ISSN 0915-3918

HONDA R&D

# Technical Review

## vol. 3



1991

# 目　次

◇ソーラー電池動力自動車…… 岩田孝弘・宮野英世・臼田政史
高橋俊樹・石野康治・五十嵐和夫 ……1

◇快削チタン合金コネクティングロッドの開発…… 松原敏彦・佐藤泰紀・木村健二
川瀬直和・伊藤茂 ……12

◇ＮＳＸ用オールアルミニウムボディの開発…… 小松泰典・伴恵介・村岡康雄
矢羽々隆憲・安永晋拓・塩川誠 ……27

◇ＮＳＸ用オールアルミニウムボディの
表面処理・塗装技術 …… 小松泰典・鈴木英治・宮崎勝男
西野俊哉 …… 37

◇ＮＳＸ用アルミニウムサスペンションの開発…… 小松泰典・新井彪雄・阿部春樹
佐藤正和・中沢靖・入江卓志 ……50

◇電動パワーステアリングの開発…… 清水康夫・杉野光生・河合俊岳
鶴宮修・松本哲也・伊澤将隆 ……58

◇電動パワーステアリング用パワーユニットの開発……嶋田敏・諸山和弘 ……76

◇電動パワーステアリング用操舵センサの開発…… 須田均・三重野敏幸・川越浩行
滝沢純・土方久美子・北沢浩一 ……83

◇一次バランサによるＦ１エンジンの振動低減…… 青木朗雄・阿部弘・安岡章雅
松下富士子 ……92

◇４サイクル火花点火機関の全機関損失と出力…… 八木静夫・藤井功・園比呂志
石橋羊一・藤原一夫 ……99

◇シートベルト・プリテンショナーの開発 …… 田畠宏・木下義彦・香月敦史 …… 115

◇自動車車室内音の音色評価について……山下剛・中村光勇 ……122

◇防音材料適用最適化技術の開発…… 小峰徳雄・前田孝司・山下剛
中村光勇 ……132

◇自動車騒音シミュレーションシステムの
開発とその応用について……宮内邦夫・小峰徳雄 ……142

◇汎用ロードシミュレータの開発…… 原島正吉・四宮一雄・高橋弘
門田正和・保田和豊 ……153

◇二輪車フレーム用高速オートメッシュ・
プログラム「ＨＡＰＰＹ」の開発 …… 岩朝睦美・高柳眞二・亀水二巳範
佐々木暢 ……163

# 目　次

◇二輪車用片持ちリヤスイングアームの開発……引地東一郎・高木桂一郎 …… 169

◇計算機を用いた空力解析システムの開発…… 福島達也・宮島保・高村明男 ……182

◇金属基複合材料の製造～その１～－含浸抵抗の制御…… 窪田隆一・中村武義・星野光男
岩野治雄・大橋泰雄 ……193

◇金属基複合材料の製造～その２～
－ＳｉＣウィスカの均一分散について…… 窪田隆一・中村武義・岩野治雄
大橋泰雄 ……200

◇レーザー表面改質によるチタン合金の
耐摩耗性表面の研究…… 渡部直也・輪嶋善彦・徳根敏生
岡部伸治・宝田龍哉 ……208

◇ノンアスベストガスケット材料の開発…… 北山弘己・富沢勉・高堀恭雄 ……217

◇ポストモダニズムの周辺と
汎用エンジンのデザイン研究……矢口忠博 ……226

# INDEX

◇ Development of a Solar Powered Vehicle
Takahiro Iwata; Hideyo Miyano; Masafumi Usuda
Toshiki Takahashi; Yasuharu Ishino; Kazuo Igarashi ····· 1

◇ Development of Free Machining Titanium Alloy for Connecting Rods
Toshihiko Matsubara; Yasunori Sato; Kenji Kimura
Naokazu Kawase; Shigeru Ito ····· 12

◇ Development of All Aluminum Automotive Body for NSX
Yasunori Komatsu; Keisuke Ban; Yasuo Muraoka
Takanori Yahaba; Kunihiro Yasunaga; Makoto Shiokawa ····· 27

◇ Pretreatment and Painting Technology for All Aluminum Body of NSX
Yasunori Komatsu; Eiji Suzuki; Katsuo Miyazaki
Toshiya Nishino ····· 37

◇ Development of Aluminum Suspension Parts for NSX
Yasunori Komatsu; Takeo Arai; Haruki Abe
Masakazu Sato; Yasushi Nakazawa; Takushi Irie ····· 50

◇ Development of Electric Power Steering
Yasuo Shimizu; Mitsutaka Sugino; Toshitake Kawai
Osamu Tsurumiya; Tetsuya Matsumoto; Masataka Izawa ····· 58

◇ Development of Power Unit for Electric Power Steering
Satoshi Shimada; Kazuhiro Moroyama ····· 76

◇ Development of Steering Sensor for Electric Power Steering
Hitoshi Suda; Toshiyuki Mieno; Hiroyuki Kawagoe
Jun Takizawa; Kumiko Hijikata; Hirokazu Kitazawa ····· 83

◇ Reduction of Vibration for an F1 Engine with Balancer
Akio Aoki; Hiroshi Abe; Akimasa Yasuoka
Fujiko Matsushita ····· 92

◇ Total Engine Loss and Engine Output Characteristics in Four Stroke S. I. Engines
Shizuo Yagi; Isao Fujii; Hiroshi Sono
Youichi Ishibashi; Kazuo Fujiwara ····· 99

◇ Development of Seat Belt Pretensioner
Hiroshi Tabata; Yoshihiko Kinoshita; Atsushi Katsuki ····· 115

◇ Analysis of Sound Quality Inside a Vehicle Cabin
Tsuyoshi Yamashita; Mitsuo Nakamura ····· 122

# INDEX

◇ Sound Package Optimization in Automobiles Using Simulation Method
..... Tokuo Komine; Takashi Maeda; Tsuyoshi Yamashita
Mitsuo Nakamura ..... 132

◇ Development of Automobile Noise Simulation System and Its Applications
..... Kunio Miyauchi; Tokuo Komine ..... 142

◇ Development of a Multi-use Road Simulator
..... Shokichi Harashima; Kazuo Shinomiya; Hiroshi Takahashi
Masakazu Kadota; Kazutoyo Yasuda ..... 153

◇ Development of a High-Speed Automatic Mesh Computer Program for a Motorcycle Body
..... Mutsumi Iwasa; Shinji Takayanagi; Fuminori Kamemizu
Nobu Sasaki ..... 163

◇ Development of a Single-side-supported Swing Arm for a Motorcycle
..... Toichiro Hikichi; Keiichiro Takagi ..... 169

◇ Developing a Computational Fluid Dynamics (CFD) System
..... Tatsuya Fukushima; Tamotsu Miyajima; Akio Takamura ..... 182

◇ Fabrication of Metal Matrix Composites (1)
- Control of Infiltration Resistance -
..... Ryuichi Kubota; Takeyoshi Nakamura; Teruo Hoshino
Haruo Iwano; Yasuo Ohashi ..... 193

◇ Fabrication of Metal Matrix Composites (2)
- Homogeneous Dispersion of SIC Whiskers -
..... Ryuichi Kubota; Takeyoshi Nakamura; Haruo Iwano
Yasuo Ohashi ..... 200

◇ Laser Surface Modification of Titanium Alloys for Improvement of Wear Resistance
..... Naoya Watanabe; Yoshihiko Wajima; Toshio Tokune
Shinji Okabe; Tatsuya Hoda ..... 208

◇ Development of Non-asbestos Gasket Material
..... Hiromi Kitayama; Tsutomu Tomizawa; Yasuo Takabori ..... 217

◇ Post Modernism Design Trends and Its Impact on the General Purpose Engines
..... TadahiroYaguchi ..... 226

# ソーラー電池動力自動車

## Development of a Solar Powered Vehicle

岩田孝弘* 宮野英世* 臼田政史*
Takahiro Iwata Hideyo Miyano Masafumi Usuda
高橋俊樹** 石野康治* 五十嵐和夫***
Toshiki Takahashi Yasuharu Ishino Kazuo Igarashi

## 要　旨

1990年11月にソーラーカーレース、“World Solar Challenge”の第二回大会が開催された。これはオーストラリア大陸を北から南に縦断する、全行程3000kmの過酷なレースである。これに出場するにあたって、ホンダで製作した“Dream号”は、初回大会の優勝車の記録や現地コースの走行条件を基に目標性能を設定し、各コンポーネントごとに目標を達成する方法で車の総合目標性能を確保してレースに臨んだ。レースでは、悪天候や日中の高い温度の影響で目標時間内でのゴールは実現できなかったが、技術内容と共にチャレンジテーマとし学ぶところが大きかった。

## ABSTRACT

In November 1990, the 2nd World Solar Challenge was held in Australia. This was a gruelling race for solar cars, in a course stretching for 3000 km and crossing the continent from north to south. Honda's solar car 'Dream' was designed to meet requirements based on the performance of the winner in the 1st World Solar Challenge and the local course condition.

In the process of achieving the total performance of the vehicle as required, each component was intended to meet a specific requirement in accordance with the requirements of the vehicle.

The Dream ended up finishing the race exceeding the targeted time due to the weather condition – in particular, very high daytime temperatures. Still, it was a significant experience, given the opportunity to lay the foundation for the challenge ahead.

## 1. まえがき

太陽光エネルギーだけを動力源とする車両（以下ソーラーカー）による競技が世界の各地で開催され、その中で最も過酷で、距離の長いものが、オーストラリアの“World Solar Challenge”である。このレースはオーストラリア大陸の北端ダーウィンの町をスタートし、3000km南下した町アデレードを目指すもので、第一回大会は1987年に開催され、1990年は第二回にあたる。（図1）

本報告では第二回大会に向けてホンダで製作した“Dream号”の目標設定から、性能を得るために行った技術内容、結果について述べる。




図1　スケジュールとコース

＊　和光研究所
＊＊　栃木研究所
＊＊＊三ツ葉電機製作所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1991_3_1

## 2. レギュレーション

レースの基盤となるのがレギュレーションであり、その中でも要点となるものを以下にまとめる。

(1) エネルギー源

エネルギー源は日の出から日の入りまでの太陽エネルギーとする。また、補助電力用として、5 kWh 以内の蓄電池を搭載することができ、ソーラー発電電力のみにより充電できる。

(2) 走行時間

走行可能時間は朝８時～夕方５時。

(3) 車体、太陽電池のサイズ

車体サイズは、全長 6m、全幅 2m、全高 1～1.6m の箱に収まる事。また、1 人乗りの場合には、車体上の全長 4m、全幅 2m、金高 1.6m の箱に収まる範囲に太陽電池を張りつけることができる。

(4) ドライバーの体重

ドライバーの体重は 80kg とし、不足分はバラストで補う。また、ドライバーの登録は４名で、他に１名につき 600 ドルで予備ドライバーを登録することができる

(5) クラス分け

クラス分けは表１の分類に従って、12 通りの組み合わせに分かれ、各クラス３台以上の参加で成立する。

(6) 走行性能テスト

ブレーキは時速30km/hから22m以内の距離で停止出来る事。また、３連の大型トレーラーとすれ違っても、走行安定性を失わない事。これらの項目は、予選を兼ねたレース前の走行性能テスト

表１　クラス分け分類

| | |
|---|---|
| ソーラーパネル | ガリヒ素系 |
| | シリコン系 |
| | アモルファス系 |
| 蓄電池 | 銀系 |
| | 鉛系 |
| 乗員 | 1人乗 |
| | 2人乗 |

各項目の組み合わせで12通り

(図２)にて確認を受ける。

## 3. ねらいと目標設定

1987 年に開催された第一回大会では、General Motors社のサンレーサー号が優勝し、3004km を平均速度66.9km/h、所要時間44時間54分の記録を残した。

我々にとってソーラーカー作りは初めての経験であって、各コンポーネントが一般の乗用車のものとは大きく違っている事や、希薄な太陽光エネルギーをうまく集めて車を走らせる技術など、魅力のあるチャレンジテーマであった。そして、サンレーサー号の 44 時間 54 分の記録を破る事の出来る車作りを第一目標において開発を進めた。

(1) ソーラーカーの性能

ソーラーカーの性能は巡航速度で代表でき、その巡航速度は発電量と走行抵抗とのバランスで決

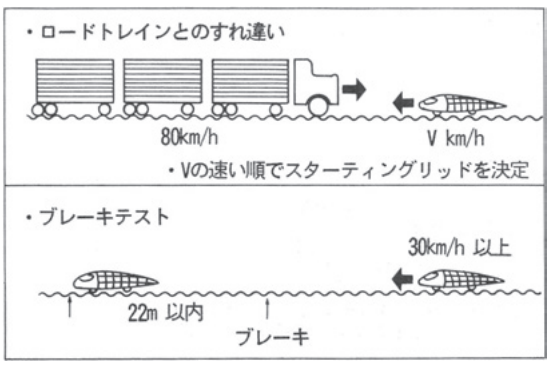



図２　走行性能テスト（予選）

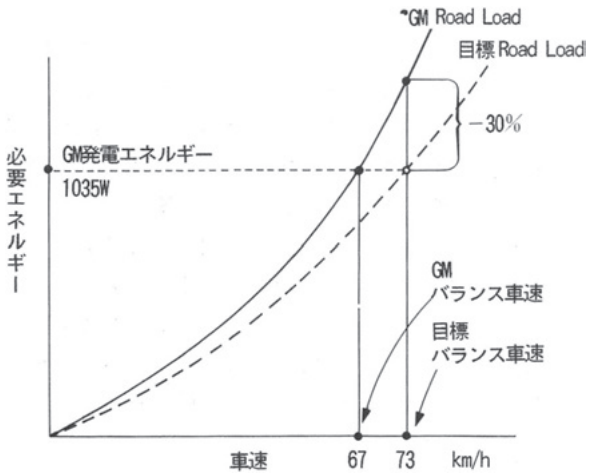



図３　車速と必要エネルギー

まる。(図３)

(2) 性能目標の設定

所要時間の記録は1987年のものであり、仮にサンレーサー号が３年間の技術進化を経て、1990年に出来ていた場合に年率10%、合わせて30%性能が向上することを想定して目標を決めた。ソーラーカーの性能を向上させる(バランス車速を上げる)方法には発電量の増加と走行抵抗の低減の２通りあるが、発電量についてはサンレーサー号のガリウム砒素製に対して、シリコン単結晶の効率向上を主体に同等レベルをめざす事にした為、走行抵抗を30%低減する事を実際の目標設定とした。

(3) 各要素の目標設定

図３に示す車速と必要エネルギーの関係は以下の式で与えられる。

$$W = R \times \underbrace{\frac{1}{\eta e}}_{\text{走行抵抗}} \times \underbrace{\frac{1}{\eta m}}_{\text{伝達ロス}}$$

$$R = \mu r \times Wt \times 9.8 \times V + \frac{1.203 \times Cd \times A \times V^3}{2}$$

| | | 目標値 |
|---|---|---|
| 入出力バランス車速 | → V | 73km/h |
| 発電入力 ソーラー発電量 | → W | 1035W |
| 発電入力 ソーラー電池効率 | | 18 % |
| 発電入力 貼付仕様(かたち・あつど・かくど) | →面積 | 7.7m² |
| 走行抵抗 空力 | 係数Cd | 0.12 |
| 走行抵抗 空力 | 投影面積A | 1.1m² |
| 走行抵抗 ころがり | 係数 μr | 0.006 |
| 走行抵抗 ころがり | 車重Wt | 140kg |
| 伝達ロス | 電気系効率 ηe | 92 % |
| 伝達ロス | 機械伝達効率 ηm | 97.5% |

## 4. コースの先行調査

走行コースの諸条件は目標達成の為の基盤となる重要な要素である。今回はソーラーカーの性格上、コース走行中の〔車両に対する太陽光の向き〕〔日射量〕〔路面勾配〕〔路面あらさ〕の実測定と現地の標準的な天候、気温、風向、風力などのデータの収集を行った。

レースが開催される1990年11月の１年前に、図４に示す様な角度毎の日射量を測定する為の、水平から後、左右の色々な角度に標準太陽電池を張りつけた装置を一般乗用車に設置し、ダーウィンよりアデレードまでの全行程を走行し、測定した。

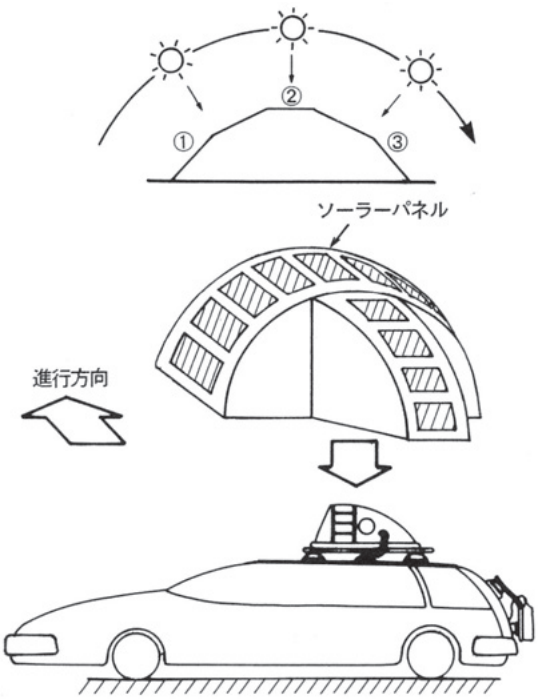



図４　日射量測定装置

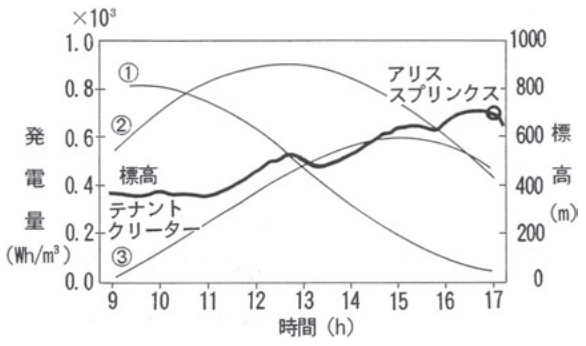



図５　１日の発電量と標高データの例

表２　走行テストから得られた情報

| | |
|---|---|
| 発　電　量<br>（晴天日） | 標準太陽電池（効率17.5%）<br>で平均発電量は1000W 程度 |
| 風の条件 | 最大８m/s （コース後半）<br>横風に備え、安定性重要 |
| 路面条件(1) | 全域が粗いビチュメン路で<br>要タイヤの対パンク性 |
| 路面条件(2) | グリッド 118箇所<br>鉄道用レールを並べた溝 |

走行条件はなるべくレースの時と同じにする為、朝８時より夕方５時までとし、走行速度もサンレーサー号の平均速度の約 67km/h とした。データの取り込みはスタート地点を起点に数秒間隔で行い、経過、時間、距離、各角度の標準太陽電池の発電量、外気温度、太陽電池温度、車の方位および傾斜角度をそれぞれ記録した。その一例としてコース中間地点にあるアリススプリングスを通過した日の発電量と標高データを示す。(**図５**)

調査の結果得られた情報を**表２**に示す。

## ５．車　の　製　作

レギュレーションと先行調査結果から得られた条件のもとで、各要素毎に目標値の達成を目指したが、その内容を説明する。

表３　発電量と空力のバランス

| 重体形状 | 発電量比 | CdA | バランス車速比 |
|---|---|---|---|
| Ⓐ | 100 | 0.138 | 100 |
| Ⓑ | 120 | 0.228 | 65 |
| Ⓒ | 140 | 0.200 | 83 |

### 5.1.　ボディデザイン

(1)　デザインと発電量

競争力が期待できるタイプＡ～Ｃの発電量、ＣｄＡ、バランス車速をそれぞれ求めて、**表３**に示した。

Ａタイプ；空気抵抗重視型

Ｂタイプ；発電量重視型

Ｃタイプ；双方向走行型

**図６**で示す様にＡタイプが性能向上に対して最も優れていたのでＡタイプを選択した。

(2)　ＣｄとＡのバランス

スタイルは空気抵抗に有利なソーラーパネルとボディ本体の一体型とした。次に空気抵抗を下げる手段であるＣｄの低減と前面投影面積Ａの減少のバランス点を求めた。**図７**に示すタイプⓐ～ⓓの風洞モデルを製作、空気抵抗測定をし、**図８**の結果から最もバランスの良いⓒタイプに決めた。

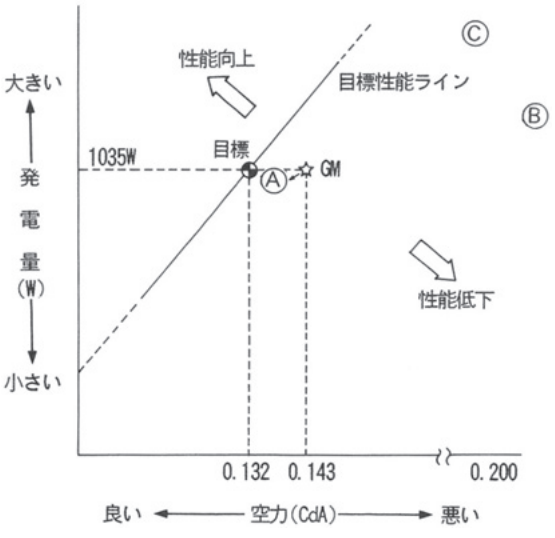



図６　発電量とＣｄＡの関係

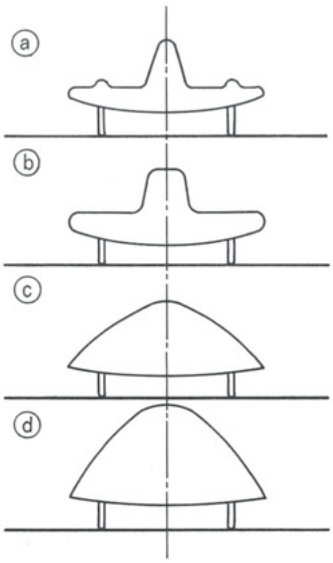



図７　各種風洞モデル

(3) 細部設定

図9に示す①～④の４項目を設定し、空気抵抗の低減を進めた。

①サイド幅を後方で絞る（効果５％）

②水平断面をティアドロップ化（直進性）

③ホイールにストレイキを装着（効果５％）

④後端部を極薄化6mm厚（効果３％）

更にボディ上部はソーラー電池を張りつける為に、曲率を小さくし、前影形状は丸みを帯びた５角形となった。

(4) 最終形状の結果

こうして決定した最終形状の風洞テストの結果を表4に示す。

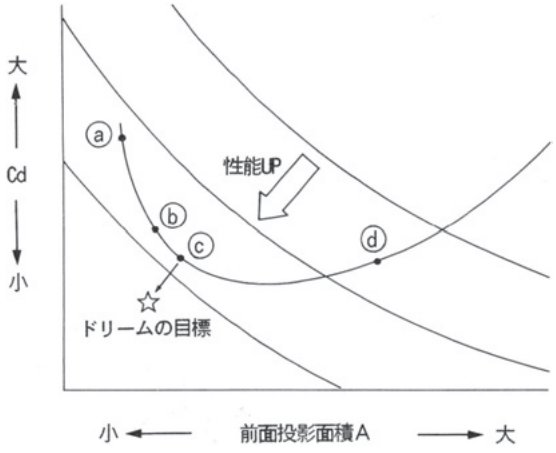



図8 風洞テスト結果

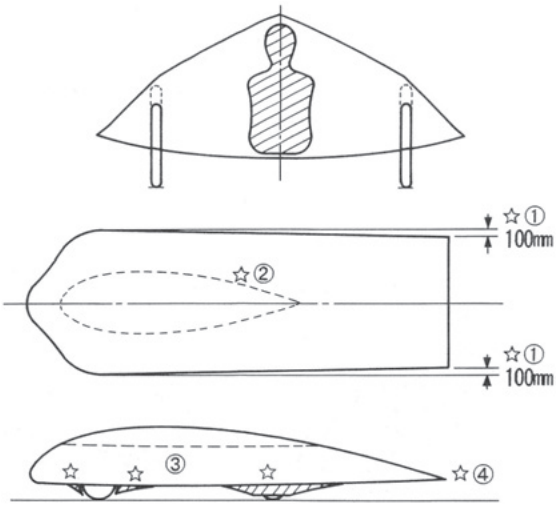



図9 車体細部形状

表4 最終仕様の風洞テスト結果

| | 目標値 | 達成値 |
|---|---|---|
| 空力係数Cd | 0.12 | 0.112 |
| 前面投影面積A | 1.1 ㎡ | 1.116㎡ |
| Cd×A | 0.132 | 0.125 |

5.2. 発電量の確保

ボディデザインが出来上がる毎に、先行調査で測定した各角度毎の発電量データに基づき、１日の推定発電量をシミュレート計算し、デザインの修正を進めた。

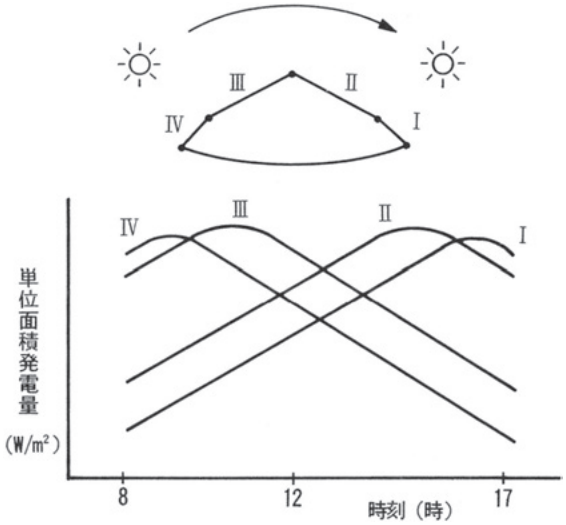



図10 各パネル面での発電量

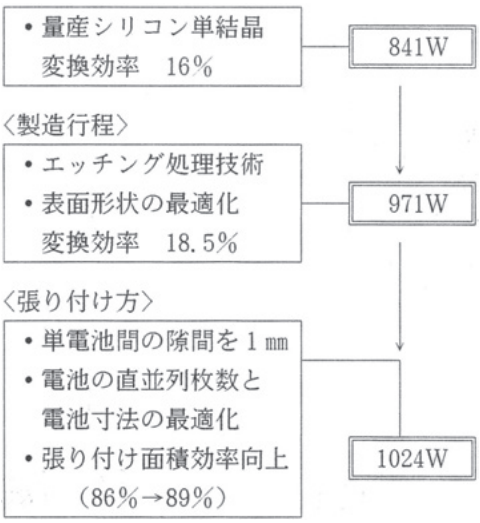



図11 仕様適性化による発電量の増加

(1) 最終デザインでの発電量

各パネル面Ⅰ～Ⅳの発電量は図 10 のようになり、１日平均の発電量はトータルで 841W となる。（量産太陽電池）

(2) 発電量の増加

シリコン単結晶太陽電池の製作過程における技術の向上や、ボディへの張り付け方法の適性化により発電量を増加した。(図 11)

(3) １日の発電量

１日の発電量は日の出から８時までと、夕方５時から日の入りまでの発電量を一旦蓄電池に蓄え、走行中の９時間の発電量に上乗せして消費できる。(図 12)

総計の発電量はほぼ目標値となった。

### 5.3. ボディ構造

ボディはドライバーの安全を確保する剛性を第一とし、ドライバーが長時間運転することが可能なことを考慮して、3000km 走破の為の耐久性や軽量化を考えた。

(1) メインフレーム

試作的にサンドイツチパネルの組立型で製作したところ、全体剛性、寸法精度等に問題があり、足廻り取付け部の補強にも有利なオートクレーブ製法によるバスタブフレーム型にした。(図 13)

(2) 外皮

外皮は図 14、表５の仕様にて製作した。

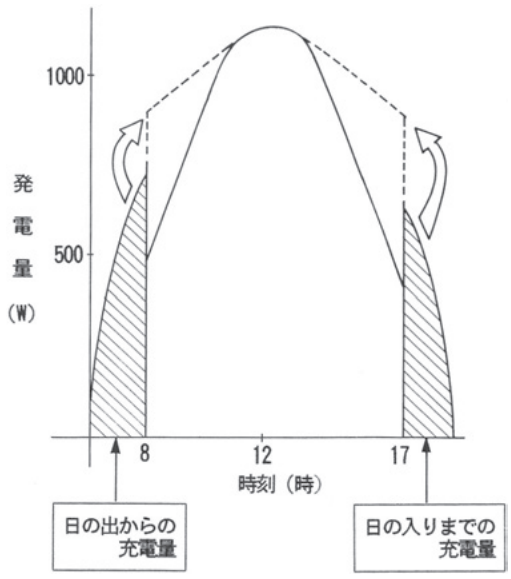


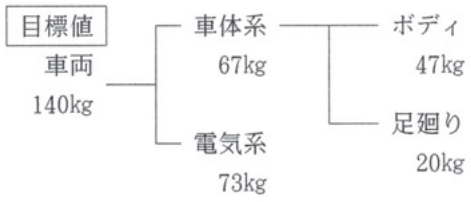

図 12　１日の発電量

表５　外皮仕様

| 部　位 | 仕　　様 | |
|---|---|---|
| ピラー・カウル類 | 最外皮 | ｶｰﾎﾞﾝ､ｹﾌﾞﾗｰの2~4PLY |
| | ハニカム | 3~10tをｻﾝﾄﾞｲｯﾁする。 |
| | 内　皮 | ｶｰﾎﾞﾝ､ｹﾌﾞﾗｰの2~4PLY |
| ウインドシールド | 2.4tポリカーボネート（クロム蒸着による熱反射、透過率30%） | |
| 止め具 | ズースファスナー（９ヶ所固定） | |

(3) 軽量車体

図 15 に示す様な７項目の特徴を持つ軽量化パッケージングにより、ボディ本体は 47kg を実現できた。



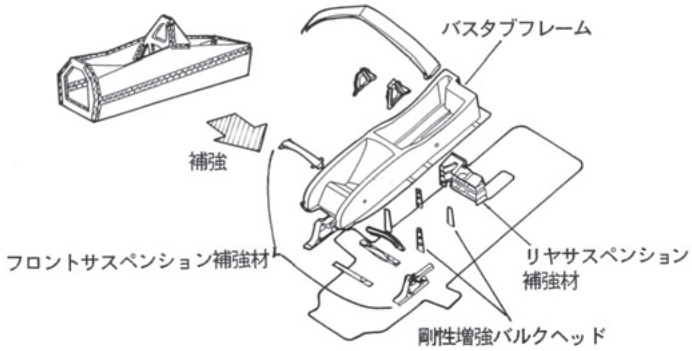




図 13　メインフレーム構造

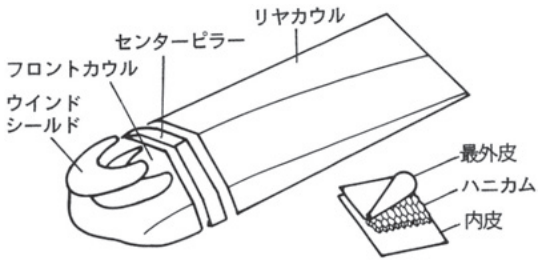



図 14　フレーム外皮

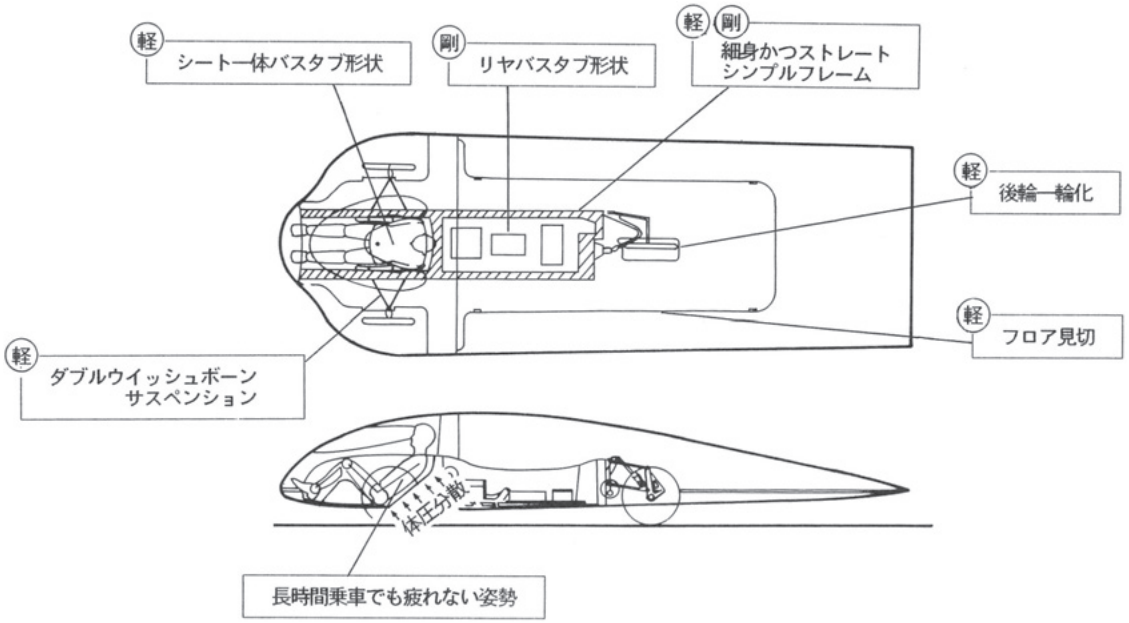



図 15　車体パッケージング

### 5.5.　足廻り

足廻りは〔軽量化〕〔低ころがり抵抗〕〔高伝達効率〕の３つを重点に設計、製作を進めた。

⑴　軽量化

フロント２輪、リア１輪のサスペンションはアルミ軽合金を主体に設計し、またダンパーを含めてコンパクト化を進めた結果、目標 20kg に対し、19kg が実現できた。(フロント 11kg、リア 8kg)

⑵　低走行抵抗タイヤ、ホイール

ころがり抵抗低減の為に３輪を採用し、１輪あたりの負荷増大による耐久性の問題は、硬質ゴム層入りのタイヤ構造とテンションディスクホイールにより補い、低ころがりゴムの採用と高い空気圧での使用が可能となった。(784kPa)(図 16)

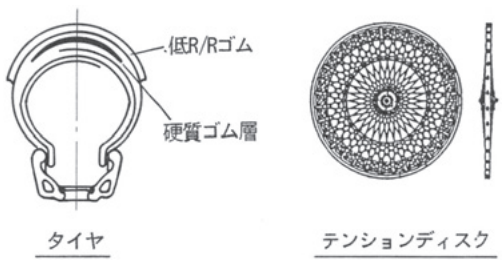



図 16　タイヤ構造

⑶　低走行抵抗ジオメトリー

ダブルウィッシュボーン方式のサスペンションを採用し、ホイールストロークに対するトー変化及び接地点移動によるサイドスリップを低減した。(図 17)。⑵、⑶の結果よりころがり抵抗係数目標($\mu r = 0.006$)に対し、0.0058 を実現できた。

⑷　高伝達効率

モータと後輪の軸間がどのホイールストロークに対しても同じ距離になるような情造をダブルトレーリングアームとマウントブラケットの設計に

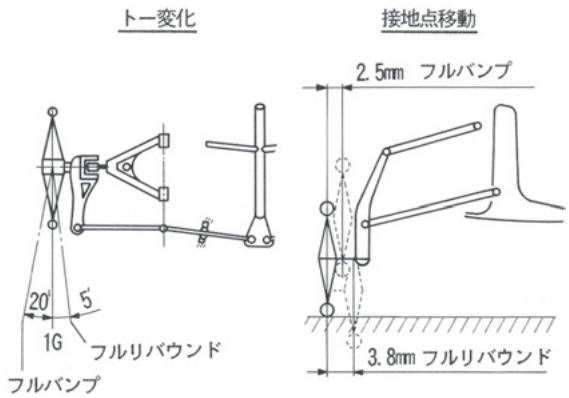



図 17　サスペンションジオメトリー

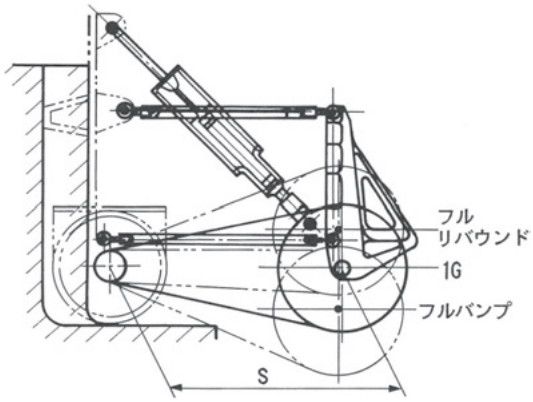



図 18　動力伝達系構造

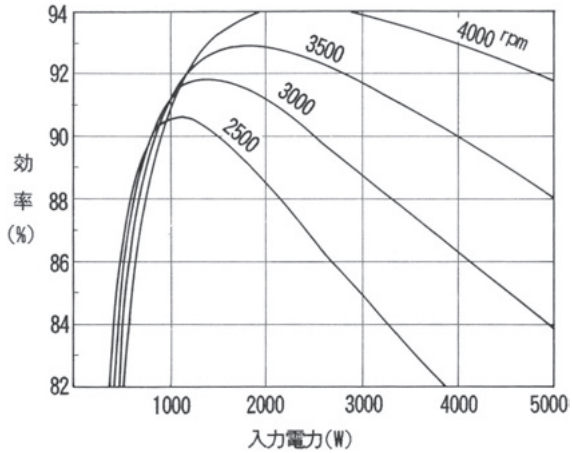



図 19　モータの効率特性

表 6　モーターシステムの仕様

| | 目　標 | 結　果 |
|---|---|---|
| 効　率 | 92%以上 | 92～94% |
| 出　力 | 100V定格 1 kW | 100V定格 1.2kW |
| | 最大 4 kW以上 | 最大4.5kW |
| トルク | 10.5Nm以上 | 14.7Nm |
| 重　量 | 13kg以下 | 11.7kg |
| 信頼性 | 高い信頼性を有すること。 | レース中モータートラブル無し。 |

より実現した結果、張力変動に弱いが効率の良いチェーンを採用でき、伝達効率を向上できた。目標伝達効率（$\eta$ m = 97.5%）に対して 98% となった。(図 18)

### 5.6.　モーターシステム

モータシステムは先行テストの要求出力に従い、〔高効率〕〔軽量〕〔高信頼性〕を目標に表 6 の様に仕様を設定した。またモータの効率特性を図 19 に示す。

上記目標を達成するため、モーターの種類を検定し、DC ブラシュレスタイプを選定した。また、高温、砂塵に対する信頼性を確保することも必要なことから、プラセオジウム・鉄ボロンのマグネットを採用した。

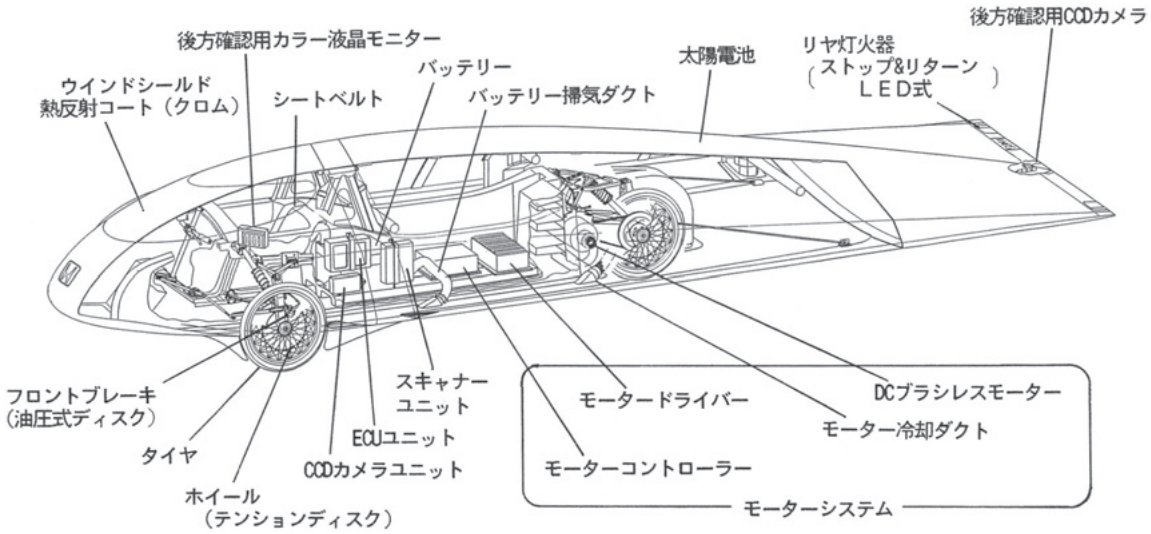



図 20　全体透視図

表7　主要諸元表

■ 寸法・重量

| | |
|---|---|
| 全長 | 5,730 mm |
| 全幅 | 2,000 mm |
| 全高 | 1,000 mm |
| 車輪配置 | 前2輪・後1輪 |
| ホイールベース | 2,375 mm |
| トレッド | 1,400 mm |
| 車両重量 | 140 kg |
| 定員 | 1名（80kg） |
| 車両総重量 | 220 kg |
| 最小回転半径 | 9.9m（前輪軌跡）•10.2m（ボディ） |

■ 仕　様

□車体系

| | | |
|---|---|---|
| ボディ | フレーム | カーボンFRP＋ノーメックスハニカム |
| | カウル | カーボン&ケブラーFRP＋ノーメックスハニカム |
| | ウインド | ポリカーボネート＋熱反射コート（クロム） |
| サスペンション | フロント | ダブルウイッシュボーン |
| | リヤ | ダブルトレーンリングアーム |
| タイヤ・ホイール | タイヤ | $20^{N}$ ×$1.75^{N}$ オープンサイドタイヤ |
| | ホイール | ケブラー製テンションディスク＋アルミ製リム |
| ブレーキ | フロント | 油圧式ディスク |
| | リヤ | なし（回生ブレーキ） |
| ステアリング | 形式 | ピットマンアーム式 |
| | ハンドル | バーハンドル |
| 灯火類 | 方向指示器 | バルブ方式（フロント）・LED方式（リヤ） |
| | 制動灯 | LED方式 |
| 後方視認装置 | 形式 | CCDカメラ＋カラー液晶モニター |

□動力系

| | | |
|---|---|---|
| 太陽電池 | セル | 単結晶シリコン |
| | 総出力 | 1.2 kW |
| モーター | 形式 | DCブラシレスモーター |
| | 定格 | 1.2 kW |
| | 最大出力 | 4.5 kW |
| | 重量 | 7.0 kg |
| | 制御方式 | PWMコントロール |
| バッテリー | 形式 | 酸化銀－亜鉛電池 |
| 駆動 | 形式 | チェーンによる後輪駆動（変速機なし） |
| | 減速比 | 4：1 |

■ 性能

| | |
|---|---|
| 空気抵抗係数（Cd値） | 0.112 |
| 全面投影面積 | 1.116 ㎡ |
| 転がり抵抗係数 | 0.00583 |
| 最高速度 | 120km 以上 |

### 5.7. 蓄電池

レースに使用する蓄電池は過酷な条件下で使用されるため、高い信頼性を持ち、しかもエネルギ密度、出力密度に優れ、かつ充放電効率の高い酸化銀・亜鉛電池を採用した。

## 6. ソーラーカーの主要諸元

ソーラーカーの主要諸元表を**表7**に、全体透視図を**図20**に示す。

## 7. レ　ー　ス

レースは1990年11月11日の朝9時、雨の為に1時間遅れてスタートした。走行方法は発電による入力と、モーターが消費する電力を一致させ、1000W以上が得られる日中は時速70kmを越えるスピードで走り、夕方は時速40km台、曇天時は時速15kmというように、発電電力を直接消費する事で効率運転に努めた。更に、朝の走行前と、夕方の走行後に充電した電池電力は、翌日の走行時に一定量、例えば100W、200Wを消費電力に上乗せし、夕方5時には目標の電池残容量となるよう慎重に制御した。ほとんど毎日が、このエネルギーマネージメントに神経を集中し、走行を続けた。

(1) レース状況(天候)

レースは全般に天候に恵まれず、初日、2日目、4日目、6日目と曇りがちの日が多かった。レースを通して発電量をモニターしたものを**図21**に示す。斜線部は、雲によりさえぎられて生じた晴天時の電力との差を示している。

(2) レース状況(太陽電池温度)

悪天候とは別の要因として、温度によると思われる発電量の低下があり、3日目は快晴であったが、

ピーク電力想定値 1200W → 1070W

平均発電量想定値 1024W → 908W

となった。

(3) レース状況(蓄電池の寿命)

初日、2日目の悪天候と、前半の1000kmに多い上り坂の為、蓄電池を予定以上に放電した事が原因で内部抵抗が上がりやすくなり、充電電圧が上昇して、5日目、7日目の朝の充電はほとんど出来なかった。

(4) レース結果と考察

“ドリーム号”は、スタートから7日目に所要時間“54時間59分”でゴールし、目標の“44時間54分”に対して10時間の遅れとなった。

- 晴天率59%が例年の平均値95%まで回復した場合

| 推定短縮時間 | ⟶ | 9.5時間 |
|---|---|---|

となり、ほぼ目標を達成する事ができたと判断している。

- 太陽電池温度が推定温度の55℃程度になった場合(実温度推定65℃)

| 推定短縮時間 | ⟶ | 2.7時間 |
|---|---|---|

となるが、これは設計上の問題であり、今後、温

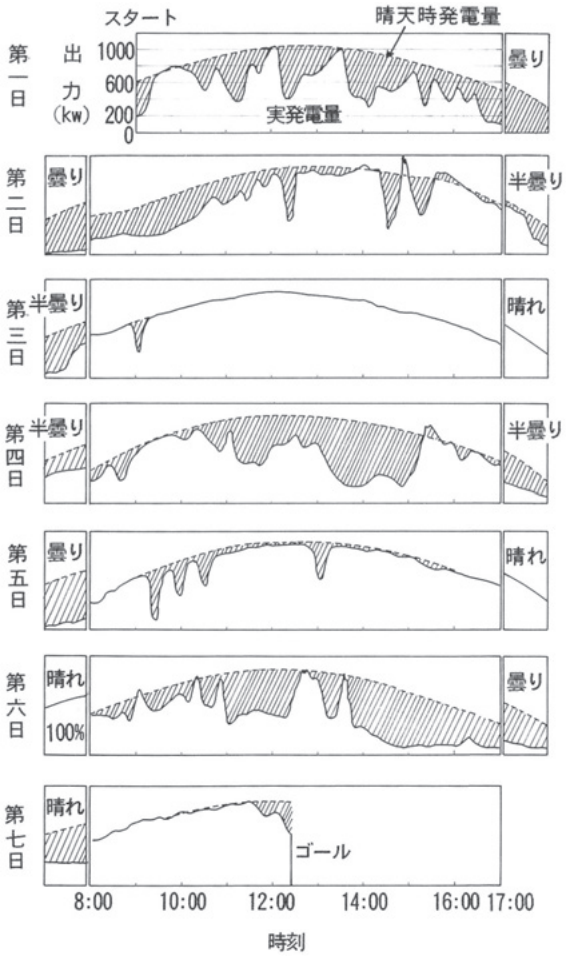



図21　レース中の発電量

度上昇による変換効率の低下をさらに詳しく把握し、仕様設定に反映すべき課題である。

- 蓄電池の容量については、悪天候に対するマージンや過充電状態を避ける為、容量を増加すべきである。
  実容量＝2 kWh
  許容最大容量＝5 kWh

**謝　　辞**

“Dream 号”の開発にあたって、多大な御協力をいただきました方々に心から感謝の意を表します。

■著　者■


岩 田 孝 弘


宮 野 英 世


臼 田 政 史


高 橋 俊 樹


石 野 康 治


五十嵐和夫

# 快削チタン合金コネクティングロッドの開発

Development of Free Machining Titanium Alloy for Connecting Rods

松原敏彦* Toshihiko Matsubara
佐藤泰紀* Yasunori Sato
木村健二* Kenji Kimura
川瀬直和* Naokazu Kawase
伊藤茂* Sigeru Ito

## 要　旨

ニュースポーツカー「ホンダＮＳＸ」に搭載した3.0ℓＶ型－６気筒エンジンのコネクティングロッドに新しく開発したチタン合金材料を適用し、四輪車で初めて量産化を実現した。

チタン合金材料の実用化にあたり、快削チタン合金技術・β相域高温制御加熱プレス鍛造技術・表面硬化技術を確立し、容易にチタン合金コネクティングロッドの製造が可能となり、安定した製品品質が得られる様になった。

またチタン合金の適用により、鋼製コネクティングロッドに対し、30％の軽量化が図られ、これによりエンジンの高回転・高出力化とエンジン騒音の低減に寄与した。

## ABSTRACT

A new titanium alloy was developed for use in the connecting rod of the V-6 3-litre engine of the NSX. The application of such material is unprecedented in automobile production.

In order to realize its use in production, various technologies were investigated. Among the techniques established were those for free cutting titanium alloy, β-phase high-temperature control, press forging and surface hardening. All of these techniques combine to make the production of a titanium-alloy connecting rod more feasible than before, with more stable production quality.

Another advantage of this titanium alloy connecting rod is a 30% savings in weight as compared with an equivalent one made of steel, thus contributing to an increase in the speed and power of the engine and a reduction of engine noise.

## 1．まえがき

自動車部品の軽量化は、出力性能向上・省燃費化の要求から、構成材料の特性改善あるいは軽量材料の適用が精力的に展開されている。特に軽量金属材料としては、アルミニウム（アルミ）合金の適用拡大は著しいものがある。一方、チタン合金は高い比強度特性を生かし、エンジン部品への適用が検討されている。しかし高原材料費、難機械加工性、二次加工がしづらい、適当な表面硬化法がない等の問題から、レーシングエンジン用部品等の特殊な用途を除いては、量産部品への適用例はごく一部にとどまっている。(1)

今回、当社でニュースポーツカー「ＮＳＸ」を上市した。搭載しているエンジンは、新開発した3.0ℓ、Ｖ型－６気筒で、280ps/7300rpmの高回転・高出力性能が得られている。(2)

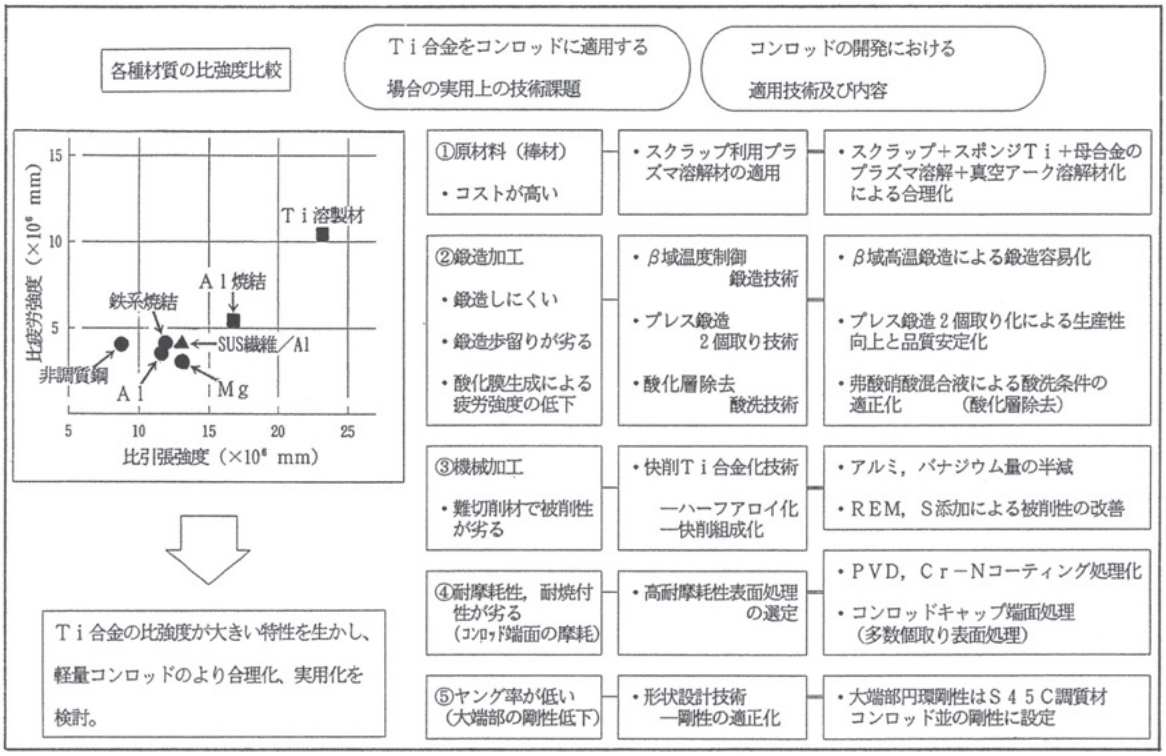
著者らは、従来からチタン合金の自動車部品への適用化を検討してきたが、新エンジン開発に合わせ、高回転・高出力化技術の一つとして、快削チタン合金コネクティングロッドを開発し、四輪車では初めて量産化を実現した。(3)

本稿では、この開発した快削チタン合金コネクティングロッドの量産化技術について、その概要を紹介する。

＊　栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1991_3_2

表１　チタンコネクティングロッドの実用化に対する適用技術




## 2．開発の狙い

コネクティングロッド（以下コンロッドと略称する）は高回転・高負荷状態で使用されるため、強度・剛性・耐久性に対し高い特性と信頼性が要求される。このため、安定した材料品質・鍛造品質・加工精度の維持が必要となる。通常は、安定した特性および品質が得られ、コストが安い中炭素鋼ベースの調質材あるいは非調質鋼が使用されている。

チタン合金を適用し、目標品質を満たして多量生産を行う場合には、チタン合金特有の特性である鍛造性の改善、難加工性の改善、表面処理による耐摩耗性の改善が必須である。また、これらの改善を行って得られる目標とした品質の製品を、容易にかつ合理的に生産流動させる必要がある。このため、開発はこれらの技術改善を基本にし、生産技術を鋼製コンロッドの製造技術レベルにより近づけ、目標とした品質が維持可能となり、合理的設計にあった軽量チタン合金コンロッド技術を完成させることを狙いとした。

**表１**にチタン合金をコンロッドに適用し、実用化を図る上での懸案項目とその開発対応技術を示した。以下主要開発技術である下記の項目について報告する。

- 快削チタン合金材料技術
- β域高温加熱鍛造技術
- 酸化層除去技術
- 高特性表面処理技術

## 3．チタン合金コネクティングロッド実用化のための基本技術

### 3.1．快削チタン合金材料の開発

従来、コンロッド材料はS45C 調質（HRC20〜30）相当材が使用されている。開発には、この実績のあるS45C 調質材と同等以上の強度特性があり、また、可能なかぎり調質鋼の切削性に近づけることを主眼に材料開発を行った。

開発の着眼は、

- 一般にレース用のコンロッドは、比強度の高いＴｉ−６Ａℓ−４Ｖ材が使用されているが切削性が劣る。
- 純チタンは、チタン合金より切削性は優れてい

表２　試験したチタン合金の化学成分範囲（wt%）

| Grade | Aℓ | V | C | Fe | O | N | S | REM | Ti |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Free machining | 0 ～6.6 | 0 ～4.1 | 0.008 ～0.03 | 0.03 ～0.26 | 0.12 ～0.20 | 0.004 ~0.018 | 0.07 ～0.23 | 0.29 ～1.3 | Bal. |
| Conventional | 0 ～6.1 | 0 ～4.1 | 0.009 ～0.02 | 0.04 ～0.20 | 0.14 ～0.18 | 0.005 ~0.018 | — | — | Bal. |

るが比強度特性が低い。

- 自動車部品用特殊鋼は、通常、多量生産性をあげる目的でCa•S•Pb等を添加した快削鋼の適用を行っている。

この事実から、被削性の改善に対して低合金化及び快削性化の可能性を検討した。その結果、低合金化技術とサルファ（Ｓ）及びレアーアースメタル（ＲＥＭ）添加による介在物の分散技術の組み合わせが有効であることを見いだした。[(4)]

以下この開発材について述べる。**表２**に検討した開発快削材と非快削材の組成範囲を示す。検討にあたって、Ａℓ とＶの比を６：４の一定とし、被削性改善のためにＳとＲＥＭを添加した。ＲＥＭはCe＝47%とLa＝27%のミッシュメタルを使用し、ＲＥＭとＳの添加比率は、先行検討の結果被削性の改善効果が主に$REM_3S_4$によることから原子％で３：４とした。

**図１**に、引張強さ及び0.2%耐力とＡℓ 添加量（Ａℓ：Ｖ比率６：４一定）の関係を、快削チタン材と非快削チタン材について比較した結果を示す。この結果から、快削チタン材と非快削チタン材の引張強さ・0.2%耐力の特性差は少なく、またS45C調質材の引張強さ・0.2%耐力は約800N／㎟・600N／㎟であり、このレベルはチタン合金のアルミ含有量約3.0%（V=2.0%）に相当する。

**図２**に、快削チタン材と非快削チタン材の回転曲げ疲労強度と0.2%耐力の関係を示す。快削チタン材の疲労強度は、0.2%耐力約800N／㎟以上でサチュレートする。この快削チタン材の800N／㎟レベルとは、**図１**の関係より、Ａℓ 含有量４%に相当し、これ以上のＡℓ 含有量域では、非快削チタン材より疲労強度は低下する。これは、快削元素の添加による介在物の影響と考えられる。

一方、S45C調質材の疲労強度は、約430N／㎟であり、快削チタン材のこの疲労強度レベルは、0.2%耐力約650N／㎟、Ａℓ 含有量2.7%に相当し、これ以上のAℓ およびＶ添加量レベルではS45C調質材と同等以上の疲労強度が得られる。このため、Ｔｉ－３Ａℓ－２Ｖ（ハーフアロイ）を基本合金系として設定した。

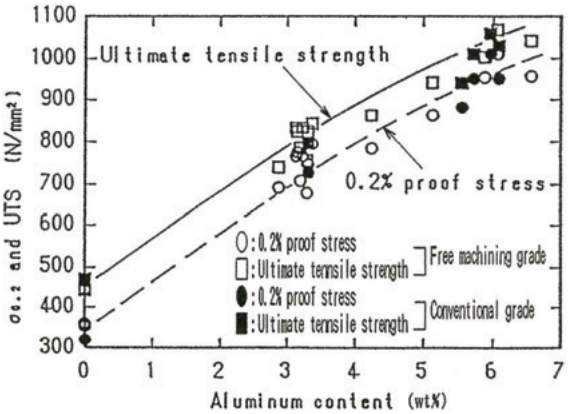



図１　引張強さ及び0.2%耐力に対するアルミ含有量の影響

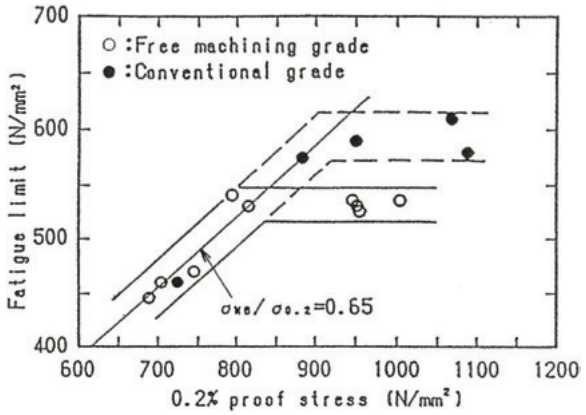



図２　0.2%耐力と回転曲げ疲労強度の関係

表３　ドリル切削性試験条件

| | |
|---|---|
| Tool | Co-HSS(M36 eq.), 5mm dia. |
| Feed | 0.07mm/rev |
| Depth of hole | 15mm (blind hole) |
| Speed | Varied |
| Cutting fluid | Water insoluble oil |
| Tool life criterion | Tool failure |

コンロッドの機械加工を行う上で、ドリル加工性・ターニング加工性は重要であることから、両加工法について快削チタン材と非快削チタン材の切削性の比較検討を行った。

表３にドリル加工条件を示す。

図３は表３の加工条件に於ける工具寿命1000㎜時の切削速度とＡℓ含有量の関係を示す。非快削チタン材のドリル加工性はＡℓ（Ｖ）の含有量の減少に伴い改善される傾向を示し、Ｔｉ－３Ａℓ－２Ｖ材（ハーフアロイ）は、Ｔｉ－６Ａℓ－４Ｖ材の約２倍程度、切削速度が向上する。また快削チタン材は、非快削チタン材に対し、さらに約70%の向上があり、Ｓ＋ＲＥＭの添加とＡℓ・Ｖの添加量を半減させたＴｉ－３Ａℓ－２Ｖ材にすることにより、通常使用されているＴｉ－６Ａℓ－４Ｖ材に対しドリル加工性は３倍以上改善される。

表４　ターニング加工試験条件

| | |
|---|---|
| Tool | Carbide K10, (5, 5, 6, 6, 30, 0, 0.4) |
| Feed | 0.15mm/rev |
| Depth of hole | 1.5mm |
| Speed | 1m/s |
| Cutting fluid | Dry |
| Tool life criterion | Crater wear=0.05mm |

図４は、ドリル加工における工具寿命1000㎜時の切削速度とＳ含有量との関係を示す。Ｓ含有量の増加とともに、ドリル加工性は向上する傾向にあるが、0.1%以上の含有量では改善効果が少ない。また多量のＳの含有は、熱間での靭性低下を伴うことが心配されることから、コンロッドでのＳ含有量は0.1%を目標値とした。さらに、ＲＥＭ添加量は、先に述べたように切削性の改善は主にＲＥＭ$_3$Ｓ$_4$の分散によることから、ＲＥＭとＳの添加比率が原子％で３：４になるように設定した。

表４にターニング加工条件を示す。

図５は表４に示す加工条件での工具寿命とＡℓ（Ｖ）含有量との関係を示す。ターニング加工性についてもドリル加工性と同様に快削Ｔｉ－３Ａℓ－２Ｖ材にすることにより、切削性は大幅に改善され、通常使用されているＴｉ－６Ａℓ－４Ｖ材に対し約５倍の寿命改善が図られている。

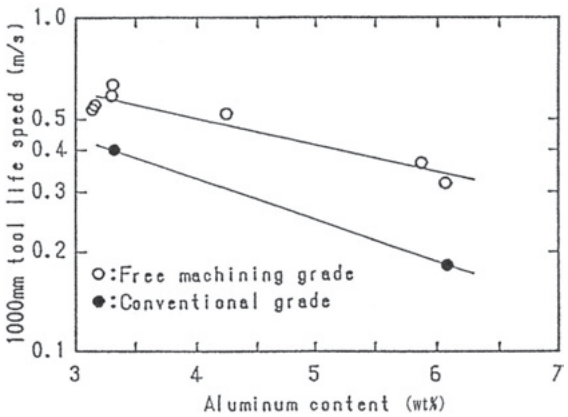



図３　ドリル加工の工具寿命1000mm時の切削速度に及ぼすアルミ含有量の影響

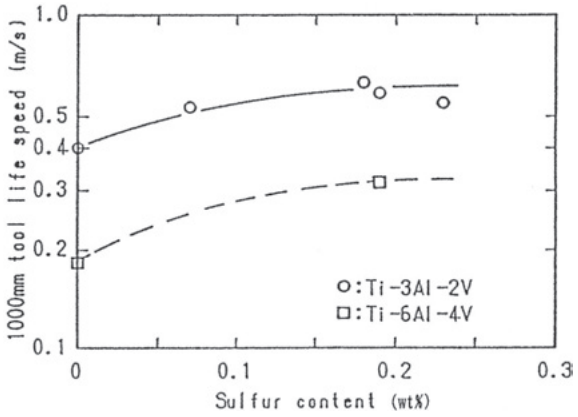



図４　ドリル加工の工具寿命1000mm時の切削速度に及ぼすＳ含有量の影響

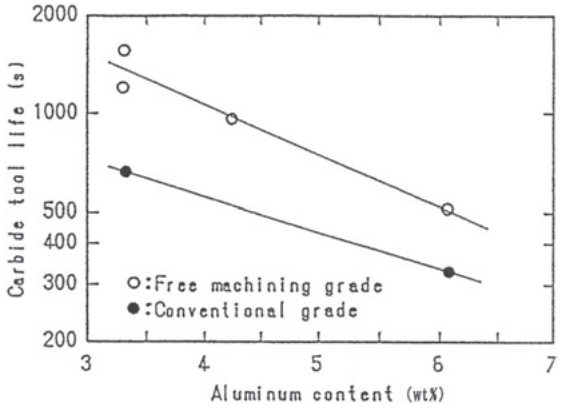



図５　ターニング加工の工具寿命に及ぼすアルミ含有量の影響

以上の結果、通常使用されているＴｉ－６Ａℓ－４Ｖ材の切削性に対し、Ａℓ・Ｖ合金量の減少によるハーフアロイ化（Ｔｉ－３Ａℓ－２Ｖ）およびＳ、ＲＥＭの添加により大幅に切削性の改善が図られることが明らかとなった。この切削性の改善は、ハーフアロイ化による硬度の低下に加え、$REM_3S_4$ の分散により、切粉の破砕性が改善され切削抵抗が減少することに起因すると考えられる。

**表５**にコンロッドに用いられている S45C 調質材と同等以上の疲労強度を持ち、かつ切削性の改善を図ったコンロッド用快削チタン合金材の化学組成および機械的性質を示す。

### 3.2.　β域温度制御鍛造

通常 α＋β チタン合金は、α＋β 等軸晶の微細組織を得るために α＋β 相温度域での仕上げ鍛造が行われる。開発した快削チタン合金材は、Ａℓ・Ｖ含有量を減少させているが、$REM_3S_4$ の分散を図っているため、鍛造成形性が劣ることが懸念される。またコンロッドのＩ断面部は薄肉形状のため、金型との接触による温度低下を伴い、Ｉ断面Ｒ部表面に引張応力が作用し、鍛造欠陥誘発の懸念がある。このため鍛造欠陥を防ぎ安定した鍛造品質を得るには、充分な延性が必要と考えられる。従って高温・高速引張試験（引張速度 50 ㎜/s）を行い、高温条件での断面収縮率を調べ、鍛造成形性としての変形能の評価を行った。

表５　開発快削チタン合金の化学組成と機械的性質

〈化学成分規格〉

| 元　　素 | 含有量(wt%) |
|---|---|
| Ａℓ | 2.70 － 3.50 |
| Ｖ | 1.80 － 3.00 |
| Ｓ | 0.20 以下 |
| Ｆｅ | 0.40 以下 |
| Ｏ | 0.21 以下 |
| Ｃ | 0.20 以下 |
| Ｎ | 0.05 以下 |
| Ｈ | 0.015以下 |
| ＲＥＭ | 0.60 以下 |
| その他各元素 | 0.15 以下 |
| その他元素の合計 | 0.60 以下 |
| Ｔｉ | 残 |

〈機械的性質〉

| 性　質 | 規　　格 |
|---|---|
| 引っ張り強さ | 686N/㎟ 以上 |
| 耐力（0.2%） | 630N/㎟ 以上 |
| 伸　び | 10% 以上 |
| 絞　り | 25% 以上 |

**図６**に各種チタン材の断面収縮率と温度の関係を示す。全てのチタン合金材は、β 変態域より高い温度域では、90% 以上の断面収縮率を示し容易に成形が可能といえる。β 変態域以下の温度域では、快削チタン合金材の断面収縮率は非快削チタ

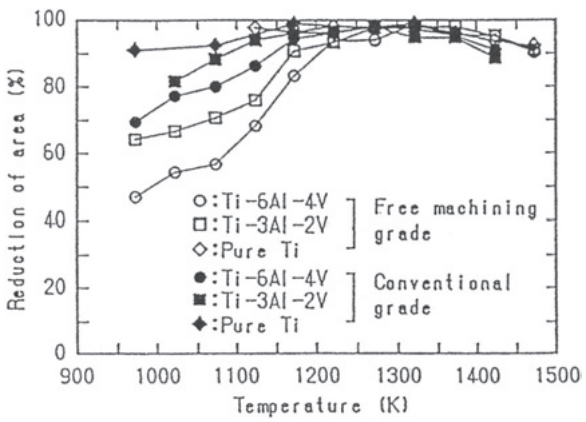



図６　高温高速引張試験における各種チタン材の温度と断面収縮率の関係

ン合金材より低い断面収縮率となり、熱間成形性は不利となる。

この結果、コンロッド用として設定した快削Ｔｉ－３Ａℓ－２Ｖ合金は、1173K より高い β 相温度域では 90% 以上の断面収縮率が得られ、鍛造成形は容易に行えると推定される。

次にβ変態域温度で加熱鍛造をすることにより、結晶粒の粗大化等によって靭性低下が生じ、疲労強度の低下が懸念される。従って、各鍛造温度条件で鍛造した棒材での回転曲げ疲労強度を確認した。

図７に各合金の鍛造温度条件での回転曲げ疲労強度を示す。鍛造条件を、快削Ｔｉ－３Ａℓ－２Ｖ合金は 1373K のβ相域の温度に、また非快削Ｔｉ－３Ａℓ－２Ｖ合金は 1173K のα＋β相域の温度に加熱後鍛造した。Ｔｉ－６Ａℓ－４Ｖ合金は、1173K および 1373K に加熱後鍛造した。

コンロッドの場合、形状が異形形状であり、実用時には応力集中を生じることから、切り欠き試験片を用い強度評価するのが妥当である。切り欠き試験片での結果においては、各合金系とも鍛造温度の影響は少なく、β相温度域での加熱鍛造が可能であることを確認できた。

以上の結果、コンロッドの熱間成形性改善として、β相温度域での加熱鍛造を採用し、加熱温度はコンロッドの薄肉形状のＩ断面部が金型との接触で冷却される点を考慮し、1373K を目標温度として設定した。

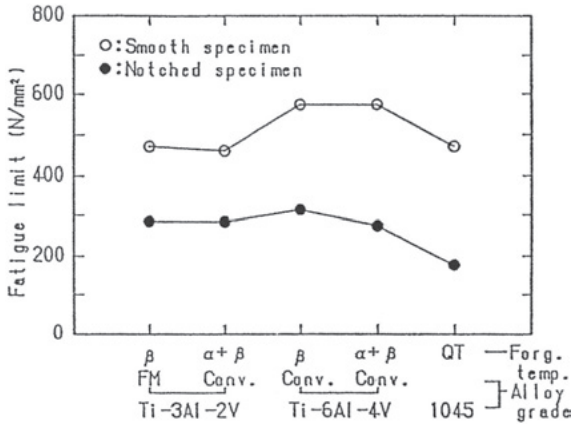



図７　各合金の鍛造温度条件での回転曲げ疲労強度

### 3.3.　酸化層除去処理

チタンを高温加熱すると表面に $TiO_2$ 等の酸化層が形成され、疲労強度が低下することは一般的に知られている。

図８に 1373K で開発材を加熱した場合の酸化層の生成厚さと加熱時間との特性を示す。酸化層は、加熱初期２～３分で急速に生成され、５分以降の生成速度は減少する傾向を示す。このことは、実際の鍛造工程に於いて、加熱冷却時間をコントロールして酸化層の生成を抑制することが困難であることを意味する。

図９は実際のコンロッドによる、引張－圧縮疲労強度への鍛造時に生成する酸化層有無の影響を確認した結果を示す。酸化層は、コンロッドの実

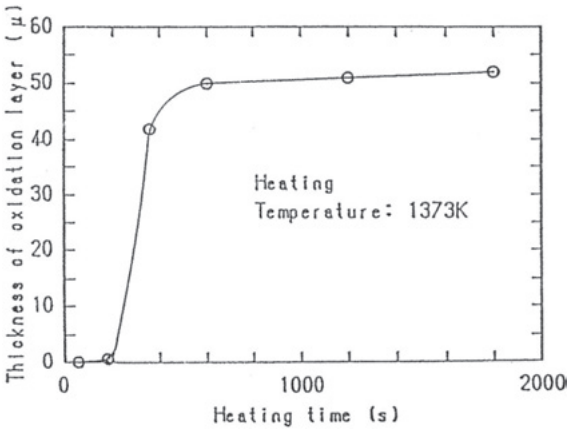



図８　加熱時間と酸化層の生成厚さとの関係

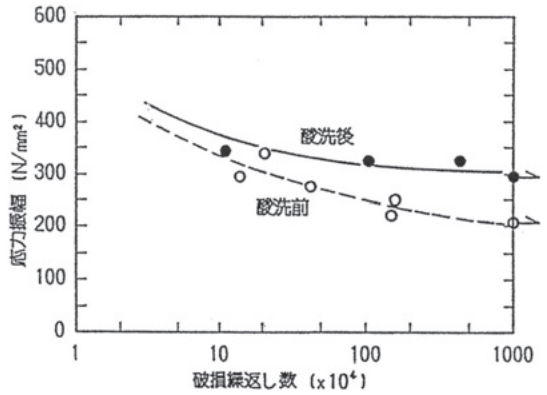



図９　引張－圧縮疲労強度に対する酸化層の影響

体疲労強度を約30%低下させる。よって、安定した強度特性を得るためには、酸化層の除去を行う必要がある。また酸化層は、硬度が高く、機械加工性も低下させる要因となるので、加工性の面からも酸化層の除去が必要である。

このため、コンロッドの量産化にあたっては、鍛造時に生成される酸化層を除去する手法としてコストおよび信頼性の観点より、ステンレス線材、棒材のスケール除去処理に実用化されている弗酸・硝酸混合液への浸漬法を用い濃度と時間を管理して安定除去する手法を採用した。

### 3.4. 表面硬化法

コンロッドは、エンジンに組み込まれて使用される場合、潤滑された状態でクランクシャフトと端面接触が生じる。この時の接触面圧は小さいが、エンジンが高回転下で使用される場合、摩擦速度が高くなり、コンロッド端面の摩耗・かじり等の傷が発生し、エンジンへ大きなダメージを与える。

このため、チタン合金のコンロッドの実用化にあたっては、端面部の摩耗を防ぐための表面硬化処理を行う必要があり、その検討を行った。

表面硬化処理として、溶射法（Ｆｅ，Ｍｏ等）・肉盛り硬化（プラズマにて局部溶解させ、ＴｉＣ，ＣｒＣ等の炭化物を分散させる方法）・窒化法・酸化法・ＰＶＤコーティング法（ＴｉＮ，ＣｒＮ等）の予備検討を行い、耐摩耗性・品質定性・実績の点から、Ｍｏ溶射法およびＰＶＤコーティング法を選定し、摩耗性についての過酷評価試験を実施した。

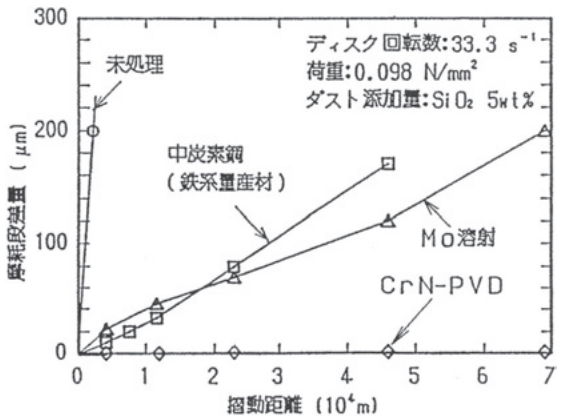



図10　各表面硬化法による耐摩耗性

図10に、チップ・オン・ディスク試験で$SiO_2$ダスト混入オイルを用いた過酷摩耗試験の結果を示す。Ｍｏ溶射、ＣｒＮコーティング処理とも、現在、使用されているS45C調質コンロッド材と同等以上の耐摩耗性が得られる。

Ｍｏ溶射は、レーシング用チタン合金コンロッドの硬化法として実用化され、その実績はあるが溶射前後の加工を必要とし、加工工程の複雑化とともにコストもアップする。また、Ｍｏ溶射よりＣｒＮ－ＰＶＤコーティング処理の方が、大幅に耐摩耗性がよいことから、コンロッド端面部の表面硬化処理としてＣｒＮ－ＰＶＤコーティング処理を採用した。このＣｒＮコーティング厚さは、各種のエンジン耐久テスト・実車耐久テストの結果から、信頼性のある耐久性が確保できるレベルとして３～６μｍ厚さに設定した。

## 4．チタン合金コネクティングロッドの製造加工および製品品質について

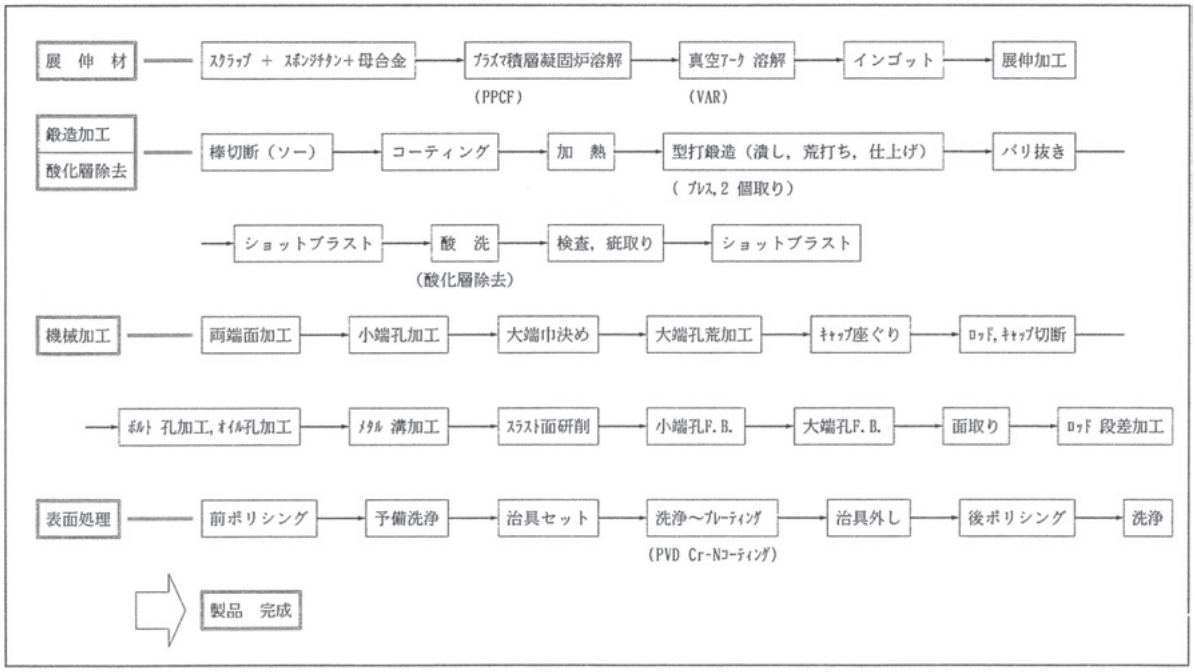
表６に、開発チタン合金コンロッドの製造工程を示す。この製造工程の中で、チタン合金コンロッドの生産にあたってポイントとなる鍛造加工、酸化層除去処理、機械加工、表面硬化処理について、技術の概要と製品品質について述べる。

### 4.1. 鍛造加工

鍛造は、β相域高温加熱鍛造を基本に、鍛造法案として、ドロップハンマー鍛造での１個取り手法およびプレス鍛造による２個取り手法について検討を行い、鍛造品質の安定性、生産性の観点から、プレス２個取り鍛造を実施している。

図11に、ドロップハンマ方式とプレス方式での鍛造工程状態を比較し示す。プレス鍛造素材の重量歩留りは約64%レベルで、原材料費が高いチタン合金を実用する上で、この方案歩留りの向上改善が今後の課題である。

表６　開発チタン合金コネクティングロッドの製造工程



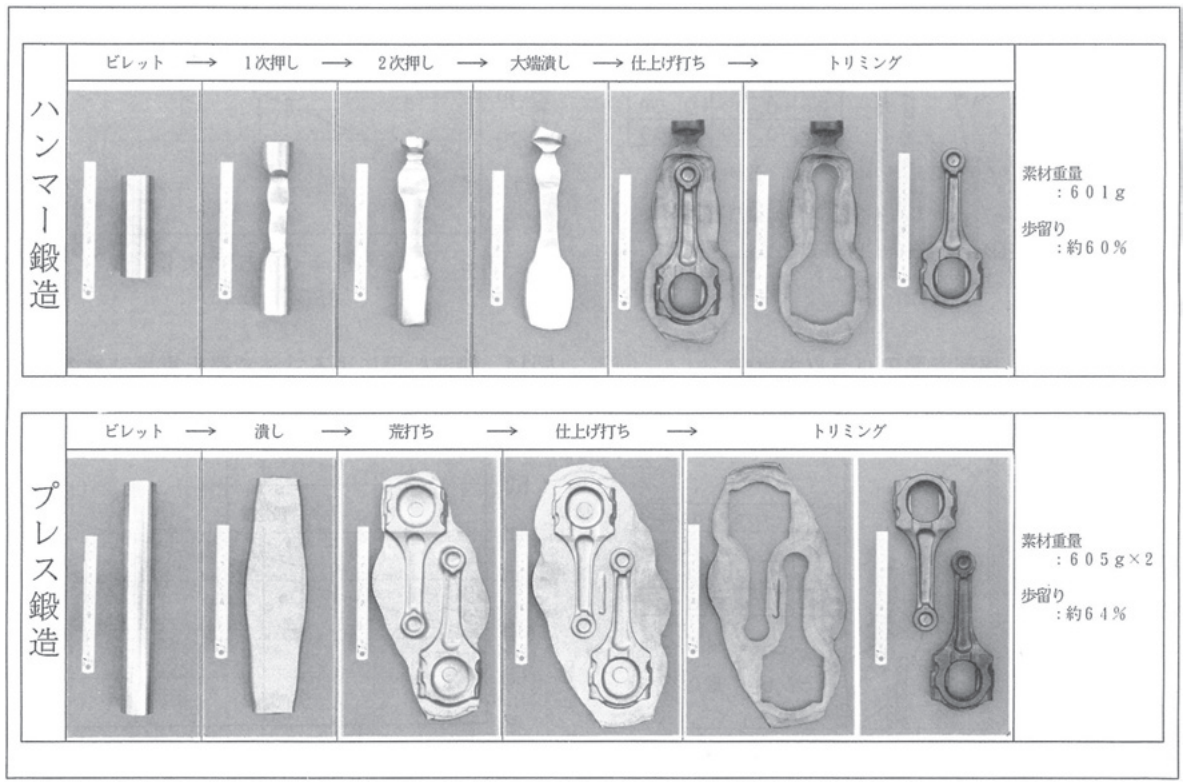




図 11　ハンマー方式及びプレス方式の鍛造工程比較

図 12、13 に、鍛造品の素材寸法精度の代表例と曲がり量について、ドロップハンマー鍛造品とプレス鍛造品のレベルを比較提示する。プレス鍛造は、ドロップハンマー鍛造と比較し、主な次のメリットがある。

a）寸法精度がよく、重量バラツキが少ない。
b）曲がり量が少なく、曲がり修正工数が削減できる。
c）安定した鍛造作業ができ、鍛造欠陥（シワ等）の発生が少ない。
d）方案歩留りがよい。
e）作業性がよい。

開発チタン合金コンロッドの鍛造加工は、上記の様にβ相域高温加熱鍛造とプレス鍛造での２ケ取りを基本に、適正鍛造条件、形状方案の設定を図り、製品歩留り 95% 以上を確保し、安定した流動を可能とした。

### 4.2. 酸化層除去処理

酸化層除去処理は、弗酸・硝酸混合液の濃度と処理時間を管理し、酸化層除去量の制御を行っている。

図 14 に、酸洗処理による重量減量と寸法減量の関係を、図 15 に酸洗処理による重量減量と処理時間の関係を示す。鍛造加工により、生成される酸化層の厚さの代表例を図 16 に、表面の硬度勾配を図 17 に示す。生成される酸化層厚さは約 0.3 ㎜であり、図 14 と図 15 から酸洗処理時間および目標とする重量減量が設定でき、この重量減量管理により酸化層厚さ除去量のレベル管理を実施している。

図 18 に酸洗後の表面硬度勾配を、図 19 には鍛造状態の素材重量および酸洗後の重量バラツキを示す。

これらの結果、酸化層は充分除去されていることがわかり、上記の処理、条件管理設定により、安定した酸化層除去状態が得られている。

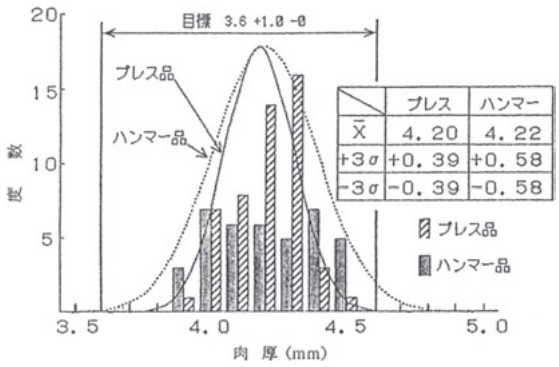



図 12　桿部肉厚のバラツキ比較

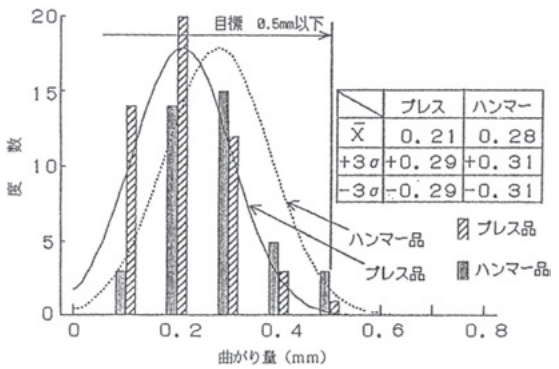



図 13　曲がり量のバラツキ比較

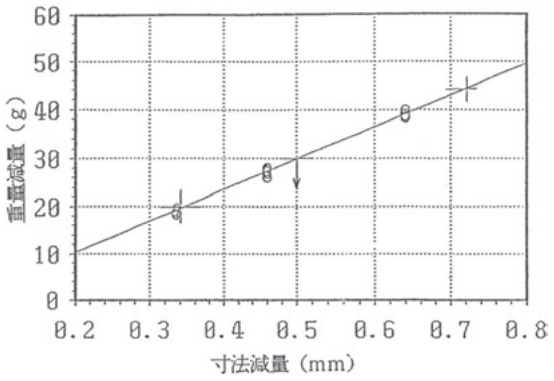



図 14　酸洗処理による寸法減量と重量減量の関係

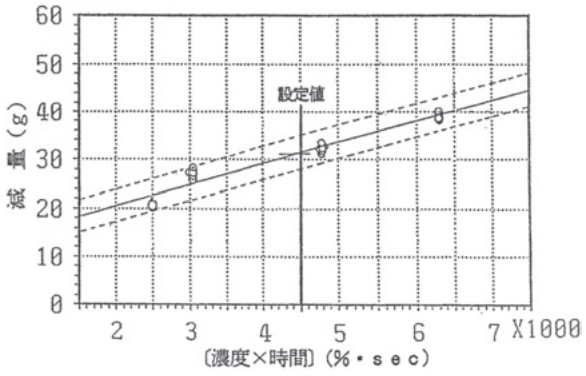



図 15　酸洗処理による処理時間と重量減量の関係

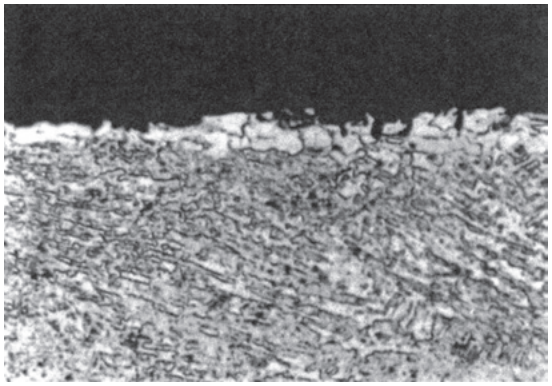


図 16　鍛造加工による表面酸化層

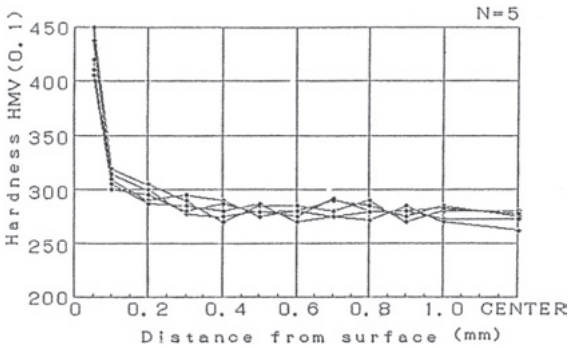



図 17　酸洗前の硬度分布

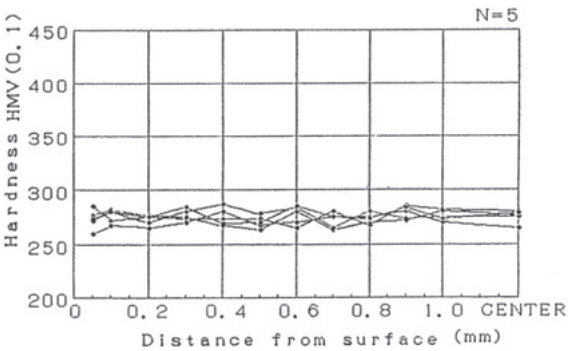



図 18　酸洗後の硬度分布

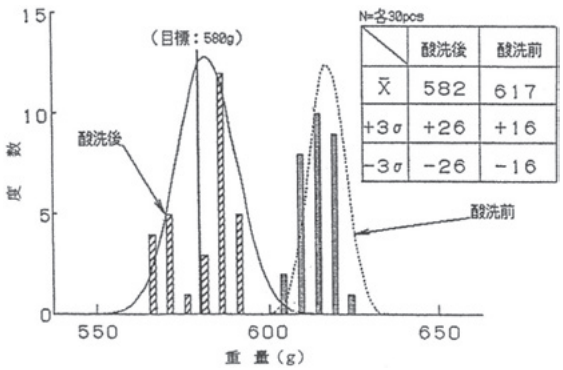



図 19　酸洗前後の重量バラツキ

### 4.3.　機械加工

コンロッドの機械加工は、部品の機能形状から各種の加工法を必要とし、かつ高い寸法精度が要求される。チタン合金コンロッドは、鋼製コンロッドに対し切削性が低下することから、鋼性コンロッドを加工している量産ラインを活用し加工することが困難である。このため、チタン合金コンロッドの加工は専用ライン（汎用＋専用設備）を増設し加工を行っている。

加工は、快削Ｔｉ－３Ａℓ－２Ｖ合金材の適用により切削性の改善は図っているが、高効率化を図るため、刃具材種・切削条件・切削油等加工条件の適性化を図り、安定加工流動を可能にした。

表７に類似形状のＴｉ－６Ａℓ－４Ｖ材コンロッドと快削Ｔｉ－３Ａℓ－２Ｖ材コンロッドの加性比較の一例として、合わせ面の加工条件と刃具寿命、被削性指数を示す。この結果は一部であるが、快削前Ｔｉ－３Ａℓ－２Ｖ材の採用により、切削効率は大幅に向上が図られている。

表７　快削チタン合金と Ti-6Aℓ-40 材の実体加工性比較（キャップ合せ面加工一例）

| 工程 | | 合せ面加工 | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | 荒 | 仕上げ | 荒 | 仕上げ |
| 区分 | | Ti－6Al－4V | | 快削チタン合金 | |
| 設備 | | ﾏｼﾆﾝｸﾞｾﾝﾀｰ | | ﾏｼﾆﾝｸﾞｾﾝﾀｰ | |
| 刃具名称 | | φ24ｴﾝﾄﾞﾐﾙ | | φ30ｴﾝﾄﾞﾐﾙ | |
| 刃具材質 | | K10 | | ← | |
| 加工条件 | 加工径 mm | 24 | 24 | 30 | 30 |
| | 切込 mm | 1.4 | 0.1 | 0.3 | 0.2 |
| | 回転数 r/min | 399 | 599 | 530 | 820 |
| | 周速 mm/min | 30 | 45 | 50 | 77 |
| | 送り mm/rev | 0.50 | 0.16 | 0.45 | 0.22 |
| | 送り mm/1刃 | 0.13 | 0.04 | 0.11 | 0.06 |
| | 刃数 | 4 | 4 | 4 | 4 |
| | 加工長 mm | 23 | | 30 | |
| | 切削油 | ポラチップ | | ← | |
| 寿命 | ｶｯﾀｰ当り加工数 | 78 | | 375 | |
| | 1刃当り加工数 | 20 | | 94 | |
| 加工面積 mm² | | 9.5 | | 11 | |
| A＝加工面積×加工長/1000 | | 0.2185 | | 0.33 | |
| B＝回転数×回転送り/10 | | 9.59 | | 18.04 | |
| C＝ A×B | | 2.10 | | 5.95 | |
| 1刃当り寿命×C | | 41 | | 558 | |

A：加工量，　B：加工能率，　C：単位時間当りの切り屑除去量
1刃当り寿命×C：被削性指数

### 4.4. 表面硬化処理

前記の様にコンロッドの端面に摩耗防止のためＣｒＮ－ＰＶＤコーティング処理を行っている。このコーティング方法は、アークイオンプレーティング法を用い、下記の原理でコーティングされる。またその基本構成を図 20 に示す。[5]

コーティングを行う真空チャンバー内に、真空アーク放電によって蒸発させる物質（Ｔｉ，Ｃｒ等）からなるカソードを設置、これとアノードとの間に外部から電力を供給する。

カソードには、アークを点火するための機構とランダムに激しく移動するアークスポットを所定の蒸発面内に閉じ込める制御機構が設けられている。基板はカソードから発生する蒸発プラズマ流中に置き、この基板に負のバイアス電圧を印加して、蒸発イオンを基板に向けて加速しながらコーティングを行う。

真空チャンバーには、プロセスガスの導入ラインが設けてあり、例えばＣｒのカソードに対し $N_2$ ガスを導入することでＣｒ－Ｎの反応コーティングが可能となる。

コーティング装置は、図 21 に示すように４室形のインラインタイプを用いて生産性を維持している。また、コーティングは、合理化を計るためにコンロッドのキャップ側の端面のみを行い、キャップの積み重ね方式を用いて、多数個処理を可能としている。コーティング前の治具取り付け状態を図 22 に示す。

表 8 にＣｒＮコーティング層の目標仕様を示す。図 23、24 は、流動しているＣｒＮコーティング製品のコーティングの厚さ、面粗度のバラツキ特性を示す。各特性は安定した品質が得られている。またＣｒＮコーティング層は薄く、面粗度は良いことから、コーティング処理状態そのままで実機使用している。

## 5．快削チタン合金コネクティングロッド製品特性と適用効果

図 25 は、開発したコンロッドを示す。このコンロッドは、「ＮＳＸ」に搭載された 3.0 ℓ、Ｖ型－６気筒エンジンに採用している。このエンジンの出力特性は、280ps/7300rpm とＶ型－６気筒自然吸気エンジンとして高回転・高出力化を実現している。

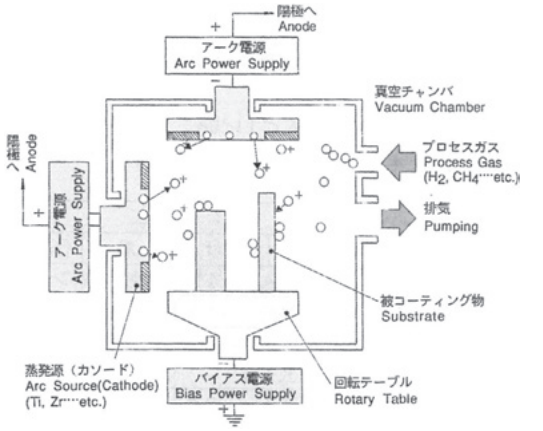



図 20　アークイオンプレーティング法基本構成図

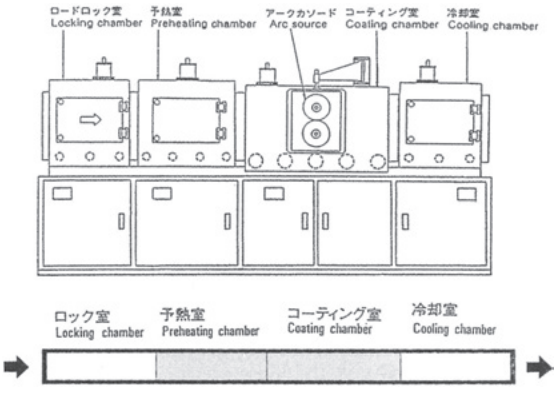



図 21　INLINE TYPE 4-chamber model

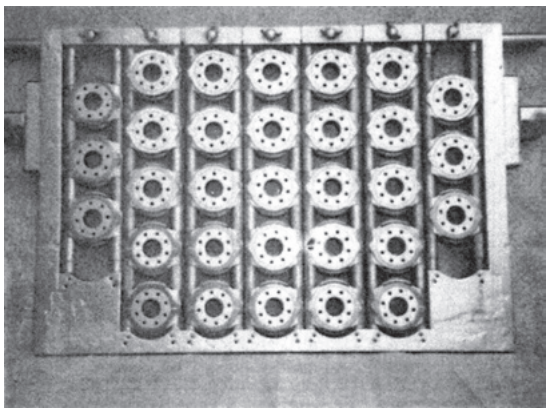


図 22　治具取付け状態

表8　イオンプレーティング処理の品質

| 項　目 | 規　定 |
|---|---|
| 組　成 | Cr－N系 |
| 皮膜硬さ | $H_R$V（50）1000以上 |
| 膜　厚 | 3～6 μm |
| 表面粗さ | R max 6.3μm以下 |

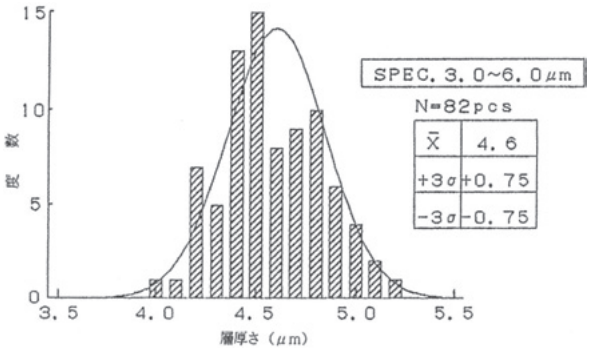



図23　Cr-N コーティング層厚さのバラツキ

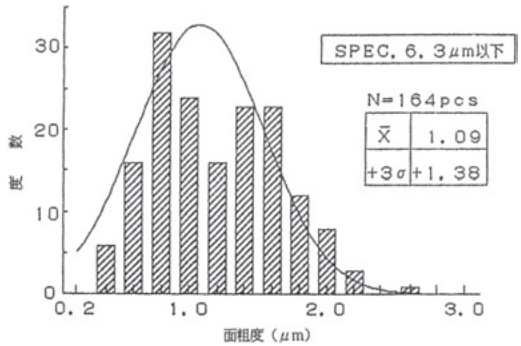



図24　Cr-N コーティング層表面粗度のバラツキ

エンジンの高回転化に伴い、往復運動部品であるピストンやコンロッド等の、慣性力は速度の2乗に比例して増加する。そしてクランクピン軸受の受圧面圧が増し、クランクピンとコンロッドメタル間の油膜厚さの減少を招く。また周速度も増加することから、軸受の耐焼付限界特性（ベアリング余裕度）が低下する。このため、慣性力の低下を図り、軸受焼付性を向上させるためには、コンロッドの軽量化が大きく求められる。さらに、コンロッドは高回転・高負荷条件下で使用されるため、高い強度耐久性も要求される。

これらの観点から、開発したコンロッドの製品特性と適用効果について述べる。

### 5.1.　コネクティングロッドの強度

図26に開発快削チタンコンロッドの強度の一例として、コンロッドⅠ断面部の引張－圧縮疲労強度を現在一般に使用されている鋼製コンロッド（中炭素非調質鋼）と比較した結果ならびに適用エンジンの最大負荷応力値を示す。鋼製コンロッドより高い引張－圧縮疲労強度特性が得られ、実用上も充分な強度余裕度をもっている。

### 5.2.　軽量化量

図27は、結合状態の開発快削チタンコンロッドと鋼製コンロッドの重量を比較した結果を示す。全体重量は、鋼製コンロッドに対し、約30%（－1.2kg／台）の軽量化を達成している。

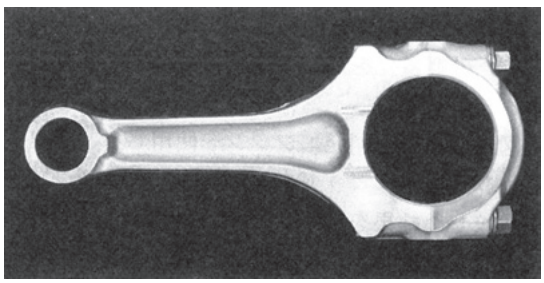


図25　開発チタン合金コネクティングロッド

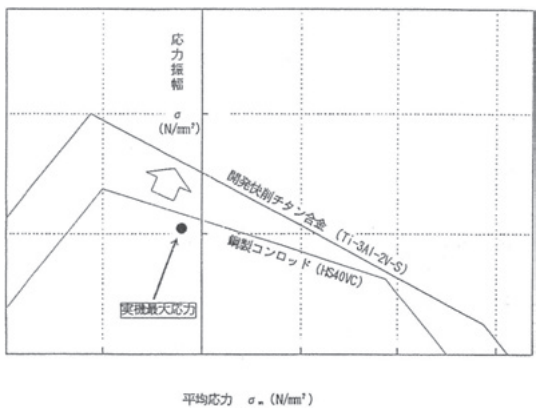



図26　開発快削チタン合金及び鋼性コネクティングロッドの引張－圧縮耐久限比較と実機負荷レベル

### 5.3. 実用上の機能効果

ａ)エンジン限界回転数の向上

前記した様に、コンロッドの軽量化は、慣性力を低下させ、クランクピンとコンロッドメタル間の油膜厚さを増し、耐焼付限界特性を向上させる。軸受の耐焼付限界特性でエンジン実用回転限界が制約されている高回転エンジンに於いては、この軸受の耐焼付限界特性が向上することは、エンジンの限界回転数の向上に直接結びつく。

図 28 は、開発快削チタンコンロッドと鋼製コンロッドを用いた場合のエンジン回転数とクランクピン・コンロッドメタル間の最小油膜厚さの模式図を示す。

チタンコンロッドの適用により、約 30% の軽量化が行われ、実用エンジン回転数としては約 700rpm の向上が計られ、大幅な出力性能向上を可能とした。

ｂ)騒音特性

エンジンの往復運動部品(ピストン、コンロッド等)の軽量化を行い、質量の減少を図ることは、エンジン騒音の低下に結びつく。

図 29 に、同一開発エンジンを使用して、チタンおよび鋼製コンロッドを組み込み、エンジン騒音を比較した結果を示す。チタンコンロッドの使用により、ほぼエンジン回転の全域でエンジン騒音の低下が認められている。

以上の様に、開発チタン合金コンロッドは、高い強度耐久性を有し、鋼に対して約 30% の軽量化を達成し、開発エンジンの高回転・高出力化および騒音の低減に寄与している。

## 6. 快削チタン合金コネクティングロッドの生産実績

開発した快削チタン合金コンロッドは、'90 年９月より量産を開始し、'91 年５月現在まで、延べ約２万５千本の生産を行い、現在は６千本／月の生産を行っている。これらの生産は、製造上の

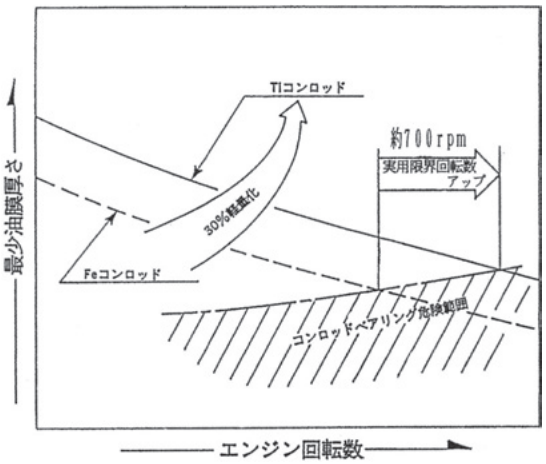



図 28　エンジン回転数と最小油膜厚さの関係

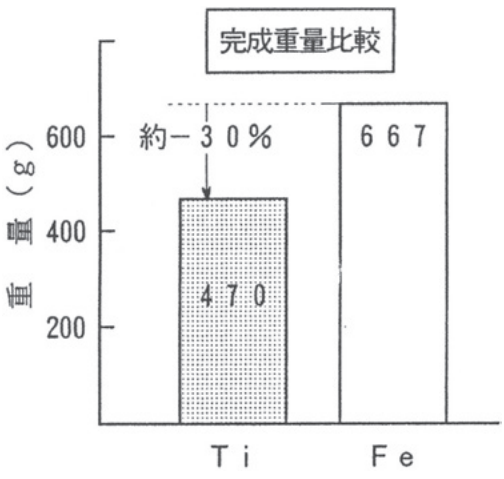



図 27　完成重量比較

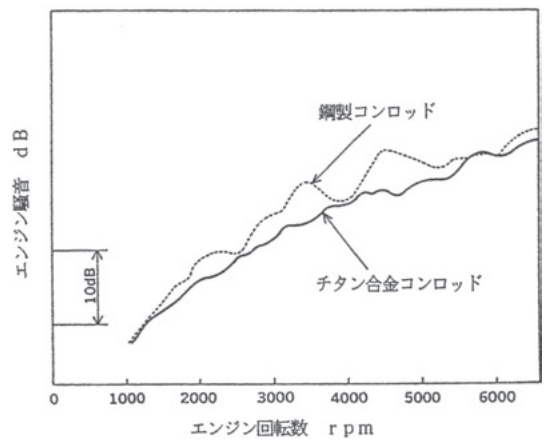



図 29　コネクティングロッド材質による騒音比較

問題もなく安定生産を行っており、初期の開発目的を充分に達成している。

## 7. ま と め

鋼製コンロッドと同等以上の強度特性を有し、鍛造加工・機械加工等の製造技術を確立し、容易に製造できる軽量チタン合金コンロッドを開発し、3.0 ℓ V型－6気筒エンジンに適用、4輪車で初めて量産化を実現した。

その技術内容を要約すると下記のことがいえる。

⑴ 開発したTi－3Aℓ－2V－S快削合金コンロッドは、鋼製コンロッドより高い疲労特性を有し、かつ従来のTi－6Aℓ－4V合金材に対し、大幅に切削性が改善され、コンロッドを実用化する上で有効な材料である。

⑵ 開発快削チタン合金コンロッドの鍛造は、$\beta$相高温制御加熱のプレス鍛造により、素材精度の安定化、鍛造品質の向上、生産性の向上が図られる。

⑶ チタン合金コンロッドの高疲労強度を安定して得るためには、鍛造時に生成する表面酸化層の除去を図ることが良く、酸化層除去は弗酸・硝酸混合液の温度処理時間管理で安定した除去が可能である。

⑷ チタン合金コンロッドの表面硬化処理は、CrN－PVDコーティングで充分な耐久性が確保でき、処理はコンロッドのキャップ側の端面のみに実施することにより、多数個処理が可能である。またエンジンの機能も充分に保障できる。

⑸ チタン合金コンロッドを開発エンジンに適用した結果、鋼製コンロッドに対し約30%の軽量化が図られ、機能上、エンジンの限界回転数の向上として約700rpmの高回転・高出力化を可能とし、さらにエンジンの振動騒音低減が図られた。

## 8. あ と が き

生産性が高く安定した強度が得られる快削チタン合金コンロッドの開発技術と量産技術について述べた。環境問題等からの省燃費への要求は、今後さらに高まり、エンジン部品の軽量化は必須である。

チタン材料は、その特性からエンジン部品への適用が期待されているが、採用を図る上では、コストの低減を図ることが今後の大きな課題である。このコスト課題を解決するためには、素材から加工までの一貫した合理化技術、あるいはNear-Net-Shape化を可能とする新しい技術開発が必要となろう。

今回、生産量は少量であるが、チタン製エンジン部品の量産化を実現した。これが、一つの契機となり、今後技術課題の解決、適用の拡大に結びつくことの一助となれば幸いである。

最後に、この開発と量産化にあたり、御協力を頂いた㈱大同特殊鋼、㈱日本鍛工、その他社内外の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

⑴ M.Mushiake 他：Development of Titanium Alloy Valve Spring Retainers, SAE Paper, No.910428

⑵ 川瀬　他：ホンダＮＳＸ用C30A型VTECエンジン、内燃機関、Vol. 30、No.380

⑶ S.Nakamura, T.Matsubara 他：A Free Machining Titanium Alloy for Connecting Rods, SAE Paper, No.910425

⑷ S. Nakamura：Free Machining Titanium, Sixth World Conference on Titanium 講演資料, 1988

⑸ 王垣　他：ｱｰｸｲｵﾝﾌﾟﾚｰﾃｨﾝｸﾞ法による硬質皮膜ｺｰﾃｨﾝｸﾞ、神戸製鋼技報、Vol. 39、No.1（1989）

■著　者■


松　原　敏　彦


佐　藤　泰　紀


木　村　健　二


川　瀬　直　和


伊　藤　　茂

# ＮＳＸ用オールアルミニウムボディの開発

## Development of All Aluminum Body for NSX

小松泰典* Yasunori Komatsu
伴恵介** Keisuke Ban
村岡康雄* Yasuo Muraoka
矢羽々隆憲* Takanori Yahaba
安永晋拓* Kunihiro Yasunaga
塩川誠* Makoto Shiokawa

### 要　旨

車の基本性能である走行性能の向上手段として、近年の地球環境問題に端を発した排ガス規制や、燃費改善の対応として、自動車の軽量化は大きな課題となっている。

今回上市したＮＳＸは、スポーツカーとして高性能化を極めるために、軽量車体に高性能エンジンを搭載し、他に類を見ない車として完成しているが、この中で、大巾軽量化を達成するために、ホワイトボディ材すべてにアルミニウム材料を採用し、140kg 以上の軽量化を実現している。

アルミニウムボディの量産化、実用化に当たっては、アルミニウムの持つ材料特性上いくつかの課題があった。

本報告では、そのためのアルミニウム材料開発、成形技術の確立、接合技術の確立等の内容を中心に解説する。

### ABSTRACT

The overall weight reduction of an automobile has been one of the major challenges facing automotive engineers. Such a requirement has been deemed necessary to improve an automobile's basic performance, increase fuel economy, and satisfy the recent environmental and ecological demands to reduce emissions from automotive engines.

The Honda NSX, recently introduced to the sports car market, is equipped with a lightweight body and a high performance engine. It is unique in terms of the pursuit of an ultimate high performance car. A weight reduction exceeding a total of 140 kg was achieved through the utilization of aluminum materials for the entire white body. There were several problems, however, which required confrontation and resolutions prior to the actual mass production and use of an aluminum body. Such problems were mostly derived from the characteristics common to aluminum materials.

This paper focuses upon the development of aluminum materials capable of being used for the mass production of an automobile body, the development of the molds and forms used for production, and the fastening technologies incorporated to cope with the problems encountered.

