ISSN 0915-3918

HONDA R&D

# Technical Review

vol. 2



1990

# 目　次

◇アコード・インスパイア, ビガー用
縦置直列５気筒エンジン ····· 島崎勇一・宍戸信彦・海山英造
平沼英勇・木下裕介・高橋のぶ·····1

◇縦置直列５気筒エンジンの振動騒音低減技術 ····· 内田孝尚・片野博樹·····14

◇アコード／アスコット用エンジンの開発 ····· 小宮孝司・坂口和貴・櫻原一雄
品川博・陳之内眞・大田和佳男·····26

◇自動車用ハニカム防音材の開発 ····· 前田孝司・山下剛・中村光勇·····39

◇二輪車用リバースコントロールシステム ····· 大田淳朗・山形哲雄・伊藤俊文
根布秀秋・内馬場孝一・藤田晴康·····49

◇携帯発電機 EX300 の開発 ····· 藤井茂・清水元寿・為近隆男·····59

◇小型乗用芝刈機用 油圧無段変速機 ····· 西村定徳・蒔田廣重・石本牧郎·····67

◇最大燃焼圧力クランク角を用いた
MBT コントロール····· 八木静夫・藤井功・吉川晴彦
川合誠·····78

◇２サイクルエンジンの不整燃焼評価法 ····· 関根正男・石川友美·····94

◇メタノール自動車の開発 ····· 須賀稔之・北島真一・小林吉彦
長島隆・佐藤克明・犬童規之·····100

◇ファジィ理論を用いた AT 車の
シフトスケジューリング手法·····酒井伊知郎・新井康久・松井弘樹
長谷川祐介・岩城喜久・芳賀剛志·····111

◇高い横加速度で旋回中の車両の操舵応答の解析モデル ·····古川修・佐野彰一·····118

◇二輪車の旋回中に於けるアンチロックブレーキによる
車体挙動への影響····· 引地東一郎・泊辰弘
槌田鉄男・ミハエル ティーム·····127

◇二輪車に於けるシフトフィーリングの
定量解析と改善技術····· 藤本克己・井上直樹・山崎勝実·····139

◇側面衝突に於ける各種ベルト拘束装置が
乗員保護性能に及ぼす影響····· 下田宣義・西田雄亮・秋山朗彦·····147

◇境界要素法による音場シミュレーションシステム
(HANS)の開発とこもり音解析技術の研究 ····· 野本祐春・福島達也・漆山雄太
武本博文·····160

# 目　次

◇駆動系挙動解析への汎用機構解析
ソフトウェア適用例……酒井竜英・森勝則……171

◇境界要素法によるエンジン部品設計システム……杉田順一・伊藤保・阿部智也……179

◇電子制御回路の FMEA シミュレータ開発……川合誠・有吉敏明……188

◇有限要素法を使用した磁場解析シミュレーション……鹿野俊哉・栗林裕・永野信輔……194

◇4サイクルガソリンエンジンのコンロッド
軸受焼き付きに関する潤滑性の考察……丸谷武志・長島隆・山本浩貴
奥山高弘……204

◇エンジン動弁系におけるカム、及び
フォロワシステムの耐摩耗性向上手法……山下宏・井沢信一郎・真田誠……210

◇高性能アルミニウム材料……椎名治男・村樫良一・星雅己
有村光典・北条信明……220

◇二輪車用軽量チタンコンロッド……萩原好敏・高橋恭・村上敦
丸井勇治……229

◇二輪車アルミフレーム用鋳造合金の開発……高崎憲政・小屋栄太郎・望月信介……238

◇二輪車用アルミダイカストフレームの開発……佐久間芳信・永田信……246

◇差分法による凝固解析とその応用……恩田祐・伊東勲・箱崎健一
増田栄二……254

◇接触式ポジションセンサ用抵抗基板の開発……大田典宏・森山正人・亀山勉……263

# INDEX

◇ Longitudinally Mounted In-line 5 Cylinder Engine for New ACCORD INSPIRE and VIGOR ···················· Yuichi Shimasaki; Nobuhiko Shishido; Hidezo Umiyama Hideo Hiranuma; Yusuke Kinoshita; Nobu Takahashi ······· 1

◇ Honda New In-line Five Cylinder Engine-Noise and Vibration Reduction ······························· Takanao Uchida; Hiroki Katano ······ 14

◇ New Engine Development for Accord and Ascot ············· Takashi Komiya; Kazutaka Sakaguchi; Kazuo Sakurahara Hiroshi Shinagawa; Makoto Jinnouchi; Yoshio Otawa ······ 26

◇ Development of Honeycomb Noise Control Materials for Automobiles ·············· Takashi Maeda; Tsuyoshi Yamashita; Mitsuo Nakamura ······ 39

◇ Reverse System Design for a Motorcycle ······················ Atsuo Ohta; Tetsuo Yamagata; Toshifumi Ito Hideaki Nebu; Kouichi Uchibaba; Haruyasu Fujita ······ 49

◇ Development of EX300 Portable Generator ················· Shigeru Fujii; Motohiro Shimizu; Takao Tamechika ······ 59

◇ Hydro-Static Transmission for Riding Mower ·············· Sadanori Nishimura; Hiroshige Makita; Makiro Ishimoto ······ 67

◇ MBT Control utilizing Crank Angle of Maximum Combustion Pressure ······················ Shizuo Yagi; Isao Fujii; Haruhiko Yoshikawa Makoto Kawai ······ 78

◇ Evaluation Method of Irregular Combustion in 2-Stroke Cycle Gasoline Engine ······························ Masao Sekine; Tomomi Ishikawa ······ 94

◇ Development of Methanol Vehicles ············· Toshiyuki Suga; Shinichi Kitajima; Yoshihiko Kobayashi Takashi Nagashima; Katsuaki Sato; Noriyuki Inudo ····· 100

◇ Shift Scheduling Method of Automatic Transmission Vehicle with Application of Fuzzy Logic ················ Ichiro Sakai; Yasuhisa Arai; Hiroki Matsui Yusuke Hasegawa; Yoshihisa Iwaki; Takashi Haga ····· 111

◇ Analytical Model of Vehicle's Steering Response During Circular Turning with Higher Lateral Acceleration ··················· Yoshimi Furukawa; Shoichi Sano ····· 118

◇ Influence of Antilock Brake on Motorcycle Braking in a Turn ················ Toichiro Hikichi; Tatsuhiro Tomari; Tetsuo Tsuchida Michael Thiem ····· 127

◇ Study of Motorcycle Shift System
· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·Katsumi Fujimoto; Naoki Inoue; Katsumi Yamazaki · · · · · 139

◇ Effects of Belt Restraint Systems on Occupant Protection Performance in Side Impact Crashes· · · · · · · · · · · · · · · · ·Nobuyoshi Shimoda; Yuusuke Nishida; Akihiko Akiyama · · · · · 147

◇ Acoustic Simulation System and Analysis of Cabin's Booming Noise using Boundary Element Method · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · ·Sukeharu Nomoto; Tatsuya Fukushima
Yuta Urushiyama; Hirofumi Takemoto · · · · · 160

◇ Application of Mechanical Analysis Software to Drive Train Vibration Analysis· · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · Tatsuhide Sakai; Katsunori Mori · · · · · 171

◇ Engine Component Design System using Boundary Element Method
· · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · ·Junichi Sugita; Tamotsu Ito; Tomoya Abe · · · · · 179

◇ FMEA SIMULATOR for Electronic Control Units
· · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · ·Makoto Kawai; Toshiaki Ariyoshi · · · · · 188

◇ Magnetic Field Estimation by Finite Element Method
· · · · · · · · · · · · · · ·Toshiya Shikano; Hiroshi Kuribayashi; Shinsuke Nagano · · · · · 194

◇ Experimental Analysis of Connecting Rod bearing Seizures in 4-cycle Gasoline Engines · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · Takeshi Maruya; Takashi Nagashima
Hiroki Yamamoto; Takahiro Okuyama · · · · · 204

◇ A Method of Enhancing Wear Resistance of Cam and Follower System in Engine Valve Train· · · · · · · · · · · · · · · · ·Hiroshi Yamashita; Shinichiro Izawa; Makoto Sanada · · · · · 210

◇ High Performance Aluminum Materials
· · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · ·Haruo Shiina; Ryoichi Murakashi; Masami Hoshi
Mitsunori Arimura; Nobuaki Houjo · · · · · 220

◇ Development of Titanium Connecting Rod for Mass-produced Motorcycles
· · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · Yoshitoshi Hagiwara; Kyo Takahashi
Atsushi Murakami; Yuji Marui · · · · · 229

◇ Development of Aluminum Casting Alloys for Motorcycle Frames
· · · · · · · · · · · · · · · · Norimasa Takasaki; Eitaro Koya; Shinsuke Mochizuki · · · · · 238

◇ Development of Aluminum Die-casting Frame for Motorcycle
· · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · · Yoshinobu Sakuma; Makoto Nagata · · · · · 246

◇ Development and Application of FDM Solidification Simulation for Castings
· · · · · · · · · · · · · · · · Hiroshi Onda; Isao Ito; Kenichi Hakozaki; Eiji Masuda · · · · · 254

◇ Development of Contact type Resistance Plate for Position Sensor
· · · · · · · · · · · · · · · · Norihiro Ohta; Masato Moriyama; Tsutomu Kameyama · · · · · 263

# アコード・インスパイア，ビガー用 縦置直列５気筒エンジン

Longitudinally Mounted In-line 5 Cylinder Engine for New ACCORD INSPIRE and VIGOR

島崎勇一* 宍戸信彦* 海山英造**
Yuichi Shimasaki Nobuhiko Shishido Hidezo Umiyama
平沼英勇* 木下裕介* 高橋のぶ**
Hideo Hiranuma Yusuke Kinoshita Nobu Takahashi

## 要　旨

アコード・インスパイア，ビガー用として、縦置直列５気筒エンジンを新しく開発した。

このエンジンは'90年代の上級小型車に求められる振動騒音（ＮＶ）性能、燃費、信頼性、そして、幅広い回転域での出力性能を高いレベルで満足させることを主目的に開発し、最大出力160ＰＳ（118Kw，80PS/ℓ）最大トルク19.0Kg-m（186Nm，9.5Kg-m/ℓ）を達成した。

本論文では、出力性能、燃費、信頼性を改善するために検討した下記６項目について得られた知見を述べる。

① ストローク／ボア比と燃焼
② ５気筒エンジンの吸入系諸元
③ ５気筒エンジンの排気系諸元
④ ５気筒エンジンの全機関損失
⑤ 潤滑系の効率改善
⑥ 冷却系の効率改善

## ABSTRACT

Development of a new 2.0-liter in-line 5-cylinder engine has been completed. This engine meets the needs for luxurious mid-size cars of the 1990s: noise and vibration characteristics, fuel consumption, reliability and power across the revolution range.

The targeted performance of 160PS (118kw, 80PS/ℓ) in max. power and 19.0kgm (186Nm) in max. torque was successfully achieved.

In this paper, 6 major technical issues explored in the process of upgrading power, fuel consumption and reliability are presented: 1) stroke/bore ratio and combustion; 2) intake specifications of the 5-cylinder engine; 3) exhaust specifications of the 5-cylinder engine; 4) total engine power loss of the 5-cylinder engine; 5) higher efficiency of lubrication; and 6) higher efficiency of cooling.

## 1．まえがき

従来より、エンジンに求められているテーマは軽量でコンパクトなことと高出力、低燃費であるが、近年の上級車ではこれに加え振動騒音（ＮＶ）性能が評価の重点項目となっている。

そこで、重量増加と燃費の悪化を最小限にとどめＮＶ性能を改善するために、一次慣性偶力バランサ付の直列５気筒エンジンを選択した。また、車体の前後重量配分を適正にして、「爽快な走り・操舵感」を得るために、パワープラント重心が低く、かつ前車軸後方に配置する縦置レイアウトを採用した。

４気筒、６気筒エンジンは一般に多数存在し、その性格も明確になっているが、５気筒エンジンは例が少なく発表された論文も過去に少ない。本論文では５気筒エンジンと４気筒、６気筒エンジ

＊ 栃木研究所
＊＊和光研究所



https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1990_2_1

ンを比較した場合の特徴を中心に性能、諸元の検討結果を述べる。また、信頼性の向上とフリクションの低減を追及しながら縦置レイアウトに合致した潤滑、冷却システムについても紹介する。

## ２．エンジン概要と主要諸元

### 2.1. 概要

G20A 型直列５気筒エンジンの透視図、断面図を図１、図２に示す。

縦置右傾斜 35° に搭載された本エンジンのシリンダーブロックは、５連ドライライナを持つ軽量アルミダイキャスト製で、コンパクト化を図った１カム４バルブ機構を持ち、制振機構として一次慣性偶力バランサを両歯ベルトにより駆動している。又、オイルパンも軽量アルミダイキャスト製とし、パワープラント重心を前車軸後方に配置するためにドライブシャフトが貫通する構造とした。

エンジン制御は、８ビットのマイクロコンピュータによる電子式燃料噴射（PGM-FI）で、空燃比と点火時期を最適に制御することでレスポンスと燃費の改善を図っている。

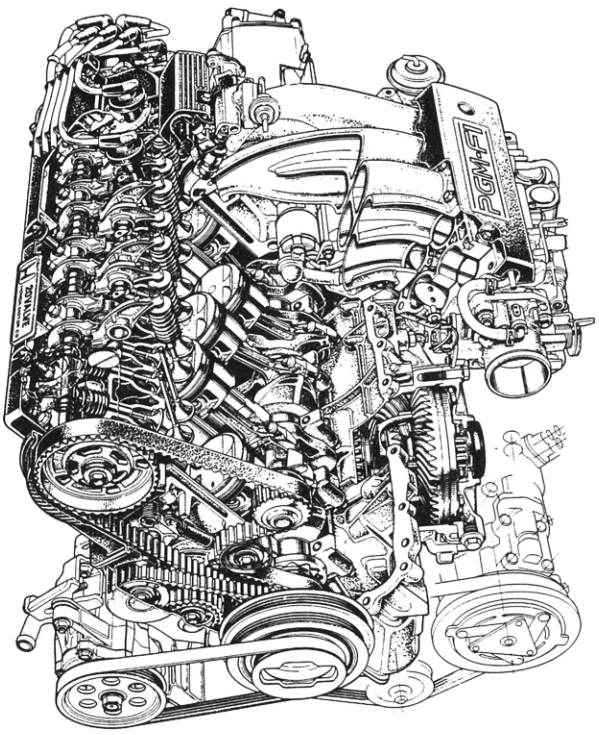


図１　G20A 型　直列５気筒エンジン

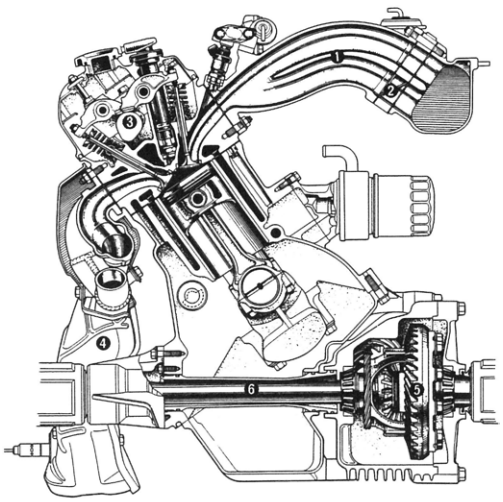



図２　G20A 型　直列５気筒エンジン断面図

### 2.2. 主要諸元

表１に主要諸元、図３に機関性能曲線を示す。

G20A 型エンジンは新設計の可変インテークマニホールド、ステンレスパイプ製５－３－１エキゾーストマニホールド、大径バルブ、低速向きバルブタイミングを採用することにより、幅広い回転域に於て高い体積効率（$\eta v$）が得られている。更に、適正なストローク／ボア比の選定と燃

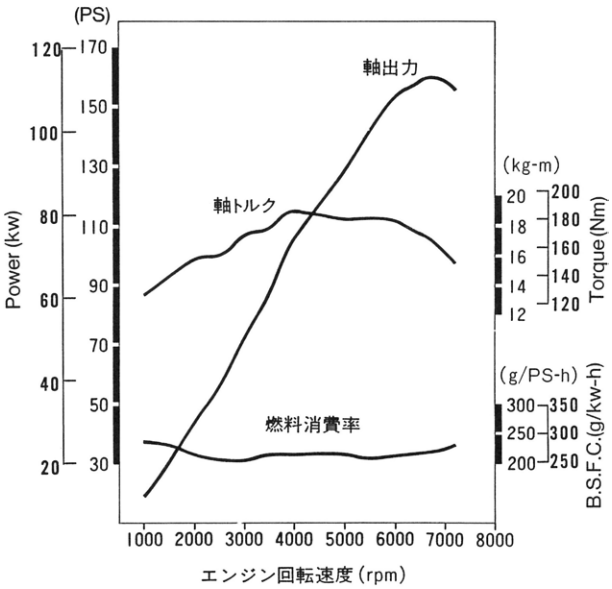



図３　G20A 型エンジンの機関性能曲線

表１　G20A 型　エンジン主要諸元表

| 項　　目 | | | 諸　元　値 |
|---|---|---|---|
| エンジン | | | Ｇ２０Ａ　2.0ℓ |
| 種　　別 | | | ガソリン４サイクル |
| シリンダ及び配置 | | | Ｌ－５　縦置 |
| バランサ | | | 一次偶力バランサ |
| 弁　機　構 | | | ４バルブベルト駆動<br>吸/排：φ32×2/φ28×2 |
| 内径×行程(mm) | | | φ82×75.6 |
| 圧　縮　比 | | | 9.7 |
| 燃焼室型式 | | | ペントルーフ型（異型） |
| インテーク<br>マニホールド | | | 可変管径／管長<br>（回転数制御） |
| エキゾースト<br>マニホールド | | | ステンレスパイプ製<br>５－３－１集合 |
| 燃　　料 | | | 無鉛レギュラ |
| 最大出力(PS/ℓ) | | | 118Kw/6700rpm<br>160PS/6700rpm<br>(80PS/ℓ) |
| 最大トルク(Kgm•/ℓ) | | | 186Nm/4000rpm<br>19.0kg-m/4000rpm<br>(9.5kg-m/ℓ) |
| 最小燃費率<br>（全負荷時） | | | 205g/PSh/3000rpm |
| 弁開閉時期 | 吸気 | 開 | 15° ATDC(1mmﾘﾌﾄ時) |
| | | 閉 | 25° ABDC(1mmﾘﾌﾄ時) |
| | 排気 | 開 | 30° BBDC(1mmﾘﾌﾄ時) |
| | | 閉 | 10° BTDC(1mmﾘﾌﾄ時) |
| 無負荷<br>回転速度 | MT | | 700rpm |
| | AT | | 630　Dレンジ<br>700　Nレンジ |
| 重　　量 | | | 175 kg（DRY） |

焼室形状の改良によって燃焼が改善されレギュラガソリン仕様で 9.7 の高圧縮比が可能になった。この結果、低回転から高回転まで幅広い使用範囲全域で高い出力を得ることができた。

G20A の最大出力は 160Ps/6700rpm(80PS/ℓ)、最大トルクは 19.0Kg-m/4000rpm(9.5Kg-m/ℓ)でレギュラーガソリン仕様の自然吸気 2.0/ℓエンジンではトップクラスの出力を達成した。

全負荷時の最小燃費率（ＢＳＦＣ）についても圧縮比を高くし、フリクションを低減する事により、3000rpm で 205g/ＰSe･h(279g/Kw･h)の低い値を達成した。

表２　ストロークボア比選定用エンジン

| | ボア径×ｽﾄﾛｰｸ（mm） | ｽﾄﾛｰｸ/ボア比 | 総排気量（cc） |
|---|---|---|---|
| タイプ１ | φ80×79.4 | 0.993 | 1995.5 |
| タイプ２ | φ82×75.6 | 0.922 | 1996.2 |
| タイプ３ | φ84×72.0 | 0.857 | 1995.0 |

## ３．ストローク／ボア比と燃焼

### 3.1 目的

G20A 型エンジンの開発においては、レシプロエンジンの性格付けをする上で最も重要な項目であるストローク／ボア比の選定を最初に行った。ストロークの絶対値によって許容回転数が決り、ボア径によってバルブ径、燃焼特性がほぼ決定される。

一般には、低回転でのトルクよりも高回転での出力を重視する競技用エンジンやモーターサイクル用エンジンは、ストローク／ボア比を小さく取ったビッグボア･ショートストロークタイプであり、低中速トルクと燃費を重視する乗用車用エンジンでは、ストローク／ボア比は 1.0 前後になっている。

G20A の開発では総排気量を 2000cc と定め３種のストローク／ボア比の異なるエンジンを制作し検討した。(表２)

### 3.2 結果

燃焼の評価法として、ＭＢＴ特性、ノッキング特性の評価と、筒内圧測定による圧力、質量燃焼割合の計算を行った。

出力特性ではタイプ１のエンジン（表２）はストロークが長いことから高回転域で機関損失が増大し最大出力を考えた場合には不利であることがわかった。(図４)

また、出力は点火時期によって大きく変化し、通常、ノッキング発生点火時期からある余裕値を遅角して設定するが、３タイプのストローク／ボア比の異なるエンジンは、ノッキング発生時期に

差がほとんどないことから、同一点火時期に設定してテストを行った。（図５）その結果ＭＢＴの比較ではストローク／ボア比が大きい順に進角が少ないことが確認できた。

筒内圧でも、ストローク／ボア比が大きい方が圧力の立ち上り（dP/dθ）が早く、最大筒内圧も高く等容度が高いことがわかる。（図６、７）

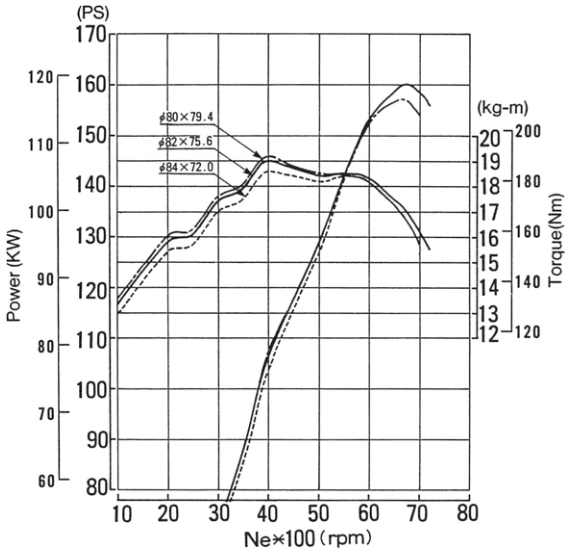



図４　ストローク／ボア比と全開出力

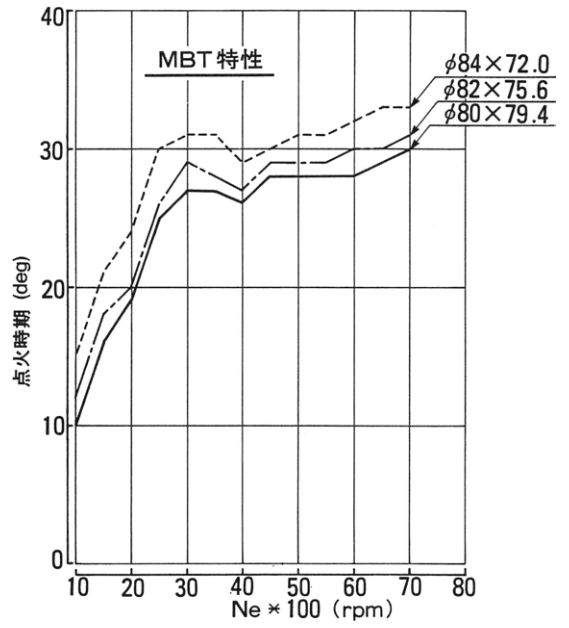



図５　ストローク／ボア比と MBT 特性

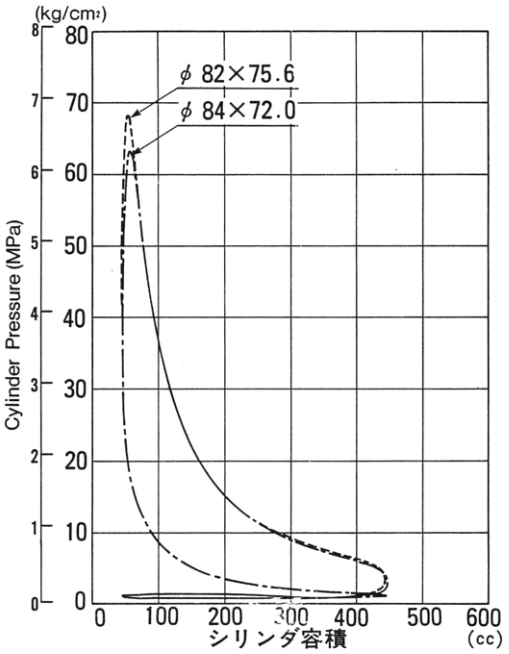



図６　ストローク／ボア比とＰ－Ｖ線図

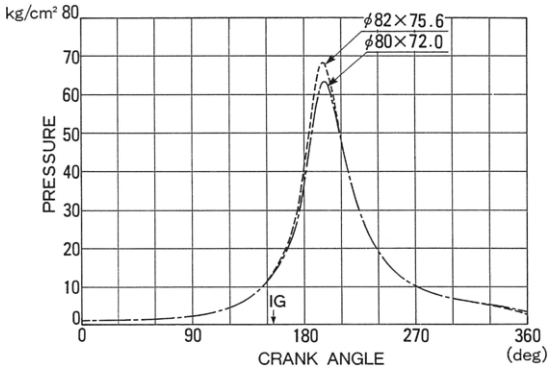



図７　ストローク／ボア比と筒内圧

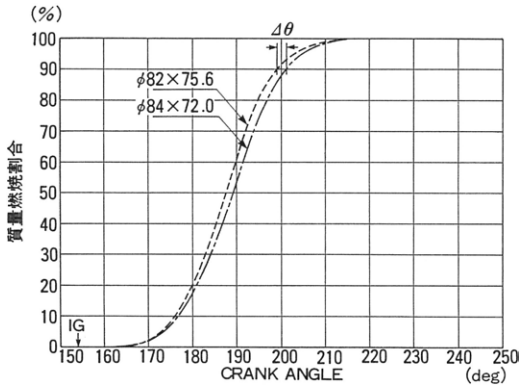



図８　ストローク／ボア比と質量燃焼割合

また、燃焼開始時期をそろえて質量燃焼割合を比較すると、ストローク／ボア比の大きい方が燃焼が速いことがわかる。(図８)

燃料消費率においても、燃焼が速い順に空燃比のリーン化、EGR 等の外乱に対する安定性が高く、ストローク／ボア比の大きい方が有利であるのもわかった。

今回テストした範囲ではタイプ１は最大出力が低く、タイプ３はタイプ２に対し中低速域でのトルクが低下することから、タイプ２のストローク／ボア比 0.922(φ82×75.6)を採用した。

## ４．５気筒エンジンの吸入系

### 4.1 気筒数と体積効率

気筒数とサージタンク、インテークマニホールド内バルブ近傍の吸気圧力振動の関係を図９に、気筒数と体積効率の関係を図 10 に示す。

吸入系の動的効果が体積効率に与える影響はよく知られており、通常は、慣性効果と脈動効果に大別して説明される。ただし、多気筒エンジンでは、この他に気筒間の影響である共鳴効果をも考慮しなくてはならない。

多気筒エンジンの吸気圧力振動は、サージタンクから吸気バルブまでの諸元によって決まる短周期成分と、サージタンク上流の吸入管諸元によっても影響を受ける長周期成分との合成振動と考えられる。

吸入系サージタンク内の圧力振動を調べると、４気筒エンジンは６気筒エンジンに対し圧力振幅が大きく、５気筒エンジンはその中間になっていることが確認できる。この圧力振動はサージタンク上流の吸入管に伝わり、開放端、分岐部で反射し長周期成分として低回転での体積効率を増大させる。このことから、シングルコレクタータイプでは低回転の体積効率は４気筒＞５気筒＞６気筒の順に高くなる。近年、６気筒エンジンでは低速域で３気筒ごとの集合にし、サージタンク内の振動を大きくして体積効率を増大させる共鳴過給も一般化している。我々は５気筒エンジンで４気筒以上の低中速トルクを確保するために、可変機構を持つ新しいインテークマニホールドの採用を検討した。

### 4.2 可変インテークマニホールド

G20A 用新型可変インテークマニホールドを図 11、バルブ近傍の圧力振動を図 12、インテークマニーホルドと体積効率の関係を図 13 に示す。

通常、細く長いインテークマニホールドは慣性

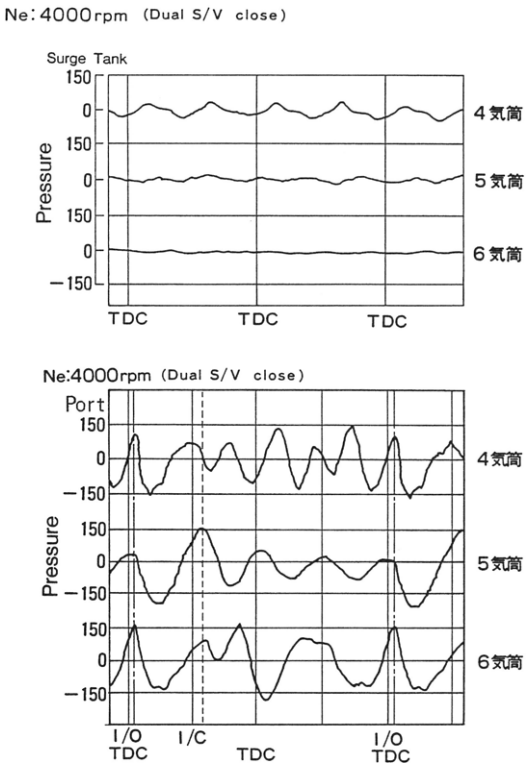



図９　気筒数とインテークマニホールド内吸気圧力振動

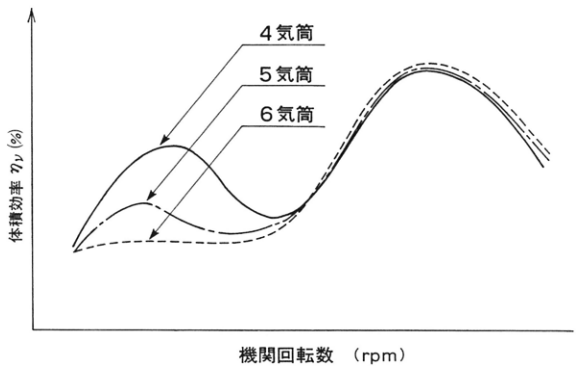



図 10　シングルポートインテークマニホールドを使用した場合の気筒数と体積効率

波が遅延することから低回転の体積効率を増大させ、太く短いインテークマニホールドは慣性波が短時間に返ってくることから高回転の体積効率を増大させるが、回転領域の広いエンジンでは全回転域で体積効率を増大させるのは難しい。

従って、可変インテークマニホールドとして、断面積が等しい２本のポートを図 11 のように配置し、セカンダリーポート内に付けられたバルブをエンジン回転数によって開閉することで吸入系の等価管長を大きく変化させ、幅広い回転域で高い体積効率が得られるようにした。この可変機構の制御は４段階に分けて行っている。

図 12、13 に見られるように、吸気慣性の圧力波は、制御バルブが閉じている状態では 4000rpm でインレットバルブ閉時と同期し、制御バルブが開いている状態の時は、5500rpm で同期し体積効率はピークとなる。また、サージタンク内の振動による長周期成分の影響から、制御バルブが閉じている時は 2000rpm で、制御バルブが開いている時はさらに 3000rpm でもピークを持つ。従ってこの可変インテークマニホールドでは、バルブを開閉することで大小４つの体積効率のピークを持つことができ、結果として幅広い回転域で高い体積効率を得ることができた。

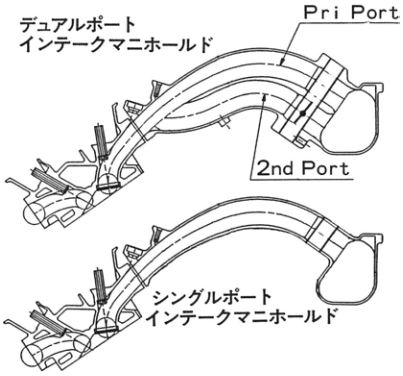



図 11　G20A 型エンジンの新型インテークマニホールド

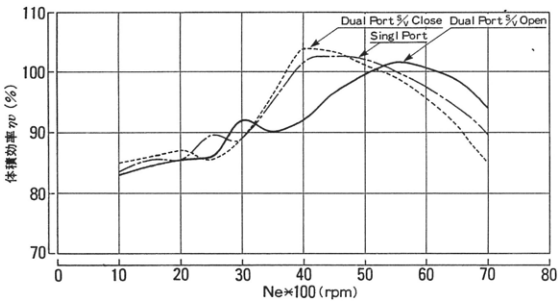



図 13　インテークマニホールド形状と体積効率

シングルポートインテークマニホールドでは 4500rpm と 2500rpm にピークを持ち、管長、管径を変えることで同期回転数を変えることは可能であるが、幅広い回転域で高い体積効率を得ることは難しい。

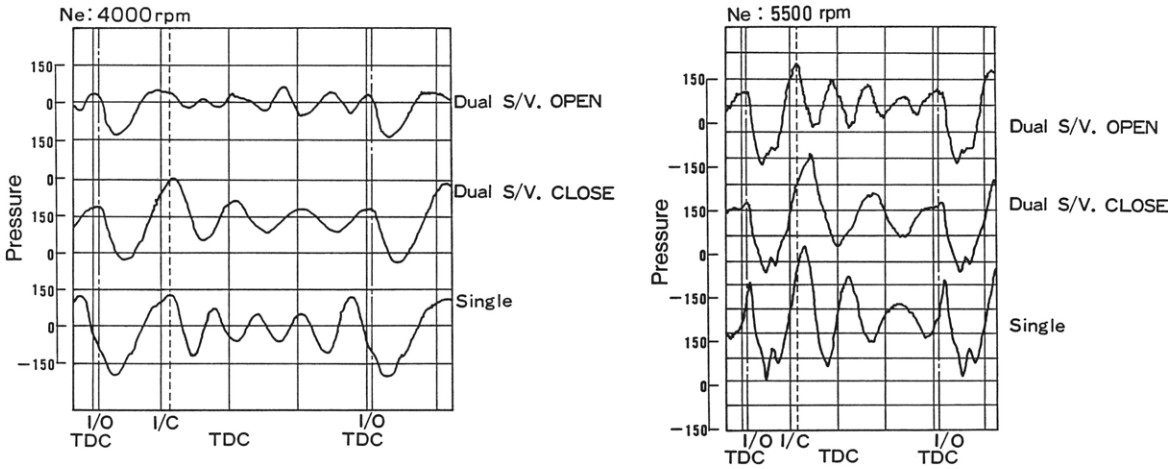



図 12　インテークマニホールド形状と吸気圧力振動

### 4.3 バルブ径、ヘッドポート形状、バルブタイミング

G20A のヘッドポート形状を図 14 に示す。

高回転時の体積効率を確保するための、吸入系の有効開口面積に影響が大きいバルブ径は可能な限り大きくとり、吸気の流れに対し、スムーズな形状のポートを採用し、かつ、可変インテークマニホールドによって高回転に圧力波を同期させている。また、低回転での体積効率を確保するためには、低速タイプのバルブタイミング、細絞りポートの採用と、可変インテークマニホールドによって圧力波を低回転に同期させている。従って、低回転から高回転まで幅広い回転域の体積効率を高く保つことが可能となった。

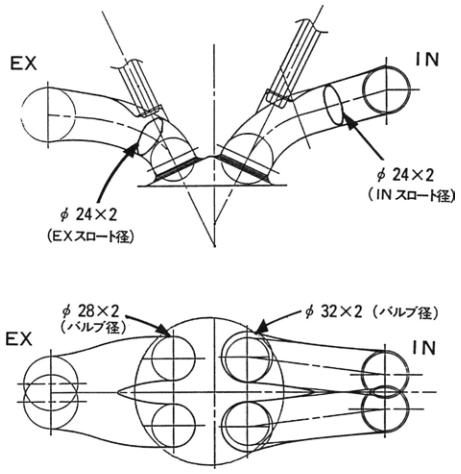



図 14　G20A 型エンジン HEAD PORT 形状

## 5. 排 気 系

### 5.1 気筒数と排気管の集合方法

気筒数と排気管の集合方法を図 15、その排気圧力振動を図 16 に示す。

排気管の集合方法を見ると、一般に 4 気筒では 360 度爆発間隔が離れた気筒（1 番と 4 番、2 番と 3 番）を最初に集合し、その後、長い管によって集合する 4－2－1 タイプが掃気効果があって一般に採用されている。また、6 気筒では 240 度爆発間隔が離れた気筒（1－2－3、4－5－6）を集合し、その後、長い排気管によって集

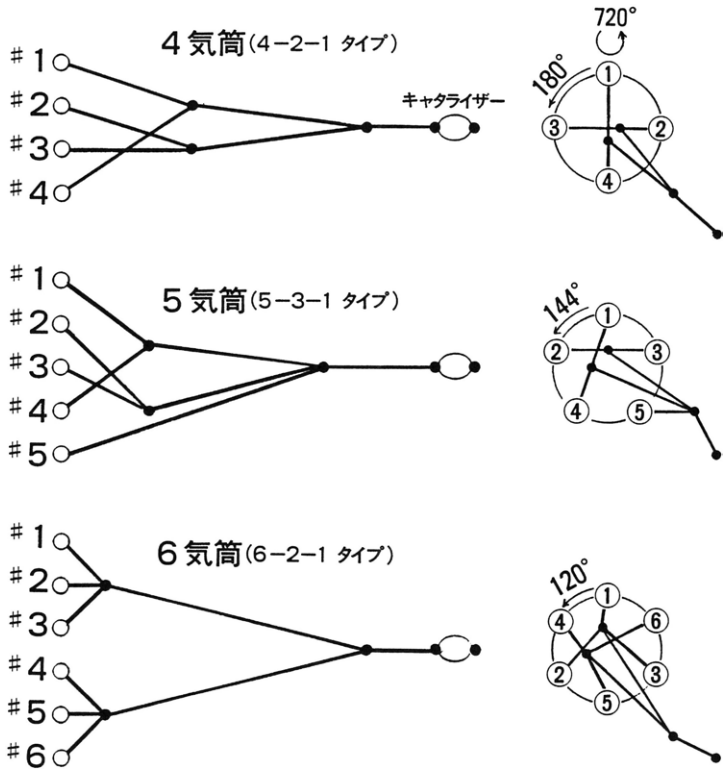



図 15　気筒数と排気系モデル

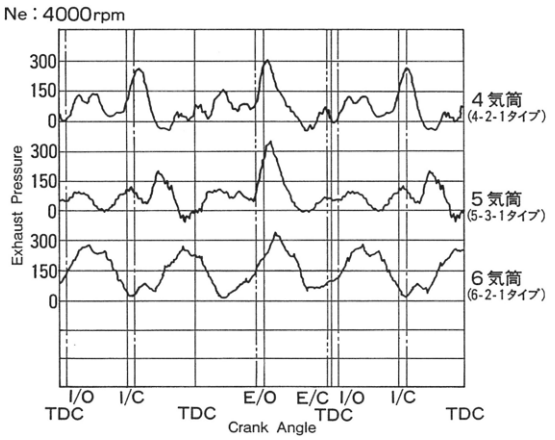



図 16　気筒数と排気圧力振動

合させる６－２－１のタイプ、あるいは集合させず独立させた６－２タイプがそれぞれ排気干渉が少なく、確立された集合方法となっている。

しかし、５気筒エンジンは爆発間隔が 144 度であり、隣り合う点火順序の気筒を単純に集合すると排気干渉が起こり易く、また、エンジンが縦置きレイアウトで排気管の等長化が困難である。従って、種々の集合方法について検討を加えた。

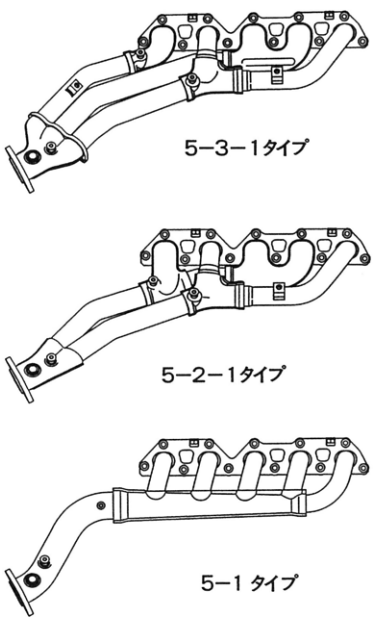



図 17　５気筒エンジンのエキゾーストマニホールド形状

### 5.2 排気管集合方法

開発中製作検討したエキゾーストマニホールドとその出力特性、圧力波形を図 17、図 18、図 19 にそれぞれ示す。

５気筒エンジンの排気管集合方法には大別して５－１、５－２－１、５－３－１の３タイプがある。５－１タイプは気筒間の体積効率の差は小さいが排気干渉が大きく全体の体積効率は低い。５－２－１タイプは５番気筒の体積効率が排気干渉によって低下する。５－３－１タイプは気筒間の体積効率の差はあるが許容できる範囲であり、全体の体積効率は高く、この集合方法を採用した。

しかし、キャタライザの活性温度の確保のため

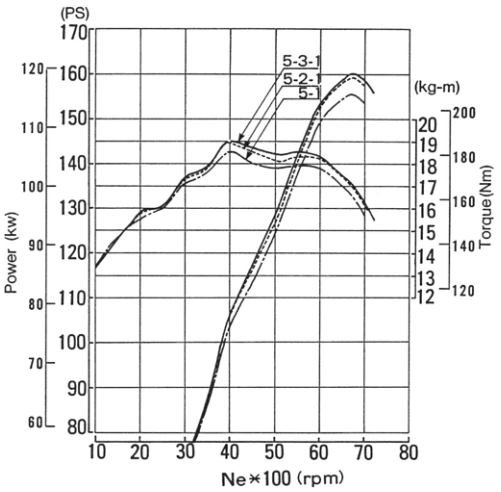



図 18　エキゾーストマニホールド形状と出力

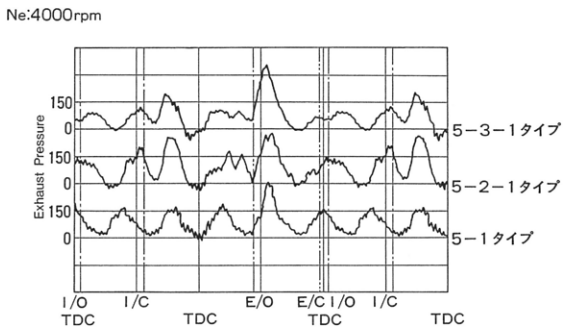



図 19　エキゾーストマニホールド形状と排気圧力振動

軽量化、保温性を考慮する必要があった。軽量化のために一重構造のステンレスパイプ製を採用し、鋳鉄製に比べ 40% の重量軽減を図った。又、エキゾーストマニホールドカバーも軽量化と保温性を考慮した形状とした。

## 6. 全 機 関 損 失

### 6.1 気筒数と全機関損失

4、5、6気筒エンジンのスロットル全開時の回転数と全機関損失の関係を図 20、1500rprn パーシャルスロットル時の全機関損失を図 21 に示す。

エンジンの全機関損失は多数の要素によって構成されており気筒数によってそれぞれの要素の大きさが異なるため運転条件によってその大小関係は変化する。

低回転では機械的可動部、摺動部での摩擦損失が主要な要素であることから、バルブ数、ジャーナル数、気筒数が多いエンジンは燃費が悪くなる。一方、高回転領域ではポンピング損失、ピストン駆動損失が大きな部分を占めるため、空気が通り易く、ピストンスピードが遅い多バルブ、多気筒エンジンほど有利になる。

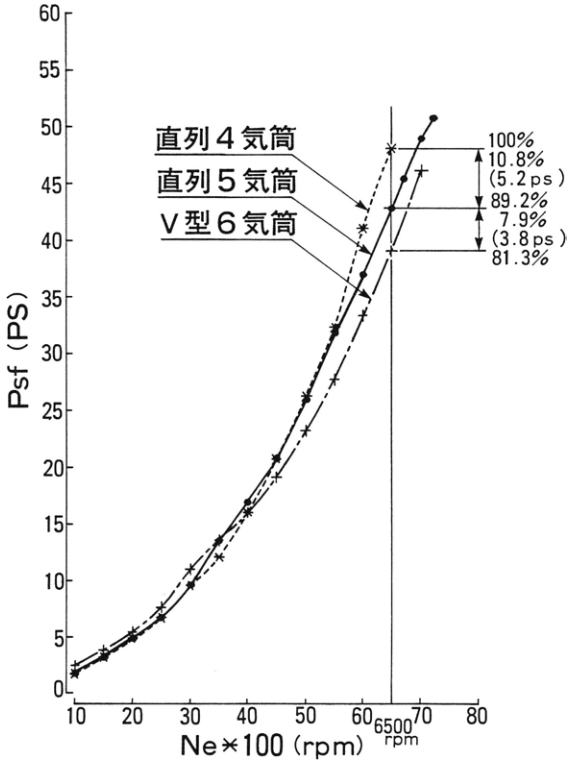



図 20　気筒数と機関損失（スロットル全開）

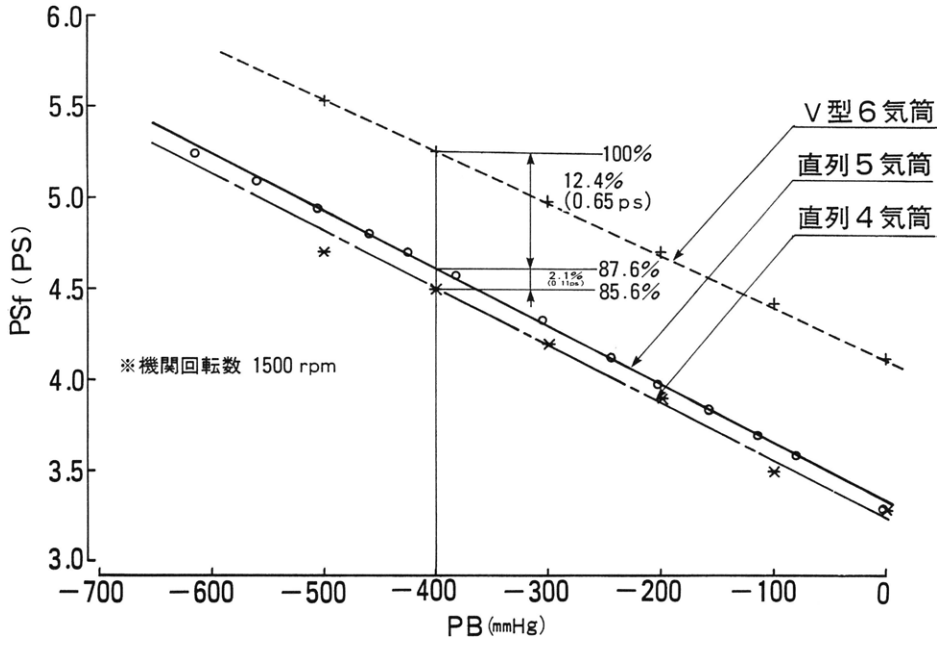



図 21　気筒数と機関損失（Partial）

従って、４、５、６気筒エンジンの全機関損失は低回転では４気筒、高回転では６気筒エンジンが小さく５気筒エンジンはその中間に位置する。

G20A 型エンジンではバルブスプリング、ピストンリング、各ポンプ類、ベルト類、ジャーナル形状の適性化により、実用燃費に有効な低回転域は４気筒並の全機関損失となった。

### 6.2 全機関損失分布

G20A 型エンジンの全機関損失分布を図 22 に示す。

G20A 型エンジンの最大出力発生回転数(6700rpm)での全機関損失は 50.1PS である。最も大きな部分はポンピング損失で全体の 24.8%、次いでピストン駆動損失で 23.3% を占め、これらの合計は機関損失全体の約半分を占める。

制振機構として採用している一次慣性偶力バランサの駆動損失は 0.9PS で全体の 1.8% である。

低回転ではポンピング損失、ピストン駆動損失の合計は 37.0% と高回転に対し低下する。逆に高回転で 3.5% でしかないバルブ駆動損失は低回転では 15.6% にもなり実用燃費に大きい影響を持っている。

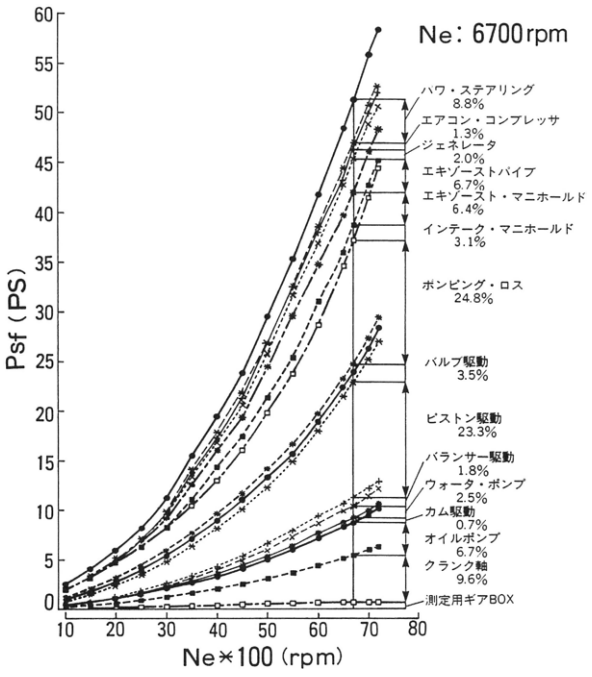



図 22　G20A 型エンジンの機関損失分布

## 7. 潤 滑 系

潤滑系は図 23 のような構成となっており、クランク直結トロコイドオイルポンプによるウェットサンプ式である。

オイルは放熱性の良いアルミダイキャスト製オイルパンよりオイルポンプ、オイルクーラ、フィルタを経由し、ブロック中央のメインギャラリより各ジャーナルに供給される。

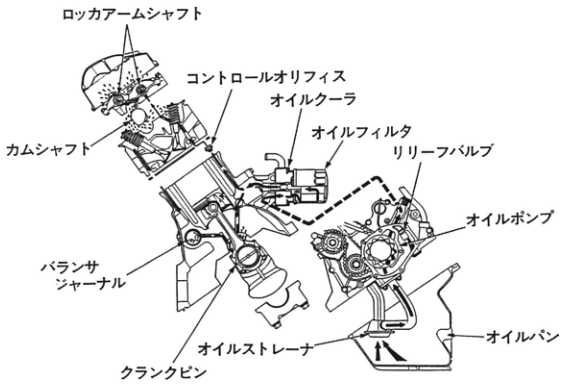



図 23　G20A 型 潤滑系システム図

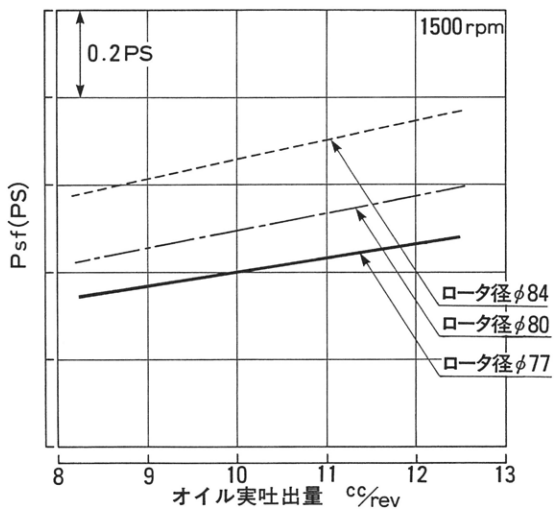



図 24　オイルポンプ駆動馬力

また、一次慣性偶力バランサシャフトはメインジャーナルの１、２、５、６番に相当する位置に$\phi$31～$\phi$47のジャーナルを持つが、クランクと等速で、回転し、PV値も小さいことから、メタルを挿入せず、カムシャフト同様アルミで直に受けている。オイル供給はメインジャーナルより分岐して行う。

ヘッドへは$\phi$1.8のコントロールオリフィスを通してロッカーアーム、カムシャフトへ供給する。

オイルポンプは、コンパクトな点と低回転での高効率を狙ってトロコイドタイプとしたが、駆動損失が6700rpm時にエンジン全体の6.7%にも達する為、図24のように同一オイル吐出量であればロータが小径幅広の方がフリクションが小さくなることに着目して、ロータ径をクランクシャフト径に対し限界まで縮めた$\phi$77 × t11とし、低フリクション化を図った。

## 8. 冷 却 系

G20Aは縦置きレイアウトを採用しており、その中で高い冷却性能を得るための検討を行った。基本構成は、電動ファン付アルミラジエータ、ウォータポンプのR付インペラ出口水温制御式(インライン式)サーモスタット等からなる(図25)。全体にコンパクトかつ部品点数も少ないシステムである。

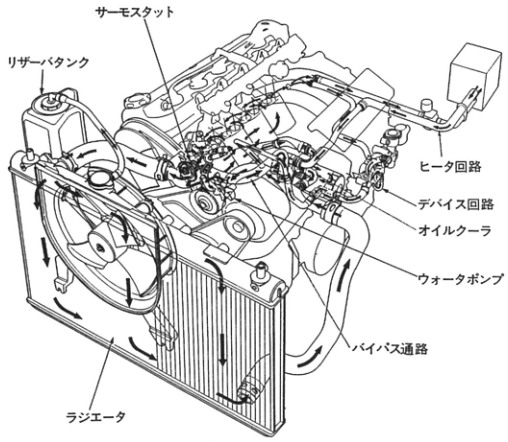



図25　G20A型冷却系システム図

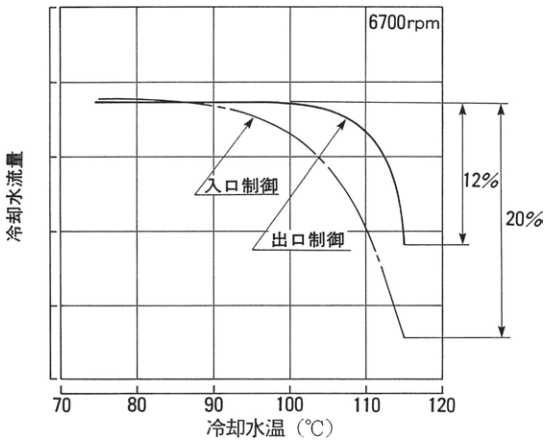



図26　冷却水流量特性（対水温特性）

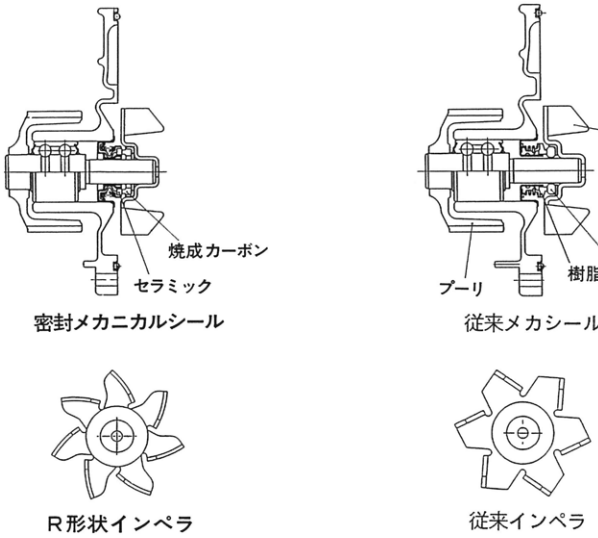



図27　ウォータポンプ形状

本エンジンにおいて、入口水温制御式（ボトムバイパス式）では水回路が複雑となり、メンテナンス上、不利なことから出口水温制御式とした。これによりウォータポンプ吸込側の圧損をサーモスタットがない分小さくすることができ、高水温時のキャビテーションとそれに起因する流量低下（図 26）を小さくできるというメリットがある。一方、出口制御式では急激な水温変動に対する追従性に難があり、２段開弁式サーモスタットの採用により改善を図った。

ウォータポンプのインペラはＲ形状の軽量ＳＰ製で、ハウジング形状と併せて充分な冷却水流量を得るとともに高回転、高水温時の耐キャビテーション性に優れている。また、メカニカルシールは密封タイプを使用し、信頼性の向上とフリクションの低下を図っている。（図 27）

## ９．結　論

アコード・インスパイア、ビガー用として「爽快な走り」を実現することを目的に、５気筒エンジンに着目し G20A を開発した。

下記項目について検討、改良した結果、自然吸気 2.0 ℓ で高い性能のエンジンが完成した。

① ストローク／ボア比を適性な値（0.922 φ 82 × 75.6mm）にすることで良好な燃焼と高出力が得られた。

② ５気筒エンジンの体積効率は４気筒と６気筒エンジンの中間的特性であり、全回転域で体積効率を上げるために新形状の可変インテークマニホールド、大径バルブ、低速バルブタイミング、形状がスムーズで細く絞ったヘッドポートを採用した。

③ ５気筒エンジンの排気管集合方法は、排気干渉を起こしにくいステンレスパイプ製５－３－１エキゾーストマニホールドを採用し、体積効率の増加と軽量化の両立を図った。

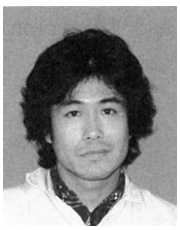
④ ５気筒エンジンの全機関損失は４気筒と６気筒エンジンの中間的特性で、ポンプ類、バルブ駆動損失等、各部機関損失の低減によって低回転では４気筒エンジンに近い値とし実用燃費向上を図った。

⑤ エンジンの耐久性を確保するため、潤滑系、冷却系には種々の検討を加え、低い機関損失と高い信頼性を得た。

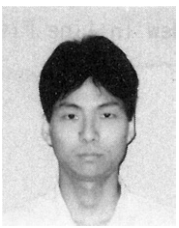
## 参 考 文 献

(1) 長尾不二夫、“内燃機関講義”、養賢堂
(2) 粟野誠一、“内燃機関工学”、山海堂
(3) 古濱庄一、“内燃機関”、森北出版
(4) Masaaki Takizawa “A Study of Gas Exchange Process Simulation of an Automotive Multi-cylinder Internal Combustion Engine”: SAE Paper 820410
(5) A. Ohato “Dynamic Inlet Pressure and Volumetric Efficiency of Four Cycle Four Cylinder Engine”.: SAE Paper 820407
(6) 大畠、猿橋、松本、今村 “６気筒エンジンの可変吸気システム”:自動車技術会 842052
(7) 武山、石澤、吉川、高木 “ガス交換モデルによる多シリンダ機関の充てん効率の予測”: 日産技報 1985
(8) 山根、竹村 “共鳴過給システムの研究”: 日産技報 1985

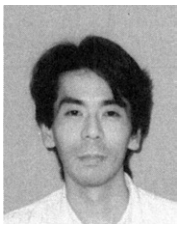
■著　者■



島崎勇一


宍戸信彦


海山英造


平沼英勇


木下裕介


高橋のぶ

# 縦置直列５気筒エンジンの振動騒音低減技術

Honda New In-line Five Cylinder Engine---Noise and Vibration Reduction

内　田　孝　尚*　片　野　博　樹*
Takanao Uchida　　Hiroki Katano

## 要　旨

開発の基本コンセプトのひとつとして「爽快な走り」の実現という目的を持った新型乗用車の開発にあたり、その目的を達成する最適なエンジン仕様を決める為、種々の技術分野での検討を行った。振動騒音の技術分野での解析から、「爽快な走り」の実現には、単に振動騒音の低減をはかるだけではなくリニア感を持った振動騒音特性を創りだすことが必要である。このリニア感を得やすいエンジン形式を検討した結果、直列５気筒エンジンが適している事が明らかになった。更に、この直列５気筒エンジン特性を生かし、車室内での振動騒音を低減する為に、新形式のＦＦ縦置き５点マウント方式を検討し、採用した。

又、中高回転域で発生し、リニア感を阻害するクランクランブリングノイズは、今まで直列４気筒、直列６気筒エンジンで研究されているのと同様に直列５気筒エンジンでもクランクシャフトの捩り共振が原因で起こる事が確認され、捩りダンパープーリーの採用で、極めて低いレベルまで低減出来た。

## ABSTRACT

Extensive studies were conducted to determine the most appropriate engine configuration for Honda's next-generation compact luxury automobiles to allow 'exhilarating driving', among other qualities within this concept. To realize this goal, experience in the noise/vibration studies suggested that not only must the levels of noise/vibration be reduced but also the linearity must accompany the decrease in noise/vibration.

In the process of searching for the engine configuration with linearity, an in-line five cylinder engine emerged. To further reduce cabin noise, a new five-point engine mount system for a longitudinally-mounted engine was designed.

To complete the noise/vibration reduction, the problem of crankshaft rumbling noise, which also occurs in in-line four and six cylinder engines, was identified, and a torsional damper pulley was adopted, thus eliminating the cause of linearity degradation.

## 1．ま　え　が　き

近年、乗用車に要求される内容は、高出力、低燃費等の単なる交通手段としての機能にとどまらず、ドライバー自身の快適性も高いレベルのものが求められてきており、運転する喜びや楽しさの得られる「走りの快適性」を追求する時代となっている。

そこで、90 年代の乗用車としての「走りの快適性」を実現する為に開発コンセプトのひとつを「爽快な走り」とした。

＊和光研究所



https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1990_2_2

我々は、「爽快な走り」実現の為の研究を、さまざまな角度からアプローチしたが、「爽快な走り」というコンセプトを振動騒音分野から、より具体的な問題としてとらえてみた。既に発表されている車内騒音の質感向上に関する参考文献[1)2)]でも表現されているように、振動騒音上のリニア感が「爽快な走り」であると定義した。

この論文では、振動騒音に関する問題点を中心に量産車開発前の研究段階で行った開発基本コンセプトのリニア感を実現する為のエンジン基本仕様設定について以下の項目を説明する。

- 最適なエンジン形式（気筒数と気筒配列）の選定
- 基本となるマウントＬ／Ｏの決定
- 直列５気筒エンジンのクランクランブリングノイズの原因解析と対策

## ２．直列５気筒の決定

### 2.1.「爽快な走り」の実現

「爽快な走り」というコンセプトを実現するにあたって、先ず振動騒音上の要求項目を明確にしておく必要がある。

「爽快」とは、あくまでもドライバの感性の問題であり、数値で表すのは難しい。車内騒音質感向上に関する文献[1)2)]でも述べられているように、一般的にも音質向上をリニア感の向上と表現している。我々は、「爽快」とこのリニア感を等価と解釈した。

このリニア感とは、低回転から高回転までの広いエンジン回転域で急激な振動騒音レベルや音色の変化が起きず、エンジン回転の上昇に比例して振動と音のレベルが高まっていくことと定義した。即ち、エンジン音自体の上昇と、ドライバのエンジン回転上昇に対する感性がマッチすることをリニア感とし、「爽快な走り」を感じさせることができると考えた。

そこで騒音振動レベルで満足な評価が得られている当社の直列４気筒エンジン搭載車のひとつを用いて、定義したリニア感に注目して車内騒音を周波数分析してみた。(図１)

図１の中回転域から高回転域にかけて騒音レベルのピークがエンジン回転に比例した周波数で連続的に発生していくのがわかる。このような騒音は次数振動成分に起因した騒音である。またこの次数振動成分とは別に中高回転域の数百Ｈｚ前後に高い騒音レベルが存在し、その主なものは、後述するクランクシャフトの操り共振が原因で発生しているランブリングノイズである。

また、アイドルエンジン回転付近の低回転域で次数成分の騒音レベルが高くなっているのは、ト

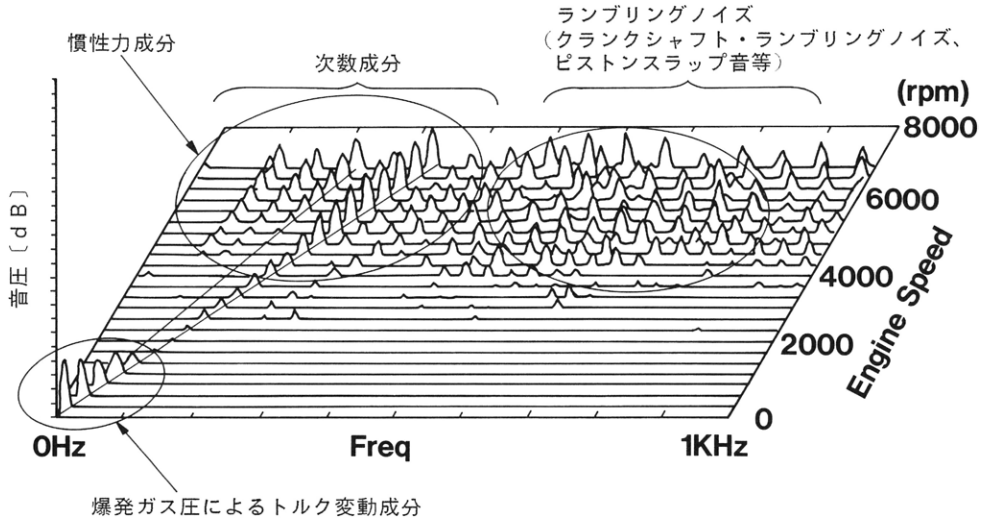



図１　前席中央音特性（直列４気筒エンジン搭載車）

ルク変動成分による騒音である。

図１の結果を総合すると、この車で、「爽快な走り」即ちリニア感のレベルをより高めるためには、振動騒音対策技術として次のような項目に着目すればさらに改善可能なことが判った。

・低回転域でのトルク変動低減
・中高回転域での次数振動の低減と急激な振動レベル変化の除去
・クランク打音等のランブリングノイズの除去

これらの項目の中で中高回転域での次数振動の低減に対しては、直列４気筒エンジンにバランサを付けることでも改善可能であるが、低回転域でのトルク変動低減は気筒数の影響を大きく受けることがわかっている。従って、多気筒化も含めてエンジン形式（気筒配列と気筒数）の比較検討が必要である。

### 2.2. エンジン形式（気筒数と気筒配列）比較

同一排気量の直列４気筒エンジン（L4）、直列５気筒エンジン（L5）、直列６気筒エンジン（L6）の振動騒音特性を計算と実測で比較検討した。

また、振動騒音レベルで高い満足が得られている当社のＶ型６気筒（バンク角 90 度）エンジンを参考目標レベルとして同時に比較検討した。

(1) 低回転域でのトルク変動低減

(a) 理論計算での振動レベル比較

低回転域振動の起振力は、主にエンジンでの爆発によるトルク変動が発生源であるため、気筒数と排気量で起振力がほぼ決まる。

ガス圧（P）による１気筒分のクランクの回転力（Tg）は、次式で表される。

$$Tg = PAr\left(\sin\theta + \sum_{n=1}^{\infty} B_{2n}\sin 2n\theta\right)$$

$$B_2 = (1/2)\rho + (1/8)\rho^3 + (15/256)\rho^5 + \cdots$$

$$B_4 = -(1/16)\rho^3 - (3/64)\rho^5 - \cdots$$

$$B_6 = +(3/256)\rho^5 + \cdots$$

ここで、A ： ピストン面積
r ： クランク回転半径
$\ell$ ： コンロッド長さ
$\rho$ ： r／$\ell$
$\theta$ ： クランク角

上式より、回転力は、ピストン面積、クランク回転半径とガス圧で決まる為、１気筒分の排気量の大きさで回転力の大きさが決まると考えて良い。

また、同一エンジン排気量で考えると気筒数が多くなればなる程、１気筒当たりの回転力は小さくなり、さらに１回転当たりの回転力の発生回数が増え、クランク軸回転力は、平滑化される。

そこで、低回転域のトルク変動について同一排気量という前提条件で４気筒、５気筒、６気筒エンジンのトルク変動を上式を使って理論的に求め比較したのが、図２である。

図２から明らかなように、低回転域振動は同一排気量ならば当然のことながら気筒数が多ければ多い程変動成分が小さくなり、振動変位振幅は小

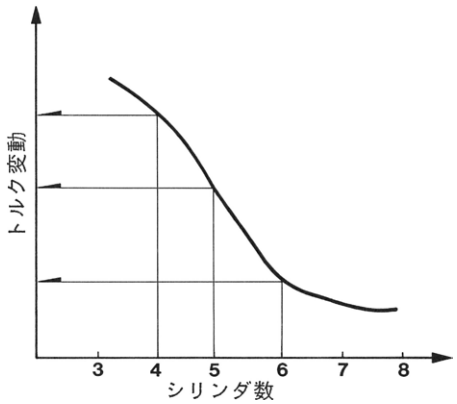



図２　アイドル回転におけるガス圧によるトルク変動

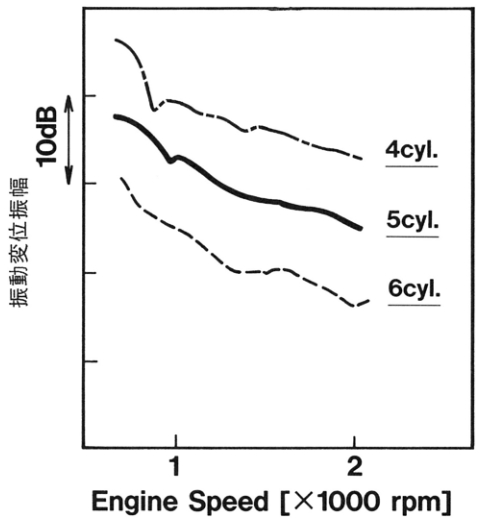



図３　低回転域のマウント点における上下方向振動変位振幅

さくなっている事がわかる。

(b) 実測での振動レベル比較

図３のようにほぼ理論値と同様の傾向を示し、多気筒程振動レベルの向上につながる事が良くわかる。

(2) 中高回転域での次数振動と振動レベル変化

(a) 振動レベルの理論的比較

中高回転域振動(次数振動)の起振力は、主にピストン系往復部質量による慣性力で発生するため、クランクシャフトの形式、即ちエンジン形式(気筒数と気筒配列)と点火順序で中高回転域の次数振動が決まることがエンジン設計上の常識として知られている。また、動弁系の形式によっては、動弁系往復部質量による慣性力も発生する。

そこで、ピストン系往復部質量と動弁系往復部質量により発生する起振力から理論的にエンジンマウント点の振動変位振幅を計算し、同一排気量でのエンジン形式の違いによる中高回転域の次数振動レベルを比較したのが図４である。

尚、動弁系諸元は、当社既存のＶ型６気筒エンジンの形式及び１カム４バルブタイプ(図５)として計算した。また、エンジンマウントレイアウトは、当社既存の直列４気筒エンジンとV6エンジンはそのままのエンジンマウントレイアウトを使用し、直列５気筒、直列６気筒エンジンのマウントレイアウトは、同じ直列形式の当社直列４気筒エンジンを基本にして計算を行った。

図４の結果からみると、理論値では動弁系起振力は残るものの比較した中で直列６気筒エンジンが最も振動変位振幅が小さく良い。また、直列５気筒エンジンがＶ型６気筒(90度バンク角)より若干振動変位振幅が小さくＶ型６気筒並(90度バンク角)の振動ポテンシャルを持つこともわかった。

(b) 実測での振動レベル比較

前節での理論計算比較は、パワープラント剛性を考慮せずに計算した計算結果であるので、エンジン回転が変化しても振動変位振幅は変化しない。

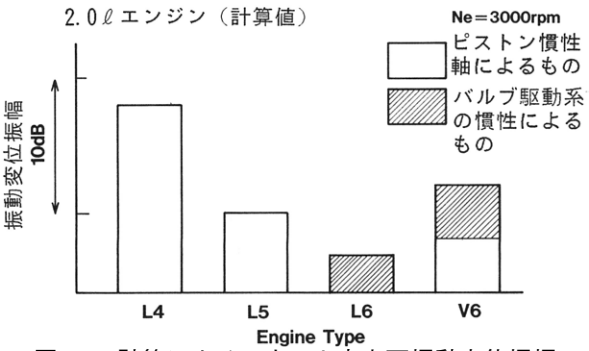



図４　計算によるマウント点上下振動変位振幅

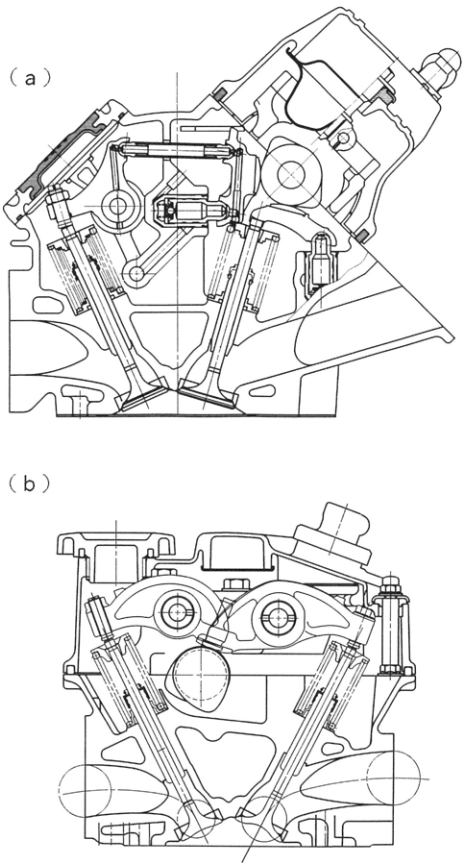



図５　バルブトレインレイアウト

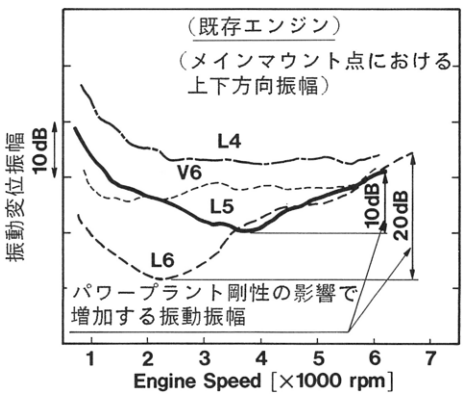



図６　中高回転域マウント点上下振動変位振幅

ところが、実際のエンジンの場合、パワープラント剛性を考慮すべきであり、低いパワープラント剛性では高回転域で理論値の数倍の値を示すことがある。

図６は2.0ℓクラスのエンジンの低回転から高回転迄のマウント点における振動変位振幅の実測値である。

図６の中で、高いパワープラント曲げ剛性を持った直列４気筒エンジンの振動変位振幅のみが中回転域と高回転域で差が無く、エンジン回転が上昇してもほとんど変化していない。しかし、直列６気筒、直列５気筒エンジンではそれぞれ高回転域での振動変位振幅レベルの変化が中回転域に対して悪化しており、直列６気筒エンジンでは約20dB(約10倍)、直列５気筒エンジンでは約10dB(約３倍)悪化している。

このように、パワープラント曲げ剛性が低いと中回転域では理論値に近い振動変位振幅が得られるが、剛性の影響の出る高回転域では理論値と大きく異なる傾向にある事がわかる。

したがって、エンジン形式の選択にあたっては、第一に理論的に振動変位振幅が小さいこと、次に振動レベルの急激な変化を起こさない十分な剛性が得られることが条件となる。

(3) FEMによるパワープラント剛性理論比較

パワープラント曲げ剛性確保と最適パワープラント長さを検討する為、直列４気筒、直列５気筒、直列６気筒のパワープラント剛性をFEMを使った共振周波数推定計算で比較した(図7)。

FEMモデルは、直列４気筒実機開発時のパワープラント検討に使われた実機とほぼ同じ共振周波数を示す直列４気筒のFEMモデルを基本にした。直列５気筒、直列６気筒モデルは、この直列４気筒のFEMモデルのボアピッチを等しくストロークのみ変化させて同一排気量として作成した。

図７では、直列４気筒エンジンの曲げ共振周波数に対しての直列５気筒、直列６気筒エンジンの曲げ共振周波数の低下率と同様に重量の増加率を示した。

曲げ共振周波数の低下率は、直列５気筒エンジンで約4%、直列６気筒エンジンで約8%低下するのが判明した。

またこのピストン等の諸元を同一にしたエンジン全体の重量増加は、直列４気筒エンジンをベースに、直列５気筒エンジンで約4%、直列６気筒エンジンで約10%であった。

この結果からパワープラント剛性確保と重量軽減の両立しやすいエンジン形式として直列５気筒エンジンが比較的有利である事がわかる。

(4) クランクシャフトランブリングノイズの除去

(a) クランクシャフトランブリングノイズの発生原因

おもに中高回転域のエンジン回転で加速時および高負荷運転中、クランクシャフト系からゴロゴロとした連続的な衝撃音が聞こえることがあるが、この音を我々は、クランクシャフトランブリングノイズ(以後クランク打音と記述)と呼んでいる。

図１の結果に見られるように急激な騒音レベル変化をもたらしており騒音上の見地から、クランク打音の除去が「爽快な走り」の実現に、必須である事は明らかである。

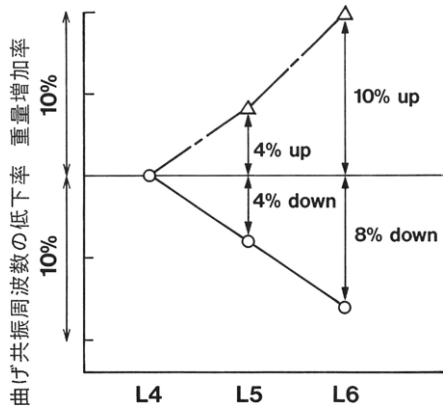



図７　(a) パワープラント剛性と重量比較

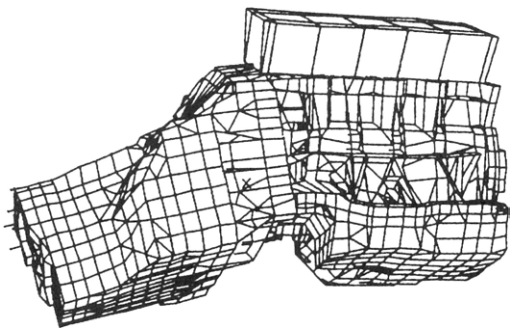


図７　(b) FEMモデル

このクランク打音は、クランクシャフトの捩り共振が原因で発生する事が我々のテスト結果から確認されている。(4章参照)

従って、クランク打音低減の為には、高い捩り剛性を持つクランクシャフトが必要となる。

(b) クランクシャフト捩り共振のFEM解析

そこで直列4気筒、直列5気筒、直列6気筒のクランクシャフト捩り剛性の比較をFEM計算モデルを使って行った。

図8は、爆発基本次数でのクランクシャフト捩り共振発生エンジン回転数をFEMモデルで計算した結果である。このクランクシャフトのFEMモデルは、排気量が同一になるようにストロークのみ変更し、ボアピッチ、ウエッブ幅およびウエイト廻りの形状は同一とした。図8から直列4気筒、直列5気筒、直列6気筒エンジンのクランクシャフト捩り共振発生エンジン回転数が大きく違うのが理解できる。

クランクシャフトの強度上の問題で、常用エンジン回転内に爆発基本次数(L4なら2次、L5なら2.5次、L6なら3次)でのクランクシャフト捩り共振が存在しないように諸元を決定することは設計上の常識であるが、クランク打音に対しても同じことが言える。

ここでクランク打音発生限界ラインとは、基本次数の捩り共振によるクランク打音が常用エンジン回転域に影響して発生しないようにその限界回転数をエンジン最高回転数に経験的に係数をかけて設定した値を用いた。

FEM計算結果では、L4、L5、L6ともに常用エンジン回転内には、爆発基本次数のクランクシャフト捩り共振が存在しない。しかし図8でのクランクシャフトの諸元ではクランク打音発生限界ライン付近で直列6気筒エンジンの基本次数の捩り共振が発生する。

### 2.3. 直列5気筒の採用

以上で述べたように、振動騒音上「爽快な走り」を実現するエンジンに求められる特性は次のように要約される。

- 低回転域振動の低減のためには、多気筒エンジンでの平滑性
- 中高回転域の振動に対しては、V6(バンク角90度)エンジン並の低振動レベル
- 中高回転域の急激な振動レベルの変化に対しては、直列4気筒エンジン並の高いパワープラント剛性
- クランク打音に対しては、高いクランクシャフト捩り剛性

従って、振動騒音上「爽快な走り」を実現するエンジンとして、V6(バンク角90度)エンジン並の振動ポテンシャルを持ち、パワープラント曲げ剛性とクランクシャフト捩り剛性を直列4気筒エンジンの剛性に近いレベルまで設定することができる、直列5気筒エンジンが、現在当社における種々の条件下において最も適しているという結論を得た。

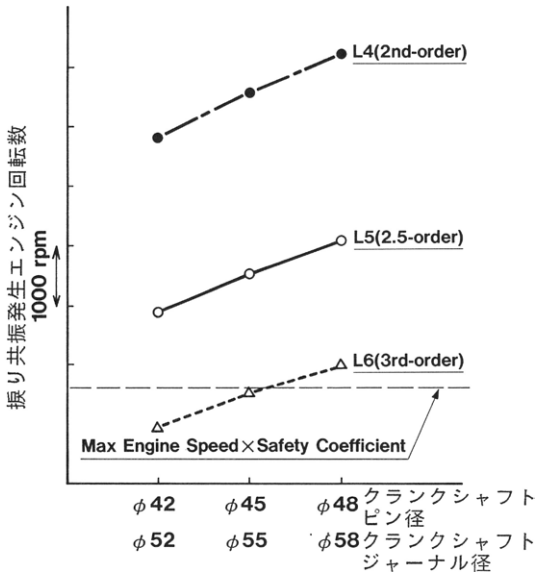



図8 (a) FEMによるクランクシャフト剛性比較

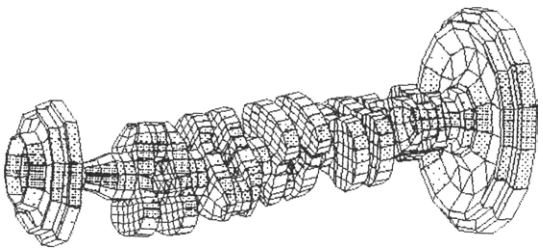


図8 (b) FEMモデル

そこで、我々は振動騒音面からだけでなく、エンジン性能、エンジンルームスペース、生産性等、いくつかの別の要素を総合して検討し、現状では2.0ℓ前後クラスの乗用車としては、直列５気筒エンジンが最適と判定して次期小型乗用車用エンジンとした。

## 3. 直列5気筒エンジンの振動とマウント

車体にエンジンを搭載するためのレイアウトを決定するとき、エンジンの発生する振動が車体へ伝達しないようにエンジン自体の振動形態または特性を理解し、それに合ったマウントレイアウトを検討する必要がある。そこで、直列５気筒エンジンの中高回転域の振動特性と低回転域の振動特性を考慮して、最適な直列５気筒用のエンジンマウントレイアウトを検討した。

### 3.1. 中高回転域振動特性と最適マウントレイアウト

(1) 中高回転域理論振動特性

点火順序１－２－４－５－３のクランク形式を持つ直列５気筒エンジンのピストン系往復部質量による慣性力は、１次、２次、４次、６次、８次は０であり、10次ではじめて残存する程度でほとんど振動変位として表れない。

又、ピストン系往復部質量による慣性偶力は、１次、２次、４次、６次、８次が残存する。その中で主なものは、１次、２次の慣性偶力がほとんどと考えて良い。[3)4)]

その慣性偶力は次式で表される。

（１次）

$$0.449 m r \omega^2 a \times \cos(\theta - 3\pi/10)$$

（２次）

$$4.9804 m r^2 \omega^2 a/\ell \times \cos(2\theta - 3\pi/10)$$

ここで、m　：　ピストン系往復部質量

r　：　クランク半径

a　：　ボアピッチ

$\ell$　：　コンロッド長さ

$\omega$　：　円振動数

$\theta$　：　クランク角

上式を使って直列５気筒エンジンの振動変位振幅を計算してその振動発生状態を表したのが図９である。この慣性偶力は、重心を中心にして発生する為、直列５気筒エンジンでは、重心付近の振動変位振幅は、ほとんど０となる。

直列４気筒エンジンの振動は、２次、４次、６次、８次、10次のピストン系往復部質量による慣性力が残存する。この慣性力による振動の起振力は、図９のように並進運動となるため振動変位振幅が０となる点はパワープラント上にはない。

従って、直列４気筒エンジンは、直列５気筒エンジンのように振動変位振幅０の点にマウント設定を行うことは不可能である。

この点が直列５気筒エンジンの振動における大きな長所となる。

(2) 中高回転域振動特性を生かしたマウントレイアウト

エンジンからボディへの振動伝達は、主にエンジンマウントを介して行われるので、

・振動変位振幅の小さい点へのマウント設置

・低バネ定数のマウント設定

を行うと振動伝達を小さくすることが可能である。

ところが、現実にはエンジン重量を支えるメインマウントはエンジン重量を支えるだけの剛性を必要とする為、マウントの低バネ定数化には限界があり、低バネ定数での振動伝達の低減は難しい。

一方、エンジンの大きな変位を抑えるストッパー型のマウント（ストッパーとも呼ぶ）はエンジン重量を支える必要がないため、低バネ定数設定が可能で振動伝達の低減が可能である。それゆえ、振動変位振幅の小さい点にメインマウント、他の振動変位振幅の大きい点にストッパーマウントの設置をおこなうと理想のマウントレイアウトとなる。

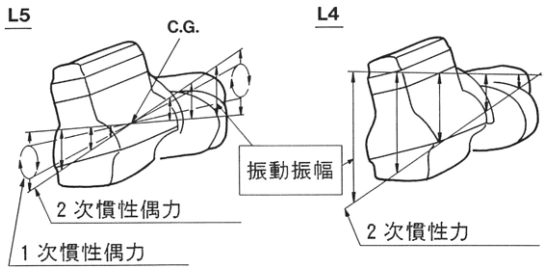



図９　振動発生形態

従って前述した直列５気筒エンジン振動特性に対して理想のマウントは、以下のようにすることによりエンジンからボディへの振動伝達はほぼ理想に近い状態で低減が可能である。

・振動変位振幅が０の重心位置にメインマウントを設置してエンジン重量を支持。
・他のマウントをストッパーマウントとして設定。

### 3.2. 低回転域振動特性とエンジンマウントレイアウト（低回転域マウント技術）

前述したように起振力が、トルク変動自体なのでエンジンの低回転域振動レベルは気筒数と排気量で決まる。ここで、エンジンマウント技術によるボディへの振動伝達低減が必要である。

低回転域でエンジンからマウントに作用する力の主なものは、エンジン各気筒の爆発によるクランクシャフトのトルク変動成分とドライブシャフト回転トルク反力がある。

クランクシャフトのトルク変動成分の作用する方向はクランクシャフト回転方向である。又、ドライブシャフト回転トルク反力はドライブシャフト回転方向に作用する。

マウントのバネ定数の設定は、ドライブシャフト回転トルク反力に対してはエンジン挙動を抑える為、エンジン固定用として高いバネ定数が要求され、またクランクシャフトのトルク変動成分に対しては振動伝達が小さくなるように低いバネ定数が要求される。この為、２つの力が同時に同じマウントに作用すると、同じマウントに低いバネ定数と高いバネ定数の相反する要求を満足させる設定が必要となりマウントのバネ定数設定に対し制約が生じる。そこで、FF 横置きエンジン形式と FF 縦置きエンジン形式でのマウントバネ定数設定の自由度を比較した。

図 10(a)のように FF 横置きエンジン形式では、ドライブシャフトとクランクシャフトが平行する為、クランクシャフトトルク変動成分とドライブシャフト回転トルク反力は分離出来ず、図 10(a)のフロントとリアの２箇所のマウントに２つの力が作用する。

FF 縦置きエンジン形式では、ドライブシャフトとクランクシャフトが直交する為、クランクシャフトトルク変動成分とドライブシャフト回転トルク反力とはそれぞれ分離可能である。この為、図 10(b)のようにフロントの２箇所のマウント点にクランクシャフトトルク変動成分が、またトランスミッションマウント点にはドライブシャフト回転トルク反力が作用するようにレイアウトすることができる。

従って、FF 縦置きエンジン形式では、ドライブシャフト回転トルク反力とは独立してトルク変動成分に最適なバネ定数のマウント設定を行うことができ、低回転域振動に対して理想のマウント設定を行なえる。この為 FF 縦置きエンジン形式は FF 横置きエンジン形式に対して優位性がある。

### 3.3. 直列５気筒 FF 縦置きエンジンの５点マウントとその効果

前述した内容を具体的にマウントレイアウトに

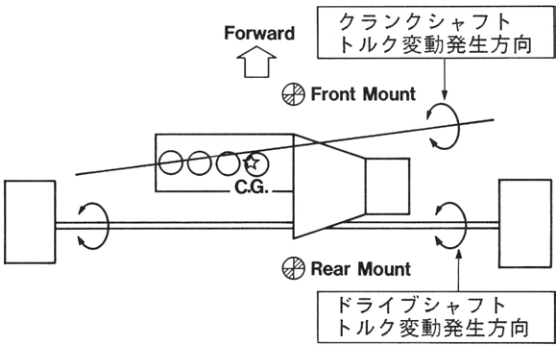



図 10 (a) 前輪駆動（FF）エンジン横置き

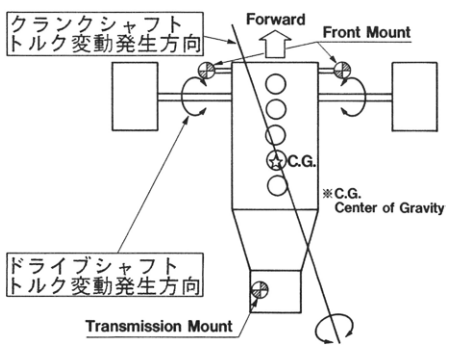



図 10 (b) 前輪駆動（FF）エンジン縦置き

用いて検討した結果、低回転域振動特性をより向上させるだけでなく、車体重量バランスが優れ操縦安定性等が向上することもあって、図 11 のような直列５気筒ＦＦ縦置きエンジン形式５点マウントが採用された。これにより、中高回転域におけるフロント、ミッドのメインマウントの振動変位振幅は、図 12 のようにミッションマウント点位置の約 1/3 となり、その振動変位振幅も図 13 のようにほとんど直列６気筒並になっているのが判る。

このように振動変位振幅の小さいパワープラント重心付近にフロントとミッドマウントが位置する為、フロントとミッドマウントでほとんどのエンジン重量を支持しても車体への振動伝達を非常

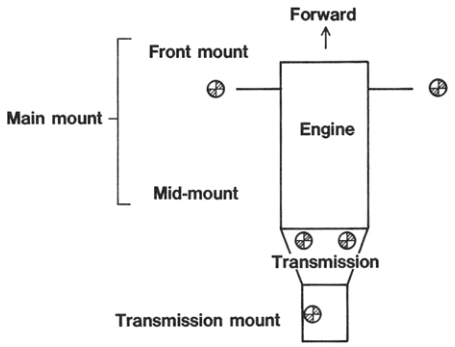



図 11　５点式エンジンマウント

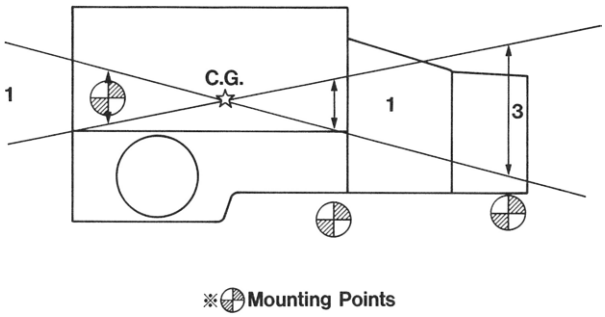



図 12　L5 マウント点における上下振動変位振幅

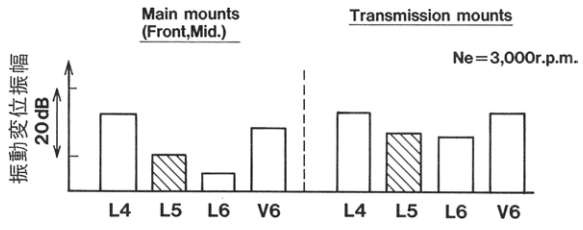



図 13　マウント点における上下振動変位振幅

に小さくすることが可能となった。そのうえこの方式では、フロントとミッドマウントがメインマウントとしてエンジン重量を支えている為、振動変位振幅の比較的大きいミッションマウントは低バネ定数で車体伝達に影響の少ないストッパーマウントとして設定出来た。

また、ミッド、ミッションマウント点を低回転域振動時のトルクロール軸に極力近い位置に設定できる為、トルク変動による振動変位振幅が小さく低回転時の振動入力を小さく出来た。(図 14)

研究段階においても、量産車のプロトタイプとして最低地上高等の規制およびエンジンルーム内のレイアウトの問題等を考慮しながら、上に述べた理由により車体への振動遮断特性の優れた最適なマウントレイアウトとなった。

## 4. 直列5気筒エンジンのクランク打音

### 4.1. クランク打音発生原因

このクランク打音に対して、直列４気筒、直列６気筒エンジンについての種々の研究成果が発表されている。[5)6)]そして、直列６気筒エンジンのクランク打音は、クランクシャフトの曲げ共振も含めたクランクシャフト捩り共振が原因であることを述べている。[5)]

そこで、直列５気筒エンジンのクランク打音の発生原因が、クランクシャフトの曲げ共振か、捩り共振で発生するかを明らかにするため解析を行

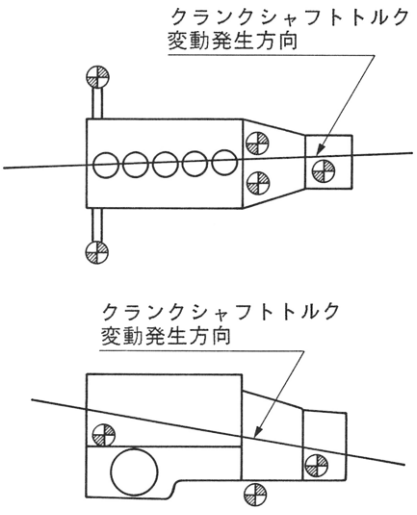



図 14　クランクシャフトトルク変動軸とマウント位置

なった。これは発生原因により実際のクランク打音に対応する方策が異なってくるからである。

図15にクランク打音発生状態のテスト結果を示す。図のクランク打音発生エンジンスピードは、本テストのクランクシャフト振り共振周波数約400 Hz(単体テストによる結果)の2.5次整数倍である。これは、エンジンの爆発次数でクランクシャフトの振り共振が発生していることを示している。

クランクシャフト振り共振発生時にシリンダーブロック壁面の振動を伴ってランブリングノイズが発生する事から、直列5気筒エンジンのクランク打音もクランクシャフト振り共振が原因であると結論づけた。

これは、いままで発表された研究成果の中で述べられているように、クランク打音発生原因は主にクランクシャフトの振り共振が曲げ振動を達成して、クランクシャフトのジャーナル部がメタルベアリング部を強打し、シリンダーブロック壁面を大きく振動させ、打音として発生している為と思われる。

従って、クランク打音を低減するには、クランクシャフト振り共振時の振幅の低減を行えば良い。そこで、いままでの一般の直列4気筒、直列6気筒エンジンと同様に振りクランクシャフトダンパープーリを装着し、クランクシャフト振り共振時の振幅低減を行った。

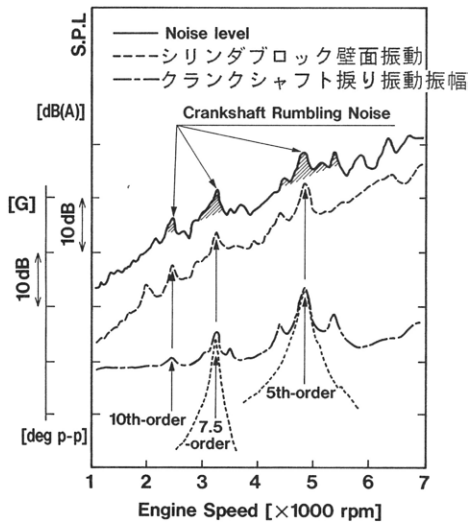



図15　L5エンジンのクランクシャフトランブリングノイズの発生

### 4.2.　振りダンパープーリ採用のクランク打音低減効果

図16に、ダンパー効果を示す。実線がダンパー装着時、点線がダンパー未装着時を示している。この図16から振りダンパープーリ装着によってクランクシャフトの振り共振振幅が、低減するとともに、

・クランクランブリングノイズの音圧レベル
・シリンダーブロック壁面振動

のピークがほとんど消滅することが良くわかる。ダブルマスタイプとシンクザルマスタイプの2種類のダンパープーリを検討したが、シングルマスタ

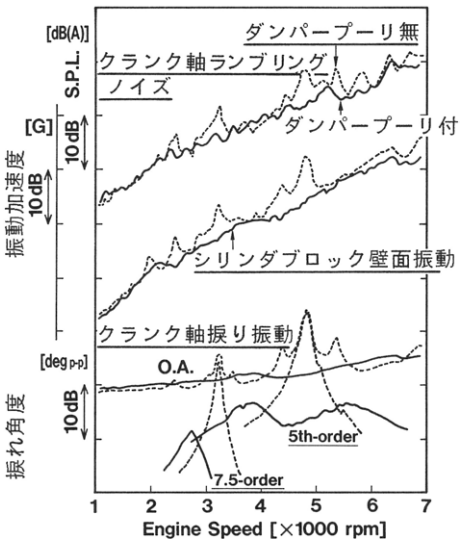



図16　クランクシャフト振りダンパープーリの効果

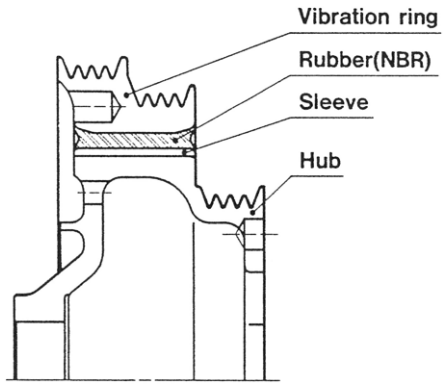



図17　ダンパープーリ断面

イプで効果が高い（図 16）ことから、我々は、シングルマスの捩りダンパープーリーを採用した。（図 17）

## 5．テスト結果

いままでの解析検討で決めた全仕様を採用してテストした結果を示す。

1）低回転域での室内の振動騒音特性結果を図 18 に示す。直列５気筒エンジン搭載車が、車内音、ステアリング振動、シート振動の面で直列６気筒エンジン搭載車と同等レベルの結果が得られていることを示している。

2）中高回転域振動（図 19）では、直列５気筒エンジンの振動変位振幅レベルが、直列４気筒エンジンのように高回転域での増加がなく急激な振動騒音変化のないフラット特性が得られていることを示している。

3）図 20 の車内音は、

・次数振動

・パワープラントの曲げ共振の影響

・トルク変動の影響

・ランブリングノイズ

のいずれも図１で示した直列４気筒エンジン搭載車に比べてかなりの低減が行われたことを示している。

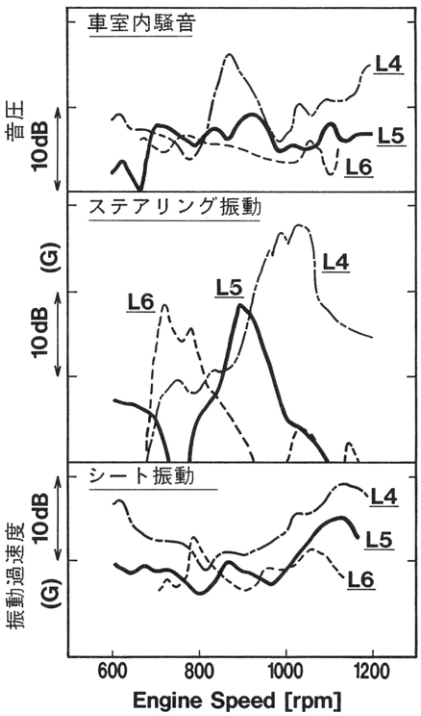



図 18　低回転域における車内音と振動比較

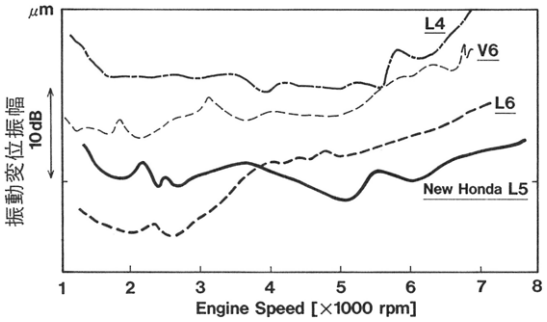



図 19　中高回転域にマウント点における上下振動変位振幅比較

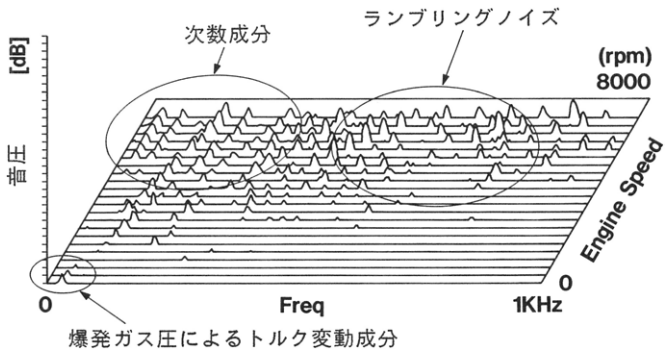



図 20　直列５気筒エンジン搭載車の前席中央音特性

## 6．結　　論

「爽快な走り」を実現するため、振動騒音におけるリニア感向上に必須な項目を次の如く挙げた。

・低回転域でのトルク変動低減

・中高回転域での次数振動の低減と急激な振動レベル変化の除去

・クランク打音等のランブリングノイズの除去

これらの研究の結果より、

1）低回転域でのトルク変動低減に対しては、

・エンジンの気筒数を４気筒から５気筒に変更。

・縦置きＦＦ５気筒エンジン５点式新マウ

ントレイアウトの採用。

により、車内音、ステアリング振動ともに大幅に改善された。

2）中高回転域での次数振動の低減と急激な振動レベル変化の除去に対しては、

・直列４気筒並の高いパワープラント剛性の確保

・振動のほとんど無い重心付近へのマウントの設置

により、直列６気筒エンジンの振動より小さい結果が得られた。

3）クランク打音等のランブリングノイズの除去に対しては、

・直列４気筒エンジンのクランクシャフト並の捩り剛性を確保

・クランクシャフト捩りダンパープーリーの装着

これにより、低回転から高回転までほとんどクランク打音が聞こえず、既存の直列４気筒、直列６気筒エンジンと比較してひとクラス上の音質となった。

以上のような結果を総合して車の「爽快な走り」のための振動、騒音上で必要なリニア感を満たす結果が得られた。

## 参 考 文 献


1）H. Aoki, et al., “Effect of Power Plant Vibration on Sound Quality in the Passenger Compartment During Acceleration” SAE Paper 870955, 1987

2）N. Yoshikawa, et al., “Improve Sound Quality in the Cabin with the Reduction of Engine Vibration” Technical Review of Mitsubishi Heavy Industry Vol.25 No.4 (1988), P.402-407 (in Japanese)

3）F. Hauk, et al., “A Five-Cylinder Engine as an Economical, Smooth-Running Power Plant” SAE Paper 770112, 1977

4）A. Eberhard, et al., “Der Funfzylinder-Reihenmotor und seine triebwerkmechanischen Eigenschaften” MTZ 36 (1975) 4

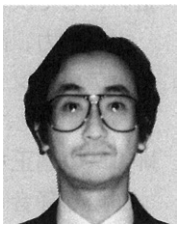
5）O. Kuroda, et al., “An Approach to Improve Engine Sound Quality” SAE Paper 880083, 1988

6）K. Kitano, et al., “Research of Engine Noise Reduction Applying Crankshaft Torsional Damper” Interrnal Combustion Engine Vol.25 No.317 (1986) Apr., P58-66 (in Japanese)

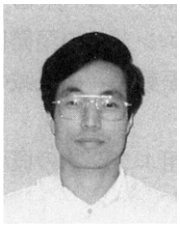
7）T. Uchida, et al., “Honda New In-line Five Cylinder Engine---Noise and Vibration Reduction” SAE Paper 900389, 1990



■著　者■



内田孝尚



片野博樹

# アコード／アスコット用エンジンの開発

New Engine Development for Accord and Ascot

小宮孝司* 坂口和貴* 櫻原一雄*
Takashi Komiya Kazutaka Sakaguchi Kazuo Sakurahara
品川博* 陳之内眞* 大田和佳男**
Hiroshi Shinagawa Makoto Jinnouchi Yoshio Otawa

## 要　旨

’90年モデルのアコード／アスコット用として、新設計のエンジンを開発した。

このエンジンは全モデルにおいて4バルブ仕様とし、吸排気系の改良を行って出力、トルクの増加を図ると共に、二次バランサを採用してエンジン振動を大幅に低減した。

この報告においては、エンジンシリーズの主要諸元、出力特性を紹介し、吸排気系仕様と二次バランサ機構を中心に性能検討を行った結果を述べる。

## ABSTRACT

A series of new engines were developed for the ‘90 model-year Accord and Ascot. These engines are now fitted with 4 valves per cylinder, which, coupled with the improvement of the intake and exhaust systems, produces increased power and torque. They also have a second-order balancer mechanism, which contributes to engine vibration and noise reduction.

This paper introduces major specification and power output characteristics, and describes the results of the studies on the intake and exhaust systems and the second-order balancer mechanism.

## 1．ま え が き

近年、新しく乗用車用として開発されたエンジンの中には、高出力、高回転を狙いとしたものが数多く登場しており[(1)(2)]、市場における要求も高出力指向となっている。一方、装備仕様の高級化と共に、より静粛な車が求められている。

これらの背景から、’90モデルのアコードのフルモデルチェンジに際しては、エンジンの開発目標を高出力、高トルクの実現と振動騒音の低減の両立に置いて開発を行った。

以下にアコード／アスコット用エンジンの概要を述べる。

## 2．エンジンの開発の狙いと主要諸元

### 2.1 開発の狙い

FF横置き4気筒エンジンを開発の基本として、レギュラガソリンにて充分な走行性能を得る為の高出力、高トルクを発生し、かつ従来の4気筒エンジンより低い振動騒音レベルを達成することを狙いとして次の二つのテーマを設定した。

(1)高出力、高トルクの実現

巾広いエンジン回転数における吸入空気量の増大を目的として、ボア／ストロークの見直し、吸排気系の適正な諸元の設定を検討した。

(2)振動騒音レベルの低減

二次バランサの採用とその最適配置の検討を行った。

＊　栃木研究所
＊＊プルービングサービス



https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1990_2_3

表1 主 要 諸 元 表

| | | '90 モ デ ル | | | | '89モデル |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | F18A キャブレタ 仕様 | F20A キャブレタ 仕様 | F20A PGM-FI仕様 | ← | B20A PGM-FI仕様 |
| シリンダ数及び配置 | | 直4横置 | ← | ← | ← | ← |
| 燃焼室型式 | | ペントルーフ型 | ← | ← | ← | ← |
| 弁機構 | | SOHCベルト駆動 吸気2 排気2 | ← | ← | DOHCベルト駆動 吸気2 排気2 | ← |
| 内径×行程 mm | | 85×81.5 | 85×88 | ← | ← | 81×95 |
| 総排気量 cc | | 1849 | 1997 | ← | ← | 1958 |
| 圧縮比 | | 8.9 | ← | 9.0 | 9.5 | 9.4 |
| 最高出力 (ネット) PS/rpm | | 105/6000 | 110/6000 | 130/5500 | 150/6100 | 145/6200 |
| 最大トルク (ネット) kg-m/rpm | | 14.6/4000 | 16.1/3800 | 18.1/4500 | 19.0/5000 | 17.6/4000 |
| 全負荷燃料消費率 g/PS-h (rpm) | | 220(2000) | 210(3000) | 205(3500) | ← | 210(4000) |
| 弁開閉時期 (1mmリフト) | 吸気 開き | 20° ATDC | 20° ATDC | 15° ATDC | 15° ATDC | 10° ATDC |
| | 吸気 閉じ | 30° ABDC | 30° ABDC | 30° ABDC | 30° ABDC | 35° ABDC |
| | 排気 開き | 30° BBDC | 30° BBDC | 15° BBDC | 15° BBDC | 40° BBDC |
| | 排気 閉じ | 20° BTDC | 15° BTDC | 35° BTDC | 30° BTDC | 15° BTDC |
| 弁すきま mm | 吸気 | 0.26 (冷間) | ← | ← | 0.15 | 0.15 |
| | 排気 | 0.30 (冷間) | ← | ← | 0.28 | 0.28 |
| 無負荷回転数 rpm | MT | 650 | ← | ← | 700 | ← |
| | AT | 630 (Dレンジ) | ← | ← | ← | 650 (Dレンジ) |

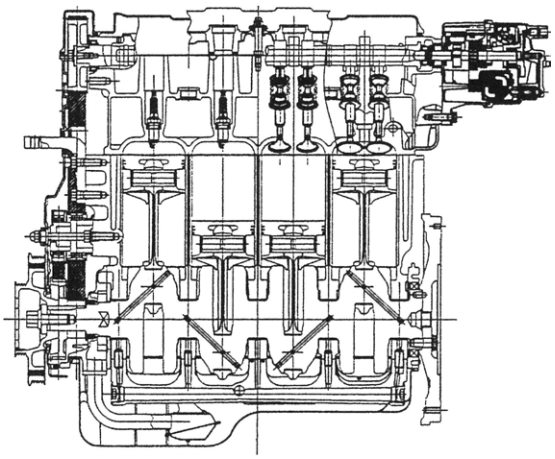


図1 エンジン断面図 (リヤ側)

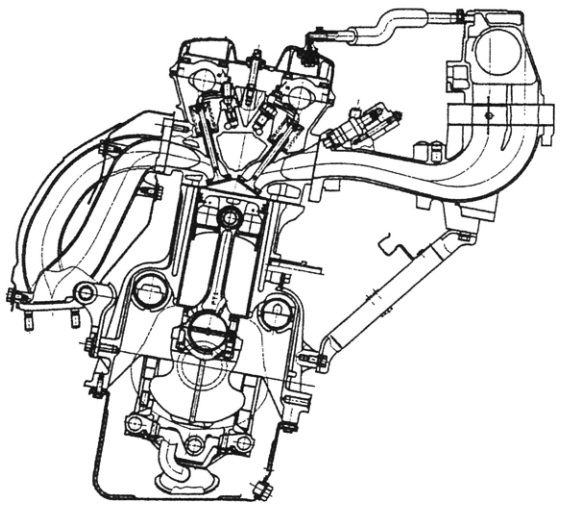


図2 エンジン断面図 (左側)

### 2.2 主要諸元

表１に主要諸元を示す。エンジンバリエーションはボアを共通として、1.8ℓと2.0ℓの排気量を基本に吸排気系の違いにより４タイプで構成される。表中従来モデルの2.0ℓ DOHCエンジンの主要諸元を合せて示した。

図１及び図２に2.0ℓ DOHCエンジンの断面構造図を示す。図３は出力性能曲線である。

以下、主要部分について説明する。

(1) ボア／ストローク寸法

2.0ℓエンジンにおいては従来モデルの81／95から85／88に変更している。これによりバルブ径拡大による体積効率（$\eta_v$）の増加と共に、ストロークの減少によるフリクション低減を図っている。また、ボア／ストローク寸法の変更に伴い、シリンダピッチは従来の90mmから94mmとしている。

(2) 動弁系

動弁系の構造は図４に示すように、SOHCについては全機種４バルブ仕様とした。DOHCは従来モデルと同じ方式である。

表２は動弁系仕様の従来モデルとの比較であるが、SOHC, DOHC共バルブ径を拡大し、体積効率（$\eta_v$）の増加を図っている。SOHC系はバルブステム径を細くして軽量化を図り、バルブの高速追従性を向上させている。

(3) 吸入系･排気系

インテークマニホルドについては、従来と同じ型式のデュアルポート管長切換方式を採用しているが、ポート形状については新設計とし、低中速回転域における高いトルクを確保している。

図５にDOHCエンジンの吸入系断面の従来モデルとの比較を示した。

ヘッドポート形状は、エンジン搭載角度を後傾10°とすることでポート入口のガスケット面からの高さを従来機種に比べて11.5mm上げて52.5mmとし、ストレートな形状に近づけて吸気抵抗を低減

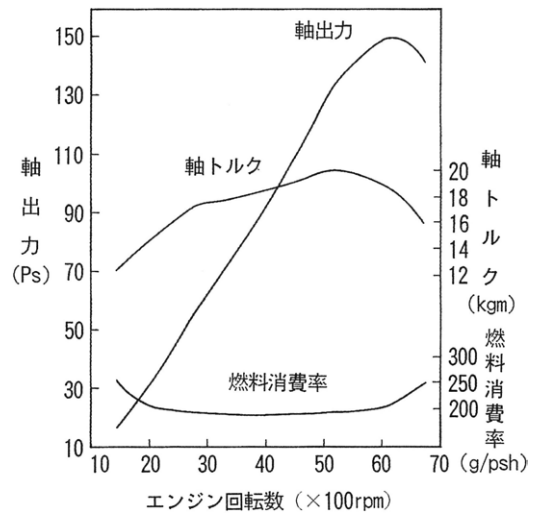



図３　出力性能曲線

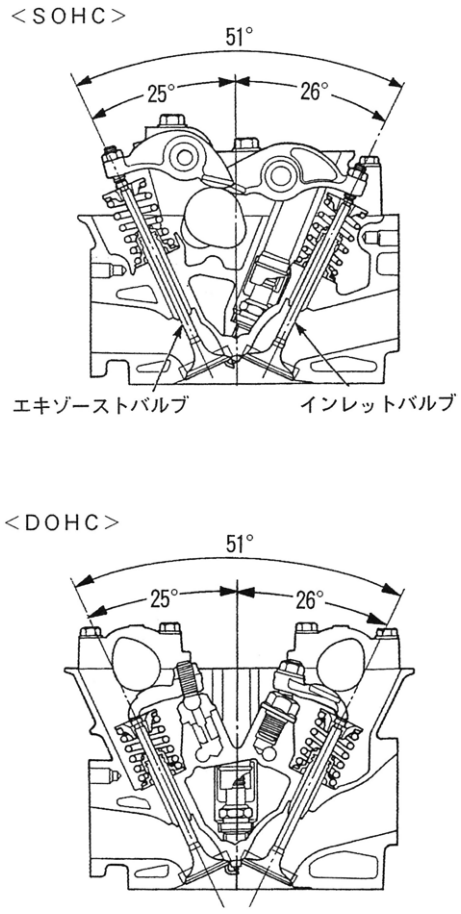



図４　動弁系断面図

表２　動　弁　系　仕　様

| | | '90モデル　E－CB系 | | | '89モデル　E－CA系 | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | SOHC | | DOHC | SOHC | DOHC |
| | | キャブレタ | PGM－FI | ← | ｷｬﾌﾞﾚﾀ/PGM-FI | PGM－FI |
| バルブ径（mm） | IN | φ32×2 | φ34×2 | ← | φ30×2 | φ33×2 |
| | EX | φ27×2 | φ29×2 | ← | φ35×1 | φ28×2 |
| バルブステム径（mm） | | φ5.5 | ← | φ6.6 | φ6.6<br>φ7.0　IN/EX | φ6.6 |
| バルブ全長（mm） | IN | 112.03 | ← | 103.65 | 120.44 | 104.45 |
| | EX | 123.5 | ← | 102.75 | 120.81 | 105.95 |
| バルブ挟み角（deg） | | 51° | ← | ← | 34.75° | 52° |

している。インテークマニホルドも吸気の流れを出来るだけスムーズになるように考慮した。

排気系は従来モデルと同じくDOHCはデュアル方式、SOHCはシングル方式とした。

(4) 二次バランサ

本エンジンでは、振動、こもり音の低減を目的とした二次バランサを装備している。このバランサシャフトの駆動はクランクシャフトプーリから片歯式バランサベルトを介して二倍速で回転させ、ギヤ式リバース機構でリヤ側シャフトを逆回転させている(図６)。

バランサシャフトは３ベアリング支持とし、フロント側及びリヤ側共、主にクランクシャフトベアリングキャップより、直接潤滑される。

(5) 冷却系

従来機種に対する大きな変更点として、全機種にボトムバイパス回路を持つ入口制御方式を採用した。

この方式では、サーモスタット開弁時の圧力変動が少いこと、放熱量変化に対するサーモスタッ

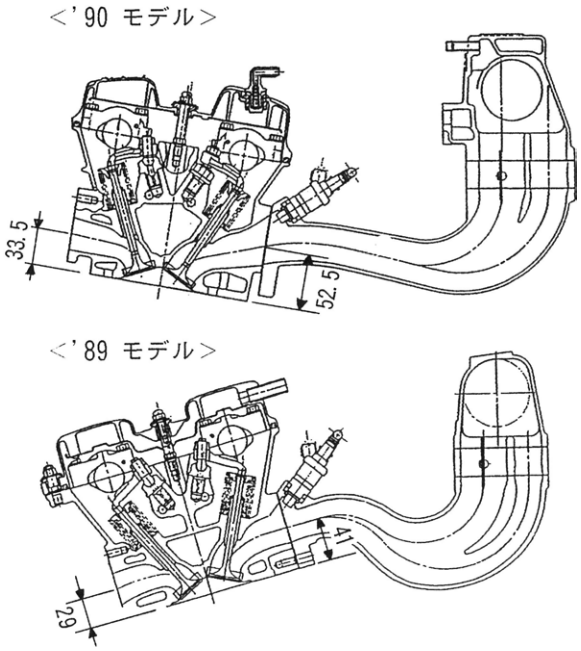



図５　吸入系断面形状（DOHC）

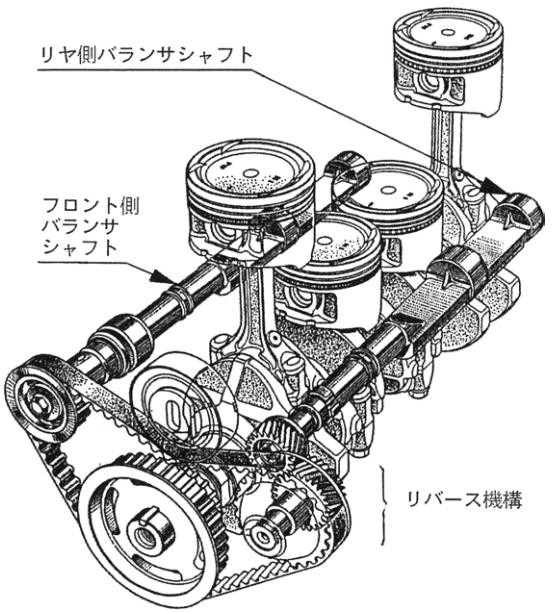



図６　二次バランサ機構

トの追従性が良いこと、さらに暖機後のヒーター能力が向上する等の長所がある。

(6) 潤滑系

オイルポンプを始めとして構成する部品及びシステムは従来と大差ないが、バランサシャフトの潤滑が新たに加わっており、吐出量を 10.8cc／rev. から 12.3cc／rev. に変更している。

## 3. 諸元検討

### 3.1 出力とトルク

2.0ℓ DOHC エンジンについて、出力とトルク性能の基本となる吸排気系、燃焼系及びフリクションの各項目に対して考察を行った結果を以下に述べる。

(1) 吸気系

吸気系はヘッドポート、インテークマニホルド形状及び長さの各要素により決定される。

図７にヘッドポートの形状改良結果を示しており、横軸はバルブの吸気能力を示すリフト比、縦軸にはポートの吸気能力を示す流量係数を表した。

ここで　流量係数:有効開孔面積／バルブ開孔面積

リフト比:バルブリフト／バルブ径

である。

'89 モデルに対してポート形状をよりストレートに近い形状にした結果、'90 モデルは同一リフト比にて最大 0.15(41%)の流量係数の改善が得られている。

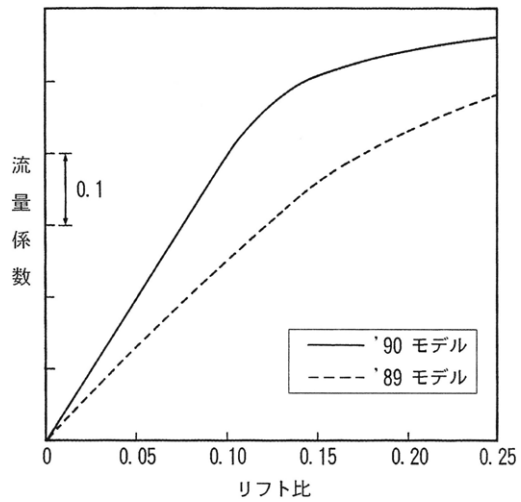



図７　ヘッドポート形状改良結果
（インレットポート）

図８はインテークマニホルド形状の検討結果である。図中の１案のモデルに対して２案は図８中の斜線部のシャッターバルブ閉弁時のよどみ容積を減らし、セカンダリポートが付加した状態における吸気の流れをよりスムーズにする形状を狙いとしたもので、'90 モデルに採用した。

その結果、2000rpm 以上において、$\eta_v$ は２案が上回り、特にピークとなる 5000rpm 前後においてその差が顕著であることが判る。

以上の検討により、'90 モデルの体積効率は図９に示すように'89 モデルに対して全域上回って

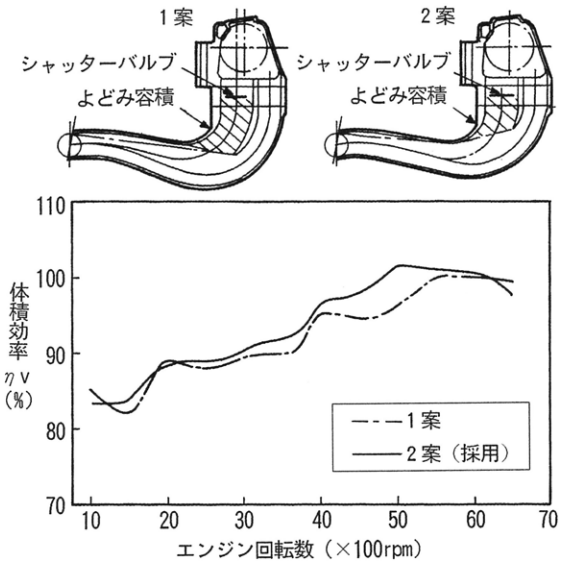



図８　インテークマニホルドポート形状の検討

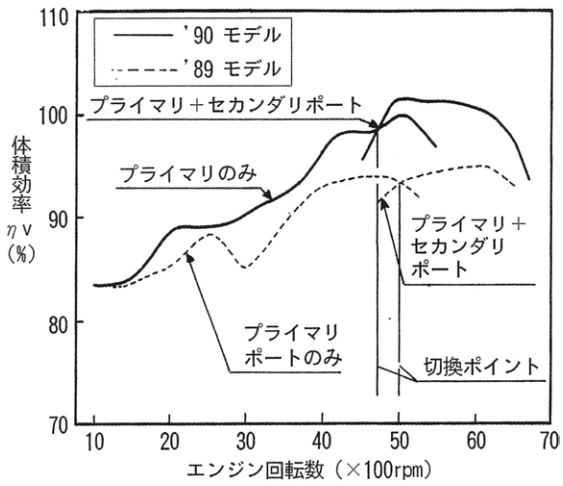



図９　従来モデルとの体積効率比較

表３　吸入系諸元

| | シングルポート | デュアルポート | デュアルポート（'89 モデル） |
|---|---|---|---|
| ポート径×ポート長(mm) | φ40×334 | PRI. φ39×360<br>SEC. φ40×316 | PRI. φ34×340<br>SEC. φ39×277 |
| 切換Ne(rpm) | ―――― | 4800 | 5000 |
| ﾍｯﾄﾞﾎﾟｰﾄ長（mm） | 90 | ← | 71 |
| 脈動周期T（Sec） | 0.00493 | PRI. 0.00523<br>SEC. 0.00472 | PRI. 0.00478<br>SEC. 0.00405 |

表４　排気系諸元

| | | DOHC | SOHC（PGM-FI） | '89 モデル DOHC |
|---|---|---|---|---|
| エキゾーストマニホルド | | デュアルポートタイプ | 4ポート集合タイプ | デュアルポートタイプ |
| 同ポート径×長さ（mm） | | φ37×277 | φ35×230 | φ35×261 |
| ｴｷｿﾞｰｽﾄﾊﾟｲﾌﾟ径×長さ×本数（mm） | A | φ39.3×653×2<br>＋φ43×379×1 | φ40.7×996×1 | φ38.9×398×2<br>＋φ40.6×835 |
| | B | φ45.4×2000 | ← | φ41.8×2000 |
| サイレンサ容量（ℓ） | | 16 | ← | 13 |

おり、特にセカンダリポートが加わる回転数領域にて大きい。この結果、出力・トルクは従来モデルの 145Ps／17.6kgm から 150Ps／19.0kgm へと大きく向上している。吸入系諸元を表３に示した。

(2) 排気系

排気系諸元を表４に示す。吸入系と同様にヘッドエキゾーストポート形状と排気管形状について検討した。

図 10 はヘッドポート形状の改良結果であるが、インレットと同じくポート出口センタの高さを 29.0mm から 33.5mm として、'89 モデルに対しより緩やかな曲げ形状をとり、リフト比 0.15 以上で流量係数の向上を得ている。

排気管については、デュアル部を長くとって排気干渉を少くし、負圧の同調波を大きくすること、及びパイプ径を拡大して排気抵抗を少くすること

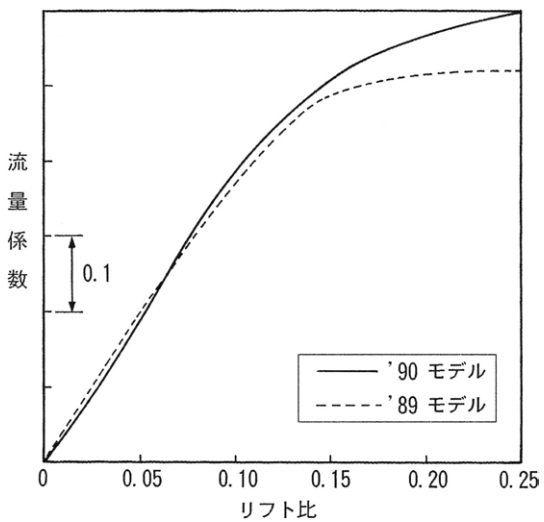



図 10　ヘッドポート形状改良効果（エキゾーストポート）

を狙いとした。この結果、背圧は'89 モデル以下にとどめることが出来た。(図 11)

また、図 12 は排気脈動圧の測定例であるが、デュアルエキゾーストの負圧波がバルブオーバーラップに良く同調している。

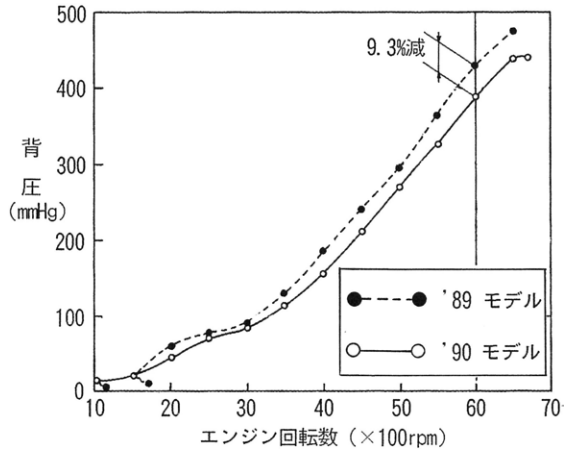



図 11　背圧比較（DOHC）

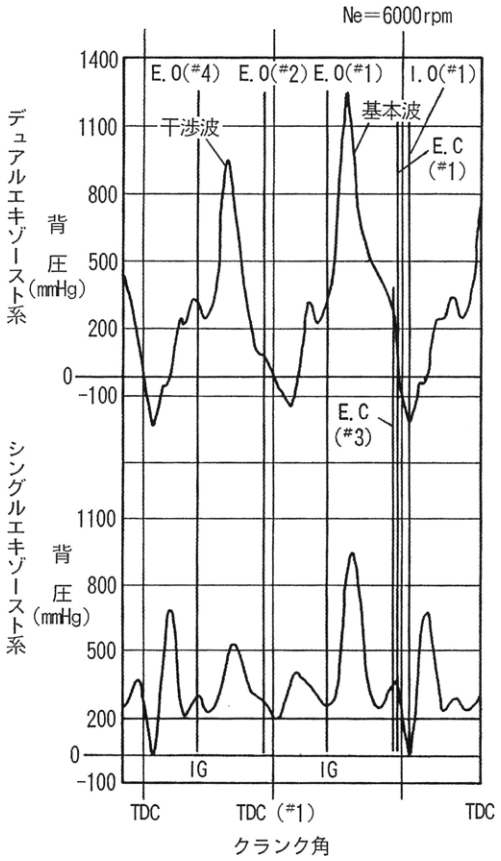



図 12　排気脈動圧力

(3) 燃焼系

'90 モデルにおいては新たに燃焼室に突出した型のスパークプラグを採用している。これはボア径拡大に対応して従来の点火位置より 2mm 燃焼

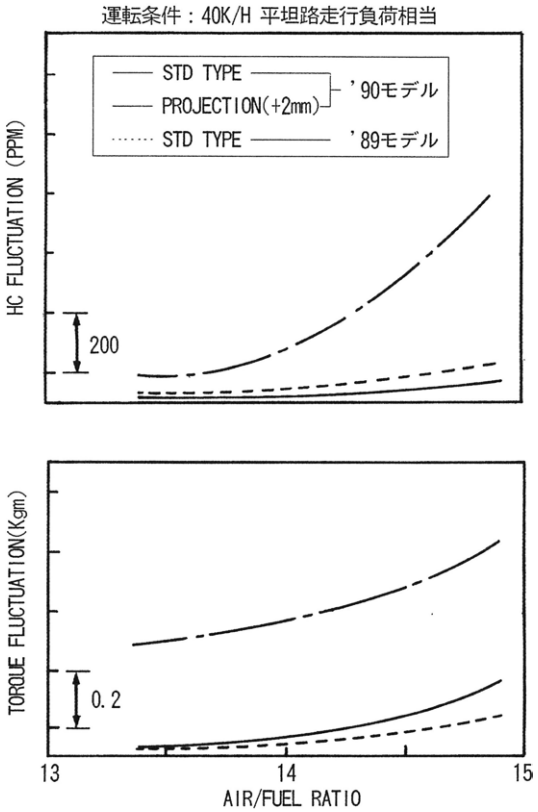



図 13　突出し型スパークプラグの効果

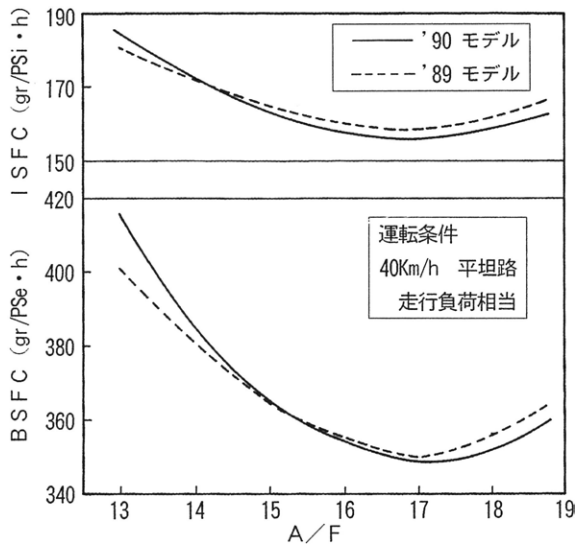



図 14　燃費特性の比較

室側に突出したもので、燃焼時間の短縮と軽負荷運転領域における燃焼安定性の向上を狙いとしてる。

図13に示すように、突出し効果によりHCとトルク変動は、従来モデルと同等レベルを維持している。燃費特性についても同様の結果を示しており(図14)、ボア径及びバルブ径拡大に伴う燃焼安定性の悪化は見られない。

表5、図15から17に燃焼指圧の測定例を示した。

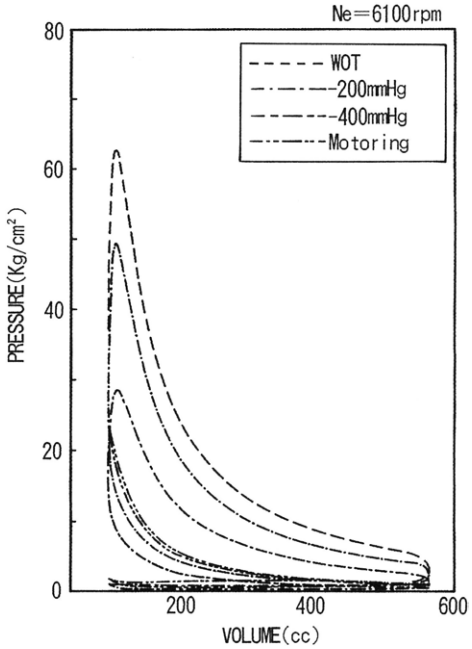



図15　P－V線図

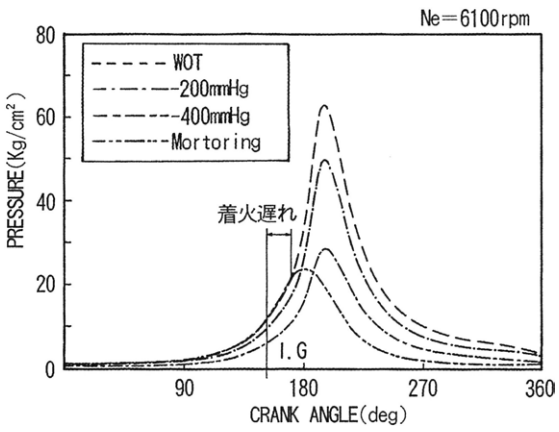



図16　P－θ線図

表5　燃焼特性（Ne=6100rpm/WOT）

| | | |
|---|---|---|
| 最大燃焼指圧 | $P_{MAX}$ (Kg/cm²) | 62 |
| 最大圧力勾配 | $dp/d\theta_{MAX}$ (Kg/cm²/deg) | 2.25 |
| 着火遅れ時間 | $t_d$(ms) | 0.41 |
| 着火時指圧 | $P_f$(kg/ cm²) | 11.8 |
| 燃焼変動 | $P_{MAX}\sigma$ | 2.87 |
| 全燃焼時間 | $t_b$(ms) | 1.39 |

