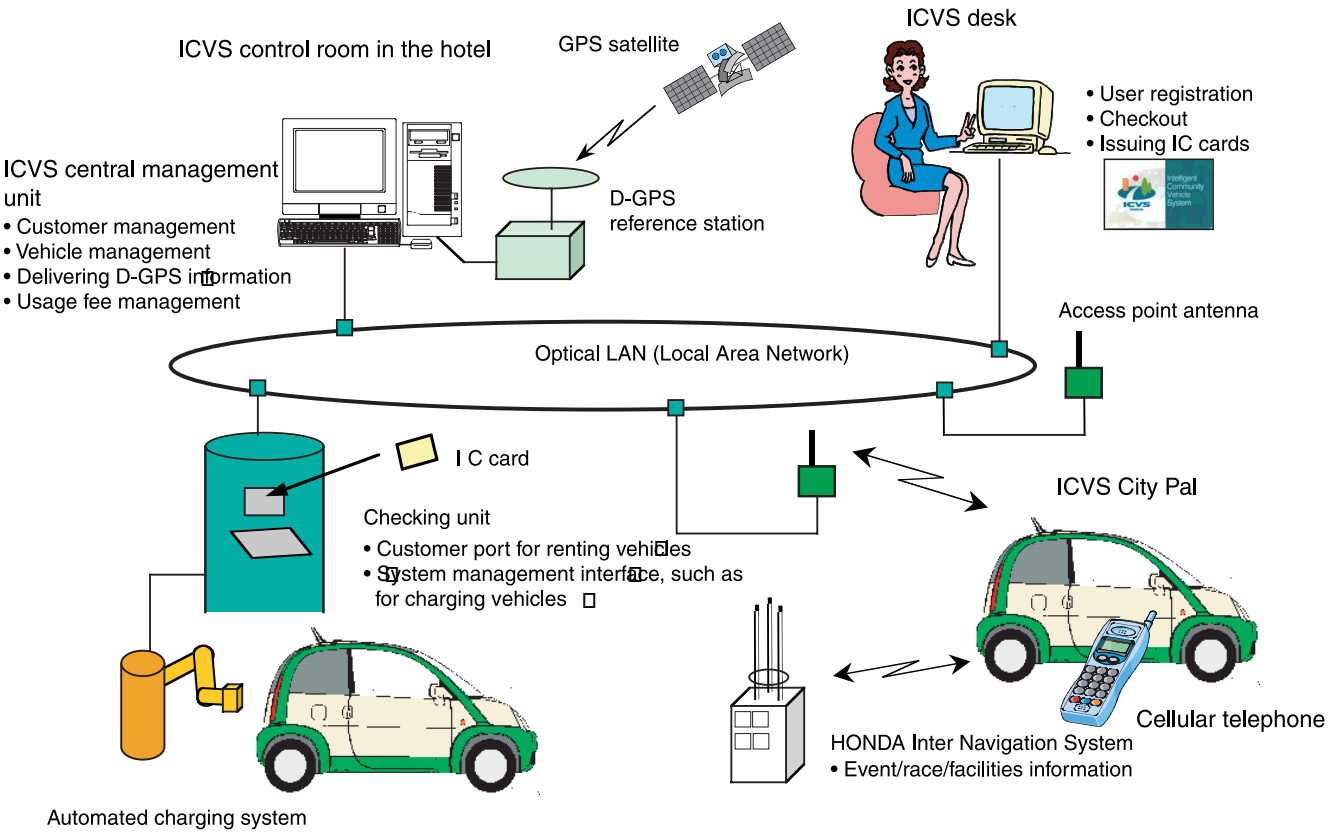


Fig.2 ICVS local area network in TWIN RING MOTEGI

る．このためにシティパルの走行道路をほぼカバーするように，道路周辺およびポート周辺に路車間通信用アクセスポイントを設置した．Fig.3にアクセスポイント設置位置とカバーする通信エリアを示す．

また，無線LANを構築する路車間通信機の概要をTable 1に示す．

車両がネットワークの一部となることにより，

・車両の位置や貸し出し状態をリアルタイムで監視し，紛失や規定運行エリアからの逸脱をチェックする．
・車両のキー情報を集中管理することにより，利便性の良い共同利用を可能にする．
・駐車位置への自動走行による自動駐車，貸し出し時の自動迎車を実現し，無人ポートを可能とする．
・電気自動車を共同利用する場合の懸案である充電作業を，残容量のモニタを含め自動化する．
・ポート毎の車両在庫状況をリアルタイムで監視し，車両の偏りを再配車により修正できるようにする．

を実現している．

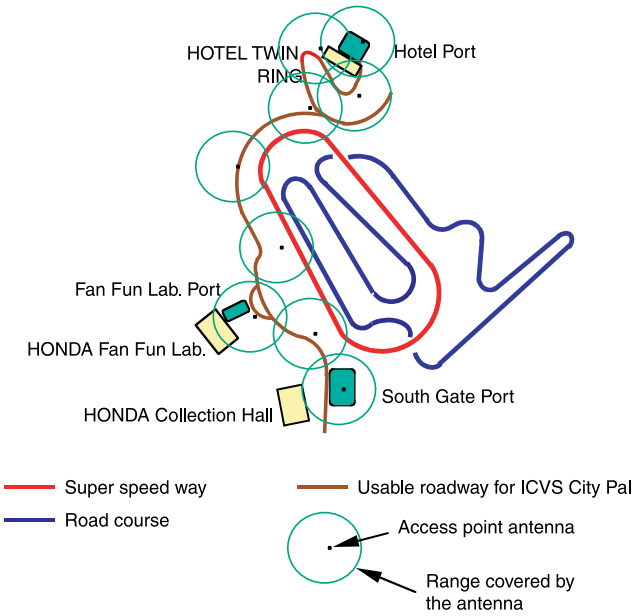


Fig.3　Port location and radio communication range

Table 1　Specification of road-to-vehicle communication

Frequency band	2.48 GHz
Modulation	Direct sequence spread spectrum
Data rates	2 Mbps
Output power	100 mW
Cover range	Up to 200 m
LAN Interface	IEEE 802.3 10Base2/5/T
Roaming	Seamless roaming

２．２．車両運行モニタ

道路走行中のシティパルはディファレンシャルGPS(以下D-GPS)と慣性航法により自車位置を常に数mの精度で計算し，この自車位置情報と車両状態を５秒ごとに路車間通信で管制システムに連絡している．自車位置の計算精度を確保するため，D-GPSの基準局をホテルツインリンク内に設置し，GPS補正情報を路車間通信を用いて各車両に配信することとした．

管制装置は各車両から送られてくる情報をもとに，運用中の全車両の現在位置と利用状態をリアルタイムに管理している．ホテル内に設置したICVS管制室の係員は，大型スクリーン上に表示された地図と車の位置から，規定運行エリアから逸脱したかどうかをチェックできる．

２．３．ポートにおける車両管制

サウスゲートポートはICVSシティパルの将来のポートをイメージして，お客様の待ち合い室を中心に乗車場，降車場，駐車エリアを周りに配置した形になっており，各種自動化技術の公開実験が行われている．

ここではお客様が狭い駐車スペースで右往左往したり，面倒な充電操作を行う必要はない．知能化したICVSシティパルと管制装置が路車間通信で情報をやりとりしながら連携することにより，下記の各種機能を実現している．

- ポート接近判断：シティパルで入り口に接近するとナビゲーション装置から「サウスゲートポートに到着しました…」という音声案内が行われ，入り口ゲートのチェーンが降下する．シティパル以外の車両が接近してもチェーンは降下しない．
- 駐車エリアの選択指示：車両の在庫状況を調べ，空いている場所を捜す．
- 自動走行経路の選択指示：駐迎車位置までの走行すべき経路を選択する．
- 車両電源ON/OFF：自動運転する間だけメインスイッチをONする．
- シーケンス制御：駐車ブレーキの解除，自動走行の開始，停止，パーキングロックの自動投入を行う．
- 充電管理：バッテリー残容量をモニタし，不足の場合には自動充電エリアへ移動する．
- 自動充電制御：車両充電リッドの開閉と自動充電器のシーケンスを制御する．
- 緊急停止：緊急事態発生時には管制指示により自動運転を緊急停止する．

ポートにおいてはこれらの機能を組み合わせることにより貸し出し，返却，自動充電等の自動運転が行われている．

２．４．貸し出し手順

シティパルと管制装置の連携の一例として，サウスゲートポートにおける自動迎車による貸し出しをFig.4で説明する．

ICVSはICカードによるキーシステムを採用している．

このICカードをポート端末にかざすことから貸し出し手続きは始まる．簡単な貸し出し操作が終了すると，管制装置はポート内のシティパルのうち充電量が十分である車両を選択し，乗車場まで自動走行で移動させる．自動走行終了後，利用者カードのID，行き先情報，音声案内の日本語英語切り替え情報などが車両に送信される．この情報からシティパルはカードリーダーにID登録を行い，同時にナビゲーション装置の経路誘導と音声案内をセットする．

以上の処理が終了した時点より，利用者は指定された車両の使用が可能となる．利用者はクオータガラスに取り付けられたICカードアンテナにカードをかざしドアロックを解除し乗車，ハンドル右にあるICカードリーダにカードを挿入して，スタートスイッチをONにして発進する．

返却時はスタートスイッチOFFした後，カードを排出させ，カードでドアロックし，ポート端末で返却操作する．返却手続き終了後，車両のICカードリーダーに登録されて

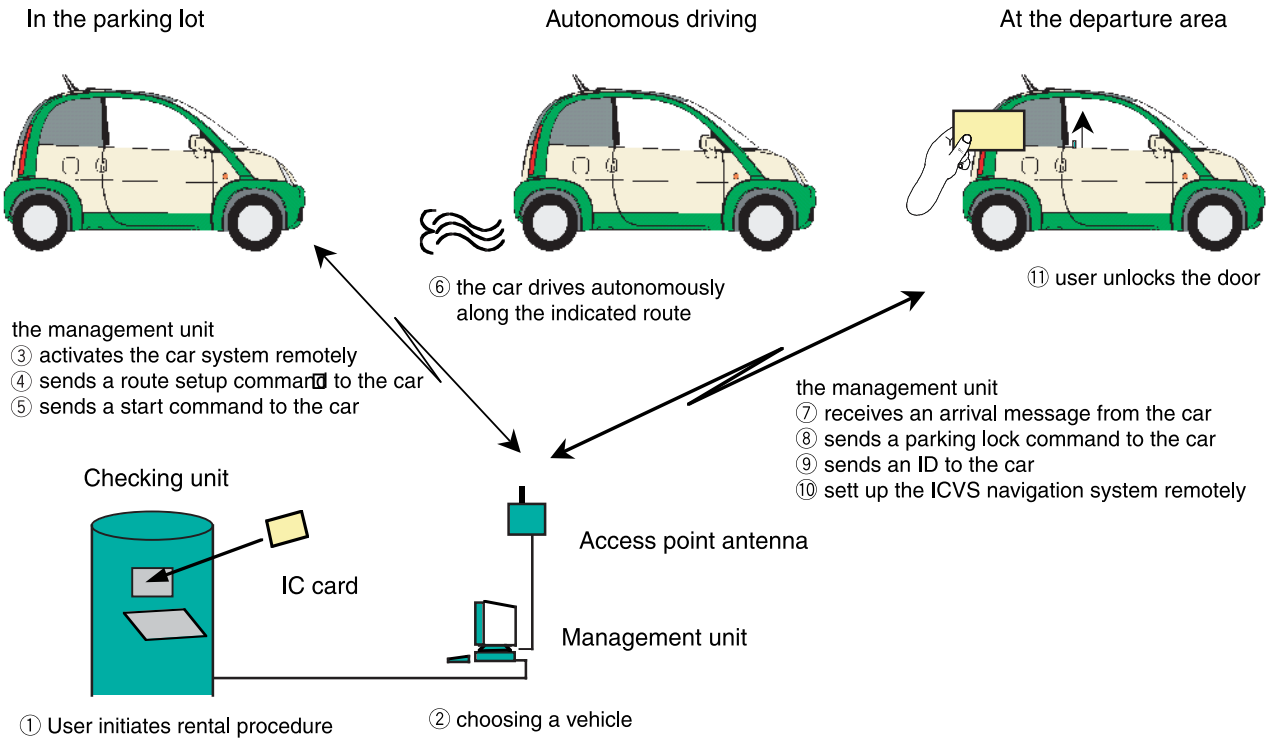


Fig.4 Event sequences to rent an ICVS vehicles

いたIDは消去されるため，カードによるドアロック解除は行えなくなる．この時点から車両は管制装置管理下に置かれ，指定駐車エリアまでの自動走行が開始される．

３．自動駐迎車システム

車両の貸し出し／返却を自動運転により行うことの狙いは下記の通りである．

- 手続きの自動化によりスタッフの削減をはかる．
- 高精度，高密度駐車を実現する．
- 乗車降車エリアへ自動配車することにより利用者の利便性を向上させる．

３．１．自動走行原理

ポート内で自動走行する車両は，予め記録された走行経路地図と慣性航法により算出した走行軌跡を比較しながら走行する．しかしながら，この走行軌跡は車速検出センサ，ヨーレートセンサ等の誤差や車両個体差，路面状況等の変化によりかならずしも正確ではない．そこでこの走行軌跡ずれを補正する手段として，走行経路上に設置されたガイドラインのセンシングが必要になる．高精度の車両誘導を達成するために，誘導ケーブルと磁気ネイルの２つのガイドラインを適用した．

車両の制御ユニット内部に記憶された地図には，経路を形成するリンク座標の集合と，指定走行速度，磁気ネイルの位置情報が含まれる．ICVSシティパルは誘導ケーブル検知センサを使用して走行経路に対しての横方向偏差を検出し，磁気ネイル検知センサを使用して走行経路に対しての縦方向偏差を検出するようにした．

３．２．自動走行手順

Fig.5により自動走行の手順を示す．

自動走行を始める際，車両はまず自動運転に必要なセンサとアクチュエータのチェックを行ない，管制装置からの指示を待つ．

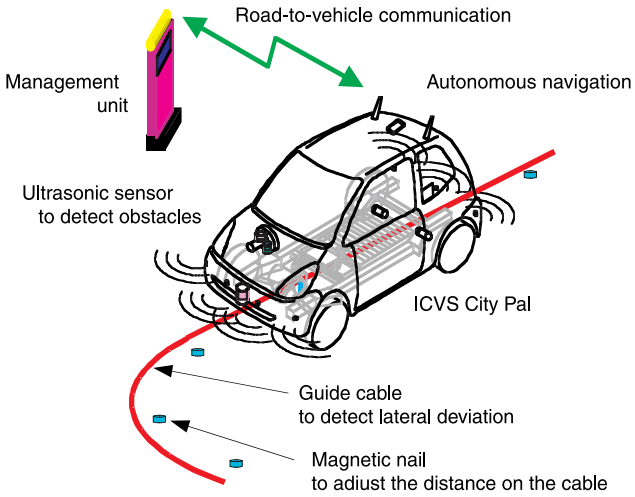


Fig.5 ICVS City Pal automatic parking system

管制装置は移動先の選択を行い，そこに至る経路を選択し，その経路上に敷設された誘導ケーブルのみ通電するよう発振器出力を切り替え，路車間通信で車両に経路を指示する．

管制装置の指示を受けると，車両は指定された経路の地図を選択し発進する．走行中は超音波センサで障害物の有無を確認している．駐車エリアから乗車エリアまでの場合移動の所要時間は約30秒である．

３．３．誘導ケーブル

Fig.6にサウスゲートポートの路面に埋設された誘導ケーブルと磁気ネイルの位置を示す．

誘導ケーブルは自動走行経路に沿って約60mmの深さに埋設されており，約５KHzの交流電流によって連続的な交流磁場を発生させている．走行する経路のケーブルだけに信号が流れる様，管制装置が発振器出力の切り替えを行なっている．

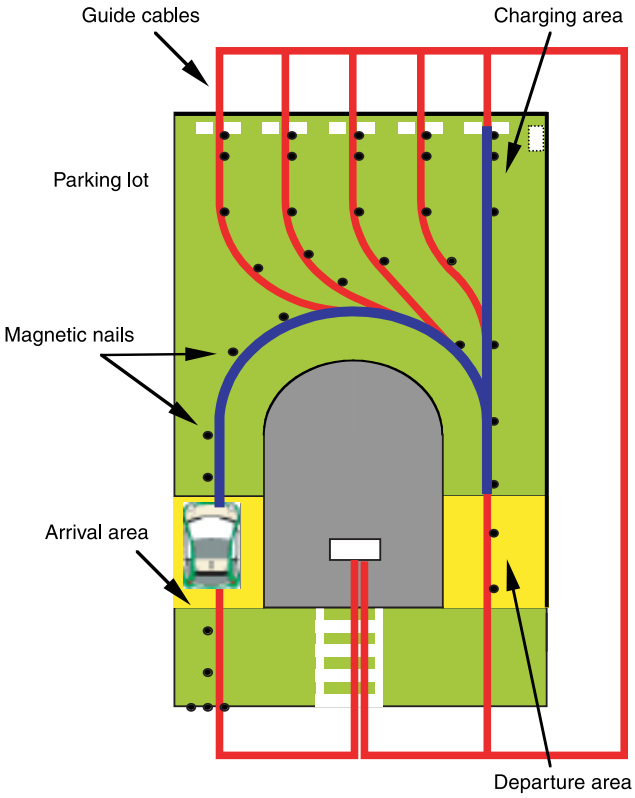


Fig.6　South Gate Port layout

誘導ケーブルセンサは車両後方に左右対称に取り付けられ，この左右２つのセンサ信号の差分を検出する事で，誘導ケーブル位置に対する車両横位置偏差を検出している．

Fig.7に誘導ケーブルセンサ特性表を示す．

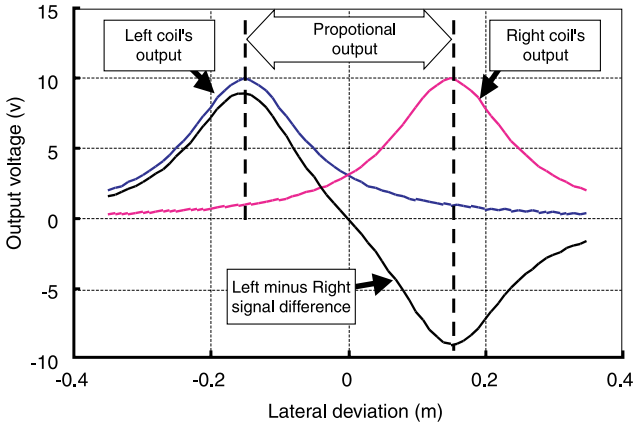


Fig.7　Guide cable sensor characteristics

３．４．磁気ネイル

車両縦方向位置の検出用として磁気ネイルを埋設した．磁気ネイルの使い方としては，停止位置やポート入り口の判別，自動走行開始位置の決定がある．ポートの入り口のみ他のネイルとの区別を確実に行うために，極性を反転し３個並列に埋設した．

磁気ネイルセンサも車両後方に取り付けてあり，磁気ネイル上を車両が通過した時の信号波形を地図上の磁気ネイル位置情報と照らし合わせる事で，縦位置を検出している．

３．５．超音波自動停止

車両前後バンパー内に超音波センサを搭載し，自動走行中に障害物を検知した場合には，危険防止のため緊急自動停止する機能を採用した．

超音波センサは前方に４個と後方に３個搭載しており，短距離用と長距離用を組み合わせて，直進方向や旋回中の巻き込みによる衝突防止を行なっている．

Fig.8に超音波センサの検知エリアを示す．

緊急自動停止を行なうブレーキアクチュエータは油圧タイプを採用しており，直ちに最大減速度を得られる応答性能を有している．

Fig.9に緊急停止時のテストデータを示す．

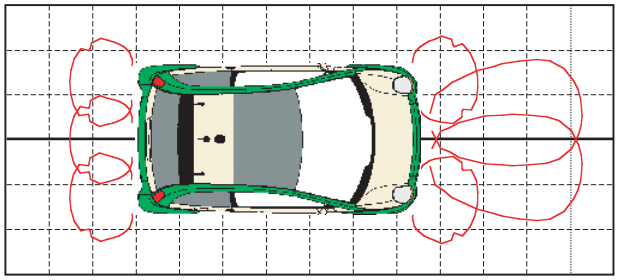


Fig.8　Detectable range of the ultrasonic sensors

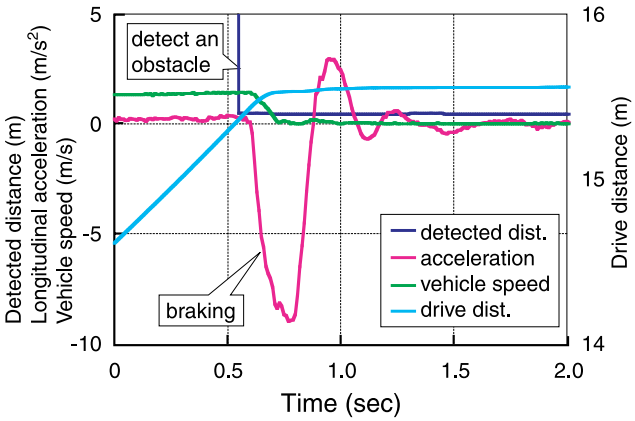


Fig.9 Emergency stop test results

3．6．ポートの安全装置

Fig.10にポート安全装置の配置図を示す．

ポート内へ人等が侵入した場合に備えて，光電型の検知センサを設置した．人等の侵入が検出されると，管制装置は路車間通信で車両に非常停止指示を出す．自動駐迎走行中の車両は非常停止指示を受けると，速やかに停止動作を実行する．

また，待合室と乗降車エリアの間は自動ドアで仕切られており，必要な時以外は開閉動作を禁止して，利用者が自動走行エリアに誤って侵入するのを防止している．

車両返却時には車両が降車エリアに入ったことを光電センサで検出して降車エリア側の自動ドア操作を許可，その後ポート端末で返却操作が行われた時点で開閉が禁止される．車両貸出し時も同様に利用者が乗車する時のみ自動ドア開閉を許可する．

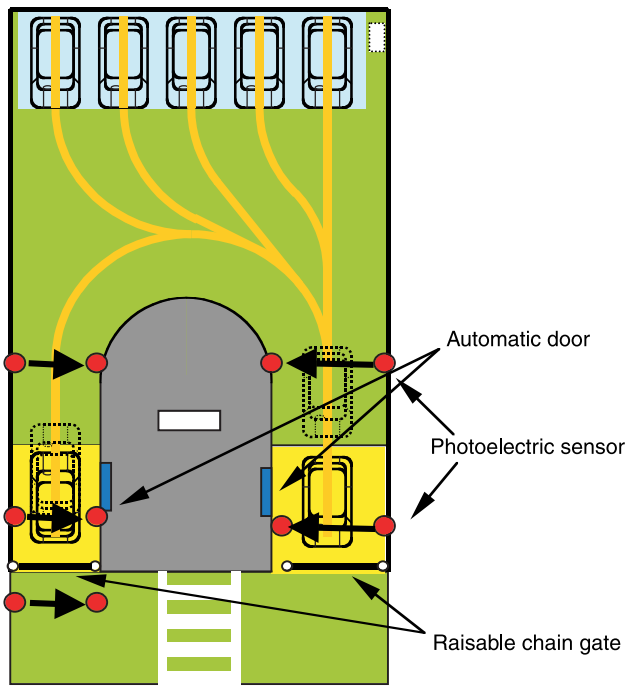


Fig.10 South Gate Port safety system

3．7．車両運動制御と性能

ステアリング制御は地図と慣性航法軌跡をマップマッチングすることで得られた自車位置情報を基準に，地図より車両前方２点の曲率半径を入手して目標ステアリング角に換算し，フィードフォワード情報として用いている．また誘導ケーブルセンサから得られた車両の横方向変位量と角度誤差をフィードバック情報として用いている．

その結果，旋回半径5.25mという小旋回でもスムーズに走行することができた．車両前方２点の情報を使用する方式は，特にＳ字走行において効果をもたらした．

車両の縦方向である車速制御は，車速センサと加速センサ情報から車両運動の２次の積分予測制御を行い，スムーズな制御性能を実現した．また目標停止位置直近では，通常時の車速制御から極低速専用の走行距離制御に切り替え駐車位置精度を向上させることが出来た．

車速制御用アクチュータには車両駆動用モータと，圧力制御弁を用いた負圧ブレーキを使用している．車両駆動用モータはガソリンエンジンに比べ出力トルクの応答性が早いため，目標車速に対する偏差を抑えやすく，良い制御性を得ることができた．

Fig.11にテスト結果を，Table 2に達成した性能を示す．

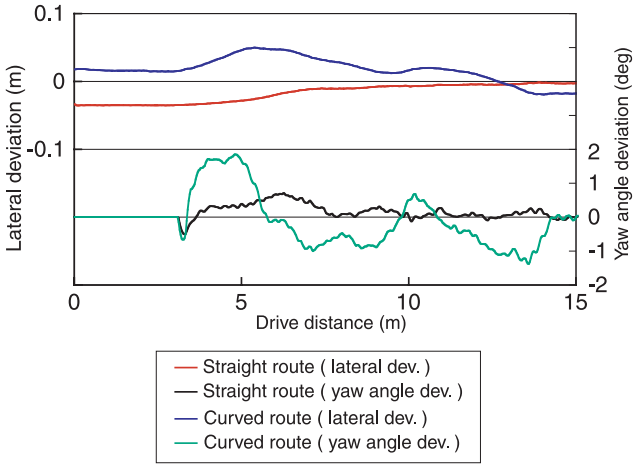


Fig.11 Automatic parking system test results

Table 2 Automatic parking system specifications

Lateral deviation	±20 mm
Angle deviation	±1.8 degree
Velocity	5 km/h (forward), 3 km/h (back)
Elapse time	30 sec

４．隊列回送システム

いくつかのポートを使って車両を共同利用する場合，特定のポートに車両の在庫が偏ってしまうという問題が発生する．これを解決するためには再配車のための回送作業が必要となる．

このための要員数を削減し経済性を向上させることを目的として，複数の車両を１名の運転要員だけで移動させる，隊列回送システムを開発した．

４．１．システムの特徴

複数台の車両で形成される隊列は，先頭車両のみ有人で走行し，後続の無人車両は車間距離一定の自動運転で先頭車両の走行軌跡をトレースしながら追従する．先頭車を含め最大５台までの車両が走行できる．

Fig.12にこの隊列形式を示す．

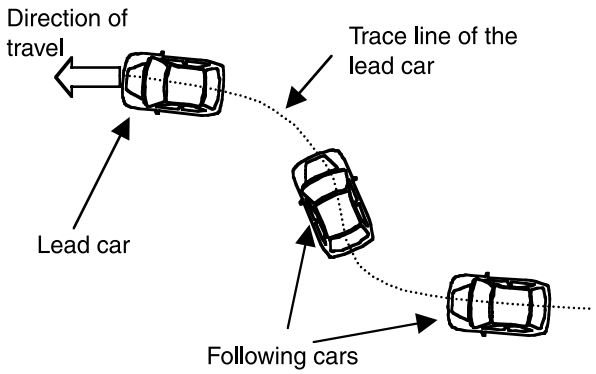


Fig.12　Line trace of platooning vehicles

４．２．システムの構成と原理

磁気ネイル等のインフラストラクチャを利用できない一般路での走行を可能にするために，従来の自動走行技術とは違った手法，すなわち慣性航法，車車間通信，レーダセンシングの協調を導入した．

先頭車，追従車ともに，慣性航法を用いて各々の車両位置と進行方向を計算している．先頭車の位置と進行方向は，車車間通信を通じて一定時間毎に追従車に伝送される．追従車は，受信した先頭車位置を記録し，先頭車走行軌跡を作成する．追従車はこの先頭車軌跡情報と自車の軌跡及び進行方向を比較し，先頭車に対する相対位置と進行方向の偏差を求め，フィードバック制御することによって先頭車軌跡をトレースして行く．

さらに車両位置を正確に認識するためには，車両毎に存在する慣性航法の座標系間の誤差を補正する必要がある．そこで座標系の相対誤差を検出するためにレーダシステムを用いた．

４．３．慣性航法

慣性航法軌跡は走行距離を進行方向に積分することで得られる．車両にはD-GPSも搭載しているが，精度が十分でないため，隊列回送システムでは使用していない．使用した距離センサは，車両駆動用モータ出力軸に取り付けられ，２cm/pulseの精度を持つ．また，進行方向を求めるために使用するヨーレートセンサは，ドリフト率が１deg/hourという高精度なものを採用した．

４．４．車車間通信

車両の位置情報，座標系の補正情報，車両制御量や状態量などの情報を隊列内の車両間で伝送する手段として，車車間通信を使用した．通信方式，周波数帯は路車間通信と同一で，相互干渉を防ぐため拡散符号列を変えている．通信用アンテナはダイポール型でルーフ上に設置した．通信はブロードキャスト方式を採用したため，隊列内すべての車両が他車両の送信データを受信でき，情報共有される．先頭車両の通信周期は30msec間隔であり，その間に追従車両のうちの１台が順に答える形で送信するため，５台の隊列の場合は120msecで通信が一巡する．通信データ容量は，先頭車48バイト，追従車68バイトである．

Fig.13にこの車々間通信手順を示す．

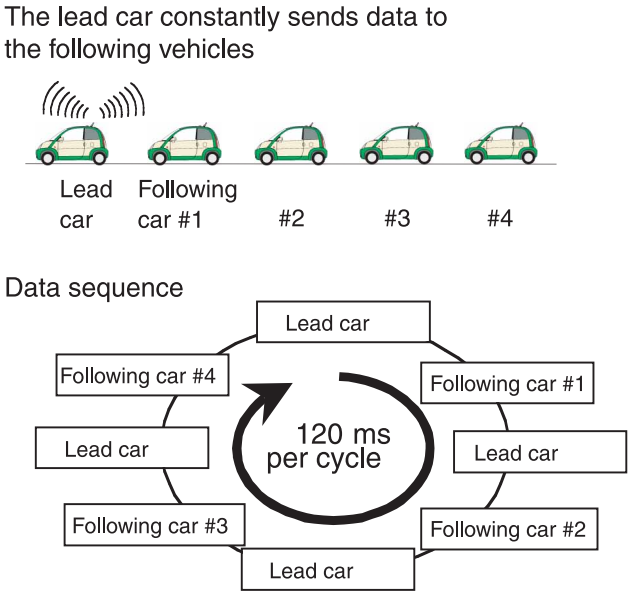


Fig.13　Vehicle-to-vehicle communication

４．５．レーダ

ICVSにおける隊列走行は一般路への適用を想定しているため，小半径の旋回が要求される．前走車が旋回した場合でもその位置を検出し続けられるように，200degの広域スキャン角度，２degの検出分解能を有する近赤外レーザレーダを採用した．レーダの取り付け位置は車両前部バンパ中央部のため，実際の使用範囲は124degである．

検出の確実性を保つため，車両後部バンパ左右に横50mm縦150mmの再帰性反射テープを１m間隔で取り付けた．

これらをFig.14で示す．

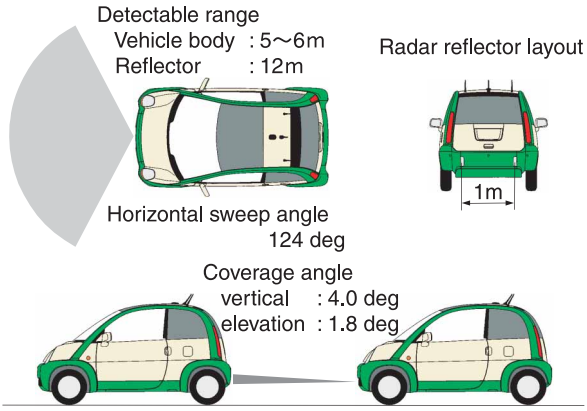


Fig.14 Detectable area and reflector layout

４．６．安全対応

隊列走行時，追従車はすべて無人で走行するため，システムのトラブル発生時には先頭車ドライバーへ警報を与えるとともに，走行を自動停止させる方針とした．具体的には，追従車の状態を先頭車のナビゲーション画面への表示，音声による警報，車車間通信失陥時の緊急停止，先頭車軌跡からの逸脱時の緊急停止などの機能で構成される．

４．７．達成性能

先頭車を含め５台の隊列で，安定した走行を達成した．また，小半径の旋回，交差点を模したクランク走行やスラローム走行においても，追従できることを確認した．車間距離については４mならびに２mを達成している．追従性能をTable 3に示す．

Table 3 Platoon performance values

Deviation of the distance between vehicles	±0.3m
Deviation of the vehicles' lateral positions	±0.13m
Minimum turning radius	4.8m
Maximum speed of the following vehicles	100km/h

５．あとがき

98年10月よりICVSシティパルの共同利用試験運用を約半年にわたり行い，数多くのフィールドデータを得ることができた．

一つには自動化装置の限界性であり，もう一つはお客様の使い勝手やスタッフの運用手順という人的な課題が明らかになった事である．

また隊列回送については，実社会の混合交通においての運用を考えた場合，まだ多くの課題を持っている．技術的には通信や制御の信頼性の追求や雨や雷といった耐環境性の向上であり，法的な責任所在や交通ルールとのマッチングといった社会的課題も多い．

共同利用という新しい形の交通システムをどのように発展させていくか，国や地方自治体，関連機関の皆様との協調関係を築き“共に創造”して行きたいと考える．

参考文献

１）安達ほか：近未来型地域交通システム「ホンダICVS」の紹介，HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.1, p.1-6 (1999)

２）小椋ほか：２人乗り小型電気自動車ICVS「シティパル」の開発，HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.2, p.23-28 (1999)

３）田村ほか：ICVS「シティパル」に搭載した自動運転システム：隊列回送機能，HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.2, p.107-112 (1999)

■著 者■


武 井 明 彦


荒 晴 哉


小 林 幸 男


土 佐 貢


橋 本 英 樹


森 直 樹

ICVS「ステップデッキ」用ハイブリッドシステム

Development of a Hybrid System for the ICVS Step Deck

林　　徹*　　鈴　木　　修*
Akira HAYASHI　　Osamu SUZUKI

要　旨

4サイクル49cm³ガソリンエンジンと電動モータを組み合わせたハイブリッドシステムを開発した．このハイブリッドシステム（Modulated Hybrid System: MHS）は，駆動力源を電動モータかエンジンか切り替えて走行するパラレル型と呼ばれるハイブリッドシステムである．MHSでは電動モータとエンジンの切り替えは自動的に行なわれ，電動モータの電力源となるバッテリの充電は外部電源とエンジン走行中にエンジン動力を用いて行われる．駆動力源の切り替え制御パラメータは，必要駆動力，速度とバッテリ残量である．駆動力源切り替えは，エンジンの駆動力伝達経路に配置したワンウェイクラッチを用いて行い，スムースな切り替えを実現するために，後輪駆動力トルクをフィードバックして電動モータを制御している．MHSは，動力源の切り替えにおいて良好な加速フィーリングと，スロットル操作に対し安定した出力特性を達成した．

ABSTRACT

A hybrid system that combined 49cm³ four-stroke cycle gasoline engines with an electric motor was developed. This hybrid system (Modulated Hybrid System: MHS) is called a parallel type and switches the electric motor or the engine as a power source during running. In the MHS, the electric motor and the engine are automatically switched, and an external power supply and the engine power under running charge the battery that is the power source of the electric motor. Required driving force, a vehicle speed, and a battery remaining energy are for the switching control parameters of power source. A one-way clutch arranged on a transmission path of engine power switches the source of driving force. The MHS achieved an excellent acceleration feeling to a power source switching and a steady output characteristic to a throttle operation.

１．まえがき

ハイブリッド車は，近年，電気自動車と並び低公害車として注目され，試作研究車段階から，市販車開発段階に移行してきており，市販車も登場している．ハイブリッドシステムは，シリーズ型，パラレル型，多くの形式が研究，発表されている．シリーズ型ハイブリッドシステムは，電動モータのみで走行し，エンジンは発電動力源としてのみ用いられる．一般的にパラレル型は，シリーズ型に比べ，バッテリ搭載量が少なくできるメリットがある．今回，開発したハイブリッドシステム（Modulated Hybrid System：以下MHSという）MHSのハイブリッド基本動作は，ある車速以下，スロットル開度以下では電動モータで走行，それ以上ではエンジンで走行となる駆動力源切り替え方式である．MHSは，ホンダが提案している地域交通システム「ICVS（Intelligent community vehicle system）」用の車両の一つである「一人乗り４輪コミュータ」（ICVS-Step Deck）用として開発された．

Fig.1**にその車両の外観写真を示す．ICVSは，多数のユーザーが低公害車両を数km範囲の地域内で共同利用することを基本とした地域交通システムである．その車両には，静粛性，クリーン，簡単な操作で快適に走行できることが求められ，また，小さな駐車スペースと，混合交通走行を可能とするため，小型，軽量も重要である．MHSは，このような目標を達成するため，低速，低負荷時に電動モータで走行できるパラレル型ハイブリッドシステムとした．**

Fig.2**にそのハイブリッドユニットのカットモデル写真を示す．パラレル型ハイブリッドの場合，走行駆動力源の切り替えにおいて，駆動力変化の抑制，電動モータからエンジンへの切り替え時間の短縮，エンジン走行中充電においてスロットル操作に対する走行出力特性の変化の抑制などの課題がある．　本稿では，開発したMHSの構造と制御システム，及び実車性能について述べる．**

＊朝霞研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_2_6



Fig.1 ICVS Step Deck

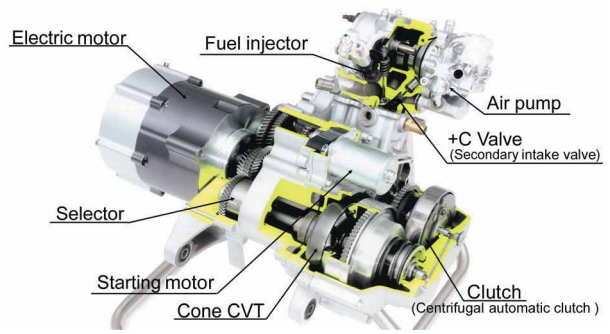


Fig.2 MHS unit

2．開発目標

2．1．動力性能

車両最高速度は60km/h，電動モータの最高速度は30km/h以上と設定した．

2．2．操作性

駆動力源切り替え操作，シフト操作を不要とし，スロットル操作のみで走行できるシステムとする．

2．3．加速フィーリング，及びスロットル操作に対する走行出力特性

駆動力源の切り替えにおいて駆動力の変化，電動モータからエンジンへの切り替えに要する時間，及びエンジン走行中充電時に充電のために必要なスロットル操作を最小に抑える．

3．MHS概要

3．1．ハイブリッド方式

ハイブリッド方式は，走行負荷の低い領域は電動モータ走行，走行負荷の高い領域はエンジン走行となるパラレル型とした．スロットル操作のみで走行できるように動力切り替えはバッテリ残量，車速，スロットル開度をパラメータとする自動制御とした．

3．2．電動モータユニット

電動モータの出力は速度30km/hを満足するため2.5kWとし，軽量，高効率なDCブラシレスモータを採用した．ハイブリッドシステムを小型，軽量にするため，専用発電機をもたず，一つの電動モータで走行と発電を行うシステムとした．

3．3．エンジンユニット

エンジンは，49cm^{3}４サイクルガソリンエンジンとした． 坂道発進など高負荷時に車速ゼロから，エンジン走行が可能で，かつ，シフト操作を不要とするために自動発進クラッチ，無段変速機，スタータモータを装備した．

3．4．その他

リバースギヤを無くしてシンプルな構造とするため，リバース時の動力は電動モータとした． バッテリ充電は，主として外部電源による充電とし，リバース機能を保持できるようにエンジンによる内部充電を可能とした．

Fig.3にMHSの構成図を示す．電動モータ駆動系にエンジン駆動系がワンウェイクラッチで接続された構成となっている． 主要構成は，以下のように４つに分類される．

(1)電動モータ系：発電と走行を兼用する電動モータとリダクションギヤ
(2)エンジン系：４サイクル水冷49cm^{3}エンジン，発進クラッチ，無段変速機，スタータモータ
(3)ハイブリッド駆動系：エンジンからの駆動力のみを伝達するワンウェイクラッチと，エンジンと電動モータの駆動力を検出する駆動トルクセンサを内蔵したカウンタギヤ，デファレンシャル
(4)制御系：バッテリ，モータコントローラ，スロットルアクチュエータ

設定したハイブリッド動作モードをFig.4に示す．

低速低負荷時は電動モータ走行，高速高負荷時はエンジン走行する．減速時は電動モータにより回生制動を行い，バッテリを充電する．これにより，エンジンを効率の良い高負荷域で使用でき，電動モータ出力を小さくできた．バッテリ残量が一定値以下になった場合は，電動モータ走行領域を低速に制限し，エンジンで発電しながら走行する領域を設定している．これにより，バッテリ残量が少なくなった場合でも，リバース走行などに必要な電力を確保することができる．また，Fig.4に示すように電動モータ走行とエンジン走行の境界では動力切り替えを自動で行う．こ

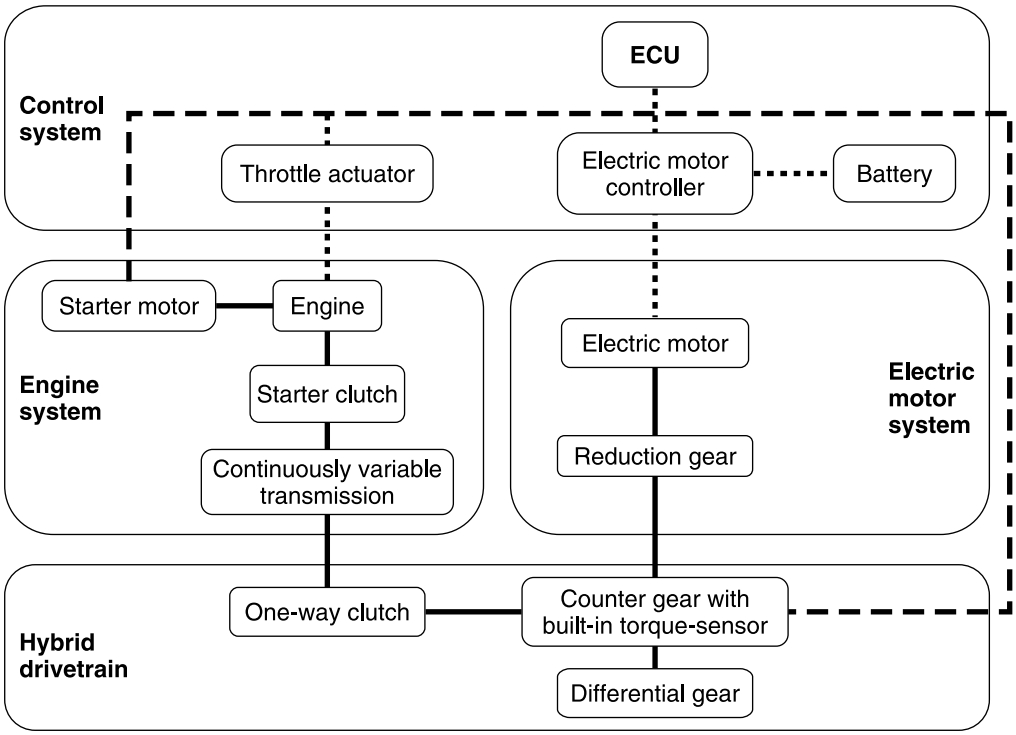


Fig.3　System diagram of MHS

の駆動力源自動切り替えでは，例えば，電動モータ走行からエンジン走行に切り替わる場合，エンジン始動，その後のエンジン出力(回転，駆動力)の増加，駆動系の接続，電動モータ出力減少と一連の動作が，スムースかつ，違和感のない応答性をもつように制御している．

エンジンで走行しているときにバッテリを充電する場合は，エンジン出力を必要走行出力以上に上げて得られた余剰出力により，電動モータを発電機として，バッテリを充電している．このとき，スロットル操作に関係なく車両が加減速しないように制御している．

MHSを搭載した車両の基本性能をTable 1，車体諸元をTable 2，ハイブリッドユニット諸元をTable 3に示す．

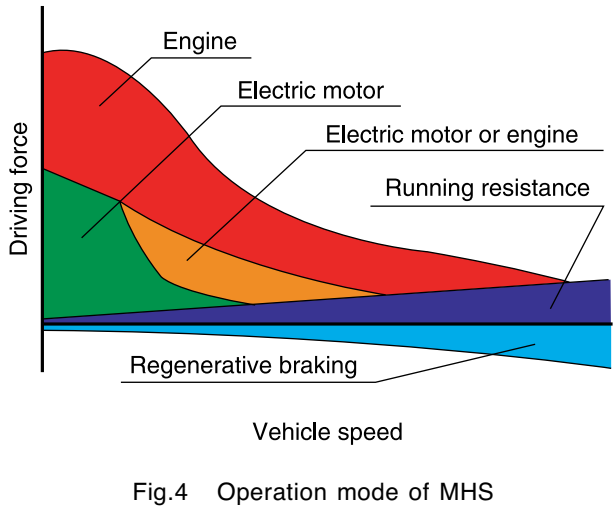


Fig.4　Operation mode of MHS

Table 1　Vehicle performance

Motor Drive	Maximum velocity (km/h)	35
	Battery charging distance (km)	20
Hybrid Drive	Maximum velocity (km/h)	61
	Battery charging distance (km)	40
	Time of 0-200m (sec)	18.4

Table 2　Vehicle specifications

Maximum length (mm)	2 400
Maximum width (mm)	1 185
Maximum height (mm)	1 690
Wheelbase (mm)	1 580
Tracks (Front/Rear) (mm)	1 010/1 040
Weight (kg)	370
Tire size	125-80R10

Table 3　Hybrid unit specifications

Engine	Type	4 cycle, Water-cooled
	Displacement (cm^3)	49
	Maximum power (kW/rpm)	3.9/8 500
	Maximum torque (Nm/rpm)	5.2/5 500
Motor	Type	DC brush-less
	Maximum power (kW)	2.5
	Maximum torque (Nm)	16
Battery	Type	Pb-acid
	Maximum energy (kWh)	1.2
	Weight (kg)	41

４．MHS動作

Fig.5にそれぞれの動作モードにおける動力の伝達経路を示す．

４．１．電動モータ走行

リダクションギヤを介し，電動モータ出力がカウンタシャフトに伝達され，さらに，減速されデファレンシャルギヤに伝わる．このとき，ワンウェイクラッチにより，エンジン側とは切り離されている．

４．２．エンジン始動

モータで走行していて，エンジンに切り替わるときに，スタータモータを用いて始動を行うが，始動直後は，発進クラッチが接続していないアイドル状態である．

４．３．電動モータ走行からエンジン走行への切り替わり

電動モータで走行しているときに，ドライバがさらにスロットルペダルを踏み込むとエンジンが始動し，エンジン走行に切り替わる．エンジンのスロットル開度は，ドライブバイワイヤ(以下DBWという)で制御されている．エンジン始動時は，ドライバによるスロットル操作に関係なく，スロットル開度はエンジンのアイドル回転数にあったスロットル開度に強制的に制御されている．エンジン始動後のスロットル開度はドライバの操作により制御される．したがって，ドライバがさらにスロットルペダルを踏むと，エンジン回転が上昇し，発進クラッチが接続し，無段変速機に駆動力が伝達される．さらにエンジン回転数が上昇すると，ワンウェイクラッチが接続し，アイドルギヤ，カウンタギヤを介しデファレンシャルギヤにエンジン駆動力が伝達される．この状態になっても，電動モータは回転しているが，走行に要する駆動力は発生していない．その後，モータは無負荷回転を続ける．

４．４．エンジン走行から電動モータ走行への切り替わり

エンジンで走行しているときに，ドライバがスロットルを戻すとエンジンがアイドル回転数になり，点火と燃料供給を停止し，エンジンを停止させる．エンジンが停止したとき，すでにワンウェイクラッチは切り離された状態にあり，モータ出力は，車速，スロットル開度をパラメータとして制御され，電動モータによる走行状態になる．

４．５．エンジン走行時の減速回生

ドライバがスロットルペダルを戻すことにより，エンジン回転数はアイドル状態となる．車体は慣性により，惰行走行状態となっている．このとき，エンジン駆動力を伝達するワンウェイクラッチは切り離された状態にあり，エンジンブレーキは作用しない．そのため，エンジンブレーキフィーリングは電動モータを回生制御することにより，違和感がないものとなっている

４．６．エンジン走行時のバッテリ充電

バッテリ残量が一定値以下になったときに，ドライバのスロットル操作に関係なく走行に必要な出力と充電に必要な出力を合わせたエンジン出力を発生させ，その余剰出力を電動モータが発電機として吸収することで充電を行っている．

５．MHS制御概要

Fig.6にMHSの制御システムのブロックダイアグラムを示す．システムは，目標後輪出力演算，エンジン出力，始動，停止を制御するエンジン制御部，電動モータ出力制御部の３ブロックで構成される．

５．１．目標後輪出力演算

エンジン回転数，バッテリ残量，スロットル開度，車速等の入力信号により，エンジンもしくは電動モータの動作，目標後輪出力などを決定する．

５．２．エンジン制御部

エンジン制御部は，目標後輪出力により，エンジンの始動，あるいは停止信号とエンジンの目標出力を受けとる．目標スロットル開度は目標出力をパラメータに決定され，エンジンのスロットルは目標スロットル開度にアクチュエータによりフィードバック制御(DBW)される．エンジンの始動信号を受けとった場合は，点火，燃料供給を作動させてから，スタータモータを作動させ，エンジン回転数が一定値以上になったら，スタータモータを停止する．スロットル開度はエンジンのアイドル回転数にあったスロットル開度に強制的に制御されており，エンジン始動後のスロットル開度は，ドライバの操作により制御される．エンジン停止情報を受けとった場合は，ただちにスロットル開度をアイドル開度に制御し，エンジン回転がアイドル回転になってから，点火，燃料供給を停止する．

５．３．電動モータ制御部

電動モータ制御部は，目標後輪出力より，目標後輪出力信号を受けとり，電動モータ出力を，電動モータ回転数がある値以下では，電流フィードバック制御，それ以上では駆動トルクフィードバック制御により出力を制御している．電流フィードバック制御は，目標後輪出力をパラメータに演算された目標電動モータ電流と検出された電動モータ電流を一致させるように電動モータの駆動信号を出力する．駆動トルクフィードバック制御は，目標後輪出力をパラメータに演算された目標駆動トルクとカウンタギヤに内

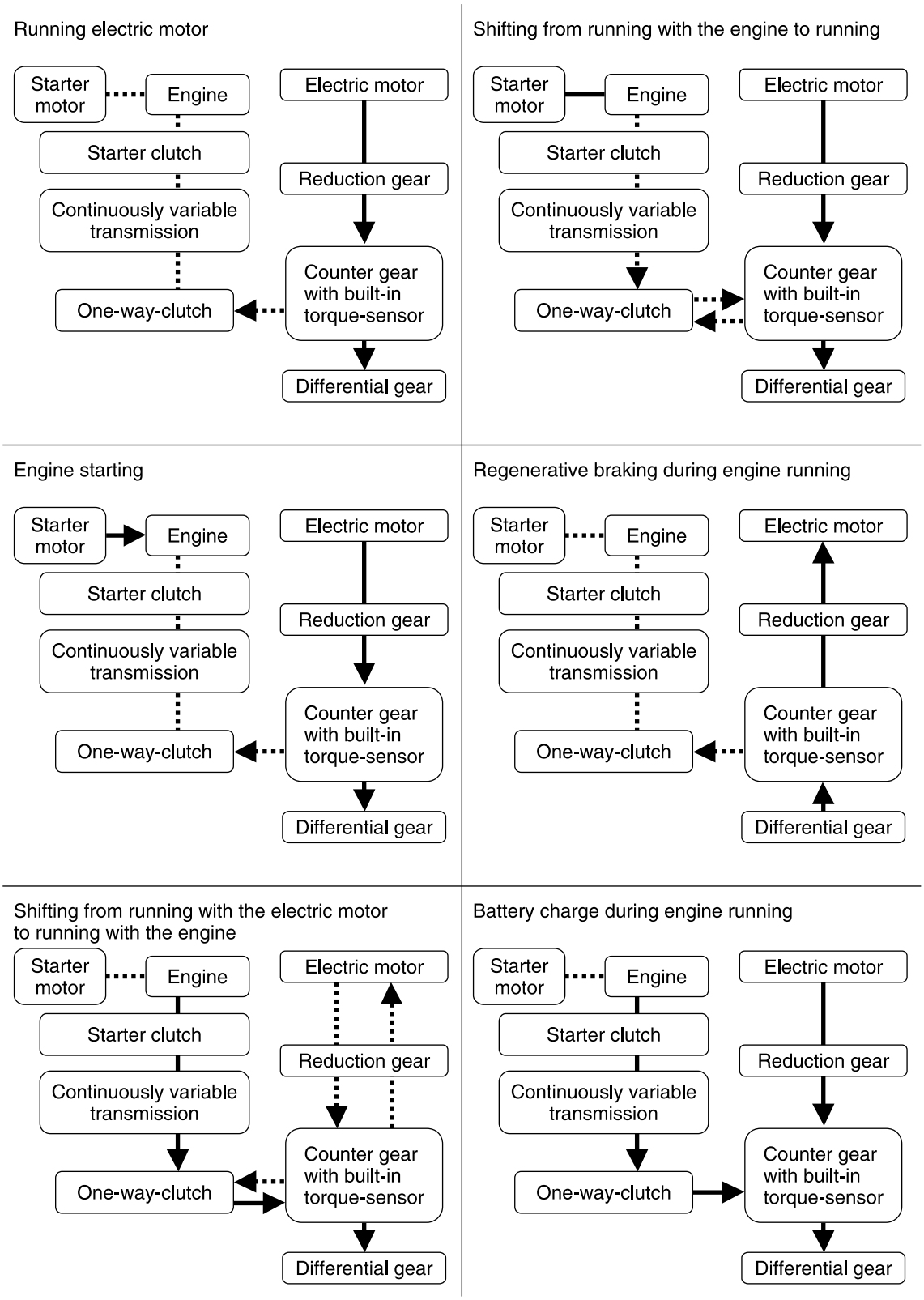


Fig.5　System diagram of drive power

蔵された駆動トルクセンサの信号から演算された実後輪トルクを一致させるように電動モータの駆動信号を出力する．エンジンでバッテリ充電を行う場合，電動モータは，走行に必要な出力以上のエンジン出力を駆動トルクフィードバック制御で電動モータを発電機として回生充電する．

減速回生では，車速とスロットル開度をパラメータとした電動モータ回生マップにより，回生量を決定し，電動モータのマイナス駆動信号(回生量)を出力する．

６．MHS性能評価

スロットル操作に対する駆動力のリニアリティがパラレル型ハイブリッドの課題であり，これは加速時において特に重要である．

MHS性能評価は，次の３項目について実施した．

(１)スロットル急開時における後輪出力応答性
(２)スロットル全開時におけるエンジン走行への移行時の後輪出力特性
(３)エンジン走行における充電・非充電時のスロットル開度に対する後輪出力特性

(１)(２)は過渡的条件，(３)は過負荷条件である．

６．１．スロットル急開時における後輪出力の応答性

Fig.7に車両が停止しているときにスロットルを急開したときのスロットル開度，後輪出力およびエンジン回転数の時系列データを示す．スロットル開度が40%になるとエンジンを始動するように設定されている．スロットル開度が40%になった時点からエンジン出力によって後輪が駆動されるまでの時間は1.32secである．ECUがエンジンの始動可否を判定して，スタータモータを作動させ，エンジンのクランキングが始まるまでの時間は0.34secである．その後，エンジンが始動したと判定されるまでの時間は0.28secである．DBWにより，スロットルが全開され，エンジンによる後輪駆動力が発生するまでの時間は0.7secである．

エンジン出力によって後輪が駆動されるまでの1.32secの間，モータ出力により，車両は加速されて約10km/hの車速になっている．その後，エンジン出力のみによる走行に切り替わる．この間の車体平均加速度は約 2.5m/s^{2}であり，排気量600ccクラスの小型乗用車と比較して同等なレベルである．エンジンの始動開始から後輪が駆動されるまでの時間を短縮するため，エンジンを始動しやすくするために，スタータモータの出力は，４ストローク50ccクラスのエンジンに一般に使われているスタータモータの出力の２倍とした．また，エンジンフライホイールの慣性モーメントを４ストローク50ccクラスのエンジンの約１／３とした．

６．２．スロットル全開時にエンジン走行に切り替わったときの後輪出力変化

Fig.7に示すように，エンジン出力が後輪に伝達される直前のモータによる後輪出力は２kWである．スロットル全開

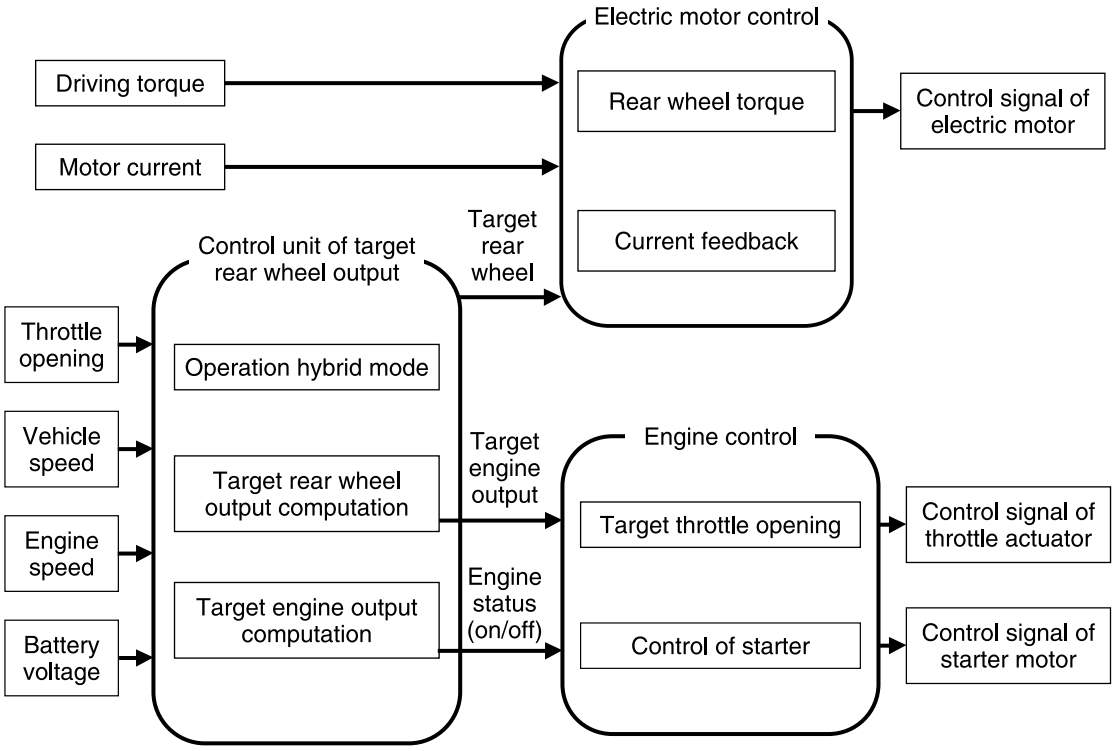


Fig.6 Block diagram of MHS control system

でエンジン回転4 200rpmのときの出力は2.2kWである．ここで，モータの出力を減少させない場合は，後輪出力の総和は4.2kWとなるが，トルクフィードバック制御により，瞬時に電動モータ出力を減少させ，後輪出力は緩やかな上昇となっている．このとき，ドライバの加速フィーリングは，非常に良好であった．

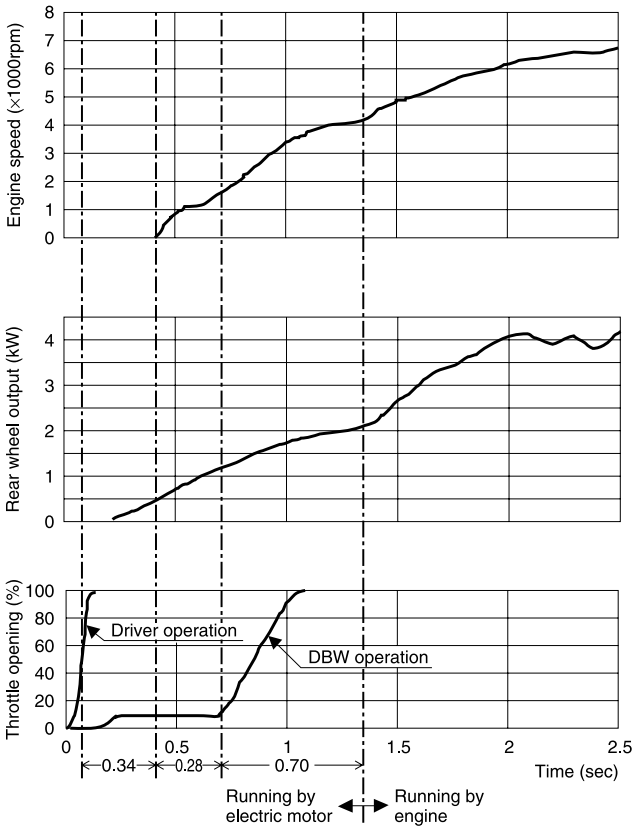


Fig.7　Driving example of rapid throttle operation

6．3．エンジン走行時にバッテリを充電する場合と充電しない場合のスロットル開度に対する後輪出力の特性変化

Fig.8に示すように，エンジン走行時にバッテリを充電するとき，DBWで制御されるスロットル開度は，バッテリの充電，非充電で大きく異なるが，ドライバが操作するスロットル開度に対し，後輪出力は一定に制御されている．この結果，ドライバはスロットル操作に違和感を感じない．

7．結論

パラレル型ハイブリッドの課題である動力源の切り替えにおいて，ワンウェイクラッチを用いた切り替え構造と駆動トルクフィードバック制御の効果が確認された．

（1）電動モータ走行時にスロットルを全開してエンジン走行に移行するとき，ドライバに加速遅れ感を与えない後輪出力の応答性を達成した．
（2）後輪駆動トルクのフィードバック制御による電動モータ制御によりスムースな動力源切り替えを実現した．
（3）駆動トルクフィードバック制御は，スロットルに対する後輪出力を一定に制御し，スロットルに対し安定した走行出力が得られた．

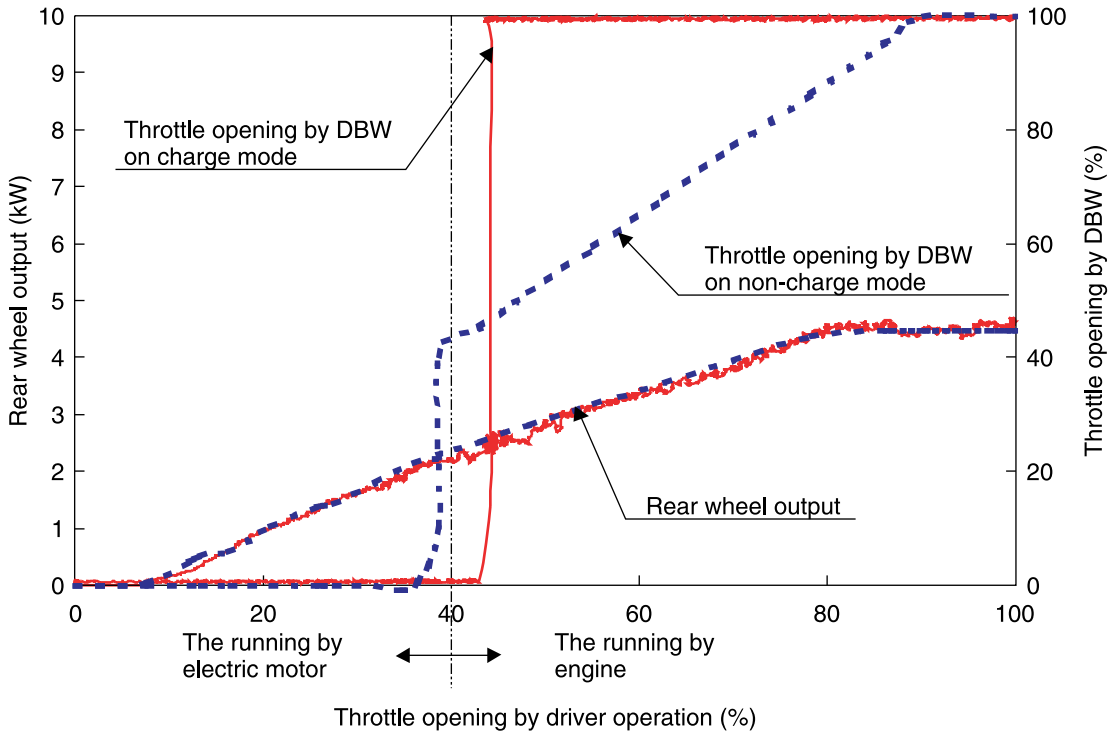


Fig.8　Comparison of rear wheel output on charge and non-charge mode

このMHSを搭載したICVS-Step Deckは栃木県茂木町のツインリンクもてぎにおいて1998年10月より実稼働している．ハイブリッド化することでEV専用に設計した車両に比べて約４分の１のバッテリ搭載量となっており，車体重量の低減と電動システムのコスト低減に大きく寄与している． 平坦地では，スロットル操作により車速約36km/hまでは，モータのみでの走行することができるため，駅前などの渋滞路や細い路地，アーケード内，住宅街等の歩行者の比較的多い地域では，低公害，低騒音の効果を発揮する． 社会環境負荷低減が求められる昨今，このMHSにより廉価で軽量，コンパクトなコミュータの実現への一歩を踏み出したといえよう．

参考文献

１）Yamaguchi, K., Moroto, S., Kobayashi, K., Kawamoto, M., Miyashi, Y.: Development of Hybrid System-Dual System, SAE Paper 960231

２）今井裕道，鈴木茂，長谷川修，松本謙次：電気自動車“CUV-4”紹介，HONDA R&D Technical Review, Vol.7, p.1-8 (1995)

■著　者■



林　　徹



鈴木　修

NOx吸着反応型三元触媒システムの開発

Development of NOx Adsorption Reduction Type Three Way Catalyst System

大野弘志* Hiroshi OHNO
鷹嘴年克* Toshikatsu TAKANOHASHI
高岡伸明* Nobuaki TAKAOKA
坂主政浩* Masahiro SAKANUSHI
杉浦賢司* Kenji SUGIURA

要　旨

希薄燃焼時の排ガス中からNOxを吸着分離し，理論空燃比域(または，還元域)で吸着NOxを接触還元して無害化すると同時に吸着剤を再生する新たなコンセプトに基づく触媒と排ガス浄化システムを開発した．触媒は塩基性複合金属酸化物をNOx吸着剤として用いることで優れたNOx吸着能と耐熱性を確保した．また貴金属の微粒高分散化技術と熱安定化手法により高い反応性と耐熱性が実現した．開発触媒システムは三元触媒性能としても十分機能し，実車において優れた排気浄化性能を示す事を確認した．

ABSTRACT

The new concept of exhaust emission clean-up system was set and the new catalytic converter has been developed. That is, adsorb and separate NOx in the exhaust gas during lean burn operation and make catalytic reduction for the adsorbed NOx in the stoichiometric region (or reduction region) to render it harmless, and reproduce adsorbent at the same time. For the catalyst, basic mixed metal oxide is used as an NOx adsorbent which showed better performance in NOx adsorption and better thermal resistance. The application of the technique to make fine powder and high dispersion together with the thermal stabilization process offered highly reactive property and better thermal resistance. The newly developed catalyst system has been demonstrated that it also fully functioned as a three way catalyst and showed excellent emission clean-up performance when it is installed in a vehicle.

１．まえがき

地球環境保護，省資源の観点から，自動車の燃費向上は世界中で要求されている．リーンバーンは燃費向上に有効でかつ実用化への移行が比較的容易な技術である．リーンバーンエンジンの普及，拡大のキーテクノロジーは，排ガス浄化技術，特にNOx浄化技術である．従来のガソリン車は三元触媒で排気中のHC(炭化水素)，CO(一酸化炭素)，NOx(窒素酸化物)を同時に浄化し，理論空燃比での排気ガスに対して高い浄化性能を発揮できるが，空気過剰燃焼であるリーンバーンには，三元触媒による浄化を期待できない．よって，新たな触媒システムの開発が必須となる．

本課題に対し，我々は新規なコンセプトに基づく触媒システムの開発を進めた．

２．触媒システムの開発コンセプト

燃焼排ガス中のNOx浄化技術は，接触還元法，分解法，吸着法，呼吸法(吸収法)に分類できる[1)]．このなかで，大規模に実施されているのが触媒を利用する接触還元法である．接触還元法は選択的接触還元法(SCR)と非選択的接触還元法に分類される．前者はアンモニアを還元剤とし酸素過剰燃焼の排ガス中のNOxを選択的に窒素に還元するもので，ボイラなどの固定発生源からのNOx浄化技術の主流となっている．後者が自動車の三元触媒(TWC)で，理論空燃比燃焼によりNOx還元を可能としている[2)]．ここから，リーンバーン運転時，排ガスの浄化には，触媒の選択還元性を高めること，選択還元性を有しない触媒に還元性能を発揮させる雰囲気をつくることが必要となる．

そこで，触媒材料の開発で選択還元性を高めるとともに，酸素が高濃度に共存する排ガス中からNOxを吸着分離

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_2_7

し，理論空燃比および還元域で接触還元する方式を着想し，開発を進めた．

触媒開発に当たっては，使用材料に，原料，加工過程，使用時さらには廃棄後の各段階で毒性が無いこと，資源として僅少でないこと，を前提とした．

3．NOx浄化機構

開発触媒のNOx浄化機構をFig.1に示す．排ガス中のNOxは触媒のNOx吸着作用により吸着分離される．NOxの一部は触媒作用により窒素に還元され，HC，COの大部分は同じく触媒作用により酸化されてCO_2とH_2Oになる．一方，理論空燃比(ストイキ)または過濃空燃比(リッチ)の排ガスが導かれると，吸着NOxは還元雰囲気に置かれることになり，流入するHC，COの還元剤により窒素に還元され，同時に吸着剤が再生される．新たに流入するNOx，HC，COは触媒のいわゆる三元触媒作用により効果的に浄化される．

このようにして本方式の触媒では，NOx吸着能が破過する前に再生雰囲気に触れるようにすれば，リーン運転時とストイキ運転時の両者に対して優れた浄化性能を持つことになる．

4．触媒開発

4．1．選択反応性材料の検討

三元触媒としての機能を確保することを前提に，リーンで高いNOx浄化率を示す材料の検討を行った．Fig.2に，リーン条件での各種貴金属のNOx浄化性能を比較した結果を示す．Ptが最も高いNOx浄化率を示し，これをベースに，リーンにおける選択反応性と三元触媒機能確保の両面から，第二成分，第三成分を検討して組成の最適化を図った．

4．2．NOx吸着剤の改良

NOx吸着剤としては，通常使われるリーン条件下の排ガス温度から考えて，250℃から450℃の温度域で高い吸着能を持つ必要がある．

数種のアルカリ・アルカリ土類の金属酸化物とその関連物質のNOx吸着性能を評価した．しかしこれら単独では吸着容量，吸着温度域および耐熱性に関して必ずしも十分なものではなかった．そこで吸着容量と耐熱性向上を狙って塩基性複合金属酸化物に探索の範囲を広げた．

塩基性金属酸化物系吸着剤を複合金属酸化物化することにより得られた効果をFig.3に示す．複合金属酸化物化は吸着容量の向上をもたらし，また高温熱履歴による性能低下

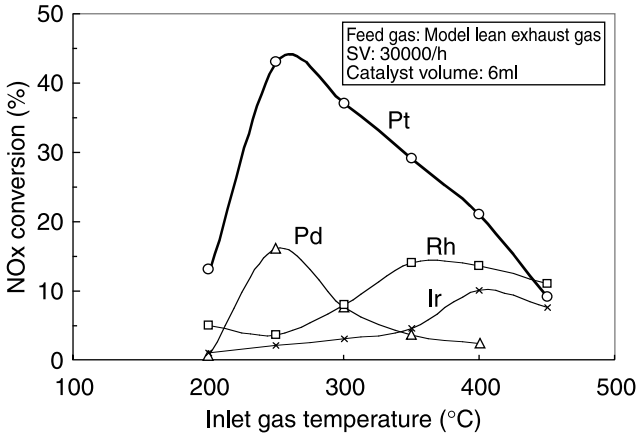
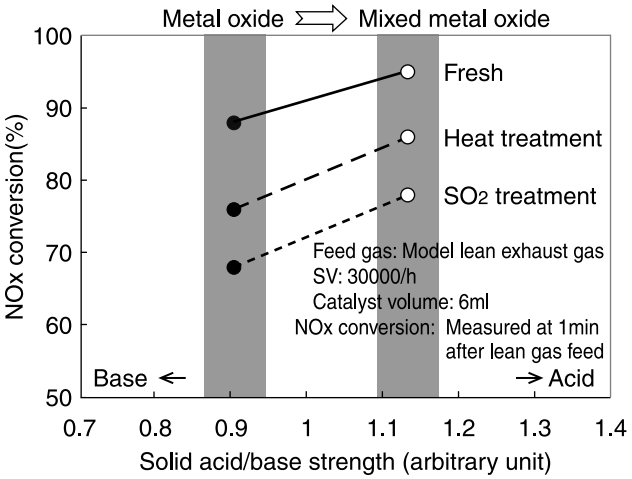


Fig.2 NOx conversion characteristic of precious metals



Heat treatment: Calcined at 800°C for 5h in air
SO treatment: 150 ppm SO was dosed for 1h at 300°C

Fig.3 Effects of mixed metal oxide formation

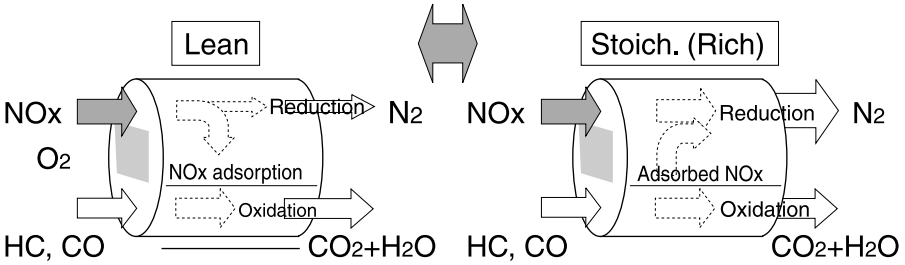


Fig.1 Exhaust gas purification mechanism

を抑制した．さらに，SOx被毒によるNOx吸着能の低下も効果的に抑制した．SOx被毒劣化抑制現象については後述する．

これらは，塩基性複合金属酸化物の熱的安定性と表面酸塩基性がもたらしたもの考えられる．

４．３．NOx還元剤

吸着NOxは，理論空燃比(ストイキ)又は過濃空燃比(リッチ)雰囲気でN2に還元されるが，この反応は主として貴金属上で進行する．貴金属の微粒高分散化は比表面積と表面エネルギーを高め触媒作用を増強することが知られている[3]．貴金属微粒子生成過程で粒子間および粒子表面に介在し，粒子径の成長を抑制することができる分散剤により微粒高分散化を実現した．Fig.4に分散剤がある場合と無い場合について貴金属粒子のTEM(Transmission Electron Microscope)写真を示す．分散剤により貴金属粒子径が小さくなっていることが確認できる．

さらに，貴金属原料の添加方法を最適化して面方向への均一分散を実現した．Fig.5にX線分析顕微鏡で観察した貴金属の面方向分布を示す．ハニカム状触媒をセル長さ方向に沿って切断し内面を観察したもので，Y軸方向がセル長さ方向である．貴金属がセル内で，ハニカム基体の面方向に均一に分散されている様子が確認できる．

以上，貴金属の粒子成長抑制および高分散化手法により，NOx還元性能が向上し，またCO，HCの浄化性能の向上ももたらした．

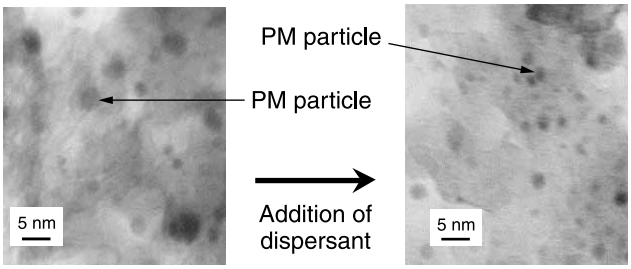


Fig.4　Effect of dispersant on PM particle size (TEM Photo)

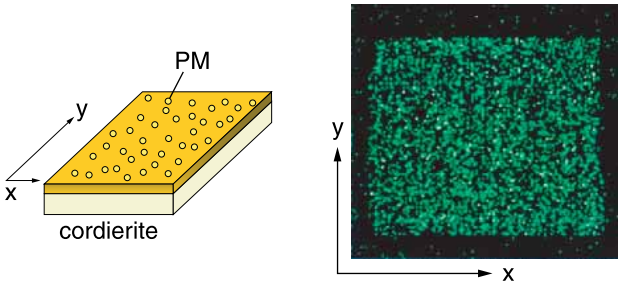


Fig.5　PM flat distribution in the honeycomb surface (by X-ray microscope)

４．４．耐熱性の改良

開発触媒においてはNOxの捕捉が吸着剤表面で行われ，吸着剤内部構造の変化を伴わないことより材料自身の安定性，耐熱性が確保できる．更に，吸着剤の複合酸化物化により一層の耐熱性向上をもたらした．

また，貴金属の反応性を微粒高分散化で実現したことを上述したが，反応性の高い貴金属微粒子は熱履歴により凝集し次第に粒径が大きくなる．したがって，微粒子の凝集を防止して初めて実用触媒として安定した性能を維持させることができる．開発触媒では，凝集抑制剤の添加によりこの問題を解決した．Fig.6に，凝集抑制剤添加効果を示す．凝集抑制剤は，金属微粒子の移動を抑制するアンカとして作用し，また，貴金属粒子同士の結合を阻止するブロックとしても作用し，高温の熱履歴を経てもなお微粒子状態の維持できる．

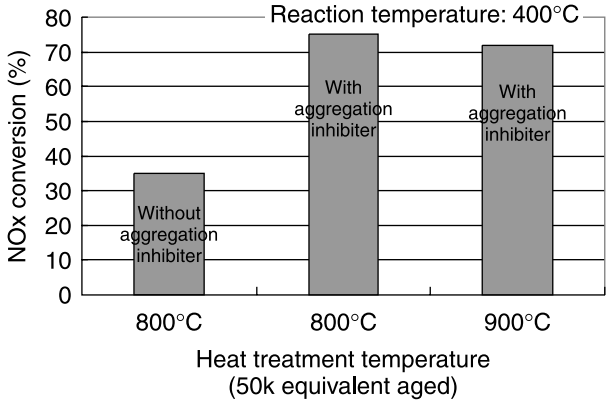


Fig.6　Effect of aggregation inhibiter

４．５．耐SOx性の改良

排ガス中のSO_2に由来するSO_3は触媒担体，吸着剤，貴金属成分などに結合する．SOx捕捉現象について検討を行ったところ，量的には，担体への結合が最も多く以下貴金属および吸着剤の以外の添加成分，吸着剤，貴金属の順であった．結合の性質については通常の低い使用温度域において，吸着剤は不可逆的であるが，他の成分では可逆的にであることが明らかになった．このことより，不可逆成分である吸着剤との結合を抑制することが重要である．

吸着剤への結合抑制については吸着剤の複合酸化物化による表面酸塩基性の改良を進めた．複合酸化物化のSOx捕捉抑制効果をFig.7に示す．吸着剤を複合酸化物化とすることによってSOxの捕捉が抑制されている．

SOx被毒対策の他の方法として被毒触媒の再生がある．吸着剤と結合して生成した硫黄化合物を分解して再生する方法である．この方法の課題は，高い温度と強い還元力と反応時間を要することにあるが，吸着剤の複合酸化物化はこれらの課題を軽減する方向に作用し，再生の効率化にも寄与した．

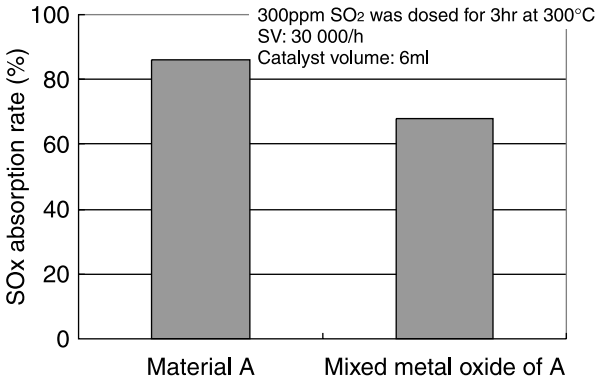


Fig.7 SOx absorption suppression effect of mixod metal oxide

4．6．開発触媒の特徴

開発触媒の特徴を，適用技術と導かれる効果の観点から整理しFig.8に示す．

NOx吸着剤を複合酸化物化することにより吸着容量の確保と適正な吸着力を実現するとともに材料の安定性，耐熱性の向上を可能とした．また，貴金属の微粒高分散化と微粒貴金属の凝集抑制技術によりNOx還元性能および三元触媒性能の向上と熱安定化を図った．さらに，吸着剤の表面酸塩基性の改良でSOx被毒の抑制と再生促進を進め，耐SOx性も向上した．

5．開発触媒の排気浄化性能

5．1．リーンNOx浄化性能

Fig.9に各種NOx濃度のモデル排ガスについて得たNOx浄化性能を示す．図は固定床常圧流通反応装置を用いて得た，理論空燃比(ストイキ)モデルガスから希薄空燃比(リーン)モデルガスに切り替えてからのNOx浄化率の経時変化である．NOx浄化率は100%から徐々に低下して一定値に落ち着く．落ち着いた時の浄化性能が選択還元反応によるNOx浄化能に対応する．落ち着くまでのNOx浄化能が吸着による浄化能に対応する．吸着･反応型のリーンNOx触媒であり入口のNOx濃度に性能は依存し，NOx濃度が低い方が高いNOx浄化性能を示す．