## 1．はじめに

図１に示すＮＳＸは、エンジン系はもとより、ボディ、シャーシに至るまでそのすべてをアルミニウム化している。ＮＳＸの開発に当たっては、“だれでもが乗れる本格的スポーツカー”を開発のコンセプトとし、加速性能、ハンドリング性能の向上をポイントとした。そのため“徹底軽量化が大命題”となりアルミニウム材料を採用するに至った。

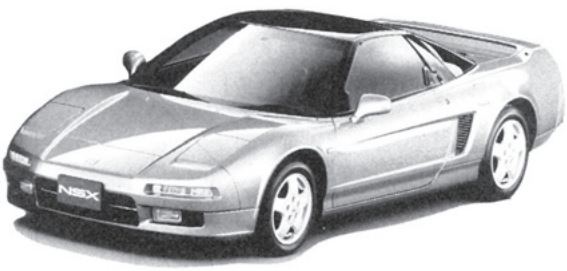



図１　オールアルミニウムスポーツカー　ＮＳＸ

＊　栃木研究所
＊＊　ホンダＲ＆Ｄノースアメリカ

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1991_3_3

ＮＳＸは運動性能だけを最大限に強調したＦ－１をイメージに置きながらも、車として必要なヒューマンフィッテイング、環境適合性共に高い性能でバランス良く成立させており従来のピュアスポーツ、プロダクションスポーツに対して実用車としてのすべての面で優れている（図２）。これらの要求特性を成立させるためにさまざまな新技術を取り入れているが、中でもオールアルミニウムボディを代表とした徹底軽量化技術が主要技術となっている。図３に示すようにＮＳＸを冷延鋼板で作った場合に比べ車両重量は約 200kg の軽量化となり加速性能、ハンドリング応答性は共に改良されている。

本論文では、オールアルミニウムボディを本格量産化レベルへ移行させるために必要となった各種要素技術ごとに要点を解説する。

## 2．軽量化素材の選択

### 2.1．軽量化素材の検討

強度、剛性、生産性、コスト等、車の軽量化素材として本格量産化を前提とした場合に要求される特性のすべてについて検討した結果、図４に示

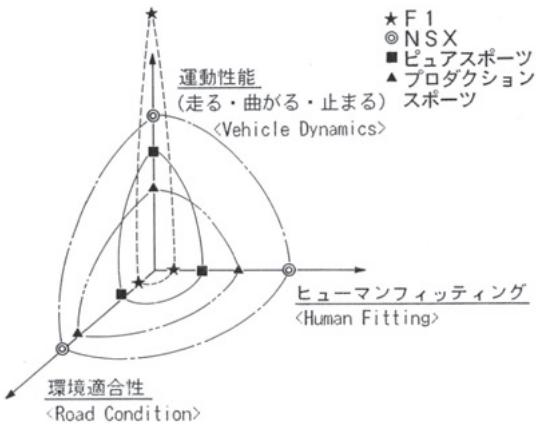



図２　ＮＳＸ目標概念図

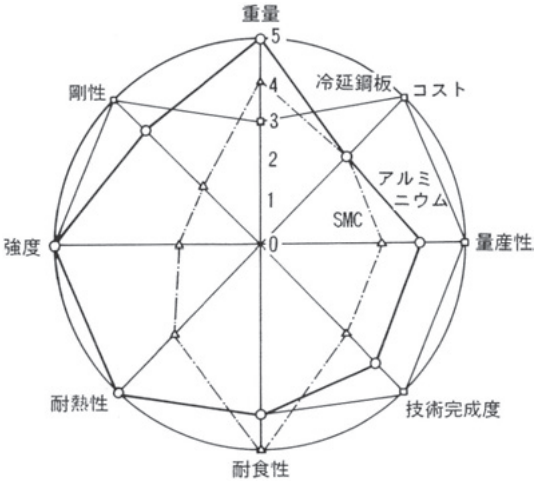



図４　自動車ボディ用材料に要求される主要特性と各種材料のレベル比較

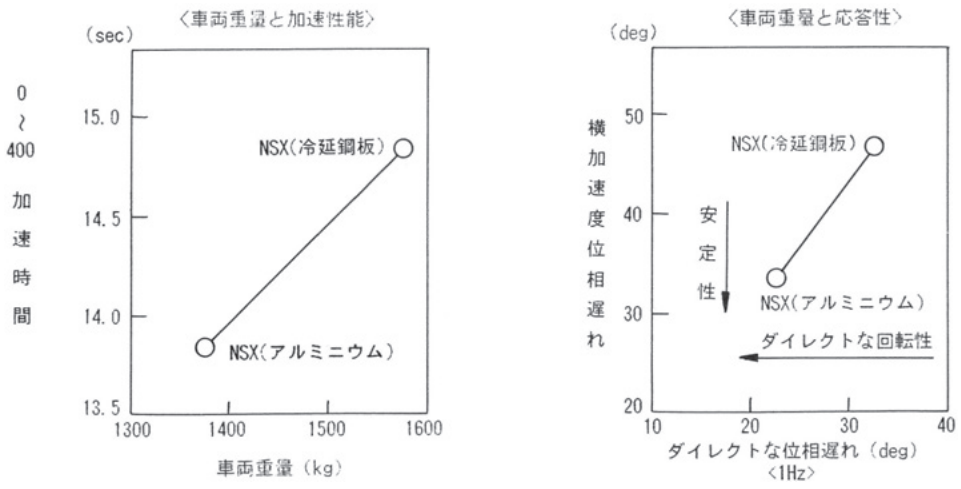



図３　軽量化の必要性ー運動性能

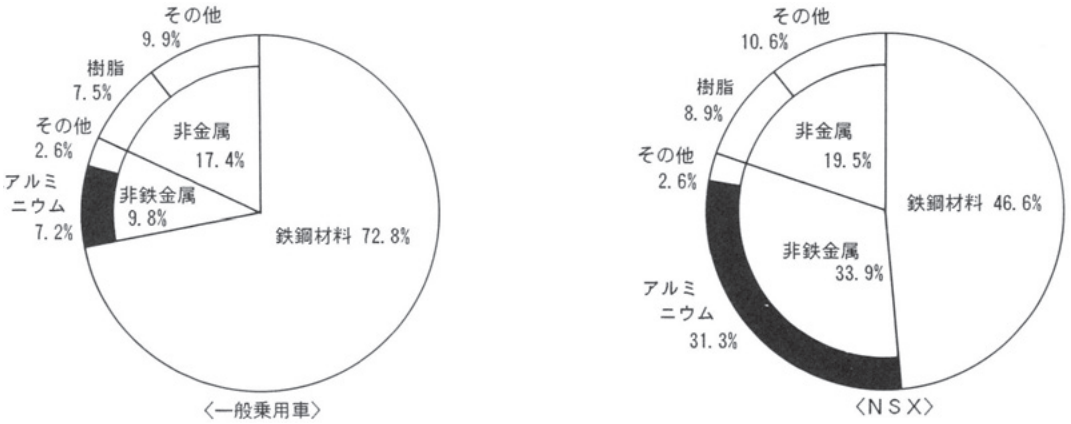



図５　ＮＳＸの材料構成比率（重量比率）

すような狙いを満足し、軽量化効果を最大限に発揮しつつ、その他の要求特性をバランス良く満足する素材としてアルミニウム材料を選定した。

### 2.2. 軽量化率と構成材料

ＮＳＸはアルミニウムを多く採用することにより車全体で約 200kg、ホワイトボディで約 140kg の軽量化を達成している。

車全体の材料構成比率を図５に示す。従来の一般乗用車では 7.2% であったアルミニウムの使用比率が NSX では 31.3% にまで拡大した。本格量産化レベルとしては初の試みである。

## 3．ホワイトボディの構造と適用材料

### 3.1. ボディ構造と強度剛性

自動車ボディの三要素は強度、剛性、そしてスペースの構成である。そのため、部位毎に構造のあり方、断面の大きさ、材料の選択を行った。図６にＮＳＸアルミニウムボディの設計の要点について示す。

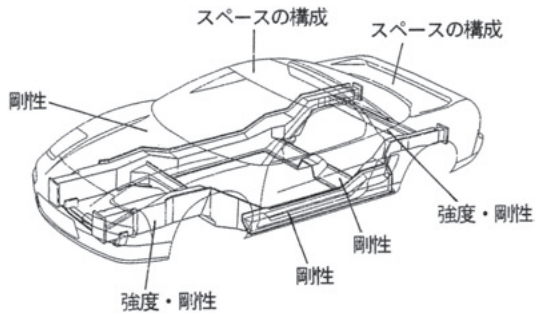



図６　アルミニウムボディ設計の要点

スポーツカーの操縦安定性にとってボディ剛性は非常に重要な要素である。よりボディ剛性を上げるために各フレームの断面は許される限り大きくした。更に図７に示すサイドシルでは、スポット溶接で接合されるアルミニウム板プレス品に対し強度剛性面で優れるアルミニウム押出し品を適用した。

ルーフを除く外板はすべてボディ本体にボルトによって組付ける構造とした。

### 3.2. ボディ用アルミニウム材料

ボディ各部位の要求特性に応じたアルミニウム材料を適用した。その内容を図８に示す。

(1) パネルアウター材料：耐食性及び成形性に優れ、時効硬化性を有する 6000 系開発材料を適用した。

(2) パネルインナー材料：成形性及び耐食性に優れた 5052 －Ｏを適用した。

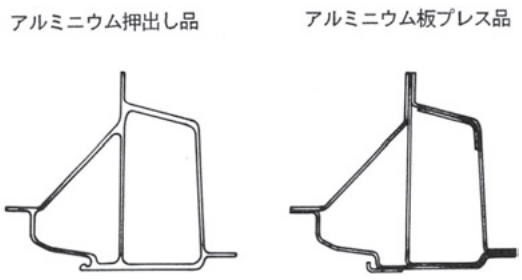



図７　アルミニウム押出しおよび
アルミニウムプレスサイドシル比較

⑶ 骨格材料：強度、溶接性に優れた 5182 －Ｏを適用した。
⑷ サイドシル押出し材料：押出し性、溶接性に優れた 6000 系開発材料を適用した。

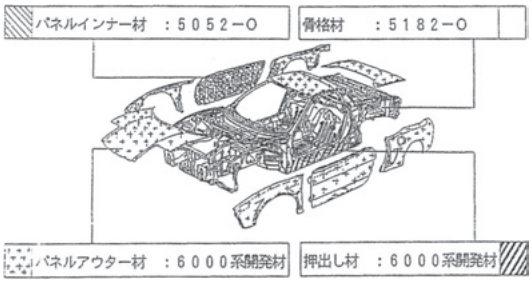



図８　ボディ部位毎の適用材料

## 4．アルミニウム材料

### 4.1.　パネルアウター用 6000 系開発板材料

パネルアウター材料に要求される性能は、強度、耐食性は勿論のこと、成形性、溶接性、表面処理性等の加工性が重要である。求める材料特性としては、成形時には耐力は低いが成形性は良く塗装時の時効硬化によって完成状態では冷延鋼板と同等の耐力を持つこと、且つ溶接性、耐食性においても優れた材料であることを開発の狙いとした。

まず、Cu が耐糸錆性に及ぼす影響について検討した。図９に示すように、Cu 添加量が増す程、耐糸錆性能は低下する傾向にあり、Cu は有効添加元素から除いた。更に Cu が 0.1wt% 以下で、且つ Si が 0.4～1.9wt% の範囲の場合、Mg は 1.0wt% 近傍まで添加されれば耐糸錆性は良い傾向にあることから、Mg は 1wt% 近傍に設定した。Si は強度、成形性とのバランスを考え 1wt% 近傍に設定した。

図 10 に開発合金の時効曲線を示す。図中に示す様に、実際の塗装ラインの熱履歴により耐力が 60 MPa 程度向上する（ベークハード効果）。これは 180℃ では１時間程度の履歴に相当する。この様にして、強度、成形性とのバランスも良く耐糸錆性にも優れ、更に塗装乾燥炉の熱で、材料強度が増す材料が開発できた。

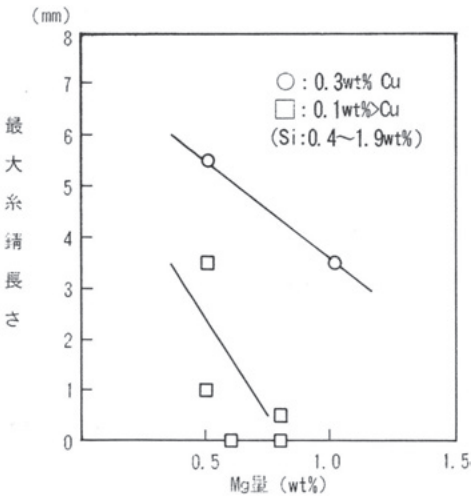



図９　Mg 添加量と耐糸錆性

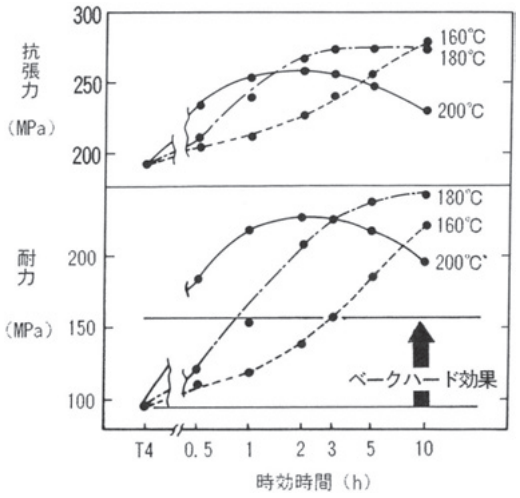



図 10　パネルアウター材の時効曲線

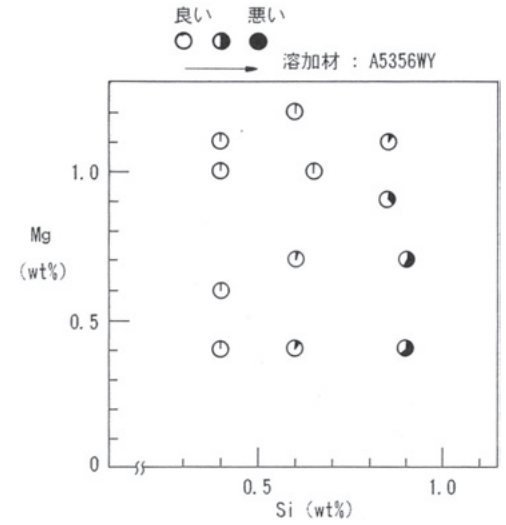



図 11　Mg・Si 成分設定と溶接割れ性

### 4.2. サイドシル用6000系開発押出し材料

サイドシルはボディ骨格の中でも強度、剛性上最も重要な部位であり、軽量化効果を最大限に発揮するためにも大径、薄肉形状を達成し、且つ溶接性の優れた材料を開発の狙いとした。開発に当たっては6N01をベースに6N01の押出し性を保持し、溶接部のミクロポロシティの発生を少なくするために Mg, Si の適正配合を検討した。その結果を図11に示す。Mgリッチな成分構成とすることで狙いを達成した。

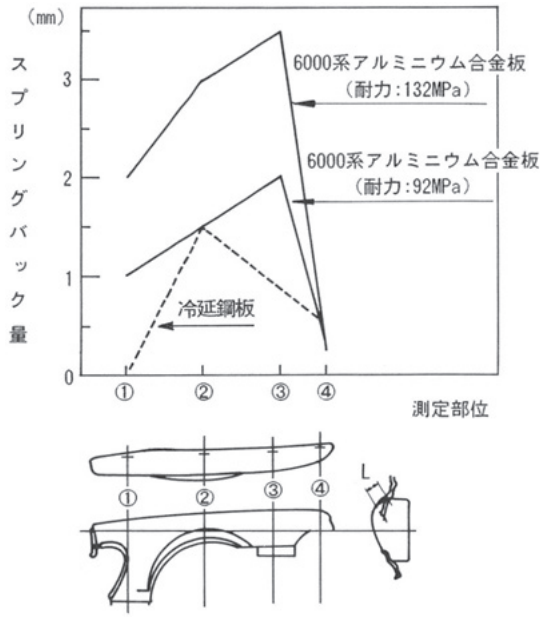



図12 耐力とスプリングバックとの相関

## 5. アルミニウムプレス成形技術

### 5.1. 材料特性と成形能

材料特性と成形能との相関を表1に示す。

表1 材料特性と成形性との相関

| 成形不具合 | 材料特性上の改良の方向性 |
|---|---|
| シ ワ | 低耐力・高 r 値・高 n 値 |
| 形状凍結性 | 低耐力 |
| キレツ | 高伸び・高 r 値・高 n 値・低耐力 |

アルミニウムのプレス成形において考えることは、まず材料の延性を上げることで成形時の破断を克服し、次に形状凍結性を上げることで部品の要求する精度を達成することである。特にパネルアウター材としては、他の諸特性とのバランスを保ちつつ、いかに低耐力側に持っていくかをポイントに検討を行った。図12に材料の耐力とスプリングバック量の関係について示す。耐力が132MPa

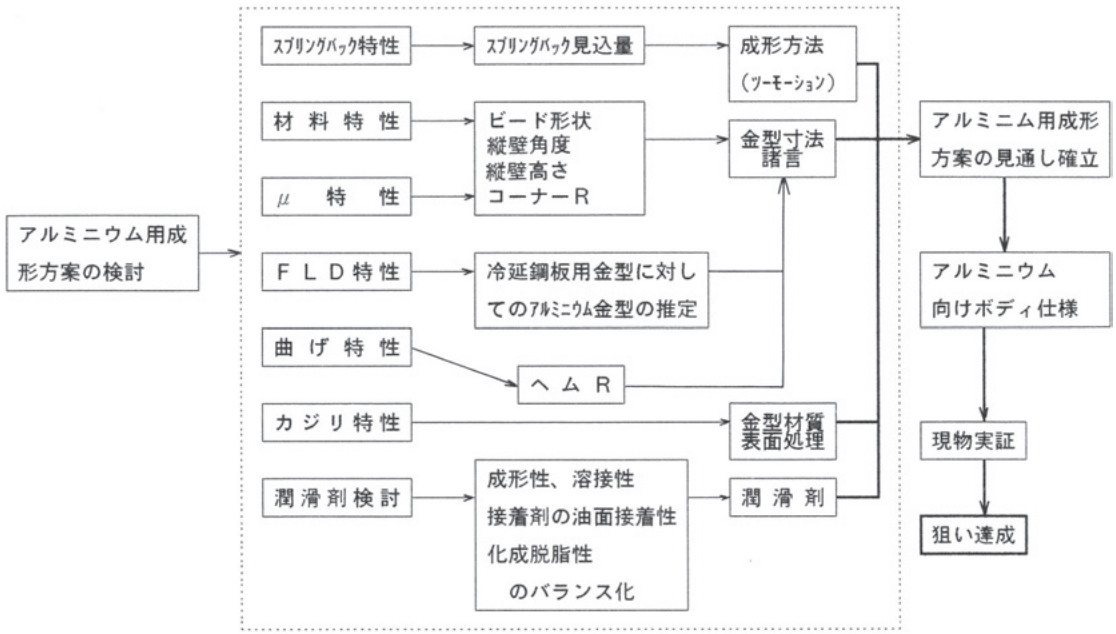



図13 アルミニウム用成形方案の検討フロー

から 92MPa と小さくなるとスプリングバック量は約 1/2 となることが判った。

### 5.2. 成形方案

“成形能の低いアルミニウムを用いて、いかに要求形状、成形品質を確保するか”について、図 13 のフローでアルミニウム用成形方案の開発を進めた。特にポイントとなるのは次の点である。

(1) 曲げＲ、ヘムＲ設定は、割れが発生しない範囲で極力小さくした。
(2) カジリやキレツを防止するためにビード形状を含めた金型方案の最適化を行った。
(3) 成形性に優れ、塗布性能、溶接性能、接着剤の油面接着性、化成ラインでの脱脂性をも考慮した潤滑剤の適用を行った。

### 5.3. 生産上のポイント

(1) アルミニウムは非磁性のため、マグネットが使用できないので、バキュームによる搬送を行うこと。
(2) アルミニウムはキズ付き易いため、搬送キズ防止対策が必要。
(3) アルミニウムは、冷延鋼板に対し軟質であるため、目づまり防止と糸錆発生原因となる鉄粉混入防止上、アルミニウム用の専用バフが必要。

## 6. アルミニウム接合技術

### 6.1. スポット溶接

6-1-1 溶接機

溶接機としては定置型とポータブル型の併用で、前者は、部分組み立ての際に、特に厚板領域で使用している。後者は、部分組み立ての際の薄板領域とメインアッセンブリーの際に使用している。電源は力率が高く、省電力、溶接品質の良いインバータ式と三相整流式を採用した。又、ポータブルガンは電流損失の少ないトランス内蔵型のガンを採用した。

6-1-2 溶接条件

溶接条件については各材料･板厚毎に溶接スパッタの発生限界、溶着限界を求め、その間で強度、品質、連続打点性の良い条件を選んだ。骨格材料の 5182 － O において、2.0t-2.0t の板組みで確認した結果を代表例として図 14 に示す。

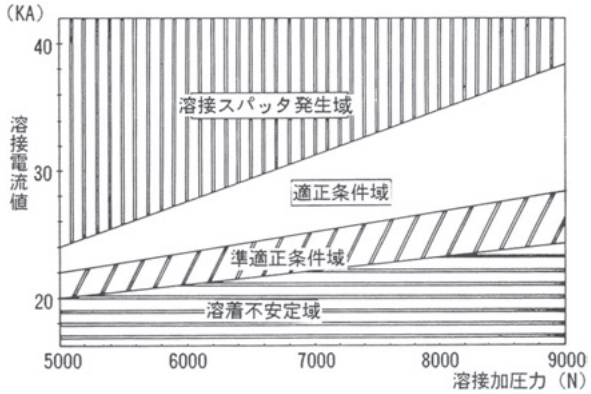



図 14　スポット溶接条件と溶接品質の関係

6-1-3 最小ピッチ、フランジ幅

冷延鋼板と同等のスポット溶接強度耐久性を確保するには、板厚増加と打点数増加が必要である。板厚は冷延鋼板に対し 1.4～2.2 倍とし、打点数増加はピッチが狭まることによる溶接電流の分流で強度低下が起こり得るので、強度低下の起きない最小ピッチとフランジ幅の設定を行った。その結果を表２に示す。

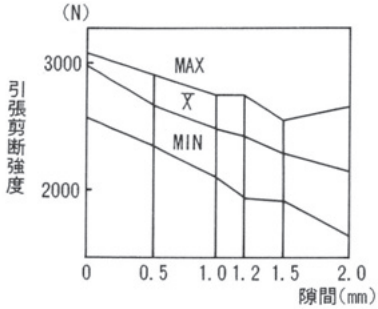
表２　最小ピッチ・最小フランジ幅

| 板　厚(mm) | 0.8 | 1.0 | 1.2 | 1.6 | 1.8 | 2.0 | 2.5 | 3.0 | 3.5 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 最　小 ピッチ(mm) | 18 | 20 | 22 | 24 | 26 | 28 | 32 | 36 | 39 |
| 最　小 フランジ幅(mm) | 16 | 16 | 16 | 20 | 20 | 22 | 22 | 25 | 25 |

6-1-4 隙間、傾きの影響

アルミニウムは鋼材に比べヤング率が小さいため、成形品のバックリングが大きくなり約３倍になる。その結果、接合部の合わせ精度は低下し、隙間、シワができ強度低下の原因となる。
テストピースでの強度低下を確認した結果を図 15 図 16 に示す。テストピース形状を図 17 に示す。

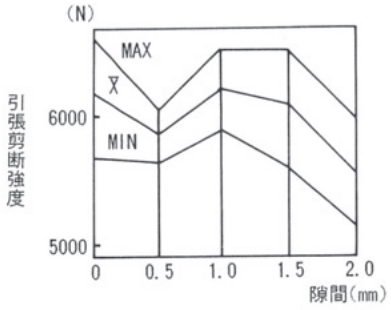
冷延鋼板は隙間 1.5mm まであまり強度低下がないのに対し、アルミニウムは隙間 1.5mm で 23% の強度低下が起きる。溶接加圧力が密着のための加力分だけ減少することで、通電路が狭くなり、電流とのバランスがくずれチリの発生が多くなるということが原因している。




材料：パネルアウター用6000系開発材(1.0t)

| 隙間 (mm) | 強度低下率 (%) | 破断形態 ボタン/シェアー | チリ発生 | 強度バラツキ (N) |
|---|---|---|---|---|
| 0 | ——— | 10/0 | 0 | 157 |
| 0.5 | −10 | 9/1 | 0 | 189 |
| 1.0 | −16 | 8/2 | 2 | 230 |
| 1.2 | −18 | 7/3 | 3 | 208 |
| 1.5 | −23 | 3/7 | 10 | 206 |
| 2.0 | −28 | 3/7 | 3 | 288 |

図 15　隙間と溶接強度の関係（アルミニウム）




材料：冷延鋼板(1.0t)

| 隙間 (mm) | 強度低下率 (%) | 破断形態 ボタン/シェアー | チリ発生 | 強度バラツキ (N) |
|---|---|---|---|---|
| 0 | ——— | 8/2 | 7 | 357 |
| 0.5 | − 5 | 10/0 | 10 | 108 |
| 1.0 | + 1 | 10/0 | 7 | 190 |
| 1.5 | − 1 | 10/0 | 10 | 320 |
| 2.0 | −10 | 10/0 | 10 | 254 |

図 16　隙間と溶接強度の関係（冷延鋼板）

実際のワークで隙間と密着荷重の関係を調べた結果を図 18 に示す。フロントサイドフレームにシムを挟んで隙間を作りチップで加圧し密着荷重を測定した。隙間 0.5～1.5mm で荷重 1000～1500N、隙間 2.5～3.0mm で荷重 2000～3000N が密着に必要な加圧力であることがわかる。この低下分を見越して溶接条件の設定を行った。

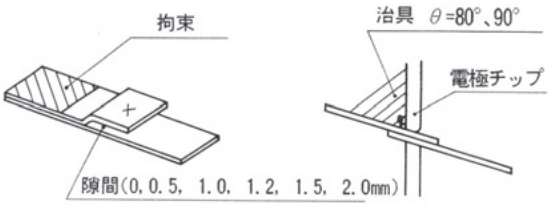
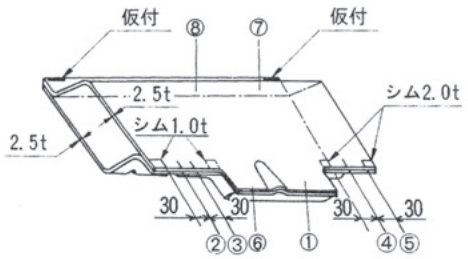



図 17　テストピース形状




| No. | ① | ② | ③ | ④ | ⑤ | ⑥ | ⑦ | ⑧ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| シム厚 (mm) | 2.0 | 1.0 | 1.0 | 2.0 | 2.0 | 1.0 | − | − |
| 隙 間 (mm) | 2.6 | 3.0 | 2.0 | 2.8 | 2.45 | 3.05 | 0.5 | 1.5 |
| 密着荷重 (N) | 2800 | 1700 | 1100 | 3000 | 2200 | 1350 | 1000 | 1500 |

図 18　フロントサイドフレームでの隙間と密着荷重の関係

チップの傾きによる強度低下は図 19 に示す通りで 10° 傾くと 25% の強度低下となる。溶接作業の正確さと、ワーク精度の向上、作業性の良い溶接機、余裕のある溶接条件等が要求された。

### 6.2.　メカニカル締結

6-2-1 締結部の防錆対策

ボルト締結としては耐食性、接触腐食対策とボディへのナットの取り付け方法が課題となった。アルミニウムと鉄の接触腐食では電位的に卑なアルミニウムが腐食されるため、ボルトの表面処理にはダクロ処理、ダクロトルカー処理を用いた。図 20 にその基本仕様を示す。

6-2-2 各種締結法

冷延鋼板製ボディで用いているプロジェクション溶接ナットをアルミニウムに適用することは技術的に困難なため、表３に示す各種締結法を採用した。

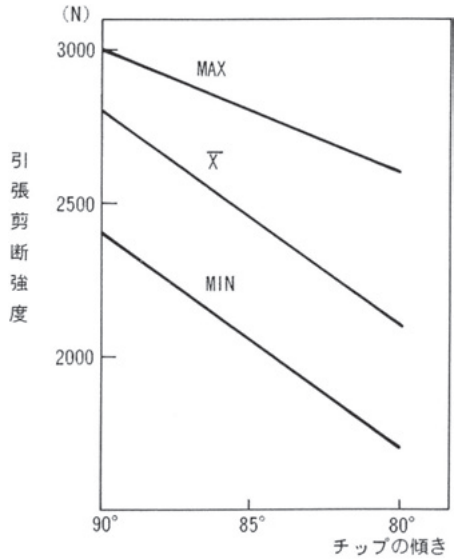



図 19　チップの傾きと強度

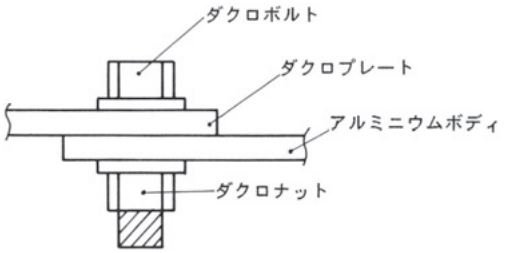
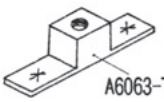
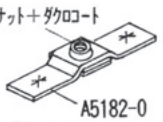
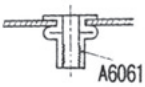



図 20　ボルト締結の基本仕様

表３　各種締結手法

| 締結法 | 仕様 | 適用部位 |
|---|---|---|
| 溶接ナット |   | 補器取りつけ部位等 |
| フローティングナット |   | 足廻り部品取りつけ部位等 |
| ポップナット |   | リアフェンダー取りつけ部位等 |

(1) 溶接ナット
- アルミニウム押出し形材を使用。
- 接触腐食の心配無し。
- スポット溶接、アーク溶接で取り付け可能。

(2) フローティングナット
- 高強度部位に適用可能。
- 鉄のナットにダクロ処理を施し、接触腐食対策を行った。
- スポット溶接、アーク溶接で取り付け可能。

(3) ポップナット
- 簡単な締結構造。
- ボディとの接触腐食の心配無し。
- スペースを取らず一方向からの締結が可能。

## 6.3. 接着

6-3-1 アルミニウム接着剥離の特徴

アルミニウム合金の接着では冷延鋼板の場合と

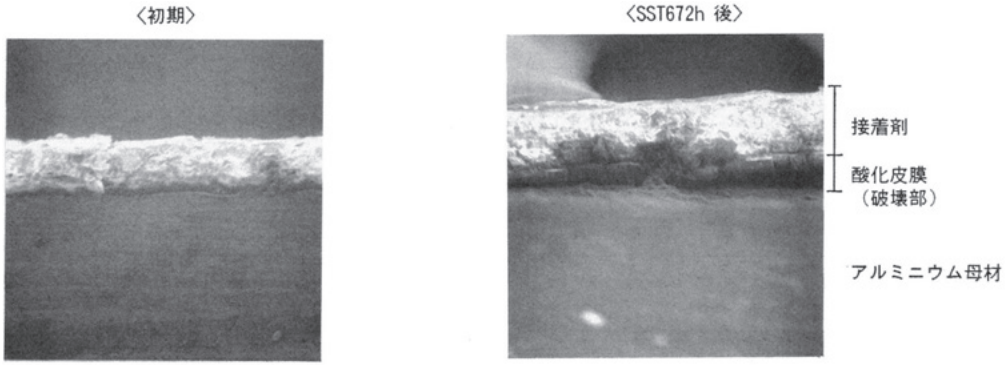



図 21　前処理を施さない試験片の初期及び塩水噴霧試験 672h 後の破壊部位の差異

異なり、表面に形成された酸化皮膜の挙動が重要なポイントとなっている。図 21 に剪断試験後の接着破断部断面を示す。接着剤の凝集破壊が発生している初期に対し塩水噴霧（ＳＳＴ）672h 後では、接着界面下での破壊が起きている。これにともない、接着強度は著しく低下していく。

6-3-2 剥離メカニズムと防止手法

図 22 に酸化皮膜の劣化メカニズムとその防止手法についての模式図を示す。酸化皮膜は $H_2O$ もしくは $OH^-$ の進入によって水和化し、非常に脆弱な層となる。このため通常ではクロム酸クロメート等の化成処理を施して防止するが、本開発では接着剤中に酸化皮膜の金属成分とキレート反応を生じる防錆剤を添加し、水和化の防止をはかった。また合わせて油面接着性も付与させたため一切の前処理なしで接着が可能となり、接着工程での生産性が格段に向上した。

図 23 に新開発接着剤の塩水噴霧試験後の耐久性確認結果を示す。既存の接着剤は１～２カ月で剥がれてしまうのに対し、開発剤は、クロム酸クロメート処理に迫る接着耐久性を持つことが判った。

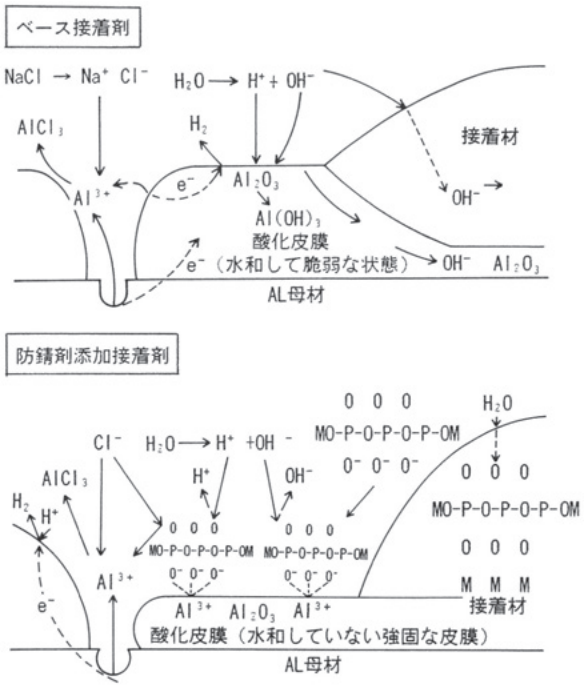



図 22　酸化皮膜の水和化防止に関する推定メカニズム

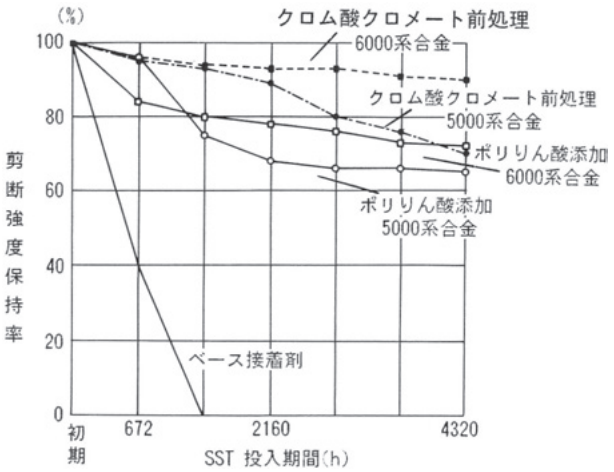



図 23　防錆剤添加及び油面接着性向上による効果
（油面：エステル系プレス油）

## 7. 結　論

(1) パネルアウター用の材料として、強度、成形性とのバランスが良く、耐糸錆性にも優れた時効硬化型の Al-Mg-Si 系アルミニウム合金を開発した。

(2) サイドシル用の材料として、押出し性、溶接性良好な Al-Mg-Si 系アルミニウム合金を開発した。

(3) アルミニウム用成形方案が確立され、要求形状の成形を可能とした。

(4) アルミニウムモノコックボディとして必要とされるスポット溶接の接合強度、条件、仕様の確立をした。

(5) 締結部に使用される鉄部品の防錆処理としてダクロ処理を主として設定した。また部位毎に溶接ナット、フローティングナット、ポップナットを適用した。

(6) アルミニウム用の接着剤として前処理なしで耐久性の優れたものを開発した。

(7) これらの新技術によりオールアルミニウムボディの量産化がなされ、ＮＳＸのボディ重量は冷延鋼板製に対し約 140kg の軽量化を達成した。

■著　者■



小　松　泰　典


伴　　恵　介


村　岡　康　雄


矢羽々　隆　憲


安　永　晋　拓


塩　川　　誠

# ＮＳＸ用オールアルミニウムボディの表面処理・塗装技術

## Pretreatment and Painting Technology for All Aluminum Body of NSX

小松泰典* Yasunori Komatsu
鈴木英治* Eiji Suzuki
宮崎勝男* Katsuo Miyazaki
西野俊哉* Toshiya Nishino

## 要　旨

ＮＳＸは、軽量化及び長期耐久品質の確保を目的として、オールアルミニウムボディが適用されたが、オールアルミニウムボディの量産を実現するためには、その表面処理・塗装技術を開発しなければならなかった。本報では、アルミニウムボディの内外板の防錆技術と、車格にふさわしい高外観品質を得るための塗装技術について述べる。

アルミニウムボディに特有の腐食として、主に糸状腐食と電位差腐食の２つが挙げられる。これらの問題を解決するため、前者に対しては耐糸錆性に優れた外板用6000系アルミニウム合金の開発と、クロム酸クロメート処理の採用による防錆技術の確立を行い、後者に対してはダクロ処理を中心とした電位差腐食防止を行った。

高外観品質を得るためには、水性ベースコートを含む、５コート４ベーク塗装システムを開発した。特に、水性ベースコートの採用により、高外観品質の実現に加えて、ＥＰＡ（米国環境保護庁）の定める溶剤規制への適合も可能とした。

## ABSTRACT

In the case of the NSX, an all aluminum body was developed in order to create a lightweight vehicle with long-term durability. To produce this all aluminum body, it was necessary that pretreatment and painting technologies be developed. This paper describes the development of the rust prevention technology for the aluminum inner and outer panels and the associated painting process designed to achieve the high quality finish which a car in its class demands.

The two major corrosion problems for an aluminum body are filiform corrosion and galvanic corrosion. To solve the first problem, a 6000 series aluminum alloy was developed which had good filiform corrosion resistance properties followed by application of chromium chromate as a pretreatment for the aluminum body. For the second problem, Dacro-coating was used as a preventative means.

A 5-coat 4-bake painting process including a water-borne base coat process was established to meet high quality appearance requirements. The water-borne base coat system was especially useful in achieving high quality appearance while satisfying the VOC limitations established by the Environment Protection Agency.

## 1．はじめに

ＮＳＸは車体およびシャーシ部品の多くをアルミニウム化することにより大幅な軽量化が図られている。

一般にアルミニウムは鉄に比べて耐食性が良いと考えられているが、アルミニウムの特徴的な問題として、塗膜下の糸状腐食（糸錆）や異種金属（主に鉄）との接触部の電位差腐食等があり、これらの問題を種々の表面処理技術により解決した。一方、高級外観品質を得るために塗装プロセスには独自の水性ベースコート技術が導入された。

本報では以下の項目を中心に報告する。

(1) オールアルミニウムボディの長期品質保持のための表面処理技術
　①表面錆防止技術としての新前処理法
　②異種金属部品及びゴム部品との締結部に

＊　栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1991_3_4

表１　ＮＳＸに使用されたアルミニウム材とその目的

| ボディ部位 | 材料の種類 | 主目的 |
|---|---|---|
| パネルアウター | 6000系開発材料 | 高成形性・高耐食性 |
| パネルインナー | 5052-0 | 高成形性・高耐食性 |
| 骨格 | 5182-0 | 高強度・高溶接性 |
| サイドシル | 6000系開発押出し材料 | 高押出し性・高溶接性 |

おける電位差腐食防止技術

(2) 高級スポーツカーにふさわしい水性ベースコートを用いた高外観品質塗装技術

## 2. アルミニウムボディに求められる防錆技術

ＮＳＸのボディに使用されたアルミニウム材料の種類と主目的を**表１**に示す。

アルミニウムボディの防錆に対する考え方は鋼板ボディと同様、車として寿命を長く保つことであるが、オールアルミニウムボディを開発する上では次のような問題点があった。

(1) 表面錆
- 前処理不十分による塗膜密着不良
- チッピング等の塗膜傷付き部及びエッジ部からの糸錆の広がり（**図１**）
- 外装部品との電位差腐食による塗膜膨れ

(2) 穴あき錆
- 異種金属締結部廻りの電位差腐食による穴あき
- 板合わせ部の孔食

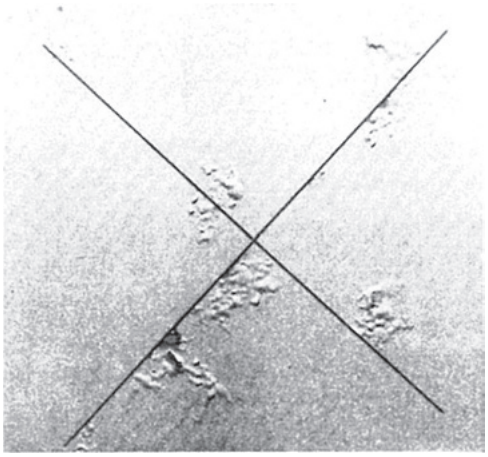


図１　塗膜傷付きからの糸錆の広がり

(3) 錆による機能劣化
- サスペンションの締結部電位差腐食
- ヒンジ部の締結部電位差腐食（**図２**）
- アース部の締結部電位差腐食
- ゴムの締結部電位差腐食

したがって、これらの問題点を解決することによりオールアルミニウムボディの実用化が可能となった。

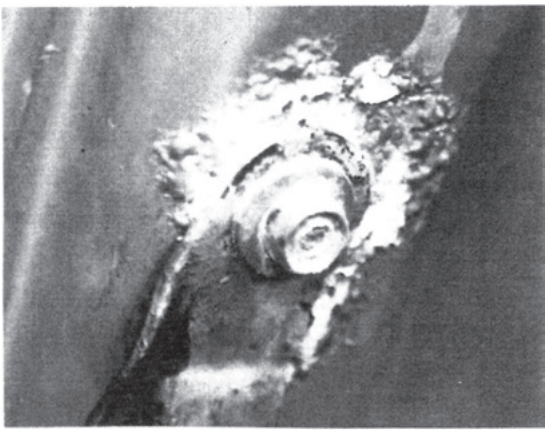


図２　ヒンジ部の締結部電位差腐食

## 3. 前処理システム

### 3.1. 前処理方法の選択

アルミニウム表面処理方法については、陽極酸化法、化学処理法が挙げられるが、ドアヒンジ等の鉄部品を締結されたアルミニウムボディにおいては、陽極酸化法は適さず、化学皮膜法を選んだ。

化学皮膜法として従来鋼板ボディに用いられているリン酸亜鉛法をはじめとして、クロム酸クロメート法、リン酸クロメート法、ノンクロム法を検討した。その塗膜性能結果を**表２**に示す。

リン酸亜鉛法においては、アルミニウムを処理した場合、表面よりエッチングされたアルミニウ

表２　化学皮膜法に対する塗膜性能

◎ 優　○ 良　× 不良

| テスト項目 ＼ アルミニウム素材 | 5000系アルミニウム合金 | | | | 6000系アルミニウム合金 | | | | テスト評価内容 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| テスト項目 ＼ 化成皮膜 | リン酸亜鉛 | リン酸クロメート | クロム酸クロメート | ノンクロム | リン酸亜鉛 | リン酸クロメート | クロム酸クロメート | ノンクロム | |
| テスト項目 ＼ 塗装 | 厚膜カチオン電着＋中塗り＋上塗り | | | | | | | | |
| ①耐水性 | ◎ | ◎ | ◎ | ◎ | ◎ | ◎ | ◎ | ◎ | ゴバン目カット部をテープ剥離した時の塗膜残存状況 |
| ②耐湿性 | ◎ | ◎ | ◎ | ◎ | ◎ | ◎ | ◎ | ◎ | |
| ③耐塩温水性 | ○ | ○ | ○ | × | ○ | ○ | ◎ | × | カット部からの錆広がり |
| ④耐糸錆性 | × | ○ | ◎ | ○ | × | × | × | × | |
| ⑤塩水噴霧試験 | ◎ | ◎ | ◎ | ◎ | × | × | ○ | × | |
| ⑥複合腐食試験 | ◎ | ○ | ◎ | ○ | ○ | × | ○ | × | |

| 主要元素 | Cu | Mg | Si | Fe | Mn |
|---|---|---|---|---|---|
| 5000系アルミニウム合金 | 0.15以下 | 4.0~5.0 | 0.2以下 | 0.35以下 | 0.2~0.5 |
| 6000系アルミニウム合金 | 0.27 | 0.45 | 1.70 | 0.17 | 0.17 |

ムがイオンとなって処理液中に溶け込み、このアルミニウムイオン（$Al^{3+}$）が蓄積されて濃度が高くなるにつれて、アルミニウム上の化成皮膜が形成しにくくなる。また、同様に鉄部品の化成性も損なわれる。その理由は、溶存アルミニウムイオンが処理液中のフッ素と錯体化することによりフッ素のエッチング力が低下し、素材表面のpH上昇が十分行われないためと推定される。図３にリン

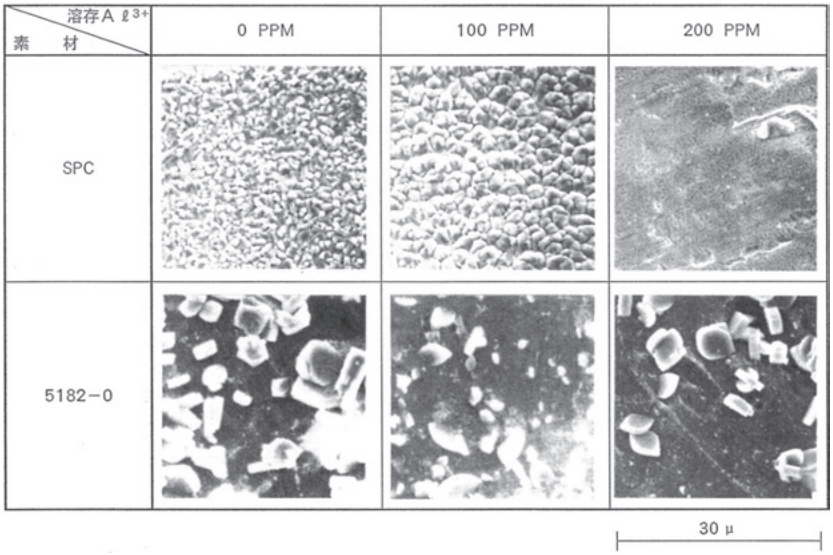



図３　リン酸亜鉛法における蓄積アルミニウムイオンの影響

酸亜鉛法における蓄積アルミニウムイオンの影響を示す。したがって、リン酸亜鉛法を除いたクロム酸クロメート法・リン酸クロメート法・及びノンクロム法の内、塗膜性能面から、クロム酸クロメート法を選定した。

### 3.2. クロム酸クロメート処理

(1) 脱脂剤の選定

アルミニウム材料の表面には自然酸化膜、微量不純物偏析層、圧延油およびプレス油の残存、さらには溶接時の表面汚染物が存在する。これらが塗膜密着性不良を引き起こす要因となる。したがって、健全なクロメート皮膜を得るためには、脱脂剤としては油分の除去性能のみならず、適度にアルミニウム材の表面をエッチングする性能が要求される。

そこで、脱脂剤と Cr 付着量の関係、脱脂剤と耐糸錆性の関係を調べた。結果を**図４**、**図５**に示す。ここでは、エッチング力の比較的強い脱脂剤としてリン酸ソーダ系を、エッチング力の比較的弱い脱脂剤としてメタケイ酸ソーダ系を例にあげた。**図４**からは、同一クロメート処理時間では、リン酸ソーダ系脱脂後の方が Cr 付着量が多いことがわかる。**図５**からは、同一 Cr 付着量であっても、リン酸ソーダ系脱脂後の方が耐糸錆性に優れた皮膜が得られることがわかる。

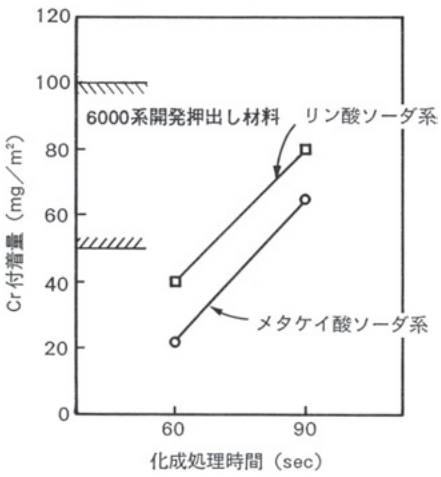



図４　脱脂剤と Cr 付着量の関係

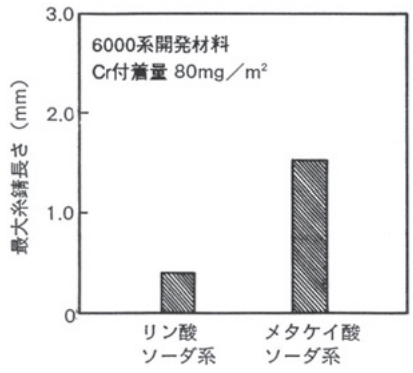



図５　脱脂剤と耐糸錆性の関係

次に、脱脂剤の劣化についても考察した。**図６**は、エッチングにより脱脂浴中に溶出し、蓄積する溶存アルミニウムイオン量とその脱脂剤のエッチング性能（アルミニウム材のエッチング量）の関係を示したものである。溶存アルミニウムイオンが増加するに従ってエッチング量が減少し、脱脂性能が低下することが明らかになった。また、5000 系合金の中でも 5182-0 材は 5052-0 材よりエッチングされにくいことが明らかになった。

これらの結果から、エッチング力を確保しやすいリン酸ソーダ系脱脂剤を選定し、かつ蓄積アルミニウムイオン量を管理している。

(2) クロメート処理条件

選定したリン酸ソーダ系脱脂剤、クロム酸クロメート処理剤を用いて、液温、液濃度、処理時間等を同一にして処理しても、アルミニウム材料の製造加工条件や成分系により Cr 付着量に差異が生じる。このため各アルミニウム材料について、ク

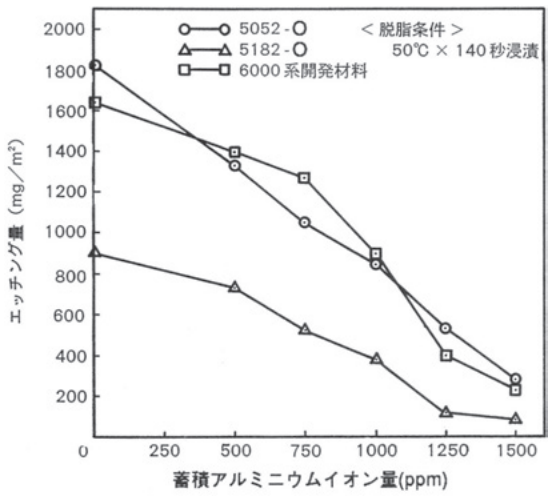



図６　蓄積アルミニウムイオンと脱脂剤のエッチング性能

ロメート処理液濃度とCr付着量の関係、クロメート処理時間とCr付着量の関係を調べ、いずれのアルミニウム材料にも十分なクロメート皮膜が形成される条件範囲を設定した。図7、図8にこれらの試験結果の一部を示す。

次に、Cr付着量が同一になるようクロメート処理液のCr濃度と処理時間を変えて、クロメート皮膜上の塗膜密着性についてテストを行った。その結果、図9に示すように高Cr濃度－短時間処理に比べ、低Cr濃度－長時間処理の方が密着性に優れることがわかった。

これにより素地エッチング状態に違いがあると考え、グロー放電発光分析（ＧＤＳ）を行ったところ図10に示すようなディプスプロファイルが得られた。処理時間50秒に比べ、90秒の方がCrの層が厚く、アルミニウム素地のチャートがブロードになることから、図11のようなモデル図を予測

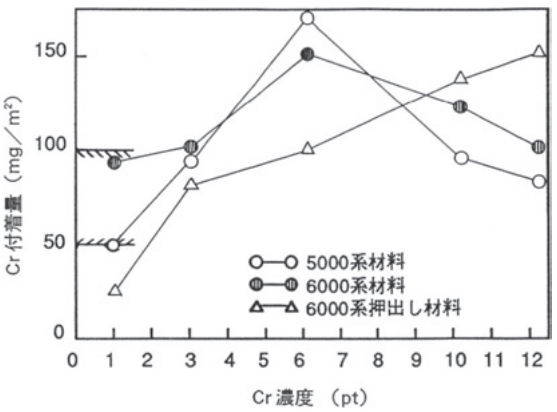



図7　Cr濃度とCr付着量

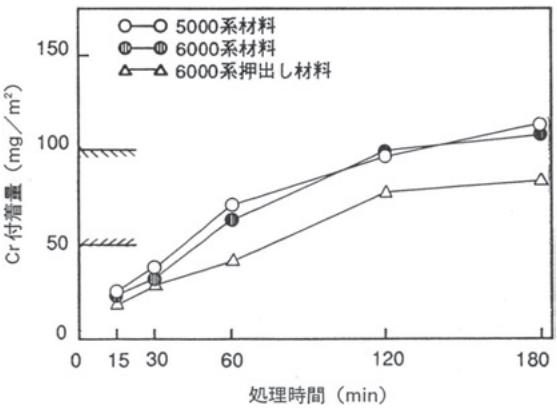
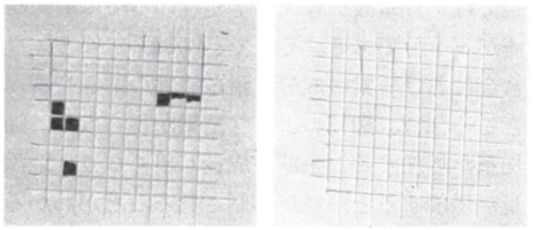



図8　処理時間とCr付着量

している。このことより、低Cr濃度－長時間処理によるCr付着量管理とした。



(1) 高Cr濃度で短時間処理　(2) 低Cr濃度で長時間処理

図9　Cr濃度・処理時間に対する塗膜密着性

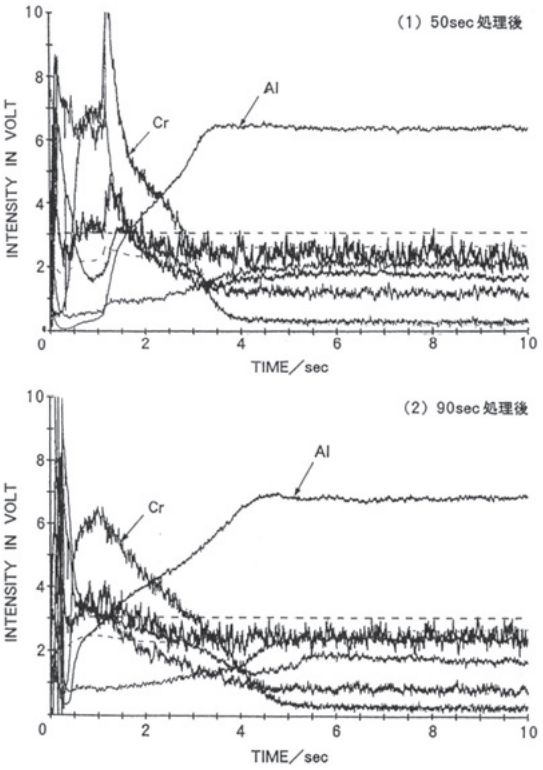
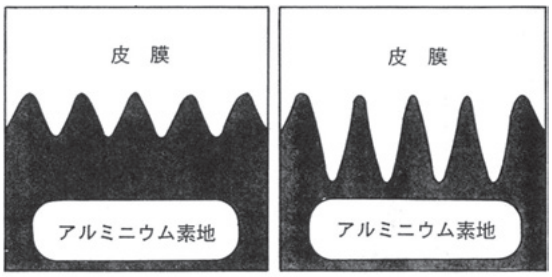



図10　クロメート皮膜のディプスプロファイル




(1) 50sec化成処理後　(2) 90sec化成処理後

図11　クロメート皮膜のモデル図

## 4．パネルアウター材料の耐糸錆性改良

表2に見られるように、6000系アルミニウム合金ではクロム酸クロメート処理のみでは耐糸錆性能が不十分である。そこで、6000系アルミニウム合金における素材成分と耐糸錆性の関係を調べたところ図12、図13のような結果が得られた。Cu添加量が増加すると糸錆が成長し易くなり、Mg添加量が増加すると糸錆が抑制されることがわかる。

これらのことからCu添加量を低減し、それに応じてMg添加量や添加合金元素を調整することで成形性と耐糸錆性に優れた合金を開発し外板適用を可能とした。

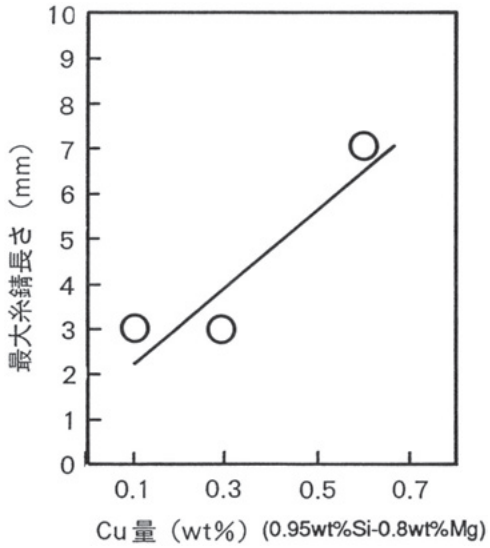



図12　Cu添加量と耐糸錆性

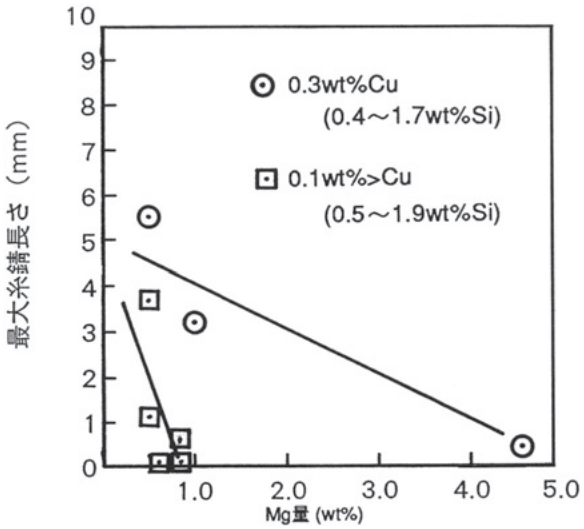



図13　Mg添加量と耐糸錆性

## 5．電位差腐食防止技術

### 5.1.　鉄部品との電位差腐食防止技術

アルミニウム材料の電位差腐食防止技術として下記が挙げられる。

①異種金属の接触を避ける

②異種金属の締結がある場合は

- 腐食環境にならないようにする
- 異種金属間に絶縁物を介在させる
- アルミニウム材料より電位の卑な金属によって犠牲防食させる。

実際の自動車のボディは強度面から鉄部品を使用せざるを得ない部位がドアヒンジ等各所にある。アルミニウム材料の表面処理のみでは無処理の鉄部品との電位差腐食を防止できない。したがって鉄側の表面処理を中心に電位差腐食の防止技術を検討した。防錆力の評価は塩水噴霧試験に湿潤及び乾燥条件を組み合わせた複合腐食試験法を用いた。テストパネルは図14に示す形状とし、ボルト廻りのアルミニウム材料の板厚減少を測定した結果を同図に示した。

鉄の表面処理としてダクロ皮膜（Zn、Alフレーク及びクロム酸バインダーからなる皮膜）、Zn-Niめっき上のSi系有機皮膜、合金化溶融亜鉛めっき鋼板上のカチオン電着塗装が電位差腐食防止に優れていることが見いだされた。ダクロ皮膜については皮膜中のクロム酸が亜鉛の犠牲防食反応の速度を抑制する働きがあり、従来の亜鉛めっき（有色クロメート）よりも長時間の防錆効果が得られた。アルミニウム材料と亜鉛めっき及びダクロ皮膜を組み合わせた部位を想定し、定電位電解試験を行い、電流－時間変化を測定した結果を

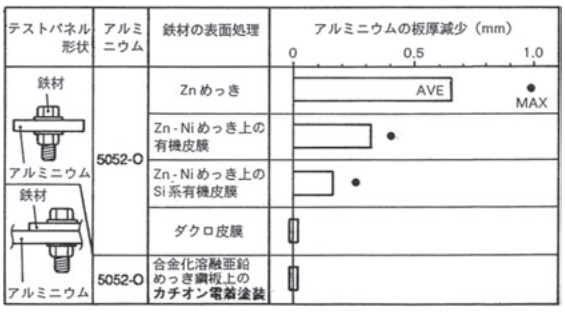



図14　表面処理による電位差腐食防止効果

図 15 に示す。このグラフから、ダクロ皮膜は亜鉛めっきに比べて溶出速度が遅く犠牲防食機能が長時間保持されることがわかる。

### 5.2. アース部の電位差腐食防止技術

自動車には鉄以外にも多種の材質が用いられているがアルミニウムボディを電位差腐食によって腐食させるものとして、黄銅、ゴムが挙げられる。黄銅は電装部品のアース端子に用いられており重要な機能を果たしているが、電位的には鉄よりさらに貴な方向にあるためアルミニウムの電位差腐食をより促進する可能性がある。従ってＮＳＸにおいては図 16 の様な構造をもったアースを適用することによって電位差腐食を防止した。

### 5.3. ゴム部品との電位差腐食防止技術

ゴムは、一般的に絶縁物と考えられているが、材質によってはアルミニウム材料を選択的に腐食させるため、ゴム材料構成成分別にアルミニウム材料への腐食性を確認した。その結果、次の構成成分の影響が大きいことが見いだされた。

①補強剤としてのカーボン
②加硫促進剤としての金属有機化合物
③脱水剤としての酸化カルシウム

特に影響の大きかったカーボンについては、一種の電位差腐食と考えられる。ゴム中のカーボン量と電気抵抗及びアルミニウム材料の電位差腐食発生有無を調べた結果を図 17 に示す。カーボン量を減らし電気抵抗を上げることにより電位差腐食防止の効果が得られることがわかる。

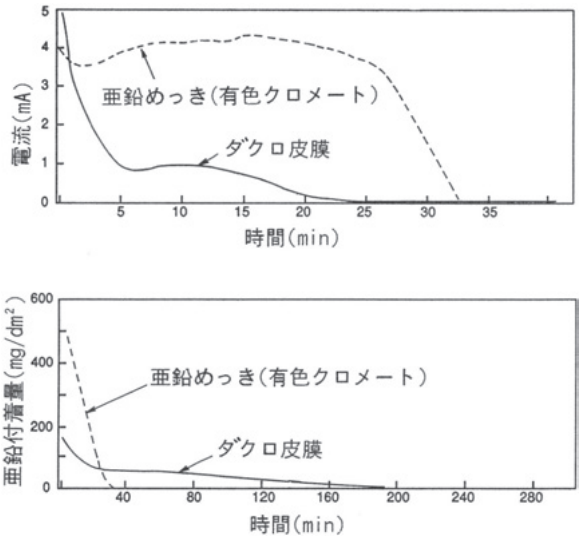



図 15　ダクロ皮膜の犠牲防食効果

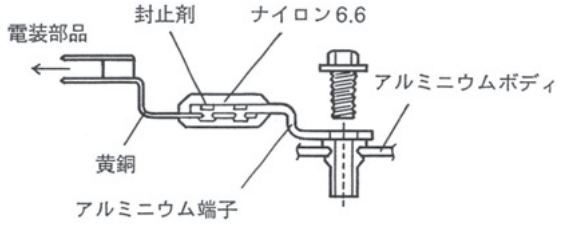



図 16　アース部の断面図

## 6. 水性ベースコート塗料による外観品質向上

### 6.1. 高外観品質塗装技術

塗装による外観品質は一般にツヤ感、肉持ち感、平滑性、深み感などで表現されるように多くの因子が複合的に絡み合った品質である。それらは素材及び塗料の材料特性や塗装設備、塗装条件などに左右される。

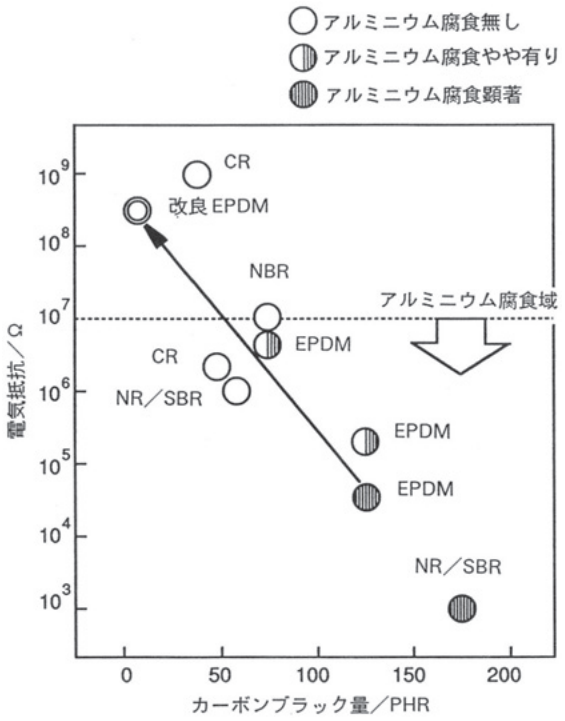



図 17　ゴムの電気抵抗値と電位差腐食

この外観品質を向上させるため、ＮＳＸには次の技術を取り入れた。

①第一中塗り工程での 100% の水研ぎ

②上塗り工程での２液ウレタンクリヤー

③更に新技術として上塗り工程での高外観品質

・低公害性の水性ベースコート

ここでは、この高外観品質の得られる水性ベースコートを中心に述べることにする。

### 6.2. 塗膜肌の平滑性向上

ＮＳＸで採用した水性ベースコートは、アクリルエマルジョンを主体とした高チクソトロピックタイプの塗料である。従来の溶剤型ベースコートの塗膜肌に比較すると表面粗度が明らかに向上しており、最終外観品質の平滑性に大きく寄与している。図 18 にそのベースコート塗膜肌の比較を示す。

また、図 19 では各工程の塗膜面の平滑性を三次元面粗度で示した。図 18、19 に見られるようにＮＳＸの塗膜表面の平滑性の良さが判る。

### 6.3. メタリック色の白さ感の向上

メタリック塗装には、明るさ、方向性（フリップフロップ性）といった外観表現があるが、これらはベースコート中のアルミニウム顔料の種類及び配列により大きく影響される特性である。

アルミニウム顔料の配列を向上させる手法としては、ボディに塗着したベースコート塗膜の乾燥時の体積収縮率を大きくすることが挙げられる。水性ベースコートは溶剤型ベースコートに比べ、この特性に著しく優れる。図 20 に、この特性比較の模式図を示す。

また、図 21 にはレーザー変角光沢計（ALCOPE LMR-100）を用いて測定したシルバーメタリックの白さ感表示値（IV 値）を示す。水性ベースコートは乾燥工程時に塗膜が大きな体積収縮を起こし、

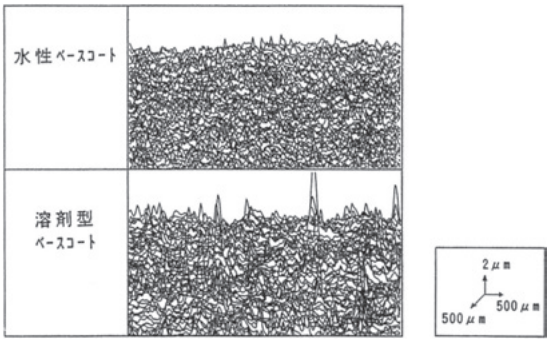



図 18　ベースコート塗膜肌比較

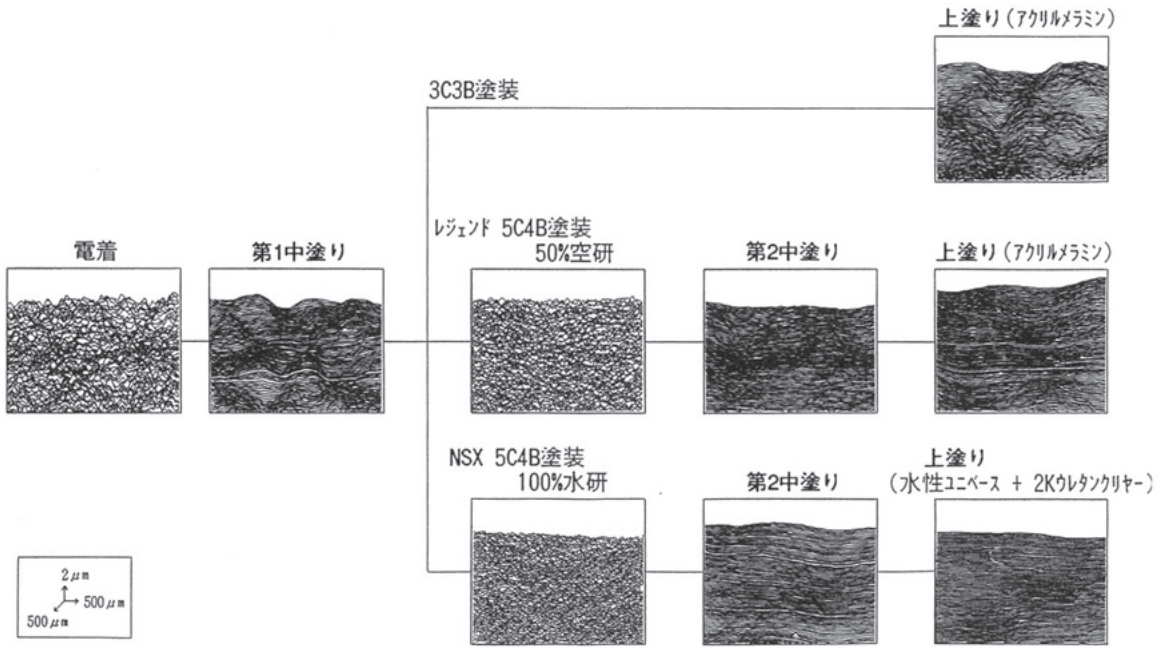



図 19　各塗装工程における塗膜肌の表面粗度

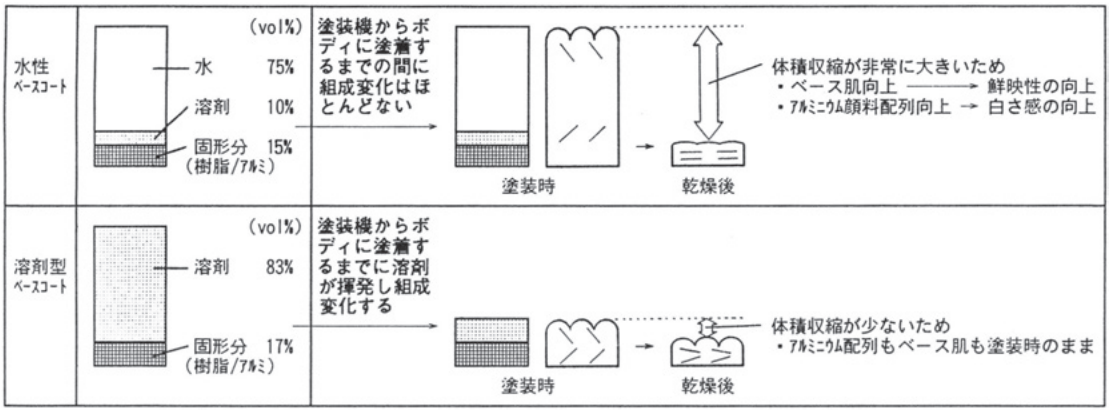



図 20　体積収縮による外観品質向上の模式図

アルミニウム顔料の配列を向上させることにより、白さ感を増していることが判る。

### 6.4.　高外観品質を与えるための塗料粘度特性

水性ベースコートにより高外観を達成した要因のひとつにレオロジーコントロール技術がある。

本水性ベースコートは高体積収縮を得るために 100 μm以上のウエット状態の塗着膜厚でもタレないことが必要である。そのため塗料状態で極めて高粘度で、高チクソトロピックなエマルジョン塗料とした。

さらにこの塗料は塗装霧化時に構造粘度がくずれ粘度低下することで微粒化を向上させる。また、ボディ塗着後に急激に増粘することでアルミニウム顔料の流動を押え塗料のタレを防いでいる。この最適なチクソトロピー性能の制御技術なしには高外観品質は得られない。図 22 には溶剤型ベース

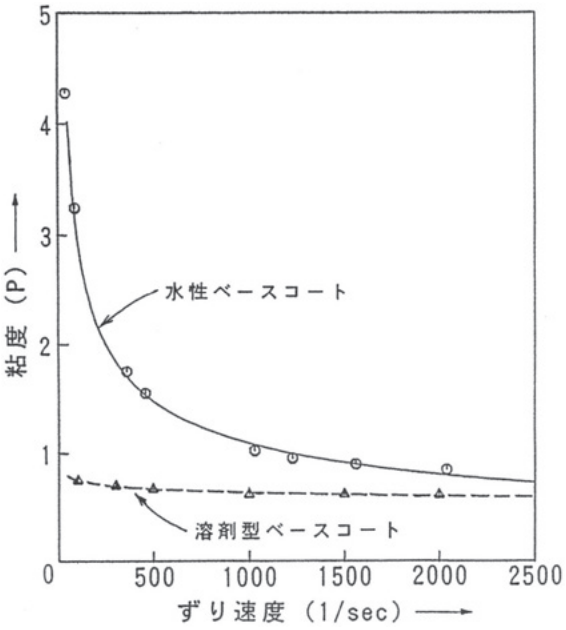



図 22　粘度特性比較

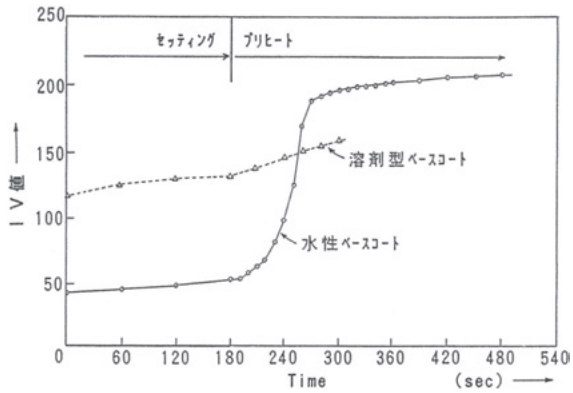



図 21　乾燥工程時の白さ感変化

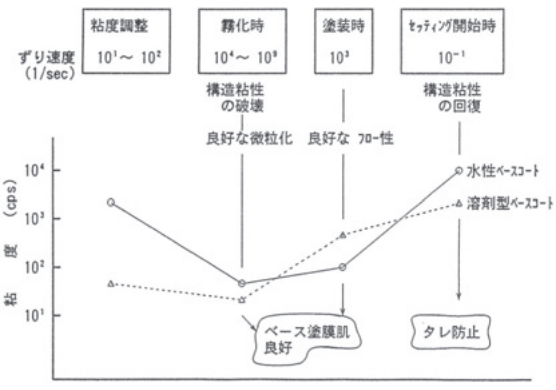



図 23　水性ベースコートの粘度挙動

コートとの粘度特性の違いを示し、図 23 には塗料からボディ塗着後セッティングまでの粘度挙動を示す。このように水性ベースコートは溶剤型ベースコートに比べ、構造粘性特性に優れていることが判る。

### 6.5. 塗装ブース内の温湿度コントロール幅の拡大

一般に水性塗料は塗装されるブース内の湿度に影響されやすい。高湿度のもとではウエット状態の塗摸中の水分の揮発が抑制され、フロー性が良くなる反面、塗料のタレやアルミムラの欠点を生じやすい。逆に低湿度では水分の揮発が速く、肌荒れなどを起こしやすい。

本水性ベースコートは、湿度コントロールのための設備対応のむずかしい高湿度域で、塗料のタレ、アルミムラに起因する外観品質低下の問題に対し、メラミン樹脂を水溶性ではなく分散型とすることで解決した。図 24 に水性ベースコートの塗装ブース内の温湿度条件と白さ感（IV 値）及び鮮映性（PGD 値）のマップを示す。

### 6.6. 最適な塗装機の選定

水性ベースコートは高粘度、高チクソトロピックな塗料であるため、塗装機としては良好な微粒化が得られるものでなければならない。塗料の微粒化、塗着効率を考えた場合、ベルによる静電塗装が適している。反面、外観品質重視の観点ではエアスプレーが適している。

今回、ＮＳＸのシステムでは少量生産でかつ外観品質を重視することからエアスプレーを選定した。

また、US EPA の排出溶剤規制の厳しい、米国イーストリバティー工場には、図 25 に示すベル／エアの方式が導入されている。図 26 には、その外部印加型ベルの写真を示す。

### 6.7. 最適プリヒート条件

水性ベースコートはプリヒートと呼ばれる工程でクリヤー塗布前にボディに塗着した塗膜中の水分を蒸発させることが必要である。この工程を設けないと、クリヤー塗布後の焼付時にピンホール、ワキ、ハジキなどの欠陥を生じる。これらの問題

| 塗装機 | 1st ステージ | ベル静電塗装 | エアースプレー | ベル静電塗装 |
|---|---|---|---|---|
| | 2nd ステージ | ベル静電塗装 | エアースプレー | エアースプレー |
| 外観 白さ感IV値 | | 200 / 150 / 100 / 50 / 0 | | |
| 塗着効率（%） | | 約８０ | 約３０ | 約４５ |
| | | 外観が黒くなる | ＮＳＸ適用 | 大量生産適用 |

図 25　塗装機条件の選定

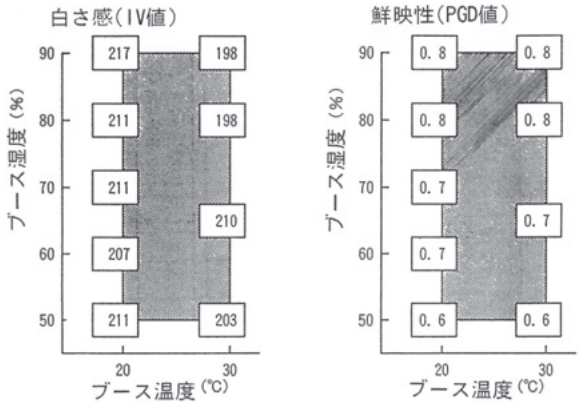



図 24　外観品質とブース内温湿度

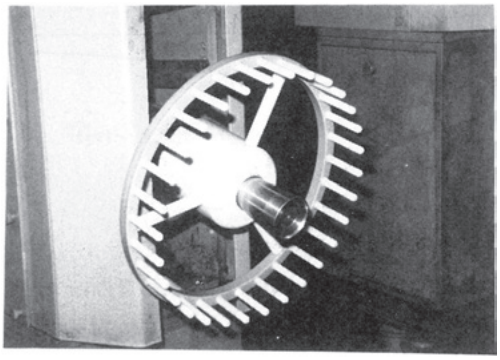


図 26　外部印加型ベル（Behr 社）

を生じさせないためには、比熱が大きく蒸発しにくい水分を強制的に乾燥する必要がある。

図27にはホットエアブロー及びＩＲヒータによる乾燥テスト結果を示す。ホットエアブローでは温度均一性は良好であるが昇温に時間がかかり、処理時間が長くなる。ＩＲヒータでは昇温は速いが照射面をはずれると極端に乾燥性が低下する。

ＮＳＸにおいては少量生産であるため温度均一

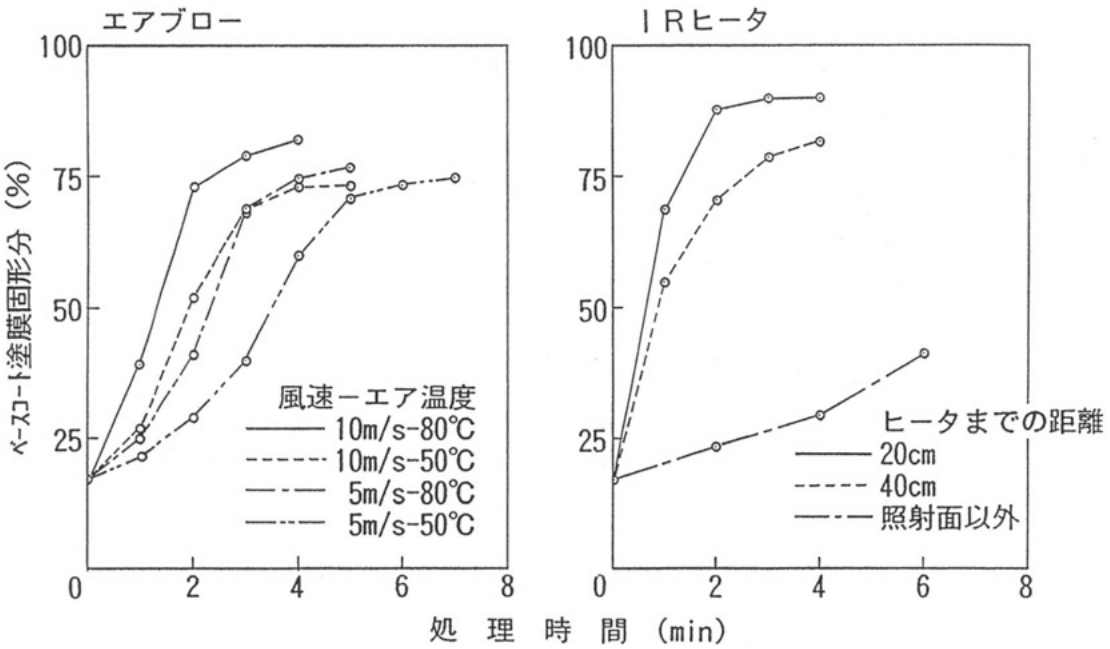



図27　プリヒート条件設定テスト

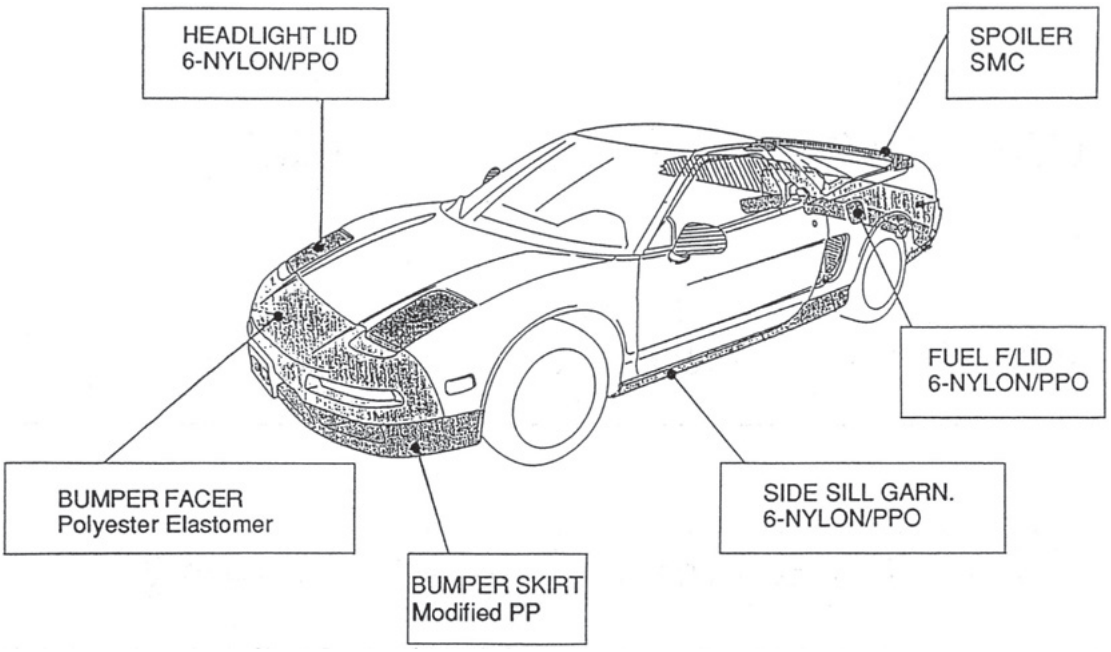



図28　ＮＳＸにおける適用樹脂

性に重点を置き、ホットエアブローを選択した。大量生産にはＩＲヒータ＋ホットエアブローの併用方式が最適で、米国イーストリバティー工場にはこのシステムが採用されている。

### 6.8. アルミニウムボディと樹脂部品の一体塗装

ＮＳＸは軽量化のためオールアルミニウムボディを採用しているが、エアロダイナミックなデザ

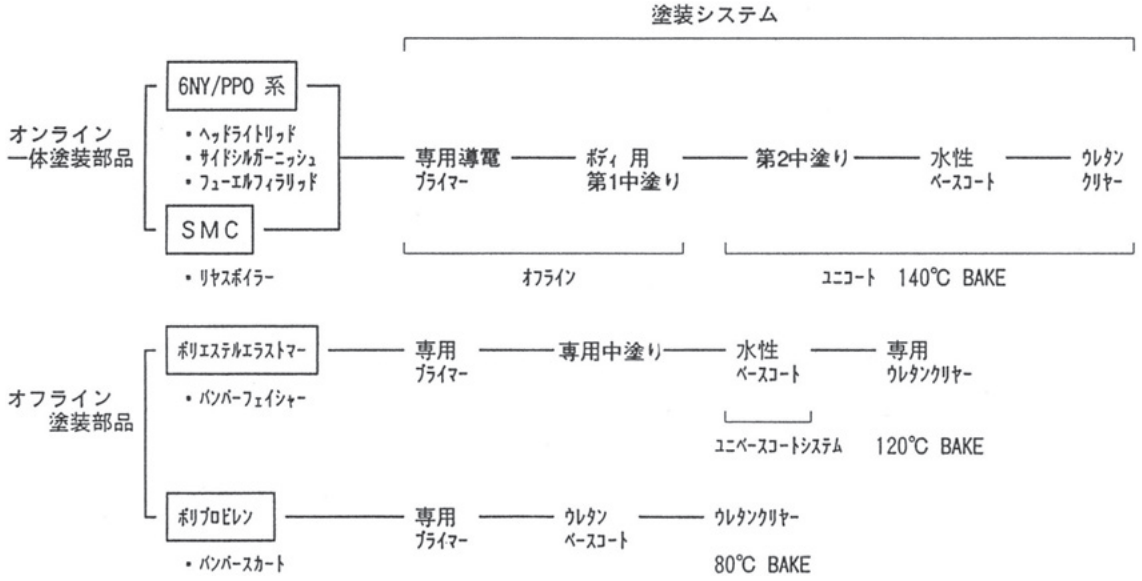



図 29　ＮＳＸにおける一体塗装システム

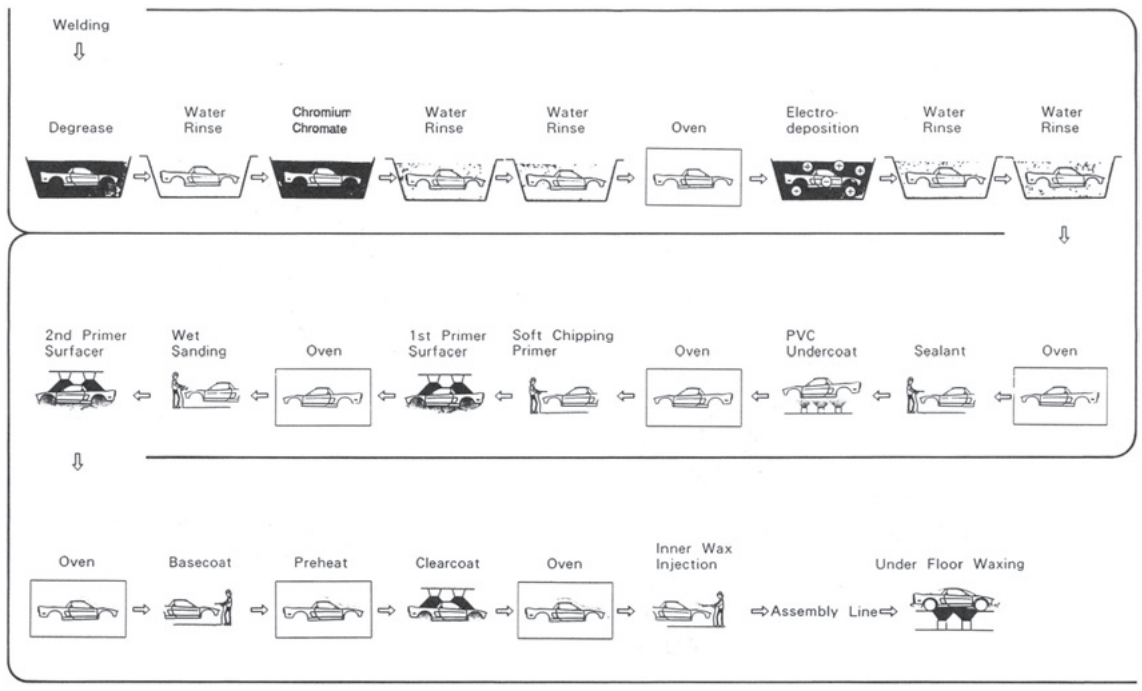



図 30　ＮＳＸの塗装工程

インを成立させるためいくつかの部品に各種の樹脂が採用されている。図28にその部品と材料の種類を示す。

図29に示すように、色合わせを必要とする部品には、高耐熱樹脂材料を適用し、その素材の種類に応じた一体塗装システムが採用されている。

## 7. 結　論

(1) アルミニウムボディの前処理システム
- オールアルミニウムボディとしての前処理方法はクロム酸クロメート処理を選定した。
- 脱脂剤はCr付着量確保と耐糸錆性からリン酸ソーダ系とした。
- Cr付着量についてはアルミニウム材料の表面状態、成分系により差異を生じるため、Cr濃度、温度、処理時間の最適条件範囲を設定した。
- 塗膜密着性の観点からクロメート処理は低Cr濃度で長時間処理条件を設定した。

(2) パネルアウター材料の耐糸錆性改良
- 6000系アルミニウム合金における耐糸錆性はCu添加量を低減し、Mg添加量等を調整すれば良好となる。

(3) 電位差腐食防止技術
- 鉄の表面処理としてダクロ処理が良好な電位差腐食防止となる。
- ゴム材料も電位差腐食を引き起こすことを見い出した。それはゴム材料中のカーボン量調節によって解決できた。

(4) 高外観品質塗装技術
- 乾燥時の大きな体積収縮特性を持つ水性ベースコートにより、塗膜肌の平滑性及びメタリックの白さ感を向上させた。
- 高チクソトロピックなエマルジョン塗料技術により、タレなどの生じない安定した塗装作業性を実現した。

以上の結果より構成された塗装ラインを図30に示す。

■著　者■


小松泰典


鈴木英治


宮崎勝男


西野俊哉

# ＮＳＸ用アルミニウムサスペンションの開発

Development of Aluminum Suspension Parts for NSX

小松泰典* Yasunori Komatsu
新井彪雄* Takeo Arai
阿部春樹* Haruki Abe
佐藤正和* Masakazu Sato
中沢靖* Yasushi Nakazawa
入江卓志* Takushi Irie

## 要　旨

自動車の基本性能である走行性能の向上手段として、車体の軽量化は必須であり、スポーツカーの場合には、特にそのニーズは高い。ＮＳＸでは、スポーツカーとしての性能追求の為に、徹底的な軽量化を狙い、可能な限りアルミニウム材料の適用を図った。

本稿は、サスペンション系部品のアルミニウム化に対して、特に重点をおいた以下の内容について報告する。

①各部品の強度要求特性の解析とそれに基づく部品製造法の選定。
②市場における信頼性確保の上でシャーシ部品には欠く事のできない市場環境での材料強度劣化挙動の把握。
③高品質で大型薄肉鋳物の製造を可能とした新鋳造法の実用化。
④冷間鍛造を主体としたアルミニウム鍛造技術。

## ABSTRACT

Making a lightweight chassis is an essential means toward enhancing driving performance of a car. It is especially important for a sports car. The use of aluminum was investigated toward achieving this lightweight design as is required in pursuit of sheer performance for the NSX as a sports car. In line with this requirement, aluminum was substituted as material for suspension.

This investigation contained:
1) analysis of rigidity of the parts as is required by specification, and selection of an appropriate manufacturing process for the parts;
2) the monitoring of corrosion behavior of the parts during practical use so as to ensure its reliability after sales;
3) a study of the practical use of a new casting method which allows production of high quality large pieces with thin casting and
4) development of aluminum forging techniques based on cold forging.

## 1．はじめに

近年のユーザーニーズの多様化は、スポーツカーをも、単なる走りのみを追求する車から、安全性・操縦性・快適性、そして経済性まで含めて、高い性能でバランスした車に変えつつある。

この様な状況の中で、スポーツカーＮＳＸは、動力性能は勿論、他の全ての性能を兼ね備えることを主眼として開発された。動力性能、操縦性能とも、その向上手段としては、軽量化が最も効果的であり材料置換、構造簡略化、サイズダウン等、様々なアプローチが考えられる。ＮＳＸでは、強度、剛性、実績信頼性等の面で最も優れ、基本機能を損なうことなしに、車両重量の大幅な軽量化が達成できるアルミニウム材への材料置換を実施した。

本稿は、車両重量の単純軽量化以外に操縦安定性向上にも効果のあるサスペンション系部品のアルミニウム化技術について報告する。

＊　栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1991_3_5

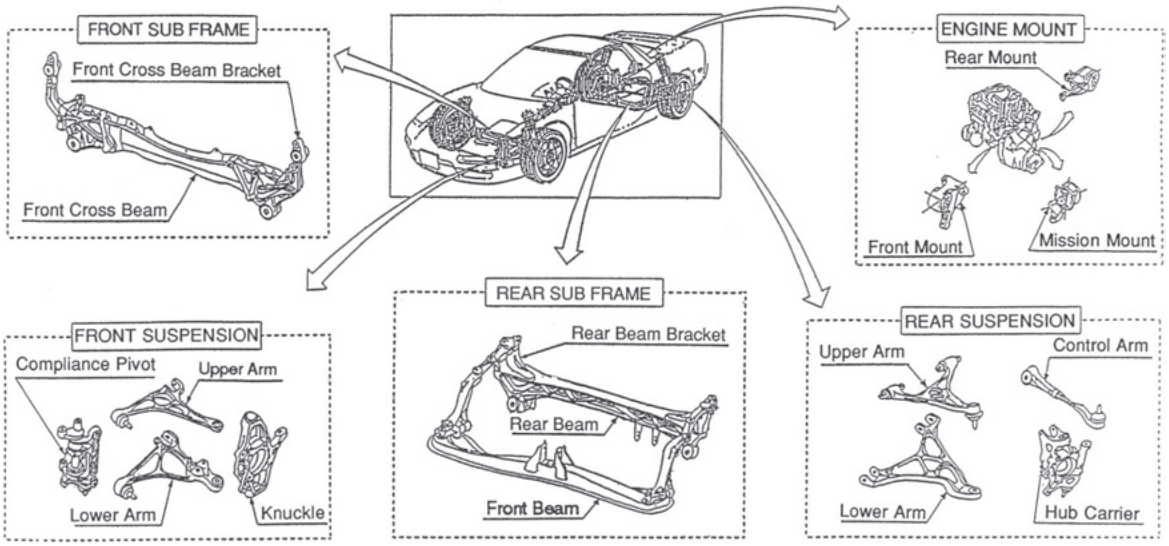



図１　ＮＳＸアルミニウムサスペンション系部品

## ２．アルミニウム化部品

ＮＳＸのサスペンション構造は、スポーツカーサスペンションの代表であるダブルウィッシュボーン方式を採用している。設計・構造上の優れた特性を十分に発揮させるために、サブフレームを含むサスペンション系部品のほぼ全てにアルミニウムの適用を図った。ＮＳＸでアルミニウムを適用したサスペンション系の主な部品を**図１**に示す。

その総重量は、**図１**に示した部品を含め、シャーシ系全体で約 100kg となっている。

## ３．アルミニウム化の効果

サスペンション系部品のアルミニウム化による軽量化設計、軽量化量について次に述べる。

### 3.1.　軽量化設計の考え方

シャーシ系部品のアルミニウムによる軽量化を行なう上で重要なことは、強度と剛性の確保である。アルミニウム化による軽量化率と強度・剛性の相関を**表１**及び**図２**に示す。これはベースとなる鉄製部品をアルミニウム合金で置換する場合、それぞれのヤング率、強度、密度から以下の仮定に基き、算出した結果である。

１）形状：相似形状

２）入力：曲げ、モーメント一定

３）剛性：ヤング率×断面二次モーメントを鉄製及びアルミニウム合金化部品で一定

４）強度：剛性が等しくなる時の必要（要求）強度

５）重量：断面積×荷重支点距離×密度

これにより、鉄製部品をアルミニウム合金化する場合、Ａ３５６－Ｔ６材では強度律則（疲労）域である為、等強度設計をする事によって、鉄製部品以上の剛性を確保できる事がわかる。そして、この場合の最大軽量化率（鉄製部品と同等以上の強度・剛性を確保した上での軽量化率）は３９％となる。又、鍛造の６０６１の場合も同様に３１％となる。

但し、実際の製品では、アルミニウム合金化した結果、断面形状が拡大される為、製法上の制約を受ける場合が少なくなり、各部位の機能に応じた最適設計が可能となり、一層の軽量化が得られる。具体的にはＦＥＭ解析を用い、各種軽量化形

**表１　鉄製部品とアルミニウム製部品の比較例**

| | Material | |
|---|---|---|
| | JIS FCD45 | AA A356-T6 |
| Young's modulus(GPa) | 157 | 71 |
| Tensile strength(MPa) | 441 | 275 |
| 0.2%Proof strength(MPa) | 314 | 226 |
| Fatigue strength(MPa) | 216 | 108 |
| Density(g/cm$^3$) | 7.0 | 2.7 |

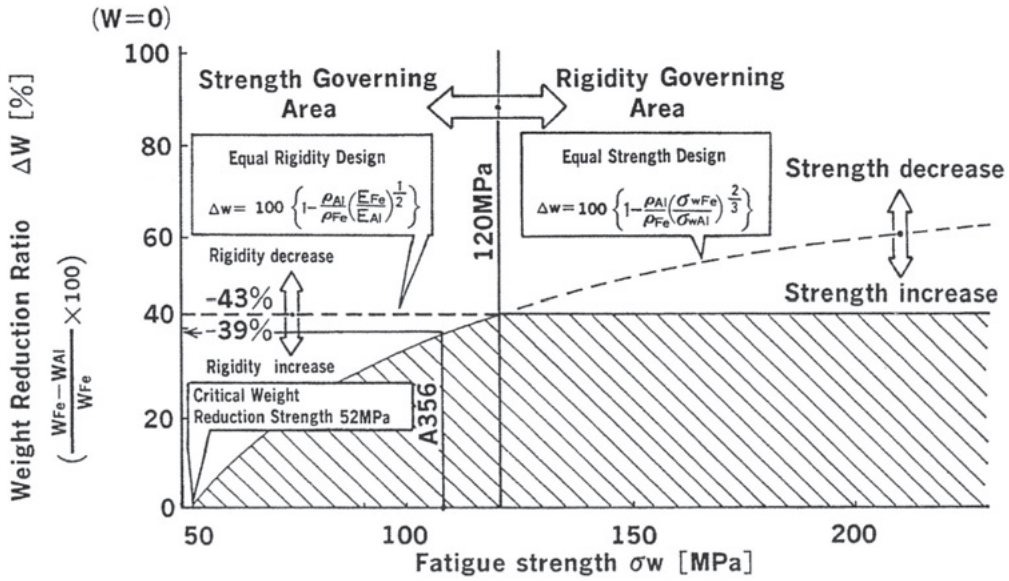



図２　最大軽量化曲線（FCD45, σｗ $10^7$ ～）

状に対し予め測定した実車入力をインプットし、各部の変化、応力のバランスを比較し、許容限界にて形状を算出する。プロトタイプによる解析結果を図３、４に示す。なお、図中の矢印は入力点を、外形線は入力前後でのナックルの形状をそれぞれ示す。

### 3.2.　軽量化

表２に、ＮＳＸでアルミニウム化を実施した主なサスペンション系部品の製法・材料及び重量を示す。又、これらの部品を従来の鉄鋼材料で製造した場合の重量と、これと比較した場合の今回のアルミニウム化での軽量化重量・率を同時に示す。鉄鋼材料の場合と比較して、重量で約 50kg、率で約 49.5% の軽量化を達成している。

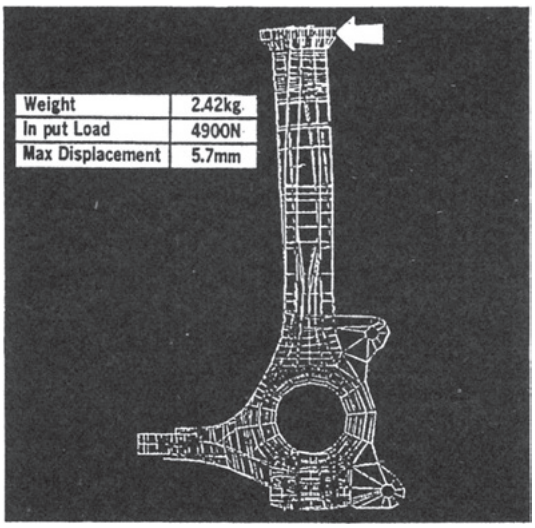



図３　フロントナックルの NASTRAN 解析
（Ａℓ軽量化品）

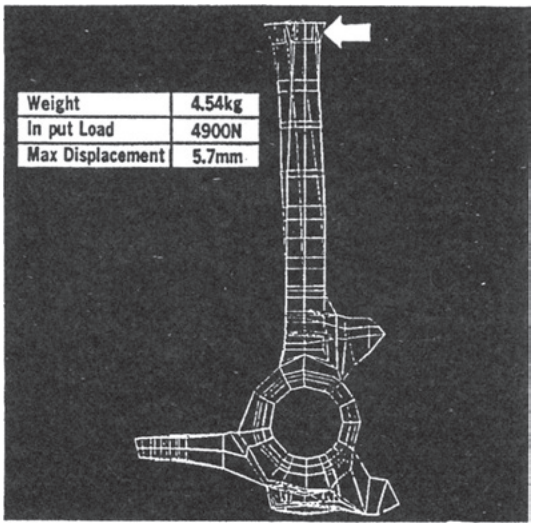



図４　フロントナックルの NASTRAN 解析
（現行 Fe 部品）

表２　ＮＳＸサスペンション系部品のアルミニウム化による軽量化効果とその材料・製法

| Component | Parts Name | | Units /car | Al(NSX) | | | Fe(Original Metal) | | Weight Reduction | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | Process | Material | Weight(kg) | Process | Weight(kg) | Weight(kg) | (%) |
| Front Subframe | Front Cross Beam | | 1 | Stamping | 5182 | 1.40×1 | Stamping | 3.36×1 | 1.96×1 | 58.3 |
| | Front Cross Beam Bracket | | 2 | Casting | A356 | 1.90×2 | Casting | 3.92×2 | 2.02×2 | 51.5 |
| Rear Subframe | Rear Beam | | 1 | Casting | A356 | 6.80×1 | Stamping | 11.0×1 | 4.20×1 | 38.2 |
| | Rear Beam Bracket | | 2 | Casting | A356 | 4.00×2 | Casting | 6.45×2 | 2.45×2 | 38.0 |
| | Front Beam | | 1 | Stamping | 5182 | 4.90×1 | Stamping | 9.80×1 | 4.90×1 | 50.0 |
| Front Suspension | Knackle | | 2 | Casting | A356 | 1.90×2 | Casting | 4.45×2 | 2.55×2 | 57.3 |
| | Upper Arm | | 2 | Forging | 6061 | 0.81×2 | Forging | 1.56×2 | 0.75×2 | 48.1 |
| | Lower Arm | | 2 | Forging | 6061 | 1.76×2 | Forging | 4.61×2 | 2.85×2 | 61.8 |
| | Compliance Pivot Component | Compliance Pivot | 2 | Forging | 6061 | 0.87×2 | Forging | 1.44×2 | 0.57×2 | 39.6 |
| | | Pivot Adjuster | 2 | Forging | 6061 | 0.28×2 | Forging | 0.46×2 | 0.18×2 | 39.1 |
| | | Bracket A Pivot Compliance | 2 | Forging | 6061 | 0.33×2 | Forging | 0.67×2 | 0.34×2 | 50.7 |
| | | Bracket B Pivot Compliance | 2 | Forging | 6061 | 0.78×2 | Forging | 1.62×2 | 0.84×2 | 51.9 |
| | | Bracket C Pivot Compliance | 2 | Forging | 6061 | 0.27×2 | Forging | 0.45×2 | 0.18×2 | 40.0 |
| Rear Suspension | Hub Carrier | | 2 | Casting | A356 | 2.15×2 | Casting | 4.44×2 | 2.29×2 | 51.6 |
| | Upper Arm | | 2 | Forging | 6061 | 0.96×2 | Forging | 1.85×2 | 0.89×2 | 48.1 |
| | Lower Arm | | 2 | Forging | 6061 | 1.56×2 | Forging | 4.08×2 | 2.52×2 | 61.8 |
| | Control Arm Component | Control Arm Rod | 2 | Forging | 6061 | 0.20×2 | Forging | 0.46×2 | 0.26×2 | 57.0 |
| | | Control Arm End | 2 | Forging | 6061 | 0.16×2 | Forging | 0.34×2 | 0.18×2 | 52.9 |
| ENG. Mt. | Mt. Miss. | | 1 | Casting | A356 | 0.75×1 | Casting | 1.25×1 | 0.50×1 | 40.0 |
| | Mt. Front | | 1 | Casting | A356 | 0.65×1 | Casting | 1.00×1 | 0.35×1 | 35.0 |
| | Mt. Rear | | 1 | Casting | A356 | 0.65×1 | Casting | 1.00×1 | 0.35×1 | 35.0 |
| Total | | | 36 | — | — | 51.0 | — | 101.0 | 50.0 | 49.5 |
| Original Al Parts | | | | — | — | 49.3 | — | 49.3 | — | — |

## 4．アルミニウムサスペンション系部品の材料及び製法

### 4.1.　材料・製法の選定

表３に、シャーシ系部品の要求特性と、今回採用した材料・製法の優劣比較を示す。材料は、耐食性、強度、靭性ともバランスの取れた、Ａ３５６（鋳造材）、６０６１（鍛造材）、５１８２（プレス材）を使用している。部品毎の材料・製法は、表２に示している。

表３　アルミニウムシャーシ部品に適用した材料・製法の特徴

| CHARACTERISTICS OF MATERIAL AND PROCESS / DESIRED CHARACTERISTICS | CASTING | FORGING | STAMPING |
|---|---|---|---|
| | A356 | 6061 | 5182 |
| STRENGTH | ○ | ◎ | |
| RIGIDITY | ◎ | ◎ | |
| TOUGHNESS | | ○ | ◎ |
| CORROSION RESISTANCE | ○ | ○ | ◎ |
| DESIGN SHAPE FLEXIBILITY | ◎ | ○ | |
| WEIGHT REDUCTION POTENTIAL | | ○ | ◎ |

◎ EXCELLENT ○ GOOD

### 4.2.　材料強度の長期信頼性

シャーシ系部品の場合、特に考慮すべき材料特性のひとつに、腐食やチッピングキズなどの使用環境による強度の低下がある。常時高応力下で使用される部品のため、長期信頼性の点からも十分な確認が必要である。

図５に、Ａ３５６材と６０６１材の市場環境をシミュレートした腐食とチッピングキズの複合による材料強度劣化特性を示す。この結果にもとずき、強度設計は、劣化した後の強度を基準とした。

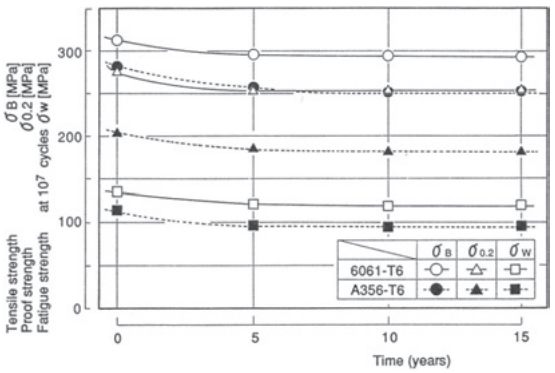



図５　市場シミュレーション試験による腐食とチッピングキズの複合ダメージでの疲労及び静的強度低下

次に**図６**に、鋳鉄材料と今回採用したアルミニウム材料の腐食環境下での疲労強度特性の比較を示す。鋳鉄材料では長期に渡り強度低下が継続するが、アルミニウムは両材料とも鋳鉄材料にくらべ長期信頼性保証がしやすい。

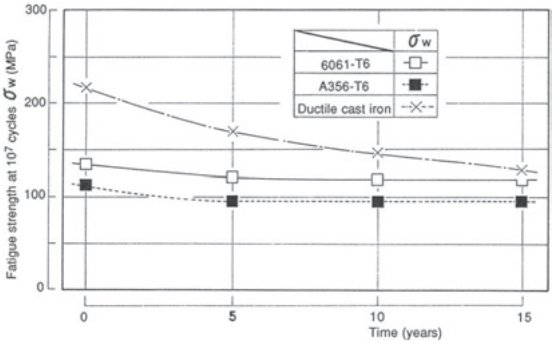



**図６　市場シミュレーション試験による腐食とチッピングキズの複合ダメージでの疲労強度特性比較**

### 4.3.　プログラム制御金型重力鋳造法（ＰＧＭ－ＧＤＣ）

アルミニウムの鋳造においては、鋳造欠陥（引け巣、ガスポロシティ等）の防止と結晶粒径微細化が重要なポイントとなる。そのためには、いかなる形状に対しても、指向性凝固と迅速冷却が必須であり従来の方式よりも高い再現性で制御可能なプログラム制御金型重力鋳造法を開発、実用化した。

本制御法は、予備実験から得られた最適冷却曲線を正確にトレースする様に、冷却媒体の流量を型内にセットした熱電対からの信号により連続的に制御するものである。この制御は、部品形状、注湯量等により１ヶ所～数ヶ所同時に行ない、部位別に最適冷却曲線を設定する。

**図７**に、自然冷却法、強制冷却法（ＯＮ／ＯＦＦ制御）及びプログラム制御法の時間と金型温度変化の比較を示す。本制御方式では、他の冷却方式で問題となりやすい溶湯温度、注湯時金型温度、冷却水温等による冷却速度の乱れは原理的に発生しない。

本制御により、結晶粒は微細化され、鋳物全体の均一高強度高靭性化が図られる。同じ金型を用いてプログラム制御を行なったものと、行なわなかったものとの製品より切出した試験片による材料特性比較を**図８**と**図９**に示す。特性向上とバラツキ低減が全ての項目で認められる。

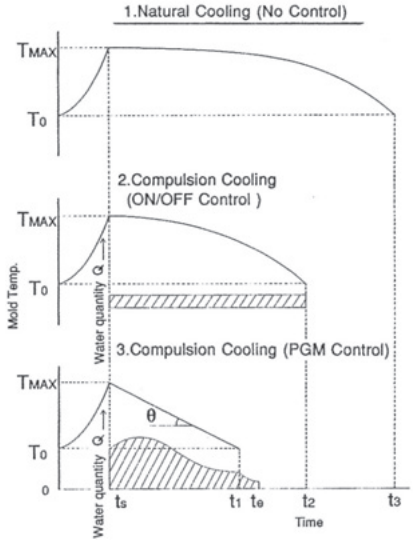



**図７　各プロセスでの金型温度比較**

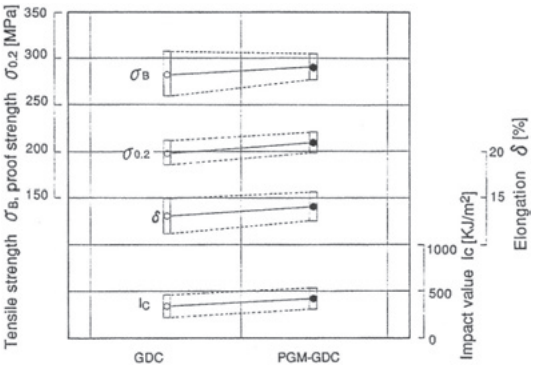



**図８　ＰＧＭ－ＧＤＣの材料特性**

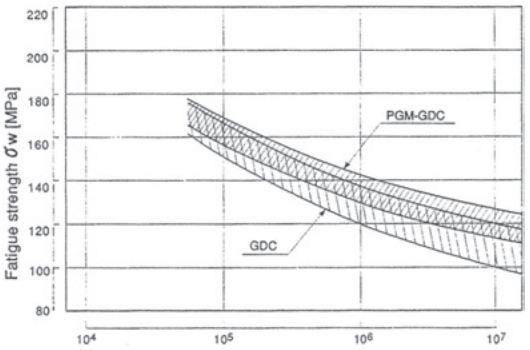



**図９　ＰＧＭ－ＧＤＣの疲労強度**

本鋳造法で製造している代表的な部品を図10～12に示す。図10は強度、品質信頼要求の高い「KNUCKLE」、図11は大型薄肉形状の「REAR BEAM」、そして、図12は複雑骨組構造の「FRONT CROSS BEAM BRACKET」である。

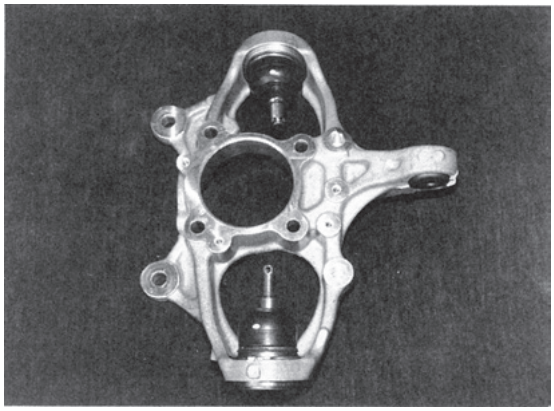


図10　KNUCKLE

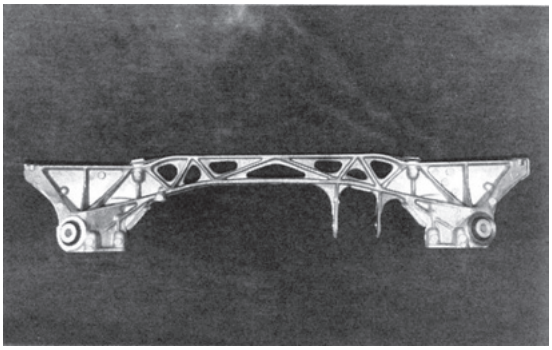


図11　REAR BEAM

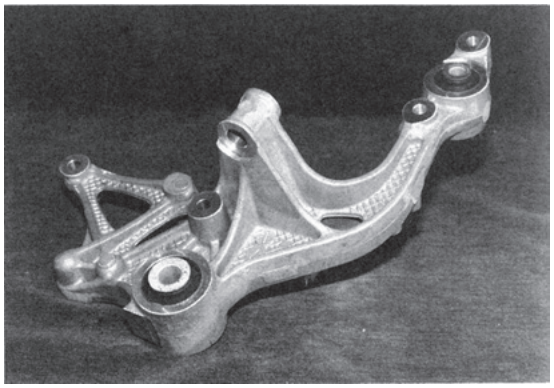


図12　FRONT CROSS BEAM BRACKET

### 4.4. 鍛造

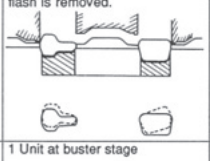
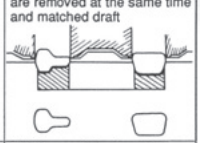
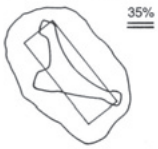
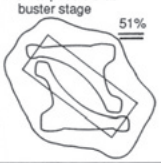
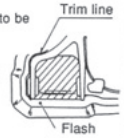
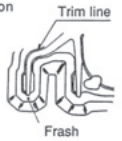
ＮＳＸに用いられているアルミニウム鍛造部品は熱間鍛造と冷間鍛造により製造している。一般的な両プロセスの特徴を表4に示す。この表からわかる様に、複雑な形状で、サスペンションアーム類等の中～大型部品には熱間鍛造を、ゴムブッシュのインナー／アウターの金具類等の小部品は冷間鍛造を採用している。

ＮＳＸのアーム類は、できるかぎりの軽量化を目的とした複雑な骨組構造となっている。軽量化と生産性を両立させる上で、表5の成型歪の低減、歩留りの改善等の種々の工夫を図っている。

表4　熱間鍛造と冷間鍛造の特性比較

| ITEM | HOT FORGING | COLD FORGING |
|---|---|---|
| Projection area | Small to large area | Small area only |
| P.L. (Parting line) | Plane and curved surface (fairly complicated) | Plane and simple curved surface |
| Draft | From 3 to 7° | 0° |
| Flash | Generally Yes | No |
| Deformation direction | Material flows toward P.L. | Material flows along processing direction |
| As forged material thickness | As forged is thicker than product | As forged is thinner than product |
| Shape | Cannot be undercut but fairly complicated shapes can be processed. | Forging against the axis of symmetry is prevalent. |
| Lubrication | Generally WET (graphite etc.) | Dry (Bonde etc.) |
| Yield | Normal | Excellent |
| Productivity | Normal | Excellent |
| Strength | Normal | Due to cold processing, generally rather high strength is obtained. |

表5　熱間鍛造の改良技術

| PROBLEM | FORMER CONDITION | IMPROVED CONDITION |
|---|---|---|
| 1) Deformation of product | Product deforms when its inner flash is removed.  | Both inner and outer flashes are removed at the same time and matched draft  |
| 2) Low yield | 1 Unit at buster stage  35% | 2 Units possible at buster stage  51% |
| 3) Increased area to be machined | Large area to be machined results in poor productivity  Trim line Flash | Optimum distribution of mold volume  Trim line Frash |
| 4) Increased number of forging steps | 3 heats - 3 blows | Upper arm: 2 heats -3 blows<br>Pivot & adjuster: 1 heat - 3 blows |
| 5) Forging defects occur | Suck in, flow through, etc. | Optimum shape design (e.g. optimized fillet radii, corner radii, etc.) |

又、従来熱間鍛造で非常に複雑な工程を有した部品を、適切な形状設計と冷間鍛造法を採用することで、大幅な工程削減が可能となった。図 13 にその例を示す。なお、これにより、「BASE」と「SHAFT」の一体成型が可能となり、溶接加工が廃止できた結果、角度精度で 10 倍、強度的にも約 20% の向上が図れた。

鍛造部品の例を図 14～16 に示す。図 14 は、熱間鍛造製のリア側「LOWERARM」、図 15 は冷間鍛造製の「BRACKETB PIVOT COMPLIANCE」を示す。又、図 16 に、冷間鍛造により省加工化したゴムブッシュのインナー／アウターの金具類を示す。

## 5. あとがき

ＮＳＸのサスペンション系部品のアルミニウム化について、簡単に述べたが、冒頭にも記した様に、サスペンション以外にも、あらゆる部位にアルミニウムを適用している。結果として、全体車重で約 200kg の軽量化を達成しており、加速性能、ハンドリング性能等、スポーツカーとしての特性を大幅に向上させた。アルミニウムによる自動車軽量化の可能性を証明したと確信している。

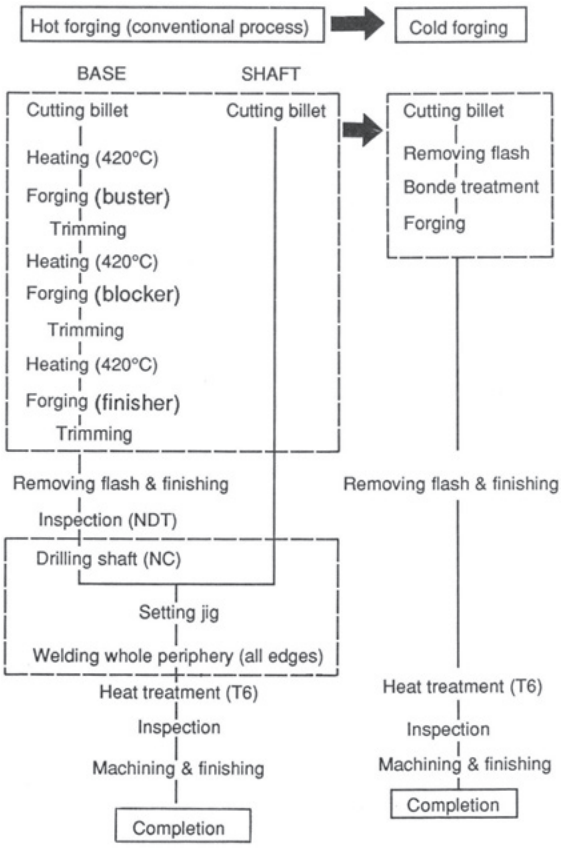



図 13　冷間鍛造による工程短縮の一例
(BRACKET B PIVOT COMPLIANCE)

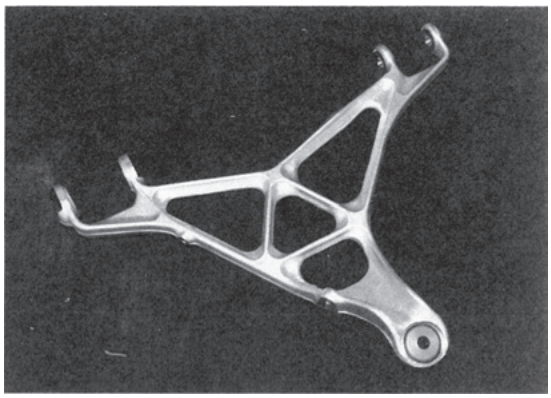


図 14　LOWER ARM

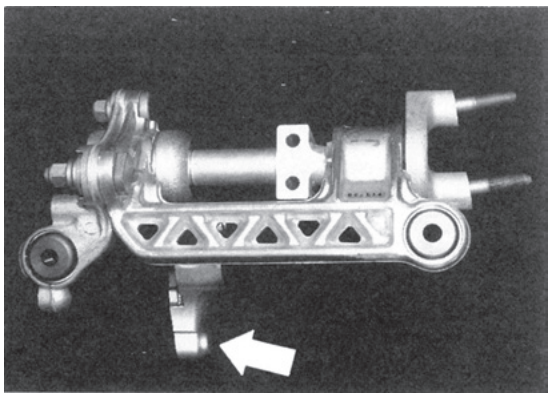


図 15　COMPLIANCE PIVOT COMPONENT
(⇦ BRACKET B PIVOT COMPLIANCE)

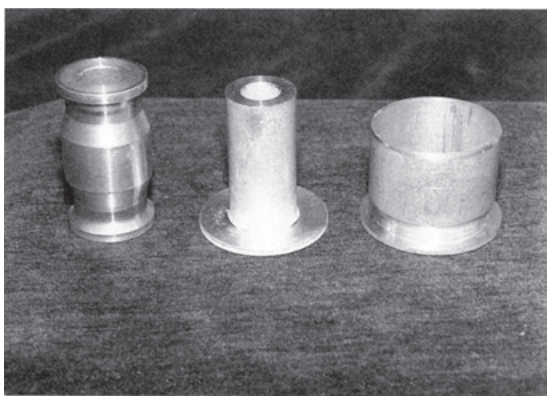


図 16　BUSH COLLAR INNER/OUTER

しかしながら、ＮＳＸは、大衆車とは若干異なる特殊車両に属するため、今後のアルミニウムの一般大量生産車までの適用拡大に対しては、まだ、様々な問題の解決が必要と考えられる。コスト、生産性さらには、廃車後のリサイクルと、今後の検討項目は多岐に渡っている。

現在、地球環境問題に端を発した燃費向上や、排出ガス規制等で自動車の軽量化が大きく脚光をあびているが、この解決手法のひとつとしても、ＮＳＸのアルミニウム軽量化技術は大きな方向性を示したと言える。今後は、早急に、アルミニウム拡大化の障害となる様々な問題点解決に着手することが必要と考える。

■著　者■


小　松　泰　典


新　井　彪　雄


阿　部　春　樹


佐　藤　正　和


中　沢　　靖


入　江　卓　志

# 電動パワーステアリングの開発

Development of Electric Power Steering

清水康夫* Yasuo Shimizu
杉野光生* Mitsutaka Sugino
河合俊岳* Toshitake Kawai
鶴宮修* Osamu Tsurumiya
松本哲也* Tetsuya matsumoto
伊澤将隆* Masataka Izawa

## 要　旨

新たに、モータを使って直接アシストする電動パワーステアリング（ＥＰＳ）を開発した。これは、最新のパワーエレクトロニクスと高出力モータ技術を結集したシステムであり、積極的に安定性を向上させるだけでなく、快適性やエネルギー効率の向上を目的とする。

本論では、ＥＰＳの開発コンセプト、およびコンポーネントについて詳述したあとで、エレクトロニクスを使った制御手法のあらましを述べる。そして、その効果について前軸荷重 450～1025kg のFF車、およびMR車に搭載することによって、油圧システムと比較した。その結果、高速走行における安定性の向上、車両の動特性に適合す戻り特性付与の効果、および実走燃費における 5.5% の改善などが確認された。

## ABSTRACT

A new electric power steering (EPS) system has been developed. It combines the latest power electronics with high power motor technologies, and is designed to provide not only enhanced stability but also improved comfort and energy efficiency.