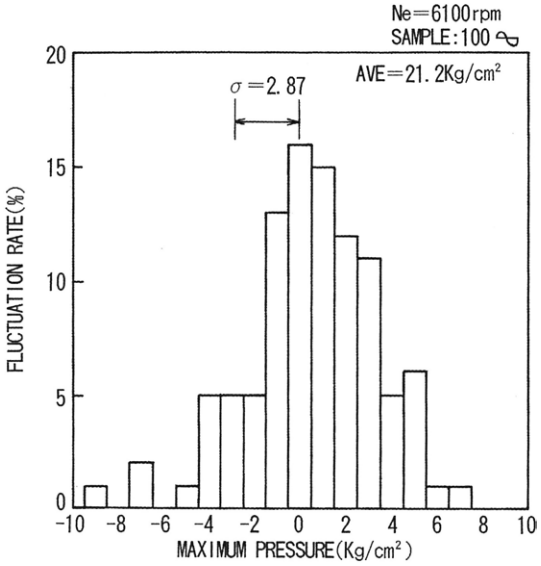



図17　最大指圧の変動分布

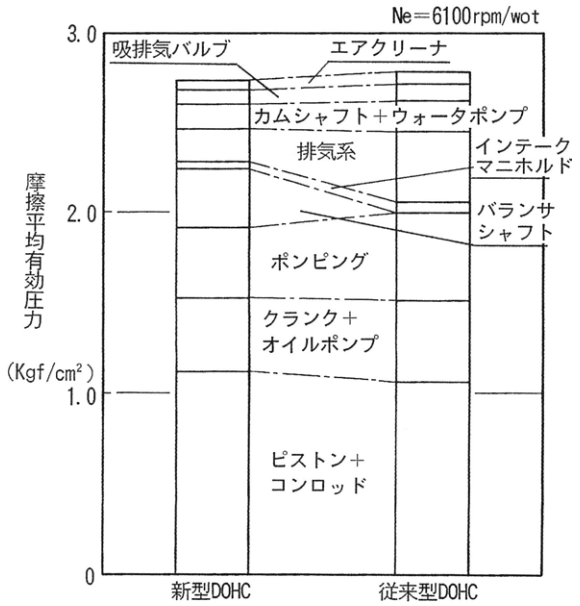



図18　フリクション分布

(4) フリクション

'90 モデルにおいてはバランサ機構を新たに採用したことによるフリクション増加に対応する為、吸排気系のポンピング損失、各運動部分のフリクション低減を行った結果、図 18 のように、バランサ機構分の増加以上にフリクション低減が実現され、従来モデルと同等のフリクション損失となった。

### 3.2 二次バランサ機構

(1) 直列 4 気筒エンジンの振動特性

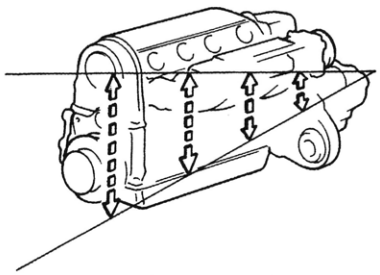
直列 4 気筒エンジンに働く主要な加振力は、エンジン回転の二倍の周期をもつ二次成分であり、ピストン運動方向に働く力と、クランクの回転力の反力としての偶力に大別できる。前者はエンジンを上下（ピストン運動方向）に振動させる力で（図 19－a）、後者は慣性主軸とクランク軸の間に回転軸を持つ回転振動（以下ローリング振動という）をおこす偶力であり（図 19－b）、各々次の (1)、(2)式で表せる。

$$F_z \fallingdotseq 4mr\omega^2\rho\cos 2\omega t \cdots\cdots (1)$$

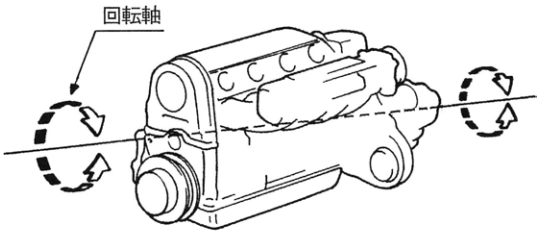
$$T_R = Ti - Tg \cdots\cdots (2)$$

$$T_i = 2mr^2\omega^2 \sin 2\omega t \cdots\cdots (3)$$

$$T_g = a\sin(2\omega t - \phi) \cdots\cdots (4)$$



a 慣性力による振動




b ローリング偶力による振動

図 19　直列 4 気筒の振動

ここで Fz：往復部慣性力によるシリンダ軸方向の加振力（以下慣性力と呼ぶ）

$T_R$：クランク軸にかかるトルク変動の反力としてシリンダブロックが受けるトルク変動（以下ローリング偶力と呼ぶ）

Ti：往復部慣性力によって発生するトルク変動（以下慣性偶力と呼ぶ）

Tg：爆発（筒内圧）によるトルク変動（以下爆発偶力と呼ぶ）

m：ピストン・クランク系の往復部質量

$\gamma$：クランク回転半径

$\omega$：クランク回転速度

$\ell$：コンロッド長さ

$\rho$：$\gamma / \ell$

$\phi$：上死点基準の位相

a：爆発によるトルク変動の二次成分のトルク変動振幅

t：上死点を零とした経過時間

いま筒内圧 P（$\omega$t）、クランク軸にかかる爆発によるトルク変動を Tg とすると、1 気筒あたりの爆発トルク $Tg_1$ は以下のようになる。

$$Tg_1 = P(\omega t)Ar\left(\sin\omega t + \sum_{n=1}^{\infty} B_{2n}\sin 2n\omega t\right) \cdots\cdots (5)$$

ここで A：ピストン受圧面積

$$B_2 = \frac{1}{2}\rho + \frac{1}{8}\rho^3 + \frac{15}{256}\rho^5 + \cdots\cdots$$

$$B_4 = -\frac{1}{16}\rho^3 - \frac{3}{64}\rho^5 - \cdots\cdots$$

$$B_6 = \frac{3}{256}\rho^5 + \cdots\cdots$$

従って、4 サイクル直列 4 気筒エンジンの爆発トルク変動 Tg は次式で表せる。

$$Tg(\omega t) = \sum_{i=1}^{4} Tgi(\omega t - \phi i) \cdots\cdots (6)$$

$$\phi i = (i-1)\pi \cdots\cdots (7)$$

これをフーリエ級数に展開して二次成分を求める。実際に筒内圧から求めた爆発偶力の二次成分、及び慣性偶力に対する爆発偶力の位相を図 20 に示す。慣性偶力との位相は 180°±5° の範囲であり、ほぼ逆相と言える。またエンジン回転に対する振幅の増加量は慣性偶力のほうが大きい。つまり、ローリング振動は、慣性偶力と爆発偶力の交点で零となり、交点より高回転域では慣性偶力に

支配される振動、及び交点より低回転域では爆発偶力に支配される振動となる。

'90 モデルの場合、エンジン振動の車体への主要な入力点であるエンジンマウントの配置は、パワープラントの自重の大半を受ける主エンジンマウント（サイドマウント、ミッションマウント）をローリング振動の回転軸近くに置き、トルクストッパ（フロントマウント、リヤマウント）を重心のほぼ前後に置いている、いわゆる慣性主軸マウント方式である。従って、主エンジンマウントはローリング振動の影響をほとんど受けず慣性力に支配される振動となる。フロント、リヤマウントはロール軸から離れた位置にあり、ローリング振動の影響は大きい。図 21 に二次バランサのないリヤマウント振動における各加振力による振動成分を示す。図に示すようにローリング振動の寄与が大きいリヤマウントにおいても、低回転域を除けば、慣性力の寄与は大きい。

(2) 二次バランサ機構

'90 モデルでは、前項で述べた加振力の中で最もエンジン振動に寄与が大きい二次慣性力のみを打ち消す機構として二次バランサを採用した。

図 22 に示すように、回転軸に対し偏心した質量を持つ一対のシャフトをシリンダ中心面に対称に配置し、クランク回転の二倍の速度で各々逆回転させる。このとき、シャフトの偏心質量を No.1 シリンダの上死点で下死点方向に向け、更に二本のシャフトの合力は、二次慣性力の作用点であるクランク中心に作用し、二次慣性力と等しくなるように設定される。

いま、一本のシャフトの偏心質量を M、偏心量を R とするとき、次式のように表わせる。

$$2MR(2\omega)^2 = 4mr\omega^2\rho \quad \cdots\cdots (8)$$

$$MR = \frac{1}{2}mr\rho \quad \cdots\cdots (9)$$

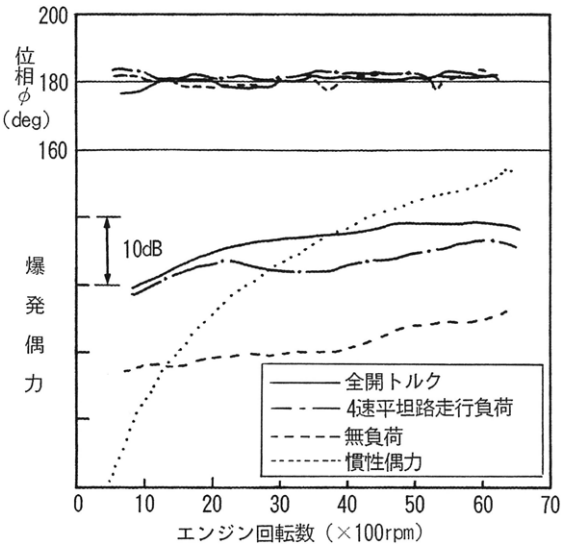



図 20　爆発偶力と慣性偶力

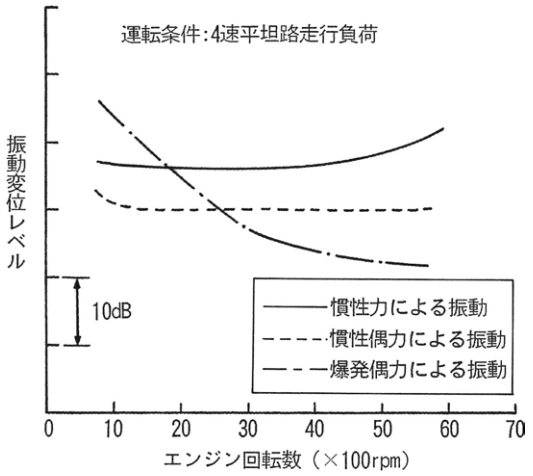



図 21　リヤマウント振動の成分

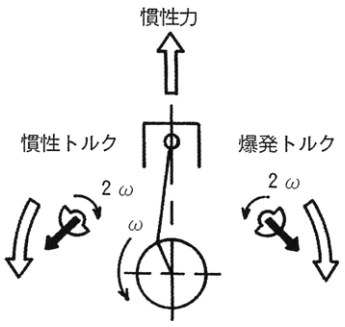



図 22　バランサ機構

本稿では、振動変位レベルで振動を表現する。これは、マウントのバネ定数との積が車体への入力となる変位のディメンションを用いることで、エンジン回転数に対して、より車体入力に近い指標として振動レベルを評価することが目的である。

二次バランサを装着した効果を図23～24に示す。エンジン振動ともに大幅なエンジン振動の低減がはかられていることがわかる。

車室内騒音を考えるとき、エンジンの二次振動に起因するもののほかに、吸排気音、中高周波伝達音（クランク打音、ギヤ音等）、ウインドノイズ、ロードノイズ等々、多くの要因がある。'90モデルの開発では、その全てについてきめ細かな騒音低減を行ない、二次バランサと合せて高い静粛性を確保することができた。(図25)

(3) 二次バランサの配置

木下、中村(*3)らが提案したバランサ配置（図23）により、エンジン回転数に対するローリング振動の大きさを変化させることができる。この方式をB案とし、'90モデルで採用した方式をA案として、その特性を比較する。

B案について説明を加えると、図26のように一対のシャフトのうち、クランクシャフトと順回転のものを逆回転シャフトに対してhだけ高く配置する。このようにすると、二次慣性力を打ち消す力のほかに、慣性偶力を打ち消す偶力が発生する。この偶力を$M_{Bal}$とすると、次式で表わされる。

$$M_{Bal}=MR(2\omega^2)\times h$$
$$=4MR\omega^2 h$$

ここで(9)式より$MR=\frac{1}{2}mr\rho$（$\rho=r/\ell$）したがって

$$M_{Bal}=4(\tfrac{1}{2}mr^2/\ell)\omega^2 h$$
$$=2mr^2\omega^2 h/\ell$$

$Ti-M_{Bal}=0$とすると

$$2mr^2\omega^2-2mr^2\omega^2 h/\ell=0$$
$$h=\ell$$

つまり、慣性偶力を零とするためには高低差hをコンロッド長さ$\ell$と等しくすればよい。

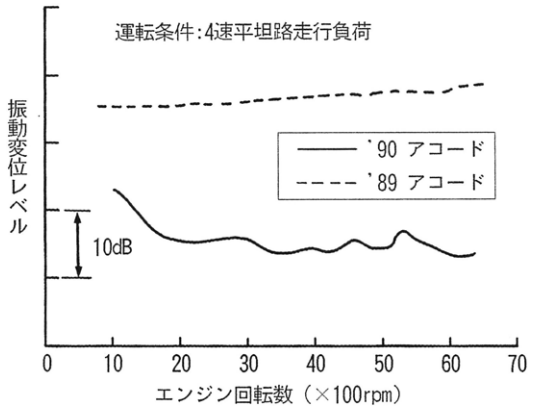



図23　サイドマウント振動

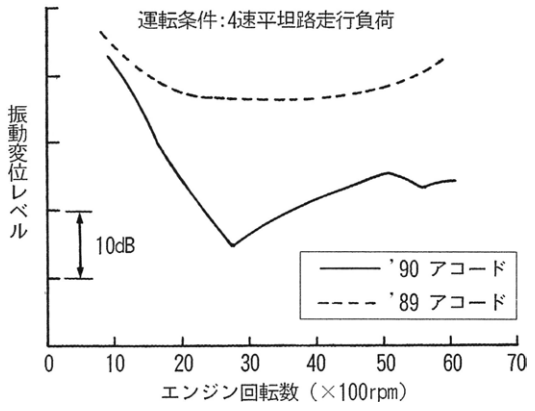



図24　リヤマウント振動

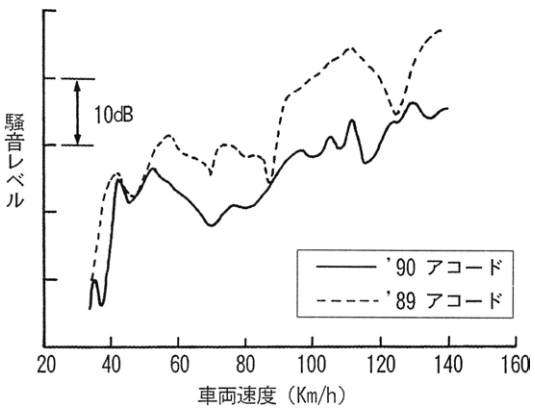



図25　4速 平坦路走行負荷時室内騒音

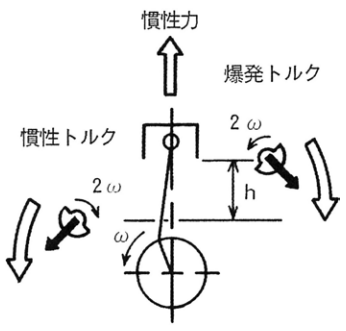



図26　二次バランサ配置（B案）

木下・中村らはh＝0.7ℓが最適であると提案している。

'90モデル用エンジンでのA案・B案比較を図27に示す。図のように4000rpmまではA案が優れ、4000rpm以上ではB案が優れている。B案の場合、高回転域における理論上の振動レベルは図27の実測値よりも小さいはずであるが、動弁系慣性力、クランクの振れまわり等が無視できない加振力となるために図のような振動レベルになると考えられる。いずれにしても、中高回転域では二次慣性力を打ち消した効果が大きく、前項で述べたように、A案のバランサ配置で充分な効果を得ることができる。

次にA案B案共に振動の大きい低回転域について考える。FF横置4気筒の場合、吉田(*4)ら、高田(*5)、森田(*6)らの研究に見られるように、低周波の振動問題（アイドル振動、発進時車体振動等）が生じやすく、しばしば研究開発者を悩ませる難易度の高い問題となる。

図20に示すように、低回転域の振動は爆発偶力によるローリング振動に支配されていて、慣性偶力はこれを減じる働きをしている。したがって、高回転域とは逆に、慣性偶力を打ち消さないA案のほうが低回転域のほうがすぐれている。実際に、使用頻度の高いアイドルから発進状態を、AT車のインギヤストール時のエンジン振動で代表し、図28に示す。低回転での振動低減はFF横置きエンジン形式を採用した場合、特に重要であり、同形式を採用する'90モデルでは、高回転域振動の更なる向上よりも、日常使用頻度の低回転域振動に効果のあるA案を採用するに至った。

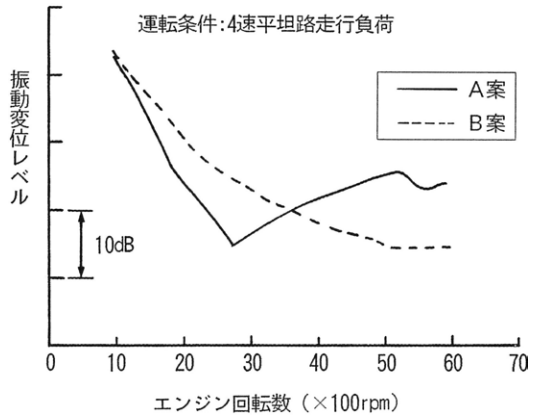



図27　リヤマウント振動

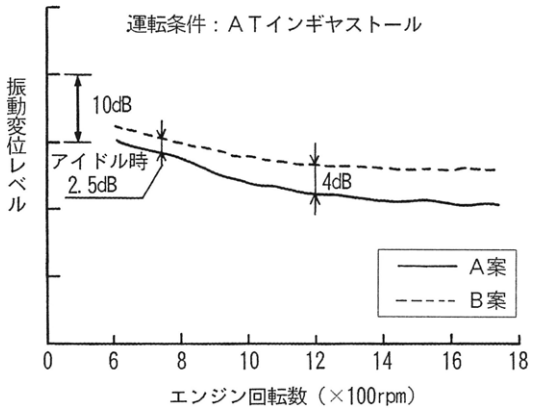



図28　リヤマウント振動

## 4. まとめ

'90モデルアコード／アスコット用4気筒バランサ付エンジンの出力向上と振動低減について述べたが、要約すると、以下のようである。

(1) バルブ径拡大と、吸気系を改良したヘッド及びデュアルインテークマニホルド等の採用により、出力、トルクは2.0ℓ4気筒DOHC自然吸気エンジンの中でプレミアムガソリンを使用せずに高い値を達成した。

(2) FF横置エンジンに対して、二次バランサをシリンダ中心面に対称に配置することで、常用域を重視しながら全域にわたって大幅な振動低減効果が得られた。

## 参考文献

(1) 自動車技術会、“自動車諸元表”(1989)

(2) “Automobil Revue '89”, Automobil Revue社(1989)

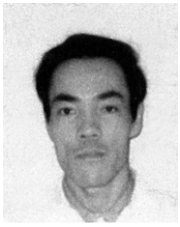
(3) 木下、中村、根本、“サイレントシャフトによるエンジンの振動低減”1976, Vol.30 No.9 自動車技術

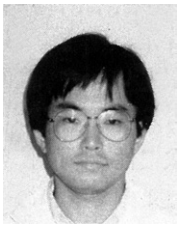
(4) 吉田、永島、浜野、田中、“FF車体振動解析法の研究”1984, Vol.38 No.12 自動車技術

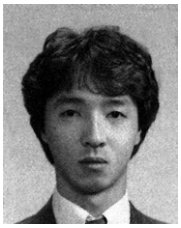
(5) 高田、“アイドル時の車体振動解析”1984 Vol.38 No.12 自動車技術

(6) 森田、野澤、新井、“横置きエンジンＦＦ車のエンジンマウントと振動騒音”1982, Vol.36 No.12 自動車技術

■著　者■

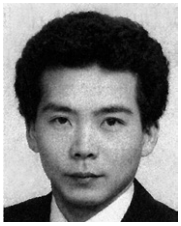

小　宮　孝　司


坂　口　和　貴


櫻　原　一　雄


品　川　　博


陳　之　内　　眞


大田和　佳男

# 自動車用ハニカム防音材の開発

Development of Honeycomb Noise Control Materials for Automobiles

前田孝司* 山下剛* 中村光勇*
Takashi Maeda Tsuyoshi Yamashita Mitsuo Nakamura

## 要旨

従来、自動車用防音材料は、その防音性能向上を第一の目的として開発されてきた為、重量やコストの増加を伴うことが多かった。

そこで今回、防音機能に加え内装や補強部材としても考慮した多機能一体化構造の検討を行った。その結果、ペーパーコアを用いたハニカム構造を採用し、フロアの高剛性化とルーフの吸音、制振性能の向上が得られ、車室内騒音の大幅な低減と同時に軽量化をはかることができた。

## ABSTRACT

Until now, the development of noise control materials has been carried out with the sole objective of increasing either absorption, insulation or damping properties of the material.

In contrast, this approach aims not only at enhancing noise control properties but also at including interior furnishing and reinforcement functions in the materials. Development for multi-function and integrated-structure components which reduce noise and weight resulted in honeycomb core paper used in a sandwich layer in the floor and the roof.

This design has proved effective in increasing the rigidity of the floor while increasing both noise absorption and damping properties of the roof. A remarkable reduction in cabin noise as well as weight savings is the final result.

## 1. まえがき

車室内騒音は、一般的にエンジンノイズ、ロードノイズ、空力ノイズに大別することができる。これらの現象に対する騒音低減手法としては、騒音・振動源、及びその伝達系を対象とした一次的対策と、骨格構造や防音材などによるボディ側での二次的対策に分類することができる。

このうち防音材料は、機能面から使用目的が分けられ、制振材は振動伝達による固体伝播音の対策に、遮音材、吸音材は、空気伝播音の対策に用いられるのが一般的である。しかし、防音材による対策は、その使用重量と得られる騒音低減効果とが大きく関係している事は良く知られており、重量効率の良い防音材の開発が求められている。

今回は防音材を軽量化の観点から見直し、その主要機能である防音性能の向上に加えて、内装材あるいは補強部材としての機能などを併せもったペーパーハニカムコアをベースとする多機能防音材料の開発を行い量産車への適用を実現した。

本稿では、上記の多機能防音材料に対して性能面から従来の防音材との比較を行い、その諸特性について報告する。

＊栃木研究所



https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1990_2_4

## 2．多機能化防音システムの開発

防音材の設計開発に際しては、まず車室内騒音の構成成分を解析し、その車のもつ音響的性状を把握する必要がある。図１は平坦なアスファルト路を一定速度で走行した時の車室内騒音成分の解析結果の一例である。この結果から、エンジンノイズに比べ、ロードノイズが車室内騒音に占める割合の大きいことが判る。これは近年、エンジンの低騒音化、及びエンジンマウントなど、伝達系の振動遮断性能が向上した結果、車室内騒音に於けるエンジンノイズの占める割合が減少したものと考えられる。一方、ロードノイズの対策手法としては、振動伝達系であるサスペンション・ラバーブッシュなどの改良があげられる。しかし、これらの部品は乗り心地、操縦安定性等の関連性も強く、機能を満足しつつ優れた振動遮断特性を得ることに困難性を伴うことから、サスペンション系での対策以外にボデイ系での対策も重要な位置付けにある。図２に比較的粗い路面上を走行した時に発生する車室内の音響エネルギー流の測定結果を示す。ロードノイズの主成分である中周波の音響放射エネルギーは、フロアから放射されルーフライニングに向かって流れていることが判る。

以上の結果をもとに、今回ロードノイズの低減を主たる目的とし、

(1) フロアパネルから放射される音響パワーの低減

(2) ルーフライニングの吸音による車室内に放射された音響エネルギーの低減

という観点から、フロア、ルーフライニングを対象とした多機能防音材料の開発を行うこととした。

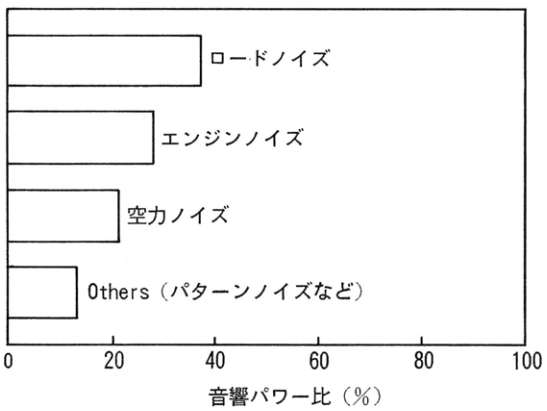



図１　車室内騒音成分解析

### 2.1. ハニカムフロア

(1) パネル面からの音響放射パワー

フロアから放射される音響エネルギーは、振動源からさまざまな経路を経て、フロアパネルに伝達した振動の拡散波が音として車室内に放射されることに起因したものである。これら拡散波による音響放射パワーは、一般的に次式より算出される。

$$W = \rho c \, Krad \, S^2 \, V^2 \qquad (1)$$

$$= \frac{\lambda_b \, C_b \, \rho c}{\pi^2 \, Z_b^2} \cdot \frac{1}{\eta \cdot f} \cdot Krad \, F^2 \qquad (2)$$

ここで　W　：音響放射パワー(W)

$\rho c$　：空気の固有音響抵抗 (kg／$m^2$•s)

Krad：放射効率

S　：放射面積 ($m^2$)

V　：パネルの振動速度 (m／s)

$\lambda_b$　：波長 (m)

$C_b$　：曲げ波速度 (m／s)

$Z_b$　：ポイントインピーダンス (kg／s)

$\eta$　：損失係数

f　：加振周波数 (Hz)

F　：加振力 (N)

上式より音響放射パワーは、パネル特性としての損失係数$\eta$とポイントインピーダンス$Z_b$の向上により低減できる。このうち、前者は制振材などを適用することによって固体音を低減させる一般的な対策手法であるが、この損失係数は制振材の厚み比に比例して向上することから重量が増えるという欠点がある。一方、後者のポイントインピーダンス$Z_b$は、一般に次式で与えられる。

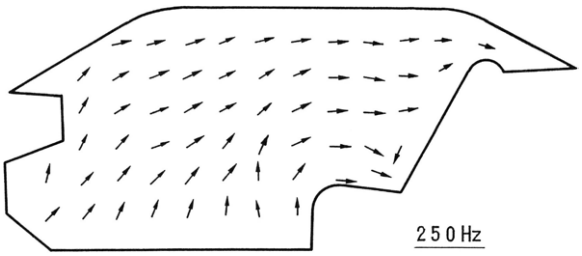



図２　ロードノイズに起因した車室内音響インテンシティベクトル

$$Z_b = 8\sqrt{mB} \quad (3)$$

m：均質板の面密度 (kg／$m^2$)

B：均質板単位幅当たりの曲げ剛性 (Nm)

曲げ剛性Bは次式より求めることができる。

$$B = EI \quad (4)$$

E：ヤング率 (N／$m^2$)

I：単位幅の断面2次モーメント ($m^3$)

(3)(4)式から、インピーダンス $Z_b$ を向上させるためには、均質板の面密度m、あるいは曲げ剛性B、すなわち断面2次モーメントIを上げれば良いことがわかる。しかし、面密度mを上げることは、制振材の厚み増加と同様に軽量化の観点から好ましくない。一方、均質板の断面2次モーメントIは、基本的に板厚tとの関係が強く、例えば図3－a、bに示すような単板または中空構造の均質板の場合、各々次式で表される。

$$I = \frac{t^3}{12} \quad (5)$$

$$I = \frac{(t_1+t_2+t_c)^3 - t_c^3}{12} \quad (6)$$

(5)(6)式から同一重量、同一材料（すなわち $t = t_1 + t_2$）における、断面2次モーメントIを比較すると、単板構造に比べ中空構造の方がはるかに高いことが判る。すなわち、中空構造パネルは単板に比べ、インピーダンス $Z_b$ が高く、結果として音響放射パワー低減に有効な構造であると考えられる。そこで、重量増加を極力おさえ、曲げ剛性B、すなわちインピーダンス $Z_b$ を大幅に向上させる手法として、中空構造素材のひとつであり航空機等で既に使用されている軽量、高剛性材料としてのハニカム構造に着目し、自動車のフロアへの適用検討を行った。

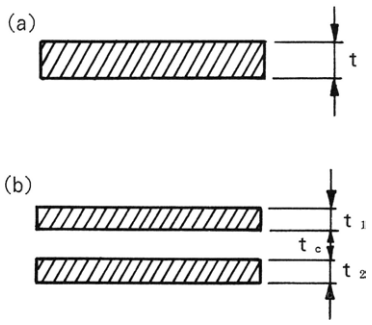



図3　単板及び中空構造断面

(2) 防音性能

ハニカム構造は、図4に示すように、一般的に面材厚に対しコア厚が大きく、その曲げ剛性Bは次式を用いて算出できる。

$$B = \frac{E \cdot t_1 (t+t_c)^2}{8} \quad (7)$$

(7)式から判るように、曲げ剛性Bの性能を左右する因子としては、

1）面材の厚み　；($t_1$)

2）面材のヤング率；(E)

3）コアの厚み　；($t_c$)

があげられ、基本的にはコアの材質の影響は受けない。そこで面材に鋼板を用い、その面材の厚さ $t_1$ とコアの厚さ $t_c$ を変化させた場合の動的曲げ剛性比 $B／B_o$（$B_o$：厚み0.8mm鋼板の動的曲げ剛性を基準）を測定した結果を図5に示す。この結果から判るように、面材の厚さ $t_1$, $t_2$ とコアの厚さ $t_c$ の増加に伴い動的曲げ剛性比 $B／B_o$ は増加する。また、面材厚の増加に比べコア厚の増加による剛性の向上度合の方が大きいことが判る。従って、面材厚を増加させるより、コア厚を

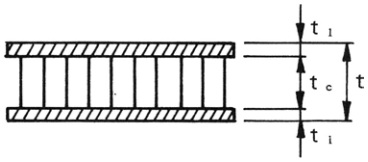



図4　ハニカムパネル断面

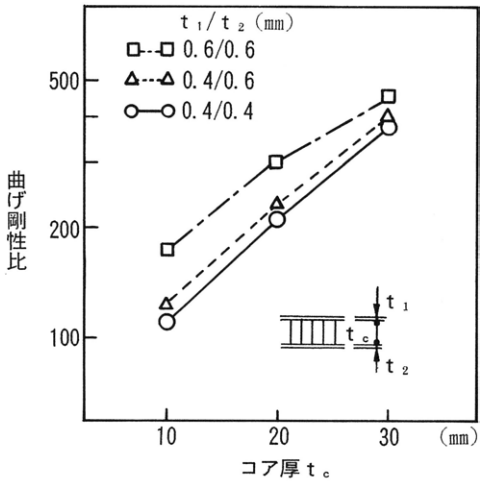



図5　ハニカムのコア厚及び面材厚と曲げ剛性比の関係(200Hz)

上げた方がより軽く、高剛性な特性を得ることが可能である。

次に、ハニカムパネルの剛性向上が音響放射パワーの低減につながるのかを調べるために、面材厚を一定にしてコア厚を変化させた場合のハニカムパネルから放射される音響パワー低減量と動的曲げ剛性比 $B/B_0$ の関係を測定した。(図６)この結果より、コア厚すなわちパネル剛性の増加に伴い音響放射パワーは減少しパネル剛性の向上は、放射音を低減するのに有効であることが判る。

以上の結果から、今回は量産車のフロアにこのハニカム構造を適用するにあたり上記の結果をもとにコア材質としてはペーパーコアを採用し、コア厚はフロアから放射される音響パワーの車室内騒音への寄与を十分おさえられる厚みとして 20mm を選定した。

さて、このハニカムフロア構造とビード形状の鋼板上に非拘束制振材が適用されている従来フロア構造の音響特性を比較した結果を図７および図８に示す。

図７は、従来構造とハニカム構造のフロア単体パネルを加振した時に、各パネル面から発生する音響放射パワーの比較例として、音響インテンシティを計測した結果である。この結果より、ハニカムフロア単体パネルから放射される音響インテンシティは、従来フロア単体パネルに比べ、パネル全面にわたり大幅に低減していることがわかる。

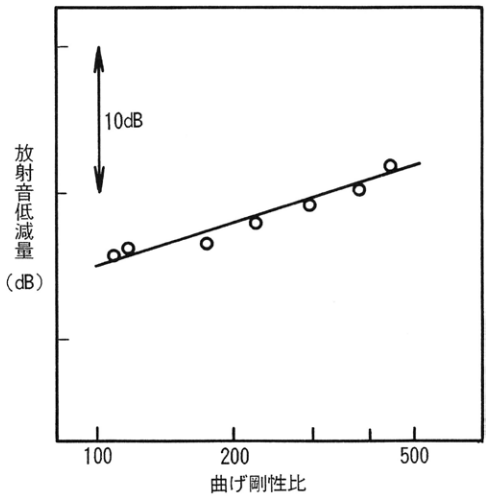



図６　曲げ剛性比とハニカムパネル放射音低減量の関係

また、実車適用におけるハニカム構造と従来フロア構造の比較例として、フロアの中央を加振した時の振動特性の結果を図８に示す。この結果より判るように、従来フロア構造に対しハニカムフロア構造は、ロードノイズの主成分である 200～500 Hz の中周波領域において 10dB のインピーダンス向上が得られていることが判る。

次に図９、10 に粗い路面上を実際に走行した時

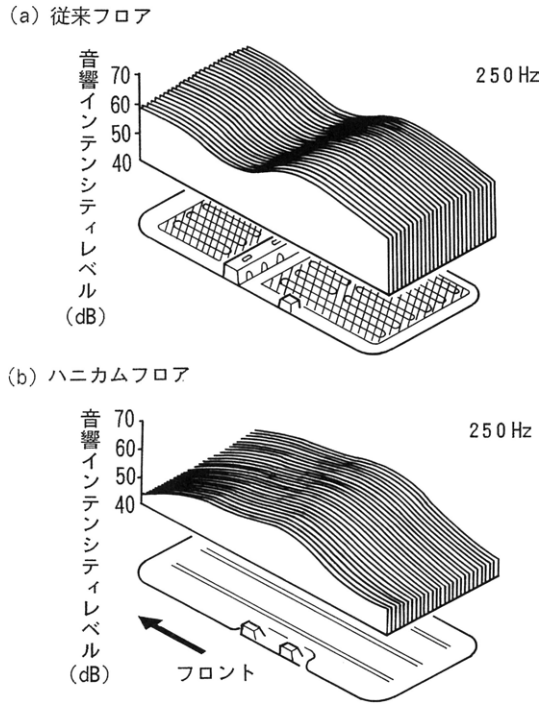



図７　フロアパネルからの音響放射パワーの比較例

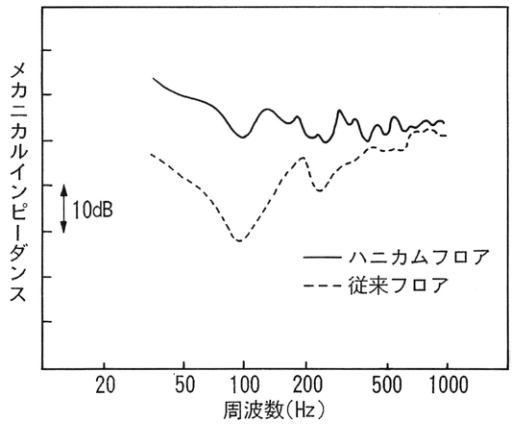



図８　フロア振動特性（加振テスト）

の車室内騒音およびフロア振動の測定結果を示す。従来フロア構造車に対しハニカムフロア構造車は、中周波領域で車室内騒音を3 dB、フロア振動を5 dB低減できた。

(3) 生産技術性

図11に従来フロアとハニカムフロアの構成図を示す。従来のフロアは、ビード断面形状にプレス成形され加えてフロアフレームなどの補強部材をフロア下部に設けることにより剛性確保を行っていた。さらに、フロアからの音響放射低減を目的とした制振材を適用している。一方、ハニカムフロアは、ハニカムパネル、保持材、フロアパネルから構成されている。ハニカムパネルは、上下2枚の防錆処理鋼板とペーパーハニカムコアをエポキシ接着剤にて完全に結合し、防錆及び座屈、圧縮、せん断強度などに対し十分考慮された仕様となっている。以下にボディへの装着方法に関し述べる。

予めアッセンブリィされたハニカムパネルは、塗装ライン工程においてフロアパネル上に極めて融着性の高いアスファルト系保持材と共にフロアパネル上に置かれる。その後、保持材は塗装炉の熱により軟化し、ハニカムパネルとフロアパネルとのクリアランスに対し隙間なく流動する。この結果、両部材は完全に融着接合され完全なハニカムフロア構造が形成される。

このハニカムフロア構造により高いフロア剛性が得られ、その結果として従来必要とされていたフロアフレームなどの補強部材と、さらに制振材を廃止することが可能となり、従来のフロア構造に対し、重量増加を伴うことなく性能向上がはかられ、性能面のみならずウエイトを含め重量効率の優れた防音構造を得ることができた。

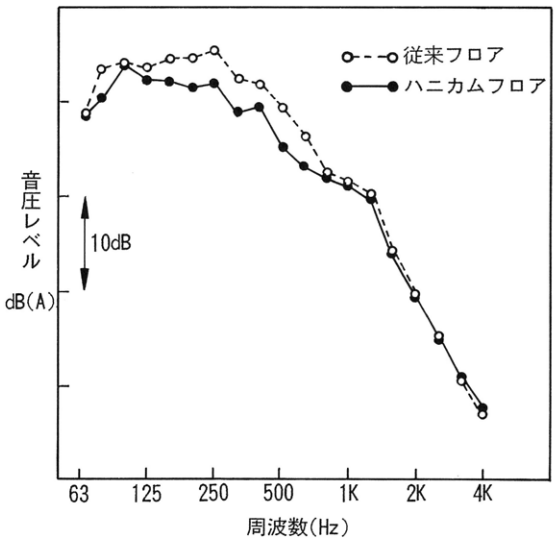



図9　走行時車室内騒音

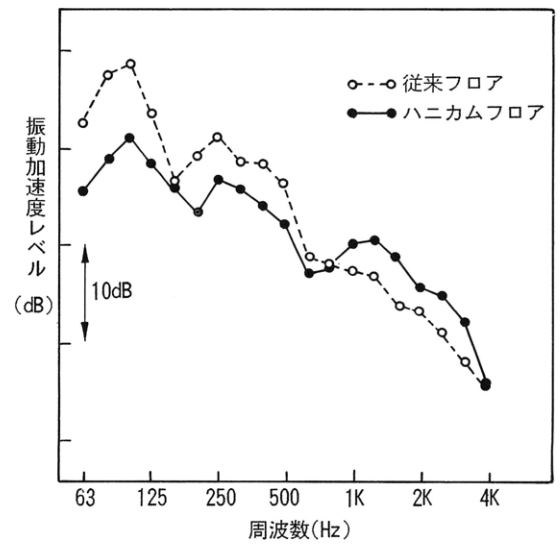



図10　走行時フロア振動特性

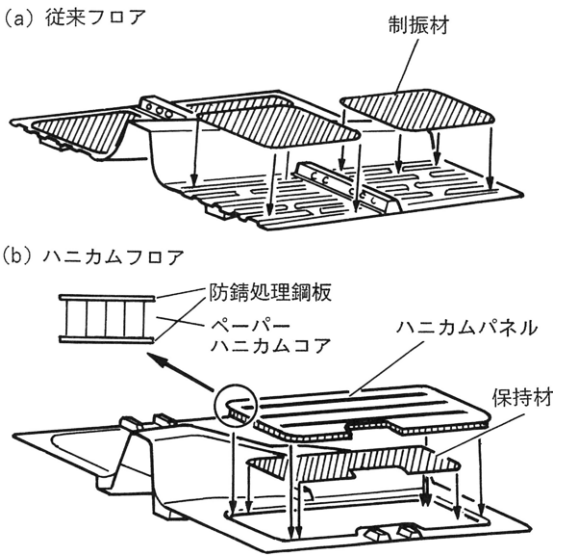



図11　フロア構成図

### 2.2. ハニカムルーフライニング

(1) 吸音処理の効果

一般に乗員耳位置での騒音は、騒音源から媒質としての空気を介して直接伝播してくる直接波とガラス、ルーフライニングなどに反射し耳位置に到達する反射波から構成される。

この入射波と反射波から、吸音性能を表わす特性として、最も一般的に使われている吸音率が算出できる。吸音率$\alpha$は、次式により定義される。

$$\alpha = \frac{I_i - I_r}{I_i} \qquad (8)$$

$I_i$：入射音の強さ (W／m$^2$)

$I_r$：反射音の強さ (W／m$^2$)

(8)式より完全反射面では、$I_i = I_r$であるため吸音率$\alpha = 0$となり、完全吸音面では、$I_r = 0$であるため、吸音率$\alpha = 1$となる。車室内面を吸音処理することは、反射音$I_r$を減少させる効果がある。

そこで、車室内を吸音処理した場合にどの程度車室内騒音を低減できるか予測してみた。車室内騒音低減量ΔLは、車室内平均吸音率が$\overline{\alpha_1}$のときの車室内の音圧レベルを$L_1$、$\overline{\alpha_2}$のときの音圧レベルを$L_2$とすれば、次式より算出される。

$$\Delta L = L_1 - L_2 = 10 \log_{10} \frac{\overline{\alpha_2}}{\overline{\alpha_1}} \cdot \frac{(1-\overline{\alpha_1})}{(1-\overline{\alpha_2})} \qquad (9)$$

(9)式を用いて算出された結果を図12に示す。

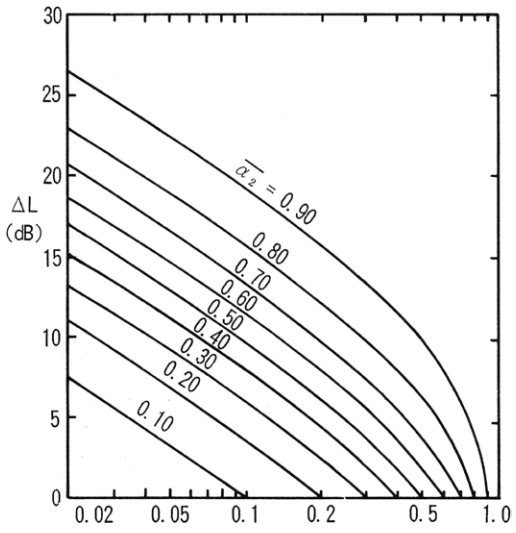



図12　平均吸音率$\overline{\alpha_1}$, $\overline{\alpha_2}$, とΔLの関係(1)

この結果から、車室内の平均吸音率を上げることは、車室内騒音の低減にうながることが判る。従って前述の図2の結果より、フロアから二次放射された音響放射エネルギーはルーフライニングに向かって流れていることからルーフライニングに吸音処理することは、ルーフからの反射音の低減をもたらし、その結果として車室内騒音の低減を可能にする。これは、ロードノイズを含め全ての車室内騒音低減に対し、効果的手法であるといえる。

さて、吸音材は、グラスウールやフェルトといった繊維の集合体を主とした多孔質材が古くから使用されている。これら多孔質材の吸音特性を表わす基本的な因子としては、

1）単位面積流れ抵抗

2）多孔度

3）空気の体積弾性率

4）構造因子

があげられる。そこで、図13は多孔質材の単位面積流れ抵抗rと吸音特性の関係を示した図である。この結果から判るように各周波数に対する単位面積流れ抵抗と垂直入射吸音率は相関が高く、吸音率$\alpha$は周波数により異なり、多孔質材の場合には基本的に高周波領域で大きくなる傾向を示す。また、この単位面積流れ抵抗、いいかえると吸音率は、吸音材の厚さ、密度などに影響され、また背後空気層によっても、その吸音特性は変化する。従って、ルーフライニング仕様を決定する際には、これらの要因を十分吟味した設計を行うことが必要である。

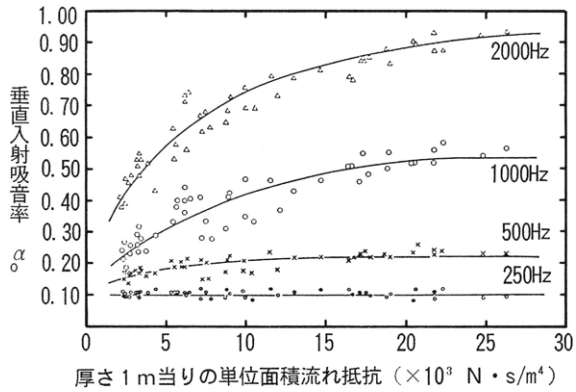



図13　多孔質材の流れ抵抗と垂直入射(2)吸音率の関係（厚さ25mm）

(2) 防音性能

図14に、従来ルーフライニングとハニカムルーフライニングの構造図の一例を示す。従来品は内装部材としての機能面を主眼とし、軽量なダンボールなどの基材と、質感のある表皮材から構成されているのが一般的であり、十分な防音機能を持ったものは少なかった。今回、新しく開発されたハニカムルーフライニングは、多機能化の観点から内装材としての機能に加え、吸音、制振及び剛性といった防音機能を併せもつ構造をとっている。制振層は、ダンピングの高いウレタンフォームを使用し、吸音層は、ハニカムペーパーコアを上下2層の多孔質材で挟みプレス成型された基材と通気性の高い表皮材から形成されている。

①吸音性能

前述したように、吸音性能は、多孔質材の厚さ密度、吸音材の背後空気層に影響される。一例として、ハニカムペーパーコアの厚みdを変化させた場合の吸音性能の測定結果を図15に示す。コアの厚みを増した場合、吸音性能のピークは徐々に低い周波数へ移動し、吸音率は増大する傾向を示している。これは、ハニカムペーパーコアが吸音層の背後空気層として作用し、その厚みが増すことにより吸音性能が改善されたためと考えられる。今回、ハニカムルーフライニングの仕様を決めるにあたって、コアの厚さ、セルのサイズ、多孔質材の面積当たり重量の調整を行い、その結果、従来品に比べ非常に高い吸音性能を得る事ができた。図16にハニカムルーフライニングと従来品との吸音性能を比較した結果を示す。吸音性能は、中高周波領域で約2倍以上向上した。

②剛性、制振性能

一般的なルーフパネルの剛性は、ルーフパネルの室内側に設けられた補強部材により確保されており、さらに必要に応じて制振材などによりルーフパネルの制振を行うのが通例である。

これらルーフパネルの剛性、制振処理はエンジ

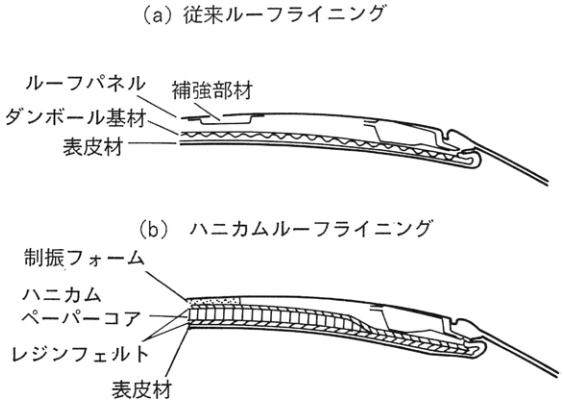



図14 ルーフライニング構成例

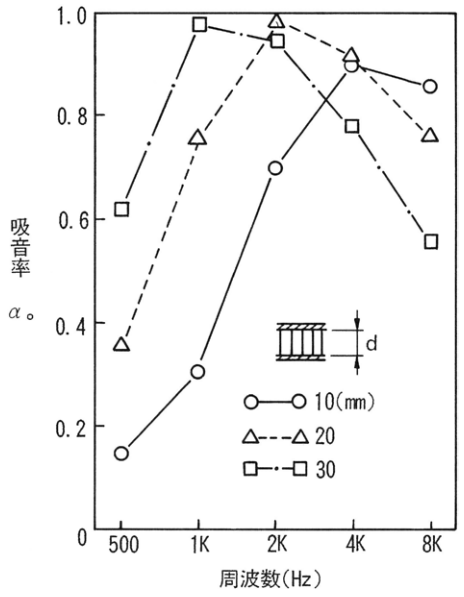



図15 ハニカムコア厚dと吸音特性の関係

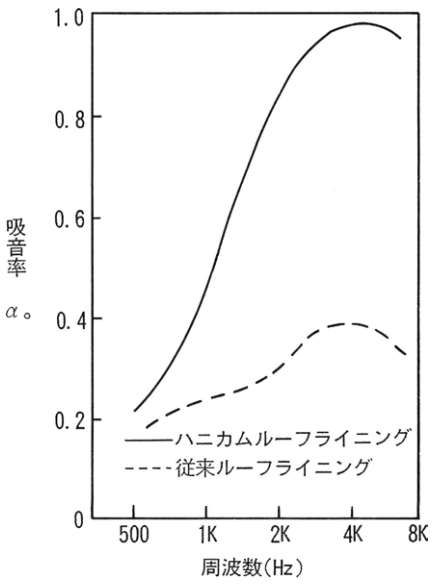



図16 ルーフライニング吸音特性

ンノイズ、ロードノイズなどに起因した固体伝播音の低減をもたらす重要な処理である。

ルーフパネルの外板剛性評価の一例として、パネルの一点に上下方向の荷重を加えた時の変位量測定の結果を図17に示す。従来構造は補強部材としてのルーフアーチにより剛性を維持しており、補強部材の無い面では剛性が低下している。これに対しハニカムルーフ構造では、ルーフパネル全面にわたり均一な剛性を得る事ができ、従来の補強部材の有する面とほぼ同等の剛性を確保できた。

この結果、ルーフアーチを廃止することが可能となり、ルーフシステムトータルとして軽量化をはかれた。

一方、制振性能を表わす特性として、一般的には損失係数が用いられる。図18に、ハニカムルーフライニングに用いられた制振層の温度変化に対する従来品との制振性能を比較した結果を示す。制振性能は、従来品に対して特に高温度域で優れており、約2倍以上向上している。また、制振、吸音一体化構造によりルーフパネル全面に制振適用が可能となった結果、ハニカムルーフライニングの制振性能は、従来の部分適用に対して更に向上した。

③防音効果

ハニカムルーフライニングによるロードノイズ高周波成分の低減効果を把握するために、車室内の音響エネルギー流の測定を行った。(図19)

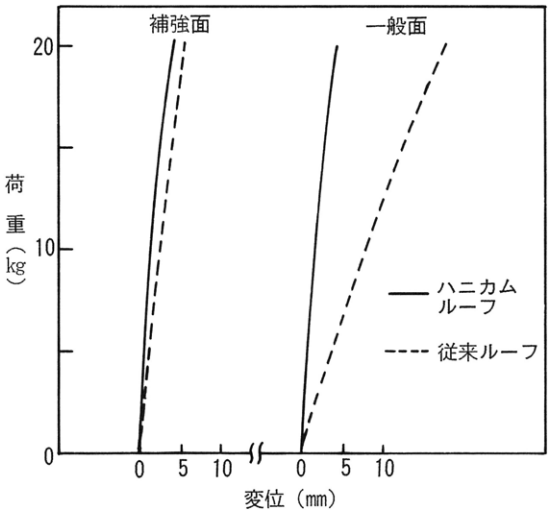



図17　ルーフパネル外板強度特性

ルーフライニング近傍の音響エネルギー流は反射することなくルーフライニングに向かって入射しており、ハニカムルーフライニングの吸音性の高いことが明確にわかる。また、制振性能の効果の一例として、車室内における雨音の評価結果を図20に示す。ルーフパネルの制振により、雨音による車室内騒音は従来品に比べ500Hz以上の中高周波領域で6 dB以上低減した。

図21に、比較的粗い路面上の走行時における車室内騒音レベルの測定結果を示す。

ハニカムルーフライニングは従来品に比べ、ロードノイズを3 dB低減できた。

(3) 生産技術性

ハニカムルーフライニングのもう一つの特徴として、ルーフライニング基材の高剛性化によりルームランプなどの内装部品を予めルーフライニン

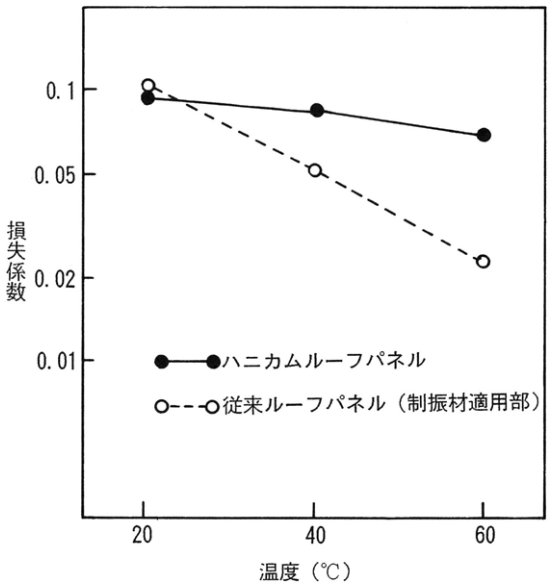



図18　ルーフパネルの制振特性

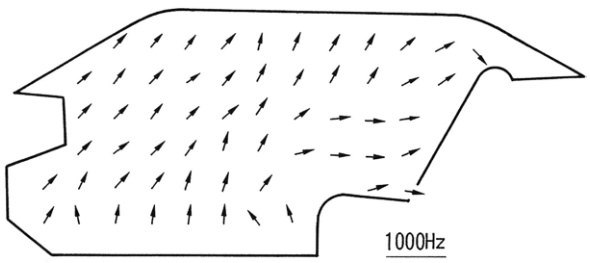



図19　ロードノイズに起因した車室内音響インテンシティベクトル

グに組みつける事が可能となり、ライン工数の短縮化と、加えて組付け性の向上を得る事ができた。こうした他の内装部品との一体化によるコスト低減、あるいはライン組付け工数削減なども、他機能防音材のもつ重要な効果である。

## 3. 実車への適用結果

今回開発したハニカム防音材をアコードインスパイアー／ビガーに適用した例について述べる。

図 22 に、比較的粗い路面上の走行時における車室内騒音レベルを示す。ロードノイズはこれら多機能防音材の適用により、従来車に対して車室内騒音を 4 dB 低減できた。

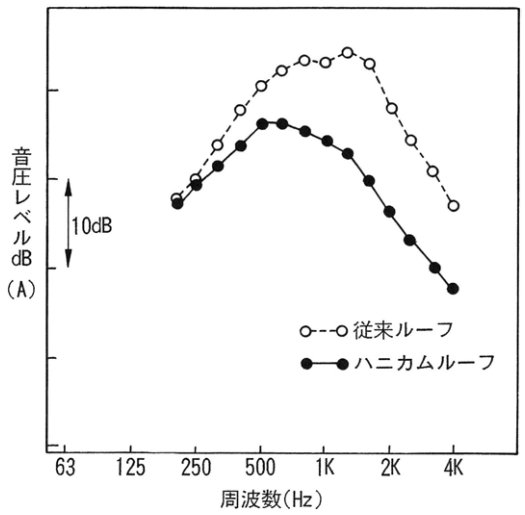



図 20　降雨時の車室内騒音

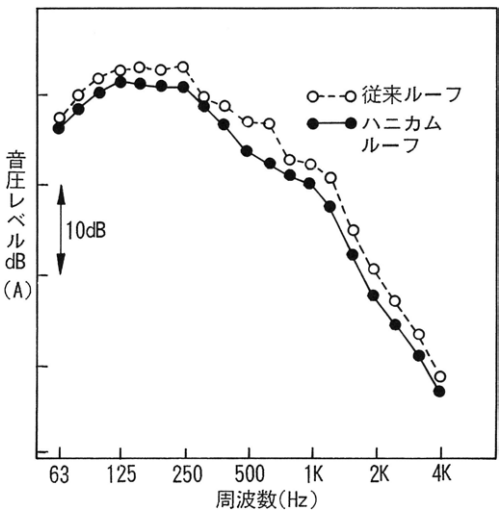



図 21　走行時車室内騒音

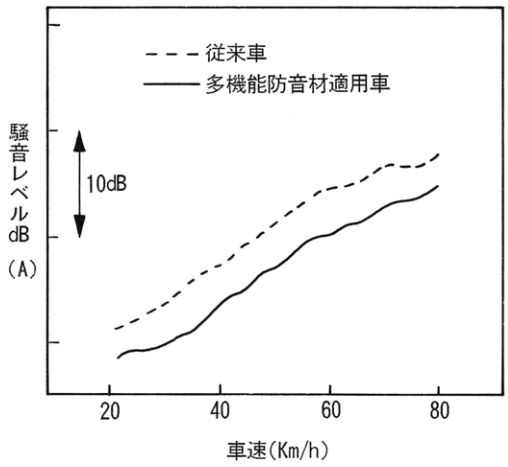



図 22　走行時車室内騒音

## 4. ま と め

防音材の多機能一体化、複合化といった観点から車室内騒音低減に対し、ハニカム構造をルーフライニング、フロア等の主要音響放射部位に適用した結果、軽量で、従来より優れた防音システムを開発することができた。

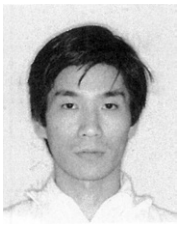
今後、環境保全につながる燃費向上を目的とした車体の軽量化は重要な技術課題であることから防音材料の素材面からの検討に加えて、防音材を適用するにあたっての最適化技術の構築等も必要となろう。

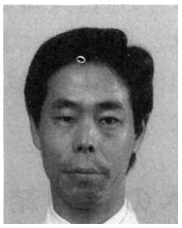
## 参 考 文 献

(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) 子安　勝、“吸音材料”;技報堂出版
(3) LEOL. BERANEK, “NOISE AND VIBRATION CONTROL”; McGraw-Hill Book Co.
(4) “Structural Sandwich Composites,” MIL-HDBK-23A (1968)

■著　者■


前　田　孝　司


山　下　　剛


中　村　光　勇

# 二輪車用リバースコントロールシステム

Reverse System Design for a Motorcycle

大田淳朗* 山形哲雄* 伊藤俊文*
Atsuo Ohta Tetsuo Yamagata Toshifumi Ito
根布秀秋* 内馬場孝一* 藤田晴康*
Hideaki Nebu Kouichi Uchibaba Haruyasu Fujita

## 要　旨

本論文では二輪車の後進挙動解析の結果と、量産車に搭載された二輪車後進装置の構造並びに制御方法の特徴について述べる。二輪車後進装置を開発するにあたり、先ず、後進時の力学的挙動を調べるために、コンピュータシミュレーションと走行テストを行い、適切な後退速度領域の設定を行った。次に、その速度領域に二輪車を制御するために、制御性の良い電動モータを動力源として選択し、マイクロコンピュータで制御する方法をとった。制御項目は他に、モータ電流の切り換え、後進動作を制御する論理、フェールセーフである。

## ABSTRACT

The results of analysis of motorcycles travelling in reverse are described here. The reverse system's structure and control system, as mounted on a production model motorcycle, is also described.

During development, travelling simulation and travelling experiments were performed to study the kinetic characteristics of reverse travelling. Hence, an appropriate range of reverse travelling speed was selected.

In order to easily control vehicle speed within these limits, an electric motor was chosen as the power source. The motor is controlled by a micro-computer. The control system also includes switching control of motor current, logical control of reverse travelling, and failsafe control.

## 1. まえがき

主に米国で発達してきた長距離ツーリングモデルは、快適な走行を追求する中で、大型フェアリング、大容量トランク、ラジオ／カセット等を装備することにより、その重量は300kgを越すまでになっている。

このような大型車は押して後進させるのが困難となり、駐車時などの取回しに制約を生じる場合があった。このため、四輪車と同じように動力で後進できる駆動装置が求められてきた。

二輪車の後進装置については、エンジンを動力源としたものが何例かあったが、一般化するには至らなかった。これは二輪車の後進が極低速度で行う必要があるのに対し、従来の例では前進と同じようにクラッチとスロットルで速度を微調整するため、使いやすさを得られなかったことによる。

この要求に対し著者らは、まず二輪車が後進する場合の挙動を速度をパラメータとして解析し、後進動作に適切な速度領域の設定を行った。

次に、その速度領域に二輪車をコントロールするため、制御性の良い電動モータを動力源として選択し、マイクロコンピュータで制御する方法をとった。このような構成をとることによって、設定された速度領域に車速を制御するとともに、操作系も簡易にすることができ、安定した後進動作が可能となった。

＊朝霞研究所



https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1990_2_5

本論文では、二輪車の後進運動解析、走行フィーリングのテスト結果、及び量産車に搭載された後進装置の例について、その構造と制御システムの特徴を解説する。

## 2. 二輪車の後進運動解析と後進速度の決定

二輪車後進装置を開発するにあたり後進時の運動特性についてコンピュータシミュレーションと走行実験を行った。

### 2.1 コンピュータシミュレーション

コンピュータシミュレーションに用いた数学モデルはR. S. Sharp[(1)]によって発表された前輪操舵二輪車の数学モデルと基本的には同じものである。すなわち、二輪車の力学状態を記述した線形微分方程式であり、その自由度はメインフレームの横変位、ヨー、ロール、及びメインフレームに対するステアリング角度の4つである。これを基に通常の二輪車の後進運動を表現するための改訂を行った。ここでは、運転者の操縦動作を考慮せず、二輪車後進時の基本的な運動特性を解析した。コンピュータシミュレーションは、この数学モデルの固有値を求めることにより後進時の二輪車の安定性を解析するものである。

前進時の二輪車の運動を表現するモードは、Sharp等の研究によりCapsizeモード(非周期的モード)、Weaveモード(1～4 Hzの周期的モード)、Wobbleモード(6～9 Hzの周期的モード)の3モードに分類されており、ここで行った後進時の運動計算についてもこの3モードと対比して行った。

図1に速度25km/hまでの前進時と後進時の計算結果を示す。Capsizeモードは、後進の場合も安定側にある。Weaveモードは後進時に速度の上昇に伴い発散性が大きくなっていく。Wobbleモードは後進時に速度の上昇に伴って極めて減衰が良くなる。これとは別に後進時に特徴的な非周期的モードが現れる。このモードは後輪操舵二輪車についての理論計算を行った研究報告[(2)]でFlopモードと称されたものである。このFlopモードは図1に示すように速度の上昇に伴って発散性が大きくなっていく。

以上、後進時の二輪車の運動はFlopモードとWeaveモードから、速度の上昇に伴って不安定性が強くなることが理解できる。従って、二輪車の後進には何等かの方法で速度を抑える機構を設け、運転者によって二輪車のバランスが保たれることが必要である。

### 2.2 走行テスト

実機による走行テストでは後進の動力に電気モーターを用い印加電圧を変えて後進速度を可変できる車を使用した。安定性を観るパラメーターとしてハンドルトルク、ロールレイトを測定するとともに、その場合の安定性に対する評点を運転者から得るようにした。直立安定度の評価は以下を基準とした。

直立安定度A:全く安定している
直立安定度B:バランスの乱れを感じる
直立安定度C:連続走行ができない

ハンドルトルク、ロールレイトは走行中の頻度分布を計算し、それらの偏差値を安定性の指標とした。図2にその解析方法の例を示す。

図3は速度1.0km/h～4.0km/hにおける後進時の安定性の測定結果である。ステアリングトルク

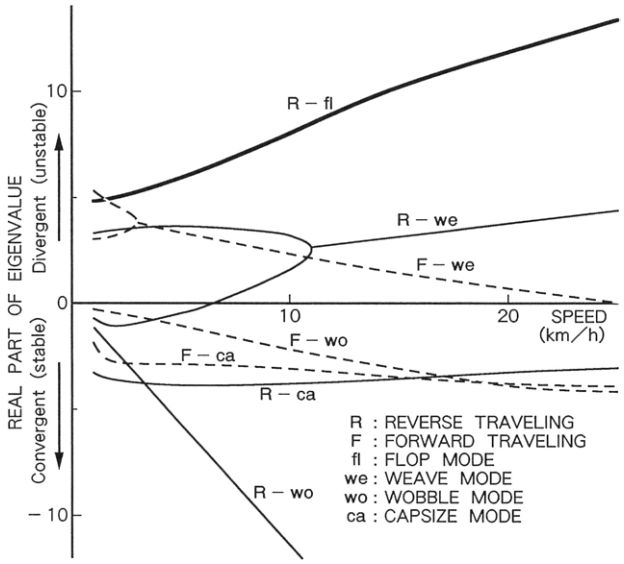



図1　前進及び後進時の固有値軌跡

の偏差値とロールレイトの偏差値は速度の上昇とともに大きくなり、前項での解析結果と一致する。ロールレイトの偏差値が速度 3.0km/h 以上で飽和しているのは運転者の対応能力の限界を示していると考えられる。

以上の測定結果から、後進走行が安定しているのはステアリングトルク偏差値 0.13kg·m 以下、ロールレイト偏差値 $1.5 \times 10^{-2}$rad/s 以下である。

その時の速度は運転者の身長を考慮すると 1.8km/h～2.2km/h であり、米国男性 95% に相当する身長 165cm 以上の運転者についてみると後進速度は 1.8km/h 以下である。

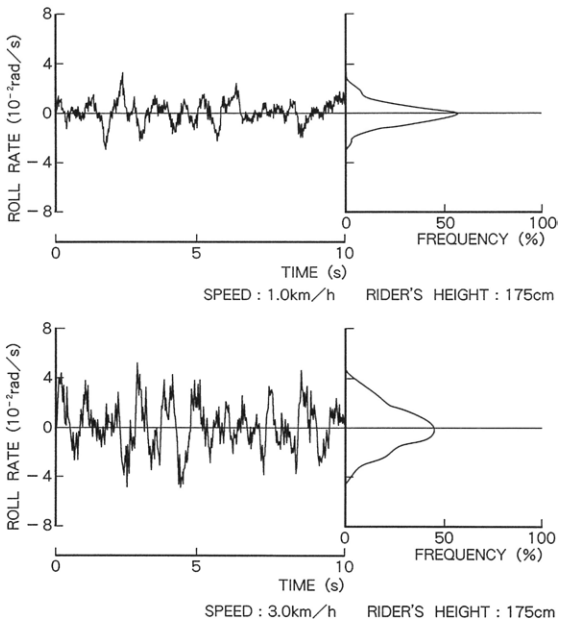



図２　後進時の安定性解析例

## ３. 二輪車後進装置の搭載例

ここでは、以上の結果にもとづいた二輪車後進装置の搭載例について、車速の制御方法に関連したフェイルセーフ等の周辺の制御、及び操作系の構造を中心に紹介する。この装置は 1988 年より GL 1500 に搭載されたものである。

### 3.1 開発のねらい

この後進装置は前述した安定速度の制御を行うことと、二輪車の特質から次を目標とした。

①後進速度は 1.8km/h を超えないこと

②後進装置は、方向転換等で用いられ、前進後進を繰り返す場合が多いことから、前進後進の切り換えが容易にかつ確実に行える操作系であること

③二輪車搭載部品は容量、重量の制約が大きいことから軽量かつ小型であること

### 3.2 リバースシステムの概要

以上の目標に対してシステムの構成要素を次の様にした。動力源は、制御性の良い電動モータを用い、これを始動用モータと兼用させることにより軽量化を図った。動力の切り換えは車体左側に設けたリバースレバーで行い、動力は後進切り換えギヤを介してファイナル軸から後輪を駆動する構造とした。(図 4、5)

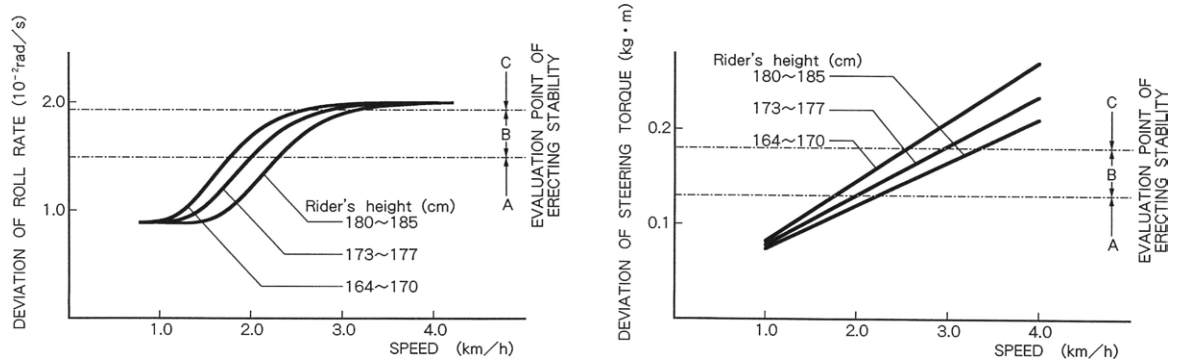



図３　後進時の安定性

後進車速は一定に保つよう帰還制御を行った。この制御は 4bit マイクロコンピュータで行い、エンジン始動と後進作動とのモード検出とモータ電流経路の切り換え制御後進作動を制限する論理制御、フェールセーフ制御などをあわせて行う構成とした。(図 6)

### 3.3 動力

動力源は次の条件を満たすことが必要である。

①必要な駆動力に対して充分なトルクがあること

②顧客が行う後進動作の繰り返しに対し充分な耐久性をもつこと

必要な駆動力はこの車の最大積載時の重量と、市場から得られた実用上の最大登坂斜度から求めた。本装置では、これらはそれぞれ 580kg、12 度でこの時の必要最大トルクは駆動輪で 400Nm である。このトルクをスタータモータで発生させるため 667.6:1 の減速機構を設けその一部を図 7 のごとくスタータモータに内蔵させた。

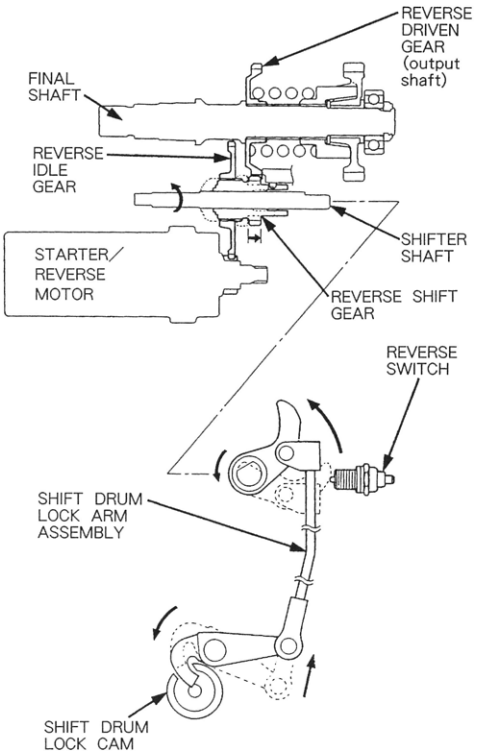



図 5　動力伝達機構

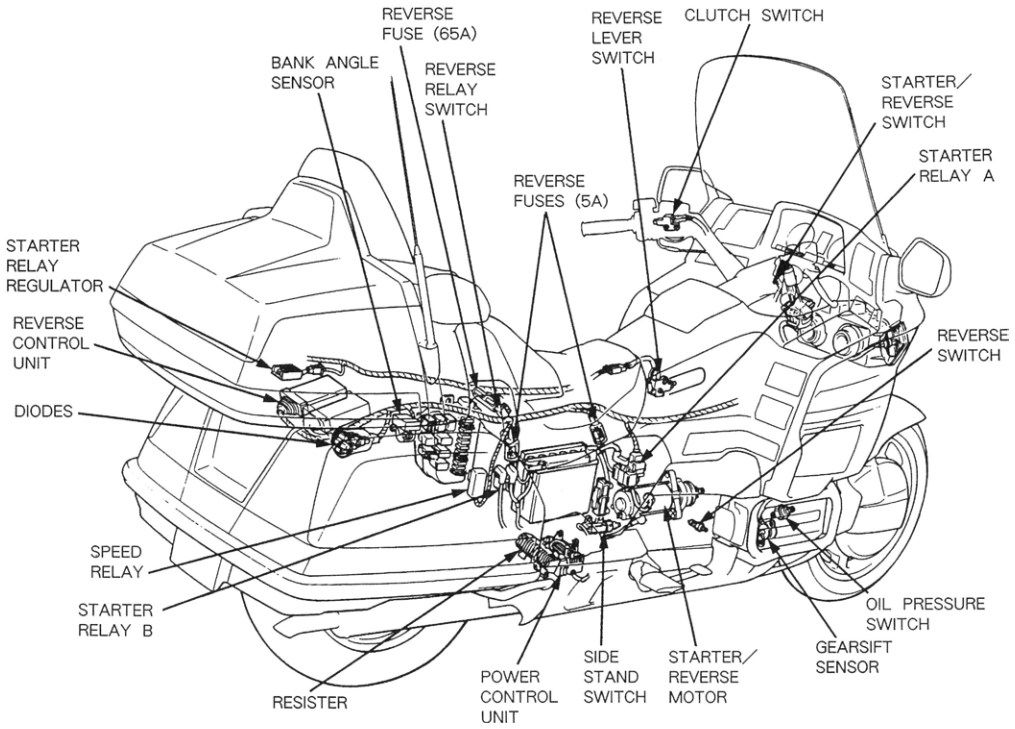



図 4　始動／後進機構

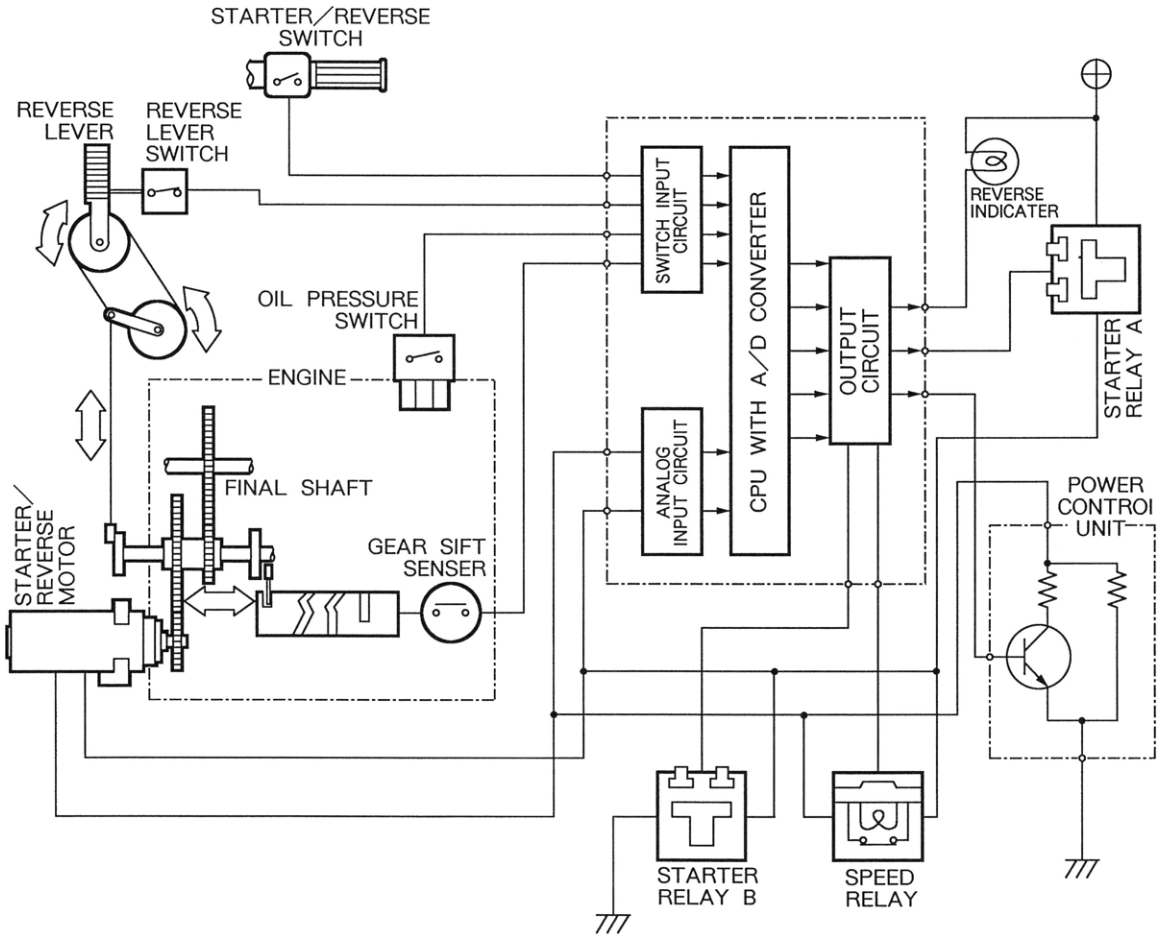



図６　制御機構

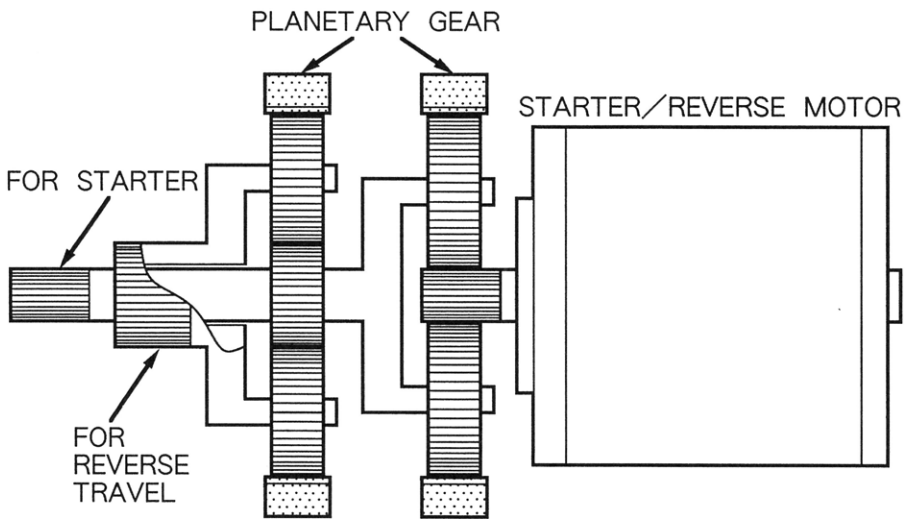



図７　始動／後進用モーター

繰り返しの後進操作に対する耐久性は主にモータ電流と運転時間に関係する。図８はこのモータの特性である。ここにみるように始動時の運転域は 90～150A の範囲である。これに対し、後進時は 30～90A の範囲で必要なトルクを発生させることができこれは始動時に比べ約 30% と小さい。一方、二輪車の後進操作は始動回数より少なく、短時間であると推定できる。従って、このような構成では後進用動力を始動用モータで兼用することができ合理的な構成であるといえよう。

### 3.4 制御系

(1) 車速制御

後進時の車速は、路面の変化に対し設定した車速を越えないものでなければならない。本装置では車速を検出してモータ電流をトランジスタで断続制御することによって、これを実現している。

後進車速はモータ電圧で代表する。直流モータの端子電圧は式 (1) で表される。

$$V_M = V + R_M I_M \qquad (1)$$

$V_M$：モータ端子電圧
$V$ ：モータ逆起電圧
$R_M$：モータ内部抵抗
$I_M$：モータ通電電流

ここでモータ内部抵抗は微小であるため近似的にモータ端子電圧とモータ逆起電圧は等しくなる。モータ回転数 N と車速 $\upsilon$ は式 (2) (3) となる。

$$N = a V \qquad (2)$$
$$\upsilon = b N \qquad (3)$$

N ：モータ回転数
a. b：定数

式 (1) (2) (3) より車速 $\upsilon$ は式 (4) で表せる。

$$\upsilon = a b V_M \qquad (4)$$

つまり a、b を予め測定しておけば近似的に車速をモータ端子電圧で代表することができる。図９に車速とモータ端子電圧の関係の測定値を示す。

車速の誤差を更に少なくするために、モータ通電電流が少ないパワユニット内のパワトランジスタが OFF の状態の時のみ、モータ端子電圧を検出することとした。これによって、モータの電圧降下 $R_M$ $I_M$ をより少なくでき、検出精度があげられる。(図 10)

車速制御は帰還制御によりパワユニット内のトランジスタをチョッピング制御することで行い車速を 0.7～1.4 km/h に保っている。又、下り坂に対しては、車速が 1.8km/h 以上でモータの通電を停止し車速の増加を防いでいる (図 11)。図 12 はこれらの作動を示したものである。

モータの電流を制御するパワユニットは抵抗とトランジスタで構成されている。モータ電流は抵

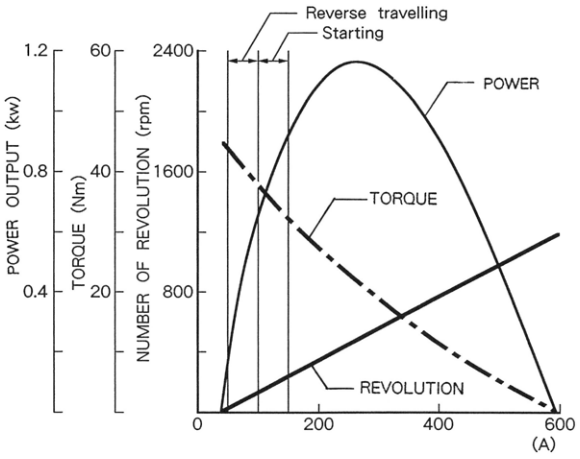



図８　始動／後進用モーターの出力特性

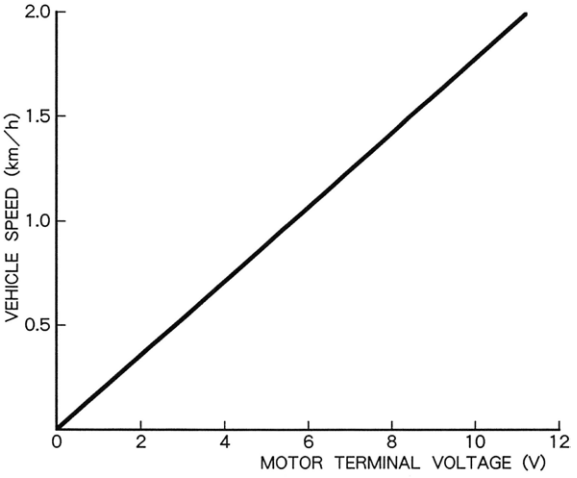



図９　モーター端子電圧・後進速度特性

抗で二分割されたのち、一方をトランジスタでチョッピング制御する。このようにすることでモータ通電開始時の大電流を抵抗に流すとともに後進中のパワトランジスタの電流を押さえトランジスタの小型化を図っている。

(2)起動制御

後進開始時のショックを緩和し発進をスムーズにすることは安定感に効果が大きい。本装置では図13に示したようにモータONから一定時間は抵抗のみに電流を流し、それ以後はパワトランジスタの電流を徐増するようにして起動時に過大なトルクが発生することを抑制している。

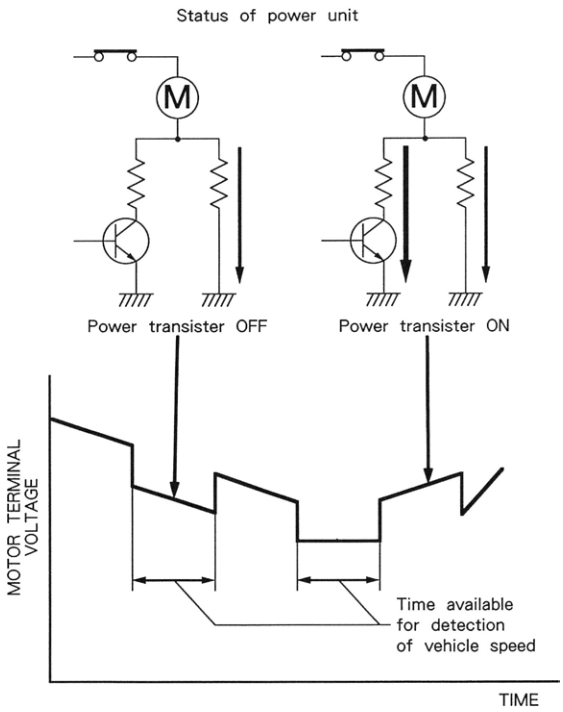



図10　後進速度検出

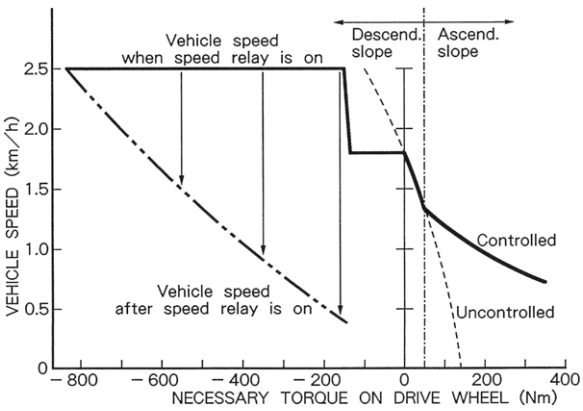



図11　後進車速制御

### 3.5 フェールセーフ

(1)過負荷検出

急な上り坂や高い段差があった場合に後進を続けるとモータに大電流が流れ、パワユニットやモータを損傷させる可能性がある。これを防止するため、過負荷時モータ通電を停止し各ユニットを保護するようにした。

車速が0.4km/h以下になり、その状態が予め設定された時間継続するとコンピュータが過負荷と判定しモータの通電を停止する(図14)。過負荷検出の設定時間を設けているのは、段差を乗り越す場合や起動時に一時的にモータ端子電圧が低下してもモータの通電を停止させないためである。

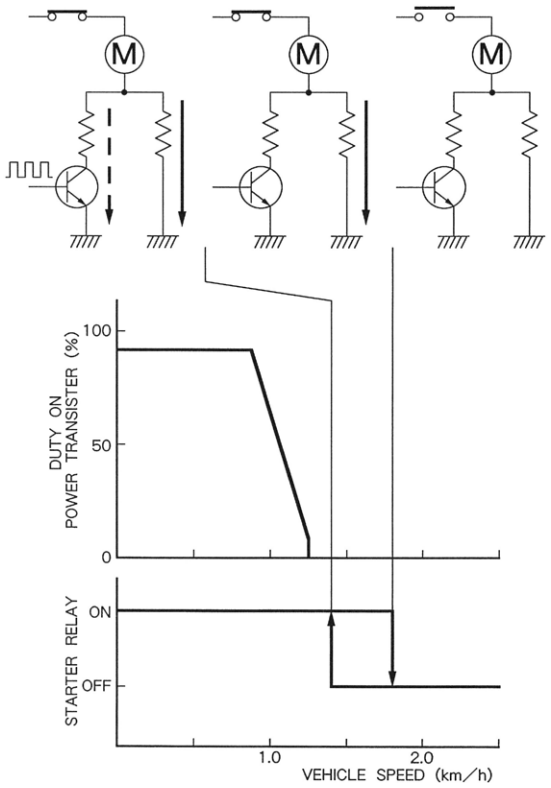



図12　後進時のパワーユニット動作

(2)過大車速検出

何らかの手段により車速を異常に増加させるとモータの破損を招く恐れがある。これに対し本装置は、速度を抑制する機能を備え、2.5km/h に車速が達するとモータを発電させ、その発電制動トルクにより車速を抑えるものである。

作動時の制動トルクは後輪軸で 800Nm となり、30° の下り坂でも車速は 2.5km/h 以内におさえられる。作動時の電流経路を図 15 に示す。

### 3.6 操作系

図 16 に示すように、後進の操作を簡単で分かり易いものとするため、操作箇所を 2 ヶ所のみとした。操作順序は、まず車体左側に設けたリバースレバーを引きギヤを切り換えメータパネル中のリバースインジケータが点灯することを確認する。次にスタータ／リバーススイッチを押すことによって後進が開始される。この時、後進作動条件が満たされない場合はリバースインジケータは点灯せず、後進は出来ない構造とした。

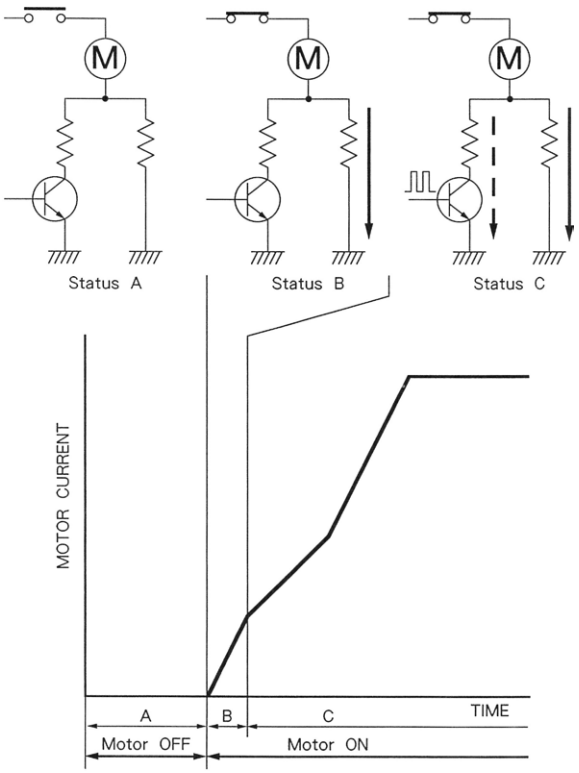



図 13　起動制御

尚、後進作動条件は次の 3 項目である。

①エンジンが始動していること

②サイドスタンドが収納されていること

③ミッションシフトポジションがニュートラルであること

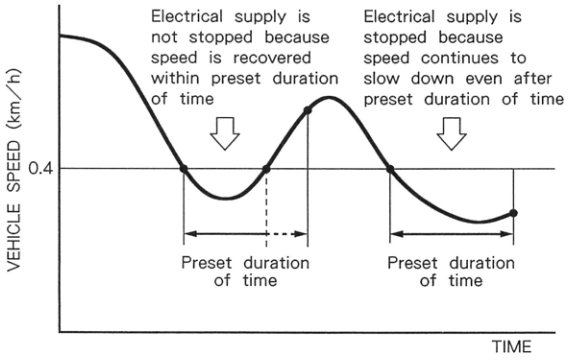



図 14　過負荷検出

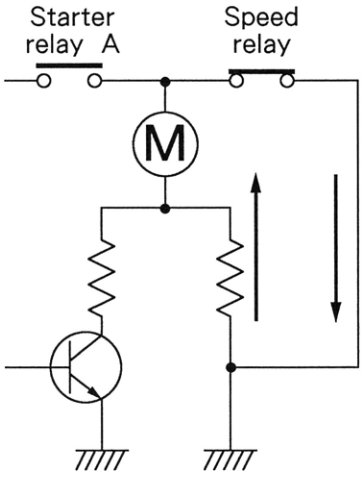



図 15　過大車速検出時の電流経路

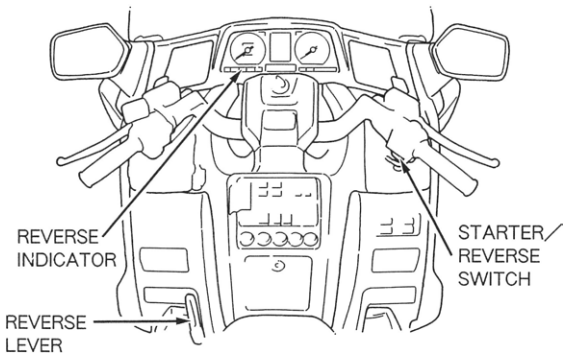



図 16　操作機構

又、スタータ／リバーススイッチはエンジンが停止している場合は通常の始動スイッチとして働くよう論理を構成している。このように、後進と始動の条件を集中制御することにより、シンプルで使いやすい操作系となっている。

### 3.7 消費電流

後進作動時の消費電流は図17に示すように駆動輪に必要なトルクで30-90Aである。バッテリの充電量と放電量のバランスは実際に走行したモードで、1時間に1回12mの後進走行（最大負荷90A）を上限に設定した。この条件で充電量が放電量を上回るように発電容量を設定した。

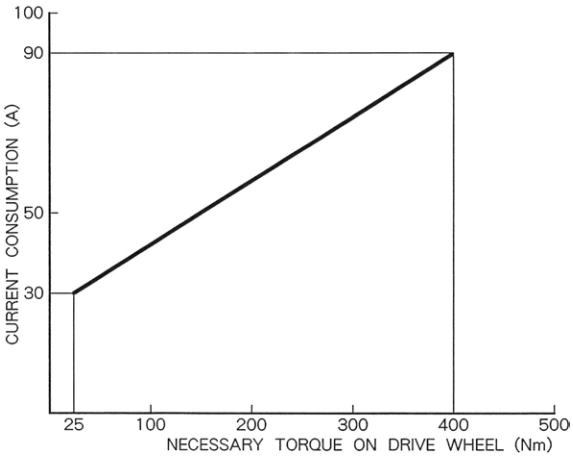



図17　後進時の消費電流

## 4. まとめ

乗車状態で行う二輪車後進時の安定性の多くは車速に依存し、ある車速以下では安定した挙動を示す。このことから、この速度領域に車速を制御することが二輪車後進装置に最も要求される性能である。

本装置では動力源として電動モータを採用し、マイクロコンピュータ制御による速度制御機構を備え、この要求性能を達成した。更に電動後進装置はエンジン駆動後進装置に対し次のような長所がある。

①スロットル操作、クラッチ操作が不要であり操作系を簡単にできる

②車速や、フェールセーフ機能の構成が容易である

このような長所を活かすとともに、後進用モータと始動用モータの兼用による軽量化や十分な発電容量の設定により、安定性が良く操作のし易い後進装置が開発できた。

## 謝　辞

本論文の作成、及び二輪車後進装置の開発に対して御協力頂いた関係各位に深く感謝する。

## 参考文献

(1) R. S. Sharp: “The Stability and Control of Motorcycle” Journal of Mechanical Science, vol. 13 No.5, August 1971, pp.316-329

(2) R. Shcwarz: “Accident Avoidance Characteristics of Unconventional Motorcycle Configuration” Society of Automotive Engineers, 1979

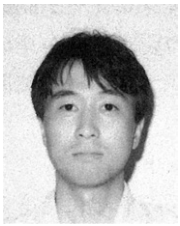
(3) 井口雅一:“二輪車の運動力学” 機械の研究 7-8 1962

(4) 井口雅一:“前後輪操舵二輪車の操安性についての基礎的研究” 自動車技術会論文集 No.32 April 1986

(5) 永井正夫:“人間－二輪車の制御特性” 第9回制御理論シンポジウム May 26-28 1980

(6) 大川光吉:“永久磁石回転機” 総合電子 1975

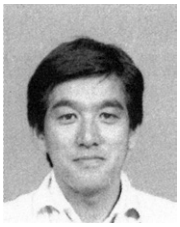
■著　者■



大　田　淳　朗


山　形　哲　雄


伊　藤　俊　文


根　布　秀　秋


内馬場　孝一


藤　田　晴　康

# 携帯発電機 EX300 の開発

Development of EX300 Portable Generator

藤井 茂* 清水元寿* 為近隆男*
Shigeru Fujii Motohiro Shimizu Takao Tamechika

## 要 旨

従来型携帯発電機では、所定周波数の交流を出力するために発電機に直結するエンジンの回転速度を一定に保つ必要があり、これが携帯発電機の軽量化・小型化を阻む一因となっていた。

しかし、交流の出力周波数を電子的に制御するインバータ技術の採用により、発電機すなわちエンジンの回転速度を任意に設定することが可能となった。そして、より軽量で小型の携帯発電機が開発された。

この携帯発電機は、80% デューティの矩形波交流を出力し、内蔵するトランジスタや電子部品のみならず、その発電機に接続して使用する種々の電気機器を保護する機能および起動補償の機能等を備える。

## ABSTRACT

The requirements of keeping the engine revolution speed within a fixed range to generate an alternating current (AC) of specified frequency has been an obstacle to making a portable generator more lightweight and compact.

The application of inverter technology, however, has made it possible to vary the engine speed by electronically controlling the frequency of the generated AC, thus realizing a lightweight and compact portable generator.

It produces an 80%-duty, square-wave AC to safeguard its transistor and other electronic components as well as any various electrical appliances mated to it, while ensuring safe starting.

## 1. まえがき

“EX300”は発電機にインバータシステムを採用したもので、従来式モデルの“E300”と比較して重量は半分以下となった。さらに、スイッチによる 150W／3,000rpm と 300W／4,500rpm の二通りの出力の選択が可能になり、低出力時には 50dB(A)／7m という低い騒音レベルを達成した。

25 年前に販売された携帯発電機“E300”は、小型軽量の一体構造で好評を博し、当時のユーザーから高い評価を得た。[1] しかしながら、携帯発電機に対する市場の要望や他メーカーの製品の出現に刺激され、以後“E300”は、より高出力化、大型化の道を辿り、現在では 550W の製品となっている。

ところで最近の市場調査によると、図 1 に示すように携帯発電機で使用する電気機器は、照明器

| 照明器具 | TV ラジカセ | 電動工具 |
|---|---|---|
| 59 % | 25 % | 16 % |

図 1 携帯発電機におけるユーザーの使用機器

＊朝霞東研究所



https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1990_2_6

具が 59% で最も多く、次いでＴＶ、ラジカセ等が 25%、残りが電動工具である。

これらの電気機器において、照明では蛍光灯の普及、ＴＶ、ラジカセ等ではトランジスタＩＣ（集積回路）の採用により、この 20 年間にその消費電力は大幅に低減された。したがって最近になり、再び 300W クラスの携帯発電機に対する市場要望が高まった。

一方、低騒音化も市場の要請であり、法的な規制は今や世界的な傾向である。例えば欧州では、欧州騒音規制（EEC CONSTRUCTION EQUIPMENT NOISE LEGISLATION）が、施行されようとしている。(2) 1 KW 以下の携帯発電機の騒音は、他のエンジン駆動発電機に比べかなり低いレベルであるが、図２に示すように、レジャー用に多く使用されており、それらの使用環境を考慮するとさらに低騒音化されるのが望ましい。

## ２．概　　要

### 2.1. 基本コンセプト

ＥＸ300 の基本コンセプトは、小型軽量で、低騒音、かつ可搬性の良い携帯発電機の実現である。そのために次にあげる目標を設定した。

(1) 定格出力：300W

(2) 騒音レベル：50dB（A）7m at 150W／3,000rpm

(3) 完成機重量：7.5 kg

定格出力は、前述の市場背景を考慮して設定された。定格出力の設定の前に、重量と出力との相関性について検討したところ、発電機の出力を 300W 以下とした場合、定格出力減少に見合う重量軽減効果を見いだせなかった。図３は、発電機の出力と重量との関係を示す。

騒音レベルは、現在、販売している低騒音型携帯発電機の騒音レベルと同等とした。

| レジャー | 非常用（停電） | 業務用 |
|---|---|---|
| 48 % | 31 % | 21 % |

図２　携帯発電機におけるユーザーの使用目的

発電機の完成機重量は、インバータシステムの採用を前提として設定したが、低騒音化と軽量化は相反する関係にあるため、最終重量は 8.5kg となった。

### 2.2. インバータシステムの採用

従来の携帯発電機のエンジンは、単相２極オルタネータを駆動するため、交流出力の周波数に同期した回転速度で運転される。すなわち、出力が 50Hz の場合、エンジンは 3,000rpm で運転される。

インバータシステムは、オルタネータ出力を電子回路を用いて整形することにより、交流出力を得る。したがって、エンジン回転速度は任意に設定できる。この利点は、軽量化の目的で、高出力を得るため、エンジン回転速度を高くしたり、低騒音化のためにエンジン回転速度を低くしても、一定の周波数の交流出力が常に得られることである。(3)

したがって、小型軽量で、しかも低騒音で高出力が得られなければならないモデルにとって、このインバータシステムの採用は最良の選択である。

### 2.3. 概　要

図４に EX300 の外観を示す。

発電機のエンジンは立軸構造であり、オルタネータはその下に位置し直結されている。

(1) エンジン：エンジンは２サイクルの片支持クランク式で、あわせてノースリーブアルミシリンダを採用した。同出力の４サイクルサ

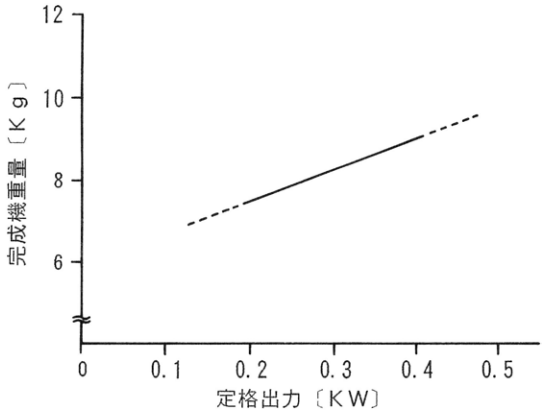



図３　発電機の出力と重量関係

イドバルブエンジンと比較して、25% の軽量化となった。

(2) オルタネータ:オルタネータ(アウターロータ式)はロータ 16 極、ステータ 24 極で三相高周波交流を発生する。重量は同出力の単相コンデンサ励磁式オルタネータと比較して、60% の軽量化となった。

(3) 外　装:外装構造は図 5 に示すように、両サイドをアルミニウムの押し出し材で、前後を樹脂のパネルカバーで囲い、剛性を持たせた外殻フレーム構造を採用している。

(4) 冷　却:この発電機は、隔壁によってキャブレタ及び電子回路ユニットの低温部と、エンジン及びマフラの高温部に区分され、その間にはシロッコタイプの冷却ファンがある。

(5) 低騒音化:吸気システムはエアクリーナと、エンジンの排気量の 10 倍の吸気チャンバからなり、排気システムは、エンジン排気量の 20 倍の容量の 2 チャンバマフラで構成され、エンジン騒音を低減している。あわせて、シリンダとシリンダヘッドをシュラウドで覆うことによって、騒音を低減している。

## 3. システム

システムを図 6 に示し、以下に概説する。

### 3.1. オルタネータ

ロータを 4,500rpm で駆動することにより、ステータ巻線に 600Hz の三相高周波交流が誘起する。

### 3.2. レギュレータ

誘起された三相高周波交流は、レギュレータで一定電圧の直流に変換される。この電圧は、インバータによって交流出力に変換された後には、矩形波の波高値となる。

### 3.3. インバータ

四つのパワートランジスタのブリッジ接続で構成されたインバータは、スイッチング信号に従って、直流を 50Hz 又は 60Hz の単相交流矩形波に変換する。

### 3.4. 発振器

発振器は、交流出力の 10 倍の周波数で発振し、スイッチング制御部にタイミング信号を送る。

### 3.5. スイッチング制御部

スイッチング制御部は、発振器と過電流検出部からの信号を受けてインバータを制御する。

発振器からのタイミング信号を用い、通常は直流を 80% デューティの矩形波に変換するスイッチング信号をインバータへ送る。また詳細は後述するが、負荷状況を検出する過電流制御部からの信号によって、出力を停止したりチョッパ出力にしたりするインバータ制御の信号を発する。図 7 はチョッパ出力を示す。

### 3.6. 過電流制御部

過電流制御部は、出力電流を監視し出力の状態に応じ電気機器の負荷特性に対応させたり、サー

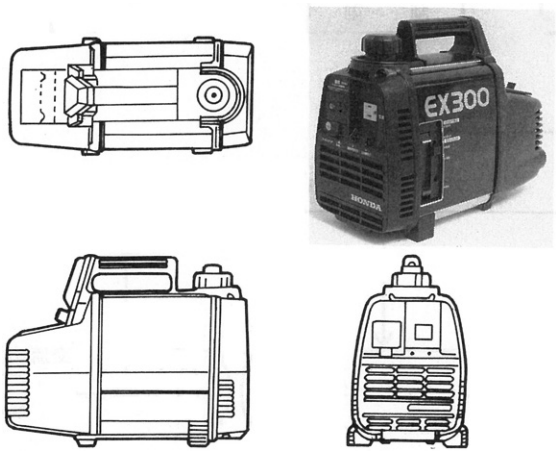



図 4　EX300 の外観

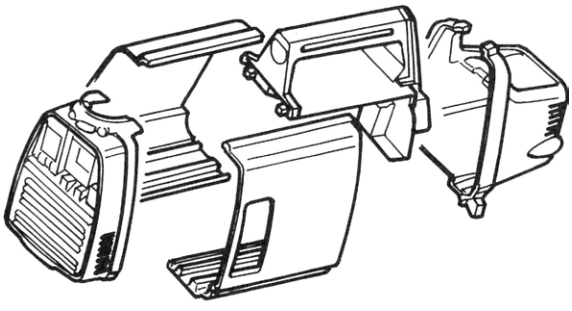


図 5　EX300 の外装

キットプロテクタ的機能をインバータ式発電機に持たせるため、スイッチング制御部を次のように制御する。

定格の 250% 以上の電流を検出すると、交流出力がチョッパ出力になるように信号が出される。また定格出力値の 130% 以上の電流を 10 秒以上継続し検出すると、スイッチング制御部へ出力を停止する信号を出す。出力が停止した場合、過電流制御部をリセットするには、エンジンを一旦止め、再始動する。

### 3.7. 出力電圧検出

出力電圧検出は、容量性電気機器による高電圧を検出した場合、電圧を調整する。

### 3.8. コンデンサ端子電圧検出

コンデンサ端子電圧検出は、レギュレータ内の電解コンデンサの端子電圧を検出する。そして、端子電圧が高い場合には、電解コンデンサの破壊を防止するため、インバータを停止させる。

## 4. 出 力 波 形

一般に、電気機器は正弦波商用電源で使用されるように設計されている。もちろん、多少歪んだ正弦波を出力する従来の発電機での使用も可能である。

したがって、矩形波出力の採用には、様々な種類の電気機器に予期せぬ影響がでるのではないかという懸念があった。以下に、電気機器に対する矩形波の影響について述べる。

電気機器には交流波形の実効値を検出し、動作するように設計されたものがある。したがって、もしそれらに波形率 1.0 の矩形波が供給されたとすると、誤作動したり、動作しない場合がある。直流モータの制御回路や、簡単な直流電源を持つ電気機器がこれに該当する。バッテリインバータの中には、作動電圧が商用電源電圧の 110% に設定されているものがあるのはこの理由による。

またトランスは、巻線に電流が流れることにより、コアに誘起される交番磁界で渦電流損が生じ、温度が上昇する。[4]

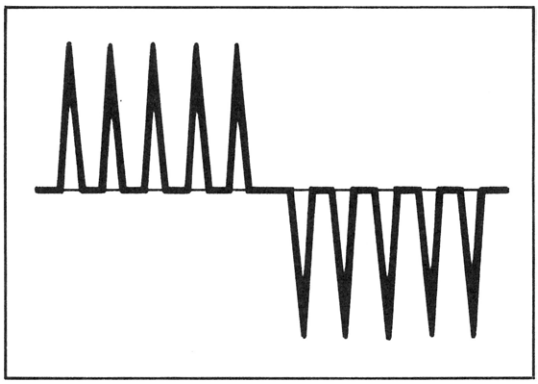


図 7　チョッパ　出力波形

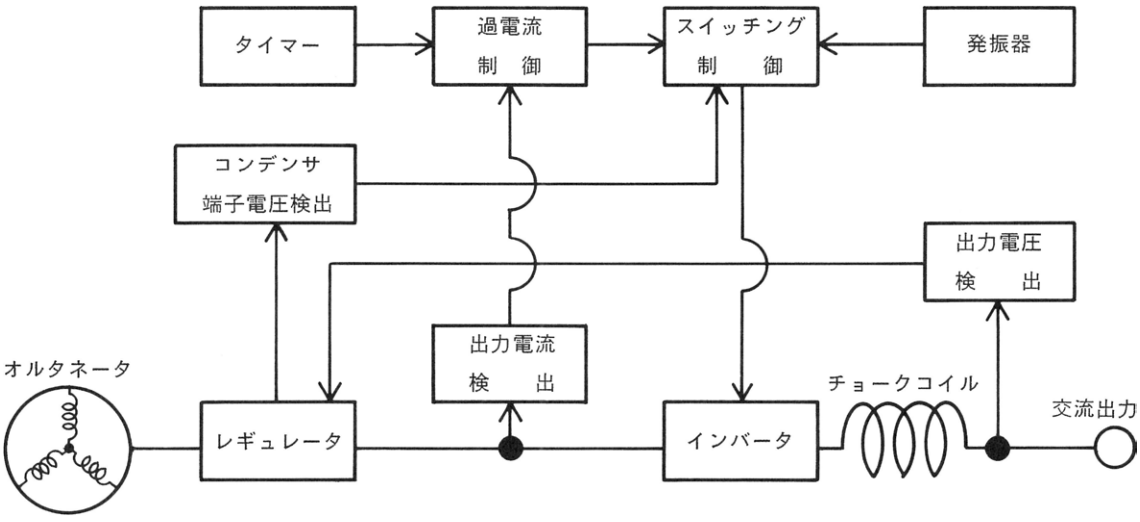



図 6　システム

しかも交流の高調波成分が多いほど、コアの材料の特性による渦電流損が増し、温度が上がる。なお、高調波は、交流波形の波形歪で代表される。このような電気機器として、蛍光灯や水銀灯の内蔵トランスがある。

したがって、波形に敏感な電気機器のために、矩形波の波形率を正弦波の波形率に近づけ、また、波形歪を最小にする必要がある。

インバータシステムでは、電気機器に対する影響をできるだけ少なくするために、矩形波であっても波形定数が正弦波に近づくように、波高率とデューティの割合を検討した。その結果、波高率1.12、デューティ80%のとき、歪率は最小になり、波形率は正弦波と同じ値になった。これらの関係を図８に示す。

図９に波形と波形定数の比較を示すが、デューティ80%の矩形波は、単なる矩形波より優れていることがわかる。実際のシステムにおいては、波高値はレギュレータで安定化された直流電圧値である。一方、10進カウンタICとゲートICの組み合せからなる発振回路は、デューティ80%を正確に維持するために、スイッチング制御部に電源周波数の10倍の周波数(電源周波数60Hzならば600Hz)の信号を送っている。

このデューティ80%の波形で種々の電気機器を使用したが、正弦波に比べ負荷電流は多少異なるものの正常に動作した。また、蛍光灯の内蔵トランスの温度は、正弦波の電源の場合に比べ約9℃の上昇にとどまった。

## ５．過負荷時の動作

携帯発電機の主用途は、すでに記述したようにモータやランプである。インバータ発電機も従来式と同様に、それらを起動、あるいは点灯できなくてはならない。モータや白熱灯のような電気機器は、起動時に定常運転状態以上の起動電流が必要である。したがって一般にエンジン発電機は、定格出力よりも大きな出力を瞬間的に供給できるように設計される。

インバータシステムでは、過電流に対するトランジスタの保護が重要な課題であった。なぜなら、過電流によってトランジスタが破壊に至るからである。以下に、モータ、およびランプ起動と負荷短絡の場合を考慮した過負荷時の、インバータシステムの動作を述べる。

### 5.1. モータ

モータの始動時には、安定期の数倍の電流が数秒間にも亘り流れるが、モータ始動時電流とその時間の特性は、電気機器の種類により異なる。

電動工具に内蔵されている整流子モータよりも、コンプレッサに内蔵されている誘導モータの方が、始動電流が多く始動時間も長い。コンプレッサを発電機で使用する場合、コンプレッサの定格出力の３倍以上の定格出力を有する発電機を使用することを、メーカーでは勧めている。

EX300においては、業務用の大型コンプレッサの使用は考えなくて良いが、発電機定格出力と同等の定格出力を有する電動工具の使用は、想定する必要がある。

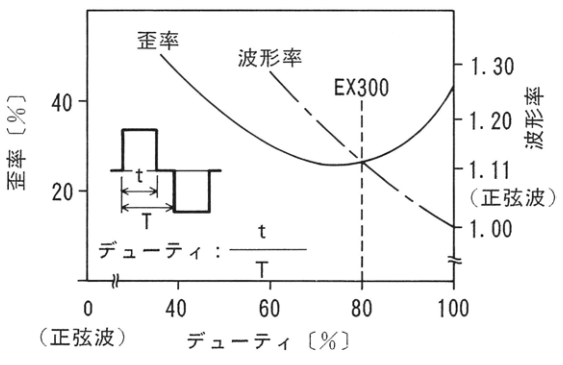



図８　矩形波の波形定数

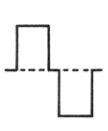
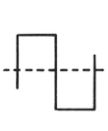
| | 80%デューティ矩形波 | 矩形波 | 正弦波 |
|---|---|---|---|
| |  |  |  |
| ピークレシオ | 1.12 | 1.00 | 1.41 |
| 波形率 | 1.12 | 1.00 | 1.11 |
| 歪率 | 26.2% | 48.3% | 0% |

図９　波形定数の比較

したがってＥＸ300 は、その定格出力相当のモータの起動を考慮し、定格電流以上の充分な電流が出力できる余裕あるオルタネータ出力と、それに合わせて、インバータのトランジスタが破壊に至らないための保護機能を装備した。(5)

具体的には、最大の 450W 出力が可能なオルタネータを採用し、また、インバータには定格電流の３倍のコレクタ電流を持つトランジスタを使用している。それに加え保護回路は、過電流を検出してから 10 秒経過しないと、出力が停止しないようにしている。

なお、駆動するエンジンは、オルタネータと発電機電気回路の総合効率 70% をベースに、0.65KW 以上を連続して出力できるものを採用している。

### 5.2. 白熱灯と負荷短絡

白熱灯のフィラメントの電気抵抗は冷時には極めて低く、赤熱するまでの電流は著しく大きい。このフィラメントを予熱する電流は、ラッシュ電流と云われている。

定格 300W の従来式発電機を使用して 300W の白熱灯を点灯した場合の、ラッシュ電流、および電圧を図 10 に示す。瞬間的に 8.5A の電流と、電圧が低下しているのが観察される。

このラッシュ電流は、インバータシステムにおいては、レギュレータの中の平滑コンデンサから放電される電流である。そのためトランジスタは、オルタネータの出力よりも大きい電流によって、破壊する危惧があるため、トランジスタの保護機能が必要となる。

しかし、単に大電流を検出した瞬間に出力を停止する動作では、フィラメントの予熱が不十分のため、白熱灯を点灯することができない。

そこで、ＥＸ300 は次のようなトランジスタの保護機能をもつ。

出力電流検出部が著しい過電流を検出すると、通常の出力から、0.5msec 毎に ＯＮ／ＯＦＦ を繰り返すチョッパ出力に変わる。そして負荷状態が改善されれば通常出力に戻るし、10 秒を越えて過電流が流れ続ける場合には出力が停止する。

チョッパ出力になるための過電流には、定格出力の 250% と、330% の二つのレベルがある。前者は、電流増加が 25A／msec を越える場合に、後者はそれ以下の場合に対応する。このように設

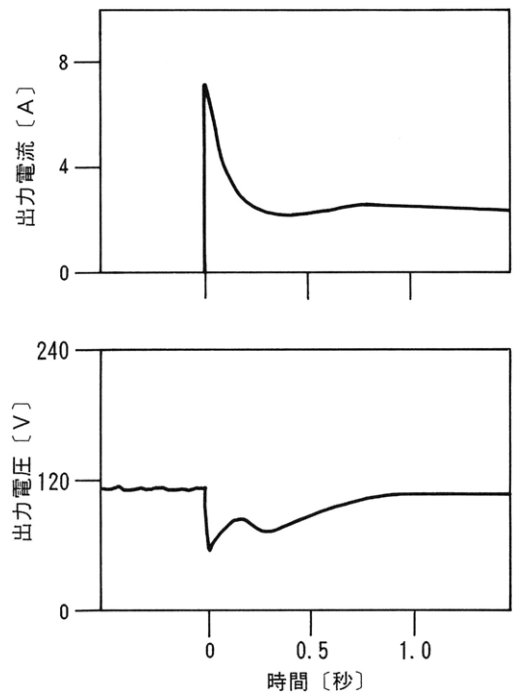



図 10　白熱灯点灯時の特性（従来式発電機）

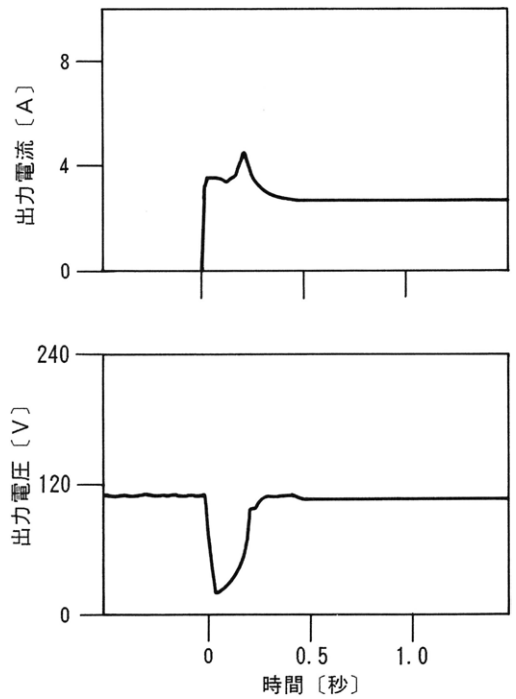



図 11　白熱灯点灯時の特性（EX300）

定する理由は、トランジスタの発熱は、電流と導通時間に依存するので、電流増加率が低い場合には、早めにチョッパ出力に切換えて、トランジスタの破壊を防ぐためである。

すなわち、チョッパ出力で、白熱灯のフィラメントを1秒以内で点灯するのに充分な予熱をして、かつトランジスタを破壊しないようにしている。

図11に、EX300を使用した白熱灯の点灯を示す。

ランプの点灯後すぐにチョッパ出力が供給される。そしてフィラメントが予熱され、フィラメントの電気抵抗の増加によって電流が降下する様子がわかる。

一方、負荷短絡の場合には、大電流が流れ、その状態が回復されないので、チョッパ出力もやがて停止し、トランジスタは保護される。

前述のチョッパ出力開始の過電流レベルと、電流供給時間の10秒は、種々の電気機器と短絡状態をテストして設定された。

## 6. 出力電圧制御

照明器具である蛍光灯や水銀灯は、本来は効率が悪く、効率改善用のコンデンサを内蔵するものが多い。このような電気機器の負荷特性は、EX300の出力波形に影響を与える。既に述べているように、出力電圧波形には、1周期に20%の電圧0Vの休止区間がある。この電圧0Vの休止区間で電気機器の前述のコンデンサが、図12に示すように、放電し出力電圧の実効値を増大させる。発電機の電気回路に対する問題はないが、電気機器に対しては、高い実効値の交流電圧を供給することになるので、電気機器を故障に至らせる惧れがある。

インバータシステムでは、出力電圧の実効値を検出し、レギュレータ部にフィードバックして、出力波形の波高値に相当する直流安定化電圧を下げ、実効値の上昇を防いでいる。EX300ではこの様な機能が動作しない場合に40%も実効値が上昇するような高効率型の水銀灯に対して、その実効値を10%程度の上昇に抑制することができた。

## 7. 並列運転

このクラスの携帯発電機は、家庭用であるから、負荷短絡に対する保護対策のみならず、商用電源あるいは他の発電機との並列運転に対しても故障しないような配慮が必要である。負荷短絡に対する保護機能については既に述べているので、以下は並列運転に関する記述をする。

並列運転で相手側電源の交流位相が逆相になる場合、著しく大きい電流が発電機の電気回路に逆流し前述の保護機能が作動するよりも早くトランジスタを破壊するという事態が想定される。そのため、インバータ発電機の出力端にチョークコイルを直列に配置し、トランジスタに流れ込む電流の電流増加率の抑制を計った。このようにして、

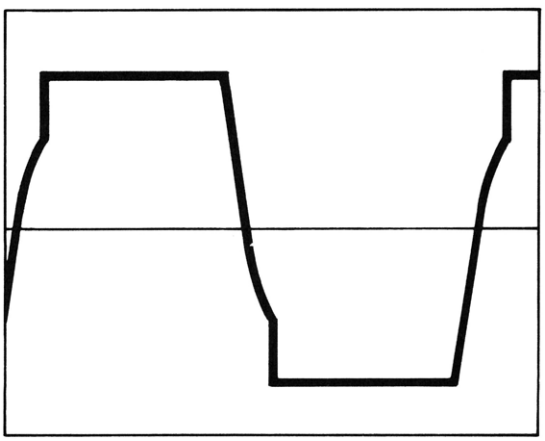


図12　進相負荷時の波形

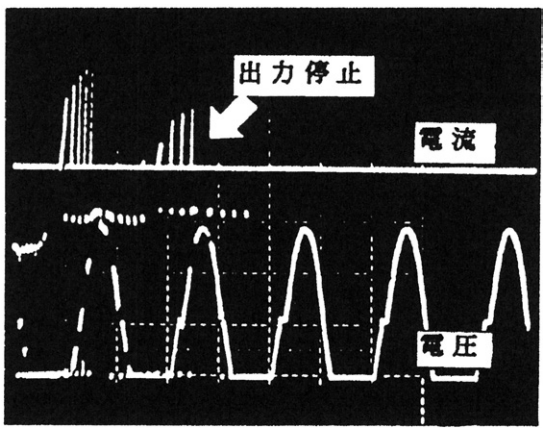



図13　商用並列運転時の
インバータ停止の瞬間

並列運転の際に逆流する電流がトランジスタを破壊するような電流値に到達する以前に、保護機能は作動する。すなわち、インバータがチョッパ動作に入り、やがてその出力を停止し、電流が遮断される。

ところで、このチョークコイルの採用は二次的問題を発生させた。すなわち、出力のチョッパ動作とチョークコイルのリアクタンスの相互作用により、いわゆるステップアップレギュレータが形成され、レギュレータ部の平滑用電解コンデンサが、端子電圧の上昇により、破壊するという問題である。[6] そのため電解コンデンサの端子電圧を検出し、通常の電圧の 125% を越えるときインバータの動作を停止させるようにした。図 13 は、この発電機の商用電源との並列運転の状況を示すが、発電機出力がチョッパ動作に入り、間もなく停止するのがわかる。

## 8. まとめ

以上、携帯用発電機 EX300 のインバータシステムと、それに接続される電気機器の特性について記述した。

一般の電気機器は、正確な正弦波交流で無限電力の商用電源の使用を前提に、設計されている。しかし携帯発電機を電源として使用する場合、電気機器には、歪んだ正弦波の限られた電力が供給される。

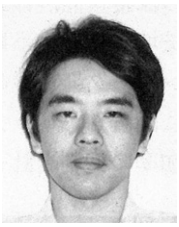
さらに電気機器の中には、瞬間的に、発電機の定格以上の電力を要求するものもある。また、日常使用される電気機器でも、特殊な負荷特性を示すものがある。

したがって、インバータ発電機“EX300”は、次の特徴あるいは機能を備える必要があった。

(a) 波高値とデューティによる改善矩形波出力
(b) 容量性電気機器に対しての出力電圧フィードバック制御
(c) スムーズなモータ起動のための充分な出力と効果的な保護動作
(d) 白熱灯点灯と短絡保護のためのチョッパ出力
(e) 内部電圧検出による並列運転時の回路保護

インバータシステムは、将来、さらに大出力の発電機に採用されることが期待される。

■著　者■


藤　井　　茂


清　水　元　寿


為　近　隆　男

# 小型乗用芝刈機用 油圧無段変速機

Hydro-Static Transmission for Riding Mower

西 村 定 徳* 蒔 田 廣 重* 石 本 牧 郎*
Sadanori Nishimura Hiroshige Makita Makiro Ishimoto

## 要 旨

イージードライブを実現する油圧無段変速機（HST）は、中大型乗用芝刈機には広く普及しているが、効率が悪いため小型乗用芝刈機に搭載された実用例はない。1989年ホンダはHSTを搭載した小型乗用芝刈機を発売したが、このHSTでは、設計パラメータの最適化と、新たに開発された専用オイルにより、伝達効率の改善が行われ、芝刈作業に十分なパワー供給が可能となった。

また、種々のデバイスを含むニュートラル復帰機構により、操作性の向上が図られ、さらに、HST本体を二重トランスミッションケーシングの内側に配備することにより、耳障りな油圧騒音が大幅に低減し、静粛、かつ、快適な芝刈作業の実現に寄与した。

## ABSTRACT

Hydro-Static Transmission (HST), widely used in midsize and large riding mowers to realize driving and operational ease, has not been equipped to a small-size riding mower due to its low transmission efficiency.

Honda succeeded in designing an HST to minimize power loss, with optimum design parameters coupled with newly developed oil. The Honda HST was thus completed and used in the small but powerful riding mower launched in 1989.

Among its additional features are an automatic neutral return system that improves handling, and remarkably reduced hydraulic noise. This reduction was realized by placing an HST inside the dual transmission casing.

