ISSN 0915-3918

HONDA R&D

Technical Review

vol. 4

1992

目　次

◇シャトル･カム機構を用いた可変バルブエンジン･･･････ 八木静夫・三浦静止・佐藤勇夫
石橋羊一・西田憲二・山本俊朗･･･････1

◇ホンダ NR 用楕円ピストンエンジンの開発･･･････････ 鈴木正剛・神野洋明・中西哲也
川俣則行・深町昌俊・堀　良昭･･･････12

◇ VTEC－E リーンバーンエンジンの開発 ･･･････････ 西澤一俊・堀江　薫・三浦啓二
荻原秀実・田中　力・山田範之･･･････22

◇シビック用新 PGM－FI ECU の開発 ･･･････････ 川合　誠・藤村　章・前田　進
水尾直彦・松浦正典・大野恒夫･･･････32

◇'92 モデルプレリュードエンジンについて･･･････････ 櫻原一雄・新里智則・大津啓司
沖田忠之・明本禧洙･･･････41

◇２ストロークレーサ用 PGM－FI エンジンについて･･･････････ 草野克之・黒坂　斉･･･････53

◇排気バルブ用ニッケル基耐熱合金の開発 ･･･････････ 萩原好敏・石田正雄・岡　智生･･･････63

◇コネクティングロッド用
高疲労強度快削非調質鋼の開発･･･････････ 松原敏彦・佐藤泰紀・飯田善次
田口　隆･･･････73

◇結晶配向電析鉛合金材料の軸受への
応用と軸受メタルの高性能化研究･･･････････ 辻　　誠・成重丈志・町田恭一
藤沢義和･･･････86

◇高強度コンロッドボルトの開発 ･･･････････ 萩原好敏・村上　敦・木下豊隆･･･････98

◇エンジンの移動振動中心を利用した防振技術･･･････････ 塩見和之・水口　博･････107

◇エンジンカム駆動用歯付きベルトの
歯元荷重分担の解析 ･･･････内田孝尚・花田尚喜・山地泰比古･･･････114

◇レーザー表面改質によるアルミ合金の
耐摩耗性表面の研究 ･･･････ 渡部直也・岡部伸治・岩佐　孝･･･････121

◇急冷凝固 Al－6Cr－3Fe－2Zr 合金の
高温強度特性 ･･･････ 小池精一・窪田隆一・市川政夫
馬場剛志・高橋和也・三浦啓二･･･････128

◇衝突時の歩行者の挙動に及ぼす車両前部特性の影響･･･････････ 樋口和雄・秋山朗彦･･･････137

◇助手席エアバッグーその形状と展開手法の一考察ー･･･････ 関　一浩・今泉　巖・滝沢　敏
福田完一・山口行弘・神田　稔･･･････144

目　次

◇高強度パイプ型ドアビームの開発 ····· 町田　功・山田嘉嗣・成田正幸
山本　武・管間高之 ····· 154

◇二輪車用 ABS の旋回ブレーキに関する研究 ····· 引地東一郎・泊　辰弘・加藤正家
Michael Thiem ····· 161

◇高強度低比重アンダーボディコートの開発 ····· 小松泰典・上村純二・鈴木英治
植木光彦 ····· 174

◇ブレーキ摩擦材料の開発 ····· 柴田勝弘・後藤　明・吉田　聡
東　雄一・中村康治 ····· 183

◇高分解能エンコーダの開発 ····· 千坂和人・田中信之・古海　洋 ····· 195

◇ ATV における操保舵力推定手法の確立 ····· 石井秀文 ····· 201

◇気流中における空力騒音測定手法について ····· 小峰徳雄・土屋雅輝・山下　剛
中村光勇 ····· 208

◇知識ベースを用いた歯車諸元最適化
支援システムの開発 ····· 横山信太郎・座間宏一・髙岸　広 ····· 217

INDEX

◇ A New Variable Valve Engine Applying SHUTTLE CAM Mechanism
・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ Shizuo Yagi; Seishi Miura; Isao satoh
Yoichi Ishibashi; Kenji Nishida; Toshio Yamamoto ・・・・・・・ 1

◇ Development of Ellipse Piston Engine for "HONDA NR"
・・・・・・・・・・・・・・・・・・Masatoshi Suzuki; Hiroaki Jinno; Tetsuya Nakanishi
Noriyuki Kawamata; Masatoshi Fukamachi; Yoshiaki Hori ・・・・・・ 12

◇ Development of VTEC-E Lean-Burn Engine
・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ Kazutoshi Nishizawa; Kaoru Horie; Keiji Miura
Hidemi Ogihara; Chikara Tanaka; Noriyuki Yamada ・・・・・・ 22

◇ Development of New PGM-FI ECU for Civic Engine
・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ Makoto Kawai; Akira Fujimura; Susumu Maeda
Naohiko Mizuo; Masanori Matsuura; Tsuneo Ohno ・・・・・・ 32

◇ The Engine for the 1992-Model Prelude
・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ Kazuo Sakurahara; Tomonori Niizato; Keiji Ohtsu
Tadayuki Okita; Yoshiaki Akimoto ・・・・・・ 41

◇ Development of Programmed-Fuel Injection for Two-Stroke Cycle Racer Engine
・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ Katsuyuki Kusano; Hitoshi Kurosaka ・・・・・・ 53

◇ Development of Nickel-base Superalloy for Exhaust Valves
・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・Yoshitoshi Hagiwara; Masao Ishida; Tomoo Oka ・・・・・・ 63

◇ Development of a High Fatigue Strength Free Machining Microalloyed Steel for Connecting Rods
・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・Toshihiko Matsubara; Yasunori Satoh; Zenji Iida
Takashi Taguchi ・・・・・・ 73

◇ Application for Crystal-orientated Lead Alloy Electrodeposits to the Overlay and Studies of Increase in the Total Performance of Plane Bearings
・・・・・・・・・・・・・・・・・・Makoto Tsuji; Takeshi Narishige; Kyouichi Machida
Yoshikazu Fujisawa ・・・・・・ 86

◇ Development of High Strength Bolt for Connecting Rod
・・・・・・・・・・・ Yoshitoshi Hagiwara; Atsushi Murakami; Toyotaka Kinoshita ・・・・・・ 98

◇ Isolating Vibration through Use of Traveling Center of Engine Oscillation
・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ Kazuyuki Shiomi; Hiroshi Mizuguchi ・・・・・ 107

◇ The Analysis of a Load on Each Tooth of 4 Cycle Gasoline Engine's Cam Pulley
・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・Takanao Uchida; Naoki Hanada; Yasuhiko Yamaji ・・・・・ 114

INDEX

◇ Improvement of Wear Resistance of Al Alloys with Laser Surface Modification
· · · ·

シャトル・カム機構を用いた可変バルブエンジン

A New Variable Valve Engine Applying SHUTTLE CAM Mechanism

八木静夫* Shizuo Yagi
三浦静止* Seishi Miura
佐藤勇夫* Isao satoh
石橋羊一* Yoichi Ishibashi
西田憲二* Kenji Nishida
山本俊朗* Toshio Yamamoto

要　旨

高出力の追求と実用領域での性能を両立させるための最も適切な手段の一つとして、可変バルブ機構があげられるが、この度「シャトル・カム」と名づけた新しい可変バルブ機構を設計、試作した。

通常の二輪車用エンジンに適用したこの機構は、ロッカーアームを有するギヤトレイン方式において、カムギヤがアイドラーギヤ上を転動し、同時にカムシャフトはアイドラーギヤと同心円をなすロッカーアームのスリッパー面上を滑りながら移動していく。その為、バルブリフトはロッカーアームのレバー比の変化に応じて連続的に変化し、同時にカムの位相はカムギヤの転動によって変化していく。

一連のテストにより、この機構は10,000 rpmの高回転まで正確に作動し、出力性能や燃費、アイドル性能、排気騒音及びエミッションに大きな効果のある事が確認された。

ABSTRACT

Variable-valve-actuation mechanism is considered to be one of the most suitable solutions to realize the compatibility between the pursuit of higher power output and performance in the practical speed range. To this end, a new variable-valve-actuation mechanism named "Shuttle Cam" was designed and analyzed.

In the mechanism which was applied to a conventional motorcycle engine with rocker arms and gear-train-driven valve system, the cam gears move along the idler gear. Camshafts simultaneously slide along the rocker-arm slipper surfaces which are concentric with the idler gear. Consequently, valve lift varies continuously in accordance with the alteration in the rocker-arm lever ratio, and the cam phasing changes simultaneously in accordance with the cam gear rotation.

Results of the experiments have confirmed that the mechanism functions accurately even at high speed up to 10,000rpm. Additionally, some improvements were achieved in power output, fuel consumption, idling quality, exhaust-noise level and emission.

1．まえがき

出力追求のためエンジンを高速化すると、高速回転域で高出力が得られるものの、広い回転範囲でスムーズなトルク特性が得られず、低中速域の燃費の改善とアイドリング安定性等の達成に苦慮することになる。

しかるに、地球環境問題とエネルギー保全の観点から、アメリカに於いては自動車排気ガスの段階的な大巾な削減等をとりあげて、大気浄化法が13年ぶりに再び改正され、又それとは別にＣＡＦＥ（企業平均燃費）の規制強化が行われようとしている。

このような背景のもとに自動車用機関の高速性能を犠牲にすることなく実用領域の性能改善は重要な研究課題となってきている。これらの課題に対し、最も適切な解決策として可変吸気機構や可変動弁機構が注目され、すでに多くの研究成果が報告されている[(1)(2)]。その中で可変動弁機構には、吸気弁有効閉じ時期を回転数に応じて変化させて、吸気系慣性効果の利用により、低中速域におけるトルクの向上を狙ったものが多く、またミラーサイクルとアトキンソンサイクルにその機構を応用して燃費の低減を狙った研究も増えている[(3)]。

＊朝霞研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1992_4_1

しかしながら可変動弁機構のうち実用化されているものは、カムスプロケットとカムシャフトの位相をヘリカルスプラインで相対的に変えるいわゆるカム位相可変方式[(4)(5)]と、低速用と高速用の異なる２つのカムのいずれかを複数のロッカーアームを回転数に応じて結合、分離することによって選択し、バルブを駆動するいわゆるカム切替え方式[(6)]の２種類があるのみである。前者は低中速トルクの向上とアイドル時の安定性が報告されているが、バルブリフトが変化しないため、燃費低減に対する利点は非常に少なく、後者は異なった２つのカムの出力特性をスムーズにつなごうとすると各々のカムプロフィールの最適化に制限が加わることになる。

しかしながらもしカム位相可変とリフト可変を組み合わすことができるならば、広い機関回転範囲にわたりあらゆる運転条件に対して、最適なバルブタイミングと最適バルブリフト量（以後“リフト”で示す）を与える事が可能となり、従来の可変動弁機構の欠点を解決することができる。

この度ホンダで研究した可変動弁機構は、ロッカーアームを持つギヤトレンカムシャフト駆動方式の動弁機構に於いて、アイドラーギヤ上にカムギヤを転動させ、かつアイドラーギヤ軸を中心とする同心円を描くロッカーアームスリッパー面に沿って、カムシャフトを移動させるものである。即ち、ロッカーアームのレバー比の変化に応じて、“リフト”ばかりでなくカム軸の移動角に応じてカム位相を同時に連続的に変化させ得るものである。我々はカムシャフトを移動するこの方式を構造上から、シャトルカム方式可変動弁機構（S.C 機構）と名付けた。

本論文では、まず S.C 機構の原理を紹介し、バルブリフト可変特性は S.C 機構の３つの諸元とそれらで一義的に決まる２つの特性値によって与えられる事を述べ、次にモーターサイクル用単気筒機関に S.C 機構を適用した試作機関を用いて、研究開発の第一ステップとして、回転数に応じて吸･排気弁“リフト”及び弁有効閉じ角を変化させた場合の機関特性について論じている。

すなわち S.C 機構の駆動試験と発火試験を行い、次のことが分かった。

i　このシンプルな S.C 機構は 10,000 rpm に及ぶ高回転まで確実に作動し、運転中カムホルダーを保持する力は比較的少ない。

ii　全開出力は中速域で 20％ 向上し、燃料消費率は実用負荷域で 13％ 低減する。

２．シャトルカム方式可変動弁機構の原理

シャトルカム方式可変動弁機構（S.C 機構）は Fig. 1 に示すように、ロッカーアームを介してポペット弁を開閉する従来のギヤトレイン動弁機構において、カムギヤ（カムシャフト）はアイドラーギヤの軸心（０）を軸に揺動するカムホルダー（Fig. 5 参照）に保持されアイドラーギヤ上を転動する。その場合カムシャフトは上記の０点を中心とする同心円からなるロッカーアームスリッパー面に沿って移動する。従ってカムシャフトの移動により、Q 点で支持されるロッカーアームのレバー比が変化しそれに応じて“リフト”（h）が、またカムセンタの移動角（$\phi = \alpha - \alpha_o$）に応じてカム位相角（β）が同時に連続的に変化する。すなわちカムシャフトが基準位置（Co）から任意の位置（C）へ移動するとカム接点（Po）は（P）に移動する。いま、アイドラーギヤ軸心（０）とロッカーアーム支点（Q）までの長を ℓ、角度∠ Q0Co を α_o、∠ Q0C を α とすると、ロッカーアームの有効長さは $\ell \cdot \sin\alpha_o$ から $\ell \cdot \sin\alpha$ と変化する。従って任意の位置 Co での、腕の長さの比を（K）とすると近似的に弁揚程比は次式で表される。

$$Kh = \sin\alpha_o / \sin\alpha \quad \cdots\cdots \quad 1)$$

またカムの移動に伴いカムギヤはアイドラーギヤ上を転動するためカムの位相がクランク角に対して変化する。すなわちカムが Co から C へ移動するときのカム位相角（β）はアイドラーギヤのピッチ円半径を r_i、カムギヤのピッチ円半径を r_c とすると $\beta \cdot r_c = (\alpha - \alpha_o) r_i$ となりカム移動角 $\phi = (\alpha - \alpha_o)$ を用いると

$$\beta = \frac{r_i}{r_c} \phi \quad \cdots\cdots \quad 2)$$

で与えられる。従ってこの S.C 機構は、基本的には“リ

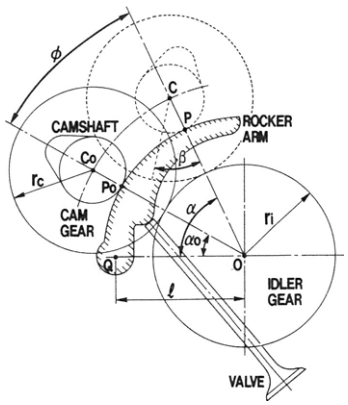


Fig. 1　Shuttle Cam mechanism

フト”を小さくすることによって弁有効総開角を小さく、かつ同時にそのカム位相を変えることができる。なお本機構は Fig. 2 に示すようにカムの回転方向にカムシャフトを移動した時に“リフト”が小さくなるレイアウトと回転方向と逆方向にカムを移動した時に“リフト”が小さくなる２つのレイアウトが考えられる。前者はカム位相角（β）は進み（Advance）後者は遅れ（Retard）る。なお

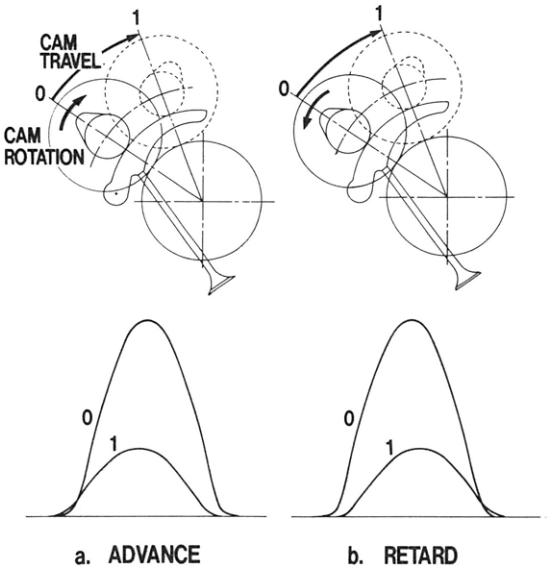


Fig. 2 Relationship between cam phase and S.C. mechanism movement

機関に本機構を適用する場合 Fig. 3 に示すように吸･排気カムシャフトを同一方向に移動するすなわち Advance type の組み合わせ（a-type）と、吸気と異なる方向に排気カムシャフトを移動する Advance type と Retard type の組み合わせ（b-type）が考えられる。a-type は本機構の可変特性値（K_h, β）の選定により“リフト”の変化に対して吸･排気有効開き時期（I.O & E.O）をあまり変化させずに吸排気有効閉じ時期（I.C & E.C）を早くする事ができる。従ってこの場合は弁有効オーバーラップは減少する。b-type は E.C をあまり変化させずに E.O を遅くすることができる。従ってこの場合はバルブオーバーラップは変化しない。

次に、３つの諸元の２つ、すなわち今α o と MAX α を一定とし r_i/r_c が 0.556 と 0.857 の場合について、任意のカムプロフィールを与え、カム移動角（ϕ）に対して、吸･排気弁の有効開閉時期と総開角を求め示すと Fig. 4 となる。図から ϕ を進めると吸･排気弁開き時期（I.O, E.O）

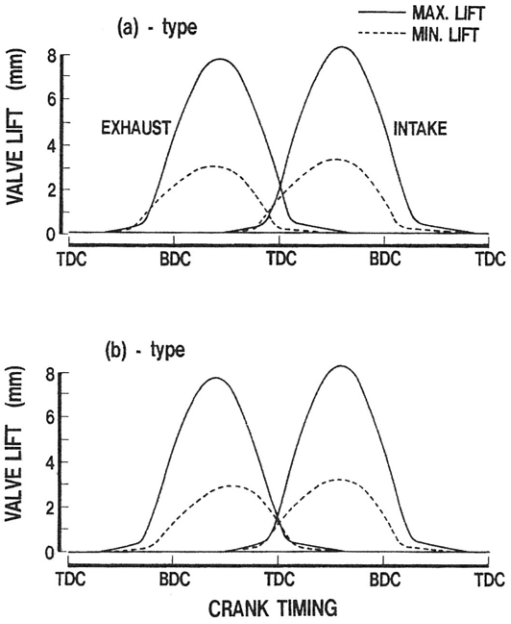


Fig. 3 Comparison of both variable characteristics for (a) and (b)-types

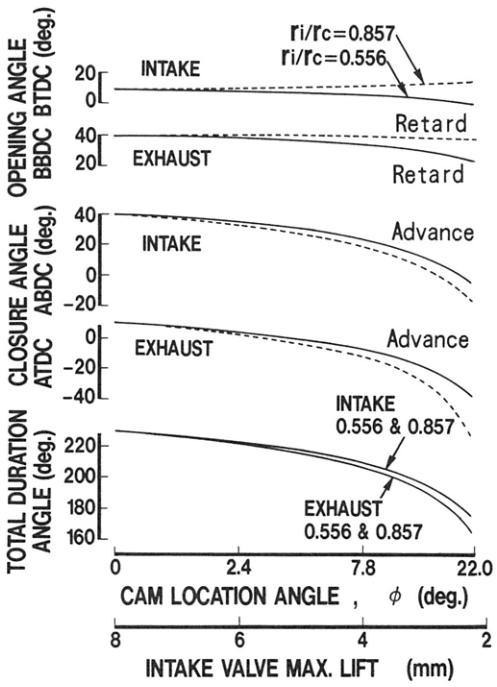


Fig. 4 Influence of r_i/r_c value on variable valve characteristics

は $r_i/r_c = 0.875$ の I.O を除くと遅くなるが、吸・排気弁閉じ時期（I.C, E.C）は早くなることが分かる。なお前者は $r_i/r_c = 0.556$ の方が、後者は 0.875 の方が、その傾向は顕著である。また、総開角は吸気側で約 55 deg、排気側で約 65 deg 狭くなることが分かる。

以上のように S.C 機構で高速回転時は高リフト、低回転時は低リフトになるよう主要諸元を設定すると以下の改善が図られる。

すなわち

i　回転速度に応じ適切な“リフト”と吸気弁閉じ角（I.C）を与えると吸気慣性効果を有効に利用でき全回転域でトルクが向上する。

ii　回転速度に応じ排気弁閉じ角（E.C）を変化し、高速回転に適切な弁オーバーラップを与え、排気吹き出し効果を有効利用すると最高出力が向上し、また排気脈動波による中速トルクの落ち込みを防止できる。

iii　低・中速回転域の弁駆動損失が低減し燃費が改善する。

iv　“リフト”を下げると排気吹き出し圧力が低下し、低中速回転域の排気騒音が低減する。

3．供試機関

S.C 機構の研究には量産されているモータサイクル用単気筒 250 cm^3 4 サイクル火花点火機関を供試機関として用いた。その主要諸元および基本性能特性は Table 1 に示す通りである。S.C 機構の主要諸元を決めるにあたって、まず供試機関の最大出力及びそれを与える回転数と吸・排気系諸元との関係を検討した。その結果、与えられている吸・排気弁径（dvi, dve）、バルブリフト（hi, he）及び弁有効開閉時期（I.O, I.C & E.O, E.C）はほぼ適正であると判断し、Gulp factor 理論[7]から絞り弁全開（WOT）時各機関回転数（Ne）で、より高い体積効率を維持するのに必要な吸・排気弁平均有効開口面積（Zmi, Zme）を求めた。次にそれらの Zmi（Zme）とすでに与えられている dvi（dve）から各 Ne 時の適切な“リフト”（hi, he）を、又 Zmi を用い各 Ne 時で吸気慣性効果を最大に利用するための吸気弁有効閉じ角（I.C）を経験的に求めた[8]。次に上述のデータをもとに吸・排気両弁のリフト変化率（K_h）カム位相角（β）を設定し、これらの特性値を満たす主要諸元すなわち αo、MAX α 及び、ri/rc を求めると Table 2 のようになる。なお表にはカム移動角（ϕ）に対する吸・排気弁の有効開閉時期“リフト”が示してある。

Table 1　Base engine specifications

ENGINE TYPE	4-STROKE, S.I. SINGLE CYLINDER LIQUID COOLED DOHC 4-VALVE
BORE × STROKE , mm	70 × 64.8
DISPLACEMENT , cm^3	249.4
COMPRESSION RATIO	11.0
COMBUSTION CHAMBER SHAPE	PENT ROOF
INTAKE VALVE DIAMETER , mm	28.0 (×2)
VALVE TIMING at 1mm (0mm) LIFT	
OPENING , deg. BTDC	10 (56)
CLOSURE , deg. ABDC	40 (102)
VALVE MAX. LIFT , mm	8.0
EXHAUST VALVE DIAMETER , mm	23.0 (×2)
VALVE TIMING at 1mm (0mm) LIFT	
OPENING , deg. BBDC	40 (87)
CLOSURE , deg. ATDC	10 (73)
VALVE MAX. LIFT , mm	7.5
POWER OUTPUT , kw/rpm	18.8 / 8,500
BRAKE MEAN EFFECTIVE PRESSURE (Pme) , MPa / rpm	1.20 / 7,000
BSFC at WOT (A/F=12.5) g/kw·h / rpm	284 / 5,000

Table 2　Shuttle Cam mechanism specifications

a. SPECIFICATIONS

SHUTTLE CAM FACTORS	INTAKE	EXHAUST
BASE ANGLE αo , deg.	11.8	10.7
MAX. VALUE of α , deg.	33.8	32.7
ri/rc RATIO	0.556	0.556
MIN. VALUE of LIFT RATIO Kh	0.368	0.344
RELATIVE CAM PHASING β, deg.	12.2	12.2

b. VALVE TIMING AND LIFTS

CAM LOCATION ANGLE ϕ, deg.	0	1.0	2.4	4.5	7.8	13.4	22.0
INTAKE VALVE TIMING at 1mm LIFT							
OPENING, deg. BTDC	10	9	9	8	6	4	0
CLOSURE, deg. ABDC	40	38	35	30	23	12	-6
VALVE MAX. LIFT , mm	8.0	7.0	6.0	5.0	4.0	3.0	2.2
EXHAUST VALVE TIMING at 1mm LIFT							
OPENING, deg. BBDC	40	39	38	37	34	30	23
CLOSURE, deg. ATDC	10	7	4	-1	-8	-20	-39
VALVE MAX. LIFT , mm	7.5	6.5	5.6	4.6	3.7	2.7	2.0

Fig. 5 に S.C 機構を適用した試作機関のレイアウトを示している。カムシャフトはアイドラーギヤシャフトを中心に揺動するカムホルダーにより支持されている。ロッカーアームの支持位置に対し、カムをカムギヤの回転方向と同方向に移動すると、“リフト”は低くなり、かつカム位相は進む事になる。なおカム移動は、図に示すカムホルダーに結合したウォームホイールをウォームギ