Fig.10に同じくモデル排ガスで得た，リーンとストイキを繰り返した場合のNOx浄化性能を示す．リーン時には吸着と反応によりNOxが浄化され，吸着が進行するにつれてNOx浄化率が徐々に低下するがストイキ雰囲気にすることによりNOx浄化率は速やかに再生され，再びリーンでのNOx浄化能を回復する．リーンと適宜挿入されるストイキによりリーン時の排ガスに対して高いNOx浄化能が維持できることが分かる．

Fig.11に複合酸化物と金属酸化物のリーンとストイキの繰り返しにおけるNOx浄化特性を比較して示す．複合酸化物では ストイキ，リーンの繰り返しにおいて安定したNOx浄化率が再現するのに対して，金属酸化物では次第にNOx浄化率が低下する．これは塩基性複合酸化物材料のストイキ時のNOx還元の安定性に起因すると理解される．

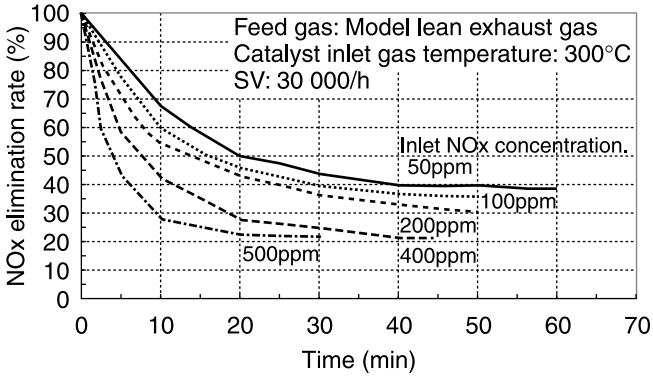


Fig.9 NOx elimination characteristics of the developed catalyst

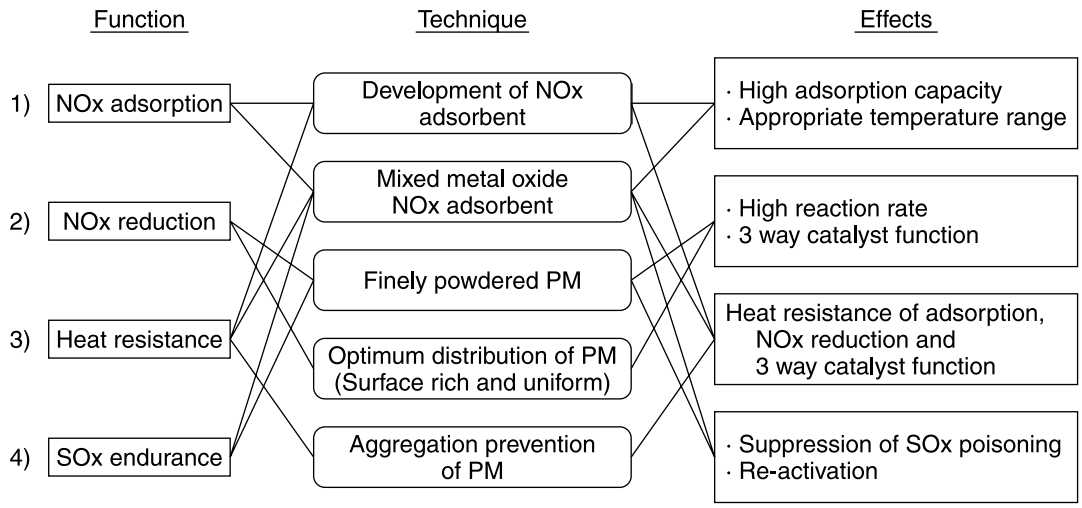


Fig.8 Features of the developed catalyst

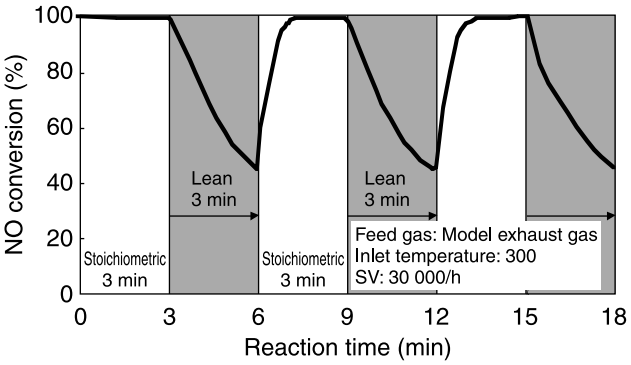


Fig.10 Reaction time NO conversion at lean/ stoichiometric alternative operation

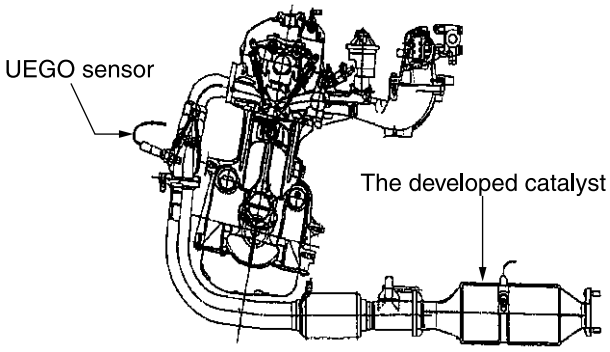


Fig.12 Layout of lean burn system with the developed catalyst

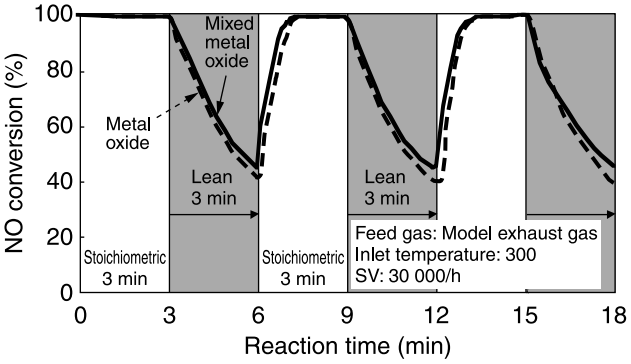


Fig.11 NOx conversion stability of mixed metal oxide catalyst

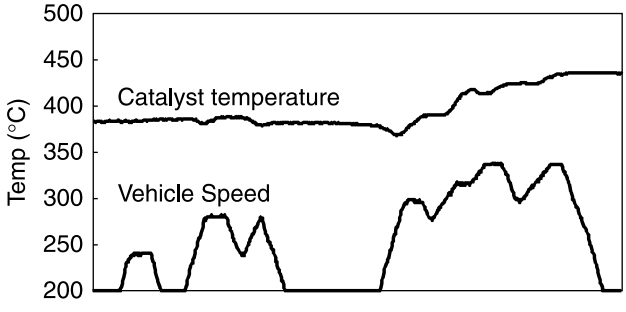


Fig.13 Catalyst temperature in 10-15 mode

５．２．実車エミッション評価

５．２．１．システム構成

Fig.12に，NOx吸着反応型リーンNOx触媒を配置したリーンバーンシステムの構成を示す．供試車輌は，直列４気筒の1.6Ｌ VTECエンジン搭載で，UEGOセンサによりフィードバック制御する96年モデルリーン.バーン量産仕様のシビックである．

国内10-15モードでの床下リーンNOx触媒の温度推移をFig.13に示す．

リーンバーン運転時に，リーンNOx触媒性能が最も効率よく働く400℃前後になるように車両の床下位置に搭載した．

５．２．２．評価触媒の耐久条件

評価にあたっては，耐久処理を行ったNOx吸着型リーンNOx触媒を使用してテストを実施した． 耐久条件としては800℃の高温で数十時間 熱負荷を与えて劣化させた．（８万キロ走行相当の熱劣化を強制的に実施した.）又 900℃の高温でも同様に等量の熱負荷を与えて劣化させたが，800℃で耐久したリーンNOx触媒と殆ど劣化性能に差が見られなかった．

５．２．３．実車エミッション性能

前述のシステム構成の研究実験車を，国内試験法(10-15モード)によるエミッション性能評価を実施した結果をFig.14に示す．

この触媒システムによるNOx浄化率は国内10-15モード平均で95%(希薄空燃比領域のみでの浄化率は70%以上)に達し，希薄燃焼エンジンにおけるNOx排出量を大幅に低減出来，国内エミッションの新基準を満足する． また，吸着NOx再生効率が良い為，リッチ化による燃費悪化分を10-15モード全体で0.3%以下に抑えることができ，従来の三元触媒システムに対し燃費向上効果として2.1%に達することを確認した．これはリーン時，排ガス中のHC，COとNOxの還元反応による浄化率向上の効果よりストイキ，又はリッチ雰囲気下にする頻度を極力抑えた事とNOx吸着剤再生の為のストイキ，又はリッチ化(還元剤であるHC，COを多量に必要としない)を短時間でできることによるものである．

このシステムで，亜酸化窒素(N_2O)の排出量も測定したが，従来の三元触媒システムと同等であり，かつ 極めて少なく問題無いレベルであった．

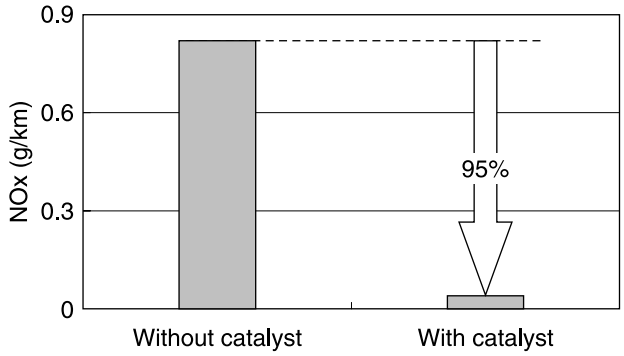


Fig.14 10-15 mode emission

6．まとめ

新たなリーンバーン車排ガス浄化技術を開発すべく，触媒およびその利用技術の開発を進め，以下の結果を得た．

（1）リーン排ガスからNOxを吸着分離し，吸着NOxを理論空燃比燃焼もしくはリッチ燃焼排ガス中で還元して無害化すると同時に吸着剤を再生する，新たなコンセプトに基づく触媒および排ガス浄化システムを開発した．

（2）複合金属酸化物を含む触媒で優れたNOx吸着能と高い耐熱性が実現した．

（3）貴金属の微粒高分散化と熱安定化を進め高い浄化性能と耐熱性を実現した．

（4）開発触媒は三元触媒としても機能する．

（5）開発触媒システムにより 優れた排気浄化性能を実現し燃費向上と高次元で両立を可能とした．

謝　辞

最後に本研究発表に関し多大なご協力を頂いた(株)日立製作所の皆様に対し深く感謝の意を表します．

参考文献

1）新井弘通，町田正人：ケミカル・エンジニアリング，1991年1月，p.47-53

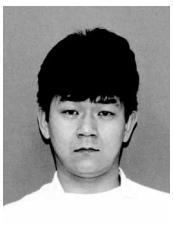
2）触媒学会編：触媒講座第９巻(工業触媒反応編３)，講談社，1985年5月，p.189-205

3）日本化学会編：化学総説， No.34，触媒設計，学会出版センター，1982年，p.50

■著　者■



大野弘志



鷹嘴年克



高岡伸明



坂主政浩



杉浦賢司

触媒後O_2フィードバックのための適応スライディングモード制御 第二報

－ 状態予測スライディングモード制御による制御性能の向上 －

Adaptive Sliding Mode Control for Secondary O_2 Feedback, A Second Report
– Improving Control Performance Using Prediction Type Sliding Mode Control –

安井裕司* Yuji YASUI
赤崎修介* Shusuke AKAZAKI
上野将樹* Masaki UENO
岩城喜久* Yoshihisa IWAKI

要　旨

第一報では，排気エミッション低減のため触媒後O_2フィードバックの性能向上を目指し，適応スライディングモード制御を適用した結果を報告した．

第二報では，触媒のむだ時間特性に着目して制御対象である排気系をモデル化し，そのむだ時間補償のため前回報告した適応スライディングモード制御に状態予測器を追加した状態予測スライディングモード制御を新たに設計した．これにより，LA-4モードの全運転領域において触媒後O_2フィードバックの最適値に対する制御性能の大幅な向上を実現した．この効果により33～44%の排気エミッションの低減効果を得た．

ABSTRACT

The secondary O_2 feedback using adaptive sliding mode control, which was one of the effective method to reduce emission of vehicles, was mentioned on the first report.

This report placed its focus on compensation for dead-time characteristic of a catalyst. Prediction type sliding mode control combining adaptive sliding-mode controller and predictor, which compensated the characteristic, was designed and it was applied to the feedback system. As the result, the performance of the feedback system on transient condition was improved, and The LA-4 mode emission was reduced by 33~44%.

１．まえがき

前報[1]で，触媒後O_2フィードバック[2)~6)]の性能向上のための一手法として，触媒を含む排気系をARXモデル(自己回帰モデル)を用いてモデル化し，ロバスト安定性の高い適応スライディングモード制御[7)]を適用した内容を報告した．しかしながら，この手法では，クルーズのような定常運転では制御性，安定性ともに良好であるものの，通常の運転領域のほとんどは過渡状態であり，このような条件下において良好な制御性，安定性を得るまでには至っていなかった．

そこで，過渡状態を含む通常運転領域での制御性向上のため，触媒を含む排気系の動特性を解析したところ，予想以上に大きいむだ時間特性がある事を確認した．このため，それをDARXモデル(入力にむだ時間を持った自己回帰モデル)[8)]を用いてモデル化し，従来の適応スライディングモード制御に対し，今回はむだ時間に対する安定性を向上させた状態予測スライディングモード制御を設計した．

以下に，その性能向上と排気エミッション低減効果について述べる．

２．背景とアプローチ手法

２．１．排気エミッション低減の着眼点

Fig.1に触媒後O_2フィードバックが適用されているエンジンの触媒とセンサの一般的なレイアウトを示す．この例では，触媒上流にリニア空燃比センサ(UEGO sensor: Universal air-fuel ratio heated Exhaust Gas Oxygen sensor)，下流に触媒後O_2センサ(HEGO sensor: Heated Exhaust Gas Oxygen sensor)が設置されている．

ここで，図のエンジンにおいて，リニア空燃比センサによる混合気の空燃比に応じた出力をφin，触媒後O_2センサ

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_2_8

による触媒後の排ガス成分に応じた出力電圧をVoutとする．Fig.2は，エンジン回転数と負荷条件，すなわち，排ガスボリュームを所定の条件に設定し，エンジンの運転空燃比を変化させ排ガス分析装置(HORIBA MEXA-9400H)により計測した触媒前後のCO，HC，NOxの濃度から触媒浄化率を求め，全成分の浄化率が90%以上となるときのVoutの領域を示した図である．排ガスボリュームが2000L/hr未満の場合は排ガス分析計の精度の影響が大きいため計測値が安定せず傾向を正確に得ることができなかったが，排ガスボリュームが2000L/Hr以上の場合は安定して計測することができた。この結果から，排ガスボリュームの条件にあまり影響されずVout が0.6V近傍の最適値(以下，Vop)のとき触媒の浄化率が最適となることがわかった．したがって，今回の実験に用いたエンジンと触媒の組み合わせでは，エンジンの回転数と負荷条件に関わらず，おおよそ一定の目標値Vop(0.6V)に対してVoutを制御すればよい．

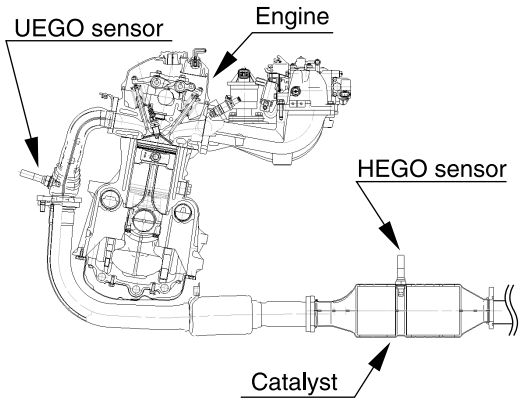


Fig.1 Layout of sensors and three-way catalyst

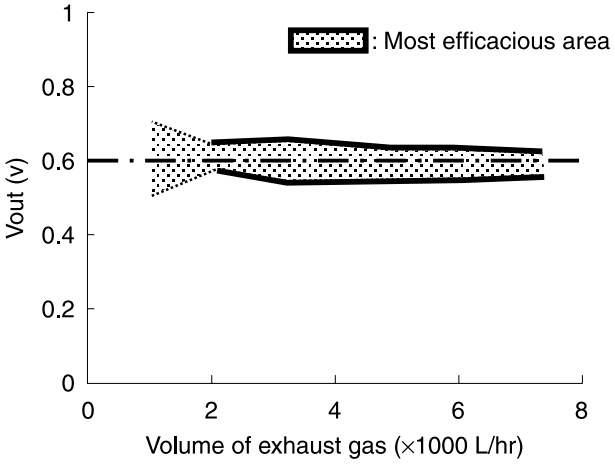


Fig.2 Relation between most efficacious area of catalyst reduction rate and exhaust gas volume

2．2．触媒後O_2フィードバックの課題

これまでの適応スライディングモード制御のみを用いた触媒後O_2フィードバックでは，クルーズ運転条件においてVoutのVopへの整定を実現している[1)]．Fig.3は，LA-4モード走行中のVoutの制御結果と指標として設定したVop±0.1V範囲内へのVoutの出現頻度分布であるが，過渡状態を含む運転条件ではVoutのVopへの整定が実現できず，出現頻度は65.6%となっている．また，従来手法による制御を用いた場合[4)~6), 9)~11)]は35.8%であった．この時の出現頻度とLA-4モードの排気エミッションの相関をFig.4に示す．同図では，出現頻度の増加に伴い排気エミッションが低減されており，特にCOとNOxの低減効果が大きく，HCもわずかではあるが同じ傾向を示している．これにより，過渡含む運転条件において，VoutのVopへの出現頻度の向上が必要不可欠であることが分かった．

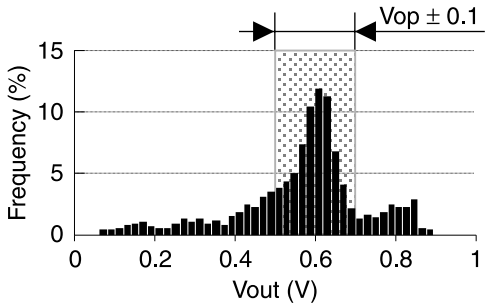


Fig.3 Histogram of Vout by using adaptive sliding mode control

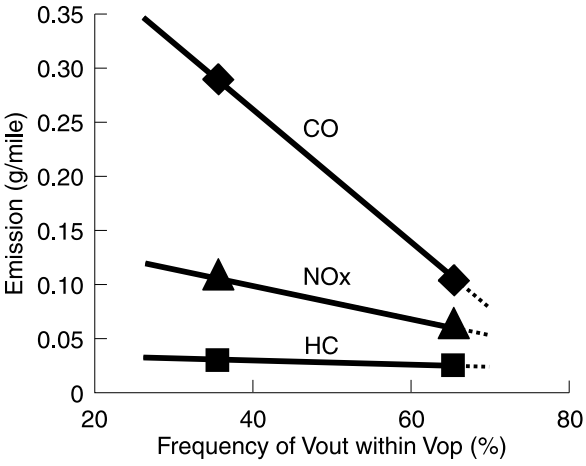


Fig.4 Relation between LA-4 mode emission and frequency of Vout within Vop

2．3．解決手法

詳細は後述するが，制御対象である触媒を含む排気系の動特性解析を行なったところ，これまで考慮していなかったむだ時間特性があることが分かった。これが制御性悪化の要因と考えられたため[12)]，このむだ時間特性に対する補償器を持った状態予測スライディングモード制御を設計し，それを用いて新たな触媒後O_2フィードバックを構成することにした．Fig.5に示すように，状態予測スライディングモード制御は，むだ時間特性の補償器(以下，状態予測器)により，φinとVoutに基づいてVoutのむだ時間分先の未来値に相当する推定値Vpreを算出し，そのVpreに基づき適応

スライディングモードコントローラによりVoutをVopに収束させるためのφinの目標値(以下，φop)を算出する制御である．制御系の全体構成は，Fig.6に示すように，Voutを最適値Vopへ収束させるための目標値φopを状態予測スライディングモード制御によって算出し，エンジンの空燃比を制御するSTR(Self-Tuning Regulator)[9]を用いた触媒前空燃比制御によって，φinがφopに一致するように制御を行ない，結果的にVoutをVopへ収束させる二重フィードバックループの構成となっている．

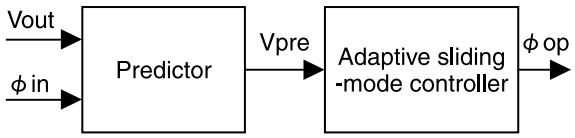


Fig.5 Prediction type sliding mode control

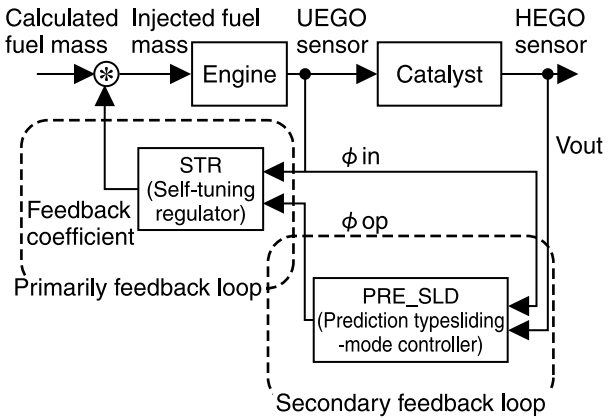


Fig.6 Overall configuration of double feedback loop

3．触媒のむだ時間特性の解析

リニア空燃比センサから触媒後O_2センサまでの排気系を制御対象と考え，その周波数ゲイン特性に着目し，入力をリニア空燃比センサによるφin，出力をO_2センサ出力VoutとしたARXモデル(自己回帰モデル)[8]を用いてモデル化する手法が報告されている[1]．

$$VO2(k+1)=a1\cdot VO2(k)+a2\cdot VO2(k-1)+b1\cdot KACT(k) \quad (1)$$

$$VO2(k)=Vout(k)-VO2\_TARGET \quad (2)$$

$$KACT(k)=\phi op(k)-KACT\_BASE \quad (3)$$

a1，a2，b1 ：モデルパラメータ
VO2(k) ：VoutとVopの偏差
VO2_TARGET ： 目標値Vop
KACT(k) ：φinの基準値に対する偏差
KACT_BASE：φinの基準値
k ：制御時間

ここで，制御対象のむだ時間特性の解析を行なうため，以下に示すような式(1)の入力にむだ時間dを挿入したモデルを設定する．

$$VO2(k+1)=a1\cdot VO2(k)+a2\cdot VO2(k-1)+b1\cdot KACT(k-d) \quad (4)$$

d：むだ時間

このモデルは，DARXモデル(入力にむだ時間を持った自己回帰モデル)である．

Fig.7は，エンジンが低負荷の過渡条件となり，これまでの適応スライディングモード制御では安定性の確保が困難であったLA-4モードの780～820秒におけるプロトタイプ車両のφin，Voutを測定した結果である．

このデータを用いて式(4)のむだ時間dを順次変更しながらモデルパラメータの同定を行なった．このように同定を行なった場合，入力であるKACT(k-d)と出力であるVO2(k)の相関は，モデルパラメータb1の大きさとなって表れ，b1が最も大きくなったときのむだ時間dがその制御対象のむだ時間であることが一般的に知られている[13]．Fig.8はモデルパラメータb1と同定の際に設定したむだ時間dの関係である．図では，b1はむだ時間dに対して上に凸の関係となっており，b1が極大となる時のむだ時間dはdm(＝4制御周期)となっている．これより，制御対象にむだ時間dmが存在していることが分かる．

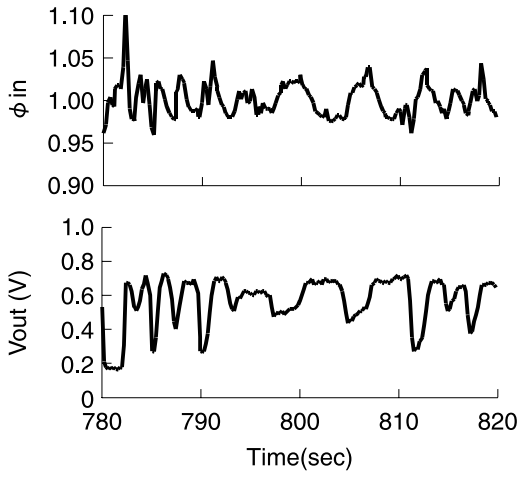


Fig.7 Sampling data of φin and Voutin LA-4 mode

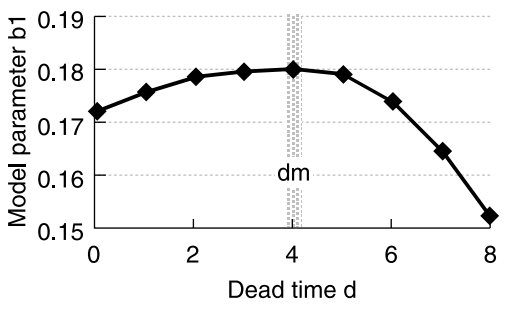


Fig.8 Identification result of model parameter b1

4．制御アルゴリズムの概要

制御対象のモデル化と出力Voutを最適値Vopへ収束させるための目標値φopを算出する状態予測スライディングモード制御を用いた制御アルゴリズムの設計について述べる．

4．1．制御対象のモデル化

Fig.8の結果に基づき，制御対象を以下に示すような入力のむだ時間をdm(＝4制御周期)としたDARXモデルを用いてモデル化した．

$$VO2(k+1)=a1\cdot VO2(k)+a2\cdot VO2(k-1)+b1\cdot KACT(k-dm) \quad (5)$$

4．2．適応スライディングモードコントローラの演算式

式(5)の制御対象モデルに対するφopを算出するための適応スライディングモードコントローラは，以下に示すような演算式により実現される．

$$\phi_{op}=Usl(k)+KACT\_BASE \quad (6)$$

$$Usl(k)=Ueq(k)+Urch(k)+Uadp(k) \quad (7)$$

$$\sigma(k+dm)=VO2(k+dm)+S\cdot VO2(k+dm-1) \quad (8)$$

$$Ueq(k)=\frac{-1}{b1}\{(a1-1)+S\}\,VO2(k+dm)+(a2-S)\,VO2(k+dm-1) \quad (9)$$

$$Urch(k)=\frac{-1}{b1}\,F\cdot\sigma(k+dm) \quad (10)$$

$$Uadp(k)=\frac{-1}{b1}G\cdot\sum_{i=0}^{k+dm}\sigma(i) \quad (11)$$

Usl ：適応スライディングモード制御の制御入力
Ueq ：状態量を切換直線上に拘束するための制御入力(等価制御入力)
Urch：状態量を切換直線に載せるための制御入力(到達則入力)
Uadp：モデル化誤差や外乱を抑制して状態量を切換直線に載せるための制御入力(適応則入力)
S ：切換関数設定パラメータ
F ：到達則ゲイン
G ：適応則ゲイン

ここで，式(9)～(11)に着目すると，それぞれの式にはVO2の未来値VO2(k+dm)が使用されており，この値は現時点では未知であるため，上記の制御入力は実行できない．そこで，状態予測器によるVoutの推定未来値Vpreを用いて，式(9)～(11)を以下に示す実行可能な演算式(12)～(16)へ変更した．

$$VO2p(k)=Vpre(k)-VO2\_TARGET \quad (12)$$

$$\sigma p(k)=VO2p(k)+S\cdot VO2p(k-1) \quad (13)$$

$$Ueq(k)=\frac{-1}{b1}\{(a1-1)+S\}\,VO2p(k)+(a2-S)\,VO2p(k-1) \quad (14)$$

$$Urch(k)=\frac{-1}{b1}F\cdot\sigma p(k) \quad (15)$$

$$Uadp(k)=\frac{-1}{b1}G\cdot\sum_{i=0}^{k}\sigma p(i) \quad (16)$$

4．3．状態予測器の演算式

推定未来値Vpreを算出するための状態予測器について述べる．

まず，以下に示すようなベクトルA，Bを定義する．

$$A=\begin{bmatrix} a1 & a2 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (17)$$

$$B=\begin{bmatrix} b1 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (18)$$

このとき，式(5)の制御対象モデルに対するVpreの予測式は以下に示すような式となる．

$$Vpre(k)=VO2p(k)+VO2\_TARGET \quad (19)$$

$$VO2p(k)=\alpha1\cdot VO2(k)+\alpha2\cdot VO2(k-1)+\sum_{j=0}^{dm}\beta j\cdot KACT(k-j) \quad (20)$$

$\alpha1$：A^{dm}の1行1列成分
$\alpha2$：A^{dm}の1行2列成分
βj：$A^{dm-1}B$の1行成分

5．シミュレーションによる予測性能の検証

Fig.9に，エンジンの運転空燃比A/Fを振幅±0.2，周波数0.2Hzで正弦波状に加振した時のφinとVoutを同期サンプリングした実機データを示す．このデータを用いて状態予測器のシミュレーションによる予測性能の検証を行なった．Fig.10に設定むだ時間をdm(＝4制御周期)，モデルパラメータをTable 1の値とした時のVpreとVoutの比較結果を示す．図よりVpreがVoutに対して時間の進み方向にシフトしていることから，状態予測器によってVoutの予測が可能である事が検証できた．

Table 1 Model parameter of controlled object

a1	a2	b1
1.555	-0.560	0.418

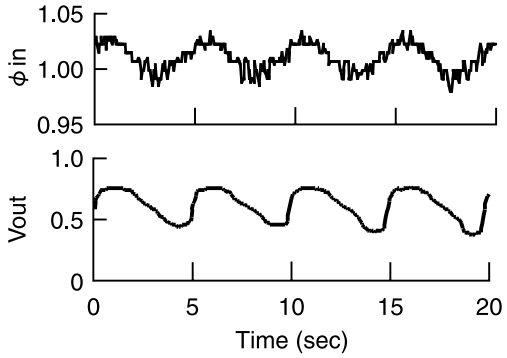


Fig.9 Sampling data of φin and Vout

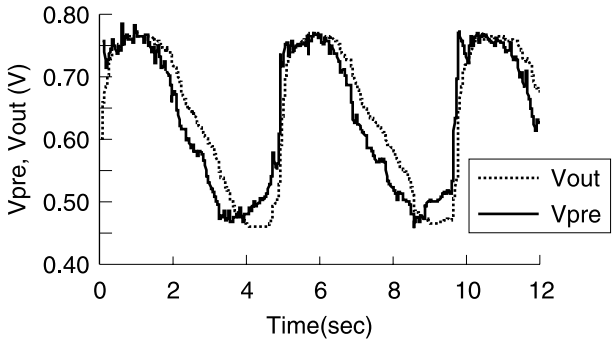


Fig.10 Simulation result of Vpre

6．実機によるテスト結果

6．1．制御性能の検証

状態予測スライディングモード制御を用いた触媒後O_2フィードバックの実機における制御性能の検証を行なうため，プロトタイプの車両を用いてLA-4モードにおける適応スライングモード制御との制御性能比較を行った．Fig.11はLA-4モード走行中のVoutの制御結果であるが，これにより，状態予測スライディングモード制御を用いた方が，車両の発進等の過渡運転条件における制御性が向上していることが分かる．Fig.12とTable 2はVoutのVop±0.1V範囲内への出現頻度の比較であるが，過渡運転条件における制御性の向上により，状態予測スライディングモード制御における出現頻度は74.2%となっており，適応スライディングモード制御の65.6%に比べて13.1%の向上となった．以上より，状態予測スライディングモード制御による触媒後O_2フィードバックの制御性能の大幅な向上を確認できた．

6．2．排気エミッション低減効果の確認

Fig.13は，状態予測スライディングモード制御の過渡条件におけるVoutの制御性向上による効果の確認のため，従来制御手法[4)~6), 9)~11)]とのHC排出量の比較を行なった結果である．同図によると，LA-4モード中の最も大きく運転条件が変化するCT2山目において，Voutの制御性向上により排気エミッションの大幅な低減が実現できている．また，モード全域においても同様の結果となった．Table 3に示す通り，適応スライディングモード制御の場合は，従来制御手法に対する低減率が，CO，HC，NOxのそれぞれに対して，7.6%，17.1%，12.5%であったのに対し，状態予測スライディングモード制御の場合は，それぞれ，33.1%，41.6%，43.7%という大幅な低減率となっている．これにより，状態予測スライディングモード制御が，従来制御手法や適応スライディングモード制御に対して大きな排気エミッション低減効果を持っていることを確認できた．

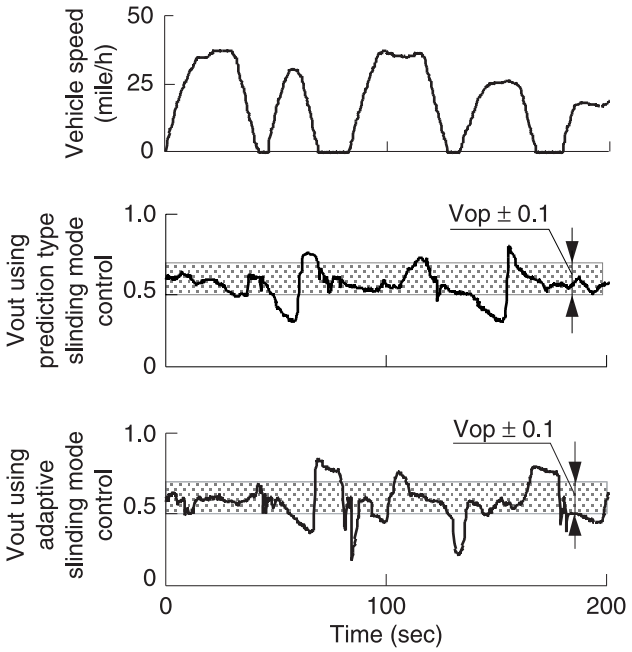


Fig.11 Comparison between adaptive sliding mode control and prediction type sliding mode control

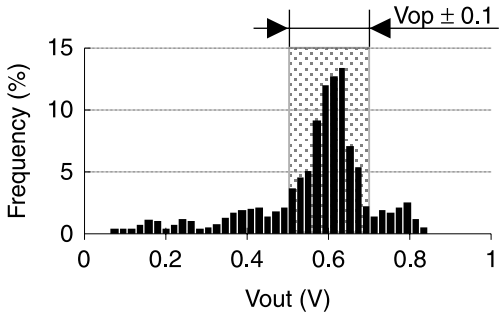


Fig.12 Histogram of Vout by using prediction type sliding mode control

Table 2 Frequency of Vout within Vop±0.1V

	Adaptive sliding mode	Prediction type sliding mode
Frequency	65.6 (%)	74.2 (%)
Changed rate	———	+13.1 (%)

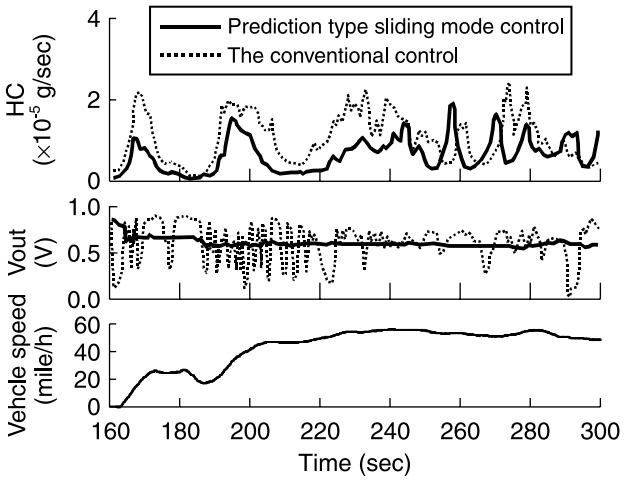


Fig.13 Comparison of emission between the conventional control and prediction type sliding mode control

Table 3 Improved ratio of emission between adaptive sliding mode control/prediction type sliding mode control and the conventional control (LA-4 mode)

(%)

	CO	HC	NOx
Adaptive sliding mode control	7.6	17.1	12.5
Prediction type sliding mode control	33.1	41.6	43.7

7．まとめ

以下に示すアプローチによって，触媒後O_2フィードバックの過渡を含む運転条件におけるVoutの目標値Vopへの収束頻度の向上と大幅なエミッション低減を実現した．

1）制御対象であるリニア空燃比センサから触媒後O_2センサまでの排気系を，そのむだ時間特性に着目し，DARXモデル(入力にむだ時間を持った自己回帰モデル)としてモデル化した．

2）むだ時間補償のための状態予測器を適応スライディングモード制御に追加した状態予測スライディングモード制御を新たに設計し，その適用を行なった．

3）LA-4モードにおける実機テストでは触媒後O_2センサ出力Voutの目標値Vop±0.1V範囲内の収束頻度74.2%を実現し，適応スライディングモード制御を用いた場合に比べて13.1%向上した．

4）LA-4モードにおけるCO，HC，NOxの排気エミッションを従来制御手法に比べ，33～44%低減できた．

参考文献

1）安井，赤崎，上野，岩城：触媒後O_2フィードバックのための適応スライディングモード制御，HONDA R&D Technical Review Vol.11 No.1, p.65-71 (1999)

2）Anderson , M. J.: A Feedback A/F Control System for Low Emission Vehicles, SAE Paper 930388 (1993)

3）Ohata, A., Masu, M., and Inoue, T.: Model Based Air-Fuel Control for Reducing Exhaust Gas Emissions, SAE Paper 950075 (1995)

4）Yatabe, H., Tai, H., and Matsuura, M.: Air-to-Fuel Ratio of Gas Engines Using Response Characteristics of Three-Way Catalysts Under Dynamic Operation, SAE Paper 910083 (1991)

5）原田：自動車の制御技術，東京，朝倉書店，1997

6）岸，菊池，鈴木，林：ガソリンエンジンの超低エミッション化技術，自動車技術 Vol.52, p.11-17 (1998)

7）野波，田：スライディングモード制御，東京，コロナ社，1994, 263p.

8）片山：システム同定入門，東京，朝倉書店，1994, 196p.

9）Maki, H., Hasegawa, Y., Akazaki, S., Komoriya, I., Nishimura, Y. and Hirota, T.: Real Time Control Using STR in Feedback System, SAE Paper 950007 (1995)

10）Hasegawa, Y., Akazaki, S., Komoriya, I., Maki, H., Nishimura, Y. and Hirota, T.: Individual Cylinder Air-Fuel Ratio Using an Observer, SAE Paper 940376 (1994)

11）Komoriya, I., Hasegawa, Y., Akazaki, S., Maki, H., Nishimura, Y. and Hirota, T.: Application of Fluid Dynamics Model to Estimate Cylinder Intake Volume, SAE Paper 960075 (1996)

12）渡部：むだ時間システムの制御，東京，計測制御学会，1993, 206p.

13）足立：ユーザのためのシステム同定理論，東京，計測自動制御学会，1993, 106p.

■著　者■


安井裕司


赤崎修介


上野将樹


岩城喜久

拘束率による エキゾーストマニホールドの熱疲労寿命評価

Evaluation of Thermal Fatigue Life on the Exhaust Manifold by Analyzing Restraint Ratio

中田　真*　石井和夫*　榎本　勝*
Makoto NAKADA　Kazuo ISHII　Masaru ENOMOTO
小西泰則*　高橋伸一*
Yasunori KONISHI　Sinichi TAKAHASHI

要　旨

エキゾーストマニホールドの熱疲労寿命を評価するためのパラメータとして拘束率を適用することを検討した．材料試験での熱疲労寿命と拘束率との間にはよい相関が認められ，評価パラメータとして用いることができることを確認した．また，エンジン最大負荷運転時の温度分布を300℃程度の温度条件で再現することにより，通常のひずみゲージによる測定でエキゾーストマニホールドの拘束率を容易に測定することができる．この方法で実測したエキゾーストマニホールドの拘束率と耐久試験結果は良く一致しており，拘束率はエキゾーストマニホールドの熱疲労寿命を十分に評価可能なパラメータであることを確認した．さらにCAEにより計算した拘束率も実測値と良く一致しており，CAEにより熱疲労寿命の評価が可能であることがわかった．

ABSTRACT

To evaluate a thermal fatigue life of the exhaust manifold, it has been shown to apply the restraint ratio to an evaluation parameter. As it was conformed that a thermal fatigue life depended on the restraint ratio in material experiment, authors judged that the restraint ratio could be applied to evaluate a thermal fatigue life. It was confirmed that the restraint ratio of real exhaust manifold could be obtained without difficulty from the results of strain measured by using a conventional strain gauge. This was carried out under setting up the experimental conditions about the temperature of 300°C, which reproduced the same temperature distribution state on the exhaust manifold as the full load engine operating condition. As the restraint ratio actually measured by this method agreed with the result of endurance test, it was confirmed that the restraint ratio was a parameter adequate to evaluate a thermal fatigue life of the exhaust manifold. And further, as the restraint ratio which was calculated with CAE agreed well with actually measured value, it was confirmed that the CAE could evaluate a thermal fatigue life of the exhaust manifold.

１．はじめに

近年の排出ガス規制強化に伴い，触媒の活性化時間短縮のため，エキゾーストマニホールドの低熱容量化(薄肉化)要求が高まっている．一方，燃費向上を目的とした理論空燃費運転領域の拡大に伴い排気温度は上昇傾向にある．

これらはいずれもエキゾーストマニホールドの耐久性を悪化させる要因となるため，従来にも増して形状，材料，製法の適切な組み合わせを見出す必要に迫られている．また，開発期間も短縮されてきており，エキゾーストマニホールド開発に対する技術は要求が高くなってきている．

エキゾーストマニホールド開発の従来方法は，台上での耐久試験によるトライアンドエラーが主体であった．これに対し，材料置換による簡易応力測定試験[1]，CAE(Computer Aided Engineering)による強度予測技術などいくつかの手法が提案されてきている[2)~7)]．しかしながら，いずれの手法についても結果の実用性の点では十分とは言えない．

そこで，本研究ではエキゾーストマニホールドに対する熱疲労寿命の定量的評価パラメータとして拘束率を新たに導入し，その有効性を実証したので以下に報告する．

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_2_9

2．部品の熱疲労評価パラメータ

エキゾーストマニホールドの寿命を決める要因の一つは低サイクル熱疲労である．これは，エンジンの運転による加熱と停止による冷却とにより，圧縮応力と引張り応力が塑性変形を伴いつつ繰り返し現れることにより起こる．このような，エキゾーストマニホールドの熱疲労寿命を予測するには，①熱負荷を表す評価パラメータの設定，②評価パラメータに対応した材料の寿命線図の作成，③エキゾーストマニホールドにおける評価パラメータの実測技術とCAE計算技術の確立が必要になる．

この三項目のうち，実用性の観点で重要なのが③の項目である．実測技術は，CAE計算結果の妥当性検証および出来上がった製品の品質確認に必要であり，CAE計算技術は，図面段階での寿命予測には不可欠である．

以上のことから，熱疲労寿命の評価パラメータの選定においては，この③の項目が実現出来ることを必要条件とした．すなわち，「熱疲労寿命に対し高い相関性を有すること」以外に，「エキゾーストマニホールドにて測定可能であること」，「CAEで計算可能であること」もパラメータの条件に含めた．

以下，それぞれの条件ごとに３節に分けて述べる．

2．1．熱疲労寿命に対して相関性を有する評価パラメータの候補

熱疲労現象は塑性疲労なので，寿命評価パラメータ(負荷パラメータ)として応力を用いることはできない．そのため従来より塑性ひずみ範囲，熱疲労ループのエネルギー損失，拘束率などを用いた寿命評価が提案されてきている[3),8)]．

これらのパラメータのうち，塑性ひずみ範囲($\Delta\varepsilon_p$)，エネルギー損失(E)の定義をFig.1に示す．これは，Fig.2に示す試験片の平行部の長さを一定に保持しながら加熱，冷却して得たものである．縦軸は試験片の軸方向に発生する荷重を平行部の断面積で割って応力に換算してあり，横軸は温度変化に熱膨張係数を掛けてひずみにしてある．このFig.1において，$\Delta\varepsilon_p$は，応力0軸と交わる点のひずみの差である．またEは加熱，冷却ループの応力とひずみの積分値である．

つぎに拘束率(η)の定義であるが，拘束率とは対象となる部分の伸びが妨げられる割合であり，次式で与えられる．

$$\eta = \frac{\Delta Lt - \Delta L}{\Delta Lt} \qquad (1)$$

ΔL：拘束条件下での伸び

ΔLt：与えられた温度変化における自由伸び

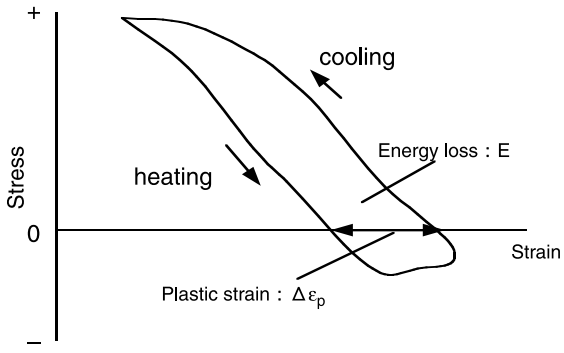


Fig.1 Hysteresis loop in thermal fatigue

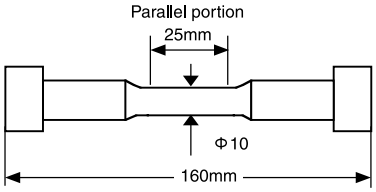


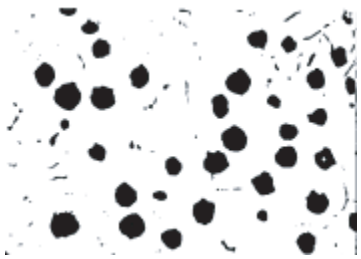
Fig.2 Specimen for thermal fatigue test

これら$\Delta\varepsilon_p$，E，ηの各パラメータと熱疲労寿命の相関性を確認するため，ダクタイル鋳鉄での熱疲労試験を実施した．試験の最高温度はエキゾーストマニホールドの使用温度を考慮して，600，700および750℃の三水準とし，最低温度は試験機の冷却能力を考慮して100℃とした．試験片の化学成分と組織をTable 1とFig.3に，得られた結果をFig.4に示す．

Fig.4によると，いずれのパラメータも熱疲労寿命と良い相関を示しており，評価パラメータとして用いることが可能であることが分かった．

Table 1 Chemical composition

Element	C	Si	Mn	P	S	Mg
wt%	3.50	3.55	0.18	0.023	0.013	0.039



Magnification：×100

Fig.3 Microstructure of specimen

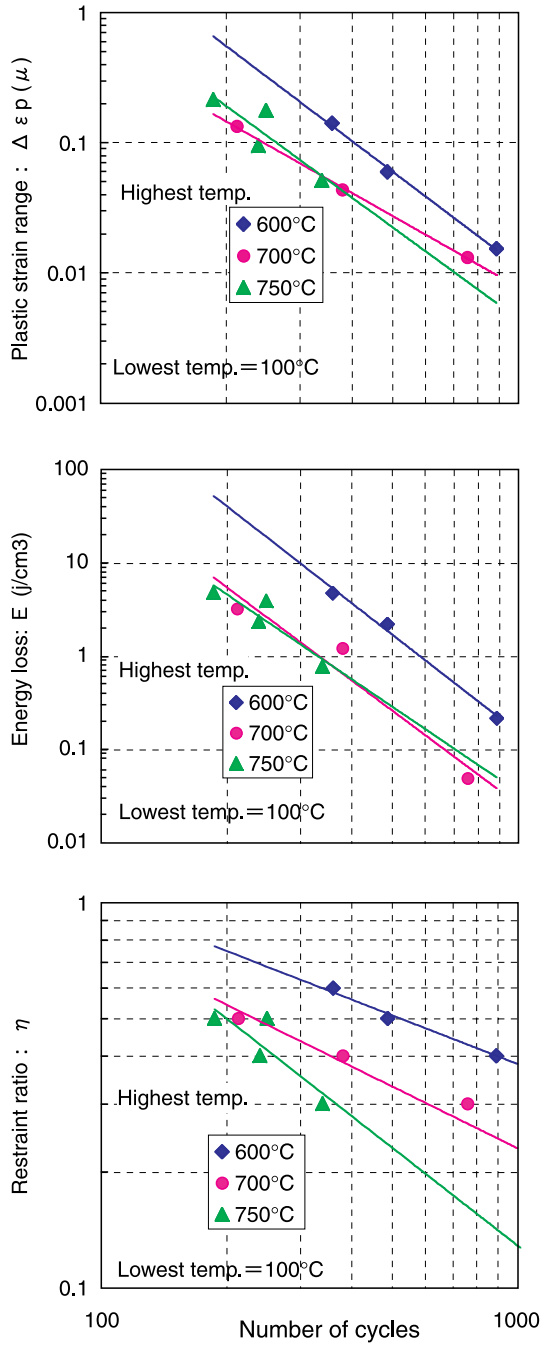


Fig.4 Relationship between evaluation parameter and thermal fatigue life

Table 2 Evalution parameters for a thermal fatigue life

Evaluation parameter	Plastic strain Range : $\Delta\varepsilon_p$	Energy loss : E	Restraint ratio : η
Original factor	Stress : σ Strain : ε	Stress : σ Strain : ε	Temperature : Δt Strain : ε
Expression	ε max(σ=0)- ε min(σ=0)	$\int \sigma \cdot d\varepsilon$	$\frac{-\varepsilon}{\alpha \cdot \Delta T}$
Conception of parameter	Plastic deformation in a single heat cycle	Distract energy in a single heat cycle	Restraint ratio of heat expansion

2．2．実測に対する評価パラメータの適性

次に，各パラメータのエキゾーストマニホールドでの測定に対する適性について述べる．各パラメータの特徴をTable 2に示す．

まず最初に，塑性ひずみ範囲($\Delta\varepsilon_p$)とエネルギー損失(E)について考察する．

エキゾーストマニホールドについて，$\Delta\varepsilon_p$やEを求めるにはファイヤリング中の応力とひずみを同時に測定する必要がある．しかし，応力を直接測定する手法は現在のところ困難なため，実際には伸びと温度を同時に測定して求めることとなる．この時に問題になるのが，高温域でのひずみ測定技術である．現在，レーザ光などを利用した非接触測定法が種々提案されてきているが，ファイヤリング時のエンジン振動などの問題が未解決であるため，正確なデータを得るのが難しい．また，現時点で入手できる高温ひずみゲージでは，測定対象部形状に制約があるために，測定個所が限定される．すなわち，高温域でのひずみ測定の難しさが，$\Delta\varepsilon_p$やEをエキゾーストマニホールドで測定する際の大きな課題である．

また，最終的な$\Delta\varepsilon_p$，Eを求めるためには，以下の計算手順を踏む必要があり，実験誤差を考慮すると精度的な疑問も残る．すなわち，$\sigma(t,\varepsilon)$は実用的には各温度での材料の引張り試験を行なって近似的に求めるものであるし，クリープを含めた特性についても同様に把握する必要があり，誤差の累積は相当大きいと考えられる．

$$\varepsilon = \frac{\Delta L - \alpha_t \cdot (t-t_0) \cdot L_0}{L_0} \qquad (2)$$

$$\sigma = \sigma(t,\varepsilon) \qquad (3)$$

t ：温度
t_0 ：基準温度
α_t ：その温度までの平均線膨張係数
L_0 ：初期長さ
$\sigma(t,\varepsilon)$ ：応力を表す温度，ひずみの関数

次に，拘束率(η)について考察する．ηは，式(1)より熱伸びの比であるため，弾性域でも定義可能である．なお弾性域内の変化においては，$\Delta\varepsilon_p$とEは0である．

ここで，実使用温度におけるエキゾーストマニホールドの熱疲労寿命と，より低い温度(弾性域温度)における拘束率との間に強い相関性が有ると仮定できれば，一般的箔タイプのひずみゲージが使える範囲のひずみ解析で，簡便にエキゾーストマニホールドの熱疲労寿命評価ができる可能性を有することになる．

上記の仮定の妥当性については３章で詳しく論証する

が，以上の考察により，実測に対する評価パラメータとしては拘束率(η)が最も適していると判断した．

２．３．CAE計算に対する評価パラメータの適性

次にCAEにおける各パラメータの適性について考える．

まず$\Delta\varepsilon_p$とEについては，有限要素法(FEM)の場合，解析対象のエネルギーの総和が最小になるように収束計算することで要素の応力，ひずみを求めるため，要素毎のσ，εが定義できることが大前提となる．この場合，完全弾塑性モデルを用いることになる．そして精度を求めるためには，更にクリープモデルを確立する必要があり，材料毎に各温度における正確な塑性域特性値を事前に与えなければならず難易度が高い．また，$\Delta\varepsilon_p$とEはエキゾーストマニホールドでの測定が困難なパラメータであることから，得られた計算結果についてエキゾーストマニホールドに対する精度検証が難しい．このように，$\Delta\varepsilon_p$とEはCAEでは扱いにくい．

次にηについてであるが，これは一般的な弾性域のひずみ解析から計算可能であるため，容易にシミュレート計算が可能である．また，計算対象パラメータが実物にて測定可能であることから，計算結果の妥当性検証が可能である．

以上，第１節から３節に分けて述べてきた内容をTable 3にまとめた．表からも明らかなように，弾性域でも定義可能なパラメータである拘束率が，エキゾーストマニホールドの熱疲労寿命評価パラメータとして最も適している．

Table 3 Comparison of usability among the parameters

Evaluation parameter	Plastic strain range : $\Delta\varepsilon_p$	Energy loss : E	Restraint ratio : η
Expectation of rupture life	Possible	Possible	Possible
Measurability in actual manifold	Difficult	Difficult	Possible
To calculate in CAE	Complicated	Complicated	Simple

３．エキゾーストマニホールドにおける拘束モデル

拘束率が自由伸びに対して拘束されている伸びの比で与えられることはすでに述べた．本章では，エキゾーストマニホールドにおいて拘束率にどのような意味が与えられるかを考察し，前章で述べた仮定の妥当性について検証する．

まず拘束側と被拘束側の関係において拘束率の決定要素を考察した．拘束側と被拘束側を二つのばねと仮定すると，Fig.5に示すような閉じたばね系で表現できる．このばね系の常温での釣り合い状態を初期状態とし，被拘束ばねに温度変化(Δt)を与えたときの状態を考える．この時の釣り合い状態の模式図をFig.6に示す．

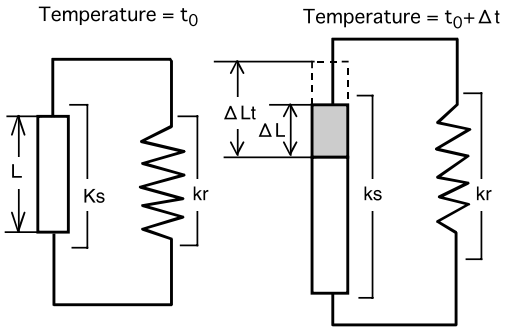


Fig.5 Spring system model for restrained state

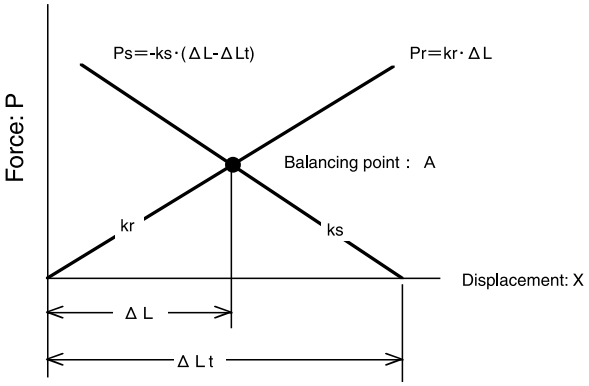


Fig.6 Graphic formula of stable point on the spring system

このとき拘束ばねに生じる力は以下となる．

$$Pr = kr \cdot \Delta L \qquad (4)$$

Pr：拘束体に発生する力
kr：拘束体のばね定数

次に，被拘束ばねに生じる力を求める．自由状態での長さは$L_0+\Delta Lt$であるが，拘束時の長さは$L_0+\Delta L$であり，このばねに与えられる変位は両者の差，$\Delta L-\Delta Lt$である．したがって，被拘束側に生じる力は以下となる．

$$Ps = -ks \cdot (\Delta L - \Delta Lt) \qquad (5)$$

Ps：被拘束体に発生する力
ks：被拘束体のばね定数

力の平衡を考えるとPr=Psとなり以下の式が成立する．

$$kr \cdot \Delta L = -ks \cdot (\Delta L - \Delta Lt) \quad (6)$$

$$\therefore \Delta L = \frac{ks}{kr+ks} \cdot \Delta Lt \quad (7)$$

定義式(1)に式(7)を代入すると，

$$\eta = \frac{\Delta Lt - \Delta L}{\Delta Lt} = \frac{\Delta Lt - \frac{ks}{kr+ks} \cdot \Delta Lt}{\Delta Lt} = \frac{1}{1+\frac{ks}{kr}} \quad (8)$$

ここでばね定数比を以下のように定義する．

$$a = \frac{ks}{kr} \quad (9)$$

これを式(8)に代入すると拘束率を以下のように表せる．

$$\eta = \frac{1}{1+a} \quad (10)$$

このように，拘束ばねと被拘束ばねの関係から，拘束率は両者のばね定数比によって定義できることが分かる．次に拘束率が拘束体と被拘束体のばね定数比であることをエキゾーストマニホールドに拡張して考察する．

エキゾーストマニホールドにおけるポートと集合部に注目し，拘束状態をFig.7のようなばね系モデルとする．ばねの分割は任意に可能であるが，Fig.8に示すように系としては4つのばねによって構成されるものとし，そのうちの集合部を表すばねを被拘束ばねとして定義した．

このばね系において，被拘束ばねに温度を与えたときの拘束ばねの自由伸びをΔLtとおくと，式(4)と式(7)により，系に作用する力は以下となる．

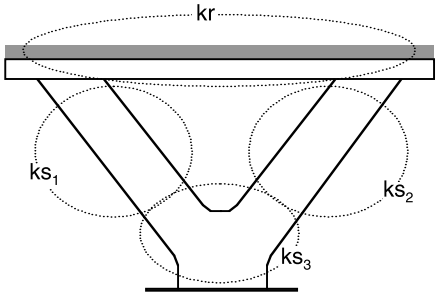


Fig.7　Model of restrained state in exhaust manifold

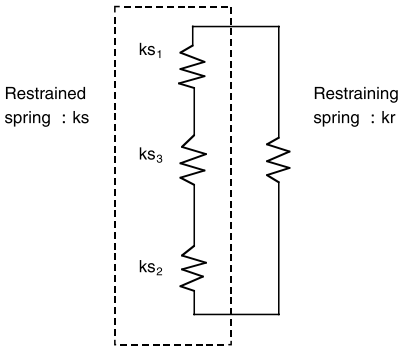


Fig.8　Series spring system model for exhaust manifold

$$P = \frac{ks}{kr+ks} \cdot \Delta Lt \cdot kr \quad (11)$$

P：ばね系に発生する力

直列系であるのでks_3に作用する力もこれに等しい．したがって，ks_3の変位は以下となる．

$$x_3 = \frac{P}{ks_3} = \frac{ks}{kr+ks} \cdot \frac{1}{ks_3} \cdot \Delta Lt \cdot kr \quad (12)$$

x_3：ばねk_3に発生する変位

この場合，ks_3の拘束率は以下となる．

$$\eta_3 = \frac{x_3}{\Delta Lt_3}$$

η_3：ks_3の拘束率
ΔLt_3：ks_3の自由熱膨張量

この式に式(12)を代入する．

$$\eta_3 = \frac{1}{\Delta Lt_3} \cdot \frac{ks}{kr+ks} \cdot \frac{1}{ks_3} \cdot \Delta Lt \cdot kr = \frac{\Delta Lt \cdot ks}{\Delta Lt_3 \cdot ks_3} \cdot \frac{kr}{kr+ks} = \frac{\Delta Lt \cdot ks}{\Delta Lt_3 \cdot ks_3} \cdot \eta_{total} \quad (13)$$

η_{total}：被拘束体全体の拘束率

ここで弾性域におけるΔLt，ΔLt_3は温度で表現できる．

$$\Delta Lt = \int \alpha \cdot (t(x) - t_0) \cdot dx \quad (14)$$

α　：線膨張係数
$t(x)$　：被拘束体の温度分布関数
t_3　：被拘束体ks_3の温度
L_3　：被拘束体ks_3の長さ

ここで定義する領域における温度範囲では，αはほぼ一定であると考え，式(14)は式(15)のようになる．

$$\Delta Lt = \alpha \cdot \int (t(x)-t_0) \cdot dx \qquad (15)$$

$$\Delta Lt_3 = \alpha \cdot (t_3-t_0) \cdot L_3 \qquad (16)$$

式(15)，式(16)を式(13)に代入すると，以下となる．

$$\begin{aligned}\eta_3 &= \frac{\Delta Lt \cdot ks}{\Delta Lt_3 \cdot ks_3} \cdot \eta_{total} \\ &= \frac{\alpha \cdot \int (t(x)-t_0) \cdot dx}{\alpha \cdot (t_3-t_0) \cdot L_3} \cdot \frac{ks}{ks_3} \cdot \eta_{total} \\ &= \frac{\int (t(x)-t_0) \cdot dx}{(t_3-t_0) \cdot L_3} \cdot \frac{ks}{ks_3} \cdot \eta_{total} \\ &= \frac{1}{L_3} \cdot \int \frac{t(x)-t_0}{t_3-t_0} \cdot dx \cdot \frac{ks}{ks_3} \cdot \eta_{total}\end{aligned} \qquad (17)$$

式(17)のうち，L_3，ks，ks_3，η_{total}はエキゾーストマニホールドの形状パラメータであり，t(x)，t_3は環境パラメータである．η_3の環境依存性は各部位の温度そのものではなく，$(t(x)-t_0)/(t_3-t_0)$に依存することが分かる．即ち，エキゾーストマニホールドの拘束率を測定する際に重要なのは，$(t(x)-t_0)/(t_3-t_0)$つまりt_0を基準としてt_3で規格化した温度分布を再現することである．したがって，必ずしも実使用の高温域で測定する必要性はないと言える．

4．実機測定

4．1．拘束率測定手法

前述より拘束率は式(1)で定義できる．この式から，エキゾーストマニホールドでの拘束率を以下の要領で求めた．

測定に際し，エンジン稼動時の熱負荷により発生した基準温度t_0からある温度tまでの温度変化量(Δt)に対し，エキゾーストマニホールド部材が拘束されていない状態における熱伸び，即ち自由膨張量(ΔLt)，またそのΔLtからエキゾーストマニホールドがエンジン各部に締結された，ある拘束条件下での熱伸び(ΔL)を引いた量(ΔLt-ΔL)を知る必要がある．

ここでこれらのデータはFig.9に示すように，実際のエンジンにおいて，高温箔タイプのひずみゲージと，熱電対を使用して測定した．この時，先に式(17)の中で述べたように，エキゾーストマニホールドの温度状態として重要なのは温度分布，即ち$(t(x)-t_0)/(t_3-t_0)$であるため，必ずしも実使用温度での測定をする必要は無い．したがって温度分布さえ正しく表現出来れば300℃程度の比較的低い温度での測定であっても正しい結果を得ることが可能と言える．

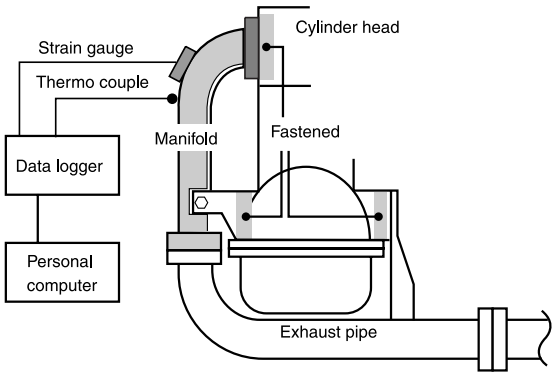
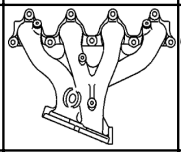
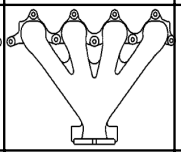
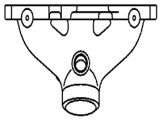


Fig.9 Schematic diagram of measurement system

4．2．拘束率測定条件の妥当性確認

先に述べた様に，拘束率に対しては温度分布が影響を及ぼすので，300℃程度の比較的低い温度条件下で試験を行うに当たり，エキゾーストマニホールド各部の温度分布が実使用である高温域の温度分布を正しく反映しているかをはじめに確かめた．ここでは，Table 4に示した形状の異なる三種類のエキゾーストマニホールドについて温度分布測定を行なった．試験としては，実使用温度状態および拘束率測定時の温度状態である300℃程度になる様にエンジンを運転し，これらの状態における温度分布比較を行った．この時の比較温度は，双方の運転条件での飽和温度とした．その結果をFig.10に示す．

Table 4 Aspect of the exhaust manifold for experiment

	Type-A	Type-B	Type-C
Aspect			
Engine	L4、SOHC 1.6L	L4、SOHC 2.2L	L3、SOHC 0.66L

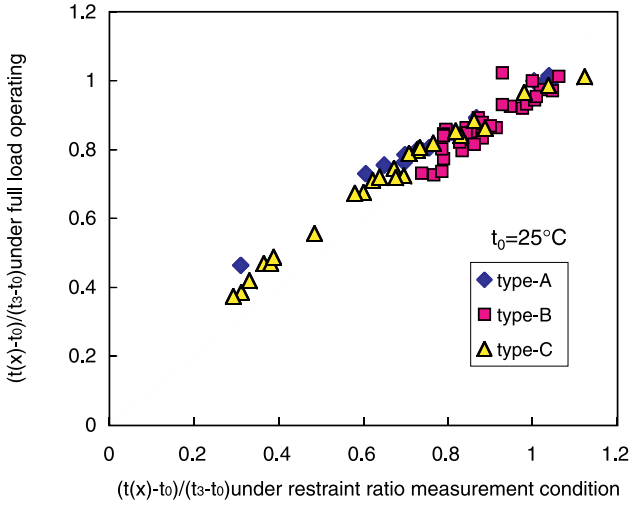


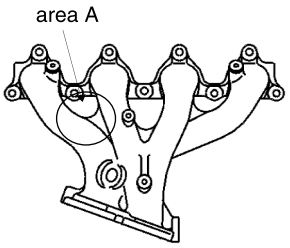
Fig.10 Comparsion of temperature distribution

双方は直線の関係にある，つまり形状に関係なく温度には互いに良い相関性を有することが明らかとなった．したがって300℃程度の低い温度条件下で拘束率を求めることの妥当性が証明できた．

４．３．熱疲労寿命の判定に対する拘束率の有効性

エキゾーストマニホールドの熱疲労寿命が拘束率により判定可能か否かを確かめるために，形状の異なるエキゾーストマニホールドにて確認した．ここではその一例について延べる．

試験に際し，Fig.11で示す，A領域のみ異なる断面肉厚を設定した４気筒用のエキゾーストマニホールドを製作し，そのエキゾーストマニホールドにて耐久試験およびA領域の拘束率測定を実施した．



Average thickness of areaA	
Type-1	4.5mm
Type-2	3.0mm

- aspect ：4-2 dual
- material：FCD450S

Fig.11 Specifications of exhaust manifold for the examination

耐久試験の結果，Type-1は問題なく目標とする寿命に達したが，断面肉厚を薄くしたType-2については，耐久試験の中でA領域に熱疲労破損が発生した．

次にA領域の拘束率測定結果をFig.12に示す．Type-2のエキゾーストマニホールドでは，耐久試験において熱疲労破損を生じた個所の拘束率が最も高い値を示した．更に目標とする寿命に達したType-1での拘束率は，Type-2に対しほぼ全域に渡って低い値であることが解る．

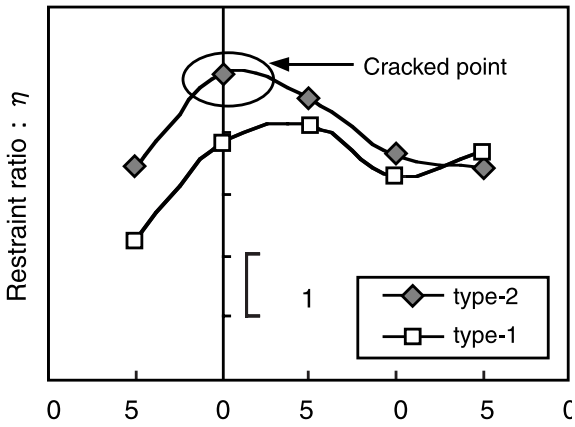


Fig.12 Destribution of restraint ratio at the near by cracked

このように，拘束率の測定結果は耐久試験結果と良く一致した．即ち，問題の生じた部分における拘束率の値が他の部位に比べ大きく，また，形状を変更することにより拘束率を小さくすると，それに従って耐久性が向上する．以上のことから拘束率により熱疲労寿命評価が可能であることが明らかになった．

４．４．エキゾーストマニホールドの熱疲労評価に対する拘束率の形状依存性

次に，材料試験の中で熱疲労寿命が拘束率と温度で一義的に定まることが確認されたが，そのことが各々形状の異なるエキゾーストマニホールドにおいても同様に定義でき，測定した拘束率および温度と熱疲労寿命の関係が一定の値で整理することが可能か否かについて確認した．その時の供試エキゾーストマニホールドの一覧をTable 5に示す．

Table 5 Various exhaust manifold aspect for experiment

No.	Manifold type	Material	Engine type
1	4-1type-a	FCD450S	L4 SOHC 1.2L
2	4-1type-b	FCD450S	L4 DOHC 1.6L
3	4-2type-a	FCD450S	L4 DOHC 1.6L
4	4-2type-b	FCD450S	L4 SOHC 2.0L
5	4-2type-c	FCD450S	L4 SOHC 2.2L
6	4-2type-d	FCD450S	L4 SOHC 2.2L
7	4-2type-e	FCD450S	L4 SOHC 2.2L
8	3-1type-a	FCD450S	V6 SOHC 3.0L
9	3-1type-b	FCD450S	L3 SOHC 0.66L
10	3-1type-c	FCD450S	L3 SOHC 0.66L

試験としては，形状の異なる各エキゾーストマニホールドに対して，拘束率の多点測定，耐久試験および拘束率測定個所の耐久試験中の温度測定を行なった．

それぞれの結果を，耐久試験中の各温度に対する各拘束率のグラフ上にプロットするとFig.13となる．図より，拘束率と温度がある値以上になった場合には耐久試験上で熱疲労破損の問題が発生しており，そうでない場合は耐久試験でも問題の発生は無い．これらの結果は種々のエキゾーストマニホールド形状に左右されず，図中の直線A-Aで示すような，およそ一定の拘束率と温度の関係で分別出来る．

以上から，エキゾーストマニホールドに対する拘束率による熱疲労の評価手法は，種々のエキゾーストマニホールド形状に対しても適用可能と判断出来る．

この結果は，拘束率がエキゾーストマニホールドの耐久性を判断する指標として妥当であり，高温において生じる弾塑性域の事象を，弾性域のひずみ解析で取り扱っても実用上問題が無いことを意味している．

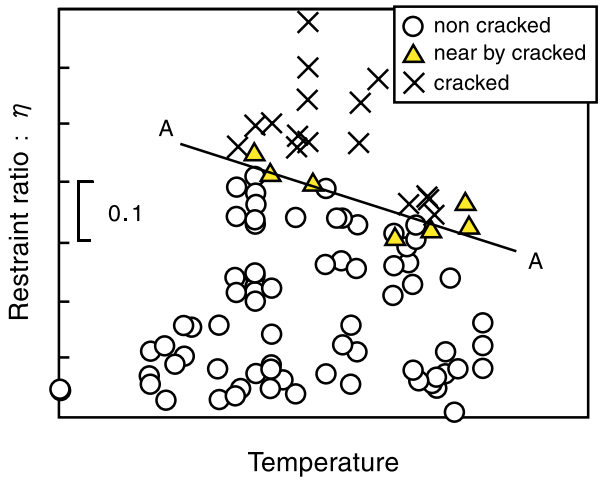


Fig.13 Acceptable line for manifold durability

これにより，これまでエキゾーストマニホールドの熱疲労評価をする上で課題であった高温域での測定の必要性が無くなったことで，従来に対し測定が簡便で且つ自由度が広がり，実物での評価精度が向上した．更に拘束率は弾性域パラメータであるため，CAEに対し，一般的な弾性域のひずみ解析から計算可能であり，容易に開発に使用可能である．また，シミュレーション対象となる拘束率がエキゾーストマニホールドで測定可能なことから，その精度検証などに対し有利であり，シミュレーション精度向上に寄与すると考える．

5．CAE技術

従来はCAEによりエキゾーストマニホールドの熱疲労寿命を評価する場合には弾塑性域解析が必要であるとされてきたが[3)~5)]，本研究にて提示した拘束率を評価パラメータとして導入することにより，弾性域解析での評価が可能となった．

本研究では拘束率を導入した際のCAEによるエキゾーストマニホールドの熱疲労寿命評価の妥当性の検証結果を示す．

5．1．解析モデル

解析に用いたモデルはFig.14に示す節点数7 140，要素数4 534のソリッドモデルとした．

解析計算を実行する際には，シリンダヘッドおよびエキゾーストマニホールドステーのFEMモデルを作成し，付加した状態で計算を実行した．

5．2．温度分布

エキゾーストマニホールドの温度分布は三次元の流れ解析により熱伝達係数を算出し，熱伝導解析を実行して求める．

本項ではCAEにより算出された拘束率と実機拘束率測定結果との検証を目的とするため，測定時の排気温度を計算モデルに与えてエキゾーストマニホールドの温度分布を求めた．

結果をFig.15に示す．

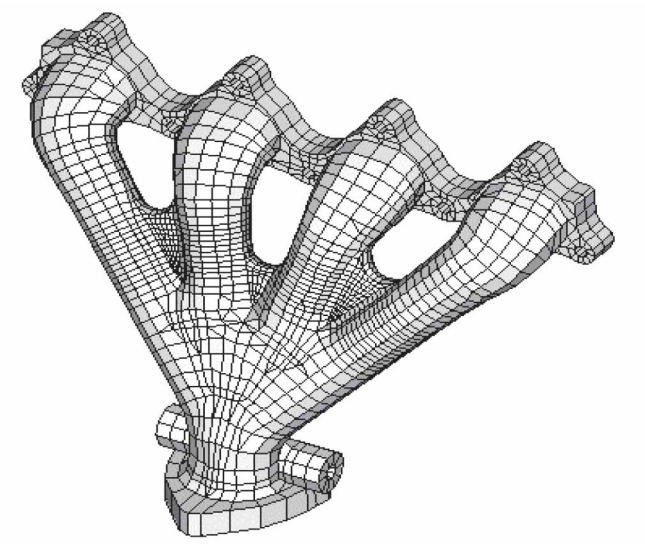


Fig.14 FEM model

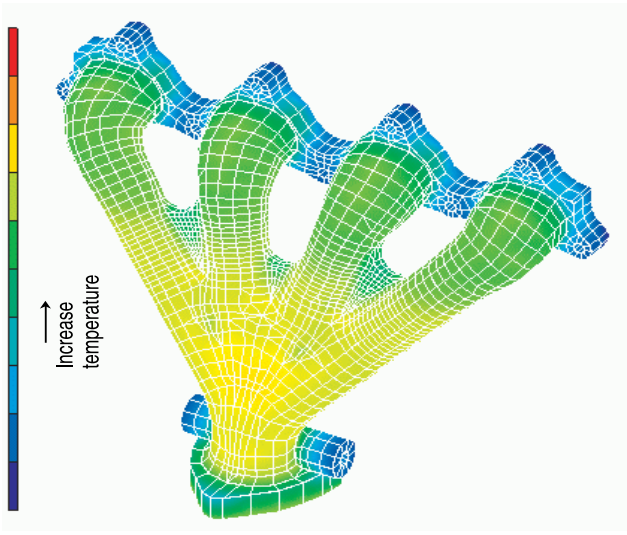


Fig.15 Calculation result of temperature

5．3．拘束率解析結果

25℃における初期平衡状態を基準として，温度分布解析により求められた温度まで上昇した時の弾性域解析を実行し，得られた熱ひずみ量から拘束率(η)を算出する．

実測および計算時の測定ポイントをFig.16に，エキゾーストマニホールド全体の熱ひずみ分布および拘束率の実測値と計算結果をそれぞれFig.17，18に示す．拘束率計算値は実

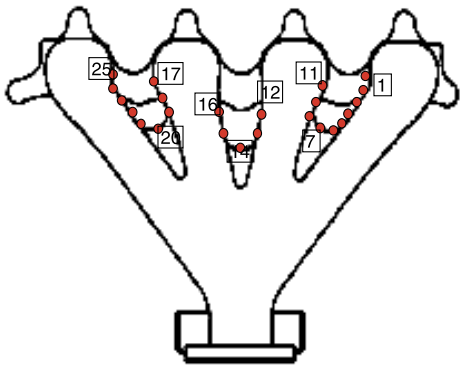


Fig.16　Measured points

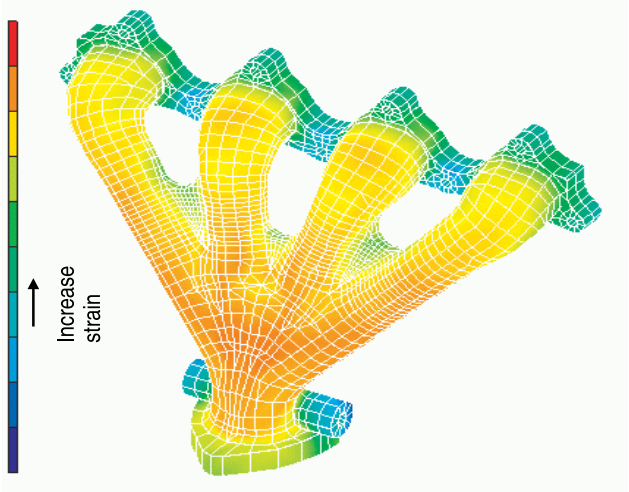


Fig.17　Calculaion result of strain

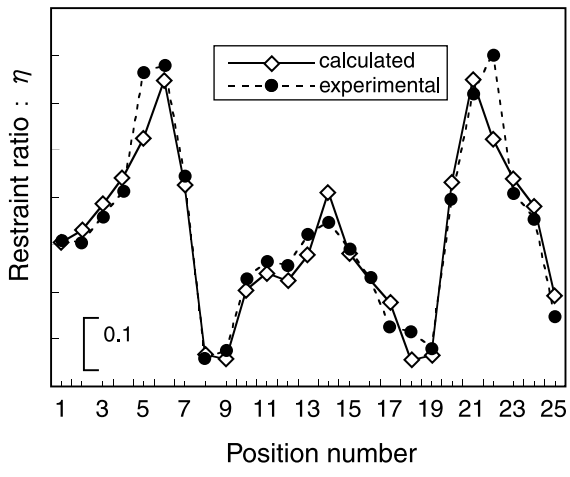


Fig.18　Correlation of restraint ratio between calculated and experimental

機測定結果と良く一致している．

以上より，エキゾーストマニホールドの拘束率の予測が弾性域解析で十分可能であることが検証できた．

６．まとめ

エキゾーストマニホールドにおける熱疲労の定量的評価パラメータに拘束率を適用し，その有効性を実証できた．その結果，従来に対してエキゾーストマニホールドでの測定において簡便性および自由度が広がり，評価精度が向上した．またCAEに対しても，一般的な弾性ひずみ解析でシミュレート可能なことから，多くの材料データの必要性が無くなり，更に，実機との相関検証が容易にできることによりCAE精度の向上が実現できた．

また，今回提示した拘束率は，エキゾーストマニホールド各部のバネ定数比(ａ)で決まることがわかった．バネ定数比(ａ)は，エキゾーストマニホールド各部の形状に依存するため，各部位の形状設計に対し有用と考えられる．

以上をまとめると，

(１)材料試験，実物での測定，耐久試験の結果，拘束率(η)は，熱疲労寿命の評価パラメータとして妥当であることが実験的に証明できた．

(２)一般箔ゲージを使用することで，簡便にエキゾーストマニホールドにおける拘束率測定が可能となった．

(３)拘束率と温度を測定することで，耐久試験によらないエキゾーストマニホールドの熱疲労寿命評価が可能となった．

(４)拘束率をCAEに活用することで，従来より簡便な手法でも実測と良く一致し，図面段階での寿命予測が可能となった．

謝　辞

本研究の材料基礎試験にあたり，浅間技研工業株式会社の石井 峰雄氏，竹内 長男氏，丸山 正俊氏をはじめ多くの方々から多大な御協力をいただいたことを記し感謝いたします．

参考文献

１）矢野 満：発砲ウレタンモデルによる熱応力解析，日本機械学会，No.900-63，p.71-76(1990)

２）安藤聡ほか： 排気マニホールドの熱応力解析，自動車技術会講演会前刷集，Vol.943，p.89-92(1994)

３）渡辺 義正ほか：SUS製エキゾーストマニホールド亀裂予測解析，TOYOTA Technical Review， Vol.47，No.1，p.108-113(1997)

４）高橋剛ほか：エキゾーストマニホールドの熱解析システ

ムの開発，自動車技術会講演会前刷集，Vol.954，p.265-268(1995)
5）河野 弘明ほか：FEMによるエキゾーストマニホールド弾塑性熱解析の精度向上，自動車技術会講演会前刷集，Vol.901，p.377-380(1990)
6）河本 進：ステンレスパイプ製排気マニホールドの開発，三菱自動車ﾃｸﾆｶﾙﾚﾋﾞｭｰ，No.4，p.73-80(1992)
7）工藤 邦人：実測温度を用いたエキゾーストマニホールドの熱歪み解析，自動車技術会学術講演会前刷集，Vol.983，p.81-84(1998)
8）木村浩文ほか：エンジン排気系部材の熱疲労特性とその寿命予測，日立金属技報，Vol.8，p.79-84(1992)

■著　者■



中田　真



石井和夫



榎本　勝



小西泰則



高橋伸一

三次元数値流体計算を用いた ロックアップクラッチ作動応答性の解析

Analyzing Responsiveness of Lock-up Clutch
by Applying Three Dimensional Computational Fluid Dynamics

安 部 浩 也* 丸 山 徹 郎*
Hiroya ABE Tetsuro MARUYAMA
長谷川 幸 一* 近 藤 昇*
Kohichi HASEGAWA Noboru KONDOH

要 旨

トルクコンバータ内部のタービン油穴を，加速時と減速時のロックアップ作動性が両立するように正確に設定する為に，ロックアップピストンを含むトルクコンバータ全体を計算対象とした三次元数値流体計算を導入した．タービン油穴設定にともなう加速時におけるロックアップ作動遅れの原因がタービンシェル内面の圧力低下によるロックアップ締結圧力の減少であることを明らかにし，数値流体計算の活用によりロックアップ作動領域の拡大が可能になった．

ABSTRACT

Three dimensional Computational Fluid Dynamics is applied for the select of proper turbine holes with the torque converter. It has been analyzed that a lock-up delay during the accelation is caused by the decrease of lock-up operation pressure governed by the reduction of internal pressure. Consequently ,lock-up operation range has been successfully enlarged by the selection of proper turbine holes.