## 1．ま え が き

乗用芝刈機による芝刈作業では、前後進の切り換え、速度調整等が頻繁に行われるため、従来のギアトランスミッションでの作業は非常に煩しいものである。そのため、芝刈作業の操作性改善の要望は強く、中大型の乗用芝刈機では、HSTが広く普及している。

ところが、ホームユースに最適で数多く使用されている小型乗用芝刈機には、HSTの装着されている例はない。その理由は、小型で効率の良いHSTが存在しなかったためと考えられる。

そこで、小型乗用芝刈機用HSTの開発を行い、以下に、その概要を報告する。なお、この開発には、そのHSTに用いる専用オイルの開発も含まれる。

## 2．パワートレインの構造と特徴

新開発のHST（以下、H－HSTと略す）を搭載した車輌の概要を紹介する。

H－HSTを搭載したH3011－Hの主要諸元を、表1および図1に示す。

パワートレインの拡大図を図2に示す。

＊朝霞東研究所



https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1990_2_7

オペレータシートの下に配置された空冷エンジンは、バーティカルタイプなので、芝刈ブレードとHSTの両者ともに、クランクプーリから直接にVベルトで駆動される。なお、H－HSTはエンジンの後方に配置されている。

図３はH－HST単体の断面図を示す。

斜板式可変容量ポンプ－固定容量モータHSTであり、前後進、および、ニュートラルの切り換えを、ポンプ斜板角を変えることにより行う。

エンジンからの出力は、プーリ①を介してインプットシャフト②へ伝達される。ベベルギア③により、回転数が約1／2に減速される。ポンプシャフト④により、ポンプシリンダ⑤とチャージポンプ⑥が回され、加圧された油が、デストリビュータプレート⑦内に形成された油路を通じて、モータシリンダ⑧へ導かれる。モータシリンダにより回されたモータシャフト⑨の回転が、減速ギヤ⑩⑪で減速され、ディファレンシャルギアを介して、車軸へと伝達される。

表１　HONDA RIDING MOWER
H3011－H 主要諸元

| | | |
|---|---|---|
| 全　長 | | 1550mm |
| 全　巾 | | 1070mm |
| 全　高 | | 1000mm |
| ホイルベース | | 1100mm |
| 乾燥重量 | | 170kg |
| 刈　巾 | | 30in |
| エンジン | モデル | GXV 340 |
| | 最大出力 | 8.1kw/3600rpm |

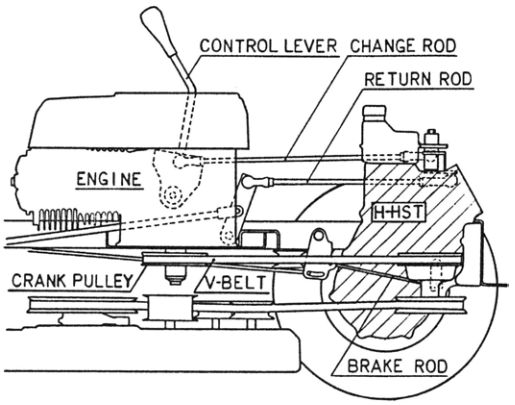



図２　H－HST　パワートレイン詳細図

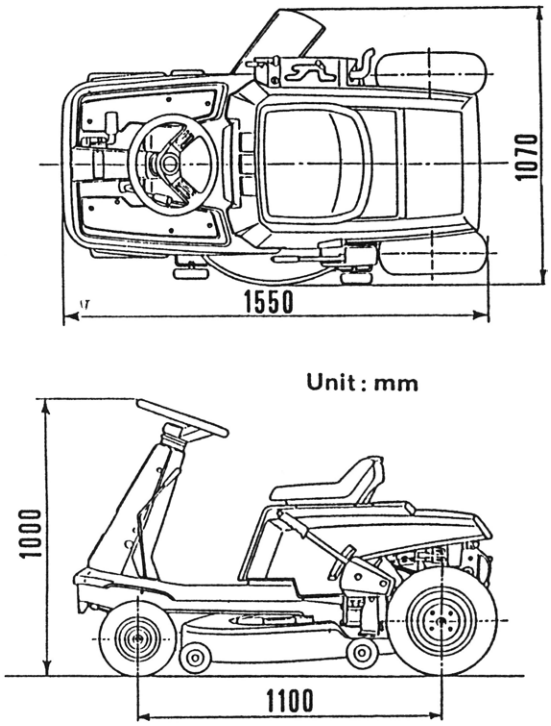



図１　H3011－H（H－HST搭載）外観図

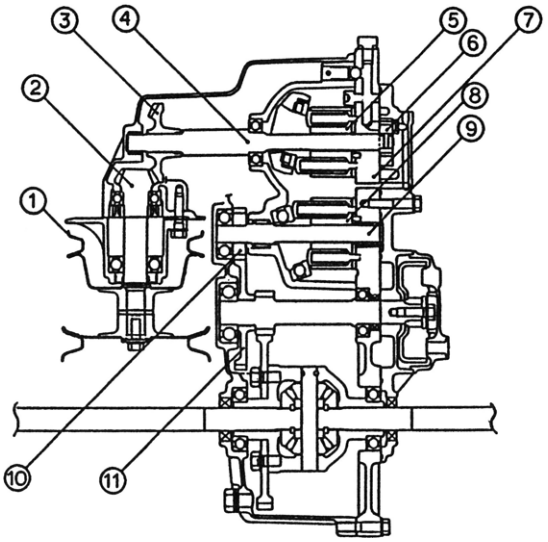



図３　トランスミッション断面図

表２　H－HST 主要諸元

| | | | |
|---|---|---|---|
| Input Rev. | 3300 rpm | Oil | Honda-HST Oil |
| Output Rev. | 0 ～ 105 rpm | Oil Amount | 4.5 ℓ |
| Max. Torque | Over 784 N-m | Dry Weight | 22.5 kg |

| | Main Pump | Motor | Charge Pump |
|---|---|---|---|
| Type | Variable Displacement Axial Piston | Fixed Displacement Axial Piston | Trochoid |
| Displacement | 0 ～11.5 cc/rev | 14 cc/rev | 2.4 cc/rev |
| Working Rev. | 1600 rpm | 0 ～1300 rpm | 1600 rpm |
| Piston Diameter × Number | φ14×7 | ← | ——— |
| Swash Plate Angle | -15 ～ 15 ° | 18° | ——— |
| Operating Pressure | 9.8 MPa | ← | 0.3 MPa |
| Maximum Operating Pressure | 34.3 MPa | ← | ——— |

この断面図に見られるように、H－HSTの構造的特徴は、ポンプ･モータを含むHSTケースが、減速ギアを含むトランスミッションケースに囲まれ、コンパクトな二重ケース構造を構成していることである。これは、従来のHSTが、HST部と減速ギア部がそれぞれ独立し、それらを結合することにより全体システムが構成されるため、広いスペースと多くの部品を必要とするのとは、対照的である。

このコンパクトな二重ケース構造のシングルパッケージ方式の採用により、部品点数と必要スペースが減少すると同時に、HST用オイルと減速ギア用オイルの共用化が可能となる。また、HSTケースは、そのオイルの中に浸漬状態になるので、キャビテーション発生の可能性が減少するとともに、HSTオイルとして4.5ℓのオイルが使用できるので、熱容量が増大し、ヒートバランスの点で有利となり、オイル自身の劣化防止にも有効である。

図４を見ると並行生産しているギアトランスミッションに比較して、H－HSTの方が、全体としてコンパクトになっていることがわかる。

表２に、H－HSTの主要諸元を示す。

なお、同じ設計思想を持つ別案の断面図を図５に示す。この別案HSTでは、二つのモータを対向させて備えることにより、ディファレンシャルギアの機能を兼ね備えるので、二次減速以後のギアが大巾に省略できる。しかし、

(1) 左右の車輪用の独立した二個のブレーキの必要性

(2) ミッションケース下部の比較的大きなデッドスペースの存在

(3) 減速ギア、ブレーキ、および、その他の関連部品の、ギアトランスミッションとの共用化

等の問題があり、H－HSTでは図５の１モータタイプを採用した。

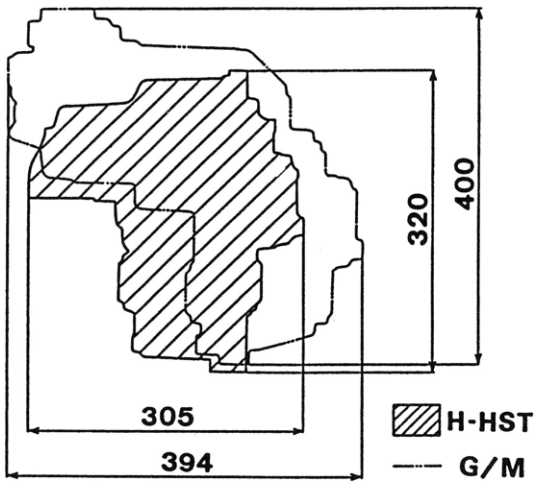



図4　H－HSTとギヤトランスミッションの比較

## 3．トランスミッション効率の向上

H－HST 開発過程の中で、トランスミッション効率の向上は最重要課題であった。

トランスミッション全効率 $\eta$ は、次式に示すように、容積効率 $\eta_v$ とトルク伝達効率 $\eta_t$ との積で定義される。

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_t \qquad (1)$$

したがって、全効率を向上させるためには、容積効率とトルク伝達効率の両者を向上させる必要がある。

### 3.1. 容積効率の向上

ピストン外径からの漏れ量 q は、次式で与えられる。

$$q = \frac{\pi}{12} \cdot \frac{\Delta P}{\rho \nu} \cdot \frac{D}{L} \cdot \left(\frac{\delta}{2}\right)^3 \qquad (2)$$

ΔP：圧力差　　$\rho$：密度

$\nu$：動粘度　　D：ピストン外径

L：ピストンとシリンダ穴の嵌合長

$\delta$：ピストンとシリンダ穴の直径クリアランス

(2)式よりわかるように、クリアランス $\delta$ を小さくすることは、漏れを減らすことに大きく貢献する。

押しのけ容積 10cc 程度のポンプ･モータでは、一般に、およそ 30 $\mu$ のクリアランスが設定されているが、H－HST では 20 $\mu$ に設定した。

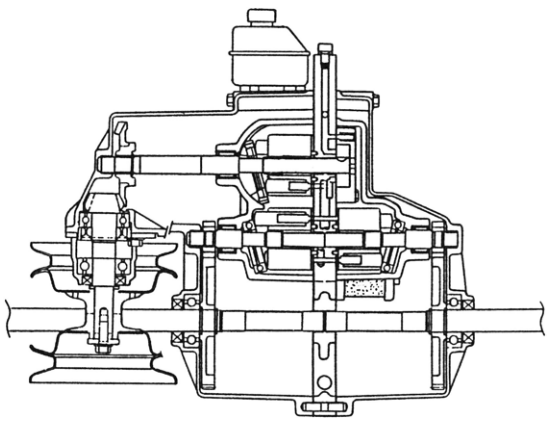


図５　別案　トランスミッション断面図

また、(2)式より、D／L の値を小さくすることも、漏れを減らすことに有効である。

一般に、押しのけ容積を一定とした場合、ピストンピッチサークルを大きくすれば、D は小さくなるが、H－HST ではスペース上の制約、隣接ピストン穴間の肉厚等の強度上の問題を考慮し、ピストン数７を採用するとともに、斜板最大傾斜時の、斜板とシリンダのクリアランスを 1mm に設定し、L を長くして D／L を小さくしている。その結果、D／L の値は、一般より小さい 0.47～0.83 となり、前述のクリアランス 20 $\mu$ の効果と合わせ、図６に示すように、漏れが大幅に減少した。図６より、容積効率向上の効果は、高圧側ほど顕著になる。

### 3.2. トルク効率の向上

図７に示す様に、ピストン反力によって生じるシリンダ押付力 Fa を、油圧による浮上力 Fb でバランスさせる手法が、一般的である。その理由は、トルク伝達ロス T $\ell$ は、次式に示すように、Fb／Fa の値を大きくすることにより、減少するからである。

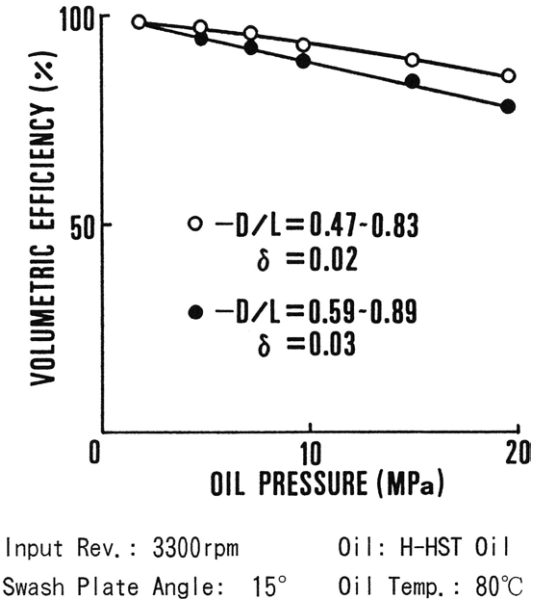



図６　容積効率の比較（H－HST と従来型 HST）

$$T\ell = (Fa - Fb) \cdot \mu \cdot R \qquad (3)$$

R：平均摩擦半径
$\mu$：摩擦係数

H−HSTでは、この値を0.92に設定したので、従来値の0.85のものに対し、図8に示すように、トルク伝達効率が向上した。

トルク伝達効率を向上させる別の方案として、モータ側の斜板角を増大させることも有効である。

油圧による、ピストンの軸方向押付力fp(図9)の総和をFpとすると、有効トルクTeは次式で表される。

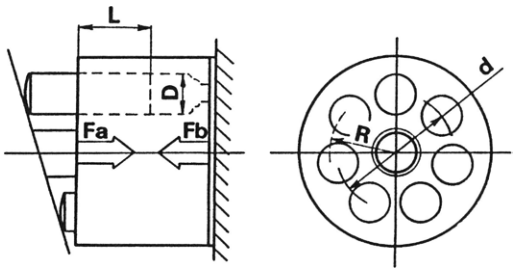



図7　シリンダ圧力バランス

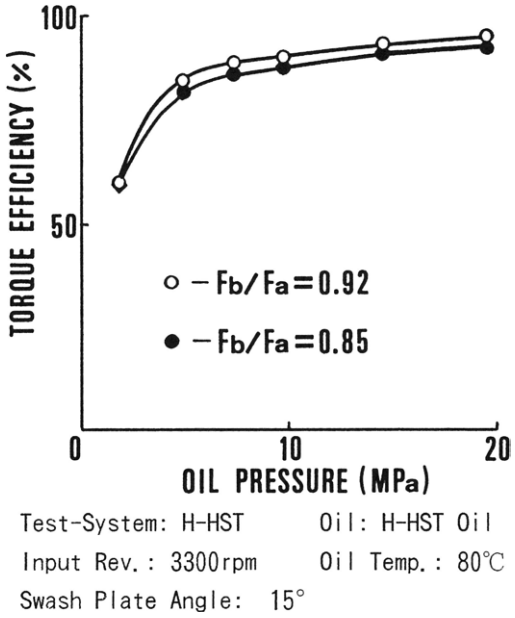



図8　Fb／Faによるモータトルク効率の比較

$$Te = \frac{Fp}{\pi} \cdot \tan\theta \cdot \gamma \qquad (4)$$

$\gamma$：ピストンピッチ半径
$\theta$：斜板角

一方、トルクロスTℓは(3)式で表されるため、トルク効率$\eta t$は次式で表される。

$$\eta t = \frac{Te - T\ell}{Te} = \frac{\tan\theta - \alpha\mu}{\tan\theta} \qquad (5)$$

$\alpha$：定数

(5)式から明らかなように、$\theta$が大きくなればトルク伝達効率は向上する。しかし、ピストンが直接に斜板を押す形式のシンプル構造のHSTにおいては、$\theta$の値は15度が最大であった。その理由は、図10に示すように、$\theta$の増加とともに、モータシャフトに働く分力$Fr_2$が大きくなり、限られたスペースの中で、この力を支えるための信頼性のある支持方法が成立しなかったためと考えられる。

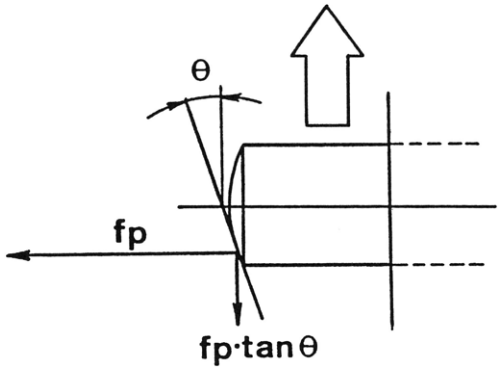



図9　ピストンにかかる力

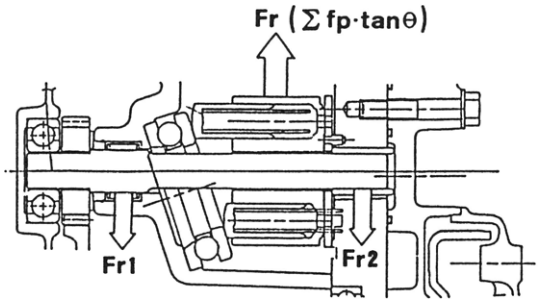



図10　モータシャフトの力のバランス

H－HSTでは、従来と同様のシンプルなピストン構造を持ちながら、モータシャフト分力の支持部材としてフローティングブッシュを採用することで、前述の問題を解決した。フローティングブッシュにより、モータシャフトと軸受部の相対すべり速度が下がり、PV値が低下し、耐久性が向上した。

この結果、$\theta$の値として18度が採用可能となり、図11に示すようなトルク効率の向上が見られた。

### 3.3. 使用条件の最適化

芝刈機に採用されているHSTの場合、高入力回転速度（ポンプ軸入力回転速度3,000～3,500rpm）、低圧（定格圧力約70kg／cm$^2${6.9Mpa}）で使われている例が多いが、この使用条件は、トランスミッション効率の観点からは好ましいとは言えない。それは、その回転速度と圧力の設定が、その伝達効率を考えると最適ではないからである。

(1) 圧力と効率の関係

常用域として高圧を採用すると、図12に示すように、漏れの増大により容積効率は低下する。一方、低圧側で使用すると、トルク伝達ロスの割合が増大するため、トルク伝達効率は低下する。(図13)

よって、全効率は図14に示すようにある圧力値でピークとなり、この圧力値近傍で使用することが有利である。押しのけ容積10cc程度のアキシャルピストン型においては、100kg／cm$^2${9.8MPa}）近傍で全効率のピーク値を持つ。

(2) 入力回転速度と効率の関係

ポンプ入力回転速度が増すと吐出量が増加し、容積効率は向上する。それは、次式に示す吐出量Qが大幅に増えるのに対し、漏れ量ΔQはそれほど増加しないためである。

$$\eta_v = \frac{Q - \Delta Q}{Q}$$

しかし、一般に、ΔQが小さいため、図15に示すように、入力回転速度が2,000rpmを越

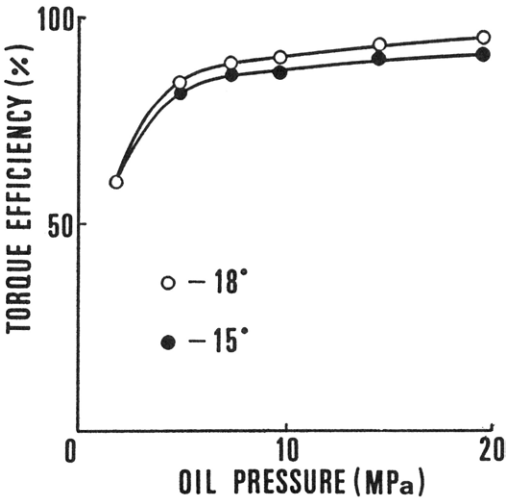



図11　モータ側斜板角の差によるトルク効率の変化

Swash Plate Angle：15°
Pressure　：9.8 MPa
Oil　：H-HST Oil
Oil Temp.　：80℃

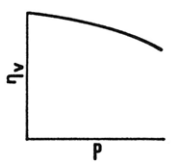



図12

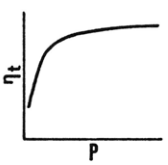



図13

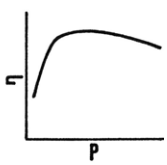



図14

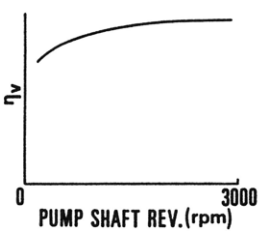



図15　容積効率

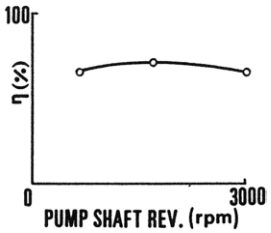



図16　入力回転速度による全効率の変化

えると容積効率向上の効果は小さくなる。H－HSTでは、既述のように、ΔQがより小さいため、この傾向が顕著である。

入力回転速度が増すと、撹拌抵抗が増加し、さらに、流速の増大による圧力損失も増加するため、トルク伝達効率は低下する。したがって、全効率は、図16に示すように、ある回転速度でピークに達するので、この回転速度近傍で使用することが有利になる。H－HSTの試験結果では、1,000～2,000rpmで全効率のピーク値が得られた。

以上のような考察に基づき、効率の観点から見て最適の使用条件となるように、インプットシャフトとポンプシャフトの間に、一段の減速ギアを設定した。

3.1、3.2、3.3で述べたように、H－HSTでは、効率向上に対する様々な工夫を行ったため、後述する新開発オイルの効果も加わり、従来のHSTに比べ、図17に示すように、大幅な効率向上が達成された。図17より、最高効率点が、100kg／cm$^2$｛9.8MPa｝付近で与えられること、および、高圧域になる程効率改善の効果が大きいことがわかる。

## 4．ニュートラル復帰機構

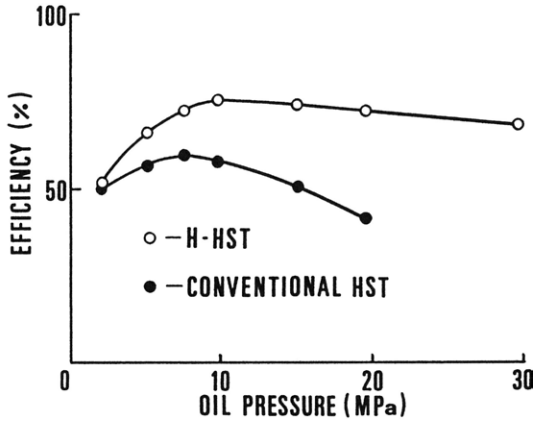
今回採用した斜板式可変容量ポンプ－固定容量モータHSTでは、前後進、および、ニュートラルの切り換えを、ポンプ斜板角を変えることにより行う。ニュートラルポジションは、斜板角$\theta$が0のときのみ実現されるが、$\theta = 0$という状態がピンポイントセッティングになっているため、部品のバラツキ、組立誤差の影響を受け、モーターシャフトの回転速度を0に保つことは非常に難しい。

すなわち、車輌のコントロールレバーがニュートラル位置にあるのにもかかわらず、車輌が僅かに前進、あるいは後進するという問題が発生する。この不具合を解決するためには、コントロールレバーがニュートラル位置にある時、斜板は自動的、かつ確実にニュートラル位置に復帰する必要がある。

これを実現するため、

(1) 斜板が軽く動くことが必要で、そのために、両端ニードルベアリング支持の、トラニオンマウントを採用した。(図18)

(2) ニュートラル復帰力を上げるために、シリンダプレートを回転方向に$\beta$だけ傾けた。こ




Input Rev. : 3300 rpm
Swash Plate Angle : 15 °
Oil : H-HST Oil for H-HST
AW46 for Conventional HST
Oil Temp. : 80℃

図17　H－HSTと従来型HSTの全効率の比較

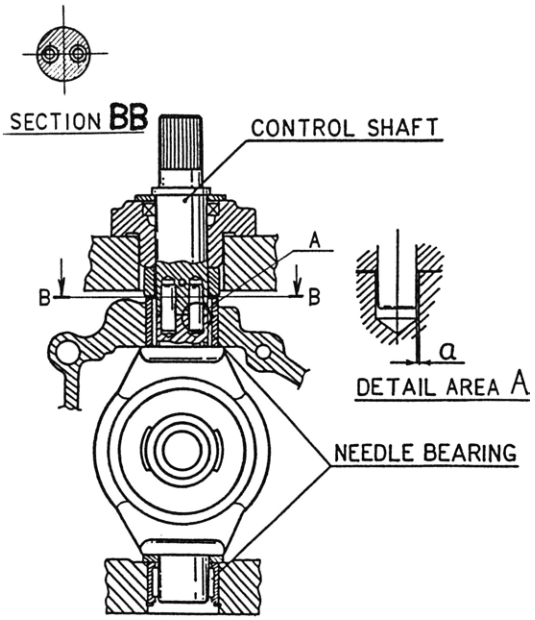



図18　斜板廻り詳細

れにより、図19に示す、モーメントアーム$\ell$が長くなり、ニュートラル復帰モーメントが増加する。図19に示すように、この効果は、前後進とも同様に働く。

(3) コントロールシャフトと斜板の結合部Aに、適正なクリアランスaを設定した。(図18) このクリアランス内で斜板が自由に動くため、(2)で説明した、ニュートラル復帰力により斜板は、コントロールシャフトがニュートラル位置から外れている場合でも、自動的に$\theta=0$となる。

以上の三つの工夫の採用により、コントロールレバーがニュートラル位置にある場合、車輌は、完全に停止する。

しかし、上記(3)で述べたクリアランスaが存在するために、本機が坂道を下っている場合、車軸に発生する逆トルクにより、ニュートラル逆復帰力が生じて斜板角が増え、車速が増加する。

この作用を打ち消すために、リターンシャフトを採用した。その機能は、斜板がある角度以上傾いた際に、斜板をニュートラル方向へ押すことである。

リターンシャフトは、図20に示すように、逆復帰力に釣り合う初期荷重のバネ力を持つ部材で、デストリビュータプレートに摺動可能に取り付けられている。

このバネ力により、リターンシャフトが斜板を、前述のクリアランスの片側に常に押し付けているため、逆復帰力が発生した場合でも、斜板がクリアランスの反対側、すなわち、増速方向へ移動することはなく、車速は増加しない。また、図22に示すように、斜板がニュートラル近傍にある時には、押し付け力が働かないよう、クリアランスを設定してあるため、ニュートラル復帰機構を阻害することはない。図21に、リターンシャフトの効果を示す。

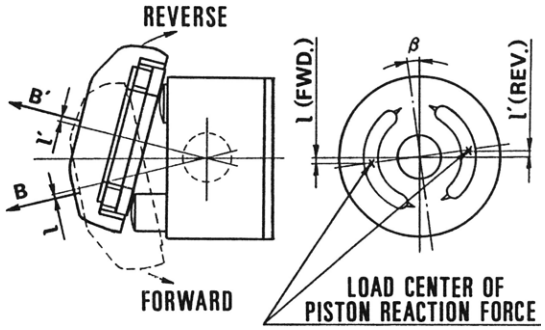



図19　シリンダプレートオフセットによるニュートラル復帰モーメント

## 5．油圧騒音の低減

図3の断面図で説明したように、HSTケースがトランスミッションケースによって囲まれる二重ケース構造を採用したため、HST部から発生する油圧騒音は、HSTケースを囲むオイルに

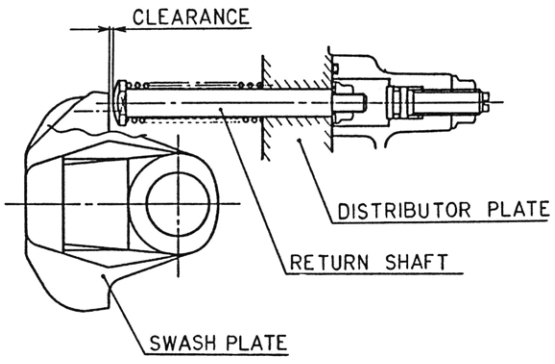
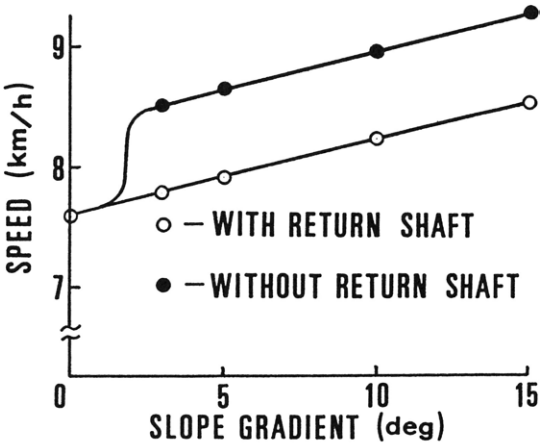



図20　リターンシャフトのメカニズム




Test System: H-HST　Oil : H-HST Oil
Input Rev.: 3300rpm　Oil Temp.: 80℃
7.6 Km/h Asphalt surface, slope gradients 0, 3, 5, 10 and 15°

図21　リターンシャフトの効果

よる減衰効果も加わり、外部へ透過しにくくなっている。この二重ケース構造による、騒音低減の効果を図22に示す。

図22は、音源から50cmの位置で計測した騒音の周波数分析の結果であり、外側トランスミッションケースがある場合、100～2,000Hzの耳障りな油圧騒音が、大幅に低下していることを示す。なお、オーバーオール値での騒音低減効果は3dB(A)であった。

## 6．専用オイルの開発

低温時のエンジン始動を容易にするため、－25℃で3,400～10,000cP程度の低粘度と、高温時、容積効率を向上させるために、可能な限り高粘度を保つ新HSTオイルを、出光興産㈱と協同で開発した。

これまでのオイルは、高温時の粘度を増加させるために粘度指数向上剤が添加されているが、向上剤として用いるポリマの量が多過ぎると剪断安定性が劣化するためその含有量は限られ、最も高いVI値（粘度指数）として、120～160がATF（Automatic Transmission Fluid）や耐摩作動油で与えられているにすぎない。

表3に、これらのオイルとH－HSTオイルの主要諸元を示す。表3を見ると、H－HSTオイルは、高い剪断安定性を持つ特殊ポリマの採用により、剪断安定性に優れていることがわかる。高いVI値の実現により、低温時粘度が低いにもかかわらず、高温時の粘度低下が、最少限に抑えられている。

図23を見ると、H－HSTオイルが従来のオイルに比べ、容積効率向上に寄与していることがわかる。

この新しいオイルは、容積効率の向上のみならず、耐久性と信頼性の向上にも寄与した。

それは、

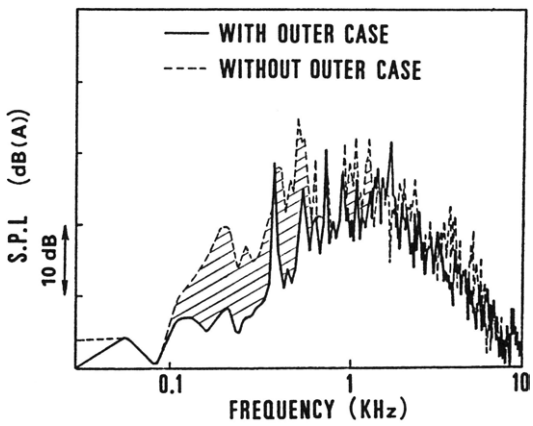
(1) 温度変化に伴う粘度変化が小さいため、車速と出力トルクが安定する

(2) 高温時にも高粘度が保たれるため、潤滑性と耐摩耗性に優れている

の二点である。

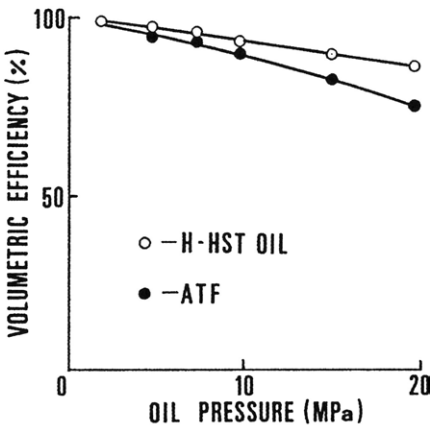
## 7．オイル冷却性の向上

(1) 効率向上の工夫により、HSTのエネルギーロスが減少し、温度上昇が抑えられた。




| | |
|---|---|
| Test System | : H-HST |
| Input Rev. | : 3300 rpm |
| Swash Plate Angle | : 15 ° |
| Pressure | : 19.6MPa |
| Oil | : H-HST Oil |
| Oil Temp. | : 80 ℃ |
| Background Noise | : 72 dB(A) |

図22　二重ケースによる騒音低減




| | |
|---|---|
| Test System | : H-HST |
| Swash Plate Angle | : 15° |
| Input Rev. | : 3300rpm |
| Oil Temp. | : 100 ℃ |

図23　オイルの差による容積効率の変化

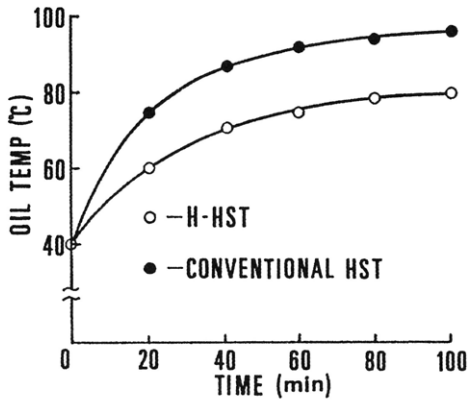
表３　H－HST オイルの主要諸元

| Oil | | H-HST OIL | Conventional HST Oil | | Hydraulic Oil |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | ATF | AW46 | # 100 |
| Kinematic Viscosity cSt | @ 40 ℃ | 82.92 | 41.89 | 45.75 | 98.00 |
| | @ 100 ℃ | 15.26 | 7.54 | 7.10 | 13.20 |
| Viscosity Index | | 195 | 149 | 114 | 133 |
| Low Temp. Viscosity (B.F) cP | @ -25 ℃ | 8,300 | 3,600 | 8,300 | (50,000) |
| Pour Point | ℃ | -45.0 | -40.0> | -32.5> | -30.0 |
| Total Acid Value | mgKOH/g | 0.90 | 0.45 | 0.88 | 0.94 |
| Aniline Point | ℃ | 128.8 | 101.6 | 118.0 | 118.8 |
| R.B.O.T. | @ 150℃ min. | 360 | 300 | 405 | 390 |
| Foaming | ml @ 24℃ | 10>-0 | 10>-0 | 10>-0 | 10>-0 |
| Shell Four Ball 1200rpm×15kg×30min.×Room temp. | | 0.28 | 0.39 | 0.28 | 0.27 |
| Shear Stability (viscosity Decrease Ratio%) 10KHz ×28μm ×60min. | @ 100℃ | 0.9 | 3.2 | 0.1> | 3.0 |

(2) HST オイルとトランスミッションオイルの共同化により、油量が増え、かつ、ケースの放熱面積が増大し放熱効率が向上した。

上記の理由により、オイルの冷却性能が向上した。その効果を図 24 に示す。

この比較は、H－HST と従来の HST をテストベンチで、同一条件で運転することにより得られ、ヒートバランス温度が約 20℃ 低下している。




Input Rev. : 3300rpm
Swash Plate Angle : 15°
Pressure : 3.9MPa
Room Temp. : 20℃
Oil :H-HST Oil for H-HST
AW46 for Conventional HST

図 24　H－HST と従来型 HST のヒートバランス温度の差

## 8. 結　論

本開発を通して採用した主な設計思想と、その効果についてまとめると、次のようになる。すなわち、

(1) アキシャルピストンタイプポンプ･モータの採用
(2) ポンプ･モータ使用回転速度の最適化
(3) HST ケースとトランスミッションケースの二重構造の採用
(4) 高 VI 値を持つ新開発オイルの採用と、その油量の増加
(5) ニュートラル復帰機構の採用

により、

(ⅰ) トランスミッション効率の大幅な向上
(ⅱ) 油圧騒音の少ない快適作業の実現
(ⅲ) 高い信頼性の確保
(ⅳ) シンプルでコンパクトな構造の達成

（v）完全なニュートラル出しによる操作性の向上

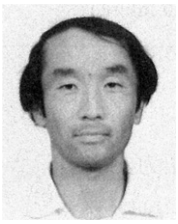
が達成された。

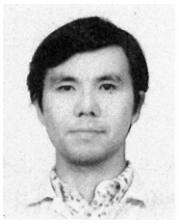
## 9．謝　辞

H－HST 専用オイルの開発に御協力いただいた出光興産株式会社に深く感謝します。

■著　者■


西　村　定　徳


蒔　田　廣　重


石　本　牧　郎

# 最大燃焼圧力クランク角を用いたMBTコントロール

MBT Control utilizing Crank Angle of Maximum Combustion Pressure

八木静夫* 藤井功** 吉川晴彦**
Shizuo Yagi Isao Fujii Haruhiko Yoshikawa

川合誠***
Makoto Kawai

## 要旨

4サイクル火花点火エンジンにおいて、出力と燃費に注目すると、点火時期はMBT(Minimum Spark Advance for Best Torque)を与えてやることが好ましい。

点火時期をMBTに設定した場合、エンジン諸元や運転因子と無関係に、最大燃焼圧力のクランク角($\theta$pmax)が常に上死点後12度から14度に分布していることが実験で確認された。従って、点火時期は$\theta$pmaxを用いることによって、MBTに設定するコントロールが可能である。

本論文では、実験と数値計算による$\theta$pmaxとMBTの関係、$\theta$pmaxを用いたMBTコントロールシステムについて述べている。又、本システムを用いた実験結果についても述べている。

## ABSTRACT

For higher power output and fuel economy of a four-stroke ignition engine, the ignition timing should preferably be set to the minimum spark advance for best torque (MBT).

Our test results show that when the ignition timing is set at MBT, the crank angle of the maximum combustion pressure ($\theta$pmax) is ususlly between 12 and 14 deg after top dead center (ATDC) regardless of varied engine specifications or operating factors. Thus it can be established that if the ignition timing can be set at the $\theta$pmax, MBT can be most easily achieved.

This paper describes the relationship between the $\theta$pmax and MBT found by both experimental results and numerical calculations. An MBT control system utilizing $\theta$pmax and the test results on this system are also described.

## 1. まえがき

4サイクル火花点火機関の出力と燃費に注目すると、運転条件に対して常に最適点火時期、即ちMBT(Minimum Spark Advance for Best Torque)を与えてやる事が好ましい。一般にMBTは機関排気量(Vst)、燃焼室形状、圧縮比($\varepsilon$)などの機関諸元、機関回転数(Ne)、体積効率($\eta$v)、空燃比(A/F)などの運転因子と、気温、湿度などの大気条件などによって左右される。従って、近年多くの車に採用されている点火時期設定のマップ方式は、これらの要因に応じて数多くのテストを行い、各々の最適な点火時期を見いださなければならないため、テストに時間を要するとともに、更に厳密な点火時期制御を行おうとするならば各種センサー類が必要となるばかりでなく、それらのシステムが複雑化する。

本論文は、3種の機関を用い、$\eta$vとNeの異なる条件のもとで点火時期($\theta$ig)を変化させ、図示平均有効圧(Pmi)と最大燃焼圧力を与えるクランク角($\theta$pmax)を求め、MBTの場合は常に$\theta$pmaxは略13deg(A.T.D.C.)に集中分布することを実験的に立証するとともに、熱力学モデルを用い

＊ 朝霞研究所
＊＊ 和光研究所
＊＊＊朝霞北研究所



https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1990_2_8

て数値的にも検証している。次に、これらの事実に基づき考案したMBT Control Systemを紹介し、このシステムを用い定常及び通常の過度運転では前サイクルの$\theta$pmaxを検出し、次のサイクルの$\theta$pmaxが13±1deg(A.T.D.C.)になるように、$\theta$igを制御することによって常に機関をMBTに保持し得ることを述べている。

## 2. 最大燃焼圧力を与えるクランク角の測定

### 2.1. テストエンジン

最適点火時期(MBT)と最大燃焼圧力を与えるクランク角($\theta$pmax)との関係を求めるためと、MBT Control Systemの開発に用いた、モーターサイクル用4サイクル火花点火機関の諸元を表1に示す。機関A、B、D、Eは実用型で機関Cは高速高性能のレーサー型である。なお、前者のテストには機関A、B、Cが、後者のテストには機関D、Eが用いられた。

燃焼圧力の測定には圧力型センサを用い、図示平均有効圧力(Pmi)と最大燃焼圧力を与えるクランク角($\theta$pmax)の算出にはシグナルプロセッサを用いた。また、クランク角を精度良く検出するため半導体レーザ式のクランク角センサを用いた。なお、空燃比(A/F)は排気ガス分析計を用いてガス成分より算出した。

### 2.2. 図示平均有効圧力と最大燃焼圧力を与えるクランク角の関係

#### 2.2.1. アンサンブル平均の$\overline{P}$miと$\overline{\theta}$pmax

機関Aを用い各回転(Ne=4,000、7,500、10,000 rpm)で、スロットル開度を変える事によって得られる体積効率($\eta$v)に対して、任意(3～4点)の点火時期($\theta$ig)を与え、燃焼圧力線図(P～$\theta$)を測定し、その500サイクルからアンサンブル平均の図示平均有効圧力($\overline{P}$mi)と最大燃焼圧を与えるクランク角($\overline{\theta}$pmax)を求めた。この場合のテスト条件を表2に示す。

表1　供試4サイクル火花点火機関の諸元

| 機関 | A | B | C | D | E |
|---|---|---|---|---|---|
| 型式 | 空冷・単気筒 | 空冷・単気筒 | 水冷・V－4 | 空冷・単気筒 | 水冷・V－2 |
| B × S | 61.0×49.5 | 100.0×82.0 | 66.4相当×36.0 | 56.5×49.5 | 60.0×44.0 |
| Vst cc | 144.7 | 644.0 | 499.5 | 124.1 | 248.8 |
| 燃焼室 | 半球型 | 半球型 | 楕円型 | 半球型 | ペントルーフ |
| $\varepsilon$ | 9.2 | 8.3 | 12.1 | 9.4 | 11.0 |
| バルブ数／気筒 | 2 | 4 | 8 | 2 | 4 |
| 最大出力PS／回転数 rpm | 15.65／10,000 | 43.50／6,000 | 135.0／19,500 | 11.85／9,000 | 38.0／12,500 |
| PS/$\ell$ | 108.6 | 67.6 | 270.0 | 95.5 | 152.7 |

表2　機関Aのテスト条件

| Ne rpm | $\varepsilon$=9.17 | | | | $\varepsilon$=9.75 | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $\eta$v % | A／F | $\theta$ig | ﾃｽﾄ No. | $\eta$v % | A／F | $\theta$ig | ﾃｽﾄ No. |
| 4,000 | 55.8 | 13.6 | 28, 36, 38, 46 | 1 | 56.0 | 13.5 | 30, 36, 40 | 7 |
| | 75.8 | 12.8 | 24, 32, 33, 40 | 2 | 79.2 | 12.8 | 24, 33, 40 | 8 |
| | 79.4 | 12.4 | 28, 34, 40 | 3 | | | | |
| 7,500 | 61.4 | 13.2 | 35, 45, 50 | 4 | 61.5 | 13.3 | 38, 40, 42, 45 | 9 |
| | 97.2 | 12.4 | 28, 35, 40 | 5 | 97.2 | 12.4 | 33, 35, 40 | 10 |
| 10,000 | 96.0 | 12.0 | 30, 38, 40 | 6 | | | | |

これら一連のテストから$\eta v$、Ne及び圧縮比($\varepsilon$)の$\overline{P}mi$と$\overline{\theta}pmax$に及ぼす影響をみるため、因子別の整理を行った。図1は、$\varepsilon$＝9.17、Ne＝4000rpmの条件のもとで与えた$\eta v$に対して、$\theta ig$を変化して得られた$\overline{P}mi$と$\overline{\theta}pmax$の関係を示す。$\eta v$で$\overline{P}mi$は変化するが、いずれの$\eta v$でも$\overline{P}mi$の最大値は$\overline{\theta}pmax$が13±1deg(A.T.D.C.)で与えられている。(テストNo.1～3)

図2は、$\varepsilon$＝9.17でスロットル開度がWOTの条件のもとでNeを変化した場合の$\overline{P}mi$～$\overline{\theta}pmax$を示す。Neにより$\eta v$は異なるが、Neを4,000～10,000rpmと大幅に変化しても、$\overline{P}mi$の最大値は$\overline{\theta}pmax$が13±1deg(A.T.D.C.)で得られている。(テストNo.3、5、6)

図3は、$\varepsilon$＝9.17と9.75の場合でNe＝7,500rpmのパーシャルスロットル開度とWOTの$\overline{P}mi$～$\overline{\theta}pmax$の関係を示す。$\varepsilon$によって$\overline{P}mi$は異なるが$\overline{P}mi$の最大値はいずれの場合でも$\overline{\theta}pmax$が13±1deg(A.T.D.C.)で得られる。(テストNo.4、5、9、10)

以上のことから、諸元因子や運転因子が変化しても$\overline{P}mi$の最大値は$\overline{\theta}pmax$が略13deg(A.T.D.C.)で得られることが分かった。

### 2.2.2. 最大燃焼圧力を与えるクランク角の頻度分布

ここではまず、燃焼圧力(P～$\theta$)線図で500サイクルの各サイクルの図示平均有効圧力(Pmi)と最大燃焼圧力を与えるクランク角($\theta pmax$)を算出し、それをもとに$\theta pmax$の頻度分布(%～$\theta pmax$)を求めるとともに、$\theta pmax$が同じサイクル(nサイクル)の平均Pmiすなわち$\left[\frac{1}{n}\sum_{1}^{n} Pmi\right]$

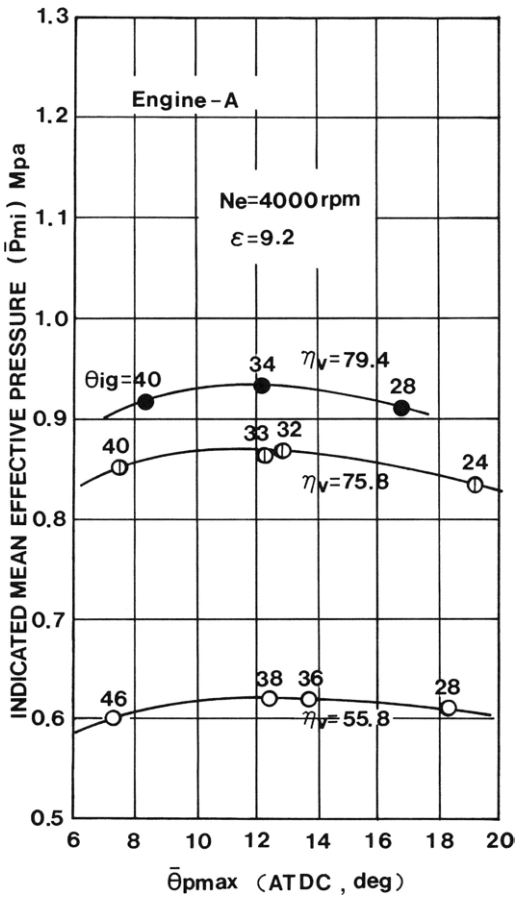



図1　$\eta v$が$\overline{P}mi$と$\overline{\theta}pmax$に及ぼす影響

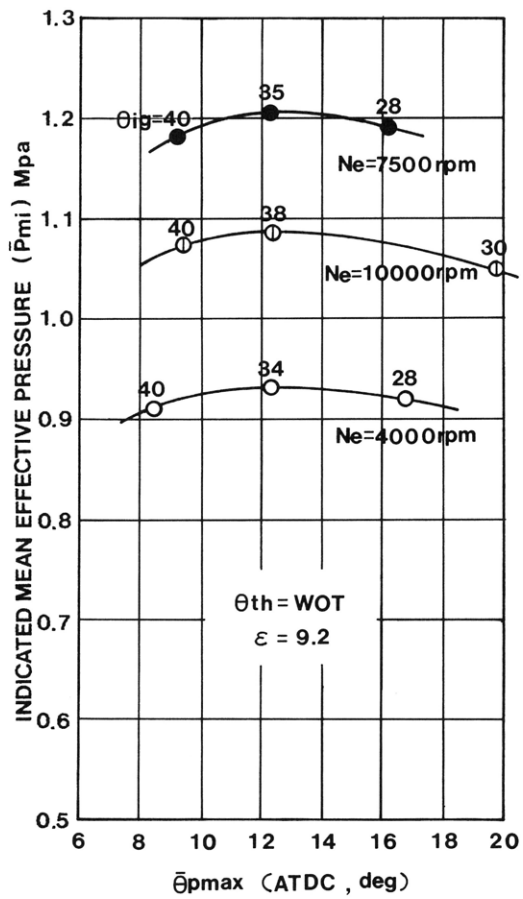



図2　Neが$\overline{P}mi$と$\overline{\theta}pmax$に及ぼす影響

を求め、頻度分布に対応して示す。供試関はA、B、Cの3機種で、諸元の異なるデータの対比を考えて、ここではPmiを圧縮比による修正値（$\kappa$（$\varepsilon$））と、体積効率（$\eta$v）で割ったPmi/$\kappa$（$\varepsilon$）・$\eta$vを用いて整理している。

なお、$\kappa$（$\varepsilon$）$=1-\left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{k-1}\left(1-\frac{1}{\varepsilon}\right)$である。

図4は機関AでNe＝7,500rpm、$\eta\upsilon$＝61.4%の一定条件のもとに、$\theta$igを35、45、50deg(B.T.D.C.)と変化した場合の$\theta$pmaxの頻度分布とそれに対応するPmiの関係を示す。頻度分布（%～$\theta$pmax）に注目すると、$\theta$igが35degの場合は$\theta$pmaxは14～21(アンサンブル平均＝17.7)deg(A.T.D.C.)、$\theta$ig＝45degでは10～16(12.8)deg、$\theta$ig＝50degでは7～14(10.3)degに分布している。次にそれらの$\theta$pmaxに対応するPmi/$\kappa$（$\varepsilon$）・$\eta$v特性に注目すると、$\theta$ig＝45degで高い値を得、且つその最大値は$\theta$pmaxが略13deg(A.T.D.C.)で与えられている。すなわち45degがMBTとなる。(テストNo.4)

図5は、Ne=7,500rpm、WOTのもとで$\theta$igを28、35、40deg(B.T.D.C.)と変化した場合のそれらを示す。図に示すように$\theta$igが28の場合12～20(アンサンブル平均＝16.3)deg(A.T.D.C.)、$\theta$ig＝35degは、9～16(12.4)deg、$\theta$ig＝40degは、6～13(9.3)degに分布している。なお、Pmi/$\kappa$（$\varepsilon$）・$\eta$v特性は$\theta$pmaxが12.4degに集中分布している$\theta$ig＝35degで高い値を得、且つその最大値は、$\theta$pmaxが略13deg(A.T.D.C.)で与えられている。

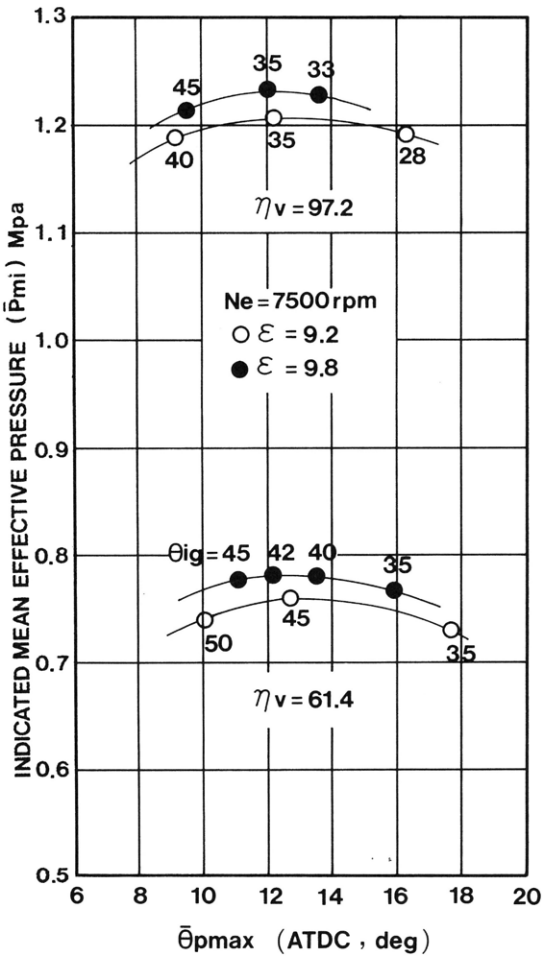



図3　$\varepsilon$が$\overline{\text{P}}$miと$\overline{\theta}$pmaxに及ぼす影響

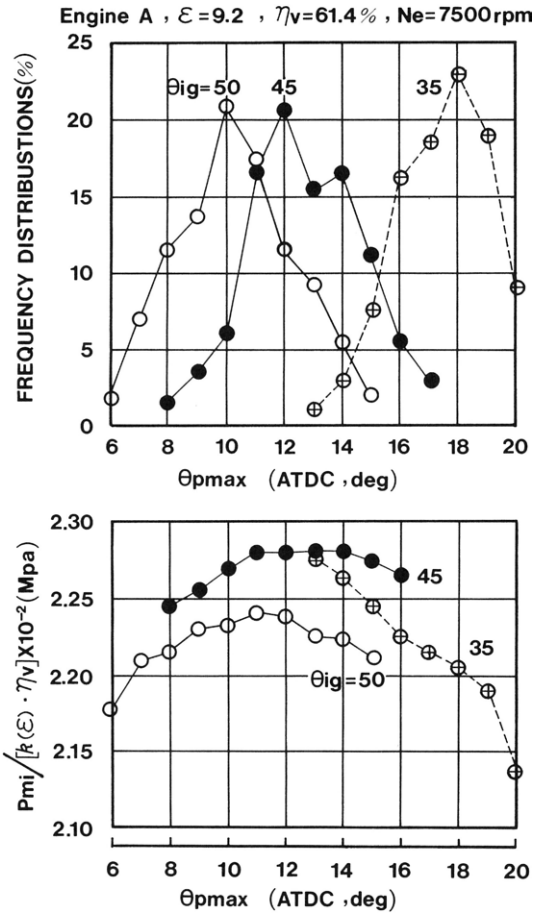



図4　$\theta$pmaxに対応したPmi/〔$\kappa$（$\varepsilon$））・$\eta$v〕と$\theta$pmax頻度分布

(テストNo.5)

図6は機関B(単気筒644cc)で$\theta$ig＝CONSTの条件のもとでNeを5,000、5,500、6,000rpmと変化した場合の頻度分布を示す。与えた$\theta$igはNe＝5,000rpmで略MBTとなっている。即ち、$\theta$pmaxは13.4deg(A.T.D.C.)に集中分布し、高いPmiが得られている。しかしながら、それより高い5,500と6,000rpmは$\theta$igが一定であるため$\theta$pmaxは各々14.1と15.1deg(A.T.D.C.)に集中分布し、Pmiはそれに伴って低い値となっている。(テストNo.11～13)

図7は機関Cの場合を示す。機関Cは4気筒500ccであるが、ピストンが楕円型で気筒当たり8個のバルブを持つ特殊な燃焼室形状機関である。しかしながら、機関回転数(Ne)＝12,000～18,000

表3　機関B、Cのテスト条件

| 機関 | $\varepsilon$ | Ne rpm | $\eta$v % | A/F | $\theta$ig | テスト No. |
|---|---|---|---|---|---|---|
| B | 8.3 | 5,000 | 90.4 | 12.9 | 35 | 11 |
| | 〃 | 5,500 | 90.9 | 12.8 | 〃 | 12 |
| | 〃 | 6,000 | 84.7 | 13.1 | 〃 | 13 |
| C | 12.1 | 12,000 | 112.5 | 12.8 | MBT | 14 |
| | 〃 | 14,000 | 111.7 | 12.8 | 〃 | 15 |
| | 〃 | 15,000 | 113.5 | 13.1 | 〃 | 16 |
| | 〃 | 16,000 | 119.6 | 12.6 | 〃 | 17 |
| | 〃 | 18,000 | 119.9 | 12.5 | 〃 | 18 |

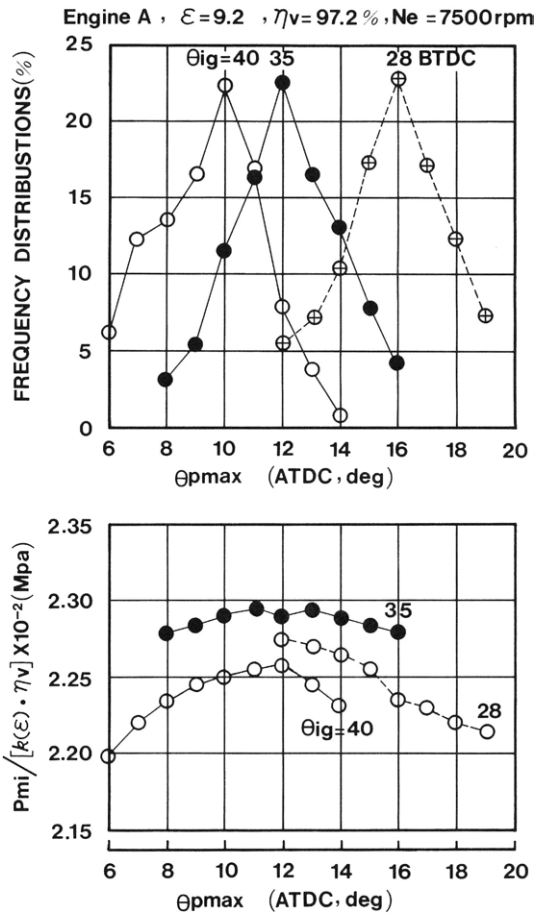



図5　$\theta$pmaxに対応したPmi/〔$\kappa$ ($\varepsilon$))・$\eta$v〕と$\theta$pmax頻度分布

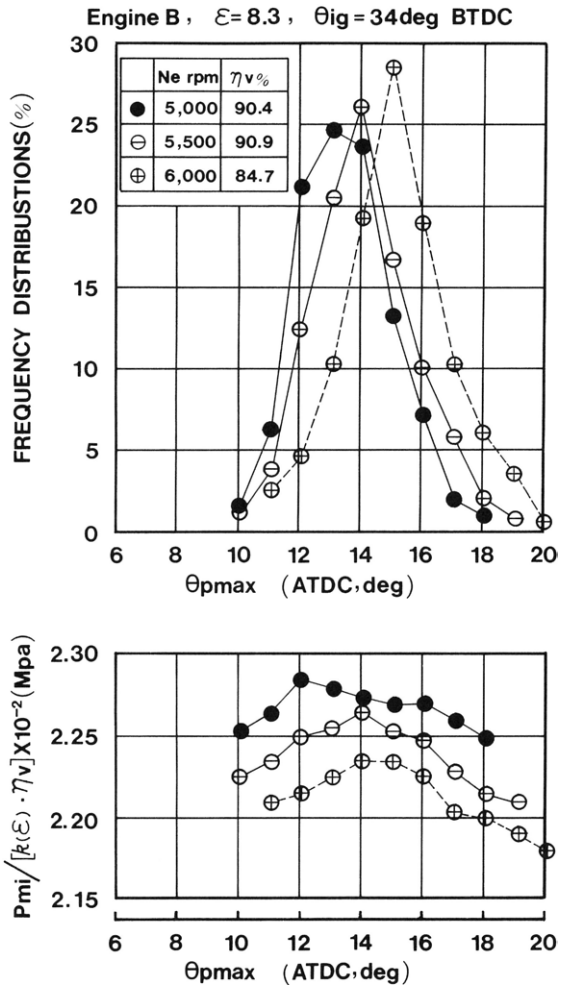



図6　$\theta$pmaxに対応したPmi/〔$\kappa$ ($\varepsilon$))・$\eta$v〕と$\theta$pmax頻度分布

rpmに対してMBTとなるθigを各々与えた場合には、いかなるNeの場合でもθpmaxは略13deg(A.T.D.C.)に集中分布し、高いPmiが得られている。なお、図には12,000、15,000、18,000rpmについてのみ示している(テストNo.14～18)。なお、機関BとCのテスト条件を表3に示す。

## 3. 数 値 計 算

### 3.1. 計算式と仮定

4サイクル火花点火機関に於いて、最適点火時期(MBT)は機関諸元、運転因子、大気条件などさまざまな因子によって変化すると言われているが、前項の実験で示した様に、MBTを与えた場合これらの因子とは関係なく最大燃焼圧力を与えるクランク角(θpmax)は通常上死点後12～14deg付近に存在することが分かった。よってここでは、MBTを与え二領域熱力学的モデルによってθpmaxを求める。

数値計算に於いては、次の様な仮定も設けている。

1. 燃焼過程に於けるシリンダ内ガスは、火炎面を境にして未燃ガスと既燃ガスの二領域に分割されるものとする。
2. 未燃ガス、既燃ガスはともに理想気体とし、未燃ガスは一様な組成及び温度から成り、既燃ガスはそれぞれ熱力学的平衡にある多数の等エントロピーのセルからなるものとする。
3. 筒内圧力は、三次元的に一様とする。
4. 熱損失は、壁面外側の冷却水温を一定、壁面内側の温度はその時の平均ガス温度とし求める、ガス側の熱伝達はWoschniの式で与えられるものとする。

なお、熱力学的モデルの詳細はAppendixに示してある。

まず、想定される各種の燃焼過程をシミュレートするために、燃焼質量割合(χ)を次の様なWieveの関数で表すことにする。

$$\chi = 1 - e^{-k\left(\frac{\theta}{\theta b}\right)^{m-1}} \qquad (3-1)$$

この場合の熱発生率ω＝dx／d(θ/θb)は、次の式で与えられる。

$$\omega = k(m+1)\frac{\theta}{\theta b}e^{-k\left(\frac{\theta}{\theta b}\right)^{m-1}} \qquad (3-2)$$

ここに、θ　：クランク角(deg)
θb　：燃焼期間(deg)
k及びm：燃焼特性数

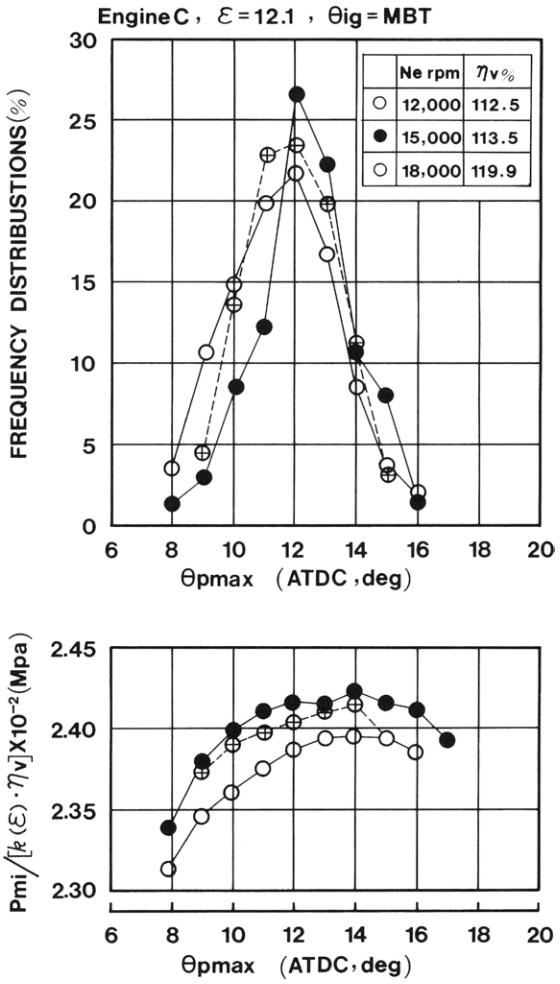



図7　θpmaxに対応したPmi/〔κ(ε))・ηv〕とθpmax頻度分布

いま、$\kappa = 6.9$とし、mのみを変化させた場合の燃焼質量割合($\chi$)と熱発生率($\omega$)とを図8a及びbに示す。なお、これに対して燃焼期間($\theta$b)を変化させれば、さまざまな燃焼パターンを表すことが出来る。いまこれらの燃焼パターンに対して任意の点火時期($\theta$ig)を与えた場合の筒内ガス圧(P)とクランク角($\theta$)との関係を求め、図示平均有効圧力(Pmi)を算出する。次にPmiと$\theta$igの関係より、最大のPmiが分かれば、最適点火時期(MBT)に対する最大燃焼圧力(Pmax)を与えるクランク角($\theta$pmax)を求める事が出来る。

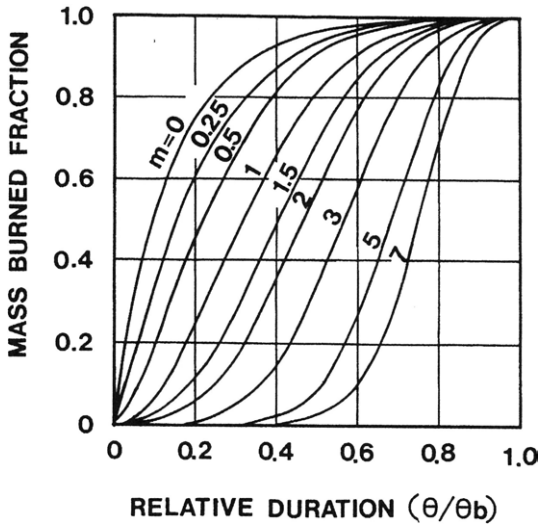



図8a　Wieveの式から得られる燃焼質量割合

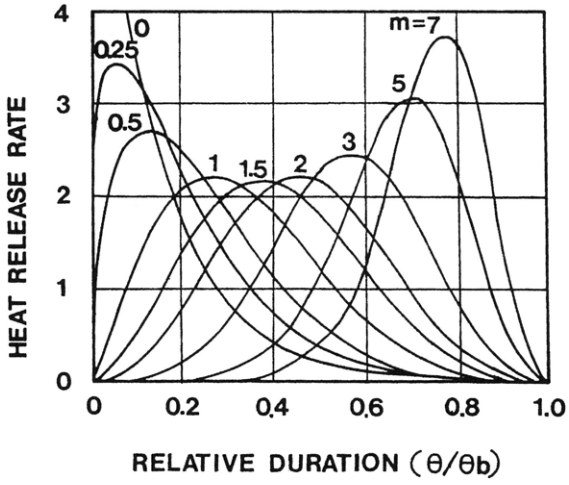



図8b　各燃焼パターンにおける熱発生率

### 3.2. 計算結果

計算結果の代表例として、機関回転数(Ne)＝1,500rpm、体積効率($\eta$v)＝93%、燃焼期間($\theta$b)＝40deg、燃焼特性数($\kappa$)＝6.9の一条件のもとで燃焼特性数mの場合、点火時期を5deg毎に変えて求めた圧力線図と燃焼質量割合(%)を図9に示してある。この図を基に最大燃焼圧力を与えるクランク角($\theta$pmax)とその時のPmiとの関係を求めると図10の様になる。

図によると$\theta$pmaxが上死点後12°で最大Pmiが得られていることが分かる。次にm＝3一定とし、燃焼期間($\theta$b)を20°、40°、60°、及び80°と

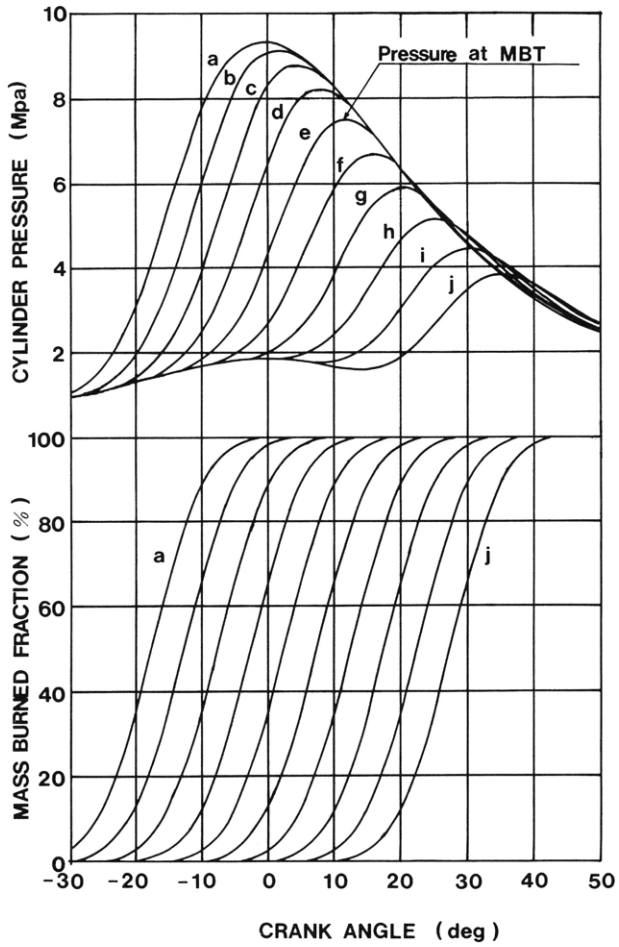



図9　点火時期を変化させた場合の燃焼質量割合と圧力線図

した場合が図11に比較し示してある。$\theta b = 20°$ の場合は急速燃焼であり、80° の場合は緩慢な燃焼である。図によると最大Pmi時の各々の$\theta$pmaxは10～14deg(A.T.D.C.)にあり、通常の燃焼期間(40deg前後)では、12～14deg(A.T.D.C.)に存在している。又、$\theta b = 40$deg一定とし、燃焼特性

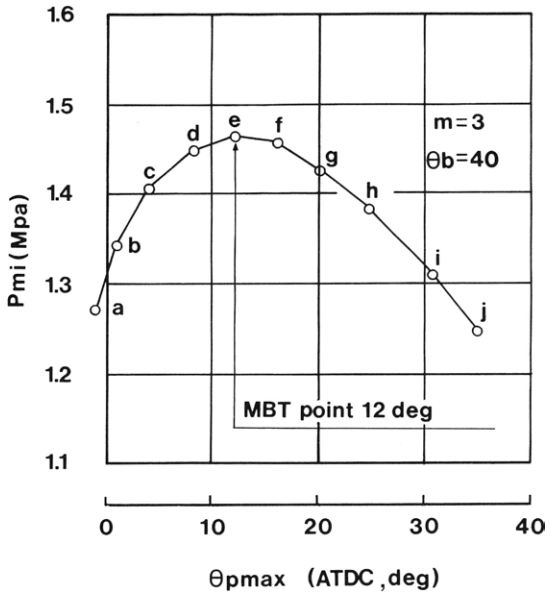



図10　点火時期を変化させた場合のPmiと$\theta$pmax

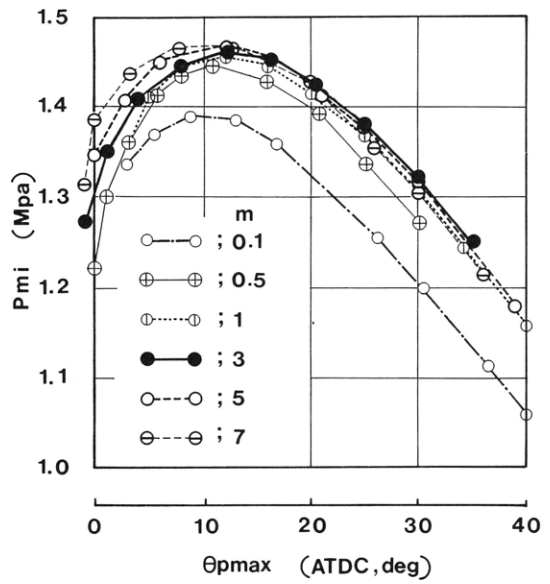



図11　燃焼期間（$\theta$b）を変化させた場合の$\theta$pmaxの関係（m＝3、$\kappa$＝6.9）

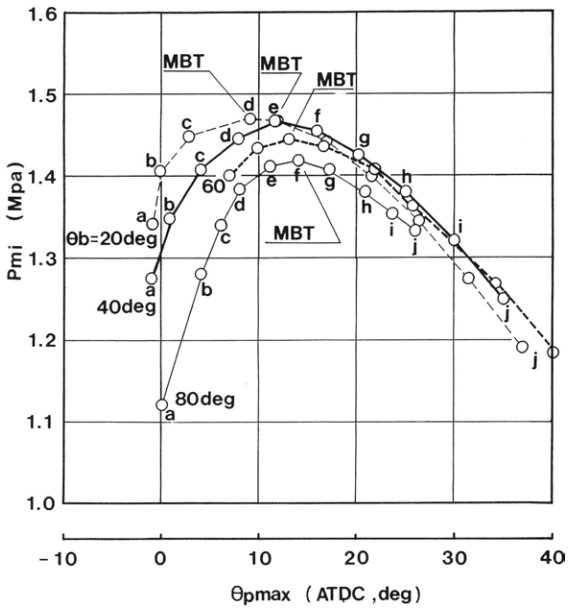



図12　燃焼特性数（m）を変化させた場合のPmiと$\theta$pmaxの関係

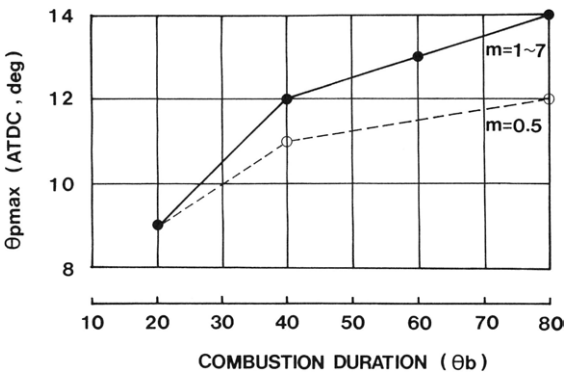



図13a　$\theta$pmaxに対する$\theta$bの影響

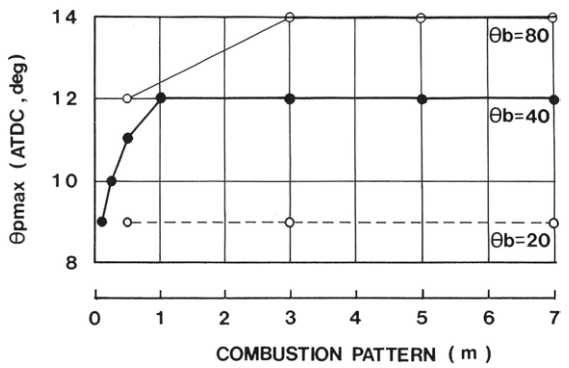



図13b　$\theta$pmaxに対する燃焼特性数（m）の影響

数mを0.251、3、7と変えた場合を図12に示す。θpmaxは、m＝1～7の範囲で11～12deg(A.T.D.C.)に揃っており、燃焼開始(立上り)の状態などに大きく左右するmの影響の少ない事が分かる。

最後に、燃焼期間(θb)及び燃焼特性数(m)の両方を同時に変えた場合を図13a、bに示す。(a)にはmをパラメータにθbに対するθpmaxを示している。燃焼が迅速でθbが小さくなる程、θpmaxは上死点に近づくが、mが1より大きくθbが30°以上になるとθpmaxは11～14deg(A.T.D.C.)の範囲に存在している。又、燃焼期間(θb)をパラメータとして燃焼特性数(m)の影響を示した(b)によると、mが1から7の範囲で、θbが40deg以上ではθpmaxが12～14deg(A.T.D.C.)にあることが分かる。この様に、燃焼パターン(m)と燃焼期間(θb)と組み合せると、あらゆる機関諸元(圧縮比、排気量、ストローク・ボア比)や、運転条件(回転数、体積効率、空燃比など)及び気温、気圧などの大気条件などに対応した燃焼過程を網羅したことになる。それゆえ、以上の事から通常火花点火機関の燃焼過程であれば、MBTに於けるθpmaxは12～14deg(A.T.D.C.)に存在する事が解析的にも明らかとなり、先の実験結果を確認したと言って良いだろう。

## 4．MBTコントロールシステム

### 4.1. MBTコントロールの基本概念

(1) MBTコントロール

燃焼最高圧力を与えるクランク角(θpmax)がある特定の値(ここでは13deg±1degA.T.D.C.)になる様に点火時期(θig)を制御すれば常に機関をMBT状態で運転することが出来ることが前項に於いて実験的に、また解析的に実証された。ここに提案するMBTコントロールは、圧力センサで検出した前サイクルのθpmaxを用いて次のサイクルの点火時期を制御するものである。すなわち、θpmaxが13degより小さい場合は設定点火時期を遅角し、θpmaxが13degより大きい場合は進角する。しかしながら定常運転でもかなりの燃焼サイクル変動があるため、前サイクルのθpmaxを用いて忠実にフィードバックをかけると、かえってサイクル変動が増加する。従って前、何サイクルかのθpmaxをサンプリングしその平均値を用いることと、θpmaxの目標値にある幅をもたせる必要がある。ここではθpmaxの目標値は、実験及び計算から13deg±1deg(A.T.D.C.)とする。なお、失火した場合は、失火を判断してフィードバックの対象から外す。

急加速の場合、定常状態と同様に、数サイクルのθpmaxの平均値をとってフィードバックすると点火時期の応答性が損なわれる。よってこの場合は、スロットル開度の時間変化率を検出し、いわゆる急開時には、時間変化率に応じたある点火時期を与える。

機関諸元が変わると、アイドル回転数はもちろん、安定した回転を得るための点火時期がそれぞれ異なる。従ってアイドリング時はシステムのハードウエアーで外部から簡単に点火時期を調整出来る様にする。なお、アイドル回転数($Ne_1$)から MBT点火時期制御領域($Ne_2$)までの区間も任意に機関に応じた点火時期が設定出来る様にする。(図14)

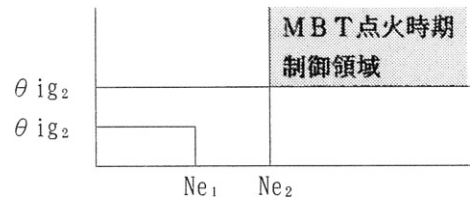



図14　MBT点火時期制御領域

### 4.2. コントロールシステムの構成

#### 4.2.1. 構成

最大燃焼圧力のクランク角を用い、常に最適な点火時期を与えようとするMBT点火時期制御システムの構成を図15に示す。図において燃焼圧力を電気信号に変換する燃焼圧力センサ(a)には圧電セラミックを使用し、それには直接又は間接に受圧するプラグタイプとワッシャタイプ(図16)がある。

クランク角センサ(b)は光学式で、クランク軸の回転に同期して上死点(T.D.C.)とクランクの単位角度ごとに高分解能のパルスを発生する。スロットル開度センサ(c)はエンジンの過渡運転状態を判断するものであり、その信号により過渡時の点火時期を補正する。

A／Dコンバータ(d)は燃焼圧力信号とスロットル信号をデジタル信号に変換するものであり、8Bitマイクロプロセッサで、各クランク角に対応した燃焼圧力を読み込み、最大燃焼圧力の位置($\theta$pmax)を算出し、MBT時の圧力ピーク位置即ち、上死点後13deg(A.T.D.C.)との差を求め、フィードバック量を算出する。RAMは燃焼圧力センサ出力と$\theta$pmax等をストアするものであり、ROMは制御に必要なプログラムがメモリーされている。カウンタ回路はCPUからの設定値に基づき、点火時期信号を出力するものであり、点火出力回路は点火信号によりイグニッション・コイルに電流を流し、点火火花を発生させるものである。

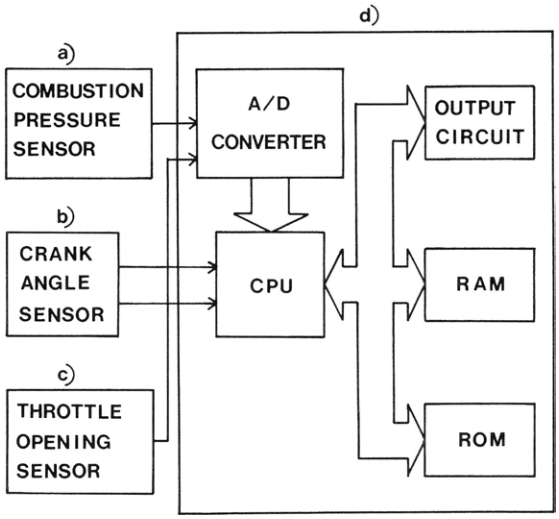



図15　MBTコントロールシステムの構成図

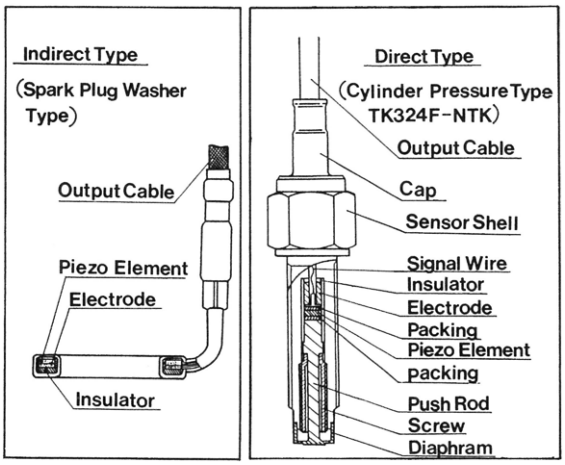



図16　燃焼圧力センサ

4.2.2. MBTコントロール手法

本システムは前サイクルの最大燃焼圧力の位置($\theta$pmax)を検出し、次のサイクルの$\theta$pmaxが13deg±1deg(A.T.D.C.)に来る様に点火時期を制御するのがあるが、実車に適応する場合、運転モードに応じて次の様にシステム動作を変える必要がある。

(1) 定常運転

圧力センサ出力をAD変換して、CPUに取り組み$\theta$pmaxを検出し過去所定回数の平均$\theta$pmaxを演算し、13deg(A.T.D.C.)との差を求め、差がマイナスの時は次回点火時期を遅角し、プラスの時は進角する。図17において、エンジン回転数が所定値を越えると(S1)、圧力センサ出力をT.D.C.から50deg(A.T.D.C.)まで、クランク角1deg毎に読み込む(S2)。この様にして得られた圧力線図のパターンはモータリング状態で記憶された圧力パターンと比較され、もしそれらに差があれば、ファイヤリングとみなし(S4、S5)過去nサイク

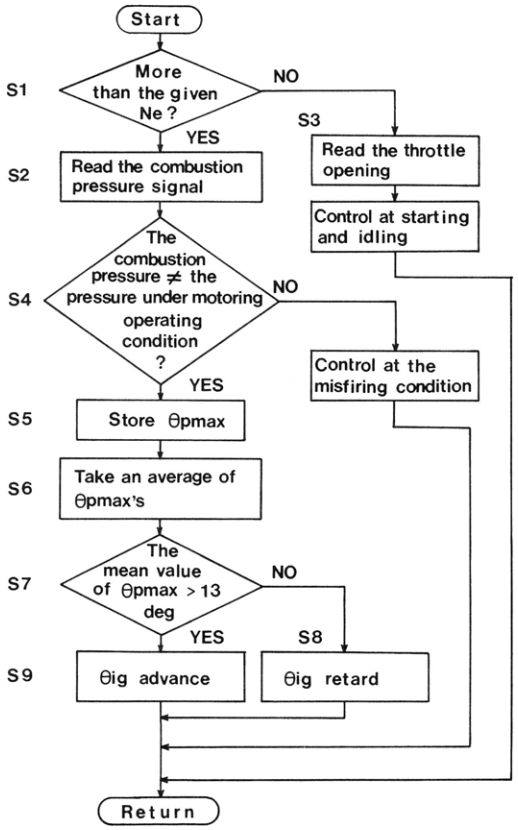



図17　定常運転におけるMBTコントロールのフローチャート

ルの$\theta$pmaxの値をアンサンブル平均する(S6、S7)。この$\theta$pmaxの平均値が指定値(ここでは13deg)になる様、次の点火時期を調整する。(S9)

(2) 過渡運転

このMBTコントロールシステムは、通常の加速運転時にも適応出来るが、図18に示すように、スロットル開度センサで開度の時間変化率($\Delta\alpha/\Delta t$)を検出し、変化率が所定値以上のいわゆる急加速時は変化率に応じた点火時期を与える。

(3) 始動及びアイドリング

エンジンスタート時やアイドリング時はエンジン諸元に応じた点火時期を別途設定する。

(4) ミスファイアー

燃焼圧力パターンとモータリング時の圧力パターンとの傾向が一致している、いわゆる失火時は$\theta$pmaxの算出が出来ないので、前サイクルと同一の点火時期を与える。

(5) エンジン・ストップ時

上死点信号の無い状態が所定回数以上続いた時は、エンジン・ストップと判断して点火時期を始動時に戻す。

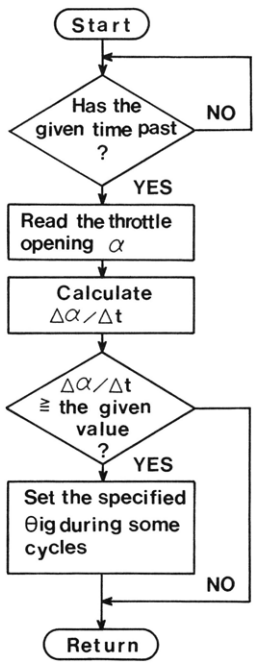



図18　急加速運転におけるMBTコントロールシステムのフローチャート

4.3. 結論及び考察

4.3.1. MBTコントロール

定常状態において検出した前サイクルの$\theta$pmaxを用いて直接次のサイクルにフィードバックを行うと、サイクルの変動が増大し適切ではない。従って、何サイクルかの$\theta$pmaxをサンプルし、その平均値を用いてフィードバックする必要がある。いま、機関D(単気筒)を用いて、サンプル数を1、4及び8とした場合の、それぞれ平均$\theta$pmaxでフィードバックを行って得られた実点火時期200サイクルの傾向を図19に比較して示す。図によると、サンプル数が1と4の実点火時期の標準偏差は各々3.3degと1.6degであるが、8の時は0.4とかなり小さな値となっている。図20は機関E(2気筒)で、サンプル数が2と4の場合を示す。サンプル数2の標準偏差が0.7degに対し、4は0.3degとかなり小さくなっている。以上のことから機関諸元、特に気筒数を考慮し、サンプル数を決める必要があることが分かる。

今、図21は機関Dをサンプル数8の平均$\theta$pmaxでフィードバックした場合の$\theta$pmaxの頻度分布を示す。なお、図中の太線は全天候型ベンチでの低

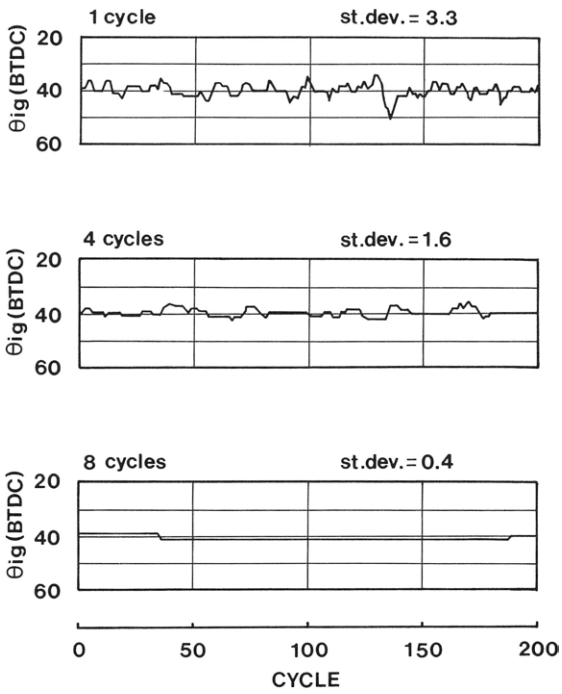



図19　単気筒エンジンの場合のサンプル数の影響

気圧状態(大気圧600mmHg)での$\theta$pmaxの頻度分布を示している。$\theta$pmaxは標準気圧(760mmHg)と同様12～14deg(A.T.D.C.)に集中分布しており、低気圧状態においてもMBTに制御されていることが分かる。

4.3.2. 急加速運転でのMBTコントロール

通常の加速時もこのシステムにより、MBT制御することが可能であるが、急加速時に定常運転と同様にサンプル数8の平均$\theta$pmaxでフィードバック制御すると、点火時期の応答遅れを生じ、ドライバビリティを損なう。今、機関Dを用いて30K／h相当のスロットル開度(A点)から、全開(B点)と急開加速を行うに当たってサンプル数2と8の各々の平均$\theta$pmaxを用いてフィードバック制御を行った場合と、加速フィーリングがベストとなる一定点火時期(この場合35deg B.T.D.C.)を与えた場合の実点火時期($\theta$ig)とPmiの経過をサイクル別に図22に示す。

まず実点火時期($\theta$ig)に注目すると、サンプル数2の場合は7サイクル目で一定の点火時期すなわち35deg(B.T.D.C.)に収斂しているが、サンプル数8の場合は途中で一旦オーバーシュートし、20サイクル前後で収斂している。次にPmiに注目するとフィードバック制御した場合のPmiはいづれも、一定点火時期を与えた場合のそれに比較して低いことが分かる。ここにドライバビリティの悪化の原因があると考えられる。従って急加速時に対しては、スロットル開度センサで求められる

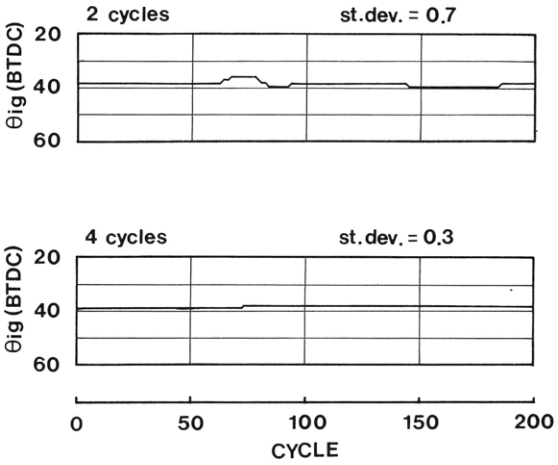



図20　2気筒エンジンの場合のサンプル数の影響

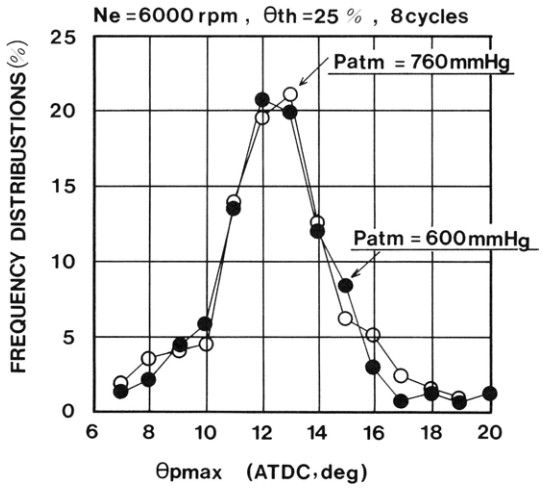



図21　サンプル数8の場合の$\theta$pmaxの頻度分布

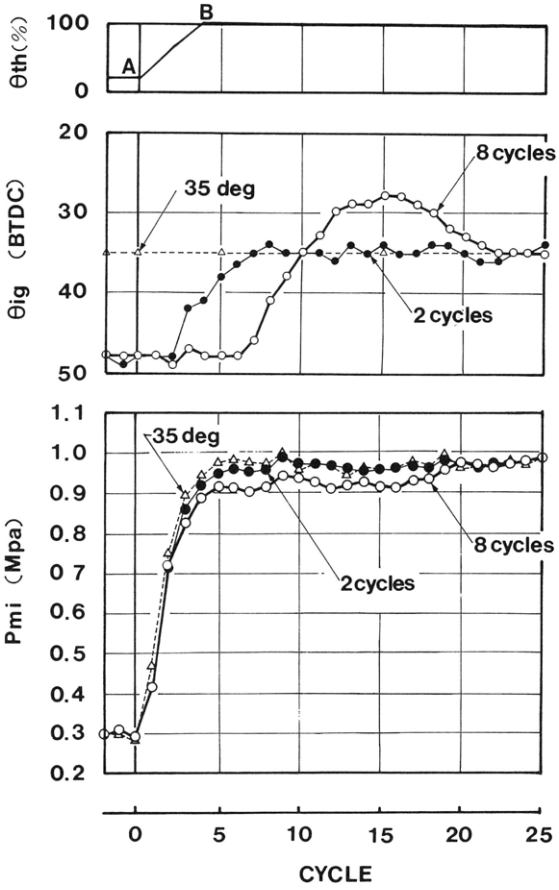



図22　MBT Control Systemを用いて急加速した場合の実点火時($\theta$ig)とPmiの関係

開度時間変化率〔Δα／Δt〕に対して予めドライバビリティが良好となる点火時期を求めておく必要がある。

図23は、前述と同様35deg(B.T.D.C.)を与えた場合と開度時間変化率に応じた点火時期(この場合も35deg)を与えた場合のθigとPmiの経過を示す。後者のθigの経緯をみると開度時間変化率〔Δα／Δt〕を検出するに要する時間遅れ(2～3サイクル)が認められるがPmiは略同等の値が得られるのでドライバビリティの低下を避けることが出来た。

4.3.3. MBTコントロールシステムの特徴

今回、新たに開発したMBTコントロールシステムは次の様な特徴を持っている。

(1) 燃焼圧力センサ

本システムは、最大燃焼圧のクランク位置(θpmax)だけを正確に知ることが出来れば良く、燃焼圧力の絶対値を求める必要はない。従って圧力センサには廉価で、耐久性の高いセラミック圧電素子を使用することが出来る。

(2) プラグワッシャタイプ圧力センサによる最大燃焼圧力位置の検出

プラグワッシャタイプの燃焼圧力センサ出力には、点火プラグ共振周波数とバルブ・シーティングノイズが重畳するため、単純な微分回路で最大燃焼圧力の位置(θpmax)を導くことは出来ない。そこで本システムではセンサ出力を一旦AD変換して、θpmaxをCPUで算出している。

(3) 低体積効率時の最大燃焼圧力位置の検出

30%以下の低ηv時は最大燃焼圧力(Pmax A.T.D.C.)がモータリング時の圧縮圧力の最大値(Pcomp, T.D.C.)より低いことがある。その場合は、単純なピーク検出法でθpmaxを求めることは困難である。そこで本システムでは図24に示すようにファイヤリング時の圧力センサの出力値(P1)からモータリング時のセンサ出力(P2)を減算して、燃焼による圧力ピークの位置を検出している。圧縮圧力波形は一般にηvとNeが変化しても略相似

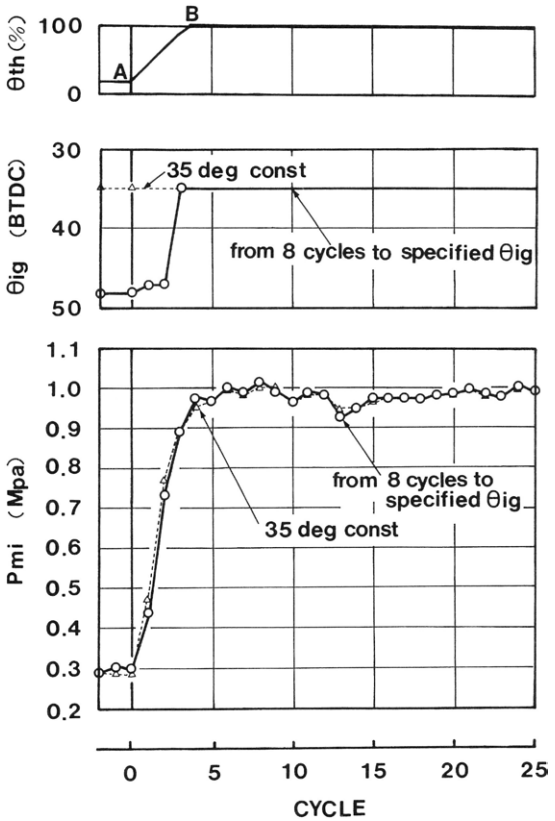



図23　急加速時のみ開度時間変化率に応じた点火時期を与えた場合のPmiの応答

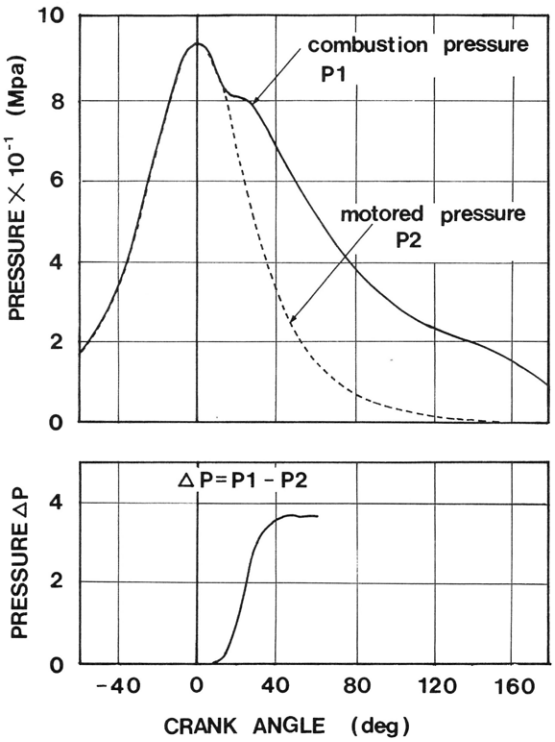



図24　低ηv時のモータリングとファイアリングの気筒内圧力の比較

形となるのでT.D.C.のPcompを基準、即ち1.0として上死点後50degまでのクランク単位角度ごとの係数を求め、予めROMに記憶させた。従って燃焼圧力センサの上死点の出力値が分かれば、そのサイクルの圧縮圧力を予測することが可能となり、低$\eta v$時の$\theta$pmaxを容易に求めることが出来るようになった。

## 5. 結　論

4サイクル火花点火機関の指示平均有効圧力(Pmi)と最大燃焼圧力を与えるクランク角($\theta$pmax)との関係を明らかにし、MBT Control Systemを考案・開発した。この一連の研究・開発で得られた主な結論は、

1. 4サイクル火花点火機関でMBTを与えたとき、最大の燃焼圧を生ずるクランク角($\theta$pmax)は、機関諸元が異なり運転条件が大幅に変化しても、通常上死点後13deg ± 1degにあることが供試機関のテストにより確認された。
2. Wiebeの式で与えられる各種の燃焼パターンと、2領域熱力学的モデルを用いた数値計算でも$\theta$pmaxは、やはり12〜14degの範囲にあることが検証された。
3. よって圧力センサにより$\theta$pmaxを検出し、$\theta$pmaxが13deg ± 1deg(A.T.D.C.)になる様に点火時期を設定するならば、定常運転や一般の過渡運転でMBT制御となり出力及び燃費を常に最適にし得ることが明らかとなった。
4. MBTコントロールは、機関諸元により異なるが前数サイクルの$\theta$pmaxの平均値を用いて、次の点火時期を制御すれば良い。
5. この制御法では圧力の絶対値は不用であり、単に$\theta$pmaxが精度良く検出できれば良いので、圧力センサは比較的簡単なもので良く、また必ずしも筒内圧力を直接検出する必要はない。
6. なお、このMBTコントロールシステムは急加速運転のみならず始動、アイドル、失火に対して別途任意に点火時期を設定することによって実用性が実証された。

## 6. 謝　辞

本研究に対して適切なアドバイスを頂いた東海大学教授浅沼先生に謝意を表します。

## 7. 参考文献

(1) Y. Hata and M. Asano, "New Trends in Electronic Engine Control To the Next Stage", SAE paper 860592

(2) J. Powell, "Closed loop control of spark advance using cylinder pressure" Int. J. of Vehicle Design, Special Publication SP4. 1983.

(3) S. Yagi, A. Ishizuya, and I. Fujii, "Research and Development of High Speed, High Performance Small Displacement Honda Engines", SAE paper 700122

(4) P. Blumberg and J. T. Kummer; "Prediction of No Formation in Spark-Ignited Engines. An Analysis of Method of Control",
Combustion Science and Technology, 1971, vol. 4, pp73-95.

(5) G. Sihling and G. Woschni "Experimental Investigation of the Instantaneous Heat Transfer in the Cylinder of a High Speed Diesel Engine", SAE paper 790833

## APPENDIX

領域熱力学的モデルの計算

いろいろな燃焼パターンをシミュレートするために、質量燃焼割合(X)がWiebeの式によって与えられる。

$$X=1-\exp\left[-k\left(\theta/\theta b\right)^{m+1}\right] \quad \cdots\cdots (1)$$

発熱生率(W)は(1)式を微分して得られる。

$$W=k(m+1)k\left(\theta/\theta b\right)\exp\left[-k\left(\theta/\theta b\right)^{m+1}\right] \quad \cdots (2)$$

ここでは$\theta$はクランク角、$\theta$bは燃焼期間、Kとmは定数である。この計算ではk＝6.9として与える。圧力線図は2領域熱力学的モデルにより計算される。作動ガスにおける熱力学の第一法則に従ったエネルギー収支は次式で表現される。

$$G \cdot dUT/d\theta = dQ/d\theta - P \cdot dV/d\theta \quad \cdots\cdots (3)$$

ここでGは作動ガス質量、UTは内部エネルギー、Qは熱損失、Pはシリンダー内圧力、Vはシリンダー容積である。

a)内部エネルギー(UT)

UTは次式の様に表される。

$$UT = X \cdot Ub + (1 - X) \cdot Uu \quad \cdots\cdots (4)$$

ここにUbとUuは各々、既燃ガスと未燃ガスの内部エネルギーである。これらは次式によって与えられる。

$$Ub = Cvu \cdot T + Au \quad \cdots\cdots (5)$$
$$Uu = Cvb \cdot T + Ab \quad \cdots\cdots (6)$$

ここでCvuとCvbは既燃ガスと未燃ガスに対応する平均熱容量でAu. Abは定数である。燃焼が進行するに従って、未燃焼ガスと既燃焼ガスの部分が1つの燃焼室内に存在する。既燃ガスの平均温度は次式によって与えられる。

$$Tb(X) = 1/X \cdot \int_0^X Tb(X, X')dx' \quad \cdots\cdots (7)$$

ここで質量燃焼割合がXという値まで燃焼が進行したとき、Tb(X, X')は燃焼したX'という部分の燃焼ガス温度を表している。この点における燃焼ガスの平均内部エネルギーは次式によって示される。

$$Ub = 1/X \cdot \int_0^X (Cvb \cdot Tb(X, X') + Ab) \cdot dX'$$
$$= Cvb \cdot Tb + Ab \quad \cdots\cdots (8)$$

方程式(1)のXと方程式(8)のUbを(4)に代入すれば、UTが求められる。

b)熱損失

熱損失は次式で与える。

$$dQ/d\theta = \alpha g \cdot As \cdot (Tg - Tw) \quad \cdots\cdots (9)$$

$\alpha g$は熱伝達係数である。燃焼室の表面に関してTgは、平均シリンダーガス温度であり、Twは燃焼室表面温度である。$\alpha g$は次の式で表されるWoschniの式で与えられる。

$$\alpha g = A \cdot D^{-0.2} \cdot (P(\theta) \cdot Cm)^{0.8} \cdot Tg(\theta)^{-0.53} \quad \cdots (10)$$

Aは定数、Dはシリンダーボア径、Cmは平均ピストンスピード、Tgは平均シリンダーガス温度である。

$$Tg(\theta) = \frac{P(\theta) \cdot V(\theta)}{G\{X \cdot Rb + (1-X) \cdot Ru\}} \quad \cdots\cdots (11)$$

$Tg(\theta)$、$P(\theta)$、$V(\theta)$は各々、燃焼過程でのクランク角$\theta$におけるシリンダーガス温度、圧力、体積である。

このとき、壁面温度Twは次式で示される境界条件の下で、一次元非定常の熱伝導の方程式に従う。

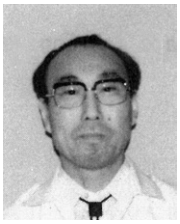
$$\partial Tw / \partial t = a \cdot \partial^2 Tw / \partial^2 y \quad \cdots\cdots (12)$$

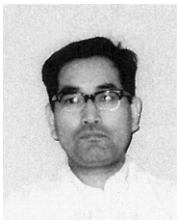
ここでyは壁面からの距離であり、tは時間、aはシリンダー壁の熱拡散率である。境界条件は

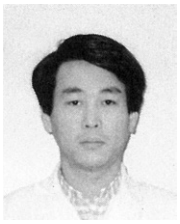
$$\lambda \cdot \partial Tw / \delta t = \alpha g \cdot (Tg - Tw) \quad \cdots\cdots (13)$$
$$\lambda \cdot \partial Tw / \delta t = \alpha c / \cdot (Tcw - Tcl) \quad \cdots\cdots (14)$$

ここで$\lambda$をシリンダー壁の熱伝導率、Tcwは冷却壁面の温度、Tclは冷却水温度、$\alpha c$は熱伝達係数である。

■著　者■


八木静夫


藤井　功


吉川晴彦


川合　誠

# ２サイクルエンジンの不整燃焼評価法

Evaluation Method of Irregular Combustion in 2-Stroke Cycle Gasoline Engine

関　根　正　男*　石　川　友　美*
Masao Sekine　Tomomi Ishikawa

## 要　旨

２サイクル・ガソリン・エンジンは低回転・低負荷域において不整燃焼が発生し、それにより二輪車では車体振動が生じて、乗車感を悪くする一因となっている。この乗車感の評価をエンジン台上試験に置き換える為、不整燃焼を定量化する評価システムを確立した。エンジン台上試験における不整燃焼評価法とライダーによる乗車感を比較する事により、不整燃焼評価法によって得られた結果と乗車感とに相関がある事がわかった。

従って、この評価法を用いる事によってエンジン台上試験で実車における乗車感評価の予測が可能となった。更に代表的なエンジン運転因子である空燃比、及び点火時期の不整燃焼に及ぼす影響について調べた結果、両者とも不整燃焼の発生が少なくなる設定範囲のあることがわかった。

## ABSTRACT

At low-revolution and -load ranges, 2-stroke engines are prone to irregular combustion. This causes vibration of the body, a detrimental factor to ride quality.

A system of quantifying irregular engine combustion was established to enable engine bench tests to assess ride quality.
Correlation was verified between the bench test measurement and actual ride quality.

This system has enabled the bench test measurements to act as a clue to identify actual ride quality. Impact of major engine performance elements such as air to fuel ratio and ignition timing on irregular combustion was also studied. This has led to the conclusion that those elements can be adjusted to reduce irregular combustion.

## 1．ま　え　が　き

２サイクル・ガソリン・エンジンは比出力が高く、軽量で構造が簡単な為、小排気量の二輪車に多く使用されている。２サイクル・ガソリン・エンジンを低回転・低負荷で運転すると、失火サイクルを伴う不整燃焼が起り、二輪車では燃焼変動に起因する車体振動（サージ）が生じ、実車での乗車感を悪くする。この乗車感を悪くする不整燃焼は２サイクル・ガソリン・エンジン特有の現象であり、不整燃焼を定量評価する事は、それを改善する為にも重要な項目である。従来より乗車感を評価する方法として、次に示す様な評価方法がとられている。

(1) エキスパート・ライダーの実走による主観的な評価方法
(2) 車体の前後方向の加速度変動を測定し、その振幅の大きさにより定量的に評価する方法[1]
(3) 車体に搭載したエンジンのクランク軸の回転変動を測定し、その変動率により定量的に評価する方法[2]

しかし、これらの評価方法ではエンジンを車体に搭載した状態でなければ評価できないので、エ

＊朝霞研究所



https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1990_2_9

ンジン単体の開発時にエンジン台上試験によって実車での乗車感を予測する評価方法が望まれていた。

そこで、乗車感はエンジン燃焼変動に大きく起因する事に着目し、エンジン台上試験において、図示平均有効圧力(Pmi)の標準偏差($\sigma_{Pmi}$)を求め不整燃焼を定量化して、エキスパート・ライダーによる乗車感との相関性を検討した。次いで、不整燃焼評価法の実用的な応用として、エンジン台上試験において、代表的なエンジンの運転因子である空燃比(A／F)と点火時期($\theta$ig)の不整燃焼への影響を検討し、各々の最適な設定値を求めた。

## 2．不整燃焼評価システム

実車における乗車感はエンジン燃焼変動に大きく起因する事に着目して、図1に示すような不整燃焼評価システムを構成した。テストエンジンはダイナモ・メータによって運転制御し、所定の条件下でデータの収集を行う。測定データは燃焼圧力(P)、クランク角(CA)、ピストン上死点(TDC)で、1000サイクルの信号をA/D変換器を通して演算装置に取り込む。

得られたクランク角度毎の燃焼圧力データを用いて、毎サイクルの図示平均有効圧力(Pmi)、及び測定した全サイクルの図示平均有効圧力の平均値($\overline{Pmi}$)と標準偏差($\sigma_{Pmi}$)を演算して求める。

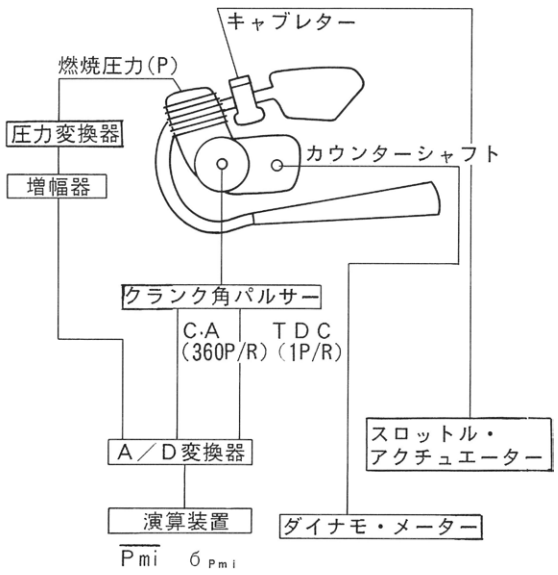



図1　不整燃焼評価システム

表1　テスト車主要諸元

| | テスト車　A | テスト車　B |
|---|---|---|
| エンジン形式 | 2ｻｲｸﾙ 水冷単気筒 | 2ｻｲｸﾙ 水冷単気筒 |
| 掃気方式 | 5ﾎﾟｰﾄ シュニーレ式 | 5ﾎﾟｰﾄ シュニーレ式 |
| 吸気方式 | ｸﾗﾝｸ リードバルブ | ｸﾗﾝｸ リードバルブ |
| ﾎﾞｱｰ × ｽﾄﾛｰｸ | 66.0 × 72.0 mm | 66.0 × 57.0 mm |
| 排気量 | 246 cm³ | 195 cm³ |
| 圧縮比 | 6.2 | 6.5 |
| 掃気ﾀｲﾐﾝｸﾞ | 122° ATDC BTDC | 122° ATDC BTDC |
| 排気ﾀｲﾐﾝｸﾞ | 86° ATDC BTDC | 82° ATDC BTDC |
| 1次減速比 | 2.600 | 3.058 |
| 変速比 1速 | 3.181 | 2.750 |
| 変速比 2速 | 1.937 | 1.875 |
| 変速比 3速 | 1.400 | 1.411 |
| 変速比 4速 | 1.090 | 1.142 |
| 変速比 5速 | 1.000 | 0.956 |
| 変速比 6速 | 0.916 | 0.818 |
| 2次減速比 | 2.857 | 3.117 |
| 車輌重量 | 128 kg | 123 kg |

## 3．テスト方法及びテストエンジン諸元

### 3.1．評価相関性テスト方法

評価相関性のテストは排気量の異なるテスト車A，Bで行った。2種類のテスト車の諸元は表1に示す。シャーシ・ダイナモにおける不整燃焼評価は、図2に示すテスト装置で行った。

シャーシ・ダイナモ上で等価走行抵抗での運転はシフト位置をトップにして行い、前記の不整燃焼評価システムを用いて、各車速の$\sigma_{Pmi}$を測定した。同様にして、各シフト位置における各車速の$\sigma_{Pmi}$を測定した。実車における乗車感評価は3名のライダーによって、路面の凹凸の少ない直線コースで、風の弱い日に行った。運転条件はシャーシ・ダイナモ・テストと同条件で行い、実車乗車感評価は表2に示した4段階評価で行った。

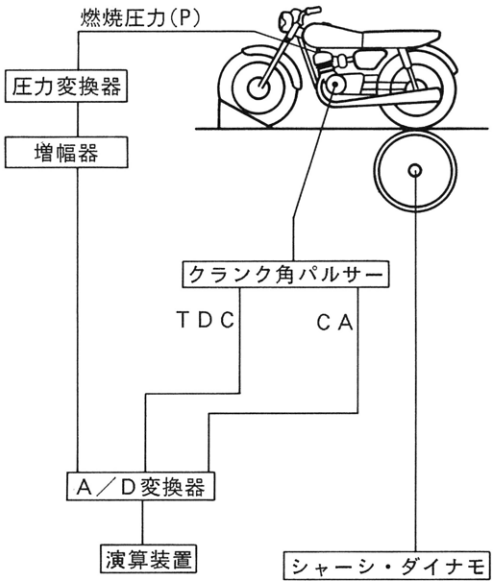



図２　シャーシダイナモにおける
不整燃焼テスト装置

### 3.2. 応用テスト方法

実車における乗車感をエンジン台上試験で評価をする為、不整燃焼評価法を応用していくつかのテストを行った。最初のテストとして、同一車体で乗車感の良いエンジンCと悪いエンジンDにおける不整燃焼評価の比較テストを行った。

各々のエンジン諸元は表3に示す。次いで、乗車感の悪いエンジンDを用いて、乗車感に及ぼす空燃比(A/F)の影響をみるテストを行い、さらに同一エンジンにおいて乗車感に及ぼす点火時期($\theta$ig)の影響をテスト検討した。

## 4．不整燃焼評価法と乗車感との相関性

不整燃焼評価法と実車における乗車感との相関性を検討する為、テスト車をシャーシ・ダイナモ上で運転し、$\sigma_{Pmi}$を測定した。その後、テストコースにて乗車感の評価を行い、$\sigma_{Pmi}$との相関性を検討した。不整燃焼評価と実車における乗車感評価との相関性は図3と図4に示すように、2種類のテスト車とも、乗車感は$\sigma_{Pmi}$とかなり相関性があり、乗車感が問題となる不整燃焼レベルは$\sigma_{Pmi}$＝60kPa以上である事が確認された。

表２　乗車感４段階評価

| | | |
|---|---|---|
| 優 | Very Good | サージを全く感じない |
| 良 | Fair | サージを少し感じる |
| 可 | Acceptable | ｻｰｼﾞはあるが乗車感不快でない |
| 不可 | Poor | ｻｰｼﾞが大きく乗車感が不快 |

表３　テストエンジン主要諸元

| | エンジン　C | エンジン　D |
|---|---|---|
| エンジン形式 | 2ｻｲｸﾙ 水冷単気筒 | 2ｻｲｸﾙ 水冷単気筒 |
| 掃気方式 | 5ﾎﾟｰﾄ ｼｭﾆｰﾚ式 | 5ﾎﾟｰﾄ ｼｭﾆｰﾚ式 |
| 吸気方式 | ｸﾗﾝｸ ﾘｰﾄﾞﾊﾞﾙﾌﾞ | ｸﾗﾝｸ ﾘｰﾄﾞﾊﾞﾙﾌﾞ |
| ﾎﾞｱｰ × ｽﾄﾛｰｸ | 66.0 × 72.0 mm | 66.0 × 72.0 mm |
| 排気量 | 246 cm³ | 246 cm³ |
| 圧縮比 | 6.2 | 6.2 |
| 掃気ﾀｲﾐﾝｸﾞ | 122 ° ATDC BTDC | 122 ° ATDC BTDC |
| 排気ﾀｲﾐﾝｸﾞ | 108 ° ～86° ATDC BTDC | 102 ° ～91° ATDC BTDC |
| 気化器 | PEφ32 改良後 | PEφ32 改良前 |
| 備考 | 乗車感が良い | 乗車感が悪い |

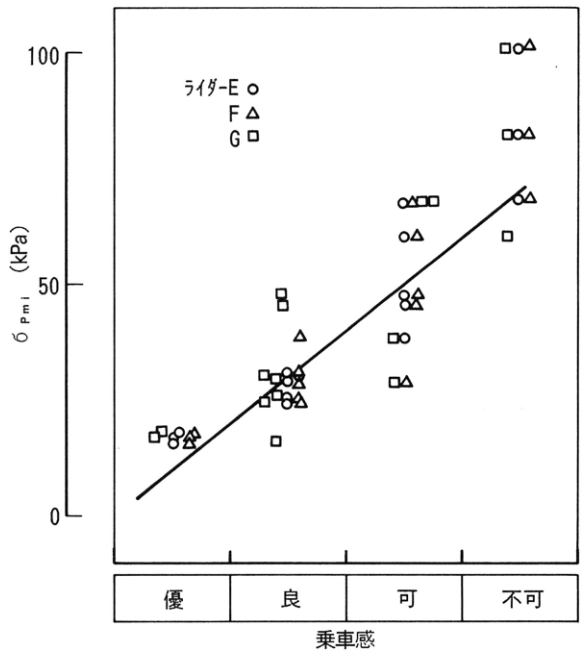



図３　テスト車Ａ　実車における
乗車感と$\sigma_{Pmi}$の関係

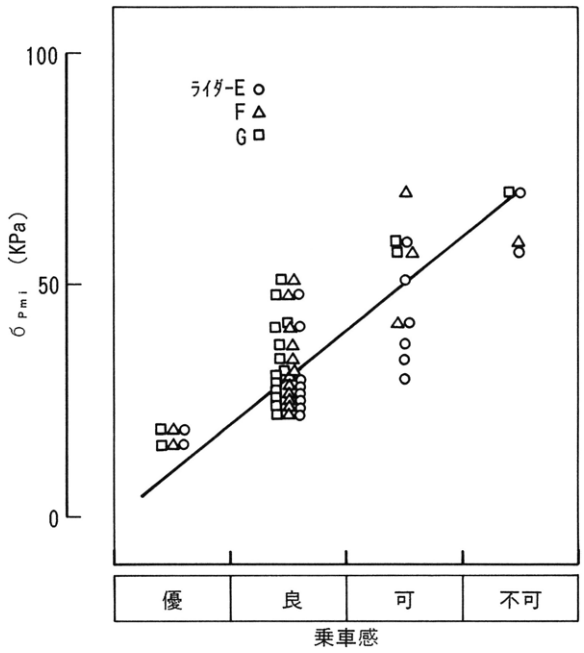



図４　テスト車Ｂ　実車における
乗車感と$\sigma_{Pmi}$の関係

## ５．不整燃焼評価法の応用テスト

### 5.1. 二種類のエンジンにおける不整燃焼評価比較

同一車体で乗車感の良いエンジンＣと悪いエンジンＤを用いて台上試験における不整燃焼評価を行った。

図5と図6は各々のエンジンの$\sigma_{Pmi}$＝60kPa以上の範囲、つまり乗車感が問題となる運転域を斜線で示したものである。乗車感の悪いエンジンＤは６速相当の走行抵抗で$\sigma_{Pmi}$＝60kPaになるので、実車における６速（トップ）でのクルーズ走行で乗車感が問題になる事がわかる。

一方、乗車感の良いエンジンＣは$\sigma_{Pmi}$＝60kPa以上の範囲がより小さい負荷にきているので、実車における低いシフト位置でのクルーズ走行が可能である事がわかる。

### 5.2. 乗車感に及ぼす空燃比の影響

図7はエンジン回転数3500rpmにおいて、スロットル開度一定で、空燃比を変えた時の$\sigma_{Pmi}$とトルクを示したものである。$\sigma_{Pmi}$に対する空燃比の最適値は各スロットル開度で、ほぼA/F＝13であり、トルクに対する最適値と一致している事

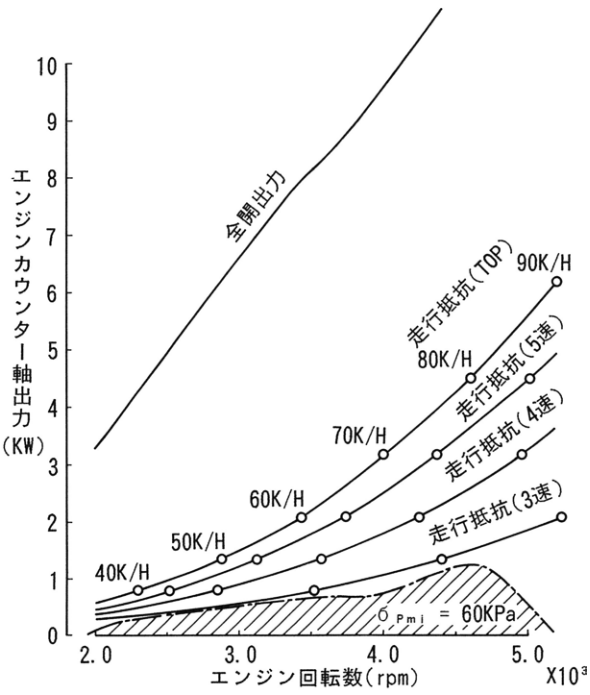



図５　乗車感の良い車の
等$\sigma_{Pmi}$（$\sigma_{Pmi}$＝60KPa）線図

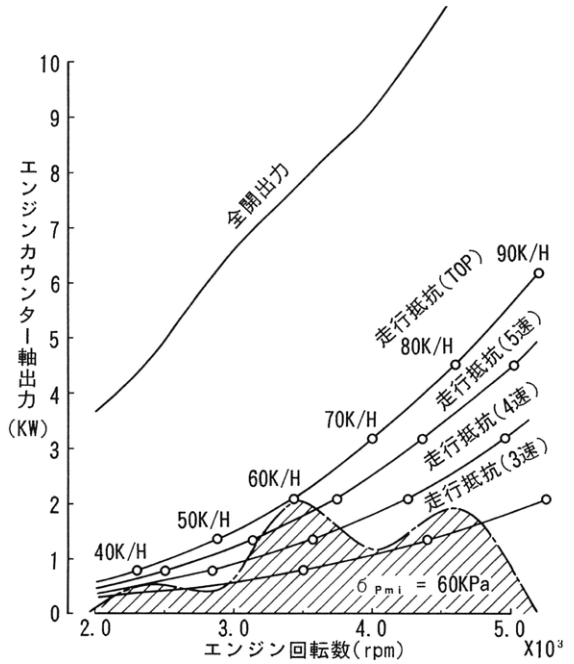



図６　乗車感の悪い車の
等$\sigma_{Pmi}$（$\sigma_{Pmi}$＝60KPa）線図

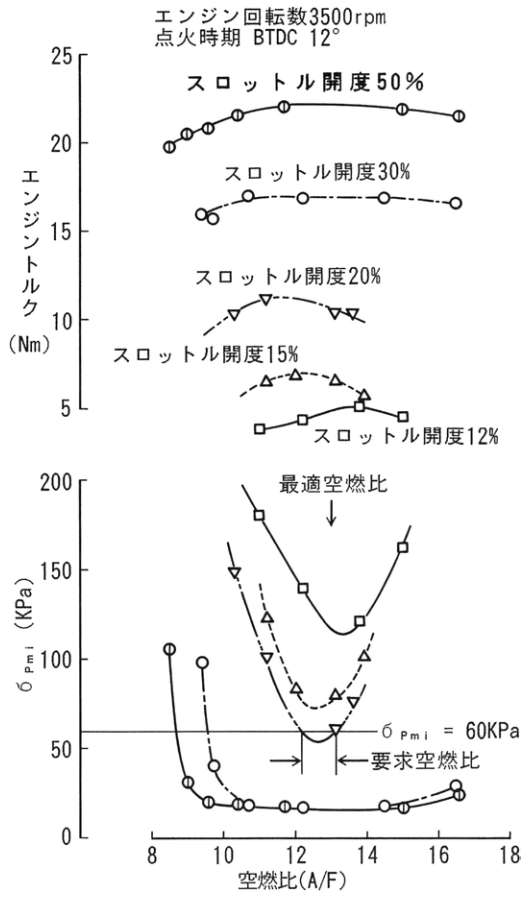



図７　$\sigma_{Pmi}$ への空燃比の影響

がわかる。今、$\sigma_{Pmi}$ ＝ 60kPa 以下、すなわち乗車感が問題とならない空燃比範囲を要求空燃比とすると、それは負荷の大きいスロットル開度において広く、負荷の小さいスロットル開度において狭くなる。さらに小さいスロットル開度においては、最適空燃比を与えても、$\sigma_{Pmi}$ ＝ 60kPa 以上となり、乗車感を満足しなくなる事がわかる。

### 5.3 乗車感に及ぼす点火時期の影響

図8 はエンジン回転数 3500rpm において、スロットル開度一定で、点火時期を変えた時の $\sigma_{Pmi}$ とトルクを示したものである。$\sigma_{Pmi}$ に対する点火時期の最適値はトルクが最大となる点火時期(MBT)と一致せず、MBT より 6° ～9° 遅角した所に存在するという事がわかる。ここには示していないが、全負荷における MBT は、部分負荷の MBT より遅角した所にあり、部分負荷の $\sigma_{Pmi}$ に対する最適点火時期とほぼ一致している。一般に、二輪車用エンジンの点火時期はエンジン負荷での制御は行わず、エンジン回転数のみで制御している。この点火時期制御方法は２サイクルエンジンの全負荷におけるトルクと部分負荷における $\sigma_{Pmi}$ の両者に最適値を与えているという事がわかった。

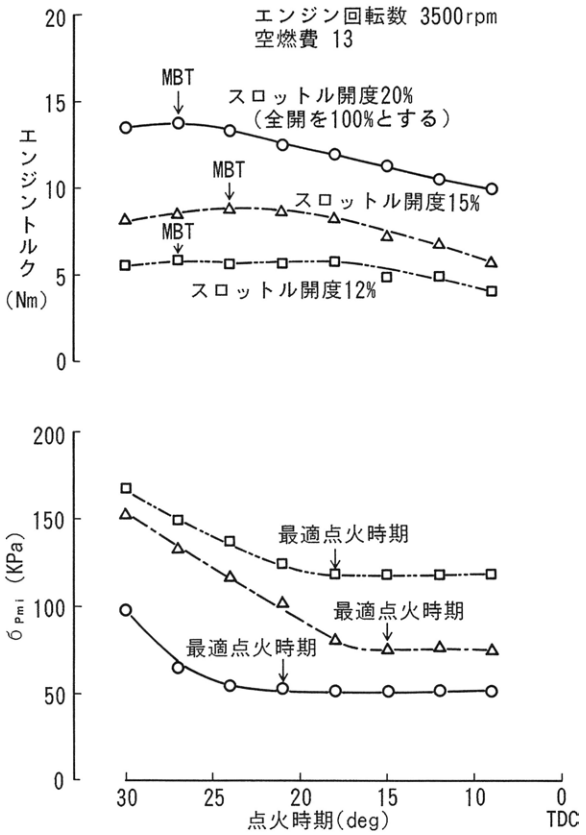



図８　$\sigma_{Pmi}$ への点火時期の影響

## ６．まとめ

図示平均有効圧力（Pmi）の標準偏差（$\sigma_{Pmi}$）で不整燃焼の評価を行う「不整燃焼評価システム」が開発され、次のような結論が得られた。

(1) 不整燃焼評価法は、実車における乗車感とほぼ相関性が有り、エンジン台上試験において乗車感を推定することが可能となった。

(2) 不整燃焼評価において、$\sigma_{Pmi}$ ＝ 60kPa 以上になると実車での乗車感が問題となる。

(3) 不整燃焼評価法を応用して、乗車感に対する

空燃比、及び点火時期の影響を検討した結果、最適空燃比はほぼ13に存在し、最適点火時期はMBTより6°～90°遅角側に存在する。

(4) 不整燃焼評価システムはエンジン台上試験において、量産開発段階のエンジンにおける不整燃焼評価に使用できる事がわかった。

## 参考文献

(1) R. L. Everett (1971) "Measuring Vehicle Driveability" SAE Paper 710137

(2) 畑、後藤 (1981) "バタフライ排気バルブによる2サイクル二輪車の排気制御" 内燃機関 Vol. 20, No. 250, P.11～17

■著　者■



関　根　正　男



石　川　友　美

# メタノール自動車の開発

Development of Methanol Vehicles

須賀稔之* 北島真一* 小林吉彦*
Toshiyuki Suga Shinichi Kitajima Yoshihiko Kobayashi
長島隆* 佐藤克明* 犬童規之*
Takashi Nagashima Katsuaki Sato Noriyuki Inudo

## 要旨

高濃度メタノール燃料(メタノール85%＋ガソリン15%混合燃料、以下M85燃料と称す)を自動車燃料として既存のガソリンエンジンに使用した場合の問題点を明確にし、その対応手法について検討した。

オクタン価の高いM85燃料をガソリンエンジンに用いることにより、圧縮比を高めて出力を向上させ、部分負荷運転時の熱消費特性を改善することができる。しかしM85燃料は比較的低い温度で熱面着火を起こしやすく、プレイグニッションの発生を回避するために、高熱価の点火プラグを採用する必要がある。

メタノール燃料及びその燃焼生成物は腐食性が高く、吸気及び排気バルブ、バルブシート、ピストンリング、インジェクタ等の腐食や著しい摩耗が見られる。したがってM85燃料を用いるためには、それらの部品の材質や形状を新たに検討する必要がある。また、メタノールエンジン専用のオイルを開発し、さらにオイル交換時期を早めてオイル劣化を防ぐことにより、エンジン動弁系及び摺動面の摩耗や腐食を通常走行下で軽減出来る。

M85燃料を用いた自動車の低温始動性は−15℃まで、高温再始動性は35℃まで運転性を確保できる。また、排気成分は三元触媒と$O_2$フィードバック制御の排気浄化装置を採用する事により国内10モード規制に適合する。

## ABSTRACT

Problems were identified with high-concentration methanol fuel M85 (a mixture of 85% methanol and 15% gasoline) when used on the existing gasoline engine. Solutions were then explored.

Used with high compression gasoline engine, the high-octane M85 can help produce increased power and improve thermal consumption characteristics under partial load running.

M85 pre-ignites at lower temperatures than gasoline and thus must be used with colder type spark plugs.

Another problem is corrosion and wear of inlet and exhaust valves, valve seats, piston rings and injectors, caused by methanol and its combustion formations. Accordingly, the materials and design of those parts must be modified. Use of a special engine oil and more frequent oil replacement will reduce wear and corrosion of valves and friction areas.

Cold and hot starting is possible to a low of-15 and a high of 35 degrees Celsius respectively with M85. The methanol-fueled vehicle is able to meet the Japanese 10 mode exhaust emission standards using a conventional three-way catalyst with feedback from an oxygen sensor.