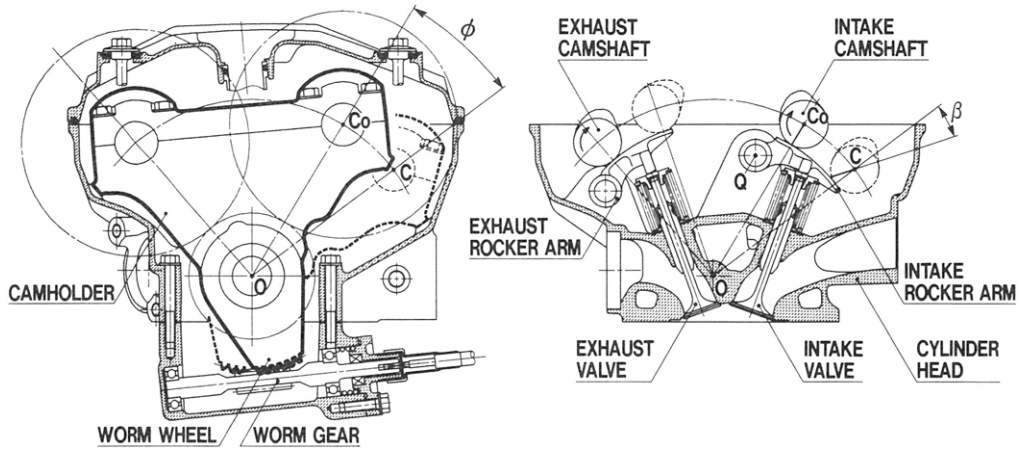


Fig. 5 Layout of Shuttle Cam mechanism

ヤで駆動することによって比較的容易に行うことができる。

4．実験及びその結果

Table 2 に示すような主要諸元を与えて設計製作されたS.C 機構を電気モーターで駆動して行った機能確認試験と、その動弁機構を組み込んだ試作機関で行った全開出力、および部分負荷時の燃費等の性能試験の結果について述べる。両試験はいずれもカム移動角（ϕ）をパラメータにして行っている。その場合の“リフト”と弁開閉時期の関係は Table 2 に示す通りである。

4.1. 駆動試験

駆動試験では ϕ を変化した場合のバルブリフト特性、カム駆動時のカムホルダーに掛かるトルクすなわちカムホルダーを保持するに必要なトルク及び弁系の駆動損失の測定などを行う。

バルブリフト特性　Ne＝3,000 rpm でカム移動角（ϕ）を 0，7.8 及び 22 deg と変化した場合の吸・排気のバルブリフト特性を光学式変位計を用いて計測した結果を Fig. 6 に示す。ϕ に応じ、“リフト”と弁有効開閉時期（1 mm リフト時を言う）がそれぞれ変化している事が分かる。次に 10,000 rpm における ϕ＝22 deg（2.2 mm“リフト”）と ϕ＝0（8 mm リフト）の場合の吸気弁リフト特性を測定した。Fig. 7 にはバルブリフト、速度、加速度特性などの実測値（実線）と計算値（破線）が比較してある。図によると両者はいずれもかなりよく一致していることが分かる。なお ϕ＝22 deg ではわずかながらバルブバウンスを起こしているがこれはカムプロフィールは基本的には ϕ＝0 の時に合わせて設計されているためであり、実用上では 10,000 rpm 時 2.2 mm“リフト”で運転することは殆どないので重要な問題とはなり得ない。

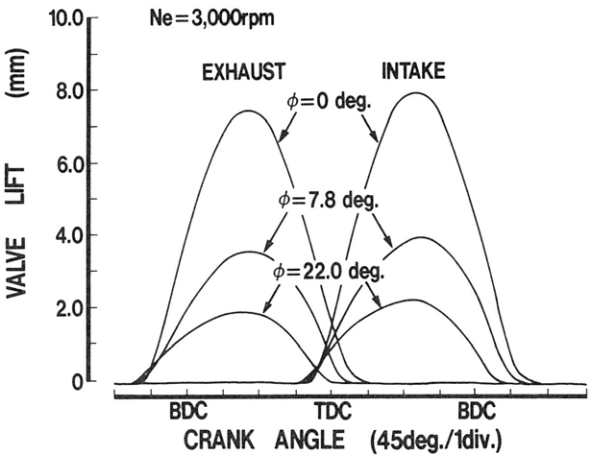


Fig. 6 Valve lift characteristics measured for various values of ϕ

カムホルダー保持トルク特性　Ne＝3,000 rpm、ϕ＝0 で吸気弁のみを駆動した場合のカムホルダー保持トルクを歪ゲージ付治具を用いて測定した結果を Fig. 8 に示す。保持トルクはカム回転と同方向に掛かる力を正として表している。トルクの最大値は弁最大リフト位置よりやや遅れたところにあるが、測定値と計算値とは比較的良く一致している。なお計算にあたり、ロッカーアームの反力、摺動面の摩擦力、及びカムギヤの駆動力等を考慮している。次に Ne＝3,000 rpm で吸・排気弁両方を駆

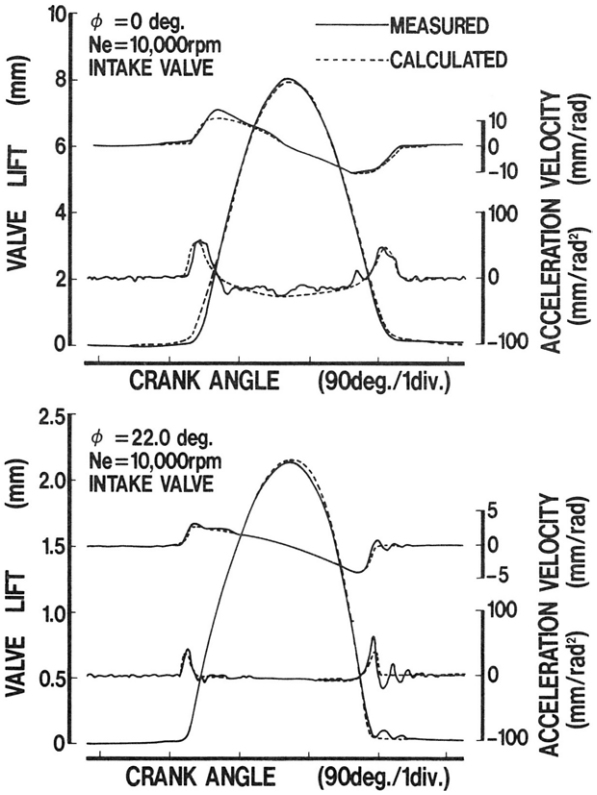


Fig. 7 Comparisons of measured and calculated valve lift characteristics

動しながら、ϕを変化した場合、及び$\phi=0$でNeを変化した場合の最大保持トルクをFig. 9に示す。図からϕを進め、“リフト”を低くすると保持トルクの最大値は大巾に減少し、またNeを高めると最大値は僅かながら減少することが分かる。なおNe＝3,000rpmで$\phi=0$の場合の最大値は33N·mで比較的小さな値である。

動弁系駆動損失　カム移動角(ϕ)をパラメーターにして動弁系の駆動損失(Pmfv)と回転数(Ne)の関係を求めたのがFig. 10である。ϕを順次大きくすると“リフト”が減少するのでPmfvは低下する。なお$\phi=0$のPmfvが約0.038MPaに対して$\phi=22$degの場合は約0.004MPaとなりPmfvは約90%低減している。

4.2. 発火運転試験

S.C可変動弁機構を適用した試作機関を用いカム移動角(ϕ)を0, 2.4, 7.8, 13.4, 22.0degと変化しながら全開出力、パーシャル燃費、アイドル安定性等の試験を行った。なお$\phi=0$のバルブリフト特性は供試機関の仕様と同じである。従ってϕを変化した場合の性能評価は$\phi=0$との対比によって行うことができる。

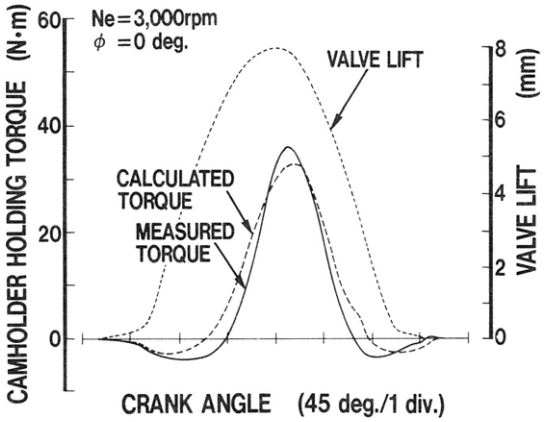


Fig. 8 Comparison of measured and calculated camholder holding torque

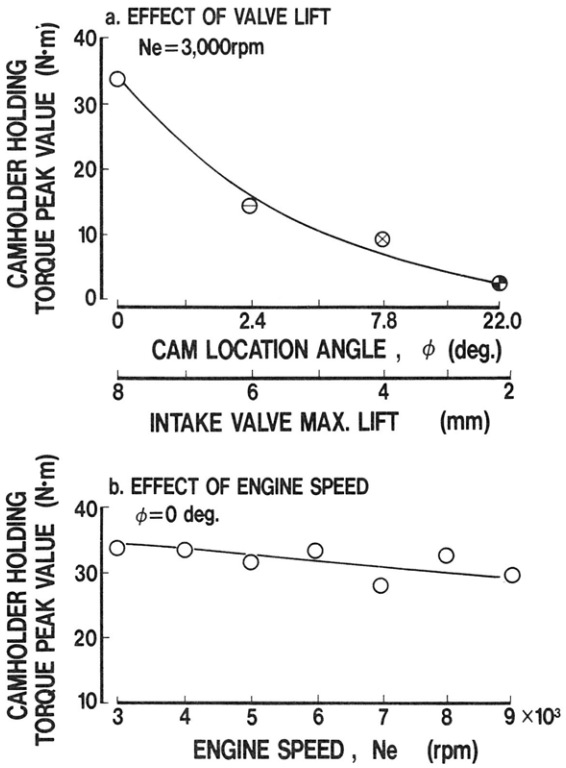


Fig. 9 Characteristics of peak value of camholder holding torque

全開性能　ϕを変化させた場合の全開性能、即ち出力(kw)、正味平均有効圧力(Pme)、体積効率(ηv)及び正味

燃料消費率(BSFC)を Fig. 11 に示す。$\phi=0$ は供試試験機関の基本性能(実線)で、吸・排気系の最適選定により、Ne＝8,500 rpm で最大出力＝18.8kw(25.6PSe)すなわち 100PS/ℓの高出力が得られている。実線の機関性能に対

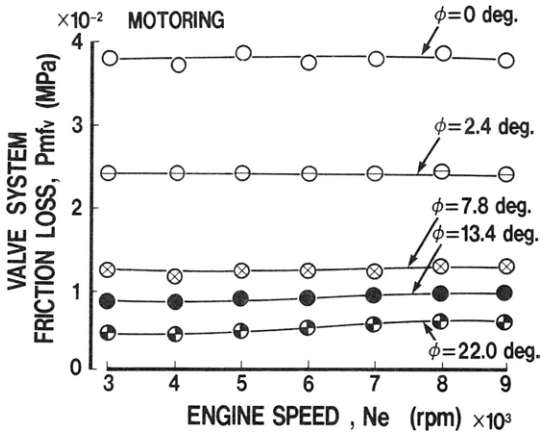


Fig. 10 Valve system friction loss measured for various values of ϕ

してϕを進めた他の性能は低中速回転域でかなりの向上が見られる。今 3,500 rpm の Pme と ηv に注目すると実線に比べてϕ＝13. 4 deg の Pme(大破線)は ηv に比例し、約 20％向上していることが分かる。

一般に高回転高出力機関は高回転域で吸気慣性効果と排気脈動効果の有効利用を狙い、適切な吸・排気系の管長、バルブタイミング特に吸気弁閉じ時期とバルブオーバーラップを与えている。従って低中速回転域で性能の犠牲はまぬがれえない。しかしながら試作機関で高い ηv を維持しているのは Ne に応じてϕを変化し、吸気慣性効果を有効に利用する最適な“リフト”と吸気弁閉じ時期(I.C)を与えているためである。すなわち Fig. 12 に示すように各回転数で、吸気管内圧力波の 1 次の正圧波を I.C に同調させているためである。

他方高回転域で排気脈動波の 1 次の負圧をオーバーラップに同調させ ηv の向上を計ると、中速域で 2 次の正圧波の同調となり ηv は急激に低下する。$\phi=0$ の 3,500 rpm の ηv の低下はそれに起因する。

ηv の低下の度合いはオーバーラップの大きさに影響し、オーバーラップが大きい程大きい。したがって中速域でオーバーラップを小さくする事が必要となる。しかし試作機関ではϕの変化で吸・排気弁“リフト”を下げかつ排気弁有効閉じ時期(E.C)を早めることで、有効なバ

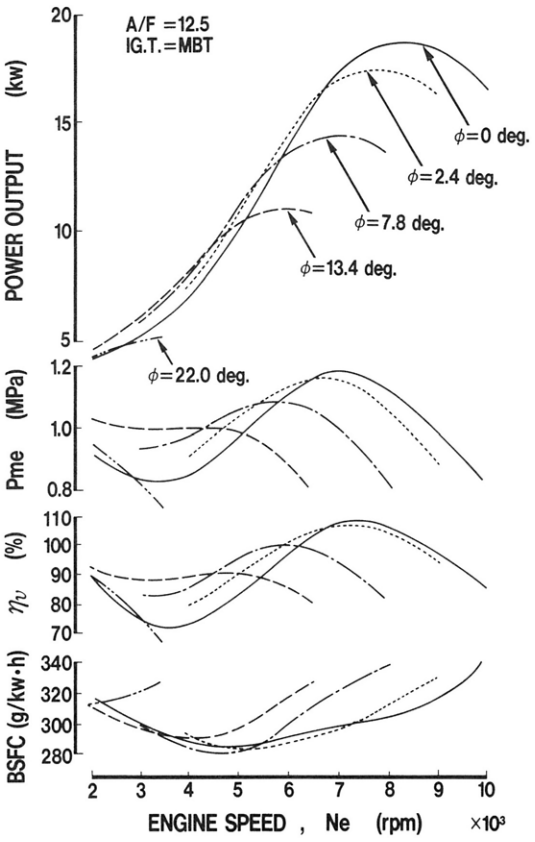


Fig. 11 Wide open throttle performances of the modified engine

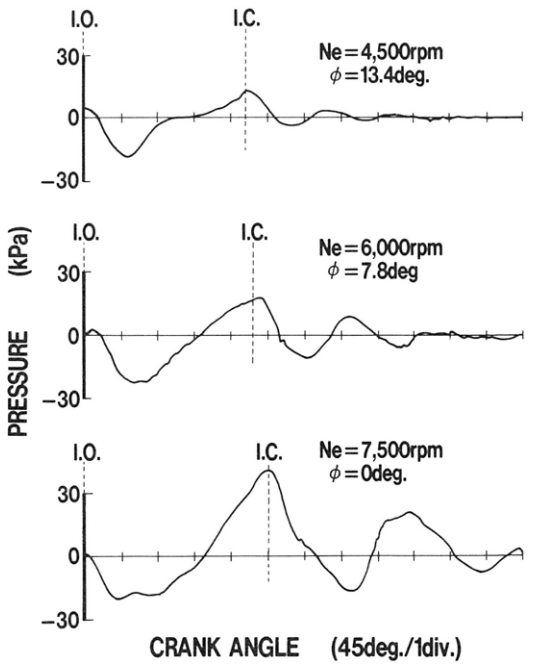


Fig. 12 Intake pressure waves (WOT)

ルブオーバーラップを小さく設定でき、排気脈動波のネガティブの影響を極小にすることが可能となる。

部分負荷燃費　ここでは実車の 50 km/h 走行相当負荷すなわち Ne＝3,000 rpm、正味平均有効圧力 (Pme)＝0.2MPa の条件で、カム移動角 (ϕ) を変化した場合の空燃比 (A/F) と正味燃料消費率 (BSFC) の関係を求め Fig. 13 に示している。なお同図にはその場合の MBT となる点火時期も示している。BSFC は A/F の希薄化に伴い急激に改善され、A/F＝15～16 で最少値 (BSFCmin) となるが、その後悪化している。BSFCmin は ϕ＝13.4deg の場合が最も低くその値は ϕ＝0 より A/F で約 1.0 希薄側で得られ、約 13% 改善されている。

Fig. 13 の BSFCmin とその時同時に測定した ηv 及び MBT を ϕ に対して示すと Fig. 14 となる。なお Fig. 14 には指圧線図から求めた指示平均有効圧力 (Pmi) とポンピングロスを含む Pmi (PMI*) 及び Pmi 変動率 (σ) を示している。PMI* と Pmi の差からポンピングロス (Pmf_p) を、また Pmi と Pme から機関の機械ロス (Pmf_m) を求めることができる Pmf_m は ϕ を進めるにつれ“リフト”が低くなるため漸次減少していくが、Pmf_p は ϕ を進めすぎすなわち“リフト”

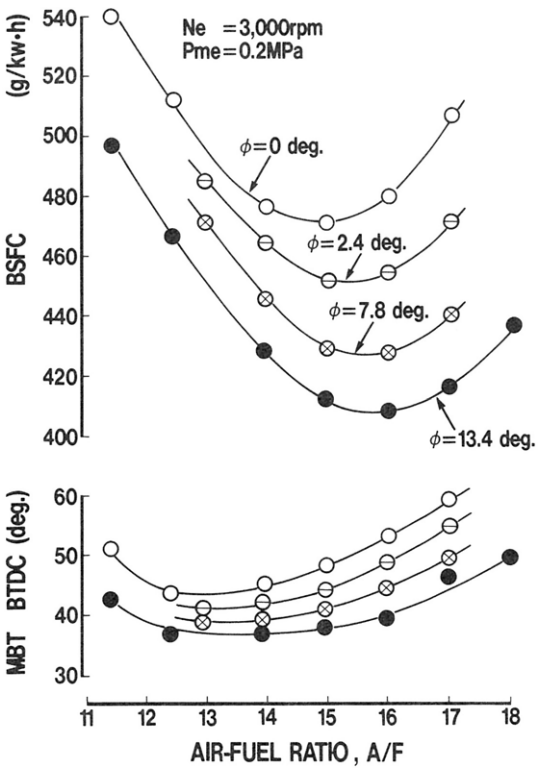


Fig. 13　BSFC~A/F characteristics for various values of ϕ

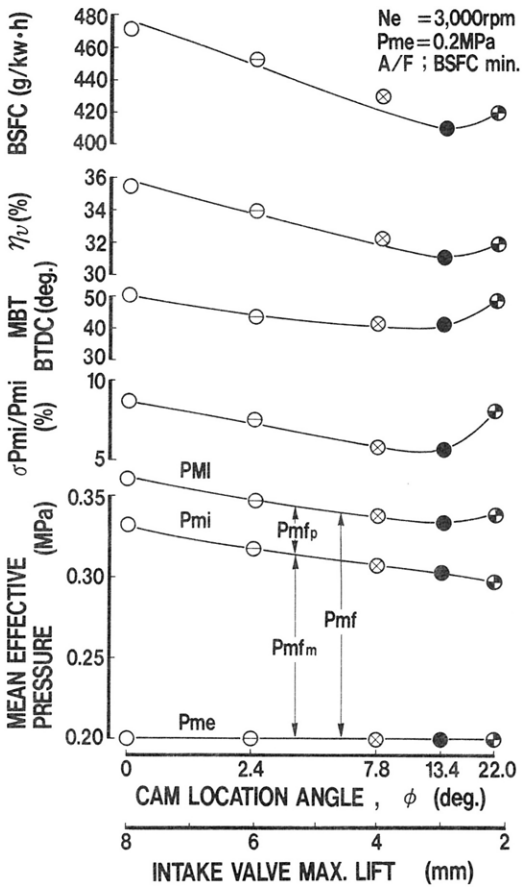


Fig. 14　Improvement in fuel consumption at a part load

を極端に低くすると増加する傾向にある。従って両者の和の全機関損失 (Pmf) が最少となる ϕ が存在する。

この場合は ϕ＝13.4deg すなわち 3mm“リフト”の時が最少で、ϕ＝0 すなわち 8mm“リフト”に比べて約 0.03MPa 低減している。従って PMI* は約 8% 減少する。

しかしながら BSFC の改善は前述の如く約 13% で、上記の事実だけからでは十分に説明できない。そこで全体としての燃焼効率[8]を評価するため PMI* と ηv の関係に着目してみた。PMI* と ηv の比 (PMI*/ηv) を求めるとその値は ϕ を進めるにつれ大きくなることから、燃焼効率が改善されている事が分かる。すなわち ϕ＝0 に対して ϕ＝13.4deg は約 7.0% 燃焼改善が計られている。この

改善は Pmi の変動率（σ）の低減や、MBT が遅角している事などによっても十分裏付けされている。

以上の解析から S.C 機構付き機関の部分負荷燃費の低減は、主として全機関損失（Pmf）の低減と燃焼効率の改善により、もたらされている事が分かった。

なお ϕ＝13.4deg にすることによる弁駆動損失の低減は Fig. 14 の Pmf_m の差から明らかのように約 0.035MPa であり、この値は先の駆動試験（Fig. 10）の結果と一致している。

部分負荷の排気騒音　排気騒音は排気弁“リフト”を低くすることにより低減する。今一例として 60km/h 走行相当負荷（Ne＝3,500rpm, Pme＝0.25MPa）の条件で、排気管後方 25cm で 45° 外側で測定した騒音の解析結果を Fig. 15 に示す。図は ϕ＝0 と 13.4deg の場合の周波数領域と音圧レベルの関係を比較しており、音圧レベルの低減巾を 1/3 オクターブ周波数毎に斜線で示している。これらの結果からオーバーオールの音圧レベルは ϕ＝13.4deg（2.7mm“リフト”）の場合は ϕ＝0（7.5mm“リフト”）より、2.5dB（A）低減が計られることが分かる。この騒音の低減は低リフトの場合は弁の開き方が緩慢となり Fig. 16 に示すように排気のブローダウン圧が低くなることに起因する。

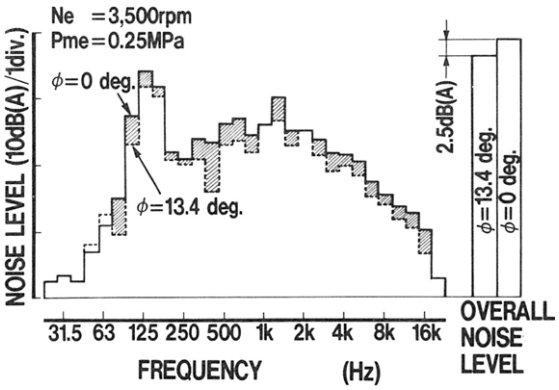


Fig. 15　Comparison of noise level in the proximity of the exhaust pipe

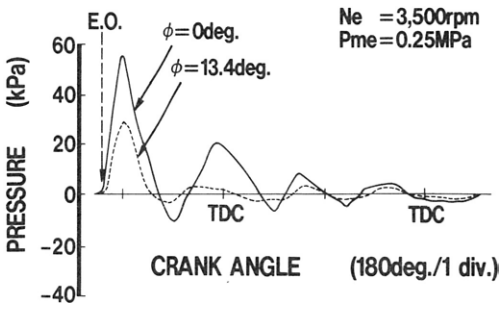


Fig. 16　Exhaust pressure waves

アイドル特性　供試機関の設定アイドル回転数（Ne＝1,300rpm）で ϕ を変化させ、燃料消費量（FC）、ηv、回転変動率（σNe／Ne）と Pmi の偏差値（σPmi）を求め、アイドル性能の評価を行った。Fig. 17 にその結果を示す。ϕ を 0 から 22deg まで変化させると FC と ηv は約 25% 低下する。又 σNe／Ne と σPmi は共に ϕ＝13.4deg が最少となり ϕ＝22deg で多少悪化するが、その場合でも ϕ＝0 に較べて 24% の改善がみられる。

以上 ϕ を進めると弁駆動損失が大巾に低減するばかりでなく吸・排気弁の有効総開角が小さく、かつ有効閉じ時期が早くなるため、Pmi 偏差値及び回転変動率が共に小さくなり、燃料消費量が大巾に改善されたものと考えられる。

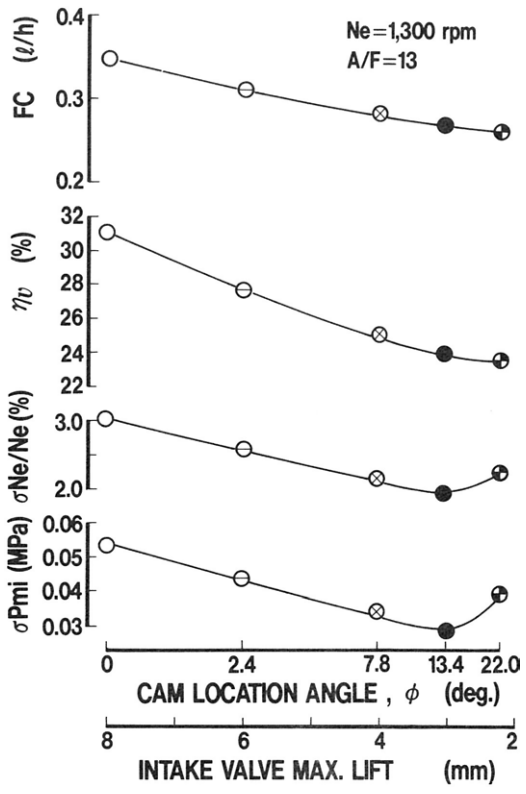


Fig. 17　Idling characteristics

エミッション特性　前述のアイドル時と50km/h走行相当負荷時の燃料消費量とエミッション(HC&NO_x)についてカム移動角(ϕ)を変化した場合について延べる。

Fig. 18はアイドル時のそれらを空燃費(A/F)に対して示している。$\phi=0$(8mmリフト)を$\phi=22$deg(2.2mmリフト)まで変化すると、アイドル特性の項で述べたように弁駆動損失の大巾減少等により、FCが大巾に改善され、しかもHC, NO_xが低減する事が分かる。

