ISSN 0915-3918

HONDA R&D

Technical Review

vol. 1



ホンダF-1 V6 1.5Lターボ過給エンジンの開発
レジェンド用C20Aウイングターボ付エンジン
デュアル吸気ポートDIディーゼルエンジンのスワールパラメーター予測手法
有限要素法によるパワープラント共振予測計算
イメージコンバーターカメラを用いた火花点火機関の燃焼可視化装置 (I) (II)
ハイブリッド繊維複合材の諸特性とエンジンブロックへの応用
コンチェルトの振動騒音乗り心地
振動騒音における伝達関数による敏感度解析
乗用車室内音のRASTI法による評価
自動車用防音材料の開発
熱硬化型樹脂拘束層タイプ制振材の開発
舵角応答型4 WSの制御原理が操舵応答特性に及ぼす影響
自動車の塩害問題と防錆評価法

1989

一流の証し



川本信彦

今度、研究所技術者有志の人達から、自らの発意で『HONDA R&D Technical Review』誌を発行すると聞かされました。日常の忙しい業務のなかから、ここまで推進された皆さんの熱意と努力にたいして敬意を表すとともに、お祝いを申し上げたいと思います。

ご承知のとおり、私達の研究所はその目的を『商品創り』においており、創業以来、私達の生み出す商品はこの世界で『最も価値が高く』『内容の豊かなもの』にしたいと日頃から念願し努力をして来ました。そのためには、『魅力あふれる豊かな人間性』と『世界でもトップを目指した技術力』が必要になります。言い換えるならば、私達技術者にとっては商品を通じて顧客と触れる時が『一期一会』であって、当然この時に用いられている技術は最高のものでなくてはならないと考えて来ました。

こうして、日頃から切磋琢磨した技術力は、その真価を商品を通して顧客から問われると同時に、世の専門家の方々からの客観的評価を受け、その方々との意見交換をしてゆくことが、一層高く幅の広い将来技術と結実していく為に極めて大切であります。

今後続いて行く『HONDA R&D Technical Review』は、企業内技術者の皆さんにこうした意味で世界への『道』と『場』を提供することになるでしょう。

どうか『企業のPR』や『通り一遍の仲良しクラブ』に陥ることを厳に戒めて、国際的に本当に創造的な技術者として『一流の証し』をする場として、この『誌』を育てていってもらうことを心から望んで、創刊のことばにしたいと考えます。

Vindication of Unmatched Ingenuity

Nobuhiko Kawamoto

I was pleased to hear that some of the R&D staff took the initiative to produce this "Honda R&D Technical Review". I would like to commend those who made this commitment and spent their time and efforts despite their demanding schedules.

As you know, our major objective at the R&D center is to create products, and we strive to create things of the highest value with the best materials in the world. To do this, we must be people-oriented and aim for the top in world technology. We as engineers only have one chance to touch each customer, and naturally what we have to offer must be the best possible technology of the times.

That technology, which has resulted from sustained refinement and improvement, must be subjected to not only the customers' evaluation but also the objective assessment of specialists at large. That is essential if the goal is to realize further enhanced and disseminated technology in the future.

For engineers working with Honda, the "Honda R&D Technical Review" is an ideal forum that provides a route and arena to the world.

I hope that this review will be established not as a tool for publicity or a routine forum, but as an instrument for vindicating unmatched ingenuity.

目　次

◇ホンダ F-1 V6 1.5L ターボ過給エンジンの開発……青木朗雄・乙部豊・後藤治
宮野英世・河本通郎・小川徹……1

◇レジェンド用 C20A ウイングターボ付エンジン……大浦秀二……9

◇デュアル吸気ポート DI ディーゼルエンジンの
スワールパラメーター予測手法……長谷川俊平・高橋易資……20

◇有限要素法によるパワープラント共振の予測計算……銭場克己・高橋勝雄・佐藤裕彦……30

◇イメージコンバータカメラを用いた火花点火機関
の燃焼可視化装置　～その１……中村昭壽・田中敦・結城一敏……38

◇イメージコンバータカメラを用いた火花点火機関
の燃焼可視化装置　～その２……中村昭壽・石井清・佐々木隆……44

◇ハイブリッド繊維複合材の諸特性と
エンジンブロックへの応用……林直義・牛尾英明・藤沢義和
畑恒久・柴田一雄・海老沢賜寿雄……55

◇コンチェルトの振動騒音・乗心地……池上博之・平田肇・佐藤千春
熊井靖浩・北川敏夫・佐藤祐二……67

◇振動騒音における伝達関数による敏感度解析……漆山雄太・野口久智・飛田哲夫……76

◇乗用車室内音の RASTI 法による評価……中村光勇・新倉始・Torben Jacobsen……81

◇自動車用防音材料の開発……山下剛・中村光勇……85

◇熱硬化性樹脂拘束層タイプ制振材の開発……芳賀斉・中村光勇……94

◇舵角応動型 4WS の制御原理が操舵応答特性に及ぼす影響……佐野彰一・古川修・二瓶隆
阿部賢・芹沢満也……101

◇自動車の塩害問題と防錆評価法……竹内寿浩・渡辺弘和・渡辺修三……116

INDEX

◇ Honda Formula One Turbo-charged V6 1.5L Engine
···· By A. Aoki, Y. Otobe, O. Goto, H. Miyano, M. Kawamoto, T. Ogawa ····· 1

◇ Honda LEGEND C20A Engine with Variable Geometry (Wing)
Turbo-charger ····· By H. Ohura ····· 9

◇ Prediction Method of Induction Swirl Parameters for Dual Inlet Port of
DI Diesel Engine ····· By S. Hasegawa, Y. Takahashi ····· 20

◇ Powerplant Resonance Estimation by Finite Element Analysis
····· By K. Semba, K. Takahashi, Y. Sato ····· 30

◇ Application of an Image Converter Camera to Measurement of Flame Propagation
in a Spark Ignition Engine −Part 1− ····· By A. Nakamura, A. Tanaka, K. Yuuki ····· 38

◇ Application of an Image Converter Camera to Measurement of Flame Propagation
in a Spark Ignition Engine −Part 2− ····· By A. Nakamura, K. Ishii, T. Sasaki ····· 44

◇ The Properties of Hybrid Fiber Reinforced Metal and its Application for
Engine Block ····· By T. Hayashi, H. Ushio, Y. Fujisawa, T. Hata, K. Shibata, M. Ebisawa ····· 55

◇ Noise, Vibration and Ride Comfort Refinements for Honda CONCERTO
····· By H. Ikegami, H. Hirata, C. Sato, Y. Kumai, T. Kitagawa, Y. Sato ····· 67

◇ Sensitivity Analysis Using Frequency Response Function in NVH Analysis
····· By Y. Urushiyama, H. Noguchi, T. Tobita ····· 76

◇ Sound Evaluation in Cars Using RASTI Method
····· By M. Nakamura, H. Niikura, T. Jacobsen ····· 81

◇ Development of Noise Control Materials for Automobiles
····· By T. Yamashita, M. Nakamura ····· 85

◇ Development of Damping Material with Thermosetting Resin
Constrained Layer ····· By H. Haga, M. Nakamura ····· 94

◇ Effect of Steer Angle Dependent 4WS Control Principle on Steering
Response Characteristics ····· By S. Sano, Y. Furukawa, T. Nihei, M. Abe, M. Serizawa ····· 101

◇ Automobile Corrosion Problems and Prevention
····· By T. Takeuchi, H. Watanabe, S. Watanabe ····· 116

ホンダ F-1 V6 1.5L ターボ過給エンジンの開発

Honda Formula One Turbo-charged V6 1.5L Engine

青木朗雄* 乙部豊* 後藤治*
Akio Aoki Yutaka Otobe Osamu Goto
宮野英世* 河本通郎* 小川徹*
Hideyo Miyano Michio Kawamoto Tohru Ogawa

要　旨

1988年F-1レース用にホンダはRA168E型ターボチャージャー付きV6 1.5ℓエンジンを開発した。

このエンジンは2.5Barの過給圧規制の中で最大出力504kw(685Ps). 排気量当りの出力としては336kw/ℓ(457Ps/ℓ)を発生した。又燃料消費についても改良を加えた結果、最小燃料消費率は272g/kwh(200g/Psh)を達成した。

この論文では、RA168E型エンジンの主要諸元、出力特性及び燃料消費特性を紹介すると共に、吸気温度、過給圧、空燃費、燃料温度、燃料成分について、それらの燃料消費及び出力への影響を調べた結果を述べる。

ABSTRACT

The 'RA168E', a turbo-charged V6 1.5-liter engine, was developed by Honda Motor Co., Ltd. for the 1988 Formula One Championship Race events.

Despite boost restrictions (2.5bar), the engine boasts a maximum power of 504kw (685ps), which is equivalent to 336kw/ℓ (457ps/ℓ). The development also involved improvements on fuel consumption, allowing the engine to achieve a minimum brake specific fuel consumption of 272g/kwh (200g/Psh).

This paper introduces major specifications, along with power output and fuel consumption characteristics of the RA168E racing engine. In addition, the effects of intake air temperature, boost pressure, air-fuel ratio, fuel temperature and fuel ingredients on fuel efficiency and power output are presented.

1. まえがき

ホンダは1983年からFormula 1(F-1)レーシングチームに対し、V6, 1.5ℓツインターボエンジンを供給してきた。このレース用エンジンは基本型式は同一であるが、F-1競技規定の改定に対応して毎年改良が加えられており、年ごとに諸元が異なっている。

F-1競技規定の中で、エンジンの性能に対して最も影響の大きいものは、過給圧と燃料タンク容量であり、**表1**に示す様に次第に厳しく規制されてきた。特に1988年には過給圧が2.5Barに規制されたばかりでなく、車輌の燃料タンク容量が150ℓ以下となった為、レース中に使用可能なエネルギーが制約され、実質的にレース中に発生し得る出力が制限された。1988年型F-1レース用エンジン"RA168E"はこれらの規定に対応し出力の向上と燃料消費の低減を主要目標として開発された。

F-1レース用エンジンの様な高回転、高過給エンジンを紹介した論文は過去に少なく[(1)(2)(3)]特にその燃費性能に関する研究は発表された例がない。そこで本論文ではRA168Eの主要諸元と出力特性を紹介すると共に、燃料消費に関する研究の中で得られた幾つかの知見について述べる。

*和光研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1989_1_1

2．エンジン諸元

表２にＲＡ168Ｅの主要諸元を、図１に断面図を示した。

シリンダブロックはダクタイル鋳鉄からできており、鋳造肉厚は3.5mmから2mmの間で部位に応じ最適肉厚を選んでいる。強度、剛性の高いダクタイル鋳鉄を使用する事によって小型、高剛性のシリンダブロックとなっている。シリンダヘッドにはアルミニウム合金を使用し、オイルサンプ、ヘッドカバー等の部品の多くはマグネシウム合金である。その結果エンジン全体の軽量化が図られ、エンジン重量は全装備状態で146kgである。軽いエンジン重量は、優れた出力特性、信頼性と共にレースに於ける高い競争力の要因となった。

高い熱効率を得るためには、コンパクトな燃焼室が得られる諸元選定を行う必要がある。

ＲＡ168Ｅはストロークボア比0.643であり、通常のレース用エンジンと比較するとやや長いストロークを採用している。バルブ挟角は32°で比較的小さく、ピストン頂部もほぼフラットであり、これら諸元全体としてコンパクトな燃焼室を形成しつつ9.4の圧縮比を得ている。

表１　ターボ過給エンジンに関する規定と
ホンダ F-1 エンジン主要開発目標の推移

年度	規制		エンジンコード名	主要開発目標
	過給圧(Bar)	燃料ﾀﾝｸ(ℓ)		
1985	無制限	220	RA165E	1)高過給圧
1986	無制限	195	RA166E	2)エンジン信頼性
1987	4.0	195	RA167E	1)高精度過給圧制御 2)エンジン回転限界向上 3)ノッキング特性に優れた高比重燃料の開発
1988	2.5	150	RA168E	1)エンジン過渡特性の向上 2)燃費向上

表２　RA168E 主要諸元

型　式	80° V6
シリンダボア	79.0mm
ストローク	50.8mm
総排気量	1494cc
圧縮比	9.4
重　量	146kg
燃料噴射システム	電子式
過給機	ｾﾗﾐｯｸﾀｰﾎﾞ

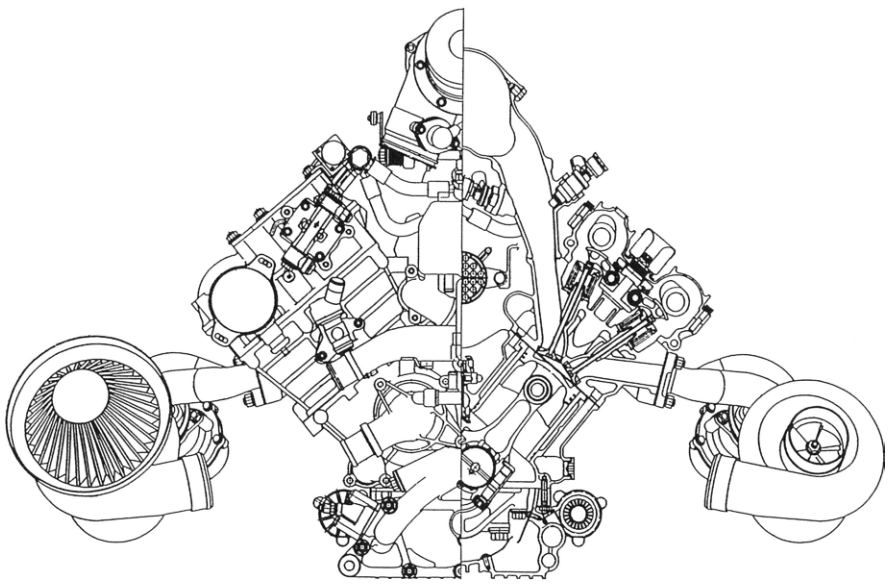


図１　RA168E 断面図

燃料噴射システムは自社製の電子式燃料噴射システム（PGM－FI）を使用しており噴射方式は６気筒順次噴射である。インジェクターは気筒毎に２本取り付けられており必要燃料量に応じて１本のみ、又は２本同時噴射を切り換えている。

ターボチャージャーは、セラミック製タービン翼車と、ボールベアリングを用いており、回転部の慣性モーメントとフリクションの低減により良好な過渡特性を有している。

３．エンジン制御システム

ＲＡ168Ｅは、過給圧、吸入空気温度、燃焼温度、混合気濃度の各運転条件の組み合わせにより、出力及び燃費特性をコントロールしている。エンジンコントロールシステムの主要部分を図２に示した。

過給圧は、排気マニホールドに設けたウェストゲートのダイアフラム室の圧力をソレノイドバルブで調整する事によりコントロールされている。

吸入空気は過給機により加圧されたのち、空冷式のインタークーラーを通してエンジンの吸入チャンバに導かれている。インタークーラーには、バルブ付のバイパス通路が設けられており、バルブの開度によって吸入空気温度がコントロールされる。

燃料はポンプにより加圧されたのち、エンジン冷却水を利用した熱交換器を通して加熱され、インジェクターへ分配されている。燃料温度は、熱交換器を流れるエンジン冷却水の流量の調整によりコントロールされている。

過給圧、吸入空気温度、燃料温度の各運転条件の他、燃料噴射量、点火時期を含め、コンピュータによるコントロールを行っている。

４．出力及び燃費特性

レースに於いては、エンジンの出力及び燃費に対する要求が各サーキットにて異なる。これらの要求に応じて、適宜、最適な運転条件を選択する

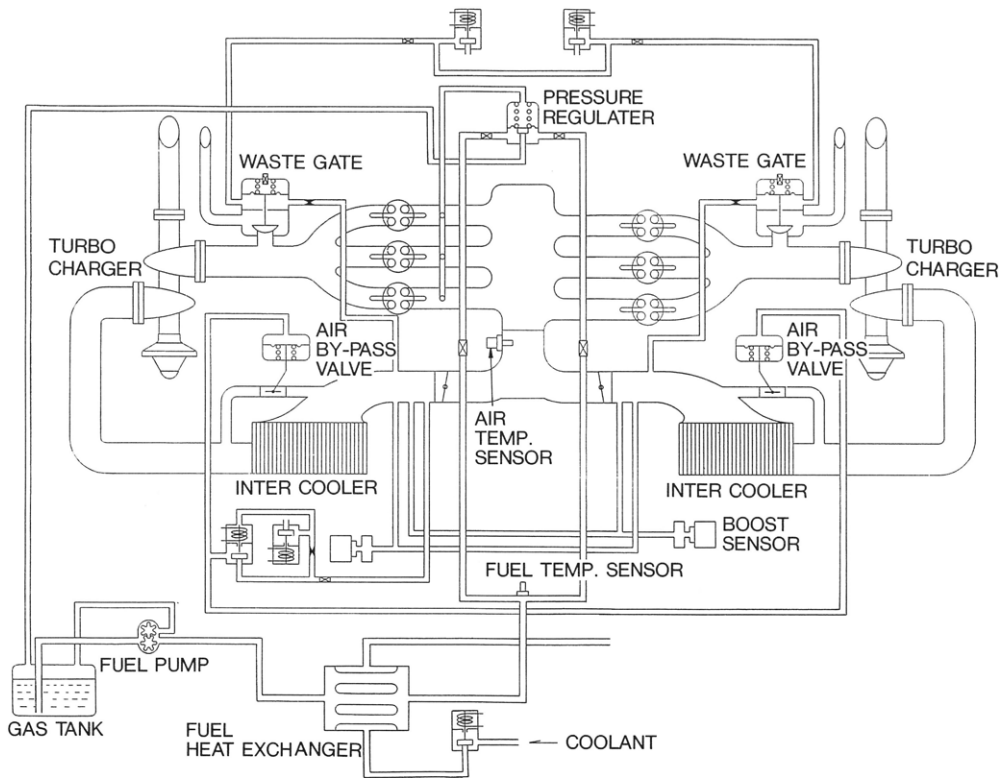


図２　コントロールシステム

事が重要である。

図３の左側に示すのは、出力最大となる運転条件とその時の出力、正味燃料消費率（B.S.F.C.）特性である。最高出力は 504 kw（685 Ps）であり、リッター当り出力では 336 kw（457 Ps）と極めて高いレベルにある。図３の右側には、B.S.F.C. 最小となる運転条件とその時の出力、B.S.F.C. 特性を示す。左図の性能と比べると運転条件の違いにより、最高出力は 48 kw（65 Ps）低下しているが B.S.F.C. は 13% 改善されている。B.S.F.C. 改善の為に、高い吸入空気温度及び燃料温度、より小さい当量比を設定しているのが特徴である。

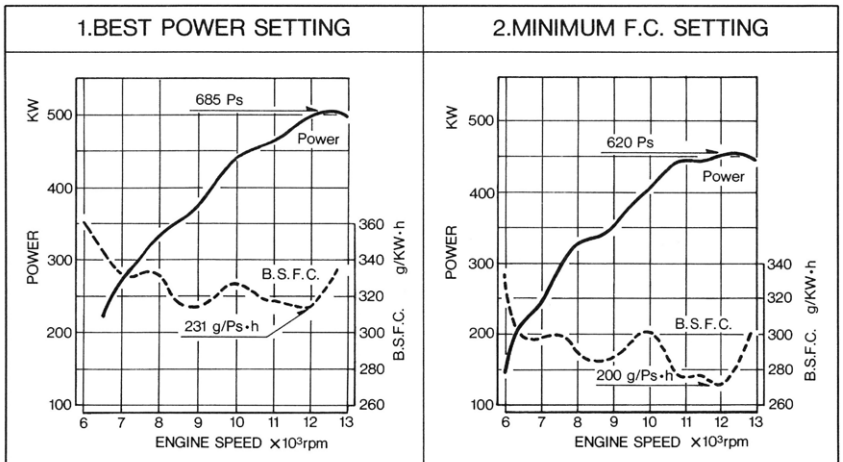
５．燃焼変動の解析

レース用高回転、高出力エンジンでは、燃料の噴霧状態等によって、しばしば運転中の燃焼状態が不安定となり、最悪の場合はミスファイアが発生して安定した出力を得る上で大きな問題となる。ＲＡ168E では燃料噴射システムの改良、吸気ポート形状の改良を行い燃焼の安定化を図ってきた。この様な高回転、高過給エンジンのサイクル変動についてなされた研究は少ない為、出力最大となる運転条件下での筒内圧測定を行い、燃焼の安定性を調べた。測定はエンジン回転数12500 rpm、点火時期 35° で行った。図４は 500 サイクルの平均指圧線図であり、最大筒内圧は 16.7 MPa を示した。

サイクル変動の指標として図示平均有効圧力の頻度分布を図５に示した。図示平均有効圧力の平均値 3.8 MPa に対し、標準偏差は 0.20 MPa であり、ほぼ安定した燃焼状態が得られていると言える。

６．正味燃料消費率に及ぼす運転条件の影響

ＲＡ168E では、レースに於ける燃費を改善する為に、エンジンの燃料消費を低減する事が主要目標となった。レース中のエンジンの運転状況を知る為に、絞り弁開度の使用頻度分布を調べた。一例として、1988 年サンマリノグランプリに於けるアラン•プロスト選手の実測値を図６に示した。中間開度の使用頻度に比べ、全開及び全閉の使用頻度が非常に高いことがわかる。全閉時は



最高出力	504KW	685PS	456KW	620PS
最小正味燃料消費率	314g/KW•h	231g/PS•h	272g/KW•h	200g/PS•h
過給圧	2.5bar		2.5bar	
吸入空気温度	40° C		70° C	
燃料温度	25° C		80° C	
当量費	1.15		1.02	
点火時期	M.B.T. もしくはノッキングを回避した最大進角量		M.B.T. もしくはノッキングを回避した最大進角量	

図３　運転条件と出力及び燃費特性

減速中であり、燃料の噴射を行なわない為、燃料の殆どは全開運転時に消費される。この結果から、レースに於ける燃費の改善には絞り弁全開時の燃料消費率低減が重要である事が判る。RA168Eは、前述の各運転条件の最適化により絞り弁全開時に於ける燃料消費率の改善を計っている。次に各運転条件の正味燃料消費率に及ぼす影響について述べる。

6.1. 過給圧

過給圧の上昇に伴って出力が増大すると同時にB.S.F.C.は現象する（図7）。これは過給圧の上昇に対して、充填効率及び図示出力がほぼ比例して増加するのに対し、エンジンの機械損失は殆ど変化しない為に機械効率が向上する事が主な理由である。

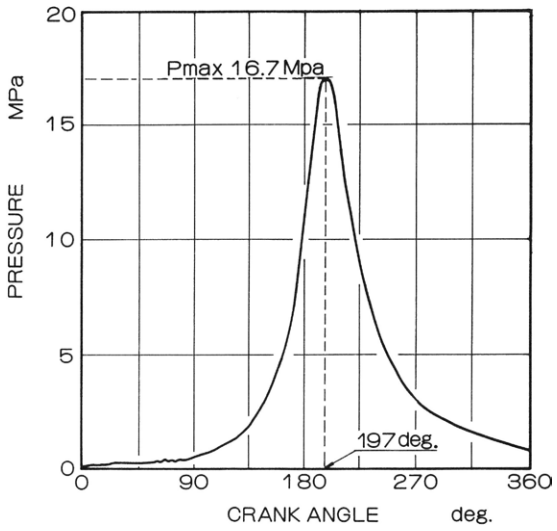


図4　平均指圧線図

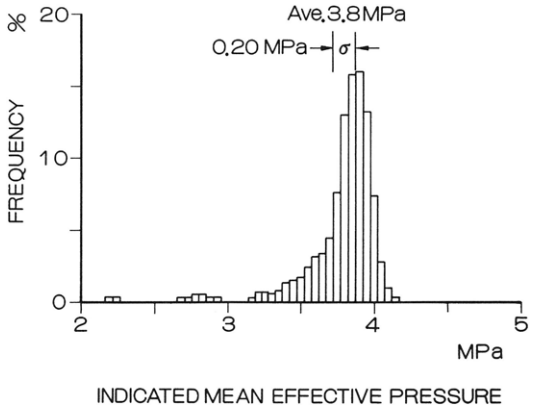


図5　正味平均有効圧力の頻度分布

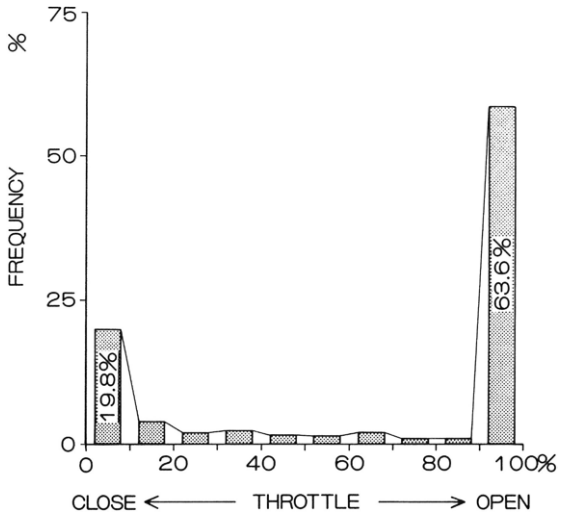


図6　レース中に於ける絞り弁開度の使用頻度分布（例）

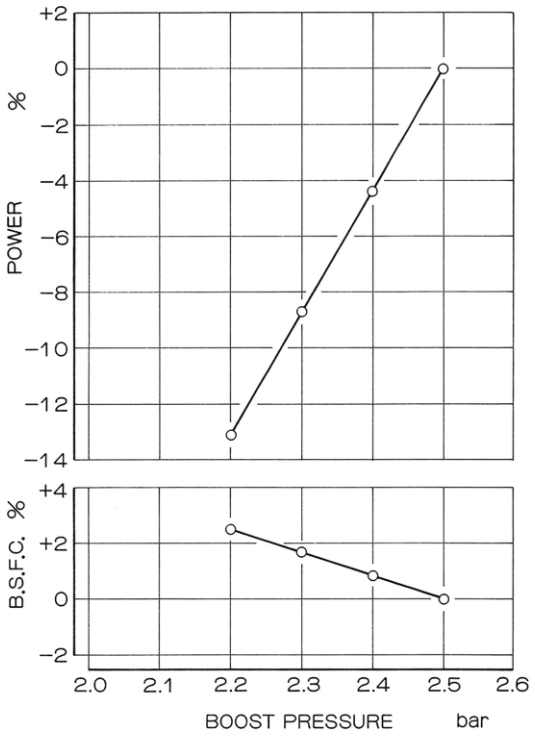


図7　過給圧の影響（エンジン回転数 12000rpm）

6.2. 吸入空気温度

吸入空気温度の上昇に伴い、空気密度が小さくなり出力は低下する。一方、吸入空気温度が 70℃になるまでは、吸入空気温度の上昇に伴い B.S.F.C. は徐々に減少する（**図 8**）。RA168E のレース用燃料は、トルエン 84%、ノルマルヘプタン 16% であり、通常のガソリンに比べると常温での気化性が低い。この為、吸入空気温度の上昇が燃料の気化を促進し、B.S.F.C, の低減に効果があった。但し、気化促進効果が一定の吸入空気温度以上では小さくなる事と、一方で吸入空気温度の上昇がノッキング特性の悪化をまねき、点火時期の遅角が必要となることから、高い吸入空気温度領域では B.S.F.C, 低減の効果が小さくなっている。

6.3. 燃料温度

高い吸入空気温度による燃料の気化促進が B.S.F.C, の低減に効果があった様に、燃料の加熱にも同様の効果が見られた。

燃料温度による B.S.F.C. の変化を**図 9** に示した。

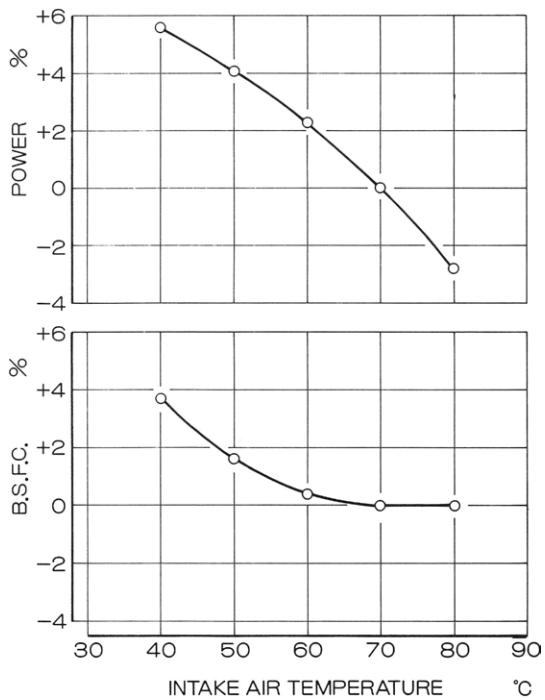


図 8　吸入空気温度の影響
（エンジン回転数 12000rpm）

燃料加熱による B.S.F.C, の低減効果は、吸入空気温度によるものに比べると小さいが、燃料温度を上げるに従って B.S.F.C, が改善していることが判る。

6.4. 当量比

出力は当量比 1.15 で最大となり、当量比が小さい程減少する（**図 10**）。但し、当量比が 1.02 より小さくなるとエンジンの過渡特性の不良、トルク変動の増大といった運転性上の問題が発生し、実用的ではなくなる為、レースに於ける実用上の当量比の限界は 1.02 であった。

7. 燃　料

F-1 レース用燃料はリサーチオクタン価（RON）102 以下の炭化水素とされている。過給エンジンの圧縮比を高める際にはノッキングが障害となる為、実質的に燃料のノッキング特性によってエンジンの圧縮比が制限される。RON が同一であっても炭化水素の組成により実際のノッキング特性は異なる為、圧縮比を高めるにはエンジンの実際の使用条件に於いてノッキング特性の良好な燃料の開発が不可欠である。

一方では、レース中に使用可能なエネルギーが燃料タンク容量で制限されている為、容量当りの発熱量の大きな燃料が好ましいが、この様な要求に対してトルエンを多く含んだものが最適である事が種々の燃料のテストの結果判った。

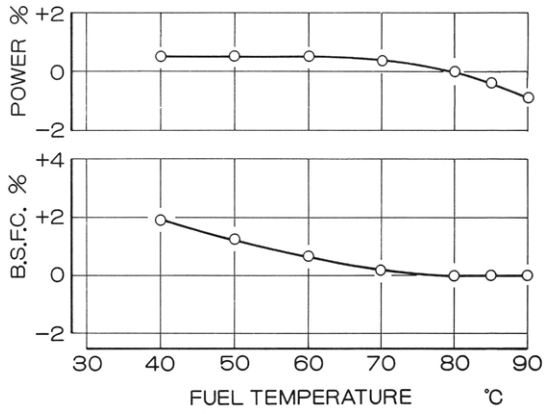


図 9　燃料温度の影響
（エンジン回転数 12000rpm）

一例として表３に示す燃料について、ノッキング特性及び燃料消費率を調べた結果を示す（図 11）。テスト燃料のトルエン含有率はそれぞれ 30%、60%、84% でノルマルヘプタンとイソオクタンを加えて RON102 となるように調整してある。トルエンの含有率が大きい程、容量当りの発熱量が大きい。

ノッキングの発生点火時期はトルエン量の増加により進角し、M.B.T. に近づく為 B.S.F.C. は減少する。さらに各燃料の比重の違いも考慮し、容積燃料消費率（B.S.V.F.C.）に注目すると、トルエンの含有量の増大につれて大巾に少なくなる事がわかる。

表３　燃料性状

		A	B	レース用燃料 ＊
組成	トルエン (%)	30	60	84
	ノルマルヘプタン (%)	4	9.5	16
	イソオクタン (%)	66	30.5	0
リサーチオクタン価		101.6	101.9	101.8
モーターオクタン価		94.2	91.2	90.0
比重 (15℃)		0.747	0.799	0.840
低発熱量 (Kcal/kg)		10300	10015	9816.7
低発熱量 (Kcal/ℓ)		7690	8000	8250
蒸留性状	初留点 (℃)	96.0	98.5	100.0
	50% (℃)	98.5	102.0	106.0
	終点 (℃)	104.5	108.0	116.0

＊表３中のレース用燃料は、F-1レース専用にエルフフランスとホンダにより共同開発されたものである。

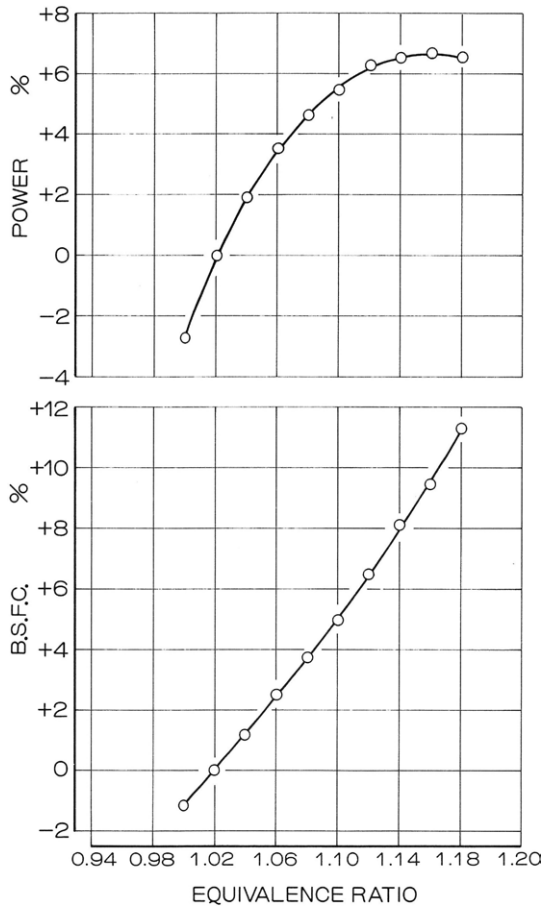


図 10　当量比の影響（エンジン回転数 12000rpm）

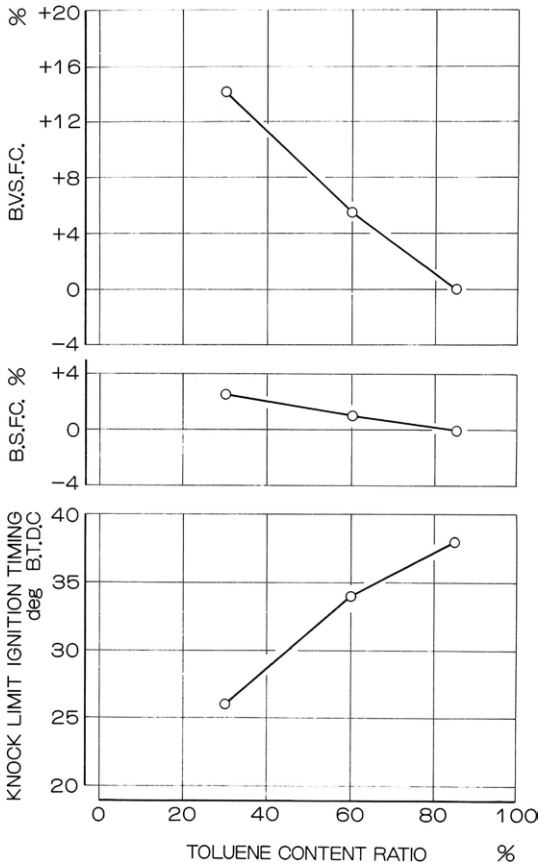


図 11　燃料のノッキング特性と B.S.F.C. に及ぼす影響（エンジン回転数 12000rpm）

8. 結　論

F-1 用 V6，1.5ℓ ツインターボエンジン RA 168E を開発し、出力特性及び燃料消費特性について検討を行った結果、以下の事がわかった。

(1) 過給圧 2.5Bar の条件下で各諸元及び運転条件の最適化を行った結果、最高出力 504kw を発生した。

(2) 燃料消費率を最小とする運転条件下で、最小正味燃料消費率 272g/kwh を達成した。又この時のエンジン出力は 456kw である。

(3) 高過給圧、高吸入空気温度、燃料加熱及び小当量比の適用が B.S.F.C. の改善に効果があった。

(4) 燃料中トルエン量の増加はノッキングの発生を抑え、燃料消費率の改善に効果のある事がわかった。

参考文献

(1) Christian Hoefer, “Renault Gordini EF1-erster Formel-1-Motor mit Abgasturbo-aufladung”, Motortechnische Zeitschrift, 45 (1984) 10, PP. 415-418

(2) W. Rixmann, Esslingen, “Der BMW-Formel-2-Rennmotor M12/6” Automobil-technische Zeitschrift, 78 (1976) 4, PP 147-149

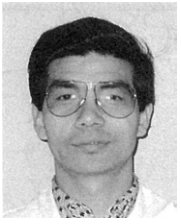
(3) Christian Hoefer, Fellback, “Die Ferrari-Grand-Prix-Modelle”, Automobil-technische, Zeitschrift,
78 (1976) 7/8, PP. 321-325

■著　者■


青　木　朗　雄


乙　部　　豊


後　藤　　治


宮　野　英　世


河　本　通　郎


小　川　　徹

レジェンド用 C20A ウイングターボ付エンジン

Honda LEGEND C20A Engine with Variable Geometry (Wing) Turbo-charger

大 浦 秀 二*
Hideji Ohura

要 旨

ホンダ４ドアレジェンドのマイナーモデルチェンジとして、V6 2.0ℓ C20A 型エンジンにターボチャージャを搭載したバリエーションが追加され、1988 年 10 月発表された。

このエンジンのターボチャージャは、エンジンの性能を最大限に引き出すため、可変機構を備えたターボチャージャ(可変ウイングターボチャージャ)として開発されたものである。

このターボチャージャを用いたシステムは、ターボ付エンジンの最大の課題であるターボラグが非常に少なく、低速から高速までの広い運転域で高いトルク特性を持ち、あらゆる運転状況において安定した品質の高い走行性能が得られ、燃費に対しても非過給車と同等な性能を維持出来る事を目的としたものである。

ウイングターボチャージャは、４枚の固定ウイングと４枚の可動ウイングから成り、可動ウイングを運転状況に応じて制御する事で、タービンに供給される排気ガスの速度エネルギを変化させて過給圧をコントロールするものである。その結果、低速でのレスポンスの向上と、高速迄の幅広いトルク特性を両立させることが可能となった。

ABSTRACT

As part of the LEGEND four-door sedan face-lift, Honda has incorporated a 2.0 liter, turbo-charged V6 engine, code named 'C20A'. This modified LEGEND has been available in the market since its introduction in October 1988.

A major problem in turbo-charged engines is turbo lag. To minimize this factor, Honda has developed a new turbo charger system, known as the 'Honda Variable Wing Turbo System'. This system was developed to produce a more efficient torque curve throughout the rpm range, and stable and excellent driving performance in all driving conditions. In addition, Honda put forth efforts to maintain the same fuel consumption as that of the normally-aspirated version of the 2.0 liter engine.

The Wing Turbo System consists of four solid and four variable wings each. The main function of the system is to control the positions of the variable wings, which, in turn, vary the velocity of exhaust gas in order to regulate boost pressure. As a result, both improved response in low rpm ranges and more favorable torque characteristics in high rpm ranges are realized.

1．まえがき

近年、高出力化を指向したターボ付エンジンが各社より発売されている。ターボチャージャはエンジンの排気ガスエネルギでタービンを回し、タービンと同軸上にあるコンプレッサによって吸入空気を圧縮しシリンダに送り込むことによって充填効率を高める仕組であり、出力の向上に有効な手段である。

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1989_1_2

反面エンジンの低回転時においては、排気ガスの流量が少なくタービンの回転も上昇せずに過給効果が少ない為、ドライバが加速しようと思ってアクセルを踏み込んでもよいレスポンスは得られず、いわゆるターボラグと呼ばれる現象が発生する。このターボラグを解消する目的で様々な機構が発表されているが、ホンダでは、タービンハウジングに４枚の可変ウイングを備えることで、低回転から素早いレスポンスを可能にしたウイングターボチャージャを開発し、1988年10月マイナーモデルチェンジしたレジェンド４ドア用 V6 C20A 型エンジン（1996cc）に搭載して発売した。

以下に、その概要をウイングターボチャージャの特性を主体に紹介する。

２．開発のねらい

上級車に適したターボ付エンジンとは、単に出力を追求するのではなくドライバの意思に忠実に呼応するドライブフィーリングが得られるべきと考え、本エンジンは次の狙いをもって開発した。

(1) 低速からターボラグを感じさせない加速性能を有すること。

(2) トルクバンドが広く、全域に渡ってなめらかな力強い走りが得られること。

(3) 燃費特性の優れたターボ付エンジンであること。

(4) 耐久性、メンテナンス性が良く、高い信頼性が得られること。

３．エンジン本体の概要

C20A 型ターボ付エンジンの透視図を**図１**に示す。本エンジンはスペース上有利な 90° バンク V 型６気筒で、軽量アルミダイキャストシリンダブロック、コンパクト化を図った１カム４バルブ動弁機構、レスポンス特性の優れた電子制御燃料噴射（ＰＧＭ－ＦＩ）など、数々の新技術を取り入れたＣ20Ａ型エンジン（1996cc、1985 年発表）に、次の主要改良項目を加え開発したものである。

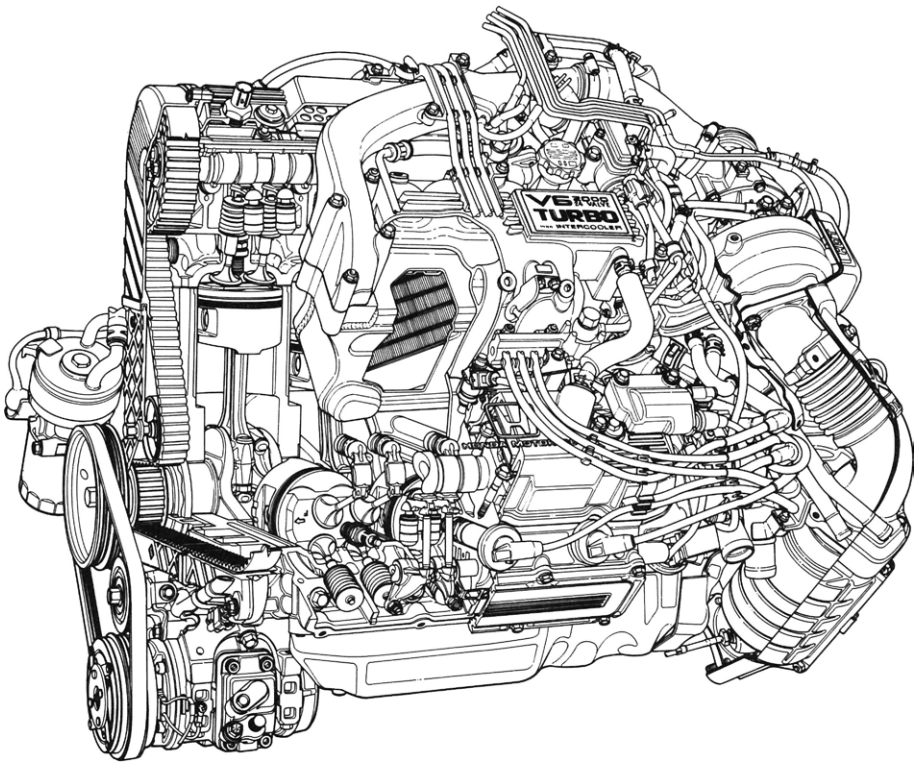


図１　C20A 型ターボチャージャ装備エンジン透視図

表１　C20A 型エンジン主要諸元表

項目＼エンジン型式			C20A型 ターボ付仕様	（参）C20A型 非過給仕様
機種			ガソリン　4サイクル	←
シリンダ数及び配置			V6横置	←
燃焼室形式			ペント　ルーフ型	←
弁機構			SOHCベルト駆動 吸気2　排気2	←
内径×行程 mm			82.0×63.0	←
圧縮比			9.0（無鉛プレミアム）	9.2（レギュラー）
圧縮圧力 kg/cm²-rpm			12.0-200	←
最高出力 PS/rpm			190/6.000(ネット)	145/6.300(ネット)
最大トルク kg-m/rpm			24.6/3.500(ネット)	17.5/5.000(ネット)
最小燃費率（全負荷時） g/psh/rpm			210/2.500	220/3.500
弁開閉時期	吸気	開き	12° ATDC(1mmリフト時)	←
		閉じ	20° ABDC(1mmリフト時)	←
	排気	開き	25° BBDC(1mmリフト時)	←
		閉じ	12° BTDC(1mmリフト時)	←
弁すき間 mm	吸気		0（自動調整式）	←
	排気		0（自動調整式）	←
無負荷回転速度 rpm	MT			780
	AT		700(Nレンジ)	780(Nレンジ)

(1) 新開発ウイングターボチャージャ（高出力化）

(2) 水冷式インタークーラ（高出力化、低燃費化）

(3) ピストン・クランクの強度アップ（高信頼性）

(4) ノックコントロール（高出力化、低燃費化）

表１に C20A 型ターボ付エンジンの主要諸元を図２に機関性能曲線を示す。

C20A型ターボ付エンジンの最高出力は、190PS/6000 rpm、最大トルクは 24.6 kg・m/3500 rpm（ネット）を達成している。

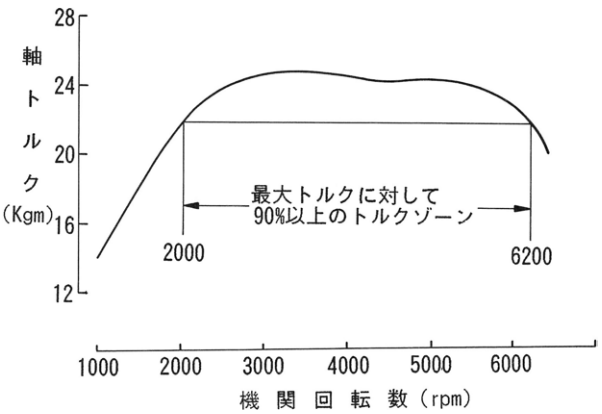


図３　最大トルクに対して 90%以上のトルク域

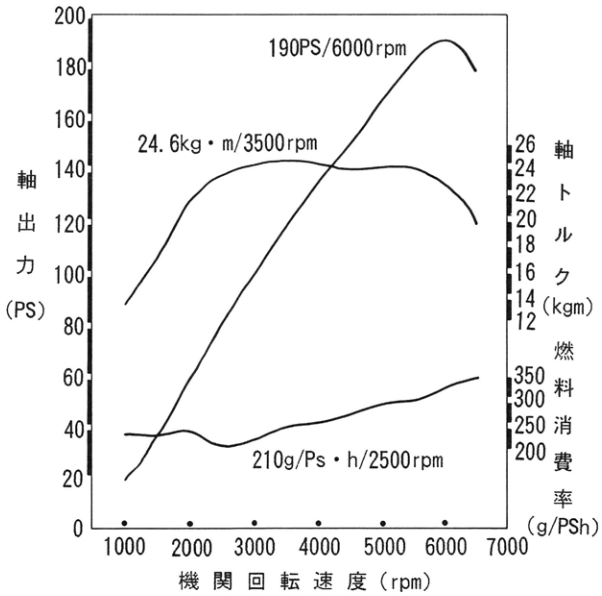


図２　C20A 型（ターボ付）エンジンの機関性能曲線

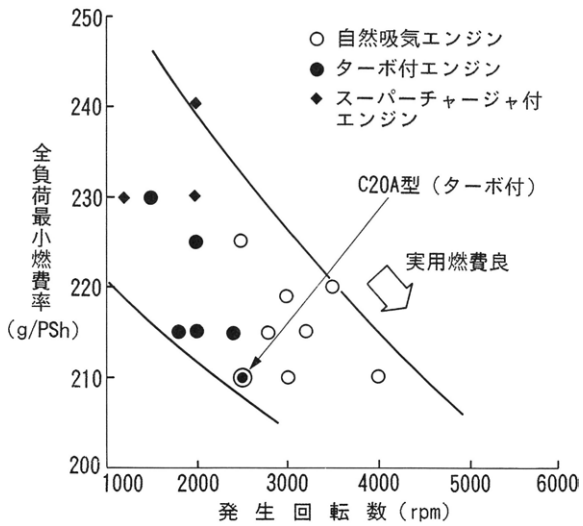


図４　全負荷最小燃費率と発生回転数（国産車２ℓエンジン）

図３に示すように最大トルクの 90% 以上のトルクゾーンが 2000rpm から 6200rpm とオートマチック車としての使用範囲全域に渡っており、あらゆる条件で快適なドライビングを可能としている。

また全負荷最小燃費率は、2500rpm で 210g/PS-h と過給域でも低燃費を達成している。図４に国産 2ℓエンジンの全負荷最小燃費率とその発生回転数の関係を示す。一般にターボまたはスーパーチャージャ付エンジンは、圧縮比を低く設定するため、自然吸気エンジンに比べて燃費率が悪くなっている。C20A 型ターボ付エンジンでは、ウイングターボチャージャの特徴を生かし圧縮比を過給機付エンジンとしては異例な 9.0 と高く設定することができ、全負荷最小燃費率を 210g/PS-h とすることができた。

４．ターボラグの解消

ターボ付エンジンの評価は、定常的な出力特性だけではなく、ドライブフィーリングまで含んだ実車性能によって行われるべきである。C20A 型ターボ付エンジンの開発では、ターボ付エンジンの最大の問題とされているターボラグの解消を目標として実車テストを含めて繰返しテストを行なった。ウイングターボチャージャによるレスポンスの良さは、図５に示す発進加速特性に現われている。過給圧の立上りの早さは、従来のウエストゲート付ターボチャージャ（低速型：A／R＝15）（図６）に比べて約２倍となり、加速度の落ち込みもなくドライバにターボラグを感じさせないドライブフィーリングを得ることができた。

次にこのレスポンスを可能としたウイングターボチャージャについて詳細に紹介する。

５．ウイングターボチャージャとそのシステム

エンジンの高性能化は容積効率（η_v）図示熱効率（η_i）機械効率（η_m）の向上が基本であり、エンジン出力（PS_e）は各効率の積として次

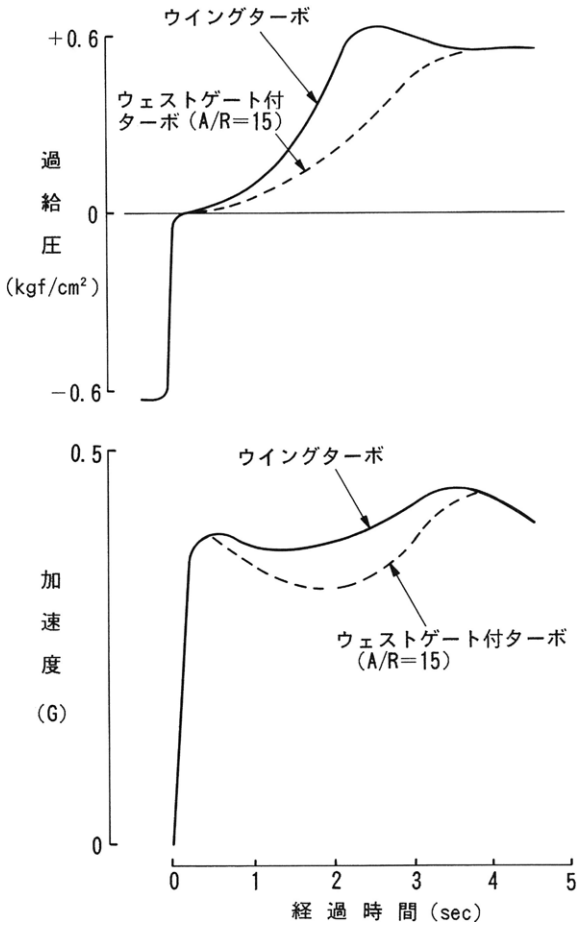
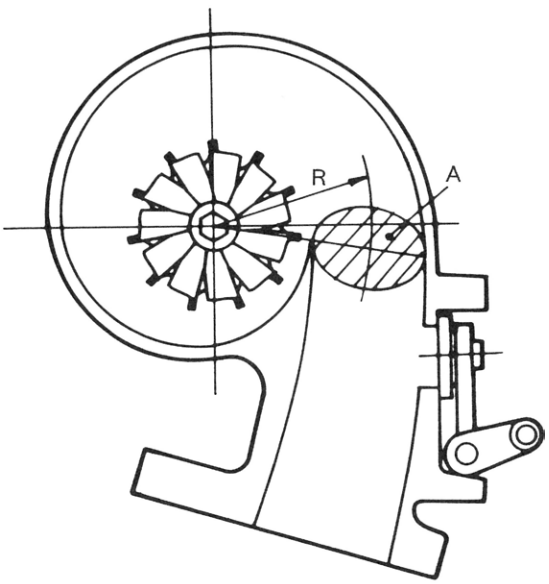


図５　全開発進時のターボラグ特性



A：排気ガス吸入口断面積
R：排気ガス吸入口中心とタービン中心との距離

図６　ウエストゲート付きターボの A／R

式で表わせる。

$$PS_e \propto \eta_v \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot N_e \cdot V \qquad (1)$$

ここで Ne はエンジン回転数

V は排気系容積

一般にターボ付エンジンでは吸入効率の大幅な向上によってクランク軸出力を増加させることが可能であるが、それに伴ない次の様な問題点が発生する。

(1) ターボラグの発生（η_v 上昇の時間遅れ）

(2) ノッキング発生とその対応として圧縮比を低下させることによる η_i の低下

(3) 背圧の上昇によるポンピング損失の増加による η_m の低下

本エンジンには可変ウイングを備え、あらゆる運転条件で排気エネルギをコントロールすることが可能な新開発のホンダウイングターボチャージャを搭載することで、これらの課題に取り組んだ。

5.1. ターボチャージャの性格と A／R の関係

ターボ付エンジンの最大の問題とされるターボラグは、ターボチャージャの性格を決める A／R（図 6）を調整することで小さくすることが可能である。

A の値を小さくすると、エンジン回転数がまだ低いうちでもタービンブレードに当る排気ガスの流速が速くなるので、タービンブレードは十分な回転を得て過給圧を高めることができる。つまり A／R の小さいターボはレスポンスが良いという性格を持つわけである。しかし、エンジン回転が高くなっていった場合には、排ガス自身がすでに十分な流速を持っており、A の値が小さいことがかえって排気ガスの流れを妨げることになり、背圧が上昇し排気工程でのポンピング損失が増加するため出力の出ないエンジンになってしまう。

低速ではレスポンスの優れた小さな A／R とし

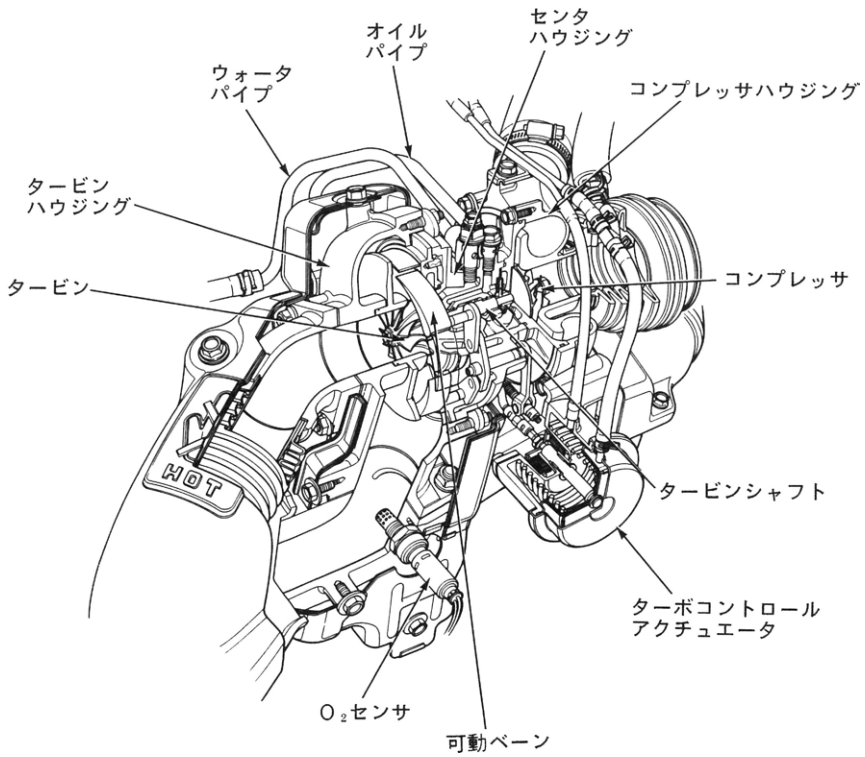


図 7　C20A 型ターボチャージャ透視図

高速ではポンピング損失の少ない大きな A／R とすることが、ターボ付エンジンの問題点を解消するうえで理想的である。そこで考え出されたのが、A／R を自由にしかもあらゆる運転領域で変えることのできるウイングターボチャージャである。

5.2. ウイングターボチャージャの構造

図 7 にウイングターボチャージャの透視図を、図 8 に可変ウイング作動図を、図 9 にウイングターボシステムを示す。

ウイングターボでは、タービンブレードの周囲を 4 枚の可変ウイングと 4 枚の固定ウイングとで取り囲み、エンジンの運転状況にしたがって可変ウイングを作動することによって固定ウイングとの隙間（ウイング開口面積）を調整し A／R を変化させている。ウイングはスプリングにより全閉側にストッパまで押しつけられているが、エンジン運転中は、アクチュエータにかかる正圧 • 負圧によって自由に変化させることができる。正圧はターボのコンプレッサ後の過給圧を圧力源として、フリクェンシーソレノイドバルブによってコントロールされており、負圧はインテークマニホールド内の圧力が負圧になった時にタンクに蓄えられ、ソレノイドバルブによってコントロールされる。この正圧 • 負圧の 2 段コントロールを用いることで、アイドリング，クルージングを含んだあらゆる運転領域で可変ウイングをコントロールすることが可能となった。

また作動範囲を大きく取ることで、高回転では排気エネルギを直接捨てていたウエストゲートバルブが不要になり、排気エネルギを全使用域で有効に利用できるようになった。

5.3. ウイングターボの過給特性

図 10 に回転数に対する過給特性を、図 11 に 6000 rpm での背圧について示す。

ウエストゲート付ターボでは、低速型（A／R ＝15）では低回転から過給効果が得られているが高回転では背圧が高くポンピング損失が大きくなっている。高速型（A／R＝25）は高回転において背圧が低く有利であるが、低回転では過給効果が小さくターボラグの大きな特性となっている。

それに対してウイングターボでは、低回転時に可変ウイングを全閉とすることで、低速型のウエストゲート付ターボよりも高い過給圧を得ることができ、図 5 に示すようにターボラグのない発進

ターボ コントロール アクチュエータB側ダイヤフラム室作動表

B側ダイヤフラム室圧力	可動ベーン開度	タービン流入排気ガス流速	過給圧
高	大	低	低
低	小	高	高

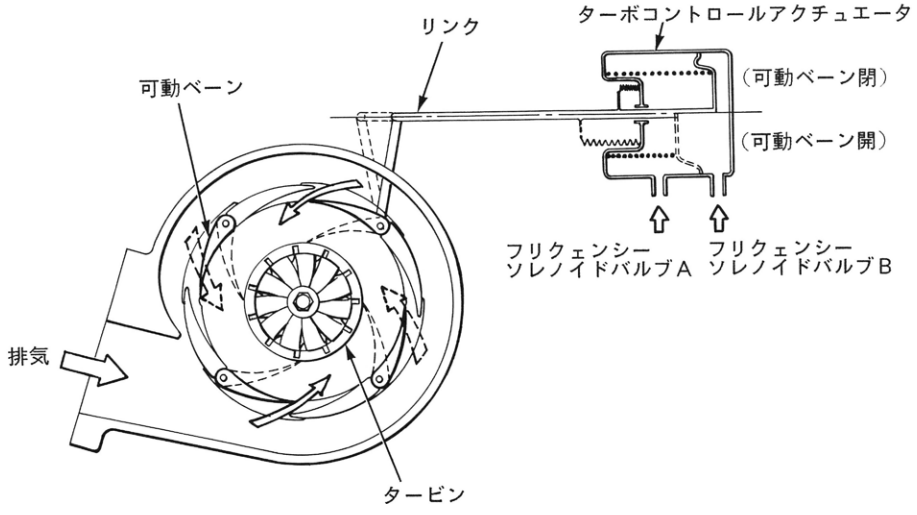


図 8　可変ウイング作動図

加速性を発揮することができた。また、高回転まで排気ガスエネルギーの速度をコントロールするため、ウエストゲートバルブで排気ガスを捨てる必要がなく、高速型のウエストゲート付ターボよりも低い背圧となっている。