This paper describes the concept of EPS and the structure of the components, and then outlines the control strategies of electronics used by EPS. A comparison is then made with hydraulic power steering when installed on vehicles - both front-engine, front-wheel drive and mid-engine, rear-wheel drive, weighing from 450 kg to 1000kg. It shows that EPS contributes more to high-speed stability and achieves better wheel returnability in accordance with dynamic characteristics of the vehicle. Additionally, EPS has achieved a 5.5% improvement in fuel economy.

## 1．はじめに

近年、自動車技術において、エレクトロニクス化の波及は、めざましいものがある。このことは、自動車技術が生来的に追求されるべき、

(1) 効率の向上
(2) 快適性の向上
(3) 安全性の向上

のいずれに対しても、エレクトロニクスを応用することで、大きな効果が得られるからである。例えば、電子燃料噴射装置は、エンジンの高出力・省燃費化に大幅な効果をもたらし、自動変速装置のシフトショックは、電子制御化により大幅に改善された。また、アンチロックブレーキは、雪上などの滑り易い路面での制御を容易にした。

上記の観点にたって、大衆車まで普及し主流となった油圧パワーステアリングを鑑みると、およそ半世紀を経て熟成された技術に対しても、再考すべき時期にきたと考えられる。

本論では、油圧パワーステアリングが生来的に抱えているネガティブな側面の改善と、新しい付加価値を創出するために開発された電動パワー

＊　栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1991_3_6

ステアリングの概要と、その効果について研究段階で得られた知見を紹介する。

## 2. ＥＰＳの開発概念

前述の３つの観点から開発概念として、将来的に油圧パワーステアリングに代わるべき『次世代パワーステアリング』として位置づけ次のように考えた。

即ち、油圧システムのネガティブな側面に対して改善を図ると同時に、新しい付加価値や将来ステアリングの礎となる技術を創出することである。具体的には、前軸荷重 1,000kg までの乗用車に適用できることを前提として、

- 実用燃費（効率）の改善が図れること
- 油圧パワーステアリングと同等以上の操舵フィーリングを達成すると同時に、車両の動特性に容易に適合できること
- 油圧パワーステアリングと同等以上の安全性が確保できること

更に、システムとコンポーネントの設計概念を、

- シンプルな構成とし、生産性の向上が図れること
- 重要保安部品としての高信頼性設計構造であること
- サービス性、メンテナンス性に優れていること

とした。

## 3. システムの概要

### 3.1. 構造と作動フロー

(1) システム構成

図１に示すようにＥＰＳシステムは、

- ハンドルからの操舵入力と車速信号を受けて、アシスト力を発生するラック＆ピニオン機構のギヤボックス
- 車両の速度を感知する２個の車速センサー
- パワー供給をＯＮ／ＯＦＦするリレー
- 過電流時に、溶断してパワーを遮断するヒューズを収容するヒューズボックス
- 故障時に警告する目的と、故障内容を表示させる目的のインジケータライト

などの主要部品から構成されている。

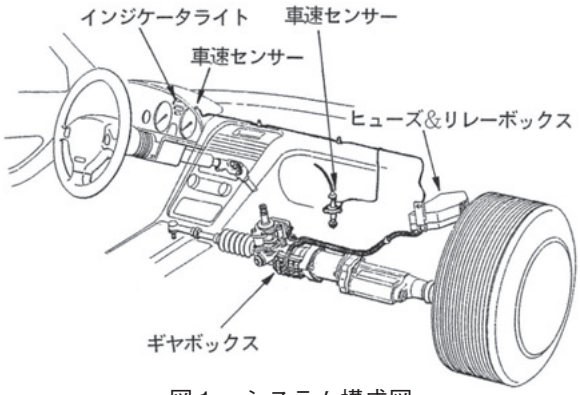



図１　システム構成図

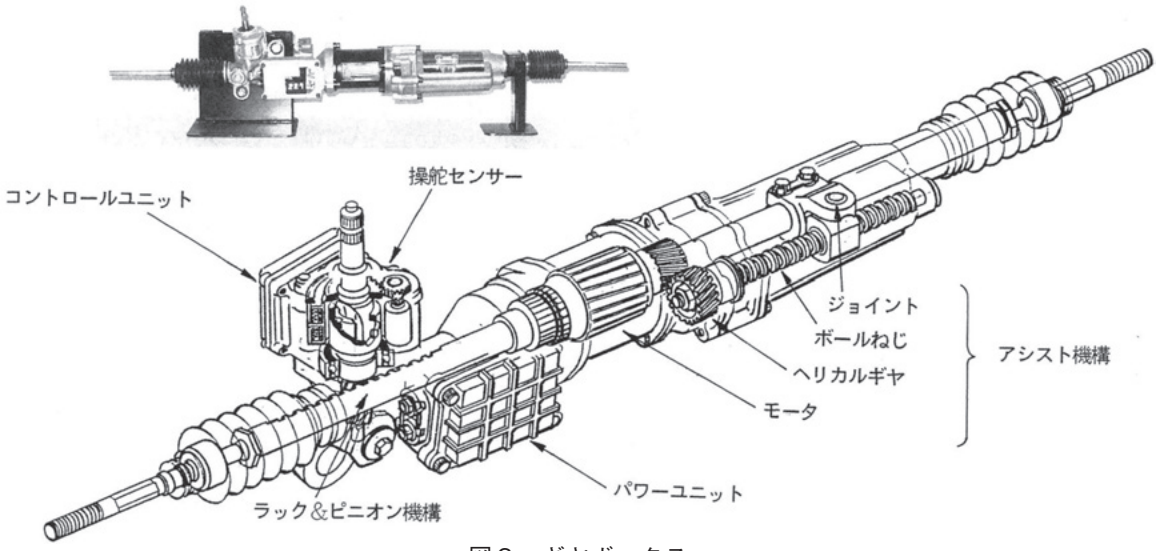



図２　ギヤボックス

(2) コンポーネント

(2.1)ギヤボックス

図2に示すようにギヤボックスは、従来からのラック＆ピニオン操舵機構に加えて、

- 操舵入力を感知する操舵センサー
- 上記センサー信号と車速信号を主入力として、最適なアシスト力を計算しパワーユニットに出力すると共に、各機能部品の状態、および自身を診断するコントロールユニット
- 上記ユニットからの信号によりモータを駆動するパワーユニット
- モータの回転トルクをボールねじにより推力に変換し、ラック軸に作用させるアシスト機構

などの主要部品から構成されている。

システムの設計段階において、電気系の信頼性を考慮した場合、そのレイアウトに関して下記の2つの考え方が吟味検討された。

a）コントロールユニットやパワーユニットのような電気系部品は、直接外的環境にさらされない車室内に収納すべきである。

b）ハウジングを頑丈な収納箱と考えて、電気系部品をギヤボックスに収納する。これによりシステムの簡素化を図るべきである。

結論的にはb)の考えを採用し、図2に示すようにコントロールユニットとパワーユニットをギヤボックスに設けた、いわゆる『メカトロ一体構造』とした。このことによりコントロールユニットやパワーユニットの小型化など、技術課題を抱えることになったが、それ以上の効果が得られた。それは、

- 構成が極めてシンプルになり、軽量化が図れたばかりか、コントロールユニットとパワーユニットのバラツキをも含んだアシスト特性

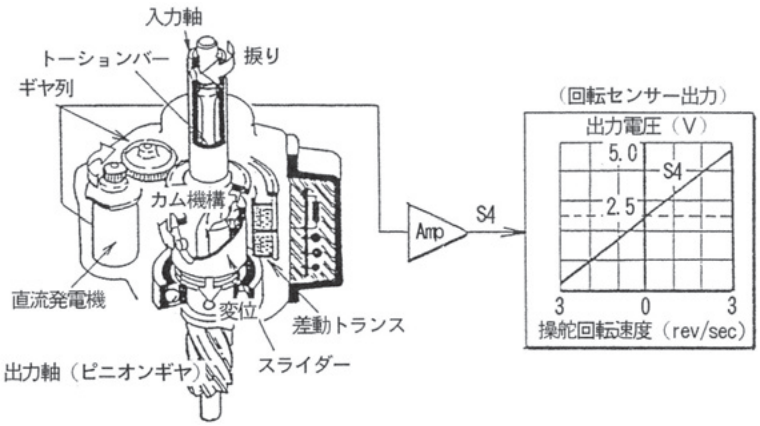



図3　操舵センサー

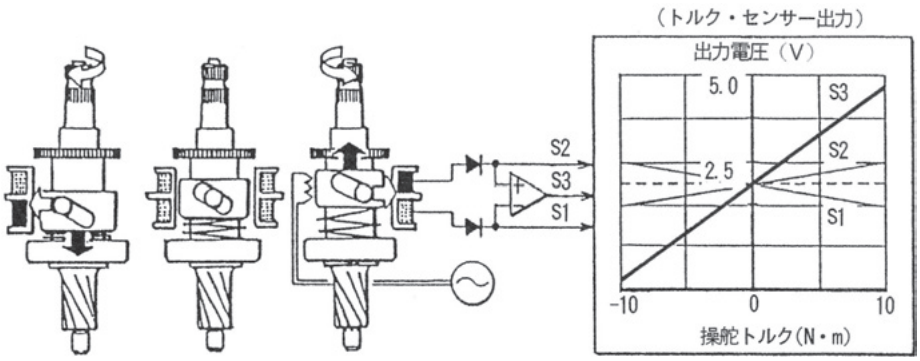



図4　トルクセンサー作動図

を、管理できるようになり品質が安定した
- コントロールユニットの信号ラインやパワーユニットのパワーラインを、車室内外に這い回す必要がないので、信号ラインは外来ノイズの影響を受けにくくなり、またパワーラインからの放射ノイズも減少した
- パワーユニットの発熱を、ギヤボックスに放熱できるので、専用の放熱フィンを設ける必要が無い
- ＥＰＳシステムの自動組立化、更に車両への自動組付化への期待がもてること

などである。

次に、それぞれの部品について説明する。

１)操舵センサー

操舵センサーは、ハンドルの回転トルクを感知するトルクセンサーと、ハンドルの回転速度を感知する回転速度センサーから構成され、ハンドルの操舵状態を感知する。

ａ)トルクセンサー

図３に示すようにトルクセンサーは、ハンドルに連結される入力軸、ラック＆ピニオン機構のピニオンギヤを有する出力軸、両軸を連結するトーションバー、可動鉄心のスライダー、両軸の捩れ角をスライダーの軸方向変位に変換するカム機構、およびスライダー変位を電気信号に変換する差動トランス(Linear Variable Diffelential Transformer)などから構成され、図４に示すようにスライダー変位の大きさと方向により、ハンドルトルクの大きさと方向が検出される。図中、Ｓ３はトルク出力信号、Ｓ１、Ｓ２は故障診断用出力である。

差動トランス式トルクセンサーは、検出精度が高く、差動的に出力するので温度特性も良好である。更に、電気系が２重回路で構成されるので、故障検出が確実で信頼性が高い。

ｂ)回転速度センサー

回転速度センサーは、入力軸に備えられたギヤ列と、このギヤ列に増速回転される直流発電機より構成され、この発電機の回転方向と回転速度により、ハンドル回転の方向と回転速度を感知する。そして、この信号をコントロールユニットに出力する。図中、Ｓ４は回転速度出力である。

２)コントロールユニット

図５に示すようにコントロールユニットは、
- Ａ／ＤコンバータやＰＷＭユニットなどを内蔵した、８ビットの１チップマイクロコンピュータ
- 各センサーからの信号を整合するインターフェース回路
- 後述するパワーユニットをＰＷＭ駆動する駆

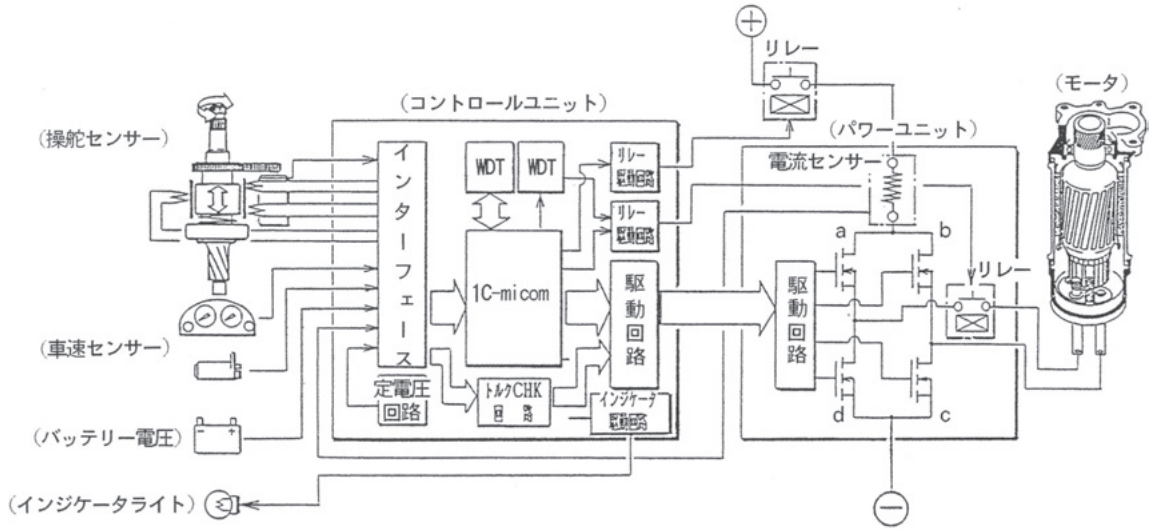



図５　システムブロック図

動回路
- トルク信号をチェックするトルクチェック回路
- １チップマイクロコンピュータの動作チェックをするウォッチドッグタイマ回路（ＷＤＴ）
- リレーを駆動するリレー駆動回路
- インジケータライトを点灯／点滅駆動するインジケータライト駆動回路
- 各素子に一定電圧を供給する定電圧回路

などの主要因路から構成され、各センサーの信号により、予め定められたデータテーブルからテーブルルックアップ方式にて、瞬時にデータを呼び出し所定の計算をして、最適なアシスト力を求める。

また、各センサーや１チップマイクロコンピュータなどの故障診断を実施し、異常時にはリレー駆動回路を停止させ、リレーをＯＦＦしモータ通電を断つ。そして、インジケータライトを点灯させると同時に故障モードを記憶し、必要に応じて点滅表示できるようにする。このとき、ＥＰＳシステムはマニュアルステアリング動作となる。

前記メカトロ一体構造に対応するために、小型化と耐環境ストレスに対する信頼性設計は、必須の条件であった。開発中は、ディスクリート回路構成のコントロールユニットを使用したが、仕様が決定されると、ＬＳＩ化を図り高密度設計を実施した。その結果、外形寸法でタバコパッケージより一回りぐらい小型化できた。また耐振、耐水性、および耐熱性を考慮し、エポキシ樹脂モールド構造とした。**図６**に、その外観を示す（回路を見せるために、モールド処理を省略した）。

３）パワーユニット

**図５**に示すようにパワーユニットは、
- モータを駆動するＦＥＴブリッジ回路
- コントロールユニットからの信号を受けて、このブリッジ回路を駆動する駆動回路
- パワーユニットに流れる電流を感知する電流センサー
- モータ通電をＯＮ／ＯＦＦするリレー

などの主要部品から構成され、コントロールユニットの指令に基づいて、モータを駆動する。このときの電流は、電流センサーに感知されコントロールユニットにモニターされる。そして異常時は、リレーにてモータパワーを遮断する。

当初の開発概念である前軸荷重 1,000kg 程度の車両では、ＦＥＴブリッジ回路で駆動しなければならない電流は、最大で 90A 程度である。また、前記メカトロ一体構造に対応するには、小型で信頼性の高いものでなくてはならない。これらの要求を満足するために、セラミック基板にＦＥＴチップを実装し、ゲルで密閉したモジュール型を採用した（**図７**）。これにより大容量でありながら、タバコパッケージより一回りぐらい小型のパワーユニットができた。

ＦＥＴチップやボンディングワイヤの仕様を決定する際、チップ表面温度を可視化する熱解析技術を応用し、ジャンクション温度の最適化を図った。また、アルミ鋳造製のギヤボックスにパワーユニットを一体的に取付ける方法は、放熱に対し

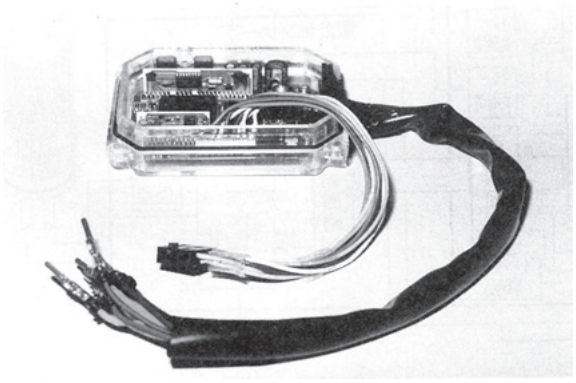


図６　コントロールユニット

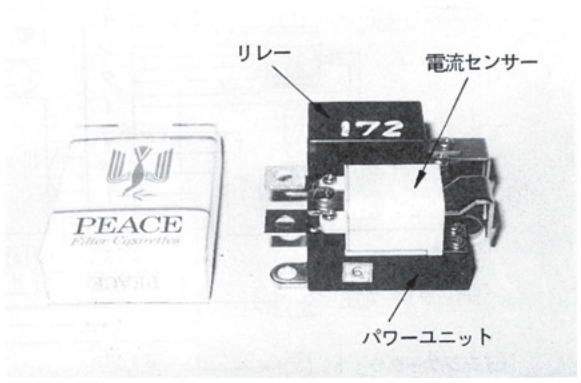



図７　パワーユニット

て有効な手段であることが確認された。

4)アシスト機構

図2に示すようにアシスト機構は、

- ラック軸同軸に配置され、回転トルクを発生するモータ
- この回転トルクをボールねじに伝達するヘリカルギヤ
- このギヤを介して、モータ回転トルクを推力に変換するボールねじ
- ボールねじ推力をラック軸に作用させるジョイント

などの部品から構成され、モータの回転トルクを滑らかに、且つ効率良く推力に変換する。

大きな推力を発生させるには、式(1)に示すように、推力変換比 i ／ ℓ を大きくするか、モータ

$$P = 2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta \cdot T_M / \ell \qquad (1)$$

(P:推力、i:ギヤの減速比、$\eta$:効率、
$T_M$:モータトルク、ℓ:ボールねじのリード)

トルク$T_M$を大きくするかであるが、操舵フィーリング設定の自由度からいうと、推力変換比を小さくするほうが望ましい。そこで、モータトルクを大きくするために、レイアウトが許す限りモータ外形(94mm)を大きく設定し、しかも6極フェライト磁石を採用した。当初メンテナンスフリーの観点からブラシレス型を検討したが、同寸法でトルクが2／3程度しか得られず、将来に期待して断念した。ＥＰＳシテスムに要求されるモータ性能として、下記3項目に適合するよう設計された。

- 低回転高トルク出力
- 小トルクリップル
- 低フリクション

モータトルクはロータの外径の大きさが支配的で、中心部は磁路形成に必要な肉厚を残せば良いので、中空にしてラック軸を通し、軽量化をはかった。

ボールねじは、回転トルクから推力へ、逆に推力から回転トルクへ、滑らかに且つ効率よく変換されなければならないので、下記2点に留意して設計がなされた。

- ナットにモーメントをかけない
- リード角をおおきくとる

タイロッドからラック軸に加わる、曲げモーメントによる撓みの影響を受けにくくするために、ボールねじを並行に配置し、ジョイントで吸収する機構を採用した。またこれにより、ねじ軸径を最少限に抑えリード角を大きくすることができた。

(2.2)車速センサー

車両速度を感知して、車両速度に比例した周波数のパルス列を、コントロールユニットに出力する。ここでは、故障診断を実施するために2個の車速センサーを使用している。

(3) 作動フロー

図8において、白抜き矢印で示されるマニュアルステアリング動作に、黒い矢印で示されるアシスト動作を加えて、操舵力の軽減を図っている。

(3.1)マニュアルステアリング動作

ハンドル操舵入力は、ユニバーサルジョイントを介して、ラック＆ピニオン機構のピニオン軸に伝達される。ピニオン軸の回転変位は、ラック＆ピニオン機構によりラック軸方向変位、即ち推力に変換される。この推力による軸方向変位は、タイロッドを介してタイヤを回転支持するナックルに伝達され、揺動変位に変換される。したがってハンドル操舵入力は、タイヤを揺動させ、それにより車両の向きを変えることができる。

(3.2)アシスト動作

上記マニュアルステアリング動作に加えて、ピニオン軸上の操舵センサーで操舵入力(トルク、

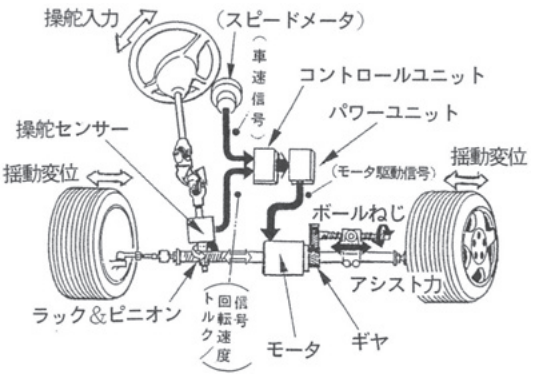



図8　システムの作動フロー図

回転速度)を感知し、コントロールユニットに信号が出力される。コントロールユニットでは、そのほかに車速センサーからの信号が入力され、最適な操舵特性となるように予め設定されたテーブルより、アシスト力を決定して出力データを計算する。あわせて、各センサー信号に基づき操舵状態を判断して、モード切換え(ノーマル、リターン、およびダンパーなど)を行う。この出力データを含むモード切換え信号をパワーユニットに出力する。

パワーユニットは、コントロールユニットからの信号に基づき、モータを駆動する。このモータの発生トルクは、ギヤを介してボールねじに伝達され、ここで滑らかに且つ効率良くラック軸方向のアシスト力に変換される。その結果、この推力はラック軸に作用し、前記ラック & ピニオン機構により変換された推力を減少させる方向に作用し、操舵力を軽減する。そして、このときの状態は操舵センサーにフィードバックされる。

### 3.2. 制御原理と基本制御

(1) 制御原理

図9にモータの等価回路を示す。モータ端子間電圧を$V_M$、インダクタンスをL、抵抗をR、誘起電圧定数をk、回転数をN、電流をi、時間をtとすると

$$V_M = L(di/dt) + R \cdot i + k \cdot N \fallingdotseq R \cdot i + k \cdot N \quad (2)$$

電流iは、モータトルク$T_M$に比例するから比例定数を$k_T$とすると

$$V_M = k_T \cdot T_M + k \cdot N \quad (3)$$

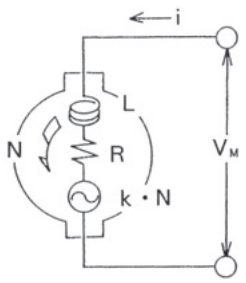



図9　モータ等価回路

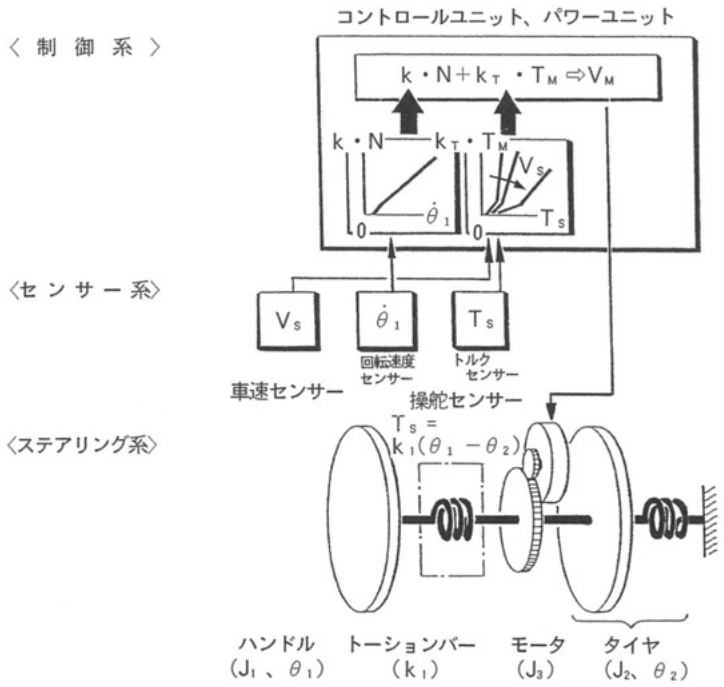



図10　制御原理図

である。したがって図 10 に示すように、操舵トルクを感知するトルクセンサーと、操舵回転速度を感知する回転速度センサーの信号を、コントロールユニットに入力し、最適な操舵特性となるように予め設定されたモータトルクとモータ回転数に対応したデータテーブルからデータを決定し、それぞれのデータを加算することによりモータをダイレクトに制御することができる。

また、車両速度に応じて操舵トルクを増大させ反力感を与えるために、車速センサー信号 Vs をコントロールユニットに入力し、モータトルクデータ $k_T \cdot T_M$ を減少させている。

(2) 基本制御

基本制御は、モータトルクをステアリング系に作用させ、ハンドル上の操舵力、戻り具合、および収斂性を車両に適合させる制御であり、操舵フィーリングを決定する重要な技術である。ステアリングは、ドライバーが直接コントロールする部分であるので、ＯＮ－ＯＦＦ的では許されず滑らかさを必要とする。そのために、

- １ループの演算処理時間を 1m sec 以下
- 20 kHz 以上のＰＷＭモータ駆動

などの技術を開発した。前者は、ソフトウェアによる複雑なデータ処理をできるだけ避け、瞬時に処理可能なテーブルルックアップ方式の採用により、後者は大電流駆動が可能で、しかもスイッチング速度の極めて速いエンハンスメント型のパワーＭＯＳ・ＦＥＴの採用により達成された。

次に、図 11 に示す制御ブロック図を用いて制御手法について述べる。基本制御はノーマル制御、リターン制御、および、ダンパー制御の３つの制御から構成されている。

A)ノーマル制御

操舵力を軽減するために、ラック＆ピニオン機構のラック軸にモータトルクによるボールねじ推力を作用させる制御である。

まずコントロールユニットでは、

1. 車速センサーからの入力信号を計測処理し、車両速度を車速データ $V_S$ として、データ化する。
2. トルクセンサーからの入力信号を計測処理し、その大きさと方向をそれぞれ、トルク値データＴとトルク方向データとして、データ化する。
3. 回転速度センサーからの入力信号を計測処理し、その大きさと方向をそれぞれ、回転速度データ $\dot{\theta}_1$ と回転方向データとして、データ化する。
4. 車速データ $V_S$ とトルク値データＴに基づいて、それぞれのテーブルから、基本トルクデータ $T_B$、トルクゲインデータ $T_C$、

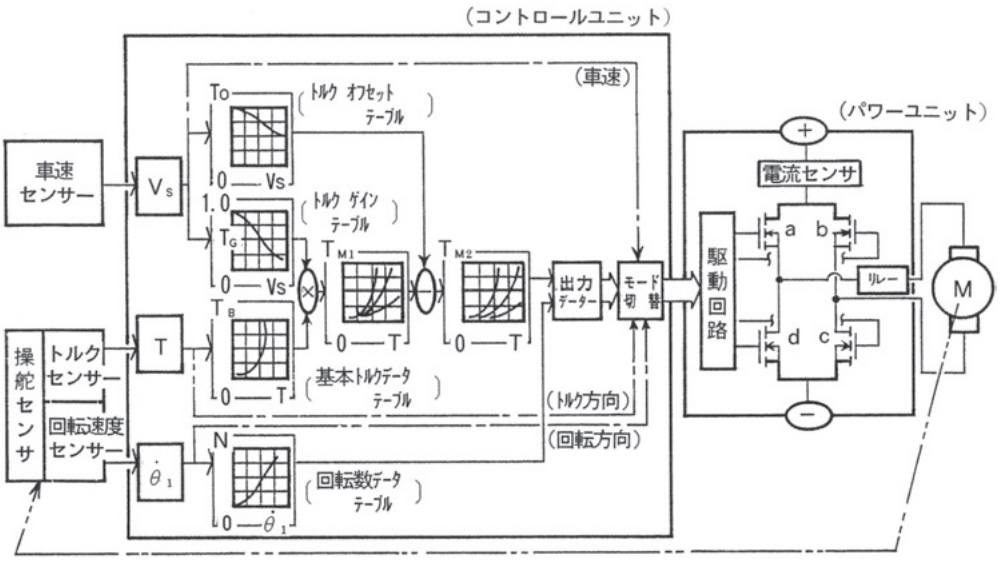



図 11　制御ブロック図

およびトルクオフセットデータ$T_O$を検索し、モータトルクプリデータ$T_{M1}$を算出した後、モータトルクメインデータ$T_{M2}$を求める。

5．回転速度データ$\dot{\theta}_1$に基づいて、テーブルからモータ回転数データＮを検索する。

6．モータトルクメインデータ$T_{M2}$と、モータ回転数データＮを加算して、モータの出力データを求める。

7．前記、トルク方向データ（右回転、左回転）よりモータの回転方向（右回転、左回転）を決定すべく、モード切替えを行いパワーユニットに出力データを出力する。但し、出力データがゼロのときは、モータトルクをゼロにすべくモード切替え（ニュートラル）を行う。

次にパワーユニットでは、

8．モード切替え信号が右回転のときは、ＦＥＴ（ａ）をＯＮ駆動し、同時にＦＥＴ（ｃ）を出力データに基づいてＰＷＭ駆動する。

左回転のときは、ＦＥＴ（ｂ）をＯＮ駆動し、同時にＦＥＴ（ｄ）を出力データに基づいてＰＷＭ駆動する。

ニュートラルのときは、ＦＥＴ（ａ）～（ｄ）を全てＯＦＦにする。

以上より、車両速度と操舵回転速度に応じて、操舵力を自由に変えることができる。

Ｂ）リターン制御

操舵力を減少させると、セルフアライニングトルクにより、ハンドルが戻されようとするが、ここで、モータトルクを操舵力の減少に応じて、スムーズに減少させなくてはならない。しかしながら、上記ノーマル制御で操舵力を減少させると、図12に示すようにＰＷＭのＯＦＦ駆動時、モータのインダクタンスによりＦＥＴ（ｂ）のダイオードを介してモータ電流ｉを流し続けようとすることと、モータ誘起電圧によりモータ電流ｉを増大させようとすることにより、戻り特性が減衰的で応答性に欠ける場合がある。そこで、ノーマル制御の６項以下を変える必要がある。

まずコントロールユニットでは、

6．トルク方向データと回転方向データより判別し、それぞれの方向が不一致の場合はリターン制御、それ以外はノーマル制御としている。したがって、ここではリターン制御にモード切替えする。

7．ノーマル制御と同様である。

次にパワーユニットでは、

8．モード切替え信号が右回転のときは、ＦＥＴ（ａ）をモータ回転数データＮに基づいてＰＷＭ駆動すると同時に、ＦＥＴ（ｃ）をモータトルクメインデータ（$T_{M2}$）に基づいてＰＷＭ駆動する。

左回転のときは逆に、ＦＥＴ（ｂ）をモー

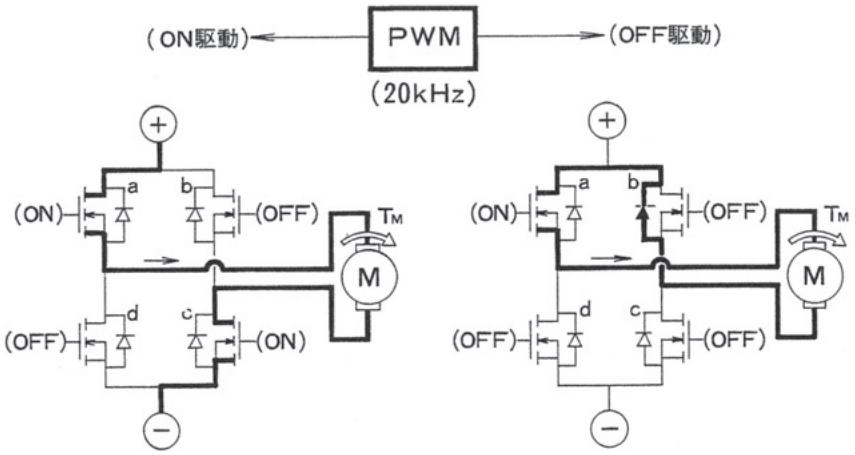



図12　ＦＥＴブリッジ作動図

タ回転数データＮに基づいてＰＷＭ駆動すると同時に、ＦＥＴ(ｄ)をモータトルクメインデータ($T_{M2}$)に基づいてＰＷＭ駆動する。

以上より、上述のようなＰＷＭのＯＦＦ駆動時の場合でも回転速度信号により、操舵力に応じてモータトルクを減少させることができる。しかも、ノーマル制御時のモータ回転数テーブルと、リターン制御時のモータ回転数テーブルとをそれぞれ別々に設け、リターン制御時のテーブルを変えることにより、ハンドル戻り特性を自由に変えることができる。

Ｃ)ダンパー制御

**図９**においてモータ端子間をショートすると、式(3)より

$$T_M = -(k / k_T)N \qquad (4)$$

となり、モータ回転数に比例した反対方向のトルク、即ちダンパートルクを発生する。この原理により、積極的にハンドル収斂性を向上させようとするものである。

ＥＰＳシステムの場合、従来のステアリングに比べると、モータ慣性分だけステアリング慣性が増大するので収斂性の点では不利になる場合がある。したがって、モータ慣性を比較的大きく設定(推力変換比を大きくしても同じ)した場合の収斂性改善に有効な手法である。

ダンパー制御はリターン制御同様、ノーマル制御の６項以下を変えることにより達成される。まずコントロールユニットでは、

6．モータトルクデータが所定値以下で、回転速度データが車速データより検索されるダンパー制御テーブルデータより大きい場合、即ち、操舵していないにもかかわらずハンドル回転速度が大きい場合、ダンパーモード切替えを行う。

次にパワーユニットでは、

7．モード切替え信号により、ＦＥＴ(ｃ)とＦＥＴ(ｄ)を同時にＯＮ駆動する。

以上より、操舵回転速度に比例した逆方向のトルクを、モータに発生させることができる。また、ダンパー制御テーブル上のデータを変えることにより、ダンパー制御の効き具合を変えることができる。

## 4．信頼性設計

### 4.1．高信頼性コンセプト

ＥＰＳシステムは、車両の操舵にかかわる重要な装置であるため、高い信頼性が要求される。特に、ＥＰＳは電子制御･電気駆動により、必要なときモータパワーを発生させ、ステアリングに直接作用して操舵力を軽減するアシストシステムである。したがって、必要なときに作動しない不作動と、不必要なときに勝手に作動する危険性をなくすことが重要である。そこで設計にあたって、まず最初に考えなくてはいけないことは、故障させないための設計であり、次に万一故障したときの安全設計(フェールセーフ)である。

(1) 故障させない為の設計

(1.1)実績尊重

ラック＆ピニオン、ボールねじ、操舵センサーなどの重要機構部は、実績のある油圧パワーステアリングの機構や、設計コンセプトを流用した仕様とする。

(1.2)強度保証

ラック＆ピニオン、ボールねじ、操舵センサーなどの基本強度部はステアリング強度基準を尊守した仕様とする。

(1.3)ディレーティング(Derating)

パワーユニットのパワーＭＯＳ･ＦＥＴやモータなどの高負荷部品は、通常設計に対して安全率を大きくとった仕様とする。

(1.4)エージング(Aging)

コントロールユニットのような電子部品を対象に、実作動状態を想定したストレスを出荷前にあたえ検査することで、出荷後の偶発故障を減少させる。

(1.5)フールプルーフ(Fool Proof)

誤った使われ方をしたり、不必要に過度のアシストが行われた場合でも、システムを故障に至らしめないよう自己制御する制御能力をもった仕様とする。

⑵　故障時の安全設計（フェールセーフ）

(2.1)No SFP(Single Failure Point)

システムの中のただ１つの部品が故障しても、システム全体を重大な故障に至らしめない。

(2.2)故障時マニュアルステアリング

システムが故障した場合、マニュアルステアリングとしての機能を確保する。

ａ）確実な故障診断

システムの重大故障につながる可能性のある部品故障は、確実に故障診断を実施する。

ｂ）確実なパワー遮断

故障診断により故障が検出されたとき、所定の時間内でモータパワーを遮断する。

(2.3)インジケータランプの点灯

１重系故障時にインジケータランプを点灯させ、警報することにより２重系の重大故障に至らしめない。

### 4.2.　高信頼性確立手法

⑴　コンポーネント

(1.1)操舵センサー

トルクセンサー機構は、入出力軸、変換機構など、従来からの油圧パワーステアリングで使用されているものと同一概念で設計されている。そして、スライダーコア変位を検出する要素は、出力側である２次コイルが電気回路を含め２重回路で構成される差動トランスを用いた。これは故障診断が確実であり、電気的に非接触で検出できるからである。

(1.2)コントロールユニット

故障診断が最も難しいＣＰＵのデータバスラインが基板上に現れないように周辺回路を一体化した１チップマイコンを使用した。また、できるだけＬＳＩ化を図りシンプルな構成とし、耐振、耐水性、および耐熱性を考慮して、エポキシ樹脂モールド構造とした。

(1.3)パワーユニット

熱伝導性を向上させチップ温度をさげるためにセラミック基板上にＦＥＴチップを実装したシンプルな構成とした。またボンディングワイヤは、放熱性が悪いため並列打ちして１本あたりに流れる電流を下げタフネスを向上させた。

(1.4)モータ

モータヨークは、ステアリングギヤボックスのハウジング機能をもつので、飛石などの衝撃に対しても充分な強度と剛性のある構造とし、更に万一のマグネット割れにも形状を維持するマグネットモールドとマグネットカバーにて、タフネスを向上させ信頼性を確保した。

(1.5)車速センサー

パルス入力なので故障診断が難しい。したがって２個用い両者を比較することにより、診断を確実なものにした。車速信号は一般的に不安定なので、故障と診断されても、すぐに故障と判断できない場合が多い。そのような場合は高速側のデータを制御に使用している。

⑵　システム

(2.1)フールプルーフ設計

基本制御のほかに、過度の使われ方や誤った使われ方をした場合においても、システムを故障に至らしめない制御として、フールプルーフ制御を実施している。

- アンローダ制御

ラック＆ピニオン機構のストローク終端や、タイヤが固定されているときなど、むりやりハンドルを切り込む方向に操舵すると過大電流が流れ、長時間に及ぶとシステムを故障に至らしめる場合が考えられるので、このような状態を回転速度データとトルク値データより検出し、過大電流を防止している。

- 移動電流平均値の管理

駐車時に操舵をいたずらに多く繰り返したりすると、特に酷暑においては、ＦＥＴなどのパワー素子を故障に至らしめる場合が考えられるので、このようなときにパワーユニットに流れる電流を抑制して、故障に至らしめない制御である。

パワーユニットに流れる電流を電流センサーで感知し、このセンサー信号より、所定時間における平均電流値が瞬時に算出できる移動電流平均値を求め、このデータが所定値を越えると、流し得るモータ電流の最大値を減

少させるもので、この平均値は最終的に低い値で飽和する。したがって移動電流平均値は、パワーユニット内にあるＦＥＴなどのパワー素子の発熱量におおむね比例するので発熱温度を設定値に抑えることができる。

• 過大電源電圧時のモータ電流抑制制御

極寒時などのように、エンジンがかからないときは、12V バッテリーを２個直列接続してエンジンをかける場合がある。そのような場合、モータに通常の２倍の電流が流れてしまうので、通常と同等の電流になるように制御している。

バッテリー電圧を入力し、この電圧信号により所定のテーブルを検索し、バッテリー電圧が増大するにしたがって出力データを減少させる出力補正データを求める。このデータにより、出力データを減少補正して電流の増大を抑えるものである。

(2.2)フェールセーフ設計

故障診断により確実にシステム故障を検出し、マニュアルステアリングとしての機能を確保する設計手法の概要を述べる。

１)故障診断

ａ. 診断方法

操舵センサー、車速センサー、コントロールユニット、パワーユニットなどの故障診断をマイクロコンピュータにより実施している。診断方法としては下記のように、概略３つに分類できる。

• ２者比較

基準値との比較－ﾄﾙｸｾﾝｻｰ／電源回路など
同特性品との比較－車速ｾﾝｻｰ／ﾄﾙｸｾﾝｻｰなど

• 入出力間の監視

ｺﾝﾄﾛｰﾙﾕﾆｯﾄ内の補助回路（ｲﾝﾀｰﾌｪｰｽ／駆動回路など）／ﾊﾟﾜｰﾕﾆｯﾄ

• 異常値の特定

回転速度ｾﾝｻｰ／ﾄﾙｸｾﾝｻｰ／ﾊﾟﾜｰﾕﾆｯﾄなど

ほとんどの故障診断はマイクロコンピュータの判断機能を利用して実施されているので確実にマイクロコンピュータの故障診断が実施できることが必要である。そこで、自身による内部チェックと２種類のウォッチドッグタイマー回路を設け、確実なものとした。

ｂ. 故障検出時の対応

上記故障診断により故障が検出されたとき、基本的には下記のごとく対応している。

• リレーによりモータパワーを遮断して、マニュアルステアリング動作とする
• インジケータライトを点灯する
• 故障内容をコード化し、１チップマイクロコンピュータ内にストックする。ストックされたコードは、外部動作によりメータパネル内に組込まれたインジケータライトの点滅で表示させることができる

２)対応技術

故障検出時の対応に必要な技術は、主に次のようなものである。

• モータパワーを確実に遮断するために、リレーを２重化した
• 後述する信頼性検証テストにより、故障が発生してからおよそ 20msec 以内に、モータパワーを遮断すれば危険性がないことを確認したので、故障診断制御を１msec 毎とし、連続的に数回繰り返して故障と診断されたとき、故障と判断する故障検出方法をとった。これにより誤検出防止の目的も達成することができた

### 4.3. 信頼性検証テスト

検証テストを下記３項目に分け開発レベルに応じて、コンポーネント、システム、および実車へと展開していった。

• 設計目標に対して、各種ストレスを与え達成度を検証する、性能、耐久、商品性などの各種テスト
• 実マージンを確認するために、コンポーネントまたはシステムを故障･破壊させて限界を知る、強度、寿命、ＥＭＳなどの各種テスト
• 安全性を検討するために、考えられるシステムの最悪事象に対して実車確認する安全性確認テスト

具体的には、コンポーネント、システムのテストはベンチで実施した。そして最終確認は2.5ℓ FF車に搭載し、極寒、振動、塵挨などのストレスを与えるために、アラスカにて各種テストを含め長距離走行を実施した。

また、酷暑で各種のストレスを与えるために、オーストラリアにて各種テストを含め長距離走行した、などである。

上記各種テストの中で、フェールセーフ設計上、特に重要であると思われる安全性確認テストの中の一つを紹介する。

走行中に、モータの最大パワーがステアリングに加わる事を想定して、故障診断から故障検出してパワーを遮断するまでの許容時間を設定した。

(1) テスト方法

動特性の全く異なる2.5ℓ FF車と3.0ℓ MR車にそれぞれＥＰＳシステムを組み付け、図13に示すような外部装置を取り付けた。そして、高速直進時に手動トリガーにてモーターの最大パワーを作用させ、このとき発生する目標進路からのズレ量である横変位量を図14に示すように、車両の速度とヨーレートを計測して算出した。

(2) テスト結果

テスト結果を図15に示す。設計基準値は、当車の横風安定性基準値を参考に決定した。図よりヨー慣性の小さいMR車の方がFF車に比べて横変位量が大きく、したがって若干の余裕をとって20msecとした。

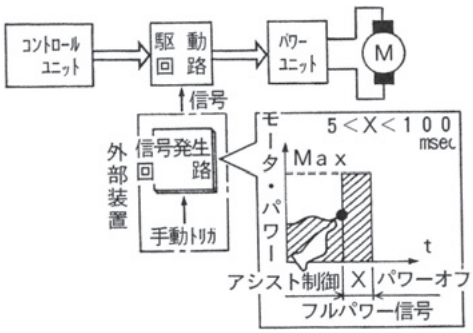



図13　テスト方法

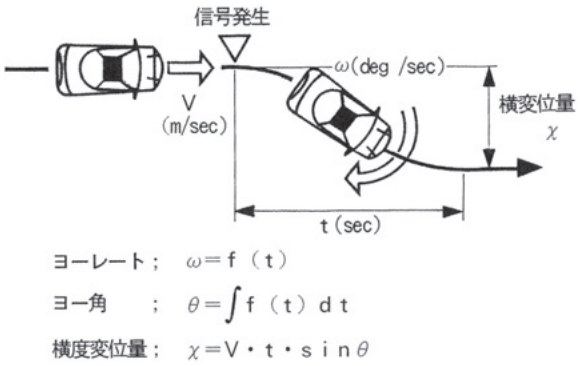



図14　ズレ量の算出方法

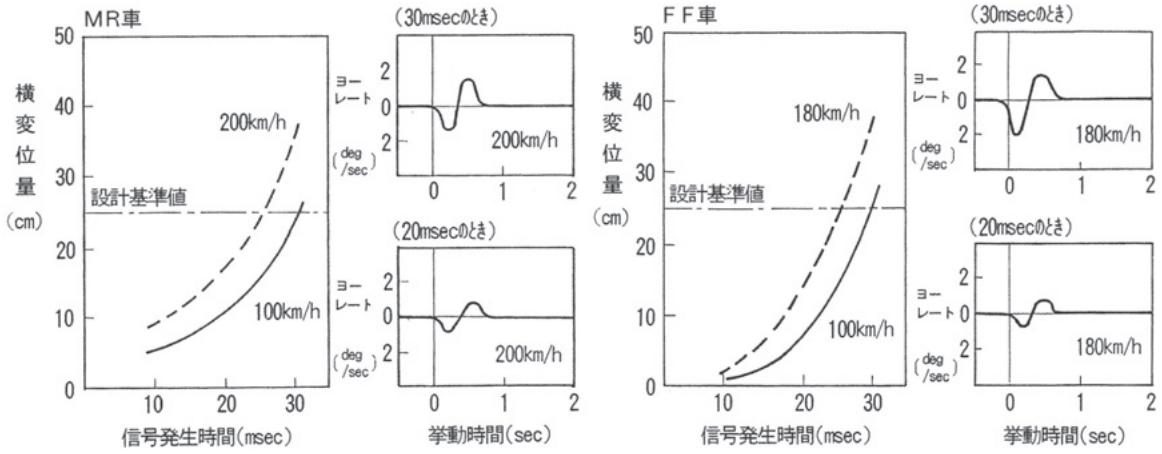



図15　テスト結果

体感結果ではMR車FF車ともに、20msec以下では小さい段差を乗り越した感じがする程度であり、また30msecではハンドルにキックバックとして感じる程度であった。これらは、いずれも異常なフィーリングではなかった。

## 4. 効　　果

### 4.1. 燃料消費率の改善

常時エンジンで、油圧ポンプを駆動しなくてはならない油圧パワーステアリングと異なって、ＥＰＳシステムは操舵時のみ、しかもハンドル回転速度に応じてパワーを供給する“Power On Demand”システムである。したがって図16に示すように、同じモータ電流でも操舵回転速度の増大に応じて、バッテリー電流の供給がふえることになる。これは、前記ＰＷＭ駆動によるものである。

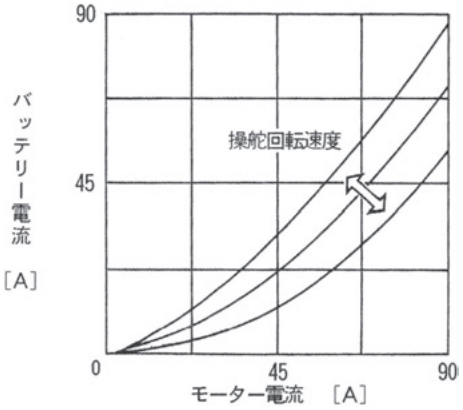



図16　PWM駆動による電流特性

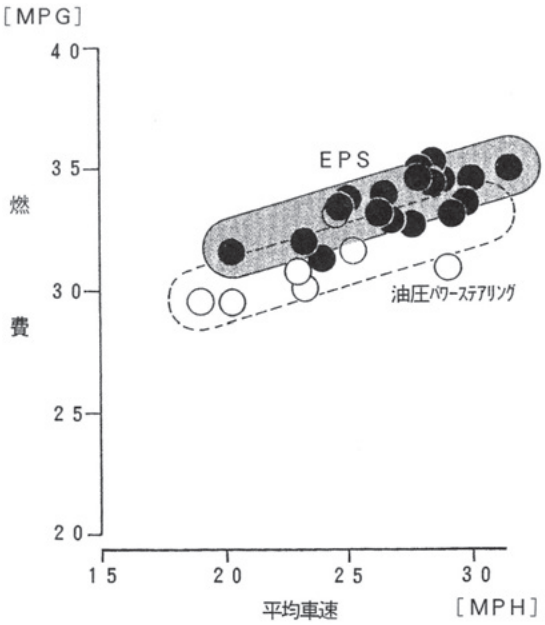



図17　実走燃費の比較

以下に燃料消費率の具体的な改善効果を示す。

(1)　モード燃費

2.5ℓFF車を使って、モード燃費を測定した結果を表1に示す。

表1　モード燃費測定結果

| | EPS (MPG) | 油圧パワーステアリング (MPG) | 向上分 燃費 (MPG) | 向上分 率 (%) |
|---|---|---|---|---|
| LA－4 | 20.51 | 20.01 | 0.50 | 2.50 |
| High Way | 28.88 | 28.18 | 0.71 | 2.52 |

ＬＡ－４、High Wayモード、ともに約2.5%の改善効果が得られた。これは、モード燃費測定法にしたがい、ハンドルを直進状態、即ちパワーアシストしていない状態での比較である。エンジンに駆動される油圧ポンプが、パワーステアリングシステム内に常時、作動油を環流させているのが主原因であり、これによるパワーロスを無くした効果である。

(2)　実走燃費

1.6ℓFF車を使って、実走燃費を測定した結果を図17に示す。ドライバー車両とも同一で、システムを付替え、同一条件で約半年間走行したデータである。走行コースは、郊外路を中心に市外路、高速道路、山岳路などで、できるだけ一般的な走行を心がけ、走り方による違いがでないようにした。

実走行なのでバラツキが多いが、実用上の平均車速は25MPH(40km/h)程度と考えられるので、このとき約1.6MPG(5.5%)程度の改善効果が得られた。

### 4.2. 操舵フィーリングの向上

ラック＆ピニオン機構をもっステアリングのダイレクトで剛性感のある操舵フィーリングは、大方このましい。一方、不整地走行などの逆入力であるキックバックや、ホイールバランスの狂いに

より発生するハンドルシミーに対しては、ボールねじ機構のステアリングに比べて、影響を受けやすく、必ずしも好ましいものではない。

前記設計構造をもつＥＰＳシステムは、モータパワーを直接ステアリングに作用させているため、モータが直結されており、ロータの慣性マスダンパー効果を利用することができるので、前記キックバックやハンドルシミーに対して、軽減効果が大きい。更に、起動時のトルクが最大でトルクが減少すると回転数が増大するというモータの特性から、駐車時の据切り転舵追従性能を油圧パワーステアリングと同等の性能に設定しても、車両が走りだすと負荷が激減するために転舵追従性が格段に向上する。

また、操舵入力をハンドルトルクと回転速度で感知し、それぞれの信号に車速信号を加えて、最適なアシスト力を計算し、合わせて操舵状態に応じてモード切替えして、モータを直接制御していることは前に述べたが、これにより滑らかな操舵フィーリングはもとより、車速や操舵回転速度に応じた操舵力の設定や、車両の動特性に適合した戻り特性を付与することができる。しかも、それがコントロールユニットのプログラムソフト内にあるテーブル上のデータを変更するだけで、極めて簡単に実施することができる。以下にその具体的な効果を示す。

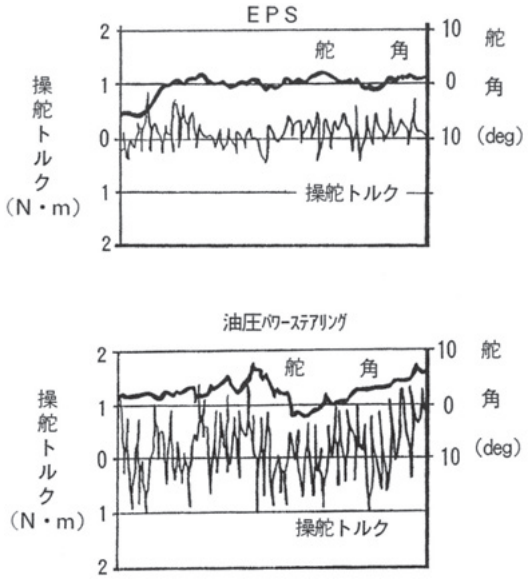



図 18　キックバックの比較

(1)　外乱タフネスの向上

まず、図 18 にコンクリート悪路を 30km/h(18.6 MPH)で走行した場合のハンドルのキックバックを、路面からの逆入力の結果生じる操舵トルクと舵角のとられ量を計測することによりデータ化したグラフを示す。テスト車はともに 2.5 ℓ FF 車を使って、油圧パワーステアリングとの対比で示す。図より操舵トルク、舵角ともに大幅(約 1 ／ 2.4)に減少していることがわかる。

次に、タイヤのホイールバランスの狂いによるハンドルシミーを、ハンドル周方向の加速度を計測することにより、データ化したグラフを図 19 に示す。ＥＰＳを、2.5 ℓ FF 車、および 3.0 ℓ MR 車に取付け、2.5 ℓ FF 車、FR セダン車、および FR スポーツ車の油圧パワーステアリングと比較した。ＥＰＳ搭載車の場合、FF、MR の駆動方式にあまり左右されず、両駆動方式ともにアンバランス重量の増大に対する、ハンドル周上の上下加速度の増大変化が小さく、油圧パワーステアリングよりタフネスが大きいことがわかる。

(2)　転舵追従性の向上

図 20 にモータ出力特性を示す。図において駐車時の据切り性能を最大電流で 90A のところに設定しているが、車両が走りだすとタイヤが転がるので負荷が減少する。このときの電流は約 30A 程度のところまで減少する。これにより回転数が、据切り時の最大回転数に比べ、約 1.7 倍に増大するので、転舵追従性が同じく約 1.7 倍と格段に向上

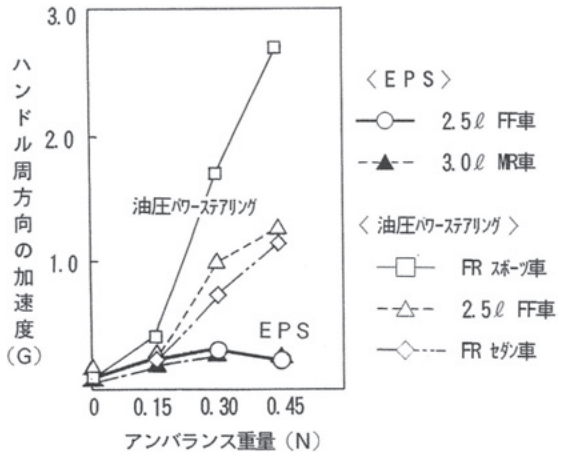



図 19　ハンドルシミーの比較

する。図21にその具体的効果を示す。2.5ℓ FF車において、据切り性能をほぼ同一に揃えたものをテストしたが、低速走行時の取回し性が格段に向上した。油圧パワーステアリングは、負荷が減少して圧力が減少しでも、ポンプ吐出流量が殆ど増大しないことによる。

(3) 戻り性能の向上

コントロールユニットのプログラムソフト内にあるテーブル上のデータを変えて、2.5ℓ FF車の戻り特性を向上させた例を、図22の(a)に示す。ヒステリシスの小さい、軽快なフィーリングになっていることがわかる。なお、ここでは軽快なフィーリングを狙ったが、戻りの強い車両に対してはむしろ、(b)のほうが安定感が向上する。この様に、いずれにしても、車両の動特性に適合した戻り特性を付与することができる。

4.3. 安定性の向上

前述のダンパー制御の中で、モータ端子間をショートすることにより、モータ回転数に比例した反対方向のトルク、即ちダンパートルクを発生させることができることを述べた。これは、高速走行中誤ってハンドルを切り過ぎたときや、旋回中から突然切り戻したときの車両特性の乱れを、早期に収束させようとする制御である。

具体的な評価方法として、高速走行中(100km/h)にハンドルから過大舵角入力を与え、車体を強制的にロールさせる。そして、車両自身により収束するまでの特性を計測するもので早期に収束する程安定していることになる。これは、ドライバーの助けを借りずに車両自身で安定化する能力、即ち積極的な安定性を評価しているともいえる。

上述のダンパー制御の具体的な効果を、図23に

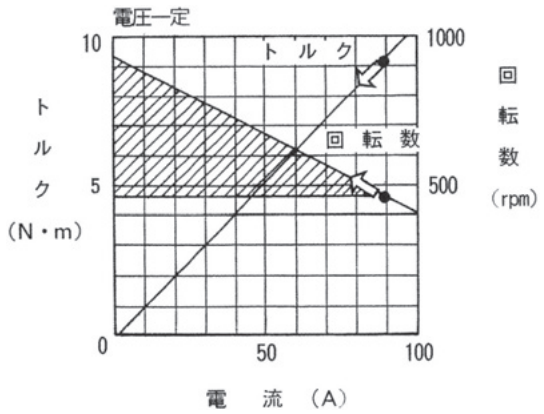



図20 モータ出力特性

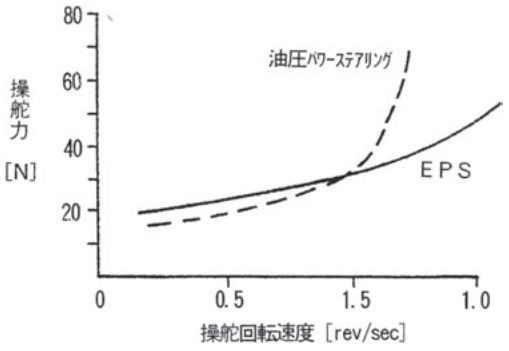



図21 転舵追従性の比較

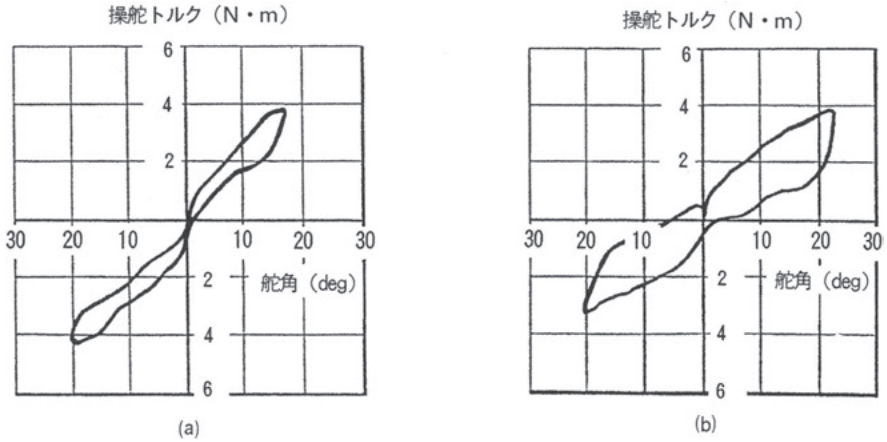



図22 操舵特性(戻り特性)の比較

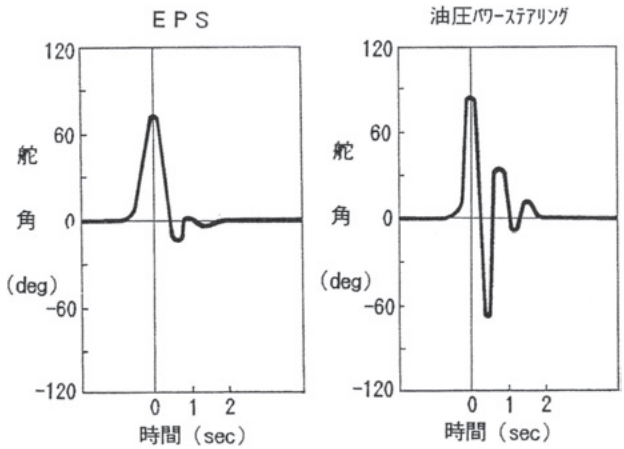



図 23　ダンパー制御効果



図 24　Fe 磁石モータと Nd-B 磁石モータ

示す。

## 5．今後の技術課題

初めに述べたように、当システムの開発概念は油圧システムのネガティブな側面の改善と、新しい付加価値や将来ステアリングの礎となる技術を創出することであった。その結果、前項の３つの効果は少なくとも『次世代パワーステアリング』としての資格をえるに必要条件であると思う。また、制御を電子化することによって、他システムとの情報交換手段を手にいれた訳で、これにより車両システムの総合制御へと発展が期待される。

およそ半世紀を経た油圧パワーステアリングは、その快適性と安全性ゆえに普及し、その実績と量産効果によりコスト低減を可能にした。ＥＰＳは、そういう意味において未だ生まれたばかりであり、同様に実績を積みながらコスト低減の努力を続けなければならない。パワーユニットやコントロールユニットなどの小型化は、エレクトロニクスの大きな流れであり、ＥＰＳの普及と合流したときに、コストという山をのりこえられると予想される。

モータについても、Nd-B 磁石などの高磁性材の応用で、将来、小型化が達成されるだろう。ちなみに、我々が開発した、Nd-B 磁石モータ（図 24 右）は、前記モータと同出力で、外径 80mm 程度の大きさであった。しかしながら現状ではコストにおいて、Fe 磁石より大幅に高価で、将来におけるコストダウンが期待される。一方、バッテリ電圧の高電圧化（24V、ないし 48V）によるモータの小型化は、むしろ技術的課題が少なく、したがって他の電装システムと合わせて総合的判断がなされるときも、そう遠くないだろう。

## 6．おわりに

ＥＰＳの開発には、約７年間を要した。その間、我国において、軽自動車各社よりＥＰＳが発売された。いずれもアシスト率が小さい軽自動車専用のパワーステアリングであって、制御範囲も低車速に限定したものである。

当システムは、前軸荷重 1,000kg までの乗用車に適用できることを前提として、油圧パワーステアリングに代わるべき『次世代パワーステアリング』として開発され、そのために、アシスト容量が大きく且つ効率の高いボールねじ機構を採用した点と、モータ制御を全車速領域にて実施し、通常アシストのノーマル制御にリターン制御とダンパー制御を加えて高性能化した点が異なる。そして、その開発コンセプトから、効率、操作性、安全性の追求の結果誕生した新しいスポーツカーであるＮＳＸに搭載された。この商品化は、エレクトロニクス技術の賜物であり、従来の油圧パワーステアリングでは成し得なかった多くの効果をもたらした。それは第２世代のパワーステアリングに相応しいもので、ステアリング技術の発展に貢献したと思われる。

■著 者■



清 水 康 夫


杉 野 光 生


河 合 俊 岳


鶴 宮 修


松 本 哲 也


伊 澤 将 隆

# 電動パワーステアリング用パワーユニットの開発

Development of Power Unit for Electric Power Steering

嶋田　敏*　　諸山和弘*
Satoshi Shimada　　Kazuhiro Moroyama

## 要　旨

ＨＯＮＤＡ ＮＳＸの電動パワーステアリング用として大電流制御パワーユニット（以下パワーユニットと称す）を新しく開発した。このパワーユニットは直流モータの出力トルクをコントロールするためのもので、ＣＰＵを内蔵したコントロールユニットからのＰＷＭ（Pulse Width Modulation：パルス幅変調）信号に従って200Wのモータを直接チョッピング制御することを可能とした。本稿ではこのパワーユニット開発での技術課題とその対応手法について述べる。

## ABSTRACT

A new, large-volume current control power unit has been developed for the power steering of the NSX. This power unit is designed to control the output torque of a DC motor in the system. It also allows direct chopping control of the motor with capacity of 200W, in accordance with pulse width modulation (PWM) signal from a control unit storing a computer.

This paper discusses the main technical challenges which exist toward developing this power unit, and the progress which has been made toward meeting these challenges.

## 1．まえがき

自動車における電子制御化は、ますます広がる一方である。その中でも電動パワーステアリングシステムは直流モータのトルク制御のために従来にない数10Aまでのリニアな電流制御が必要となった。この大電流制御ユニットが達成すべき技術課題は以下の項目であった。

① 大電流スイッチング素子の選定
② 放熱対応
③ ＦＥＴ（Field Effect Transistor：電界効果トランジスタ）保護回路の決定
④ スイッチングノイズ対策
⑤ ドライブ回路の最適設計
⑥ ユニットの異常検出手法の確立

本稿では、ＨＯＮＤＡ ＮＳＸに採用された電動パワーステアリング用パワーユニットでの、これらの課題に対する対応を紹介する。

## 2．構造・動作原理

パワーユニットの回路構成を**図１**に、その構造を**図２**に示す。

パワーユニットは以下の回路ブロックにより構成されている。

① Ｈブリッジ回路
② プリドライブ回路
③ 電流検出回路
④ メイン／フェールセーフリレー
⑤ 倍電圧回路
⑥ ５Ｖ電源

また、主要構成部品としては以下の通りである。

・放熱フィンを兼ねたケース

＊　朝霞北研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1991_3_7

・ＦＥＴ
・大電流配線用の金属配線板
・電流検出抵抗
・メイン／フェール
　　セーフリレー
・回路基板

次に、回路ブロックの概略機能を述べる。尚、各回路ブロックの部品で断りのないものは図２の回路基板に実装される。

１）　Ｈブリッジ回路

４つのＦＥＴを図１のように接続し、それぞれについてＯＮ／ＯＦＦを組み合わせることで、モータの正転、逆転、モータブレーキ等を、ＰＷＭ制御により行っている。実回路としては、２個のＦＥＴを並列接続しているため、合計８個のＦＥＴで構成している。このＦＥＴは、図２のように放熱フィンに取付けられている。

２）　プリドライブ回路

この回路は、コントロールユニットより送られてくるＰＷＭ信号をＦＥＴゲート信号に変換する。Ｈブリッジの下側ＦＥＴ１、２は12V、上側３、４は24V のゲート信号でドライブする。

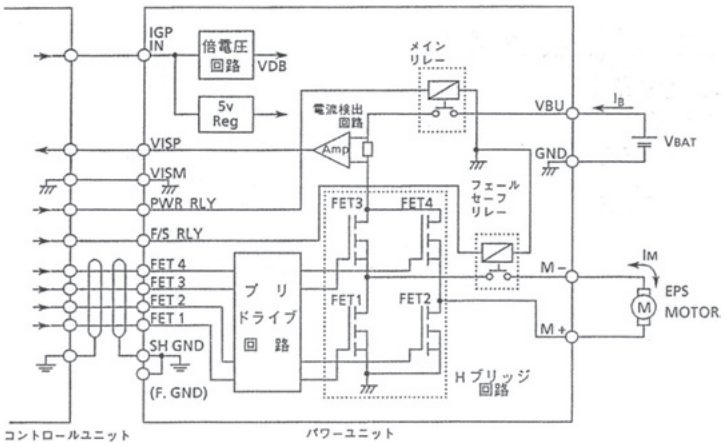



図１　パワーユニット回路構成

３）　電流検出回路

この回路は、電流検出抵抗（図２に示す）により出力回路を流れる電流値を検出し、コントロールユニットの読込み可能な電圧レベルに増幅する。

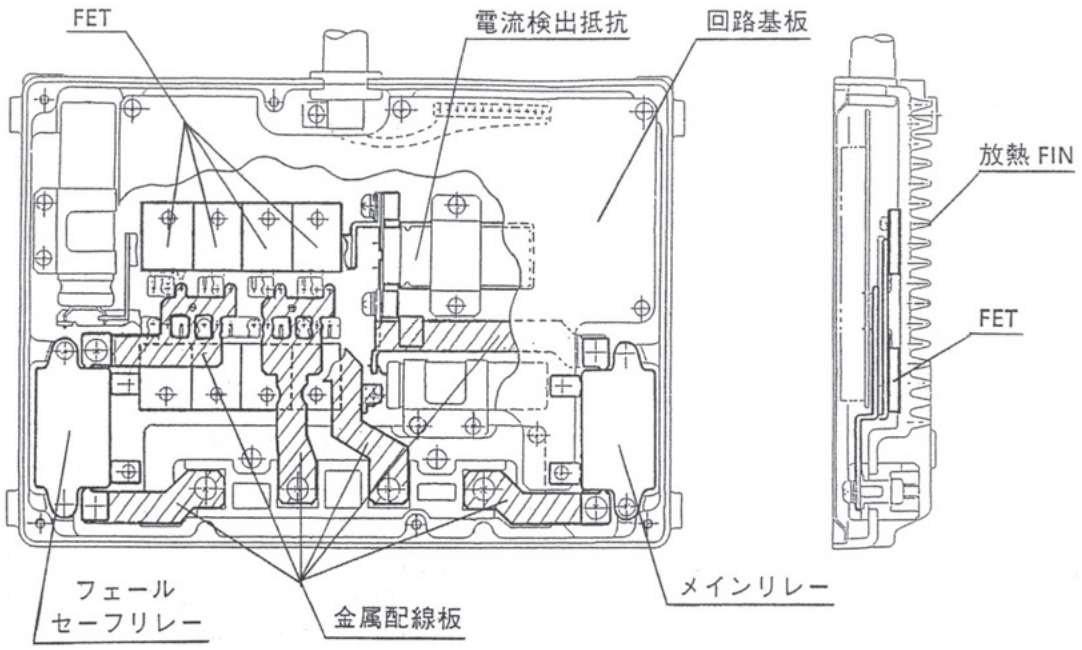



図２　パワーユニット構造

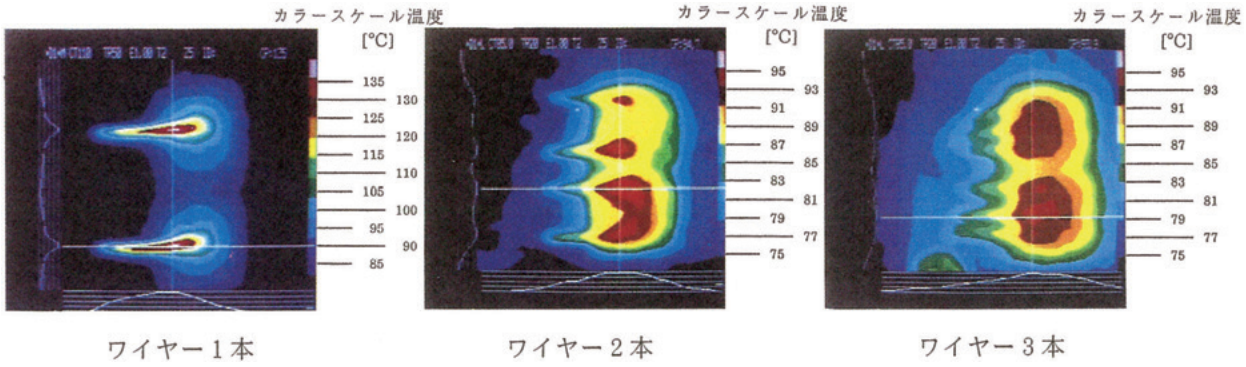



図３　ソースワイヤー本数の違いによるＦＥＴチップの発熱温度分布

４）　メイン／フェールセーフリレー

コントロールユニットによるシステム動作のセルフチェックで、正常判断時のみバッテリーライン及びモータラインの通電を行う。

これらのリレーは図２のようにケースに取り付けられ金属配線板にはネジで接続されている。

５）　倍電圧回路

バッテリー電圧の２倍相当の電圧を作り、電流検出回路及びプリドライブ回路に供給する。

６）　５Ｖ電源

プリドライブ回路用の電源である。

## ３．技術課題に対する対応

### 3.1.　大電流スイッチング素子の選定

電動パワーステアリングでは、操舵のアシスト力として、直流モータの発生トルクを使用している。従って、走行状態や転舵状態に合わせ、リニアにモータ出力トルクをコントロールする必要がある。その手法としてモータ印加電圧を直流的に印加する方法とＯＮ／ＯＦＦを高速で行なうチョッピング電圧を印加する方法とがあるが、ＮＳＸの電動パワーステアリングでは、モータ出力トルクをコントロールするパワーユニットのエネルギーロスを少なくするため、ＰＷＭ信号によるチョッピング電圧をモータへ印加している。チョッピングを行うと、モータ磁歪音の対策が必要となり、チョッピング周波数を可聴周波数外に設定した。

以上の経緯より、高周波スイッチング素子が必要となりＦＥＴを採用している。これにより、従来のＨブリッジ回路では別部品として必要なフライホイールダイオードの代わりに、ＦＥＴの内蔵寄生ダイオードが使用可能となり、部品点数の削減ができた。

ＦＥＴとしては、自己発熱を極力抑えるために、以下の点を重視した。

- ＦＥＴチップＯＮ抵抗
- ソースワイヤーの抵抗

図３に示すようにＦＥＴの発熱温度は、ソースワイヤー部で高いことがわかる。従ってＦＥＴの発熱低減のためにチップＯＮ抵抗の低いＦＥＴを選定すると同時に、ソースワイヤーの抵抗を小さくするためワイヤー径を太くし２本としている。これによりワイヤー及びチップの発熱低減ができた。テストでは、ワイヤー３本での確認も行ったが、表１に示すように２本と３本での大きな温度差は見られなかった。

図４にチップへのワイヤーボンディング状態を示す。

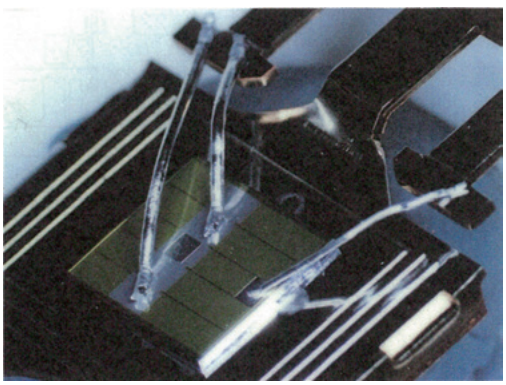


図４　チップへのワイヤーボンディング状態

表１　ソースワイヤー本数に対する温度上昇データ

| ワイヤー本数 | ワイヤー温度 | チップ温度 |
|---|---|---|
| 1 | 135℃以上 | 120～125℃ |
| 2 | 93～95℃ | 93～95℃ |
| 3 | 93～95℃ | 93～95℃ |

### 3.2. 放熱対応

放熱対応として、放熱フィンを兼ねたケースに図２のようにＦＥＴを取付けて放熱をさせた。

また、電流検出抵抗も大電流が流れることにより発熱するので、ケースへの放熱をさせるために、ケースに固定する構造を取っている。

また、大電流ラインの発熱を低減させるため、図２に示すように、金属配線板による配線構造を採用した。

### 3.3. ＦＥＴ保護回路

大電流チョッピングでは、図５に示すような配線ラインが持つインダクタンスを無視できなくなってくる。そこで図６のようにＦＥＴのゲート～ドレイン間に小信号ツェナーダイオード（$ZD_1$）を入れた保護回路が有効となる。この回路は、配線のインダクタンスにより発生するサージ電圧や電源ラインからのサージ電圧をＦＥＴ自身により吸収可能な構成としている。また、ゲートへの過大電圧入力に対する保護として、ゲート～ソース間にもツェナーダイオード（$ZD_2$，$ZD_3$）を入れている（図６参照）。

### 3.4. スイッチングノイズ対策

大電流をＰＷＭ信号でチョッピング制御する場合には、スイッチングノイズ防止のために以下のことを満足する必要がある。

① 12V ラインの電圧変動がないこと。
② モータラインにサージ電圧が出ないこと。
③ 12V ラインの電流変動が急激でないこと
④ モータラインの電流変動が急激でないこと。

これらは、大きくは電圧性ノイズと電流性ノイズに分けられる。

以下に、その具体的対応例を示す。大電流チョッピングでは、配線のインダクタンスによりサージ電圧が発生することは、先にも述べた。

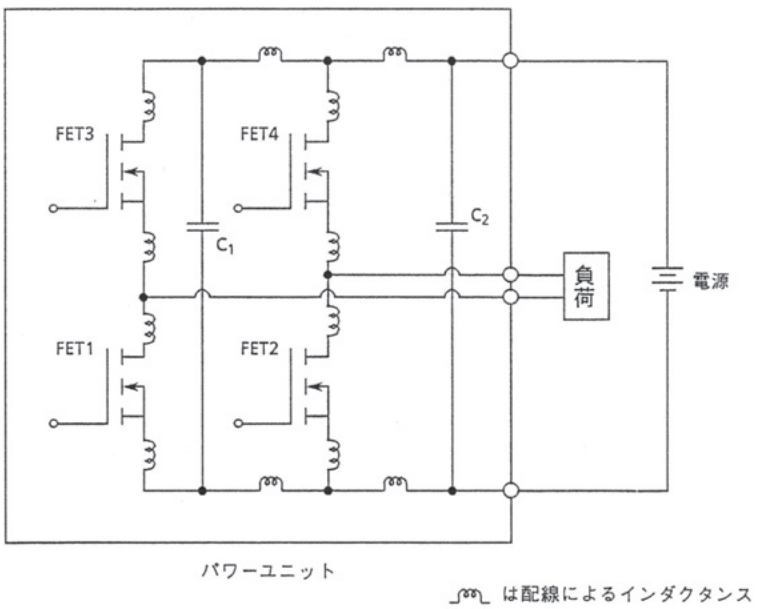



図５　Ｈブリッジ配線でのインダクタンス等価回路とノイズ対策用コンデンサ

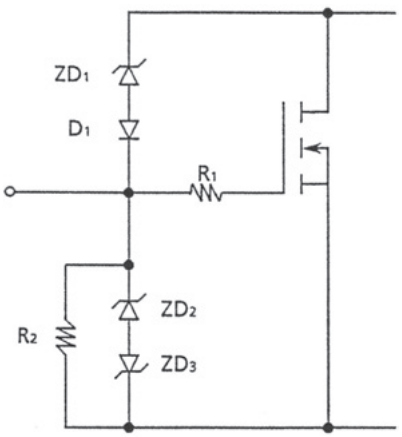



図６　ＦＥＴ保護回路

図７にチョッピングしている側のモータ駆動端子のサージ電圧波形を示す。このサージ電圧が、12V ラインやモータラインにあらわれると電圧性のスイッチングノイズとなる。(図７－ａ)

サージ電圧を抑えるために、以下の対応を行った。

ａ） 図５に示す配線のインダクタンスを小さくするために、金属配線板を短く、太くした。

ｂ） 図５の電源－ＧＮＤ間に周波数特性の良いコンデンサ($C_1$)をＦＥＴの近くへ配置した。

ｃ） サージ電圧を吸収するため、電源入力端子の近くへコンデンサ($C_2$)を配置した。

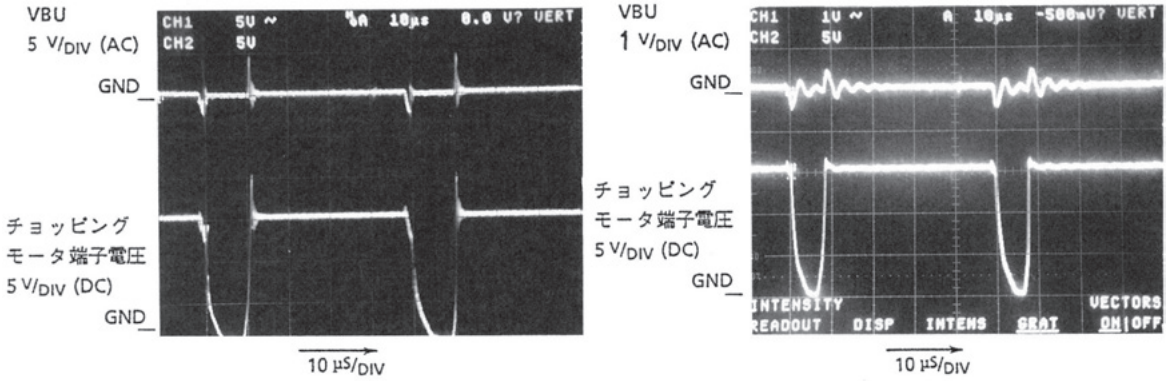
図７－ｂに対策後の波形を示す。

図８に電源ラインの電流変動波形を示す。電流性のノイズは、図８－ａのようなＰＷＭによる電源ラインの電流変動により発生する。これを抑えるために以下の対応を行った。

ａ） 電流性ノイズに対しても、電圧性ノイズへの対応として配置したコンデンサ($C_2$)が有効であった。ただし、コンデンサにはモータ電流相当のチャージ、ディスチャージ電流がチョッピング周期で流れるので発熱が大きくなる。従って、放熱性を考慮して大型化すると同時に、等価直列抵抗の低いものを選定した。また、配線する際にはコンデンサリードをできるだけ短くするように配慮した。

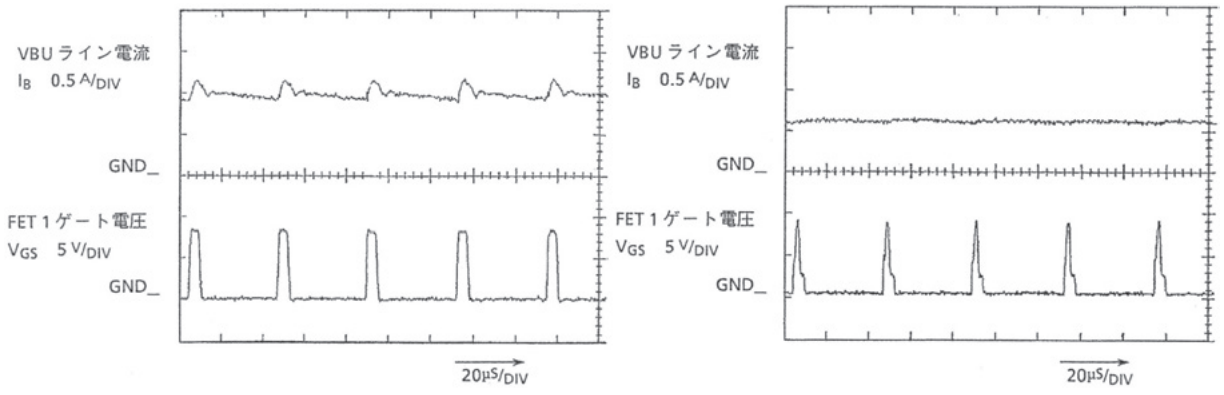
ｂ） 図９に示すような寄生ダイオードに流れるリカバリー電流を小さくするために、ＦＥＴをスローＯＮさせるようにした。

図８－ｂに対策後の波形を示す。




a 対策前　　b 対策後

図７　モータ駆動端子のサージ電圧波形




a 対策前　　b 対策後

図８　電源ラインの電流変動波形

### 3.5. ドライブ回路の最適設計

大電流のチョッピング制御で問題となるのは、スイッチングロスである。ＦＥＴの発熱を少なくするには、ＯＮ／ＯＦＦ切り替えのスイッチング時間を短くし、スイッチングロスを小さくする必要がある。従って、短時間ではあるが十分な電流容量を持ったドライブ回路が必要となる。

図10にパワーユニットで採用したゲート駆動回路を示す。

本回路ではＦＥＴ　ＯＮ時にトランジスタ（$T_{r1}$）とゲート抵抗（$R_G$）を通してFETの入力容量がチャージされ、ＦＥＴ　ＯＦＦ時にゲート抵抗（$R_G$）、ダイオード（D）とトランジスタ（$T_{r2}$）を通してＦＥＴの入力容量のディスチャージが行われる。この回路でゲート抵抗の値を変えた時のＯＦＦ時のゲート電圧、ドレイン電圧とドレイン電流の各スイッチング波形を図11に示す。これよりゲート抵抗が小さい方がスイッチング時間が短くなることがわかる。図12にゲート駆動回路の違いによるＯＦＦ波形の算出結果を示す。これからもゲート抵抗が小さい方がスイッチング時間を短くできることがわかる。一方、ゲート抵抗を小さくするとＯＦＦ時に発生するサージ電圧が図13に示すように増加する。また、このサージ電圧は電流が多くなるにつれて増加するので素子耐圧を越えないようにするためにはゲート抵抗をあまり小さくはできない。

従って、サージ電圧を素子耐圧範囲内に抑え、かつ、スイッチング時間を短くするようにゲート抵抗の定数設定を行った。また、トランジスタの定電流特性を利用することにより、抵抗を小さくしてもスイッチング時間が短くなり過ぎず、サージ電圧を抑えるのに有効となった。

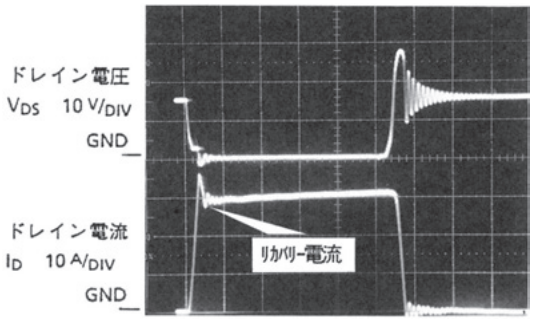



図９　寄生ダイオードに流れるりカバリー電流

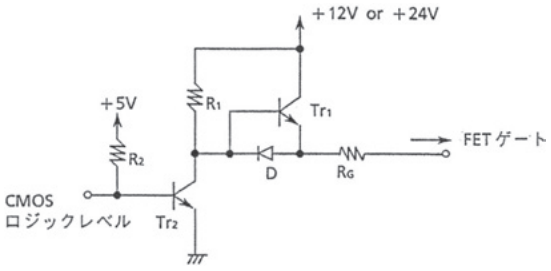
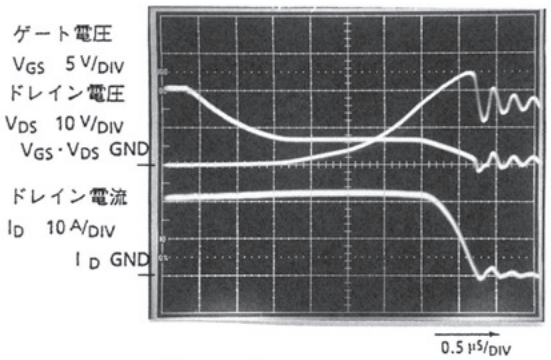



図10　ゲート駆動回路



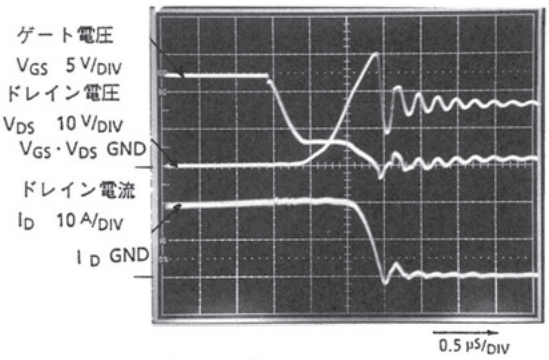




図11　ＯＦＦ時のスイッチング波形

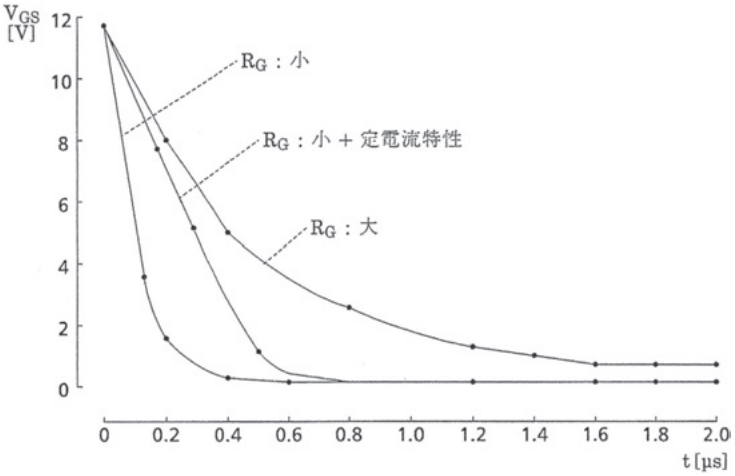



図 12　ゲート駆動回路の違いによるＯＦＦ波形算出値

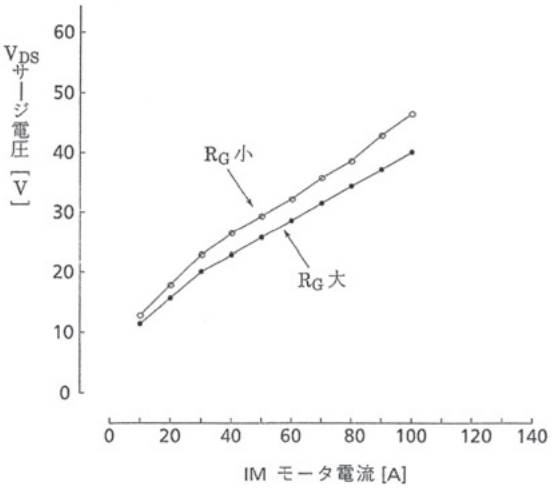



図 13　スイッチング電流値とサージ電圧の関係

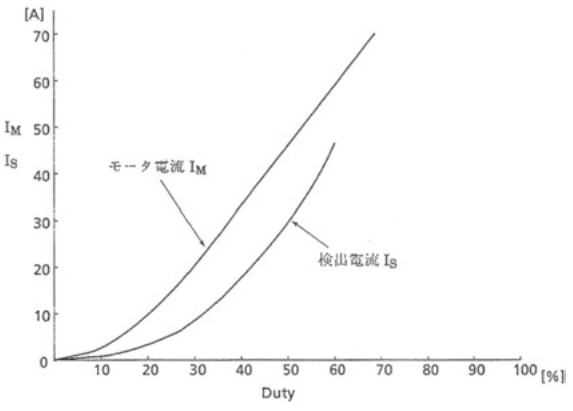



図 14　電流検出特性

### 3.6.　ユニット異常検出手段の確立

パワーユニットでは、電源ラインに流れる電流を検出しコントロールユニットへ出力している。（図 1 参照）。この検出特性は、図 14 に示すようにＰＷＭ信号のデューティ比に対応して変化する。そして、この検出電流 $I_S$ とモータ電流 $I_M$ との間には、次式に示す関係が成り立つ。

$$I_M = I_S \times 100 \div D$$

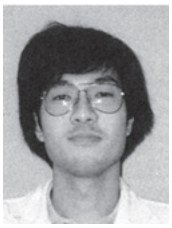
D：ＰＷＭ信号のデューティ比［%］

従って、コントロールユニット側で出力したＰＷＭ信号と、パワーユニットが検出した電流値を比較することにより、パワーユニットの異常を検出することが可能となった。

## 4．あとがき

前章で述べた６項目の技術課題に対する対応により、200W のモータ制御が可能なパワーユニットを完成した。今後の電動パワーステアリングとして求められるパワーユニットは、モータと一体化可能なインテリジェントパワーモジュールと考える。この技術は、将来も進む車の電子化の中で、解決しなければならないものである。

■著　者■



嶋　田　　敏



諸　山　和　弘

# 電動パワーステアリング用操舵センサの開発

Development of Steering Sensor for Electric Power Steering

須田 均* Hitoshi Suda
三重野敏幸* Toshiyuki Mieno
川越浩行* Hiroyuki Kawagoe
滝沢 純* Jun Takizawa
土方久美子* Kumiko Hijikata
北沢浩一* Hirokazu Kitazawa

## 要旨

電動パワーステアリング用として、操舵トルクと操舵回転速度をセンシングできる操舵センサを開発した。

操舵トルクは、トーションバーによる相対捩れ角を、可動鉄芯のカム機構によって軸方向変位に変換し、その変位を差動トランスで検知している。その結果容易に故障検知でき、かつ温度特性・リニアリティ・感度の良好なトルクセンサを、実現できた。

また操舵回転速度は、演算を必要とせず直ちに出力できる７極ＤＣタコジェネレータを用いて、検知している。従って、応答性・リップル率の良好な回転速度センサを、得ることができた。

そして、トルクセンサ・回転速度センサ・インタフェイス回路を内蔵した一体型の構造とすることにより、コンパクトな操舵センサを実用化することができたので、ここに報告する。

## ABSTRACT

A new steering sensor has been developed which can sense steering torque and steering speed, for the power steering of the NSX. It uses a differential transformer to monitor the relative helix angle of the steering relative to the torsion bar. It accomplishes this by measuring axial displacement through the cam of the slider. This has made it possible to make a torque censor capable of easily monitoring trouble and providing optimum temperature, linearity and sensitivity characteristics.

To sense steering speed, it uses a 7-pole DC tachogenerator capable of quick power output without calculation. This has resulted in a steering speed sensor with good response and ripple rate. Coupled with integration of the steering torque sensor and speed sensor with interface circuit, a compact steering sensor can feasibly be created.

## 1. まえがき

車社会が発展するにつれ、より高性能な車と共に、より快適で、より運転しやすい車が求められるようになってきた。パワーステアリングもその手段の一つであり、パワーステアリング装着車は年々増加の一途をたどり、軽自動車も含め広範囲に普及しつつある。

しかし、従来のパワーステアリングはほとんどが油圧システムで、常に油圧ポンプをエンジンで駆動している為、高速走行等のパワーアシスト不要時でも、エンジンの馬力損失を伴う。

ホンダＮＳＸに搭載された電動パワーステアリング（以下ＥＰＳ）は、操舵時のみ駆動して操舵回転速度に応じてパワーアシストするPower on Demand方式によって、高性能化に寄与し快適な操舵フィーリングを得ることができる。このＥＰＳは、従来の油圧パワーステアリングと異なる特徴を、以下の通り有している。

１） バッテリを電源とし、操舵時のみ駆動することで、エンジンの馬力損失が低減でき、出力や燃費向上に寄与する。

＊ 朝霞北研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1991_3_8

2） 電子制御により、リニアな操舵感やキックバック低減等、良好な操舵フィーリングが得られる。

3） アシスト機構がギヤボックスと一体化され、ポンプ・配管系が不要なのでコンパクトでスペース性・搭載性が良い。特に、ミッドシップエンジン車に対しては、パワーアシストの応答性、重量面で有利である。

このＥＰＳのシステム全体に関する特徴や効果については、“電動パワーステアリングの開発”等[(1)(2)]で、既に報告されているので、本稿では特にメインセンシング部の操舵センサの開発について、報告する。

## 2．システムの構成

**図1**のＮＳＸにおけるシステム搭載図に示す様に、ＥＰＳは以下の主要部品によって、構成されている。

1） 操舵状態を検知する操舵センサと、アシスト力を発生させるモータを、内蔵したステアリングギヤボックス

2） 入力信号を基に最適なアシスト力を計算すると共に、各機能部品の状態とユニット自身を診断するコントロールユニット

3） コントロールユニットからの信号によって、ギヤボックス内のモータを駆動させるパワーユニット

4） 車両の走行速度を検知する２系統（スピードメータ＆ＡＴスピードセンサ）の車速センサ

5） 故障時に、システムの異常を表示するＥＰＳ警告灯

## 3．操舵センサの概要

ＥＰＳの制御システムは、**図2**の制御フローに示す様に、操舵トルク量・操舵回転速度・車速を使ってアシスト用モータの駆動電流を決定し、操舵トルク方向・操舵回転速度・車速から制御モードの切換えを行い、きめ細かいパワーアシストを具現化している。

操舵センサは、その中で操舵トルク量・方向と操舵回転速度・方向を、検知している。

この操舵センサは、**図1**に示す様にメカトロニクス一体化構成としてコンパクトにまとめる為に、ギヤボックス部に配置した。

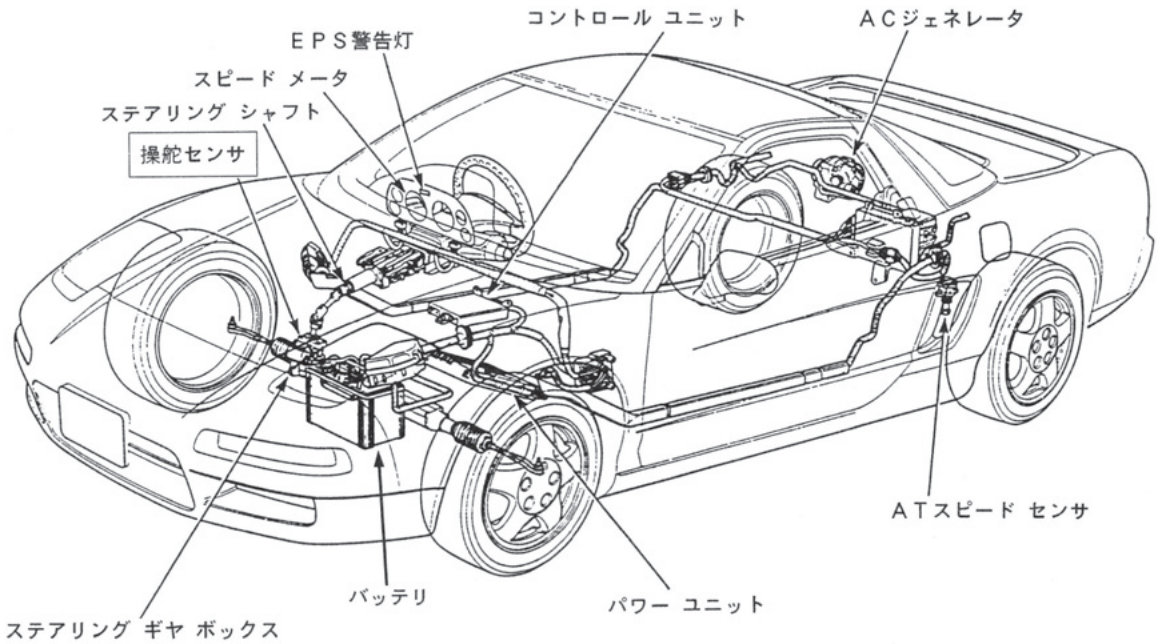



図1　システム搭載図

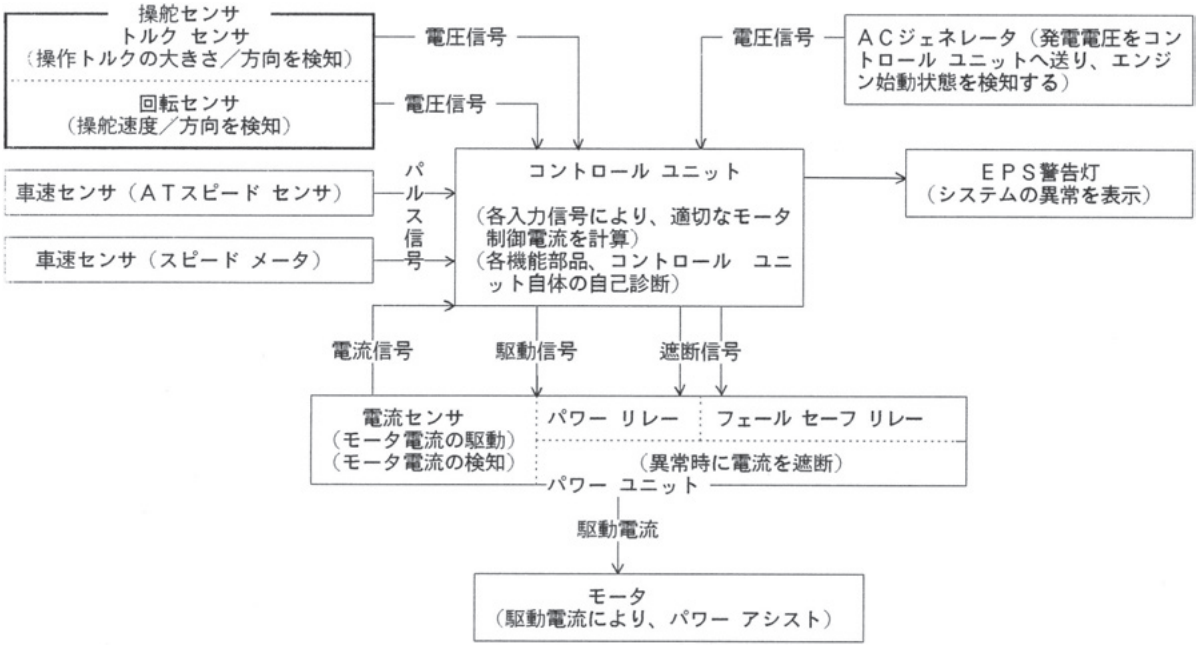



図２　制御フロー

## ４．トルクセンサの検知方式

現在ＥＰＳ用のトルクセンサは、以下の方式が量産されている。[3]

１）　トルク伝達軸の相対捩れ角を、ポテンショメータの抵抗変化として検知する。

２）　トルク伝達軸の相対捩れ角を、インダクタンスの変化として検知する。

それに対して、今回開発したトルクセンサは、次の理由により、トルク伝達軸の相対捩れ角を、可動鉄芯の軸方向変位に変換し、その変位を差動トランスの出力として検知する方式とした。

１）　差動トランスを用いることで、検知部と被検知部が非接触となり、信頼性が高い。

２）　差動トランスを用いることで、制御用と故障診断用の二重回路で構成でき、故障検知が容易である。

３）　可動鉄芯の軸方向変位を、磁束変化として検知するので、感度が高い。

## ５．トルク検知原理

図３のトルク検知モデルに示す通り、回転するステアリングホイールの操舵トルク量と操舵トルク方向を、電気信号として出力する。

まず操舵トルクを、トーションバーのばね効果によって、図４に示す相対捩れ角に変換する。その関係は、次式となる。

$$T=\frac{\tau_a}{a}\int_0^a r^2\,dA=\frac{GI_P}{\ell}\theta=k_T\theta \quad (1)$$

$T$　：操舵トルク
$\tau_a$　：トーションバー表面の剪断応力
$a$　：トーションバー捩り部半径
$r$　：トーションバーの任意半径
$dA$：半径 $r$ における微小断面積
$G$　：横弾性係数
$I_P$　：極慣性モーメント
$\ell$　：トーションバーの捩り有効長
$\theta$　：相対捩れ角
$k_T$　：比例定数

次に相対捩れ角を、可動鉄芯のスパイラル溝と出力シャフトの縦ガイド溝のカム機構によって、軸方向スライド量に変換する。その関係は、次式となる。

$$\theta=\frac{2\pi}{p}X=k_\theta X \quad (2)$$

$p$　：スパイラル溝のピッチ長
$X$　：軸方向スライド量
$k_\theta$　：比例定数

さらに可動鉄芯の軸方向スライド量を、差動トランスの差電圧出力として検知する。差動トランスは、**図５**に示す様に、一次コイルと上下の二次コイルから構成されていて、一次コイルに一定の交流電流を通し、差動トランスを励磁すると、各々の二次コイルに可動鉄芯の位置に応じた誘導電圧が生ずる。その差電圧を、出力電圧として検知する。特に、可動鉄芯の移動範囲では、個別出力は軸方向スライド量に比例するとみなせるので、その関係は、以下の通りとなる。

$$V_1 = k_1 X \quad (3)$$

$$V_2 = k_2 X \quad (4)$$

$$V = V_1 - V_2 \quad (5)$$

$$\therefore X = \frac{1}{k_1 - k_2} V = k_x V \quad (6)$$

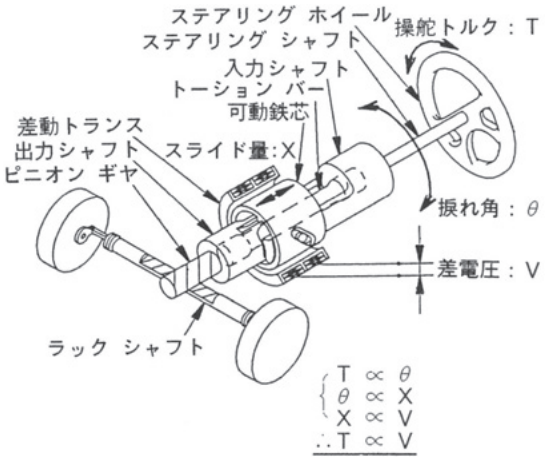



図３　トルク検知モデル

$V_1$，$V_2$ ：差動トランスの個別出力電圧

$V$ ：出力電圧

$k_1$，$k_2$，$k_X$ ：比例定数

(1)(2)(6)式はいずれも比例関係にあるので、操舵トルクを差電圧出力として検知できることになる。

$$T = K_T \theta = k_T k_\theta X$$

$$= k_T k_\theta k_X V$$

$$= K V \quad (7)$$

K：比例定数

以上についてグラフに表わすと、**図６**に示す様な相互比例関係となる。

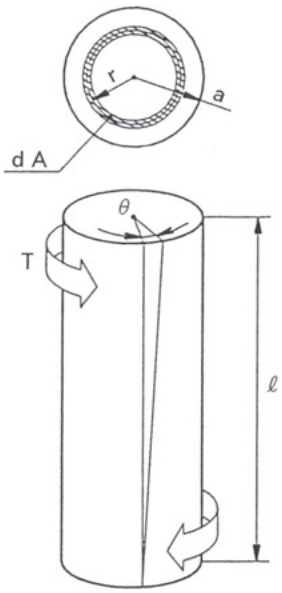
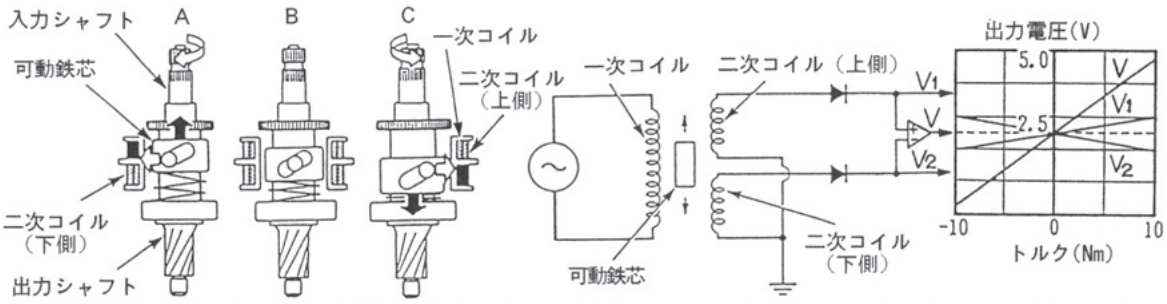



図４　丸棒の捩れ状態図




| 図中No. | 操舵条件 | 可動鉄芯の動き | 二次コイルの誘導電圧 |
|---|---|---|---|
| A | 右操舵（負荷転舵時） | 上に移動 | 上側コイルの電圧が高くなり、下側が低くなる |
| B | 直進（または無負荷時） | ニュートラル | 上下コイルの電圧は等しい |
| C | 左操舵（負荷転舵時） | 下に移動 | 下側コイルの電圧が高くなり、上側が低くなる |

図５　差動トランスの検知原理

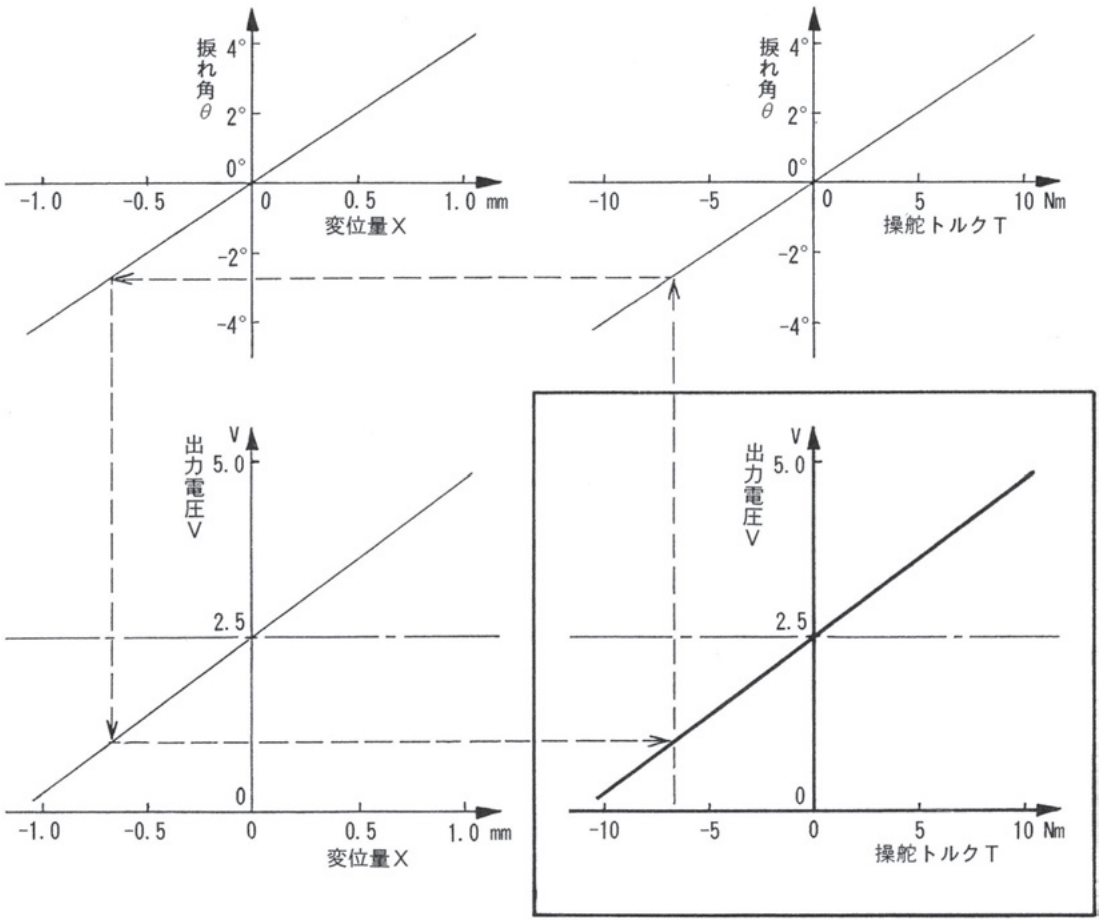



図６　操舵トルクと出力電圧の関係

## ６．トルクセンサの構造

図７に示す様に、ステアリングホイール側の入力シャフトと、ラックシャフト側の出力シャフトは、その中央部にトーションバーを配し、トーションバーの両端部共ピンで結合している。また入出力シャフトは、その間にニードル軸受を介してヒステリシスへの影響と、トーションバーに対する入出力シャフト間の曲げモーメントを、抑えている。

なお、トーションバーに対する過負荷防止は、図７に示す通り、ウイングの噛み合いで規制されるストッパー構造で行っている。

入出力シャフト外周には、可動鉄芯が跨がっており、可動鉄芯は内周突起部で出力シャフトのガイド溝を軸方向のみ摺動し、入力シャフトと一体のガイドピンが、可動鉄芯のスパイラル溝を摺動する構造となっている。可動鉄芯の両端部には、磁路を遮断して磁束変化を大きくする為、非磁性のリングを設けている。

この可動鉄芯の外周には差動トランスのコイルが配置され、そのコイルの全周を円筒形のヨークで包んでいる。また、コイルはケースに内蔵されたインタフェイス回路に、結線されている。

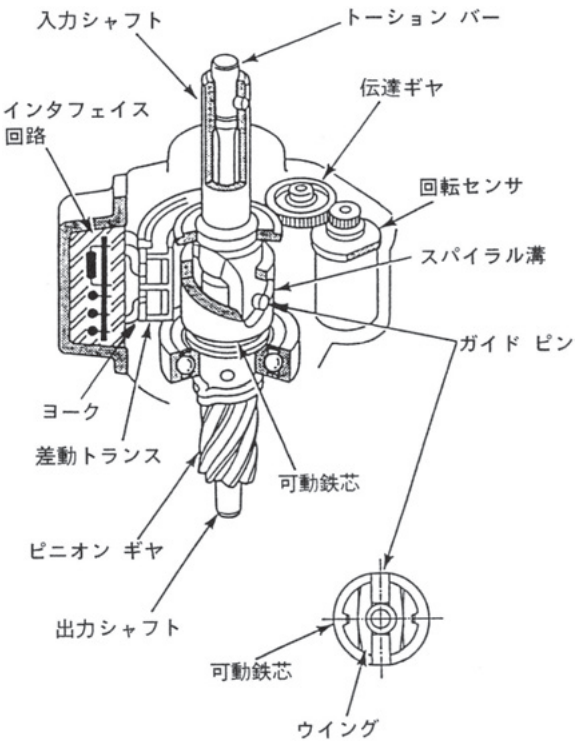



図７　操舵センサの構造

## ７．トルク検知部の開発

可動鉄芯の軸方向変位は差動トランスによって検知している。しかし、入出力シャフトは、強度上クロムモリブデン鋼を用いている為、シャフトの磁性の影響が可動鉄心の磁束変化に表われてしまう。そこで、図８に示す様に、可動鉄芯の両端に非磁性リングを組付けることで、入出力シャフトの磁性の影響を排除した。具体的には、図９に示す通り、非磁性リングの無い状態に対して、感度を約９倍に上げることができた。

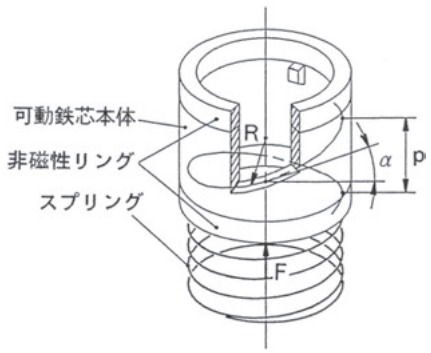



図８　可動鉄芯の説明図

出力特性のヒステリシスは、ほとんどがフリクションである。特に摺動部のフリクショントルクについては、以下の関係がある。

$$T = F R \left( \frac{\mu + \tan\alpha}{1 - 2\,\mu \tan\alpha - \mu^2} \right) \qquad (8)$$

$$\tan\alpha = \frac{p}{2\,\pi R} \qquad (9)$$

F：ばねのセット荷重
R：可動鉄芯のスパイラル溝の中心半径
$\alpha$：半径Rにおけるスパイラル角度
$\mu$：摺動部の摩擦係数

フリクショントルク(8)式と、その実測データを、図10に示す。フリクショントルクが、ヒステリシスとして出力に表われない様にする為には、図８に示すスパイラル角度を小さくする必要がある。

ところが、摺動部の摩擦係数に対し、スパイラル角度を充分大きく設定しないと、摩擦力が大きくなって摺動戻り不良を起こす。それを解消する条件は、次式で表わされる。

$$\mu < \tan\alpha \qquad (10)$$

また、可動鉄芯は軸方向スライド量を充分取ることによって、出力感度が良くなる。その条件を次式と設定した。

$$X \geqq 1 \qquad (11)$$

従って、可動鉄芯は(8)(10)(11)式の条件を満たす箇所で、スパイラル角度等のカム機構を設定した。

可動鉄芯材料については、軟磁性材料であることと、摺動部に耐摩耗性を有することを必要とした。この相反する条件を満たす為に、磁気特性は母材を低炭素鋼として確保し、耐摩耗性は表面を浸炭することにより満足させた。

差動トランスは、図５に示す様にトルク出力を差電圧Ｖとして取出しているので、温度特性が良好である。また、個別出力の$V_1$，$V_2$は、いずれも故障診断に用い、システムの信頼性確保に役立てている。

差動トランスの外周部に配したヨークには、可動鉄芯を通る磁路を形成して感度を上げる働きと、外部磁界をシールドする働きをさせている。

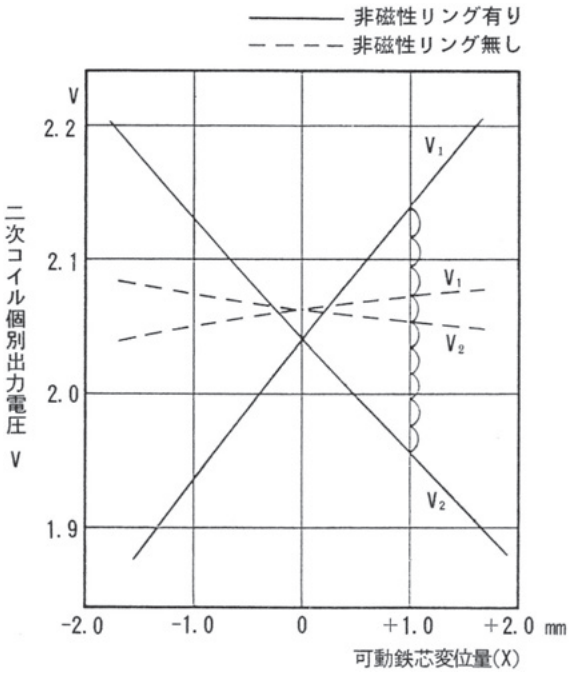



図９　非磁性リングの効果

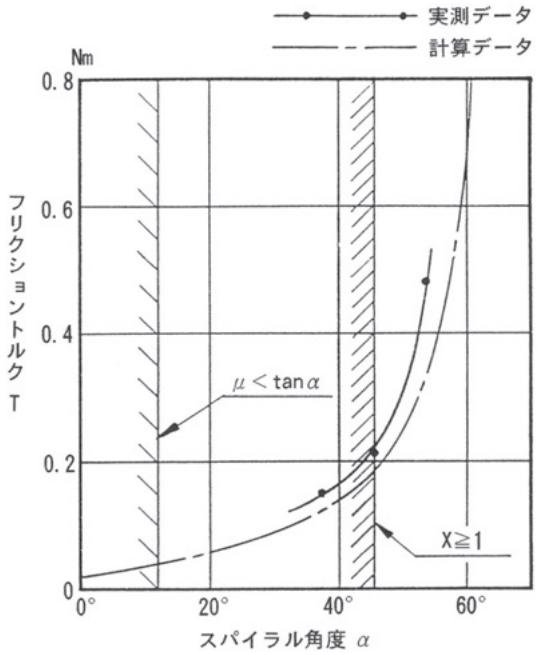



図 10　可動鉄芯のスパイラル角度の設定

## ８．トルクセンサの出力特性

図 11 に操舵トルクセンサの操舵トルクと出力電圧の関係を、温度特性も含めて表わす。差動トランスを採用したことから、良好な温度特性を得た。また、検出原理に述べた様に比例関係にあることから、リニアリティの良い出力特性を得ることができた。

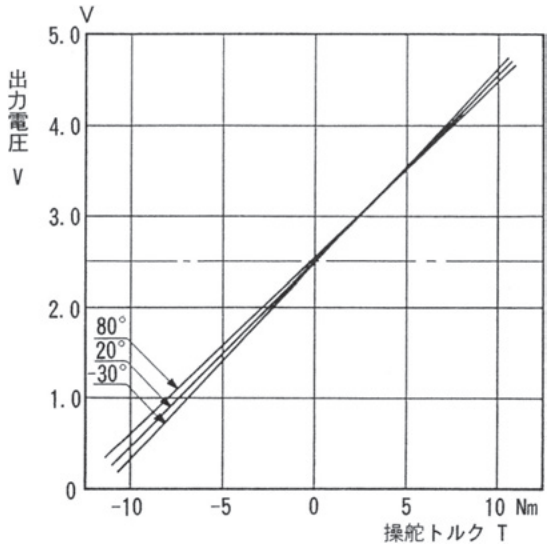



図 11　操舵トルク出力特性

## ９．回転速度センサの開発

回転するステアリングホイールの操舵回転速度と操舵回転方向を、電気信号として検知する方法は、主として以下の通りである。

１）　ホール素子、ＭＲ素子等を用いた磁気的検知
２）　受発光素子を用いた光学的検知
３）　ＤＣタコジェネレータを用いた発電検知

本開発では、操舵回転速度に比例したＤＣ電圧を発電でき、演算回路を必要とせず回転方向も含め直ちに出力できる応答性の良いＤＣタコジェネレータを採用した。

タコジェネレータの回転子は、図 12 に示す様にリップル率の低い７極ロータとした。また固定子は、安価で汎用性のあるフェライト製マグネットとし、リップル率を理論的に求められる最適値に近付ける為に円筒形状とした。

回転速度センサの回転速度と出力電圧の関係を、温度特性も含めて図 13 に示す。図 12 のリップル率と共に、良好な出力特性を得ることができた。

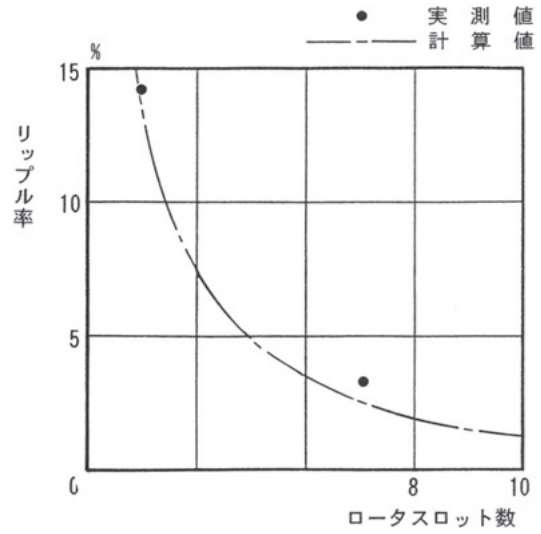



図 12　回転速度センサのリップル率

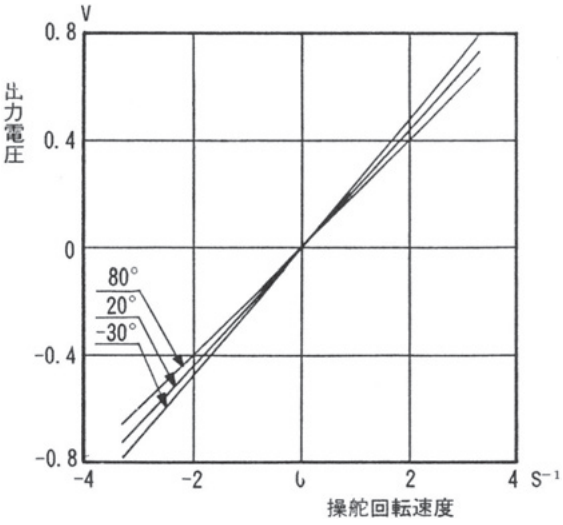



図 13　回転速度センサの出力特性

## 10. まとめ

1）　操舵トルクセンサは、トーションバーのばね特性、可動鉄芯のカム機構、差動トランス構成によって、リニアリティの良好なトルク検知が実現できた。

2）　非磁性リング付きの可動鉄芯を、差動トランスで検知する方式によって、高い感度を得ることができた。

3）　差動トランスを用いることによって、良好な温度特性を得ることができた。

4）　操舵回転速度センサは、7極ＤＣタコジェネレータを用い、直接電圧を出力することで、応答性・リップル率の良好な回転速度検知が可能となった。

5）　トルクセンサ･回転速度センサ･インタフェイス回路を内蔵した一体型の構造とすることにより、コンパクトな操舵センサを実用化することができた。

## 11. あとがき

パワーステアリングのエレクトロニクス化が、燃費向上・高性能化・軽量化に有効であることから、適用の拡大が期待できる。また、操舵系のエレクトロニクス応用技術は、今後増々発展すると考えられる。この様な流れの中で、さらに小型・軽量・安価・高性能なセンサを、各々のシステムのニーズに合わせて研究開発してゆくことが、今後の取り組むべき課題である。

## 謝　辞

本操舵センサの開発及び本論文の執筆に対し、関係メーカの多くの方々に御協力頂き、ここに改めて感謝の意を表する。

## 参考文献

⑴ Y. Shimizu, T. Kawai:“Development of Electric Power Steering (EPS)”, SAE, 5th Autotechnologies Conference and Exposition, 1991.