Fig. 19は50km/h時の$\phi=0$と$\phi=13.4$deg(3mmリフト)の諸特性を示す。"リフト"を下げるとBSFC(g/km·h)は最小値で約13%改善されるが、NO_x(g/km·h)は悪化している。なおHCは変化がないがLean領域での悪化が認められる。しかしながら点火時期(θig)を変化した場合のBSFCとHC&NO_xの関係を求めるとFig. 20となる。今BSFC≒470に注目するとHCは約40%、NO_xは約25%低減している事が分かる。

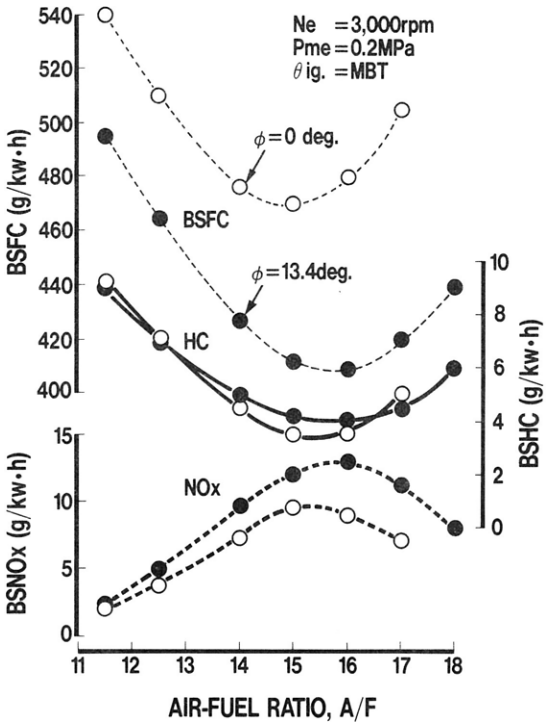


Fig. 19　Emissions at the part load

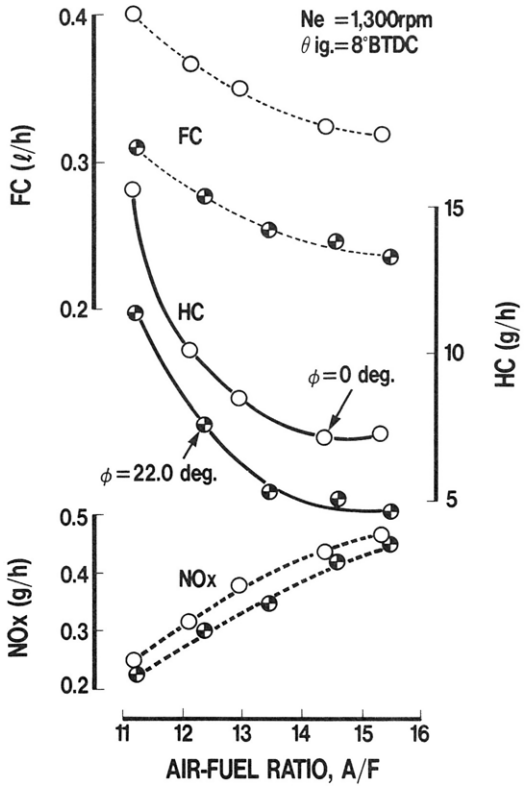


Fig. 18　Emissions at the idling condition

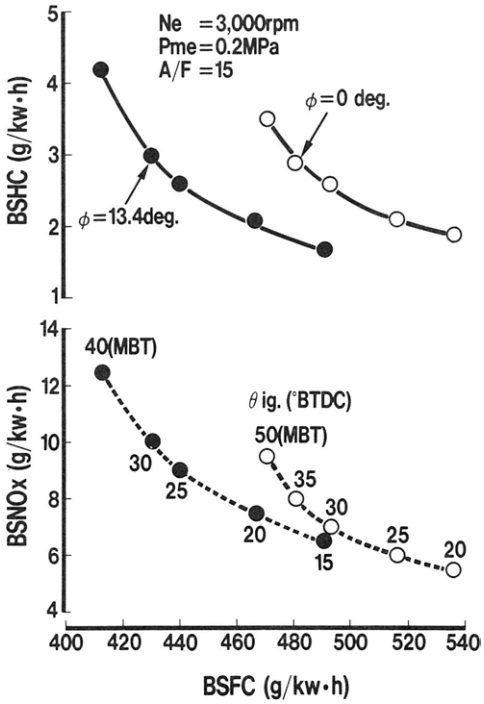


Fig. 20　Influence of ignition timings upon emissions and BSFC

5．結　　論

ロッカーアームスリッパー面にそってカムシャフトを移動することによって、“リフト”、弁有効総開角及び弁有効開閉時期を連続的にかつ自由に変化させることができるシャトルカム方式の可変動弁機構について駆動試験および発火試験を行った結果、次のような結論を得た。

i　３つの主要諸元（α_o、α、r_i/r_c）の選定により定まる２つの可変特性（K_h、β）と、カムプロフィールとカムの回転方向を与えることにより各々のカム位置（ϕ）におけるバルブリフト特性が求まる。

ii　構造がシンプルで、かつカムホルダーの保持に要するトルクは比較的小さい。

iii　10,000 rpm に及ぶ高速回転まで吸･排気バルブは確実に作動し、実用上での問題はない。

iv　動弁系の駆動損失はカム移動角（ϕ）を進めると、“リフト”の低下により 90％低減する。

v　回転数に応じて最適なϕを与えるとPS／ℓ＝100（75kw/ℓ）の高性能試作機関で

－１　中速回転域の全開（WOT）出力は 20％向上する。

－２　50 km/h 相当負荷で正味燃料消費率（BSFC）は約 13％低減する。

－３　60 km/h 負荷に於いて近接排気騒音は約 2.5dB（A スケール）低減する。

－４　アイドル時では 24％の燃料消費量の低減と回転の安定性が得られる。

今回の研究に於いてS.C 機構の持つ機関特性改善の可能性の実証がなされ、更にその広い可変特性によりミラーサイクルやアトキンソンサイクルへの適用の可能性をも示唆できると思われる。

参考文献

1）A. Titolo: “Variable Valve Control from Fiat” MTZ Motortechnische Zeitschrift 47No.5, p.185-188 May 1986.

2）S. Hara, K. Kumagai, and Y. Matsumoto: “Application of a Valbe Lift and Timing Control System to an Automotive engine” SAE paper 890681, 1989.

3）T. H. Ma: “Effect of Variable Engine Valve Timing on Fuel Economy” SAE paper 880390, 1988.

4）M. Grohn, and K. Wolf: “Variable Steuerungszeiten an den neuen Vierventil-Motoren” VDI Fortschrittsberichte Reihe 12 No.122, p.385-402, 1989.

5）K. Maekawa, N. Ohsawa, and A. Akasawa: “Development of a Valve Timing Control System” SAE Paper 890680, 1989.

6）K. Inoue, K. Nagahiro, Y. Ajiki, and N. Kishi: “A High Power, Wide Torque Range, Efficient Engine with a Newly Developed Variable-Valve-Lift and-Timing Mechanism” SAE paper 890675, 1989

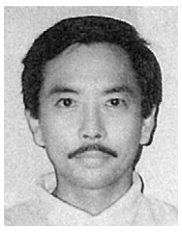
7）J. C. Livengood, A. R. Rogowski, and C. F. Taylor: “The Volumetric Efficiency of Four-Stroke Engines” SAE Quaterly Transaction, Vol.6, No.4 p.617-631, 1952

8）S. Yagi, A. Ishizuya, and I. Fujii: “Research and Development of High-Speed, High-Performance, Small Displacement Honda Engines” SAE paper 700122, 1970.

■著　者■

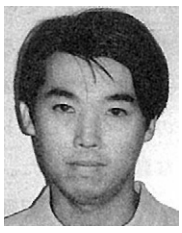

八木静夫


三浦静止


佐藤勇夫


石橋羊一


西田憲二


山本俊朗

ホンダ NR 用楕円ピストンエンジンの開発

Development of Ellipse Piston Engine for “HONDA NR”

鈴木正剛* 神野洋明* 中西哲也*
Masatoshi Suzuki Hiroaki Jinno Tetsuya Nakanishi
川俣則行* 深町昌俊* 堀 良昭*
Noriyuki Kawamata Masatoshi Fukamachi Yoshiaki Hori

要 旨

’92 年３月に上市した“ホンダ NR”に搭載されたエンジンは、V 型４気筒でありながら８気筒と同等以上の高回転、高出力を発揮する楕円（正規楕円包絡線）ピストン構造を持つ。ここでは、楕円形状の選択理由とピストン廻りの構造、従来の円形ピストンと比べたバルブ配列とそれに伴う定常流特性の違い、及び楕円ピストンによるピストンリングのシール性諸元について代表して述べる。

ABSTRACT

An innovative new engine featuring an ellipse-shape (regular ellipse envelope) piston was adopted in a production model 'Honda NR', launched in March 1992.

With the cylinder configuration of V-4, the engine generates power at speeds more than equal to the conventional 8-cylinder engines.

This paper presents the advantages and structure of its ellipse piston, valve layout and steady air-mixture flow as compared to the conventional piston. It also discusses the sealing characteristics and specification of the ellipse piston rings.

１．まえがき

14 年前、楕円ピストンエンジンは、HRC のレーサ“NR500”に初めて搭載され、２ストロークを凌ぐ４ストロークを目指してレース活動を開始した。その後多くの改良と工夫が行われ、又その都度市販化の噂が囁かれるなかで、このたび“ホンダ NR”としてついに市場に投入された。

排気量 747 cm^3 で 95.6 kW（DIN）の出力は１ℓクラスに匹敵し市販モデルの中では最高である。この高出力を生み出す楕円ピストンには、１気筒当り８本の吸排気弁が備えられ、その優れた吸排気効率を高回転域まで維持することができる。

一方、楕円ピストンは周方向の曲率が刻々と変化するので、円形ピストンに比べてリングのシール性能に大きな課題があった。

本稿では上記課題を解決するための設計的手法と NR 用楕円ピストンエンジンの特性についてその開発の経過を解説する。

＊朝霞研究所

２．シリンダ・ピストン・ピストンリングの仕様

本エンジンに採用している非円形ボア形状にかかわるシリンダ・ピストン・ピストンリングの特徴及び製法を円形ボアと比較して説明する。

2.1. 正規楕円包絡線によるボア形状

① 長円からの転換

レーシングエンジンとして、これまでに開発されてき

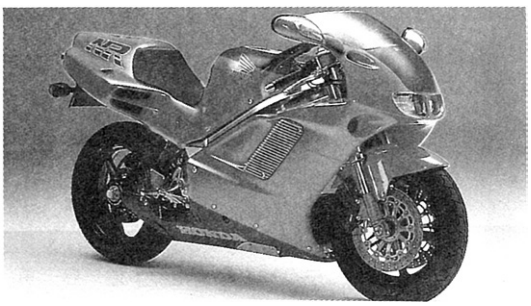


Fig. 1.1 “HONDA NR”

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1992_4_2

たNR500･750のシリンダ形状は長円である。長円は大口径バルブを一直線上に配置出来、同一ボア面積に対する周長の割合を小さくすることが可能で、高出力･低フリクションに適した優れた特徴があった。しかし、直線部分と円弧の部分との境い目に於いて、曲率半径の変化が不連続となる(Fig. 2.1)為に、高い加工精度が要求され、シリンダ･ピストン･ピストンリングの製作には多くの時間が費やされていた。

特に、ピストンリングは不連続点を境いに外周のたわみ性能が異なる為に、その境界点とシリンダの不連続点を極狭い範囲で一致させなければ、ピストンリングの外周シール機能が低下した。量産に当たっては寸法公差内の組合せは100％成立させなければならず、ピストンリングの曲率半径を連続形状にすることが不可欠であった。

② 連続形状の模索

連続形状とするには一般的には正規楕円であるが、長円と長径が同一の場合、全てのバルブを包括する為には、短径寸法を34％も大きくしなくてはならない。これでは同一面積に収めることの出来るバルブ面積が20％も小さくなり、更にボア面積に対する周長の割合が長円に比べて7％大きくなる為に、高回転･低フリクションが得られなくなる。(Fig. 2.2 最下図)

このことから、より長円に近い連続形状が必要となり、正規楕円包絡線と呼ばれる形状を採用した。これは、正規楕円上に中心を持つ円を、この正規楕円上を移動させた時の外側を包絡する形状で、ベースとなる正規楕円の長径と短径の比によって、正規楕円と長円の中間に連続形状を自由に作ることが出来る。(Fig. 2.2 中央図)

この形状は、ベースの正規楕円の長径の1／2をa、短径の1／2をb、転がす円の半径をrとした時に次式に依って表される。

$$X = a\cos\theta + \frac{r\cdot b\cos\theta}{\sqrt{a^2\sin^2\theta + b^2\cos^2\theta}}$$

$$Y = b\sin\theta + \frac{r\cdot a\sin\theta}{\sqrt{a^2\sin^2\theta + b^2\cos^2\theta}}$$

$$\tan\theta' = \frac{b}{a}\tan\theta$$

ボア形状の選定に当たっては、吸入効率を上げる為に、如何に大口径バルブを配置させるかに主眼が置かれ、その中で出来るだけ曲率半径の変化が穏やかになる様に種々の検討を行った。その結果、a＝27.2・b＝1. 9・r＝23.4というNRのボア形状が誕生した。(Fig. 2.3)

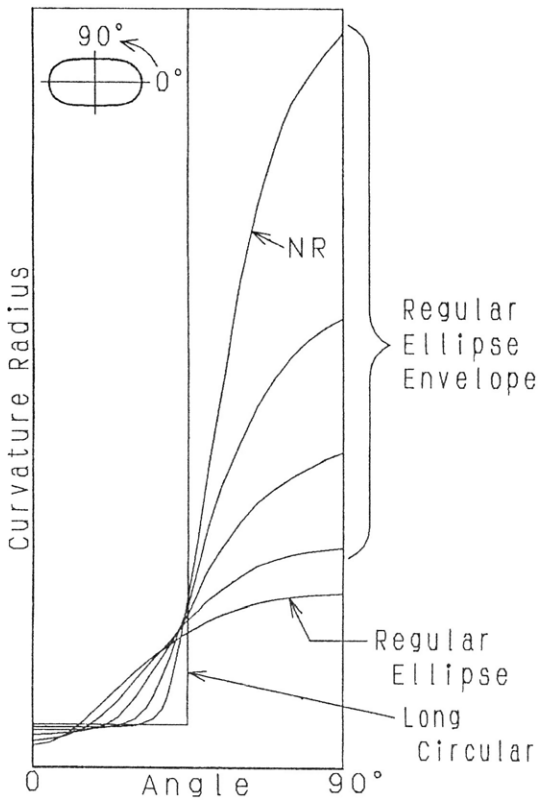


Fig. 2.1 Curvature Radivs Variation

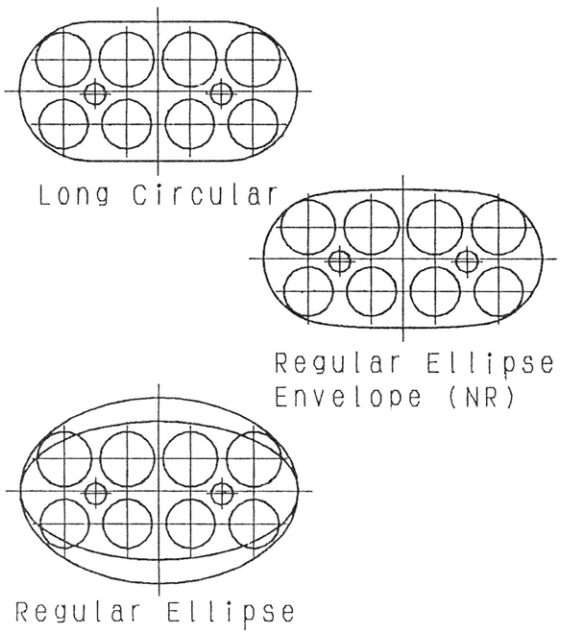


Fig. 2.2 Valve Layout

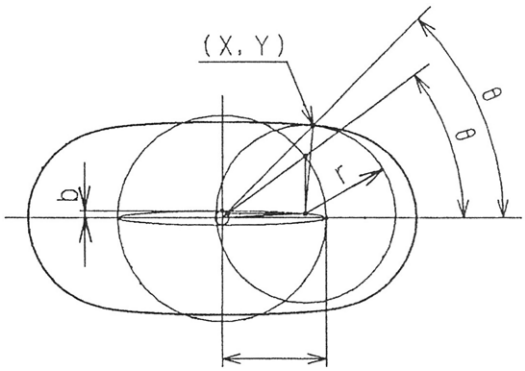


Fig. 2.3　Regular Ellipse envelope

③　正規楕円包絡線ボアの特徴

NR で採用した正規楕円包絡線に依るボア形状での排気量は、1 気筒当たり 187cm^3 である。これを比較すると、同一ストロークの 4 バルブ円形ボア 2 気筒に対して次の様な特徴を有する。

(1) シリンダ幅が 18% 短くなる。
(2) シリンダ周長の和が 30% 短くなる。
(3) 往復部重量が 4% 軽くできる。
(4) バルブの有効開口面積が 12% 大きくとれる。

(1)～(3)に依って、元来ショートストローク円形ボアエンジンが有している性能に加え、更に軽量小型･低フリクション化を実現出来ることになる。

次に同一ストロークの 4 バルブ円形ボア 1 気筒と比較してみる。シリンダ幅を 26% 狭く出来るという点では円形ボアが有利であるが、次の点で NR の方が優り、高出力化と同時に、ワイドトルクバンドを実現することが出来た。

(1) 往復部重量が 2.3% 軽く出来る。
(2) バルブ系の重量が 60% 軽く出来る。
(3) バルブバウンス回転限界が 30% 向上する。
(4) バルブの有効開口面積が 29% 大きくとれる。

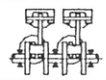
(Table 2.1)

2.2. シリンダ

①　ウォータージャケット一体式の独立ボア

シリンダはウォータージャケットと一体で、4 つのシリンダはそれぞれ独立している。非円形の高速加工の高精度化の為には加工刃具軸を固定することが最も有効な手段であるが、ワーク側がシリンダブロック一体式の様に大型では、ワークの慣性力に依って回転精度の維持が困難となってしまう。これらを両立させる為にはワーク

Table 2.1　Comparison Between NR and Ciracular Bore

		NR 8バルブ 単気筒	円形ボア 4バルブ 2気筒	円形ボア 4バルブ 単気筒
ボア形状 バルブ配置				
クランク構造				
ボア×ストローク		101.2~50.6×42	Ø53.2×42×2	Ø75.3×42
バルブ径	IN	Ø20×4	Ø20×2	Ø30×2
	EX	Ø18×4	Ø18×2	Ø28×2
バルブ有効開口面積(cm^2)		4.73	4.22	3.67
バルブ等価重量		28.6	28.6	71.0
バルブバウンス限界のエンジン回転数		15896	15896	12263
往復部重量		320.7	332.1	328.2
シリンダー周長和		256.8	334.3	236.6
シリンダー幅		101.2	119.4	75.3

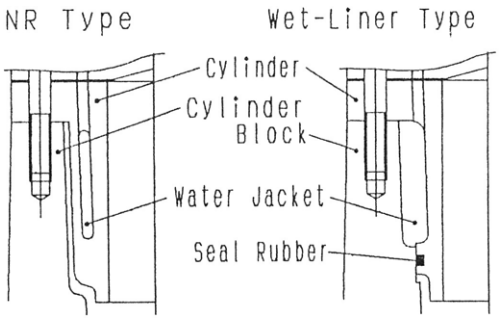


Fig. 2.4　Water Jacket Structure

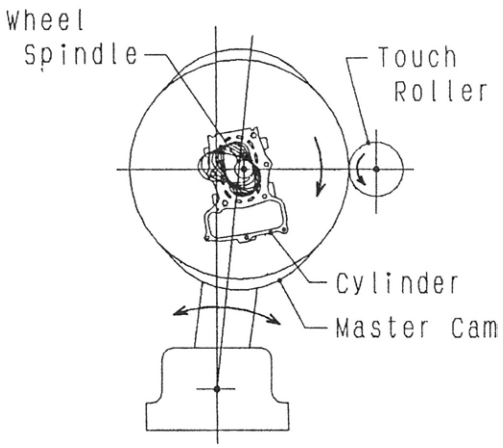


Fig. 2.5　Suhematic of Cylinder Machining

の小型化が不可欠であり、その手段として4つのシリンダを独立式とした。(Fig. 2.4)

同様の形態としてウェットライナ方式があるが、クランクケースとの間の冷却水シールの信頼性を上げる為に、互いの部品に高い加工精度が要求される。又、シリンダヘッドの締付け力に依って発生するライナ部分の歪は薄肉である為NR方式より大きくなる。

一方、NR方式のシリンダは、重量の面ではウェットライナに一歩譲るものの、断面剛性が高く、外力に依る影響を受けにくい為シリンダヘッド締付け時の歪形態も安定し、加熱された場合も他の部位からの影響を受けにくく、全周滑らかな歪形態となる。

② 表面コーティング

シリンダはアルミ製でライナ部分は軽量化と熱変形を考慮して、スリーブレスタイプとし、表面にはNSメッキを行っている。NSメッキとはメッキの前処理工程に於いて、Zn系の合金置換処理を行い、メッキ層のNi素地中にSiC粒子を微細に分散させた構成の電気Ni-SiC複合メッキのことで、耐摩耗性に優れ、レース用エンジンを始めNSR 250R･AX-1等の市販車にも広く採用されている。同一形式の鋳鉄ライナの鋳込みアルミシリンダと比較して、1ボア当たり400gの軽量化を実現出来た。

③ 加工方法

ボア内周の加工方法は、マスターカムに依る倣い加工を採用した。加工マシンの開発はホンダエンジニアリング㈱に依るもので、加工の原理をFig. 2.5に示す。

ワークはマスターカムと同軸上のテーブルに固定され、マスターカムは自転と揺動をしながらタッチローラ上をトレースする。この時のマスターカムの回転数(ワークの回転数)は、加工ポイントの周速がほぼ一定になる様に制御されている。この加工方法は一軸制御方式の為に、精度が高く安定している。また、メッキ前の下地加工とメッキ後の仕上げ加工を、同一加工機で行うことに依って、仕上げ取り代を均一に、しかも少なくすることが可能となり、メッキ処理時間も少なく、且つ仕上げ後のメッキ層の厚さを均一にすることが出来た。

2.3. ピストンリング

(1) 設計基本思想

包絡楕円形のピストンリングを設計するにあたり次の事項を考慮した。

Table 2.2 Piston Ring Specification

	トップ・リング	セカンド・リング	オイル・リング
B寸法	1.0	1.0	1.0
T寸法	3.4	3.4	2.7
合口隙間	0.10~0.17	0.25~0.35	0.15~0.25
断面形状	バレル・フェース (R=10) インナーカット	テーパ・フェース (テーパ角3°)	テーパ・フェース (テーパ角5°) アンダーカット
材質	鋳鉄	鋳鉄	鋳鉄
表面処理	CrNイオンプレーティング	———	CrNイオンプレーティング

曲率が一定では無い。(R＝23.5～R＝400)

・周方向の剛性が不均一となる。

・応力が偏る。

・上反角が偏る。

・面圧･シール性が不均一となる。

ボア内で回転出来ない。(合口部は定位置)

・ピストン溝との馴染み性が劣る。

・シリンダとの馴染み性が劣る。

真円より周長が長い(同面積で8.6%長い)

生産性に難がある。

・汎用機(旋盤等)では加工不可能。

・加工時にワークを回転出来ない。

・通常のラップ機が使えない。

・取り代の管理が困難である。

① トップリング

ブローバイ性能に影響の大きい合口隙間は0.10～0.17と狭くした。上反角は円形リングより高め、側面や合口の面取りは極限まで小さく設定した。摺動面にはCr-Nのイオンプレーティングを施した。イオンプレーティングはハードクロムメッキに比べ耐スカッフ面圧が高く、密着性に優れ、薄膜が均一につくことから、NRでの超高回転と耐摩耗性を両立させることができた。

② セカンドリング

一般的に言われている隙間バランスを考慮して合口隙間はトップリングより広めに設定した。最適のテーパ角･面圧等を選定することにより、ガスシール機能とオイルかき機能のバランスを達成した。