このように可変ウイングを自由にコントロールすることで、低速から高速まで、従来両立しなかった特性を併せて持つことができるようになり、図３で示したように低速から高速まで幅広い平坦なトルク特性とすることができた。

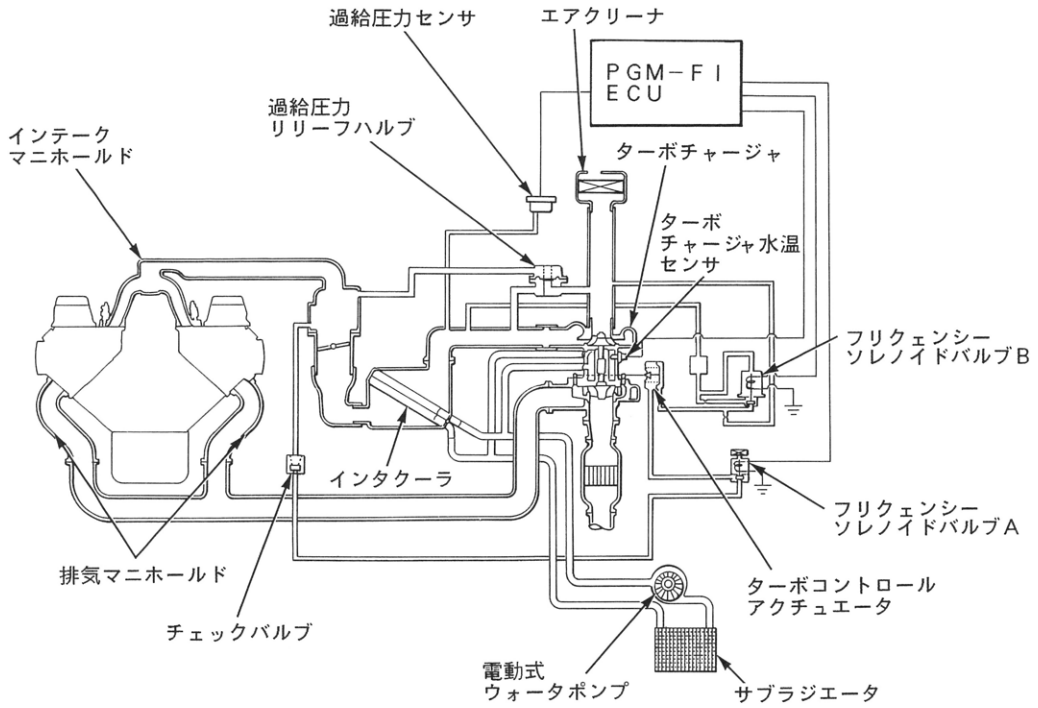


図９　ウイングターボシステム

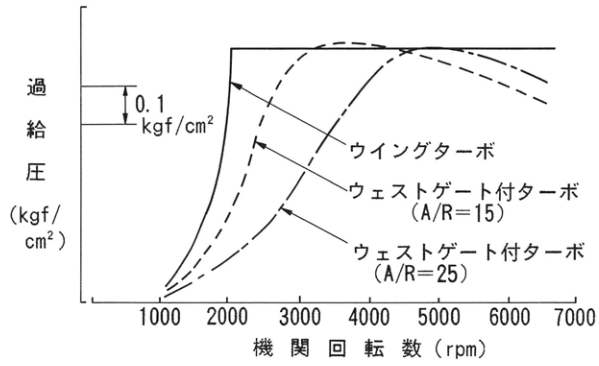


図 10　過給圧特性

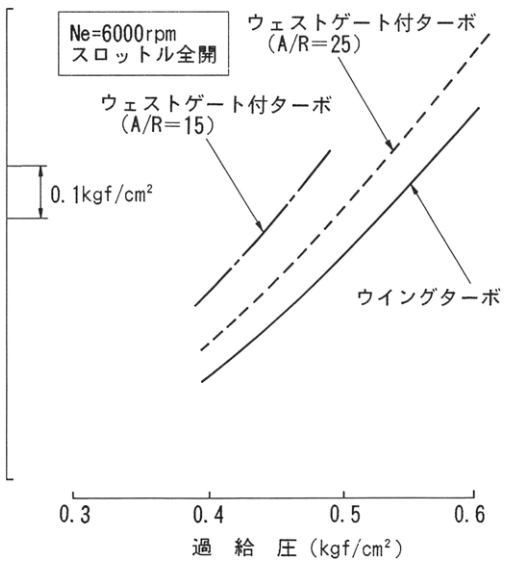


図 11　ウイングターボとウエストゲート付ターボの背圧

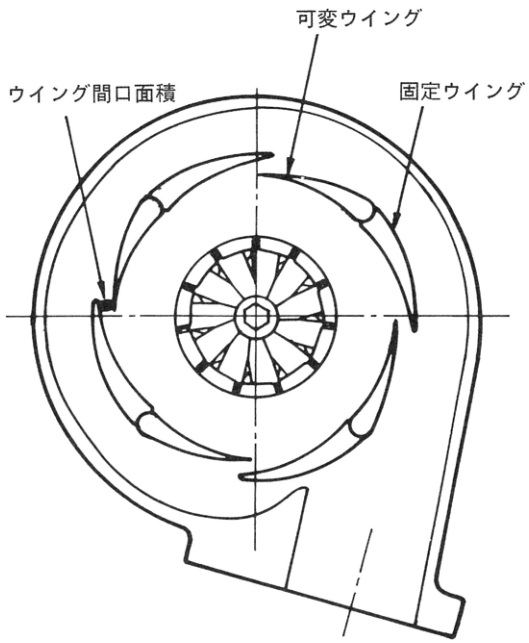


図 12　可変ウイング全開時のウイング開口面積

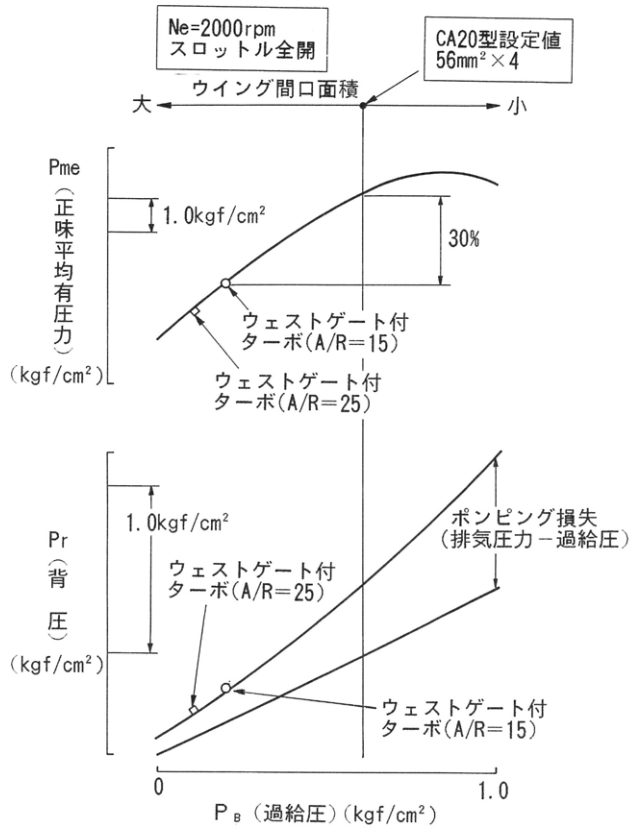


図 13　ウイング開口面積と排気圧力・正味平均有効圧力

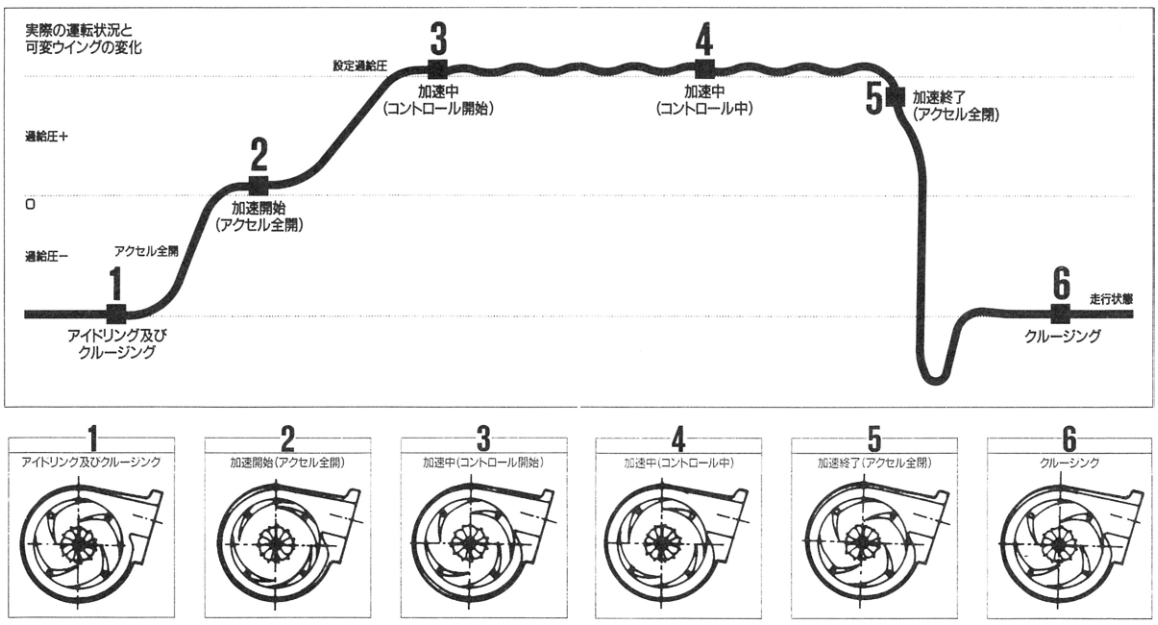


図 14　実際の運転状況と可変ウイングの作動

5.4. ウイング全閉面積の設定

低回転で過給効果は全閉時のウイング開口面積(図 12)が小さいほど大きい。しかし開口面積が小さいほど背圧が増加するため、容積効率の上昇に対する出力の増加は小さくなり、逆に出力低下になることもある。したがって全閉時のウイング開口面積は、単に過給圧の高さで判断するのではなく、発生出力と実車でのレスポンスによって設定することが重要である。

図 13 にウイング開口面積と背圧 • 平均有効圧力の関係を示す。横軸はその開口面積での発生過給圧としてある。ポンピング損失は背圧と過給圧の差として表わされ、摩擦平均有効圧力と同一の物理量であるため、発生出力も正味平均有効圧力で表わして単位を統一してある。((2)式(3)式参照)

$$Pmi = Pmi^{*} - (Pr - P_B) \quad (2)$$

$$Pme = Pmi - Pmf \quad (3)$$

Pmi ：図示平均有効圧
Pmi* ：圧縮 • 膨張行程での平均有効圧力
Pr ：背圧
P_B ：過給圧
Pme ：正味平均有効圧力

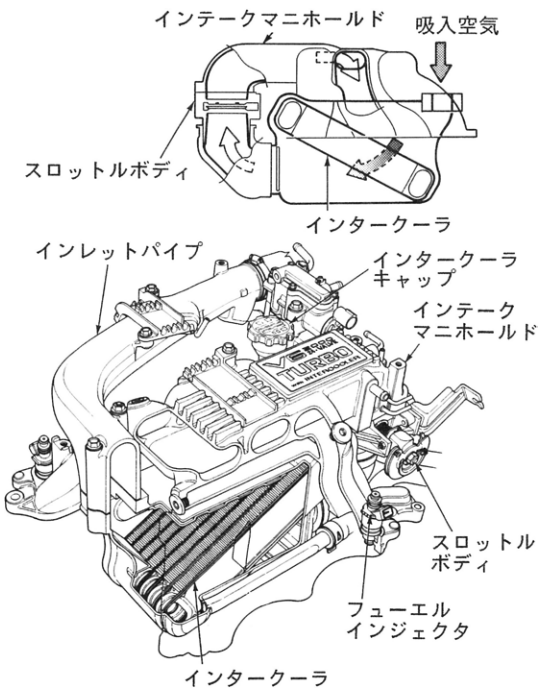


図 15　インタークーラ透視図

ウイング開口面積を小さくすると過給圧が増し出力も増加するが、それに伴ない背圧も増加する為、ある開口面積以下では逆に出力低下となる。本エンジンでは、開口面積と出力の関係を実車性能を含めて繰返しテストを行うことで、全閉時のウイングストッパー位置を定め、2,000 rpm での出力を低速型のウエストゲート付ターボに比べて 30% 向上させることができた。その結果、実車でも低速からレスポンスの優れた特性が達成できた。

5.5. 運転状況と可変ウイングの作動

図 14 に実際の運転状況と可変ウイングの作動について示す。可動ウイングの開閉作動は過給圧センサーからの入力信号や、各種の信号によりコンピュータで運転状況に合わせて制御されている。

6．主要構造と制御

C20A 型非過給エンジンに対する主要変更内容を以下に示す。

6.1. 水冷式インタークーラとターボ冷却

図 15 にインタークーラ透視図を、図 16 に冷却水路を示す。インタークーラはコンパクトな水冷式としＶバンクとインテークマニホールドの間に納めることができた。水冷式インタークーラの冷却水はエンジン冷却水と別になっており、サブラジエータ付き専用ポンプを備えることによってインタクーラの能力は 5,600 Kcal/h の放熱量となり、

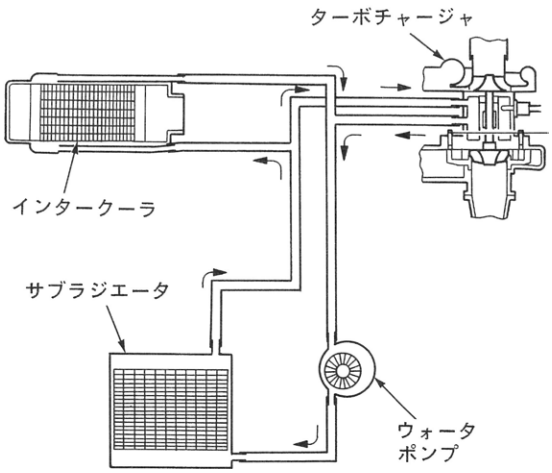


図 16　冷却水路

吸気温度を 36℃ 下げることが可能になった。

この水冷式インタークーラの冷却システムは、同時にターボチャージャの冷却も行なっている。したがって、ターボチャージャのシャフトを支えるメタルは水とオイル両方で冷却され、さらに専用ポンプを備えたことでエンジン停止後にもこのポンプの作動によってターボチャージャを冷却することが可能となり、高い信頼性が得られた。

6.2. ノックコントロール

図 17 にノックコントロールシステムを示す。ノッキングの防止は、エンジンのシリンダに取り付けたノックセンサでノッキングを検知し、点火時期を遅らせて燃焼室内の異常燃焼を抑えることによって対応している。

6.3. ピストン・ピストンピン

ピストンは圧縮比変更により頂部形状を変更すると同時に、熱負荷増大に対応して強度を増している。ピストンピンは、非過給エンジンの ϕ20 から ϕ22 に変更している。

6.4. クランク

クランクは、非過給エンジンと同じクランクピンを 30° オフセットすることで（図 18）、120° 等間隔爆発として回転むらを無くし、振動を制御している。

6.5. 過給圧リリーフバルブ

過給運転条件から急激にスロットルバルブを全閉にすると、ターボチャージャの慣性により短時間スロットルバルブとターボチャージャコンプレッサ間の圧力が上昇する。その上昇圧力によってサージ音が発生する。

過給圧リリーフバルブは、その短時間の上昇圧力をすみやかに逃がし圧力を低下させ、サージ音を防止する。（図 9）

従って過給圧リリーフバルブはスロットル急閉時のみ作動し、加速時の過給されている状態ではリリーフしないように設定されている。

6.6. 制御システム

可変ウイングターボのコントロールは、電子制御燃料噴射装置と組み合わせ高い演算能力を持つ８ビット 36 キロバイトのコンピュータによって行なわれている。図 19 に示す各種センサとコントロールユニットの組合わせにより、環境条件や急激な運転条件の変動に対しても応答性よくコントロールされ、電子制御燃料噴射装置（PGM－FI）• 電子点火制御装置（ＰＧＭ－ＩＧ）と組合わされることによって、運転性の向上と低燃費化を図っている。

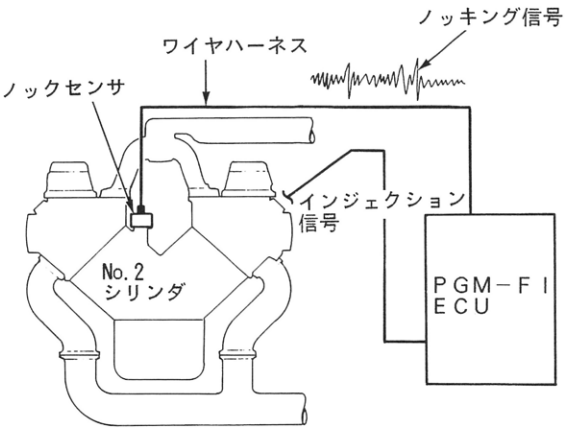


図 17　ノックコントロールシステム

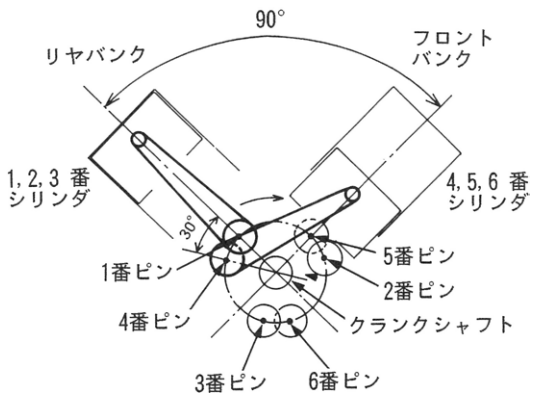


図 18　オフセットピンクランクシャフト

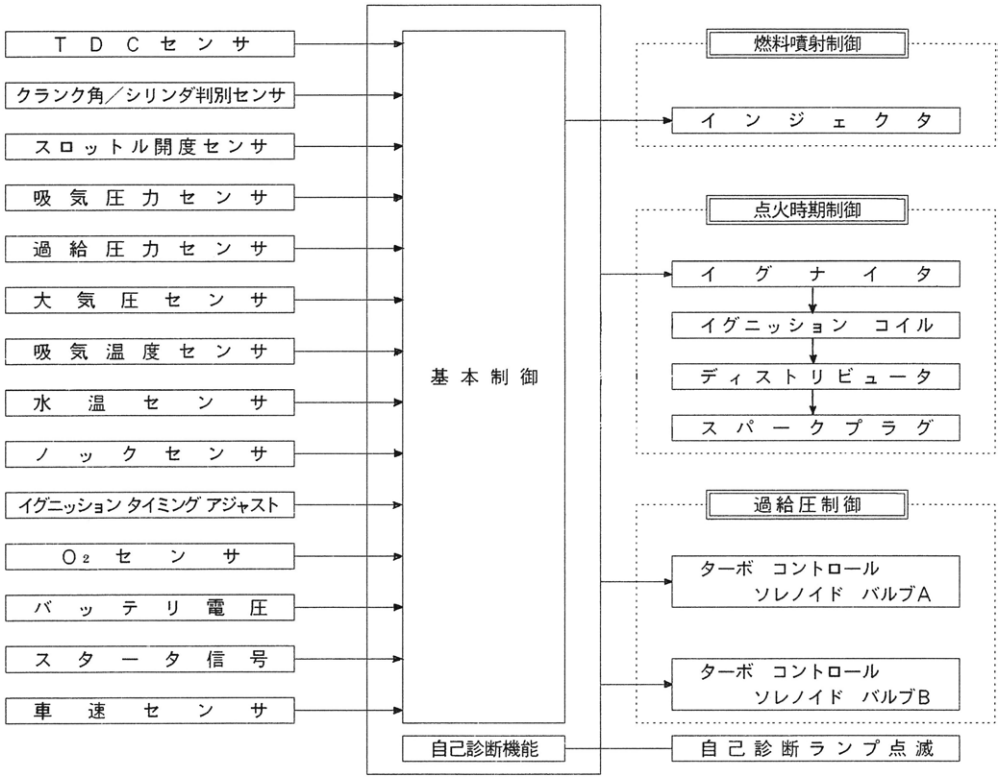


図19　制御システム

7．あとがき

以上レジェンド4ドア用のC20A型ウイングターボ付エンジンについて紹介した。従来ターボ付エンジンの課題とされた点の解消を目標として開発を行ない、上級車に求められる静粛性とドライバーの意志に忠実に呼応する優れた動力性能を有するターボ付エンジンができた。

■著　者■



大　浦　秀　二

デュアル吸気ポートDIディーゼルエンジンのスワールパラメーター予測手法

Prediction Method of Induction Swirl Parameters for Dual Inlet Port of DI Diesel Engine

長谷川　俊　平*　高　橋　易　資*
Shumpei Hasegawa　Yasushi Takahashi

要　旨

乗用車用の直噴（DI）ディーゼルエンジンには、DIの優れた燃費性能とともに、ガソリンエンジンに匹敵する様な、高回転、高出力の性能が望まれる。そのため、デュアル吸気ポートシステムの研究を行い高回転域では高い充塡効率を得る為に2バルブ同時運転し、低回転域では最適なスワール比を得る為に片方のバルブのみを運転するシステムを用いた。二つのバルブを同時に運転した時のスワール比は、双方のバルブのスワール比とバルブ平均有効開口面積の影響を受け、試行錯誤的な方法では、全ての回転域にとって最適なポート諸元を求める事は難しく、各諸元の最適化のための理論的予測手段を用いた。

本論文では、バルブの特性から2バルブ運転時のスワール比を求める予測計算式を導き、計算値と実測値を比較した結果、実用上充分な精度で一致したことを報告する。さらに、単気筒エンジンテストでも、出力、燃費共に予想通りの性能向上が得られた。

ABSTRACT

For passenger vehicle applications of direct injection (DI) diesel engines, it is desirable for the engine to have high speed and high power output performance comparable to that of gasoline engines, while retaining its good fuel economy. To obtain these characteristics, a dual inlet port system, which operates both valves simultaneously at high engine speed to improve the volumetric efficiency but operates only one valve at low engine speed to obtain the optimum swirl ratio (SR) is examined. The swirl ratio with two valve operation (SR_{1+2}) is affected by SR and the mean effective valve area (Zm) of each valve. Using experimental techniques, it is difficult to find port configurations which are optimum for both high and low engine speeds simultaneously. Therefore, a predictive method has been employed to obtain the optimum configurations.

This paper describes how to derive the predictive equation of SR_{1+2} from the SR and Zm of each valve for the optimum intake system design. To examine the accuracy of the equation, predicted values were compared with measured values. The result show good agreement for practical applications. Moreover, a single cylinder engine with this system shows a reasonable improvement in power output and fuel consumption.

1．まえがき

乗用車には、一般にガソリンエンジンが使用されており、予燃焼室付（IDI）ディーゼルエンジンも燃費が良いことから一部において使用されている。一方、直噴（DI）ディーゼルエンジンは、IDIディーゼルエンジンよりさらに燃費が良く、将来の乗用車における低燃費エンジンとして最も有望視されている。しかしながら、DIディーゼルエンジンは、最高回転数が低いこと、出力が低いこと、スモークレベルが高いことなど数々の欠点があり、現在はまだ市販車に適用されるに至っていない。乗用車用DIディーゼルエンジ

＊和光研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1989_1_3

ンの実用化には、その優れた燃費性能を維持しつつ、これらの欠点を解決する必要がある。

エンジンの高回転化、高出力化のために、ガソリンエンジンでは、それぞれにバルブを持つデュアル吸気ポートシステムが広く用いられている。DIディーゼルエンジンにおいても、このシステムを用いることにより、高回転時の体積効率(ηv)を上げ、出力の向上をはかることが可能と考えられる。一方、空気と燃料の良好な混合によりスモーク低減をはかるため、小型DIディーゼルエンジンには吸入空気に高いスワール比を与えることが求められる。従って、DIディーゼルエンジンの出力性能には、スワール比(SR)と、充塡効率を支配するバルブ平均有効開口面積(Zm)の二つの重要な吸気パラメーターがある。

DIディーゼルエンジンにデュアル吸気ポートシステムを採用する場合、高回転域でのエンジン性能が最適となる様にポート諸元を選択すると、通常、低回転域ではスワール比が低すぎて性能上不都合が生じる[1]。低回転域での性能を維持しつつ高回転域での性能向上をはかるため、バルブ休止システム(低回転域で二つのバルブのうち片方のみを休止)との併用が考えられる。我々は、このシステムを用いて幾種類かのシリンダーヘッドを試作して実験を行った。その結果、高回転域では良好な混合気を生成し、かつ高い体積効率を得るために、SRとZmの両方が重要なパラメーターであり、低回転域では、良好な混合気を生成するために、SRが重要なパラメーターであることがわかった。つまり、エンジンの幅広い回転域でより良い性能を得るためには、2バルブ運転時のSRとZm、1バルブ運転時のSRの三つのパラメーターを同時に満足させる必要がある。しかしながら、これら三つのパラメーターは互いに影響し合っているため、最適な吸気系の諸元を求めることは困難である。従来からの試行錯誤的な手法では、個々のポートの特性を測定するだけではなく、ポートの組み合わせやそれぞれの配置も実験によって求めなければならなかったため、開発効率が極めて低かった。そのため、個々のポートの測定値から最適なポートの組み合わせや配置を容易に選び出せる様に、三つのパラメーターの関係が明確になることが望まれていた。

本論文ではG. D. Partington[2]、G. Tipplmann[3]の提唱するスワール比の定義を基礎に、2バルブ運転時のスワール比(SR_{1+2})の予測計算式を導いた。この式により、2バルブ運転時のスワール比は、それぞれのバルブのSRとZmから求めることが可能となった。さらに、計算値と実測値の対比により、この式の精度を検証した。

2. 基本パラメーターの定義

2バルブ運転時のスワール比の式について議論を進める前に、基本的な吸気パラメーターについて述べる。

2.1 バルブ平均有効開口面積の定義

ポートを流れる単位時間当りの空気量は、単にバルブの幾何学的面積で決まるのではなく、ポートやバルブの形状によって影響を受ける。従って、バルブ有効開口面積(Z)は、実際にポートを通過する単位時間当たりの吸入空量(m)により、式(1)で表される。

$$Z = \frac{\dot{m}}{\rho Vo} \tag{1}$$

$$Vo = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \tag{2}$$

ここで、ΔPはバルブ前後の圧力差、VoはΔPによって定まる理論空気速度、ρは空気密度である。

体積効率を支配するバルブ平均有効開口面積(Zm)は、Zの平均値である。この計算は吸気バルブの有効開弁期間($\alpha o \sim \alpha c$)で行われ、Zmは次式の様に定義される。

$$Zm = \frac{\int_{\alpha o}^{\alpha c} Z d\alpha}{\alpha c - \alpha o} \tag{3}$$

ここで、αo、αcは、夫々吸気バルブの開弁時、閉弁時のエンジンクランク角を表す。

2バルブ運転時のバルブ有効開口面積(Z_{1+2})は、一般に良く知られている様に、個々のバルブのZの単純加算によって求められる。

$$Z_{1+2} = Z_1 + Z_2 \tag{4}$$

２バルブ運転時のバルブ平均有効開口面積(Zm_{1+2})は、以上の式から求められる。
尚、各々のバルブの有効開弁期間が同じ場合には、Zm_{1+2}の式は、次の様な簡単な式で表される。

$$Zm_{1+2} = Zm_1 + Zm_2 \qquad (5)$$

2.2 スワール比の定義

スワール比（SR）は、回転ベーンを用いた旋回流の測定に基づく定義が一般的であった。[4][5] しかし、この方法による定義は、測定装置の諸元が各々の研究者で一致しておらず、また、理論的展開も困難であるという問題点がある。そのため、本論文では、G. D. Partington、G. Tipplmann の提唱するスワール比の定義を用いた。それによれば、スワール比は、シリンダーに流れ込む旋回流の角運動量変化率の測定により定義される。
図１にその測定原理を示す。

先ず初めに、次の様な仮定を行う。

仮定１：エンジン及び定常流試験装置のポートを通過する空気は、非圧縮性、かつポート通過中の熱の授受は無いものとする。

仮定２：ポートの特性は、エンジン過渡運転時も、定常流試験時も同じである。

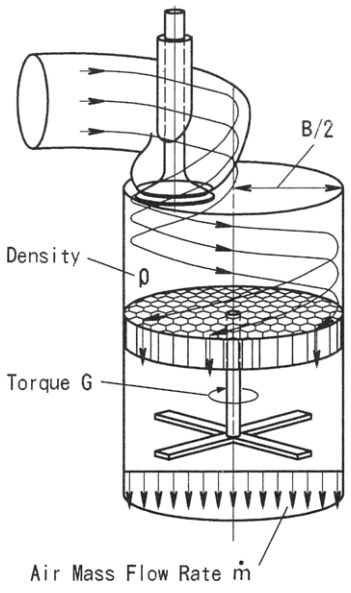


図１　測定原理

仮定３：バルブ前後の圧力差（ΔP）は、吸入行程中、一定である。

仮定４：エンジンシリンダー内も、定常流試験のシリンダー内も、空気の旋回運動は剛体渦とする。

仮定５：ポートから流入する空気の角運動量は、吸気行程終了時まですべて保存され、シリンダー内壁面との摩擦抵抗により、スワールが減衰することはない。

仮定６：体積効率（ηv）は100％とする。

スワール比（SR）は、吸気行程終了時のスワール速度（ωc）とエンジンクランクの角速度（ωe）の比で定義され、次式で表される。

$$SR = \frac{\omega c}{\omega e} = \omega c \frac{dt}{d\alpha} \qquad (6)$$

ここで、αはエンジンクランク角を表す。

ωcは、次の様にして求めることができる。仮定４より、旋回流は剛体であり、半径B／２の円盤と見なされる（Bはシリンダーの直径）。従って、その円盤の慣性モーメント（I）は、$mB^2/8$である（mは円盤と見なされる空気の質量）。これより、ポートから流入する空気の角運動量の変化率（$\omega r\ dI/dt$）は次式で与えられる。

$$\omega r \frac{dI}{dt} = \omega r \frac{\dot{m}B^2}{8} \qquad (7)$$

ここで、ωrはポートから流入した空気のスワール速度である。

仮定５より、吸入空気の角運動量は吸気行程終了時まですべて保存され、その時のスワール速度がωcであることから次式が成り立つ。

$$\int_{to}^{tc} \omega r\, dI = \omega c \int_{to}^{tc} dI \qquad (8)$$

ここで、to、tcは夫々吸気バルブの開弁、閉弁時期を表す。

添字１は、第一吸気バルブのみの運転、添字２は、第二吸気バルブのみの運転、及び添字１＋２は、両方の吸気バルブの同時運転を示す。

従って、ωc は次式で表される。

$$\omega c = \frac{\int_{to}^{tc} \dot{m}\,\omega r\,dt}{\int_{to}^{tc} \dot{m}\,dt} \tag{9}$$

上式の分母は、一行程当りの吸入空気量(M)を表す。仮定6より、体積効率は100%であるから次式が導かれる。

$$M = \int_{to}^{tc} \dot{m}\,dt = \frac{\rho \pi B^2 S}{4} \tag{10}$$

ここで、Sはエンジンストロークを表す。

ωr を無次元で表すために、無次元リグスワール(Nr)を導入し、次式で定義する。

$$Nr = \omega r\, B / Vo \tag{11}$$

以上より、1バルブ運転時のスワール比(SR)は、次式の様に書き表される。

$$SR = \frac{\pi BS}{4} \times \frac{\int_{\alpha o}^{\alpha c} Z\,Nr\,d\alpha}{\left\{\int_{\alpha o}^{\alpha c} Z\,d\alpha\right\}^2} \tag{12}$$

尚、ωr は、角運動量の変化率と、仮定4より求めることができる。ここで、角運動量の変化率は、**図1**の装置で測定されるトルク(G)に等しい。従って、次式の様に表される。

$$G = \omega r \frac{dI}{dT} \tag{13}$$

式(7)と(13)より次式を得る。

$$\omega r = \frac{8G}{mB^2} \tag{14}$$

2.3 2バルブ運転時のスワール比予測計算式の誘導

図2に、デュアル吸気ポートによる吸気合流の概念を示す。各ポートを通過する空気は、各々のポートの特性に応じた旋回流をシリンダー内に発生させる。この時、双方の吸気ポートを通じて流入した空気は、相互干渉による乱れを生じないと見なし、次の様な仮定を設ける。

仮定7: シリンダー内空気のもつ角運動量は、各ポートから流入した空気のもつ角運動量の総和とする。

従って、両ポートから流入した空気の角運動量の変化率の総和は、$(\omega r_1 \frac{dI_1}{dt} + \omega r_2 \frac{dI_2}{dt})$ で表される。ここで、ωr_1、ωr_2 は、各ポートから流入した空気のスワール速度、また、I_1、I_2 はその空気がもつ慣性モーメントである。

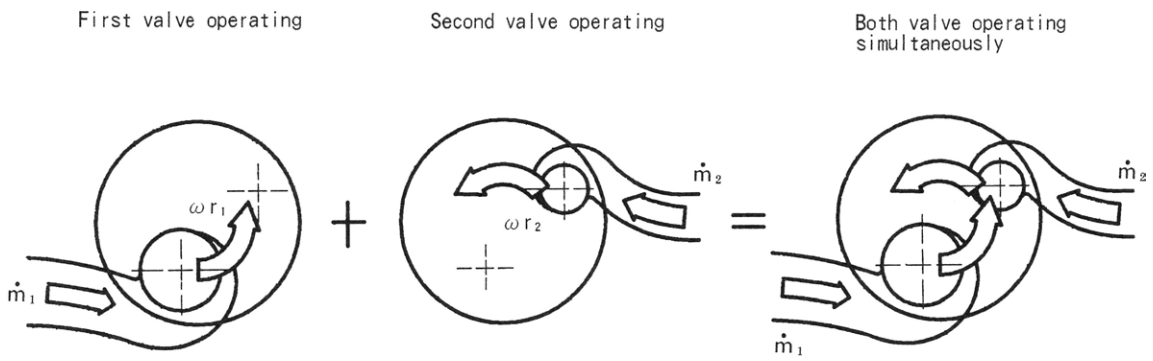


図2 二つのポートからの吸気合流の概念

一方、仮定５より、ポートから流入した空気の角運動量は、吸気行程終了時まですべて保存される。さらに、吸気行程終了時のスワール速度がωc_{1+2}とすれば、次の関係式が成り立つ。

$$\int_{to}^{tc}\left(\omega r_1\frac{dI_1}{dt}+\omega r_2\frac{dI_2}{dt}\right)dt = \omega c_{1+2}\int_{to}^{tc}\left(\frac{dI_1}{dt}+\frac{dI_2}{dt}\right)dt \quad (15)$$

尚、I_1、I_2は仮定４に従い、半径Ｂ／２の円盤として式(7)で表される。よって、ωc_{1+2}は次式の様になる。

$$\omega c_{1+2}=\frac{\int_{to}^{tc}(\dot{m}_1\omega r_1+\dot{m}_2\omega r_2)\,dt}{\int_{to}^{tc}(\dot{m}_1+\dot{m}_2)\,dt} \quad (16)$$

ここで、$\dot{m}_1$、$\dot{m}_2$は各ポートの単位時間当りの吸入空気量である。

各々のポートの単独の特性は実測よりわかっているので、２バルブ運転時において、次の様な仮定を設ける。

仮定８：２バルブ運転時の各ポートの特性は、相互干渉により変化することはなく、１バルブ運転時と同じとする。

仮定３より、ΔＰは双方のポートで等しいから、$\dot{m}_1$、$\dot{m}_2$は各々のポートごとに式(1)を用いて計算できる。同様に、ωr_1、ωr_2も式(11)を用いてNr_1、Nr_2で表される。また、式(16)の分母は一行程当りの吸入空気量(M)であり、式(10)より求められる。

以上の式より、ωc_{1+2}は次式の様に書き換えられる。

$$\omega c_{1+2}=\frac{4\,Vo_2}{\pi B^3 S}\times\int_{to}^{tc}(Z_1Nr_1+Z_2Nr_2)\,dt \quad (17)$$

このωc_{1+2}を、スワール比の定義式(6)に適用する事により、２バルブ運転時のスワール比(SR_{1+2})を求める式は次の様に導かれる。

$$SR_{1+2}=\frac{\pi BS}{4}\times\frac{\int_{\alpha o}^{\alpha c}(Z_1Nr_1+Z_2Nr_2)\,d\alpha}{\left\{\int_{\alpha o}^{\alpha c}(Z_1+Z_2)\,d\alpha\right\}^2} \quad (18)$$

ここで、もし各々のバルブの有効開弁期間が同じであるならば、前式のZ、Nrは、式(3)、式(12)を用いてZm、SRで表され、SR_{1+2}は次式の様に簡単な式となる。

$$SR_{1+2}=\left(\frac{Zm_1}{Zm_{1+2}}\right)^2 SR_1+\left(\frac{Zm_2}{Zm_{1+2}}\right)^2 SR_2 \quad (19)$$

尚、SRは、旋回流の回転方向により、正負の符号をもつものとして扱われる。

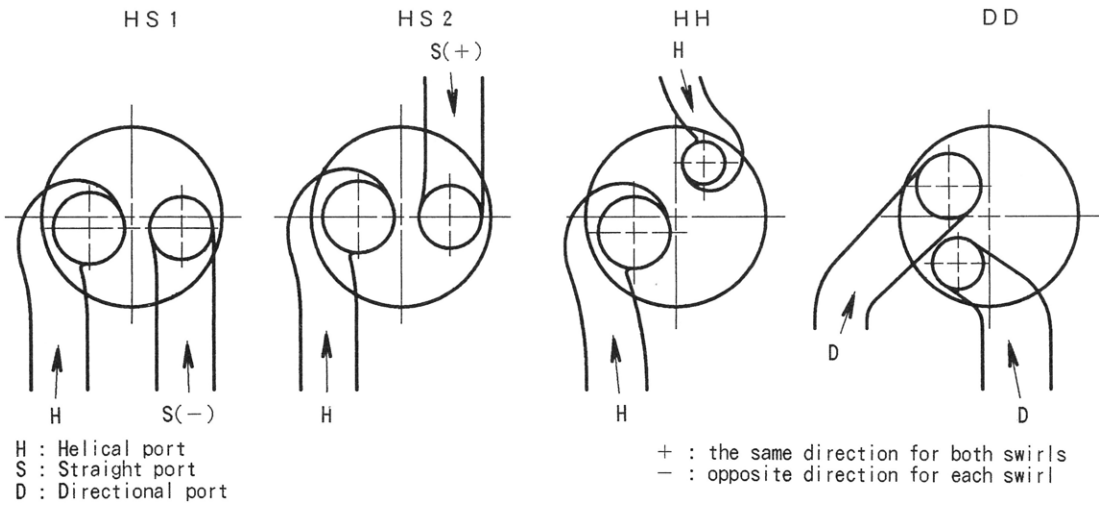


図３　ポート配置

3. 計算値と実測値の比較

前節までで、2バルブ運転時の吸気性能パラメーター(Zm_{1+2}, SR_{1+2})を導いた。
即ち、

$$Zm_{1+2} = Zm_1 + Zm_2$$

$$SR_{1+2} = \left(\frac{Zm_1}{Zm_{1+2}}\right)^2 SR_1 + \left(\frac{Zm_2}{Zm_{1+2}}\right)^2 SR_2$$

本式の精度を確認するために、ポート形状、配置の異なる4つのグループ、合計11通りのシリンダーヘッド及びポートモデルを試作した。ポート形状はヘリカル、ダイレクショナル、ストレートの3種類を採用した。これを**図3**に示す。またポート配置は、両方のポートで発生するスワールが同じスワール方向となるものと、逆のスワール方向になるものの2種類を用いた。

測定装置は、**図1**の原理に基づいて作られた装置を用いた。

図4に、計算値と実測値の比較例として、ヘッドグループHHとHS1を示す。図中添字の1，2はそれぞれ第一バルブ、第二バルブの実測値を表し、1＋2は2バルブ同時運転時の実測値を表す。また、☆は計算値を表す。ポート配置はHH, HS1で異なっているが、どちらも実測値と計算値は良く一致している。

図5，6に、Zm_{1+2}とSR_{1+2}の計算値と実測値を比較して示す。**図5**より、Zmの計算値は実測値と良く一致していることがわかる。Zmの誤差(ΔZm)の平均は約3%あり、計算値の方が実測値より常に大きい。一方、SRの計算値は実測値よりいくらか小さく、その差(ΔSR)は約0.3である。SR_{1+2}を計算する際に、式中のZm_{1+2}に3%低い値を用いてZmの誤差を補正することにより、ΔSRの平均は0.2となり、予測精度は若干向上する。尚、ヘッドグループ

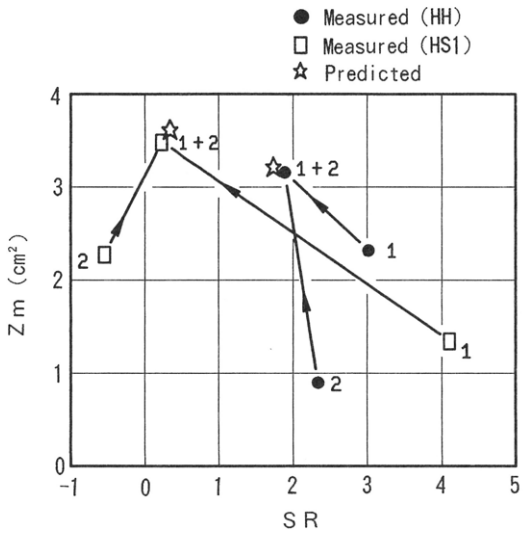


図4　2バルブ運転によるSRとZmの変化

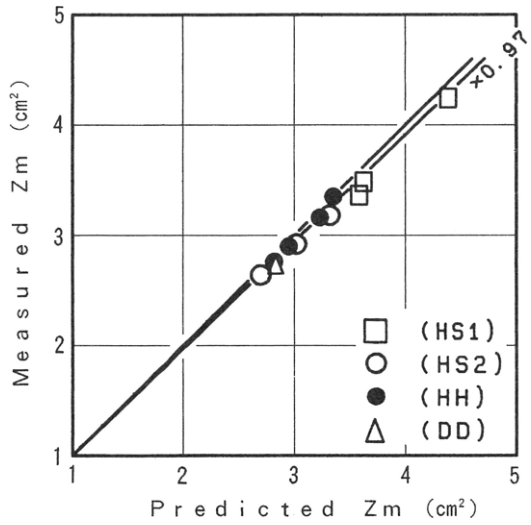


図5　Zmの計算値と実測値の比較

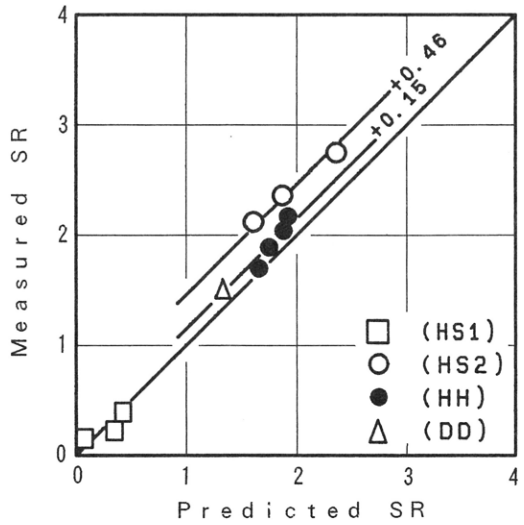


図6　SRの計算値と実測値の比較

HH みでみると、ΔSR は 0.15 である。

以上、この予測計算式は、単純な仮定に基づいて導かれた簡便な式であるが、実用上の精度は充分であることが示された。

尚、同一方向から空気を入れたヘッドグループ HS1 では、旋回流が互いに打ち消し合うため、スワール比はほぼ零となり、DI ディーゼル用可変スワールコントロールシステムのためのポート配置としては適当ではない。

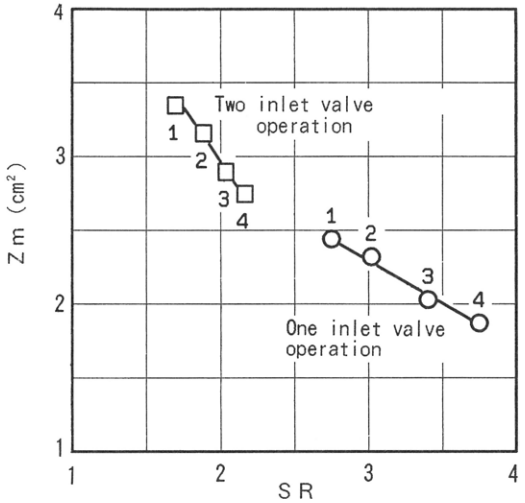


図 7　HH ポート 4 種の SR と Zm の関係

表 1　エンジン諸元

燃焼方式	直接噴射式
給　気	自然吸気
ポート配置	HH（図 3）
気筒数	1
ボア×ストローク(mm)	80.26×88.9
排気量　(cm³)	449.8
圧縮比	20.0
バルブ傘径　(mm)	
吸気第 1 バルブ	φ 36.5
吸気第 2 バルブ	φ 21.5
排気バルブ	φ 32.5
バルブタイミング	(at 1 mm lift)
吸気（開）	ATDC 11°
（閉）	ABDC 20°
排気（開）	BBDC 43°
（閉））	BTDC 7°
噴射ポンプ	ボッシュ A タイプ
噴射ノズル	φ 0.20 × 5
噴射タイミング	MBT

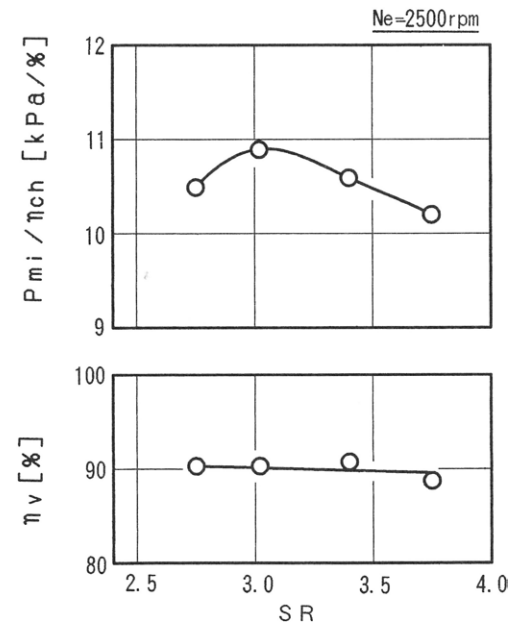


図 8　2500rpm での SR のエンジン出力への影響

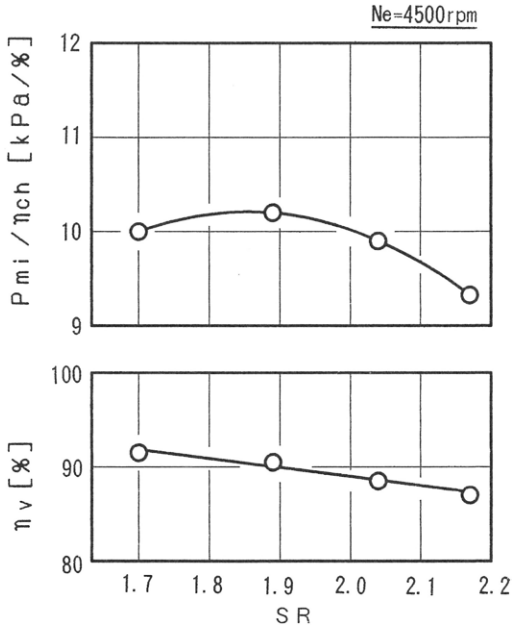


図 9　4500rpm での SR のエンジン出力への影響

エンジン出力に最適なスワール比の測定

実際のエンジンにおいて、最大の出力を与えるSR，Zmを求めるために、第一バルブにそれぞれ異なるスワール比（SR_1）をもったヘッド4台を用いて、エンジンのベンチダイナモテストを行った。試験に用いたエンジンの主要諸元を**表1**に示す。

テストにおいて、高回転域は吸気2バルブ運転により、また、低回転域は片方のバルブを休止した吸気1バルブ運転により、エンジンの出力性能を評価した。尚、出力測定の条件として、スモークレベルを一定(BSU3.0)とした。

図7に、供試ヘッドのSRとZmの関係を示す。一般に知られているように、SRとZmは相反する関係にあり、一方を上げるともう一方が低下する。(6)

図8，9にテスト結果を示す。図中、ηvは体積効率、ηchは充填効率、Pmiは図示平均有効圧力を示す。Pmi／ηchは、充填空気質量あたりの出力であり、スモークレベルが一定の条件下における空気有効利用率を表すパラメーターとして用いている。

図8は、2500rpm、吸気1バルブ運転によるテスト結果である。この図より、このテストエンジンにおいては、空気有効利用に最適なスワール比は約3である。一方、**図7**に示す様に、高いSRによってZmは比較的低くなっているが、**図8**に示される様に、ηvはSRに殆ど依存していない。従って、この回転域では、SRのみが出力に対して重要なパラメーターとなっている。

図9は、4500rpm吸気2バルブ運転によるテスト結果である。この図より、空気有効利用に最適なスワール比は約1.9である。一方、ηvはSRに依存する。つまり、SRが減少すると、**図7**に示す様にZmが増加し、ηvも増加する。従って、この回転域では、SRとZmの両方が出力に対して重要なパラメーターとなっている。

各回転数で最大のPmiを与えるスワール比を選び出し、プロットしたのが**図10**である。この図は、このテストエンジンにおいて、エンジン回転数と、出力に最適なスワール比との関係を示す。吸気1バルブの特性と吸気2バルブの特性では、傾きが異なっている。その理由は明らかではないが、推定として、二つのポートからの流れが合流する際に何らかの乱れが生成され、これが燃焼に影響を与えていることが考えられる。

4．エンジン性能向上への応用

以上のテスト結果から、**図7**のHHタイプNo.2ヘッドを用いれば、吸気1バルブ運転時、2バルブ運転時共に、それぞれの出力性能上、スワール比が適切であることがわかった。

HHタイプNo.2	SR	Zm(cm^2)
吸気1バルブ運転時	3.02	2.32
吸気2バルブ運転時	1.89	3.16

図11に、本ヘッドを用いたテストエンジンの全負荷性能を示す。

高回転域では吸気2バルブで運転し、低回転域では吸気1バルブで運転することにより、低回転域での性能を維持しながら高回転域の出力を向上することが出来た。その効果は、吸気1バルブのみの場合と比べ、最高回転数は約1000rpm、最高出力は約15%向上した。同時に、最良の燃費性能の得られる回転域を、従来に比べ500rpm広げることができた。

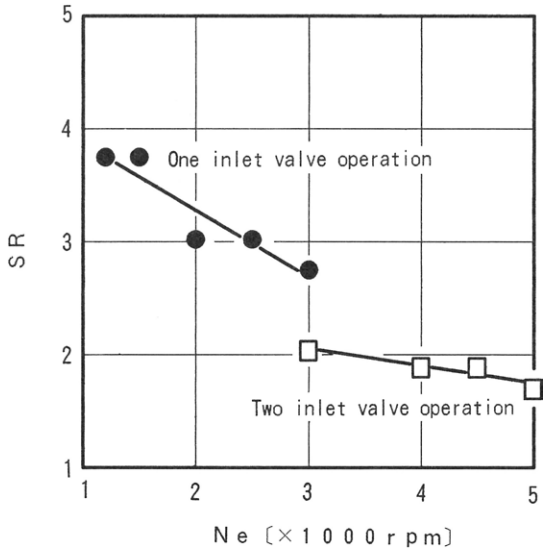


図10　各回転数において最大の出力が得られるスワール比

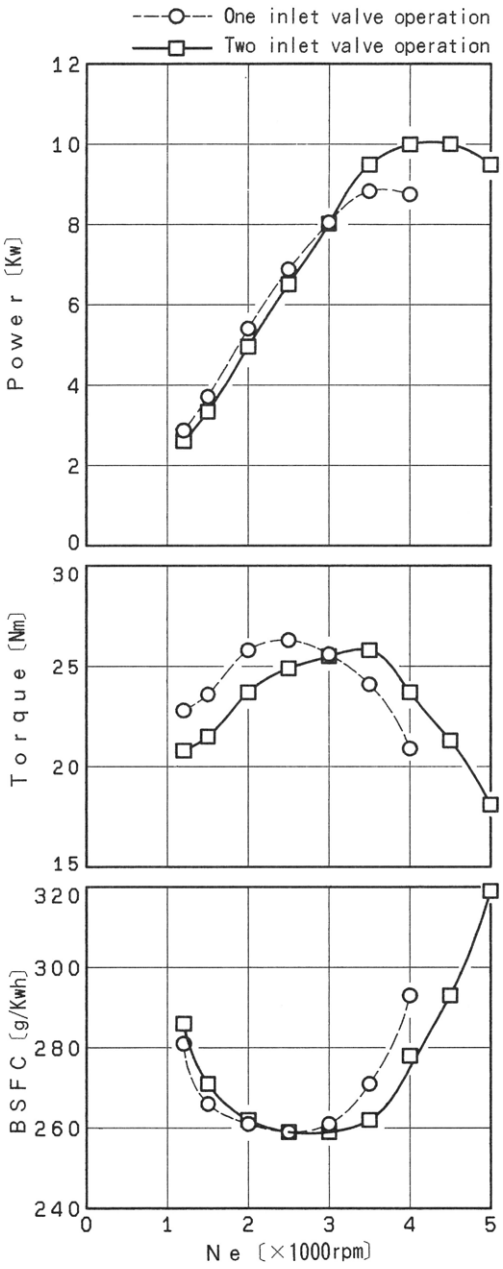


図11　デュアル吸気ポートシステムによる全負荷性能

5．結　　論

本論文では、直噴ディーゼルエンジンの高回転化、高出力化を目的に、ディアル吸気ポートシステムとバルブ休止システムを組み合わせ、その最適化の検討を行ってきた。その結果、次の結論を得るに至った。

(1) デュアル吸気ポートシステムについて、その吸気スワールパラメーター（SR，Zm）をそれぞれのバルブのスワール比（SR_1，SR_2）、及びバルブ平均有効開口面積（Zm_1，Zm_2）から求める計算式を導いた。

$$SR_{1+2} = \left(\frac{Zm_1}{Zm_{1+2}}\right)^2 SR_1 + \left(\frac{Zm_2}{Zm_{1+2}}\right)^2 SR_2$$

ただし、$Zm_{1+2} = Zm_1 + Zm_2$

(2) 上式で得られた計算値が実測値と良く一致することを、定常流試験によって実証した。その結果、吸気系の最適設計にあたり、本式は充分な精度をもって適用できることがわかった。

(3) 高回転域、低回転域の両方で最適なスワール比を持つデュアル吸気ポート直噴ディーゼルエンジンは、低回転域での性能を犠牲にすること無く、最高回転数、最大出力を向上させることが出来た。

これにより、直噴ディーゼルエンジンの高回転化、高出力化の可能性が示された。

記号の説明

B　：　シリンダーの直径
G　：　インパルス・スワールメーターのトルク
I　：　シリンダー内に充塡された空気の慣性モーメント
m　：　空気の質量
$\dot{m}$　：　単位時間当りにポートを通過する空気の質量
M　：　吸気終了時にシリンダー内に充塡された空気の質量
Ne　：　エンジン回転数
Nr　：　無次元リグ・スワール
Pmi　：　図示平均有効圧力
S　：　エンジン・ストローク
SR　：　スワール比
t　：　時間
tc　：　吸気バルブ閉弁時間
to　：　吸気バルブ開弁時間
Vo　：　ΔPによる理論空気速度

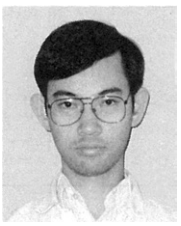
Z : バルブ有効開口面積
Zm : バルブ平均有効開口面積
α : クランク角
αc : 吸気バルブ閉弁時のクランク角
αo : 吸気バルブ開弁時のクランク角
ΔP : バルブ前後の圧力差
ηch : 充塡効率
ηv : 体積効率
ρ : 空気密度
ωc : 吸気行程終了時にシリンダー内に充塡されている空気のスワール速度
ωe : エンジンクランクの角速度
ωr : ポートから流入する空気のスワール速度

参 考 文 献

(1) M. Shigemori, S. Tsuruoka and M. Shimoda, "Development a Combustion System for a Light Duty D. I. Diesel Engine", SAE Paper 831296.
(2) G. D. Partington, "Analysis of steady flow tests on inlet and exhaust ports", Ricardo Consulting Engineers, Report DP. 80/1123, (1980-7).
(3) G. Tippleman, "A New Method of Investigation of Swirl Ports", SAE Paper 770404.
(4) F. Pischinger, "Entwicklungsarbeiten an einem Verbrennungssystem für Fahrzeugdieselmotoren" ATZ Vol.00 Heft. 1 (1963-1).
(5) R. Ohashi, "Combustion Characteristics of small DI Diesel Engine", Internal Combustion Engine Vol.22 No.4 (1983-9).
(6) T. Shimada, K. Sakai and S. Kirihara, "Variable Swirl Inlet System and its Effect on Diesel Performance and Emissions", SAE Paper 861185

■著 者■


長 谷 川 俊 平


高 橋 易 資

有限要素法によるパワープラント共振の予測計算

Powerplant Resonance Estimation by Finite Element Analysis

銭場克己* 高橋勝雄*
Katsumi Semba Katsuo Takahashi
佐藤裕彦*
Yasuhiko Sato

要　旨

前輪駆動（FF）パワープラントの共振予測シミュレーションを行うための有限要素モデルの作成手法として、シェルとソリッド両要素を混用し、シリンダブロックやトランスミッションケース等の部品モデルを組み立てる際のメッシュ結合条件として接触面々圧を考慮することにより、予測精度の向上をはかることができた。

本手法の信頼性は種々のパワープラントで検証され、有限要素モデルのプリ•ポスト処理システムにメッシュ変形機能を加えたことと合わせ、シミュレーションによる実用的な共振予測及び構造変更影響予測が可能となった。

最後に適用例として、新型インテグラ用高回転高出力パワープラントの振動低減についても報告する。

ABSTRACT

The Finite Element Analysis is used to simulate powerplant resonance of front-engine, front-wheel-drive passenger cars. To improve estimation accuracy, we investigated use of a mixture of shell and solid type elements, and incorporated mesh connections reflecting pressure generated in the interface between the coupled components, like the cylinder block and transmission.

The reliability of this method was proved by various applications to powerplants. And after adding a mesh modification capacity to the finite element pre/post processing system, we were able to establish a practical simulation tool with which to estimate resonance and predict the effect structural changes will have on resonance.

Finally, as an example of application, reduction in vibration level in the high-revolution and high-power type powerplant for the new model INTEGRA is described.