＊栃木研究所



https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1990_2_10

## 1. まえがき

石油代替の自動車燃料として、また最近では大気中のNOxや微粒子の低減等を目的として、メタノール燃料実用化への研究が世界各国で行われている。我が国では通産省の委託を受け、㈶石油産業活性化センターを中心として、オットータイプのメタノール自動車の研究も進められている。このプロジェクトでは、自動車メーカー各社が試作した12台の試験自動車を用い、㈶日本自動車研究所の管理下においてフリートテストが1989年より実施されている[(1)]。

本田技研もこのプロジェクトに参加し、図1に示す様な改良を加えたメタノール自動車のテストを行ってきた。この車の燃料供給系部品並びにエンジン部品は、腐食性の高いメタノール燃料に対応し、かつフリートテストに必要な運転性能が確保できる諸元が選定されている。特にエンジンの主要部品に関しては、量産部品をそのまま用いて、耐久信頼性を維持できるようにした。

本稿では、ガソリンエンジンをM85燃料に適合させるために行った研究内容について報告する。

表1　メタノールと無鉛レギュラガソリンの燃料性状

| 燃料性状 | メタノール | 無鉛レギュラガソリン |
|---|---|---|
| 理論空燃比(A/F) | 6.47 | 14.7 |
| 密度(g／cm³) | 0.795 | 0.758 |
| 沸点（℃） | 64.5 | 20~210 |
| リード蒸気圧（kgf/cm²） | 0.277 | 0.60 |
| オクタン価(RON) | 112 | 91 |

## 2. 実験方法

### 2.1. 試験燃料

表1にメタノールと無鉛レギュラガソリンの燃料性状を示す。メタノールは単一成分であるため蒸留特性がガソリンと大幅に異なり、リード蒸気圧もガソリンに比べ低く低温時、特に0℃以下の始動性がメタノール燃料のみでは問題となる。

従って今回の実験では、特に始動性を確保するため、表2に示すメタノール85%と無鉛レギュラガソリン15%を混合したM85燃料を用いた。また冬季を想定した低温始動性の実験では、蒸気圧を0.85kg/cm$^2$に調整したM85燃料を用いた。

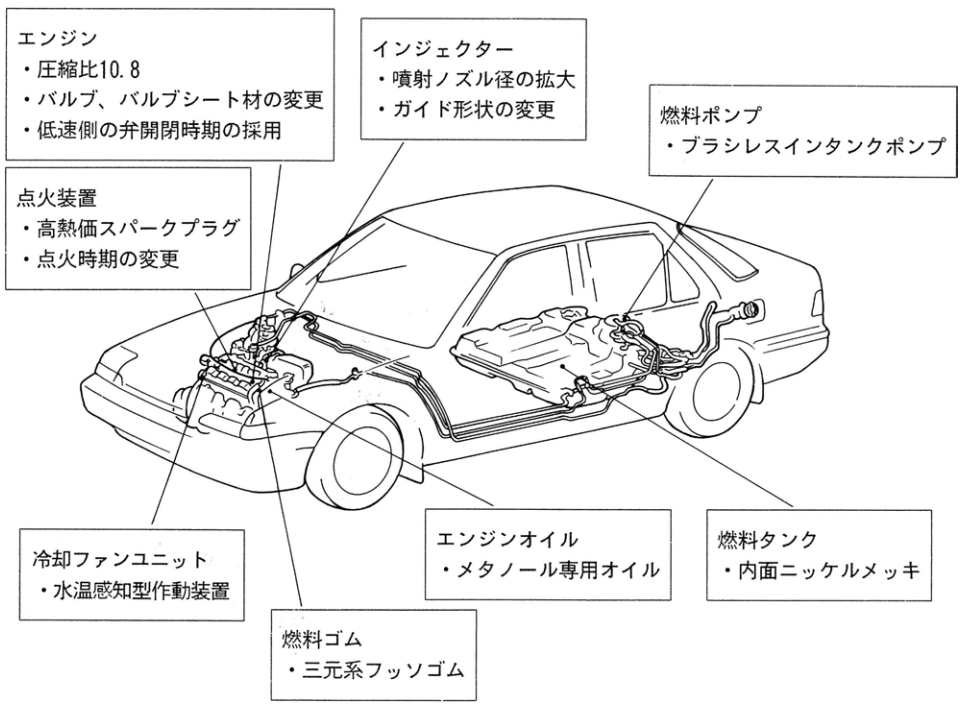



図1　ホンダアコード（メタノール仕様）

表２　M85 の燃料性状

| 燃　料　性　状 | M85 | M85（冬季仕様） |
|---|---|---|
| 理論空燃比(A/F) | 7.62 | 7.62 |
| 密度（gm／cm³） | 0.785 | 0.782 |
| 分留（℃）１ＢＰ | 43 | 34 |
| １０％ | 59 | 60 |
| ５０％ | 63 | 63 |
| ９５％ | 63 | 63 |
| ＥＰ | 141 | 145 |
| ﾘｰﾄﾞ 蒸気圧（kgf/cm²） | 0.62 | 0.85 |
| オクタン価(RON) | 111 | 111 |

### 2.2. 供試機関

実験には、表3 に示す水冷４サイクル４バルブ火花点火機関を用いた。

燃料供給装置として、各気筒の吸気ポートにインジェクタを装着した吸気ポート内燃料順次噴射装置を用いた。インジェクタの流量特性はメタノールとガソリンの理論空燃比の違いに合わせ変更を行った。

### 2.3. 実験手順

メタノールエンジンの最大出力、部分負荷燃費、プレイグニッション特性を把握するためにエンジン単体性能実験を行った。また、メタノールエンジン各部品の耐久性の評価のためエンジン単体耐久試験を行い、各種のメタノールエンジンオイルの清浄性も同時に比較検討した。

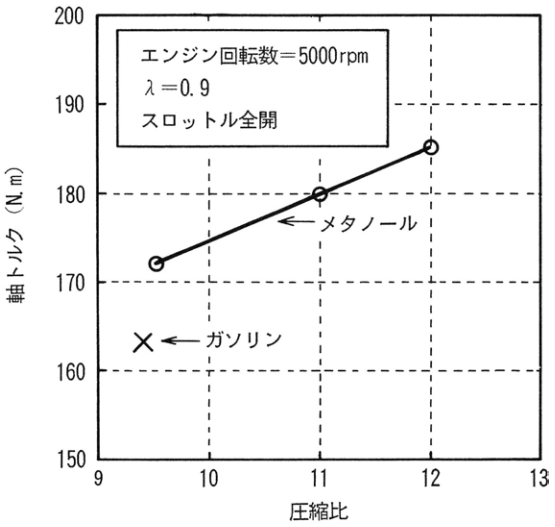



図２　最大出力と圧縮比の関係

表３　主要緒元

| 機関形式 | ４サイクル４バルブ火花点火機関 |
|---|---|
| 気筒数 | 4 |
| ボ　ア | 81mm |
| ストローク | 95mm |
| 排気量 | 1958cc |
| 圧縮比 | 10.8 |
| 燃料供給系 | 吸気ポート内燃料順次噴射 |

メタノールエンジンオイルの劣化特性、燃料供給系及びエンジン本体の腐食や摩耗、更に排気浄化特性を把握をするために実験車両を用いて耐久走行を行った。

## 3．メタノールエンジンの圧縮比の選定

M85 燃料はガソリンよりオクタン価が高く、メタノールエンジンはガソリンエンジンに比べ圧縮比を高める事が出来る。そこで圧縮比の選定が、メタノールエンジンの最大出力、部分負荷燃費特性に与える影響について調べてみた。

図2 に、圧縮比と最大出力の関係を示す。M85 燃料を用いた場合、最大出力はガソリンエンジンと同一の圧縮比（9.4）でも若干増える。これはメタノールが燃焼する場合、ガソリンに比べ燃焼モル数が若干増えること、燃焼温度が低いために冷

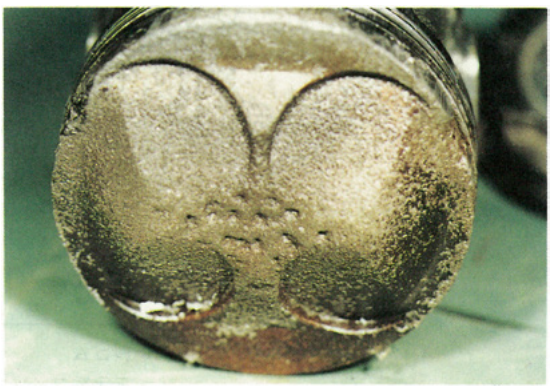


図３　プレイグニッション発生による
ピストンの破損

却損失が多少減少し、更に燃焼速度が早まるために等容度が増すためと考えらている。[2] さらにメタノールエンジンは、圧縮比を高めるに従い最大出力は増加する傾向を示す。しかし、最大出力の増加は同時にエンジンの熱負荷を増し、図3に見られる様にピストン破損に至るプレイグニッションの発生がしばしば問題となる。したがって高圧縮比のメタノールエンジンを実用化するに際し、プレイグニッション現象について十分把握する必要があり次章で詳述する。

メタノールとガソリンは低位発熱量が異なるため、メタノールエンジンとガソリンエンジンの部分負荷燃費特性を図示熱消費率に換算して、比較する（図4）。メタノールエンジンは、圧縮比を高め空気過剰率（λ）を増大する事により図示熱消費率を著しく向上することが出来る。例えば図示熱消費率は、圧縮比を 9.4 から 12.0 に上げる事により理論空燃比では 12% 改善し、更に空気過剰率を 1.0 から 1.5 と薄くする事により 7% 改善し、それらを合計すると 19% の改善が見られる。しかし排気浄化装置として三元触媒を用いる場合、理論空燃比で運転する必要があるため、この様な高圧縮比下におけるメタノールの希薄燃焼性を生かした燃費改善効果を望むことはできない。

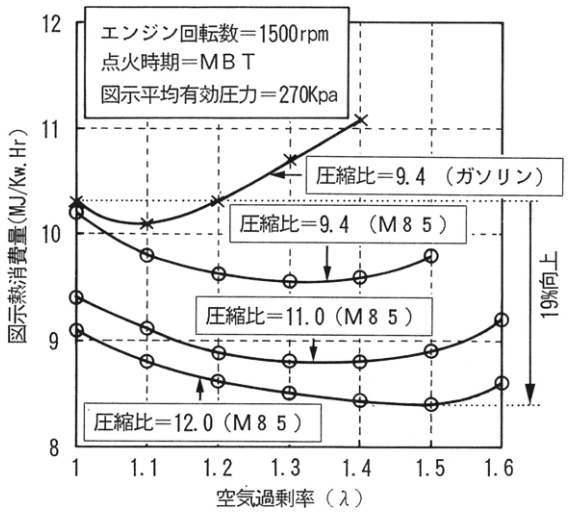



図４　図示熱消費率と圧縮比並びに空気過剰率との関係

したがって今回は高圧縮比化に伴うエンジンの耐久信頼性、特にピストン及びクランクシャフト強度等を充分考慮して圧縮比の選定を行い、有鉛ガソリン仕様の市販車で実績のある 10.8 に設定した。

## 3．メタノールのプレイグニッション現象解析

M85 燃料のプレイグニッション現象を圧縮比 10.8 のメタノールエンジンを用いて解析した。

プレイグニッションは、点火プラグより熱面着火が発生して起こるものとし、最初にプレイグニッション発生プラグ中軸温度を求めた。この実験では、測温用点火プラグを用いて点火時期を最適点火時期（ＭＢＴ）より更に進角し、点火プラグ中軸温度が急激に立ち上がる時をプレイグニッション発生プラグ中軸温度と判断した。

図5 に、M85 燃料のプレイグニッション発生プ

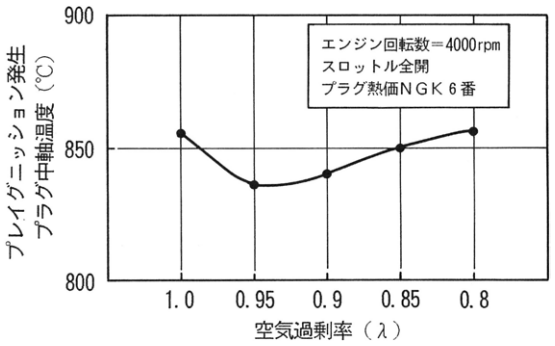



図５　プレイグニッション発生プラグ中軸温度と空気過剰率との関係（M85 燃料）

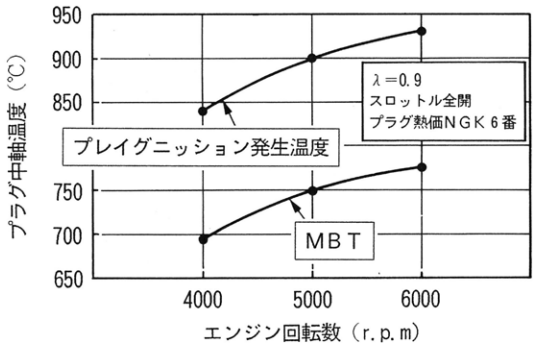



図６　プレイグニッション発生時及び MBT に於けるプラグ中軸温度とエンジン回転数との関係（M85 燃料）

ラグ中軸温度と空気過剰率との関係を示す。ガソリン同様[3]、理論空燃比より多少濃い混合気(λ＝0.9～0.95)に於てプレイグニッションは起き易い傾向がある。そしてその時のプレイグニッション発生プラグ中軸温度は、ガソリンエンジンに比べ約200℃低い。また図6に示すように、エンジン回転数が上昇するに従い、プレイグニッション発生プラグ中軸温度は高くなる。

次に熱面着火の発生からプレイグニッション発生に至るメカニズムの解析を行うため、失火発生装置を用いた実験を行った[4]。図7にその実験装置を示す。

一番気筒に水晶圧電型圧力ピックアップを取り付け、一番気筒の点火信号を失火発生装置に入力し、20サイクルに1回の割合で周期的に失火を起こし、燃焼圧力を測定する。

図8に失火をさせる事により生じた熱面着火の図示平均有効圧と通常の火花着火による図示平均有効圧を示す。点火時期を進角するにしたがい、熱面着火時の図示平均有効圧は上昇し、やがて火花着火時の図示平均有効圧に近づく。熱面着火と火花着火の図示平均有効圧がほぼ一致すると、プラグ中軸温度が急激に上昇しプレイグニッション発生に至る。この熱面着火の発生からプレイグニッションに至る課程が、メタノールエンジンの場合には、ガソリンエンジンに比べ急激に起きることが判明した[5][6]。

以上の実験結果から、点火プラグより発生する熱面着火を防ぐ目的で、ガソリンエンジンより高熱価の点火プラグを採用した。

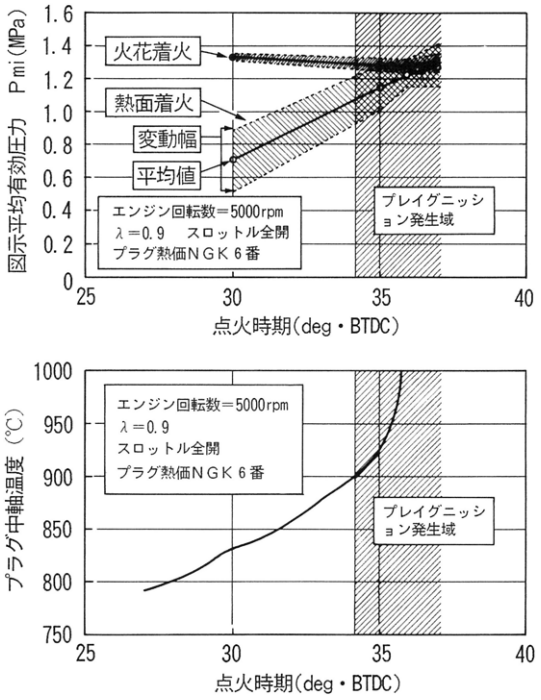



図８　熱面着火と火花着火の図示平均有効圧力及びプラグ中軸温度と点火時期との関係

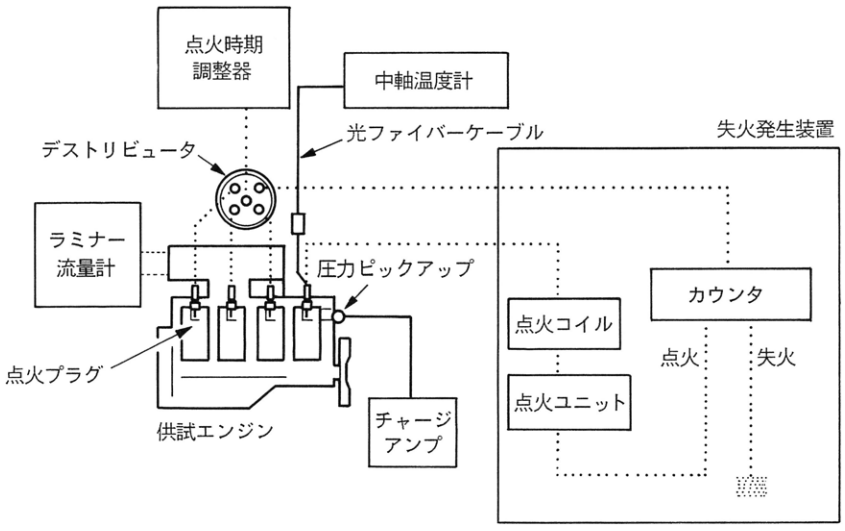



図７　失火発生装置

表４　耐久実験結果

| 実験回数 | 耐久時間 | 不具合項目 | 推定原因 | 対策内容 |
|---|---|---|---|---|
| 1回目 | 約５分間 | • ピストンピン焼き付き | 潤滑不足 | ピストン形状変更 |
| 2回目 | ５サイクル | • ピストン破損（ブロック破損） | 潤滑不足 | ピストン強度向上<br>オイル粘性向上 |
| 3回目 | 600サイクル | • バルブ、バルブシート摩耗<br>• ピストンリング摩耗<br>• インジェクタ摩耗<br>• 燃焼室のスラッジ発生 | 腐食摩耗<br>腐食摩耗<br>潤滑不足<br>オイル添加剤不適 | 材質変更<br>材質変更<br>材質変更<br>オイル添加剤変更 |
| 4回目 | 600サイクル | • バルブ、バルブシート摩耗<br>• インジェクタ摩耗<br>• 排気ポートのスラッジ発生 | 腐食摩耗<br>潤滑不足<br>ステムシール不適 | 材質変更<br>形状変更<br>ステムシール変更 |
| 5回目 | 600サイクル | 問題無し | | |

## 5．メタノールエンジンの耐久性評価

メタノールエンジンのエンジン部品耐久性について、図9 に示すエンジン単体耐久モードにて評価した。その実験経過と結果の要約を表4 に記し、耐久試験で不具合が生じたエンジン部品について、以下にその詳細を述べる。

### 5.1. バルブシート摩耗

図10、図11 に示す様に、メタノールエンジンの吸入バルブ、バルブシート及び排気バルブ、バルブシートは、ガソリンエンジンに比べ著しく摩耗する。この理由は、メタノールが燃焼することにより腐食

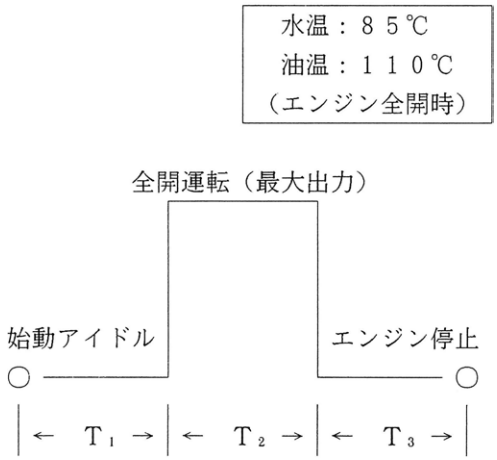



図９　耐久モード

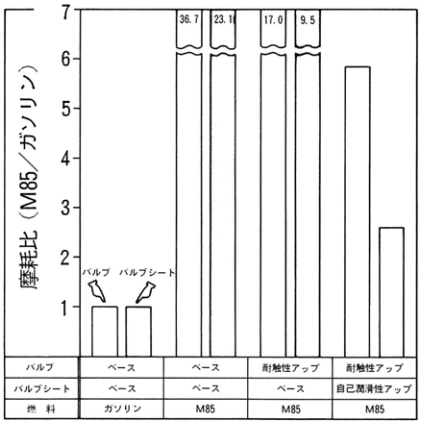



図 10　吸気バルブ、バルブシートの摩耗

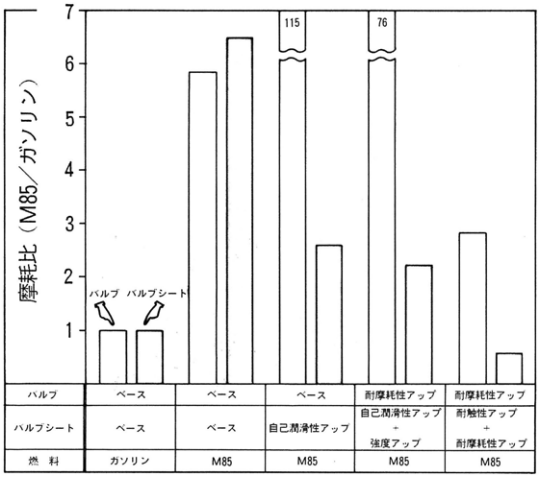



図 11　排気バルブ、バルブシートの摩耗

性の強い雰囲気に燃焼室がさらされ、更に多量に生成される水蒸気によりバルブとバルブシートの潤滑性が損なわれるためと推定される。

吸気側の対策は、材質変更により吸入バルブの耐腐食性を増し、更に吸入バルブシートの自己潤滑性を向上させることにより摩耗を低減した。

また、排気側の対策は、材質変更により排気バルブの耐摩耗性を向上させ、更に排気バルブシートの自己潤滑性、耐腐食性、耐摩耗性を向上させる事により摩耗を低減した。しかしながら、ガソリンエンジンに比べメタノールエンジンのバルブ、バルブシートの摩耗量はまだ多く、今後更に改良を行っていく必要がある。

### 5.4. ピストンリングの摩耗

有鉛ガソリン仕様の耐摩耗性の高い窒化ピストンリングをメタノールエンジンに使用した所、図12に見られる様なトップリング窒化摺動面に著しいクラックが発生した。この理由は、ピストンリング窒化層が腐食され、リング摺動面に応力が集中したためと推定される。耐触性の優れるクロムメッキのピストンリングでは、リング摺動面のクラック発生がなく、メタノールエンジンに適する事がわかった。

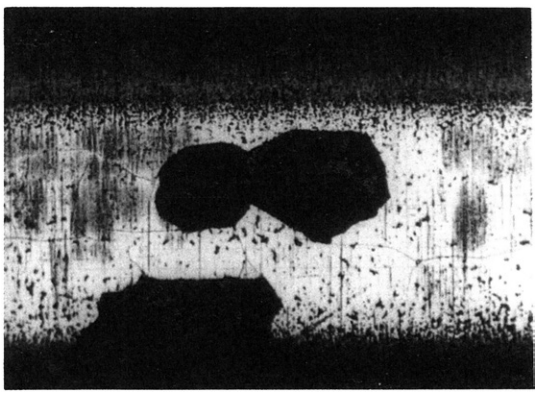


図12　窒化ピストンリング摺動面のクラック



図13　インジェクタの摩耗

### 5.5. インジェクタの摩耗

メタノールエンジンのインジェクタは、メタノール燃料による潤滑性の低下から図13に見られるように摺動部に著しい摩耗が見られた。材質の変更とガイド形状の見直しを行い摩耗の低減を図ることが出来たが、今後更に長期に渡るインジェクタの耐久信頼性を確認していく必要性がある。

## 6. メタノールエンジンオイルの開発

図14に示すように、メタノールが燃焼することによって、多量の水分及び蟻酸が発生し、そのため動弁系摩耗やエンジン内部の腐食やオイルの劣化をひき起こすことが指摘されている[7]。エンジンオイルをメタノールエンジンに適合させるため、表5に示す3種類の異なる塩基価のエンジンオイルを試作し、それらのオイルをエンジン単体耐久試験で対比評価した結果を図15に示す。タイプAはオイルの塩基価が高いために、耐久中のオ

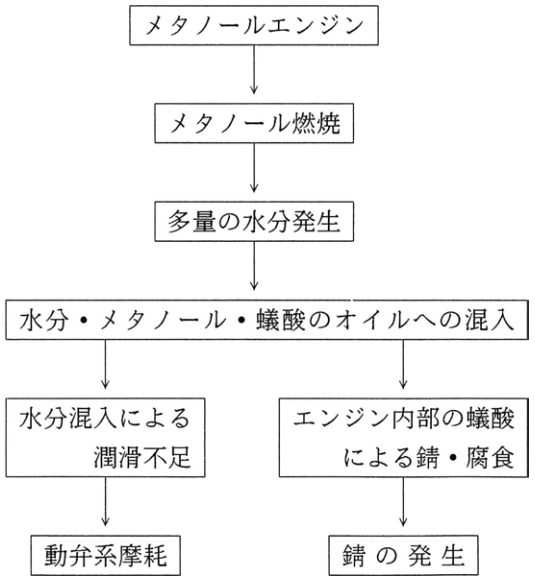



図14　メタノールエンジンオイルの問題点

表５　試作した３種類の異なる塩基価のオイル

| オイルタイプ | | A | B | C |
|---|---|---|---|---|
| ＡＰＩグレード | | SF | SF | SF |
| ＳＡＥグレード | | 10W-30 | 10W-30 | 15W-40 |
| 性状 | 粘度@100 ℃ CST | 10.5 | 10.5 | 13.0 |
| | 全塩基価(mgKOH/gm) (HCL法) | 15.9 | 8.0 | 11.0 |
| | Ｃａ(wt%) | 0.51 | 0.20 | 0.30 |

イルの塩基価を高く維持出来たが、燃焼室内のスラッジ発生が問題となった。タイプＢは、オイルの塩基価が低かったために、耐久中のオイルの塩基価を維持することが出来なかった。タイプＣは、排気ポート内に生成されるスラッジが若干問題となる程度で、耐久中のオイルの塩基価を十分高く維持出来る事が確認された。したがって、タイプＣの塩基価をメタノールエンジンオイルの塩基価と設定し、更に動弁系摩耗の対策、耐腐食性の検討を加えて、表6 に示す性状のメタノールエンジンオイルを開発した。このオイルは、次の特徴を持っている。

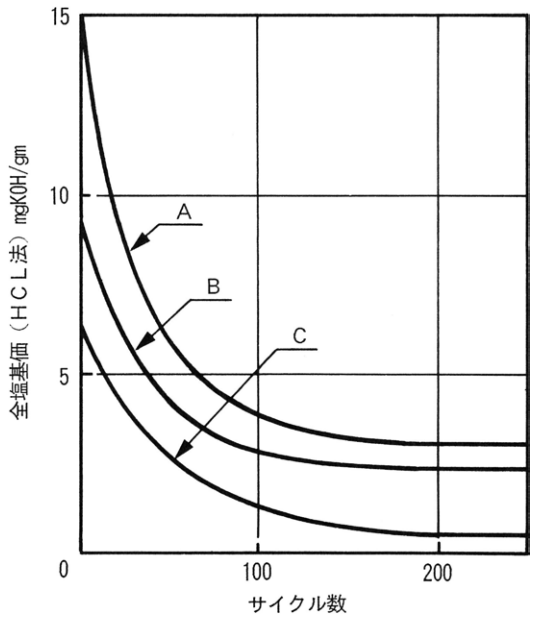



図 15　エンジン単体耐久試験中の全塩基価の変化

表６　メタノールエンジンオイルの性状

| ＵＬＴＲＡ　Ｕ－Ｍ８５ | |
|---|---|
| 粘　性 | １５Ｗ－４０ |
| 粘度(cst) @100 ℃ | １３．０ |
| 全酸価(mgKOH/g) | ２．５ |
| 全塩基価(mgKOH/g) （ＨＣＬ法） | １０．８ |

a. 発生する有機酸を中和するため全塩基価を高める。
b. オイルの粘性を上げ、水分や燃料希釈によるオイルの粘性低下を抑制する。
c. 動弁系摩耗を低減するために有機モリブデンを添加する。
d. 錆や腐食を防ぐため防錆添加剤の含有量を増やす。

次にこのメタノールエンジンオイルを用い、実験車両による耐久走行中のオイル性状変化をガソリンエンジンオイルの性状変化と比較検討し、その結果を図16、17、18 に示す。

図16 は全塩基価（ＴＢＮ）の変化を示す。開発したオイルは初期の全塩基を高めたことにより、１万 km 走行した時点に於いて SF グレードガソリンエンジンオイルとほぼ同程度の全塩基価の低下となった。

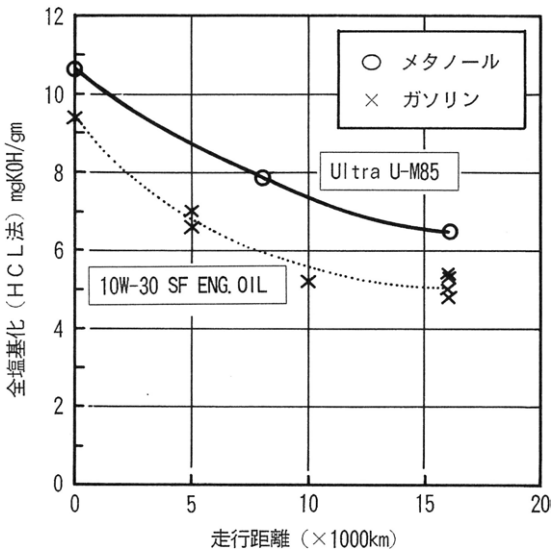



図 16　全塩基価と走行距離

全酸価及び不溶解分（ペンタン）の変化は、図17と18に見られる様にガソリンエンジンオイルと同等である。

このメタノールエンジンオイルを用いる事により通常走行条件下では、動弁系の摩耗とエンジン内部のさび、腐食をほとんど防ぐ事が出来た。しかしメタノールエンジンオイルの全塩基価の低下は激しく、オイル交換はひんぱんに行う必要があり、今後は更に低温度並びに高温度条件を含む種々の環境下でのメタノールエンジンオイルの性能について検討していく必要がある。

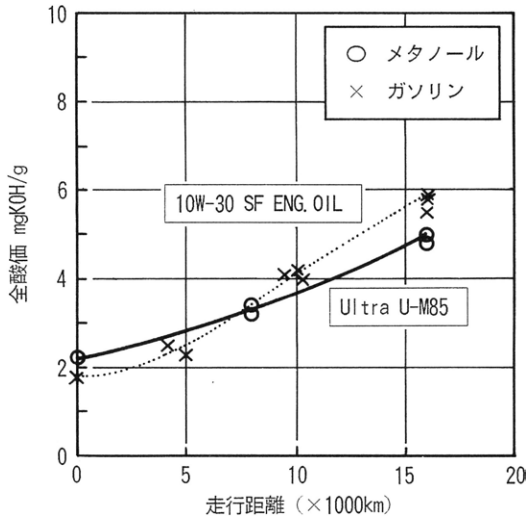



図17　全酸価と走行距離

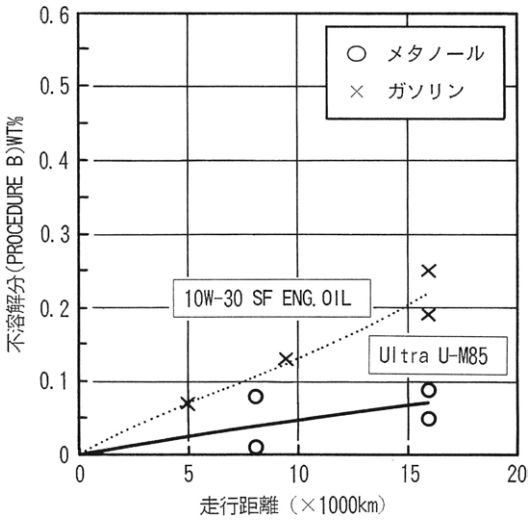



図18　不溶解分と走行距離

## 7．低温･高温始動性

### 7.1. 低温始動性

図19に示す様に、M85燃料を用いた場合の低温始動性は、外気温度－15℃の条件で、始動時の燃料を増量することにより３秒以内に始動することが可能である。しかし外気温度が－15℃以下に下がると、ガソリンに比べ理論空燃比が小さくしかも気化特性の良くないM85燃料が多量に燃焼室に噴射されるため、スパークプラグ中心電極にメ

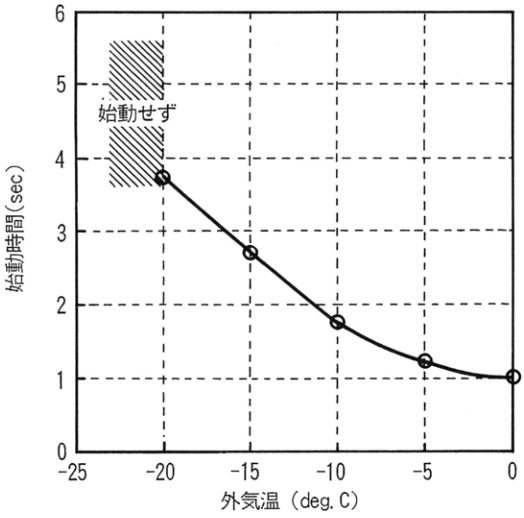



図19　M85燃料での低温始動性

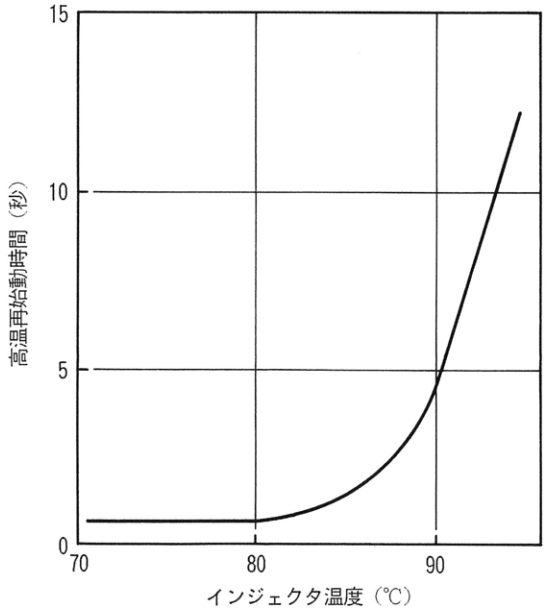



図20　高温再始動時間とインジェクタ温度との関係

タノールが付着し、エンジン点火をはなはだ困難にする事がわかった。従って外気温度−15℃以下の低温始動性を確保するためには、別にプロパンやガソリン燃料を補助に用いて始動することも必要であろう[8]。

### 7.2. 高温再始動性

図20に高温再始動時間とインジェクタ温度の関係を示す。M85燃料の高温再始動は、インジェクタ温度が85℃を越えると急激に悪化することがわかった。これはインジェクタ温度がM85燃料の沸点を超えるために、インジェクタ内部でベーパロックが発生したためと考えられる。高温停車時、エンジンルーム内に設けた冷却ファンユニットでインジェクタを冷却し、更に燃料ポンプを燃料タンク内に設け、燃料ラインのベーパ発生を抑える事により、M85燃料での高温再始動性を確保した。

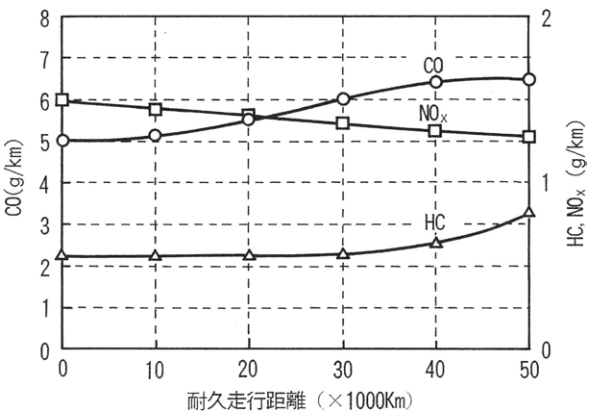



図21　触媒前の排気エミッション特性

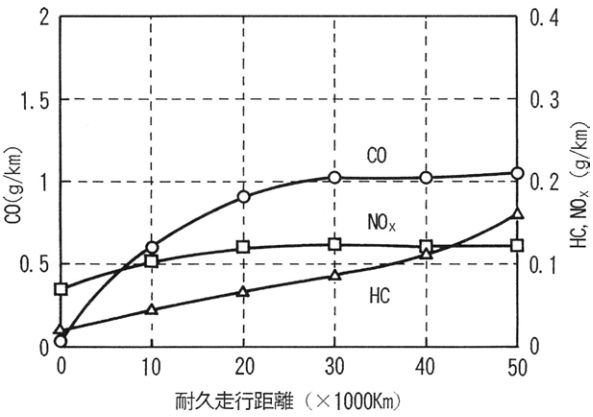



図22　触媒後の排気エミッション特性

## 8. 排気特性

図21に、排気浄化装置として三元触媒を用いたメタノール自動車の6カ月に渡る5万km走行中の触媒前（フィードガス）の排気エミッションを示す。エンジンの耐久劣化に伴い、触媒前のHCエミッションは3万km以降若干劣化する傾向を示したが、$O_2$フィードバック制御の三元触媒装置を用いることにより、図22に示す様に国内10モード規制値に適合出来る。今後はエンジン各部品の耐久信頼性、アルデヒドエミッションも含めて、長期に渡る使用条件下でのメタノール車の排気特性変化について検討を加えていく必要がある。

## 9. 結　論

既存のガソリン機関を基本として、M85燃料を実用化する場合の得失について検討を加えた。その結果以下の点が明確になった。

(1) 高オクタン価のM85燃料を用いる事により圧縮比を高め、出力、図示熱消費率を改善することが出来る。

(2) M85燃料は、ガソリンより200℃程低い温度で熱面着火を起こし、プレイグニッションを発生をするため、メタノールエンジンでは高熱価のプラグを採用する必要がある。

(3) メタノールエンジンの吸気及び排気バルブ、バルブシート、インジェクターの摺動面、及びピストンリングは、ガソリンエンジンに比べ著しく摩耗する。メタノール燃料を用いる場合、これらの材質及び形状を検討する必要がある。

(4) メタノールエンジン用オイルを開発することで、通常走行下ではエンジン内部のさびや腐食はほとんど防ぐことが出来る。今後はオイル交換時期の延長、低温並びに高温運転条件を含む、メタノールエンジンの耐久信頼性について検討を加えていく。

(5) M85燃料を用いる場合、低温始動性は−15℃まで、高温始動性は35℃まで確保できる。

(6) メタノール自動車は$O_2$フィールドバック制御による三元触媒を用いる事により国内の10モード規制値に適合する事が出来る。

今後はエンジン各部品の耐久信頼性と、長期に渡る使用条件下でのメタノール車の排気特性変化について検討を加えていく。

## 参考文献


(1) ㈶石油産業活性化センター、“昭和63年度自動車用メタノール燃料の利用に関するフィージビリティー調査”成果報告書、1989.

(2) S. Ito, A. Sato, T. Ichimiya, “Performance of a Methanol Fueled Car”, SAE Paper 811383.

(3) 中原、内燃機関、Vol. 24、No.306, 1985. 5.

(4) 宮田ほか3名、自動車技術会学術講演会前刷集、No.812, P58.

(5) 須賀、北島、藤井、“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現象”、第7回内燃機関合同シンポジアム、No.131, pp. 169174, 1988.

(6) T. SUGA, S. KITAJIMA, I. FUJII, “Pre-ignition Technique”, SAE Paper 892061.

(7) T. Ichimiya, K. Takahashi, Y. Fuwa, “Wear Mechanisms of Methanol Fueled Engine”, SAE Paper No.852199.

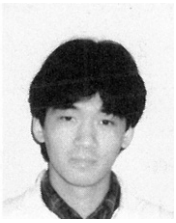
(8) G. Yee, B. Woodward, R. Yuille, “Conversion of 1984 Buick Turbo Regal to Use Methanol (M85) as a Motor Fuel”, SAE Paper No.861592.



■著　者■



須賀稔之



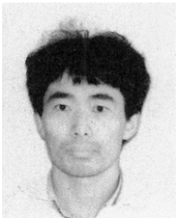
北島真一



小林吉彦



長島　隆



佐藤克明



犬童規之

# ファジィ理論を用いたAT車のシフトスケジューリング手法

Shift Scheduling Method of Automatic Transmission Vehicle with Application of Fuzzy Logic

酒井伊知郎* 新井康久* 松井弘樹**
Ichiro Sakai Yasuhisa Arai Hiroki Matsui
長谷川祐介* 岩城喜久* 芳賀剛志*
Yusuke Hasegawa Yoshihisa Iwaki Takashi Haga

## 要旨

オートマチックトランスミッション車(以下AT車)のシフトスケジューリングは、現在、車速及びスロットル開度により決定されている。しかし、ドライバーは単に車速とスロットル開度によりシフト位置を決定しているわけではなく、その他の多くの情報から状況を把握し、さらにそれを今までの運転経験から得られた経験則に照合して、シフトポジションを変更するかどうかの意志決定を行っているのである。本論文では、上記に鑑み、ファジィ制御理論[(1)]を用いたAT車のシフトスケジューリング手法について述べる。この手法では、ドライバーのシフトスケジューリングに関するノウハウである、状況認識から意志決定までの図式をファジィ集合を用いてIF･･･THEN･･･形式で記述し、そのファジィプロダクションルールに従ってシフト位置を決定している。これにより、従来のAT車に比較してより的確な時期にシフトアップ、シフトダウンを行えるようになり、特に、登坂時においてドライバビリティの向上が期待できるようになった。

## ABSTRACT

This paper discloses one application of 'fuzzy logic': the shift scheduling of automatic transmission (AT) vehicles.

Generally, vehicle velocity and throttle angle are basic factors which are used in the determination of shift scheduling in AT vehicles. By contrast, a driver using a manual transmission must consider a variety of other factors analyzing them with the use of their driving experience, and then making the gear shift decision. Thus the inclusion of additional human factors into the determination of shift schedules in automatic transmissions would be beneficial.

We now introduce a shift scheduling method in which 'fuzzy production rules' are described in "if..., then..." terms in a program that represents a driver's recognition of circumstances, and gear shift decisions are made utilizing 'fuzzy reasoning'.

When compared to cars equipped with conventional automatic transmissions, this method allows gear changes at more reasonable timings. This has especially helped improve performance in uphill driving.

## 1. まえがき

最近、マイクロコンピュータを使用し、より緻密な制御手法で、今まで人間が行ってきた煩雑な操作を自動化する事が盛んに行われるようになってきた。この場合、システム全体を数学モデルに記述し、それをもとに制御しようとするのが一般的なアプローチ手法である。車の世界においても同様な試みがなされてきている。しかし、そのマイクロコンピュータによる制御は、速度、量において人間の操作に勝るが、その質において熟練者の操作に及ばない場合が多く、必ずしも十分な満足が得られることはなかった。更に近年では、車

＊ 和光研究所
＊＊栃木研究所



https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1990_2_11

に従来からのトランスポータの役割に加えて、人の感性に呼応した操作性や特性まで要求されるようになってきた。別言すれば、今までの制御が苦手とする質的向上が、強く求められるようになってきたのである。

ところで、人間自身の行動にまで至る過程を考えてみると、上記モデルを意識して行動しているわけではない。人間は、おおまかに状況を把握し、判断し、行動するという「認知－→判断－→決定－→行動」のプロセスを踏んでいると考えられる。この一連の動作はＩＦ･･･ＴＨＥＮ･･･というプロダクションルールにより記述する事が容易である。またこのルール自体が経験から得られた制御ノウハウと考えることができるので、これらのルールを基にして制御を実現すれば、人間のノウハウを反映させた制御が可能となり質的向上も期待できることになる。そこで、熟練者の定性的な制御ノウハウをファジィ集合を用いて定量的に表現し、制御を行う手法としてMamdaniらによってファジィ制御が提案された。(2)

本論文は、上記制御手法をトランスミッションの制御に応用したものである。特に前記人間の「認知－→判断－→決定－→行動」のプロセスが顕著に行われている部分の一つであるとの判断から、AT車のシフトスケジューリングに適用した。

現在のAT車のシフトスケジューリングは、車速及びスロットル開度より決定されている。しかし、この制御方式によるシフトスケジューリングと実際ドライバーが行うそれと比較した場合、一般的な走行条件では明確な差異はないが、登坂、降坂など走行条件が変化した時に、「乗り心地」、「空走感」、あるいは「燃費」といったドライバーが重要視する評価指標を十分に考慮した制御となっていない。

本論文では、ファジィ制御理論を適用し、さまざまな走行条件のもとで、より人間の感性に呼応したシフトスケジューリングを行うシステムについて述べる。さらに、さまざまな走行条件のもとで提案されたシステムと従来のシステムとの比較を実際に走行することにより行い、本方式の有効性の検討を行った。

## 2．従来のシフトスケジューリングのアウトライン

従来のシフトスケジューリングは、車速及びスロットル開度の２つのパラメータにより図1のように決定されていた。現在は、マイクロプロセッサを用いてシフトスケジューリングを決定しているものが増加している。これらについては、MAP検索された指令値に対し細かい補正を行っているものもある。

## 3．ファジィ制御によるシフトスケジューリングシステム

### 3.1.　ドライバーのシフトスケジューリングに関する知識

本研究は、ドライバーのシフトスケジューリングに関する知識をアルゴリズムに反映し、人間の感性に呼応したシステムの開発を目的としている。そこで、アンケートによりシフトスケジューリングに関する知識の抽出をおこなった。

以下にその主なものを示す。

1．ドライバーは、車速が高いほど高いギアポジションを使用し、逆に車速が低いほど低いギアポジションを使用する。

2．アクセルを踏み込んでいればシフトアップ時期は遅れる。(アクセルが全開ならば、最も速く走るために最大限シフトアップ時期を遅らせる。)

3．登坂路における走行では、低めのギアポジションを使用し、余裕駆動力不足の発生を避ける。

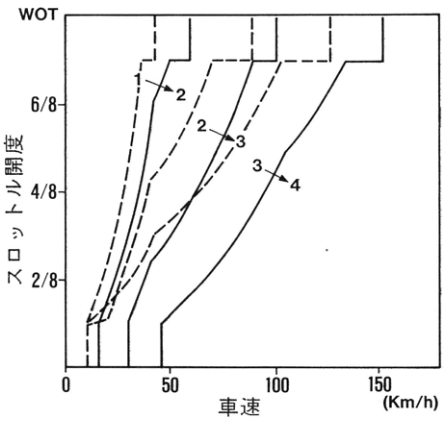



図１　シフトマップ

4．降坂路における走行では低めのギアポジションを使用し、エンジンブレーキを活用する。
5．減速を意図した場合には、スロットルを戻した場合でもシフトアップは行わない。
6．減速を意図した場合に、現在のシフトが高ければ少し低めのギアポジションを使用し、エンジンブレーキを活用する。

### 3.2. ファジィ集合による知識の定量化

上のアンケートの結果に見られるように、人間の知識は、「車速が高い」、「高いギアポジション」など、多数の認識のあいまいさ「ファジィネス」を含んでいる。これら認識のあいまいさは確率の(生起の)あいまいさとは異なり、ファジィ集合により表現する事がZadehにより提案されている。[3] 本論文では、あいまいさの定量化手法としてZadehの提案手法を用いているのでこれらについての説明は割愛する。

### 3.3. ファジィ制御

ファジィ制御は、認識のあいまいさを含んだ多数のIF･･･THEN･･･ルールで表現された制御ノウハウに基づきファジィ推論を行い、出力を決定し、対象システムを制御する手法である。

本論文におけるファジィ推論は、以下のように定式化した。

ルール群は、以下のように表現する事ができる。

$R^1$ ; IF ($X_1$ is $A_1^1$ , ･･･, $X_k$ is $A_k^1$)
then $y^1 = b^1$
⋮
$R^n$ ; IF ($X_1$ is $A_1^n$ , ･･･, $X_k$ is $A_k^n$)
then $y^n = b^n$

ここで、A；実軸上で定義されたファジィ集合
b；出力値(実数値)
X；入力変数
Y；出力変数

$X_1 = X_1^0$ , ･･･, $X_k = X_k^0$
( $X_1^0$ , ･･･, $X_k^0$ は確定値)

の入力が与えられる場合、ルール$R^i$の真理値〔$R^i$〕を以下の式により計算する。

$$〔 R^i 〕 = MIN \{ A_1^i ( X_1^0 ), ･･･, A_k^i ( X_k^0 ) \}$$

ここで $A_1^i ( X_1^0 )$ は、ファジィ集合 $A_1^i$ の $X_1^0$ におけるメンバーシップ値である。

さらに、求める出力値(制御指令)は以下の式により計算する。

$$Y = \frac{\sum 〔 R^i 〕 X b^i}{\sum 〔 R^i 〕}$$

### 3.4. システム構成

ファジィシフトスケジューリングシステムを図2に示す。システムは、入力ブロック、推論ブロック、知識ベース、出力ブロックの4つのブロックより構成されている。

＜入力ブロック＞…車速、スロットル開度、エンジン回転数、エンジン負圧、シフト位置の5つの入力を受け、統計的処理を含む前処理を行い、制御に必要な情報を計算する。

＜推論ブロック＞…入力ブロックからの情報及び次の知識ベースのルール群から、現在あるべきシフト位置をファジィ推論より求める。

＜知識ベース＞……アンケートより得られた人間の制御ノウハウが、多数のIF･･･THEN･･･ルールの命題として蓄えられている。ここで、認識のあいまいさは、ファジィ集合を用いて表現される。

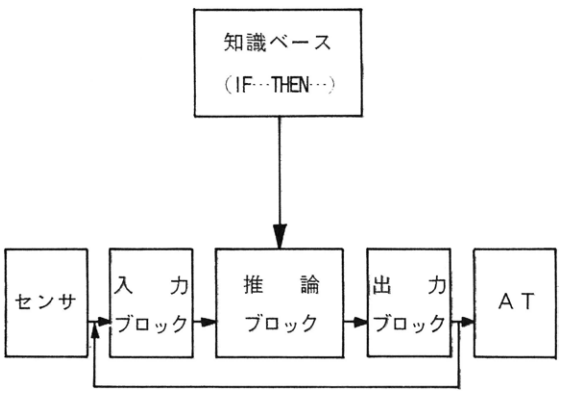



図2 ファジィシフトスケジューリングシステム

図3にアンケート、シミュレーションより決定されたルール群、およびそのファジィ集合を列記する。

＜出力ブロック＞…このブロックでは、先のブロックで、推論されたシフト位置に対してオーバーレブチェックを行い、最終的なシフト位置を決定しアクチュエータに指令を出している。

## 4．フィールドテスト結果

フィールドテストを山岳路、市街地にて行った。以下にテスト方法及び結果を説明する。

### 4.1. 山岳路

山岳路の代表モードとして、日本国内のある道路を選び、ファジィとDレンジの走行状態の比較を行った。

道路のプロフィールは、以下の通りである。

| | |
|---|---|
| 全行程距離 | 12.3 km |
| 標高差 | 945.5 m<br>（最高 950 m<br>最低 4.5 m） |
| 平均斜度 | 8.9 % |
| 最大斜度 | 10.1 % |

(1) 登坂走行

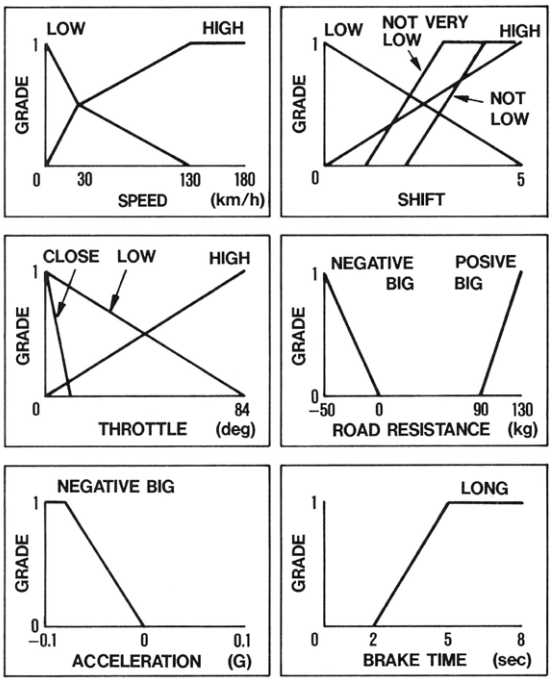
登坂走行時の「乗り心地」を表現する重要な指標と考えられるものに、全行程におけるシフト回数やアクセルストローク量の総和、さらにアクセル開度分布、アクセル操作速度分布があげられる。

3人のドライバーA, B, Cに対し、目標車速を、60km/h, 75km/h, 90km/hに指定した場合の全行程におけるシフト回数、及びアクセルストローク量の総和の平均を図4に、ド

**CONTROL RULES**

1. IF (SPEED IS LOW) AND (SHIFT IS HIGH) THEN (−3)
2. IF (SPEED IS HIGH) AND (SHIFT IS LOW) THEN (+3)
3. IF (THROT IS LOW) AND (SPEED IS HIGH) THEN (+3)
4. IF (THROT IS LOW) AND (SPEED IS LOW) THEN (+1)
5. IF (THROT IS HIGH) AND (SPEED IS HIGH) THEN (−1)
6. IF (THROT IS HIGH) AND (SPEED IS LOW) THEN (−3).
7. IF (RESIST IS POSITIVE BIG) AND (THROT IS LOW) AND (SHIFT IS NOT VERY LOW) THEN (−1.5)
8. IF (RESIST IS NEGATIVE BIG) AND (THROT IS CLOSE) AND (SHIFT IS NOT LOW) THEN (−2)
9. IF (BRAKE TIME IS LONG) AND (ALF IS NEGATIVE BIG) AND (SHIFT IS NOT LOW) THEN (−2)

**FUZZY SET**




ここで、 THROT：スロットル開度　SHIFT ：シフト位置
SPEED：車速　RESIST：走行抵抗
ALF ：加速度

図3 “IF・・・THEN”ルールとファジィ集合

ライバーAについて、目標車速60km/hを指定した場合の走行状態を図5に示す。

次に、ドライバーAについて目標車速75km/hのアクセル開度分布、アクセル操作速度分布を図6に示す。(アクセル開度分布、アクセル操作速度分布は、ドライバーB, C及び車速60km/h, 90km/hについては省略する。)

以上のテスト結果より、本提案のシステムは、余裕駆動力不足によるシフトダウン頻度を減少させ、少ないアクセル操作、ゆるやかなアクセル操作による走行を可能とし「乗り心地」を考えたシフトスケジューリングを行っていることがわかる。

(2) 降坂走行

降坂走行時の「空走感」を与える指標として、ブレーキ回数、及びスロットル全閉時(人間は、少なくとも加速したいとは思っていない。)の加速度分布が考えられる。3人のドライバーに対し、全行程におけるブレー

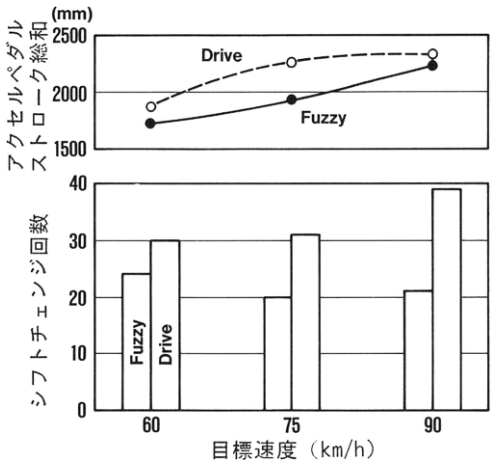



図4　登坂時のシフト頻度と
アクセルペダルストローク総和

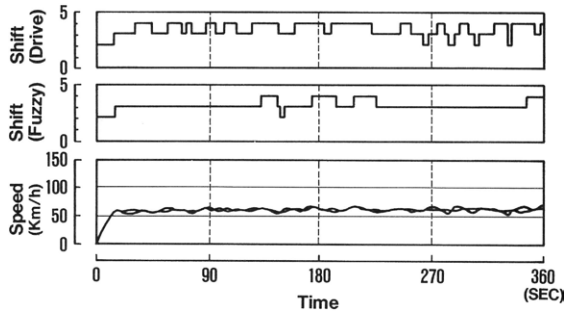



図5　登坂時のファジィ、
量産シフトパターン比較

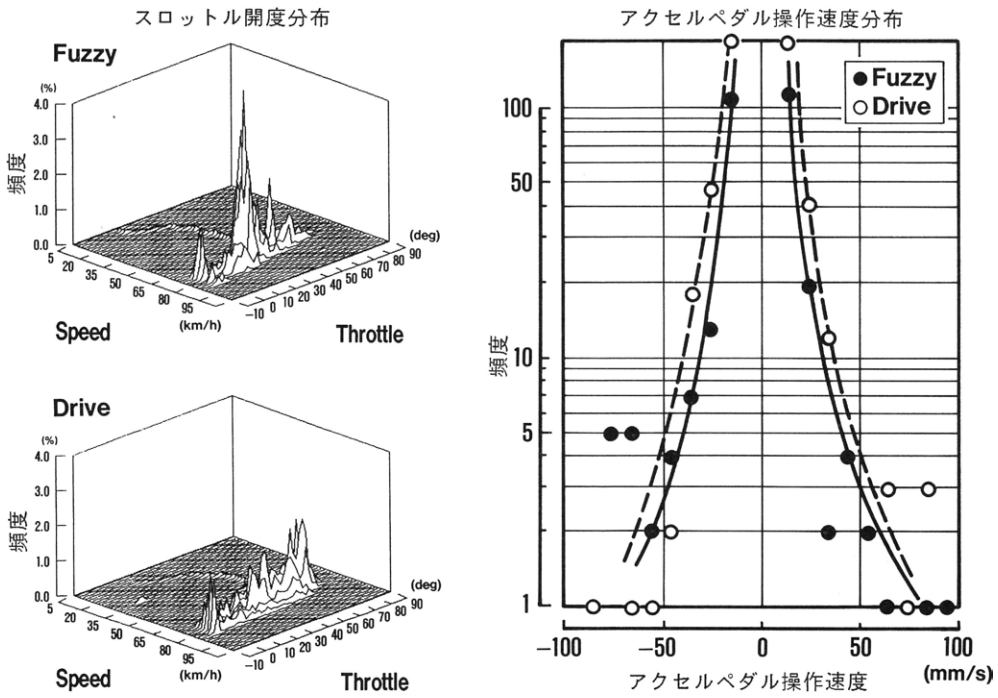



図6　登坂時のアクセル操作

表１ ブレーキ回数の比較

| Driver | A | B | C | Average |
|---|---|---|---|---|
| Fuzzy | 24 | 18 | 16 | 19.3 |
| Drive | 29 | 27 | 26 | 27.3 |

キ回数を表1 に、ドライバーA について、加速度分布を図7 に示す。

以上のテスト結果より、全閉時は、従来のシステムに比較してより大きな減速力を発生し、人間の感覚にマッチしている。その結果、表1 に見られるように強制的にブレーキで減速する機会が少なくなっており、「空走感」の回避を考えたシフトスケジューリングとなっている。

### 4.2. 市街地

市街地の代表モードとして、会社近郊の国道を選び、ファジィとDレンジの走行状態の比較を行った。

道路のプロフィールは、次の通りである。

| | |
|---|---|
| 全行程距離 | 24.3 km |
| 法定車速 | 50 km/h |
| 道幅 | 8 m |

市街地走行において、登坂路と同じ項目についてまとめた結果を、表2，図8 に示す。

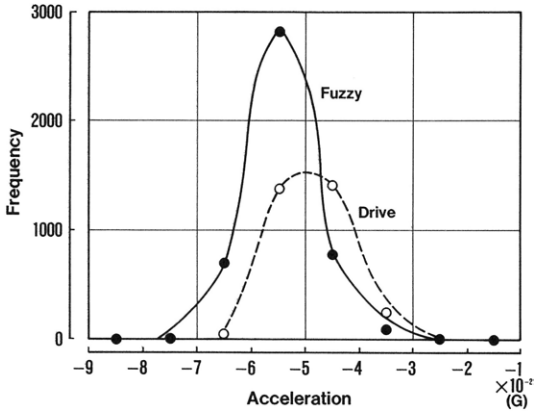



図７　降坂時の加速度分布

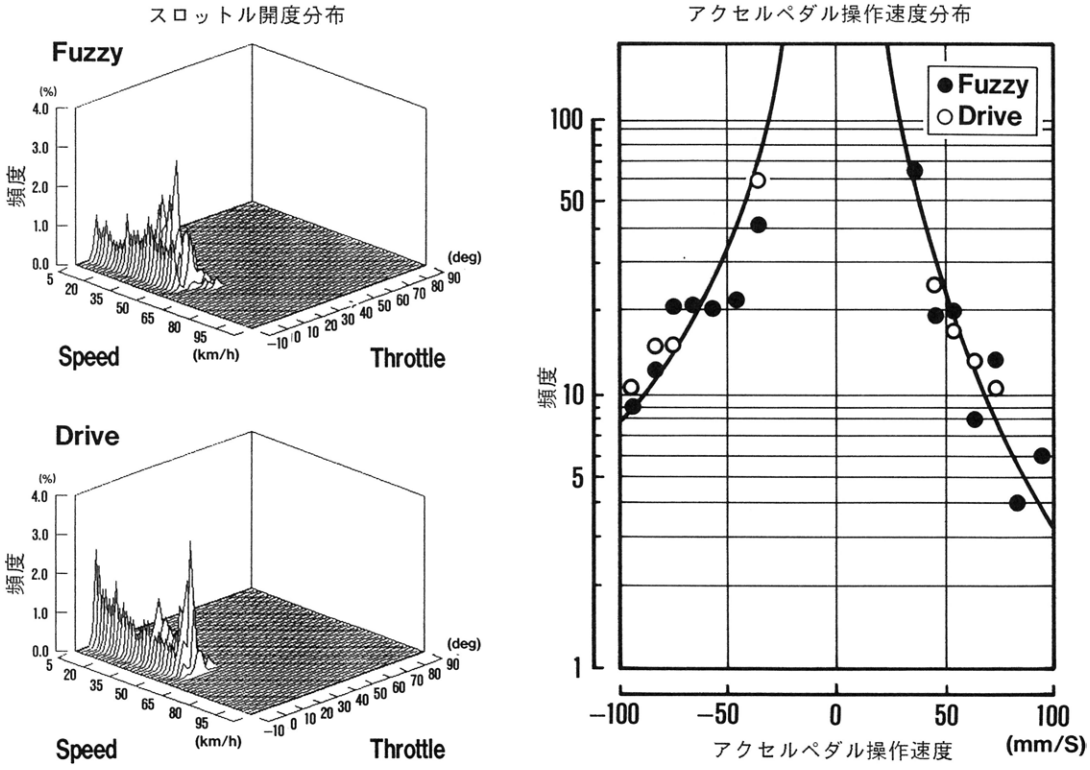



図８　市街地走行時のアクセル操作

表２　市街地走行時のシフト頻度と
アクセルペダルストローク総和

| | シフトチェンジ回数 | アクセルペダルストローク総和 |
|---|---|---|
| Fuzzy | 64.3 | 6215mm |
| Drive | 97.3 | 5317 |

以上のテスト結果より、市街地走行においては、ドライバーに従来と大きく異なるアクセル操作は強要しないシフトスケジューリングになっていることがわかる。

## 5．結　論

本論文では、AT車のシフトスケジューリングの質的向上を目的とし、人間の制御ノウハウをアルゴリズム化できるファジィ制御理論を当分野に適用した。そして、ドライバーのシフトスケジューリング知識に基づきAT車のシフト位置を決定するシステムを開発した。

フィールドテストの結果、開発したシステムにより、人間のノウハウを反映したシフトスケジューリングを実現できることがわかった。とりわけ、登坂路ならびに降坂路において、従来実用化しているMAP方式と比較して、「乗り心地」、「空走感」を考慮させることが可能になり、より人間の感性にこたえられるようになった。

## 参考文献

(1) T. Yamazaki and M. Sugeno, “Fuzzy Control”, SYSTEM AND CONTROL Vol. 28 No.10 PP442-446, (July 1984)

(2) E. H. Mamdani, “Applications of Fuzzy Algorithms for Control of a Simple Dynamic Plant”, Proc. of IEEE, 121, PP1585-1588, (1974)

(3) Lotfi A. Zadeh, “Fuzzy Sets”, Information and Control, Vol. 8, PP338-358 (1965)

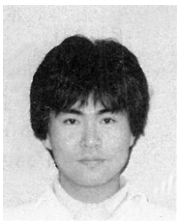
(4) S. Yasunobu, “Predictive Fuzzy Control and Application for Automatic Container Crane Operation System”, Preprints of Second IFSA Congress, PP349-352 (1987)

(5) S. Yasunobu, “A Predictive Fuzzy Control for Automatic Train Operation”, SYSTEM AND CONTROL Vol. 28 No.10 PP605-613, (October 1984)

(6) O. Itoh, “Application of Fuzzy Control To Activated Sludge Process”, Preprints of Second IFSA Congress. PP282-285 (1987)

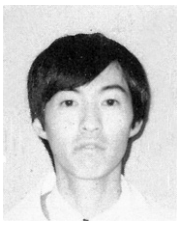
■著　者■


酒井伊知郎


新井康久


松井弘樹


長谷川祐介


岩城喜久


芳賀剛志

# 高い横加速度で旋回中の車両の操舵応答の解析モデル

Analytical Model of Vehicle's Steering Response
During Circular Turning with Higher Lateral Acceleration

古川　修*　佐野彰一**
Yoshimi Furukawa　Shoichi Sano

## 要　旨

高い横加速度を伴う円旋回中の車両の操舵応答を、等価コーナリングパワの概念を用いて、準線形的に取扱う解析モデルを導いた。

車両の応答特性の評価パラメータとして、上記走行条件での等価ヨー角速度ゲイン、等価ヨー応答時間を求め、さらに、円旋回中に微小な操舵を加えたときの車両に「残されているヨーモーメント」という新しい概念の評価も試み、高い横加速度を伴う円旋回中の車両の操舵応答が、解析的に予測できることを示した。

さらに、この手法を用いて、後輪をハンドル角に対して非線形に制御する4WSと線形に制御する4WSの操舵応答が横加速度の増加とともにどのように変化するかを検討した。

その結果、非線形制御4WSは線形制御4WSに比べてより高い横加速度域まで、等価ヨー角速度ゲインの低下、等価ヨー応答時間の増加、残存ヨーモーメントの減少がいずれも少なく、旋回時に感度の高いヨー応答が得られることが、定量的に明らかにできた。

## ABSTRACT

A quasi-linear analytical model of steering response of a vehicle during circular turning with higher lateral acceleration was made with the concept of equivalent cornering stiffness.

We obtained an equivalent yaw rate gain and an equivalent yaw response time for evaluating a vehicle's response under such a driving condition and also defined a new evaluation parameter called the 'residual yaw moment' which determined yaw response to small steering perturbation under the same driving condition. With these findings, it proved that the steering response under such a driving condition was predictable by using this analysis.

Based on this method, we examined how the response characteristics of two types of 4WS systems, one with nonlinear rear steer control and the other with linear rear steer control, would vary as lateral acceleration increased.

The findings indicate that, compared to the linear 4WS, the nonlinear 4WS can ensue a smaller decline in equivalent yaw rate gain, a less increase in equivalent yaw response time and a smaller decrease in residual yaw moment up to a higher range of lateral acceleration.

## 1．まえがき

車両の操舵応答特性は、直進に近い走行状態と高い横加速を伴う円旋回状態では異なる。これは主として、横加速度が大きくなってくると、タイヤの横すべり角に対して発生する横力が飽和し、また同時にロール運動に伴って左右輪の接地荷重移動が大きくなり、タイヤの発生する横力の左右輪和が減少することによる。このようなタイヤの非線形な力学特性を考慮に入れて車両運動を数学モデルで記述しようとすると、かなり複雑な非線形多自由度モデルとなるため、高い横加速度を伴う円旋回時の操舵応答の数学モデルによる解析は、

＊　和光研究センター
＊＊栃木研究所



https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1990_2_12

最近になってわずかの研究者による試み[1]が始められたばかりであり、この走行条件での操安性評価につながる体系的な解析手法はまだ確立されれていない。

本論文は、車両の設計パラメータと横加速度によって定まる等価コーナリングパワの概念を用いて、高い横加速度を伴う円旋回での微小なステアリング操舵に対する車両の応答を準線形的に取扱って、直進に近い走行状態と同様の単純な２自由度モデルに帰着させる解析手法を提案するものである。車両の応答特性の評価パラメータとして、円旋回状態での等価ヨー角速度ゲイン、等価ヨー応答時間を求め、さらに、円旋回中に微小操舵に対して車両がヨー運動を行える余力がどの程度残っているかを評価する目安として、すでに筆者等が提案していた[2]残存ヨーモーメントを用いて4ＷＳ(四輪操舵)の後輪実舵角の制御方法の違いが操舵応答に及ぼす影響を定量的に明らかにする。

## ２．高い横加速度を伴う円旋回での車両運動の準線形解析

前進速度 $U_0$ が一定とみなせる車両の運動は、次式のヨー角速度 $r$ と横加速度 $\ddot{y}$ を状態変数とする２自由度の運動方程式で基本的に記述できる。

$$Iz\frac{dr}{dt}=F_f(\alpha_f)a-F_r(\alpha_r)b \tag{1}$$

$$m\ddot{y}=F_f(\alpha_f)+F_r(\alpha_r) \tag{2}$$

但し、$F_f$, $F_r$:前後輪横力（左右の和）、$\alpha_f$, $\alpha_r$:前後輪タイヤ横すべり角。

横加速度 $\ddot{y}$ がそれほど大きくない範囲では、よく知られているように前後輪の横力は次式のようにタイヤ横すべり角に比例しているとみなせるので、(1)、(2)式の運動方程式は線形となる。

$$F_f(\alpha_f)=C_f\alpha_f \tag{3}$$

$$F_r(\alpha_r)=C_r\alpha_r \tag{4}$$

但し、$C_f$, $C_r$:前後輪のコーナリングパワ（左右和)、

前後輪タイヤ横すべり角 $\alpha_f$、$\alpha_r$ は、前後輪転舵角をそれぞれ $\delta_f$, $\delta_r$, 車体横すべり角を $\beta$ として、

$$\alpha_f=\delta_f-\beta-\frac{a}{U_0}r,\ \alpha_r=\delta_r-\beta+\frac{b}{U_0}r \tag{5}$$

$$\ddot{y}=U_0\left(r+\frac{d\beta}{dt}\right) \tag{6}$$

の関係がある。(1)～(6)式を整理すると、状態変数を $r$, $\beta$ にとった次の状態方程式が得られる。

$$\frac{d}{dt}\begin{bmatrix}r\\ \beta\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}A_{11} & A_{12}\\ A_{21} & A_{22}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}r\\ \beta\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}B_{11} & B_{12}\\ B_{21} & B_{22}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\delta_f\\ \delta_r\end{bmatrix} \tag{7}$$

次に大きな横加速度を伴う円旋回時の釣り合い状態でのヨー角速度、横加速度、前後輪横力、前後輪タイヤ横すべり角をそれぞれ $r_0$, $\ddot{y}_0$, $F_{f0}$, $F_{r0}$, $\alpha_{f0}$, $\alpha_{r0}$ とすると、(1)、(2)式は次のようになる。

$$F_{f0}a-F_{r0}b=0 \tag{8}$$

$$F_{f0}+F_{r0}=m\ddot{y}_0 \tag{9}$$

この釣り合い状態で前後輪に微小操舵 $\Delta\delta_f$, $\Delta\delta_r$ を加えたときの微小擾乱を $\Delta r$, $\Delta\ddot{y}$, $\Delta\beta$, $\Delta F_f$, $\Delta F_r$, $\Delta\alpha_f$, $\Delta\alpha_r$ で表し、

$r=r_0+\Delta r, F_f=F_{f0}+\Delta F_f, F_r=F_{r0}+\Delta F_r, \ddot{y}=\ddot{y}_0+\Delta\ddot{y}$

を(1)、(2)に代入すると、(8)、(9)の関係を用いて次式が得られる。

$$Iz\frac{d}{dt}(\Delta r)=\Delta F_f a-\Delta F_r b \tag{10}$$

$$m\Delta\ddot{y}=\Delta F_f+\Delta F_r \tag{11}$$

また、(5)、(6)式は次のようになる。

$$\Delta\alpha_f=\Delta\delta_f-\Delta\beta-\frac{a}{U_0}\Delta r,\quad \Delta\alpha_r=\Delta\delta_r-\Delta\beta+\frac{b}{U_0}\Delta r \tag{12}$$

$$\Delta\ddot{y}=U_0\left\{\Delta r+\frac{d}{dt}(\Delta\beta)\right\} \tag{13}$$

$\Delta\alpha_f$, $\Delta\alpha_r$ は微小であるから、$\Delta F_f$, $\Delta F_r$ は、

$$\Delta F_f=\frac{\partial F_f}{\partial\alpha_f}\cdot\Delta\alpha_f,\ \Delta F_r=\frac{\partial F_r}{\partial\alpha_r}\cdot\Delta\alpha_r \tag{14}$$

とみなせる。ここで、

$$C_f^*(\ddot{y}_0)=\left(\frac{\partial F_f}{\partial\alpha_f}\right)_{\ddot{y}=\ddot{y}_0},\quad C_r^*(\ddot{y}_0)=\left(\frac{\alpha F_r}{\partial\alpha_r}\right)_{\ddot{y}=\ddot{y}_0} \tag{15}$$

とおくと、

$$\Delta F_f = C_f^*(\ddot{y}_0)\Delta\alpha_f \tag{16}$$

$$\Delta F_r = C_r^*(\ddot{y}_0)\Delta\alpha_r \tag{17}$$

(10)～(13)、(16)、(17)式は、(1)～(6)式と全く同じ構造をしており、(3)、(4)式の前後輪タイヤのコーナリングパワ $C_f$, $C_r$ を (15) 式で示す $C_f^*(\ddot{y}_0)$, $C_r^*(\ddot{y}_0)$ で置きかえたものになっている。そこで、(15)式で定義される $C_f^*(\ddot{y}_0)$, $C_r^*(\ddot{y}_0)$ を定常横加速度 $\ddot{y}_0$ における等価コーナリングパワと呼ぶことにする。車両の微小運動は、状態方程式 (7) においてマトリックス係数に含まれる前後輪タイヤのコーナリングパワ $C_f$, $C_r$ のかわりに、この等価コーナリングパワ $C_f^*(\ddot{y}_0)$, $C_r^*(\ddot{y}_0)$ を用いて、準線形システムとして取り扱うことができる。

## 3．等価コーナリングパワの導出

タイヤの横すべり角 $\alpha i$ に対する横力 $Fi$ の非線形性を次式の二次関数で近似する。(1)

$$Fi = Ci\alpha i - \frac{Ci^2}{4\mu i Wi}\alpha i^2 \tag{17}$$

$i$ ＝ 1、2、3、4 は前後、左右の車輪の位置を示し、1：左前、2：右前、3：左後、4：右後とする。$Ci$ および $\mu i$ は接地荷重 $Wi$ に、次式のように非線形に依存していると仮定する。

$$Ci = e_0 Wi - e_1 Wi^2 \tag{18}$$

$$\mu i = \mu_0 - fWi \tag{19}$$

前後輪の横力の左右和は、次式のようになる。

$$\begin{aligned} F_f &= F_1 + F_2 \\ &= (C_1 + C_2)\alpha_f - \left(\frac{C_1^2}{4\mu_1 W_1} + \frac{C_2^2}{4\mu_2 W_2}\right)\alpha_f^2 \end{aligned} \tag{20}$$

$$\begin{aligned} F_r &= F_3 + F_4 \\ &= (C_3 + C_4)\alpha_r - \left(\frac{C_3^2}{4\mu_3 W_3} + \frac{C_4^2}{4\mu_4 W_4}\right)\alpha_r^2 \end{aligned} \tag{21}$$

前後輪の左右接地荷重移動をそれぞれ $\Delta W_f$, $\Delta W_r$ とすると、

$$\begin{aligned} &W_1 = \frac{W_f}{2} - \Delta W_f,\ W_2 = \frac{W_f}{2} + \Delta W_f, \\ &W_3 = \frac{W_r}{2} - \Delta W_r,\ W_4 = \frac{W_r}{2} + \Delta W_r \end{aligned} \tag{22}$$

(18)、(19)、(22)式を (20)式に代入して、二次以上の微小量を省略して整理すれば、前輪横力 $F_f$ が次のように求まる。

$$F_f = C_f\alpha_f - \frac{C_f}{4\mu_f W_f}\alpha_f^2 \tag{23}$$

但し、
$$C_f = C_{f0}\left(1 - \frac{2e_1}{C_{f0}}\Delta W_f^2\right) \tag{24}$$

$$\mu_f = \mu_{f0}\left(1 - \frac{2f}{\mu_{f0}}\Delta W_f^2\right) \tag{25}$$

$C_{f0}$, $\mu_{f0}$ は直進時 $\ddot{y}_0 = 0$ での前輪タイヤのコーナリングパワと摩擦係数で、

$$C_{f0} = e_0 W_f - \frac{1}{2}e_1 W_f^2, \mu_{f0} = \mu_0 - \frac{1}{2}fW_f \tag{26}$$

後輪横力 $F_r$ も全く同様に

$$F_r = C_r\alpha_r - \frac{C_r}{4\mu_r W_r}\alpha_r^2 \tag{27}$$

但し、
$$C_r = C_{r0}\left(1 - \frac{2e_1}{C_{r0}}\Delta W_r^2\right) \tag{28}$$

$$\mu_r = \mu_{r0}\left(1 - \frac{2f}{\mu_{r0}}\Delta W_r^2\right) \tag{29}$$

$$C_{r0} = e_0 W_r - \frac{1}{2}e_1 W_r^2,\ \mu_{r0} = \mu_0 - \frac{1}{2}fW_r \tag{30}$$

前後車軸のロール剛性配分とロールセンタ高をそれぞれ $\xi_f$, $\xi_r$, $hu_f$, $hu_r$ とすると、前後輪タイヤの左右接地荷重移動はそれぞれ

$$\Delta W_f = \left(\xi_f\frac{h_s}{d_f} + \frac{b}{\ell}\frac{h_{uf}}{d_f}\right)m_s\ddot{y}_0 \tag{31}$$

$$\Delta W_r = \left(\xi_r\frac{h_s}{d_r} + \frac{a}{\ell}\frac{h_{ur}}{d_r}\right)m_s\ddot{y}_0 \tag{32}$$

となる。但し、$hs$ は重心のロールセンタ軸からの高さ、$d_f$, $d_r$ は前後輪のトレッド、$m_s$ は車体のバネ上質量を表す。いま、

$$h = h_s + \frac{b}{\ell}h_{uf} + \frac{a}{\ell}h_{ur} \tag{33}$$

$$\xi_f' = \xi_f\frac{h_s}{h} + \frac{b}{\ell}\frac{h_{uf}}{h} \tag{34}$$

$$\xi_r' = \xi_r\frac{h_s}{h} + \frac{a}{\ell}\frac{h_{ur}}{h} \tag{35}$$

と置くと、

$$\xi_f' h = \xi_f h_S + \frac{b}{\ell} h_{uf} \tag{36}$$

$$\xi_r' h = \xi_r h_S + \frac{a}{\ell} h_{ur} \tag{37}$$

かつ、

$$\xi_f' + \xi_r' = 1 \tag{38}$$

(31)、(32)式は、

$$\Delta W_f = \xi_f' \frac{h}{d_f} m_S \ddot{y}_O \tag{39}$$

$$\Delta W_r = \xi_r' \frac{h}{d_r} m_S \ddot{y}_O \tag{40}$$

となり、$\xi'_f$, $\xi'_r$ はロールセンタ高の影響も含めた等価ロール剛性配分とみなすことができる。(39)式を(24)、(25)式へ、(40)式を(28)、(29)式へ代入すると、

$$C_f = C_{fO}(1 - p_f \ddot{y}_O^2) \tag{41}$$

$$\mu_f = \mu_{fO}(1 - q_f \ddot{y}_O^2) \tag{42}$$

$$C_r = C_{rO}(1 - p_r \ddot{y}_O^2) \tag{43}$$

$$\mu_r = \mu_{rO}(1 - q_r \ddot{y}_O^2) \tag{44}$$

但し、

$$p_f = \frac{2e_1}{C_{fO}} \left( \xi_f' \frac{h}{d_f} m_S \right)^2, \; p_r = \frac{2e_1}{C_{rO}} \left( \xi_r' \frac{h}{d_r} m_S \right)^2 \tag{45}$$

$$q_f = \frac{2f}{\mu_{fO}} \left( \xi_f' \frac{h}{d_f} m_S \right)^2, \; q_r = \frac{2f}{\mu_{rO}} \left( \xi_r' \frac{h}{d_r} m_S \right)^2 \tag{46}$$

等価コーナリングパワは(23)、(27)式と、

$$F_f = \frac{W_f}{g} \ddot{y}_O, \; F_r = \frac{W_r}{g} \ddot{y}_O \tag{47}$$

の関係を用いて、安部の手法[1]に従って、次のように求まる。

$$C_f^*(\ddot{y}_O) = \frac{\partial F_f}{\partial \alpha_f} = C_f - \frac{C_f^2}{2\mu_f W_f} \alpha_f = C_f \left( 1 - \frac{\ddot{y}_O}{\mu_f g} \right)^{\frac{1}{2}} \tag{48}$$

$$C_r^*(\ddot{y}_O) = \frac{\partial F_r}{\partial \alpha_r} = C_r - \frac{C_r^2}{2\mu_r W_r} \alpha_r = C_r \left( 1 - \frac{\ddot{y}_O}{\mu_r g} \right)^{\frac{1}{2}} \tag{49}$$

即ち、

$$C_f^*(\ddot{y}_O) = C_{fO}(1 - p_f \ddot{y}_O^2) \left( 1 - \frac{\ddot{y}_O}{\mu_f g} \right)^{\frac{1}{2}} \tag{50}$$

$$C_r^*(\ddot{y}_O) = C_{rO}(1 - p_r \ddot{y}_O^2) \left( 1 - \frac{\ddot{y}_O}{\mu_r g} \right)^{\frac{1}{2}} \tag{51}$$

(50)、(51)式は、定常横加速度 $\ddot{y}_O$ が大きくなるとともに等価コーナリングパワは小さくなるという物理現象を記述したものとなっている。

1200kg程度の質量の乗用車を一例として、(50)、(51)式に基いて定常横加速度 $\ddot{y}_O$ に対する前後輪タイヤのコーナリングパワ $C_f^*$, $C_r^*$ を求めると、図1 に示すようになる。

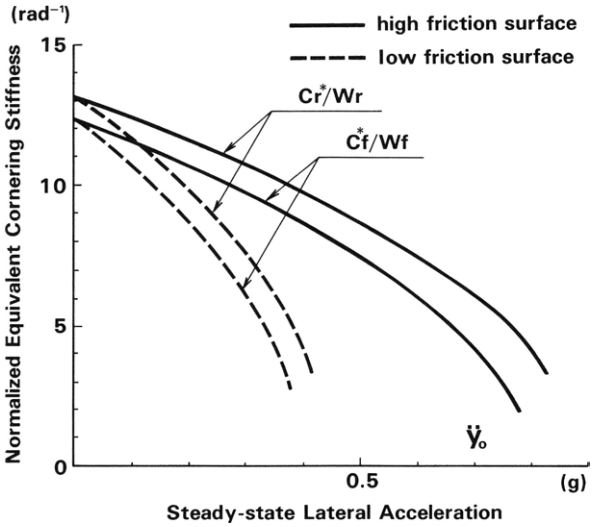



図1　定常円旋回中の正規化された等価コーナリングパワ

このように等価コーナリングパワ $C_f^*$, $C_r^*$ が求まれば、直進に近い走行状態と全く同様にして、円旋回時の操舵応答特性を定量的に議論することが可能となる。例えば、円旋回時の等価スタビリティファクタを

$$K^* = \frac{C_r^* b - C_f^* a}{C_f^* C_r^* \ell^2} m \tag{52}$$

と定義することができる。

$$p_f \fallingdotseq p_r = p, \; \mu_f \fallingdotseq \mu_r = \mu$$

とみなせ、かつ横加速度 $\ddot{y}_O$ がそれほど大きくないときには、

$$K^*=\frac{C_{r0}b-C_{f0}a}{C_{f0}C_{r0}\ell^2}m\cdot\frac{1}{(1-p\ddot{y}_0^2)\left(1-\frac{\ddot{y}_0}{\mu g}\right)^{\frac{1}{2}}}$$

$$=K_0(1+p\ddot{y}_0^2)\left(1+\frac{\ddot{y}_0}{2\mu g}\right)$$

$$=K_0\left(1+\frac{1}{2\mu g}\ddot{y}_0+p\ddot{y}_0^2\right) \quad (53)$$

但し、 $K_0=\frac{C_{r0}b-C_{f0}a}{C_{f0}C_{r0}\ell^2}m$

(53)式は、この例のタイヤ特性では、定常横加速度 $\ddot{y}_0$ が大きくなるにつれ、等価スタビリティファクタ $K^*$ は大きくなり、車両のアンダーステア特性が強くなることを示している。実際図1で示した等価コーナリングパワ $C_f^*$, $C_r^*$ を用いて、(52)式より等価スタビリティファクタを求めると、図2のようになる。

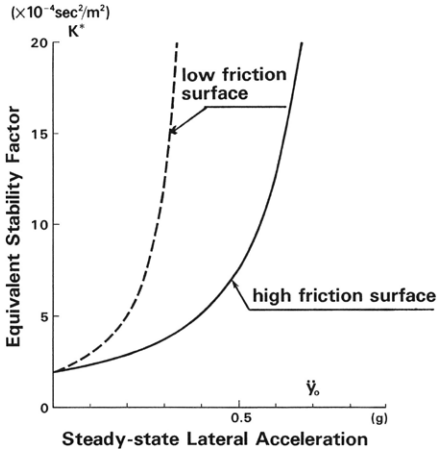



図２　定常円旋回中の等価スタビリティファクタ

## ４．4WS の後輪転舵角の非線形制御の効果

舵角応動型４ＷＳでは、直進に近い走行条件では遅れの少ない横加速度応答特性をもち、旋回走行では感度の高いヨー応答特性を合せてもたせるために、図3に示すように後輪の前輪に対する転舵比 $k$ をハンドル角が大きくなるに従って小さくする非線形な制御を行っている。[2] この、後輪転舵角の非線形制御が高い横加速度を伴う円旋回時のヨー応答に及ぼす影響について、本解析手法を用いて定量的に検討する。

4ＷＳの操舵に対する横加速度とヨー角速度の応答はそれぞれ次の伝達関数で記述できる。

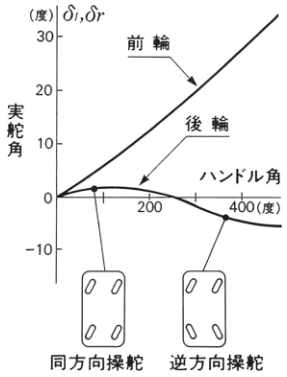



図３　非線形 4WS の転舵特性

$$G_{\delta sw}^{\ddot{y}}(S)=G_{\delta sw}^{\ddot{y}}(O)\frac{1+(1+\lambda_1)T_1S+(1+\lambda_2)T_2S^2}{1+\frac{2\xi}{\omega_n}S+\frac{1}{\omega_n^2}S^2} \quad (54)$$

$$G_{\delta sw}^{\gamma}(S)=G_{\delta sw}^{\gamma}(O)\frac{1+(1+\lambda r)T_rS}{1+\frac{2\xi}{\omega_n}S+\frac{1}{\omega_n^2}S^2} \quad (55)$$

$$\text{但し、}G_{\delta sw}^{\ddot{y}}(O)=\frac{1-k}{n}\cdot\frac{U_0^2}{\ell(1+K^*U_0^2)}$$

$$\lambda_1=\frac{\ell}{b}\cdot\frac{k}{1-k},\quad \lambda_2=\frac{C_f^*+C_r^*}{C_f^*}\cdot\frac{k}{1-k}$$

$$T_1=\frac{b}{U_0},\quad T_2=\frac{I_zC_r^*}{\ell}$$

$$\frac{2\xi}{\omega_n}=\frac{(C_f^*a^2+C_r^*b^2)m+(C_f^*+C_r^*)I_z}{C_f^*C_r^*\ell^2}\cdot\frac{U_0}{1+K^*U_0^2} \quad (56)$$

$$\frac{1}{\omega_n}=\frac{I_zm}{C_f^*C_r^*\ell^2}\cdot\frac{U_0^2}{1+K^*U_0^2}$$

$$G_{\delta sw}^{\gamma}(O)=\frac{1-k}{n}\cdot\frac{U_0}{\ell(1+K^*U_0^2)}$$

$$\lambda_r=-\frac{C_r^*b-C_f^*a}{C_f^*a}\cdot\frac{k}{1-k}$$

$$T_r=\frac{ma}{C_r^*\ell}U_0$$

(54)式から、直進に近い走行時に横加速度の位相遅れを減少させるには、$\lambda_1>0$, $\lambda_2>0$ より $0<k<1$, 即ち後輪を前輪と同方向に転舵する

ことが必要である。

一方、旋回走行時にヨー応答の感度を高めるには、横加速度の増加に伴い、ヨー角速度ゲインの低下とヨー応答時間の増加を抑制するように前後転舵比 $k$ を可変にする必要がある。ヨー角速度ゲインとヨー応答時間を、等価コーナリングパワ $C_f^*$, $C_r^*$ で $P_f = P_r = P$、$\mu_f = \mu_r = \mu$ の仮定のもとで求め、前後転舵比 $k$ の望ましい調整法を検討する。

等価ヨー角速度ゲインは、(53)、(56)式より

$$G_{\delta sw}^{\gamma}(O)=\frac{1-k}{n}\cdot\frac{U_o}{\ell\left\{1+K_o\left(1+\frac{1}{2\mu g}\ddot{y}_o+p\ddot{y}_o^2\right)U_o^2\right\}}$$

$$=\frac{U_o}{n\ell(1+K_oU_o^2)}(1-k)\left[1-\frac{K_oU_o^2}{1+K_oU_o^2}\left(\frac{\ddot{y}_o}{2\mu g}+p\ddot{y}_o^2\right)\right]$$

$$=G_{\delta sw}^{\gamma}(O)_{\ddot{y}o=O}\cdot(1-k)\left[1-\frac{K_oU_o^2}{1+K_oU_o^2}\left(\frac{\ddot{y}_o}{2\mu g}+p\ddot{y}_o^2\right)\right] \quad (57)$$

等価ヨー応答時間 $Te$ は、

$$T_e=\frac{1}{\omega n^2(1+\lambda_r)T_r} \quad (58)$$

$$\frac{1}{\omega_n^2}=\frac{I_zm}{C_f^*C_r^*\ell^2}\cdot\frac{U_o^2}{1+K^*U_o^2}$$

$$=\frac{1}{\omega_{no}^2}\cdot\left[1+\frac{2+KU_o^2}{1+KU_o^2}\left(\frac{\ddot{y}_o}{2\mu g}+p\ddot{y}_o^2\right)\right] \quad (59)$$

但し、 $\frac{1}{\omega_{no}^2}=\frac{I_zmU_o^2}{C_{fo}C_{ro}\ell^2(1+K^*U_o^2)}$

$$1+\lambda_r=1-\frac{C_r^*b-C_f^*a}{C_f^*a}\frac{k}{1-k}$$

$$=1-\frac{C_{ro}b-C_{fo}a}{C_{fo}a}\frac{k}{1-k} \quad (60)$$

$$T_r=\frac{ma}{C_r^*\ell}U_o=T_{ro}\left(1+\frac{\ddot{y}_o}{2\mu g}+p\ddot{y}_o^2\right) \quad (61)$$

但し、 $T_{ro}=\frac{ma}{C_{ro}\ell}U_o$

(58)～(61)式より、

$$T_e=\frac{1}{\omega_{no}^2T_{ro}}\left(1+\frac{C_{ro}b-C_{fo}a}{C_{fo}a}\cdot\frac{k}{1-k}\right)$$

$$\times\left[1+\frac{1}{1+K^*U_o^2}\left(\frac{\ddot{y}_o}{2\mu g}+p\ddot{y}^2\right)\right] \quad (62)$$

(57)、(62)式から、横加速度が増加すると等価ヨー角速度ゲインは低下し、等価ヨー応答時間は増加することがわかる。これを抑制するには、横加速度 $\ddot{y}_o$ の増加とともに前後輪転舵比 $k$ を小さくする非線形な制御が必要なことがわかる。

(48)、(49)、(56)式を用いて、等価ヨー角速度ゲインと等価ヨー応答時間について、図3 に示した非線形 4WS とその中立付近の前後転舵比を持つ線形 4WS の違いを調べる。

定常横加速度が $\ddot{y}_o$ となる旋回状態での前後転舵比 $k$ は、(48)、(49)式を用いて前後輪タイヤ横すべり角を求め、次式により $\delta_f - \delta_r$ を定めることによって求められる。

$$\delta_f-\delta_r=\frac{\ell}{U_o^2}\ddot{y}_o+\alpha_f-\alpha_r \quad (63)$$

車速 40km/h で高い摩擦係数の路面を走行したときの等価ヨー角速度ゲインと等価ヨー応答時間を、非線形 4WS と線形 4WS それぞれについて求めると図4 のようになる。線形 4WS は横加速度が増加するとともに、等価ヨー角速度ゲインは低下し、等価ヨー応答時間は増加するが、非線形

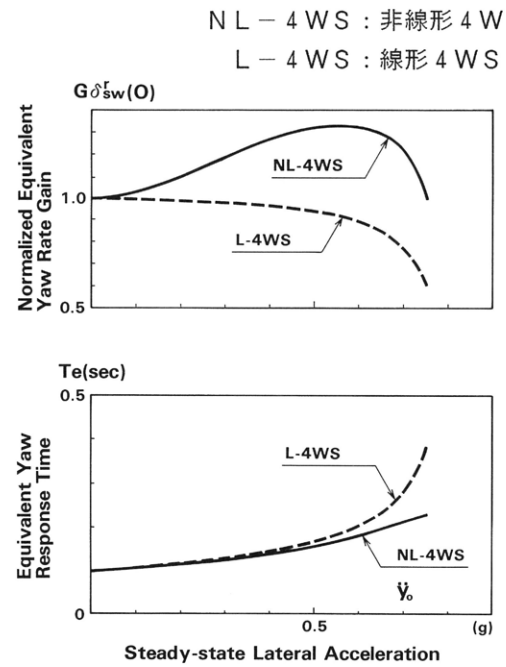



図4　定常円旋回中のヨー応答
($U_o$ = 40km／h、高摩擦係数路面)

4ＷＳではこの傾向が少なくなり、高い横加速度までヨー応答の感度を高く保てる。図５に車速が80km/hの場合、図６に車速が40km/hで路面の摩擦係数が低い場合の等価ヨー角速度ゲインと等価ヨー応答時間を示すが、図４と同じ傾向が見られる。

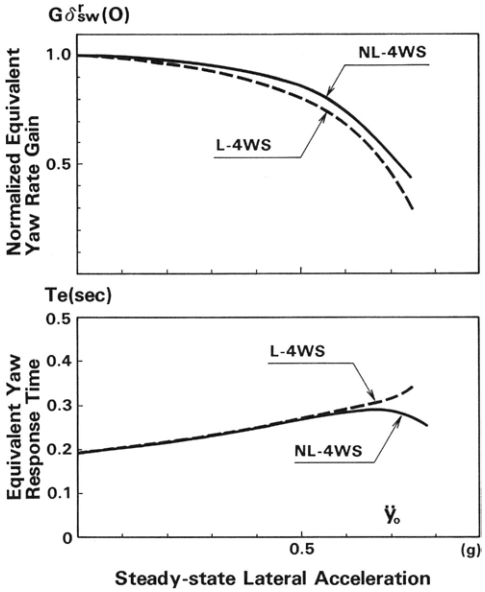



図５　定常円旋回中のヨー応答
（$U_o$ ＝ 80km／h、高摩擦係数路面）

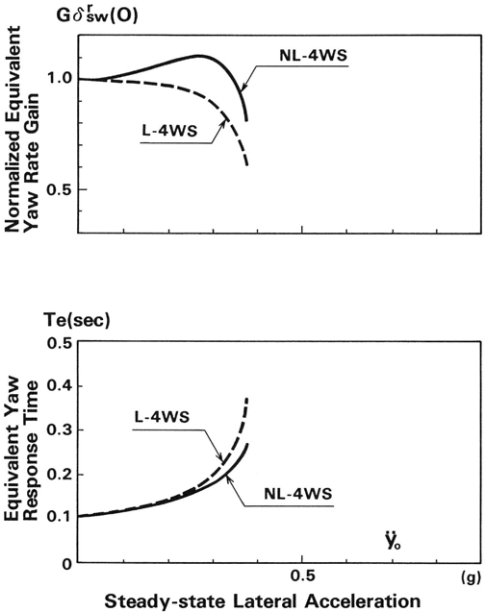



図６　定常円旋回中のヨー応答
（$U_o$ ＝ 40km／h、低摩擦係数路面）

筆者らは、旋回状態で車両にさらにどの程度のヨー運動ができる余力が残されているかを評価する目安として、次式に示すように微小操舵に起因する残存ヨーモーメントの概念を提案している。[2]

$$I_z\frac{d}{dt}(\Delta\gamma)=\Delta F_f a-\Delta F_r b$$
$$=\frac{mab}{\ell}\left(\frac{C_f{}^*g}{W_f}-\frac{C_r{}^*g}{W_r}\times k\right)\Delta\delta_f$$
$$\triangleq\Delta M_z(\ddot{y}_o) \qquad (64)$$

直進時の残存ヨーモーメント$\Delta M_z(0)$で(64)式を割って正規化すると、

$$\Delta M_z(\ddot{y}_o)/\Delta M_z(O)$$
$$=\left(\frac{C_f{}^*g}{W_f}-\frac{C_r{}^*g}{W_r}\times k\right)/\left(\frac{C_{fo}}{W_f}-\frac{C_{ro}}{W_r}\times k_o\right) \qquad (65)$$

非線形4ＷＳと線形4ＷＳの正規化残存ヨーモーメントを(65)式より求めると、図７、図８、図９のようになる。

非線形4ＷＳは線形4ＷＳに比べて高い横加速度まで大きな横加速度を保持できる。

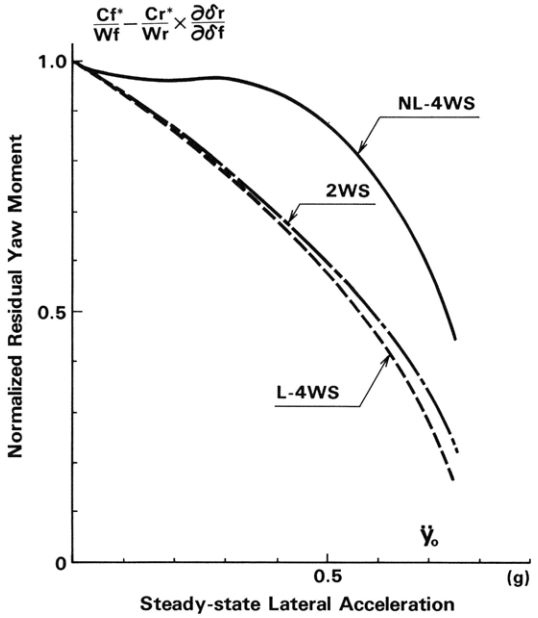



図７　定常円旋回中の残存ヨーモーメント
（$U_o$ ＝ 40km／h、高摩擦係数路面）

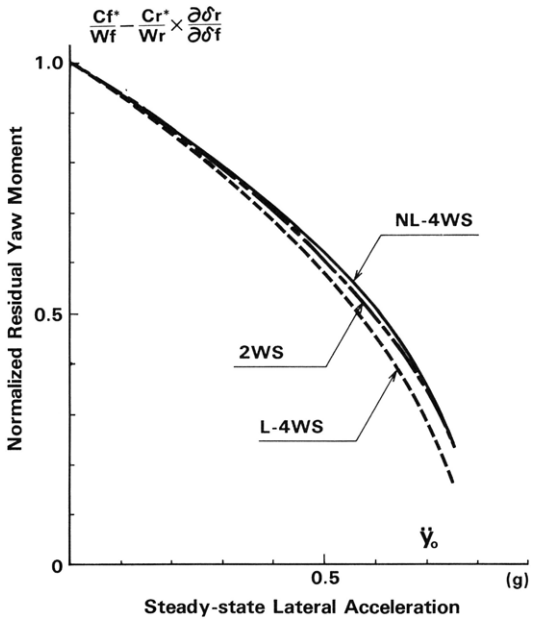



図８　定常円旋回中の残存ヨーモーメント
（$U_0$ ＝ 80km／h、高摩擦係数路面）

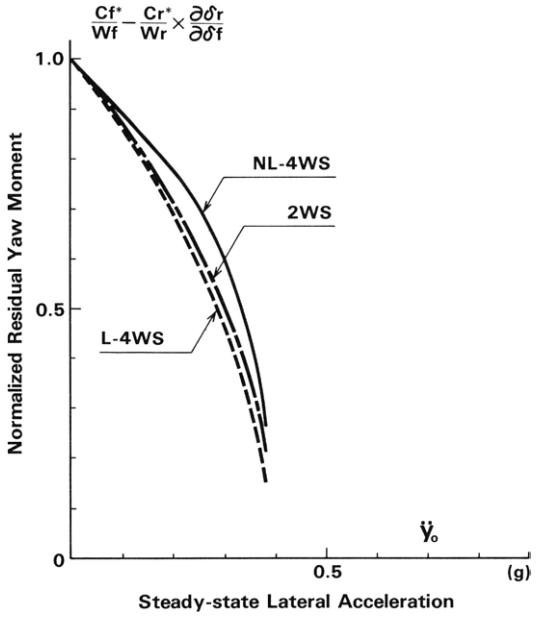



図９　定常円旋回中の残存ヨーモーメント
（$U_0$ ＝ 40km／h、低摩擦係数路面）

## ５．結　論

以上、大きな横加速度を伴う円旋回状態での車両の操舵応答を、等価コーナリングパワを用いて準線形的に取り扱うことにより、解析的に記述する手法を提示した。この手法により、タイヤの横すべり角と接地荷重に対する横力発生特性があらかじめわかっていれば、車両の設計パラメータに応じて高い横加速度を伴う円旋回状態での等価スタビリティファクタ、等価ヨー角速度ゲイン、等価ヨー応答時間、残存ヨーモーメント等の応答パラメータが定量的に予測できることを示した。また、本解析手法を用いて、後輪を前輪の非線形な関数で転舵制御する 4WS と線形な関数で制御する 4WS の比較を行い、非線形 4WS は線形 4WS に比べて高い横加速度を伴う円旋回でも感度の高いヨー応答を保持できることが確認できた。

記号の説明

| | |
|---|---|
| $\delta sw$ | ：ハンドル角 |
| $\delta_f$, $\delta_r$ | ：前後輪転舵角 |
| $r$ | ：ヨー角速度 |
| $\ddot{y}$ | ：横加速度 |
| $\ddot{y}_0$ | ：定常横加速度 |
| $\beta$ | ：車体横すべり角 |
| $\alpha_f$, $\alpha_r$ | ：前後輪タイヤ横すべり角（左右の平均） |
| $\alpha i$ | ：i 番目の車輪のタイヤ横すべり角 |
| $F_f$, $F_r$ | ：前後輪タイヤの横力（左右和） |
| $Fi$ | ：i 番目の車輪のタイヤ横力 |
| $U_0$ | ：前進速度 |
| $\Delta x$ | ：状態 $x$ の定常状態からの微小増分 |
| $C_f$, $C_r$ | ：前後輪タイヤのコーナリングパワ（左右和） |
| $C_f^*$, $C_r^*$ | ：前後輪タイヤの旋回状態での等価コーナリングパワ（左右和） |
| $C_{f0}$, $C_{r0}$ | ：横加速度が零の状態での前後輪タイヤのコーナリングパワ（左右和） |
| $Ci$ | ：i 番目の車輪の横すべり角が零の状態でのタイヤコーナリングパワ |
| $e_0$, $e_1$ | ：タイヤコーナリングパワの接地荷重に対する一次と二次の感度係数 |

$\mu_f, \mu_r$ ：路面と前後輪タイヤ間の摩擦係数
$\mu_{f0}, \mu_{r0}$ ：横加速度が零の状態での摩擦係数
$\mu i$ ：i 番目の車輪と路面間の摩擦係数
$\mu_0$ ：接地荷重が零の状態での摩擦係数
$f$ ：摩擦係数の接地荷重に対する感度係数
$W_f$, $W_r$ ：車両の前後車軸上の等価重量
$\Delta W_f$, $\Delta W_r$ ：前後車軸における左右接地荷重移動
$Wi$ ：i 番目の車輪の接地荷重
$a, b$ ：車体重心から前後車軸への距離
$\ell$ ：ホイールベース ($= a + b$)
$m$ ：車両の全質量
$m_S$ ：バネ上質量
$Iz$ ：ヨー慣性モーメント
$\xi_f$, $\xi_r$ ：前後車軸のロール剛性配分 ($\xi_f + \xi_r = 1$)
$\xi'_f$, $\xi'_r$ ：ロールセンタ高も考慮した等価ロール剛性配分
$h$ ：重心高
$hs$ ：ロールセンタ軸からバネ上質量の重心までの高さ
$hu_f$, $hu_r$ ：前後車軸におけるロールセンタ高
$d_f$, $d_r$ ：前後輪のトレッド
$K^*$ ：等価スタビリティファクタ
$K_0$ ：横加速度が零の状態でのスタビリティファクタ
$G^{\ddot{y}}_{\delta sw}(s)$ ：横加速度のハンドル角に対する伝達関数
$G^{\ddot{y}}_{\delta sw}(o)$ ：定常横加速度ゲイン
$G^{\gamma}_{\delta sw}(s)$ ：ヨー角速度のハンドル角に対する伝達係数
$G^{\gamma}_{\delta sw}(o)$ ：定常ヨー角速度ゲイン
$k$ ：前輪に対する後輪の転舵比
$\lambda_1, \lambda_2$ ：横加速度応答における進み時定数の増加率
$\lambda_r$ ：ヨー角速度応答の進み時定数の増加率
$T_1$, $T_2$ ：横加速度応答における進み時定数
$T_r$ ：ヨー角速度応答における進み時定数
$\zeta$ ：横運動の減衰率
$\omega_n$ ：横運動の固有振動数
$Te$ ：等価ヨー応答時間
$g$ ：重力加速度

## 参 考 文 献


1．安部正人、“大きな旋回横加速度と前後加速度を伴う車両の運動性能の解析とその前後輪アクティブ操舵車両への応用”、自動車技術会学術講演会前刷集 882103、1988.
2．佐野彰一ほか、“舵角応動 4WS の制御原理が操舵応答に及ぼす影響”：自動車技術会論文集 No.43、1989



■著　者■



古　川　　修



佐　野　彰　一

# 二輪車の旋回中に於けるアンチロックブレーキによる車体挙動への影響

Influence of Antilock Brake on Motorcycle Braking in a Turn

引地 東一郎* 泊 辰弘* 槌田 鉄男*
Toichiro Hikichi Tatsuhiro Tomari Tetsuo Tsuchida

ミハエル ティーム*
Michael Thiem

## 要 旨

二輪車用機械式アンチロックブレーキ（ALB）を用いて、旋回走行時のパニック的なブレーキ操作に対する制動効果と車体挙動について、主に実走行テストを中心に研究した。

今回テストした旋回ブレーキにおいては、直進の場合に比較して、車体の大きな挙動変化を伴うものの、直進の場合とほぼ同等の制動効果が得られた。その挙動変化は、ALB作動時のタイヤスリップ率の大きさと、作動周期によって影響されることなどが判った。

## ABSTRACT

Research involved extensive riding tests to determine the influence of very hard braking on motorcycle behavior when braking in a turn with a mechanical ALB system designed for motorcycles.

Test results were compared with those of straight-line braking. This comparison revealed that while changes in vehicle behavior were large when braking in a turn, the braking effect was almost the same as during straight-line braking. These tests also showed that vehicle behavior is greatly influenced by the amount of tire slip ratio during ALB operation and by the operating frequency.

## 1．まえがき

二輪車のアンチロックブレーキ（以下、ALBと略称する）に関する研究が、近年各国で進められている。それらの研究結果は、ALBが二輪車に有効であることを示唆している[(1)(2)]。すなわち、ライダーがブレーキ操作をするとき、車輪ロックに対する気遣いが軽減され、直進時の止むを得ない急制動を効果的に、より容易にするための手段であると筆者らは考えている。また、二輪車用ALBのブレーキ性能評価試験方法も検討されており、テスト及び評価方法の検討が進められているようである[(3)]。

筆者らは、旋回走行中のALBの効果を検討するため、直進の効果を踏まえて、定常円旋回においてパニック的に強くブレーキ操作をした場合の車体挙動に与える影響について、基本的なテストを実施した。

## 2．実験用ALBシステムの概要

実験に使用したALBシステムを図1に示す。このシステムはマスターシリンダとキャリパの中間にアンチロックブレーキ機構を設けている。ダンプバルブを作動させるフライホイール回転センサは、車輪から3倍に増速駆動されており、中間軸上のエキセントリックカムでポンプピストンを動かす構造である。液圧経路にはカットバルブ、エキスパンダーピストン等が設けられている。過制動時、トルククラッチとフライホイールの車輪との相対速度差により、ダンプバルブが開き、キャリパ液圧を解除する。一方、車輪の回転速

＊朝霞研究所



https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1990_2_13

度が車体スピード近くまで回復してくるとダンプバルブが閉じ、キャリパ圧を上昇させ、再び車輪を制動する。特に、ダンプバルブの開く時期と関連したトルククラッチとフライホイールの速度差を変換して回転方向角度差で表し、ロストモーションアングル（以下、ＬＭＡと略称する）と呼び、ALBの作動タイミングの目安としている。

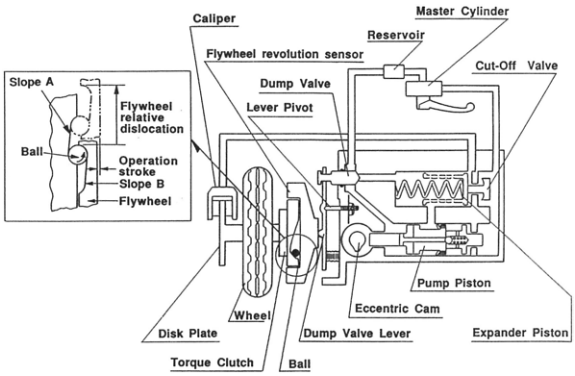



図１　機械式アンチロックブレーキシステム

表１　テスト車体の諸元

| 諸　元 | |
|---|---|
| 項　目（単位） | 数　値 |
| ホイールベース（mm） | 1477 |
| キャスタ角　（deg） | 27.5 |
| トレール　（mm） | 108 |
| エンジン排気量（$cm^3$） | 749 |
| ブレーキディスクの有効径（mm）<br>フロント／リヤ | ダブルディスク　シングルディスク<br>２４６　２３０ |
| 操舵系の質量（Kg）<br>慣性モーメント（$Kgm^2$）<br>ロール／ヨー／ピッチ | 19.2<br>1.22/0.64/1.30 |
| 非操舵系の質量（Kg）<br>慣性モーメント（$Kgm^2$）<br>ロール／ヨー／ピッチ | 199.2<br>8.73/13.9/18.6 |
| フロントのホイールとタイヤの質量（Kg）<br>慣性モーメント（$Kgm^2$）<br>ロール／ヨー／ピッチ<br>タイヤ寸法 | 13.0<br>0.31/0.31/0.53<br>110/90V-16-V250 |
| リヤのホイールとタイヤの質量（Kg）<br>慣性モーメント（$Kgm^2$）<br>ロール／ヨー／ピッチ<br>タイヤ寸法 | 18.9<br>0.45/0.45/0.78<br>130/80V-18-V250 |

## ３．実　験　の　概　要

### 3.1. テスト車と計測項目

テスト車は、表1 に示す諸元をもった大型二輪車である。この車体にテスト時の転倒を防止するため、約 21kg の質量のアウトリガを装着している。アウトリガーはテスト目的の旋回のバンク角に応じて角度を変更できる。計測装置を図2 に示す。計測信号は 12 項目であり、図3 に示したダイヤグラムにしたがって処理され、車体後部に装着してあるテレメータの送信機により受信システムへ送られる。

### 3.2. テストコース及びテスト内容

テストのコースレイアウトを図4 に示す。路面は高$\mu$路のアスファルトドライ状態である。直進ブレーキを基本データとして確認しながら、旋回テストは車体のバンク角を約 15°、24°、32° に設定し、それぞれ旋回半径 R を 15～50m の範囲で変え、ブレーキを前後輪単独及び同時に操作し、それぞれ実施した。データ処理及び解析は車体挙動の基本特性を検討するため、主に単独操作の場合について行った。旋回方向は時計廻りとし、車速は 20～60km/h の範囲である。

ブレーキの操作条件は、ALB 及び、コンベンショナルな場合ともパニック的な操作とし、いわゆるライダーコントロールによるベストなブレーキ操作を想定したものではない。

従って車体挙動変化についての解析は主にブレーキング初期の現象について実施した。

フロントブレーキの場合，ALB の作動トリガの設定は、ＬＭＡを調整することにより、Setting Ⓐ（最大スリップ率設定 50～70%）と Setting Ⓑ

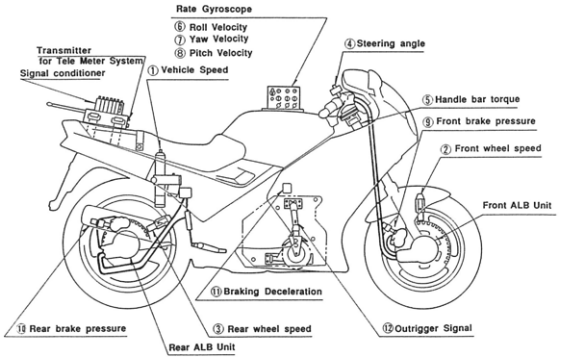



図２　旋回ブレーキテストのための計測システム

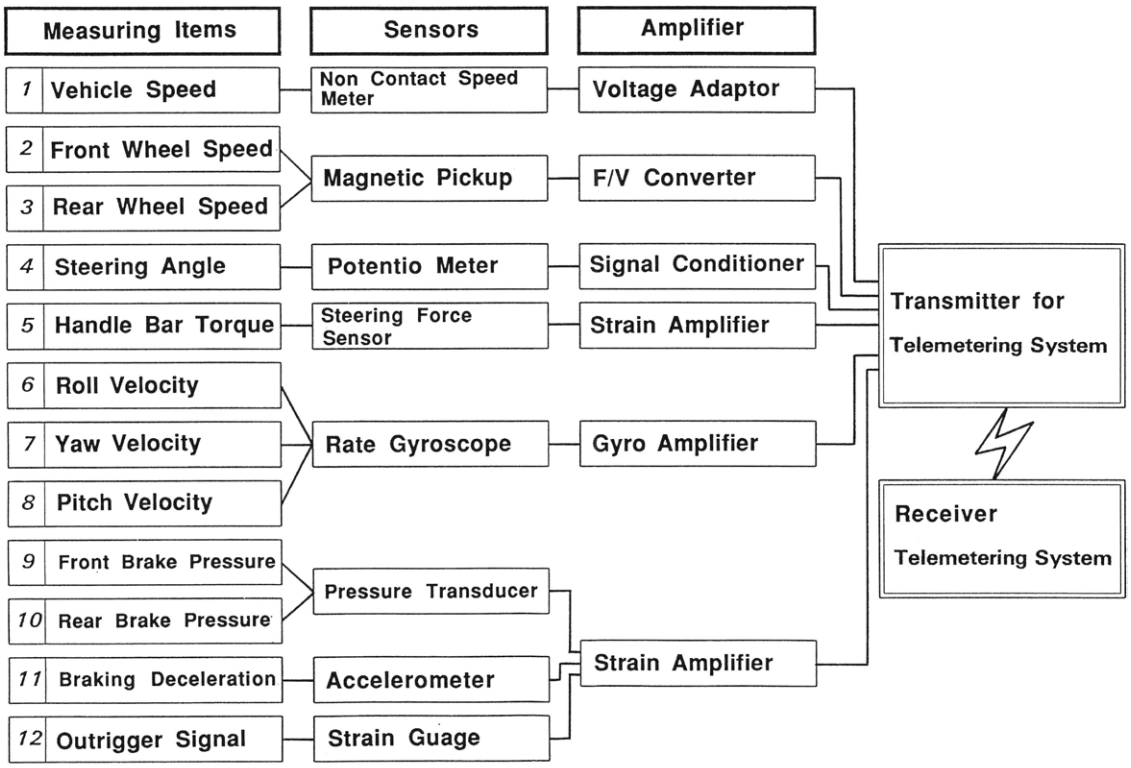



図３　旋回ブレーキテストの計測信号処理フロー

(最大スリップ率設定 10～30%)の２種類とした。リヤブレーキの場合、作動トリガーは１種類とし、最大スリップ率設定が 20～40% の範囲である。

## 4. 結果及び考察

### 4.1. 定常円旋回における車速、旋回半径及びバンク角の相互関係

ブレーキ操作前におけるテストコース上を定常円旋回中(時計廻り)の車体姿勢の代表値として車体のバンク角 $\theta B$ を測定した。この値は車体に装着されたアウトリガの設定角を基準として、アウトリガの接地信号を参考に間接的に求められた。そして車速 Vi、旋回半径 R 及び $\theta B$ との相互関係を図５に示す。また、これらの関係は、理論的に旋回中の遠心力と車体重量とから次式のように表される。

$$\theta B = \tan^{-1}\left\{\frac{Vi^2}{g \cdot R}(1+k)\right\} \cdots\cdots (1)$$

ここに k：車体特性によって決まる実験定数
g：重力加速度

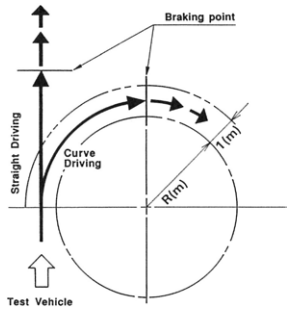



図４　テストコースレイアウト

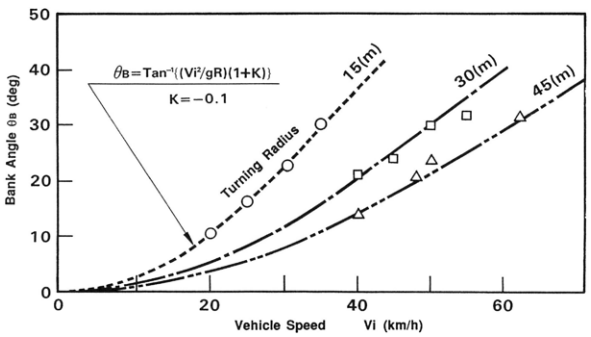



図５　旋回車速に対する各旋回半径における車体バンク角

旋回走行状態のテスト二輪車の式(1)に対するkの値は、実験的に約−0.1となった。

これは旋回中のライダー姿勢が比較的リーンイン状態であり、その効果も車体特性として含まれたためと思われる。

### 4.2. テスト結果の時系列データ

直進でフロントのコンベンショナルブレーキをパニック的に操作した場合の、車体挙動の主な測定結果を図6(a)に示す。さらに、コーナリングブレーキとして旋回半径45mに対するフロントのコンベンショナルブレーキ及びALBを同様に操作した場合の車体挙動の主な測定結果の一例を図6(b)、(c)、(d)にそれぞれ示す。

図6(a)に示すフロントがコンベンショナルブレーキの直進の場合、ブレーキ操作から約0.35sec後に最大減速度を示し、その後約0.1sec間以内で瞬時に車輪がロック状態に向かっている。このブレーキ操作時の車体挙動はピッチ方向車体前方に、その操作初期に約30deg/secの角速度変化を示す程度である。ロック状態の車輪のスベリで、コントロール性がほとんど失われているため、ライダーは不安を感じた時点でブレーキ動作を解除している。

このコンベンショナルブレーキの旋回半径45mにおける旋回ブレーキの場合, 図6(b)に示されるように、スリップ率Sが約6〜10%で最大減速度を示した。そして、車輪がロックに至る過程の0.2sec程度の間に、ハンドルは角度で約10〜12°右側に切れ、同時に車体は、ロール方向に旋回内側へ約100deg/sec、ヨー方向に左ターンする側へ約80deg/sec、ピッチ方向に車体が前方へ傾斜する側へ約35deg/secの角速度変化を示した。旋回中のブレーキングによる車体挙動は、図6(a)に示した直進の場合と比較して挙動変化が大きく、特に横方向への運動が異なっている。そして車輪がロックする直前に、車体のアウトリガーが接地し、すでに車体のコントロール性はほとんど失われており、ロック後はアウトリガーに車体が支持された状態のブレーキングとなり実際の物理現象を表してはいない。

次に、フロントにALBを装着した場合の挙動について述べる。図6(c)は、LMA SettingAの測定値であり、ブレーキ操作から約1.9secで停止した。そして、この間に3回のALB作動があり、スリップ率Sは最大50〜70%程度である。ALB作動に伴って、車体の減速度は大きく変化し、これに同期してピッチ方向に約30deg/secの角速度で変動している。これに対して、ハンドルは、はじめ右方向へ約10deg切れ、ALB作動に伴ってSの減少と共に元の状態に戻り、次のブレーキングでSが約70%に増加したとき、再び右へ約16deg切れた。そしてALB作動による減速度の変化に伴って、ハンドル角は左右に5〜7 Hz程度の周期で変化した。また車体は、はじめロール方向で旋回外側に約40deg/sec、ヨー方向では右側へ約35deg/secの角速度で動く。すなわち、ALBの作動始めにおいて、車体は起き上がりながら旋回内側へ向く。次に車体は、ハンドル角の変化する運動と同様に、ALB作動に伴ってロールとヨーの連成された動きをしながら起き上がり、ほぼ直立状態となって停止した。このALB作動中ライダーは進路保持のために、ハンドルを操作している。

このように、ALBの作動によって、車体とハンドルが周期的変動を示すが、コンベンショナルブレーキの場合のように、車体挙動が瞬間的に大きく変化せず、その制動中のコントロール性がわずかに向上する傾向を示した。しかし、車体挙動は、ALBの作動サイクルに伴って、大きく変化しており、まだ不安定な状態である。

LMA Setting Ⓑ (S = 10〜30%)に設定すると図6(d)に示すように、この結果の例では平均車体減速度は0.73(g)から0.69(g)に低下した。停止までの時間は0.1sec程度の増加である。しかしながら、ハンドルの切れ角、車体の動きは、比較的小さくなり、車体のコントロール性がSetting Ⓐよりも向上している。

これらの計測結果から、旋回ブレーキングが車体へ影響を及ぼし、その挙動変化の程度を表す指標として、ブレーキング初期の車体のロール、ヨー及びピッチのそれぞれの角速度とハンドルの切れ角を採用すれば良いことが判った。

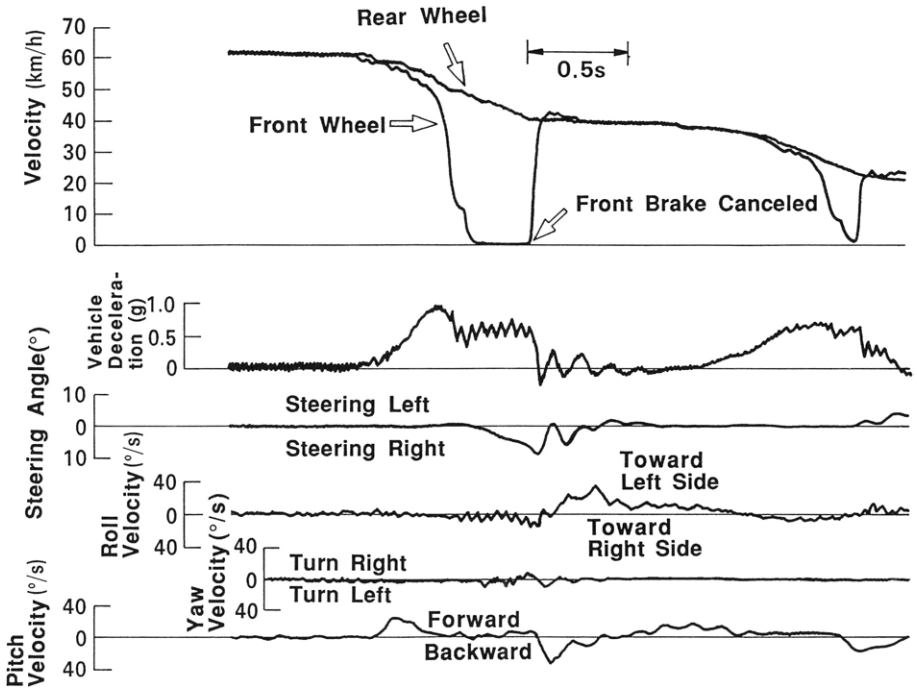



図 6(a)　直進のコンベンショナルブレーキの時刻歴波計

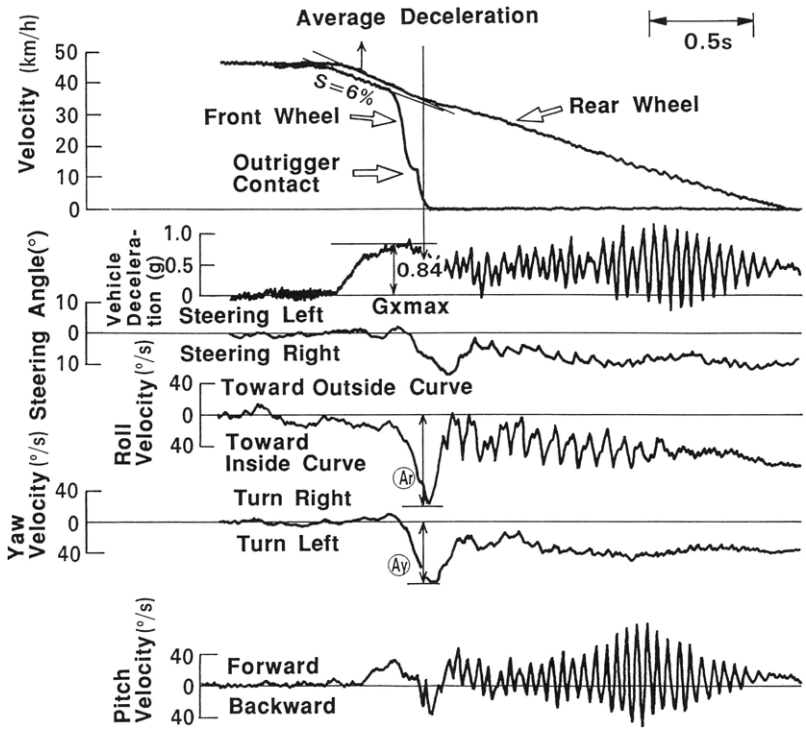



図 6(b)　旋回半径 45m における旋回コンベンショナルブレーキの時刻歴波形

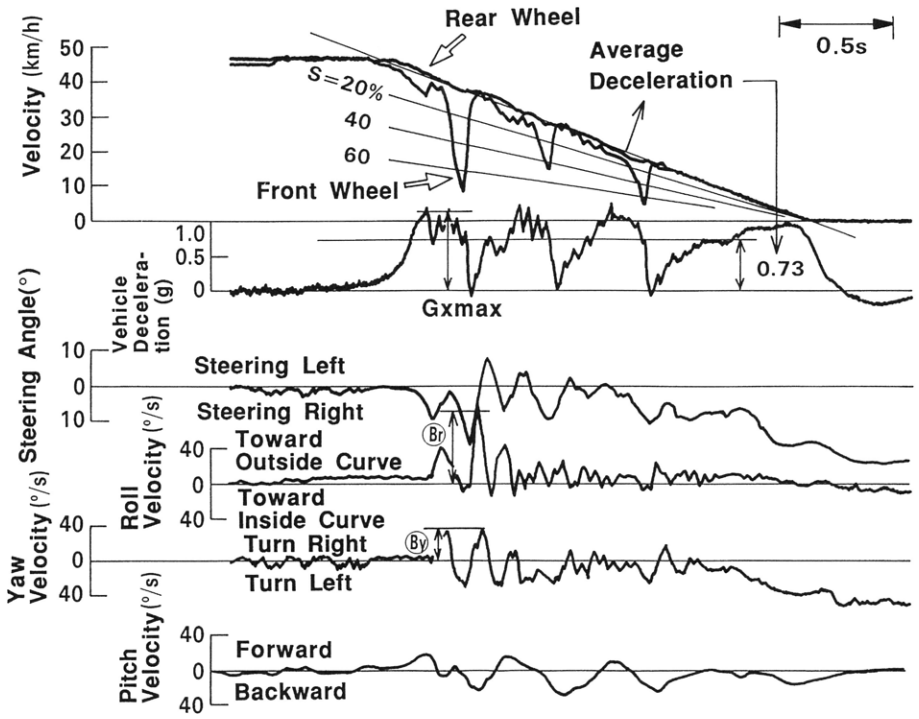



図 6(c)　旋回半径 45m における ALB（LMA Setting A）
の旋回フロントブレーキの時刻歴波形

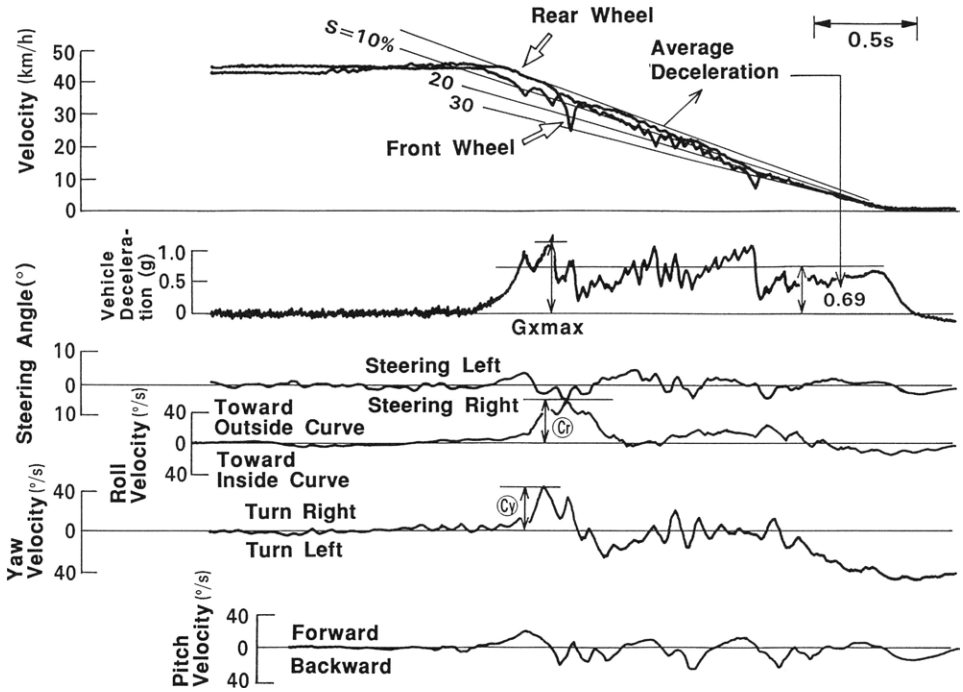



図 6(d)　旋回半径 45m における ALB（LMA Setting B）
の旋回フロントブレーキの時刻歴波形

### 4.3. 制動力係数とスリップ率

ブレーキング時のタイヤと路面間のフロントの制動力係数 $\mu f$ 及びスリップ率 S は、それぞれ次式のようになる。

$$\mu f = Fbf / Wdf \quad \cdots\cdots (2)$$

ここに、$$Fbf = Fbf\phi - \frac{Ifz \cdot d(Vf/Rwf)/dt}{Rbf} \quad \cdots (3)$$

$$Wdf = Wf + \frac{Gx \cdot Wt \cdot H}{L} \quad \cdots\cdots (4)$$

$\mu f$ ：フロントの制動力係数
Fbf ：フロント制動力
Fbf$\phi$：ホイール回転慣性力も含めた制動力
Wf ：フロント静的分担荷重
Wdf ：フロントの動的分担荷重
Ifz ：フロントホイールの回転慣性モーメント
Vf ：フロントホイール回転スピード
Rwf ：タイヤの回転半径
Rbf ：ブレーキ作動位置の有効半径
Gx ：車体減速度
Wt ：車両総重量
L ：ホイールベース
H ：重心高さ

$$S = \frac{V_0 - Vf}{V_0} \times 100 \quad (\%) \quad \cdots\cdots (5)$$

ここに、$V_0$：ブレーキング時の車体スピード

ここで、制動力 Fbf$\phi$ は、ホイールの回転慣性による力も含めて、ブレーキ力としてストレインゲージにて計測した値である。したがってタイヤと路面間に働く制動力はその回転慣性力を除いて式(3)のように表される。

直進ブレーキの場合のコンベンショナルブレーキと ALB の第1回目作動及び第2回目作動時の $\mu f$ と S との関係を図7に示す。$\mu f$ は S が 10～20% の範囲で最大値を示し、S の増加に伴って漸次減少する傾向を示した。テスト路面はドライ状態で、$\mu f$ の最大値は 0.85～0.98 の範囲を示した。また、ALB 作動の場合、S の最大値の範囲が 30～80% と広くなっており、0% まで戻るときヒステリシスをもったループを示している。これは、タイヤがすべるときトレッド部の弾性的な変形の戻り効果によるものと考えられる。

### 4.4. ブレーキングによる平均減速度

フロント及びリヤの単独ブレーキによる平均減速度 Gx を車速の進入初速度 Vi に対して、図8に示した。Vi が 35～65km/h の範囲における Gx は 0.65～0.8(g) の範囲となった。そして、Vi に対する明確な差は表れなかった。コンベンショナルブレーキの場合の値は、ALB に比較してわずかに高くなった。これは車輪がロックする前の平均的な値であり、ロックすると瞬間的にアウトリ

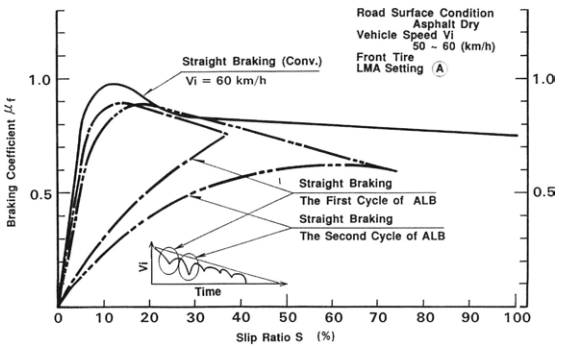



図7　ALB とコンベンショナルブレーキの $\mu$ － S 特性

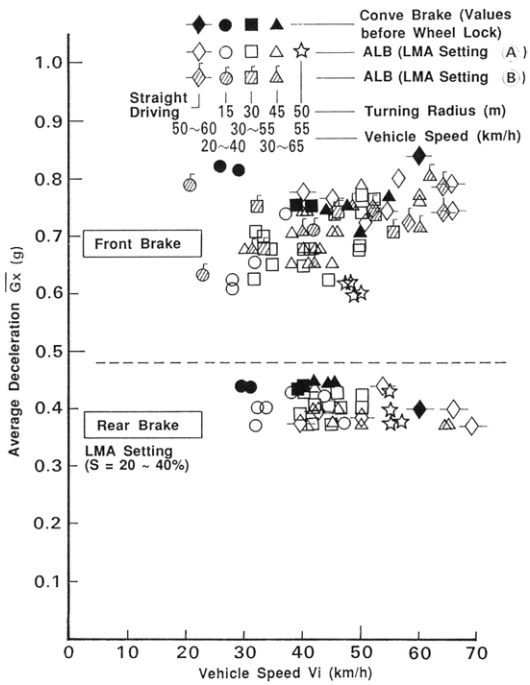



図8　旋回ブレーキの車速に対する平均減速度

ガが接地してしまうため車体が停止するまでの平均的な値はとらなかったためである。ALB を装着し、LMA を変えて作動トリガーレベルを変えた場合でも、そのテスト範囲では、Gx の値に明らかな差は生じなかった。

しかしながら、コンベンショナルブレーキの減速度とライダーのブレーキコントロールによるベストブレーキを考えると、コントロール性を保持しながら減速度の低下をおさえることは技術的に非常に難しいと考えられる。

次に、リヤブレーキの場合、Vi の変化にかかわらず Gx = 0.35～0.45 の範囲となった。このテスト範囲内ではコンベンショナルブレーキの場合の方が比較的高くなった。これはフロントの場合と同様、車輪がロックしアウトリガが接地する前の平均的 Gx を表しており、図7 からも判断されるように、一般的に S = 100% に至る前の方が制動効果を示すためと考えられる。

### 4.5. 制動時の車体挙動

図6(a)～(d) に示した時間経過に対する記録波形において、制動時の車体挙動特性として、制動初期の最大減速度 Gxmax を示して車輪がロックに向かう時の、コンベンショナルブレーキと ALB が作動する場合のロール角速度 V$\theta$x、ヨー角速度 V$\theta$y 及びピッチ角速度 V$\theta$z を Gxmax に対して図9(a)(b)(c) にそれぞれ示した。なお、フロント制動時のコンベンショナルベレーキの場合と ALB の場合とで制動に伴う車体の挙動変化が異なり、運動方向が相違する。しかし、挙動変化の程度を評価する値として角速度の大きさを比較検討したため、運動の方向に対する区別は特に表示しなかった。

図9(a) のロール角速度について、フロントブレーキの場合、コンベンショナルブレーキの値に対して ALB の値は LMA の Setting Ⓐのとき約 1/2、LMA の Setting Ⓑのとき約 1/3 の程度であった。これはコンベンショナルブレーキの車輪がロックするときの瞬間的な車体挙動が大きいためである。そしてこの場合、車輪ロックとほぼ同時に車体のコントロール性は失っている。一方、ALB では当然として車輪がロック状態にならず、接地面でのタイヤによる横力が比較的保持されている状態であるため、挙動変化が比較的小さくなったためと考える。

リヤブレーキの場合、ロール方向の車体挙動として 20～50deg/sec 程度の角速度を示した。しかし、コンベンショナルベレーキと ALB との差は認められなかった。

次に図9(b) に示したヨー角速度について、フロントブレーキの場合、コンベンショナルブレーキと ALB との差は、ロール角速度の差よりも少なかった。これはコンベンショナルブレーキのブレーキングにおいてロック状態になっても車体の挙動変化として旋回円の接線方向へ向かって、停止しようとする現象を示し、ヨー方向の動きが比較的小さいためと考えられる。

リヤブレーキの場合、ALB によるヨー角速度は、コンベンショナルブレーキの 50～65deg/sec の値に比較して、1/2 程度の値となった。コンベンショナルブレーキ作動においてロック状態では、車体のリヤ系が旋回の外側へタイヤがすべりながら動く。すなわちヨー方向の回転運動を起こす。このとき、車体のコントロール性は顕著に低下した。一方、ALB の場合、外側へのスベリ現象は認められるものの、ロックする場合に比較して、タイヤの横力が保持されていると考えられ、結果としてヨー方向の回転運動が小さくなったものと思われる。

図9(c) に示したピッチ角速度についてフロントブレーキの場合、コンベンショナルブレーキと ALB の値は 20～40deg/sec の範囲となり、ALB の方が約 10deg/sec 小さくなる傾向を示している。これはコンベンショナルブレーキの場合にロールとヨー方向の比較的大きな運動がピッチ方向へ影響するためと思われる。一方、リヤブレーキによるピッチ角速度は、15deg/sec 以下であり、ほとんどピッチ方向の挙動変化に対しては、コンベンショナルブレーキと ALB との差はなかった。

これらの結果から旋回制動時の横方向の動き（ロール方向とヨー方向）の車体挙動は、ロックする場合としない場合とでは明らかに異なった。特に ALB の LMA が Setting Ⓑの場合、車体の挙動変化が比較的小さく、しかもコントロール性

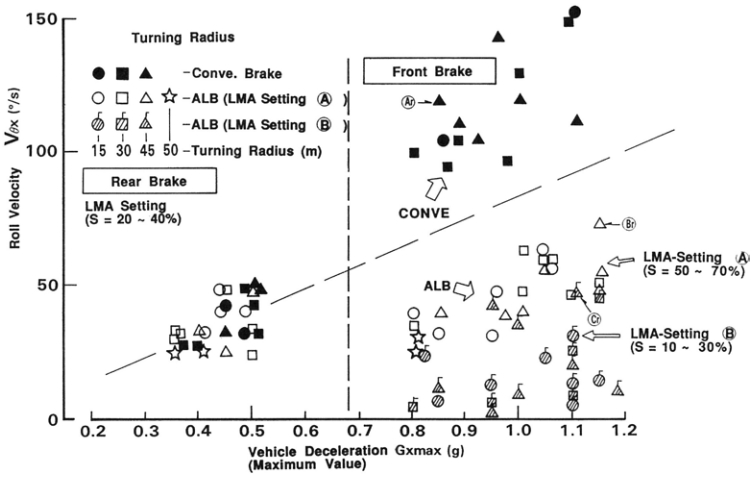



図 9(a)　旋回ブレーキの車体減速度に対する車体のロールレイト

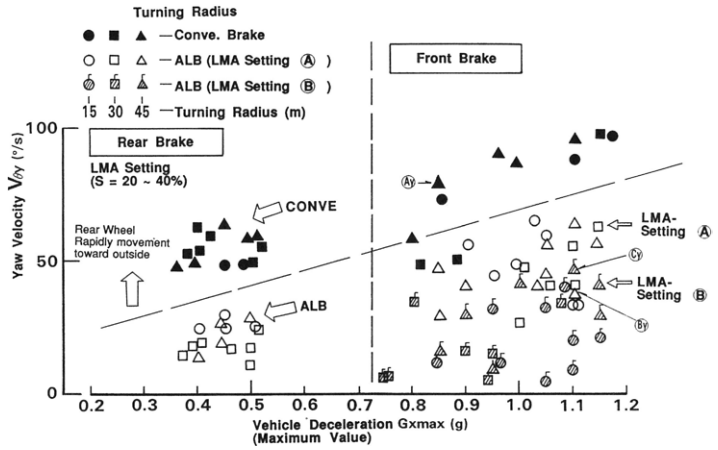



図 9(b)　旋回ブレーキの車体減速度に対する車体のヨーレイト

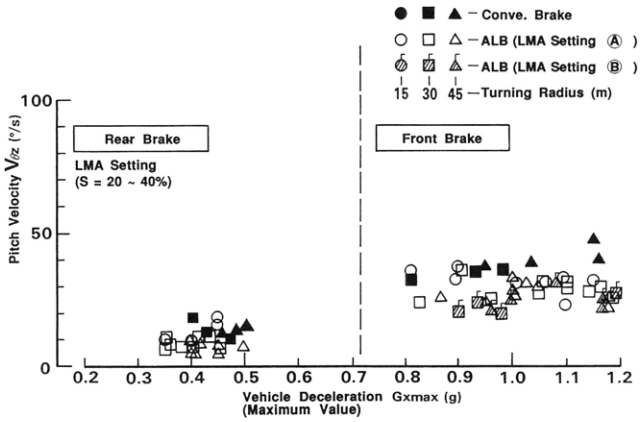



図 9(c)　旋回ブレーキの車体減速度に対する車体のピッチレイト

がわずかに保持できた。ただし、これはコンベに対するエキスパートライダーのブレーキコントロールによる挙動変化と比較した結果について述べたものではない。今後、テストによる比較検討が必要である。

### 4.6. ハンドル角とハンドルトルク

二輪車の旋回ブレーキ時には、フロントブレーキの場合、タイヤの接地点が車体中心線上になく旋回内側へ移動しているため、旋回方向への回転トルクを発生する。このため、ハンドルは旋回方向に切れ込む現象を示す。コンベンショナルブレーキでは、このときホイールロック状態に至るとタイヤの完全なすべり（スリップ率 100%）のために、ライダーがあらかじめ保舵していた入力によってハンドルの切込みが軽減し、ハンドルは元の状態に戻される傾向を示す。ライダーがブレーキ力を解除し、そして再度ブレーキングをしないかぎり、ハンドルの切り込み現象を示すことはなかった。一方、ALB では、自動的に一旦ブレーキ力が解除されてまたブレーキングをするため、ハンドルの切れ込み現象が、周期的に繰り返された。以上のようにコンベンショナルブレーキとALB とではハンドル挙動が異なった。これは、タイヤのスリップ状態によると考えられるためブレーキング初期の最大切れ角 $\theta$Hmax を、その現象に関連するものと思われる最大スリップ率 Smax に対して、図10(a) に示した。

フロントブレーキ ALB の場合、Smax の減少に伴って $\theta$Hmax は小さくなる傾向を示した。Smax ＝ 20～30% では $\theta$Hmax ＝ 6～8 deg 程度となった。そして、Smax ＝ 70～85% では $\theta$Hmax ＝ 10～25deg の範囲となり、ブレーキング時の車体姿勢やライダーのその時々の保舵力によって値が変化したものと思われる。また、この Smax の領域では、角度変動が大きくなり、車体のコントロール性は顕著に低下した。

一方、コンベンショナルブレーキの Smax ＝ 100% に対しては、$\theta$Hmax ＝ 18～25deg の範囲となりロックに至った直後も車体は旋回円の接線方向にすべりながらハンドルは旋回方向に切れ込む傾向を示した。このときは当然コントロール性はほとんど失われている。

リヤブレーキの場合、そのブレーキ力が直接的にハンドル角を変化させたものではなく、ブレーキング時の車体姿勢の変化に対して、ライダーが進路またはその姿勢を保持しようとするための、操舵角とも考えられる。ALB 作動の場合、Smax ＝ 10～50% に対して $\theta$Hmax は 2 度以内であった。一方、コンベンショナルブレーキの Smax ＝ 100% に対して $\theta$Hmax ＝ 2～5 deg 程度となった。これらはホイールロックによる車体のヨー方向への姿勢変化に対してライダーがハンドルを操舵した分の角度も含まれた。

図10(b) にハンドル角 $\theta$Hmax に関連して、$\theta$Hmax と同時、または独立に計測されたブレーキング時の最大ハンドルトルク HT max を示した。

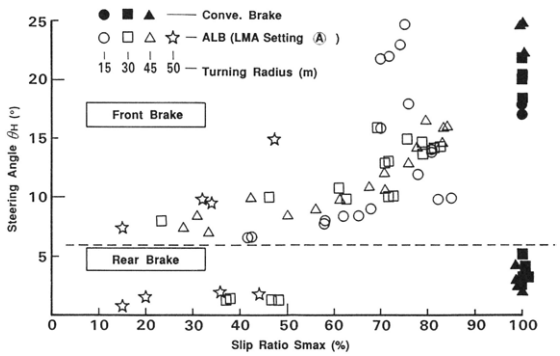



図 10(a)　旋回ブレーキの最大スリップ率に対するハンドル振れ角

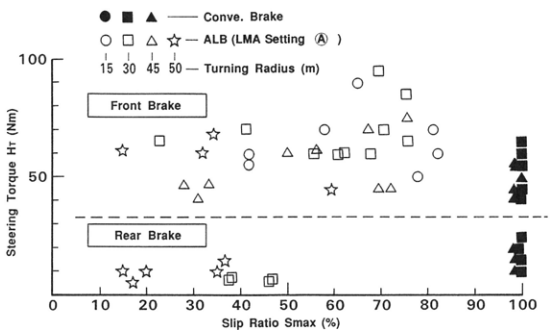



図 10(b)　旋回ブレーキの最大スリップ率に対するハンドル振れのステアートルク

フロントブレーキの場合、Smax の変化によらず HT max ＝ 40～100Nm となった。これは、ライダーがハンドルグリップ位置で約 14～40kg の力を加えているのに相当する。そして、旋回中のブレーキングで発生する転舵モーメントによるハンドルの角度変動を押さえながら、進路を保持しようとするためハンドルをコントロールしているものと考えられる。

リヤの ALB の場合、HT max が 15Nm 以下であった。リヤのコンベンショナルブレーキの場合、HT max ＝ 10～25Nm の範囲となり、フロントに比べて約 1/2 以下あった。これは、進路を保持しようとするための操舵トルクと考えられる。

### 4.7. 旋回 ALB に対する一検討

二輪車は、その運動特性として、旋回中はバンクしながら走行する。この場合、遠心力と釣合いを保つための求心力は、唯一タイヤと路面間のフリクションによる横力 Fs のみである。この Fs の大きさは、その制動力と相俟って、タイヤのスリップ率 S に左右される。一般の S の増加に伴って Fs は指数関数的に減少する[5]。これは、図7 に示したような制動力係数 $\mu$ のように S ＝ 10～20% 領域で極大値を示さない。したがってブレーキングによって、旋回中力学的に釣合いながら走行していたものが、タイヤにすべりが発生すると、前述のような車体挙動が表れる。また、結果として、制動効果をある程度満足させながら、車体の挙動変化を小さくするためには、S の小さい領域で ALB が作動するように、システムとしてコントロールすることが考えられる。

図11(a)(b)(c) に、ブレーキング時の車体挙動の評価値として着目したロールとヨーの角速度の最大値を、これと関連していると思われる Smax に対して示した。これらの最大値はブレーキングの初期に表れる。フロントブレーキの場合 Smax に対するロール角速度は、近似的に直線的な増加傾向とみなせば、0.8(deg/sec)/Smax% 程度の比例係数を示す。また、ヨー角速度の Smax の増加に対する係数は約 0.6(deg/sec)/Smax% である。一方、リヤブレーキの場合、評価値をヨー角速度に着目し、同様に Smax 値の増加に対する係数は約 0.4(deg/sec)/Smax% 程度である。

いずれの場合にも、旋回中のパニック的なブレーキングのテスト結果から、車体の挙動変化を小さくし、しかもコントロール性をある程度保持するためには、ALB の作動トリガーレベルを低く設定し、スリップ率の小さい範囲で ALB を

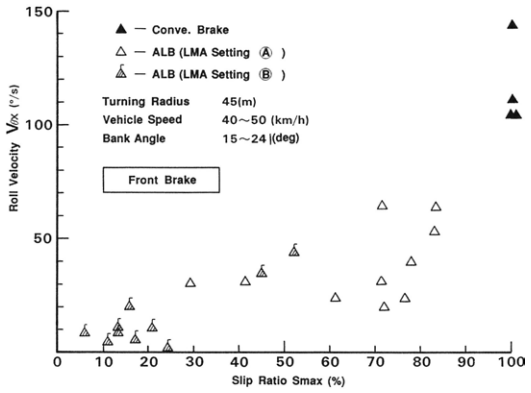



図 11(a)　旋回フロントブレーキの最大スリップ率に対する車体のロールレイト

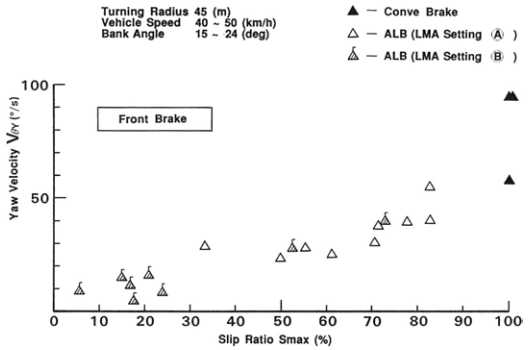



図 11(b)　旋回フロントブレーキの最大スリップ率に対する車体のヨーレイト

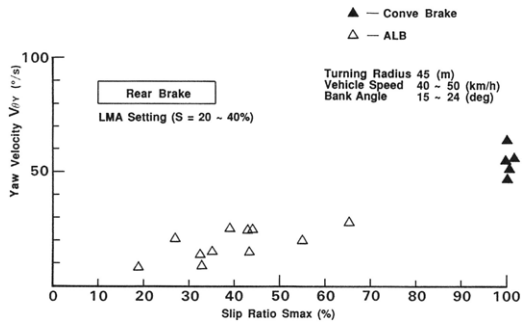



図 11(c)　旋回リヤブレーキの最大スリップ率に対する車体のヨーレイト

作動すれば良いことが判った。しかし、そうしたSettingにおいては、直進時のブレーキ性能が低下する場合も考えられる。したがって、さらに広範囲な研究が必要である。

## 6. 結　論

二輪車用機械式ALBを用いて、旋回走行時のブレーキ動作に対する制動効果と車体挙動について、主に実走行テストを中心に研究した。一般路相当の高$\mu$路面（アスファルトドライ）において、旋回半径15、30、45、50mに対し、車速20～60km/hの範囲を選んで車体バンク角が約15、24、32degになるような旋回条件を設定し、そこでパニック的にブレーキを操作した場合の走行テストを実施した。その結果として次のようなことが判った。

(1) このテスト範囲の旋回ブレーキでは、直進時に比べて大きな車体の挙動変化を伴うものの、直進の場合とほぼ同等の制動効果が得られることが判った。

(2) 旋回制動時の車体の挙動変化は、ALBのコントロールするタイヤのスリップ率の大きさとALBの作動周期によって影響される。

(3) スリップ率が小さくなるように設定すれば、車体の挙動変化は小さくなり、操縦コントロール性が向上する。

(4) 旋回ブレーキング時の車体の挙動変化を小さくするために、より小さなスリップ率を設定することは、直進時の制動効果を低下させることも考えられる。したがって、さまざまな路面や走行条件などに対応するためには、さらに広範囲な研究が必要である。

(5) ブレーキング時のコントロール性を評価する指標としては、舵角の変化とヨー及びロールの角速度変化が有望である。

## 参考文献

(1) Zellner, J. W., “Advanced Motorcycle Brake Systems-Recent Results”, SAE Paper 830153, Detroit, march-1983.