⑵ 清水、杉野：“電動パワーステアリングの制御”、機械学会第 68 期総会講演会前刷集、1991.

⑶ 中山、須田：“電動パワーステアリングの現状と将来”、自動車技術、Vol. 44、No.l、1990.

■著 者■




須 田 均



三重野敏幸



川 越 浩 行



滝 沢 純



土方久美子



北 沢 浩 一

# １次バランサによるＦ１エンジンの振動低減

Reduction of Vibration for an F1 Engine with Balancer

青木朗雄* Akio Aoki
阿部弘* Hiroshi Abe
安岡章雅* Akimasa Yasuoka
松下富士子* Fujiko Matsushita

## 要　旨

速さを競うＦ１レースの世界においても、単にエンジンの出力を上げてより速く走るだけでなく、レース中のドライバーにかかる負担を軽減し、さらに、ドライバーの描く走行イメージどおりの走りができる車作りが求められる。

本報告では、1990年のＦ１レースに提供したRA100E型V10エンジンで行った１次バランサ採用による振動低減効果、ならびにスロットル方式の変更に依るエンジンレスポンスの改善について紹介する。

## ABSTRACT

An F1 race car must be made such that it is not only fast, but similar to a passenger car. It must be such that it is unstressful on the driver and easy to drive in commensurate with his maneuvering ability during racing.

This report introduces the following: 1) the effect on vibration level of a balancer, which was fitted to the RA10E V-10 engine used in the 1990 F1 racing season; and 2) the improvement in engine response resulting from changes to the throttle system.

## １．まえがき

ホンダは1990年のＦ１レースにおいてRA100E型V10を提供し、多くの方々の御支援のもとに６年連続のコンストラクターズチャンピオンシップ、および、５年連続のドライバーズチャンピオンシップを獲得することができた。

レースの世界においては、言うまでもなくより速く走るということが優先され、エンジンについても高い出力が求められる。しかしながら、レースの世界といえども、あくまでも人間が車を運転して競うものである以上、単に高い出力性能を追求するだけでは十分ではなく、車を運転するドライバーにかかる負担をできるだけ軽減し、さらにドライバーが運転中に描いている走行イメージにより近い走りができるような車作りが要求される。

少し古いデータになるが、1989年の日本グランプリ予選において測定したセナ車の加速度データを例にとると（**図１**）、走行中の最大加速度は左右方向で約40m/s²(約4G)、前後方向で20～30m/s²(約2～3G)が記録されている。この加速度の大きさは、一般の車では10m/s²(約1G)に達することは

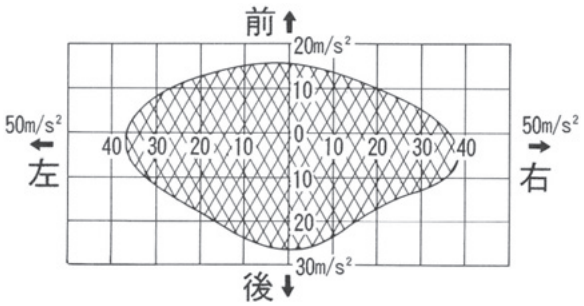



図１　Ｆ１走行時の加速度分布

＊　和光研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1991_3_9

ほとんどないことから考えても非常に大きなものであることが分かる。Ｆ１ドライバーはこの大きな加速度に対しても２時間あまり戦っていくとともに、こういった限界状態の中で車やエンジンの持っている性能を最大限引き出して運転することが求められるため、ドライバーにかかる肉体的、精神的圧力ははかり知れないものがある。従って、レース中にドライバーにかかる負担を軽減することは、レース中のドライバーの集中力を高め、より確実に、速く走るための重要な要素となる。

ドライバーにかかる負担には加速度をはじめ多くの要素があるが、エンジン振動もその中の一つであり、本報告では、１次バランサ付エンジンの振動低減効果について例示する。

また、ドライバーの描く走行イメージにより近づいた走りを得るためには、車体空力性能ばかりでなく、エンジンの加速レスポンスといったような動力性能面も重要である。ここでは、スライド型スロットルとバタフライ型スロットルについて比較を行ったエンジンレスポンスの改良について紹介する。

## ２．１次バランサによる振動低減

速く走るといった観点から、レースエンジンにおいてはバランサの必要性はなく、むしろ無いものが普通である。しかしながら、レース車においても、エンジンの振動を低減するということはドライバーにかかる負担を低減するためには重要な要素となる。**図２**にRA168E型（88年V6 1.5ℓ ターボエンジン）とRA109E型（89年V10 3.5ℓ NAエンジン）について、エンジンフロントマウントとつながる車体部分で計測した上下振動データを示す。２種類のエンジン共にほとんど同じレベルにあり、ほぼドライバーの立場からみた許容範囲におさまっている。エンジン振動の伝達を抑えるには、フロントマウント部の剛性を下げるのが有効であるが、レース車の場合、エンジンも車体構造の一部を担っており、むやみにマウント部の剛性を下げることはできない。

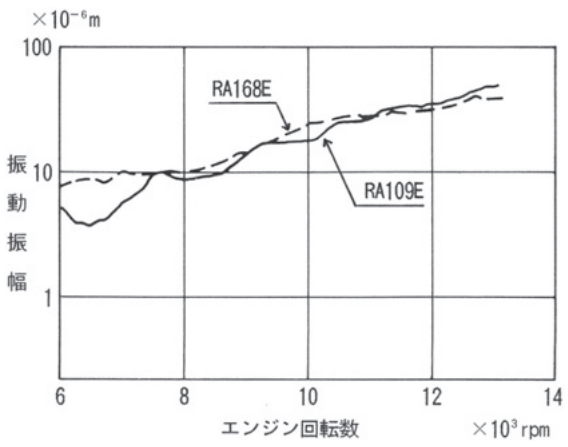



図２　レース車における車体振動

従って、エンジン本体の振動低減対策が大きな要素となる。振動を低減することにより、ドライバーのアイポジションの振れを軽減し、ドライバー自身の視力の低下や疲労も少なくすることができる。

### 2.1. V10エンジンの振動とバランサ

エンジン振動を発生させる要因としてここではピストン、ピストンピン、コネクティングロッド小端部等で構成される往復部質量とコネクティングロッド大端部、クランクシャフト等で構成される回転部質量に作用する慣性力によって生じるエンジン振動について考える。

このとき、各気筒ごとの慣性力によって、並進方向の慣性力不釣り合いと慣性偶力の不釣り合いの２種類の不釣り合いの為に並進方向振動と歳差運動（みそすり運動）状振動の２種類のエンジン振動が発生する。これらの不釣り合い量の算出については、各種文献に詳しく記載されており、一般のエンジンと同じ取扱となるため、ここでは特に触れないこととする。また、往復部質量に作用する慣性力は、クランク回転数に相当する周期を持つ１次成分と、回転数の2、4、6、…倍の周期を持つ高次成分に分解されるが、１次、２次に対して４次以降の成分は微小であり無視して考えることとする。

当社のレース用エンジンについて、各形式における不釣り合い量をそれぞれ計算すると**表１**のようになる。V10エンジンの１次慣性偶力不釣り合い量は大きく、ドライバー、エンジン・車体強度のどちらに対しても厳しいことが分かる。

いま、往復部質量Mrに対して回転部質量Moを適切に与えると１次の慣性偶力不釣り合いはクラ

表1　レース用エンジンの起振力計算値比較

| エンジン　コードNo. | | RA168E | RA386E | RA100E | RA100E |
|---|---|---|---|---|---|
| エンジン型式 | | 80° V-6 | 90° V-8 | 72° V-10 | 72° V-10 |
| 排気量　ℓ | | 1.5 | 3.0 | 3.5 | 3.5 |
| バランサ　有・無 | | 無し | 無し | 無し | 有り |
| クランク回転数（計算値） r/m | | 12000 | 9000 | 12000 | 12000 |
| 慣性力 | 1次成分最大値 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 不釣り合い量　N | 2次成分最大値 | 0 | $9.06\times10^4$ | 0 | 0 |
| 慣性偶力 | 1次成分最大値 | 676.2 | 0 | 3880.4 | 0 |
| 不釣り合い量　N㎡ | 2次成分最大値 | 1089.0 | 3966.9 | 273.4 | 273.4 |

ンク回転平面内で大きさ一定、クランクと同速度、クランクと逆回転方向の力となる。従って、この不釣り合いと180度位相の異なるアンバランス質量を付加することによって1次の慣性偶力は釣り合わされる。具体的には、1次バランサーの諸元は以下のとおりとなる。

① バランサ回転方向:反クランク回転方向
② 回転速度　　:クランク回転速度
③ バランス量

$$\therefore\ 2\sqrt{A^2+B^2}*Mr*R*Lp*(\cos^2\phi-1/2)$$

ここで $A=\Sigma\,(i\text{-}1)\cos(\alpha_1)$

$B=\Sigma\,(i\text{-}1)\sin(\alpha_1)$

$\alpha_1$ ;#1 ピンに対する #i 番ピンの位相（反クランク回転方向）

Mr ;回転部質量

R ;クランク半径

Lp ;ボアピッチ

$\phi$ ;バンク角度／2

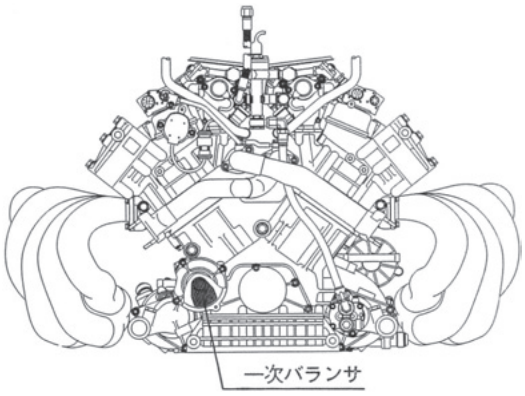



図3　1次バランサ付　RA100E型エンジン

### 2.2. バランサの取付けと計測点

エンジンの振動を低減する目的から、バンク角72°のRA100E型V10エンジンには、図3に示すバランサが設けられている。このバランサは、クランクシャフトと反対方向に回転する。

このバランサによる出力損失は、12000r/minで約1.5kWである。

バランサの効果を判定するため、図4に示す3点で振動の計測を行った。一点目の測定点はエンジン前部のアッパーエンジンマウント近くの右バンクのヘッドカバー上に、二点目はエンジン後部

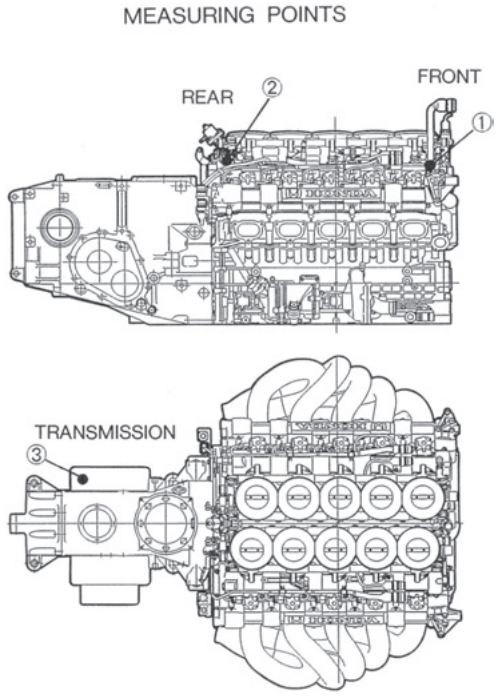



図4　振動測定点

の右バンクのヘッドカバー上、三点目はトランスミッション左部に置いた。

振動の計測は、実際のレース車を用いて、無負荷条件下で行った。

### 2.3. 1次バランサ効果

図5にバランサのついていないエンジンの上下方向振動を、オーバーオール（OA）と1次成分について比較して示す。この結果から、OAに対する1次成分の寄与率が非常に大きいことが明らかで、1次バランサの取付けによって大幅な振動低減をはかれることが期待される。

図6は1次バランサによる上下振動低減効果を

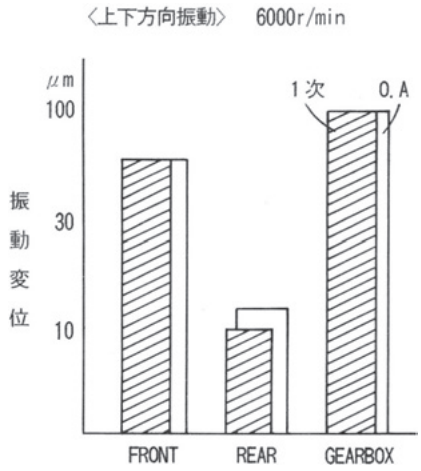



図5 OAに対する1次成分の寄与

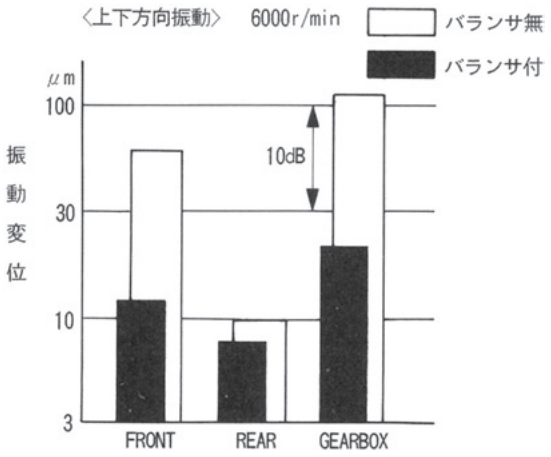



図6 1次成分に対するバランサ効果

1次成分について見たもので、振動変位の絶対値が大きな点（エンジン前部、トランスミッション上）では、10dB以上の低減効果が見られる。この傾向は、変位量の差こそあれ、左右方向の振動変

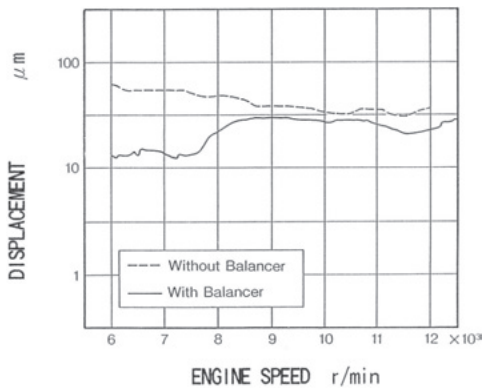



図7 エンジン前部での上下方向振動低減効果

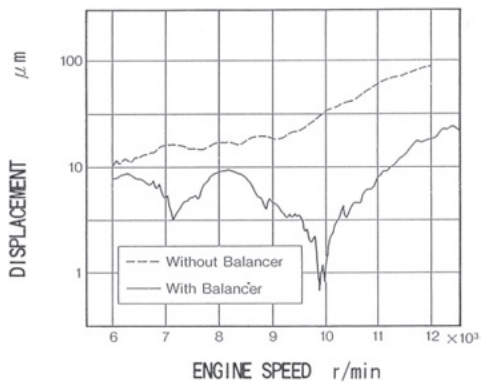



図8 エンジン後部での上下方向振動低減効果

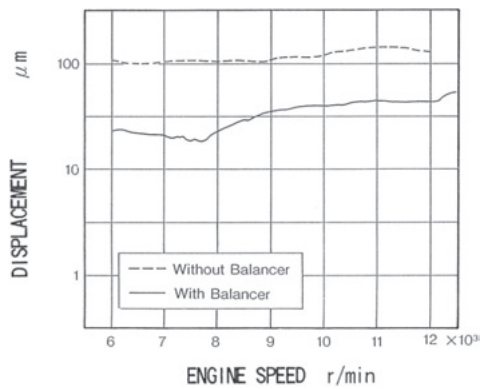



図9 トランスミッション上での上下方向振動低減効果

位についても同様であり、1次バランサの効果が大きいことを示している。

次に、各測定点におけるOAの上下振動変位について全回転域の特性を、図7にエンジン前部、図8にエンジン後部、図9にトランスミッション上のデータを示す。いづれの測定点においても全回転域に渡ってバランサの効果が表れており、特に、バランサの無い時に変位量の大きな点でその効果が著しい。

最後にこれらの結果をまとめて、図10に6000r/minのデータを、図11に12000r/minのデータを示す。6000r/minと12000r/minとでは振動変異量の大きな場所が変わるが、いづれのデータも大きな変位の見れる点でバランサの効果が大きく、全測定点、方向について最大約100 μmの変位量が約30 μm程度に減少しており、総合的には約10dBの効果が得られている。

このように、レースエンジンにおいても1次バランサを設けることは、大幅な撮動の低減をもたらし、レース中のドライバーに対する負荷を極力少なくするためには有効である。

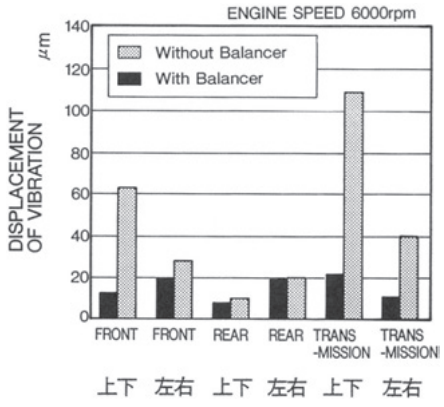



図10　1次バランサによる6000r/minの振動低減効果

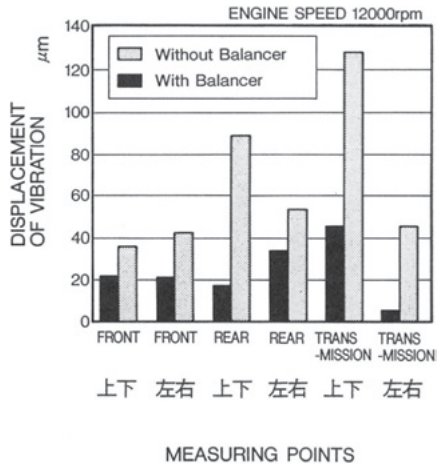



図11　1次バランサによる12000r/minでの振動低減効果

## 3. スロットル型式によるレスポンスの改善

各レース車のエンジン出力、車体性能が近づいてくると、レース車の走りに大きな影響を及ぼしてくるのがエンジンの加速レスポンスである。車のトップスピードが同じであっても、コーナーの立ち上がりから如何に短い時間でトップスピードまで持っていけるか、あるいは、複雑なコーナーでのアクセル操作に対して如何に車が敏感に答えてくれるかが、ラップタイムを短縮する大切な要素になる。

これは、1988年以前のターボエンジンの時代においてはとりわけ重要な課題であった。その時代

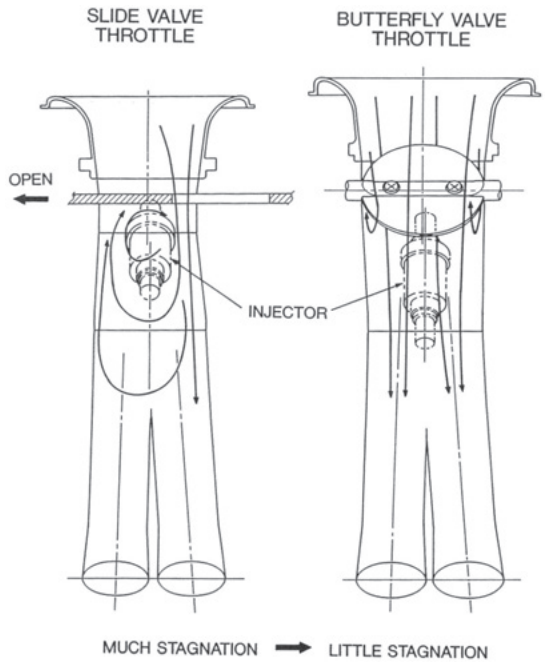



図12　スライド型とバタフライ型スロットルバルブにおける空気の流れの比較

には、エンジンの加速レスポンス、特に低回転域からパーシャルスロットルで加速する時に発生するエンジンのヘジテーションに対する様々な改善策が試みられた。そういった技術の一つがスロットル型式の違いによる加速レスポンスの改善技術である。

図12はスライド型スロットルとバタフライ型スロットルについて、吸入空気の流れを観察した様子である。テストはフロースタンド上で実物モデルを用い、それぞれのパーシャルスロットル位置における流れを観察した。

図中の矢印で示されるように、スライド型スロットルではポート片側から新気が導入されるため、バルブ後方に空気が廻り込む。一方、バタフライ型スロットルでは空気の廻り込みは少なく、新気は比較的ストレートに吸入ポートに流入し、エンジン燃焼室内に導かれる。この時、吸入ポートに噴射された燃料はこの空気の流れに従って流れる

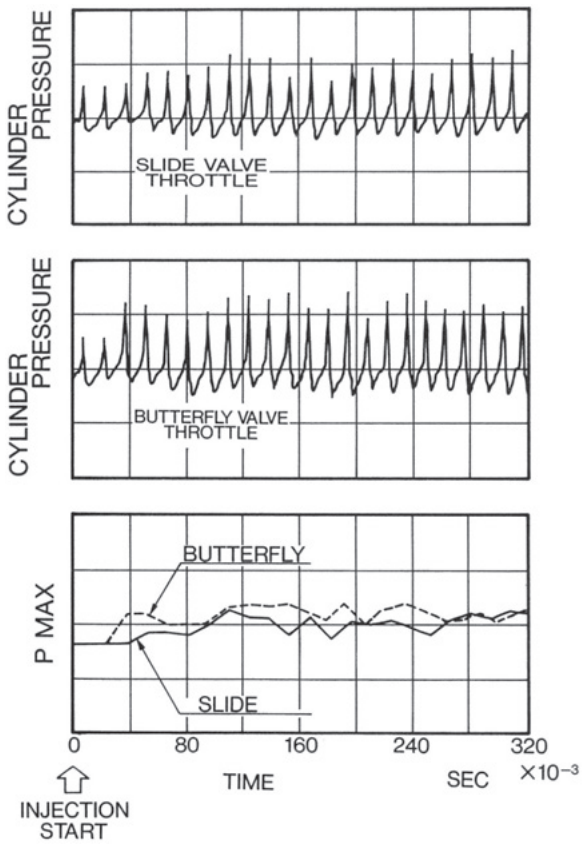



図13　燃料噴射に対する燃焼圧力応答

ことになり、スライド型スロットルでは空気と共に、燃料もポート内に滞留し、バタフライ型スロットルに比べて燃焼室内に流入するのが遅れることになる。従ってスロットルが操作された結果がエンジンの燃焼として現れるのは、バタフライ型スロットルの方が早くなる。

この事を実際のエンジンで確認したのが図13である。テストはスロットル部の開口面積を全開時の約35%に設定、エンジンをモータリング8000r/minで運転している状態から、燃料噴射を開始した後現れる燃焼圧力の変化を測定した。図の上段はスライド型スロットル、中段はバタフライ型スロットルに於ける燃焼室圧力を示しており、また、下段は最大燃焼圧力(Pmax)について比較整理したものである。

時間0で燃料の噴射を開始すると、バタフライ型スロットルでは約25msで燃焼が始まり、40ms後にはほぼ安定したPmaxが得られているが、スライド型スロットルでは燃焼の始まりが約40ms、さらに安定したPmaxを得るには約90msの時間を必要としている。このことからもスライド型スロットルに対しバタフライ型スロットルの方がよりエンジンのレスポンスを早くできることが分かる。

このようなエンジンレスポンスの改善は、ターボエンジンの時代から継続研究されてきており、自然、給気エンジンとなった現在のF1レースにおいても、エンジンの性能を充分に使いきる技術として生きている。

## 4. まとめ

レースの世界において、より速く走る車を作るためにはエンジンや車体の性能をより高めて行くことが必要であるが、より速く走るがためにドライバーにかかる負担は極限にまで高くなっている。そのため、ドライバーにかかる負担をできるだけ軽減した乗りやすい車にすることが必要となり、レース車における乗りやすい車作りに種々の技術が試みられ、ひいてはさらに車を速く、確実に走らせることにつながっている。

本報告では、こういった技術の中から一例として、1次バランサによる振動低減の効果、スロットル型式によるエンジンレスポンスの改善につい

て紹介したが、その他にもレース車ではより多くの試みが行われており、それらの技術を総合した形でレース車は成り立っている。

■著　者■



青　木　朗　雄



阿　部　　弘



安　岡　章　雄



松　下　富士子

# 4サイクル火花点火機関の全機関損失と出力

## Total Engine Loss and Engine Output Characteristics in Four Stroke S. I. Engines

八木静夫* 藤井功** 園比呂志**
Shizuo Yagi Isao Fujii Hiroshi Sono
石橋羊一*** 藤原一夫***
Youichi Ishibashi Kazuo Fujiwara

## 要旨

最大出力を与える回転数が8,000～20,000rpmにも及ぶ約300機種の4サイクル火花点火機関の全機関損失(Pmℓ)を解析することによって、Pmℓと機関の主要諸元との関係を明らかにし、Pmℓを求める実験式を確立、Pmℓの低減はショートストローク化、多弁化及び多気筒化によって達成することを述べている。

次に、総排気量が125cc、250cc及び500ccの中から選んだ16機種の背圧が低い排気系をもつ高速高性能型機関の全開出力特性を、我々が提案する修正指示平均有効圧力〔Pmi* ≡ Pmi/(κ(ε)•ηv)〕を用いて整理すると、MBT等の条件のもとでの最大値(Pmi*max)はほぼ一定(2.40～2.44MPa)となり、その値は指圧線図から求めた修正$\overline{\text{Pmi}}$($\overline{\text{Pmi}}$*)とほぼ一致する事が分かった。従って、コンピュータシミュレーションによって体積効率(ηv)が予測出来れば、Pmi*maxよりMBTの条件のもとでの指示平均有効圧力(Pmi)が求まり、実験式から求まるPmℓを用いてPmeを予測することが出来ることを述べている。

## ABSTRACT

The total engine loss (Pm l) of about 300 4-cycle ignition-detonation engines, ranging from 8,000 to 20,000 rpm for maximum power output was analyzed, the results of which will be discussed.

This paper discusses the formulation of a relationship between an engine's total engine loss (Pm l) and its major specifications, and the discovery of an empirical equation which predicts Pm l, and provides information which enables one to conclude that Pm l can be reduced by making the strokes shorter and by using multi-valve and - cylinder designs.

By applying our proposal for modified BMEP [Pmi* ≡ Pmi/(κ(ε)·v)] to the output characteristics at full throttle of high-speed, high-power engines, the following has been found: Given the conditions of MBT, (Pmi* max) from this relationship is nearly identical to its value as calculated from the pressure curve (2.40 to 2.44 MPa). This is the result of the study of 16 engines with low back pressure exhaust systems, with displacements ranging from 125 cc to 500 cc.

It is concluded that given the volumetric efficiency (ηv) estimated by computer simulations, Pme can be estimated with the BMEP (Pmi) calculated from Pmi* max under MBT in conjunction with Pm l, as calculated by the empirical equation.

## 1. まえがき

新規機関の開発にあたり、企画段階での機関出力予測は重要な課題である。出力予測には指示平均有効圧力(Pmi)と機械摩擦損失、ポンピング損失、及び補機駆動損失を含む全機関損失〔Total engine loss, (Pmℓ)〕の双方の値を知る事が不可欠である。前者については、近年コンピュータシミュレーション等を用いた予測研究が数多く見られる。しかしながら後者に関する研究の多くは、機関個々の構成要素を対象[1) 2) 3)]としており、全機関損失を取り扱った例は非常に少ない。その中でS.F, Rezekaは瞬時全機関損失をピストン系や

＊ 本田技術研究所
＊＊ 和光研究所
＊＊＊朝霞研究所



https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1991_3_10

クランク系等の構成要素の和[4) 5)]で推定する事を提唱しているが実験条件が実際の運転条件と大きく異なるため、このような手法で諸元の異なる全機関損失を求める事は極めて困難と考える。本論文はまず、モーターサイクル用4サイクル火花点火機関で最大出力を与える回転数(Nepsmax)が8,000～20,000rpmに及ぶ約300機種について吸気系の絞り弁全開(WOT)等々の条件のもとで、モータリング法で求めた全機関損失(Pmℓ)と機関の主要諸元との関係を明らかにし、Pmℓを求める実験式を紹介[6) 7)]している。すなわちPmℓはボア(B)、ストローク(S)及びクランクシャフトの平均等価軸径($Dc_M$)からなる諸元係数($\sqrt{S \cdot Dc_M}/B$)と比例係数〔回転依存項($C_1Ne^2$)と定数項($C_2$)の和〕の積で表される。

$$Pm\ell = (C_1Ne^2 + C_2) \cdot \sqrt{S \cdot Dc_M}/B$$

ここに$C_1Ne^2$はポンピングロス(Pmℓp)を含む因子で、4サイクル機関では吸気系の絞り弁の絞り損失とポペット弁部の圧力損失及び排気系の排出損失の和と考えられる。しかしながらWOTで排気系を取り除いた条件のもとでは吸気弁部の圧力損失のみ考えればよい。

$C_2$は潤滑油動粘度($\nu$)に比例するトライボロジカルな項で、十分に慣らしのついた機関では潤滑油温度(Toil)で略決まる。なおPmℓの実験式は20,000rpmに及ぶ機関にも適用でき、かつその低減は機関のショートストローク化、多弁化及び多気筒化によって達成する事を述べている。

次に総排気量が125cc、250cc及び500ccの中から選んだ特徴ある16機種の高速高性能型機関の全開性能を解析することによって得られた修正指示平均有効圧力の最大値(Pmi* max)と上述の実験式から求めたPmℓを用いて新規開発機関の正味平均有効圧力(Pme)を予測できる事を述べている。すなわちダイナモメータで測定したPmeにPmℓを加算した指示平均有効圧力(Pmi)を圧縮比($\varepsilon$)の函数である$\kappa(\varepsilon)$とその時の体積効率($\eta v$)で割った修正Pmi(Pmi* ≡ Pmi/ $\kappa(\varepsilon)\cdot\eta v$)に注目すると、出力が最大となる空燃比(A/F)と点火時期(MBT)が与えられていればPmi*は回転数のいかんにかかわらず略一定の値(Pmi* max)となる。

またPmi*maxは同一運転条件のもとでの300サイクルの指圧線図から求めた修正$\overline{Pmi}$($\overline{Pmi^*}$)と略等しく、2.40～2.44Mpaとなる。従って新規機関レイアウト時、コンピュータシミュレーションによって$\eta v$特性を予測出来れば、Pmi*maxからMBTの条件のもとでのPmiが求まり、実験式からのPmℓを用いてPmeを予測できることを述べている。

## 2. 全機関損失

### 2.1. 機関の主要諸元とモデル区分

全機関損失のデータを解析するにあたってまず採用した総排気量(Vst)が50～1100ccで最大出力を与える回転数(Nepsmax)が8,000～20,000rpmに及ぶ約300機種の機関について、気筒数(n)、ボア(B)、ストローク(S)、吸排気弁径と個数(dvi/dve × nv)、コネクティングロッド長さ(ℓ)、クランクシャフト支持点数(m)、クランクジャーナル径(Dcj)とピン径(Dcp)等の主要諸元及びカムシャフト駆動方式、動力伝達方式とバランサの有無の調査を行った。その結果、開発時期が異なっていても諸元、形式が同じ機種を1モデルと見做す事によって**表1**に示すように155モデルに区分できた。従って以下の解析には機種ではなくモデルをとり扱っている。

### 2.2. 全機関損失測定条件

全機関損失のデータはMotoring法によるものであるが下記条件を満たすものを抽出し、採用した。すなわちⅰ. 吸気系絞り弁全開(WOT)ⅱ. 排気系(排気管及びマフラ)除去、ⅲ. 潤滑油は、SAE 10W-30またはそれ相当を用い油温は60 ± 2℃又は80 ± 2℃、ⅳ. トランスミッションはトップギア位置、ⅴ. バランサ装置なし、ⅵ. チェンドライブ方式であること。

### 2.3. 機関の主要諸元と全機関損失

全機関損失(Pmℓ)に影響を与える因子として一般にボア(B)、ストローク(S)、コンロッド長さ(ℓ)又は$\lambda = 2\ell/S$と、クランクシャフトジャーナル径(Dcj)とピン径(Dcp)等があげられるが、クランクシャフトは排気量が同一であっても、直列2気筒の場合は2, 3および4点支持、直列4気筒の場合は5, 6点支持があり、支持点数(m)によって

Dcj と Dcp が異なる。従ってここでは次式で定義するクランクシャフトの平均等価軸径($Dc_M$)を採用することにした。

$$Dc_M = Kn \frac{\Sigma_1^m Dcj + \Sigma_1^n Dcp}{m + n} \quad (1)$$

ここに、Kn は気筒数(n)と気筒配列による係数である。

機関諸元と Pmℓ の関係は主要諸元中の1諸元のみ異なる関連モデルを 155 モデルの中から抽出し、個々の諸元の影響をひとつづつ解明する方法をとっている。以下に代表例を示しその関係を述べる。

(1)ボア(B):主要諸元の S, $Dc_M$, λ が同じで B のみ変更して排気量を例えば 125cc から 150～175cc に、250cc から 300～350cc に増大した場合の Pmℓ はほぼ B に反比例する事を我々はしばしば経験している。従ってここでは S, $Dc_M$, 及び λ が同じで B のみ異なる関連モデル(**表 2-1**)について Pmℓ と B の関係を Ne をパラメータとして**図 1-1**(1気筒)と**図 1-2**(4気筒)に示す。図から $Pm\ell \propto B^{\alpha}$ が成り立つ事が分かり、α を求めると略 -1.0 となり

$$Pm\ell \propto 1/B \quad (2)$$

となる。すなわち Pmℓ は B に反比例する。

(2)ストローク(S):一般に Pmℓ は S/B が小、すなわちショートストロークの方が有利と言われておりその関係を示すのに Pmℓ をピストン速度(UP)で整理している場合があるが、主要諸元が異なると Pmℓ に対する UP の影響は摑み難い。従ってここでは B は若干異なるが $Dc_M$ が等しく、S が異なる関連モデル(**表 2-2**)を抽出し、B の影響を除くため前項の結果(式 -2)に基づき Pmℓ と B の積すなわち Pmℓ・B と S の関係を**図 2-1**(B=47.0～48.0)と**図 2-2**(B=62.0～70.0)に示す。図から Pmℓ・$B \propto S^{\beta}$ が成り立つ事が分かり、β を求めると 0.4～0.6 となり β =0.5 とおくと

$$Pm\ell \propto \sqrt{S}/B \quad (3)$$

となる。すなわち Pmℓ は S の平方根に比例し B に

表1　機種のモデル区分

| n | Cam Train | nv | Vst cc | Nepsmax rpm | Number of Engine | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | Types | Models |
| 1 | Chain | 2 | 50 ~ 360 | 11,000 ~ 8,000 | 100 | 38 |
| | | 4 | 50 ~ 650 | 11,000 ~ 8,000 | 48 | 20 |
| 2 (In-line) | Chain | 2 | 125 ~ 500 | 13,000 ~ 9,000 | 27 | 13 |
| | | 3 | 250 ~ 450 | 10,000 ~ 9,000 | 9 | 5 |
| | Gear | 4 | 125 | 15,000 ~ 13,000 | 3 | 3 |
| 2 (Vertical) | Chain | 2 | 375 | 8,000 | 2 | 2 |
| | | 3 | 400 ~ 1,100 | 10,000 ~ 7,000 | 9 | 5 |
| | | 4 | 250 ~ 675 | 12,000 ~ 9,000 | 12 | 6 |
| 4 (In-line) | Chain | 2 | 350 ~ 740 | 10,000 ~ 9,000 | 12 | 7 |
| | | 4 | 400 ~ 1,060 | 12,000 ~ 9,000 | 24 | 14 |
| | Gear | 2 | 125 | 16,500 | 2 | 2 |
| | | 4 | 125 ~ 750 | 20,000 ~ 13,000 | 21 | 19 |
| 4 (Vertical) | Chain | 4 | 400 ~ 1,100 | 13,000 ~ 9,000 | 13 | 7 |
| | Gear | 4 | 400 ~ 1,200 | 13,000 ~ 9,000 | 12 | 8 |
| 5(In-line) | Gear | 4 | 125 | 21,000 ~ 19,500 | 2 | 2 |
| 6(In-line) | Gear | 4 | 250 | 19,500 ~ 17,000 | 4 | 4 |
| Total | | | | | 300 | 155 |

n : Number of cylinders　　Vst : Engine displacement

nv : Number of inlet/exhaust valves　　Nepsmax : Engine speed for maximum output

表 2-1　B の影響

| B mm | n | S mm | Dcм mm | λ | nvi | dvi/B | Number of Engine Models | Figures |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 39.0 ~ 48.0 | 1 | 41.4 | 21.00 | 4.40 | 1 | 0.489 ~ 0.500 | 4 | – |
| 50.5 ~ 63.0 | 1 | 49.5 | 28.67 | 4.18 | 1 | 0.476 ~ 0.558 | 10 | Fig. 1-1 |
| 58.5 ~ 65.5 | 1 | 57.8 | 28.67 | 3.58 | 1 | 0.458 ~ 0.513 | 4 | – |
| 47.0 ~ 51.0 | 4 | 50.0 | 32.00 | 4.26 | 1 | 0.520 ~ 0.553 | 2 | Fig. 1-2 |
| 56.0 ~ 61.3 | 4 | 50.6 | 32.89 | 4.21 | 1 | 0.470 ~ 0.498 | 3 | Fig. 1-2 |
| 64.5 ~ 70.0 | 4 | 69.0 | 36.00 | 3.40 | 2 | 0.386 ~ 0.403 | 3 | Fig. 1-2 |

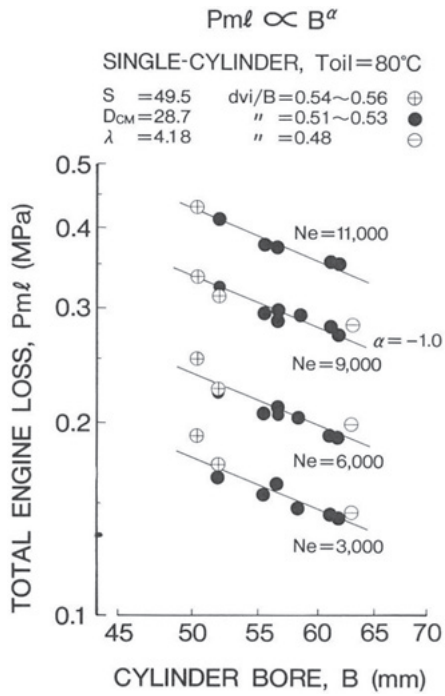



図 1-1　単気筒エンジンの Pmℓ と B の関係

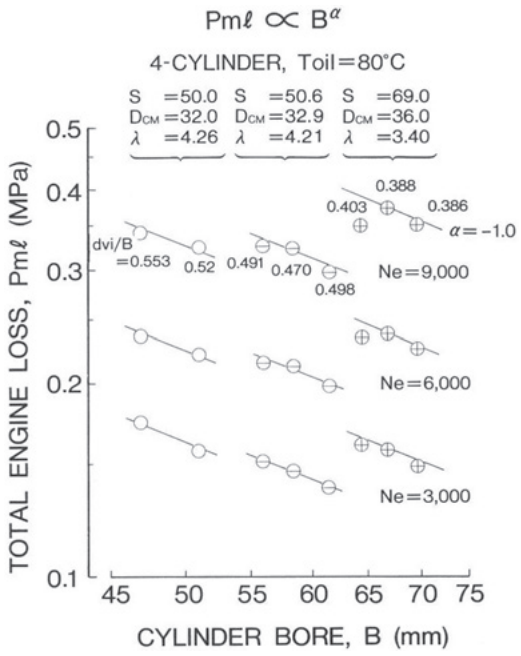



図 1-2　4 気筒エンジンの Pmℓ と B の関係

反比例する。すなわちショートストロークが有利であることが分かる。

(3)クランクシャフト平均等価軸径 ($Dc_M$) : ここでも B は異なるが S が一定で $Dc_M$ が異なる関連モデル (**表 2-3**) を抽出し、B と S の影響を除くため、前項の結果に基づき $Pm\ell \cdot B/\sqrt{S}$ と $Dc_M$ の関係を**図 3** に示す。図から $Pm\ell \cdot B/\sqrt{S} \propto Dc_M^{\gamma}$ が成り立つ事が分かり、$\gamma$ を求めると略 0.5 となり

$$Pm\ell \propto \sqrt{S \cdot Dc_M}/B \qquad (4)$$

となる。すなわち Pmℓ は S と $Dc_M$ の平方根に比例し、B に反比例する。ここで $\sqrt{S \cdot Dc_M}/B$ を諸元係数と名付ける。

### 2.4.　修正全機関損失

2.4.1.　修正全機関損失 (Pmℓ*)

全機関損失 (Pmℓ) は諸元係数 ($\sqrt{S \cdot Dc_M}/B$) に比例する事を述べてきたが、この関係を把握するためストローク (S) とクランクシャフト平均軸径 ($Dc_M$) が一定の場合について検討を行う。

**図 4-1** (1 気筒) と**図 4-2** (4 気筒) に Pmℓ と $\sqrt{S \cdot Dc_M}/B$ 関係を Ne をパラメータに示す。図より求まる直線の勾配 (Kℓ) は Ne で変化するが、両

表 2-2 S の影響

| S mm | n | B mm | $D_{CM}$ mm | ℓ mm | nvi | dvi/B | Number of Engine Models | Figures |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 41.4 ~ 49.5 | 1 | 47.0 ~ 48.0 | 21.00 | 91.0 | 1 | 0.489 ~ 0.542 | 5 | Fig. 2-1 |
| 53.0 ~ 69.0 | 4 | 62.0 ~ 70.0 | 36.00 | 117.2 | 2 | 0.373 ~ 0.403 | 5 | Fig. 2-2 |

表 2-3 $D_{CM}$ の影響

| $D_{CM}$ mm | n | B mm | S mm | λ | nvi | dvi/B | Number of Engine Models | Figures |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 21.0 ~ 23.33 | 1 | 47.5 ~ 53.0 | 45.0 | 4.31 | 1 | 0.453 ~ 0.500 | 3 | – |
| 21.0 ~ 28.67 | 1 | 47.0 ~ 52.0 | 49.5 | 4.18 | 1 | 0.529 ~ 0.573 | 7 | Fig. 3 |
| 32.0 ~ 33.89 | 4 | 47.0 ~ 61.3 | 50.6 | 4.21 | 1 | 0.470 ~ 0.553 | 5 | – |
| 33.5 ~ 35.00 | 4 | 70.0 ~ 71.0 | 48.6 | 4.75 | 2 | 0.390 ~ 0.407 | 5 | – |

者の関係を示すと**図5**となり、$K\ell = C_1Ne^2 + C_2$ が成り立つ。従って $Pm\ell$ は次式で与えられる。

$$Pm\ell = (C_1Ne^2 + C_2) \cdot \sqrt{S \cdot D_{CM}}/B \qquad (5)$$

なお$Pm\ell$を諸元係数で除した$[Pm\ell/(\sqrt{S \cdot D_{CM}}/B)]$を修正全機関損失($Pm\ell^*$)とすると

$$Pm\ell^* = C_1Ne^2 + C_2 \qquad (6)$$

となる。ここに、$C_1Ne^2$ を回転依存項、$C_2$ を定数項とし以下にそれらについて考察する。

2.4.2. 回転依存項 ($C_1Ne^2$)

(1)係数 $C_1$ と吸気弁径 (dvi)

2.3. で $Pm\ell$ と機関の主要諸元の関係を述べてきたが、$Pm\ell$に影響を及ぼすその他の因子として、Toil、ℓ または λ (= 2ℓ/S) 及び dvi/B について一考する必要性を感じたので、ここでは、これら諸因子と $Pm\ell^*$～$Ne^2$ 特性について考察する。

**図 6-1**(1気筒)と**図 6-2**(4気筒)の夫々に、λ と dvi/B が異なる2モデルの Toil が 60℃ と 80℃ の場合の $Pm\ell^*$～$Ne^2$ 特性を示す。$Pm\ell^*$ は $Ne^2$ に対して略直線的な関係にある。その場合直線の勾配は回転依存項の係数 $C_1$ を、Ne=0 の $Pm\ell^*$ は定数項の $C_2$ の値を示し、それらの値は機関モデルでそれぞれ異なる。なお係数 $C_1$ は Toil の影響を受けない

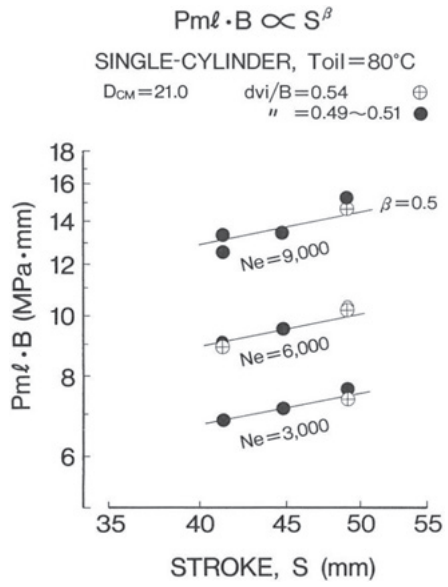



図 2-1 単気筒エンジンの $Pm\ell$ ·B と S の関係

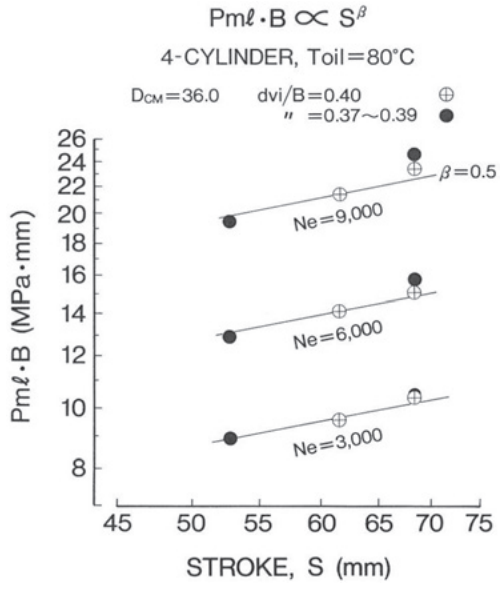



図 2-2 4気筒エンジンの $Pm\ell$ ・ B と S の関係

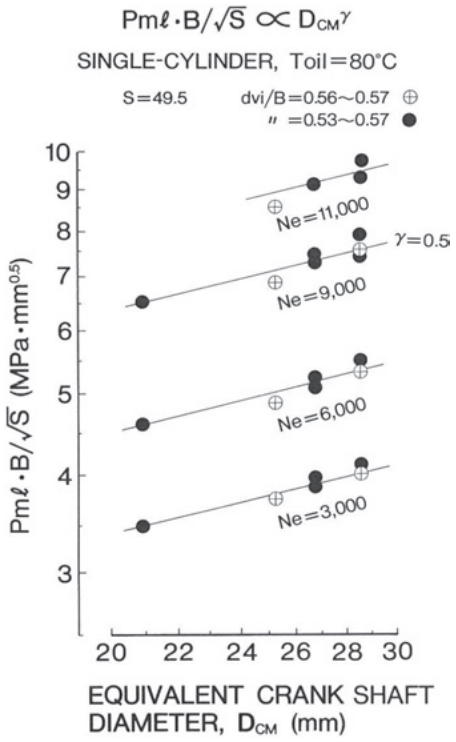



図３　単気筒エンジンの Pmℓ・B$\sqrt{S}$ と $D_{CM}$ との関係

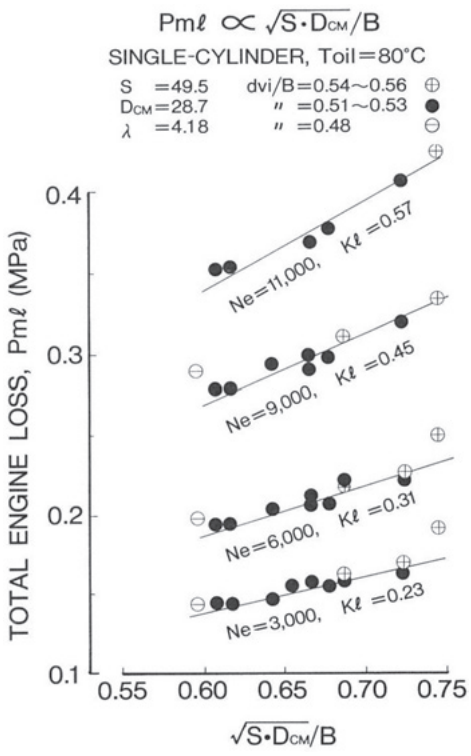



図 4-1　単気筒エンジンの Pmℓ と$\sqrt{S \cdot D_{CM}}/B$との関係

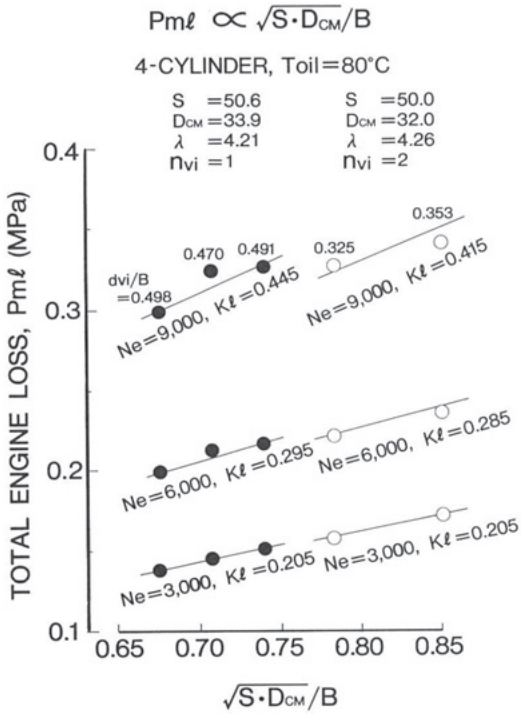



図 4-2　４気筒エンジンの Pmℓ と$\sqrt{S \cdot D_{CM}}/B$との関係

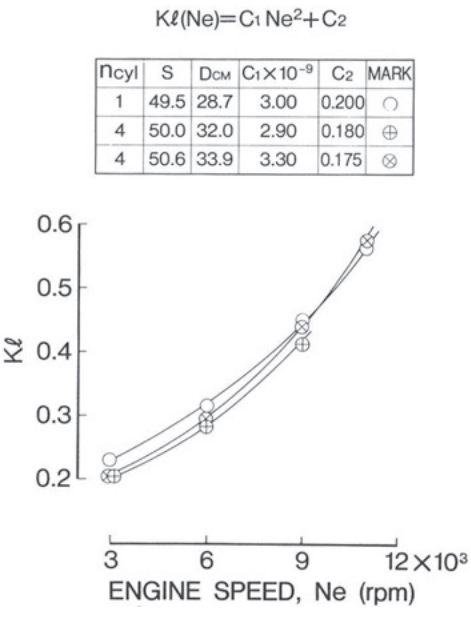



図５　比例係数（Kℓ）と Ne との関係

が λ と dvi/B が大きいと $C_1$ は小さくなる。

しかしその影響は dvi/B の方が大きい。従って dvi に注目し、以下の検討を行う。

図 7-1（1気筒）と図 7-2（4気筒）は同一モデル（B, S と $Dc_M$ が一定）で dvi が異なる場合について示す。合計4モデルの図から dvi が大、すなわち dvi/B が大きいと $C_1$ が小さな値となることがわかるの図 7-3 は S、$Dc_M$ と dvi が一定で B が異なる場合を示す。このような場合も dvi/B が大きくなると $C_1$ が小さな値となる。これらの事から $C_1$ はポンピングロスに関係していると考え、以下の検討を行う。

(2)回転依存項（$C_1Ne^2$）とポンピングロス（Pmℓ）

4サイクル機関のポンピングロス（Pmℓp）は吸気系の絞り弁損失とポペット弁部の圧力損失及び排気系の排出損失の和と考えられるが、本実験は WOT で排気系を除去の条件のもとで行われているため、吸気弁部の圧力損失が支配的と考える。

ポペット弁周りを非圧縮性等エントロピ流れと仮定すると圧力損失は弁部流速の二乗に比例する。Heywood 等[5]は Pmℓp を次式で与えている。

$$Pm\ell p = \propto \frac{\gamma}{2g} (\eta v \cdot Vs \cdot Ne/Z_G)^2 \quad (7')$$

$Z_G$ はポペット弁の開口面積

しかしながら WOT で、異なるバルブタイミングを与えて $\eta v$ を変化させた場合の指圧線図から求めた Pmℓp は図 8 に示すように Ne が一定であれば $\eta v$ に関係なく略一定の値となる事が分かった。従って WOT で高い $\eta v$ の場合の Pmℓp は次式で表すことができる。

$$Pm\ell p \propto (Vs \cdot Ne/Z_G)^2 \quad (7)$$

従って $Vs/Z_G$ を次式で与え、$(Vs \cdot Ne/z_G)^2$ と $C_1Ne^2$ の関係を調べる。

$$Vs/Z_G = \frac{B^2 \cdot S}{nvi \cdot Cvi \cdot dvi^2} = \frac{B \times S}{nvi \times Kvi \times dvi} \quad (8)$$

ここに Cvi は実弁系（dvi）から $Z_G$ を求める場合の補正係数で、燃焼室形式とボア（B）で許容される許容弁系（dvi*=Kvi•B）と dvi の比（dvi*/dvi）で与える。なお Kvi は吸気弁数（nvi）で決まる係数である。

今日 nvi = 1（2弁方式）と2（4弁方式）の機関の $C_1$ と $(V_S/Z_G)^2$ の関係を図 9-1 と 9-2 に示す。

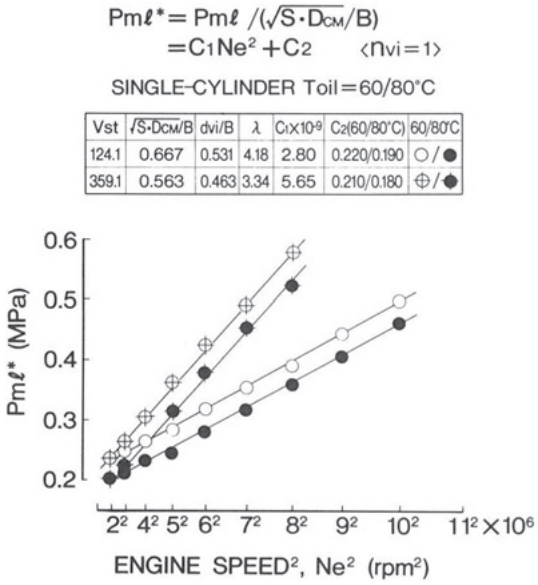



図 6-1 dvi/B, λ が異なる単気筒エンジンの Pmℓ* と $Ne^2$ との関係

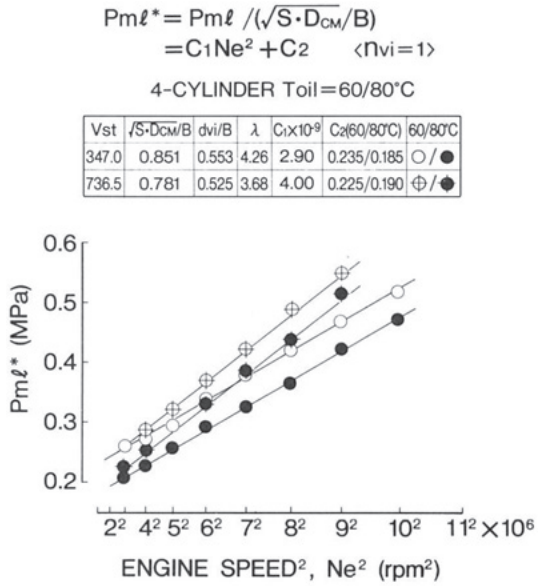



図 6-2 dvi/B, λ が異なる4気筒エンジンの Pmℓ* と $Ne^2$ との関係

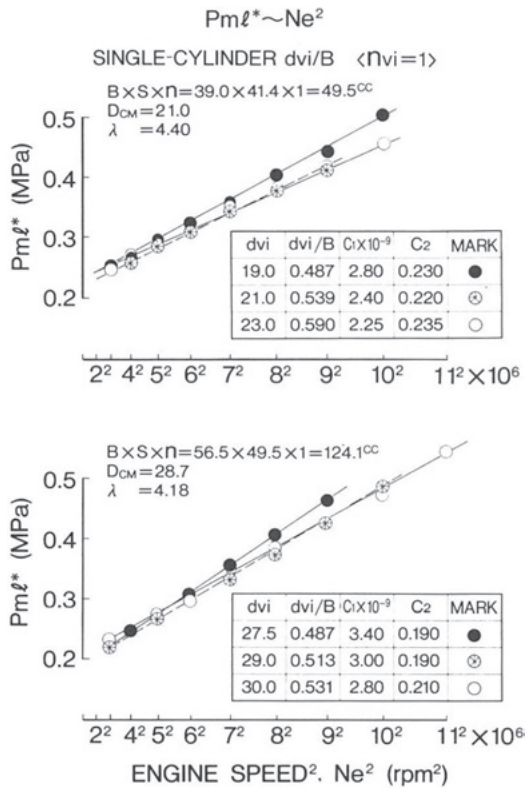



図 7-1　B.S 及び $D_{CM}$ が等しく dvi が異なる
単気筒エンジンの Pmℓ* と $Ne^2$ との関係

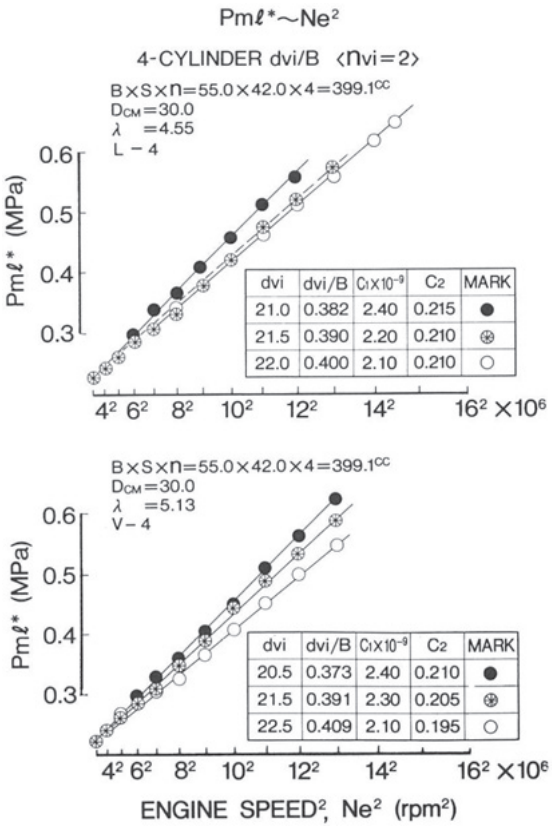



図 7-2　B.S 及び $D_{CM}$ が等しく dk が異なる
4気筒エンジンの Pmℓ* と $Ne^2$ との関係

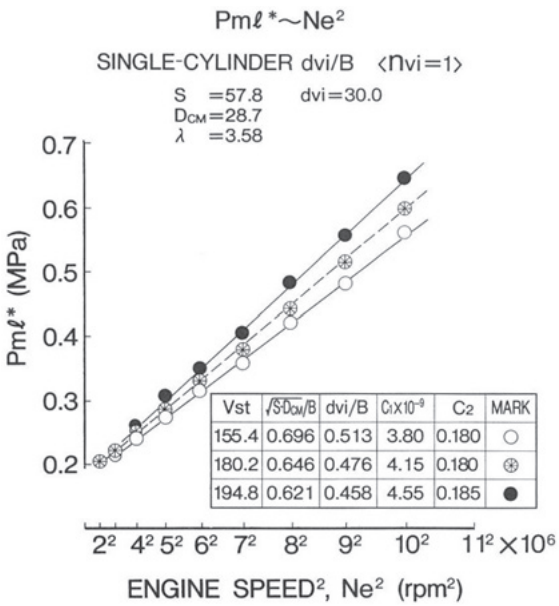



図 7-3　S, $D_{CM}$ 及び dvi が等しく，Bが異なる
単気筒エンジンの Pmℓ* と $Ne^2$ との関係

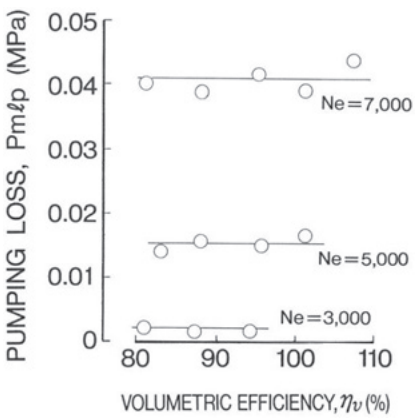



図 8　WOT で異なるバルブタイミングを与え
ηv を変化した場合の Pmℓp と ηv の関係

機関形式や最大出力を与える回転数(Nepsmax)に関係なく両者の間には略直線的な関係があり、$C_1$は次式で与えられる。

$$C_1 = \phi_1 (V_S/Z_G)^2 + \phi_2 \quad MPa/rpm^2 \quad (9)$$

$$\phi_1 = 60 \times 10^{-9} \quad MPa/m^2rpm^2$$

$$\phi_2 = 1.1 \times 10^{-9} \quad MPa/rpm^2$$

すなわち$C_1Ne^2$は$(V_S \cdot Ne/Z_G)^2$に比例する損失(Pmℓp)と$Ne^2$に比例する損失の和で表される。なお図 10-1(Vst = 125cc)と 10-2(500cc)に多気筒化と多弁化した場合の$(Vs/Z_G)^2$への影響を示す。多気筒化と多弁化はPmℓpの低減に対して有効である事がわかる。

2.4.3. 定数項($C_2$)

定数項($C_2$)は2.4.2.の図 6-1 と 6-2 に示すように潤滑油温度(Toil)で変化する。今Pmℓの全データから求めた$C_2$の頻度分布をToilが60℃と80℃の場合について図 11 に示す。60℃は1気筒と4気筒の平均値を、80℃は気筒別とその平均値を示しているが機関形式による特異性は見られない。すなわち充分に慣らしのついた機関では$C_2$はToilで決まる値である。なお潤滑油動粘度($\nu$)と$C_2$の関係を調べたところ両者の間には略直線的な関係

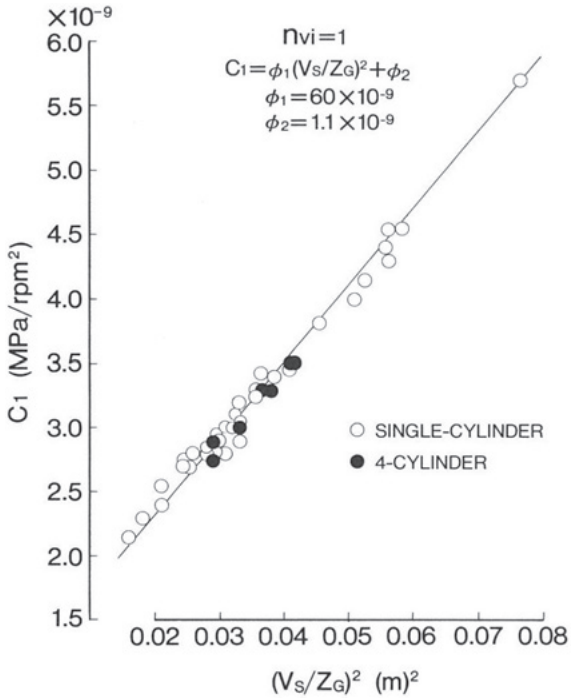



図 9-1 吸気弁が1の場合の回転依存項の係数($C_1$)と$(V_S/Z_G)^2$との関係

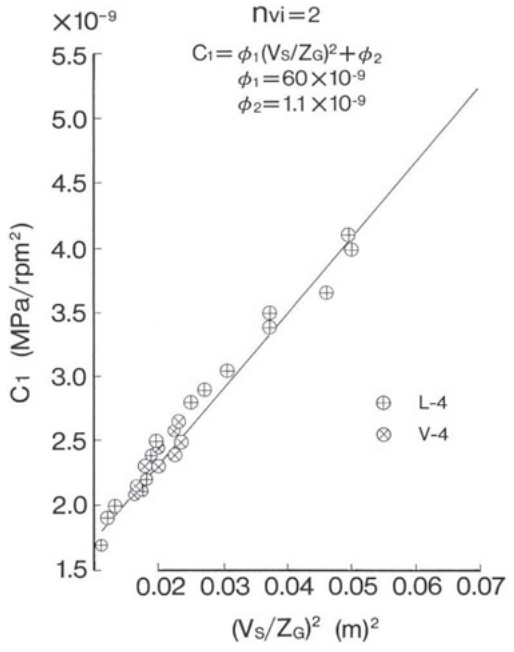



図 9-2 吸気弁が2の場合の回転依存項の係数($C_1$)と$(V_S/Z_G)^2$の関係

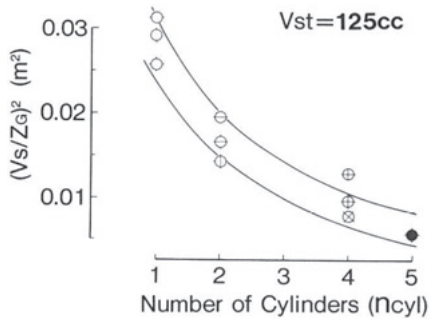



図 10-1 多気筒化の$(V_S/Z_G)^2$への影響

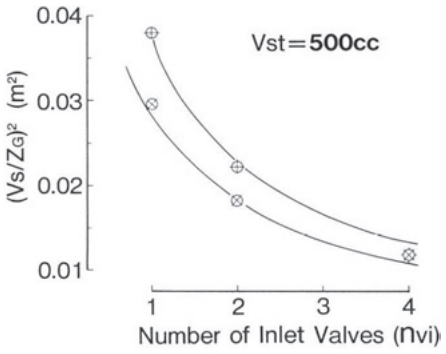



図 10-2 多弁化の$(V_S/Z_G)^2$への影響

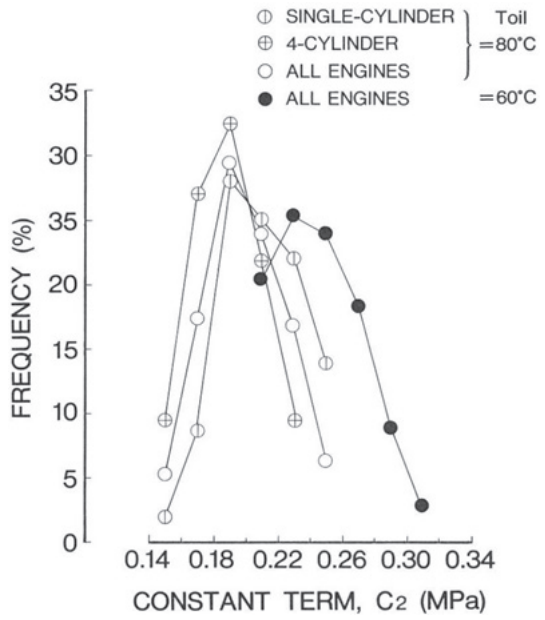



図 11　オイル温度 60℃，80℃の場合の $C_2$ の頻度分布

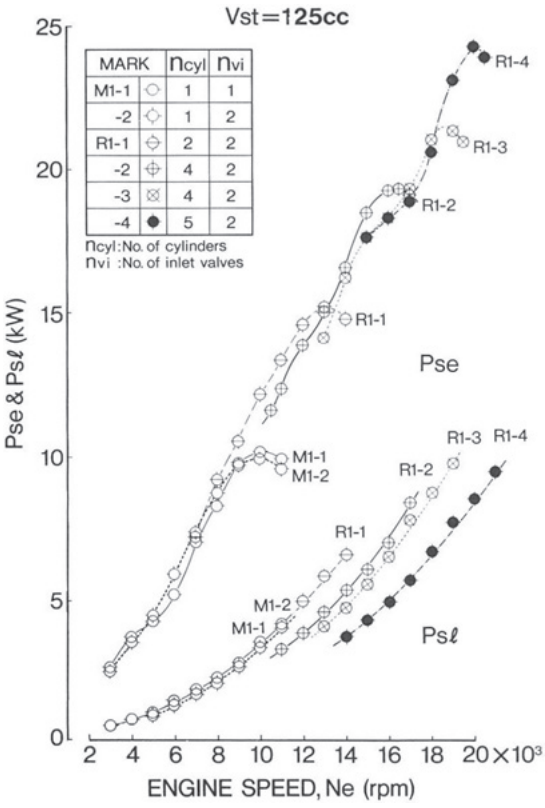



図 12-1　気筒数が異なる総排気量 125cc 機関の出力特性

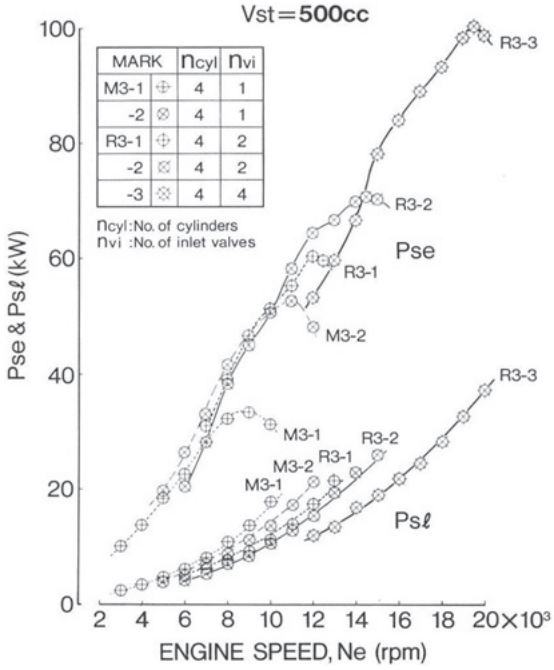



図 12-2　吸気弁数が異なる総排気量 500cc 機関の出力特性

があることが分かった。

すなわち

$C_2 = 0.0011\ v + 0.14$(MPa)

で与えられ、上式を用いて Toil が 60℃ と 80℃ の $C_2$ を求めると夫々0.225 と 0.185(MPa)となり頻度分布の最大頻度に対応する $C_2$ とよく一致することが分かる。

## 3．機関出力特性

### 3.1．最大出力とそれを与える回転数

機関出力は総排気量(Vst)、正味平均有効圧力(Pme)と回転数(Ne)に比例する。しかしながら単純に Vst を大きくしても、全機関損失(Pmℓ)が増大するため、Ne が伸び悩み最大出力(PSemax)に限界を生ずる。

Pme と Ne を高めるには積極的な Pmℓの低減と高い体積効率の維持を計られなければならない。

$\eta_v$ は気筒容積(Vs)当たり、いかに大きい弁有効開口面積($Z_E$)をとり得るかにある。$Z_E$/Vs はショー

トストロークによる大弁化と多弁化及び多気筒化により大きくとることができる。なお、そのηvの維持は経験的に式(11)で与えられる、吸気速度係数(Mi)[8]が0.5となる回転数($Ne_L$:限界回転数)迄可能となる。その他にηvを維持するには、吸排気弁の確実な作動が求められる。多弁化、多気筒化は弁系の等価重量が軽減し、バルブジャンプ及びバウンス開始回転数(Nej, $Ne_B$)を高め得るので効果的である。

$$Mi = \frac{\mu p}{ai} \cdot \frac{Ap}{Avi} \cdot \frac{1}{Cmi} = \frac{Ne}{30 \cdot ai} \left(\frac{Vs}{Z_E}\right) \quad (11)$$

$$Ne_L = 30 \cdot ai \cdot Mi \left(\frac{Z_E}{Vs}\right)$$

$\mu$P：ピストン速度
ai　：吸気管内音速
Ap　：ピストン断面積
Avi　：吸気弁断面積
Cmi　：吸気弁部の平均流量係数
Vs　：気筒容積

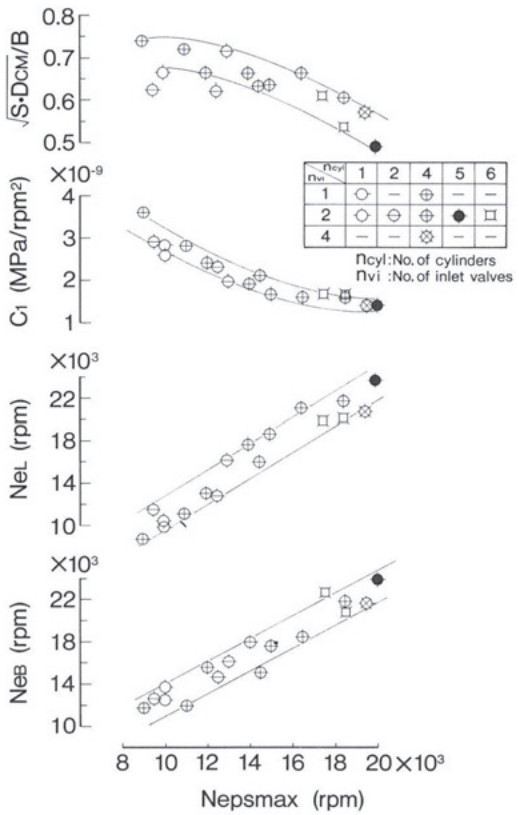



図13　機関特性と最大出力を与える回転数との関係

$Z_E$ = Cmi・Avi：吸気弁有効開孔面積

従って最大出力を与える回転数(Nepsmax)は、$Ne_L$&$Ne_B$>Nepsmaxとなるように吸排気系を選定する。

**図12-1**はVst=125ccで多気筒化した場合、**図12-2**は500ccで多弁化した場合の機関特性、すなわち正味出力(Pse)と損失馬力($Ps\ell$)を示す。なお、これらの機関の諸元を**表3**に示す。

多気筒化と多弁化で$Ps\ell$の低減とNepsmaxの高速化が計られ、かつPsmaxがNepsmaxに比例して増大している事が分かる。

今**表3**に示す機関特性値すなわち上述の限界回転数($Ne_L$)とバウンス開始回転数($Ne_B$)及び前章の諸元係数($\sqrt{S \cdot Dc_M}/B$)と回転依存項の係数$C_1$とNepsmaxの関係を示すと**図13**となる。

$\sqrt{S \cdot Dc_M}/B$と$C_1$が小さく、$Ne_L$と$Ne_B$が高いとNepsmaxを高く設定できる事が分かる。

諸元係数が小、すなわちショートストロークとすると**図14**に示すように基本的に全機関損失($Pm\ell$)が低下する。またその場合は大弁化と多弁化で$Z_E/V_S$を大きくとれるので、Neの高速化と共に$C_1$が小すなわち、$Pm\ell$の低減が計られる。

以上要約するとNepsmaxの高速化はショートストローク化、多弁化、多気筒化で$Z_E/V_S$を大きくとることによって達成される。

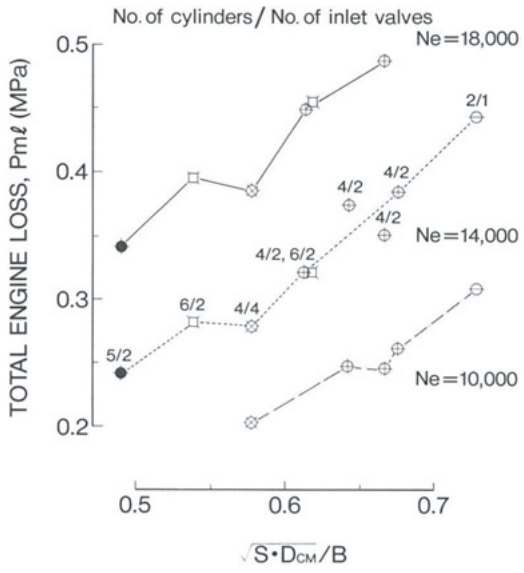



図14　ショートストローク化と多気筒化した場合の$Pm\ell$と$\sqrt{S \cdot D_{CM}}/B$との関係

表３　機関諸元と特性値

| B×S×n＝Vst cc | $\sqrt{S\cdot Dcm}/B$ | ε | dvi mm×nvi | ZE/Vs cm$^{-1}$ | NeL rpm | NeB rpm | C1 ×10$^{-9}$ | Measured Values | | | MARK | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | | | Nepsmax rpm | C1 ×10$^{-9}$ | C2 | | |
| 56.5×49.5×1＝124.1 | 0.667 | 9.2 | 30.0×1 | 0.0196 | 10,000 | 12,700 | 2.95 | 10,000 | 2.85 | 0.210 | M1-1 | ○ |
| 56.5×49.5×1＝124.1 | 0.667 | 9.5 | 22.0×2 | 0.0210 | 10,700 | 13,900 | 2.62 | 10,000 | 2.60 | 0.200 | M1-2 | ○ |
| 44.0×41.0×2＝124.7 | 0.713 | 10.2 | 19.0×2 | 0.0292 | 14,900 | 16,400 | 1.95 | 13,000 | 2.00 | 0.240 | R1-1 | ⊖ |
| 35.26×32×4＝125.0 | 0.665 | 10.5 | 15.0×2 | 0.0435 | 22,200 | 18,600 | 1.63 | 16,500 | 1.65 | 0.210 | R1-2 | ⊕ |
| 35.26×32×4＝125.0 | 0.605 | 9.6 | 14.5×2 | 0.0427 | 21,800 | 21,000 | 1.67 | 18,500 | 1.65 | 0.215 | R1-3 | ⊠ |
| 35.5×25.14×5＝124.4 | 0.489 | 10.7 | 13.5×2 | 0.0165 | 23,700 | 24,000 | 1.51 | 20,000 | 1.55 | 0.200 | R1-4 | ● |
| 60.0×44.0×2＝248.8 | 0.620 | 11.0 | 23.0×2 | 0.0255 | 13,000 | 14,700 | 2.34 | 12,500 | 2.35 | 0.255 | M2-1 | ⊖ |
| 48.5×33.8×4＝249.8 | 0.634 | 10.9 | 19.5×2 | 0.0369 | 18,800 | 17,800 | 1.76 | 15,000 | 1.70 | 0.245 | M2-2 | ⊕ |
| 44.0×41.0×4＝249.4 | 0.664 | 10.1 | 19.5×2 | 0.0357 | 18,200 | 18,200 | 1.90 | 14,000 | 1.95 | 0.205 | R2-1 | ⊠ |
| 39.0×34.8×6＝249.4 | 0.609 | 9.6 | 16.0×2 | 0.0392 | 20,000 | 22,800 | 1.77 | 17,500 | 1.70 | 0.200 | R2-2 | ⌑ |
| 41.0×31.5×6＝249.6 | 0.534 | 11.1 | 16.5×2 | 0.0396 | 20,200 | 22,000 | 1.67 | 18,500 | 1.70 | 0.200 | R2-3 | ◇ |
| 56.0×50.6×4＝498.5 | 0.740 | 9.0 | 27.5×1 | 0.0175 | 8,900 | 12,000 | 3.37 | 9,000 | 3.60 | 0.200 | M3-1 | ⊕ |
| 56.4×50.0×4＝499.6 | 0.720 | 12.0 | 31.0×1 | 0.0212 | 10,800 | 12,200 | 2.87 | 11,000 | 2.85 | 0.180 | M3-2 | ⊠ |
| 57.0×48.0×4＝489.6 | 0.665 | 11.0 | 23.0×2 | 0.0255 | 13,000 | 15,800 | 2.45 | 12,000 | 2.45 | 0.180 | R3-1 | ⊕ |
| 61.5×42.0×4＝499.2 | 0.632 | 11.5 | 24.0×2 | 0.0294 | 15,000 | 16,300 | 2.18 | 14,500 | 2.15 | 0.180 | R3-2 | ⊠ |
| 66.46×36.0×4＝499.6 | 0.571 | 12.1 | 19.5×4 | 0.0408 | 20,800 | 21,800 | 1.81 | 19,500 | 1.85 | 0.240 | R3-3 | ⊠ |

### 3.2.　修正指示平均有効圧力

3.2.1.　修正指示平均有効圧力（Pmi*&$\overline{Pmi^*}$）

機関の出力特性は正味出力（Pse）と正味平均有効圧力（Pme）を一般に表示するが、機関の評価はPmeにその時の全機関損失（Pmℓ）を加算した指示平均有効圧力（Pmi）か、指圧線図から求めたアンサンブル平均のPmi（$\overline{Pmi}$）を用い行うべきである。しかしながらPmiは体積効率（$\eta$ v）が同じであっても、圧縮比（$\varepsilon$）、空燃比（A/F）及び点火時期（$\theta$ ig）等により異なる。従って、出力が最大となるA/Fと$\theta$ igのもとで求めたPmiを、$\varepsilon$の函数である$\kappa$（$\varepsilon$）と、その時の$\eta$ vで徐した修正指示平均有効圧力（Pmi*）[9]を用いて評価することを提案する。すなわちPmi*は次式で与えられる。

$$Pmi^* = Pmi / \kappa(\varepsilon) \cdot \eta v \qquad (12)$$

$$\kappa(\varepsilon) = \frac{\eta th}{1 - \frac{1}{\varepsilon}}$$

$$\eta th = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{k-1}$$ ：オットーサイクルの理論熱効率

k＝Cp/Cv　：比熱比

3.2.2.　全機関損失から求めた修正指示平均有効圧力（Pmi*）

各機関（**表３**）の実測Pmeに実験式より求めたPmℓを加算したPmiと$\eta$v及びPmiを$\eta$vと$\kappa$（$\varepsilon$）で割った修正指示平均有効圧力（Pmi*）を**図15-1**（125cc）と**15-2**（500cc）に示す。両図から最大出力を与える回転数（Nepsmax）が12,000～19,000rpmと高いレーシング機関（記号R）は12,000rpm以下の量産機関（記号M）より最大$\eta$ v（$\eta$ v max）及び最大Pmi（Pmimax）が高く、かつ各機関のそれらの最大値が略等しいことが分かる。次にPmi*に注目すると前者の場合は$\eta$ vに関係なく広い回転域で最大値（Pmi*max）が得られているが、後者の場合は$\eta$ v maxの回転域で最大値となっている。それはR機関は広い回転域でM機関は$\eta$ v maxで、出力が最大となるA/Fと$\theta$ igが与えられているためである。なお両者のPmi*maxは略等しく、2.40～2.44MPaとなっている。すなわち運転諸条件の最適化が計られている場合はPmi*maxは一定の値となる。

3.2.3.　指圧線図から求めた修正指示平均有効圧力（$\overline{Pmi^*}$）

前項では、高速型機関のWOTで出力が最大となる運転条件のもとでのPmeにPmℓを加算し、求めた修正Pmi（Pmi*）について述べてきたが、ここでは同じ運転条件での指圧線図300サイクルから求めた指示平均有効圧力のアンサンブル平均値（$\overline{Pmi}$）と修正$\overline{Pmi}$（$\overline{Pmi^*}$）について述べる。なお、$\overline{Pmi}$は指圧線図上の圧縮・爆発・膨張行程の正の仕事を

示す面積から求めた値である。

まず機関 M1-1(表３)を用い、運転条件を揃え、排気系サイレンサの開放端絞りを 23.4 $\phi$ (正規仕様)から 13.0 $\phi$、7.0 $\phi$、4.5 $\phi$ と変化させた場合について指圧測定を行い、$\overline{Pmi}$ とポンピングロス ($\overline{Pm\ell p}$) を求めた。その際同時に $\eta$ v と Pme の測定を行った。今代表的な特性として、絞り径 23.4 $\phi$ (記号○)と 4.5 $\phi$ (⊕)の場合を図 16 に示す。図から分かるようにサイレンサに絞りを与え、排圧を高めると、$\eta$ v が低下するため、Pmi が低下し、又排気仕事の増大により $\overline{Pm\ell p}$ が増加するため、Pme が低下していることが分かる。その傾向は Ne が高くなる程顕著である。しかしながら Pmi* 特性に注目すると $\eta$ v が比較的高い回転領域では両者は(○, ①)略等しく、その値は 2.40～2.44MPa となる。

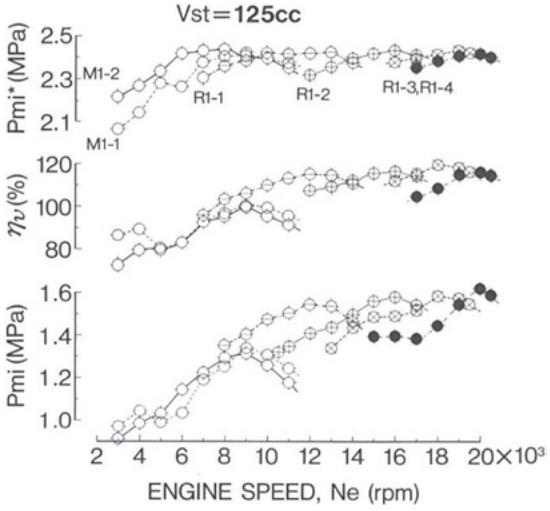



図 15-1 Vst=125cc 機関の Pmi*, $\eta$ v, Pmi 特性

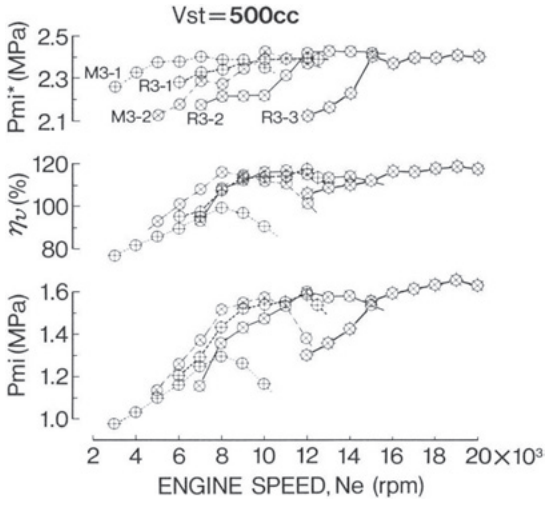



図 15-2 Vst=500cc 機関の Pmi*, $\eta$ v, Pmi 特性

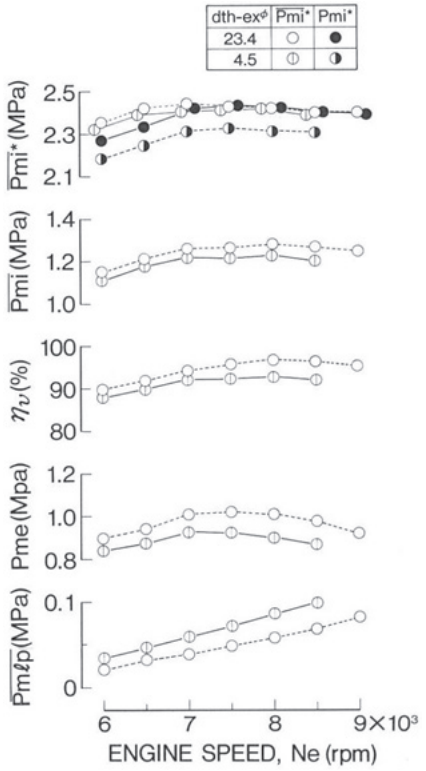



図 16 排気系サイレンサ開放端絞りが 23.4 と 4.5㎜ の場合の指圧線図から求めた $\overline{Pmi^*}$, $\overline{Pmi}$, $\overline{Pm\ell p}$ と実測 Pme 特性

なお、図には絞り径が 23.4 $\phi$ と 4.5 $\phi$ のそれぞれの Pme にモータリング法で求めた Pmℓp を加算した Pmi* を記号(●と◑)で同時に示してある。前者の場合の Pmi*(●)は指圧線図から求めた $\overline{Pmi^*}$(○)と略等しい値となっているが後者の場合の Pmi*(◑)では指圧線図から求めた Pmi*(①)と著しく異なっていることが分かる。すなわち排圧が低く、$\overline{Pm\ell p}$ が低い排気系の場合は $\overline{Pmi^*}$ と Pmi* が略等しいが、排圧が高い場合は異なる。

次に機関 R3-3(表３)を用い、前述と同じ条件のもとに指圧測定を行い、燃焼圧力が最大となるクランク角($\theta$ pmax A.T.D.C)の頻度と、$\theta$ pmax が

表４　機関諸元と特性値

| B×S×n＝Vst cc | $\sqrt{S \cdot D_{CM}}/B$ | ε | dvi mm×nvi | $Z_E/V_s$ cm$^{-1}$ | $N_{eL}$ rpm | $N_{eB}$ rpm | $C_1 \times 10^{-9}$ | Nepsmax rpm | MARK |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 55.0×42.0×4＝399.1 | 0.627 | 12.0 | 21.0×2 | 0.0312 | 15,900 | 16,000 | 2.23 | 14,800 | ○ |
| 70.0×48.6×4＝748.1 | 0.589 | 11.0 | 28.0×2 | 0.0271 | 12,800 | 13,900 | 2.49 | 11,000 | ● |

等しい指圧線図から求めた修正 $\overline{Pmi}(\overline{Pmi}^*\theta)$ の代表的特性として Ne=14,000(○)、15,000(◑)、16,000(①)及び 18,000rpm(●)の場合を**図 17** に示す。図から $\theta$ Pmax が 12 ± 1 deg に集中分布している Ne=15,000 と 18,000rpm の場合の $Pmi^*\theta$ は変化が少なく全体のアンサンブル平均値(Pmi*)が最も高く $\theta$Pmax が 12deg 前又は後に集中分布している場合は、$\overline{Pmi}^*\theta$ の変化が大きく、$\overline{Pmi}^*$ が低い値となっていることが分かる。[10] すなわち超高速型排気系で排圧が低い機関で MBT の条件のもとで $\theta$Pmax が略 12deg に集中分布している場合の $\overline{Pmi}^*$ max は 2.40～2.44MPa の範囲にある事が分かる。

### 3.3.　機関出力の評価と予測

２章の全機関損失(Pmℓ)を求める実験式と３章の最大修正指示平均有効圧力(Pmi* max)を用いて開発段階の機関の評価が可能となる。すなわち味平均有効圧力(Pme)に Pmℓ を加算した Pmi を $\kappa(\varepsilon)$ と $\eta_v$ で徐した Pmi* は出力が最大となる条件のもとで最大値(Pmi* max)を示し、その値は略 2.40～2.44MPa となる実験的事実より、開発途上、機関の実測 Pme と Pmℓ 及び $\eta_v$ から Pmi* を求め上記 Pmi*max と比較する事によって機関の改善余地量を把握できる。又 Pmℓ の実測値と計算値を比較する事によって機関の異常の有無及び Pmℓ の低減の余地を予測できる。一方、近年コンピュータシュミレーションの発達に伴い、吸排気系と機関の諸元から $\eta_v$～Ne 特性を精度よく予測することが可能となってきた。従って新規機関の開発計画段階で Pmi* の式(12)に最大値(2.40～2.44)と $\eta_v$ を与えると、出力が最大となる条件のもとでの Pmi を求めることができ、Pmℓ の実験式から Pmℓ～Ne を求めれば正味平均有効圧力(Pme=Pmi-Pmℓ)を予測することができる。

今その一例として**表４**に示す供試機関について上述手順に従い、$\eta_v$、Pmi と Pmℓ を予測し、Pme を求めると**図 18** の実線のようになる。なお Pmℓ と

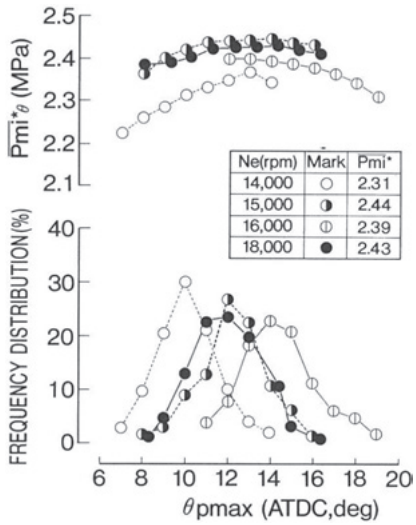



図 17　燃焼圧力が最大となるクランク角($\theta$pmax)の頻度及び対応する $Pmi^*\theta$ の特性

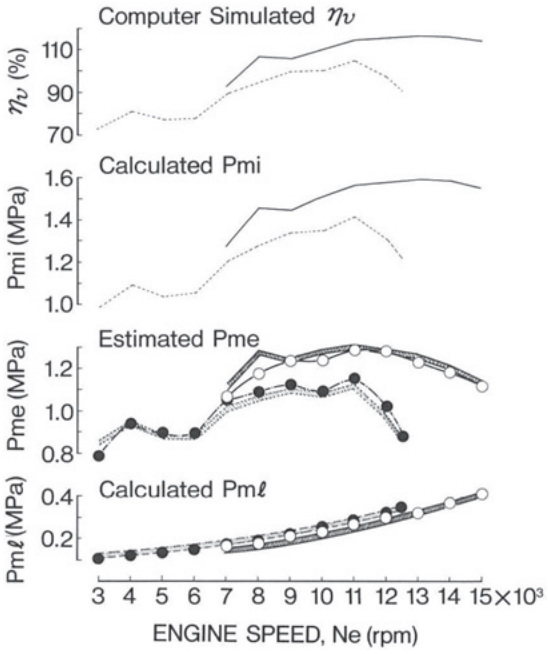



図 18　Pme Pmℓ の予測値と実測値の比較

Pmeの予測値の巾はPmℓ算出にあたって、定数($C_2$)を0.185～0.225MPaと仮定したためである。なお図中のプロット点(○と●)は夫々の実測値を示す。広回転範囲に於いて実測値と予測値が一致していることが分かる。

## 4. 結　　論

排気量、気筒数、気筒配列及び最大出力を与える回転数が異なるモーターサイクル用4サイクル火花点火機関のWOTの場合の全機関損失(Pmℓ)と出力が最大となる空燃比(A/F)と点火時期(MBT)を与えて得られた正味平均有効圧力(Pme)を解析することによって次の結論を得た。

1-1 全機関損失(Pmℓ)は機関諸元係数($S \cdot Dc_M/B$)と比例係数〔回転依存項($C_1Ne^2$)と定数項($C_2$)の和〕の積で表される。

$$Pm\ell = (C_1Ne^2 + C_2) \cdot \sqrt{S \cdot Dc_M}/B$$

1-2 回転依存項の係数$C_1$は気筒容積($V_S$)、吸気弁開口面積($Z_G$)及び2つの定数$\phi_1$、$\phi_2$を用いると

$C_1 = \phi_1(Vs/Z_G)^2 + \phi_2$　で表される。

1-3 $\phi_1$、$\phi_2$は$Z_G$を求める場合、吸気弁数(nvi)による補正を行えば燃焼形式に関係なく一定の値となる。すなわち

$\phi_1 = 60 \times 10^{-9}$　　$\phi_2 = 1.1 \times 10^{-9}$

1-4 定数項$C_2$は潤滑油動粘度($\nu$)で変化するが十分に慣らされた機関では

$C_2 = \phi_3\ \nu + \phi_4$で表される。

2 機関の最大出力を与える回転数(Nepsmax)を高めるためには、吸気弁の有効開口面積($Z_E$)とVsの比($Z_E/Vs$)を大きくとればよく、それはショートストローク化、多弁化、多気筒化によって達成する。

3-1 MBTの条件のもとで指圧線図から求めた指示平均有効圧力($\overline{Pmi}$)を圧縮比($\varepsilon$)の函数である$\kappa(\varepsilon)$と体積効率($\eta v$)で徐した修正$\overline{Pmi}$の最大値($\overline{Pmi}^*max$)は略一定の値(2.40～2.44MPa)となる。

$\overline{Pmi}^* = \overline{Pmi}/[\kappa(\varepsilon) \cdot \eta v] = Constant$

3-2 排気損失の少ない排気系をもつ機関のPmeにPmℓを加算し求めた修正Pmiの最大値($Pmi^*max$)は上記の$\overline{Pmi}^*max$と略等しい。

4-1 従って機関開発時、実測PmeとPmℓ及び$\eta v$からPmi*を求め、上記Pmi*maxと比較することによって機関の改善予地量を把握できる。又Pmℓの実測値と計算値を比較することによって機関の異常の有無及びPmℓ低減の余地を予測できる。

4-2 新規機関の開発計画段階で、$\eta v$特性が予測できれば、MBT条件のもとでのPmiを求めることができ、かつPmℓを予測することによって、Pmeを求めることができる。

## 終わりに

兼々4サイクルS.I機関の全機関損失をまとめるべく幾度かその解析に入ったが、解析に必要な機関諸元が元データに記録されていない為未完成に終わっていた。しかしながら1985年より本腰を入れてとりかかり、まず2輪車のデータファイルから全機関損失の測定条件が明確なデータの収集を行い、次に300機種に及ぶこれらの機関の主要諸元を図面をもとに調査に入った。その後機種のモデル区分とデータ整理等々で約2年間、岸沢みどり、本多芳美、大沢春美の方々に協力を頂いた。その後、藤井功と園比呂志と共に1988年第一報として

Total Engine Friction in Foure Stroke S. I Motorcycle Engine (SAE No. 880268)

を発表、続いて第二報として園と石橋羊一と共に1990年

Experimental Analysis of Total Engine Friction in Foure Stroke S. I Engine (SAE No. 900223)

また第三報として黒木伸彦と藤原一夫及び前田義男と共に1991年

Total Engine Loss and Engine Output Characteristics in Foure Stroke S. I Engines (SAE No. 910347)

をまとめ、アメリカ自動車技術会(SAE)で発表を行った。この論文は上記の3つの論文を集約したものである。

最後にこれらの論文をまとめるにあたって適切に御指導下さった元東大教授、浅沼強先生に対し、またデータ整理等で長期にわたって協力頂いた中

島和己さんに感謝する次第です。

## 参考文献


(1) P. E. Vickery; “Friction Losses in Automotive Plain Bearings” SAE Paper 750052

(2) J. T. Staron and P. A. Willermet; “An Analysis of Valve Train Friction in Terms of Lubrication Principles” SAE Paper 830165

(3) H. Mehmet Uras and Donald J. Patterson; “Effect of Some Piston Variables on Piston and Ring Assembly Friction” SAE Paper 870088

(4) S. F. Rezeka and N. A. Henein; “A New Approach to Evaluate Instantaneous Friction and Its Components in Internal Combustion Engines” SAE Paper 840179

(5) K. J. Patton, R. G. Nitschke and J. B. Heyweed; Development and Evaluation of a Friction Model for Spark-Ignition Engines” SAE Paper 890836

(6) I. Fujii, S. Yagi, H. Sono and H. kamiya; “Total Engine Friction in Four Stroke S. I. Motorcycle Engine” SAE Paper 880268

(7) S. Yagi, Y. Ishibasi and H. Sono; “Experimental Analysis of Total Engine Friction in Four Stroke S. I. Engines” SAE Paper 900223

(8) C. F. Taylor, “The Internal Combustion Engine in Theory and Practice” Vol. 1, The M. I. T. Press, 1966

(9) S. Yagi, A. Ishizuya and I. Fujii; “Research and Development of High-Speed, High-Performance, Small Displacement Honda Engines” SAE Paper 700122

(10) I. Fujii, S. Yagi, M. Kawai and H. Yoshikawa “MBT Control Utilizing Crank Angle of Maximum Combustion Pressure” SAE Paper 890759



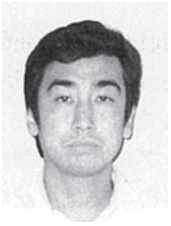
■著　者■



八木静夫



藤井　功



園　比呂志



石橋羊一



藤原一夫

# シートベルト・プリテンショナーの開発

## Development of Seat Belt Pretensioner

田畠 宏* Hiroshi Tabata
木下義彦* Yoshihiko Kinoshita
香月敦史* Atsushi Katsuki


## 要 旨

シートベルトは現在すべての車に取りつけられており、その高い保護効果は数多くの事故分析によって統計的に実証されている。そのシートベルトの効果をさらに高めるものとして、新方式のシートベルト・プリテンショナーを開発した。

従来、シートベルト・プリテンショナーとしては、ＥＬＲ(EMERGENCY LOCKING RETRACTOR)の巻き軸を推薬の力で巻き取る方式が欧州車の一部に採用されてきた。今回シートベルトウェビングそのものをはさんで引き込み、その状態で保持する新タイプのシートベルト・プリテンショナーを開発し，91 年モデル「レジェンド」に搭載した。（図１）

そこで、従来タイプと新タイプの構造を比較すると共に、構造の違いが乗員保護性能上どの様に影響するのかを台車による衝突テスト結果から比較した。

## ABSTRACT

Seatbelts are now installed on all cars, and their effectiveness in passive safety is statistically supported by a wide variety of accident analysis. In an effort to further increase the effectiveness of seatbelts, a new seatbelt pretensioner system was developed.

Up until now, the only existing seatbelt pretensioner system has been the one used in some European cars which reels the shaft of the emergency locking retractor with the propellant power. This new system, in contrast, clamps the belt directly, retracts it and sustains its position.

This paper makes a comparison of the structure of the two systems and reports the results of sled tests which show the effect of these structural differences on safety performance.