１．まえがき

燃費向上の観点から，オートマチックトランスミッション(以下 AT)においては，トルクコンバータの伝達効率向上と共に，ロックアップクラッチ(以下LC)作動領域拡大のニーズが高く，LCをスムーズかつ確実に締結させる作動応答性向上技術が求められている．

従来より，車両減速時のLC作動応答性向上を目的に，タービン内周部に油穴を設定することで，トルクコンバータ内部で発生する旋回流をLCの油圧作動面に導く技術がある．しかし，加速時のLC作動応答性及び減速時のLC作動応答性を両立するタービン油穴の穴径，数，半径の設定は，テスト確認による部分が大きかった．これはトルクコンバータが回転する閉空間であるという構造的制約と，内部流れが極めて複雑であることから，LC作動応答性に関する体系的な要因解析ができなかったことによる．

過去において，トルクコンバータ内部圧力及び流れ分布の実測例報告[1)]や，三次元数値流体計算による特性予測結果[2)3)]が報告されているものの，LC作動応答性に関して数値流体計算を用い解析した報告例は見受けられない．

今回，トルクコンバータ内部圧力の作用により発生するLCへの圧力干渉の存在に着目し，この圧力干渉を三次元数値流体計算を用い数値化することで，トルクコンバータの諸元と使用条件が及ぼすLC作動応答性への影響を明確にし，この結果タービン油穴諸元の最適化による，大幅なLC作動領域拡大に対応したトルクコンバータ開発の期間短縮が可能になったので報告する．

２．LC作動応答性へのニーズ

燃費向上の観点から，Fig.1に一例を示すLC作動領域は拡大する傾向であるが，LC作動領域拡大にともなって重要度を増したLC作動応答性向上のニーズとして，以下の2項目が挙げられる．

- 加速時におけるスムーズで確実なLC作動応答性 (Fig.1の領域A部)
- 減速時におけるスムーズで確実なLC作動応答性 (Fig.1の領域B部)

Fig.1に示すLC作動領域 A及びB部において，トランスミッション内部の油圧制御装置からトルクコンバータへLC

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_2_10

作動油圧を供給後，LCの作動遅れが生じると，Fig.1の領域A部においては，エンジン回転数の上昇によるドライバビリティ及び燃費の悪化要因になり，領域B部においては，エンジンブレーキによる減速効果が減少する要因となる．

以上の通り，LC作動領域拡大に対応するLC作動性向上技術には，加速時と減速時のLC作動性両立が必要となる．

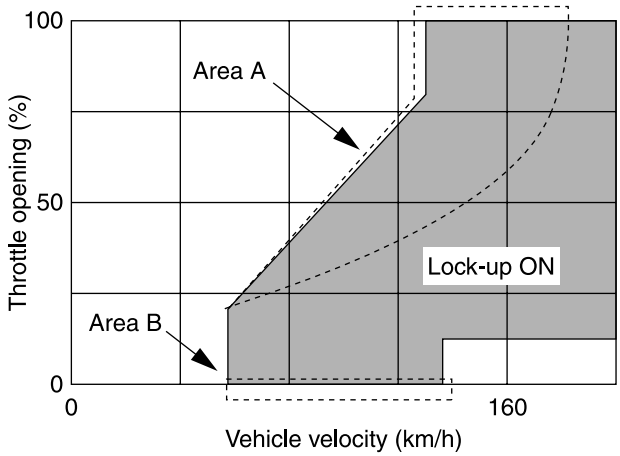


Fig.1 Operating range of lock-up clutch

3．従来技術

3．1．ロックアップクラッチの作動原理

Fig.2にロックアップクラッチの締結状態（以下ON）を示す．LCが締結を開始する場合，トランスミッション内部の油路切り替え手段により，オートマチックトランスミッションフルード（以下ATF）がFig.2に示すCポートから供給されることでLC締結側油圧が高まり，同時にAポートからATFが排出されることでLC解放側油圧が低下する．このときLCは締結側と解放側の油圧差（Supply pressure）により図の左方向に移動し，カバーに押し付けられることで締結を完了する．なお，トルクコンバータ内部の冷却を目的として，Bポートからオイルクーラへ ATFが排出されている．

LC解放時（以下OFF）は，ATFがAポートから供給され，Bポート及びCポートから排出されることで，LCの解放側油圧が締結側の油圧より高まり，LCはFig.2において図の右側に移動し解除が完了する．

3．2．タービン油穴設定上の課題

LC作動応答性向上に関し，減速時のLC作動応答性を向上させる目的で，Fig.3に示すようにタービン内周部に油穴を設定する従来技術がある．

このタービン油穴を設定した場合，以下の事象が発生することが従来より知られており，タービン油穴設定上の課題であった．

- 加速時にLC作動遅れが発生する傾向となってしまう．
- 加速時のLC作動遅れには，速度比（Speed ratio：タービン回転数とポンプ回転数の比）に対し依存性があり，特に速度比0.8 - 0.9付近でのLC作動遅れが顕著となる．

以上の事象を，単体テスト結果を用い具体的に説明する．

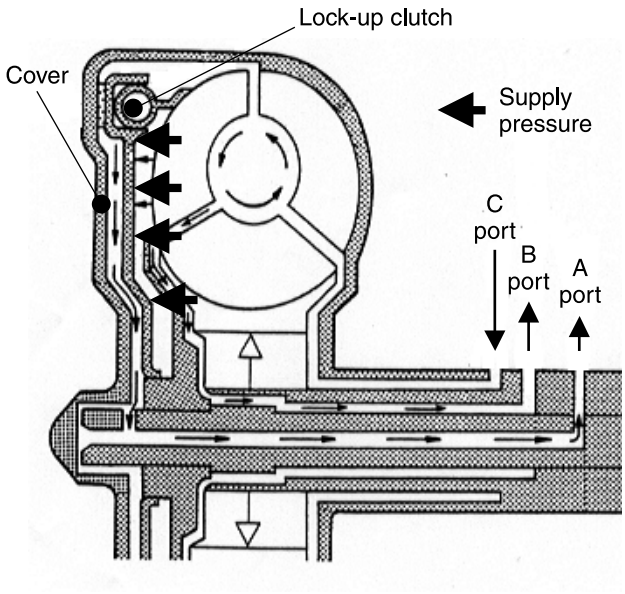


Fig.2 Operation of lock-up system

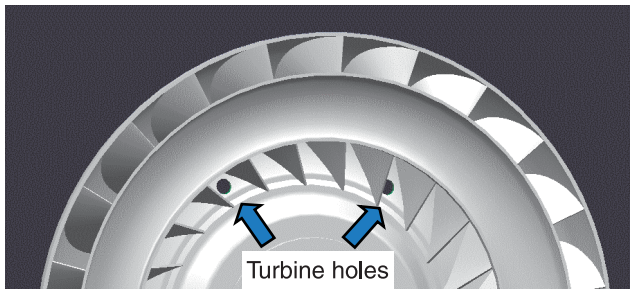


Fig.3 View of turbine holes

トルクコンバータの諸元をTable 1に，テスト条件をTable 2に，測定に用いた単体試験機をFig.4に示す．この単体試験機は外部から油圧回路を制御することによりLC締結と解放状態に切り替え可能であり，トルクコンバータに通じる各油路の圧力を任意に設定し，各油路の圧力を測定することも可能である．

Table 1 Torque converter specifications

Hydarulic diameter 232 (mm)	Turbine holes		
	Diameter (mm)	Number	Pitch diameter (mm)
With turbine holes	5	5	130
Without turbine holes	None		

Table 2　Test conditions for response time measurement

Rotation speed of input shaft (rpm)	2 850
Speed ratio	0.85 - 0.95
ATF temperature (°C)	85
Supply pressure (kPa)	150

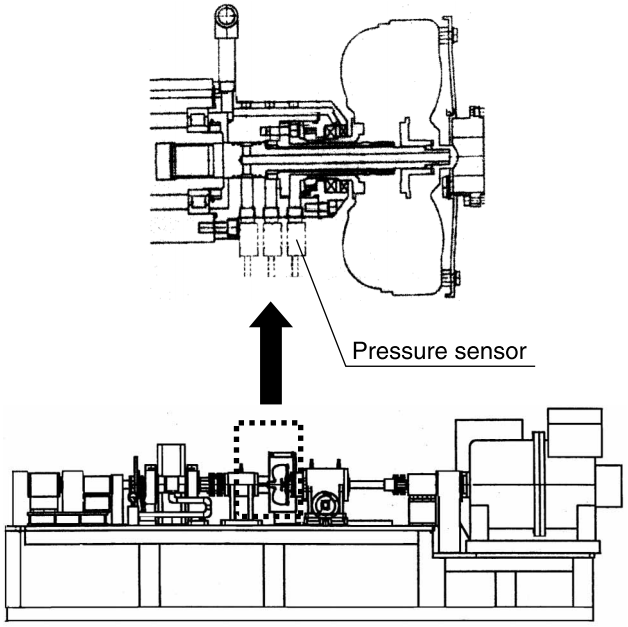


Fig.4　View of torque converter tester

単体試験機を用いての，タービン油穴がある場合とない場合の加速状態におけるLC応答時間をFig.5に示す．図５の横軸はLCを締結させる直前のトルクコンバータの速度比を示し，縦軸はLC作動油圧の供給からLCが締結を開始するまでの時間を示す．

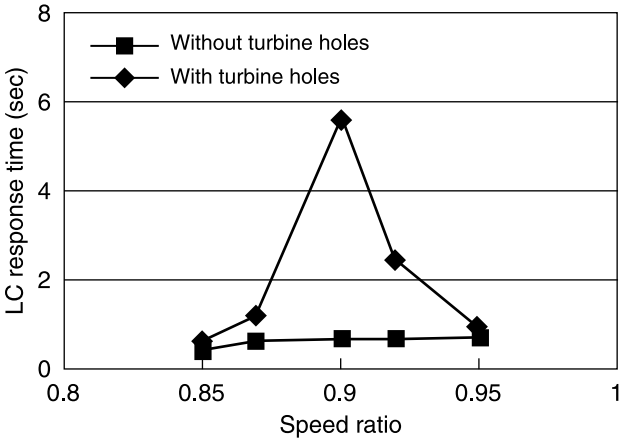


Fig.5　Influence of turbine holes

Fig.5に示すようにタービン穴の設定にともない，加速状態においてLC作動遅れが発生しており，速度比0.9付近でのLC作動遅れが顕著である．

さらにこのLC作動遅れは，トランスミッション内部の油圧制御装置からトルクコンバータへ供給されるLC作動油圧が一定の場合でも，トルクコンバータの諸元及び使用条件によって変化することが同様の単体テストからわかっている．また，トルクコンバータが回転する閉空間であるという構造的制約と内部流れが極めて複雑であることから，LC作動応答性に関する要因解析は極めて困難であった．

このため，LC作動領域拡大に対応したトルクコンバータの開発工数は膨大であり，トルクコンバータ開発の期間短縮には，LC作動応答性に関する体系的な要因解析と，トルクコンバータの設計段階で活用できるLC作動遅れの予測手法構築が必要であった．

４．単体テストによるトルクコンバータ内部圧力変化の確認

まず，トランスミッション内部の油圧制御装置からトルクコンバータへ供給されるLC作動油圧を一定にした場合でも，加速状態において特定の速度比でLC作動遅れが顕著になることに着目し，以下のような単体テストにより各速度比ごとのトルクコンバータの内部圧力変化を確認した．

４．１．テスト方法

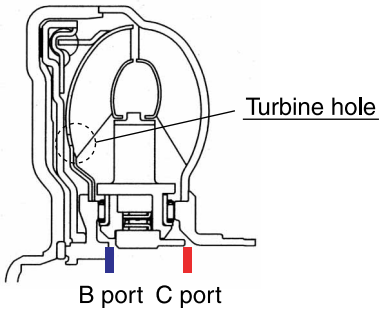
Fig.4に示す単体試験機を用い，速度比の違いにより変化する各ポートの圧力変化を測定した．テストに使用したトルクコンバータはTable 1に示すテスト品と同一である．Table 3はテスト条件を示し，Fig.6は各速度比におけるＢポートとＣポートの圧力変化を示す．なお，トルクコンバータ内部で発生する旋回流の影響による内部圧力変化のみを測定する目的で，LCの締結側と解放側の油圧差(Supply pressure)を０とした．

Table 3　Test conditions for oil pressure measurement

Rotation speed of input shaft (rpm)	1 850
Speed ratio	0.40 - 0.95
ATF temperature (°C)	85
Supply pressure (kPa)	0

４．２．テスト結果

Fig.6に示すように，速度比の増加にともないタービンシェル内面につながるＢポート圧は減少しており，また速度比 0.85 - 0.95付近において，この圧力低下は最大となっている．またこの圧力低下領域は前述のFig.5に示すLC作動遅れの発生する領域とよく一致する．



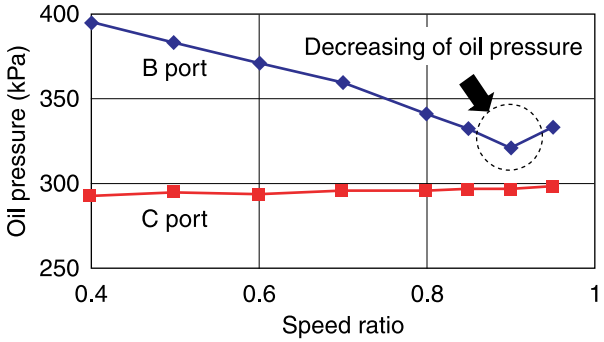


Fig.6 Relationship between speed ratio and oil pressure

以上の単体テスト結果から，タービンシェル内面の圧力低下により，LCを解放側に移動させうる推力(以下OFF側推力)の増加することが，タービン油穴設定にともなうLC作動遅れの要因であると考えた．Fig.7に，トランスミッション内部の油圧制御装置から供給されるLC作動油圧によって発生するON側推力と，タービンシェル内面の圧力低下により発生するOFF側推力の方向を示す．

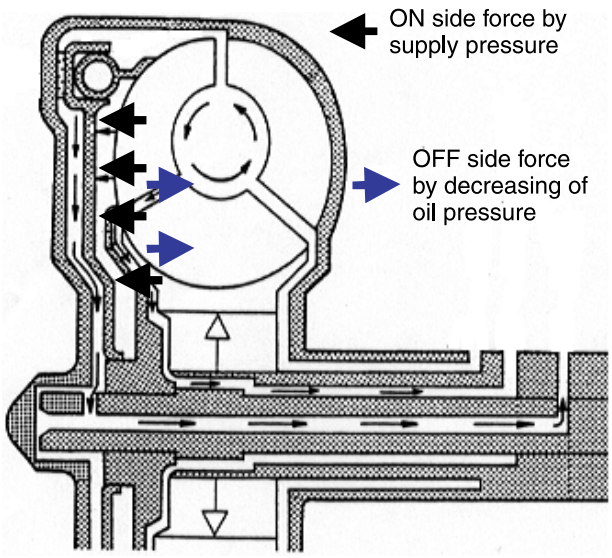


Fig.7 Factors of lock-up response time

5．三次元数値流体計算による LC作動遅れのメカニズム解析

さらに，タービン油穴設定にともなうLC作動遅れのメカニズム解明と，LCへのOFF側推力の数値化によるLC作動遅れ予測の可能性を検証するため，以下の項目について三次元数値流体計算を試みた．

- タービン油穴設定にともなうOFF側推力の変化
- 各速度比におけるOFF側推力の変化

5．1．計算手法の概要

LCへのOFF側推力を数値化するには，Navier-Stokesの回転座標系方程式を解くことでLCの締結側と解放側の圧力分布を把握し，LCに発生する推力を計算する必要がある．しかしながら，従来の計算手法[2)3)]は，トルクコンバータの特性予測を目的に，計算対象をポンプ，タービン，ステータのみとし，かつトルクコンバータを回転する閉空間としてモデル化している為，LCへのOFF側推力を把握できなかった．

そこで本計算手法では以下の２つの手法を導入することでLCへのOFF側推力の計算を可能にした．Fig.8に本計算手法に用いる計算格子の例と，２つの手法の反映箇所を示す．

① LC周辺及びATFの流入出部に対する計算格子の生成 (Fig.8のA部)

② 実機に近いATF流入出の再現と数値計算の収束性を考慮しての，ATFの流入・流出条件の付加 (Fig.8のB部)

計算ツールには，離散化に有限体積法を用いる汎用流れ解析コードStar-CDを用い，乱流モデルには標準κ-εモデル[4)]，解析アルゴリズムとしてSIMPLE法[5)]を使用した．

なおLCへのOFF側推力は，Fig.8の例に示す計算格子を作成後，計算結果であるトルクコンバータ内部圧力のうちFig.9に示すLC締結側と解放側の圧力分布を抽出することで計算される．

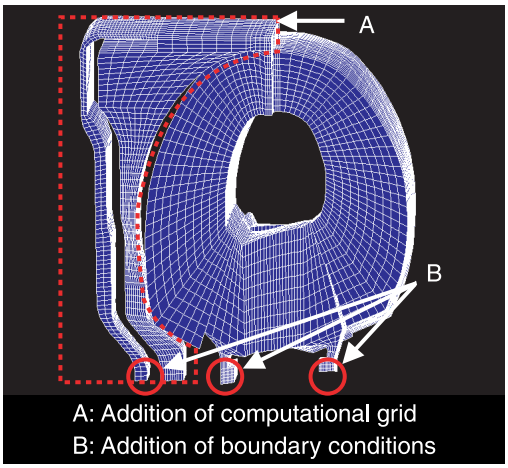


Fig.8 Sample of computational grid

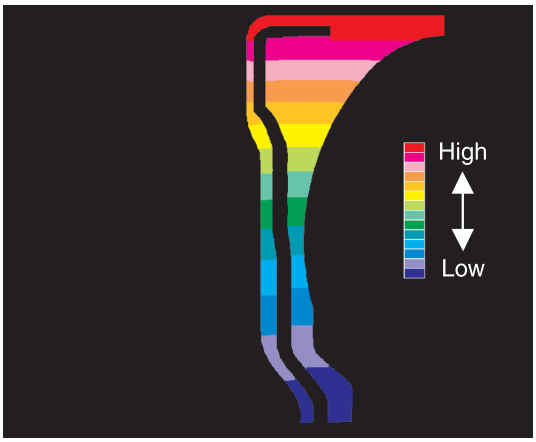


Fig. 9　Pressure distribution around LC

５．２．計算結果

５．２．１．タービン油穴設定によるOFF側推力の変化

Table 1に示すタービン油穴無しとタービン油穴有りのモデルを作成し，LC作動遅れの差が顕著な速度比0.90についての内部圧力を計算した．結果をFig.10とFig.11に示す．またそれぞれのLCへのOFF側推力の計算結果をTable 4に示す．

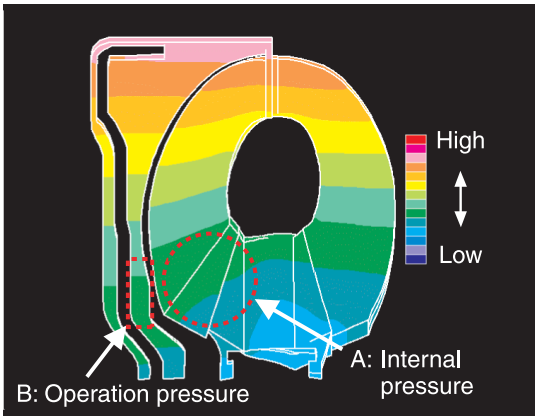


Fig.10　Pressure distribution of type without turbine holes

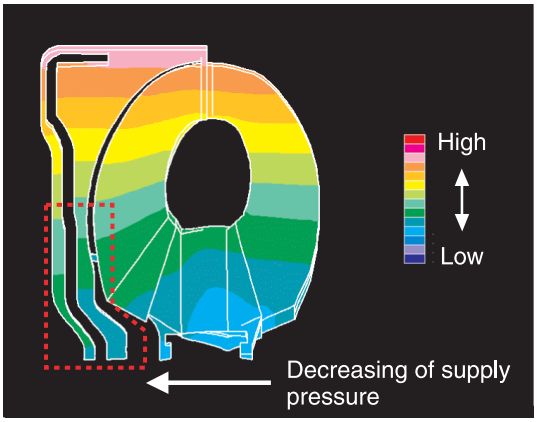


Fig.11　Pressure distribution of type with turbine holes

Table 4　Calculation results of LC OFF side force

Without turbine holes	156.4 N
With turbine holes	960.0 N

計算結果より，タービン油穴がある場合のOFF側推力がタービン油穴がない場合に対し約6.1倍となっていることから，タービン油穴の設定にともないOFF側推力が増加し，LC作動遅れが発生することが明らかである．また，Fig.10とFig.11の圧力分布計算結果より，加速時においてFig.10のA部（タービンシェル内面の圧力）がFig.10のB部（LC締結側圧力）より低いため，タービン油穴の設置にともないLC締結側の圧力が低下し，OFF側推力が増加してしまうことがわかる．

５．２．２．各速度比におけるLCへのOFF側推力の変化

Fig.6の単体テストと同条件において，タービン油穴がある場合の，各速度比におけるLCピストンへのOFF側推力の計算結果をFig.12に，またこのときのBポートとCポートの油圧についての計算結果と実測値の比較をFig.13に示す．

Fig.12に示すように，同一入力回転数の場合，速度比が0.9付近においてLCへのOFF側推力は最大となっており，前述のFig.4に示す単体テストにおいてLC作動遅れが顕著となる速度比0.9と一致する．

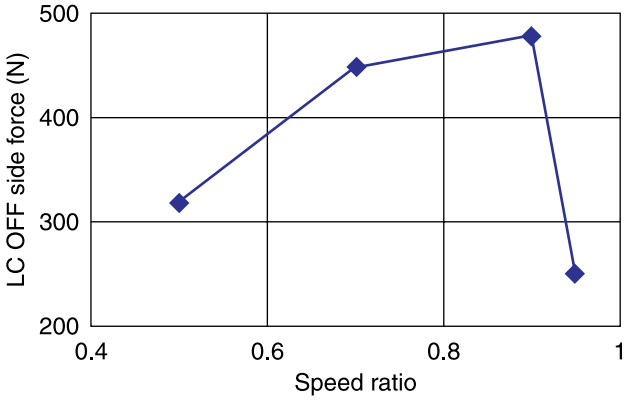


Fig.12　Relationship between OFF side force and speed ratio

さらに，Fig.13に示すように，BポートとCポートの油圧についての計算結果と実測値が良好な一致を示していることから，本計算手法は妥当であり，LCへのOFF側推力の数値化によりLC作動遅れ発生の予測が可能であることを確認した．

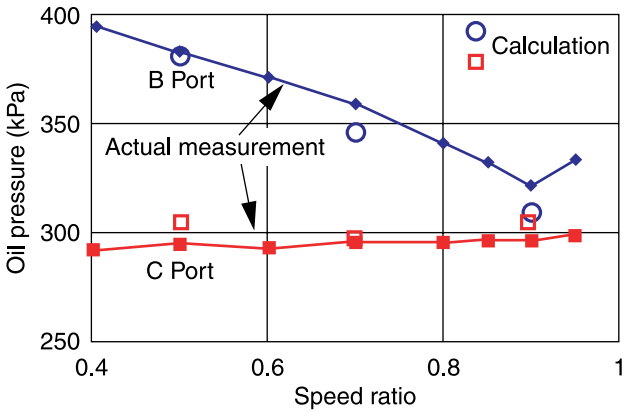


Fig.13 Comparison of oil pressure between actual measurement and calculation

6．適用例

本数値流体計算の活用によるタービン油穴諸元設定の適用例を以下に示す．Table 5に単体試験機を用いた確認テスト条件を，またFig.14にテスト結果を示す．Table 5に示す速度比1.1はトルクコンバータの減速運転状態を示している．

Table 5 Torque converter specification and test conditions

Torque converter specification (Hydraulic diameter: mm)	232
Rotation speed of output shaft (rpm)	1 500 – 2 000
Speed ratio	1.1
ATF temperature (°C)	85

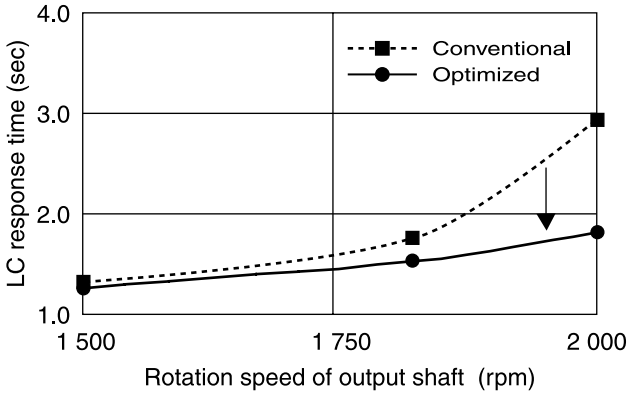


Fig.14 Effect of turbine holes optimization

Fig.14に示すように，タービン油穴諸元の最適化にともないLC作動応答性は大幅に向上しており，前述のTable 1に示す確認モードにおいて加速時のLC作動遅れが発生しないことも確認した．

この適用の例から本数値流体計算は，加速時のLC作動性と減速時のLC作動応答性を両立するタービン油穴諸元の設定に有効であることを確認した．

7．まとめ

LCを含むトルクコンバータ全体を計算対象とする三次元数値流体計算の導入によって，以下の内容が明らかになり，LC作動領域拡大に対応したトルクコンバータの開発期間短縮が可能となった．

① タービンシェル内面の圧力低下による，LCを解放側に移動させうるOFF側推力の増加が，タービン油穴設定にともなうLC作動遅れの要因である．

② LCへのOFF側推力を数値化することで，トルクコンバータの使用条件，諸元により変化するLC作動遅れの予測が可能である．

③ 本数値流体計算は，加速時のLC作動応答性と減速時のLC応答性を両立するタービン油穴諸元の設定に有効である．

8．参考文献

1）Klaus, B., Ronald, D. F., et. al.: The Flow Field Inside an Automotive Torque Converter: Laser Velocimeter Measurements, SAE Paper, 960721 (1996)

2）Marco, C., Sceenadh, J. F.: Fluid Flow in an Automotive Torque Converter: Comparison of Numerical Results with Measurements, SAE Paper, 950673 (1995)

3）Kubo, M., Ejiri, E.: A Loss Analysis Design Approach to Improving Torque Converter performance, SAE Paper, 981100 (1998)

4）Launder, B. E., Spalding, D. B., Comput. Methods Appl. Mech. Eng., 3 (1974), 269-289

5）Patankar, S. V., Spalding, D. B., Int. J. Heat Mass Transf., 15 (1972), 1787-1806

■著 者■



安 部 浩 也



丸 山 徹 郎



長谷川幸一



近 藤 昇

S2000におけるスポーティチェンジフィーリング

Sporty Shifting Feel of the HONDA S2000

村 井 章 文* 岡 崎 功 二* 奥 野 勝 則*
Akihumi MURAI Kouji OKAZAKI Katsunori OKUNO

要　旨

FR車用６速マニュアルトランスミッションのスポーティなチェンジフィーリングを以下の手段で得た.

- 独立出力側減速機構とトリプルコーンシンクロナイザ構造の採用により36mmという短いシフトストロークで「軽快感」のあるチェンジフィーリングを実現した
- ダイレクトチェンジ構造により高い剛性感を有するとともに，フローティング式シフトレバー構造の採用によりシフトノブ振動低減とシフトレバー高剛性を両立し「一体感」のあるチェンジフィーリングを実現した
- 適切なチェンジゲート形状とセレクト荷重特性により快適なチェンジ操作性を実現した

ABSTRACT

A 6-speed manual transmission used on the front engine rear drive vehicle has sporty shifting feel, that has been gotten by the followings.

- The short shifting stroke of 36 mm is provided by employing independent output reduction gear train and synchronizer with triple cone surface, that presents sense of light touch for shifting.
- The direct change construction offers sense of stiffness for shifting, and the shifting lever with floating mechanism offers well control of the possible shifting knob vibration. They both consistently work and give sense of unity for shifting.
- The proper shape of change gate and the selecting-load characteristic secure comfortable shifting operation

１．まえがき

スポーツカーを運転する楽しさは，ドライバの思い通りに加速でき，曲がれ，減速・停止できる，という車両の運動性能が中心となるが，運転操作の観点からは，「軽い」，「手応えのある」や「滑らかさ」などの操作反力に関連する要素が大きい．また操作する部位の形状，寸法，位置や，それらを介して伝達される振動，熱なども重要な要因となる．

トランスミッションにおいては，チェンジ操作が容易かつ確実にできるという基本的な要件に加え，「軽快さ」と「高い剛性」がスポーツカーらしい操作感として評価される．また，高出力のエンジンを搭載することが多いため，パワープラントあるいは駆動系の振動がシフトノブからドライバの手に伝わるのも大きな課題となる．

本稿では，FR(Front engine, Rear drive)スポーツカーS2000の６速マニュアルトランスミッションの開発において，スポーツカーらしいチェンジフィーリングを実現するとともに，高回転型パワープラントに起因するシフトノブの振動を低減させた手法について報告する．

２．開発のねらい

本トランスミッションの開発では，「軽快感」，「人とクルマの一体感」といった車両の開発コンセプトと合致させるため下記項目に重点を置いた.

- 高回転まで軽快なチェンジフィーリングを確保する
- シフトレバー振動の低減と高剛性のチェンジ操作系とを両立する

３．チェンジフィーリング評価要素

３．１．評価要素の選定

チェンジフィーリングの評価要素を選定するため，まず「シフトが重い」，「ゴツゴツする」などの一般的なチェンジフィーリングに対するさまざまな評価項目を抽出する方法[1)]を用い，それらの評価要素と特性値を明確にした．例えば「シフトの重さ」に対する評価項目は，シフトレバーの操作力(同期力)が評価要素であり，その量が特性値である．

チェンジフィーリングはいくつかの評価要素で形成されており，ドライバはそれらの評価要素を総合してチェンジフィーリングの良否を判断している．そこで，チェンジ

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_2_11

フィーリングを明確に特徴づける評価要素を抽出し，クイック感，ダイレクト感およびスムーズ感という三つの指標とFig.1のように関連づけた．

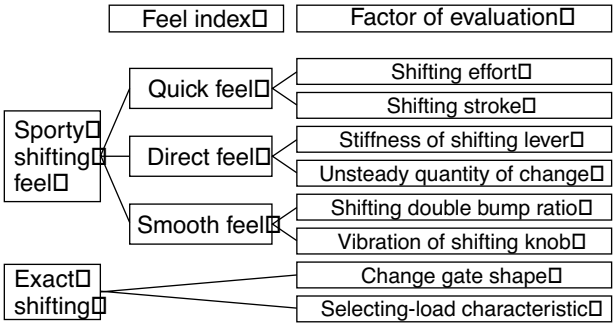


Fig.1 Evaluation of sporty shifting feel

また，個々の評価要素の特性値だけに着目するのではなく，両立しにくい評価要素にも留意しながら相互のバランスを考慮する必要がある．例えば，シフトストロークとシフト操作力，シフトレバー剛性とシフト二段入り感など両立の困難な要素については車両の開発コンセプトを考慮して妥協点を決定する必要がある．

本開発では，車両の開発コンセプトに合致したチェンジフィーリングを実現するため，主にこの三つの指標を判断基準とした．

３．２．目標の設定

各評価要素の目標特性値を設定するために，車両のチェンジ操作性能を検証し，上記の評価要素について官能的なポイントで評価した．例えば，シフト操作力では，許容できる「重さ」を下限レベル（６ポイント）と定め，認識できる「重さ」の差分をレベル差（±１ポイント）とした．これにより，シフト操作力と官能評価ポイントの相関が明確になり，各評価要素の特性値と官能評価ポイントの相関をとることで評価要素ごとの目標設定の精度が向上した．また，他の車両とのチェンジフィーリングの相対比較も容易になった．

以下に，三つの指標を構成する各評価要素の目標特性値を設定しチェンジフィーリングの方向性を決定した手法について述べる．

３．２．１．クイック感

軽快なチェンジ操作が可能であり，高回転領域を多用するような走行時でも素早いシフト操作が可能であること，すなわち，クイック感はスポーツカーにとって最も重要なフィーリングである．

チェンジフィーリングの「クイック感」を表現するため

- シフト操作力（動的なシフト操作力）
- シフトストローク

を評価要素とした．

本来，シフト操作力はすべてのシフト段位でのシフトアップ・ダウン荷重で表現することが望ましいが，１速→２速シフトでの変速時間の短縮が車の加速性能において重要であることから，１速→２速シフトアップ時のシフト操作力で判定した．

クイック感を構成するシフトストロークとシフト操作力を軸として，Fig.2に示すように前述の官能評価ポイントで８ポイントレベルの特性値を目標とした．

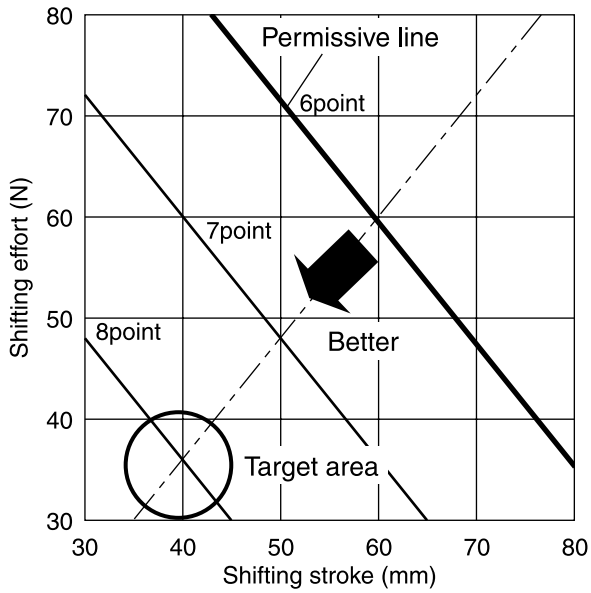


Fig.2 Target area for quick feel

３．２．２．ダイレクト感とスムーズ感の両立

「人とクルマの一体感」あるチェンジ操作が可能であり，ハードなシフト操作時において機敏なレスポンス感があること，すなわち，ダイレクト感はスポーツカーにとって重要なフィーリングである．

チェンジフィーリングの「ダイレクト感」を表現するため

- シフトレバー剛性値
- シフトレバーガタ量（無効ストローク量）

を評価要素とした．

ここでは，シフトレバー剛性値をシフト負荷力に対するシフトレバーの変位量で判定した．またシフトレバーガタ量をニュートラル状態のシフト方向のガタ量（無効ストローク量）で判定した．

またチェンジフィーリングの「スムーズ感」を表現するため

- シフト二段入り比
- シフトノブ振動

を評価要素とした．

「二段入り」とは，シフト同期終了後にカップリングスリーブとクラッチギヤが衝突する時に発生する荷重がシフトレバーに伝わる現象である．同期側および被同期側のシャフト回転数とシフト操作力をシフト操作の時系列変化

としてFig.3に示す．二段入り荷重の発生はスムーズなチェンジ操作を悪化させる要因となる．ここでは，二段入り感をシフト同期荷重に対する二段入り荷重の比(シフト二段入り比)で判定した．またシフトノブ振動を実走時のシフトノブ振動(上下・前後・左右方向)で判定した．

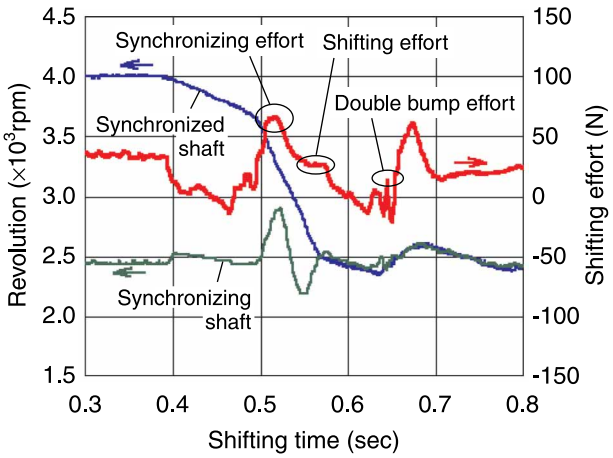


Fig.3　Time chart of shifting

スムーズ感とダイレクト感とは両立しにくいので，総合的なバランスを考慮して各目標特性値を設定した．まず，スムーズ感は総合的なチェンジフィーリングにおいて不可欠であるが，スポーツカーとしてダイレクト感を優先させるため目標特性値を前述の官能評価ポイントで許容下限の６ポイントレベルとした．

ダイレクト感を構成するシフトレバー剛性値とシフトレバーガタ量を軸として，Fig.4に示すように前述の官能評価ポイントで７ポイントレベルの特性値を目標とした．

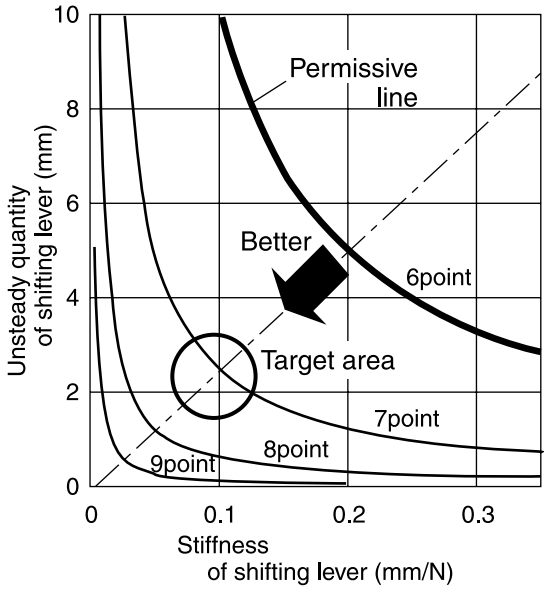


Fig.4　Target area for direct feel

４．目標値達成の技術

４．１．独立出力側減速機構とシンクロナイザ構造

北島らの報告[2)]にあるように，シフト操作力の低減とショートストローク化の実現のため，トランスミッションのギヤトレイン配列には，減速機構が出力側にあり変速機構に対して独立する独立出力側減速機構を採用した．また同様の目的で，Fig.5に示すように１速から４速にマルチコーンシンクロナイザ(摩擦面が複数あるシンクロナイザ)を適用し，特に２速にはトリプルコーンシンクロナイザ構造を採用した．

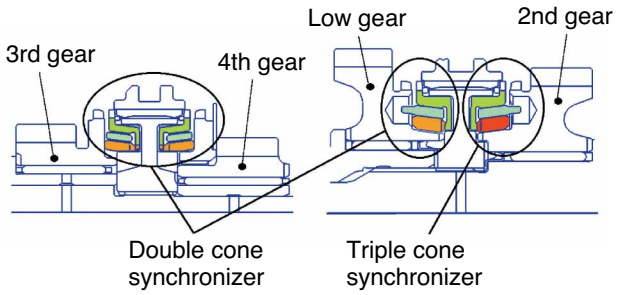


Fig.5　Multi cone synchronizer

４．２．チェンジ操作系の構造

４．２．１．ダイレクトチェンジ構造

「軽快な」,「一体感のある」チェンジフィーリングを実現するため，Fig.6に示すようにシフトレバーユニットを直接トランスミッションに設置するダイレクトチェンジ構造を採用した．これにより，フリクションが低減し，チェンジ操作時の荷重伝達効率が向上した．また，チェンジ操作系全体の累積ガタ量が小さくなり，シフトノブ上の応答遅れが低減した．

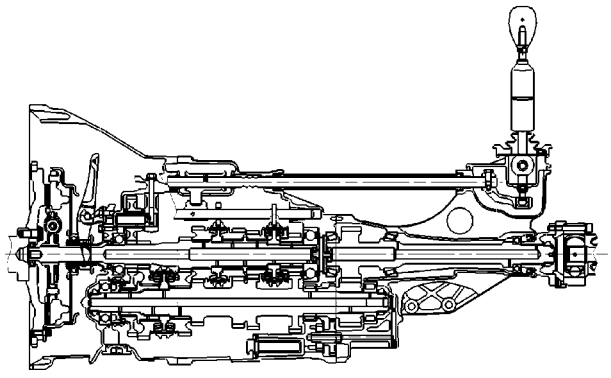


Fig.6　Sectional view of transmission

４．２．２．フローティング式シフトレバー構造

高い剛性感を確保するためにはシフトレバーがソリッドタイプであることが好ましいが，その場合トランスミッションの振動がシフトノブ振動として直接ドライバの手に

伝わってしまう．そこで，シフトレバーをFig.7に示すようなフローティングラバー構造とし，シフトレバーの剛性をFig.8に示すような二段特性とした．これにより，シフトノブに軽く手をのせている状態では内蔵ストッパに当てずにバネ定数の低い領域を使ってシフトノブ振動を吸収させ，通常シフト操作およびハードシフト操作では内蔵ストッパに当てることによりバネ定数の高い領域を使って目標とする剛性感を確保することができた．

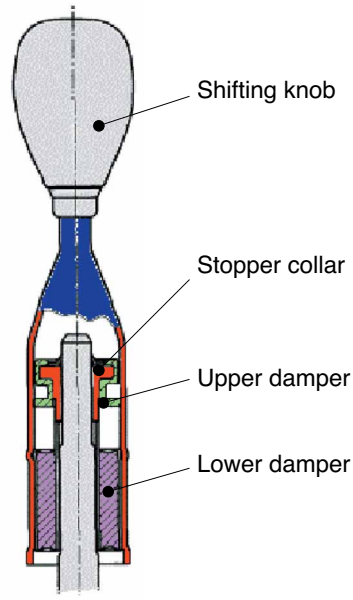


Fig.4 Shifting lever with floating mechanism

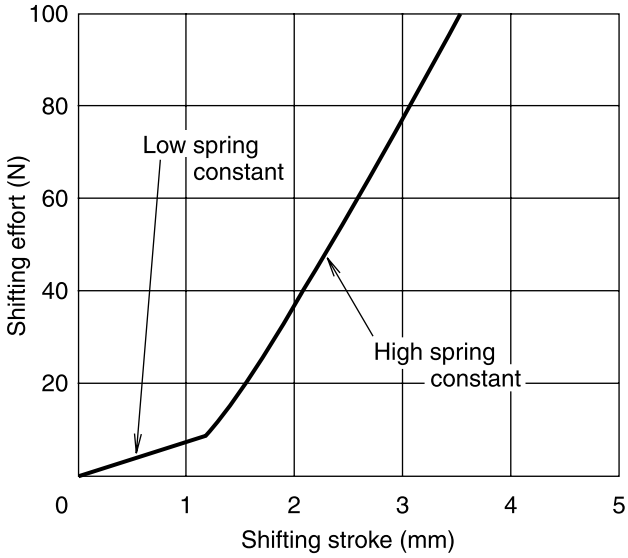


Fig.8 Stiffness characteristic of shifting lever

４．３．片チャンファ形状クラッチギヤ構造

シフトアップ操作の滑らかさとスムーズ感を阻害するものに「二段入り」がある．この「二段入り」は，同期崩れによりカップリングスリーブとクラッチギヤが衝突して発生する．また同期崩れは，シンクロナイザ作用トルクがカップリングスリーブの進行によって消滅した時に，出力軸側のねじれが戻ることにより回転差が発生して起きる．

Fig.9に示すように，シフトアップ時にカップリングスリーブチャンファがクラッチギヤチャンファをかき分ける方向は決まっていることに着目し，かき分けられるクラッチギヤチャンファ面を小さくした形状(片チャンファ形状クラッチギヤ構造)とすることで「二段入り」の発生頻度を低減できた．

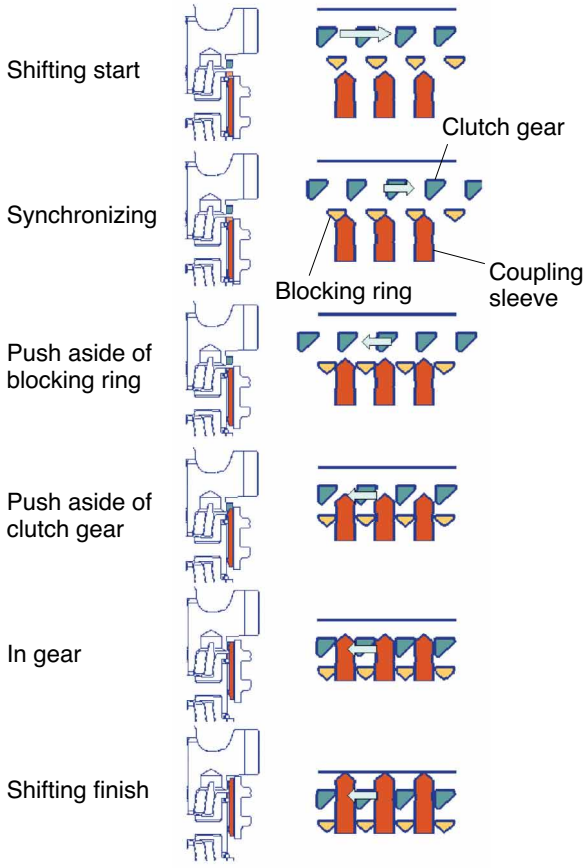


Fig.9 One side chamfer of clutch gear

４．４．その他の技術要素

セレクトストロークを短くしていくと，

- ２速→３速(５速→４速)の斜めシフト操作時における２速→５速(５速→２速)への誤操作
- ５速→６速のストレートシフト操作時における５速→４速への誤操作

などの頻度が高くなりやすい．

これらの問題を解決するため，Fig.10に示すようにチェンジゲート形状を改善し，セレクト荷重特性を向上させた．

(１)チェンジゲート形状の改善

Fig.10の左に示すようなチェンジゲート形状では，車両に横加速度が入力されるような走行時に，斜めシフト操作で誤操作の頻度が高くなりがちである．そこでFig.10の右に示すようにニュートラル付近を間口の小さい形状にすることで，斜めシフトの操作性を大幅に向上できた．

(2)セレクト荷重特性の向上

Fig.10の左に示すように，セレクト時の変位−荷重特性が単体のバネ特性のみで設定されている場合，フルセレクト時にセレクトリターン荷重が最も大きくなる．その結果，5−6速(1−2速)のセレクト位置ではニュートラルへの戻り荷重が大きくなり，ストレートシフトでの誤操作の頻度が高くなりがちである．そこで，セレクトニュートラル位置にディテント力を追加し，Fig.10の右に示すようにセレクト荷重特性を向上させた結果，5−6速セレクト位置での戻り荷重が軽減され，5速→6速シフト操作の確実性を大幅に向上できた．

以上のように，チェンジゲート形状の改善とセレクト荷重特性の向上により，短いチェンジストロークでありながら誤操作なくドライバの思い通りに確実なシフト操作ができるチェンジフィーリングを実現した．

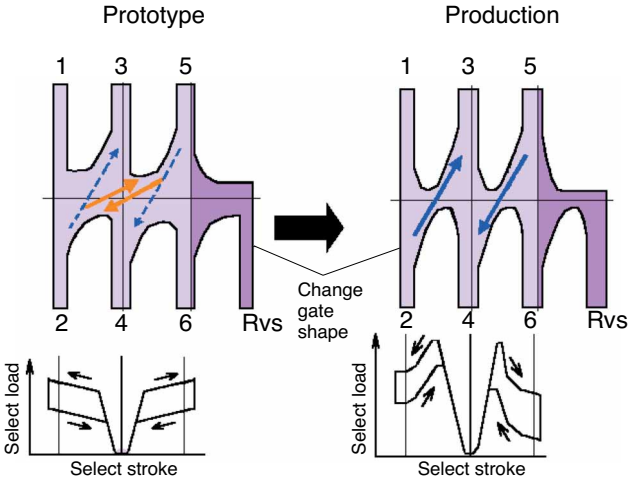


Fig.10　Change gate shape and select-load characteristic

5．チェンジフィーリングの評価

前述のような技術要素の組み合わせにより実現したクイック感，ダイレクト感およびスムーズ感について，冒頭で提示した評価指標上での位置づけを一般のスポーツカーと比較し，指標の妥当性および開発目標達成度を確認する．

Fig.11，12に示すように，短いシフトストロークでありながら小さいシフト操作力を実現し，高いシフトレバー剛性と少ないシフトレバーガタ量を実現した．その結果，クイック感とダイレクト感はトップレベルの水準を達成した．

また，Fig.13に示すように，スムーズ感を損なうことなく高いシフトレバー剛性を確保した．

また欧米と日本での試乗会において，本トランスミッションは「軽快感」，「人とクルマの一体感」というS2000の開発コンセプトと合致したスポーティチェンジフィーリングであるという高い評価を得ることができた．

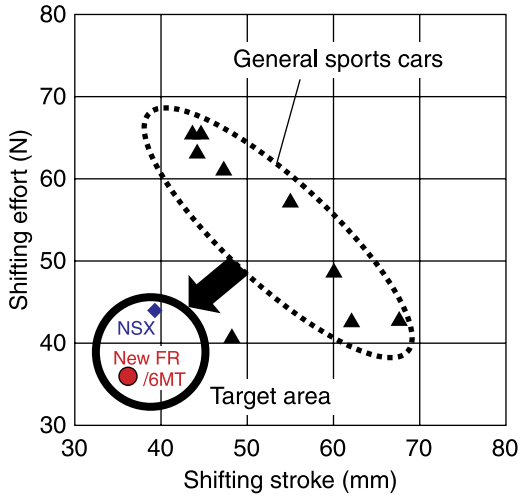


Fig.11　Evaluation of New FR/6MT on quick feel

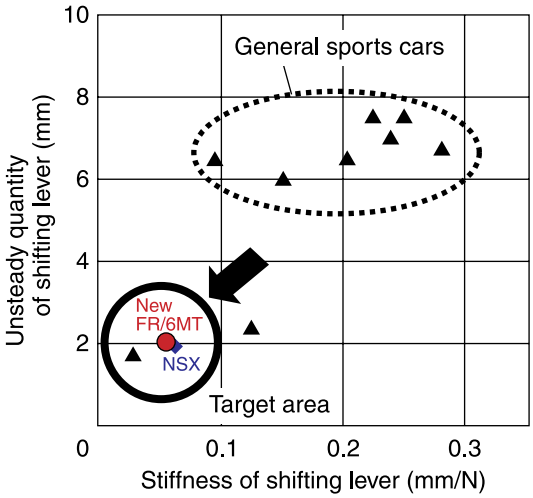


Fig.12　Evaluation of New FR/6MT on direct feel

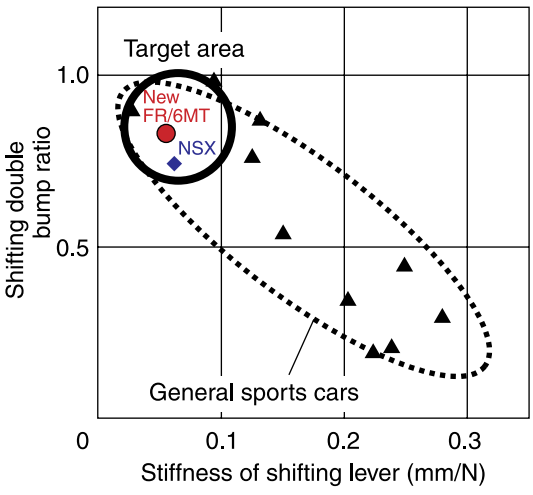


Fig.13　Evaluation of New FR/6MT on smooth feel

６．まとめ

本トランスミッションのチェンジフィーリングを以下の技術によって実現し，内外の試乗会において高く評価された．

（１）独立出力側減速機構及びマルチコーンシンクロナイザ構造の採用により，「シフトレバーのショートストローク化」と「シフト操作力の低減」とを両立した．

（２）ダイレクトチェンジ構造とフローティング式シフトレバー構造及び片チャンファ形状クラッチギヤ構造の採用により，「ハードなシフト操作に対応できる高剛性操作系」と「シフトレバー振動とシフト二段入り感の低減」とを両立した．

（３）適切なチェンジゲート形状とセレクト荷重特性により，チェンジ操作性が向上した．

最後に本トランスミッションの開発にあたり多大なご協力をいただきました関連メーカー，ならびに社内関連部署の方々に深く感謝の意を表します．

参考文献

１）山口敏之ほか３名：新型マニュアルトランスミッションの開発，自動車技術会，学術講演会前刷集，No.75-98, p.9-12, (1998)

２）北島恭司ほか４名：新型６速マニュアルトランスミッションの開発，自動車技術会，学術講演会前刷集，No.9-99, p.9-12, (1999)

■著　者■



村井章文



岡崎功二



奥野勝則

ガスタービンエンジンにおける遷音速圧縮機ロータの内部流れ解析

Numerical Investigation of Transonic Compressor Rotor Flow in a Gas Turbine Engine

有馬敏幸* Toshiyuki ARIMA
園田豊隆* Toyotaka SONODA
白鳥正利* Masatoshi SHIROTORI
山口義博* Yoshihiro YAMAGUCHI

要　旨

ロータの翼先端漏れ流れを解析する目的で，三次元レイノルズ平均圧縮性ナヴィエ・ストークス方程式に基く，マルチブロック法を用いた流れ解析コードの開発を行った．乱流モデルには低レイノルズ数型 k-ε 乱流モデルを採用した．計算コードの適用範囲と，翼先端部における計算格子の取り扱い方の影響を評価するために，単一ブロック格子とマルチブロック格子を用いて，NASA Rotor 37の流れ場の計算を行った．計算結果は実験結果と詳細に比較され，解析精度の確認がなされた．次に検証されたマルチブロックコードを用いて，遷音速及び亜音速の異なる作動条件において，翼先端間隙漏れ流れ現象を解析した．その結果，マルチブロックコードによる解析結果は翼先端部付近の漏れ流れ及び２次流れに関する重要な物理現象を正確に捉えていることが確認された．

ABSTRUCT

A multi-block flow simulation code based on the three-dimensional, Reynolds-averaged, compressible Navier-Stokes equations with a low-Reynolds number k-e model has been developed to study the tip-clearance flow of a compressor rotor. In order to assess prediction capabilities and the effect of the tip-clearance-grid treatment on prediction for the tip-clearance flow, calculations using a single-block grid and multi-block grid have been performed for flow fields of NASA Rotor 37. The results are compared with experimental data. Furthermore, in order to investigate the tip-clearance flow for different operating conditions (transonic and subsonic conditions), calculations have been used. It was found that the calculations using a multi-block grid captured important physical phenomena near the blade tip associated with the tip-clearance flow with good accuracy.

１．まえがき

ホンダは航空機用パワープラントとしてターボファンエンジンの研究に1991年に着手した．開発コンセプトとして，世界最小クラスターボファン，低燃費，高信頼，低コストをかかげ，エンジン試験及びコンポーネント試験によりエンジン耐久性，強度信頼性，寿命予測技術といった種々の技術課題に取り組んできた．Fig.1にエンジン概観図，Table 1にエンジン主要諸元を示す．その後，95年から96年半ばまで北米において高空飛行試験を行ない航空用エンジンとしての評価を行なった．

航空用ガスタービンの熱効率向上は，圧縮機，タービンの要素効率改善，全体圧力比向上，タービン入口温度上昇によってなされるが，さらに環境問題への対応のため近年低エミッション化も重要な技術課題となっている．ここではこれら種々の技術課題に取り組んできた結果の一例として，圧縮機ロータの翼先端間隙漏れ流れに焦点をあて，新たに開発したCFD（Computational Fluid Dynamics）ソルバによる流れ現象解析を行なったので報告する．

軸流圧縮機などのターボ機械の性能改善には，羽根車内の翼先端間隙からの漏れ流れ現象を解明することが重要である．また最近の研究[1)]によれば，漏れ渦の挙動はストール開始の徴候に関係があることが示されてきており，漏れ流れを解明することは，性能のみならず広い流量レンジを確保したエンジンを開発する意味においても重要な課題である．

翼先端漏れ流れの研究は，直線翼列や亜音速ロータについては詳細な構造が実験およびCFDにより解明されているが[2)]，遷音速回転翼列に対しての漏れ流れへの知見は未だに十分な物とはいいがたい．一方，ASME/IGTIで行われたRotor 37に対するCFDのブラインドテスト[3)]以降，このロータを用いて翼先端部に対する計算モデルの評価，乱流モデルの評価等が行われ，数多くのCFDと実験結果に基いた翼先端付近の流れ場に対する議論がなされてきた[4)~10)]．その

＊和光基礎技術研究センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_2_12

結果，翼先端漏れ流れと衝撃波との干渉によって生じるブロッケージの評価やそのブロッケージのストール近傍での挙動等に対する理解は深まった．しかし，これらの遷音速における詳細な漏れ流れの解析結果を亜音速流れの場合と比較し，その類似性について考察し，亜音速での知見が遷音速の場合の設計にどこまで有効なものなのかについてはあまり議論されてはいない．

当研究の目的は，遷音速での作動条件下と亜音速での作動条件下での翼先端間隙流れを比較することによって，それぞれの差異と類似点を明らかにすることである．この目的を達成するために，新たにマルチブロック法を用いた流れソルバの開発を行い，実験結果及びシングルブロック法ソルバの結果と比較し，コードの検証を行った．更に検証されたマルチブロック法ソルバを用いて，遷音速，亜音速での作動条件下での翼先端間隙流れの比較検討を行った．



Fig.1 Turbofan engine

Table 1 Engine specification

Engine type:	Two-spool turbofan
Maximum take-off thrust:	1 800 lbf at 77˚F
Fuel consumption (at take-off):	0.45 lb/hr/lbf
By-pass ratio:	4.3
Dry weight:	192 kg (423 lbs.)
Maximum diameter:	710 mm (27.9 in.)
Overall length:	1 180 mm (46.3 in.)

2．数値計算法

回転する翼を過ぎる流れ場の基礎方程式は３次元レイノルズ平均圧縮性ナヴィエ・ストークス方程式である．無次元化された基礎方程式は，回転翼に固定した一般曲線座標系を用いて保存形ベクトル表示で以下のように表される．

$$\frac{\partial Q}{\partial t}+\frac{\partial F_{\xi_i}}{\partial \xi_i}=\frac{1}{Re}\frac{\partial S_{\xi_i}}{\partial \xi_i}+H \qquad (1)$$

ここに，

$$Q=\frac{1}{J}\begin{pmatrix}\rho\\ \rho u_1\\ \rho u_2\\ \rho u_3\\ e\end{pmatrix},\qquad \xi_i=\frac{1}{J}\begin{pmatrix}\rho U_i\\ \rho u_1 U_i+\xi_{i,1}p\\ \rho u_2 U_i+\xi_{i,2}p\\ \rho u_3 U_i+\xi_{i,3}p\\ (e+p)U_{\xi_i}\end{pmatrix}$$

$$S_{\xi_i}=\frac{1}{J}\begin{pmatrix}0\\ \xi_{i,j}\tau_{1j}\\ \xi_{i,j}\tau_{2j}\\ \xi_{i,j}\tau_{3j}\\ \xi_{i,j}(\tau_{jk}u_k+q_j)\end{pmatrix},\quad H=\frac{\rho}{J}\begin{pmatrix}0\\ 0\\ \Omega^2 x_2+2\Omega u_3\\ \Omega^2 x_3-2\Omega u_2\\ 0\end{pmatrix} \qquad (2)$$

$$e=\frac{p}{\gamma-1}+\frac{1}{2}\rho(u_i u_i-(r\Omega)^2) \qquad (3)$$

$$\tau_{ij}=\mu\left(u_{i,j}+u_{j,i}-\frac{2}{3}\delta_{ij}u_{l,l}\right)-\overline{\rho u_i' u_j'} \qquad (4)$$

式中のReは基準レイノルズ数，Jは変換のヤコビアン，x_iはデカルト座標，ξ_iは一般曲線座標，$\xi_{i,j}$は$\xi_{i,j}=\partial\xi_i/\partial x_i$と表される．また，$\rho$は密度，$u_i$は速度ベクトルの$x_i$方向成分，大文字の$U_i$は反変速度の$\xi_i$成分，$p$は圧力，$\Omega$はロータ回転の角速度，$e$は単位体積当たりの全エネルギー，$q_i$は熱流速，$\tau_{ij}$は粘性応力テンソル，$\mu$は分子粘性係数である．

ここで，（4）式の右辺の最後の項は乱流変動のレイノルズ平均化処理によって現れるレイノルズ応力テンソルで，上付き「′」は変動量を示している．従って，基礎方程式を完結するためには粘性応力テンソルに現れるレイノルズ応力テンソルのモデル化が必要であり，本研究では以下のBussinesqの渦粘性モデルを用いた．

$$-\overline{\rho u_i' u_j'}=\mu_T\left(u_{i,j}+u_{j,i}-\frac{2}{3}\delta_{ij}u_{l,l}\right)-\frac{2}{3}\delta_{ij}\rho kRe \qquad (5)$$

$$\mu_T=C_\mu f_\mu \rho\frac{k^2}{\varepsilon}\cdot Re \qquad (6)$$

ただし，μ_Tは乱流粘性係数である．ここで，（５）及び（６）式に現れる乱流エネルギー(k)及びその散逸率(ε)は，Chien[11]によって提案された，壁近傍の低レイノルズ数効果を含む以下のkとεに対する輸送方程式を解いて求める．

$$\frac{\partial Q_T}{\partial t}+\frac{\partial F_{T\xi_i}}{\partial \xi_i}=\frac{1}{Re}\frac{\partial S_{T\xi_i}}{\partial \xi_i}+H_T \qquad (7)$$

ここに，

$$Q_T=\frac{1}{J}\begin{pmatrix}\rho k\\ \rho\varepsilon\end{pmatrix},\qquad F_{T\xi_i}=\frac{1}{J}\begin{pmatrix}\rho kU_i\\ \rho\varepsilon U_i\end{pmatrix},$$

$$S_{T\xi_i}=\frac{1}{J}\begin{pmatrix}\left(\mu+\dfrac{\mu_T}{\sigma_k}\right)g_{ij}\dfrac{\partial k}{\partial\xi_j}\\ \left(\mu+\dfrac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon}\right)g_{ij}\dfrac{\partial\varepsilon}{\partial\xi_j}\end{pmatrix}$$

$$H_T=\frac{1}{J}\begin{pmatrix}G-\rho\varepsilon-\dfrac{2\mu k}{y^2Re}\\ \left(C_1G-C_2f_2\rho\varepsilon\right)\dfrac{\varepsilon}{k}-\dfrac{2f_3\mu\varepsilon}{y^2Re}\end{pmatrix}\qquad (8)$$

また，g_{ij}は計量テンソル，Gは乱流エネルギーの生成項を意味し以下のように表される．

$$g_{ij}=\left(\frac{\partial\xi_i}{\partial x_k}\right)\left(\frac{\partial\xi_j}{\partial x_k}\right)\qquad (9)$$

$$G=-\frac{1}{Re}\overline{\rho u_i'\rho u_i'}\frac{\partial u_i}{\partial x_j}$$
$$=\frac{\mu_T}{Re}\left(u_{i,j}+u_{j,i}-\frac{2}{3}\delta_{ij}u_{l,l}\right)u_{i,j}-\frac{2}{3}\delta_{ij}\rho k u_{i,j}\ .\qquad (10)$$

各モデル定数及び関数は以下の様に定義される．

$$\sigma_k=1.0,\quad \sigma_\varepsilon=1.3,\quad C_1=1.35,\quad C_2=1.8,\quad C_\mu=0.09\ ,$$

$$f_\mu=1-exp(-0.0115y^+)\ ,\ f_2=1-\frac{2}{9}exp\left(-\frac{R_T^2}{36}\right),$$
$$f_3=exp(-0.5y^+)\qquad (11)$$

ただし，R_Tは乱流レイノルズ数，y^+は壁座標，u_rは摩擦速度で以下の様に表される．

$$R_T=\frac{\rho k^2}{\mu\varepsilon}\cdot Re\qquad (12)$$

$$y^+=\rho u_r d/\mu\cdot Re\qquad (13)$$

$$u_r=\sqrt{\tau_w/\rho}\qquad (14)$$

流れ場の基礎方程式（１）は，定常解を得る目的で陰的時間発展法を用いて解かれた．時間発展法としては，Pulliam and Chaussee の対角 ADI 法を用いた．空間の離散化は，対流項には３次精度 MUSCL TVD 法を用い，TVD 制限関数としては Van Albada Limiter を採用した．拡散項は２次精度中心差分により評価される．また，定常解への収束を加速するために，局所時間ステップ法を用いている．

乱流量に関する方程式（７）は各時間ステップごとに，平均流に対する方程式を更新した後に解かれる．（７）式に対する数値計算は，その非斉次項の壁近傍での激しい変動により平均流と同一な数値解法では k，ε の正値が保証されず，計算途中で非物理的な値が算出され，計算そのものが破綻することがある．この数値的不安定性は系のスティフネスに由来するものであり，適切な初期値，時間ステップ，数値解法の選択が必要となる．本研究では k，ε の初期値は局所平衡条件を満たすように設定し，（７）式の非斉次項を陰的に扱うことによってこの問題を回避している．詳細な数値計算手法については，筆者らの文献[4]を参考にされたい．

３．計算対象

計算対象はNASA Rotor 37である．前述のASME / IGTIによって行われたCFD assessment[3]では，予め解析対象については公開されないブラインドテスト形式で行われ，参加者の計算結果が集まった後に，そのロータがNASA Rotor 37であることが知らされた．このロータはNASA Lewis研究所において，テスト用航空機エンジンのコア・コンプレッサとして設計された．翼枚数は36枚，設計点は流量 20.19 kg/s，圧力比 2.106，回転数 17 188.7 rpmである．また，設計回転数でのチョーク流量は 20.93kg/s，翼先端間隙は 0.356 mm，相対流入マッハ数はロータのハブからチップまで全域超音速となる． このロータの流れ場は，CFD assessmentのために単独ロータとして計測され，その結果はSuderら[9), 10)]により報告されている．空力プローブとLDVを用いた計測位置をFig.2に示す．

４．計算格子

流入境界をStation 1，流出境界をStation 4とした（Fig.2参照）．ハブ壁の境界条件は区間x < -0.264 cm，及び区間x > 4.521 cmを非回転壁，区間-0.264 cm ≤ x ≤ 4.521 cmを回転壁として扱った．

マルチブロック法による計算コードの検証のためにシングルブロック法による計算も合わせて行った．いずれの計算においても，計算格子は楕円型方程式を解いて得られた２次元格子を半径方向にスタックすることによって形成した．計算格子数は，流れ方向に141点，半径方向に81点，翼間に51点であり，合計 582 471点である．流れ方向の80点が翼面に割り当てられた．半径方向の格子間隔の分布は双曲線正接関数に基づいて決定され，マルチブロック格子とシングルブロック格子では同一となるようにした．計算格子の概観をFig.3(a)に示す．

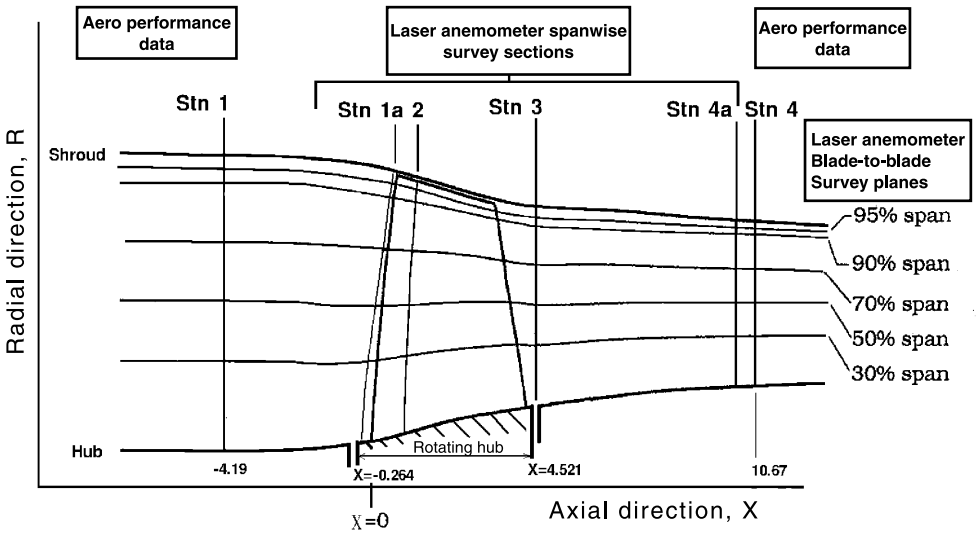


Fig.2 Meridional view of Rotor 37 geometry showing locations at whichexperimental measurements were made (Suder, 1994)

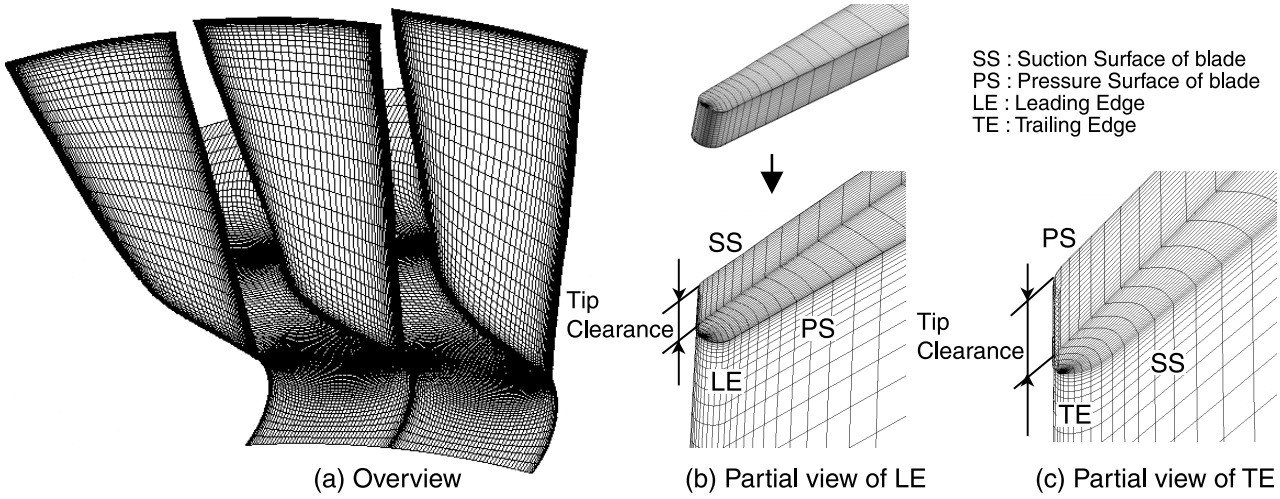


Fig.3 Computational grid for Rotor 37

シングルブロック格子ではケーシング壁から21点が翼先端間隙部分に使われ，シングルブロックによる格子形成をするために翼先端部を屋根の様な形にし，頂上からケーシング壁の間には周期境界条件を課した．一方，マルチブロック格子を用いた計算では，翼の圧力面と負圧面に沿った格子を翼先端からケーシングへ向かって半径方向に延長し，Fig.3(b)に示すように，翼先端間隙部には他のH-typeの計算格子をはめ込む方法で格子形成を行った．Figs.3(b), 3(c)は各々翼先端部の前縁および後縁付近の計算格子を示している．翼先端部にはめ込まれた計算格子のサイズは，翼の前縁から後縁に78点，翼先端からケーシング壁の間に21点，翼先端を横切る方向に27点であり，格子サイズの合計は44 226点である．この翼先端部の格子と翼間格子は1格子分オーバーラップさせた．

最小格子間隔は，低レイノルズ数型のk-εモデルを用いる場合，壁から第一格子点までの距離は$y^+ < 1$を満たす必要がある．そのため翼面での最小格子間隔は翼高の1×10^{-5}倍に，ハブ壁，ケーシング壁，翼先端壁は翼高の1×10^{-4}倍とした．

5．境界条件

翼面に関しては，速度にno-slip条件を課し，断熱条件を仮定して密度を算出する．k及びεは，Chienのモデルでは壁面上でゼロと置くことができる．流入境界では，全圧，全温，流入角の2成分を与え，静圧を計算領域内部から外挿する．流入境界でのkの値は主流の乱れ強さから算出し，εの値は，流入境界での渦粘性と分子粘性の比を仮定しプラントル・コルモゴロフの公式より計算する．流出境界では，ハブ壁での静圧を与え，半径方向の静圧分布は単純半径平衡式を積分して求め，密度，速度，k及びεは計算領域内部から外挿する．翼の上下流の周期境界については，物

理的位置の対応する２点を等置する．翼先端間隙部の境界条件は，シングルブロック計算では，翼先端を跨いだ２点に周期境界条件を課し，マルチブロック計算では，オーバーラップした他の領域の内点から内挿して求める．

６．計算結果

６．１．コードの検証

Fig.4に本解析コードによる計算と実験による設計回転数におけるロータ性能マップを示す．流量はシングルブロック法による計算結果のチョーク流量で無次元化されている．ここで，計算によるチョーク流量は20.77 kg/secであった．Fig.4(a)は流量と全圧比の関係を示す．シングルブロック法及びマルチブロック法による計算結果は実験値に良く相関している．Fig.4(b)は流量に関する断熱効率の特性である．マルチブロック法による結果は，チョーク点近傍で，シングルブロック法による結果より実験値に近い値を示した．しかし，計算値と実験値には，依然チョーク点近傍で１%程度の差異が見られる．Fig.4(c)は流量に関する全温比の特性を表す．計算は93%から100%流量で，全温度比をわずかに高めに見積もっている．以上の結果により，ロータ性能マップに関しては，シングルブロック法，マルチブロック法共に良く実験と相関した結果が得られることが確認された．

Fig.5はStation 4での全圧比，全温比，及び断熱効率の半径方向の分布を示している．Figs.5(a)-5(c)は，ハブから40%スパンを除き，両計算法による結果が実験結果と定性的に一致していることを示している．実験値に見られるハブから40%スパンで見られる全圧の凹みを計算が予測できていない原因については，Hah and Loellbach[6]，Shabbirら[7]によって議論されている．Hahらは彼らの計算結果からロータの負圧面ハブ近傍でコーナーストールが発生していることを報告したが，Shabbirらはテストリグの問題点として，ロータ上流のハブ壁の非回転部と回転部の間のギャップから漏れ流れがあったことを指摘している．

実験値におけるハブ壁近傍の全圧の凹みを除けば，マルチブロック法がシングルブロック法よりロータのオーバーオール性能の予測結果において良い一致を示している．マルチブロック格子を用いたことによる，翼先端間隙部における計算格子の質の改善が，翼先端部からかなり離れた位置(40%から80%スパン)での計算精度を向上させることは注目すべきである．

マルチブロック法による計算値は実験値との完全な一致は見られないものの，遷音速及び亜音速作動条件における翼先端間隙部の漏れ流れの定性的比較をするためには十分な精度である．

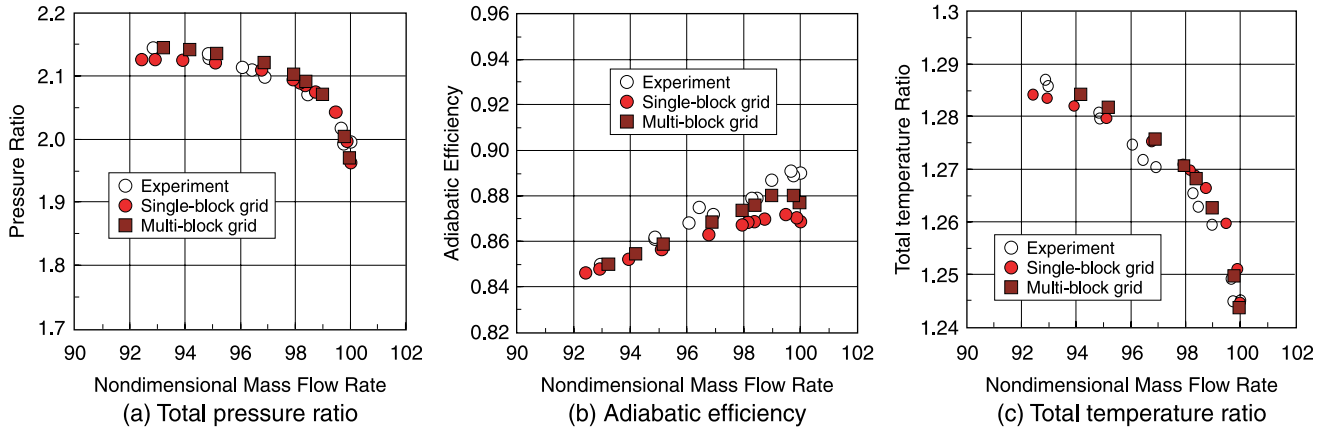


Fig.4　Performance map of Rotor 37 at 100% speed as a function of mass flow rate

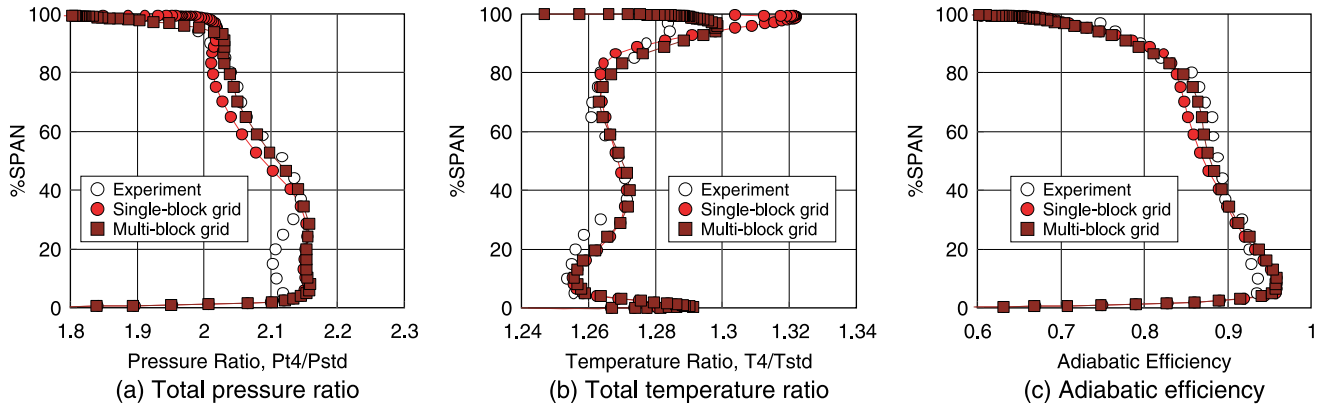


Fig.5　Spanwise distributions of pressure ratio, temperature ratio, and adiabatic efficiency at 98% mass flow rate at 100% speed

６．２．翼先端間隙漏れ流れ

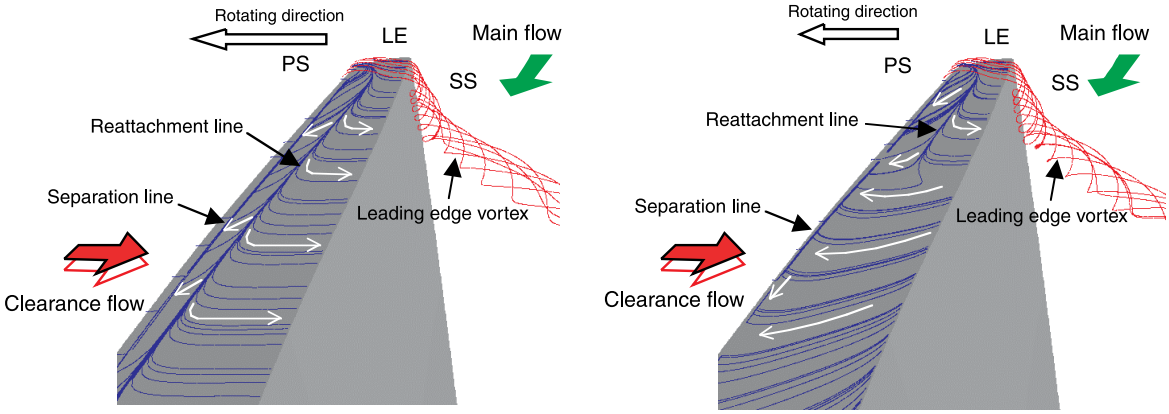
６．２．１．翼先端部での流れ

以降の計算結果は，遷音速条件として100%設計回転数，及び亜音速条件として60%回転数の各回転数条件で最大効率を示した作動点での結果である．但し，60%回転で計算に使用した翼形状は，遠心力の変化による翼先端間隙の変化のみを考慮し，翼の振れ角の変化は考慮していない．