(2) Russell, T. F. and Robert, E. F., “A Describing-Function Approach to Antiskid Design” IEEE Trans. on Vehicular Tech., Vol. VT-30, No.3, August-1981.

(3) Ohayama, T., et al., “Study of Antilock Brake Systems for Motorcycles”, The 12th International Tech. Conf. on Exp. Safety Vehicles, Gothenburg, 29/may～1/June-1989.

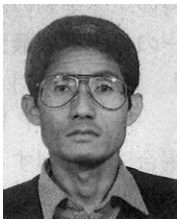
(4) HONDA and Lucas Girling, “Anti-Lock Braking Suits Motorcycle Applications”, Design Eng., Dec.-1987.

(5) Sakai, H., “Theoretical and Experimentel Stuies on the Dynamic Cornering Properties of Tyres”, Int. J. of Vehicle Design, Vol. 2, No.1 to No.4 (1981).

■著　者■


引地 東一郎


泊　辰弘


槌田 鉄男


ミハエル ティーム

# 二輪車に於けるシフトフィーリングの定量解析と改善技術

Study of Motorcycle Shift System

藤本克己* 井上直樹* 山崎勝実*
Katsumi Fujimoto Naoki Inoue Katsumi Yamazaki

## 要旨

近年あらゆる分野の商品開発において、その商品のもつ基本性能や機能ばかりでなく、人の心を魅了する感性という概念が重要なパラメータとして注目されてきた。

このような情勢の中、二輪車におけるトランスミッションの変速操作に関しても、より早く、軽く、確実に、と同時にいかに運転者の感性との融合を図るかがこれからの課題の一つとなってきている。この技術手段として、二輪車の変速系をシフターギヤからチェンジペダルに至るまでのシフトシステムとしてとらえ、トランスミッションのギヤ摺動性能の改善、操作力伝達系の効率向上、最大効率を有するチェンジ機構の選定、動的変速操作フィーリングの定量解析を行った。

本論文では、従来の角形スプラインと新たに採用したインボリュートスプラインとの性能比較、操作力伝達効率の向上手法、チェンジ機構におけるコンピュータを利用した操作エネルギーの伝達効率解析手法、LOAD-STROKE特性線図によるチェンジペダル操作フィーリングの定量化手法について紹介するとともにその研究結果を報告する。

## ABSTRACT

In product development, the quality of products that will attract customers' minds is an increasingly important parameter, apart from performance and function.

That demand is true of motorcycle shifting operation: communicativeness with the rider is a necessary requirement as well as quick, light and sure operation. In the process of exploring a technical means, we looked at a motorcycle's shift system as a package extending from the transmission to the change pedal. We investigated reducing gear drag and improving operating effort relay efficiency. We also selected a change mechanism with maximum efficiency and made a quantitative analysis of shift operation quality.

This paper describes the comparison between the conventional square spline and the new involute spline, introduces a means to improve operating effort efficiency, analyzes operating energy relay efficiency using a computer, and quantifies change pedal operation quality using a load-stroke diagram. It also summerizes research results.

## 1. まえがき

スポーツ系二輪車に用いられている代表的な変速機構を図1に示す。

チェンジペダルより与えられた操作力は、チェンジ機構を通じてシフトドラムの回転力に変換され、その回転力はシフトフォークを介して、シフターギヤの摺動力に変換される。

＊朝霞研究所



https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1990_2_14

このような変速機構を機能毎に大別すると、以下のようになる。

① ドッグクラッチ付トランスミッションにおいて、シャフト上を摺動し動力伝達ギヤの切り換えを行うシフターギヤ部。

② チェンジペダルより入力された操作力を、シフトドラム、シフトフォークを介して、シフターギヤまで伝える操作力伝達部。

③ シフトカムによって、シフトポジションを保持し、かつチェンジペダル操作のフィーリング（以下 操作フィーリング）に影響する部分（以下 フィーリング部）。

図2にシフト操作のフローチャートを示す。

以上のような変速系に関する要求性能は、①のシフターギヤ部においては、倒れや負荷に対するギヤ・シャフト間の摺動性能の確保、②の操作力伝達部においては、高効率化、摩擦損失の軽減、小型化であり、③のフィーリング部においては、確実なシフトドラムの保持に必要なトルクの確保と良好な操作フィーリングを得ることである。

従来、このような要求性能に関しては、必要に応じて個別に対応がなされてきたが、本研究においては、シフターギヤからチェンジペダルに至るまでを一つのシフトシステムとしてとらえ各部の性能向上の為の解析を同時に行うことにより変速操作性能の改善を図った。

本論文では、従来のトランスミッションに使用されていた溝数6の角形スプライン（以下 6角スプライン）に対する、新採用のインボリュートスプライン（モジュール1.667）のギヤ摺動性に関する優位性、シフトフォークガイドシャフト（以下 ガイドシャフト）の支持方法を中心とする操作力伝達効率の改善手法、チェンジペダル操作エネルギの伝達効率解析によるチェンジ機構の動的評価、LOAD-STROKE特性線図（以下 L−S特性線図）による操作フィーリングの定量化手法について述べる。

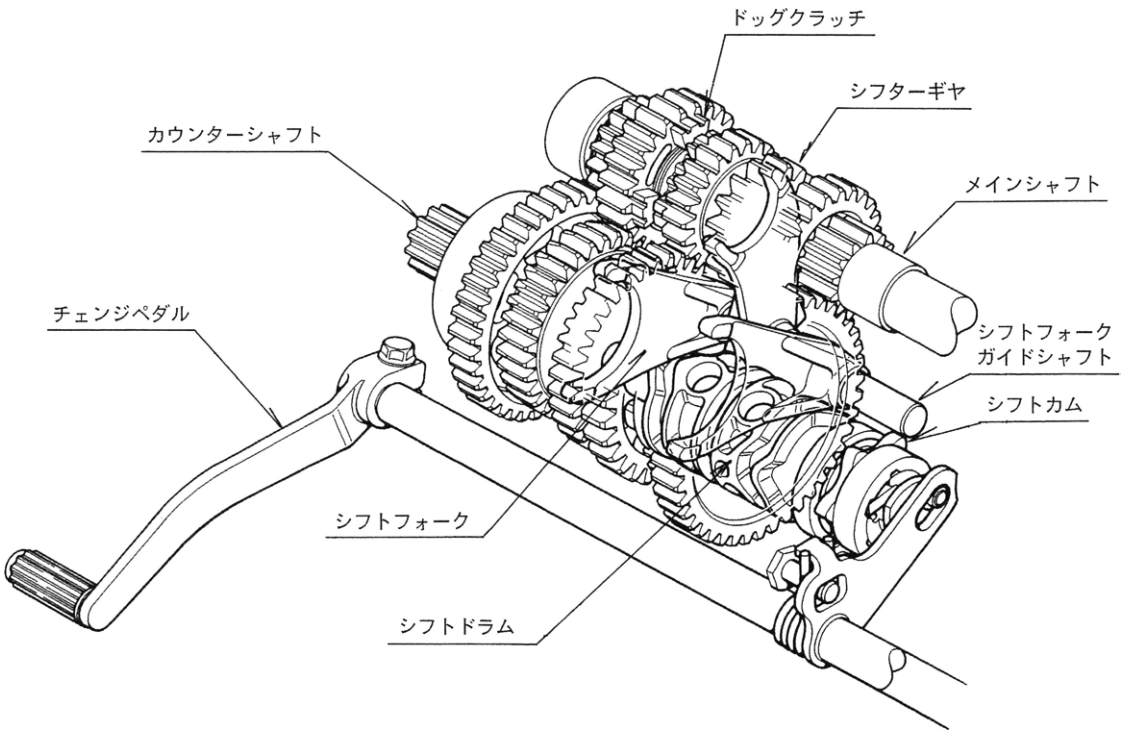



図1 2輪車のシフトシステム透視図

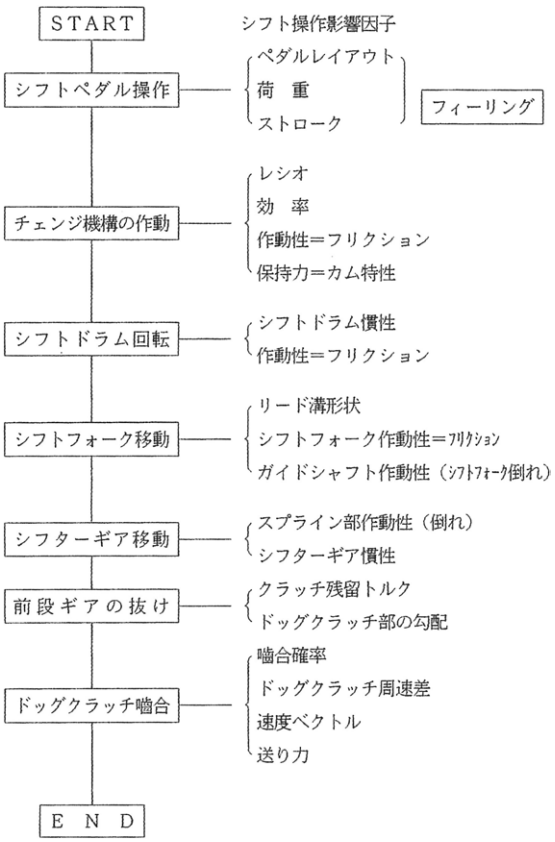



図２　変速操作のフローチャート

## ２．トランスミッションの摺動性能

二輪車に使用されるドッグクラッチ付トランスミッションは、コンパクトでかつ高い伝達容量を有している反面、そのシフターギヤは、歯部中心と軸受部中心のずれに起因する倒れ等によって、摺動性能の低下が生じ易い。

そこでギヤ・シャフト間の嵌合部に注目し、特に従来から使用している６角スプラインと、新たに採用したインボリュートスプラインの、ギヤ摺動性能に関する優劣を明らかにした。

６角スプラインにおいては、軸方向に摺動するシフターギヤが駆動力を伝達する場合、その入出力の位置のずれ、ドッグクラッチの割り振り誤差、及びギヤ嵌合部のクリアランス等により、必ず倒れが生じる。

その結果、ギヤ・シャフト間に発生するこじり力により、クラッチを切った時の残留トルクが微小であっても、シフターギヤは滑らかな摺動をせず、図３に示すような不連続なスティックスリップ現象を生じる。

これは図４に示した単体シミュレータにおいて、シフターギヤの作動荷重をシフトフォークを介して測定した結果である。

このようにドッグクラッチが相手ギヤから抜け始める時、シャフト・ギヤとシャフトスプラインの間で発生するスティックスリップ現象の荷重の大きさ及び不連続な荷重変化が操作フィーリングを著しく悪化させている。

次に同様なテストをインボリュートスプラインに関して行い、シャフトにかかるクラッチ残留トルクとシフターギヤのドッグクラッチ部が抜ける時の最大荷重で整理を行った。

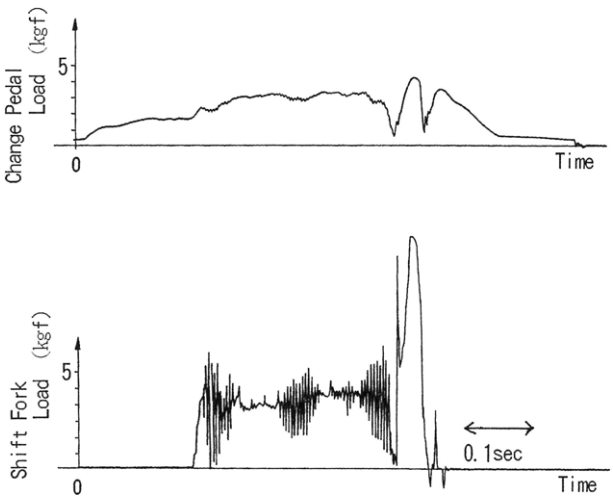



図３　シフターギヤ摺動時の荷重波形
（Straight-sided Spline 6T）

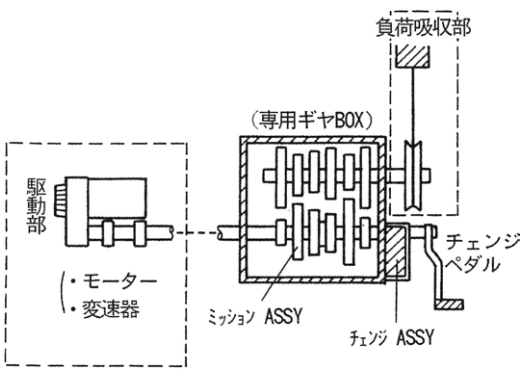



図４　解析用単体装置

図5 に示すように、シフターギヤの摺動性能は、ギヤ・シャフト嵌合部を、従来の６角スプラインからインボリュートスプラインに変更し、ギヤの倒れによるこじりを是正することにより、14～20 % の改善が図られた。

ここで、ギヤが倒れながら駆動力を伝達するモデルをもとに、インボリュートスプラインの摺動性能に関する優位性のメカニズムを考察する。

図６－a のように、６角スプラインでは、ギヤに倒れ力Ｆが生じた場合、シャフトからの抗力Ｎs の方向は、倒れ方向と一致しない為クサビ効果が発生し、抗力の総和はＦよりも大きくなる。
これに対して、図６－b に示したインボリュートスプラインでは、抗力 Ni は倒れ方向と一致するため、クサビ効果は発生せず、抗力の総和はＦと同等となる。

またインボリュートスプラインは、歯面合せであるため、荷重下において自動調芯する効果がある。このためドッグクラッチが抜ける時のスティクスリップ現象は、図7 に示すように軽減され、最大荷重の低下とともに運転者に対し、滑らかな操作フィーリングが提供できるようになった。

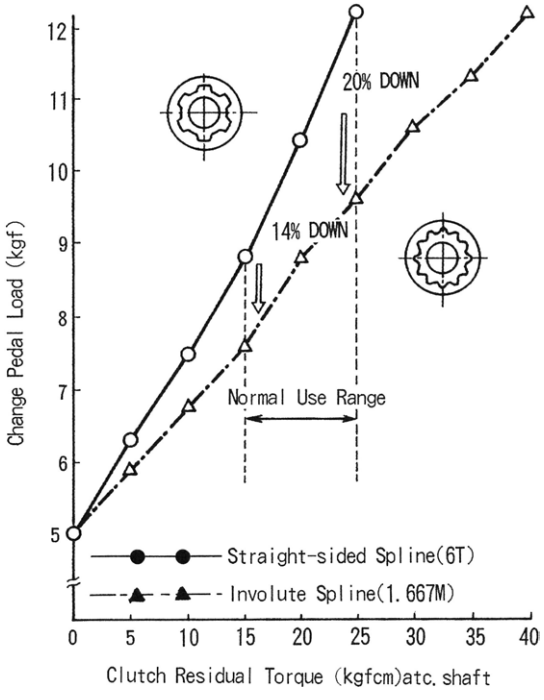



図５　シフターギア摺動性能比較

## ３．操作力伝達系の効率改善

チェンジペダルから入力された操作力がシフターギヤの摺動力に変換されるまでの効率は、通常 30～40% に過ぎない。この部分の効率改善手法を下記に紹介する。

スピンドルシャフトの軸受部に発生する摩擦損失に関しては、軸受幅及びケース剛性にも影響されるが、一般的にニードルベアリング等の投入により、プレーンタイプに対して 6～10% の改善が図られる。

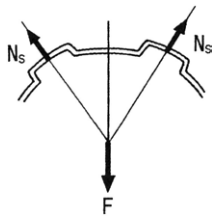



図６－a　クサビ効果の影響
(Straight-sided Spline 6T)

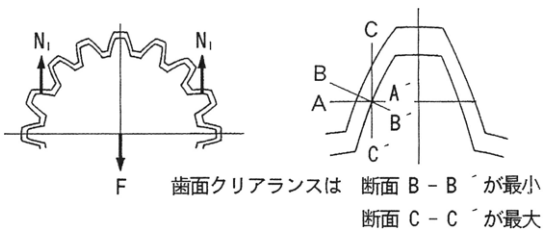



図６－b　クサビ効果の影響
(Involute Spline)

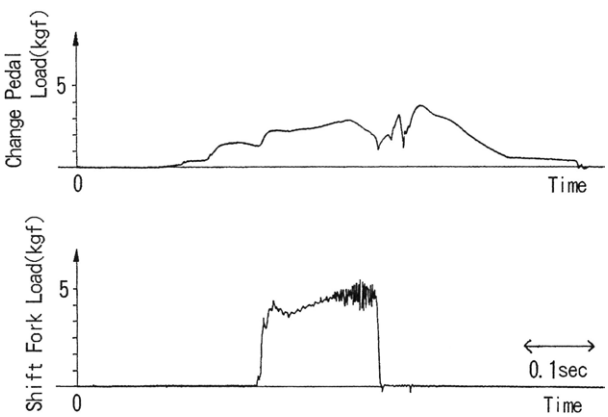



図７　シフターギヤ摺動時の荷重波形
(Involute Spline)

フォークピンとシフトドラム溝側面との間に生じる滑りによる摩擦損失に関しては、ピン部へのボールベアリングの採用により 8～12% の改善が図られる。

次にシフトフォークとガイドシャフトとの間に生じる摩擦損失に関して述べる。従来の方式では、ガイドシャフトをクランクケースに固定しているため、シフターギヤを摺動させる時、シフトフォークのボス部は必ずガイドシャフト上を移動しなければならず、その間の摺動抵抗がチェンジペダル操作荷重に大きな影響を与えていた。そこでガイドシャフトの保持方法を変更し、軸方向に摺動可能にすることによって(以下　ガイドシャフトフローティング)シフトフォークが移動する場合には、シフトフォークのボス部とガイドシャフトとの摺動部、ガイドシャフトとクランクケースとの摺動部のどちらか摺動抵抗の少ない方で、移動すればよいことになる。

このガイドシャフトフローティングにより、図8に示す様に約 20% の伝達効率の改善が図られた。

## 4．チェンジ機構の伝達効率解析

二輪車におけるチェンジ機構は、軽量コンパクトを特徴とするが、各エンジンのタイプとともに数多くの機構が考案されてきた。その主なものを表1 に示す。

このような各機構は現在に至るまで、操作フィーリングの面からの定性的評価は有ったものの、伝達効率の面から比較検討した研究はみられなかった。

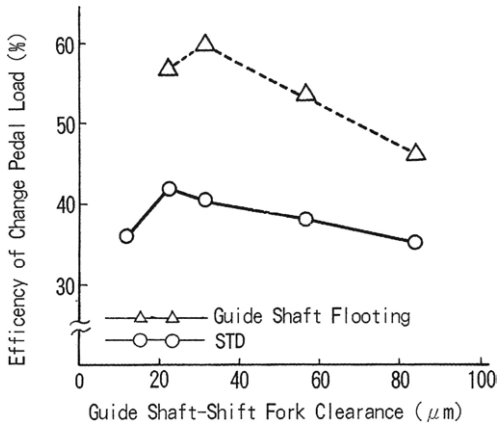
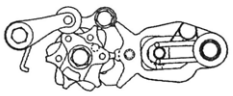
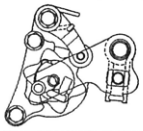
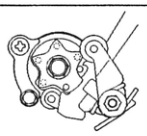
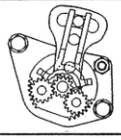



図８　ガイドシャフトフローティングの効果

表１　各種チェンジ機構

| Type | Change Mechanism |
|---|---|
| I |  |
| II |  |
| III |  |
| IV |  |

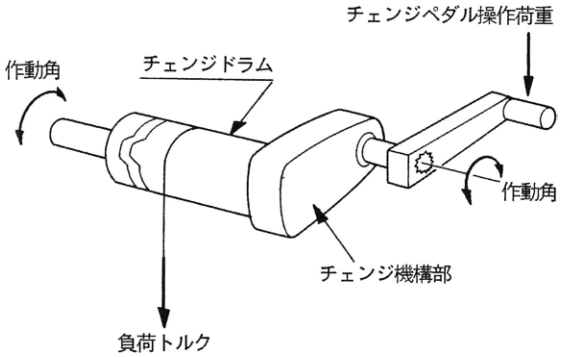



図９　チェンジペダル操作
エネルギ伝達効率測定法

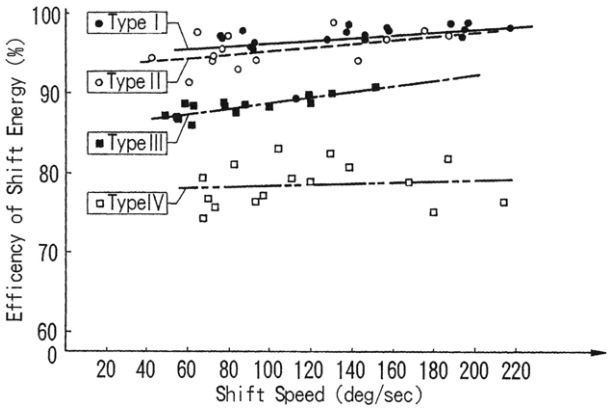



図 10　チェンジ機構のチェンジペダル操作
エネルギ伝達効率比較

そこで今回は、各機構の動的なチェンジペダル操作エネルギの伝達効率測定を行った。今回の測定に際しては、チェンジ機構部のみの伝達効率を明らかにするために、図9 に示した単体モデルを使用した。

この装置により、各種走行条件を想定し、チェンジスピードをパラメータとして計測を行い、測定されたＬ－Ｓ特性線図をコンピュータ波形処理して、入出力のエネルギ比較を行った。その結果を図10 に示す。

## 5．動的操作フィーリングの定量化手法

従来より官能評価に頼っていた操作フィーリングの評価において、その官能表現の定量化を試みた一例を紹介する。

操作フィーリングを定量的に表現できる手法として今回用いたＬ－Ｓ特性線図は、チェンジペダルにおける荷重とストロークから構成される。このＬ－Ｓ特性線図をコンピュータを用いて予測して、実車の計測から得られるＬ－Ｓ特性線図と比較検討を行うことによって、操作フィーリングに影響をおよぼす要因を抽出した。

実際にチェンジ機構の諸元を選択する場合の要件としては、表2 に示す４つの項目を満たさなければならない。

表２　シフト機構の要求性能

| | |
|---|---|
| １．保　持　力 | Ｌ－Ｓ特性線図に表現される |
| ２．飛びこし防止 | |
| ３．ﾆｭｰﾄﾗﾙ出し易さ | |
| ４．フィーリング | |

ここで表2 の性能の項目を満足させながら、操作フィーリングをいかに充実させるかが重要なポイントになる。

Ｌ－Ｓ特性線図は、静的にはシフトカムの特性を計算することで、予測することができる。図11 に計算と実際に測定した静的Ｌ－Ｓ特性線図をそれぞれ示す。

この結果、計算波形は実測の波形とよく近似していることが明らかであり、静的特性の検討に効果的である。

次に、実走状態を考慮した動的Ｌ－Ｓ特性線図について考察する。前述の静的Ｌ－Ｓ特性線図の予想計算に対し、動的なパラメータ（例　シフトドラム等の慣性質量、摩擦力、クラッチの残留トルク）を加味したプログラムを作成し、計算した結果を図12 に示す。

ここで、ドッグクラッチ付トランスミッション

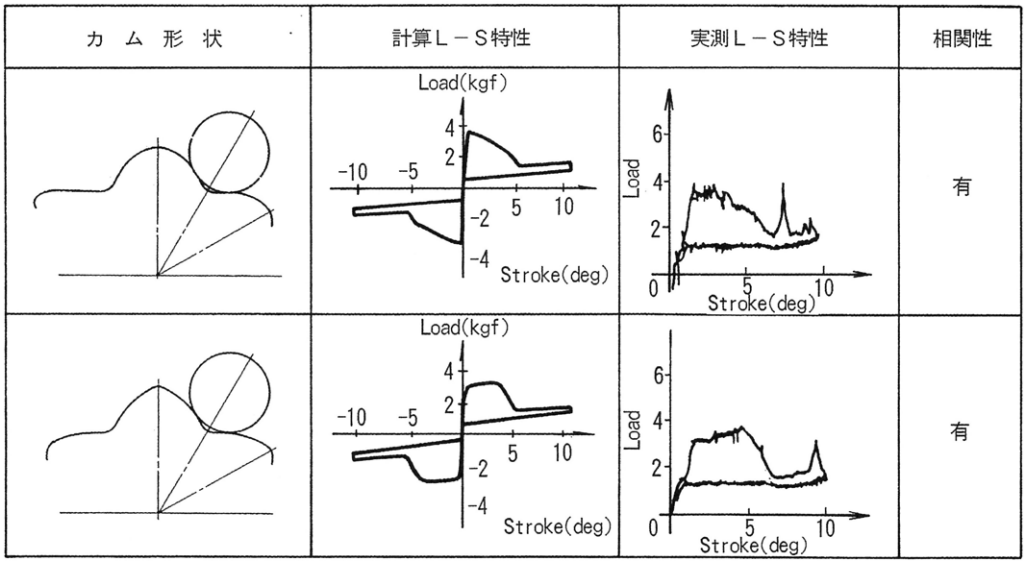



図 11　静的Ｌ－Ｓ特性線図

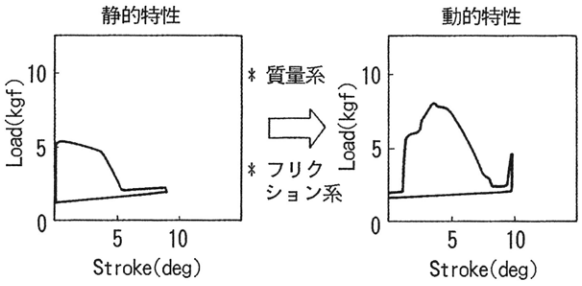



図 12　計算Ｌ－Ｓ特性線図における静動的比較

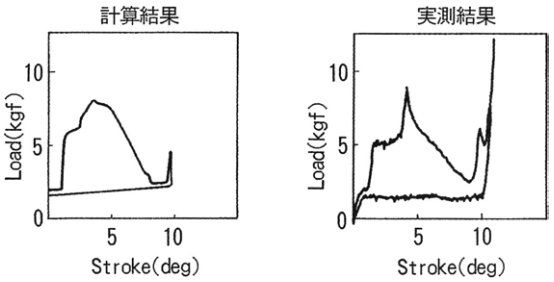



図 13　動的Ｌ－Ｓ特性線図シミュレーション

においては、その構造上、ドッグクラッチ部の噛み合い状態には確率の要素が入るため、実際に測定した動的Ｌ－Ｓ特性線図のなかで、計算条件に合うパターンを選択し比較すると、図13 のようによく近似する。

しかしながら、前述の確率要素に代表されるように、動的な場合には、条件設定が複雑になるために、実用上の問題点は多い。

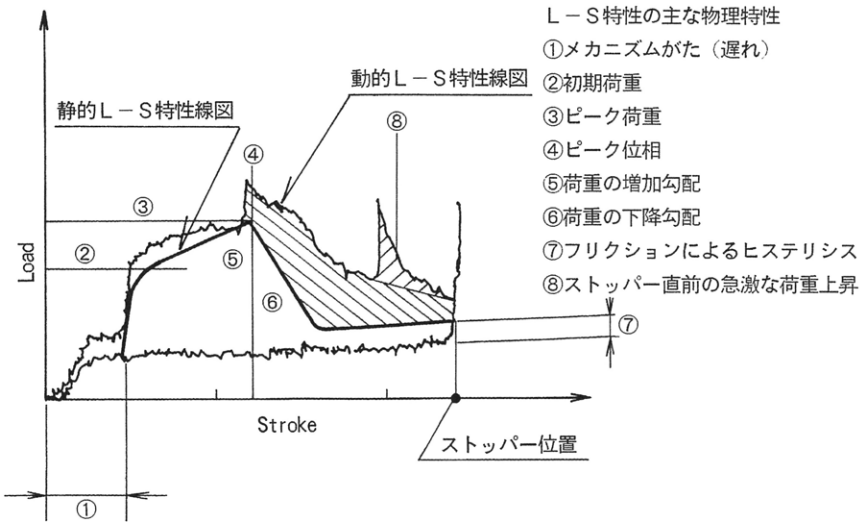
最後に動的Ｌ－Ｓ特性線図と官能表現の相関性について図14 を提示する。

## 6. 結　　論

本論文では、二輪車における変速操作系において、伝達効率から操作フィーリングに至るまで、その最適化の解析を行ってきた。その結果、つぎのような結論が得られた。

(1) トランスミッションのシャフトにおいて、6角スプラインに対して、インボリュートスプライン（モジュール 1.677）を採用することにより、シフターギヤの摺動性能は、14～20% の改善が図られた。

(2) 操作力伝達系に関しては、ガイドシャフトのフローティング構造の採用により、約 20% の伝達効率の改善が図られた。




Ｌ－Ｓ特性の主な物理特性

①メカニズムがた（遅れ）
②初期荷重
③ピーク荷重
④ピーク位相
⑤荷重の増加勾配
⑥荷重の下降勾配
⑦フリクションによるヒステリシス
⑧ストッパー直前の急激な荷重上昇

官能表現と物理特性の関係

| INDEX | No. |
|---|---|
| 節　度　感 | ③④⑤⑥ |
| 吸い込まれ感 | ④⑥ |
| 軽　快　感 | ②③④⑤ |
| なめからか引っかかり感 | ②③④⑤ |
| ﾌﾘｸｼｮﾝ感 | ⑦ |
| ガタ感 | ① |
| 剛　性　感 | ② |
| 2ﾓｰｼｮﾝ 感 | ⑧ |

図 14　Ｌ－Ｓ特性における官能表現解説

(3) チェンジ性能の定量化手法として、操作エネルギーの伝達効率測定法が確立し、機構別の優劣が明らかになった。

(4) 操作フィーリングの定量化手法として、LOAD-STROKE 特性線図を用いた、計算検討時における静的コンピュータシミュレーションは、実用領域に達した。

今後の課題としては、あらゆる変速状態に対応できる、動的 LOAD-STROKE 特性シミュレーション手法の開発が望まれる。

## 参考文献

(1) 酒井、船戸、金森“オートマチック車の操作フィーリング評価に関する一考”自動車技術会、学術講演会前刷集 891(891044)

(2) 細井、矢田、辜“自動車動力伝達系の摩擦損失に関する研究”日本機械学会論文 56-522(1990-2)No.89-0204A

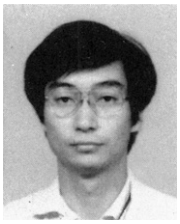
(3) 辜、細井他“動力伝達系の摩擦損失測定法”自動車技術会、学術講演会前刷集 852(852130)

(4) 新藤、平松“手動変速機のシフトフィーリング評価について”自動車技術会、学術講演会前刷集 822(822348)

■著　者■



藤本克己



井上直樹



山崎勝実

# 側面衝突に於ける各種ベルト拘束装置が乗員保護性能に及ぼす影響

Effects of Belt Restraint Systems on Occupant Protection Performance in Side Impact Crashes

下田宣義* 西田雄亮** 秋山朗彦**
Nobuyoshi Shimoda Yuusuke Nishida Akihiko Akiyama

## 要旨

シートベルトは、現在衝突事故に際し、最も有効な乗員保護デバイスの一つとして、着用義務付けが拡大しつつあり、ベルト着用率も年々増加しつつある。一方、米国に於けるFMVSS 208のパッシブ・レストレイント要件の実施に伴い、各種のベルト拘束方式が市場に出廻っている。

これに伴い、今後、ベルト着用状態での側面衝突（以下側突とする）事故も増大すると考えられる。

本稿では、側突時の乗員の頭部の挙動に着目し、側突時に異なるベルト拘束方式が乗員の頭部の挙動及び保護性能にどの様な影響を及ぼしているかを調査するため、同一モデルの小型車にラップベルト、2点式オートマチックショルダーベルト、3点式オートマチックベルト、3点式マニュアルベルト、及び無拘束の5種類の乗員拘束条件を設定し、さらに各条件で、'88改良型DOT SIDE IMPACT DUMMY（以下SID）の搭載位置を、衝突側の前後席タンデム配置及び、前席の衝突側及び非衝突側のパラレル配置の2種に分けた、計10台のテスト車を用いて、NHTSA方式による側突テストを実施した。

これらのテストにより、拘束条件の違い、座席位置の違い及び、隣席乗員の有無により、SIDの頭部の挙動及びSID各部加速度がどの様な影響を受けているかを比較解析し、側面衝突に於けるベルト拘束システムの有効性を検証した。

## ABSTRACT

Belt restraint systems are among the most effective occupant protection devices now available, and mandatory usage is becoming law in many nations. As a result, belt usage ratio is increasing. Following the implementation of FMVSS 208 Passive Restraint Regulation in the US, a diversity of belt restraint systems have come to be offered on the automotive market. This implies that an increasing number of belt-restrained occupants may be involved in side impact traffic accidents in future.

Thus we focused attention on occupant head behavior in a side impact crash, and investigated the effects of several belt restraint systems on occupant head behavior and impact protection performance in side impact crashes.

In the process, 10 full-scale side impact crash tests were conducted according to the National Highway Traffic Safety Administration test procedure with one Honda subcompact car model. In half of these test cars, two of '88 improved type Side Impact Dummies (SID) were placed one behind the other. In another half, two SID's were placed side by side in the front seats. Five different restraint conditions were tested in both seating configurations: lap belts only; 2-point automatic shoulder belts; 3-point automatic belts; 3-point manual belts; and no-restraints.

Based on these test results, we compared and analyzed SID head behavior and SID torso region accelerations affected by different conditions such as occupant restraints, seating positions and presence of a side occupant, and discussed the effectiveness of the belt restraint systems on side impact occupant protection.

＊ 国際交通安全学会
＊＊栃木研究所



https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1990_2_15

## 1．まえがき

現在、ベルト拘束装置として、3点式マニュアル（ラップ／ショルダー）ベルト（以下3P／M）が一般的であるが、側面衝突時の3P／Mの乗員保護性能は、非衝突側乗員及び、乗員の車外放出（以下エジェクション）防止以外には、あまり効果がないといわれている。[1]

これは即ち、衝突側乗員に於いては、車体側面の車体有効緩衝距離（車体最外側から乗員迄の距離）が正面衝突と比較して極端に短く、乗員が衝突車からの衝撃をほとんど直接受ける為であり、その間、乗員はほとんど静止したままで、ベルト拘束の効果が出ないものと思われる。

一方、衝突死亡事故に於ては、頭部傷害によるものが、半数近くを占めている。[2][3][4]
乗車中のこのような乗員の頭部傷害は正規着座位置にいる限り、上述の様な直接的な衝突によるものではなく、車室内や車外の物体との2次的な接触によって生じていると考えられる。このうち、エジェクションによるものを除外しても、頭部の傷害は無視出来ないレベルにある。[5] この様な、2次的接触の状態に於いては前面衝突の場合と同様、側面衝突に於いても、ベルト拘束による保護効果が発揮され得るはずであり、この点で、非衝突側乗員に対してはベルト拘束が傷害低減に対し、有効であるといわれている事は理解出来る。しかし、衝突側乗員に対しても、2次的接触による傷害である限り、ベルト拘束の効果は期待できるはずであるが、実際には、3P／Mベルト着用状態でも、頭部に重傷を負うケースが、発生しており、これも、側突にベルト拘束が効果的でないといわれる理由の一つであろう。

事故統計の解析では、側突時の頭部受傷の際の接触部位は、不明が、約半数を占めており、[2] 頭部の受傷メカニズムは、いまだよく判っていない。特に、ベルト拘束の状態で、どの様な挙動を示すのか、明らかになっておらず、側突時の頭部衝撃保護の為には、この点を解明する必要がある。

本稿では、側突時の乗員の頭部衝撃保護の研究の第一歩として、ベルト拘束時の乗員の頭部の挙動を把握し、ベルト拘束装置が、側突時の乗員にどの様な影響を及ぼしているか、又、ベルト拘束装置による頭部衝撃保護対策の可能性について解析を行った。

テストは、同一車種（ホンダクイント・インテグラ・3D）10台を用いて、各々、拘束条件、座席位置、及び隣席乗員の有無といった条件を変え、NHTSA方式[6]によるフルスケール側面衝突テストを実施し、各条件によるSID頭部の挙動、及びSID各部加速度の違いについて比較解析を行った。NHTSA方式は、いまだ、側突テストとしてオーソライズされた方式とはいえず、又、SIDも、計測項目が不充分、且つ応答の生体忠実度（バイオフィディリティ）も満足のいくレベルとはいえないが、比較の一手法として採用した。

検証に際しては、側面衝突時、乗員が受傷する衝突発生タイミングを2つに分け、一方は、衝突車の侵入で押された車体内側面が直接乗員を加撃する様な、衝突現象の比較的初期（約50ms以内）に発生する衝突タイミングを、初期乗員衝突ステージ（Intial Occupant Impact Stage = IOIS）とし、他方は、IOISの後、そのリバウンド、もしくは乗員自身の慣性力により、車室内、外、又は隣席乗員等と衝突する2次的衝突のタイミングを2次乗員衝突ステージ（Secondary Occupant Impact Stage = SOIS）とし、その各ステージに於ける各ベルト拘束装置の、側面衝突時の乗員保護に対する有効性を検証した。

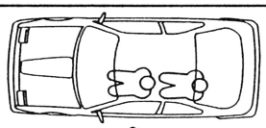
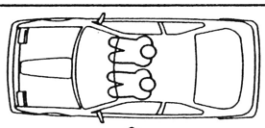
## 2．テスト方法

### 2.1. テスト方法

テストグループとテストマトリックスを表1に示す。ホンダの、'88年モデル3D・クイント・インテグラをベースに、2点式オートマチックショルダーベルト（以下2P/A）、3点式オートマチックベルト（以下3P/A）、3点式マニュアルベルト（以下3P/M）、ラップベルト及び無拘束と5種類の拘束条件のみを変更したテスト車を各2台ずつ準備し、各拘束条件のテスト車を1台ずつ、計5台の2つのグループを作った。

一方のグループには、SIDを前後席衝突側にタンデムに搭載し、他のグループには、前席衝突側及び非衝突側にパラレルに搭載した。これら2

表１　テストマトリクス（着座位置と拘束条件）

| 着座条件 / 拘束条件 |  衝突方向 | |  衝突方向 | |
|---|---|---|---|---|
| | 前席衝突側乗員 | 前席非衝突側乗員 | 前席衝突側乗員 | 後席衝突側乗員 |
| 無拘束 | 1 ケース | 2 ケース | 1 ケース | 1 ケース |
| ラップベルト | 1 ケース | ー | 1 ケース | 1 ケース |
| 2 点式オートマチック ショルダーベルト | 1 ケース | ー | 1 ケース | 1 ケース |
| 3 点式オートマチックベルト | 1 ケース | ー | 1 ケース | 1 ケース |
| 3 点式マニュアルベルト | 1 ケース | 3 ケース | 1 ケース | 1 ケース |

グループ 10 台のテスト車により、NHTSA 方式のフルスケール側突テストを実施し、SID により各部加速度の測定及び、車載ハイスピードカメラ２台（ないし３台）により SID の頭部軌跡を観察した。

図1,2,3 に衝突前テスト車及び Moving Deformable Barrier（以下 MDB）を示す。

### 2.2. テスト条件

NHTSA タイプサイドインパクトテスト（図4）

－NHTSA 方式サイドインパクトムービングバリア（1360kg）



図１　テスト車前面～テスト前

－クラブ角　27°

－NHTSA 方式 MDB（衝撃吸収用ハニカムは昭和飛行機製）

－衝突目標速度　53. 9km/h

Side Impact Dummy（SID）

－'88 年型 DOT SID

（Alderson Reserch Laboratory INC. 製レトロフィットキット組込）

（計測チャンネルは、頭部のみ SAE J211b, その他のチャンネルは、SAE J211 ＋ FIR フィルターで処理された。）

ベルト拘束条件

図5 に各ベルトシステムのアンカレッジポイントを示す。

各アンカレッジ位置は、各ベルトシステムが市販車に適用しているアンカレッジポイントを SID の HIP POINT 基準で再現した。

## 3. テスト結果

各ベルト拘束仕様の違いによる SID の頭部（額中央）の軌跡を、前席衝突側（非衝突側乗員なし）、前席衝突側（非衝突側乗員あり）及び前席非衝突側の各シートポジション毎にまとめて、図6，7，8 に示す。

又、SID の発生加速度波形を図9～16 に示す。

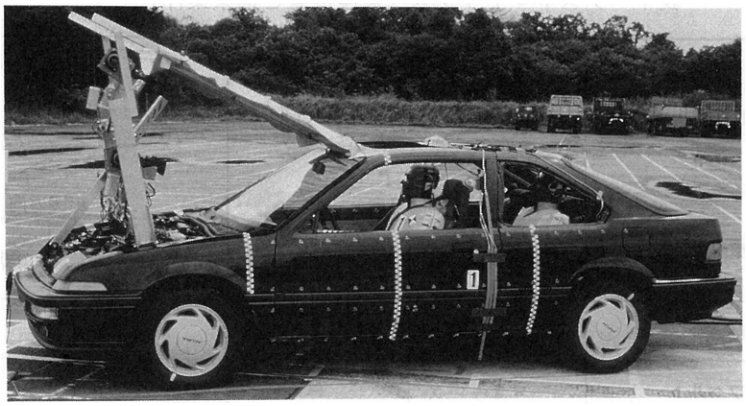


図２　テスト車の側面～テスト前

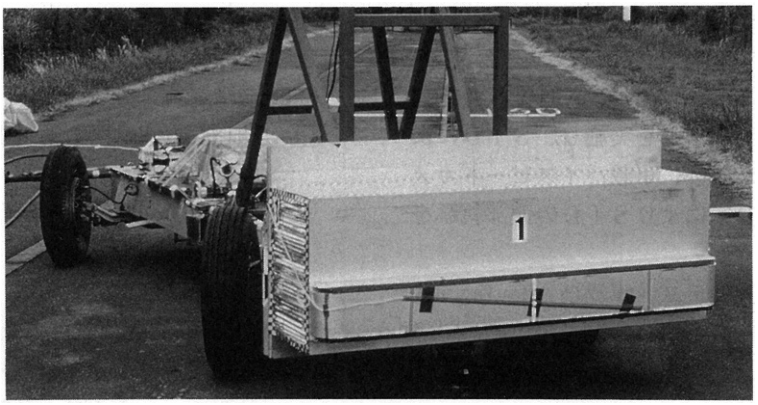



図３　側突台車－ Moving Deformable Barrier

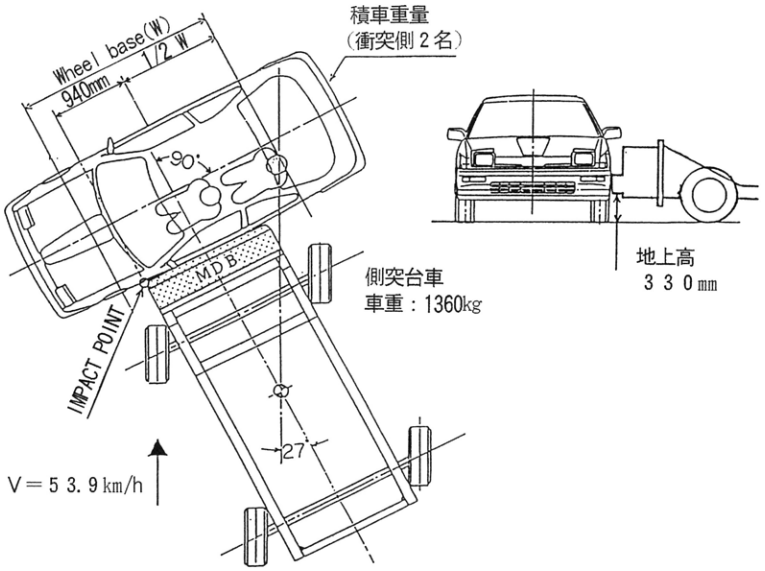



図４　NHTSA タイプサイドインパクトテスト方法 (6)

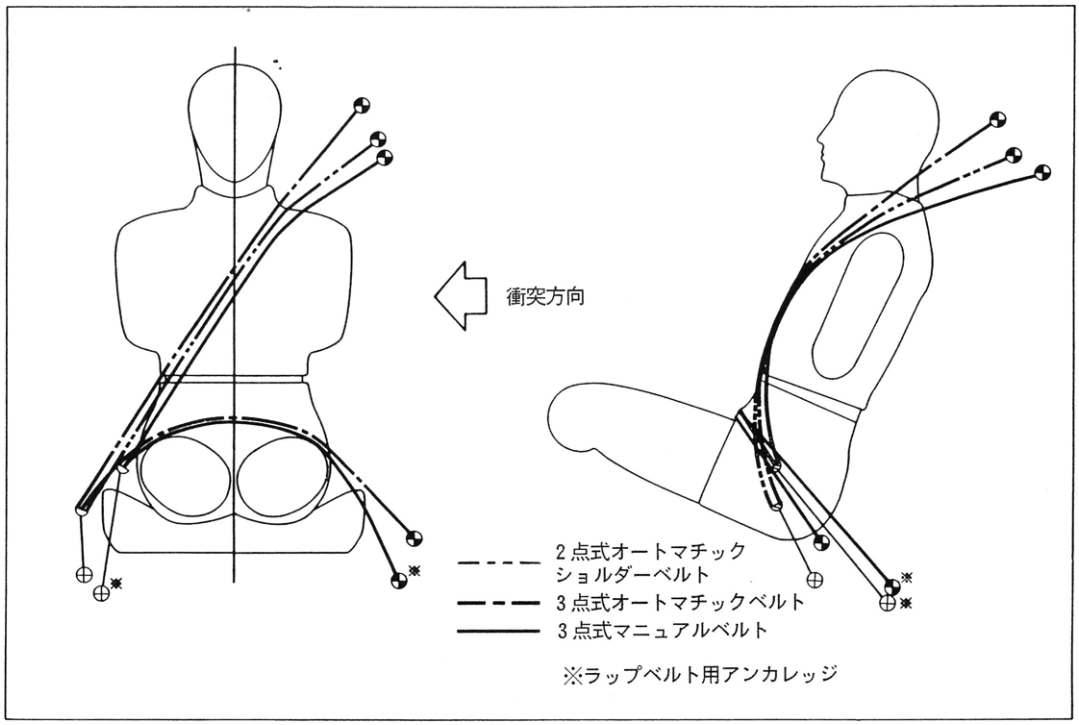



図５　シートベルトアンカレッジのレイアウトーテスト用の拘束システム

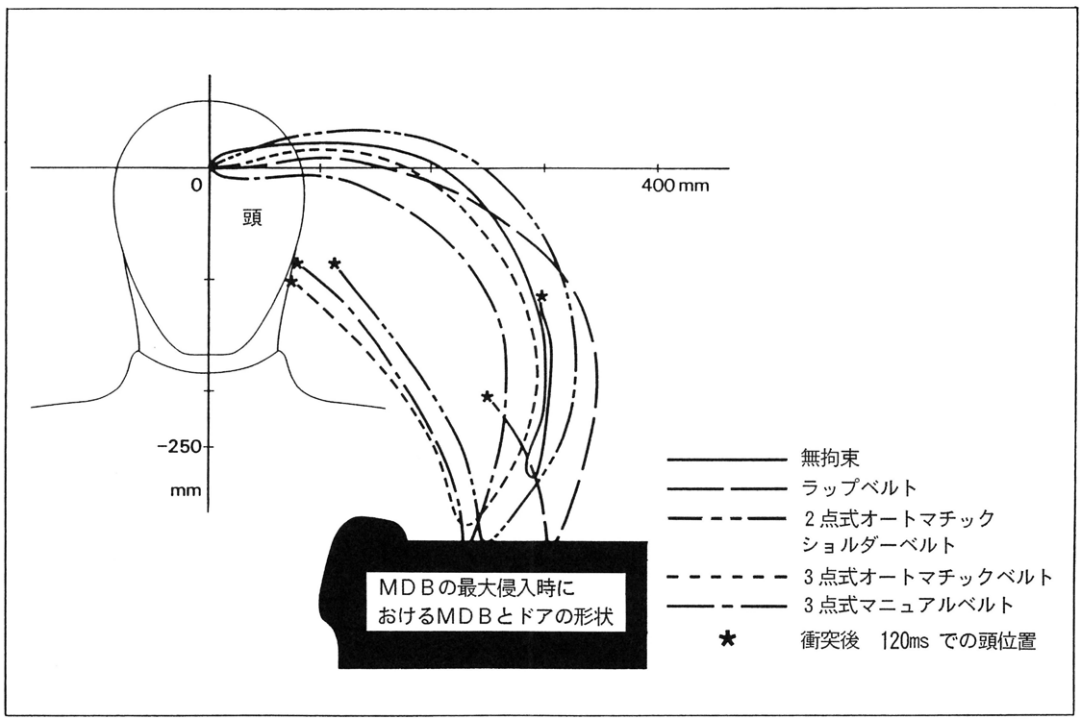



図６　衝突側前席乗員の頭部軌跡（隣席乗員なし）

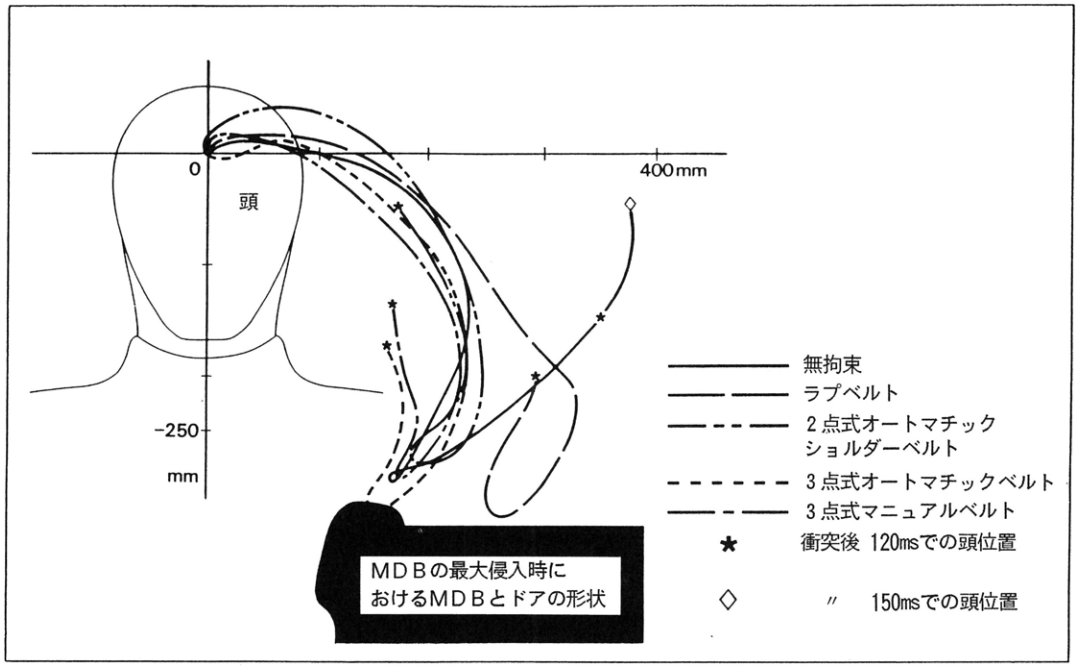



図７　衝突側前席乗員の頭部軌跡（隣席乗員あり）

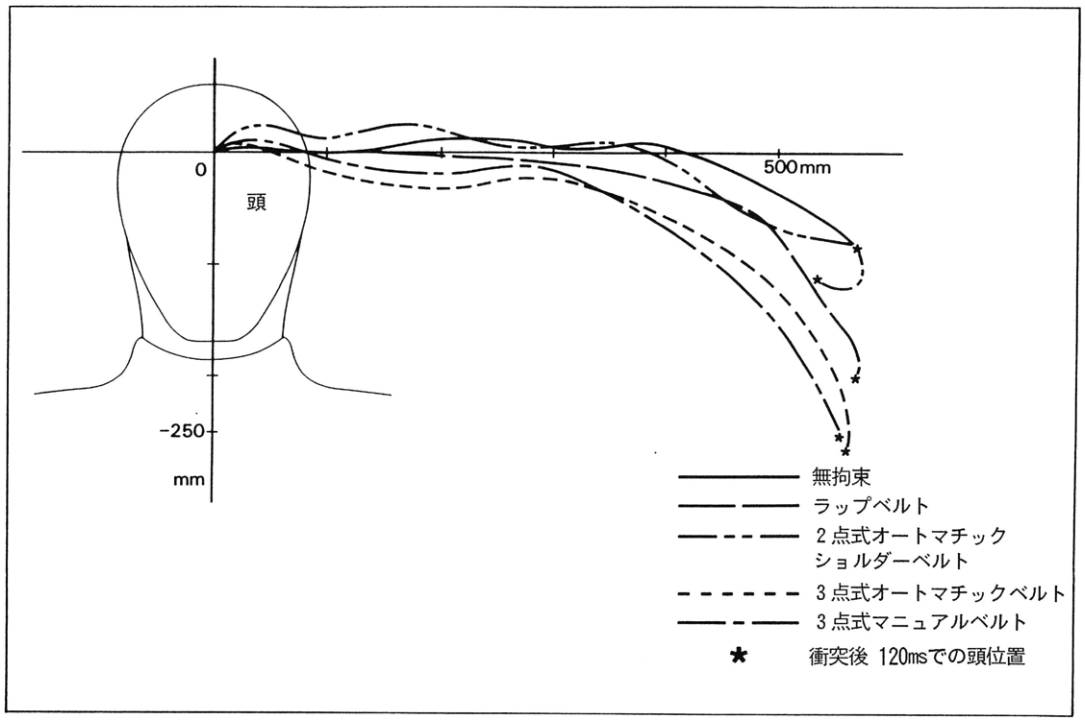



図８　非衝突側乗員の頭部軌跡（隣席乗員あり）

3.1. 前席衝突側（非衝突側乗員）

(1) SID 加速度（図9，10）

トルソー部の最大ピーク加速度は、50ms 迄に発生しており、この間 SID はほとんど動いておらず、ベルト拘束システムはこの IOIS 時の乗員保護に対し有効ではない。

(2) 頭部軌跡（図6）

MDB のテスト車への接触後、ほぼ 80ms 付近で、ベルト拘束の有無に拘らず SID 頭部／顔面は MDB 又は、ドア上端部に接触し、頭部は最大加速度を出しており（図9）、この点に於ては、ベルト拘束は SOIS 時の乗員保護に対し、有効に働いていないといわざるをえない。又、頭部のその他のボディ構造への接触は見られなかった。但し、図6 に見られる通り頭部の軌跡は MDB に接触後、車室内方向に引戻されており（特にショルダーベルト付が顕著）衝突側に於ても、ベルト拘束による、SOIS 時の頭部がサイドウインドゥから飛

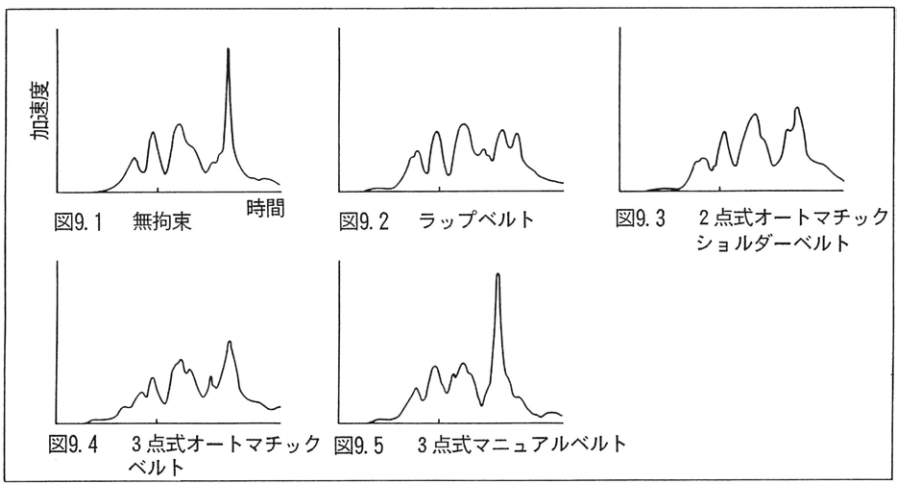



図９　５種の拘束条件における前席衝突側乗員（隣席乗員なし）の頭部加速度（３軸合成加速度）

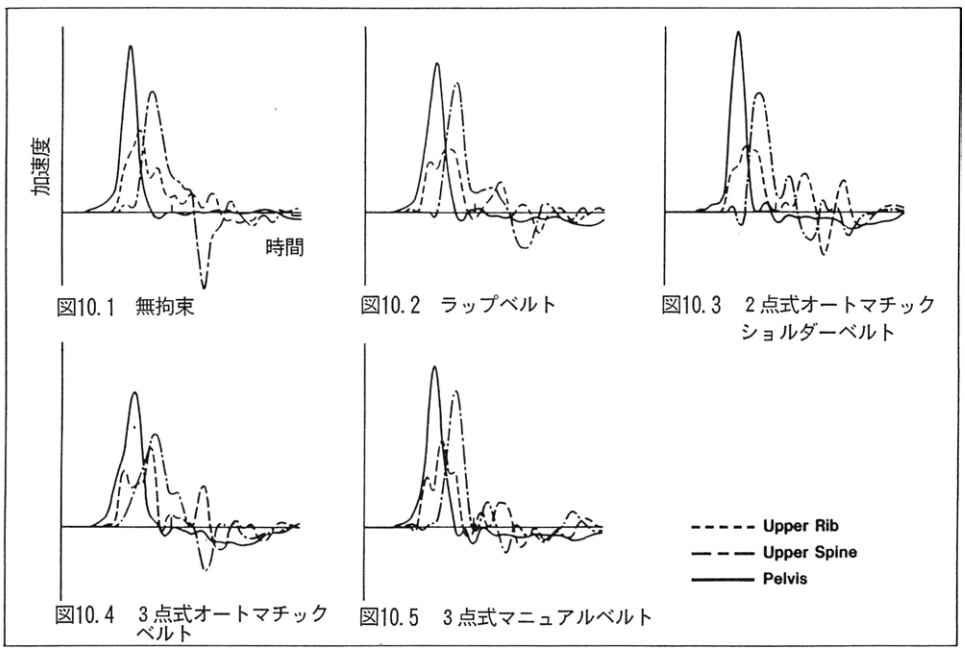



図 10　５種の拘束条件における衝突側前席乗員（隣席乗員なし）の胸部と腰部の加速度

び出す現象（以下パーシャルエジェクションという）の緩和が計れる可能性は残されている。

無拘束時に対し、2P/A 拘束時の軌跡は上方及び外側方に一廻り大きくなる。又、ラップ拘束時の軌跡はインパクト初期には、無拘束より低いが、後半には、最も外側方に突出する。この現象は側突時に於けるショルダーベルトとラップベルトの機能の違いを端的に示している。2P/A の場合、ラップベルトがない為、SID の上方移動を拘束しきれないが、ショルダーベルトにより、外側方への移動を抑えている。又、ラップベルトの場合、SID の上方移動は抑えているが、外側方への移動は拘束出来ていない。

2P/A が、無拘束より外側方へ突出するのは、無

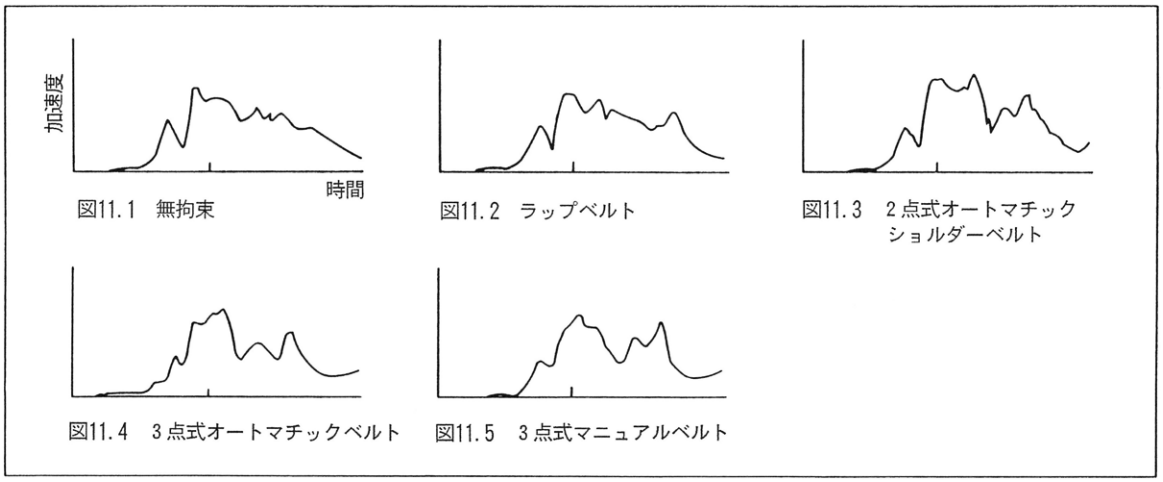



図 11　５種の拘束条件における衝突側前席乗員（隣席乗員あり）の頭部加速度（３軸合成加速度）

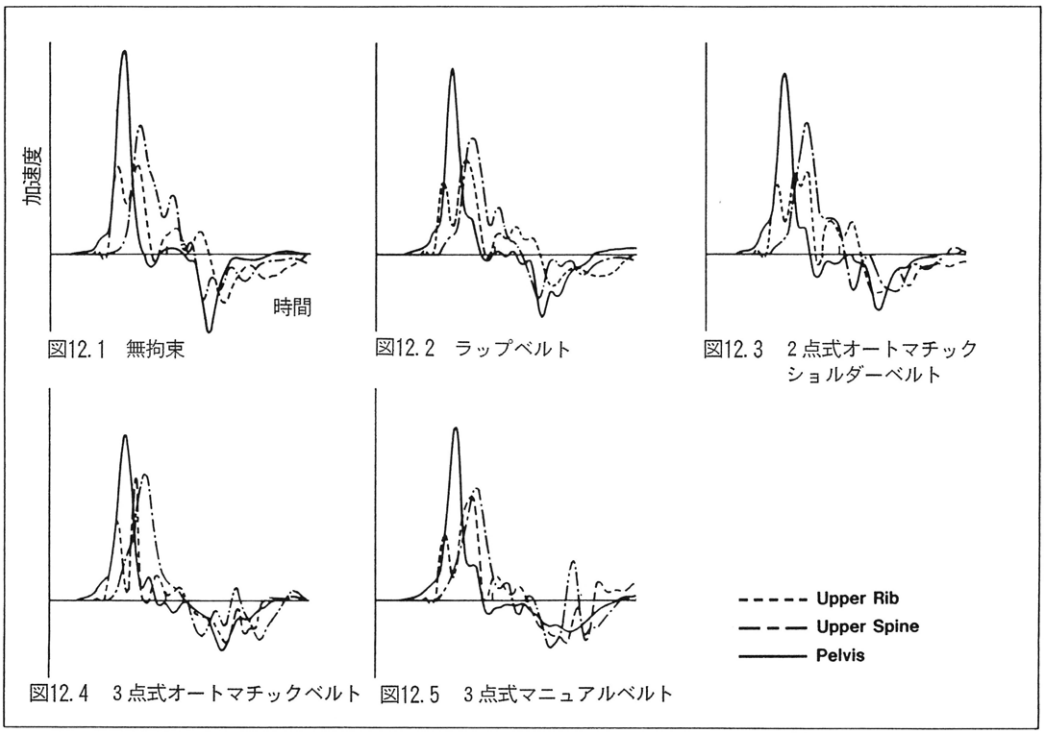



図 12　５種の拘束条件における衝突前席乗員（隣席乗員あり）の胸部及び腰部の加速度

拘束では、IOIS時、腰が非衝突側にはじき飛ばされ、トルソーが車室内に引込まれる為、頭部の突出量が、それにつれ減少するのに対し、2P/Aはショルダーベルト下方が、腰部の移動を拘束する為、相対的に頭部の突出量が増加する事によるものと思われる。

3P/A及び3P/Mは、どちらも、無拘束に対し、内側の軌跡を描く。この現象は、ラップベルトとショルダーベルトが、それぞれ、SIDの上方及び、外側方への動きを拘束した結果と思われる。

3P/Aの軌跡が3P/Mより外側になる理由は、3P/Aのラップ及びショルダー双方のELRがドアに組込まれており、サイドシル部に付けられている3P/Mのアンカレッジより室内侵入量が、大きくなり、ベルトのゆるみが出た為と思われる。

3.2. 前席衝突側（非衝突側乗員あり）

(1) SID加速度（図11，12）

MDB接触後、50ms付近迄は、前項と同様な値を示しており、ベルト拘束システムの違い、非衝

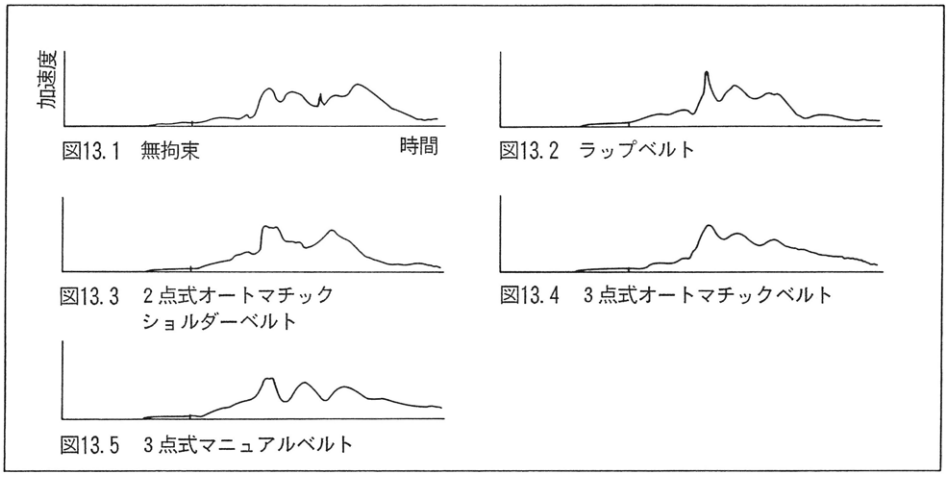



図13　5種の拘束条件における非衝突側前席乗員（隣席乗員あり）の頭部加速度（3軸合成加速度）

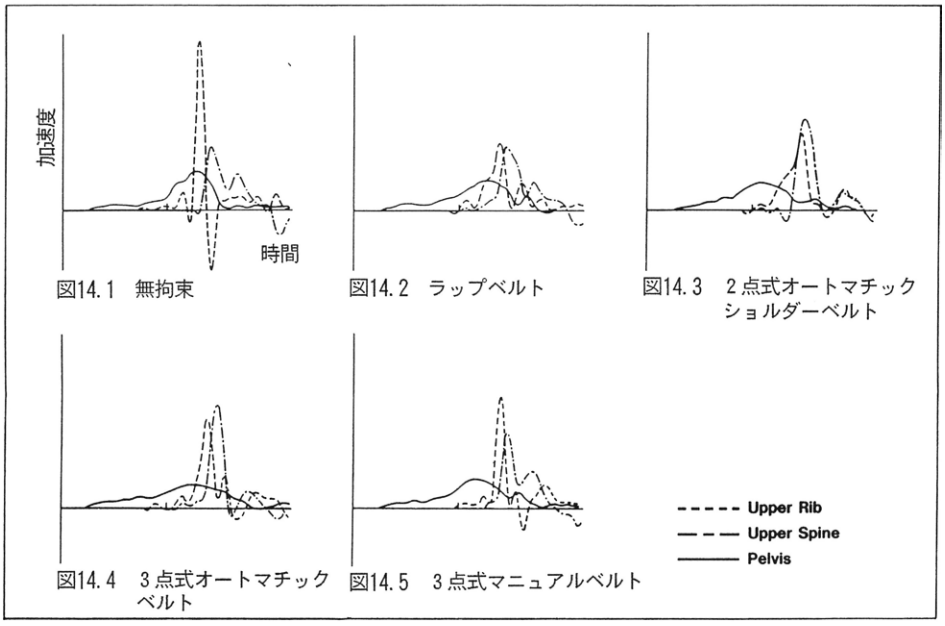



図14　5種の拘束条件における非衝突側前席乗員（隣席乗員あり）の胸部と腰部の加速度

突側乗員による影響は出ていない。即ち前項同様にIOIS時の乗員保護に対し、現状のベルト拘束システムは有効ではない。

50ms以降には、非衝突側のSIDと衝突をしているが、非衝突側のSIDの発生加速度レベルに比較し、相当低い値を示す。これは、SID構造の左右非対称性によるものと考えられ、この様な場合には、両方向対称特性のSIDの開発が望まれる。

(2) 頭部軌跡(図7)

ベルト拘束の有無にかかわらず、SID頭部／顔面はMDB又はドア上縁に接触している。但し、その他のボディ構造への接触は見られなかった。又、全てのケースで軌跡は非衝突側乗員なしの場合に比べ、外側方への突出が減少している。これは早い時点で非衝突側のSIDと接触することにより、腰及び上体が、侵入するドアとの間に挟み込まれる様に拘束されるので、頭が首を中心とし

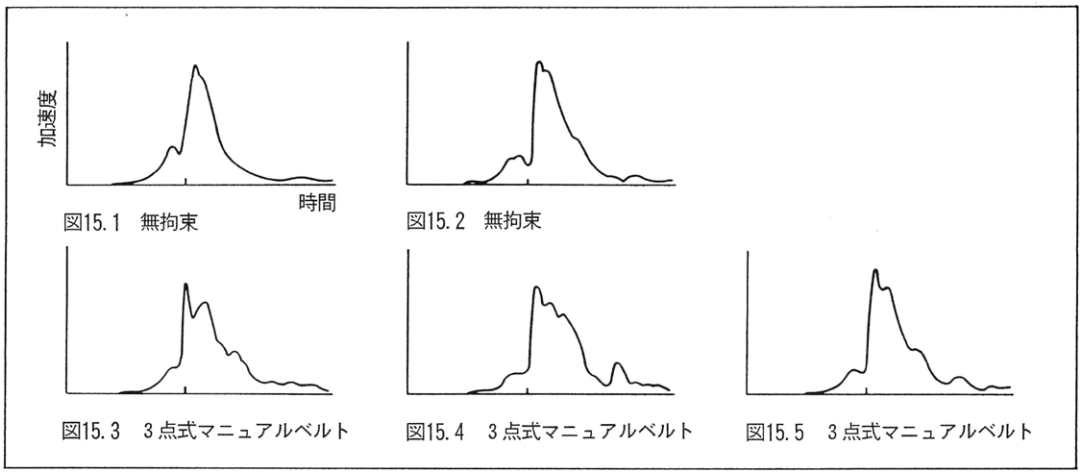



図15.1 無拘束　図15.2 無拘束

図15.3 3点式マニュアルベルト　図15.4 3点式マニュアルベルト　図15.5 3点式マニュアルベルト

図 15　2種の拘束条件における衝突側後席乗員の頭部加速度（3軸合成加速度）

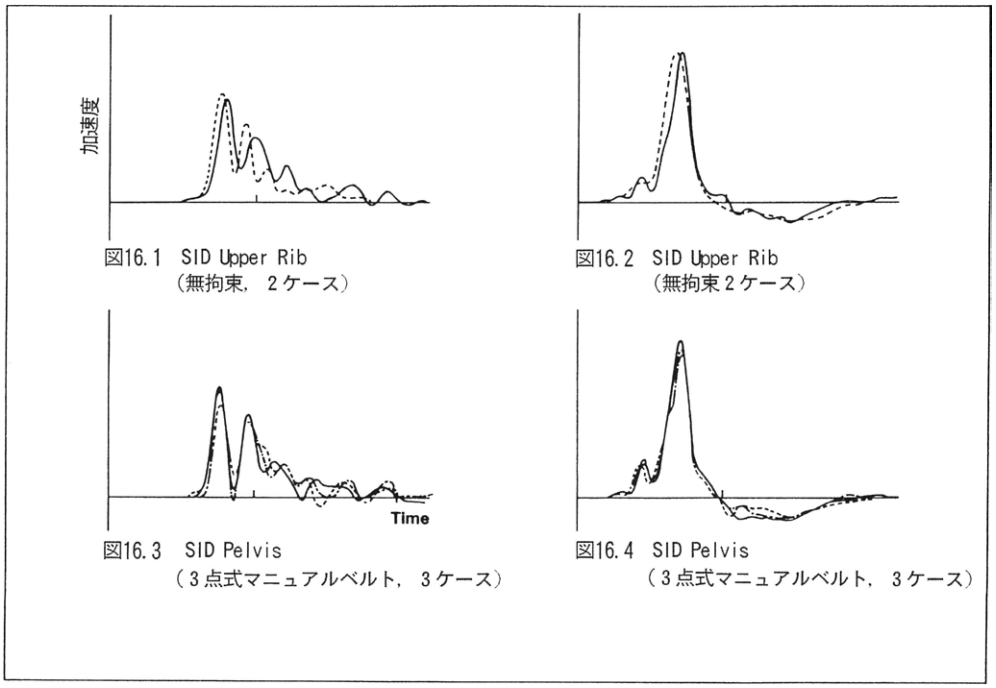



図16.1 SID Upper Rib (無拘束, 2ケース)　図16.2 SID Upper Rib (無拘束2ケース)

図16.3 SID Pelvis (3点式マニュアルベルト, 3ケース)　図16.4 SID Pelvis (3点式マニュアルベルト, 3ケース)

図 16　2種の拘束条件における衝突側後席乗員の胸部と腰部の加速度

た軌跡を描く為と思われる。

さらに、ラップ拘束及び無拘束では、非衝突側のSIDによって、外側方へ押出される。特に無拘束の場合は、拘束するものがない為、大きく車外に突出する。

この現象は、衝突側位置でもSOIS時点では、ベルト拘束が乗員の挙動に影響を与える可能性を示すものであり、特に頭部のパーシャルエジェクションについてはショルダーベルトが、ラップベルトより効果的である。

### 3.3. 前席非衝突側(衝突側乗員あり)

(1) SID加速度(図13，14)

いずれの拘束条件に於ても、MDB衝突後、ほぼ50ms以降に衝突側のSIDと衝突し、ピーク加速度を発生している。無拘束の場合は、他のベルト拘束の場合より、Upper Ribの最大ピーク値が高く(図14)、速いタイミングで発生しており、衝突側のSIDのリバウンドと、非衝突側のSIDの慣性運動の相乗効果によるものと思われる。

この現象は明らかにベルト拘束による効果が出たものであり、非衝突側乗員のSOIS時の乗員保護には、ベルト拘束が有効であると言える。

(2) 頭部軌跡(図8)

いずれの拘束条件に於ても衝突側のSIDに衝突する為、頭部の移動量はほぼ同等である。

無拘束では、初期はほぼ水平に移動するが、衝突側のSIDに衝突後は、それに乗上げる様な形となって腰が浮く為、軌跡は上方にスライドする。非衝突側においては、センター・ピラーにショルダーベルト・アンカレッジを備える通常形式のショルダーベルトは早期に肩外れを起す為、上下方向の拘束が弱く、2P/Aが無拘束と同様高い軌跡となり、3P/A，3P/Mが最も低い軌跡を示す。

これは、各ベルト拘束システムの拘束力の差が現れたものと考えられ、SID加速度の結果と合わせると、ベルト拘束システムは、非衝突側乗員のSOIS時の乗員保護に有効であると言える。

### 3.4. 後席衝突側

SID加速度の波形を図15，16に示す。

ベルト拘束の有無に拘らず、ほぼ一致した波形を示しておりIOIS時の乗員保護には、ベルト拘束は、効果を発揮していない事がわかる。

一方、この図から、これら一連のテストの再現性は良好であるといえる。

## 4. 結　論

同一車種(ホンダ・クイント・インテグラ・3D)10台に、ラップベルト、2点式オートマチックベルト、3点式オートマチックベルト、3点式マニュアルベルト及び無拘束と5種類の拘束条件を各2台ずつ設定し、各拘束条件のそれぞれを、'88年型改良SIDを衝突側前後席タンデム、及び前席左右パラレルに搭載した状態で、NHTS方式(クラブ角27°、衝突速度53.9km/h、NHTSAタイプMDB)の側突フルスケールテストを実施した。

これら一連のテストにより、SIDの頭部の軌跡及びSID各部の加速度を計測し、座席位置及びベルト拘束システムの違いによる影響を調べた。得られた結果は下記の通りである。

1．今回の各拘束条件のテストに於て、前席SIDの頭部が、フロントピラー、センターピラー又はルーフサイドレール等車体上部と衝突したケースは一例もなく、全て頭部のパーシャルエジェクションによる、MDB又は、自車のドア上縁との衝突であった。

SIDの側方挙動のバイオフィディリティが、信頼出来るとすれば、ベルト拘束状態での側突の場合、衝突側乗員の頭部傷害は、頭部のパーシャルエジェクションによる外部物体又は自車のドア上縁との衝突のケースが多く、その他の車体構造物との衝突は少ないものと推定できる。

今後、ベルト着用者の増大に伴い、頭部のパーシャルエジェクションによる傷害に対する乗員保護対策が重要であると思われる。

2．衝突側のIOIS時の乗員保護には、今回テストに用いたどのベルト拘束システムも有効ではない。

3．隣席乗員なしの衝突側乗員のSOISに於ては、頭部の軌跡に、ベルト拘束の影響が見られるが、頭部のパーシャルエジェクションによる、MDBやドア上縁との衝突を防く迄には到らない。

4．隣席乗員のいる衝突側乗員のSOISに於ては、ベルト拘束仕様の違いにより、頭部の軌跡に顕著な差が生じ、頭部のパーシャルエジェクションに対しては、ラップベルトよりショルダーベルトの方が有効である。

但し、頭部のドア上縁との衝突を防止する迄には到らない。

5．隣席乗員のいる非衝突側乗員のSOISに於ては、乗員保護にベルト拘束が有効である。

上述の如く、側面衝突に於いて、衝突側のIOIS時点以外の状況では、ベルト拘束が乗員頭部の軌跡に、多かれ少かれ影響を及ぼしている事が判明した。又、パーシャルエジェクションによる頭部傷害低減の為には、サイドウインドゥから乗員の頭部が出ない様にする事が効果的であるが、このような機能、性能を充たし得るサイドウインドゥがない現状においては、乗員のトルソーをよりタイトに拘束し、頭部のパーシャルエジェクションを緩和する手法を、さらに研究する必要があろう。但し、その際、トルソーの拘束が強くなるほど、乗員の首のトルソーに対する曲げ角度が大きくなるが、この点についての首の傷害に対する影響については、意見が別れており[7][8]評価が定まっていないので、トルソーの拘束を向上させる様な拘束システムの開発に際しては、留意すべきである。

## 参考文献


(1) National Transportation Safety Board of Bureau Safety Program Safety Study "Performance of Lap/Shoulder Belts in 167 Motor Vehicle Crashes (Volume 1)" Report No. NTSB/SS-88/02
U. S. Department of Commerce PB88-917002, Mar. 1, 1988

(2) Department of Transportation, National Highway Traffic Safety Administration 49 CFR PART 571 (Docket No. 88-06, Notice 3)
Federal Motor Vehicle Safety Standards; Side Impact Protection-Passenger Cars Federal Register/Vol. 53, No.161/Friday, August 19, 1988/proposed Rules.

(3) S, W. Rouhana, M, E. Foster
"Lateral Impact-An Analysis of The Statistics in The NCSS"
SAE Technical Paper No. 851727, 1985

(4) F. Hartemann, C. Thomas, J. Y. Foret-Bruns, C. Henry, A-Fayon, C. Tarrier
"Occupant Protection in Lateral Impacts"
Proceedings of Twentieth Stapp Car Crash Conferece SAE Technical Paper 760806 1976.

(5) S. C. Partyka, S. E. Rezabek
"Occupant Injury Patterns in Side Impacts-a coordinated Industry/Government Accident Data Analysis"
International Congress & Exposition SAE Technical Paper No. 830459 1983.

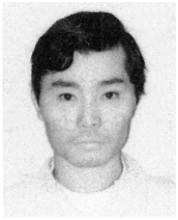
(6) Department of Transportation
National Highway Traffic Safety Administration 49 CFR PART 571
(Docket No. 88-06; Notice 1)
Federal Motor Vehicle Safety Standards; Side Impact Protection.
Federal Register/Vol. 53, No.17/Wednesday, January 27, 1988 Proposed Rule.

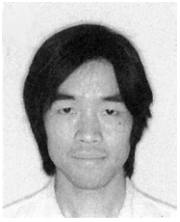
(7) F, Walz, P. Niederer, C. Thomas, F. Hartemann,
"Frequency and Significance of Seat Belt Induced Neck Injuries in Lateral Collisions"
Proceedings of the Twenty-Fifth Stapp Car Crash Conference, September 28-30 1981

(8) D. J. Dalmotas
Injury Mechanisms to Occupants Restrained by Three-Point Seat Belts in Side impacts Proceedings of International Congress & Exposition 1983
SAE Technical Paper No. 830462 1983.

■著　者■


下　田　宣　義


西　田　雄　亮


秋　山　朗　彦

# 境界要素法による音場シミュレーションシステム（HANS）の開発とこもり音解析技術の研究

Acoustic Simulation System and Analysis of Cabin's Booming Noise using Boundary Element Method

野本祐春* 福島達也* 漆山雄太*
Sukeharu Nomoto Tatsuya Fukushima Yuta Urushiyama
武本博文*
Hirofumi Takemoto

## 要　旨

境界要素法を用いて吸音性を考慮した境界を含む音場の解析プログラムを開発した。境界面の法線方向の単位振動速度振巾によって生じる音圧を新たに寄与度と定義し定式化を行った。

最初に、構造パネル振動と寄与度から予測音圧を算出し最大音圧の周波数を見出す。次に、この周波数における境界の音圧寄与度分布から寄与の最も大きな部位を見出す。同じくこの周波数の構造パネル振動を観察して構造剛性対策手段を決定する。これらの処理を可視化会話的に行うことのできる効率的なシステムを開発した。

こもり音に対し、実測と合う音響インピーダンス値の検討の結果、平均的な一定値とすることで音圧予測計算が可能であることが明らかになった。さらに、解析結果に従って、完成車構造パネル剛性対策を行い、こもり音の低減を効果的に行うことができた。

## ABSTRACT

This paper reports practical application of the boundary element method (BEM) to analyze the booming noise in a sedan cabin.

The process started with the calculation of the sound field, particularly acoustic impedance, of cabin interior materials based on BEM. The calculated figures were then used to formulate a practical model to express the relationship between the panel vibration and cabin sound pressure levels.

This proved effective as a means of identifying and quantifying the influence of panel vibration on booming noise, thus simplifying the procedure for investigating its reduction.

## 1．まえがき

境界要素法（Boundary Element Method, 以下BEMと記す）は大規模数値計算手法の１つであり、解析領域の表面形状のみの入力によって行える利点がある。そのため近年急速に応用が拡大している。

また、自動車キャビンこもり音に代表される現象は、構造振動と音場特性により決定される。よって、音場現象の把握には、構造振動と音場特性との連成さらに壁面の音響特性を含めた系の取り扱いが必要であり、それらを数値解析モデルとするために多くの研究が成されている。[1～9]

本研究開発では、音場現象を表現する音響方程式にBEMを適用し、下記の特徴を有する音場解析システム（HANS：Honda Acoustic and Noise Simulation System）を開発した。

(a) 吸音性のある音場境界を音響インピーダンスとして表現し解析可能にする。

＊栃木研究所



https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1990_2_16

する。

(b) 音圧に対する構造パネル振動の寄与量を独自のパネル振動寄与度と定義し、その分布を可視化表示する。

(c) パネル振動寄与度と振動速度振巾から音圧を計算しグラフ表示する。

(d) パネル振動アニメーション、パネル振動寄与度及び音圧を同時表示することにより、音場現象の迅速な把握を可能とする。

さらに、実機のこもり音問題に対して、パネル振動からキャビン音場への影響によって発生する音圧を評価するため、キャビンを囲む内装材やシート等の吸音特性を音響インピーダンスで表現して境界条件とし、他の部分を剛壁とした。実験より得られたパネル振動速度を剛壁の境界条件として、BEMによる音場計算を行い、定量解析を試みた。[10] この条件下での解析結果に基づき、完成車パネル面の振動対策を行い、こもり音の低減を効果的に行うことができた。

## 2．音場解析技術の開発

最初にBEMによる音場の定式化を説明し、この数値計算手法と音圧寄与度の定義について述べる。最後にHANSの運用の概要を述べる。尚、ここでの記号の添字に同じ記号が用いられた表現は1から3までの総和を取っている。例えば、$a_i a_i$ は $a_1 \cdot a_1 + a_2 \cdot a_2 + a_3 \cdot a_3$ を意味している。

### 2.1. BEMによる定式化

3次元音場における音圧$p$は、次式の波動方程式によって表現される。

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 p}{\partial x_i \partial x_i} = 0 \tag{1}$$

ここで、

t ：時間 (sec)

c ：音速 (m／s)

$x_i$、i＝1、2、3：デカルト座標 (m)

非定常な音場は考えないことにし、調和音場を仮定する。

$$p(x_i,t) = P(x_i)e^{j\omega t} \tag{2}$$

ここで、

P ：音圧振巾 ($P_a$)

$\omega$ ：角周波数 (rad／s)

j ：$\sqrt{-1}$

式(2)を式(1)に代入すると、次のヘルムホルツ方程式が得られる。

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x_i \partial x_i} + k^2 P = 0 \tag{3}$$

ここで、

$\kappa = \omega / c$ ：波数 (rad／m)

c ：音速 (≒ 340m／s)

式(3)を図1に示す領域Ωについて重み付残差表示する。[1]

$$\int_\Omega (\nabla^2 P + k^2 P) P^* d\Omega = 0 \tag{4}$$

ここで、

P*: 重み関数

P*として、次式を満足する関数を用いる。

$$\frac{\partial^2 P^*(x,\xi)}{\partial x_i \partial x_i} + k^2 P^*(x,\xi) + \delta(x,\xi) = 0 \tag{5}$$

ここで、

$x, \xi$ ：領域Ω内の点

$\delta(x, \xi)$：$\xi$点をソース点としたデルタ関数

デルタ関数$\delta(x, \xi)$は、次の性質である。

$$\int_{\Omega\infty} P(x)\delta(x,\xi) d\Omega = P(\xi) \tag{6}$$

ここで

Ω∞：無限領域

式(5)の基本解は次のように与えられる。

$$P^*(x,\xi) = \frac{1}{4\pi r} e^{jkr}$$

ここで

$$r = \sqrt{(x_i - \xi_i)(x_i - \xi_i)}$$

式(6)を考慮して式(4)を2回部分積分すると、P($\xi$)は次のように求める。

$$P(\xi) = \int_\Gamma P^*(x,\xi) \frac{\partial P(x)}{\partial n} d\Gamma - \int_\Gamma P(x) \frac{\partial P^*(x,\xi)}{\partial n} d\Gamma \tag{8}$$

Γ：領域Ωの境界 (図1)

$\frac{\partial}{\partial n} = n_i \frac{\partial}{\partial x_i}$ ：境界法線方向微分

$n_i$ ：境界法線単位ベクトル

音圧振巾Pと粒子速度振巾$v_i$の関係は、

$$\frac{\partial P}{\partial x_i} = -j\omega\rho v_i \tag{9}$$

ここで、

$i$ ：1、2、3

$\rho$：空気の密度 (kg／m$^3$)

で与えられ、これを式 (8) に代入すれば次式が得られる。

$$P(\xi)=-j\omega\rho\int_\Gamma P^*(x,\xi)V(x)d\Gamma-\int_\Gamma\frac{\partial P^*(x,\xi)}{\partial n}P(x)d\Gamma \quad (10)$$

ここで

$$V=\upsilon_i\cdot n_i$$

本式により、境界音圧･速度振巾が既知の場合、領域任意点の音圧を求めることができる。そのためには、境界未知量を求めておく必要がある。そこで、図1 において、内点 $\xi$ を限りなく境界 $\Gamma$ に近づけると次式が求まる。

$$C_b(\xi)P(\xi)=-j\omega\rho\int_\Gamma P^*(x,\xi)V(x)d\Gamma-\int_\Gamma\frac{\partial P^*(x,\xi)}{\partial n}P(x)d\Gamma \quad (11)$$

$C_b(\xi)$ は境界上点 $\xi$ の接平面で形成される領域側立体角と全立体角 $4\pi$ との比である。滑らかな境界であれば $C_b$ は 0.5 である。本式により、音場が音場の境界上の音圧振巾と速度振巾の関係で表現された。

### 2.2. BEM 解析プログラムの開発

(1) 離散化と境界要素

図2 に示すように、境界 $\Gamma$ を E 個の境界に分割し、e 番目の境界が Me 個の節点を持っているとする。要素の面積座標を $\eta$ とし、線形の形状関数を $\{N(\eta)\}$ として、e 番目要素の節点値ベクトル

$$\{P\}^e=\{P_1^e,P_2^e,\cdots\cdots,P_{Me}^e\}$$
$$\{V\}^e=\{V_1^e,V_2^e,\cdots\cdots,V_{Me}^e\} \quad (12)$$

ここで、

$\{\quad\}$ ：行ベクトル

を用いて、e 番目要素内の値は次式で示される。

$$P=\lfloor N(\eta)\rfloor\{P\}^e$$
$$V=\lfloor N(\eta)\rfloor\{P\}^e \quad (13)$$

ここで、

$\lfloor N(\eta)\rfloor$：内挿関数

$\lfloor\quad\rfloor$：列ベクトル

式 (11) において、点 x を f 要素上に取れば、境界積分を M 個の境界要素積分の和に表現できる。

$$C_bP(\xi)+\sum_{f=1}^{E}\lfloor Q_\xi^{*(f)}\rfloor\{P\}^f+j\omega\rho\sum_{f=1}^{E}\lfloor P_\xi^{*(f)}\rfloor\{V\}^f=0 \quad (14)$$

ここで、

$$\lfloor Q_\xi^{*(f)}\rfloor=\int_{\Gamma_f}\frac{\partial P^*(\xi,n)}{\partial n}\lfloor N(n)\rfloor|J|d\eta$$
$$\lfloor P_\xi^{*}\rfloor^{(f)}=\int_{\Gamma_f}P^*(\xi,\eta)\lfloor N(\eta)\rfloor|J|d\eta \quad (15)$$
$$d\eta=d\eta_1\cdot d\eta_2$$
$$|J|=\left|\frac{\partial x_i}{\partial\eta_j}\right|:\text{ヤコビアン}$$

図2 において境界要素 $\Gamma e$ の i 節点の境界上節点番号は k である。節点 k は要素 $\Gamma_{(e-1)}$ にも含まれている。よって、境界節点数が L 個ならば、節点 k の P と V を $P_k$、$V_k$ として、式 (14) は次のよ

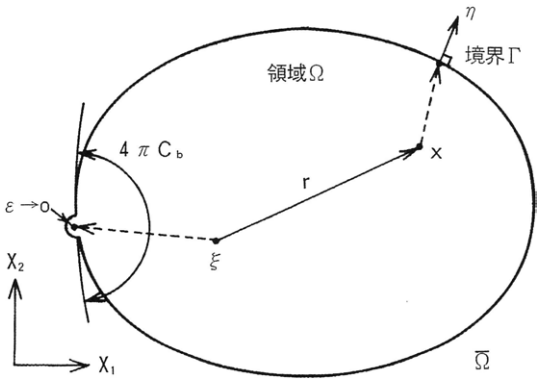



図１　領域と境界

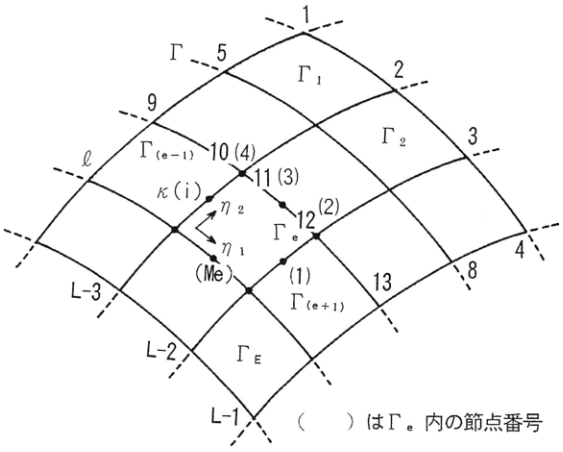



図２　境界分割と境界要素

うになる。この際、$\xi$は境界節点$\ell$に選んでいる。

$$(\delta_{\ell k} C_b^{(\ell)} + \sum_{k=1}^{L} q^*_{\ell k}) P_k + j\rho\omega \sum_{k=1}^{L} P^*_{\ell k} V_k = O \qquad (16)$$

ここで、

$C_b^{(\ell)}$ ：境界節点$\ell$での$C_b$

$\delta_{\ell k}$ ：クロネッカーのデルタ

$q^*_{\ell k}$, $p^*_{\ell k}$：境界節点kを含む境界要素fの積分$[Q^{*(f)}_{\ell}]$, $[P^{*(f)}_{\ell}]$の節点kに対応する成分の値の和

式(16)は、節点$\ell$が1からLまで作ることができる。よって、式(16)は次のような正方マトリックスを用いた表現が可能となる。

$$\begin{bmatrix} C_b + q^*_{11} & q^*_{12} & q^*_{13} \cdots\cdots & q^*_{1L} \\ q^*_{21} & C_b^{(2)} + q^*_{22} & q^*_{23} \cdots\cdots & q^*_{2L} \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ q^*_{1L} \cdots\cdots & & & C_b^{(L)} + q^*_{LL} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ \vdots \\ P_L \end{Bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} p^*_{11} & p^*_{12} & p^*_{13} \cdots\cdots & p^*_{1L} \\ p^*_{21} & p^*_{22} & p^*_{23} \cdots\cdots & p^*_{2L} \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ p^*_{L1} & p^*_{L2} & p^*_{L3} \cdots\cdots & p^*_{LL} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} V_1 \\ V_2 \\ \vdots \\ V_L \end{Bmatrix} \qquad (17)$$

本式により、境界上の音圧又は速度が既知ならば未知の速度又は音圧が一次方程式から求まる。さらに、領域任意点の音圧は、式(14)において$C_b$を1とおくことによって求まる。

式(15)の境界積分は、数値計算にて求めなければならないために、面積座標と形状関数が形成され得る境界要素を定めなければならない。HANSにおいては、次の2種類の要素を用いた。

・三角形アイソパラメトリック要素（以下TRIA3と記す）

・四辺形アイソパラメトリック要素（以下QUAD4と記す）

要素節点と面積座標の関係を図3に示す。形状関数は次のように与えられる。

・TRIA3

$$N_1 = \xi_1,\ N_2 = \xi_2,\ N_3 = 1 - \xi_1 - \xi_2 \qquad (18)$$

・QUAD4

$$N_1 = (1 - \xi_1)(1 - \xi_2)/4,$$
$$N_2 = (1 + \xi_1)(1 - \xi_2)/4$$
$$N_3 = (1 + \xi_1)(1 + \xi_2)/4,$$
$$N_4 = (1 - \xi_1)(1 + \xi_2)/4 \qquad (19)$$

要素積分には、ガウスの数値積分を用いている。TRIA3が2次、QUAD4が3次精度である。積分点と重みは図4に示す。ガウスの積分は、さらに高次精度が可能であるが、このレベルで十分実用的である。さらに高精度の計算を行うにはむしろ境界要素作成時に要素の密度を増加させることが効果的である。

(2) 吸音性境界と音圧寄与度

音場境界に吸音性がある場合、その効果を含んだ計算手法が必要となる。音響インピーダンスによる境界吸音特性の表現は、インピーダンスが音圧と速度振巾の比で定義される[12]ために、式(17)に代入することができて都合が良い。又、実機の騒音対策には、空間音圧の

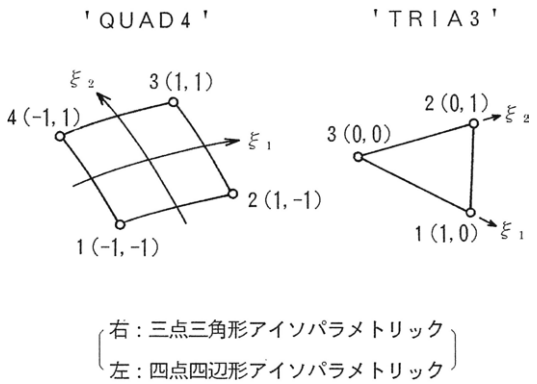



図3　境界要素

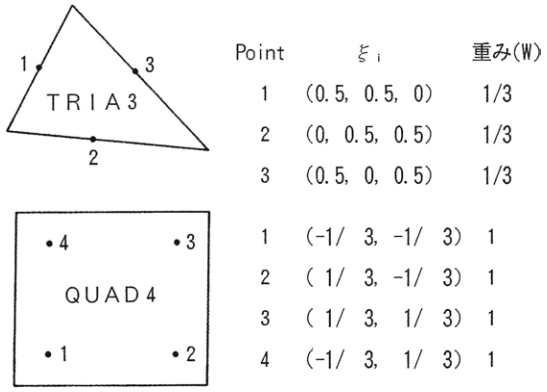



図4　積分点と重み

直接計算よりも、境界部位の単位振巾により発生する音圧分布が観察できることの方が構造対策部位の発見に結び付くために有効である。そこで、境界部位の単位振巾により発生する音圧を独自の音圧寄与度として定義し算出する機能を設けた。さらに、寄与度と構造パネル振動を同時可視化するシステムを開発したことにより、騒音低減のための対策部位の発見を容易にした。

インピーダンス境界条件を含んだ音圧寄与度の算出式を導く。境界 i 節点の速度振巾 $V_i$ を構造パネル振動速度振巾 $V_i$ と吸音材表面速度振巾 $V_i$ の和と考える[9]。

$$Vi = \overline{V}i + V'i \tag{20}$$

音響インピーダンス $Z_i$ は音圧 $P_i$ と $V_i'$ により次のように定義される。

$$Zi = Pi/V'i \tag{21}$$

簡単のため、式(17)を次のように書き換える。

$$\begin{bmatrix} a_1 & \cdots & a_{1L} \\ & a_{i\ell} & \\ a_{L1} & \cdots & a_{LL} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_1 \\ \vdots \\ P_\ell \\ \vdots \\ P_L \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} b_{11} & \cdots & b_{1m} \\ & b_{i\ell} & \\ b_{L1} & \cdots & b_{LL} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} V_1 \\ \vdots \\ V_\ell \\ \vdots \\ V_L \end{Bmatrix} \tag{22}$$

ここで、

$$a_{i\ell} = \delta_{i\ell} C_b^{(j)} + q_{i\ell}^*$$
$$b_{i\ell} = -j\omega\rho P_{i\ell}^*$$

上式に式(20)、(22)を代入すると次式が求まる。

$$\begin{bmatrix} a_{11} & \cdots & a_{1L} \\ & a_{i\ell} & \\ a_{L1} & \cdots & a_{LL} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} b_{11} & \cdots & b_{1L} \\ & b_{i\ell} & \\ b_{L1} & \cdots & b_{LL} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1/Z_1 & \cdots & 0 \\ 0 & 1/Z_i & \\ 0 & \cdots & 1/Z_{LL} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_1 \\ P_\ell \\ P_L \end{Bmatrix}$$
$$= \begin{bmatrix} b_{11} & \cdots & b_{1L} \\ & b_{i\ell} & \\ b_{L1} & \cdots & b_{LL} \end{bmatrix} - \begin{Bmatrix} \overline{V}_1 \\ \vdots \\ \overline{V}_\ell \\ \vdots \\ \overline{V}_L \end{Bmatrix} \tag{23}$$

本式は、境界インピーダンスと構造パネル振動が同一節点に共存する場の境界音圧を与える式となっている。領域内点 $\xi$ の音圧 $P(\xi)$ は、式(14)の $C_b$ を1として、次のように与えられる。

$$P(\xi) = \lfloor S_1 \cdots S_\ell \cdots S_L \rfloor \begin{Bmatrix} P_1 \\ \vdots \\ P_\ell \\ \vdots \\ P_L \end{Bmatrix} + \lfloor t_1 \cdots t_\ell \cdots t_L \rfloor \begin{Bmatrix} V_1 \\ \vdots \\ V_\ell \\ \vdots \\ V_L \end{Bmatrix} \tag{24}$$

ここで、

$$S_\ell = q_{\xi\ell}^*$$
$$t_\ell = -j\omega\rho P_{\xi\ell}^*$$

上式に式(20)、(21)を代入した後、式(23)を代入すると次式が求まる。

$$P(\xi) = \underbrace{\lfloor S_1 + t_1/Z_i \cdots S_i + t_i/Z_i \cdots S_L + t_L/Z_L \rfloor}_{\text{音圧寄与度}} \begin{bmatrix} a_{11} - b_{11}/Z_1 & \cdots & a_{1L} - b_{1L}/Z_L \\ & a_{ik} - b_{ik}/Z_k & \\ a_{L1} - b_{L1}/Z_1 & \cdots & a_{LL} - b_{LL}/Z_L \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} b_{11} & \cdots & b_{1L} \\ & b_{k\ell} & \\ b_{L1} & \cdots & b_{LL} \end{bmatrix} + \lfloor t_1 \cdots t_\ell \cdots t_L \rfloor \begin{Bmatrix} \overline{V}_1 \\ \vdots \\ \overline{V}_\ell \\ \vdots \\ \overline{V}_L \end{Bmatrix} \tag{25}$$

上式右辺の列ベクトル要素は、対応する節点の単位構造パネル振動振巾により発生する音圧を示しておりこれを音圧寄与度として定義する。

### 2.3. HANS の運用

HANS は、入力データ作成、音場計算及び解析の3つの処理系より構成される。図5にシステム構成図を示し、各処理系について述べる。

(1) 入力データ作成

入力データは1行当り 80 カラムのテキストに1項目で定義される。1行の先頭8カラムでデータの種別名を入れている。形状データの定義には NASTRAN シェル要素と同様のフォーマットをとっている。次に定義名と内容を示す。

GRID　節点番号と座標
CTRIA3　三角形要素番号と節点番号
CQUAD4　四辺形要素番号と節点番号

計算機能には出力内容によって次の3つがある。

SOL. 1　境界音圧
2　領域内点音圧
3　領域内点音圧寄与度

境界条件としては、

PVELO　節点法線振動速度振巾
INPDNS　節点法線インピーダンス
OPEN　半無限開放境界節点

OPEN 条件の設定により、閉空間音場と放射音場の境界結合計算が可能となっている。

その他の入力データとしては次のものがある。

FREQ　周波数
INCRD　領域内点座標
SYMAX　対称軸

BEMの定式化よりわかるように、計算は周波数点ごとに行われるために、FREQ条件による周波数指定が必要となっている。SYMAX条件により、対称性音場の計算が効率的に行える。

形状データの作成には、内製の構造解析用メッシュジェネレーターHOBBYとHOCASを用いている。これにより、ソフト資源の有効活用、オペレーションの統一及びシステム開発工数の削減ができた。要素の大きさは、計算したい周波数の上限で決定される。一般には、メッシュの長さを波長の1／8以下にすれば十分である。200Hz以下の小型乗用車室内音場問題では、約500のメッシュ数が目安である。今後はより高い周波数での解析も必要となりメッシュ数もさらに必要となる。

節点振動データは、構造物の加振実験から得ている。この時、要素節点と振動測定点の位置はたがいに一致するようにする。加振実験測定と音場計算を行うシステムは異なっている（図5）。よって、振動データは異機種間ネットワークを用いて、測定系計算機から音場計算用計算機に転送される。音圧計算実効時にFREQデータ指定される周波数ごとに節点振動振巾データPVELOが作成され入力される。

(2) 音場計算

音場計算は、周波数ごとのL次の連立一式方程式を解く問題に帰着する。よって、計算機には大型計算機以上の計算能力が要求される。現在、IBM3090を用いており、約500要素、100周波数点で計算時間は約5時間である。

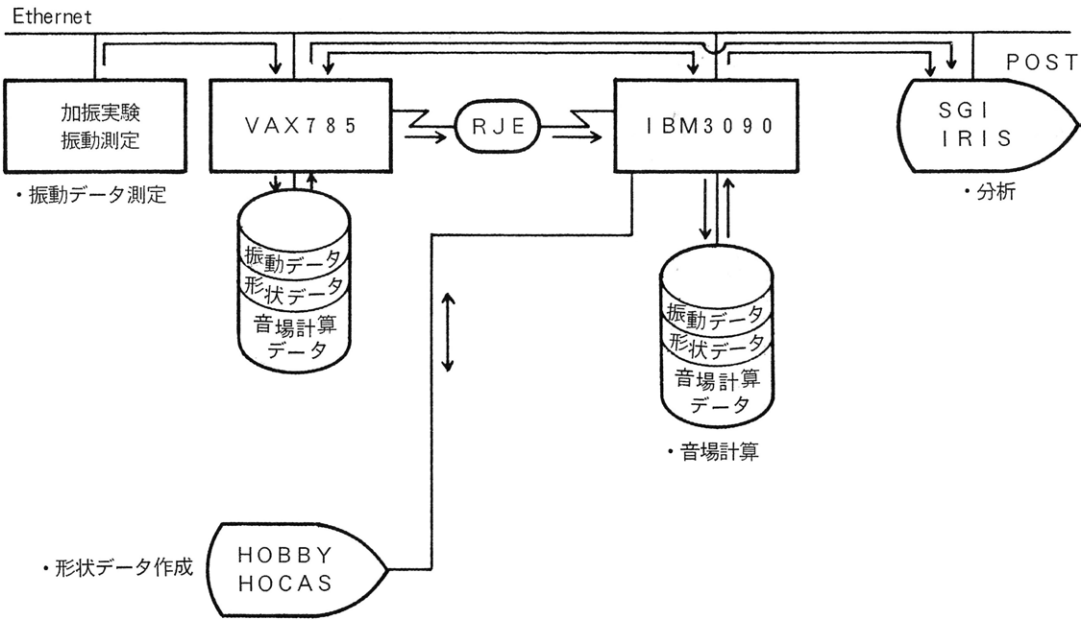
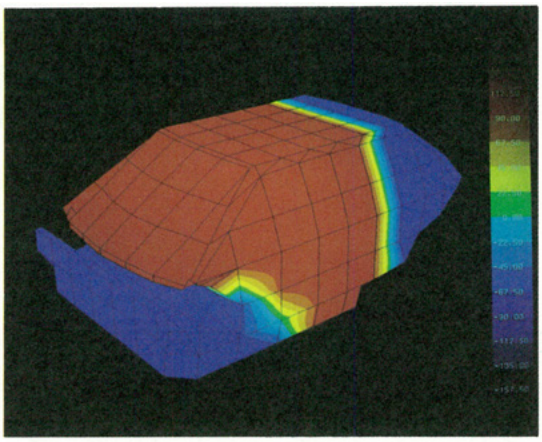



図5　HANSの構成

(3) 解析

音場計算から音圧、寄与度が得られる。これらと振動データを用いて音場解析が可能となる。音圧、寄与度及び振動は周波数特性データであり、莫大になる。従って、高速で高機能なグラフィック処理は現象の把握及び解析に不可欠である。さらに、測定系及び数値計算系システムとの高速データ転送を容易に行うことも重要である。そこで高性能ＥＷＳを用いて、解析システムＨＡＮＳ－ＰＯＳＴを開発した。（図５）ＨＡＮＳ－ＰＯＳＴは、任意の音圧測定点の音圧周波数特性グラフ、任意周波数の寄与度分布図及び振動アニメーションを同時又は各独立に同一画面上で会話処理にて高速表示できる。表示例を図６、７及び図８に示す。

解析の流れを述べると、音圧周波数特性図（図６）より対策が必要な高音圧周波数（図６では137Hz）が最初に見出される。その周波数を選択操作すると、同一画面上に音圧寄与度分布図（図７）と振動アニメーション（図８）が表示される。音圧寄与度分布より寄与の大きな領域を見出す。図７ではダッシボードパネルの音圧寄与が大きくなっていて、ここでの振動低減が音圧低下に効果的であることがわかる。一方、振動アニメーション



（絶　対　値）

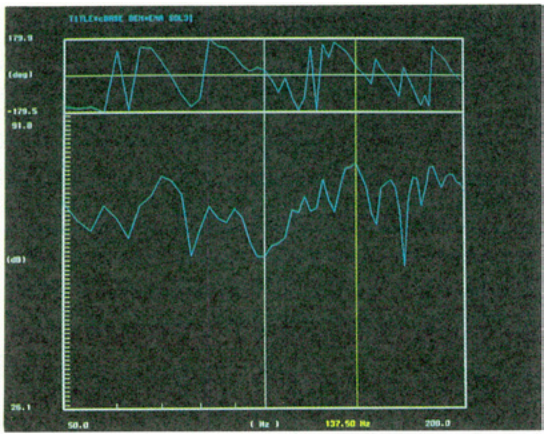
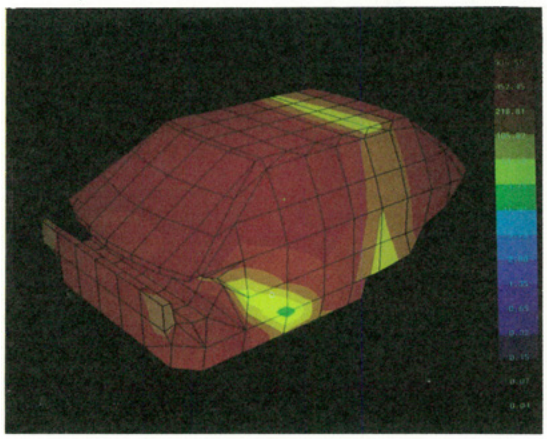


図６　音圧特性図の表示例



（位　相）

図７　音圧寄与度分布の表示例（137Hz）

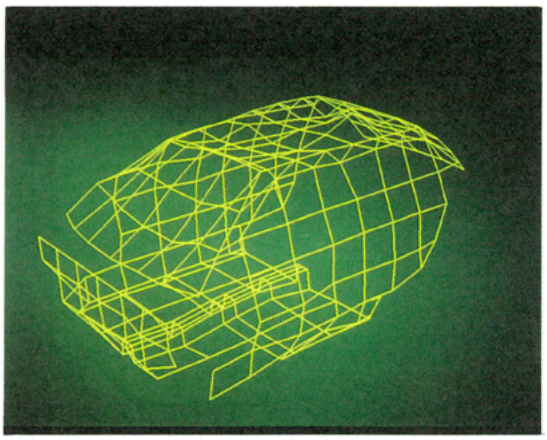


図８　振動アニメーション例（137Hz）

(図8)を観察すると、現状の振動モードがわかり、パネル振動を阻止するような補強の手がかりが得られる。図8 では、ダッシュボードパネルの剛性補強も必要であるが、フロアー振動による影響も大きくなっており、フロアーの剛性補強も必要であることがわかる。

このように、莫大な音場解析データから高度な解析を１人で短時間に行うことができる作業環境を実現している。

## 3．こもり音問題への適用

走行中の車室内のこもり音発生要因は、エンジン振動、吸排気の脈動等車体構成コンポーネント全般にわたる影響を無視できない。しかし、要因は何であれ、車室形状によって決定される空洞共鳴特性を考慮せずには効果的低減は、困難である。

一方、横置き４気筒エンジン前輪駆動車のこもり音の大きな要因としてエンジンマウント点上下方向を入力とする振動伝達経路が考えられる。

よって、マウント点上下への加振実験から得られる構造パネル振動データと車室形状データから音場解析を試み、効果的なこもり音対策へ導いた。

### 3.1. こもり音領域での音場特性

３ドアハッチバック型乗用車の車室形状モデルを図9 に示す。上記加振実験から得られた節点振動速度振巾を用いて、吸音特性のない(剛壁条件の)音圧計算を行った結果を図10 に示す。

120 から 130Hz の周波数で、計算値が 20 から 30 dB も大きくなっている。計算の最大音圧周波数は共鳴周波数であり、境界振動振巾の大小にかかわらず、剛壁条件での計算音圧は無限大になることは良く知られるところである。こもり音は、この共鳴現象と深くかかわりを持った現象であり、このためこもり音低減を狙った最大寄与パネル位置の発見と適切な構造対策は困難となっていた。一方、実際の車室は内装材等の吸音特性により、共鳴周波数付近においても、音圧は有限値になっている。(図10) このことは、式(25)で与えられる音圧寄与度の各成分が、音響インピーダンスによって逆行列の悪条件がのぞかれて、有限値になることからも理解される。よって、実車内装に近い音響インピーダンスの設定から計算される寄与度分布から音圧を高くしている部位が明らかになり、効果的な構造対策へ導くことが可能となる。

### 3.2. 音響インピーダンスの設定

乗用車の内装材単体の音響インピーダンスの値は、図11 のように分布している。したがって、節点に対応する内装材の音響インピーダンスを式(25)に代入すれば、音圧寄与度が得られる。

しかし、吸音効果の大きな内装部分に一定の音

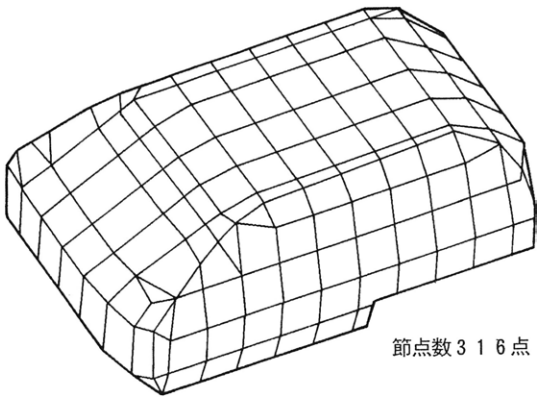



図９　３ドアハッチバック型乗用車音場モデル

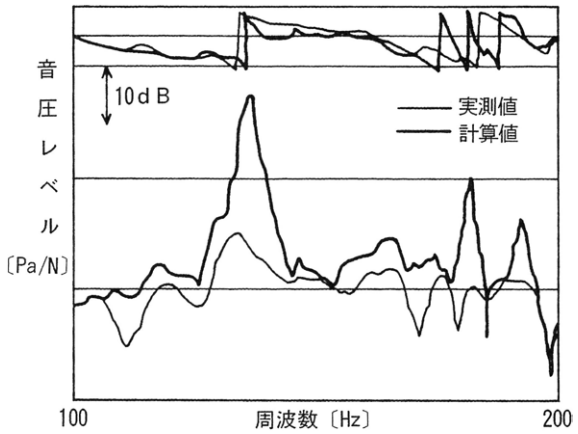



図 10　剛壁条件の計算音圧（前席中央）

響インピーダンスの設定で実車の車室パネルの音圧寄与度が求まるならば計算手法の汎用化が計れる。そこで、完成車の内装部分に一種類の吸音材を適用して、完成車と適用時との音圧を測定比較した。(図12) この結果により、200Hz 以下の周波数においては、吸音特性の違いによる車室内音への影響は少ないことがわかる。よって、一定の音響インピーダンスとして、図11 で示される分布域のほぼ平均値 Z ＝ 747 － 2285j(Pa･S／m) を用いることにした。

さらに、ドア部のように内装材背後に大きな空気層を含む境界には、構造パネル振動の音圧への寄与は小さいものとして、上記インピーダンスだけを用いてパネル振動振巾は用いない。反対に、ルーフやフロアのように内装材背面間近に構造パネルがある境界には、パネル振動の音圧への寄与は大きいものとして、上記インピーダンスは用いずに、パネル振動振巾のみを用いる。このように図9 の車室音場モデルに対して、音響インピーダンス境界を定義した部位を図13 に示す。

加振実験から得られたパネル節点振動振巾と上で述べた境界条件の設定法を用いて計算された車室の音圧を図14 に示す。実測値との比較でわかるように、120 から 130Hz の最大音圧がよく一致しており、内装材等の吸音特性が大きく異なる材料

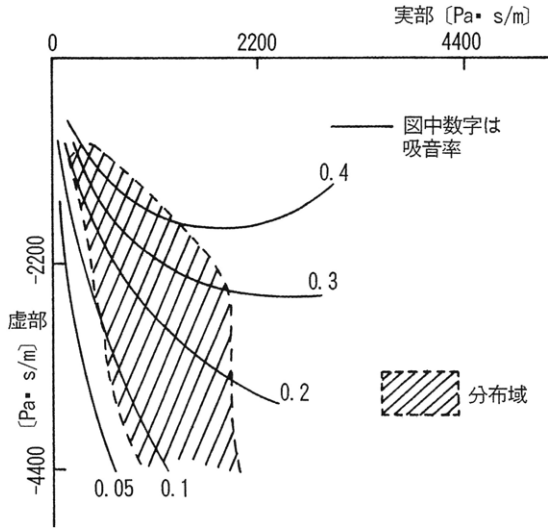



図 11　音響インピーダンスの分布

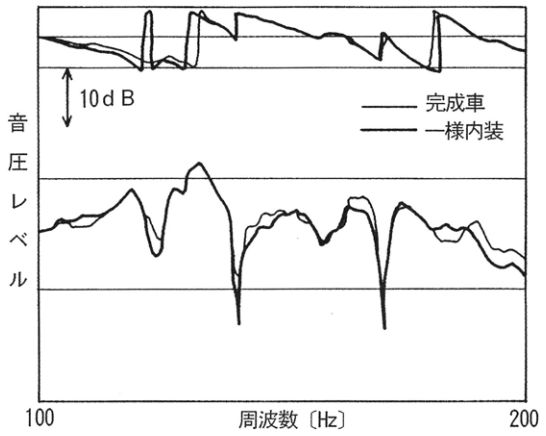



図 12　完成車と一様内装車の音圧（前席中央）

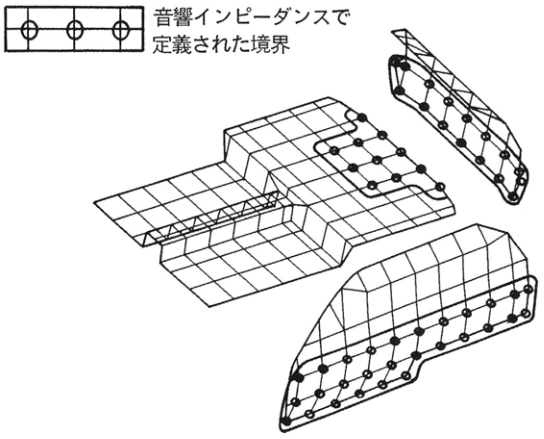



図 13　音響インピータンス適用部位

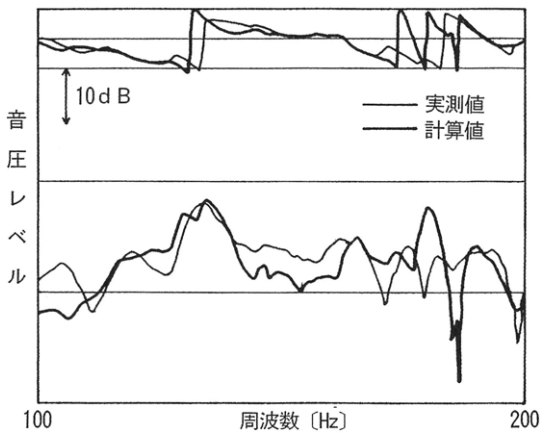



図 14　計算結果と実測値の比較

が大面積にわたって用いられないかぎり、本手法は汎用的な車室こもり音計算法となることがわかる。

### 3.3. 実用例

前述の計算法を用いて、セダンの車室前席におけるこもり音低減を試みた。図15に車室形状モデルを示す。完成車における車室音場を表現出来るようにシート等もモデルに組み入れた。

前述と同様に、エンジンマウント点上下の加振実験から得られる構造パネル振動データと図15に示した音場モデルの音圧寄与度から式(25)を用いて構造対策前の前席中央の音圧を計算した結果を図16に示す。137Hzにおける音圧が最大値となっており、これを減小させることが目的となる。137 Hzにおける音圧寄与度分布は、図7に示した。絶対値の分布を見ると、ダッシュボードパネル付近での寄与度が大きくかつ面積も大きくなっている。さらに、図8の振動アニメーションの観察から、ダッシュボード水平方向の一次モードとフロアートンネルの2次モードが連成しているのがわかる。そこで、この振動の低減を計るため、ステイフナ補強やサンドウィッチ二重構造化等による剛性向上を行った。このような構造対策後の音圧は、図16に示すように、137Hzで、約8dBの低減が成された。さらに、走行時のこもり音低減は、構造対策前後で4dBの低減を行うことができた。(図17)

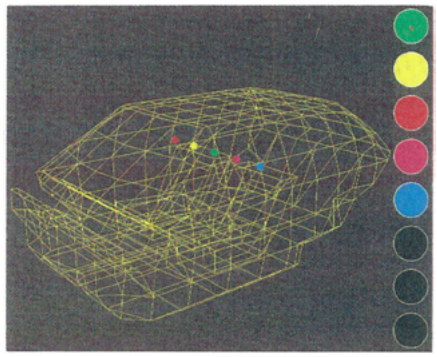


図15　セダン型状音場モデル

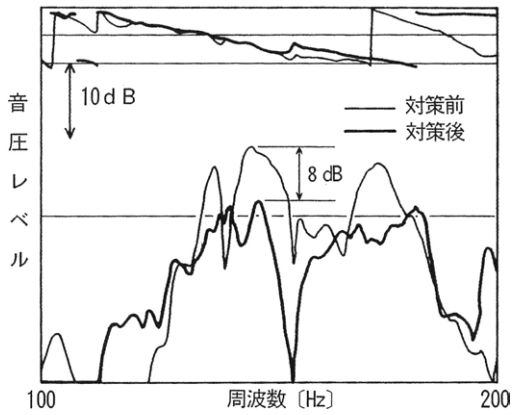



図16　パネル振動対策後の室内音
(完成車前席中央)

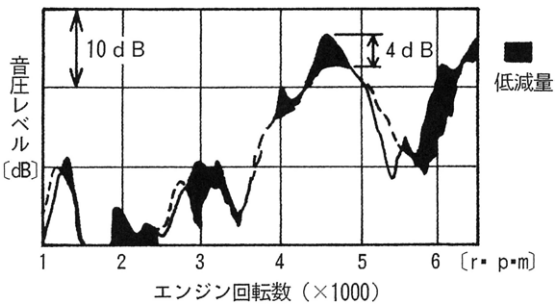



図17　実走こもり音低減効果（前席中央）

## ま と め

BEMを用いて吸音効果を含んだ音場計算プログラムを開発し、独自に定式化した構造パネルの音圧寄与度、構造振動及び予測音圧を用いて、音場現象の迅速な把握を可能にする分析システム(HANS)を構築した。これを、200Hz以下のこもり音低減に適用し構造対策部位の発見と対策の決定に有効であることが、実車を用いて確認された。

このことにより、今後は他の騒音現象[13]への展開の可能性が開けた。そのためには音場計算手法として新たに、多室連成音場、FEM構造計算との連成や高速計算法[14]等の開発が必要となって来る。今後ともこれら課題に挑戦してゆく所存である。

## 参　考　文　献


(1) Nefske, Donald j,; Sung H. APPLICATION OF FINITE ELEMENT METHODS TO VEHICLE INTERIOR ACOUSTIC DESIGN. Society of automotive engineers P-144. SAE(1984) P. 197～205

(2) 小林、大久保、有限要素法と音響スペクトル解析を併用した音場解析　昭和63年度精密機械工学会秋期大会学術講演会前刷集、P. 301～302

(3) 鈴木、今井、石山、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、日本機会学会論文集（C編）52巻473号、（1986）P. 310～317

(4) 加賀美、近藤、本田、西尾、渡辺、部分構造合成法による車内音の解析、自技会学術講演会前刷集862 P. 545～548(1987)

(5) 荒井、萩原、永淵、感度解析を用いた車室内騒音振動解析　構造工学における数値解析法シンポジウム第12巻　P. 545～550

(6) 田中、畑英、CAEの車室内騒音への適用自動車技術VOL. 41, NO, 13 P. 1532～1537(1987)

(7) Nefske, Donald j,; Sung, Shung H, COMPUTER-AIDED STRUCTURAL-ACOUSTIC DESIGN FOR VEHICLE INTERIOR NOISE REDUCTION; NOISE-CON 85 Proceeding P. 159～164

(8) 宇津野、田中、森田、西部、境界要素法による自動車車室音場の解析（第1報）（第2報）日本機会学会論文集（C編）55巻509号(1989) P. 67～78

(9) S. Suzuki, S. Maruyama, H. Ido BOUNDARY ELEMENT ANALYSIS OF CAVITY NOISE PROBLEMS WITH COMPLICATED BOUNDARY CONDITIONS. Journal of Sound and Vibration (1989)

(10) 漆山、野本；境界要素法による車室内こもり音解析、境界要素法による車室内こもり音解析、自動車技術会学術講演会前刷集892、1989、P. 161-164

(11) 田中正隆、田中道彦；境界要素法の基礎、P. 1～16、161～166、倍風館(1984)

(12) 白木万博；騒音防止設計とシミュレーション、P. 88-97、応用技術出版(1987)

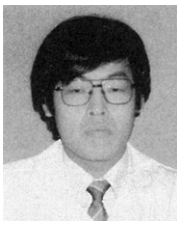
(13) H. A. Schenck; Improved Integral Formulation for Acoustic Radiation Problems, J. Acoust. Soc. Am, Vol. 44, No. 1, P. 41-58, 1968

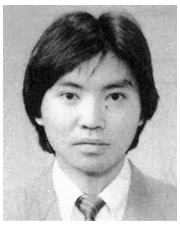
(14) 神谷、小林、西村；ベクトルプロセッサーによる境界要素法の高速化とその動弾性問題への適用、境界要素法論文集第6巻、P. 31-36

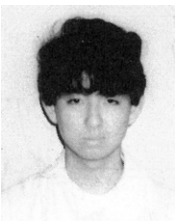


■著　者■


野　本　祐　春


福　島　達　也


漆　山　雄　太


武　本　博　文

# 駆動系挙動解析への汎用機構解析ソフトウェア適用例

Application of Mechanical Analysis Software to Drive Train Vibration Analysis

酒井竜英* 森勝則*
Tatsuhide Sakai Katsunori Mori

## 要旨

３次元の汎用機構解析ソフトウェアによる駆動系低周波振動問題への解析適用例について報告する。

機構解析ソフトウェアは、おもにサスペンションの挙動解析に適用され、高い評価を得ているが、今回振動解析への応用として、加減速時の駆動系低周波共振現象に適用を図った。

計算モデルはフライホイールからトランスミッション、ドライブシャフト、タイヤなどで構成され、クラッチなどの非線形特性も考慮している。評価値としては実車挙動と相関の高いドライブシャフトに発生するトルク変動波形を採用した。

各機能部品に対するパラメータスタディを行った結果、実車現象と高い相関が得られることを確認した。

## ABSTRACT

3-dimensional mechanical analysis software has generally been applied to analysis of suspension behavior. In this report, it was attempted to apply this software to analysis of low-frequency drive train resonance during acceleration or deceleration of the vehicle.