③ オイルリング

一般的に用いられている3ピースタイプのオイルリングは合口を突き合わせる事により周方向の張力を出すが、本NRボア形状に於いては曲率の小さい短径部の面圧を

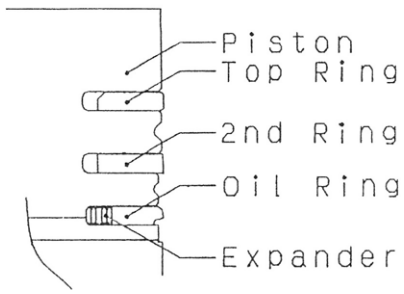


Fig. 2.6　Piston Ring Structure

出す為エキスパンダ付きの単片オイルリングとした。

④　エキスパンダ

オイルリングはガス圧も少なく、それ自身では充分な面圧を出せない為、ボア形状に合わせたエキスパンダを加えて、オイルリングの面圧を適性にし超高回転までオイルかき機能を維持させた。Fig. 2.6 にピストンリングの構成を示す。

⑵ 生産技術

NR のトップリングの製造工程は 28 に及ぶが、生産に当たってのポイントとなる工程を以下に解説する。

①　加工方法

内外周の加工は NC 加工を基本とし、最適のプロフィールは FEM 解析にて求めた。ワイヤーカット、倣い加工等も検討したが生産性･加工精度の観点から内外周の加工は NC フライスにて実施している。NC 加工をする際の点列データの粗密がリングの外周シール性能に大きく影響する。すなわち点列が粗だとリングは多角形となり、外周当たりは不連続となってしまう。サブミクロンの不連続さ（隙間）を解消すべく、データ密度を３倍とし、加工速度を適性化･取り代ミニマム化等を実施した。本工程での精度を上げることでリングのシール性を上げた。

②　ラップ仕上げ

リングの仕上げ工程では、NR ボアのラップスリーブを専用に作り、リングと共擦りさせることで精度のよい形状を作り出している。円形のリングと違い長短径の比率が 2:1 と大きい為、ワークはラップスリーブに対して 0.02 以下の取り代を設定し、更に径違いのラップスリーブを数種類用意し段階的に仕上げるようにした。多段階のラップ工程を実施することにより円形リングより合口寸法のばらつきやすい本リングで通常以上の合口精度を実現できた。

トップリングバレル摺動面の R は㈱リケン製のラップ機に斜板を付けて揺動させながら形状を作り出している。バレル面の R 形状を作りつつ NR ボアに仕上げる本方式により、製品の精度･品質安定性は大幅に向上させることが出来た。

③　上反角

通常 Fig. 2.7 に示すように上反角の分布は円形リングに比べて周方向でのばらつきが大きい。それは剛性が均一でない本リングにおいては避けられないと思われていたが、

・上下の面取りと T 寸ばらつきを通常の 1/2 とする。

・研磨工程見直しを図る。

・裏表の選別を行う。

等により克服出来た。

又、上反角がつき難い合口部での上反角を安定させたことは、高回転域でのブローバイ性能を向上させることに他ならなかった。

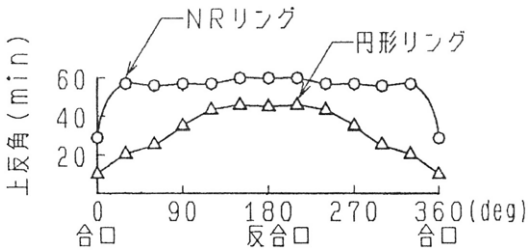


Fig. 2.7　Camber Angle Range

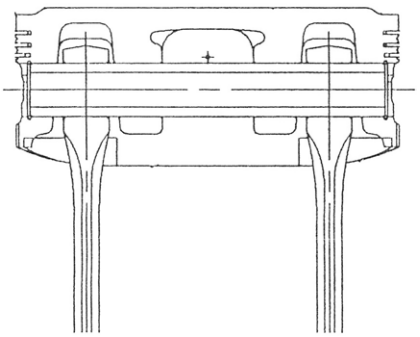


Fig. 2.8　Piston & Connecting Rod

④ イオンプレーティング

トップリングとオイルリングはCr-Nのイオンプレーティング処理を外周面に実施している。リングのように小さく剛性の無い物にイオンプレーティングする際、処理熱や膜縮み等により処理後大きく変形してしまうことがあったが、内周に隙間無くガイドを当てることにより変形を抑えることが出来た。

⑤ エキスパンダ

2サイクルエンジン等に用いられているエキスパンダに比べ、本エンジンのエキスパンダは数倍高い面圧が要求され且つ超高回転までばねとしての機能を果たさなければならない。長径部と短径部では曲率が異なる為、山形状とピッチは曲率に合わせて変化させ、組み込み状態で全周に適正な面圧を出さなければならない。また薄板線材を2枚重ねることによりバネの追従性と高面圧を両立させた。

2.4. ピストン

① 1ピン2コンロッドの形態

NRのピストンは、その幅方向に長い形状を効果的に支えることと軽量化の為に、1ボア当たり2本コンロッドが設けられている。これに依ってピストンピンの小径化とコンロッドの小端・ピストンピンボスの小型化が図れ、小端部分を軽量化することが出来た。(Fig. 2.8)

ピンボスは4軸受けとし、コンロッドへ爆発荷重の伝達がバランス良く行われる様に配慮すると共に、ピストンピンは1本を貫通させて、2本のコンロッドの小端重量差からくる不均一荷重が直接ピストンに加わらない様にしてある。ピストンの冷却は、コンロッドサイドからのスプラッシュと専用のジェットに依って行っている。

② リング溝の強化

高回転・高出力化に伴い、ピストンリング溝に加えられる負担も増大した。特にトップリング溝には爆発力と慣性力が交互に直接加えられる為に溝の耐摩耗性が課題となっていた。耐摩耗性向上の為処理後の面粗度が良く、析出の均一性に極めて優れた特性を持つ無電解ニッケルメッキ(Ni-P)を採用した。このメッキは亜鉛置換処理をした表面及び析出したメッキ面の触媒作用に依って析出するもので、リング溝の様に狭い部分であっても数ミクロンの均一なメッキ層を作ることが出来る。

③ 加工方法

ピストン外周のプロフィール加工は、高速サイクルに依るNC加工である。このシステムは㈱本田金属技術が開発を行ったもので、従来のNC加工とは異なり、一軸制御方式としたことに依って、加工時間の短縮と加工精度の向上という相反する二つの要件を成立させている。加工原理をFig. 2.9に示す。この中で、ピストンはターンテーブルに固定されて一定周期で回転している。加工刃具軸も固定で、ターンテーブルのスライド量のみが数値制御されている。

3. 出力性能

4ストロークエンジンに於いて、高出力を得る為には高速域まで高い体積効率を維持し、且つフリクションロスの低減を図らなければならない。ここでNRの特徴である吸排気効率の向上とフリクションロスの低減を狙った8バルブNRピストンと超ショートストローク化の効果を主に、同じ排気量であるV型4気筒のVFR750(以後VFRと記す)、V型2気筒のXRV750(以後XRVと記す)と比較検討を行う。

NRは最高出力95.6kW／14,000rpm最大トルク70.6Nm／11,000rpm(フルパワ仕様)を発揮する。

VFR、XRVと比較してもそのポテンシャルの高さが分かる。(Fig. 3.1)NRの3,000rpmでの出力は17kWでVFRと略同等でありレーサタイプの様な高速域のみを重視した性能ではなく低速域から充分に使い易い特性

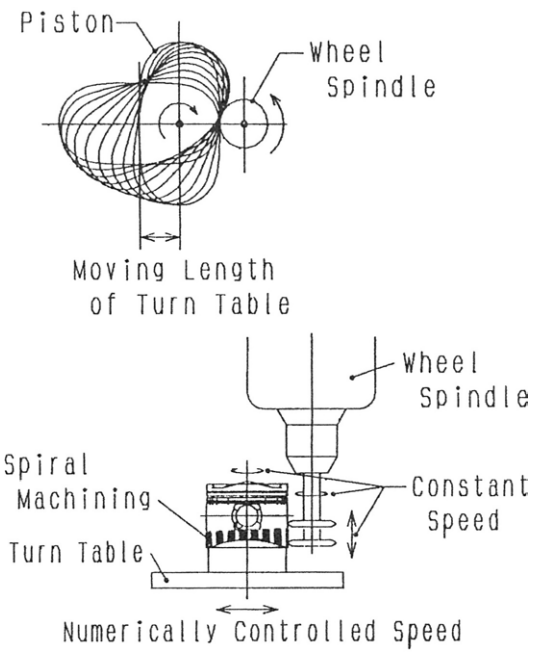


Fig. 2.9 Schematic of Piston Machining

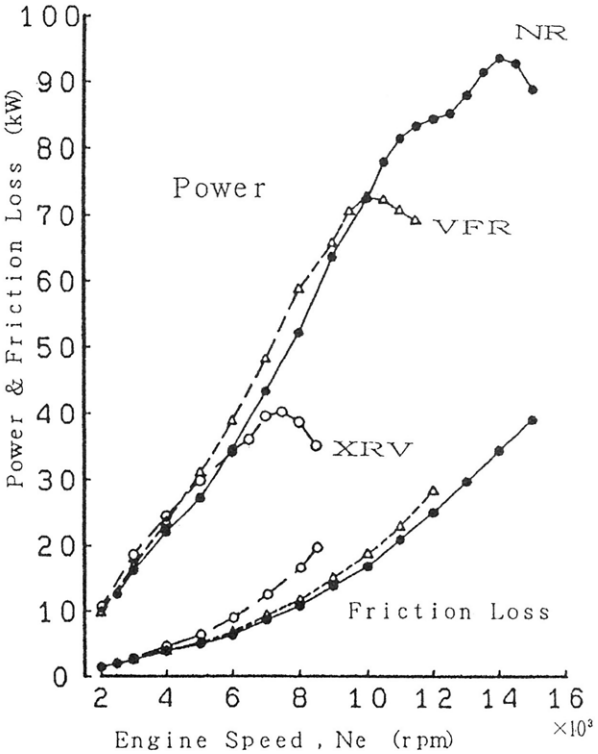


Fig. 3.1　Engine Performance Curve

になっている事が分かる。

3.1. 定常流特性

バルブの開口面積は、エンジンの出力を決定する重要な要因となる。Fig. 3.2 に吸気バルブの開口面積を NR と VFR 及び NR と同排気量、同ストロークの円形ピストン 8 気筒の 2 気筒分と比較してみる。NR と VFR との比較では NR の方が全域大きな開口面積が得られている。

これは NR の吸気バルブの全周長が VFR に比べて 45% も長い為である。従ってバルブの最大リフトが 1.4mm 低いにもかかわらず 29% 大きな開口面積が得られた。

一方 NR と、8 気筒の 2 気筒分 (同一バルブ径 4 個同士) とを比較すると開口面積は NR の方が 12% 大きくできた。これは、NR のシリンダに収められた 4 個の吸気バルブのうち特に中央の 2 個のバルブがシリンダによるマスキングの影響を受けにくい為と考えられる。

NR は低リフトで大きな開口面積が得られるので超ショートストロークとあいまって高速まで回すことが出来る。Fig. 3.3 に体積効率を示す。

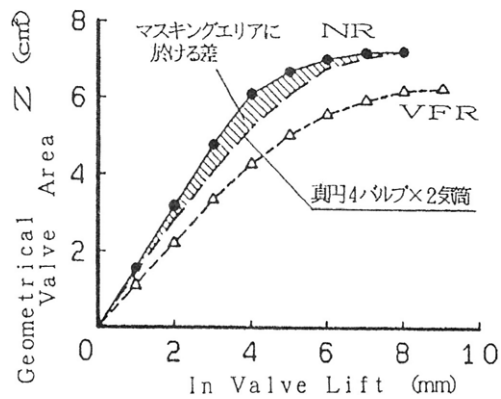


Fig. 3.2　Geometrical Valve Area

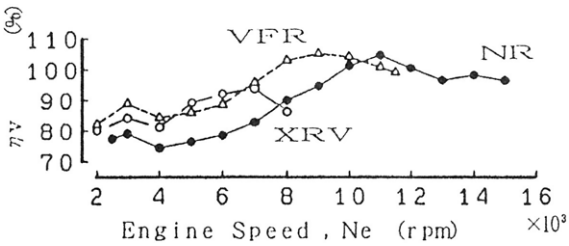


Fig. 3.3　Volumetric Efficiency

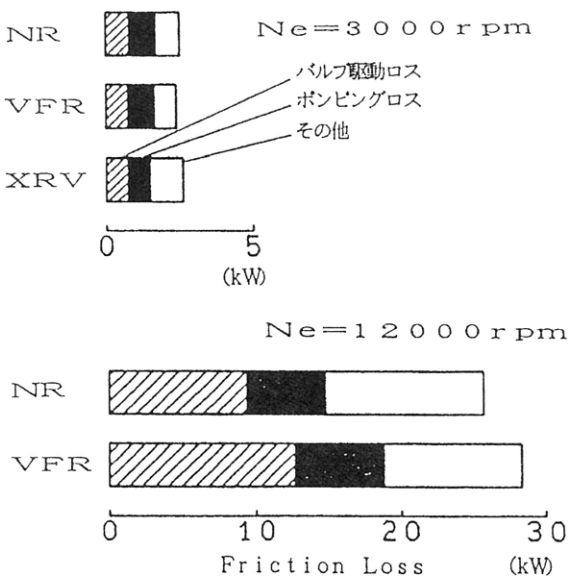


Fig. 3.4　Friction Analysis

3.2. フリクション特性

Fig. 3.1 に各機種のフリクション特性を、また Fig. 3.4 に 3,000rpm と 12,000rpm のフリクション解析結果を示す。バルブの開口面積が大きく出来るため、無理にリフトや変曲点係数を稼ぐ必要がなく、結果として低速では駆動するバルブの本数が増えたにもかかわらずバルブ駆動ロスを増さずに済んだ。一方、高速ではポンピングロスを抑えつつ、軽量ピストンと超ショートストローク化によって往復運動部ロスを減らすことが出来た。

3.3. 燃焼系

Fig. 3.5 に各機種の η comb (①式で定義) を示す。

$$\eta comb = Pmi / [\kappa(\varepsilon) \cdot \eta v(F)] \quad \cdots\cdots ①$$

$$\kappa(\varepsilon) = 1 - (1/\varepsilon)^{\kappa-1} / [1 - (1/\varepsilon)]$$

NR の η comb 最大値は 14,000rpm で 2.5MPa であり従来機種に比べ高速域まで良い値を示す。これは NR が超ショートストロークで高圧縮比にもかかわらず燃焼室形状がさほど偏平ではなく、更に気筒当り 2 本の点火プラグで火炎伝播距離を短縮した効果によるものと思われる。

Fig. 3.6 に燃料消費率を示す。最小値は 290g/kWh で従来機種と大差ないが、15,000 rpm まで大きな立ち上がりはないのが良く分かる。

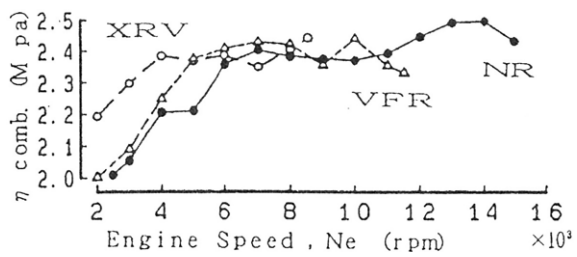


Fig. 3.5 ηcomb

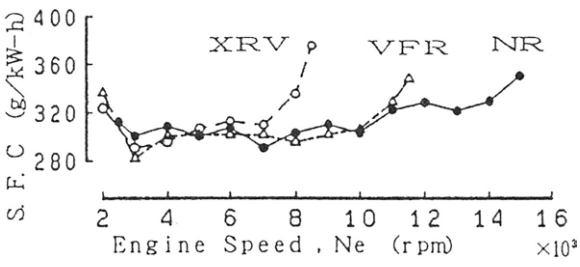


Fig. 3.6 Specific Fuel Consumption

4. ピストンリングのシール性能

開発に先立って、専用の単気筒エンジンを仕立てた。ブローバイ量、オイル消費低減解析は主にこのエンジンで行い、それぞれに効果が大きかった因子について述べる。

4.1. ブローバイ性能

一般的にブローバイは、Fig. 4.1 に示すようにパーシャルの方が全開よりも多い。それは慣性力によるリングの浮き (フラッタリング) を抑えるガス圧がパーシャルの方が低いからである。NR は、トップリングに剛性を与えるためにリング重量が重く、しかも超高回転エンジンであるため Fig. 4.2 に示すようにスラッタリングには不利であるが、以下の対応により、ブローバイを克服することが出来た。

① リング上下面のシール性

ガス圧の低いパーシャル時にトップリング下面でシール性を上げる為には上反角をあまり大きく付け過ぎないこと、リング内側に程々にガス圧が回り込みリングを下面へ抑え付け易い様適度な B 寸クリアランスを設けること、及び合口隙間を極力抑えることが大切である。又、リング上下面の面粗度は言うに及ばず、僅かに端面がダレていてもブローバイには悪影響を及ぼす。

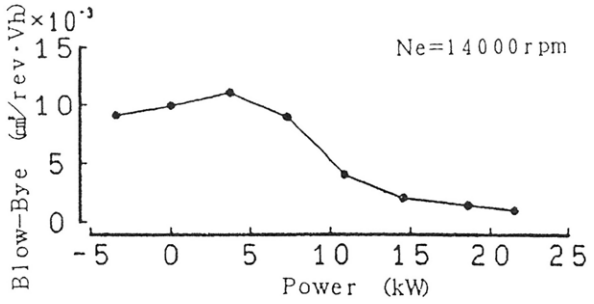


Fig. 4.1 Partial Blow-Bye

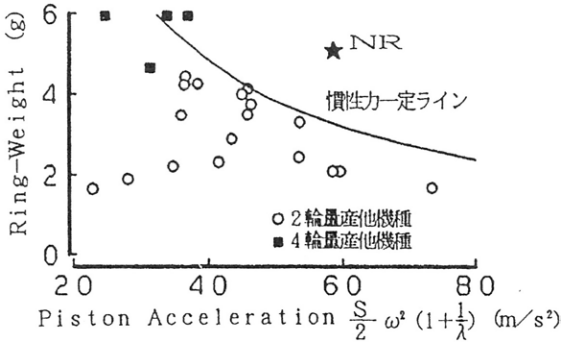


Fig. 4.2 Piston Acceleration ～Ring Weight

更に、高温に曝される頻度が高いトップリング溝には摩耗対策として Ni-P メッキを施した。

② リング外周のシール性

一方、2.3.(2) 項の①加工方法で述べたデータ密度の増加と下地ラップでの擦り合わせによるリング外周のシール性向上は、リング上下面の形状精度及び合口隙間と同じようにアイドルを含めた低回転から高回転の全開ブローバイ量低減に効果が大きい。Fig. 4.3 と Fig. 4.4 にリング形状精度及び上反角による全開、パーシャルのブローバイ改善効果をそれぞれ示す。

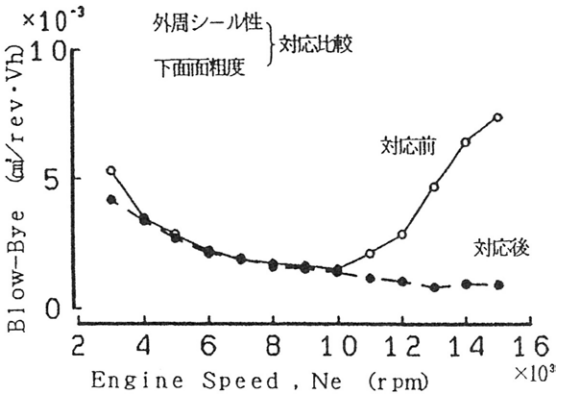


Fig. 4.3 Full Power Blow-Bey

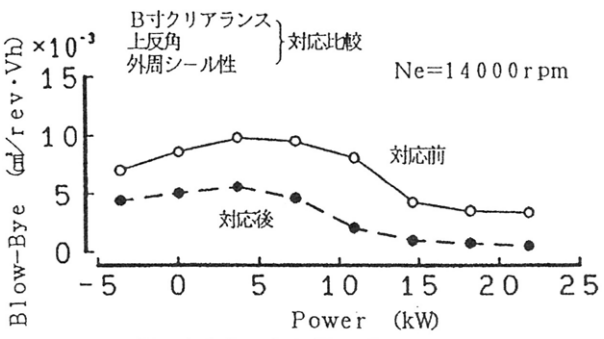


Fig. 4.4 Partial Blow-Bey

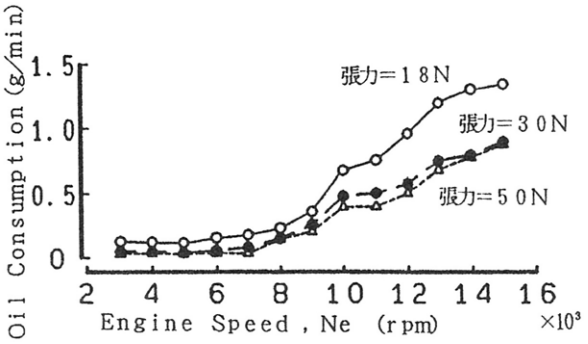


Fig. 4.5 Full Power Oil Consumption of Oil Ring Tension

4.2. オイル消費性能

ピストンとスリーブのクリアランスは小さくすると焼付に対しては厳しくなるが、リングの挙動が安定し、オイル消費量は減少する。従って、上部高剛性部を含めテーパフォームの最適化を図りつつスカート部にフッソ樹脂コーティングを施し、最小クリアランスを数μm に詰めることができた。この条件下でオイル消費に影響の大きかった項目を挙げてみる。

① オイルリングの張力

3ピースタイプのオイルリングが使えない為オイルリング裏に張力を付加するためのエキスパンダを設け、付加張力を選定した。Fig. 4.5 に示すように結局3ピースタイプのオイルリングと同等の 30N の張力が必要であることが再確認できた。

② リング上下面のシール性

当初、NR のピストンには大きな熱負荷を受けたり、限界的な使われ方をすると短径部が僅かに下がるような変形を起こすことがあった。この場合、オイル消費が著しく悪化し、リング溝のうねりの影響を示唆していた。Fig. 4.6 にピストン冷却等によって溝の変形を改善した効果がオイル消費に現れた例を示す。

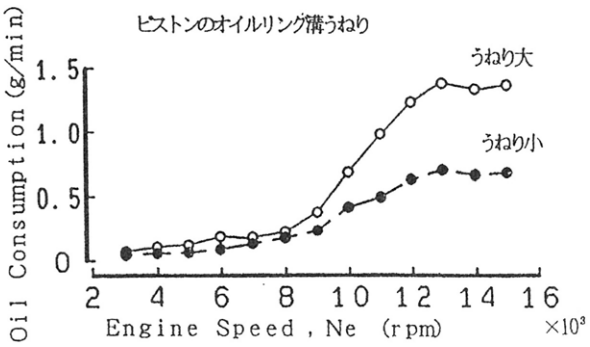


Fig. 4.6 Full Power Oil Consumption for Oil Ring Groove Structure

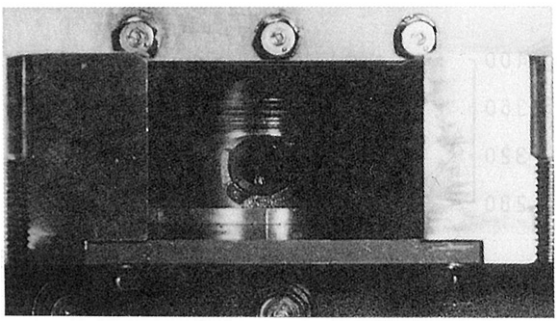


Fig. 4.7 Visualized Oil motion

③ オイル戻し穴の数、位置

可視化用のガラススリーブに静的に側圧を加えながらストロークさせるとピストン短径部にあるオイルはクリアランスの大きい長径部に流れながらオイルリングに達する。実機においてもピンボス下部にオイル戻し用のスリットを設けたり、ピストンピンの内径部分を盲にしたりすると、オイル消費量は減少する。(Fig. 4.7) このことから、オイル戻し穴や溝は短径部よりも長径部に重点をおいて設定した。

④ スリーブの変形

フランジ締付式の別体スリーブは、ヘッドガスケットビードとフランジ締付部がオフセットしているため、締付時に撓みが出たが、フランジ厚さとウォータジャケット深さの最適化でスリーブ歪によるオイル消費への影響は最小に抑えられた。

5．結　　論

以上の結果をまとめると次のようになる。

〈出力性能〉

小径多バルブ化した楕円ピストンエンジンは、超ショートストロークとあいまって、意図した高回転、高出力はもとより低中速回転からの出力も同一排気量の円形ピストンＶ型２気筒及び４気筒並であり、トルクの山谷が少なく、回転数に対して１次的に伸びる出力特性が特徴である。

〈ブローバイ性能〉

全負荷時及び部分負荷時のブローバイガス量を両立させる為にはリング上反角、合口隙間及びリング溝とのクリヤランスを管理することと、外周シール性を確保する為に加工データ数を多くし下地ラップでの擦り合わせを充分行うこと、上下面シール性にはリング溝及びリング上下面の面粗度、ウネリを極力少なくすること、又耐久性に関してはトップリング溝の Ni-P メッキの効果が大きかった。

〈オイル消費〉

エキスパンダ付単片オイルリングの面圧を３ピースタイプのオイルリングと同等とし、オイル戻し穴は長径部に重点的に配置すること、オイルリング上下面のシール性としては単に面粗度のみならず溝の変形対策が重要であった。

〈シリンダスリーブ〉

締付歪及び永久歪でフランジ部、バレル部の剛性が重要なポイントであった。

6．あとがき

量産機開発を振り返り、多くの問題で悩み、多くの事を学び、真に“レースで学べ”を実感している。その多くは楕円ピストン回りにまつわることは言うまでもないが、Ｖ型４気筒 747 cm^3 のエンジンを 15,000 rpm で回し、その機能、信頼性を得る為には補機の一つ一つに至るまで見直しを迫られた。

又、特異なエンジン形態であるため従来エンジンとの比較検討が出来ない事象に多々遭遇し、比較方法等から考えざるを得なかった。

最後にチーム員が“NR 用エンジンの開発”というレースを通して学んだことは、この様な難しいテーマをやり遂げて、大抵のことでは動じない自信と精神力が生まれた事と、物の見方、考え方に進化が見られた事である。今後の開発にこれらを充分に反映し又活用してゆきたい。

謝　　辞

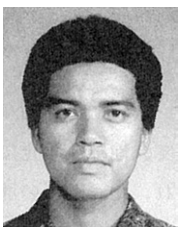
今回の“ホンダ NR”用エンジンの開発に当たっては社内外の多くの方々の御支援、御協力を頂き深く感謝いたします。

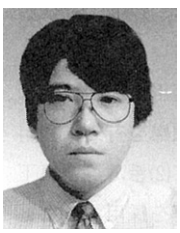
とりわけ株式会社リケン様、本田金属技術株式会社様にはここに紙面を借りて厚く御礼申し上げます。

■著　者■

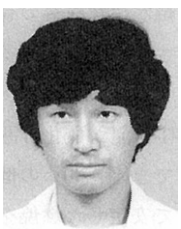

鈴木正剛


神野洋明


中西哲也


川俣則行


深町昌俊


堀　良昭

VTEC－E リーンバーンエンジンの開発

Development of VTEC-E Lean-Burn Engine

西澤一俊* 堀江薫* 三浦啓二**
Kazutoshi Nishizawa Kaoru Horie Keiji Miura

荻原秀実** 田中力** 山田範之**
Hidemi Ogihara Chikara Tanaka Noriyuki Yamada

要　旨

エンジンの燃料消費率の低減は、自動車メーカにおける重要な課題であり、希薄燃焼についてはその有効な解決策として各研究機関、自動車メーカから数多くの研究が報告されている。

この論文では、4バルブ希薄燃焼エンジンの開発に関してエンジンの燃焼改善のみではなく車載時のエンジンマネージメントシステムの開発と車両のモードテスト結果についても説明する。主な内容は独自のバルブタイミングおよびリフトの可変機構を応用した可変スワールシステムの採用によるエンジンの燃料消費率、最大出力の改善、および車両の空燃比制御システムの開発とモード燃費の改善、エミッション規制への適合に関するものである。

ABSTRACT

Reduction of fuel consumption is an increasingly important target of automobile manufacturers today. As one of the effective approaches to improve the fuel economy, a four-valve lean burn engine was developed.