Figs.6(a)，6(b)は100%および60%回転数条件における翼先端壁の前縁付近の限界流線を示している．Fig.6(a)から100%回転数条件では，翼先端壁には剥離線と再付着線が観察される．これらの剥離線と再付着線の間では，流れは負圧面側から圧力面側に逆流している．この現象は翼先端壁の圧力面に沿った領域に限られており，この領域での剥離泡の発生を示している．これは翼先端間隙流れが翼先端部の角を回り込んで流れ込み，圧力面側の角でいったん剥離した流が翼間の衝撃波による圧力勾配により加速したことによる．同様の計算をChima[8]も行っているが，Baldwin-Lomaxモデルを用いた計算では，翼先端壁に剥離は捕らえられていない．

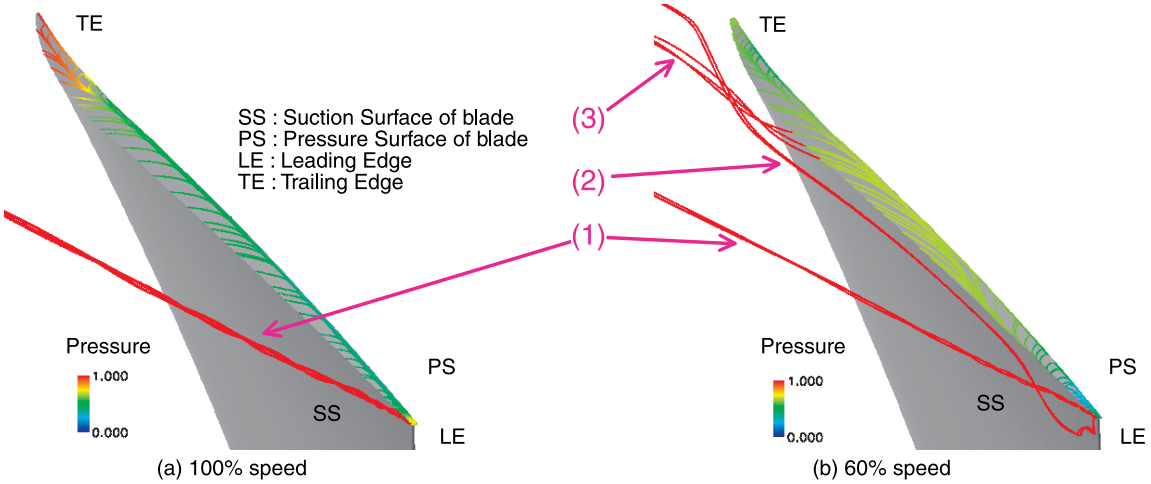
一方，60%回転数の場合(Fig.6b)は，剥離線は圧力面角に沿って見られるが，再付着線は前縁付近に部分的に観測される．これらの間の領域に見られる逆流領域は再付着線が消えた後流では負圧面から圧力面全体に広がる．この原因は，60%回転では比較的圧力面と負圧面の圧力勾配が小さいために，軸方向の流れが翼先端間隙流れより支配的になるためである．

Fig.7(a)及びFig.7(b)は100%回転数と60%回転数における翼先端壁全域の限界流線である．100%回転数条件では，Fig.6(a)で見られた再付着線は剥離線と平行に前縁から約80%コード位置まで続き，その後，翼のミーンキャンバの方へ移動する．60%回転数では前縁付近を除き，再付着線は前縁から約70%コード位置まで見られない．Fig.6(b)で観測された逆流領域は40%コード位置まで続き，その後流では流れは負圧面の約40%コード位置から入り，翼弦に沿って約60%コード位置で再び負圧面へと至り，クリアランスジェットと共に再び主流に流れ出る．この流れのパーティクルトレースの結果をFig.7(b)に軌跡(３)として示す．



(a) 100% speed (b) 60% speed

Fig.6 Flow pattern near leading edge on blade tip surface in the form of limiting streamlinesand leading edge vortex



(a) 100% speed (b) 60% speed

(1) Trajectory of particles released near the leading edge of the blade tip
(2) Another trajectory of particles released near the leading edge of the blade tip
(3) Trajectory of particles released at 60% chord of the blade tip

Fig.7Flow pattern on blade tip surface in the form of limiting streamlines and tip-leakage vortextrajectories

６．２．２．翼先端付近での翼間流れ

Fig.8は100%，60%回転数における，翼高の95%スパン位置での流面での相対マッハ数の等値線とFig.7で示した漏れ渦の軌跡を併せて示している．100%回転数では，圧縮機の不安定性に強い因果関係があるとされている[12]低マッハ数領域が衝撃波後流に形成されている．前縁付近から発生した漏れ渦（１）は翼間衝撃波と干渉し，低マッハ数領域の形成に寄与する．Suderら[10]が指摘しているように，漏れ渦と衝撃波の干渉により衝撃波は上流に移動し，それと共に低マッハ数領域も上流に移動している．高負荷条件では，この上流に移動した低マッハ数領域が隣接翼の流入インシデンスに影響を及ぼし，翼先端部での旋回失速の「引き金」となる．

60%回転数(Fig.8b)では，翼前縁に起源を持つ渦として（１）及び（２）の軌跡が観測される．軌跡（２）は翼高長96%スパンまで負圧面に沿ってハブ方向に動き，その後シュラウド側に移動する．軌跡（３）は，Suderら[9]が実験結果から発見した第２の渦である．

６．３．翼先端近傍の２次流れ

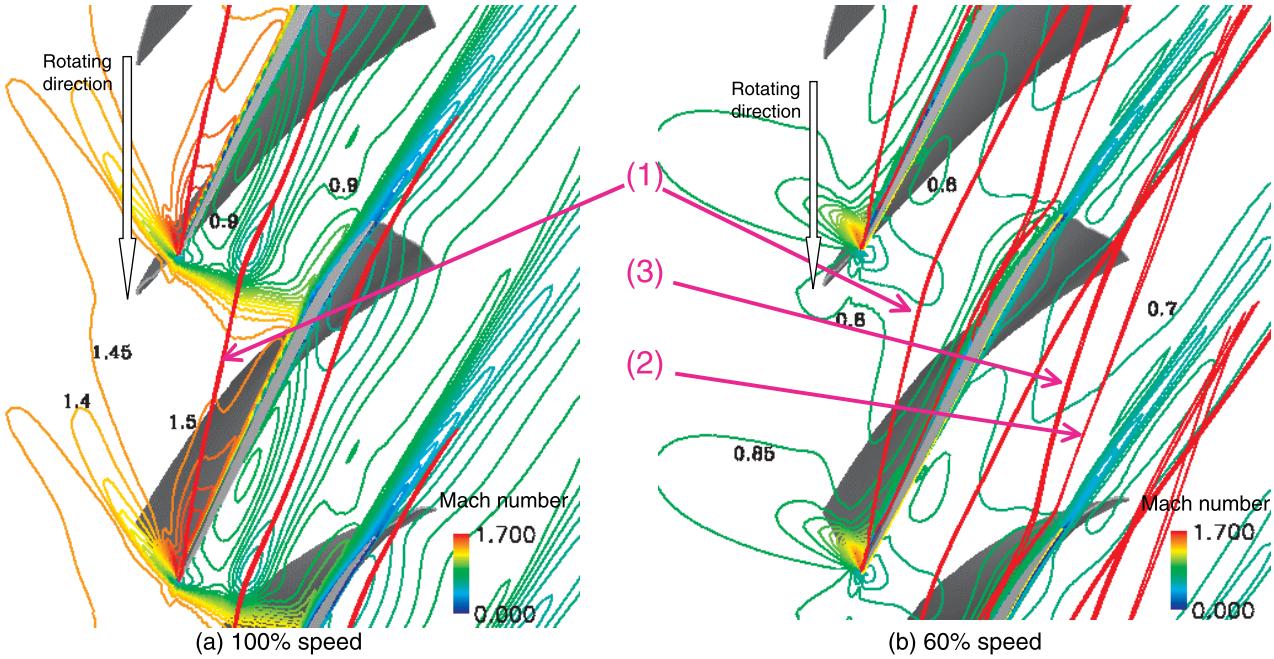
一般に２次流れベクトルは，局所的な流れの主流方向に垂直なベクトルと定義される．実際の計算では主流方向を局所的な計算格子の方向と仮定し，その点の相対速度ベクトルから，相対速度ベクトルをその格子方向へ射影したベクトルを引くことによって計算した．

６．３．１．遷音速作動条件

Fig.9はの100%設計回転数における２次流れベクトルの翼弦に垂直な面内(以降クロスフロー断面，または単に断面と呼ぶ)への射影ベクトルとその限界流線を示している．Fig.9(a)から9(g)は，その様子を流入境界の方向から観察した図であり，図の見やすさのためにケーシングから翼高の30%スパンの断面を３対２の長方形に変換して示した．

10%コード位置のクロスフロー断面では，反時計方向に回転する渦がケーシング壁と負圧面のコーナーに観測される(Fig.9a)．図から翼の負圧面に沿った２次流れが半径方向に流れ，翼先端間隙流れと干渉して混合せん断層を形成している様子がわかる．30%コード位置(Fig.9b)の断面では，負圧面からの渦は，圧力面と負圧面の間の圧力勾配によって駆動された翼先端間隙流れに乗ってわずかに圧力面側に移動する．翼間衝撃波が影響を及ぼし始める５０％断面(Fig.9c)で渦芯は見られない．75%コード位置(Fig.9d)では渦芯は再び翼間のほぼ中央位置に現れ，90%コード位置(Fig.9e)及び100%コード位置(Fig.9f)で渦芯は更に圧力面側に移動している．110%コード位置(Fig.9g)まで流れると，渦の旋回部分は翼高の10%スパン以上に広がる．この結果はSuderら[10]によって計測されたブロッケージ厚さに一致する．

以上の結果から，渦芯はその旋回半径を拡大させながら後流へと移動していることがわかる．この現象は渦が翼先端間隙流れと主流とのせん断流の中の低運動量流体を巻き



(a) 100% speed　　(b) 60% speed

(1) Trajectory of particles released near the leading edge of the blade tip
(2) Another trajectory of particles released near the leading edge of the blade tip
(3) Trajectory of particles released at 60% chord of the blade tip

Fig.8　Tip-leakage vortices and relative Mach number contours with interval of 0.05 at 95% Span

込みながら，逆圧力勾配と乱流現象により拡散するためであると考えられる．

６．３．２．亜音速作動条件

次に，60%回転数における2次流れをFig.10に示す．10%クロスフロー断面(Fig.10a)では，100%回転の場合と同様に負圧面とケーシング壁とのコーナーに反時計方向の渦が観測される．20%断面(Fig.10b)では，渦芯は僅かに圧面に移動し，もう一つの時計回転の小さな渦が観測される．この渦はFigs.7(b)，8(b)で軌跡(２)として示された渦芯に対応している．30%コード位置(Fig.10c)まで来ると，これらの渦は旋回成分を失い，50%コード位置(Fig.10d)では，前縁から発生した渦は観測されない．これは60%回転数では翼先端間隙流れを駆動する圧力勾配が小さいことに関係している．しかしながら，60%コード位置(Fig.10e)では新たな渦が発生し，これより後流ではこの渦の旋回領域が広がっていく．80%コード位置(Fig.10f)では，クリアランスジェットと主流のせん断層内の低運動量流体がFigs.7(b)，8(b)に示される渦芯軌跡(３)に巻き付く．Fig.10(f)にはその様子が集中した旋回流れとしてケーシング壁と負圧面のコーナーに観測される．この渦は後流に行くにしたがい大きさを拡大させながら圧力面側に移動していく．110%位置(Fig.10g)では渦芯は翼間の中央付近へ至り，旋回流の領域はケーシングから５%スパンに広がる．この旋回流れは第２の渦として観測されたものに大きさ，位置が一致する．後流のステータ性能への影響は，ロータのウェークのみならず，この第２の渦の影響も無視できない．第２の渦の起源に付いては，Suderら[9]はこの起源を，翼高70%スパンにおける正のインシデンスでの流入による翼前縁付近での負圧面上の超音速領域であると説明しているが，本計算結果は，その起源は60%コード位置での翼先端間隙流れであること示している．

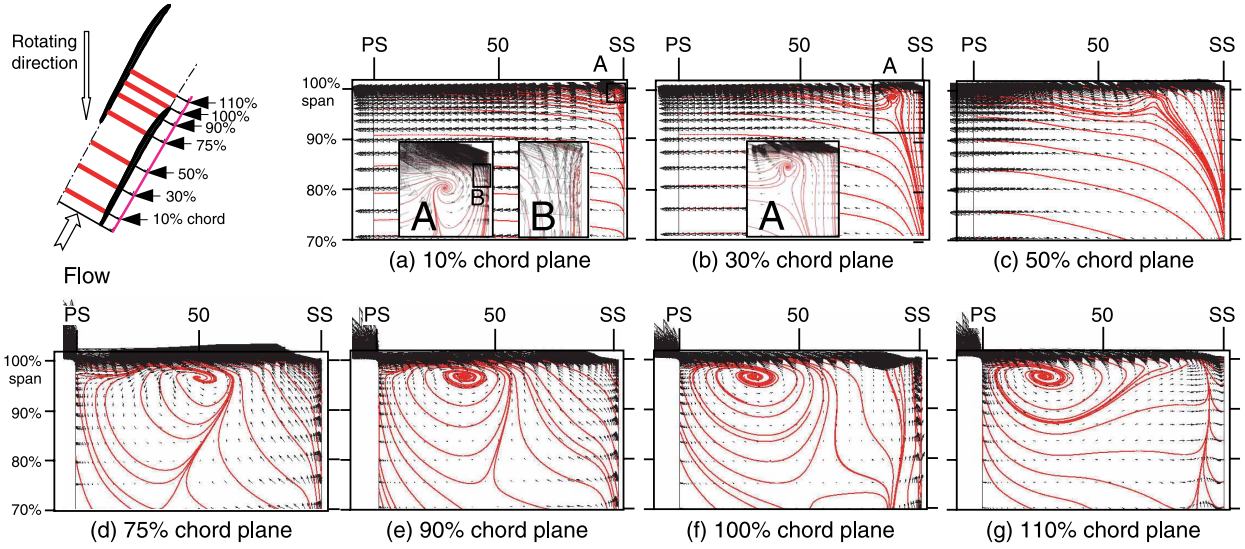


Fig.9 Computed secondary flow vectors along the cross flow planes at 100% speed

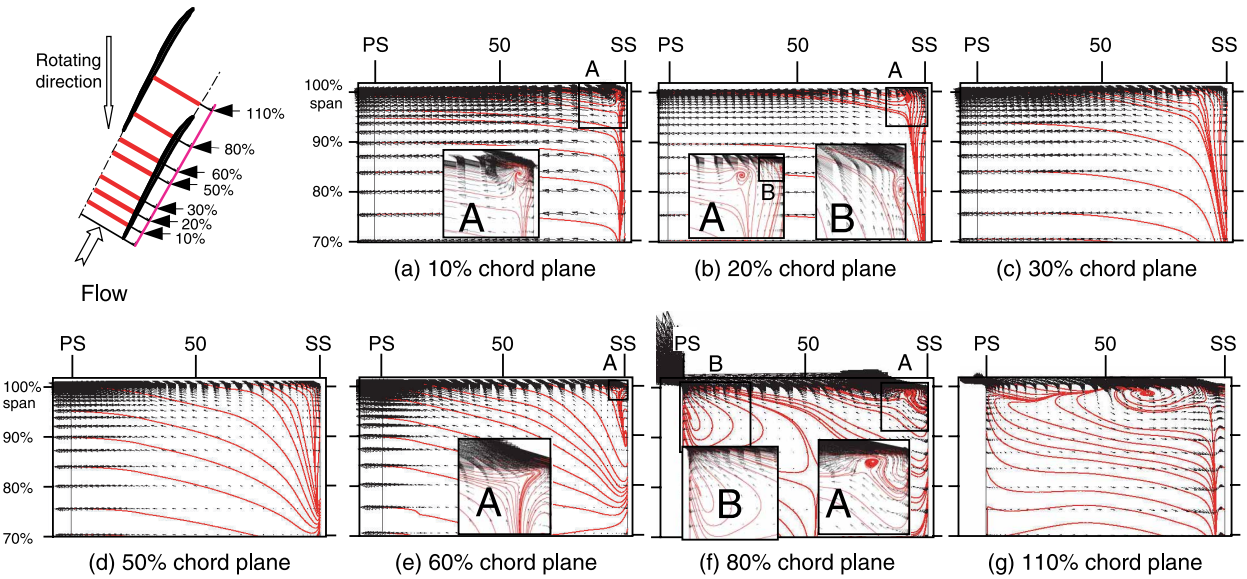
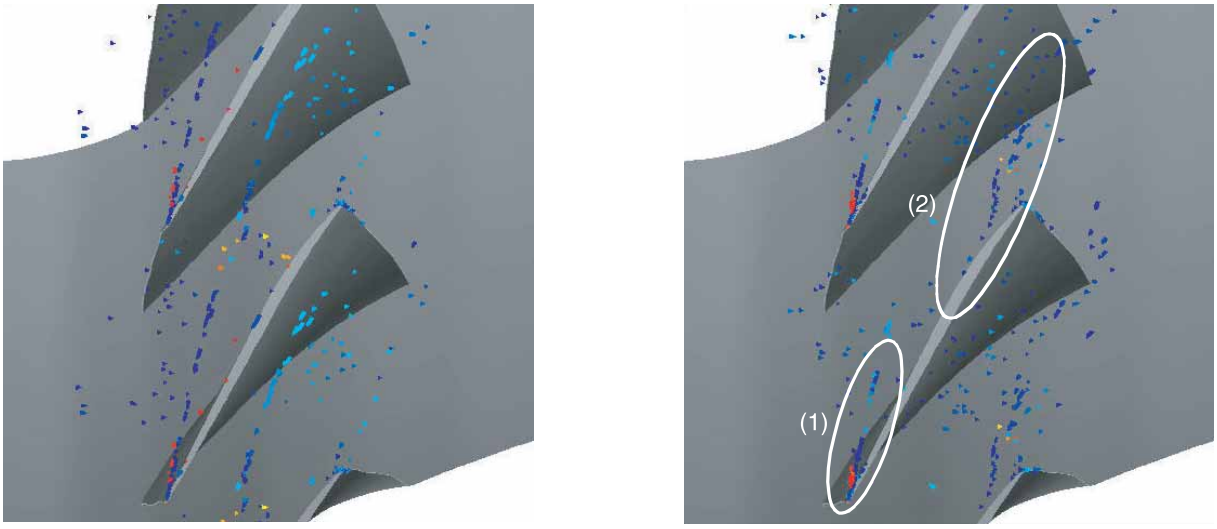


Fig.10 Computed secondary flow vectors along the cross flow planes at 60% speed



(a) 100% speed　　(b) 60% speed

(1) Leading edge vortex
(2) Second vortex occurring at 60% chord of the blade tip

Fig.11　Trajectories of the leakage vortex cores identified using a semi-analytical method

６．４．翼先端付近での渦芯の軌跡

前節の渦芯の動きを検証するために，Sawada[13]によって提案された準解析的手法を用いて100%回転数及び60%回転数での渦芯の同定を行なった．その結果をFig.11に示す．この方法はCritical-Point Analysis[14]と類似しているが，渦芯を求めるために，計算セル毎に局所的に線形化された速度場を用いて構成した流線方程式の係数行列の固有値を用いているため，渦芯の軌跡はセル毎に求まるという特徴がある．

Figs.11(a)，11(b)の渦芯の軌跡は，線形化による誤差のために断続的に途切れているが，線素の集合は渦芯の軌跡の全体像を示している．図中には同時にヘリシティの値を計算し，その絶対値が0.5以上の場合のみその値によって色付けをして表示してある．ヘリシティとはその符号が渦の回転方向を示し，極大値の位置は渦中心の位置を表す量である．

100%回転数条件(Fig.11a)では，翼端の前縁付近からの前縁渦を鮮明に観測できる．更に，前縁渦に沿ってそれと対の反対回転の渦も観測される．60%回転数の場合(Fig.11b)は，線素の集合は２種類の渦軌跡として観測される．一つは前縁で発生した前縁渦で，他の一つは60%コード位置で発生した渦である．この結果から，Figs.9，10に示された旋回流は準解析的な同定法によって得られた渦芯の軌跡の周りを回る流れに一致していることが確かめられた．

７．まとめ

マルチブロック法を用いた３次元レイノルズ平均ナヴィエ・ストークス解析コードを開発し，軸流圧縮機(NASA Rotor 37)の遷音速および亜音速作動条件に対し，翼先端間隙流れの解析を行った．翼先端間隙流れを解析する際の翼先端部での計算格子の取り扱い方の違いによる解析精度を評価するために，シングルブロック法とマルチブロック法による計算結果を用いた．更に，翼先端間隙流れと翼間２次流れ現象を検討するために，100%設計回転数(遷音速作動状態)と60%回転数(亜音速作動状態)の翼先端部付近のクロスフロー断面での２次流れベクトルとその限界流線および準解析的な方法による渦芯軌跡の同定法を用いた．主な結果は以下のようにまとめられる．

1．計算より得られたロータ性能マップに関して，シングルブロック法とマルチブロック法は共に実験結果と良く相関した結果を示す．
2．ロータ出口の空力パラメータ特性の計算結果に関して，マルチブロック格子を用いたことによる翼先端部における計算格子の質の改善が翼先端からかなり離れた位置(40%から80%スパン)での計算精度を向上させる．
3．マルチブロック法による結果は，遷音速・亜音速作動条件共に，翼先端壁上の剥離線と再付着線を鮮明に捕獲し，翼先端壁において剥離泡が発生している様子を示した．

4．100%設計回転数における２次流れの可視化結果から，翼前縁で発生する渦芯周りの旋回流の領域は後流に行くに従って広がっていくことが判った．この原因はクリアランスジェットと主流の混合せん断層内の低運動量流体の巻き込みと，流れ方向の逆圧力勾配及び乱流による拡散作用のためであると考える．

5．60%設計回転数では，前縁から発生した渦は翼間で旋回成分を失い，60%コード位置で新たな渦が発生する．この第２の渦の旋回領域はロータの後流で翼高の５%スパンにも及ぶ．

今回開発した解析ツール，及びそれを用いて得られた翼先端間隙流れ現象に関する知見は，軸流圧縮機の効率向上・流量レンジの拡大に有効なものと考える．

謝　辞

本論文は著者らのASME Paper 99-GT-340[5]に添った内容を含んでおり，和訳による掲載を承諾して下さったASME/IGTIのご厚意に感謝の意を表す．

参考文献

1）Furukawa, M., Inoue, M., Saiki, K., Yamada, K.: The Role of Tip Leakage Vortex Breakdown in Compressor Rotor Aerodynamics, ASME Journal of Turbomachinery, Vol.121, pp.469-480 (1999)

2）Inoue M., Furukawa, M., Saiki, K., Yamada, K.: Physical Explanations of Tip Leakage Flow Field in An Axial Compressor Rotor, ASME Paper 98-GT-91 (1998)

3）Wisler, D. C. and Denton, J. D.: Rotor 37 Blind Test Case, ASME/IGTI International Gas Turbine Conference, The Hague, Netherlands (1994)

4）Arima, T., Sonoda, T., Shirotori, M., Tamura, A., and Kikuchi, K.: Numerical Investigation of Transonic Axial Compressor Rotor Flow Using a Low Reynolds Number k-(Turbulence Model, ASME Journal of Turbomachinery, vol.121, pp.44-58 (1999)

5）Arima, T., Shirotori, M., and Yamaguchi, Y.: The Flow Field in the Tip Clearance Region of an Axial Compressor Rotor, ASME Paper 99-GT-340 (1999)

6）Hah, C. and Loellbach, J.: Development of Hub Corner Stall and Its Influence on The Performance of Axial Compressor Blade Rows, ASME Journal of Turbomachinery, Vol.121, pp.67-77 (1999)

7）Shabbir, A., Celestina, M. L, Adamczyk, J. J., and Straisar, A. J.: The Effect of Hub Leakage Flow on Two High Speed Axial Flow Compressor Rotors, ASME Paper 97-GT-346 (1997)

8）Chima, R. V.: Calculation of Tip Clearance Effects in a Transonic Compressor Rotor, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 120, pp.131-140 (1998)

9）Suder, K. L., Celestina, M. L.: Experimental and Computational Investigation of the Tip Clearance Flow in a Transonic Axial Compressor Rotor, ASME Journal of Turbomachinery, Vol.118, pp.218-229 (1996)

10）Suder, K. L.: Blockage Development in a Transonic, Axial Compressor Rotor, ASME Journal of Turbomachinery, Vol.120, pp.465-476 (1998)

11）Chien, J. Y.: Predictions of Channel and Boundary Layer Flows with a Low-Reynolds Number Two Equation Model of Turbulence, AIAA Journal, Vol.20, pp.33-38 (1982)

12）Adamczyk, J. J., Celestina, M. L., and Greitzer, E. M.: The Role of Tip Clearance in High-Speed Fan Stall, ASME Journal of Turbomachinery, Vol.115, pp.28-38 (1993)

13）Sawada, K.: A Convenient Visualization Method for Identifying Vortex Center, Trans. Japan Soc. of Aero. Space Sci., Vol. 38, No. 120, pp. 102-116 (1995)

14）Perry, A. E. and Chong, M. S.: A Description of Eddying Motions and Flow Patterns Using Critical-Point Concepts, Annual Review of Fluid Mechanics., 19, pp. 125-155 (1987)

■著　者■



有馬敏幸



園田豊隆



白鳥正利



山口義博

自動車室内温熱環境を予測するシミュレーションの実用化手法

A Practical Method of Numerical Simulation to Predict Thermal Environment Conditions of Car Cabin

藤田明浩* Akihiro FUJITA
金丸純一* Jun-ichi KANEMARU
中川洋* Hiroshi NAKAGAWA
尾関義一** Yoshiichi OZEKI

要旨

自動車の各種空調条件(クーラ，ヒータ，バイレベル各モード)において，室内温熱環境を予測する数値シミュレーションの実用化手法を開発した．この数値シミュレーションは日射，長波長放射，部材内部の熱伝導およびCFD(Computational Fluid Dynamics)の連成解析に基づいている．簡略化した車体モデルを用い，インストルメントパネル内の通気や内装部材すきまからの漏気を考慮した．人工日射のある実験室条件についても精度を検証した．目標精度は，実験ばらつき範囲と人体の不感範囲実験の双方を考慮して決定した．計算結果は目標精度内に入り，本手法の有効性が確認できた．

ABSTRACT

The practical method of a numerical simulation, which predicts the thermal environment of the car cabin under the varying conditions of car air-conditioning, has been developed. The coupled analysis of solar radiation, long-wave radiation, heat conduction through the materials and CFD (Computational Fluid Dynamics) was used in this method. Using a simplified cabin model, ventilation inside the instrument panel and air leaks from the gaps of interior parts were incorporated. The condition of artificial solar radiation in the laboratory room was also studied. The numerical targets of the simulation accuracy on the thermal environment factors were determined by considering both the experimental error and the range of human perception to the thermal factors experimentally. The simulation results have met the numerical targets and the validity has been verified by laboratory test correlation.

1．まえがき

自動車の居住室内外の熱源や日射，空調により作り出される室内の気候は，室内温熱環境といわれる．車体の部材構成が室内温熱環境へ与える影響は，伝熱３要素(対流，放射，伝導)の組合わせを通じてさまざまな場合がある．例えばクーラモードではガラスを透過して室内に侵入する日射熱の割合が多く，ヒータモードでは室内温度と外気温度の差による貫入熱の割合が多い．また，その影響はエンジンルームの温度や室内の換気などにも依存している．これにより室内温熱環境は不均一となり，エアコンのモードによりさまざまな温熱環境が形成される．Fig.1に室内温熱環境を形成する諸因子を模式的に示した．Fig.2に室内にあるエアコン吹出し口をイメージ図として示した．本研究の目的は，低温から高温までの室外環境と各エアコン条件に対し，目標精度を確保して自動車の室内温熱環境を予測すること，およびそれをできるだけ簡素化することである．本稿では，さまざまな空調条件ならびに外界気象条件の下で

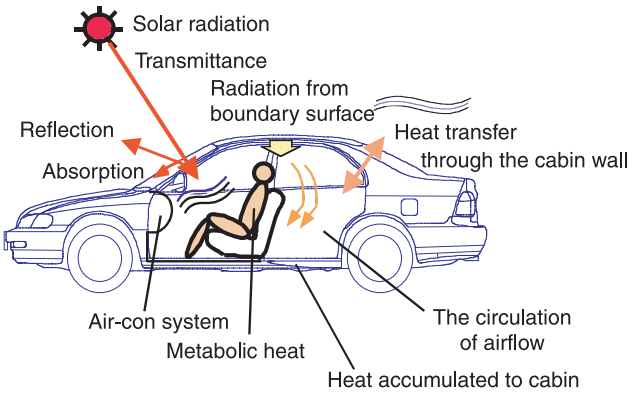


Fig.1　Heat transfer model

＊　栃木研究所
＊＊旭硝子(株)

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_2_13

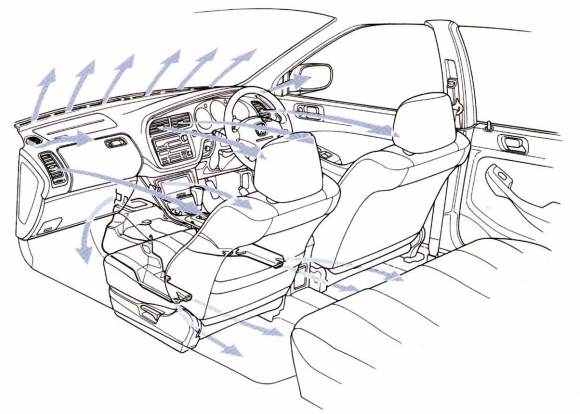


Fig.2 Image of interior airflow

の室内温熱環境をCFD(Computational Fluid Dynamics数値流体力学)・2波長域放射(日射，長波長放射)連成シミュレーションにより，予測する手法を用い，

(1)上記シミュレーションに必要な精度を決定する方法として，人体の各部位ごとに官能申告実験による方法

(2)解析用車体モデルの作成と境界条件を与える手法として，インストルメントパネル内通気，すきまでの漏気，人工日射ランプの指向性等

について検討した．上記(1)，(2)を適用するケース条件として，低温から高温までの各エアコン条件についてシミュレーション計算と実験の結果を比較した．

2．温熱環境シミュレーションの従来の研究と本論の目的

車体の熱負荷解析については清水らの報告があり，日射熱負荷や車体の熱通過率を定常，非定常状態について考察している[1]．乗員まわりの流れの解析については小森谷らの一連の報告があり，最近では放射解析の有無が予測結果に与える影響を検討している[2]．日射シミュレーションについては浅野らの報告があり，直達日射について対向判定と障害物判定から受熱量分布を検証している[3]．しかし，低温域から高温域までの空調条件において，車体の漏気や部材の伝熱形態が室内の局所的温熱環境に及ぼす影響について考察した文献はあまり見られない．本稿では，これらの影響が予測できるよう車体をモデル化し，内気循環，外気導入，シャシダイナモ実験室人工日射，クーラ・ヒータモードについて，風速，室内温度，面放射温度(面が受ける放射エネルギーを表わす温度)等を計算し，実験と比較した．また，これらのシミュレーションに必要な精度についても考察した．特にシャシダイナモ実験室の人工日射条件の計算は，従来ほとんど検討されていなかったが，車体に到達する人工日射量を精度良く予測する手法を新たに開発することにより精度の確保が可能になった．シャシダイナモ実験室条件のシミュレーションが必要な理由は，安定した実験条件でシミュレーション精度を考察できることと屋外条件に対するシャシダイナモ実験室の差異を把握することで，商品開発時に実験と屋外シミュレーションを補完させることが可能になるからである．

なお，本稿では非定常計算，潜熱，湿度，後席環境の考察はしていない．また，シミュレーション精度確認の目的に対し別の誤差要因となる人体の室内環境への影響を除くため，今回は乗員無しの状態のみ検討する．

3．数値シミュレーション手法の概要

建築物の温熱環境解析を対象とした実験用実物大アトリウム(ガラスを多用した大空間建築)において，以下の数値シミュレーション手法の有効性が検証されており[4)~7)]，本稿ではこれを自動車に適用した．これは複雑な形態をした車室内空間の温熱環境を，日射熱取得，部材内部の熱伝導，部材表面間の放射熱伝達，室内気流等の連成シミュレーションにより，解析，予測するCFD・2波長域放射連成手法である．

3．1．日射熱取得と部材内部の熱伝導

日射熱取得解析では，熱源となる車体外部からの到達日射量及びその分布を精度良く予測し，日射取得熱量を算出する．これは室内・室外側部材表面に到達する直達，天空，地面反射，相互反射による日射量を，部材の各表面要素ごとにそれぞれ算出し，さらに部材内部の定常熱伝導を仮定し(6．1で詳述する)，室内側部材表面での日射取得熱量に換算するものである[4]．

3．2．放射解析

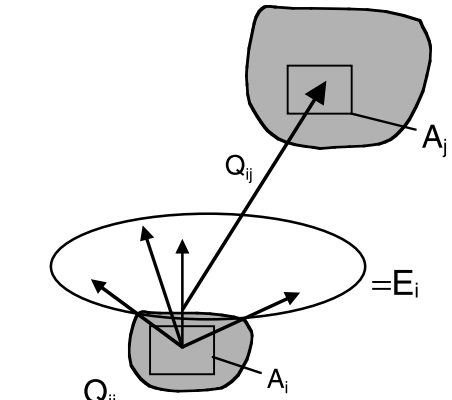
放射解析では，車室内の障害物の影響を考慮した部材表面間の形態係数(Fig.3に形態係数の説明を示す)を精度良く算出し，さらにこれを基にした部材表面間の放射熱収支式を緩和法による反復法で解くことにより物理的に矛盾のない放射熱伝達量を解析する[5]．

3．3．CFDによる室内気流温度解析

室内の気流・温度分布状態の解析は非等温場の標準k－ε2方程式乱流モデルを基礎とする．形状適合性を持たせるため有限要素法を用い，8節点6面体要素により離散化しGSMAC 3Dにより計算する[8]．

3．4．対流場・放射場の連成解析

室内の気流・温度分布を精度良く予測するためには，部材表面から空気に伝わる対流熱伝達量を精度良く求める必要がある．この対流熱伝達量は，室内側部材表面での熱収支を構成する放射熱伝達量，日射吸収熱量及び室外側への



E_i : Emissive power of i-th element
Q_{ij} : Radiation energy from i-th element into j-th element
A_i : Area of i-th element

Fig.3 Form factor F_{ij}

貫流熱量とバランスする．本稿で用いたCFD・２波長域放射連成解析は，CFDとこのような定常熱収支式を連成させて解析する実用的な手法である[6]．なお，対流熱伝達については，従来の研究で慣用的に用いられている対流熱伝達率および室内側参照温度(空気温度)により評価する手法を用いる[9)10)]．

４．実車シャシダイナモ実験の概要

温熱環境解析を対象としたシャシダイナモ実験室は，Fig.4に示すようにテストする車両の駆動車輪が回転するドラムに乗っており，走行状態でのエンジン回転や負荷条件及び空調装置の状態を再現できるようになっている．試験室内は設定した温度と湿度が保たれ，テスト車両には前面から車速に相当する風が送られる．テスト車両の上方には太陽日射を模擬する多数の日射ランプが面状に配置されている．

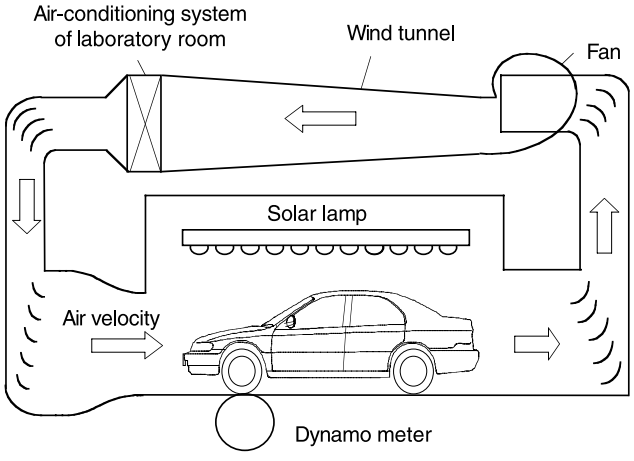
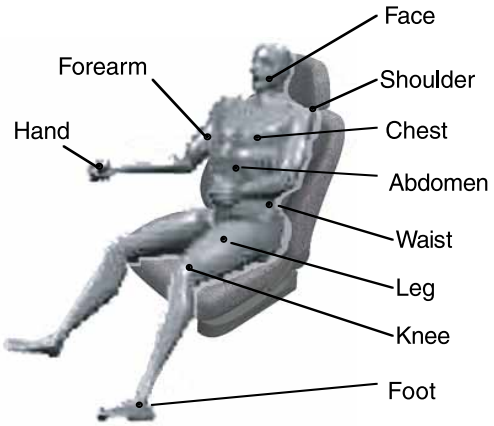


Fig.4 Wind tunnel with solar lamps

テスト車両として中型の４ドア乗用車を用いた．車室内温度の測定は線径0.25mmのK形熱電対を用いFig.5に示すように前列の左右席乗員の肩，腰，膝，足元付近で行なった．ただし前述の理由で乗員は乗っていない．室内風速も同一位置において熱線風速計で測定した．日射による受熱量は車両外面についてはルーフおよびウィンドウガラス上で精密全天日射計を用いて水平面日射量を測定した．車室内は前席シート座面，インストルメントパネル上，リアのパネル上で同様に測定した．放射温度は放射温度計を用いて前席シートクッション，シートバックおよびヘッドレストレイントのそれぞれ法線方向に測定した．



Air temperature, air velocity and plane radiant temperature were measured respectively at the 20 points of both left and right side.

Fig.5 Measuring points of thermal environment factors for TSV correlation

５．車体モデルと解析に求められる精度

５．１．精度の考え方

車室内温熱環境の予測に必要な精度指針として，

(１)実験のばらつき精度に収まる

(２)商品開発の速さに沿ったモデル作成と計算，結果の解析が可能となるように，車体モデルは簡素なものにする

がある．本研究ではこの(２)をさらに進めて，

(３)人体付近の温度，風速，放射温度の予測値が実験値のばらつき範囲からはずれていても，人体が感知できない範囲であればよい

とした．これにより車体モデル形状の簡素化とメッシュ数の削減をしても，シミュレーションがこれらの許容精度を満足すれば，実車の実験結果に対し予測値の誤差は人体が識別できない範囲に留まることになる．従って車体モデル形状の簡素化，場合によっては他の車体へのモデルの流用も可能になり，モデル作成時間と計算時間の短縮が可能になる．

５．２．人体不感範囲の実験

車室内の温熱環境に対する人体の不感レベルを調べるために以下の実験を行なった．Fig.5に示す人体周り20か所の空気温度，風速，面放射温度の３つのパラメータを計測する．同時にFig.6に示す官能申告温熱感TSV(Thermal Sensation Vote)を用いてそれぞれの部位についてTSVと３つのパラメータの関係を求める被験者実験を行った．実験都合により，被験者として申告方法について充分な経験をもつ被験者を１名選び，静穏気流環境でのPMV評価法(ISO7730)による指数と充分な対比訓練を行なった上で実験を行なった．実験はそれぞれ三つのパラメータ条件を変更して実施した．たとえば胸部では空気温度20～30℃，風速０～１m/s，面放射温度27～66℃の範囲とした．実験結果の例として肩部について，申告温熱感と環境温度の関係をFig.7に，申告温熱感と面放射温度の関係をFig.8に示す．この申告マップにもとづき，申告尺度で表現できないΔTSV=0.5を不感範囲とする．この条件は温度，気流速度，面放射温度を複合した総合指標であるので，許容範囲を配分する必要がある．実験で達成できそうな精度見通しを考慮して，個別指標について許容精度の目安を次のように定めた．

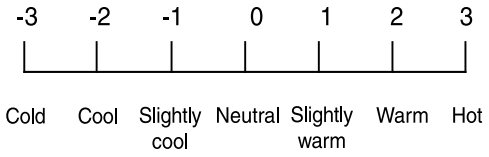


Fig.6 Thermal Sensation Vote (TSV)

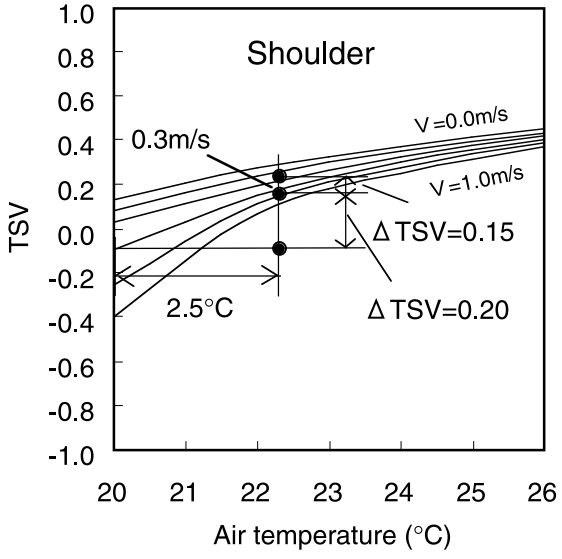


Fig.7 Relation between TSV and air velocity, air temperature

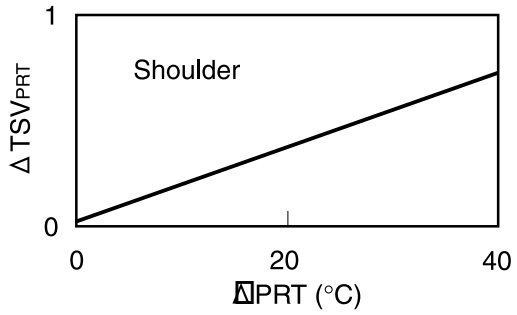


Fig.8 Relation between TSV and plane radiant temperature

$\Delta TSV_{PRT} = \pm 0.15$

$\Delta TSV_{V} = \pm 0.1$

$\Delta TSV_{ta} = \pm 0.25$

PRT：面放射温度，V：風速，ta：環境温度

空気温度の予測は難度が高いと考え，他の因子に対して許容精度幅を大きくとってある．

たとえば肩部について，この条件とFig.7，8から各因子の許容精度が求められる．

空気温度：±2.5℃

気流速度：±0.3m/s

面放射温度：±6℃

同様に他の部位についても許容精度が求められる．

６．解析用車体モデル

３次元設計ソフトCATIAのモデル，または実車の３次元座標測定値をCATIAデータにしたものを基に，室内側表面のみ形状を簡略化し，閉空間を構成する．半自動生成されたメッシュの様子と車体形状をFig.9に示す．シートやドアライニング形状を簡略化したモデルであることが分かる．

６．１．室内側車体境界面から室外側への熱の移導

室内側車体境界面から室外側への熱の移導はFig.10に示すように厚さ方向に生じると仮定し，定常一次元熱伝導方程式を各表面要素ごとに解く．各部材の熱貫流率は実測値を用いるのが精度が高い．実測値がない場合は積層したモデルで一次元熱伝導を仮定する．その際ドアのように内部に空間がある部材は空気層を含む積層モデルになるが，この空気層の熱伝導率に流動しない気体としての値を使うと実測した熱貫流率と一致しない．主な原因は車体構造部材内部の空気層をはさんで放射伝熱が生じていることと，空

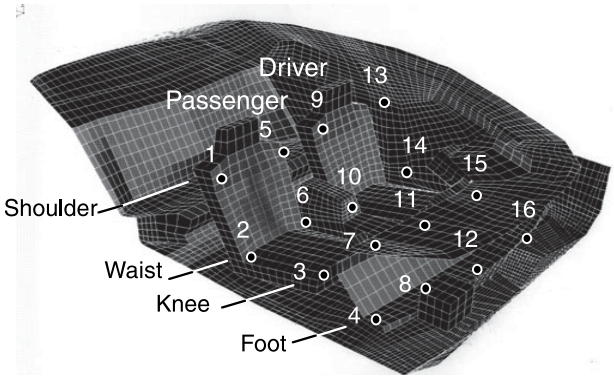
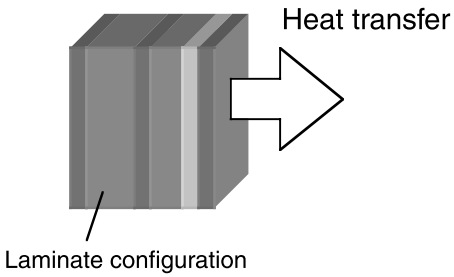


Fig.9 Computer analysis model and measuring points of thermal environment factors



The cabin wall having complex configuration is simplified to uniform laminate configuration.

Fig.10 Heat transfer model through the cabin wall

気層に流れがあるためだと思われる．従って本研究ではこの影響を実験値で補い，熱貫流率を設定した．

６．２．インストルメントパネル内通気

インストルメントパネル内の空間も室内に含め，モデル化する．従来の車室内シミュレーションではインストルメントパネル表面を車室内の境界面としているが，実際にはインストルメントパネル下部に隔壁がある車種は少ない．インストルメントパネル内部と室内の空気が流通していることは，煙による気流の可視化実験により確認された．一方インストルメントパネル内部の機器をすべてモデル化することは困難であり，実用的でもない．そこで本研究では，内部もモデル化しながら内部の機器形状はモデル化せず，かわりに実測に合致する通気抵抗を与えることとした．

６．３．漏気すきま

室内空気の排出口は後席後方の棚（パーセルトレイ）にあるのが一般的であるが，外気導入モードではこれ以外からの漏洩が30～50%に上り無視できない．外気導入モードの気流を再現するため，Fig.11に示すように内装部材の境界線にあるメッシュを選び，測定されたすき間相当面積をそれに割り振ることにより室内各領域での実測値相当の空気流出を再現させた．すき間相当面積は，送風機により車室内を加圧し，すき間を部位別にテーピングする実験で圧力，風量特性を測定することで求めた．



The airflow leak area of cabin is allocated as shown as above to reproduce the airflow passage of actual car.

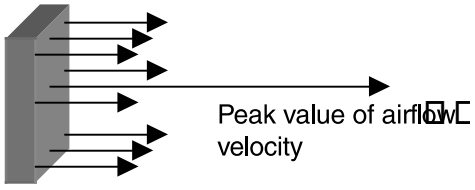
Fig.11 The distribution of airflow leak area

７．境界条件

７．１．吹出し口

吹出し口の温度，風量，ピーク風速は実車の実測値またはヒータユニットとダクトの単体実測値，あるいはヒータユニットと吹出し口までのダクトのCFD計算による結果を用いる．

エアコンの空気吹出し口は，風速分布のピークと吹出し口総風量を同時に設定できるよう，Fig.12に示すようにメッシュに割り付ける．ヒータモードの場合はリア席用吹出し口やサイドデフロスタも吹出し条件を与える．



Peak value of airflow velocity is allocated to the center area of air outlet grill.

Fig.12 Input condition of airflow velocity distribution

7．2．外部参照温度

境界部材外側の空気温度(外部参照温度)は，部材ごとに分けて実測値に基づいて決定する．Fig.13にセダンにおける外部参照温度の例を示す．パーセルトレイの外側はトランクルームであるため，外部参照温度は外気温度に対して緩やかに変化する．ダッシュボードロアの外側はエンジンルームであり，外気温度が0℃付近から上ではエンジン冷却風の影響を受けて，外部参照温度は変化が急になる．

7．3．対流熱伝達率

外気と部材の熱伝達率αはJurgesの式

$$\alpha = 6.14\ v^{0.78} \quad (V>5m/s)$$

を使い，車速による差を与える．室内側の空気との対流熱伝達率は村上らの方法[10]に従い簡便に設定する．

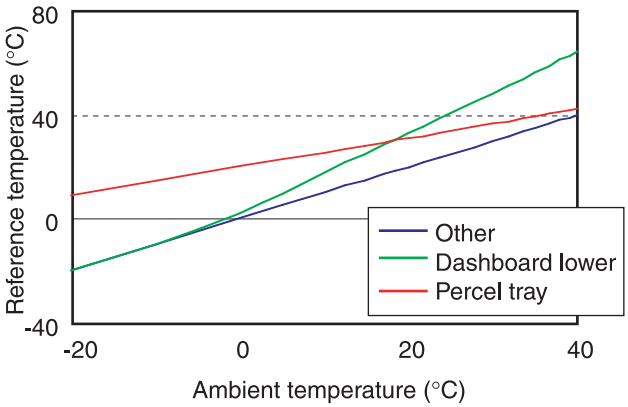


Fig.13 Relation between refference temperature and ambie

7．4．日射量分布

シャシダイナモ実験室の人工日射の場合は，光源のランプ1つ1つを点光源と仮定し，照射量の指向性を考慮して多数のランプの寄与を重ね合わせる．すなわちFig.14に示すように車体を構成する表面メッシュとランプを結ぶ線分に対し，表面メッシュ，ランプとのなす角度及び距離で決まる日射量を，全てのランプに対して算出し，その和をとることにより，表面メッシュに到達する人工日射量を求める．

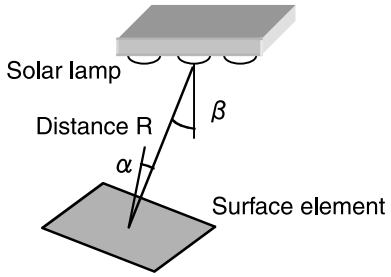


Fig.14 Radiation exchange between surface element and a solar lamp

8．解析ケース

解析したケースをTable 1に示す．大別して，風速分布の検証，温度分布の検証，人工日射がある場合の検証である．

9．計算結果

9．1．風速の精度

ケース1，2についてFig.9に示す位置の風速を実験値と

Table 1 Analytical cases

Case	1	2	3	4	5	6	7
Simulation condition	Iso. Rec.	Iso. Fresh	Non-iso. Rec. Cooling	Non-iso. Fresh Cooling	Non-iso. Fresh Heating	Non-iso. Fresh Bi-level	With chassy/ dynamo solar load 930W/m^2 Rec.
Ambient temperature (°C)	25		40		0	15	40
Chassy dynamo air speed (m/s)	11.1 (40km/h)						
Location of ventilation outlet	Vent				Foot×2 Defrost×4 Side defrost×2 Rear foot×2	Both of cooling and heating	Vent×4
Airflow rate of ventilation (m^3/s)	0.1		0.1		0.042		0.1
Average temperature of outlet (°C)	25.0		7.5	19.5	Fr.46.1 Rr.36.6	Vent19.5 Foot32.7	6.9

Iso.: Isothermal, Non-iso.: Non-isothermal, Rec.: Recirculate mode, Fresh: Fresh air mode, Fr: Front, Rr: Rear

比較した結果をFig.15，16に示した．この位置は乗員がいる場合は人体の肩，腰，膝，足から約５cmはなれた所である．実験値は風速ゆらぎの中央値である．足元(位置４，８，12，16)の風速は他の部位に比べて小さい傾向がある．内気循環のケース１は外気導入のケース２と比べ，ブロワへの戻り気流がある分，助手席側足元(位置４)の風速が高い．外気導入のケース２では計算結果と実験値が良く一致している．内気循環のケース１において助手席右膝部(位置３)では計算値が低く，運転席右膝部(位置11)では計算値が高い．これはブロワへの戻り気流の性質が再現されていないためと考えられる．肩位置(位置１)での風速の実験値と計算値の差は最大 0.29 m/sであり，人体不感範囲の実験から決めた精度範囲内にある．同様に他の部位もそれぞれの精度許容範囲内にあることが分かった．

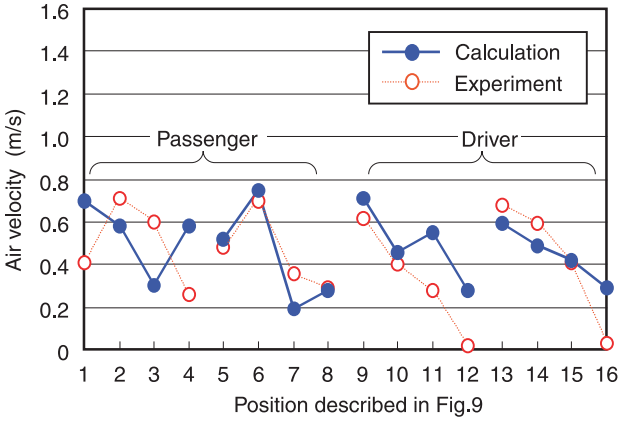


Fig.15　Case1: Air velocity distribution (Recirculate mode)

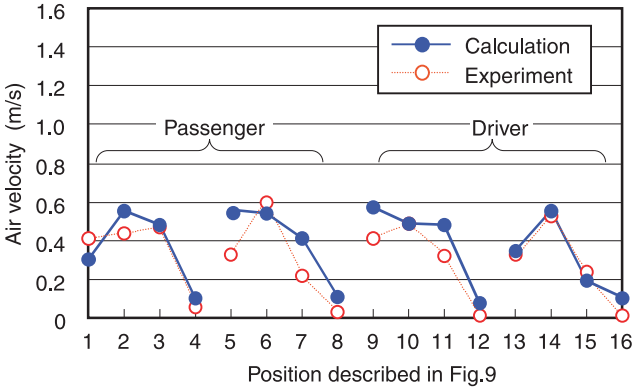


Fig.16　Case2: Air velocity distribution (Fresh air mode)

９．２．各エアコンモードの温度精度

ケース３の内気循環クーラモードでの結果をFig.17に示す．実験値と計算値の差は小さく，また足元(位置４，８，12，16)の温度が高い傾向も一致している．膝部の計算値は実験値より低い．しかし今回のモデルでも，人体の不感範囲から求めた目標の精度内に入っていることが分かった．

ケース４の外気導入クーラモードでの結果をFig.18に示す．足元(位置４，８，12，16)の温度が高い傾向はケース３と同様である．全体に計算値の方が低温側にシフトしている様子が観察される．しかし，この差が人体の不感範囲から求めた目標の精度範囲内であることから，このモデルは実用的に有効であると言える．

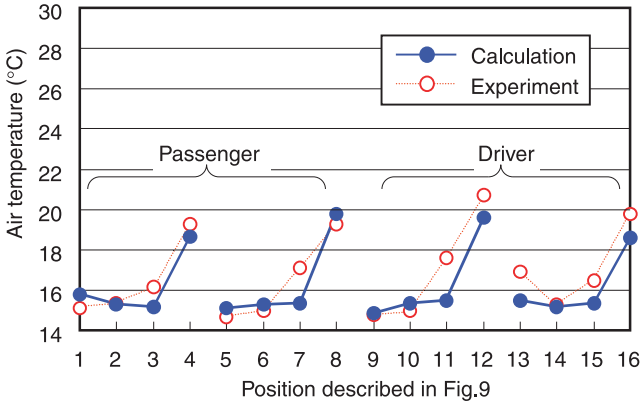


Fig.17　Case3: Air temperature distribution (Cooling, Recirculate mode, Without solar radiation)

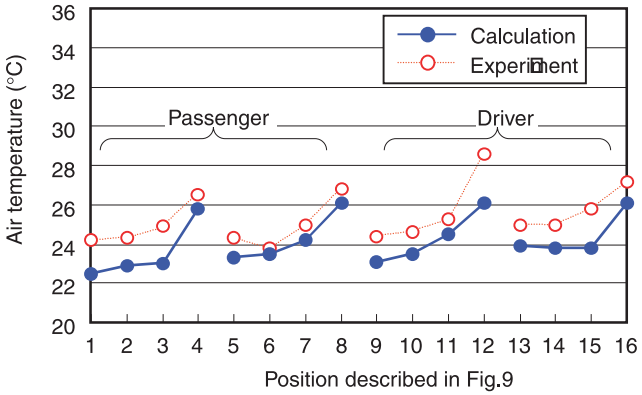


Fig.18　Case4: Air temperature distribution (Cooling, Fresh air mode, Without solar radiation)

ケース５の外気導入ヒータモードでの空気温度分布をFig.19に示す．足元に吹出し口があるため，上下の温度差がクーラモードよりも大きい．腰部(位置２，14)の計算値が実験値よりも小さい．この部位の温度を正確に予測するためにはフロントシート形状とドアライニング形状を詳細にモデル化し，空気流路を再現する必要があると考えられ，現モデルでは限界がある．しかしこのケースも人体の不感範囲から求めた目標の精度と照合した結果，許容範囲内にあることが分かった．

温度ケース６の外気導入バイレベルモードの空気温度分布をFig.20に示す．上下温度差は小さいが，ヒータモードと同様に足元(位置４，８，12，16)の温度が高い傾向があ

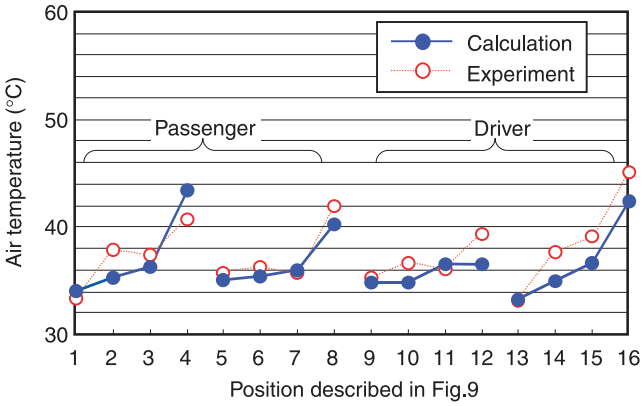


Fig.19 Case5: Air temperature distribution (Heating, fresh air mode, Without solar radiation)

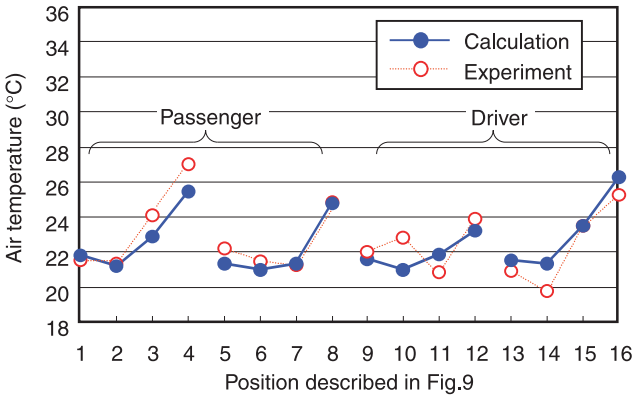


Fig.20 Case6: Air temperature distribution (Bi-level, Fresh air mode, Without solar radiation)

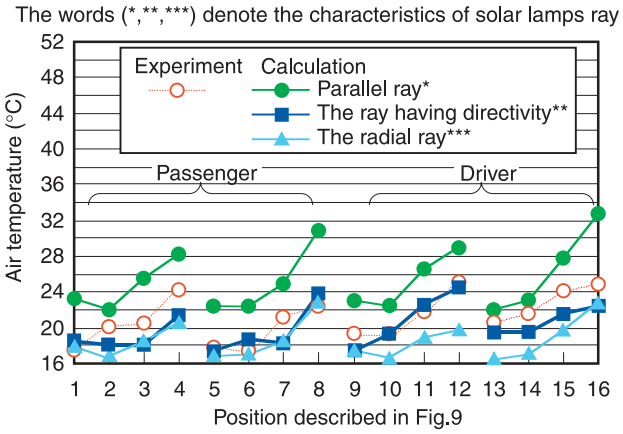


Fig.21 Case7: Air temperature distribution (Cooling, Recirculate mode, With solar radiation)

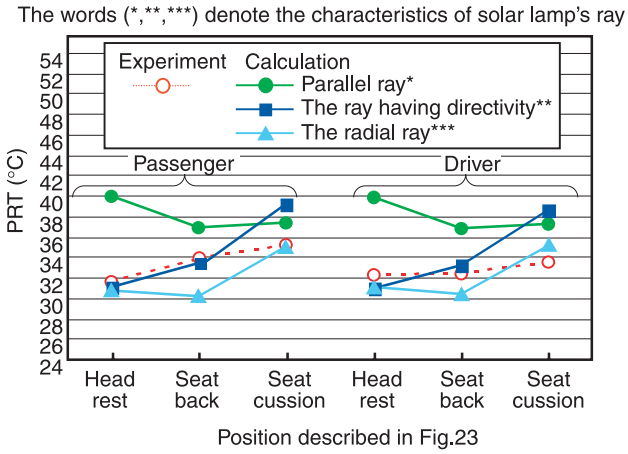
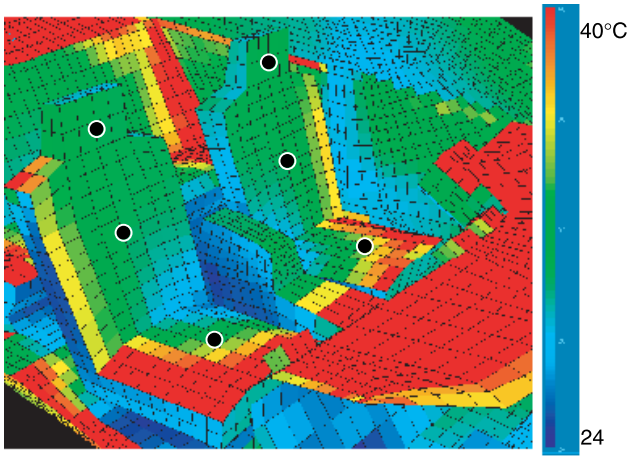


Fig.22 Case7: Plane radiant temperature distribution (Cooling, recirculate mode, With solar radiation)

る．バイレベルモードでは内外気の温度差が他のモードの場合と比較して小さいので，車体構造部材の詳細による影響が少なく実験値に一致しやすい．実際，計算値はほぼ実験値を再現している．

９．３．人工日射条件

ケース７のシャシダイナモ実験室日射条件における内気循環クーラモードでの空気温度分布を Fig.21**に示す．傾向としては日射無しの場合と変わらない．**Fig.22**に前席シート上での面放射温度を示した．実験室日射ランプの指向性を考慮しない，平行光の照射および放射状に等方照射される場合の計算結果も合わせて示した．ランプの指向性を考慮した計算でないと精度が得られないことが分かる．面放射温度の計算精度としては膝(位置７)で実測値と最大 3.7 度の差がある．しかし肩部の人体不感範囲が６度であるように，各部位の計算値は目標精度内に収まっている．**Fig.23**に面放射温度の色分布を示す．屋外日射の場合(図示されていない)に比べ，高温部分がシート中ほどまで及び，境界がぼやけている．これは光源の分布とランプ指向性が屋外日**



The symbol ● denotes measuring point of plane radiant temperature

Fig.23 Plane radiant temperature distribution

射を模擬できていないことに起因している．

最後にケース３，４，５および７について，運転席中心線上断面での空気温度分布の比較をFig.24に示す．同図から内気循環に対し外気導入では後席に冷房風が届きやすいこと，日射がある場合は後席に冷風が到達する前に温度が上がってしまうこと，ヒータモードではリアヒータダクトの温風が上部へ上昇する前に冷やされてしまうことなどが読み取れる．

10．まとめ

低温から高温までの室外環境と各エアコン条件に対し，自動車の室内温熱環境を，目標精度を確保して予測すること，およびそれをできるだけ簡素化することを目標に数値シミュレーション手法を開発した．

さまざまな空調条件ならびに外界気象条件の下でのCFD・２波長域放射(日射，長波長放射)連成による解析に基づいて，温熱環境を予測する手法を用い，

・人体の各部位ごとに官能申告実験により目標精度を決定した．
・解析用車体モデルの作成と境界条件を与える手法としてインストルメントパネル内通気とすきまにおける漏気のモデル化，および人工日射ランプの指向性の計算を行なった．

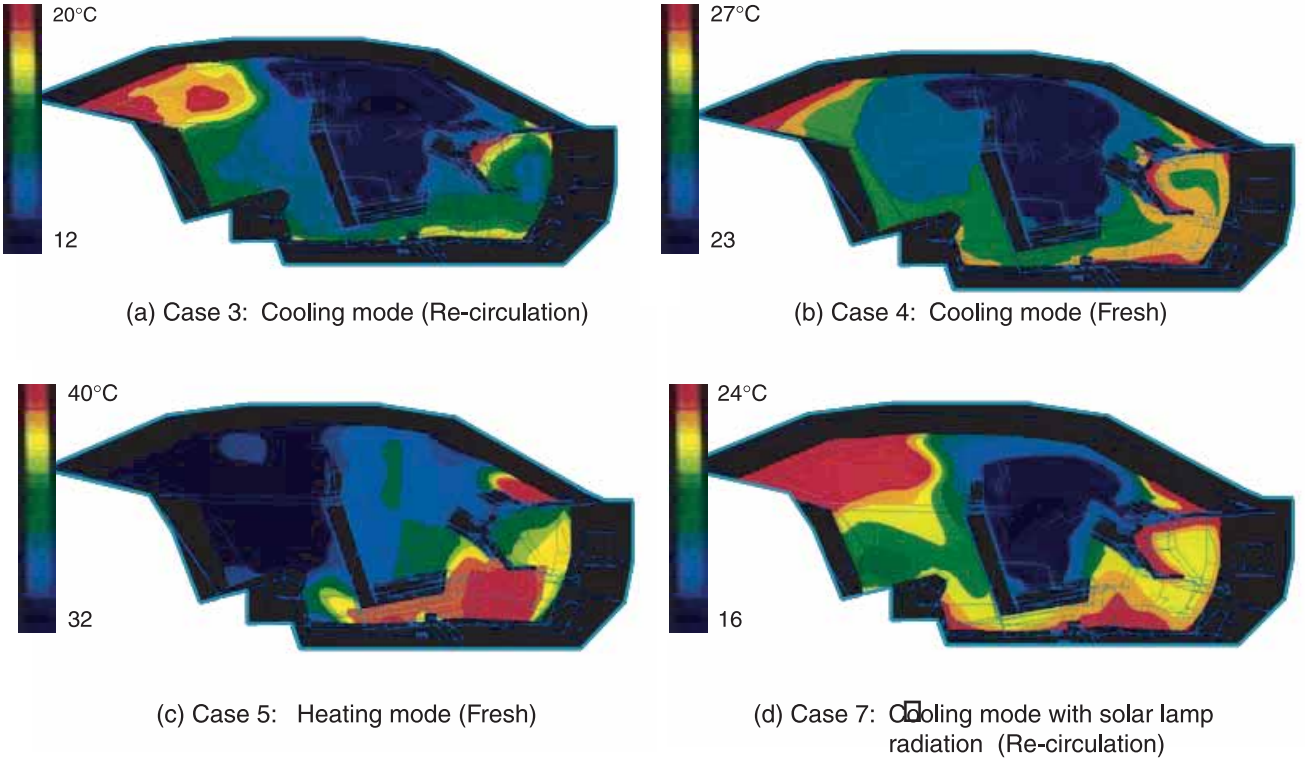
上記を適用する解析のケースとして，低温から高温までの各エアコン条件について，シミュレーション計算と実験を比較した．計算結果は実験結果をよく再現しており，本手法が有効であることが分かった．

謝　辞

本研究を遂行するにあたり，協力をいただいた旭硝子(株)中央研究所共通基盤センター関係者の皆様に感謝いたします．

参考文献

１）清水信吾ほか：車室冷房熱負荷の解析とその低減法についての一考察，トヨタ技術，Vol.31，No.1，p.95-104 (1981)
２）角田隆ほか：1BOX車室内の暖房性能解析，自動車技術会学術講演会前刷集，No.33-99, p.5-8 (1999)
３）浅野秀夫ほか：自動車室内環境の日射シミュレーション，自動車技術，9833926, p.58-64
４）尾関義一ほか：放射・対流連成解析のための複雑な内部形状，大規模メッシュに対応する日射熱取得計算手法に関する研究，空気調和・衛生工学会論文集，No.66, p.1-11 (1997)



(a) Case 3: Cooling mode (Re-circulation)

(b) Case 4: Cooling mode (Fresh)

(c) Case 5: Heating mode (Fresh)

(d) Case 7: Cooling mode with solar lamp radiation (Re-circulation)

Temperature scale is different in each case

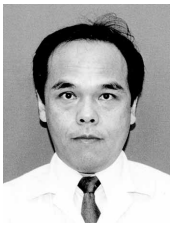
Fig.24　Air temperature distribution on cross section at the center of driver seat (Calculation results)

5）尾関義一ほか：複雑な内部形状を有する大規模メッシュ対応型放射伝熱計算手法に関する研究，空気調和・衛生工学会論文集，No.62, p.101-110 (1996)
6）尾関義一ほか：実験用実大アトリウム内の熱伝達・気流性状に関するCFD解析(第１報)－CFD・２波長放射連成シミュレーションにおけるサッシュのモデリング，空気調和・衛生工学会論文集，No.68, p.65-75 (1998)
7）尾関義一ほか：実験用実大アトリウム内の熱伝達・気流性状に関するCFD解析(第２報)－シミュレーション条件の単純化が予測結果に与える影響，空気調和・衛生工学会論文集，No.69, p.85-95 (1998)
8）斎藤恒洋ほか：アトリウム内の温熱環境解析(その１～５)，日本建築学会大会学術講演梗概集，p.521-530 (1991)
9）平松徹也ほか：実験用実大アトリウム内の温熱環境解析（その１），日本建築学会計画系論文集，No.498, p37-44 (1997)
10）村上周三ほか：対流場､放射場の連成シミュレーションによる冷房室内の温熱環境解析，空気調和・衛生工学会論文集，No.57, p.105-115 (1995)

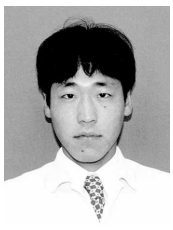
■著　者■



藤田明浩



金丸純一



中川　洋



尾関義一

実走行を台上にシミュレーションしたサスペンションブッシュ耐久性評価法

Durability Evaluation Method on Suspension Bushing
by Simulating Actual Vehicle Suspension Behavior to Test Rig

宮本康生*　Yasuo MIYAMOTO
川崎聡志*　Satoshi KAWASAKI
山本敏文**　Toshifumi YAMAMOTO
安保剛将***　Takayuki ANBO

要　旨

サスペンションブッシュの耐久性を台上試験で精度よく評価する手法を開発した．実走耐久試験でのサスペンションへの複合入力を，非正方マトリクスを使った制御により３軸油圧加振機でサスペンションアッセンブリに負荷し，ブッシュのダメージについて多次元の頻度解析と評価を行った．これよりサスペンションブッシュに求められる耐久性を，長時間の実走試験を要せず，それと同等の精度で短い期間で評価する事が可能となった．

ABSTRACT

The developed process accurately determines the durability of suspension bushing by rig test. The multi axial forces, which will be loaded to suspension during vehicle endurance test, are applied to the suspension assembly to be tested, using the hydraulic three-axis road simulator controlled with non-square matrix. The damages of bushing are analyzed with the multi-dimension histogram and evaluated. It is possible to evaluate the durability of suspension bushing in shorter time with the accuracy equal to that being gotten in long term vehicle test.