## 1．まえがき

近年の交通事故死の増加から第２次交通戦争とも言われ、とりわけ自動車乗車中での死傷者が増加している。

これら死傷事故に対する有効な対策のひとつとしてシートベルトの正しい着用が挙げられる。シートベルトは広範囲な衝突事故に最も有効な乗員保護ディバイスであり、着用が義務づけされたこともあって広く使われている。



図１　シートベルトプリテンショナー

＊　栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1991_3_11

シートベルトを更に高性能化させるひとつの手段として、衝突事故の際に肩ベルトを瞬間的に引き込むシートベルト・プリテンショナーがある。[(1)(2)]シートベルト・プリテンショナーは、衝突時に一定以上の前方向からの衝撃が発生した際、乗員が前方へ移動する前に、衝突の感知からシートベルト引き込みまでの行程を完了する。その結果、乗員は衝突現象の初期からシートベルトに拘束されるため、シートベルトをより効果的に利用できる。

ホンダシートベルト・プリテンショナーは、センサー、診断ユニット等をＳＲＳエアバッグシステムと共用化しており、衝突時に発生する一定以上の衝撃をセンサーが感知すると、エアバッグと同時にシートベルト・プリテンショナーも作動する。(図２)

このシートベルト引き込み装置のうち、作動力を生み出すパワーソースの基本構成は従来タイプと同じであるが、ベルト引き込み機構及び逆転防止機構は独自構造であり、この部分について以下に説明する。

## ２．構　　造

シートベルト・プリテンショナーは、10 年程前から欧州車の一部に採用されてきた。(従来タイプ、図３)ホンダシートベルト・プリテンショナーはこれら従来タイプよりも更に優れたシートベルト性能をめざして検討を重ねた結果完成したものである。(新タイプ、図４)その構造を対比してみる。

従来タイプは、ベルト巻き取り軸の軸芯を推薬

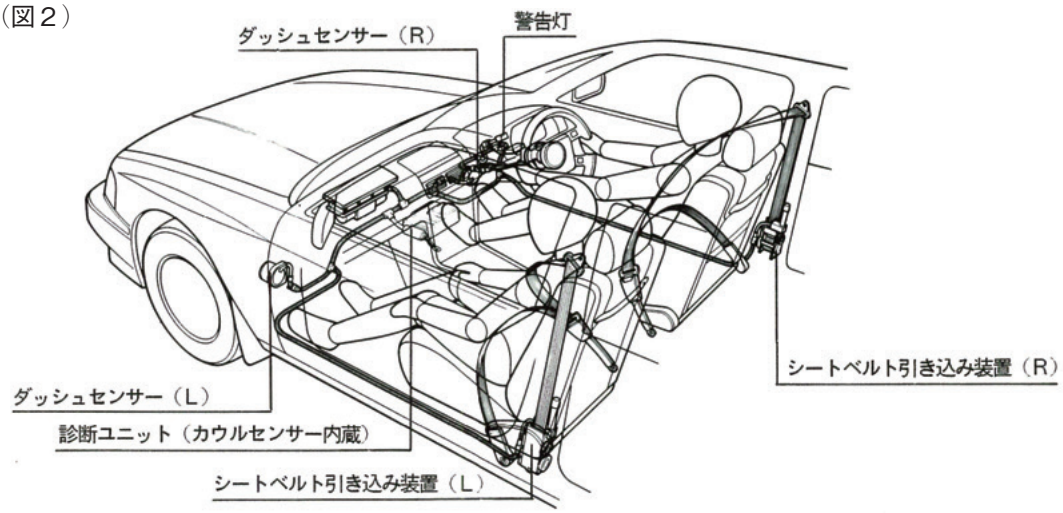



図２　シートベルト・プリテンショナー構成図



図３　従来タイプ

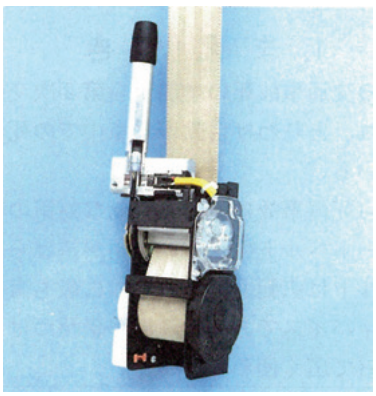


図４　新タイプ

の力で急速に回転させてシートベルトを引き込み、その後ＥＬＲのロック機構を利用して軸芯の逆転を止める構造になっている。また、ベルト巻き取り軸と推薬の力を伝えるプーリーとの間に、クラッチ機構を設けている。通常使用時は、クラッチ機構によりベルト巻き取り軸とプーリーが分離されており、ベルトの引き出し、巻き取りが自在にできる。作動時は、プーリー回転によってクラッチが結合し、ベルト巻き取り軸を急回転させてシートベルトを引き込む。シートベルト・プリテンショナーが作動しない低速での衝突事故等の場合には、ＥＬＲ機構によりシートベルトが引き出されるのを防止する。

このタイプはベルトが引き込まれた後も巻き軸にはベルトウェビングがゆるく巻かれた状態のため、衝突時に発生するベルト荷重により巻き軸まわりのゆるみがなくなる迄、ベルトが引き出される。(巻き締まり現象)

それに対し新タイプでは、ＥＬＲ機構の上部に独立して、シートベルト引き込み、及び逆転防止機構を備え、ベルトの巻き締まりによる伸び出しを防止する構造としている。(図５)。シートベルト引き込み機構では、シートベルトは固定歯と可動歯の間を通っており、通常のベルト引き出し巻き取り時は抵抗がないように設計されている。(図６ａ)衝突事故時にパワーソースの作動で発生した推力は、プーリーによって回転運動に変換される。プーリーと連結されたシートベルト引き込み機構は、回転初期のベルト張力によって可動歯が動き、シートベルトウェビングそのものをはさんで固定、さらに回転することで引き込む。ウェビングをはさみ込む力は可動歯端に掛かるシートベルト荷重を、レバー比で波形歯形へ伝えるようになっており、シートベルト荷重に比例してかみ込み荷重が上がるセルフロック式である。(図６ｂ)シートベルトの引き込みが終了すると、シートベルト引き込み機構の両端保持板片側に切り込まれた可動のラチェット歯と、プリテンショナーベースに切り込まれた固定のラチェット歯が相互にかみ込むことでベルト引き込み機構の逆転が防止される。これらは、特に回転中心をもたずに相互の歯先でガイドしながら、パワーソースの力とシートベルト張力がバランスするところまで回転する。その後の乗員移動によるシートベルト張力の増加で、シートベルト引き込み機構が上方へ持ち上げられると共に可動ラチェット歯も上へ移動し、固定ラチェット歯にかみ込む構造になっている。最終かみ込み位置でラチェット歯は４ヶ所同時にかみ込み、それによってベルト荷重を分散し逆転防止を確実にしている。(図６ｃ)

シートベルトの引き込み量は、パワーソースが発生する力と肩ベルト荷重がバランスするところ

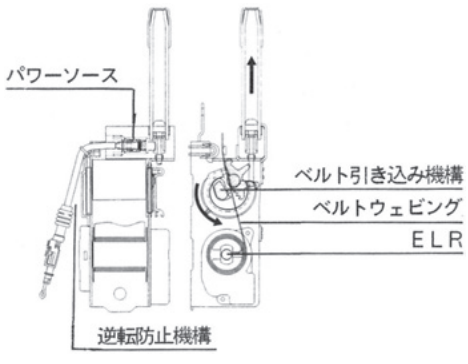



図５　シートベルト・引き込み装置構造図

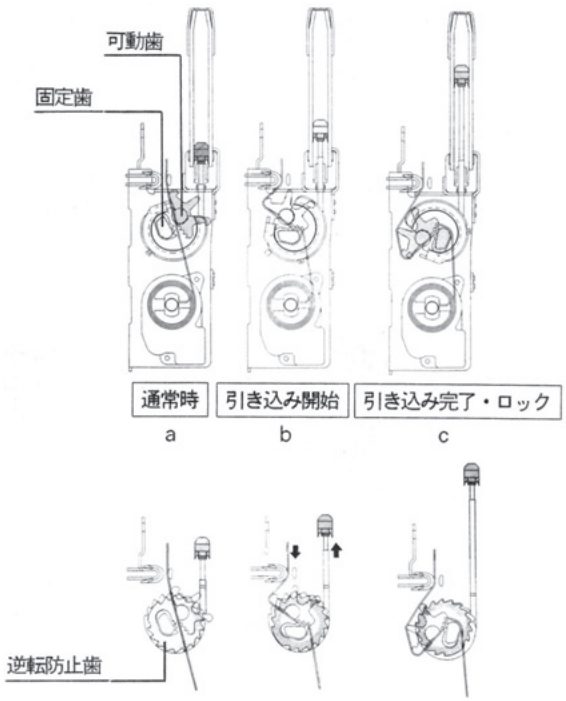



図６　ベルト引き込み機構および
逆転防止機構の作動図













図７　50km/h での正面バリア衝突を想定した作動プロセス
（衝突の瞬間を０秒とした）

で決まるため、乗員のシートベルト着用状況によって変動する。たとえば、シートベルトにたるみのない場合は約 50mm、シートベルトに多少のたるみがある場合は引き込み量は増え、最大 100mm まで引き込む。（図７）

シートベルト引き込み力は、パワーソースの発生力により決まり、肩ベルト荷重があるレベルになるところまで引き込む。その荷重は、乗員が傷害を受ける可能性が全くないレベルに設定している。[3]

また、シートベルト・プリテンショナーの作動が必要でない、比較的小さな事故の場合は、シートベルト引き込み機構の下にあるＥＬＲで安全が確保されるようになっている。

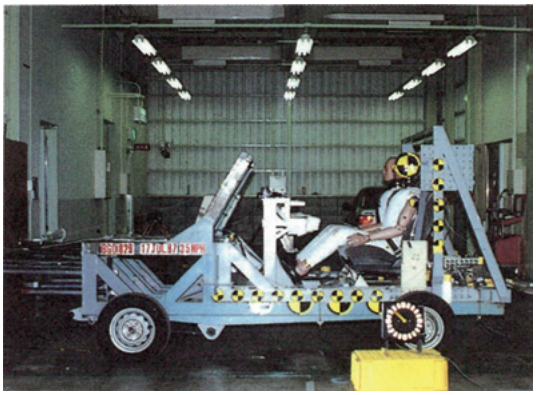


図８　台　車　全　景

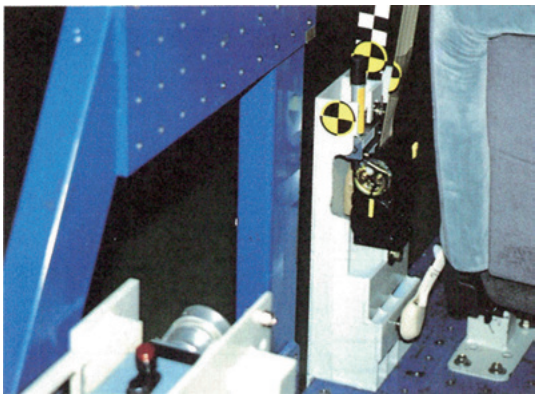


図９　車載高速度ｶﾒﾗとｼｰﾄﾍﾞﾙﾄ・ﾌﾟﾘﾃﾝｼｮﾅｰ

## 3. テスト結果

### 3.1. テスト方法

着座姿勢、シートベルト取り付け位置関係を実車と同じにした台車に、シートベルト・プリテンショナーを取り付け、ハイブリッドⅢダミーを使用した。ダミーには加速度センサーを取り付け、発生する加速度、荷重から傷害値を算出した。

台車の前には鉛管を鉄パイプでガイドしたものを取りつけ、鉛管の長さ、本数をコントロールすることで、固定壁に衝突させた際、実車衝突時とほぼ等価の減速度特性になるようにしている（図8）。

シートベルト・プリテンショナーを作動させるタイミングは、実車でのセンサーによる作動と等価な設定とした。また、衝突テスト時のダミー挙動を解析するための地上設置高速度カメラの他に、シートベルト・プリテンショナーの詳細作動状況、シートベルトの引き込み量を経時的に確認するため、台車に高速度カメラを搭載した。（図9）

### 3.2. テスト条件

台車仕様 '88年モデルアコード4ドア相当
バリア衝突速度　56.3km/h
使用ダミー　ハイブリッドⅢ 50% タイル
その他テスト条件はFMVSS208に準ずる。
シートベルト・プリテンショナーは、
1．従来タイプ（ベルト巻き軸回転式）
2．新タイプ（ベルトはさみ保持式）
について、テストをした。

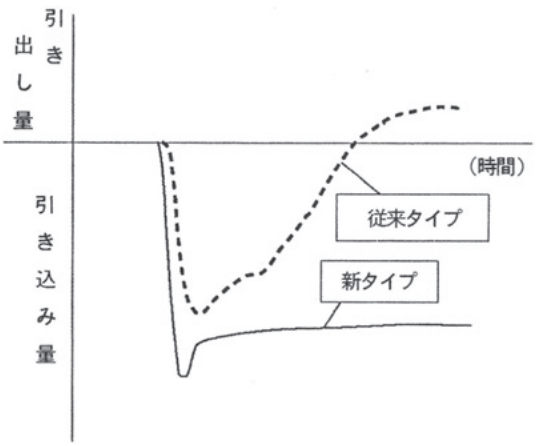



図10　シートベルト引き込み量の経時変化

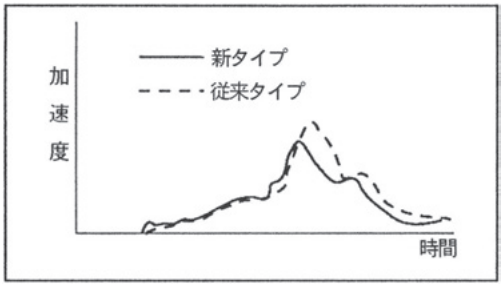



図12　頭部3軸合成加速度

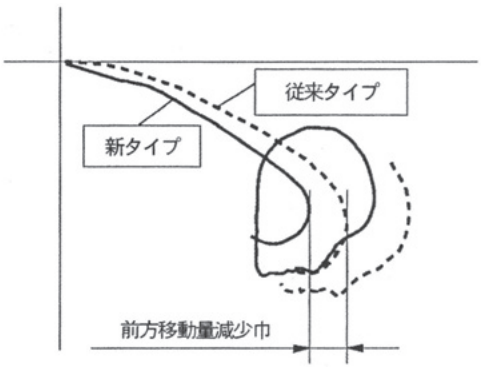



図11　頭の軌跡

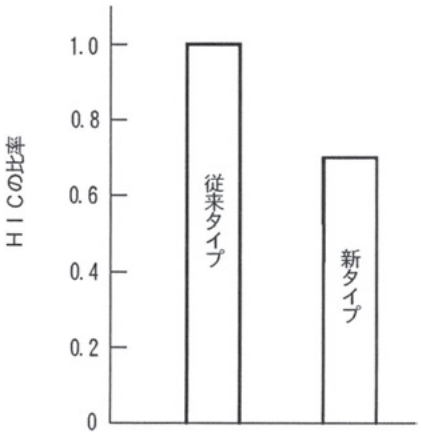



図13　HIC

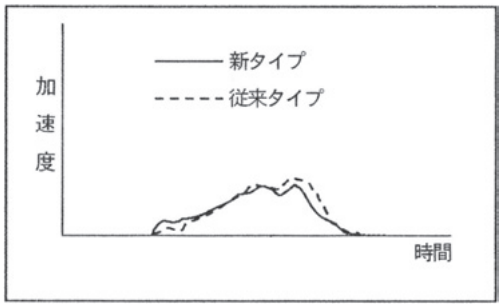



図 14　胸部３軸合成加速度

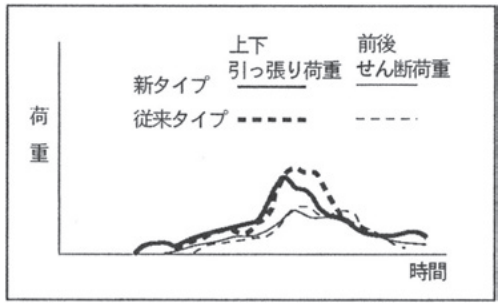



図 15　首にかかる荷重

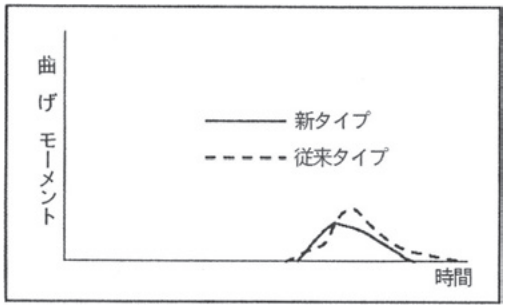



図 16　首の曲げモーメント

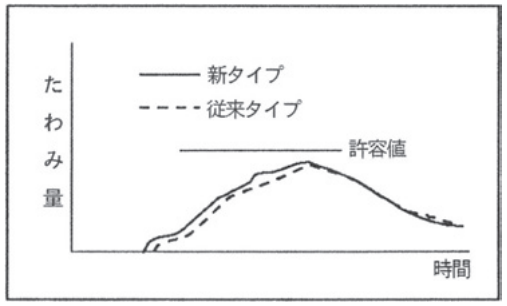



図 17　胸たわみ量

### 3.3.　テスト結果

シートベルト・プリテンショナーによるベルト引き込み及びその後のベルト伸び出しを車載高速度カメラを使って観察した結果を図 10 に示す。

従来タイプでは、巻き締まりが発生しているためシートベルト・プリテンショナーによるベルト引き込みにもかかわらず、最終的には初期状態よりシートベルトが伸び出した状態となっている。

これに対し、新タイプは巻き締まりが起きない方式なので、ベルト伸び出しは少なくなっている。このことが傷害値等の乗員保護性能の差となって表れているものと推定される。

つぎに、ダミーの頭軌跡を比較したものが図 11 である。

新タイプは、シートベルトによる拘束が早くベルト伸び出しも少ないため、頭及び上体の前方への移動量が 13% 少なくなっている。これにより、ハンドル等への２次衝突の危険を減らすことが可能となる。

頭部傷害を表すＨＩＣ (HEAD INJURY CRITERION) は 30%、胸部傷害（胸部加速度 3ms 累積）は 6% それぞれ良くなっている。また、首にかかる荷重で 15%、首の曲げ力では 32% 向上するなど、新タイプは傷害軽減に効果が見られる。(図 12～16) ただし、胸たわみ量に関しては、図 17 に示すように、やや多い傾向が見られるものの、人体許容基準値よりは少なくなっている。

このように新タイプは巻き締まりが起きない構造のため、シートベルトによる乗員拘束が良く、衝突現象の早い時期から乗員はキャビンと一体化されるので、車体つぶれによるキャビンへの衝撃緩和効果を乗員もより効率よく利用できる。
（ライドダウン効果の向上）

## 4．結　　論

シートベルトの効果をいっそう高めるため、新タイプのホンダシートベルト・プリテンショナーを開発した。

その特徴は、シートベルトウェビングそのものをはさんで引き込み、その状態で保持する独自構造を採用することで、ベルトの巻き締まりがないシートベルト・プリテンショナーとすることがで

きた。

その結果、

1. ベルトの巻き締まりがある従来タイプに比べ、衝突事故時に“ライドダウン効果”がより効率よく利用できるため、乗員に加わる衝撃が少なく、ＨＩＣや胸部加速度等を低くすることが容易になった。
2. 事故時、乗員の頭及び上体が前へ移動する距離が少ないため、ハンドル等への２次衝突の可能性を少なくすることができた。

このホンダシートベルト・プリテンショナーによって交通事故時の傷害軽減に寄与できれば、開発者にとって大きな喜びである。

## 参考文献


(1) W. Reidelbach and H. Schozl.
“Advanced Restraint System Concepts.”
SAE. 790321

(2) Juergen E. Mitzkus and Heinz Eyrainer.
“Three-point Belt Improvements for Increased Occupant Protection.”
SEA. 840395

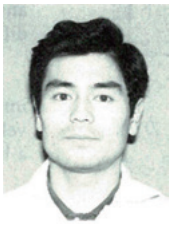
(3) L. M. Patric and A. Andersson.
“Three-Point Harness Accident and Laboratory Comparison.”
18th Stapp.



■著　者■



田　畠　　宏



木　下　義　彦



香　月　敦　史

# 自動車車室内音の音色評価について

Analysis of Sound Quality Inside a Vehicle Cabin

山　下　　剛*　　中　村　光　勇*
Tsuyoshi Yamashita　　Mitsuo Nakamura

## 要　　旨

自動車車室内音の評価は、従来ラウドネスの低減を重視することから、A特性音圧レベルを用いてきた。今回ラウドネスのみでは表現しがたい音色の分析を、20項目のＳＤ法によるアンケート調査から得られたデータを用いた多変量解析により試みた。その結果、車に対するイメージバイアスの影響は、その車の音の違いより大きいことが確認され、ブラインドテストを行う必要性が明らかとなった。この結果をもとに、乗用車とスポーツカーという２種類の異なるコンセプトの車の音に対して、再生音によるブラインドテストを実施し、主成分分析を行った。両者ともに“美的因子”、“迫力因子”、“金属性因子”の三つの因子が求まり、従来の他分野の音色研究と同様に自動車においても３因子で表現できることが判った。

## ABSTRACT

Since great emphasis is placed on reducing vehicle cabin loudness, the A-weighted sound pressure level is generally employed. This report, in contrast, introduces an attempt to analyze sound ‘quality’, which is difficult to measure solely in terms of loudness, with multivariate analysis performed on the results of a 20-item semantic differential method survey.

The findings confirm an interesting result: A vehicle’s image bias has a greater effect on responses than actual vehicle noise, thus clearly demonstrating the importance of a blindfold test.

Blindfold tests were therefore performed with the sound recorded from actual vehicles, both passenger cars and sports cars. The results were then processed by principal component analysis. Extracted were three principal tone factors: the ‘Beauty factor’, the ‘Powerfulness factor’ and the ‘Metallicness factor’, which have turned out to be identical to those identified as a result of acoustic studies on products other than automobiles.

## 1．はじめに

自動車の走行時に発生する室内音は、自動車の「快適性」を決める重要な要素の一つであることから、従来、静粛性向上を目的として、主に騒音レベルdB(A)の低減を目指した開発が行われてきた。しかし、マンマシンシステムとして自動車を捉えた場合、走行時の室内音は、車から人へフィードバックされる情報の一つであり車室内を無音状態にすることが、必ずしも快適な車室内空間を形成する事とはならない。例えばスポーツカーにおいては、加速時の車室内音は運転者にとって心地良い刺激を与える要素ともなっている。こうした観点から、その車のコンセプトに適合した人々の感性に訴える魅力をもった室内音が求められ、必然的に「その音が人々にどのように感じられるのか」といった、騒音レベルやNC値などのいわゆる騒音評価尺度を用いた評価とは異なる人間感性研究面からの評価法が求められてきており、「ノイズ」から「サウンド」の世界へ技術移行しつつある。

＊　栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1991_3_12

本稿では、車室内音の主観的評価に対する一つの試みとして、一般的な小型乗用車とスポーツカーというコンセプトの異なる２種類の車室内音に対して、各々の音色に関する官能検査を実施し、音色因子の抽出を試みたので、その結果について報告する。特にスポーツカーの音色に関しては、文化、生活様式の異なるアメリカでの調査も併せて行い比較した。

## 2．自動車車室内音の音色評価手法

音色の評価方法としては、聴感心理量を評価しうる音の物理量を用いた評価尺度を求める手法を開発し、その手法にもとずき音の評価を行うのが一般的である。すなわち、**図１**に示すように、まず人の音に対する感性を定量的に分析し、この分析値とこれを決定する音の物理量との相関関係について統計手法を用いて比較解析することにより音の物理特性を定め、音色の定量評価法とするものである。

このうち、音に対する人の感性を分析する方法には、人間の聴覚をセンサとして用いた官能検査を実施する方法がとられる。[(1)]しかし、このような感覚による評価は、物理的な測定評価とは異なり一般に評定者の諸特性や検査方法の影響を受けるものである。すなわち、評価をする人の資質による差、体調などの影響も大きく、検査を実施する場合、十分検討しておく必要がある。

自動車車室内音に対して官能検査を実施するにあたっては、その検査内容に影響を及ぼす諸要因の検査結果への寄与を把握し、検査結果とこれら要因との関係を明確にする必要がある。

自動車という商品が、官能検査に及ぼす影響要因としては、

(1) ブランド、外観からくるイメージの影響
(2) 内装のデザインからくるイメージの影響
(3) 加速度や、車体の姿勢変化による加速フィーリング
(4) 走行中に変化する視覚情報と振動などの体感情報

などが考えられる。従って、実際の車を使用した場合には、音のみの官能検査を行ったとしても、上記の要因が複雑に影響しあい、目的としている音の評価を行うことができたかどうか疑問がある。そこで今回、音のみによる車室内音の評価を明確に行うために、実車の車室内の録音を使用し、上記要因のうちブランド、外観などからくるイメージの影響度合が、音の評価結果にどの程度存在するか調査した。さらに、これらのイメージ情報を取り除いた音のみの提示によるブラインドテストを実施し、その結果を主成分分析を用いて解析し、聴感要素としての音色因子の抽出を試みた。このブラインドテストは、小型乗用車とスポーツカーの車室内音に対して行い、コンセプトの異なる車の車室内音に対する聴感表現に差があるのかも調査した。

また、スポーツカーについては、加速時の車室内音は卓越した動力性能を印象づけるための重要な要素の一つでもあり、好みによっても大きく影響されると考えられるので、特に文化的背景や生活環境などの異なる国民性の違いが、車室内音の評価にどの程度影響を与えるのかを調査するため、北米地区においても官能検査を実施した。

## 3．実 験 方 法

### 3.1. 実験方法

実験に用いた提示音は、乾燥アスファルト平坦路面を加速走行した小型乗用車とスポーツカーの車室内音である。加速条件は、エンジン回転数で1000RPM から 6000RPM で行い、その間の加速時間は、小型乗用車の場合は約 30 秒間、スポーツカーの場合は約 15 秒間である。助手席の両耳位置にマ

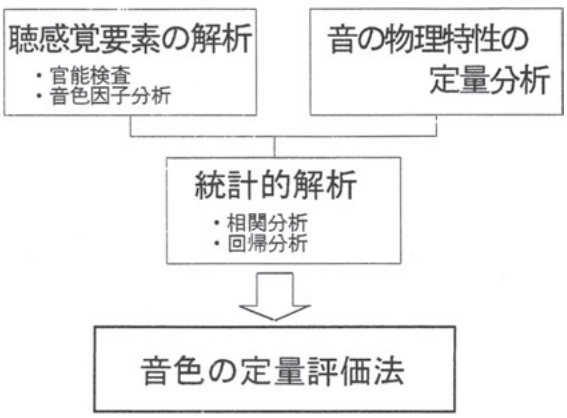



図１　音色評価法の開発手順

イクロホンをセットしてＰＣＭ録音した音をステレオヘッドホンを用いて評定者に提示した。音の再生にあたっては、**図２**に示すように、ステレオヘッドホン再生時の提示音が走行時と同じになる様に、ダミーヘッドに内蔵されたマイクロホンを用いて再生系の周波数特性を補正した。

また、評定者を実験に馴らすために実験前に十分な教示と試聴を行った。

使用した評定尺度と数値尺度を**図３**に示す。評定尺度に用いた形容詞は，他の報告[2), 3)]で使われた用語を参考にするとともに、独自に我々の研究所内で車室内音に用いられる用語に対する調査を行い「静かな」「重苦しい」などの 20 項目を用いた。数値尺度として「非常にそう思う」から「非常にそう思わない」までの７段階の単極尺度を用いたＳＤ法（Semantic Differential Method）による評価を行った。

北米での官能検査に用いた用語については、一般に、感覚量を表す形容詞を異なる言語へ翻訳することは、非常に困難であるので、一般ユーザー評定者に対する実験を行う前に、米国人の研究所員に対して予備実験を行い、その形容詞のもつ意味が正しく翻訳されているかを判別し、修正を加えながら評定尺度を決定した。

### 3.2.　車室内音の提示方法

(1)　小型乗用車の車室内音を用いた実験

ここでは調査目的に応じ音の提示方法を変え二つの実験を行った。

まず、実験１では、車室内音評価に対するブランド、外観等のイメージ情報の影響度合の調査を行う目的から、**表１**に示すように提示音サンプルは、Ａ，Ｂ，Ｃ，Ｄ，Ｅの５種類を用い、４種類の再生車室内音Ａ，Ｂ，Ｃ，Ｄを５種類の車両外観写真パネルＡ，Ｂ，Ｃ，Ｄ，Ｅと共に提示した。このうちＡ，Ｂ，Ｃは日本製乗用車、Ｄは外国製乗用車でいずれも音と外観写真パネルとは一致している。サンプルＥは外国製乗用車Ｄの音にＡ，Ｂ，Ｃとは異なる日本製乗用車Ｅの外観写真パネルを用いて提示した。すなわちサンプルＥは音と写真パネルは一致していない。評定者には、５種類の音と車両外観パネルで実験を行うと説明してあり、同じ音が写真パネルを変えて提示したことは知らされていない。従って、イメージ情報の影響度合の検定は、同一車室内音でありながら車両外観パネルの異なるサンプルＤとＥに対する評価の差を比較検討することにより行った。

実験２では、ブランド、外観などのイメージ情

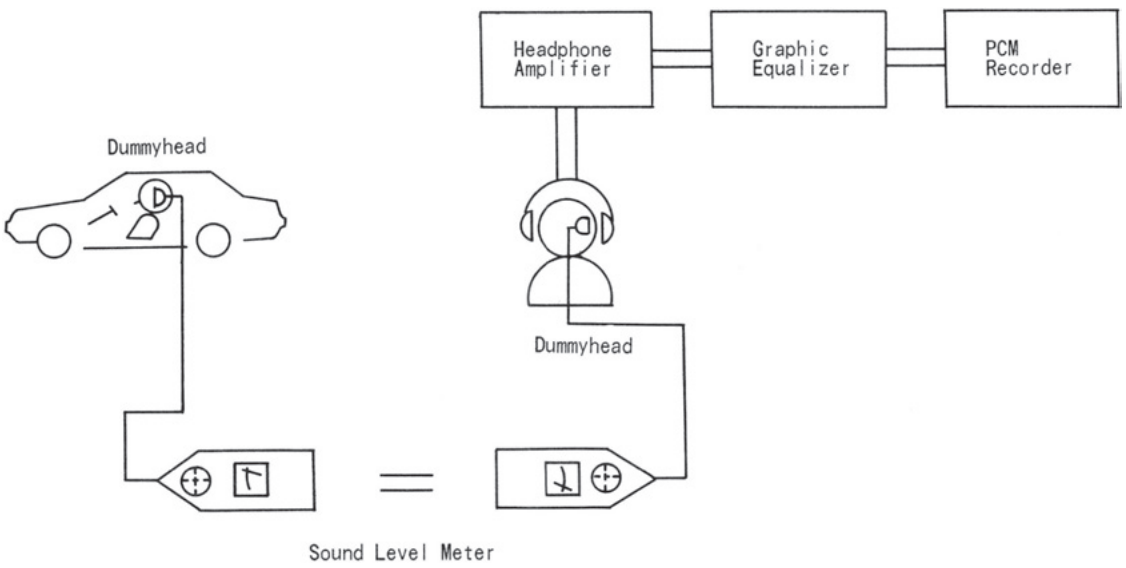



図２　提示音の音圧レベル補正方法

表１　乗用車車室内音実験に用いた提示音（実験１）

| Sample No. | Presented Sound | Photograph of Car |
|---|---|---|
| A | A | A |
| B | B | B |
| C | C | C |
| D | D | D |
| E | D | E |
| Number of Subjects | 48 | |

A, B, C, E : Domestic(Japanese)Car
D : Foreign Car

表２　乗用車車室内音実験に用いた提示音（実験２）

| Sample No. | Presented Sound | Photograph of Car |
|---|---|---|
| A | A | none |
| B | B | |
| C | C | |
| D | D | |
| F | F | |
| Number of Subjects | 32 | |

A, B, C, F : Domestic(Japanese)Car
D : Foreign Car

報を取り除いたブラインドテストによる官能検査を行い、小型乗用車の車室内音に対する音色因子の抽出を行った。提示音サンプルは、**表２**に示すように、実験１で使用した４種類の提示音に、新たに日本製乗用車の音Ｆを加えた５種類の提示音を用い、車両外観パネルの提示は行っていないが、乗用車の車室内音であることは評定者に説明して検査を行った。

用いた提示音のうちＡ，Ｂ，Ｄ，Ｆは、直列４気筒エンジンを搭載した車の車室内音で、Ｃは６気筒エンジン搭載車の車室内音である。

(2)　スポーツカー車室内音を用いた実験

ここでの実験では、スポーツカー車室内音の音色因子の抽出を目的とし、実験２と同様に車両外観写真パネルは一切使用しないブラインドテストによる官能検査を行った。提示音は、**表３**に示すようにａ，ｂ，ｃ，ｄの４種類で、ａは４気筒エンジン、ｂは８気筒エンジン、ｃは６気筒エンジンを搭載した外国製スポーツカー、ｄは６気筒エンジンを搭載したスポーツカー当社ＮＳＸの車室内音である。評定者として日本人と米国人を対象にした二つの実験を行ったが、いずれの実験でも同様の提示方法により実施した。

表３　スポーツカー車室内音実験に用いた提示音

| Sample No. | Presented Sound | Photograph of Car |
|---|---|---|
| a | a | none |
| b | b | |
| c | c | |
| d | d | |
| Number of Subjects | 日本人２７名，米国人５７名 | |

a, b, c : Foreign Car
d : Domestic(Japanese)Car

(3)　評定者

乗用車の車室内音による実験での評定者は、東京近郊に住む小型乗用車を所有する成年男女で、実験１では４８名（男性３４名、女性１４名）、実験２では、実験１とは異なる３２名（男性２３名、女性９名）で行った。




図３　評定用紙

スポーツカー車室内音を用いた実験での評定者については、スポーツカーという特異性からスポーツカーに興味をもち、またその音を明確に判断できることを基本として評定者の選定を行った。日本人評定者としては、研究所員のうちスポーツカー開発に従事している男性技術者２７名で行い、米国人評定者としては、スポーツカーを現在所有しているか、もしくは過去にスポーツカーを所有していたことのあるロサンゼルス近郊に住む米国人男性５７名で行った。

## 4．実験結果

### 4.1.　ブランド、外観などのイメージ情報の影響

実験１の評定者４８名のうち適格回答者２２名のＳＤ法の平均プロファイルパターンについて、同じ音でありながら同時に提示した異なる車両外観パネルのサンプル音ＤとＥを比較した結果を図４に示す。この結果より判るように、同じ音であるにも拘らず提示した外観写真によって全く異なる回答を示し、明らかに外国製乗用車に対して肯定的なイメージをもって回答している結果が得られた。

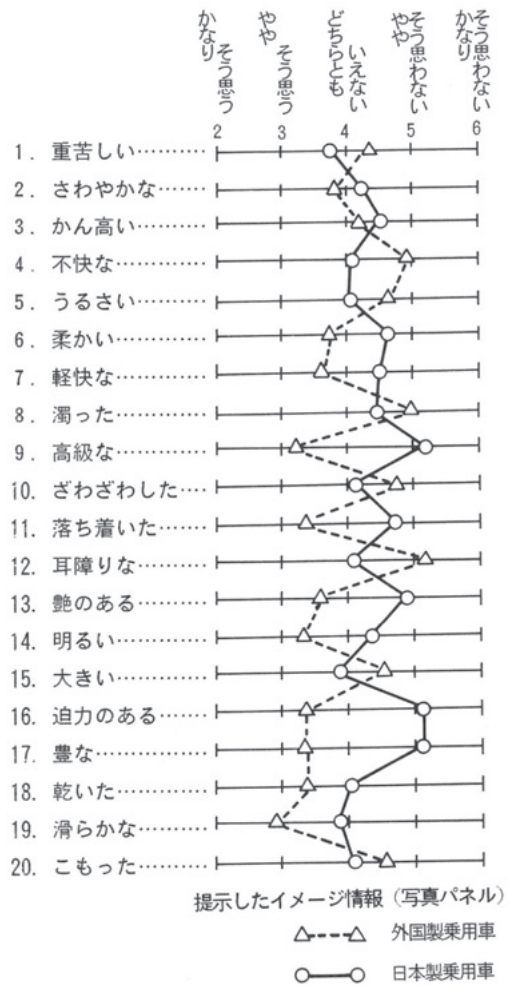



図４　官能検査に及ぼすブランドイメージの影響

また、これら２２名の結果に対して主成分分析を用いて抽出した各因子に対する因子得点を求めて、５種類の提示音Ａ，Ｂ，Ｃ，Ｄ，Ｅの各因子軸上でのポジションを求めた。その結果を図５に示す。各車のポジションのうち、ＤとＥのポジションを比較することによって、外国製乗用車と日本製乗用車のブランド、外観に対するイメージが音の評価に与える影響、すなわちブランドイメージバイアスを知ることができる。もしブランドイメージバイアスの影響が非常に小さければ、ＤとＥのポジションは一致するはずであるが、本実験結果によればＤとＥのポジションの差は、Ａ，Ｂ，Ｃ，Ｄの車の差よりも大きいことが判る。これは、外観イメージにより生じたブランドイメージバイアスの差が、車の持つ音の差よりも大きいことを示している。

したがって、一般ユーザーは、その車の外観、ブランドなどのイメージを形成する諸要因の影響を比較的大きく受けながら車室内の音質を判断することから、正しく車の音のみの官能検査を行うためには、イメージバイアスの影響を取り除いたブラインドテストによる検査を実施する必要が

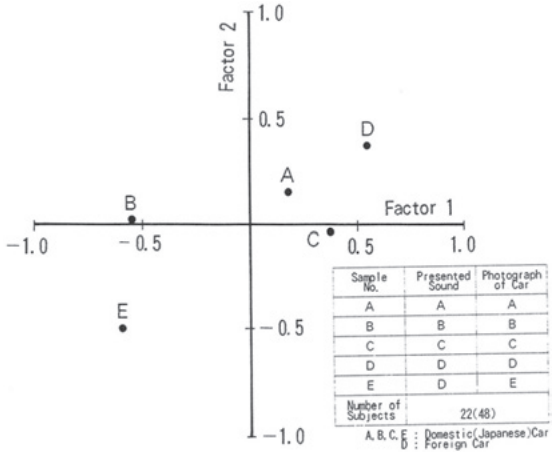



図５　因子得点による各提示音の位置づけ
（イメージバイアスの影響）

表４　乗用車車室内音実験結果
（因子負荷量表－実験２）

| 評定尺度 | 第一因子 | 第二因子 | 第三因子 | 第四因子 |
|---|---|---|---|---|
| 1. 重苦しい (Heavy) | −.5738 | .2721 | .4066 | −.0745 |
| 2. さわやかな (Fresh) | .7389 | −.2014 | .3433 | .1555 |
| 3. かん高い (High-Pitched) | −.2455 | −.0111 | .7262 | −.2343 |
| 4. 不快な (Unpleasant) | −.7777 | .1700 | .1946 | −.0194 |
| 5. うるさい (Annoying) | −.7736 | .1243 | .3544 | −.1691 |
| 6. 柔かい (Soft) | .8030 | .0484 | −.0770 | .0444 |
| 7. 軽快な (Alive) | .6388 | −.2021 | .4658 | −.1052 |
| 8. 濁った (Stagnant) | −.6352 | .1179 | .0059 | .2200 |
| 9. 高級な (High-Class) | .7033 | .4116 | −.1961 | .0284 |
| 10. ざわざわした (Rough) | −.6404 | .1415 | .0037 | .4751 |
| 11. 落ち着いた (Composed) | .6678 | .4672 | −.2493 | .0635 |
| 12. 耳障りな (Offensive) | −.7639 | .1750 | .3335 | .0423 |
| 13. 艶のある (Lustrous) | .7163 | .3223 | .2713 | −.1171 |
| 14. 明るい (Bright) | .6267 | .1266 | .5468 | .1967 |
| 15. 大きい (Loud) | −.5505 | .4302 | .3133 | −.1450 |
| 16. 迫力のある (Powerful) | .0784 | .7385 | .1071 | −.0661 |
| 17. 豊な (Rich) | .4807 | .6526 | .0088 | .1772 |
| 18. 乾いた (Dry) | −.0137 | −.1676 | .2340 | .3233 |
| 19. 滑らかな (Smooth) | .7753 | .1981 | .0829 | −.0634 |
| 20. こもった (Booming) | −.4817 | .5842 | −.0109 | .1148 |
| 寄与率 | 39.1 | 11.7 | 9.8 | 6.1 |
| 累積寄与率 | 39.1 | 50.8 | 60.5 | 66.6 |

表５　スポーツカー車室内音実験結果
（因子負荷量表－日本人）

| 評定尺度 | 第一因子 | 第二因子 | 第三因子 | 第四因子 |
|---|---|---|---|---|
| 1. 重苦しい (Heavy) | −.7140 | .4571 | −.1491 | .1143 |
| 2. さわやかな (Fresh) | .8626 | −.1221 | .0501 | .1234 |
| 3. かん高い (High-Pitched) | .1967 | −.3121 | .6978 | .0500 |
| 4. 不快な (Unpleasant) | −.8118 | .0188 | .2694 | .2644 |
| 5. うるさい (Annoying) | −.5678 | −.0369 | .5272 | .2435 |
| 6. 柔かい (Soft) | .5291 | .3304 | .0812 | .4889 |
| 7. 軽快な (Alive) | .8196 | −.3268 | .2024 | .0904 |
| 8. 濁った (Stagnant) | −.6357 | .0753 | −.0716 | .1897 |
| 9. 高級な (High-Class) | .7852 | .2274 | −.2046 | .1985 |
| 10. ざわざわした (Rough) | −.7166 | −.3273 | .0895 | .2011 |
| 11. 落ち着いた (Composed) | .6058 | .4053 | −.3528 | .0646 |
| 12. 耳障りな (Offensive) | −.6823 | −.1290 | .3994 | .2080 |
| 13. 艶のある (Lustrous) | .6742 | .3125 | .1691 | .2373 |
| 14. 明るい (Bright) | .7380 | −.0704 | .4255 | .1240 |
| 15. 大きい (Loud) | −.2917 | .3982 | .5818 | −.3435 |
| 16. 迫力のある (Powerful) | −.0487 | .7033 | .3964 | −.4007 |
| 17. 豊な (Rich) | .3196 | −.6869 | .1853 | −.0790 |
| 18. 乾いた (Dry) | .4014 | −.3546 | .4841 | −.2312 |
| 19. 滑らかな (Smooth) | .6580 | .1630 | .3924 | .1387 |
| 20. こもった (Booming) | −.5344 | .5824 | .1176 | .2752 |
| 寄与率 | 38.3 | 13.0 | 12.0 | 5.4 |
| 累積寄与率 | 38.3 | 51.3 | 63.3 | 68.7 |

あることが明らかとなった。

### 4.2. 乗用車車室内音の音色因子

実験１の結果をもとに実験２ではブラインドテストによる小型乗用車車室内音に対する官能検査を実施した。評定者３２名のうち１７名の適格回答者の結果に対して、主成分分析を用いて、車室内音の音色主因子を抽出した。その結果、**表４**に示す様に主な音色の三因子が抽出された。評定尺度の各因子との係わりあいから考察し、第一因子は、「さわやかな」「なめらかな」などで表される「美的因子」、第二因子は、「迫力のある」「豊かな」などで表される「迫力因子」、第三因子は、「かん高い」「明るい」などで表される「金属性因子」と呼べる音色因子が得られた。**表４**より、第一因子の寄与が最も大きく、車室内音に対して大きな説明力を持っていることが判る。また、第四因子も抽出されたが、その寄与は他に比べ小さく、その性格は不確定である。

北村らの報告によれば、音色は多次元的側面をもつものであるが、おおまかにいってこれらの三つの因子で表現できることが報告されている。[4)] したがって、今回得られたこれらの三因子は他の音響学の分野での研究で得られた因子と同様な因子でもあり、車室内音の音色評価においても、これら三因子で主な内容を説明できると考えられる。

また、因子得点座標軸上での各提示音の位置付け結果の一例を**図６**に示す。この結果より、寄与率の高い第一因子である「美的因子」において、提示音Ａ，Ｂなどの４気筒車に比べ６気筒車Ｃの車室内音を、一般ユーザは高く評価しているのが判る。したがって、音作りの一つの指針として、４気筒車の音に対しては、６気筒車の音に近づく味付けを行うことによって「美的性」の向上につながることが判る。

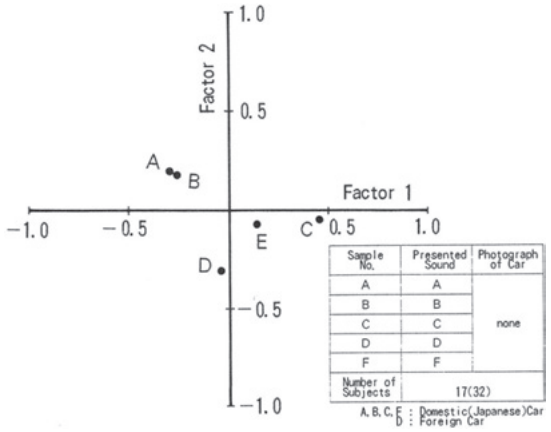



図６　因子特典による各提示音の位置づけ
（乗用車車室内音）

### 4.3. スポーツカーの車室内音の音色因子

日本人評定者による官能検査結果として、評定者２７名のうち１７名の適格回答者の結果に対して、実験２と同様に主成分分析を用いて、因子の抽出を行った。その結果を**表５**に示す。この結果からも判るように、スポーツカーの車室内音においても第一因子は「美的因子」、第二因子は「迫力因子」、第三因子は「金属性因子」と呼べる乗用車車室内音と同様の三因子が求まった。しかし**表４**と**表５**の結果を比較してみると、乗用車とスポーツカーというコンセプトの違いによって評定尺度に対する因子負荷量に若干の差を生じているものがある。例えば「うるさい」「大きい」といった評定尺度において、乗用車車室内音では第一因子に負荷量が大きかったが、スポーツカーにおいては、第三因子に負荷量の大きさが移行している。これは、乗用車の車室内音においては、「うるさい」「大きい」といったネガティブ要素が、音の「美的性」に対し影響を与えるが、スポーツカーにおいては、乗用車に比べればその影響が小さいことを示している。

また、因子寄与率では、乗用車車室内音と同様に第一因子である「美的因子」の寄与が最も大きく、スポーツカーの場合にも大きな説明力を持っている。しかし、乗用車に比べ第二、第三因子において、その寄与率はわずかではあるが大きくなっており、音の評価の対象として迫力感や金属感を、乗用車の場合より大きく加えて評価する傾向があることを示す結果が得られた。

次に米国人を評定者として行った検査結果として、５７名の評定者のうち２７名の適格回答者の結果に対して同様に主成分分析を行った。その結果、**表６**に示すように、各評定尺度に対する因子負荷量に若干の差はあるものの、第一因子としては「美的因子」、第二因子としては「迫力因子」、第三因子として「金属性因子」が求まった。各因子の属性としては、日本人評定者によるスポーツカーの車室内音に対する結果とほぼ同様の三因子であるが、因子得点座標上での各提示音の位置づけは、日本人と米国人の評定者間で異なる傾向を示した。**図７**に日本人評定者の結果を**図８**に米国人評定者の結果を示す。両者の結果を比較すると、

表６　スポーツカー車室内音実験結果
（因子負荷量表－米国人）

| 評定尺度 | 第一因子 | 第二因子 | 第三因子 | 第四因子 |
|---|---|---|---|---|
| 1. 重苦しい (Heavy) | −.4884 | .2496 | .5357 | .0389 |
| 2. さわやかな (Fresh) | .7210 | .2617 | −.2950 | .0287 |
| 3. かん高い (High-Pitched) | .1456 | .3594 | −.6948 | −.0970 |
| 4. 不快な (Unpleasant) | −.5854 | .4045 | −.2016 | .2894 |
| 5. うるさい (Annoying) | −.7420 | .3578 | .0253 | −.0448 |
| 6. 柔かい (Soft) | .4115 | −.5346 | .0537 | .2230 |
| 7. 軽快な (Alive) | .5306 | .4882 | .0297 | −.3055 |
| 8. 濁った (Stagnant) | −.3656 | −.1688 | −.0590 | .6395 |
| 9. 高級な (High-Class) | .8050 | .1506 | .0658 | .1209 |
| 10. ざわざわした (Rough) | −.6866 | .2636 | .0699 | .0873 |
| 11. 落ち着いた (Composed) | .6334 | .0416 | −.0291 | .3100 |
| 12. 耳障りな (Offensive) | −.6456 | .2718 | −.3368 | .1268 |
| 13. 艶のある (Lustrous) | .6014 | .3229 | .1080 | .1828 |
| 14. 明るい (Bright) | .6766 | .3923 | −.2853 | .0782 |
| 15. 大きい (Loud) | −.7564 | .3608 | .1738 | −.0519 |
| 16. 迫力のある (Powerful) | .5885 | .4261 | .3265 | −.2495 |
| 17. 豊な (Rich) | .7483 | .2131 | .3546 | .0275 |
| 18. 乾いた (Dry) | .5310 | .4129 | −.0026 | .3212 |
| 19. 滑らかな (Smooth) | .7587 | −.1581 | .2036 | .2200 |
| 20. こもった (Booming) | −.4114 | .4981 | .3359 | .2729 |
| 寄与率 | 37.6 | 11.7 | 7.7 | 5.6 |
| 累積寄与率 | 37.6 | 49.3 | 56.9 | 62.5 |

日本人評定者における第二因子の因子得点でポジショニングした提示音の配置結果と米国人評定者における第三因子の因子得点でポジショニングした提示音の配置結果とは良く似た傾向を示し、同様に日本人の第三因子に対する提示音の配置結果と米国人の第二因子に対する提示音の配置結果も良く似た傾向を示しているのが判る。

以上のようにスポーツカーの車室内音においても、日本人及び米国人ともに同様の三因子によって、その内容を説明できる。しかし、各提示音の位置付け結果から、同じ音を聞いたとしても、日本人と米国人では第二、第三因子としての「迫力感」あるいは「金属感」を認識するその判断基準が異なることを示唆する結果も得られた。これは、これらの因子と関連性の高い音の物理特性を解明することにより、定量評価手法と同時にその因子に対する判断基準の差も明らかにできる可能性があることを示している。

## 5. 音色定量評価手法

音色の定量評価手法の一つとして、以上述べてきた音色因子を表現できる音の評価尺度を求める試みを乗用車車室内音に対して行った。その方法として、各因子に対する提示音の因子得点と音の

評価尺度或は物理量との相関関係を求めた後、これら評価量の中から、高い相関のある量を用いた回帰式を求めた。その結果、**表７**に示すような回帰式が得られた。この回帰式により求めた提示音の位置と主成分分析により得られた提示音の位置とを比較した結果の一例を**図９**に、また、それぞれの因子結果に対し求めた相関係数の結果もあわせて**表７**に示す。この結果からも判るように、両者のポジションは良く一致し、高い相関関係のある結果を得ることができた。

この結果によれば、乗用車車室内音における「美的因子」は、室内定在波現象によって生ずるいわゆる「こもり音」との関連性が強いことが判る。また、「迫力因子」は、音の大きさを表す尺度としてのラウドネス（ソーン）と、「金属性因子」は、A特性で表されるいわゆる騒音レベルに

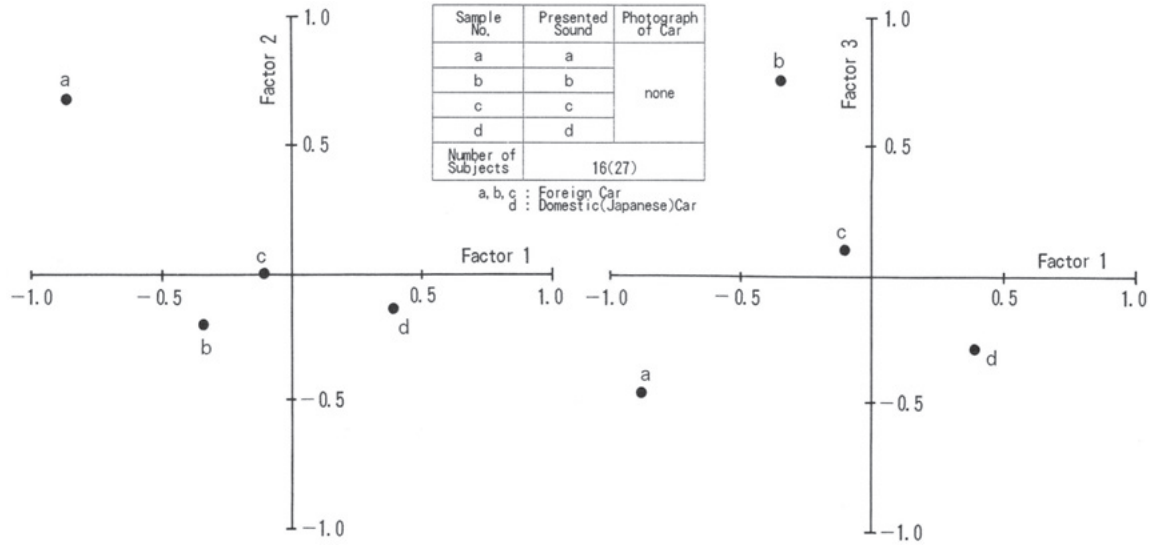



図７　因子座標軸上の各提示音の位置づけ（スポーツカー車室内音－日本人）

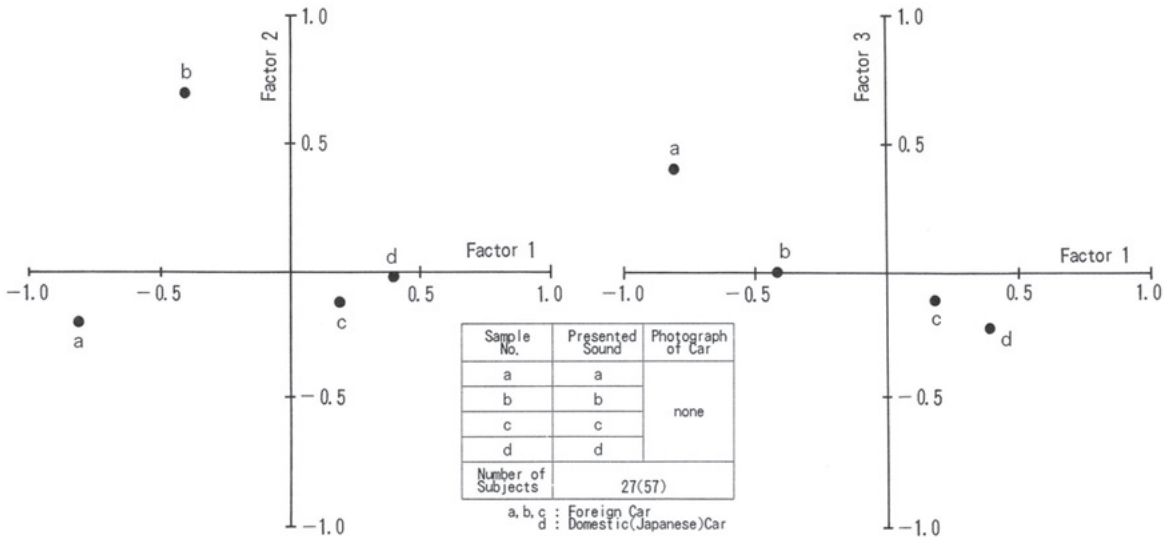



図８　因子座標軸上の各提示音の位置づけ（スポーツカー車室内音－米国人）

表７　乗用車車室内音の各因子評価尺度検討結果

| 因　　子 | 騒音評価量を用いた回帰式 | 相関係数 |
|---|---|---|
| 第1因子<br>（美的性因子） | $F_1=\int_1^6\{f(S.P.L,X)-(a_1x+b_1)\}dx$<br>$f(S.P.L,X)\equiv$ S.P.L of Fundamental order of engine rev.(x) | 0.95 |
| 第2因子<br>（迫力因子） | $F_2=\int_1^6\{h(x)-(a_2x+b_2)\}dx$<br>$h(x)\equiv C_2\cdot$ sone(x) | 0.90 |
| 第3因子<br>（金属性因子） | $F_3=\int_1^6\{g(S.P.L,X)-c\}dx$<br>$g(S.P.L,X)\equiv$ Ratio of high freg. and over all.(x) | 0.94 |

x ≡ r.p.m/1000, ai, bi, ci; 定数

占める高周波数成分（８００Ｈｚ以上）の割合と関連性が深いことが判った。

本評価法をもとに、９０モデルアコードでは、「美的因子」に着目し、バランサーシャフトの採用によって、図 10 に示すごとく旧モデル車の車室内音Ａの位置より、９０モデル車Ｇの位置へ車室内音の改善を図ることができた。

当然のことながら、上記の定量評価手法によって各音色因子内容のすべてを説明できる訳ではないが、本手法により音に対する人の感性のおおまかな内容を表現できると考えられるので、今後、より感性に適合した自動車の音創りの指針として活用していきたいと考えている。

## ６．ま と め

車室内の音の評価に関して、音色という観点から官能検査を行い、主成分分析を用いて分析を行った結果、

(1)　車室内音に対する感じ方は、外観、ブランド、コンセプトといったその車のイメージを形成する諸要因の影響を受けることが判った。

(2)　乗用車およびスポーツカーの車室内音においても、「美的因子」「迫力因子」「金属性因子」の三つの主な因子が求まり、従来の他分野における研究と同様の三因子により、自動車の車室内音においてもその主な内容を説明できることが判った。

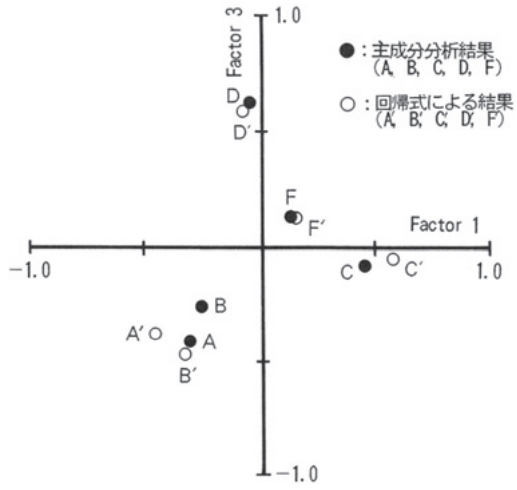



図９　車室内音の因子軸上での位置づけ比較結果

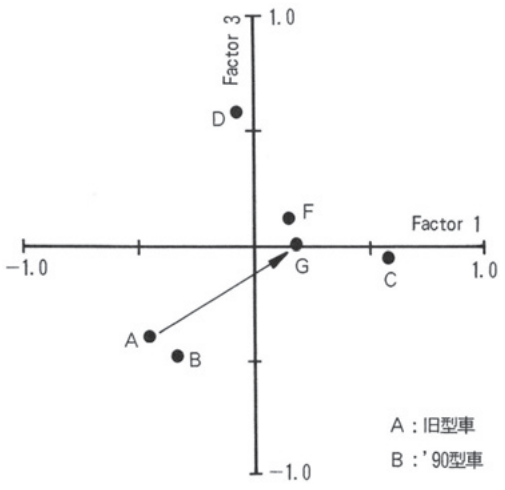



図 10　音色評価方法にもとずく車室内音比較結果

(3) このうち乗用車車室内音に対し、これら三因子を表現できる定量評価法を求める試みを行った結果、主成分分析での結果と高い相関のある評価法を得ることができた。

(4) 米国人に対しても同様の官能検査をおこなった結果、上記とほぼ同じ三因子が求まったが、日本人と米国人では、これら因子を認識する基準が異なる結果も得られ、国民性の違いによるこれら因子と音の物理特性との関連性の違いに対する検討も今後の課題として提起された。

商品に対する人々の期待は、その時代により変化するものである。「ゆとりと豊かさ」を持った文化的に高い生活を希望する人々の時代の到来とともに、人間の感性に適合した商品がもとめられ、その提供者である側もそのニーズに応え、より良い商品作りに力を注いでゆく必要があろう。

## 参考文献


1) 日科技連官能検査委員会編；新版官能検査ハンドブック；日科技連出版社

2) 三戸、北村ほか；音色の研究－Ⅰ，Ⅱ；日本音響学会後援論文集 1961, P-55～58

3) 曽根ほか；音の評価に使われることばの分析；日本音響学会誌 18(1962), P-320～326

4) O. Kitamura, S. Namba. and Matsumoto; Factor analytical research of tone colour, rep. 6th Internat. Congr. Acoustics, Tokyo, vol. 1. p. A117-A120, Flsevier, Amsterdam. 1968.

5) T. Yamashita, H. Niikura, M. Nakamura, O. Kitamura ; A method for evaluating the interior sound quality of automobiles : The Journal of the Acoustical Society of America, Supplement 1, Vol. 84, Fall 1988, NNN2



■著 者■



山 下 剛



中 村 光 勇

# 防音材料適用最適化技術の開発

Sound Packaging Optimization in Automobiles Using Simulation Method

小峰徳雄* 前田孝司* 山下剛*
Tokuo Komine Takashi Maeda Tsuyoshi Yamashita
中村光勇*
Mitsuo Nakamura

## 要旨

近年、車体の軽量化に対する要求が高まる中で、車室内騒音低減を目的とした防音材料については、最小限の使用量で要求される騒音レベルを達成できる効率的な適用が望まれている。

そこで、限られた重量、コストの中で最高性能を有する防音仕様を、シミュレーションにより短期間で決定できる防音材料適用最適化手法を確立した。この最適化手法は、車室内の各面から放射される音響パワー寄与率分析手法、防音材料性能データベースおよび車室内騒音予測シミュレーションソフトウェアより構成される。さらに防音材料を実車に適用するうえで考慮すべき施工上の性状パラメータを導入したことにより、高い精度で防音効果が予測可能となった。

本稿では、本手法の防音効果予測アルゴリズム、最適化手法の流れについて述べ、さらに本手法を実車のロードノイズ改善に適用し、その有効性を確認したので、その内容を報告する。

## ABSTRACT

As the needs for lightweight car bodies mount over time, cabin noise materials are to become such that their minimal use will achieve the required noise level.

This approach aims toward using computers to optimize noise control specifications that will achieve maximum effectiveness with limited material cost and weight. This process comprises the following: 1) the analysis on the contribution of sound emission generating from various parts of the cabin to the total sound energy; 2) a database of the function properties of noise control materials; and 3) cabin noise prediction software. In addition, this process employs parameters of material properties at the time of their fitting to the car during production. Thus it is possible to predict with high accuracy the effectiveness of materials used in noise control.

This report introduces the algorithm for predicting the effectiveness of noise control and the process for optimizing sound packaging, together with its application to the improvement of the road noise level during development and its effectiveness as a result.

## 1. はじめに

車体の軽量化は、「低燃費」と「走り」に対する有効な対応策であり、近年ますますその要求が強くなっている。車室内騒音低減を目的とした防音材料は、その適用重量と得られる騒音低減効果に強い相関があることから、軽量化に対しては相反する要素ともなっている。しかしながら、車室内の音響的性状を十分把握したうえでその性状に合致した特性をもつ防音材料を必要量のみ適用すれば、車体の軽量化の可能性がある。

従来、自動車の防音材料仕様は、完成車を用いて各部位ごとの防音材料仕様別テストを繰り返し行い、得られる騒音低減効果をもとに、重量、コストを加味したうえで総合的に判断し決定されていた。この手法では、当然のことながら、完成車での防音材料仕様別テストに膨大なテスト工数が

＊ 栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1991_3_13

費やされるため、最終的な防音仕様を決定するまでに長いテスト期間を必要とするという欠点があり、また、最終的に決定した防音仕様が最適であるのか不明確な点もあった。

今回、最適防音設計の観点から、車に適用される全ての防音材料仕様、すなわち防音パッケージについて実車の音響性能、重量、コストを予測できるシミュレーションソフトウェアを開発し、それを用いた防音仕様の最適化手法を確立したので、その概要について報告する。

## 2. 防音性能予測手法

防音材料は、制振、遮音、吸音材料に大別され、各々機能面から使用目的が分けられている。このうち、制振材料は、エンジン、路面などの起振源からボディに振動伝達され各パネル面から放射される固体伝播音の対策に、遮音、吸音材料は、車室内に音響的に透過してくる空気伝播音の対策に用いられるのが一般的である。

防音材料は、図１に示すように周波数により騒音低減効果が異なることから、その適用にあたっては車室内の音響的性状を十分把握し、その部位と目的に適した防音材料仕様を検討する必要がある。そこで本最適化手法では、実車の音場特性および実車適用時の各防音材料の音響性能を十分に把握、考慮した上で、任意の防音パッケージの防音性能を精度良く予測計算し、加えて遮音、制振、吸音の３材料について総合的に最適な防音仕様を決定できることを最終目標とした。

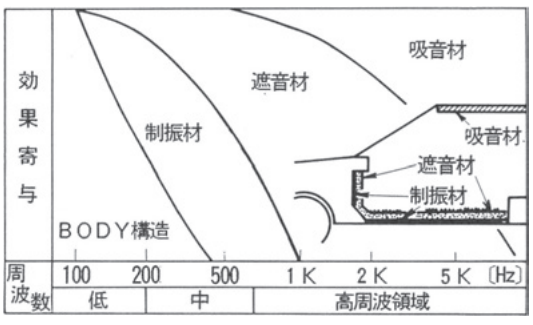



図１　防音材料の効果的な騒音低減周波数領域

本手法は図２に示すように、車室内各面の放射音響パワー寄与率分析手法、防音材料データベースおよび、それらを用いた車室内騒音予測シミュレーションソフトウェアから構成され、以下にこれらの内容について述べる。

### 2.1. 遮音、制振材料

(1)　車室内音場特性

車室内音場は、基本的には車室内表面から放射、あるいは透過してくる音によって形成される。しかし、車室内騒音は周波数帯域によってその発生メカニズムが若干異なる。このうち、比較的周波数の低い領域においてはボディ骨格全体の振動が各パネルを励振させるため、それぞれのパネル放射音には相関があり、乗員耳位置の音圧レベルは、各パネルから発生する音のベクトルの和、すなわち位相を考慮した形で求めることができる。一方、比較的高い周波数領域においては、局所的なパネルの振動に起因して放射される音とエンジンルームなどで発生した音がパネルを透過してくる音によって車室内音場が形成されるため、それぞれの放射音は無相関と考えられる。図３に各パネル振動の相関性を表わす一例として、ダッシュボードパネル振動とフロアパネル振動のコヒーレンスを実車走行にて測定した結果を示す。この結果より 200 Hz 以上の周波数領域においてはコヒーレンスが比較的低く、それぞれのパネル振動すなわち放射音がほぼ無相関であることがわかる。したがって、このような周波数領域での車室内騒音は各面から放射される音のスカラ和、すなわち位相を考慮しないエネルギ和で表すことができる。

(2)　車室内音響パワー寄与率分析手法

一般に自動車に用いられる防音材料の効果的な騒音低減周波数域は比較的高く、およそ 200 Hz 以上であり、こうした周波数域においては先に述べたように、車室内各表面から放射される音が無相関であることから、各面から放射される音響パワーが乗員耳位置の音圧レベルに対してどの程度の寄与を持つのかを、位相を考慮せずに分析できる。

今回は、その寄与率分析手法として、ガラス面等を除いた各面（評価対象面）を高重量防音材料で覆い、そこから発生する音響パワーを最小限に

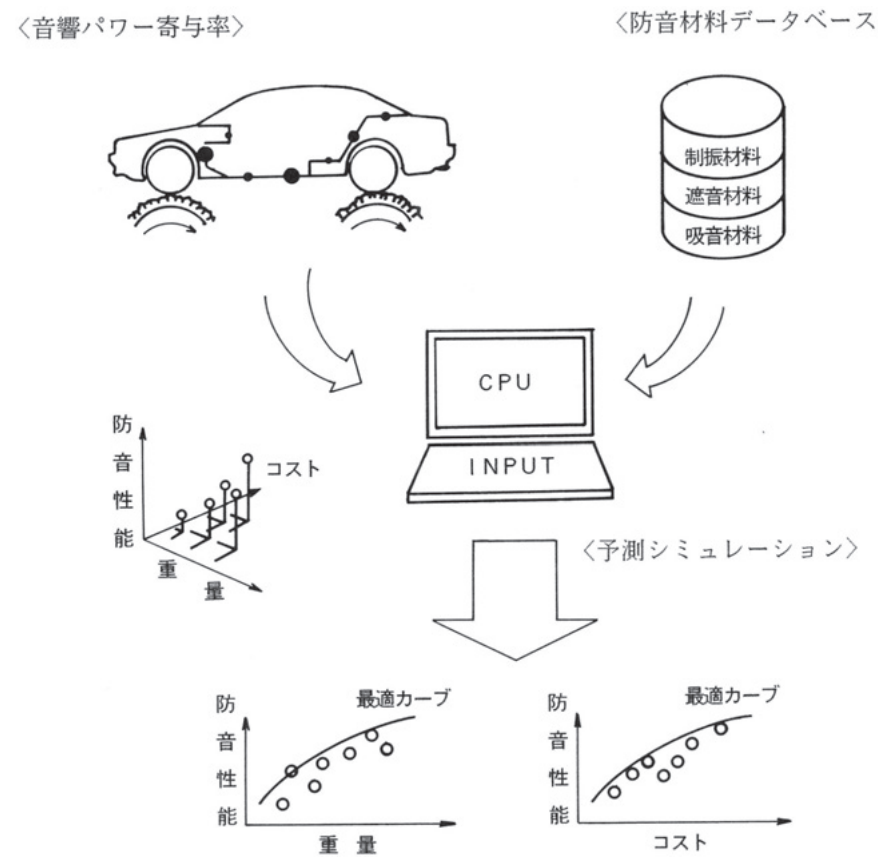



図２　最適化手法の構成

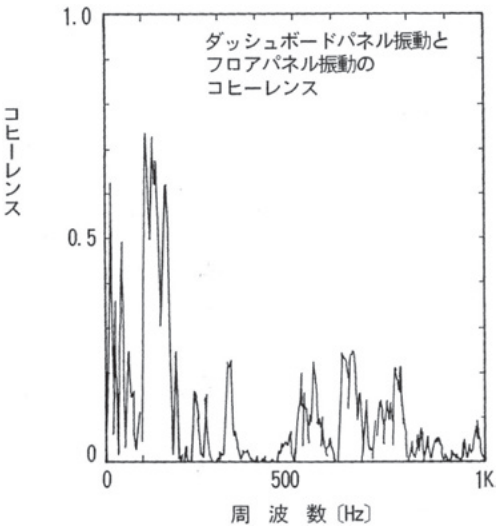



図３　パネル振動の相関性

抑えた完全防音施工状態から、防音材料を一面一面除去し音響パワー寄与率を求める方法、いわゆるマスキング法を用いた。マスキング法では、図４に示すように、車室内各面に防音材料がまったく施工されていない状態での車室内音$P_{BA}$、完全防音施工状態での車室内音$P_{MA}$、そして完全防音施工状態から、ｉ面のみ防音材料を未施工状態にしたときの車室内音$P_{Si}$を測定し、それらを用いて、非評価対象面の音響パワー寄与率$L_0$、各評価対象面の音響パワー寄与率$L_i$を次式にて算出する。

$$L_0 = \frac{P_{MA} / P_{BA} - \gamma_{MAX}}{1 - \gamma_{MAX}} \quad (1)$$

$$L_i = \frac{P_{Si}/P_{BA} - P_{MA}/P_{BA}}{1 - \gamma_{MAX}} \quad (2)$$

ここで、$\gamma_{MAX}$:完全防音施工をおこなった防音材料の防音性能

(3) 予測アルゴリズム

車室内表面に遮音、制振材料を適用したときの車室内騒音の低減レベル$\Delta P_{INS}$は、式(1)(2)を用いて求めた各周波数ごとの音響パワー寄与率$L_0$、$L_i$および適用した防音材料の実車防音性能$\gamma^*$を用いて算出することができ、次式で表される。

$$\Delta P_{INS} = 10\log(L_0 + \sum_{i=1}^{N} \gamma^*_i \cdot L_i) \quad (3)$$

ここで、N:評価対象面の数

(4) 防音材料の実車防音性能

実車における防音材料の防音性能は、防音材料の施工方法、車体のパネル構造などの影響を大きく受ける。そこで、式(3)で用いられる防音材料の実車防音性能$\gamma^*$は、3章で述べるデータベース化された防音材料の単体防音性能に加えて、以下に示すように、それぞれの実車適用時に考慮すべき施工上の性状パラメータを導入して決定した。

① 遮音材料

自動車に遮音材料を適用する場合、例えばダッシュボードに代表されるようにワイヤハーネスなどを通過させるための穴部が存在し、これらの穴部あるいは端末部からの音漏れが、遮音性能を低下させる要因となるため、それらを遮音材料の性能データ上で考慮する必要がある。そこで、本シミュレーションでは，穴部などからの音漏れによる透過損失の低下を、穴部と穴部以外の面積比を用いて次式で表し、遮音材料の実車防音性能$\gamma^*$とした。

$$\gamma^* = R + \gamma \cdot (1 - R) \quad (4)$$

ここで、R:穴部の開口比

$\gamma$:データベース化された遮音材料の単体防音性能

穴部を有する遮音材料の防音性能について、式(4)を用いて求めた計算値と実験値を比較した結果を**図5**に示す。両者は非常に良く一致し、式(4)によって求めた計算結果を遮音材料の実車防音性能として用いることができる。

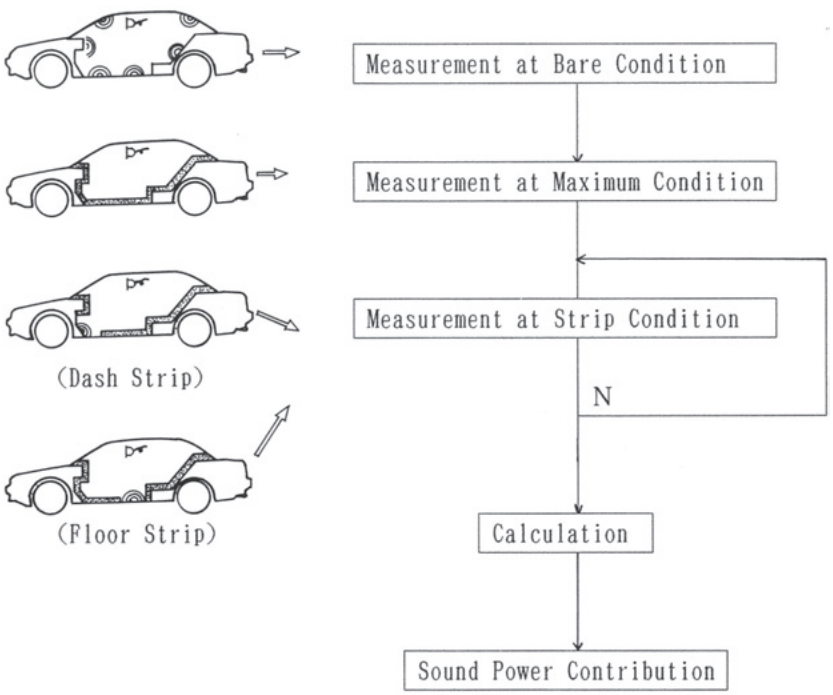



図4 マスキング法による音響パワー寄与率分析手法

② 制振材料

一般に制振材料の防音効果は、適用部位のパネル剛性に大きく影響される。すなわち剛性の異なるパネルに同一の制振材料を適用したとしても、その制振効果は剛性の高いパネルでは小さく、剛性の低いパネルでは大きい。その影響を制振材料の実車防音性能の中に考慮するため、本手法ではパネルの制振されやすさを表す係数Wを導入し、実車防音性能$\gamma^*$を次式を用いて表した。

$$\gamma^* = W \cdot \beta \tag{5}$$

ここで、$\beta$：データベース化された基準剛性パネルにおける制振材料の単体防音性能

Wとパネル剛性Kの関係は、種々の実車を用いてパネル剛性と基準の制振材料を施工した場合の制振効果を測定し、その結果から図６に示すような関係曲線として実験的に定義した。

したがって、シミュレーションに用いられるWは、供試車の各パネルの剛性測定結果から決定される。

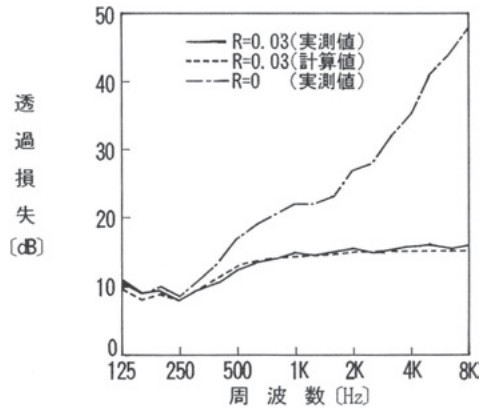



図５ 遮音材料の防音性能におよぼす穴部の影響

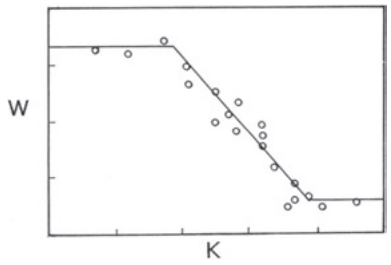



図６ パネルの制振されやすさを表わす係数Wとパネル剛性Kの関係

## 2.2. 吸音材料

(1) 基本アルゴリズム

吸音材料適用による車室内の音圧低減効果は、車室内に侵入する音を低減するのではなく車室内表面での反射音を低減することによって得られることから、その効果予測アルゴリズムは、前述の遮音、制振材料の場合とは異なる。以下に、そのアルゴリズムを示す。

車室内を拡散音場と仮定すれば車室内音圧Pは、一般にコンサートホールなどの大きな音響空間の設計に用いられる幾何音響理論より導かれ、次式で求めることができる。

$$P = P_W + 10\log \frac{4(1-\bar{\alpha})}{\bar{\alpha} \cdot S_T} \tag{6}$$

ここで、$P_W$：車室内に侵入する音響パワー

$\bar{\alpha}$ ：車室内平均吸音率

$S_T$ ：車室内総表面積

式(6)より、吸音処理前後の車室内平均吸音率をそれぞれ$\bar{\alpha}_0$、$\bar{\alpha}_1$とすれば、車室内総吸音力向上によって生ずる音圧低減レベル$\Delta P_{DIF}$は

$$\Delta P_{DIF} = 10\log \frac{\bar{\alpha}_0(1-\bar{\alpha}_1)}{\bar{\alpha}_1(1-\bar{\alpha}_0)} \tag{7}$$

で算出される。

車室内平均吸音率$\bar{\alpha}$は、適用した吸音材料の吸音率と施工面積から次式にて求めた。

$$\bar{\alpha} = \frac{\sum_{i=1}^{N} \alpha_i \cdot S_i}{S_T} \tag{8}$$

ここで、$\alpha$ ：データベース化された吸音材料の吸音率

S ：吸音材料の施工面積

(2) 近接効果

乗員耳位置に比較的近い車室内表面、例えばルーフライニング、ピラー、パーセルシェルフ等の内装部品に吸音処理を施すことは、車室内の総吸音力向上に伴う音圧低減効果だけでなく、吸音材料の直接的な影響による音圧低減効果をもたらす。

このため本シミュレーションでは、吸音材料適用による音圧低減効果の予測精度を高めるために、この効果を実験的に定義し、吸音材料の近接効果として追加補正した。

この近接効果$\Delta P_{PRO}$は、吸音率１の無限平板近傍における音圧低減効果ム$\Delta P_{INF}$を距離の関数

として定義し、さらに図7に示すように乗員耳位置と吸音材料の位置関係および吸音面の大きさから求まる幾何学的ファクタCを考慮して、次式で算出した。

$$\Delta P_{PRO} = \sum_{i=1}^{N_A} (C_i \cdot \alpha_i \cdot \Delta P_{INF}(\delta_i)) \quad (9)$$

ここで、$\delta$ :乗員耳位置と吸音面間の距離

$N_A$ :近接効果を考慮しなければならない吸音面の数

よって最終的に車室内の吸音処理によってもたらされる音圧低減レベル$\Delta P_{ABS}$は、吸音力向上による効果と近接効果を合わせて次式で表される。

$$\Delta P_{ABS} = \Delta P_{DIF} + \Delta P_{PRO} \quad (10)$$

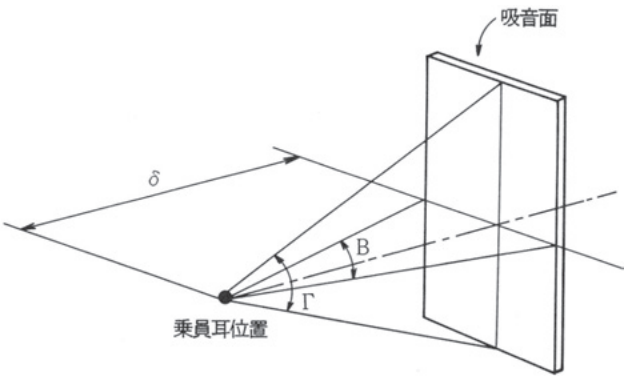



図7　乗員耳位置と吸音面の幾何学的関係

### 2.3. 防音材料の統合防音効果

任意の防音パッケージに対する音圧低減レベル$\Delta P_T$は遮音、制振、吸音材料適用による音圧低減効果を統合して次式で表される。

$$\Delta P_T = \Delta P_{INS} + \Delta P_{ABS} \quad (11)$$

また音圧レベルの絶対値$P_{SIM}$は、寄与率分析を行う際の裸状態の音圧レベル$P_{BA}$および$\Delta P_T$から求めることができ次式で表される。

$$P_{SIM} = P_{BA} + \Delta P_T \quad (12)$$

また防音材料のデータベースとして、材料の防音性能だけでなく単位面積当たりの重量、コストをデータ化しておくことにより、その防音パッケージ全体の重量およびコストを計算できる。

## 3. 防音材料データベース

本シミュレーションに用いられる防音材料データベースは、遮音、制振、吸音の3材料データより構成され、一般に車室内に適用される範囲内で材料の種類、厚さを、様々に変えた仕様についてデータ化されている。また、おのおののデータは、周波数ごとの防音性能（遮音：$\gamma$、制振：$\beta$、吸音：$\alpha$）および単位面積当たりの重量、コストから構成される。

### 3.1. 性能データ作成法

防音材料の音響性能は、一般に単体特性値を用いて表される。例えば、遮音材料の場合、透過損失であり、制振材料の場合は、損失係数が一般的である。一方、実車における防音性能は、必ずしもこうした単体特性値と一致しない場合がある。

このため、本データベースの防音性能データは、表1に示す単体テストおよび実車テストから得られたデータを組み合わせることによって、すなわち実車テストにより得られた実車性能データを、あらかじめ実車テストとの相関性が確認されている単体テストによって求めた単体性能データを用いて相対的に補間、補正するという方法で作成される。したがって，このデータベースの大きな特長は、防音性能データの精度が極めて高いことであり、これもシミュレーションの総合精度を高めているひとつの要因である。

### 3.2. コスト算出

データベース内にデータ化されている材料のコストには、それぞれの材料の材料費だけでなく、各防音部品を製造する上での諸費用なども含まれており、シミュレーションにより計算されたコストは、その防音パッケージの実コストとして表現される。ただし、計算した防音パッケージのコストと量産時の実コストとは若干の差異を生じる場合があるが、最適防音パッケージを決定する上で重要である各防音パッケージ間の相対コストは十分な精度が確保されている。

### 3.3. データベースの補間

本防音材料データベースでは、厚さについて段

表１　防音材料の防音性能評価手法

| 防音材料 | 周波数 | 単体テスト | 実車テスト |
|---|---|---|---|
| 遮音材料 | 中周波<br>(200-500Hz) | 鋼球加振テスト | ラフローラ上での<br>振動加振テスト |
| | 高周波<br>(500-10kHz) | スピーカ加振テスト | スピーカによる<br>音響加振テスト |
| 制振材料 | 中高周波<br>(200-10kHz) | フレーム加振テスト<br>スピーカ加振テスト | ラフローラ上での<br>振動加振テスト |
| 吸音材料 | 中高周波<br>(200-10kHz) | 残響室法吸音率測定 | |

階的な仕様、例えば10㎜、20㎜、30㎜という仕様についてのみデータ化している。しかしながら実用においてはスペース等の都合で、これらの中間的な厚さを設定しなければならない場合が多くあり、このような場合には、性能、重量、コストの３軸についての線形的な補間が自動的に行われる。その結果、任意厚さの防音材料データをシミュレーションに用いることが可能となり、より高いシミュレーション精度を確保している。

## ４．シミュレーションの精度

本シミュレーションの精度を検証するために、実車を用いて防音パッケージの最適化を行い、車室内騒音低減効果の予測値と実測値を比較した。**図８**に、台上試験における車室内騒音の比較結果を示す。両者は±１ｄＢ以内の精度で一致しており、本シミュレーションの精度が極めて高いことがわかる。

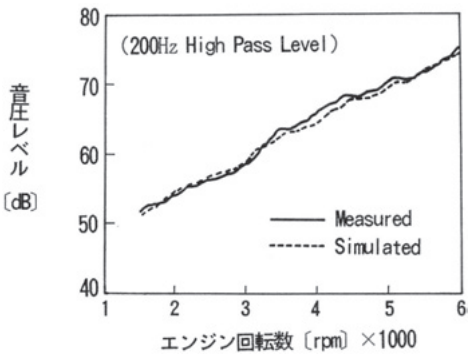



図８　車室内騒音の実測値と計算値比較

## ５．最適化フローと実車適用例

防音材料の最適パッケージは、前述したマスキング法により車室内各面の放射音響パワーの寄与率分析をした後、その結果をもとに最適化シミュレーションソフトウェア、および防音材料データベースを用い決定される。この最適化手法の流れを**図９**に示し、詳細を以下に述べる。

### 5.1.　最適化フロー

最適化シミュレーションは、材料のもつ防音特性の違い、から大きく中周波領域(200-500 Hz)と高周波領域(500-10KHz)に分けて、それぞれの帯域ごとに実行される。このうち、中周波領域の音に対しては、その発生メカニズムとして固体伝播音成分が多くを占めていることから、制振材料による最適化シミュレーションを実行する。制振材料は、前述したように適用する面の剛性により得られる騒音低減効果が異なることから、予め評価対象面のパネル剛性を測定し**図６**よりWを求め、実車のもつ性状パラメータを決定する。一方、高周波領域の最適化は、主として透過音の低減を目的とし遮音材料最適化ソフトを用いる。遮音材料は、前述したように施工上の音響特性として適用部位に対する穴部に対する開口率を入力した後、騒音低減効果を測する。

防音材料の最適化とは、音響的には各評価対象面から放射される音響パワーを均一化させることである。従ってこれら制振、遮音材料最適化ソフトを用い、各部位の音響パワー寄与率が均一化するまで、適用すべき防音材料をデータベースから

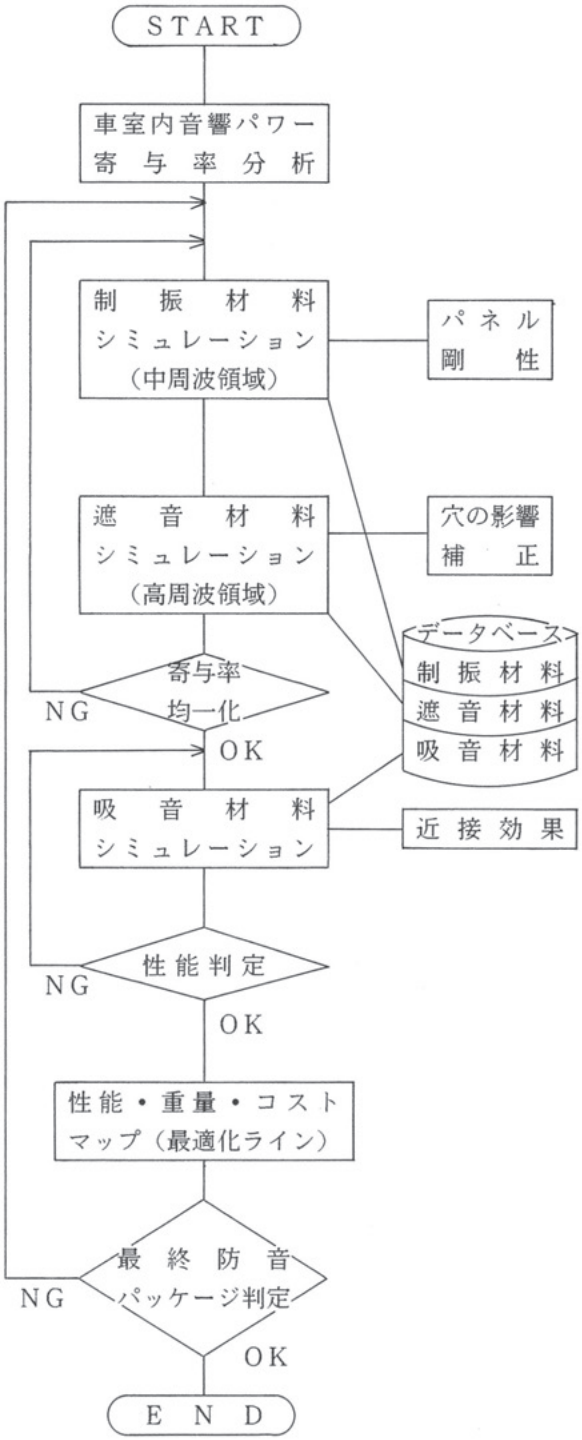



図９　最適化シミュレーションのフローチャート

抽出し予測計算を繰り返し実行する。

このように制振、遮音材料の最適化を行った後、吸音材料最適化ソフトを用い、高周波領域の車室内騒音の改善を目的として、騒音低減効果を予測する。その結果、最終的に制振、遮音、吸音材料に対する最適防音パッケージが設定される。

### 5.2. 実車適用例

最適化シミュレーションソフトウェアを用い、ロードノイズに対する防音材料の最適化を行った。その一例を以下に述べる。図 10 は、前述の寄与分析手法をもとに、初期の防音パッケージに対する前席中央位置での車室内音響パワーの寄与率を予測した結果である。寄与率は評価対象面を展開図として、色の濃淡で寄与度を視覚的に表示しており、色の濃い面は寄与の大きいことを示している。この結果より、ロードノイズに対する各面の寄与率は、ダッシュボード上部、ドアライニング前側の寄与が大きく、その反面ダッシュパネルからフロアにかけて比較的寄与が小さいことがわかる。そこで、この寄与の小さい部位の防音材料を削減し、その削減した防音材料の重量、コスト分の材料を寄与の大きい部位へ適用し、最終的にバランスのとれた材料配置とする。

本実施例では、初期の防音パッケージとしてダッシュパネルからフロアに適用していた制振材料を削減し、その重量分の遮音材料を寄与の大きいダッシュボード上部、ドアライニング前側に分散させ、車室内各面の音響パワー寄与率が均一化するまで防音材料の種類や厚み等を変え予測計算を繰り返し行った。図 10 の右図に最適化された音響パワー寄与率分析の結果を示す。各面から放射される音響パワーが均一化されていることがわかる。その後、吸音材料最適化ソフトを用いルーフライニング、ピラーなどの内装部品に吸音性能をもたせた時に得られる騒音低減量を予測した。その結果を図 11 に示す。この結果からわかるように、吸音ルーフライニング及びピラーの吸音処理により、20KHz 以上の高周波領域にて２ｄＢ以上の騒音低減量を得られることが予測できる。

これらの予測結果から、最終的に図 12 に示すように各防音パッケージの重量、コストに対する騒

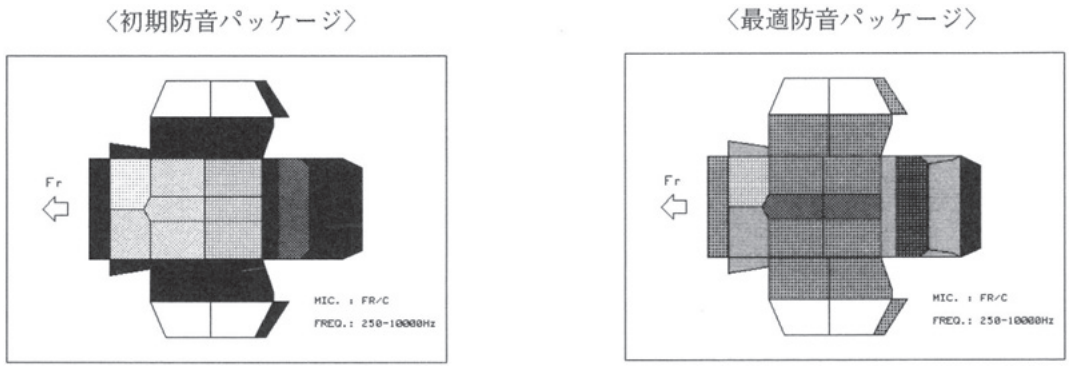



図 10　車室内音響パワー寄与率分析

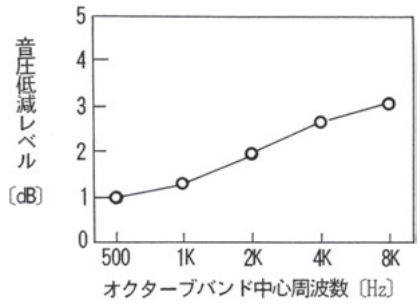



図 11　吸音材料適用時の騒音低減効果予測

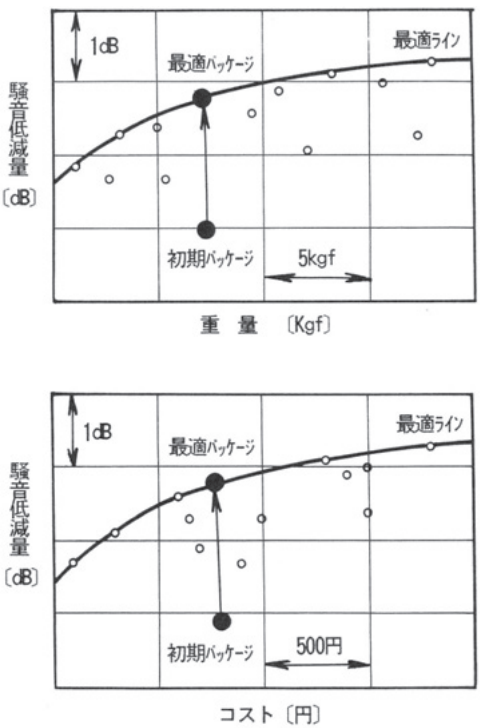



図 12　性能・重量・コストマップ

音低減効果の位置付けが明確になり、また同時に限られた重量、コストの中で最高性能を示す最適ラインも得ることができる。この結果、例えば初期の防音材料仕様に対して同等の重量で性能を改善する性能重視型防音パッケージ、あるいは、同等の性能で防音材料軽減を目的とした軽量化防音パッケージなどニーズに合わせた防音材料パッケージを机上計算で提示することが可能となり、大幅なテスト期間の短縮も同時にはかることができる。

このシミュレーションの結果をもとに、初期の防音仕様と同等の重量、コストでの最適防音パッケージを実車に適用し、ロードノイズのレベル改善度を確認した。図 13 に、初期の防音仕様と最適防音仕様を適用した車について比較的粗い路面を走行した時の車室内騒音測定結果を示す。この結果より、走行時の車室内騒音は、全車速度域において約２ｄＢ改善されていることがわかり、このシミュレーションソフトウェアの有効性が確認できた。

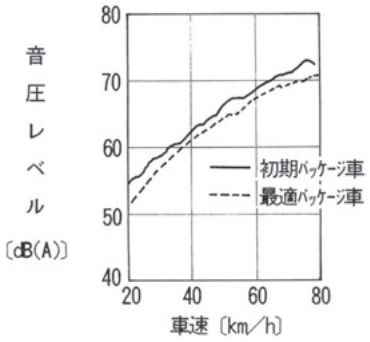



図 13　初期防音材料パッケージと最適化防音材料パッケージの走行時の車室内騒音比較

## 6．まとめ

防音材料の適用最適化を目的として、任意の防音パッケージに対する車室内騒音低減効果とその重量およびコストを予測計算できるシミュレーションソフトウェアを開発し、その結果、要求される性能、重量、コストに応じた最適な防音パッケージを短期間で決定することが可能となった。

今後、さらに要求の高まる車体の軽量化と車室内の静粛性向上に対して、今回開発した防音材料の最適化技術の適用をはかっていくとともに、従来からの防音材料単体性能の向上に加え、完成車トータルとしての防音材料および防音構造のあるべき姿に対する研究が必要と思われる。

## 参考文献

(1) R. H van Ligten: Optimization of MF/HF sound packages, procedures and results, 7th Unikeller Conference, 1981

(2) A. Chappuis: The effects of sound absorbing treatments applied in the passenger compartment of an automobile, 7th Unikeller Conference, 1981

(3) O. Weibel: The optimization of the acoustic treatment of the vehicle using simulation techniques, 8th Unikeller Conference, 1987

■著　者■



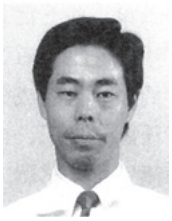
小峰徳雄



前田孝司



山下　剛



中村光勇

# 自動車騒音シミュレーションシステムの開発とその応用について

Development of Automobile Noise Simulation System and Its Applications

宮内邦夫* 小峰徳雄*
Kunio Miyauchi Tokuo Komine

## 要旨

近年、車室内における快適な音響空間の実現を目的とした、騒音の音質定量評価手法の研究開発が進められている。これらを効率的に進める技術として、ディジタル信号処理を応用した音のシミュレーションシステムを開発した。

本システムは、新たに考案したディジタルフィルタリング手法を用いることにより、収録した自動車騒音の周波数帯域成分、次数成分を短時間に高い精度で任意に加工、合成でき、その加工信号をノイズの無い音で試聴できることを特長としている。

本システムを用いて加工した評価音の信号加工精度検証と聴感試験の結果から、自動車騒音の評価システムとして有効であることがわかった。

## ABSTRACT

In order to create a comfortable sound space in the passenger compartment of an automobile, much automobile noise research of late has been devoted to the analysis of sound quality. To carry out this research effectively, an automobile noise simulation system was developed which enables one to perform a quantitative evaluation of sound quality. This system comprises a digital signal processor and engineering workstation, and uses a unique digital filtering technique. The features of the system: 1) Processing in a short time of any frequency component and any harmonic order component of automobile noise; 2) Processing the noise with high accuracy; and 3) Reproducing the purified processed noise

The report contains results which verify the processing accuracy and examples of the system's applications to automobile noise processing. It is shown that this system is a valuable tool to be used in automobile noise simulation and sensory evaluation tests.

## 1. はじめに

近年、自動車における快適性研究の一つとして、車室内外騒音に対し、従来の「静粛性向上」に加えて、人の感性に適合した「快適な音響空間」はどうあるべきかを明らかにする必要性が高まっている。それにともない、「人は騒音をどのように感じるか」といった、音に対する感性を定量的に評価する、いわゆる「音質定量評価手法」の研究、開発が活発に行われている。

これは、音のもつ「物理量」とその音に対する人の「主観的評価」との対応づけを図ろうとするもので、このうち、主観的評価の方法として「官能検査」を用いるのが一般的である。この官能検査の実施にあたっては、正確に物理量が設定された評価音を提示することが、主観的評価と物理量との関連性をより明確に求めるうえで、重要な役割を果たす。したがって、収録してきた騒音を任意に加工、合成でき、検査目的に応じた評価音として、忠実に再生できる音のシミュレーションシステムの開発が必要となっている。

その一方で、騒音関係の業務に携わる技術者に対しては、音を的確に識別でき、快適な音響空間を創造できる能力も求められてきている。

このような観点から、**図1**に示すように、音質

＊ 栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1991_3_14

定量評価方法を開発するための有効なツールとして、また、技術者の音に対する感性を磨く、トレーニングシステムとして活用することができる音のシミュレーションシステムを開発した。

本稿では、本システムのハード構成と信号の加工、合成手法およびその加工精度について述べ、実際の自動車騒音から作成した音を用いた試聴試験への応用例について報告する。

## 2. システムの概要

### 2.1. 従来のシステム開発における問題点

自動車騒音の成分は、次の二つに大別することができる。

(1) ロードノイズや空力騒音のように、「周波数帯域成分」のレベルが、時々刻々と変化するもの。

(2) エンジン回転などに起因して発生し周波数成分および音圧レベルが変化する「回転次数成分」

特に、後者の次数成分の信号を加工するにあたっては、以下に示す信号処理上の問題があり、自動車騒音シミュレーションシステムの開発における技術的課題となっていた。すなわち、

(1) アナログフィルタやＦＩＲディジタルフィルタを用いた場合、エンジン回転数の変化に追従するように、フィルタ特性を変化させるのは困難である。

(2) ＦＦＴ、逆ＦＦＴ処理を用いた手法では、信号を無限に繰り返される周期信号として扱っている。そのため有限長のインパルス応答関数と時間信号との畳み込み演算を行なうと、信号は自分で自分自身の影を畳み込む循環畳み込みとなり、各ブロック間で信号の連続性が失われ、再生時のノイズ発生あるいは加工精度の低下の原因となる。

(3) 次数成分を数式へ変換して加工、再合成する手法では、数式変換および再合成計算に、非常に多くの演算時間を必要とする。そのため、実用に耐えうる処理時間で加工を終了するためには、高速演算処理が可能な大型コンピュータが必要である。

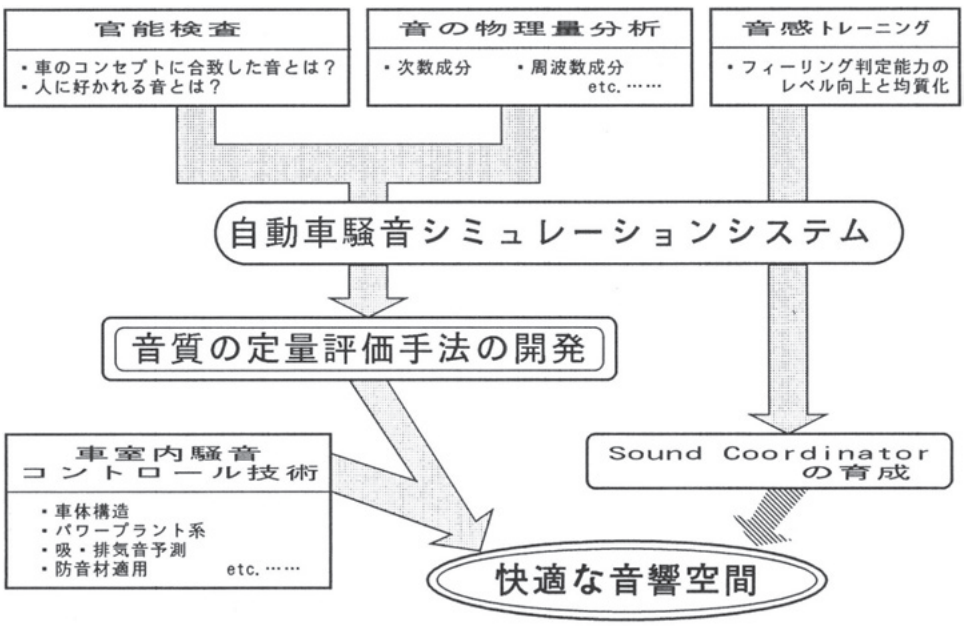



図1 自動車騒音の音質改善技術における本システムの位置づけ

### 2.2. システム構成および特長

今回、2.1. に述べた技術的課題を解決する手法として、インパルス応答の畳み込み演算に工夫を凝らすと同時に、ディジタル方式で信号の変調、復調を行うディジタルフィルタリング手法（以下、ディジタルヘテロダイン手法と呼ぶ）を新たに考案し、この手法を用いることにより、自動車騒音の任意の周波数帯域成分、次数成分の加工が可能なシミュレーションシステムを開発した。

以下に、本システムの概要を述べる。

本システムは、図２に示すように、多チャンネル A/D-D/A コンバータとＥＷＳから構成されるディジタルフィルタリングシステムであり、システムの諸元は、以下に示すとおりである。

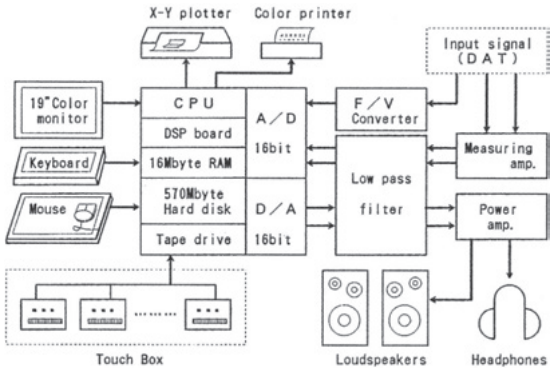



図２　システム構成

- サンプルレート　　：40 kHz/2ch.（MAX）
- A/D, D/A コンバータ　：16bit
- ＦＦＴ演算のブロック長：2048
- ＦＦＴ演算の処理速度　：0.02 秒 / ブロック
- 収録できる時間信号の長さ：52 秒（MAX）
  （サンプルレート 20kHz/2ch. の場合）
- オペレーティングシステム：ＵＮＩＸ準拠
- プログラム言語　　：Ｃ＋アセンブラ

図３に示すように本システムは、従来の騒音分析器の機能に加え、騒音信号を時間軸上や周波数軸上で任意に加工できる種々の処理機能と、以下に示す特長を有している。

(1)　任意の周波数帯域成分、次数成分の音圧レベルの変化状態を、任意に加工可能であること

(2)　任意に設定された目標音圧レベルに対する信号の加工精度が極めて高いこと

(3)　加工後の信号を、ノイズのない音で再生、試聴できること

(4)　これらの信号加工処理を、実用上問題のない程度の短時間に終了し、かつ小規模なシステムで行えること

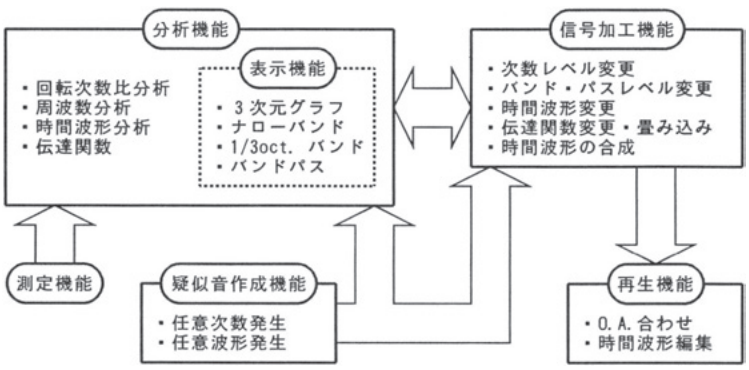



図３　騒音信号処理機能一覧

本システムの音の加工処理は、図４に示す手順を経て行われる。すなわち、

(1) 騒音信号は計測用アンプを、回転信号はＦ／Ｖコンバータを経て、Ａ／Ｄ変換される。

(2) ディジタル量に変換された時間領域の騒音信号は、あるブロックサイズに切り取られ、ＦＦＴ演算ボードで複数の周波数スペクトルデータに変換される。

(3) 変換された周波数スペクトルデータを、任意の周波数帯域成分（次数成分）のレベル対エンジン回転数（時間）の２次元グラフとしてディスプレイ上に表示する。

(4) マウス、またはキーボードを用いて任意の成分に対し、音圧のレベル変化（加工目標ライン）を設定する。

(5) この目標ラインに基づいて原信号は加工され、データとして記録される。

(6) 加工された信号は、Ｄ／Ａ変換によりスピーカ、またはヘッドホンを用いて音として再生される。

## ３．信号加工のアルゴリズムと信号の加工精度

### 3.1. 固定周波数帯域成分の加工

任意のオクターブバンドおよび任意のバンド幅の周波数帯域成分の加工は、下記に示すアルゴリズムに基づき行われる。

$$h(t) = F^{-1}[H(f)]$$

$$S_b(t) = S_0(t) * h(t)$$

$$S_m(t) = S_0(t) - (1 - e) \cdot S_b(t)$$

$h(t)$ ：バンドパスフィルタのインパルス応答

$F^{-1}$ ：逆フーリエ変換

$H(f)$ ：バンドパスフィルタの伝達関数

$*$ ：畳み込み

$S_0(t)$ ：原信号

$S_b(t)$ ：帯域制限信号

$S_m(t)$ ：加工後の時間信号

$e$ ：原信号の帯域制限成分と、加工目標の帯域制限成分の比

すなわち、図５に示すような、信号加工処理に従って次のように加工される。

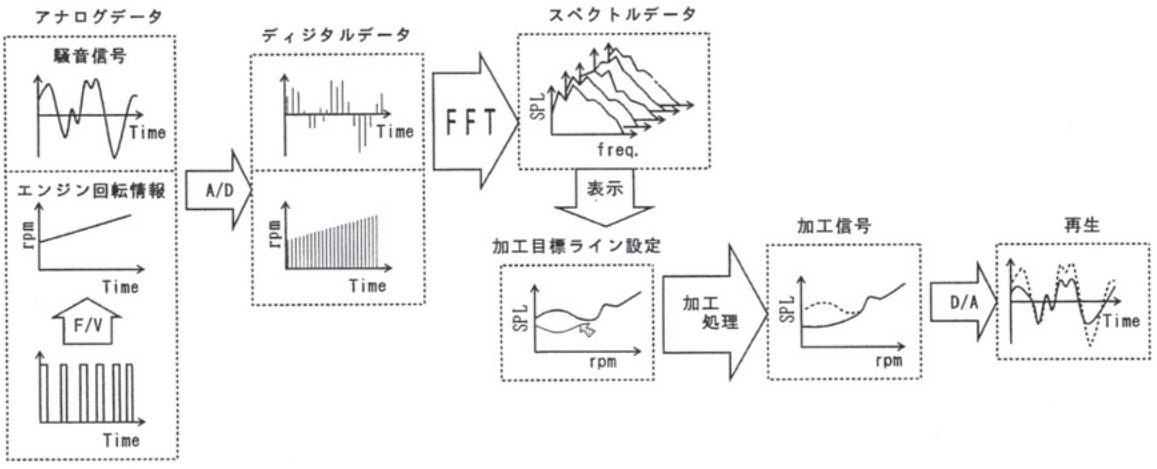



図４　信号加工処理の流れ

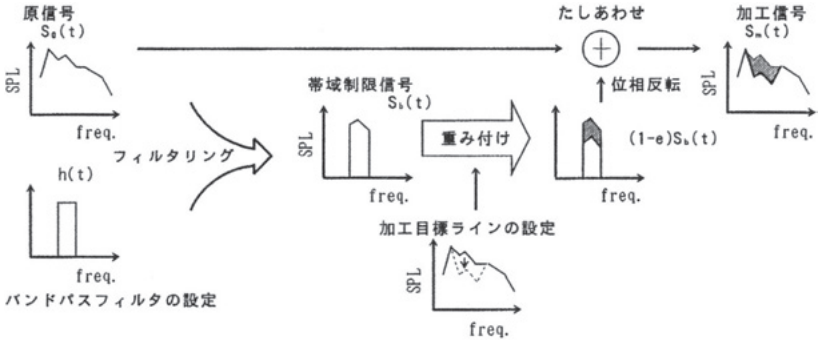



図５　特定周波数成分加工アリゴリズム

⑴　最初に加工する周波数帯域成分に対応したバンドパスフィルタが設定される。

⑵　このバンドパスフィルタを用いて、ＦＦＴを利用し複数の周波数スペクトルデータに分解された原信号に対し、フィルタリングを行い、バンドパス信号が作成される。

⑶　作成されたバンドパス信号と加工目標ラインの比から、レベル変化の重みづけを行い、位相を反転したのち原信号にたし合わせ、加工信号が作成される。

時間信号へのフィルタリングにＦＦＴ、逆ＦＦＴ処理を用いた場合、ブロック長ＮのＦＦＴ処理をもちいて畳み込み演算を行うと 2.1. で述べたように循環畳み込みとなり、ノイズが発生する問題がある。

そこで、本システムでは、図６に示す手法を用いることにより、循環畳み込みを防止した。

すなわち

⑴　ブロック長がそれぞれＮの時間信号とインパルス応答関数の後ろに長さＮのゼロを追加し、ブロック長を２Ｎとする。(図中①)

⑵　このデータに対して、ブロック長が２ＮのＦＦＴ処理を行い周波数領域に変換し、二つの信号の掛け算を行う。その結果を逆ＦＦＴ処理し時間信号に戻す。(図中②)

⑶　同様に次のブロック長Ｎの時間信号に対して⑴～⑵の処理を実行する。(図中③)

⑷　このような畳み込み演算により得られた２Ｎの時間信号の後半Ｎと、次のブロックの前半Ｎを足し合わせる。(重畳加算法)(図中④)

以上の⑴～⑷の処理を全てのブロックに対し繰り返し行うことによって、演算後の信号に不連続点を生ずることのないフィルタリング処理が実行できる。

以上の手法を用いることによって、任意の時間、または回転数における任意の周波数帯域成分の音

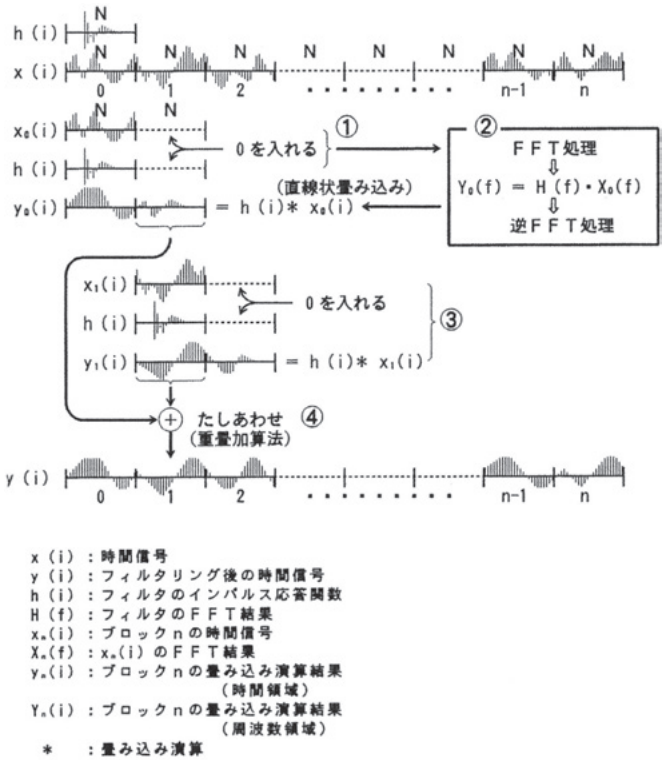



図６　本システムのフィルタリング手法

圧レベル変化を、加工目標に対し高い精度で短時間に加工することを可能としている。また、その加工された信号は、ノイズのない音で再生、試聴することが可能となった。加えて、その音質は、自動車騒音のみならず音楽ソースの加工、試聴にも十分に使用可能なレベルとなっている。

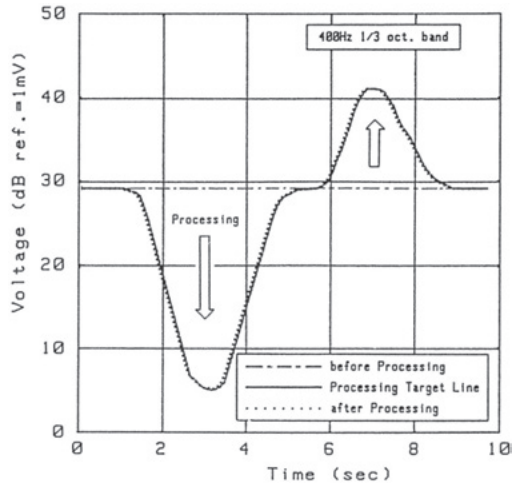
本手法に基づき加工した信号の加工精度を検証した一例を次に示す。

基本周波数 133Hz 三角波信号を用いて、その３次成分である中心周波数 400Hz の 1/3oct. バンドパスレベルを増減させる加工を行った結果、図７(a) に示すように、加工目標ラインと加工後の信号ラインは± 0.5 dB 以内の差で良く一致し、実用上問題のない精度が得られている。また、図７(b) に示す３次元スペクトラムから 400Hz の 1/3oct. バンドパスレベルの加工が、他の周波数成分に影響していないことが確認できる。

### 3.2. 次数成分の加工

次数成分の加工は、周波数帯域成分の加工アルゴリズムに加えて、図８に示すディジタルヘテロダイン手法を用いることにより、従来の周波数固定フィルタでは困難であった次数成分の加工を可能とした。このディジタルヘテロダイン手法の信号加工手順は以下のとおりである。

(1) エンジン回転信号に基づく変調周波数で、原信号の周波数をシフトし、変調信号が作成される。



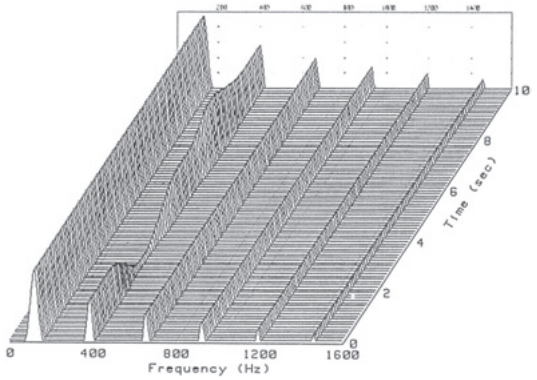




図７（ａ）三角波信号 400Hz 1/3oct. バンドパスレベル　　図７（ｂ）三角波信号　３次元スペクトル

図７　周波数帯域成分の信号加工精度

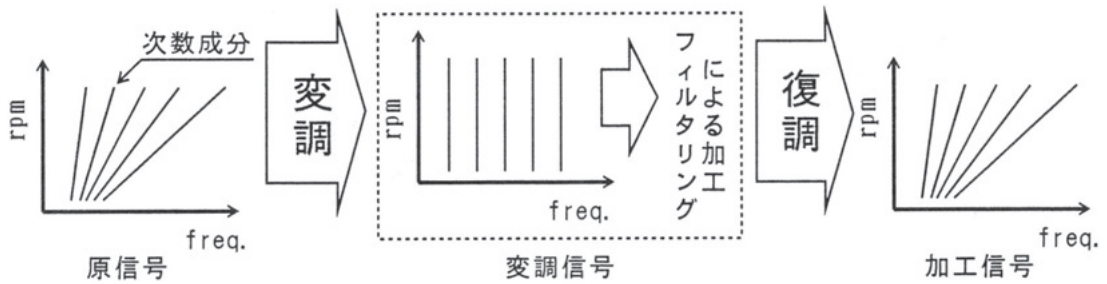



図８　次数成分の加工アルコリズム

⑵　その変調信号に対して、固定周波数帯域成分の加工と同様のフィルタリングを行い、加工目標ラインに基づいた重み付けが行なわれる。

⑶　加工された変調信号は、元の変調周波数で復調され、目的とした加工信号が作成される。

この手法の特徴は、一つの次数成分に対し周波数固定型のバンドパスフィルタを一つ設定するだけで、全回転数に対する次数成分の加工が可能な点である。これに要する演算時間は、数秒から最大15分程度であり、実用に耐えうる高速の加工処理を実現した。

この手法による加工の精度検証として、スイープ三角波信号の３次成分を、増減する加工を行った結果、**図９(a)** に示すように、加工目標ラインと加工後のラインは、± 0.5 dB 以内の差で良く一致し、実用上十分な精度が得られている。また、**図９(b)** に示す３次元スペクトラムから、３次成分の加工が他の次数成分に対して影響を及ぼしていないことが確認できる。

### 3.3.　インパルス応答の畳み込みによる信号の加工

本システムでは、さらに原信号に任意形状のインパルス応答を畳み込み、全周波数帯域にわたって任意の重みづけを行う信号の加工が可能である。その手法は、下記のとおりである。

$$y(t) = h(t) * x(t) \quad \cdots\cdots\cdots\cdots \quad (1)$$

⑴式の畳み込み演算は、計算時間短縮のために、複素型ＦＦＴを用いて周波数領域で行われる。

$$Y(f) = H(f) \cdot X(f)$$

h（ｔ）：インパルス応答
＊　　：畳み込み演算
ｘ（ｔ）：原信号
ｘ（ｆ）：ｘ（ｔ）のＦＦＴ結果
ｙ（ｔ）：畳み込み演算後の信号
Ｈ（ｔ）：ｈ（ｔ）の周波数関数

この手法の加工精度の検証として、ホワイトノイズに、ある伝達系のインパルス応答を畳み込み、伝達系の周波数応答関数と比較することで、本機能の精度検証を行った。**図 10** に示すように、加工後のスペクトルが、伝達系の周波数応答関数と良く一致し、本機能の精度が十分であることを確認した。

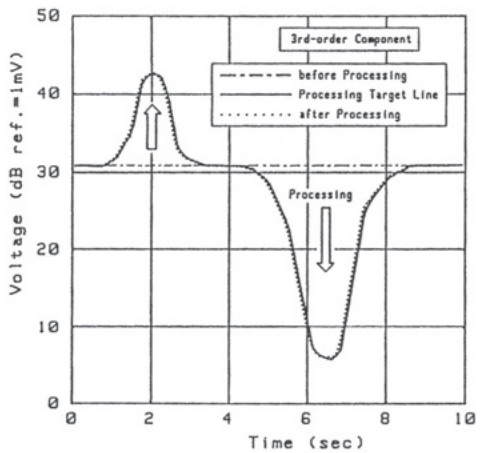
## 4．応 用 例

実際の自動車騒音を用いて、このシステムの加工精度を検証し、本システムの主目的である試聴試験への応用性について検討した。

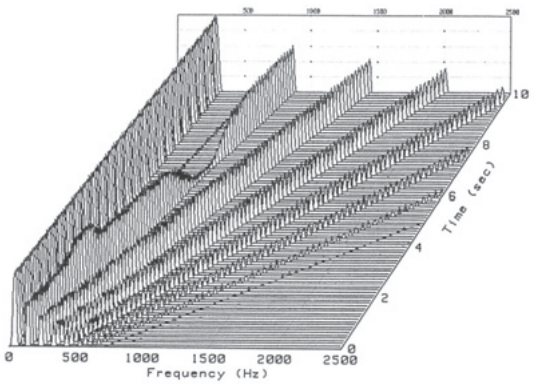
その検討内容の一例として、

⑴　加速時の排気騒音を加工した、次数成分の加工精度検証。

⑵　インパルス応答関数畳み込み機能を用いた




（ａ）掃引三角波信号　３次成分




（ｂ）掃引三角波信号　３次元スペクトル

図９　次数成分の信号加工精度

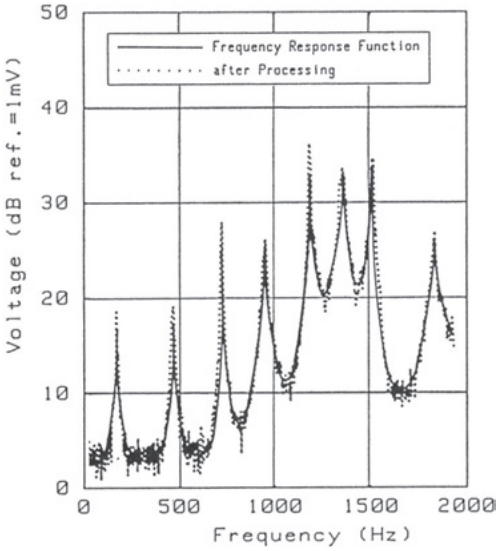



図 10　インパルス応答の畳み込みによる信号加工精度

排気騒音の机上検討への応用性。

(3)　技術者の音に対する識別能力向上を目的とした訓練への応用性

３項目を検討した結果について報告する。

### 4.1.　加速時排気騒音

スポーツカーＮＳＸの加速時における排気騒音を用い、次数成分の加工精度について検討した。

その一例として、聴感上、最も影響があると思われる３次成分、６次成分の回転数に対するレベルの変化を、小さくする加工を行った。その結果、図 11 に示すように、加工後の信号は目標ラインと±１dB以内で良く一致し、収録した自動車騒音に対しても、実用上十分な加工精度が得られた。また、試聴上でも次数成分の変動感が減少したことを確認でき、排気音の音作りシミュレーションへの応用も可能であることがわかった。

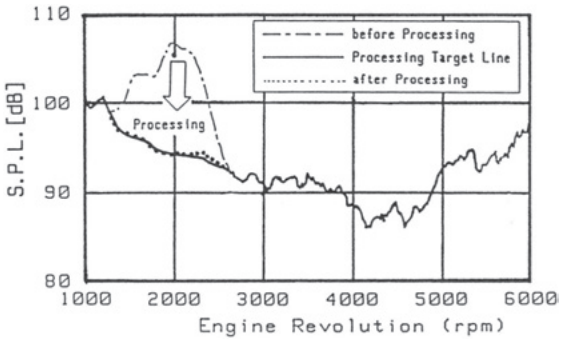
### 4.2.　排気騒音の机上検討

排気騒音の机上検討の一手法として、エンジン源音と伝達系（排気系）のインパルス応答関数との畳み込み演算を行った結果を、音として比較試聴する方法が考えられる。

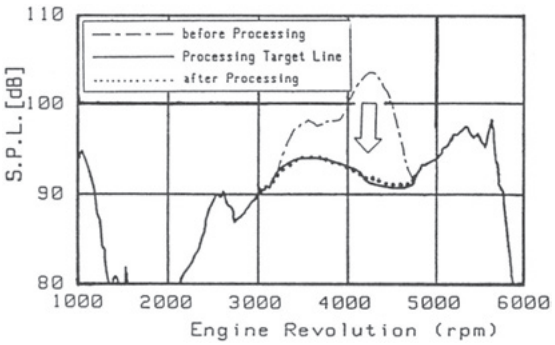
その一例として、図 12 に示すように圧力センサを用いて測定した６気筒車のエンジン排気源音に、実機で測定したマフラを含む排気系のインパルス応答関数を畳み込んだ結果と、実測した排気音との比較検討を行った。

この結果、図 13 に示すように、エンジン回転数3000rpm 以下の３次成分については、比較的良く一致している。しかし、それ以上のエンジン回転数および６次成分については、エンジンの回転数変化に対する音圧レベル変化の傾向はある程度一致しているものの、絶対音圧レベルは必ずしも一致していない。この誤差が発生した要因として、排気系のインパルス応答関数測定時に、排気温度変化や気流の影響などの要因を、十分に考慮していなかったことが考えられる。

このように、一部今後の適用への課題を残して




（a）３次成分




（b）６次成分

図 11　加速時排気騒音の加工精度

いるが、実測で求めたエンジン源音に排気系のインパルス応答関数を畳み込むことによって、机上での排気音検討の可能性をうかがえる結果を得ることができた。

### 4.3. 音の識別能力向上訓練への応用性

人の音に対する感性を定量的に評価する「音質評価手法」の研究が進められる一方で、音を評価、判断する技術者の音に対する識別能力向上も同時に求められている。すなわち、音圧レベル低減や音質改善の対策を行った効果を的確に識別できる聴取能力と、音の全体像を捕らえ「その車の開発コンセプトに合致した音」であると判断できる判定能力とを持った、いわゆる「サウンドコーディネータ」が、求められており、このため、技術者の音に関する感性の訓練、教育も必要となっている。

その一つの試みとして、収録した自動車騒音を本システムにて加工し作成した評価音を用い、技術者に対して、音の識別能力向上に関する実験を行った。

その実験は、

(1) 最初に基準音を提示し、1秒の休止時間後に比較音を提示する。

(2) 被験者は、基準音と比較音を一対として聞き、識別した結果を予め割り当てられた解答番号に対応したタッチスイッチより入力する。

という方法で行った。この時の全問題数に対する正解数の比率を正答率とし、正答率と音の識別能力は比例するものと仮定した。

その実験結果の一例として、比較音に4気筒車の加速時車室内騒音の2次成分を、±3 dB変化させた音とさせない音の3種類を用い実験を行い、業務経験年数と正答率との関係を求めた結果を**図14**に示す。この結果より、業務経験年数の増加とともに、正答率は向上していることがわかる。これは、技術者が、業務の中で騒音の成分に対する識別を学習し、業務経験を積むに連れて識別能力が向上していくことを示している。

また、この実験結果を基に、業務経験年数3年未満の技術者に対して、音の識別能力向上を目的とした訓練、いわゆる「音感トレーニング」を実施

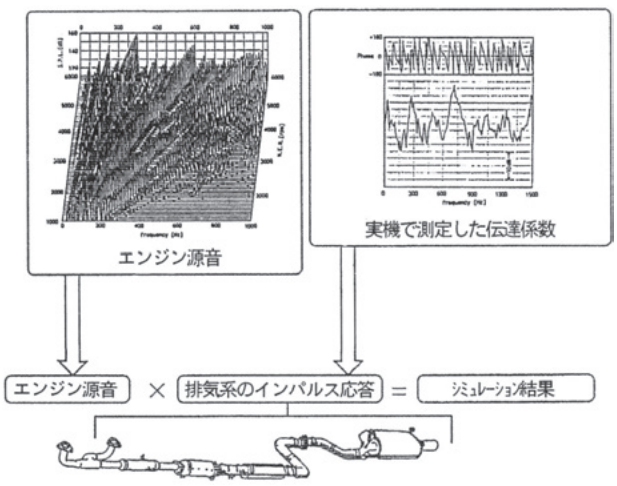



図12 排気騒音の机上検討例

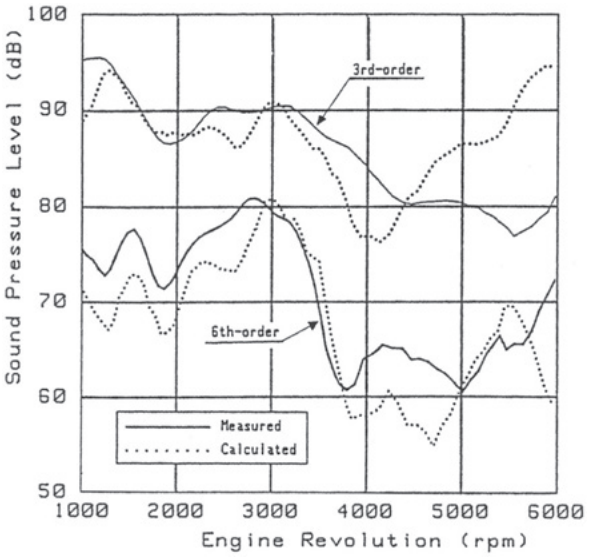



図13 計算結果と実測値の比較

した結果を図15に示す。この結果より、トレーニング回数に応じて正答率が向上していることがわかる。

以上の実験結果から、業務経験年数に応じて、自動車騒音に対する識別能力が形成されることから、技術者に対し、教育、訓練を目的とした「音感トレーニング」を行なうことは、音に対する識別能力向上につながり、その結果として得られる業務経験年数の短縮化に対しても有効であると考えられる。

これらの結果のように、本システムで作成したサンプル音は、こうしたトレーニングにも十分に使用できる音質であることが確認でき、今後人材育成の観点からも本システムの活用が期待できる。

## 5．あとがき

今回開発した自動車騒音シミュレーションシステムの精度検証と自動車騒音への適用結果から、次のことが明らかになった。

(1) 新たに考案したディジタルヘテロダイン手法を用いることにより、任意の次数成分、周波数帯域成分の音圧レベル変化に対し、評価目的に合った精度の高い音の加工、合成が可能である。

(2) その加工処理によって得られた評価音は、試聴試験や音感トレーニングなどに十分使用可能である。

今後、音質の定量評価手法の開発に加え、騒音の発生源と伝達系を含めた机上での騒音シミュレーションへの応用検討をさらに進め、ハードとして具体的に図面に反映するツールとして、本システムを活用していきたい。また、本システムで作成したサンプル音を用いて、技術者の感性に対する教育、訓練を行い、快適な音響空間を創造できる人材の育成を図っていきたい。

## 6．謝　辞

本システムの開発に当たり、多大なご支援を頂いた東京大学生産技術研究所橘研究室、松貿機器㈱ＢＫ事業部東京システム部に謹んで感謝する。

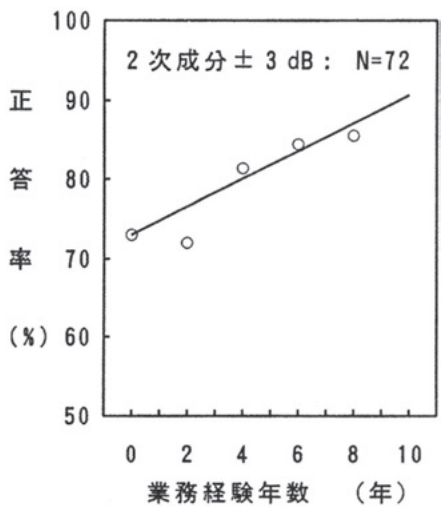



図14　業務経験年数と正答率の関係

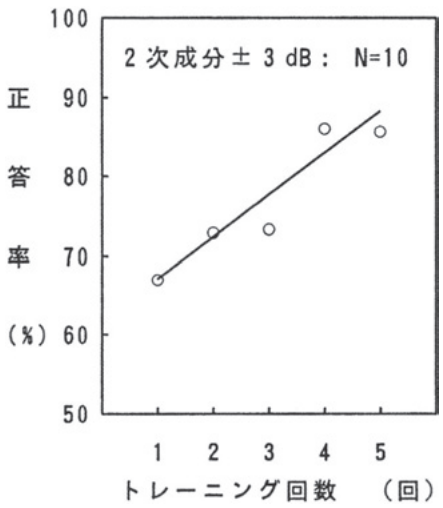



図15　音感トレーニング回数と識別能力の関係

## 参 考 文 献


1） 久田見、岡本、畑:「回転次数比分析情報を用いた評価用自動車排気音の合成」
日本音響学会講演論文集 1989 年３月

2） 金丸:「自動車車室内音の音質定量評価システム」
自動車技術会シンポジウム　1989 年 12 月

3） 中村ら:「車の騒音評価システムについて」
日本音響学会講演論文集 1990 年３月

4） E. Eoran Brigham:「高速フーリエ変換」
科学技術出版

5） A. V. Oppenheim and R. W. Schafer:「ディジタル信号処理」コロナ社

6） 北村:「聴能形成について」
日本音響学会講演論文集 1976 年５月

7） 北村ら:「録音技術者を対象としたシーショアテストの結果について」
日本音響学会講演論文集 1985 年９月

8） 中村ら:「自動車の快適性と車室内音」
日本音響学会誌 46 巻９号　1990 年

9） 山下ら:「自動車車室内音の音色評価について」
HONDA R&D Technical Review vol. 3 1991 年５月



■著　者■



宮 内 邦 夫



小 峰 徳 雄

# 汎用ロードシミュレータの開発

## Development of Multi-Use Road Simulator

原島正吉* 四宮一雄* 高橋弘*
Shokichi Harashima Kazuo Shinomiya Hiroshi Takahashi
門田正和* 保田和豊*
Masakazu Kadota Kazutoyo Yasuda

## 要旨

複数の油圧加振機をコンピュータでコントロールして、モーターサイクルやバギー車の実走行路面負荷を台上で再現する装置（汎用ロードシミュレータ）を開発した。

本装置のコントロールは、廉価なパーソナルコンピュータと自社開発のソフト、インターフェイスで実現されており、実走行におけるサスペンションのボトミングやテレスコピックタイプフロントフォークの運動など、線形近似手法では困難とされていた現象も再現できることが特徴である。

## ABSTRACT

A general purpose road simulator has been developed which can reproduce in the laboratory the loads of motorcycles and buggies on various road surfaces by computer-controlling a number of hydraulic actuators.