This paper describes the development of a four-valve lean-burn engine which involves improvement of the combustion, development of an engine management system, and vehicle test results.

Among the major themes discussed are：(1) the improvement of brake-specific fuel consumption under partial load conditions and achievement of high output power by adopting a variable-swirl system with a specially designed variable valve timing and lift mechanism; (2) the development of an air-fuel ratio control system; and (3) the improvement of fuel economy as a vehicle and an approach to satisfy the NOx emission standard.

1．まえがき

近年、世界的な地球環境問題への関心の高まりにつれて、地球温暖化に係わる CO_2 排出量低減の重要性が叫ばれ、化石燃料の消費量抑制が求められている。自動車メーカにおいては、燃料消費の改善のために、多方面からの技術的アプローチがなされているが、なかでも希薄燃焼が燃費改善の有効な手段であることは、以前より検討されており、数多くの研究が報告されている。

しかしながら、希薄燃焼エンジンの実用化に向けては、(1)排気が酸化雰囲気にあるため、三元触媒を有効に利用できず、NO_x の低減が困難であること、(2)希薄混合気下で安定した燃焼を得るためにスワール等を採用すると、その手法によっては、吸入抵抗の増加により高出力化が困難となること等の課題を解説する必要がある。

上記(1)の課題に対しては、燃焼改善による大幅な希薄燃焼限界の拡大による NO_x 排出量低減と、高精度の空燃比制御が可能なエンジン制御システムを開発したこと、(2)の課題に対しては、1989年に市場に投入したバルブリフト及びタイミングの可変機構（以下VTEC）を応用した、独自の可変スワールシステムを開発したことにより課題を解決し、4バルブ希薄燃焼エンジンを開発した。

本稿では、今回新に開発した1.5ℓ、4気筒希薄燃焼エンジン（VTEC－Eエンジン）について、燃焼改善内容を中心に紹介すると共に、エンジン制御システムの開発と車両のモード試験結果についても言及している。

＊　和光研究所
＊＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1992_4_3

2．エンジン諸元と性能

Table. 1 に VTEC－E エンジンの主要諸元を示す。

この 1.5ℓ、4 気筒エンジンは、シリンダヘッド、シリンダブロック共にアルミ合金製であり、専用化することで徹底した軽量化を図っている。

また、フリクションを低減するため、ローラーフォロワ付ロッカーアーム、低張力ピストンリング等を採用し、希薄燃焼と共に燃費の低減を図った。

今回、新開発された VTEC－E 希薄燃焼エンジンは、Fig. 1 に示す様に、従来の 4 バルブエンジン並みの出力を維持しつつ、燃料消費率（BSFC）の大幅な低減を達成している。特に、2 バルブの低燃費（HF）エンジンに対しては、燃料消費率の低減と同時に高出力化も達成している。

3．吸気バルブ休止機構（VTEC－E）

3.1. 開発の狙い

希薄混合気下において、安定した急速燃焼を実現する手法としてスワールを採用した。しかし、2 バルブ（吸気 1 バルブ）のスワール給気エンジンでは、Fig. 2 に示す様に、低回転域においては 4 バルブエンジンと同等以

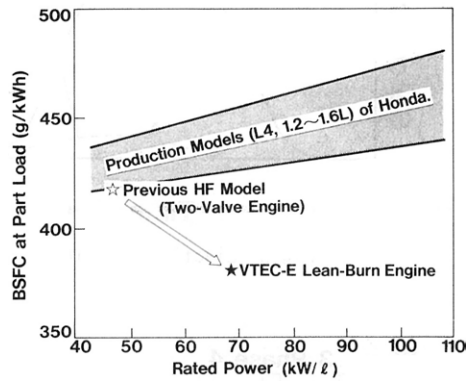


Fig. 1 Trade-off between rated power and BSFC at part load

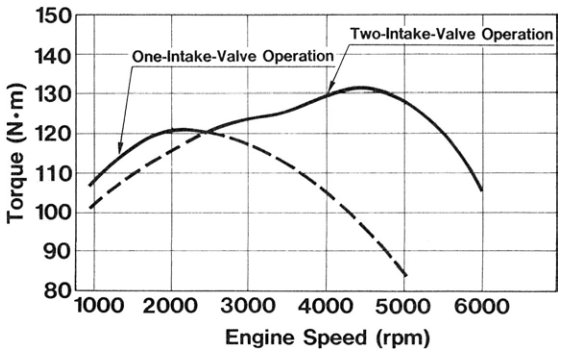


Fig. 2 Comparison of full load performance between two-Intake-valve operation and one-Intake-valve operation

Table. 1 VTEC-E engine specification

Cylinder Configuration		In-line 4 Cylinder
Bore×Stroke (mm)		75×84.5
Displacement (cc)		1493
Compression Ratio		9.3
Valve Mechanism		SOHC VTEC-E
Number of Valves		4
Valve Diameter	In.	ϕ 27.5
	Exh.	ϕ 23.5
Fuel System		PGM-FI
Ignition System		PGM-IG

上のトルクを得ることもできるが、高回転域においては体積効率の低下により出力を低下させる。従って、低燃費と高出力を両立させるためには、低回転域と高回転域での吸気バルブ数の切り換え機構が必要となる。

このため、従来の VTEC 機構を応用した独自の吸気バルブ休止機構（以下 VTEC－E）を開発し、スワールの可変化を図った。この VTEC－E 機構の、開発時の狙いを以下に示す。

(1) バルブ休止により、充分なスワールを生成できること。

(2) スワールの可変機構による、吸気ポート及びバルブ周りの流量係数の低下が無いこと。

(3) 構造がシンプルであること。

3.2. VTEC－E の概要

3.2.1. 構造と基本作動

Fig. 3 に VTEC－E の切り換え構造を示す。

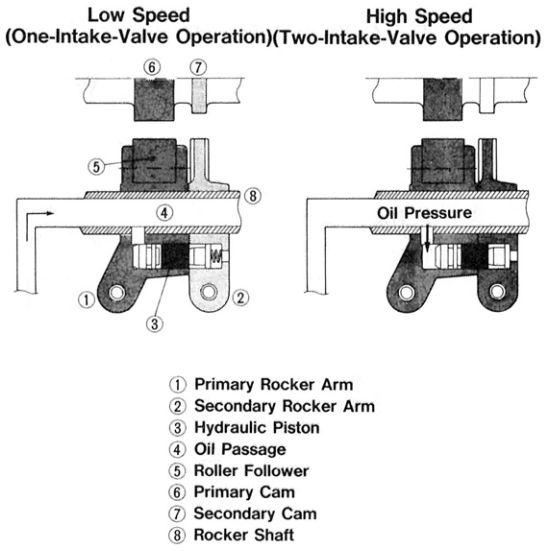


Fig. 3 Actuation of VTEC-E mechanism

ＶＴＥＣ－Ｅの構造は、駆動用のプライマリカムと休止用のセカンダリカムの二つのカムプロフィルを持つ１本のカムシャフトと油圧ピストンを内蔵し、ローラーフォロワを有するプライマリロッカーアーム、およびセカンダリロッカーアームとで構成されている。

低回転時は、各々のロッカーアームが独立して相対するカムプロフィルに合わせて作動し、プライマリ側のバルブはリフトするが、セカンダリ側のバルブはほぼ休止状態となる。一方、高回転時には、ＥＣＵ(エレクトロニック・コントロール・ユニット)からの信号により油圧回路が開き、油圧ピストンに油圧が加わって、二つのロッカーアームが連結されプライマリ、セカンダリの両方のバルブがプライマリカムのリフトで作動する。

このように、ＶＴＥＣ－Ｅエンジンは、低回転時では、ＶＴＥＣ機構による吸気バルブ休止によりスワールを生成させ、高回転時は、吸気２バルブを作動させ高い体積効率を得る構造と成っている。

インジェクタはサイヤミーズポートの中央に位置し、休止ポートへも燃料が噴射されることから、Fig. 4 に示す様にセカンダリバルブは完全に休止せず 0.65mm のリフトとし、セカンダリポートでの燃料滞留を防止した。

セカンダリバルブのリフトがスワール比に与える影響は 0.65mm のリフトであればほとんどない。

3.2.2. トリガ機構

ＶＴＥＣ－Ｅエンジンは、吸気１バルブ休止状態と吸気２バルブ作動状態で高回転域において出力差が大きいため、低い温度条件においても吸気バルブ数の切り換えを行う必要がある。しかし、ＶＴＥＣ－Ｅ機構は油圧により吸気バルブ数を制御しており、エンジン油温の低い状態では油圧ピストンの移動時間が遅れることと、油圧の低い回転で切り換えを行っていることにより、Fig. 5 に示す様なハジカレの発生する割合が増加する。このため、ハジカレを起こさずに確実に切り換え動作を行わせるトリガ機構を採用した。

ハジカレとは、油圧ピストンの先端が隣接するセカン

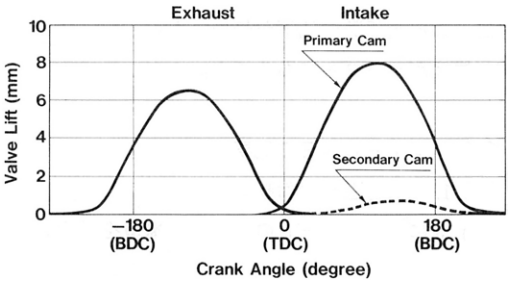


Fig. 4　Valve lift and timing

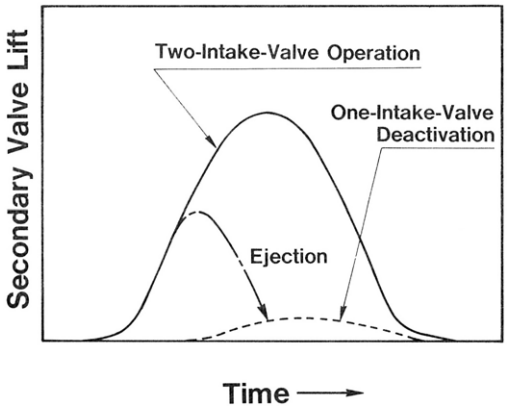


Fig. 5　Ejection pattern

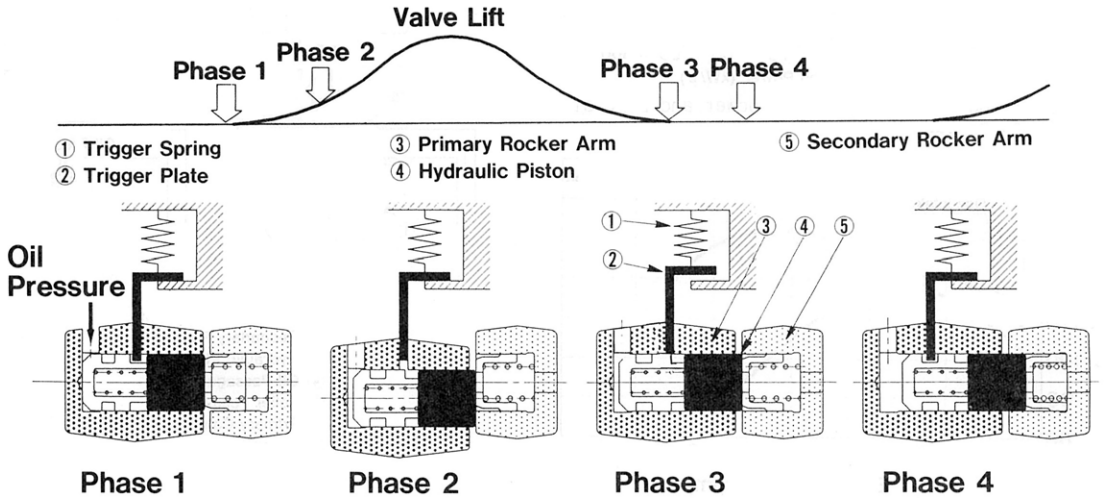


Fig. 6　Actuation of trigger mechanism

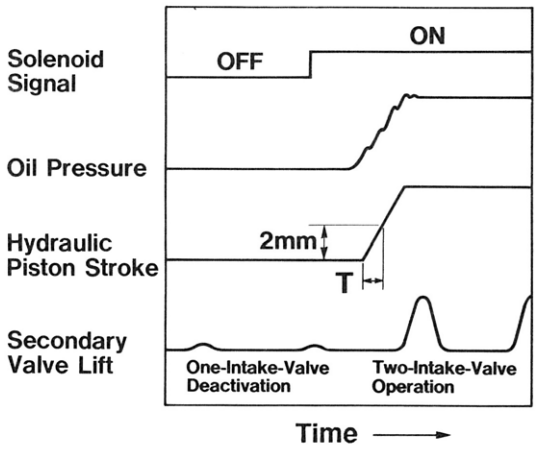
ダリロッカーアームに掛かった状態で、バルブリフト開始により油圧ピストンに軸方向の負荷が作用し、セカンダリロッカーアームから油圧ピストンが弾き出される現象である。但し、次のサイクルで確実にバルブリフトは切り換わる。

トリガ機構は、トリガプレートとトリガースプリングから成る非常にシンプルな構造で、セカンダリロッカーアームとプライマリロッカーアームがカムベース円上に位置する期間に、油圧ピストンの移動が完了するように作動開始時期を制御するものである。吸気1バルブ休止状態から吸気2バルブ作動状態に切り換わる時のトリガ機構の作動状態を Fig. 6 に示す。ECU からの信号により、油圧ピストンに油圧が掛かってもトリガプレートにより油圧ピストンは移動できない。次に、プライマリロッカーアームがリフトし、タイミングプレートは外れるが、プライマリロッカーアームとセカンダリロッカーアームのリフト差により、油圧ピストンは移動できず待機状態となる。次に、バルブリフトが終わり、カムベース円上にロッカーアームが戻った時、油圧ピストンは移動することができ切り換え動作を開始する。また低い油温状態で、油圧ピストンの移動時間がカムベース円時間より長くなった場合はトリガ機構付きの場合でもハジカレが発生する。従って、油圧ピストンのストローク時間を測定し、ベース円内で切り換えを完了する限界油温を設定し (Fig. 7)、限界油温以下での切り換えを禁止した。エンジン油温とハジカレ発生率の関係を Fig. 8 に示す。トリガ機構の採用により、－10℃ のエンジン油温までハジカレの発生が無い確実な切り換えが保証できた。

4．希薄燃焼の改善

4.1. スワールの最適化と燃焼室形状

広い希薄燃焼限界を得るために、ヘリカルポート等によって高いスワール比を設定すると、吸気ポートの流量係数が低下し出力を低下させる。従って、希薄燃焼限界



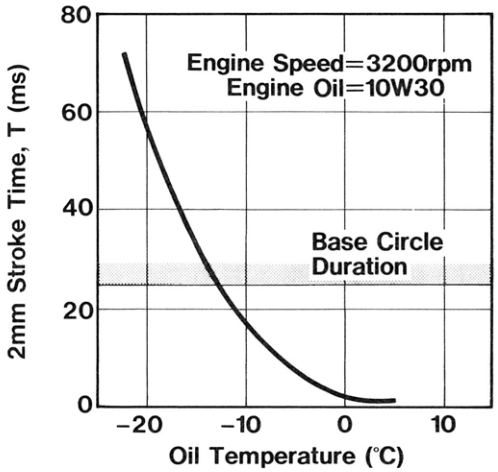


Fig. 7 Response Time For Cam shifting

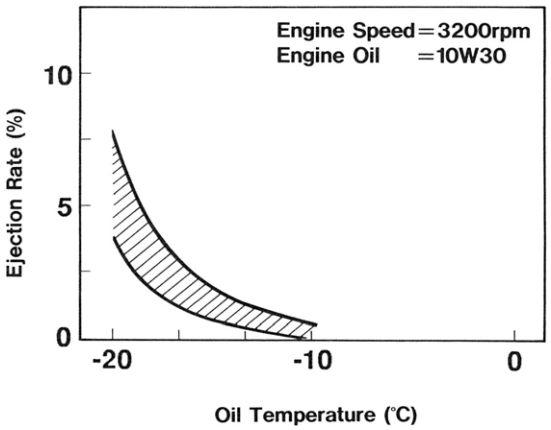


Fig. 8 Ejection rate

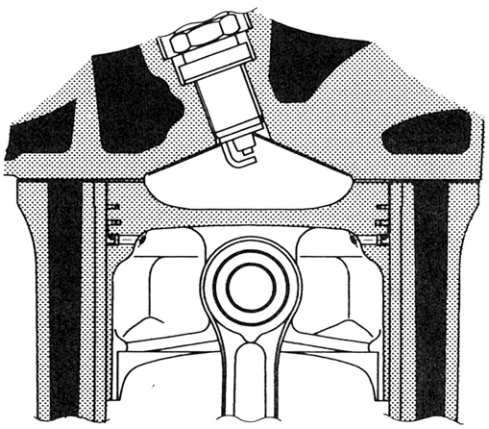


Fig. 9 Cross-section of combustion chamber

拡大は高スワール比化のみに頼らず、燃焼室形状を含めた燃焼の改善も合わせて行い、比較的低いスワール比で充分な希薄燃焼限界を得ることが重要である。

このエンジンに採用した燃焼室形状を Fig. 9 に示す。バルブ径を従来の４バルブエンジンに対して 1.5 mm 小さくすることでコンパクトな燃焼室を形成して、火炎伝播距離の短縮を図り、スキッシュによる強い乱れとで急速燃焼を実現した。この燃焼室を採用したことにより、従来のペントルーフ型燃焼室に比べ、同一スワール比における希薄燃焼限界を Fig. 10 に示す様に改善した。

また、スワール比が部分負荷時の燃料消費率、ポンピングロス、および吸気２バルブ作動時の吸気ポート流量係数、全負荷時の出力におよぼす影響を確認し、スワール比の最適化を行った。吸気２バルブ作動時のスワール比は０であり、ストレートポートを用いた吸気１バルブ休止では 2.8 までのスワール比が得られ、2.8 以上のスワール比を得るためにはヘリカルポートを用いた吸気１バルブ休止が必要となる。スワール比の増加と共に希薄燃焼限界は改善されるが、燃料消費率はスワール比が 2.5 以上でポンピングロスの増加によりサチュレートする傾向にある（Fig. 11）。またヘリカルポートを用いると、吸気２バルブ作動時の吸気ポートの流量係数が低下し最高出力が約８% 低下する（Fig. 12）。

これらのテスト結果を踏まえ、このエンジンの狙いとした燃料消費率低減と出力の両立を考慮し、スワール比をストレートポートで実現できる 2.5 に設定した。

この結果、このエンジンの最高出力は、従来の４バルブエンジン並みの 69kW を達成した。

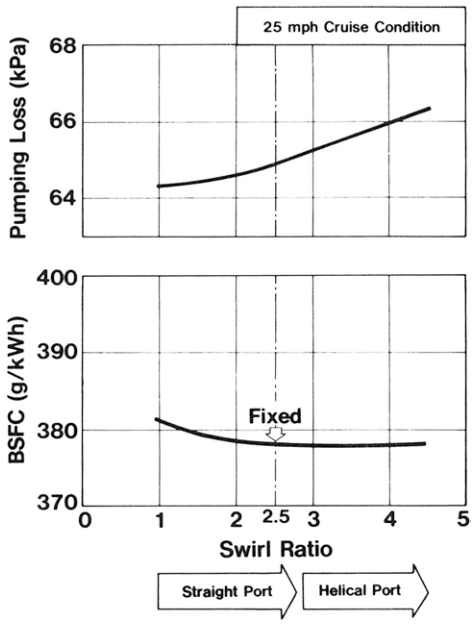


Fig. 11　Influence of swirl ratio on BSFC at part load

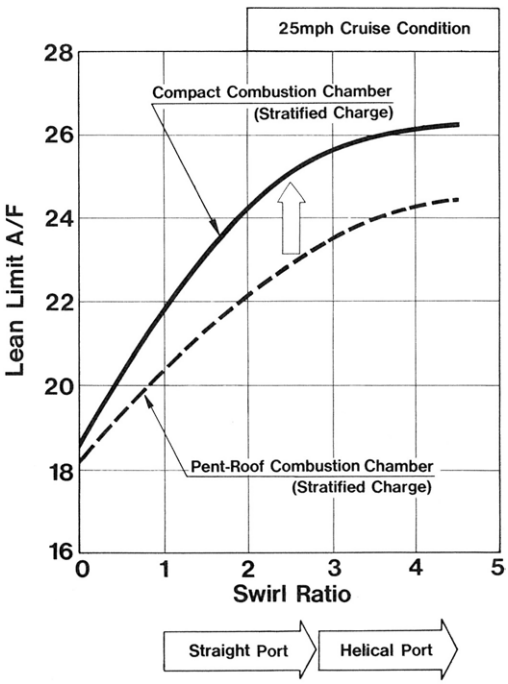


Fig. 10　Effect of compact combustion chamber on lean limit at part load

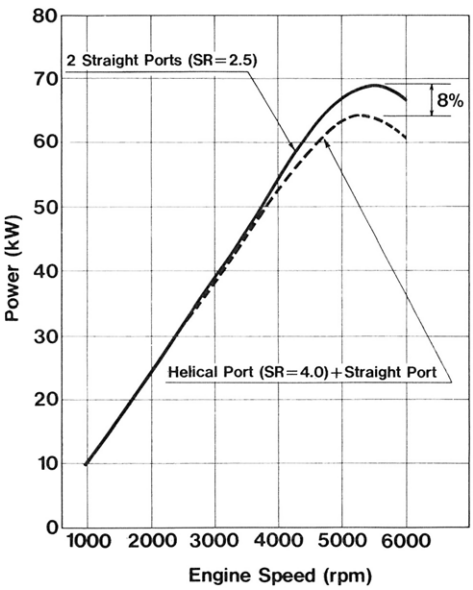


Fig. 12　Influence of intake port specification on full load performance

4.2. 混合気分布（燃料噴射時期）

ポート噴射式スワール給気エンジンにおいて、吸入行程のある時期に燃料を噴射すると、いわゆる軸方向層状給気が形成され、筒内の上方にリッチ、下方にリーンの混合気が存在することが報告されている[1]。筒内の上方、つまり点火プラグ近傍の混合気をオーバーオールの空燃比よりリッチ化することにより、着火の安定性が向上し希薄燃焼限界が改善される。この現象を同一空燃比における燃料噴射時期の影響として示したのが Fig. 13 である。吸入行程中に燃焼安定性を大幅に向上する燃料噴射時期が存在する。