１．まえがき

サスペンションに使われるゴムブッシュは操縦安定性，乗心地に直接影響する部品であり，その特性を実車の商品性目標に合致するようにチューニングする事は重要である．しかしブッシュの特性と耐久性は相反する関係にある事が多く，相互の機能を満足させるには多くの試行錯誤が必要であった．

また従来の単体耐久評価は，実走耐久試験の再現を目標として試験条件を設定するが，Fig.1のようにサスペンションブッシュ単体に正弦波入力を一方向に荷重を加える試験で行っているため，サスペンションがストロークする際のジオメトリ変化による影響や実走時のタイヤホイールセンタに６分力(Fig.2)によって発生するブッシュの複雑な入力負荷(Fig.3)を再現する事ができない．そのため実走耐久試験と相関の高い単体耐久試験を実施する事は困難であった．

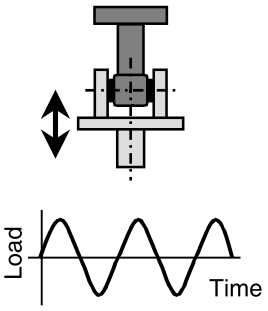


Fig.1　Bush rig test

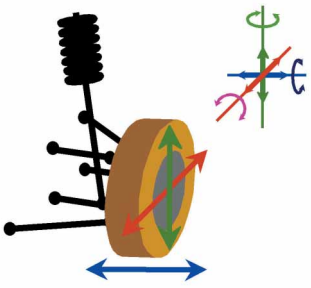


Fig.2　Three prime forces at wheel center

＊　栃木研究所
＊＊　本田技研工業(株)(山下ゴム(株)へ派遣)
＊＊＊山下ゴム(株)

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_2_14

一方，完成車の走行耐久試験を台上において再現するシミュレーション耐久装置が，４柱加振機(Fig.4)や多軸加振機(Fig.5)など油圧アクチュエータを用いて実用化され，自動車産業においては，主に車両メーカが導入してきた．前者はタイヤを介して荷重を加えるのに対し，後者はダミーホイールを用いて直接スピンドルセンタに入力する．実車の車体の評価には４柱加振機が，またサスペンションと車体の取り付け部の評価には上記の３方向の多軸荷重試験が多く使われてきた．しかし，これらの台上耐久試験機はサスペンションブッシュの耐久評価には使用されなかった．

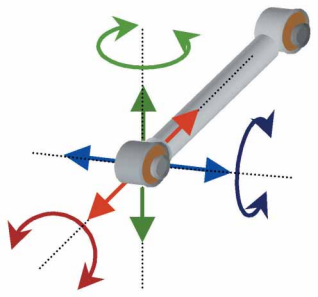


Fig.3 Share force at bush



Fig.4 4 Poster system



Fig.5 16channel road simulator system

このようなブッシュ耐久性評価手法の問題点に対し，単体では再現困難なジオメトリ変化にはサスペンションアッセンブリ単位で負荷試験することで対応し，接地点３軸入力負荷には，コンピュータ制御の３軸油圧試験機を用いる事で対応した．これにより実走と同様の複数の荷重負荷と時間履歴を再現させ，実走時と等価なサスペンションブッシュへのダメージ与え，サスペンションブッシュの耐久性評価に適した試験条件を構築した．加えて複合荷重負荷が入る場合のダメージ評価法を改良し，耐久寿命の評価精度を向上した．この技術により，多様なサスペンション形式のブッシュについて耐久性を台上で精度良く評価することが可能となり，新しいサスペンションの開発に適用したので報告する．

２．台上耐久試験機の概要

再現の目標とする実車耐久テストは何か月もの長時間を要する試験であり，時間短縮のため，路面の凹凸が比較的大きな悪路を走行する．走行路面が非舗装路で路面の摩擦係数が低く，加減速の少ない，定速走行を組み合わせたモード走行をするため，スピンドルの上下・前後方向とタイヤ接地点左右方向の三つの荷重がサスペンションへの主要な入力となる．

Fig.6に今回使用した油圧耐久試験機の外観を示す．油圧アクチェータはFig.7に示すように上下，左右，前後のロッドを介してダミーホイールに３方向の荷重を負荷する．前後力は，Fig.8に示すように，もう一つのロッドを結合することでタイヤ回転方向の自由度を設定できる．今回はロッドを追加し，タイヤ回転の自由度を与えて使用した．これにより前後方向のアクチュエータの荷重はスピンドル部での前後軸方向の入力となる．逆にロッドを外し，サスペンションにタイヤ回転の拘束を加えると，車軸まわりのモーメント荷重を負荷することができる．ダミーホールとサスペンションの位置関係をFig.9に示す．

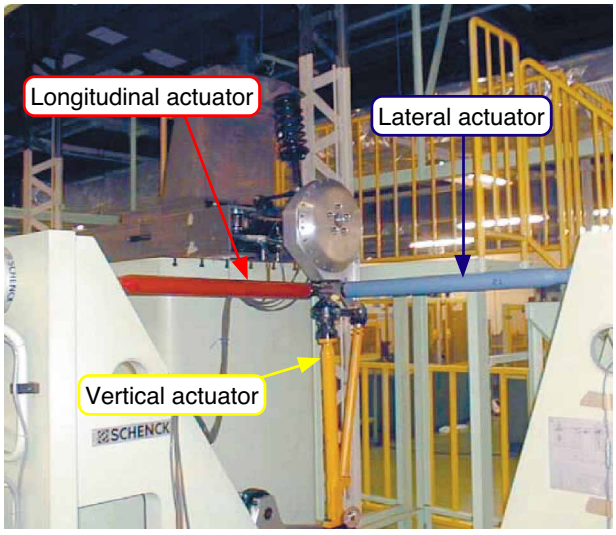


Fig.6 Three axial road simulator

Fig.10に走行時の入力を制御するシステムの概要と信号のフローを示す．システムは解析計算を行うワークステーション部分と信号制御を実行する油圧アクチュエータ部分からなる．車両とサスペンションの荷重応答信号は，構成するサスペンションアームに取り付けられた荷重センサから収集する．実車と台上テストでは同じ部位で荷重測定を行う．各アームの荷重応答信号が目標となる実走行の荷重信号と同じになるようにシステムで解析し，制御する．応答信号の解析と油圧アクチュエータの信号制御は専用のプロセスコントローラーでリアルタイムに処理される．

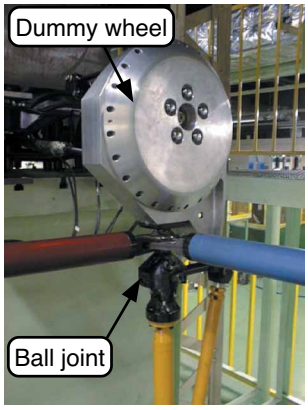


Fig.7　Dummy wheel and joint

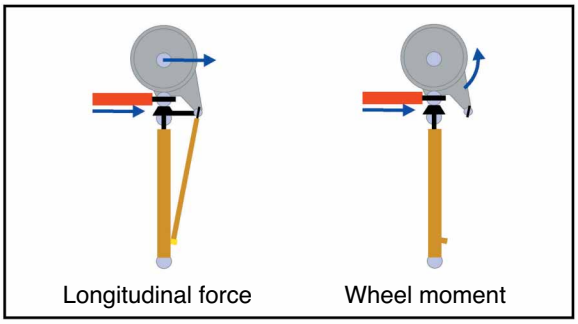


Fig.8　Load control by attachment



Fig.9　Suspension and rig

3．台上耐久試験の概要

3．1．台上耐久試験のプロセス

台上耐久テストのプロセスは下記からなる．

- 荷重センサの取り付けと校正
- 荷重センサの適合性の検証
- 実車走行の入力測定
- 台上での波形再現
- 再現結果の検証
- 台上耐久テスト

3．1．1．センサの取り付けと較正

Fig.11のようにアームにひずみゲージをはり，荷重センサとして用いる． これによりナックルやアームの慣性力による影響を排除し，ブッシュへの入力を直接精度良く計測できる．アームにかかる荷重は，Fig.12のようにアーム単体におけるひずみと軸力の関係から静的に校正した．

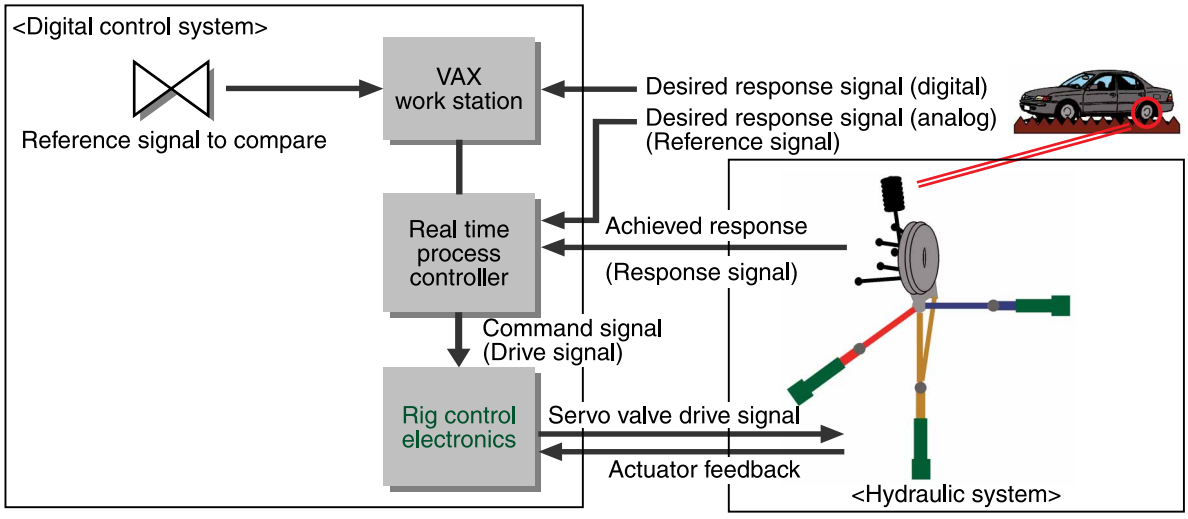


Fig.10　Simulation system

３．１．２．センサの適合性の検証

台上で各軸のアクチュエータからの入力に対するサスペンションアームの応答を測定した．荷重の時系列データを周波数軸データに変換し，伝達関数マトリクスと，コヒーレンス関数マトリクスを得る．検証で用いた５リンク型ダブルウィッシュボーンサスペンションでの各アーム軸力を例に，伝達関数をFig.13に，コヒーレンス関数をFig.14に示す．伝達特性の線形性が高く，コヒーレンス関数マトリクスの各アクチュエータに対する相関性の良いセンサを選択し制御チャンネルとした．

ダブルウィッシュボーンサスペンションのように入力チャンネル数よりセンサの候補となるリンクアームが多い場合は，どのリンクアームをセンサとして用いるかここで十分に検討する必要がある．この例では上下方向は良い特性のセンサが得られたが，左右と前後方向に伝達振幅と相関度の良いセンサが得られなかった．このような場合，複数のセンサを組み合わせる手法や伝達関数に非正方マトリクスを用いる手法も，この伝達特性の性質を解析する事により検討できる．

Fig.13の例では，制御対象の40Hzまで伝達振幅の変化が一定であり，位相の変化も線形的である．また，入力と応答の相関度を現すFig.14のコヒーレンス関数から，対象としている周波数域まで十分な相関度(0.7～0.8以上)を示す事が確認された．

３．１．３．実車での入力測定

荷重センサを付けたサスペンションアームを実車に組み込み，耐久試験路を走行し，目標となる荷重の時系列データ(Reference signal)を収録した．

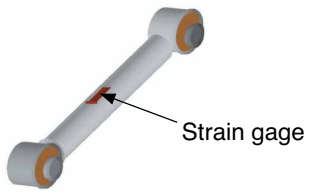


Fig.11 Load sensor

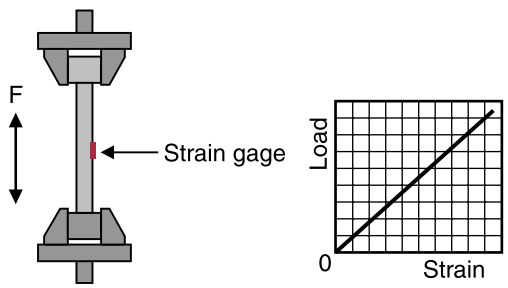


Fig.12 Calibration test

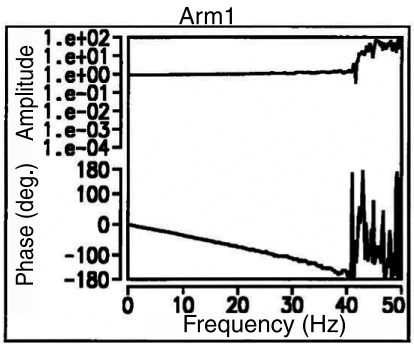


Fig.13 Transfer matrix

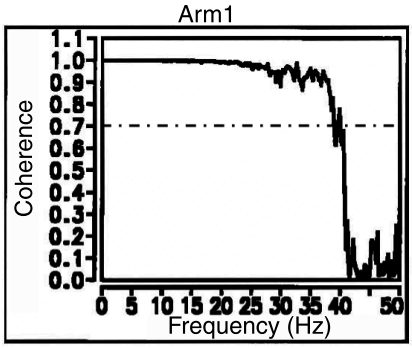


Fig.14 Coherence matrix

３．１．４．台上加振波形の作成

次に実車での入力測定に使用したサスペンションを台上に組み付け，実車の挙動を再現するアクチュエータ制御信号を求める．Fig.15に信号波形作成のプロセスを示す．本試験では，３．１．２で述べたように非正方マトリクスの伝達関数を用いた．誤差修正のイタレーション過程は，正方マトリクスの場合と同じであるが，正方マトリクスの対角項以外のフィードバック成分が過大にならないように伝達関数を同定した．

本テストで用いた装置では３本のアクチュエータを最大８個のセンサ信号を入力として制御することができる．センサの感度検定行った５リンク型ダブルウィッシュボーンサスペンションのシミュレーションの場合には８行×３列の非正方マトリクスを用いた．この逆マトリクスを解くことにより 制御信号を求めた．

３．１．５．再現精度の検証

波形再現性は最大誤差(Fig.16)，二乗平均(RMS)誤差(Fig.17)，重み付け誤差(Fig.18)，周波数誤差，および時系列誤差で評価する．重み付け誤差は最大誤差とRMS誤差から計算で求めた．重み付け誤差から，イタレーションにより複数のサスペンションアームの誤差が収束し，波形再現性が向上したことが分かる．

Fig.19に周波数誤差を示す．油圧加振機で制御できる周波数まで精度よい応答出力が得られている．応答出力の例

として５リンク型ダブルウィッシュボーンサスペンションでの各アーム荷重軸力の波形再現結果をFig.20に示す．実走入力波形と台上再現波形の間に良い相関が得られた．

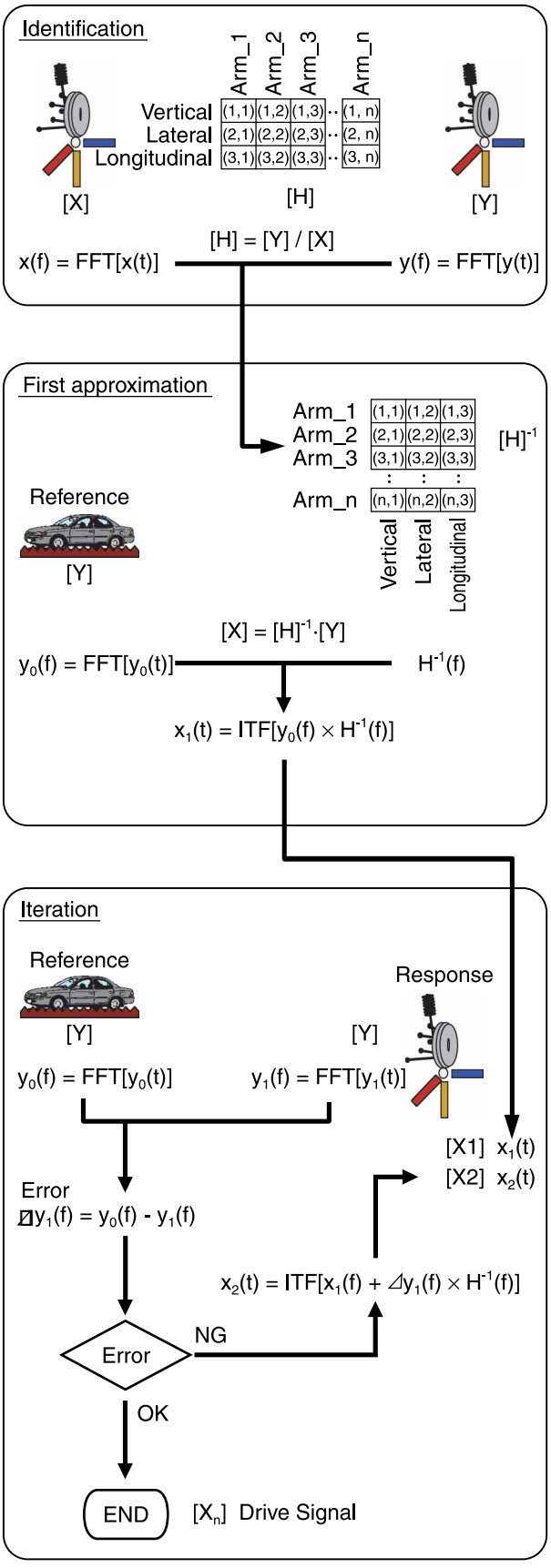


Fig.15　Iteration

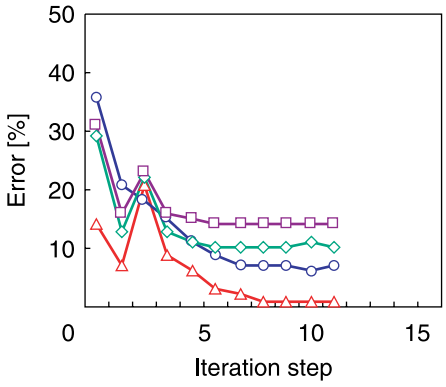


Fig.16　Maximum error

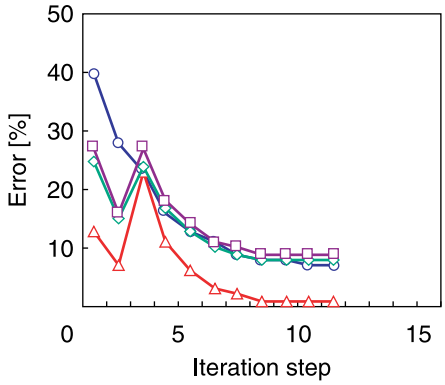


Fig.17　RMS error

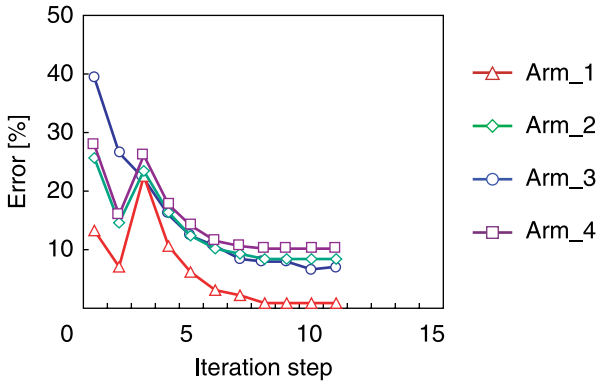


Fig.18　Weighted error

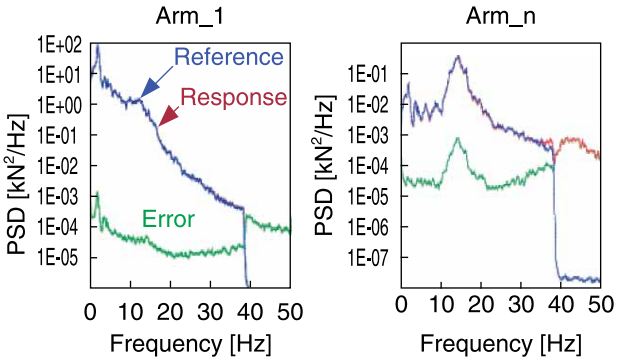


Fig.19　Frequency error

4．ブッシュの疲労ダメージの評価

先に述べたように，実走では6軸の荷重が入るのに対し台上試験では3軸の荷重で行っている点と，試験機の周波数応答特性から，実走でのダメージと台上試験でのダメージの間にはわずかな誤差が生じる．サスペンションブッシュのように精度良く寿命を評価する必要がある場合は，このわずかな誤差もできるだけ小さくしたい．そこで台上試験の時間の補正とダメージ計算手法の改良をおこなった．

4．1．台上試験時間の補正

試験条件と実走試験の疲労ダメージの比較を行った．目標荷重信号(Reference)と台上の再現荷重信号(Response)の頻度解析を行う．サスペンションアームの負荷をFig.21のようにアーム軸力とブッシュ回転方向に分け，両者の頻度解析を行った．ゴムブッシュでは入力負荷によって表面形状が大きく変化し，応力場が入力に対して非常に大きな非線形性を有する事から，表面応力を測定して解析評価する事は困難であるため，評価因子として応力ではなく機能システムとしての耐久性で部品単体を評価する．サスペンションブッシュ単体での耐久テストから，Fig.22のように荷重負荷と回数の疲労強度特性図(S-N線図)を作成し，実走での荷重頻度と比較した．

頻度とS-N線からマイナー則式(1)により実走と台上におけるサスペンションブッシュのダメージをFig.23のように算出した．実車のダメージを1として，台上とのダメージ率を算出し，式(2)より台上耐久の試験時間を算出した．

$$D = \sum_{i=1}^{n} \frac{n_i}{N_i} \qquad (1)$$

D ：累積ダメージ
ni ：頻度
Ni ：破壊繰り返し回数

$$\text{台上耐久時間} = \frac{\text{実車耐久時間}}{\text{ダメージ率}} \qquad (2)$$

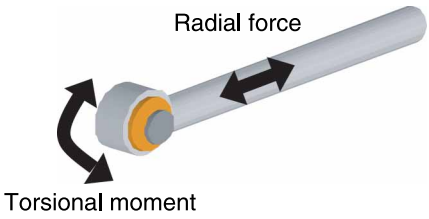


Fig.21 Prime load at bush

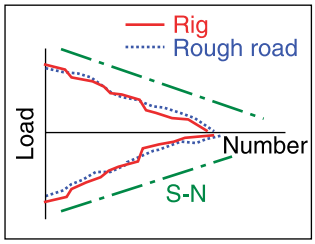


Fig.22 Histogram analysis

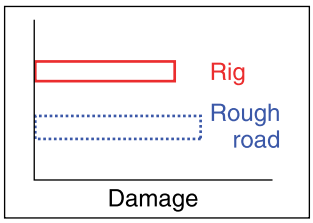


Fig.23 Damage analysis

4．2．複合荷重負荷を考慮したダメージ計算手法の改良

複合荷重負荷による耐久試験を評価するために，耐久性評価の新しい手法として，複合入力のダメージを評価する方法を検討した．

一例として2つの異なる形式のサスペンションを比較する．形式の差異により，実走でのブッシュへの入力負荷形態に特徴があらわれる．トレーリングアーム型ダブルウィッシュボーンサスペンション(Fig.24)と5リンク型ダブルウィッシュボーンサスペンション(Fig.25)のトレーリングアームブッシュへの入力をねじり角と軸力荷重であらわすとFig.26および27のようになる．トレーリングアーム

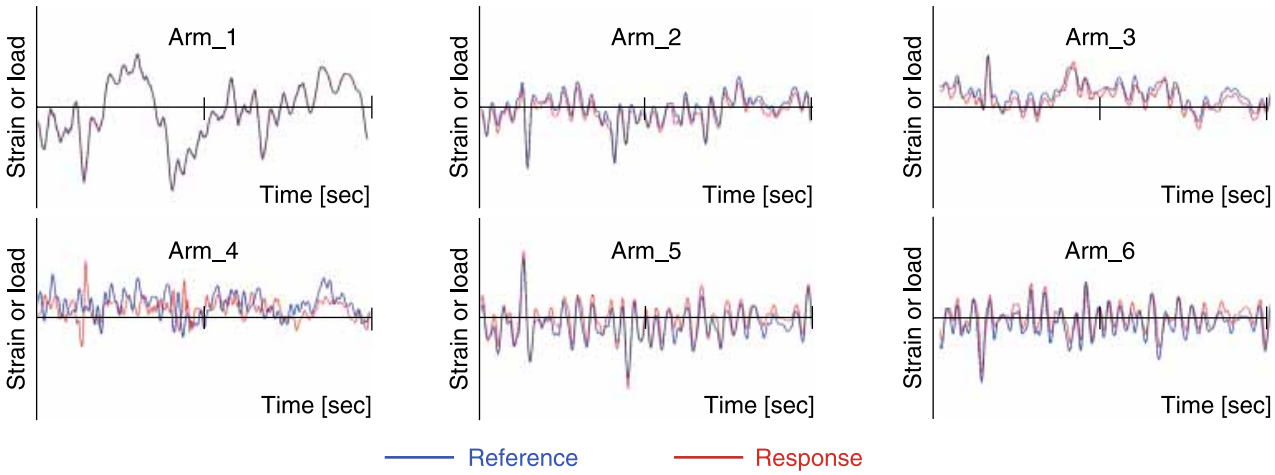


Fig.20 Reference and response signal

型では，ねじり角度と軸力荷重は，線形の相関がみられ，最大角度で最大軸力が発生するのに対し，５リンク型では，最大軸力が特定のねじり角と関係していない．

このようにサスペンション形式によりブッシュに加わる入力の分布の形が異なることは，ねじり角と軸力の相関性を考慮した頻度とダメージ解析が，評価の精度上，重要であることを意味する．サスペンションの形式によらず精度良くダメージを算出するために，ねじり角と軸直荷重の耐久性への影響を考慮した二次元でのダメージ算出が必要となる．得られたねじり角と軸力荷重の二次元頻度から，両者の相関を考慮したダメージを算出するため，ねじり角，軸力，回数の三次元での考察を行う．先ず三次元S-N面を作成する．ねじり角度ごとにFig.28に示すような単体軸力耐久テストを行い，Fig.29のようにねじり角ごとのS-N線を得る．

入力頻度の二次元解析結果の例をFig.30に示す．頻度は等高線で表している．中心部分の紫色の部分は頻度の高い部分を，青色の部分は頻度が低い部分を示している．次にFig.29に示すS-NとFig.30で示す頻度を重ね合わせ，Fig.31に示すように二次元頻度ダメージを算出した．従来手法の一次元頻度のダメージと二次元頻度のダメージの比較をFig.32に示した．一次元解析で相関性を示さない現象も，二次元頻度解析ダメージでは非常によい相関を示した．検証のために行った耐久試験においてもFig.33に示すように同様の相関性を得た．従来手法の一方向の台上試験と一次元頻度解析方法の試験評価から，二次元頻度解析によるダメージ評価方法と多軸油圧加振機による評価へ改良する事により，さらに精度の高い試験評価体系が構築できることが確認された．

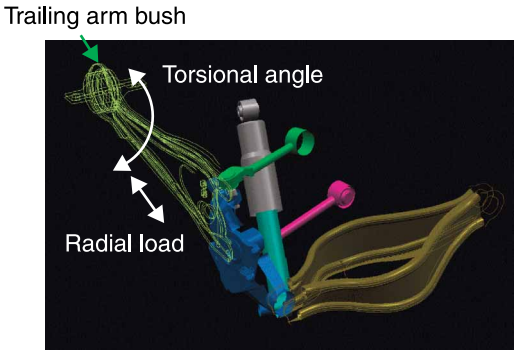


Fig.24　Trailing arm typed double wishbone suspension

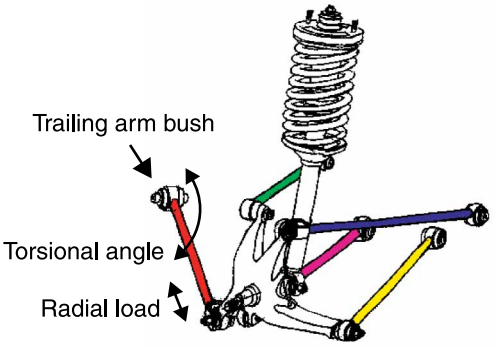


Fig.25　Five links typed double wishbone suspension

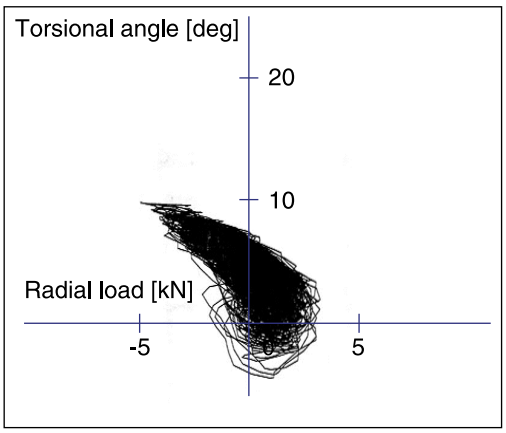


Fig.26　Load locus at trailing arm bush in trailing arm typed double wishbone suspension

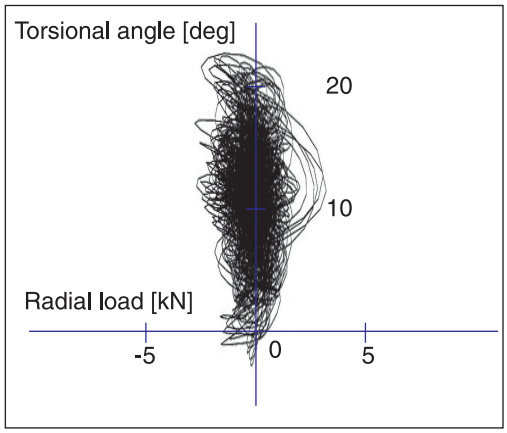


Fig.27　Load locus at trailing arm bush in five links typed double wishbone suspension

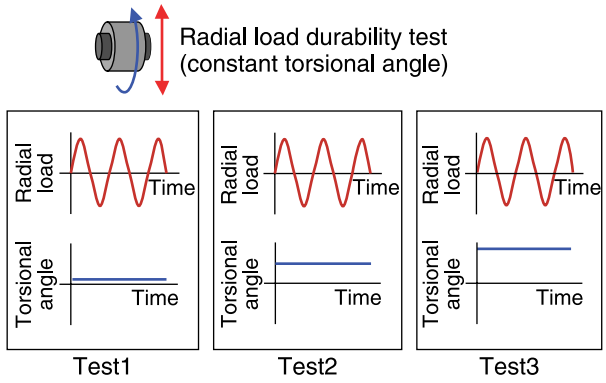


Fig.28　Durability test for S-N surface preparation

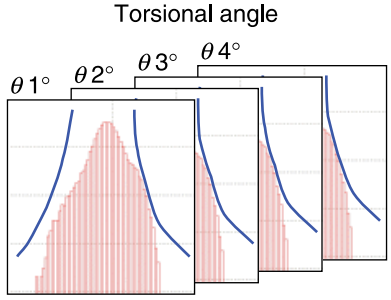


Fig.29　S-N test data of each angle

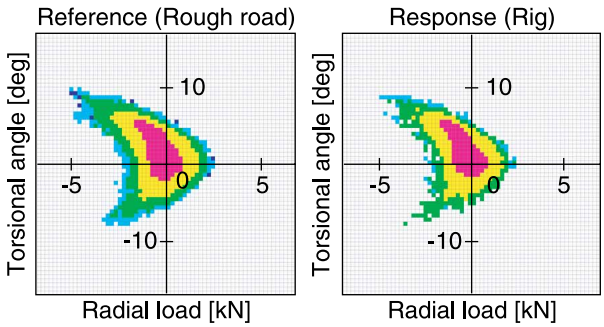


Fig.30 Histogram contour of bush load

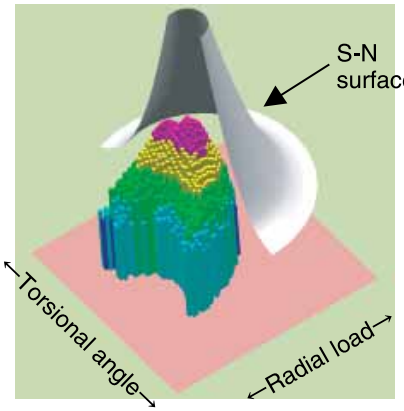


Fig.31 Damage calculation

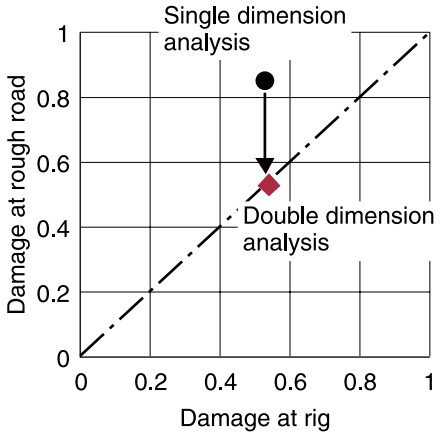


Fig.32 Correlation of damage

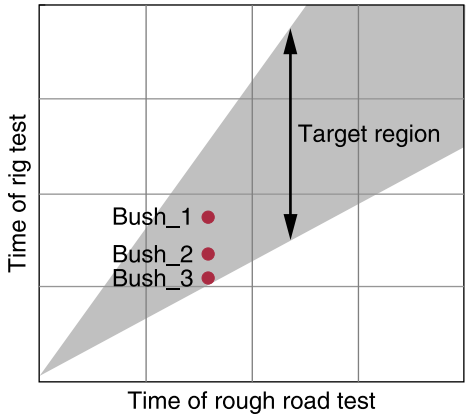


Fig.33 Correlation of time

5．まとめ

本稿では実走耐久試験でのサスペンションへの複合入力負荷を非正方マトリクスを用いた制御により台上で再現し，さらにサスペンションブッシュのダメージについて複合入力を考慮し，多次元での頻度解析と評価を行った．この技術により，多様な形式のサスペンションのブッシュに対して，精度の高い耐久評価ができるようになった．

この新しい台上試験は時間的な自由度と，実走耐久試験と同等の精度をもって行う事ができ，長期間の実走耐久試験に依存せず，サスペンションブッシュに求められる耐久性と特性を高度に両立できる開発が可能となった．

これにより，従来よりも短期間で車の商品性，特に操縦安定性と乗心地の向上をより高い水準で達成する事が可能となった．

6．あとがき

論文を執筆するにあたり，社内外の関係者の方に，貴重かつ有意義なご意見を頂きました．協力して頂いた全ての方々に，文末をお借りして感謝の意を表します．

■著 者■



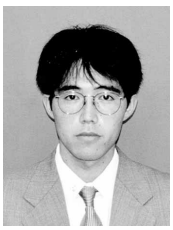
宮本康生



川崎聡志



山本敏文



安保剛将

ICVS「シティパル」に搭載した自動運転システム：隊列回送機能

Autonomous Vehicle Control System of ICVS City Pal: A Platooning System

田 村 和 也* 石 山 真 人*
Kazuya TAMURA Mahito ISHIYAMA
藤 巻 朋* 望 月 和 彦*
Tomo FUJIMAKI Kazuhiko MOCHIZUKI

要 旨

ナビゲーションシステムと車車間通信を用いた車群走行制御システムにレーダセンシングシステムを協調させることで，インフラストラクチャに依存しない車群走行制御システム，すなわち，先頭車自動追従走行システムを確立した．先頭の車両がマニュアル運転で走行した軌跡を，追従車群が自動走行でトレースするものである．車間距離２m，最大連結台数５台，最高速度100km/hの車群走行を達成している．追従制御の精度は，縦方向±0.3m，横方向±0.2mである．

ABSTRACT

A platooning system, in which vehicles follow a lead vehicle without the road infrastructure, by combining radar sensing systems and the platooning system with inter-vehicle communication and navigation system has been developed. It tracks automatically the trace line of a lead vehicle. The maximum of five vehicles including a lead vehicle with the minimum vehicle-to-vehicle distance of 2 meters run at the maximum speed of 100km/h. The accuracy of tracking control was within ±0.3m in the longitudinal direction and ±0.2m in the lateral direction.

１．まえがき

ホンダは1994年にIntelligent Community Vehicle System（ICVS）という新しい形の共同利用システムを提案し，1998年に栃木県茂木町にあるツインリンクもてぎというホンダのモビリティーパークの中で，デモンストレーションと一部運用という形で具現化した．ICVSは４タイプの車両を用いて運用され，この中でシティーパルと呼ばれる小型の電気自動車に自動運転機能が組み込まれた．ここに組み込まれた自動運転機能はインフラストラクチャを用いた自動駐車機能，自動迎車機能と，インフラストラクチャを必要としない隊列回送機能である．

インフラストラクチャを必要としない隊列回送は，先頭のマニュアル走行の車両を，後続の車両が自動走行で追従するもので，先頭車両の走行軌跡を正確にトレースしていくシステムである．この自動追従走行機能は，ナビゲーションシステムと車車間通信システムとレーダセンシングシステムとの協調により達成された．

ここでは，ICVSに搭載したインフラストラクチャを必要としない先頭車自動追従走行システムについて報告する．

２．先頭車自動追従走行システム

インフラストラクチャを用いる自動追従システムでは，道路の車線中央ライン（または，車線区分線）との相対位置や姿勢に基づき車両制御を行っているのに対し，インフラストラクチャを必要としない自動追従システムは，前走車との相対位置や姿勢に基づいて車両制御を行う点が異なっている．インフラストラクチャを必要としない自動追従システムとしての先頭車自動追従走行システムは，国内外のAHSプロジェクトやITS世界会議等で，すでにいくつかの方式が提案されている[1)~4)]．

立花ら[1)]は，先頭車自動追従システムとして，赤外線ランプを先頭車後方に設け，追従車両に設けられたカメラによりその位置を計測し，先頭車に対する追従車の相対位置と姿勢を検出するシステムを報告している．ここで用いられた赤外線ランプとカメラは赤外線を用いた車車間通信を兼ね備えており，先頭車の車速，加速度，操舵角，ブレーキ信号を後続車に伝送する．

Schulzeら[2)]は立花らと同様に先頭車自動追従システムとして赤外線ランプを先頭車両後方に設け，追従車両に搭載

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_2_15

したカメラでその位置を計測し，先頭車に対する追従車の相対位置と姿勢を検出するシステムを報告している．ここで採用した車車間通信は，5.8GHz帯の無線機を用いており，先頭車の操舵角と先頭車と追従車のステータスを相互に伝送する．

いずれも赤外線ランプとカメラによる画像システムと車車間通信を組み合わせたシステムであるが，二つのシステムには，赤外線ランプの設置個数と場所と形状が異なり，さらに，車車間通信方式の違いと通信内容の違いがある．

3．システムの概要

すでに提案されているシステムは，前述のように赤外線ランプとカメラの組み合わせによる画像システムにより前走車に対する自車位置と姿勢を検出している．つまり，3台以上の車群となる場合，追従車は直前の車両に対する位置と姿勢を検出することになる．これは，追従車は前走車に追走するかたちであり，後続の追従車になるにしたがい目標とする先頭車走行軌跡に対するトレースの誤差が増幅され，正確に先頭車走行軌跡をトレースすることが難しくなることが予測される．また，画像システムと車車間通信を用いたシステムでは，小さな旋回半径となる屈曲路などで，道路構造やカメラの視野の制限から，前走車に対する自車の相対位置，姿勢情報が得られなくなる場合があると考えられ，追従走行が不安定となることが推定される．

これに対し，ICVSではナビゲーションシステムと車車間通信，レーダセンシングシステムを組み合わせて，Fig.1に示すような先頭車走行経路に対する自車位置および姿勢の推定を行なうことで，追従車が先頭車の走行した経路を正確にトレースするシステムとした．

画像やレーダなどのセンサでは前走車を認識しにくい旋回半径の小さなカーブや交差点などにおいて，ナビゲーションシステムと車車間通信を用いることは，先頭及び前走車の走行軌跡情報を得ることができ，ロバスト性の高い先頭車自動追従走行システムの構築が可能となる．また，ICVSの隊列回送機能として，先頭車が走行した軌跡を後続車が正確にトレースするという目標に対しても，ナビゲーションシステムの応用が有効である．

システム構成は，前述の２例が赤外線ランプとカメラによる画像システムを用いたことに対し，ICVSではナビゲーションシステムとレーダセンシングシステムを用いた点が異なっている．ICVSの車車間通信で送受されるデータは車速，加速度，操舵角，前走車位置や前走車座標系の補正量，先頭車位置などである．使用する無線の周波数は，2.4GHz帯である．

システムの構成を前述の２例と比較すると，Fig.2のようになる．この中で，システムの違いが明確に現れているところはセンシング部と車両状態量推定部である．本論文中では，この二つの部分について述べる．

4．制御アルゴリズム

先頭車自動追従走行システムは先頭車，追従車ともにナビゲーションシステムを用いて各々の車両位置と進行方向を演算している．ナビゲーションシステムにより得られた先頭車の位置と進行方向は，車車間通信を通じて追従車に伝送される．追従車は受信した先頭車位置と先頭車のその位置での車両制御量情報を進行方向情報とともに時系列的に並べ，先頭車軌跡情報を作成する．追従車は，自車の位置と進行方向をこの先頭車軌跡情報と比較することによ

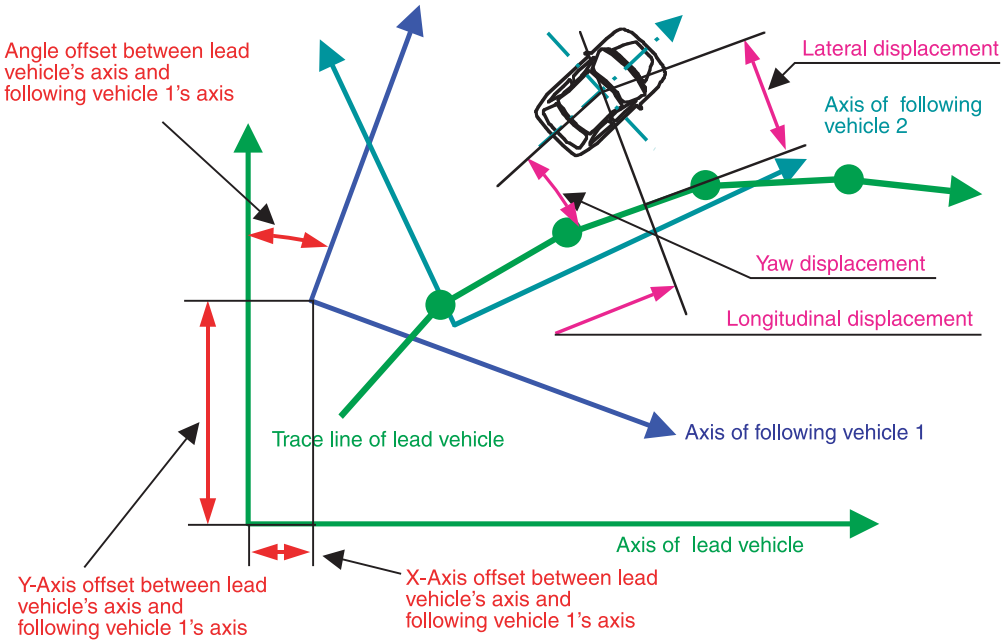


Fig.1 Vehicle displacement

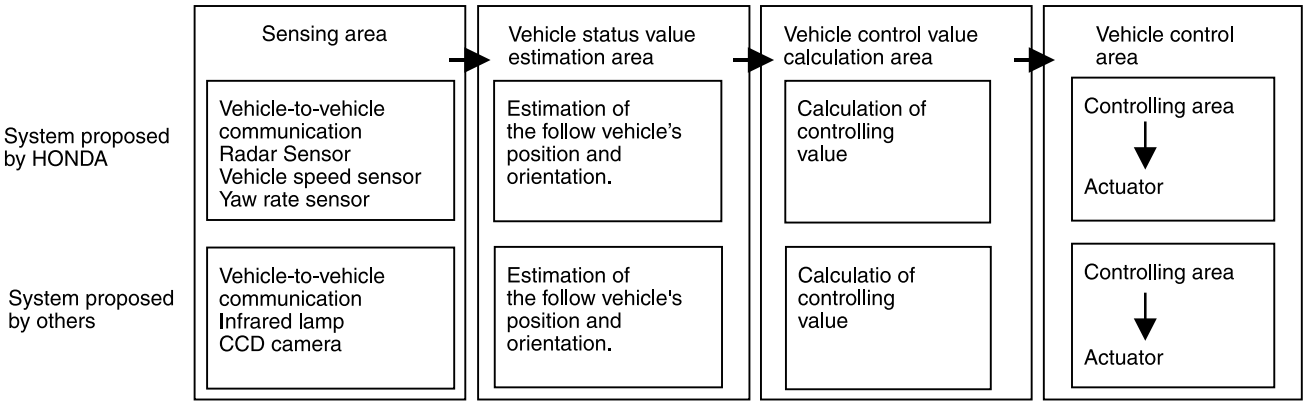


Fig.2　System block diagram

り，目標とする先頭車走行軌跡に対する現在の偏差を推定することが可能となる．

ここで，各々の車両のナビゲーションシステムは独自の座標系に基づいて自車位置計算などが行なわれるため，同一の場所であっても異なった位置座標となることが考えられる．よって，先頭車と追従車の相対的な位置関係を演算し，正確な追従を行うために，車群を形成する車両すべての座標系は，絶対的な座標系もしくは，単一な座標系に統一される必要がある．ICVSに採用したシステムでは，単一座標系として先頭車の座標系を使用した．

また，ICVSの各車両内で用いたナビゲーションシステムは，車速センサとヨーレートセンサからなる慣性航法であり，これは，積分演算を用いているため一般的に時間経過にともなう推定位置誤差が増加することが知られている．この誤差の増加率は，各々の車両により異なることから，追従車は自車座標系を単一座標系へ補正するための初期座標系オフセットのほかに時間経過に伴う誤差成分も補正する必要がある．そこで座標系の誤差を検出し，補正を行なうためのセンサとして，センシング誤差が時間経過に依存しにくいものを選定した．このようなセンサとしてGPSやレーダといったものが上げられるが，今回のシステムの使用条件から，レーザレーダを選定した．

各々の追従車の座標系補正量は，車車間通信を介して得られる前走車位置とレーダにより観測される前走車位置から演算される．

Fig.3は先頭車を含めた３台以上の車群を考えたモデルで，この中で先頭車と追従車の２台だけを考えた場合，座標系の補正は以下のようになる．先頭車座標系に基づく慣性航法装置(ナビゲーションシステム)により演算される先頭車位置(x_{lead}, y_{lead})は，式(1)で与えられる．

$$x_{lead} = x_{lead0} + \int l_{lead} * \cos(\theta_{lead}) dt$$
$$y_{lead} = y_{lead0} + \int l_{lead} * \sin(\theta_{lead}) dt \qquad (1)$$

ここで，(x_{lead0}, y_{lead0})は，先頭車の初期位置である．l_{lead} と θ_{lead}は，先頭車の移動量である．このデータは，車車間

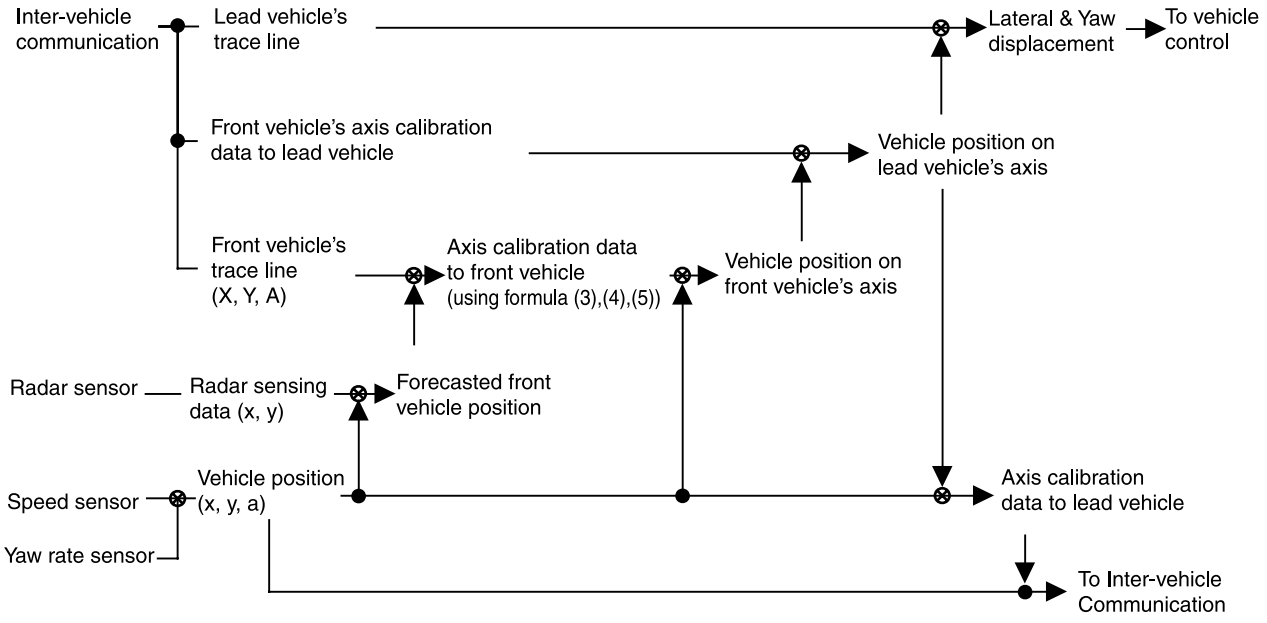


Fig.3　Axis calibration data, lateral displacement and yaw displacement calculation flow

通信を介して追従車に伝えられる．同様に，追従車位置(x_{follow}，y_{follow})は，式(2)で与えられる．

$$x_{follow} = x_{follow0} + \int l_{follow} * \cos(\theta_{follow}) dt$$
$$y_{follow} = y_{follow0} + \int l_{follow} * \sin(\theta_{follow}) dt \quad (2)$$

ここで，($x_{follow0}$，$y_{follow0}$)は，追従車の初期位置である．l_{follow}とθ_{follow}は，追従車の移動量である．

追従車は，自車からのレーダ観測結果により推定される追従車座標系での先頭車位置を演算する．ただし，レーダでは，先頭車の重心位置の座標を直接観測できないため，先頭車後面中心位置($x_{lead\text{-}r}$，$y_{lead\text{-}r}$)を観測する．これは，式(3)で与えられる．

$$x_{lead\text{-}r} = x_{follow} + (ofst\_radar + rx_{follow}) * \cos(\theta_{follow}) - ry_{follow} * \sin(\theta_{follow})$$
$$y_{lead\text{-}r} = y_{follow} + (ofst\_radar + rx_{follow}) * \sin(\theta_{follow}) + ry_{follow} * \cos(\theta_{follow}) \quad (3)$$

また，車車間通信で伝送される先頭車位置は，重心位置である．レーダで観測できる部位と同一化するために車両の諸元情報を用いて，通信により得られる先頭車後面中心位置($x_{lead\text{-}com}$，$y_{lead\text{-}com}$)を求める．これは，式(4)にて与えられる．

$$x_{lead\text{-}com} = x_{lead} - (CarLength - ofst\_radar) * \cos(\theta_{lead})$$
$$y_{lead\text{-}com} = y_{lead} - (CarLength - ofst\_radar) * \sin(\theta_{lead}) \quad (4)$$

ここで，(rx_{follow}，ry_{follow})は，追従車に設けられたレーダと前走車との相対値である．ofst_radarは，車両重心位置からレーダ取り付け位置までのオフセット量である．CarLengthは，車長である．

(3)，(4)式で得られる二つの座標系で表現される先頭車後面中心位置は，基本的に同一であるはずである．つまり，これらの先頭車後面中心位置の偏差が，すなわち，座標形の偏差と考えることができる．この偏差は，回転移動成分の角度偏差$\Delta\theta$と平行移動成分のΔ(x, y)偏差からなり，(5)式で表される．この中にはレーダの検出誤差や車車間通信の伝送遅れによる誤差，慣性航法に起因する誤差なども含まれる．

座標系の偏差は，演算開始時から存在している初期オフセットや車車間通信の伝送遅れによる誤差，慣性航法に起因する誤差などのゆっくりとした速度で変化する誤差とレーダの検出誤差のような早い速度で変化する誤差とに大別できる．今回のセンサフュージョンでは，ゆっくりとした速度で変化する誤差の検出を目的とするため，この２つの座標系によりあらわされる先頭車位置を時系列的に並べ，座標系の角度偏差と平行移動量を検出する．

$$\Delta\theta = k(\theta_{lead\text{-}r} - \theta_{lead\text{-}com}) \quad ; k \text{は定数}$$
$$\theta_{lead\text{-}r} = \arctan((y_{lead\text{-}r} - y'_{lead\text{-}r})/(x_{lead\text{-}r} - x'_{lead\text{-}r}))$$
$$\theta_{lead\text{-}com} = \arctan((y_{lead\text{-}com} - y'_{lead\text{-}com})/(x_{lead\text{-}com} - x'_{lead\text{-}com}))$$
$$\Delta x = fr(x_{lead\text{-}r}, \Delta\theta) - x_{lead\text{-}com}$$
$$\Delta y = fr(y_{lead\text{-}r}, \Delta\theta) - y_{lead\text{-}com} \quad (5)$$

ここで，($x'_{lead\text{-}r}$，$y'_{lead\text{-}r}$)と($x'_{lead\text{-}com}$，$y'_{lead\text{-}com}$)は，それぞれの前回値をあらわすものである．$fr(x_{lead\text{-}r}, \Delta\theta)$と$fr(y_{lead\text{-}r}, \Delta\theta)$は，それぞれ$x_{lead\text{-}r}$と$y_{lead\text{-}r}$を$\Delta\theta$だけ回転補正した座標を表すものである．

追従車は検出した座標系の偏差を用いて自車の座標系を補正する．一致した２つの座標系を用いて先頭車の軌跡をトレースするために，追従車は先頭車の先行した軌跡を走行予定経路(ナビゲーションシステムにおける地図)として見立てることで，自車の位置における，走行すべき方位と存在すべき位置を得られる．

この存在すべき位置と方位と，現在の追従車の位置と方位との偏差が，現時点での車両状態量(縦変位量，横変位量，角度変位量)となる．ここで，追従車の現在位置から最も近い先頭車の軌跡情報を(x_{lead_t}，y_{lead_t}，θ_{lead_t})とし，現在の追従車の位置と方位を($x_{follow\text{-}n\_t}$，$y_{follow\text{-}n\_t}$，$\theta_{follow\text{-}n\_t}$)とすると，現時点での追従車の状態量(先頭車軌跡からの横ずれ量L.E.，先頭車軌跡進行方向との角度ずれ量Y.E.)は，(6)式で表すことができる．

$$L.E. = sqrt((x_{follow\text{-}n\_t} - x_{lead\_t})^2 + (y_{follow\text{-}n\_t} - y_{lead\_t})^2)$$
$$Y.E. = \theta_{follow\text{-}n\_t} - \theta_{lead\_t} \quad (6)$$

さらに，追従車の現在位置から数秒先の位置を先頭車軌跡から抽出し，その位置と方位を制御目標値として用いることで，予測制御を行なうことが可能となる．この制御目標値と(6)式で得られる現時点での追従車の状態量とを制御量演算に用いることで，ICVSでは，追従車の先頭車軌跡のトレース精度が向上できた．

また，補正に用いるレーザレーダの前走車位置検出性能には，限界があり，さらにレーダの検出インターバルも長いために，レーダにより前走車が検出できない時間が発生する．この間では，最新の座標系偏差の補正量を用いて，座標系を補正しつづける．

５．テスト

前述したアルゴリズムを検証できる車両を製作し，追従性能を確認するために実走行テストを行った．

５．１．テスト車両

テスト車両としてFig.4に示すようなステアリング及びアクセル，ブレーキを制御できる小型の電気自動車を開発した．この車両に，慣性航法のために必要な車速センサとヨーレートセンサ，および追従走行に用いる車々間通信機とレーザレーダを搭載した．

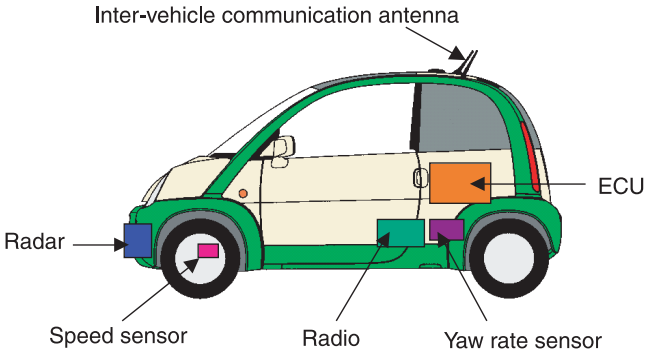


Fig.4　Test vehicle

ここで慣性航法に用いる車速センサは，車両駆動用モータの出力軸に取り付けられ，２cm/pulseの分解能で検出できるものを使用した．また，ヨーレートセンサは，ドリフトレート１deg/hourの光ファイバジャイロを用いた．

車車間通信は直接拡散タイプのスペクトラム拡散方式の無線機で，使用した周波数帯域は，2.4GHzである．通信方式は，ブロードキャスト方式とし，ID割付による通信順序の設定により，５台の車両が相互に通信が行えるようにした．通信周期は，30msec/台で，５台の車群では120msec/loopとなる．

通信データは車両位置，進行方向，速度，加速度などの車両状態量やステアリングの制御量などで，データ量は，先頭車が，42バイト，追従車が62バイトを使用する．これらのデータは，管理情報と合わされて，先頭車48バイト，追従車68バイトのパケットとして，送受される．

レーザレーダは，近赤外線帯域のレーザで，200degの広範囲をスキャンできるものを使用している．このレーダの検出サイクルは，140msec毎で，分解能は，2degとなっている．これを126degの検出範囲に絞って使用した．また，小さい半径の旋回においても安定して前走車をレーダが検出できるように，車両後方バンパ部に５×15cmの再帰性反射テープを１m間隔で２つ配した．これにより，旋回半径4.8mの小旋回においても，安定して前走車を検出することが可能となった．

５．２．テスト方法

テストは，社内テストコースと，栃木県内にあるツインリンクもてぎ内の一般路で行った．テストにあたり，先頭車は，手動運転を行い，追従車は自動運転を行うようにした．車群は，先頭車を含めて，５台で構成し，車間距離４m，速度０～100km/hとした．この時の車群を構成する車両ごとに車両の状態量と走行軌跡を記録した．

５．３．テスト結果

上述の走行モードに基づいて走行した走行軌跡をFig.5に示す．走行軌跡の一部を拡大したものをFig.6に示す．状態量をFig.7，8に示す．走行軌跡のグラフで，先頭車と追従車（１～４番目）の軌跡が重なっていることは，追従車が先頭車の走行ラインを正確にトレースしていることを示している．

テスト結果から，５台の車群は先頭車の走行軌跡上をほぼ正確にトレースしており，当初の目標通り，座標系の偏差を補正し，安定して追従できることが確認できた．また，小さい半径の旋回を伴う交差点を模した走行やスラローム走行においても，安定して追従できることが確認できた．Fig.7，8から，追従時の誤差は，前後±30cm，左右±20cm以内に納まることも確認できた．

さらに，連続的に長時間レーダが前走車を検出できない

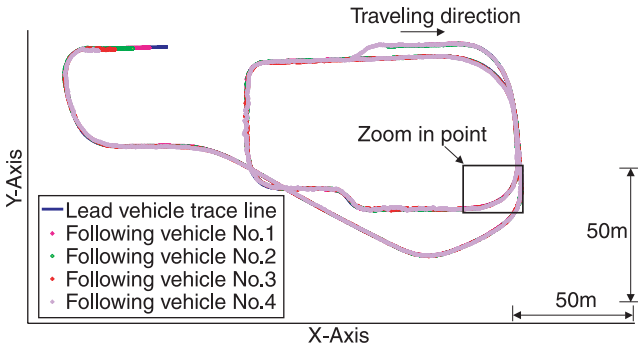


Fig.5　Comparison of trace lines between calibrated trace line of following vehicles and trace line of lead vehicle

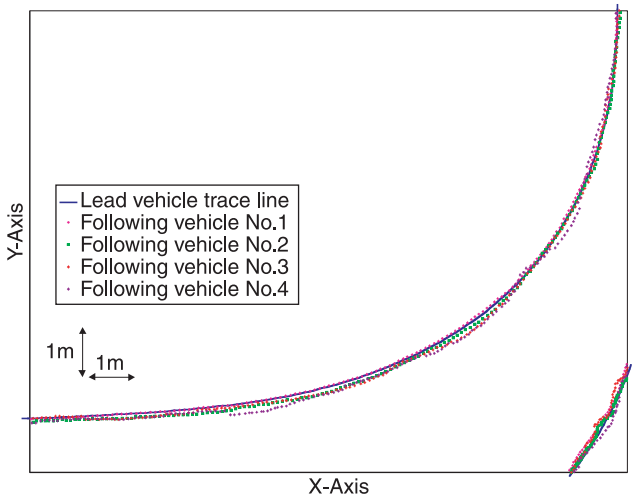


Fig.6　Comparison of trace lines between calibrated trace line of following vehicles and trace line of lead vehicle

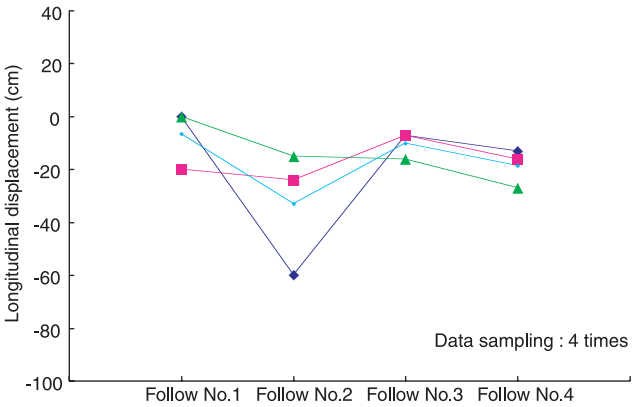


Fig.7 Longitudinal displacement when vehicle to vehicle distance is 4m

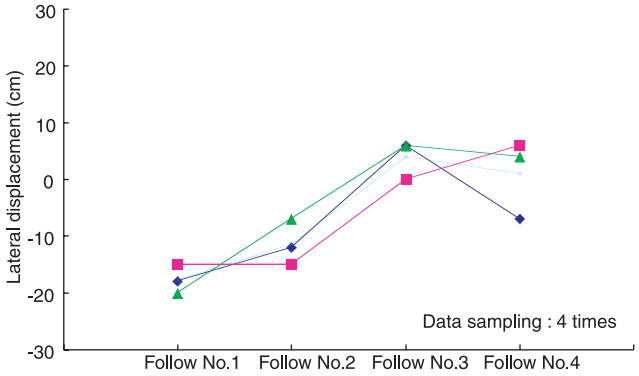


Fig.8 Lateral displacement when vehicle to vehicle distance is 4m

場合には，先頭車軌跡を正確にトレースする自動追従走行ができなくなることが確認できた．この状況下では，レーダにより座標系の補正ができず，使用している慣性航法の性能に依存した追従となるため，慣性航法の性能に応じたフェイルセーフ機能が必要であることも確認した．

以上のことから，ナビゲーションシステムを応用し，検出誤差が経過時間に影響されにくいセンサを座標系の補正として用いた追従車は，先頭車の走行軌跡を正確にトレースすることが可能であることが確認できた．

また，レーダでは，前走車を検出しにくいスラロームやクランクなどにおいても安定して，前走車に追従できることから，レーダや画像を用いたシステムのロバスト性確保のためにも，慣性航法が有効であることも確認できた．

6．結論

ナビゲーションシステム(慣性航法)と車車間通信とレーダセンシングシステムとを協調させた先導車追従自動走行システムを提案し，以下の性能を確認することができた．

- インフラストラクチャに依存することなく，追従車は，先頭車軌跡を正確にトレースすることが可能である．
- 交差点での右左折やスラローム走行のような小旋回を含む走行においても，追従車は，先頭車に追従することが可能である．
- システムのロバスト性向上のために，ナビゲーションシステムを用いることが有効である．

以上のことから，ナビゲーションシステムを応用した車両制御システムは，長い直線路や緩やかなカーブが連続する高速道路への適用が可能であるばかりでなく，屈曲した道路を含めた幅広い走行条件で適用可能であることが示された．

今後は，システムのさらなる信頼性，安定性の向上をめざし研究するとともに，他のセンシングデバイスとの協調によるシステムの性能向上の可能性も研究して行く予定である．

参考文献

1）Mio, M., Tachibana, A. et al.: Platoon System Based on Optical Inter-Vehicle Communication, 2nd ITS WC in Yokohama, 1995

2）Dipl. Ing. Schulze, M.: CHAUFFEUR - THE EUROPEAN WAY TOWARDS AN AUTOMATED HIGHWAY SYSTEM, 4th ITS WC in Berlin, 1997

3）Gehring, O., Fritz, H.: LATERAL CONTROL CONCEPTS FOR TRUCK PLATOONING IN THE CHAUFFEUR PROJECT, 4th ITS WC in Berlin, 1997

4）Borodani, P., Carrea, P., Gortan, L.: Short headway control for trucks on motorways, 4th ITS WC in Berlin, 1997

■著 者■



田村和也



石山真人



藤巻 朋



望月和彦

サイドエアバッグ用
乗員姿勢検知システム(OPDS)の開発

Occupant Position Detection System For Side Airbag System

福井　努*　小代田信洋*　磯永一誠*
Tsutomu FUKUI　Nobuhiro KOYOTA　Kazutomo ISONAGA
上地幸一*　伊能隆*
Koichi KAMIJI　Takashi INO

要　旨

サイドエアバッグによる展開傷害のリスクを回避し，サイドエアバッグ作動時の安全性をより向上させるために，サイドエアバッグ展開エリアへの頭部侵入を検出し，双方向通信によって接続されているエアバッグ制御ユニットに対してサイドエアバッグの作動を禁止する信号を送信し，かつメータ内に設置されたサイドエアバッグ警告灯を点灯させて乗員の着座姿勢が不適切であることを警報する乗員着座姿勢検知システムを開発した．

本システムは，シート表皮下に埋設された複数の静電容量式センサによってシート表面近傍の誘電体の有無を検出し，更に乗員判定アルゴリズムによって着座乗員のサイズとサイドエアバッグ展開エリアへの頭部有無判定を行うもので，内装部品の設計変更が無く，シートの着座フィーリング損なうことなくサイドエアバッグに不適切な乗員姿勢の検出を高い精度で達成することができた．

ABSTRACT

In order to prevent possible injury of an occupant on the passenger seat when the side airbag deploys, we have developed the seating occupant position detecting system. It detects the occupant's head entered into the range of airbag deploying zone. And, if so, it transmits signals to cancel the airbag activation to the airbag control unit, which is connected with the system two way, upon lighting on the side airbag indicator at the meter cluster to alert the occupant being improper seating position. It detects the size of seating occupant and defines if his head enters into the range of side airbag deploying zone using the occupant identification algorithm and some electrostatic capacity type sensors under the covering material of seat which determines the existence of dielectric around the seat surface. Accordingly, it provides highly accurate detection of occupant's seating position inappropriate against the side airbag without any design change of interior items and no affection to the seating feel.

1．まえがき

近年，車両衝突時の乗員保護性能向上の必要性が高まり，シートベルト，フロントエアバッグ等の前面衝突系乗員保護装置の普及，高性能化に加えて，側面衝突時に乗員を保護するサイドエアバッグが適用され始めている．

しかしながら，一方ではエアバッグ展開時の乗員への加害性も指摘され始めている．サイドエアバッグはフロントエアバッグに比べてエアバッグと乗員との間の展開空間が狭く，しかも早い展開が必要なため，インフレータの出力の最適化などのさまざまな取り組みを行っても，乗員の着座位置や姿勢によっては乗員保護性能と加害性低減の両立が困難である．

例えば，助手席乗員が子供でかつサイドエアバッグ搭載側に寝込んだ時は，その頭部位置がちょうどサイドエアバッグの展開エリアに侵入する場合がある．

そこで上記のようなサイドエアバッグによる展開傷害のリスクを回避するために，着座乗員の大きさと着座姿勢を検知するためのシステムが必要になる．

2．システム概要

乗員着座姿勢検知システム(Occupant Position Detection System，以下OPDS)は，助手席シート表皮下に横長に埋設された複数枚の帯状の導電布からなる静電容量式センサによって，シートバック表面近傍の誘電体有無を検出することにより，着座乗員の肩位置から体格を検出

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_2_16

し，さらにシートサポート表面近傍の誘電体有無を検出することによって，着座乗員の頭部がサイドエアバッグの展開エリア付近に存在するか否かを判定する．着座乗員の頭部位置がサイドエアバッグの展開エリア付近にあると判断された場合に，エアバッグ制御ユニットに乗員のステータス情報及び助手席側サイドエアバッグ制御情報を送信すると共に，メーター内に設置されたサイドエアバッグ警告灯を点灯する．以下，システム構成の概要を説明する．

２．１．OPDSの構成

Fig.1にSRS 及び OPDSの全システム構成図を示す．

SRSユニット(センタユニット)は，従来のフロントエアバッグ展開制御に加えて，左右のサイドインパクトセンサとセンタユニットに内蔵された左右の加速度センサの情報を加味した３ポイントセンシングによる総合的なサイドエアバッグ展開制御としている．

OPDSユニットは，SRSセンタユニットとは通信ラインによって乗員検知情報の授受ができるように接続されており，OPDSユニットからのサイドエアバッグ制御情報に基づき，SRSユニットは助手席側サイドエアバッグの作動／非作動を切り替えるように設定されている．

さらに，OPDSユニットは，メータ内に新設されたサイドエアバッグ警告灯により，助手席乗員の着座姿勢がサイドエアバッグにとって不適切な状態であることをドライバに警告する．

２．２．OPDSセンサの検出原理

OPDSの基本的センシング原理は，Fig.2に示すように発振回路によって生成された正弦波をアンテナから出力する際のインピーダンスがアンテナ～大地間の静電容量によって変化することを利用するものである．アンテナ～大地間の静電容量は，誘電体(誘電率：ε)がアンテナ近傍に存在しない場合は空気の誘電率(ε　1)であるが，誘電体が存在する場合は空気の約80倍となる．このインピーダンスの変化によって発振正弦波の振幅が変化するため，正弦波信号→全波整流→平滑化といった電気的信号処理プロセスを経て，直流成分のみの電圧信号に変換することにより，誘電体の有無が判別される．

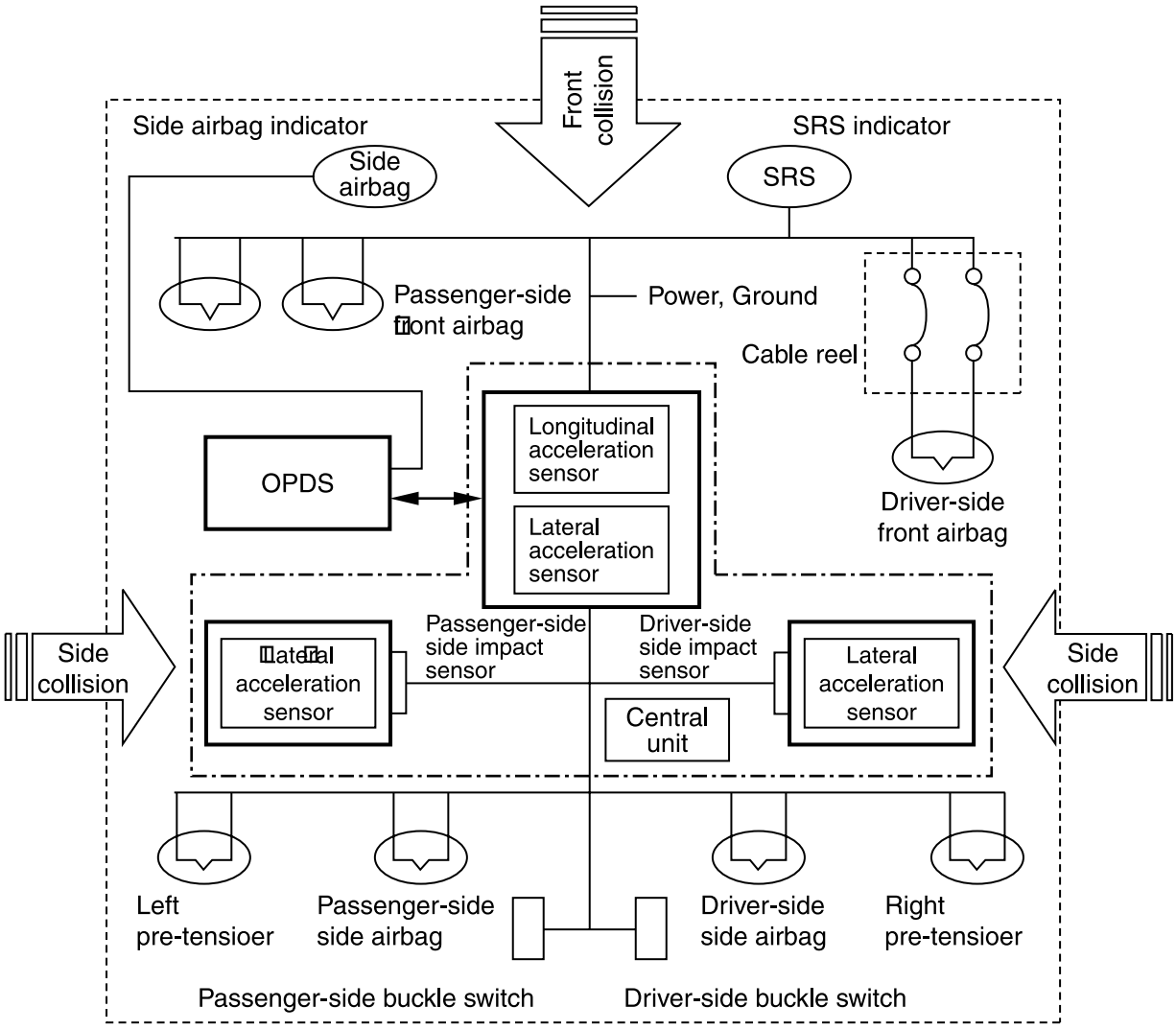


Fig.1　SRS system with side airbag

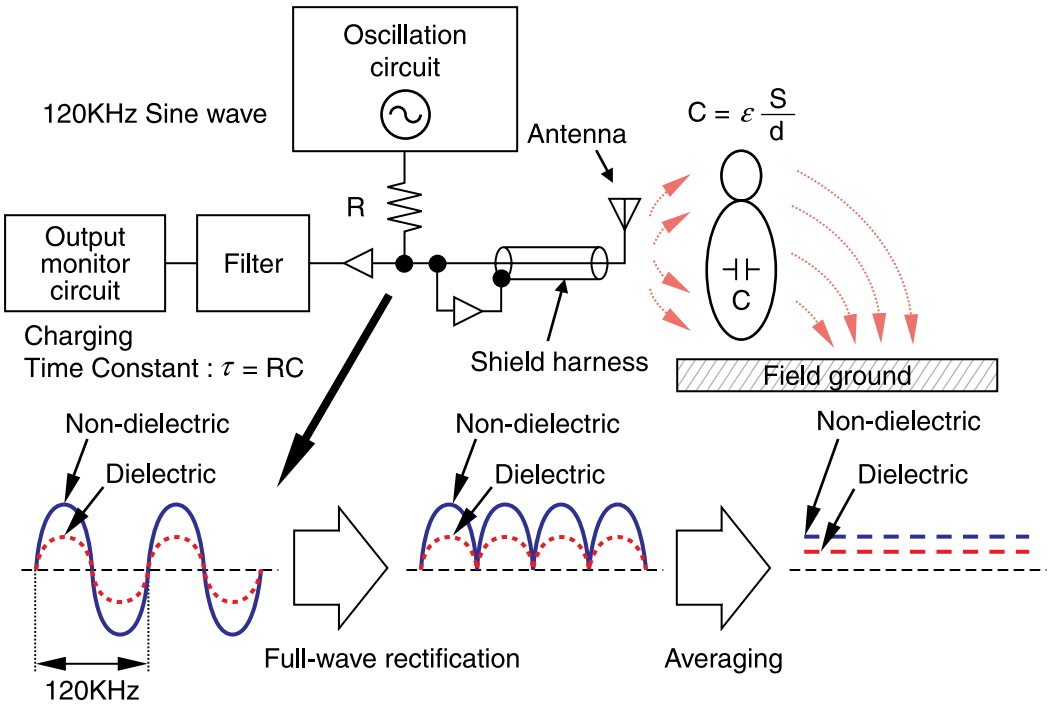


Fig.2　Sensing principle of OPDS

２．３．シートの構造及び構成部品の説明

シート構造図をFig.3に示す．アンテナはシート表皮下のウレタンパッド上にはり付けられている．アンテナはシートバック部に横長に貼付けされた６枚の座高センサと，サイドエアバッグモジュールが搭載されたシートサポート側に縦長にはり付けられた１枚の頭部センサで構成されている．座高センサによって乗員の座高を判断し，頭部センサによって頭部がエアバッグの展開エリアにあるか否かを判別する．アンテナへの検出信号出力及びこれらの乗員姿勢判別は，シートフレームに取付けられたOPDSユニットによって行われており，さらにOPDSユニットは通信ハーネスによってSRSユニットに乗員判定情報を送信する．これらの情報をもとに，例えばFig.4のように子供の頭部がサイドエアバッグ展開エリアにある場合には，サイドエアバッグの作動を停止する．

Fig.5にOPDSユニット基板及びシートパッドコンポーネントの外観を示す．

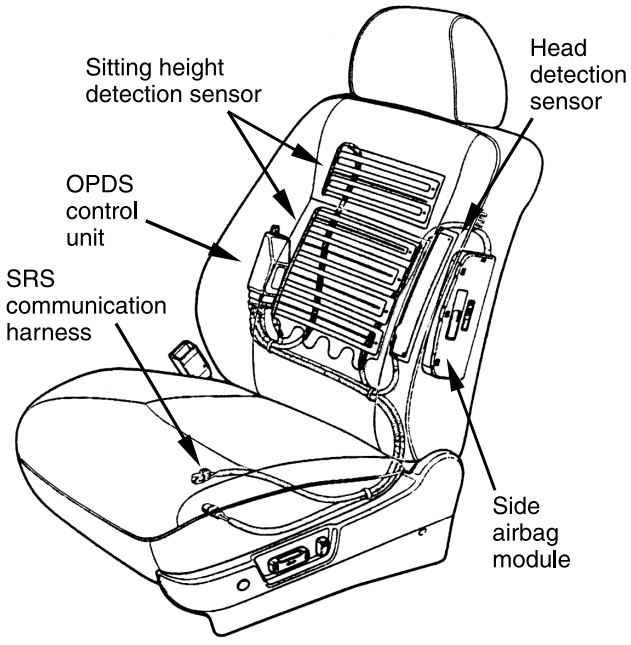


Fig.3　Structure of seat assembly

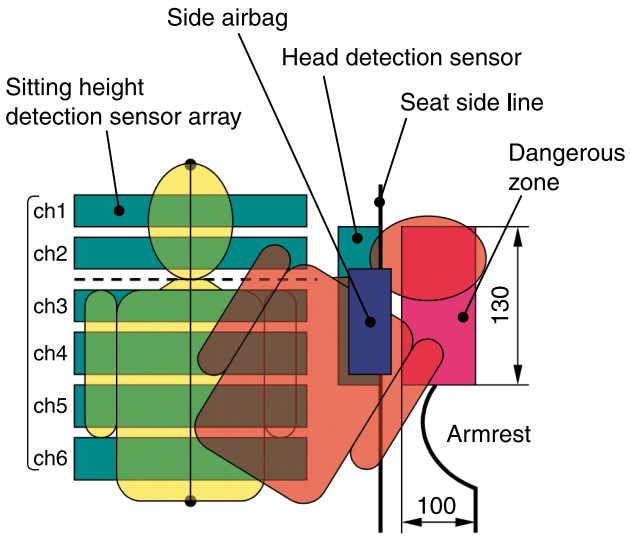


Fig.4　OPDS detection range of passenger position

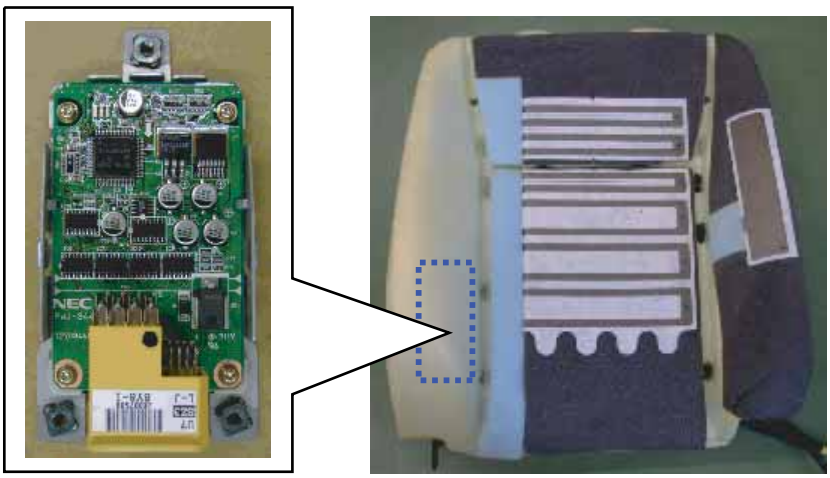


Fig.5 Photograph of OPDS components

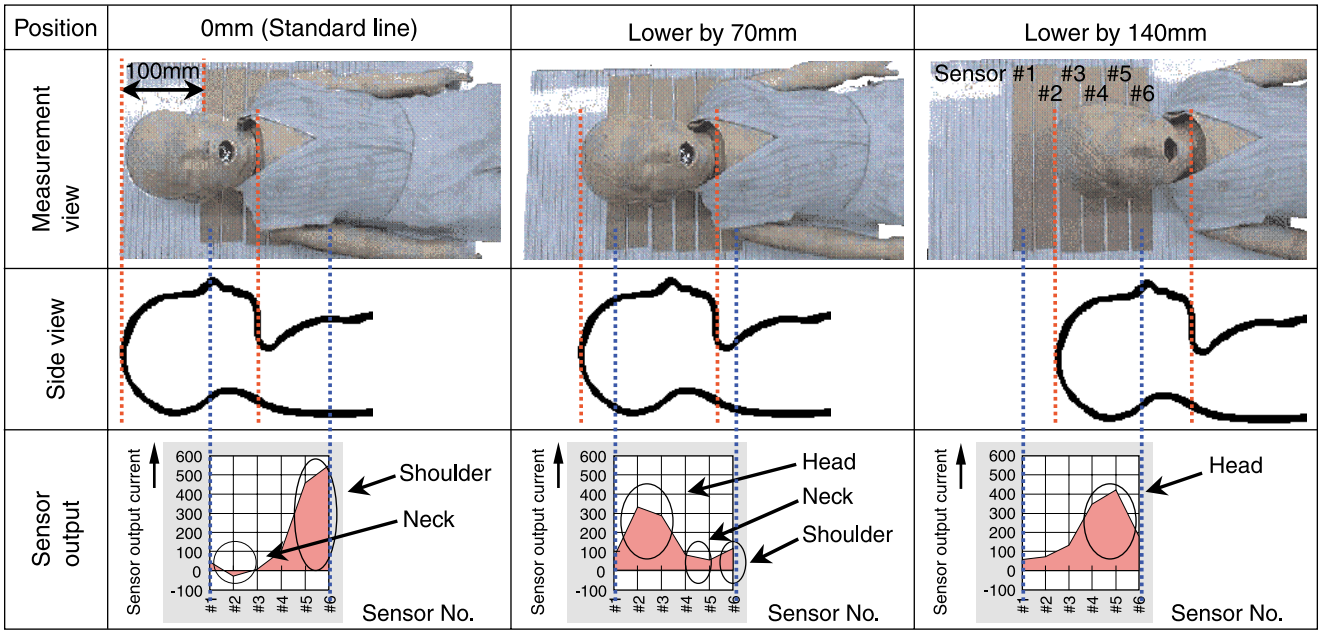


Fig.6 Sensor output characteristic (with dielectric dummy)

3．OPDSの乗員判別原理

2．2項のOPDSセンサの検出原理から，誘電体とセンサとの距離，または誘電体の大きさによってセンサ出力が変化することがわかる．以下に，この変化を利用することによる乗員判定方法について述べる．

3．1．センサの出力特性

誘電体としてダミーを用いた場合のセンサの出力特性は，Fig.6に示すように，センサからの距離が離れているけい部に対して，頭部，肩部のセンサ出力はより大きく，頭部に対して肩部がよりセンサに接する面積が大きいことからセンサ出力がより大きく検出されることがわかる．そこで，センサをダミーの座高方向に対して垂直に設置することにより，頭部から肩部にかけての出力パターンから乗員の頭部位置を推定できる．

3．2．乗員パターンの生成方法

各センサ出力から，乗員パターンを生成する方法について，Fig.7を用いて説明する．乗員がシートに着座した場合は，頭部をシートにもたれ掛ける場合と離す場合が想定されるため，センサの幅およびセンサ間隔を適切に選定することで，けい部のくびれパターンを認識して肩部の位置を判別する．けい部のくびれパターンが検出された場合には，けい部以上の部分に相当するセンサ出力を削除する(これを頭部除去処理という)．

また，大人と小人のサイズの違い，及び乗員の着衣の厚さによりセンサ出力に差が生ずるため，センサ出力を比率に変換してパターン認識を行う手法を採用した．

3．3．乗員パターン判定アルゴリズム

3．2項記載による頭部除去処理を行った後の小人対大人のセンサ出力比率は，着座乗員の座高とセンサ取付け位

置との関係から，Fig.8の①～⑤のように表現することができる．ここで言う小人とは，Fig.4で定義した「サイドエアバッグ展開エリアに頭部が侵入する恐れがある乗員」であり，中人・大人とは「展開エリアに頭部が侵入する恐れのない乗員」を指す．

Fig.8のセンサ出力比率パターンから小人～大人を種々の方法から判別するが，一例として相関判別法を説明する．

３．４．相関判別法による乗員判定

相関判別法とは，大人～小人に区分された基準判別パターンをあらかじめ複数設定し，センシングされた検出乗員パターンとの相関値を算出することにより，より相関の大きい基準パターンの区分をあてはめる方法である．以下に，相関判別法の詳細を説明する．

大人および小人の基準となる相関判別パターン(Fig.8の②：小人判別境界，④：大人判別境界)を採取された乗員データから設定し，さらに各判別境界に対して相関値が大人／小人のどちらにより近いかを判別するための基準相関判別パターン(Fig.8の①：小人，③：中人，⑤：大人)を設定する．下記の相関算出式に基づいてFig.9に示す相関値(cos θ)を算出する．

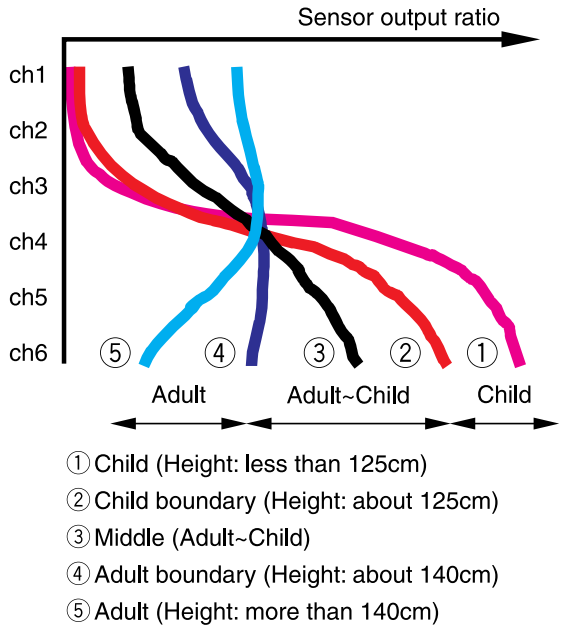


Fig.8　Sensor output pattern

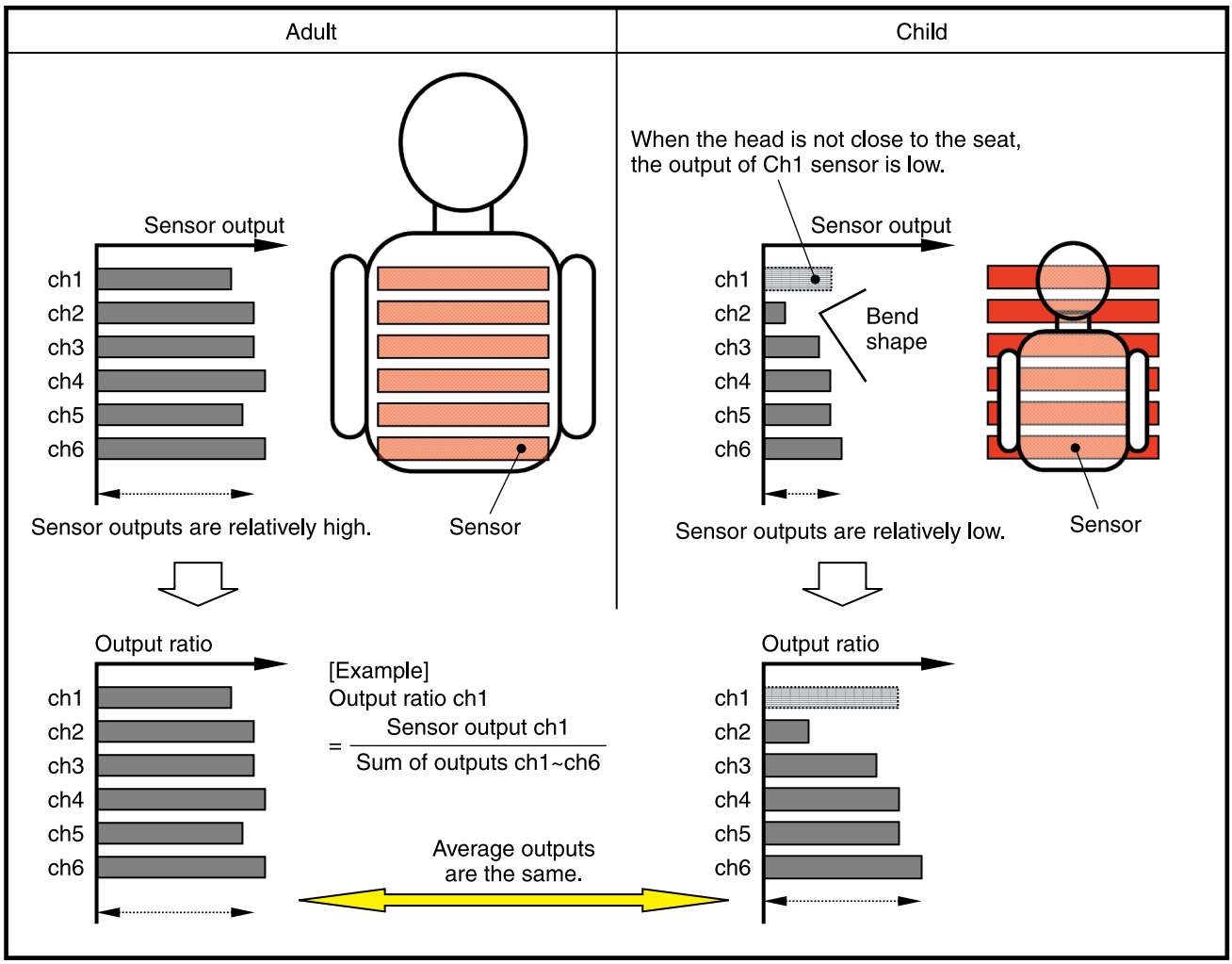
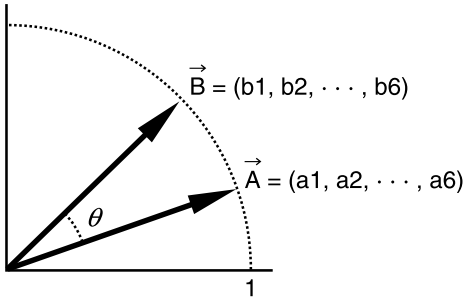


Fig.7　Transaction process of sensor output

$$\cos\theta = \frac{(\vec{A}, \vec{B})}{|\vec{A}| \cdot |\vec{B}|} \quad \frac{a_1b_1 + a_2b_2 + \cdots + a_6b_6}{\sqrt{(a_1^2 + a_2^2 + \cdots + a_6^2)} \cdot \sqrt{(b_1^2 + b_2^2 + \cdots + b_6^2)}}$$

上記の相関演算式から，５個の基準パターンとの相関値を算出し，相関の強い順位から Table 1**のような乗員判定の結果を得る．**

これらの処理方法に基づく乗員判定処理フローは Fig.10 **のようになる．**



$\vec{A}$: Standard judgement pattern at the element of (a1, a2, · · · , a6)

$\vec{B}$: Detected occupant pattern at the element of (b1, b2, · · · , b6)

Each vector element is sensor output pattern of ch1 ~ ch6.