1．まえがき

FF 車のパワープラント共振現象は、振動騒音及び部品耐久性にとって重要な問題である。エンジン使用回転域内で生じる共振を防止するには、エンジンの主要加振力次数成分に対してパワープラント構造の共振周波数が十分高くなければならない。また、エンジンマウントを介して車体に入力する振動を低減するには、振動モード形も考慮する必要がある。

有限要素（FE）法による共振予測計算はこのような問題を扱う有力なアプローチであるが[(1)-(5)]、モデル作成の労力や時間がかかるのが難点であった。一方 FE モデルが極端に単純化される等、構造変更をモデル上で表現できないような制約があると、シミュレーション本来の利点であるはずの改良検討を十分に行えない。これらの理由から、比較的単純なメッシュを用いながら、実際的な形状の影響を良く反映できる、汎用性のあるモデル作成手法が求められていた。

ここでは、複雑な形状の部品の FE モデル作成手法と、部品のボルト結合の FE モデル上での表現方法について報告する。

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1989_1_4

2．有限要素モデルの概要

2.1. モデルの作成手法

シリンダブロック以外の部品はほぼシェル（板）要素とバー（梁）要素、及びスカラー質量で作られるが、結合ボスまわり、厚いロアーデッキ、クランクジャーナルベアリングまわりでは、周囲との接続関係が３次元的となり、ソリッド（立体）要素の使用が不可欠である。（図１）過去にはジャーナルベアリング部分をシェル要素のみでモデル化した例もあるが、その場合には剛性のオフセットや材料特性の変更等の特殊な補正がケースバイケースに必要となる。しかし、それではリブ付加等で周辺構造を変更した場合の影響を正しく推定できなくなる。

一方、シリンダブロックには３mm程度の肉厚部分もあるので、全体をソリッド要素でモデル化すると要素数、節点数が非常に多くなり、非合理的である。従って、シェル要素とソリッド要素の混在するモデルを作成することとし、両要素の接続節点で生じる自由度数の不一致は別の手段で解決することにした。

この解決法としては、多点拘束（ＭＰＣ）や自由度の内挿、外挿も考えられるが、我々はソリッド要素の表面（フェース）を適当なシェル要素で覆う方法を採用した。（図２）単に自由度不一致を解消する他の手段では、鋳造物に特有のフィレット部を表現できないので、ソリッド要素とその周辺を合わせた部分に関して、剛性を過少評価したモデルになる傾向がある。これに対して、ソリッド要素の表面を覆うシェル（重ねシェル）には補正剛性として機能する様な特性を与えることができ、フィレット部も含んだ剛性表現が可能となる。

この方法のもうひとつの長所は、グラフィック表示に特別な配慮が不要なことである。剛性のオフセットやＭＰＣ等の数学的処理を画面のグラフィック表示化することは困難であるが、重ねシェルを介しての接続は接続そのものの視覚チェックが容易なので、モデル作成者のミスを防止しやすい。

2.2. 重ねシェル法による部品モデルの精度

図３はシリンダブロックのトランスミッション結合面（Ａ面）とクランクプーリー面（Ｂ面）を各々剛な平面で拘束し、前者を固定、後者をシリンダ垂直方向に引張る実験である。シリンダブロック壁面のリブ撤去やロアーデッキに切り欠きを入れること等の影響をシミュレーション計算結果と比較することにより、重ねシェルを使ったＦＥモデルが構造変更に対しても精度の高い剛性モデルであることが確認された。

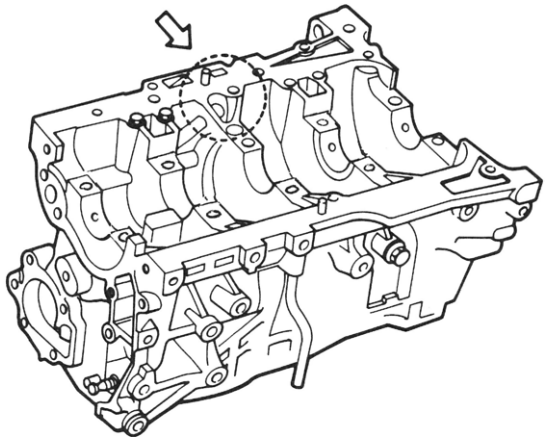


図１　３次元的な接続関係の例
〔ジャーナルベアリングまわりでソリッド要素の使用が必要〕

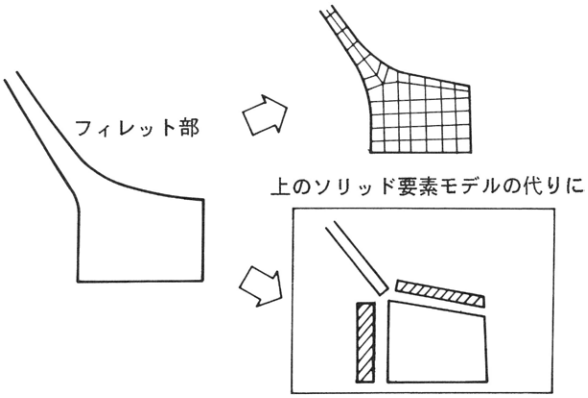


図２　ソリッド要素の表面を覆うシェル要素の使用

3．ボルト結合部のFEモデル上の表現

3.1. FE部品モデルの結合方法

ボルト結合に関しては従来多くの実験的、解析的研究があり、エンジンとトランスミッションの結合モデルについても次のような方法が提案されている。

(1) 双方の部品モデルの結合面上の全節点が幾何学的に一致するようにし、対応する各節点を拘束(MPC)又はマージ(共有化)する。

(2) ボルトやボスの断面に等しい面(フェース)を持つソリッド要素を双方の部品モデルの結合面上に用意し、そのフェース周囲の対応する各節点を拘束(MPC)又はマージする。

(3) ボルトに相当するバー要素を作り、双方の部品モデルとはボルトヘッド、ねじ部(ナット部)の位置で接続する。加えてボルト中心線と結合面の交点でも接続する場合もある。

シリンダブロック，クラッチケース，トランスミッションケース，シリンダヘッドのみのアセンブリ(ケース•アセンブリ)の加振による実験モーダル解析結果と、上記の結合方法をFEモデルに適用した場合の計算結果を比較すると、5〜35%の誤差が生じることが判明した。(**表1**) また、実用観点からは、結合ボルト本数の違いや省略(廃止)等のレイアウト作業上重要な検討に関して誤差が大きく、シミュレーションを役立てることができない。そこで、接触面の理論的実験的な検討による結合手法を採用することにした。

表1　部品モデル結合の方法による計算結果の違いの例

共振モード	部品結合のために拘束されるFEモデル節点			実験値
	結合面上の全節点	ボルト断面周囲節点	ボルト中心線上の節点のみ	
1次ﾓｰﾄﾞ 上下曲げ	485	422	345	461
2次ﾓｰﾄﾞ 横曲げ	545	461	381	537
3次ﾓｰﾄﾞ 捩り	630	510	410	606

数値は共振周波数（Hz）

3.2. 結合部接触面の状態

圧縮荷重下における、平面状の接触面を持つ2つの金属物体の相対変位は、接触面々圧により特徴付けられる。[6] すなわち、低圧力域では面圧に対し、非線形に変形するが、高圧力域では材料の弾性圧縮変形と等しく、両者は剛結合された状態と見做せる。(**図4**)

非線形域と線形域との遷移点は臨界圧力(Pc)と呼ばれ、荒さやうねり等の表面特性及びヤング率や硬度等の材料特性によって決定される。

FEモデル結合にとって、この臨界圧力値は双

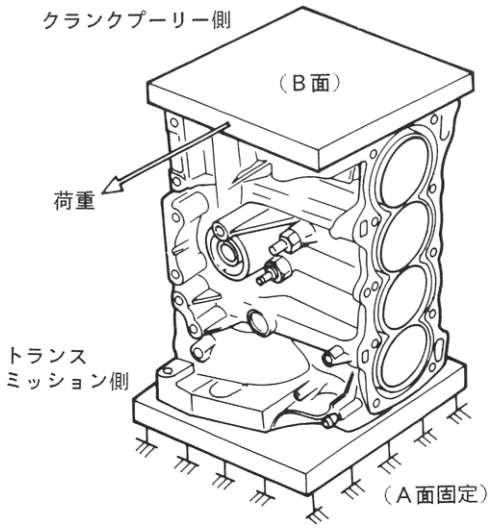


図3　シリンダブロック剛性実験

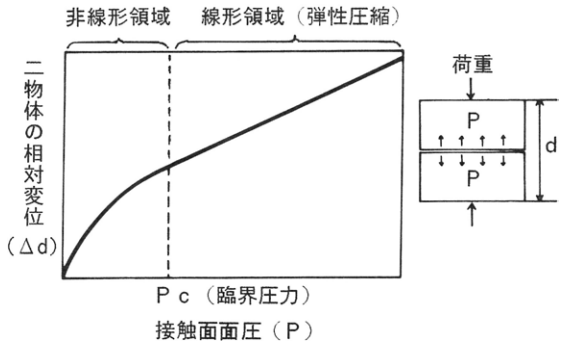


図4　圧縮荷重下における2つの金属物体の挙動

方の部品モデル上の節点を各々拘束するかどうかを決定するための規準値を示すと考えられる。実際、ボルト結合される物体全体が剛であれば広い範囲に圧力が分布し、結合についても強固となる。一方、ボルト結合用ボスのみが補強されて周囲の剛性が小さい場合にはボスの接触面のみは結合しても、全体としては結合剛性が確保できないこともある。Pc はこのような経験的事実を説明するメカニズムを FE モデルへ反映する為の規準として有効である。

3.3. パワープラント部品の結合

図５は実際のパワープラントで計測された、Pc 以上の接触面々圧が作用する領域を示している。本来は、表面状態、材料特性、ボス部周囲あるいは全体の剛性がこの分布に関係しているわけであるが、表面仕上げ精度や設計基準を仮定し、適用対象を限定すると、簡易な方法でこの分布を推定することが可能である。

図６は、この結合の考え方を実験で確認するためにボス部分以外の結合面を削り取り、シリンダブロックとクラッチケースとがボス部分以外では接触しない様にした例である。このような結合条件の変化に対する共振周波数の変化が、FE シミュレーション結果と実験結果で一致したことにより、本手法の適用妥当性が裏付けられた。

接触面々圧分布を考慮した結合方法を採用したことにより、パワープラント全体の FE シミュレーションの精度が向上し、共振周波数の絶対値予測が可能となったばかりでなく、結合ボルトのレイアウト変更の影響や、エンジンスティフナーの効果等の推定の信頼性が確保され、シミュレーション計算のメリットが充分生かせる様になった。

４．FE モデル計算結果

作成した FE モデルの例を図７−１に示す。この例では約 3,000 要素と約 2,500 節点が用いられている。

このモデルの解析結果例として、下位４モードの変形図（図７−２）、上下曲げ共振モード時の応力分布図（図７−３）を示す。CRAY•XMP−14 上の MSC／NASTRAN での計算時間は、CPU でおよそ 1000 秒程度であった。

新しいモデル作成手法により、共振周波数の予測誤差は種々の異なるパワープラントに対して 10% 以下とすることができた。図8には直３、直４、V6 を含む 550cc から 2700cc までの７つのパワープラントについて、ケースアッセンブリ状態と全装状態での低次３モードの共振周波数を計算値と実測値の比較としてプロットしてある。

５．FE シミュレーションの有効利用

FE モデルによるシミュレーション計算は、設計形状やレイアウト寸法の検討、評価に用いられるのはもちろんであるが、試作パワープラントの

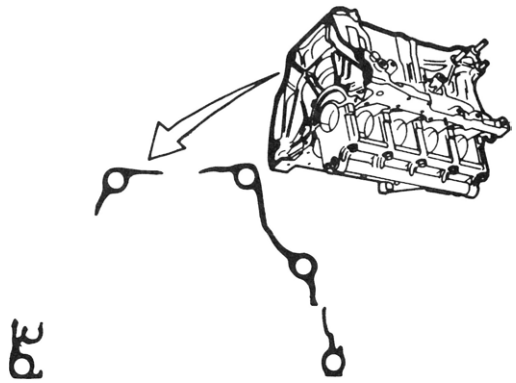


図５　臨界圧力（Pc）以上の接触面々圧が作用する領域（実験結果）

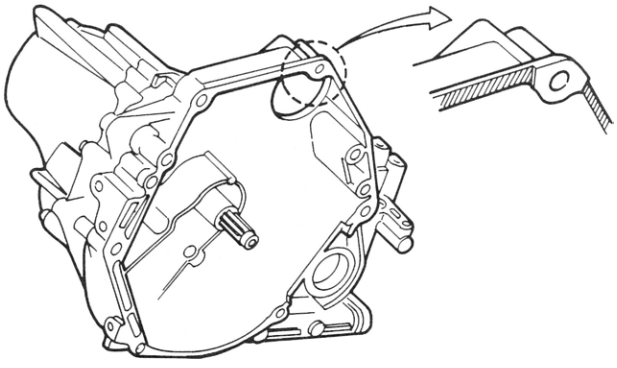
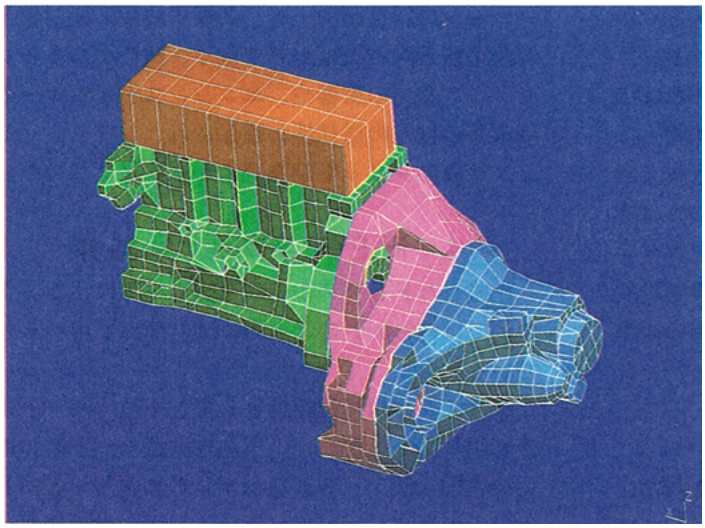
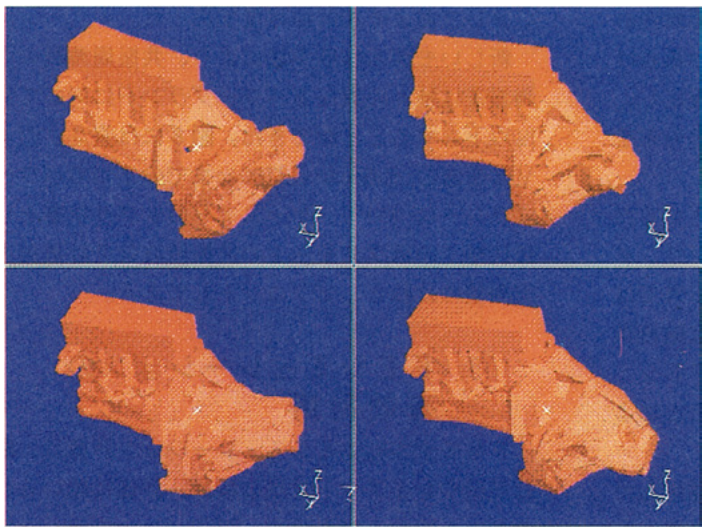


図６　結合方法の影響の実験
〔斜線部を削り、ボス部分以外でシリンダブロックと接触しない様にした例〕



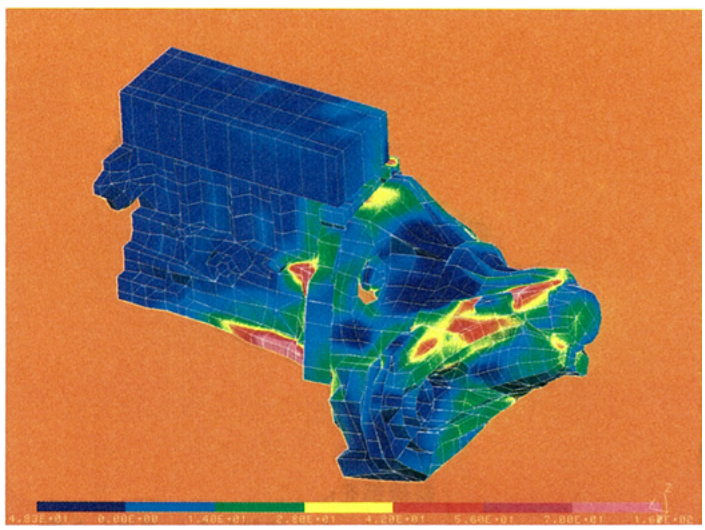
（図 7−1）
FE モデル例



（図 7−2）
計算結果例

共振モード

１次 上下曲げ	２次 横曲げ
３次 捩　り	４次 上下曲げ



（図 7−3）
計算結果例応力図
上下曲げ共振モード時の
最大主応力
（変形図上に表示）

図 7　FE モデルと計算結果例

改良を効果的に行うという目的もある。本論文のFEモデルは基本的にはシェル要素が多いので、肉厚変更や、肉厚をパラメーターとするMSC／NASTRANの設計感度解析を行うことは容易である。(図9)

しかし、設計パラメータとしては肉厚以外の寸法値やリブ付加等を含む形状変更も検討されるのが常であり、また、生産上の制約から肉厚変更ができないこともある。従って形状変更を効率的に実施できるツールが求められていた。

振動対策検討でのシミュレーションでは構造変更案別を手際良くFEモデルに反映し、影響・効果の評価を行う作業の効率を向上することが必要である。一般的な構造変更はFEモデルの一部作り直しを必要とするが、メッシュの変形操作やリブ付加／除去のみで行えることも多く、またそのようなケーススタディから、より複雑で効果的な改良案の糸口が見つかることもある。

以上の理由から、我々は社内でFEモデル作成に用いているプリ・ポスト処理システムにスケーリング(パラメトリックな多方向性拡大縮小)機能、定義曲面上へのメッシュ投影移動機能、リブ付加とメッシュ再分割の連動機能を組みこむこと

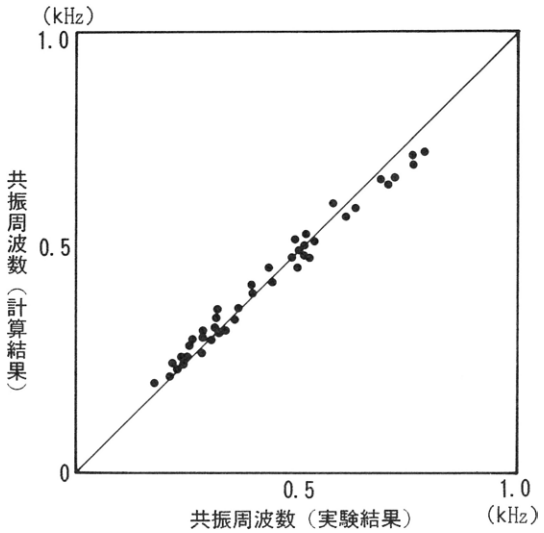


図8　パワープラント共振周波数の予測精度
(計算結果VS実験結果)

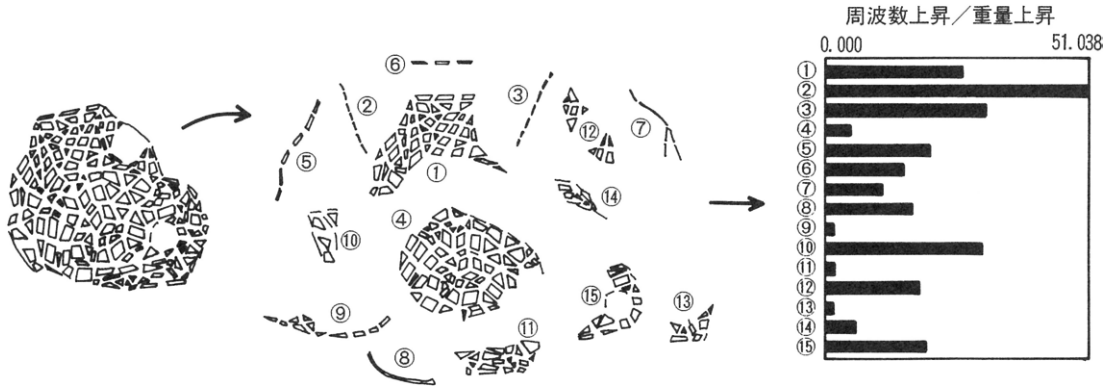


図9　クラッチケース肉厚の設計感度解析例（上下曲げモード）

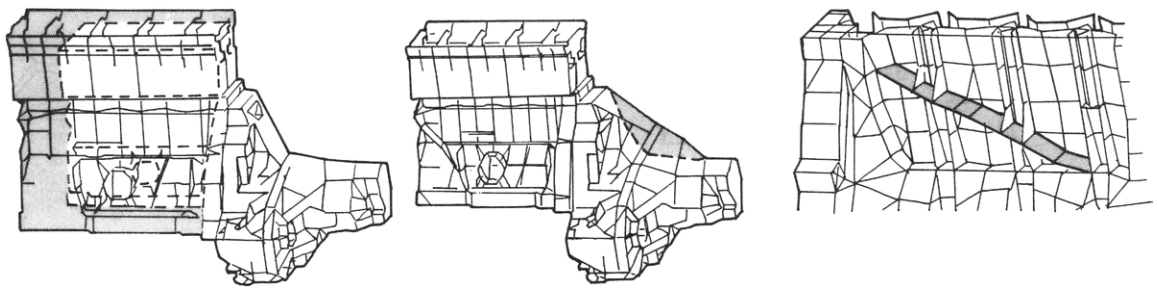


図10　プリ・ポスト処理システムに組み込んだメッシュ変形機能例

により、操作性を向上してシミュレーションの効率的な実施をはかった。(図 10)

6. 開 発 適 用 例

図 11 は運転状態で計測された、開発中の新型インテグラ搭載用パワープラントのエンジンマウント点振動データである。これらは車体への振動入力点であり、パワープラントからの振動入力が低く抑えられていることがわかる。また、図 12 はエンジン回転数 7000RPM における従来型と新型パワープラントの振動変位の比較である。可変バルブタイミングリフト機構採用により、従来型に比べて高回転高出力化を達成したこのパワープラントでは、開発初期より FE シミュレーションを用いた徹底した共振対策をはかった。これにより、高回転域まで共振を持たない、低振動特性を実現することができた。

7. ま と め

パワープラントの共振予測シミュレーション計算のための有限要素モデルの汎用性のある作成手法が研究され、次の様な結論が得られた。

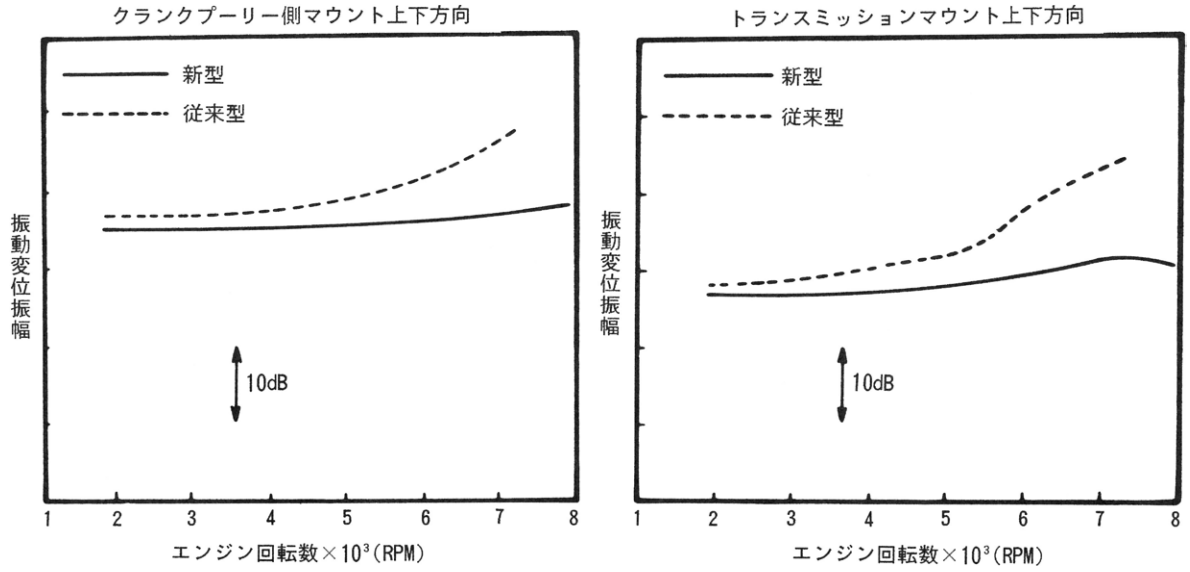


図 11　新型インテグラ用パワープラントのエンジンのマウント振動

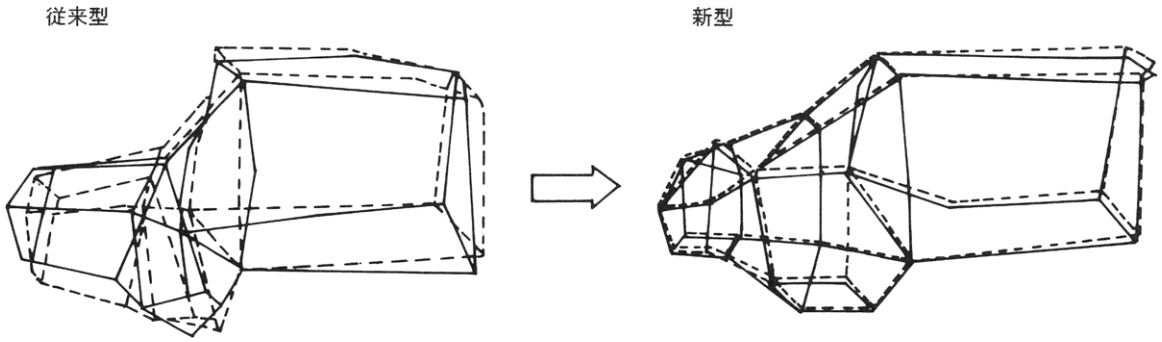


図 12　新型インテグラ用パワープラントの振動
〔従来型との比較。同一回転数にて、同一のスケールで振幅を拡大して表示したもの〕

(1) シリンダブロックのFEモデル作成に関しては、剛性補正の意味を含むシェル要素でソリッド要素の表面を覆う手法が適している。(重ねシェル法)

(2) 接触面々圧を考慮した結合方法により、ボルト結合をFEモデルに反映でき、シミュレーション精度が向上する。

(3) 共振周波数の予測精度は、種々のパワープラントに対して誤差10%以下を達成し、改良のための構造変更の効果や設計変更の影響の推定は信頼できる。

(4) 改良の為の構造変更の評価をシミュレーションにより行うツールとして、FEモデル用プリ・ポスト処理システムに機能追加を行い、実施効率を改善した。

(5) 本研究の成果を用いた共振予測計算は、新型インテグラに搭載されるパワープラントの開発に適用され、高回転高出力化と低振動化の両立に貢献することができた。

参 考 文 献

(1) S. C. Jasuja, V. J. Browski and D. H. Anderson. "Finite Element Modeling Techniques for the Simulation of Automobile Powertrain Dynamics", Proc. of 5th International Modal Analysis Conference, 1987, vol. 2, pp. 1520-1530

(2) 前川, "エンジンへの構造解析手法の適用", マツダ技報, 1987 No.5, PP. 174-179

(3) J. P. Brandies, "Application de la methode des elements finis a la reduction des bruits des moteurs", Proc. of Engine Noise Symposium, 1982, pp. 229

(4) S. Bruedgam, "Reduaierung des Motorgerausches Anhand Structurmechanisher Analysen", VDI-Berichte, Nr. 449, 1983

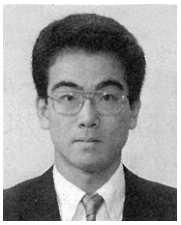
(5) J. Affenzeller, H. H. Priebsch and G. Rainer, "Einfluse von Anbauteilen auf die dynamischen Kenngrossen von Motorblocken", 1984, MTZ, vol. 45-1, PP. 5-9

(6) 谷口, 堤, 伊東, "構造解析における接触面の取扱い方法", 日本機械学会論文集C編, 49巻443号, 1983, PP. 1282-1289

■著 者■



銭 場 克 己



高 橋 勝 雄



佐 藤 裕 彦

イメージコンバータカメラを用いた火花点火機関の燃焼可視化装置 ～その１～

Application of an Image Converter Camera to Measurement of Flame Propagation in a Spark Ignition Engine –Part 1–

中村昭壽＊ 田中敦＊＊
Akihisa Nakamura Atsushi Tanaka
結城一敏＊＊＊
Kazutoshi Yuuki

要　旨

火花点火機関燃焼室中のフレーム形状を、イメージコンバータカメラと画像処理装置を使って、フレーミング速度１万コマ／秒で高速インスタント撮影する燃焼解析システムが開発された。このシステムは乗用車用４バルブエンジンに適用され、光ディスクに収録されたイメージメモリを使って、擬似カラー動画にする事により燃焼現象の把握に役立つ事が明かとなった。

ABSTRACT

A new combustion analysis system, comprised of an image converter camera and an image processing device, has been developed, in which the flame configuration inside the spark ignition engine combustion chamber can be photographed instantly and at a high speed of 10,000 fps. The system was applied to a mass-produced, 4-valve passenger car engine. And pseudo color motion pictures, which were reproduced from the image data stored on an optical disc, proved to be helpful in monitoring the combustion process.

１．まえがき

高品質エンジン開発の為に重要な作業の一つである燃焼過程の解析は、従来主として指圧線図により間接的に把握されて来た[(1)(2)]。

これに対し直接可視化された燃焼写真は確かに燃焼特性を明らかにする為の有益な手法であるが、フィルム感度やその処理及び可視化エンジンの製作と言った幾つかの困難を伴っている。

たとえばガソリンエンジンでは発光量の多い高負荷ノッキング時の高速度撮影の例が数多く報告されているが[(3)～(7)]、理論空燃比又は希薄な燃焼時で光量が特に少ない部分負荷時の火炎伝播の撮影は、フレーミング速度を下げるか、又は燃料中に化学薬品を火炎染料として添加して光量増幅を図る方法[(8)]を採用するか、いずれかの方法を取らざるを得ない。しかし火炎染料を用いる方法では、撮影された火炎が元の火炎と同じであると言う保証は全くない。

燃焼撮影におけるもう一つの問題は高感度フィルムの現象の困難さに伴う撮影後の処理時間の制限である。このことは指圧線図解析装置と組み合わせてリアルタイムに燃焼診断を行なうというツールとしては大きな支障となっていた。

しかるに、近年高速度電子カメラやＴＶカメラを用いた観察手法が提案され情報のインスタント化が可能な事が報告され[(9)]、燃焼撮影が燃焼診断の有力な手法として見直されるようになった。しかし現在その撮影対象例はノッキング燃焼のように発光量の多いものや、低回転域に限られている[(10)(11)]。

山下らは、シングルフォトン領域の感度で、２次元同時検出可能なシンクロスキャンストリークカメラを用いたピコ秒時間分析発光スペクトル解析システムを開発し、生体系への応用を報告している[(12)]。この手法と高輝度撮影の中間に微弱光ブルーフレーム撮影の可能性が存在するものと考

＊　国際交通安全学会
＊＊　栃木研究所
＊＊＊和光研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1989_1_5

えた。そこで燃焼室設計開発の補助ツールとして、より高感度に火炎伝播を撮影する為に、電子フレーミングカメラと高感度SIT(Silicon Intensifier Target)撮像管カメラを組み合わせて、更にインスタント化を図る為デジタルイメージ技術を採用した新しい“低光量高速度撮影システム”を開発したので、そのシステムの概要と、それを使っての量産4バルブエンジンで行なった火炎伝播の高速度撮影における画像処理について紹介する。

2. 低光量高速度撮影システムの構成

希薄予混合で運転されるエンジンのブルーフレームからの微弱放出光を、高速、高感度に検出するためのシステムは、

1) 高感度光検出部
2) 光−電気信号変換部
3) 画像処理・解析部
4) システム制御部
5) 補助機能としての記録部

から成り立つ。**図1**にシステムの構成図を示す。

2.1. 高感度光検出部

光検出部(カメラ部)の要求性能を定量化するために、定容燃焼容器内でプロパン予混合ガスを点火燃焼させ、その時のブルーフレーム発光量をスポットメータで測定し、撮影対象火炎の輝度レベルを算出した。この結果、光検出部の具備すべき条件として、

1) 輝度レベル1000cd/m^2のブルーフレームが検知出来る事。
2) クランク角度1度相当(約55マイクロ秒／3000rpm)の時間分解能を持つこと。

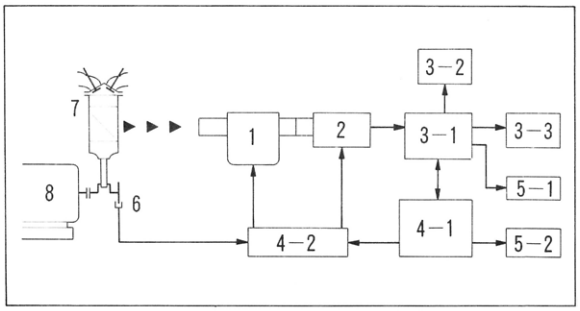
が明らかとなった。

この要件に適合するカメラとして、露出時間をマイクロ秒オーダで制御出来るフレーミング型イメジコンバータカメラ(英国HADLAND PHOTONICS社製イメコン790)を選定した。このカメラのフォトカソードタイプはS20UVで、分光感度特性は200〜800nmにあり、燃焼のブルーフレームの発光波長390〜510nmを高感度でカバー出来る。このカメラの蛍光スクリーンには、460nmにピーク波長を持つアルミナイズドP11を使用し、有効径80mmの面に1コマ18mm×16mmの画像を4列2段に8コマのフォトンイメージを表示する。蛍光スクリーンには素線径5.5μmの光ファイバがダイレクトカップリングされ、10本/mmの解像度で後述のSITカメラに少ない光量ロスで蛍光像の伝達を可能としている。この解像度は燃焼火炎面の1mm弱に相当し、測定画像として使用するのに十分なものである。この蛍光画面に部分負荷運転時の燃焼像を1万コマ／秒で撮影し、ポラロイドカメラで直接撮影したものを**図2(a)**に示す。また得られた像は火炎の範囲、形状を知るには十分であるが、火炎と背景を定量的に識別するのに必要な境界が光量的に明瞭に得られていないので、更に増感が必要な事が分かる。

フレーミング速度を10万コマ／秒に上げるには更に感度不足となるのでカメラの前にイメージインテンシファイヤ(II)を装着して入射光量の増幅を行なった。

このIIはカメラとレンズカップリングした条件で500倍以上の増感能力があり、フォトカソードはS25を使用し、分光感度特性もブルーフレームの波長域をカバーしている。蛍光スクリーンは直径25mmで15mm径の像を1コマ表示する。

解像度は20本／mmで、イメコンと組み合わせた状態で同等の解像度が得られている。蛍光スクリー



1) Image Converter Camera
2) SIT Camera
3-1) Image Processor
3-2) CRT Monitor
3-3) Optical Disk
4-1) Host Computer
4-2) Frame Blanking Generator
5-1) Digital Video Copy
5-2) Printer
6) Crank Pulse Generator
7) Transparent Piston Engine
8) Dynamometer

図1　システム構成図

ンにはP47が使用され、10%残光時間は0.1マイクロ秒以下であり10万コマ／秒時のシャッタ時間２マイクロ秒に対し十分なレスポンス特性を有するが、ダイナミックレンジが狭くなるので超高速撮影以外の使用は難しい。

2.2. 光－電気信号変換部

この変換部にはSIT撮像管を組み込んだ画像計測用TVカメラを採用した。このカメラの分光感度特性は400～800nmの可視光域をカバー出来、1mLxレベルからの光電変換特性を持つ。
図2(b)は図2(a)の画像をSITカメラで光電変換後、画像処理装置を通した未処理イメージをデジタルビデオコピーしたものである。図2(b)の段階で火炎と背景の輝度差は画像処理で分離出来るレベルが得られている。

2.3. 画像処理・解析部

画像処理・解析部は、イメージプロセッサ(NEXUS 6410)、表示画素数が512×480画素のCRTモニタ、及びメモリ容量4500フレームの光ディスクで構成されている。SITカメラからの映像信号はCRTモニタへモノクロ画像表示され、エンジンテスト中にこのモニタされた画像を光ディスクへ格納するか再サンプルするかをテスト者は選択し、エンジン開発情報として最も有効な像を他の測定値と共に採集することが出来る。

2.4. システム制御部

システム制御部は、マイクロコンピュータ(NEC、PC9801)とフレームブランキングジェネレータ(FBG)で構成される。マイクロコンピュータは、FBGの作動開始信号、光ディスク格納データのアドレス管理及びテスト条件の記録管理を行なう。これらのコントロールを対話型式で実行出来るソフト開発が行なわれた。FBGはイメコン790スクリーン上の短時間の発光像を効率良くサンプルする為に、SITカメラの掃引開始を制御する。制御タイミングはテスト者の指定するクランク角度に合わせ、クランクパルスジェネレータからの上死点信号とクランク角1度当たり1パルスの信号を基にナノ秒オーダの精度でコントロールされる。

2.5. 画像記録部

CRTモニタ上の画像を記録するデジタルビデオコピーとプリンタで構成される。デジタルビデオコピーはポラロイドカメラと35mmカメラの両方がセット出来るようになっている。

3. 高速度撮影された火炎伝播写真の画像処理

テストエンジンは量産DOHC1.6ℓ 4バルブエンジンである。燃焼画像は直列4気筒エンジンの第1気筒のピストン上部に装着したクォーツウインドを通し下方から撮影される。運転条件は約25 mphクルーズ走行負荷に相当する1500 rpm、4PSの部分負荷で運転され、供給混合気はA／F＝16の希薄混合気でブルーフレーム燃焼が行なわれる条件である。

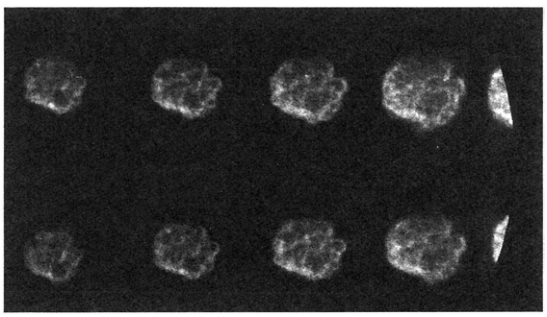


図2(a) Fluorescent screen image taken by the ASA 3000 film

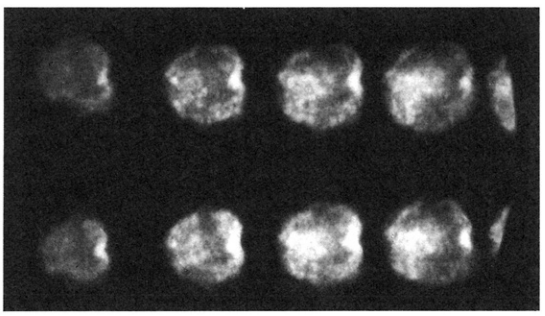


図2(b) Digital video copy image obtained by the SIT camera

図2　ブルーフレーム燃焼の画像比較（1500 rpm, A/F=16, 4PS）

3.1. 輝度補正

図３に白色面を撮影した時のモニタ画像と、その面Ａ－Ａの感度特性を示す。
SIT カメラはこのように約 20% のシェーディング特性を持つ為、取込み画像の輝度補正が必要である。

理論的には、各画素に補正を行なうのが正しいが、他のエンジン現象（例えばシリンダ圧力）測定作業時間に近い補正処理時間を得る為に、８コマ画像の各コマ毎の対角線上に定める２点の合計 200 画素の平均値を代表値として、８コマ画像のバックグランドレベルを一定輝度に合わせる方法を採用した。１万コマ撮影像では各コマ毎の火炎形状変化及び輝度変化が大きいのでこの方法で十分な補正効果が得られ、また処理時間を短縮する事が出来た。

3.2. フレーム輪郭取り

火炎画像とそのフレーム輪郭図を図４に示す。輪郭どりは先ず画像輝度を２値化処理し、チェーンコード方式で外周の画素位置をトレースして行う。輪郭図を求める事によりフレームの形状変化を観察出来るばかりでなく、面積割合を求めたり、予め定めた方向への火炎伝播割合を求め、火炎伝播特性を定量的に表現する事が出来る。図５はシリンダ中心から燃焼火炎が方向別に伝播する割合を示している。図の視野範囲は半径方向の 72% に制限されており、それ以上の外側は観察出来ない。

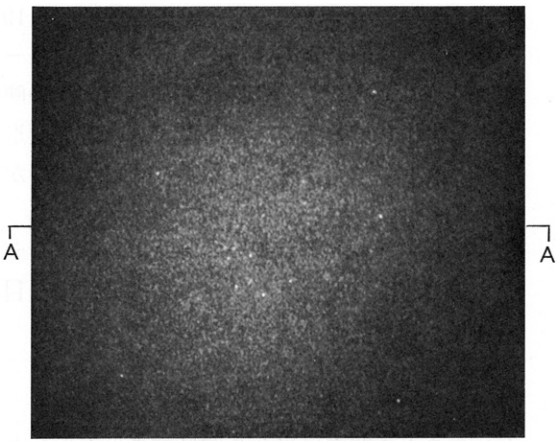


図３－a　Image of CRT

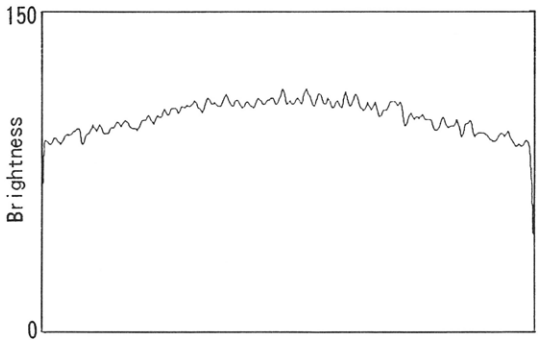


図３－b　Brightness Distribution at Section A-A

図３　SIT カメラのシェーディング特性

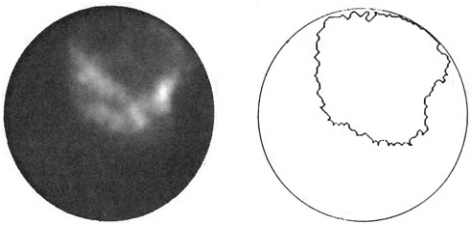


図４　火炎画像とフレーム輪郭図

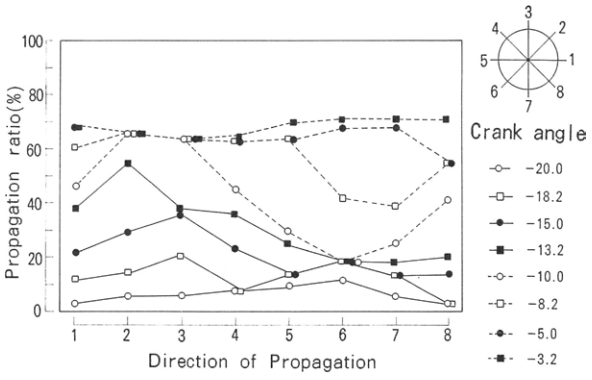


図５　燃焼火炎の方向別伝播割合

3.3. 輝度分布のカラー化

白色輝度分布図として得られた火炎画像の輝度分布を諧調表示し、カラーテーブルと対比して擬似カラー表示することにより、燃焼状態の評価を行ない易くする事が出来る。擬似カラーの色選択は紺谷ら[13]の手法に従っている。

3.4. 擬似動画表示

火炎伝播を動画として視覚的に観察する為に、メモリ上の16コマ画像を用いた擬似動画表示手法を開発した。この手法はメモリ上の拡大位置を順次切り替えて16コマを繰り返し擬似動画表示する方法である。これは異なったサイクルから切り出されたコマを組み合わせて用いるにもかかわらず、エンジン開発現場でテストエンジンの性能差を見る為の各フレーム変化を識別するのには有効な手法である。

3.5. 高速度撮影の検証

得られた1万コマ／秒画像に対する露出時間の影響を確認する為、イメコン790の前部にIIを装着して10万コマ／秒で画像を採集し両者を図6に比較してある。露出時間による火炎形状差は少なく1万コマ／秒で燃焼計測を行なっても支障のないことが確認される。

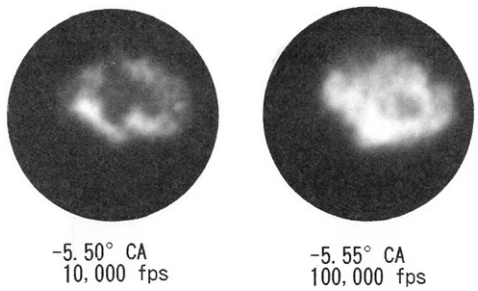


図6　1万コマ／秒と10万コマ／秒の画像比較

4．結　論

内燃機関に於ける燃焼解析の補助ツールとして、ブルーフレーム領域の微弱発光燃焼火炎の高速度撮影システムを開発した。本装置はエンジンテストセルサイドに設置し、燃焼室形状開発のリアルタイムツールとして有効に使える事が確認出来た。それらをまとめると次の通りである。

(1) 1万コマ／秒の高速フレーミングで1,000 cd／m^2の微弱光を撮影出来る高速・高感度撮影システムが、フレーミング型イメージコンバータカメラとSIT管を用いた電子撮影方式で達成された。

(2) このシステムで火花点火機関の希薄予混合燃焼の火炎形状が撮影出来たので、デジタル画像処理により火炎フロント面の伝播を定量化する手法が開発された。

(3) SITカメラのシェーディング特性を補正する為に、1コマ毎の輝度差を補正する手法を採用した。この簡易な手法によって得られた火炎形状でも、火炎挙動の解析に使用出来る事が分かった。

(4) イメージインテンシファイヤを接続した10万コマ／秒の超高感度撮影システムでブルーフレームを撮影した結果、1万コマ／秒の映像と対比して輝度分布から推定される火炎形状に大差がなく、露出時間の影響のない事が確認出来た。

(5) 擬似カラー動画表示する事により、エンジン開発現場でもリアルタイムで火炎伝播を目視し、判断し得る事が判った。

謝　辞

本システムの開発に当たり御助言をいただいた通産省工業技術院、電子技術総合研究所山下幹雄氏、機械技術研究所紺谷和夫氏に深く感謝致します。

参 考 文 献

(1) Yagi, S., K. Nakagawa, A. Ishizuya, and Y. Sato (Aug, 1968) Study in the Development of Exhaust Emission Controls for Small Displacement Honda Engine.
SAE Paper 680527

(2) Yagi, S., A. Ishizuya, and I. Fujii (1970) Research and Development of High-Speed, High-Performance, Small displacement Honda Engine.
SAE Transactions, Vol. 79 paper 700122

(3) Maly, R., and G. Ziegler (1982) Thermal Combustion Modeling-Theoretical and Experimental Investigation of the knocking Process. SAE Paper 820759
(4) Lightfoot, N. S., and C. R. Negus (1983) Investigation of the knock Phenomenon in an Optically-Accessed Engine. AERE-R 11097
(5) Hayashi, T., M. Taki, S. Kojima and T. Kondo (1984) Photographic Observation of Knock with a Rapid Compression and Expansion Machine. SAE Paper 841336
(6) Nakagawa, Y., Y. Takagi, T. Itoh and T. Iijima (1984) Laser Shadowgraphic Analysis of Knocking in S. I. Engine. SAE Paper 845001
(7) Cuttler, D. H., and N. S. Girgis (1988) Photography of Combustion During Knocking Cycles in Disc and Compact Chambers. SAE Paper 880195
(8) 稲森潤、柳漢呉、浅沼強、(1988. 6) “副室付火花点火機関における燃焼過程の可視化”, 流れの可視化, vol. 8 No. 30 PP 209～214
(9) Steinberger, R. L., W. W. Marden, and F. V. Bracco, (1979) A Pulsed-Illumination, Circuit Television System for Real-Time Viewing of Engine Combustion and Observed Cyclic Variations. SAE Paper 790093
(10) Kozuka, K., A. Saito, M. Otsuka, and K. Kawamura, (1981) Television System for viewing engine combustion processes and the image analysis. SAE Paper 810753
(11) Iwashita, Y. and A. Saito, (1983) Observation of Knock Using a High Speed Shutter TV Camera System. SAE Paper 831696
(12) 山下幹雄、小林俊介、石川満、(1985) “シンクロスキャンストリークカメラによる極微弱ピコ秒時間分解発光スペクトル計測”, 分光研究, 第 34 巻、第 3 号
(13) Kontani, K. and S. Goto, (1983) Measurement of Soot in a Diesel Combustion Chamber by light. Extinction Method and In-Cylinder Observation by Highspeed Shadowgraphy. SAE Paper 831291

■著　者■


中　村　昭　壽


田　中　　敦


結　城　一　敏

イメージコンバータカメラを用いた火花点火機関の燃焼可視化装置 ～その２～

Application of an Image Converter Camera to Measurement of Flame Propagation in a Spark Ignition Engine –Part 2–

中村昭壽 * 石井清 **
Akihisa Nakamura Kiyoshi Ishii
佐々木隆 **
Takashi Sasaki

要　旨

量産S.I.エンジンの開発段階において、燃焼室形状の評価が可能な、燃焼診断装置としての新しい可視化システムを開発した。このシステムは主にイメージコンバーターカメラとパーソナルコンピュータ制御のイメージプロセッサーからなり、1000cd/m^2の低光量において10000コマ／秒の高速度撮影と、リアルタイムでの火炎画像の再生を可能とした。

このシステムを用いて、火炎画像の輝度分布より推定される量産４バルブエンジンの火炎構造と火炎伝播を測定した。その結果、４バルブとスワールを強くした擬似２バルブの燃焼室形状では、同一な指圧線図を持つ場合でも火炎構造と伝播に違いがあることがわかった。

ABSTRACT

A combustion flame visualization system was developed in order to evaluate combustion chamber shapes in the development stage of mass-produced spark ignition (S.I.) engines. The system consists of an image converter camera and a computer-aided image processing system. The system is capable of high speed photography (10,000fps) at low intensity light (1,000cd/m^2), and of real-time display of the raw images of combustion flames.

By using this system, the flame structure and flame propagation direction, estimated from the brightness level on a photograph, were measured in a mass-produced 4-valve engine. In comparison with the measurement in quasi-2-valve combustion chamber specially used to intensify swirl, difference was apparent in the structure and propagation of the flame. That difference cannot otherwise be identified, especially in an analysis using pressure diagram alone.

１．まえがき

近年、乗用車用ガソリンエンジンの高性能化が進むにつれ、高性能と高品位の両立が益々重要な研究課題となってきた。高性能エンジンでのスムーズなクルージング走行と静粛なアイドリングを得るため、低負荷運転時の燃焼安定性改善を高性能用燃焼室形状や機関諸元を維持したまま、限られた狭い範囲の形状変更で行なわざるをえないのが現状である。

従来、低負荷燃焼時の燃焼安定性の解析は、主として指圧波形の解析により行われており、多くの研究が報告されている[(1)-(4)]。又他の手法として、高速度カメラなどの燃焼撮影により燃焼火炎伝播を明かにしようとする研究成果も報告されている[(1)-(3)]。しかしながら、火炎の可視化技術は、フィルムの感度や可視化用エンジンの製作といった幾つかの困難さを伴っている。

ガソリンエンジンの分野では、特に部分負荷運転時における低光量なブルーフレームを撮影する事は難しく、火炎染料としての化学薬品を燃料に添加するなどして対処している[(5)]。他の大きな問題として、高速度カメラによる撮影は、その高

＊　国際交通安全学会
＊＊和光研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1989_1_6

感度フィルムの現像処理に時間を要する事である。従って、このようにして得られた火炎画像では、指圧線図の解析から得られた情報と組合わせて、リアルタイムで燃焼現象を判断できる現場向けのツールとは、成り得なかった。

近年、高速度電子カメラやTVカメラを用いた撮影手法が提案され[6]-[10]、画像の情報処理が極めて短時間に行なわれるようになり、この種の撮影法が燃焼診断の有力なツールとなってきている。しかしながら、部分負荷運転の燃焼火炎であるブルーフレームの直視撮影を行ない、その燃焼特性に的を絞った研究の発表は、まだ少ない[1][7][10]。

この論文では、ブルーフレームの撮影と撮影画像の即時処理が可能な燃焼室形状開発のツールとしての燃焼可視化システムについて述べ、次いでこの装置を用いて撮影された量産4バルブエンジンの部分負荷運転時の火炎形状について、擬似2バルブ燃焼室のものと比較しながら述べる。さらに、この比較研究より得られた“ガイドライン”に沿って、量産4バルブエンジンの燃焼室形状の改良を行ない、このシステムが有効である事を示す。

2. システムの構成

2.1 撮影システムに要求される項目

本システムの開発の狙いは、量産ガソリンエンジンの開発過程において、燃焼火炎挙動をほぼリアルタイムで測定し燃焼診断を行なえる様にする事にある。それゆえシステムに求められた条件は、

(A) 輝度レベル1000cd/m^{2}程度の予混合燃焼のブルーフレームの撮影が可能な事。
(B) クランク角1° 毎の撮影速度(1万コマ/秒)
(C) 画像処理がその場で即座に可能な事

等であった。

2.2 カメラに要求される感度と撮影速度

ブルーフレームの撮影に必要な感度は、二つの石英窓を持つ容積は80ccの定容燃焼器内でプロパンを燃焼させて求めた。プロパンガスの濃度はA/F ≒ 16のリーン燃焼時の火炎の色に近くなるように、空気量を調節して用いた。予混合プロパン燃焼の光量は、ハイスピードフォトダイオードを用いて計測し、撮影対象火炎の輝度レベル(1108cd/m^2)を算出した。

撮影速度はエンジン回転数1500rpmにおいてクランクアングルで1度毎とするために、撮影速度10000コマ/秒とした。

2.3 撮影システムの構成

システムの構成を図1に示す。

(A), (B)の項目を満足する撮影装置として

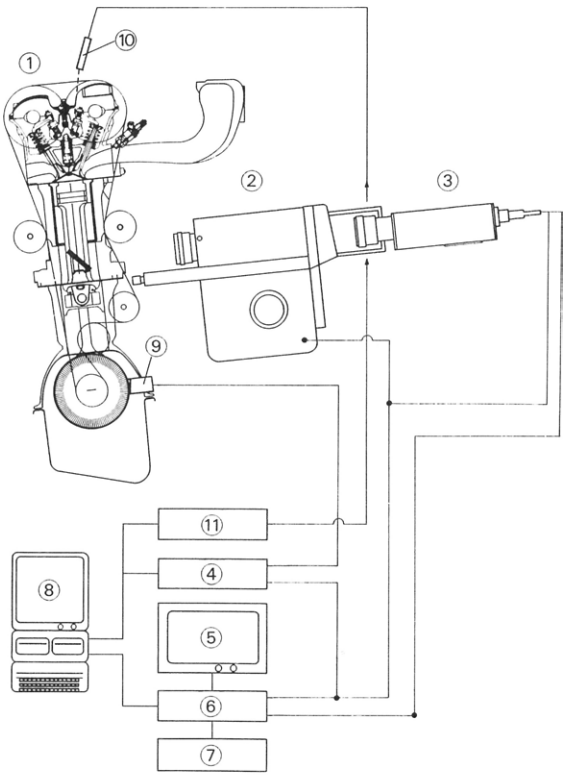


図1 システムの構成

フレーミング式イメージコンバーターカメラ②(英国 Hadland Photonics 社製 IMACON 790)を採用した。このカメラについては後述する。

(C)の項目に対しては、SITカメラ③(Silicon Intensifier Target、浜松ホトニクス社製 C1145-2)を IMACON 790 に接続して用いた。

これにより、IMACON 790 の蛍光スクリーン上に静止された8駒の画像を光電変換し、撮影後直ちに画像処理装置へ送る事が可能となった。

解析装置は、各カメラの同期制御部④、NEXUS 6410 を中心とする画像処理部⑥、光りディスクメモリー(1.2Gb 柏木研究所)を用いたメモリー部⑦及びシステム全体を制御するパーソナルコンピュータ⑧(NEC PC-9801Vm)で構成されている。

2.4 イメージコンバーターカメラ

燃焼火炎を画像化するカメラとして、前述したようにフレーミング型イメージコンバーターカメラ“IMACON 790”を選定した。このカメラのフォトカソードタイプは S20UV で、分光感度特性は 200～800nm にあり、燃焼のブルーフレームの発光波長 390～510nm を高感度でカバーできる。カメラの蛍光スクリーンには、460nm にピーク波長を持つアルミナイズド P11 を使用し、有効径 80mm の面に1コマ 18mm×16mm の画像を4列2段に8コマのフォトンイメージを表示する。蛍光スクリーンには、素線径 5.5μm の光ファイバーが直接継がれ、10 本／mm の解像度で SIT カメラに少ない光量ロスで蛍光像の伝達を可能にしている。この解像度は、燃焼火炎面において 1mm 弱に相当する。

3. テストエンジンの主要諸元と運転条件

3.1 エンジン主要諸元

この研究に使用されたベースエンジン①は、直列4気筒 1.6ℓ, DOHC 4バルブ量産エンジンであり、その主要諸元を**表1**に、燃焼室形状とミックスチャフローを**図2**に示す。量産エンジンと同じ燃焼室形状での燃焼火炎の撮影の為、透視型ピストンを用いて No.1 もしくは No.4 シリンダーのピストン下方から燃焼火炎を撮影出来る様にした。

ピストンに組み込まれた観測窓径は、ボア径 75mm に対して、54mm であり、燃焼室中央より拡がる

表1　テストエンジンの主要諸元

Displacement	1590cc
Number of Cylinders	4
Bore	75mm
Stroke	90mm
Compression Ratio	9.3
Valve Dia. Inlet Exhaust	30mm×2 27mm×2
Valve lift Inlet Exhaust	10.3mm 9.0mm
Fuel Supply	Sequential Fuel Injection
Quartz Window Dia.	54mm(effective)

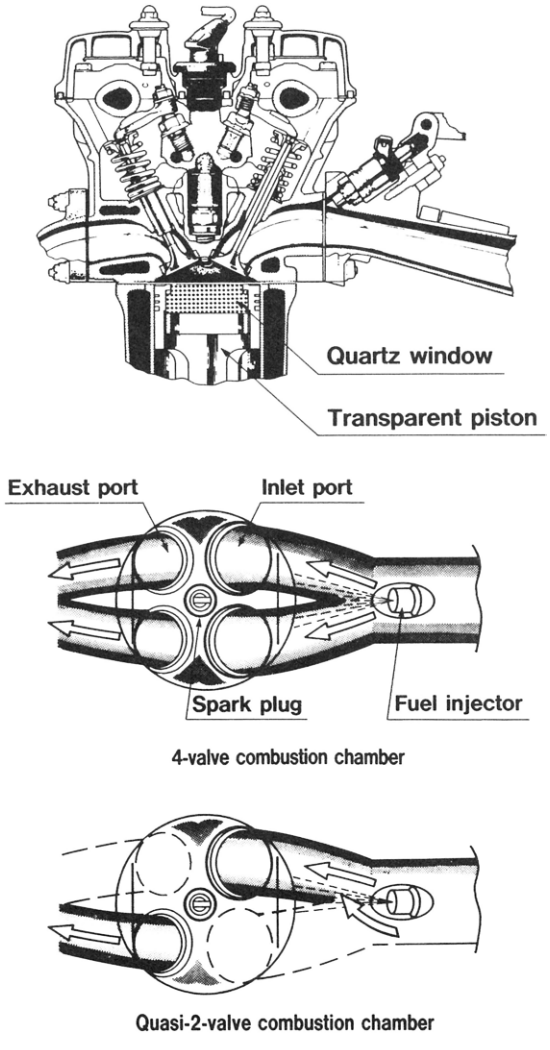


図2　燃焼室形状とミクスチャーフロー

初期火炎の成長の観測には十分な大きさとすることができた。

シリンダーヘッドは量産品に圧力センサー⑩取り付け用ネジ加工を施しただけで使用した。

3.2 運転条件

テストエンジンの運転条件とスワールレシオ(SR)を**表２**に示す。燃焼安定性の異なる燃焼室での火炎画像の違いを得る為にCase-1とCase-2の２種類の燃焼室形状が用意された。Case-1は、量産４バルブエンジンそのままで、スワールレシオはSR=1.2である。Case-2では、これと同一のシリンダーヘッドを用いて、吸、排気バルブ、各一個を交叉状に停止し、より強いSR=2.3を得る擬似２バルブ燃焼室が用意された。スワールレシオはインパルススワールメーターを用いて、気体の流れにより生じるねじれトルクから計算し求めた[12]。