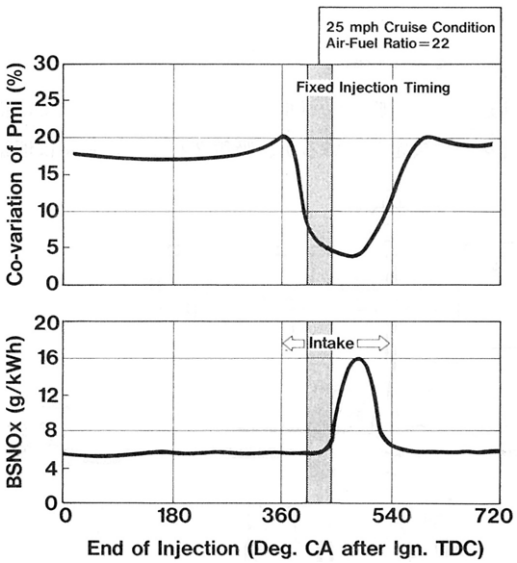


Fig. 13 Influence of injection timing on co-variation of pmi and NO_x emission

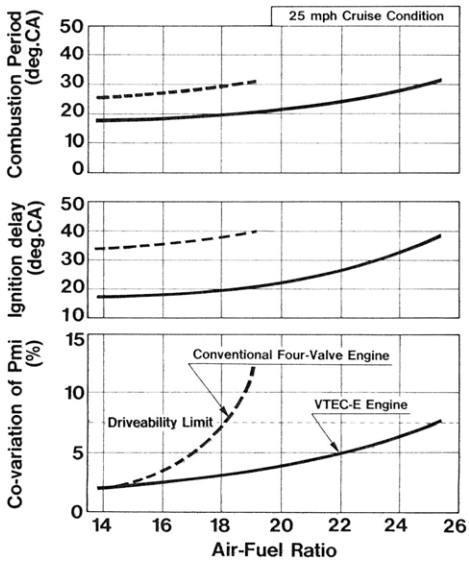


Fig. 14 Comparison of combustion characteristics between VTEC-E engine and conventional four-valve engine

しかしながら、Fig. 13 に示すように最も燃焼安定性の良い燃料噴射時期で噴射を行うと希薄燃焼限界は改善するものの、NO_x の排出量が増加する。この原因として、筒内の一部にリッチな混合気が存在し燃焼するために、NO_x が増加することが考えられる。

ところが、リーンバーンエンジンは三元触媒による NO_x の浄化が難しく、エンジン自体からの排出量を低減する必要がある。従って、燃料噴射時期の設定は、希薄燃焼限界がわずかに悪化するものの、NO_x が増加しない Fig. 13 に示す領域とした。

4.3. 燃焼特性と燃料消費率

スワールを用いた軸方向層状給気は、点火プラグ近傍の空燃比をリッチ化し着火性を向上するのみでなく、スワールによる乱れ増加と、スキッシュエリアを有するコンパクト燃焼室の採用で急速燃焼が図れる。従来の 4 バルブエンジンに対する燃焼改善を Fig. 14 に示すが、スワールおよび軸方向層状給気によって、点火から質量燃焼割合が 10％に達するまでの期間（以下：着火遅れ期間）が大幅に短縮され、同時に質量燃焼割合が 10％から

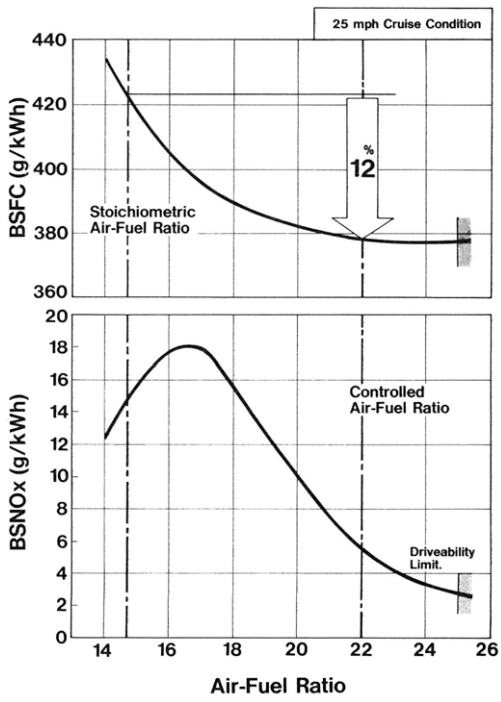


Fig. 15 Influence of air-fuel ratio on BSFC, $BSNO_x$

90％までの期間（以下：燃焼期間）を短縮している。また、コンパクト燃焼室によって、燃焼期間が更に短縮されている。その結果、希薄燃焼限界空燃比は 18 から 25 へと大幅に改善された。

希薄燃焼エンジンにおいては、可能な限りその運転空燃比を希薄化することによって NO_x 排出量自体を低減させる必要があるが、現行の NO_x エミッション規制を満足させ、且つ燃焼変動も充分に低いレベルに保つために、このエンジンの運転空燃比を 22 に設定した。この設定により、Fig. 15 に示す様に理論空燃比に対して燃料消費率を 12％低減できた。

一方、これらの燃焼改善技術は希薄燃焼に対してのみでなく EGR に対しても有効であり、理論空燃比における EGR によって 5％の燃料消費率低減を得ることができた（Fig. 16）。従って、NO_x 低減を図りながら低燃費を実現するために、理論空燃比下で EGR を導入している領域もある。

5．エンジン制御システム

エンジンでの燃料消費率低減効果と安定燃焼を車載状態においても実現させ、なお且つ NO_x 規制値も同時に満足させるために Fig. 17 に概要を示すエンジン制御システムを開発した。

このシステムの特徴は、従来システムに対しエンジンの運転状態によって吸気バルブ数を切り換えるスワール制御システムとリニア空燃比センサ（以下ＬＡＦセンサ）により広範囲の空燃比を検出し、フィードバック制御する空燃比制御システム、および EGR 制御システムを有している点にある。

5.1. スワール制御

スワールを制御する VTEC－E 機構において、スワール比の設定は 2.5 または 0 の切り換えである。その切り換え領域は、全負荷域においては吸気１バルブ休止時と吸気２バルブ作動時のトルクが等しくなる 2500 rpm に、また部分負荷域においては 3200 rpm に、ドライバがショックを感じない範囲でヒステリシスを持たせて設定した。(Fig. 18)

5.2. 空燃比制御

前述の様に、吸気１バルブ休止時の部分負荷域では空燃比を 22 に設定しているが、吸気２バルブ作動時は理論

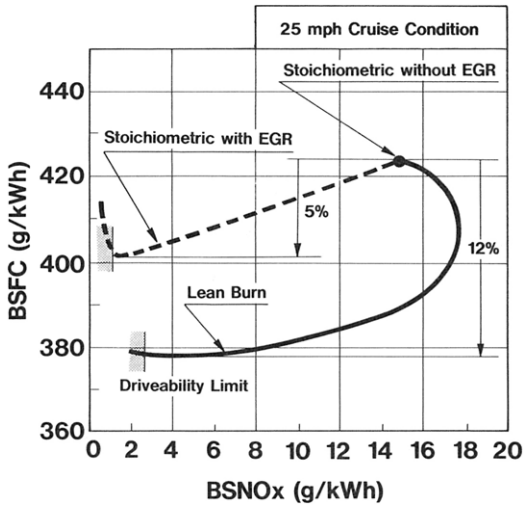


Fig. 16　Improvement of BSFC with lean burn and EGR

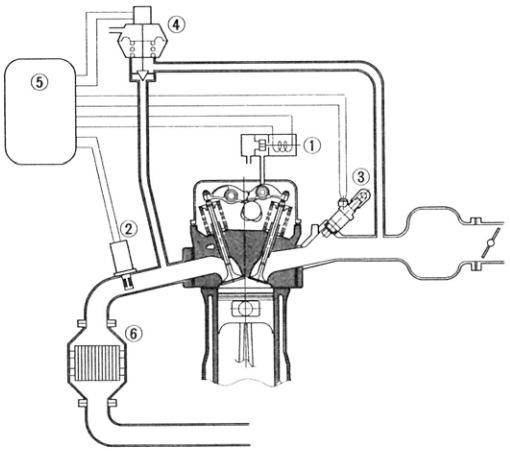


Fig. 17　Engine management system

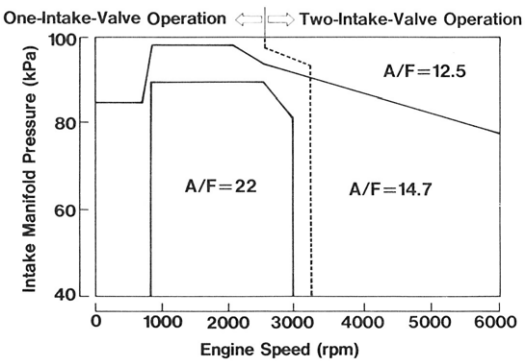


Fig. 18　VTEC-E AND AIR-FUEL RATIO CONTROL MAP

空燃比に設定してEGRを導入している。全負荷域における空燃比は最大出力が得られる12.5とした(Fig. 18)。

しかし、過渡運転において希薄空燃比から理論空燃比に移行する際、空燃比を徐々に変えると途中の空燃比でNO_x排出量は増加する。逆に、希薄空燃比領域から理論空燃比領域への切り換えを瞬時に行うと大きな空燃比差があるために、ドライバはショックを感じる。従って、燃費、NO_x、運転性のそれぞれを満足させるためには、高精度でかつ高応答な空燃比制御技術の開発が希薄燃焼エンジン実用化の鍵となる。そのための最大の課題は、広範囲の空燃比を高精度、高応答で検出できるLAFセンサの開発である。

Fig. 19に、採用しているLAFセンサを示す。測定原理は、ZrO_2固体電解質がO_2を選択的に透過する性質を応用したもので、酸素基準室との比較により、拡散室内の空燃比が常に理論空燃比となる様に制御する電流Ipにより排気ガスの空燃比を知ることができる。リーン状態では、ZrO_2固体電解質に正の電流Ipを流すことにより拡散室内のO_2を外側電極へ移動させ、またリッチ状態においては逆に負の電流Ipを流すことにより外側電極からO_2を拡散室内へ取り入れるが、この時のO_2は外側電極において、COおよびCO_2を還元して得ている。このLAFセンサの出力特性をFig. 20に示すが、空燃比10から30まで広い範囲で直線性が得られている。

また応答性は、プロテクタ等の形状を改良することで実用上問題なく、むしろこのエンジンの空燃比の制御性は吸気ポート等への燃料付着によって生じる燃料輸送遅れに支配されている。

さらに耐久性、信頼性については、エミッション、燃費および運転性の保証の観点で重要であり、各種耐久テストを通じて改良を重ね非常に高いレベルを得ることができた。

5.3. 車両燃費

以上の様な希薄燃焼技術およびエンジン制御システムを採用した車両によりモード試験によるエミッションと燃費の評価を行った。

その結果、希薄燃焼の採用により、NO_xエミッションは目標としたEPA現行規制値(1.0グラム/マイル)を満足しつつ、Fig. 21に示すようにLA-4モードにおいて約8%、ハイウェイモードにおいて約12%の車両燃費の改善を達成した。この燃費結果は全域理論空燃比に設定した同一車両との比較によって得られた。

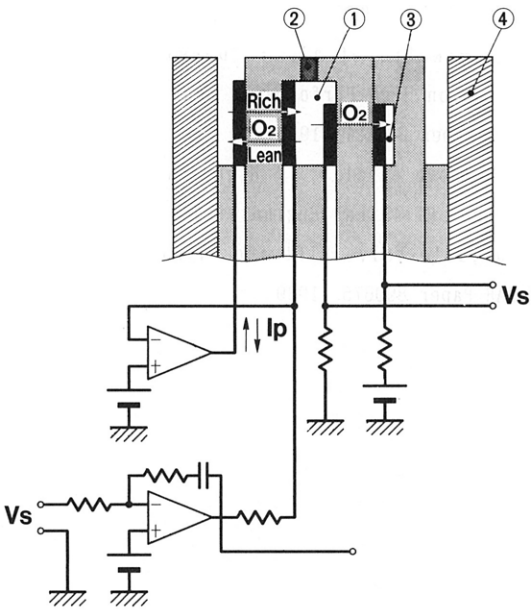


Fig. 19 Principle of detecting air-fuel ratio

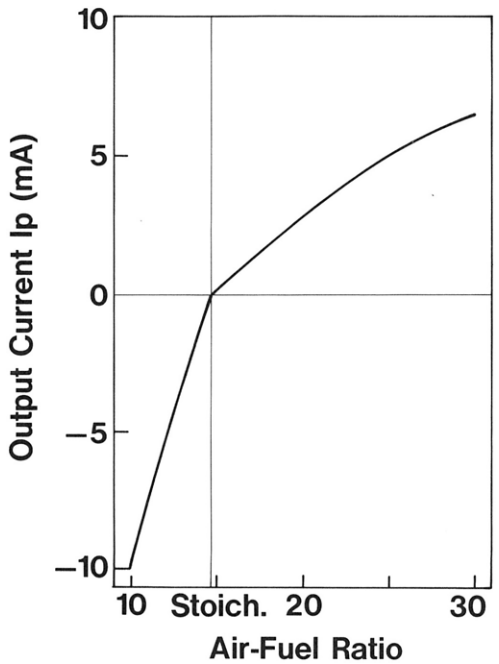


Fig. 20 Characteristics of linear air-fuel ratio sensor

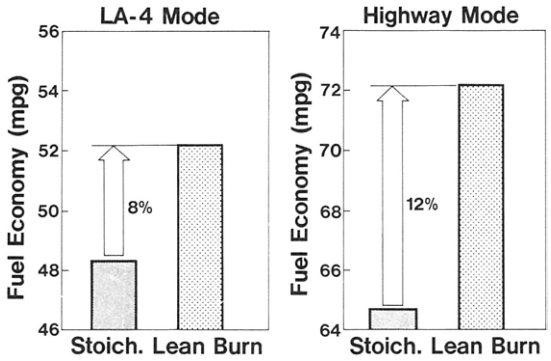


Fig. 21　Effect of lean burn on vehicle fuel economy (Inertia Weight = 2375lb)

LA-4 モードでの燃費改善結果がエンジンの燃料消費率低減（12％）に比べ若干低い値となったが、これはモード中の設定空燃比が全域希薄空燃比ではなく、低水温時、アイドル時および加速時等において理論空燃比としているためである。

しかしながら、カリフォルニア州の NO_x 規制値（0.4グラム/マイル）に対しては、全域理論空燃比での EGR の採用と三元触媒の利用によって、その規制値を満足しつつ燃費改善を図っている。

この様に、厳しい NO_x 規制をクリアしつつ、希薄燃焼による燃費効果を維持していくためには、更なる燃焼の改善による NO_x 排出量の低減及び、NO_x 還元用触媒の研究開発が今後の課題である。

6．まとめ

独自の吸気バルブ休止機構（VTEC－E）を用いた可変スワールシステムと、軸方向層状給気、およびコンパクト燃焼室を採用した希薄燃焼エンジンを開発し、以下の結果を得た。

(1) 希薄燃焼限界を大幅に拡大した（空燃比 25）結果、空燃比 22 での常用運転が可能となり、エンジンの燃料消費率を 12％ 低減した。

(2) 流量係数の高いストレートポートの採用が可能となり、吸気２バルブ作動時の体積効率を従来の４バルブエンジンと同等とすることで 69kW の出力を達成した。

(3) 高応答リニア空燃比センサを用いた空燃比制御システム開発により、過度運転時の空燃比を高精度に制御することで、LA-4 モードにおいて NO_x の EPA 現行規制値を満足しつつ約 8％ の車両燃費改善を希薄燃焼によって達成した。

参考文献

(1) A. A. Quader : “The Axially-Stratified-Charge Engine”, SAE Paper 820131, 1982

(2) G. C. Davis et al. : “Modeling the Effect of Swirl on Turbulence Intensity and Burn Rate in S. I. Engines and Comparison with Experiment”, SAE Paper 860325, 1986

(3) S. Matsushita et al. : “Effects of Port with Swirl Control Valve on the Combustion and Performance of S. I. Engines”, SAE Paper 850046, 1985

(4) S. Matsushita et al. : “Development of Toyota Lean Combustion System”, SAE Paper 850044, 1985

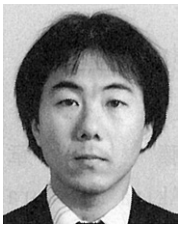
(5) B. Khalighi : “Intake-Generated Swirl and Tumble Motions in a 4-Valve Engine with Various Intake Configurations-Flow Visualization and Particle Tracking Velocimetry”, SAE Paper 900059, 1990

(6) S. Furuno et al. : “The Effects of Inclination Angle of Swirl Axis on Turbulence Characteristics in a 4-Valve Lean-Burn Engine with SCV”, COMODIA 90:437-442

(7) L. Mikulic et al. : “Development of Low Emission High Performance Four Valve Engines”, SAE Paper 900227, 1990

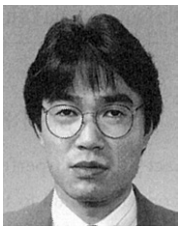
(8) K. Inoue et al. : “A High Power, Wide Torque Range, Efficient Engine with a Newly Developed Variable-Valve-Lift and -Timing Mechanism”, SAE Paper 890675, 1989

■著　者■


西　澤　一　俊


堀　江　　薫


三　浦　啓　二


荻　原　秀　実


田　中　　力


山　田　範　之

シビック用新 PGM－FI ECU の開発

Development of New PGM-FI ECU for Civic Engine

川合 誠* 藤村 章** 前田 進*
Makoto Kawai Akira Fujimura Susumu Maeda
水尾直彦* 松浦正典* 大野恒夫*
Naohiko Mizuo Masanori Matsuura Tsuneo Ohno

要 旨

'91 年 9 月に発表した New Civic には、低燃費と高出力を両立させた VTEC エンジン群が搭載され、これらのエンジン制御用として、小型・高機能で、リーンバーン制御に対応した電子制御ユニットを開発した。

本稿では、まずこれらの制御ユニットを小型化する為に採用した両面実装の信頼性向上技術について述べる。この中で、接続信頼性については、半田の耐久劣化を EPMA 法による耐久前後の Pb 粒子径で評価する手法を提案している。

次に、エンジンの A/F 値を 12 から 22 までの広範囲にわたり制御することにより、大幅な燃費向上を実現した VTEC-E エンジンに適用された Lean Air Fuel Ratio センサと、センサアンプ及び広帯域・空燃比コントロール・システムの動作原理と概要について述べる。

ABSTRACT

A compact and high-performance ECU for lean burn combustion control applied to the '92 Model New Civic has been developed.

This paper first presents the methods of ensuring the reliability of its surface mount assembly designed to reduce its size. The EPMA method was employed to evaluate the reliability of solder joints that are judged by the measurement of the growth of Pb particle during an endurance test.

It is then followed by the description of the actuation process and outlines of the 'Lean Air Fuel Ratio' sensor, the sensor amplifier and wide range air/fuel control system, all combining to help achieve a high fuel economy by controlling the VTEC-E engine.

1．まえがき

自動車の燃費向上は、重要な課題として従来からたえず追求されてきた。近年、石油枯渇問題と、CO_2 による地球温暖化の問題から省エネルギーへの要求が強まり、一層の改善が求められている。他方、走りの性能向上を求める声も、おとろえることを知らない。1991 年 9 月に発表したシビックに搭載されたエンジン群は、こうした低燃費と高出力の両立を VTEC 機構 (Variable Valve Timing, Valve Lift Electronic Control) の応用発展によって実現したものである[(1),(2)]。

これらのエンジンを最適に制御する為、新 VTEC エンジン用の電子制御燃料噴射ユニット PGM-FI ECU (Programmed Fuel Injection Electronic Control Unit) を新たに開発した。

ここでは特に、日本仕様の VTEC エンジン車に搭載される小型で高機能な両面実装 ECU と、LAF (Lean Air Fuel Ratio) センサ信号を基に、A/F をフィードバック制御することによって希薄燃焼を実現した低燃費車 VTEC-E エンジンに使われる、ECU について述べる。

2．開発の狙い

2.1. 両面実装 ECU

PGM-FI システムは、1982 年に始めて上市されて以来広く適用されるようになり、現在ではホンダ車のほとんど全ての機種で採用されている。この間、走りと燃費を高い次元で両立させる為、様々な制御仕様が追加されてきた。PGM-FI に用いられるエンジン制御仕様の年度毎

＊ 朝霞北研究所
＊＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1992_4_4

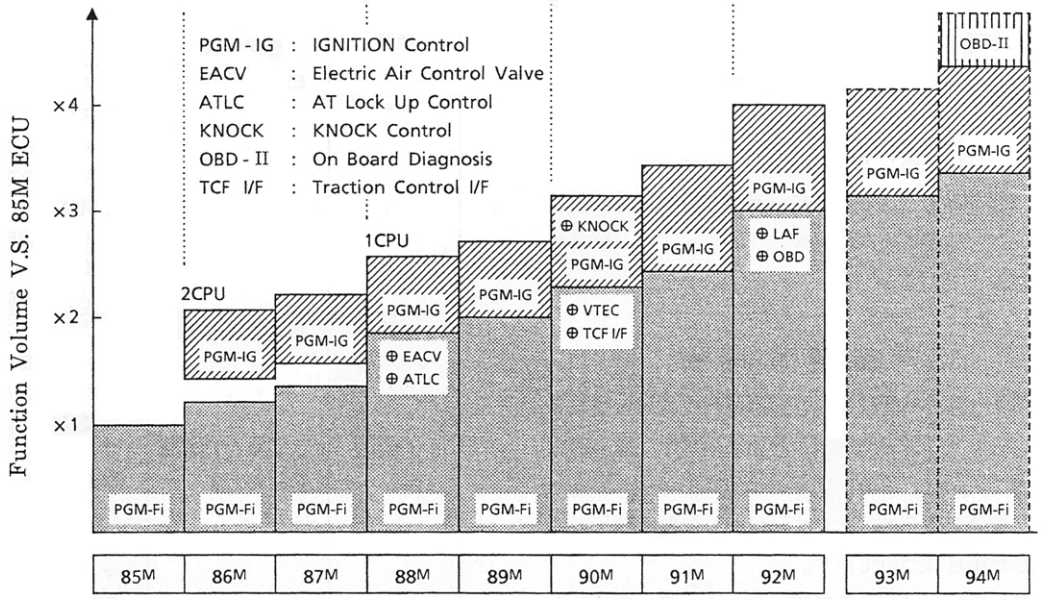


Fig. 1 Trend of increasing function of PGM-FI ECU

の増加傾向の一例を Fig. 1 に示す。

こうしたエンジン制御仕様の増加に対応する為、PGM-FI ECU も飛躍的に回路規模が拡大してきた。これに対し、従来は LSI のカスタム化により小型化を進めてきたが、OBD Ⅱ対応など今後の制御仕様拡大を考慮すると、一層の小型化が必要となった。

そのため、最近著しく発展しつつある両面実装技術を '92 モデルイヤー以降の ECU に適応可能な手段として確立することにより小型 ECU の開発を行う必要が生じた。

両面実装技術とは、リード付きの電子部品を小型のチップ部品に置き換えることにより実装面積の削減を図るとともに、基板の両面にチップ部品を実装することでリードスルー実装に比べ大幅な小型化を可能とするものである。Fig. 2 は New Civic PGM-FI ECU に使われている部品実装の種類を示している。Fig. 3 に両面実装技術の適用により小型化された PGM-FI ECU を示す。

2.2. VTEC－E 用 ECU

VTEC-E エンジンは低回転域で吸気バルブ休止を行って低負荷域で安定した希薄燃焼を実現し、高負荷域は多量の EGR ガスを与え、共に NO_x 排出量低減と燃料消費の改善を図ったものである[(2)]。

このため、制御用システムには LAF センサによる排気ガス中の酸素濃度の検出信号をもとに目標空燃比信号を

ENG	ECU
VTEC-E	B side Surface Mount Technology (A side / B side)
VTEC	Lead through Mount Technology
DOHC VTEC	A & B side Surface Mount Technology