Its calculation model comprises the fly wheel, transmission, driveshaft, tires, etc. Additionally, non-linear characteristics of the clutch was considered. As an evaluation denominator, driveshaft torque was adopted, by which the actual vehicle behavior was able to be explained very well.

The parameter study of each functional component by using this software has shown that it has a high correlation with actual car phenomenon.

## 1．まえがき

近年、自動車メーカー各社は３次元機構解析ソフトウェアの導入を行い、主にサスペンションシステムのシミュレーションに適用している。

最近リリースされている機構解析ソフトウェアは、大変形領域や非線形領域の問題が扱えるという優れた解析能力を持つとともに、自動的に運動方程式や拘束条件式などの理論式を作成するものが主流となっている。

したがって、ユーザーは図面諸元値、および部品特性値から機構モデルを作成すれば容易にシミュレーションを実行することができる。

ただし、汎用ソフトであるために、自動車を構成している様々な機構のシミュレーションを行うには、モデル作成上のノウハウを得ることが重要となる。

また、前述したように、微分方程式を記述することなく物理量によるモデルで容易にシミュレーションが行えるために、このソフトを適用する際には、それぞれの機構に対する十分な力学的検証

＊栃木研究所



https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1990_2_17

を行わなければならない。

したがって、導入した各社が各機構に対する検証を行いつつノウハウを蓄積し、システム化されたシミュレーションへと開発しているのが現状である。

このような機構解析ソフトウェアに関する各社からの報告は主にサスペンション系の挙動解析が中心であった。今回、あらたに駆動系機構への適用を図り、駆動系低周波振動のシミュレーションを行った結果、実車テストとの一致が見られたので報告する。

## 2．駆動系低周波振動への適用

### 2.1. 駆動系低周波振動

ここで述べる駆動系低周波振動とは、低速ギアによる急加速などアクセルを急激に操作する際に発生するギクシャクとした車体前後振動であり、乗員に不快感を与えドライバビリティを悪化させる現象である。この現象は、エンジンの急激なトルク変化が加振力となり、駆動系最低次のねじり固有振動が励起される過渡応答問題である。また、駆動系の持つ非線形特性の影響も大きい。

一方、機構解析ソフトウェアは主にサスペンション系の解析に用いているが、駆動系を含めたモデルによる操安性や乗心地などの振動解析に発展させることも考慮し、今回駆動系モデルによる解析確認を行った。

### 2.2. 駆動系構造のモデル化

本解析に用いた駆動系モデルを図1 に示す。

このモデルは数十個の剛体に、40－50 自由度を有する中規模モデルであるが、剛体間の自由度拘束やばね定数、減衰係数、はり要素などモデル化に用いた要素は多岐にわたる。

このように多種類の要素を用いてモデルを作成する場合、各構成部品の力学的検証を単体で十分に行った後、組み上げる方法が最も効率が良い。

各構成部品のモデル化については下記に示す。

(1) クラッチ

図2 に示すように、クラッチのねじりばね特性を実機部品同様にメカニカルストッパー付き非線形特性としてモデル化を行った。

クラッチには構造上、摩擦やゴムブッシュ等による減衰も考えられるが、本解析では速度に対して線形な比例粘性係数として与えた。

(2) シャフト

トランスミッションを構成しているメインシャフト、カウンターシャフトとハーフシャフト、ドライブシャフトをはり要素による分割モデルを用いて弾性体として扱った。ただし、本現象に対してはシャフト類の曲げ振動が要因にならないと仮定し、ねじり方向のみを弾性体として扱うことにした。

ねじりのみの場合は、大変形を伴う曲げの様な幾何学的非線形性を考慮しなくてもよいため、分割数によらず計算結果は一定になる。分割数は、自由度の変更による計算時間の増減とアルゴリズムによる反復計算の成否をにらみあわせて設定する。

(3) ディファレンシャルギア

不等長である左右駆動軸にトルクを等配分し、左右駆動軸のねじり剛性の相違を表現するために、ベベルギアを組合せて差動装置をモデル化した。

(4) 等速ジョイント

FF 車の駆動軸継手にはトリポート型などの等速ジョイントが用いられている。角度を有する２軸間にトルクが伝達される際、軸方向以外のモーメントが発生しないように等速ジョイントをモデル化した。図3 に等速性を確認した計算結果を示す。

(5) タイヤ

タイヤ前後剛性実測値から軸廻りのねじり剛性値を算出し、モデル化を行った。

### 2.3. 解析時における計算精度

上記の機能部品モデルを駆動系モデルとして組み上げ計算を実行する際には、計算モデルの自由度を必要最小限に拘束しなければならない。

これを怠ると組み上げたモデルは、現象解析に必要な数倍の自由度を持つことになり、計算時間と計算コストが不必要に増加する。場合によっては計算精度の悪化にもつながることがある。

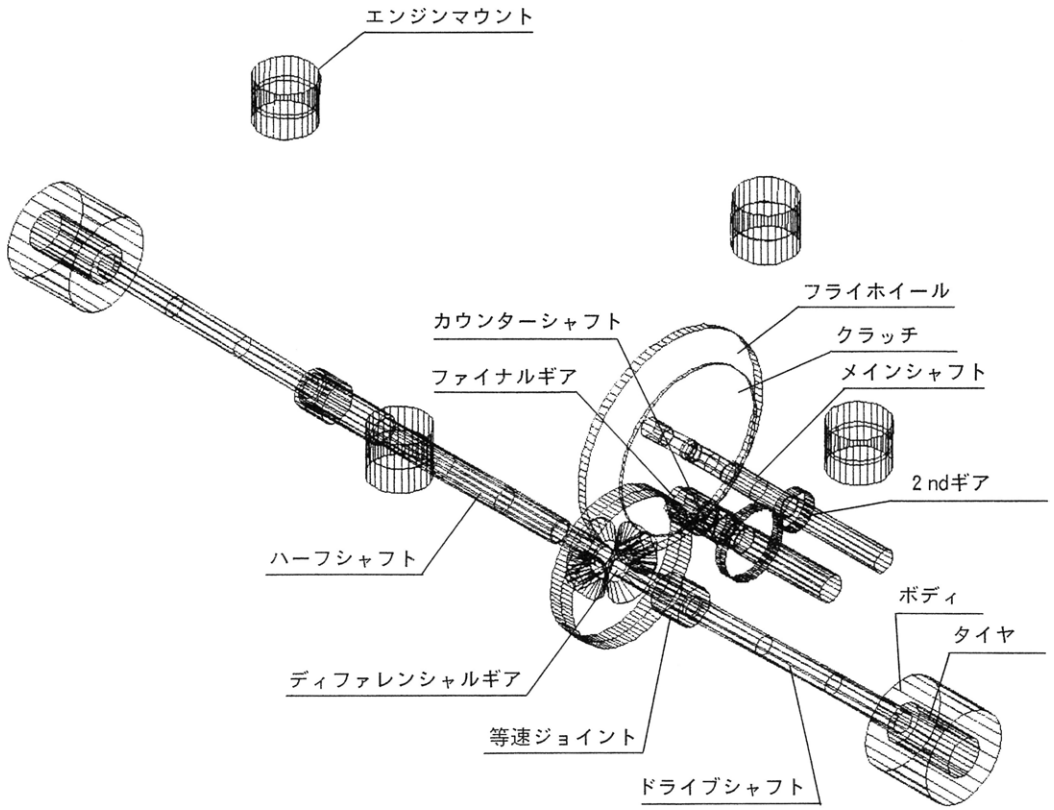



図１　駆動系モデル

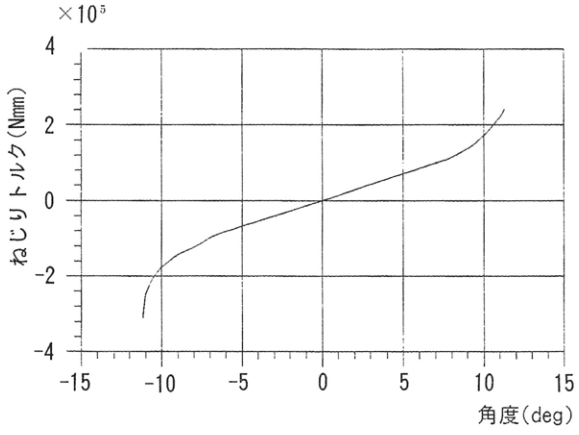



図２　クラッチバネ特性

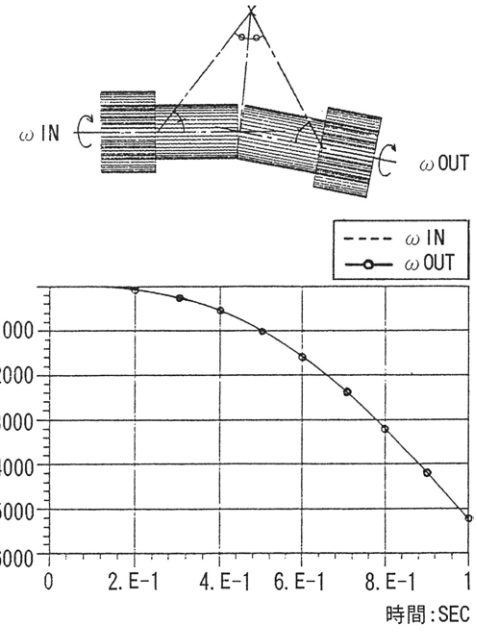



図３　等速ジョイントモデルによる等速性検証

本解析ではこれらを行いつつ上記の機能部品を組み上げた駆動系モデル（図1）を用いて、図4に示すようなステップトルクをフライホイールに入力し、ドライブシャフトに発生するトルク波形および収れん性として対数減衰率を求めるべく解析を行った。

この解析は時系列における応答予測解析であり、アルゴリズムの設定条件が解析精度に影響する。一例として最大積分きざみ幅が解析精度に与える影響を図5に示す。最大積分きざみ幅を小さくしていけば計算精度は高くなるが、計算時間は増大し計算コストは増加する。

本解析では十分な計算精度と計算コストの両立を図るようにアルゴリズム条件の設定を行った。

## 3．計算結果と実車適用結果

### 3.1. 駆動軸トルクの評価値設定

現象発生時の車体前後加速度と駆動軸トルクの実車測定結果を図6に示す。両者の値は図7に示すように一次相関直線を示し、振動数は一致する。つまり、駆動軸トルクが車体に対する加振力となっているのであるから、駆動軸トルクの応答レベルを低減することによって車体前後加速度を改善することが可能となる。このことから、フライホ

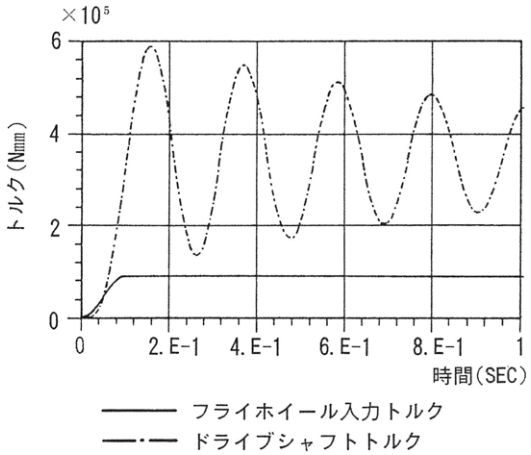



図４　フライホイール入力トルクと駆動軸応答トルク

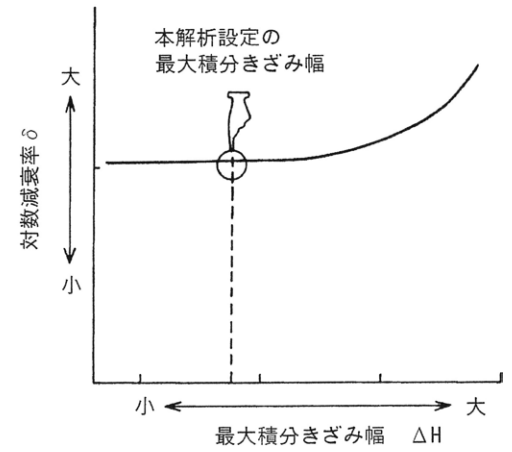



図５　最大積分きざみ幅が計算精度に与える影響

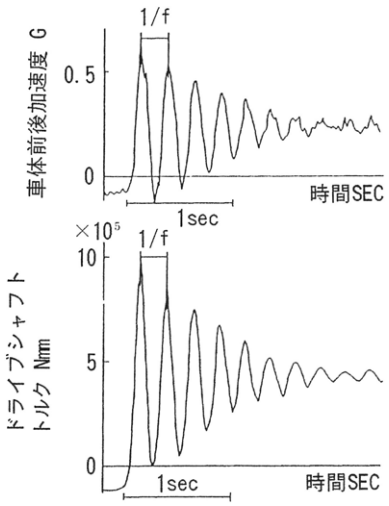



図６　現象発生時における車体前後加速度とドライブシャフトトルク

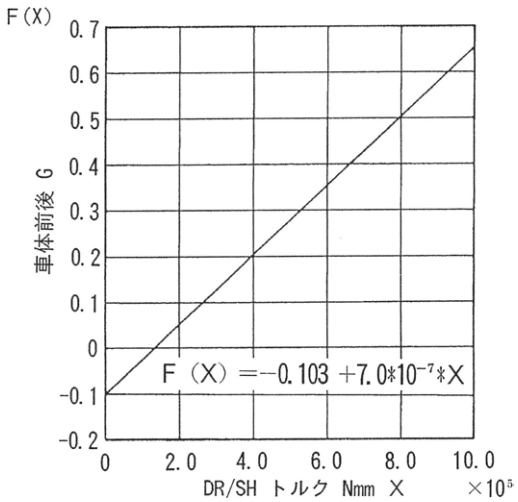



図７　車体前後加速度とドライブシャフトトルクの相関関係

イールへのステップ入力に応答して発生する図8のような駆動軸トルク波形4周期分のP－P値を解析評価値として用いることにした。

### 3.2. パラメータスタディ

(1) 線形ねじり剛性の影響

まず、図9にドライブシャフト、タイヤ、クラッチの線形ねじり剛性についてのパラメータスタディ結果を示す。

ドライブシャフト、タイヤのねじり剛性増加によって振動数fは高くなり、応答レベルは低減する。(図9(a), (b)－2, 3)

クラッチのねじり剛性低下は振動数fは低くなるものの、応答レベルはねじり剛性のパラメータスタディ中最も減少する。(図9(a), (b)－1)

この解析結果より、本現象に対する具体的な対策手法は、クラッチのねじりばね特性の低ばね化やドライブシャフトの大径化などが良いことがわかる。また、ラジアルタイヤよりもねじり剛性の高いバイアスタイヤの方が本現象には有利であることもわかる。

(2) 線形ねじり減衰係数の影響

図10にクラッチの減衰係数についてのパラメータスタディ結果を示す。減衰係数を増大していくと振動数fは低くなり、応答レベルは低減する。しかし、減衰係数がある程度の値以上になると応答レベルは低減しなくなり逆に増加してしまう。(図10(b))このことから、減衰係数がある値になると応答レベルは極小値を持つことがわかる。

ただし、現在のクラッチ構造では摩擦か、ゴムブッシュによる減衰要素のみであり、極値を示すほどの減衰係数は実用上達成不可能である。

(3) 非線形ねじり剛性の影響

これまでは線形解析について記してきたが、実車の駆動系にはクラッチのねじりばねやガタ成分などの非線形特性があり、その影響は非常に大きいことが予想される。

図11に駆動系非線形特性に対する解析例として、クラッチのねじりばねに実車同様のストッパー域を含む特性を与えた場合の計算結果を示す。

図11(a)におけるTypelのようなクラッチの非線形ねじりばね特性が本現象悪化の要因となることがわかる。

すなわち、微小変位で低ばね定数であっても比較的ねじれ角の大きい領域で高ばね定数となるような特性をもつクラッチは不利であることがわかる。

### 3.3. 実車適用結果

2000 cc 4気筒車におけるクラッチねじりばね特性変更によるテスト結果を図12に示す。

計算結果と傾向は一致するものの、これと

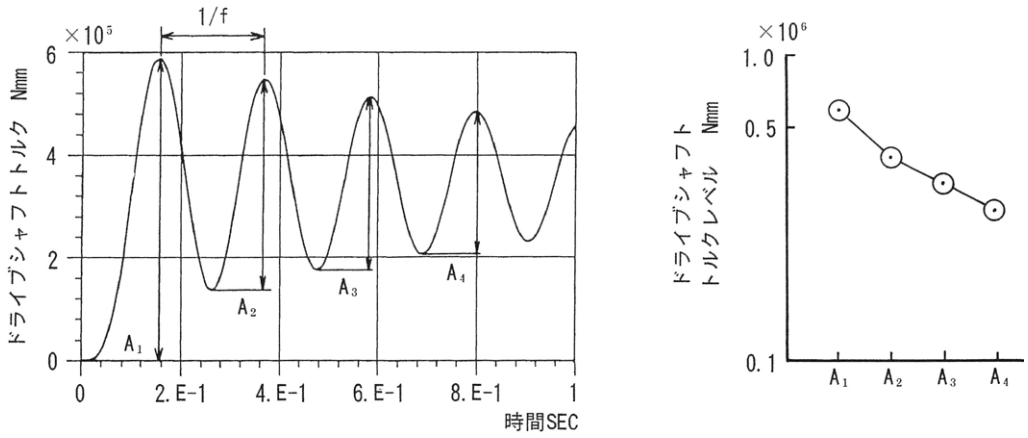



図8　駆動軸トルクの評価値

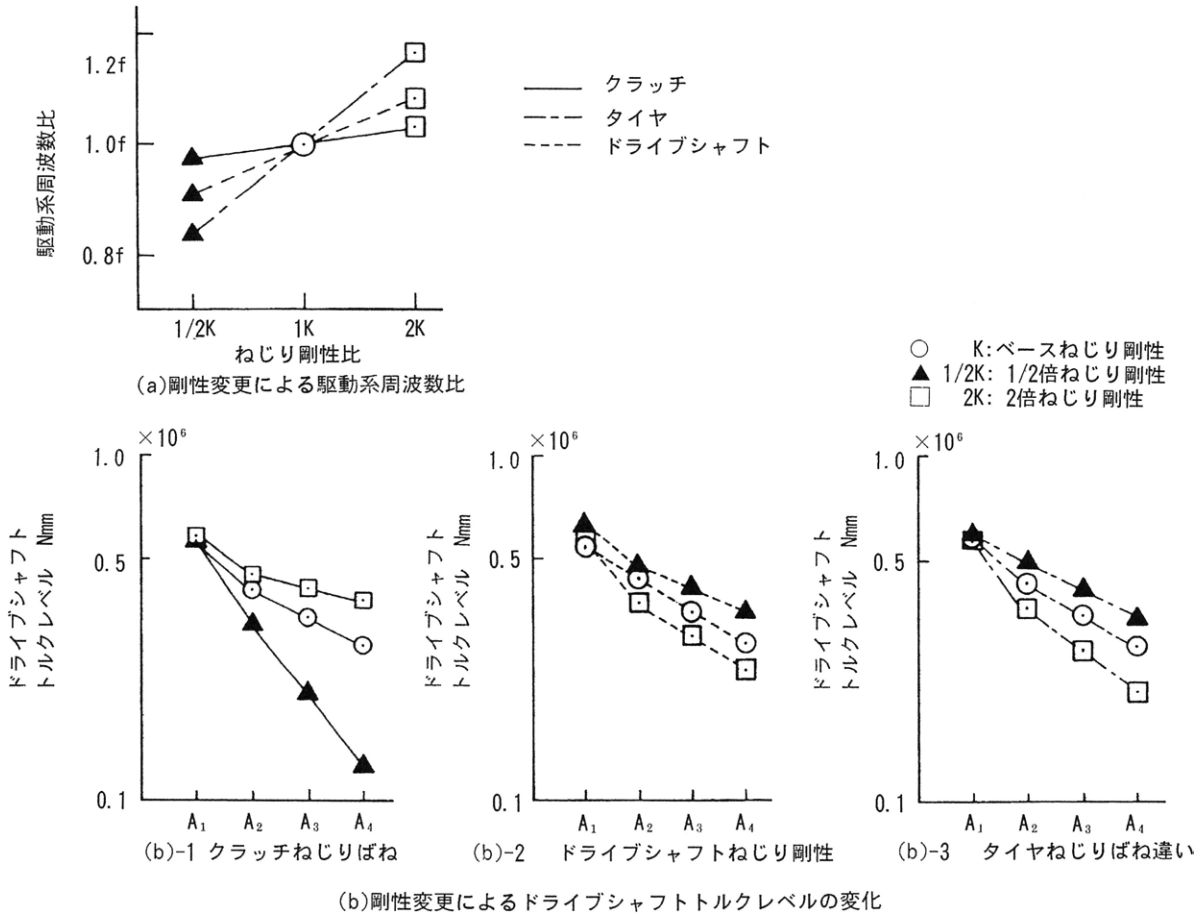



図９　駆動系ねじり剛性パラメータスタディ

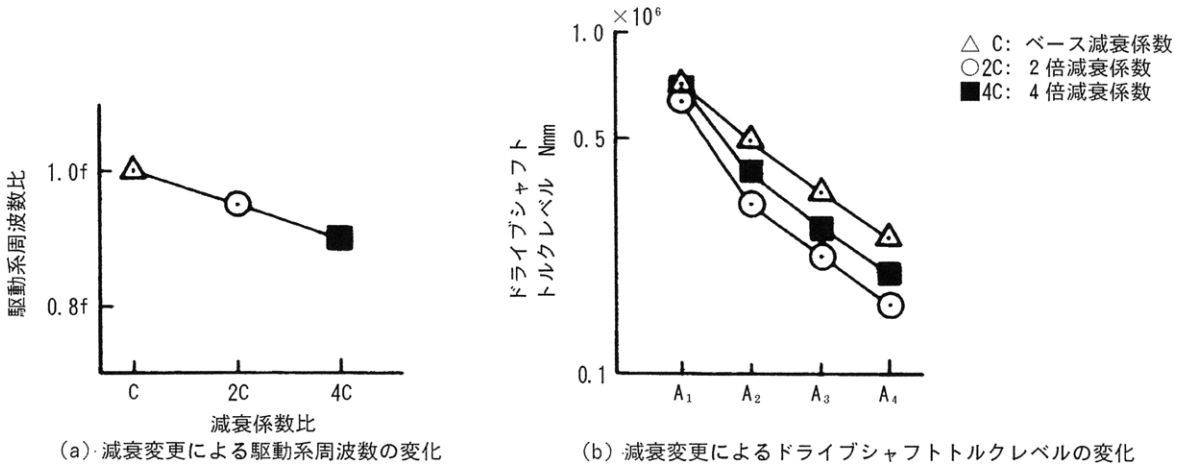
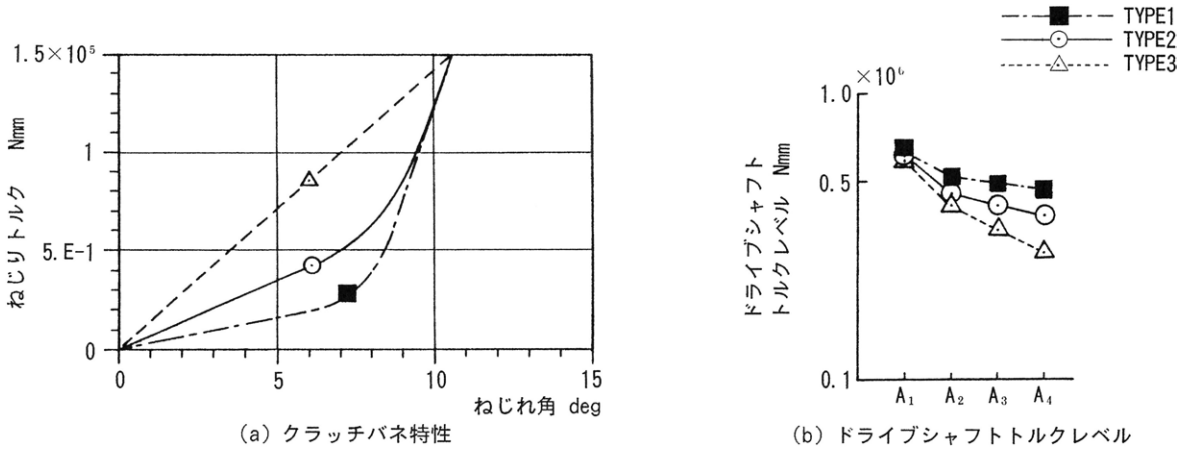
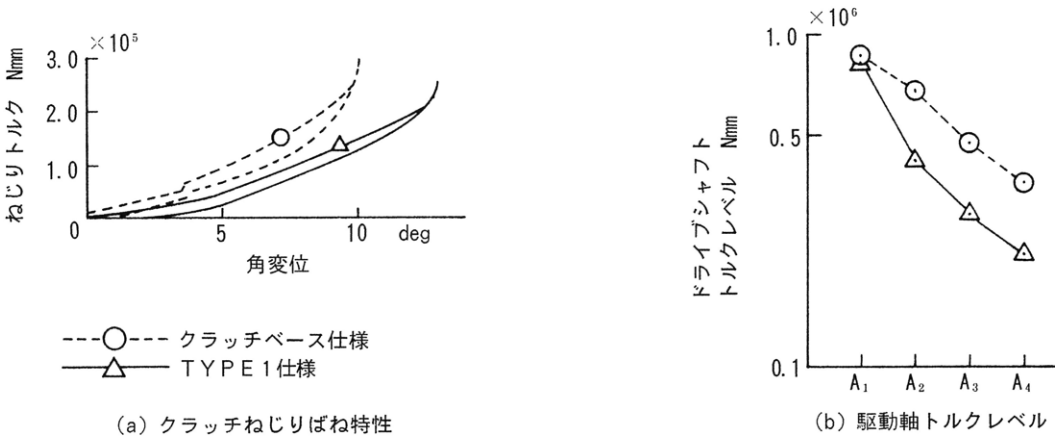



図 10　クラッチ減衰係数パラメータスタディ




(a) クラッチバネ特性　　(b) ドライブシャフトトルクレベル

図 11　クラッチ非線形ばね特性が及ぼす影響




(a) クラッチねじりばね特性　　(b) 駆動軸トルクレベル

図 12　クラッチばね特性変更テスト

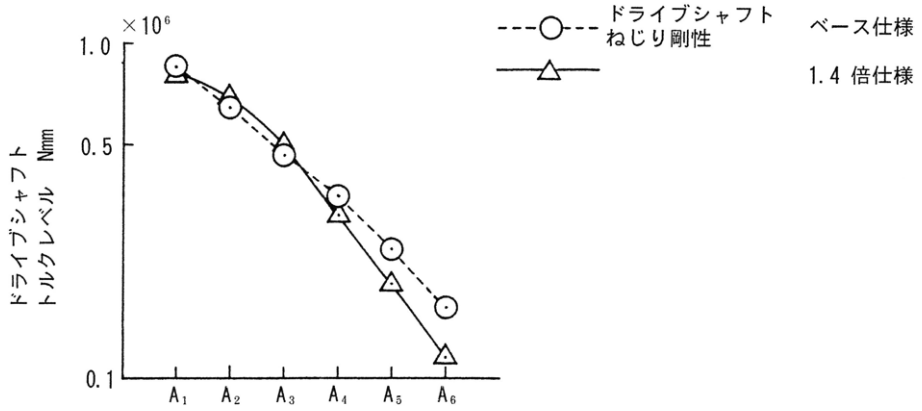



図 13　ドライブシャフトねじり剛性変更テスト

比較してテスト結果はドライブシャフトトルクの絶対値が大きい。

ドライブシャフトねじり剛性変更によるテスト結果を図13に示す。計算結果ではねじり剛性の増加によってドライブシャフトトルクの低減が一様に図れたが、テスト結果では4周期以降の収れんは改善されるものの2、3周期の応答レベルは逆に、悪化してしまう。

両者共、計算と実車テスト結果とは傾向は一致するものの精度的には十分であるとはいえない。この要因は、本解析モデルが伝達系としての駆動系のみを対象にしたものであり、ねじり振動がエンジン燃焼系に及ぼす影響を考慮していないこと、車体懸架系を含んでいないこと、駆動系ガタ要素をモデル化していないことなどのためと考えられる。

## 4. ま と め

今回、駆動系機能部品の図面緒元値や部品特性値から3次元の機構解析ソフトウェアによるモデル化を行い、低周波振動解析を行った結果、実車テストとの整合が得られ、本駆動系モデルの正当性が立証された。

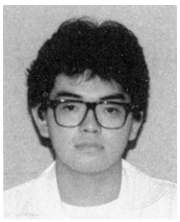
また、機構解析ソフトウェアの振動問題に対する応用性も確認できた。

今後は、駆動系ねじり振動のエンジン燃焼系へのフィードバックや、ガタ要素、車体懸架系を含んだ解析モデルへのステップアップを行い、より精度向上を図ったシミュレーションへと発展させていく必要がある。

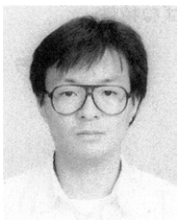
## 5. 参 考 文 献

(1) 森村、南、土屋:エンジン出力特性と駆動系非線形特性が車両振動に与える影響、自動車技術会学術講演会前刷集852(昭和60年11月)
(2) 藤原、森村:アクセルペダル操作時の車両前後振動について、自動車技術 Vol. 40, No.12, 1986
(3) 河野、森元、居倉:過渡状態におけるサージ現象の解析、自動車技術会学術講演会前刷集No.802(昭和56年10月)
(4) 吉川、馬越、田中:エンジンマウントに関する振動解析、自動車技術 Vol. 39, No.12, 1985
(5) 小笠原ほか:車両の加速ショックに関する考察、自動車技術会論文集 No.33, 1986

■著　者■



酒 井 竜 英



森　　勝 則

# 境界要素法によるエンジン部品設計システム

Engine Component Design System using Boundary Element Method

杉田順一* 伊藤保* 阿部智也*
Junichi Sugita Tamotsu Ito Tomoya Abe

## 要旨

エンジン部品の構造解析には、有限要素法(FEM)を用いた手法が現在広く利用され、開発段階での適用も増えている。しかしながら、この手法には複雑な三次元形状部品の解析で、非常に多くのモデル作成工数を要するという問題点がある。このため、設計現場に於いて十分にその力を発揮できない場合が多い。

そこで、モデル作成に要する工数が少なく、モデルの形状変更も容易な境界要素法(BEM)と独自のプリ／ポスト・プロセッサを組合せ、新しいエンジン部品設計システムを開発した。

新システムでは、従来BEMの問題点とされてきた計算に要する膨大なメモリ量と計算時間を、プログラム改善により削減した。さらにプリ／ポスト・プロセッサは、CADシステムと連動させた対話型操作を取入れ、操作性の向上をはかった。

システムをコネクティングロッドの解析に適用し、実測値との比較検証を行い、システムが十分な解析精度を持つことが確認できた。更に、軽量化コネクティングロッドの開発に応用し、システムの有効性を実証した。

## ABSTRACT

Analyses through the Finite Element Method (FEM) are widely utilized for the design and evaluation of engine parts. However, it requires a long time to produce models with complicated three-dimensional profiles. Due to this disadvantage, it is difficult to use the FEM system in the development stages.

We developed a new design system combining the Boundary Element Method (BEM) with a pre/post-processor. BEM takes a shorter period of time to produce models and is more flexible in making design modifications of the developed model. We modified the BEM analysis software to reduce its memory and time needed for calculations for practical use. We also adopted an interactive pre/post-processor, which works in conjunction with the Computer Aided Design (CAD) system, and upgraded the user interface.

The system was applied to analyzing connecting rods during the design stage, and, compared with actual component measurements, proved accurate in its analysis. It was further employed successfully in the development of a new lightweight connecting rod.

## 1．まえがき

エンジンの高回転・高出力化に伴い、機能部品への高い耐久信頼性と軽量化の要求がますます高まっている。同時に、多様化するユーザー・ニーズに柔軟に対応するため、多種多様のエンジンを、より短時間で開発しなければならなくなってきている。これらの要求を満たすためには、コンピュータを活用した構造解析による、性能、品質と開

＊和光研究所



https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1990_2_18

発効率の向上が必須となっている。

しかしながら、エンジン開発段階で構造解析を使いこなし、大きな効果をあげている事例は、あまり多いとは言えないのが実状の様である。これは、現在構造解析に最も多く用いられているFEMが、ピストン、コネクティングロッド等の複雑な三次元形状を持つエンジン部品の解析に於いて、モデルの作成、形状変更に多大な工数を要し、あるいは特殊な技能が必要となる等の問題を抱えているためである。このため、多くのFEMシステムでは、モデル作成工数削減の為に、形状パラメータ入力による専用メッシュ・ジェネレータが用いられ成果をあげている[(1)(2)]。しかしながらこの方法は、対象とするモデルが限定されるため汎用性に乏しく、設計形状を十分にモデル化できない場合が少なくない。加えて、FEMモデルのデータは膨大であり、モデルの形状変更は相当困難で煩雑な作業となるという問題点もある。

我々はこれらの問題点を解決し、設計者が道具として使いこなせる構造解析システムの開発を以下の項目を目標として行った。

- 任意形状の部品が解析可能である事。
- 解析用モデル作成工数が大幅に削減できる事。
- モデル作成から結果の評価まで、一貫して使い易く信頼性のあること

我々はこれらの目標に対して、近年エンジン部品の解析に於ける優位性が報告され始めたBEM[(3)(4)]を用いることを試みた。さらに、CADシステムとリンクしたプリ／ポスト・プロセッサを開発し、ユーザー・インターフェースに優れたシステムを開発した。これらにより、設計形状検討からモデル作成、解析結果の評価まで一貫して使用できる開発設計向きのシステムとすることができた。

## 2. 解析システム

BEM解析システムは図1に示す様に、CADシステム、プリ／ポスト・プロセッサ、BEMソフトウエアにより構成されている。各々の特徴と機能を以下に述べる。

### 2.1. BEMの優位性

近年エンジン部品等の構造解析にBEMが適用されるケースが増えており[(5)(6)]、構造解析手法の主流のひとつとなりつつある。これは、BEMがFEMと比較し表1に示す様に、モデルデータ作成上、いくつかの優れた特徴を持つ為である。

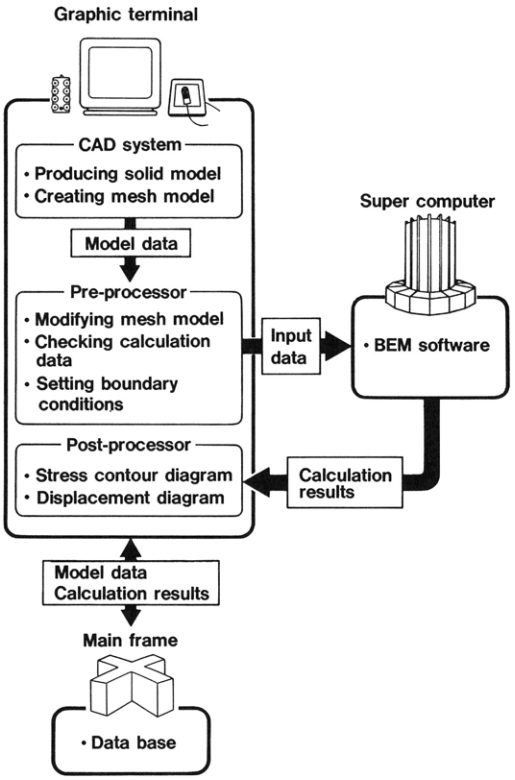



図1　システム構成

表1　BEMとFEMの比較

| | BEM | FEM |
|---|---|---|
| 要　素 | 表面要素のみ | 内部要素必要 |
| 入力データ | 少ない、単純 | 多い、複雑 |
| マトリックス | 非対称<br>フルマトリクス | 対　称<br>バンドマトリクス |
| 計算時間 | 長　い | 短　い |
| 適した分野 | 弾性解析<br>無限領域 | 弾塑性解析<br>動解析 |
| 市販ソフト | 少ない | 多　い |
| 理　論 | 複　雑 | 単　純 |

第一に、BEMモデルは、モデル内部のエレメントデータを必要とせず、表面データのみで解析可能である。このため、モデルの作成・形状変更等に要する工数が削減できる。一例として必要十分な計算精度を得るために必要なモデルの作成工数の比較を図2に示す。ピストン、クランクシャフト等の様な複雑な曲面で構成された部品では、BEMを使用することにより短時間でモデルが作成でき、この効果が顕著である事がわかる。

第二に、FEM解析ではモデル作成作業の煩雑さが障害となって解析を断念していた部分も、BEMでは詳細なモデルが容易に作成でき、解析が可能である。図3にBEMシステムを用いて作成したクランクシャフトのモデルを示す。応力集中部であるフィレットRやオイル穴部のメッシュ

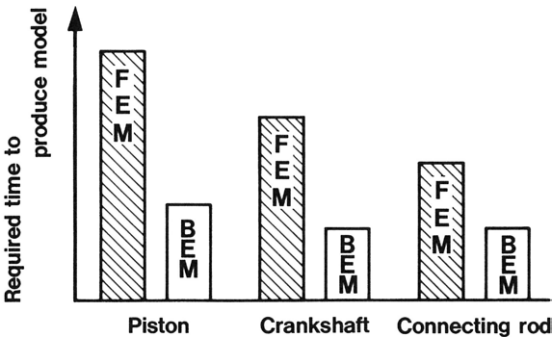



図2　モデル作成工数の比較

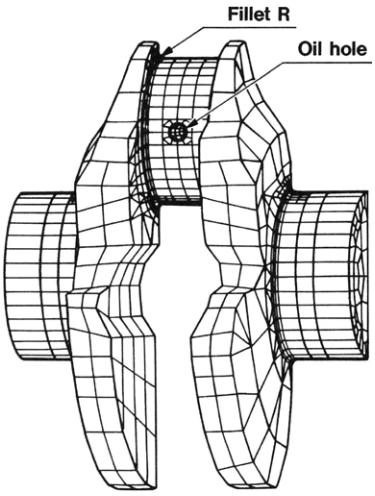



図3　BEMクランクシャフトモデル

が充分に細分化でき、より正確に形状を表せていることがわかる。これらの長所に加え、BEMは、オートメッシュジェネレータの開発がFEMに比べ技術的に容易である。また、より応答性が向上するといった長所がある。

### 2.2. CADシステム

一般に構造解析に於ける作業工数の多くは、解析対象部品のモデル作成作業に費やされており、CADシステムの性能は解析工数を大きく左右する。さらに、エンジン設計者に設計の道具として

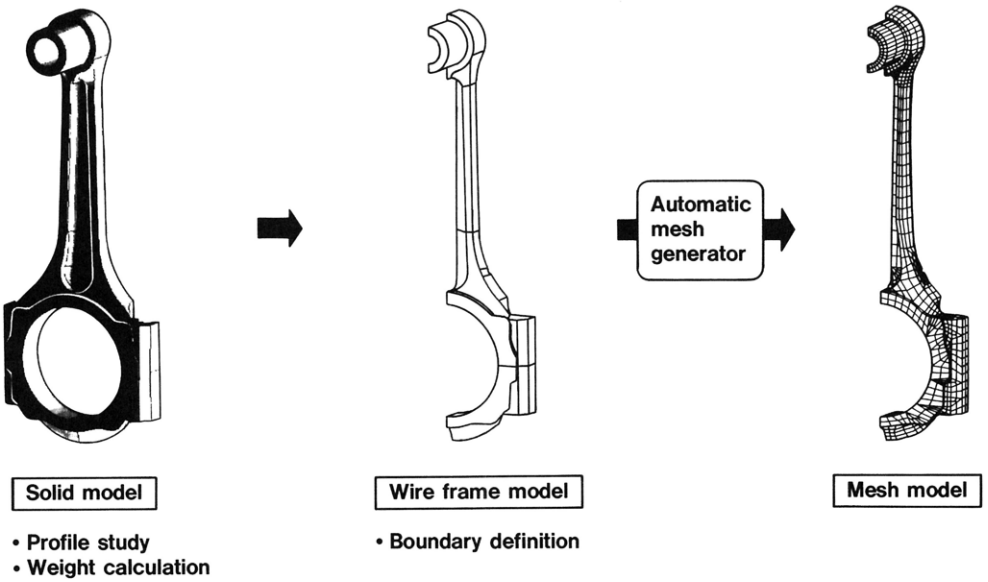



図4　BEMモデルの作成過程

広く使用されることを考慮すると、新しく開発したシステムは、新たにトレーニングする必要のない、使い慣れた既存CADシステムの延長であることが望まれる。

そこでモデルの三次元形状表現や、メッシュ分割作業の基本となるシステムには、設計者が三次元設計に通常使用している汎用CADシステムCATIA[7]を用いることとした。これにより三次元形状表現には、CATIAのソリッドモデラ機能を利用することができる。また、メッシュ分割作業は、自社開発しCATIAに組み込んだオートメッシュ・ジェネレータによって行うことができる様にした。これらにより全ての作業は、CATIAの対話操作機能のままに、作業状況を視覚的に確認しながら進めることができる。さらに、CAD／CAEデータの共有化も可能となり、より効率良く解析が進める事ができる様になった。

図4にモデル作成過程の一例を示す。設計者はまず、デザインした形状をグラフィック・ターミナルに表示し、三次元的に検討しながらソリッドモデルを作成する。この時同時に、CATIAの解析機能を利用して重量や重心位置等の検討がなされる。次に、このモデルの表面に輪郭を表すワイヤーフレームを作成し、これをもとにオートメッシュ・ジェネレータで要素を自動生成してメッシュモデルを作成する。

### 2.3. プリ／ポスト・プロセッサ

プリ／ポスト・プロセッサは表2に示す様に、CADシステムにより作成されたメッシュモデルのチェック・修正機能、境界条件の設定機能、計算結果の表示機能等を充分に取り込んだ専用システムとして開発した。さらに、本プリ／ポスト・プロセッサには、特徴的機能としてBEMソフトウエアを用いる上で必要な機能や開発設計時に作業上必要となる機能を取り入れた。

まず、BEMソフトウエアを用いる上での機能としては、設計者がモデルの内部領域を定義するために外向きに設定した各要素の法線ベクトルの方向を、自動的にチェック・修正する機能を設定した。これは、BEMの計算用データがモデル表面の要素のみによって構成されていることから必要な機能である。また、解析精度に大きな影響を及ぼす分割要素のアスペクト比、及び隣接要素間の大きさの比（グレーディング）についても設定した限界値に対して自動的にチェック・修正を行う機能を持たせた。

表2　プリ／ポスト・プロセッサの機能

1．プリ・プロセッサ機能
モデルのチェック・修正
- アスペクト比
- グレーディング
- 法線ベクトル
- スケーリング

計算条件の設定
- 荷　重
- 境界条件
- 材料物性値
- 領域分割

2．ポスト・プロセッサ機能
- 表面応力表示
- 応力ベクトル図表示
- 温度分布表示
- 変位量表示

また、開発設計に於いては、簡潔な操作を要求されるため、プリ／ポスト・プロセッサの操作を極力CADシステムと統一されたものとする必要があった。そこで、モデルデータを構成する節点・要素・境界条件等を全て関連づけること等により、操作はCADシステムと全く同様とした。さらに、歪ゲージにより得られた実測応力値との比較のため、モデル表面での主応力値を表示できる機能を持たせた。

### 2.4. 解析ソフトウエア

システムの構成に於いて最も重要な部分を占める解析ソフトにはC．M．BEASY社の開発した境界要素法ソフトウエアBEASY[8]を使用した。このソフトは表3に示す様に多くの解析機能を持ち、静的な応力解析を行う上では極めて有

表３　BEASY の解析機能

| |
|---|
| 1．解析の種類 |
| • 弾性解析 |
| • 熱解析 |
| • 熱応力解析 |
| 2．計算条件 |
| 応力解析 |
| • 等分布荷重 |
| • 加速度及び回転力 |
| • 変位量 |
| • バネ要素、滑り要素 |
| 熱解析 |
| • 境界熱流動 |
| • 温度分布 |

効であることが知られている。しかしながら、これを本システムで実用化するためにはいくつかの問題点があった。BEM ソフトウエアは、三次元モデルの解析に非常に多くの計算時間とメモリ量を必要とする。このため、高速演算処理と大容量メモリを確保できるコンピュータを用いる必要があった。そこで、スーパーコンピュータを使用することとしたが、それでも導入時は小規模のモデルしか取り扱うことができず、計算時間も長いなど、実用できるレベルではなかった。

そこで、これらの問題を解決するため、C．M．BEASY 社との共同開発により以下に示す様な改善を行った。

・プログラムの I／O の改善とコンピュータのバッファ・メモリの利用による実行時間の短縮
・メモリ使用法の最適化とモデルの部分領域分割によるメモリ数削減

これらの改善により BEM ソフトウエアを実際のエンジン部品の解析に実用可能なレベルとすることができた。

## 3．システム適用例

本システムをコネクティングロッド（以下コンロッドと略す）の解析に適用し、実用性の検討を試みた。通常コンロッドの開発は、まず複数案の机上検討の後、コンロッド単体で引張り・圧縮テストを行って強度・剛性を評価する。その後、単体でのテストを満足したものに対して実機耐久テストを行う、というプロセスをとっている。そこで、

① 単体テストを模擬した静的解析
② 慣性力を考慮し実機テストを模擬した疑似動的解析

を行い、実用性を評価した。

また、システムの応用例として、

③ 軽量コンロッドの検討

を行った。

### 3.1．静的解析

図５に、コンロッドのソリッドモデルとメッシュモデルをそれぞれ示す。ソリッドモデルは、実物の形状を正確に表しており、重量誤差も僅かであった。メッシュモデルはソリッドモデルをベースに対称性を利用し 1／4 モデルとして作成し、オイルジェット穴等の詳細な部分も正確に表した。またモデルは、ロッド部、キャップ部、コンロッドボルトを一体とし、ピストンピンは小端部への圧入を考慮するため、別領域として定義した。

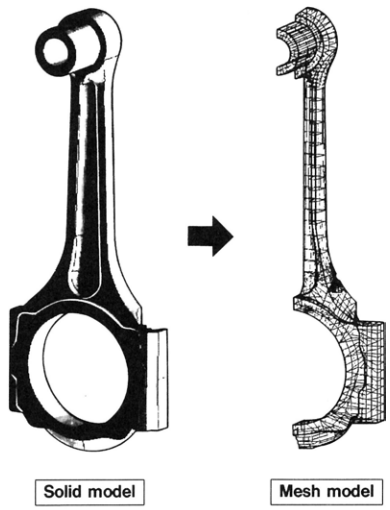



図５　コネクティングロッド解析モデル

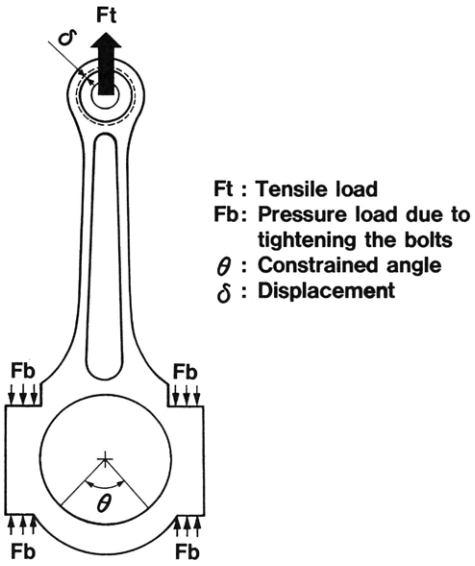



図６　静解析での境界条件

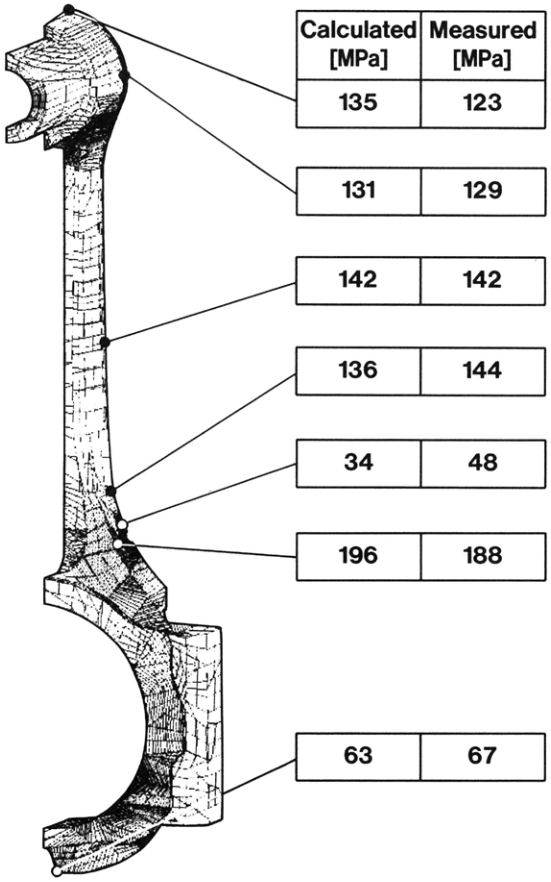
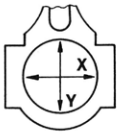



図７　静解析での最大主応力分布図
及び計算応力値と実測値の比較

表４　大端軸受部変形量




| | Displacement [μm] | |
|---|---|---|
| | X | Y |
| Calculated value | 40 | 52 |
| Measured value | 41 | 56 |

図6 に、静的な引張り荷重を加えた場合のコンロッド解析の境界条件を示す。

- キャップ部分のクランクピンと接触する範囲（θ）を拘束してピストン引張り力（Ft）を負荷する。
- ボルトによる締め付け軸力（Fb）を、ボルト、ナット座面に均一荷重として負荷する。
- 小端部の圧力応力を表現するため、ピストンピン圧入時相当の強制変位（δ）を与える。

図7 に計算により得られた最大主応力の分布図と、各部の計算応力値と実測値の比較を示す。主応力の分布図からは、小端部付け根やオイルジェット穴廻りに応力が集中していることがわかる。また、計算値と実測値はロッド部、大端部に加え、オイルジェット穴廻りの応力集中も良い一致を示していることがわかる。表4 に、この時の大端軸受部の変形量を示す。大端軸受部の変形量は、クランクピンの潤滑に大きな影響を持つことから開発に於ける重要な要素となるが、この値についても良い一致を示している。

これらのことから、静的状態でのコンロッドの強度･剛性が本システムにより予測できることがわかった。

### 3.2. 疑似動的解析

コンロッド自身の運動により生ずる分布慣性力を考慮することにより、より実際の運転状態に近い、擬似動的な BEM 解析を行った。

図8 に計算の境界条件を示す。

- 引張り力として、各回転数におけるピストン、ピストンリングによる慣性荷重を、圧縮力と

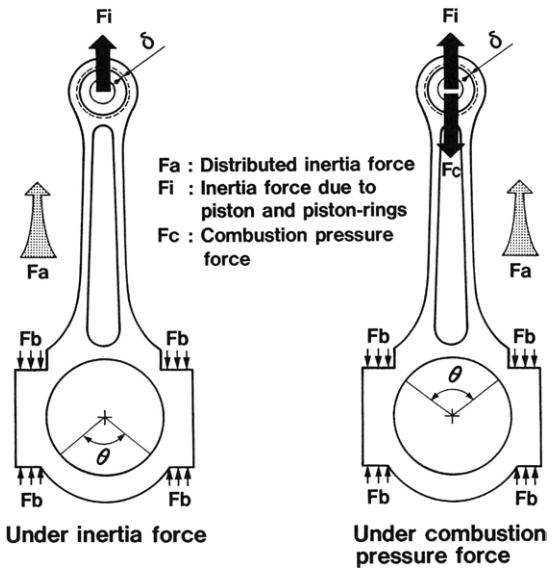



図８　擬似動分解での境界条件

して、爆発荷重を、それぞれピストンに負荷する。

・コンロッド自体に分布慣性力を与える。

・荷重条件に応じてロッド側（大端部上側）あるいはキャップ側（大端部下側）を拘束する。

これらの境界条件を用いて計算を行い、最大応力振幅（σa）、及び平均応力（σm）を求める。また、計算結果との比較検証のため、実際のコンロッドの応力測定を、抵抗線歪みゲージを使用して行った。運転中のコンロッドからの信号の取出しには、図９に示すようなリンク装置を用いた。供試エンジンの主要諸元を表５に示す。

表５　供試エンジン主要諸元

| | |
|---|---|
| シリンダ配置 | 直列４気筒 |
| 内　径 | 81 mm |
| 行　程 | 95 mm |
| 総排気量 | 1958 cm³ |
| 最高回転数 | 6500 rpm |
| コネクティングロッド重量 | 520 gram |
| コネクティングロッド中心間距離 | 141.7 mm |

図10に、設計限度線図上で計算応力値と実測値を比較した結果を示す。なお、設計限度線は材料の疲労限度と実機耐久テストの結果にもとづいて設定した安全率から求めている。図から、応力が大きくほぼ設計限度いっぱいの値となっている大端肩部を除き、他の部分は設計限度に対し余裕があることがわかる。また、実測値と計算値は良い一致を示している。

このことから、擬似動的解析は、実機におけるコンロッドの耐久性評価に対し有効であることがわかった。

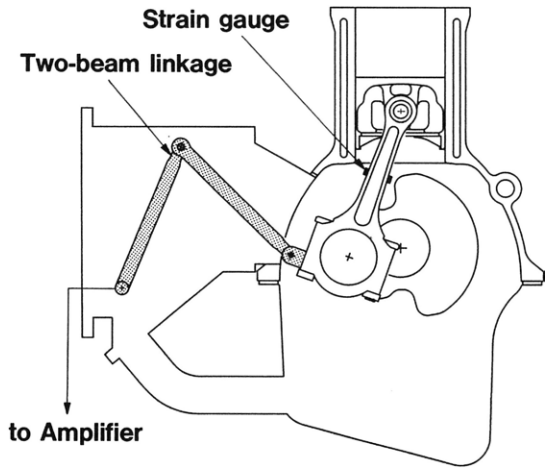



図９　リンク装置

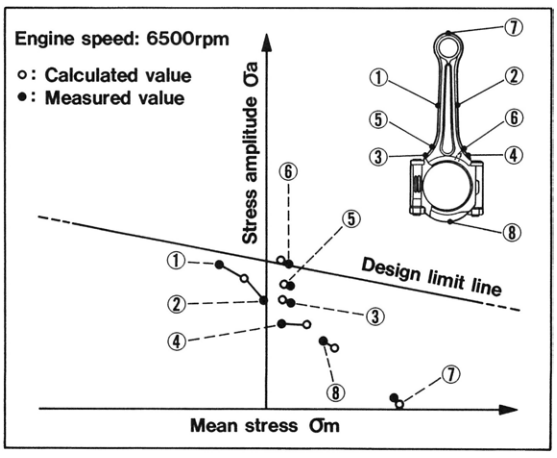



図10　擬似動解析での計算応力値と実測値の比較

### 3.3. 軽量コンロッド

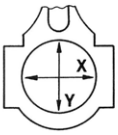
本システムの応用例として、コンロッドの軽量化への応用を試みた。軽量化検討の過程では、本システムの特徴である形状表現の柔軟さ、モデル形状変更の容易さを生かし、多数の形状の検討を行った。

図11 に大端部形状検討の特徴的な例を示す。ケース１は、軽量化効果は大きいが、荷重を受けた場合のベアリング保持面の変形状態が悪く、潤滑悪化が推定される。このため、ケース１に比べ軽量化効果は小さいが変形状態の良好なケース２を選択すべきであることがわかる。図12 にケース２をもとに実際に設計、製作した軽量コンロッドを示す。薄肉Ｉ型断面にロッド部、２本リブ断面の大端部等により可能な限り各部の軽量化を行い、最終的に約 20% の軽量化を達成することができた。



図 12　軽量コネクティングロッド

表６　大端軸受部変形量計算値




| | Displacement [μm] | |
|---|---|---|
| | X | Y |
| Lightweight connecting rod | 43 | 53 |
| Original connecting rod | 40 | 52 |

表6 に引っ張り荷重作用時の大端円環部変形量の計算結果を示す。軽量化を行っても変形量はオリジナルのコンロッドとほぼ同等となっており、形状による剛性補換がなされているといえる。

図13 に、実機での耐久性の評価として、計算応力値を設計限度線図上で検討した結果を示す。形状の見直しにより、各ポイントでの発生応力を設計限度以下とすることができた。

このコンロッドを実機に組み込み、耐久テストを行ったが問題は発生せず、計算による検討の妥当性を裏づける結果となった。

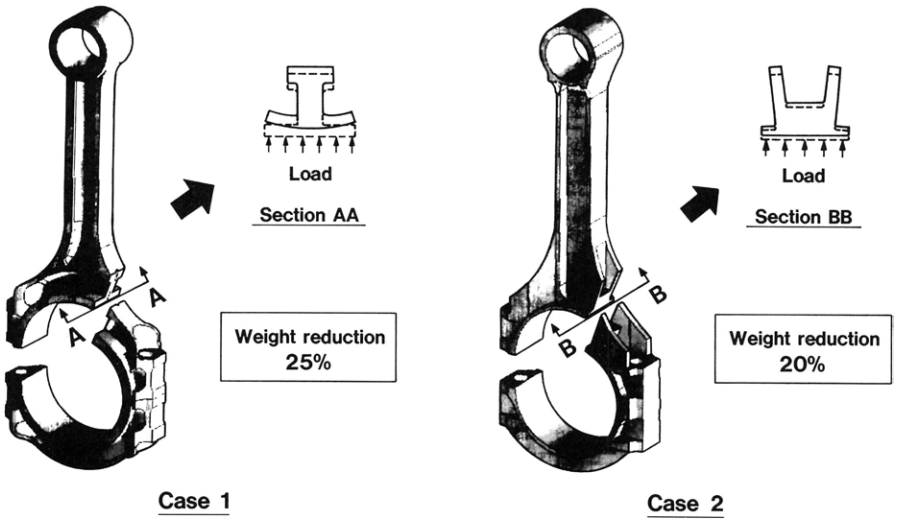



図 11　軽量コネクティングロッド形状検討例

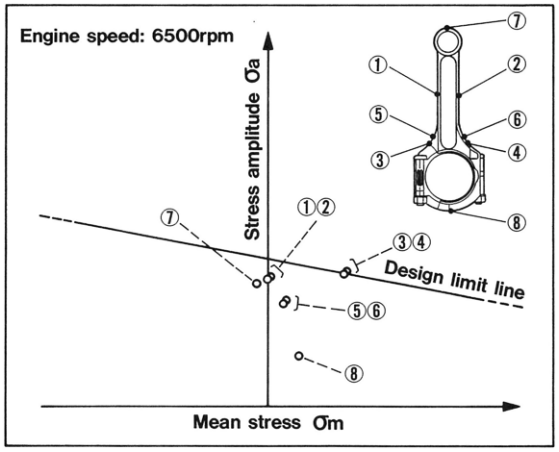



図13　軽量コネクティングロッド計算応力値

以上の解析の結果から、本システムは軽量化のための形状検討等に対しても有効であり、より柔軟な設計検討を可能とするものであることが確認できた。

## 4. まとめ

(1) 境界要素法（BEM）を用いた、構造解析システムを開発した。このシステムにより任意の三次元形状のエンジン部品が短時間でモデル化でき、より詳細な解析が可能となった。

(2) CADシステムと連動したプリ／ポスト・プロセッサの開発により、システム全体の操作性を大幅に向上させることができた。これにより、構造解析を開発設計での有効なツールとすることができた。

(3) 本システムをコンロッドの解析に適用し、計算値と実測値の検証を行ったところ、システムが実用充分な解析精度を持っていることが確認できた。

(4) コンロッドの軽量化に応用し、20％の軽量化を達成できた。これによりシステムの有効性を証明できた。

## 謝　辞

本研究にあたり多大の御協力と技術的アドバイスをいただいたC. M. BEASY社Dr. C. A. Brebbia氏、並びにIATSS中村昭壽氏に深く感謝いたします。

## 参考文献

(1) 上柿賢治、板橋利幸、“機能部品専用FEMデータジェネレータの開発”, トヨタ技術, Vol. 37, No.1, 昭和62年6月

(2) T. Hosokawa, “Development of Computer Aided Engineering for Piston Design”, SAE Paper 890775

(3) C. A. Brebbia, “Advanced Analysis of Vehicles’ Components using the BE Method”, SAE Paper 860807

(4) Robert J. Sanders, “The Application of Boundary Element Analysis to Engine Component Design”, SAE Paper 870578

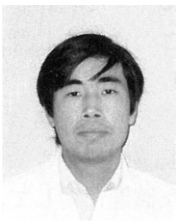
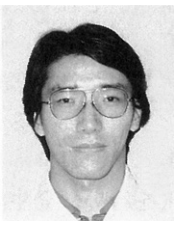
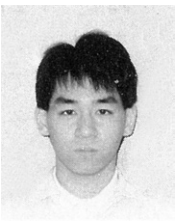
(5) M. Z. Mannan, “Stress Analysis of an Aircraft Fitting using BEASY”, Boundary Elements X Vol. 3, 1988

(6) Milan Svoboda and Walter Bauer, “Berechnung von Spannungen in den Hohlkehlen von Pkw-Kurbelwellen mit der Boundary-Element-Methode (BEM)”, MTZ 47 (1986). 3

(7) DASSAULT SYSTEMES, “CATIA 3D design Interactive Functions Reference Manual Version 3, March 1988”

(8) Computational Mechanics BEASY LTD., “BEASY USER GUIDE”

■著　者■

杉田順一　伊藤保　阿部智也

# 電子制御回路の FMEA シミュレータ開発

FMEA SIMULATOR for Electronic Control Units

川　合　　誠*　有　吉　敏　明*
Makoto Kawai　Toshiaki Ariyoshi

## 要　旨

近年、車載用電子制御ユニットは増加の一途をたどる一方、高信頼設計を求める声も一層高まってきている。こうした動向に対して、電子制御回路のＦＭＥＡ(Failure Mode and Effects Analysis)を高精度かつ迅速に実施する事が必要となってきた。

本論文は、この様なニーズに対応すべく開発した、電子制御回路のＦＭＥＡ動作解析を高い精度で自動シミュレーションを行うシステムについて紹介するものである。

## ABSTRACT

As car-installed electronic control circuits are increasingly adopted, the needs for high reliability design have become highlighted. To meet such demands, a precise and quick process to perform failure mode and effects analysis (FMEA) has become essential.

This paper presents a system we have developed for automatically simulating FMEA for electronic control circuits with high precision.

## 1. 開発の背景

電子制御回路（ＥＣＵ）のＦＭＥＡを実施する為には全ての回路構成部品に対して、考えられる故障モードを設定し、それぞれのモードで回路動作を解析する必要がある。従来はこの作業を設計者が手計算で行っていた為、ＥＣＵ設計開発のフローの中で多くの工数を要するＦＭＥＡを何度も実施することは難しく、最終的に回路が決定された後で、ＦＭＥＡを行い、発生した問題に対して、対策を実施してきた。

近年、車載用電子制御回路の適用増大と、システムの高度化に伴う電子制御回路の複雑化に対して、信頼性の高い設計を迅速に行う為に、回路設計の初期段階からＦＭＥＡ結果を設計者に提供することが必要となった。

## 2. 開発のねらい

電子制御回路のＦＭＥＡを実施するには、莫大な故障モードについて逐次シミュレーションを行う必要がある。

従来の回路シミュレータは基本的に１つの回路に会話形式で入力条件を与え、１つのシミュレーション結果を出力するだけであった。

これに対して、新たに開発したＦＭＥＡシミュレータ・システムは対象回路に対して、構成部品に想定される全ての故障モードを１つずつ自動注入し、連続して、シミュレーションができることを特徴とする。

開発のねらいは以下に述べる通りである。

(1) 各回路部品に故障モードを設定して、モード毎に自動的にシミュレーションが可能なこと。

＊朝霞北研究所



https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1990_2_19

(2) 故障モード一覧表（FMEA シート）から自動的に故障率計算表が作成可能なこと。
(3) データの保守、改訂が容易にできること。
(4) 開発効率の向上が可能なこと。
(5) 操作が容易であること。

## 3. システム構成

電子制御回路のFMEAシミュレータのベースとなるシステム選定の為にベンチマーク・テストを実施し、デジタル・アナログ混成回路シミュレーションが可能なシステムを選んだ。

FMEAシミュレータは上記ベース・システムにFMEA自動解析用プログラムを組み込む構成となっている。

FMEA自動解析用プログラムとして新たに開発したプログラムは以下の通りである。

(1) FMEA SHEET
電子制御回路の回路構成部品に故障モードを自動的に設定し、モード設定一覧表（FMEA SHEET）を作成する。

(2) FMEA RUN
FMEA SHEETで設定した各モード毎に、故障時の回路の出力波形のシミュレーションを自動的に連続して行う。

(3) FMEA CALC
部品故障率を積算して、故障ランク毎の回路故障率計算ファイルを作成する。

(4) FMEA PRINT
FMEA SHEET及び回路故障率計算ファイルをプリントアウトする。

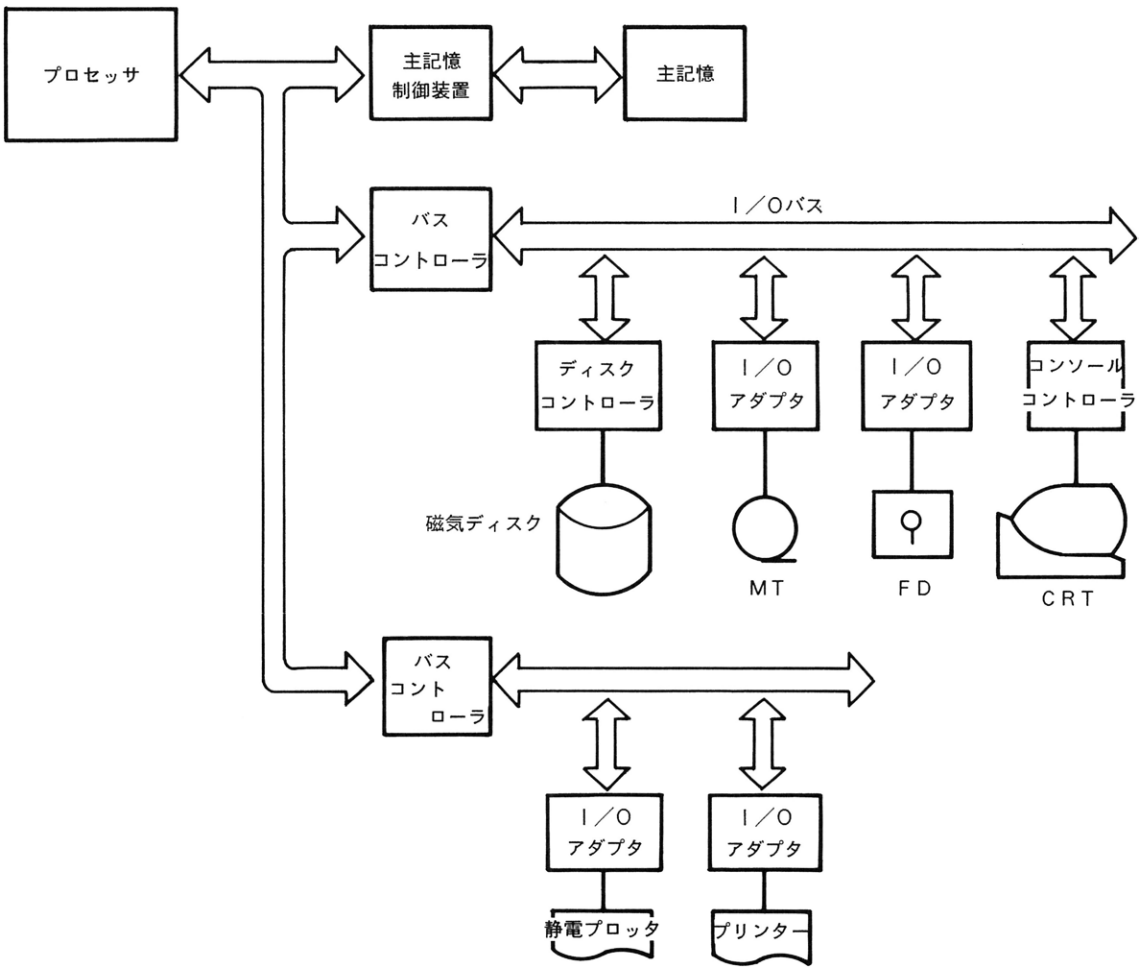



図1　ハードウエア構成

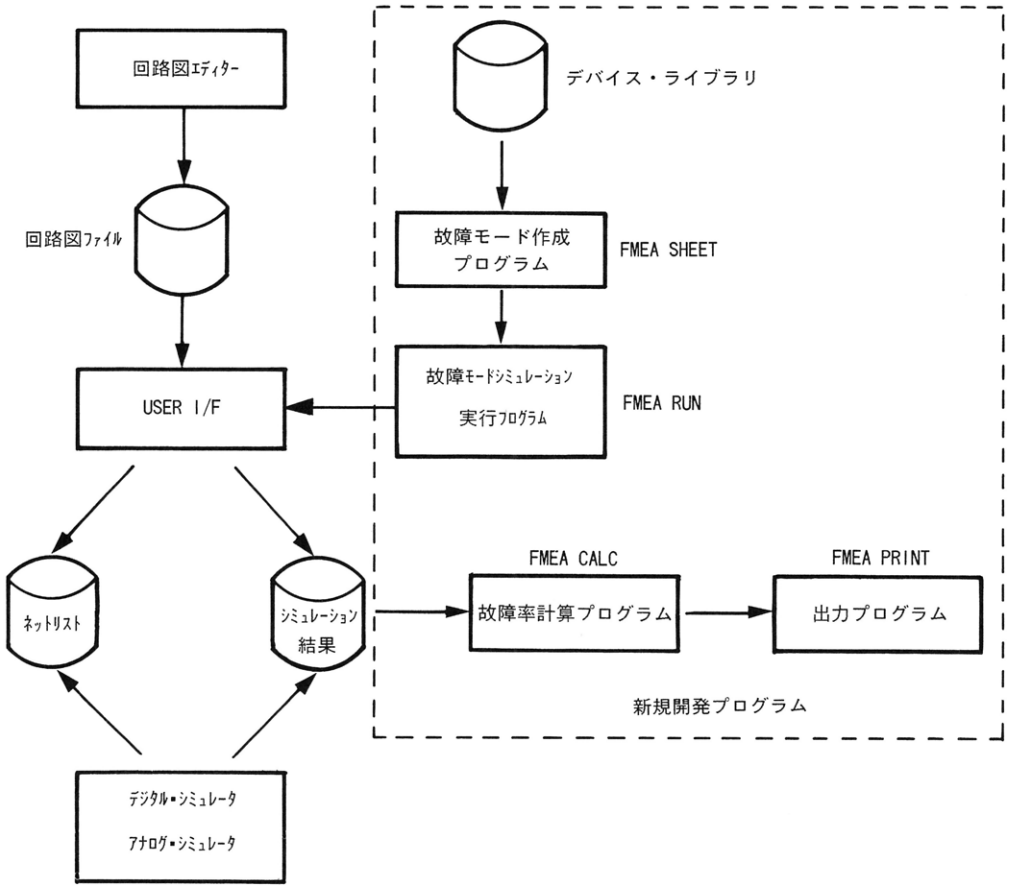



図２　ソフトウエア構成

電子制御回路のＦＭＥＡシミュレータのハードウエア･システム構成を図1 に、ソフトウエア構成を図2 に示す。

図2 において、破線で固まれた箇所が新規に開発したプログラムである。

## ４．システム機能

ＦＭＥＡシミュレータの主な機能として以下に概要と、実際の電子制御回路に適用した例を示す。

(1) 回路図入力機能

対象となる電子制御回路をＣＲＴから入力することにより、回路図データファイルを作成する。図3 に実施した回路図入力例を示す。

この回路は入力（ＩＮ）に印加される電圧のＯＮ･ＯＦＦによって、ソレノイドを駆動するための電流（ＯＵＴ）を制御するものである。

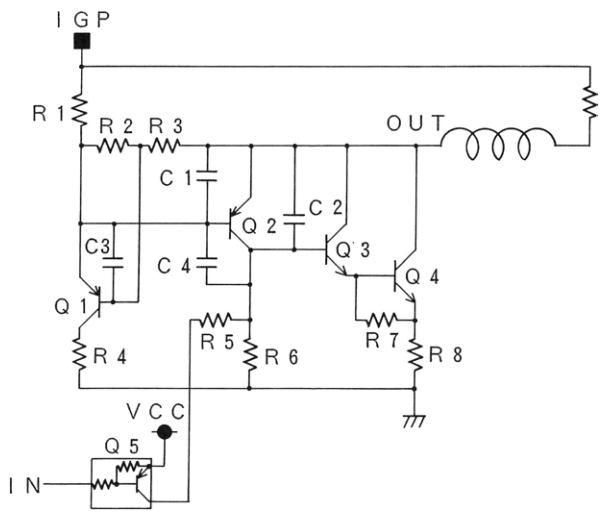



図３　電子制御回路図入力例

(2) FMEAデータ・シート・ファイル作成機能

回路に含まれる全ての部品の故障モードを抽出し、FMEAデータシート・ファイルを作成する。作成されたファイルは、自動故障モード・シミュレーション（FMEA RUN）と、故障率計算（FMEA CALC）で使用する。

図4に、実施例でのFMEAデータ・シート出力例を示す。実施例では故障モードとしては抵抗、コンデンサーにはピン間ショート、オープンをトランジスタにはコレクタ、ベース、エミッタ各ピン・オープン及び各ピン間ショートを想定した。

(3) 入出力条件設定機能

故障モード・シミュレーションを実行する前に、入力波形、シミュレーション・モードと出力波形の各条件をテキスト・エディタ（編集機能）を使って、マニュアルで設定する。

ⅰ）入力パターンの設定項目
- 入力ノード指定
- 入力波高値指定
- 時間軸レンジ指定
- シミュレーション時間指定

ⅱ）シミュレーション・モードの設定項目
- 定常解析
- 過渡解析
- デジタル・アナログ混在解析

ⅲ）出力波形の設定項目
- 出力ノード指定
- 電圧出力レンジ指定
- 電流出力レンジ指定

(4) 自動故障モード・シミュレーション機能

FMEA RUNは対象回路に1つずつ故障を想定し、逐次、故障を含んだ回路のシミュレーションを行って、結果をプロッターに出力する機能を有する。

バッチで自動シミュレーションを実施する時、回路が発振した場合など1モードのシミュレーション時間を多大に要し、所定時間内にシミュレーションを終了できないことが起きる。その為、FMEA RUNでは各シミュレーションの実行時間を監視し、設定時間を越えた場合、そのシミュレーションを自動的に中断し、メッセージを出力してから、次の故障モード・シミュレーション処理に移行する機能を有している。

| 部品番号 | 部品名 | 故障モード | 予想現象 | 故障ランク | | | | 診断表示 | | 重要度 | 備考 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | 1 | 2 | 3 | 4 | F／S | WRN | | |
| C1 | | Pin short | | | | | | | | | |
| | | Pin open | | | | | | | | | |
| C2 | | Pin short | | | | | | | | | |
| | | Pin open | | | | | | | | | |
| C3 | | Pin short | | | | | | | | | |
| | | Pin open | | | | | | | | | |
| C4 | | Pin short | | | | | | | | | |
| | | Pin open | | | | | | | | | |
| Q1 | | Cpin Epin short | | | | | | | | | |
| | | Bpin Epin short | | | | | | | | | |
| | | Cpin Bpin short | | | | | | | | | |
| | | Cpin open | | | | | | | | | |
| | | Bpin open | | | | | | | | | |
| | | Epin open | | | | | | | | | |
| Q2 | | Cpin Epin short | | | | | | | | | |

図4　FMEAデータ・シート出力例

図５に自動故障モード･シミュレーション結果の実施例を示す。ここでは、ノイズ吸収トランジスタの故障により、ソレノイドから発生するサージが出力段トランジスタのコレクタ出力に現われている。

(5) 故障ランク入力機能

CRT 画面上に FMEA データ･シートを表示し、設計者がテキスト･エディタを用いて、故障ランクを入力することにより、FMEA データ･シート･ファイルに故障ランク･データを追加する。

故障ランクを入力した実施例を図６に示す。図中、故障ランク･１から４は故障の及ぼす車輌への影響の程度を示している。

(6) 故障率算出機能

FMEA CALC は FMEA データ･シート･ファイルと、部品定義ファイルから、自動的に故障率を計算して、故障率計算ファイルを作成する機能を有する。故障率計算ファイルには部品毎のランク別故障数の集計と、ランク別故障率の集計が記述されている。

ランク別故障率は以下の計算式により算出する。

$$\text{ランク別故障率} = \frac{\text{ランク故障モード数}}{\text{部品の故障モード総数}} \times (\text{部品の故障率})$$

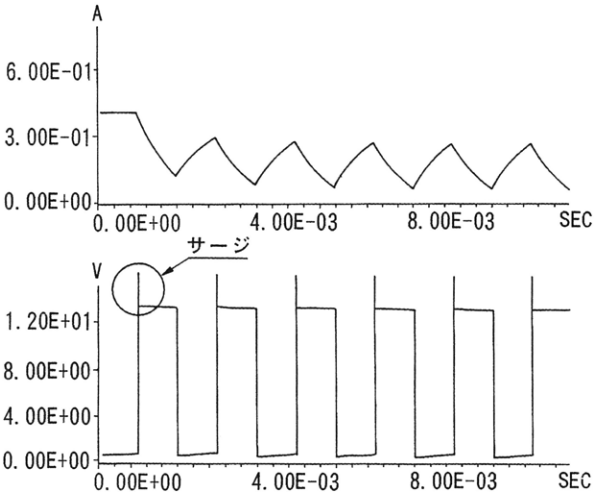



図５　故障モード・シミュレーション結果例

| 部品番号 | 部品名 | 故障モード | 予想現象 | 故障ランク | | | | 診断表示 | | 重要度 | 備考 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | 1 | 2 | 3 | 4 | F／S | WRN | | |
| C1 | | Pin short | | | | | * | | | | |
| | | Pin open | | | | | * | | | | |
| C2 | | Pin short | | | * | | | | | | |
| | | Pin open | | | | | * | | | | |
| C3 | | Pin short | | | | | * | | | | |
| | | Pin open | | | | | * | | | | |
| C4 | | Pin short | | | * | | | | | | |
| | | Pin open | | | | | * | | | | |
| Q1 | | Cpin Epin short | | | | | * | | | | |
| | | Bpin Epin short | | | | | * | | | | |
| | | Cpin Bpin short | | | | | * | | | | |
| | | Cpin open | | | | | * | | | | |
| | | Bpin open | | | | | * | | | | |
| | | Epin open | | | | | * | | | | |
| Q2 | | Cpin Epin short | | | * | | | | | | |

図６　故障ランク入力例

| 種別 | 部品名 | 部品点数 | 重要ランク数 | | | 故障率 | ランク別故障率 | | | TOTAL故障率 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | 1 | 2 | 3 | | 1 | 2 | 3 | |
| | A | 7 | 0 | 0 | 0 | 0.1 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 |
| | B | 1 | 0 | 1 | 0 | 0.1 | 0.0 | 0.1 | 0.0 | 0.1 |
| | C | 4 | 0 | 2 | 0 | 0.2 | 0.0 | 0.1 | 0.0 | 0.1 |
| | D | 2 | 0 | 2 | 0 | 3.7 | 0.0 | 0.6 | 0.0 | 0.6 |
| | E | 1 | 0 | 2 | 0 | 1.4 | 0.0 | 0.5 | 0.0 | 0.5 |
| | F | 1 | 0 | 1 | 0 | 1.6 | 0.0 | 0.3 | 0.0 | 0.3 |
| | G | 1 | 0 | 2 | 0 | 4.8 | 0.0 | 1.6 | 0.0 | 1.6 |
| | | | | | | | | | | |
| | 小計 | | | | | | 0.0 | 3.2 | 0.0 | 3.2 |
| | 合計 | | | | | | 0.0 | 3.2 | 0.0 | 3.2 |

図7　故障率計算表出力例

(7) 故障率計算表出力機能

FMEA PRINTはFMEAデータ・シート・ファイルと、FMEA故障率計算表ファイルの内容を編集して、故障率計算表をプリント・アウトする機能を有する。

図7に、実施した回路の故障率計算結果を提示する。故障率計算表には、図に示す様に、部品名・部品点数、故障時の実車への影響を重要性からランク分けし、それぞれのランクの個数を表示する重要ランク数、部品故障率、重要ランク別の部品故障率及びトータル故障率が表示される。ここでは、実車への影響がほとんどない故障ランク4は省いている。

## 5. 結　　論

以上述べた様に電子制御回路のFMEAシミュレーションを自動的に行うシステムを開発した。

これによって、当初の開発の狙いである下記の項目が可能となった。

(1) 新規製作したプログラム(FMEA SHEET, FMEA RUN)によって、回路各部品に故障モードを設定して、モード毎に自動シミュレーションを行うことができる。

(2) FMEA CALC, FMEA PRINTのプログラムにより、故障率一覧表から、故障率計算表が作成できる。

(3) FMEAシミュレータで使用する部品故障率等のデータはエディターで容易にデータの保守、改訂ができる。

(4) 昼夜自動運転により、開発効率向上が計れる。

(5) 一般の回路シミュレータと同等の操作で、電子制御回路のFMEAが実行できる。

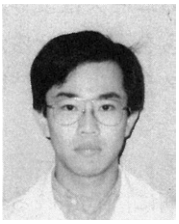
このシステムによって、ECUのFMEAを設計のごく初期の段階から、正確に実施することが可能となった。その結果、設計者に多大の負担をかすことなく、ECUハードウエアの信頼性を一層向上させることが可能となった。

今後は、部品ライブラリの充実と、ハードウェア高速化により、広汎な回路に対して更に迅速な適用ができるシステムに熟成してゆく考えである。

■著　者■



川　合　　誠



有　吉　敏　明

# 有限要素法を使用した磁場解析シミュレーション

Magnetic Field Estimation by Finite Element Method

鹿野俊哉* 栗林裕* 永野信輔*
Toshiya Shikano Hiroshi Kuribayashi Shinsuke Nagano

## 要旨

近年の車載エレクトロニクスシステムの高度化に伴い、これを構成しているセンサ、アクチュエータも進化し、システムとの適合性、制御の容易さなどから磁気応用センサ、アクチュエータが数多く使用されるようになってきた。しかし従来、これらの磁気応用部品の開発には、設計段階で磁気的な性能を正確に予測できる手段が不十分で、簡易的な机上計算により仕様を絞り込み、実験で確認する手法をとらざるを得なかった。有限要素法(FEM)を使用した磁場解析シミュレーションはこれらの課題を解決し、開発部品の性能を設計段階で精度良く予測することを可能にした。

この磁場解析シミュレーションを開発に導入しさらに、車載した時の広範囲な温度変化が磁場へ及ぼす影響を、熱応力計算と組み合せることによって正確に予測することが可能となった。

## ABSTRACT

The advanced electronics systems equipped in automobiles of late have led to the incorporation of magnetic applications in sensors and actuators. These magnetic applications help enhance system compatibility as well as operational ease.

The development process, however, had to rely on estimation with adapted formulae followed by testing to achieve targeted functions. There were no practical means to precisely predetermine the magnetic property at design level. As a solution, use of finite element method (FEM) in magnetic field estimation was explored and proved to be capable of predicting the component specification at the design stage with a high degree of accuracy.

This magnetic field estimation process was applied to component development. It was also applied to the precision forecast of the impact of temperature fluctuations on the magnetic field with the system actually equipped to the car. This application proved feasible when combined with heat stress calculations.

## 1. まえがき

エンジンの高出力化、低燃費の実現、さらには排気有害成分の低減など、近年の自動車に対する社会のニーズはより難しい技術課題を求めている。これらを満足させるための車載のエレクトロニクスシステムは制御技術がますます高度になりつつあり、これに伴いシステムを構成する様々なセンサやアクチュエータも進化してきている。

車輌に搭載されるセンサやアクチュエータは、これらの高度なシステムに適合できる性能機能を有するだけでなく、厳しい使用環境に耐えうる信頼性が必要とされる。このため最近では、エンジンや車体の制御システムに信頼性の高い磁気を応用した部品が数多く使われるようになってきている。これらの部品の設計には磁気回路の構成要素である材料の選択、寸法形状の決定などが重要なポイントとなる。しかし、従来の設計手法は机上の簡易計算に頼るしかなく、設計段階で磁場の様

＊朝霞北研究所



https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1990_2_20

表１　MAGNA の解析機能

| 解析機能 | 計算手法 |
|---|---|
| ・静電界解析 | 電位法(3D) |
| ・静磁場解析 | Reduced Scalar法(3D)<br>Ａ－φ法（2D､AX）<br>Ｔ－Ω法（3D） |
| ・定常渦電流解析 | Ａ－φ法（2D､AX）<br>Ｔ－Ω法（3D） |
| ・非定常渦電流解析 | Ａ－φ法（2D､AX）<br>Ｔ－Ω法（3D） |

注；2D：二次元　AX：三次元軸対称　3D：三次元

子を正確に可視化･定量化できる手法の開発が急がれていた。これには、有限要素法(FEM)による磁場解析シミュレーションが有効な技術であり、多くの分野で活用されるようになった。本稿では、このコンピュータシミュレーションを磁気応用部品の開発に導入し、これが部品の仕様決定のプロセスで有効に活用できることを検証し、さらには車載時の使用環境を想定した広範囲の温度変化が性能へ及ぼす影響をもシミュレーションできるシステムを開発し、実用化できたので紹介する。

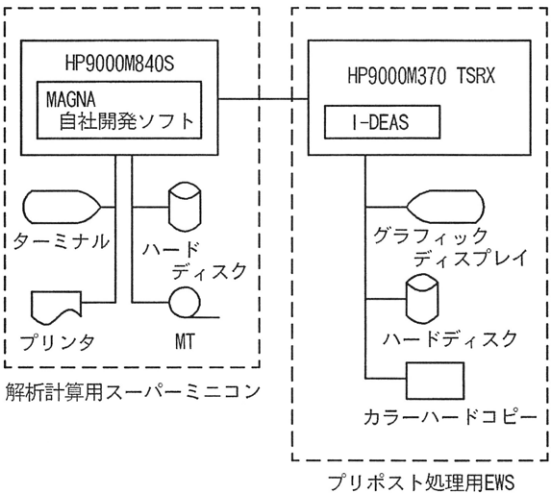



図１　システム構成

## ２．シミュレーションシステム

本シミュレーションを実施するためのハードウェアの構成を図1 に示す。ハードウェアは、演算処理用に米国 HP 社製コンピュータを、プリ／ポスト処理用には同社製ＥＷＳ(エンジニアリング･ワーク･ステーション)を使用し、プリ／ポストソフトウエアには米国 SDRC 社製の I−DEAS、磁場解析用のソフトウェアは市販のＣＲＣ社製の MAGNA を使用している。

この ＭＡＧＮＡ は積分方程式をともなった有限要素法を用いた汎用電磁界解析プログラムで、その各機能は表1 に示す通りであり、解析の流れを図2a に示す。

また、磁気特性に対する車載時の環境温度の影響を考慮するために、磁場解析プログラムに有限要素法を用いた熱応力解析プログラムを組み合せたシミュレーションシステムを開発した。この手法は図2b に示すように、熱応力による磁歪素子の透磁率変化を磁場解析に取り入れるものである。

## ３．磁場解析シミュレーション

磁場解析シミュレーションは、部品の性能を支配するマグネットの着磁条件、マグネットによって形成される磁界の強さを設計段階で予測することを可能にした。その具体例を以下に示す。

～1．マグネットの着磁条件は、マグネットの着磁後の磁化特性、つまり磁化の強さと分布を決定し、その部品の性能を支配する。この磁化特性は着磁時の磁路の構成、材料など多くの要素により決定されることから、机上での十分な特性予測ができなかった。このマグネットの着磁を ＭＡＧＮＡ によりシミュレートし、その磁化特性を調べた。

～2．マグネットとそれを組み込んだ磁気回路のエアーギャップ部の磁界の強さは、そのエアーギャップの大きさによって変化する。したがって、エアーギャップ精度のバラツキによる磁界の強さの変化を、シミュレーションにより可視化、定量化することで、磁気を応用したセンサの性能、機能を調べた。

次にその詳細を述べる。

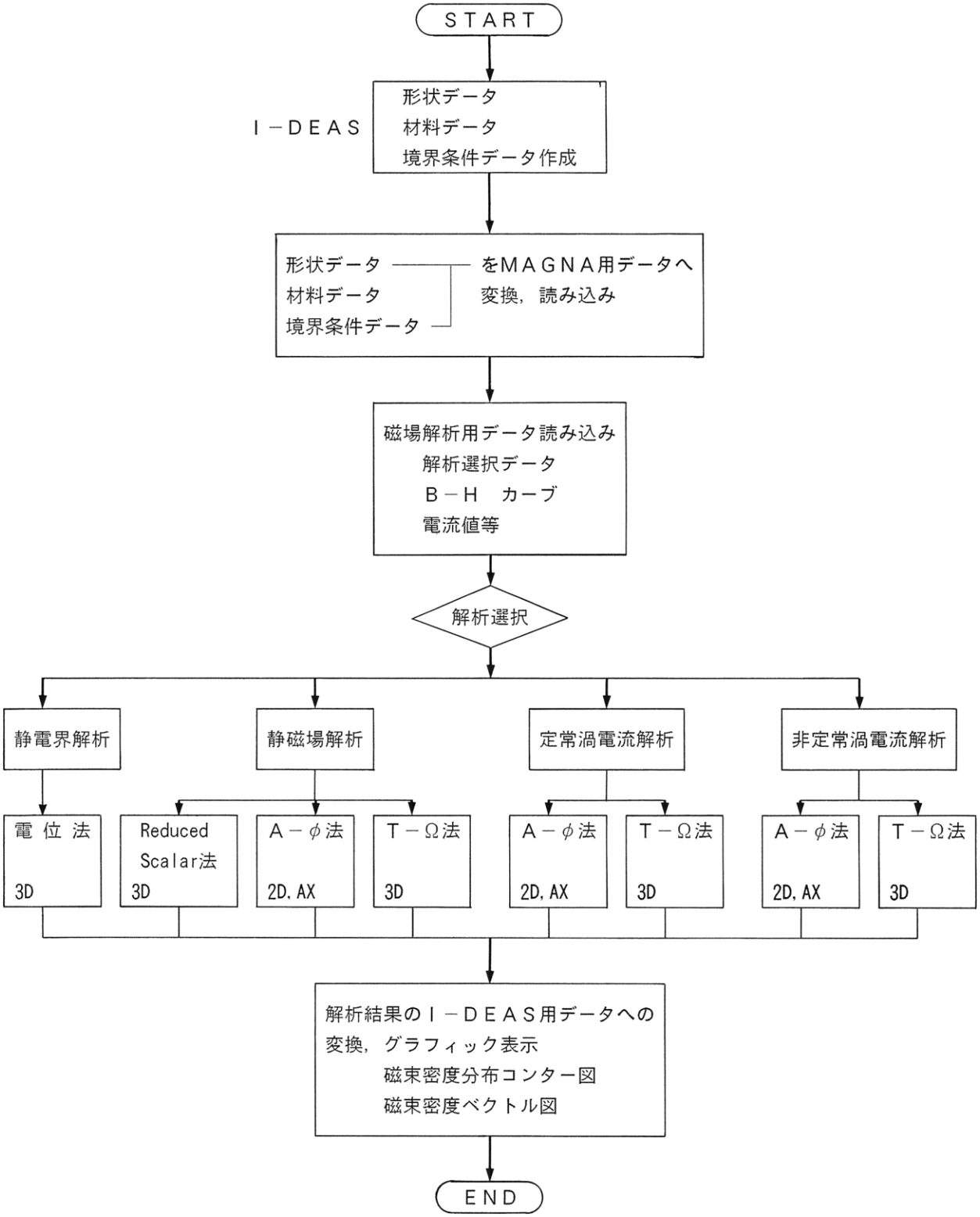



図 2a　MAGNA の解析フロー

3-1. マグネット着磁シミュレーション

図3 は回転角を検出するセンサに用いられるリングタイプのマグネットが、着磁のためヨークにセットされた状態を示す。このマグネットは回転角を検出するためＮ極とＳ極が円周上に交互に着磁されている。この着磁後の磁化特性に各極で大きなバラツキがあると、センサの出力特性が影響を受け、正確な回転角検知ができなくなる。その原因の一つは実験結果から着磁ヨークとマグネット間のエアーギャップのバラツキと推測され、これを検証したシミュレーション結果を以下に示す。

図4 は上記リングタイプマグネットの着磁時のシミュレーションを行うための軸対称ＦＥＭモデルを示している。このモデルを用い、着磁コイルに一定電流を流した際のマグネット表面の磁化特性をエアーギャップをパラメータとしてシミュレーションを行い、この時のマグネット表面での磁化の強さの変化を調べた。

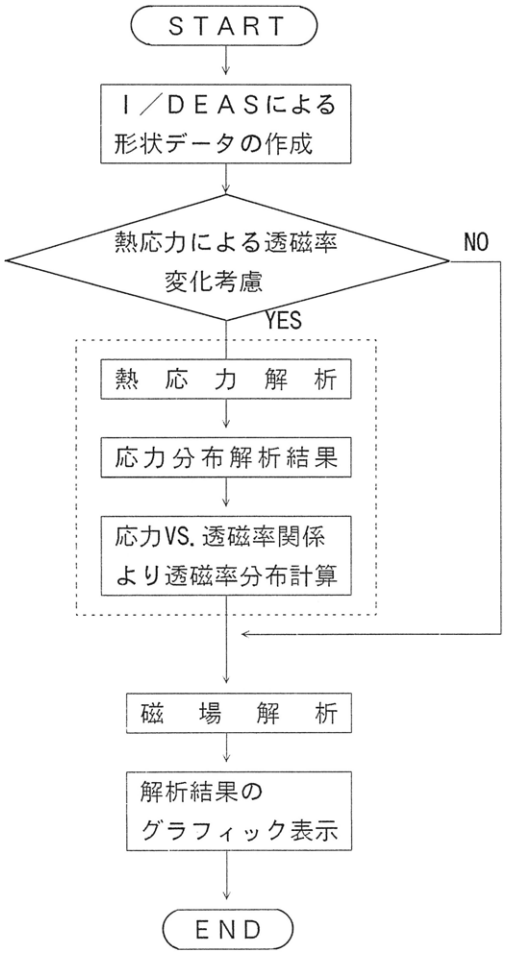



図 2b　熱応力および磁場の解析フロー

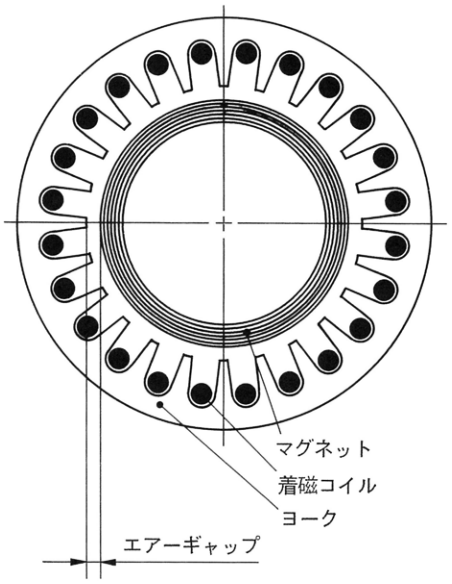



図３　着磁時の磁気回路構成

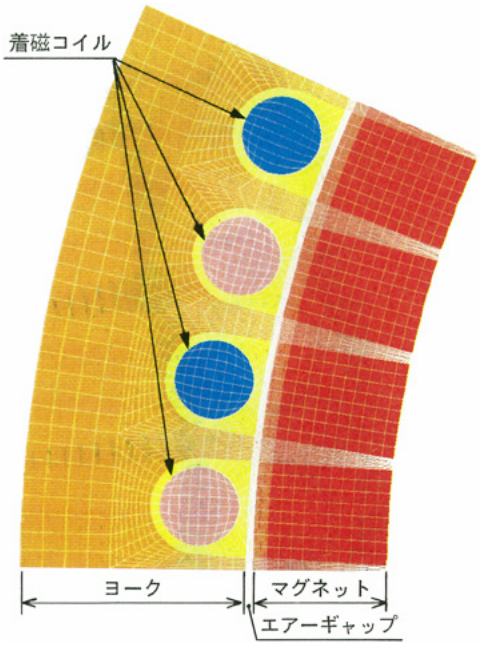



図４　シミュレーションモデル

図5～図7はシミュレーション結果である。図5は、着磁ヨークとマグネットのエアーギャップのうち一箇所だけを他のエアーギャップ基準の10 μmに対し100 μmと変えた場合の、着磁時の磁束密度の分布と方向を軸対称ベクトル図で表したものである。

図6は、図5の結果から着磁ヨークを取り去り、着磁のための外部磁場を0に戻した時のマグネットの磁化の強度を軸対称コンター(等高線)図で表している。

図7は、着磁ヨークとマグネット間のエアーギャップのうち一箇所だけ他のエアーギャップ基準の10 μmに対し0～100 μmと変化させた時の、マグネット表面での磁束密度の計算値と実験値を対比してして示したものである。シミュレーション結果と実験値とはよく一致しており、エアーギャップのバラツキがマグネット各極の磁化の強さへ及ぼす影響の、シミュレーションができることを検証した。

以上の結果により、センサに要求される精度から、使用する着磁ヨーク各極のエアーギャップ精度のバラツキ量の許容範囲を、シミュレーションにて定量的に予測することが可能となった。

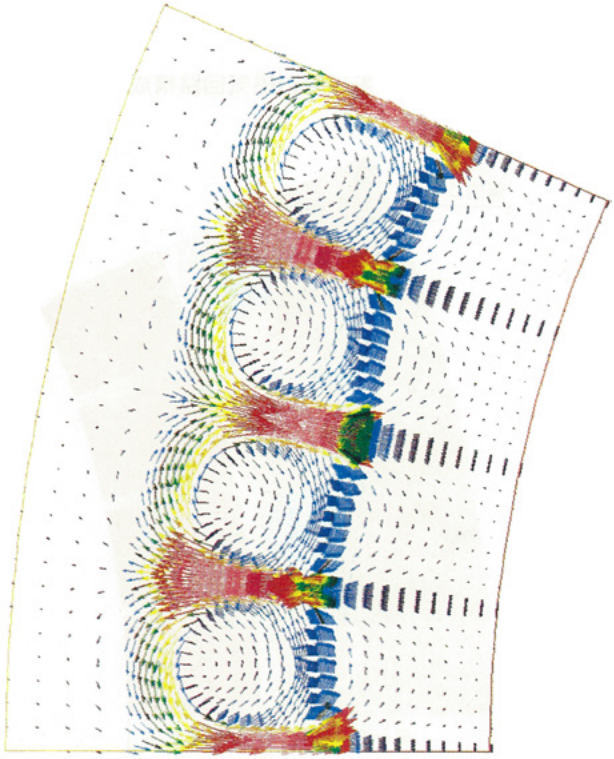


図５　磁束密度ベクトル図



図６　マグネット部磁化率
（r方向成分）コンター図

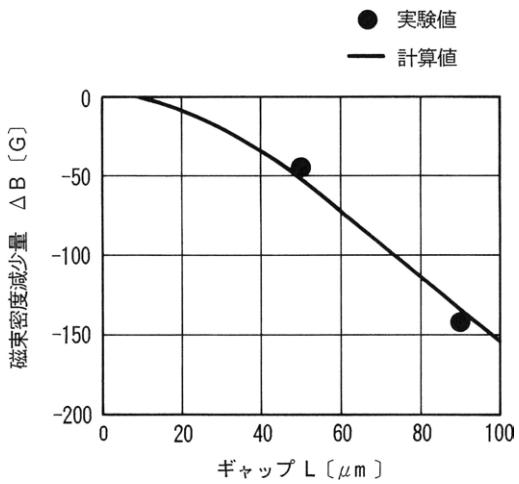



図７　ギャップとマグネット上側定位置
での磁束密度減少量　ΔB

### 3-2. マグネットが作る磁場のシミュレーション解析

磁気応用センサは、一般にマグネットがスライドする構造（図８）と、回転する構造（図９）がよくとられており（以下、スライドタイプ、回転タイプと略す）、共にマグネット、エアーギャップ、ヨークにより磁路を構成し、ヨークに取付けられた検出部で、磁束の変化を電気信号に変換して出力する方式を用いている。

図10、図11 は、上記のマグネットを用いたセンサの磁気特性をシミュレーションするために使用した３次元ＦＥＭモデルである。計算はマグネット表面から発生する磁束密度をセンサ検出部で求め、さらにエアーギャップを変化させた場合にこの値がどう変化するかを調べた。

図12、図13 は、スライドタイプはスライド量に対する検出部での磁束密度を、回転タイプは回転角に対する検出部での磁束密度を、各々シミュレーションで計算値を求め、実験値と対比して示したものである。図のようにシミュレーション結果と実験値はほぼ一致し、シミュレーションの信頼性が高いことを示している。

図14 はタイプによりエアーギャップによる変化割合が異なることを示しており、このシミュレーションモデルにおいては回転タイプの方が検出部での磁束密度のエアーギャップに対する変動幅が小さいことがわかる。

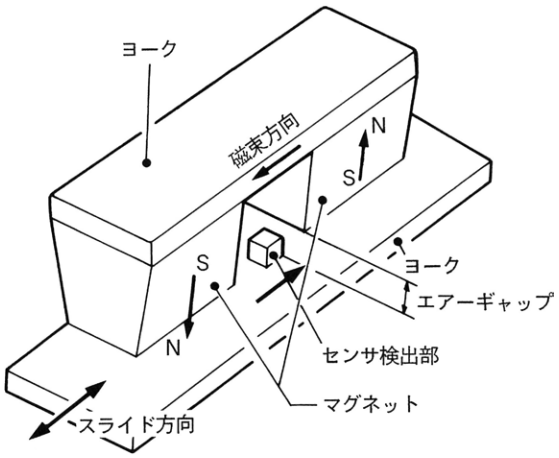



図８　センサ構造（スライドタイプ）

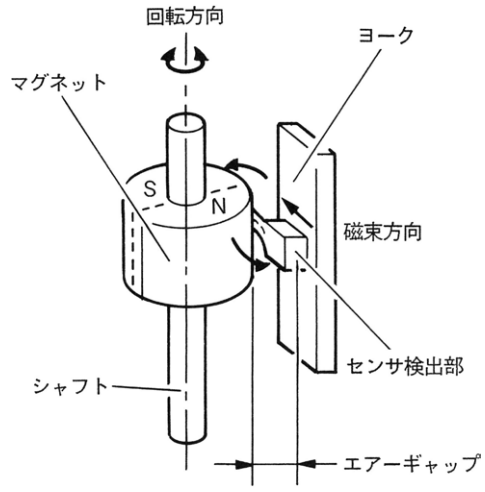



図９　センサ構造（回転タイプ）

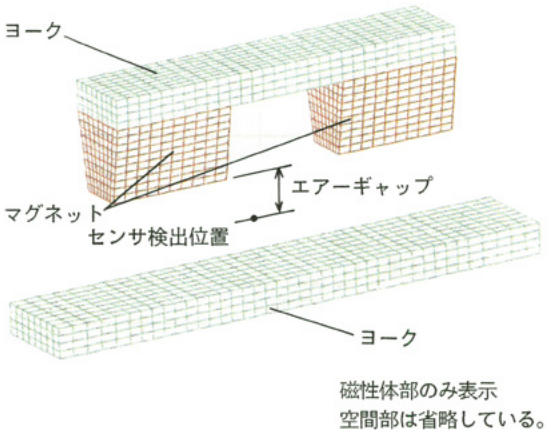



図 10　シミュレーションモデル（スライドタイプ）

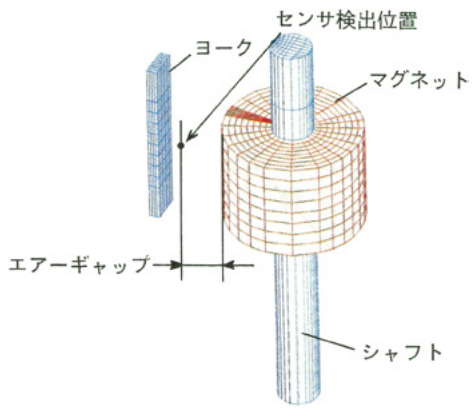
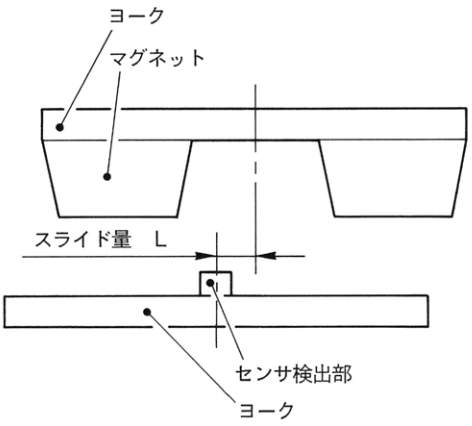



図 11　シミュレーションモデル（回転タイプ）

上記での理由を図15で説明すると、マグネット形状（特にZ方向の厚さ）により磁束密度の３次元空間での広がり方に差が生じ、エアーギャップ方向（X方向）に対する磁束密度の変化の割合が異なることによると考えられる。磁束密度は磁束をその面積で割ったものであり、図に示すようにエアーギャップ方向に対する面積の変化の割合がマグネット形状により異なることが、視覚的にとらえられる。

上記の結果より、センサAssyでのエアーギャップのバラツキ管理とマグネット形状との因果関係が明確になった。



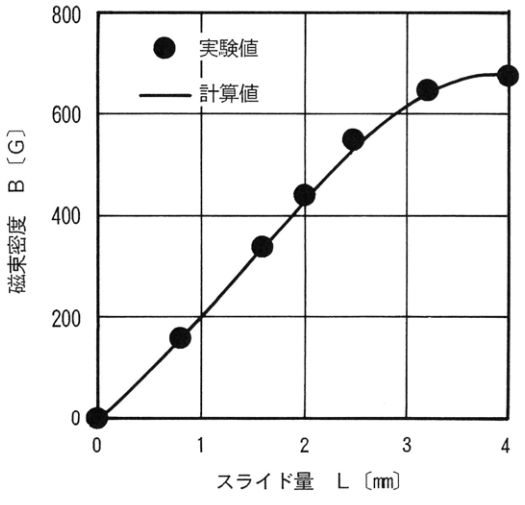
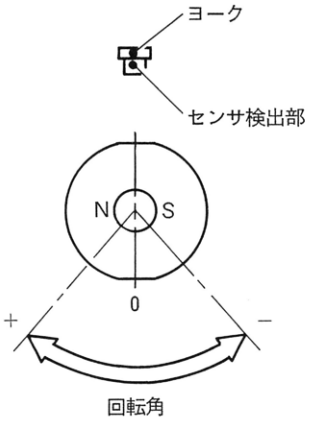




図12　センサ出力特性（スライドタイプ）



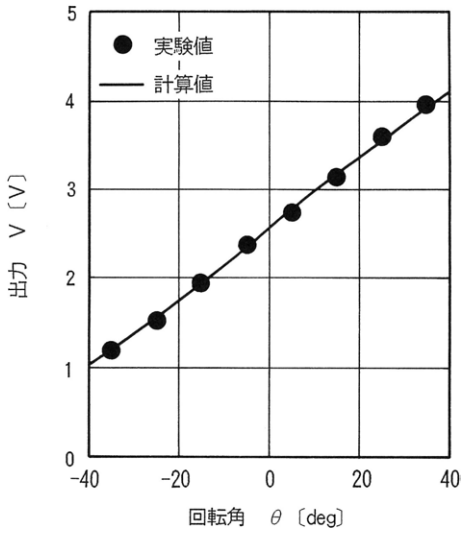




図13　センサ出力特性（回転タイプ）

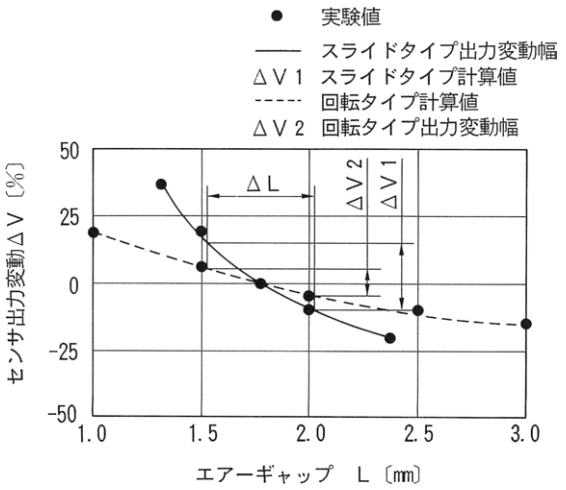



図14　エアーギャップ特性比較

## ４．熱による影響を考慮した磁場解析シミュレーションの応用

車輌に搭載されるセンサ、アクチュエータは厳しい使用環境に耐えうる信頼性が必要とされる。車載部品の使用環境条件は、温度、振動、水、ほこりなど多様であり、特に温度はその変化範囲が広いことから磁気応用センサの出力性能に影響し、その要因は次の２つに分けられる。

～１．材料の磁気特性が温度に依存すること。

～２．構成材料の熱膨張差で発生する応力（熱応力）により、磁気特性が変化すること。

前者は材料の温度特性であり、その材料固有の物性値であることから予め補正をすることでその影響を低減することができる。

後者は個々の構成材料の熱膨張差による応力に起因することから、その構造や形状にも依存する。特に、磁歪特性を有する素子を応用したセンサではその影響が大きい。

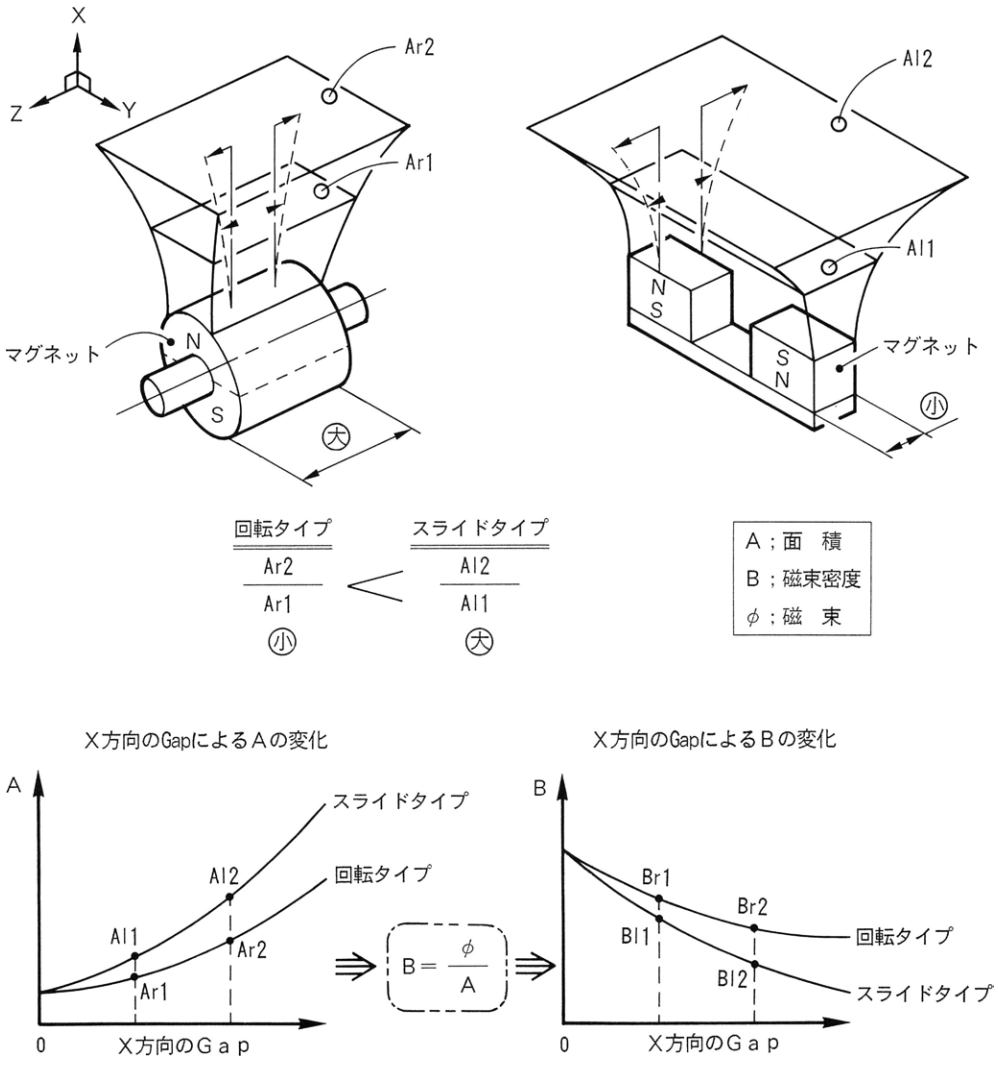



図 15　磁束密度分布比較（スライドタイプと回転タイプ）

これらの影響を反映するため磁場解析と熱応力解析を組み合せた結果、広範囲の温度変化における磁気特性への影響を設計段階で予測することが可能となったので、次にその例を紹介する。

### 4-1. 熱膨張差により生じる応力が磁気特性に及ぼす影響の解析

図16は、シミュレーションに用いた、荷重を検出するセンサの構造でコイル、ヨーク、エアーギャップ、検出部により磁路を構成している。このセンサは、検出部（磁歪素子）の透磁率が応力によって変化し、これを電気信号に変換して出力する方式である。したがって、検出部が環境温度変化により膨張、収縮する際、発生する応力によって出力特性が変化する。

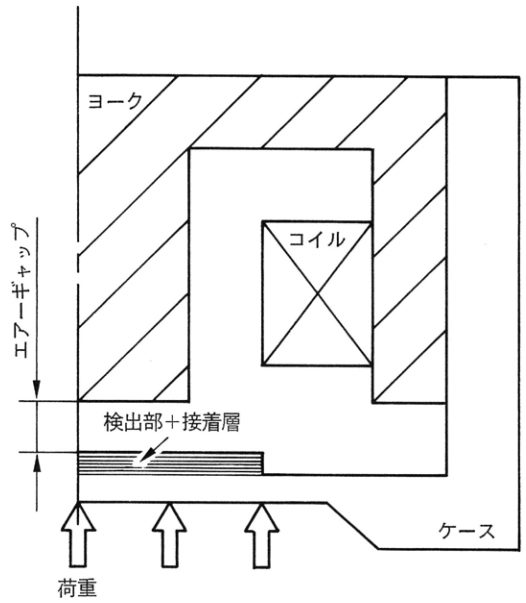



図 16　センサ構造

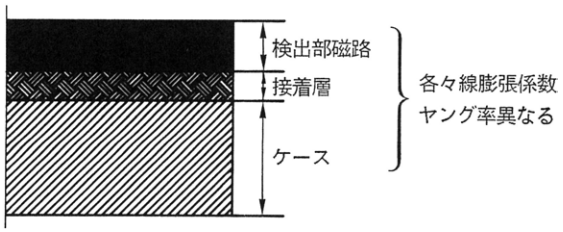
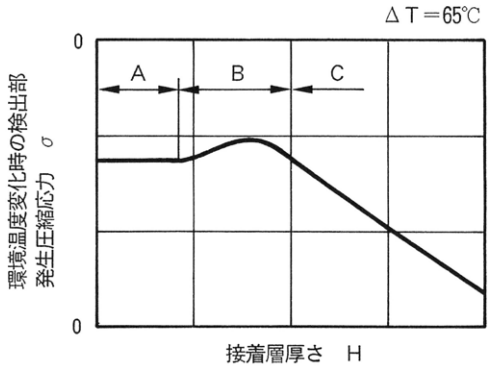



図 17　熱応力解析モデル

温度変化によって生じる各部の応力は図17に示すように、検出部、接着層、ケース部各々の線膨張率、ヤング率の差によって生じ、その値は各部の寸法により支配される。特に接着層は膜厚が重要ポイントであり、この影響を予め把握し、設計仕様を決定する必要がある。

温度が変化した場合の接着層厚さに対する検出部応力の計算結果を図18に示す。このグラフから




A：ケースと検出部間熱膨張差の影響領域
B：中間領域
C：接着層と検出部間熱膨張差の影響領域

図 18　接着層厚さと熱応力

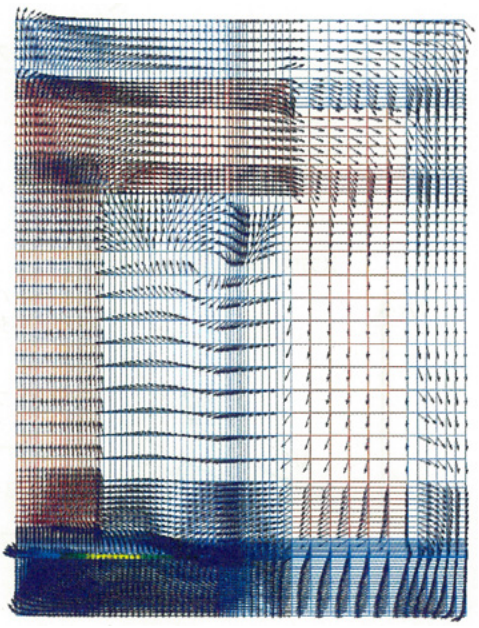


図 19　磁束密度ベクトル図

接着層が薄いときにはそこに発生する熱応力の影響は小さく、検出部とケース間に発生する応力のみを考慮すればよいことがわかる。したがって、接着層の膜厚は図18のA部内に管理すればその影響は極めて小さくできる。

図19は、温度差による熱応力シミュレーションを行い検出部の透磁率変化を求め、この値を磁場シミュレーションに組み込み計算したものである。結果は、磁束密度の分布と方向を軸対称ベクトル図で示したものである。

図20は、この磁場シミュレーションモデルにより、ケースと検出部との線膨張係数の差が異なる2種類の場合について、温度を変化させたときの出力変動を計算し実験値と対比して示したものである。図のように計算値と実験値とはよく一致しており、このシミュレーション手法によって線膨張係数の差がセンサ出力に及ぼす影響を定量的に把握できることがわかった。

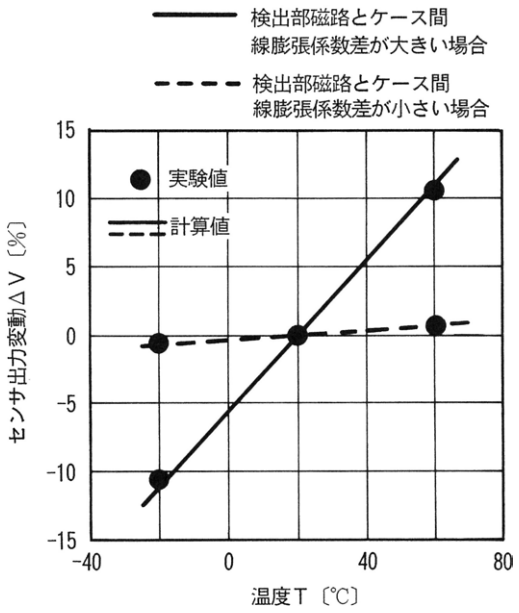



図20　センサ出力変動の温度特性

以上の結果により、センサの検出部、接着部、ケース相互の線膨張係数差がセンサ出力変動に影響するメカニズムを解明でき、またその影響を定量的に予測できることがわかった。このシミュレーションシステムを使用することにより、センサの使用温度条件とセンサに要求される出力精度から、各部の仕様を設計段階で設定できるようになり、各種磁気応用センサの開発期間を大幅に短縮することができた。

## 5. ま と め

磁気応用部品の開発に、新たに確立したシミュレーションシステムを用いることにより下記のことが可能となり、設計段階で精度の高い磁気特性の予測ができた。

～1．マグネットの着磁後の磁化特性に影響を及ぼす構成因子の寄与度を、磁束密度の可視化、定量化により明確にできた。

～2．エアーギャップ変化による磁束密度の特性を3次元シミュレートすることによってその原因と傾向を、明確にすることができた。

～3．熱応力解析を磁場解析と組み合わせることにより、車載温度環境下における応力分布状態及び、これに伴う透磁率変化によるセンサ出力への影響を高い精度で予測することができ、そのメカニズムが明確となった。

■著　者■


鹿　野　俊　哉


栗　林　　裕


永　野　信　輔

# 4サイクルガソリンエンジンのコンロッド軸受焼き付きに関する潤滑性の考察

Experimental Analysis of Connecting Rod bearing Seizures in 4-cycle Gasoline Engines.

丸谷武志* 長島隆* 山本浩貴*
Takeshi Maruya Takashi Nagashima Hiroki Yamamoto
奥山高弘*
Takahiro Okuyama

## 要旨

エンジンの高出力、高回転化に伴う問題点の一つとして、コネクティングロッド（以下コンロッドとする）軸受をとりあげ、エンジン試験にて耐焼き付き性評価を実施した。その結果、メタル焼き付きに対する諸因子の中で影響が大きいのは、メタル周辺部で発生する熱量であり、これは、PV値（P：面圧とV：周速の積）、軸面粗度及びオイル粘性で整理できることが、エンジン試験にて確認できた。

そしてこの解析結果からエンジンメタル焼き付きメカニズムを次のように推定した。

まず、エンジンの高速化、爆発圧力の増加によってPV値が高くなり、クランクピン周辺部の発熱量が増加する。次にメタル冷却が追いつかなくなることから、油膜形成が困難となり、焼き付きに至る。

このようなエンジンメタル焼き付きメカニズムをテストによって立証することができ、軸面粗度及びオイル粘性の限界点を推測することができるようになった。

## ABSTRACT

Among problems with high-power and high-revolution engines, the connecting rod bearing was singled out and tested in the engine for its seizure resistance performance. The test results analysis showed that of the factors contributing to the metal seizure, the leading cause was the heat generated around the metal. As evidenced by the consequent engine testing, this could be broken down into the applied pressure and engine speed (PV value), rod surface roughness and oil viscosity.

That in turn led to theorizing the mechanism of engine metal seizure as follows:

The ever increasing speed and combustion pressure of the engine inevitably causes the PV value to rise, increasing the heat generated around the crank pin. That will make cooling the metal difficult, obstruct oil film formation, and thus result in seizure.

Thal theory was verified by subsequent testing, and it enabled estimation of limits on connecting rod surface roughness and oil viscosity.