さらに、燃焼室形状の改良を計るためにCase-3, 4, 5の燃焼室形状がテストされた。これらを**図３**に示す。

運転条件は40km／hrクルーズ走行の負荷に近い、エンジン回転（1500rpm）と体積効率（ηv=29％）に設定した。

４．テスト結果と考察

4.1 量産エンジンにおける燃焼診断

安定した燃焼を持続できるような燃焼条件を得る為には、燃焼変動の要因解析が必要である。燃焼の変動についての解析例としては、“着火直後のプラグ廻りに生成された火炎が既に変動の影響を受けている”事が示されており[13]、本来この部分に的を絞った基礎的研究が必要である。しかしながら、量産エンジンの開発段階において燃焼

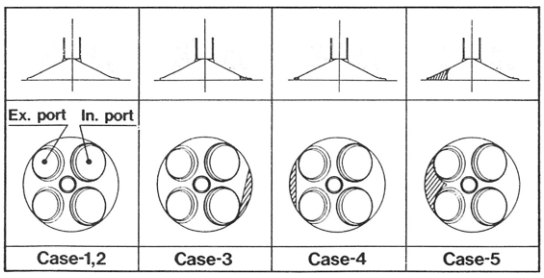


図３　燃焼室形状

表２　運転条件とスワールレシオ

	Case-1	Case-2	Case-5
No. of Inlet Valves	2	1	2
Exhaust Valves	2	1	2
Engine Speed	1500rpm	←	←
Volumetric Efficiency	29%	←	←
Equivalence Ratio	1.0	←	←
Ignition Timing (MBT)	32°BTDC	28°BTDC	30°BTDC
Swirl Ratio	1.2	2.3	1.2

室形状の良、否を判断するような“簡単な燃焼診断手法”としては、その形状にさらに改良の余地が残されているかどうかが判断できれば充分と考えられる。ここでは、これを目的として火炎画像より直接的に得られる情報で、燃焼室形状のリファインが可能であった事を示す。

初めに、簡易燃焼診断の目安として、何が火炎画像から得られるかを検討する為に、比較的良好な燃焼安定性を持つCase-2の擬似２バルブ燃焼室を量産４バルブ燃焼室と比較した。Case-2燃焼室では、プラグが燃焼室の中心に位置し、かつ吸入ポートと排気ポートが燃焼室中心に対し偏って配置されている為にスワール流が生成され短い燃焼時間（ファーストバーン）が達成でき、良好な燃焼安定性が得られる。

目安を得る手順として

- 火炎境界の定義
- ４バルブ、擬似２バルブ燃焼室における火炎画像
- ４バルブ、擬似２バルブ燃焼室における代表的な画像

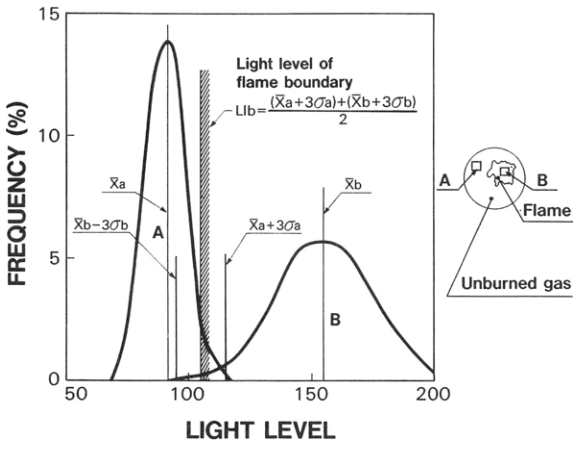


図４　火炎の境界

• 輝度分布から推定された火炎形状
• 火炎伝播方向

について述べ、次いでその具体例としての、Case-5 の燃焼室について述べる。

4.2 火炎境界の定義

部分負荷運転に於けるガソリンエンジンの火炎は、通常ブルーフレームであり、しかも輝度が小さく直視観察が難しいとされている。

この様な低光量下で撮影された燃焼初期の画像は、フレームフロントと未燃焼部である背景の輝度差が小さく目視で明確に区別する事が難しい。火炎の境界を決定する為に、火炎画像を２値化する手法として、一般に行われている微分による方法を試みたが、火炎成長の初期のような輝度が低い場合には、分離が難しくこのシステムへの適用は出来なかった。このシステムでは撮影された火炎画像の中の領域 A（バックグランド部）と領域 B（フレーム部）の画素の相対輝度を**図４**のように統計処理した。A，B 領域共に相対輝度値は正規分布を示し、各々の中心輝度値（$\bar{X}a$, $\bar{X}b$）からそれぞれ $3\sigma a$，$3\sigma b$ 離れた点、$\bar{X}a+3\sigma a$ と $\bar{X}b-3\sigma b$ の中間点を火炎の境界とすると、視覚に依るものとよく一致することがわかり、ここでは、この値を火炎の境界値（L1b）と定義することにした。

4.3 ４バルブ、擬似２バルブ燃焼室における火炎画像

この装置により、燃焼室形状の違いが火炎画像としてどのように違うか比較する為に、Case-1，2 燃焼室をもちいて、火炎を撮影した。

図５に、Case-1 燃焼室での、ある独立したサイクルの一連の画面を示した。**図６**は、**図５**と同一条件において撮影された多くの画像の中からクランク角（CA）＝－7.3° 位置のものを抜き出し並べたものである。ここでいう CA は ATDC で示す。これらの画像より Case-1 における火炎構造と伝播につ

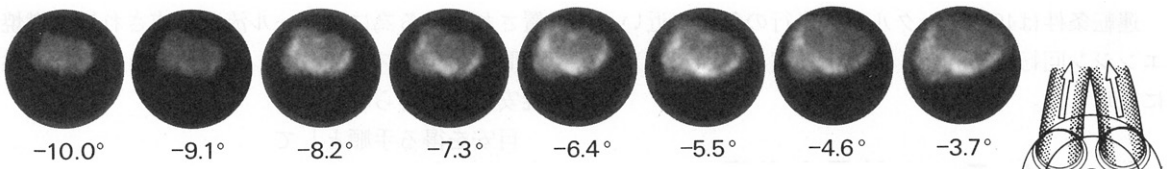


図５　４バルブ燃焼室の火炎画像

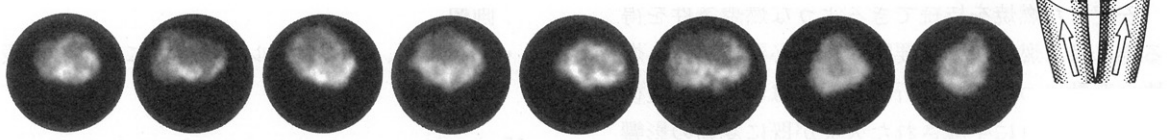


図６　CA＝－7.3° における火炎画像の変動

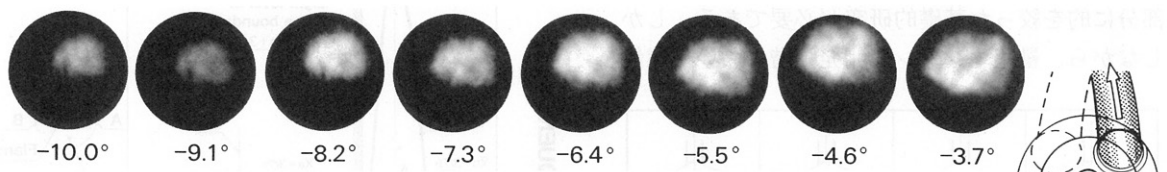


図７　疑似２バルブ燃焼室の火炎画像

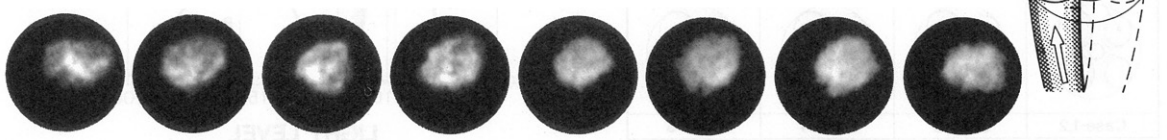


図８　CA＝－7.3° における火炎画像の変動

いて共通する事柄は、

- 火炎の輪郭に近い部分が明るく、中央部が暗い、
- 初期火炎伝播は、図で左上方にかたよる、

などである。

同様にしてCase-2燃焼室についての画像を、図7，8に示した。これらの画像より共通する事柄は、

- 火炎全体が一様に明るい、
- 初期火炎伝播は、Case-1に比べ円形に近い、

などである。図6，8で示した画像の指圧線図を各々図9、に示した。さらにCase-1，2において350サイクルの指圧線図より求めた図示平均有効圧(IMEP)の分布を、図10に示す。これらより、前述したCase-1，2での画像の特徴は、サイクル変動を伴っている時に存在している事が確認できる。

4.4 4バルブ、擬似2バルブ燃焼室における代表的な画像

(代表的なサイクルの選び方)

Case-1，2の火炎画像を、グラフ化して比較する為に各仕様における代表的なサイクルを選びだす必要がある。ここでは、次に示す方法でこれを決めた。

(1) 図10において、Case-1のIMEPの平均値を求め、この値に近い指圧線図を持つサイクルをCase-1の代表サイクルとする。

(2) 同様に、Case-2のIMEPの平均値を求め、ほ

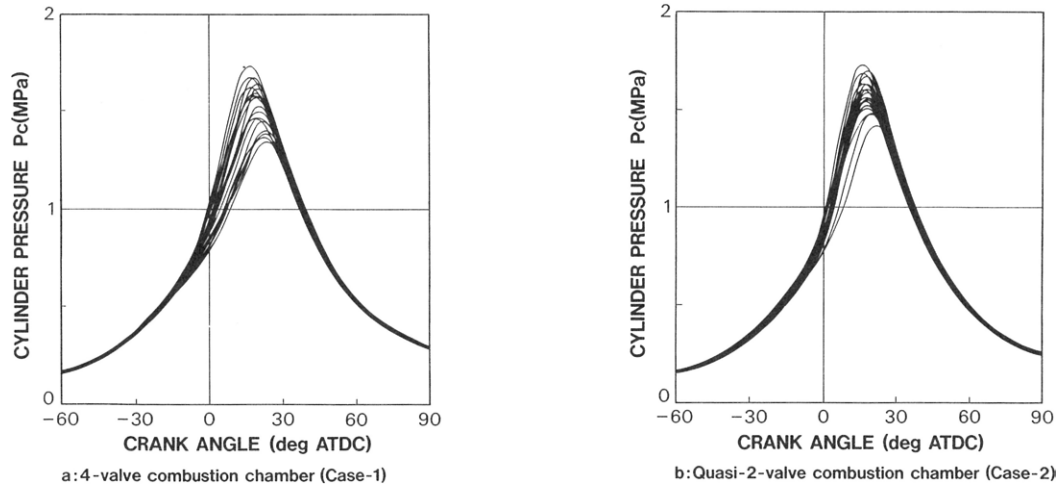


図9　Case-1，2 燃焼室における指示線図

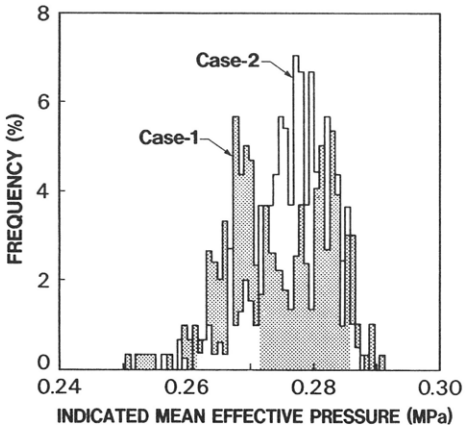


図10　IMEPの頻度分布

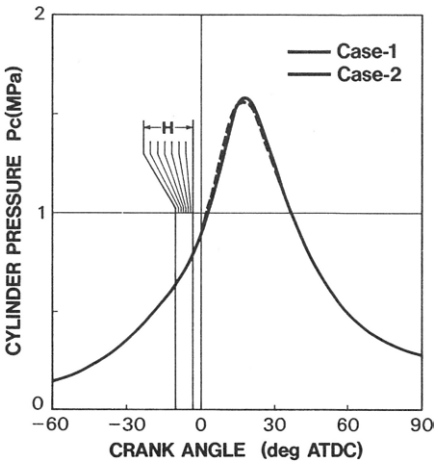


図11　代表的なサイクルの指示線図

ほCase-1のそれと等しい事を確認した上で、Case-1の代表サイクルとほぼ同じ指圧線図を持つサイクルを選びだす。これをCase-2の代表サイクルとする。

このように選びだした代表的な指圧線図を**図11**に示す。2つの線図は、多少の差異は有るものの**図9**に示したサイクル変動に比べれば、ほぼ同一と見る事ができる。

図5，7に示した連続した8コマの画像は、このようにして選びだされた代表的なサイクルのものである。

（比較画像の選び方）

図6，8は、CA＝－7.3° 位置での画像を抜き出し並べたものである。この位置は、

(1) 燃焼の初期の画像である事、

(2) 画像の大きさがサイクルの特徴を示すに充分である事、

などの条件を元に次に示す様に決めた。画像の火炎断面面積（Af）と最大筒内圧力（Pmax）の関係を**図12**に示した。CA=-15° では、Pmaxで0.3 MPaの増加に対して火炎面積が2%増加している。CA＝－7.3° になると同じPmaxの増加に対してAfは、20%増加する。この様子を示したのが**図13**でありCA＝－7.3° 以降は、傾きが一定になる事が判る。又、質量燃焼割合（Z）の関係を**図14**に示し、CA＝－7.3° のZは、1.7%である事が判る。これらに

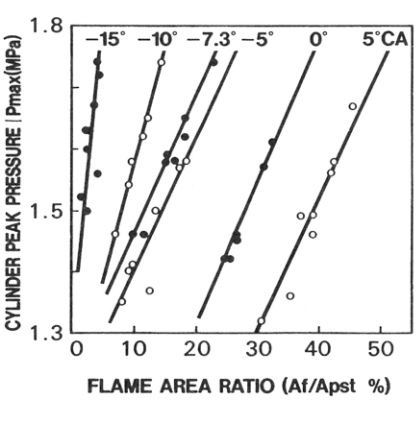


図12　火炎断面積と筒内最大圧力

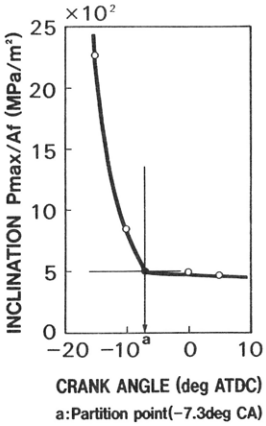


図13　Pmax/Afの傾き

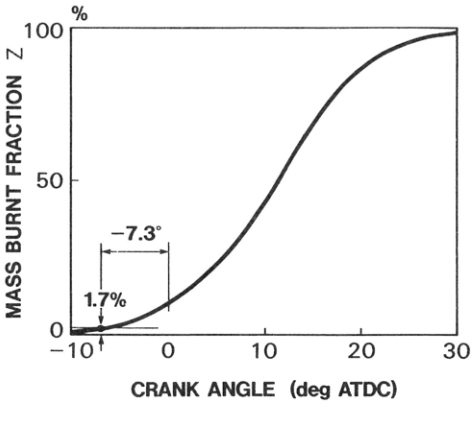
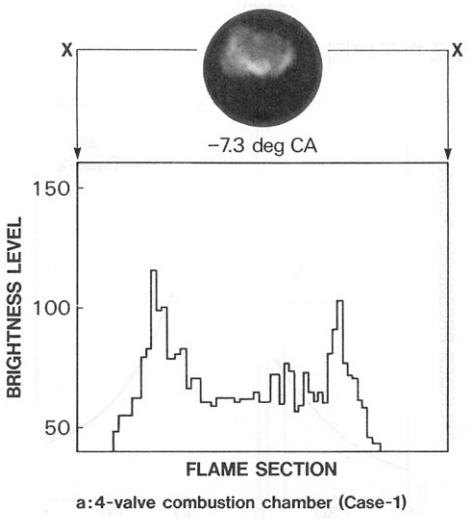
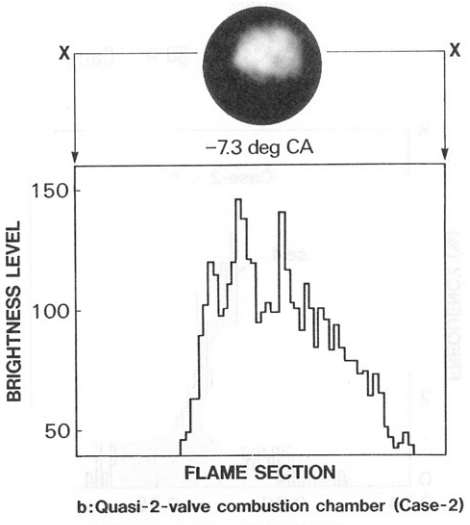


図14　質量燃焼割合



a：4バルブ燃焼室



b：疑似2バルブ燃焼室

図15　火炎断面の輝度分布

より、上記２条件を満足する比較位置として、図 13 の a 点（CA＝-7.3° ）とした。火炎画像の断面の頻度分布と輪郭は、この位置の画像を用いることとした。

4.5 輝度分布から推定された火炎形状

前述した方法で抜き出された Case-1，２の代表サイクルの画像のエンジンクランク軸方向の断面の輝度分布を図 15 に示す。Case-1 では、火炎画像の中心付近が暗く、輪郭部が明るくなっていることがよく判る。Case-2 では、火炎画像の中央部が明るくなっている。より安定した燃焼を示す Case-2 では、ほぼ同心指圧特性でも火炎の中央部が明るく、球状の火炎構造を想像させている。これに対して、安定度の劣る Case-1 では、火炎の核が分裂し、薄く広がっている事を想像させる。

ここで簡易燃焼診断の目安の一つとして、火炎の中心部付近の輝度が高く、“火炎が球状にまとまっている事”が必要と推測できる。

4.6 火炎伝播方向

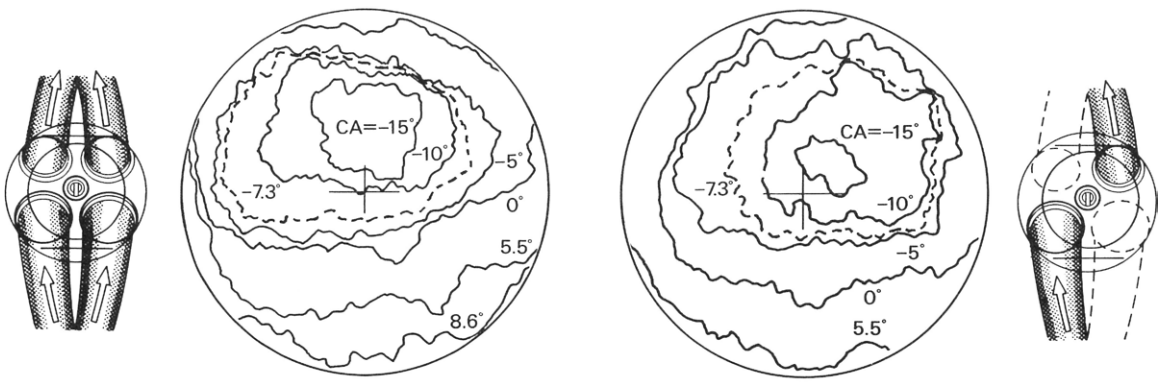
ほぼ同じ指圧線図を持つ、Case-1，２の燃焼室における火炎の伝播過程を図 16 に示す。Case-1，２の火炎は、概ね初めに Ex バルブ方向へ成長し、次いで吸気バルブ方向へ成長していく事が判る。さらに細かくみると、Case-1 の火炎は、図の左上方向に進むが右上方向への火炎伝播は遅れが目立ち、吸、排気バルブ方向への成長差が大きい。Case-2 の火炎は、スワール流により図の右上方向への伝播が促進され、Case-1 での遅れを改善した。又、吸、排気バルブ方向への成長差が比較的小さくなったことがわかる。しかしながら、Case-1，２ともに初期火炎の成長は、燃焼室の中央のプラグ位置から離れている。

ここでは簡易燃焼診断の目安の二つ目として、“火炎の成長方向に著しい偏りがある事は、燃焼の安定を妨げている”という事が推測された。

4.7 簡易燃焼診断の目安

Case-1，２の代表的なサイクルから判った二つの目安は、

- 火炎の中心部付近の輝度が高く、火炎が球状にまとまっている事、
- 火炎の成長方向に著しい偏りがある事は、燃



a ： 4 バルブ燃焼室　　b ：疑似 2 バルブ燃焼室

図 16　火炎伝播図

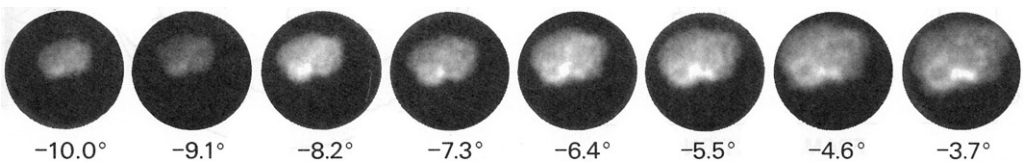


図 17　スキッシュ４バルブ燃焼室における火炎画像

表３　各燃焼室形状と IMEP，Cpv

Combustion chamber	IMEP (MPa)		Cpv (%)* Coefficient of IMEP variation
	Average of 350 cycles	Typical cycle	
Case-1	0.275	0.275	3.3
Case-2	0.278	0.272	2.5
Case-5	0.281	0.274	1.7

焼の安定を妨げる、
であった。これらは、前述した Case-1，2 の多数のサイクルの画像を目視して判った事と一致する事が確認できる。よって、図 11 に示した二つの代表サイクルは、Case-1，2 の多くの燃焼サイクルを代表したものと見做してよいことが確認できる。

さらに言い換えると、同一な指圧線図を有する様な燃焼でも、火炎の構造と伝播方向に明らかな違いが有る事が確認された。

4.8 スキッシュ付き燃焼室による燃焼の安定化

簡易燃焼診断の目安を元に４バルブ作動（Case-1）のままで燃焼を安定化させる事が出来るかを検討するために Case-3，4，5 の燃焼室を用意した。これらを図 3 に示した。Case-3 は、火炎伝播方向が Case-2 と同じように、初期火炎が画像上で右上になるように試みたものであり、Case-4 は、火炎が排気バルブ側に偏っているのを、より中心側に寄るように試みたものであった。Case-5 は、Case-4 をさらに強くしたものである。燃焼の安定化に対して Case-3，4 は、効果が無く、ここでは効果があった Case-5 の結果について述べる。

前述した方法で Case-5 の代表的な燃焼サイクルを、選びだし、その一連の火炎の画像と輝度分布及び火炎伝播を図 17，18，19 に示す。第一に気が付くのは、初期火炎の成長が、Case-1，2 の場合には着火点（プラグ位置）より離れた所より始まっているのに対して、Case-5 ではプラグ位置より拡がり始めている事である。これは図で上側から下側へのスキッシュ流れによる効果であり、初期火炎伝播の中心が最もプラグ位置により、各方向への火炎伝播速度が均一なものとなった。火炎画像の輝度は Case-2 のものほど大きくは無いが、輝度部は分散される事無く、火炎がまとまっている様に見え、良好な結果を示している。

火炎画像の輝度分布をカラー表示し、Case-1，2，5 について比較したものを図 20 に示す。輝度の最も高い部分を白色、低い部分を青色として、図の右側にカラーバーとして示した。
これらの結果は、簡易燃焼診断の二つの目安を満足した事を示す。

Case-5 の燃焼室における 350 サイクルの IMEP の分布を図 21 に示す。また、Case-1，2，5 の燃焼室における IMEP 変動率の比較を表３に示す。図 21 及び表３は、Case-5 燃焼室が他のものより燃焼の安定性に優れている事を示している。Case-5 燃焼室の IMEP 変動率（Cpv）が Case-2 燃焼室よりも良くなっているのは、CA＝－15° における質量燃焼割合で 1％ 未満の成長初期段階の火炎を着火点から離れない様にし、点火エネルギーを無駄なく使い、より強固な火炎核を形成できた為と考えられる。この結果、着火遅れ時間の変動が最少となり IMEP 変

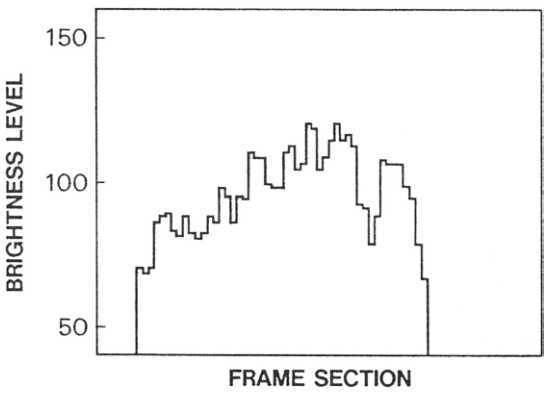


図 18　Case-5 燃焼室における火炎断面輝度分布

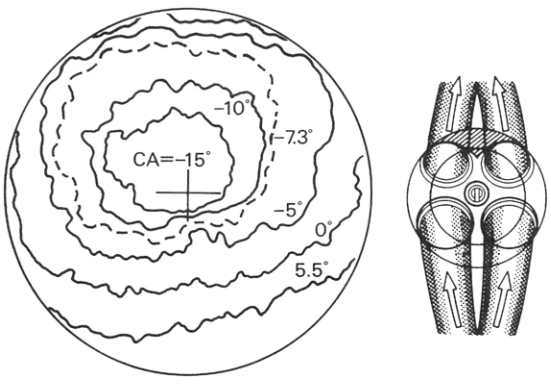


図 19　Case-5 燃焼室の火炎伝播図

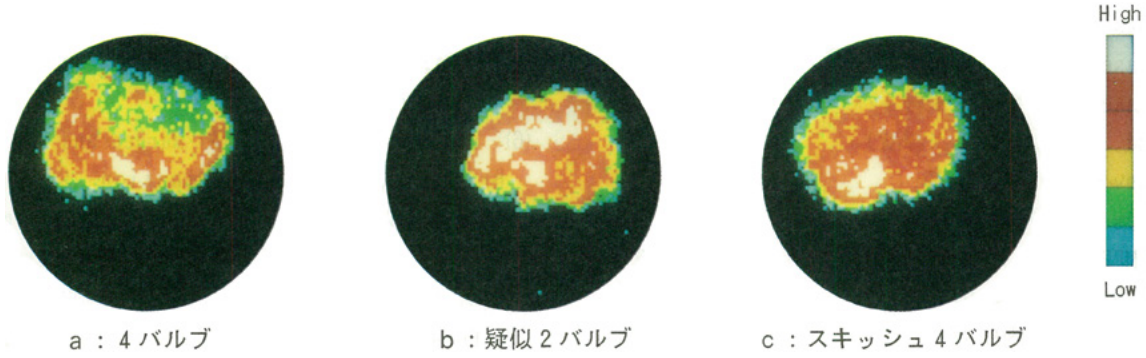


図 20　燃焼室形状による火炎の輝度分布（CA=-7.3°）

動率を低下させ、IMEP を微増させたと考える。

さらに、Case-5 の結果より簡易燃焼診断三つ目の目安として、

- 点火点（プラグ位置）を中心として各方向へ均一に火炎伝播する事、

が挙げられる。

このように、Case-1，2 の結果を元にして推定した簡易燃焼診断の目安によって、少ない設計変更で、よりよい燃焼の安定性を得る事ができた。

“簡易燃焼診断の目安”が燃焼の安定性に対してどのような意味を持ち、作用しているか明確にできてはいない。しかし火炎の構造とその伝播方向を観察しつつ燃焼室形状を改良していく事が有効である事を示せた。

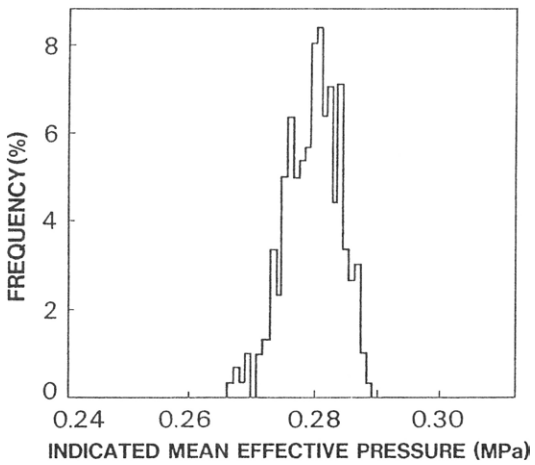


図 21　スキッシュ 4 バルブ燃焼室における IMEP 頻度分布

5．まとめ

この新しい可視化システムはエンジンテストベンチに設置され、量産開発段階の燃焼室形状の評価に効率的に使用されている。このシステムより得られた結果を以下に示す。

(1) イメージコンバーターカメラとパーソナルコンピュータの組合せにより、1000cd/m^2 の微弱光であるブルーフレームを 10000 コマ／秒の高速度で撮影でき、即時処理が可能な新しい撮影システムが開発された。

　このシステムは量産ガソリンエンジンの開発段階に用いられ燃焼室の評価法として採用された。

(2) 燃焼室形状によって燃焼安定性が異なる場合の火炎画像を多数比較する事によって、火炎画像からの“簡易燃焼診断”の三つのガイドラインを得た。

(3) これらのガイドラインは、同じ指圧線図を示す様な燃焼特性の場合でも燃焼室形状に改良の余地が有るかどうか判断出来るものであった。

謝　辞

本論文の作成に当たり、御指導を頂いた東海大学浅沼強教授に深く感謝致します。

記号の説明

A/F	空燃比	
Af	画像の火炎断面面積	(m^2)
Apst	シリンダボア面積	(m^2)
CA	クランク角度	(deg)

Case-1	量産エンジンの４バルブ燃焼室	
Case-2	スキッシュ付２バルブ燃焼室	
Case-5	スキッシュ付４バルブ燃焼室	
cd	カンデラ（輝度）	
Cpv	IMEP 変動率	
fps	単位時間（s）のフレーム数	
IMEP	図示平均有効圧力	（MPa）
Llb	火炎の境界値	
Pc	筒内圧力	（MPa）
Pmax	最大筒内圧力	（MPa）
SR	スワール比	
$\bar{X}a$	バックグランド部の中心輝度値	
$\bar{X}b$	フレーム部の中心輝度値	
Z	質量燃焼割合	（%）
ηv	体積効率	（%）
σp	IMEP の標準偏差	（MPa）

参 考 文 献

(1) Frederic A. Matekunas, “Modes and Measures of Cyclic Combustion Variability”. SAE Paper 780319

(2) Nakai, M., Y. Nakagawa, K. Hamai and M. Sone. “Stabilized Combustion in a Spark Ignited Engine Through a Long Spark Duration”. SAE Paper 850075

(3) Binder, K., Maly, “Effects of Ignition and Turbulence on Flame Speed at High Pressures and Temperatures”. The 5th Internal Combustion Engine Symposium, Japan. (1985-6)

(4) 柳、浅沼“副室付火花点火機関の燃焼特性” 第５回 内燃機関合同シンポジウム講演論文集（1985-6-10, 11 東京）

(5) 稲森、柳、浅沼“副室付火花点火機関における燃焼過程の可視化”流れの可視化、Vol 8、No. 30 PP 209-214

(6) Steinberger, R. L., W. W. Marden and F. V. Bracco, A Pulsed-Illumination, Closed Circuit Television System for Real Time Viewing of Engine Combustion and Observed Cyclic Variations”. SAE Paper 790093

(7) Kozuka, K., A. Saito, M. Okuta and K. Kawamura, “Television System for Viewing Engine Combustion Process and the Image Analysis” SAE Paper 810753

(8) Iwasita, Y. and A. Saito, “Observation of Knock Using a High Shutter TV Camera System”. SAE Paper 831696

(9) Cuttler, D. H. and N. S. Girgis, “Photography of Combustion During Knocking Cycles in Disc and Compact Chamber”. SAE Paper 880195

(10) 三和田、近藤、井口、“エンジン燃焼解析への画像処理技術の応用”, 自動車技術会学術講演会前刷集 882089, 1988

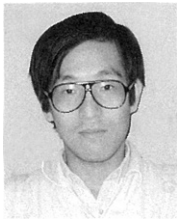
(11) Nakamura, A., A. Tanaka and K. Yuuki “Application of Image Converter Camera to Measurement of Flame Propagation in Spark Ignition Engine”. 1988 IGALEO meeting

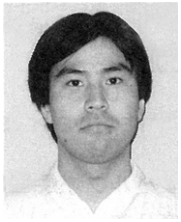
(12) Tippelmann, G., “A New Method of Investigation of Swirl Ports”. SAE Paper 770404

(13) Keck, James C. and John B. Heywood, “Early Flame Development and Burning Rates in Spark Ignition Engines and Their Cycle Variability”. SAE Paper 870164

■著　者■


中　村　昭　壽


石　井　　清


佐々木　隆

ハイブリッド繊維複合材の諸特性とエンジンブロックへの応用

The Properties of Hybrid Fiber Reinforced Metal and its Application for Engine Block

林 直義* 牛尾 英明**
Tadayoshi Hayashi Hideaki Ushio
藤沢 義和** 畑 恒久**
Yoshikazu Fujisawa Tsunehisa Hata
柴田 一雄* 海老沢 賜寿雄***
Kazuo Shibata Masuo Ebisawa

要 旨

自動車の開発において軽量化は重要な課題である。エンジンの軽量化のために、鋳鉄ライナ入りアルミブロック、過共晶アルミシリコン合金ブロックが開発されている。

これらに対し、さらに軽量で高機能なエンジンブロックとして、シリンダライナ面のみ短繊維部分強化した複合材料（MMC）エンジンブロックを開発し、同時にプリフォーム製法、複合化鋳造法、非破壊検査についての大量生産可能な生産技術を確立した。

本論文では、MMCエンジンブロックに最適な複合材料の特性と製造方法について概要を述べ、新しい軽量MMCエンジンブロックと過共晶シリコンブロック、FCライナ付アルミブロックとの比較を行った結果を述べる。

ABSTRACT

The weight saving for automobiles is important. In order to produce a lighter engine, an aluminum block with cast-iron liners and a hypereutectic aluminum-silicon alloy block has been developed.

We have developed a new aluminum engine block which has the cylinder bore surface structure reinforced with short ceramic fiber composite materials (MMC). We have also established technology suitable for mass-production including a fiber preform process and a non-destructive inspection method.

In this paper, the optimum properties and production technology of MMC engine blocks are introduced. A portion of the paper is dedicated to the results of a comparison study between a new light-weight aluminum engine block, a hypereutectic aluminum-silicon engine block and an aluminum engine block with cast-iron liners.

1．まえがき

自動車エンジンの高出力化と軽量、コンパクト化へのニーズは高く、このニーズはエンジンの中で大きな重量を占め、主要部品であるエンジンブロックに対して特に高い。

軽量化に対しては、エンジンブロックを鋳鉄材よりアルミニウム合金への置換（例えば、鋳鉄ライナー入りエンジンブロック）により進められているが、さらに過共晶アルミシリコン合金A390を用いることにより、一体ブロックとすることができ一層の軽量化が達成できる。[1]-[8]

また、コンパクト性は、ボア間の軸間長さにより決定されるが、軸間長さは鋳造上のアルミ有効肉厚と材料の熱伝導率によって決定される。アルミ合金一体のエンジンブロックとすることにより、熱伝導率の向上、軸間の有効肉厚の拡大による鋳造性向上が得られコンパクト化が実現できる。

ところが、過共晶アルミシリコン合金材料は初晶シリコン粒径の鋳造コントロールが難しく、機械加工性も一般アルミ合金に劣り、ボア表面処理が必要なため一般アルミ材エンジンブロックに対し生産性が劣り生産コストが増加する問題が有る。

＊ 栃木研究所
＊＊ 和光研究所
＊＊＊ホンダエンジニアリング

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1989_1_7

以上のことから、シリンダライナ部のみ耐摩耗性を向上し、エンジンブロックをアルミ化することができれば軽くてコンパクトなエンジンブロックが実現でき、さらに一体で低歪であるためシリンダーボアとピストンリングの密着性・シール性が向上しオイル消費・ブローバイ特性の向上が期待できると考えられる。

2．エンジンブロック材料の考え方

エンジンブロック用材料としては、軽量性でアルミ合金材が鋳鉄材よりも優れている。エンジンブロックの強度・剛性及び振動・騒音はクローズドデッキ形式の採用、リブ補強等の手法によりアルミ合金でも十分成立する。しかし、エンジンブロックの重要な役割であるシリンダライナ部のピストンリングやピストンとの摺動特性については、従来使用されている亜共晶・共晶合金では満足できる特性は得られない。

一方、最近研究開発が盛んに行われている複合材料は強度・剛性・耐摩性を大幅に向上でき、製法を選ぶことで必要な部分にのみ適用が可能な部分強化ができること及び添加する繊維の量と種類をコントロールすることにより特性を自由にコントロール出来る特徴がある。

そこで、エンジンブロックのシリンダライナ部のみ複合強化する部分強化法を用いれば、従来使用されているアルミ材料とほぼ同一成分のアルミ合金を使用し、低価格で軽量・コンパクトな耐久性に優れたエンジンブロックが実現できると考えられる。

そこで、従来エンジンブロックで一般に使用されている ADC12（JIS 規格）材をベースとしたアルミ合金を基材とし、部分強化複合（MMC）材料について繊維の最適仕様を検討することにした。

3．MMC 材料の特性評価

3.1 供試材

テスト用素材は、テストピース用金型を用いて200～300kgf／cm^{2}の圧力下のもとで鋳造した素材より切出し、テストピースに加工したものを用いて評価を行った。

用いた材料を**表 1**、**2** に示す。繊維は量産性を考え、市場において比較的安価で入手しやすいものを選択した。

表 1　アルミ母相材料

	Cu	Si	Mg	Zn	Fe	Mn	Ni	Sn	Al
ADC12 (Wt%)	1.5 ～3.5	9.6 ～12	＜ 0.3	＜ 1.0	＜ 1.3	＜ 0.5	＜ 0.5	＜ 0.3	Bal.

表 2　繊維材料

	Al_2O_3 –SiO_2 F	Al_2O_3 F	CF (Pan)	CF (Pitch)
商品名	ISOLITE Kauwool	ICI Saffil(RG)	TORAY T300	KUREHA KCF106
真密度	2.6	3.4	1.8	1.6
繊維径（μm）	2.8	3	7	10
強度（MPa）	1300	1000	2000 ～3000	1000
弾性率（GPa）	120	300	200 ～300	40

3.2 評価テスト方法

シリンダーライナー部分において、最も重要な特性である摺動特性を確認し材料選定を行った。そのテスト方法と条件を以下に示す。**図 1** に示す様に摺動する２つの材料をチップとディスクのテストピースとし、チップオンディスクタイプのテスト装置（**図 2**）にて、焼付き特性は摩擦抵抗係数 μ の立ち上がりより、摩耗特性はチップの摩耗量により評価した。

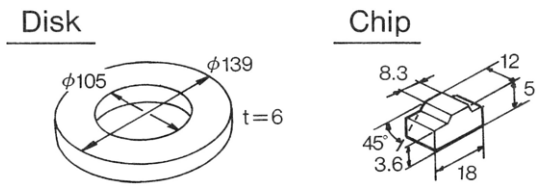


図 1　供試材形状

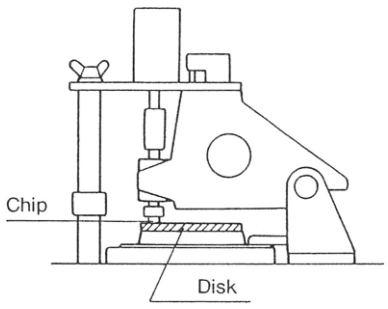
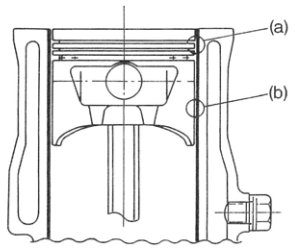


図 2　摺動テスト装置

表３　単体摺動テスト条件

条　件	E	A	B	P
面　圧　P (kg/cm²)	20	65	40	30
速　度 (m/s)	2.5	2.5	20	12.5
油膜厚さ (μm)	−	0.2～0.5	≈2.0	0.2～0.5



(a) Bore-P/Ring・Non-lubricant condition (E)
・Boundary condition (A)
・Max. PV value condition (B)
(b) Bore-Piston・Boundary condition (P)

図３　実機での摺動条件

テストに当たり、図３に示す実際の現象を表３の如くグループ分けし、代表的なテスト条件下で評価を行った。

また、エンジン始動時での発生しうる最悪条件を考え、焼付き特性評価のみ無潤滑条件（表３のE)を付け加えるとした。

3.3 テスト結果

(1) 複合材料の一次選定

表２に示す繊維で複合材を作成し、表３の無潤滑（E）条件で面圧を図４の如くステップアップして、限界面圧を求めた。

また、材料の引張強度の評価も同時に実施した。その結果を図５及び表４に示す。

表４　複合材の材料特性

	体積率　Vf (%)	引張強度 (MPa)	弾　性　率 (GPa)
Al_2O_3-SiO_2 F	10	240	78
Al_2O_3 F	10	250	80
Carbon F (Pan)	10	200	70
Al_2O_3 F+CF (Pitch)	10+5	230	75
Al_2O_3 F+CF (Pan)	10+5	230	80

摺動特性の焼付き限界から判断すると、図５に示す様に単一繊維ではアルミナ繊維が最も優れている。しかし、アルミナ繊維に炭素繊維を加えハイブリッド化することにより、焼付き限界が一層向上できる。これは、ライナ内面にオイルの膜がない状態であっても、炭素繊維の自己潤滑性のため耐焼付限界が向上しているためと考えられる。

また、摺動テストにおいても、アルミナ繊維複合材では一度傷が発生すると大きな傷にすぐ結びつくのに対し、アルミナ繊維に炭素繊維を添加した複合材では、小さな傷が発生しても大きな傷には成長しにくい。炭素繊維はピッチ系低グレード品よりパン系炭素繊維の方がすぐれている。また、

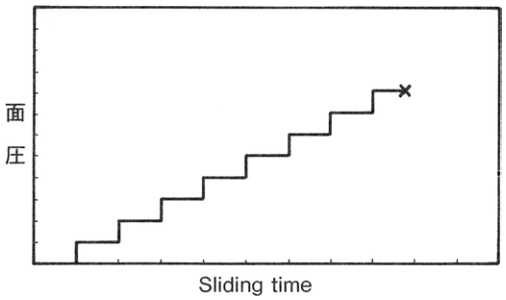


図４　無潤滑条件下での負荷面圧パターン

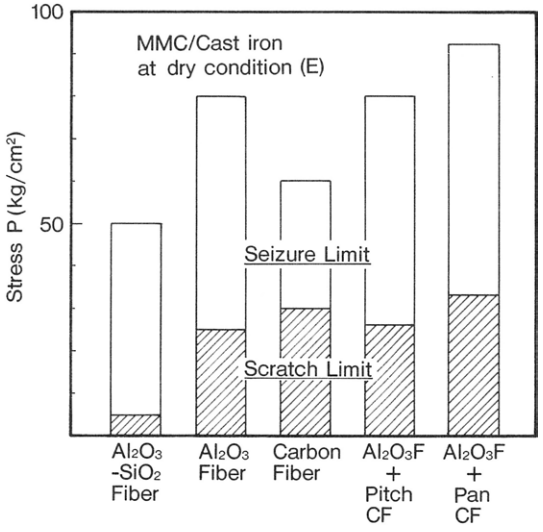


図５　複合材の摺動特性

炭素繊維のみでは強度が低下するが、アルミナ繊維に炭素繊維を添加したものでは強度低下も少なくすぐれた摺動特性の材料とする可能性があることが確認できた。

(2) 炭素繊維特性の複合材強度特性への影響

炭素繊維の結晶化度が与える複合材特性への影響を明確にするため、ヤング率の変化した炭素繊維を準備し、アルミナ繊維と混合させハイブリッド複合材を製作し、炭素繊維の種類による強度への影響を確認した。

また、同様に炭素繊維のアスペクト比を変化させ、強度に与える影響を確認した。

その結果を図6，7に示す。

炭素繊維の結晶化が進み、ヤング率が高くなると複合材の強度は低下する。これは、結晶化度の増加による炭素繊維強度の低下と、炭素繊維とアルミ合金との界面強度低下によるものと考えられ、この結果よりヤング率300 GPa以下の炭素繊維の使用が望ましいと考えられる。

また、炭素繊維のアスペクト比については、短い繊維でアスペクト比が小さくなると強度は低下すると一般に言われている。本研究においても同様な結果が得られているが、一方で炭素繊維の種類によっては繊維長が大きい場合でもアスペクト比15をピークに強度が低下する傾向が発生している。この原因としては、二次元配向複合材で繊維方向が、引張荷重方向と垂直になった場合の切欠きが影響するためと考えられるが、これについては、さらに詳細解析を行う必要がある。

(3) アルミナ・炭素繊維ハイブリッド複合材の繊維体積率と材料特性

硬いセラミック繊維のため、添加量が増加するに伴い加工しにくくなり、また現状の価格も高いため、特性を満足する最少量で複合材の繊維体積率を設定する必要がある。

そこで主要特性である焼付限界，耐摩耗性，強度，剛性について繊維体積率による特性の変化を確認した。同時に部品としての形状仕様等の設定に不可欠な熱伝導についてもその変化を調べた。

(a) 摺動特性

焼付限界はボアスリーブとピストンリングの組合せを考え、ハイブリッド複合材と表面を窒化処理したAIS1420材で実施し摺動面のキズ付限界と焼付限界の繊維体積率による変化を求めた。

その結果は図8に示す様に体積率の増加と共にキズ付限界(Scratch limit)，焼付限界(Seizure limit)共向上する。

キズ付限界は、アルミナ繊維複合材と同様で、ハイブリッド複合材の炭素繊維の添加による効果は認められないが、焼付限界は、アルミナ繊維のみに対し炭素繊維の効果が大きいことがわかる。耐摩耗性については、同様な組合せでテストした結果、アルミナ繊維単一の複合材に対し炭素繊維の添加したハイブリッド複合材でもほぼ同一の摩耗量であることが確認された。(図9)

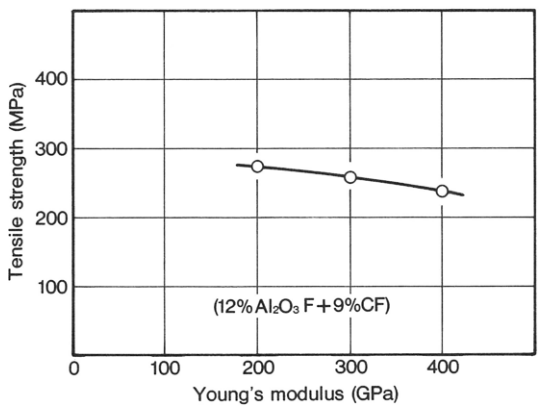


図6　炭素繊維ヤング率と複合材強度

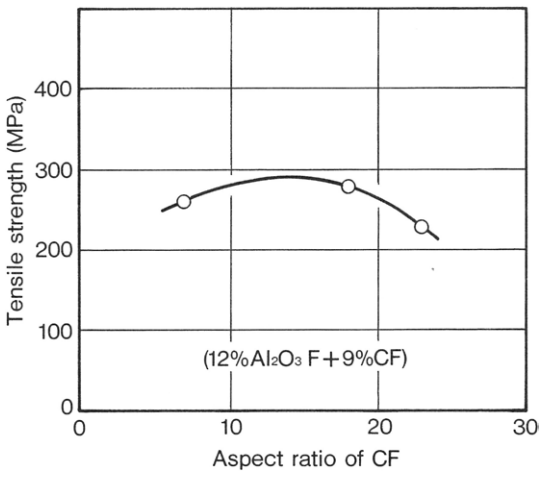


図7　炭素繊維のアスペクト比と複合材強度

(b) 強度特性

強度特性については、図 10 の様にアルミナ繊維単一の複合材では添加量に対して、強度と 0.2% 耐力は、ほとんど変化しない。

炭素繊維を添加すると、炭素繊維体積率 9% までは体積率に比例して耐力は低下し、体積率が 9% を超えると耐力の低下は急激に大きくなる。

これは、炭素繊維の繊維径がアルミナ繊維に対して大きいこととアルミ合金との界面の強度が低いことによるものと考えられ、体積率が 9% 以上では炭素繊維間、又はアルミナ繊維と炭素繊維間の距離が短くなって材料強度の急激な低下を引き起こしているものと考えられる。以上の結果より、炭素繊維の体積率は、急激な強度低下が起きない 9% 以下にすることが望ましい。

(c) 剛性

一般的に高弾性繊維により強化された複合材においては、繊維体積率が高くなるに従い複合材弾性率も高くなる。

図 11 は、アルミナ繊維及び炭素繊維の体積率と複合材弾性率の関係を示したものである。アルミナ繊維体積率の増加により複合材の弾性率が高くなる傾向にあるが、炭素繊維については、繊維体積率の増加に対し、複合材の弾性率は逆に若干低下する。

ハイブリッド複合材ではアルミナ繊維体積率 15% 以上とすることで過共晶シリコンアルミ合金とほぼ同等な弾性率とすることができる。

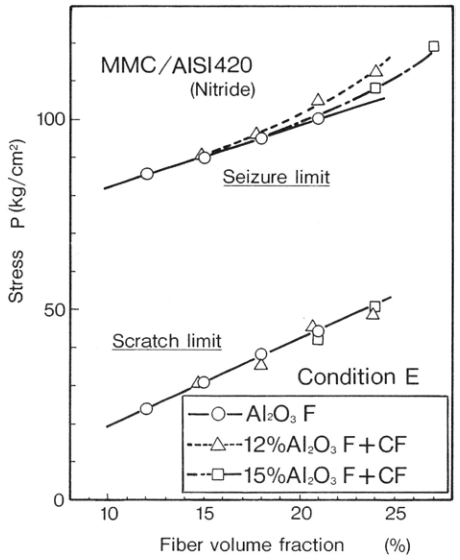


図 8　繊維体積率と複合材のキズ付・焼付限界

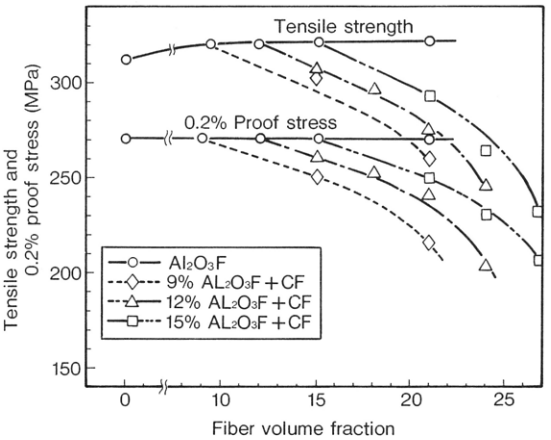


図 10　繊維体積率と複合材強度

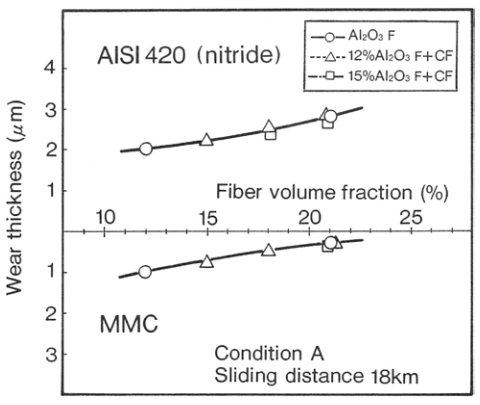


図 9　繊維体積率と摩耗量

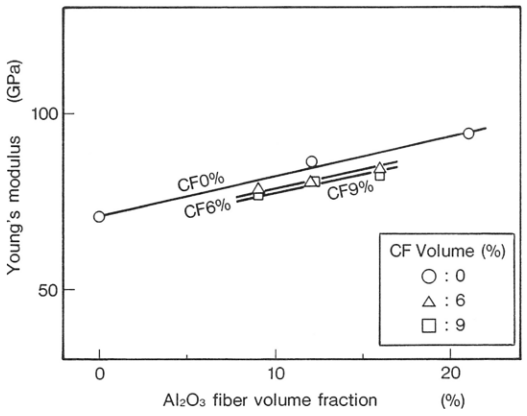


図 11　繊維体積率と複合材弾性率

(d) 熱伝導

セラミックス繊維は熱伝導率が低いため、セラミックス繊維複合材では、一般的に繊維体積率の増加に伴い複合材の熱伝導率は低下する。

図 12 に、アルミナ繊維及び炭素繊維の体積率と熱伝導率の関係を示す。アルミナ繊維では、体積率の増加に伴い熱伝導率は低下しているが、炭素繊維では体積率の変化による熱伝導率への影響は小さい。

ハイブリッド複合材の熱伝導率は過共晶アルミシリコン合金と鋳鉄材の中間に位置付けされる。

(4) エンジンテスト

以上のテストピースによる評価によりハイブリッド複合材は、摺動特性と強度特性に優れていることが確認できた。

そこで、複合材のエンジンブロックを製作してエンジンテストを行った。図 13 に使用した MMC エンジンブロック、図 14 に MMC のエンジンブロックの組織写真を示す。ピストンは過共晶アルミシリコン合金シリンダブロックで、一般に用いられている鉄メッキピストンを用いた。

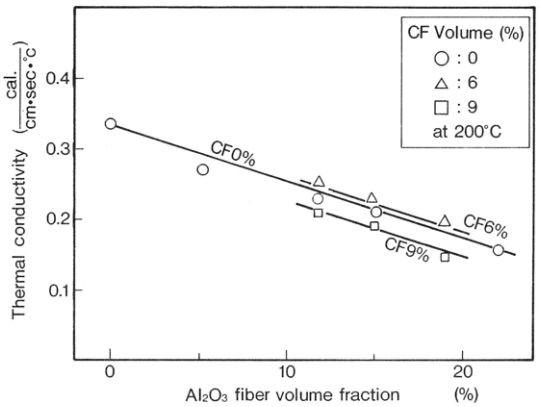


図 12　繊維体積率と複合材熱伝導率

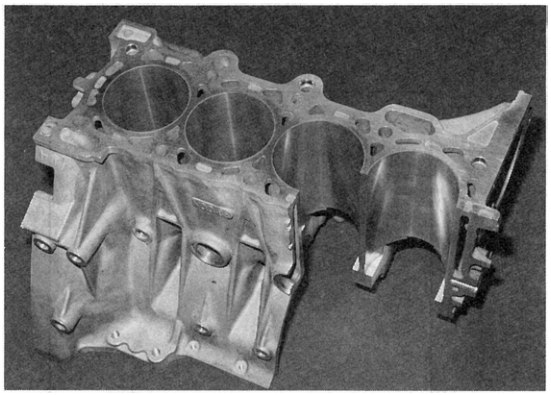


図 13　MMC エンジンブロック

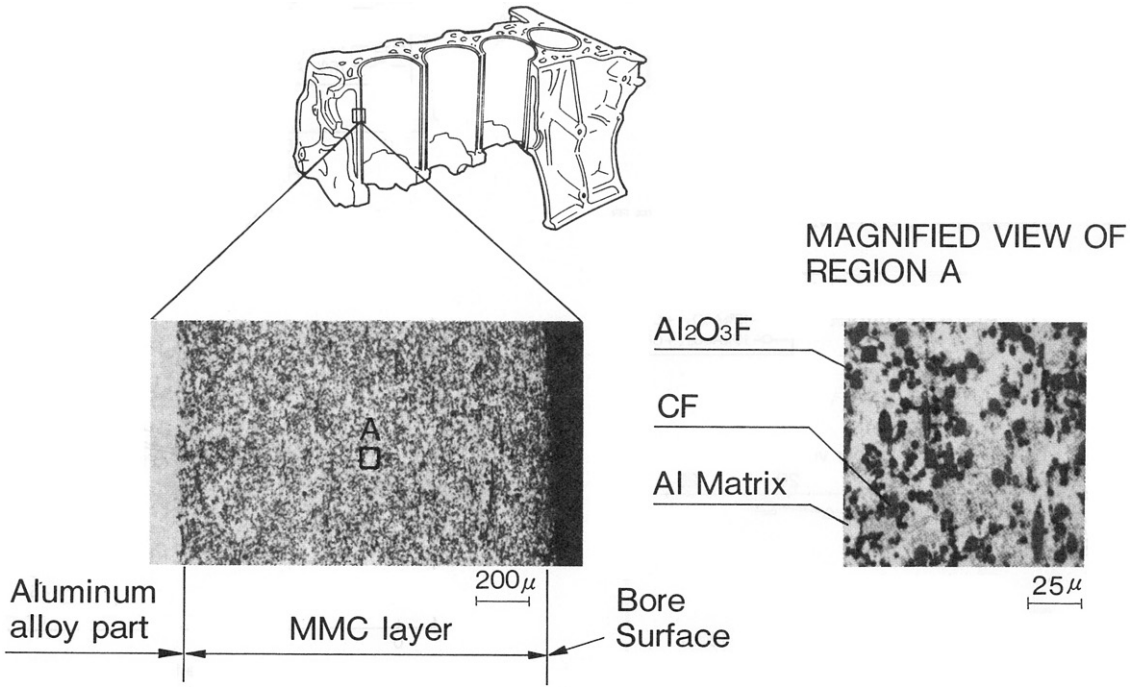


図 14　ブロック構造と組織

(a) 耐久性

ハイブリッドMMCエンジンブロックの耐久性としてシリンダライナ部の以下の項目について調べることとした。

(1) シリンダボア及びピストンリングの摩耗（特にT. D. C. 位置）

(2) シリンダボアの変形

4連MMCシリンダブロックエンジンにて実走フリートテストを行った結果を図15に示す。

ハイブリッドMMCシリンダボアの摩耗は、過共晶アルミシリコン合金シリンダに比べ少なく鋳鉄シリンダと同等レベルである。ピストンリングの摩耗についても他のタイプの摩耗と同等である。実走テスト後のハイブリッドMMCシリンダのボア変形は、過共晶アルミシリコン合金シリンダと同等でボア変形は極めて小さい。

また、出力特性・オイル消費・ブローバイガス流量についてもテスト初期とほとんど変化がなかった。

以上より、ハイブリッドMMCエンジンブロックの耐久性は現在すでに量産されている各種タイプのエンジンブロックに対して何ら劣るところはなく、充分高いと考えられる。

(b) エンジンブロック温度

ハイブリッド複合材の熱伝導についてはすでに示したが、本材料を適用した4連MMCシリンダブロックエンジンを使用し、ファイヤリングテストでの温度を測定した。

ブロック温度としては、最も温度が高いシリンダ連結部中央のシリンダヘッド合わせ面で測定した値を代表とした。

最高出力時のブロック温度は、鋳鉄ライナ入りエンジンブロックに対してハイブリッドMMCエンジンは約10℃低下する。

また、過共晶アルミシリコン合金シリンダブロックに対しては、ほぼ同等な温度となっている。

鋳鉄スリーブ入りエンジンブロックからハイブリッド複合材エンジンブロックとすることにより同一出力ならばシリンダ連結部の長さ（＝シリンダ間隔）を短くすることができエンジンブロックのコンパクト化が実現できることがわかった。