Fig. 2 Mount Technology of New Civic PGM-FI ECU

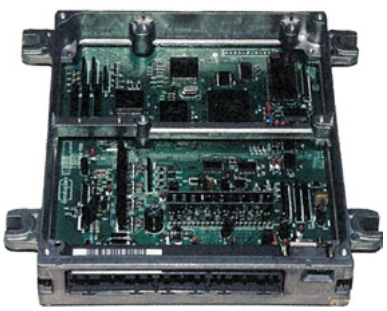


Fig. 3 '92 Model Civic ECU Using Surface Mount Technology

設定する機能を内蔵し、希薄燃焼及び多量 EGR 下の燃焼の安定化を図ることにより、低燃費、有害排出ガス低減、運転特性のそれぞれを高い次元で満たすことが要求された。

ECU もこれに対応して、内蔵した LAF センサ・アンプにより A/F を算出し、これを基に目標空燃費信号と噴射タイミング、補正点火時期信号、EGR ソレノイド駆動信号等を制御している。

3．両面実装技術

両面実装 ECU の開発に当たり従来同様の高い信頼性を得る為、特性要因図を使用した両面実装技術の要素技術を洗い出し、設計、製造、経年劣化の観点から、テストにより、最適条件を選択した。Table 1 に要素技術と今回試験した項目について示す。

本稿では特に、ECU が長期間にわたり、高い信頼性を維持し続ける為に必要な半田劣化メカニズムの解析結果について述べる。

Table 1　両面実装の要素技術と試験項目

要素	確立すべき要素技術	試験項目
面実装基板	1. パッド寸法の決定	~1 パッド寸法と引剥し強度 ~2 パッド寸法とブリッジ ~3 パッド寸法と印刷性
面実装部品	1. 部品の信頼性確認 2. 部品の構造確認	~1 冷熱衝撃，高温，低温，放置，ソリ量 ~1 各部品の構造，材質調査
部品ベーキング	1. ベーキング温度と時間設定 2. ベーキング後リフローまでの放置時間設定	~1 吸湿量とベーキング時間 ~2 吸湿量とリフロー後の部品信頼性確認 ~1 放置時間と吸湿量の関係
クリーム半田印刷	1. クリーム半田選定 2: 放置時間の設定 3. 印刷ズレ量の許容値の決定	~1 印刷性と粘度 ~2 半田付強度 ~3 濡れ性 ~4 吸湿と半田ボール発生 ~5 洗浄性 ~1 放置時間と粘度 ~2 放置時間と半田ボール発生 ~1 印刷ズレ量と引剥し強度 ~2 印刷ズレ量と半田ボール発生
クリーム半田印刷	4. 印刷条件の確立	~1 マスク厚と半田量 ~2 マスク厚と印刷性 ~3 マスク厚とダレ性 ~4 スキージ角度と印刷性 ~5 スキージ速度と印刷性 ~6 ギャップと印刷性
A 面チップマウント	1. 搭載精度の確認	~1 マウント・ズレ量と引剥し強度 ~2 認識マークと認識精度の確認
IC マウント	1. ズレ量の許容値の設定	~1 マウントズレ量と引剥し強度 ~2 PLCC, SOP リード浮きと半田付強度 ~3 マウントズレ量と半田ボール発生 ~4 認識精度の確認
リフロー	1. リフロー条件の確立	~1 プレヒート温度，時間と半田付強度 ~2 プレヒート温度，時間と半田濡れ性 ~3 プレヒート温度，時間と半田ボール ~4 温度プロファイルによる半田付性確認 ~5 リフローによる部品へのダメージ
洗浄	1. 洗浄条件の確立	~1 洗浄条件とフラックス残渣 ~2 洗浄条件と半田ボール除去 (X 線) ~3 洗浄後の部品信頼性
半田付外観検査	1. 検査手法確立	~1 各方式検査能力 ~2 目視検査時の外観検査基準の設定
B 面チップマウント	1. 接着剤塗布条件の選定	~1 塗布径と接着強度 ~2 塗布位置ズレと強度 ~3 接着剤のパッドへのはみ出しによる半田付強度の低下 ~4 硬化条件と接着強度
ジェミニ噴流半田付	1. ジェミニ半田槽条件の設定	~1 半田波高さ ~2 基板による影響
基板分割	1. 基板分割方法の確立	~1 分割時の部品，半田付け影響 ~2 基板ソリ限界テスト
半田付経年劣化	1. 半田劣化メカニズム解析	~1 冷熱衝撃テスト後，引き剥し強度と EPMA 分析

3.1. EPMA(Electron Prove Microscopy Analysis)法による半田劣化メカニズム解析

車載用の両面実装基板には、チップ抵抗、チップコンデンサ、PLCC(Plastic Lead Chip Carrier)等が一般的によく使われている。ところが、冷熱衝撃テストを行うと、リードと基板との熱膨張差により半田接合部(フィレット)に引張及び圧縮の繰り返し応力が加わり(Fig. 4)その結果、引き剥がしテストにて強度が低下することが知られている[3),(4)]。

PGM-FI ECUの半田付信頼性確認にも、従来からこの引き剥がしテストによる評価が用いられてきた。しかしながら、両面実装基板は半田材、半田接合部(フィレット)構造、製造法等が従来と大幅に異なることから、従来品同様の高い信頼性を得る為には、引き剥がし強度を低下させる要因について、物性の面から更に深く解析する必要がある。

両面実装基板の、冷熱サイクル数毎の引き剥がし強度をFig. 5に示す。ここでは冷熱サイクルの条件を〔−55℃、30min〕←→〔+150℃、30min〕気相とし、1000サイクル繰り返した。図中、破線は冷熱衝撃テストの前に、リードとフレームを切断し、リードフレームと基板との熱膨張差による影響を除き、半田単体の冷熱衝撃による強度劣化のみを見たものである。図から明らかな様に、半田付強度は冷熱サイクルを重ねるごとに低下するにもかかわらず、半田単体の劣化は破線に示す様に、ほとんど見られない。従って、この半田付強度の低下はICのリードフレームと基板の熱膨張差によって起きているものと考えられる。

この劣化がなぜ発生するのかを見極める為、最大応力が発生するリードと半田の境界面付近についてEPMA法による半田の元素分析を行った結果について述べる。EPMA法とは物質に電子線を照射したとき、物質に含まれる元素に固有の特性X線が放射されるので、これを周波数フィルターにかけて、元素の規定を行うものである。この手法を試みた結果、一般的に実施されているSEM分析より、鮮明な半田劣化解析結果が得られた。

Fig. 6に冷熱衝撃テスト前後のPLCC半田フィレット部のEPMA結果を示す。白く光っている部分がPbであり、他の部分はSnである。

図より明らかな様に、冷熱衝撃テストの回数を経たものは、Pb粒子が大きく凝集していることが判る。

一方、応力がかかっていないものは、Fig. 7に示す様に冷熱衝撃テストの回数を増しても、Pb粒子径(Pb粒子の長端の長さの平均値)に変化はない。Fig. 5とFig. 7から、冷熱衝撃テストによる半田強度の低下は、EPMA法で観測したPb粒子の大きさと強い相関関係をもつことが判る。これらは半田フィレットに繰り返し応力がかかった結果、広がった分子間の間隙をSnが熱拡散し、Pbが凝集したものと考えられる。

こうして、できたPbの連鎖は半田本来の引張強度に比較して、強度が1/5程度しかない為、引き剥がし強度が低下すると思われる。Fig. 8に冷熱衝撃テスト前後のリー

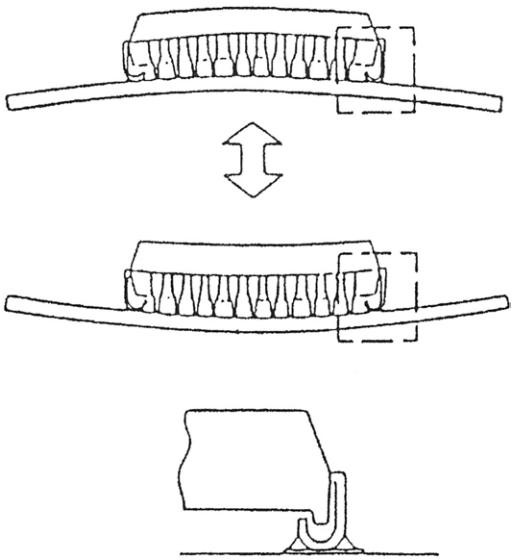


Fig. 4 Stress of solder joint by PCB deformation at Heat Shock cycles

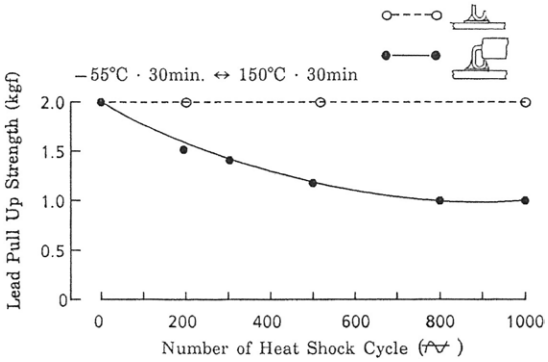


Fig. 5 Effect of Number of Heat Shock Cycles on the Lead Pull Up Strength

ドスルー半田フィレット部の EPMA 結果を示す。この Pb の凝集現象は、両面実装基板と同時にテストしたリードスルー実装基板でもほとんど同様の結果を示している。

一方、実際に市場で長期間使用された、ECU の半田フィレット部を調べたところ、半田劣化の程度は今回の解析テストの、ごく初期の段階と同等であり、Pb 粒子径と引き剝がし強度の変化はわずかである。以上のことから、今回開発した両面実装 ECU は、従来のリードスルー実装 ECU と同様、高い信頼性が確保されていることが判った。

4．VTEC－E エンジン制御 ECU

ここでは、はじめに ECU の機能ブロックの概要について述べ、次に、VTEC-E エンジン制御を特徴づける LAF センサ、センサアンプ、空燃比コントロールシステムについて述べる。

4.1. ECU 機能ブロック

Fig. 9 に ECU 機能ブロック図を示す。

以下に各ブロックに用いた新技術を要約する。

① Main CPU

空燃費コントロール、VTEC 切換などの制御仕様追加に

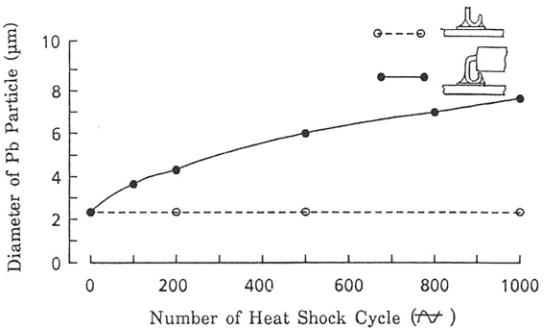
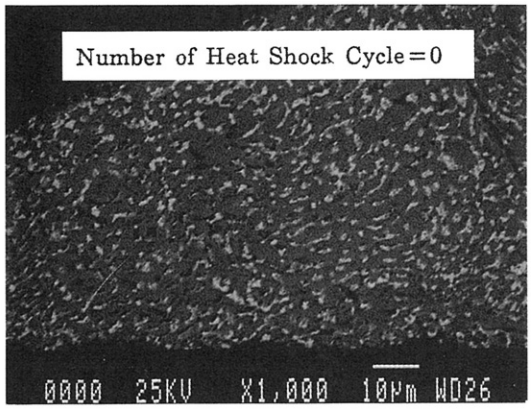
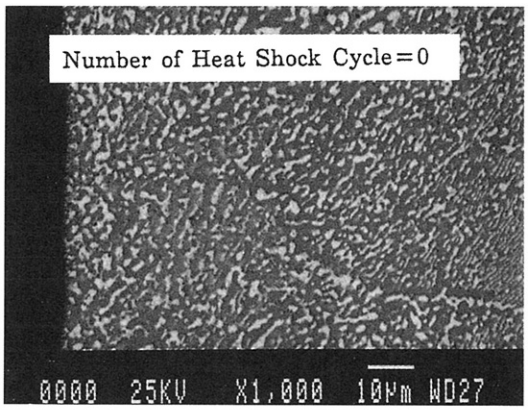
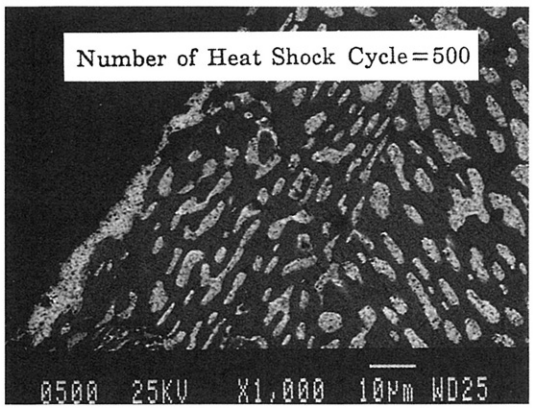


Fig. 7　Effect of Number of Heat Shock Cycles on the Diameter of Pb Particle







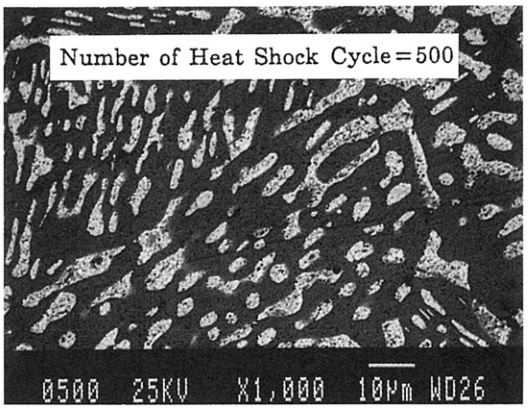


Fig. 6　Observation of The growth of Pb Particle by using EPMA (Surface Mount)

Fig. 8　Observation of The growth of Pb Particle by using EPMA (Lead through)

対応し、内蔵 ROM、内蔵 RAM を従来比２倍に機能アップしたワンチップ 16 ビット CPU(10 ビット A/D コンバータも内蔵)を新規適用して外付 ROM を廃止。

② Switch Custom IC

Main CPU の動作に異常が生じた場合、Back Up CPU の動作に切り換える IC としてウォッチドッグタイマ機能も一体化したカスタム IC を開発し小型、VA 化が図られた。また、この IC にはラッチアップタフネスに配慮した CMOS ゲートアレイを採用して信頼性確保を図った。

③ INJ Output

ベースアイランド構造により従来のダーリントン構造と同等の増幅率 (hfe)を確保したシングル High hfe の低飽和電圧トランジスタを採用。発熱量低減により加熱用ヒートシンクを廃止してトランジスタを自立化し組立工数を削減した。同時に ECU での組立性も向上した。

④ Power Supply

エンジン制御用学習データをイグニッション OFF 時でも保持しておく為のバッテリバックアップ、リセット信号などの機能を１チップ化したカスタム IC と低飽和 5V 三端子レギュレータの構成により小型化した。

⑤ Puise Input

クランクタイミングセンサの信号を波形整形する HIC の基板をセラミックからガラスエポキシに変更すると共に抵抗を印刷抵抗からチップ品に替え、機能を損なうことなくコストを低減した。

⑥ LAF Input(後述)

⑦ Back Up CPU

Main CPU 動作に異常が生じた場合、機能を Back Up して走行不能に陥るのを防ぐと共に、LAF センサ信号から A/F を演算して Main CPU に出力する。

⑧ Other Output(外部診断機対応)

エンジン制御に不具合が生じた時、センサ、アクチュエータ ECU のどこに異常があるのかの診断を速やかに行い、サービス性を向上する為の外部診断機対応機能を追加した。

4.2. LAF センサ動作原理

Fig. 10 に LAF センサ構成を示す。

以下に動作原理について簡単に述べる。

LAF センサは、センサ先端部が排気ガスにさらされる様なレイアウトで、排気管に取り付けられる。排気ガスはセラミック多孔質のガス拡散孔を通過して拡散室に導

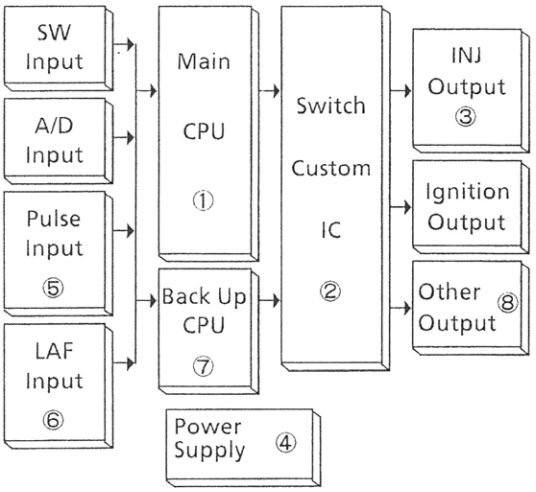


Fig. 9 Block Diagram of the ECU

入される。拡散室内の A/F が理論空燃比付近になると、Vs セルは O_2 センサと同様に出力特性が急変する。この Vs 出力を基準電圧と比較した結果、その比較出力に応じた電流がポンプ･セルに供給される。ポンプ･セルを構成する ZrO_2 固体電解質はポンプ･セル電流に比例した O_2 分子を選択的に透過させる。今、拡散室内の A/F が常に理論空燃比になる様 (Vs≒0.45V)に制御すると、リーン状態の時、Ip に＋の電流が流れ、拡散室内部の O_2 を外部へ汲み出す。逆にリッチ状態では、Ip に－の電流が流れ、拡散室内に O_2 を取り込む。この Ip の出力から A/F が測定できる。

$$Ip = \frac{4F}{RT} \cdot P \cdot D \cdot \frac{A}{L} \cdot X$$

ここで、各パラメータは以下の通り

F：ファラデー定数　　D：拡散係数

R：気体定数　　A：拡散部有効断面積

T：絶対温度　　L：有効距離

P：排ガス圧　　X：排ガス中の成分濃度

Fig. 11 に A/F と Ip の関係を示す。

Ip が A/F 値 14.7 を境に－から、＋に転じ A/F 値の増大に比例して Ip が単調に増加することが判る。

4.3. LAF センサ･アンプ

LAF センサを駆動し、A/F をリッチ域からリーン域まで連続的に測定するのに必要となるのが LAF センサアン

プである。これはセンサを活性化させるためのヒータ駆動部、Vs≒0.45V を保つように Ip 電流を駆動するアナログ F/B 回路、Ip 電流の大きさから A/F を算出する演算処理部などから構成されている。

センサアンプには、LAF 専用の CPU（以下 LAF-CPU）を用意し、本来のエンジン制御を行う CPU（Main CPU）の制御プログラムは VTEC-E 以外のエンジン制御プログラムとできるだけ互換性をもたせる様にしている。

LAF-CPU と Main CPU は、同一のプリント基板に載せ、これを組み込む ECU ケースも他の PGM-FI ECU と共用とした。LAF-CPU から Main CPU に対して、A/F 測定結果とシステム診断情報がデジタルパスにのせて伝達される。ま

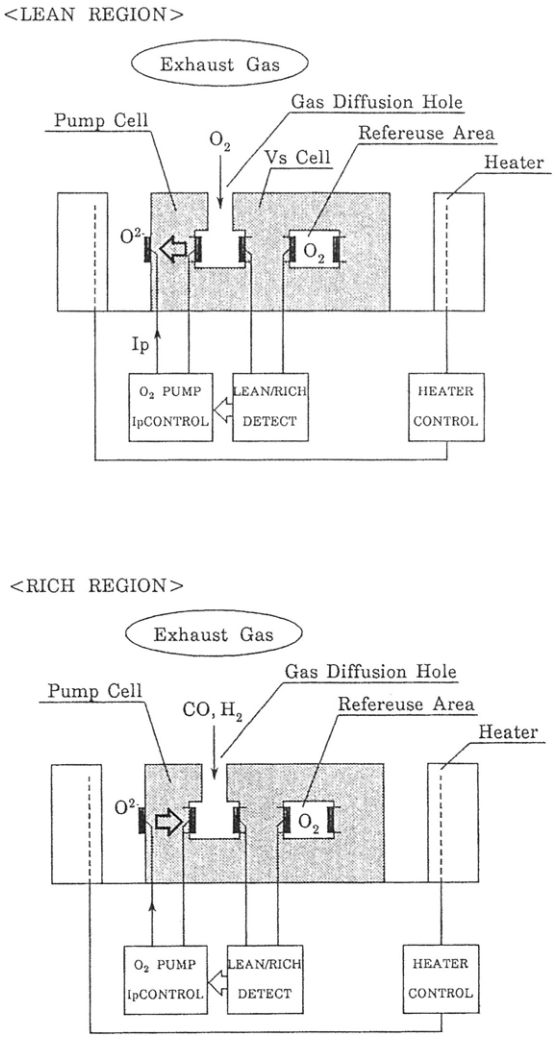


Fig. 10　Construction of LAF Sensor

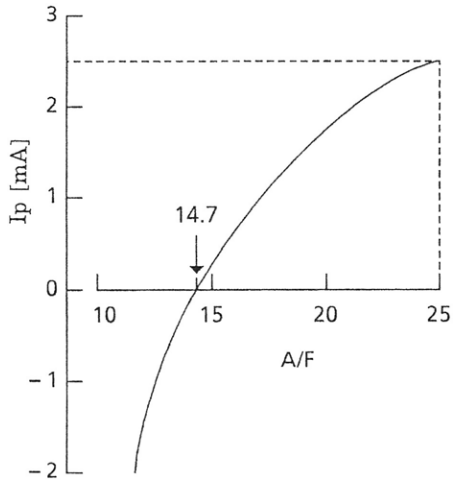


Fig. 11　Relationship between Ip and A/F

た、この LAF-CPU は、万一 Main CPU 系が故障した時に、最低限の走行を確保する為のバックアップ FI 機能も兼ね備えている。

アンプ部の設計の第１のポイントは、A/F＝10.5～25 という広い測定範囲を要求される中で、測定精度と量産性をいかに両立させるか、ということである。

1）　Ip 電流値を高精度で、読み込むために、10 ビット A/D コンバータを採用。（LAF-CPU に内蔵）

2）　A/D コンバータの基準電源は ECU 本来の 5.0±0.1 V 電源を共用。

3）　センサの特性バラツキについては、センサを 21 のランクに分け、センサ Assy に組み込まれたラベル抵抗（識別抵抗）を LAF-CPU で判別し、補正をかける。

4）　オフセット等の誤差要因を最低限に押さえたアナログ部の回路設計。

などによって、リーン域で±0.5A/F、理論空燃比付近で±0.06 A/F という高い測定精度を得ることができた。

一例として、Fig. 12 にリーン領域での A/F 測定誤差の要因を示す。

また、第２のポイントとして、様々な状況においてもセンサを破壊・劣化させる事のない様、配慮が必要となる。そのために以下に示す様な電子回路とソフトウェアの対応が必要となった。

1） まだセンサが暖まっていない間や、システムの異常を判断した時などに、センサのIpセルに過電圧を加えない様、クランプ回路を付加した。クランプ中は若干の−Ip電流を生じさせ、センサの拡散室内部から外部排ガス雰囲気への気相の流れを形成して拡散室内の浄化を図っている。

2） クランプが解除され、センサが活性化し、センサアンプが通常の動作を行っている状態でも、Ipセルに2V以上の過電圧を加えない様にする為、ソフトウェアによる制限とハードウェアによる制限の二重の保護設計を行った。

以上の結果から、ブラックニングと呼ばれる素子の黒色化、素子の周波数特性劣化、素子のクラック発生等のセンサの劣化･破壊を防止することができた。

4.4. 空燃比コントロールシステム

LAFセンサとLAFセンサ･アンプを用いたVTEC-Eエンジン制御用空燃比コントロールシステムの機能ブロック図をFig. 13に示す。図中破線で囲われた箇所はLAFセンサ･アンプであり、従来のPGM-FI ECUに対し、新規に追加されたものである。LAFセンサからの空燃比検出信号はECU内蔵のLAFアンプを経由してA/Dに入力され、LAF CPUでLAFセンサの出力に対応してポンプ電流を制御する。LAFセンサの特性として、センサ周辺の圧力により、実A/Fとセンサから出力されるA/Fとに差が生じる為、エンジン回転数、吸入管圧力等から、排気圧力を推定し排気圧力補正を行ったA/F値を算出している。このA/F値とエンジン回転数、吸入管圧力、スロットル開度、車速、水温、吸気温度、VTEC制御の油圧スイッチ信号等からPGM-FI ECUは、目標空燃比信号とリーン時の燃焼を安定させるための噴射タイミングを算出し、インジェクターを駆動し燃料制御を行っている。さらに全空燃比域でMBT制御を行うためにA/Fにより補正した、点火時期制御を行うことで、低燃費を実現している。