## 1．まえがき

最近の自動車用ガソリンエンジンは高圧縮比・希薄燃焼などによる熱効率の改善や、ローラーリフタ・低粘度油などによるフリクション低減等の省燃費化技術が進んでおり、同時にエンジン材料のアルミ化やボアピッチの見直しと言った軽量、コンパクト化の傾向が進んでいる。

このようなエンジン技術動向より、高回転・高出力化によるコンロッド軸受負荷容量の増加、コンパクト化によるコンロッド軸受幅の減少、また省燃費油（5W－30、その他）使用による軸受油膜形成能力の低下等、エンジンの耐久信頼性の面でコンロッド軸受焼き付きに対し厳しい状況となっている。

＊栃木研究所



https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1990_2_21

従来より、軸受焼き付きについては経験的に次のようなことが一般に言われている。

1．回転を上げると焼き付き易い
2．軸面粗度が粗いと焼き付き易い
3．油温が高い程、低粘度程焼き付き易い
4．メタルクリアランスが狭いと焼き付き易い

これらの現象は以下の様に考えることができる。エンジンの高速･高負荷時において、軸受部の仕事量が増大し、発生熱量が増加するため、油温が上昇して油膜が薄くなる。そのため、潤滑形態は、流体潤滑域から境界潤滑域へ移行して、金属接触を引き起こし、ついには焼き付きに至ると考えられる。

本稿では、コンロッド軸受の耐久性及び焼き付きにいたるメカニズムを推定するために、実機エンジン試験を実施し、高速･高負荷時でのコンロッド軸受摩耗及び焼き付きに対し、影響度の大きいと思われるファクターとしてPV値･クランクピン面粗度･オイル粘性･メタルクリアランスをとりあげその影響を調べてみた。

その結果、コンロッド軸受焼き付きメカニズムをテストによって立証することができ、軸面粗度及びオイル粘性の限界点を推測することができることが解ったので報告する。

## 2．実　　験

### 2.1. 実験装置

(1) 供試エンジン及び運転条件

表1 に本実験に用いたエンジン諸元を示す。供試エンジンは1488ccから1958ccの3種類で、全て直列4気筒である。表2 に運転条件を示す。

表１　エンジン主要諸元

| エンジンNo. | A | B | C |
|---|---|---|---|
| エンジン型式 | L－4 | L－4 | L－4 |
| 排気量　（cc） | 1488 | 1590 | 1958 |
| ﾎﾞｱ×ｽﾄﾛｰｸ　（mm） | 74×87 | 75×90 | 81×95 |
| 弁機構 | SOHC3V | DOHC4V | DOHC4V |
| クランクピン径（mm） | 42 | 45 | 48 |
| ｸﾗﾝｸｼﾞｬｰﾅﾙ 径（mm） | 50 | 55 | 55 |
| マーク | △ | ○ | □ |

供試軸受：ｹﾙﾒｯﾄ,ｵｰﾊﾞｰﾚｲ成分（Pb-Cu-Sn）

表２　エンジン運転条件

| | | |
|---|---|---|
| エンジン回転数　rpm | | 5500～8500 |
| 負　　荷 | | Full throttle |
| 試験時間 | Hr | 20 |
| 試験温度 | ℃ | 120～150 |
| 水　　温 | ℃ | 85～95 |

エンジン回転数はメタル部にもっとも過酷と考えられる5500rpmから8500rpmの高速条件を設定し、負荷はスロットル全開で実施した。耐久試験時間は20時間とした。

また油温はメインギャラリ部で測定し、クランクピン面粗度は最大粗さ（Rmax）、メタルクリアランスは直径隙間で表現した。

### 2.2. 供試油

本実験に使用した供試油の性状を表3 に示す。供試油は市販エンジンオイル2種類（粘度グレードSAE5W-30､10W-30:API SF）及び試作エンジンオイル1種類（SAE5W-20:SF相当）の合計3種類のオイルを使用した。

## 3．実験結果と考察

### 3.1. 実験結果

(1) オイル粘性の考え方

エンジン各摺動部ではせん断力が働いており、

表３　供試油代表性状

| 項目 ＼ 供試油 | | 5W-20 API SF | 5W-30 API SF | 10W-30 API SF |
|---|---|---|---|---|
| 粘　　度 | @ 40℃ | 40.0 | 52.0 | 66.5 |
| $mm^2/S$ | @ 100℃ | 7.6 | 9.6 | 10.7 |
| @ 150℃ | | 3.4 | 4.3 | 4.5 |
| 粘度指数 | | 163 | 174 | 151 |
| CCS 粘度 | @－20℃ | — | — | 32 |
| Pa・s | @－25℃ | 30 | 33 | — |
| HT/HS 粘度 | @ 150℃ mPa・s | 2.3 | 2.6 | 3.1 |
| TAV | mgKOH/g | 1.4 | 1.4 | 1.9 |
| TBN | mgKOH/g | 6.4 | 6.5 | 6.0 |

特に高速で回転する軸受部は$10^6 sec^{-1}$オーダーのせん断率である(図1)[1)]。

例えば、100℃の動粘度が12 $mm^2/s$(cst)の10W-30マルチグレード油は、エンジン各摺動部で、マルチグレード油に含まれている粘度指数向上剤が切断され、6.7 $mm^2/s$(cst)まで粘度が低下する。このように、実際に摺動部で潤滑しているオイルの粘度は、せん断率を考慮した高温高せん断粘度(HTHSRV:High Temperature High Shear Rate Vis-cosity)を用いると実用に近いオイル粘性を表すことができると言える。

今回のエンジン実験では$10^6 sec^{-1}$オーダーのせん断率がコンロッド軸受に加わってくると考えられ、使用したオイルはHTHSRVで整理することにした。

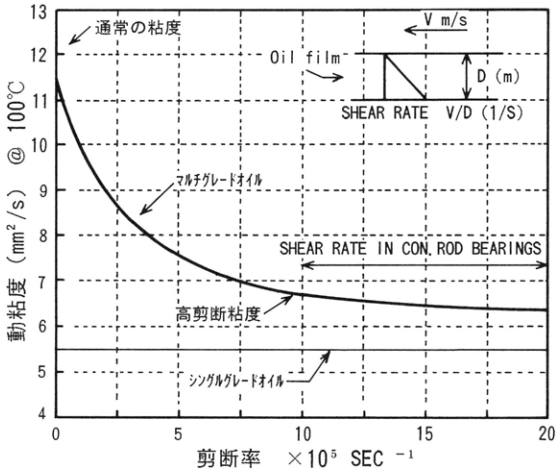



図1　オイル粘性の考え方

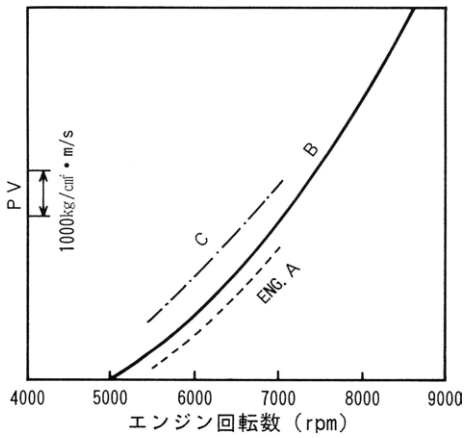



図2　エンジン回転数とPV値の関係

(2) エンジン回転とPV値

図2に今回使用した3種類のエンジンの回転数とPV値(計算値)の関係を示す。エンジン回転が上がる程、クランクピンの周速は速くなり、慣性荷重の増加と相まってコンロッド軸受部のPV値が高くなることがわかる。

このように、回転上昇に伴いPV値は増加し、高回転になる程、コンロッド軸受は厳しい環境にさらされる。

(3) PV値とコンロッド軸受摩耗量

エンジンBを用いて耐久試験を実施し、PV値とコンロッド軸受摩耗量で整理した結果を、図3に示す。回転数が増加することによって、すべり速度及び面圧が増加しPV値が増えていく。このことによって軸受摩耗量が増え、PV値が6500kg/$cm^2$•m/s付近を超えた段階で焼き付きが発生し

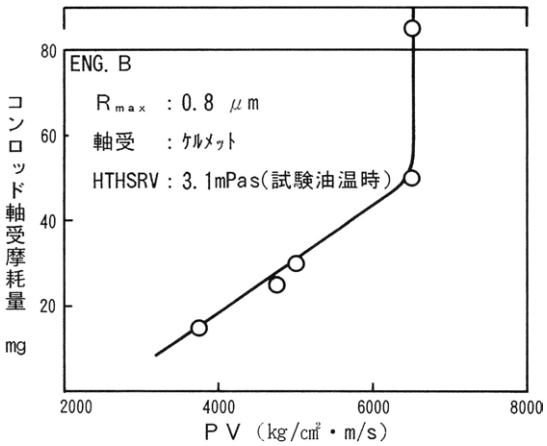



図3　PV値とコンロッド軸受摩耗量

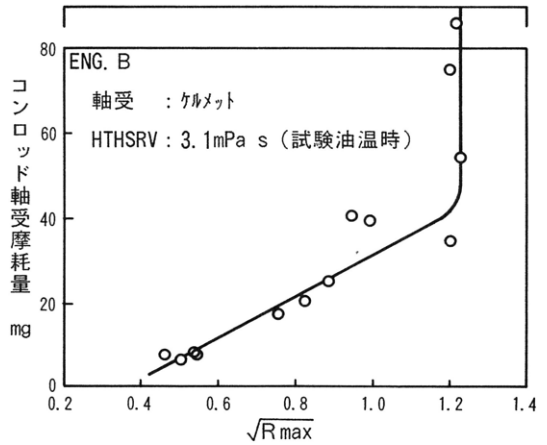



図4　クランクピン面粗度と軸受摩耗量

ている。

この結果より、高荷重･高回転状態では、金属接触が生じ、コンロッド軸受摩耗量の増加、さらには焼き付きに至ることが実機にて確認できた。

(4) クランクピン面粗度とコンロッド軸受摩耗量

図4 にはエンジンBを用い、クランクピン面粗度を変化させた場合の実験結果を示した。

横軸を $\sqrt{R\ max}$ で整理すると、コンロッド軸受摩耗量との間に良い相関が得られた。面粗度が小さくなると軸受とクランクピン間で良い潤滑状態が保たれ、軸受摩耗量が少なくなることがわかる。逆に面粗度が大きくなれば、軸受摩耗量が増大しある点で急激に立ち上がり、摩耗量無限大、即ち焼き付く限界値が見られるのがわかる。この限界値は $\sqrt{R\ max} = 1.2\ \mu m$ であった。このように軸受の焼き付きに関しては軸表面の仕上げ精度が大きく影響することがわかる。

(5) クランクピン面粗度とPV値

3種類のエンジンを用いてクランクピンの面粗度を変化させ、PV値との関連を耐久試験を行い確認した。この結果を図5 に示す。

面粗度 $\sqrt{R\ max}$ とPV値の間には図5 のような関係があり、軸受焼き付きゾーンを表すことが出来る。この図より面粗度が大きくなると焼き付き限界のPV値は下がり、高回転域のエンジン信頼性が制限される等の目安を得ることが可能である。

(6) オイル粘性とコンロッド軸受摩耗量

図6 には3種類のエンジンによってテストした。オイル粘性とコンロッド軸受摩耗量の関係を示した。供試エンジンによって軸受摩耗量に若干の差が出ているが、これはPV値の差によるものである。いずれのエンジンも粘度が低くなる(高油温)と軸受摩耗量はHTHSRVの $1/\sqrt{\mu}$ に比例することがわかる。

軸受の基本特性を見るには、軸受幅方向に無限に長い場合を考え、二次元の扱いをすると判りやすい。コンロッド軸受の最小油膜厚さをレイノルズ方程式より導くと、最小油膜厚さhは次式で表され[2]、最小油膜厚さは $\sqrt{\mu}$ に比例することがわかる。

$$h = B\sqrt{\frac{\mu UL}{W}Cw}$$

h：最小油膜厚さ（m）
B：軸受幅（m）
$\mu$：油の粘度（kg・s/㎡）
U：すべり速度（m/s）
L：軸受長さ（m）
W：軸受荷重（kg）
Cw：軸受定数（無次元数）

コンロッド軸受の場合、この最小油膜厚さが小さくなると金属間接触が多くなり摩耗増加となる。

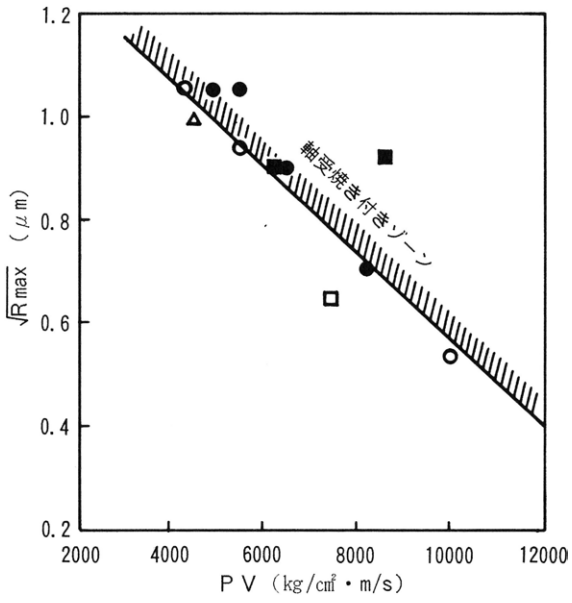



図5 PV値とクランクピン面粗度

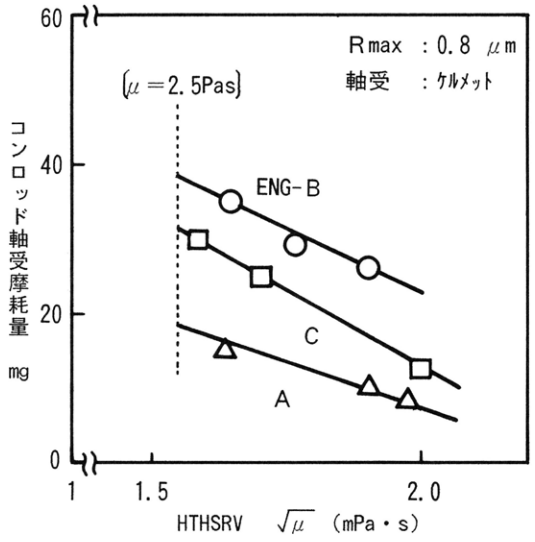



図6 オイル粘性とコンロッド軸受摩耗量

すなわち、境界潤滑においては、軸受摩耗量は最小油膜厚さに関係し、オイル粘性 $1/\sqrt{\mu}$ に比例する。

また、この図から考えると現状の市販エンジンでは、HTHSTV が 2.5MPa•s(cP)以上あると軸受摩耗量は許容値レベルであり、軸受焼き付き性に対しては問題ないと思われる。

(7) メタルクリアランスとコンロッド軸摩耗量

図7 にはエンジン B を用いてメタルクリアランスを変えた場合の試験結果を示す。

この図より、メタルクリアランスが小さい程、軸受摩耗量が増え、焼き付き易い傾向になることが判った。これはクリアランス減少によってオイル通路が狭くなり油量が低下したことによる冷却不足が原因である。

ただし、メタルクリアランスが大きすぎると軸振れの問題が発生するので、最適クリアランスを設定する必要がある。

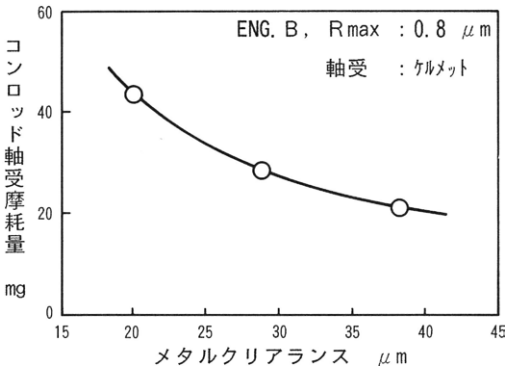



図７　メタルクリアランスと
コンロッド軸受磨耗量の関係

## ４．コンロッド軸受焼き付きに関する要因解析

これまでの種類の実験結果を基に、コンロッド軸受の焼き付きに関する考察を行った。従来の経験的な例と、個々の実験結果から、コンロッド軸受焼き付きに対して考えられる要因をまとめた結果を図８ に示す。

また図に示す各因子より軸受焼き付きメカニズムは以下のように考えられる。

軸受での摩擦力によって発生する仕事量として、実用上 PV 値が用いられている。この PV 値は温度上昇値の概算値に比例する。発生する摩擦熱 Q は f を摩擦係数として次式で表される。

$Q = f \cdot PV$ kg／cm$^2$ • m／s

従って、すべり面単位面積当りの Q は次式になる。

$Q/A = f \cdot PV$ kg／cm • s　A:軸面積

これをすべり面から外気への熱伝達率 $\alpha$ kg／cm • s • ℃ で割れば、温度上昇 $\Delta\theta$ が求められる。

$\Delta\theta = f \cdot PV/\alpha$ ℃

ここで、f、$\alpha$ は条件によって変化する程度が少ないため $f/\alpha$ を一定とみなすことができる。従って $\Delta\theta$ は PV に比例することになり、温度上昇は PV 値によって表わされることがわかる。また、クランクピン面粗度が粗く、油の粘度が低い場合は金属接触の機会が増し、摩擦係数 f は大きくなり温度は上昇する。また、メタルクリアランスの減少によってもオイル供給量の低下から放熱量が低下し、軸受部温度は上昇する。

コンロッド軸受摩耗量は上記各因子により発生する金属接触の割合で決まる。

焼き付きは、軸受周辺部温度が軸受材料の融点

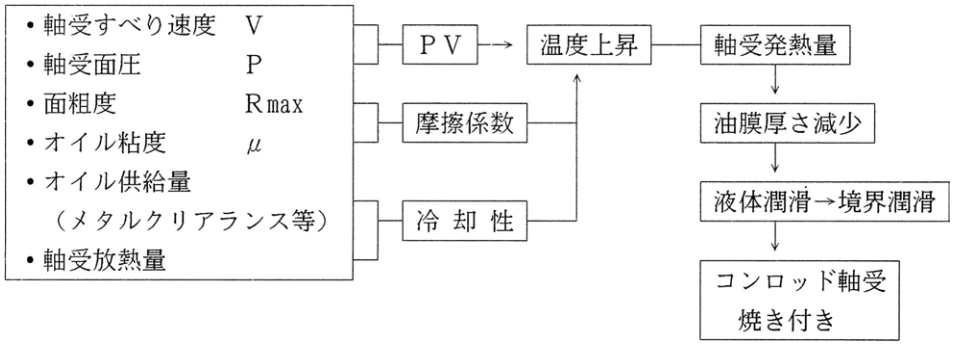



図８　コンロッド軸受焼き付きに関する要因解析

温度を超えた時に、金属表層軟化から発生する。

この考え方を基に、これまでの実験結果を整理したのが図9である。すなわち、コンロッド軸受摩耗量は

$PV\sqrt{Rmax} \,/\, \sqrt{\mu}$

に比例して増大し、ある点で過大摩耗（焼き付き）の限界値が存在する。また、この限界値は軸受の放熱性及び軸受への給油量（冷却性）で異なるものと考えられる。

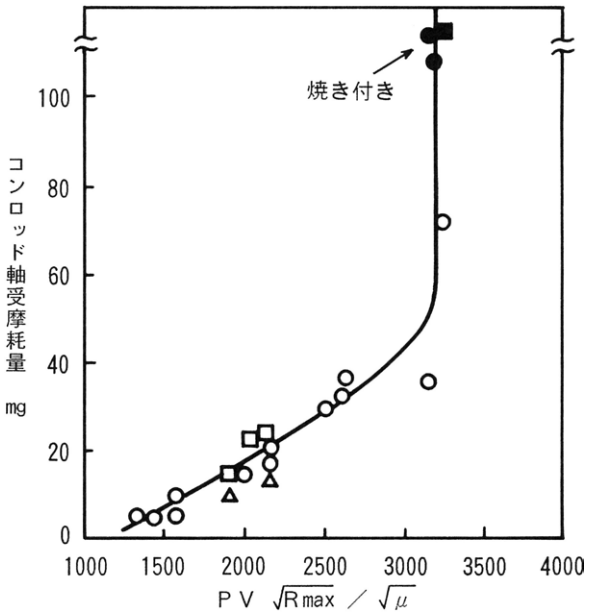



図９　コンロッド軸受磨耗量と
$PV\sqrt{Rmax} \,/\, \sqrt{\mu}$ の関係

## 5. 結　論

(1) コンロッド軸受け焼き付きに対する諸因子の中で影響が大きいのは、PV値・クランクピン面粗度及びオイル粘性であることをエンジン試験にて確認した。

(2) クランクピン面粗度が小さい程、軸受耐焼き付きに対しては良好であった。

(3) 市販エンジンを考えるとHTHSRVが2.5MPa•s以上であれば、軸受け焼き付き性に対し問題無いことが判った。

(4) コンロッド周辺部の摩擦熱は

$$Q = f \cdot PV$$

で表すことができ、軸受け摩耗量は

$PV\sqrt{Rmax} \,/\, \sqrt{\mu}$

に比例することが判った。

## 6. 参 考 文 献

(1) SCIENTIFIC PUBLICATIONS (G. B) LTD MOTOR OILS AND ENGINE LUBRICATION

(2) 青木弘：有限幅軸受理論、潤滑、第3巻6号、1958

■著　者■


丸谷武志


長島　隆


山本浩貴


奥山高弘

# エンジン動弁系におけるカム、及びフォロワシステムの耐摩耗性向上手法

A Method of Enhancing Wear Resistance of Cam and Follower System in Engine Valve Train

山　下　　宏*　井　沢　信一郎*　真　田　　誠*
Hiroshi Yamashita　Shinichiro Izawa　Makoto Sanada

## 要　旨

エンジンが高回転、高出力化する中で、低速運転における動弁系廻りの摩耗が問題となってきている。本論文ではカム、ロッカーアーム等フォロワ系接触部の潤滑状態に着目し、油膜切れの発生しない動弁系設計手法の開発について述べる。この手法を用いて設計した動弁系部品は、コストの低い材料を用い、かつ接触部の荷重条件を緩和させることなく耐スカッフィング性が向上すると共に、波及効果としてロッカーアームの軽量化が達成でき、バルブ運動の限界性能も改善された。

## ABSTRACT

Wear of the valve train in low speed operation is growing critical as engines become capable of high-revolution and high-power performance. This paper describes the development of the design process used to insure a secure, constant supply of lubricant to the valve train. Particular emphasis is on maintaining optimum conditions of lubrication in the cam and follower system, including the rocker arm.

With this design process, a valve train made with low cost materials can be designed to achieve an improved level of scuffing resistance without deteriorating maximum load capacity. This also involves a weight reduction of rocker arm, which proved effective in upgrading the maximum performance at the limit of valve movement.

## 1．まえがき

最近の４サイクルスポーツ系二輪車は、排気量当りの出力を高くするため高回転型のエンジンに設計されることが多い。従って動弁系も高回転に追従させるべく、ロッカーアーム等の小型化、バルブスプリングの荷重強化等が行われている。また、スポーツ系二輪車といえども、低回転トルクを従来にも増して向上させており、不自由のない低速走行が可能となっている。これらのことはカム、ロッカーアーム等フォロワ系接触部の潤滑状態を混合潤滑域、或いは境界潤滑域に移行させ、ひいては両者にスカッフィング摩耗を誘発させる原因となっている(1)。

スカッフィング摩耗の一般的な対策手法として、

① 接触部の面圧低下
② 接触部への給油量増加
③ 材料組合わせの変更

等が上げられるが、①については、混合潤滑域、或いは境界潤滑域での面圧低下は決定的な効果を上げるに至らず、また性能面の向上からも、効果が得られるほどの面圧低下が出来ない。②については、エンジンの小型軽量化に伴う制約から、機能面との両立において大幅な給油量増加は不可能である。また、③についてはコスト、量産性の面で一般的な材料に比べ不利であり、これらを克服した耐摩耗性向上手法が求められていた。

我々は、カム、ロッカーアーム接触部の潤滑状態を理論的に把握し、摩耗テストとの相関をとる

＊朝霞研究所



https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1990_2_22

という手法で、スカッフィング摩耗の要因を探ることとした。まず、潤滑状態を把握するため、動弁系潤滑理論（弾性流体潤滑理論）解析を行ったところ、通常の設計による接触部には、理論的な油膜切れが発生していた[(2),(3)]。

我々は、この油膜切れに注目し、ロッカーアーム接触面上における、この理論的現象が発生する箇所と、実際の摩耗との関係をテストを通して解析したところ、この箇所がスカッフィング摩耗の起点となっていることを確認した。

このことから、理論的な油膜切れを消失させることができれば、耐スカッフィング性の向上が期待できると考え、先の潤滑理論解析に用いた計算の内容を検討してみた。その結果、本計算の構成要素である油膜切れを示す式中に、動弁系の幾何的諸元が随所に存在しており、適切な動弁系設計を行うことにより、油膜切れの発生を防止できると思われた。動弁系諸元の最適化により、理論的な油膜切れを消失させる試みについての報告はなく、また、テストによる立証も行われていない。我々は今回、この考え方を適用したカム、ロッカーアームを製作し、従来設計によるそれと、テストにおいて比較した結果、スカッフィング摩耗の発生が減少することを確認したので、以下にその内容を報告する。

## 2．スカッフィング摩耗について

スカッフィング摩耗は、カムとロッカーアームスリッパ面（以後スリッパ）との接触部において、潤滑油膜厚さが薄い場合に発生し易いといわれている。この状態は一般的にストライベック線図上の摩擦係数変化で表されている（図1）。本線図にはカム、スリッパ間の潤滑油の通過速度（以後油膜速度）が低下すると摩擦係数が急激に増加し、潤滑状態が混合潤滑域、或いは境界潤滑域に移行することが示されている。この領域で運転を続けるとスカッフィング摩耗が促進されることは一般に知られており、低速走行における摩耗対策として、理論的な油膜厚さを向上させる手法がいくつか論じられている[(2),(3)]。

我々の行った潤滑理論解析の結果は、スリッパ上の接触領域中に油膜切れが存在することを示しているが、従来の耐摩耗性向上手法は、油膜切れを前提に述べられたものが殆どである。このため、我々は、この理論的な現象が、実際の摩耗に及ぼす影響を把握することで、摩耗の解明に直接つながると考え、テストにおいてその関係を追求し、明らかにした。以下にその内容を順を追って説明する。

### 2.1 一般的なスカッフィング摩耗の形態

高負荷低回転運転を行うとカム、ロッカーアームスリッパ面にスカッフィング摩耗が発生し易い状況になる。進行したスカッフィング摩耗の発生例を図2 に示す。摩耗形態は潤滑油膜切れによる金属接触が原因であることを示している。

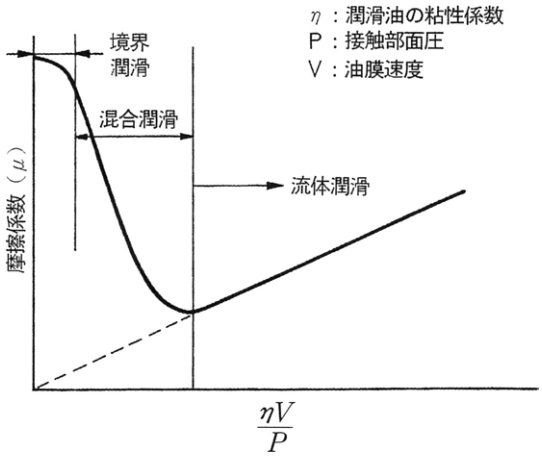



図１　ストライベック線図

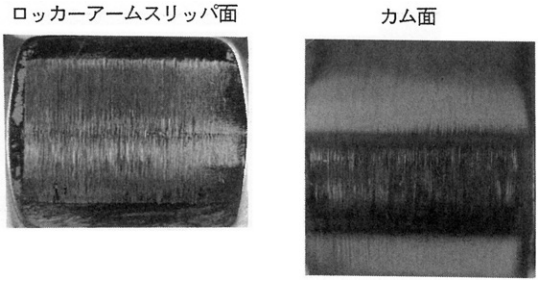



図２　スカッフィング摩耗発生形態

### 2.2 潤滑計算理論式[3]

(1)平均油膜速度の定義式

一般的なロッカーアーム機構のカム、スリッパの接触状況を図3 に示す。接触点から観察すれば接触は両固体の『回転(SPIN)』と『すべり(SLIP)』運動から成る。カム側ではリフト＝0 の時、すなわち接触点がベース円上にある時、接触は回転のみで曲率半径中心は瞬間回転中心に一致する。また、リフト中では回転とすべりが複合する。一方、スリッパ側では常に回転運動のみとなる。

接触点における油膜速度は接触点固定座標においてカムとスリッパの接線速度をそれぞれ $Vc$ と、$V_F$ とすれば次式で表せる。

$$V=\frac{1}{2}(Vc+V_F) \tag{1}$$

但し、潤滑油は非圧縮性であり、また固体面と油膜の界面におけるすべりは生じないものとする。$Vc$、$V_F$ はそれぞれ固体面上の接触点移動速度と同等であり、図4 に示す様に $V$ はカムとスリッパの接触運動による油膜の平均速度を表す。

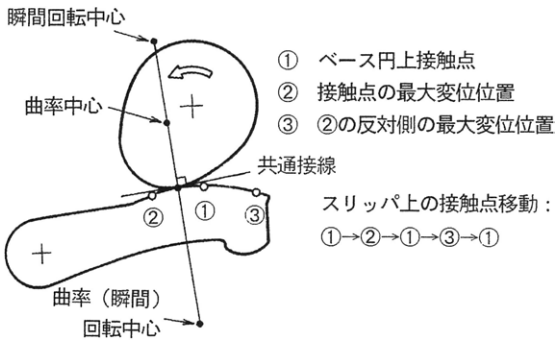



図３　カムとスリッパの接触状況

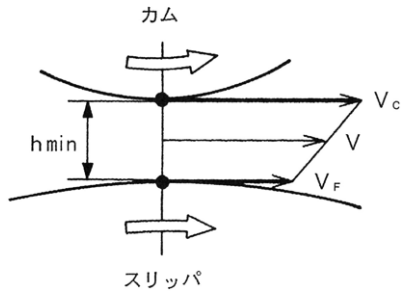



図４　接触点に於ける油膜速度の概念図

カムとスリッパの接線速度 $Vc$、$V_F$ は図5 より以下の様に求まる。

$$\left.\begin{aligned} Vc&=r_c\frac{d\Psi}{d\theta}\\ V_F&=a\left(1+\frac{d\gamma}{d\theta}-\frac{d\Psi}{d\theta}\right)\end{aligned}\right] \tag{2}$$

すなわち、

$$\left.\begin{aligned} Vc&=\frac{r_c}{a+r_c}X\\ V_F&=a\left(1+\frac{d\gamma}{d\theta}-\frac{X}{a+r_c}\right)\end{aligned}\right] \tag{3}$$

ここに、

$$X=\sqrt{b^2\left(1+\frac{d\gamma}{d\theta}\right)^2-2bc\left(1+\frac{d\gamma}{d\theta}\right)\cos(\gamma+\lambda)+c^2}$$

$\frac{d\gamma}{d\theta}$ はバルブリフト Y を用いて、

$$Y=L(\cos(\gamma_0+x)-\cos(\gamma+x)) \tag{4}$$

$$\frac{dY}{d\theta}=L\frac{d\gamma}{d\theta}\sin(\gamma+x) \tag{5}$$

$$\frac{d^2Y}{d\theta^2}=L\left(\left(\frac{d\gamma}{d\theta}\right)^2\cos(\gamma+x)+\frac{d^2\gamma}{d\theta^2}\sin(\gamma+x)\right) \tag{6}$$

$$\frac{d\gamma}{d\theta}=\frac{\frac{dY}{d\theta}}{L\sin(\gamma+x)}$$

$Y$ ：バルブリフト

$L$ ：ロッカーアーム回転軸～アジャストスクリュー中心間距離

$a$ ：スリッパ面曲率半径

$b$ ：ロッカーアーム回転軸～スリッパ中心間距離

$c$ ：ロッカーアーム回転軸～カム軸間距離

$\theta$ ：カム回転角

$r_c$ ：カムリフト部曲率半径

$r_0$ ：カムベース円半径

$\Psi$ ：接触点における共通接線の傾き角

$\gamma$ ：ロッカーアーム回転軸におけるアジャストスクリュー中心～カム軸間角度

$\gamma_0$ ：$\gamma$ の初期値(バルブリフト＝0)

$\lambda$ ：ロッカーアーム回転軸におけるアジャストスクリュー中心～スリッパ中心間角度

$x$ ：ロッカーアームのバルブ軸に対する傾き角

参考として図6にスリッパ面上の各接触点位置における平均油膜速度Vの変動を$Vc$と、$V_F$と共に示す。

(2)最小油膜厚さの計算式

油膜厚さは接触面の圧縮変形、潤滑油の粘度増加等を考慮した弾性流体潤滑(EHL)理論の解として知られているDowson-Higginsonの式に平均油膜速度$V$を用いれば最小油膜厚さ($h_{min}$)として求められる。

$$h_{min} = 1.6\frac{\alpha^{0.6}(\mu V)^{0.7}E^{0.03}R^{0.43}}{W^{0.13}} \qquad (8)$$

R ：等価曲率半径：$1/R = 1/r_c + 1/a$

$E$ ：等価弾性係数

$$:2/E = (1-\nu^2)/Ec + (1-\nu^2)/E_F$$

$\nu$ ：ポアソン比

$Ec$：カム材弾性係数

$E_F$：スリッパ材弾性係数

$V$ ：平均油膜速度:$V = 1/2\ (V_c + V_F)$

$W$ ：単位幅当りの荷重

$\mu$ ：大気圧下の粘度

$\alpha$ ：粘度の圧力指数

(3)理論的な油膜切れの状態式

(8)式によるスリッパ上の油膜厚さ分布を図7に示す。図で見るように最小油膜厚さが0の状態、すなわち平均油膜速度($V$)＝0の位置が、バルブリフト行程中に2回発生している。式で示すと、

$$V_c + V_F = 0 \qquad (9)$$

この場合の状態概念図を図8に示す。この現象はエンジンの回転に関係なく発生し、この時、瞬時ではあるが理論的に(弾性流体潤滑理論により)油膜厚さが0になり、また、発生する位置がバルブの最大リフト近傍であることから(図9)負荷的にも厳しく、金属接触を起こし易い状態となる。

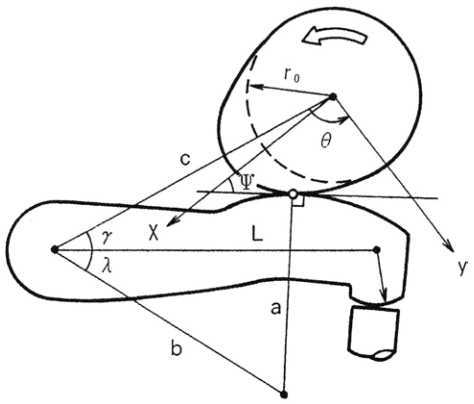



図5　機構モデル図

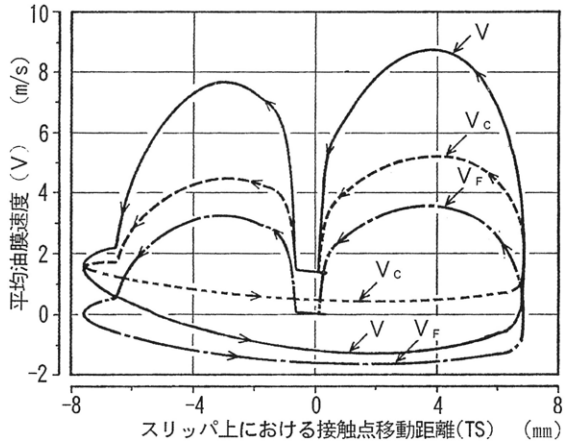



図6　平均油膜速度特性(V)

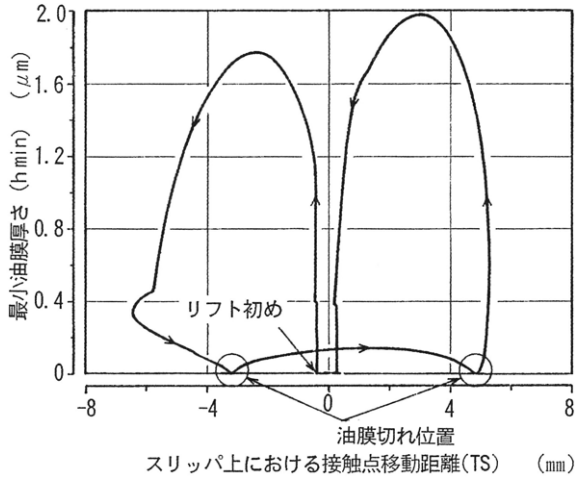



図7　最小油膜厚さ特性(hmin)

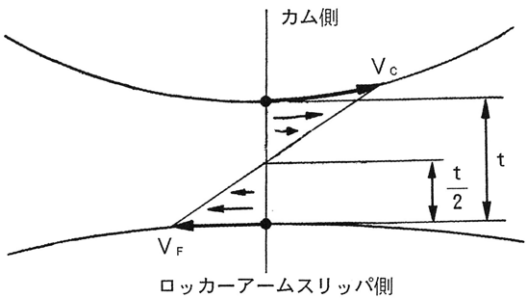



図8　油膜切れ状態の概念図

今後、この現象が発生する箇所を理論的な油膜切れ位置と呼ぶ。

### 2.3 理論的な油膜切れ位置における スカッフィング摩耗

我々は、油膜切れ位置の異なる２種類のエンジンを使用し、短時間の低速耐久テストを行った。

テストは潤滑条件を厳しくするため、運転中の潤滑油温度を実走温度の上限である 150℃ に設定した。その結果、スカッフィング摩耗の起点位置が、油膜切れ位置とほぼ一致することを確認した(図10、11)。一般に、この位置はスリッパ上において２箇所存在するが、テストではＰＶの大きい支点側が、摩耗の起点となっている。また、図11 に示した摩耗状態はかなり進展しているが、最も摩耗の大きい部位は油膜切れ位置の近傍である。なお、高回転時には、この位置は摩耗との関わりが少なくなる傾向があり、これは潤滑状態が流体潤滑域に移行するためと思われる。我々の行った高回転耐久テストの結果においてもカム、スリッパにスカッフィング摩耗の発生は見られなかった(図12)。

## 3. 油膜切れの発生しない動弁系設計手法

我々の行ったテストにおいては、油膜切れ現象とスカッフィング摩耗は相関をもつことがわかったため、この現象を排除することにより耐スカッフィング性の向上が期待できると考えた。油膜切れは、油膜速度が 0 になると発生することから

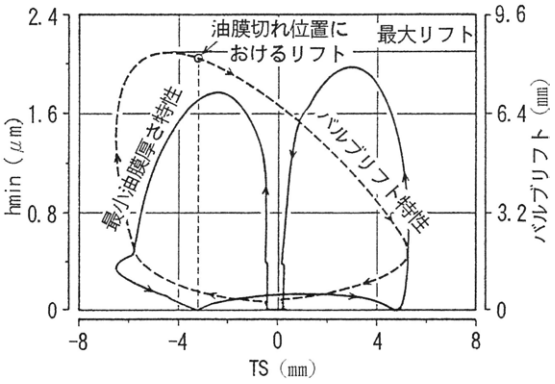
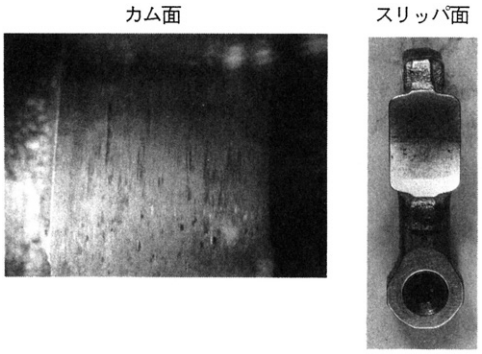



図９　最小油膜厚さ特性とバルブリフト特性の関係




エンジン回転：9000rpm　テスト時間：200Hr
カム材：ＦＣ30チル　オイル温度：150℃
スリッパ材：ＳＣＭ420＋ハードクロームメッキ

図 10　高回転耐久テスト

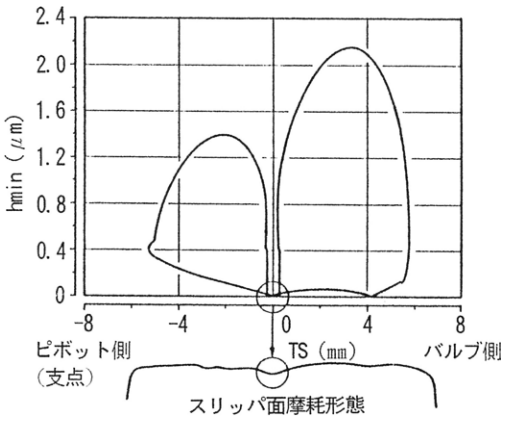



図 11　油膜切れ位置における スカッフィング摩耗　その１

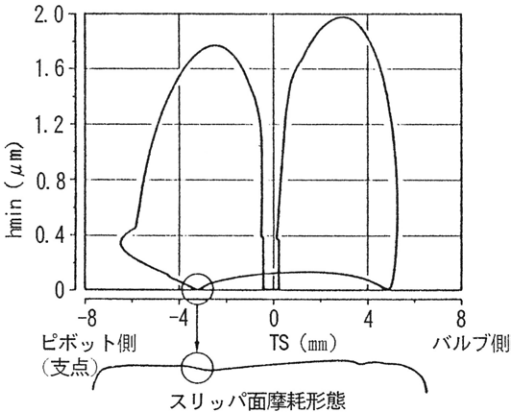



図 12　油膜切れ位置における スカッフィング摩耗　その２

(式(9))、この速度を決定している要因を最適化することで、油膜切れを防ぐことが可能になると思われた。

油膜速度は2.2項、式(3)で示したように、幾何的諸元とバルブリフト特性で表される。リフト特性は、エンジンの出力要求から必然的に決定されるため、この速度を制御できる因子は、幾何的諸元が主体となる。

そこで我々は、油膜速度が0にならない幾何的諸元が理論的に存在するか否かを、潤滑理論式をもとに追求した。

その結果、カム、スリッパの全接触行程において、油膜速度を常に0以上に保つ幾何的諸元の設定が可能であることが判明し、以下に、この諸元が満たすべき条件式を導き、また、その条件式に基づいて設計、製作したカム、ロッカーアームの形状、耐久テスト結果等を示す。

### 3.1 油膜切れの発生しない理論的条件

接触行程中の油膜切れの発生しない条件は式(9)より常に、

$$V_C + V_F > 0 \qquad (10)$$

式(3)により幾何的諸元とリフト特性を用いて書き換えれば次式となる。

$$\frac{1-\frac{r_c}{a}}{a+r_c}\sqrt{b^2\left(1+\frac{d\gamma}{d\theta}\right)^2-2bc\left(1+\frac{d\gamma}{d\theta}\right)\cos(\gamma+\lambda)+c^2} < 1+\frac{d\gamma}{d\theta} \qquad (11)$$

式(11)においては $\frac{d\gamma}{d\theta}$ はロッカーアームの腕長Lとリフト速度 $\frac{dY}{d\theta}$ によっておもに決定されている。またカムの曲率半径 $r_c$ の最小値は、ベース円半径 $r_0$ にほぼ比例することにより、油膜切れを防止するには主に $\frac{r_0}{a}$ の値を大きくすることにより実現され、また、その油膜厚さに対する寄与率も高い。表1に、我々の導いた条件式より得られた、油膜切れ防止に関与する主要な動弁系諸元、設計の傾向、並びにその寄与度合いを示す。

### 3.2 カム、ロッカーアーム形状、理論式による最小油膜厚さ特性、PV特性

表1に示した設計手法に基づいて、具体的な諸元を設定し、(表2)製作した油膜切れの発生しないカム、ロッカーアームと油膜切れの発生するものとの形状比較を図13に示す。以降、

①が油膜切れの発生しない設計手法を適用したカム、ロッカーアーム

②が油膜切れの発生するカム、ロッカーアームとする。

表1　油膜切れ防止の為の主要諸元と寄与一覧

| 諸元 | 設計の傾向 | 油膜切れに対する寄与度合い |
|---|---|---|
| $r_0$ | 大きくする | 大 |
| a | 小さくする | 大 |
| b | 小さくする | 小 |
| L | 大きくする | 中 |

表2　主要諸元比較

| | 油膜切れ無① | 油膜切れ有② |
|---|---|---|
| $r_0$ | 13.8 | 13.0 |
| a | 20.0 | 40.0 |
| b | 26.480 | 37.542 |
| L | 36.783 | 36.783 |
| バルブリフト特性 | ①、②共通 | |
| カム材 | FC30　チル | |
| スリッパ材 | 母材:SCM420, 接触面:クロームメッキ | |
| カム面粗度 | 3.2S | |
| スリッパ面粗度 | 1.6S | |

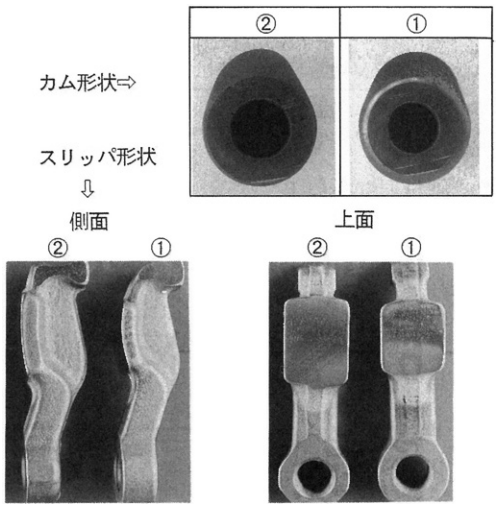



図13　油膜切れ有無によるカム、ロッカーアーム形状

①、②の潤滑理論計算による最小油膜厚さ特性、PV 特性の比較を図14 に示す。①の最小油膜厚さ特性には油膜切れが発生していないことがわかる。また、PV 特性における最大 PV は①、②共ほぼ同一であり発熱条件は同じであるといえる。なお、実際の設計において耐スカッフィング性を効果的に向上させるためには、①の油膜厚さ特性中の油膜厚さ最小値が 0.1 μ以上確保でき、かつ PV 特性中の最大 PV をおさえるような諸元設定を行うことが望ましい。

### 3.3 テスト結果

テスト装置はモーターによりドライブシャフトを駆動し、カム駆動系を介して実機シリンダヘッドに組み込まれたカムシャフトを回転させるものである。さらに、潤滑油加熱ヒーターを備えて、油温は任意に設定できるようにしている。今回の耐久テストも、摩耗を促進させるため油温は 150℃に設定して行った。

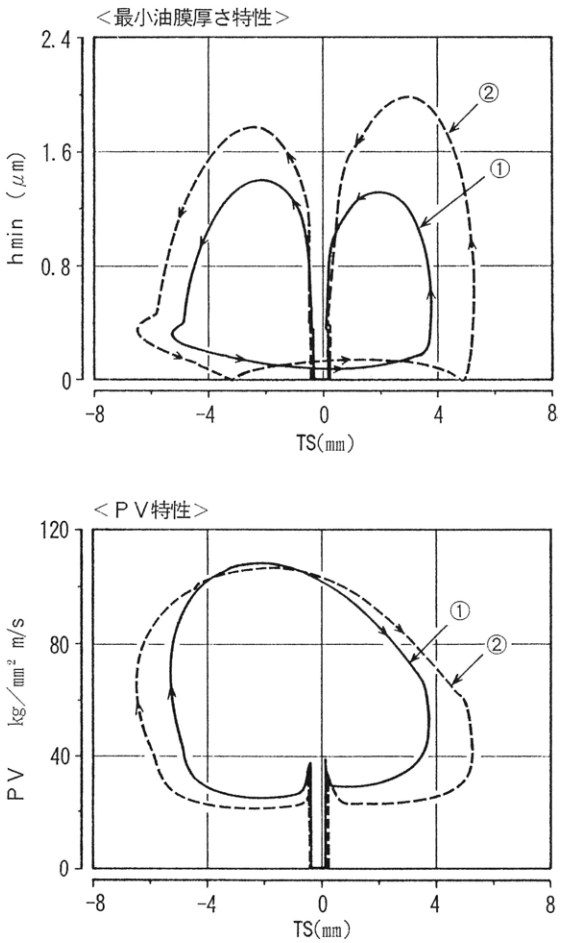


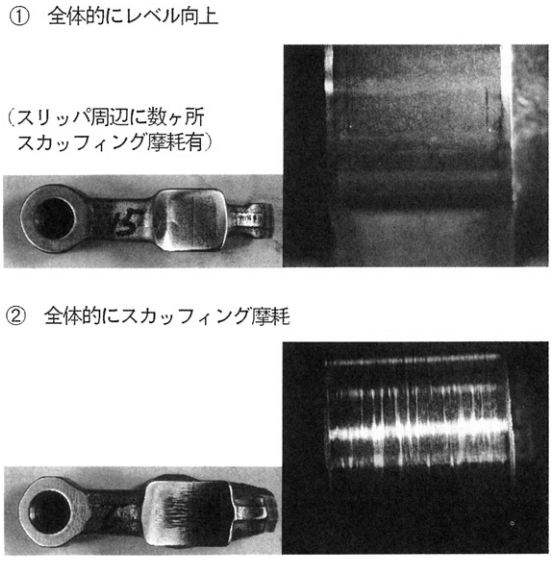

図 14　油膜切れ有無による
最小油膜厚さ、PV 特性

①、②の耐久テスト後の接触面状況を図15 に示す。結果として、①はスカッフィング摩耗の発生が少なかったが、②は全体的にスカッフィング摩耗しており、特に PV の高い支点側の油膜切れ位置に摩耗が集中している。

また、①、②について運転中のスリッパ表面温度の測定を行った（図16）。その結果、①は②に比べ平均約 4℃低く、また最大 PV は両者共同様であることから、理論的な油膜切れが実際の発熱に関係しているものと考えられる。従ってこれらの結果は、表1 に示した設計の傾向が耐スカッフィング性を向上させるものであることを裏付けている。

### 3.4 ロッカーアームの軽量化

我々の開発した油膜切れの発生しない設計手法を適用すると、その波及効果として、スリッパ半径縮小によりスリッパ全長が短くなりロッカー




エンジン回転：2000rpm　テスト時間：100Hr
カム材：ＦＣ30チル　オイル温度：150℃
スリッパ材：ＳＣＭ420 ＋ハードクロームメッキ

図 15　耐久テスト結果

表３　ロッカーアーム重量比較

| エンジン種類 | エンジンA（図13） | | 重量差 ｸﾞﾗﾑ | 軽量化 |
|---|---|---|---|---|
| 油膜切れ有無 | 無し ① | 有り ② | (②−①) | % |
| ﾛｯｶｰｱｰﾑ 全体重量 ｸﾞﾗﾑ | 18.5 | 20.4 | 1.9 | 9.3 |
| 慣性モーメント gmm² | 156.5 | 178.3 | | |

| エンジン種類 | エンジンB（図17） | | 重量差 ｸﾞﾗﾑ | 軽量化 |
|---|---|---|---|---|
| 油膜切れ有無 | 無し ① | 有り ② | (②−①) | % |
| ﾛｯｶｰｱｰﾑ 全体重量 ｸﾞﾗﾑ | 16.3 | 19.8 | 3.5 | 17.7 |
| 慣性モーメント gmm² | 136.6 | 169.3 | | |

アーム全体の軽量化が計れる。表3 にロッカーアームの重量比較を示す。また、大幅に軽量化の計れた形状例を図17 に示す。

## 4．バルブリフタータイプの耐スカッフィング性検討

最近の４サイクルスーパースポーツ二輪車は動弁機構にバルブリフタータイプを採用する機種が増えており、参考までにバルブリフタータイプの

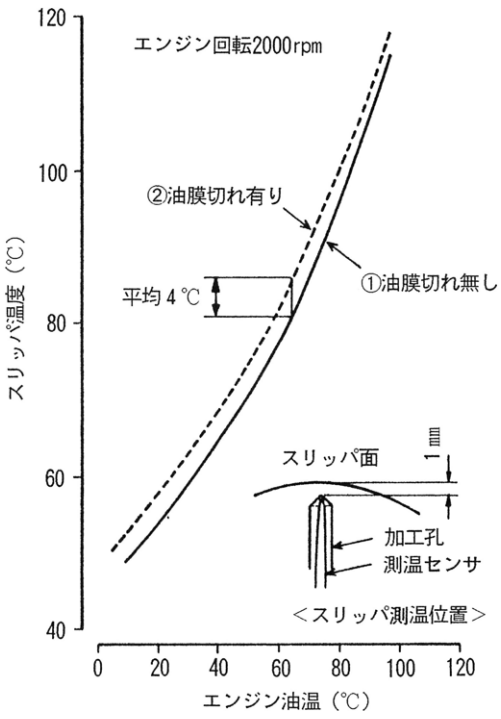



図 16　油膜切れ有無によるスリッパ温度

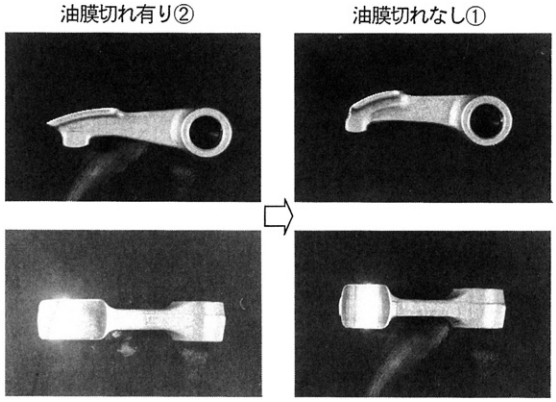



図 17　油膜切れ有無によるロッカーアーム形状

最小油膜厚さ特性、PV 特性を計算しロッカーアームタイプと比較すると共に、耐久テスト結果の考察を行う。

### 4.1 バルブリフタータイプの最小油膜厚さ特性、PV 特性

バルブリフタータイプの接線速度、及び平均油膜速度は次式によって表される（図18）。

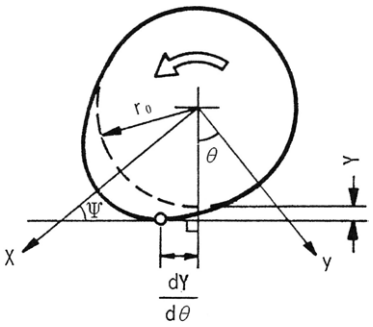



図 18　バルブリフタータイプの機構モデル図

$$\left.\begin{aligned} Vc &= \gamma c \frac{d\Psi}{d\theta} \\ V_F &= \frac{d}{d\theta}\left(\frac{dY}{d\theta}\right) \end{aligned}\right] \quad (12)$$

$\frac{d\Psi}{d\theta}=1, \gamma c=\frac{d^2Y}{d\theta^2}+Y+\gamma_0$ より、

$$\left.\begin{aligned} Vc &= \frac{d^2Y}{d\theta^2}+Y+\gamma_0 \\ V_F &= \frac{d^2Y}{d\theta^2} \end{aligned}\right] \quad (13)$$

従って、

$$V=\frac{Vc+V_F}{2}=\frac{d^2Y}{d\theta^2}+\frac{Y+\gamma_0}{2} \quad (14)$$

上式を用いた潤滑理論式により最小油膜厚さ特性、PV 特性を計算した結果を図19 に示す。バルブリフタータイプはロッカーアームタイプに比べ全体的に油膜が厚く、最大 PV は高い傾向にある。

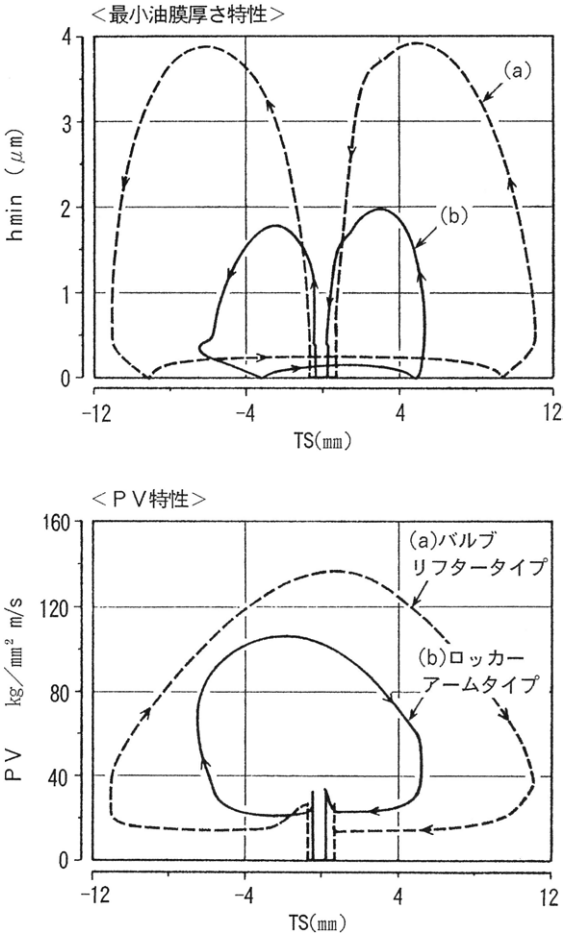



図19　ロッカーアームタイプとバルブリフタータイプの最小油膜厚さ、PV 特性

また、バルブリフト特性は、通常最大リフト付近で $\frac{d^2Y}{d\theta^2}+\frac{Y+\gamma_0}{2}<0$ のため、バルブリフタータイプにおいては $V_c + V_F > 0$ が常には成立しない。従って、本理論式においては、幾何的諸元等の変更で油膜切れの発生を防ぐことは不可能である。それにもかかわらず、4.2 で考察するが、バルブリフタータイプの耐スカッフィング性は良好である。

### 4.2 耐久テスト結果

カム、バルブリフターの耐久テスト後の接触面状況を図20 に示す。バルブリフタータイプは、一般的な理論計算によると油膜切れが発生し、かつ、最大 PV が計算上大きいことがわかっているにもかかわらず、スカッフィング摩耗には至らない。これはリフターが回転することにより、

(1) 油膜切れの発生を防いでいる

(2) 同一箇所の繰り返し接触が減少する

などの効果が考えられるが、現状のリフタータイプにおける潤滑理論式では、この事象は考慮しておらず、今後の課題である。ちなみに、本タイプ

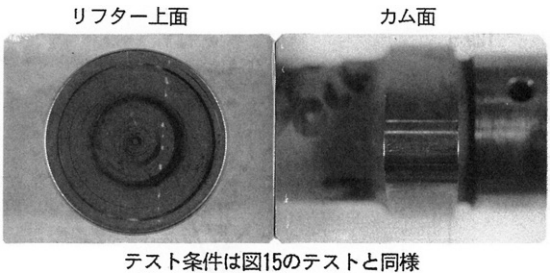



図20　耐久テスト結果
（バルブリフタータイプ）

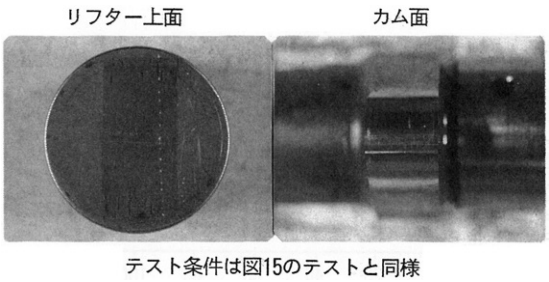



図21　リフター回り止めによる
耐久テスト結果

における油膜切れ現象の影響を確認するために、リフター回転を強制的に止め、同一条件で耐久テストを行ったところ、油膜切れ位置付近にスカッフィング摩耗が発生した（図21）。このことはリフターの回転が、摩耗の減少に効果があることを示していると同時に、油膜切れ現象がロッカーアームタイプと同様、摩耗と関わりをもっていることを立証するものである。

## 5. まとめ

油膜切れの発生しない動弁系設計手法を開発することができ、ロッカーアームタイプの機種にはほぼ適用済みである。本設計手法を確立するにあたって、得られた結果は以下の通りである。

(1) 潤滑理論式で求めた油膜切れ位置は、短時間の耐久テストにおけるスカッフィング摩耗の起点とほぼ一致し、油膜切れ現象と摩耗は関わりをもっていることが、実証テストの結果判明した。

(2) 油膜切れの発生は、動弁系の幾何的諸元に起因しており、新しく開発した設計手法を用いることによって、油膜切れの発生しないカム、ロッカーアームの製作が可能となった。

(3) 油膜切れの発生しない設計手法に基づいて製作したカム、ロッカーアームは、耐久テストにおいて油膜切れが発生しているそれに比べ、同一PV下でスカッフィング摩耗の発生が減少することを確認できた。

(4) 同じく、この設計手法に基づいて製作したロッカーアームは、スリッパ半径縮小に伴い小型軽量になり、バルブ運動性能の向上に寄与する。

(5) バルブリフタータイプは、リフターが回転するなど潤滑面での好条件により、耐スカッフィング性は良好である。

## 参考文献

(1) BARWELL F. T, ROYLANCE B. J: Tribological considerations in the design and operation of cams a review of the situation, Mech. Eng. Publications Ltd. (1978)

(2) PURMER P. D., van den BERG W.: Measurement of Camshaft Wear-Wear and Kinematics of Over-head Camshafts, SAE 850442(1985)

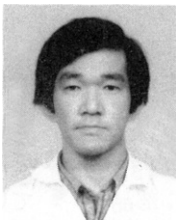
(3) DYSON A.: Kinematics and wear patterns of cam and finger follower automotive valve gear TRIBOLOGY International (1980) June, 121

(4) 日本潤滑学会編:潤滑ハンドブック、養賢堂 (1975)

■著　者■



山　下　　宏



井沢信一郎



真　田　　誠

# 高性能アルミニウム材料

High Performance Aluminum Materials

椎名治男* 村樫良一* 星雅己*
Haruo Shiina Ryoichi Murakashi Masami Hoshi
有村光典* 北条信明*
Mitsunori Arimura Nobuaki Houjo

## 要旨

急冷凝固粉末法を用いた合金開発により、高温強度、ヤング率、耐摩耗性に優れる合金を開発した。合金系はアルミハイシリコン系を基本としFe、Mnの添加によって高温強度を従来の二倍に引き上げた。また、セラミックスとの複合化によりスチールを相手材にした耐摩耗性の優れた材料にすることができた。

本論文では、高温強度、ヤング率、耐摩耗性を大幅に向上させたアルミニウム合金の開発について、材料の強化機構、合金設計の方向性、製造プロセス、他材料に対する位置付けの観点から述べると共にスプリングリテーナ(以下リテーナと称す)、コネクティングロッド(以下コンロッドと称す)への応用技術を紹介する。

## ABSTRACT

A high-temperature rigid, high-Young's modulus and high-wear resistant alloy was developed by the use of rapid solidification powder metallurgy process. This alloy is basically an aluminum high-silicon group that is twice as rigid under high temperature as its equivalent with Fe and Mn added. Combined with ceramics, it also offered high rigidity when coupled with steel plate.

This paper introduces its reinforcing mechanism, alloy design approach, and manufacturing process. It also includes a comparison with other materials. Its application is described for a spring retainer and connecting rod.

## 1. まえがき

エンジンの軽量、小型化の要望は強く、また、メカニカルフリクション低減に対して材料技術への期待も大きい。従来、軽量材料としてのアルミニウムは、高温強度、剛性が低く、スチール部品に取って代わるには限られたエンジンスペースの中では困難であった。この問題点を解決する手法として複合材料(FRM)が研究され、当社でもコンロッドに適用した経験がある。[1] 一方合金化による全体強化を狙った材料として従来の溶製法(Ingot Metallurgy法　以下I/M法と称す)では大量添加ができなかった合金元素を均一微細に添加できる急冷凝固粉末法(Rapid Solidification Powder Metallurgy法　以下P/M法と称す)を採用したAℓP/M材料が強度部材として注目されている。

## 2. Aℓ P/M材料の考え方

### 2.1. 材料の強化機構と合金設計の方向性

(1) 強化機構

一般に、アルミニウム材料の合金化による強化機構には、

＊和光研究所



https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1990_2_23

1）固溶強化
2）析出強化
3）分散強化

がある。実用合金では2）を主として利用しているが、150℃以上での高温強度に着目した場合、1）では結晶粒が粗大化することにより、2）では添加元素が粗大に析出することにより、その強化効果が小さくなり、エンジン部品用材料としての応用は困難である。また、3）では高温安定な金属間化合物を析出する元素の添加がむずかしく利用できなかった。今回、3）の手法での効果を積極的に利用できるようI/M法では多量に添加できなかった元素をP/M法を用いて添加し、高温強度を向上させた合金を開発した。次にその詳細について述べる。

(2) 合金設計の考え方

・高温強度をあげる考え方としては、

① 高温強度の高い材料との複合化→FRM化

② 均一材料での合金設計では、

a) Aℓ中での固溶度が小さく

b) Aℓ中での拡散速度が遅い合金元素を添加すること

の二点があげられる。

分散強化させる元素としては高温安定な金属組織を作ることが大切である。すなわち高温のAℓ基地中で安定な拡散が生じにくい相を析出させること、また、Aℓ基地への固溶度が小さく添加量の増加にしたがってAℓ基地中に析出する量が増えることが重要である。図1[(2)]からFe、Co、

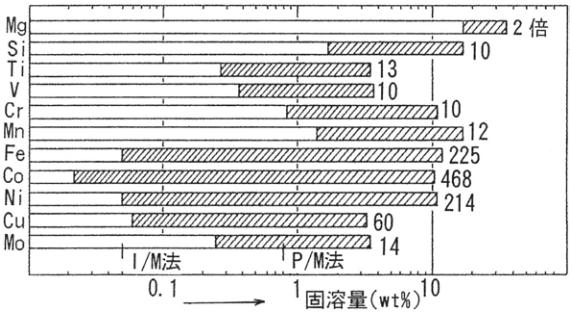



図1 急冷凝固によるAℓ中への固溶限度化

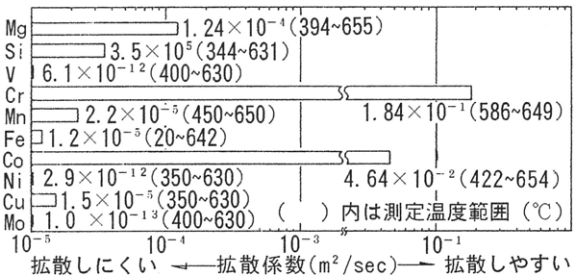



図2 Aℓ中の拡散係数

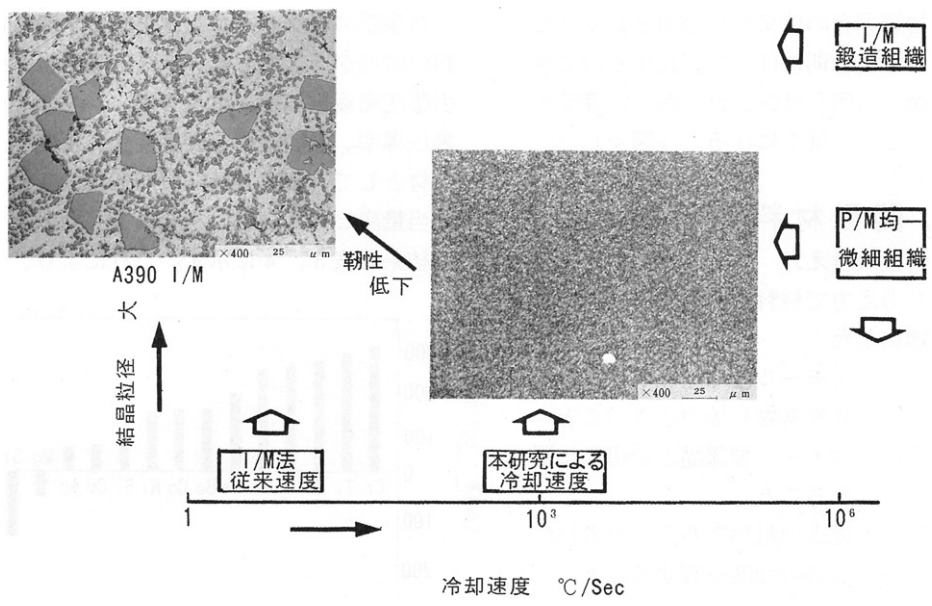



図3 冷却速度による組織の変化

Ni等がI/M法での固溶量が少なく急冷凝固法での固溶量が大きい性質を持つことがわかる。これらは急冷凝固により粉末中に固溶し、加熱工程で均一に析出する。図2[3]からFe、Ni、Mo、V等が拡散しにくい元素である事がわかる。こうした考え方から、Fe、Ni等が合金元素として有効であると考えられる。これらの元素を添加する方法として、通常のI/M法、例えば重力鋳造法(GDC)、ダイキャスト法(DC)等の製法では溶湯からの冷却速度が遅いため合金元素による金属間化合物が粗大に析出し材料の靭性が低下する。(図3) アトマイズ法で凝固させ冷却速度を大きくすると、析出物が微細化し、合金元素を大量に添加しても靭性の低下が少なく高温強度に優れた合金にすることができる。アトマイズ法で得られる粉末を構造体にするには、従来の圧粉焼結法では充分な強度が得られないため、熱間押出しによる緻密化手法を用いる。

高温強度と同じく剛性(ヤング率)についてもアルミニウム合金はスチールに比べて低いことが材料としての課題になっている。(表1)

- 剛性向上の考え方には、高温強度をあげる手法と同様に以下の二点があげられる。
  ① 剛性の高い材料との複合化→FRM化
  ② 均一合金では剛性そのものが純金属、金属間化合物の物質固有の値であり合金としてはその組成比により複合則に従って変化するので剛性の高い合金元素例えばCr、Ti、Mn、V等を大量に添加することが基本になる。(図4)[4]

## 3. 開発材料の特性

### 3.1. 材料特性の考え方

2.1に述べた考え方で材料を開発するにあたり次の項目を目標にした。

a 熱膨張　：スチール製部品との組み合わせを考慮し極力小さいこと
b 耐摩耗性　：スチール製部品との摺動に耐えること
c 疲労強度　：従来の耐熱アルミニウム材の二倍の強度を有すること
d 加工性　：鍛造、機械加工が可能なこと
e 応力腐食割れ：実用上問題ないこと

表1　一般材料特性比較

| 材料名 | | 7075T6 超ラジュラルミン | 2014T6 ジュラルミン | HS1T6 ≒AC2B | S35VC 中炭素鋼 | FCD45 球状黒鉛鋳鉄 | FC25 ねずみ鋳鉄 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 素形製法 | | 鍛造 | 鍛造 | 鋳造 | 鍛造 | 鋳造 | 鋳造 |
| 引張強度 | $\sigma_B$ (kgf/mm²) | 58 | 49 | 18 | 70 | 45 | 25 |
| | $\sigma_{0.2}$ (kgf/mm²) | 51 | 42 | 16 | 45 | 29 | 16 |
| | $\delta$ (%) | 11 | 13 | 0.6 | 17 | 13 | <1.0 |
| 疲労強度(kgf/mm²) | | 16 | 12.5 | 6.0 | 34.5 | 23.0 | 9.8 |
| ヤング率(kgf/mm²) | | 7300 | 7500 | 7300 | 21000 | 15500 | 11000 |
| 線膨張係数 (×10⁻⁶/℃, 20~100℃) | | 23.6 | 23.0 | 23.3 | 11.0 | 11.4 | 11.4 |
| 密度(gr/cm³) | | 2.8 | 2.8 | 2.7 | 7.8 | 7.3 | 7.2 |

表2　スクリーニング材、比較材成分

(重量%)

| | 材料 | Si | Cu | Mg | Fe | その他 | 備考 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| P/M | I | 15 | 4.5 | 1.0 | <0.5 | — | ハイシリコン系 |
| | II | 15 | 4.5 | 1.0 | 2.0 | — | I+2Fe |
| | III | 15 | 4.5 | 1.0 | 4.0 | — | I+4Fe |
| | IV | 15 | 2.5 | 1.0 | 8.0 | — | I+8Fe |
| | V | <0.5 | — | — | 8.0 | 3.4Ce | Aℓ-8Fe系 |
| | VI | <0.5 | — | — | 8.0 | 2.0Co | ↑ |
| 比較材 | DWA | 0.6 | 0.3 | 1.0 | <0.7 | 20SiC | P/M複合材 |
| | AC8H | 11 | 3.0 | 1.0 | <0.4 | — | ≒AC8C |

### 3.2. 供試材

合金系のスクリーニングとして、表2に示す材料の特性をテストした。テスト項目は、引張強度、引張圧縮疲労強度、ヤング率、シャルピー衝撃値、熱伝導率、熱膨張率、硬度変化、密度とした。比較材として、DWA社6061/20Sic、AC8H(AC8C相当量産ピストン材)をテストした。

結果を表3、4に示す。これにより、Aℓ-8Fe

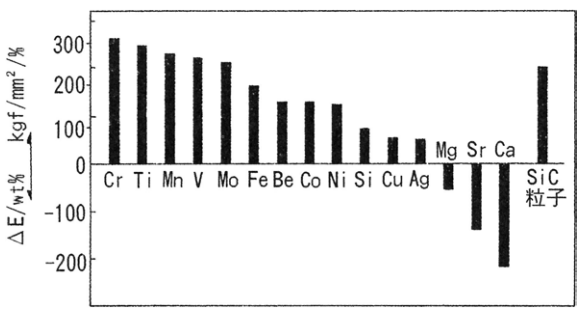



図4　添加元素のヤング率への影響

表３　スクリーニング材特性

| 材料 | Temp | 引張強度 $\sigma_B$ | 引張強度 $\sigma_{0.2}$ | 引張強度 $\delta$ | 疲労強度 $\sigma_{WZ}$ | ヤング率 E | シャルピー衝撃値 | 熱膨張係数 Temp | 熱膨張係数 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | ℃ | kg/mm² | kg/mm² | % | kg/mm² | kg/mm² | kg·m/cm² | ℃ | $10^{-6}$/℃ |
| I | RT | 45.0 | 43.0 | 6.0 | 15.8 | 8600 | 2.7 | 20 −100 | 18.4 |
| | 200 | 25.0 | 18.2 | 13.3 | 12.0 | 7820 | — | 20 −200 | 19.4 |
| II | RT | 47.6 | 35.5 | — | 17.0 | 9174 | 1.4 | 20 −100 | 19.0 |
| | 200 | 27.3 | 21.2 | 11.7 | 13.0 | 8370 | — | 20 −200 | 20.0 |
| III | RT | 44.2 | 37.7 | 0.9 | 17.0 | 9140 | 0.7 | 20 −100 | 16.9 |
| | 200 | 26.7 | 18.8 | 6.3 | 12.5 | 8760 | — | 20 −200 | 17.9 |
| IV | RT | 47.0 | 46.0 | 0.5 | 19.0 | 9300 | 0.6 | 20 −100 | 16.1 |
| | 200 | 37.4 | 24.8 | 2.7 | 14.0 | 8530 | — | 20 −200 | 17.3 |
| V | RT | 36.8 | 25.1 | 11.7 | 11.8 | 8620 | 5.5 | 20 −100 | 22.8 |
| | 200 | 24.6 | 19.5 | 14.0 | 10.5 | 7870 | — | 20 −200 | 23.5 |
| VI | RT | 36.7 | 23.7 | 10.7 | 11.5 | 8830 | 4.3 | 20 −100 | 20.5 |
| | 200 | 25.9 | 21.3 | 9.7 | 10.2 | 8100 | — | 20 −200 | 21.4 |

系では、熱膨張係数が従来材なみであること、DWA6061 基複合材は 200℃ の強度が目標に対して不足していることが明らかになった。また、Aℓ-15Si 系では Fe の添加量増加と共に疲労強度とヤング率の向上の傾向が見られる。

これらのスクリーニングの結果をもとにコンロッド、リテーナ用の材料を開発した。

### 3.3. コンロッド用材料

合金元素としては、高温強度、ヤング率向上に共に有効と考えられる Fe、Ni のうち、コストの安

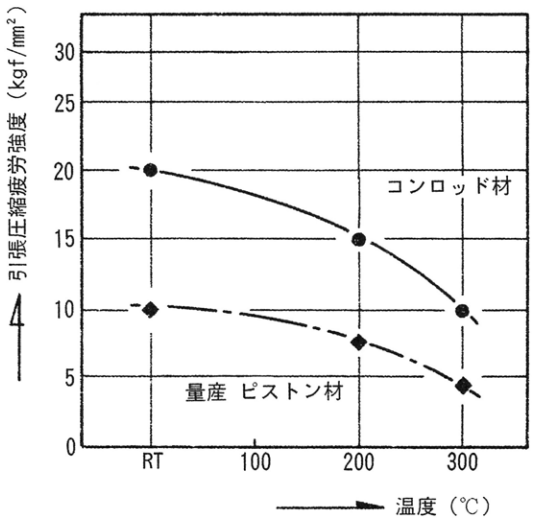



図５　コンロッド材疲労強度

表４　比較材特性

| 材料 | Temp | 引張強度 $\sigma_B$ | 引張強度 $\sigma_{0.2}$ | 引張強度 $\delta$ | 疲労強度 $\sigma_{WZ}$ | ヤング率 E | シャルピー衝撃値 | 熱膨張係数 Temp | 熱膨張係数 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | ℃ | kg/mm² | kg/mm² | % | kg/mm² | kg/mm² | kg·m/cm² | ℃ | $10^{-6}$/℃ |
| DWA | RT | 51.2 | 42.0 | 5.0 | 22.8 | 11400 | 2.5 | 20 −100 | 16.3 |
| | 200 | 23.5 | 18.9 | 11.7 | 11.5 | 11000 | — | 20 −200 | 17.1 |
| AC8H | RT | 32.0 | 29.0 | 0.8 | 8.0 | 7200 | 0.1 | 20 −100 | 19.2 |
| | 200 | 23.0 | 20.0 | 1.4 | — | — | — | 20 −200 | 20.4 |

表５　コンロッド材成分

| | Si | Cu | Mg | Fe | Mn | Aℓ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 重量 % | 17.0 〜 18.0 | 2.0 〜 2.5 | 0.3 〜 0.5 | 4.0 〜 4.5 | 1.8 〜 2.2 | 残 |

いFeを選んだ。また、Feの添加量増加により低下する応力腐食割れ性を改善するためにMnを同時に添加した。Siは、熱膨張低減を狙って添加した。成分を表５に示す。疲労強度は図５に示すように各温度で従来材の二倍になった。ヤング率、熱膨張係数共にそれぞれ 7200 → 9200Kgf/mm²、19.2 → 17.8 × $10^{-6}$/℃ と従来材に比べ優れている。組織写真を図６に示す。

### 3.4. リテーナ用材料

コンロッド用材料を基本に摺動特性を最適化するため硬質粒子を添加した。

#### 3.4.1 添加材仕様の選定

添加材は、研磨材として使われている $Al_2O_3$、$ZrO_2$、$SiO_2$ 系のセラミックス粉末に着目し、粒径と添加量の最適化を行った。最適化は、a) リテーナ座面摩耗量、b) スプリング端面摩耗量をそれぞれ量産のスチールリテーナの実力値に近づけ

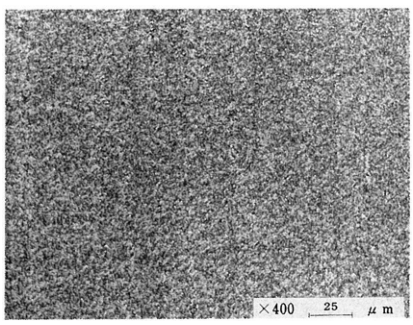



図６　コンロッド材（× 400）

る事を目標とした。引張強度、疲労強度、シャルピー衝撃値についても、基材に対し低下しないことを目標にした。添加材の組成を表6 に示す。最適化のまとめを図7 に、引張特性を図8、疲労特性を図9、シャルピー衝撃値を図10、テストピース図11 による摺動特性を図12､13 に示す。これらの結果摩耗に関しては添加材粒径が小さく添加量が少なくなるとアルミ材の摩耗量が大きくなり、粒径を大きく添加量を増やすとスプリング材の摩耗量が大きくなること。また、疲労強度は添加量が少ないほうが高いことが明らかになった。最終的な材料仕様を表6 に、組織写真を図14 に示す。

表６　リテーナ材成分

| | $Al_2O_3$ | $ZrO_2$ | $SiO_2$ |
|---|---|---|---|
| 添加材 | 47 | 30 | 20 |

| | Si | Cu | Mg | Fe | Mn | Ti | Zr | Na | Ca | その他 | Aℓ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 押出材 | 14.2 ～ 14.9 | 2.00 ～ 2.50 | 0.30 ～ 0.50 | 4.36 ～ 4.66 | 1.90 ～ 2.30 | 0.06 以下 | 0.60 ～ 0.70 | 30ppm 以下 | 150ppm 以下 | 各0.05 以下 | 残 |

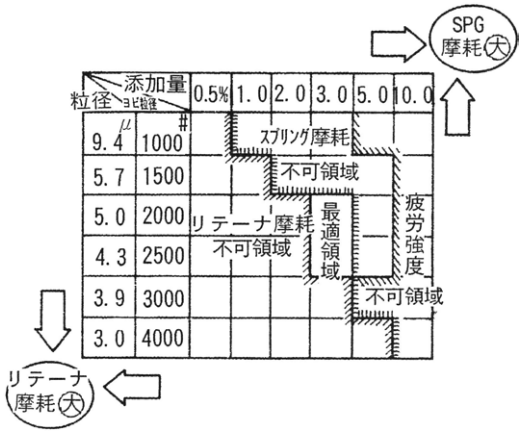



図７　添加量最適化

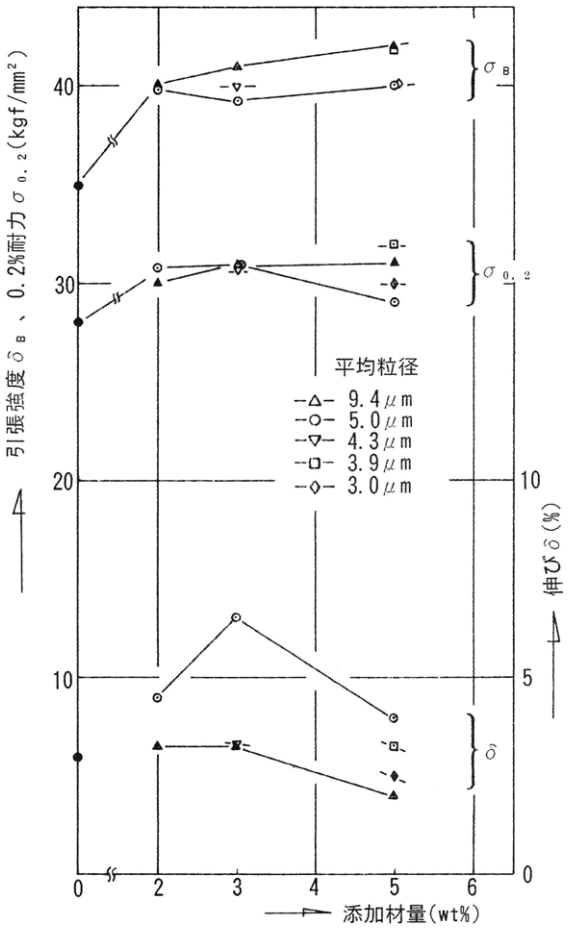



図８　引張特性

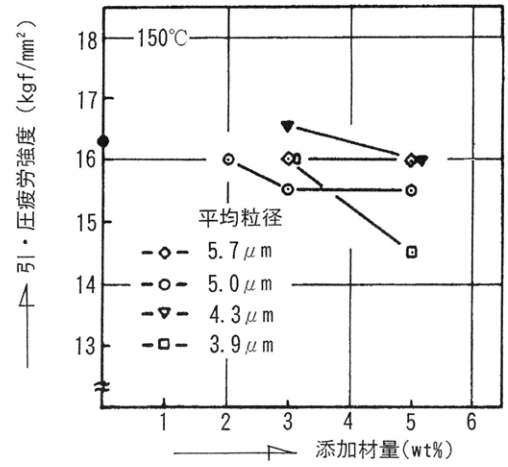



図９　引張圧縮疲労強度

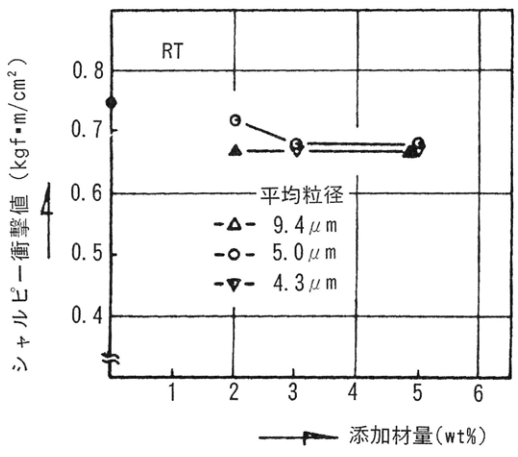
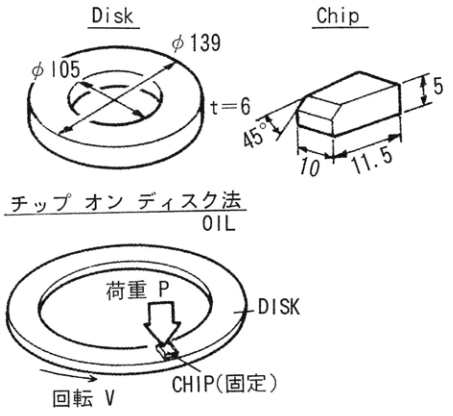



図 10　シャルピー衝撃値




テスト条件
- p＝130kg•f(面圧130kgf/cm²)
- V＝2 m/sec
- 摺動距離＝4.7km
- OIL供給量＝8cc/min
- テスト中のMax.Temp.=160℃

図 11　摺動テスト方法

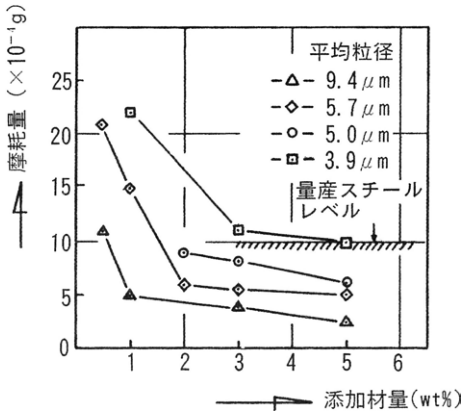



図 12　リテーナ材摩耗

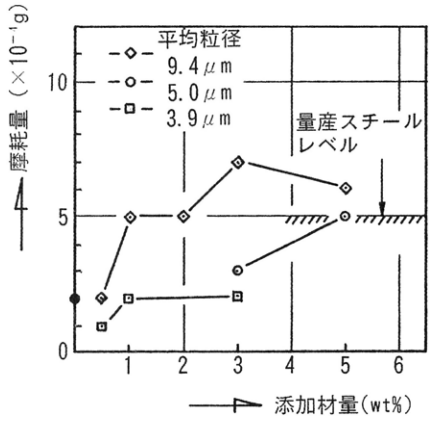



図 13　スプリング材摩耗

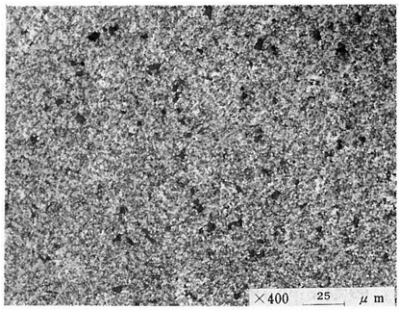



図 14　リテーナ材（× 400）

### 3.5. エンジンテスト

以上のテストピースによる強度、摺動特性テスト結果から、Aℓ P/M 材料の強度特性及び摺動特性をコンロッド、リテーナ用に設定することができた。そこでエンジンテスト用の品物を製作しテストを行った。図15 にAℓ P/M コンロンドを図16 にAℓ P/M リテーナを示す。

#### 3.5.1. 耐久性

Aℓ P/M 材コンロッド、リテーナの耐久性としコンロッドでは主としてクラックの発生の有無、リテーナではリテーナ座面摩耗、スプリング端面摩耗について調べた。

(1) コンロッドではベンチ耐久、実走耐久共に問題がなかった。

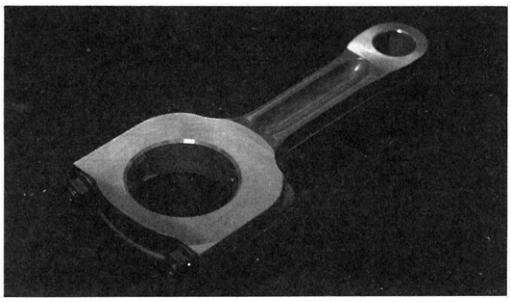


図 15　コンロッド

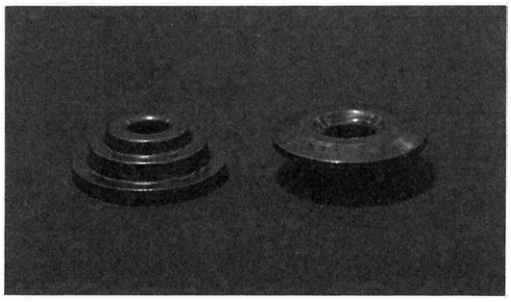


図 16　リテーナ

(2) リテーナの摩耗、及び、スプリングの摩耗は量産スチールリテーナと同等であることが確認された。

3.5.2. エンジン回転数

二部品共アルミニウム材料による軽量化の結果として、エンジン回転数を高くすることが可能となる。その効果は、コンロッド、リテーナ共に約500rpmであり、アルミニウム急冷凝固材料が高回転化に適した材料技術であることが確認できた。

## 4．Aℓ P/M 材料の製造技術

### 4.1. 工程の特徴

アルミニウム急冷凝固粉末材料の製造工程とし

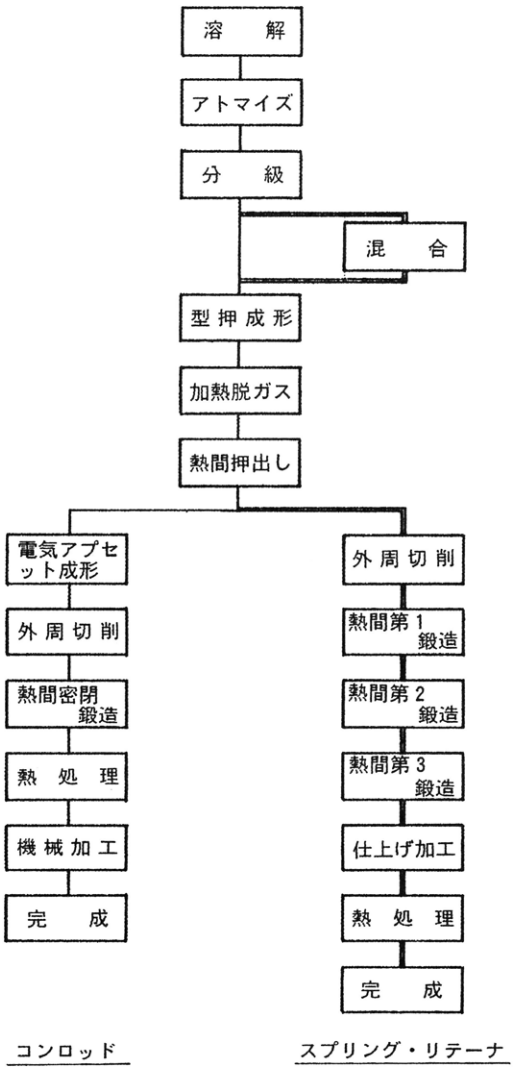



図 17　製造行程

ては種々の方法が提案されている。[5] 今回採用した工程の基本を図17に示し各工程の技術項目について述べる。

### 4.2. 粉末製造、固化方法、脱ガス方法

アルミニウム粉末を原材料として構造部材に応用する場合に問題になるのは、アルミニウム粉末表面の酸化膜に起因する $H_2$ ガス含有量である。アルミニウム溶製材は一般に 0.1～10cc/100g である。含有量を少なくするには、Ar ガスアトマイズ、真空脱ガス等の工程を用いることになるが、本開発ではコスト、量産性と疲労強度への影響が少ない許容ガス量限界を考慮し、エアーアトマイズ、型押し圧粉、$N_2$ ガス置換えによる脱ガスの組合せで、3cc/100g 以下の $H_2$ ガス量になるように設定した。

### 4.3. 塑性加工法

本開発合金は、高温強度向上を狙った成分設定のため全温度領域に於いて塑性加工性が劣っている。この成形能力の小さいアルミニウム材料を高精度で成形する方法として、

1）電気アプセットプリフォーム成形法

2）密閉熱間鍛造法

を開発した。

コンロッドへの応用に1)、2)を、リテーナへの応用に2)を適用した。

4.3.1. 電気アプセット法

この方法は、エンジンバルブの成形に量産で用いられている。基本は棒状素材を通電加熱により局部的に昇温し材料の変形抵抗を下げ、同時に圧力をあげることで次々と変形部位を移動させながら連続成形を行うものであり、難成形材料を座屈させないで大変形させることが可能な製法である。

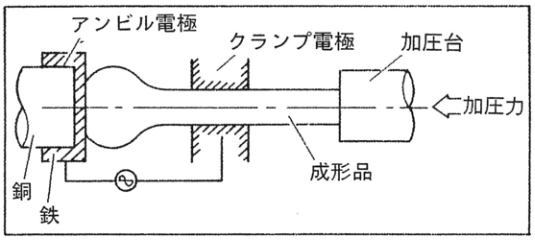



図 18　電気アプセッター概略図

スチールの加工に比べ、アルミニウム合金は次の特性からこれまで実用化した例はなかった。

1）電気抵抗が少なく発熱しにくい

2）熱伝導率が大きく冷え易い

これらのアルミニウム材料特有の性質による成形性の悪さに対し、電極を従来の銅製から銅と鉄のハイブリッド型式にすることで安定した成形を可能にした。これは鉄電極が発熱すること、鉄電極の熱伝導が銅電極より小さくアルミニウム材の温度を保持できることによるものである。構成を図18に示す。

4.3.2. 密閉熱間鍛造法

熱間においても材料の成形性が悪く、バリ出し鍛造ではトリミング時の割れ発生があること、製品としてパーティングライン段差での応力集中を避けたいこと、更に、寸法精度、重量管理に優れること等の理由により密閉鍛造法を採用した。

密閉化の要点は、プリフォーム形状設定、金型方案、鍛造加熱温度･金形温度管理である。コンロッドでは、鍛造加熱温度460～500 ℃、金型温度150～250 ℃、リテーナでは同じく460～500 ℃、80～120 ℃を選んだ。

リテーナ鍛造の問題点はコンロッド鍛造に比べ、製品としてほぼ全面を鍛造黒皮状態で使用し、その寸法精度が非常にきびしいことと鍛造品形状が小さく冷え易いために、鍛造温度を精密にコントロールすることが困難であることである。スチール冷間鍛造品と同等の精度を保証する為に、図19に示す三工程鍛造とし最終成形を密閉とした。本材料はデンドライトの無い微細組織であり、熱による組織変化から生じる寸法変化が少ないことと、高温強度が高く加熱中の変形が少ないことが特徴であり、高精度金型による精密密閉鍛造が可能になった。

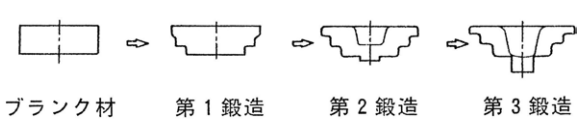



図19　リテーナ成形方案

4.4. 機械加工法

リテーナは鍛造後の加工が少ないので、コンロッド用材料について機械加工性を検定した。本材料の成分はハイシリコン系であるが、初晶Si粒径が約10 μm以下の微細組織であるので切削抵抗、穴径変化、面粗度変化の問題はなく、従来のアルミニウム合金と同等の被削性を持つこと、また、切粉処理性が良く高送りが可能であることが確認できた。刃具摩耗については超硬材種で問題ないことが確認できた。

4.5. 非破壊検査

Aℓ P/M材料の製造工程は従来材料に比較すると複雑であり、内部品質により特性が左右されることから、実際に使用するときには非破壊検査が必要になる。特に粉末を扱う工程での介在物の混入が考えられるため、製造現場での系外、系内異物の混入防止の徹底と、押し出し丸棒での超音波探傷法による検査が必要である。今回は200 μmをこえる場合を不合格にした。

## 5. ま と め

急冷凝固法により可能となった合金設計を用いて高剛性耐熱アルミニウム材料を開発した。この結果、従来の状態図を用いた材料開発から一歩進んで要求する特性を得るために合金元素をかなり自由に選択できる新しい手法が得られた。又、難加工性アルミニウム材料を歩留りよく高精度に成形する技術を開発した。

## 謝　辞

終わりに本研究で素材の研究に携わって下さいました昭和電工㈱平野忠男主席研究員をはじめ関係者の方々、ホンダエンジニアリング㈱の方々に深く感謝します。

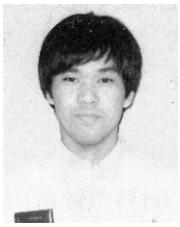
## 参 考 文 献

(1) 林直義、伴恵介、“繊維強化アルミコンロッドの開発”、日本金属学会会報、25 1986 P565

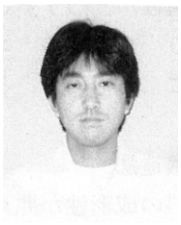
(2) 堀茂徳、“アルミニウム合金の急冷凝固と特性”、軽金属学会第22回シンポジウム、1983 P20

(3) 金属学会、“金属データブック”、1984 P24
(4) 堀茂徳、“高弾性アルミニム合金”、軽金属
学会第 21 回シンポジウム、1982 P5
(5) 渋江和久、“急冷凝固アルミニウム合金”、
軽金属、1989 Vol.39 No.11 P850

■著　者■


椎　名　治　男


村　樫　良　一


星　　雅　己


有　村　光　典


北　条　信　明

# 二輪車用軽量チタンコンロッド

Development of Titanium Connecting Rod for Mass-produced Motorcycles

萩原好敏* 高橋恭* 村上敦*
Yoshitoshi Hagiwara Kyo Takahashi Atsushi Murakami
丸井勇治*
Yuji Marui

## 要旨

軽くて強いチタン材料は内燃機関の性能向上につながるため、二輪車でも早くからレース用部品に利用されていた。エンジン部品では出力向上を目的として、コネクティングロッド（以後コンロッドと略す。）、バルブ、バルブスプリングリテーナーなどがチタン材料に置きかわっている。

現在、レース用部品に使われているチタン合金とその表面処理は、航空機を対象とした仕様の為価格が高く、比較的コスト制約の少ないレーサーでも使用は限られており、量産車への適用は更に困難な課題となっていた。

そこで、廉価なチタン材料と表面処理の開発を行い、二輪車へのチタン部品の適用拡大を図った。

その結果、二輪レーサー用としてチタン製のキット部品の商品化を足掛かりに、1987年には量産市販車（ＶＦＲ７５０Ｒ）として初めてチタン製コンロッドの適用を図ることができた。

本報では、そのチタンコンロッドの内容について材料、処理を中心に述べる。

## ABSTRACT

As a material which is lightweight and rigid enough to improve performance of the engines, titanium has long been used in racing motorcycles. Among other components, the connecting rods, valves and valve spring retainers have been fabricated out of titanium alloy to boost output power.

Because the material specification and surface treatment process is originally based on the aerospace application, cost becomes so prohibitive when used in the racing motorcycles that the application become limited. Its extended use in mass-produced motorcycles was a further difficult challenge.

This paper outlines the development of a new titanium surface treatment and alloy specification for use first in racing motorcycle option components. Since then it has been applied to the connecting rod of a mass-produced motorcycle VFR 750R, in 1987.

## 1．まえがき

近年、二輪車のエンジンは高回転、高出力化が進められており、往復運動部品であるコンロッドの軽量化は重要な課題である。そのためコンロッドの材料は炭素鋼から非調質鋼へ、更には浸炭鋼へと変更する事により軽量化が図られて来た。表1に示すように鉄系材料での重量軽減は浸炭鋼で限界にあり、それ以上の軽量化にはアルミニウム合金やチタン合金への置換が必要となる。中でもチタン合金は軽量化効果が大きく、材料の信頼性も高いことから以前よりレーサー等では使用されてきた。[1)2)] しかし、量産車への適用は、製造コストが高く困難とされていた。[3)4)] その理由のひとつとして、現在使われているチタン合金と

＊朝霞研究所



https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1990_2_24

表１　材料別コンロッド理論軽量化率

| Material (Treatment) | Carbon steel S48C (as forged) | Carbon steel S35VC (non-refining) | Alloy steel SCM420 (carburizing) | Aluminum alloy Powder Metal (T6) | Titanium alloy Ti-6Aℓ4V (annealing) |
|---|---|---|---|---|---|
| Specific gravity ($gr/cm^3$) | 7.85 | 7.85 | 7.85 | 2.80 | 4.43 |
| Young's modulus (MPa) | 206000 | 206000 | 206000 | 78500 | 113800 |
| Tensile strength (MPa) | 617 | 687 | 1275 | 334 | 1138 |
| Proof strength (MPa) | 431 | 481 | 785 | 221 | 804 |
| Endurance limit (MPa) | 303 | 344 | 785 | 196 | 540 |
| Light-weight ratio | ±0 | 7.0 | 19.7 | 38.6 | 44.8 |

表面処理は、航空機を対象とした仕様のため、高品質ではあるがコストが高いことがあげられる。そこで筆者らは、陸上内燃機関用としてチタン合金の見直しを行った。その結果、廉価な自動車用チタン合金（Ti-64A）を開発し、1986年㈱ホンダレーシングより販売のレース用キット部品（コンロッド、インレットバルブ、バルブスプリングリテーナー）に適用した。さらにチタン材料の安価な表面処理〔OD処理（Oxygen Diffusion treatment）と名づけた〕を開発し、チタン部品の大幅なコスト低限を可能とし、1987年9月量販二輪車（VFR750R）で初めてチタンコンロッドが採用された。[5)6)]

## 2．開発の狙い

チタンコンロッドの開発に当たり以下を狙いとした。

(1) 軽量化

従来の浸炭鋼コンロッドに対し、15%以上の重量軽減と十分な耐久信頼性の維持を図ること。

(2) 低コスト化

廉価なチタン材料と表面処理（OD処理）の開発及びチタン部品の製造技術の確立により量販可能なコストを目標とする。

(3) チタン部品製造体制の確立

鍛造と機械加工での生産技術を確立し、量産化により低コスト化を図れる製造体制を作る。

(4) チタン化進展の端緒

エンジン部品のチタン化推進の足掛かりとし、チタン材料採用の端緒とする。

## 3．材　料

### 3.1. 自動車用チタン合金

自動車用チタン合金の開発は、強度確保と低コスト化とを目標に大同特殊鋼㈱と共同で開発を進めた。表2に各種チタン合金の機械的性質を掲る。これによれば、15%の重量軽減を達成するには引張強さ90kg／$mm^2$(882Mpa)以上を必要とする。また、低廉価のためにはスクラップ材の入手が容易な事が必要であり、Ti－6Aℓ4V合金を主要成分として選んだ。

材料価格の高い理由のひとつは、高価な原材料を用い、溶解を真空溶材解法によって製造していることが挙げられる。そこでプラズマ積層凝固炉（PPCF）を用い、スクラップ材の再使用を可能とするとともに、溶解回数も短縮した。これにより、従来法に比べ廉価な自動車用チタン合金を開発できた。[7)8)]

表3に開発材料の製造法と主な仕様を示す。主要成分の6%Aℓ、4%VはTi－6Aℓ4Vと同様であるが、酸素、鉄等の不純物元素を従来仕様より高めに許容しているのが特徴である。

表２　各種チタン合金の機械的性質

| Type | Material | Heat treatment | Tensile strenght | Proof strength | Elongation | Reduction of Area |
|---|---|---|---|---|---|---|
| α | CPTi (ST-50) | Ann. | 441 | 294 | 35 | — |
| near α | Ti-8Al1Mo1V | Ann. | 1000 | 952 | 15 | 28 |
| | Ti-6Al2Sn4Zr2Mo | Ann.<br>STA | 971<br>1275 | 893<br>1138 | 15<br>11 | 35<br>20 |
| α + β | Ti-3Al2.5V | Ann. | 687 | 589 | 20 | — |
| | Ti-6Al4V | Ann.<br>STA | 981<br>1167 | 912<br>1099 | 14<br>10 | 35<br>25 |
| | Ti-6Al6V2Sn | Ann.<br>STA | 1059<br>1275 | 1001<br>1167 | 14<br>10 | 30<br>20 |
| β | Ti-13V11Cr3Al | STA | 1324 | 1226 | 8 | — |
| | Beta C (Ti-3Al8V6Cr4Mo4Zr) | STA | 1440 | 1372 | 7 | — |
| | Ti-15V3Cr3Sn3Al | STA | 1275 | 1158 | 10 | — |
| | Ti-22V4Al | ST<br>STA | 735<br>1372 | 686<br>1323 | 22<br>5 | 65<br>10 |

Ann: : Annealing　STA : Solution treatment＋aging　ST : Solution treatment

表３　自動車用チタン合金の内容

（　）は従来仕様

| Symbol of Material | Ti-64A (Ti-6Aℓ-4V) | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| COMPOSITION (Standard) | C<br>≦<br>0.20<br>(0.10) | Aℓ<br>5.50<br>〜<br>6.75 | V<br>3.50<br>〜<br>4.60 | Fe<br>≦<br>0.40<br>(0.30) | O<br>≦<br>0.25<br>(0.20) | N<br>≦<br>0.05 | H<br>≦<br>0.015<br>(0.0125) | Ti<br>Remainder |
| STRENGTH | Tensile Strength ≧896MPa | | 0.2% Pfoof Strength ≧827MPa | | Elongation ≧10% | Reduction of area ≧25% | | Charpy impact value ≧491J/cm² |
| Method of Production | sponge Ti, parent alloy scrap → melting in PPFC → melting in VAR | | | | | sponge Ti parent alloy → compact forming electrode forming by welding Melting in VAR (primary) → Melting in VAR (secondary) | | |
| | ingot → processing in to malleated material | | | | | | | |

### 3.2. 材料強度試験結果

開発材（Ti－64A）の実験値と従来材（Ti－6Aℓ4V）の機械的性質を図１に、疲労強度の比較を図２に示す。引張強さと耐力、疲労強度は従来材より高く、伸び、絞りはやや低くなっている。これは酸素量を高めにした影響であるが衝撃値低下への影響はなく、靭性上の問題もない。

## 4. 表面処理

### 4.1. チタンの表面処理

チタンは、チタン同士あるいは異種材との組み合わせの何れでも、金属面のままでは活性で極め

て焼付易い性質がある。そのため、チタン部品の摺動面には、焼付防止の表面処理を必要とする。従来あるチタンコンロッドでは、クランクシャフトあるいはコンロッド同士の接触する大端サイド面にはモリブデン溶射を、ピストンピンと摺動する小端の内径には銅のブッシュを圧入し対処しているが、これらの生産性は悪く、コストアップの要因となっており適切な表面処理の開発を必要とした。この為、筆者らは窒化、メッキ、溶射、酸化等チタンの表面処理について調査検討を加えた。その結果、クロムメッキ処理は耐摩耗性に優れるので以前は使用されていたが、処理液の公害問題があるので量産での採用には難がある。そして、現在最も良く用いられているモリブデン溶射は耐摩耗耐焼付性に優れているが高コストと、剥離等の品質安定に問題がある。次に 800℃ 以上の高温窒素ガス中の加熱処理で得られる窒化層は硬く耐摩性に優れるが、疲労強度が平滑試験片で 44% も低下し（図2）、又膨張等による寸法変化が大きい問題もありコンロッドの表面処理としては適当でない。

そこで、大気中の低温加熱で得られる酸化処理に着目し、その可能性について検討した。

### 4.2. チタン合金の OD 処理

チタンは大気中で加熱すると 350℃ 付近から酸化し、低温では酸素含有量の少ない酸化物を、高温（約 600℃ 以上）では $TiO_2$ が形成され、被膜厚さは温度と時間に応じて変化する。加熱温度

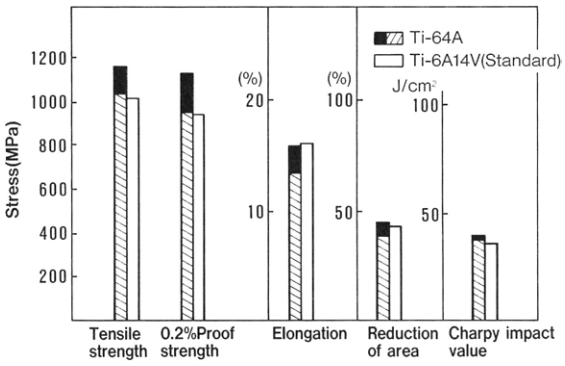



図１　自動車用チタン合金の機械的性質

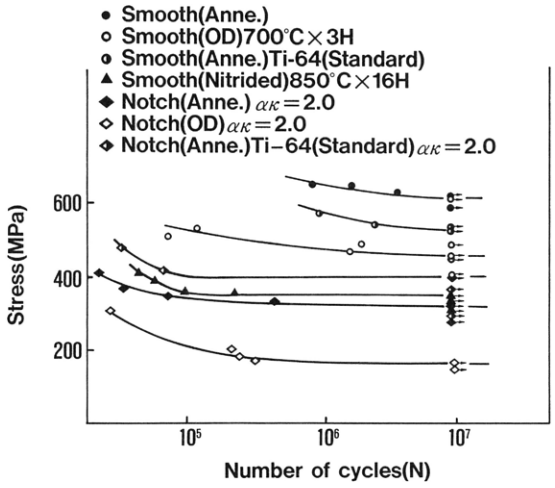



図２　自動車用チタン合金の回転曲げ疲れ強さ

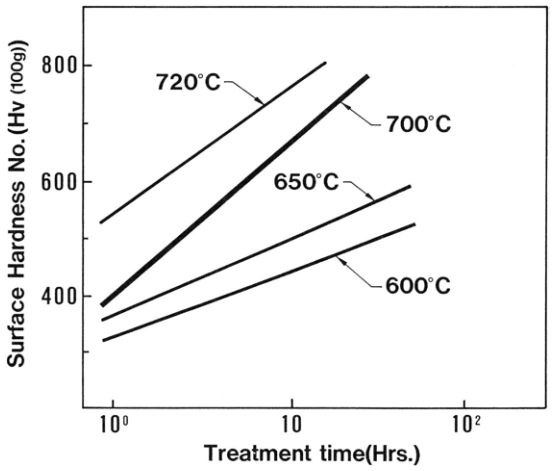



図３　チタン合金の OD 層特性

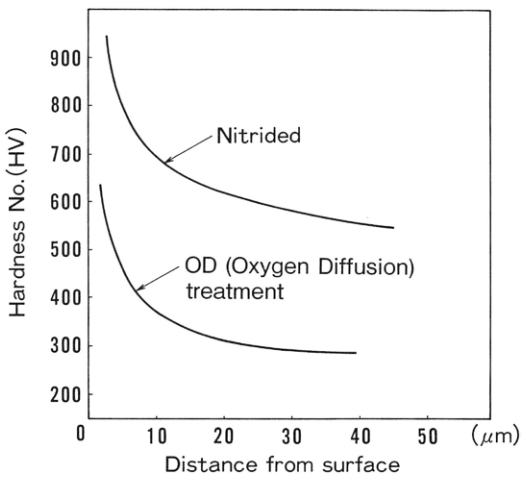



図４　表面処理した合金の断面硬さ分布

と時間による表面硬さの変化を図3に、断面硬さ勾配を図4に示す。耐摩耗上表面硬さはHV500以上必要で、処理温度は650℃以上が望ましい。

歪みの傾向については酸化加熱時の寸法変化を調べた。(図5) テスト方法は100mmのスパンで二点保持した8.2$\phi$のチタン合金棒を炉中で16Hr加熱冷却し、曲がりを測定した。素材の前組織が粒状$\alpha+\beta$組織の場合、曲がりは加熱温度900～950℃で最も大きくなり、これより高温では再び小さくなる。これはこの温度域がTi－6A$\ell$4V合金の超塑性温度域であり、自重による塑性変形が主原因である。超塑性は結晶粒径が10ミクロン以下と微細なことが必要条件であり、加熱温度が1000℃付近の$\beta$変態点を越えると結晶粒径が急に大きくなるため曲がりは小さくなる。従って、750℃以上の温度では歪みが問題となり、650℃以下では酸化に長時間を要すので処理温度は700～720℃が適正であった。

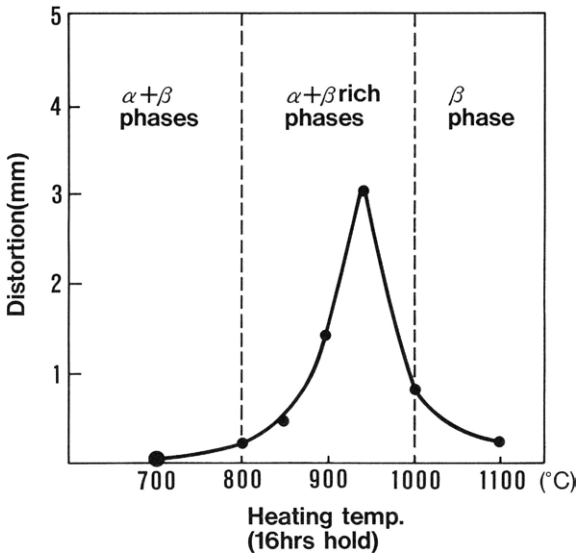



図5　チタン合金の加熱温度による寸法変化

### 4.3. 焼付摩耗特性

実際のエンジンではコンロッド同士やクランクシャフトとの摩擦があり耐焼付かじり性は重要である。そこで、焼付かじり性への表面処理の効果についていくつかの摩擦摩耗試験を行った。チップオンディスクタイプの摩擦摩耗テスターでは、回転円盤に接触面積100mm$^2$で試片を押しあて、オイルカットから焼付きまでの時間を測定し、焼付性を評価した。チタン合金同士、浸炭鋼同士の評価結果を図6に示す。焼付き易いチタン合金同士でも、樹脂コーティング(弗素樹脂をOD層上にスプレー塗布し、180℃で焼き付けた8～18ミクロンの樹脂層)と組み合わせたOD層により浸炭鋼同士と同じレベルにまで改善される。図7はコンロッドの小端内径部のピストンピンとの摩擦を想定し、一定面圧で連続摩擦中の摩擦係数の変化を測定し、かじり性を調べた結果である。浸炭鋼同士に比べ、酸化処理したチタンと浸炭鋼の組み合わせの方が摩擦係数の変化が少なく、かじりの少ないことを示している。以上は面接触状態での結果であるが、実際のコンロッドではむしろ片当りの線接触状態の方が問題になり、それを想定したテスト結果を図8に掲げる。コンロッド小端

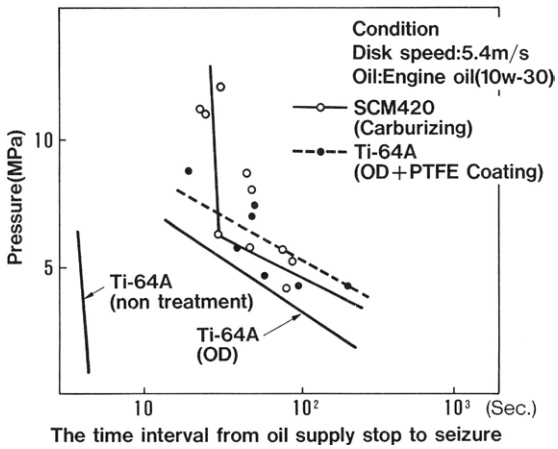



図6　チタン合金の焼付試験結果

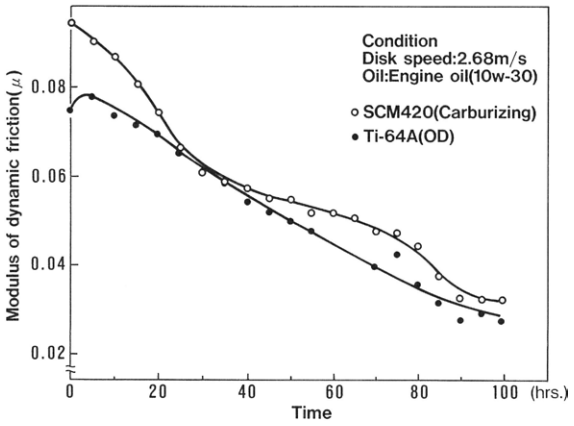



図7　チタン合金の摩擦試験結果

のピストンピンとの倒れによる片当たり（図８－a）、及び大端サイドのはぐみによる片当たり（図８－b，c）について連続摺動中のかじり発生の限界荷重、時間（図８－c）を求めた。小端側では正常接触、片当たり接触共にOD処理のみで浸炭鋼同士よりやや高い限界荷重が得られた。大端サイド同士の結果は図８－bに示すように、OD処理のみでは浸炭鋼同士より限界面圧は低下するが、樹脂コーティングをOD層上に付加すると大幅に耐かじり性が改善される結果を得た。

### 4.4. 疲れ強さ

表面処理を施したチタン合金の疲れ試験の結果は図2で示した様に、OD処理を施したチタン合金の静的な機械的性質に変化はないが、疲れ強さは平滑試験片で26%、切欠片（$\alpha=2.0$）では50%も低下する。これは、硬くて脆い表面の酸化層に発生した亀裂が母材表面へ切欠効果をあたえるものと考える。

チタン合金の切欠感受性は素材のままでも高く、窒化や酸化などの表面処理によって更に倍以上にも高くなる。コンロッド強度上の配慮として、加工粗さに注意したり大端のボルト座R部のような高応力の発生する部位では、OD層を加工で除去し、あるいはショットピーニングを施行し、疲れ強さの回復を計る必要がある。図9に疲れ強さにおよぼす粗さの影響、ショットピーニングの効果を掲げる。

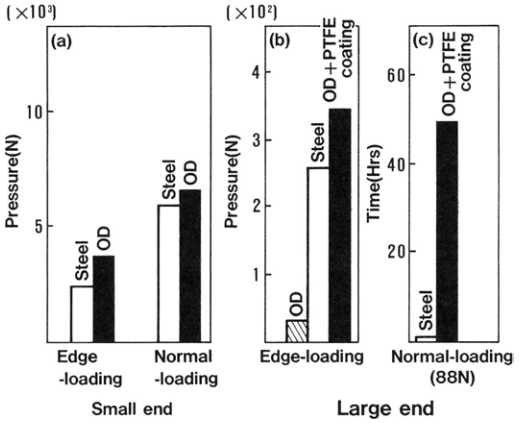



図８　コンロッドかじり試験結果

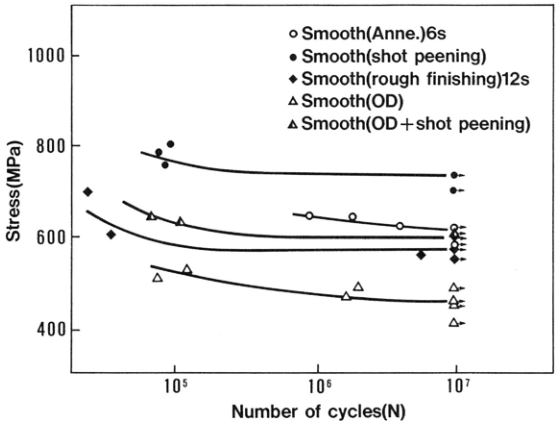



図９　加工アラサ　ショットピーニングによる疲れ強さの変化

## 5．チタンコンロッドの概要

### 5.1. 構　造

開発したチタンコンロッドの構造を図10に製造工程を図11に示す。材料は開発した自動車用の低廉なチタン合金（Ti－64A）を採用した。

耐摩耗表面処理としては、大端スラスト部にOD処理と樹脂コート、小端内径にはOD処理を採用し、大端部のモリブデン溶射と小端のブッシングとを廃止した。

### 5.2. 鍛　造

特徴は熱間鍛造の一回加熱である。チタン合金は加熱冷却の繰り返し鍛造を何回も行うと強度低下を引き起こすので、最少の加熱回数で鍛造する必要がある。鍛造温度は$\alpha+\beta$の特性を失わず鍛

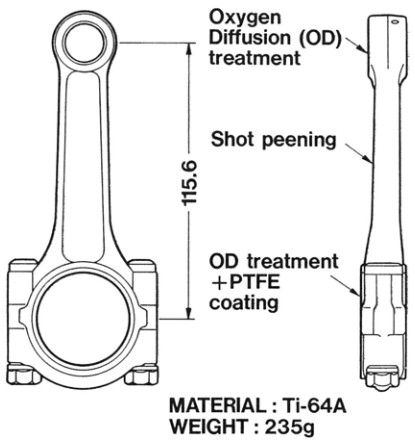



図10　チタンコンロッドの構造

造可能な温度を選定すると、ベータ変態点直下で行うのが良く、その為に鍛造温度は970℃に設定した。さらにチタン合金はスプリングバックが大きいので、歪み矯正はトリミング直後に熱間コイニングにより行っている。そして、後工程のOD処理時に生じる歪みを減少させるため、715℃での焼鈍を鍛造後に取り入れた。

### 5.3. 加　工

難切削性のチタンの加工は課題の一つであった。

機械加工は量産自動車部品としては全く加工実績がないため、当初はクランプ法や工具の選定等の問題もあった。しかし、加工法での種々の工夫や経験の積み重ねにより大きな問題は解決していくことができた。例えば、チタン合金は非磁性であるためクランプ方法が従来と異なる。そのため、クサビ型の治具による固定とエアー吸引での浮き上がり防止にてワークのクランプを行った。又熱伝導が悪いため、加工時に熱がこもり切削抵抗が上がる為、特に穴加工では問題となった。これにはドリル先端を２段角にする工夫が有効であった。鍛造工程においても熱間鍛造の際の酸化した表面硬化層は、工具寿命に大きく影響するので鍛造酸化を極力抑える事も重要である。

### 5.4. コンロッド単体強度評価

実際のコンロッドでの引張圧縮耐久試験結果を図12に示す。竿部の耐久限度としては、おおよそ応力振巾（$\sigma a$）＝ 22kg/mm$^2$(216MPa)，平均応力（$\sigma m$）＝０であり、炭素鋼コンロッドとほぼ同じレベルの耐久限度線図である。コンロッドが強度要素のみであれば、チタン合金は比強度が高いため、比重分の約40%の軽量化が可能である（表1）。しかし、実際の使用応力域は圧縮応力側であるため、座屈強度を含む剛性要素やボルト、ナットの鉄部品の使用により実際の軽量化率は理論計算値に比べ低下している。[9)]

表４　主なコンロッドの重量・コスト（比）

| CONNECTING ROD SPECIFICATION (Material Treatment) | | | | Weight Ratio | Cost Ratio |
|---|---|---|---|---|---|
| Carbon Steel S35VC Non-refining | | | | 1.00 | 1.0 |
| Alloy Steel SCM415H Carburizing | | | | 0.85 | 1.2 |
| Titanium Alloy | Ti-6Al4V (Aircraft use) | Annealing | Mo coating + Cu bushing | 0.71 | 45.0 |
| DEVELOPMENT SPECIFICATION | | | | | |
| Titanium Alloy | Ti-6Al4V (Aoutmotive use) | Annealing | OD treatment + Resin coating | 0.70 | 7.0 |

### 5.5. 実機評価

エンジン性能評価において、チタンコンロッドの効果は、種々の耐久試験において従来の鉄コンロッドと同等以上の強度レベルでかつフリクション低減で約２馬力の優位差があった（V型４気筒750ccENG）。

重量とコストの結果を表4に示す。

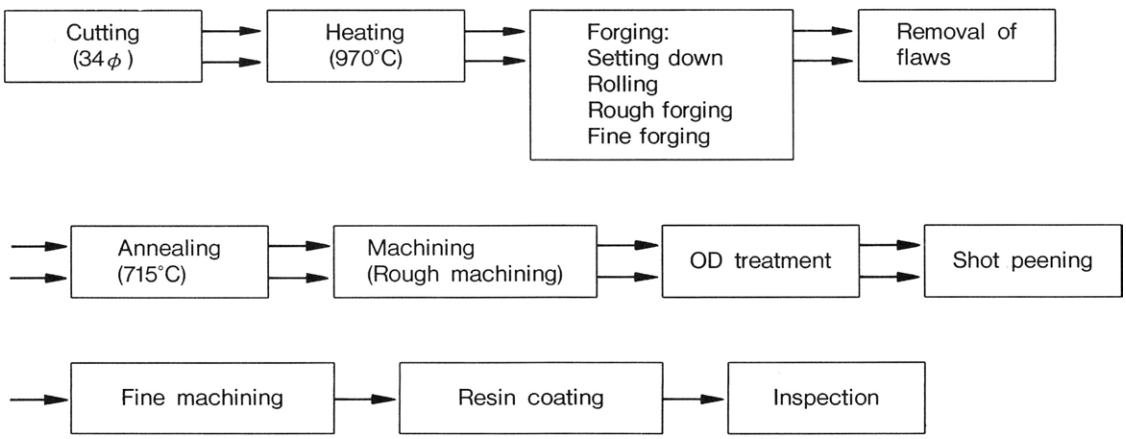



図 11　チタンコンロッドの製造工程

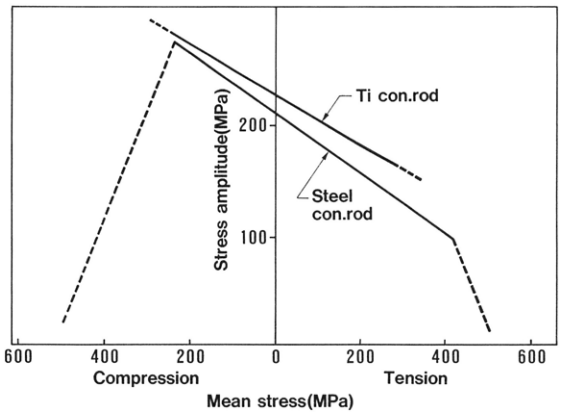



図 12　コンロッドの耐久限度線図

コストは従来のチタンコンロッドに比べると約 1／6 に大幅低減しているが、量産品（浸炭鋼）に対しては約 6 倍と未だ高価である。重量は 17% 減（対浸炭鋼）と目標を達成することができた。

## 6. ま と め

コスト低減と生産技術の確立とにより、量販二輪車用の軽量チタンコンロッドを開発できた。その内容をまとめると以下のことが言える。

(1) スクラップ材利用による廉価なチタン合金（Ti－64A）は苛酷な使用条件のコンロッド素材として問題がなく、自動車用として十分使用できる材料である。

(2) チタン材への OD 処理（酸化処理）は、その弱点を補い利用すると、廉価で簡便な耐摩耗処理である。

(3) 鍛造では酸化と歪の防止が重要なポイントである。

(4) 機械加工では非磁性体のクランプ法、難削材に対しての加工条件と精度が大切なポイントである。

## 7. あ と が き

以上、二輪車にて量産化したチタンコンロッドの開発について述べた。本コンロッドを搭載した VFR750R は国内を初めとして、ヨーロッパには 2 年以上も発売され、更に 1990 年初めより北米にも輸出されている。そしてレースユーザーはレース用として量産コンロッドをそのまま使用しても問題なく過酷な使用での信頼性も高く評価されている。他社の二輪車でも 1989 年には同様のチタンコンロッド（表面処理は TiN イオンプレーティング）の量産化がみられ、また秋にはβ型チタン合金に酸化処理を施した、バルブスプリングリテーナーを採用した乗用車の発表があり、エンジン部品のチタン化は徐々に動き出している。

そして、エンジンの往復運動部の軽量化は性能向上のみでなく燃費向上にも重要なテーマであり、そのなかでチタン部品の果たす役割は今後益々大きくなると予測される。

そのためにもコスト低減の努力は一層重要であり、材料と加工にはその可能性が未だ十分残されていると考える。その意味でも今回採用した酸化処理は従来の表面処理に比べ大幅に低廉であることから今後も耐摩耗処理として自動車部品のチタン化推進の一助になることを期待する。

最後に、チタンコンロッドの開発と量産化にあたり御協力頂いた大同特殊鋼㈱、㈱三條機械製作所、その他多くの関係者の方々に深く感謝の意を表します。

## 参 考 文 献

(1) 萩原，高橋；二輪レーサーとチタン材料，チタニウム･ジルコニウム，vol. 35 (1987) No.2, P2

(2) 徳田；神戸製鋼技法，vol.18 (1986) No.4, P36

(3) A. M. Sherman; Potential for automotive application of titanium alloys, SAE paper, 860608

(4) P. Jette; Titanium for energy and industrial applications, The metallurgical society of AIME, (1981), P199

(5) 萩原，高橋；自動車用軽量チタンコンロッドの開発，自動車技術，vol. 42 (1988) No.9, P1216

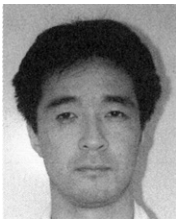
(6) Hagiwara, Takahashi; Development of surface treatment and application to Mass-Production of Titanium Connecting Rods, SAE paper, 891769

(7) 加藤；チタニウム，ジルコニウム，Vol. 32 (1984) No.2, P94

(8) 山田;ブラズマアーク炉によるチタンの溶解,
電気製鋼, Vol. 54 (1983) No.1, P53
(9) K. Groth; Konstruction, Vol. 121 (1969) No.19,
P381

■著　者■


萩 原 好 敏


高 橋 恭


村 上 敦


丸 井 勇 治

# 二輪車アルミフレーム用鋳造合金の開発

Development of Aluminum Casting Alloys for Motorcycle Frames

高崎憲政* 小屋栄太郎* 望月信介*
Norimasa Takasaki Eitaro Koya Shinsuke Mochizuki

## 要旨

二輪車のフレームは軽量、高剛性である事が求められており、スチールからアルミへと材料置換が進められている。

アルミフレームにおいては、剛性と生産性の面から鋳造部品が多用されているが、フレーム用鋳造合金は強度、靭性、鋳造性以外に溶接性、溶接部強度、アルマイト性等の特性を満足する必要がある。

これに対し溶接部強度が高くアルマイト性に優れるAℓ-Zn-Mg系合金と鋳造性とアルマイト性のバランスを取ったAℓ-Si-Mg系合金の2種のアルミ合金を開発し、フレーム形式の要求特性に合わせて使い分けている。本稿ではこれらの材料特性について述べる。

## ABSTRACT

The requirements for lightweight and high-rigidity motorcycle frame involves substituting aluminum for steel. As the material commonly used due to its rigidity and productivity in the aluminum frame, casting alloy must meet requirements for weldability, strength of weld zone and anodic oxide film as well as strength, toughness and castability.

This paper presents material properties of the two alloys developed for use in the aluminum frame: Al-Zn-Mg alloy that has high strength of weld zone and good coloring characteristics of anodic oxide film; and Al-Si-Mg alloy that has high castability and still achieves good coloring of anodic oxide film. These two alloys are effectively used in parts of the frame according to their material properties.