4. MMCエンジンブロックの製造技術

シリンダボア面のみを、ハイブリッド繊維により部分強化したエンジンブロックの主要な製造工程について、技術概要を次に示す。

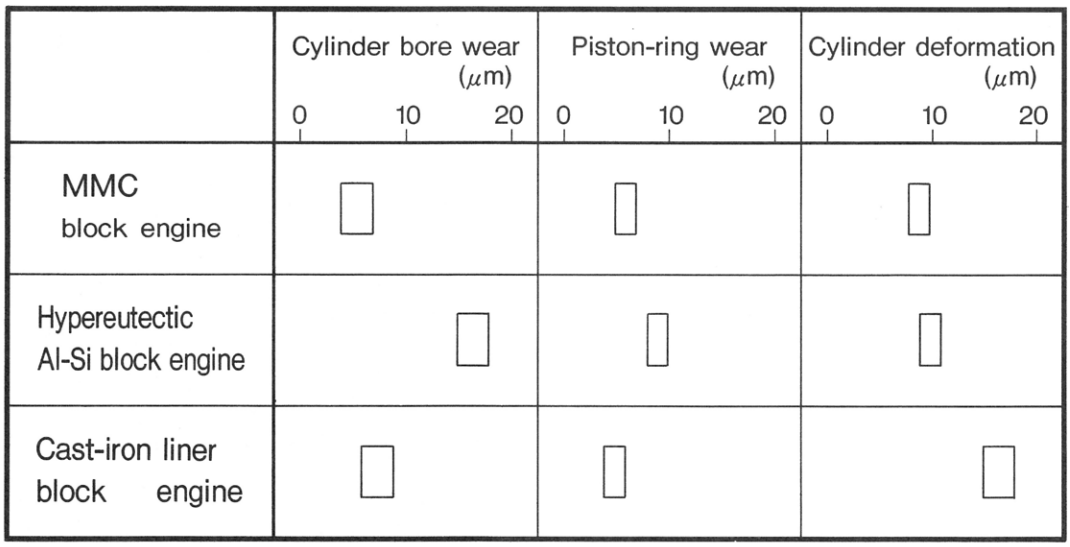


図15　エンジンテスト耐久性

4.1 プリフォーム工程

複合材製造のための繊維プリフォームとして以下の特性が要求される。

(1) 均一で高い体積率
(2) 高精度
(3) 高強度
(4) 高生産性

一般的なプリフォーム製造工程に対して、図 16 のようにラバープレス工程を追加することにより上記に示した特性を有するプリフォームの製造が可能になった。

この手法で製造したプリフォームの写真を図 17 に示す。

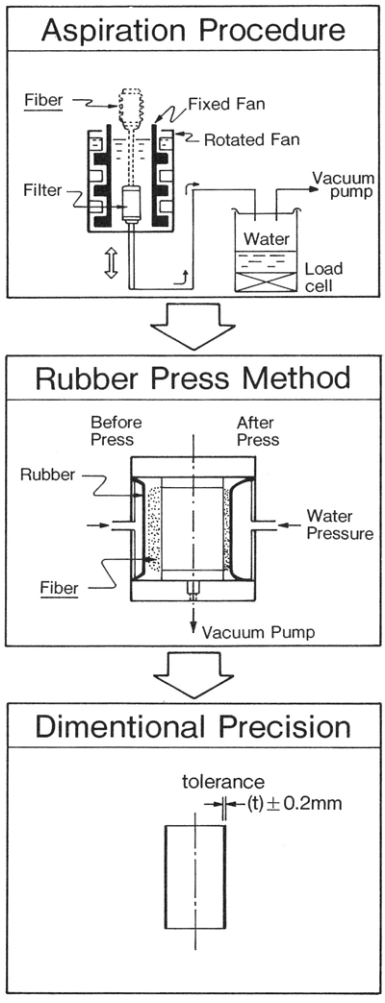
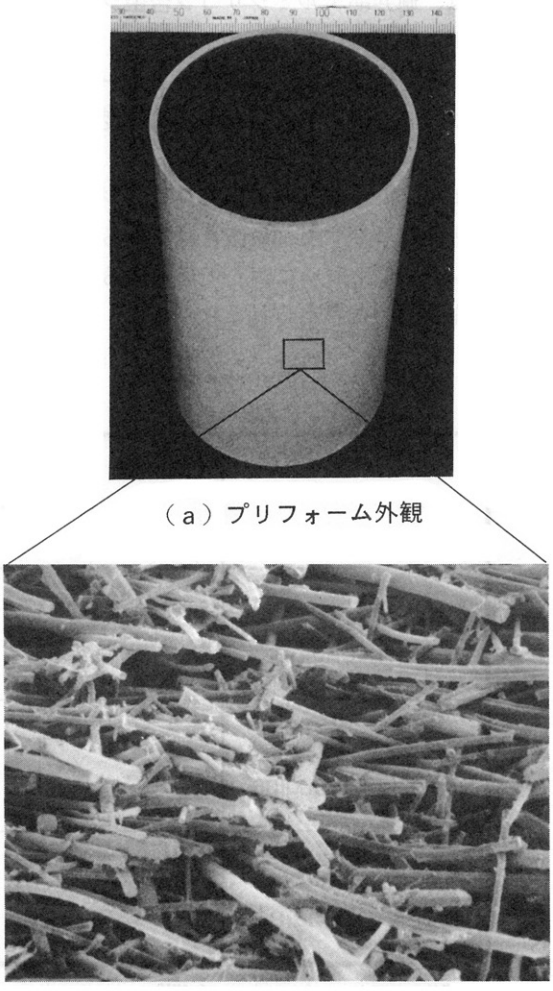


図 16　プリフォーム工程

4.2 鋳造工程

鋳造法に要求される特性としては、下記の特性が必要である。

(1) 鋳造初期において、プリフォーム空隙にアルミが溶浸し MMC 化できること。このため、
① プリフォーム中に溶湯アルミが均等に浸透するための表面張力に打ち勝つ圧力を有すること。
② プリフォームを変形させずに浸透できる低充填速度であること。
③ アルミ充填過程での温度低下が抑制できる金型構造と温調機能を有すること。
④ 充填過程で、溶浸するアルミが空気•

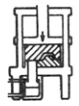
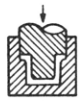
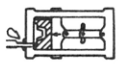
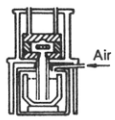


（a）プリフォーム外観

（b）プリフォーム表面状況

図 17　プリフォーム

表５　製造法の比較

	Process	Outline	Characteristics	Production Capability	Production Efficiency	Moldability
1	NDC New Die-Cast		Casting Pressure 50～300 kgf/cm² Filling Speed 0.3～0.8 m/sec	Satisfied	Satisfied	Satisfied
2	SC Squeeze -Cast		Casting Pressure >1000 kgf/cm²	Satisfied	Not satisfied	Not satisfied
3	DC Die-Cast		Casting Pressure 550～1000 Filling Speed 25～40 m/sec	Not satisfied	Satisfied	Satisfied
4	LPDC Low Pressure Die-Cast		Casting Pressure <0.3 kgf/cm² Filling Speed 0.1～0.2 m/sec	Not satisfied	Not satisfied	Satisfied
5	GDC Gavity Die-Cast		Casting Pressure <0.3 kgf/cm² Filling Speed 0.1～0.2 m/sec	Not satisfied	Not satisfied	Satisfied

ガス等の巻き込みを抑制できる鋳造方案を取れること。

(2) 高生産性を有すること。

そこで、一般的な各種鋳造方法について鋳造条件の比較を行った結果を図 18 に示す。

複合化の条件として、充塡速度はプリフォームの破損、変形を防止する上で 1 m/sec 以下とする必要があり、鋳造圧力についてはアルミの溶浸性から 8 kgf／cm² 以上の圧力が必要である。

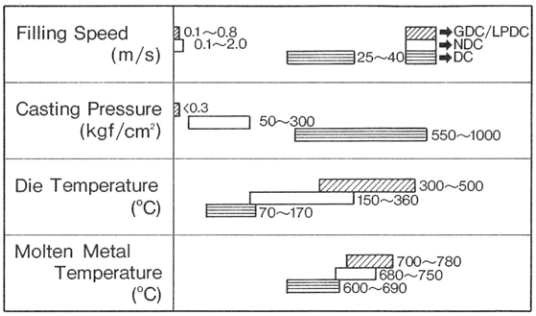


図 18　鋳造条件の比較

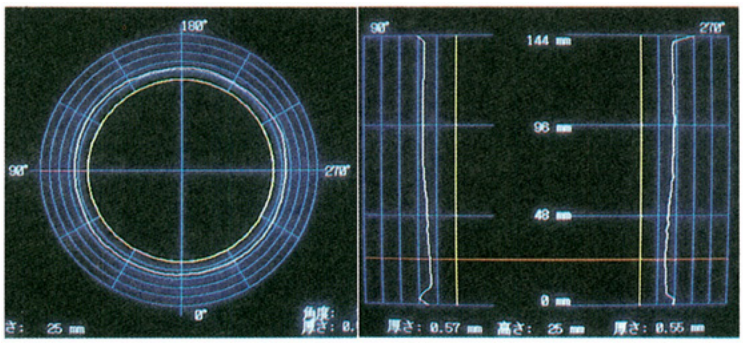


図 19a　複合部厚さ

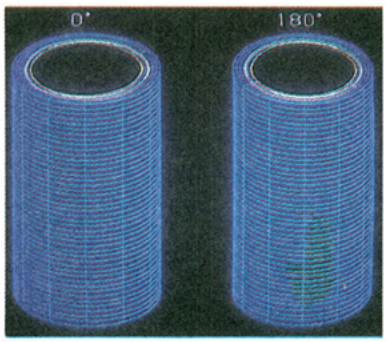


図 19b　複合部喪失欠陥例

図 19　渦流探傷検査例

種々の鋳造方法について、さらにこれらの主な条件、装置構造、製法の特徴を比較してみると、表5のごとくなる。比較結果からMMCエンジンブロック鋳造方法としてはNDC(New Die Cast)製法がもっとも適している。

NDC装置は、低速充塡、中圧鋳造を特徴とする堅形構造の鋳造装置で、金型温度を制御できることから高品質と高生産性を実現できるものである。

現在まで約450,000台のFCライナ付エンジンブロックがこの方法により生産されている。

4.3 機械加工

MMCエンジンブロックでは、過共晶アルミシリコン(A390)エンジンブロックで必要なライナエッチング処理工程等の特別な工程は必要なく、MMCライナ表面の加工条件の改良を除き、従来の鋳鉄ライナ付きエンジンブロックと同様な機械加工工程で生産できることが確認できた。

4.4 非破壊検査

複合材料の製造工程は、従来材料と比較すると複雑であり、複合部品質により特性が左右されることから、実際に使用される多くの場合で非破壊検査が検討されている。

本研究に於いても非破壊検査手法の検討を行った。

非破壊検査に要求される特性は

(1) 複合材の品質欠陥(ポロシティ等)の検出が出来ること。

(2) MMC層の厚さの評価ができること。

(3) 製造工程内で使用できる能力が有ること。

である。

種々の検査方法を検討した結果、渦流探傷法が最適な手法であり、上記の検出評価が可能で、高効率であることがわかった。

ハイブリッド複合部の検査測定例を図19に示す。

5. MMCエンジンブロックと従来のエンジンブロックの比較

5.1 製造工程

MMCエンジンブロックの製造工程は、図20に示すように過共晶アルミシリコンエンジンブロックの製造工程に比較して、鋳造及び機械加工の効率が高く鋳鉄ライナ付ブロックの製造工程と工程数が同じである。

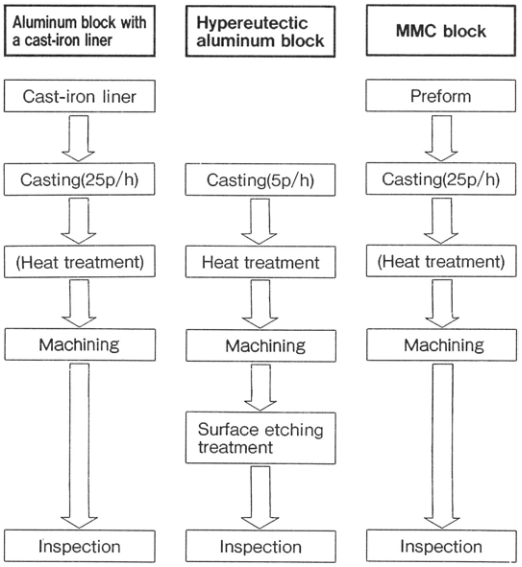


図20　製造工程比較

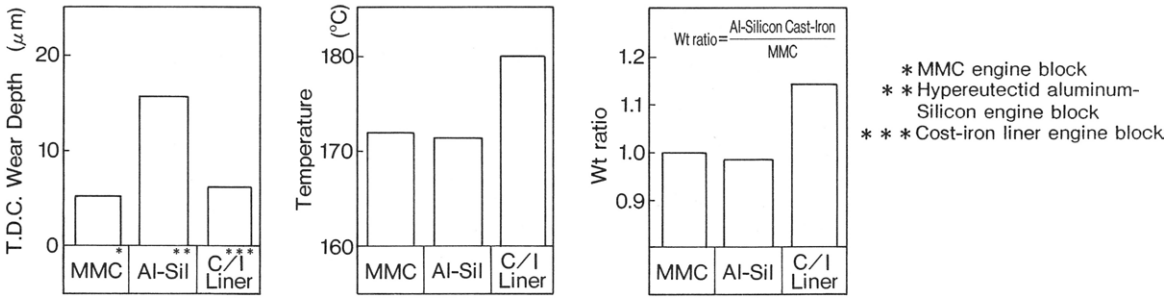


図21　各種エンジンブロックの性能比較

更にMMCエンジンブロックでは過共晶アルミシリコンエンジンブロックで必要なライナ面のエッチング処理が不要である。

以上よりMMCエンジンブロックは過共晶アルミシリコンブロックよりすぐれていると考えられる。

5.2 性　能

ボアー内面の耐摩性・軸間の冷却性・重量について比較した結果を図21に示す。

軸間温度・重量は過共晶アルミシリコンエンジンブロックと同等でボア内面の耐摩性は鋳鉄ライナ付エンジンブロックと同等でありMMCエンジンブロックは最も優れたシリンダブロックであることがわかる。

6．ま と め

各種繊維を用いて短繊維複合材料特性を検討した結果、アルミナ繊維と炭素繊維からなるハイブリッド繊維強化複合材が優れた摺動特性を有することが確認できた。

この材料、技術を応用し、部分強化に必要なプリフォーム及び鋳造技術に関し大量生産可能な生産技術を開発することにより、優れた摺動特性を有する複合材料をエンジンブロックのシリンダライナ内面に生成させ、軽量・コンパクト・高機能なエンジンブロックが開発できた。

謝　辞

終わりに、本研究において、生産技術開発に携わって下さいましたホンダエンジニアリング(株)原誉氏・樽野泰規氏、松本茂樹氏、佐久間剛氏、山岸繁氏及び開発に協力して頂いたホンダエンジニアリング所員の方々に深く感謝する。

参考文献

(1) J. L. Jorstad, The hypereutectic aluminum-silicon alloy used to cast the Vega engine block, Transactions, American Foundrymen's Society, Vol. 79, pp. 85-90 (1971).

(2) Gerhard Renninger, Dietrich Abendroth, and Martin Bolien, Mahle GmbH, Casting engine blocks in GK AI Si 17 Cu 4 Mg., SAE 830003.

(3) Wolfram Dahm and Rainer Georg Putter, Daimler-Benz Aktiengesellschaft. Light alloy engines-experience gained from research and development., SAE 830005.

(4) E. G. Jacobsen, Advance Product Engineering, General Motors Corp. General Motors 390 aluminum alloy 60° V6 engine., SAE 830006.

(5) Hans-Heinz Hofmann, Klaus Schellmann, and Erich Wacker, Karl Schmidt Gmbh, Neckarsulm, W. Germany. Aluminum 390 alloy engine blocks: design and manufacturing., SAE 830007.

(6) John L. Jorstad, Reynolds Metals Co. Reynolds 390 engine technology., SAE 830010.

(7) J. Dinwoodie, E. Moore, C. Langman and W. R. Symes, Proc. ICCM 5 San Diego, California, 29-30 July, 1 August, 1985, Metallurgical Society of AIME, Warrendale, Pennsylvania, pp. 671-85.

(8) H. J. Rack, T. R. Baruch and J. L. Cook, Progress in science and engineering of composites, in Proc. ICCM 4, Tokyo (1982), Japanese Society for Composite Materials, Tokyo, Japan, pp 1465-72.

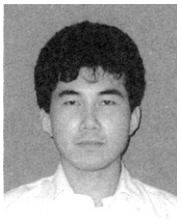
■著　者■


林　　直　義


牛　尾　英　明


藤　沢　義　和


畑　　恒　久


柴　田　一　雄


海老沢　賜寿雄

コンチェルトの振動騒音・乗心地

Noise, Vibration and Ride Comfort Refinements for Honda CONCERTO

池上博之* 平田肇*
Hiroyuki Ikegami Hajime Hirata
佐藤千春* 熊井靖浩*
Chiharu Sato Yasuhiro Kumai
北川敏夫* 佐藤祐二*
Toshio Kitagawa Yuji Sato

要旨

新型車コンチェルトは、「良質」「豊かさ」を狙いとする新しいカテゴリーの小型ハイクォリティーセダンとして開発された。

この狙いを実現するための重要なファクターとしての高い振動騒音品質・乗心地品質を確保すべく、開発初期段階から最新の解析技術を用いて詳細な検討を行ない、広範囲な対策技術をおりこむことにより、目標性能を達成することができた。

ABSTRACT

The CONCERTO was recently developed as a compact sedan with the concepts of 'high-quality' and 'feeling of richness'. To realize these concepts, low interior noise/vibration levels and high-quality ride comfort were chosen as significant factors. Since the early stage of development, many detailed studies have been made using new analytical methods. Target performance was accomplished using a wide range of techniques based on these analyses.

1．まえがき

新型車コンチェルトの開発にあたっては、そのコンセプトである「良質」「豊かさ」の具現化のために、振動騒音の低減、ストレスを感じさせないフラットな乗心地の実現には特に意をはらってきた。

そのために、自社開発による敏感度解析や、モーダル解析、サウンドインテンシティ解析等の技術を駆使し、適切な対策を車両各部に施し、性能向上を図った。

以下に、アイドル振動騒音、こもり音、遮音性能、乗心地性能を中心に、その対策技術について紹介する。

2．アイドル振動騒音

アイドリング時の車室内の振動騒音は、一般にエンジンのトルク変動、排気系振動が、車体の曲げ共振を誘発し、乗員に不快感を与える現象として知られている。コンチェルトではこれらに詳細な検討を加え、改善を図った。

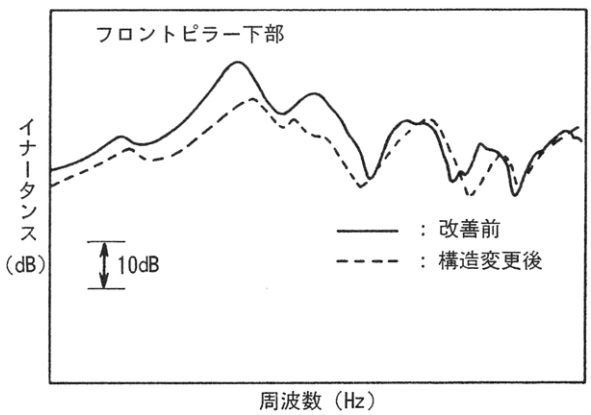


図1　車体振動特性

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1989_1_8

2.1. 車体構造

開発初期段階で、モーダル解析及び敏感度解析を用い、高感度部材に構造変更を加え、良好な車体振動特性を得ることができた。(図 1)

車体構造主要変更内容は以下の通りである。

- サイドシル、ルーフサイドレール、各ピラー等、高感度部材の断面大型化
- A、B 各ピラーの他部材との結合部補強部材追加
- C ピラー剛性向上部材追加

2.2. エンジンマウント、排気マウント

エンジン振動の車体への伝達力を減少させるため、エンジンの慣性主軸上の左右にメインマウントを配置した。(図 2)

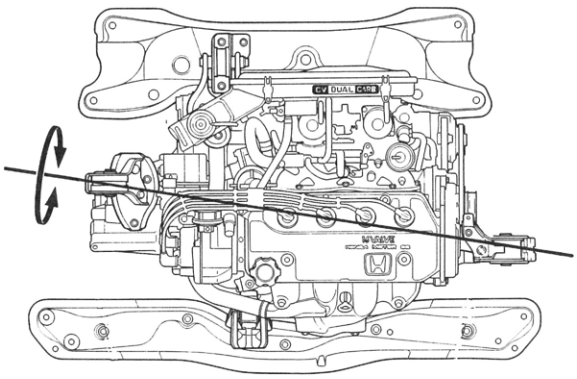


図 2　慣性主軸式エンジンマウント

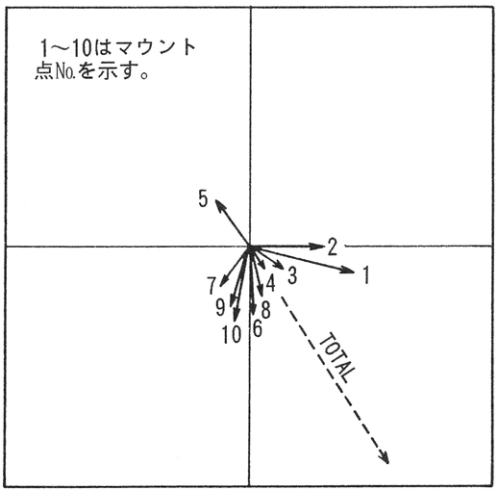


図 3　マウント点入力のベクトル合成

又、排気マウントも含めた各マウントについてベクトル解析を用い(図 3)、バネレートの最適化をはかった。

2.3. 排気系構造

排気系構造としては、エンジンからの振動伝達を増幅している振動モードに注目し、(図 4) モードの最適化をはかるためにサブマフラー後部にフレキシブルチューブを採用し、かつフロント部にボールジョイントを配置した。(図 5)

これらの検討による構造変更の結果、良好なアイドル振動騒音レベルを達成できた。(図 6)

3. こ も り 音

4 サイクル 4 気筒エンジン搭載車では、一般にこもり音はエンジン回転 2 次成分の加振力による約 200Hz 以下の周波数域がその主体となる。以下コンチェルトでのこもり音に対する具体的検討内容を示す。

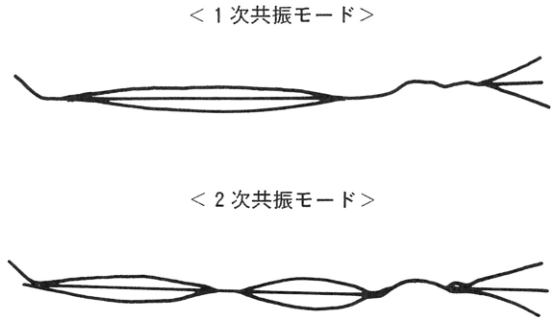


図 4　排気系振動モード

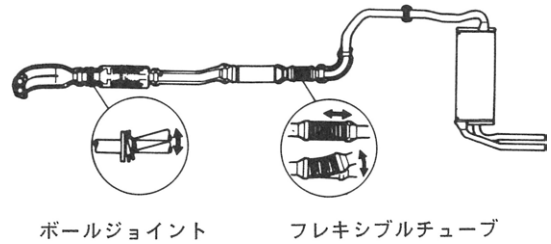


図 5　フレキシブルチューブと
ボールジョイントを組み合わせた排気系

3.1. 敏感度解析

図７に敏感度解析による分析例を示す。分析はこもり音の発生する各周波数について、剛性付加、質量付加に対する敏感度を求め、その情報をもとに各部の構造変更を行なった。

3.2. 構造変更の効果確認

敏感度の高い部位に、下記の構造変更を施し、レベルの改善を図った。

- エンジンレフトマウント取付ブラケットに補強材追加
- エンジンレフトマウント形状変更による振動遮断性能の向上
- ダッシュアッパーパネルビード形状最適化
- 排気管マウントブラケット補強材追加

これらの構造変更により、良好なこもり音レベルを得ることができた。(図８)

４．吸 気 音

吸気系については吸入抵抗を増大させることなく消音性能を向上させるための、ヘルムホルツ型レゾネータ及びブランチ型レゾネータを採用し、急加速時の吸気こもり音の低減をはかった。図９に吸気系システムを示す。

５．ロードノイズ

ロードノイズに関しては、敏感度解析を行ない車体構造の最適化をはかった。図 10 に敏感度解析結果を示す。解析結果をもとに感度の高い部位を中心に対策を行った。

具体的には、100 Hz 以下の低周波数域に対しては、リアバルクヘッドガセット及びリアインサイドパネルスティフナの追加を行ない（図 11）音圧レベル低減をはかった。

約 200Hz 以上の中高周波数域に対しては、フロントフロアパネルを左右非対称の曲面構成としたうえで全面にディンプル状加工を施したビード形状とし、加えて制振材として発泡型軽量ハイダンピング制振材を採用しフロアパネル面の最適部位へ配置した。

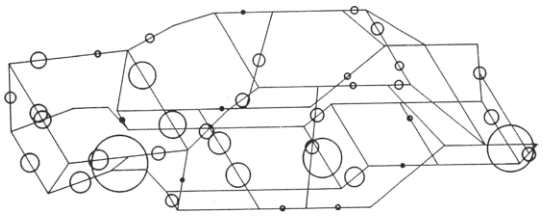


図７　4500 回転こもり音に対する敏感度分布

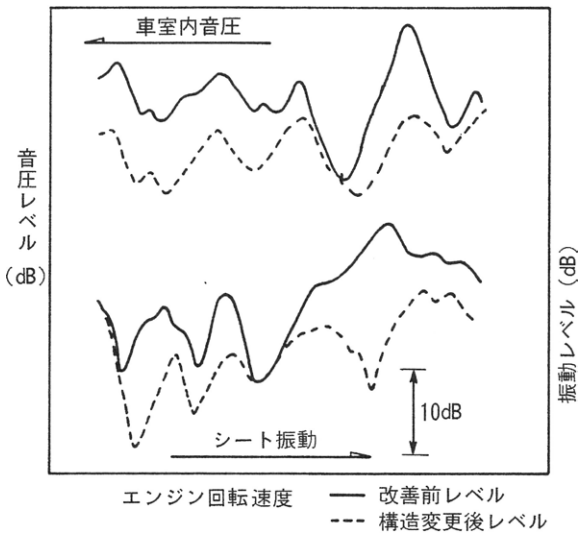


図６　アイドル振動・騒音レベル

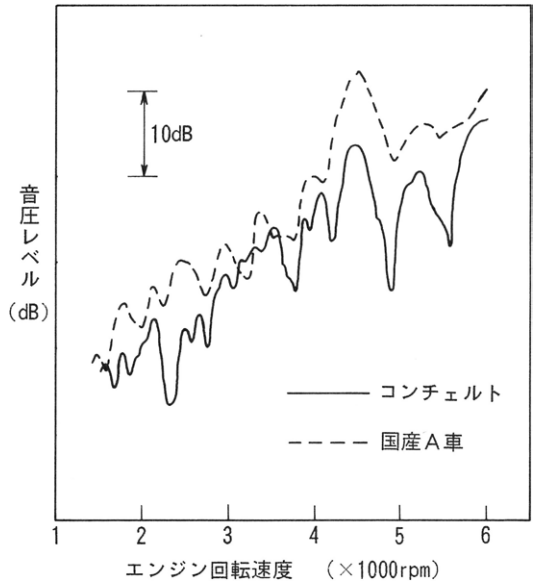


図８　こもり音レベル

6．遮音構造

エンジン透過音、伝達音の低減のために、サウンドインテンシティ法により車室内の音のエネルギー流を求め、車室内の音場把握及び音源の同定を行った。この結果、ダッシュボードパネル、フロアパネル前方からの放射音の大きいことがわかり、これらの部位に重点的に対策を施した。以下、分析結果及び、具体的構造について述べる。

6.1. ダッシュボードパネル

中、高周波数成分の大きいダッシュボードパネルにおいては、200Hz～500Hz の中周波数成分の低減を目的として、ダッシュボードパネルに、拘束型制振材を採用し、パネル面からの放射音を効果的に抑制した。高周波遮音材としては、従来のフェルトタイプに比べ性能の優れるウレタンフォームタイプを採用し（図 12）、さらにダッシュボードアッパー部とロアー部を一体構造として、パネルを全面被覆することにより、ダッシュボードパネルからの透過音の大巾低減をはかった。（図 13）

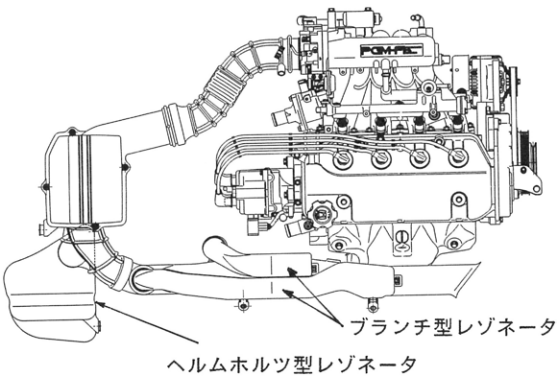


図 9　吸気系システム

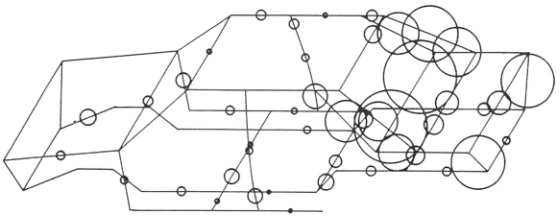


図 10　ロードノイズに対する敏感度分布

6.2. フロアパネル

フロアパネルに対しては、先に述べた発泡型軽量ハイダンピング制振材の採用と合わせ、カーペット一体型ウレタンフォーム遮音材を採用し、フロア面よりのエンジン伝達音、透過音の低減を行った。

6.3. 遮音構造の効果確認

上記のような検討の結果、コンチェルトには、図 14 に示す遮音構造を採用し、図 15 に示すように車室内音のエネルギ流の適正化をはかり、従来遮音構造に比べ大巾な室内音の低減を実現することができた。（図 16）

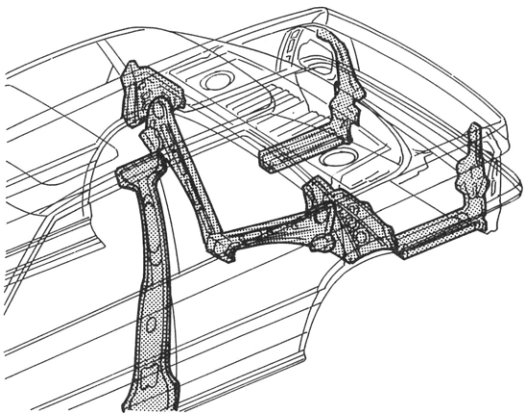


図 11　低周波数域に対する構造変更部位

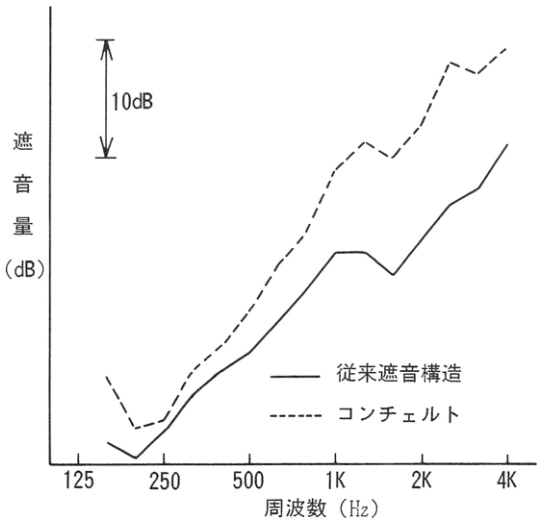


図 12　ダッシュボードインシュレータ遮音性能比較

7．乗心地性能

サスペンションは「'88 年型シビック」で開発した自由度の高い 4 輪ダブルウイッシュボーンサスペンション（図 17）を用い小型ハイクォリティセダンにふさわしい“ストレスを感じさせないサスペンション性能”をターゲットとした。

そこで、乗心地性能では小さな路面入力から大きな路面入力まで破綻することのないフラットな乗心地を目指し、人間の操作に対してはストレスを感じさせないでリニアに反応する操縦安定性能の狙いとの両立を図った。

以下、開発の要点を述べる。

7.1. 乗心地性能の狙い

図 18 は、当社テストコース内の良路および悪路に於ける 60km/h 走行時の運転者尻下部の振動加速度レベル（当社独自フィルターにて信号処理）について、最近の 1.6 ℓ～1.8 ℓ クラスの車のレベルをプロットしたものである。

乗心地性能を示す一例として掲げたが、良路（小入力）及び悪路（大入力）のいずれにおいても振動レベルが低くなければならない。コンチェルトでは両者共振動レベルが押さえられ、路面が荒れて入力が大きくなってもフラットな乗心地を保つという当初の狙いを達成することが出来た。

7.2. フラットな乗心地

まず、良路等の比較的小さな入力に対して乗心地を向上させるために、リアロアアームブッシュ、ダンパーロアブッシュにはインターリングブッシュ（ブッシュの内・外筒の中間に金属リングを挿入したブッシュ：図 19）を採用した。これにより

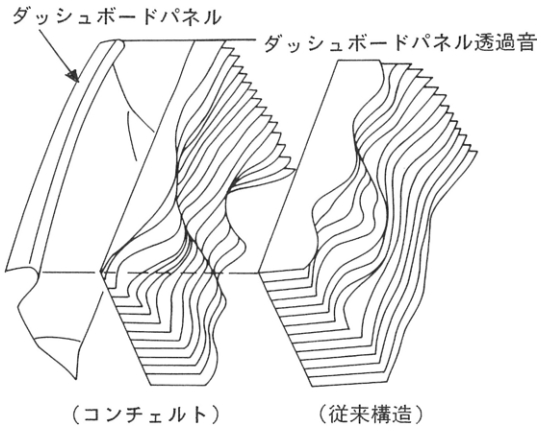


図 13　ダッシュボード透過音
インテンシティマップ

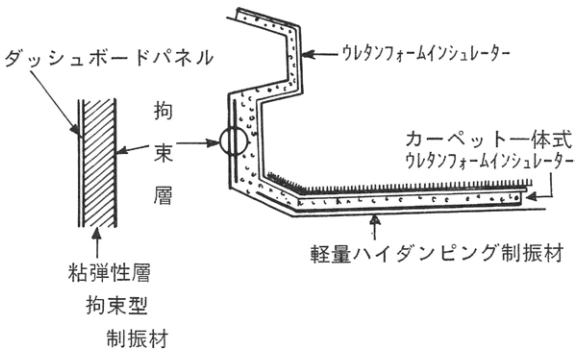


図 14　コンチェルト遮音、制振構造

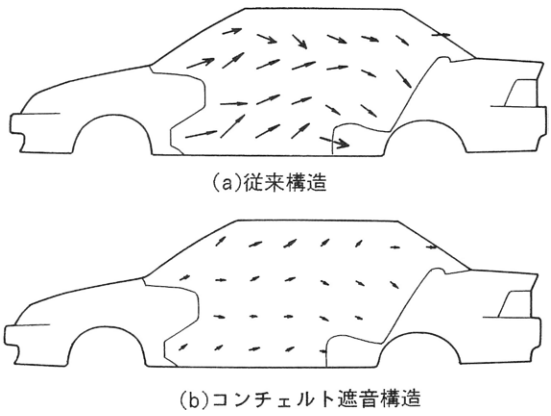


図 15　車室内エネルギ流比較（1KHz）

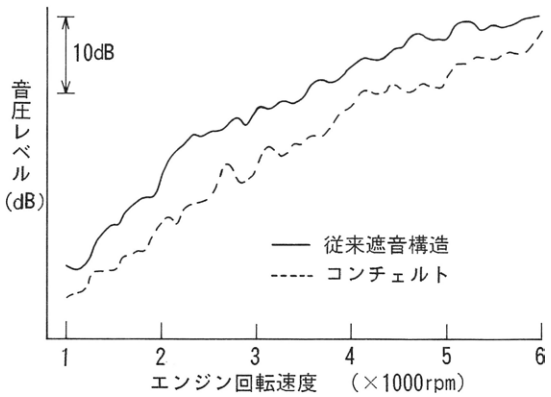


図 16　室内音圧レベル比較

操縦安定性に寄与する軸直角方向のバネレートは下げることなく、乗心地に寄与する振り方向のバネレートを低くすることが出来、両者の両立が可能となった。

次に悪路等の比較的大きな入力に対しては、まずゆったりとした挙動とするためにロングホイールベース（2,550mm）とした。又、バネ上振動数を低く設定すると共にダンパー減衰力を最適化することにより、図20のサスペンション伝達性能に示すようにフワフワしないフラットな乗心地を実現させた。

7.3. 新設計バルブ採用ガス封入ダンパー

上下方向のゆったりした挙動はダンパーピストン速度の極低速域（0.1m/s以下）の減衰力の寄与を受けやすい。そこで、安定した挙動を確保してフラットな乗心地を保つために、フロント、リア共“新設計バルブ採用ガス封入ダンパー”を採用した。

これは、図21に示すように、極低速減衰力をバルブ構造のみでコントロール可能とするために、ピストンリングにソリッド樹脂タイプを採用してピストンリングからのオイルのリークをほぼ完全にシールし、極低速の減衰力コントロール専用のサブバルブを設けたものである。又ピストンリングは低摩擦材を使用している。

これにより、減衰力はフリクションに左右されず、極低速域から安定したものとなり、耐久信頼性能も大巾に向上した。

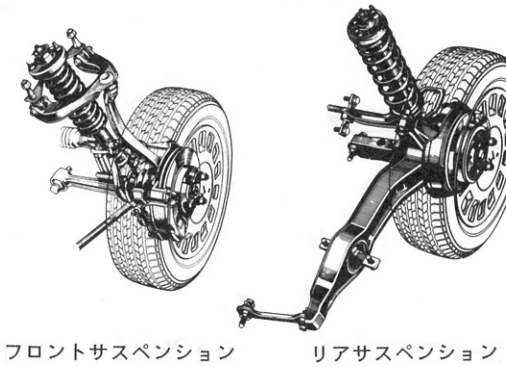


図17　四輪ダブルウィッシュボーンサスペンション

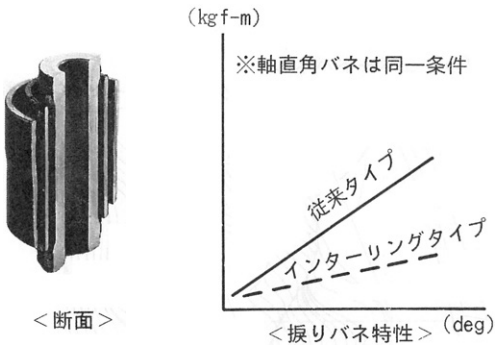


図19　インターリングブッシュ特性

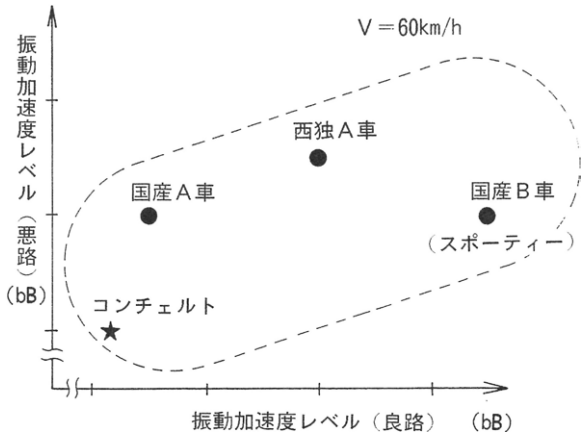


図18　シート上振動加速度レベル良路悪路比較

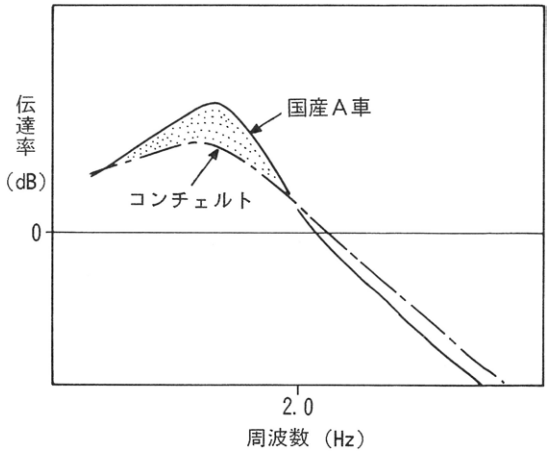


図20　フロントサスペンション伝達特性

7.4. ハーシュネス等の乗心地

目地乗越し等のハーシュネス特性では、ショック感が少なく、ブルブルしないしまったフィーリングを実現するために、サスペンションの上下方向の動きを考慮して前後方向のコンプライアンス特性を最適化した。

又、荒れた路面でのバネ下のドタバタ感を押え路面追従性の良いサスペンションとするために、サスペンションストロークは大きく取っている。前述のバネ上振動数を低く設定した効果も有り、高品位な乗り味を実現した。

7.5. 操縦安定性との両立

乗心地性能と操縦安定性能とでは相反する特性を要求されることが多いが、単純に“かたい”とか“やわらかい”という領域にとどまらず、前述のように“ストレスを感じさせないサスペンション性能”という新たな視点から取り組んだことにより、乗心地性能と操縦安定性能をより高次元で両立させることが出来た。

操縦安定性能では“リニアリティ”をターゲットとしているが、具体的には車体のスタビリティの良さは保ったままでレーンチェンジやコーナリング時には人間のステアリング操作に対して車体が素直に反応する、言い換えれば“人間を疲れさせないで必要な時には意のままに動く”という人間重視の車両応答特性を目指したものである。

従って“リニアリティ”は人間の感性の領域と密接な関係にあり、総合的に判断されるべきものであるが、コンチェルト開発に際しては、特に

(1) 操舵力特性

(2) ステア特性

の２項目に注意を払いながら、具体的な構造検討を行った。

(1)操舵力特性におけるリニアリティ

図22は速度60km/h時のスラロームテストの時の横加速度に対する操舵力の特性であるが、コーナリング中には横加速度の増加に対して操舵力が急激に増減するのは好ましくなく一様に増加する特性がドライバーにとっては最も素直に感じられる。従来は横加速度が大きくなるに従って操舵力の増加が頭打ちとなる傾向が多かったが、コンチェルトにおいてはパワーステアリングのアシスト特性の見直し、サスペンションジオメトリーの最適化をすることによりリニアな操舵力特性が得られた。

(2)ステア特性におけるリニアリティ

図23は半径30m時の定常円旋回時の求心加速度に対するスタビリティファクターを示すが、求心加速度が大きい領域においてはタイヤ性能に限界がありスタビリティファクターの増加は避けられないが実用領域においてはスタビリティファクターが一定であることが望ましい。

コンチェルトでは、特にステアリング系の剛性向上、サスペンションアームブッシュ部剛性確保(インターリングブッシュの採用)やロール剛性の前後バランスの適性化、トー変化特性の最適化等により、リニアなステア特性を達成した。

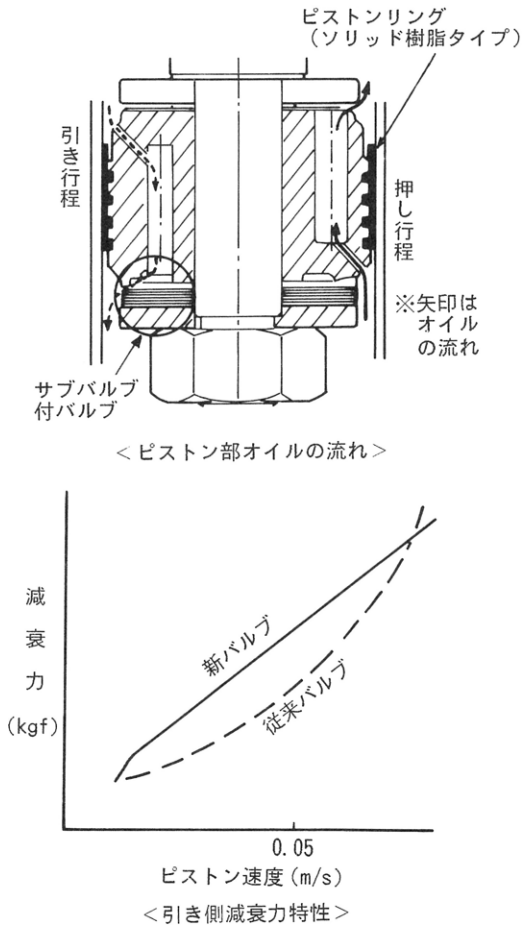


図 21　新設計バルブ採用ガス封入ダンパー

以上のように、操縦安定性のリニアリティを達成するには、ステアリング・サスペンション・車体各部材の剛性値の最適化、必要なアライメント変化特性の為のジオメトリー検討、サスペンションブッシュの方向別バネレートの最適化等、複雑にからみ合うパラメーターの最適化が必要であった。

コンチェルトの開発では、特性最適化のために乗心地・操縦安定性の動的予測シミュレーションを活用した。(図 24)

これは、サスペンション各特性の最適化の為には非常に有効なツールであり、今後より広範囲に活用されるであろう。

8. あ と が き

以上、新型車コンチェルトの振動騒音・乗心地対策技術の概要について述べた。開発を通じて、小型ハイクォリティーセダンにふさわしい、高質な振動騒音性能と新しいストレスを感じさせない乗り味を実現できた。

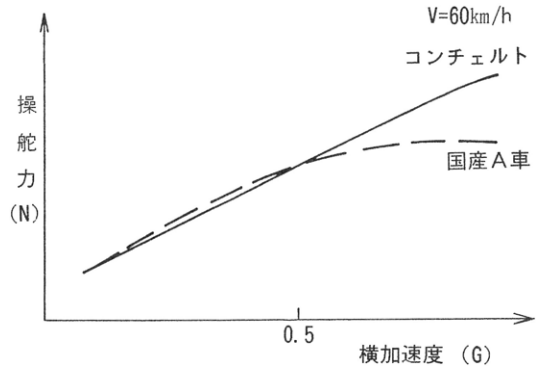


図 22　横加速度－操舵力特性

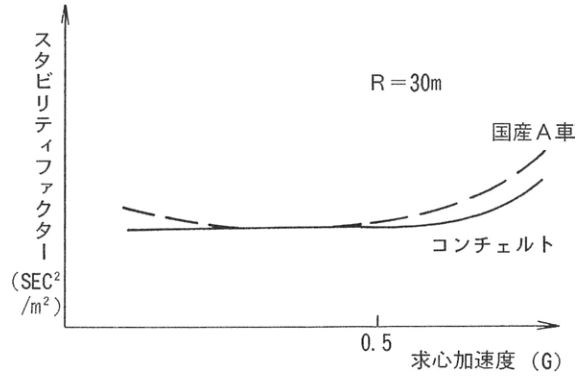


図 23　スタビリティファクター

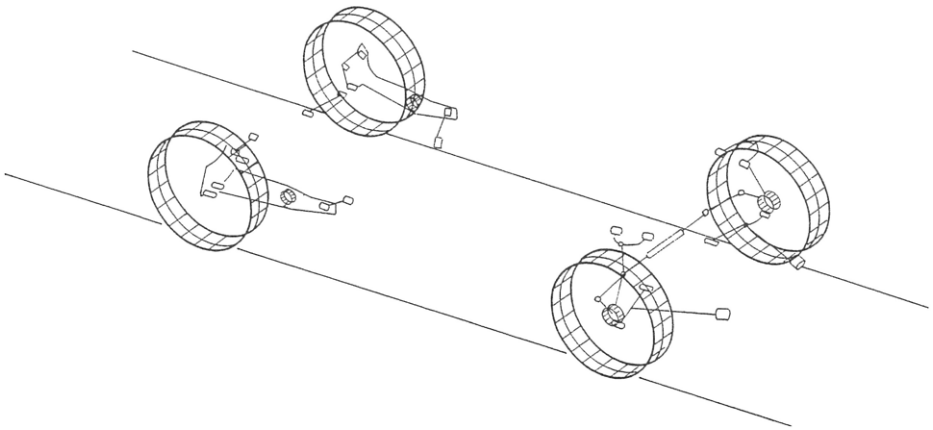
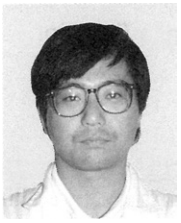
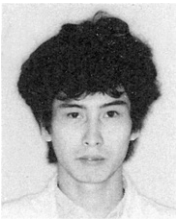


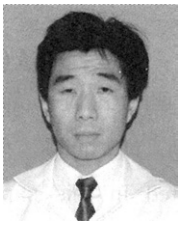
図 24　乗心地・操縦安定性　動的シミュレーションモデル

■著　者■

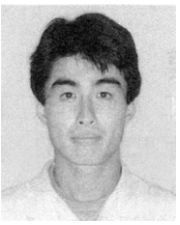

池　上　博　之


平　田　肇


佐　藤　千　春


熊　井　靖　浩


北　川　敏　夫


佐　藤　祐　二

振動騒音における伝達関数による敏感度解析

Sensitivity Analysis Using Frequency Response Function in NVH Analysis

漆　山　雄　太*　野　口　久　智*
Yuuta Urushiyama　Hisanori Noguchi
飛　田　哲　夫*
Tetsuo Tobita

要　旨

ここで紹介する敏感度解析は、従来困難とされていた実走時の振動問題、さらには音響問題にも適用可能な手法である。

従来の手法は実験的解析にしろ、数値シミュレーションモデルであれ、完成車を構成する各コンポーネントレベルでの適用が限界であった。

それに対し、本手法は完成車全体をブラックボックスとして扱い、走行中の振動測定と加振実験より得られるデータを使って完成車の複雑な振動騒音現象に適用できる敏感度解析である。

数値シミュレーションモデルによる商品開発早期における解析と、試作段階における実験的解析手法に本手法を加え、効率的な開発が行なえるようになった。

ABSTRACT

A new sensitivity analysis has been developed to obtain valid results quickly for complex structures, and is presented in this paper. This method has many advantages due to the fact that experimentally acquired frequency responses functions are used directly without parameters (parameter estimation).

There is now a choice between this method and a detailed analysis including the development of analytical models. As a result, it has become possible to efficiently analyse a variety of phenomena and work out necessary remedies for them.

1．まえがき

近年、自動車の快適性に対する要求はますます高くなっており、軽量化、高出力化といった相反する条件の中でいかに静粛な車室内空間を確保するかが大きな課題となっている。

この課題を克服するために、コンピュータを利用した解析手法も数多く開発されている。

特に設計段階での振動騒音の基本特性を決定する構造予測検討[(1)(2)]、あるいは試作段階における数値モデルと実験データとの結合による寄与率解析[(3)(4)]などが実用化されつつある。

しかし、完成車とその振動騒音現象すべてをシミュレーションモデルにより数値表現する事は、入力系の非線形性の扱い、構造と音場の境界条件設定など解決すべき問題が数多く残されているために難しい状況にある。したがって、いまだに実機における対策テスト、効果確認といった“実機テスト作業”に頼らざるを得ない。

一方、動的シミュレーションモデル構築の流れと別に、加振実験による測定データから構造体をブラックボックスとしてとらえ、伝達関数合成法により、構造変更後の変化予測を行う試み[(5)(6)]も行われている。

今回、伝達関数合成法の応用により実走状態に

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1989_1_9

おける振動騒音現象に対し容易に対策手法を見い出す事が可能な敏感度解析手法を開発し、良好な結果を得たので、ここに報告する。

現在、この手法に基づくプログラムソフトを作成し、試作段階におけるさまざまな現象対策に活用している。

2．直接敏感度解析

2.1. 理論概要

振動系における質量付加、剛性付加はそれぞれ**図1**，(1)式、及び**図2**，(2)式に示す伝達関数式で表される。

$$\tilde{}Hab = Hab - \frac{Hac\ \ Hcb}{Hcc + 1/m} \quad (1)$$

$$\tilde{}Hab = Hab + \frac{(Hac-Had)(Hcb-Hdb)}{(Hcc+Hcd)-(Hdc-Hdd)-\omega^2/k} \quad (2)$$

ここで　a：応答点(モニター点)
b：加振点
c, d：変更点
m：付加質量
k：付加剛性
ω：角周波数
Hxy：Y 点入力に対する X 点の加速度伝達関数
$\tilde{}$Hab：m, k 変更後の Hab

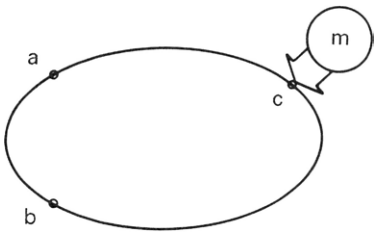


図1　質量付加の模式

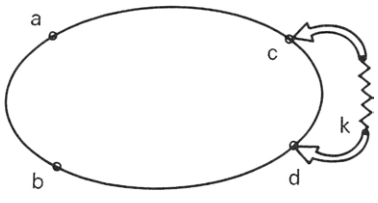


図2　剛性付加の模式

(1)、(2)式をそれぞれ m、k で微分すると、

$$\frac{\partial \tilde{}Hab}{\partial m} = -Hac\ Hcb \quad (3)$$

$$\frac{\partial \tilde{}Hab}{\partial k} = -(Hac-Hcb)(Hcd-Hdb)/\omega^2 \quad (4)$$

と現わす事が出来、敏感度としては Hab で正規化した(5)、(6)式を用いる。

$$Sm = -\frac{Hac\ Hcb}{Hab} \quad (5)$$

$$Sm = -\frac{(Hac-Hcb)(Hcd-Hdb)}{Hab \cdot \omega^2} \quad (6)$$

Sm：質量敏感度
Sk：剛性敏感度

ここで、この二式すべての加速度伝達関数には、添え字 a あるいは b が含まれている。このため相反定理が成立する線形系においては、a、b 二点の加振テストを実施することにより、(5)(6)式に必要なデータすべてを得ることが出来る。

2.2. 実機現象への適用

走行時の車室内振動騒音はエンジンの各マウント、あるいはサスペンション各ブッシュといった多点入力に対する応答現象である。

図3において b_1 から b_n までの n 点の入力 Fb に対する a 点の応答 Aa は、

$$Aa = \sum_{b=b1}^{bn} HabFb \quad (7)$$

と表される。

(1)式を用い、質量付加後の応答 $\tilde{}$Aa を求めると、

$$\tilde{}Aa = Aa - \frac{Hac\ Ac}{Hcc+1/m} \quad (8)$$

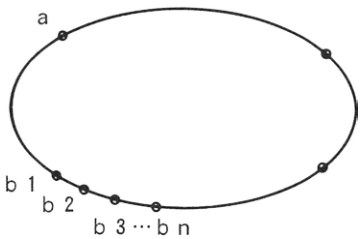


図3　n 点入力に対する応答

となり、m で微分すると、

$$\frac{\partial \tilde{}Aa}{\partial m} = -Hac\ Ac \qquad (9)$$

である。剛性付加後に対しても同様に求められ、多点入力に対する敏感度は、

$$Sm = -Hac\ Ac/Aa \qquad (10)$$

$$Sk = -(Hac-Had)(Ac-Ad)/Aa \cdot \omega^2 \qquad (11)$$

として得られる。

この二式による敏感度は入力点、入力レベルの同定を必要としない。すなわち、入力経路が明らかになっていない現象に対しても、各点の応答を測定する事により敏感度解析の適用が可能である。

また、a 点の応答は振動応答に限らず音圧応答に対しても同様に敏感度を求めることが出来る。

3．測定解析方法

以上述べた様に本手法による敏感度解析には、励振状態の異なる二つの振動モード測定が必要である。

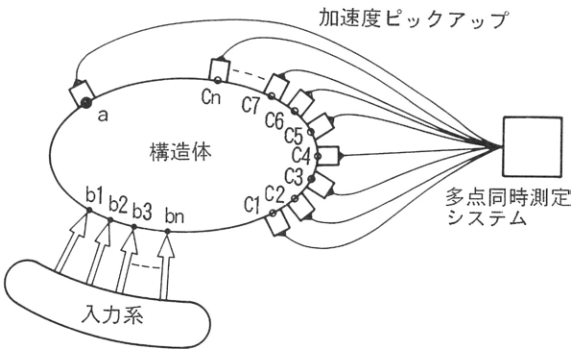


図４　実機振動モード測定（模式）

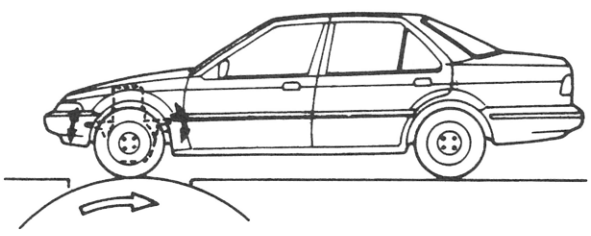


図５　実機振動モード測定

3.1. 実機振動モード測定

まず解析を対象とする現象が発生している状態で各点の加速度を位相情報を含んだ周波数関数として測定する。(図４)(図５)

位相は現象に応じた基準点（または基準信号）を設定し、この点（信号）とのクロスパワースペクトルより求める。

3.2. モニター点加振振動モード測定

各点の単位入力に対する振動応答を変更させたい点（モニター点）の応答を測定する必要があるが、相反定理が成立する場合には、モニター点を加振点とし、各点の伝達関数の測定を行う。
(図６)(図７)

3.3. 敏感度解析

前述の二つの周波数関数を使い、(10), (11)式を適用して質量、剛性の敏感度を算出する。その結果をワイヤーフレームモデル図上に重ねて表示させる。質量敏感度は構造体の各点を中心とし、剛性敏感度は各フレーム上の中点を中心とする円で表示する。敏感度の絶対値の大小は円の半径の大小で示す。

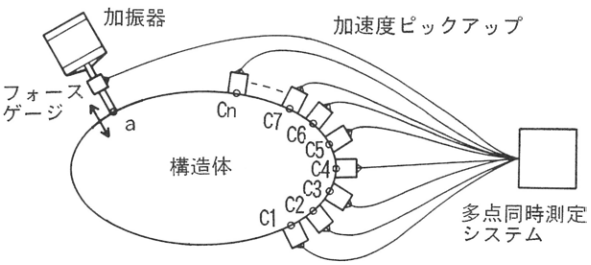


図６　モニター点加振振動モード測定（模式）

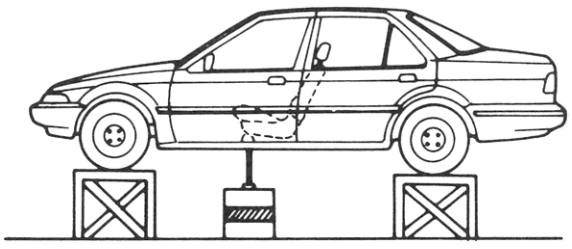


図７　モニター点加振振動モード測定

4. 適 用 例

4気筒2,000ccエンジンを搭載する4ドアセダンの走行時エンジン振動に寄因するフロア振動及びこもり音低減に本手法を適用した例を示す。

4.1. 測定方法

実機振動モード測定をエンジン回転に依存する正弦波信号を基準信号として、シャーシダイナモ上で測定した。

モニター点加振振動モード測定は、相反性検証(図8)ののち、ドライバー席が取りつけられているフロントフロアクロスメンバーを加振して行った。

測定には、両者共、多点同時測定装置(最大128チャンネル)を用いることにより、計測精度の向上を計っている。

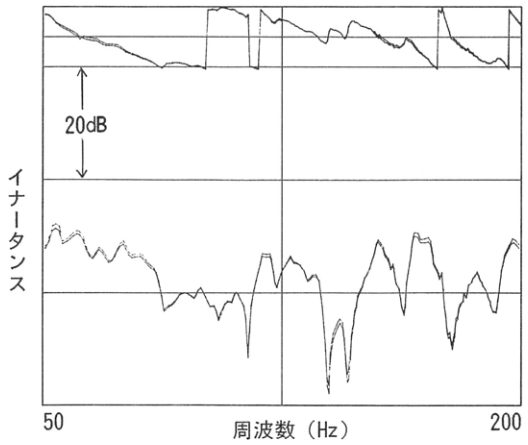


図8　相反性検証

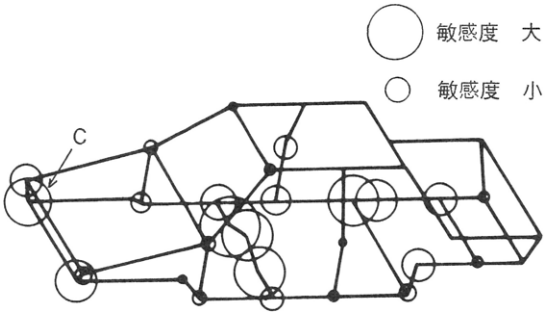


図9　質量敏感度

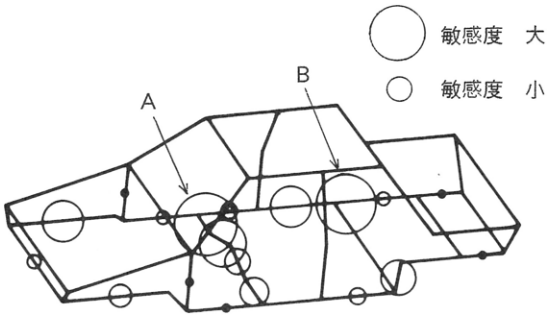


図10　剛性敏感度

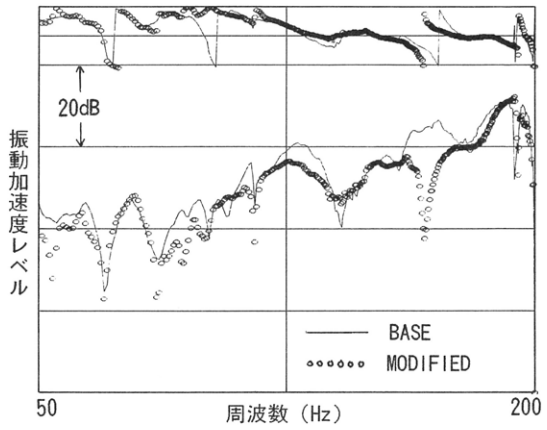


図11　走行時フロア振動レベルの低減

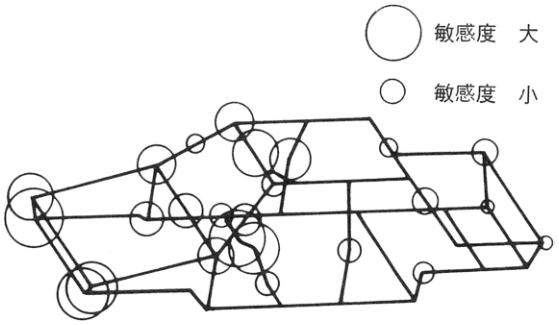


図12　質量敏感度

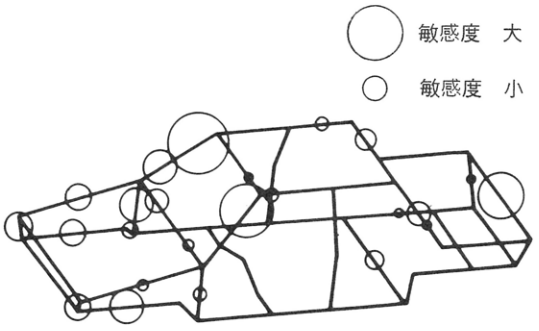


図13　剛性敏感度

4.2. 結　果

図 9、10 に走行時フロア振動に対する質量敏感度と剛性敏感度の解析結果を示す。

A 部、B 部に高い剛性敏感度を示し、質量敏感度の場合は上記部位に加え、C 部に寄与をもつ。

これに基づき、フレーム剛性向上を計った結果走行時のフロア振動は低減された。(図 11)

4.3. こもり音

こもり音に対しては、各点の単位入力に対する音圧応答を測定し、本手法の適用を行った。

40 Hz (1200 r.p.m.) 低速こもり音についての解析結果を図 12、13 に示す。

5. ま と め

伝達関数合成法を応用した直接敏感度解析手法を開発した。本手法は下記の特色が有る。

(1) パラメータ抽出の必要がない。
(2) 実走状態に適用可能である。
(3) こもり音など音響問題に適用が可能である。
(4) 伝達関数として表現される現象に適用が可能であり、多方面への応用が可能である。

本手法と解析モデル構築による詳細解析を使い分ける事により、商品開発期におけるさまざまな現象に対し、目的に応じた効率的な解析と対策が可能となった。

参 考 文 献

(1) 本田伸雄、田中征夫ほか：ワンボックスカー低速こもり音 FEM シミュレーション (第 1 報)、自動車技術会学術講演会前刷集 842, (1984), P. 425
(2) 加賀美直克、本田伸雄ほか：ワンボックスカー低速こもり音の FEM シミュレーション (第 2 報)、自動車技術会学術講演会前刷集 852, (1985), P. 407
(3) 藤田健二、中島国成、猪田克美ほか：乗用車こもり音の要因分析法、自動車技術会学術講演会前刷集 862, (1986), P. 407
(4) 鈴木真二、今井守之、石山慎一ほか：境界要素法とモード解析法による構造体の振動・音響解析、日本機械学会論文集 (C 編), 52 巻, 473 号, (1986), P. 310
(5) John R. Crowly, Steve M. Crowly, G. Thomas Rocklin, Thomas E. Gorman: A Comparison of SMURF And Modal Modeling, Proc. 3rd IMAC, (1985), P. 1053.
(6) A. C. Stassis, A. R. Whittaker: Structural Modifications Using Raw Frequency Response Function: Some Practical Observations, Proc. 11th Int. Modal Analysis Seminar, Leuven, <1986>, Part 2-EL-3
(7) P. Vanhonacker: Sensitivity Analysis of Mechanical Structures, Based on Experimentally Determined Modal Parameters, Proc. 10th Int. Modal Analysis Seminar, Leuven, (1985), Part 1-15

■著　者■


漆　山　雄　太


野　口　久　智


飛　田　哲　夫

乗用車室内音のRASTI法による評価

Sound Evaluation in Cars Using RASTI Method

中村光勇* 新倉始*
Mitsuo Nakamura Hajime Niikura
Torben Jacobsen**

要旨

自動車の室内騒音は、商品性の重要な要素となっているが、近年、音の大きさとしての騒音レベルの低減のみならず、その音質の改善も必要とされはじめている。そうした中で室内騒音低減目的の一つである会話明瞭度の改善に関しては、従来騒音のスペクトラムに着目した評価を主として行ってきている。今回、車室内を一つの音響空間と見なし、話し手と聞き手の間のRASTI値を計測することにより、車室内での会話明瞭度評価を行える事が確認され、また車室内への吸音処理により、会話明瞭度の改善が可能である事が示された。

ABSTRACT

Car interior noise, an important product quality factor, has been mainly evaluated in terms of reducing loudness dB (A). Recently, in addition to the reduction of interior noise, the improvement of the quality of noise itself has come to be emphasized. Under such circumstances, the improvement of speech intelligibility, among other interior noise reduction goals, has usually been evaluated by noise spectrum.