This device is controlled with a low-priced personal computer and the original software and interface. Its unique feature is that it is capable of simulating such phenomena as the bottoming of the suspension and the movement of the telescopic-type front forks during actual driving. This has so far been difficult with linear approximation.

## 1. まえがき

ロードシミュレータは、完成車の実走行路面負荷を、テストベンチで忠実に再現できることから、自動車開発における有効な装置として、性能評価、耐久テスト等に幅広く利用されている。

しかし、モーターサイクルやバギー車に適用された例は少なく、国内では前例がない。これには種々の理由が考えられるが、筆者等がモーターサイクル、バギー車の強度耐久性テストを目的として、ロードシミュレータの導入を検討した際に課題となった次の二項目が、その代表的なものと考えられる。

(1) 装置が高額である。なかでもミニコンピュータを主体とするコントロールシステムは価格に占める割合が高い。

(2) サスペンションのボトミング現象や、テレスコピックタイプフロントフォーク（以下フロントフォーク）のアクスル部における、前後、上下、二方向の運動を台上再現するための手法が確立されていない。

この論文では、コンピュータによるシミュレーションアルゴリズムの概要と上記課題の解決について述べる。なお、実例紹介には、上記課題が全て含まれているモーターサイクル加振を採用した。

## 2. アルゴリズムの概要

### 2.1. 単軸加振システム

まず簡単な例として、加振機１本、トランスデューサ１個からなる単軸加振システムを取り上げ、基本理論とシミュレーションのプロセスを紹介する。

#### 2.1.1. 基本理論

図１のように、モーターサイクルのリヤアクス

＊ 朝霞研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1991_3_15

ル上部に加速度検出器を取り付けて実走行し、この時の検出器出力ｙ（ｔ）を台上で再現する場合を考える。

この問題は、目標出力信号ｙ（ｔ）を得るための加振機への入力信号ｘ（ｔ）を求めることに帰着する。

今、この加振計を線形とみなせば、入出力間の関係はたたみ込み積分の式を用いて、

$$y(t) = \int_0^t g(t-\tau)\, x(\tau)\, d\tau \qquad (1)$$

ｙ（ｔ）：目標出力信号

ｘ（ｔ）：加振機への入力信号

ｇ（ｔ）：この系のインパルス応答

と表すことができる。従って、何らかの方法で系のインパルス応答を求めておけば、ｘ（ｔ）はデコンボリューションを行うことにより求められる。

$$x(t) = \int_0^t y(\tau)\, g^{-1}(t-\tau)\, d\tau \qquad (2)$$

$g^{-1}$（ｔ）：ｇ（ｔ）の逆関数




図１（ａ） 実走行負荷の計測

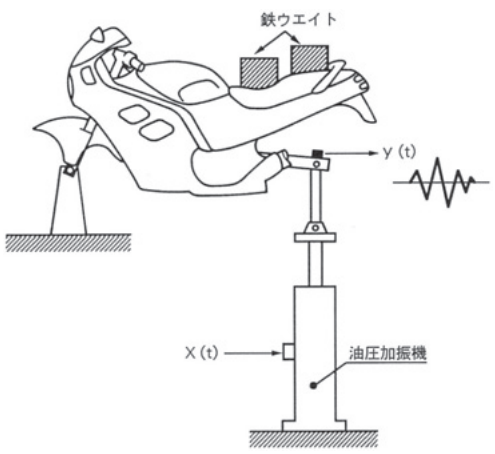



図１（ｂ） リヤアクスル部加速度の再現

以上は時間領域の扱いであるが、周波数領域では(1)式、(2)式はそれぞれ(3)式、(4)式と等価である。

$$Y(f) = G(f) \cdot X(f) \qquad (3)$$

$$X(f) = Y(f) \cdot G^{-1}(f) \qquad (4)$$

Ｙ（ｆ）：ｙ（ｔ）のフーリエ変換

Ｇ（ｆ）：ｇ（ｔ）のフーリエ変換

Ｘ（ｆ）：ｘ（ｔ）のフーリエ変換

$G^{-1}$（ｆ）：Ｇ（ｆ）の逆関数

Ｇ（ｆ）は伝達関数、$G^{-1}$（ｆ）は逆伝達関数と呼ばれている。

コンピュータを使ってデコンボリューションを行う場合、フーリエ変換やフーリエ逆変換の演算にＦＦＴ（Fast Fourier Transform：高速フーリエ変換）アルゴリズムやアレイプロセッサ（ＦＦＴ等の特殊な演算を高速で行う装置）を利用すれば、高速処理が可能である。そのうえ、周波数領域でＸ（ｆ）を求める処理が簡素化され、複素数の四則演算だけですませられる等、利点が多い。従って、ロードシミュレータのコントロールプログラム（ＤＥ：Dynamic Equalizer）は、周波数領域での解法を主体に作成し、アレイプロセッサを利用することにした。

以後、コンピュータ解析を前提として、時間領域の関数は離散的な時系列信号であり、これに対してＦＦＴ演算を施したものを、周波数領域の関数として扱う。すなわちｘ（ｔ）とＸ（ｆ）の関係は、次式となる。

$$FFT[x(t)] = X(f) \qquad (5)$$

$$IFFT[x(f)] = X(t) \qquad (6)$$

ＩＦＦＴ：ＦＦＴの逆演算（高速フーリエ逆変換）

ｇ（ｔ）とＧ（ｆ）、ｙ（ｔ）とＹ（ｆ）の関係も同様に表わすことができる。

### 2.1.2. シミュレーションのプロセス

最初の仮定のごとく**図１**(b)の系が線形であれば、(4)式と(6)式によってｘ（ｔ）を求め、これを入力信号として加振することにより、台上でｙ（ｔ）を再現できるはずである。しかし、実際には**図１**の加振系でも、モーターサイクルのサスペンション特性あるいは油圧サーボ弁の出力流量特性等、非線形要素が含まれているため、これだけではｙ（ｔ）の忠実な再現は望めない。実際のシミュ

レーションでは系の非線形性に対する補償が主体となり、そのプロセスは次の二段階からなる。

(1) 伝達関数の計測と信頼性評価

ＤＥ処理系では、Ｇ(ｆ)はランダムノイズを用いたテスト加振により線形近似伝達関数として求められる。従って、(4)式を適用してデコンボリューションを行うためには、前もってＧ(ｆ)の信頼性(線形近似の精度)を評価する必要がある。この目的にはコヒーレンス関数が有効であり、(7)式で定義される。

$$\gamma^2(f) = \frac{|\overline{P_{XY}(f)}|^2}{\overline{P_{XX}(f)} \cdot \overline{P_{YY}(f)}} \qquad (7)$$

$P_{XY}(f)$:入出力間のクロスパワースペクトル
$P_{XX}(f)$:入力のオートパワースペクトル
$P_{YY}(f)$:出力のオートパワースペクトル
記号 —— は相加平均を示す

これは、系の入力ｘ(ｔ)、出力ｙ(ｔ)のフーリエ成分の相互相関係数で、０から１の間の数値をとる。入出力間に完全な因果性がある場合、コヒーレンス関数は１(最大値)となる。

伝達関数と、その信頼性を評価するコヒーレンス関数を、一対の情報として得るためには、テスト加振を数回(通常５から 10 回)繰り返して行い、各々の加振結果の相加平均をとる必要がある。(7)式に対応する伝達関数の式は(8)となる。

$$G(f) = \left\{ \frac{Y(f)}{X(f)} \right\} \qquad (8)$$

図２は、図１の加振系の伝達関数及びコヒーレンス関数を、色別して重ね描きしたものである。

コヒーレンス関数を参照して伝達関数を評価する際、次の経験則が適用できるものとする。

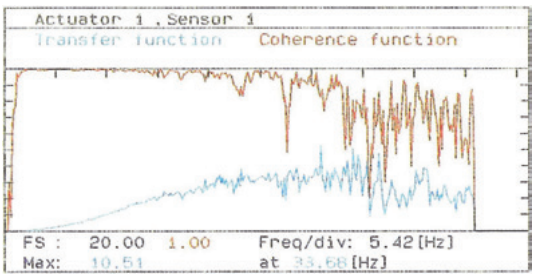



図２　伝達関数とコヒーレンス関数

「コヒーレンス関数の値が 0.6 以上の周波数成分は、台上で忠実に再現できる可能性がある。」テスト加振の結果、再現すべき周波数範囲で良好なコヒーレンス関数が得られない場合は、テスト車取付状態の改善、トランスデューサの種類あるいは取り付け位置の再検討等を行う必要がある。

図３は周波数領域のデコンボリューションによって、加振信号ｘ(ｔ)を求める手順である。

(2) 反復修正

図３の手順に続いて、再現度を改善するために反復修正を行う。図４が反復修正の１サイクル分であり、誤差(目標信号ｙ(ｔ)と、ｘ(ｔ)で加振した結果の差)が許容範囲内に収束するまでこれを繰り返すことになる。

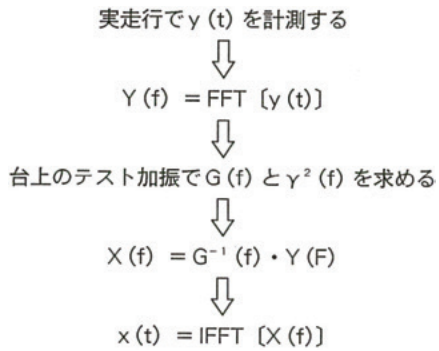



図３　周波数領域におけるデコンボリューション

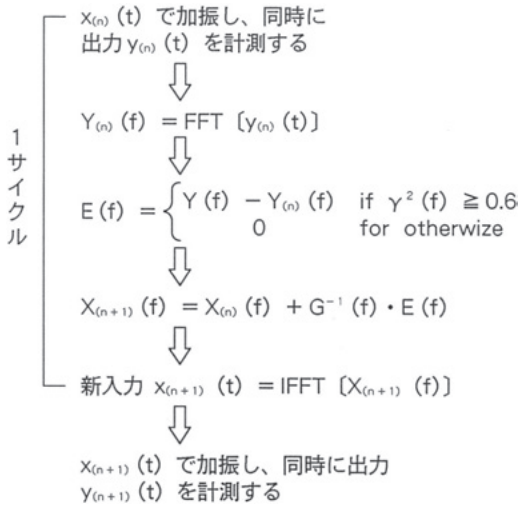



図４　反復修正ルーチン

図４で、$x_{(n)}(t)$の表記にある添字nは反復修正の回数を示す。

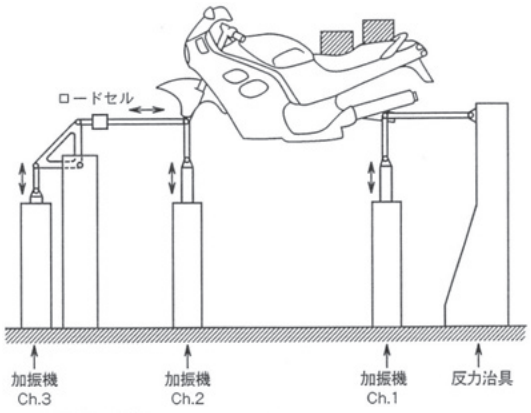
反復修正は、前記経験則を満足する周波数成分についてのみ適用する。これはコヒーレンスの低い周波数成分にまで反復修正を適用すると、かえって誤差を増大させてしまう恐れがあるためである。

### 2.2. 多軸加振システム

次に、図５のようなモーターサイクルの実走行シミュレーションを例に、多軸加振システムのコントロールを紹介する。便宜上、加振機とトランスデューサには、表１のごとく番号付けがなされている。

多軸加振システムでは、チャンネル間のクロストーク（相互干渉）を見込む必要があるが、クロストークに対しても線形性を想定する。

まず、加振機１を単独で数回テスト加振し、各トランスデューサ１、２、３の出力を計測することにより、伝達関数$G_{11}(f)$、$G_{12}(f)$、$G_{13}(f)$及び、コヒーレンス関数$\gamma^2_{11}(f)$、$\gamma^2_{12}(f)$、$\gamma^2_{13}(f)$を得る。$G_{mn}(f)$、$\gamma^2_{mn}(f)$等の表記に



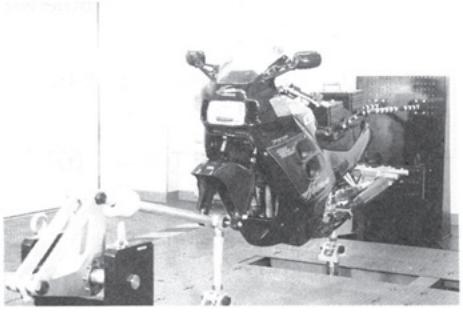



図５　モーターサイクルの３軸加振システム

表１　加振機とトランスデューサの番号付け

| Ch. | 加振機 | トランスデューサ（感度） |
|---|---|---|
| 1 | リヤアクスル上下加振 | リヤアクスル上下加速度（100％＝50G） |
| 2 | フロントアクスル上下加振 | フロントアクスル上下加速度（100％＝50G） |
| 3 | フロントアクスル前後加振 | フロントフォークに貼付した歪ゲージの出力（100％＝2000μS） |

おいて、mは加振機の番号、nはトランスデューサの番号である。

次に、加振機２と３に対しても、加振機１の場合と同様の処理を行い、結果として、３×３の伝達関数マトリクス〔G〕、及びコヒーレンス関数マトリクス〔$\gamma^2$〕を得る。

$$〔G〕=\begin{pmatrix} G_{11} & G_{21} & G_{31} \\ G_{12} & G_{22} & G_{32} \\ G_{13} & G_{23} & G_{33} \end{pmatrix} \quad (9)$$

$$〔\gamma^2〕=\begin{pmatrix} \gamma^2_{11} & \gamma^2_{21} & \gamma^2_{31} \\ \gamma^2_{12} & \gamma^2_{22} & \gamma^2_{32} \\ \gamma^2_{13} & \gamma^2_{23} & \gamma^2_{33} \end{pmatrix} \quad (10)$$

周波数関数であることを示す（f）は省略した。

伝達関数マトリクスを用いると、単軸加振の(3)に相当する式は、〔Y〕＝〔G〕〔X〕すなわち、

$$\begin{pmatrix} Y_1 \\ Y_2 \\ Y_3 \end{pmatrix}=\begin{pmatrix} G_{11} & G_{21} & G_{31} \\ G_{12} & G_{22} & G_{32} \\ G_{13} & G_{23} & G_{33} \end{pmatrix}\begin{pmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{pmatrix} \quad (11)$$

と表すことができる。(11)式によれば、例えばトランスデューサ１の出力$Y_1$は、次式となる。

$$Y_1=G_{11}X_1+G_{21}X_2+G_{31}X_3 \quad (12)$$

(12)式は、３本の加振機を同時に加振させた時の出力が、各々の加振機を単独加振させた場合の出力の総和と等しいものと扱っている。この系の線形性を想定したことを受けて、重ねの理を適用したわけである。

また、(4)に相当する式は、〔G〕の逆マトリクス$〔G〕^{-1}$を用いて、$〔X〕=〔G〕^{-1}〔Y〕$すなわち、

$$\begin{pmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{pmatrix}=\begin{pmatrix} G_{11} & G_{21} & G_{31} \\ G_{12} & G_{22} & G_{32} \\ G_{13} & G_{23} & G_{33} \end{pmatrix}^{-1}\begin{pmatrix} Y_1 \\ Y_2 \\ Y_3 \end{pmatrix}$$

となる。$〔G〕^{-1}$は一般に逆伝達関数マトリクスと呼ばれている。

⑬が３軸システムのデコンボリューションを表す式であり、これを基に反復修正を行って、誤差を許容範囲内に収束させるわけである。

「第ｎ　ｃｈ（ｎ＝１、２、・・・）のトランスデューサ出力に対応するコヒーレンス関数マトリクスの対角要素 $\gamma^2_{nn}$ の値が 0.6 以上の周波数成分は、台上で忠実に再現できる可能性がある」となる。

## 3. 課題の解決

### 3.1. コントロールシステム

従来、ロードシミュレータのコントロールには、リアルタイム・マルチタスクの処理機能を持ったミニコンピュータに、専用の周辺装置を接続したシステムが必要とされていた。一般に、このようなシステムは高額であり、このことがロードシミュレータの普及を妨げる一因であったといえる。

筆者等が廉価なコントロールシステムを実現するためにパーソナルコンピュータの可能性を検討したところ、次のような結果であった。

(1) アレイプロセッサを使える機種を選定すれば、必要な計算速度が得られる。
(2) データエリアをプロテクトモードメモリ上に設定すれば、メモリ不足の問題は解決し 10 分以上の連続加振が可能となる。
(3) コンピュータと油圧加振機制御装置を接続するために、インターフェイスを自作する。

#### 3.1.1. コンピュータシステム

パーソナルコンピュータの標準 OS である MS-DOS には、使用可能なメモリのサイズが 640KB 以内という制限がつきまとう。通常は、この範囲内でプログラムエリアとデータエリアの両方を確保しなければならず、データエリアに不足が生じて、連続加振時間が制限されてしまう。

この問題を解決するために、プロテクトモードメモリを利用してデータエリアの拡大を図った。ＤＭＡ転送機能付きのＡ／Ｄコンバータ（トランスデューサ出力のモニター用）、Ｄ／Ａコンバータ（加振機の駆動用）を採用すれば、コンバータとプロテクトモードメモリとの間で、直接、連続した長いデータの送受が可能となることに注目したものである。以下はその手順である。

(1) パーソナルコンピュータ側にフリーのＤＭＡチャンネルが無いため、Ａ／Ｄにはフロッピディスク用のＤＭＡチャンネル、Ｄ／Ａにはハードディスク用のＤＭＡチャンネルを、それぞれ割り当てた。

　プログラム作成上のルールで、Ａ／Ｄ、Ｄ／Ａの動作中は、フロッピディスク、ハードディスクへのアクセスを避ける。

(2) Ａ／ＤコンバータとＤ／Ａコンバータに、一部追加配線を施して、両者が同一ベーサクロックのもとで同期運転できるようにした。

上記のように、メーカーが提供している標準機能を超えた使用法によって、約 25 分の連続加振が可能（４軸加振システムで、50Hz まで再現する場合）となった。図６にハードウェアの構成をしめす。

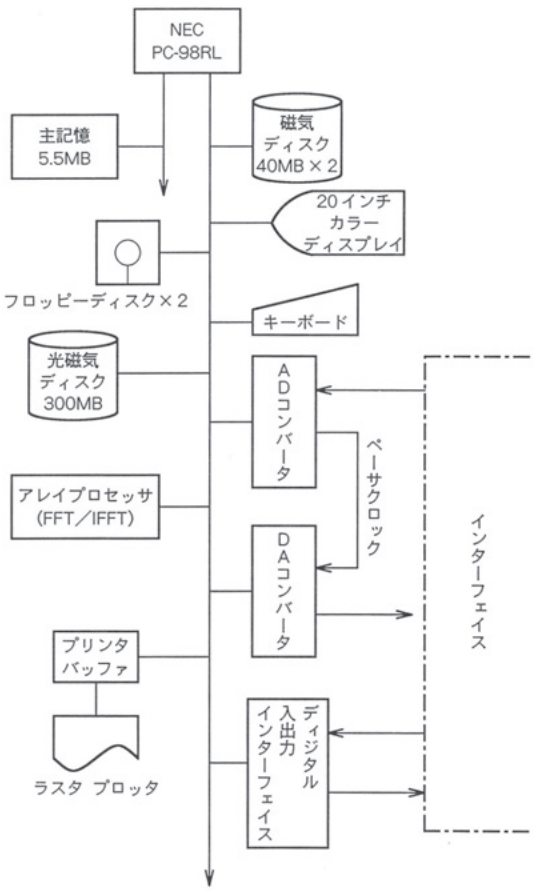



図６　コンピュータ　ハードウェアの構成

3.1.2.　インターフェイスの作成

インターフェイスには以下の機能が要求される。

①割り込み発生：加振中に、システムの電源ダウンや加振機の異常停止が起こった場合、コンピュータに割り込みをかけ、必要な緊急処置をさせる。

②加振機の暴走防止：コンピュータの電源がオフの間、あるいは電源が投入されてから、ＤＥが稼働開始するまでの間、加振機への油圧供給を禁止して、暴走を防ぐ。

③フィルタ：Ａ／Ｄコンバータの入力側にアンチ・エリアシングフィルタ、Ｄ／Ａコンバータの出力側にスムージングフィルタが必要である。

**図７**に加振機１軸分のインターフェイス回路を示す。この回路の特徴は以下の２点である。

⑴　割り込み発生回路と加振機の暴走防止回路は、ノイズによる誤動作を防ぐため、光結合方式とした。

⑵　アンチ・エリアシングフィルタとスムージングフィルタは、６次連立チェビシェフ関数のローパスフィルタで、－80dB/oct と急峻な遮断特性を持っている。従って、エリアシング現象を防ぎ、データエリアも節約できるという効果がある。

### 3.2.　ボトミング負荷の再現

バギー車のオフロード走行や、モーターサイクルの濃縮耐久路走行では、サスペンションのボトミングが起こり、最大負荷もこの時発生する。強度、耐久性テストにとって、実走行における最大負荷を忠実に再現できるか否かは重要な問題であるが、一方、DE のアルゴリズムは線形近似伝達関数の成立を前提としており、サスペンションのボトミングのような、非線形性の強い現象は苦手である。計測されたコヒーレンス関数が良好な値を示しでも、反復修正によってボトミング負荷を再現しようとすると、かえって誤差が増大してしまう場合が多い。

ボトミング負荷の再現度を向上する対策として、実走行時と同程度のボトミングを発生させて伝達

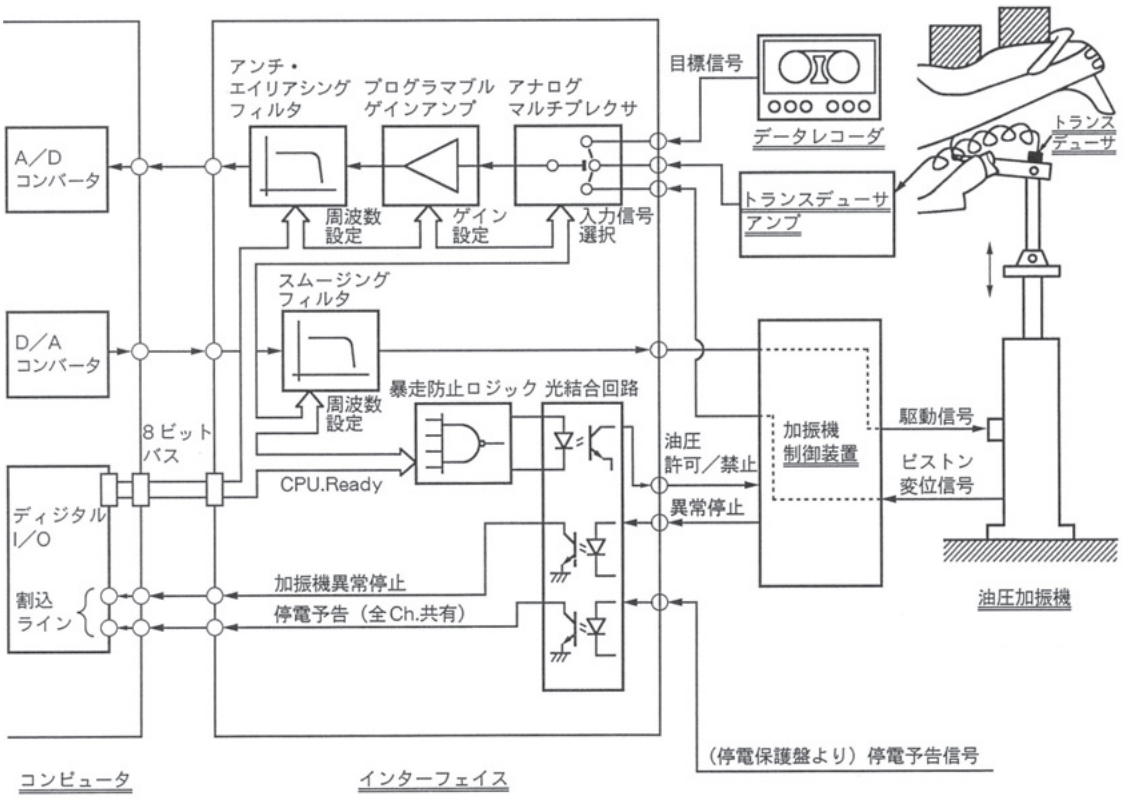



図７　システムのインターフェイス

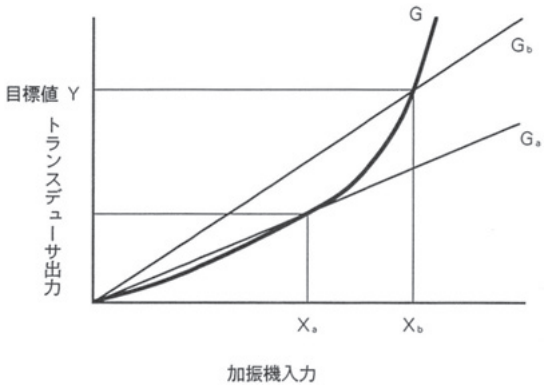



図８　非線型伝達関数の線形近似

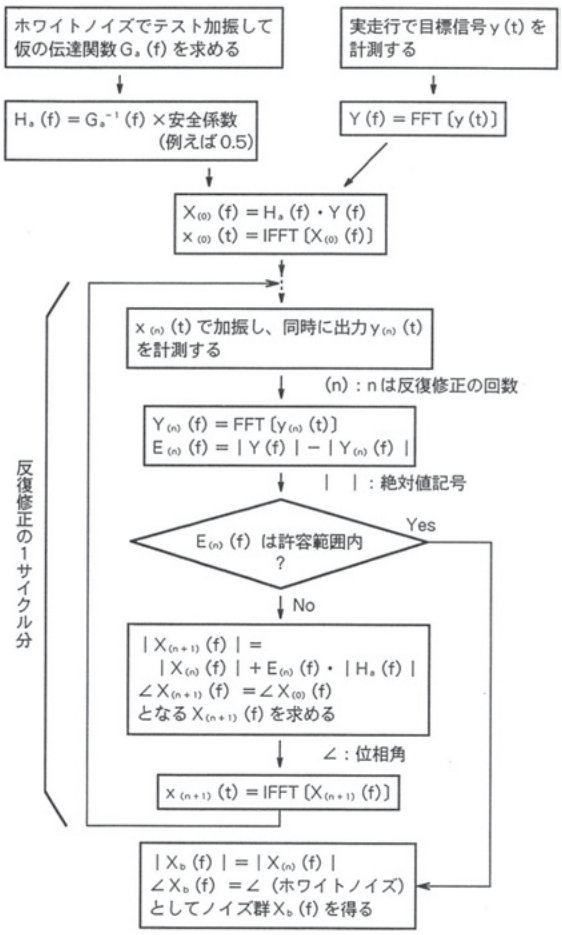



図９　伝達関数計測用ノイズを求めるルーチン

関数を計測することが効果的である。図８の例では、目標信号Ｙを再現するためには、テスト信号$X_a$で計測された伝達関数$G_a$よりも$X_b$で計測された$G_b$の方が、優れた近似度を持つからである。このような条件を満たす$X_b$は、

「目標信号Ｙのフーリエスペクトル絶対値の分布を、台上で再現し得るテスト信号」

と定義される。図９は$X_b$を求める手順である。手順にあるように安全係数を設定すると、過大負荷を防ぎ｜Ｙ｜の再現度を向上するという効果がある。

図９の手順による｜Ｙ｜の再現は、Ｙそのものを再現するよりも容易である。その理由は、下記二点である。

(1)　加振機は単独加振でよく、他の加振機の影響を考慮する必要がない。

(2)　Ｙの位相は再現する必要がない。すなわち、時間関数ｙ（ｔ）としての波形まで似せる必要はない。

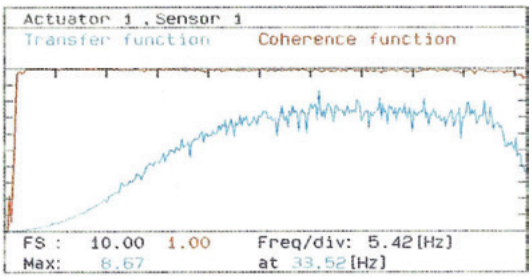



図 10（ａ）　入力$X_a$で計測された
伝達関数・コヒーレンス関数

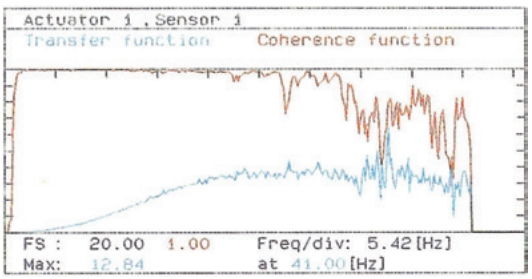



図 10（ｂ）入力$X_b$で計測された
伝達関数・コヒーレンス関数

図 10 は、図５の加振系における、リヤアクスル廻りの伝達関数である。(a) は $X_a$ で計測されたもの、(b) は $X_b$ で計測されたもの（最適の近似伝達関数）である。(b) のコヒーレンス関数には、ボトミング時の非線形特性が反映済みであり、ボトミング負荷を再現する上で有効な情報といえる。

### 3.3. フロントフォークの運動の再現

図５の加振方式には、次のような背景がある。

⑴ ホイール付きで加振すると、タイヤと振動台の間の跳ねを抑えきれず、良好なコヒーレンスが得られない。タイヤ下加振は、比較的平坦な路面の再現しかできない加振手法であるといえる。

⑵ 加振機３を除去した２軸加振システムでは、モーターサイクル前廻りの負荷が実走行時と比べて不足する。

これらを解決するために前廻りを２方向加振とし、全ての加振ロッドをアクスル部直結としたわけである。

#### 3.3.1. リンク機構摺動差の補償

図 11 から明らかなように、加振機３を静止させた状態で加振機１と２を立ち上げると、リンク機構の摺動差により、車体に対して前後から圧縮荷重がかかってしまう。加振機３を荷重フィードバックで運転すれば、自動的に荷重をゼロに保つよ

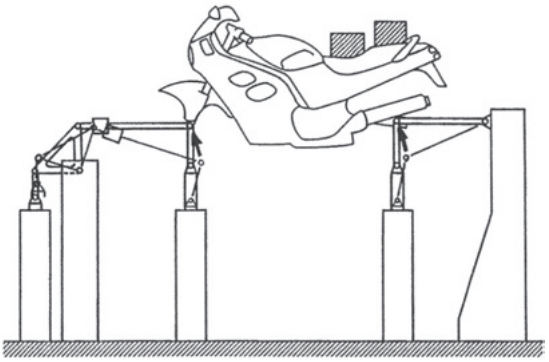


図 11　リンク機構の動作

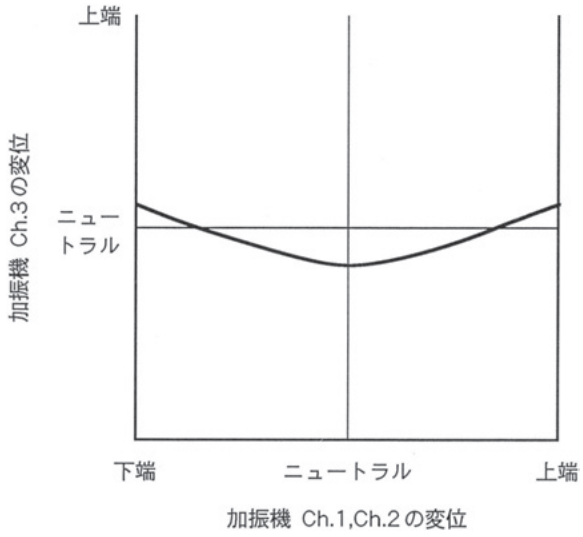



図 12　リンク機構の摺動差を補償する変位軌跡

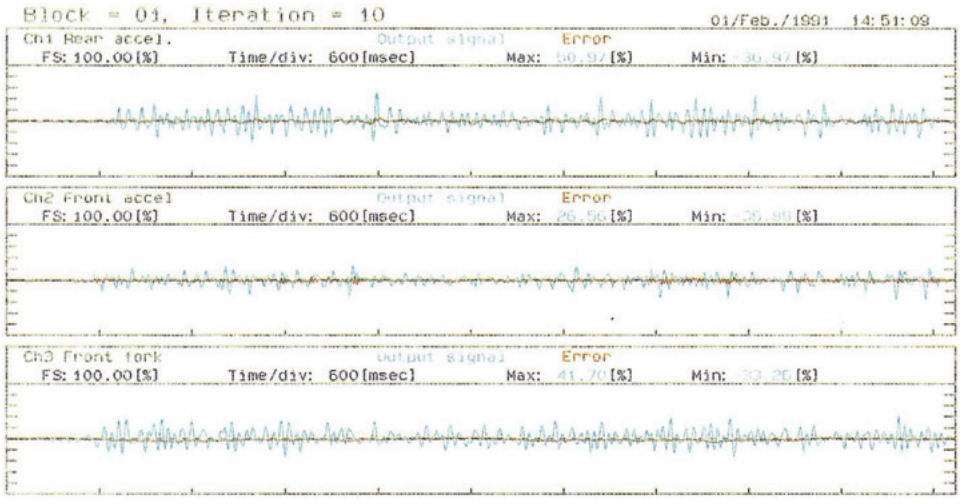



図 13　実走行負荷の台上再現結果

うな補償動作をしてくれるが、この場合、加振機３は路面負荷の再現に必要な応答速度が得られないことになる。

立ち上げ時の圧縮荷重を防止し、加振機応答速度も確保する目的で、習い制御のプログラムを開発しＤＥに組み込んだ。以下は習い制御の手順である。

⑴ 加振機３を荷重フィードバックで運転し、荷重をゼロに保つよう、命令信号を与えておく。

⑵ 加振機１と２を連動させながら、下から上まで移動させる。移動速度は、加振機３が荷重ゼロを保ちながら追随できる程度に設定する。

⑶ この時の加振機３の変位軌跡を、加振機１と２の変位軌跡と関連づけて記憶し、図12のような２次元マップを得る。

⑷ これ以後、加振機３も変位フィードバックで運転する。立ち上げ、立ち下げ時には、各加振機は上記マップで定められた軌跡をたどればよい。

上記軌跡は一度学習しておけばよく、以後は何回でも安定して、立ち上げ、立ち下げができるようになる。

リンク機構摺動差の問題をコンピュータ側で解決したことにより、加振治具の簡素化、軽量化が可能となり、高周波数帯域におけるコヒーレンスが改善した。

### 3.3.2. 前後方向負荷の再現

これまで述べてきたような改善策を講じても、フロントフォーク前後方向応力（トランスデューサ３）の再現に関しては、満足のいく結果が得られなかった。

トランスデューサ３の出力を表す式、

$$Y_3 = G_{13}X_1 + G_{23}X_2 + G_{33}X_3 \quad (14)$$

において、右辺第一項（加振機１の影響）と第二項（加振機２の影響）が大きく、しかも、単独加振で得た伝達関数$G_{13}$と$G_{23}$は，３本の加振機を同時に動かした場合のクロストークを、精度良く近似していないことが原因と考えられる。

対策立案にあたって、次の事実に着目した。

⑴ トランスデューサ１（リヤアクスル上下加速度）及び、トランスデューサ２（フロントアクスル上下加速度）の出力は、反復修正３回程度で満足のいく誤差レベルとなる。

⑵ 加振機３（フロントアクスル前後加振）によるトランスデューサ１、トランスデューサ２の出力への影響は微小である。

そこで、反復修正３回程度で加振機１と２の駆動信号を固定し、以後、加振機３の駆動信号に対してのみ反復修正を適用したところ、トランスデューサ３に関する誤差も、反復修正10回程度で収束し、初めて良好な再現結果を得た。

図５の加振システムによる、濃縮耐久路面負荷の再現結果を、図13に示す。

図13において、Output signalは台上で再現した信号であり、Errorは実走行信号と台上再現信号の差（誤差）である。

## 4. まとめ

ロードシミュレータのコントロールは、線形近似伝達関数を用いたデコンボリューション処理である。モーターサイクルの実走行負荷を再現する場合、加振系の非線形性を補償する手段として、下記が有効であった。

⑴ 実走行時と同程度のボトミングを発生させて、伝達関数とコヒーレンス関数を計測する。

⑵ コヒーレンス関数を用いて伝達関数を評価し、その結果を基に、反復修正を適用する周波数範囲を決定する。

⑶ 前後方向負荷の再現を容易にするため、２本の上下方向加振機のコントロールは、誤差が許容範囲に入った時点で反復修正を打ち切る。

また、コントロール部を自作したことは、工数を要した反面、以下のような利点があった。

⑴ ボトミング負荷や、フロントアクスル部の運動の再現など、未体験の課題に対して、対策案を自らプログラム化し、トライすることで解決できた。

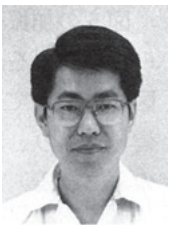
⑵ 日本語による対話方式を採用し、また、安全機能やテスト車保護機能を最大限自動化したことで、使いやすいシステムになった。

⑶ コンピュータ関連費用を、約1/10とすることができた。

## 参 考 文 献

⑴ 南、白木他;ＬＡとデータ処理の自動化
P147～175、P433-451、総合技術センター(1983)
⑵ 松田;ディジタル信号処理入門
P113～199、日刊工業新聞社(1986)

■著　者■


原 島 正 吉


四 宮 一 雄


高 橋 弘


門 田 正 和


保 田 和 豊

# 二輪車フレーム用高速オートメッシュ・プログラム「ＨＡＰＰＹ」の開発

## Development of a High-Speed Automatic Mesh Computer Program for a Motorcycle Body

岩朝睦美* 高柳眞二* 亀水二巳範*
Mutsumi Iwasa Shinji Takayanagi Fuminori Kamemizu
佐々木暢*
Nobu Sasaki

### 要旨

二輪車フレームの有限要素モデル作成にて、フレームを構成する個々の隣り合う面(SURFACE)のつながりを自動的に判断し、全ての面を一括してメッシュ化する新機能を開発した。さらに、この機能を当社の３次元ＣＡＤシステムに統合し、高速で簡便なオートメッシュシステムを実現した。

これにより、有限要素モデルの作成時間を大幅に短縮でき、複雑な形状物の設計初期段階におけるＣＡＥ適用を可能にした。

### ABSTRACT

A function has been developed which automatically judges the relation among the individual adjoining surfaces constituting the frame body, and makes a finite-element model of a motorcycle frame body by forming a mesh joining the surfaces.

By integrating this function with the three-dimensional CAD system, a high-speed and simple auto-mesh system has been created.

This makes it possible to substantially shorten the time required for preparation of a finite-element model, and to apply CAE at early stages of design of complicated-shaped constructions.

## 1. まえがき

近年二輪車は高機能，高品質化が進み、主要骨格部品であるフレームボディもアルミ鋳造品が増加し、形状、肉厚の選択幅拡大に伴いＣＡＥモデルも複雑化の一途をたどっている。

フレームボディは二輪車の主要構成要素を集約，結合する骨格要素であり、耐久性や操安性，走行フィーリングに大きな影響を及ぼすため、ＣＡＥ解析を最も必要とする部品の一つである。

一方、有限要素法を中心とする構造解析は、強度、剛性、振動等の課題早期発見、最適対策案捻出の手段として開発の効率向上に大きく寄与している。

一般に有限要素法は、メッシュモデルの作成、荷重，拘束条件の設定、計算結果の処理、結果判断等に多くのノウハウや経験が要求される。このため、有限要素法は主には試作車のトラブルシューティングにおけるメカニズム解析や対策案の確認等に活用域が限定されてきた。

このような状態から開発体質の改善を計り、開発効率をさらに向上するには、これ迄の『テスト熟成型開発』から『設計熟成型開発』へと開発プロセスを進化することが有効でありＣＡＥの初期適用が大変重要となる。このため、ＣＡＤ設計に同期して、設計者自らが開発の中で広く活用できる高速、簡便システムの開発，実用化が必要となった。

以下にフレームボディ、ホイール、スイングアーム等を対象に、設計段階に使用するため開発したオートメッシュシステムについて紹介する。

## 2. 開発の狙い

設計初期段階において、設計者がフレームの強度，剛性特性等を把握し、図面に計算結果を反映するには現状の解析工数を大幅に短縮して操作を簡易化する必要がある。現状の解析ではモデル作成に要する時間と工数が普及のネックであるためモデル作成の簡易、高速化を目標として開発を

＊ 朝霞研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1991_3_16

行った。

システム開発にあたっては下記手法の達成に重点をおいた。

① ダイレクトメッシュ手法の確立
- ＣＡＤの面データを一括して自動分割することによりメッシュ作成を大幅に高速化する。

② ＣＡＤ－ＣＡＥ連動システムの確立
- メッシュ機能、荷重，拘束条件の設定機能等を３次元ＣＡＤシステムに統合する。
- ＣＡＤの操作コマンド体系を共用することにより有限要素モデリングの操作を簡易化する。

これらの課題を解決するため、今回３次元ＣＡＤデータを直接オートメッシュできる二輪車フレーム用の有限要素モデリング・プログラム「ＨＡＰＰＹ」(HONDA AUTOMATIC-PRE-PROCESSING SYSTEM)を開発した。

## ３．従来解析フロー

従来のフレーム解析フローを図１に示す。

まず、３次元ＣＡＤを用いて解析に必要なフレームの面モデルを作成する。次に、自社製プリ・ポストプログラム「ＨＯＢＢＹ」(HONDA BODY BAR ANALYSIS)を用いてフレームを構成している個々の面データに対しメッシュの作成作業を逐一行い、有限要素モデルを作成する。

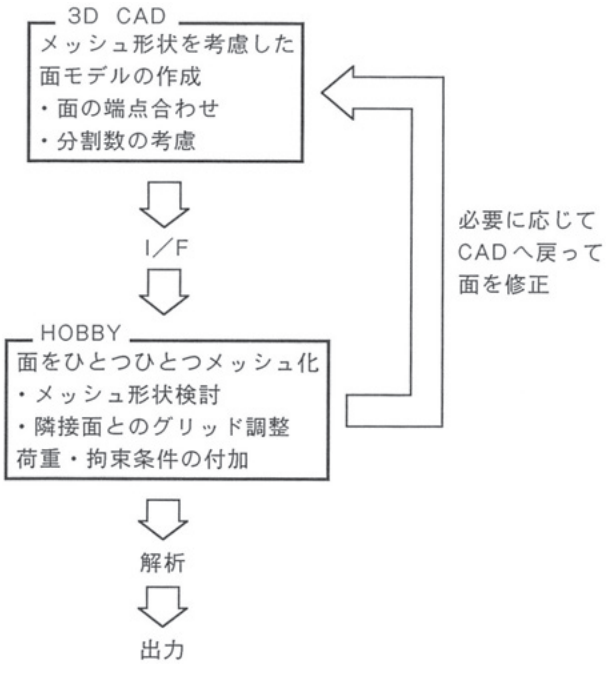



図１　従来解析フロー

ＣＡＤで３次元の面モデルを作成する時、後行程のメッシュ作成作業をスムーズにするため、メッシュの形状を考慮しながら面モデルを作る必要がある。異体的には面の端点を合わせたり、メッシュ化するときの分割を考慮しながら面の大きさを調整するといった作業である。

メッシュ作成を高速化、省力化するためにはＣＡＤ上での面データ作成が重要となってくる。ユーザはこの面データの作成に多くの時間を費やす必要があった。

また、ＨＯＢＢＹを用いて有限要素モデルを作成する時、隣り合う面の端点や分割数の不一致といったように、面データが有限要素メッシュとして不完全であった場合、データの修正が必要となる。データの修正はメッシュの形状を調整するか、ＣＡＤシステムに戻って面データを新たに作り直す必要があった。

このような理由により、モデル作成には経験とノウハウが必要とされ設計者への普及の妨げとなっていた。

メッシュ作成後は解析用の荷重，拘束条件を設定して有限要素モデルは完成する。ＮＡＳＴＲＡＮを用いて計算し、その結果を再びＨＯＢＢＹで表示、確認する。対策が必要ならば、モデルを修正，追加するためＣＡＤとＨＯＢＢＹを併用して再びメッシュ作成をすることになる。

## ４．本システムの特徴

ＨＡＰＰＹを用いた新解析フローを図２に示す。

メッシュ生成や荷重，拘束条件の設定等の操作は全てＣＡＤ内部で実行できるためプログラム間でデータのやりとりをするといった煩わしさが解消され、違和感無く使えるようになった。

メッシュ作成については隣り合う面データの接続を自動的にチェックする手法の開発により、面の端点をマニュアルで合わせるといった煩雑な作業が不要となった。

さらに、面内のメッシュ生成についても完全に

自動化しており、メッシュ作成の繰り返し作業を大幅に低減することができた。

また解析の必要性に応じて、面のひとつひとつのメッシュサイズを変化できるようにした。例えば、応力集中する部分は密なメッシュとする必要があり、下記のメッシュ分割タイプを選択できる。

- 各辺の曲率に比例した自動メッシュ分割
- 面の各辺単位に分割数を指定
- 各面毎にメッシュの大きさ指定

自動メッシュではあるが、ユーザのニーズによりメッシュの形状もコントロールできるように機能を充実した。

## 5. オートメッシュ機能

### 5.1. オートメッシュのデータの流れ

オートメッシュ• プログラムは、下記理由によりインタラクティブ処理とはせずバッチ処理形式を採用した。

- ＥＷＳや他システムへの移植性
- メッシュ演算時にＣＡＤスコープで別作業可能

ＣＡＤの面データ、メッシュ制御のための属性データからメッシュデータができるまでの流れを図３に示す。

まず、ＣＡＤの面形状を表現する面データ、メッシュサイズ、板厚から構成される属性データをファイルに保管する。

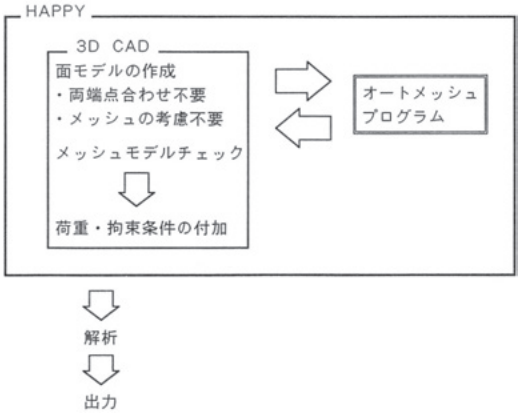



図２　ＨＡＰＰＹ解析フロー

次にオートメッシュ演算のプログラムを起動する。前記の面データと属性データを『オートメッシュ• プログラム』に読み込む。隣り合う面の接続を調べたのち自動メッシュ分割を行う。

メッシュ分割が完了すると、メッシュデータをＮＡＳＴＲＡＮカードイメージのファイルとして

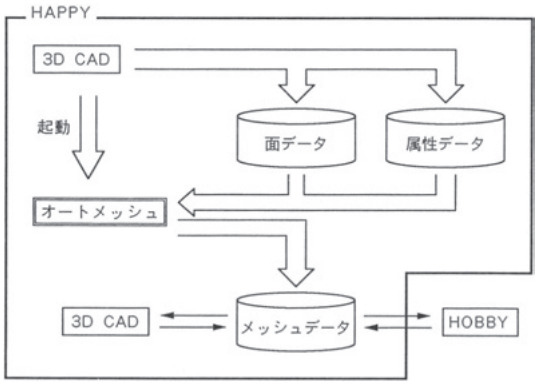



図３　データファイルとフロー

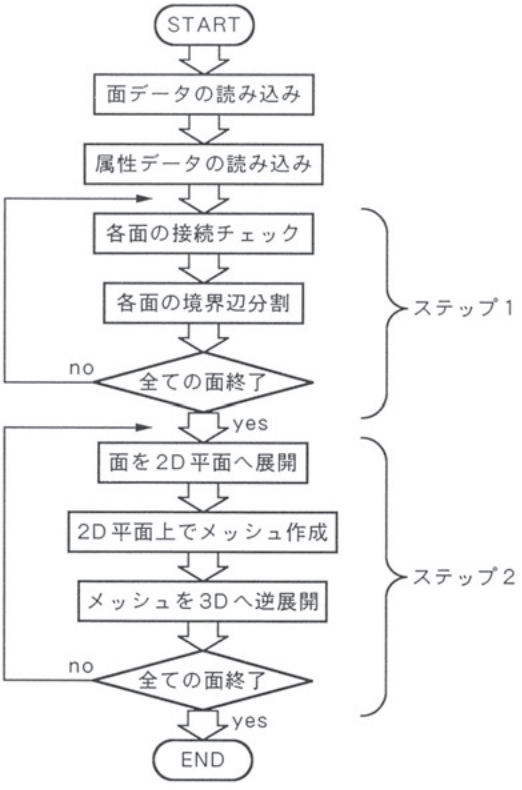



図４　オートメッシュフローチャート

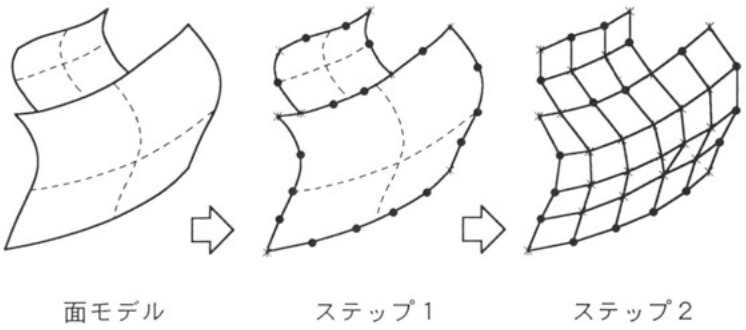



図５　オートメッシュロジック

出力する。このメッシュデータをベースに、ＣＡＤへ取り込んで必要に応じて形状のチェックや修正をする。さらに荷重、拘束条件をつけて有限要素モデルを完成する。ＮＡＳＴＲＡＮ計算処理を制御するための言語ＪＣＬの編集, 実行は自動化されておりユーザは操作する必要はない。

また、従来システムとのデータ互換性もとられており、ＨＯＢＢＹでメッシュを操作することも可能である。

### 5.2.　オートメッシュロジック

オートメッシュのロジックは**図４**、**図５**に示すように２つのステップから構成される。

ステップ１では各面データ間の接続をチェックし、接続点にポイントを生成し、接続点以外の面の四隅にもポイントを生成する。同時にこれらのポイントを結ぶ面の境界上にもある一定の規則に基づいた分割ポイントを生成する。この分割には下記の方法がある。

- 境界曲線の曲率によるポイント生成
- 境界に設定された分割数に従いポイント生成
- 境界曲線の曲がり具合により自動的に分割数を選んでポイント生成

これらの手法の確立により面の一括自動分割処理を可能にした。これにより、隣り合う面の端点を合わせるために面を修正したり作り直したりという、これまで多くの工数をかけていた作業が不要になった。

次にステップ２において面の境界上のポイントをベースとして各面毎にメッシュを生成する。メッシュ生成法は『局面展開法』を取り入れた。これは空間上の任意の３次元曲面を小領域に分解し２次元平面へ展開する方法である。伸縮による誤差は多少発生するが、複雑な自由曲面でも確実にメッシュを生成することができる。

この２次元のメッシュを再びもとの３次元の曲面に逆展開することにより、曲面上のメッシュとすることができる。

## 6. 実機への適用例と効果

アルミ鋳造型フレームにＨＡＰＰＹを適用した例を紹介する（**図６**、**図７**）。

**図６**はＣＡＤにより作図された３次元曲面モデル、**図７**がＨＡＰＰＹにより作成された有限要素メッシュモデルである。従来この規模の有限要素モデルを作成するにはかなり多くの時間を要して

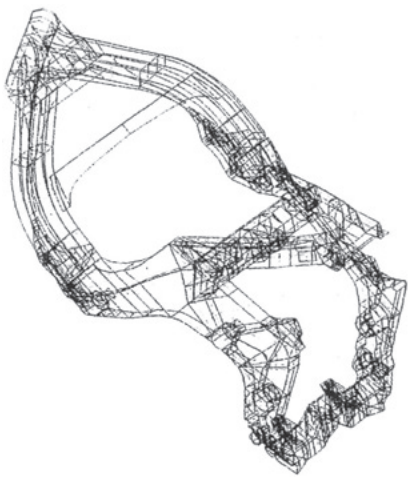


図６　フレーム面モデル

いたが、今回の手法ではこれを半減することができた。

代表的なフレーム要素のオートメッシュ実行時間を**表１**に示す。また、解析全体における工数割合を**表２**に示す。従来と比較すると、ＣＡＤモデルの作成工数削減は僅かであるが、メッシュ化自体の作成工数は1/5～1/10と大幅に低減できた。

同様に、スイングアーム、ホイール等への適用例も紹介する（**図８**、**図９**）。

## ７．まとめ

有限要素法を中心としたＣＡＥは、プリ・ポストプロセッサの進化につれ広く普及するようになった。当社では市販のソフトも導入し、ＣＡＥの適用拡大を進めてきたが、プリ・ポスト機能の向上に相反して操作が複雑化してきたため、設計者が使う場合に大きな障害となっている。

この問題を解決するには、開発現場のニーズに応えたシステム開発が必要であるとの判断により高速、簡便化を狙った自社システムの開発を進めた。

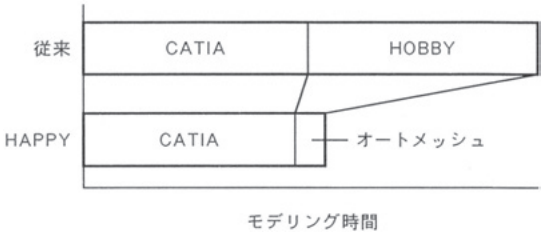
今回開発した３次元ＣＡＤモデルと直結したオートメッシュシステム「ＨＡＰＰＹ」の特徴的な機能は、

・３次元ＣＡＤの面データ自動接続判断機能

表１　オートメッシュ処理工数

| モデル部品名 | 構成面数 | メッシュ数 | CPU Time |
|---|---|---|---|
| フレーム | 約1000 | 約4800 | 約15分 |
| スイングアーム | 約400 | 約2500 | 約10分 |
| ホイール | 約500 | 約4000 | 約20分 |

表２　モデリング工数割合



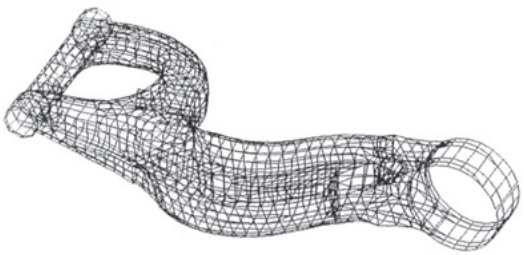



図８　スイングアームメッシュ

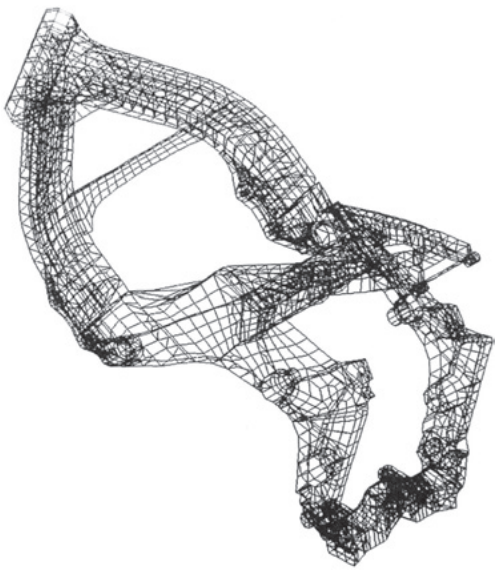


図７　フレームメッシュ

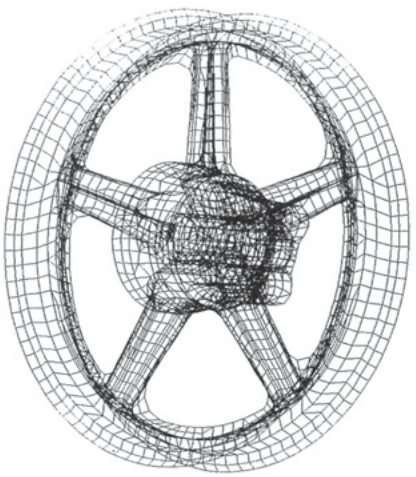


図９　ホイールメッシュ

・面データの直接メッシュ分割機能
・上記機能のＣＡＤシステム統合化

等である。これによる効果は、

⑴　ＣＡＤ内でＣＡＥのモデリング操作ができ、ＣＡＤ，ＣＡＥといった異なるシステム間の煩わしさがない
⑵　従来のフレーム構造解析時間を大幅に短縮し設計初期段階でのスピーディな構造解析が可能である
⑶　煩雑なメッシュ化作業がなくなり構造解析の経験が少ないユーザにも簡単に使える

等であり、初期設計段階での有効ツールとして設計者に活用されている。

今回のＨＡＰＰＹの開発により有限要素モデリングの高速化はほぼ達成された。さらに超高速化を図るには、類似形状フレーム等には『パラメトリック・モデリング』手法の導入が有効であろう。これは、類似形状をパターン化してメッシュモデルを登録しておき、フレーム各部諸元と対応づけしておくことで、数値入力すれば自動的にモデルが作成できる。

また、フレーム仕様変更に伴うモデリングの修正，追加を高速化するにはフレームの一部を変更すると周りの形状も追随して変化する『ラバーバンド方式』の開発も有効と思われる。

さらには、設計者のあいまいな表現を自動的に判断するファジー、ニューロといったＡＩ（人工知能）技術の導入も今後期待される。

## 8．謝　　辞

本システムの開発にあたっては日本システム技術株式会社　関係者の方々に御協力頂いたことを感謝いたします。

■著　者■


岩　朝　睦　美


高　柳　眞　二


亀　水　二巳範


佐々木　暢

# 二輪車用片持ちリヤスイングアームの開発

## Development of a Single-side-supported Swing Arm for a Motorcycle

引 地 東一郎* 高 木 桂一郎*
Toichiro Hikichi KeiichiroTakagi

### 要 旨

リヤスイングアームが１本の片持ち方式（以下、片持ちスイングアームという）の二輪車の高速直進安定性及び比較的低速時の旋回性について、ＣＡＥを用いて計算シミュレーションを実施し、構造検討を行った。

この結果、片持ちスイングアームを持つ二輪車の安定性と旋回性を従来の２本のリヤスイングアーム（以下、２本式スイングアームという）を持つ二輪車と同等以上にするためには、タイヤの接地点の横方向の力に対して、ホイールのトー角の変化量を指標としてアームの剛性を検討すればよいことが判った。

### ABSTRACT

A computational simulation was performed with CAE on the high-speed straight running stability and low-speed cornering properties of a motorcycle with a single side-supported rear swing arm, and its construction was analyzed.

The results show that, in order to make the stability and cornering properties of a motorcycle having a side-supported swing arm equal to or better than those of a motorcycle having the conventional swing arm, the following is true: the arm rigidity should be specified according to the changed values of toe angle of the wheel in relation to the lateral force at the contact point between the tire and road surface.

## 1．まえがき

二輪車のリヤスイングアームは、通常２本のアームとアクスルシャフトで構成されている。２本式スイングアームに比べ片持ちスイングアームは、タイヤ交換が容易で、しかもデザイン的な新鮮さを表現することができる。しかし、片持ちスイングアームの実用化に対しては、従来の２本式スイングアームと同等以上の車体の運動特性の確保が必要条件になる。

そこで、筆者らはＣＡＥを応用したコンピュータシミュレーションにより、はじめに静力学的な解析手法で、従来の２本式スイングアームと片持ちスイングアームのアームの単体剛性を比較検討した。次に、二輪車の運動特性として、高速（車速Ｖ＝180km/h）安定性と比較的低速（車速Ｖ＝80km/h）における旋回性について走行の計算シミュレーションを実施し、その特性結果を比較検討した。

これらの解析結果に基づいて設計段階で構造や寸法を変更し、変更毎に解析も実施し、試作品を用いた実際のテストによってシミュレーションの検証も行った。

以上の解析手法によって、片持ちスイングアーム単体の静力学特性並びに片持ちスイングアームを持つ二輪車の運動特性が明らかになり、各種の片持ちスイングアームの構造決定への応用が可能になった。本論文では、これらの基本的な解析例について述べる。

＊ 朝霞研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1991_3_17

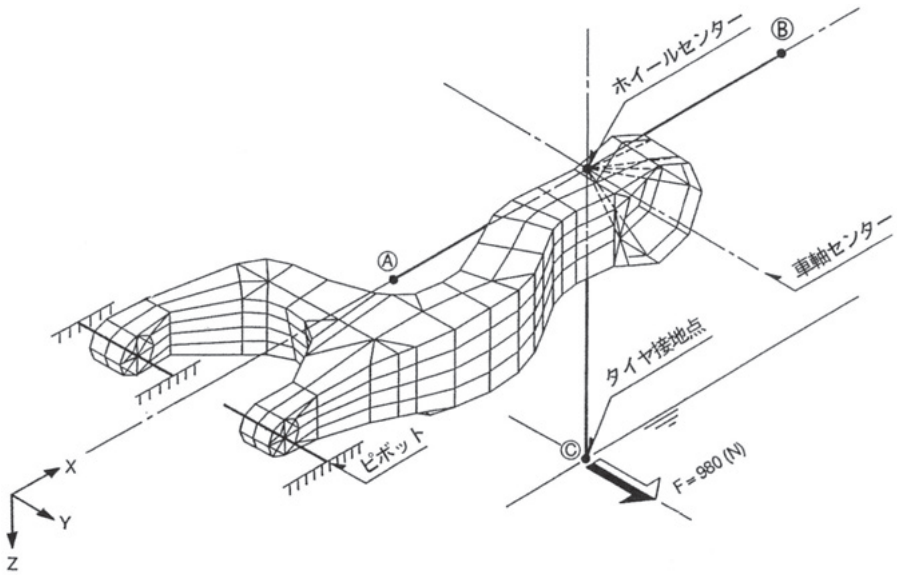
## 2. 静力学的解析

### 2.1. 解析手法とモデル

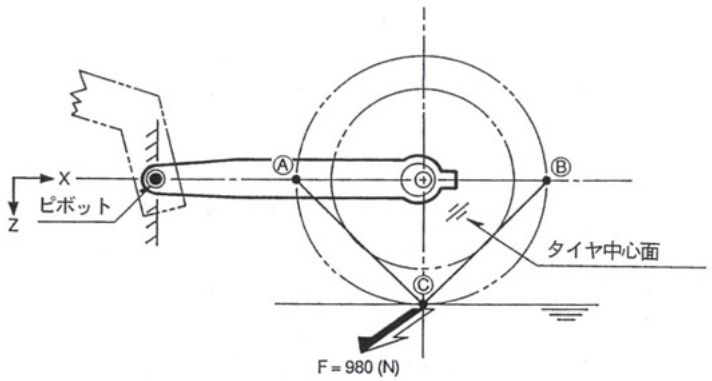
リヤスイングアームは、車体の姿勢変化をリヤホイールタイヤ系に伝えると共に、タイヤに発生した横力などを車体に伝える役割を担っており、力の伝達経路である。したがって、その力によるスイングアームのたわみ、すなわち弾性変形は、車体の運動特性のひとつである操縦性や安定性に影響する。そこで、二輪車の運動特性に大きく影響するタイヤの横力に着目して、静力学的な解析を試みた。

図1(a)に示す片持ちスイングアームの有限要素(ＦＥＭ)モデルを作成し、そのピボットの中心を拘束し、タイヤの接地点Ⓒに横力Ｆ＝980Nを加えた。そして、図1(b)に示すタイヤの縦中心面にあるタイヤ上の点Ⓐ、Ⓑ及びⒸを含む平面が、２本式スイングアームと比べどのように変位が異なるのか比較した。更に、入力中の応力の分布状態などを比較し、２本式スイングアームに対して、片持ちスイングアームの構造決定に必要な条件を検討した。

解析計算は、MSC/NASTRAN(V.65A)のSOL.24を使用し、CRAY-X/MPにて実施した。




(a)片持ちスイングアームの有限要素モデル




(b) 横力Ｆによる変位検討点

図1　静力学的解析モデル

### 2.2. スイングアームの変形

片持ちスイングアームのモデルは、エンジン排気量が 399 ㎤の中型スポーツモデルへの適用を考慮して設計したものであり、２本式スイングアームは、すでに市販車に採用されているものである。

タイヤの接地点Ⓒの横力Ｆに対し、片持ち及び２本式スイングアームは、図２(a)、(b) のようにそれぞれたわみ、構造の違いによって異なった変形を示した。変形図に示したスイングアームのたわみ量は、変形状態を明確にするため、実際の計算値の変位を 50 倍にした。

片持ちスイングアームの変形は、２本式スイングアームに比較して、接地点Ⓒの変位が小さくタイヤの中心線ⒶⒷのトー角変位 $\theta$ が大きくなる傾向を示す。接地点の変位が小さいのは、片持ちスイングアームの捩れ剛性が高いためであり、トー角変位 $\theta$ が大きいのは、横曲げ剛性が比較的高い場合でも、構造的な特徴から荷重の加わるアクスル部がトー方向に回転を伴って変形するためである。

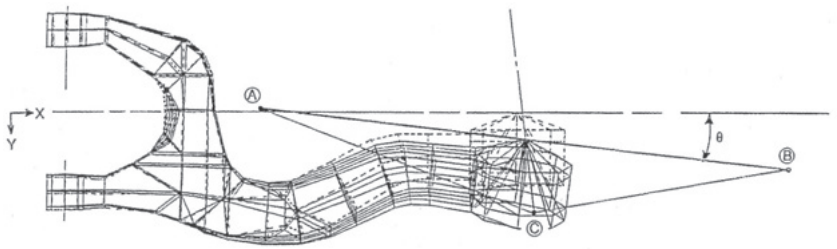
### 2.3. 主なスイングアームの構造

片持ちスイングアームの解析のために、先ず**表１**の①に示す基本構造を採用した。これは、アームの板厚が 4mm で、断面が矩形のものである。次に②はより軽量高剛性化を狙ってアームの水平中央部に補強板を設けた構造で、③は②のアーム部全体の板厚を 1mm 上げたもので、④はスイングアームの前方水平中央部に補強板を設けたものである。⑤は接地点Ⓒの変位を小さくするためにアーム部のホイール側と下側の肉厚を大きくとると共に軽量化のために肉抜き穴を設けた構造である。これら①～⑤の構造に対しては、それぞれ板厚の部分的な変更も行い解析を繰り返した。

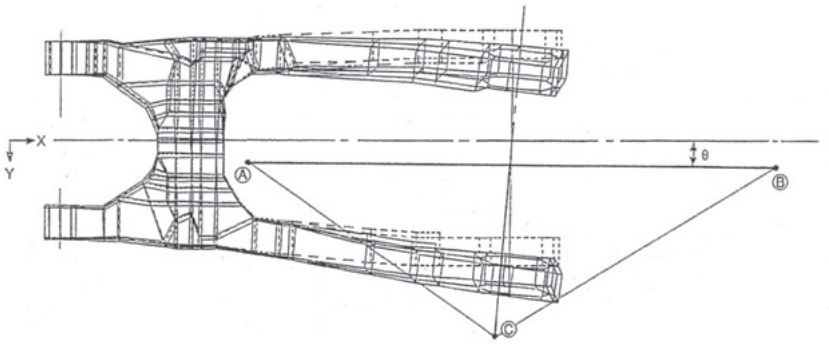
### 2.4. 解析結果

車体の運動特性はタイヤの接地点Ⓒの変位が小さい方が良好と考え、検討時の評価は横曲げ剛性、捩れ剛性及びトー角変位 $\theta$ とした。

アームの剛性は、**図３**に示す算出方法に従って計算した。ここで点Ｐは、加える力Ｆの高さｈを



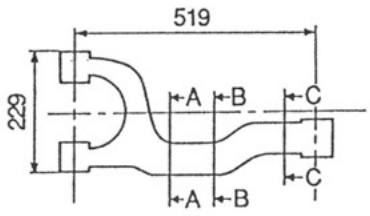
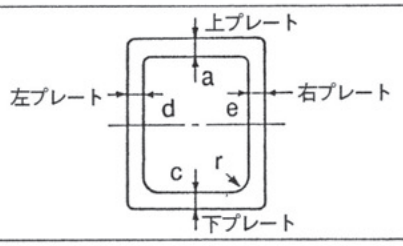
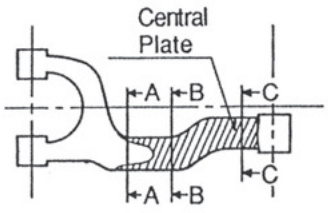
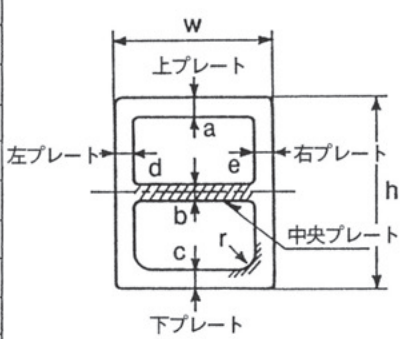
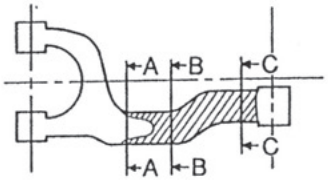
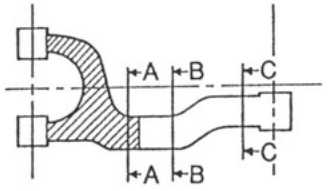
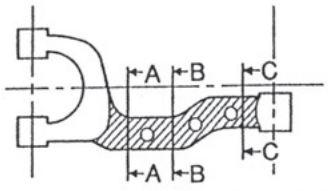
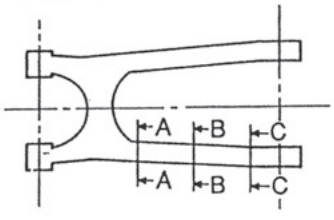
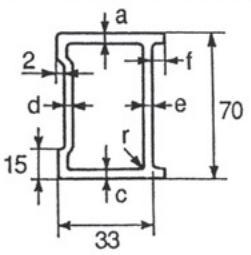

(a) 片持ちスイングアームの変形




(b) ２本式スイングアームの変形

図２ 静力学的解析によるスイングアームの変形

表1　計算シミュレーション用スイングアームの構造

| No. | 構造 | | 板厚（mm） A-A | B-B | C-C | 断面 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| ① |  | a | 4 | 4 | 4 |  |
| | | b | | | | |
| | | c | 4 | 4 | 4 | |
| | | d | 4 | 4 | 4 | |
| | | e | 7 | 4 | 4 | |
| | | r | 5 | 5 | 5 | |
| ② |  | a | 4 | 4 | 4 |  |
| | | b | 3 | 3 | 3 | |
| | | c | 4 | 4 | 4 | |
| | | d | 4 | 4 | 4 | |
| | | e | 7 | 4 | 4 | |
| | | r | 5 | 5 | 5 | |
| ③ |  | a | 5 | 5 | 5 | |
| | | b | 4 | 4 | 4 | |
| | | c | 5 | 5 | 5 | |
| | | d | 5 | 5 | 5 | |
| | | e | 7 | 5 | 5 | |
| | | r | 5 | 5 | 5 | |
| ④ |  | a | 4 | 4 | 4 | |
| | | b | 3 | | | |
| | | c | 4 | 4 | 4 | |
| | | d | 4 | 4 | 4 | |
| | | e | 7 | 4 | 4 | |
| | | r | 5 | 5 | 5 | |
| ⑤ |  | a | 4 | 4 | 4 | |
| | | b | 5 | 5 | 5 | |
| | | c | 8 | 8 | 9 | |
| | | d | 4 | 4 | 4 | |
| | | e | 7 | 6 | 4 | |
| | | r | 12 | 12 | 12 | |
| ⑥ | 2本式スイングアーム  | a | 4 | 4 | 4 |  |
| | | b | | | | |
| | | c | 4 | 4 | 4 | |
| | | d | 3 | 3 | 3 | |
| | | e | 3 | 3 | 3 | |
| | | f | 6 | 6 | Ø | |
| | | r | 2 | 2 | 2 | |

| | Sections | | |
|---|---|---|---|
| | A-A | B-B | C-C |
| w | 70 | 70 | 56 |
| h | 100 | 98 | 92 |

(mm)

変えたときの捩れ角$\alpha_1$，$\alpha_2$の交点であり、捩れ中心である。

接地点Ⓒに加えた荷重F = 980N によって、**表1**に示したそれぞれのスイングアームのホイール中心面ⒶⒷⒸは**図4**に示すように変位した。2本式スイングアームに比較して、片持ちスイングアームの接地点Ⓒの変位は小さく、ⒶⒷの変位で示されるタイヤ中心面のトー角変位$\theta$は大きいことが判る。

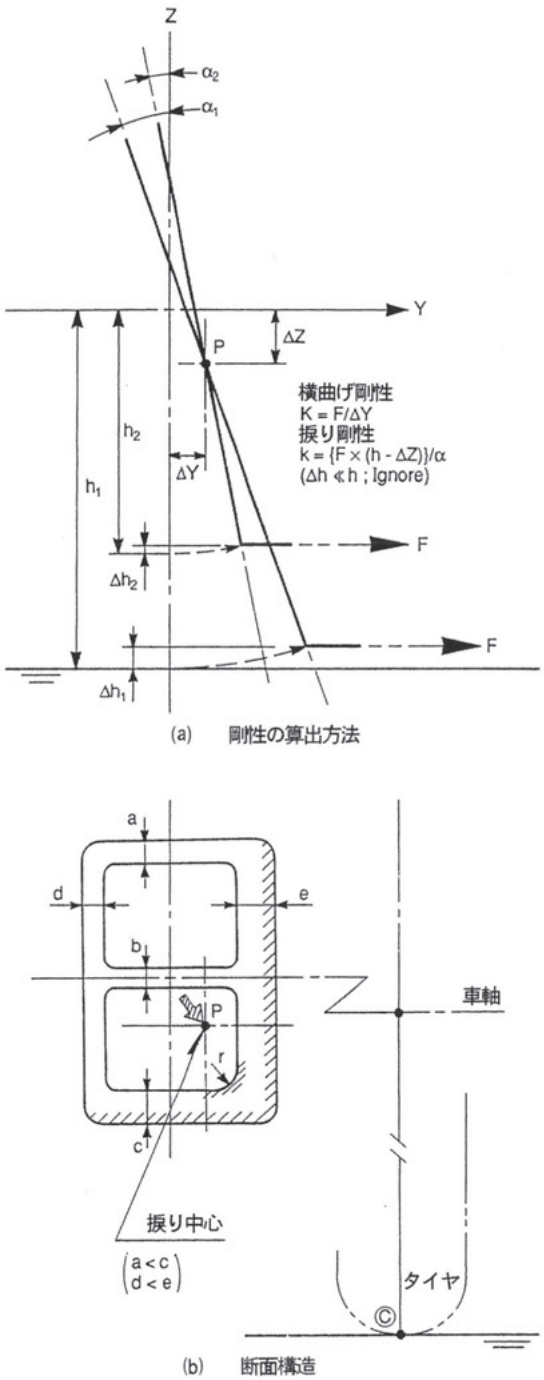



図3 スイングアームの剛性算出方法と断面構造

接地点Ⓒに荷重Fを加えた時の単位荷重当りのトー角変位$\theta$とこれに対する横曲げ剛性K及び捩り剛性kを**図5**に示す。片持ちスイングアームの単位荷重あたりの$\theta$の値は、約0.08～0.14×$10^{-3}$deg/Nの範囲になり、2本式スイングアームの値0.02 × $10^{-3}$deg/Nより4倍以上大きい。一方、横曲げ剛性Kは同等以上の値を示し、しかも捩り剛性kは1.5倍以上になっている。このことから、片持ちスイングアームの開発では、K及びkの値よりも$\theta$に着目することが必要である。

スイングアームの質量と単位質量当たりの横曲げ剛性値を**図6**に示す。構造⑤の質量は、2本式スイングアームと同等の3.3kg程度であるが、単位質量当りの剛性は25%程度増加した。

これらの静力学的解析結果は、実際に製作されたスイングアームの実測値と20%以内の精度で一致した。この誤差は、スイングアームのピボット部分の拘束条件、つまり実際に有するわずかなガタ、ベアリング部の剛性などの境界条件を厳密にモデル化できないために生じている。

**図7**は、接地点ⒸにF = 980N を横方向（+Y方向）に加えた時の片持ちスイングアーム及び2本式スイングアームの応力分布である。図中の最大値は引張り応力である。構造①の最大応力は109.8MPaを示したが、⑤では22.0MPaまで低下し、2本式スイングアームの値29.3MPaに比較しても低くなった。

## 3. 走行シミュレーション解析

### 3.1. シミュレーション手法とモデル

静力学的解析結果を、車速V = 180km/hの高速安定性と比較的低速度V = 80km/hの旋回性について走行の計算シミュレーションを実施することによって、二輪車の運動特性の面から検討した。

シミュレーションモデルを**図8**に示す。マン－マシン系全体の重量及び慣性モーメントを操舵系、非操舵系（車体後部）、フロントタイヤホイール

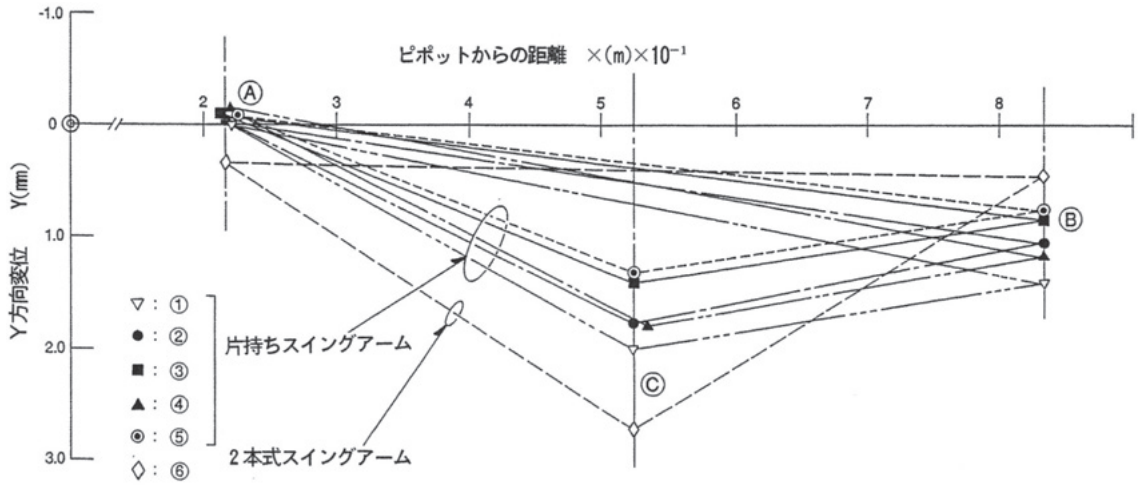



図４　タイヤの接地点変位及びトー角変位

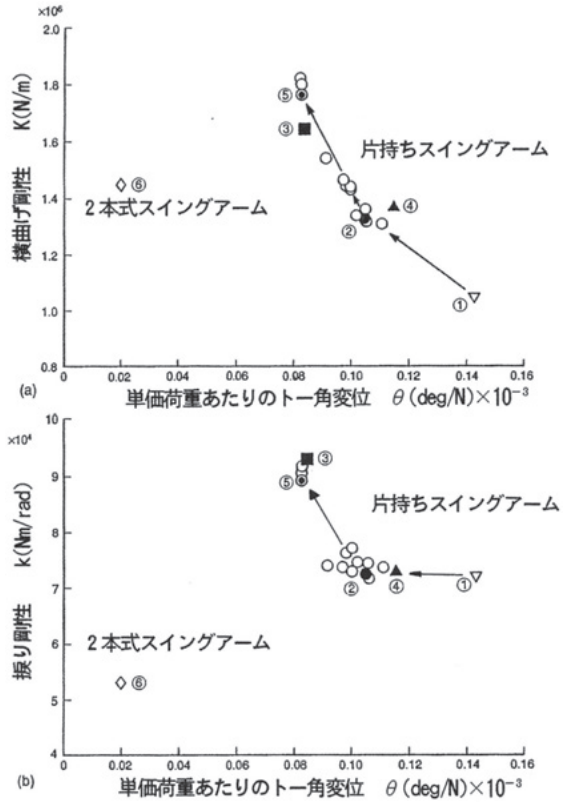



図５　横曲げ剛性と捩り剛性

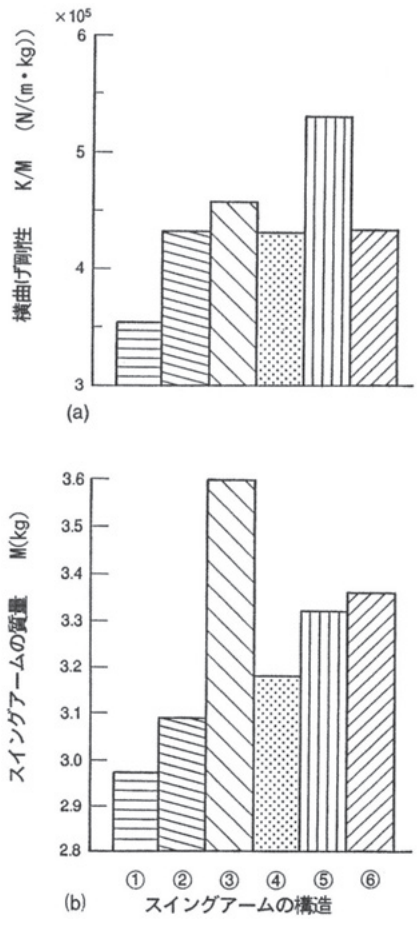



図６　スイングアーム単位質量あたりの
横曲げ剛性と全質量

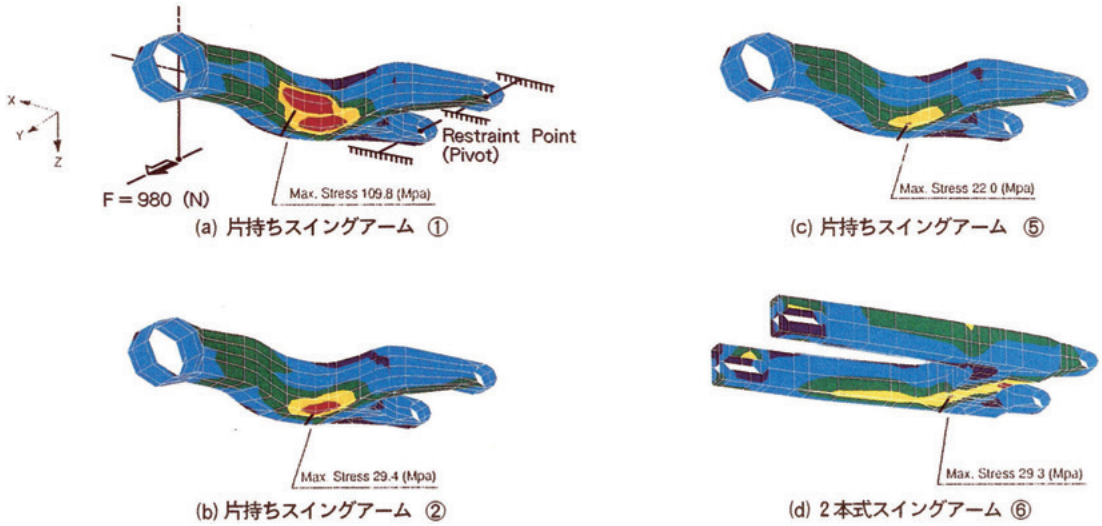



図７　静力学的解析による応力分布

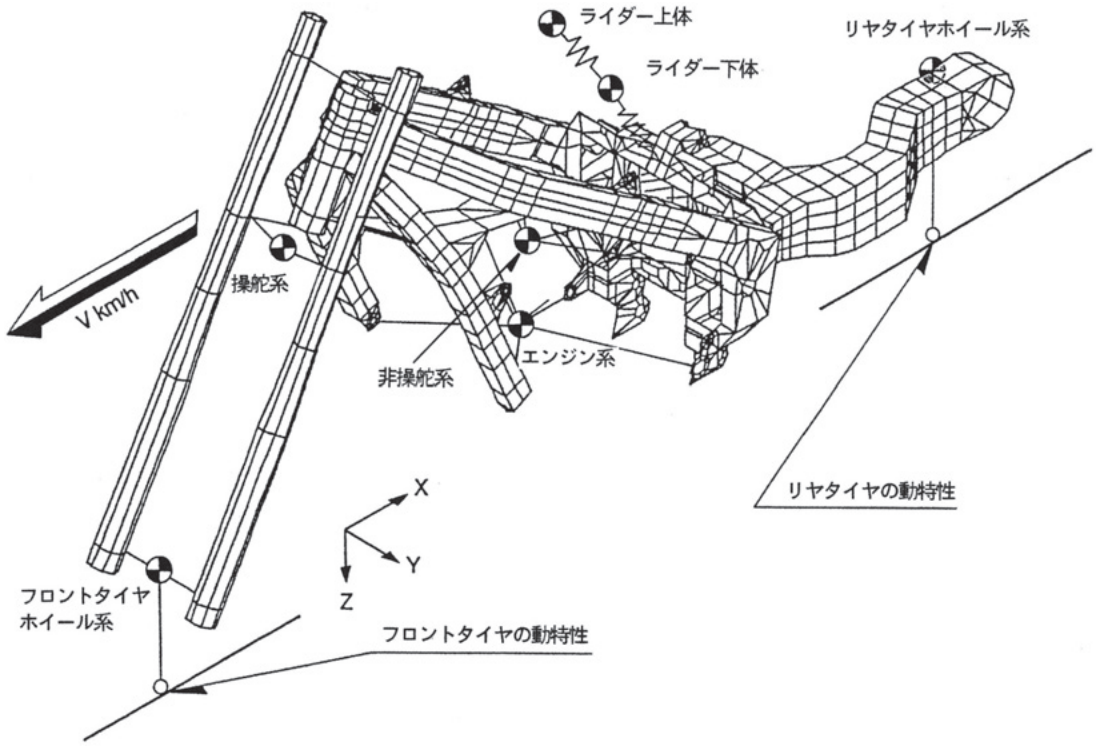



図８　走行の計算シミュレーションモデル

系（前輪）、リヤタイヤホイール系（後輪）、エンジン系、ライダー上体、ライダー下体に７区分し、それぞれの重心位置に集中マスとして配置した。計算入力諸元の主な値（表２）、車体のジオメトリ及びタイヤ動特性は、同種の量産車の値を用いた。

シミュレーション計算は、MSC/NASTRAN(V.65A)のSOL.27を使用した[(1)(2)]。安定性は、走行中のハンドルに外乱として一周期分のサイン波の外力を加え、外乱後の車体振れの収束性を表す対数減

表２　走行の計算シミュレーション用
二輪車の主要諸元例

| 項　目　(単 位) | 諸 元 |
|---|---|
| ホイールベース(mm) | 1376 |
| キャスタ角(Degree) | 26.5 |
| トレール(mm) | 98 |
| 操舵系質量(kg) | 15.2 |
| 慣性モーメント　ロール/ヨー/ピッチ(kg•m²) | 0.98/0.51/1.04 |
| 非操舵系質量(kg) | 84.7 |
| 慣性モーメント　ロール/ヨー/ピッチ(kg•m²) | 3.74/5.96/7.95 |
| フロントタイヤホイール系質量(kg) | 11.2 |
| 慣性モーメント　ロール/ヨー/ピッチ(kg•m²) | 0.25/0.25/0.42 |
| タイヤサイズ | 100/90-16 |
| リヤタイヤホイール系質量(kg) | 17.4 |
| 慣性モーメント　ロール/ヨー/ピッチ(kg•m²) | 0.45/0.45/0.73 |
| タイヤサイズ | 130/70-18 |
| エンジン排気量(cm³) | 399 |
| エンジン系質量(kg) | 54.5 |
| 慣性モーメント　ロール/ヨー/ピッチ(kg•m²) | 0.86/1.04/1.06 |

衰率Ａを求めて評価した。旋回性は、一般に左折や右折するために加える大きさの外力をハンドルと車体前方のヘッドパイプ部に加え、フロント及びリヤタイヤの走行軌跡の差で評価した。

### 3.2.　高速安定性の解析結果

構造①、②、⑤及び⑥のスイングアームを持つ二輪車の外乱後のフロント及びリヤアクスルの横方向変位の減衰波形を図９に示す。これらは、車速Ｖ＝ 180km/h の直進走行における外乱後の車体がロールとヨー方向に連成運動するウィーブモードの波形である[(3)]。

安定性を評価する最大振幅からＮ番目の波形までの対数減衰率Ａは(1)式で求められ、それぞれの運動波形に対するＡは図９の中に示すとおりである。

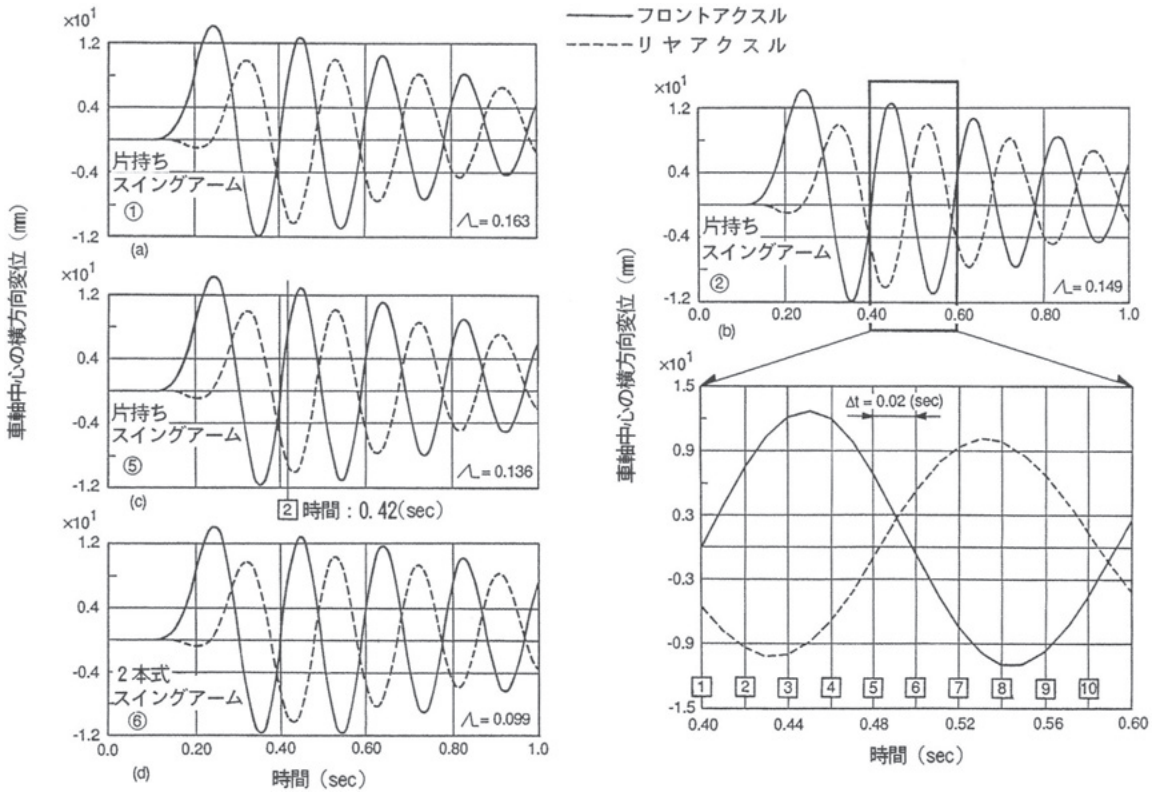



図９　計算シミュレーションによるウィーブ減衰波形（直進：車速 180km/h）

$$\Lambda = \frac{2}{N} \ell n \frac{X_{MAX}}{X_N} \quad (1)$$

ここで、$X_{MAX}$：波形の最大振幅

$X_N$　：最大振幅からN番目の波形の振幅

片持ちスイングアームの静力学的な剛性は、図5に示したように構造⑤が最も高い。しかし、走行の計算シミュレーション結果による安定性の指標となる対数減衰率Λは最も低く、スイングアームの剛性と反比例する傾向を示した。静力学的解析では、スイングアームの剛性の増加に伴ってトー角変位θは小さくなることを示した。しかし、安定性は、外乱による周期的に振れる車体の挙動変化に対して、トー角変位θが比較的大きいスイングアームが効果的である。

つまり、剛性が高くトー角変位θの小さいスイングアームは、車体の挙動変化に追随してリヤタイヤにスリップ角が生じ、コーナリングフォースによるアームのたわみ量が小さいためにスリップ角が減少せず、比較的大きなコーナリングフォースを維持するためである。

次に、片持ちスイングアーム⑤及び2本式スイングアーム⑥を用いた実走行テスト結果による減衰波形を図10に示す。車体のフロント及びリヤのアクスル部に設置した加速度計で、進行方向に対して直角な横方向の加速度を計測し、変位を算出した値である。実走行テストから得られた減衰波形及び対数減衰率Λは、実走の計算シミュレーション結果と比較的一致していることが判る。

従って、設計指標としては、静力学的解析によるトー角変位θが2本式スイングアームの値$\theta = 0.02 \times 10^{-3}$deg/Nより大きな値であれば高速安定性を確保できるといえる。

また実走行のフィーリングテストでも対数減衰率Λが大きいと安定性が良くなる傾向を示した（図11）。

次に、図9(b)に示した②の構造を持つ二輪車の減衰波形における0.4～0.6secの一周期を、0.02secの間隔に区切った時に対応するスイングアームの動的応力分布を図12に示す。ウィーブの周期的な振れに伴って、動的応力の分布が変化するのが判る。1～3は、スイングアームのアクスル部が車体の進行方向に対して右側（－Y方向）に移動しているところであり、ほぼ2の時にスイングアームのホイール側に最大引張り応力が発生している。この時の応力の分布状態は、図7(b)の静力学的に解析した場合の分布と良く一致しており、アーム剛性を静力学的に検討した結果の妥当性が確認できた。6～7は、アクスル部が左側（＋Y方向）に移動しているところでありアームの外側部分に引張り応力が発生し、ホイール側が圧縮されていることがわかる。

片持ちスイングアームの構造⑤の2における時刻の応力分布を図13に示す。図12に示した構造②の値に対して、最大応力値は約29%減少している。

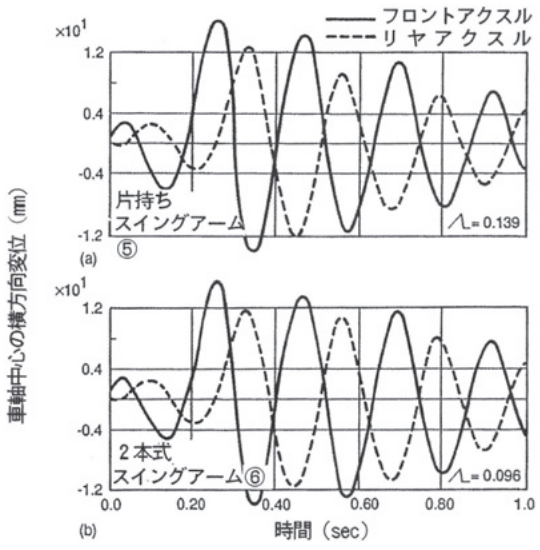



図10　実走行テスト結果のウィーブの減衰波形（直進：180km/h）

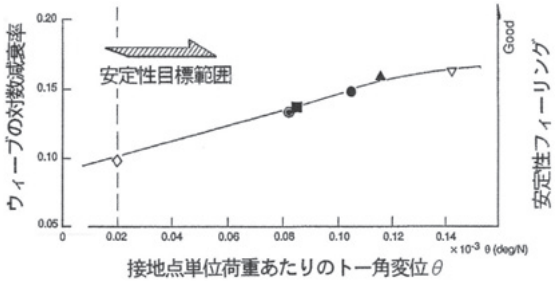



図11　安定性フィーリング評価

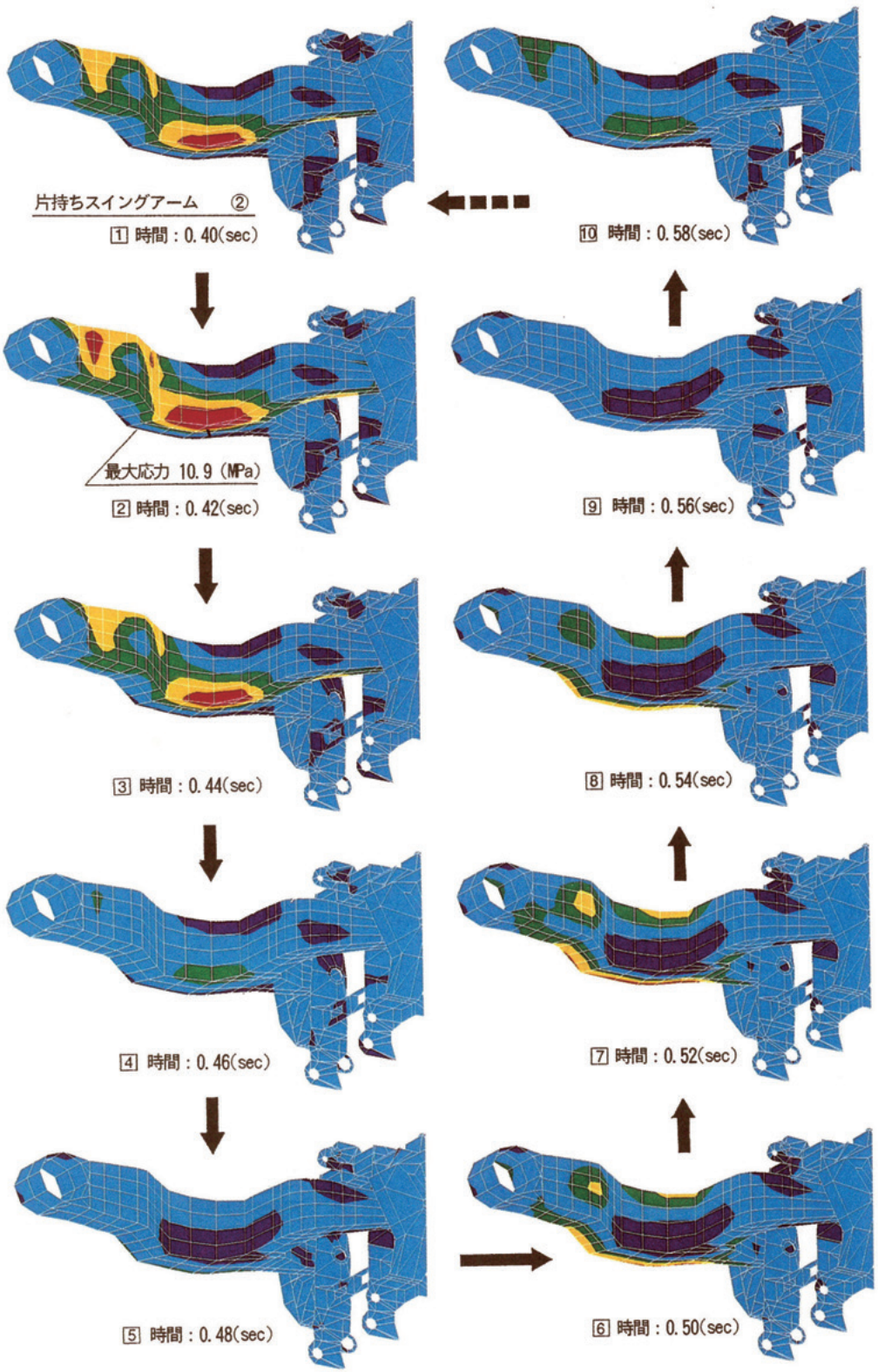



図 12　スイングアーム②のウィーブ発生時の応力分布変化（直進：V=80Km/h）

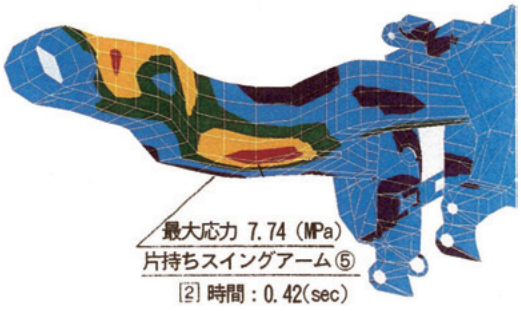



図 13　スイングアーム⑤のウィーブ発生時の応力分布（直進：V=80Km/h）

### 3.3.　旋回性の解析結果

片持ちスイングアームを持つ二輪車の旋回性を検討するため、車速 V = 80km/h における旋回の実走計算シミュレーションを行った。左折時のフロント及びリヤタイヤの接地点の走行軌跡の一例を図 14 に示す。静力学的解析によるトー角変位 θ が大きいスイングアームほど、リヤタイヤの接地点がフロントタイヤの接地点の比較的外側を通過し、旋回半径が大きくなり、フロント及びリヤタイヤの走行軌跡の変位差 Δ L が比較的大きくなる傾向を示した。

スイングアームはタイヤの横力によってたわみ、タイヤのスリップ角は小さくなり、タイヤの横力が小さくなる。しかし、旋回状態を維持するためには、車体の遠心力と釣り合うだけの横力の確保が必要であり、タイヤのスリップ角は結局大きくなる。そのために、リヤタイヤの接地点の軌跡は、比較的外側を通過することになる。

これが、実走時のリヤタイヤの接地性低下につながり、実走行のフィーリングテストでも、変位差 Δ L が大きいとリヤタイヤの接地フィーリングが悪く、軽快性が低下する傾向を示した（図 15）。

トー角変位 θ が小さい構造⑤のスイングアームは、変位差 Δ L も小さく、実走行のフィーリング

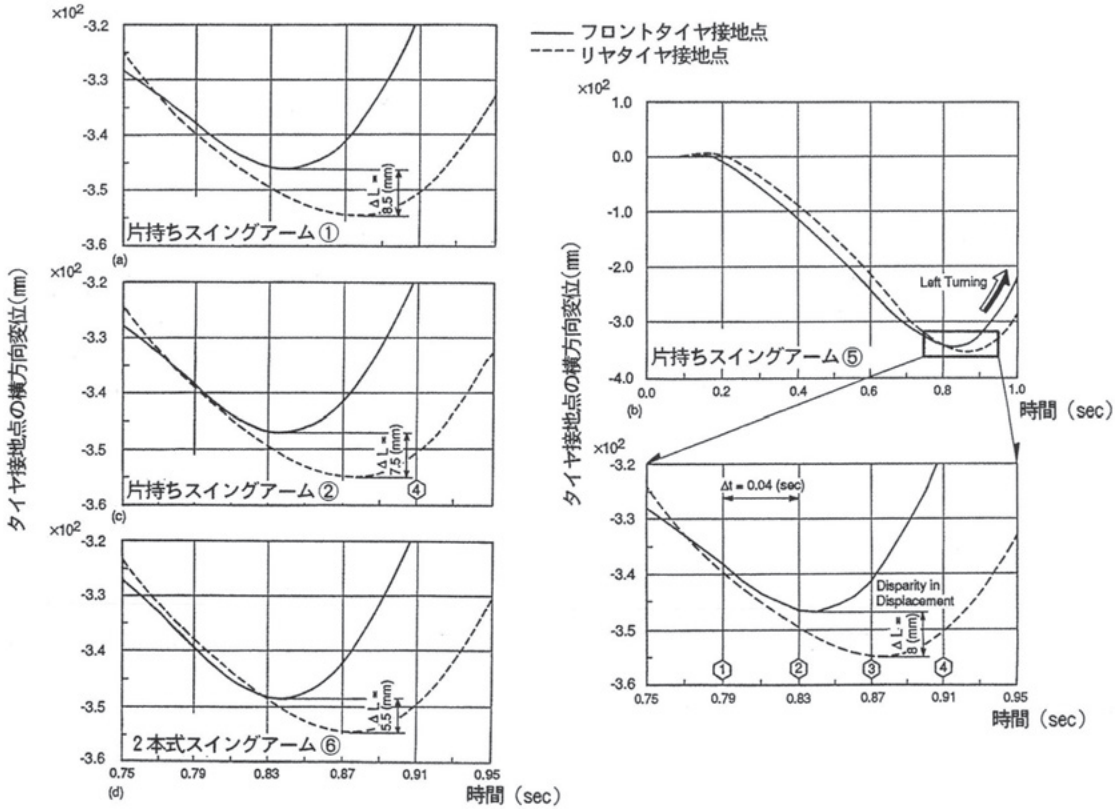



図 14　旋回時の走行軌跡（V=80Km/h）

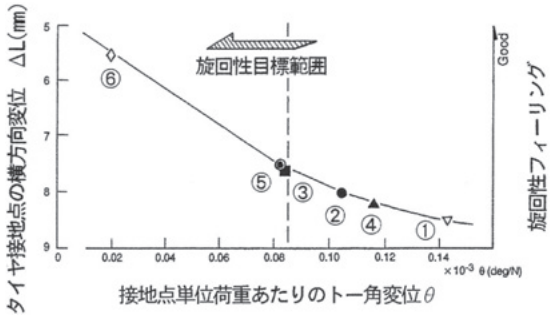



図 15　旋回性フィーリング評価

テスト結果は、構造⑥の２本式スイングアームと同様良好であった。つまり、二輪車の旋回性は、静力学的解析によるトー角変位 $\theta$ が、図５に示すように約 $0.085 \times 10^{-3}$deg/N 以下の値であればよいといえる。

次に、図 14(b) の走行軌跡の 0.75～0.95sec の間を 0.04sec の間隔で時間的に区切った時に対応するスイングアームの動的応力分布を図 16 に示す。旋回走行中の運動に伴って動的応力の分布が変化するのが判る。左折旋回中の図 16 の④では、車体の進行方向に対してスイングアームのアクスル部が右側（－Ｙ方向）へ移動しながら、タイヤの接地点には車体の遠心力と釣り合う横力が左方向（＋Ｙ方向）へ発生し、スイングアームのホイール側に最大引張り応力が発生している。

図 17 に示した構造⑤の応力値は、構造②に比較して約 33% 減少し、応力分布も静力学的な場合（図７(b)）と良く一致している。

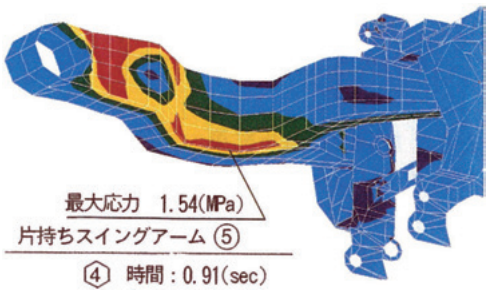



図 17　スイングアーム⑤の旋回時の応力分布（V=80Km/h）

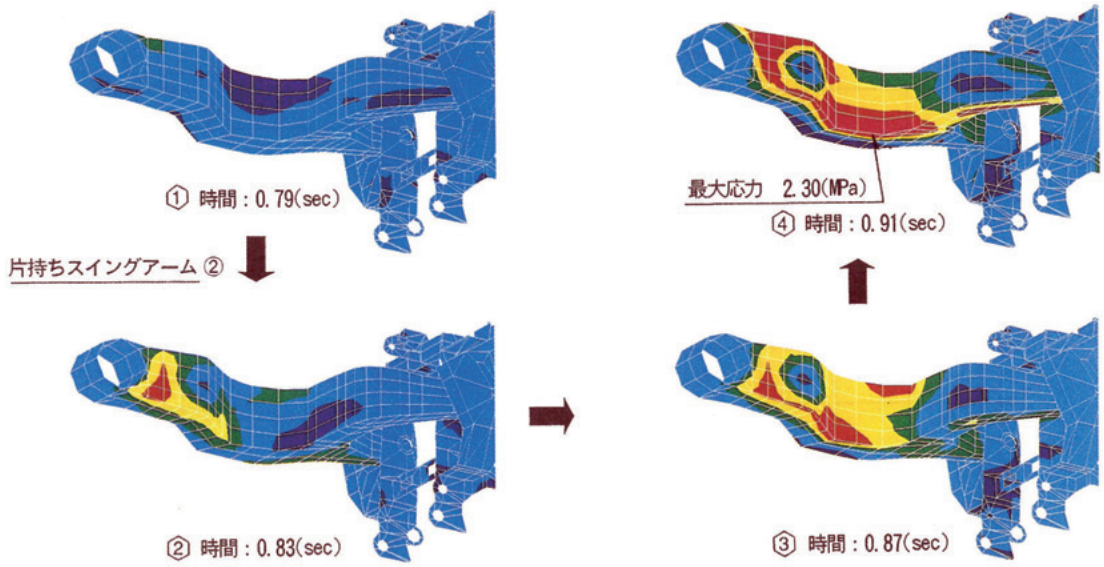



図 16　スイングアーム②の応力分布変化（V=80Km/h）

## 4. 結　　論

(1) 片持ちスイングアームの開発において、ＣＡＥ技術による静力学的な解析と運動力学的な実走の計算シミュレーション解析を実施し、設計段階の剛性検討ができた。また、静力学的な接地点荷重によるホイールのトー角変位θを指標として、剛性を検討すればよいことが判った。

(2) このトー角変位θ対し、シミュレーションによる旋回性の指標と考えたフロント及びリヤタイヤの接地点の走行軌跡の変位差ΔL、ウィーブの指標となる対数減衰率Λ、及び実走行テストによる体感フィーリングの傾向など、相互関係が明らかになった。

(3) 本検討の結果、片持ちスイングアームを持つ二輪車の安定性と旋回性の両立を図るためには、トー角変位θがほぼ0.02～0.085deg/Nの範囲になるように構造を検討すればよいことが判った。

(4) 今後、これらの解析結果が、異なる構造の片持ちスイングアームの構造決定にも応用可能か、検討を行う必要がある。

## 参考文献

(1) Gockel, M. A., "Handbook for Dynamic Analysis", M. S. Co., (1983) 6.1/11.