Fig.9 Correlation of $\vec{A}$ and $\vec{B}$

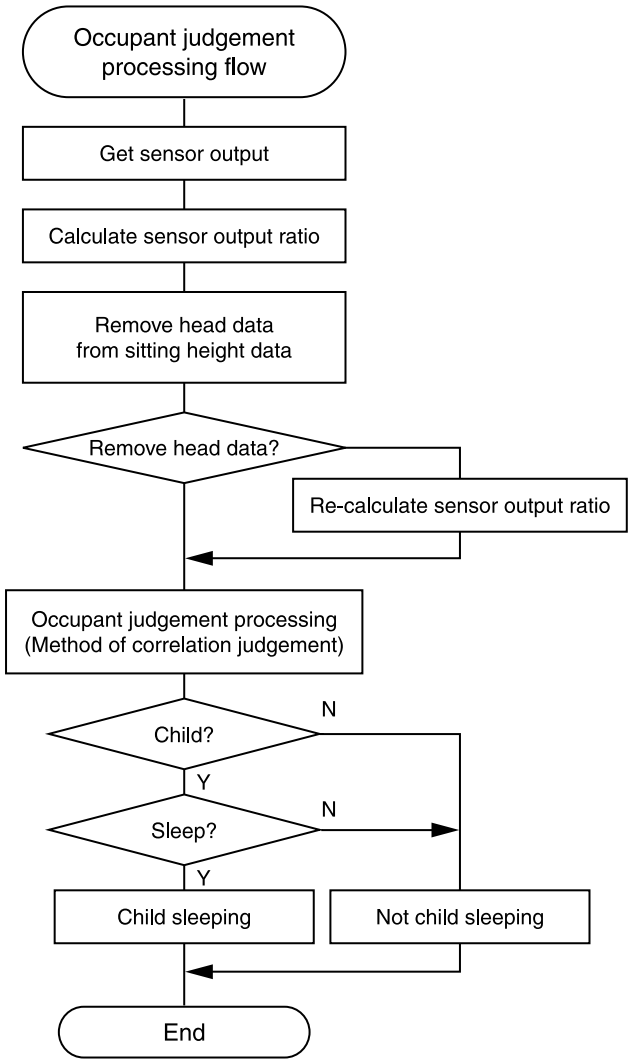


Fig.10 Judgement processing flow

Table 1 Correlation judgement table

Standard pattern					Judgement result
①Child	②Child boundary	③Middle	④Adult boundary	⑤Adult	
1	2	3	4	5	Child
2	**1**	3	4	5	Child
3	**1**	**2**	4	5	Middle
4	2	**1**	3	5	Middle
5	3	**1**	**2**	4	Middle
5	4	**2**	**1**	3	Middle
5	4	3	**1**	**2**	Adult
5	4	3	2	**1**	Adult

4．乗員判別結果

以上に説明したシステム構成及び乗員判別方法に関する検証結果の一例をTable 2にまとめる．同表から，本システムは，サイドエアバッグの展開エリアに侵入した子供の頭部を検出していることがわかる．

また，着衣の影響に対する検証結果をTable 3にまとめる．同表の結果から，センサ出力の比率を用いて乗員判別を行っているため，着衣の材質，厚さの違いがあっても判別に影響しないことがわかる．

Table 2　Judgement results for several occupant size and sitting posture

Sitting posture	Occupant (Height)	Adult① (172cm)	Adult② Small (154cm)	Adult③ Small (149cm)	Child① 9years (134cm)	Child② 7years (123cm)	Child③ 5years (114cm)	Child④ 5years (101cm)
Standard	Requirement	Adult	Adult	Adult	Adult or Middle	Child or Middle	Child	Child
	Result	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
Lightly declining	Requirement	Adult	Adult	Adult	Adult or Middle	Sleeping child	Sleeping child	Sleeping child
	Result	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
Deeply declining	Requirement	Adult	Adult	Adult	Adult or Middle	Sleeping child	Sleeping child	Sleeping child
	Result	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK

Table 3　Verification results for several type of clothes

Occupant	Mode	Requirement	Result
Adult (Large)	Standard	Adult	OK
	Ski wear	Adult	OK
	Down wear	Adult	OK
	Shield wear (※)	Adult	OK
Adult (Small)	Standard	Adult	OK
	Ski wear	Adult	OK
	Down wear	Adult	OK
	Shield wear (※)	Adult	OK
Middle + Down wear	Standard	Adult or middle	OK
	Lightly declining	Adult or middle	OK
	Deeply declining	Adult or middle	OK
Child + Court wear	Standard	Child	OK
	Lightly declining	Sleeping child	OK
	Deeply declining	Sleeping child	OK

(※)　The cloth of the conductivity to defend an electromagnetic wave.

5．まとめ

今回開発したサイドエアバッグ用OPDSは，導電布からなる静電容量式センサをシートに埋め込むという全く新しいシート実装技術と，誘電体容量の検出を効率良く安定して検出する電子回路技術と，導電布をシートバック座面に対して横長に帯状に配置することにより着座乗員のサイズを検出する発想と，これらの複数のセンサ出力から乗員判別をするアルゴリズムの開発が同時にできたことで達成された．

これらの技術によって，サイドエアバッグの展開傷害のリスクを低減するための「サイドエアバッグに不適切な乗員姿勢」の検出が高い精度で達成できた．

今後は，適用機種の拡大に伴うコスト低減，また検知乗員のデータ採取に伴う開発効率向上を推進し，システムの熟成に努力したい．

謝　辞

本サイドエアバッグ用乗員姿勢検知システムの開発にあたり，日本電気(株)，テイ・エステック(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）甚野和則ほか：乗員検知システムの開発，NEC技報，Vol.50, No.2, p.88-92 (1999)

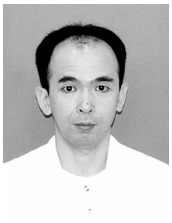
■著　者■



福井　努



上地幸一



小代田信洋



伊能　隆



磯永一誠

ICVS「ステップデッキ」に適用したCAE衝突挙動予測技術

Simulation Technique for Crashworthiness Applied to the ICVS Step Deck

清田　悟*　山崎　健*　関田孝人*
Satoru KIYOTA　Takeshi YAMAZAKI　Takahito SEKITA
藤原清隆*　中村豊一*
Kiyotaka FUJIHARA　Toyokazu NAKAMURA

要　旨

ICVS(Intelligent Community Vehicle System)「ステップデッキ」は，21世紀の新しい都市型交通手段を提案することを目標に開発された車両の中の，一人乗り四輪ハイブリッドコミュータである．小型・軽量でありながら，衝突時の乗員保護性能は，正面および側面衝突ともに国内乗用車の乗員保護基準適合を重点目標のひとつに設定した．

CAEによる衝突挙動予測技術を適用することによって，以下の車両構成を成立させ，目標とした乗員保護性能を達成した．

・衝突エネルギーが吸収可能なクラッシャブルフロントフレーム構成と衝突ストロークの確保
・車体と乗員の連成挙動解析に基づく車体減速特性に優れたアンダフレーム構成
・キャビンのスレッドモデルを用いた解析結果に基づく乗員拘束装置

ABSTRACT

"Step Deck" is a 4-wheeled hybrid vehicle with a single seat developed for the ICVS (Intelligent Community Vehicle System) which is proposed as a new urban transportation toward the 21st century. In spite of the light weight and small sized vehicle, the occupant's protection at the collision was considered as one of the emphasis targets, and was set to apply to the occupant's protection standard for passenger car in Japan.

Applying the forecast technologies using CAE for crashworthiness, the following vehicle construction was completed and the target on occupant's protection was achieved.

- Construction of the crushable front frame which can absorb the collision energy and secure the absorption stroke.
- Under frame construction producing suitable deceleration characteristics of vehicle body based on the coupled behavior analysis of the body and driver.
- Occupant's restraint system based on the analysis results using the sled model of cabin.

１．はじめに

ホンダが提唱する近未来型地域交通システムICVS(Intelligent Community Vehicle System)を具現化する乗り物のひとつとして，一人乗り四輪ハイブリッドコミュータの「ステップデッキ」を開発した[1)]．「ステップデッキ」の開発にあたっては，環境対応および衝突時の乗員保護を重点的に実施した．

衝突時の乗員保護に対しては，国内の交通事故統計データを参考に検討した結果，正面衝突，側面衝突ともに，下記の国内乗用車の乗員保護基準の達成を目標とした．

（1）正面衝突：固定壁に対する車速50km/h衝突で，頭部，胸部，大腿部の傷害計測値が基準値を超えない．

（2）側面衝突：ECE仕様のムービングデフォーマブルバリア(以下，MDB)を使用して，車速50km/h衝突で，頭部，胸部，腹部，腰部の傷害計測値が基準値を超えない．

「ステップデッキ」の外観写真およびその主要諸元をFig.1，Table 1に示す．「ステップデッキ」の乗員保護手法は，乗用車と同様にシートベルトによる拘束を基本とした．しかし，全重量が370kgの小型・軽量車両では，衝突時乗員移動による車体挙動の変化が大きく，かつ全長2 400mmという限られたスペースの中でクラッシュスペースおよびキャビン内の乗員移動スペースの確保と乗員の居住性を両立させることは困難であることが予想された．

そこで車体仕様の検討は，実車衝突テストのトライアン

＊朝霞研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_2_17

ドエラーを繰り返すよりもコンピュータシミュレーションによる予測技術を活用することとした．また，小型・軽量車両特有の問題を洗いだすために，フルラップ正面衝突については，乗員を単純な集中質量でモデル化した車体のみの場合と，車体に乗員ダミーのFEMモデルを乗車させた状態(以下，フルビークル)との二通りのシミュレーション解析をした．

以下に車体設計手法の概要，ならびに解析計算の実施例を述べる．



Fig.1 Step Deck

Table 1 Specifications of Step Deck

Item		Specifications
Dimensions (L × W × H)	(mm)	2 400 × 1 185 × 1 690
Maximum speed	(km/h)	60
Vehicle curb weight	(kg)	370

2．車体骨格構成の検討

2．1．正面衝突対応

車体構成は乗員保護の観点から，乗員居住スペースと車体前面の衝突圧壊部分に分けた構成とした．居住スペースは高張力鋼管を用いた高剛性アンダシャシフレームで構成し，衝突エネルギーを吸収する車体前面の部分には重量低減効果および安定した圧壊荷重を得ることをねらいとして，Fig.2に示すようにアルミニウム合金製角パイプを用いたクラッシャブルフロントフレームを採用した．

また，衝突時に変形してホイールを側方へ逃がすリーディングアーム形式のフロントサスペンションを採用し，クラッシュストロークの確保をねらった．

2．2．側面衝突対応

キャビンスペースの確保は正面衝突と同様にアンダシャシフレームで行い，乗員拘束はシートベルトと上体ガードで行った．

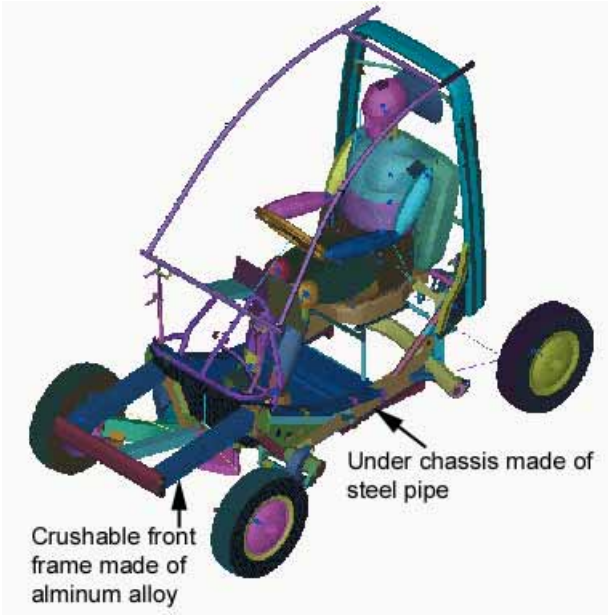


Fig.2 Full vehicle model

3．フルラップ正面衝突解析でのCAE活用

3．1．クラッシャブルフロントフレーム設計

車体設計での衝突解析のフローチャートをFig.3に示す．以下フローチャートに沿って説明する．解析の第一歩として材料特性，断面形状の検討を行うために，Fig.4に示す角パイプ単体の一軸圧縮試験の計算から開始した．

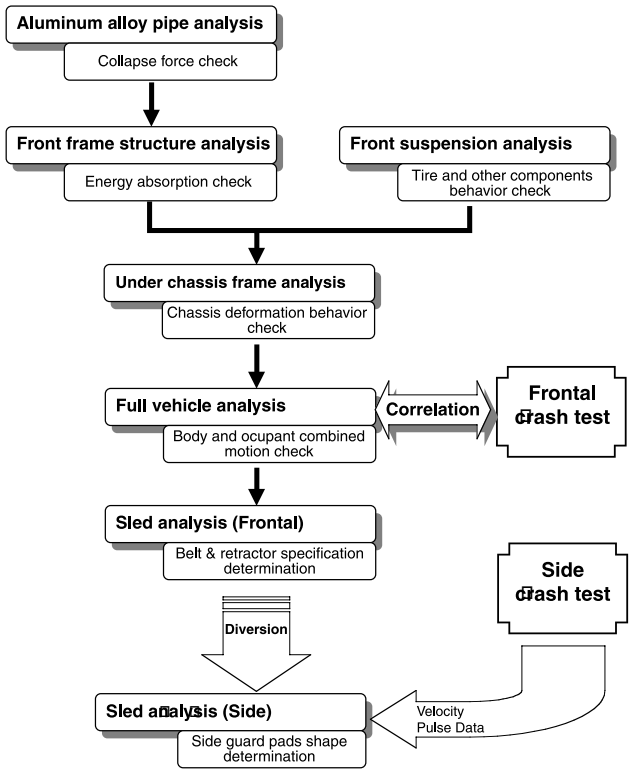


Fig.3 Crash analysis flow using CAE

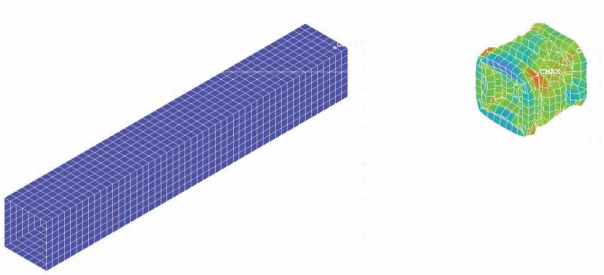


Fig.4　Deformation of square pipe

変形の安定性，適切な変形荷重，特許などを考慮して，衝撃吸収圧壊部材には6 000系アルミニウム合金製正方形断面パイプを選定した．Fig.5は縦70mm，横70mm，板厚２mmのパイプの一軸圧縮時の圧壊荷重特性を示す．圧壊開始時から，ほぼ一定の安定した圧壊特性が得られていることが分かる．ここで，得られた平均圧壊荷重は，26kNとなり，式(１)のマハモッドの経験式[2)]と良く一致している．

ここに，

$$P = 2\left\{\frac{KE}{\beta(1-\nu^2)}\right\}^{0.43}(1+d/b)t^{1.86}b^{0.14}\sigma_y^{0.57} \qquad (1)$$

$K=\mathrm{f}(d/b),\ \beta=\mathrm{f}(t/b)$

P: Crush load
E: Young's modulus
ν: Poissons ratio
σ_y: Yield stress
d: Height of pipe
b: Width of pipe
t: Thickness of pipe

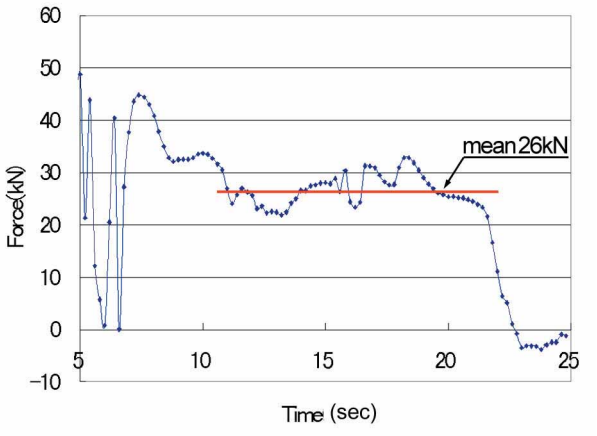


Fig.5　Behavior of 70×70×t2 alminum pipe collapse

続いて動的圧縮テストおよび計算を行い，歪み速度の変化による変形挙動および圧壊荷重への影響を確認した結果，Fig.5の一軸圧縮試験の結果と違いがほとんど無いことが確認された．

次にFig.4に示したパイプを用いて衝突エネルギーを吸収させるフロントフレームの形状を計算し，Fig.6に示す形状を決定した．さらに，コンピュータシミュレーションを用いてこのフロントスペースに対し，最適減速度およびストロークとなるようにFig.7に示すフロントサスペンションアームの最適仕様を算出した．

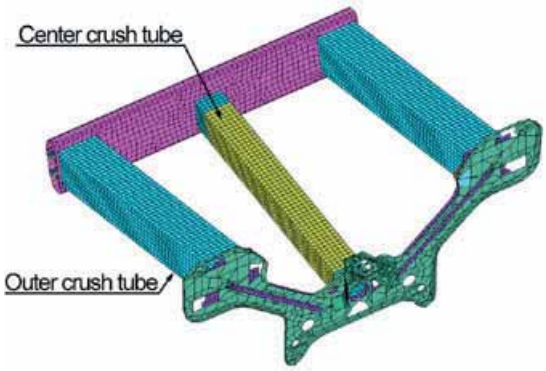


Fig.6　Front frame model

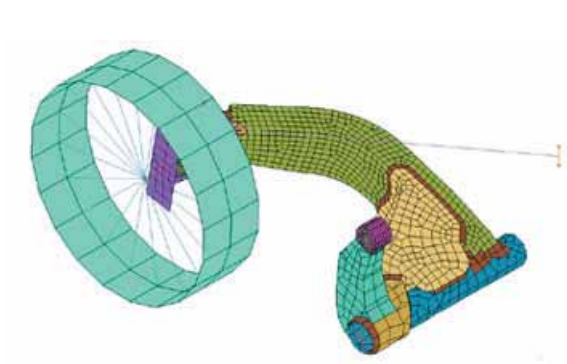


Fig.7　Front suspension arm model

３．２．車体挙動解析モデル構築
（車体＋乗員連成解析の検討）

車体全体の解析およびテストを実施する前に，Fig.8に示すアンダシャシフレーム(以下，アンダフレーム)モデルを用いて，解析による車体減速特性の検証を行なった．Fig.9は，タイヤの外側への変形挙動およびフロントフレーム圧壊挙動がアンダフレームモデルにおいても，各要素検討時のねらいどおりの挙動が得られていることを示す．

次に，軽量車両では乗員の挙動が車体減速特性に及ぼす影響を無視できないことから，車体＋乗員の連成挙動を詳細に確認するために，Fig.10に示すようにアンダフレームモデルにHybridⅢダミーモデルを組込んだフルビークルモデルでの解析を行った．

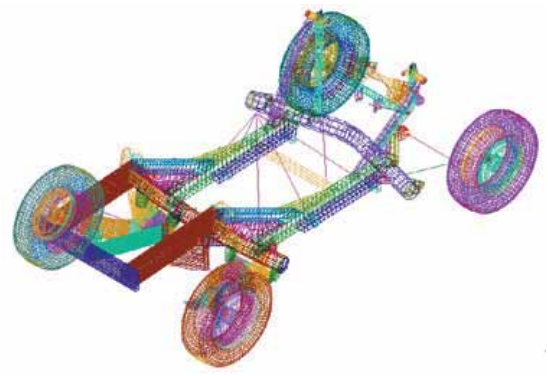


Fig.8 Under frame model

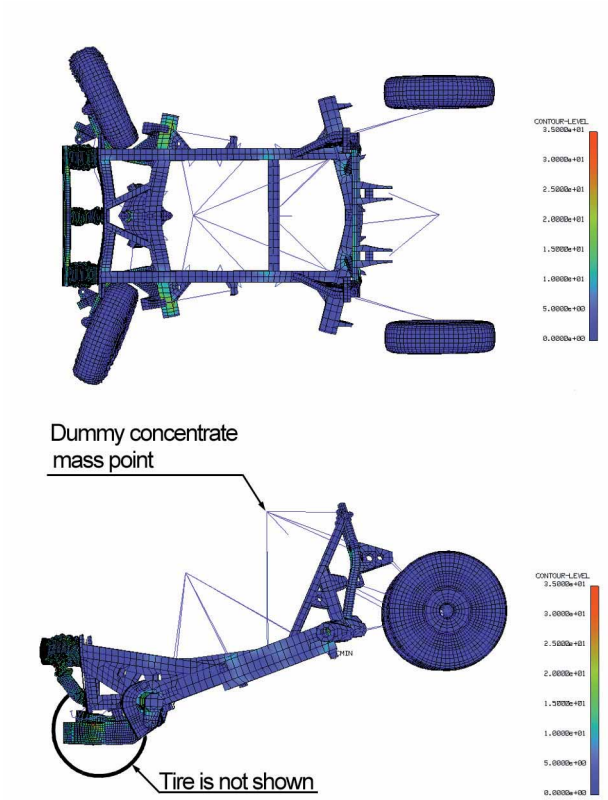


Fig.9 Deformation of under frame model



Fig.10 Deformation of full vehicle model

Fig.11にフルビークルモデルの解析結果をもとに，アンダフレームモデルを改良した結果を示す．アンダフレームモデルの車体速度について実機テストとの相関レベルを確認したものであり，アンダフレームモデルで車体減速特性の評価が可能であることを示している．

具体的には，アンダフレームモデルの乗員を表現するダミー集中質量ポイント(以下ダミーポイント)を結合するバネ要素を修正して，ダミーポイントの加速度，移動量を改良した．Fig.12はアンダフレームモデルのダミーポイントの減速度波形をテストデータと比較したグラフである．すなわち，ダミーポイントの加速度，挙動については，アンダフレームモデルとテストデータは概ね一致して，アンダフレームモデルで車体と乗員の連成挙動を表現できる．

その結果，車体減速特性のパラメータスタディのベースモデルとしてFig.8のアンダフレームモデルを活用できた．

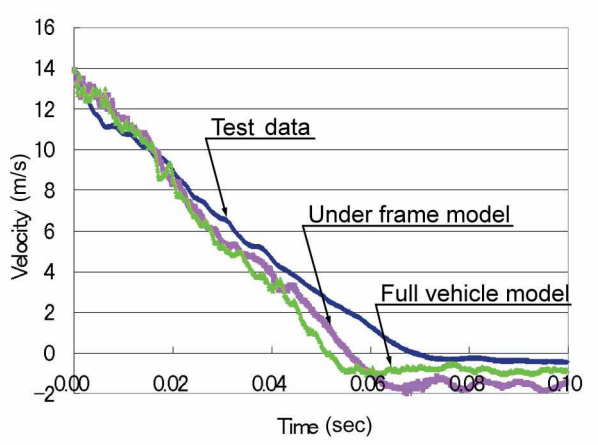


Fig.11 Frame velocity correlation

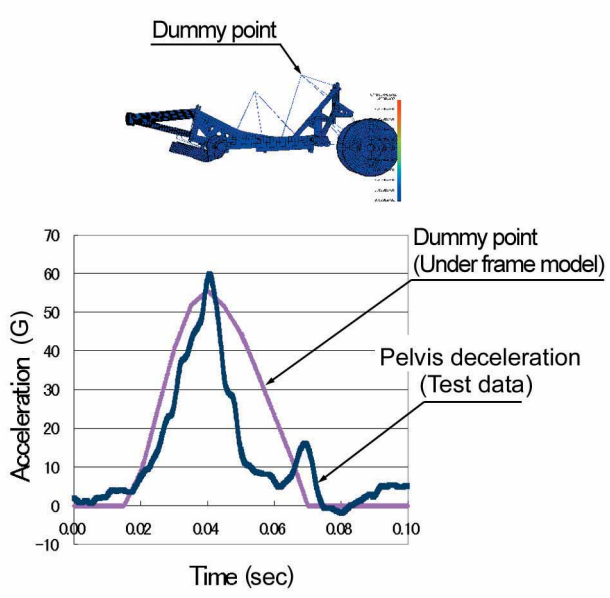


Fig.12 Acceleration of dummy point

３．３．衝突圧壊モデル構築

Fig.13，14，15は，タイヤの外側への変形挙動及びフロントフレーム圧壊挙動について実車テストと計算結果がよく一致していることを示す．

本車両は370kgと軽量であり，目標車体減速特性を得るための必要反力が小さく，車両重量の大きい普通四輪車とは異なり，タイヤ，ホイール等の剛性および強度を忠実に表現する必要があった．

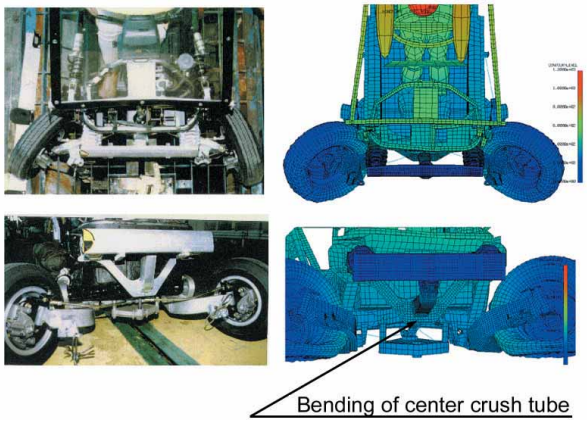


Fig.13　Outwards movements of the wheels

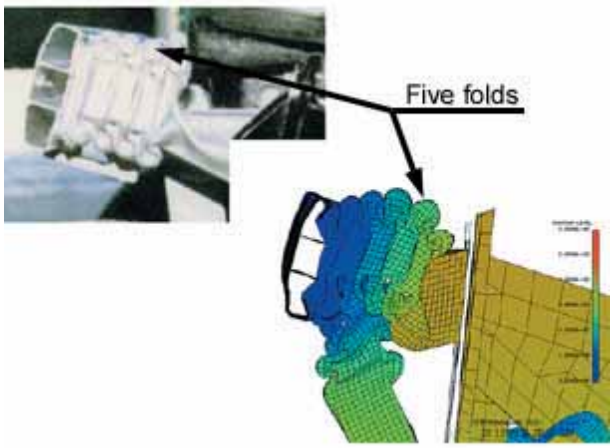


Fig.14　Crush tube kinematic behavior

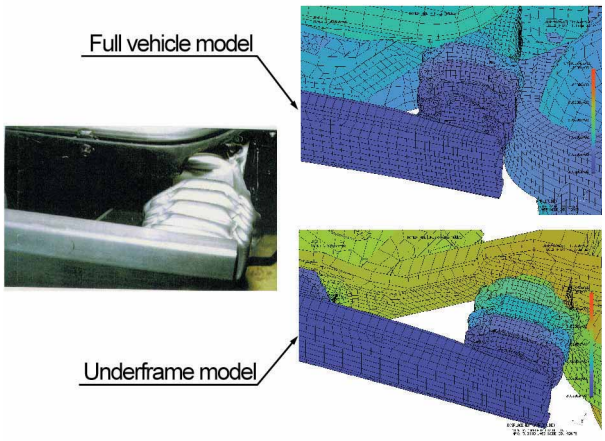


Fig.15　Outer crush tube kinematic behavior

ここで，タイヤは正規の空気圧を与えたモデルを採用し，かつ，ホイール，フロントアームの回転結合を定義することで，衝突時の実機タイヤ挙動が再現できた．また，Fig.13に示すセンタクラッシュチューブが折れ曲がる現象は，熱処理型アルミニウム合金の溶接後の機械的特性劣化を考慮することで実機の挙動が再現できた．

３．４．正突における乗員傷害値の解析

Fig.16にキャビンスレッドモデルを示す．スレッドモデルはフルビークルモデルと比較して，形状変更が容易でありパラメータスタディに使用しやすいため，乗員傷害値に注目し，シートベルトおよびシート仕様のパラメータスタディを行った．

スレッドモデルは，ピッチングを無視する代わりに衝突テストの画像データからロールバーの変形を求めて，シートベルトショルダアンカのD-リングの変位でロールバーの変形を置換えるとともに，Fig.11に示した速度波形を入力して乗員傷害値を求めた．

その他，膝から入力する荷重については，内装部品に相当する非線形接触面を設けた．その結果，Fig.17に示すように，スレッドモデルの減速度波形はテスト波形と相似形となり山谷の位置がほぼ一致している．

３．５．正突における乗員拘束装置(ベルト，リトラクタ)の検討

正突時乗員傷害値のキャビンスレッドモデルによるパラメータスタディの結果，シート位置，ベルト，リトラクタ特性を適正にすることにより，エアバッグ無しで，目標値を達成できる見通しを得た．

正突時はダミーの頭部がステアリングホイールと接触す

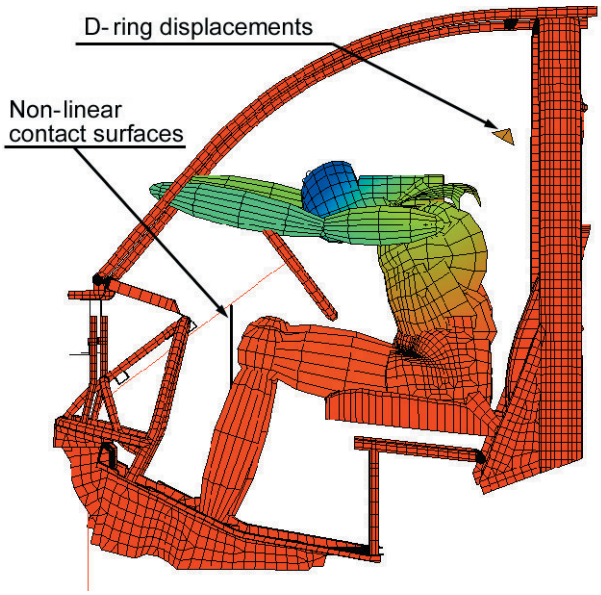
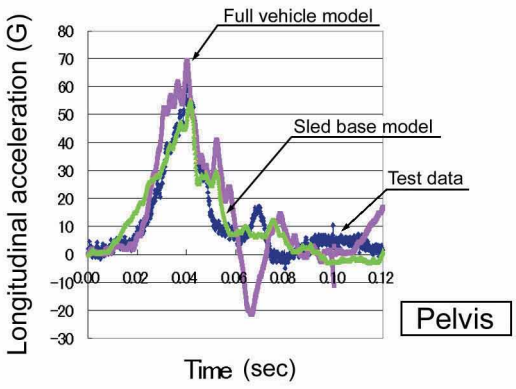


Fig.16　Occupant sled base model



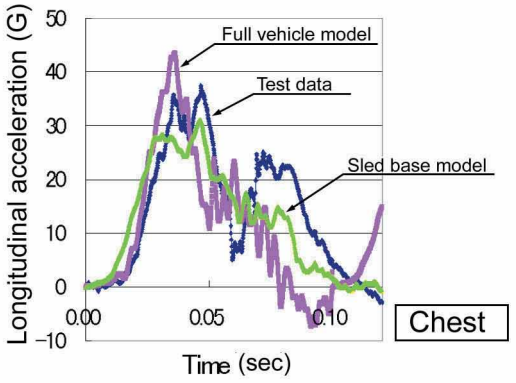


Fig.17 Injury decceleration data of occupant

る危険があることから，これを回避するために張力の高いベルト，ロック性能を高めたリトラクタを選定し，乗員拘束力を上げた．胸減速度は上昇するがダミーの移動量を減少させられるタイプを採用した．Fig.18，19はベルト，リトラクタの拘束性能を高くしても，胸減速度が目標である国内乗用車の乗員保護基準60Ｇ以内に収まっており，同時にその影響で上昇傾向にある頭部減速度も問題ないことを示している．

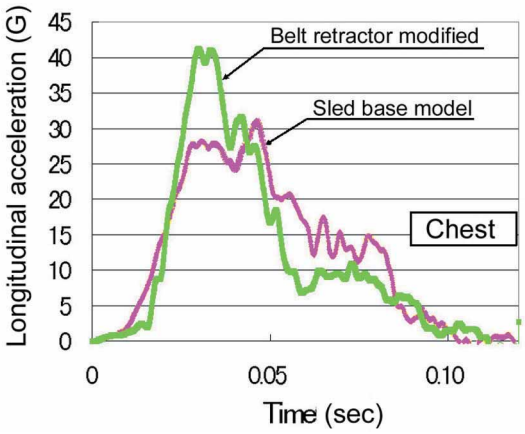


Fig.18 Chest deceleration (Parameter study)

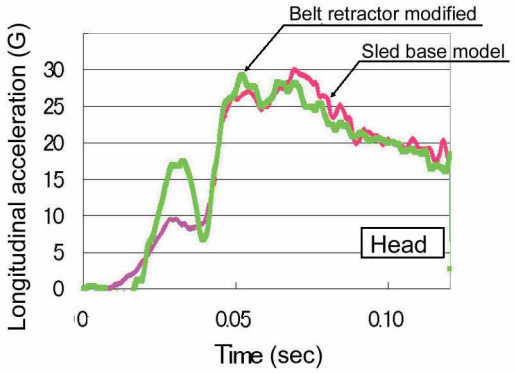


Fig.19 Head deceleration (Parameter study)

4．側面衝突解析の設計への適用

4．1．側面衝突テスト結果

側突については，まず実車側突テストを行い，車体，乗員の挙動を把握した．以下にその概略を記す．

① 370kgの車両重量に対し，約1 500kgのMDBが後輪を含む車体側面後部に衝突して，ヨーイングしながら車体は跳ね飛ばされる挙動を示した．

② 乗員は慣性によってその場に残ろうとするため，相対的に車体から横方向へ脱出しようとし，逸脱防止策が必要であり，暫定的に上体ガードを取り付けたところ逆に乗員に大きな傷害値が発生し，さらなる対策が必要となった．

③ 車体のローリングはわずかであった．

4．2．側面衝突における乗員傷害値の解析

前述の側突テストから乗員の傷害値軽減策として上体ガードパッド，腰パッドが必要になったため，シミュレーションによる形状検討を行った．車体は剛体スレッドモデルを使用し，側突テストの車体横方向速度波形を入力し，ヨーイング，ローリングは無視して計算した．Fig.20は側突

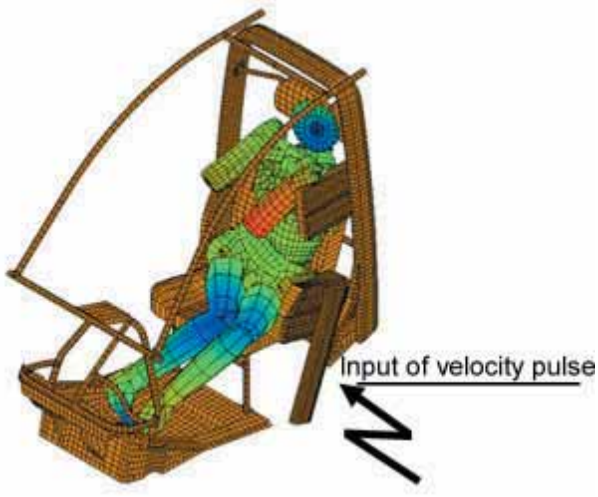


Fig.20 Side impact kinematic behavior

テストの車体横方向速度波形を入力して，計算した挙動である．

なお，乗員はEUROSIDモデルを使用し，シートはハニカム材料モデルを使用した．

Fig.21はベース仕様およびベース仕様に対してパッド形状，位置を変更した対策案の側突における挙動である．

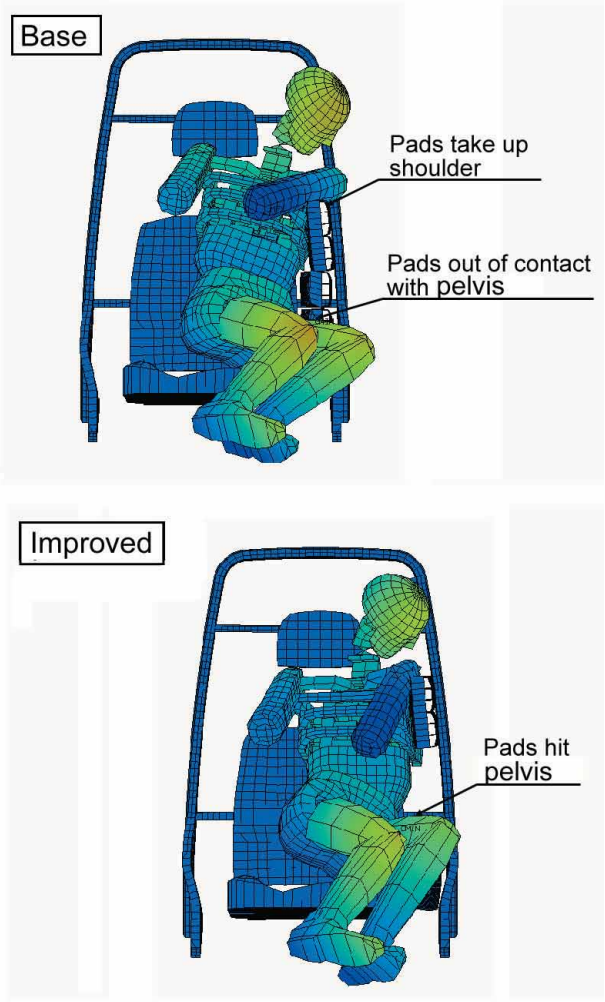


Fig.21　Side impact parameter study

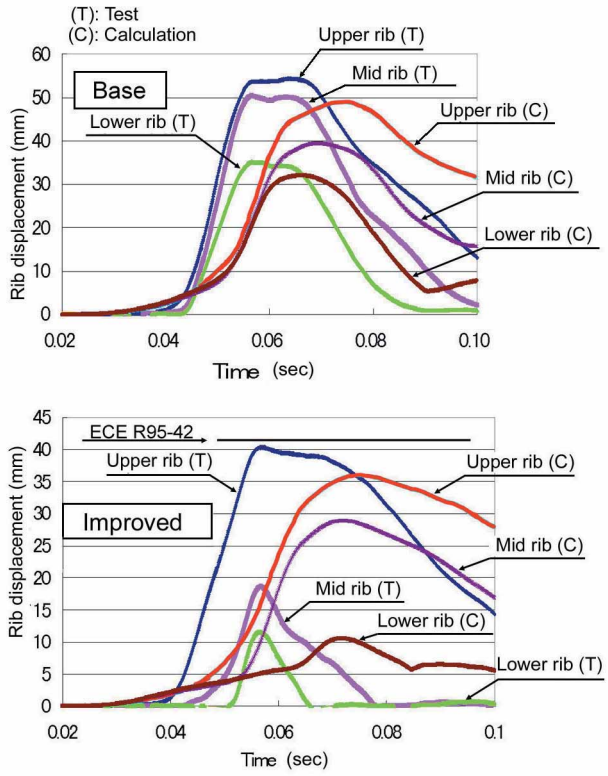


Fig.22　Rib displacement

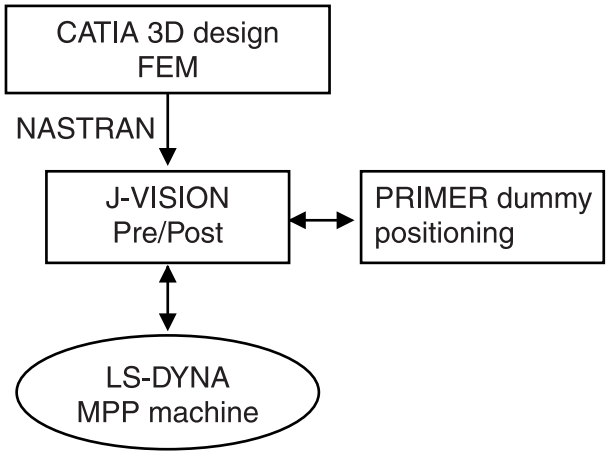


Fig.23　Flow of FEM calculation

4．3．対策仕様の側突テスト結果

計算によって決定された仕様を用いてテストした結果をFig.22に示す．

Fig.22のベース仕様では，肋骨の変位がテスト計測値と計算値とでほぼ一致している．対策案においては，肋骨変位が乗員保護基準値である42mm以内に収まっていることを示している．

なお，対策案として後方視認性を考慮した仕様で実施した解析計算及びテストにおいても，目標を達成した．

5．計算環境

「ステップデッキ」における車体設計のCAE解析フローをFig.23に示す．概念設計からFEM形状モデル作成まで全作業をCATIAで行い，その後，J-VISIONを用いて，LS-DYNA特有の材料プロパティおよび荷重境界条件を作成した．作成したデータでLS-DYNA（並列環境）による衝突計算を行なって，計算結果の出力には再びJ-VISIONを使用した．PRIMERはダミーポジショニングソフトとして利用した．

6. まとめ

CAEによる衝突挙動予測技術を小型・軽量車両のICVS「ステップデッキ」に適用し，以下の成果を得た.

（1）CAE衝突予測技術を適用して目標とした乗員保護性能を達成できた.

（2）衝突時にタイヤが衝突ストロークの確保を阻害しない構造としたリーディングアーム式フロントサスペンション，および安定した圧壊荷重を発生するアルミニウム合金製角パイプ3本で構成されるクラッシャブルフレームの採用により，目標とした衝突エネルギーの吸収を達成した.

（3）車体と乗員のフルビークルモデルにより確認した乗員挙動および車体減速度をアンダフレームモデルに反映し，車体減速特性の良い結果を得ることができた.

（4）実機衝突テストの速度波形，衝突画像などを入力して作成したキャビンのスレッドモデルを使用したことにより乗員傷害値を効率よく検討できた.

最後に，ICVS「ステップデッキ」は今後のシステム改良および実際の地域展開に反映すべくツインリンクもてぎ（栃木県）で試験運用中である.

謝　辞

ICVS「ステップデッキ」の衝突解析にあたり，モデルの構築に協力して頂いた（株）日本総合研究所，OveArup & Partners社の皆様に深く感謝いたします.

参考文献

1）安達ほか：近未来型地域交通システム「ホンダICVS」の紹介，HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.1, p.1-6（1999）

2）Mahamood, H. F., Paluszny. A.: Design of Thin Walled Columns for Crash Energy Management-Their Strength and Mode of Collapse, 4th International Conference on Vehicle Structural Mechanics, 1981

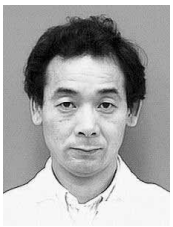
■著　者■



清田　悟



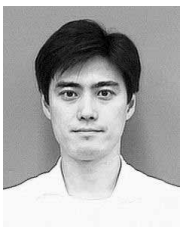
山崎　健



関田孝人



藤原清隆



中村豊一

統計的エネルギー解析手法(SEA)を用いたロードノイズ解析

Analysis of Vehicle Road-Noise Using Statistical Energy Analysis

見坐地　一　人*　斎　藤　寿　信*
Kazuhito MISAJI　Toshinobu SAITO
来　原　裕　司*　山　下　　剛*
Yuji KURUHARA　Tsuyoshi YAMASHITA

要　旨

高周波領域の効率的かつ定量的なロードノイズ対策手法の検討を目的として，統計的エネルギー解析手法(Statistical Energy Analysis: SEAと略称)による実車のフルモデル解析を実施し，SEA解析結果から得られた予測値と実測値を比較検討することにより手法の有効性を検証した.

ABSTRACT

For the purpose of the examination of efficient and quantitative Vehicle Road-Noise countermeasure of high frequency range, we enforced the full model analysis of the actual car by using Statistical Energy Analysis (SEA).

And we could verify the validity of SEA method by directly comparing experimental results with the prediction results about the actual car.

1．はじめに

近年，自動車の静粛性向上は低公害，低燃費化とともに自動車の商品性能の観点から重要視されてきた．しかし，低公害，低燃費化に必要不可欠な軽量化と防音性能は，相反するケースがほとんである．開発現場では，これらの両立を短期間でかつ低コストで実現しなければならない．これらを効率良く実施するには，開発初期段階に効率的かつ定量的な車室内の騒音対策の提示を可能にする解析シミュレーション技術が必要である.

自動車の振動騒音問題のうち，低周波領域であるアイドリング時の振動騒音，走行時のこもり音についてはFEM，BEM等のシミュレーション技術を用いて騒音予測及び対策が図面段階で検討できるようになってきた.

しかしながら，高周波領域のロードノイズ，エンジンノイズに対しては有効な解析手法が実用化されていないのが現状である．高周波領域の振動騒音解析シミュレーション技術としては，船舶や宇宙ロケットなど大型構造物への適用例が多く見られ，最近自動車についても適用例が報告されている統計的エネルギー解析手法(SEA)がある．SEA法は解析対象物の各要素が持つ音響･振動エネルギーを，空間平均及び周波数平均的に表現し，各要素のエネルギー釣合から構造物内のエネルギーの流れをとらえることができるため，振動騒音対策を効果的に行うことが可能である．そこで本論では，SEA法による自動車の高周波領域の振動騒音対策を可能にする解析シミュレーション技術の実用化への有効性検証を目的として，SEA法によるロードノイズに対する実車フルモデル解析を実施したので，その結果を報告する.

＊栃木研究所

2．SEA法

2．1．理論

SEA法は，1960年代にLyon[1)]らにより開発された高周波領域の振動･音響系応答の統計平均的推定法である．SEA法では，系の音響と振動をともに物理系に共通なエネルギー，パワーを用いて記述する．そして解析対象を複数の要素に分割し，要素ごとの入力パワー，散逸パワー及び伝達パワーの平衡釣合い関係から各要素の音響振動エネルギー状態を表す．ここでは各要素において，任意の周波数帯域内では固有モードは一様に分布し，同程度に励起されていると仮定している．したがって，各要素はある周波数帯域内において複数の固有モードが同程度励起されたエネルギー状態にあり，各要素内部での散逸パワーは要素のエネルギーレベルに比例し，伝達パワーは要素間のエネルギーレベル差に比例するといった扱いが可能になる．ここで，2要素系で構成されるモデルをFig.1に示す.

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_2_18

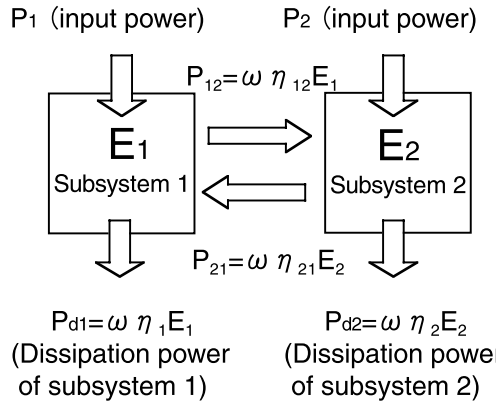


Fig.1 Energy balance between two subsystems

要素の散逸パワーの比例定数η_iを内部損失率，要素間の伝達パワーの比例定数η_{ij}を結合損失率と称し，式(1),(2)で表される．

$$P_{d1(d2)} = \omega \eta_{1(2)} E_{1(2)} \quad (1)$$

$$P_{12(21)} = \omega \eta_{12(21)} E_{1(2)} \quad (2)$$

したがってこの場合，２要素系のエネルギーの釣合は(3)式で表現できる．

$$\begin{pmatrix} P_1 \\ P_2 \end{pmatrix} = \omega \begin{pmatrix} \eta_1 + \eta_{12} & -\eta_{21} \\ -\eta_{12} & \eta_2 + \eta_{21} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} E_1 \\ E_2 \end{pmatrix} \quad (3)$$

ここで，P_i，P_{di}はそれぞれ要素iの外部入力パワー及び内部損失パワー，P_{ij}は要素iから要素jへの伝達パワーである．

これらの連立方程式を解くことにより各要素のエネルギー状態，伝達パワーなどを容易に求めることができる．

２．２．SEAパラメータの求め方

SEA法で精度良く解析を行うには，SEAパラメータ(等価質量，内部損失率，結合損失率)をいかに精度良く求めるかが重要である．

(1)内部損失率の求め方

内部損失に関しては，式(4)のように各要素の自由振動時における各1/3 Oct.Band成分波形ごとの対数減衰率を空間平均し内部損失率η_iを推定する．

$$\eta_i = \frac{\text{各バンド成分空間周波数平均減衰率}}{27.3 \times \text{バンド中心周波数}} \quad (4)$$

(2)等価質量の求め方

各要素のエネルギーE_iと等価質量M_{eqi}の関係は式(5)で表される．

$$E_i = M_{eqi} \cdot < V_i^2 > \quad (5)$$

すなわち等価質量とは，それにその要素の時間空間平均速度の２乗$< V_i^2 >$を掛け合わせると要素のエネルギーE_iになるもので，内部損失率η_iを用いて式(6)で表される．(r_iは初期減衰率)

$$M_{eqi} = \frac{P_i}{0.23 r_i < V_i^2 >} \quad (6)$$

(3)結合損失率の求め方

結合損失率を求める方法として，パワー注入法がある．パワー注入法は，結合状態のままの各要素に個別に既知のパワーを注入しそれぞれの要素のエネルギー状態を計測し内部損失率及び結合損失率を算出する方法である．この考え方を２要素系の例で説明する．

２要素系において要素１のみにパワーを注入した場合の平衡式は，式(7)となる．

$$\begin{pmatrix} P_1 \\ 0 \end{pmatrix} = \omega \begin{pmatrix} \eta_1 + \eta_{12} & -\eta_{21} \\ -\eta_{12} & \eta_2 + \eta_{21} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} E_{11} \\ E_{21} \end{pmatrix} \quad (7)$$

次に，要素２のみにパワーを注入した場合の平衡式は式(8)となる．

$$\begin{pmatrix} 0 \\ P_1 \end{pmatrix} = \omega \begin{pmatrix} \eta_1 + \eta_{12} & -\eta_{21} \\ -\eta_{12} & \eta_2 + \eta_{21} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} E_{12} \\ E_{22} \end{pmatrix} \quad (8)$$

これらをまとめると式(9)となる．

$$\begin{pmatrix} P_1 \\ 0 \\ 0 \\ P_2 \end{pmatrix} = \omega \begin{pmatrix} E_{11} & E_{11} & -E_{21} & 0 \\ 0 & E_{11} & -E_{21} & -E_{21} \\ -E_{12} & -E_{12} & E_{22} & 0 \\ 0 & -E_{12} & E_{22} & E_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \eta_1 \\ \eta_{12} \\ \eta_{21} \\ \eta_2 \end{pmatrix} \quad (9)$$

式(9)の連立方程式を解くことにより各要素の損失率が求められる．この方法は各要素の内部損失率と結合損失率が一括して同時に求められるため非常に有効な方法に見えるが，実際には，各要素に対する平均入力パワー及び平均エネルギーを実験により精度良く求めないと各損失率，特に結合損失率が負になることがある．

自動車のような複雑な構造を扱う本論においては，式(9)において測定誤差の生じやすい微小項を無視し，支配的な項のみを考慮するすることにより得られた近似式(10)を用いる[2)]．これにより，パワー注入に直接関係している２要素のエネルギーレベルと、各要素の内部損失率のみから結合損失率が求められる．

$$\eta_{ij} \quad \eta_j \frac{E_{ji}}{E_{ii}} \quad (10)$$

３．実車のSEAフルモデル解析

３．１．SEAフルモデル解析の目的

自動車におけるSEAの応用例としては，ロードノイズに対するリヤサスペンションからの固体伝播音低減を目的とした解析例[3]や，固体伝播音入力に対するフロアーの制振材効果を解析したもの[4]など等，部分的なものや固体伝播音のみを扱った例はあるものの，空気伝播まで含めた実車１台すべてをSEAモデル化し解析した例は少ない．

本論文では実車１台分を各要素に対して前記２．２．の手法を用いて求めたパラメータによってSEAモデル化した．そのモデルを用いて空気伝播音も含むロードノイズ入力に対する車室内音低減対策検討を実施し，次のことを確認した．

(１)車室内音レベルを低減する対策手法の方向性を，実車のSEAフルモデル解析により求められるのか．

(２)その結果によって，SEA法が自動車の高周波領域ロードノイズ低減対策を可能にする解析シミュレーション技術として精度は十分か．

３．２．SEAモデル化と精度

(１)要素分割

要素分割は１部材１要素を基本に考えたが，モード密度の低い部材に対しては要素としない．この考え方をもとに，実車を51要素に分割した．

(２)SEAパラメータ

まず，要素の内部損失を構造系と音場系にわけて求めた．構造系に関しては，要素の点をランダムに５～６点ハンマ加振し，その空間平均した自由振動加速度波形を用いて式(４)から内部損失率を求めた．例として，フロアパネルの内部損失をFig.2に示す．

音場系に関しては，音響加振時における音場要素のランダムな位置５～６点の自由振動音圧波形を用いて同様に式(４)から内部損失を求めた．例として，キャビン音場の内部損失をFig.3に示す．

次に，各要素の内部損失率を式(６)に代入することにより要素の等価質量を求めた．

結合損失率はパワー注入に直接関係している2要素のみを考慮した近似式(10)から求めた．求め方はパワー注入時の各要素の空間平均した応答速度の２乗値に，式(６)で求めた等価質量を掛け合わせ要素のエネルギーをまず求める．次に，注入するパワーと各要素のエネルギーを式(10)に代入し結合損失率を求めた．この方法で求めたフロアパネルとキャビン音場間の結合損失率をFig.4に示す．

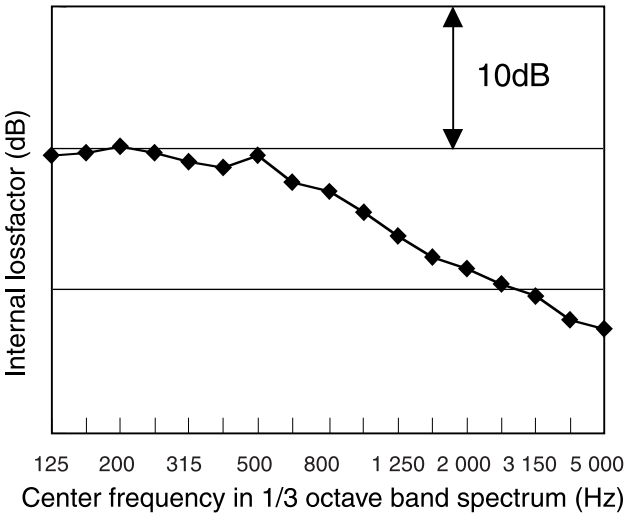


Fig.3　Internal loss factor of cabin

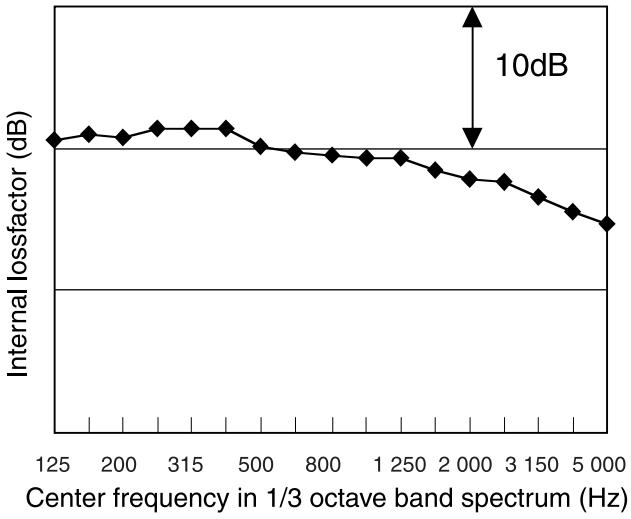


Fig.2　Internal loss factor of floor

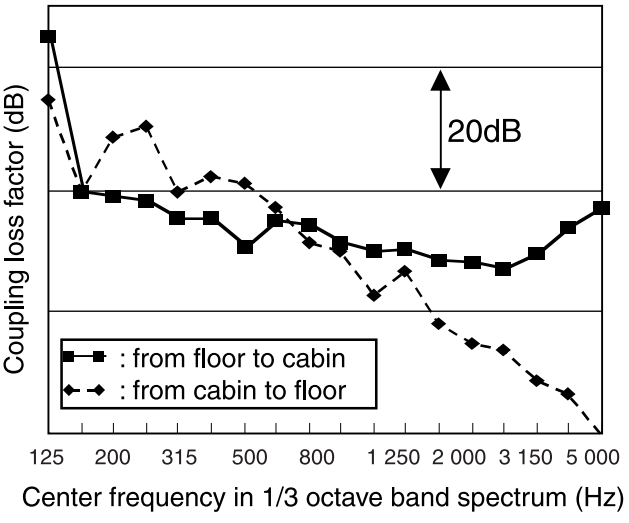


Fig.4　Coupling loss factor from floor to cabin (from cabin to floor)

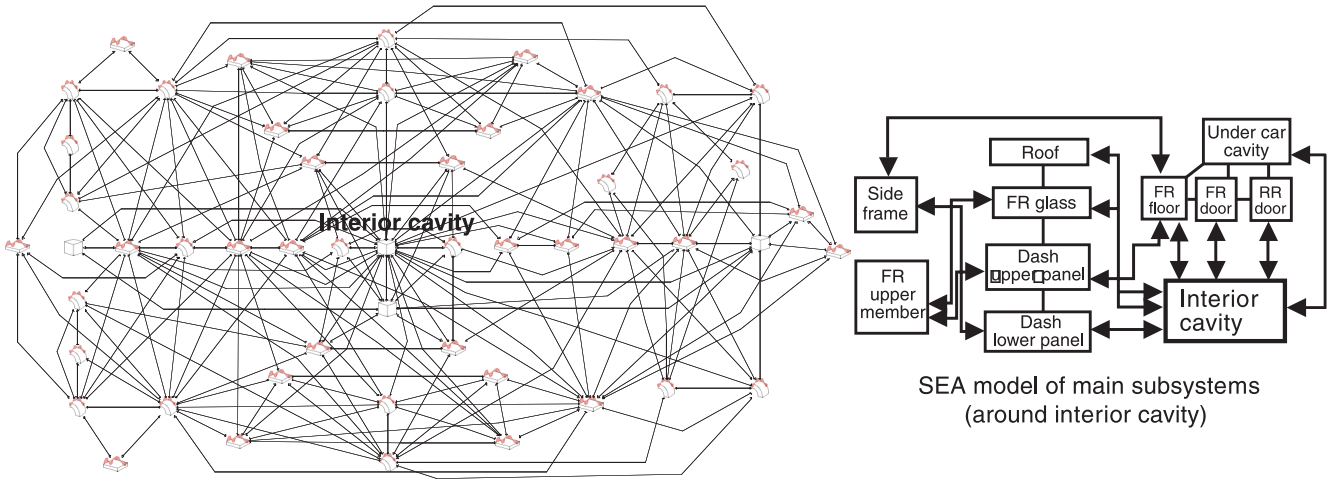


Fig.5 SEA model of actual car by AutoSEA

(3) 実車のモデル化と精度

要素分割した51要素に対し，(2)の方法でSEAパラメータを求め，それを用いて実車のSEAモデルをAutoSEAを使って作成した．作成したSEAモデルをFig.5に示す．モデルの精度検証として，リヤサスペンションの車体取付点における単位入力当りの車室内平均音圧の実測値と，SEAモデルから求めた予測値を比較検討した．比較したグラフをFig.6に示す．解析精度としては，400Hz以上で±3dB以内となっている．但し，400Hzより低い周波数領域ではモード密度が低いためSEA適用の限界に近いこともあり±3dB以内に入っていない．構築したSEAモデルに，実際路面を走行した時のいわゆるロードノイズ入力としてのサスペンション取付点からの入力及びタイヤの音響入力を与え，車室内音圧レベルを予測した．車室内音圧レベルの予測値と実測値の比較を，車速が60km/hおよび80km/hについて実施した結果をFig.7，Fig.8に示す．いずれも実機ロードノイズの再現性の精度としては，周波数400Hz以上(1/3 Oct.Band)で±3dB以内であることが確認できた．

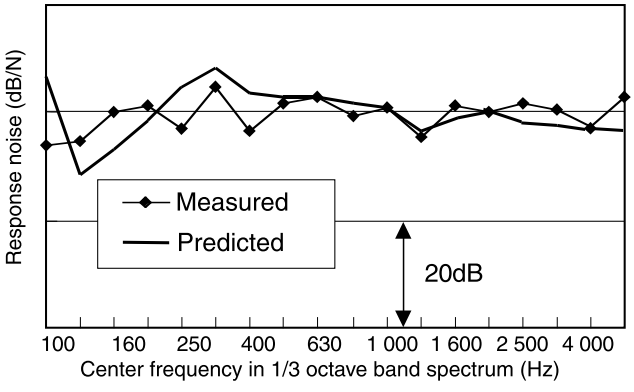


Fig.6 Response from rear suspension to cabin noise

3．3．ロードノイズ入力解析

本解析モデルを用いて，上記ロードノイズ入力としての音響・振動入力における車室内音圧に対する各要素からのエネルギーフローを求めた．Fig.9は，ロードノイズ入力に対して，車体各要素のうちキャビン回りの特にエネルギー

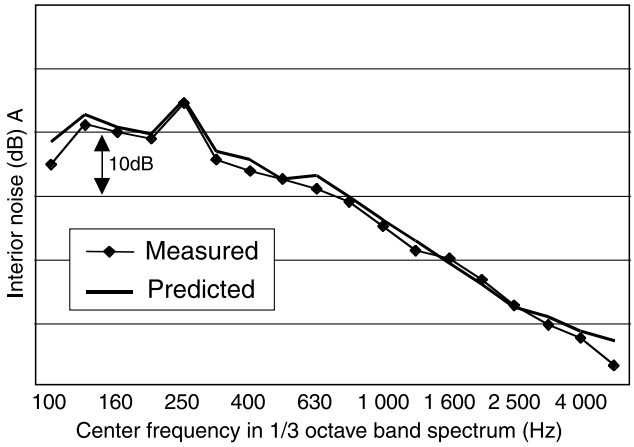


Fig.7 Interior road noise at 60km/h

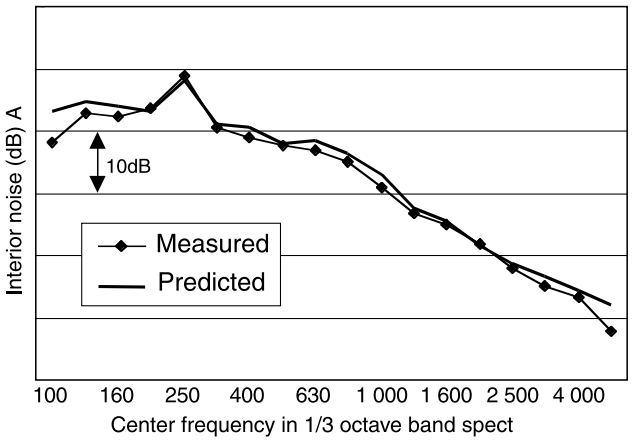


Fig.8 Interior road noise at 80km/h

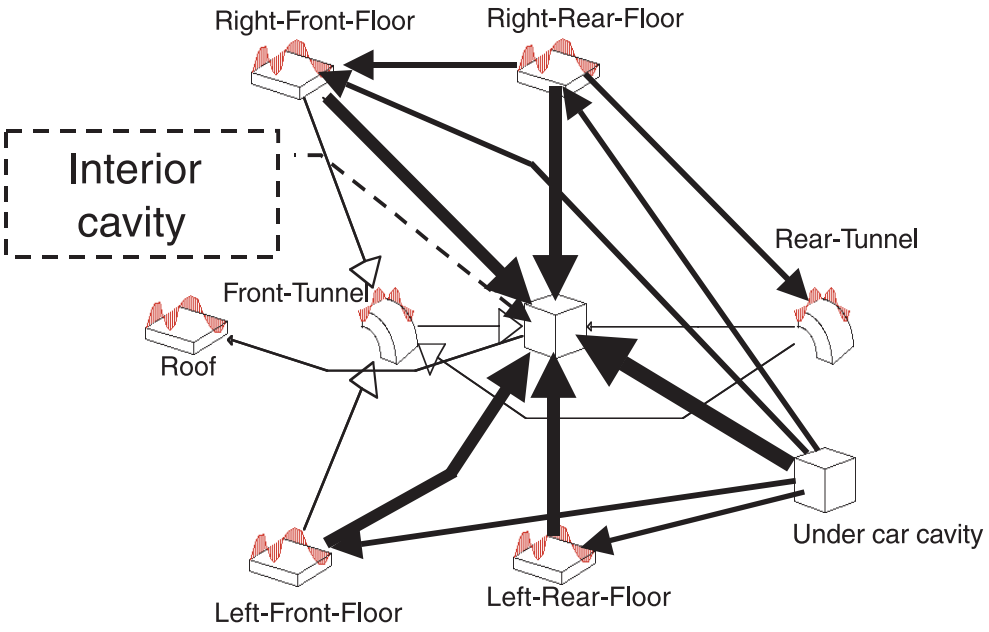


Fig.9　Visualization of energy flow by AutoSEA

フローの大きい主要要素についての音響・振動エネルギー流れを図示したものである．

図中矢印の向き，太さはそれぞれエネルギーの向き大きさを表す．

この図から，エネルギーがどこをどのように伝播し車室内音になっているのかが把握できる．

この結果をもとに，対策箇所選定及び，対策手法を検討した．本解析モデルの場合，フロア下からの音響透過の影響と，フロアパネルからの音響放射の影響が高いことがわかり，重点的にフロアの防音対策を施した．車速が60km/hに対し，対策前後の車室内音圧レベルの実測値の比較をFig.10に，予測値の比較をFig.11に示す．又，対策後の実測値と計算値との比較をFig.12に示す．Fig.10〜12から，前述３．２．におけるモデルの解析精度と同様に,周波数400Hz以上(1/3 Oct.Band)で解析精度±３dB以内であることが確認できた．

すなわちこのことは，ロードノイズに対するSEAモデルによる各要素のエネルギー伝達寄与解析及び対策検討が可能であることを意味する．

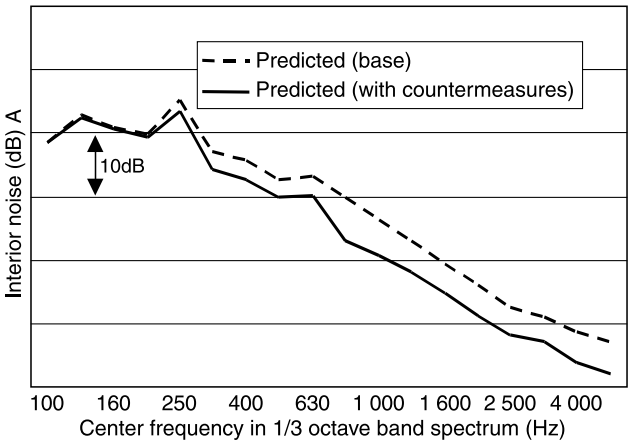


Fig.11　Interior road noise at 60km/h (Predicted)

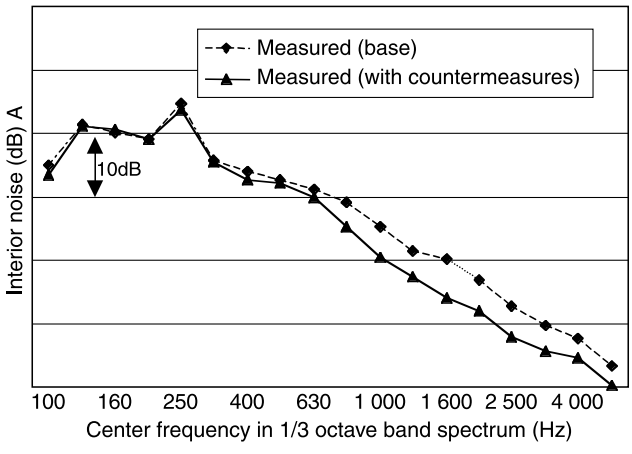


Fig.10　Interior road noise at 60km/h (Measured)

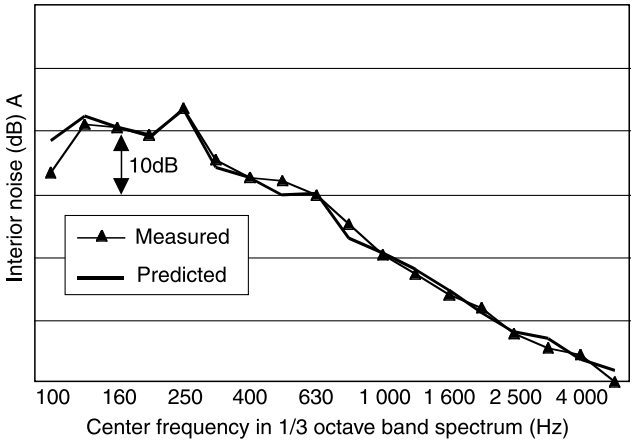


Fig.12　Interior road noise at 60km/h (with countermeasures)

４．まとめ

SEA法を用いた実車のロードノイズ解析結果から以下のことがわかった．

（１）提示したSEAパラメータ推定方法と，それを用いたSEAモデル化手法により,実車のSEAフルモデル化が±３dBの精度で可能である．

（２）実車のSEAフルモデルを用いた解析により，ロードノイズに対する各要素の音響・振動エネルギー伝達寄与が一目で把握でき，どこをどのように対策すれば良いかがわかる．又，対策後の車室内音レベルの予測も可能であることから，効率的かつ定量的な車室内のロードノイズ対策が可能である．

（３）以上の結果よりSEAは，高周波領域のロードノイズ対策を可能にする解析シミュレーション技術として有効であることが検証できた．

今後は高周波領域のエンジンノイズ解析にSEAを適用し，その有効性を更に検証する．また，SEA解析精度向上を目的とした精度の高いSEAパラメータ測定方法，入力パワー推定方法に加えて，SEA法のモデル化にとって重要な要素分割判断基準化にも取り組んでいきたい．

参考文献

１）Lyon, R.H.：Statistical Energy of Dynamical Systems, Theory and Applications, MIT Press (1975)

２）N.Lalor, N.：Practical Consideration for the Measurement of Internal and Coupling Loss Factors on Complex Structures, ISVR Technical Report No.182 (1990)

３）Cimerman, B.：Overview of the Experimental Approach to Statistical Energy Analysis, SAE Paper97 1968

４）入江：SEA法を用いた制振材の評価手法について，自動車技術会技術報告シリーズ23 自動車におけるダンピング技術，p.235-240

５）鎌田，竹原，山崎：統計的エネルギー解析法の自動車振動予測への適用に関する基礎的検討(簡易構造物での検討)，自動車技術会論文集，Vol.28, No.4, p.49-54

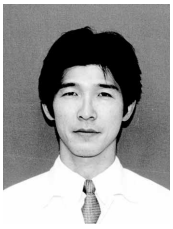
６）Mark, J.M., et al.：Statistical Energy Analysis for Road Noise Simulation, SAE Paper 97 1971

７）Dennis , W.：An Example of Statistical Energy Analysis (SEA) Application in Vehicle Sound Package Development, RIETER Conference 1999

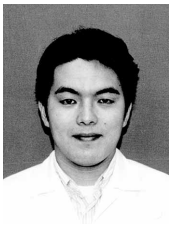
■著　者■



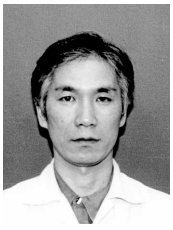
見坐地一人



斎藤寿信



来原裕司



山下　剛

エンジン部品振動解析へのBBA手法の適用

Building Block Approach Method Application to Powertrain Component Vibration Analysis

銭場克己* Katsumi SEMBA
高橋勝雄* Katsuo TAKAHASHI
坂口元康* Motoyasu SAKAGUCHI
山岸仁* Jin YAMAGISHI

要　旨

小型乗用車用パワートレーン構造にBBA(Building Block Approach)手法を適用し，パワープラント全体や取り付け部品のエンジン回転２次振動の変化を，直接伝達関数法により予測した．実機エンジン運転状態の伝達関数を用いることにより振動変化の予測精度は大きく改善された．また，BBA感度を定式化して，エンジンブロック放射音低減のためのリブ配置最適化を行った．計算実行には市販FEMのプログラム機能を利用し，伝達関数データを入力するためのプリプロセッサを作成して作業効率を向上した．

ABSTRACT

The Building Block Approach (BBA) method was applied to powertrain of a small passenger car and the attached components, to predict second order vibration change. Utilizing direct measured transfer function of a engine under operating conditions, estimation was significantly improved. Moreover, BBA sensitivity is formulated and it was applied to reduce radiation noise from the engine block. Computation was realized by programmability in commercial FE code, and a pre-processor program was developed to improve efficiency in transfer function data input.