In this paper, it is shown that regarding the cabin as an acoustic space, speech intelligibility can be evaluated by measuring the value of RASTI between the speaker and the listener. Also it has been proved that the speech intelligibility can be improved by treating absorbing materials on the interior surfaces.

1．まえがき

最近までRASTI(Rapid Speech Transmission Index)法は、主として室内での会話明瞭度や、拡声装置及び補助装置等の質を評価するための、迅速かつ容易な方法として用いられてきた。[1][2] しかし、近年航空機内での会話明瞭度、あるいは事務所内での会話プライバシーの評価といった、他の応用例もまた重要になりつつある。本報告では、車室内での会話状態の質と騒音の評価が、どのような関連性をもっているのかRASTI法を用いて、論じたい。

車室内での騒音と音響的な“快適性”が検討される理由は何であろうか？これにはいくつかの理由がある。即ち、運転者と同乗者は、路面やタイヤ、トランスミッション、エンジン、風などの騒音にさらされ、またそのために、お互いに会話をする事や、ラジオ，カセットプレーヤを聞くことがしばしば困難となっている。このことは、ひいては疲労を誘発し、加えて後席の同乗者は、運転者と会話をするため、前席に近づいて好ましくない形で座らざるを得ないことになる。更に、自動車を開発する上で、室内の音質はどうあるべきか、またどのような音が、その車のコンセプトに合っているのか、といった事を評価し、具体的に設計に反映する必要が生じはじめている。

2．RASTI法

RASTI法は、変調伝達関数(Modulation Transfer

＊ 栃木研究所
＊＊ Brüel & Kjær社(Denmark)

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1989_1_10

Function, MTF)分析法を用いた音響伝達システムの実験にもとづいて開発された会話の明瞭度を評価するための計測方法である。[3] この方法は、既に IEC により標準化されている。[4] この RASTI 法を用いることにより、最終的に会話の明瞭度を０から１のスケール上に計測することができる。(**図 1**)　また、１回の計測は、８秒以内に終了する。

RASTI システムは、話し手の位置に置かれるトランスミッタと、聞き取り手の位置に置かれるレシーバとから成る。これら２つの装置により、この２点間で会話明瞭度に関する状態を測定することが、可能となっている。

RASTI 法は、以下のような影響を考慮している。

(1) 暗騒音。即ち今回の場合、タイヤ、路面、あるいはエンジン、風等からなる騒音、
そして、

(2) 残響と反射。車室内での残響と反射は、室内の内装材で決まる。即ちカーペットの種類や、シート、ルーフライニングと全ての反射面。

計測を行う場合、これらの現象のどちらも校正は全く必要なく自動的に取り込まれる。別の利点として、信号と騒音を分けて計測する必要がないため、テスト信号と暗騒音が同時に存在する条件下で、測定を行えるということがある。最終的に RASTI 直は、500Hz から 2KHz のオクターブバンドで、MTF 計測から算出される。

３．車室内の騒音

車室内に侵入する音は、いくつかの騒音源から構成される。一般に騒音レベルは、騒音制御の評価値として用いられるが、むしろ騒音レベルの中での小さな違いが、重要な差として主観的に評価されることが多い。このため、大部分の自動車メーカは、騒音に対する主観的評価法を併用している。これは、余り正確な方法とは言えない。また RASTI 法は、会話明瞭度の計測方法であるが、従来の騒音レベルのみでは定義できない車室内騒音の音質を表現する一つの方法としても、可能性をもっていると思われる。

会話の明瞭度とラジオの聞き取りやすさの関連性において、問題は、騒音を出来る限り小さくするように車室を設計すべきであるということに対し、一方で会話の音声は、出来るだけ大きく残しておく方が良いということにある。言いかえると、会話の音声は、反射されながら車室内を、別のシートの方へ巡って行くのが望ましく、反対に騒音は、吸音される方が良いことになる。RASTI 法はトランスミッタ部から発せられる擬似ノイズを用いて計測を行うため、こうした反射／吸音等の車室内設計の変更による効果を容易に評価できる。

次の項では、運転者の隣の座席と、車室内の残りの座席との間の会話明瞭度を評価したいくつかの測定結果について報告する。この考えは、自動車の設計に対する最終的な方向性を示すものではないが、RASTI 法による車室内の音響状態の測定が持つ意味を判断することは、可能と思う。

４．計　測

4.1. 計測条件

計測は排気量２ℓの小型乗用車の中で、Brüel & Kjær 社 3361 型スピーチ トランスミッションメータを用いて行われた。トランスミッタは、フロントガラスに向けて、前部助手席に、乗員の頭の高さで設置した。以下の計測は、全てこの位置で行っている。(**図 2**)

レシーバは、５ケ所の異なった位置、即ち運転者の左耳位置より 0.2m(DS left)と右耳位置より 0.2m(DS right)及び後席の左、中央と右(RS left,

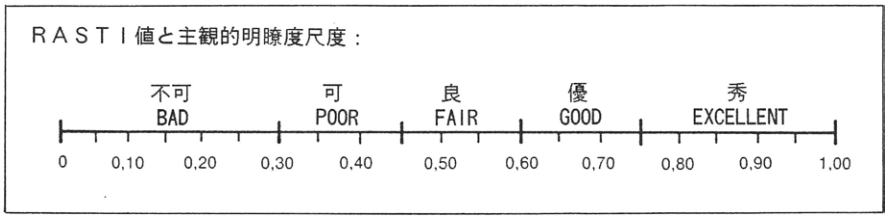


図１　RASTI 値の定性的解釈

RS center, RS right)に設置した。

テスト車は、オートマチックトランスミッションであり、シフトポジション ニュートラルでエンジン回転数を変化させ、空転状態の測定を行い、さらに実走状態にて何種類か車速を変えて、吸音材の影響について計測した。

4.2. 結果と検討

図３に空転状態での各測定位置に対する結果を示す。

1000rpmと2000rpmでのRASTI値の各位置間での差異は、わずかであったが、回転数が高くなると増加し、特に 3000 rpm の場合には大きい。最もRASTI 値が良いのは、DS left に対してであり、これはトランスミッタに最も近い位置で測定されているからである。

図４は、２つのオクターブバンド500Hz および2KHz のそれぞれについて、後席の２ケ所の位置での結果を示す。この結果では、RS left については、3000rpmおよび4000rpm時の500Hzバンドで RASTI 値は高くなっている。これはおそらくトランスミッタの指向性パターンが、人間の指向性と等しいため、室内の形状による影響を受けたためと思われる。

運転席(DS right)での結果は、図には示されていないが 500Hz バンドより 2KHz バンドの方が RASTI 値はかなり高い。これはフロントガラス面からの反射による影響のためである。

図５は室内に何種類か異なった吸音材を適用した場合の測定例を示す。結果はすべて DS right に対する会話明瞭度を示し、

(1) 標準の室内状態
(2) 25mm の厚さのフェルトをルーフに装着
(3) ４枚のドアの下部とフロアにフェルトを装着

した状態にて計測したものである。

これらのようなテストを行うことにより、騒音



図２　前部助手席でのスピーチトランスミッションメータのトランスミッタ部（Type4225）設置の様子

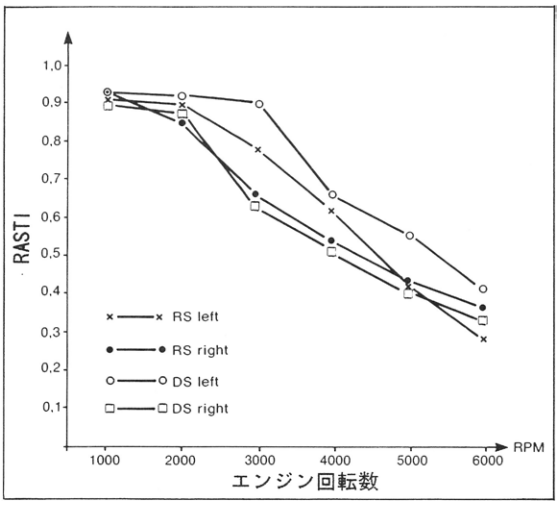


図３　空転状態での RASTI 測定結果

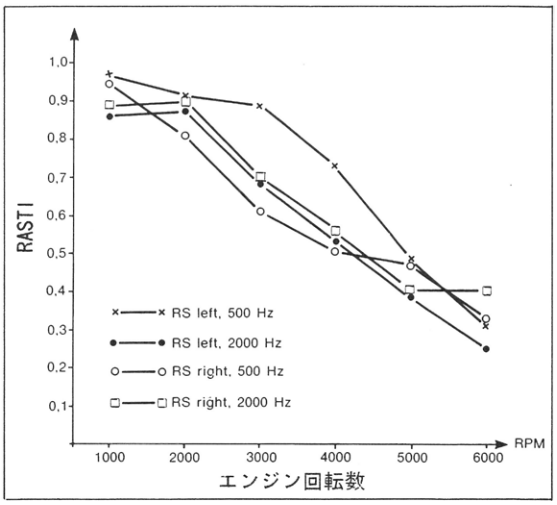


図４　図３から 500Hz と 2KHz オクターブバンドに対し個別に RASTI 値を表示

や会話の反射を最適化し、会話明瞭度を出来る限り高めることが可能となる。

図６は、実走状態での結果を示す。この車にはラジアルタイヤが装着され、オートマチックトランスミッションの２レンジの位置で乾燥舗装路面上を走行した。また、エンジン回転数は測定中、一定に保たれており、無風の状態で走行計測を行った。

この結果、後席と助手席間にくらべて、運転者と助手席間の方が、会話明瞭度はかなり良いことがわかる。

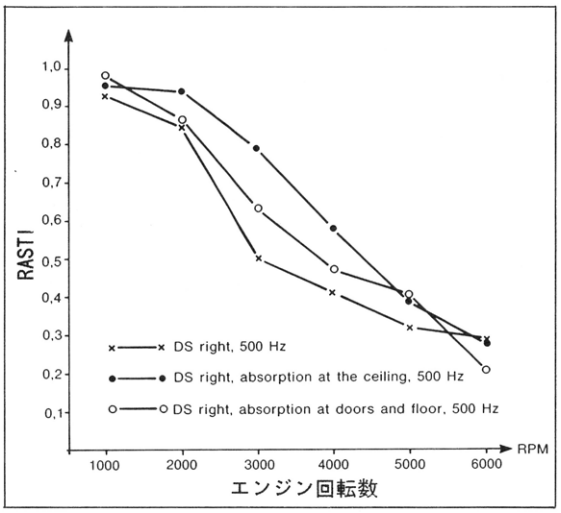


図５　室内の各種吸音材に対する
DS right の 500Hz での結果

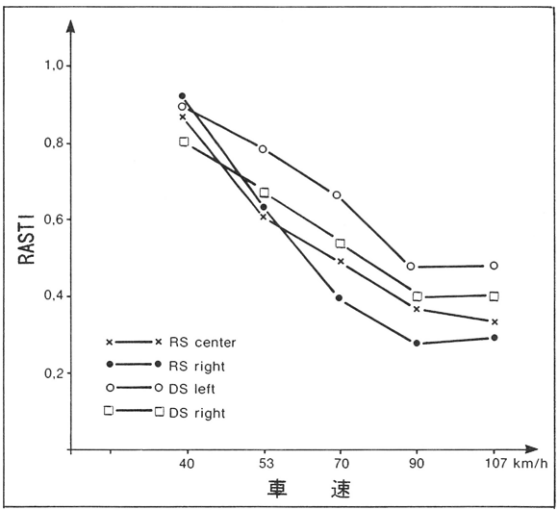


図６　実走状態での RASTI 測定結果

５．ま と め

今回のテストによって得られた計測結果により、RASTI 法にて車室内の音響状態を定量化する事が可能であることが示された。また、吸音材とその位置に関するテストにより会話明瞭度を最適化できる可能性を示した。

本報告は、本田技術研究所が、Brüel & Kjær 社と共同で行った研究結果である。

参考文献

(1) ANDERSON, J. & JACOBSEN, T.: “RASTI Measurements in St. Paul’s Cathedral, London”, Application Note Brüel & Kjær, Denmark 1985

(2) HORRALL, T. R. & JACOBSEN, T.: “RASTI measurements: Demonstration of different applications”, Application Note Brüel & Kjær, Denmark 1985

(3) HOUTGAST, T. & STEENEKEN, H. J, M.: “A review of the MTF concept in Room Acoustics and its use for estimating speech intelligibility in auditoria”, J. Acoust. Soc. Amer. 77(3), 1069-1077 (1985)

(4) Draft IEC publication 268: Sound System Equipment-Part16: “Report on the RASTI method for the objective rating of speech intelligibility in auditoria”

■著　者■


中 村 光 勇


新　倉　　始


Torben Jacobsen

自動車用防音材料の開発

Development of Noise Control Materials for Automobiles

山下 剛 * 中村光勇 *
Tsuyoshi Yamashita Mitsuo Nakamura

要旨

車室内騒音の低減を目的とした防音材は、重量と性能との比例関係が強く、軽量化は重要な課題となっている。今回、防音材の開発に際し，吸音層のノーマル音響インピーダンスと制振材の厚み比に着目し、音響性能との関連を明確にし、材料の特性改良を行った。

その結果、ダッシュボード遮音材としては、新しく開発したポリウレタンフォームを吸音層とし、またフロア制振材としては、アスファルトをベースとした発泡化技術の開発により、軽量化をはかると同時に性能の向上が得られた。

ABSTRACT

The purpose of noise control materials is to reduce the interior noise level in automobiles. Weight reduction is an important aspect, as the performance of the materials is strongly related with the weight of the materials used.

In the process of developing noise controlling materials with enhanced performance, we identified the effect of ratio of normal impedance of the absorption layer to its thickness on the acoustic performance of the material. As a result, we were able to develop a series of light and effective noise/resonance-control materials. These include, among others: polyurethane foam to absorb noise for dashboard; and foamed asphalt sheet to damp vibration for the floor.

1．まえがき

自動車の商品性の中で、静粛性は乗員の快適性の確保という意味で、近年その向上がますます求められ，さらには車室内音の音質の改善にまで至っている。この傾向は、高級車のみならず大衆車にまで及んでいるのが現状である。

自動車の静粛性を確保する方法として、騒音・振動源とその伝達経路での対策および、侵入・伝達を肯定したうえでの防音材を含めたボディ側での対策の二種類に分けられる。特に防音材の適用に関しては、重量パラメータが効果に対する大きな影響因子であることから、防音材のより厳格な重量管理が求められている。また一方では、より静粛性の優れた車の開発も商品ニーズであり、この結果、軽量で性能の優れた防音材の開発が必要となっている。

ここでは、軽量化と性能向上を目的とした自動車用防音材料として開発した遮音材と制振材について、性能面からの試験データとともに、実車への適用例を報告する。

2．車室内音と防音材の位置づけ

図１に示すように、車室内音は現象面から、こもり音・エンジン中高周波音・ロードノイズ・風騒音等に分類することができる。これらは振動源から様々な、伝達系を介在して車体に伝わり音として放射するもの（固体伝播音）、及び隔壁・隙間等を通過してくるもの（空気伝播音）の二つに大きく分けることができる。これら車室内音の防音材による低減対策として、振動伝達による固体

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1989_1_11

音の放射についてはダンピング材の適用、透過侵入音に対しては遮音材・吸音材の適用が一般的であり、これらの適用例を図２に示す。

エンジンルームとキャビンとの隔壁部（ダッシュボードパネル）には、キャビン側にダンピング材と遮音材が、フロア部にはダンピング材，カーペット裏にはクッション材を兼ねた吸・遮音材が適用され、また、一部の車によっては、ルーフ、エンジンルーム内等に吸音材が適用されている。これらの防音材料も音源の寄与率、及び性状等を的確に把握し、これを念頭において材料選択を行わなければ、必ずしも充分な効果を得られないこともあるので注意が必要である。

3. 防音材開発

今回、防音材の開発・適用に際し

(1) ダンピング性能・遮音性能・吸音性能の向上の為には材料として、どういう性質をもつべきか

(2) その材料のもつ性能を十分発揮させるためにはどういう構造をとる必要があるか

の二点に着目して、特にダッシュボード遮音材と

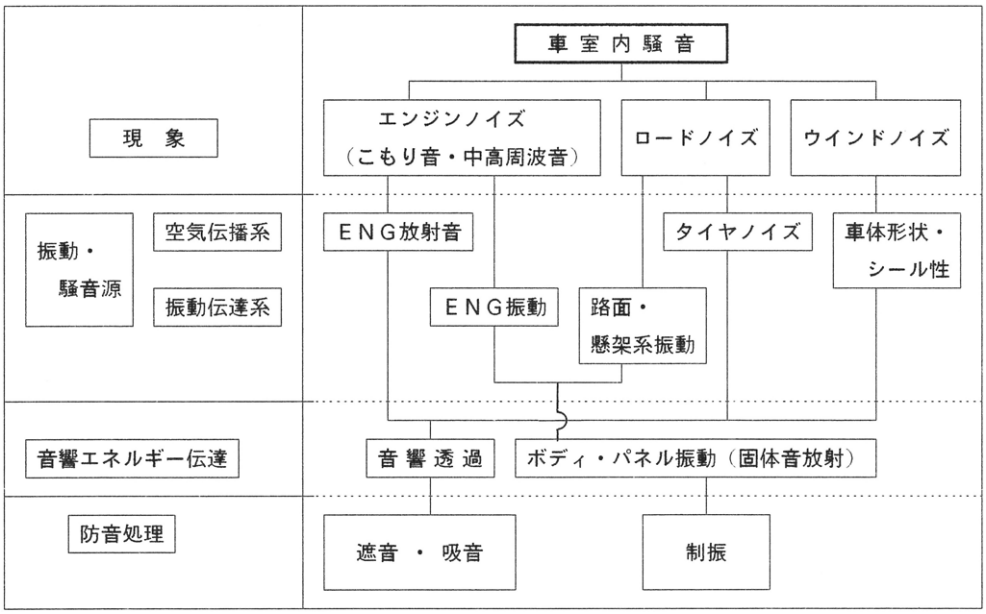


図１　車室内騒音要因と防音材の位置づけ

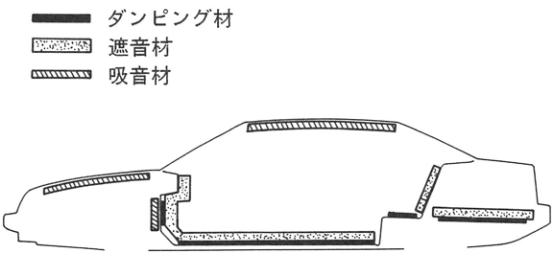


図２　防音材の適用例

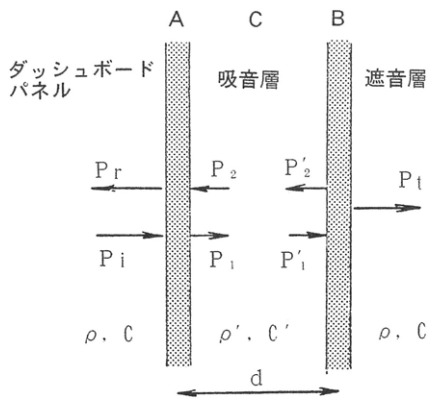


図３　ダッシュボード３層遮音構造モデル

フロアのダンピング材についての性能向上を行った。

3.1. 遮音材の性能

ダッシュボードの遮音構造は、図３に示すように、部分的にダンピング材が施工されたダッシュボードパネル（A）、吸音層（C）及び遮音層（B）の３層構造をとっているのが通例である。これを次に示す様な単純モデルにて、遮音性能予測を試みた。

距離ｄを隔てた、薄い均質壁Ａ，Ｂのサンドイッチ構造を想定する。音圧Piの平面波が、隔壁Ａに垂直に入射するとき、Ａ面においては反射波Prと透過波P_1、Ｂ面で反射してもどった波P_2が存在する。Ｂ面においては、媒質Ｃ中の伝搬波P'_1、反射波P'_2が働き、透過波Ptを生ずる。

音圧のつり合い条件から

Ａ面では $(Pi + Pr) - (P_1 + P_2) = Z_A u_A$ …①

Ｂ面では $(P'_1 + P'_2) - Pt = Z_B u_B$ ……②

u_A, u_B, Z_A, Z_B は，隔壁Ａ、Ｂでの粒子速度、音響インピーダンス密度

粒子速度の連続条件から

Ａ面では $\dfrac{Pi - Pr}{\rho C} = \dfrac{P_1 - P_2}{\rho' C'} = u_A$ …③

Ｂ面では $\dfrac{P'_1 - P'_2}{\rho' C'} = \dfrac{Pt}{\rho C} = u_B$ ……④

ρ，Ｃ，は媒質Ｃ以外、ρ'，Ｃ′は、媒質Ｃの密度と音速

Ａ，Ｂ面に対しては質量効果のみ考えれば、運動方程式から

$$Z_A = i\omega m_A,\quad Z_B = i\omega m_B \quad \cdots\cdots\cdots\cdots ⑤$$

m_A, m_B は隔壁Ａ，Ｂの質量

とおいてよい。

さらに、媒質Ｃ中での減衰を考慮するために、P'_1, P'_2 を

$$P'_1 = P_1 e^{-(ad + ikd)},\ P'_2 = P_2 e^{(ad + ikd)} \quad \cdots⑥$$

ａ：減衰定数，ｋ：波長定数，ｄ：AB 間距離

とおいて、①～⑥式より

$$TL = 10 \log |Pi / Pt|^2 \quad \cdots\cdots\cdots⑦$$

により、サンドイッチ構造の透過損失（Transmission Loss；TL）を算出した。[(1)(2)(3)]

車に使用されている一般的なダッシュボード遮音材をこれにより計算した結果の一例（隔壁Ｂの重量の影響、隔壁間媒質Ｃの厚みの影響）を図４、５に示す。

これらの結果より判る様に媒質Ｃが、バネの作用をし、中周波領域に、マス・バネ系の共鳴透過域をもち、これより上の周波数帯域では、TLは大きくなる。隔壁Ｂの重量の増加、媒質Ｃの厚みの増加とともに共鳴周波数は低周波数側に移動し、高周波領域のTLは向上する。また、この遮音性能は隔壁Ａの質量、媒質Ｃの密度、減衰率によっても変化する。

自動車用遮音材として、国内では約 20 年前にフェルトに遮音層が付いたタイプのものが出現して

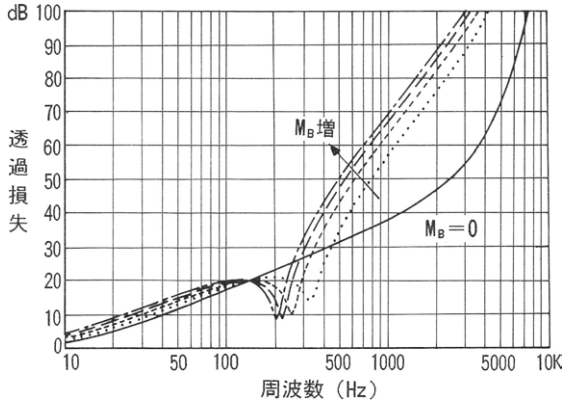


図４　遮音量計算予測 ～（１）
（隔壁Ｂの重量 M_B の影響）

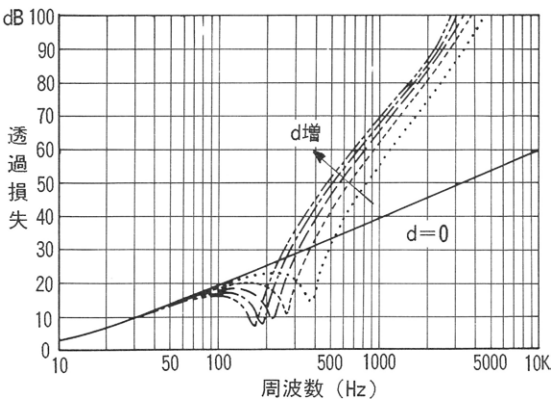


図５　遮音量計算予測 ～（２）
（隔壁間媒質Ｃの厚さｄの影響）

以来、コスト、性能面の優位性から、現在でもこのタイプが主流となっている。一方、ヨーロッパ等においては、これ以外にウレタンフォームを吸音層にしたものが使用されており、各メーカーによりその使用状況が異なっている。実例として、現在使用されているこれらの遮音材の遮音性能の一例を図６に示す。フェルトを吸音層に用いたタイプは、共鳴周波数が低周波域に存在し、ウレタンフォームを吸音層に用いたタイプは、フェルトタイプに比べると共鳴周波数は高周波側にあり、高周波領域での性能が低下している。これは従来のウレタンフォームは、フェルトに比べ弾性率が高く、また音響インピーダンスも高いため、（図７）その結果として、マス・バネ系の共鳴周波数が、高周波側に移動し、同時に高周波領域の遮音性能が低下している。

また、面密度一定のものをプレス成形する様なフェルトタイプでは厚みが減少すると密度が増加し、さらに厚み減少分が加わって共鳴周波数が上り、高周波領域での性能が大巾に低下する。（図８）

以上述べてきた如く三層タイプの遮音構造の場合、吸音層の性能で遮音性能が決定される。この結果、吸音層にフェルトを用いた場合、面密度によるチューニングが性能を支配する主要因となるのに対し、ウレタンフォーム材を用いた場合、密度、粘性（ダンピング）、弾性率等、音響特性に対する自由度は大きい。（表１）

一例として、硬度を変化させた場合の遮音性能結果を図９に示す。硬度を約４倍変化させた場合、高周波域の性能が大巾に低下することが判る。

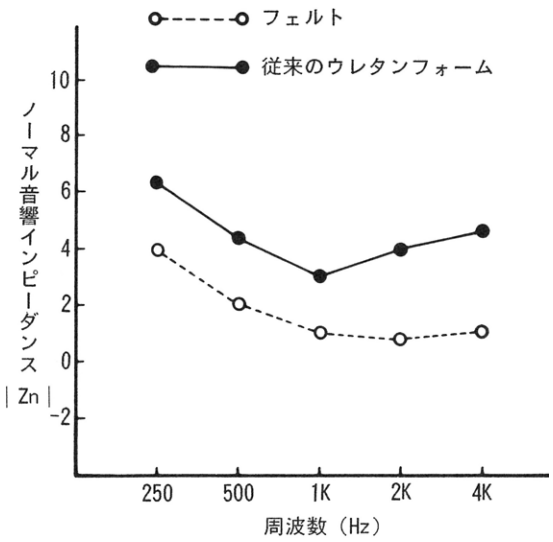


図７　吸音層のノーマル音響インピーダンス

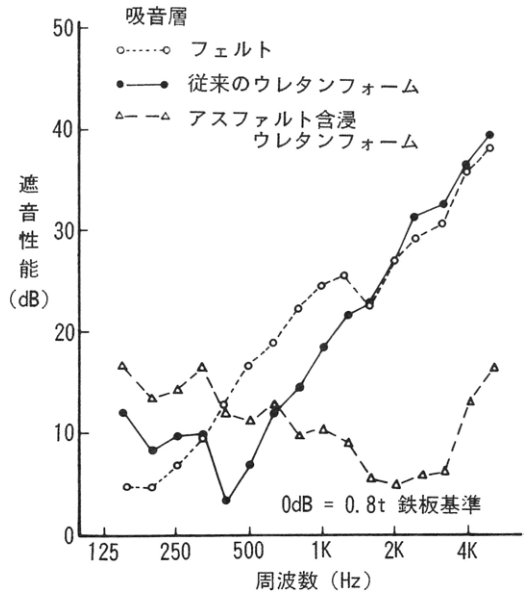


図６　ダッシュボード遮音材の遮音性能～（１）
（市場における代表的使用材料例）

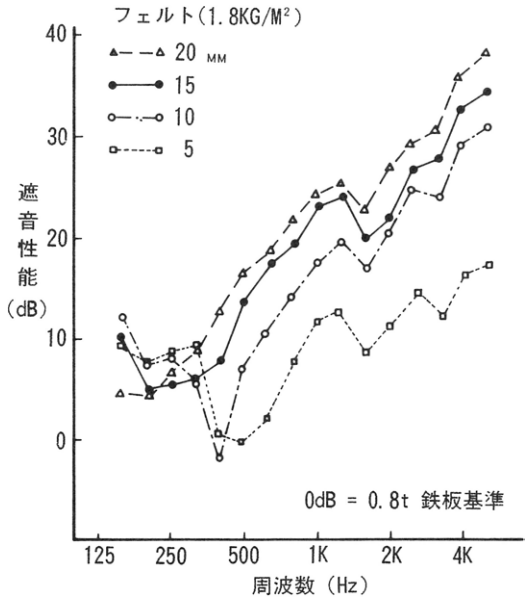


図８　ダッシュボード遮音材の遮音性能～（２）
（厚さの影響）

表１　吸音層による音響特性因子対比表

フェルト	ウレタンフォーム
密　度	密　度
厚　み	厚　み
	弾性率
	粘性（ダンピング）
	硬　度
	連泡率
	セルサイズ
	etc.

今回はダッシュボード遮音材に使用される材料として

(1) ダンピング付与による中周波の共鳴透過領域の改善

(2) 吸音層の厚みの小さい部位の遮音性能低下の改善

の二つを目標に上記因子を種々変化させた結果、最終的に新しく開発したウレタンフォーム材により、目標を達成できる材料が得られ、加えて軽量化を図ることができた。(図10，11)

また、ダンピング性を有するウレタンフォーム材では、フェルト材に比べ制振性能が格段に高く(図12)、密着性を確保しつつ施工すれば制振による固体音の低減も得られる。

3.2. ダンピング材の性能

ダンピング材には図13に示す様に、非拘束型、拘束型の２種類があり、これら振動のメカニズムは異なる。また、ダンピング性能も各構成材料の

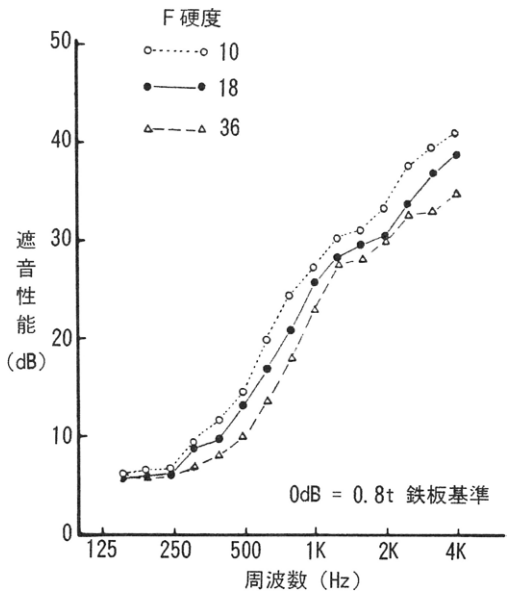


図９　ウレタンフォーム遮音材の遮音性能～(３)（硬度の影響）

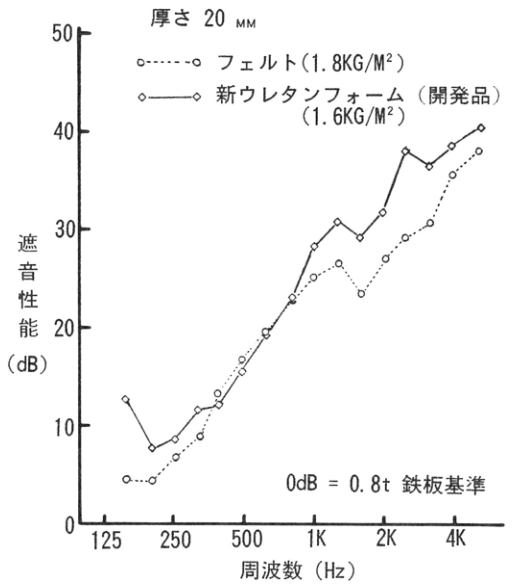


図10　ダッシュボード遮音材の遮音性能

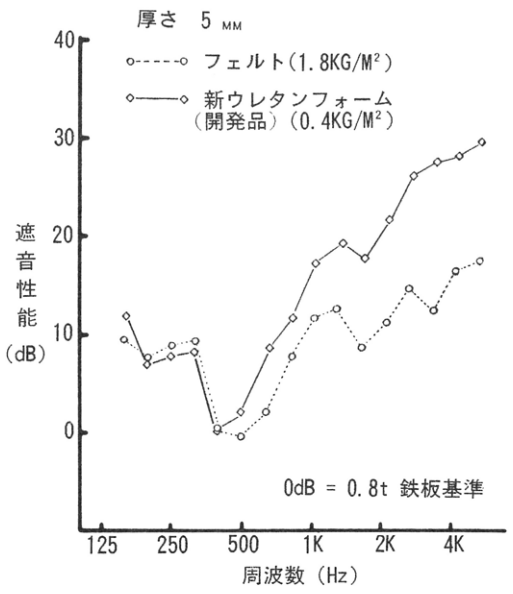


図11　ダッシュボード遮音材の遮音性能

もつ性能により異なり、図 14 に示す様な温度特性を有するものが一般的である。

今回はこのうち非拘束型制振材の開発を行った。制振材の特性は、一般に損失係数で表され、非拘束型では次式で近似できる。[(1)(4)]

$$\eta \fallingdotseq 14\,\eta_2 \cdot \frac{E_2}{E_1} \cdot \left(\frac{h_2}{h_1}\right)^2 \quad \cdots\cdots \quad ⑧$$

η ：複合材としての損失係数

η_2 ：制振材の損失係数

E_1, E_2 ：基板と制振材のヤング率

h_1, h_2 ：基板と制振材の厚さ

本式から判る様に制振性の向上は $\eta_2 \cdot E_2$ 即ち制振材自身の損失弾性率(Loss Modulus)の向上、または、厚み比の向上を狙うことにより達成できる。$\eta_2 \cdot E_2$ の向上としては充填剤、主剤等の配合変更による方法が一般に行われ、鱗片状充填剤の混入等が効果的である。また、一部の高級車に用いられている様な、主剤としてアスファルトの他に樹脂をブレンドしたものもある。これらの性能例を図 15 に示す。ただし、これらはいずれも原材料が高価なために製品としてもコストが高くなっている。また、後者の厚み比向上は、単純には厚みを上げることにより図 16 に示す様に性能は向上するが、重量が増えるという欠点がある。

しかし、密度を大巾に下げ、結果として厚み比を

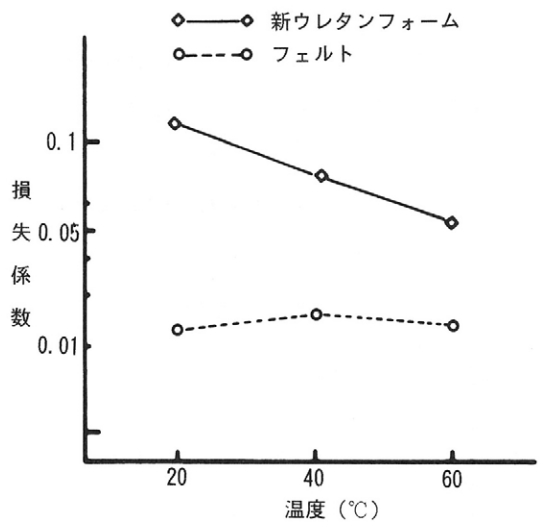


図 12　２層構造型遮音材の損失係数

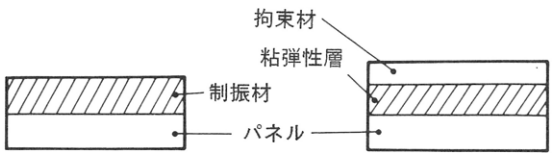


図 13　制振材の種類

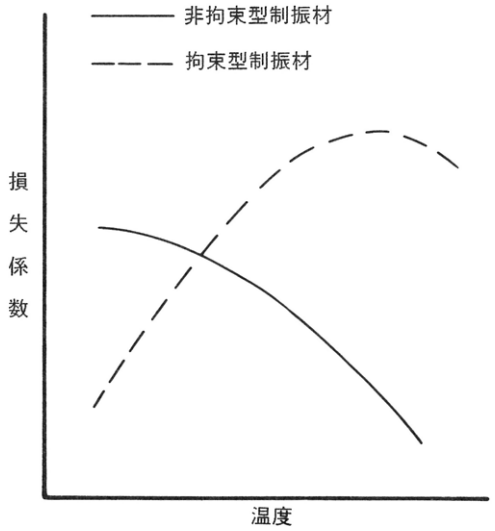


図 14　制振材の損失係数

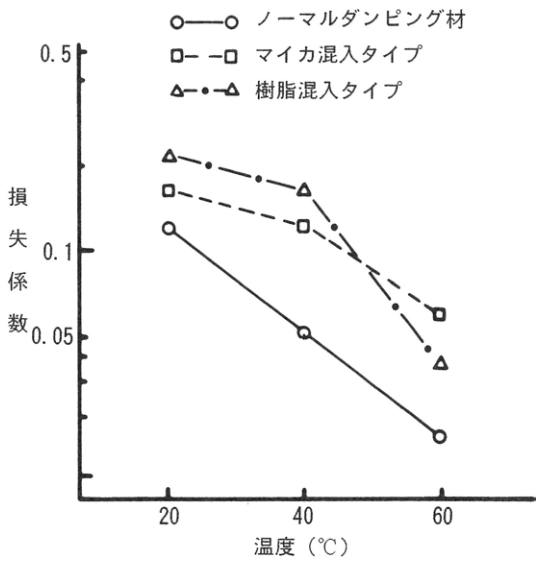


図 15　非拘束型制振材の損失係数

上げることができれば重量増加なしに制振性の向上が達成できる。

上記の観点から今回はアスファルトダンピング材に対して、低比重化による厚み比向上を目的として材料に改良を行った。

具体的には、アスファルト系制振材に発泡剤を加えラインの塗装炉熱により発泡、厚み比向上をはかるタイプを開発した。発泡倍率と性能との関係を図17に示す。発泡倍率の増加とともに性能は向上し、ほぼ1.5～1.6倍で十分な性能が得られコスト面からもこの倍率を採用した。従来品との性能比較例を図18、19に示す。重量比較でみると従来品に比べ大巾に性能は向上しており、従来品と同性能を得るとすれば、約50%の軽量化が達成できた。

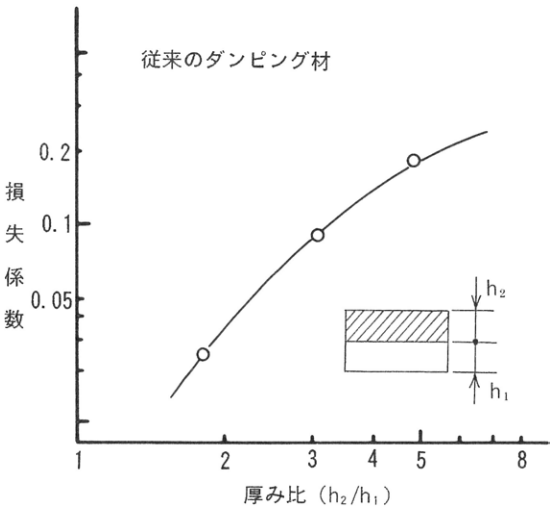


図16　非拘束型制振材の損失係数
（厚み比の影響）

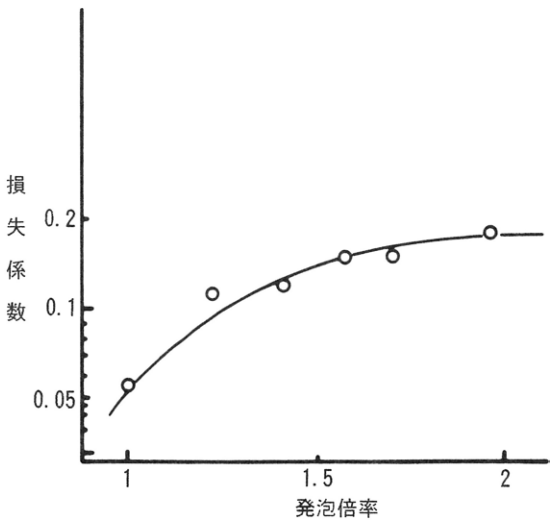


図17　非拘束型制振材の損失係数
（発泡倍率による差）

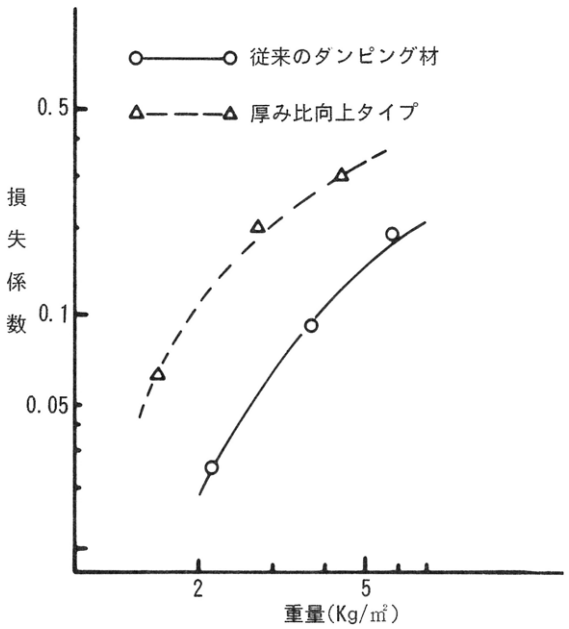


図18　非拘束型制振材の損失係数

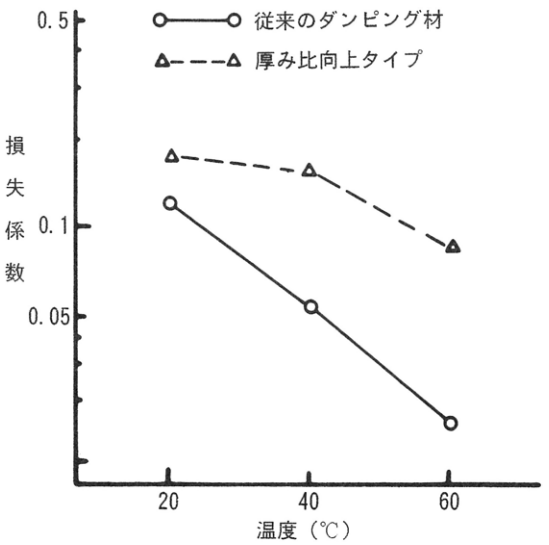


図19　非拘束型制振材の損失係数

4．実車への適用

ここでは、今回開発した防音材を、大衆車に適用した一例を紹介する。

防音材適用にあたっては、まずその車のもつ音響的性状を把握する必要がある。そこで車室内の音場把握を行うためにエンジンからの室内放射音と、足廻りの入力に起因した室内放射音（ロードノイズ）の二例に関して音響インテンシティ法を用い解析した。エンジンノイズによる車室内音響インテンシティベクトルの一例を図 20 に示す。中周波音の音響エネルギは、ダッシュボードから放射されリヤ席に向って流れているのが判る。そこでダッシュボード遮音材としては、中周波で遮音性能のすぐれた新開発の軽量ウレタンフォームタイプを適用した。また、ロードノイズに起因した音響インテンシティベクトルを図 21 に示す。音響エネルギは、フロアからリヤ席に向かって流れているのが判る。フロアは面積も大きいことから軽量で高ダンピングな制振材が要求され、今回開発の厚み比向上タイプを適用した。

この結果、今回開発の防音材を適用することにより、エンジンノイズ成分を 1dB、ロードノイズ成分を 1dB 低減でき、最終的には他の対策（騒音・振動源での対策等）を含め、従来車に比べ車室内騒音を 2dB 低減できた。（図 22）

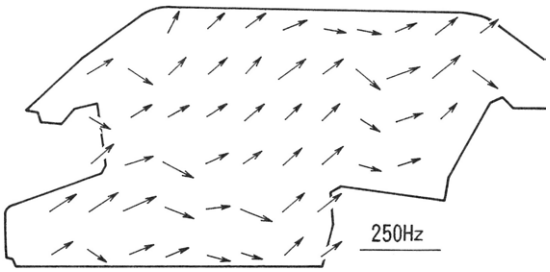


図 20　エンジンノイズに起因した
車室内音響インテンシティベクトル

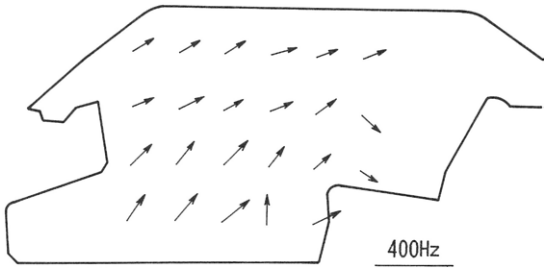


図 21　ロードノイズに起因した
車室内音響インテンシティベクトル

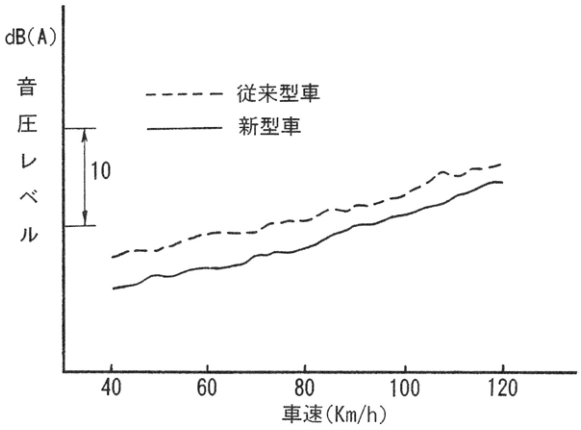


図 22　走行時車室内騒音

5．ま と め

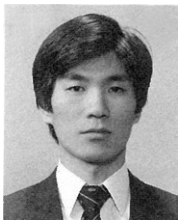
車室内音の低減手法として、防音材の材料面からの改良アプローチを行い、軽量化と性能向上という、防音材にとっての相反する要素を満足する新しい遮音材、制振材を開発することができ、今後順次、量産車へ適用して行く。

また今後とも、自動車の軽量化と性能向上は重要な技術課題であり、防音材料においても、従来の製品にとらわれることなく目標性能を明確にし、原材料の選定を含め改良・開発を行っていく必要があろう。

参考文献

(1) 日本音響材料協会編，“騒音・振動対策ハンドブック”；技報堂出版
(2) 久我新一，“遮音材料”；技報堂出版
(3) 子安勝，“吸音材料”；技報堂出版
(4) LEO L. BERANEK, “NOISE AND VIBRATION CONTROL”; McGraw-Hill Book Co.

■著　者■


山　下　　剛


中　村　光　勇

熱硬化性樹脂拘束層タイプ制振材の開発

Development of Damping Material with Thermosetting Resin Constrained Layer

芳賀　斉* 中村光勇*
Hitoshi Haga Mitsuo Nakamura

要　旨

自動車の車室内騒音は、商品性を左右する重要な要素の一つである。近年特に、静粛性が改善されるにつれて、路面により励起される、いわゆるロードノイズの低減が課題となっている。その対策手法として、パネル面に対する制振技術の研究開発及び実用化が報告されている。

今回この制振技術の一つである拘束層付制振構造に着目し、その拘束層として従来の鋼板に代わる熱硬化性樹脂を開発した。この熱硬化性樹脂拘束層は、鋼板製拘束層の欠点である、製造ラインに於ける取付性及び融着性・密着性等の問題を解決するとともに、かつ鋼板製拘束層と同等の制振性能を得る事ができた。

ABSTRACT

Automobile cabin noise is one of the most important factors influencing product grade. As overall noise level has been improved recently, reducing the noise conducted from the road surface has become the target of investigation.

Damping the panel is a viable solution. Our approach is to use a constrained layer in the damping structure and replace the conventional steel plate with thermosetting resin for the laver material. This gives an advantage of eliminating assembly problems with steel-plate constrained layers, such as fitting difficulty, low fusing weldability and adhesiveness, while achieving the damping performance equal to steel-plate constrained layers.