(2) Izadpanah, K., "MSC/NASTRAN material and geometric nonlinear analysis" M. S. Co., (1983) 3/3-3/4.

(3) Sharp, R. S., "The stability and Control of Motorcycles" J. mech. Engng. Sci., Vol. 13, No.5 (1971) 316-329.

■著　者■



引地　東一郎



高木　桂一郎

# 計算機を用いた空力解析システムの開発

Developing a Computational Fluid Dynamics (CFD) System

福島達也* 宮島保* 高村明男*
Tatsuya Fukushima Tamotsu Miyajima Akio Takamura

## 要　旨

計算機を用いた車体外部流れの解析を行うシステムを開発した。

計算モデルはメッシュ形態をH型のマルチ・ブロックとする事によってタイヤ付の実車形状を高い精度で表現する事が可能となった。また既存のＣＡＤシステムと連結するとともに会話処理化する事によってメッシュ作成の効率を高めた。

流れ計算は非圧縮性流体の支配方程式に高精度差分スキームを適用し、風洞実験の結果と非常に良い一致が得られた。また微妙に形状の異なる２種類の車体の空力特性の違いを解析できるだけの分解能を有する事が確認された。

莫大な量の計算結果は会話処理型の可視化システムで解析される。特に、従来風洞実験では困難であった非定常流れの観察も動画処理によって初めて可能となった。また、数値解析の特色を生かした解析として、車体表面の圧力分布の空力特性への寄与解析を試み、現象解析の一手法として、その有効性を確認した。

## ABSTRACT

A CFD system has been developed to analyze the airflow around an automobile body. Adopting an H-type mesh structure using the multi-block method has made it possible to precisely realize the profile of an automobile with tires. Interactive operations linking to CAD systems, have increased efficiency of the mesh generation. In order to get results comparable with wind tunnel experiments, the Navier-Stokes equations were calculated by using the third order upwind finite differential scheme. It was proved that the computation can respond to small differences in automobile profile. A large amount of computation results are analyzed by interactive graphic systems, which have made it possible to observe unsteady flow using motion pictures. This method of unsteady flow observation is much easier than using an experimental wind tunnel. The relationship between pressure distribution on the body surfaces and the aerodynamic characteristics was also investigated. This system was found to be an effective way to analyze automobile aerodynamics.

## 1．はじめに

近年、計算機の処理能力の大幅な向上により、数値流体力学はより身近なものとなり、複雑な乱流現象まで計算が可能になりつつある。そのため乱流現象のシミュレーションを自動車空力問題に応用する研究も盛んに行われている。[(1)~(5)]

空力問題に関する高精度の乱流シミュレーションは処理にかなりの時間を要するものの、時間的および空間的な分解能の面で風洞実験を大きく上まわり、複雑な乱流現象の精密解析が可能である。実際の乱流解析はその複雑さ故に、まだまだ難しい面も多いが、空力研究においてシミュレーションは強力なツールとなる潜在能力を秘めている。

そこで今回、高精度の空力シミュレーション・

＊　栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1991_3_18

システムを開発し、実車形状への適用を試みたので、システムの紹介、適用例など以下の項目について報告する。

① 流れ場を支配する方程式を十分な高精度で計算する流体解析プログラムを開発した。
② 複雑な車体形状を含む流れ場において、形状再現性を著しく低下させる事なく空間を離散化する計算メッシュ作成システムを開発した。
③ 乱流現象を高速に可視化し、アニメーション化できる可視化システムを導入した。
④ 本システムを複数のモデルに適用し、形状再現性と計算精度の高さを実証した。
⑤ 計算結果を精密に可視化処理や、空気抵抗力、揚力の寄与解析を行う事によって、風洞実験では困難な、空力シミュレーション独自の現象解析手法を例示した。

## 2. 空力シミュレーションシステムの開発

次の順序で空力シミュレーション技術とシステムについて説明する。

① 流れ場の数値解析手法
② 計算格子点の生成方法
③ 流れ場計算結果の可視化手法
④ 計算機環境

### 2.1. 流れ場の数値解析

自動車空力問題における流れは、熱を含まない非圧縮性粘性流体で、あり、圧力、流速を状態量とする流れ場は以下の方程式によって支配される。

$$\frac{\partial v_i}{\partial x_i}=0 \ (i=1,2,3) \tag{1}$$

$$\frac{\partial v_i}{\partial t}+v_j\frac{\partial v_i}{\partial x_j}=-\frac{\partial P}{\partial x_i}+\frac{1}{Re}\frac{\partial^2 v_i}{\partial x_j \partial x_j} \tag{2}$$

ここで、(1)は連続の式、(2)式はﾅﾋﾞｴｰｽﾄｰｸｽ方程式である。変数 $X_i$ は直交座標系における空間位置の $i$ 座標、$t$ は時間、$P$ は圧力、$Vi$ は流速の $i$ 成分である。また、l$Re$ はレイノルズ数である。

取り扱う流れは、$Re>10^6$ の乱流であり、空力特性はこの乱流現象に大きく左右される。そのため空力シミュレーションにおいては乱流現象を高精度で計算する事が要求される。

本システムでは、(1)式、(2)式の支配方程式の解法に非圧縮性粘性流体の代表的な数値解法であるMAC法を適用するとともに、(2)式左辺第２項を河村スキームと呼ばれる３次精度風上差分法の一手法を併用して支配方程式を高精度に離散化する。[6]以下に計算スキームの概略を延べる。

解くべき方程式は、時間変動、空間変動を伴う圧力場、流速場を記述する。ナビエーストークス方程式は圧力方程式と流速方程式に分離する事ができ、この２つの方程式を交互に解く事によって流れ場を陽的に求める事ができる。

圧力方程式は、ナビエーストークス方程式の発散によって得られる。つまり、

$$\frac{\partial^2 P^n}{\partial x_j \partial x_j}=\frac{1}{\Delta t}\frac{\partial v_i^n}{\partial x_i}-\frac{\partial v_j^n}{\partial x_i}\frac{\partial v_i^n}{\partial x_j} \tag{3}$$

という圧力のポアッソン方程式となる。ここで各状態量の右肩の添字は、状態量が時間によって離散化された事を示している。また、(3)式の導出過程において時間積分による誤差の累積を小さくするために、サイクル誤差自己調整法を用いて、

$$\frac{\partial}{\partial x_i}\frac{\partial v_i}{\partial t}\simeq\frac{\partial}{\partial t}\frac{\partial v_i}{\partial x_i}=-\frac{1}{\Delta t}\frac{\partial v_i^n}{\partial x_i} \tag{4}$$

としている。

流速方程式はナビエーストークス方程式そのものである。ただし数値計算の便宜上、慣性項は時間について線形化され、時間微分には１次の後退差分が適用される。すなわち、

$$\frac{1}{\Delta t}(v_i^n-v_i^{n-1})+v_j^{n-1}\frac{\partial v_i^n}{\partial x_j}=-\frac{\partial P^{n-1}}{\partial x_i}+\frac{1}{Re}\frac{\partial^2 v_i^n}{\partial x_j \partial x_j} \tag{5}$$

従って先述のとおり、次の手順によって(4)式、(5)式より流れ場を陽的に求める事ができる。

① 時刻ｎの既知の流速場から、圧力方程式を解く事によって同時刻ｎの圧力場を求める。
② 時実ｎの既知の流速場、圧力場から流速方程式を解く事によって時開発展した時刻ｎ＋１の流速場を求める。

(4)式、(5)式は境界形状の近似性を高めるために境界適合座標系において差分法によって離散化される。そのため(4)式、(5)式を境界適合座標系表示

に変換しなければならない。境界適合型座標を $i(i=1,2,3)$ とすると、(3)式の圧力方程式は、

$$g^{jk}\frac{\partial^2 P^n}{\partial\xi j\partial\xi_R}+\left\{\frac{\partial}{\partial\xi_R}\left(\frac{\partial\xi j}{\partial x_j}\right)\right\}\frac{\partial\xi_R}{\partial x_i}\frac{\partial P^n}{\partial\xi_j} \tag{6}$$
$$=\left(\frac{\partial\xi_R}{\partial x_i}\frac{\partial v_j^n}{\partial\xi_R}\right)\left(\frac{\partial\xi_\ell}{\partial x_j}\frac{\partial v_i^n}{\partial\xi_\ell}\right)+\frac{1}{\Delta t}\frac{\partial\xi_R}{\partial x_i}\frac{\partial v_i^n}{\partial\xi_R}$$

また、(5)式の流速方程式は、

$$\frac{1}{\Delta t}\left(v_i^n-v_i^{n-1}\right)+u_R^{n-1}\frac{\partial v_i^n}{\partial\xi_R}$$
$$-\frac{1}{Re}\left\{\frac{\partial\xi_\ell}{\partial x_j}\frac{\partial}{\partial\xi_\ell}\left(\frac{\partial\xi_R}{\partial x_j}\right)\frac{\partial v_i^n}{\partial\xi_R}-g^{R\ell}\frac{\partial^2 v_i^n}{\partial\xi_R\partial\xi_\ell}\right\} \tag{7}$$
$$=-\frac{\partial\xi_R}{\partial x_i}\frac{\partial P^n}{\partial\xi_R}$$

のように変換される。ただし、

$$g^{jR}=\frac{\partial\xi j}{\partial x_i}\frac{\partial\xi j}{\partial x_i},\quad u_R=\frac{\partial\xi_R}{\partial t} \tag{8}$$

支配方程式の境界適合座標系での離散化は、空間について、(7)式の慣性項に河村スキームによる３次精度風上差分を用いる他は２次精度の中心差分が適用される。時間については(7)式において既に１次の後退差分で離散化されている。

任意関数 $f$, $\phi$ に関する河村スキームによる３次精度の風上差分は次のように定式化される。

$$\left(f\frac{\partial\phi}{\partial\xi}\right)_{i,j,k}$$
$$=\frac{f_{i,j,k}}{12}\left(-\phi_{i+2,j,k}+8\phi_{i+1,j,k}-8_{i-1,j,k}+\phi_{i-2,j,k}\right)$$
$$+\frac{|f_{i,j,k}|}{4}\left(\phi_{i+2,j,k}-4\phi_{i+1,j,k}+6\phi_{i,j,k}-4\phi_{i-1,j,k}+\phi_{i-2,j,k}\right)+\theta(\Delta\xi_1^3) \tag{9}$$

(7)式、(8)式を離散化した支配方程式は繰り返し解法としては非常に高効率なＳＯＲによって解かれる。莫大な計算時間を要する流れ場計算の殆どは、このＳＯＲ計算によって占められる。そこで、ベクトル処理機能、並列処理機能、大容量メモリーを有する計算機の使用を前提に、次の点に注目して、計算速度の高速化を行った。

① 高ベクトル化を高並列化
② 実メモリー内のみの計算

境界条件は、境界面上の no-slip 条件

$$v_i=v_i^{body} \tag{10}$$

が基本である。また、圧力の境界処理は Navier-stokes 方程式の境界法線ベクトル成分に no-slip 条件を適用する事によって得られる。つまり、

$$\frac{\partial P}{\partial n}=\frac{1}{Re}\frac{\partial^2 v_n}{\partial x_j\partial x_j} \tag{11}$$

これを境界適合座標系表示に変換し、離散化する事によって圧力の境界処理が行われる。

また遠方境界での境界条件は、

$P$ ＝計算領域から外挿 (12)

$Vi$ ＝流入速度 (13)

で与えられる。

### 2.2. 計算モデルの作成

2.1. 節で述べたように、車体まわりの流れ場は車体形状に適合した境界適合型座標系における差分方程式を解く事によって得られる。

自動車空力問題における $Re>10^6$ の高レイノルズ数流れの数値計算では、その差分格子点数は容易に数十万～数百万点のオーダーとなり、大容量メモリーを有するスーパーコンピューターをもってしても、その計算は容易ではない。そのため、計算モデルを作成する際に、計算の精度を確保した上で差分格子点数を減らす事は最も重要な事である。そこで次の２点に注意して格子点数が極力増えないようにする。

① 物体形状を計算空間の中で再現する場合、解析する問題の必要精度を上まわる微少形状は無視して形状を単純化する。
② 物体より遠方の地点でのメッシュの大きさは計算が発散しない程度に十分に大きくする。

①は、車体全体形状の空力解析を例にとれば、実車の形状に対し、フロント・グリルの開口部をふさぐ、床下を平滑化する、窓の段差を埋める、タイヤ形状を単純化する、場合によってはタイヤを取り払い、ホイール・ハウスを埋める、等を行い

車体形状の基本的特徴を維持したまま、形状を単純化している。ただし、微少な凸凹であっても床下のように空力特性に大きな影響を及ぼす事もあるので、形状の単純化には十分注意する必要がある。②は高レイノルズ数の非圧縮性粘性流体は物体まわりの境界層と後流域を除けば、ポテンシャル流れとほぼ同様であり、計算メッシュを大きくとれることによる。境界層や後流域は乱流域であるので、渦の空間構造は非常に微細になり、この領域の差分格子点の分布は十分に細かくする必要があるが、ポテンシャル流れの空間的な変動は非常にゆっくりしているので、比較的粗い差分格子分布でも計算が可能である。

自動車の車体形状は、基本形状にバンパー、タイヤ、ドアミラー、スポイラー等の付加物が付き、また、これらは流れ場に大きな影響を与える。従って、取り扱う問題によってその程度は異なるものの、一般に物体形状は非常に複雑になる。そのため、本システムでは境界適合座標系によって境界層の計算精度を高めた上で、複雑形状の再現が容易なマルチ・ブロック法[7]を採用している。これは、計算領域をいくつかの部分領域に分けて部分領域ごとに差分格子点の生成を行うとともに、物体内も複数の部分領域に分割して、この部分領域単位で格子生成を行うものである。このマルチ・ブロック法により、計算領域、物体内部を曲線座標系において、複数の直方体に分割できるのであれば、かなり複雑な車体形状でも境界層の計算精度を維持したまま、その形状を再現する事が原理的に可能となる。また流れ場の計算において物体内部の格子点は、簡単なフラグ付けによって物体内部について、流速＝格子点の移動速度、圧力＝一定を与える事ができる。

計算格子点生成の実際は、ブロック単位で次の操作を繰り返す事によって行われる。

① ブロック境界面の形状を複数のスプライン・データにより近似する。

② ブロック・エッヂ上の計算格子点の分布関数と複数のスプライン・データからの補間計算により、境界面上の計算格子分布を決定する。

③ ブロック境界面上の計算格子点分布よりTrans-finite法を用いて、ブロック内部の計算格子点分布を決定する。

これらの手順は、全て会話処理化されているので格子点生成の柔軟性は高い。ブロック単位で格子点生成が行われた後に、これらのブロックは結合されて１つの計算空間になるが、ブロック境界面は不連続面となるので、ブロック境界面の近傍で格子点分布は平滑化される。

このように境界適合型座標系と、マルチ・ブロック法によって離散化空間での車体形状の高い再現性を得る事ができるが、マルチ・ブロック法には次のような弱点がある。（図１）

① ブロックは計算空間に於いて、構造的に形成されるために、少しの形状の複雑化が大幅なブロック数の増大を引き起こす。

② ブロックは計算空間に於いて、構造的に構成されるために、境界層ブロックにおける密な格子点密度が、それに連なるポテンシャル流ブロックに伝播し、ポテンシャル流ブロックにおいて格子点を無駄に生成しなければならない。

そのため、限られた計算機の能力の中で、格子点密度や形状再現性は少なからず制約を受ける事になる。また、そうした制限の下で計算精度や形状再現性を高めるために、格子点生成法は経験的かつ技巧的となり、自動化を困難にしている。

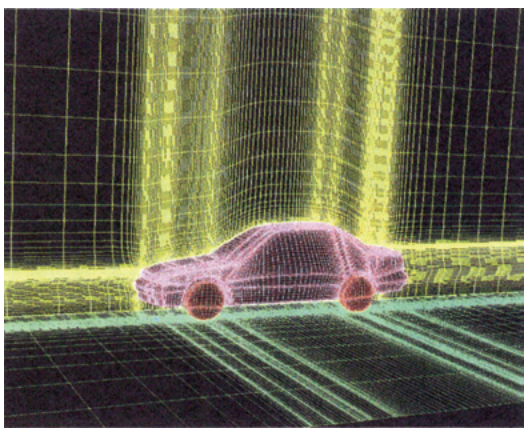


図１　計算メッシュ

しかし、高レイノルズ流れの数値計算では、格子点生成の簡便化は、境界形状の再現性を悪化させ、計算精度を大幅に低下させてしまう。また、計算機による乱流解析を高精度化すると、その現象解析能力は分解能において風洞実験を大きくしのぐ。そこで、本システムにおいては格子点生成の簡便さ、容易さよりも計算精度を重要視して、マルチ・ブロック法を採用し、高精度な乱流計算を可能としている。

### 2.3. 計算結果の可視化

自動車の空力シミュレーションの主な目的は現象解析にあり、そのため計算結果をいかに解析するかは、ある意味において計算モデルの作成や、流れ場の数値計算よりも重要である。特に本システムの様に高精度の計算を行う場合、得られる情報量は風洞実験に比べてはるかに莫大であり、観測点数は空間で100万点以上、車体表面で1万点以上、観測点の間隔は最小ではミリ・メートル単位となり、また、1kHz程度までの時間変動を捉える事も可能である。従って、シミュレーションには計算精度の保証範囲内で風洞実験よりもかなり微細な現象解析を行う事ができる。

しかし流れ場計算の結果は数値データの長大な羅列になり、この状態は単に計算機の中に自然現象を作り出したに過ぎず、現象については何ら見識を与えるものではない。そこで何らかのデータ処理が必要となるが、そのプロセスや方法は与えられた問題や着目点によって大きく異なり、包括的に述べる事は今回の目的ではない。

しかし現象解析の手始めとして計算機の中の再現された現象を観察する事は十分に有意義である。また計算状態、例えば収束状態等のチェックを行う場合も、計算結果の観察は非常に有効な手段である。従って流体解析システムにおいて可視化システムは必要不可欠なツールとなってきている。[9]

流れ場の状態量は圧力と流速を基本とし、問題の内容によって、この圧力と流速から可視化する状態量が求められる。一般的にこうした状態量はスカラー量、ベクトル量で、次のような可視化手法がある。[10]

① スカラー量
- 等高線 （図2）
- 等値面 （図3）

② ベクトル量
- タフト・グリッド （図4）
- パーティクル・パス （図5）

これらの方法は流体測定における可視化手法を数値解析に応用したものである。また非定常流れ場は必要に応じて動画処理される。

流れ場は空間的、時間的に非常に複雑であり、

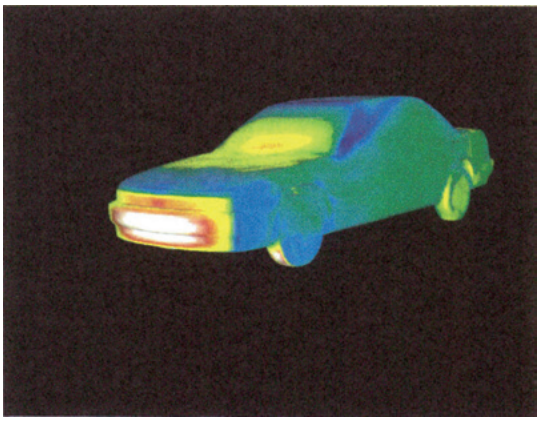


図2 圧力分布

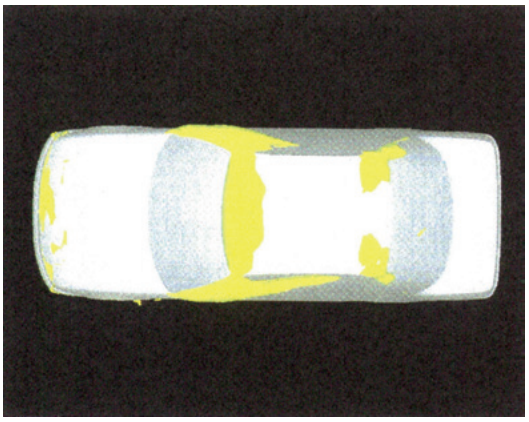


図3 等圧面

多角的な観察が必要である。そのため可視化システムには会話処理が可能となるだけのレスポンスが要求される。可視化イメージの計算は、その可視化イメージの１要素についてはさして高いものではないが、莫大な格子点数のために、１つの可視化イメージに費やす計算量は莫大なものとなってしまう。そのため会話処理可能なレスポンスを得るために、高速CPU、大容量の高速メモリー、大容量かつ高速のディスクが必要となり、結果としてスーパー・コンピューター並の処理能力が要求される。同様にレンダリング処理を会話処理化する事も必要で、１万ポリゴン以上のレンダリングの実行も珍しくないためにグラフィックス・コンピューター、またはスーパー・コンピューターを用いて、レンダリング速度を高速化する必要がある。このように、たかが可視化処理であっても、かなり強力な計算機資源が必要である。本システムでは、今まで大型汎用機とＵＮＩＸ系ＥＷＳを用いて可視化処理を行ってきたが、ネットワークの速度や、ＯＳの不一致によって、会話処理が不可能であった。しかし今回、ＵＮＩＸ系のスーパーコンピューターの導入によって高速ＬＡＮを介した可視化システムを導入し、会話処理とＶＴＲを用いた動画処理を可能とした。

乱流の空間構造はかなり複雑であるので、多角的に可視化処理を用いて流れ場を観察しなければならないが、先述の可視化手法は空間構造の観察においてかなりの労力を要する。つまり、

① 等高線の集合で空間構造を可視化する場合、多数の断面での表示が必要となる。
② 等値面の場合、多くのスカラー量について可視化しないと、空間構造の観察が難しい。
③ 多数の粒子放出点を用意してパーティクル・パスの可視化を行わないと渦などの空間内の流れの観察が難しい。

など、流れ場の空間的な全体構造、部分構造を観察するには、多くの断面での可視化処理を人為的に行われなければならないからである。そのため会話処理での手間が増えるとともに、計算負荷も高くなる。従って従来の可視化手法では流れの観察を効率よく行う事が難しい。これを解決するものとして期待されるのが、グラフィック・コンピューターの中でのレンダリング・データの構造を３次元化したボリューム・レンダリング法、可視化処理の基本データを画像データとして、画像処理技術を適用する事である。この技術は研究中であったり、まだあまり一般化されていないが、スカラー量の空間分布構造の可視化における潜在能力は十分高いものと思われる。

### 2.4. システム形態

本システムの形態図を図６に示す。空力シミュレーションの格子生成、流れ場計算、可視化はそれぞれの処理に適した計算機をＬＡＮにより分散

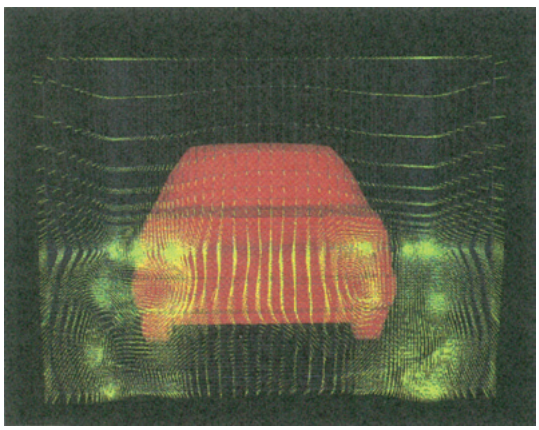


図４　タフトグリッド

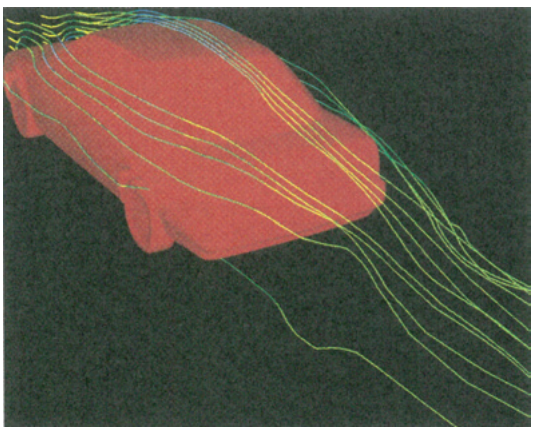


図５　パーティクルパス

処理化されている。つまり、

① 格子生成は、車体形状データが大型汎用機上のＣＡＤシステム内にあるので形状データのアクセス性を考えて、同じ大型汎用機上に会話が処理形式のシステムとして構築されている。

② 流れ場計算は、大型計算モデルの高速解法が要求されるのでスーパー・コンピューターＣＲＡＹ　ＹＭＰが使用される。計算結果は可視化処理にもこのスーパー・コンピューターを利用するのでスーパー・コンピューターのディスクに格納される。

③ 可視化処理は、可視化イメージの生成にＣＲＡＹ　ＹＭＰを用い、レンダリング処理にＩＲＩＳを用い、この２つをＬＡＮで結合する事により会話処理が可能となり、さらにＩＲＩＳとＶＴＲを結合する事により動画処理の自動化を行っている。

このように各プロセスを分散処理化する事により複雑な形状の差分格子点を効率的に生成し、流れ場計算を高速で行い、多角的な可視化処理が可能となった。またそれぞれの処理を高速ＬＡＮで結合する事によって、各システム間の大容量データの転送が十分耐えうる速度で実現された。

## ３．本システムにおける解析例

本システムを使用しての解析例として、モデルＡとＢの比較を行った。両者は４ドアセダンとい

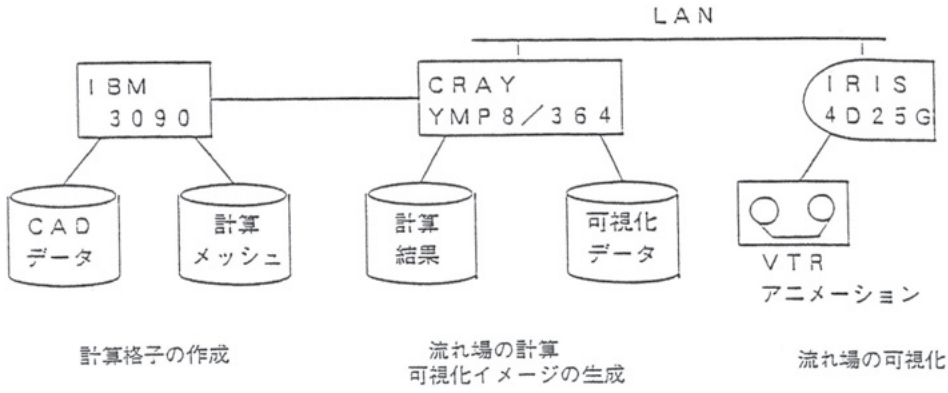



図６　システム図

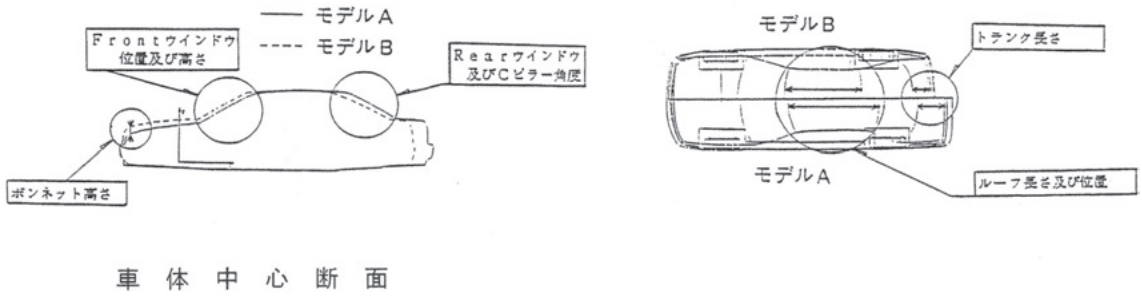



図７　モデル比較図

表１　計算モデルの条件

| | モデルA | モデルB |
|---|---|---|
| レイノルズ数（Re数） | $2.6\times10^{6}$ | ← |
| （車速10m/s, 車体長4.0m, 動粘性係数$1.51*10^{-5}$ $m^2/s$） | | |
| ＣＰＵ計算時間 | ５００時間 | ← |
| 格子点数 | １５９万点 | １５２万点 |
| フロント形状 | 開口なし | ← |
| ウィンドウ段差 | なし | ← |
| ドアミラー | なし | ← |
| フロアまわり | フラット | ← |
| サス，ドライブシャフト | なし | ← |

うカテゴリーにあり、細部形状に若干違いがある（図７）。これらの微妙な形状の違いが流れ場にどのような影響を与えるかを分析した。またこの解解を通じて計算結果の分析方法をいくつか試みた。

### 3.1. 計算諸条件の設定

解析の諸条件は表１の通りである。計算モデルは車体形状の特徴を損なわない程度に単純化し、かつ風洞実験用のモデルと同一の仕様となっている。

### 3.2. 解析結果

(1) Ｃｄ，Ｃℓの検証

シミュレーションにおける時間分解能の高さは図８に示すような時間変動をとらえることを可能とする。但し、初期条件が物理的な現実性に乏しいので計算初期の変動は実際の現象と合致しない。この計算における時間刻み幅は $1.0\times10^{-4}$ 秒であり、計算精度を考慮しなければ原理的には 2kHz 程度の変動までとらえる事が可能である。

図９より、シミュレーションと実験の間に高い相関性がある事がわかる。ここでの相関性のバラツキは計算メッシュの密度や分布状態の違いによって生じており、計算メッシュの密度と分布を適切にすれば、かなり高い精度でＣｄ，Ｃℓ値を予測する事ができる。この事より本システムの計算精度の高さを実証することができた。

(2) 可視化手法による流れ解析

図 10 に車体表面の圧力分布の可視化をした一例を示す。モデルＡ、Ｂ共にＡピラー直後に大きな負圧分布が認められる。特にモデルＡでは負圧分布、大きさがＢに比べ広範囲である。また動画処理を行うとモデルＡの方が圧力の時間変動が大きく、激しい事が観察される。ちなみにこの部分の負圧領域は、空力騒音に大きく影響を及ぼしていることが風洞実験により知られている。[11]

このような可視化による解析ではあくまでも定性解析であるがためのあいまいさがつきまとうものの、乱流現象によって決定される空力特性や空力騒音等の解析を行う上で重要な情報を与えてくれる。乱流場の構造は複雑でありその解析の中でこのような情報を得る事は問題を明確化する上で非常に大切である。

(3) 車体各部別寄与解析

本システムでは車体全体のＣｄ，Ｃℓだけではなく、各部別に寄与率を求めることが可能である。

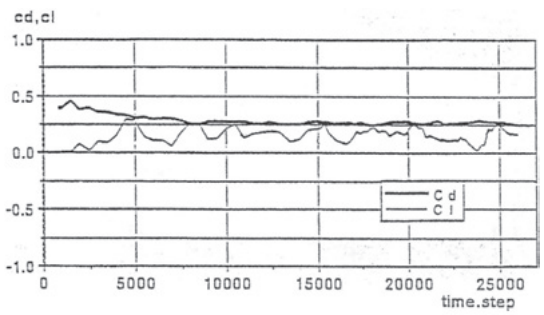



図８　ｼﾐｭﾚｰｼｮﾝにおける Cd，Cℓの時間変動ｸﾞﾗﾌ

これにより車体各部分の圧力分布がそれぞれどの程度全抵抗に影響を及ぼすかがわかる。図 11 は抵抗力における各部の寄与である。モデルA、B 共にフロント面での抵抗が大半を占めている。また、ボンネットからリアウインドウにかけての車体上部に大きな寄与の差が両者の間に認められることからこの部分での形状差が全体の抵抗の差に影響していることがわかる。

⑷　車体各部位内の寄与解析

前述⑶を更に細分化し、各部内の寄与度を分析する。車体の部分領域について、抗力を圧力について分類したものを図 12 に示す。この図においてグラフの面積は、注目している部分領域に働く全抗力を表す。また圧力分布と抗力分布の比較が可能となり、正圧、負圧が抗力に対し正、負どのような影響を及ぼすのか知る事ができる。このグラフでは両モデルとも負圧が抗力を増加させ、正圧が抗力を減少させている事がわかる。またモデルAの方がモデルBに比べ抗力が大きいが、これは主に負圧部分の影響が大きいことによる。この様にして圧力分布と抗力分布の相関を比較的定量的に知る事ができる他、このグラフと実際の圧力分布図を比較する事によって図 13 の様に抗力への影響領域を示す事ができる。

⑶、⑷におけるこうした寄与解析はシミュレーションの空間分解能の高さの賜物である。ボディ表面の測定点数は３～４万点もあり、風洞実験における測定点数が数百点が限界である事を考えれ

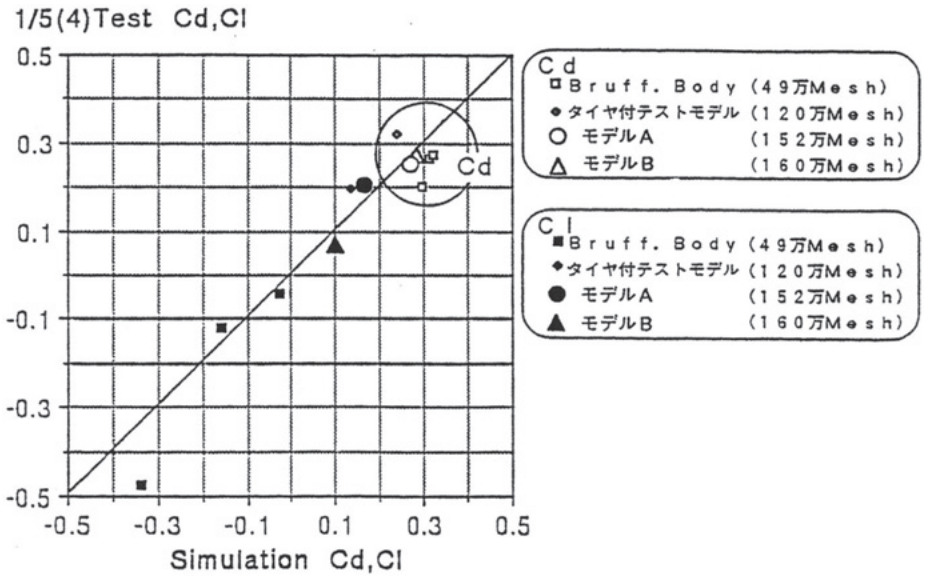



図９　シミュレーションと実機テストの Cd, Cℓ 比較グラフ

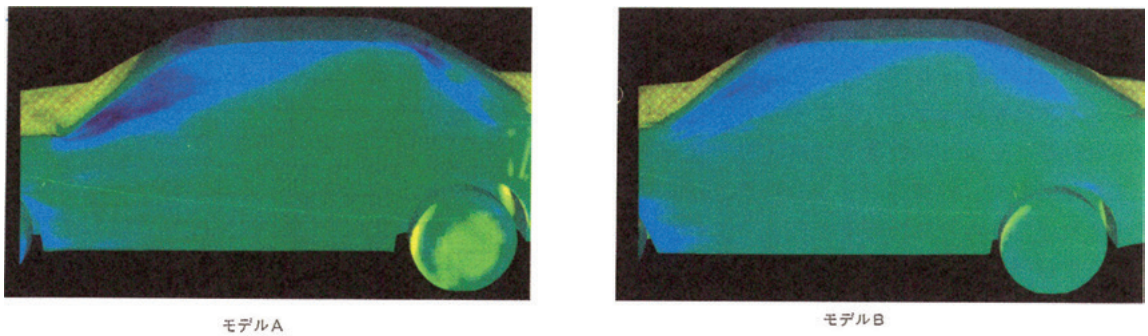



図 10　表面圧力分布（赤 : 正圧、青 : 負圧）

ば、この寄与解析はシミュレーションの特徴を生かした解析手法であり、実験で同様の結果を得る事は不可能である事がわかる。

## 4. まとめ

空力シミュレーション・システムを開発し、風洞実験結果との比較から、現象解析のツールとして十分実用的な精度がある事が実証された。

また、複雑な車体形状も、その基本的な特徴を損なう事なくモデル化する事ができるようになった。さらに、シミュレーションの分解能の高さを生かして、実験では困難だった非定常流れや、より微細な渦を可視化する事ができ、乱流現象の解析を行う上で、強力なツールとなりえる事がわかった。

その反面、無視できない問題点もある。まず、高精度計算ゆえに計算モデルの作成、流れ計算、可視化のすべてにおいて膨大な時間を要する。そのため迅速なフィード・バックが要求される、商品開発システムへの組込は、ソフト、ハード両面での大幅な高速化が達成されないと困難である。また、現在のシステムはまだ計算機の中で作られた現象を観察する事にとどまっている。シミュレーションの潜在的な現象解析能力は非常に高いものの、実用例は少なくまだ研究段階にあるのが実状である。

つまり、現状の空力シミュレーション・システムでは、高い形状再現性と高い計算精度は達成されたものの、処理効率、活用技術は今後の課題として残されている。今後ともこの両面について、

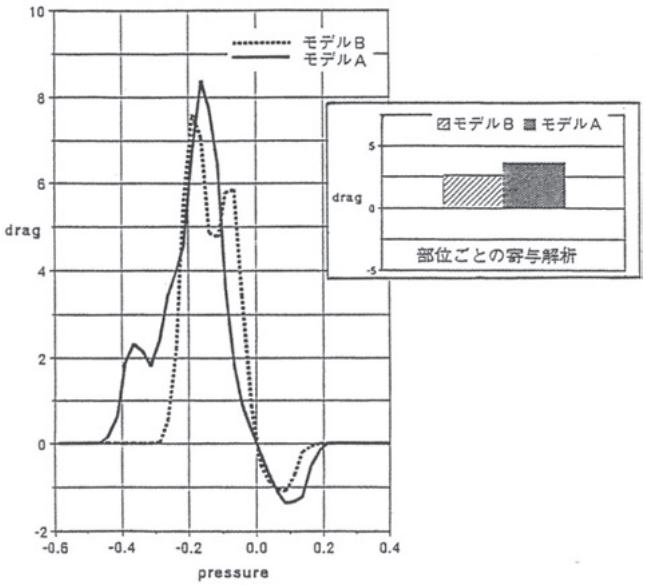



図 12　部位内圧力の効力への寄与解析

（－ピーク　負の寄与大
＋ピーク　正の寄与大）

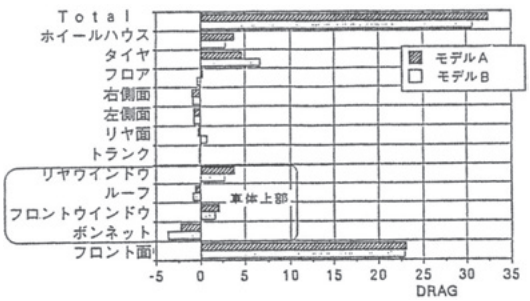



図 11　車体各部別　Ｄｒａｇ

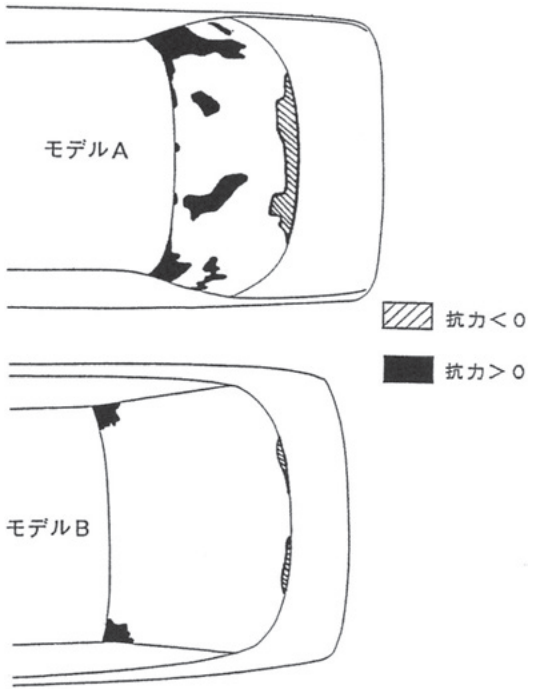



図 13　圧力分布と寄与解析の比較

さらに研究、開発を進めていく事が必要である。

## 参　考　文　献


(1)　中川邦夫、柳本憲男、片岡拓也、栗山和幸、椎名　敏：アクティブエアロコントロールシステムの開発、自動車技術会学術講演会前刷集902(1990)、P153～155

(2)　堀之内成明、小林信雄、前田和宏：空力基礎実験モデルまわりの流れ解析、自動車技術会学術講演会前刷集 902(1990)、P157～160

(3)　河口健二、橋口真宜：タイヤ付き３次元車体回りの空力シミュレーション、自動車技術会学術講演会前刷集 902(1990)、P161～164

(4)　藤谷克郎、姫野龍太郎、佐藤早苗、西川省吾：動画による自動車周りの流れの可視化、流れの可視化 Vol. 9、No.34(1989)、P107～110

(5)　野本祐春、福島達也、鵜沢　潔：空力性能解析におけるコンピュータ利用技術、自動車技術 Vol. 42、No.4(1988)、P445～450

(6) T. Kawamura, K. Kuwahara: Computation of High Reynolds Number Flow around a Circular Cylinder with Surface Roughness, AIAA 22nd Aerospace Sciences Meeting (1984)

(7)　中橋和博：格子形成の基礎、日本機械学会関西支部第 153 回講習会(1987)、P37～48

(8)　Joe F. Thompson, Z.U.A. Warsi, C. Wastin: Numerical Grid Generation, North-Holland (1985)

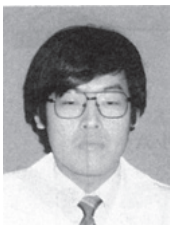
(9)　白山　晋、桑原邦郎：計算流体力学における流れの可視化、第４回航空機計算空気力シンポジウム論文集

(10)　姫野龍太郎：数値流体力学における流れの可視化、日本機械学会関西支部第 153 回講習会(1987)

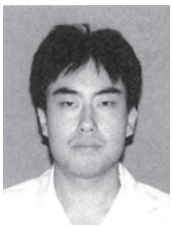
(11)　春名　茂、神本一郎、岡本　哲：空力騒音の実験的研究、自動車技術会学術講演会前刷集 902 1990-10



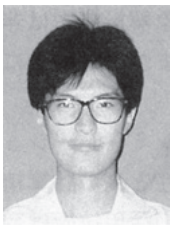
■著　者■



福　島　達　也



宮　島　　保



高　村　明　男

# 金属基複合材料の製造 ～その１～

Manufacture of Metal Base Composite Material (1)

## ― 含浸抵抗の制御 ―

-Control of Impregnation Resistance-

窪田隆一* 中村武義** 星野光男**
Ryuichi Kubota Takeyoshi Nakamura Teruo Hoshino
岩野治雄** 大橋泰雄*
Haruo Iwano Yasuo Ohashi

## 要　旨

自動車の高性能化が進む中、エンジンの軽量化も重要な課題の一つとなってきている。そこで、セラミックスウィスカを含有した短繊維強化金属基複合材（Aℓ基複合材）を適用することによって軽量化と比強度の向上を図った。

その製造に用いた溶湯鍛造法では、欠陥の発生を防止するため濡れの均一化を図ることが必要で、溶湯の透過性向上が重要な要素となる。そこで溶湯鍛造過程では含浸抵抗を小さく抑える含浸抵抗制御技術を、さらにプリフォーム成形過程では含浸抵抗の最適化を図るためウィスカの均一分散技術について検討した。その結果、機械的強度に優れ、品質の安定した複合材を得ることができた。

## ABSTRACT

Because of continuing interests for development of high performance automobiles, efforts in weight reduction of engines have become one of the most important in engine design community. In this regards, the present authors intended to reduce the weight by the use of short-fiber (ceramic whiskers) reinforced metal matrix composite (Al base matrix composite) because the specific strength of the composite is much greater than that of the matrix. In the melting molten forging process adopted in this study for fabrication of the composite, it is vital to improve the infiltration characteristics of the melting molten and to allow uniform and consistent wetting between the whisker and the matrix, thus preventing defect formation. In the present study, the techniques were developed for minimizing infiltration resistance during the melting molten forging process, and for having the whiskers uniformly distributed for optimum infiltration during the preforming process. The composites thus prepared, have demonstrated a high mechanical strength with stable and consistent qualities.

## 1．まえがき

自動車の軽量化を研究する際、エンジンの稼働部であるコネクティングロッドやピストンの軽量化は慣性重量の低減、振動騒音の低減に対して効果が大きく、エンジン使用領域の高回転化を可能にする。そこで、航空宇宙や自動車の各分野で実用化の研究開発[(1)(2)]が進められ、かつ従来の鋳造、鍛造手法によって製造することが可能で機械的性質にも優れた、短繊維強化金属基複合材料（WMMC）に着目して研究を実施してきた。

この複合材の実用的な製造方法として、セラミックスウィスカを堆積させたプリフォームに、金属溶湯を適度な圧力で含浸させ短時間内に加圧凝固させる溶湯鍛造法を用いた。その製造過程において、複合部の割れや溶湯の未含浸部の発生が最終的な複合部の品質を低下させることになるため、ウィスカと溶湯の濡れの均一化を積極的に図って付着性を向上させ、これらの欠陥の発生を防止することが重要である。

本研究においては濡れの均一化を図るために重要な要素である溶湯の透過性向上について研究を行った。溶湯鍛造においては含浸抵抗測定による複合性の評価、別に定義する含浸抵抗値と機械的特性の相関検討を行った。一方プリフォーム成形過程については凝集体発生メカニズムの解明を行い、安定分散の手法を開発することによって、凝

＊　和光基礎技術研究センター
＊＊　和光研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1991_3_19

表１　SiC ウィスカの仕様

| 主成分 % | 結晶系 | 直径 μm | 長さ μm | 密度 | $SiO_2$量 % | 不純物 Fe | Co | Ca | Cr |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| SiC>96 | β 型 | 0.3 ～ 0.7 | 20 ～ 60 | 3.2±0.1 | 1.4 ～ 2.0 | 500ppm 未満 | 500ppm 未満 | 500ppm 未満 | 200ppm 未満 |

集体発生の抑制、ならびにSiCウィスカの均質化による含浸抵抗の最小化を実現した。以上の手法により、含浸抵抗を制御することによって、安定した品質の複合材を得ることができた。このうち、本論文では含浸抵抗制御について報告する。

## 2．製造方法

### 2.1.　製造プロセスとウィスカ、マトリクスの仕様

プリフォーム成形から溶鍛複合化、非破壊検査までのプロセスを**図１**に示す。使用したSiCウィスカーの仕様を**表１**に、マトリクスの成分仕様、機械的性質を**表２，３**に示す。

表２　マトリクス成分仕様（%）

| Si | Cu | Mg | Ti | Fe | Mn | Ni | Zn | Sb | Aℓ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 4.7 ～ 5.3 | 2.7 ～ 3.3 | 0.35 ～ 0.45 | 0.10 ～ 0.15 | 0.12 以下 | 0.09 以下 | 0.04 以下 | 0.09 以下 | 0.05 以下 | 基材 |

表３　マトリクス機械的性質

| 耐力 $\sigma_{0.2}$ | 引張応力 $\sigma_B$ | ヤング率 E | 比重 $\rho$ | 融点 $T_M$ | 凝固点 $T_S$ |
|---|---|---|---|---|---|
| kg/mm² | kg/mm² | kg/mm² | | ℃ | ℃ |
| 27 | 33 | 7200 | 2.75 | 620 | 507 |

### 2.2.　装置、金型

溶湯鍛造装置は上部注湯タイプで、加圧パンチの圧力と加圧速度を圧力・ストローク制御モードにてシーケンス制御している（**図２**）。尚、上部パンチに装着したロードセルの出力とパンチストロークを検出して、加圧過程中の含浸抵抗を求め、含浸抵抗をモニタリングしている。

## 3．透過性向上に対する技術的検討

複合化プロセスは、Sicウィスカのプリフォーム中に溶湯を加圧含浸させて材料の複合化を行うもので、その際、個々のウィスカに対して溶融状態のアルミニウムの濡れが充分になるようにして、堅固に結合させる必要がある。そこでまずウィスカとマトリクスの界面物性を解析し、Mg系界面生成物による濡れの阻害の無いことを確認した後、プリフォーム、ウィスカそれぞれの濡れならびに含浸性を後で定義する含浸抵抗値の測定（3.2.1 参照）によって評価した。さらに濡れの均一化を図る上で重要となる凝集体の存在、およびその発生メカニズムの解明と対策を検討し、複合材の機械的特性ならびにウィスカ体積含有率（Vf）分布について評価した。

本報では、含浸抵抗値を用いた含浸抵抗の制御

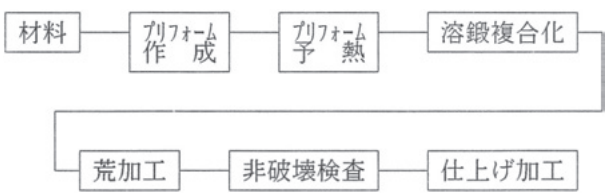



図１　工程概要

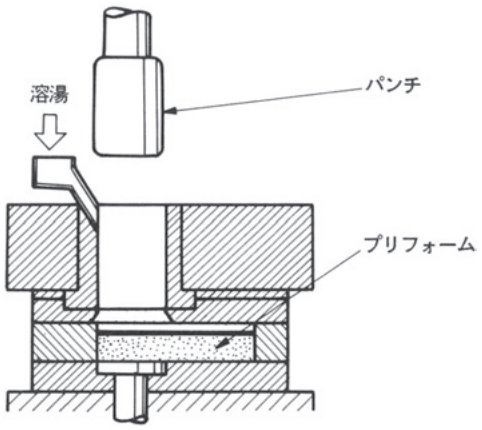



図２　製造装置

技術による複合材の品質向上について述べる。

### 3.1. 界面物性

複合材の製造過程において、ウィスカとマトリクスの界面に反応生成物が析出する場合がある。特にMg系の界面生成物($Mg_2Si$, MgO)の場合、ウィスカとマトリクスの間の密着性を阻害し、複合材の強度を低下させてしまう。そこで、まず、ウィスカとマトリクスの界面物性の解析を行った。

複合材の破面に薄いマトリクスのフィルムを残して露出したウィスカ表面を、エネルギ分散型X線マイクロ分析法(EDX)、走査型オージェ電子分光分析法により深さ方向に50 Å毎にArスパッタリングを用いて分析した。

その結果、Mg系界面生成物はほとんどなく、これは溶湯の含浸中にウィスカの濡れる時間が数秒程度であるために拡散反応が生じにくいと考えられる。従って、本研究における溶湯鍛造法を用いた複合材の製造では、界面生成物の影響を無視してもよく、むしろウィスカとマトリクス金属の濡れ性を良くして、付着強度を高めることが重要であることがわかった。

### 3.2. 溶湯鍛造による複合化

次に、個々のウィスカに対して溶融状態のアルミニウムの濡れの均一化を図るために、溶湯の透過性を向上させることが必要であることから、プリフォーム内への溶湯の含浸性を含浸抵抗値の測定によって評価した。

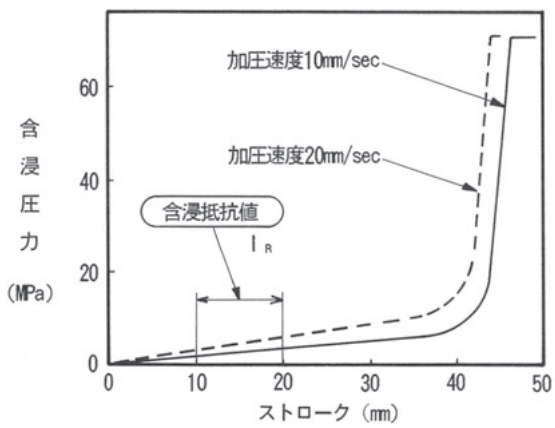



図3 含浸圧力線図

その結果、含浸抵抗値を小さくすることにより、複合材のバラツキを小さくできることを見いだした。そこで繊維形状変更による溶湯透過性の向上、さらに含浸抵抗制御によるVf分布の均一化、複合材品質の向上を図ることが可能となった。

(1) 含浸抵抗値

プリフォーム内へ溶湯を含浸した時の代表的な含浸圧力線図を、加圧速度10mm/secと20mm/secについて**図3**に示す。

一般に含浸過程における含浸圧力変化、つまり含浸抵抗は加圧速度に比例する。今、溶湯が繊維間を通るときは層流であると仮定し、プリフォームのVf、繊維径は同じとして含浸過程を溶湯と非圧縮性気体との置換現象と考え、式(1)に示すダルシーの法則が成立する。

$$u = \frac{K}{\mu} \cdot \frac{aP}{a\chi} \qquad (1)$$

u:プリフォーム中の含浸速度　　P:圧力
K:透過率(形状係数)　　$\chi$:含浸距離
$\mu$:溶湯の粘性(含浸中は一定)　　v:加圧速度

ここで、初期含浸過程に着目してみると**図4**に示す様に、ストローク5mm以上では含浸圧力が加圧速度に依存しており、ダルシーの法則に支配されるが、ストローク5mm以内ではこの依存性は見られず、繊維形状やVf等のプリフォームの特性に支配される領域として考えることができる。

そこで含浸性の評価は、ダルシーの法則に支配されプリフォーム中への一様な含浸が図れる領域で行い、その領域の圧力勾配を含浸抵抗値($I_R$)

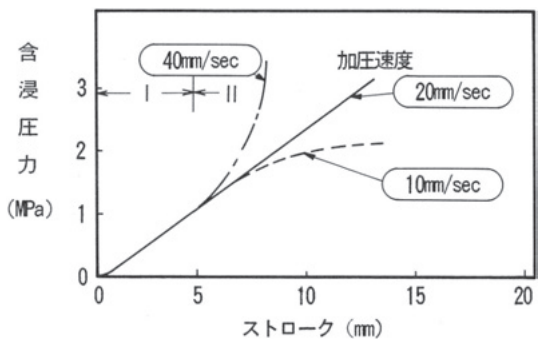



図4 含浸初期の含浸圧力

と定めて評価パラメータとした(図３)。つまり、この含浸抵抗値が小さいほど含浸性は良くなる。

また、プリフォーム中に溶湯を含浸する際、溶湯への加圧力が溶湯の慣性力を下回ると、図５に示すように、ウィスカとマトリクスの濡れは慣性力による濡れに依存し、未含浸部の発生頻度は高くなる。従って、含浸過程では慣性力以上の加圧力を進行に応じて連続的に加えていく必要がある。ここで、含浸加圧力の単位時間当たりの増加分を含浸抵抗変化率(ΔＰ／Δ St)と定義し、加圧速度への依存性を検討した。図６に含浸圧力線図から求めた含浸抵抗変化率を示す。この変化率に変動がある場合含浸は一様でなく、欠陥の発生とそれにともなう複合材品質のバラツキが大きくなる。図６では加圧速度 20mm/sec の方が、常時含浸に必要な加圧力が得られ、変動も少なく、未含浸部の発生を抑制できる。

(2)　含浸性

含浸性の改善方法としては、繊維形状を大きくすること、あるいは体積含有率(Vf)を小さくすることにより、含浸抵抗値を小さく、さらにはつぶれ量や Vf のバラツキを小さくする手法がある。しかしながら、単に Vf を小さくしたのでは複合材の強度が不足するために、ここでは繊維形状について検討を行う。

①透過率

繊維径 di の繊維束の中を速度 u で溶湯が含浸していくとき、ダルシーの法則とハーゲン・ポアズイエの法則とを同値として導こうとすると、

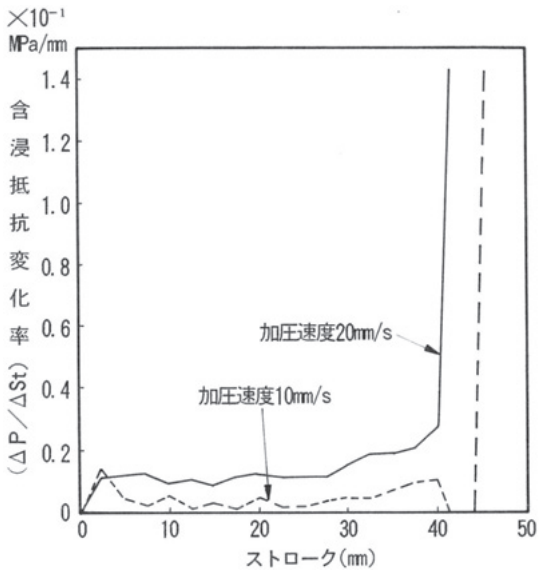



図６　加圧速度と含浸抵抗変化率

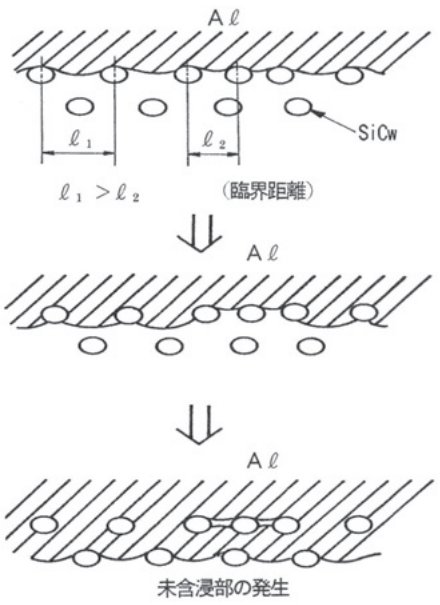



図５　慣性含浸時の未含浸発生

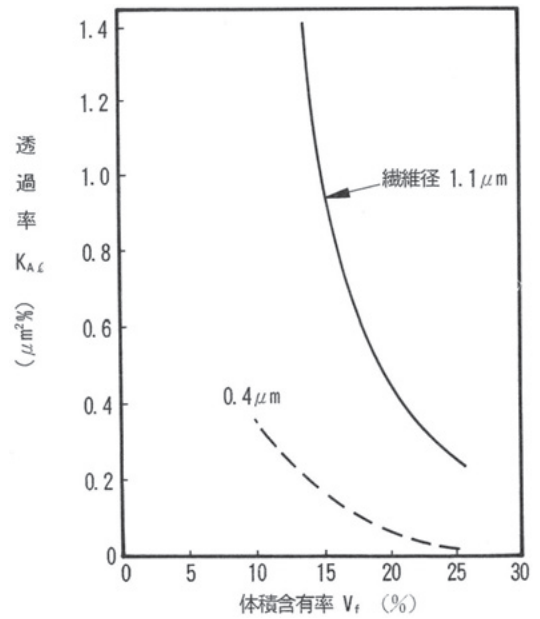



図７　繊維径、体積含有率と透過率の関係

式(2)のようになる。ここから、透過率（$K_{AI}$）は式(3)のようにして定義できる。

$$u = \frac{K_{AI}}{\mu_{AI}} \cdot \frac{dP}{dx} = -\frac{D^2}{32\mu} \cdot \frac{dP}{dx} \qquad 式(2)$$

$$K_{AI} = \frac{(1-Vf)^3}{32Vf^2} \cdot di^2 \qquad 式(3)$$

②透過率と繊維形状、Vf との関係

**図7**に繊維径1.1$\mu$m, 0.4$\mu$mの透過率（$K_{AI}$）を示す。透過率はプリフォームの Vf20%で 1.1$\mu$m は 0.4$\mu$m の約５倍となり含浸性は大きく向上することがわかる。一方、同じ透過率の複合材を得ようとする場合、

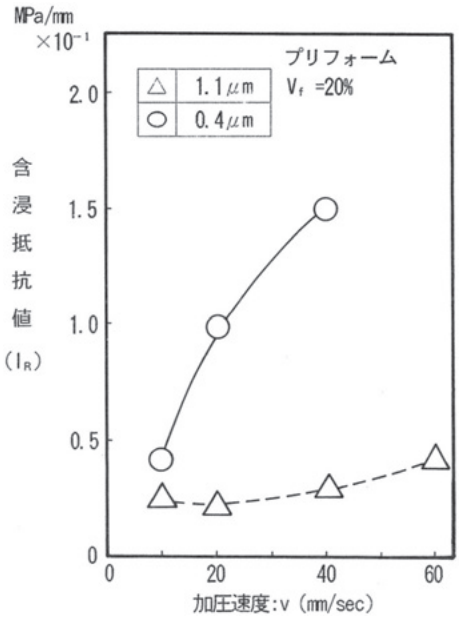



図８　ｳｨｽｶ径による加圧速度と含浸抵抗値の関係

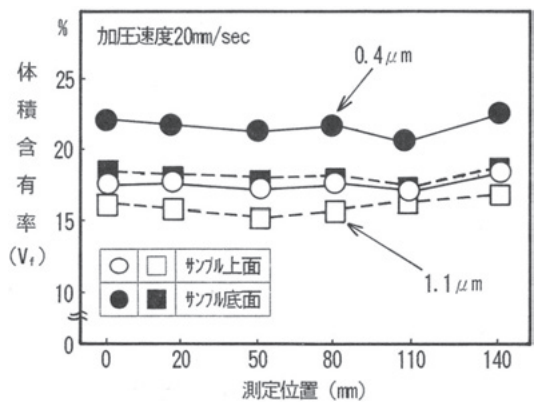



図９　繊維径測定位置による Vf 分布

1.1 $\mu$mの方がプリフォームのVfを大きくできる。従って、透過性は繊維形状、粒子形状に依存することがわかる。

③含浸抵抗値の繊維径への依存性

ウィスカ径を上げると、溶湯の透過性が良くなり含浸抵抗も下がってくる。**図８**に繊維径 1.1 $\mu$m, 0.4 $\mu$mの含浸抵抗値と加圧速度との関係を示す。0.4 $\mu$m の場合、含浸抵抗値は加圧速度に大きく影響されるが、1.1 $\mu$m の場合には加圧速度 10～60mm/sec の範囲内ではほぼ一定となり、含浸抵抗の変化は小さく、定常状態に近い含浸が得られる。

④ Vf 分布の繊維径、加圧速度への依存性

ウィスカの繊維径、加圧速度が変わると、含浸過程で溶湯の流れの影響を受けて、複合体内の Vf にバラツキや偏りが生じる。

**図９**に直方体サンプルの長手方向 Vf 分布について、プリフォーム Vf を同じ条件とした時の繊維径(1.1 $\mu$m, 0.4 $\mu$m)による影響の検討した結果を示す。0.4 $\mu$m の場合、サンプル上面と底面で約５% の差が発生するが、1.1 $\mu$m の場合では約２% 以内と、Vf のバラツキは小さくなっている。ウィスカ繊維径を上げると、含浸性は向上するが、含浸過程でのつぶれ量が小さくなり、Vf も小さくなる。

**図 10** に 1.1 $\mu$m を用いた複合材の Vf 分布に対する加圧速度の影響を示す。加圧速度 60mm/sec と 20mm/sec ではほとんど Vf 分布は同一である。これは**図６**で示したように、1.1 $\mu$m では含浸抵

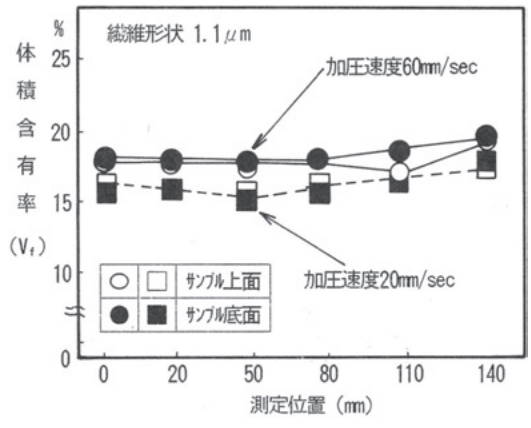



図 10　加圧速度による Vf 分布

抗がほぼ一定値であることによる。

## ４．含浸抵抗制御による Vf 分布の制御

複合体の強度を得るためには、ウィスカとマトリクスの濡れを良くし、欠陥の発生を防止すると共に、ウィスカの Vf を大きくして、さらに一様な分布を得る必要がある。

これまでの透過性向上の解析結果から、溶湯の透過性は繊維や粒子形状に依存しており、透過性を向上させることによって含浸抵抗値が小さくなる。その結果、つぶれ量が小さく、Vf やそのバラツキも小さくなることが確認できた。しかしながら、透過性を上げるために繊維径を大きくすると体積含有率が小さくなり、複合体の強度が得られなくなる。そこで、これらの含浸抵抗の大小（透過性の良悪）を利用して、所定の複合材品質を得る技術について検討した。

この複合化技術として、透過性の異なる物質を含浸抵抗制御帯として設け、含浸初期段階では一様につぶれを進行させて Vf を大きくし、後期の含浸が進行する過程では、つぶれをコントロールしながら Vf バラツキを少なくする複合手法を試みた。

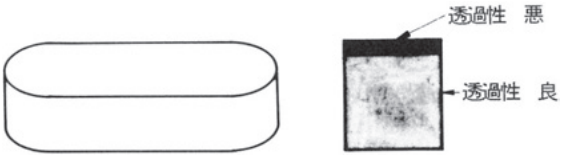



図 11　ハイブリッドタイプ

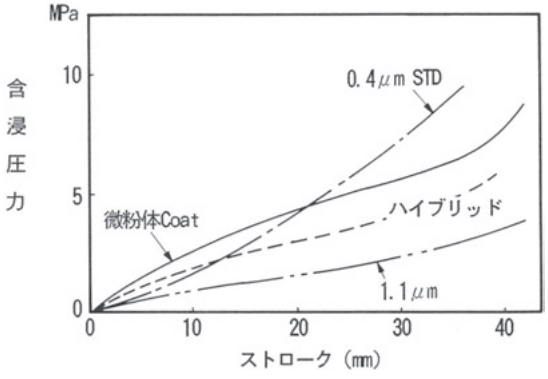



図 12　各種プリフォームの含浸圧力線図

テストは 1.1 μｍウィスカをベースにして、①0.4μウィスカを積層したハイブリッドタイプ（図 11）ならびに②１～５μｍ微粉体（BN）をウィスカにコーティングした２種類の試料について行った。

⑴含浸圧力線図

繊維径 1.1 μｍ，0.4 μｍそれぞれの含浸圧力線図、およびこの２種類の繊維をハイブリッド化した場合と、1.1 μｍプリフォーム上に微粉体をコーティングした場合の含浸圧力線図を図 12 に示す。この図から微粉体コーティングタイプは、含浸初期は含浸圧力変化が大きくかなり高い含浸抵抗を示すが、その後、圧力変化は小さくなり、繊維径 1.1 μｍと同等の含浸抵抗を示し、含浸終了までかなり高い含浸性を有することがわかる。また、ハイブリッドタイプに比べても初期に高い抵抗が得られている。

⑵ Vf 分布

微粉体コーティングタイプ（コーティング量

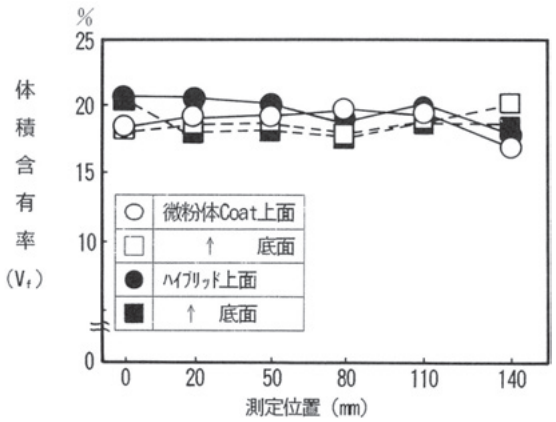



図 13　各タイプの Vf 分布

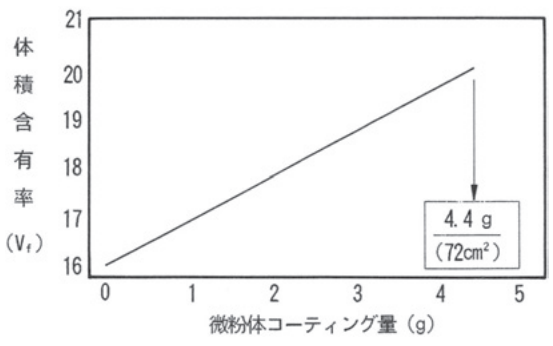



図 14　コーティング量と Vf の関係

2.8g/72cm$^2$)とハイブリッドタイプの複合材内でのVf分布を**図13**に示す。微粉体コーティングタイプの方が、厚さ方向のVfのバラツキは2％以内と小さく品質は安定している。ハイブリッドタイプは含浸抵抗は低いにも拘わらずVfバラツキは大きく、繊維と粒子の形状の違いによる含浸性の差の影響が表れているものと考える。

(3)コーティング量の最適化

微粉体コーティング量と複合材内の平均Vfの関係を**図14**に示す。4.4g/72cm$^2$の微粉体をコーティングすることによってVf20%を得ることが可能である。

## 5. ま と め

短繊維金属基複合材の実用的な製造方法として、溶湯鍛造法の研究を行った。溶湯鍛造法では、プリフォーム中に溶湯を含浸させる段階で、ウィスカと溶湯の濡れの均一化を積極的に行って付着性を上げるため、溶湯の透過性を上げることが重要であり、研究の結果、以下の結論が得られた。

(1) プリフォーム内への溶湯の透過性を含浸抵抗によって評価し、所定の複合材を得る条件が設定できた。

(2) プリフォーム中に透過性の異なる含浸抵抗制御帯を設けることにより、含浸初期の含浸抵抗を大きくし、プリフォームの一様なつぶれによる体積含有率(Vf)の増加を図ると共に、含浸後期の含浸抵抗を小さくして、Vfの均一化を図り含浸抵抗の制御を実現した。

(3) 含浸抵抗帯としては、1.1 $\mu$ mプリフォーム上に微粉体をコーティングする手法が有効であった。

(4) これらのことから、含浸過程で含浸抵抗を検出し、それを制御することによって、複合材体積含有率を増加させ、そのバラツキを小さくすることが可能となり、複合材の品質向上が図られた。

## 参 考 文 献

(1) R. M. Jordan, T. C. Willis, "The Production of Metal Matrix Composites Using Liquid Spray Deposition Technology", Proceedings of World Materials Congress 1988

(2) S. Yamada, H. Ikuno, S. Towata, "Mechanical Properties of Aluminum Alloys Reinforced with Continuous Fibers and Dispersoids", Proceedings of World Materials Congress 1988

■著 者■



窪 田 隆 一



中 村 武 義



星 野 光 男



岩 野 治 雄



大 橋 泰 雄

# 金属基複合材料の製造 ～その２～

Manufacture of Metal Base Composite Material (2)

## － SiC ウィスカの均一分散について －

-Uniform Distribution of SIC Whiskers-

窪田隆一* Ryuichi Kubota
中村武義** Takeyoshi Nakamura
岩野治雄** Haruo Iwano
大橋泰雄* Yasuo Ohashi

## 要　旨

自動車エンジン部品に対し、セラミックスウィスカを含有した短繊維強化金属基複合材（Aℓ基複合材）を適用し、軽量化と比強度の向上を図った。複合材の特性に影響する溶湯鍛造法の研究を行い、濡れの均一化を図るためには溶湯の透過性向上が重要となることがわかった。前報では溶湯鍛造における含浸抵抗の最小化を図る含浸抵抗制御技術について述べたが、本報では、さらに含浸抵抗の最適化を図るためにプリフォームを形成するウィスカの均一分散技術について報告する。

## ABSTRACT

Short-fiber-reinforced metal matrix composites (Al base matrix composite) containing ceramic whiskers were investigated with an intention of using them for automobile engine components, as the weight savings by increased specific strength of the composites can be envisioned. The objective of the present work is to improve the infiltration characteristics of the melting molten to achieve uniform and adequate wetting of the fibers. In the preceding report, the techniques for minimizing infiltration resistance during the melting molten forging process were discussed. This paper presents the techniques developed for having the whiskers uniformly and homogeneously dispersed for optimum infiltration during the perform process.

## 1．まえがき

エンジンの稼働部であるコネクティングロッドやピストンの軽量化を目的に、短繊維強化金属基複合材料（WMMC）に着目して研究を実施してきた。

この複合材の製造方法として、セラミックスウィスカを堆積させたプリフォームに、金属溶湯を適度な圧力で含浸させ短時間内に加圧凝固させる溶湯鍛造法の研究を進めた。複合材を強度材料として用いるとき、強度低下に対する要因として、ウィスカとマトリクスの界面における反応生成物の存在、ウィスカ凝集体に起因するマトリクス未充填部の存在、およびウィスカ体積含有率（Vf）の不均一な分布が挙げられる。前報ではウィスカとマトリクス間の濡れの均一化を図るための含浸抵抗測定による複合性の評価、および含浸抵抗制御による複合材の品質安定化について報告した。その中で、含浸性は繊維形状、粒子形状に影響をうけ、プリフォーム中にウィスカを均一に分散させることも重要であることがわかった。

本報では、さらにプリフォームにおける凝集体発生メカニズムの解明ならびに凝集体発生の抑制、プリフォーム中のSiCウィスカの均質化を行う安定分散手法について報告する。

## 2．SiC ウィスカの凝集

複合材を顕微鏡で観察すると、内部に微粒子が凝集している黒色で帯状の凝集体が見られる。これらの凝集体は、ウィスカとマトリクスの濡れを阻害し、マトリクスの未充填部の発生や複合部における割れの発生要因となる。そこでウィスカの未解繊、凝集体発生メカニズムの解明を目的に、スラリーの顕微鏡観察、プリフォーム成形過程で

＊　和光基礎技術研究センター
＊＊　和光研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1991_3_20

表1 SiC ウィスカの仕様

| 主成分 % | 結晶系 | 直径 μm | 長さ μm | 密度 | $SiO_2$量 % | 不純物 | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | Fe | Co | Ca | Cr |
| SiC>96 | β型 | 0.3 ～ 0.7 | 20 ～ 60 | 3.2±0.1 | 1.4 ～ 2.0 | 500ppm 未満 | 500ppm 未満 | 500ppm 未満 | 200ppm 未満 |

の微粒子混入による欠陥の再現テストを実施した。

### 2.1. ウィスカの凝集形態

ウィスカ（表1）を溶媒中に撹伴混合した際の、スラリー中のウィスカ形状を図1に示す。凝集粒径としては50～200 μmの範囲で分布しており、この凝集体が沈降してプリフォームを形成している。ただし、繊維状のウィスカの中には多数の微粒子も存在している。

### 2.2. 微粒子同士の凝集

スラリー中の微粒子同士の凝集を見るため、プリフォーム用スラリーを自然沈降させ、その上澄み液の乾燥過程を顕微鏡観察した。（図2）採取直後のものに凝集体は全く見られず、1 μm 以下の多数の微粒子が単独に遊離存在している。溶液が乾燥によって濃縮されていくにしたがって、この微粒子は凝集しはじめ、帯状の凝集状態となる。これは、粒径が小さいほど表面エネルギーが高く、安定化しようとするため大きな力で凝集が促進されるためである。




図1 ウィスカ形状

## 3. 分散の安定化

プリフォームを成形する際、強度が不均一な分布にならないように、個々のウィスカが均一に分布した堆積構造を持つプリフォームを形成することが重要である。従って、プリフォーム成形中に微粒子やウィスカの再凝集が発生せずに、スラリー中に均一に分散、安定化することが求められる。

そこで、ウィスカの未解繊、凝集体の発生メカニズムを解明するために、ウィスカの形状、定性的特性、表面組成、表面電位の影響を調べた。その結果、ウィスカ同士の凝集は繊維径に拘わらず、

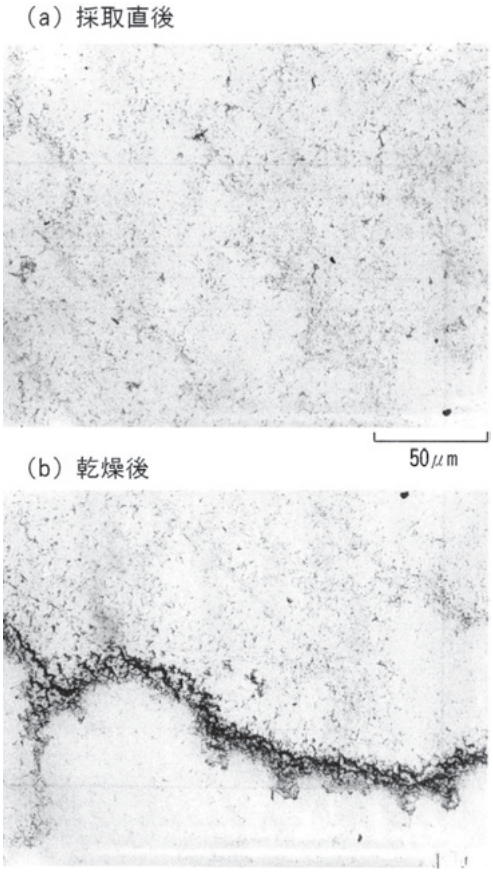



図2 微粒子同士の凝集

ウィスカ表層部の静電結合力に起因することが明らかとなった。ここでは主に表面電位と凝集性(再凝集)について報告する。

### 3.1. 溶媒中のウィスカの電気的特性

pH 調整した溶媒中で、ウィスカを混合撹持した際のスラリーの pH を測定した。その結果を**図３**に示す。ウィスカ表層部の平衡反応が pH に依存しており、ウィスカ表層部の酸化層に起因する水和反応により、溶液中のウィスカの帯電状態が変化する。つまり、ウィスカ表層部にある酸化層が水酸基を強く吸着水和して表面に $-\overset{\bullet}{\underset{\bullet}{Si}}-OH$ 結合を持ち、この水酸基は $H^+$ または $OH^-$ と反応してウィスカを正または負に帯電させることがわかった。

〈反　応　式〉

| | |
|---|---|
| A pH＜7 | $\equiv Si-OH_2^+ + OH^-$ |
| pH＝7 | $=Si-OH \overset{\Uparrow}{\Downarrow} + OH^- + H^+$ |
| B pH＞7 | $=Si-O^- + H_2O + H^+$ |

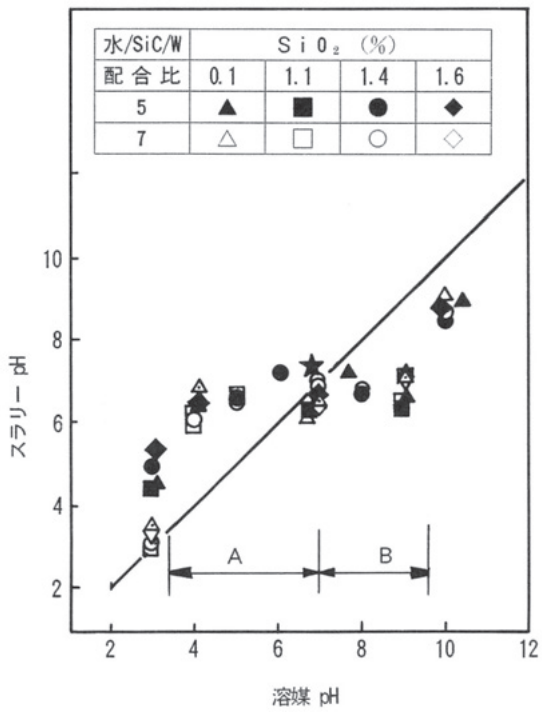



図３　溶媒 pH とスラリー pH の関係

### 3.2. ゼータ電位の測定

溶媒中に存在する粒子が帯電する際に、粒子表面近くにゼータ電位を発生する界面電気２重層を形成することが知られている。そこで、ウィスカ同士の静電気的結合特性を調べる手法として、スラリー中のウィスカ表層部のゼータ電位の測定を行った。

#### 3.2.1. ゼータ電位の原理

溶媒中の粒子は多くの陰イオンを吸着して負に帯電しており、帯電粒子の表面には**図４**に示す粒子に密着した高密度の液層および吸着イオン（＋）からなる固定層と、その外側に密度勾配のある陰イオン拡散層が存在している。その周囲には陽イオン・陰イオンのバランスのとれた溶液が占有する。そして帯電した粒子はそれぞれの電荷に応じて、正極あるいは負極に移動する。この動電現象では固定層は粒子とともに移動するが、拡散層はその場に残されてしまう。その固定層と溶媒との間(拡散層)に発生する電位差をゼータ電位と呼ぶ。この拡散層が重なるとき、反発力や Van-der Waals 力を発生して分散、凝集を生じるため、ゼータ電位は粒子の電気的な安定性に大きく関係している。

ここで、ゼータ電位が０mV の時を等電点といい、凝集体が発生しやすくなる。また、表面電位($\phi_0$)が大きい程、同一濃度を有する流体内でのゼータ電位も大きくなり、ゼータ電位の絶対値が 40mV 以上になると分散が安定化する。

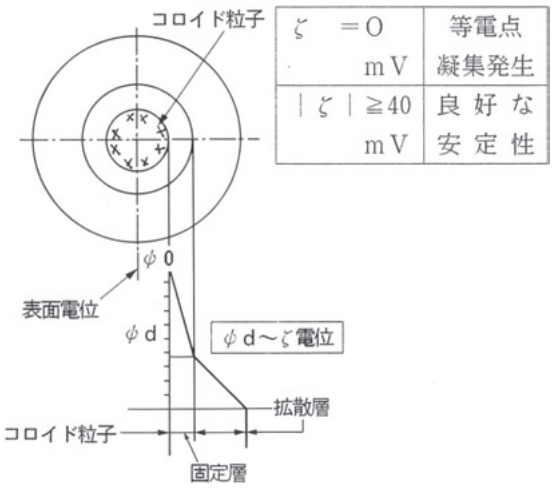



図４　ゼータ電位の原理図

3.2.2. ゼータ電位の測定

ゼータ電位の測定はコロイドの安定性を検討する上で重要であり、高濃度系コロイド振動電位測定法を使用して行った。

**図５**にゼータ電位のウィスカ中の $SiO_2$ 量およびスラリーの pH に対する特性を示す。$SiO_2$ が 0.1% の SiC ウィスカは pH4.5 で等電点を示し、ゼータ電位の絶対値は全体的に小さく、凝集は発生しやすい。一方、$SiO_2$ が多くなるに従って、ゼータ電位の絶対値は大きくなり、pH11 付近でゼータ電位は |40| mV を示す。そのため凝集体は発生しにくくなることがわかった。

3.2.3. ゼータ電位の調整方法

プリフォーム成形の作業上、スラリーを pH7 付近にすることが望ましい。そこで、pH7 でのゼータ電位の絶対値を高めるため、第１に界面活性剤の効果について検討した。まず、SiC ウィスカ表面は陰イオンであるため、陰イオン系物質を吸着させて陰イオンの性質を高める方法、次に陽イオン系物質を積極的に吸着させて強制的に電荷を反転する方法、さらに非イオン系物質で表面を覆ってしまう方法等が考えられる。その際、ゼータ電位には多価イオンほど影響度が大きいため、価数についても検討した。その結果、どの界面活性剤によっても pH ≦８で特異吸着による気泡が発生し、その気泡の表面に凝集体が発生したり、プリフォーム内に気泡が残存し、分散の安定化や含浸抵抗の均一化を阻害することがわかった。

第２に、スラリー濃度を希薄化して、拡散層の拡大によるゼータ電位の絶対値の向上を図った。だが、その濃度域は実用範囲よりもかなり希薄となり、実用的でないという結論を得た。

そこで、実用濃度域でアンモニア添加によって pH11 とし、ゼータ電位の絶対値 |40| mV を得ることによって分散の安定化を図ることにした。

### 3.3. スラリー特性

ウィスカ中の未解繊量や再凝集体を低減するには、機械的エネルギーの付加によって撹伴、分離を行う方法、および粒子の帯電状態を緩和して分離させる方法がある。

撹枠による機械的解繊はスラリーの粘度を小さく抑えて、流動性を高めることによって Vf の均一化や複合材強度の一様化が図られる。さらに、ウィスカ表面の帯電状態を緩和するため、ウィスカ

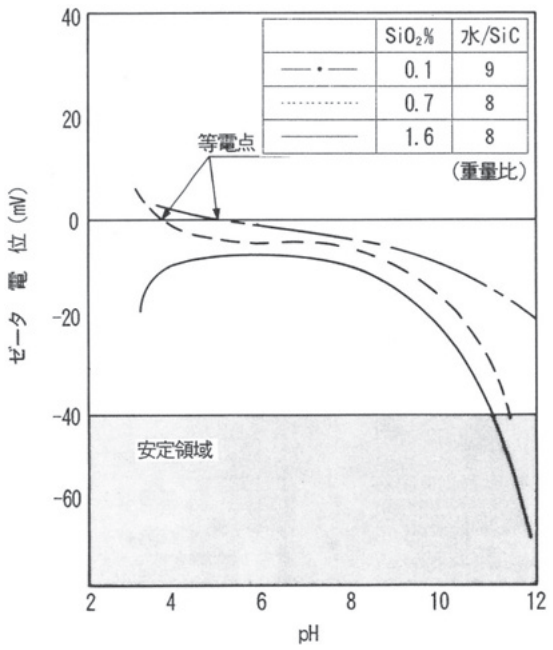



図５　SiC ウィスカのゼータ電位

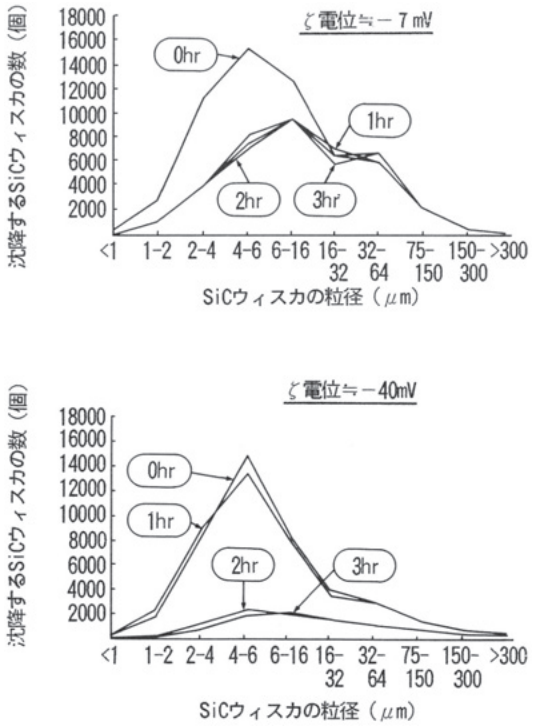



図６　スラリー中の粒度分布

表面に超音波ホモジナイザ処理を与えて、高サイクルの加圧・減圧を加えた。これは、減圧時に発生する気泡を加圧サイクル中に圧縮爆発させ、500 気圧程度の圧力で粒子表面の洗浄ならびに脱泡を行うもので、粉体の帯電状態を緩和して解繊性を高めることが可能である。この処理により、スラリー中の未解繊量を大幅に低減できた。

そこで、上述した撹枠処理を施したスラリーのゼータ電位を等電点付近と安定分散領域として、ウィスカの沈降特性を評価した。

3.3.1.　スラリー上澄み液の特性

プリフォーム内の堆積物の性質を見極めるため、スラリー上澄み液のウィスカ濃度を測定し、スラリー上澄み液内の繊維形状を観察した。その結果を**図６**に示す。

ゼータ電位の絶対値の大きなスラリー上澄み液は濃度が高いが、ほとんど１μｍ以下の微粒子である。一方、ゼータ電位の絶対値の小さいスラリーは濃度が低く、微粒子では単独で遊離せず、凝集体内あるいはプリフォーム内に含有されている。

このことから、スラリー中に含有される微粒子の安定性は明らかにゼータ電位に依存しており、ゼータ電位の絶対値を高くすることによってプリフォーム内における微粒子ならびに凝集体の含有量を少なくすることができる。

3.3.2.　スラリーの粒度分布

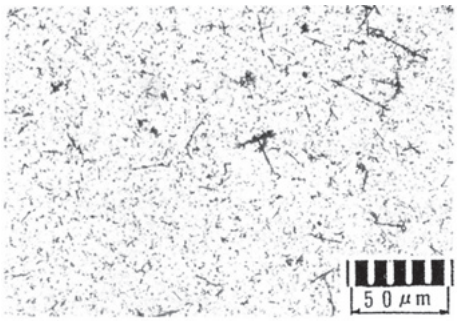
レーザースキャン方式高濃度粒度分布計を用いて粒度分布の測定を行い、ゼータ電位の影響を検討した結果を**図７**にしめす。

ゼータ電位－ 7mV(等電点付近)の場合、スラリー作成１時間後に粒度分布のピーク位置が 4～6 μｍから 8～16 μｍへ移動しており、凝集粒径の成長がうかがえる。

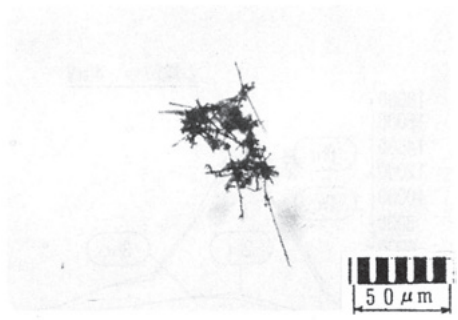
ゼータ電位 40mV(安定分散領域)の場合は、１時間経過してもピーク位置の変化は見られず、凝集粒径の成長もない。このことから、ゼータ電位の絶対値の大きなものほどウィスカの分散、安定化が図られていると推察できる。

3.3.3.　沈降速度

沈降速度の評価として、スラリー自然沈降時の単位時間当りの沈降高さを測定し、スラリー高さに対する沈降層の高さの比で評価した。その結果




(b) ゼータ電位 -10mV




(b) ゼータ電位 0 mV

図７　スラリー上澄み液のウィスカ形状

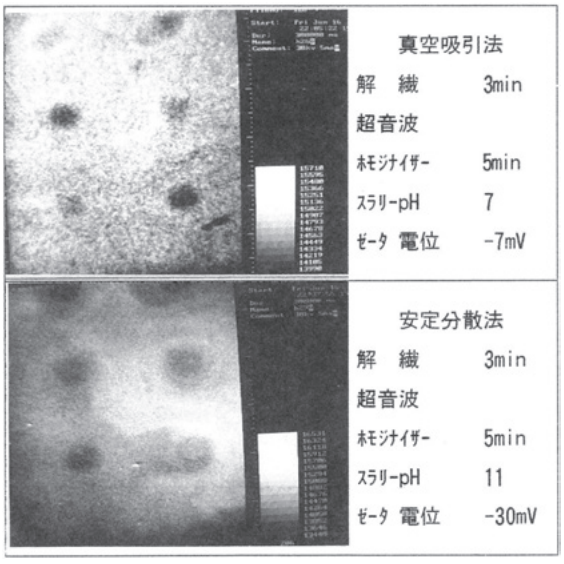



図８　プリフォームのウィスカ分散状態

を図８に示す。ゼータ電位の絶対値の大小により、初期の沈降速度の差が大きい。これは粒度分布結果と一致しており、ゼータ電位の絶対値が小さい場合には、凝集速度が速く、再凝集の発生により集合体(Floc)を形成し、沈降していくためである。

この様に、沈降速度がゼータ電位に依存することから、プリフォーム内のウィスカ沈積状態もゼータ電位によって影響されると考えられる。

3.3.4. プリフォーム特性

スラリーの沈降速度や上澄み液濃度がゼータ電位に依存することから、ゼータ電位が異なればプリフォームの構造も異なり、ゼータ電位の絶対値が大きい程、ウィスカの均質化、緻密化が促進され、プリフォーム強度は強くなる。

さらに複合部の欠陥検出用のＸ線＋ＣＣＤシステムを用いて、プリフォーム内のウィスカ分散状態を比較した。その結果を図９に示す。機械的解繊、超音波ホモジナイザー、さらに安定分散法を実施することにより、濃淡さが小さく、きめが細かくなっており、プリフォーム内でのウィスカ分布の均質緻密化が促進されていることがわかった。

この結果より、安定分散によって凝集体の発生を抑制し、ウィスカの分散均質化を図ることが可能となることがわかった。

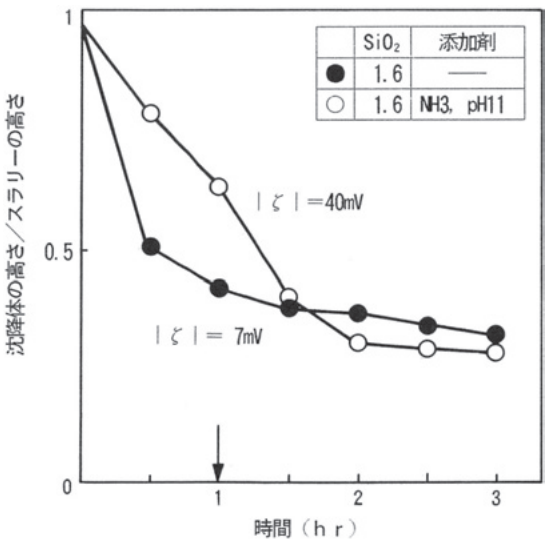



図９　沈降体の形成速度

## ４．溶湯鍛造による含浸性評価

前報にて、含浸抵抗値の最小化によって複合材のVfバラツキを最も小さくすることが可能となることを見いだし、繊維形状変更による溶湯透過性の向上、さらには含浸抵抗制御によるVf分布の均一化、複合材品質の向上を図ることが可能となった。

そこで本報における安定分散法、および従来の真空吸引法により成形したプリフォームを用いて、加圧速度20mm/secで、溶鍛複合化した際の含浸抵抗線図、および含浸抵抗変化率を比較し、図10、11にそれぞれ示す。

この結果、安定分散法の方が含浸抵抗は小さく、含浸抵抗変化率もほぼ一定となり含浸性は良くなる。

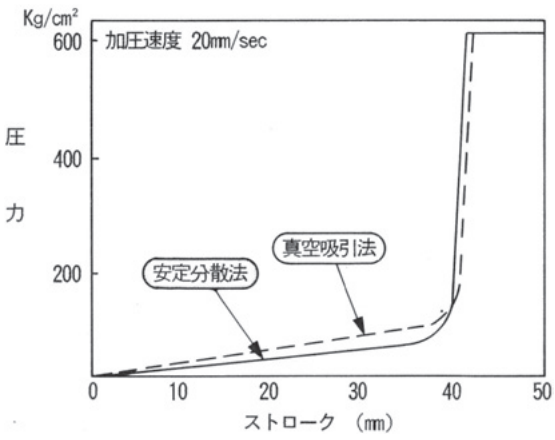



図 10　安定分散法の含浸抵抗線図

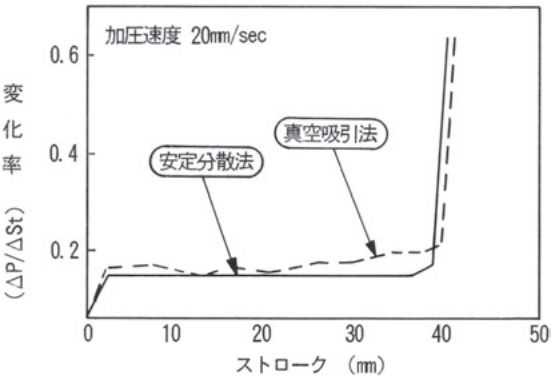



図 11　安定分散法の含浸抵抗変化率

## 5. 複 合 材 の 品 質

上述した安定分散法、および従来の真空吸引法により成形したプリフォームを用いた複合材の Vf と引張り強度（$\sigma_B$）の関係、および複合材内の Vf 分布を調べた。その結果、図 12 に示す様に、引張り強度（$\sigma_B$）は Vf に依存し、安定分散プリフォームを用いた場合は真空吸引法に比較して、複合材強度が向上している。また、図 13 に示す Vf 分布はそのバラツキが小さくなる。

これは、プリフォーム成形時にスラリーの安定化により粒子が単独遊離し、粒子同士の再凝集が防止され、更に安定沈降によってウィスカを均質、均一に沈積させる事によって、溶鍛複合時の含浸抵抗が小さくなり、含浸性が向上したため、圧力上昇に伴うつぶれ、Vf の増加が抑えられ、Vf のバラツキは小さくなったと考えられる。

## 6. ま と め

短繊維強化金属基複合材の実用的な製造方法と溶湯を含浸させる溶湯鍛造法の研究を行った。前報では溶湯の含浸過程での含浸抵抗へのウィスカ、粒子形状の影響を明らかにした。本報ではプリフォーム成形の段階で、ウィスカや微粒子の凝集体発生を抑制し、ウィスカの堆積状態を均一緻密化を図り、溶湯の透過性を上げることが重要であり、研究の結果、以下の結論が得られた。

(1) ウィスカ内の未解繊量や再凝集を抑制して、ウィスカ、微粒子の分散安定化を図るためには、スラリーのゼータ電位の絶対値を大きくすることが必要である。

(2) ゼータ電位の絶対値の向上によって、スラリー中の微粒子とウィスカに沈降速度差が発生し、プリフォーム内のウィスカ堆積状態の均質化、緻密化が実現された。

(3) 安定分散法によって成形したプリフォームへの溶湯の透過性を含浸抵抗によって評価し、その結果含浸性の向上による複合材の Vf バラツキの最小化が可能となった。

(4) これらのことから、プリフォーム成形過程でのスラリーの安定分散化による凝集の抑制、その後の安定沈降により、複合効果の大きいウィスカのみの堆積による機械的強度の向上が可能となり、複合材の品質向上が図られた。

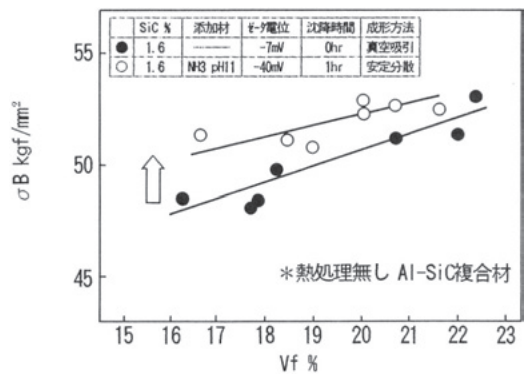



図 12　安定分散法による複合材強度

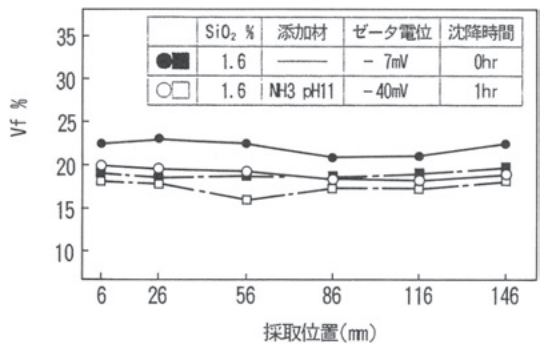



図 13　安定分散去による Vf 分布

## 謝　　辞

本研究遂行にあたり、ゼータ電位についてご教示いただいた、筑波大　古澤助教授、岡山大　田里教授に深く感謝すると共に、各種計測器の貸与と技術指導を頂いた野崎産業㈱、セントラル科学貿易㈱、日本鉱業㈱、ユニハイト㈱、センサーテクノロジー㈱、各社の方々に対し深く感謝の意を表します。

## 参 考 文 献

(1) 田丸謙二編、“界面の化学”、丸善 (1980)

(2) 北原文雄、古澤邦男、“分散・乳化系の化学”工学図書㈱

(3) 北原文雄、渡辺　昌、“界面電気現象”、共立出版㈱

(4) R. Lundberg, B. Nyberg et. al., “Processing of Whisker-reinforced

Ceramics", Composites, Vol. 18, No.2,
April pp.125～127(1987)
(5) A. Kelly et al.,
"High Strength Materials", Jhon Wiley &
Sons, New York, (1965), P.578

■著　者■


窪 田 隆 一


中 村 武 義


岩 野 治 雄


大 橋 泰 雄

# レーザー表面改質によるチタン合金の耐摩耗性表面の研究

## Use of the Laser to Harden the Titanium Alloy Surface for Upgrading Wear Resistance

渡部直也* Naoya Watanabe
輪嶋善彦* Yoshihiko Wajima
徳根敏生* Toshio Tokune
岡部伸治* Shinji Okabe
宝田龍哉** Tatsuya Hoda

## 要　旨

$CO_2$ レーザーはその高いエネルギー密度と優れた制御性から新しい加工用熱源として期待され、既に溶接･切断などの加工分野では実用域に達している。本研究はこのレーザーを金属材料の表面に照射して、その表面層のみを所期の組成に変える「レーザー表面改質技術」により、既存技術では難しい優れた表面特性を達成することを目的としたものである。

一方、チタン合金は軽量･高強度という優れた機械的性質を持ちながら、材料コストの高さと摺動特性の悪さから適用範囲が限定されている材料である。我々はこのチタン合金の表面を上記技術により改質し、高面圧･高速の過酷な摺動負荷にも耐えうる新しい耐摩耗性表面を得ることができた。

この新表面はチタン合金の表面層をレーザーにより局所的に溶融し、Mo, Fe, C を合金化することによって得られたものであり、その組成は Fe-rich の $\beta$ Ti 相と Mo-rich の $\beta$ Ti 相とからなる微細な網目構造のマトリクス中に、レーザー照射によって反応析出したチタン炭化物が分散した新規組成である。この新表面層の優れた耐摩耗性は高回転エンジンのモータリング試験により実証された。

## ABSTRACT

$CO_2$ laser, because of its high energy density and excellent controllability, has a great potential for other applications. 'Laser surface modification' is a new technique that a laser beam irradiates onto the surface of metals and modifies its microstructure and/or composition locally. The objective of the present research is to obtain the excellent surface properties by laser surface modification that cannot be realized by other conventional methods. Titanium alloys, despite its super mechanical properties such as a high specific strength, have a limited application because of the high cost and poor tribological properties.

In this study, the technique, laser surface modification, was applied to the titanium surface to enhance its characteristics, thus achieving improved wear resistance for the material that withstand the sliding loads arising from high radial and sliding sheer stresses. The new surface has been produced by superficial melting of the titanium alloy surface and Mo, Fe and C as micro-alloying elements. It was found that the new surface rnicrostructure consisted of fine mesh-like Fe-rich and Mo-rich βTi phase matrices in which TiC particles precipitated as the reaction products. The validity of the high wear resistance in this new surface layer product has been demonstrated by motoring tests in a high-speed rotating engine.