１．まえがき

本論文は構造体としてのエンジンへの，いわゆるビルディングブロック手法の適用(BBA：部分構造合成法)による，振動変化量予測の事例紹介である．

動解析における狭義のビルディングブロック手法は，実験モーダル解析結果に基づくモードで記述された系とスカラーまたはマトリクスによる動剛性或いは有限要素で記述される系との結合によって全体系の振動をシミュレーションする方法として1970年代に注目を集めた[1]．その後，FEM構造解析も含め，二つ(またはそれ以上)の部分構造を結合して全体モデルを表現する方法は，表現式あるいは結合式の種類によって，部分構造合成法という名称で分類整理された[2]．これらの研究の背景には60年代の有限要素法における，CMS(Component Mode Synthesis)[3]がしばしば引用されている．

1980年代後半からは，実験データが含むノイズ除去，数値解析誤差の防止や有限要素モデルを用いた計測自由度の内外挿による結合自由度の拡張，空間的スムージング補正，あるいはそれらの併用が試みられた[4][5]．

適用対象としては，車体シャーシへのパワープラント搭載に伴う低周波振動が代表的であったが，近年はエンジン構造を対象にしたものも見られる[6]．

本論文では４気筒エンジンの２次振動領域を対象とした振動変化予測と，感度解析を利用した放射音特性(壁面振動の自乗和)の簡易最適化を紹介する．

２．BBA手法の定式化

２．１．伝達関数法によるBBA

振動解析のために構造体を伝達関数を介して剛性マトリクスに結合する方法としては，エンジンマウントなどの結合部に局在する剛性を明示的に定義する場合もあるが，ここでは締結構造を念頭に置き，二つの構造のそれぞれの定義が結合部の局所的な特性も含むものとする．

Fig.1において，主構造物に付加構造物が直接結合する場合を考える．(結合される自由度を l，それ以外の各々の構造物の自由度を r, r' とする)

各構造物の特性は伝達関数マトリクスHと動剛性マトリクスKで式(１)の如く記述されるとする．動剛性マトリクスKは質量や減衰を含んだ複素マトリクスである．

X=Hf (主体構造物)
f=Kx(付加構造物)　　(１)

fは(未知の)エンジン加振力，xは変位である．結合の前後において入力は変化しないと仮定する．

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_2_19

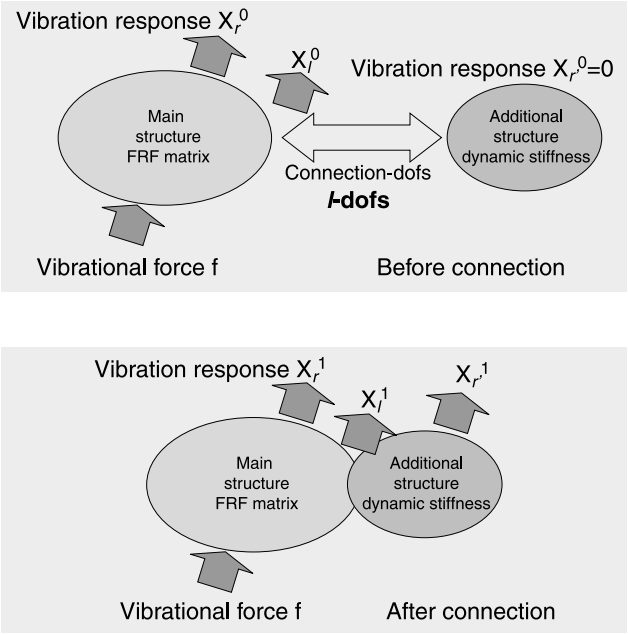


Fig.1 Concept of building block approach

結合後の振動応答から入力fを消去すると，以下の関係式を得る．

$$\begin{Bmatrix} X_r^1 \\ X_l^1 \end{Bmatrix} = \begin{pmatrix} I_{rr} & -H_{rl}K_{ll}Z_{ll} \\ 0 & Z_{ll} \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} X_r^0 \\ X_l^0 \end{Bmatrix} \quad (2)$$

lは結合自由度，rはその他の主構造物上の自由度(付加構造物上のr'と区別しない)を表す添字，その他の記号，添字の意味は下記の通りである．

I_{rr}, I_{ll} 単位マトリクス(添字は単に大きさを示す)
H_{rl}, H_{ll} 伝達関数マトリクス
K_{ll} 付加構造の動剛性
X_r^0, X_l^0 主構造，付加構造の振動変位(構造変更前)
X_r^1, X_l^1 主構造，付加構造の振動変位(構造変更後)

但し，Z_{ll}は以下に示す逆行列であり，計算の核部分である．この項は後述の感度解析でも登場する．すべての変数は周波数の関数である．

$$Z_{ll}=(I_{ll}+H_{ll}K_{ll})^{-1} \quad (3)$$

式(2)は，結合前後に入力が不変であるという仮定のもとで結合後の振動を予測する基本式である．Kの符号を逆にすれば構造物を除去の場合も包含する．また，結合部自由度数が2である特別の場合に簡略化した応用例も報告されている[7]．

2．2．感度解析の定式化

付加構造の動剛性K_{ll}が設計パラメータPの関数であり，微係数dK_{ll}/dP(近似的には差分変化率$\Delta K_{ll}/\Delta P$)をもつとし，式(2)をPで微分すると，付加構造の標準状態での変位がPに対して持つ感度(4)式が計算できる．Z_{ll}が計算の核であること，感度は結合に関与する自由度の結合前における変位X_l^0に比例することがわかる．

$$\begin{Bmatrix} \frac{dX_r^1}{dP} \\ \frac{dX_l^1}{dP} \end{Bmatrix} = \begin{pmatrix} -H_{rl}\left(I_{ll}-K_{ll}Z_{ll}H_{ll}\right)\frac{dK_{ll}}{dP}Z_{ll} \\ -Z_{ll}H_{ll}\frac{dK_{ll}}{dP}Z_{ll} \end{pmatrix} \left\{X_l^0\right\} \quad (4)$$

付加構造物が無い状態を標準と考えれば，Z_{ll}は単位マトリクスとなり，K_{ll}は仮想的な構造変更パターンを代表するものと見做すことが出来，(4)式は最適化探索の方向性指標に用いることも出来る．本論文では，シリンダブロックのリブ配置に関する事例を4．3．に述べる．

2．3．実験による伝達関数の直接使用について

実験データとFEモデルのような解析的データの両方を使うシミュレーション計算は近年ハイブリッド解析と呼ばれはじめた．良く知られているように，FEモデルに対するCMS(コンポーネントモード合成)法の代わりに通常行われる実験モーダル解析結果を代入して用いると，剛体モードと高次モードの影響が除外されているために，いわゆるトランケーションエラーが発生する．剛体モードや静変形モードについてはジオメトリからの補間が有効であり，ゴムマウントを介する場合などの様に結合が柔らかい場合は，剛体モードのみを考慮しても改善できるが，パワートレーン締結構造への適用ではFig.2のように広範囲で誤差が無視できない場合がある．(400Hzまでの実験モード解析結果を合成して用いた場合は，実験による伝達関数を直接用いた場合に比べて，予測性精度が劣る．より高次のモード，例えば解析上限周波数の2倍を用いれば精度は改善されるが，どこまで高周波特性を考慮するかは，解析者のセンスにゆだねられる．)

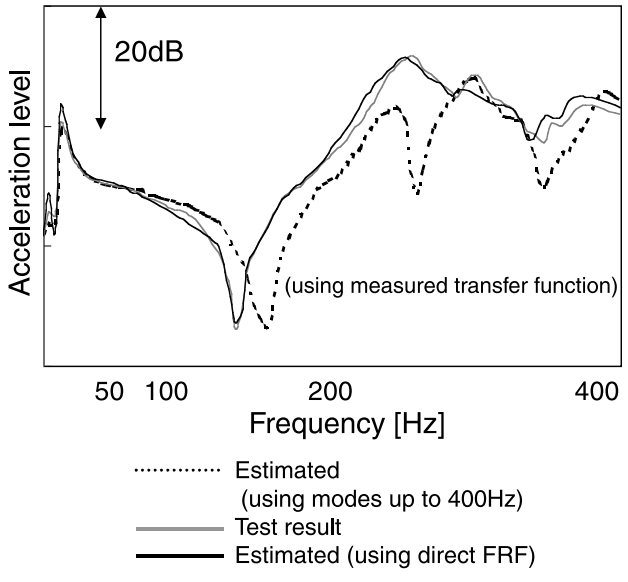


Fig.2 Estimation error caused by modal truncation

エンジン回転２次振動の周波数領域の大部分をカバーし，適用部位を限定しない手法を目指すため，ここでは実験による伝達関数をそのまま用いることとした．

３．シミュレーション計算の実現方法

FEMモデルによる周波数応答計算結果を実験データとみなした理論検証および実用の便宜を考慮して，MSC／NASTRANの直接法周波数応答計算DMAPを修正してソルバーを実現した．また，実験から得た伝達関数をソートして周波数毎にシステムマトリクスを入力するプリプロセッサを組み合わせて，BBA手法が実行できるようなスーパーエレメントを利用した計算環境を構築した．データの流れの概要をFig.3に示す．

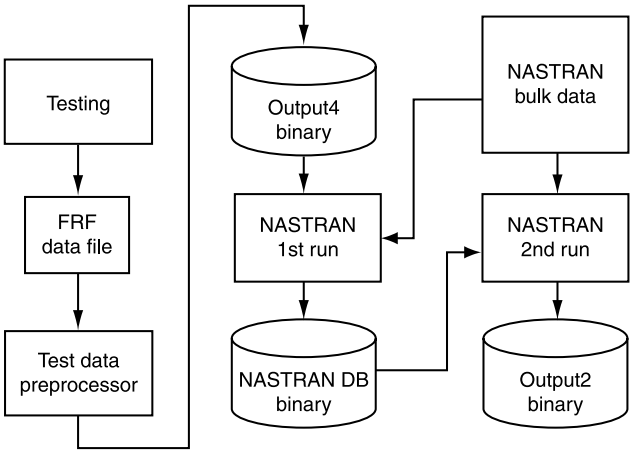


Fig.3　Data flow in BBA simulation

計算上の工夫として，ソルバに入力する前のデータにSVD(Singular Value Decomposition)によるスムージング処理を試みたところ，逆行列演算結果のバラツキを抑えて周波数応答グラフ上でのスパイク状の乱れを低減する効果は確認できた．しかし，運転時への適用結果では自由度減少によるトランケーションエラーを発生して，予測精度はかえって悪化し，常に有効な手法であるとは確認出来なかった．

４．エンジン部品振動への適用例

パワープラント開発には全体の曲げや捻じりモードのようなグローバルな振動特性と，コンプレッサ等の補機類や吸排気マニホルド等，エンジンブロックやトランスミッションケースを土台として取り付けられた部品振動の問題がある．本手法は原理的にはいずれの場合も適用できるが，実際にこれを示すため，Fig.4のような各構造変更事例について検証を行ったので，以下に結果を報告する．

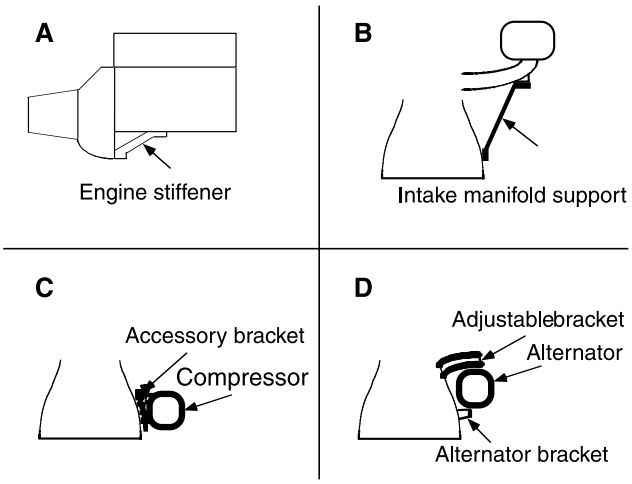


Fig.4　Structural modifications for validation of the method

４．１．加振応答への適用

計算原理の検証のため，エンジンは運転せず，制御された電磁加振機によるトランスミッション先端加振応答を対象に，構造変更後の振動を予測し，実際にテストした場合と比較した．

当然ながら，ここでは構造変更後の加振力の不変性は保証され，エンジン運転時の条件変化(水温，油温，燃焼バラツキ)なども発生しない．

エンジンスティフナの追加を構造変更とした場合の適用例をFig.5に示す．構造変更前後での変化に比べて，構造変更後の実測とシミュレーション結果とが良く一致しているので，本手法の適用性が証明されたと考える．

４．２．エンジン運転時への適用

エンジンを点火運転(空転)した場合の適用結果を述べる．すべての測定は暖気後に水温，油音を監視しながら一定回転数を保ちながら行い，極力一定条件でデータを得るように配慮した．

また，後述のように，伝達関数は非運転時のものではなく，運転中に加振テストしたデータを後処理して使用している．

データの流れを概略示すとFig.6のようになる．

適用例をFig.7に示す．なお，ここに掲載したのはすべて上下方向の振動であるが，他の２方向についても同程度の精度が得られている．

エンジン運転時の構造変更予測では，6000RPM以上の高回転域を除いて，実際に変更したデータとかなり良く一致している．高回転域の予測精度が悪く，周波数が限定される(～200Hz)ことから，，高速耐久性の評価手法として用いるのは困難であろう．この限界性の理由は後述するように，加振力の不変性が崩れてくること，および伝達関数計測でのS/N悪化によるデータの精度不足と考えられる．

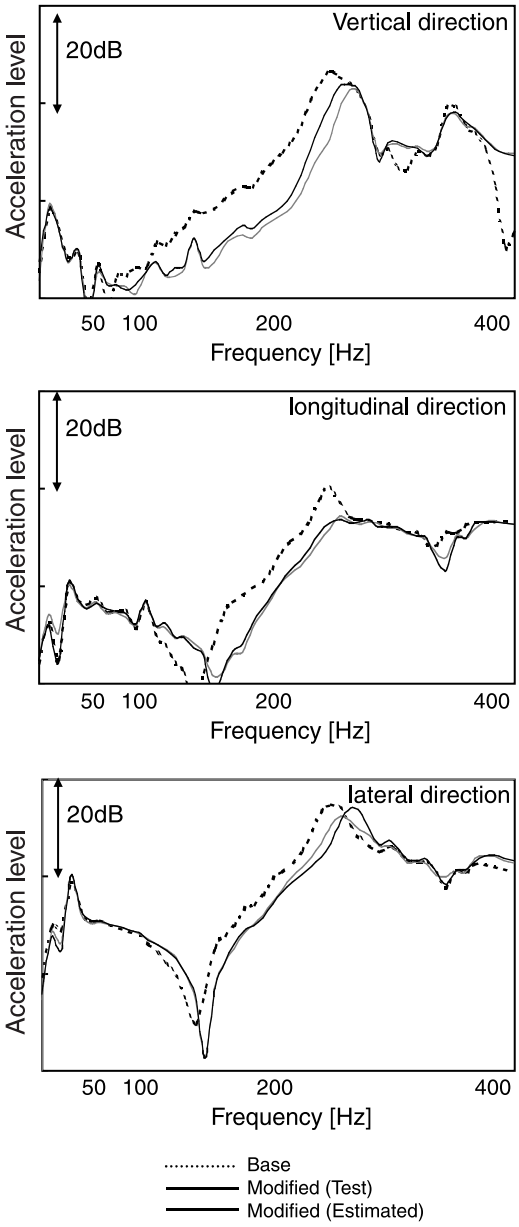


Fig.5 Change of transmission vibration (A: Addition of engine stiffener)

４．３．感度解析の適用例

４気筒1.5リッター低燃費エンジンの開発において，燃費目標達成のためスワールによる燃焼速度増加が検討され，これに伴って中速域でのエンジンブロックからの放射音が悪化すると認識された．ブロック設計を大きく変えず，壁面リブ配置で対策することを目指して，２．２．で述べた感度解析を実施した．具体的にはプロトタイプの壁面振動データ，リブ配置可能性のある壁面上の点間の伝達関数計測データ，リブ相当のFEモデルからリダクションした剛性マトリクス，感度マトリクスを用いて，放射音の指標と考えられる壁面振動の二乗和について，低減感度を最大とする配置の最適化を行った．但し，自由度はいずれも壁面の曲げ剛性と音響放射に寄与する変位を表現するための，壁面垂直方向のみで，対象周波数域は300～800kHzである．Fig.8は500Hz付近および1500Hz付近での実機の振動形態により，計測点間隔の妥当性を確認したものである．

感度解析の結果として，エンジンヘッドに近い部位の壁面リブの効果が大きいこと，エンジンブロックの片面毎の寄与，周波数帯域ごとの違いにより，非対称な配置が最適とわかった．これらにより実機での問題周波数帯域を狙った改善案を次期プロトタイプに反映を行った．その結果をFig.9に示す．それぞれリブ追加前後における壁面振動二乗和であり，リブによる改善効果が明らかである．

エンジン運転時データを用いたことにより，加振実験では考慮することが難しい，ピストン打撃などを含む実際に近い入力条件のもとでの改良ができたと考えられる．

ただし，この適用例では得られる知見，精度が計測の煩雑さに比べて不十分であり，感度解析手法を使いこなすにはレーザ振動計測やエンジン運転時データ収集・処理などの計測近代化技術とデータベースやツール間のインタフェース，実験計画法などの統計的な案別管理手段を含むシステム整備が必要である．

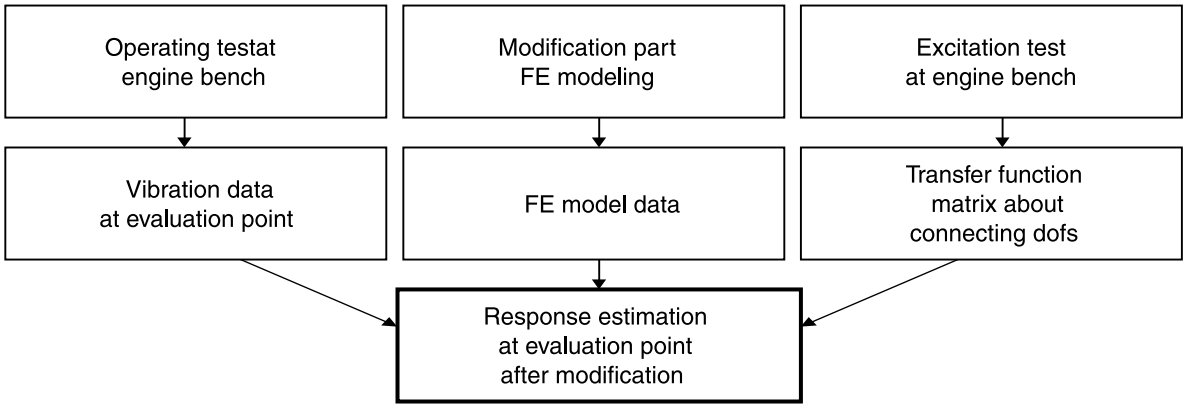


Fig.6 Data flow in simulation of operating condition

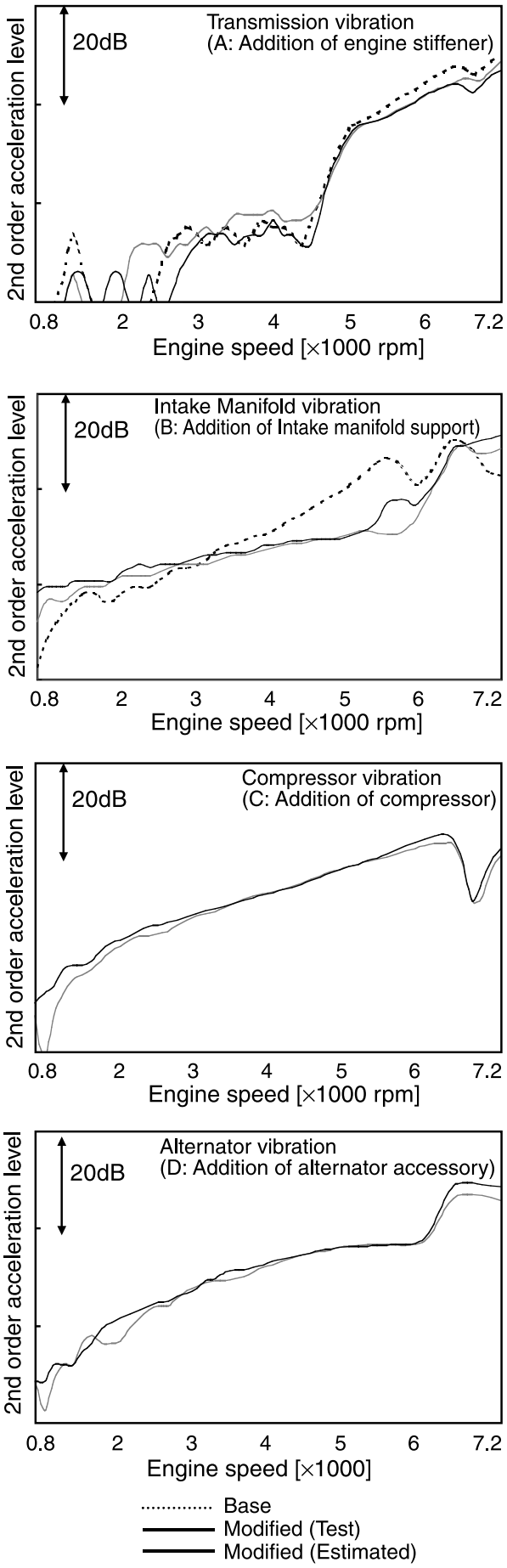


Fig.7 Change of vibration in vetrical direction

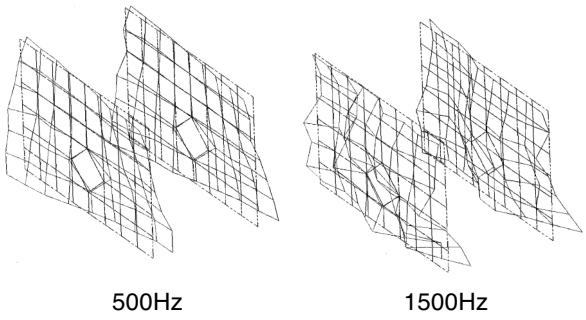


Fig.8 Operating vibration mode
(Both side of cylinder block walls)

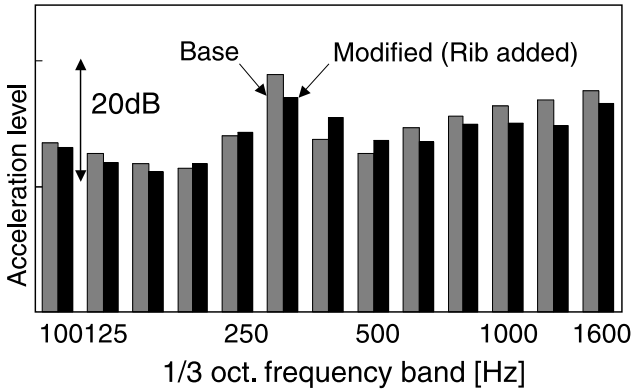


Fig.9 Sum of the squared wall velocity of the engine block

5．エンジン運転状態の伝達関数計測

5．1．計測手法

実機エンジン運転状態における伝達関数として，静止状態で計った伝達関数が使えるのかどうかは疑問であった．クランク回転系は薄いオイル層を介して数トンに及ぶピーク荷重をジャーナルベアリングで支持されており，ゴムマウントで遮断された取り付け部品のように独立して扱えるとは考えがたいが，常に固着しているとも断定することはできない．これは本質的には基本構造物に，刻々とジオメトリが変化する回転系および油膜による結合の変動成分が加わった準定常な状態であり，内力と構造パラメータが連成している非線型現象である．それを踏まえた上で，線形近似と見做せるデータ，近似モデルを定義できるような計測手法が必要なのである．

運転時のパワープラントの伝達関数を計測するため，大型の電磁加振機を用いて，Fig.10のような装置で加振テストを行った．

エンジンの静止状態と運転状態(空転)とでは，Fig.11のように伝達関数が異なる．低周波域では比較的よく一致していも，200Hz以上では大きくずれ，さらに運転状態では加振力の大きさからも影響を受ける．

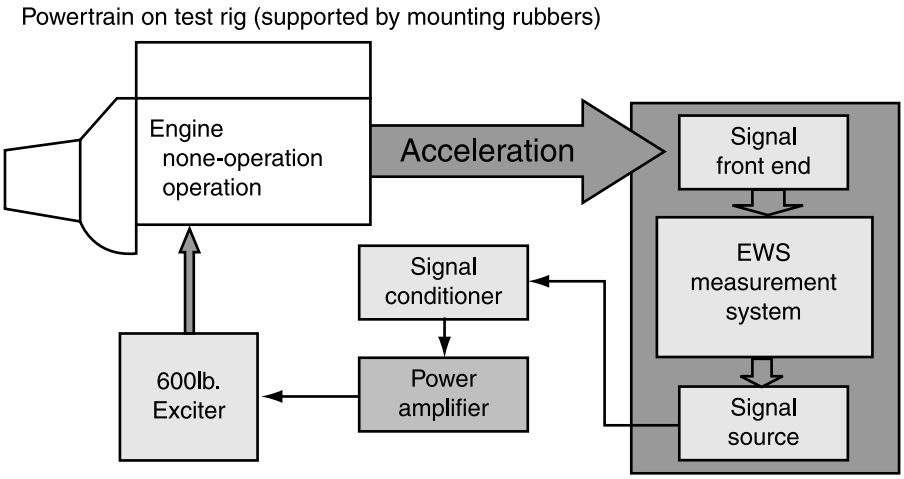


Fig.10 Artificial excitation system for measurement of transfer function

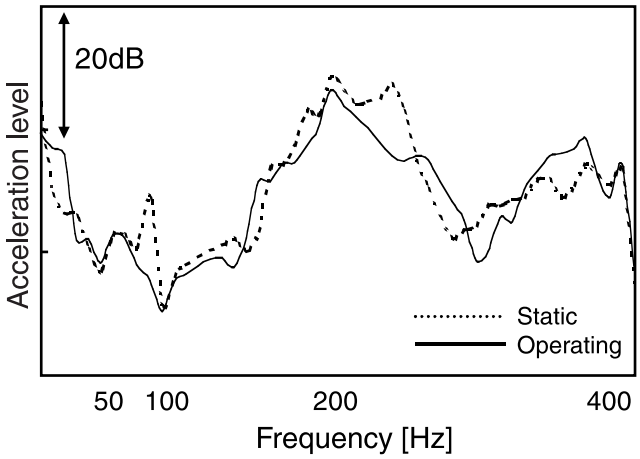
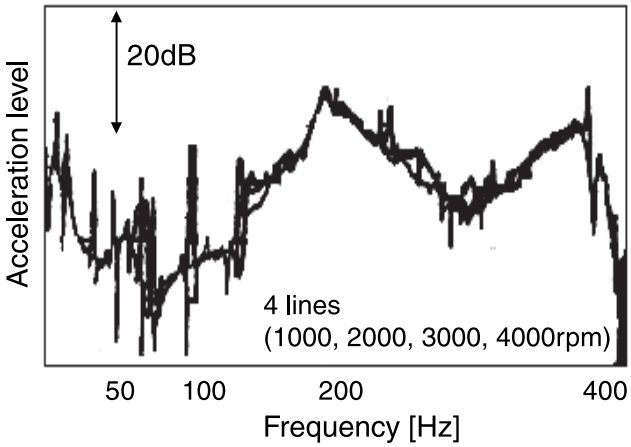


Fig.11 Comparison of transfer function operating and static condition



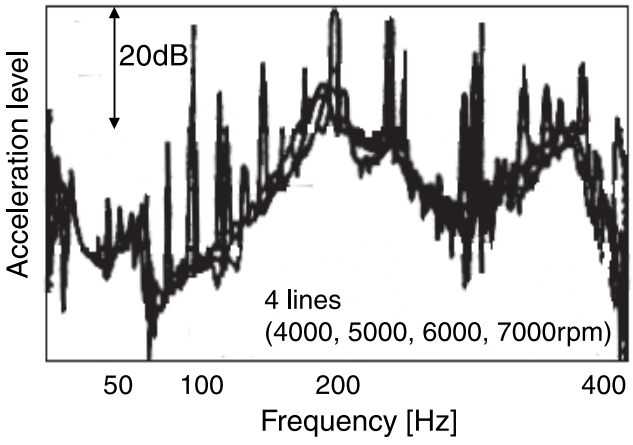


Fig.12 Transfer function under operating condition at various engine speed

5．2．シミュレーションに用いた伝達関数

運転状態の場合，比較的大型の電磁加振機(600ポンド)でも次数成分と重なる周波数ではS/N比を確保することは出来ない．また，きわめて大きな加振力は加振点付近の破壊や加振による振動系の変化の恐れもあり，限りなく加振力を増加することでS/Nを確保することは不可能である．各回転数毎のランダム加振結果の具体例を Fig.12**に示す．横軸等間隔のスパイク状の線は0.5次おきのエンジン起振力によるものであり，加振機からの入力によるものではない．**

そこで，ランダム加振で得た伝達関数から，次数成分に相当する孤立ライン周波数を除去したものを用いて評価することとした．

また，構造変更シミュレーションに用いる伝達関数は，運転状態(エンジン回転速度)によって変化する可能性がある．このため，Fig.12**の各回転数毎にその２次周波数成分に相当する周辺部分を区分的に切り出して合成すると，より正しい２次振動に対する特性を表現できるのではないかと考えられる．４．２．のシミュレーション結果はこのような合成伝達関数を用いたものである．**

６．本手法の限界

構造変更後の入力が不変と仮定すれば，入力同定を含まない(２)式，(４)式は見通しが良く，計算技術上も$Z_{//}$の精度

改善に集中することができる．しかしながら，エンジンの発生する起振力の変化を無視できるものかどうかは結果の信頼性に関わる．このため，パワープラント共振周波数がかなり変化する様なエンジンスティフナーの取り付け有無について，ジャーナルベアリングへの荷重変化を確認することにした．

クランクジャーナル部のベアリングキャップ締め付けボルトに歪みゲージを貼り，運転時に発生する動的な歪みをモニターした．結果はFig.13(RMS値)のように，２次振動がパワープラント共振に近い6000rpm以上を除外すれば，回転２次成分の入力は不変であると考えられる結果となった．エンジンスティフナーよりも剛性が低い部品の取り付けなどについては影響は小さく，起振力不変性を仮定して良い．

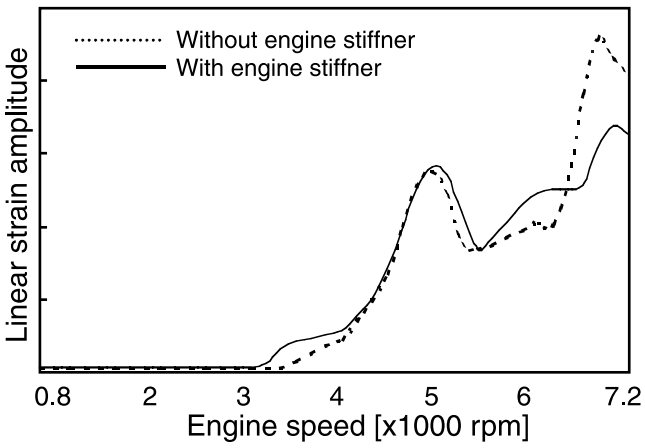


Fig.13　Change in bearing cap bolt strain amplitude caused by structural modification

一方，ラダーフレーム構造などのように，エンジン入力点のごく近いところでの大規模な変更は，剛性の変化が入力変化を引き起こし，本手法の限界を超えると考えられる．

７．まとめ

本論文では４気筒エンジンの２次振動領域を対象とし，直接伝達関数法による構造変更シミュレーションが小型自動車用パワートレーンに対して適用可能であることを加振応答を使って原理的に示した．次に運転状態に適用するために必要なエンジン運転状態の伝達関数データを収集する際の計測上の工夫と限界性の検証を行った．これにより，エンジン運転時でも最高回転数付近を除けばBBA手法により良好な構造変更予測が可能なことを，複数の事例で示した．また，感度解析をエンジンブロック放射音低減に応用した事例を紹介した．システム構成として市販FEMのプログラム機能使ってソルバーを実現し，実験による伝達関数データを入力するためのプリプロセッサを作成して組み合わせることにより，比較的容易に実現できることも示した．

８．あとがき

テストできる実物が存在する開発段階，或は大幅な設計変更の可能性が無いが対策が急がれる場面では，パワープラント全体FEモデルが不要で，FEモデルのいわゆるコリレーション(実機特性への合わせ込み)なしに精度が保証されるという意味から，計測データを用いた手法が注目されるのは当然である．

本研究は80年代の終わりから90年代初めに実行されたもので，その後のコンピュータリソースの進化を思えば，実験解析部分も含めた計算処理や最適化について改良の余地があると考える．

今後のハイブリッドCAEシステム開発がとるべき方向性を考察するに当たって本論文の事例が手がかりになれば幸いである．

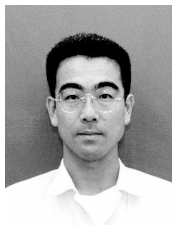
参考文献

１）Klosterman, A. L.: On the Experimental Determination and Use of Modal Representation of Dynamic Characteristics, Ph. D. Univ. Cincinnati
２）長松昭男，大熊政明：部分構造合成法，培風館，1991
３）Craig R. R. Jr. and Bumpton M. C. C.: AIAA Journal, 6-7, 1968, 1313
４）O'Callahan J., Avitabille P., Riemer R.: System qeuivalent reduction expansion process (SEREP), 7'th IMAC Proc., 1989
５）Leuridan J., D De Vis, H Grangier, Aquillina: Coupling of structures using Measured FRF's: Some Improved Techniques, 1990
６）大槻守，角賢治，Ludo Gielen：パワープラント振動予測のためのFE－実験ハイブリッドモデル化開発，自動車技術会1999年春季大会
７）野口久智，漆山雄太，飛田哲夫他：伝達関数による敏感度解析，自動車技術，1987, vol.41, No.13

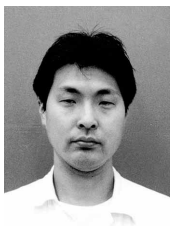
■著 者■



銭場克己



高橋勝雄



坂口元康



山岸 仁

0W-20低粘度エンジンオイルの省燃費効果

Effect of 0W-20 Low Viscosity Engine Oil on Fuel Economy

田 中 秀 樹* 長 島 隆*
Hideki TANAKA Takashi NAGASHIMA
佐 藤 孝 之* 川 内 昌 司*
Takayuki SATO Syouji KAWAUCHI

要 旨

HVI(High Viscosity Index)ベース油を用い，省燃費化を目的とした常用温度域粘度の低減とエンジン耐久性の保証を目的とした高温粘度の確保を両立させたSAE 0W-20グレードのエンジンオイルを開発した．摩擦調整剤についても検討し，従来の5W-30オイルに比較して1.5%の燃費改善効果があった．低粘度化によって懸案となる，耐摩耗性とオイル消費については実機で問題ないことを確認した．

ABSTRAT

SAE 0W-20 grade engine oil that will meet the requirement of fuel saving was developed with HVI (High Viscosity Index) mineral base oil. It showed an improvement of fuel economy by 1.5%. For concerns in abrasion resistance and oil consumption owing to changed low viscosity, it was proved to effect no problems.

１．まえがき

近年の地球環境問題に対して，CO_2の削減や自動車の燃費改善が求められている．そして，燃費規制も，今後さらに強化されていくという状況である．

これに対して，エンジンオイルの低粘度化が有効なことは，従来からよく知られている[1)~6)]．ホンダでもFig.1に示すように，低粘度のHVI油(100ニュートラルベース油で粘度指数が120以上の鉱油系ベース油)を改良し，1991年以降量産化してきた．しかし，ある程度以上の低粘度になると，高温時の耐摩耗性低下，油圧低下，オイル消費量の増加などが問題になってくる．さらに市販オイルの品質規格であるILSAC(International Lubricant Standardization and Approval Committee)規格に抵触する可能性も出てくる．とくにILSAC規格のなかのHTHS(High Temperature High Shear)粘度，蒸発特性を満足できなくなる．すなわち，常温での粘度を低くするだけでは高温での粘度低下と蒸発特性の二つが問題になる．

そこで，これらの問題点を考慮して開発のねらいを次のように定めた．

(1)常用温度域の粘度低減による省燃費化を追求する
(2)耐久性を保証する
(3)ILSAC規格に適合する

これに対してHVI(High Viscosity Index)ベース油は高温でも粘度が下がりにくく，蒸発特性も低い[7)~13)]．そこで本研究では従来から採用してきたHVIベース油を用いて低粘度化による省燃費性能の向上を計った．その結果，ILSAC規格に適合する0W-20グレードの低粘度オイルを得た．

著者らがすでに報告しているように[14)]，粘度を下げすぎると逆にフリクションが増加する場合がある．これはオイルの極端な低粘度化によってフリクション低減と増加の２つの現象が重なって起こるためと推定される．すなわち，オイルのせん断強さの低下によるフリクション減少と，境界潤滑領域に近づくことによるフリクション増加が重なっていると推定される．一方，最近のエンジンでは，動弁系などが「すべり」から「ころがり」へと改良されてきている．その結果，長島らの報告[14)]を上回る超低粘度オイルが適用できる可能性も出てきている．そこで，0W-20グレードの低粘度オイルの開発と平行して，ローラタイプの動弁系をそなえたエンジンで，0W-20グレードよりさらに低粘度化したオイルの効果も確認した．その結果，すぐれた効果のある0W-20エンジンオイル(以下，0W-20 開発オイルと略記)が得られるとともに，超低粘度オイルの効果も確認できたので，以下に報告する．

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_2_20

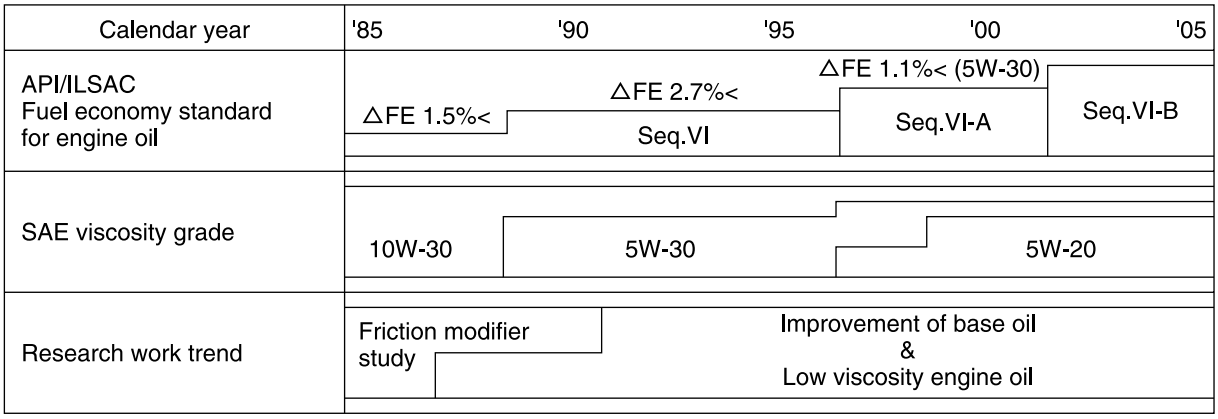


Fig.1 History of engine oil research in HONDA

Table 1 Properties of engine oils

Items			Developed oil		Current oil	GF-2 limit
SAE viscosity grade			0W-20	Low vis.	5W-30	–
Kinematic viscosity	@100°C	mm^2/s	8.2	7.1	10.2	xxW-20:5.6min xxW-30:9.3min
Viscosity index			186	185	189	–
HTHS* viscosity	@150°C	mPa·s	2.6	2.4	2.9	xxW-20:2.6min xxW-30:2.9min
CCS** viscosity	@-25°C	mPa·s	–	–	2680	5W:3500max
	@-30°C	mPa·s	3050	2160	–	0W:3250max
Evaporation loss***		%	16	22	17	17max

*High Temperature High Shear **Cold Cranking Simulator ***@250°C×1hr

2．オイル配合の考え方

2．1．オイル性状

試作エンジンオイルの物理化学性状をTable 1に示す．試作したオイルは0W-20開発オイルと超低粘度オイルの２種類である．前者は市場規格(ILSAC GF-2規格)に適合する範囲内で省燃費化をねらったもの，後者はGF-2規格の制約を無視して省燃費の限界を追求したものである．

Table 1に示したように，0W-20開発オイルの動的粘度は，従来の5W-30オイルで10.2mm^2/sなのに対して8.2mm^2/sまで下げてある．また，Table 1から分かるように，0W-20開発オイルの各性状はすべてGF-2規格を満足している．これに対して超低粘度オイルは動的粘度が7.1mm^2/sと最小になっているものの，蒸発性が22%(GF2規格17max)，HTHS粘度が2.4mPa･s(GF2規格では2.6min)であり，GF-2規格に適合していない．一般に，オイルは温度増加に対して粘度が下がり，蒸発量が増える．そして，高温での粘度の下がり過ぎは耐久性の点で，また蒸発量の増え過ぎはGF-2規格の点で問題になる．したがって，常用温度域の粘度を下げようとする場合，温度変化に対する性状変化の少ないオイルほど有利になる．この点でHVIベース油は従来の鉱油と比較してすぐれた温度変化特性を持っている．その結果，規格値を満足しながら0W-20まで粘度を下げ，かつ常用温度域の粘度を低減することが可能となっている．

2．2．モリブデン(Mo)系摩擦調整剤

HVIベース油の省燃費性能は，低粘度化と効果的な摩擦調整剤を用いることによって，さらに向上させることが可能である．摩擦調整剤の中でも，とくに有機Mo系摩擦調整剤の効果がすぐれている．ホンダにおいても，従来から本添加剤を採用している．しかし，最近のローラタイプの動弁系をそなえたエンジンの場合は，摩擦調整剤による改善効果がなくなっている可能性がある．そこで，摩擦調整剤の効果を，従来のすべりタイプのエンジンとローラタイプのエンジンの両方で確認した．

3．実験方法

3．1．省燃費性能の評価

省燃費性能は台上と車両の両方で評価した．台上試験では，動弁系単体およびエンジンのモータリングトルクを測定した．Fig.2にモータリング測定装置を示す．

また，車両試験では，LA-4モード走行における燃費を測定した．なお，試験にはローラタイプの動弁系を持ったエンジン搭載車両を使用した．

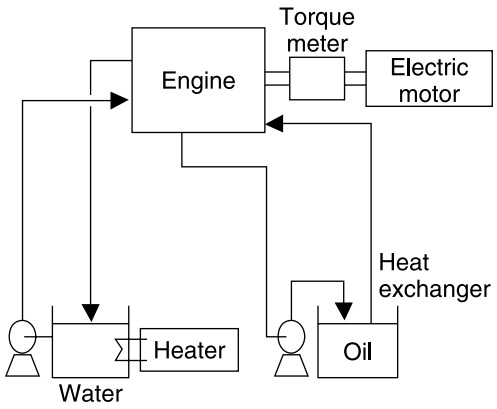


Fig.2　Schematic diagram of engine motoring tester

３．２．耐久性評価

（1）動弁系の摩耗

動弁系の摩耗は台上でのファイヤリング耐久試験で評価した．試験条件をTable 2に示す．これは動弁系が摩耗しやすい条件であり，エンジン回転数は常用回転域である．なお，オイルの低粘度化による摺動部の油膜厚さ減少の影響をより評価しやすくするために，ローラタイプではなくすべりタイプの動弁系を有するエンジンを用いた．

Table 2　Test conditions of valve train wear test

Engine	2.0L OHC
Engine speed	2 000rpm/0rpm
Oil temperature	90~95°C/20~30°C
Water temperature	80~90°C/15~25°C
Duration	300cycle

（2）オイル消費

オイル消費は，台上ファイヤリングの高速運転モードで評価した．試験条件をTable 3に示す．

Table 3　Test conditions of high speed durability test

Engine	2.2L OHC
Engine speed	6 300rpm
Oil temperature	130～135°C
Water temperature	80～90°C
Duration	100hr

４．Mo系摩擦調整剤の効果

まず，省燃費性能に及ぼすMo系摩擦調整剤の効果を台上で測定した．測定結果をFig.3に示す．従来のすべりタイプの動弁系に対し，ローラタイプの動弁系は大幅にフリクションが下がっているため，摩擦調整剤添加による効果も小さくなっている．しかし，ローラタイプの動弁系を有するエンジンにおいても従来のすべりタイプのエンジンと同様に，Mo系摩擦調整剤は有効なことが分かった．

そこで，以降の評価はMo添加仕様を基本として検討した．

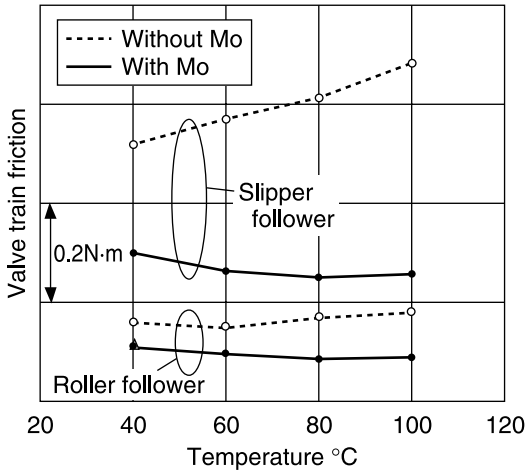


Fig.3　Effect of friction modifier on friction reduction

５．省燃費性能

0W-20開発オイルの省燃費性能の確認結果を以下に述べる．

Fig.4にモータリングフリクション試験による評価結果を示す．5W-30オイルに対して，0W-20開発オイルは4.8%のフリクション低減効果がある．

Fig.5に実車による燃費測定結果を示す．同図によると，0W-20開発オイルは，5W-30 オイルに対して1.5%の燃費改善効果がある．これらの値は，オイル単独の効果としてはたいへん大きいものである．

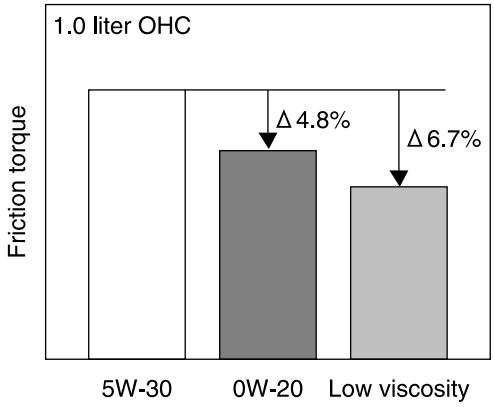


Fig.4　Friction torque with 0W-20 and low viscosity engine oil

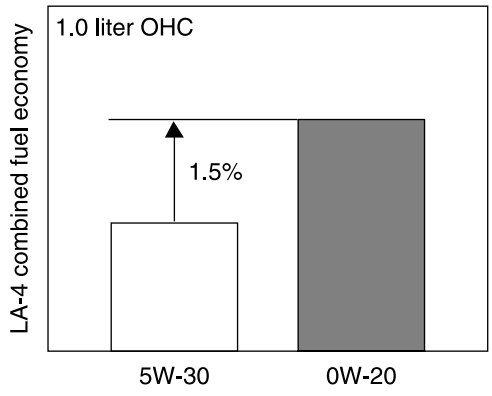


Fig.5 LA-4 combined fuel economy

6．エンジン耐久性への影響

つぎに，0W-20開発オイルのエンジン耐久性に及ぼす影響について述べる．

6．1．耐摩耗性

テストは0W-20開発オイルおよび比較として5W-30オイルについて実施した．両エンジンオイルとも添加剤の配合は同一である．

Fig.6にカムノーズ摩耗量，及びロッカアームのスカッフ評点の測定結果を示す．0W-20開発オイルのカムノーズ摩耗量は比較対象とした5W-30に対してわずかに増加しているが，要求値に対して十分余裕をもっている．また，ロッカアームのスカッフについては5W-30と同等である．以上のように，0W-20開発オイルはすべりタイプの動弁系を有するエンジンにおいても十分な耐摩耗性がある事を確認した．

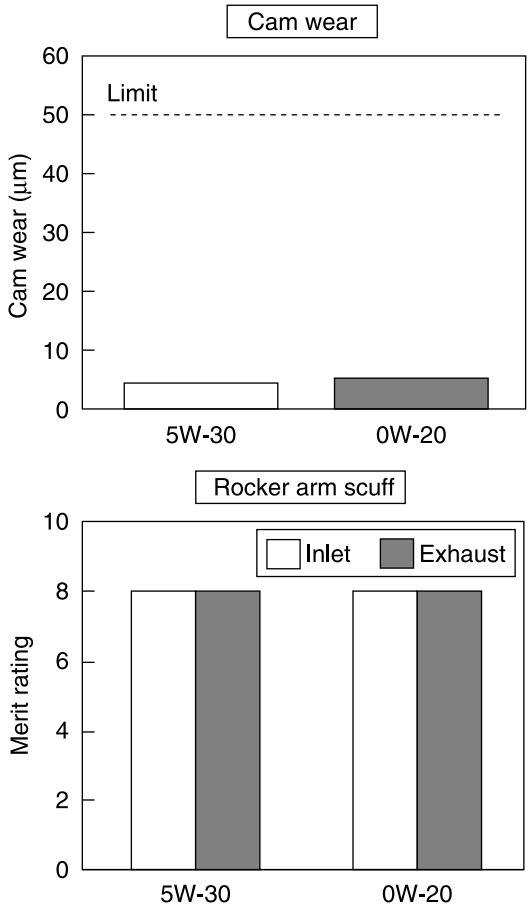


Fig.6 Anti wear performance of 0W-20 engine oil

6．2．オイル消費

次に，低粘度オイルを使った場合のオイル消費を実機で確認した．結果をFig.7に示す．0W-20開発オイルは5W-30オイルに対して低粘度化しているにもかかわらず5W-30オイルと同等の消費量となっている．これは，2章でも述べたように，HVIベース油のすぐれた蒸発特性によるものである．

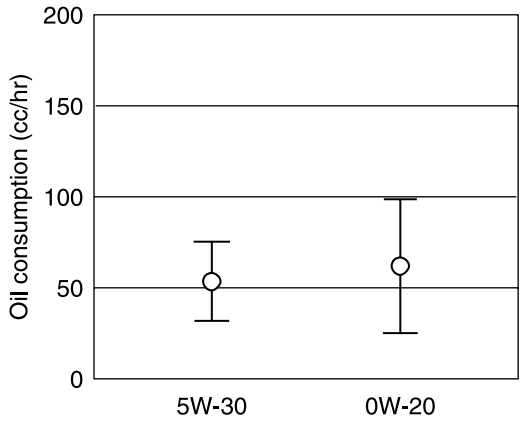


Fig.7 Oil consumption with 0W-20 and 5W-30 engine oil

7．超低粘度オイルのフリクション低減効果

超低粘度オイルのフリクション低減効果はモータリング試験で測定した．測定結果をFig.8に示す．すべりタイプの動弁系を有するエンジンにおいてフリクションの極小値を示す時のHTHS粘度は約2.5mPa･sであった．ローラタイプの動弁系を有するエンジンと組み合わせると，極小値は2mPa･s以下とすべりタイプの動弁系を有するエンジンの場合より低い値だった．ここで得られた結果を0W-20開発オイルの結果と比較するために，Fig.4に同一油温条件下でのフリクション低減効果として示してある．同図から分かるように，超低粘度オイルは最大で6.7%のフリクション低減効果があり，今回開発した0W-20オイルを上回る省燃費性能を持っている．

超低粘度オイルを適用するためには，エンジン側でオイル消費や耐久性を考慮した仕様とする必要がある．しかし，ローラタイプの動弁系を有するエンジンでは，より低粘度のオイルとの組み合わせによって従来にない低フリクション化を達成できることが確認された．

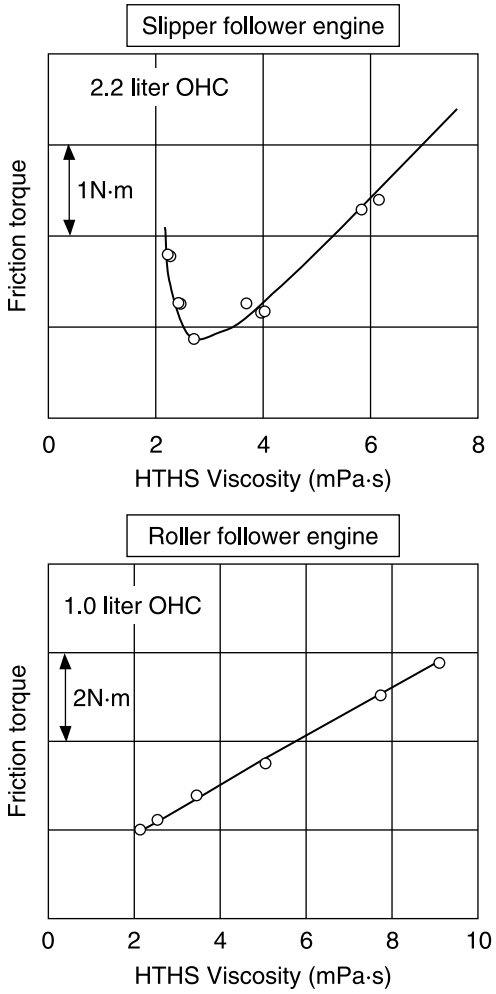


Fig.8　Limit in friction reduction

8．まとめ

エンジンオイルの低粘度化検討，およびその省燃費性能と耐久性を検証した結果，以下の知見が得られた．

（1）HVIベース油を用いることにより，ILSAC規格に適合するSAE 0W-20グレードのエンジンオイルを処方することが可能である．

（2）ローラタイプの動弁系を有するエンジンにおいてもすべりタイプの場合と同様に，Mo系摩擦調整剤は有効なフリクション低減方法である．

（3）ILSAC GF-2規格に適合した0W-20開発オイルで，5W-30オイルに対して1.5%の燃費改善効果が得られた．

（4）0W-20開発オイルの動弁系における耐摩耗性とオイル消費については実機で問題ないことが確認できた．

（5）超低粘度オイルでは，5W-30オイルに対して最大6.7%のフリクション低減効果が得られた．

以上の結果から，0W-20開発オイルは，今後益々厳しくなる環境対応において，燃料消費率の低減による貢献ができるエンジンオイルであると考える．

謝　辞

本研究を進めるにあたりエンジンオイル試作等でご協力下さった日石三菱(株)および出光興産(株)の方々に深く感謝の意を表します．

参考文献

1）Klaus, E. E.: Energy Conservation in Road Transportation Through Lubricant Technology, Lubrication Engineering, Vol.34, p.611-617 (1978)

2）Goodwin, M. C. et al.: Fuel Economy Improvements in EPA and Road Tests with Engine Oil and Rear Axle Lubricant Viscosity Reduction, SAE Paper 780596

3）Waddey, W. E. et al.: Improved Fuel Economy via Engine Oils, SAE Paper 780599

4）Damrath, J. G. et al.: Fuel Economy Factors in Lubricants, SAE Paper 821226

5）Irwin, R. F. et al.: Energy Conserving Engine Oils - Techniques and Technology, SAE Paper 830164

6）Clevenger, J. E. et al.: The Effects of Engine Oil Viscosity and Composition on Fuel Efficiency, SAE Paper 841389

7）Billon, A. et al.: Manufacturing New Base Oils by the IFP Hydrorefining Process, 34th Mid-Year API Meeting, Preprints, p.38-69 (1969)

8）Denis, J. et al.: Better Multigrade Oils from High Viscosity Index Hydrotreated Stocks, 34th Mid-Year API Meeting, Div. Refining, Preprints, p.50-69 (1969)

9）Cashmore, K. et al.: Hydrotreated Lube Oil Base Stocks, SAE Paper 821235

10）Ushio, M. et al.: Product of High VI Base Oil by VGO Deep Hydrocracking: Symposium on Processing, Characterization and Application of Lubricant Base Oils (1992)

11）Breimer, F. et al.: Hydroisomerization of Paraffin Wax, J. Inst. Petrol., Vol.43, p.297-306 (1957)

12）Bijward, H. M. J. et al.: The Shell Hybrid Process, an primized Route for HVI Lube Oil Manufacture, Petroleum Refining Conference of Japan Petroleum Institute, October (1986)

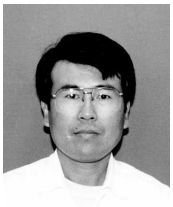
13）Igarashi, J. et al.: High Viscosity Index Petroleum Base Stocks - The High potential Base Stocks for Fuel Economy Automotive Lubricants, SAE Paper 920659

14）長島ほか：高粘度指数ベース油の低フリクション性能と5W-20エンジンオイルへの展開, HONDA R&D Technical Review, Vol.7, p.131-139 (1995)

■著 者■



田中秀樹



長島 隆



佐藤孝之



川内昌司

チクソ成形による車体継手部品の開発

Development of Frame Joint Parts by Thixocasting

斉藤信広* Nobuhiro SAITO
中村武義* Takeyoshi NAKAMURA
大谷輝幸* Teruyuki OHTANI
黒木盛男* Morio KUROKI
増田栄二** Eiji MASUDA
井手籠隆** Takashi IDEGOMORI

要　旨

ビレットの攪拌連続鋳造から加熱・成形までの，一貫したチクソ成形技術を開発した．その結果，今までの鋳造技術では成し得なかった大型・薄肉，かつ高品質な部品の製造に成功した．適用した部品はアルミニウムスペースフレームの継手部品(リアアウトリガー)である．本部品はボデー用の大型鋳造部品であり，下記項目を目標として設定した．

1）大型・薄肉成形が可能であり軽量化が見込める．
2）T5処理で必要強度が得られT6処理にともなう矯正処理の必要がない．
3）内部および表面品質が良好で溶接が可能である．

開発したチクソ成形技術をリアアウトリガーに適用することで，溶接の可能な既存鋳造法(GDC，LPDC)を用いた時と比較して約20%の軽量化がはかれた．

ABSTRACT

The thixocasting technology of integrated processes that include continuous casting with stirring, heating and casting has been developed. The technology has allowed the production of large sized, thin walled and high quality components. It was applied to a joint component of an aluminum space frame and a rear out rigger which are a large sized casting components for the body of automobile. The developmental objectives are shown below;

1) A large sized thin walled component for the reduction of weight.
2) The necessary strength by the T5 process without any remedy after the T6 process.
3) Satisfactory inside and surface qualities, and the capability of welding.

The thixocasting technology to rear out rigger presents an advantage of 20% lighter weight than that produced by the conventional casting such as GDC and LPDC.

1．はじめに

近年，素形材製法の革新技術の１つとして，チクソ成形が注目されている．鋳造製法が液相状態で成形するのに対して，チクソ成形は半溶融状態で高圧成形する[1), 2)]．

このことから，チクソ成形にはいくつかの特徴がある．

1）半溶融状態での流動性を確保するため，攪拌連続鋳造で組織を球状化したビレットが必要である．
2）高圧成形するため薄肉成形が可能である．
3）半溶融状態で層流充填するため，ガス含有量が少なく溶接が可能である．

すなわち，高圧鋳造法(HPDC)の持つ薄肉成形性，生産性と重力鋳造法(GDC)，低圧鋳造法(LPDC)の特徴であるガス含有量が少ないことの両者をあわせ持っている．

このようにチクソ成形の長所は認識されているが，まだ大型部品への適用は進んでいない．これは，製品の方案部をビレットとして再利用できないこと，大きなビレットを半溶融状態で取り扱いにくいことが障害となっていた．そこで，方案部の再利用のためのビレット作製方法，および大型部品のチクソ成形について研究した．

その結果，大型部品のチクソ成形技術を確立するとともに，チクソ成形によるアルミニウムスペースフレームの継手部品(リアアウトリガー)の開発に成功したので，以下に報告する．

2．開発の狙い

リアアウトリガーの取り付けられている周辺の状況をFig.1に示す．図からわかるように，リアアウトリガーは，リアフレームとサイドシル，フロントフロアフレームなど

＊　栃木研究所
＊＊ホンダエンジニアリング(株)

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_2_21

の部材をつなぐアルミニウムスペースフレーム骨格の構成部材となっている．

したがって，以下のような特性が要求される．

1）強度特性

リアアウトリガーにはトレーリングアームが取付けられており，走行時の足回りからの入力に耐える強度が必要である．

2）耐変形性

衝突時の衝撃エネルギーをサイドシルおよびフロントフロアフレームなどの部材へ分散するとともに，燃料タンクを保護するための耐変形性が必要である．

3）溶接性

ボディ骨格の構成部材であり安定した溶接性が必要である．

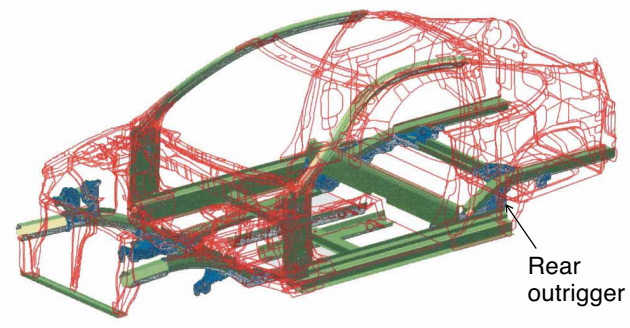


Fig.1 Structure of space frame body

以上のような要求特性をふまえ，リアアウトリガーにチクソ成形を適用した．リアアウトリガーの形状をFig.2に示す．リアアウトリガーをチクソ成形で作製することで得られるメリットを以下に示す．

- 従来のボディ部材として一般的であるプレス部品に対し，一体成形可能で部品点数削減が可能．
- 大型・薄肉部品であり，既存の鋳造法で鋳造すると湯流れ性の制約から平均肉厚は4.5mmとなる．
  これに対してチクソ成形は高速充填させる圧力鋳造法なので平均肉厚を3.5mmとすることができ，約20%の軽量化が見込める．
- T5処理で必要な強度特性が得られることからT6処理の必要がなく矯正処理が不要となる．

上にあげたチクソ成形の特徴を考慮し，LPDCと比較してFig.3に示した値を目標として開発した．

3．半溶融金属の特性

チクソ成形技術の核となる半溶融金属の特性について検討した．

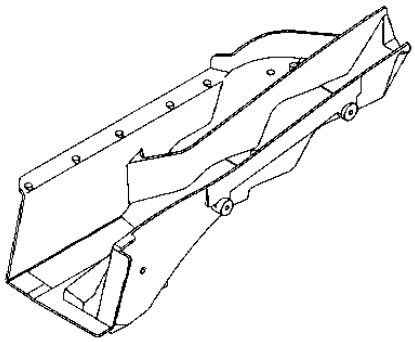


Fig.2 Outline of rear outrigger

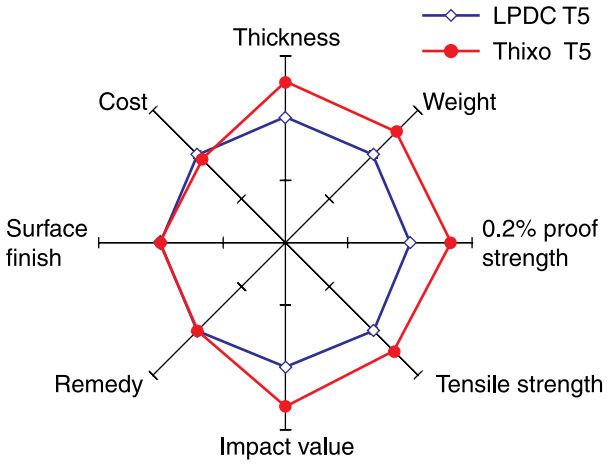


Fig.3 Composition of characteristic features between thixocasting and LPDC

3．1．試験・評価方法

1）攪拌鋳造条件の試験

Fig.4に攪拌ビレット作製装置の概要を示す．電磁コイルで作られた回転磁場内に水冷SUSルツボをセットし，そこにアルミニウム溶湯を注ぎ攪拌凝固させ円柱状のビレットを作製した．攪拌条件はインバータの周波数でアルミニウム溶湯の回転数を，電磁コイルに流す電流でルツボ内壁面の磁束密度を変化させた．各攪拌条件で作製したビレットについて，それぞれ以下に示す特性を測定した．

- ビレット組織
- チクソ成形直前の半溶融状態に加熱した組織
- レオロジー特性(柔軟性)
- チクソ成形時の充填に必要な溶湯圧力
- 成形品の欠陥率

2）レオロジー特性の評価方法

レオロジー特性を数値化し，各種特性とレオロジー特性との関係を定量的に把握できるようにした．Fig.5はレオロジー特性を測るために自作した測定器である．誘導加熱により軟化したビレットに，ある重さのロッドがビレット内に10mm変位した時のビレット温度を測定してペネトレーション温度と規定した．すなわち，ペネトレーション温度が低いほどビレットのレオロジー特性が良好である．

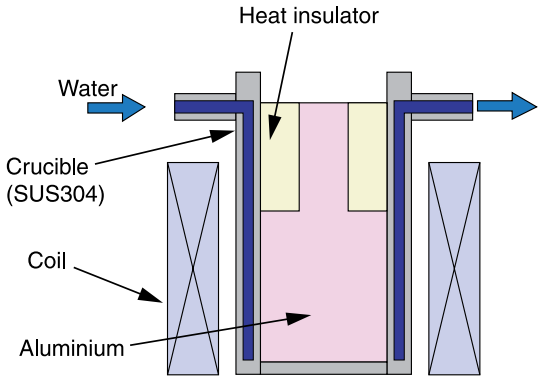


Fig.4　Equipment of casting with stirring

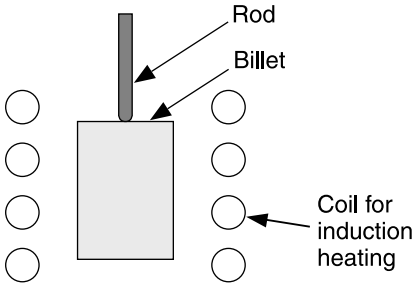


Fig.5　Measurement of penetration temperature

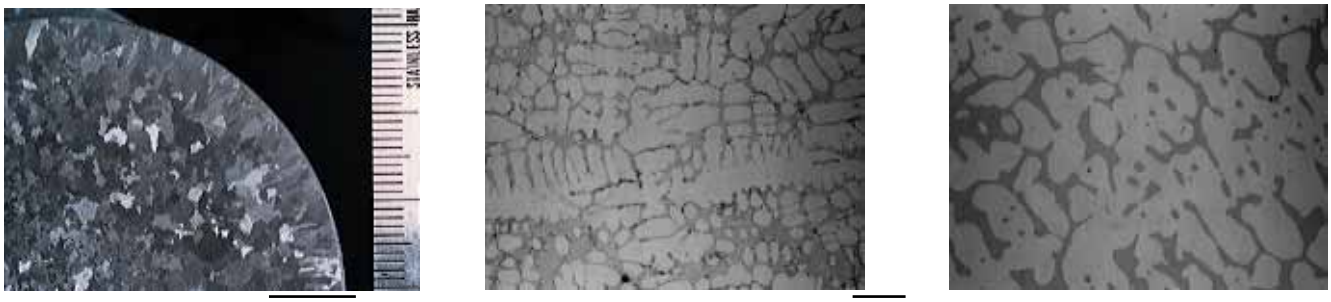
３．２．半溶融金属の特性

１)攪拌鋳造組織

チクソ成形用ビレットのレオロジー特性はビレットの組織によって変化する．そこで，鋳造時の攪拌条件と組織の関係を調べた．Fig.6に，攪拌しない場合のビレット鋳放し組織と585℃まで再加熱した組織を水冷凍結して示す．また，Fig.7には攪拌した場合の組織を示す．Fig.6の攪拌しない場合には，マクロ組織は壁面が柱状晶に，内部が大きな等軸晶組織になっている．ミクロ組織はデンドライト組織となっており，再加熱水冷するとデンドライト状のα-Alがつながった大きなα-Al組織となった．Fig.7の攪拌鋳造においては，マクロ組織は均一で細かい等軸晶，ミクロ組織においては球状になったα-Alが存在し再加熱しても分離した球状組織となっている．

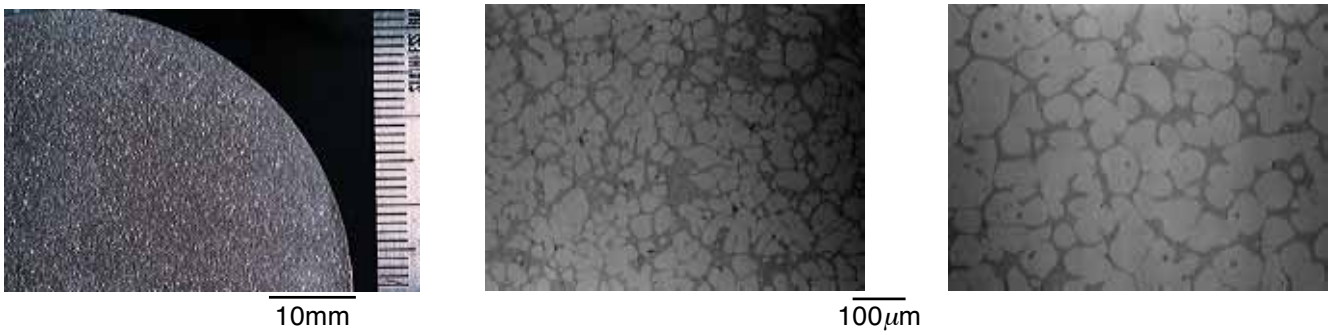
２)攪拌条件と組織の関係

チクソ成形直前の半溶融状態に加熱した組織を水冷凍結して観察した．その組織における個々のα-Al面積および形状係数をFig.8に示す．形状係数 $4\pi S/l^2$(S：α-Alの面積，l：α-Alの周長)は１に近いほど円形になることを表わしている．この結果から，攪拌条件としてコイルに高い周波数の大きな電流を流すほど，α-Alは小さな球状になることがわかった．すなわち，攪拌鋳造することでα-Alは小さな球状になり，半溶融状態に加熱してもその状態を保つことがわかった．



a) Macrograph of as cast　b) Micrograph of as cast　c) Micrograph of reheating

Fig.6　Casting with no stirring



a) Macrograph of as cast　b) Micrograph of as cast　c) Micrograph of reheating

Fig.7　Casting with stirring (Stirring condition: 10A, 100Hz)

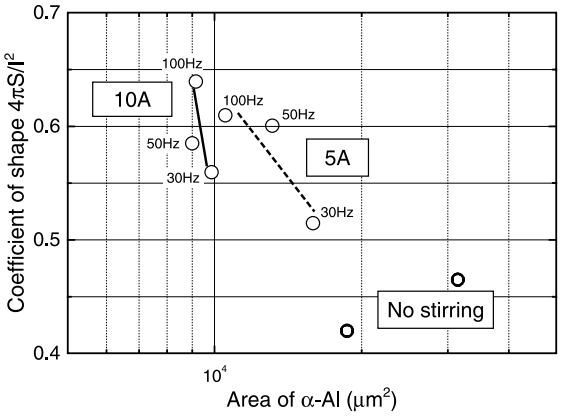


Fig.8 Relationship between cofficient of shape and area of α-Al

3）レオロジー特性と成形性

Fig.9に，攪拌条件とペネトレーション温度の関係を示す．攪拌条件は，回転数を決める周波数（f）と電流・周波数・半径によって決まる攪拌力（F）をかけたパラメータFfで表している．Fig.9から分かるように攪拌効果が高くなるほどペネトレーション温度は低下する．すなわち，攪拌条件を表すパラメータFfが大きいほどレオロジー特性は良くなる．Fig.10に，ペネトレーション温度と充填に必要な溶湯圧力，欠陥率の関係を示す．図からわかるように，ペネトレーション温度が低くなると充填に必要な圧力および欠陥率は低くなる．したがって，攪拌条件を表すパラメータFfが大きいほど，チクソ成形性は良くなる．

以上の結果から，十分な攪拌を加えた球状組織を持つビレットを使うことで，欠陥のない品質の良好な成形品ができることがわかった．そこで，充填に必要な溶湯圧力が十分に低下するような攪拌パラメータFfを設定した．さらに，攪拌連続鋳造用金型に必要な回転数（周波数）と磁束密度（電流）を設定した．

4．チクソ成形

4．1．固相率の求め方

半溶融金属の固相率を実験的に求める方法として，急冷凝固法や冷却曲線を使う方法などが提案されている[3),4)]．しかし，前者は局所的なデータから全体を推定する点で，また，後者は過冷却などの影響を受けやすい点で，いずれも測定精度に問題がある．そこで，固相率は実験ではなく，状態図シミュレーションソフト（Thermo-Calc）によって求めた．このソフトは成分と温度を指定すれば半溶融時の固相率が算出できる[5)]．ビレット加熱時においては均質な組織となることから平衡状態で計算した値が実際と一致すると考えられる．A356とA357，A6061の成分をTable 1に示す．各合金の温度と固相率の関係はFig.11のようになる．

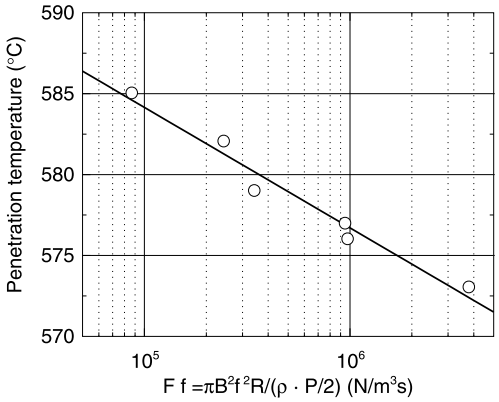


Fig.9 Relationship between penetration temperature and stirring condition

$$\text{Frequency of rotate (1/s)} = \frac{f}{P/2}$$

$$F\ (N/m^3) = \frac{\pi B^2 f R}{\rho \cdot P/2} \propto I^2 f R$$

f : Frequency
P : Number of poles
R : Radius
μ : Permeability
ρ : Electric resistance
I : Electric current
B : Magnetic flux density
F : Stirring force

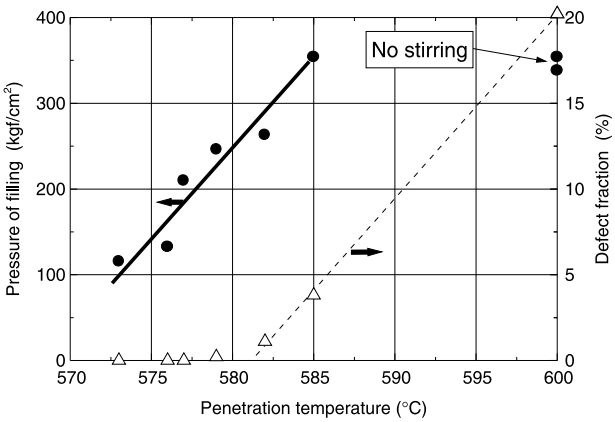


Fig.10 Pressure of filling and defect fraction affected by penetration temperature

Table 1 Chemical composition of alminum alloys (wt%)

	Si	Mg	Cu	Fe	Zn	Mn	Ni	Ti
A356	6.5-7.5	0.2-0.4	<0.20	<0.20	<0.10	<0.10	<0.05	<0.20
A357	6.5-7.5	0.4-0.7	<0.20	<0.20	<0.10	<0.10	–	<0.20
A6061	0.4-0.8	0.8-1.2	0.15-0.40	<0.70	<0.25	<0.15	–	<0.15

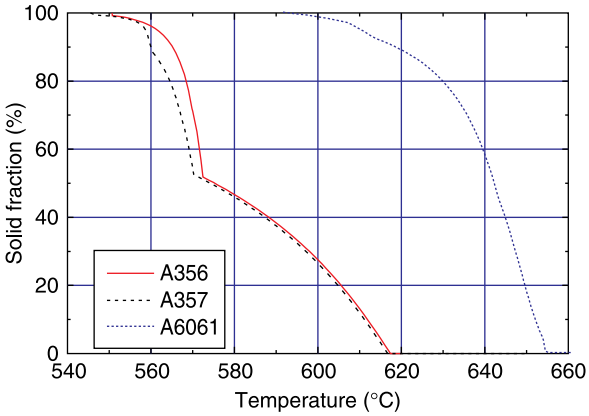


Fig.11　Solid fraction of alminum alloys

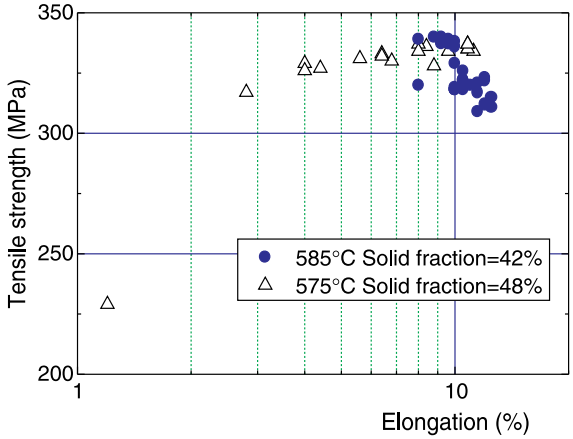


Fig.12　Mechanical properties of thixocasting

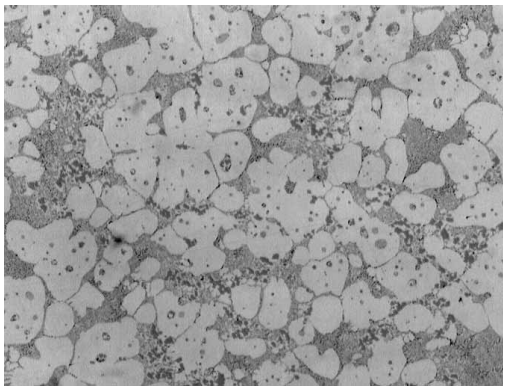


Fig.13　Micrograph of thixocasting
(Casting temperature: 575°C)

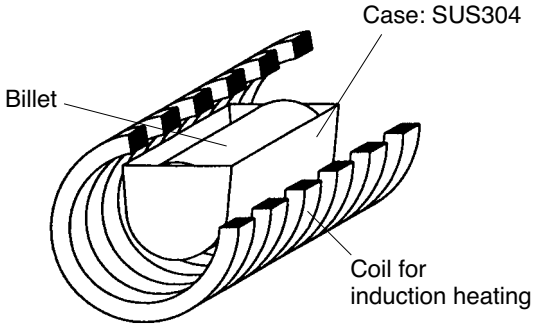


Fig.14　Equipment of billet heating

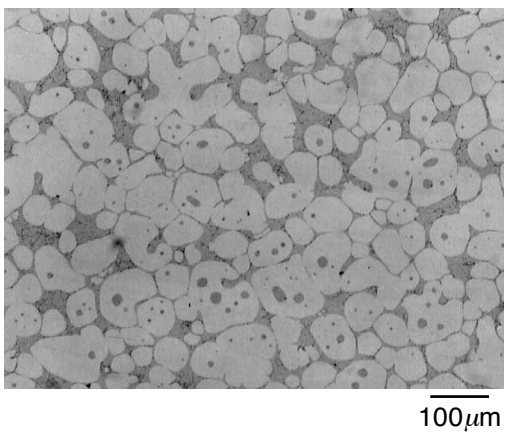


Fig.15　Micrograph of thixocasting
(Casting temperature: 585°C)

４．２．加熱方法

チクソ成形は加熱して成形する時の加熱条件によって成形品の品質および組織が大きく変化する．十分な温度まで加熱しないとFig.12のように，強度・伸び特性に大きなバラツキが生じる．Fig.13に，強度・伸び特性の悪い試料の組織を示す．同図からわかるように塊状のSiが晶出しており，これが伸び特性のばらつきの原因と考えられる．この塊状Siは，過共晶成分を鋳造した時に生じる組織である．過共晶成分が部分的に存在するのは，共晶成分が溶解した共晶濃度溶液では凝固過程においてミクロ的な成分変動を起こすことによる．このような塊状Siをなくすためには，液相が亜共晶となる領域でチクソ成形を行う必要がある．そこで，加熱温度をFig.11の変極点よりも十分高い温度である585℃に設定した．

ところで，従来のチクソ成形では，自立しているビレットをそのまま加熱し，つかんで搬送・成形するという方法のため，加熱温度を高くするのには問題があった．すなわち，加熱温度を高く設定するとビレットは自立しなくなり，その液相成分が滴れ落ちてアルミニウムの仕込み重量が不足する．このことは大型製品を成形するための大径ビレットを加熱・搬送する時にさらに大きな問題となる．そこでFig.14のようなSUS容器を採用した．SUS容器中でビレットを加熱し，DCマシンに投入するまで容器中に保持することによって，仕込み重量の減少を防いでいる．

その結果，加熱ビレットの温度を585℃，すなわち固相率を42%にしたチクソ成形ができた．このようにして成形した試料の組織をFig.15に示す．同図に示すような 塊状Siが晶出しない組織が得られた結果，安定した強度が得られるようになった．そして，これらの検討結果に基づいて，チクソ成形時の固相率は45%以下と設定した．

４．３．合金特性

鍛造用合金として一般的なA6061合金について攪拌連続鋳造ビレットを作製した．引き続きビレットを42%の固相

率まで加熱してテストピースを成形した．攪拌連続鋳造ビレットを用いることによって良好な充填性が得られたが，A6061合金の成形品には微小なポロシティが残存した．このポロシティによって，耐力や引張り強度はあまり変わらないが，疲労強度は大きく低下した．

疲労強度の低下した試料の組織をFig.16に示す．この微小なポロシティはすべてα-Alの粒界部分に生じている．この原因は半溶融金属が充填され，α-Alが凝固する際に生じた凝固収縮に対して溶湯が供給できないことに起因していると考えられる．

Fig.11からわかるように，A356，A357合金は固相率50%程度で変極点が生じる．これは両合金は亜共晶合金であるが，共晶成分が存在することによるものである．さらに，各合金の温度における比熱特性をFig.17に示す．A356，A357両合金はSiを約７%含有する亜共晶合金なので，高融点相であるα-Al成分と低融点相である共晶成分を含む．この低融点相は固相率50%においては完全な液相となり，大きな比熱をもつ．したがって，充填後のキャビティ凝固時における溶湯供給性にすぐれていると考えられる．すなわち，高融点相と低融点相の２つのピークをもつ比熱特性の合金を使うことによって微小なポロシティを消滅させることができる．

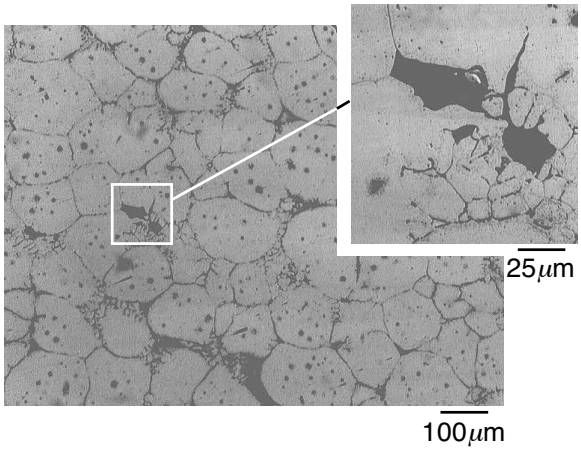


Fig.16 Micrograph of thixocasting with 6061 alloy

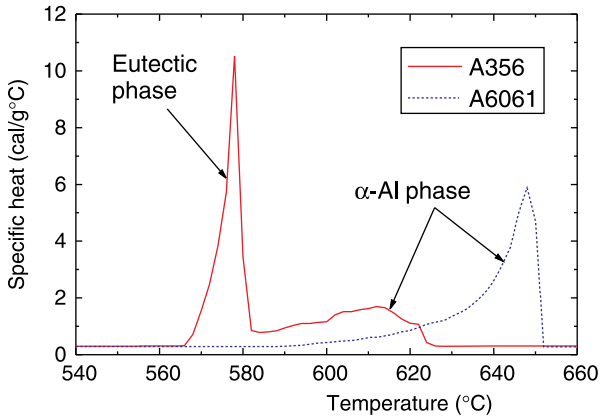


Fig.17 Relationship between specific heat and temperature

それに対して，A6061合金は，α-Alの一相組織であるため固相率42%の状態では完全な液相となる相が存在しない．よって，α-Al相の凝固収縮に対して溶湯の補給が不十分になる．

以上の現象は鋳造合金の一般的な特性とも言える．凝固収縮によって生じるポロシティの溶湯を補給するには押湯の設定，高圧鋳造などの手法があるが，上記のような熱的材料特性も大きく関与しているということがわかった．

５．攪拌連続鋳造ビレット

チクソ成形の方案部分はビレットとして再利用できず，溶解して溶湯とし使用するしかなかった．すなわち，既存の鋳造設備があり，そこで同一の合金を使用していることが好ましくなる．本研究ではビレットを作製することで，製品の方案部をビレットとして再利用できるようにした．ビレット作製のための電磁攪拌コイル付き金型をFig.18に示す．この金型を用いて，チクソ成形用攪拌連続鋳造ビレットを作製した．本金型の特徴は下記の通りである．

１）金型用冷却水で電磁攪拌用コイルを冷却しており，コイル冷却用の冷却水が不要．
２）ビレットの全域を効果的に攪拌するための湾曲した断熱材形状(スパウト形状)．
３）アルミニウム溶湯に遠心力が加わっても，潤滑油供給路にアルミニウムが侵入しないようにした潤滑油供給機構．
４）アルミニウム溶湯の遠心力による面圧に対しても十分な潤滑性をもつテフロン添加鉱物油系潤滑油．

攪拌連続鋳造ビレットの表面品質を向上させるためには鋳造速度を適正に設定する必要がある．さらに，チクソ成形用の組織とするための攪拌力は非常に強力であるため，0.2mm程度のクリアランスがあると，そこに溶融状態のアルミニウムが侵入して凝固する．その結果，凝固した丸棒は金型にそって下降しなくなり，ついには表面近傍の凝固したアルミニウムが破断し内部の溶融したアルミニウムが下部に流出する．これらの問題を解決するには，性能の良い潤滑油と潤滑油供給機構が重要な因子となる．

そこで，潤滑通路と潤滑油の両方について改良した．すなわち，0.1mm程度の潤滑油供給路を安定して確保できる潤滑供給機構を設定した．そして，潤滑性能に優れ，狭い供給路で詰まりを生じないよう改良を加えたテフロン添加鉱物油系潤滑油を適用した．その結果，良好な表面を持つチクソ成形用攪拌連続鋳造ビレットが作製できるようになった．その外観写真を比較してFig.19に示す．

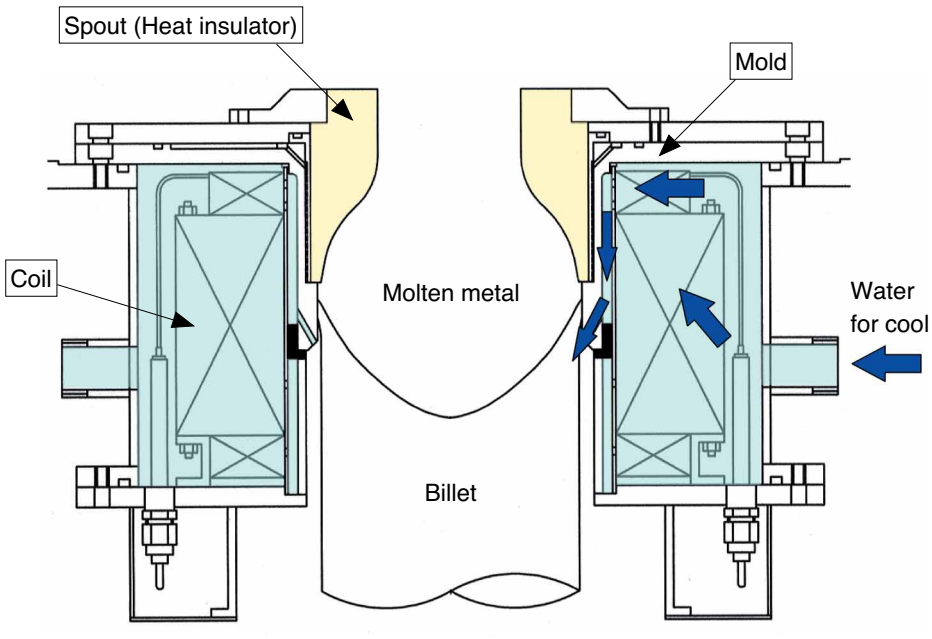
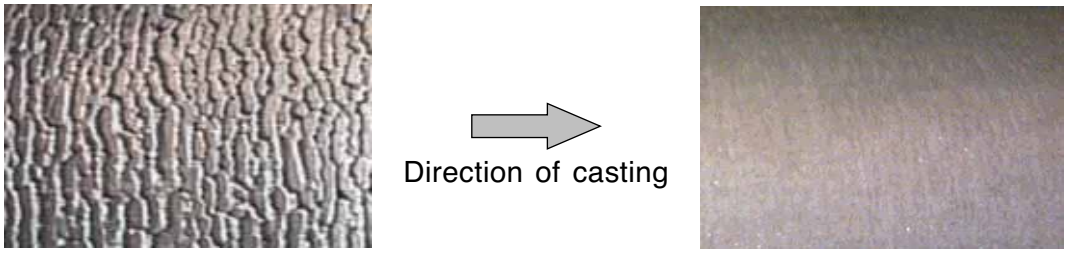


Fig.18　Construction of the mold for continuous casting with stirring



a) Casting velosity　: 120mm/min
Lubricating oil　: Rape oil
Surface condition : No good

b) Casting velosity　: 270mm/min
Lubricating oil　: Mineral oil with PTFE
Surface condition : Good

Fig.19　Surface condition of the contiinuous casting billet with stirring

6．リアアウトリガーへの適用

6．1．熱処理ひずみと機械的特性

まず最初に，リアアウトリガーの熱処理方法の違いによる熱処理歪みの大小を調べた．比較した条件はT5処理，T6処理の２条件であり，いずれもチクソ成形品である．

T5処理は成形・水冷後に時効温度で保持する処理である．また，T6処理は成形と時効の間に溶体化処理を追加した処理であり，T5処理に比べて一工程多い．Fig.20に寸法変化の測定個所を，Fig.21には各熱処理における寸法変化の測定結果を示す．Fig.21からわかるように，リアアウトリガーのような大型部品は，T6処理で大きく歪むのが避けられない．これに対して，T5処理品の歪みは小さい．

つぎに，チクソ成形品について，機械的特性に及ぼす熱処理条件の影響(T5処理，T6処理の２条件の違い)を調べた．なお，機械的特性の判断基準にするために，量産実績があるLPDC品についても同様に調べた．その結果をFig.22に示す．T6処理の場合は，チクソ成形品とLPDC品との間に機械的特性の差はあまりない．一方，T5処理にす