1．はじめに

近年、自動車の車室内騒音の低減は、乗員の快適性向上のため、ますます重要となってきている。この車室内騒音を構成する一要素として、フロアーパネルからの音響放射が挙げられる。フロアーパネルは、その面積の大きさ、及び車室を構成しているレイアウト上の点から、特にロードノイズ低減に関する主要な対象部位のひとつである。

フロアーパネルからの音響放射低減手法としては、パネルそれ自体の音響放射量を低減させる手法と、放射された音を吸音・遮音する方法の二種がある。今回はパネル自体からの放射音低減を目的として、特に拘束型制振構造に着眼し、拘束層としては従来の鋼板にかわって、熱硬化性樹脂拘束層を開発し実車に適用した。この熱硬化性樹脂拘束層は、従来の鋼板性拘束層の欠点である製造ラインにおける、取付け性を含めた製造上の問題点を解決したものである。本稿では従来の非拘束型制振材と鋼板を使用した拘束型制振材との比較を行ない、諸特性を明らかにしたい。

2．制振材の位置づけ

車室内騒音はダッシュボードパネル、ドアシール等を音響的に透過してくるものと、エンジン、サスペンション等の振動がボディに伝達し、パネル面を振動させる事により音として放射されるも

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1989_1_12

のの二種に大別される。後者を一般的に固体伝播音と称しているが、この中でも特に路面の細かな凹凸がタイヤ，サスペンション系を介してボディに伝達され、放射される音は、固体伝播音の代表的な例であり、一般的にロードノイズと称されている。このロードノイズは以下の如き過程を経て、最終的に音響放射される。

1）路面振動入力を受けるタイヤ。
2）振動伝達経路としてのサスペンションアーム類、ラバーブッシュ等。
3）サスペンション系取付部よりボディ各部に振動拡散しパネル面より音響放射。

この伝達過程の中で、制振材は最終過程である3)のボディ系の対策のひとつとして効果的である。特に伝達された振動が拡散し、パネルの固有振動数で大きな振幅を発生する場合には、その振動エネルギーを熱に変換し、その結果として音響放射を低減させる役割を果たす。

3．制振材の概要

3.1. 制振材の種類

制振材の構造は大別して、図1に示す様に、非拘束型と拘束型の二種類に分けられる。

非拘束型は、対象となるボディパネルの上に、制振材を単独で貼り付ける。このタイプは、パネルに発生した曲げ振動により制振材に伸縮変形が生じ、その結果、振動エネルギーが制振材内部で熱エネルギーに変換され、振幅を低減する。

一方拘束型は、パネル面上の制振材層（粘弾性層）の上に更に拘束層として、金属板や弾性率が粘弾性層よりはるかに大きい樹脂板等を載置したものである。このタイプでは、パネルの曲げ変形で生じる伸縮をその反対側で拘束するため、粘弾性層にせん断変形が生じ、このせん断変形が熱エネルギーに変換され、振動を低減する。

3.2. 制振メカニズム

次に、今回採用した拘束型制振構造の制振メカニズムについて述べたい。

制振材の特性は一般的に損失係数で表現する事が多いが、拘束型制振構造の場合次のパラメーターによって定義される。

a） 剛性パラメーター
b） 複素せん断パラメーター
c） 複素曲げ剛性パラメーター
d） 制振材料パラメーター

一般にこれらのパラメーターは複素数で表現され、かつ周波数の関数にもなっているため、制振されるパネル面を含めた複合体としての損失係数を厳密に定義する事は困難である。しかし、$\eta_2 < 4$ などの仮定条件のもとで損失係数が最大となる場合については、複合体の損失係数は次式で近似される。

$$\eta \max = 3 \cdot \frac{E_3 h_3}{E_1 h_1} \cdot \eta_2 \quad \text{——— ①}$$

$\eta \max$；複合体の損失係数の最大値
η_2 ；粘弾性層の損失係数
E_1 ；基板（パネル）のヤング率 （N／m^2）
E_3 ；拘束層のヤング率 （N／m^2）
h_1 ；基板（パネル）の厚み （m）
h_3 ；拘束層の厚み （m）

この式からわかる様に、複合体の損失係数向上のためには、拘束層の剛性パラメーターであるEh_3および粘弾性層自身の損失係数η_2を上げれば良い事がわかる。拘束層のE_3、h_3を上げると、言うまでもなく拘束層の剛性が向上し、これ

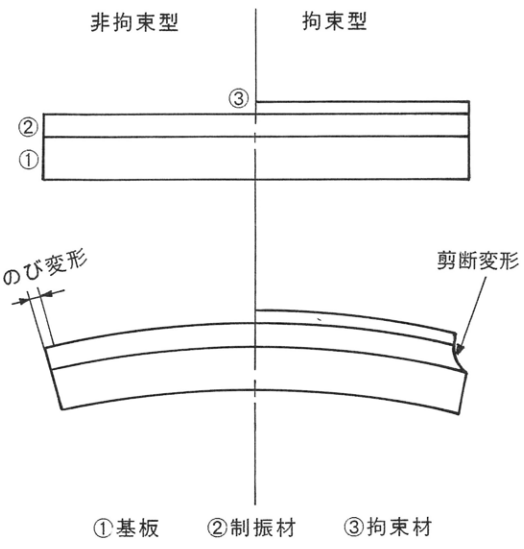


図1　制振材の種類

により粘弾性層のせん断変形が相対的に大きくなり、効果的にエネルギー変換を行なう事ができる。

また、非拘束層型制振材との最大の違いは、中間層である粘弾性層の厚みが余りこの系の損失係数に影響を持たないという事である。したがって、拘束層が追加されて重量が増加しても粘弾性層の厚みを小さくする事ができ、設計次第では総重量を非拘束型のそれよりも下げる事が可能である。逆に同重量であれば、より優れた制振性能を得る事も可能である。その一例として、同重量の非拘束型制振材と鋼板製拘束層型制振材の損失係数を図２に示す。全般的に拘束型制振材の方が、非拘束型よりも損失係数が良い傾向にある。

ただし、拘束型制振材の場合注意すべき事は、粘弾性層の周波数特性が平坦であっても、前述のせん断パラメーターの影響で、複合体の損失係数は比較的顕著なピークを持つ周波数特性を示す。これは同時に温度特性においても同様な特性を持つ事にもなる。このため、粘弾性層の選定に当っては、環境温度や目的周波数を考えた十分な設計検討が必要である。

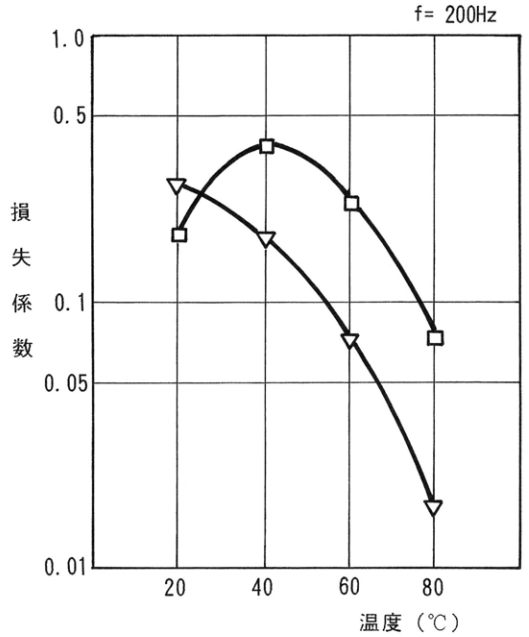
４．樹脂拘束層型制振材の開発

4.1. 鋼板製拘束層の問題点

前章で述べたように、拘束型制振材は重量に比べ、損失係数を比較的大きく設計できるため、自動車においても適用範囲が広がっている。図３は、その代表的な適用例を示してある。これは、塗装ライン工程内で、フロアーパネル上に粘弾性層として、アスファルトシートを載せ、その上に拘束層として鋼板をタッピングスクリューで固定したものである。また他の例としては、フロアーパネル側からスタッドを室内側へ出し、それに鋼板をクリップで固定しているもの等がある。

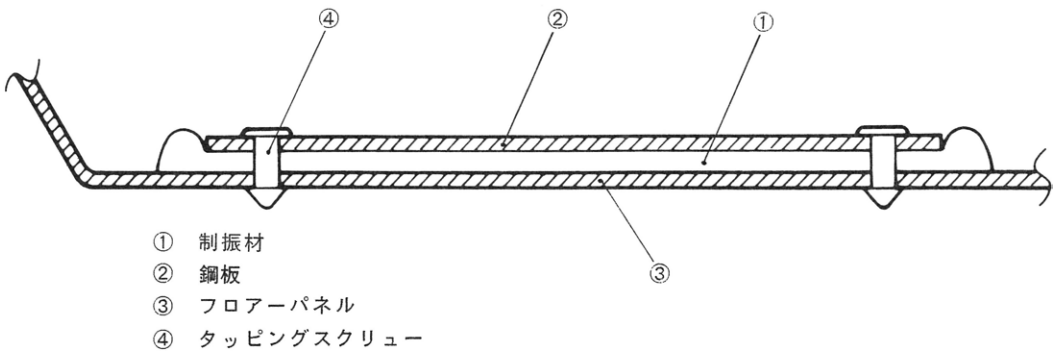
これらの方法は、粘弾性層をフロアーパネルと拘束層の鋼板に、完全に追従、密着させるという点において非常に難しい。

図４に示すように、加熱前の粘弾性層は、フロアーパネルの全体的な形状にゆるやかに追従するだけで、ビード形状等の複雑な形状に追従する事は不可能である。拘束層の鋼板は、粘弾性層の板



▽；アスファルトシート　4t
□；アスファルトシート　2t＋鋼板製拘束層　0.4t

図２　制振材の損失係数



① 制振材
② 鋼板
③ フロアーパネル
④ タッピングスクリュー

図３　鋼板拘束層取付方法

厚分を考慮した形状になってはいるが、図４の様に、粘弾性層とフロアーパネルとの間に、隙間や浮きがある状態で、正しく鋼板を装着するのは非常に難しい作業となっている。その結果、粘弾性層とフロアーパネルもしくは拘束層の鋼板との間に密着不良を生じやすく、制振機能を充分に発揮できない事にもなる。

さらに、フロアーパネル廻りに適用する拘束層の鋼板は耐食性が要求されるため、前もって塗装処理を行なっておく必要がある。

このように塗装ラインの製造工程における、作業工数増と、拘束層である鋼板を正しく装着する事の困難性、及びそれからくる品質維持の困難さ等、大きな問題となっていた。

4.2. 熱硬化性樹脂拘束層

今報告の熱硬化性樹脂拘束層型制振材は、鋼板を拘束層として使用していた従来品の製造上の問題点を解決し、かつ制振性能において、鋼板製拘束層型と同等である事を目標として開発された。

１）実車装着方法

この熱硬化性樹脂拘束層型制振材の構成は、粘弾性層としてアスファルト系シート、拘束層としては**表１**に示すブタジエン系樹脂を主成分とした熱硬化性樹脂とから成る。この開発品の特徴である熱硬化性について、塗装ラインの製造工程に沿って説明する。

まず、従来の非拘束型制振材とまったく同様に、アスファルト系シートと熱硬化性樹脂シートは、２枚重ね合わせて、フロアーパネル上に設置される。この設置直後（加熱前）の状態は、図５に示すようにアスファルト系シートも樹脂シートも常温状態で十分な可撓性を持っているため、フロアーパネルの全体的な形状にゆるやかに追従する。次の工程である乾燥炉において加熱されると、アスファルト系シートが軟化し、それとほぼ同時に樹脂シートも軟化する事により、フロアーパネルのビード等の複雑な形状に、二枚とも完全に追従、密着する。この間に拘束層は架橋剤の働きで加硫が進行し、最終的に乾燥炉から出て温度が低下すると、樹脂シートは完全に硬化して拘束層型制振材が完成する。

表１　樹脂拘束層組成表

１－２　ポリブタジエン	２５
加硫剤	5
加硫促進剤	2
可塑材	3
その他	１０
充てん剤	５５
合　　計	１００

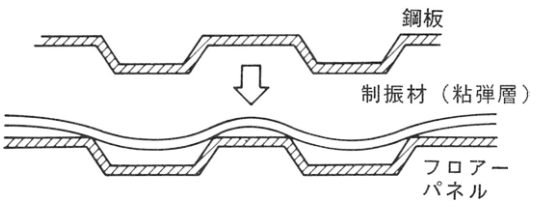


図４　アスファルト系シートの設置状態

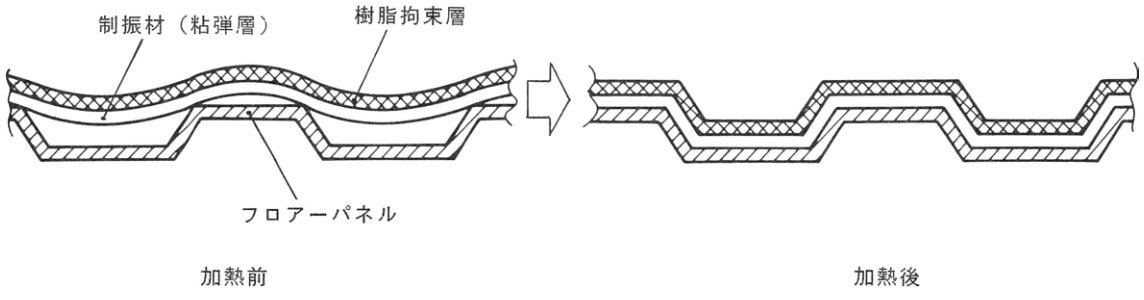


図５　樹脂拘束層の加熱による変化

なお、今回の樹脂は自己融着作用をもたないので、加熱によりアスファルト系シートがフロアーパネルへ融着するのと同様に、アスファルト系シート表面が樹脂拘束層に融着し固定される。

2）制振性能

次に、今回の樹脂拘束層型制振材の制振性能について、鋼板製拘束層型と比較することにより明らかにしたい。制振性能を表わす特性としては、損失係数が代表的なものである事は先に述べた通りであるが、その他として、曲げ剛性が拘束型では特に重要な特性である。ここでは、この二種の特性について述べたい。

① 損失係数

拘束型制振材の損失係数に関する理論的背景については、3.2. で既に述べた。ここでは具体的な例を用いて考察したい。

図６は樹脂拘束層型制振材と、従来用いられている鋼板を拘束層としたものとの、損失係数の比較を示す。両者とも重量はほぼ同等であり、損失係数の値も鋼板を拘束層としたものに比べて、遜色ない事がわかる。

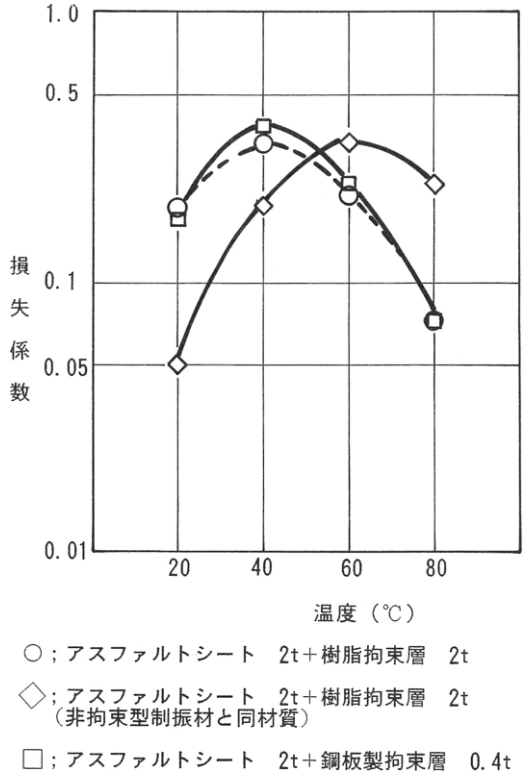


図６　制振材の損失係数

また、ここで非拘束型に用いられる制振材をそのまま拘束型の粘弾性層として用いた場合の例も合わせて図６に示すが、この場合、前述の如くせん断パラメーターが大巾に上がり、その結果として損失係数のピークが高温側へシフトしてしまっている。すなわち、拘束型の制振構造を採用する場合には、その適用部位の温度条件を把握し、最適な粘弾性層を選択する必要がある。

② 曲げ剛性

拘束型制振材のもうひとつの特徴は、適用部位の曲げ剛性を大巾に向上できる事である。曲げ剛性は、パネル単体での固有振動数と、粘弾性層・拘束層を組み合わせた複合材としての固有振動数とから、次式にて算出される。

$$\frac{B_2}{B_1} = \left(\frac{fn_2}{fn_1}\right)^2 \cdot \frac{m_2}{m_1} \qquad ②$$

B_1 ； 基板（ﾊﾟﾈﾙ）の曲げ剛性　（N・m）
B_2 ； 複合材の曲げ剛性　（N・m）
m_1 ； 基板（ﾊﾟﾈﾙ）の単位面積当りの質量（kg/m^2）
m_2 ； 複合材の単位面積当りの質量　（kg/m^2）
fn_1 ； 基板（ﾊﾟﾈﾙ）のｎ次固有振動数　（Hz）
fn_2 ； 複合材のｎ次固有振動数　（Hz）

上式により求めた、基板に対する複合材の曲げ剛性比を図７に示す。なお、テストピースの仕様は図６に示したものと同様である。

この図からわかるように、鋼板を拘束層としたものの方が、樹脂製拘束層型に比べやや高い剛性比が得られているが、非拘束型制振材と比べると約５倍の高い剛性比が得られる事がわかる。

当然の事ながら、曲げ剛性の向上はパネルの固有振動数を上げる事になるため、適用される部位の共振特性を変更する事も可能となる。ただし、一般的にパネル面には、複雑な曲率形状とビード形状が形成されているため、テストピースのような平板に比べ剛性が高くなっている。このため実車に適用する場合は、その適用部位の剛性を考慮

した最適な粘弾性層と拘束層を設計する必要がある。

5．実車適用例

今回開発した樹脂拘束層をレジェンドのフロアーに適用した例について述べたい。図８は樹脂拘束層型制振材の適用部位を示している。この適用範囲については、フロアから放射される音響インテンシティの結果（図９）に基づき決定した。また、図 10 は適用部位における振動低減の効果を示している。

この図からわかる様に、非拘束型のアスファルトシート４t に対しアスファルトシート２t ⊕樹脂拘束層タイプは、約 125Hz の共振点において 10 dB 振動のレベルを低減でき、その結果、非拘束型制振材に比べフロアからの放射音響パワーを約 1.5dB 低減することができた。

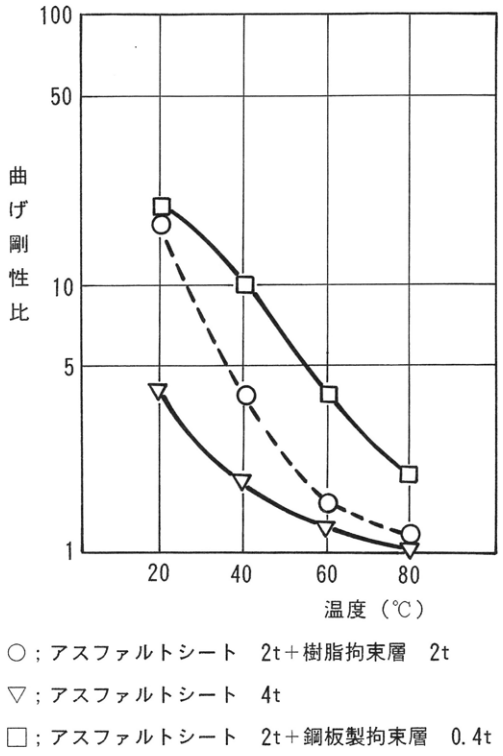


図７　制振材の曲げ剛性比

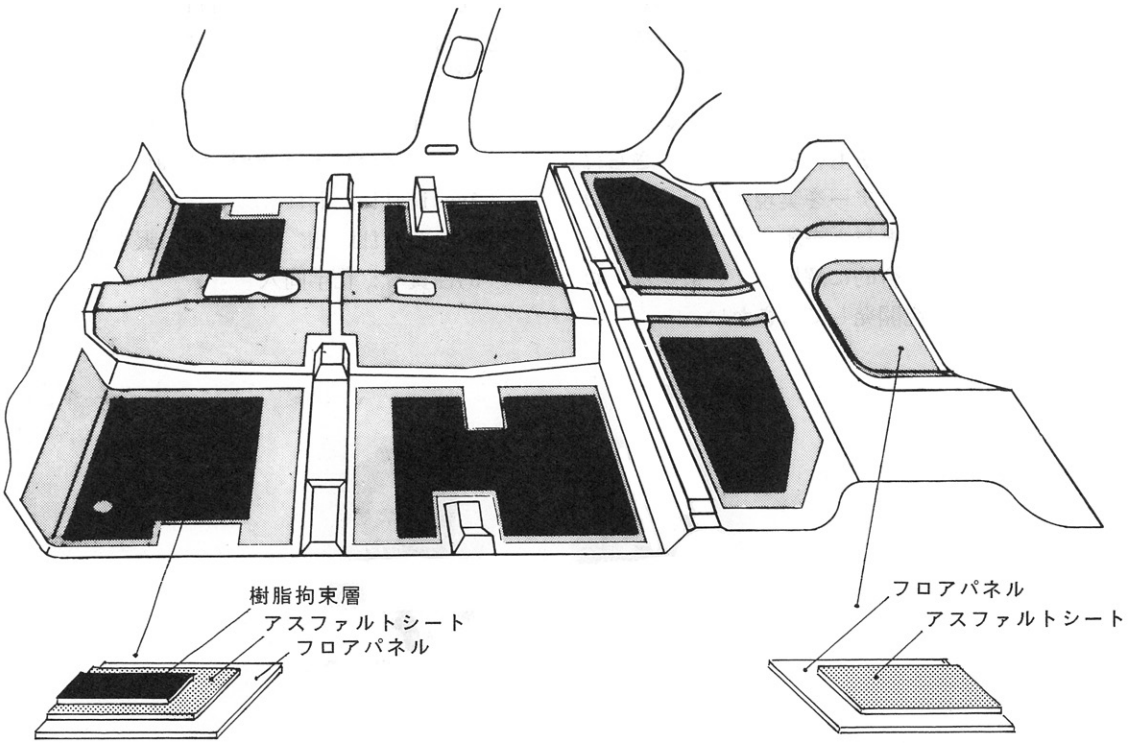


図８　樹脂拘束層型制振材の適用部位

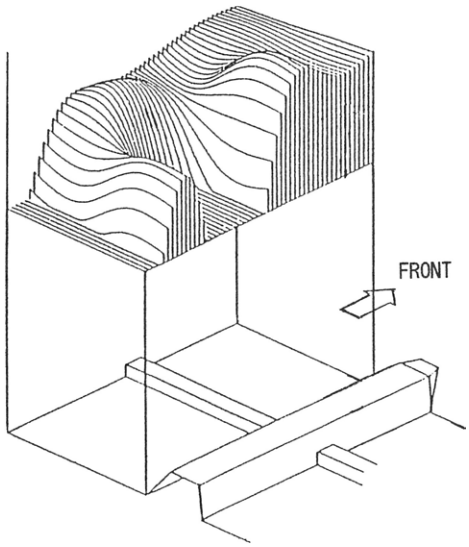


図９　フロアーパネルからの音響インテンシティ（周波数 160Hz）

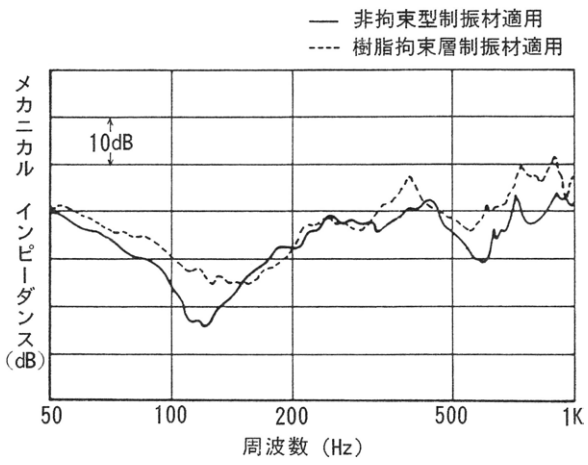


図 10　フロアーパネルの振動特性

６．ま と め

拘束型制振構造として熱硬化性樹脂拘束層型制振材を開発し、これにより、重量増加を伴わずに性能向上を達成し、かつ生産上の問題を解決した。今後とも車室内の騒音低減は重要な技術課題であり、生産ラインでの装着の容易さ等から、樹脂拘束層の適用は拡大されるものと思われる。さらに、音響放射の少ないフロアーを実現するため、フロアーパネル自体と制振材とを組合せた複合材としてフロアー構造を総合的に解析して、最適なフロアー制振構造を研究開発して行きたい。

参考文献

(1) L. L. BERANEK, “NOISE AND VIBRATION CONTROL”; Mc Graw-Hill Book Co.
(2) 日本音響材料協会編, “騒音・振動対策ハンドブック”;技報堂出版
(3) “Measurement of the complex Modulus of Elasticity: A Brief Survey”; B & K Application Note.
(4) L. E. NIELSEN, 小野木重治訳“高分子の力学的性質”;化学同人

■著　者■



芳賀　斉



中村光勇

舵角応動型 4WS の制御原理が操舵応答特性に及ぼす影響

Effect of Steer Angle Dependent 4WS Control Principle on Steering Response Characteristics

佐野彰一* 古川修*
Shoichi Sano Yoshimi Furukawa
二瓶隆** 阿部賢**
Takashi Nihei Masaru Abe
芹沢満也**
Mitsuya Serizawa

要　旨

ホンダの舵角応動型 4WS の後輪制御原理は「後輪転舵角をハンドル角のみの入力で、遅れなく制御する」、「後輪転舵角をハンドル角の非線形な関数として制御する」という二つの方式が組み合わされている。

これらの方式は、直進に近い走行では、後輪の横力をできるだけすみやかに発生させ、横加速度応答の遅れを効果的に減少させるとともに、旋回走行では、さらに俊敏なヨー応答を得ることを狙って選ばれたものである。

本論文では、この二つの制御方式の効果を力学的な面から確認し，さらにこれらの制御方式が操舵応答に与える影響について、数学モデルによる定量的な解析によって、他の制御方式との比較を行った。

その結果、舵角応動型 4WS は直進に近い走行と旋回走行の両方の条件で、狙いとする好ましい操舵応答特性が得られることが明らかになった。

ABSTRACT

The rear wheel control technique for the Steer Angle Dependent Four Wheel Steering System (Honda 4WS) is based on a combination of two methods: one controls the rear wheel steer angle without delay by using only the steering wheel angle for control input; the other controls the rear wheel steer angle as a nonlinear function of the steering wheel angle.

These methods have been adopted to efficiently reduce a delay in lateral acceleration response during maneuvers in almost straight road driving by generating lateral force at the rear wheel as quickly as possible. In addition, they offer a higher yaw responsiveness when making sharp turns.

This report first demonstrates the effectiveness of these two control methods from the viewpoint of dynamics. Then, based on a quantitative analysis with mathematical models, it compares these and other control methods with respect to their effects on steering response. The findings indicate that the Steer Angle Dependent 4WS System can achieve the desired steering response characteristics, both under close to straight and curved road driving conditions.

1．まえがき

我々は、車輌の操舵応答特性に、これまでの前輪だけ操舵する機構では得られなかった新たな自由度を与え、操安性能の向上に大きな可能性を期待できるという観点から、4輪操舵システム（4WS）に着目して、一連の研究を行ってきた。[(1)-(3)]

その結果、後輪転舵角をハンドル角の非線形な関数として制御する舵角応動型 4WS を完成させた。[(4)(5)]

このシステムは、直進に近い走行では操舵に対する横加速度応答の遅れを減少させるために、小舵角操舵時には後輪を前輪と同方向に遅れなく転舵し、さらに旋回時には俊敏なヨー応答も合わせて得られるように、ハンドル角が大きくなるほど後輪の前輪に対する転舵角比を小さくするという非線形な特性を合わせ持ったものである。

＊　和光研究センター
＊＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1989_1_13

本報告では、これらの舵角応動型 4WS の制御方式の制御上の特徴を紹介し、更に他の 4WS の制御方式との操舵応答特性の違いを計算機シミュレーションによって定量的に論じるものである。

2．舵角応動型 4WS の制御原理と力学的特徴

2.1. 舵角応動型 4WS の操舵応答性の狙い

既に報告したように、後輪を前輪と同方向に操舵すると、ヨー応答の遅れはほぼ一定に保たれたまま操舵に対する横加速度の応答遅れが減少し、中高速でのレーンチェンジのように直進に近い走行条件では、ドライバー車輌系の制御性能が向上することが確認されている。[(1)(2)]

従って、我々は、直進に近い走行でこの横加速度の応答遅れを極力減少させることを、舵角応動型 4WS の基本的な特性設定の狙いに定めた。

また、我々が横加速度応答とヨー応答を独立に変えて、ドライバー車輌系に及ぼす影響を調べた結果では、滑らかな連続したカーブを想定した目標コースの追従を行うテストでは、さらにヨー応答もドライバー車輌系の性能に大きく影響を及ぼすことが分かっている。[(3)]

それ故、我々は車輌が旋回を行っている時にはさらに俊敏なヨー応答が加わることを、舵角応動型 4WS の第２の狙いとして設定した。

我々はこのような、直進と旋回のそれぞれの走行状態で望ましい操舵応答特性を実現する手段として、これらの走行状態の判別に、ハンドル角の大きさの情報を用いて、それに応じて最適な後輪

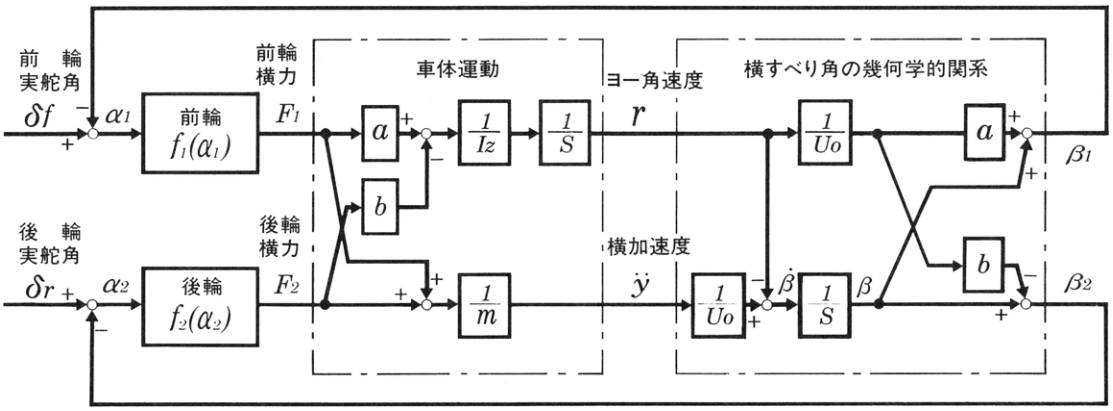
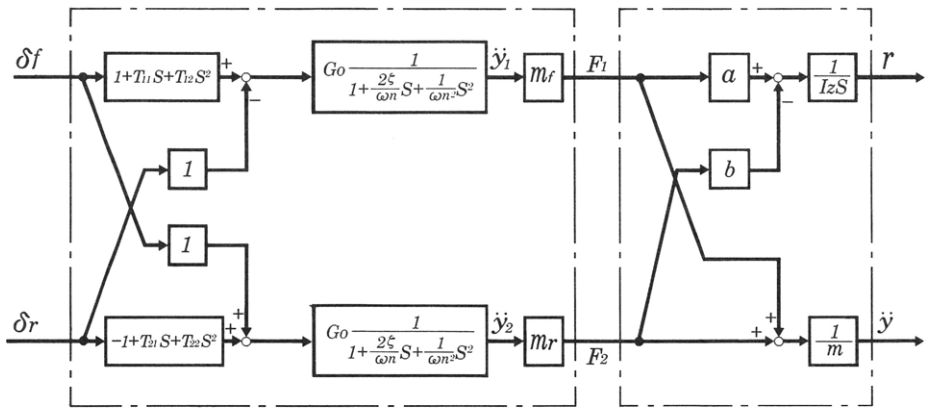


図１　操舵応答を表すブロック線図



$T_{11}=\frac{\ell}{U_o}, T_{12}=\frac{m_r}{C_r\ell}$，$T_{21}=\frac{\ell}{U_o}, T_{22}=\frac{m_f}{C_f\ell}$，$G_o=\frac{U_o^2}{\ell(1+KU_o^2)}$

図２　操舵応答のオープンループシステムとしての記述

転舵角の制御を行えばよいことに着目した。即ち、ハンドル角がそれほど大きくない時には、操舵に対する横加速度応答の遅れが小さく、ハンドルを大きく操舵するほど、俊敏なヨー応答が加わるような後輪転舵角の制御方法を検討することにした。

2.2. 後輪転舵角の制御方法の検討

(1) 直進に近い走行条件での制御

前述のように、後輪を前輪と同方向に操舵すれば、横加速度の応答遅れが減少する。これは図1に示すように後輪の転舵によって、後輪の横力発生の遅れが減少するためである。図1を車体の横滑り角のタイヤ横滑り角へ至るフィードバックループを含めてオープンループシステムに書き替えると、車体の質量分布が前後輪車軸上にそれぞれ集中質量を配した2質点系に近い時には、図2のようなブロック線図と等価になる。この点から前輪のみ操舵する車輌(2WS)では、操舵に対し、後輪の横力発生は2次遅れを常に伴い、そのため横加速度応答は遅れを持つことがわかる。

なお、前後輪の横力は図2に示すように、前後車軸の位置での横加速度にほぼ比例するので、後輪横力発生の遅れは、後車軸上の横加速度の応答遅れの度合で評価できる。

後輪転舵角を制御するための入力は、ドライバの車体に対するインプットであるハンドル角と、車輌の運動のアウトプットであるヨー角速度[6]等の状態変数が考えられる。後者では前輪タイヤの発生する横力を入力とする4WSも実用化されている。[7][8]

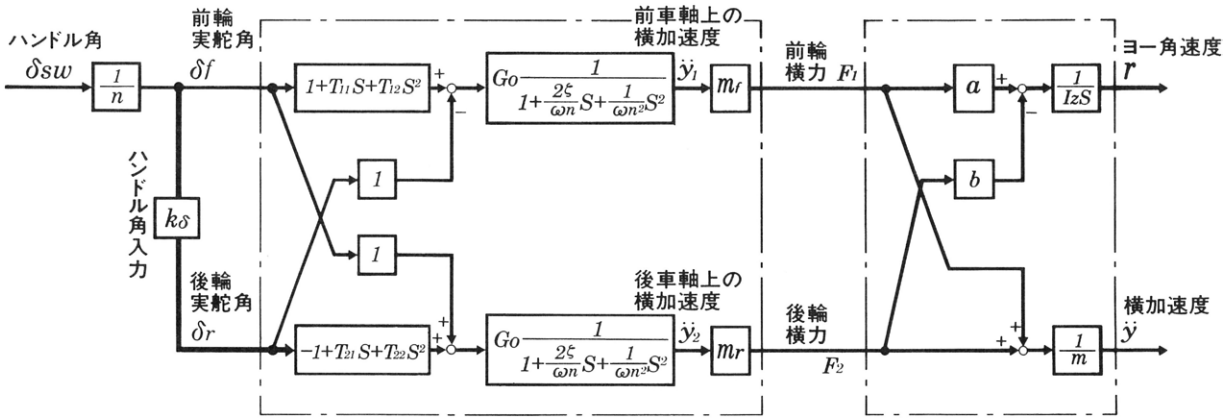


図3　ハンドル角入力 4WS の操舵応答を表すブロック線図

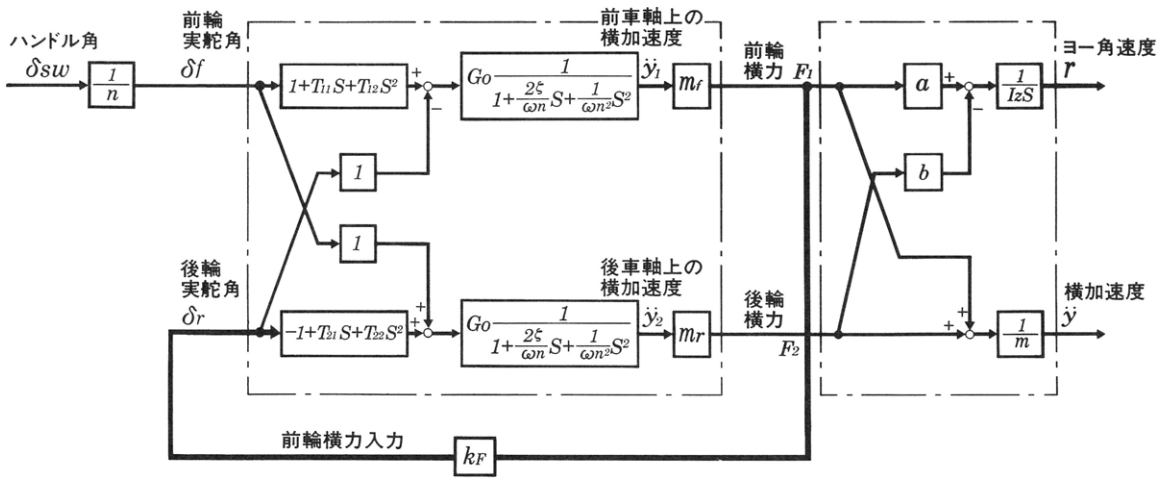


図4　前輪横力入力 4WS の操舵応答を表すブロック線図

ハンドル角を入力とする後輪制御方法と前輪横力を入力とする後輪制御方法をブロック線図で表すとそれぞれ図3、図4のようになる。

これらの図から、ハンドル角を入力とする4WSシステムは、操舵に対し前後輪の横力が同時に発生するが、前輪横力を入力とする4WSシステムでは、後輪の転舵に車体応答の遅れを含むことになり、後輪の横力発生は遅れを伴う。

以上の検討により、後輪の転舵角をハンドル角の入力で制御するホンダ4WSが我々の狙いに最もふさわしいものであることが分かる。後輪を前輪に対して一次遅れで制御すると、横加速度の応答遅れだけでなく、ヨー角速度の応答遅れも減少できるという報告[7]も行われているが、この方式では我々の狙いとする後輪の横力発生の遅れを減少させる効果が少なくなる。舵角応動4WSでは後輪は前輪に対し、遅れなく転舵されるように設計されている。

(2) 旋回走行条件での制御

ここでは、定常円旋回中にドライバがさらに微小な操舵を加えたときの車輌のヨー角速度応答について、定性的な力学的考察を行う。

前後輪を転舵することによって、ヨー角速度rは、図2により

$$Iz\frac{dr}{dt}=F_1a-F_2b \qquad (1)$$

で表されるヨーモーメントによって、応答が支配される。但し、F_1, F_2は前後輪の横力である。

今、車輌が図5に示す2輪車モデルのように、定常円旋回中の均合い状態にあり、ドライバがその時のハンドル角δswoから微小操舵$\Delta\delta sw$を瞬間的に加えた時の応答を考える。定常円旋回状態での前後輪横力をF_{10}, F_{20}前後輪転舵角をδ_{f0}, δ_{r0}とし、微小操舵に対応した前後輪横力及び前後輪転舵角の増量分をそれぞれΔF_1, ΔF_2, $\Delta\delta_f$, $\Delta\delta_r$とするとヨーモーメントの釣合条件から、

$$F_{10}a-F_{20}b=0 \qquad (2)$$

よって、微小操舵によるヨー応答は次式に従うことになる。

$$Iz\frac{dr}{dt}=\Delta F_1a-\Delta F_2b \qquad (3)$$

今、定常円旋回状態の定常横加速度を$\ddot{y}_0$とすると、

$$F_{10}/m_f=F_{20}/m_r=\ddot{y}_0 \qquad (4)$$

の関係がある。ただし、m_f, m_rは前後車軸上の等価質量を表す。

前後輪タイヤのコーナリングフォースF_1, F_2をそれぞれm_f, m_rで除した値をタイヤ横滑り角に対して描くと、アンダーステア特性の車輌では図6のようになる。このとき(4)式の定常状態での前後輪タイヤ横滑り角は点P_f, P_rで示される。$m_f=mb/l$, $m_r=ma/l$の関係から(3)式は

$$Iz\frac{dr}{dt}=\left(\frac{\Delta F_1}{m_f}-\frac{\Delta F_2}{m_r}\right)\frac{mab}{\ell} \qquad (3)'$$

と表される。

微小操舵によって増す前後輪タイヤ横滑り角は操舵直後では前後輪の微小転舵角$\Delta\delta_f$, $\Delta\delta_r$に一致する。従って前後輪の横力の微小増加は

$$\Delta F_1\fallingdotseq C_{f0}\cdot\Delta\delta_f \qquad (5)$$

$$\Delta F_2\fallingdotseq C_{r0}\cdot\Delta\delta_r \qquad (6)$$

但し、$C_{f0}\triangleq(\partial F_1/\partial\alpha_1)$, $C_{r0}\triangleq(\partial F_2/\partial\alpha_2)$は定常円旋回状態での等価コーナリングパワを表す。(5), (6)を(3)に代入すると

$$\begin{aligned}Iz\frac{dr}{dt}&=C_{f0}a\Delta\delta_f-C_{r0}b\Delta\delta r\\&=\left(C_{f0}a-C_{r0}b\cdot\frac{\partial\delta r}{\partial\delta_f}\right)\Delta\delta_f\end{aligned} \qquad (7)$$

(7)の式を(3)'の表現で書き換えると、ヨーモーメントは最終的に

$$Iz\frac{dr}{dt}=\frac{mab}{\ell}\left(\frac{C_{f0}}{m_f}-\frac{C_{r0}}{m_r}\cdot\frac{\partial\delta r}{\partial\delta_f}\right)\Delta\delta_f \qquad (7)'$$

すなわち、定常円旋回状態で微小操舵を加えると車輌は、(7)'の右辺で定まるヨーモーメントが発生し、その後の車輌のヨー応答はこのヨーモーメントに大きく支配される。それ故、このヨーモーメントの大きさは、旋回状態で車輌にさらにどの程度ヨー運動できる余力が残されているかを評価する目安になる。この意味で、このヨーモーメントを残存ヨーモーメントと呼ぶことにする。

(7)'式から、後輪を前輪と同方向に転舵すると後輪は前輪によって増加しようとしているヨー角速度を抑制するように働くことがわかる。それ故、旋回状態で俊敏なヨー角速度を得るには、後輪の前輪に対する転舵比$\partial\delta_r/\partial\delta_f$を小さくすること

が望ましい。

この式から、微小時間 Δt 内でのヨー角度増加は、$dr/dt = \Delta r/\Delta t$ とみなすことによって

$$\Delta r = \frac{mab}{\ell Iz}\left(\frac{Cfo}{mf} - \frac{Cro}{mr}\cdot\frac{\partial\delta r}{\partial\delta f}\right)\Delta t\cdot\Delta\delta f \quad (8)$$

従って、前輪の転舵に対するヨー角速度の発生は

$$\frac{\Delta r}{\Delta\delta f} = \frac{mab}{\ell Iz}\left(\frac{Cfo}{mf} - \frac{Cro}{mr}\cdot\frac{\partial\delta r}{\partial\delta f}\right)\Delta t \quad (9)$$

となる。車輌の重量配分が前後車軸に集中質量を配したものにほぼ等しい時には、$Iz \fallingdotseq mab$ とみなせるので、

$$\frac{\Delta r}{\Delta\delta f} = \frac{1}{\ell}\left(\frac{Cfo}{mf} - \frac{Cro}{mr}\cdot\frac{\partial\delta r}{\partial\delta f}\right)\Delta t \quad (9)'$$

また定常横加速度 $\ddot{y}_0$ が増加すると、C_{f0}/m_f, C_{r0}/m_r は図７のように減少する。それ故後輪転舵を行わない 2WS でも図８に示すように、定常横加速度 $\ddot{y}_0$ が大きくなるにつれ、微小操舵によるヨー応答を支配する残存ヨーモーメントが徐々に低下する。

後輪を前輪に対し一定の比率 k で比例的に転舵する 4WS（線型 4WS）では、ヨーモーメントの低下はさらに大きくなる。

これに対し、後輪の前輪に対する転舵比 $\partial\delta_r/\partial\delta_f$ をハンドル角の増加とともに小さくする非線形な制御を行えば、前後輪の横力がヨーモーメントに寄与する割合を定常横加速度 $\ddot{y}_0$ の増加に応じて変えることになり、幅広いヨーモーメント特性の設定が可能となる。

さらに、$\partial\delta_r/\partial\delta_f < 0$ 即ち後輪が前輪と逆方向にも操舵されるようにすれば、後輪横力が飽和す

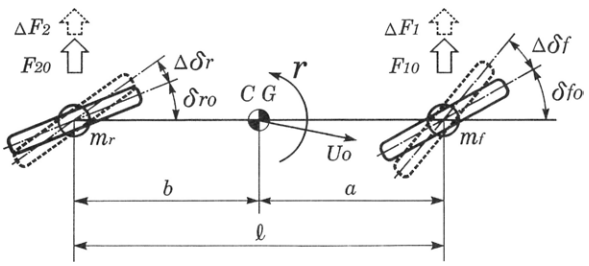


図５　操舵応答の２輪車モデル

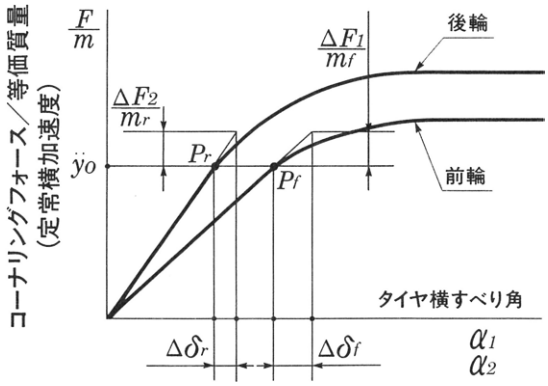


図６　定常円旋回中の前後輪の単位等価質量当りのコーナリングフォース

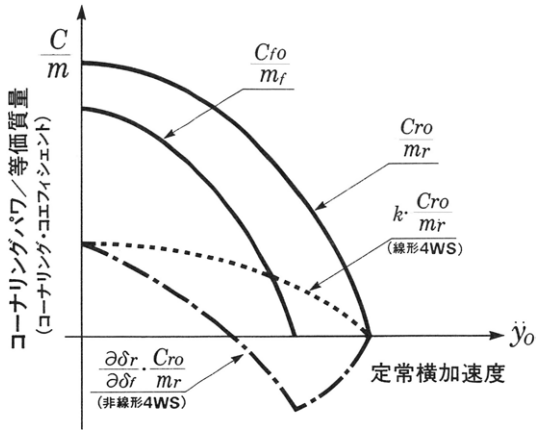


図７　定常円旋回中の単位等価質量当たりのコーナリングパワ

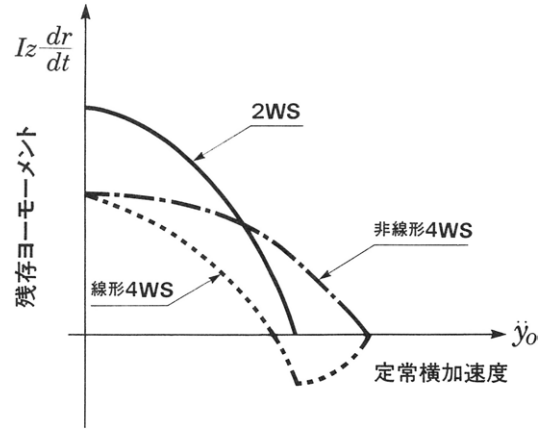


図８　定常円旋回中の残存ヨーモーメント

るまでの広い範囲の定常横加速度で残存ヨー応答を正に維持することもできる。

以上論じたように、後輪の前輪に対する転舵比 $\partial\delta_r/\partial\delta_f$ は、ハンドル角が大きくなるにつれ徐々に減少させることが望ましいことがわかる。

(3)舵角応動型 4WS の制御方式

以上の検討に基き、舵角応動型 4WS は後輪転舵角の制御を次の方式で行なっている。

1）ハンドル角のみの関数で制御し、しかも前輪転舵に対し遅れずに制御する。

2）ハンドル角が小さい時には、後輪は前輪と同方向に転舵され、ハンドル角が大きくなるにつれ、後輪の前輪に対する転舵比を徐々に小さくする非線形の制御をする方式を採用している。

最終的に決められた、前後輪の転舵特性の例を図 9 に示す。

2.3. 舵角応動型 4WS の構造と作動原理

(1) システム構成

舵角応動型 4WS は通常の前輪操舵装置に、後輪を操舵するための機械構造を付加することで実現できるところに、構造上の特徴がある。

システムは、図 10 に示すように前輪を操舵するためのフロントステアリングギアボックスと後輪を操舵するためのリアステアリングギヤボックスの２つのサブシステムから構成されており、それらはセンターシャフトで機械的に連結されている。

システムは、次のように作動する。まずドライバがハンドルを操作すると、フロントステアリングギアボックス内のラック＆ピニオン機構によってラックが軸方向に移動する。このラックストロークは、前輪を操舵させると同時にギアボックス内に内蔵されたもう一つのラック＆ピニオン機構により出力ピニオンシャフトが回転し、センターシャフトを介してリアステアリングギアボックスにハンドルの回転角を伝える。この回転角に応じて、リアステアリングギアボックス内のストロークロッドが軸方向に移動し、後輪はタイロッドを介して操舵される。

リアギアボックスは、入力回転数に対するストロークロッドの出力ストロークの方向と大きさが入力回転角に応じて可変になるような可変ギアレシオ機構を内蔵している。そのためハンドルを中立状態から切り込んでいくと、初めは後輪は前輪と同方向に操舵され、ハンドル角がある値を越えると今度は逆方向に操舵されるという舵角応動特性がえられる。

(2) リアステアリングギアボックスの構造と作動

リアステアリングギアボックスは、図 11 に示す構造となっている。この基本構造を模式的に示すと図 12 のようになる。すなわち、リアステアリングギアボックスは二つの偏心軸を持ったシャフトが組み合わされて構成されており、これらのシャ

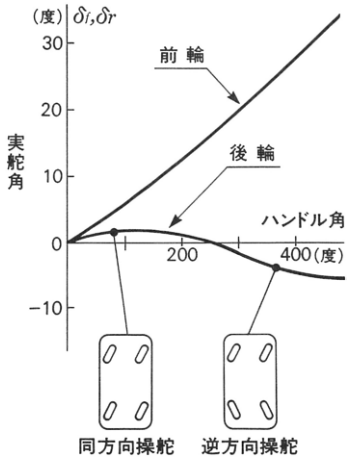


図 9　舵角応動型 4WS の前後輪転舵特性の例

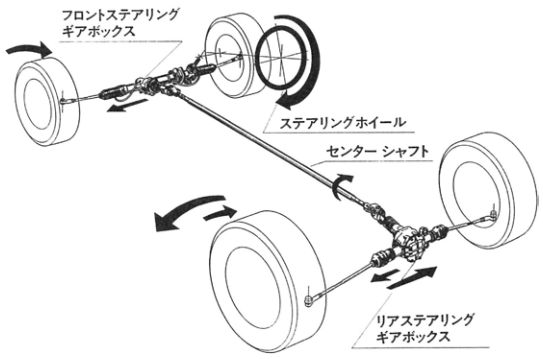


図 10　ホンダ 4WS のシステム構成

フトの回転は固定されたインターナルギアに噛み合っているプラネタリギアによって同調されている。その結果図12のPP'軸のOO'軸まわりの公転運動とQQ'軸のPP'軸まわりの自転運転が合わされてQQ'軸の左右方向の変化がストロークロッドの出力ストロークとして伝えられる。なお、QQ'軸の上下方向の変化はスライダ／ガイド機構で吸収される。

入力であるシャフトの回転角が90°，180°，270°と変化した時のプラネタリギアの作動を図13に示す。

以上の作動原理によって、リアステアリングギアボックスの入出力特性は図14のようになり、図9の前後輪切れ角特性が得られる。

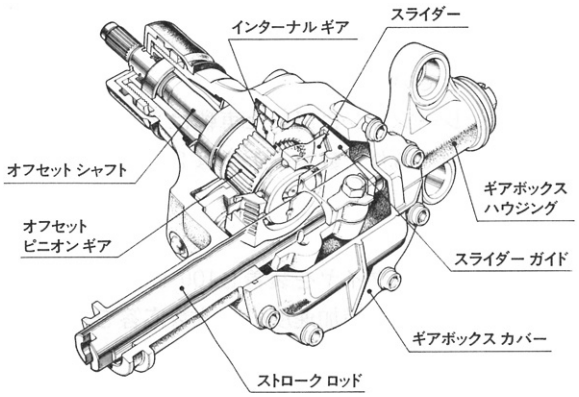


図11　リアステアリングギアボックスの透視図

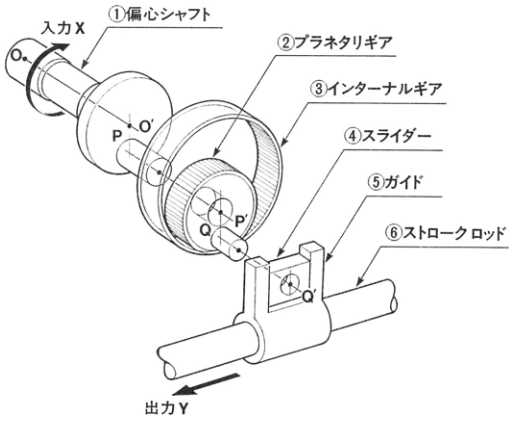


図12　リアステアリングギアボックスの作動原理図

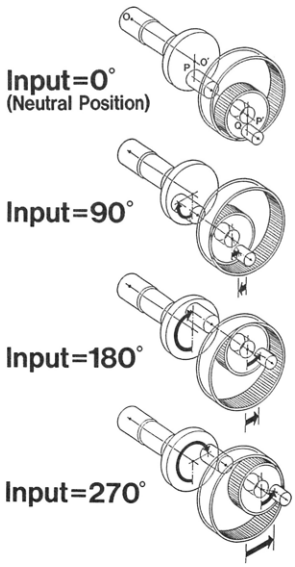


図13　リアステアリングギアボックスの作動

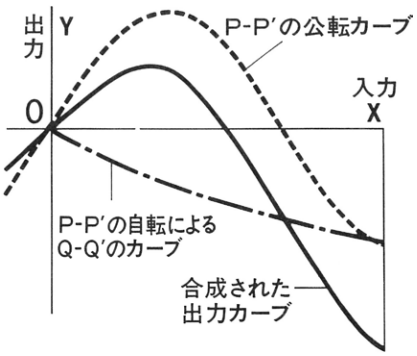


図14　リアステアリングギアボックスの入出力特性

3．舵角応動型 4WS と他の方式の 4WS との比較

舵角応動型 4WS の特徴である前述の制御原理について、計算機シミュレーションによって他の方式の 4WS と操舵応答特性の比較を行った。それぞれの項目でのシミュレーション内容を**表 1** に示す。

なお、(2)項については、舵角応動型 4WS の実走テストを行い、シュミレーションの確からしさの確認も行った。

(1) ハンドル角入力と前輪横力入力の違い

(方法)

後輪転舵角の制御入力として、ドライバの出力操作をそのまま入力とするハンドル角入力と、車輌の運動状態をフィードバックして入力とする場合の代表例としての、前輪の横力入力の２種類の 4WS と比較の基準としての 2WS について、直進に近い走行状態での操舵応答の計算機シミュレーションを行った。

直進に近い走行状態では、横加速度応答が重要となるので、車速 100 km/h での操舵に対する重心位置と後車軸上での横加速度の周波数応答とステップ応答を調べた。

なお、後輪操舵系のパラメータは、ハンドル角入力の場合には、**図 9** に示した舵角応動型 4WS の切れ角特性に合わせており、前輪横力入力の場合には、提案されている[7]システムのパラメータに合わせている。

タイヤ特性は、標準的なものと、スノータイヤで低摩擦係数の路面を走行することを想定した、コーナリングパワを半分にしたものの２種類について計算している。

シミュレーションに用いた車輌は 2ℓ クラスの小型車相当であり、数学モデルは２輪車モデルを用いている。

(結果)

図 15 に、標準タイヤを装着し 100 km／h の車速で走行した場合の横加速度の周波数応答を示す。

表 1　舵角応動型 4WS と他の方式の 4WS との比較シミュレーション概要

舵角応動型４ＷＳの後輪転舵角制御の特徴	比較対象とした他の４ＷＳ方式	比較した操舵応答特性	走行条件 タイヤ性能	走行条件 車速
(1) ハンドル角を制御入力としている	前輪横力を制御入力としている	直進走行に近い状態での		
		・周波数応答	標準	１００km／h
		・ステップ応答	標準	１００km／h
				１５０km／h
				２００km／h
		・周波数応答	低性能	１００km／h
		・ステップ応答	低性能	１００km／h
(2) ハンドル角に対し非線形に制御	ハンドル角に対し線形に制御	定常円旋回中の		
		・周波数応答	標準	４０km／h
		定常円旋回からの		
		・ステップ応答	標準	６０km／h
			標準	１００km／h
			低性能	６０km／h
(3) 前輪に対し遅れなしに制御	前輪に対し１次遅れを持って制御	直進走行に近い状態での		
		・周波数応答	標準	１００km／h
		・ステップ応答	標準	１００km／h
		・周波数応答	低性能	１００km／h

高い周波数での2WSに対する位相遅れの減少する大きさが、ハンドル角入力4WSと前輪横力入力4WSで顕著な違いがあり、前輪横力入力4WSはハンドル角入力4WSほど位相遅れを減少させる効果が大きくない。

これは図16に示す後車軸上での横加速度応答で見られるように、後輪横力発生の遅れを減少させる効果があまり大きくないためである。

このことは、図17に示す車速100km/h、150km/h、200km/hでの重心位置と後車軸上での横加速度のステップ応答からも確認される。車速が高くなるほど前輪横力入力4WSは後車軸上の横加速度に、2次遅れ要素の特性とみなせる振動が見られるようになる。

一方ヨー角速度は、図18に示すように、ハンドル角入力4WS，前輪横力入力4WS，2WSとも大きな違いはない。

図19，図20，図21にタイヤ性能が低下した場合の重心位置と後車軸上の横加速度の周波数応答とステップ応答を示す。

タイヤ性能が低下すると、高い周波数でのハンドル角入力4WSと前輪横力入力4WSの差はさらに大きくなり、前輪横力入力4WSは2WSに近くなる。

このように、高速での重心位置及び後車軸上での横加速度応答の遅れは、後輪を前輪と同方向に操舵することで減少するが、前輪横力を入力として後輪を制御する4WSはハンドル角を入力として制御する4WSほど目覚ましい効果は得られないこと、またこの傾向は、タイヤ特性が低下した走行状態ではさらに顕著になることが明らかである。

(2) 線形制御と非線形制御の違い

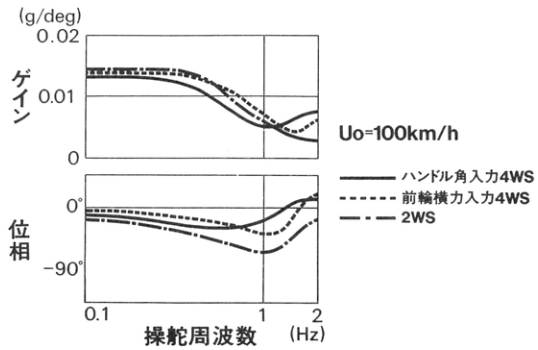


図15　制御入力の違いが重心位置での横加速度の周波数応答に及ぼす影響（標準タイヤ）

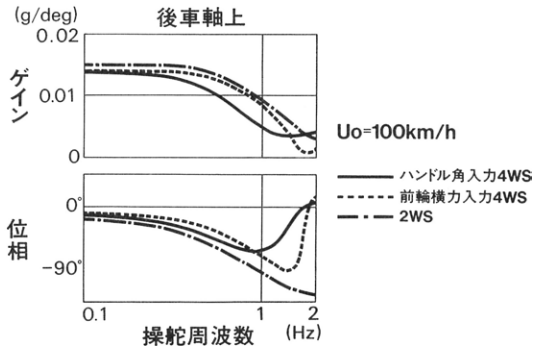


図16　制御入力の違いが後車軸上での横加速度の周波数応答に及ぼす影響（標準タイヤ）

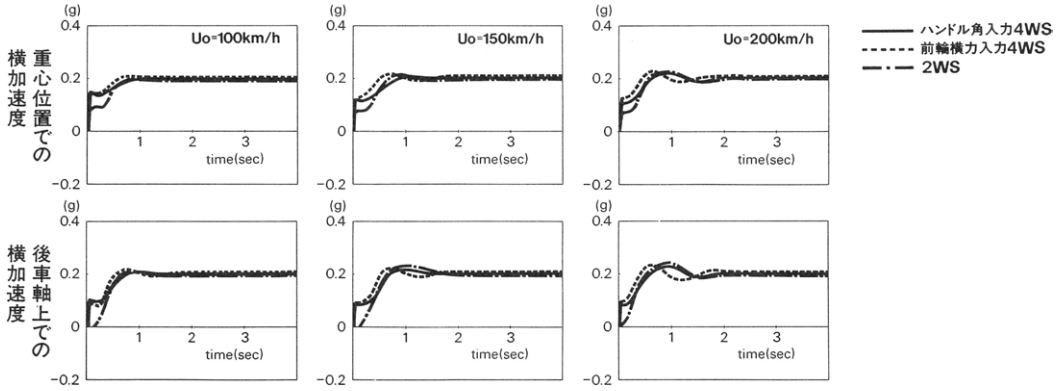


図17　制御入力の違いが横加速度のランプステップ応答に及ぼす影響（標準タイヤ）

（方法）

後輪転舵角をハンドル角に対して単純に線形に制御する 4WS と、図 9 に示す舵角応動型 4WS のように非線形に制御する 4WS の高い横加速度で旋回している状態での操舵応答特性の違いを調べた。このような条件では、ヨー応答も重要となる。

定常円旋回での釣合状態から、準線形的な取り扱いにより、操舵に微小撹乱を加えた時の周波数応答特性を求め、さらに、非線形性まで含めた操舵応答の代表として、より大きな増し切り操舵を加えた時のステップ応答特性を動的シミュレーションで求めた。

シミュレーションに用いた数学モデルは、4 輪タイヤの横力と駆動制動力のカップリングが含まれる非線形、多自由度モデルである。

周波数応答は、乾燥舗装路面を標準的なタイヤを装着して、0.6 G の旋回を行っている時、ハンドル角に微小パルスを加えて、ヨー角速度及び横加速度の応答を計算し、その時系列データをさらにフーリエ変換することによって算出した。

ステップ応答は、乾燥舗装路面では 0.6G の旋回、低摩擦係数の路面では 0.3G の旋回状態から、さらにハンドルを何段階かの大きさの増し切りを行った場合の、ヨー角速度及び横加速度の応答を計算した。

計算に用いた車輌は、(1)項と同様の諸元で、線型 4WS の後輪の前輪に対する舵角比は、非線型 4WS のステアリングの中立付近の値に等しくとってある。

（結果）

図22に40km/hの車速で直進状態での周波数応答

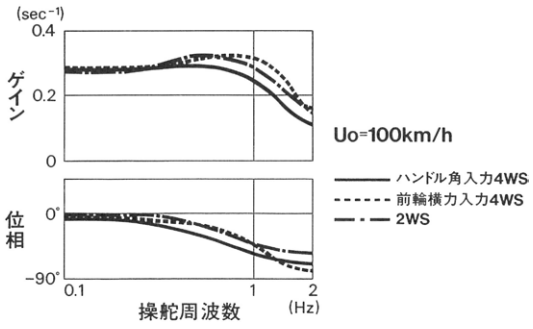


図 18　制御入力の違いがヨー角速度の周波数応答に及ぼす影響（標準タイヤ）

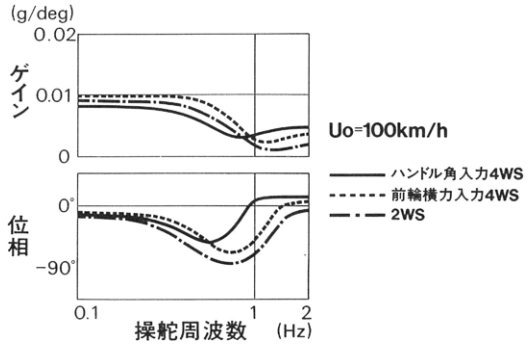


図 19　制御入力の違いが重心位置での横加速度の周波数応答に及ぼす影響（低性能タイヤ）

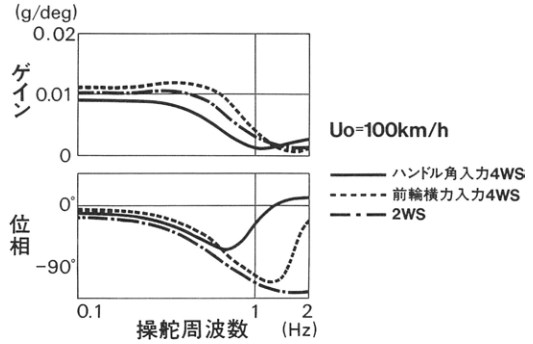


図 20　制御入力の違いが後車軸上での横加速度の周波数応答に及ぼす影響（低性能タイヤ）

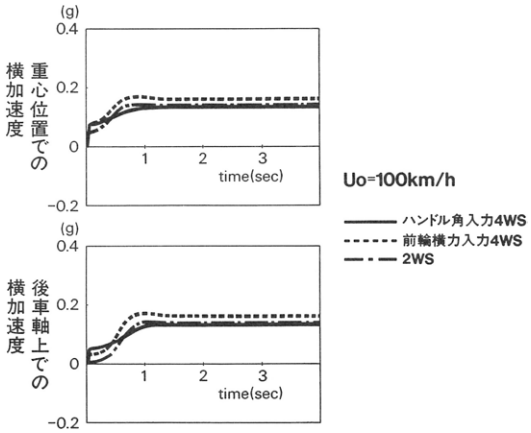


図 21　制御入力の違いが横加速度のランプステップ応答に及ぼす影響（低性能タイヤ）

を示すが、このようにステアリングの中立付近の操舵入力では、非線型4WSと線型4WSの応答特性は全く一致している。

図23に同じ車速で0.6Gの定常円旋回の状態からの、ハンドル操舵に対する周波数応答を示す。非線型4WSはハンドルを大きく操舵するほど後輪の前輪に対する舵角比が減少するので、ヨー角速度のゲインが線形4WSのものよりも大きくなっている。