## 1．まえがき

オンロード用二輪車の動力性能の向上に伴い走行安定性の向上を計る為に、フレームには増々高剛性かつ軽量であることが求められている。

従来のフレームはスチールパイプ及び板材を溶接により結合して製造されてきたが、材料の弾性率が高い為、剛性上の問題よりも主に溶接部の疲労強度上の問題から軽量化が限界となっていた。この為、より比重の軽いアルミへの材料置換が検討されるようになった。

アルミは、鉄に対して比重は約1/3であるが弾性率も約1/3であり、高剛性を要求されるオンロード用二輪車のフレームに対しては、単純な材料の置き換えでは十分な軽量化は望めない。一般的に弾性率の低い材料で高剛性を得るには、構造体の表面積を大きく取り、パイプ継手部分の断面形状を発生モーメントに対応して連続的に変化させる必要がある。

この様な点からアルミフレームの量産化にあたっては、押出型材パイプと鋳造一体成形ジョイント部を熔接結合する事により、軽量、高剛性でかつ生産性の高いアルミフレームの実用化に成功し

＊朝霞研究所



https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1990_2_25

ている。

しかしながら、ジョイント部は強度、靭性、溶接性、溶接部強度、アルマイト性、鋳造性等の特性をすべて満足しなければならず、溶接構造物への鋳造部品の適用は困難とされ[(1)]、上記特性を満足する新鋳造合金の開発が行われた。本稿では新たに開発した合金の開発経過を通してそれぞれの合金の特色を明らかにする。

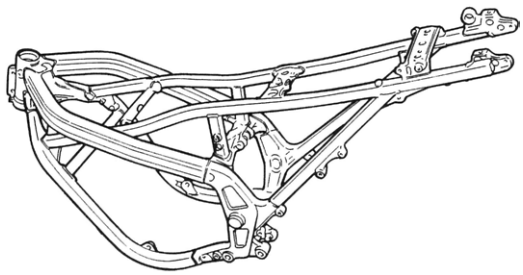
## 2．フレーム形式と材料

アルミフレームの形式例を図1 に示し、各部の材質と製法を表1 に示す。

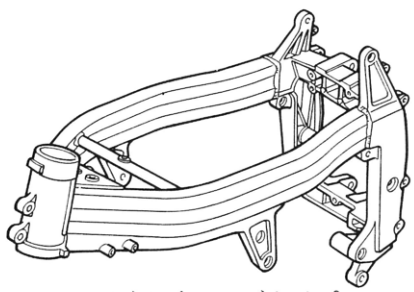
スチールフレームに対しアルミフレームでは、ダブルクレードルタイプで約 25%、ツインチューブタイプで約 40% の軽量化が計られている。

フレーム形式によって２種類の鋳造用合金が使い分けられているが、これは以下の理由による。

従来のスチールフレームにおいて、軽量高剛性化にはダブルクレードルタイプが適するとされ、初期のアルミフレームにもこのタイプが導入された。ダブルクレードルタイプは弾性率の高い材料を主体に考えられている為、細径のパイプが主体となり、溶接部が比較的複雑で溶接部に応力が集中し易くなる傾向がある。この為、溶接部強度を重視し、パイプと鋳造部品の両方に Aℓ-Zn-Mg 系合金を採用した。



ダブルクレードルタイプ



ツインチューブタイプ

図１　各種フレーム形式

表１　フレーム形式と材質

| フレーム形式 | パイプ | | 鋳物 | |
|---|---|---|---|---|
| | 製法 | 材質 | 製法 | 材質 |
| ダブルクレードルタイプ | 押出シングルホロー | A7003-T4 | 重力金型鋳造 | 6%Zn-0.71%Mg |
| ツインチューブタイプ | 押出トリプルホロー | A7003-T4 | 重力金型鋳造 | 5%Si-0.30%Mg |

その後アルミ合金の材料特性にあったツインチューブタイプのフレームが考案され、更に軽量、高剛性化が進められた。ツインチューブタイプの特徴は、パイプを２本の幅広い高剛性のパイプに集中化し、ジョイント部の断面形状を連続して変化させていることにある。これにより溶接箇所が単純され、かつパイプとジョイント部品との継手面が広くとれる為溶接部に対する応力の集中は少なくなる。しかし、鋳造部品にはより複雑、大型化が必要になり溶接部強度よりはむしろ鋳造性を重視した Aℓ-Si-Mg 系合金を採用した。

## 3．フレーム材料設計の考え方

二輪車フレーム用鋳造合金に要求される特性をまとめると以下のようになる。

①溶接性…割れ感受性が低いこと。

②強　度…駆動力･路面からの反力･エンジン振動等の繰り返し荷重に対して充分な強度を有すること。

③靭　性…転倒･衝突に対して耐衝撃性を有すること。

④アルマイト性…アルミ特有の金属光沢感と明度が維持されること。

⑤鋳造性…薄肉、複雑形状部品に対応可能であること。

上記の特性に対して溶接性及び靭性から、材料系 Aℓ-Zn-Mg 系、Aℓ-Si-Mg 系及び Aℓ-Mg 系合金が選定される。この３種類の材料の特性比較を表２ に示す。

Aℓ-Zn-Mg 系と Aℓ-Si-Mg 系は熱処理型である為、

表２　Aℓフレーム用鋳物材料の特性比較

| | 母材強度 | 溶接部強度 | 鋳造性 | ｱﾙﾏｲﾄ性 |
|---|---|---|---|---|
| Al-Zn-Mg系 | 良 | 優 | 可 | 優 |
| Al-Mg系 | 可 | 可 | 可 | 良 |
| Al-Si-Mg系 | 良 | 可 | 優 | 可 |

時効硬化によって母材の強度向上が可能であり、Aℓ-Zn-Mg 系合金は常温で時効硬化する為、溶接熱影響部の強度が回復する特性を持つ。

また、アルマイト性についてはAℓ-Si-Mg 系は共晶 Si の晶出により色調が灰色化し光沢が低下する傾向を持つ。

一方、鋳造性のなかで流動性は、Si 量が亜共晶組成（～11.2%）まではSi 量が多いほど向上するが、Si を含有しないAℓ-Zn-Mg 系とAℓ-Mg 系はあまり良くない。また、Aℓ-Zn-Mg 系合金は熱間割れの感受性が高い為、金型による大量生産の例は稀である。Aℓ-Mg 系は引け特性が悪くシュリンケージが発生し易く溶接ビードの品質を低下させることがある[2]。

従って、フレーム用鋳造合金の開発には鋳造性と溶接部強度及びアルマイト性とのバランスの取り方が重要になってくる。

アルミフレームの導入経緯をみると、初期段階において、オールアルミ展伸材フレームと同等の溶接部の信頼性及び外観商品性を得る為にAℓ-Zn-Mg 系合金を採用した。この系の合金が持つ鋳造の困難さを克服し鋳物ジョイント構造が確立された。アルミフレームの評価確立後は、商品魅力のポイントは形状の独自性に移行し、これに伴い鋳造部品に対しては大型化（製品重量 1.0～1.5 kg → 2.0～4.0 kg）及び複雑化・薄肉化（標準肉厚 5.0 mm → 3.5 mm）・中空化が進められた。これらの要求に対して鋳造性を重視したAℓ-Si-Mg 系合金の開発により鋳造ジョイント構造のアルミフレームが中・大型オンロードスポーツ車に広く使用できる様になった。

## 4．Aℓ-Zn-Mg 系合金の開発

### 4.1. 化学成分

Aℓ-Zn-Mg 系開発合金の化学組成を表３ に示す。

表３　Aℓ-Zn-Mg 系合金の化学組成（Wt%）

| Zn | Mg | Fe | Mn | Cr | Ti | Aℓ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 5.5 | 0.55 | 0.6 | 0.1 | 0.1 | 0.1 | |
| ～ | ～ | ～ | ～ | ～ | ～ | ba ℓ |
| 6.5 | 0.75 | 0.3 | 0.2 | 0.2 | 0.2 | |

主成分の Zn・Mg 量は鋳造特性、耐応力腐食割れ性及びパイプとの色調のマッチングから決定した。また熱間割れの感受性を低下するために Fe、Ti を添加し、耐応力腐食割れ性向上のために Cr、Mn を添加している。

### 4.2. 鋳造特性

図2 に主なAℓ-Zn-Mg 系、Aℓ-Mg 系合金の組成範囲を示す。Aℓ-Zn-Mg 系合金では、Zn7%、Mg 0.5～1.0% に熱間割れ感受性のピークがあり、低 Zn 高 Mg 側に行くに従い熱間割れ感受性は低下する[3]。また、Mg5% 合金ではシュリンケージが起こりやすく、また流動性が良くない為Aℓ-Mg 系合金に Zn を添加し流動性の向上が計られる[4]。

これらの特性を見極める為、表4 に示す A. B. C. の３種の合金について特性の解析を行った。

表４　Aℓ-Zn-Mg 系テスト合金化学組成（Wt%）

| | Zn | Mg | Fe | Cr | Mn | Ti | 相当合金 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| A | 6.0 | 1.0 | 0.80 | 0.30 | 0.15 | 0.20 | AA 712.0 |
| B | 4.0 | 2.0 | 0.20 | 0.15 | 0.50 | 0.20 | AA 707.0 |
| C | — | 4.0 | — | — | 0.30 | — | AC 7A |

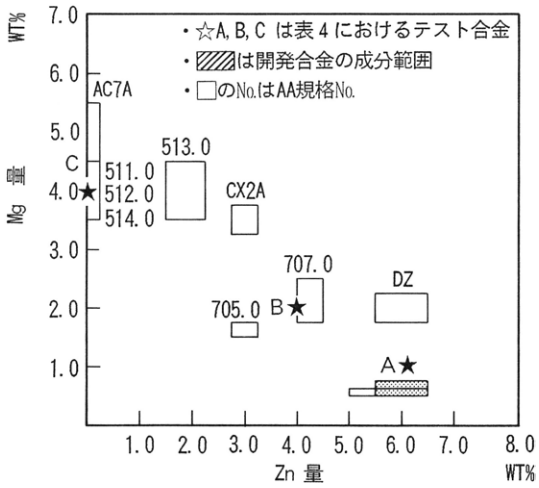



図２　代表的Aℓ-Zn-Mg 系合金の組成範囲

(a) 凝固温度

熱分析の結果を図3に示す。参考に鋳造性の良好なAℓ-Si-Mg系のAC4CHを同時に示す。Aℓ-Zn-Mg系合金はAℓ-Si-Mg系合金に対して固相線が約70℃高く凝固の完了が早い。Aℓ-Mg系合金はその中間に位置する。

(b) 流動性試験

図4にMIT式流動試験の結果を示す。本試験において流動性の良いAℓ-Si系合金は900〜1000mmの流動長を示す。これと比較するといずれの合金も流動性は良くなく同等である。これは凝固温度

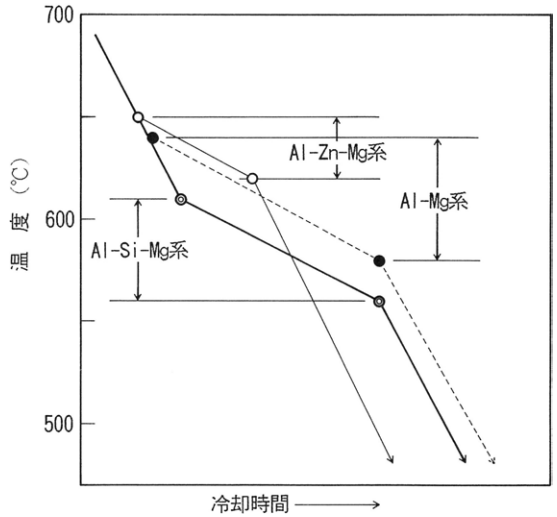



図3 各種Aℓ鋳造材料の凝固範囲比較

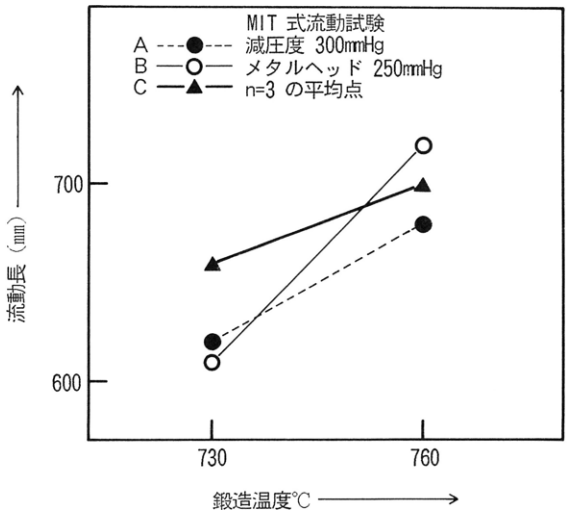
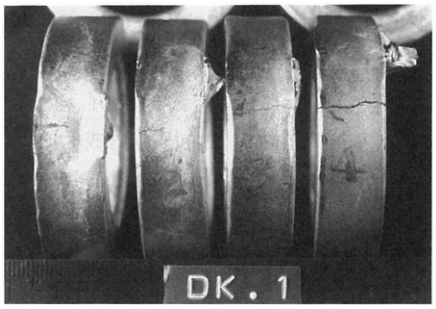



図4 流動長試験結果




左側より1.2.3.4度と評価し、割れが発生しない場合を0度とした

図5 熱リング割れ評価基準

表5 熱間割れ試験

| 鋳込み温度 | 730℃ | | 760℃ | |
|---|---|---|---|---|
| 型温 / 組成 | 200℃ | 350℃ | 200℃ | 350℃ |
| A | 0.0 | 0.0 | 2.1 | 0.0 |
| B | 0.0 | 0.0 | 0.9 | 0.0 |
| C | 0.0 | 0.2 | 0.8 | 0.3 |

が高い事が影響していると思われる。

(c) 熱間割れ試験

熱間割れの評価はリングテストで行った。割れ評価基準により得られた10回の平均値を表5に示す。金型温度が低い場合はAの組成の割れ感受性は高いが金型温度を高くする事により割れの発生は無くなる。また鋳込み温度を下げ結晶核の再溶融を防止する事により割れ感受性は低下する。一方、CのAℓ-Mg系はシュリンケージが集まり、微細なクラックとなる。

(d) テーターモールド試験

テーターモールドによる各組成のひけ特性を図6に示す。いずれもパイプ長さが長く押湯の効きはあまり良くないと考えられる。シュリンケージはAの組成が出にくい。シュリンケージは溶接ビードの品質に大きな影響を与えるため出にくい特性が望ましい。

以上の試験結果より、熱間割れに対して、重力金型鋳造においては金型温度の設定自由度が高く、凝固特性に合わせて金型温度を高く設定する事により解決でき、よりシュリンケージの発生しにくい高Zn低Mgの組成域を選定できた。

また開発途中において発生した割れのSEI(二次電子像)を図7に示す。Aℓ-Zn-Mg系合金の熱間割れについては従来、固液共存域に於ける破断現象として捉えられていたが[5]、実際の鋳造時に発生する割れは図7－1に示すデンドライトがほとんどであり、図7－2の様に粒界を形成しているものは僅かである。従って熱間割れは鋳造プロセスから見た場合、デンドライト間の溶湯の未補給現象という側面が強い。

### 4.3. 耐応力腐食割れ性

Aℓ-Zn-Mg系合金において耐応力腐食割れ性は重要である。クロム酸水溶液煮沸促進テストの結果を図8に示す。Mg量は耐応力腐食割れ性は変化を与える為、0.8%以下に規制する必要がある。また、耐応力腐食割れ性を向上する為に過時効条件(170℃×10hr)で熱処理を行っている。

### 4.4. 機械的性質

Mg量と機械的性質との関係を図9に示す。Mgは鋳造中に変動し易い成分である為、鋳造中の成分管理に注意が必要である。

母材及び溶接部の疲労強度特性を図10に示す。溶接熱影響部の回復により、溶接部は母材と同等の疲労強度を有する。

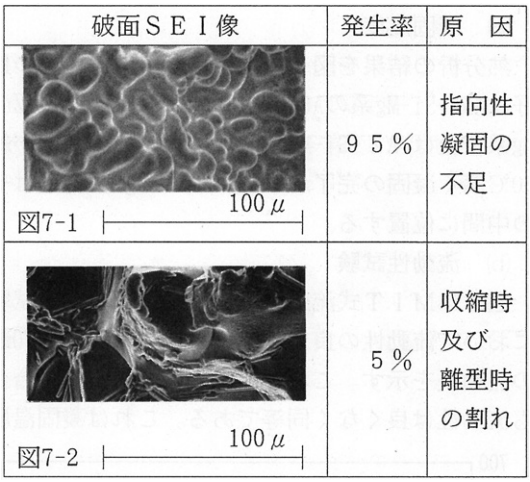



図７　Aℓ-Zn-Mg系鋳物合金の鋳造割れ破面

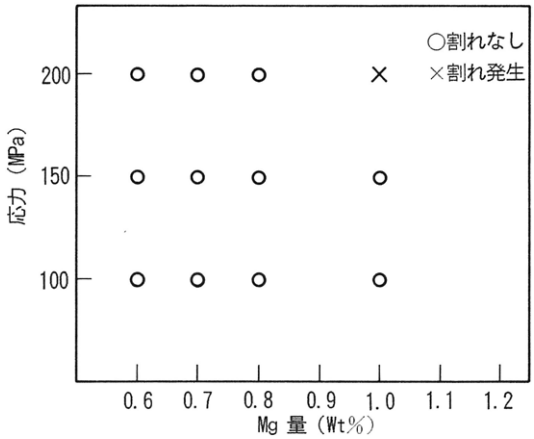



図８　Aℓ-6%Zn合金の応力腐食割れ試験結果

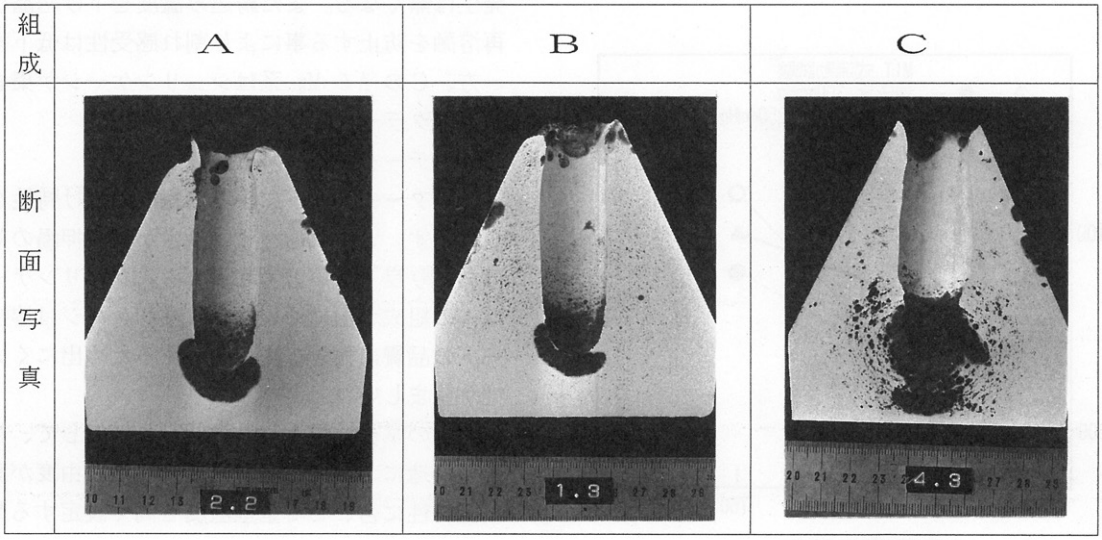



図６　テーターモールド試験結果

## 5．Aℓ-Si-Mg 系合金の開発

### 5.1. 化学組成

Aℓ-Si-Mg 系開発合金の化学組成を表6 に示す。Aℓ-Si 系の合金は鋳造性が良いためアルミ鋳造用合金のほとんどがこの系であるが、特に強度、靭性を重視する場合 Aℓ-Si-Mg 系合金を使用する。Aℓ-Si-Mg 系合金成分の Si 量は鋳造性とアルマイト性から決定される。Aℓ-Si 系の鋳造性については広く調査されており、それらをまとめると以下の様になる[6]。

流動性は 2～3% Si に流動長の極小点が有り、Si 量の増加と共に液相線温度が低下し流動性は直線的に増加する。熱間割れ性は 1～2% で最も割れ感受性が高く 4～5% 以上では割れの発生はほとんどなくなる。引け特性は準固相温度範囲が最も広い 6～7% で押湯性が最も良く、Si 量が増えるとざく巣が発生し易くなる。これらを総合すると Si 量が 5～8% の範囲が鋳造性のバランスが良いとされている。

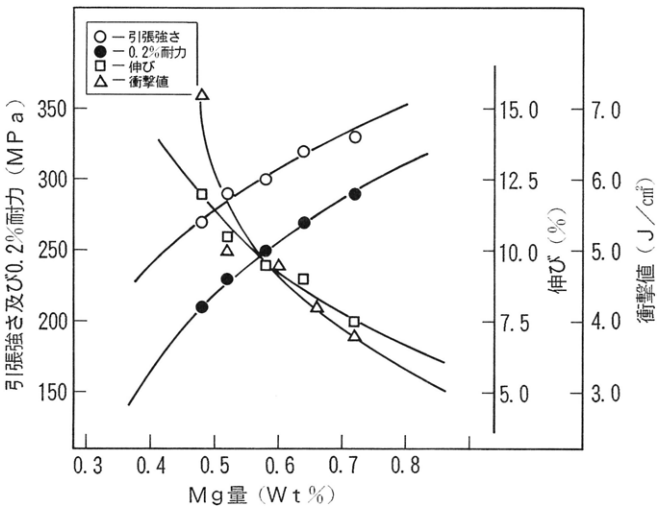



図９　Aℓ-6%Zn 合金の Mg 量と機械的性質の関係

表６　Aℓ-Si-Mg 鋳造合金の化学組成

| Si | Mg | Ti | Cu | Fe | Aℓ |
|---|---|---|---|---|---|
| 4.5 ～ 5.5 | 0.25 ～ 0.40 | 0.1 ～ 0.2 | <0.2 | <0.2 | bal. |

一方、アルマイト色調は Si 量が増えると共に共晶 Si の晶出量が増えるために灰色化する。図11 に Si 量とアルマイト色調の関係を示す。Si 量の増加とともに色調の明度は灰色化し、艶の光沢度も低下する。Si 量が 5～6% で光沢度･明度とも急激に低下し外観性から Si 量は 6% までに規制される。上記の理由から Si 量は 5% とした。

また、強度は Mg の添加により向上が計られるが、0.4% 以上では強度の向上量は少なく靭性が低下する為に Mg 量は 0.3% とした。さらに、結晶粒の微細化により靭性を安定化する為に Ti を添加した。

不純物としての Fe は、アルマイト色調及び靭性に悪影響を与える為 0.2% 以下に規制した。

### 5.2. 溶接部強度

Aℓ-Si-Mg 系合金の問題点としては溶接熱影響部の軟化がある。溶接部強度の評価にあたり、

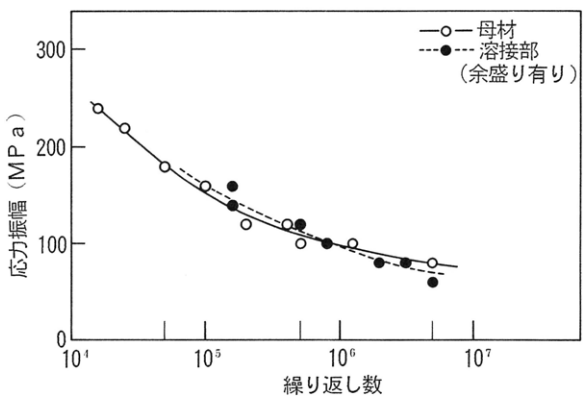



図 10　Aℓ-6%Zn-0.7%Mg 鋳物材の疲労強度（シェンク平面曲げ）

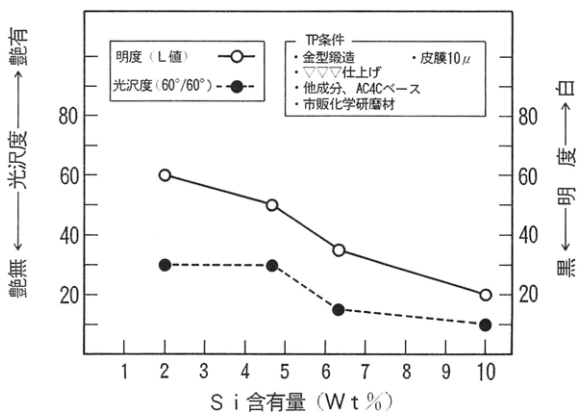



図 11　Si 含有量と明度及び光沢の関係

従来は溶接ビート及び熱影響部全体を継手効率として評価してきたが、溶接熱影響部は溶接ビードからの距離により連続して強度が変化する。その為、新たに硬度と機械的性質の相関をとり、硬度分布から各部の強度を推定した。これにより複雑形状の各部の評価が可能となり、強度回復性のない材料でも耐久性の保証が可能となった。図12 に本開発合金の硬度と機械的性質の関係を示す。また図13 に母材及び溶接部の疲労曲線を示す。参考として、非熱処理型合金の AC7A の疲労曲線も合わせて示す。本開発合金の溶接部と AC7A の疲労強度はほぼ同等である。

### 5.3. アルマイト条件の改良

Aℓ-Zn-Mg 系合金の外観に近づける為に、更にアルマイト条件の改良を行った。

(1) 化学研磨条件

アルマイト処理工程中の前処理に採用している化学研磨条件では、処理液の $HNO_3$、$H_3PO_4$ の濃度調整及び処理温度を高め、時間を伸ばした。

(2) 膜厚制御

膜厚はアルマイト皮膜の光沢度及び明度に大きな影響を及ぼす。膜厚が薄いと光沢は増し、明度も上がるが同時に耐食性も低下する。従って、外観性と耐食性の両方を満足する領域の設定が必要となる。耐食性評価にあたっては、先に市販したAℓ-Zn-Mg 系合金のフレームのヨーロッパ等の塩

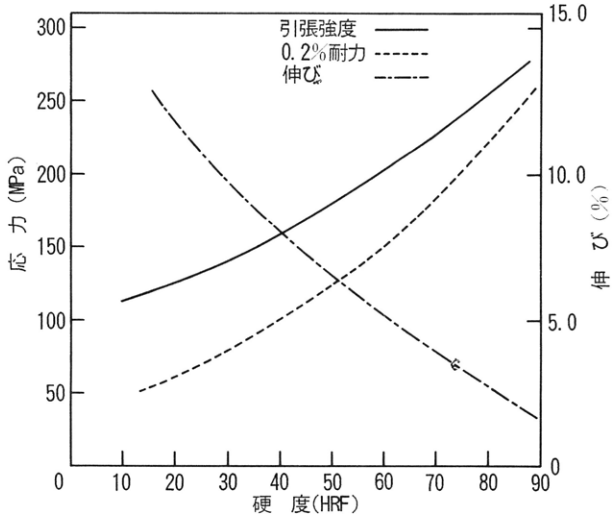



図 12　Aℓ-5%Si-0.3%Mg 合金の硬度と機械的性質の関係

表 7　各種ショットブラストのアルマイト性

| 材　質 | 径 | 均一性 (ｱﾙﾏｲﾄ後) | 外観（白さ） (ｱﾙﾏｲﾄ後) | 量産性 (ｺｽﾄ含む) |
|---|---|---|---|---|
| STEEL GRID SHOT | 1.2 | ○ | △～× | ◎ |
| | 1.0 | ○ | △～× | ◎ |
| | 0.8 | ○ | △～× | ◎ |
| STAINLESS SHOT | 0.3 | △～○ | ○ | ○ |
| | 0.6 | ○ | ○ | ○ |
| | 0.8 | ◎ | ○ | ○ |
| PURE AL SHOT | 1.2 | △～× | △ | △ |
| | 1.0 | △～× | △ | △ |
| AL ALLOY WIRE SHOT | 1.2 | △ | ○ | △ |
| | 1.0 | △ | ○ | △ |
| Zn ALLOY SHOT | 1.2 | △ | △ | △ |
| | 0.8 | △ | △ | △ |
| 無　処　理 | — | ×× | ×× | —— |

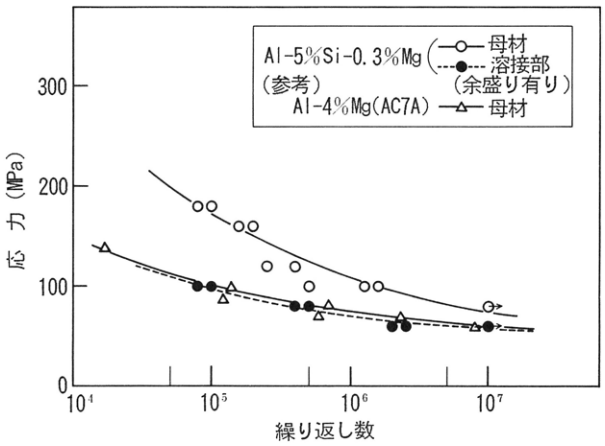



図 13　Aℓ-5%Si-0.3%Mg 鋳物材の疲労強度（シェンク平面曲げ）

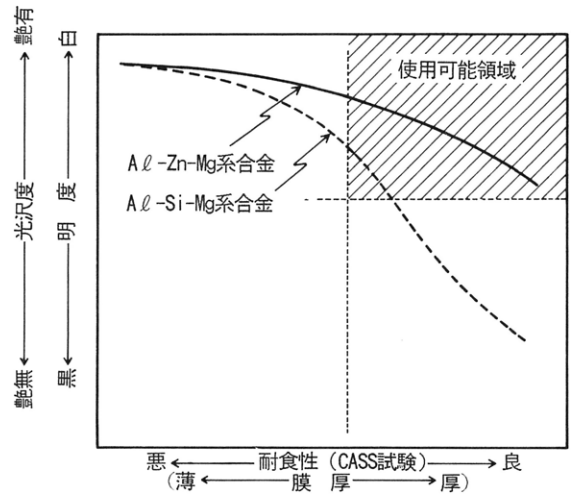



図 14　外観（明度、光沢）と耐食性の関係

害地に於けるフィールドサーベイ結果及び錆実走テスト、これらを基にした二輪車錆濃縮モードテストにより評価基準を確立した。図14に耐食性と外観の相関を示す。これによりAℓ-Si-Mg系合金の外観性と耐食性が確立された。

(3) 非研磨面の最表面層除去

鋳造品の表面は金型の急冷によりチル化され、Al-Si-Mg系合金においてはアルマイト色調が大きく阻害される。この為平坦部は研磨により表面層を除去しているが、凹部等は研磨によって除去出来ない事から他の機械的除去方法の検討が必要となり、ショットブラストの検討を行った。表7に示すようにステンレス0.6～0.8mmのグリッドで良好な外観を得る見通しを得た。

ショットブラストの導入によりAℓ-Si-Mg系合金においても平滑方面だけでなく研磨が出来ない複雑な形状を製品に取り入れることが可能となった。

## 6. ま と め

二輪車のフレームは、単なる構造体としてのみではなく外観上の重要なセールスポイントとして捉える必要があり、鋳造用合金の材料設計ではその考え方が外観･生産性に大きく影響を及ぼしてくる。この為、2種類の材料開発を経て現在に至っている。

二輪車においてアルミフレームが広く一般化した現在、強度、外観、生産性等をより高度にバランスした材料と製法の開発が期待される。

## 謝 辞

終わりに、本材料開発は昭和電工株式会社と共同で行われたものであり、協力いただいた太田晴通氏、圖之原徹巳氏、石坂信啓氏に深く感謝する。

## 参 考 文 献

(1) 施工法委員会、“アルミニウム合金鋳物とその溶接について”、軽金属溶接 vol. 20、7 (1982) p1～8

(2) 上原照男、鈴木学、“アルミニウム鋳物と押し出し型材を使用したアルミニウムフレーム二輪車の溶接について” 軽金属溶接 vol. 24、(1986) p384-393

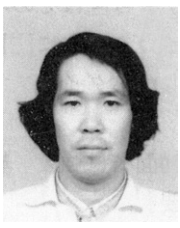
(3) 林清流讃、中田毅、“アルミニウム－亜鉛－マグネシウム系合金の砂型鋳物への適用” 鋳物、57、4、(1985)、pp19～25

(4) W. Patterson and S. Eagler, Aluminum, 35 (1959), p124.

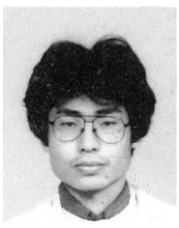
(5) 林清流讃、中田毅、“アルミニウム－亜鉛－マグネシウム系合金の鋳造割れ”、鋳物、56、1、(1984)、pp28～33

(6) 北岡山治、藤倉潮三、神尾彰彦、“Aℓ-Si系合金”、軽金属、vol. 38、7、(1988) pp426～446

■著 者■



高 崎 憲 政



小 屋 栄 太 郎



望 月 信 介

# 二輪車用アルミダイカストフレームの開発

Development of Aluminum Die-casting Frame for Motorcycle

佐久間　芳　信*　永　田　　信*
Yoshinobu Sakuma　Makoto Nagata

## 要　旨

複雑な形状の大型強度部材をダイカストにより一体成形する場合、材料や、生産技術面などに高度な技術開発が必要である。

一方、モーターサイクル用フレームボディでは必要な機能の確保と共にデザイン面からの外観要求を両立させることが必要である。

このため、アルミフレームのダイカストによる製造方法を開発すると共に、この手法に適したアルミ材料の開発を行い、また必要な強度、外観を得るためにCAEを用いたフレームボディ形状の検討を行った。

本論文は、アルミダイカストフレームを量産するにあたり、スチールフレームや押出し材を用いた従来のアルミフレームと同等の剛性、強度を得るために行った研究成果を報告するものである。

## ABSTRACT

High quality materials and precise manufacturing techniques are required to produce mono-block die-cast large-bloc components. This is especially true for components with complex configurations requiring high strength, as aluminum motorcycle frames. An additional requirement for motorcycle frames is attractive styling.

This paper describes the process of developing the aluminum die cast frame with the same rigidity and strength of steel or conventional aluminum frames. This includes the manufacturing process, optimum aluminum material selection and frame design using CAE to achieve styling compatible with required rigidity.

## 1．まえがき

現在普及しているモーターサイクル用フレームは、スチール製のパイプ及び板材の溶接フレーム、アルミ押出し材とGDC(Gravity Die Casting)材を溶接結合しているアルミフレームとに大別できる。

一方、近年のモーターサイクルの技術進歩の一環として、フレームには、軽量で高い剛性を持つことが求められており、更に主要外観部品としての役割も担うに至っている。

そのため、外観形状が自由に設定でき、各部の肉厚、形状等も自由に変化させ得るフレームが要求されてきた。この様な要求を満足する手法としてフレーム全体をアルミの鋳造でつくる方法が考えられるが、今回はその中でも生産性のメリットの高いダイカスト法に注目した。

しかしながらダイカスト法にて製造したフレームは、

1）材料面では強度、靭性及び鋳造品質の確保が必要

2）構造面では各断面が開放断面であることか

＊朝霞研究所



https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1990_2_26

ら剛性、強度を確保するための工夫が必要等の克服すべき問題がある。

筆者らはこれらの問題を解決するために、材料、形状及び製法についての見直し、追求を行いモーターサイクル用アルミダイカストフレームの量産を可能にした。

ここで、図1 に各種フレーム形状、表1 にそれぞれの特徴を示す。

表１　各種フレームの特徴

| | 特　徴 |
|---|---|
| スチールフレーム | コストと性能のバランスに優れる<br>溶接性に優れる |
| 従来の<br>アルミフレーム | 重量当りの剛性、強度が高い |
| アルミ<br>ダイカストフレーム | 自由に形状を設定出来る<br>高い生産性 |

## ２．フレームの基本形状

基本的な外観形状は、従来のアルミフレームと同様、スタイリング面及び剛性面で優れるツインチューブフレーム形態を基本として、更にダイカスト製法の利点を生かした三次元的曲面を持った構造にした。基本外観形状を確保するためには、完全な一体成形とすることは製造上の問題が多いため、フレームは中央にて左右２分割の構造とした。

左右２分割構造は、

1）左右各フレームが対称型となり、図面作成、金型加工の省力化、製品の機械加工治具の共用化が図れる

2）金型の製品部深さが最小となり、金型抜き勾配による製品の駄肉が抑えられる

など、生産性に優れている。

左右メインフレームの結合は生産性、信頼性に優れたボルト締結構造とし、局部的な大応力を受けるヘッドパイプのベアリング部及びメインスタンド、サイドスタンド取付け部にはそれぞれジュラルミンパイプ、スチールパイプを用いた(図2)。

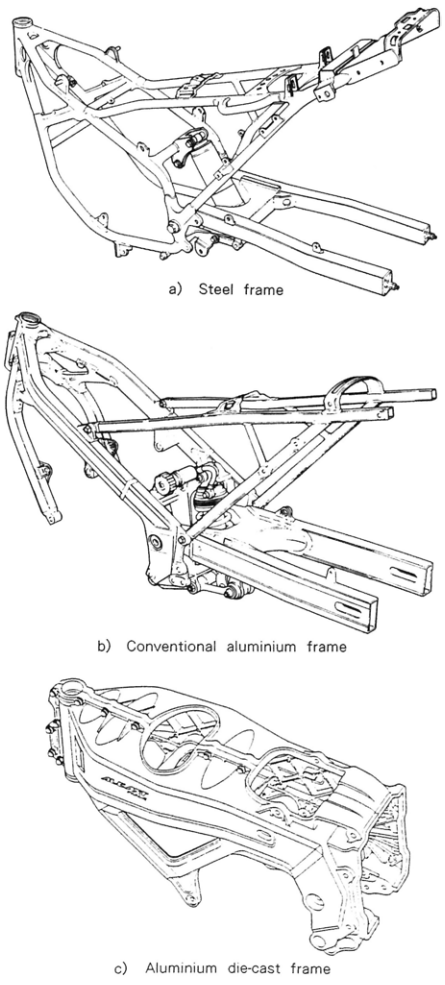



図１　各種フレームの形状

## ３．ダイカスト材料の開発

ダイカストフレームは強度、剛性、靭性に優れ、鋳造欠陥が少なく、しかも外観部品であるため耐食性が良好であることが必要である。

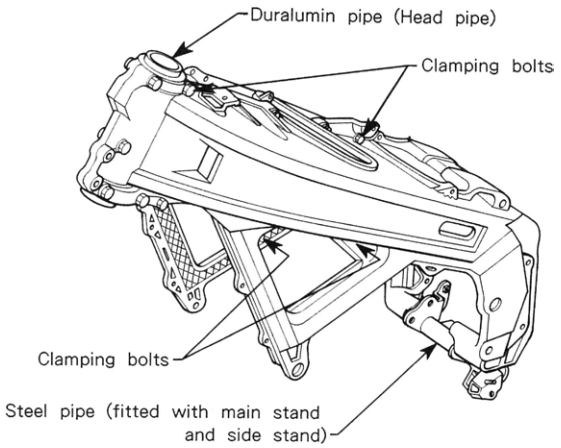



図２　ダイカストフレームの構造

一般に、現在使用されているアルミダイカスト用合金には

Al-Si 系 (A413)、Al-Si-Mg 系 (A360)

Al-Mg 系 (518)、Al-Si-Cu 系 (A380)

の４種がある。

ASTM B8 試験片による特性値[(1)]を表２ に示す。今回検討した材料の中では、Al-Si 系は強度が低く、Al-Si-Cu 系は靭性確保が困難であり、Al-Mg 系と Al-Si-Mg 系が強度、靭性に優れる。しかし、Al-Mg 系は耐食性は良いが凝固温度が高く、また凝固温度範囲が広いために熱間脆性、湯流れ性に問題[(2)]があり、フレームなど大物鋳物の鋳造には不向きである。

一方、Al-Si-Mg 系合金は鋳造後トリミング時の変形など生産性の面で多少の懸案はあるが、鋳造性、耐食性などに優れるためモーターサイクル用ホイールなど、比較的大物部品にも量産実績がある。しかし、フレーム用材料として更に靭性面の向上が必要であるため、本フレーム材料では Al-Si-Mg系合金にMnとSrを添加している。MnはFeを含む金属間化合物の粗大化及び針状化を防止し、また Sr は共晶 Si の微細化効果がある。アルミダイカストフレーム用合金の組成を表３ に示す。

このようにして決定したフレーム材料と他のフレーム用アルミ材料について、実体部品からの切出しサンプルでの引張り特性を図３、疲労強度特性を図４ に示す。

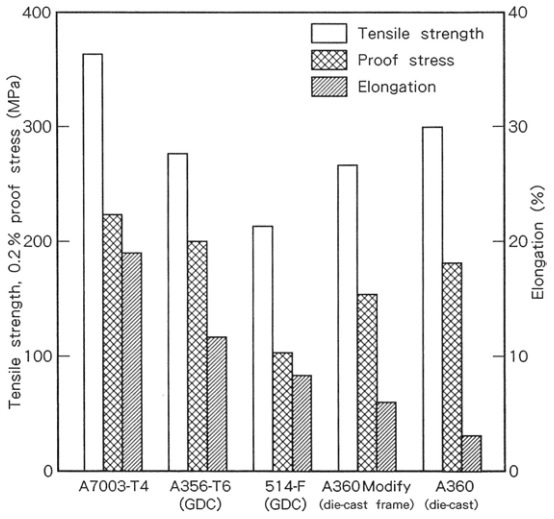



図３　フレーム用アルミ合金の引張特性

表２　ダイカスト用アルミ合金の材料特性

| Properties | A 413 (Al-Si) | A 380 (Al-Si-Cu) | 518 (Al-Mg) | A 360 (Al-Si-Mg) |
|---|---|---|---|---|
| Ultimate tensile strength (MPa) | 240 | 296 | 282 | 295 |
| 0.2% proof stress (MPa) | 145 | 172 | 186 | 172 |
| Elongation (%) | 1.8 | 2.0 | 7.5 | 3.0 |
| Shearing strength (MPa) | 172 | 193 | 193 | 186 |
| Fatigue limit (MPa) | 131 | 131 | 159 | 131 |
| Specific gravity | 2.65 | 2.71 | 2.57 | 2.63 |
| Melting point (℃) | 580 | 590 | 620 | 600 |
| Thermal condutivity (CGS) | 0.29 | 0.23 | 0.23 | 0.27 |
| Coefficient of thermal expansion ,20～200℃ ($deg^{-1}$) | 21.4 $\times 10^{-6}$ | 21.8 $\times 10^{-6}$ | 25.0 $\times 10^{-6}$ | 22.0 $\times 10^{-6}$ |

表３　ダイカストフレームの化学成分

(wt%)

| Si | Fe | Cu | Mn | Mg | Zn | Ni | Ti | Al |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 8.5 | 0.6 | 0.1 | 0.4 | 0.3 | 0.03 | 0.03 | 0.1 | bal |

ダイカストフレーム材料である A360Modify の機械的性質は A360 材に対し靭性が改善されており、しかもダイカストのため熱処理はできないが、他のフレーム用 GDC 材料と同等の強度である。

筆者らは、フレームとしての必要な強度保証を得るために、本材料強度データをもとにして、CAE による強度解析並びに実体強度テスト等による開発を行った。

## 4．CAE による剛性、強度検討

モーターサイクルフレームでは、フレーム全体

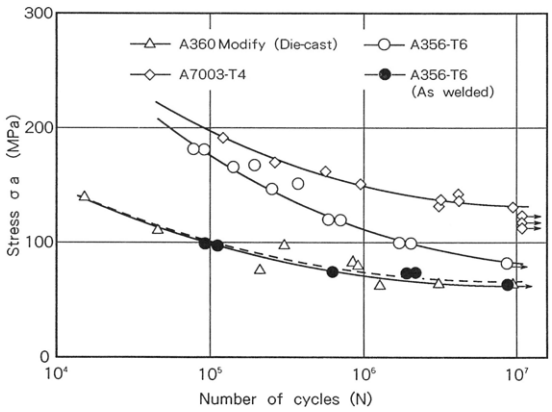



図４　フレーム用アルミ合金の疲労強度曲線

の剛性を高める上でメインパイプ部の剛性は特に重要である。しかし、ダイカストフレームにおいてはメインパイプ部も開放断面であるため、従来のアルミツインチューブフレーム（図５－a）と同構造とすると剛性、強度面などで不利になる（図５－b）。従って、メインパイプ部上面及び下面にも締結部位を設けることによりフレーム全体の剛性を高めた（図５－c）。

一般的にモーターサイクルはエンジンをフレームの剛性、強度部材の一部としているが、ダイカストフレームにおいてもフレームとエンジン取付け部の剛性及び取付け寸法精度を高めることによりエンジンを最大限に活用した。

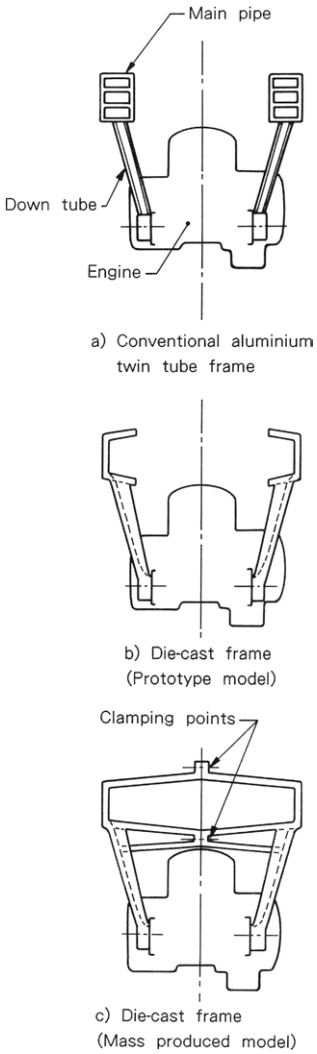



図５　フレームの断面形状

以上の検討の結果、図６に示すように、エンジンを剛性、強度部材とすることで２倍、左右締結部位を増すことで更に 1.6 倍の剛性増を達成できた。

次に強度計算について説明する。図７に強度計算モデルを示す。強度計算は後述するフレーム単体耐久の条件を用いた。荷重は前輪軸、後輪軸及び乗員乗車位置から加え、拘束はダミーエンジン部である。

従来の主にパイプ材を用いたフレームでは、高い応力部位に対してパイプ外径、肉厚の変更、ガセットの追加及びパイプワークの変更などの対策を施し、その結果として外観形状の変更も起こり得た。ダイカストフレームでは、製法の利点を活かし必要な部位に対してのみの肉厚変更、リブ付

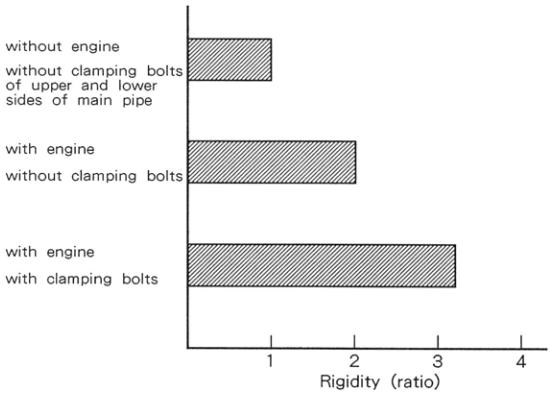



図６　フレームの締結構造と剛性

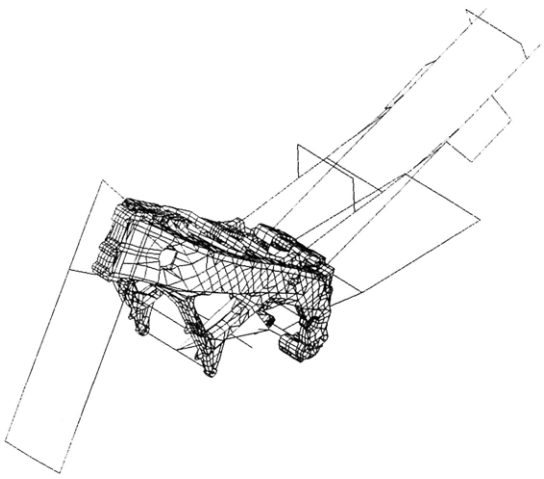


図７　フレームの強度解析モデル

け及び隅部Ｒ形状の変更などにより基本外観形状を変更することなく、また最小限の重量増で必要強度を得ることができた。

## 5．実体テストによる剛性、強度確認

実体テストによるフレームの剛性測定方法を図8、種々のフレームの剛性と重量の関係を図9に示す。アルミフレームは鉄フレームに比較して軽量で高剛性であることが分る。ダイカストフレームも剛性上不利な開放断面であるにもかかわらず、従来のアルミフレームと同等の剛性を有することが確認でき、また同排気量車の鉄パイプフレームに対しほぼ同重量で大幅に剛性値を高める事ができた。

実体による強度テスト手順を図10に示す。このなかで部品単品による耐久テストでは、

1）拘束条件、荷重条件が明確であること
2）CAE解析との整合性が確認されていること
3）荷重条件の変更が容易で、余裕度の確認が出来ること

などが、フレームの強度確認の為に特に重要である。ここではフレーム及びフロントフォーク、リヤスイングアームを使用したフレーム耐久について述べる。

フレーム耐久はモーターサイクルが走行中に路面から受ける反力に対する疲労強度確認テストである。図11にダイカストフレームの耐久テスト方法を示し、テスト手順を簡単に次に示す。

1）各種路面にて前輪及び後輪に加わる荷重、乗員から受ける荷重などを測定し、レインフロー法[3]により頻度解析する。

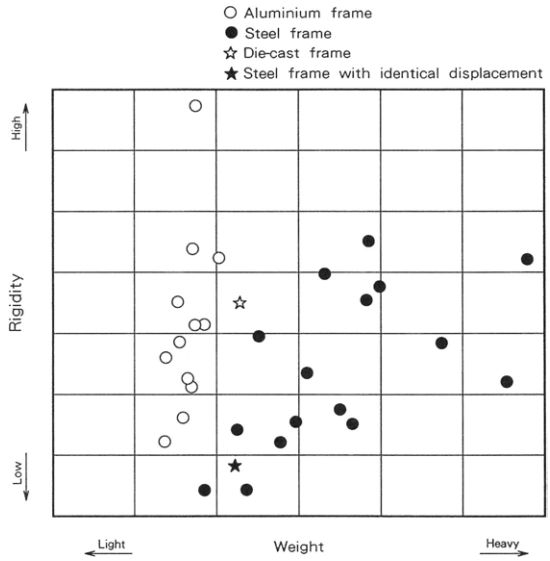



図９　剛性と重量の関係

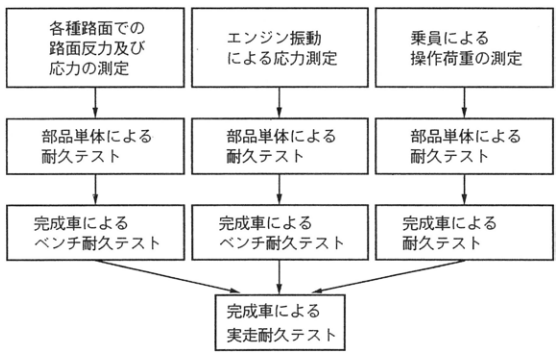



図 10　フレームの強度テスト手順

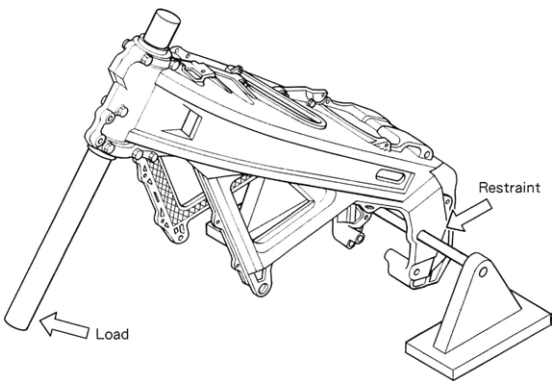



図８　フレームの剛性測定方法

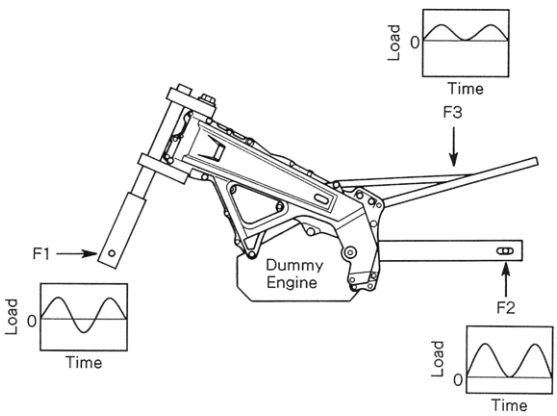



図 11　フレームの単体耐久テスト方法

2）1）で求めた荷重頻度分布を目標距離分まで乗じ全目標距離分の荷重頻度分布を求める。

3）2）で求めた荷重頻度についてマイナー則により累積ダメージを求め、等価Ｌ－Ｎ曲線を算出する。算出方法を図12 に示す。

4）フレーム耐久は等価Ｌ－Ｎ曲線上の任意の点（疲労破壊を評価するに妥当な回数と荷重）を設定しテスト条件とする。

このテスト手順に基づいた耐久テスト結果においてもダイカストフレームはモーターサイクルのフレームとして十分な強度を有することが確認できた。

## 6．ダイカスト製法

### 6.1. 金型の製造

金型の製造工程を図13、金型の機械加工、熱処理工程についての詳細を表4 に示す。

ダイカストフレームのような大物部品の金型に関して特に注意が必要とされることは、

(1) 鋳造時の熱によって起こる金型の変形防止と製品の寸法精度の確保

(2) 湯廻り不良等に起因する有害な鋳造欠陥発生防止のための最適金型方案の決定

である。

金型の機械加工、熱処理工程での特徴は、金型の二度に及ぶ比較的高温の応力除去熱処理と上型と下型との型合わせを金型同士を直に合せて行う放電加工にある。この熱処理と放電加工により金

表４　金型の機械加工と熱処理

| 工　程 | 特　徴 |
|---|---|
| 1) 荒加工 | 約5mm の加工しろ残 |
| 2) 応力除去焼鈍 | 620℃,4hrs→炉冷（～550℃）<br>→空冷 |
| 3) 放電加工 | 荒加工、仕上げ加工、みがきに適用 |
| 4) 前仕上げ | NC 加工にて 1.5mm の加工しろ残<br>放電加工にて 0.5mm の加工しろ残 |
| 5) 熱処理<br>（焼入れ、焼もどし） | Hardening<br>700℃,2.5hrs→850℃,3hrs→1000℃,3hrs<br>→250℃,1hrs（塩浴）→空冷<br>Tempering<br>550℃,8hrs→620～630℃,8hrs<br>→炉冷（～550℃）→空冷 |
| 6) 仕上げ加工 | 1／100mm の精度 |
| 7) 上型、下型の型合せ | 上型、下型を直に合せた放電加工<br>金型クリアランス極小 |
| 8) 応力除去焼鈍 | 660℃,4hrs→炉冷（～550℃）<br>→空冷 |
| 9) 金型研磨仕上げ | 特殊な放電加工による仕上げ |

型の変形が低減され、フレーム合せ面の機械加工しろが 1.5mm 以下で可能となるなど製品の寸法精度が確保され、更には金型寿命の向上も期待される。

金型方案については、金型内に溶湯を徐々に充填する鋳造テストとコンピューターの使用により金型内での溶湯の流れを解析し、湯口やオーバーフローなどの位置と形状を決定した。湯口は、溶湯が金型内に同時に入り、しかも乱流が起こらない位置に設定し、またオーバーフローは製品中に

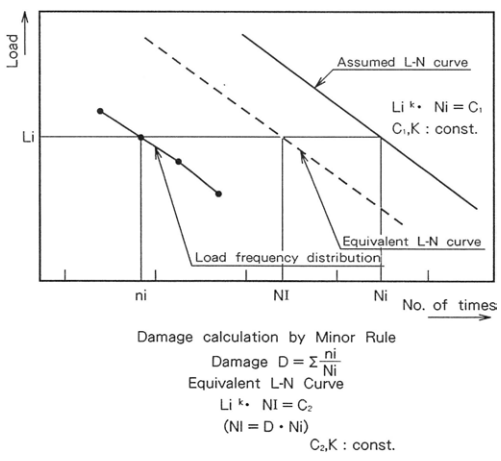



図 12　等価Ｌ－Ｎ曲線の算出方法

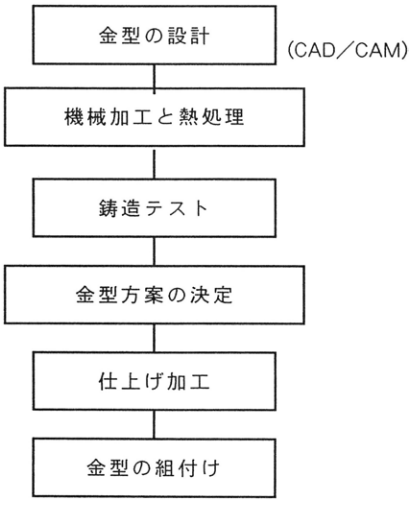



図 13　金型の製造工程

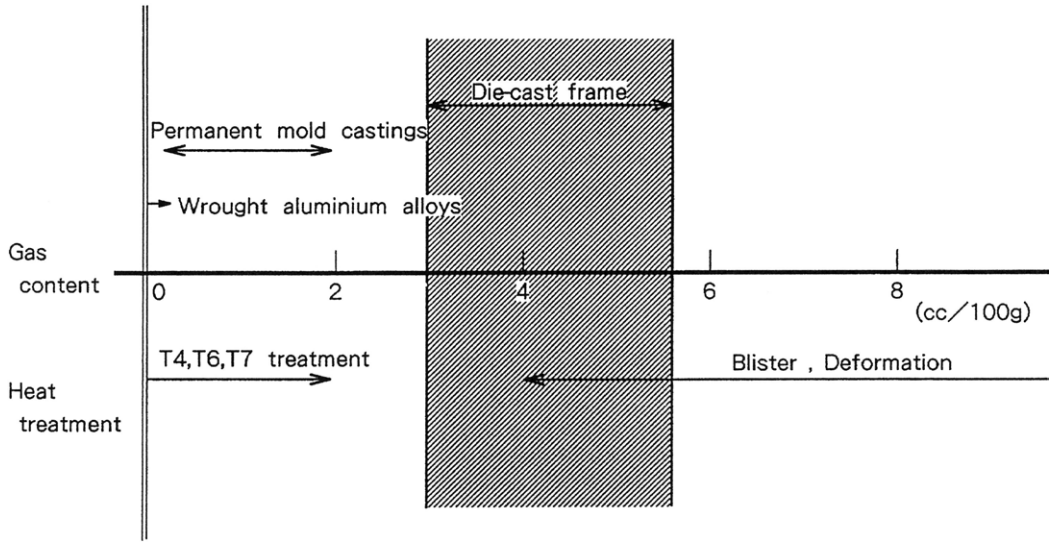



図14　ダイカストフレーム製品のガス含有量

ガスが残留しないように、しかも製品の縁に沿って溶湯と溶湯とが出会う位置に設定した。

金型の製造に利用したCAD/CAMシステムは、最終の金型図だけでなく、荒加工などの加工中間段階や放電加工用電極についてもプログラムし、直接加工機械に接続している。従って、金型の機械加工の自動化が可能となり、金型製造の時間短縮及び省力化が達成された。

### 6.2. 溶解と鋳造

ダイカスト製品の溶解と鋳造における品質対応上の主眼は、(1)ガスによる鋳巣 (2)非金属介在物 (3)不純物量に起因する粗大な金属間化合物及び (4)湯廻り不良による欠陥の発生防止にある。

ダイカストフレームの溶解と鋳造では、これらの対応として脱ガス処理と脱酸処理にて溶湯中の水素ガス及び非金属介在物の除去を行い、また粗大な金属間化合物は溶湯の分光分析による材料成分管理で対応した。湯廻り成形性の確保は繰り返しの鋳造テストを行い三段加圧の最適射出条件を決定することにより対応した。

図14にダイカストフレームの製品中に含まれるガス量を示す。フレームに含まれるガス量は3～6 cc/100gであり一般のダイカスト製品と比較して1/5～1/10と少なく、このことからもガスによる鋳巣が低減していることがいえる。

以上の対応によりダイカストフレームの鋳造品質は、筆者らの目標としていたモーターサイクル用フレームとしての鋳造品質を充分に満足するものであった。

## 7．結　　論

1）材料は強度、靭性、鋳造性の優れるAl-Si-Mg系合金とし、更に靭性向上を目的として改良を行った。

2）製法においては金型の熱処理と機械加工の改良により高い寸法精度を得た。

また鋳造テストとコンピューター解析による金型方案及び鋳造条件の決定により高品位な鋳造品質を得た。

3）CAEによる構造解析及び実物によるテスト確認結果、ダイカストフレームはモーターサイクル用として十分な性質を有していることが確認できた。

なお、今後、他の大型構造部材への適用も十分可能である。

## 8. おわりに

本ダイカストフレームは '88年からホンダイタリアにて量産しているNSR125F／Rに採用している。

また、この量産にあたり金型の製作及び鍛造はイタリアのGRIMECA社の優れたダイカスト技術によりはじめて可能となったものである。

## 参考文献

(1) 日本金属学会:金属データブック、丸善(1974)

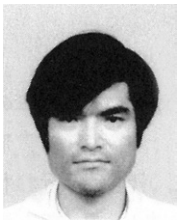
(2) 菅野ほか:ダイカスト技術、日刊工業新聞社(1977)

(3) T. Endo et al.: Proc. of the 1974 Symposium on Mech. Behavior of Materials. Vol. 1 (1974) P371.

■著　者■



佐久間 芳信



永田　信

# 差分法による凝固解析とその応用

Development and Application of FDM Solidification Simulation for Castings

恩田　祐*　伊東　勲*　箱崎健一*
Hiroshi Onda　Isao Ito　Kenichi Hakozaki

増田栄二*
Eiji Masuda

## 要　旨

鋳造・鍛造・新素材開発などの素形技術は、自動車用材料技術の根幹をなすものであり、近年の部品形状の複雑化、高度化に伴い、これらの素形プロセスへの数値解析技術の適用が盛んに行われ、コンピュータ技術の急速な進歩とあいまって、素形技術の各領域でコンピュータ数値シミュレーションの研究・開発が活発に行われている。

筆者らは、素形技術シミュレーションの研究として、鋳造・鍛造などいくつかの素形技術領域に対して数値シミュレーションの適用を試みている。

これらの試みのうち、鋳造プロセスについては、差分法による伝熱・凝固解析を独自に行うためにSOLTONと名付けたシステムを開発し、シミュレーション研究を進めている。

本報においては、差分法による凝固解析、およびSOLTONの概要と、アルミ鋳造に関するいくつかの適用事例について述べる。

## ABSTRACT

Among the modern automotive material technologies, casting, forging and new material techniques are essential and have become the focus of computer applications for numerical analysis.

The authors have studied and applied such material simulation to investigation of materials processes such as casting and forging. Among them the original simulation system (SOLTON) was established as an effective means of analyzing heat transfer and solidification in casting, based on finite differential method (FDM).

This paper outlines that original solidification analysis by FDM and the original simulation system of SOLTON. It also introduces their applications as an example to aluminum castings.

## 1．まえがき

金型鋳造においては、ゲート・ランナ・ライザ等のいわゆる方案部と、製品部キャビティの三次元的な位置関係や、型材質・冷却構造等の型構造、加熱冷却条件、型のコーティング条件などが品質に大きく影響する。しかしながらこれらの要因の効果を的確に把握することは極めて困難である上、試験鋳造による品質の確認に多大のコスト・時間を必要とするので、理論的根拠に基づいた凝固プロセスの定量的把握が望まれている。

一方、近年のコンピュータ技術の急速な発展に伴い、内外で、差分法、有限要素法、境界要素法を中心とする数値解析を、凝固過程のシミュレーションに適用する研究が活発に行われており[(1)(2)(3)]、いくつかの市販パッケージも販売されている。

＊ホンダエンジニアリング



https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1990_2_27

コンピュータ数値解析を凝固プロセスのシミュレーションに適用することによって、凝固プロセスの定量的把握が実現でき、また開発に関わるノウハウ・データの系統的な蓄積も可能となる。

しかしながら、大部分の汎用パッケージでは凝固解析などの解析部分（ソルバ）がブラックボックスとなっているため、解析対象に応じたきめの細かい対応や、最新の解析アルゴリズムの適用化研究を行うのが困難である。

そこで、筆者らは

① 解析結果と実態を一致させる種々の試みを自由に行えること

② 加熱・冷却条件などの固有条件を解析にとりこめること

③ モデルデータ・解析データの処理を自由に行えること

を目標に、二次元および三次元の伝熱凝固解析システムを独自に開発している。

ここでは、差分法による伝熱凝固解析の概略と適用化研究として、二次元伝熱凝固解析によるアルミ鋳造プロセスのシミュレーション、および、三次元伝熱凝固解析の概要について報告する。

## 2．差分法による凝固解析

差分法（Finite Differential Method 以下FDMと記す）によって凝固解析を行う場合、伝熱解析により、溶湯内の温度分布を求め、次に凝固潜熱補正を行って対応する領域の固相の比率（固相率）を求めるという手順を計算ステップ毎に繰り返すのが一般的である。

### 2.1. 伝熱解析

(1) 差分化

FDMでは通常、次の二つの方法で差分化して、数値解析を行う。

① 偏微分方程式の差分化による方法[4]

差分の定義式に従って、微分項を差分化する。

例として物性値一定の場合の一次元伝熱方程式(1)式を中央差分によって差分化すると(2)式が得られる。

$$\rho Cp(\partial T/\partial t)=\lambda(\partial^2 T/\partial x^2) \quad (1)$$

$$\rho Cp(\Delta T/\Delta t)=\lambda(T_{i+1}-2T_i+T_{i-1})/\Delta x^2 \quad (2)$$

T ：温度
t ：時間
x ：距離
$\lambda$ ：熱伝導率
$\rho$ ：密度
Cp ：比熱

② 直接差分法による方法[1]

フーリエの法則(3)式を基礎式として差分化した(4)式によって着目要素の隣接要素（j＝1，n）について移動熱量を計算し、直接に要素ごとの熱収支をとる方法で、(5)式により温度変化に換算する。

$$q=-\lambda\partial T/\partial x \quad (3)$$

$$\Delta Q=\Delta t\cdot\lambda\Sigma\{Sj(T-Tj)/Lj\} \quad (4)$$

$$\Delta T=\Delta Q/(\rho Cp\cdot V) \quad (5)$$

q ：熱流束
Sj ：j要素との伝熱面積
Tj ：j要素の温度
Lj ：代表点間距離
V ：要素体積

一般にFDMと云った場合、①を指すが、伝熱解析の場合、計算ステップあたりの計算負荷が軽く、熱量を直接扱うので解析の物理的意味付けが明確で、輻射伝熱、凝固潜熱補正などが取り込みやすいなどの理由から②の方法がよく用いられる。

(2) 数値解法[1][4]

差分化された式の数値解法には、時間差分の取扱により、

① 前進差分による陽解法

② 後退差分による陰解法

があり、陰解法では計算の時間きざみΔtを任意に設定でき、計算が比較的安定であるという利点があるが、多元連立一次方程式を解く必要があり、計算ステップあたりの計算負荷が膨大で、計算誤差を生じ易く、プログラムも複雑になる。

陽解法では、Δtが収束条件から規定され、空間きざみが小さいほど、また熱拡散率が大きいほどΔtを小さくしなければならないが、計算ステップあたりの計算負荷が小さく、プログラミングの負荷も軽い利点がある。

ＳＯＬＴＯＮでは型構造まで含めた大規模な三次元解析に対応するために直接差分による陽解法を採用している。

### 2.2. 凝固解析

凝固解析では、溶湯要素内の固相の比率を表す固相率を算出し、温度分布･固相率分布から凝固欠陥を予測する。

(1) 固相率変化の算出[1]

伝熱解析結果に凝固潜熱補正を行って、固相率変化を算出するが、簡便な方法としては、温度と固相率に直線関係を仮定して固相率変化を推定し、凝固潜熱補正を行う温度回復法がよく用いられる。

温度回復法では、伝熱解析により溶湯要素の温度が液相温度からδＴだけ温度降下すると計算されたとき、(6)、(7)式から温度降下分を除去熱量と固相率変化に換算して、固相率変化に相当する分の温度を回復させることによって凝固挙動のシミュレートを行い、固相率変化の積算が１に達したときをもって凝固完了とする。

$$\Delta Qsol=\rho CpV\cdot\delta T \qquad (6)$$

$$\Delta g=Cp\cdot\delta T/H \qquad (7)$$

$\Delta Qsol$ ：凝固に伴いステップあたりに除去されるべき熱量

$H$ ：凝固潜熱

$\Delta g$ ：ステップあたりの固相率変化

$\delta T$ ：液相温度からの温度降下

図1に概略を示したように、亜共晶系の合金では、温度が共晶温度に達すると、共晶凝固が終了するまで、溶湯温度は共晶温度に保たれる。(実際は、この温度は冷却条件によって変化する見かけの共晶温度であるが便宜上共晶温度として扱う)

図2にテスト型による実測データを、図3a，bに対応するモデルをＳＯＬＴＯＮによって解析した結果を伝熱解析のみの場合と、凝固潜熱補正した場合について示した。

当然ながら、伝熱解析のみでは凝固挙動は再現されておらず、凝固潜熱補正により、凝固パターンが再現されていることがわかる。

最近、溶湯の過冷現象のシミュレーションを行う方法も提案されており[5]、今後さらに解析アルゴリズムが精密になっていくと思われる。

(2) 凝固欠陥の推定

ＳＯＬＴＯＮでは、引け巣推定方法として、

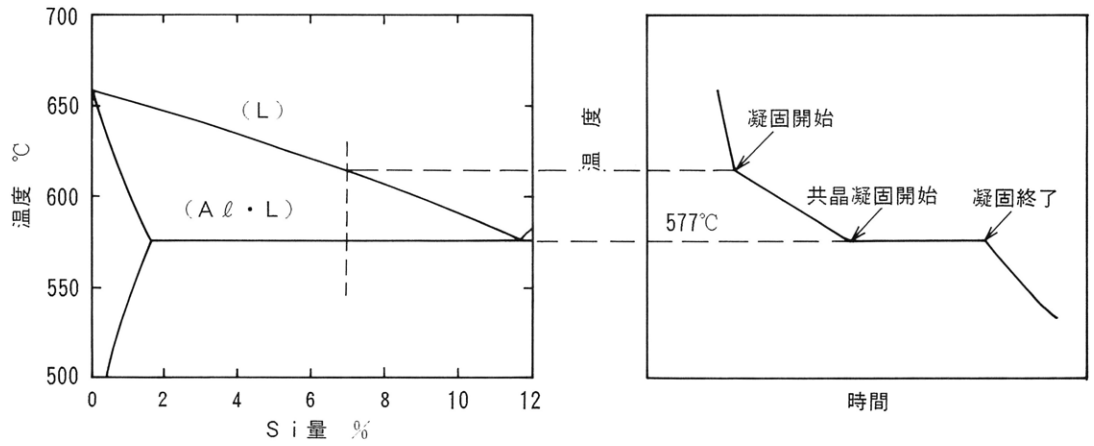



図１　Ａℓ－Si二元系状態図とＡℓ－7%Si合金の冷却曲線

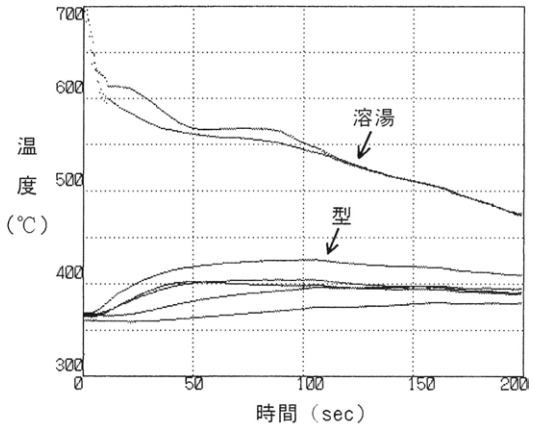



図２　実測データ

計算された固相率分布から等固相率線（面）を求め、溶湯が移動しなくなる限界の固相率（流動限界固相率　通常　fs＝0.7）以上の線で囲まれた領域内部には溶湯補給が行われないと考え、流動限界固相率に達した領域に囲まれた未凝固部を引け巣と推定する方法を用いている。[7]

この方法で、定性的には大部分の引け巣が容易に予測できるが、形状などによって推定できない場合もあり[3]、他の方法も種々提案されていて[6],[8],[9]、ＳＯＬＴＯＮへのとりこみを現在検討中である。

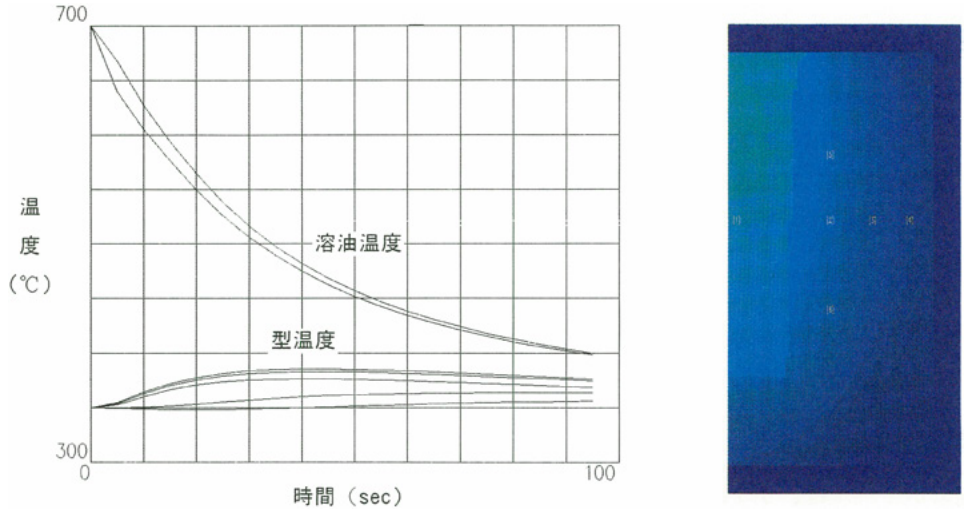



図 3a　伝熱解析のみ

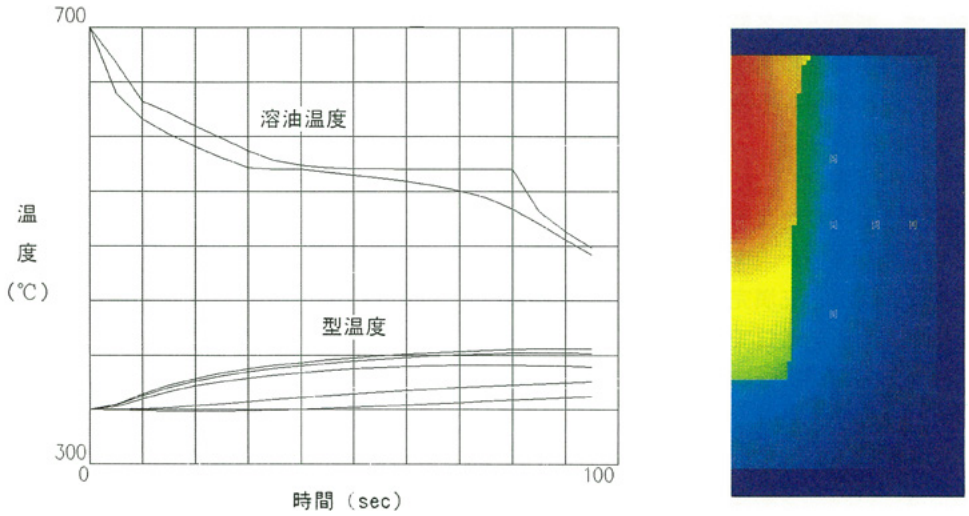



図 3b　凝固熱補正

図３　凝固熱補正の有無による解析結果の違い

## 3. 適 用 化 研 究

自動車用鋳造部品は、シリンダヘッド、インテークマニホールドなど、三次元形状の見本のようなものが多く、ホイールのような比較的簡単な形状にしても、二次元的な取扱いでは不十分であり、三次元解析が実際上不可欠である。

しかしながら、解析対象の対称性が高い場合、あるいは、三次元配置の影響を受けにくいように解析領域が限定できる場合は、二次元解析に若干の改良を加えれば、容易に求める結果が得られる場合も多い。

以下、2次元解析事例としてアルミ鋳造部品の解析例と、3次元解析の開発状況について紹介する。

### 3.1. 二次元解析事例

SOLTONをアルミ鋳造プロセスに適用する際に、市販パッケージではきめ細かい対応が困難である以下の項目について、以下の工夫を行って精度の向上を計った。

① 擬似三次元モデル

解析モデルに現物を考慮した重み付けを行って、擬似三次元的取扱いができるようにした。例えば、後述のアルミホイールの解析では、モデルを軸対称として解析しているが、実際のホイールは、リブ部や窓部があり、これらの領域では円周方向に対して均一ではないため、単一断面での表現は不可能であった。

そこで、断面上の各領域に対して対称軸を中心とする円周上の当該領域の存在率を概算し、熱容量に相当する項にこの存在率を掛ける形で補正を行った。

② 初期温度分布

市販パッケージでは、初期溶湯温度は均一とするものが多いが、実際は充填過程における熱移動により、充填完了時の溶湯温度は分布を持っている。そこで、SOLTONでは実測値から、溶湯と型の初期温度分布を決めて解析精度の向上を計った。

③ 熱伝達条件

熱伝達係数は熱移動を量的に規定する重要なデータであるが、通常は文献値や、パッケージメーカの推奨値を使用する。しかしながら、溶湯と型の間の熱移動は、溶湯／型の接触条件など様々な要因により複雑に変化し、簡単な数値表現は困難である。一部のパッケージでは、温度に対するデータをいくつか与えて、温度依存性を持たせるものもあるが、この場合も、入力するデータを用意する必要があり、すべての条件に対するデータを用意するのは実際上困難である。

この項目は伝熱解析実用化のキーポイントでもあるため、現在基礎実験として、種々の条件に対して実験的に熱伝達係数の挙動を調べていて、より合理的に、使用する鋳造法固有の条件に即した熱伝達の定式化を行うべく研究中である。今回のSOLTON適用に当っては溶湯／型間の熱移動を輻射伝熱と伝導伝熱を加えたものとして、輻射伝熱（温度の4乗の関数）により熱伝達の温度依存性をもたせ、輻射率と熱伝達係数はパラメータと割り切って、温度変化の計算結果が実測温度データと大略一致するように試行錯誤により設定した。

また、固有条件として、型コーティング条件や、水冷、空冷などがあるが、これらの的確な表現は市販パッケージではやはり不十分である。

SOLTONにおいては、局所的に熱伝達係数を変化させることにより対応することにした。

④ 強制加熱･冷却条件

加熱冷却条件もプロセスの固有条件であり、SOLTONにおいては、解析要素のうち、特定の要素の温度を時間により任意温度に設定できるようにして、強制加熱冷却条件の再現ができるようにした。

また、解析モデルの任意位置に温度制御センサに相当する要素を設定し、特定の要素の温度を制御する機能も付加して温度制御機構の再現も可能にした。

⑤ 直交分割の差分法解析においては、要素分割を無限に細かくすると理論値に一致する。

そこで実用的な解析ができる範囲内で極力分割を細かくして解析精度を向上した。

これにより，温度分布や固相率分布の計算結果が実態に近づき、把握しやすくなった。

(1) アルミホイール鋳造プロセスのシミュレーション

アルミホイール鋳造プロセスのシミュレーションを行った結果を温度分布と固相率分布について図4 に時間の進行に沿ってまとめて示した。解析モデルは図の左端を中心軸とする軸対称モデルで、冷却構造を含めた型構造もモデル化している。

温度分布からわかるように、140 sec から強制冷却が再現されている。

固相率分布図中の青色は凝固が進行した部分で、緑色で示される領域がほぼ流動限界固相率に対応する領域で、青色に囲まれた緑色の部分（矢印で示される部位）に凝固欠陥が予想され、現在、方案を改良し、新方案による検討を行っている。

(2) アルミ鋳造金型の構造改良への適用

アルミ鋳造部品の一部に欠陥発生が予想され、試験鋳造に先だって、対策案の絞り込みに適用した。引け巣対策として、次の３通りの方案（型構造、冷却方法、図５a～c）について、それぞれ解析を行った。

モデル A:鋳抜ピンを間接的に冷却する

モデル B:鋳抜ピンを直接冷却する

モデル C:鋳抜きピンなしで直接冷却する

シミュレーション結果を図6～図8 に示す。図からわかるように、鋳抜きピンに冷却効果は期待できないが、鋳抜きピンのない場合と比較して溶湯容積が減少し凝固挙動が変化することと、間接冷却では冷却効果が低いことがわかる。

### 3.2. 三次元解析

直交分割による三次元解析では、三次元形状のR 部など細部の表現が困難で、これを回避するには、分割を極端に細かくする必要があり、計算規模が膨大となる。例えば、R5 を表現する場合 1 mm 程度のきざみでメッシュを形成しなければなら

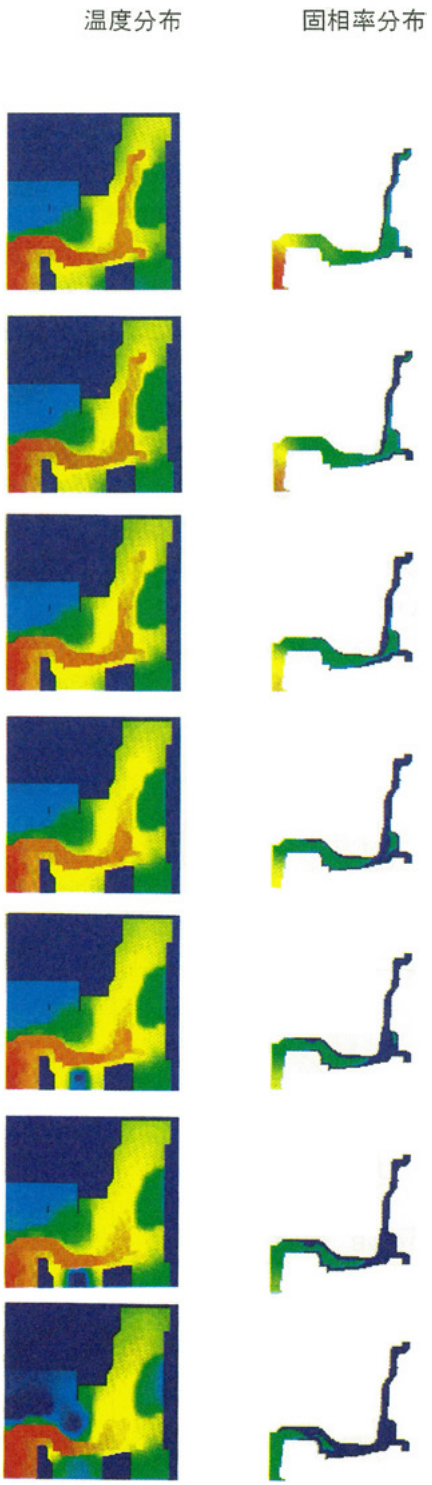



図４　温度分布変化と固相変化解析結果
（矢印⇨部分に引巣が予想される）

いが、400 × 400 × 170mmのモデルを1mm等間で直交分割すると400 × 400 × 170のメッシュなり、要素数は2720万個となってワークステーション程度のマシンでは処理が極めて困難となる。一方、最近の市販の有限要素法用モデリング･パッケージでは、非直交分割メッシュを解析要素をしているので、三次元形状がよく表現でき、複雑な３次元モデルの取扱ができるものが多く、解析に必要なメッシュ分割もかなり自動化されてきているが、メッシュ形状の違いから直交分割による差分解析に適用できない。

そこで、自動車部品の３次元解析に適した解析システムを実現するため、有限要素法用のメッシュを直接差分に適用することを考え、市販三次元モデラを用いて三次元解析のできる解析ソルバのプロトタイプを開発し、現在、解析精度の確認などを行っている。

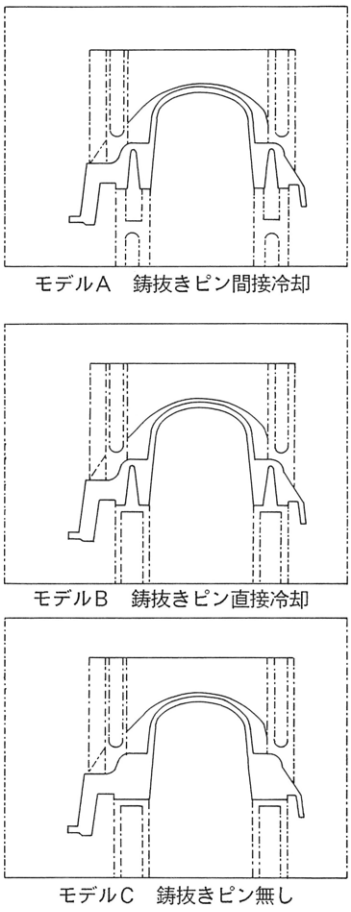



図５　解析モデル

図６～８　固相率分布 a　120sec
b　150sec
c　180sec
d　210sec

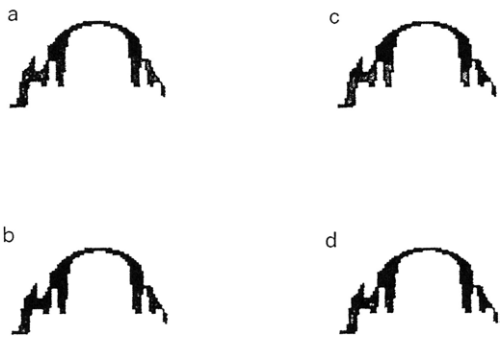



図６　モデルＡ解析結果

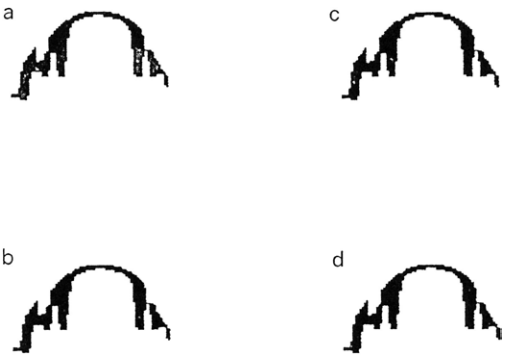



図７　モデルＢ解析結果

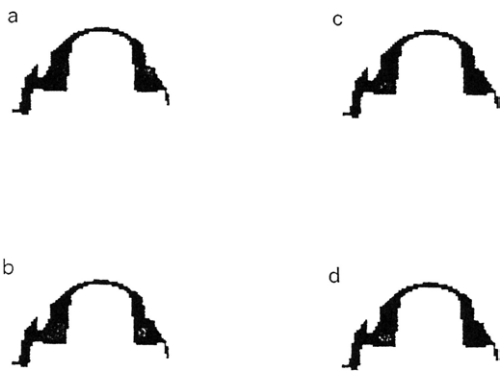



図８　モデルＣ解析結果

解析の手順は以下のようにしている。

① 市販ＦＥＭパッケージを利用して、モデル作成、メッシュ作成を行う。

② 生成したメッシュデータの全要素について、熱収支を取るべき隣接要素を決め、体積、面積、代表点間距離などを算出し、材料条件から熱抵抗係数を算出して解析用データを作る。

③ 初期条件を設定し、二次元解析と同様にして伝熱凝固解析を実行する。

④ 解析結果をＦＥＭパッケージが処理できる形式で出力する。

図9～図10に三次元解析ソルバによる解析例を示す。

この手法により、複雑な三次元形状に対する独自の解析を行うことも可能になった。

## 4．結　　論

(1) 差分法に基づく二次元の伝熱凝固解析システム、及び三次元の伝熱凝固解析ソルバを独自に開発した。

(2) 開発した二次元のシステムに以下の改良を加えてアルミ鋳造プロセスへ適用した。

その結果、有用性を確認した。

① 解析モデルに現物を考慮した重み付けを行って、擬似三次元的取扱いができるようにした。

② 充填過程における熱移動の影響を考慮するために、充填完了時の型及び溶湯の温度の実測値から、初期温度分布を決めて解析精度の向上を計った。

③ 溶湯／型の熱移動に輻射伝熱を加味し温度依存性をもたせ、温度変化の計算結果が実測温度データと大略一致するように輻射率と熱伝達係数を決めた。

④ 冷却条件や、型のコーティング条件をモデルに取り込めるよう改良し、実条件にあわせた。

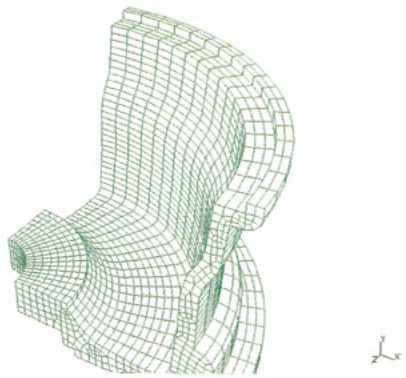


図９　メッシュ

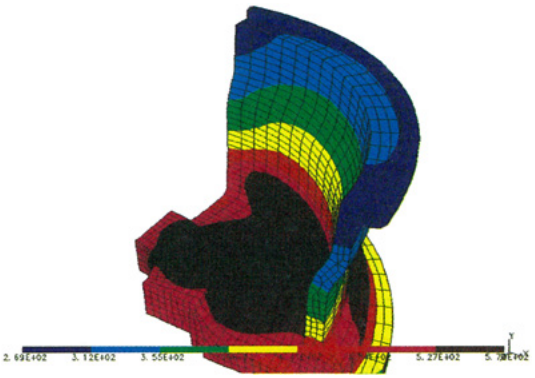


図 10a　温度分布（50sec）

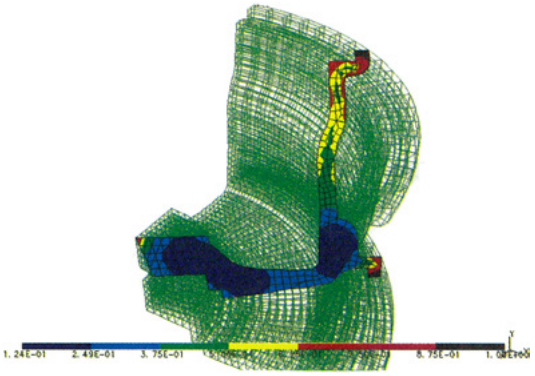


図 10b　固相率分布（20sec）

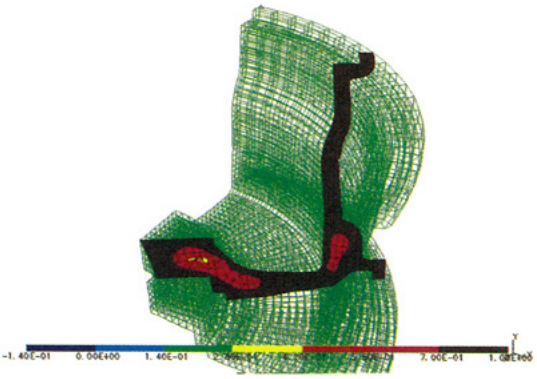


図 10c　固相率分布（50sec）

## 5. 今後の展開

以上述べてきたように、凝固シミュレーションの有用性は確認されつつあり、固有条件を考慮した独自の適用技術も確立しつつあるが、この手法を有効に適用していくためには、コーティング条件、冷却構造などの固有技術の定量的表現を行うことが必要である。

筆者らは、3. で述べたように、解析手法の研究開発と並行して、伝熱･凝固挙動に関する基礎実験を展開している。

また、現状の解析では不十分な点も多々あり、その一つに充填時の解析があげられる。

周知のように、薄肉品や金型鋳造などでは、溶湯充填時の熱移動を無視することができず、厳密には、流動をともなう凝固解析が必要であるが、現在、実用化されている充填解析ソルバはポテンシャル流れを仮定したシェル要素に対するものがほとんどであり、溶融金属の実用的な三次元粘性流動解析手法はいまだに確立されていない。

また、現在の凝固解析は比較的簡単な凝固潜熱補正によっているが、この方法では凝固にともなう結晶成長などの組織学的情報はわずかしか得られないし、予測できる凝固欠陥の種類も限られている。

これらの問題点を考慮しつつ、新しい解析アルゴリズムの適用検討、固有条件の定量化を行って、三次元シミュレーションの実プロセスへの適用を推進する必要があると考えている。

## 5. 参考文献

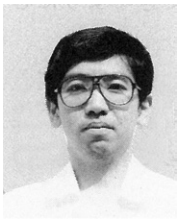

(1) 大中“コンピュータ伝熱凝固解析入門”
(2) Louvo A et al.“state art comput simul cast solidif process”(1986), 83
(3) Rezayat M et al.“numer method therm problems”5 (1987), 84
(4) 斉藤“数値伝熱学”
(5) 高森、新山、井川“鋳物”61 (1989), 906
(6) 大中、鋳物 61 (1989), 876
(7) 大中、長坂、福迫“鋳物”54 (1982), 384
(8) 新山、内田、森川、斉藤“鋳物”52 (1980), 635
(9) 荒瀬、大浜、瀬崎、氏家“石川島播磨技報”26 (1986), 13



■著　者■


恩田　祐


伊東　勲


箱崎健一


増田栄二

# 接触式ポジションセンサ用抵抗基板の開発

Development of Contact type Resistance Plate for Position Sensor

大田典宏* 森山正人* 亀山勉*
Norihiro Ohta Masato Moriyama Tsutomu Kameyama

## 要旨

接触式ポジションセンサに用いる抵抗基板は、テレビ・ラジオなどの家電製品用のボリュームとしてその使用の歴史は古く、技術的に確立されている。しかし、車載用としては、エンジンの高回転高出力化に伴い、振動・熱等の環境条件が厳しさを増している。その様な状況下に於いて、ボンネット内に装備される接触式ポジションセンサ、中でもスロットル開度センサ（以下スロットルセンサ）に対しては信頼性、耐振性の向上が求められている。

本論文では、上記状況をふまえて開発した、高い信頼性を持ち、且つコストの低い抵抗基板の開発について報告する。

## ABSTRACT

The resistance plate used with contact position sensors is an established technology often used in electric appliances. The volume component in radios and TVs is such an example.

Its application to automotive components has an additional challenge of withstanding rigorous conditions such as vibration and heat. As the engine becomes capable of higher revolution and higher power output, these conditions become even more extreme. Under such circumstances the contact position sensors are required to have a higher degree of reliability. The throttle angle sensors, in particular, must have a high degree of vibration resistance.

## 1．まえがき

接触式ポジションセンサとは、回転又は移動する被測定物と連動したブラシが抵抗体上を摺動し、その時の抵抗値変化から位置を測定する一種のポテンショメータである。筆者等は、この中でも車載用として信頼性向上の要求が高いスロットルセンサにターゲットを当てて開発を行った。抵抗基板の構造を図1、抵抗体、導電体パターンを図2に示す。

本論文では、抵抗基板の製造概要と構成材料の特長を紹介し、更に性能、耐振性向上のポイントとなる抵抗ペーストの製法と印刷について主に論じる。

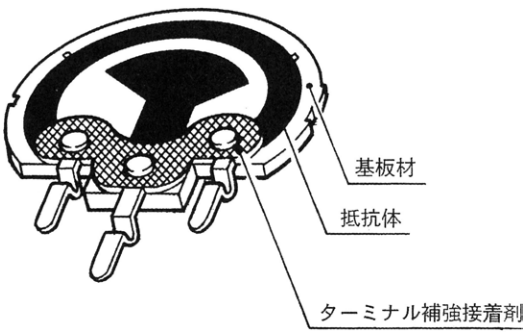



図1　抵抗基板外観図

＊朝霞北研究所



https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1990_2_28

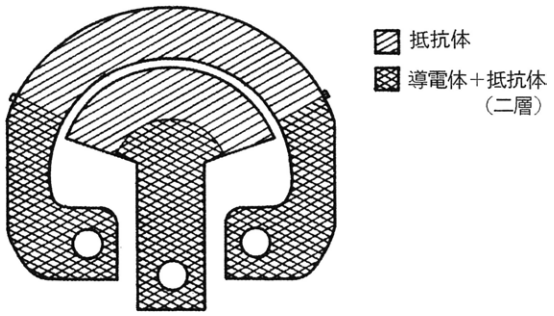



図２　パターン図

## ２．開 発 の 狙 い

スロットルセンサ用抵抗基板として、次の狙いをもって開発した。

(1) 今後のエンジンの高回転高出力化に対応可能な耐振性を有すること。

(2) ボンネット内の温度･湿度などの雰囲気に対して耐久性(以下耐環境性)を有すること。

(3) 電気性能｛全抵抗、抵抗値の直線性（以下リニアリティ）等｝が保証されること。

(4) 製法が簡素であること。

## ３．製 法 の 概 略

抵抗基板製造工程を本開発品と従来品との対比で示したものが図3 である。

従来品では耐振性を満足させる為、例えば金属鏡面板の表面を抵抗体の表面に転写し平滑化を計る「転写法」を採用している。しかし、その工程で抵抗体を圧縮する為、抵抗体の均一膜厚化が困難となり、抵抗値を修正するトリミングが不可欠であった。

本開発では、充分な耐振性を得る材料構成を行った結果、転写工程を省略することが可能となった。又、電気性能保証については、転写工程をなくしたことと、それに伴う印刷条件の最適化で対応した。従って、工程が簡素で耐振性のある抵抗基板の製造が可能となった。

## ４．材　　料

### 4.1. 基板材料

抵抗基板の耐振性や耐環境性を向上させるには、抵抗体だけでなく、その支持体となる基板材の特性が重要な要因となる。表1 に示す様に、耐熱性、

表１　基板材特性表

| | ガラスクロス入りポリイミド系 | ガラスクロス入りエポキシ系 |
|---|---|---|
| 耐熱性 ガラス転移点（℃） | 200以上 | 120～130 |
| 曲げ強度 (kg/mm²) | 60 | 45 |
| 耐マイグレーション性 85℃/80%RH300VDC | 2000Hr以上 劣化なし | 400Hr で絶縁抵抗50%低下 |

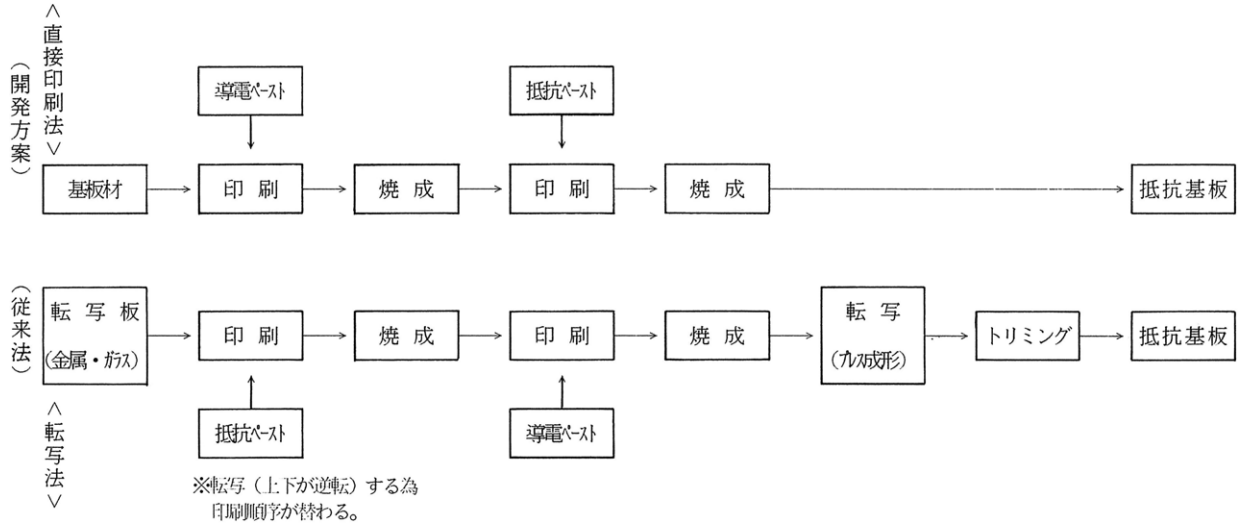



図３　抵抗基盤製造工程

強度及び耐マイグレーション性の優れたポリイミド系のガラスクロス入り積層基板を選定した。

### 4.2. 抵抗ペースト材料

抵抗ペーストとは、主に厚膜抵抗体の用途で用いられるもので、導電体及びその導電体間を結び付けるバインダにより構成される材料である。

用途別に大別すると次の二種がある。

(1) セラミックペースト
ハイブリッドICの印刷抵抗体、半固定式ボリューム(トリマ)など

(2) 樹脂ペースト
ボリューム、ポテンショメータの抵抗体、電磁波シールド用塗料など

スロットルセンサ用として合致するのは樹脂ペーストであるが、市販品では抵抗体摩耗の激しいことが分った。ブラシの耐摩耗性には限界がある為、耐摩耗性の優れた樹脂ペーストを新たに開発することとした。

樹脂ペーストを作製する上で必要な主たる材料構成は次の通りである。

(1) バインダ(液状樹脂)
(2) 導電材(カーボン・ブラック)
(3) 添加剤(分散促進剤)
(4) 減摩材

#### 4.2.1. バインダ

バインダは耐摩耗性を向上させる上で最も重要な構成材料である。樹脂そのものの耐摩耗性能に加え、カーボンの易分散性と優れた印刷性が要求される。

表2に示す4種類の樹脂でテストを行った結果分散性、印刷性、耐摩耗性の優れるフェノール系樹脂を選定した。

#### 4.2.2. 導電材

導電材は所定の抵抗値を得る為に用いるが、抵抗体の剛性にも貢献している。樹脂ペースト用導電材として大別すると、ファーネス系とアセチレン系があるが、導電性、分散性に優れるアセチレン・ブラックを選定した。

表2 バインダ選定テスト結果

| | | 分散性 | 印刷性 | 耐摩耗性 |
|---|---|---|---|---|
| 1 | ﾌｪﾉｰﾙ 系樹脂 | 良 | 良 | 良 |
| 2 | ﾎﾟﾘｲﾐﾄﾞ ① | 良 | 良 | 否 |
| 3 | ﾎﾟﾘｲﾐﾄﾞ ② | 良 | 可 | 否 |
| 4 | ﾅｲﾛﾝ | 否 | 否 | − |

アセチレン・ブラックには以下の特徴点がある。

(1) ストラクチャ(連鎖構造)が高度に発達している為、他のカーボンに比較して低濃度で抵抗値を下げられる。

(2) ストラクチャ間の凝集力が小さく、バインダ中での分散性が良好である。

#### 4.2.3. 添加剤

導電材の均一分散を化学的に促進させる目的で、界面活性剤と分散剤(カップリング剤)を添加した。

a. 界面活性剤

界面活性剤はバインダに作用し、分散性を向上させる。6種の界面活性剤でテストを行った結果、表3に示す様に、分散性及び抵抗値の経時変化を抑制する効果の高いシリコーン系を選定した。このような効果は界面活性剤の次の働きによる。

(1) 導電材の濡れ性向上
(2) 印刷時の帯電防止
(3) 泡立ち抑制

b. 分散剤

分散剤は無機材料と有機材料を複合させる場合、両者の親和性を改善し複合材としての機能を高め

表3 界面活性剤選定テスト結果

| | | 分散性 | 抵抗値の経時変化 |
|---|---|---|---|
| 1 | ｼﾘｺｰﾝ 系① | 良 | 良 |
| 2 | ｼﾘｺｰﾝ 系② | 良 | 可 |
| 3 | フッ素系① | 可 | 可 |
| 4 | フッ素系② | 可 | 否 |
| 5 | 両性系 | 可 | 否 |
| 6 | 特殊高分子系 | 可 | 否 |

表４　分散剤選定テスト結果

| | | 分散性 | 抵抗値の経時変化 |
|---|---|---|---|
| 1 | ﾁﾀﾈｰﾄ 系① | 良 | 良 |
| 2 | ﾁﾀﾈｰﾄ 系② | 良 | 可 |
| 3 | ﾁﾀﾈｰﾄ 系③ | 可 | 可 |
| 4 | シラン系① | 否 | 否 |
| 5 | シラン系② | 否 | 否 |
| 6 | アルミ系 | 可 | 否 |

る効果がある。６種の分散剤でテストを行った結果、表４に示す様に、分散性及び抵抗値の経時変化を抑制する効果の高いチタネート系①を選定した。

#### 4.2.4. 減摩材

耐摩耗性をさらに向上させる為、二十数種の減摩材を添加して摩耗テストを行い、高純度アルミナ（$A\ell_2O_3$）を選定した。アルミナの減摩効果は以下の働きによる。

(1) アルミナの持つ硬さが抵抗体を補強する。

(2) 酸化物にはポリマーの架橋促進効果があるとされている。[1] 従って、アルミナの添加により三次元構造がより強固となり、強度を増して耐摩耗性向上につながる。

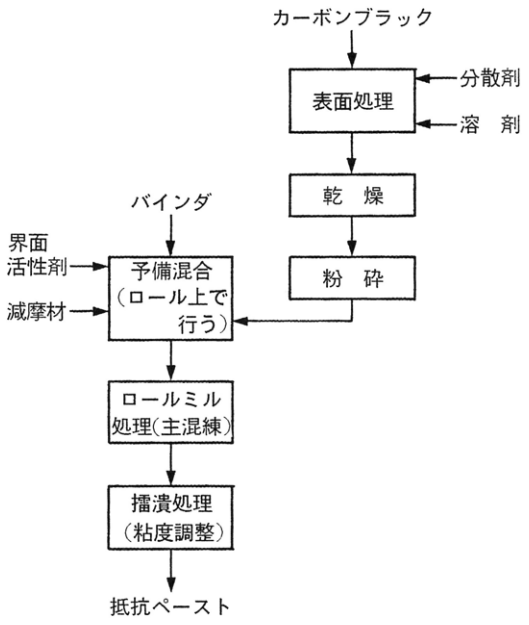



図４　分散工程

## 5. 分 散 工 程

カーボン･ブラックは、微粒子間に働く電気的引力により、粒径バラツキの大きな凝集体を形成している。抵抗値バラツキ及び耐摩耗性向上の観点から、この凝集体の粒径及び粒径バラツキをより小さくした状態でバインダ中に均一分散させることが重要ポイントとなる。

分散を行う混練機には多くの種類がある。この中でも、カーボン･ブラックの凝集体を破壊する能力に優れ、取扱いの容易なロールミル機を主混練用とした。又、粘度調整及びカーボン･ブラックの表面処理用として擂潰機（らいかいき）を採用した。

分散工程を図４に示す。混合はロールミル上で行う。バインダ、界面活性剤、減摩材、表面処理されたカーボンの順で加え、一定時間混合する。最後に擂潰機で粘度調整を行う。

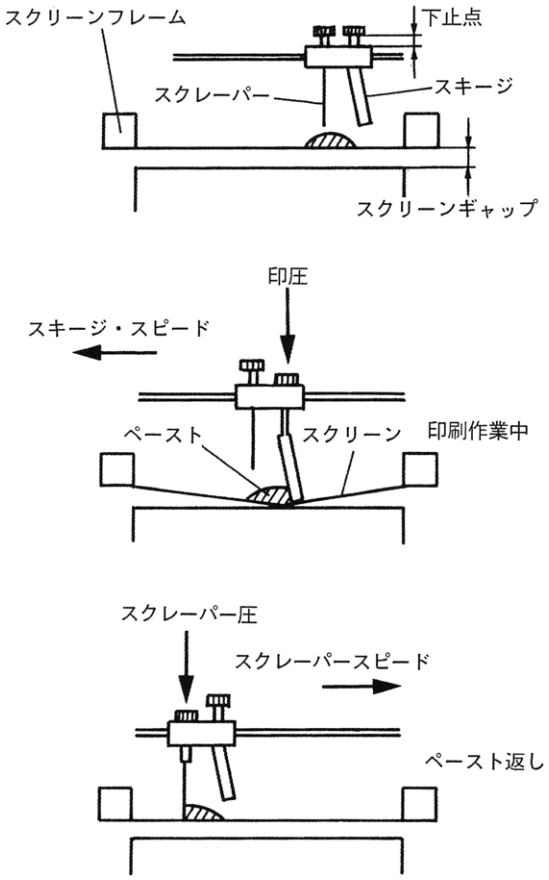



図５　印刷工程

## 6. 印 刷 工 程

作製した抵抗ペーストを基板に印刷する工程では、厚膜印刷で一般に用いる精密スクリーン印刷機を用いる。

その主な特長は次のとおりである。

(1) 抵抗ペーストの厚膜印刷が可能である。

(2) 多種類の印刷用ペーストに適用可能である。

(3) 被印刷物の形状が自由である。

図5 に印刷工程を示す。

所定の電気性能（全抵抗・リニアリティ）を得る為には、印刷条件を最適化し、パターンの位置精度と形状の再現性及び膜厚の均一化を達成しなければならない。表5 は項目別の管理ポイントであり、主な管理ポイントと全抵抗の関係を図6～図10 に示す。これらとリニアリティを含めたデータから各条件を決定した。

表５　印刷工程管理ポイント

| 項　目 | 管理ﾎﾟｲﾝﾄ | 項　目 | 管理ポイント |
|---|---|---|---|
| 環　境 | 清浄度 | 印刷機 | ｽｷｰｼﾞ•ｽﾋﾟｰﾄﾞ |
| | 温　度 | 条　件 | 印　圧 |
| | 湿　度 | | ｽｷｰｼﾞ下止点 |
| ｽｸﾘｰﾝ | ﾒｯｼｭ材質 | | ｽｸﾚｰﾊﾟｰ•ｽﾋﾟｰﾄﾞ |
| | 番　手 | | ｽｸﾚｰﾊﾟｰ圧 |
| | 織り方 | | ｽｸﾚｰﾊﾟｰ下止点 |
| | 乳　剤 | | ｽｸﾘｰﾝ•ｷﾞｬｯﾌﾟ |
| | 乳剤厚 | | ｽｷｰｼﾞ•ｱﾀｯｸ角度 |
| | 張　力 | | ﾊﾟﾀｰﾝ位置決め |
| ｽｷｰｼﾞ | 材　質 | ﾍﾟｰｽﾄ | 粘　度 |
| | 硬　度 | | 保管状態 |
| | 厚　み | | |

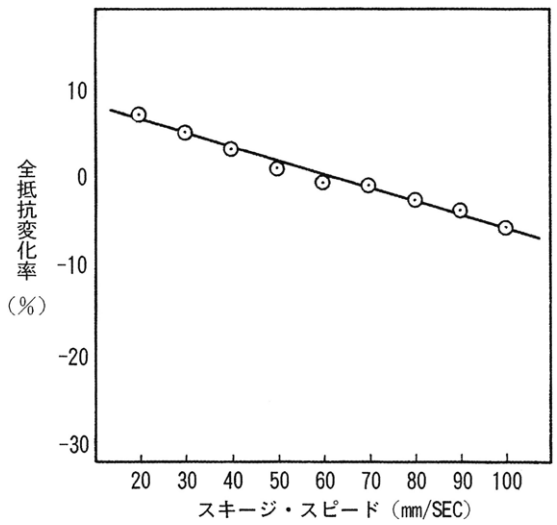



図６　スキージ・スピード～全抵抗

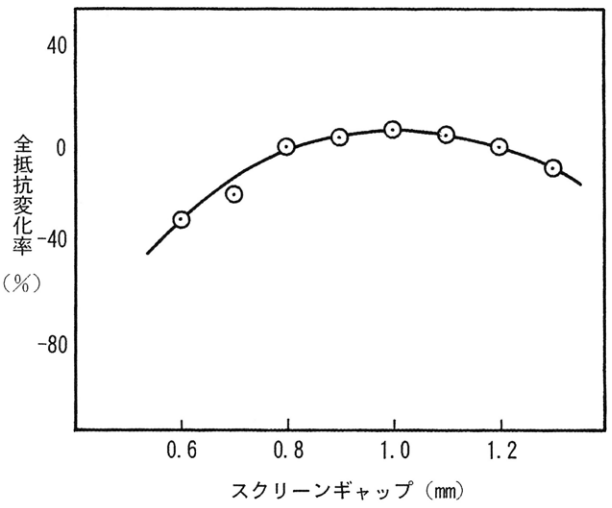



図８　スクリーンギャップ～全抵抗

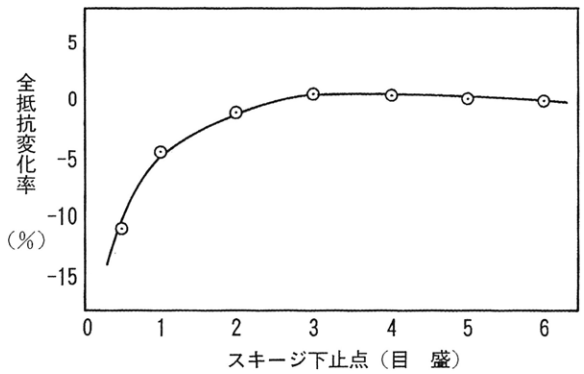



図７　スキージ下止点～全低抗

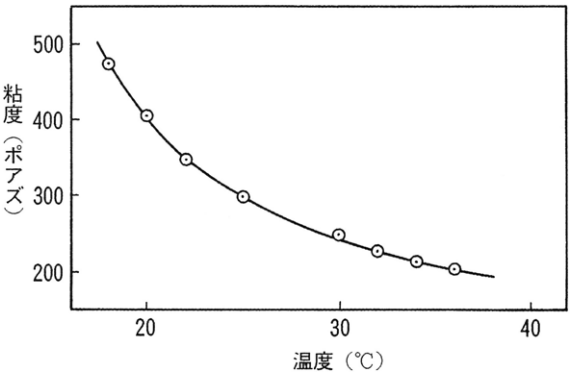



図９　温度～ペースト粘度

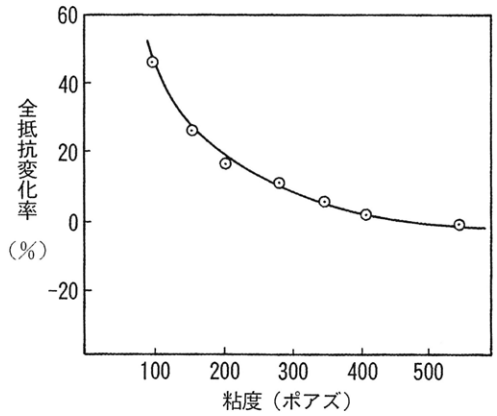



図 10　ペースト粘度ー全抵抗

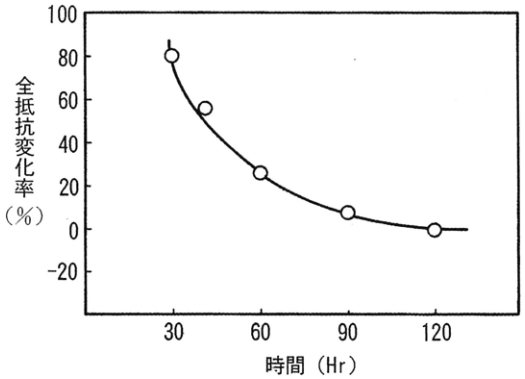



図 11　全抵抗の時間依存性

表６　電気性能比較表

| | 開　発　品 | 従　来　品 |
|---|---|---|
| リニアリティ | ± 0.8% | ± 2.0% |
| 全抵抗バラツキ | ± 6.0% | ± 8.0% |
| 出力温度変化 | 0.1mV/℃ | 0.2mV/℃ |

## 7. 焼成工程

印刷した導電ペースト及び抵抗ペーストは、温風循環式の恒温槽中で硬化させた。以下、抵抗ペーストの硬化条件について説明する。

抵抗ペーストの硬化はバインダ樹脂の反応性に依存するが、本開発で選定した樹脂は一般のフェノール樹脂に比較し反応速度がやや遅い。従って、硬化後の抵抗体の諸性質を安定させる為、図11 に示す様に全抵抗の硬化時間依存性を確認し、抵抗値が安定になる領域で条件を設定した。

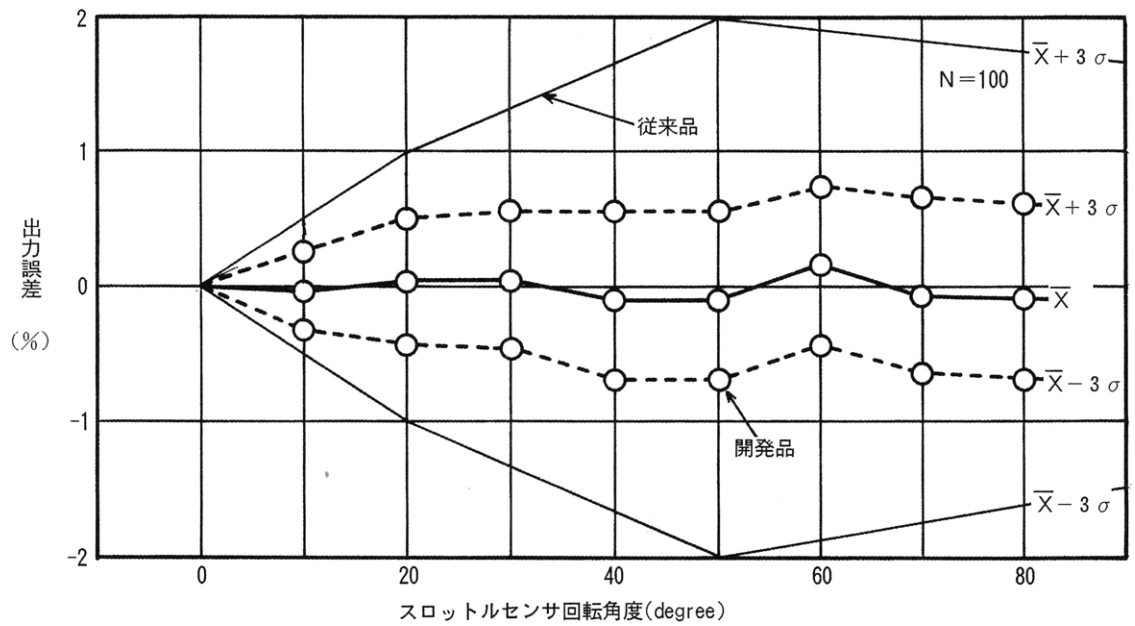



図 12　開発品のリニアリティ

## 8. 信 頼 性

### 8.1. 電気性能

スロットルセンサに要求される電気性能には、リニアリティ、全抵抗バラツキ及び出力温度変化があるが、表6に示す様に、本開発品は従来品より優れている。特にリニアリティは、図12の如く、トリミングがなくても従来品と比較してバラツキが1/2以下という優れた性能を示す。

### 8.2. 耐久性

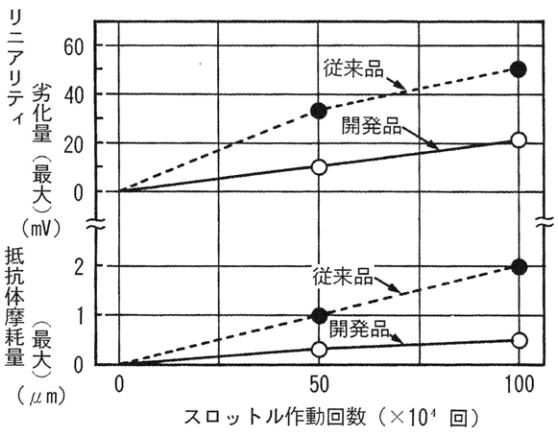
スロットルセンサに要求される耐久性には、表7に示す様に、耐振性、耐熱性、耐湿性、耐Fuel性等があるが、耐振性はもとより、耐環境性改良の観点からも材料選定を行った結果、実使用条件では全ての項目で従来品と同等以上の信頼性を達成できた。

耐振性は、抵抗体とブラシの接触部がエンジン振動により強制的に高速摺動する為に要求される特性である。スロットルセンサの使用環境のシミュレーションを行って決めた耐久テストを実施した結果、図13に示す様に、本開発品の抵抗体摩耗量及びリニアリティ劣化量は、共に従来品に対し1/2以下になり優れた特性が確認された。

表7　耐久性比較表

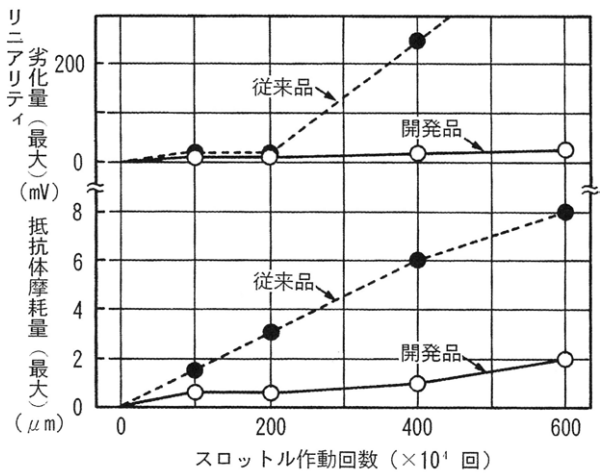
| | | 開発品 | 従来品 |
|---|---|---|---|
| 耐振性 | 抵抗体摩耗 | 0.3μm | 2.0μm |
| | リニアリティ変化 | 15mV | 25mV |
| 耐熱性 | 全抵抗変化 | 9% | 12% |
| 耐湿性 | 全抵抗変化 | 5% | 9% |
| 耐Fuel | 全抵抗変化 | 1% | 10% |

又、耐振性向上の証明として摩耗限界性を確認した結果を図14に示す。従来品はスロットル作動400万回が限度であるのに対し、開発品は600万回に至っても抵抗体摩耗量及びリニアリティ劣化量にほとんど変化がなく、優れた摩耗限界性を示した。




振　動　条　件：30G
温　度　条　件：－30℃～＋ 120℃
使用ブラシ　：貴金属系6元合金
作動スピード：60回/分

図13　耐振性比較




温　度　条　件：室温
使用ブラシ　：貴金属系6元合金
作動スピード：130回/分

図14　耐摩耗限界性比較

## 9. まとめ

以上述べた様に、スロットルセンサ用抵抗基板のエンジン振動に対する耐久信頼性向上を目的として、特に抵抗ペーストの材料選定（バインダ、導電材、添加剤、滅摩材）及び製法の最適化を重点に開発した。その結果、従来品に対し、耐久信頼性、リニアリティ特性共に２倍以上の優れた性能を持つスロットルセンサ用抵抗基板を開発することができた。

表面平滑化によって耐久信頼性の向上を狙う従来の「転写法」は、電気性能を確保する為にトリミングを行う必要があった。しかし、本開発では抵抗体自身の耐摩耗性を改良した結果、工程が簡素な「直接印刷法」を用いて抵抗基板を作製することが可能となり、性能の向上とコストの低下という抵抗基板にとって相反する要素を同時に満足する新しい抵抗基板を開発することができた。

## 10. あとがき

抵抗ペーストは、ボリュームメーカやペーストメーカの一部で製造･販売されている。しかし、抵抗ペーストを含め抵抗基板の市場実績のほとんどは民生用である為、そうした既存技術で作製された市販ペーストを使用する限り、大巾な性能向上は得られない。従って、本開発に当っては抵抗ペーストの作製から開始し、材料の進歩、装置の改良が進んでいることから、新技術の取り込みによって可能と考えた。

しかしながら、理論的考察が難しく、相性という言葉で説明されることが多い開発ではあったが、高信頼性を有した抵抗基板を完成させることができた。

## 参考文献

(1) 村橋俊介等、“プラスチックハンドブック”朝倉書店出版 P.140

■著　者■



大田典宏



森山正人



亀山　勉

## 社外発表論文 (1989.4～1990.3)

◇論　文　講　演

| 発表日 | 標　　題 | 発　表　先 | 著　者 | 所　属 |
|---|---|---|---|---|
| 1989. 4. 6 | 亜鉛めっき鋼板上に形成される Hopeite 皮膜のレーザーラマンスペクトル | 日本鉄鋼協会　第 117 回春季講演大会 485 | 佐藤　登 | 和光研究センター |
| 1989. 5.29 | 新しい可変容量ターボチャージャーを装備した高出力、ワイドトルクレンジ、高効率エンジン<br>－第一報　可変容量ターボチャージャーの開発－ | 自動車技術会<br>春季学術講演会 891001 | 井上　和雄<br>窪田　理<br>岸　則行 | 和光研究センター<br>和光研究センター<br>和光研究センター |
| 1989. 5.29 | 新しい可変容量ターボチャージャーを装備した高出力、ワイドトルクレンジ、高効率エンジン<br>－第二報　可変ターボと可変動弁システムを組合わせたエンジン性能と実車性能－ | 自動車技術会<br>春季学術講演会 891002 | 井上　和雄<br>窪田　理<br>岸　則行 | 和光研究センター<br>和光研究センター<br>和光研究センター |
| 1989. 5.29 | ホンダ F1 V-6 1.5L　ターボ過給エンジンの開発 | 自動車技術会<br>春季学術講演会 891003 | 青木　朗雄<br>乙部　豊<br>後藤　治<br>宮野　英世<br>河本　通郎<br>小川　徹 | 和光研究所<br>和光研究所<br>和光研究所<br>和光研究所<br>和光研究所<br>和光研究所 |
| 1989. 5.29 | 新しい可変バルブタイミング、リフト機構を装備した高出力、ワイドトルクレンジ、高効率エンジン<br>－第一報　可変動弁システムの開発－ | 自動車技術会<br>春季学術講演会 891004 | 井上　和雄<br>長弘　憲一<br>安食　嘉夫<br>岸　則行 | 和光研究センター<br>和光研究センター<br>和光研究センター<br>和光研究センター |
| 1989. 5.29 | 新しい可変バルブタイミング、リフト機構を整備した高出力、ワイドトルクレンジ、高効率エンジン<br>－第二報　エンジン性能と実車性能－ | 自動車技術会<br>春季学術講演会 891005 | 井上　和雄<br>安食　嘉夫<br>長弘　憲一<br>岸　則行 | 和光研究センター<br>和光研究センター<br>和光研究センター<br>和光研究センター |
| 1989. 5.29 | 3D 連動構造解析システム | 自動車技術会<br>春季学術講演会 891032 | 千葉　幸一<br>荻野　孝<br>奥富　直子<br>新納　忠 | 朝霞研究所<br>朝霞研究所<br>朝霞研究所<br>朝霞研究所 |
| 1989. 5.29 | Control Concept for Traction Control System (TCS) and its Performance | 12th International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles | 白石　修士<br>山本　修<br>霧生　浩誠<br>西原　隆<br>佐藤　真実 | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所 |
| 1989. 5.29 | Effects of Belt Restraint Systems on Occupant Protection Performance in Side Impact Crashes | 12th International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles | 下田　宣義<br>西田　雄亮<br>秋山　朗彦 | 国際交通安全学会<br>栃木研究所<br>栃木研究所 |
| 1989. 5.29<br>～6. 2 | New Zinc Phosphate Coatings on Zinc Coated Steels | ISATA<br>FIRENZE 89155 | 佐藤　登 | 和光研究センター |
| 1989. 7. 5 | トラクション・コントロール・システムについて | 自動車技術会<br>シンポジウム | 白石　修士 | 栃木研究所 |
| 1989. 8.21<br>～8.25 | A Review of Four Wheel Steering Studies in the View Point of Vehicle Dynamics and Control | 11th IAVSD Simposium | 古川　修<br>佐野　彰一<br>武田　秀夫他 | 和光研究センター<br>和光研究センター<br>国際交通安全学会 |
| 1989. 8.21<br>～8.25 | Effect of Nonlinear Rear Steer Control on Steering Response cluring higher Rateral Acceleration Cornering | 11th IAVSD Simposium | 古川　修<br>佐野　彰一 | 和光研究センター<br>和光研究センター |

| 発表日 | 標　　題 | 発　表　先 | 著　者 | 所　属 |
|---|---|---|---|---|
| 1989. 9.11 | Development of Small Sized (M8 X 1) Spark Plug | SAE 1st Small Engine Technology Conference 891760 | 加藤　廣<br>加川　純一 | 朝霞研究所<br>日本特殊陶業 |
| 1989. 9.11 | Improvement of Fuel Consumption of Two-Stroke Engines Applying CVT | SAE 1st Small Engine Technology Conference 891752 | 石橋　羊一 | 朝霞研究所 |
| 1989. 9.12 | Development of Surface Treatment and Application to Mass-Production of Titanium Connecting Rods | SAE 1st Small Engine Technology Conference 891769 | 萩原　好敏<br>高橋　恭 | 朝霞研究所<br>朝霞研究所 |
| 1989. 9.12 | Influence of Antilock Brakes on Motorcycle Braking in a Turn | SAE 1st Small Engine Technology Conference 891769 | 槌田　鉄男<br>J. W. Zellner<br>B. K. Kebschull | 朝霞研究所<br>〕 Dynamic Research Inc. |
| 1989. 9.12 | Hydro-Static Transmission for Riding Mower | SAE 1st Small Engine Technology Conference 891785 | 西村　定徳<br>蒔田　廣重 | 朝霞東研究所<br>朝霞東研究所 |
| 1989. 9.12 | Reverse Control System for Motorcycle | SAE 1st Small Engine Technology Conference 891786 | 大田　淳朗<br>山形　哲雄 | 朝霞研究所<br>朝霞研究所 |
| 1989. 9.13 | Development of Low Noise Portable Generator for Home Use | SAE 1st Small Engine Technology Conference 891802 | 藤井　茂 | 朝霞東研究所 |
| 1989. 9.26 | Per-Ignition Phenomena of Methanol Fuel (M85) by the Post-ignition Technique | SAE International Fuel & Lubricants Meeting 892061 | 須賀　稔之<br>北島　真一<br>藤井　功 | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>和光研究所 |
| 1989. 9.26 | インテグラ用可変バルブタイミング・リフト・エンジン | 自動車技術会 シンポジウム「新開発エンジン」 | 丸谷　武志 | 栃木研究所 |
| 1989. 9.27 | Experimental Analysis of Connecting-Rod Bearing in 4-Cycle Gasoline Engines | SAE International Fuel & Lubricants Meeting 892114 | 丸谷　武志<br>坂　勉<br>山口　義則<br>武居　正彦 | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>出光興産㈱<br>出光興産㈱ |
| 1989. 9. 5 〜 9. 7 | Characterization of Zinc Phosphate films on Zinc Alloy Coated Steels | GALVATECH | 佐藤　登 | 和光研究センター |
| 1989. 10. 1 | 拡張 X 線吸収微細構造の<br>カーブフィッテイングによる Hopeite 皮膜の構造解析 | 日本鉄鋼協会<br>第 118 回<br>秋季講演大会 676 | 佐藤　登 | 和光研究センター |
| 1989.10. 5 〜 6 | Influence of Antilock Brakes on Molorcycle Braking in a Turn | 3rd VDI | 引地　東一郎<br>槌田　鉄男<br>M. THIEM | 朝霞研究所<br>朝霞研究所<br>HRE |
| 1989.10.18 | 境界要素法による車室内こもり音解析<br>－音響インピーダンス境界を有する<br>モデルでのパネル寄与解析－ | 自動車技術会<br>秋季学術講演会 892124 | 漆山　雄太<br>野本　祐春 | 栃木研究所<br>栃木研究所 |
| 1989.11. 2 | トラクション・コントロール・システムについて | 自動車技術会 シンポジウム「動力伝達系の商品化と知能化」 | 白石　修士 | 栃木研究所 |

| 発表日 | 標　　題 | 発　表　先 | 著　者 | 所　属 |
|---|---|---|---|---|
| 1989.11. 5 | Modern Zinc Phosphate Films on Zinc Coated Steels | IPC-5 International Pacific Conference 891246 | 佐藤　登 | 和光研究センター |
| 1989.11. 5 〜11.10 | Improving Fuel Economy in Motorcycles Using One-Way Clutch | IPC-5 International Pacific Conference 891352 | 石橋　羊一<br>小室　広一 | 朝霞研究所<br>朝霞研究所 |
| 1989.11. 5 〜11.10 | Analysis of Dynamic Stress on a Running Motorcycle and Application of CAE | IPC-5 International Pacific Conference 891363 | 引地　東一郎<br>富田　隆夫 | 朝霞研究所<br>朝霞研究所 |
| 1989.11.21 | 自動車における駆動力のアクテイブ制御 | 日本機械学会 特別講演会 (No.890-74) | 白石　修士 | 栃木研究所 |
| 1989.11.28 | Lightening of parts for Racing Motorcycle by Using Advanced Composite Material | First Japan International SAMPE Symposium & Exhibition | 萩原　好敏<br>品田　正雄<br>藤高　信男 | 朝霞研究所<br>朝霞研究所<br>朝霞研究所 |
| 1989.12. 1 | RASTI 法を用いた室内騒音の評価 | 自動車技術会 シンポジウム 「振動騒音問題への解析技術の適用と音質評価」 | 山下　剛 | 栃木研究所 |
| 1989.12.13 | 各種可変機構による過給エンジンシステムの改善, 最適化 | 自動車技術会 シンポジウム 「過給エンジン・システムの現状と将来」 | 井上　和雄 | 和光研究センター |
| 1989.12.13 | レース用高過給エンジンの性能 | 自動車技術会 シンポジウム 「過給エンジン・システムの現状と将来」 | 青木　朗雄 | 和光研究所 |
| 1990. 2.27 | Experimental Analysis of Total Engine Friction in Four Stroke S. I. Engines | '90 SAE International Congress & Exposition 900223 | 八木　静夫<br>石橋　羊一<br>園　比呂志 | 朝霞研究所<br>朝霞研究所<br>和光研究所 |
| 1990. 2.27 | Honda New In-Line Five Cylinder Engine Noise and Vibration Reduction | '90 SAE International Congress & Exposition 900389 | 内田　孝尚 | 和光研究所 |
| 1990. 3. 2 | Interfacial Control between Zinc Phosphate Films and Electrodeposition Films on Coated Steels | '90 SAE International Congress & Exposition (Written Only) 900838 | 佐藤　登 | 和光研究センター |
| 1990. 3.22 | 二輪用４サイクルエンジンにおけるカム・ロッカーアームの耐摩耗性向上 | 自動車技術会 トライボロジーシンポジウム | 井沢　信一郎<br>山下　宏<br>真田　誠 | 朝霞研究所<br>朝霞研究所<br>朝霞研究所 |
| 1990. 3.28 | 車の騒音評価システムについて | 日本音響学会 春季講演会 | 大萱　慎吾 | 栃木研究所 |

◇寄　稿

| 発表日 | 標　　題 | 発　表　先 | 著　者 | 所　属 |
|---|---|---|---|---|
| 1989. 3. 1 | 四輪操舵技術の本質、評価、将来 | 「自動車技術」<br>Vol. 43 No.3 | 佐野　彰一 | 和光研究センター |
| 1989. 4. 1 | CAE, CAD／CAM の連携一体化 | 「自動車技術」<br>Vol.43 No.4 | 佐藤　裕彦 | 栃木研究所 |
| 1989. 5. 1 | ホンダ可変バルブタイミング・リフト機構 | 「精密工学会誌」<br>Vol. 55 No.5 | 丸谷　武志<br>坂　　勉 | 栃木研究所<br>栃木研究所 |
| 1989. 5. 1 | 自動車用表面処理鋼板に形成される<br>りん酸塩処理皮膜の状態解析 | 日本鉄鋼協会「鉄と鋼」<br>Vol.75 No.5 | 佐藤　　登 | 和光研究センター |
| 1989. 6. 1 | 最近の自動車用材料の動向 | 「自動車技術」<br>Vol. 43 No.6 | 大沢　　恂<br>野口　　満 | 技術顧問<br>和光研究センター |
| 1989. 6.20 | 二輪車用機関 | 「内燃機関」７月号 | 松浦　正明 | 朝霞研究所 |
| 1989. 7. 1 | ガソリンエンジン・補機（四輪） | 「自動車技術」(年鑑)<br>Vol. 43 No.7 | 川口　祐治 | 和光研究所 |
| 1989. 7. 1 | 振動・騒音・乗心地 | 「自動車技術」(年鑑)<br>Vol.43 No.7 | 新井　克芳<br>前田　孝司 | 栃木研究所<br>栃木研究所 |
| 1989. 7. 1 | 車内運動性能とその研究　1，概要 | 「自動車技術」(年鑑)<br>Vol.43 No.7 | 古川　　修 | 和光研究センター |
| 1989. 7. 1 | 定電流電着塗装の析出過程における<br>リン酸塩皮膜の影響 | 表面技術協会<br>「表面技術」<br>Vol. 40 No.7 | 佐藤　　登 | 和光研究センター<br>（他社共著） |
| 1989. 7 | 二輪車用エンジンにおける CAEDS 適用事例 | 「機械設計」８月号 | 荻野　　孝<br>新納　　忠 | 朝霞研究所<br>朝霞研究所 |
| 1989. 8. 1 | ニューパワーユニット DOHC・VTEC エンジン | 「自動車技術」<br>Vol. 43 No.8 | 丸谷　武志<br>坂　　勉 | 栃木研究所<br>栃木研究所 |
| 1989. 8. 1 | 可変機構（ウイング）ターボ付エンジン | 「自動車技術」<br>Vol. 43 No.8 | 大浦　秀二 | 栃木研究所 |
| 1989. 8. 1 | 二輪車用機関 | 「内燃機関」<br>Vol. 28 No.358 1989 8 | 稲垣　剛史<br>松浦　正明 | 朝霞研究所<br>朝霞研究所 |
| 1989. 8. 1 | Hopeite 結晶の固体および液体状態<br>におけるレーザーラマンスペクトル | 表面技術協会<br>「表面技術」<br>Vol. 40 No.8 | 佐藤　　登 | 和光研究センター |
| 1989. 8.20 | ホンダ CBR250R 用 MC14 形エンジン | 「内燃機関」９月号 | 水村　　栄<br>藤原　一夫<br>吉本　篤司 | 朝霞研究所<br>朝霞研究所<br>朝霞研究所 |
| 1989. 9. 1 | 二輪車用部品管理の現状と将来 | 「自動車技術」<br>Vol. 43 No.9 | 千葉　太一<br>佐々木　務<br>加藤　幹夫 | 本田技研 パーツセンター<br>朝霞研究所<br>朝霞研究所 |
| 1989. 9. 1 | 新型インテグラの紹介 | 「自動車技術」<br>Vol. 43 No.9 | 手塚　正人 | 栃木研究所 |

| 発表日 | 標　　題 | 発　表　先 | 著　者 | 所　属 |
|---|---|---|---|---|
| 1989. 9. 1 | ホンダ TX18/20 用水冷３気筒ディーゼルエンジン　－ GD1100 / GD1250 － | 「内燃機関」<br>Vol. 28　No.359　1989　9 | 笠井　洋<br>吉田　文彦<br>梅野　洋 | 朝霞東研究所<br>朝霞東研究所<br>朝霞東研究所 |
| 1989. 9. 1 | ホンダ DOHC　VTEC エンジン | 「内燃機関」<br>Vol. 28　No.359　1989　9 | 丸谷　武志<br>北元　敏 | 栃木研究所<br>栃木研究所 |
| 1989. 9. 9 | FRP の応用“自動車” | 強化プラスチック協会 | 大沢　恂 | 朝霞研究所 |
| 1989. 9.20 | 自動車用表面処理鋼板のリン酸塩処理皮膜キャラクタリゼーションに関する解析 | 「自動車技術論文集」<br>No.42 | 佐藤　登 | 和光研究センター |
| 1989. 9.20 | Influence of Metal Components in Hopeite Films on IR and Laser Raman Spectra | Journal of Materials Science Vol. 24　No.9 | 佐藤　登<br>南　達郎 | 和光研究センター<br>鈴鹿製作所 |
| 1989.10.10 | カーブフィッティング法を用いた EXAFS による Hopeite 結晶の構造解析 | 日本化学会<br>「日本化学会誌」<br>Vol. 1989　No.10 | 佐藤　登 | 和光研究センター |
| 1989. 10.20 | 自動車の市場動向 | PLASTICS AGE<br>ENCYCLOPEDIA | 高堀　恭雄<br>立道　誠彦 | 朝霞研究所<br>朝霞研究所 |
| | 自動車部品のプラスチック化 | PLASTICS AGE<br>ENCYCLOPEDIA | 高堀　恭雄<br>大場　茂<br>中山　克彦 | 朝霞研究所<br>朝霞研究所<br>朝霞研究所 |
| 1989.12. 1 | 乗用車室内音の RASTI 法による評価 | 「自動車技術」<br>Vol. 43　1989. 12 | 山下　剛<br>新倉　始 | 栃木研究所<br>栃木研究所 |
| 1989. 12.20 | ゴールドウイング GL1500 | 内燃機関<br>Vol. 29　No.363 | 伊藤　俊文<br>浮穴　一興 | 朝霞研究所<br>朝霞研究所 |
| 1989.12.20 | State Analysis Related to Zinc and Manganese Components in Hopeite Crystals of Zinc Phosphate Films by XANES and EXAFS | Journal of Materials Science　Vol. 24　No.12 | 佐藤　登<br>南　達郎 | 和光研究センター<br>鈴鹿製作所 |
| 1990. 1. 1 | 乗用車の振動騒音対策技術の現状と将来 | 「自動車技術」<br>Vol. 44　No. 1 | 照井　一郎<br>中村　光勇<br>銭場　克己<br>山下　剛 | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所 |
| 1990. 1. 20 | 自動車の防食耐久性能を支える材料技術と生産技術の役割 | 「出光トライボレビュー」<br>No.17 | 佐藤　登 | 和光研究センター |
| 1990. 3. 1 | ビークルダイナミックスからみた 4WS の研究動向 | 「自動車技術」<br>Vol. 44　No. 3 | 古川　修 | 和光研究センター |

## 対外発表論文

◇講　演（論文無）

| 発表日 | 標　　題 | 発　表　先 | 著　者 | 所　属 |
|---|---|---|---|---|
| 1989. 4. 3 | ガソリンエンジンの振動騒音について | 日本機会学会<br>定期総会 パネルディスカッション | 片野　博樹 | 和光研究所 |
| 1989. 5.11 | 二輪の開発について | 神奈川工科大　講演会 | 太田　耕造<br>上原　憲二 | 朝霞研究所<br>朝霞研究所 |
| 1989. 6.17 | 二輪車用エンジンの現状と将来 | 名古屋工業大学　講演会 | 島田　俊夫 | 朝霞研究所 |
| 1989. 8. 9 | ホンダ F-1 エンジンについて | 北海道学自研　講演会 | 乙部　　豊 | 和光研究所 |
| 1989.10. 2 | CATIA IMPLEMENTATION<br>IN M/C DEVELOPMENT | COE<br>CATIA OPERATORS<br>EXCHANGE | 佐藤　研二<br>荻野　　孝 | 朝霞研究所<br>朝霞研究所 |
| 1989.10.13 | 新商品開発物語～開発担当者は語る！<br>米国製逆輸入車「アコード・クーペ」 | 日本機械学会　関西支部<br>ウィークエンドセミナー | 島村　治夫 | 栃木研究所 |
| 1989.11. 26 | ホンダ F-1 レーサー | 武蔵工業大学　講演会 | 後藤　　治 | 和光研究所 |
| 1990. 3. 7 | 自動車技術メーカから見た Ti 合金の現状 | ばね技術研究会 | 萩原　好敏 | 朝霞研究所 |
| 1990. 3.31 | ホンダ F-1 レーサー | 機械学会　講演<br>（上智大学） | 後藤　　治 | 和光研究所 |

## 編集後記

◆　昨年お届けいたしました「HONDA R & D Technical Review」創刊号に対し、各方面から暖かい励ましの言葉と、貴重な御意見を戴き誠に有り難うございました。

◆　Vol.2の発行に際しましても、我々の予想を遙かに上回る応募論文が寄せられました事に感謝すると共に、編集の都合から掲載を見合わせました論文の著者に対して深くお詫び申し上げます。

◆　今回は、新たに朝霞、朝霞東、朝霞北の各研究所およびホンダエンジニアリングからの論文参加があり、４輪、２輪、汎用、生産といったより広い範囲でのホンダの技術が紹介できる様になりました。

◆　車社会が多様化し、先端技術が急速に進歩する中で、従来にこだわらない新しい技術をより速く、柔軟に取り入れていく事が求められてきております。そして、その研究の結果得られました成果を、できるかぎり皆様に紹介していくことが我々の努めであり、これからも努力していきたいと思っています。

(奈良坂)


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 |
| | 加藤幹夫 | 朝霞研究所 |
| | 大谷淳示 | 朝霞東研究所 |
| | 西川正恭 | 朝霞北研究所 |
| 顧問 | 佐野彰一 | 栃木研究所 |
| | 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 |
| | 三富義久 | 和光研究所 |



HONDA R&D Technical Review

1990年9月1日発行　Vol. 2



(禁無断転載) ©



発行所　株式会社　本田技術研究所

発行人　下島啓亨

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

ホンダが抱いている夢と情熱をかたむけ、モーターサイクルの頂点を目指した異次元マシン。

“ピストンが丸い” という従来の概念を打ち破った、「楕円ピストン・エンジン」。 NR

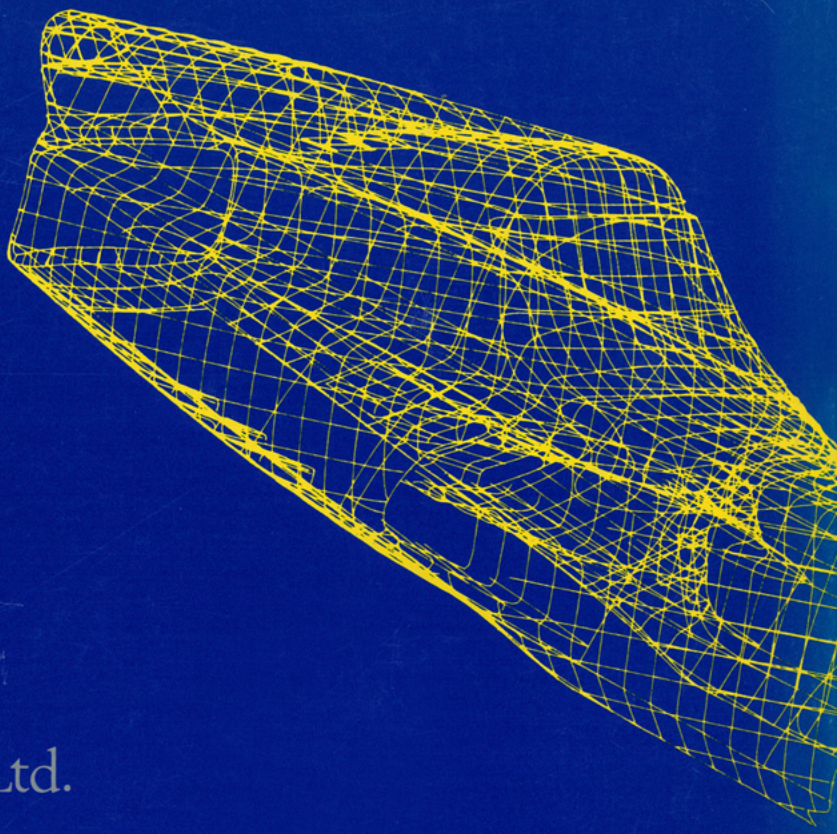
1989 年東京モーターショウに忽然とあらわれた NR プロト。

その想像もつかない性能を連想させる NR のかたちには、モーターサイクルを越えた何かを感じる。何万年も前から進化し続けてきた、生物のようにも見える。まさに“異次元進化”

その皮膚を、面でなく線で表現することで、より“異次元進化”の性能を見る人に予感させることだろう。



朝霞研究所
山形　吉秀



HONDA R&D Co., Ltd.