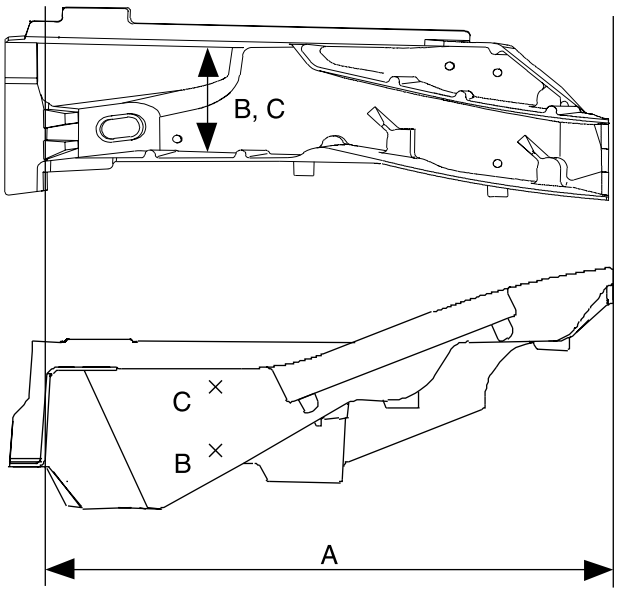


Fig.20　Measured points of dimension

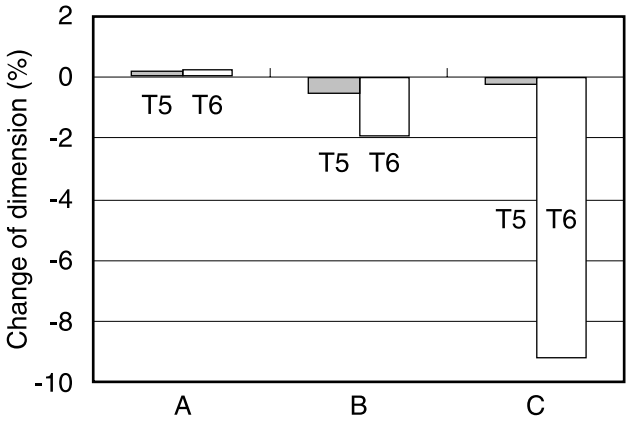


Fig.21 Change of dimension

ると，LPDC品の強度がT6処理にくらべて大きく下がるのに対して，チクソ成形品では大きく低下しない．このことから，素材製法をLPDC製法からチクソ成形に変えることで，T6処理を廃止してT5処理にできた．さらに，熱処理後の歪み矯正も廃止することができた．

6．2．T5処理品の解析

先に，チクソ成形品ではT6処理をT5処理にしても強度が落ちないのに対して，LPDC品では下がることを述べた．本節では，その理由について考察する．

一般に，時効とは過飽和固溶体の分解・析出を利用した処理である．そして，過飽和固溶体を作るのが溶体化処理である．LPDC品の溶体化処理温度は530℃～540℃，チクソ成形のための加熱温度は585℃である．したがって，チクソ成形品の場合，成形のための585℃への加熱段階で，均質な飽和固溶体であるα-Alが形成されたと考えられる．なお，チクソ成形では250℃程度の金型内に成形するが，この成形による急冷が溶体化の焼き入れの意味も持つことになる．

つぎに，チクソ成形では鋳込み過程で溶体化されるのに対して，LPDC製法では溶体化が起こらない点について考察する． LPDC品のα-Al内Si濃度分布の面分析結果をFig.23に示す．また，チクソ成形品，ビレットの分析値も加えα-Al中のSi濃度分布の線分析結果をFig.24に示す．Fig.23とFig.24から分かるように，LPDC品やチクソ成形用のビレットの場合，α-Al内にSi濃度の勾配がある．これに対して，チクソ成形品ではSiの濃度は均一である．これは，チクソ成形の過程で同時に溶体化が起こっていることを証明するものである．

ところで，LPDC品とビレットのSi濃度勾配を比較すると，粒界から粒内へ向かっての濃度勾配が逆になっている．これは，つぎのように考えられる．まず，α-Al中へのSi固溶限と温度の関係のシミュレーション計算結果をFig.25に示す．

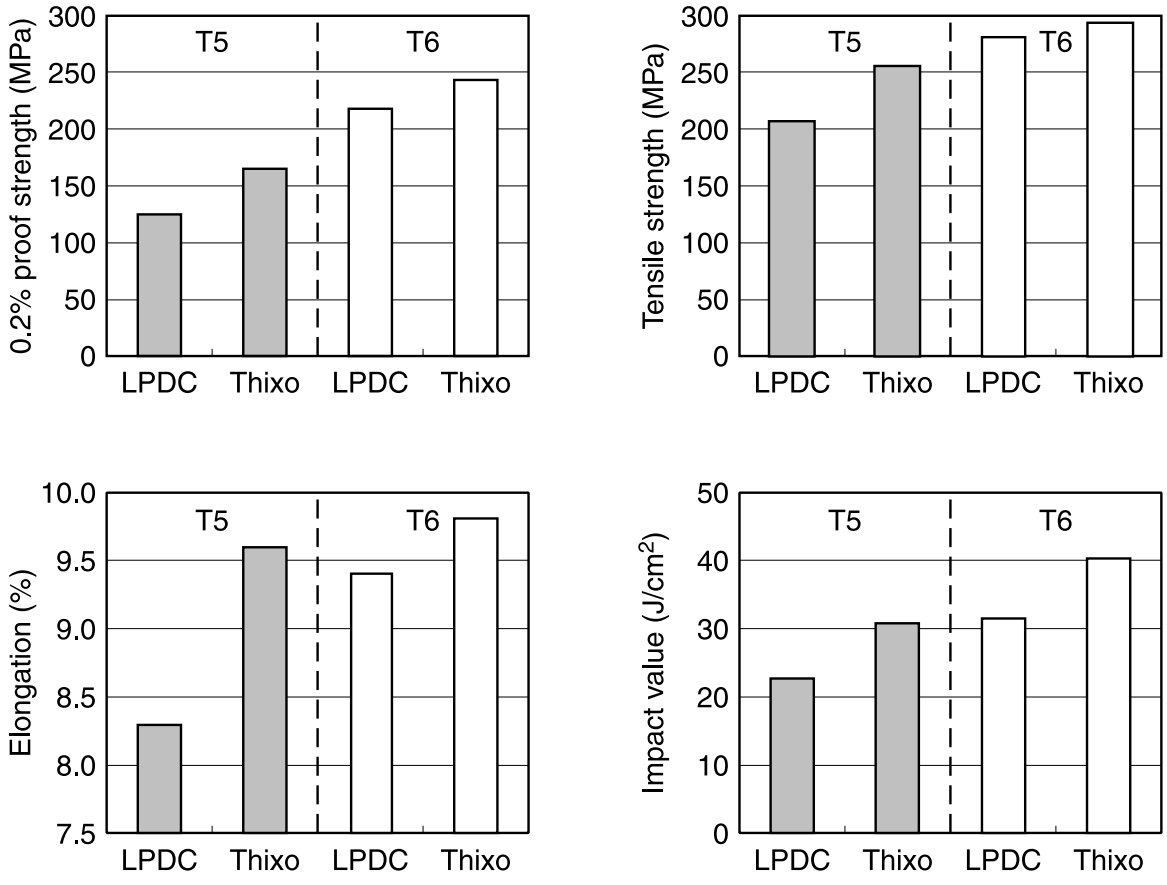


Fig.22 Mechanical properties of thixocasting and LPDC

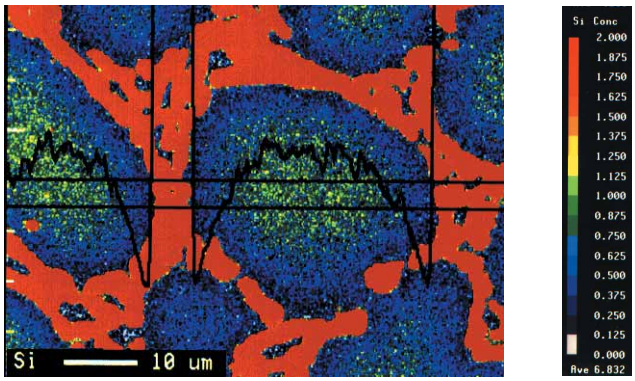


Fig.23　Distribution of Si in α-Al of LPDC

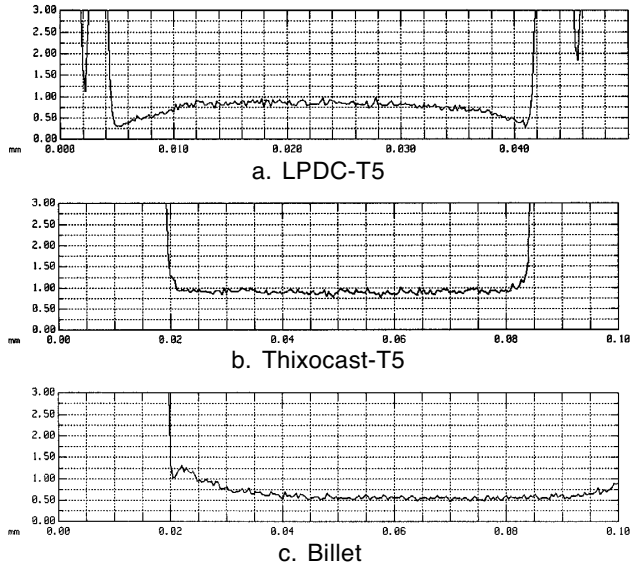


Fig.24　Distribution of Si in α-Al with each process

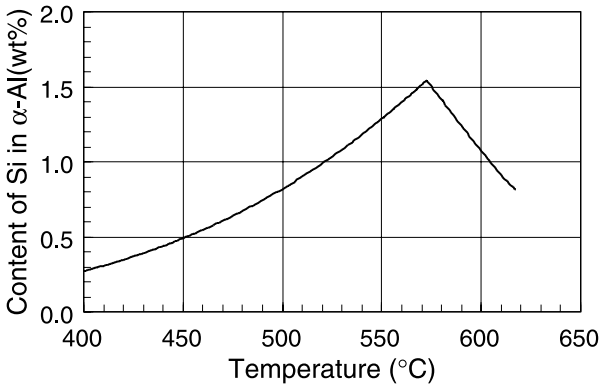


Fig.25　Content of Si in α-Al at each temperature

ビレット鋳造では水冷により速やかに200℃以下に下がる．これに対して，LPDCでは鋳込み後の金型温度が400℃程度になり，長時間その温度にとどまる．このことと Fig.25から，ビレットのSi濃度分布は，各凝固温度における飽和Si濃度がそのまま水冷・凍結されたことによると考えられる．また，LPDCのSi濃度分布は，400℃付近での過飽和分のSiが粒界へ向かって拡散した結果と考えられる．

6．3．溶接性

リアアウトリガーと溶接される3つの相手部材をFig.26に示す．それぞれに対して溶接条件設定と特性を確認した．内部品質，とくにガス含有量が良くないと溶接時にガスが発生し溶接欠陥となる．また，表面品質に問題のある部材を溶接すると表面の酸化物層や離型剤層を巻き込んだりポロシティ，溶け込み不良が生じる．チクソ成形品のガス含有量を Fig.27に示す．チクソ成形品のガス含有量は，溶接可能な従来製法であるGDC，LPDCより大きいが，HPDCと比較するとその約1/10となっている．その結果，チクソ成形品のガス含有量は，溶接可能な4cc/100gAl以下となっている．

チクソ成形は圧力鋳造なのでその表面性状は表面粗さが小さく良好である．したがって，溶接性に影響を及ぼす表面性状は，表面酸化膜と離型剤と考えられる．なお，離型剤とは鋳造時に金型へ噴霧するものである．上記の表面皮膜厚さを測定するため，オージェ法により酸素濃度を分析した．継ぎ手効率と表面皮膜厚さの関係をFig.28に示す．Fig.28によると，保温特性重視のタルク系離型剤を使うと表面皮膜厚さは3000Åとなり溶接性は低下する．この場合，表面仕上げ(面削仕上げ：40Å，ショットブラスト仕上げ：100Å)を行えば，溶接性(継ぎ手効率)は問題なくなる．よって，表面皮膜厚さが大きくならない離型剤を使うことで表面仕上げ無しで溶接が可能となると考え，変性シリコン系離型剤を選択した．その結果，チクソ成形品の表面皮膜厚さは130Åとなり，表面仕上げ無しで溶接が可能となった．

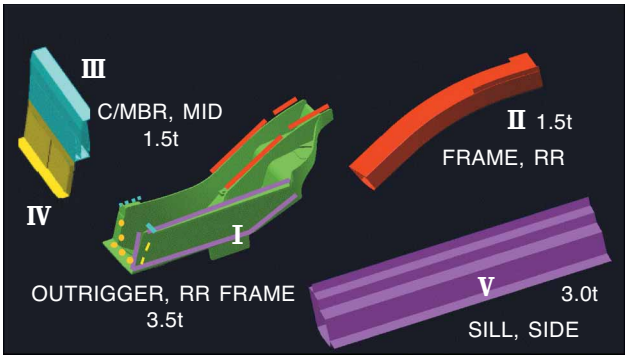


Fig.26　Weld parts with rear outrigger

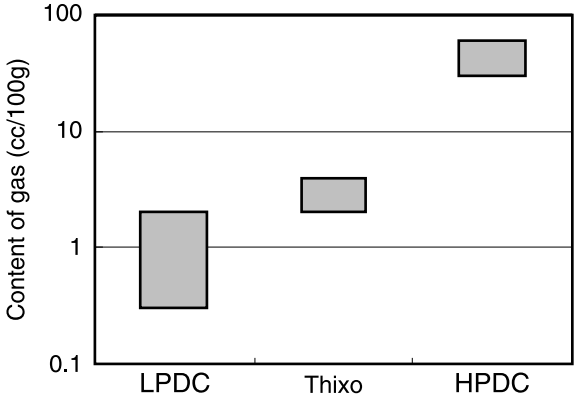


Fig.27　Comparison of gas content

$$\text{Joint efficiency} = \frac{\text{Tensile strength of weld}}{0.7 \times \text{Thickness of upper plate} \times \text{Width} \times \text{Tensile strength of the parent metal}}$$

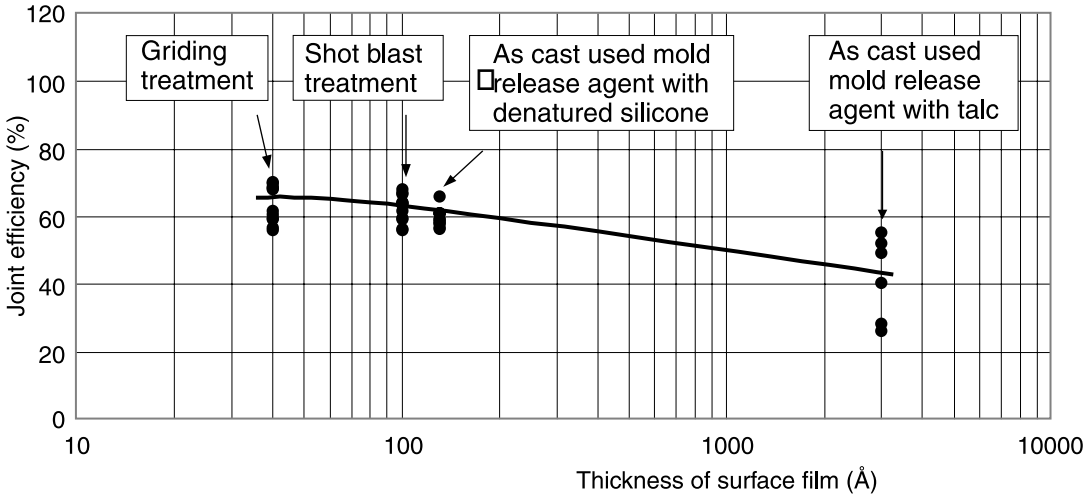


Fig.28 Relationship between joint efficiency of MIG weld and thickness of surface film

7．まとめ

高品質な大型薄肉鋳物を実現させるためチクソ成形技術を研究・開発し，アルミニウムスペースフレーム車体の継手部品であるリアアウトリガーに適用した．

その結果，大型の鋳物部品でも3.5mmの薄肉成形が可能であり，既存の溶接可能な鋳造法(GDC，LPDC)と比較して20%の軽量化が達成できた．

以下に本開発で得られた技術内容を示す．

(1)チクソ成形技術の核となる電磁攪拌が及ぼす組織への効果を明らかにし，攪拌連続鋳造技術を確立した．

(2)高品質な大型薄肉鋳物を実現させるための加熱手法，加熱条件，求められる合金特性を明確にした．

(3)チクソ成形品のT5処理で機械的特性が得られるメカニズムを解明し，変形のない素材で強度が得られることから矯正処理の必要がないことがわかった．

チクソ成形法は上記のような特性を生かし，今後車体部品のアルミニウム化に貢献するものと考える．

8．参考文献

1）Flemings, M. C., Riek, R. G. and Young, K. P.: Rheocasting Processes, International Cast Metals Journal, vol.1, p.11 (1976)

2）Moschini, B.: Manufacture of automotive components by semi-liquid forming process, Proceedings of the Second International Conference on the Processing of Semi-Solid Alloys and Composites, p.149 (1992)

3）Mehrabian, R., Flemings, M. C.: Die Casting of Partially-solidified Alloys, July-August, p.50 (1973)

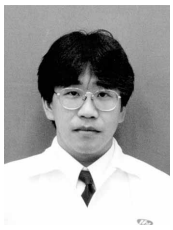
4）Chai, G., Rolland, T., Arnberg, L., Backerud, L.: Studies of dendrite coherency in soldifying aluminum alloy melts by rheological measurements, Proceedings of the Second International Conference on the Processing of Semi-Solid Alloys and Composites, p.193 (1992)

5）Saunders, N.: Computer Aided InnoVation of New Materials 2, p.731 (1993)

■著 者■


斉藤信広


中村武義


大谷輝幸


黒木盛男


増田栄二


井手籠隆

アルミニウムコンデンサの孔食成長挙動の解析と耐食性評価技術の確立

Analysis of Pitting Corrosion Growth Behavior of Aluminum Condensers and Establishment of Corrosion-Resistant Evaluation Method

植 木 光 彦* 熊 田 正 隆*
Mitsuhiko UEKI Masataka KUMATA

要 旨

本研究は，自動車用エアコンシステムのアルミニウム製室外熱交換器の耐食性評価技術構築を目的として行なった．市場回収品の腐食実態調査で得られた腐食深さのデータを統計分布解析した結果，アルミニウムコンデンサの腐食過程には「核発生」と「成長」の二つのメカニズムがあり，その促進要因も異なっていることが判った．腐食の核発生は，乾燥，湿潤を繰り返す事により発生する濃淡電池作用を引き出す事で促進が可能となる．腐食成長は孔食内部を酸性環境に保持させる事により促進が可能となる．それぞれ異なる促進要因を単一条件の試験では高い促進度が得られないため途中で切り替える方法を設定した．この方法により，アルミニウムコンデンサの市場の腐食形態を再現しつつ，促進度の高い試験条件を確立した．

ABSTRACT

The purpose of this investigation is to establish an evaluation method of corrosion resistance on the aluminum condenser of an automobile air conditioning system under actual conditions. Based on the statistical analysis with the corrosion data on several condensers,we found the mechanism of pitting corrosion of aluminum material consisting of two processes. The first process is a generation of pitting nuclei, and the second is pitting growth. The acceleration factors of corrosion of the two processes are different in nature. Generation of pitting nuclei in the first process can be accelerated with ion concentration cells by repeated wet / dry cycles. Pitting growth in the second process can be done by keeping the pitting in an acid condition. Because it was impossible to get a good result in acceleration with only one condition for two different factors, we decided to switch over the test condition, from one to another, in the middle of the test. Thus, a corrosion test method with higher acceleration could be obtained, resulting in revealing a similar corrosion morphology to that found in the market.

１．はじめに

自動車の腐食に対する品質基準(カナダコード)が設定された後，自動車各社は，車体防錆品質の高性能化を進めてきた．その結果，とくに鉄系材料については，腐食の評価手法，防錆手法ともども完成された技術となってきている．

しかし，アルミニウム材料に関しては，自動車への本格的な適用の歴史が浅いために，耐食性について解明されていない部分が多い．とくに市場での腐食機構と寿命については，使用実績評価に時間がかかることもあって，推定の域を出ていない．そこで，エアコンシステムの室外熱交換器(コンデンサ)について，市場腐食に関する実証的な研究を行った．Fig.1に代表的なアルミニウムコンデンサの写真を示す．

鉄系材料の腐食試験については，塩水噴霧試験が最もよく用いられている．これは，とくに北米において，路面の凍結防止のために岩塩(塩化ナトリウム)などを散布するという事情を考慮したものである．一方，アルミニウム材料の場合は，銅などの電位的に貴な金属を添加した薬液や，酸性薬液を用いる試験条件が多い．これらの試験条件が自動車の使われている環境中にあるとは考えにくいが，この点については次のような割り切った議論がある．すなわち，「一般に腐食試験は材料の特性を明らかにするものであり，材料の実環境での使用可能性を評価するものではない」と言われている．しかし，実環境での使用可能性の判断こ

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_2_22

そが自動車会社の使命である．そこで，市場におけるアルミニウムコンデンサの腐食について詳細に調べた．その結果，市場でのアルミニウムコンデンサの腐食機構を把握できた．また，この知見に基づいて，相関性が高くかつ短時間で市場腐食をシミュレートするテスト条件を確立したので，以下に報告する．

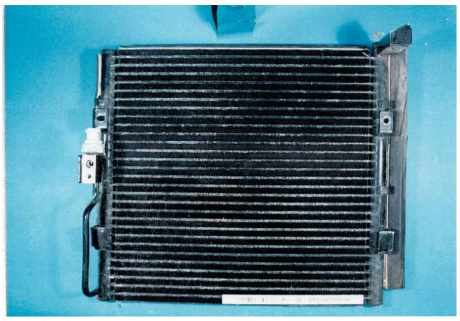


Fig.1 Aluminum condenser

2．研究のねらい

本研究は，コンデンサの市場における腐食形態が再現できる促進試験条件を確立し，耐食性評価技術を構築することを目的とした．そして，この目的を達成するための技術課題として以下の４項目を設定した．

①市場における腐食の実態と腐食に与える環境因子の調査
②既存の試験方法と市場との相関性
③市場における腐食メカニズムの解析
④促進試験条件の確立

3．試験方法

（1）供試品

コンデンサでは，アルミニウム製チューブの表面に，主に亜鉛からなる犠牲防食層を形成させて貫通孔の防止をはかっている．しかし，犠牲防食層が消失した後に生じるアルミニウム材料特有の腐食の挙動や，その評価技術については完成されたものにはなっていない．このため本研究では，表面に犠牲防食層を持たないコンデンサを用いて調べた．

（2）付着物質の成分分析方法

付着物質のうち，水溶性成分についてはイオン交換水で煮沸・抽出し，イオンクロマトグラフィーと原子吸光分析によって定性・定量分析した．水に不溶な成分についてはX線回折によって定性分析した．

（3）腐食量の評価方法

腐食量は，腐食総量（たとえば腐食による重量減少量）ではなく腐食深さで評価した．その理由は，コンデンサは一点の貫通孔が機能損失につながる部品だからである．腐食深さを測定するためコンデンサを解体してチューブ面を観察し易い状態にした．ついで，りん酸クロム液で煮沸して腐食生成物を除去し，光学顕微鏡による焦点深度法でチューブに発生した腐食深さを求めた．

（4）腐食深さの統計解析方法

調査する範囲は，最大腐食深さ値が測定されたフィン間とした．チューブの１フィン間に発生しているすべての腐食孔の深さを測定し，深さと累積確率との関係で整理した．

4．市場における腐食の実態と環境因子

北米において一定期間走行した車両のコンデンサを回収し，以下の解析を行った．

（1）外観

回収したコンデンサには，白色の粉末状物質が全面にわたって付着していた．また，フロント側については表面に小石が当たった形跡や，フィンの隙間に砂が入り込んでいる様子が確認された．これは，ロードスプラッシュが直接当たる事によるものである．

（2）表面付着物

つぎに，回収したコンデンサの表面に付着していた粉末状物質を分析した．Table 1に分析結果の代表例を示す．同表より， Cl，Na，Al，SiO_2が多く付着していることが分る．これらはロードスプラッシュとして付着する融雪塩(NaCl)，道路上の土，砂(SiO_2)，およびアルミニウムの腐食生成物($Al(OH)_3$)によるものと考えられる．これらのうち，とくに塩(NaCl)の付着している点が，コンデンサの腐食機構を考えるうえで重要である．

Table 1 Substrates on condenser

Ingredient	Stuck (mg/car)	Stuck (%)	Analysis method
F^-	96	0.4	Ion chromatograph
Cl^-	4710	21.7	
NO_3^-	0	0.0	
SO_4^{2-}	833	3.8	
Na	3777	17.4	Inductively coupled plasma atomic emission spectrometer
K	309	1.4	
Mg	105	0.5	
Ca	337	1.6	
Al	2938	13.0	
Cu	4	0.0	
Fe	428	2.0	
SiO_2	4560	21.0	X-ray diffractometer

（3）最大腐食深さ

腐食の進行度合いを調べるために，１台のコンデンサに発生している最大腐食深さを測定した．Fig.2に，市場での経過月数と最大腐食深さの関係を示す．同図からも分るように，市場では，約１年で最大200μmを超える深さの腐食が発生している．

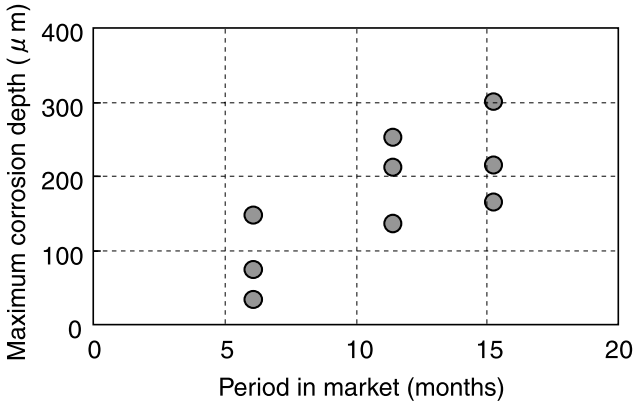


Fig.2　Period in market vs. corrosion depth

(4)腐食形態

深さ最大値が検出された部位の断面観察結果をFig.3に示す．同図によると，周辺に未腐食部を残したまま深さ方向に腐食が進行しているのが分る．すなわち，市場で発生している腐食は，全面腐食ではなく局部腐食である．このようないわゆる孔食が回収品の腐食形態の特徴だった．

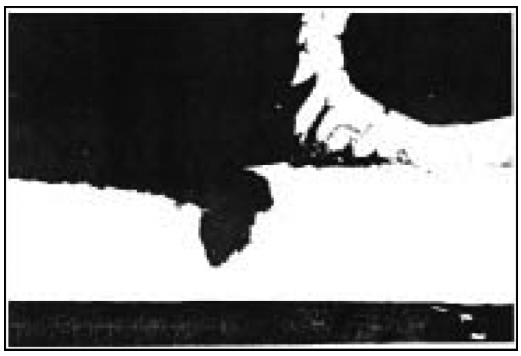


Fig.3　Cross sectional view of optical microscope

(5)コンデンサの使用環境

エアコンシステムとしてのコンデンサの役割は，コンプレッサーで圧縮し，高温高圧の冷媒から熱を奪う事である．よって，ロードスプラッシュによって被水しても表面は強制的に乾燥される．このような乾燥・湿潤の繰り返しがコンデンサ表面では常に起こっている．

以上のことより，コンデンサの市場における腐食の実態と環境因子は，次のようなものであると推定される．

①融雪塩がコンデンサの表面に付着する．

②約１年で深さ200μmを越える孔食が発生する場合がある．

③腐食形態は，全面腐食ではなく局部腐食(孔食)が主体である．

④コンデンサ表面は，被水と強制的な乾燥が繰り返される環境である．

5．市場における孔食成長挙動

市場での孔食進行過程が，単一のメカニズム支配か否かを確認するために，腐食深さの統計分布を調べた．Fig.4に調査結果の代表例を示す．いずれの回収品についてもこれと同様の傾向であった．同図によると，孔食深さの浅い側と深い側にそれぞれ相異なる回帰直線があり，二つの腐食機構があることが分る．各々の回帰直線の傾きは分散値を示していることから反応の速度に置き換えることができる．このことから，Aの分布に比べてBの分布の方が圧倒的に腐食の速度が速いことになる．

Fig.5に市場回収コンデンサの腐食深さの統計分布とアスペクト比率の関係を示す．アスペクト比率とは，腐食孔の間口と深さの比率のことである．同図によると，孔食深さの浅い側の腐食は，アスペクト比率が１よりも小さいのに対して，深い側の腐食は，アスペクト比率が１よりも大きくなっている．これは，腐食が進行するとともに，深さ方向の腐食速度の方が広がり方向の速度よりも速くなっていくことを示している．

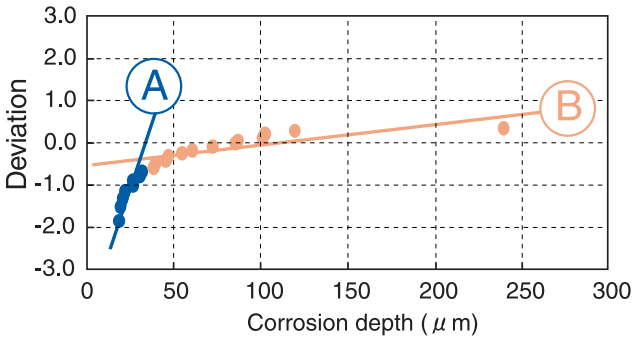


Fig.4　Distribution of pitting depth

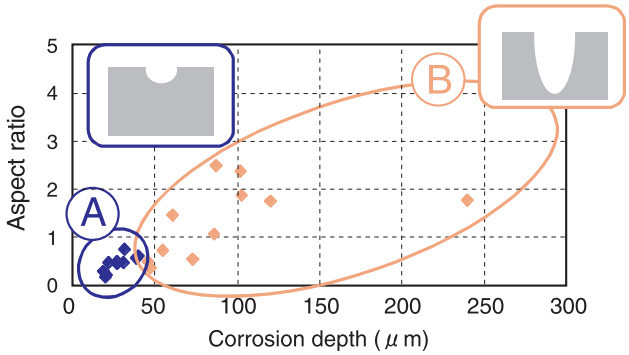


Fig.5　Aspect ratio of pitting depth

6．既存の腐食促進試験方法の市場との相関性

Table 2に一般に用いられている腐食試験方法を示す．これらの試験方法について，腐食促進因子の推定，コンデン

サの腐食試験結果，および前項で述べた市場における腐食との比較結果をTable 3に示す．

（1）塩水噴霧試験

塩水噴霧試験は35℃の雰囲気において５％の中性塩水を連続噴霧する試験である．この場合，フィンに腐食が発生する点とチューブの腐食が孔食にならない点が市場における腐食状態とは異なる．また腐食の進行も遅い．

（2）CASS試験

CASS試験は50℃の雰囲気において塩化銅を添加した酸性塩水(pH3酢酸調整)を連続噴霧する試験である．この場合，全面腐食の形態となり市場における腐食を再現できていない．CASS試験は非常に強い促進手法であり，腐食の進行速度は速い．

（3）複合腐食試験

複合腐食試験とは，５％の中性塩水を噴霧する環境と，乾燥，湿潤環境を組み合わせたサイクル試験である．この試験方法は市場の腐食形態再現が可能であった．ただし，腐食の促進度が低く，長期間の市場寿命を評価するには長いテスト日数が必要となる．

（4）試験方法の比較

まず，コンデンサの評価方法としての，各試験方法の妥当性について述べる．実験室で行う腐食試験は，短時間で評価するために何らかの促進条件にせざるをえないが，その際，腐食の形態が市場と一致している事が重要である．腐食形態が異なるのは，腐食機構が異なっていることを示しており，促進性のみを追求するのは危険である．

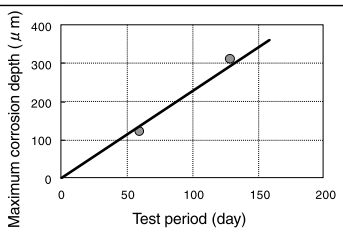
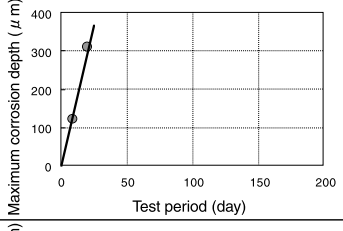
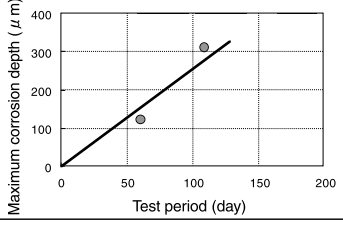
このような観点で見ると，すでに述べたようにCASS試験は腐食形態の相関性がない．また，Cu添加によるカソード反応が市場の環境にはないため，「実環境における使用可能性評価」という本研究の目的に反する．そして，CuとAlの異種金属接触腐食の評価になってしまい，材料固有の耐食性の優劣を評価できない可能性もある．以上のことよりCASS試験は不採用とした．塩水噴霧試験も，腐食形態の相関性がないので不採用とした．

これに対して，中性塩水を用いた複合腐食試験は相関性があるので，これを改良して促進性を上げることにした．つぎに，塩水噴霧試験と複合腐食試験の比較に基づいて，市場での腐食要因について述べる．塩水噴霧試験は腐食形態の市場相関性がなく，複合腐食試験は相関性がある．試験方法としての両者の違いは，基本的に乾燥プロセスの有無だけである．すなわち，塩水噴霧試験は連続噴霧する試

Table 2 Test item for corrosion

Spec No.	Test item
ASTM B-117-73	SST
ASTM B-287-74	ASS
ASTM G-43-75	SWAAT
ASTM B-368-68	CASS
JASO M610-92	Cycle corrosion test

Table 3 Corrosion accelerating factor of representative test method for condenser and the results of actual condenser corrosion test

No.	Test item	Corrosion Accelerating Factor	Reproducibility of corrosion appearance in market	Corrosion depth	Judgment
1	SST Continuous mist spray of neutral salt water	1) Destruction of oxide film by Cl^- 2) Acceleration of anode reaction by Cl^-	Not acceptable •Fin corrosion and tube uniformity corrosion occur. •Market reproducibility NG		Not acceptable
2	CASS Continuous mist spray of acidic salt, & Cupper chloride solution	1) Destruction of oxide film by Cl^- and acid 2) Acceleration of anode reaction by Cl^- 3) Acceleration of cathode reaction by Cu precipitation	Not acceptable •Fin corrosion and tube uniformity corrosion occur. •Market reproducibility NG		Not acceptable
3	Cycle Corrosion Test Cyclic change •Mist spray of neutral salt water •Dry •Wet	1) Destruction of oxide film by Cl^- 2) Acceleration of anode reaction by Cl^-	Acceptable •Fin corrosion dose not occur, and pitting corrosion of tube appeasers. •Market reproducibility OK		Acceptable

験であるため，全面が常に塩水で濡れている状態となる．これに対して，複合腐食試験では被水，乾燥が繰り返される．したがって，被水と乾燥の繰り返しが腐食機構の根本部分に関係しているのは間違いない．

7．腐食機構

(1)塩の影響

Fig.6に，アルミニウムの電位-pH図(プルベイダイヤグラム[1])を示す．同図から分るように，中性領域ではアルミニウムの表面に自然酸化皮膜($Al_2O_3 \cdot 3H_2O$)が形成されている．この皮膜は非常に安定，緻密で絶縁性があり，機械的な損傷を受けてもすぐに再生する特性を持っている．このことから，アルミニウム材料の中性における耐食性は比較的良好だと言われている[2]．

しかし，コンデンサの場合は，４章で指摘したように使用環境中に塩が存在するため，事情は一変する．一般に，環境中に塩が混入すると局部腐食が発生し，アルミニウムの耐食性に決定的なダメージを与えると言われている[2]．これは，塩素イオンが皮膜の一部分を破壊し，続いて皮膜の不連続部を攻撃して再生を妨害するためである．このように，塩の有害性についてはよく知られているが，塩のある環境下での腐食の進行過程や機構についてはあまり調べられていない．

(2)被水と乾燥の状態

上で述べたように，被水と乾燥の繰り返しが，腐食機構の根本部分に関係しているので，被水と乾燥の状態を観察した．実験は５%の塩水をアルミ板の表面に滴下して塩水滴を作り，後に60℃のオーブン中で完全に乾燥し，さらに50 ℃ RH95%の湿潤環境に入れてその様子を観察した．Fig.7に塩水滴の乾燥時の様子に示す．乾燥の中間段階で水膜が薄くなり端部より部分的に塩が析出する．このことから，被水と乾燥の繰り返される塩水滴内部には，相当大きな塩の濃度差が発生していると考えられる．つづいて完全に乾燥した状態から湿潤環境に入れた結果をFig.8に示す．塩が環境中の水分を吸収して徐々に水膜を形成し，やがて元の塩水滴に戻った．この時も，水滴内部では塩素イオンの大きな濃度差が生じていると考えられる．なお，乾燥過程と吸湿過程を比べると，吸湿の方がゆっくりと進む．

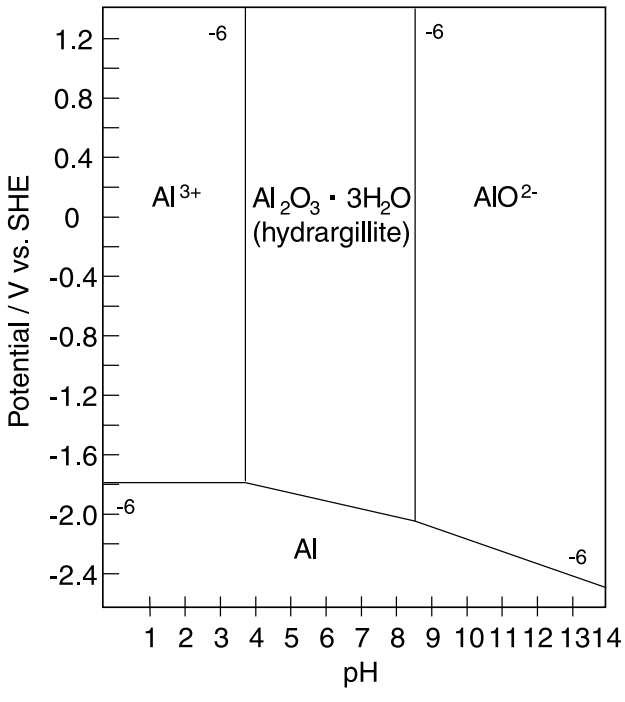


Fig.6　Potential-pH equilibrium diagram of aluminum

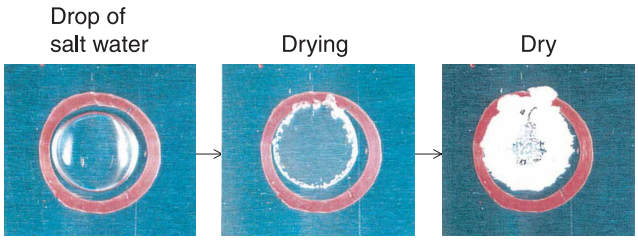


Fig.7　Behavior of drop of salt water in drying

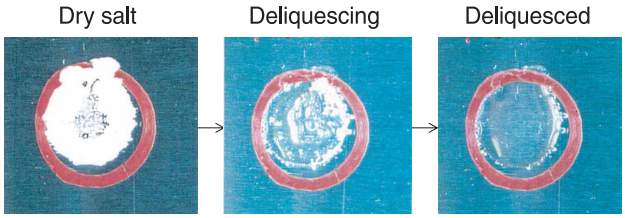


Fig.8　Water absorption process of solid salt in humidity atmosphere

(3)濃淡電池の発生

前節の水滴実験の結果より，濃淡電池による腐食促進作用が生じていると推定されたので，この点について詳しく調べた．まず，標準電極とアルミニウム電極を用いて，塩水濃度に対する分極特性を測定した．その結果をFig.9とFig.10に示す．Fig.9によると，塩水濃度が濃くなると腐食電位が卑になることが分る．Fig.10はアノード，カソード間の塩水濃度差と腐食電流密度の関係である．同図によると，塩濃度差が大きくなると腐食電流密度が増す．すなわち，腐食量が増えることが分った．つぎに，コンデンサでの濃淡電池の発生状態に近い形で測定するために，Fig.11に示すような回路を組んでさらに検証した．同図から分るように，電極を２つともアルミニウム試験片にした事と両極の塩濃度を変えてあることが，上で述べた分極測定に対する違いである．この場合も，塩素濃度の差が大きいほど電流値が増すという結果になり，分極測定の場合と同様だった．短期間しか使用していないコンデンサでも深い腐食の発生する場合があることは既に述べた通りである．そして，本節で述べた塩素濃淡電池機構は，市場での腐食促進

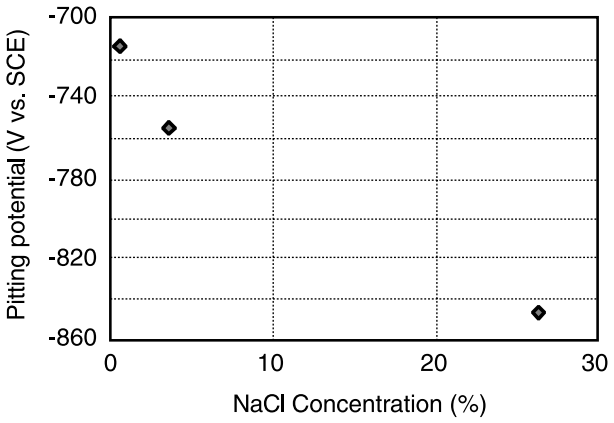


Fig.9 NaCl concentration vs. pitting potential

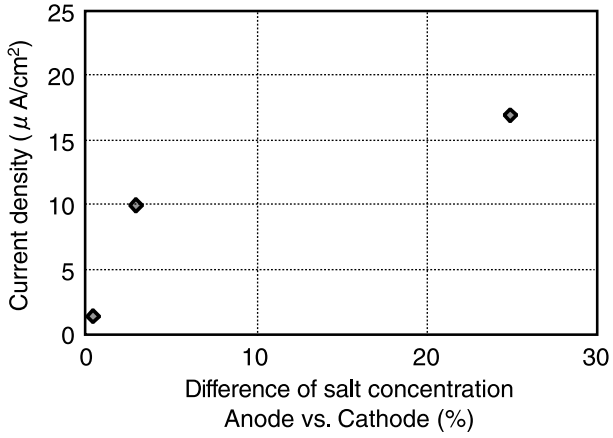


Fig.10 Difference of salt conc.Anode/Cathode vs.current density

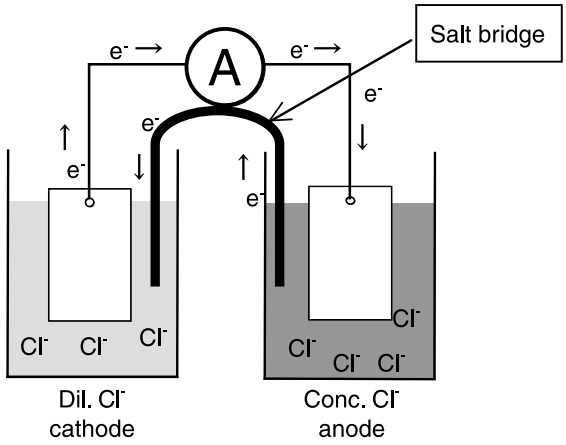


Fig.11 Corrosion caursed by Cl^- concentration difference

を説明するメカニズムとして有力と考える．なお，濃淡電池機構としては，塩素濃淡，酸素濃淡，温度差濃淡などがよく論じられている．

酸素濃淡電池の一例として，Fig.12にU.R.Evansによる通気差電池腐食の機構を示す．水滴と接している鉄板の中央

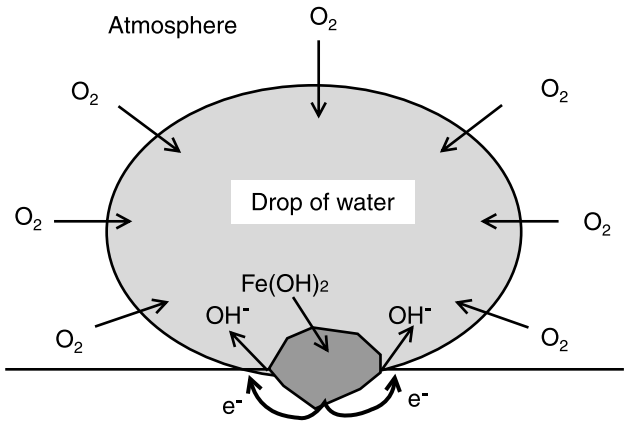


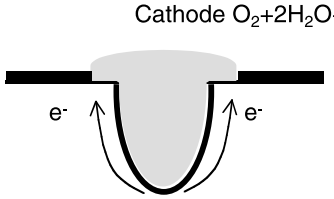
Fig.12 Difference airation theory

部は，酸素濃度が低いためにアノードになり，外周部がカソードになって腐食が進行する．このような濃淡電池とは，反応物質の輸送が妨げられる隙間，濃度勾配，温度勾配，速度勾配などによって生じるものである．上では塩素濃淡電池について解析した結果を述べたが，Evansの唱える酸素濃淡電池も重畳している可能性もある．

(4)腐食速度の変化機構

ところで，5章で述べたように，腐食が進行するとともに，深さ方向の腐食速度の方が広がり方向の速度よりも著しく速くなる．しかし，上に述べてきた「塩の影響」「被水と乾燥の影響」「濃淡電池の発生」だけでは，腐食速度の変化は説明できない．そこで，腐食速度が途中から急増する理由について検討した．まず，著者らはつぎの現象に注目した．すなわち，Fig.4で見た腐食深さが深くなった段階で腐食速度が大きくなるという現象である．

一方，アルミニウムの孔食の内部は塩酸酸性状態になるという説がある．Fig.13に，この説の模式図と腐食反応式を示す．同図に示したように，アノード側ではイオンとなったAl^{3+}がCl^-と反応し，$AlCl_3$(塩化アルミ)となる．さらに水と反応することによって$Al(OH)_3$(水酸化アルミ)と，HCl(塩酸)となるため，腐食の孔内は，塩酸酸性環境になる．そして，これらの現象と知見に基づいて，腐食孔による塩酸酸



Anode

$Al \rightarrow Al^{3+}+3e^-$

$Al^{3+}+3Cl^- \rightarrow AlCl_3$

$AlCl_3+3H_2O \rightarrow Al(OH)_3+3HCl$

Fig.13 Corroding reaction of alumimum

性状態の形成が腐食速度の増加原因になっているという仮説をたてた．この仮説を立証するために，まず最初に，孔食の内部が酸性に変わるか否かを確認した．試験サンプルをFig.14に示す．この状態で，中性塩水溶液に試験片を侵漬し定電流電解を行い，強制的に腐食させた後に，穴明け加工部の溶液のpHを測定した．試験結果をTable 4に示す．これによると，腐食後の穴明け加工部の溶液はpH3前後になっており，孔食内部は強い酸性になることが証明された．つぎに，酸性環境の腐食促進作用を証明するために，pHと腐食電流密度の関係を求めた．Fig.15は，中性環境における塩濃度差のみによる腐食電流値と，酸性環境による腐食電流値の測定結果である．同図によると，アノード環境(孔食の内部)のpHが小さくなるにしたがい腐食電流値は大きくなっている．そして，pH3の環境では200mA/cm^{2}となっており，濃淡電池により発生する電流値と比較して10倍以上大きくなっていることが判った．これは，最初にゆっくりと腐食し途中から急速に腐食していくという，Fig.4およびFig.5でみた市場回収品の現象とよく合っている．以上の結果から，「腐食孔による塩酸酸性状態の形成が腐食速度の増加原因になっているという仮説」は，間接的にではあるが立証されたと考える．

(５)核発生と成長の二段階

以上述べてきた腐食機構からみて，コンデンサの市場腐食は塩素濃淡電池による初期段階と塩酸酸性環境になる後半段階の２つに分けるのが妥当と判断された．本稿では，この最初の段階を「腐食の核発生ステージ」，後半の段階を「腐食の成長ステージ」と呼ぶことにする．要するに，「腐食の核発生ステージ」では，アルミニウム表面の自然酸化皮膜が塩素イオンによって破壊され，腐食の核となる部分が発生する．また，「腐食の成長ステージ」では，孔内に塩酸酸性環境が保持され，深さ方向への腐食が急激に進む．

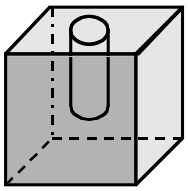


Fig.14　Drilled test sample

Table 4　pH Inside the pitting

	Initial	Solution sample tested (n=2)	
pH	6.75	2.93	3.05

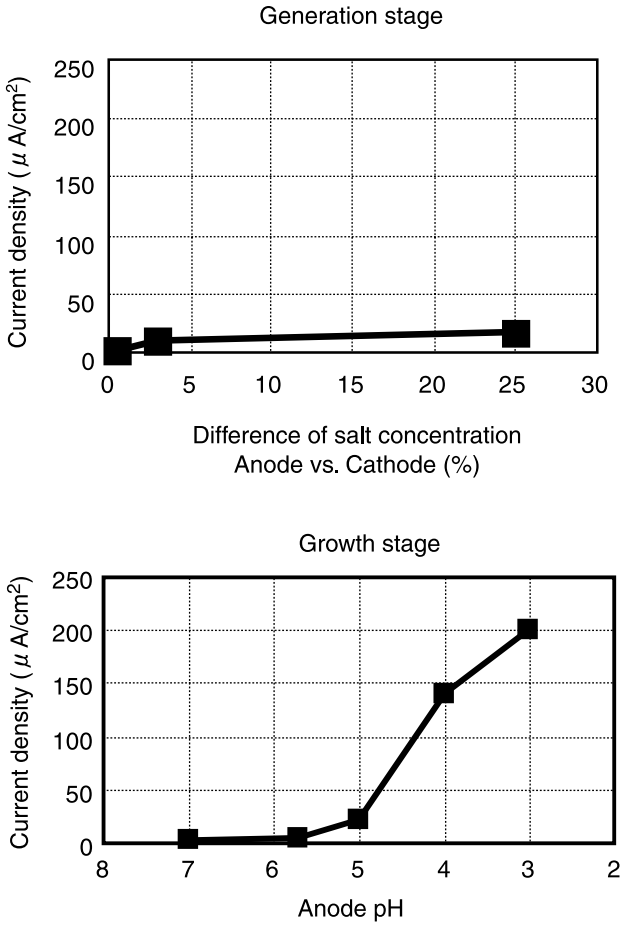


Fig.15　Current in acid condition

８．促進試験条件の設定

以上の結果より，最大孔食深さの促進をねらいとするコンデンサ用の腐食試験条件は，以下に述べる方針で決めることにした．すなわち，腐食の核発生と，腐食の成長の二つのメカニズムに対する最良の促進条件(二つの試験モード)を設定し，適切なタイミングでモードを切り替えることにした．促進試験条件は，一般に市販されている複合腐食試験装置での試験が可能である事を前提に設定した．

(１)腐食の核発生促進試験条件の設定

「塩水噴霧」「乾燥」「湿潤」各々の工程における促進要因を，個別に解析した結果をTable 5に示す．塩水噴霧は，試験サンプル(コンデンサ)に塩水を安定して供給する事を目的としているため，そのために必要な時間を設定した．これまでの試験方法はこの塩水噴霧の時間が長く，この工程での腐食促進をねらいとしていた．しかし，今回は塩素濃淡電池による腐食促進効果を引き出すための，塩水供給として設定したことが特徴と言える．乾燥は，塩水噴霧工程において供給した塩水の水分を蒸発させ，塩をポイント析出させることを目的とした．したがって，乾燥工程は試験

Table 5 Factor analysis in generation stage

	Salt spray	Dry	Wet
Temp	→	↗	↘↗ 50°C BEST
Time	↘↗↘ 0.75 4.0 1hr	Depends on temp, humidity	↘ 3hr
Humidity	–	↘	↗
NaCl concentration	↗↘ NaCl 5% BEST	–	–
Cycle condition	Salt spray → Dry ⇒ Wet		

Table 6 Test conditions for generation stage

Process	Temp	Time
Salt spray (5% NaCl)	50°C	1hr
Dry	60°C	2hr
Wet RH95%	50°C	3hr

4cycle/day

Table 7 Factor analysis in growth stage

	Salt spray	Dry	Wet
Temp	→	↗	↘↗ 50°C BEST
Time	↘↗↘ 0.75 4.0 1hr	Depends on temp, humidity	↘ 21hr
Humidity	–	↘	↗
NaCl concentration	↗↘ NaCl 5%BEST	–	–
Cycle condition	Salt spray → Dry → Wet		

サンプルに供給された塩水を完全に乾燥させることが可能な温度と時間に設定した．湿潤は乾燥からの切り替えで促進効果を引き出す重要な工程であることが分った．環境中の水分を塩の潮解性によって吸湿していく段階が最も高い促進度が得られるためである．したがって，促進性のためには各工程の時間を短くして同じ時間内での繰り返し数を多くすることが1つのポイントになる．そこで，1サイクルの時間をどの程度まで短くできるかを確認した．その結果をFig.16に示す．同図によると，サイクル頻度を 4サイクル／day以上に増すと，かえって腐食の促進性が低下している．これは，サイクル数を増やし過ぎると噴霧・乾燥工程の時間が短くなり，各々の目的(塩水の供給と乾燥)が達成できなくなるためと考えられる．そこで，サイクル頻度は，4サイクル／dayを上限にした．以上の結果より，腐食の核発生促進条件をTable 6のように決めた．

(2)腐食成長促進試験条件の設定

7章で述べた腐食機構の検討結果をベースに，成長促進に対する要因を解析した．Table 7にその結果を示す．核発生促進が乾燥工程から湿潤に切り換わる際に腐食促進効果を引き出していたのに対し，成長促進は湿潤工程で促進効果を引き出せることが分った．これは孔食内部に濃化した酸性環境が腐食進行の駆動力となるので，外部からは反応に必要な水分，酸素の供給と，温度による促進を与えることが条件となるためと考えられる．成長速度を比較するために，腐食の核が発生した段階のテストサンプルを，湿潤時間が異なるサイクル条件で試験した．その結果をFig.17に示す．同図によると，湿潤時間が長くなるにしたがい成長

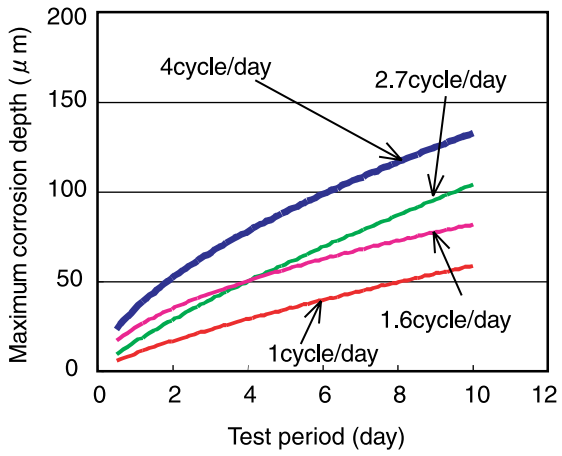


Fig.16 Corrosion accelaration on repetition times

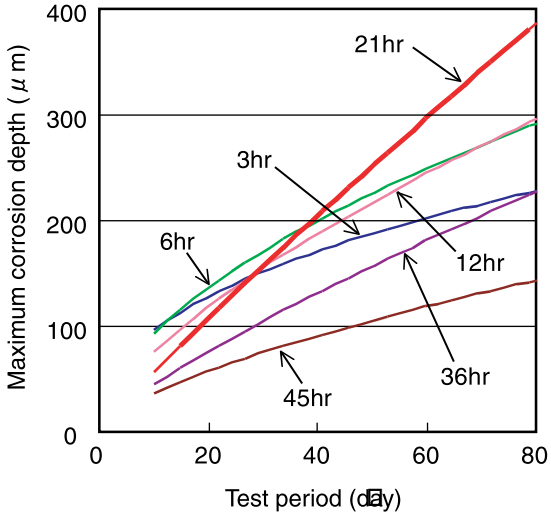


Fig.17 Influence of humidlity exposure time on corrosion acceleration

速度は速くなり，21hr付近で最大になった．しかし，21hrを越えると，逆に，成長速度は遅くなる．湿潤時間に対する成長速度の変化に極大を示す理由を調べるために，腐食断面形態を観察した．その結果をFig.18に示す．同図によると，21hr以上湿潤したものは腐食形態が面状(全面腐食)となっている．したがって，湿潤時間が長すぎる場合に成長速度が低下するのは，酸性環境を保持すべき孔が消滅したことによると考えられる．すなわち，湿潤時間を21hr以上にすると，腐食機構の相関性とテスト時間の促進性が同時に損なわれることになる．以上の結果より，腐食の成長促進条件をTable 8のように設定した．

Table 8　Test conditions for growth stage

Process	Temp	Time
Salt spray (5% NaCl)	50°C	1hr
Dry	60°C	2hr
Wet　RH95%	50°C	21hr

1cycle/day

(3)切り替えタイミングの設定

上で述べたように，腐食の核発生段階の試験条件と成長段階の条件が違うので，両者の切り替えタイミングを決める必要がある．そこで，モードの切替えをテスト開始から何日目にするかを決めるために，核成長が見られる時間を確認した．具体的には，先程述べた腐食の核発生試験条件における腐食深さの統計分布の変化を調べた．Fig.19は試験時間(日数)に対する分布の変化である．0.5日(2サイクル)から2日(8サイクル)までの分布は，いずれも1つの直線で回帰することができる．しかし，3日(12サイクル)を経過すると分布に折れ曲がりが発生しており，この段階で

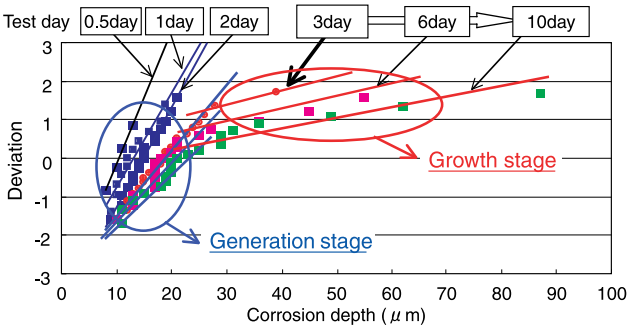


Fig.19　Change of distribusion with investigated test method for accelaration on pitting core generation

成長ステージに移行してきたと考えられる．以上の結果より，切り替えタイミングは3日(12サイクル)終了後にした．

9．新試験条件の相関性と促進性

上で設定した新試験条件の腐食形態相関性をFig.20に示す．同図によると，腐食の発生位置，孔食の発生状況いず

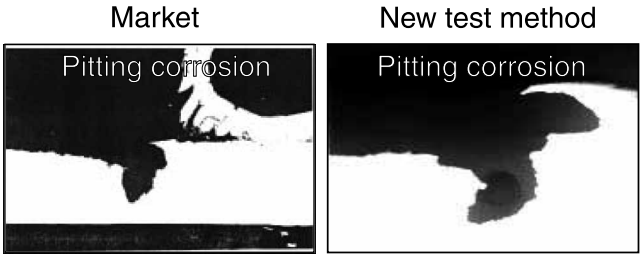


Fig.20　Corrosion appearance reproducibility in the newly developed test condition

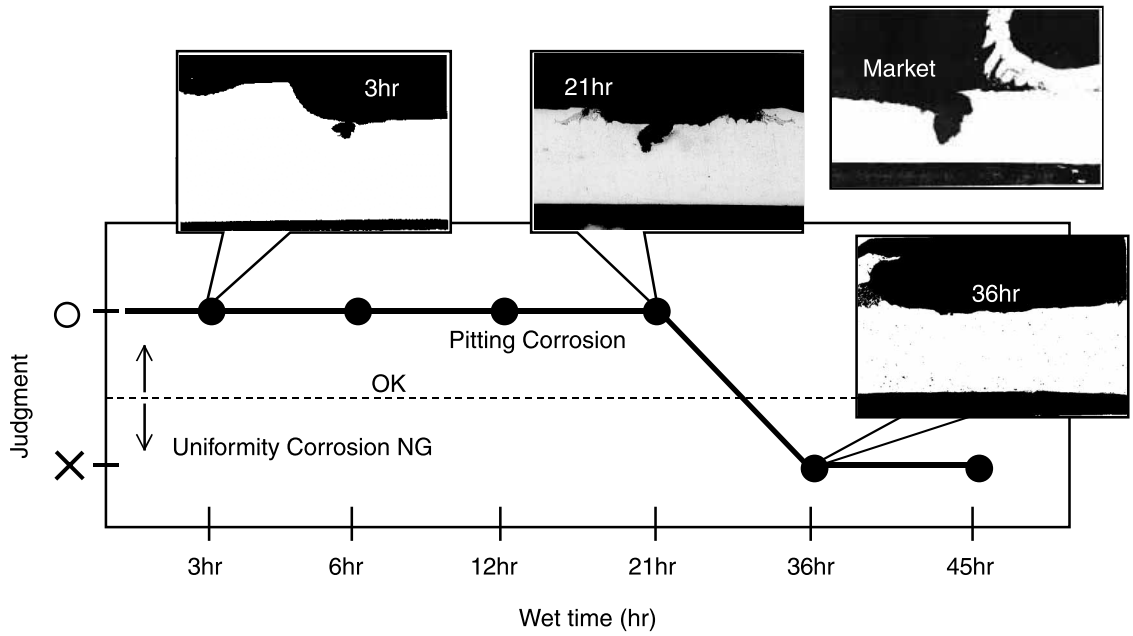


Fig.18　Influence of humidlity xposure time on corrosion appearance

れについても，新試験条件は市場の腐食状況をよく再現できている事が分かる．Fig.21に従来試験条件との腐食促進性の比較を示す．これによると，新試験条件は従来試験条件に比べて約１/４の時間で評価できる．このように，新試験条件は，現象の相関性と試験の促進性とを同時に改善したものになっている．したがって，核発生促進から成長促進への切り替えが，市場腐食促進の支配的な要因であることは，ほぼ間違いないところである．

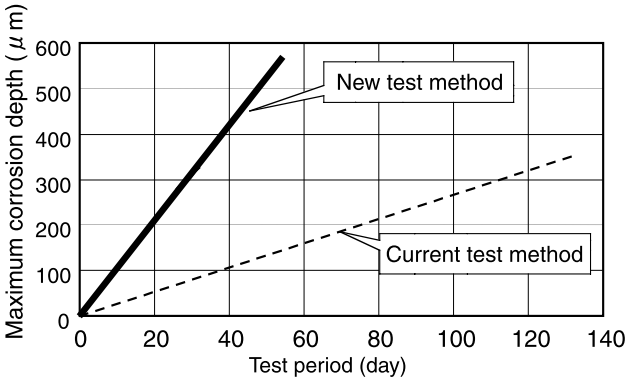


Fig.21 Comparison of corrosion test period between current test method and newly developed one

10．まとめ

アルミニウムコンデンサの，市場環境における孔食成長メカニズムを明らかにした．そして，これに基づいて，市場での腐食状況と相関し，かつ短時間で評価できる試験方法を確立した．その結果，従来の試験方法に比べて判断が正確になり，試験時間は約1/4に短縮された．腐食機構について，本研究で得られた知見は以下の通りである．

①アルミニウムコンデンサの腐食過程には，「腐食の核発生ステージ」と「腐食成長ステージ」の二つの段階がある．

②核発生ステージでは，乾・湿の繰り返しによる塩素濃淡電池により腐食が進む．

③成長ステージでは，孔食内部が酸性環境になるため，腐食速度が著しく大きくなる．

また，本研究で確立した試験方法の特徴は以下の通りである．

①アルミニウムコンデンサの腐食過程を調べるための測定法と統計処理方法を用いる．

②試験途中までは腐食の核発生促進条件でテストし，その後，成長促進試験条件に切り替える．

③腐食の核発生と成長とを別々に促進させる事により，最大腐食深さの増加速度を早くすることができる．

最後に，本研究に対して多大な御協力をいただいた昭和アルミニウム株式会社の皆様に感謝の意を表します．

参考文献

１）M.K.Jhonson: Br.Corros.J., 6 (1971), 200.

２）世利修美：アルミニウム腐食の基礎，軽金属，Vol.46, p.404-409, No.8 (1996)

■著　者■



植木光彦



熊田正隆

社外発表(1999. 1～1999. 6)

◇講　　演

発表日	発表先／名称(開催地)	表　　題	著　　者	所　　属
1999. 1.10 ～ 15	IFIP/35th Meeting (Kahuku, USA)	Automotive electronics dependability: The Honda philosophy	橋本健志郎	栃木研究所
1999. 2. 8	日本機械学会／環境調和型エンジン技術調査研究分科会第４回委員会(東京)	電動スクータ「CUV-ES」の開発	本舘　尚司	朝霞研究所
1999. 3. 8 ～ 10	DARATECH／CAD/CAM, CAE Strategy Workshops '99 (Chicago, USA)	Proposal of future CAD by end user's view	上田　　宏	栃木研究所
1999. 3.16 ～ 18	OPTI Conference 1999 (Orland, USA)	Application of the statistical design support system toward optimization of vehicle safety equipment	矢島　秀起 于　　強 白鳥　正樹 本山　惠一	和光基礎技術研究センター 横浜国立大学 横浜国立大学 メカニカル・ダイナミックス・ジャパン
		Optimization of reinforced members for crash safety design of vehicles	矢島　秀起 于　　強 白鳥　正樹 吉本　　毅 本山　惠一	和光基礎技術研究センター 横浜国立大学 横浜国立大学 横浜国立大学 メカニカル・ダイナミックス・ジャパン
1999. 3.24	ISHPC (International Sorption Heat Pump Conference), 1999, (Munich, Germany)	Absorption heat pump using new organic working fluids	石川　　満 茅沼　秀高 一色　尚次	朝霞東研究所 朝霞東研究所 東京工業大学
1999. 4. 4	農業機械学会／第58回農業機械学会年次大会(佐賀)	キュウリうどんこ病発病度および生理障害発生率に及ぼす異なる電気分解陽極水噴霧の影響	土井　龍太 宮下　公一 永野　敬二 富士原和宏 飯本　光雄 谷野　　章	千葉大学園芸学部 朝霞東研究所 朝霞東研究所 千葉大学園芸学部 千葉大学園芸学部 千葉大学園芸学部
1999. 5.25	日本機械学会／エンジンシステム部門講習会(東京)	超低エミッション車用燃料噴射制御システムの開発	長谷川祐介	栃木研究所
1999. 6. 4	応用科学学会／第28回春季講習会(東京)	ULEVエンジン技術と更なる排ガス低減を目指して	関　　康成	栃木研究所

◇投　稿

発表日	発表先／誌名／巻.号	表　　題	著　者	所　属
1999. 1. 1	自動車技術会／自動車技術／Vol.53 No.1	電気自動車技術の現状と将来	小椋　正己 三田　義訓 松本　謙次	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1999. 1.15	自動車技術会／自動車技術会論文集	タイヤ横力モニタリングによる車両運動制御	古川　　修 安部　正人	本田技術研究所 神奈川工科大学
1999. 1.15	Polymer Physics/Journal of Polymer Science Part B Vol.37 (1999)	Studies on molecular composite I: Processing of molecular composites using a precursor polymer for poly (p-phenylene benzobisthiazole)	秋田　浩司 服部　達哉	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
		Studies on molecular composite II: Processing of molecular composites using copolymers consisting of a precursor of poly(p-phenylene benzobisthiazole) and aromatic polyamide	秋田　浩司 小林　啓人 服部　達哉 加川　和宏	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
		Studies on molecular composite III: Nano composites consisting of poly (p-phenylene benzobisthiazole) and thermoplastic polyamide	秋田　浩司 小林　啓人	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
1999. 2. 1	自動車技術会／自動車技術／Vol.53 No.2	リサイクル可能率とは？	熊田　正隆	栃木研究所
1999. 2.25	日本機械学会／日本機械学会論文集C編／Vol.65 No.630	周波数､変位振幅依存型非線形振動に対する履歴系解析手法の研究(履歴則の改良と防振ゴムの振動応答)	神保　浩之 見坐地一人 柴田　耕一	日本大学大学院 栃木研究所 日本大学
1999. 2.28	Journal of Physical Chemistry B／ 103, 1119-1123	Electron source in photoinduced hydregen production on pt-supported TiO2 particles	阿部　敏之 鈴木　英治 名越健太郎 宮下　公一 金子　正夫	茨城大学 茨城大学 茨城大学 朝霞東研究所 茨城大学
1999. 3. 1	大阪ケミカルマーケティングセンター／新カーエアバッグ全容／Vol.3 No.184	エアバッグシステムの技術動向	奥原　久和	栃木研究所
1999. 3.31	舟艇協会／舟艇技報No.61, Mar. 1999	ホンダ４ストローク船外機の開発とその関連技術について	角田　正樹 松田　佳之	朝霞東研究所 朝霞東研究所
1999. 4. 1	JSAE Review Vol.20, No.2	Piston temperature measurement method for high-speed gasoline engines	高松　英俊 金沢　卓也	朝霞研究所 朝霞研究所
1999. 4.12	Society of Advanced Science/Journal of Advanced Science Vol.10 No.4	Heat behavior analysis of nickel metal hydride batteries for electric vehicles	佐藤　　登	栃木研究所
1999. 5. 1	Artificial Life Journal	One-dimensional unicellular creatures Evolved with genetic algorithms	鈴木　秀明	和光基礎技術研究センター
1999. 5.26	エンジンテクノロジー／Vol.01 No.02	ホンダNC23E型CB400SF用エンジン－直押し動弁系バルブシステム(HYPER VTEC)	津久井孝明	朝霞研究所
1999. 6. 1	オーム社／エレクトロニクスVol.43 No.6	ホンダのITSへのアプローチ	中村　之信	栃木研究所

◇論　文　講　演

発表日	発表先／名称(開催地)	表　　題	著　　者	所　　属
1999. 1.15	Symposium on International Automotive Technology (Pune, India)	Fuel Economy Improvement and CO_2 Reduction of Motorcycle Gasoline	津島　勇二	朝霞研究所
		SI Engine and its simulation	赤松　俊二 高田　美博	朝霞研究所 朝霞研究所
1999. 3. 1 ～ 4	SAE／International Congress & Exposition (Detroit, USA)	Development of an engine-CVT integrated control system	阪口　伸一 木村　英輔 山本　和久	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Reduction technologies for evaporative emissions in zero level emission vehicle	縫谷　芳雄 宇土　　肇 鈴木　　武	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Technology for reducting exhaust gas emissions in zero level emission vehicles (ZLEV)	岸　　則行 菊池　伸一 鈴木　典男 林　　直義	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		High cell density and thin wall substrate for higher conversion ratio catalyst	菊池　伸一 八長　盛二 岡山　竜也 猪瀬　昇志 池島　幸一	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 日本ガイシ株式会社
		Development of a vehicle structure with protective features for pedestrians	吉田　　傑 五十嵐則夫 高橋　昭夫 今泉　　巖	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Development of simulation model and pedestrian dummy	秋山　朗彦 吉田　　傑 松橋　徹生 N.Rangarajan Tariq Shams 石川　博敏 鴻巣　敦宏	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 GESAC,Inc GESAC,Inc 日本自動車研究所 日本自動車研究所
		Development of window glass bonding system	長谷川　清 寺脇　正明 藤家　博樹	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Improvement in driver-vehicle system performance by varying steering gain with vehicle speed and steering angle: VGS (Variable gear-ratio steering system)	清水　康夫 河合　俊岳 杠　　順司	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Effect steering system characteristics on control performance from the viewpoint steer-by-wire design	田島　　淳 柚原　直弘 佐野　彰一 滝本　繁規	日本大学 日本大学 栃木研究所 栃木研究所
		Utilization of motor-driven gearshift system	大田　淳朗 成田　　譲	朝霞研究所 朝霞研究所
		Compact thick film type oxygen sensor	牧野　圭祐 西尾　久治 大川　哲平 藪田　勝久 嶋村　幸一	日本特殊陶業株式会社 日本特殊陶業株式会社 日本特殊陶業株式会社 日本特殊陶業株式会社 朝霞研究所

発表日	発表先／名称(開催地)	表　　題	著　　者	所　　属
1999. 3.11	Eni Tecnologie/First International Symposium on “ Towards Zero Emissions ” (Rome, Italy)	Future energies and advanced vehicles towards the 21st century	佐藤　　登	栃木研究所
1999. 4.16	日本能率協会／ '99バッテリー技術シンポジウム (幕張)	電動車輌開発とエネルギー貯蔵技術	佐藤　　登	栃木研究所
1999. 5.14	日本塑性加工学会／第30回塑性加工春季講演会 (埼玉, 宮代町)	自動車用エンジンバルブの冷間鍛造化技術	石田　正雄 桶谷　裕之	朝霞研究所 朝霞研究所
1999. 5.19 ～ 21	自動車技術会／春季学術講演会(横浜)	レーンフォローイングアシスタンスシステムによる精神負荷の低減効果	谷田　公二	栃木研究所
		新型６速マニュアルトランスミッションの開発	北島　恭司 岡田　靖志 平野　浩司 三谷　真一 有働　秀男	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		大型二輪車用エアバッグシステムの基礎研究	飯島　　聡 細野總一郎 大田　淳朗 山本　武典	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		ギヤ比が車速と操舵角の関数として変化するステアリングシステムとその効果について	清水　康夫 河合　俊岳 杠　　順司 滝本　繁規	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		高出力･環境型エンジンの開発	明本　禧洙 川口　　仁 松本　誠司 上嶋　英夫	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		極超低公害ガソリンエンジンの研究	岸　　則行 菊池　伸一 鈴木　典男 林　　直義	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		点火時期と吸入空気量の適応制御による始動後急速暖機システム	上野　将樹 赤崎　修介 安井　裕司 岩城　喜久	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		触媒後O_2フィードバックのための適応スライディングモード制御	安井　裕司 赤崎　修介 上野　将樹 岩城　喜久	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		高性能触媒における超高セル密度担体の研究	菊池　伸一 岡山　竜也 土佐　真一	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		二輪車用ラジエータ冷却ファンの研究	島田　行太 萩原　久雄 蓮見　浩明 大久保武文	東洋ラジエーター 東洋ラジエーター 朝霞研究所 朝霞研究所

発表日	発表先／名称(開催地)	表　　題	著　　者	所　　属
1999. 5.19 ～ 21	自動車技術会／春季学術講演会(横浜)	New conception of occupant deceleration control in crash	本澤　養樹 亀井　孝博	栃木研究所 栃木研究所
		自動車用GaAs ICの開発	関　　英男 上野　一郎 楯　　尚司	栃木研究所 栃木研究所 日立電線株式会社
		小型実験機MHO 2の開発	藤野　道格 中山　晴夫 三往　悦己 藤平　　徹 井手　敏治	和光基礎技術研究センター 栃木研究所 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
		路面からタイヤへの伝達力の計測方法	皆川　正明 二宮　次郎 中原　　淳 織本　幸弘	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		路面からタイヤへの伝達力の指向性を利用した振動伝達低減手法	皆川　正明 中原　　淳 二宮　次郎 織本　幸弘	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		自動車の安全装備に対する統計的設計支援システムの適用	矢島　秀起 于　　強 白鳥　正樹 本山　惠一	和光基礎技術研究センター 横浜国立大学 横浜国立大学 メカニカル・ダイナミックス・ジャパン
		Development of a New Multi-Body Model for the Hybrid-III Dummy Foot	高橋　裕公 菊池　裕二	栃木研究所 栃木研究所
		Development of body structure for reducing pedestrian injury	吉田　　傑 五十嵐則夫 高橋　昭夫 今泉　　巖	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Development of human-like pedestrian dummy	秋山　朗彦 吉田　　傑 松橋　徹生 Steve Moss Mike Salloum 石川　博敏 鴻巣　敦宏	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 First Technology Safety Systems First Technology Safety Systems 日本自動車研究所 日本自動車研究所
1999. 5.20	自動車技術会／振動騒音WGフォーラム(横浜)	システム同定理論から見たアクティブ騒音制御	佐野　　久 足立　修一	栃木研究所 宇都宮大学
1999.5.23 ～ 27	IPC-10 (Melbourne, Australia)	The influence of body flexibility on the handling characteristic	長久　真樹 日下　　馨 皆川　正明 仁禮　　徹	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Effects of zero level emission vehicle on actual driving condition	岸　　則行 菊地　伸一 鈴木　典男 林　　直義	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Earth envirinment and electric vehicles powered by advanced batteries	佐藤　　登	栃木研究所

発表日	発表先／名称(開催地)	表　　題	著　　者	所　　属
1999.5.23 ～ 27	IPC-10 (Melbourne, Australia)	Development of a compact thick film type oxygen sensor for motorcycles	嶋村　幸一 狩野　宏司 草　　光男 藪田　勝久	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 日本特殊陶業株式会社
		A sarvey of forecasted automobile manufacturing technologies － A look at automotive manufacturing in year 2025	森井　健二 加藤　千智 岡水　茂生 藤沢　誠司 甚田　昌彦 清水　敏彦	和光基礎技術研究センター トヨタ自動車株式会社 マツダ株式会社 ヤマハ発動機株式会社 日産自動車株式会社 富士重工業株式会社
1999. 5.26 ～ 28	日本計算工学会／第４回 日本計算工学会講演会 （東京）	自動車の安全装備に対する統計的設計支援システムの適用	矢島　秀起 于　　強 白鳥　正樹 本山　惠一	和光基礎技術研究センター 横浜国立大学 横浜国立大学 メカニカル･ダイナミックス･ジャパン
		統計的設計支援システムを用いた自動車衝突安全特性における多目的最適化設計	于　　強 矢島　秀起 吉本　　毅 白鳥　正樹 本山　惠一	横浜国立大学 和光基礎技術研究センター 横浜国立大学 横浜国立大学 メカニカル･ダイナミックス･ジャパン
1999. 6. 7 ～ 10	ASME TURBO EXPO LAND, SEA & AIR '99/The 44th ASME Gas Turbine and Aeroengine Technical Congress (Indianapolis, USA)	The flow field in the tip clearance region of an axial compressor rotor	有馬　敏幸	和光基礎技術研究センター
1999. 6. 8	Engine Technology International/Engine EXPO '99 (Hanburg, Germany)	Electric, hybrid and fuel cell vehicles	佐藤　　登	栃木研究所
		Development of engine for“ HONDA S2000 ”	明本　禧洙 川口　　仁 松本　誠司 上嶋　英夫	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1999. 6.14 ～ 18	32nd ISATA (Vienna, Austria)	A central pole in automobile evolution － Aluminium and magnesium	野口　　満 椎名　治男 鈴木　達也	和光基礎技術研究センター 栃木研究所 栃木研究所
		Zero emission vehicles and advanced batteries toward environmental protection	佐藤　　登	栃木研究所
		Evaluation of driver support system for lane-keeping	石田真之助 浅沼　信吉 池谷　　学 近藤　　聡	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Atuonomous vehicle control system equipped with a navigation system	田村　和也 古川　　修	栃木研究所 栃木研究所

本田技術研究所　論文委員会

（編集当時）

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
論文委員	赤木　正俊	朝霞研究所
	石井　　清	栃木研究所
	今成　昌文	栃木研究所
	岩澤　健二郎	栃木研究所
	岩垂　滋人	栃木研究所
	江村　繁夫	栃木研究所
	大橋　三喜雄	栃木研究所
	奥原　久和	栃木研究所
	片野　博樹	栃木研究所
	加藤　幹夫	朝霞研究所
	川合　　誠	栃木研究所
	北山　　拓	栃木研究所
	栗城　信晴	栃木研究所
	James R. Keller	栃木研究所
	酒井　伊知郎	栃木研究所
	阪口　伸一	栃木研究所
	佐藤　　登	栃木研究所
	白石　修士	栃木研究所
	杉本　洋一	栃木研究所
	銭場　克己	栃木研究所
	高川　正徳	栃木研究所
	高橋　文孝	和光基礎技術研究センター
	高橋　幸敬	栃木研究所
	田中　　敦	栃木研究所
	中村　　博	朝霞東研究所
	西川　正恭	和光基礎技術研究センター
	浜　　靖之	栃木研究所
	古川　　修	栃木研究所
	三浦　啓二	栃木研究所
	松井　弘樹	栃木研究所
	見坐地　一人	栃木研究所
	皆川　正明	栃木研究所
	山下　　剛	栃木研究所
	吉田　文彦	朝霞東研究所
事務局	小泉　伸一	朝霞研究所
	白木　晶子	栃木研究所
	渡辺　良博	栃木研究所

編集後記

Honda R&D Technical Review が、Vol.11 より年２回の発行となり、今回 No.2 をとりまとめました。当初、年２回発行の主目的は、企業活動である商品や技術の発信と論文の発信をいかに効率よく同期させていくかというものでした。結果としては、関係者の努力により、No.1 は 25 編、今回の No.2 は 22 編と年間ベースでの論文数も増加し、各研究所の技術紹介を含めて内容、分野ともに幅広く充実してきました。

今後、業界再編成の波もさらに激しくなり、研究者個々人がグローバルな視点に基づき、ますます自主的に活発な研究開発活動を展開することが求められております。ホンダとしましても昨年、創立50 周年を迎え、今年からいよいよ次の 50 年に向けての第一歩を踏み出した重要な年となりました。今後も、論文活動関係者各位の一層の研鑽により、この Honda R&D Technical Review が内外の多くの研究者によってコミュニケーションツールとして活用されることを心から祈ります。

（中　村）

HONDA R&D Technical Review

©1999 株式会社 本田技術研究所（禁無断転載）

1999 年 10 月 1 日　　Vol.11　No.2

発行所　株式会社　本田技術研究所

発行人　福　　井　　威　　夫

編集人　本田技術研究所　論文委員会

事務局　〒321-3393　栃木県芳賀郡芳賀町下高根沢 4630 番地
株式会社　本田技術研究所 栃木研究所
技術情報室　TEL 028-677-6558
FAX 028-677-7854

印刷所　〒351-0114　埼玉県和光市本町 20 番 16 号
協永堂印刷株式会社



HONDA R&D Co., Ltd.