通常の車輌では、横加速度が高くなるほど、タイヤの非線形特性により等価コーナリングパワが低下しヨー角速度ゲインは低下するが、非線型4WSは逆にヨー角速度ゲインを高くでき、俊敏なヨー応答が得られる。

図24に乾燥舗装路面を60km/hの車速で、0.6Gの横加速度で定常円旋回を行っている釣合状態から、ハンドル角で60°の増し切りを行った時のステップ応答を示す。増し切りを行うハンドル角の速度

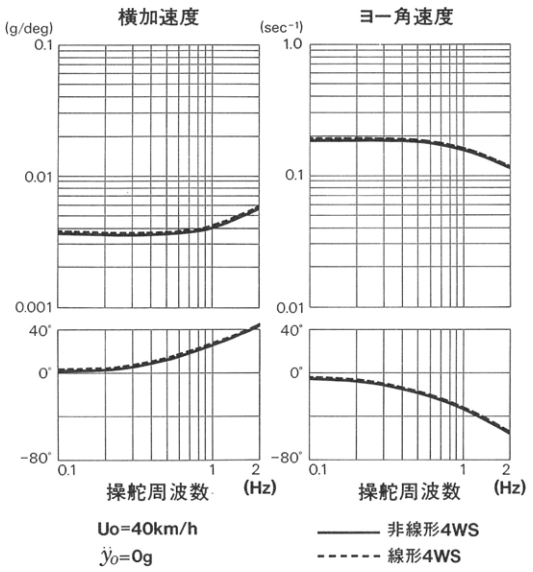


図22　直進走行時の周波数応答

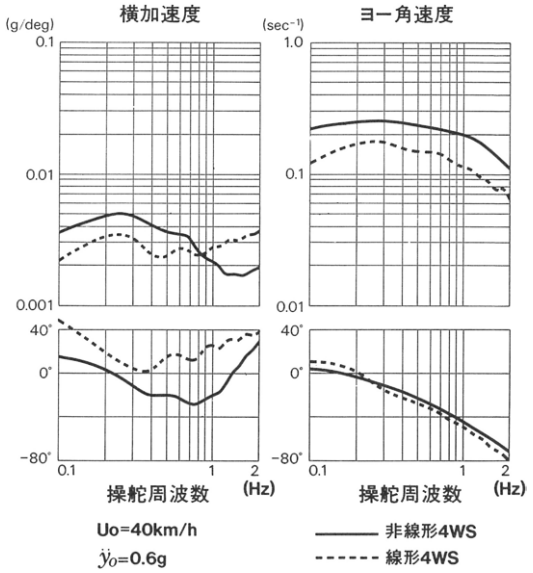


図23　定常円旋回状態からの周波数応答

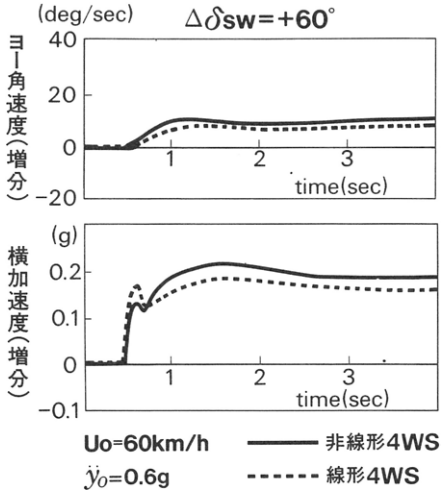


図24　定常円旋回状態でのランプステップ応答
（ハンドル角を60°切り増し）

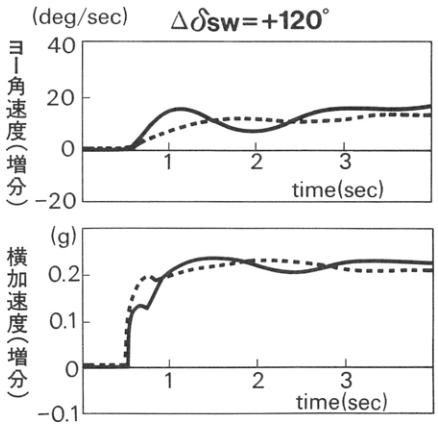


図25　定常円旋回状態でのランプステップ応答
（ハンドル角を120°切り増し）

は毎秒 500 度に設定した。

非線形 4WS は線形 4WS よりもヨー角速度の立ち上がりが俊敏である。

図 25 は 120° の増し切りを行った時のステップ応答であるが、この条件では 60° の増し切りよりも上記の傾向が更に顕著となる。

この走行条件でハンドル増し切り角度を何種類か変えて、ヨー角速度のステップ応答の第一ピーク値、即ちヨーレイトの増分がどう変わるかを調べると、図 26 のようになる。

即ち、線型 4WS はハンドルを多く増し切りしていくと、ヨー角速度の増分が頭打ちになり、さらにハンドルを増し切りするとヨー角速度の増分は減少し始める。

一方非線型 4WS はハンドルの切り増し量を大きくするとともに、ヨー角速度の増分も増加していく。

この傾向は図 27 に示すように、さらに高い車速

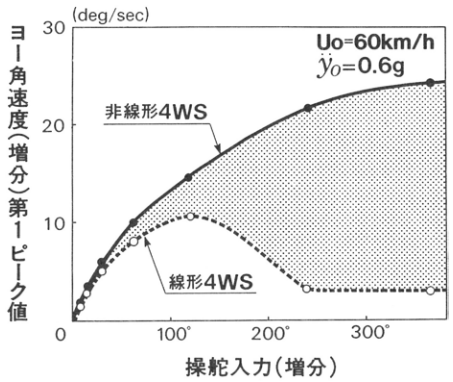


図 26　操舵入力の大きさとヨー角速度の増加の第一ピーク値の関係

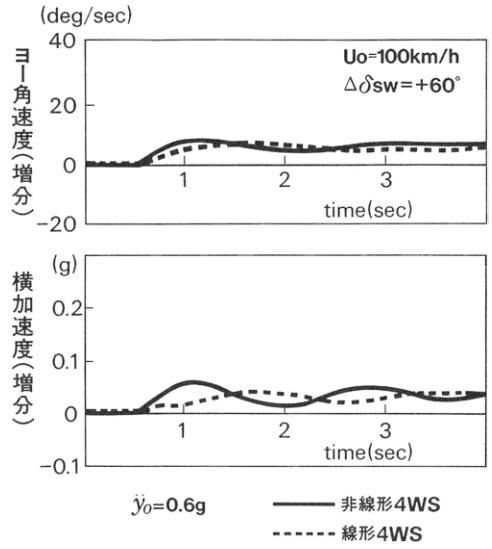


図 27　高速走行時の定常円旋回状態でのランプステップ応答

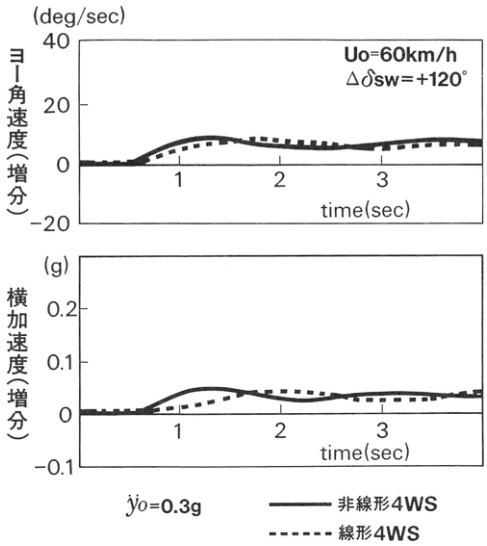


図 28　低性能タイヤ装着時の定常円旋回状態でのランプステップ応答

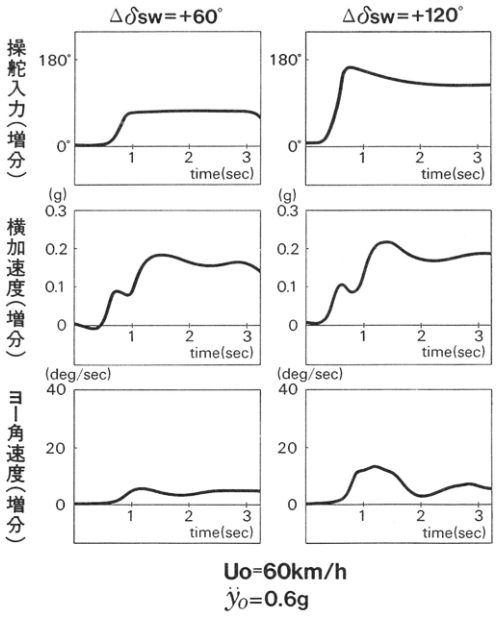


図 29　定常円旋回状態でのランプステップ応答のテスト結果（非線形 4WS）

(100km/h)でも、図28に示すように路面の摩擦係数が低い場合でも同様に見られた。

このように、後輪の転舵角をハンドル角の増加に伴って、舵角比が小さくなるように非線形に制御すると、高い横加速度での旋回状態からのハンドル増し切りに対し、ヨー角速度の増加が頭打ちになるのを改善する効果が得られる。

これらのシミュレーション結果は、図29に示すように実走テストでも同様の傾向が確認されている。

(3) 後輪転舵に遅れをもたせる影響

(方法)

後輪転舵角を1／(1＋τS)の1次遅れで制御を行い、τを0.07秒，0.20秒と変えて遅れなしτ＝0の場合と、操舵応答性を比較した。

100km/hで直線に近い走行を行っている時の横加速度の周波数応答とステップ応答を調べた。

(結果)

図30に周波数応答，図31にステップ応答を示す。後輪転舵に遅れを持たせると、横加速度の周波数応答では低周波での遅れは減少するが、高周波での遅れは逆に大きくなる。これは、後車軸上の横加速度のステップ応答から分かるように、後輪の横力発生に遅れが出るためである。

この傾向は図32のように低摩擦係数路面で更に顕著になる。

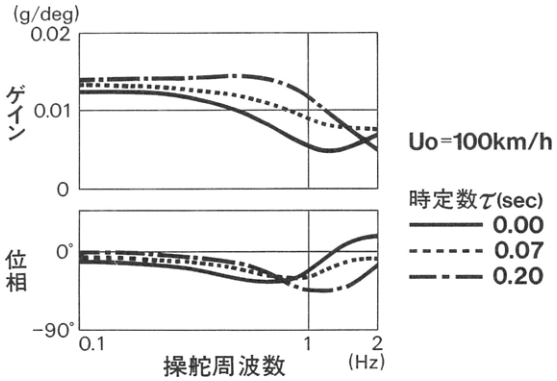


図30　後輪操舵の制御の遅れが横加速度の周波数応答に及ぼす影響（標準タイヤ）

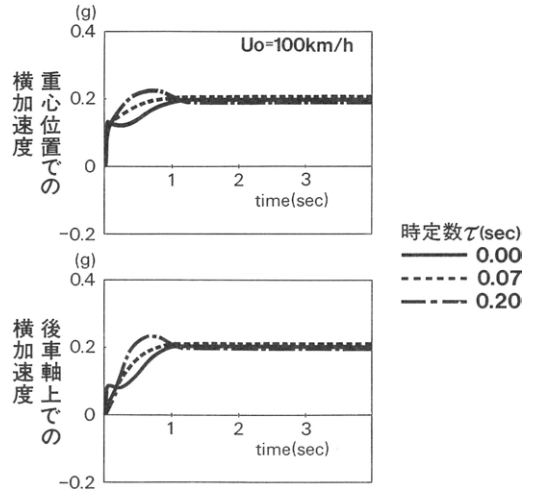


図31　後輪操舵の制御の遅れが横加速度のランプステップ応答に及ぼす影響（標準タイヤ）

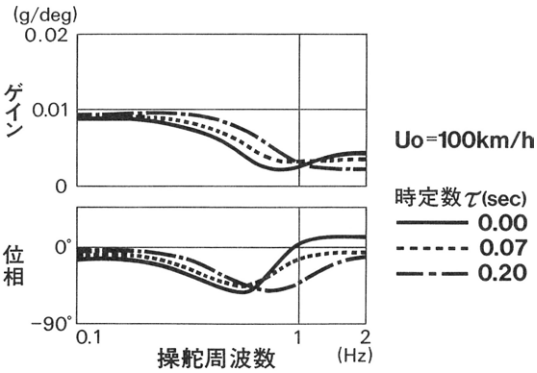


図32　後輪操舵の制御の遅れが横加速度の周波数応答に及ぼす影響（低性能タイヤ）

4．結　論

以上、ホンダの舵角応動型4WSの基本制御原理となっている

(1) 後輪転舵角をハンドル角のみの入力で、遅れなく制御する。

(2) 後輪転舵角をハンドル角の非線形な関数として制御する。

の二つの方式について力学的な定性的考察と、数学モデルによる定量的解析を行い、直進走行では重心位置及び後車軸上の横加速度の応答遅れを減少させ、旋回走行ではヨー応答の感度低下を防止

するという狙いが実現されていることを確認し、合わせて他の方式の 4WS と比較した。

その結果、次の事が明らかにされた。

(1) 後輪転舵角をハンドル角を入力として制御する 4WS 方式は、前輪横力を入力として制御する 4WS 方式よりも、高周波域での車体重心位置及び後車軸上の横加速度応答の遅れを減少させる効果が顕著である。

また、後輪を転舵する遅れも少ない方が、上記効果は大きい。

(2) 後輪転舵角をハンドル角の非線形な関数として制御し、後輪の前輪に対する転舵角比をハンドル角の増加とともに減少させる 4WS 制御方式は、後輪を前輪に対し線形に制御する方式の 4WS よりも、高い定常横加速度まで、より感度の高いヨー応答が得られる。

このように、ホンダ 4WS の制御方式は、直進から旋回に至るまで、幅広い走行条件で狙いとなっている好ましい操舵応答特性が実現されている。

謝　　辞

本論文は、執筆者以外に数多くの人々の協力によって完成されたものである。

特に、非線形な領域も含めた車体運動の計算機シミュレーションの実施に際しては、神奈川工科大学安部正人教授より、ひとかたならぬ御指導をいただいた。ここに合わせて感謝の意を表したい。

記号の説明

δsw	:	操舵角
$\Delta\delta sw$	:	操舵角の微少増分
δ_f	:	前輪実舵角
δ_r	:	後輪実舵角
$\Delta\delta_f$	:	前輪実舵角の微少増分
$\Delta\delta_r$	:	後輪実舵角の微少増分
r	:	ヨー角速度
Δr	:	ヨー角速度の微少増分
$\ddot{y}$	:	横加速度
$\ddot{y}_0$	:	定常円旋回状態での横加速度
α_1	:	前輪タイヤ横滑り角
α_2	:	後輪タイヤ横滑り角
β	:	重心点での車体横滑り角
Uo	:	車速
n	:	前輪操舵ギヤ比
k	:	前輪に対する後輪の舵角比
C_f	:	前輪タイヤコーナリングパワ
C_r	:	後輪タイヤコーナリングパワ
C_{f0}	:	定常状態での前輪等価コーナリングパワ
C_{r0}	:	定常状態での後輪等価コーナリングパワ
$f_1(\alpha_1)$	:	前輪のタイヤ横滑り角に対するサイドフォース発生特性を表す関数
$f_2(\alpha_2)$	:	後輪のタイヤ横滑り角に対するサイドフォース発生特性を表す関数
F_1	:	前輪サイドフォース
F_2	:	後輪サイドフォース
F_{10}	:	定常円旋回状態での前輪サイドフォース
F_{20}	:	定常円旋回状態での後輪サイドフォース
ΔF_1	:	定常円旋回状態からの前輪サイドフォースの微少増分
ΔF_2	:	定常円旋回状態からの後輪サイドフォースの微少増分
a	:	重心点から前車軸までの距離
b	:	重心点から後車軸までの距離
ℓ	:	ホイールベース
ζ	:	横運動の減衰係数
ωn	:	横運動の固有振動数
T_{11}, T_{12}	:	前輪サイドフォース発生の進み時定数
T_{21}, T_{22}	:	後輪サイドフォース発生の進み時定数
K	:	スタビリティファクタ
m	:	車輌の質量
m_f	:	車輌の前車軸上の等価集中質量
m_r	:	車輌の後車軸上の等価集中質量
Iz	:	ヨー慣性モーメント

参考文献

(1) S. Sano, Y. Furukawa, and Y. Oguchi, "The Effect of Improved Vehicle Dynamics on Control Performance", 7th International Conference on Experimental Safety vehicles, Paris, 1979.

(2) S. Sano, Y. Oguchi, H. Nakaya, and Y. Furukawa, "Influence of Vehicle Response Parameters on Driver Control Performance." FISITA 18th International Congress, Hamburg, 1980.

(3) 佐野, 古川, 小口, 中谷, "車輌のヨー応答特性と横加速度応答特性が人間－自動車系の性能に及ぼす影響", 自動車技術会論文集 No.26, 1983

(4) 佐野, 古川, 白石, "後輪舵角をハンドル角の関数で制御する四輪操舵システム", 自動車技術会論文集 No.35, 1987

(5) S. Sano, T. Miyoshi and Y. Furukawa, "Operational and Design Features of the Steer Angle Dependent Four Wheel Steering System." 11th International Conference on Experimental Safety Vehicles, Washington Vehicles, Washington D.C., 1987.

(6) H. Sato, A. Hirota, H. Yanagisawa and T. Fukushima "Dynamic Characteristics of Whole Wheel Steering Vehicle with Yaw Velocity Feedback Rear Wheel Steering." I Mech E Conference Publications, C124/83 1983.

(7) 芝端, 入江, 伊藤, 字野, 村田, "リヤサスペンションのステア特性が操縦性, 安定性におよぼす影響", 自動車技術会学術講演会前刷集 852, 1985.

(8) 吉田, 西村, 三井, "四輪操舵車の操安性について", 自動車技術 Vol. 41, No.3, 1987.

(9) Y. Fukunaga, N. Irie, J. Kuroki and F. Sugasawa, "Improved Handling and Stability Using Whole Wheel Steering." 11th International Conference on Experimental Safety Vehicles, Washington D.C., 1987.

■著　者■



佐野彰一



古川　修



二瓶　隆



阿部　賢



芹沢満也

自動車の塩害問題と防錆評価法

Automobile Corrosion Problems and Prevention

竹　内　寿　浩 *　渡　辺　弘　和 *
Toshihiro Takeuchi　Hirokazu Watanabe
渡　辺　修　三 *
Shuuzou Watanabe

要　旨

近年欧米の寒冷地において、冬期の交通を確保するため路上に散布する小砂利や岩塩等の融雪剤に起因した自動車の腐食が大きな問題となっており、ユーザー保護の立場から自動車の耐久性を考えるうえで非常に重要な問題として、単に自動車メーカーだけの課題にとどまらず、各国でカナダコードや北欧コードに代表される防錆品質基準の設定等社会問題となっている。

本文では自動車の腐食の現状と防錆対策の動向を紹介するとともに、腐食要因と防錆評価法の概要について考察する。

ABSTRACT

Gravel and de-icers such as halite applied to road surfaces in cold districts of Western countries, have created problems with automobile corrosion. Not only the automobile industry but societies have become aware of the extent to which the issue involves protecting the user from damages caused by insufficient durability of automobiles. The establishment of an anticorrosion code in Canada and Nordic countries is an example of this.

This paper presents the current situation of automobile corrosion and resulting trends in anticorrosion measures. In addition, it addresses corrosion factors and anticorrosion estimation.

1．自動車における腐食問題

腐食は金属が我々の社会で使用され始めて以来日常の中で体験している事であるが、その腐食による被害額はGNPの3～4%にのぼりわが国では年間4兆円を上回ると推定されている[(1)]。ここで上げられている腐食とは生活の中で見られる錆から、放射能漏れ等で大きな社会問題となる原子力発電所の配管の亀裂に及ぶまで非常に幅広い形態を含んでいる。

このように金属がさまざまな腐食形態を示す中で、特に自動車の腐食は多種多様な形態をなす。これは自動車の使用環境が多様であるうえに、自動車を構成する機械、材料要素が多方面にわたり、またユーザーの使用方法がまちまちであるからである。

自動車に鉄を使用する以上腐食は切り離せない問題であるが、特に近年問題となっていることとして冬期降雪時に路面に散布される融雪剤による腐食がある。北米、カナダにおける自動車工業とハイウェイ網の発達により自動車は陸上の主要交通機関となり、冬期においても欠かすことの出来ない交通手段であり、ハイウェイの通行を確保するため融雪剤として大量の塩が散布されるに至っている[(2)]。

融雪剤としての塩の働きは凝固点降下によるものであり、$\Delta T = k \cdot C$ ($k=1.86 : H_2O$)

(C＝重量モル濃度)

より、マイナス10℃(＝ΔT)においても水1kgあたり185g(電離度を0.7とした時)溶解すれば凍結しないことになる。このように塩は融雪剤と

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1989_1_14

して優れた性質を持つが、その反面図１に示す様に鉄の腐食を著しく促進する働きがある。

更に融雪剤として散布される塩は主に粉砕岩塩が用いられることが多く、又スリップ防止に小砂利が散布されることも多いため、それらの巻き上げにより塗装面に傷付が発生しやすい。

このような状況が北米、カナダにおける自動車腐食の主因となっており、図２[2]、図３[3]に示す様に塩の散布量の増加にともない年々腐食による問題が増加している。

表１　カナダ及び北欧の錆ガイドコード

	外観錆	穴明錆	構造錆
カナダ錆基準	1.5年	5 年	6 年
北欧錆基準	3 年	6 年	6 年
ｱﾒﾘｶNHTSA安全条項	—	—	8 年

※外観錆：車体各部に発生、商品性を失わせる錆の総称
※穴明錆：主に車体外観部分に発生する穴明きに至る錆の総称
※構造錆：完成車本来の機能を失なわせしめる様な錆の総称

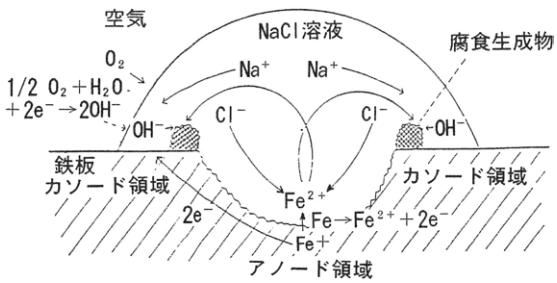


図１　塩による鉄の腐食

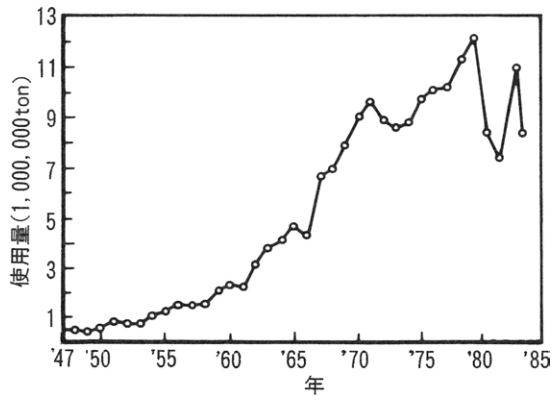


図２　USA におけるハイウェイの融雪塩散布量
（80 以後著者加筆）

これらの問題は消費者の強い要求から、カナダにおける防錆基準の設定（1977 年）や北欧での防錆基準（1983 年）につながり各自動車メーカーにとって大きな課題となっている（表１）。

また、自動車の腐食問題としては融雪剤の塩に起因するもののほか、赤道を中心とした低緯度地域の高温多雨の気候に起因する場合や海浜地区の海塩粒子や工業地帯の硫化物に起因する腐食状況がある（図４）[2]。これらの条件下では自動車の下廻り部品に及ぼす腐食は比較的軽微で構造錆の問題は少ないが、車体上部に発生する外観錆や穴明き錆については融雪剤散布による塩害地区以上に厳しい環境となっている。

２．自動車の防錆技術

自動車メーカー各社は各国の防錆品質基準を達成するため腐食原因に応じて様々な防錆技術を駆使し自動車の耐食性向上を図っている。

アメリカ、カナダ等の塩害地においては融雪剤

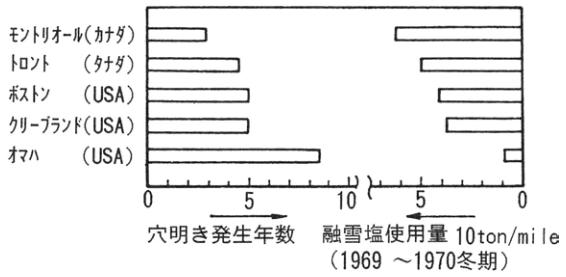


図３　穴明き発生年数と融雪塩使用量

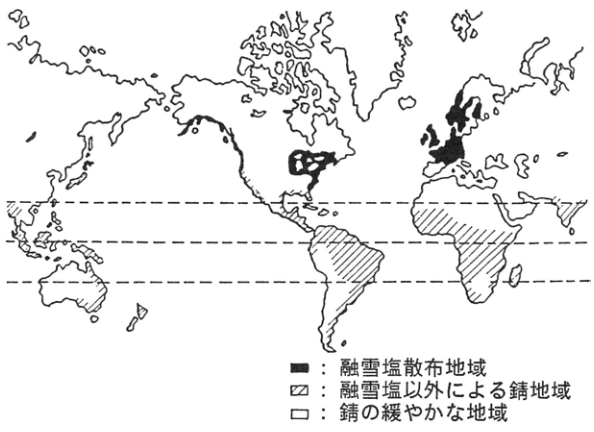


図４　自動車腐食の世界地図（共産圏を除く）

表２　処理鋼板と防錆処理

防錆処理鋼板	塗装方法	防錆補助材
溶融亜鉛メッキ鋼板 電気亜鉛メッキ鋼板 合金化溶融亜鉛メッキ鋼板 アルミメッキ鋼板 ターンメッキ鋼板 塗装鋼板	電着塗装（アニオン、カチオン） 粉体塗装 静電塗装 ディピング塗装	チッピングプライマー（ＰＶＣ等） 防錆ワックス スプレー防錆塗装 （ジンクリッチプライマー等）

によるアンダーボディーの腐食条件が厳しく、飛石による損傷や、板合わせ部への塩水侵入を防ぐため**図５**に示すような設計上の配慮が必要である。特に設計上重視すべき点は、水の溜まる部分を無くし完全に水がはける構造にすることである。このような水溜りの生じやすい構造は塗装時の洗浄液や処理液溜まりによる塗装の密着不良を引き起こし、更にそのような部位は市場においても水の溜まりやすい部位であるため腐食の進行が著しく促進されやすいからである。

また、**表２**[2]に示すように材料面においても単一の防錆仕様ではなく、亜鉛メッキ鋼板とカチオン電着塗装、カチオン電着塗装とPVC(Poly Vinyl Cloride)コートというように最低でも二種類の防錆仕様を組み合わせて使用することが多くなっている[4]。

特に近年各種の表面処理鋼板の使用量が増加しているが、これらの材料の使用により板合わせ部、袋構造部、エッジ部のような塗装がのりにくい部位、及び飛石等により塗装が損傷を受けた部位は非処理鋼板と比較し、延命効果が期待できる。但し表面処理鋼板の防食機構は、おもに鋼板上の亜鉛の犠牲防食による防食機構のため損傷の程度と腐食環境によっては亜鉛の溶出により、短期間で防錆効果が無くなることもある。従って処理鋼板の使用のみで防錆基準を満足させることは出来ない。むしろ補助的防錆手段と考え十分な防錆処理を施した上で、処理鋼板を使用する必要があると考える。

３．防錆評価法

新しい各種の防錆法が開発されるのにともないその防錆力を評価する方法が必要となっている。

防錆力を評価する方法としてもっとも代表的なものとして、屋外暴露、塩水噴霧試験（salt spray test＝SST）や、これに酢酸と塩化第２銅($CuCl_2$)を加えたキャス(CASS)法、紫外線による塗膜の耐久性を比較するためのウェザーメーター(weatherometer)法、乾燥や湿潤条件等を加えたCCT(cycle corrosion test)法[5]等が挙げられる。

これらの試験は主に塗装、メッキなどの表面処理による防錆力を評価する方法であり、表面処理の耐食性を数値で直接評価出来、表面処理グレードの確認や、品質確認として重要であるが、市場における腐食は処理が施される場所の構造や環境により大きく左右され、市場での絶対評価としては不十分である。また腐食の発生した後の穴明きや破損に至る経過については、市場との相関がほとんど取られていない。

一般に屋外暴露試験は市場の腐食状況を良く再現していると思われがちであるが、融雪剤に起因

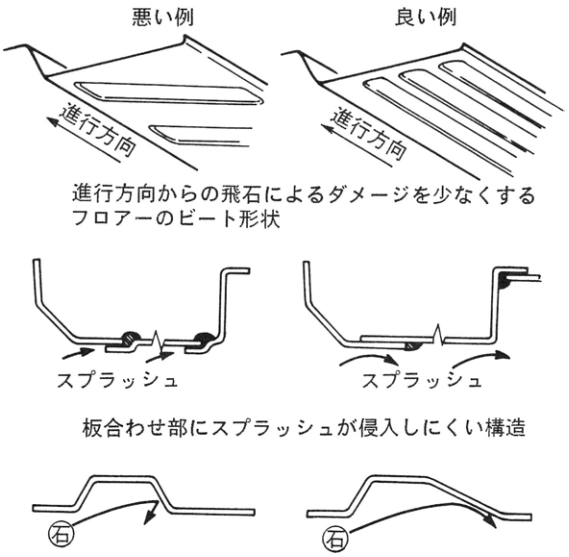


図５　防錆を考慮した構造

する自動車の腐食とは異なる。特に自動車の場合走行により直接塩やスプラッシュを受け、更に車体各部に応力が発生するため、腐食面の錆落とし効果も加わり腐食の促進が見られる。また軽量化による燃費向上のため高強度材料等を使用し部材応力を高く設定する傾向にあるが[6]、塗装の劣化にともなう腐食発生が部材の疲労寿命を著しく低下させていることも考えられる。特に湿潤状態では腐食疲労により図６に示す様に乾燥状態に比べ著しい寿命低下となり腐食または疲労の単一の破損ダメージをはるかに下回るダメージにより破損することも考えられる（図７）。

したがってこのような腐食疲労を再現するためには自動車の走行によるダメージを付加し、同時に腐食条件を与える必要がある。このように複雑な環境因子を考慮して自動車としての防錆性能を評価する方法として自動車メーカー各社が実施しているものに、フリートテスト[7]やプルービンググランドテスト[8]がある。

フリートテストは市場での実際の使われ方を想定し車を走行させたり、一般ユーザーのモニター使用によりほぼ完全に市場での腐食問題を再現出来るが、試験に要する時間が市場と１対１であり、新しい材料や自動車構造の評価法としては時間がかかり不向きである。

プルービンググランドテストはテストコースの中に、塩水を散布したコースや小石をまいたコースなどの市場の道路を再現させたコースを作り、自動車に与える条件を市場に近づけ、さらに自動車を高温高湿条件に保つことにより市場の腐食状態を促進し再現させる試験法である。

このような試験は自動車メーカー各社で種々の方法が考案され、実験室内で飛石や疲労ダメージを与えたり、走行条件を加える試みもなされており、高い市場相関性が報告されている[9]。

４．プルービンググランドテスト法の改良

筆者らは市場の腐食状況の調査結果を基に自動車の使われ方、走行方法、走行によるダメージ等の腐食に作用する主要因子を再現させ、また塩濃度と温度、湿度をコントロールすることにより腐食条件を市場に合わせたプルービンググランドテストを実施し、腐食の発生から穴明きに至る過程で精度良い再現性が得られた。

一般に腐食テストは高温高湿条件と塩水等による腐食促進を主としているが、この様な腐食テストでは腐食の発生、板厚減少共に十分に市場の腐食形態を再現出来ないことが市場調査との相関結果から判明した。そこで市場においては断続的に進行する腐食状態を、高頻度で再現し連続的に腐食を進行させ濃縮化を図った。（図８）

腐食問題の主要因は発生要因と促進要因とに分けられる。ここでの発生要因とは、走行時のチッピングによる外傷等、外から直接腐食発生原因を与える要因であり、また促進要因とは温度、水分、塩、泥、酸等腐食を促進させる要因である。

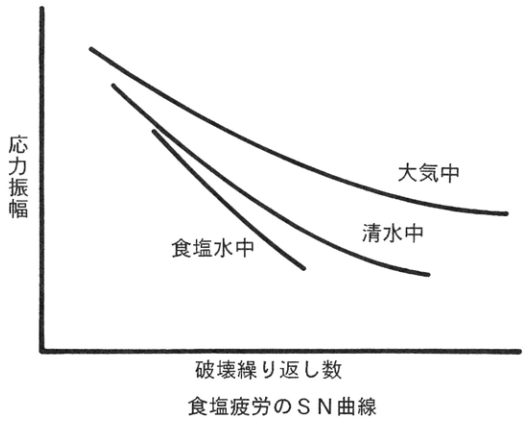


図６　腐食環境の金属疲労に及ぼす影響

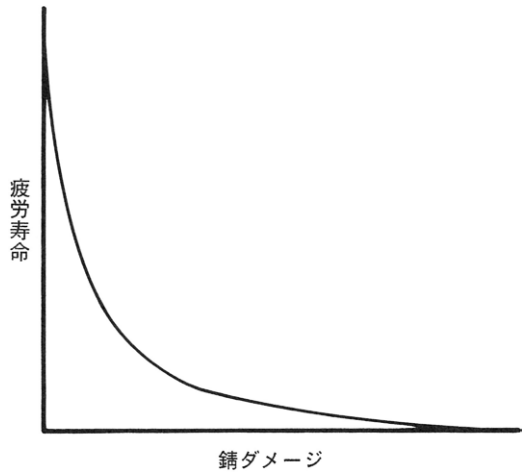


図７　破損に至る疲労ダメージの錆による低下

プルービンググランドテストでは、外的要因を市場に合わせ再現することにより、ほぼ市場の腐食発生状態を得られる。しかし、腐食の進行による劣化（板減）を再現させるためには促進要因が重要であると考えられる事から、温度及び湿度変化に対する腐食速度の測定を行った結果、乾燥から湿潤への変化及び湿潤から乾燥への変化の過程において腐食が急速に進行する事が確認された（図 9）。そこで、乾燥条件を適度に設定し腐食の促進を図った（図 10）。このような乾燥条件の設定にあたっては、車体各部の乾燥条件を市場条件に合わせる必要があるため、走行時の車体各部の空気の流れについても市場条件相当に設定した。

また、腐食部、非腐食部に於ける塩濃度の上昇による腐食の抑制、塗膜に対する過剰なダメージを防ぐと共に、濃淡電池腐食による促進効果が得られる事から腐食液についても濃度差をつけ、促進を図った（図 11）。またこれらの諸要因を繰り返す事により短期間で市場の腐食状態を再現する様に試みた。

このプルービンググランドテストの有意性を確認するため、テストによる腐食劣化過程と市場調査結果を数十箇所に上る車両部位で照らし合わせたところ図 12、図 13 に示す様に車両上部のボディ部から、アンダーボディ部に至るまで高い相関性が得られ、融雪剤の影響による塩害地で発生している腐食問題のほとんどをプルービンググランドテストで再現されることを確認した。このテスト

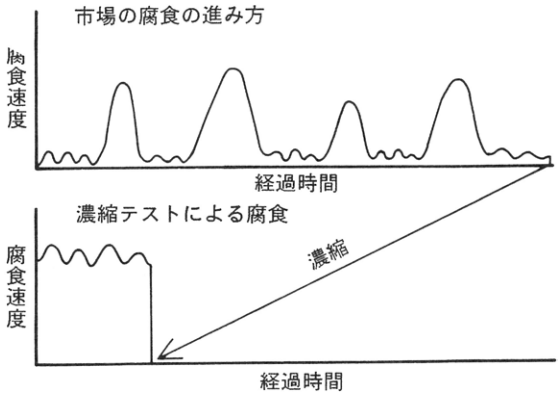


図 8　腐食濃縮テストによる濃縮方法の考え方

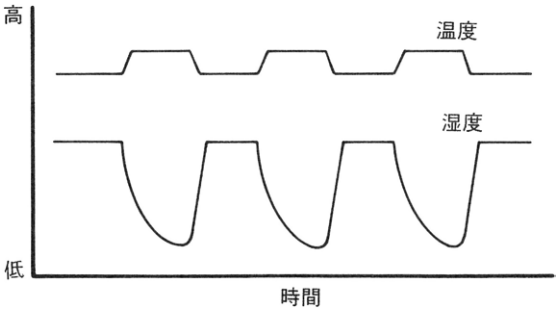


図 10　腐食促進条件

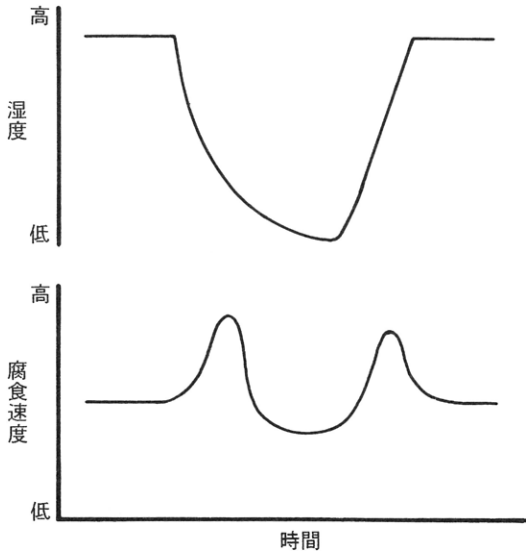


図 9　湿度変化と腐食速度

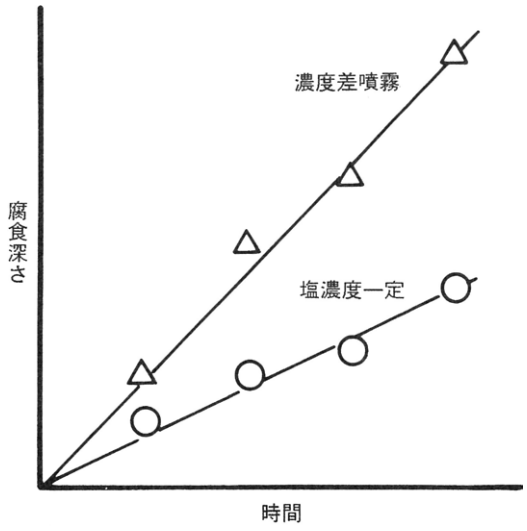


図 11　塩濃度差をつけることによる腐食促進効果

において再現性の低い部位は排気系、冷却系の内部などの塩による影響がほとんど無い部位に限られた。

また、腐食の主因と考える要素については市場状況の変化を常に監視し、試験条件にフィードバックすることが市場と試験との相関性を高く維持するうえに欠かせないと考える。

このように塩害地の腐食状況を良く再現出来たのは、腐食因子として融雪剤の占める割合が大きく、さらに塩害地の気温が低く錆進行が遅いため、促進手法として酸等を用いずに、温度湿度のコントロールにより腐食を促進できたからである。そ

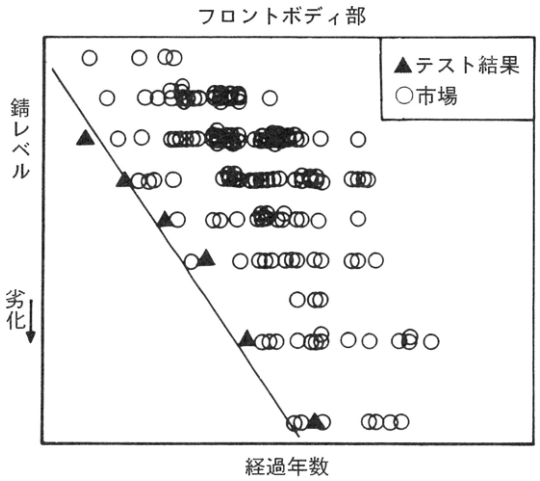


図12　プルービンググランドテストと市場の相関性（ボディ部）

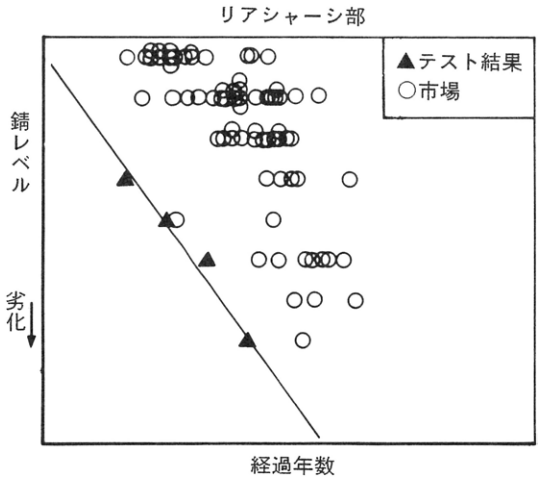


図13　プルービンググランドテストと市場の相関性（シャーシ部）

れに対し低緯度地域での海浜錆等は海塩粒子による高温高湿条件下での腐食であり、容易に促進出来ないと考える。

自動車の劣化を考える上で走行距離に比例しダメージの加わる疲労試験については、従来より種々の試験方法が考案され実施されてきたが、腐食の様に経時変化により劣化する問題についてはまだ十分に解明されておらず、自動車の長期信頼性保証の観点から今後さらに研究を行う必要があると考える。

5．ま と め

自動車の耐久性を考える上で腐食問題は切り離せない要因となっている。しかし、腐食等長期間の劣化問題は十分にメカニズムが解明されておらず市場の把握も困難であることから、現状では市場実績をもとにした十分な仕様検討とテスト確認を行うことが重要と考える。またこの中で腐食問題の重要な因子としてボディからビスに至るまでの表面処理品質が上げられる。一般に表面処理品質は処理条件のばらつきに大きく左右され、人為的な要素が加味されやすく、また品質の差を容易に見出せないため製造工程において最も注意をはらう必要がある。

耐食性向上のために腐食の再現や解析と共に表面処理技術が今後ますます進歩、改良することが期待される。

参考文献

(1) 日根文夫、腐食工学の概要, (1977) 56, 112 化学同人
(2) S, Ishihara, “Progress of Automotive Precoated Sheet Steels”, Trans Iron Steel Inst Jpn, 23, 11 (1983) 897-899
(3) 西原實、“自動車用表面処理鋼板”、Bull Japan Inst Metals, 21, 7 (1982) 521, 513
(4) 太田晴久、川崎米利、“自動車の防せい対策と防せい剤”、日石レビュー 27, 1 (1985) 7-10
(5) 西村一実、三吉康彦、羽田隆司、“亜鉛系合金電気メッキ鋼板の塗膜下腐食に及ぼす腐食条件の影響”、鉄と鋼、73, 7 (1987) 143

(6) 新美格、“自動車の軽量化と材料”、Bull Japan Inst Metals, 20, 8 (1981), 681
(7) R. McDonald, R, R, Ramsingh, “Eighteen months of underbody automotive materials testing”, Materials performance, 24, 4 (1985) 48-53
(8) G. Hook, “The historical Development of a Proving ground Accelerated Corrosion test”, Automotive corrosion by deicing salts (1981)168-181
(9) Roland Dietz, “A Three-Chamber Corrosion Test Method for Passenger Cars”, SAE Paper, 831814

■著　者■


竹　内　寿　浩


渡　辺　弘　和


渡　辺　修　三

社外発表論文 (1988.1～1989.3)

◇論　文　講　演

発表日	標　　題	発　表　先	著　者	所　属
1988. 2.29	Power Measuring Method by Temperature Standard for Motorcycle	'88 SAE International Congress & Exposition 880267	梶川　竜三 鈴木　晃一	朝霞研究所 朝霞研究所 (他社共著)
1988. 2.29	Total Engine Friction in Four Stroke S. I. Motorcycle Engine	'88 SAE International Congress & Exposition 880267	藤井　功 八木　静夫 園　比呂志 神谷　寛	和光研究所 朝霞研究所 和光研究所 朝霞研究所
1988. 5.25	車体構造における結合剛性(1) －結合剛性の評価方法－	自動車技術会 春期学術講演会 881065	前野　義則	栃木研究所 (他社共著)
1988. 5.25	車体構造における結合剛性(2) － L, T, Y 型結合構造の結合剛性－	自動車技術会 春期学術講演会 881066	前野　義則	栃木研究所 (他社共著)
1988. 7. 1	運動力学から見たシャシ制御の展望	自動車技術会 シンポジウム 「車両運動の統合制御」	古川　修	和光研究センター
1988. 7.13	メタノール燃料(M85)と無鉛プレミアムのプレイグニッション特性	機械学会、自動車技術会 第７回　内燃機関 合同シンポジウム	須賀　稔之 藤井　功 北島　眞一	栃木研究所 和光研究所 栃木研究所
1988. 7.13	２輪車用軽量チタンコンロッドの開発	機械学会、自動車技術会 第７回　内燃機関 合同シンポジウム	萩原　好敏 高橋　恭	朝霞研究所 朝霞研究所
1988. 9.26	Handling Characteristics of Steer Angle Dependent Four-Wheel Steering System	21th FISITA International Congress SAE 885034	佐野　彰一 古川　修 二瓶　隆 阿部　賢 芹沢　満也	和光研究センター 和光研究センター 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1988. 9.29	Prediction Method of Induction Swirl Parameters with Dual Inlet Port DI Diesel Engine and Its Application to Engine Performance Improvement	21th FISITA International Congress SAE 885101	長谷川　俊平 高橋　易資	和光研究所 和光研究所
1988.10.12	舵角応動型 4WS の制御原理が操舵応答に及ぼす影響	自動車技術会 秋期学術後援会 8823104	佐野　彰一 古川　修 二瓶　隆 阿部　賢 芹沢　満也	和光研究センター 和光研究センター 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1988.10.13	自動車用表面処理鋼板のリン酸処理被膜キャラクタリゼーションに関する解析	自動車技術会 秋期学術講演会 8823152	佐藤　登	鈴鹿製作所
1988.10.31	Application of an Image Converter Camera to Measurement of Flame Propagation in a Spark Ignition Engine	7th International Congress on Application of Lasers and Electro-Optics	中村　昭壽 田中　敦 結城　一敏	国際交通安全学会 栃木研究所 和光研究所
1988.11.13	Feasibility Study of a Methanal-Fueled Vehicle at Honda	アルコール燃料国際 シンポジウム	須賀　稔之 北島　眞一 長島　隆 藤井　功	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 和光研究所

発表日	標　　題	発　表　先	著　者	所　属
1988.11.14	The Method for Evaluating Interior Sound Quality of Automobile	The 2nd Joint Meeting of ASA & ASJ	山下　剛 新倉　始 中村　光勇	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1989. 1.24	二輪レーサーにおける新素材の動向	自動車技術会 新素材の現状と将来	萩原　好敏	朝霞研究所
1989. 1.30	Finite Element Eigenalysis of Front Wheel Drive Powertrain	7th Modal Analysis Conference	銭場　克己 高橋　勝雄	栃木研究所 栃木研究所
1989. 2.28	Application of Image Converter Camera to Measure Flame Propagation in S. I. Engine	'89 SAE International Congress & Exposition 890322	中村　昭壽 石井　清 佐々木　隆	国際交通安全学会 和光研究所 和光研究所
1989. 3. 1	A High Power, Wide Torque Range, Fuel Efficient Engine with a Newly Developed Variable Geometry Turbocharger	'89 SAE International Congress & Exposition 890457	井上　和雄 窪田　理 岸　則行 矢野　俊二	和光研究センター 和光研究センター 和光研究センター 和光研究所
1989. 3. 1	Enhancement of Automotive Engines with β-Ti Valve Spring	'89 SAE International Congress & Exposition 890471	萩原　好敏 村上　敦	朝霞研究所 朝霞研究所 （他社共著）
1989. 3. 1	The Properties of Hybrid Fiber Reinforced Metal and Its Application for Engine Brock	'89 SAE International Congress & Exposition 890557	林　直義 牛尾　英明 海老沢賜寿雄	栃木研究所 和光研究所 ホンダエンジニアリング
1989. 3. 1	Honda Formula One Turbo-charged V-6 1.5L Engine	'89 SAE International Congress & Exposition 890877	乙部　豊 後藤　治 宮野　英世 川本　通郎 青木　朗雄 小川　徹	和光研究所 和光研究所 和光研究所 和光研究所 和光研究所 和光研究所
1989. 3. 2	A High Power, Wide Torque Range and Fuel Efficient Engine Using a Variable Valve Lift and Timing Mechanism	'89 SAE International Congress & Exposition 890675	井上　和雄 安食　嘉夫 長弘　憲一 岸　則行	和光研究センター 和光研究センター 和光研究センター 和光研究センター
1989. 3. 2	MBT Control Utilizing Crank Angle of Maximum Combustion Pressure	'89 SAE International Congress & Exposition 890759	藤井　功 八木　静夫 吉川　晴彦 川合　誠	和光研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞北研究所
1989. 3. 2	The Valve Spring Carbo-Nitrided at a High Speed Engines	'89 SAE International Congress & Exposition 890777	西村　泰輔 萩原　好敏	朝霞研究所 朝霞研究所 （他社共著）

◇ 寄　稿

発表日	標　　題	発　表　先	著　者	所　属
1988. 2. 1	二輪車における電子制御技術の応用	「自動車技術」 Vol. 42 No.2	山形　哲雄 鳥山　正雪 太田　淳朗	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
1988. 3. 1	２輪車の操安性に関する近年の研究紹介	「自動車技術」 Vol. 42 No.3	菊池　　正	朝霞研究所
1988. 4. 1	空力性能解析におけるコンピューター利用技術	「自動車技術」 Vol. 42 No.4	野本　祐春 福島　達也 鵜沢　　潔	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1988. 5. 1	これからの国際共同生産とその技術展望	「自動車技術」 Vol. 42 No.5	柳沢　　孝 木田橋　義之	ホンダエンジニアリング ホンダエンジニアリング
1988. 5. 1	新型ホンダシビック紹介	「自動車技術」 Vol. 42 No.5	伊藤　博之 橋本　　健	栃木研究所 栃木研究所
1988. 6. 1	自動車用機能部品への表面処理の動向	「自動車技術」 Vol. 42 No.6	大沢　　恂	技術顧問
1988. 6.10	本田技術研究所におけるCATIA KINEMATICSの適用事例	CATIA 研究会	水戸　　毅	栃木研究所
1988. 7. 1	二輪車用ハイブリッド型アルミニウムスイングアームの開発	素形材センター 「素形材」７月号	福地　紀代司 小屋　栄太郎	朝霞研究所 朝霞研究所
1988. 7. 1	Evaluation of Four-Wheel Steering Technology and its Future Prospects	「JSAE Review」 Vol. 9 No.3	佐野　彰一	和光研究センター
1988. 7. 1	ガソリンエンジン･補機（２輪）	「自動車技術」(年鑑) Vol. 42 No.7	浅野　　明	朝霞研究所
1988. 7. 1	生産技術･システム	「自動車技術」(年鑑) Vol. 42 No.7	井田　靭生	ホンダエンジニアリング
1988. 7. 1	車両運動性能とその研究 －第５章　方向安定性と操舵応答－	「自動車技術」(年鑑) Vol. 42 No.7	古川　　修	和光研究センター
1988. 7. 1	フィードバックコントロール　ロックアップクラッチ付電子制御自動変速機	「自動車技術」 Vol. 42 No.8	山辺　　仁	栃木研究所
1988. 9. 1	固体潤滑性皮膜コーティングピストン	「自動車技術」 Vol. 42 No.9	柴田　勝弘 木村　健二 鈴木　韶也	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1988. 9. 1	二輪車用軽量チタンコンロッドの開発	「自動車技術」 Vol. 42 No.9	萩原　好敏 高橋　　恭 村上　　敦 丸井　勇治	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
1988.10. 1	Honda Concerto	「JSAE Review」 Vol. 9 No.4	鈴木　謙三 池野　博秀	栃木研究所 栃木研究所
1988.10. 1	エアバックの現状と将来	「自動車技術」 Vol. 42 No.10	本田　　潔 上地　幸一 下木　一昭	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所

発表日	標　　題	発　表　先	著　者	所　属
1988.10. 1	ダイカストによるアルミニウム　ロッカーアームの製造技術と管理方法	日本ダイキャスト協会	伴　恵介	栃木研究所
1988.11. 1	車両の放射電磁気試験方法の考察	「自動車技術」 Vol. 42 No.11	大森　泰爾	和光研究センター
1988.11.10	自動二輪車	産業調査会 辞典出版センター 「新素材応用辞典」	高堀　恭雄	朝霞研究所
1988.12. 1	敏感度解析によるロードノイズ低減	「自動車技術」 Vol. 42 No.12	太田　孝弘 野口　久智 吉村　祐一 池上　博之 佐藤　千春	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
1988.12.10	二輪車の表面処理動向	日本防錆技術協会 「防錆管理」	高堀　恭雄 有賀　恭一	朝霞研究所 朝霞研究所
1989. 1. 1	Application of Electronic Technology to Motorcycle	「JSAE Review」 Vol. 10 No.1	山形　哲雄 鳥山　正雪 太田　淳朗	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
1988. 1. 1	衝突安全性の現状と将来	「自動車技術」 Vol. 43 No.1	樋口　和雄 奥原　久和	栃木研究所 栃木研究所
1989. 1. 1	ホンダコンチェルトの紹介	「自動車技術」 Vol. 43 No.1	鈴木　謙三 池野　博秀	栃木研究所 栃木研究所
1989. 3.10	－日本の技術－ 乗用車のエンジン	自動車技術会 「中部支部報」 No.38	川口　裕治 新倉　正勝	和光研究所 和光研究所
1989. 3.25	日米欧　三極間のライセンス契約に関する規制法令	日本特許庁 「特許管理」 Vol. 38 No.4	久慈　直登	和光研究所

◇ 講　演（論文無）

発表日	標　　題	発　表　先	著　者	所　属
1988. 9.12	メタノール燃料と無縁プレミアムのプレイグニッション特性	自動車技術会 燃料潤滑油部門委員会	須賀　稔之	栃木研究所
1988.10. 6	自動車室内音の音質評価方法について	自動車技術会 振動騒音部門委員会	山下　　剛	栃木研究所
1988.10.30	自動車と高分子材料	高分子学会 第6回高分子研修コース	高堀　恭雄	朝霞研究所
1988.11.16	TELON 事例紹介	企業（パンソニック）	菊池　永幸 田畑　　稔	朝霞研究所 朝霞研究所
1988.12. 3	エラストマー性能向上技術の最近の動向	岡山地区高分子懇話会 63 年度第 2 回定期講演会	荒木　純一	和光研究所
1988.12. 6	エンジニアリングプラスチックの技術移転投資	日印経済協会	高堀　恭雄	朝霞研究所
1989. 1.19	伝達関数による敏感度解析	自動車技術会 振動騒音部門委員会	野口　久智	栃木研究所
1989. 1.26	M85 メタノール自動車の開発	自動車技術会 新型原動機部門委員会	須賀　稔之	栃木研究所
1989. 1.29	Honda F-1 Engine	自動車技術会 ガソリン機関部門委員会	青木　朗雄 宮野　英世 乙部　　豊	和光研究所 和光研究所 和光研究所
1989. 2.28	二輪車用アルミニウム合金鋳物フレームボディの開発　Al-Zn-Mg 系、Al-Si-Mg 系	（財）素形材センター 63 年度素形材専門講座	高崎　憲政	朝霞研究所
1989. 3.22	メタノール燃料と無鉛プレミアムのプレイグニッション特性	自動車技術会 中部支部	須賀　稔之	栃木研究所

編集後記

◆ 1988年F－1シリーズでホンダのエンジンは、圧倒的な勝利を収めることができました。F－1は、勝つ事を目的とした純粋な勝負の世界でありますから、ややもすれば、勝ったという結果が先に立ち、つい忘れられがちになりますが、実は、そこに到るまでの様々な技術やアプローチの過程にこそ本当の価値があったのではないでしょうか。同じ様な話は量産車についても言えることと思います。高度な技術なしに名車は生まれるはずがありません。

◆ このような普段、表に現れにくい技術に陽をあてたい、足跡を残したい、世に問うてみたい、こんな願いをこめて、「HONDA R&D Technical Review」を刊行する事になりました。F－1エンジンの全容を明らかにした論文を主稿として掲載、その他、昨今のホンダの誇りうる技術を紹介しました。

◆ 創刊にあたり、不慣れな編集委員に、ご多忙の中、ご協力いただいた執筆者の方々、アドバイスをいただだいた社内外の方々に感謝の意を表するとともに、「HONDA R&D Technical Review」の今後の発展のために更なるご協力をお願いしたいと思います。

◆ 今回は、四輪自動車の開発技術を中心に編集致しましたが、今後はオールホンダの「Review」として育てていきたく、二輪、汎用の各製品技術、更には生産技術等、各方面の方々のご協力もあわせてお願い致します。

（照井）

ＴＲ編集委員会

委員長	照井一郎	栃木研究所
副委員長	奈良坂伸	和光研究所
委員	樋口和雄	栃木研究所
	小田垣邦道	栃木研究所
	小松重敏	栃木研究所
	平沢利国	栃木研究所
	右川春雄	和光研究所
	古川修	和光研究センター
顧問	佐野彰一	和光研究センター
	花岡一男	栃木研究所
事務局	矢野章	和光研究所
	黒川洋	栃木研究所
	松岡健	栃木研究所
	木村貴住	和光研究所

HONDA R＆D Technical Review

1989年4月1日発行　Vol. 1

（禁無断転載）©

発行所　株式会社　本田技術研究所

発行人　川本信彦

編集人　矢野章

取扱所　〒351-01　埼玉県和光市中央1丁目4番1号
株式会社　本田技術研究所　和光研究所

印刷所　〒351-01　埼玉県和光市本町20番16号
協永堂印刷株式会社

表紙説明

現代テクノロジーの極致とも言えるF-1エンジン、その高度に練りあげられた機能美には、技術者に限らず多くの人を魅了するものがあると思えます。

このF-1エンジンの図面を造形の目でとらえてみると、そういった機能美とは異なった、何とも言えぬ有機的な美しさが現出してくるのに気が付きました。

特に、シルエット化して色々な角度から見ている内に、部品一つ一つの機能、形状が融合し、自然美に限りなく近い美しさを備えている事に驚かされ、その美しさを表現してみました。



和光研究所
秋本　修

HONDA R&D Co. Ltd.