## 1. まえがき

チタンないしチタン合金は比強度が高く耐食性に優れているにもかかわらず、以下の２点の欠点により自動車用材料としてその適用範囲が限定されている材料である。

1）材料・製造コストが高い

＊　和光基礎技術研究センター
＊＊　栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1991_3_21

2）耐摩耗性がきわめて悪い

1）は精錬に多大なエネルギー（電力）を要すること、活性金属であるために大気中での溶解が出来ないことおよび加工性がきわめて低いことにより、これらを克服するための新精錬法の開発や良加工性合金の開発等の種々の技術開発が材料メーカーを中心に進められている。

2）はチタンそのものの持つ結晶構造や低熱伝導率等の物性に由来する凝着のし易さによるものでそれらを改善するための表面処理として、従来ガス窒化・酸化処理・PVD（物理蒸着）・CVD（化学蒸着）・めっき・溶射等が試みられている。

しかし、これらの表面処理方法はいずれも膜厚が薄いこと、母材との密着強度が不十分なことなどの欠点を有しており、高面圧・高速度の高負荷摺動部材への適用には限界があるのが現状である。

一方 $CO_2$ レーザーはその高いエネルギー密度と優れた制御性から新しい加工用熱源として注目され、すでに切断・溶接などの分野では実用域に達している。このレーザーを金属表面に照射して表面層のみを望みの組成に変えようとする「レーザー表面改質技術」は

1）必要な部位のみ局所改質が可能である

2）急速凝固プロセスであり過飽和固溶や微細組織が得られる可能性がある

という２点から、新しい表面改質技術として大きな期待がよせられている。

本研究は、チタン材に新たにこのレーザー表面改質技術を応用し、耐摩耗性の劣るチタン材表面に従来技術では得られない優れた耐摩耗性表面を形成させることを目的に行なった。その結果、合金化元素の種類や量およびレーザープロセス条件を適切に制御することによって、硬度が高く、耐久性に優れた、鉄系摺動材に匹敵するチタン表面層の新組成を見い出すことができたのでここに報告する。

## 2．表面材料設計の考え方

高面圧・高摺動速度を被る部位は高硬度と優れた耐摩耗性が要求され、一般的には鉄系材料のなかでも浸炭焼入れや高クロム高炭素合金鋳鉄のチル層などが用いられている。

このような表面に匹敵する表面をチタン基材上に実現するために、我々は以下のような表面材料特性の目標値を設定した。

- 表面硬化層厚さ　：0.5mm 以上
- 摩擦係数（潤滑下）　：$\mu < 0.01$
- 高面圧下の耐摩耗性　：鉄系高合金摺動材と同等以上

そしてこれらの目標を達成するための表面材料設計は、次に示す２つの考え方を組み合わせて行なった。

1）遷移金属の合金化（$\beta$ 安定化、固溶強化）

2）硬質粒子分散（硬度、耐摩耗性）

遷移金属元素、例えば Ni, Fe, Cr, Co 等は、チタンに添加すると結晶構造を摺動特性が劣る原因の１つとされている最密六方晶（$\alpha$ 相）から体心立方晶（$\beta$ 相）に変える効果（$\beta$ 安定化能）があり、また固溶強化による硬度向上も期待できる。更に摩擦摩耗の観点からは、遷移金属元素の場合、摩耗形態をマイルド摩耗にする働きのある酸化物生成能が高いことも好都合である。

この合金化層に更に炭化物等の硬質粒子を分散させれば、一層の硬度上昇とそれによる耐摩耗性向上が期待できる。分散粒子としては生成エネルギー上最も安定なチタン炭化物を用いることとし、しかも基材のチタンと付与した炭素との反応により析出分散させるようにした。

## 3．実 験 方 法

### 3.1．装置及び実験手法

図１に本研究に用いた 5kW $CO_2$ レーザー加工機（TOSLASERC050）の構成を示す。実験には高次マルチモードビームを用い、外部光学系としてはビー

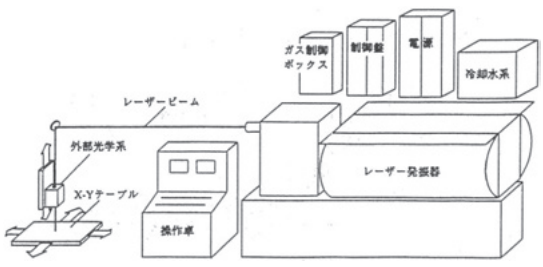



図１　5kW $CO_2$ レーザー発振器及び加工システム

ムオシレータを使用した。図２には実際のレーザー表面改質の実験手法を模式的に示した。レーザー照射により形成された局所溶融池に改質用粉末材料を供給し、溶融合金化させた後自己冷却による凝固で改質層を形成する。その際、溶融部の酸化を防止するためにHeガスを20ℓ/minの割合で流した。改質用の粉末材料はプラズマ溶射用定量粉末供給装置により、Ar等の不活性ガスをキャリアガスとしてレーザー照射部に供給した。

### 3.2. 供　試　材

改質の対象とする基材には、チタン合金の中でも最も一般的で入手し易いTi-6Al-4V合金を用いた。その化学成分を**表１**に示す。実験用サンプルは上記合金の焼鈍材を25 × 70 × 7の短冊型に機械加工したものを用いた。

また合金化実験に用いた改質用粉末の一部を**表２**に示す。粉末の粒径はいずれも粉末供給装置の供給安定性を考慮して10～149 $\mu$mの範囲とした。

### 3.3. 改質層のキャラクタリゼーション

上記のようにして得られた改質層に対して下記の１)～５)の解析を加え、合金化元素およびレーザー処理条件の表面材料組成への影響を調べた。

１）光学顕微鏡によるミクロ組織観察
２）マイクロ・ビッカース硬度測定
３）電子線マイクロアナライザ(EPMA)による定性・定量分析
４）X線解析装置(XRD)による状態分析

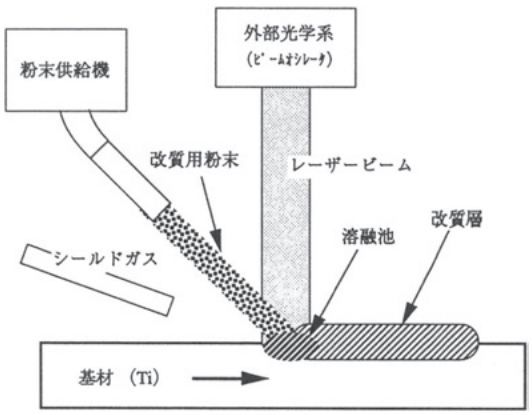



図２　レーザー表面改質実験方法

表１　基材 Ti-6Al-4V 合計の化学成分（wt%）

| Ti | Al | V | N | O | Fe | H |
|---|---|---|---|---|---|---|
| bal. | 6.22 | 4.16 | 0.01 | 0.16 | 0.13 | 0.001 |

表２　改質実験に用いた粉末材料

| 金属粉末 | | | | 炭化物・酸化物・窒化物 | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Al | Mn | Cu | Sn | TiC | WC | TiN |
| Si | Fe | Zn | Pb | SiC | $Al_2O_3$ | BN |
| V | Co | Zr | | $Cr_3C_2$ | $SiO_2$ | BN |
| Cr | Ni | Mo | | $Mo_2C$ | | |

注記：粉末製法は破砕法またはｱﾄﾏｲｽﾞ法による（純度２N以上）

５）画像解析装置による分散相体積率(Vf)測定

### 3.4. 摺動特性評価方法

レーザー改質により得られた表面の摺動特性については、チップ・オン・ディスク式摩擦摩耗試験により耐焼付き性および摩擦係数を、高面圧摩耗試験により極圧下の耐摩耗性を評価した。これらの試験方法を模式的に図３、図４に示す。

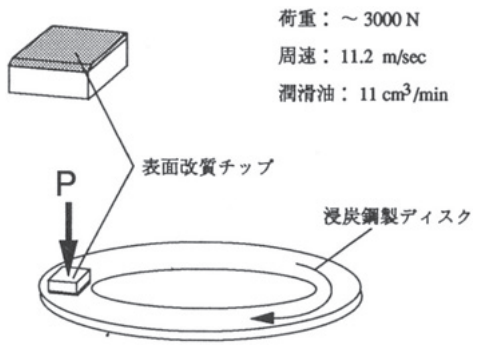



図３　チップ・オン・デスク式摩擦摩耗試験

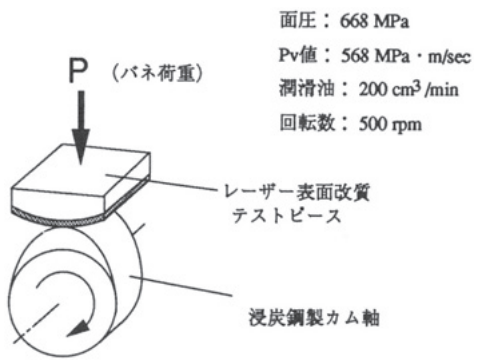



図４　高面圧摩耗試験方法

そして最終的には、これらの基礎的摺動試験により選ばれた改質表面をチタン製ロッカーアームのスリッパー面に設け、モータリング試験により高面圧・高速摺動条件下の耐摩耗性を評価した。モータリング試験に用いたエンジンは排気量1,000cm$^3$、最高回転数11,000rpmの試験用エンジンである。

## 4. 実験結果

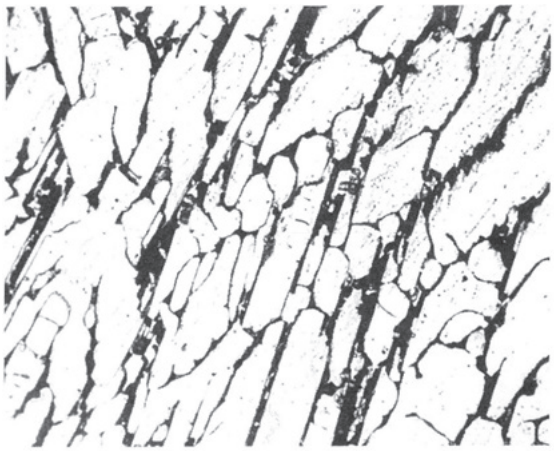
### 4.1. 改質表面組成

4.1.1 予備実験結果

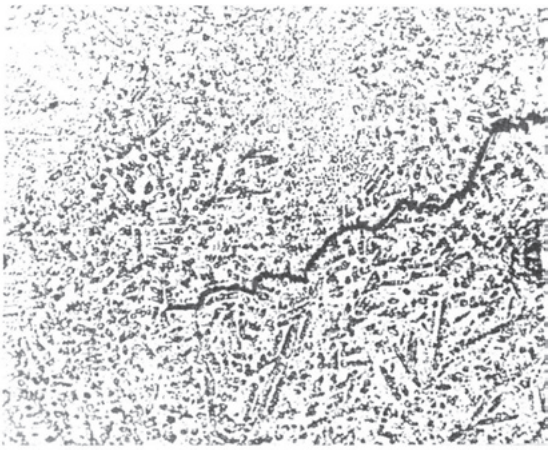
既述の表面材料設計の考え方に基づいて、遷移金属元素を中心にレーザー合金化の予備実験を行なった。そこで得られた改質層の代表的な組織写真を図5．a)～d)に示す。

遷移金属元素の多くはチタンに合金化した場合、$\beta$安定化能すなわち$\alpha$／$\beta$変態点を低下させる働きを有する。そしてこの$\beta$安定化元素には表3に示すように全率固溶型と共析型の2つのタイプがある。表中の最低含有量は、平衡状態で常温まで$\beta$相を残留させるのに必要な量を意味し、共析型の方が$\beta$安定化能が高いといえる。

予備実験結果からFe, Ni, Cr等の共析型元素は合金化による硬度向上効果が大きく、ものによってはHv800以上の高硬度を示すものもあることが解った。しかし、その改質層は非常に脆く、図5に



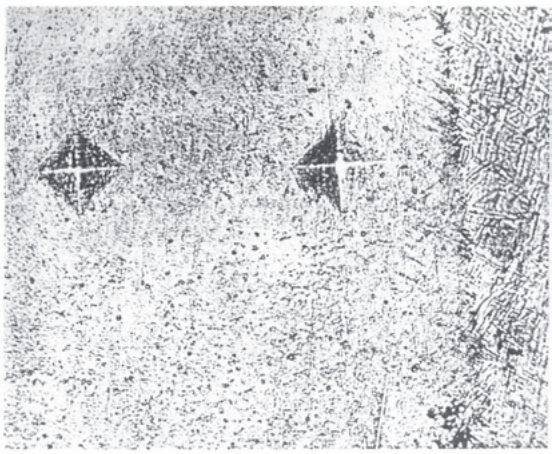
a）Ni合金化層（層内平均硬度 Hv658）



b）Fe合金化層（層内平均硬度 Hv795）



c）Cr合金化層（層内平均硬度 Hv844）



d）Mo合金化層（層内平均硬度 Hv508）

図5　合金化予備実験により得られた改質層組織

表３　Ti 合金における β 安定化元素と安定化能

| 合金元素 | | 最低含有量（wt%） |
|---|---|---|
| 全率固溶型元素 | Mo | 10.0 |
| | V | 14.9 |
| | Nb | 36.0 |
| | Ta | 45.0 |
| 共析型元素 | Fe | 3.5 |
| | Cr | 6.3 |
| | Mn | 6.4 |
| | Co | 7.0 |
| | Ni | 9.0 |

注記：Ag,Cu,Pb,Si,W も共析型 β 安定化元素である。

も認められるように層内亀裂が生じ易い。これは、合金化に伴う共析反応によって、層中に脆い共析化合物（例えば FeTi, $Ni_3Ti$ 等）が析出するためと考えられる。

一方、全率固溶型元素を合金化したものにはそのような脆化は認められず、亀裂のない均質な合金化層が得られている。但し、改質層の硬度については共析型で見られたような著しい上昇は認められず、たかだか Hv500 程度にとどまっている。

以上の結果から合金化元素としては、全率固溶型元素を主添加元素とし、硬度の不足を共析型元素の少量添加と炭化物粒子の分散で補うという方針で、最終的な改質層組成を決定することとした。

4.1.2 マトリクス材料組成

全率固溶型元素としては β 安定化能の最も高い Mo を、共析型元素としてはやはり β 安定化能が高く硬度向上効果の大きい Fe を選定した。そしてこれら２種の合金化元素の供給比率および総量、そしてレーザー処理条件を実験により決定し、その結果得られた Mo-Fe-C 合金化表面のミクロ金属組織を**図６**に示す。図中、白く見えるマトリクス部が Mo 及び Fe が合金化した β Ti 相であり、その中に微細に分散している粒子が後述するチタン炭化物である。

**図７**には改質層のＸ線回析結果を示す。観察さ

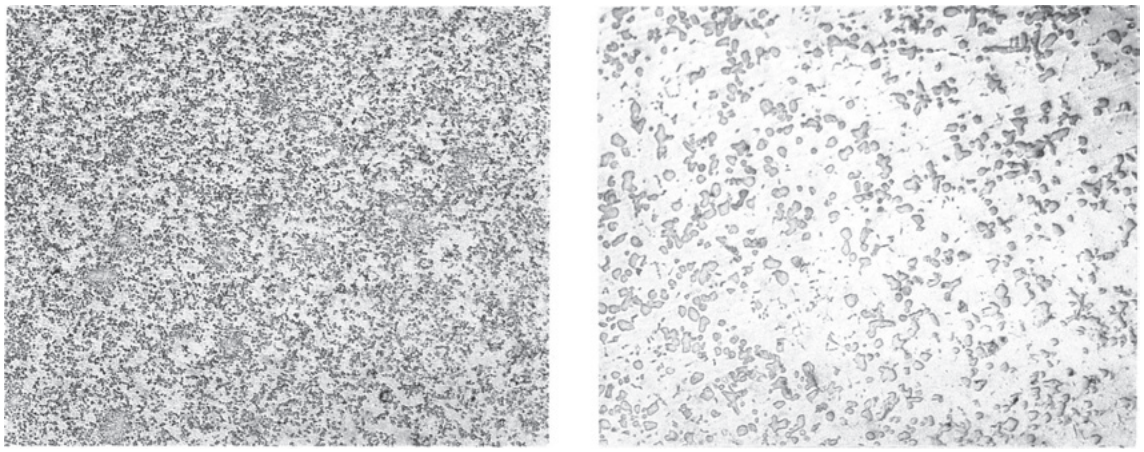


図６　Ti-Mo-Fe/iC 改質層の顕微鏡組織

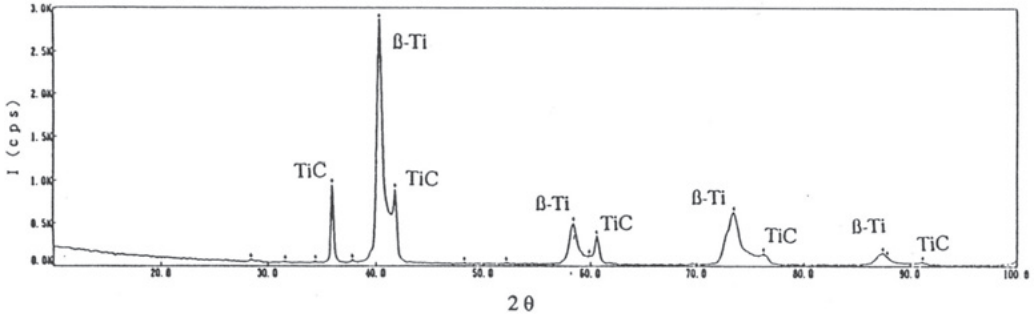



図７　Ti-Mo-Fe/iC 改質層のＸ線回析結果

れるピークはすべてβ Ti と TiC のものであり、Fe 添加で心配された Ti-Fe 系の脆性化合物の生成も認められず、狙い通りの相構成が得られていることが解る。また、β Ti のピーク位置は通常のそれより低角側にシフトしており格子定数がやや大きくなっていることを示している。

表４にはマトリクス部の定量分析結果を示す。分析値は EPMA による ZAF 補正（原子番号，吸収係数，蛍光励起補正）法で５点の平均値をとったものであり、表中に並記した成分範囲は前記の材料特性目標値を満足するための上下限値を示すものである。尚、後述する摺動特性の最も良好な組成は Ti-30wt%Mo-8wt%Fe であった。

表４　改質層マトリックス部の定量分析結果

（wt%,EPMA ZAF補正）

| | Ti | Mo | Fe | C | Al | V |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 最適値 | bal. | 30.0 | 8.0 | ＜1.0 | 3.5 | 2.8 |
| 許容範囲 | bal. | 25/35 | 5/10 | ＜1.5 | 3.0/4.0 | 2.5/3.0 |

図８. a),b),c),d) には改質層の EPMA による面分析結果を示す。Mo と Fe の分布を比較すると、Mo-rich な領域の周囲を Fe-rich 部が取り囲み 10μm 以下の微細な網目状分布をしていることが解る。これは、溶融池が基材への熱伝導で急速に冷却され凝固してし、く過程で、高融点の Mo-rich の相が先に凝固し、その後すき間を埋める形でより融点

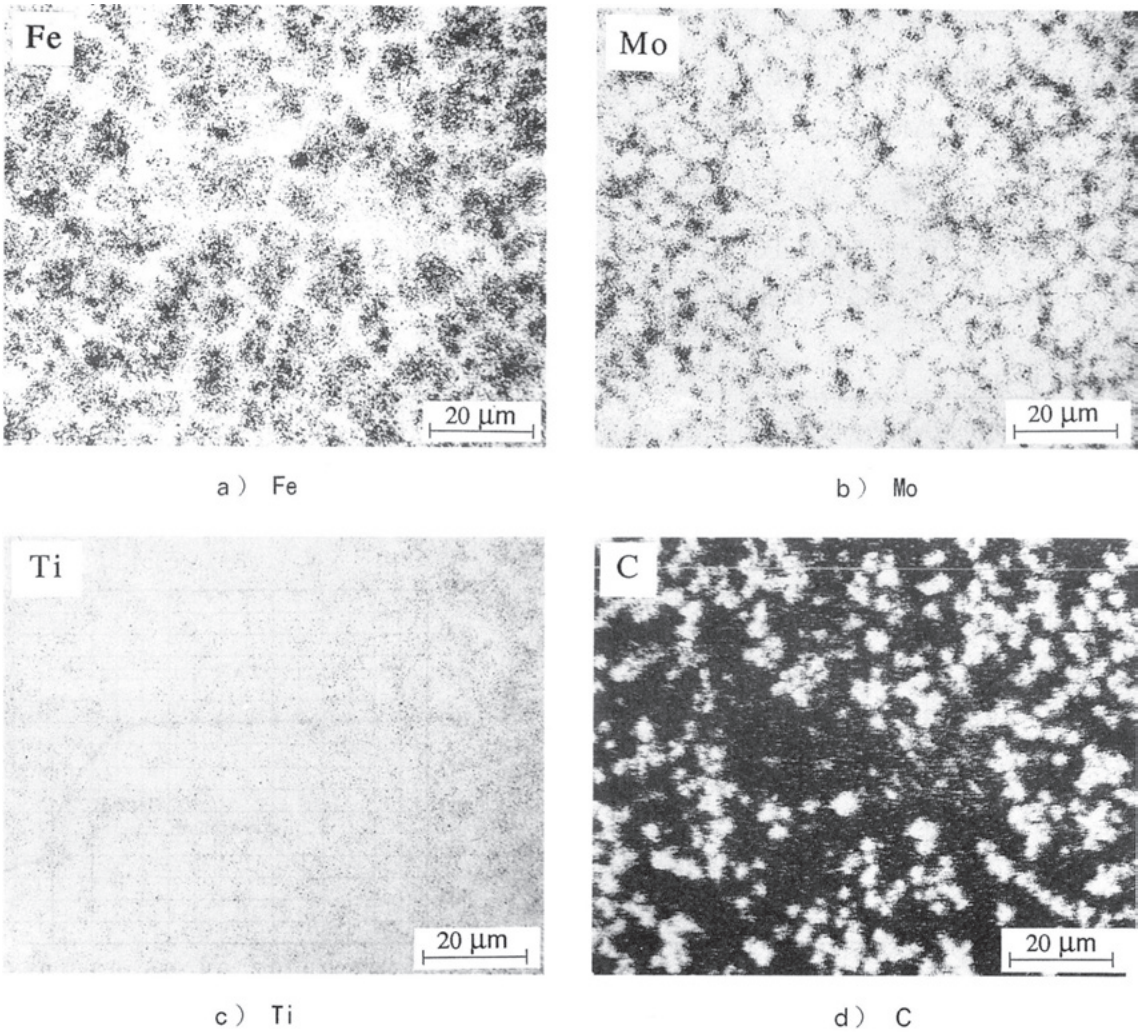



図８　Ti-Mo-Fe/iC 改質層の EPMA 面分析結果

の低い Fe-rich 相が凝固するために形成される組織と考えられる。

この微細な網目状組織が既存の手法では得られない本改質表面の特徴であり、後述する良好な耐摩耗性を発揮する原因の１つと考えている。

4.1.3 分散硬質粒子

改質層の一層の硬度上昇と耐摩耗性向上のために硬質粒子を層中に分散させる目的で上記の Mo, Fe に加えて炭素（C）も同時添加した。基材のチタンとの反応によりチタン炭化物を析出させるという狙いである。図６の組織写真でマトリクス中に微細に分散している粒子が溶融池内で形成されたチタン炭化物であり、図８の炭素（C）の分布からも、その微細分散の様子が確認できる。

析出チタン炭化物の粒径は、図６からも解るように 1～10 μm と極めて微細であり、この微細粒はレーザープロセスの急冷効果によって得られたものと考えられる。またその分散体積率（Vf）は、組織写真をもとに画像解析装置を用いて求めたが、10～30% の範囲にあり、良好な耐摩耗性が得られるのは 15～25% の範囲であることが後の摺動試験により解った。

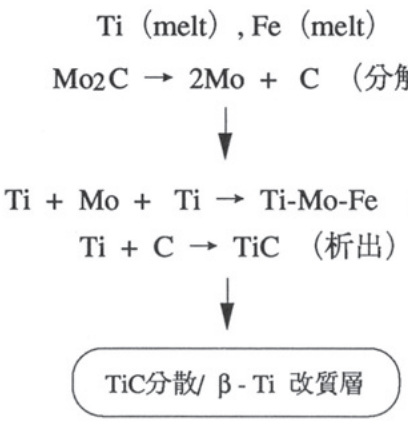



図９　レーザー照射部（溶融池内）での反応

この炭素（C）の溶融池への供給方法は、種々の方法を試した結果、主添加元素である Mo との化合物（$Mo_2C$）の形で供給するのが最も効率的であった。$Mo_2C$ はレーザー照射により溶融池内で分解し、遊離した C が Ti と結合してより安定なチタン炭化物を形成する。

尚、既成の硬質粒子粉末（SiC, TiC, $Cr_3C_2$ 等）の供給による直接的な分散も試したが、上記のような微細均一分散は得られなかった。

以上で述べたような材料組成がレーザー照射部で形成される反応過程を推測すると図９に示すようになる。

4.1.4 改質表面の制御

本改質表面の硬度は図４に示す許容成分範囲内で、図 10 のように Fe 含有量と直線的な相関を示す。その関係は Fe = 5～10wt% の範囲で

$$Hv = 493 + 20.6 \cdot Fe(wt\%)$$

で表わせ、すなわち Fe の合金化量で硬度の制御が可能である。図 11 に Fe=8wt% 時の改質層断面硬度分布の例を示す。

また、図 12 にはレーザー処理スピードと改質層

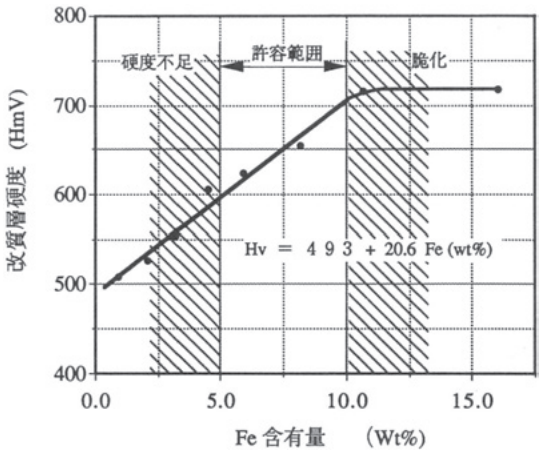



図 10　Fe 含有量と改質層の硬度の関係

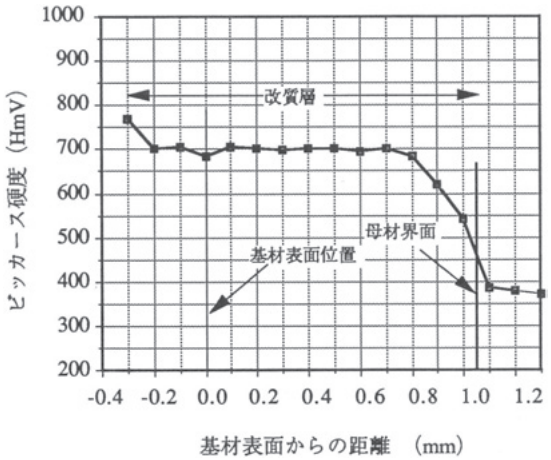



図 11　改質層の断面硬度分布の例（Fe=8wt%）

厚さの関係を示す。改質層厚さはいくつかのレーザー・パラメーターの多変数関数であるが、最も制御の容易なのが処理スピードであり、図のように直線的な相関を示す。

### 4.2. 摺動特性評価結果

図13にチップ・オン・ディスク試験による耐焼付き性の・価結果を示す。同時に示した摩擦係数$\mu$は焼付き前の値である。素材のままの表面では100N以下（接触面積1 $cm^2$）と、焼付き荷重の著しく低かったTi-6Al-4V材がレーザー表面改質を施すことにより鉄系摺動材と同等の3000N以上の焼付き限界と0.005以下の低摩擦係数を示した。

図14には高面圧摩耗試験による耐摩耗性評価結果を示す。ただし本試験では、面圧は688MPaと高いものの装置の最高回転数が低いためPV値としては568MPa•m/secまでしか評価できない。
従って、本試験では極圧下の初期異常摩耗の有無のみを3時間のテスト時間で比較評価した。この試験でも、基材のままでは瞬時に著しい摩耗を生じていたのに対し、改質表面は3時間経過後も測定可能な摩耗は認められず、鉄系高クロム高炭素摺動材と同等の結果であった。

以上の単体試験を経て、最終的に実際のロッカーアームスリッパー面にレーザー改質を施し、モータリング試験により高面圧・高速摺動条件下の耐摩耗性を評価した。図15にロッカーアームの

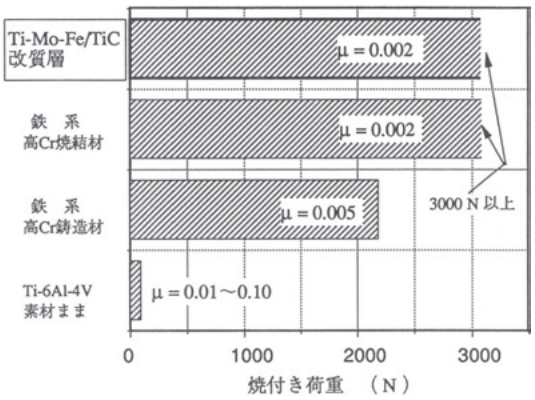



図13 チップオンディスク試験結果

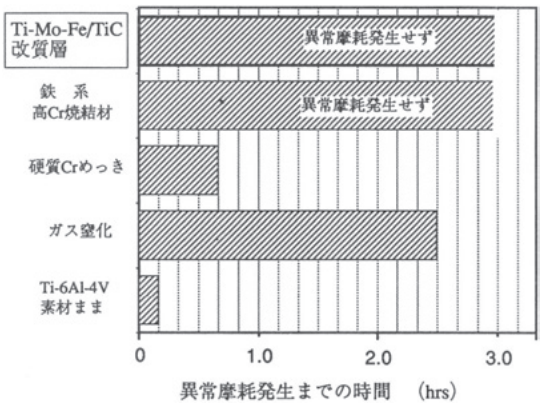
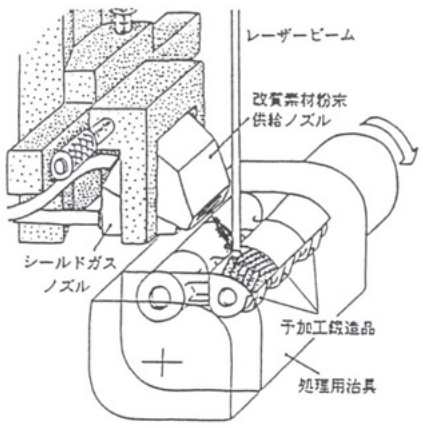



図14 高面圧摩耗試験結果




レーザー表面改質条件

| | |
|---|---|
| 出力：5 kW | 改質用粉末：Mo2 C 18.4 g/min |
| ｽﾎﾟｯﾄｻｲｽﾞ：φ2.15 | Fe 2.0 g/min |
| 光学系：ﾋﾞｰﾑｵｼﾚｰﾀ | ｼｰﾙﾄﾞｶﾞｽ：He 20 ℓ/min |
| ｵｼﾚｰﾄ幅：5 mm | 処理スピード：300 mm/min |

図15 ロッカーアームのレーザー改質方法

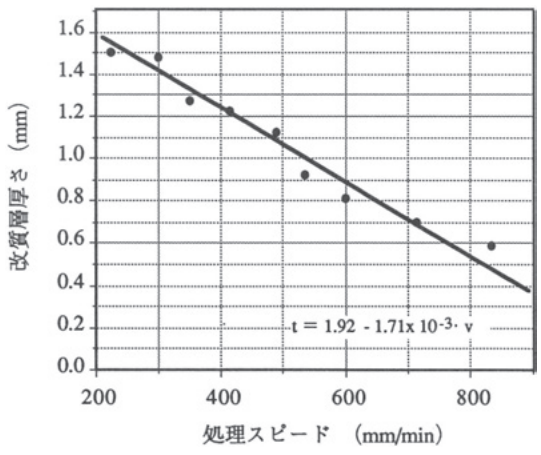



図12 レーザー処理スピードと改質層の厚さ

レーザー改質方法とその基本条件を示す。

モータリング試験の結果を図 16 に示す。図はエンジン回転数 10,000rpm で 34 時間経過した後のスリッパー面の摩耗量を示したものである。摩耗量は試験前後にスリッパー面を精密形状測定して求めた。レーザー改質表面とともに、同時に供試した鉄系高クロム高炭素摺動材（Fe-18Cr-2.3C, 焼結）、耐摩耗用溶射材（WC/Co）およびガス窒化表面のデータも比較に示した。従来技術であるガス窒化表面や溶射表面が、試験初期に瞬時にして著しい凝着摩耗を生じたのに対して、レーザー改質表面の摩耗量は 34 時間経過後も 2 μm 以下と鉄系摺動材と同等の耐摩耗性を発揮した。

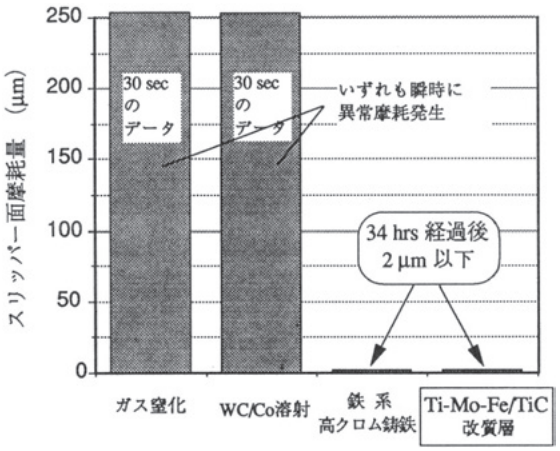



図 16　モータリング試験結果（34hrs 後の摩耗量）

## 5．まとめ

耐摩耗性に欠点を持つチタン合金の表面に、既存技術では不可能な新しい組成の耐摩耗性表面を、レーザー表面改質により得ることができた。本表面はチタン材の高面圧・高速摺動部材への応用を可能にするものであり、これによりチタン材の機械構造用部品への適用拡大が期待できる。

1）　上記の新規組成表面は、チタン合金上 $CO_2$ レーザーを照射して形成した溶融池内に、$Mo_2C$ 粉末、Fe 粉末を供給し、局所的に合金化することにより得られる。

2）　表面層の組織は Fe-rich の β 相と Mo-rich の β 相とが微細な網目構造を形成した β Ti マトリクス中に、基材チタンと付与した炭素とが反応して析出したチタン炭化物が微細に分散した組織を成す。

3）　マトリクス部の最適組成は Ti-30wt%-8wt%Fe であり、上記網目のサイズは 10 μm 以下である。またチタン炭化物分散粒子は粒径 10 μm 以下、分散体積率（Vf）は 15～25% とするのが良い。

4）　改質層内硬度は Hv600～800 の高硬度を示し、Fe 含有量と直線的な相関がある。

5）　以上の組織及び組成は、レーザー表面改質プロセスの特徴である局所溶融とそれによる急速凝固により得られたものである。改質による周囲への熱影響も小さい。

6）　本表面層は、上記の新規材料組成により、高面圧・高速摺動条件下の耐摩耗性が極めて高く、ロッカーアームスリッパー面に適用して行なったモータリング試験の結果、高クロム高炭素鉄系摺動材と同等の耐摩耗性を発揮した。

## 参考文献

(1)　T. B. Massalki et al.“Binary Alloy Phase Diagrams”,（ASM）
(2)　R. A. Wood et al. Titanium Alloys Handbook”,（Defense Information Analysis Center, USA）
(3)　草道他,“金属チタンとその応用”,（日刊工業新聞社）
(4)　“金属データブック”（日本金属学会編）

■著　者■


渡部直也


輪嶋善彦


徳根敏生


岡部伸治


宝田龍哉

# ノンアスベストガスケット材料の開発

## Development of Non-asbestos Gasket Material

北山弘己* 富沢勉* 高堀恭雄*
Hiromi Kitayama Tsutomu Tomizawa Yasuo Takabori

## 要旨

近年、安全性の面から、各国でアスベスト繊維の規制が実施されてきている。二輪車用エンジンにおいてもケースやカバーに使用されているガスケット材料に対し、ノンアスベスト材料への代替が行われてきている。

二輪車のガスケットは、エンジンの高出力化、コンパクト化に伴い、締付面圧、温度等、非常に過酷な条件下で使用されており、高温での優れたシール性及び応力緩和特性が必要とされている。そのため、耐熱性に優れ、アスペクト比も高いことなど優れた材料特性を有しているアスベスト繊維に対し、ノンアスベスト材料への代替は非常に困難であった。

当研究では、ガスケットのシール機能の基礎的な解析とともにガスケット材料の構造、構成材料の種類、配合等の研究を行い、従来のアスベスト材料と同等以上のシール性能を有する、ノンアスベストガスケット材料の開発ができた。

## ABSTRACT

Of late, the use of asbestos has been banned for safety reasons in various countries. Consequently, it has been investigated to substitute non-asbestos gasket material for use in the engine case and cover of motorcycles. Gasket for use in motorcycles comes under such wearing conditions of pressure at tightening seams and heat in the increasingly high-power, compact engines that it is required to meet the requirements for sealing property under high temperature and damping property under stress.

The asbestos, because of its heat resistance and high aspect ratio, has been regarded as the best material. To substitute non-asbestos material has been a difficult challenge. But after analysis on the basic sealing property of gasket and research on its material structure, materials variations and combinations, the new non-asbestos material could be developed which achieves the sealing property more than equal to the existing asbestos material.

## 1. まえがき

従来、自動車用エンジンのケース、カバー類には、液体のシールを目的にアスベストジョイントシート、或いはコンプレスドアスベストシートと呼ばれるガスケットが使用されてきた。これは、アスベスト繊維を基材（アスベスト含有量 60～80 wt%）とし、結合材としてゴムや充填材を混練した複合部材である。

一方、近年アスベスト繊維の人体等に対する悪影響が指摘され、アスベスト繊維から他の繊維への代替が求められている。しかし、アスベスト繊維は、耐熱性に優れ、強度が高く、100 分の数ミクロンの微細径であるためゴム等との混練性も良く、更に、廉価であることから、他の繊維への代替は非常に困難であった。

特に、二輪車エンジンでは、高出力、軽量化に

＊ 朝霞研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1991_3_22

伴う、油温の上昇、及びケース、カバー類の薄肉化等ガスケットの使用条件は非常に厳しく、シール性能に関しては形状設計ならびにガスケット材料の両面からの見直しが必要である。図１に二輪車のエンジンカバー類のシール構造を示す。

本論文では、ガスケット材料にポイントを絞り、ガスケットのシール機能の解析を行うとともに、アスベストガスケット材料と同等以上の性能を有するノンアスベストガスケット材料の開発について述べる。

## ２．ガスケットに要求される機能と材料

ガスケットの性能及び、製法についての考え方と、それに対する材料開発のポイントについて述べる。

二輪車のエンジンカバー類のシール面の面圧分布は、図２に示すように、締結ボルト付近では29.4MPa {300kgf/cm$^2$} を超える非常に高い面圧となり、逆に、締付軸間部では 4.9～9.8MPa {50～100kgf/cm$^2$} 程度の低い面圧しか確保できない。

従って、締結ボルトの付近では、ガスケットの耐久劣化による締結ボルトの軸力低下が心配され、締付軸間についてはシール性の低下が懸念される。この問題に対応するために、ガスケットを一種のスプリングとしたモデルを考えた。

まず、締付ボルト付近の高面圧部では、図３に示すように、環境温度や時間経過によってガスケットがへたり、締付ボルトの軸力の低下、即ち、応力緩和（Ｔ－Ｓ）を招く。

これを抑えるためには高面圧下において、応力緩和の小さいガスケット材料を開発する必要がある。

次に、締付軸間の低面圧部では、図４に示す耐久劣化後のシール性能を表す残留締代（Ｒ－Ｐ）

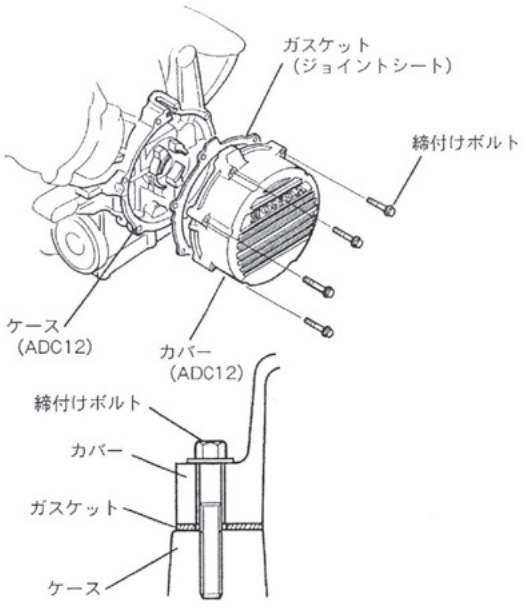



図１　二輪車エンジンカバーのシール構造

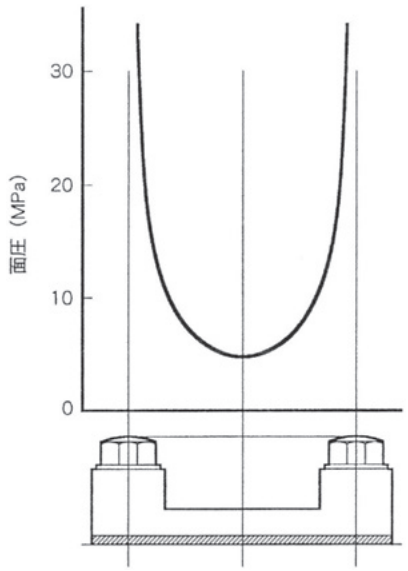



図２　シール面の面圧分布の例

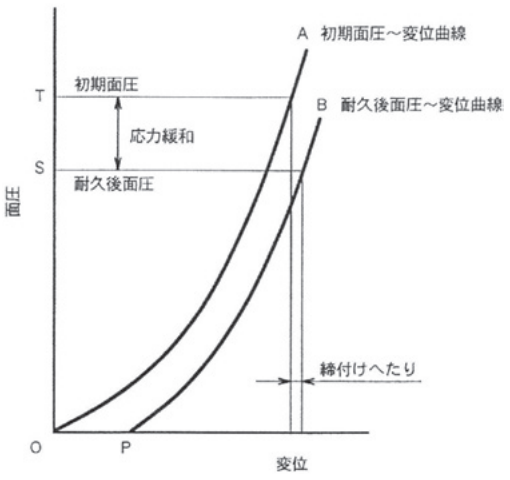



図３　スプリングモデル－１
締付ボルトの軸力低下：高面圧下の応力緩和

が小さいと面圧の変化に対するガスケットの追従性が小さく、洩れや滲み等を発生する可能性が大きい。

このため、シール性を向上させるためには、低面圧下において、残留締代の大きいガスケット材料を開発する必要がある。

即ち、ガスケット材料は高面圧下においては硬く、低面圧下では柔軟性があるという特性を両立させることが要求される。

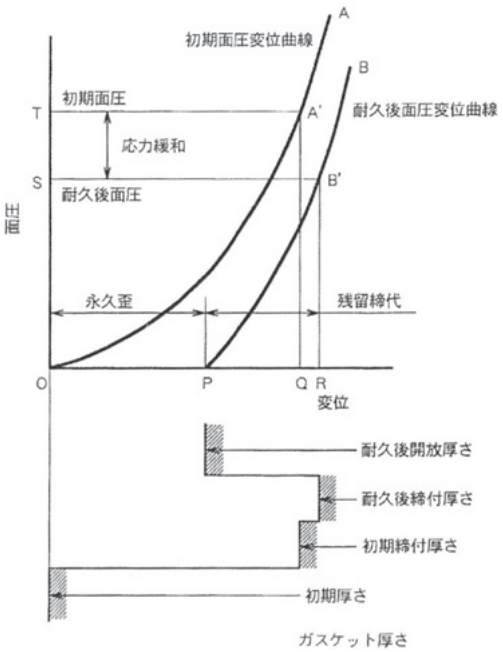



図４　スプリングモデル－２
ボルト軸間のシール性：低面圧下の残留締代

一般に、アスベストジョイントシートは、図５に示すような工程で製造される。

混練工程では、開綿されたアスベスト繊維と加硫剤及び充填材をラバーのトルエン溶液中に投入し、ミキサーでバルク状のコンパウンドになるまで混練する。

製板工程では、これを熱ロール（120～130℃）と冷ロール（25～30℃）の間に投入し、熱ロール上にシートを所定の厚さになるまで積層する。さらに、この熱ロール上に巻き付いたシートを剥がし裁断を行う。これがガスケットの原反となる。

その構成は、シートの厚さが 0.5mm の場合、皿材と呼ばれる表面材が約 0.05mm、中材は 0.45mm の厚さである。

皿材は製板時、冷ロールに取られることを防止する役目を果し、成分上は、中材に比べ若干ラバー含有率が高くなっている。一方、中材は使用環境下で締結力に対し、常に十分な反発力を有することが要求されている。

従って、ガスケット材料のノンアスベスト化にあたっては、前述したようなガスケット機能を満足することはもとより、混練時の分散性がよく、製板時には選択的に熱ロール上に密着し、更に、製板後は熱ロールから剥がれ易いこと等の加工性を加味したガスケット材料開発が必要である。

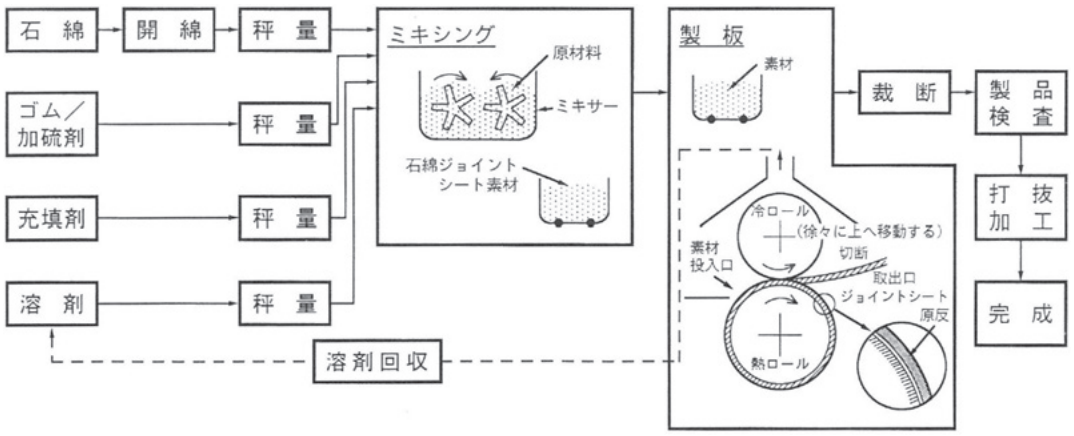



図５　ジョイントシート製造フローシート

## 3．試験方法

ガスケットのシール性能のポイントである高面圧下の応力緩和特性と低面圧下での残留締代は、下記の要領で評価する。尚、試験に用いた材料の板厚は 0.5mm、比較用のアスベスト材は F112100（一般タイプ）、F112100 zc2（耐熱タイプ）相当の材料を使用した。

### 3.1. 応力緩和特性

ASTM F30, JIS R 3453 に準じ、**図６**に示す応力緩和試験機を用いて応力緩和率を測定する。

試験片をプラテンの間にはさみ、ストレインボルトが所定の伸び（荷重）になるまでナットを締め付け、その状態で加熱炉に 22 時間放置後、残留しているボルトの伸びを測定する。

応力緩和率（%）＝

$$\frac{\text{初期のボルト伸び} - \text{残留伸び}}{\text{初期のボルト伸び}} \times 100$$

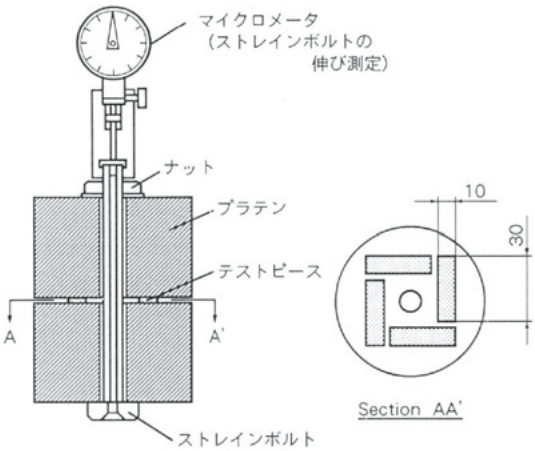



図６　応力緩和試験装置

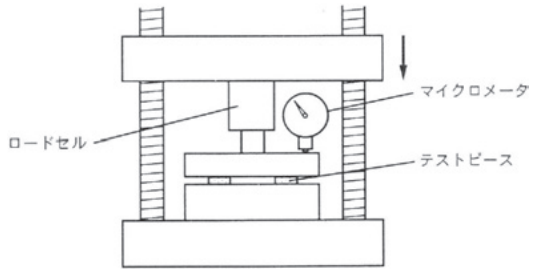



図７　圧縮試験装置

荷重は、面圧が 14.7、29.4MPa {150、300kgf/cm$^2$} になるように設定し、温度は二輪車エンジンの油温を考慮して 100、120、150℃ にて試験を実施する。

### 3.2. 残留締代

**図４**のスプリングモデルの残留締代は、次の要領で測定する。

前項と同じ応力緩和試験を 4.9MPa {50kgf/cm$^2$} の低面圧で実施し応力緩和率を求める。

次に、試験後の試験片を圧縮試験機（**図７**）にて圧縮し、**図４**のＰ－Ｂ曲線に相当する面圧－変位曲線を求める。先に、求めた応力緩和率（Ｔ－Ｓ）とＰ－Ｂ曲線より残留締代（Ｐ－Ｒ）を算出する。

## 4．試験結果と考察

### 4.1. 代替繊維の検討

はじめに、アスベスト代替繊維を選定するために、既存設備での生産性評価及び得られたシートの引張強度の評価を行った。この際、ラバー及び充填材等についてはアスベスト材料と同様とした。

**表１**に示すように、セラミック繊維、ポリエチレン繊維、芳香族ポリエステル繊維については、製板ができなかった。

また、ガラス繊維、加工鉱物繊維、カーボン繊維、フェノール繊維については、狭い範囲ではあるが製板可能領域が存在するが、シートの強度を上げるため、繊維の混入量を多くすると、混練時に繊維の塊が肉眼で確認できる程、分散しづらくな

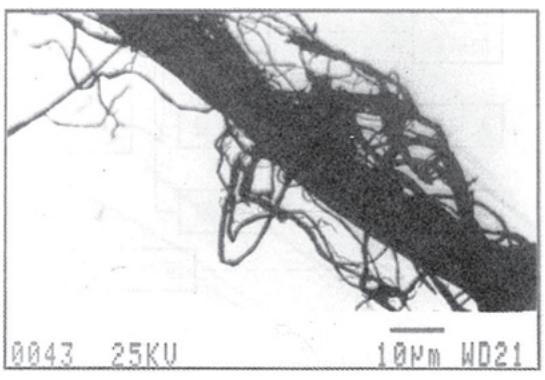



図８　アラミドパルプ

表１　アスベスト代替繊維の検討

| 強化繊維 | | 繊維サイズ 径（μ） | 繊維サイズ 長さ(mm) | 耐熱性 | 生産性 混練性 | 生産性 製板性 | シート引張強度 (MPa) | 備考 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 無機繊維 | アスベスト | 0.1 | 5 | ◎ | ○ | ○ | 17.6～24.5 | 一般タイプ |
| | アスベスト | 0.1 | 10 | ◎ | ○ | ○ | 24.5～29.4 | 耐熱タイプ |
| | ガラス | 1.8 | 3.6 | ◎ | △ | △ | 0～5.9 | 剛直 |
| | セラミック | 2.1 | 1.0 | ◎ | × | × | − | 繊維の粉砕が発生し易い |
| | 加工鉱物繊維 | 4 | 0.2 | ◎ | △ | △ | 0～5.9 | 比較的柔軟性有り |
| | カーボン | 7 | − | ○ | △ | △ | 0～4.9 | 剛直 |
| 有機繊維 | アラミド | 12 | 2.4 | ○ | ○ | ○ | 17.6～19.8 | 機械的な手段で枝分かれが発生する |
| | ポリエチレン | − | 2.2 | × | × | × | − | 柔軟性が有る |
| | フェノール | 20 | 10 | △ | △ | △ | 0～4.9 | 剛直 |
| | 芳香族ポリエステル | 5 | 2 | ○ | × | × | − | 柔軟性が有る |

る。また、混練時間を長くすると、ガラス繊維、加工鉱物繊維では粉砕等が発生し製板不能となり、一般タイプのアスベストシートに比べ、30% 程度の引張強度のシートしか得られなかった。

その中で、アラミドパルプ（機械的な手法で、アラミド繊維を微細に枝分かれさせたもの：図８参照）は、混練性についての問題はなく、分散性は、アスベスト繊維と同等であることが判明した。

更にまた、製板性においても繊維が 20～70vol% の領域で全く問題がなく、シートの引張強度も一般タイプのアスベストシートと同等であった。

### 4.2. 配合の検討

(1)皿材（表面材）

補強繊維をアラミドパルプに変更した以外は、ラバー及び充填剤の成分系は変更せず、配合量についてもアスベスト材料と同様に、繊維量 30～40vol%、ラバー量 40～50vol%、充填剤量 15～25 vol% とし製板した。その結果、混練性及び製板性は良好で、アラミドパルプ単独で代替が可能なことが判った。

(2)中材

次に、この皿材上にのアラミドパルプ補強の中材を積層したシートの生産性は、アスベストシートとほぼ同等であることが確認できた。

このシートにて、高面圧下での応力緩和試験を、150℃、14.7MPa {150kgf/cm$^2$} で実施したが、アスベストシートに比べ、応力緩和率が 50～80% 程度大きいことが判明した。

この特性は、アスベスト繊維に比べ、アラミドパルプの繊維径が太く、繊維長が短いことにより、アスベスト程緻密なネットワークが形成されていないことによるもので、これを解決するために、各々異なる種類の繊維を追加した２種類の中材の配合を検討した。

まず、比較的柔軟性があり、かつ廉価である加工鉱物繊維を追加したアラミドー加工鉱物繊維系について、応力緩和特性、引張強度及び製板性の確認を行い配合検討を行った。

尚、本テストでは、バインダーはアスベスト材料系と同様のＮＢＲ系を用い、無機充填材の種類についてもアスベスト系と同様とし、配合量もアスベスト材と同一の 20vol% 程度とした。

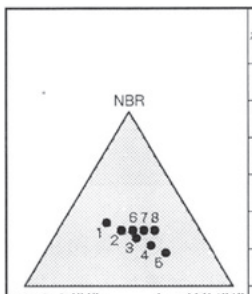
図９に示すように、製板可能な領域があり、シートの引張強度も、アラミドパルプ単独時に比べ高くなっている。しかし、目標とする応力緩和特性を得ることはできなかった。

次に、硬く、廉価なガラス繊維を追加した系の検討を同様に行った。

図10に示すアラミドーガラス系の結果では、シート強度の点では、アラミドパルプ単独の場合に対しての向上は見られないが、配合ポイント5の付近の配合に、製板性が良好で、かつ、応力緩和特性が要求レベルを満たす領域が存在することが判明した。

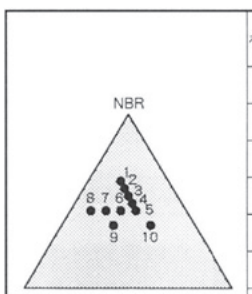
以上より、優れた応力緩和特性に着目し、アラミドーガラス系のポイント5材料について、シール特性を評価するため、残留締代及び圧縮・復元率の試験を低面圧下（4.9MPa｛50kgf/cm$^2$｝）で実施した。

表2に示すように、開発材料は残留締代がアスベスト材料に比べ30%程度小さく、初期のヒステリシスロスも、アスベスト材料に比べ60%程度大きい。




| ポイント | 製板性 | 応力緩和率（%） 14.7MPa.150℃ | 引張り強度（MPa） |
|---|---|---|---|
| 1 | ○ | 38 | 19.3 |
| 2 | ○ | 32 | 22.9 |
| 3 | ○ | 30 | 19.5 |
| 4 | △ | 29 | 16.8 |
| 5 | × | | |
| 6 | ○ | − | − |
| 7 | ○ | − | − |
| 8 | ○ | 30 | 17.6 |
| アスベストガスケット耐熱タイプ | | 24 | 24.5 |
| 一般タイプ | | 38 | 18.6 |

図9　アラミド繊維ー加工鉱物繊維系の配合検討




| ポイント | 製板性 | 応力緩和率（%） 14.7MPa.150℃ | 引張り強度（MPa） |
|---|---|---|---|
| 1 | △ | 28 | 15.0 |
| 2 | ○ | − | − |
| 3 | ○ | − | − |
| 4 | ○ | 25 | 18.0 |
| 5 | ○ | 24 | 17.4 |
| 6 | ○ | 30 | 18.1 |
| 7 | ○ | 30 | 20.2 |
| 8 | ○ | − | − |
| 9 | × | | |
| 10 | × | | |
| アスベストガスケット耐熱タイプ | | 24 | 24.5 |
| 一般タイプ | | 38 | 18.6 |

図10　アラミド繊維ーガラス繊維系の配合検討

表2　ノンアスベスト2層材の低面圧物性

| 材料 | 残留締代（μ） | 応力緩和率（%） | 永久歪（%） | 圧縮率（%） | 復元率（%） |
|---|---|---|---|---|---|
| | 面圧 4.9MPa 温度 150℃ 時間 22Hr | | | 最大面圧 4.9MPa | |
| ノンアスベスト（2層材） | 20 | 55 | 7 | 8 | 50 |
| アスベスト（一般タイプ） | 25 | 38 | 5 | 10 | 70 |
| アスベスト（耐熱タイプ） | 30 | 36 | 5 | 10 | 75 |

表3　ノンアスベスト2層材の面粗度

| 材料 | 面粗度（μ） 皿材側 | 面粗度（μ） 中材側 | 測定例 |
|---|---|---|---|
| ノンアスベスト（2層材） | 10 | 20 | 表面粗さ測定器 5μm 1mm |
| アスベスト（一般タイプ） | 10 | 12 | |
| アスベスト（耐熱タイプ） | 10 | 10 | |

この結果は，開発材の低面圧下のシール性が不十分であることを示している。これは表面が平滑でないために凸部が圧縮時につぶされるが、これが復元されないことによるものである。

表3にアスベスト材料及び代替材料の面粗度を示すが，開発材は中材側の面粗度が皿材側に対し悪いことがわかる。

従って、このノンアスベスト材料系で、アスベスト材料と同等の低面圧下でのシール性を確保するためには、中材側の粗い表面を平滑にすることが必要である。

⑶3層構造化

まず、代替材料の皿材側の面粗度が、アスベストシートと同等であることに着目し、これを3層目に0.05mm積層（以下、3層目の材料を表層材料と呼ぶ）したところ、冷ロール側の面粗度も皿材側と同様になり、シート物性も応力緩和率、残留締代ともに耐熱アスベスト材と同等の特性を示した。しかし、製板時にこの積層した表層材が、冷ロールに取られて、しわ、膨れ、剥離等が発生した。

次に、前述のアラミドー加工鉱物繊維系の材料（図9のポイント2の配合）を、表層材として

0.05mm 付加した３層材料を製板したところ、前述の製板上の問題は解決できたが、得られたシートの応力緩和特性及び表層材料側の面粗度は、皿材を付加した３層構造材料に比べ劣り、残留締代についても小さい。ここまでの３層化検討結果を**表４**に示す。

そこで、**図９**のポイント２配合の材料をベースに、表面の平滑化を狙い、加工鉱物繊維より粒径の小さい数種類の充填剤にて、**表５**に示す検討を行った。なお、この充填剤の配合割合については、２層目までと同様に 20vol% 程度とし、厚さについては 0.05 mm程度とした。

この結果、微粉タルクのように分散性の悪いフィラーでは面粗度の改善は見られず、分散性が良好であっても、粒径が 10 分の数μのフィラーでは面粗度は向上するが、応力緩和特性は２層材の時点より低下することが判った。

表４　３層化検討材の面粗度及び物性

| 材料 | 面粗度（μ） | | 測定例 |
|---|---|---|---|
| | 皿材側 | 中材側 | |
| ノンアスベスト（２層材） | 10 | 20 | 表面粗さ測定器 |
| アスベスト（一般タイプ） | 10 | 12 | 5μm 1mm |
| アスベスト（耐熱タイプ） | 10 | 10 | |

表５　３層材の表面材の充填材検討

| 材料 | 面粗度(μ) | | 応力緩和率（%） 29.4MPa,150℃ | 残留締代（μ） 4.9MPa,150℃ | 製板性 |
|---|---|---|---|---|---|
| | 皿材側 | 中材側 | | | |
| ノンアスベスト（２層材） | 10 | 20 | 28 | 20 | ○ |
| ノンアスベスト（３層目-皿材） | 10 | 10 | 25 | 30 | △ |
| ノンアスベスト（３層目-加工鉱物繊維系） | 10 | 12 | 27 | 25 | ○ |
| アスベスト（耐熱タイプ） | 10 | 10 | 23 | 30 | ○ |

また、製板性、面粗度及び応力緩和特性を考慮すると、表層材の充填剤としては、微粒子炭酸カルシウムが最適であることが判明した。

そこで、この表層材を付加した３層構造のシートで、高面圧下での応力緩和試験と、低面圧下での残留締代の測定を行ったところ、**図 11**、**図 12** に示すように、耐熱タイプのアスベストシート以上

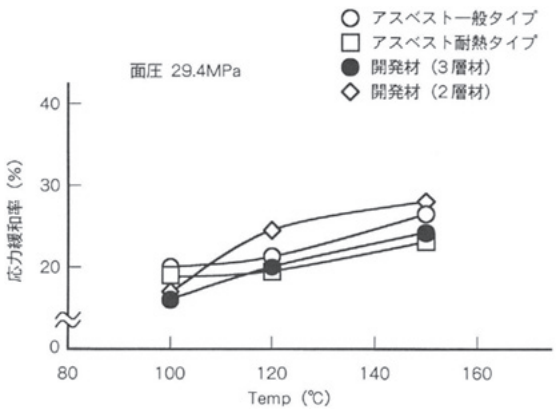



図 11　高面面圧下の応力緩和率の温度依存性

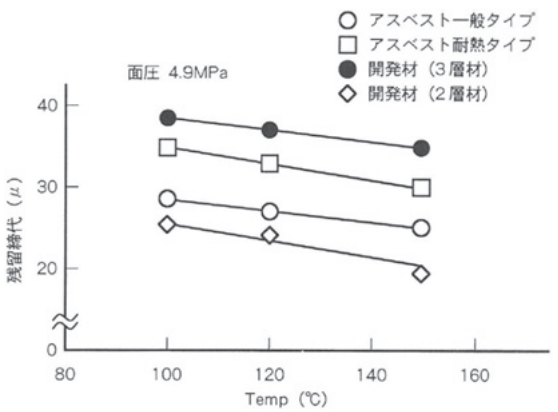



図 12　低面圧下の残留締代の温度依存性

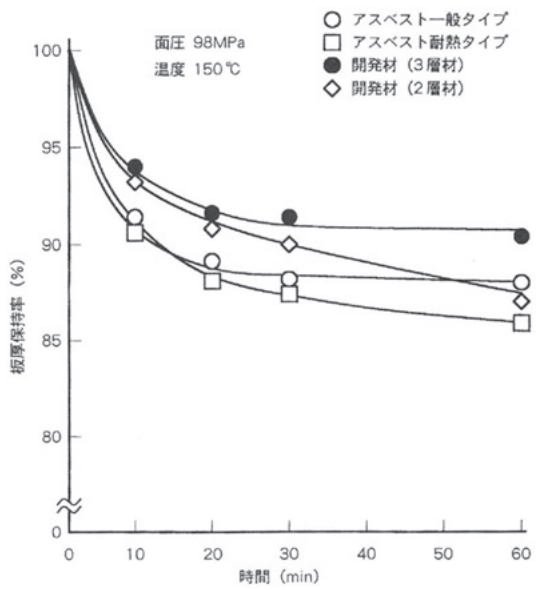



図 13　各材料のクリープ特性

という結果が、確認された（これを、H-NA6 と呼称する。）

尚、３層化された開発材料の応力緩和特性が、２層時点に比べ若干良くなっているが、図 13 に示す高面圧でのクリープ特性が大きく向上していることによるものであり、非常に興味のある現象である。

H-NA6 及びアスベスト材の一般物性を表６に示す。

## ５．エンジンテスト結果

本開発で得られたガスケットを用いたエンジン耐久試験結果の一例を表７に示す。

シール性及びボルトの軸力保持性能において、アスベストガスケットと同等以上の性能を有していることが実証されている。

## ６．生産性及びコスト

本研究の３層構造のノンアスベストガスケットの製造工程は、従来のアスベストジョイントシートを製造する工程と同様であり（図５）、従来設備を使用することができる。

ただし、開発した繊維系は、アスベスト繊維に比べ分散性が劣り、従来の三軸ミキサーでは、混練時間が長くなるため、アイリッヒ型のミキサーを使用し、混練時間を 1／4 程度に短縮した。

また、３層構造化により、層間での膨れや冷ロールへの貼り付きが製板時に出て不良率が高くなった。このため、材料面で前述のような充填材の検討を行うとともに、製造面でも、ロールの回転数及び温度の最適化等の改良を行った。

以上により、従来のアスベストジョイントシートに近い生産性が確保できた。

尚、本ガスケット材料は、アスベスト材料に比べて、ラバー含有率が高くなったため製板時のロールの熱による加硫に加え、製品打ち抜き後、二次加硫（135℃ × 30 分）を行うことで製品物性の安定化を図った。

コストについては、今回開発したガスケットは従来の耐熱タイプに比べ約 1.3 倍、一般タイプに比べ約 2.3 倍になっている（図 14）。その主要因は、アラミドパルプの価格がアスベスト繊維に比

表６　各ガスケットの一般材料特性

| 項目 | | | テスト方法 | アスベスト一般タイプ | アスベスト耐熱タイプ | 開発ガスケット H-NA6 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 常態時の物性 | 厚さ (mm) | | ASTM F 39 | 0.5 | 0.5 | 0.5 |
| | かさ比重 (g／cm³) | | ASTM D 792 | 1.84 | 1.96 | 1.85 |
| | 引張強度 (MPa) | | ASTM F 152 | 18.6 | 24.5 | 17.6 |
| | 圧縮率 (%) | | ASTM F 36A | 7.8 | 8.5 | 7.3 |
| | 復元率 (%) | | | 48 | 58 | 52 |
| 浸漬後の物性 | NO.3 Oil 150℃ × 5h | 引張強度減少率(%) | ASTM F 146 | 25 | 17 | 23 |
| | | 厚さ増化率(%) | | 11 | 6 | 7 |
| | | 重量増化率(%) | | 12 | 7 | 8 |
| | Fuel C 25℃ × 5h | 厚さ増化率(%) | | 13 | 9 | 11 |
| | | 重量増化率(%) | | 16 | 9 | 12 |
| 応力緩和率(%) 150℃ × 22h | | 4.9 MPa | ASTM F 38B | 38 | 36 | 36 |
| | | 14.7 MPa | | 38 | 24 | 24 |
| | | 29.4 MPa | | 27 | 23 | 24 |

表７　各ガスケットのエンジン耐久試験結果

| エンジン型式 | | V 型２気筒 750cm³ 水冷４サイクル | | |
|---|---|---|---|---|
| 部品名 | | R カバーガスケット | | |
| ガスケット材料 | | アスベスト一般タイプ F-112100 相当 | アスベスト耐熱タイプ F-112100 Zc2 相当 | 開発ガスケット |
| テスト結果 | オイル洩れにじみ | 発生せず | 発生せず | 発生せず |
| | 締結ボルト軸力低下 ↓ 大 | | Good | Excellent |

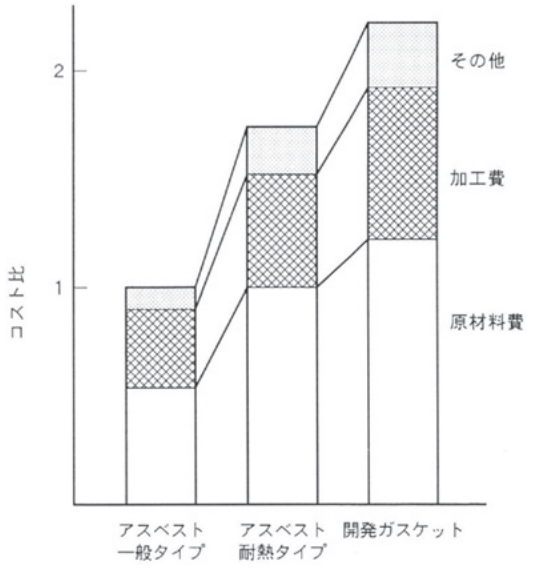



図 14　ガスケットのコスト比較

べ、体積比率で1.5～３倍になっていることによる。

## 7. まとめ

本研究のポイントは、中材には応力緩和特性の良いアラミドパルプ－ガラス繊維系の補強繊維を使用し、表層材の充填材を微粒子炭酸カルシウムにすることにより、シール性及び応力緩和特性の優れた３層構造のノンアスベスト材料を得たことである。

これにより、従来からのシール構造及び生産プロセス等を変えることなく、ノンアスベスト化が可能となった。

ただし、コストについては、アスベスト繊維が廉価な材料であるのに対し、アラミド繊維は非常に高価なため、製品コストに与える影響が大きい。

アラミド繊維が、脱アスベスト繊維の主流であり、使用量の急増が予想されるため、そのコストの低下に今後期待したい。

## 謝　辞

終わりに、本研究に於いて、共同開発メーカーとして御協力頂きました日本リークレス工業株式会社の（田中　明氏、中野　博氏、藤原　健氏を初めとする）方々に深く感謝します。

■著　者■



北山弘己



富沢　勉



高掘恭雄

# ポストモダニズムの周辺と汎用エンジンのデザイン研究

Post Modernism Design Trends and Its Impact on the General Purpose Engines

矢口忠博*
Tadahiro Yaguchi

## 要旨

汎用エンジン、発電機、芝刈機、耕転機、トラクタ、船外機等の作業機デザイン先行研究の一つとして、汎用エンジンを取り上げ、デザイン提案を行った。

ＨＯＮＤＡ汎用エンジンの歴史を、デザイン的視点から分析し、また、産業革命後のデザイン運動を体系的に読み直しながら、いわゆるポストモダニズムと、新しいデザインとの関係を観る。

『エンジン＝生命機械』とし、その「象徴としての形態」という造形言語を導き出し、立体モデルとして提示する。

## ABSTRACT

A proposal has been made for a general-purpose engine during a series of advanced studies on designs for general-purpose engines, generators, lawn mowers, tractors and outboard engines. History of Honda's general-purpose engines was reviewed and compared to the trends of design evolution after the industrial revolution. The post-modernism' and the new design trends are then interrelated. During the process of exploring new design for a general-purpose engine, the engines were defined as 'bio-mechanism', which lead to a design paradigm of 'symbolic objective' around which the cubic design model was created.

## 1．まえがき

政治･経済･生活のあらゆる場面で、「デザイン」が21世紀を切り開く新しい概念としてクローズアップされている。例えば、政治のメディアとしての都市開発、マーケティングにより多様化・差別化された製品デザイン群、そして地域産業活性化のためのデザイン・プロジェクト等々。

かくして私たちの身近な風景が、どんどん変わり始めてきている。1980年代後半、「デザイン活動」は日本で特に加速度を増し、渦中のデザイナーは表現することに、ユーザーは「かたち」を理解すること、商品を選択することに当惑している。（図－１）

このような、デザインの大きな波は、穏やかに流れている作業機デザインの世界をも呑み込むであろう。

この時期私たちは、「デザイン」とその周辺を、あらためて顧みる必要性を強く感じている。

ＨＯＮＤＡ作業機の基幹商品に汎用エンジンがある。内燃機関を用いた手軽な動力源としてこれらは単体で売られ、各種の作業機に搭載される。その機動性、汎用性を生かし、世界中の農業、建設、生活の場で利用されている。

デザイン研究の題材として私たちは、一般的にスタイリング・デザインの対象外だと思われているこの汎用エンジンを選んだ。現代のデザインが持ち得る表現の可能性と限界を、最も効果的に可視化出来るのではないかと思ったからである。

## 2．HONDA汎用エンジンの歴史

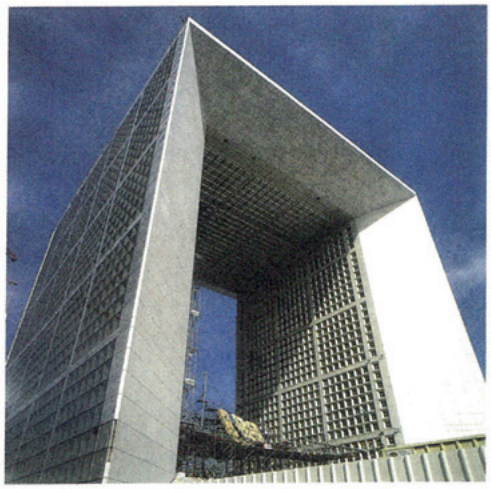
まず、ＨＯＮＤＡ汎用エンジンの歴史的考察か

＊　朝霞東研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1991_3_23

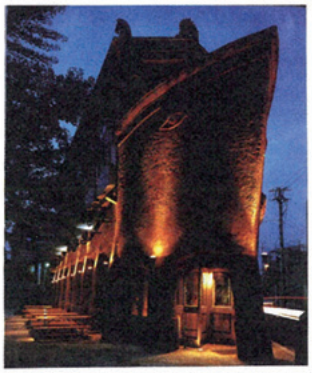



1989年 通産省主体のデザインイヤー・プロジェクトは、「デザイン」の大衆化に貢献した。



新凱旋門とデファンス地区都市開発（仏）

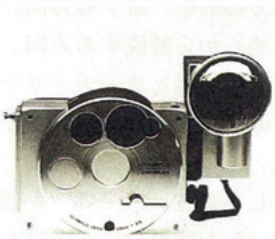
1992年のＥＣ統合は、新たな政治のシンボル



レストラン〈ノアの箱舟〉札幌市（1989年）
設計：ナイジェル・コーツ（英）
ナイジェル・コーツは、その土地にまつわる「物語り」や「由来」をモチーフとし、建築に取り組む。こういった「かたち」に情報価値を与えるコンセプトがポストモダン建築の特徴である。




日本のプロダクツ事情において、日産Ｂｅ－１の出現は一つの事件であり、「新しい」とか「進歩」といった今までの価値を再考する契機となった。その後、明らかに「Ｂｅ－１以降」という形態が続出する。
（1985年東京モーターショー発表）





左：オリンパス　Ｏ－PRODUCT
（1989年）

右：ＳＵＺＵＫＩ　ＳＷ－１
（1989年東京モーターショウ参考出品）

図１　1980 年代後半のデザイン活動

ら始める事にした。

1953年のH型エンジンに始まる今日までの汎用エンジンの歴史はデザイン的視点から眺めて見ると、大きく3期に分かれることが判る。(図2)

第1期(1953年～1963年):「基本機能の確立期」では、当時主流であった重くて大きい水冷ディーゼル、水冷・石油に代わる小型軽量のガソリンエンジンとして生まれ、戦後の日本農業機械化振興の中で大いに普及し、ＨＯＮＤＡ製品の基盤を作った。

この時期のスタイリングは、殆どエンジニアリングの所産である。小型・軽量・高性能で市場を切り開くという、エンジニアリング・フィロソフィーは、今日のＨＯＮＤＡ製品に受け継がれている。

第2期(1963年～1973年):1963年より発売されたエンジンシリーズから外観様相は一変する。全体フォルムをスクエアな立体の中で整合性を採ったスタイリング操作(当時はキュービックデザインと呼んでいた。)、『赤』をＨＯＮＤＡブランドカラーとするカラーリング戦略が登場する。

これは正にＩＤ(インダストリアル・デザイン)である。当時アメリカで興った「グッドデザイン運動」の思想をいち早く導入したことが伺える。特筆すべきは、1966年に発売された派生エンジンシリーズとその周辺アタッチメントである。(図3)更に徹底されたキュービック化・コンパクト化と、それをコアとした周辺機器とのシステムデザインは、エンジンを家電製品のごとく一般家庭へ普及させたいという、創り手の強い想いが具現化されている。

この頃発売されたＨＯＮＤＡの他の作業機にも同様な“勢い”が感じられ、当時のＩＤ思想を極めた一形態として、今なお新鮮である。

第3期(1977年～):1977年に体系化された新エンジンシリーズは、市場を世界中へと拡大させるべく実質機能の見直しが計られ合理的な商品へと形を変えた。創り手の強い主張が薄らいだ代わりに使い易さ、購入し易さで、世界中の汎用動力源として使用されるようになった。

1983年に、より低燃費コンパクト性を追求したＯＨＶの新エンジンシリーズが発売された。

この時期のスタイリングは、第2期で築いた手法(キュービックデザイン & カラーリング)を積極的に活かし続けることでデザイン・アイデンティティを確立しようとしていた。

## 3. ワイガヤステージ

私たちは「HONDA汎用エンジンの歴史」を学習した後、次代のエンジン・スタイリングを探るべく『ワイガヤ』(HONDA社内ではブレーンストーミングのことをこう呼んでいる)を始めることにした。テーマはエンジンに関係していれば何でもよいこととし、作業機デザインスタッフ全員が延べ5回のワイガヤを行った。その中での代表的な意見は次のようなものである。

◎ユーザーは、エンジンなんてものと生活の中では関わりたくない筈だ。スイッチ一つで動かせて、壊れない動力源であればよい。

◎エンジンを仕事として使う用途は、そのうちバッテリーにとって代わられるので、教材とか遊び道具とか、他の用途への転換を考えた方が良い。

◎エンジンを、その辺の電気製品と一緒にしてもらっては困る。これからは、もっとエンジンらしさとローテクの良さを追求すべきだ。

◎従来の機能的スタイリングをやめて、アート・オブジェとして見直したらどうか。

図4は、そのようなアイディアをクィック・スケッチで表現したものである。

このワイガヤとスケッチワークを通して、スタイリングの方向性が大きく二つに分かれることに気付いた。

① 新しい機能で形態を一新する方向。

② 「機能的形態」から離脱する方向。

①は言ってみれば、機能性とユーティリティを追求する、従来開発の延長線上にあるものである。

②の「機能的形態」とは、今日の一般的な汎用エンジンの形態を指し、正確には「効率一義的形態」と言った方が良いかも知れない。とにかく、そういった退屈な形態から抜け出すこと、それ自身を目的としたいのである。

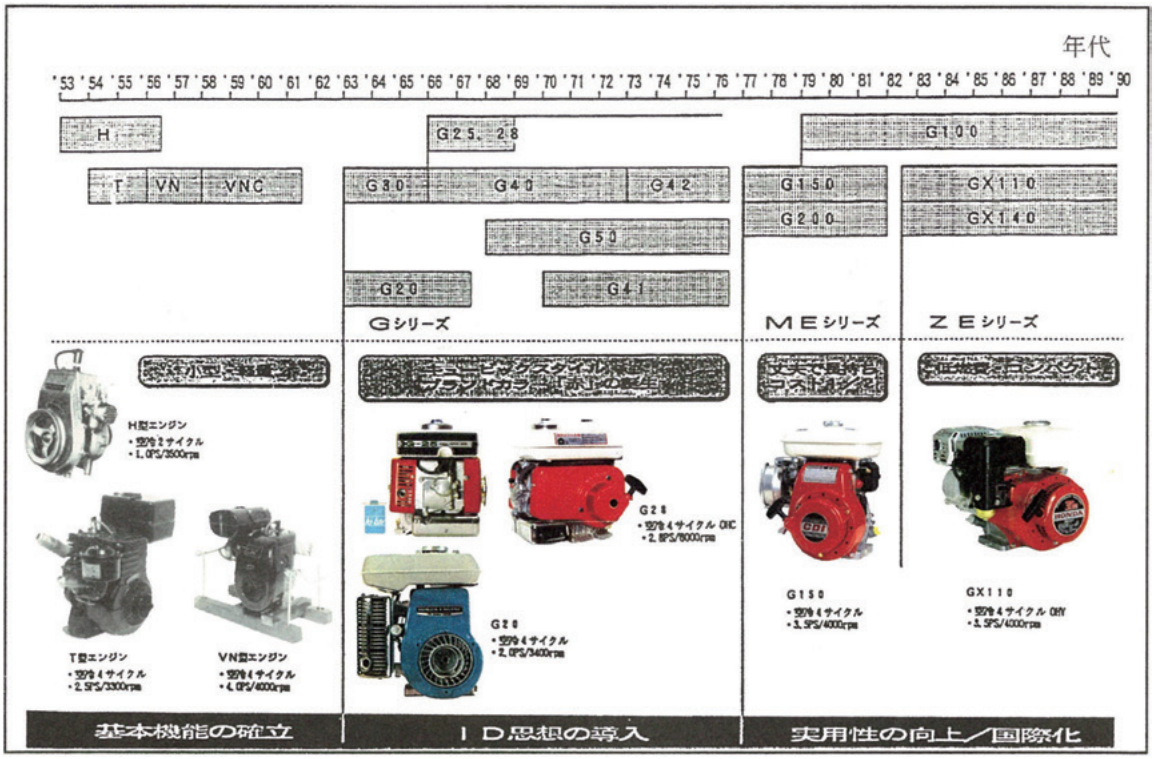



図２　ＨＯＮＤＡ汎用エンジンの歴史

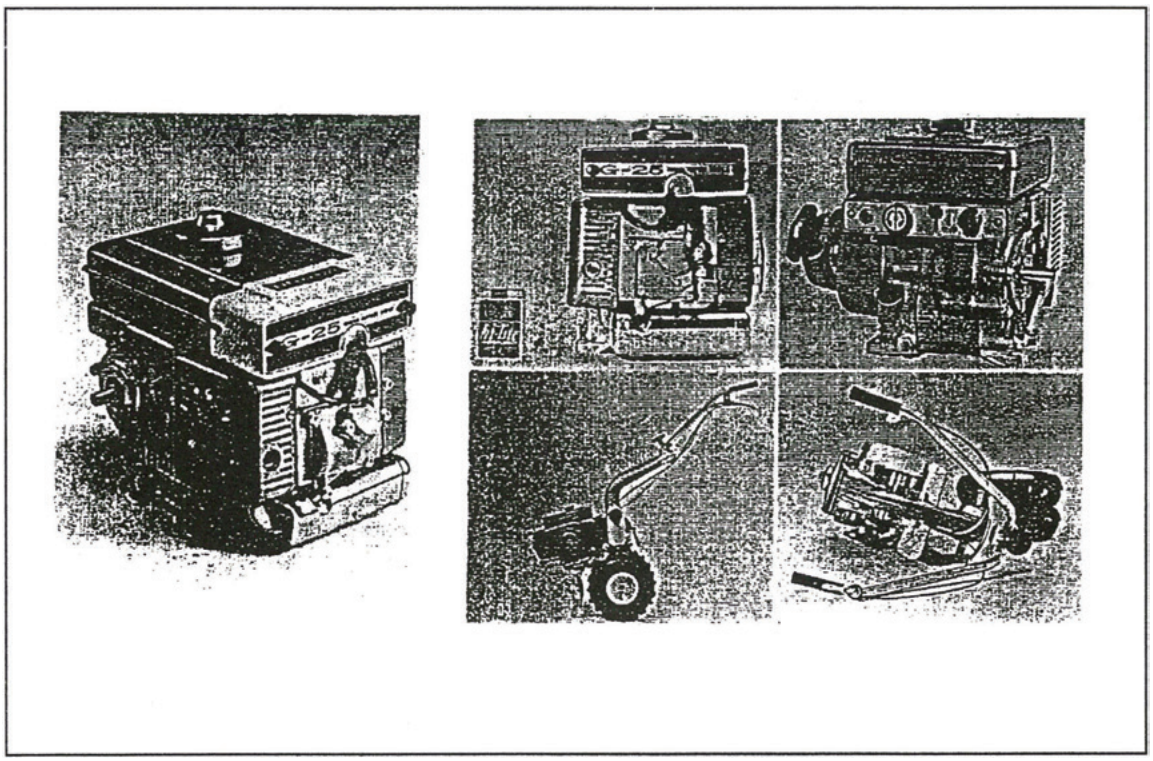


図３　ＨＯＮＤＡ汎用エンジン第２期の商品




図4　ブレーンストーミング時のアイディアスケッチ

本研究の発意からしても、私達は②の方向性を選ぶのだが、「汎用性」という合理・効率機能がスタイリングに及ぼしている絶大な影響力を考えると、この「汎用性」をどのように捉えるかが課題であると思われた。

## 4. デザイン運動とその様式

「機能的形態」から離脱するためには、機能的形態が持つ普遍性とか均質性が生まれる背景となった近代合理主義(モダニズム)を再考し、また、どのような文脈で今日ポストモダニズムが語られているのかを理解する必要があった。それにはまず、モダニズムを歴史的進化の中で俯瞰しようと考え、産業革命以降のデザイン史・社会史を読み直しながら、それらの体系化ビジュアル化を試みた。(図5)

人間が「物」を作り始めて以来、デザインは手工芸と共にあった。

産業革命を機に、機械生産を前提とした「総合的な計画」が必要になるが、それは良質化された工業製品と生活環境を作り出そうというドイツ『Bauhaus』の理念をもって社会的に認知された。いわゆるこれが「デザイン」の発端である。

一方、アメリカでは大恐慌の中『流線形』が、新しい時代のイメージとして消費され不況を救ったことから、デザインはビジネスと強く結びついてくる。この時「インダストリアル・デザイナー」という職能が生まれる。

このようにデザイン活動は経済社会の成熟と共に歩んだ。それらの結果として、様式化された均一の「良いモノ」が大量に生み出された。また、そのモノたちはインターナショナル・スタイルと呼ばれ、私達の生活環境から人間性とか、情緒性を少しづつ奪って行くことになる。

その上、生活に入り込んだ電子テクノロジーは時代を工業化社会から情報化社会へと急速に押し進め、「機能の形態化」が意味を失ってくる。

1970年代末、この大量生産に基づく工業社会の価値感の終焉が、ダニエル・ベル(アメリカの社会学者)著「脱工業社会」で提示され、『ポストモダニズム』という新しいパラダイムが台頭する。折しも1980年、イタリアのデザイングループ「メンフィス」から反機能主義を謳ったラジカルなポストモダンデザインが発表された。そして、それに触発された様々の形態表現が乱出し今日に至る。[1), 2), 3), 4), 5), 6), 11)]

最近、メディアの先端では、次の時代を担う様式は何か、と言う関心から、確かにポストモダンデザインに代表される新しい表現にスポットが当てられ「ニュー・インターナショナル・スタイル」と言う呼び名まで登場している。しかしながら市場の中で見る限り、こういった新しい表現は、ユーザニーズの多様化に答える「新しいかたち」として次々に消費され, 相変わらず近代合理主義的経済論理に機能している。その様なところから、未だモダニズム社会からは抜け出していない、と言えるのではないだろうか。

さて、ここで私たちは本デザイン研究の目的を明確にすべきであると感じた。企業内デザイナーの研究結果が、商品という視点で見られ、消費の対象としての「新しいかたち」提案、と受け取られるであろう商業デザインの宿業から逃れられない。しかし過去のデザイン運動がその精神性に於いて人々の気持ちに届いた様に、デザイン行為が本質的に「活動・運動」であることに立ち返ると、主張は「かたち」を媒体としたメッセージに成り得る。

ＨＯＮＤＡ汎用エンジンの歴史を振り返り、モダニズムを遡ってみれば、汎用エンジンの進歩と言うのは、「汎用性」という効率機能の追求に他ならなかったことを示していた。私達はその「汎用性」というモダニズム的価値感に屈し続けていた「エンジン」に再び強い言葉と、去勢されてない「かたち」を与えたいのだ、ということをここで明確にした。そのために今一度、人とエンジンとの関係を見つめ直そうと考えた。

## 5. 人とエンジンの熱い関係

先のワイガヤ・ステージの中で、「もっとエンジンらしさを！」と語る熱い声の数々が印象に残っていた。そういえば日頃、合理・効率を至上とし開発に携わるエンジン設計者が、「排気音や振動がたまらなくいい。」と語ってしまう場面に遭遇したことも何度かある。

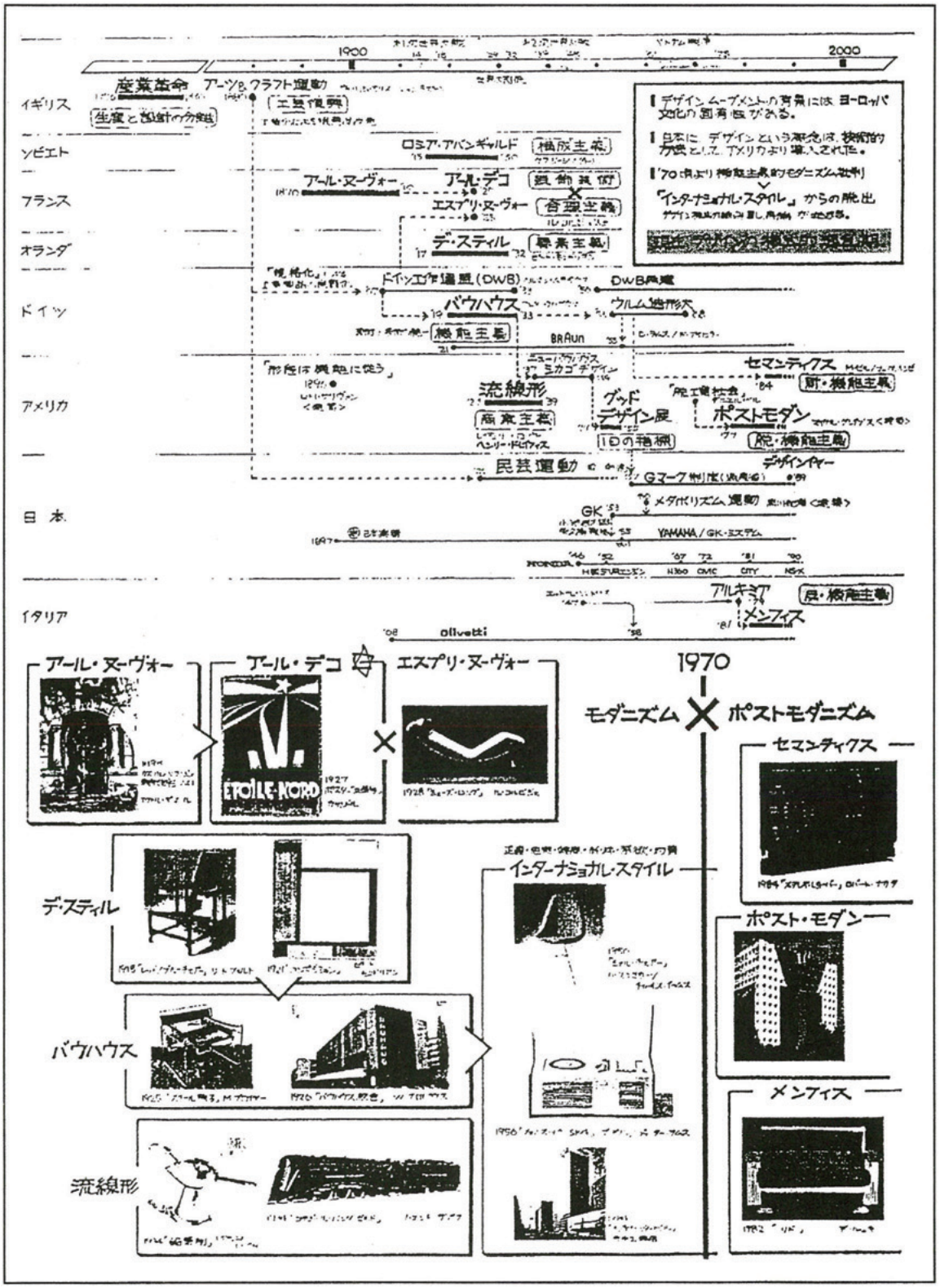
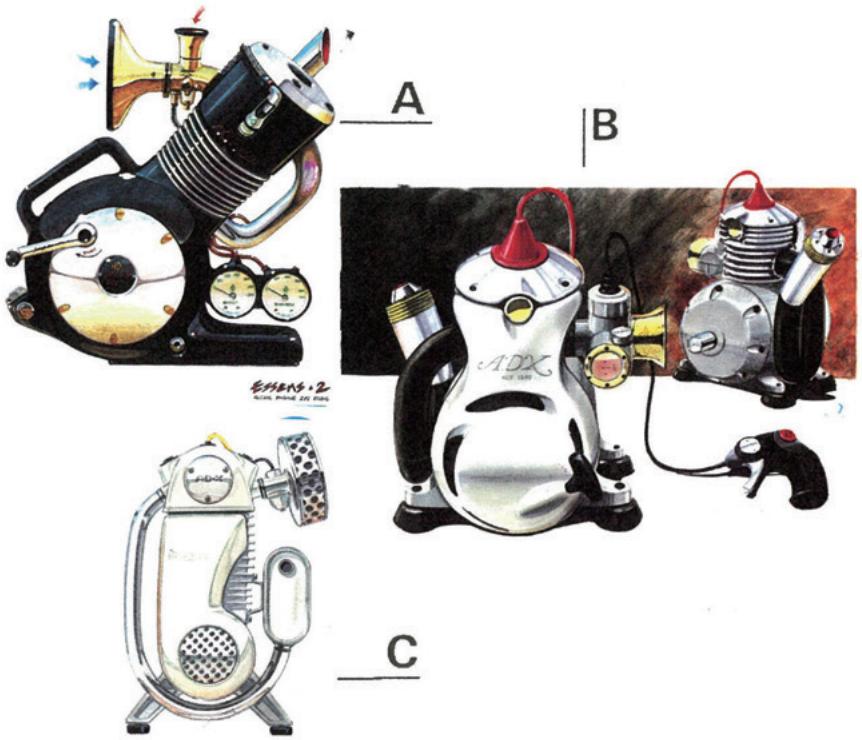



図5　近代デザインムーブメント




A　エンジン版D 51

高効率・ローコスト化へというエンジンの進歩とは違った意味で、我々にアピールする方向、それを人間的な愛着感という観点で絵にしてみた。それは手動式クランクスターターであったり、スパークが見えるプラグキャップであったり、食べるところ、呼吸するところが明確なパーツであったり、メカニカルに自分の状態を示すアナログメーターであったりと人間にもっと近づきたい、相手にしてもらいたいエンジンをイメージしてみた。

B　体感エンジン

視・聴・嗅・味・触といった人間の五感にシンクロすることを目的とするソウルフル・プロダクツである。

パワフル・エナジーをテーマとした個々のエレメントを集合体としてアグレッシブに表現する。

素材や加工は、合理的概念から解かれた存在であることを主張する。

C　皆が知ってるエンジン

全ての形を「皆が知っている基本的な機能」として、分かり易く表現する。

- エアークリーナーはゴミを漉しそうに。
- ヘッドカバーの中には、カム　ロッカーアーム　バルブが在りそうに。
- ファンカバーは風が流れそうに。

図6　最終デザインの考え方

CONCEPT：生命機械
FORM　畏敬
FUNCTION　作法
MATERIAL　記憶－触覚

**CONCEPT：生命機械**

生命的エナジーや人間的欲求が象徴的に外在化された対象物としてのエンジン、そしてそれとの新しいコミュニケーションを提案する。

・名称：ＡＤＸ（Advanced Design Project X）

**FORM：畏敬**

生命あるものへの「畏敬」を象徴する「かたち」。

・人間を始めとする生命あるものの基本形態、シンメトリカルフォルム。

・求心的パワーを放つ宗教モニュメントの形態学習。

・既知イメージのメタファーとして研ぎ澄まされた、シンボリックパーツ。

吸入 ――― ファンネル形状のＡ／Ｃケース。
圧縮・爆発 ― スパークする光をシンボライズするシリンダーヘッド。
排気 ――― エキゾースト管形状のマフラー。

触覚で愛でる大きさとして HONDA G100（強制空冷４サイクルSV・83cc・2.2PS/4200rpm・10Kg）サイズを想定。

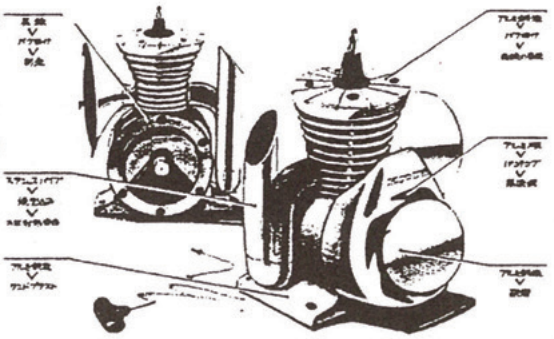
**FUNCTION：作法**

生命体に向かう為のインターフェイスとして「作法」と言う手掛かりを介在させる。

・ロープ掛けリコイルによる始動儀式。

・ファンネルを手で塞ぐ停止儀式。

・点火・回転運動・ＧＡＳ残量を直に見せるアナログ・デバイス。

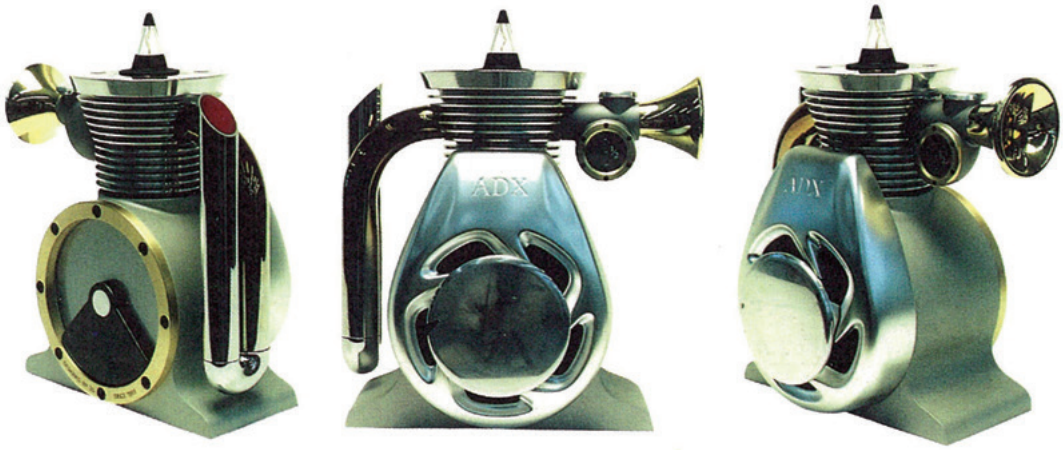


**MATERIAL：記憶－触覚**

素材そのものへの触覚を呼び起こし、時間経緯が読み取れる金属マテリアル使う。

| | | |
|---|---|---|
| ・アルミ | 鋳造 | 研磨　バフ掛け　ブラスト |
| | 板物 | パンチング　プレス |
| ・真鍮 | 鋳造 | 象がん　彫金 |
| ・ステンレス | パイプ | 焼き込み |
| ・鉄 | 鋳造 | 腐食 |

・素材感を覆い隠す加工（塗装 等）は、コントラスト操作として効果的に活用する。




モックアップモデル

図７　形態具現化モデル

モーターサイクルや車が好きで入社している者が多く、彼らのエンジン原体験は強烈で、心情的にエンジンを変えることは好まないようである。

具体的な声としては、

◎音、臭い、振動に何故か惹かれる。
◎エンジンそれ自身は、生命体の様に自己完結したエネルギーである。
◎エンジンが持っている人間の感情に訴求する部分、それこそもっとクローズアップされるべきだ。何故なら、今日のエレクトロニクスでブラックボックス化され物と人とのコミュニケーションが喪失しつつあり、そういった物たちへのアンチテーゼとしたらどうだろう。

等があった。

私たちは、この「人とエンジンとの熱い関係」を内包する形態表現へのアプローチを直感した。

## 6. 最終デザインの考え方

私たちは再びスケッチを始めながら、テザインの考え方を煮詰めていった。(図6)

これらのスケッチを前にして再びワイガヤを行った結果、

『エンジン＝生命機械』

という一つのキーワードに収斂するに至った。

次に、生命機械をコンセプトとする形態具現化の為の指標を言葉で定義し、それに基づいてモデルの製作を行った。(図7)

## 7. 新エンジンの位置付け

この時期デザイン市場では、レトロ、ハイタッチ、ネオファンクション、バイオ、エルゴノミック…といった呼び名で新しい形態を登場させているが、私たちの新しいエンジンは、この中で、どのように位置付けることが出来るのだろうか。

和爾祥隆は、「……らしい」、「……に似た」、「……のような」、「……ふう」といったデザイナーの創造過程におけるインスピレーションに「連想」、「引用」、「象徴」という形態分類言語を与え、『この分類は私達に「機能の形態化」以降に現れたポストモダンの「かたち」の理解を助けるだろう。』と述べている。[7)]

私たちはこの３分類に、「手法の転用」を加え同様な形態分類作業を行ってみた。(図8)

デザイナーは「かたち」にどの様な意味を与え、ユーザーはどのようにそのメッセージを受け取るのか、と言うように、今日の情報化社会下においてデザインされた物は、『情報的読み物』として消費されているということが、改めて良く理解出来たように思われる。

新しいエンジンを理解するもう１つの鍵、ワイガヤ・ステージで誰かが呟いた興味深いフレーズがある。

『僕はエンジンを家に飼っている！』

近未来における人間とエンジンとの新しい関係をうまく言い得ているように思われるのだが……。

さて、新しいエンジンを前にした人たちには、私たちが託したメッセージをどのように読み取ってもらえたのか、興味あるところである。

## 8. 最　後　に

1990 年代に入り、地球レベルの情報共有化スピードの速さには驚くものがある。あっと言う間に世界の共通認識となった環境問題は、モダニズムの再考という視野の中に、「物づくりにおけるトータリティと理念」という高位な視座を要求している。そしていよいよ、次代へ向けて新しいデザイン概念の構築が始まろうとしている。

今回あえて歴史を概観したり、形態を分析したりしたことで、私たちのデザインの周辺が少しだけ整理された。また、「メッセージ」というデザインが本質的に持っている力も改めて確認できた。今回の研究については、次のように換言することができるかもしれない。「人と物との関係」を今一度顧み、新しい「言語」で新しい「かたち」を切り開きたいという私たちの表現（意志）が、日頃のデザイン業務で繰り広げられている慣習的なプログラムやテクニックを踏み出させ、結果としてこのようなエンジンを形造ったのだ、と。そして、次代へのデザイン活動の下地は整ったのである。

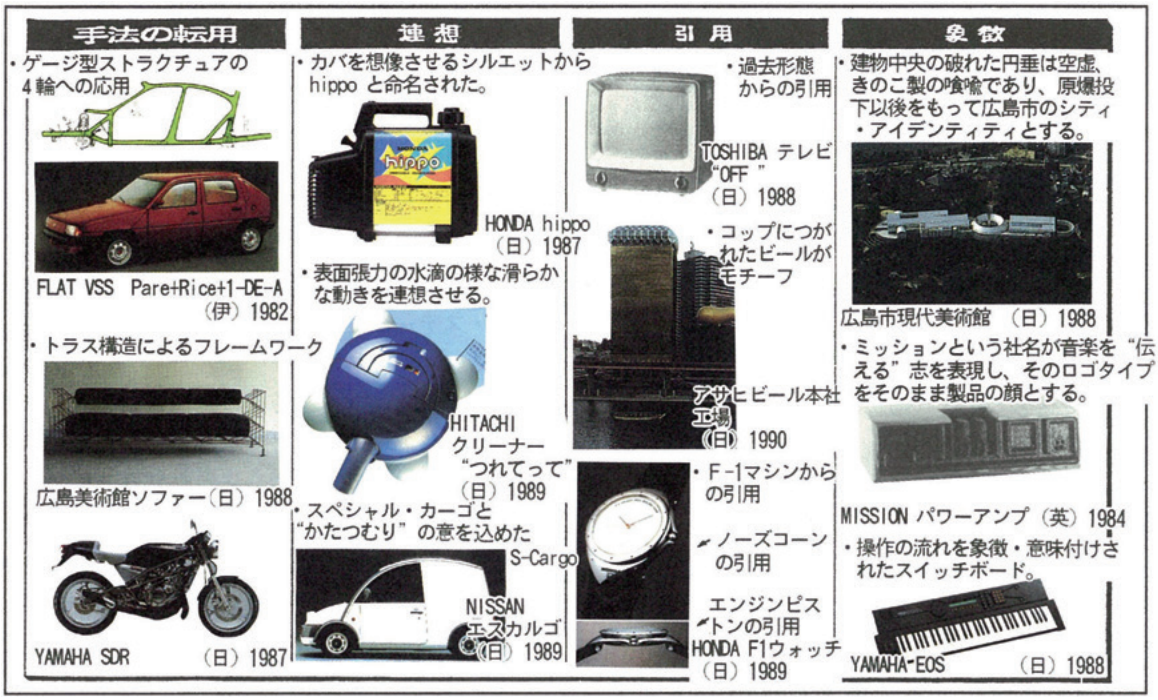



図８　形態分類

## 参　考　文　献


⑴ 世界デザイン紀行１「モダンデザイン・100 年の肖像」:学習研究社
⑵ 世界デザイン紀行２「21 世紀デザインの旅」:学習研究社
⑶ 特集デザイン小辞典「モリスからスペース・シャトルまで」:美術手帖 '89/9
⑷ デザインの辞典:朝倉書店
⑸ 若林直樹「現代美術・入門」: JICC 出版局
⑹ 現代デザイン辞典:平凡社
⑺ 和爾祥隆「形態のリテラシー」:Design News 203-30
⑻ 真鍋智治「マテリアル・フェティシズム」: AXIS 23-020
⑼ GX Dynamics 編「人機魂源」:六耀社
⑽ 向井周太郎「かたちのセミオシス」:思潮社
⑾ ブルックリンミュージアム監修「アメリカの機械時代 1918-1941」:鹿島出版会


尚、図中の写真は上記参考文献の中から引用、参照させていただきました。


■著　者■



矢　口　忠　博

# 社外発表論文 (1990. 4～1991. 3)

◇論　文　講　演

| 発表日 | 表　　題 | 発　表　先 | 著　者 | 所　属 |
|---|---|---|---|---|
| 1990. 5. 7 | Development of Aluminum Die-cast Frame for Motorcycles | 23rd FISITA International Congress 905029 | 佐久間　芳信<br>永田　信<br>G. Giorgetta<br><br>A.Fantinel1i | 朝霞研究所<br>朝霞研究所<br>HONDA Italia Industriale<br>HONDA Italia Industriale |
| 1990. 5. 7 | Effects of Active Steering Control on Closed Loop System Control Performance | 23rd FISITA International Congress 905036 | 古川　修<br>武井　明彦 | 和光研究センター<br>和光研究センター |
| 1990. 5. 7 | Shift Scheduling Method on Automatic Transmission Vehicles with Application of Fuzzy Logic | 23rd FISITA International Congress 905049 | 酒井　伊知郎<br>新井　康久<br>松井　弘樹<br>長谷川　祐介<br>岩城　喜久<br>芳賀　剛志 | 和光研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>和光研究所<br>和光研究所<br>栃木研究所 |
| 1990. 5. 7 | Engine Component Design System Using Boundary Element Method | 23rd FISITA International Congress 905206 | 伊藤　保<br>杉田　順一<br>阿部　智也 | 和光研究所<br>和光研究所<br>和光研究所 |
| 1990. 5. 7 | Dynamec Characteristics on a Running Motorcycle with Rear Single Swing Arm | 23rd FISITA International Congress 905214 | 引地　東一郎<br>高木　桂一郎 | 朝霞研究所<br>朝震研究所 |
| 1990. 5.15 | パワープラント振動解析への大型計算機の利用 | 自動車技術会<br>春季学術講演会 901013 | 高橋　勝雄<br>高橋　幸敬<br>銭場　克己 | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所 |
| 1990. 5.15 | ホンダＧ２０Ａ型直列５気筒エンジン<br>－５気筒エンジンの出力向上手法－ | 自動車技術会<br>春季学術講演会 901083 | 島崎　勇一<br>宍戸　信彦<br>平沼　英勇<br>印出井　哲 | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所 |
| 1990. 5.15 | ホンダ新直列５気筒エンジンと振動騒音技術 | 自動車技術会<br>春季学術講演会 901084 | 内田　孝尚<br>片野　博樹 | 和光研究所<br>和光研究所 |
| 1990. 6. 6 | Automobile Corrosion problems and Prevention | 日科技連<br>信頼性保全国際シンポジウム | 竹内　寿浩<br>渡辺　弘和<br>渡辺　修三 | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所 |
| 1990. 7.12 | 人工知能実用化のレベルとその満足度 | 情報処理学会人工知能研究会夏のﾜｰｸｼｮｯﾌﾟ | 桜庭　俊典 | 栃木研究所<br>技術計算 |
| 1990. 7 | 運動力学からみた４ＷＳの変遷 | 自動車技術会ｼﾝﾎﾟｼﾞｳﾑ | 古川　修 | 和光研究センター |
| 1990. 8.13 | Development of Techniques for Optimization of Noise Control Material | Inter Noise '90 | 小峰　徳雄<br>中村　光勇<br>大萱　真吾 | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所 |
| 1990.10. 9 | Development of Honda Variable Valve Timing and Lift Electronic Control System | ASME/SAE Joint Meeting Washington D. C. | 田内　常夫 | 栃木研究所 |
| 1990.10.15 | Development of Honeycomb Noise Control Materials for Automobiles | National Conference on Noise Control Engineering | 前田　孝司 | 栃木研究所 |

＊和光研究センター：和光基礎技術研究センター

| 発表日 | 表　　題 | 発　表　先 | 著　者 | 所　属 |
|---|---|---|---|---|
| 1990.10.17 | 車載ナビゲーションシステムの開発 | 自動車技術会<br>秋季学術講演会 902151 | 後藤　博<br>土屋　良一<br>今井　武<br>中村　之信<br>池上　雅幸<br>飯星　明 | 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<br>栃木研究所 |
| 1990.10.17 | 車体外板への Galvannealed 鋼板の適用と界面制御 | 自動車技術会<br>秋季学術講演会 902162 | 佐藤　登<br>南　達郎 | 和光研究センター<br>鈴鹿製作所 |
| 1990.10.17 | 前後輪のアクティブ操舵が人間－自動車系の閉ループ制御特性に及ぼす影響 | 自動車技術会<br>秋季学術講演会 902180 | 古川　修<br>武井　明彦<br>小林　実<br>河井　孝之 | 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 |
| 1990.10.17 | 自動車騒音シミュレーションシステムとその応用について | 自動車技術会<br>秋季学術講演会 902199 | 宮内　邦夫<br>小峰　徳雄<br>中村　光勇 | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所 |
| 1990.10.17 | Hopeite 結晶中の遷移金属が磁気共鳴スペクトルに与える影響 | 表面技術協会　第 82 回<br>講演大会 17B-25 | 南　達郎<br>佐藤　登 | 鈴鹿製作所<br>和光研究センター |
| 1990.11 | 自世代自動車生産システムに向けて | 自動車技術会 ｼﾝﾎﾟｼﾞｳﾑ | 柳沢　孝 | ﾎﾝﾀﾞｴﾝｼﾞﾆｱﾘﾝｸﾞ |
| 1990.11. 1 | 燃焼可視化用低光量高速度撮影装置の開発 | 可視化情報学会<br>金沢講演会 | 田中　敦<br>石井　清<br>山本　和司 | 栃木研究所<br>和光研究所<br>和光研究所 |
| 1990.11. 2 | ホンダ　ＮＳＸ　Ｖ６　３Ｌ　エンジン | 自動車技術会<br>ガソリン機関部門委員会 | 濱崎　実 | 栃木研究所 |
| 1990.11.12 | Application of Mechanical Analysis Software to Drive Train Vibration Analysis | International Conference on Auto Technorogy, Thailand | 酒井　竜英 | 栃木研究所 |
| 1990.11.21 | 高性能ツインディスククラッチ | 自動車技術会<br>シンポジウム<br>「動力伝達系における<br>最新技術」 | 石原　淳<br>石倉　志津夫<br>大久保　清一<br>斉藤　真広<br>根本　啓司<br>竹川　太人 | 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<br>栃木研究所 |
| 1990.12. 3 | Research on Motorcycle Antilock Brake System -Part 2: Influence on Motorcycl Braking in Turn | 23rd ISATA | 引地　東一郎<br>加藤　正家<br>泊　辰弘<br>M. Thiem | 朝霞研究所<br>朝霞研究所<br>朝震研究所<br>ＨＲＥ |
| 1991. 1.21 | Development of the Variable Valve Timing and Lift Engine for NSX | SEA/SIA 5th Autotechnologies Conference and Exposition 910008 | 保坂　武文<br>田内　常夫<br>濱崎　実 | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所 |
| 1991. 1.21 | Development of Electric Power Steering | SEA/SIA 5th Autotechnologies Conference and Exposition 910014 | 清水　康夫<br>河合　俊岳 | 朝霞北研究所<br>朝霞北研究所 |
| 1991. 1.25 | ホンダ　ＮＳＸ　Ｖ６　３Ｌ　エンジン | 自動車技術会<br>新型原動機ｼﾝﾎﾟｼﾞｳﾑ | 濱崎　実<br>川瀬　直和 | 栃木研究所<br>栃木研究所 |
| 1991. 2.19 | 自動車塗装における水性ﾍﾞｰｽｺｰﾄｼｽﾃﾑ | 塗装技術協会 | 小松　泰典 | 栃木研究所 |

| 発表日 | 表　　題 | 発　表　先 | 著　者 | 所　属 |
|---|---|---|---|---|
| 1991. 2.25 | Paint Detackification and Sludge Removal in High Solids Paint Applications | '91 SAE International Congress & Exposition 910187 | Terry W. Dewitt<br>Char 1es A. Faust | HAM<br>Calgo |
| 1991. 2.25 | New Pretreatment and Painting Technology for All Aluminum Body of Honda NSX | '91 SAE International Congress & Exposition 910887 | 小松　泰典<br>鈴木　英治<br>宮崎　勝男<br>西野　俊哉 | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所 |
| 1991. 2.26 | Estimation of Total Engine Loss and Engine Output in Four Stroke S.I. Engines | '91 SAE International Congress & Exposition 910347 | 八木　静夫<br>藤原　一夫<br>黒木　伸彦<br>前田　義男 | 朝霞研究所<br>朝霞研究所<br>朝霞研究所<br>朝霞研究所 |
| 1991. 2.27 | A Free Machining Titanium Alloy for Connecting Rods | '91 SAE International Congress & Exposition 910425 | 松原　敏彦<br>木村　健二<br>佐藤　泰紀 | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所 |
| 1991. 2.27 | Development of Nickel-Base Superalloy for Exhaust Valves | '91 SAE International Congress & Exposition 910429 | 萩原　好敏<br>石田　正雄<br>岡　　知生 | 朝霞研究所<br>朝霞研究所<br>朝霞研究所 |
| 1991. 2.27 | Development of All Aluminum Automotive Body for the Honda NSX | '91 SAE International Congress & Exposition 910548 | 小松　泰典<br>伴　　恵介<br>村岡　康雄<br>安永　晋拓<br>矢羽々隆憲<br>塩川　　誠 | 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<br>栃木研究所 |
| 1991. 2.27 | Development of Aluminum Suspension Parts for the Honda NSX | '91 SAE International Congress & Exposition 910554 | 小松　泰典<br>新井　彪雄<br>佐藤　正和<br>阿部　春樹<br>中沢　　靖 | 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 |
| 1991. 2.27 | Modification of Phosphate Hopeite Crystals and Structural Determination | '91 SAE International Congress & Exposition 910869 | 佐藤　　登 | 和光研究センター |
| 1991. 2.28 | Application of EXAFS Analysis and Structural Determination for Anti-Corrosive | '91 SAE International Congress & Exposition 910768 | 佐藤　　登<br>南　　達郎 | 和光研究センター<br>鈴鹿製作所 |
| 1991. 2.28 | Production Process of Metal Matrix Composite (MMC) Engine Block | '91 SAE International Congress & Exposition 910835 | 海老津賜寿雄<br>林　　直雄<br>牛尾　英明 | ﾎﾝﾀﾞｴﾝｼﾞﾆｱﾘﾝｸﾞ<br>栃木研究所<br>栃木研究所 |
| 1991. 3.30 | 電動パワーステアリングの制御 | 機械学会通常総会講演会 | 清水　康夫<br>杉野　光生 | 栃木研究所<br>栃木研究所 |

◇寄　　稿

| 発表日 | 表　　題 | 発　表　先 | 著　者 | 所　属 |
|---|---|---|---|---|
| 1990. 4.10 | EXAFS のカーブフィッティング法による改質 hopeite 結晶の局所構造解析と構造決定 | 表面技術協会<br>「表面技術」Vol. 41 No.4 | 佐藤　登<br>南　達郎 | 和光研究センター<br>鈴鹿製作所 |
| 1990. 4.20 | 4 ｻｲｸﾙｶﾞｿﾘﾝｴﾝｼﾞﾝのｺﾝﾛｯﾄﾞ軸受焼き付きに関する潤滑性の考察 | 「自動車技術」<br>Vol. 44 No.4 | 丸谷　武志<br>長島　隆 | 栃木研究所<br>栃木研究所 |
| 1990. 4.20 | 新型アコード、アスコット、インスパイア ビガーの紹介 | 「自動車技術」<br>Vol.44 No.4 | 三好　建臣<br>杉山　智之<br>武田　健志 | 本田技研工業<br>栃木研究所<br>栃木研究所 |
| 1990. 5.20 | MMC（メタル・マトリックス・コンポジット）エンジンブロックの製造技術 | 「自動車技術」<br>Vol. 44 No.5 | 安藤　芳夫<br>海老津暘寿雄<br>林　直義<br>牛尾　英明 | ﾎﾝﾀﾞｴﾝｼﾞﾆｱﾘﾝｸﾞ<br>ﾎﾝﾀﾞｴﾝｼﾞﾆｱﾘﾝｸﾞ<br>栃木研究所<br>栃木研究所 |
| 1990. 5.20 | 大物プラスチック部品生産における高効率かっ省人化のための生産技術 | 「自動車技術」<br>Vol.44 No.5 | 山本　節二<br>小城　明彦<br>西　好次 | ﾎﾝﾀﾞｴﾝｼﾞﾆｱﾘﾝｸﾞ<br>ﾎﾝﾀﾞｴﾝｼﾞﾆｱﾘﾝｸﾞ<br>ﾎﾝﾀﾞｴﾝｼﾞﾆｱﾘﾝｸﾞ |
| 1990. 6.20 | これからの自動車材料について | 「自動車技術」Vol. 44 No.6 | 大沢　旬 | 朝霞研究所 |
| 1990. 6.20 | 二輪車用アルミフレーム材料の変遷と現状 | 「自動車技術」<br>Vol.44 No.6 | 高崎　憲政<br>永田　信<br>望月　信介<br>小屋　栄太郎 | 朝霞研究所<br>朝霞研究所<br>朝霞研究所<br>朝霞研究所 |
| 1990. 6.20 | 高性能アルミニウム材料 | 「自動車技術」<br>Vol. 44 No.6 | 椎名　治男<br>村樫　良一<br>星　雅巳<br>有村　光典<br>北条　信明 | 和光研究所<br>和光研究所<br>和光研究所<br>和光研究所<br>ﾎﾝﾀﾞｴﾝｼﾞﾆｱﾘﾝｸﾞ |
| 1990. 7.10 | トライボロジー系のスティックスリップに関する表面解析 | 表面技術協会<br>「表面技術」Vol. 41 No.7 | 佐藤　登<br>南　達郎 | 和光研究センター<br>鈴鹿製作所 |
| 1990. 7.20 | 年鑑　自動車と内外環境 | 「自動車技術」Vol. 44 No.7 | 塩原　信夫 | 本田技研工業 |
| 1990. 7.20 | 年鑑　自動車材料 | 「自動車技術」Vol. 44 No.7 | 牛尾　英明 | 栃木研究所 |
| 1990. 7 | Styudy on the cylindrical rotary valve | JSAE Revew Vol. 11 No.3 | 石濱　陽一郎 | 栃木研究所<br>（他社共著） |
| 1990. 7 | Analysis of booming noise in a passenger compartment using boundary element method | JSAE Revew Vol. 11 No.3 | 漆山　雄太<br>野本　祐春 | 栃木研究所<br>栃木研究所 |
| 1990. 8. 3 | 再構成運動系におけるアクチンフィラメントの回転滑り運動 | 第 10 回国際生物物理学会 | 田中　裕一郎<br>石島　秋彦 | 和光研究センター<br>和光研究センター |
| 1990. 8.20 | 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 | 「自動車技術」<br>Vol. 44 No.8 | 山下　宏和<br>井沢　信一郎<br>真田　誠 | 和光研究所<br>和光研究所<br>和光研究所 |
| 1990. 9.10 | 自動車用鋼板に形成されるリン酸塩 hopeite 結晶の改質と EXAFS を用いた構造解析 | 日本科学会<br>「日本科学会誌」<br>Vol.1990 No.9 | 佐藤　登<br>南　達郎 | 和光研究センター<br>鈴鹿製作所 |
| 1990.10. 1 | 若手研究者にもっとカネを与えよう | 日本比較生理生化学会議 | 近藤　康弘 | 和光研究センター |

| 発表日 | 表　　題 | 発　表　先 | 著　者 | 所　属 |
|---|---|---|---|---|
| 1990.10. 1 | 特集　スーパーアロイの現状用途別動向<br>：自動車（ﾊﾞﾙﾌﾞ、ﾀｰﾎﾞﾁｬｰｼﾞｬｰ、ﾌｧｽﾅｰ等） | 特殊鋼 10 月号 | 萩原　好敏 | 朝霞研究所 |
| 1990.10. 1 | ハイブリッド繊維強化アルミニウム基複合材料の摩耗特性と自動車エンジンブロックへの応用 | 軽金属 Vol. 40 No.10 | 牛尾　英明<br>林　直義<br>柴田　一雄<br>海老津賜寿雄 | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>ﾎﾝﾀﾞｴﾝｼﾞﾆｱﾘﾝｸﾞ |
| 1990.10.10 | ﾎﾝﾀﾞ TODAY 用 660･SOHC･12ﾊﾞﾙﾌﾞｴﾝｼﾞﾝ | 内燃機関 Vol. 29 No.372 | 千賀　章久 | 栃木研究所 |
| 1990.11.20 | 電子制御回路の故障モード影響解析（FMEA）シミュレータ開発 | 「自動車技術」<br>Vol. 44 No.11 | 平井　和雄<br>梅咲　薫郎<br>川合　誠<br>有吉　敏明 | 朝霞北研究所<br>朝霞北研究所<br>朝霞北研究所<br>朝霞北研究所 |
| 1990.12.20 | 自動車用ハニカム防音材の開発 | 「自動車技術」<br>Vol. 44 No.12 | 前田　孝司<br>山下　剛<br>中村　光勇 | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所 |
| 1991. 1.17 | Magic-angle Spinning Nuclear Magnetic Resonance of $^{31}P$ in Hopeite Crystals | Journal of Materials Science Letters<br>Vol. 10 No.2 | 佐藤　登 | 和光研究センター |
| 1991. 2.27 | Local Structural Analysis of Hopeite Crystals by the EXAFS Curve-fitting Method | Journal of Materials Science<br>Vol. 25 | 佐藤　登<br>渡辺　謙司<br>南　達郎 | 和光研究センター<br>鈴鹿製作所<br>鈴鹿製作所 |
| 1991. 3.15 | Study on Attribution of Laser Raman Spectroscopy for Hopeite Crystal Films | Journal of Materials Science<br>Vol. 25 | 佐藤　登<br>渡辺　謙司<br>南　達郎 | 和光研究センター<br>鈴鹿製作所<br>鈴鹿製作所 |
| 1991. 3.20 | 駆動制御による望ましい車両運動制御について | 「自動車技術」<br>Vol. 45 No.3 | 白石　修士<br>山本　修<br>金　圭勇<br>飽田　好恭 | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所 |

◇講　演（論文無）

| 発表日 | 表　　題 | 発　表　先 | 著　者 | 所　属 |
|---|---|---|---|---|
| 1990. 5. 9 | 自動車を未来をえがく | 東北大学金属材料工学科<br>特別講演 | 川本　信彦 | 本田技研工業 |
| 1990. 5.15 | An Experimental Study of Friction in Four Stroke S.I. Engines | SITEV 90 | 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. 5.22 | Honda Formula One Turbo-Charged V-6 1. 5L Engine | 1M ech E Confernce（Turbocharging & Turbochargers） | 乙部　豊 | 和光研究所 |
| 1990. 6. 5 | カーエレクトロニクスの現状と将来動向 | 第 10 回<br>春季応用科学学会<br>講演会 | 飯星　明<br>中村　之信<br>池上　雅幸 | 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 |
| 1990. 6.20 | 自動車における制御と計測 | 慶応義塾大学理工学部<br>計測工学科　特別講義 | 奈良坂　伸 | 和光研究所 |
| 1990. 9. 3 | 21 世紀における「ｾﾗﾐｯｸｴﾝｼﾞﾝとﾌﾟﾗｽﾁｯｸﾎﾞﾃﾞｨ」 | Colloquim International Salzburg 1990 | 野口　満 | 和光研究センター |
| 1990. 9.26 | ① Zr-Ga-Ni 系非品質合金の熱的安定性と機械的安定性<br>② 急冷凝固した AI-Ni-Zr 系合金の非平衡組織 | 日本金属学会 | 松本　規明 | 和光研究センター |
| 1990.10. 4 | ゴキブリの尾葉感覚毛は半波整流特性を持つ速度センサー | 日本動物学会<br>第 16 回大会 | 近藤　康弘<br>大熊　二郎<br>長谷川　雄二 | 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 |
| 1990.10.12 | 単一ｱｸﾁﾝﾌｨﾗﾒﾝﾄに発生する張力ゆらぎ | 日本生物物理学会 | 石島　秋彦 | 和光研究センター |
| 1990.10.16 | ゴキブリのノンスノぞイクニューロンは非線形センサーの入力を使って外界の情報を作り出している | 日本比較生理生化学会<br>第 1 回大会 | 大熊　二郎<br>近藤　康弘<br>長谷川　雄二 | 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 |
| 1990.11. 1 | 高出力への挑戦 | 日本機械学会 | 藤井　功 | 和光研究所 |
| 1991. 1.25 | Open Forum Session on Formula 1 | SAE/SIA 5th Autotechnologies Conference and Exposition | 後藤　治<br>安岡　章雄 | 和光研究所<br>和光研究所 |
| 1991. 2.26 | The Japanese Perspective | ’91 SAE International Congress &E xposition Oral only | 坂井　邦貴 | ＨＲＡ |
| 1991. 3.29 | 自動車用オールアルミニウムボディの開発 | 軽金属学会研究会（大阪） | 新井　彪雄<br>佐藤　正和<br>小松　泰典 | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所 |

## 編集後記

自動車文明または、車社会と云う象徴的な言葉がある。車が人類文明・社会の一翼を担っているからであり、人の移動、交流には不可欠だからである。
従って我々は、人類・文明・社会に真に寄与・発展させる形で自動車技術を提供しなければならない事は当然である。

人のつくり出す社会・文明は、時間を含め自然環境の中で推移・発展して行くわけで、それらとの調和を考えて行かない眼り、自からの首をしめる結果となる事も最近増々明らかになって来た。この文明・社会に真に寄与・発展する車技術である事を誰が、どのような基準で検証するのであろうか？
これが、車に対するユーザ・社会ニーズであり、更に最近急速に且大規模に浮上した安全性、環境、エネルギ問題などの価値基準の見直しであろう。
我々の仕事が世界の社会・文明にとって真に寄与するかどうかが厳しく検証される時代となっている。世に出た車自体が評価されるのは勿論であるが、Technical Reviewはまさに、この検証の一環としての技術報告であり、技術社会で認められ、人類社会で認められるための報告義務である。

このTechnical Reviewも３回目の発刊がなされたが、例えば国内だけでなく、米国政府関係での英訳化など、国際的にもその技術が評価検証されようとしている。

我々の仕事への認識をTechnical Reviewを通じてもますます深める事が必須であろう。

（右　川）


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 |
| | 橋本栄一 | 朝霞研究所 |
| 事務局 | 矢野章 | 和光研究所 |
| | 松岡健 | 栃木研究所 |
| | 三富義久 | 和光研究所 |
| | 西野貴子 | 栃木研究所 |



HONDA R & D Technical Review
1991年8月1日発行　Vol. 3


（禁無断転載）©


発行所　株式会社　本田技術研究所
発行人　入交昭一郎
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

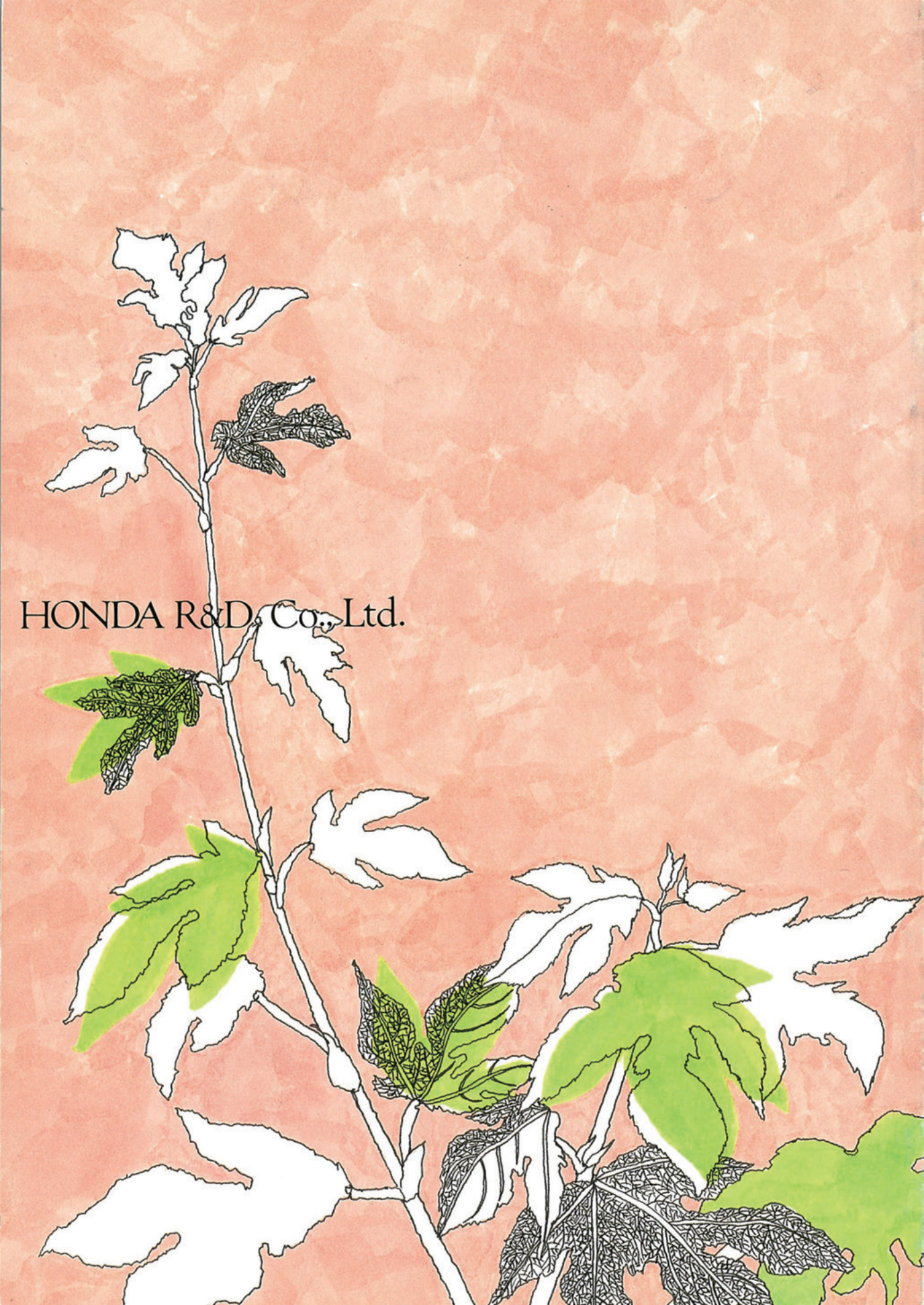
排気ガス、騒音をはじめ資源のリサイクルまで、車社会において環境や資源の問題は大きな課題となっています。

私たちは、車を通じて環境や資源の問題に取り組んでいますが、それらの原点となる身近な自然に対しても、もっと目を向けることが大切ではないでしょうか。

そういった自然を足元から見直すつもりで、和紙の原料である“こうぞ”をとりあげてみました。
私達の日常に埋もれているものの中から、身近に感じることのできる自然を見直すことができたらよいと思います。



朝霞東研究所
野口　祐里子


HONDA R&D Co., Ltd.