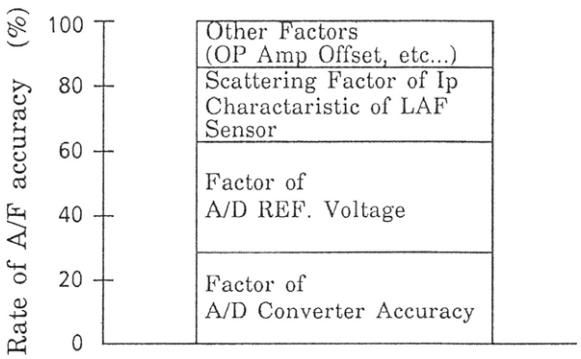


Fig. 12 Factor of A/F measurement accurasy

5．まとめ

1．両面実装ECUの要素技術を設計、製造、劣化の観点から洗い出し、これを試験することにより、従来のリードスルー実装ECUと同様の高い信頼性をそなえた両面実装ECU技術を確立し、New Civicに搭載した。

2．半田の接続信頼性の確認手法として、EPMA法を試みた結果、明確に半田劣化が解析できた。

3．冷熱サイクル前後の半田フィレット部をEPMA法で解析した結果、Pb粒子径と引き剥がし強度の間に強い相関があることがわかった。

4．LAFセンサ出力検知部とLAFセンサ駆動部を有する小型･高精度なLAFセンサ･アンプを開発し、VTEC-Eエンジン制御用ECUに内蔵することにより、リーンバーン制御を行い、大きく燃費を向上した。

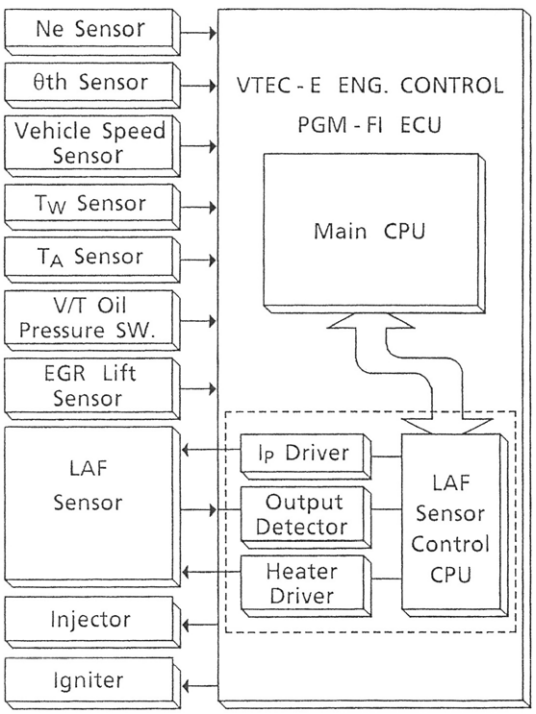


Fig. 13 VTEC-E Control PGM-FI ECU Schematic

6．あとがき

将来、ECU の制御仕様は一層拡大してゆくと思われるが、省スペースの要求のたかまりから、ECU の小型化は面実装技術とＬSI の進歩により、今後ますます加速されることだろう。こうした中で高い信頼性を確保する為には、物性まで立ち入った微視的な評価手法が一層必要になる。

また、リーンバーン制御システムは、リーン NO_x 触媒の開発や、リーン運転時のトルク変動制御など[(5)]のブレークスルーによって大きく展開するものと考える。それに伴い、ローコストな、高精度リーンバーン制御システムに向けて必要な部品開発が今後、重要になる[(6)]。

今回開発した小型化や、リーンバーン･エンジン制御に代表される省資源、省エネルギー技術の分野では、日本が世界の牽引車ともいえる立場を歩んでいる。今後も技術の研鑽を重ね、世界の自動車技術に貢献できる ECU の技術を育てあげていきたい。

最後に、この開発と量産化にあたり、御協力を頂いた㈱電子技研の関係者の方々に深く感謝の意を表します。

参考文献

(1) K. Inoue et al. : A high power, wide torque, efficient engine with a newly developed variable valve lift and timing mechanism, SAE Paper 890675 (1989)

(2) 三浦ほか：可変機構を用いたガソリンエンジンの高効率化について，自動車技術、Vol.45　No.8 (1991)

(3) 松重ほか：加速寿命試験の考え方と実施例，第 21 回信頼性･保全性シンポジウム発表報文集 P.243-248 (1991)

(4) 影山ほか：マイクロソルダリング用はんだペーストの検討　その 4，電子情報通信学会春季全国大会 (1988)

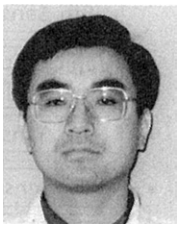
(5) 井口：リーンバーンによる効率向上の現状と課題，自動車技術、Vol.45　No.8 (1991)

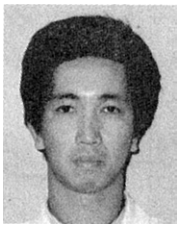
(6) 岡野ほか：希薄燃焼エンジンの開発，自動車技術会学術講演会前刷集 911032 P.131-138 (1991)

■著　者■


川　合　　誠


藤　村　　章


前　田　　進


水　尾　直　彦


松　浦　正　典


大　野　恒　夫

'92 モデルプレリュードエンジンについて

The Engine for the 1992-Model Prelude

櫻原一雄* 新里智則* 大津啓司*
Kazuo Sakurahara Tomonori Niizato Keiji Ohtsu
沖田忠之* 明本禧洙*
Tadayuki Okita Yoshiaki Akimoto

要　旨

'92 モデルプレリュード用エンジンの開発は、体積効率・限界回転数・熱効率向上の三項目に重点を置き検討した。具体的に体積効率向上は可変吸気システム＋VTEC機構を核とし、FRM ライナー・シリンダーブロック、タイミングベルト・オートテンショナ、ハイカーボン材異形断面バルブスプリングの開発を行い、限界回転数向上には高精度鏡面仕上げクランクシャフト、二次バランサー、ピストン冷却オイルジェットの採用、エンジンオイル変更、コンロッドメタル材質向上で対応した。またブローバイガス・オイル消費低減、ブリーザ機能向上も図った。熱効率向上は設定圧縮比 10.6 に対し燃焼室形状検討、ノックコントロールシステム採用によりプレミアムガソリンの使用に対応した。結果 2.2 ℓ 直列四気筒 NA エンジンで 101.4N・m/ℓ の性能を実現した。

ABSTRACT

The engine for the 1992 Prelude model was developed on the basis of studies with emphasis placed on the three items of volumetric efficiency, maximum engine speed, and thermal efficiency.

Specifically, improvements of volumetric efficiency based on the variable intake system plus VTEC system are involved with the development of an FRM liner cylinder block, timing belt auto-tensioner, and valve springs using high carbon materials with a non-circle cross section.

The maximum engine speed was raised by adopting a mirror-finished crankshaft machined to very high accuracy, secondary balancer, and oil jets for cooling pistons. The viscosity of engine oil was changed, and metal of revised composition was selected for the connecting rods. Reduction of blow-by gas and oil consumption, and improvement of breather functions were also achieved.

The thermal efficiency was improved by examining the configuration of the combustion chamber and the adoption of an engine knock control system enabling the engine to burn premium gasolines.

The work resulted in a 2.2 liter four cylinder in-line NA engine which achieves 101.4 Nm per liter.

1．まえがき

近年、エンジンの高出力・高トルク化は、排気量増加、多気筒化、過給技術などにより実現されてきた。さらに振動・騒音低減にも重点が置かれ、数々の高出力性能・高品質エンジンが具現化されてきている。一方、地球環境問題のクローズアップと共に省燃費が叫ばれ、軽量化技術、燃焼技術の向上要求が今まで以上に高まっている。

プレリュード用スポーツエンジンを具現化するに当たり、現状エンジンに求められる機能に対し広範囲な角度から検討を進め、以下のような構想のもとに開発を進めた。

まず、エンジン形式・気筒数については軽量・コンパクトサイズ化が狙える直列四気筒を採用し、振動・騒音の低減を考慮し二次バランサーを付加する事とした。エンジン全長を決定するボアピッチサイズは生産効率からベースとなる'90 アコードと同様 94 mm とし、ボア径を 2 mm 拡大、ストロークを 4.3 mm 短縮し高回転化対応を図り排気量を 2.2 ℓ とし基本仕様を決定した。さらに、自然吸気方式に可変吸気システムと可変バルブタイミング・リフト機構（VTEC＝Variable Valve Timing & Lift Electronic Control System）を組み合わせ、回転全域で高いトルク発生を狙った。

その結果を Fig. 1、2 に示す。2.2 ℓ・DOHC－VTEC エンジン（以下 H22A 型エンジンと称す）のリッター

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1992_4_5

当たり出力は 1.6ℓ・DOHC－VTEC には及ばないものの、3.0ℓ・DOHC－VTEC と同レベルにある。リッター当たりトルクは自然吸気エンジンとしては量産最高水準の 101.4N・m/ℓを達成している。トルク特性は、回転全域にわたり高いトルクを発生し、ワイドトルクレンジの特性を持つ。

以上のように H22A 型エンジンでは出力もさることながら低中速のトルクに注目し、非常に広いトルクバンドを達成している。

Table. 1 に、このようなエンジン出力特性を実現させるために検討した概略項目を示す。

2．体積効率の向上

レシプロエンジンの体積効率を向上させる手法は、一般的に下記に示す四項目に集約される。

(1) 吸入通路抵抗の低減 (静的効果)
(2) 吸入慣性、脈動、共鳴効果の向上 (動的効果)
(3) 排気抵抗の低減 (静的効果)
(4) 排気脈動効果の向上 (動的効果)

本開発では (1)、(2)の項目に重点を置いた。

2.1. 吸入通路抵抗の低減

吸入通路抵抗は、バルブ有効開口面積の大小に大きく影響される。すなわち、バルブ径、バルブリフト量の設定がポイントとなる。

一般に、吸入通路抵抗と成りえる最小断面積は吸入空気流速によって違ってくる。この吸入空気流速がある一定値を越えると流体抵抗発生となり、経験的には式 (Ⅰ) の吸気速度係数 (Mi) が 0.5 となる場合が当てはまる。[1] すなわち、高い体積効率を高回転まで維持するためには、この Mi が 0.5 となる限界回転数 (Ne_L) を向上させることにある。

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

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

$$Z_E = Cmi \cdot Avi$$

μp	：ピストン速度	(m/s)
ai	：吸気管内音速	(cm/s)
Ap	：ピストン断面積	(cm^2)
Avi	：吸気弁断面積	(cm^2)
Cmi	：吸気弁部の平均流量係数	
Ne	：エンジン回転数	(rpm)
Vs	：気筒容積	(cm^3)
Z_E	：吸気弁有効開口面積	(cm^2)

以下にバルブ有効開口面積増加のための新技術を紹介する。

(1) FRM シリンダーブロックの効果

従来のスチールライナーを鋳込んだアルミダイキャストシリンダーブロックに替えて、ライナー部を繊維強化合金としたFRM シリンダーブロックを採用した。これは、鋳造成形時にセラミック (アルミナ＋カーボン) 繊維を分散させることにより、シリンダー内面に耐摩耗性・耐焼け付き性に優れた、繊維とアルミニウム合金の複合金属層を形成させたものである。

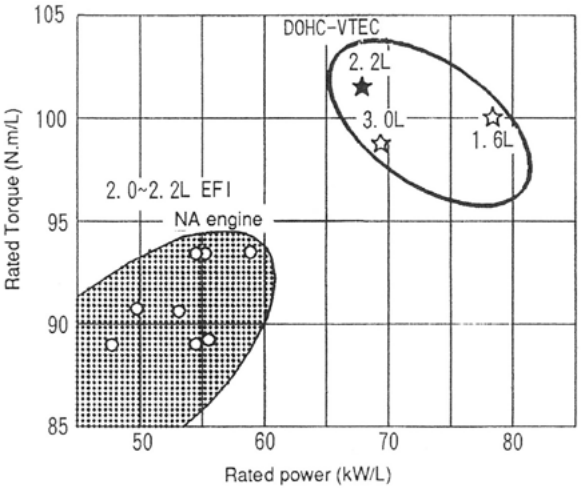


Fig. 1　Comparison of output power

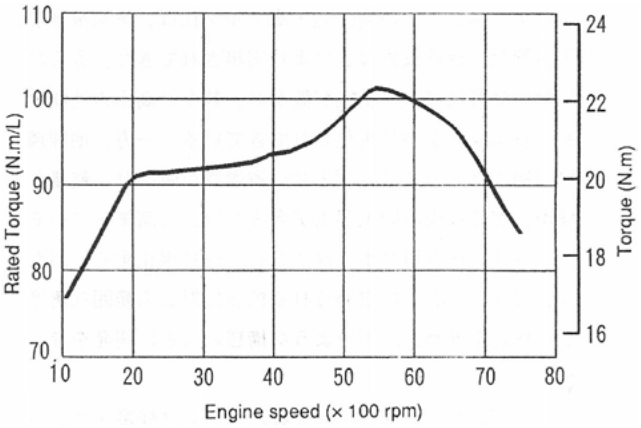
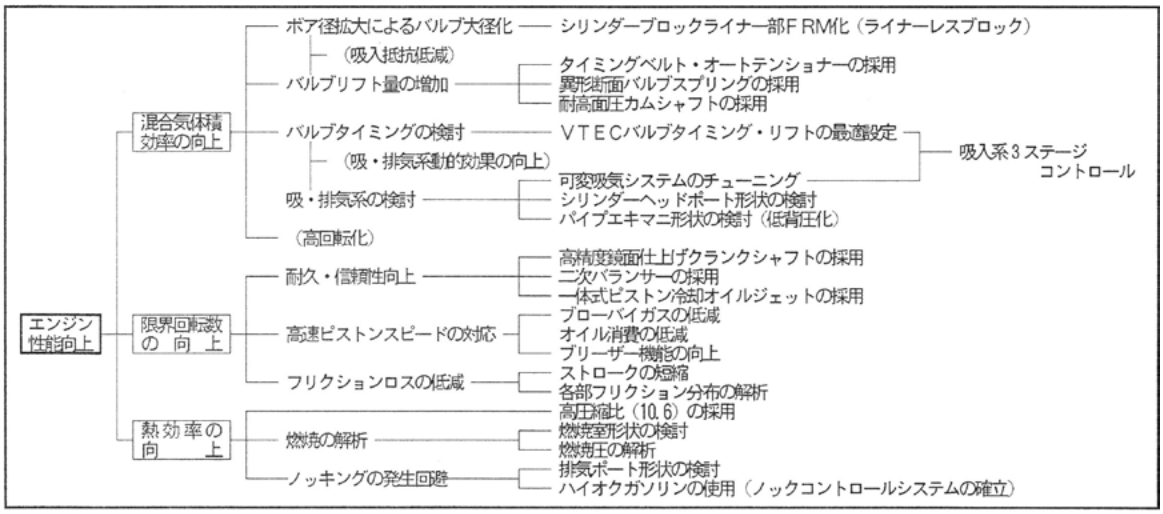


Fig. 2　Characteristic of H22A-type engine torque

Table. 1 Measures for Improving Output Torque



ボアピッチが決定されると、ボア径上限はボア間肉厚をどこまで薄くできるかによって決定される。通常のスチールライナー使用の場合、ボア間が鉄－アルミ－鉄という三層構造になるため、生産技術上この寸法は9mmが限界とされてきた。今回FRM化スチールライナーレスにしたことで7mmに短縮でき、同一ボアピッチで2mmのボア径拡大を可能にした。その結果、ボア径はϕ85からϕ87となり、吸気バルブ径をϕ34からϕ35に拡大でき、Aviが6%向上し、Fig. 3の定常流テスト結果に示すように、Z_Eは11.5mmの最大リフト時で9%向上が図られた。式(1)から、Mi＝0.5となるには、Z_Eが向上した分Neが上り、またNe_Lも上ることがわかる。排気バルブ径はϕ29からϕ30にし、吸気とのバランスを得ている。

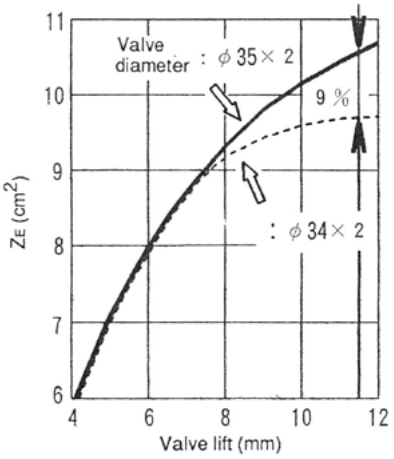


Fig. 3 Comparison of steady flow test

前述のように、排気量を2.2ℓと決めたため、ボア径拡大によりストロークは短縮でき90.7mmとなった。その結果、ピストン速度は最大で22.4m/sに抑えピストン系往復運動部から発生する振動を低減でき、エンジンの耐久性･商品性の向上に寄与した。

(2) タイミングベルト･オートテンショナーの効果

今回採用したタイミングベルト･オートテンショナー(以下オートテンショナーと称す)は、メカ式タイプである。作動原理をFig. 4に示す。まず、捩じりスプリングの力によりシャフト(雄ねじ)に回転力が伝わり、ねじ結合となっているロッド(雌ねじ)を回転させようとする。ロッドは軸受の拘束により回転力を直進力に変換され、タイミングベルトに押し力(タイミングベルトに張力を与える力)として伝達される。

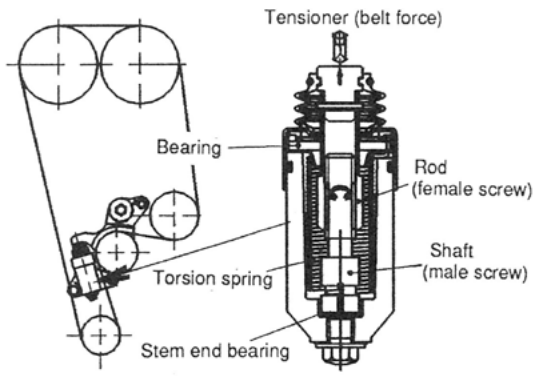


Fig. 4 Component of auto-tensioner

オートテンショナーを使用した場合の効果は、タイミングベルトの伸びによるベルト張力低下を防ぎ、ベルト荷重の低減を図ることにある。ベルト荷重は、バルブスプリング荷重やバルブリフト量などに起因するカムシャフトのトルク変動によって変化するため、オートテンショナー採用により動弁系の設定自由度を大きくできる。またベルト幅低減も可能となり、エンジン全長短縮を可能とする。

Fig. 5 にタイミングベルト荷重特性を示す。H22A 型エンジンではオートテンショナーを採用しピーク値で 30% 低減している。これを低速側バルブリフト量に置換すると Fig. 6 に示すように 2mm の拡大が図れ、トルク特性では Fig. 7 に示すように中速域で 5.9N·m の向上となり相乗効果が得られる。

タイミングベルト騒音は、固定テンショナーの場合熱間時各部軸間が伸びベルト張力が高くなり騒音が悪化するのに対し、オートテンショナーの場合は温度に関係無くベルト張力が一定に保たれ騒音レベルは悪化しない。Fig. 8 に示すように固定テンショナーに対し、冷間(室温)時張力設定値が 2.5mm(/2kgf)高いにもかかわらず、押し力ばらつきを考慮しても 3〜6dB の騒音低減効果がある。

(3) ハイカーボン材異形断面バルブスプリングの効果

バルブスプリングの要求項目として、必要荷重を得る、応力安全率を得る、必要スペースを小さくすることがあげられる。これらは互いに相反する関係にありどこかに限界点があるが、総合的な限界を高めるためにこれまで材料変更(炭素量を上げ、非金属介在物量を押える)、熱処理(LCN 処理)、表面処理(ショットピーニング)、セッチングの追加等が用いられてきた。この延長線上で断面形状を最適化したものが異形断面スプリングであり、ハイカーボン材+異形断面バルブスプリングの量産採用は世界初である。

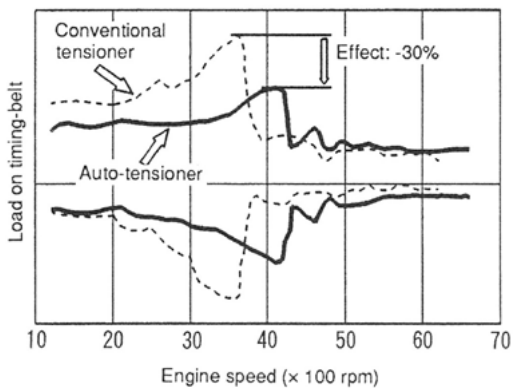


Fig. 5　Characteristic of load on timing-belt

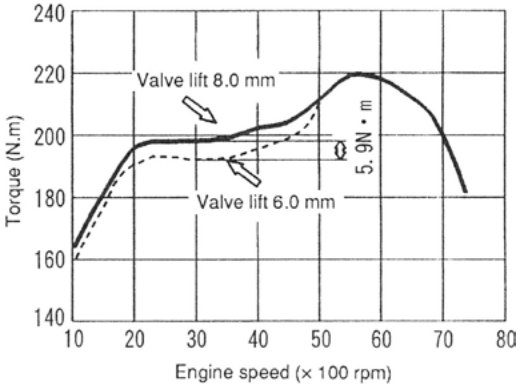


Fig. 7　Characteristic of torque

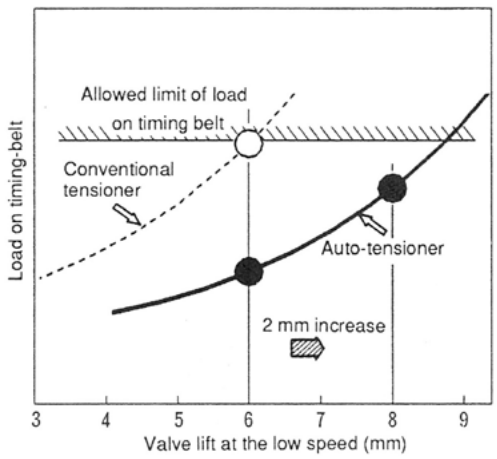


Fig. 6　Comparison of amount of intake valve lift

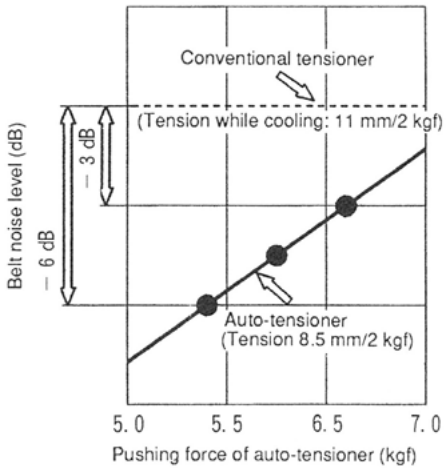


Fig. 8　Comparison of belt noise

一般に、コイルスプリングを圧縮した時、捩じりによって線材に発生する剪断応力は Fig. 9 に示す分布となり表面部が最大となる。スプリングには捩じりだけでなく必ず曲げも加わっており、曲げによって発生する応力を考慮すると表面応力は一様ではなく、Fig. 10 に示すようにコイル内周側が最大となる。異形断面スプリングの狙いは、この最大応力を低減することにある。

異形断面バルブスプリングを採用することで Table. 2 に示すように、セット長の短縮、応力安全率向上、バルブリフト量増加の三項目に効果がある。全ての項目に対し平均的な効果を求める方法もあるが、H22A 型エンジンでは出力向上のために高速側バルブリフト量増加に振り向けた。Fig. 11 に示すように丸形断面スプリングに対し 0.9 mm のバルブリフト量増加が可能となり、最大出力で 2.2KW の向上となった。

2.2. 吸気管内圧力波の動的効果向上

吸気管内圧力波の動的効果は、慣性、脈動、共鳴の三種類に大別されることは一般に知られている。またこれらの効果度合は気筒数、インテークマニホールド形状、吸気系形状等により一様ではないが、通常四気筒エンジンでの効果度合は高いと考えられている。

慣性及び共鳴効果共に吸気圧力波を利用し、インテークバルブクロージャに正圧圧力波ピークを一致させ体積効率を高める手法である。

一般的なエンジン（ノーマルバルブタイミング、シングルポートインテークマニホールド）では、ワンポイントの回転数でしか吸気圧力波の動的効果が得られないため、通常最大トルクが発生する回転数に一致させることが多い。H22A 型エンジンでは、この効果を広い回転範囲で活用するために、可変吸気システムを VTEC 機構と組み合わせて採用した。

(1) 3ステージコントロール

混合気の体積効率を高める要素は、前述のバルブ径、バルブリフト量に加えて、バルブタイミング、吸･排気系のマッチングがある。ところが体積効率は吸気速度による慣性作用や、エンジン回転数に同期する吸･排気圧力波の動的効果によって大きく変化するため、回転全域で最大体積効率を得るセッティングを行うことは困難である。

Table. 2 Effect of non-circle spring

Intended effect	Set length	Safety ratio of stress	Amount of lift
Decrease of set length	-4 mm	Base	Base
Improvement of safty ratio of stress	Base	+5%	Base
Increase of amount of lift	Base	Base	+0.9 mm

(Base:Circle section)

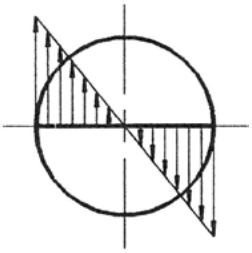


Fig. 9 Distribution of spring stress

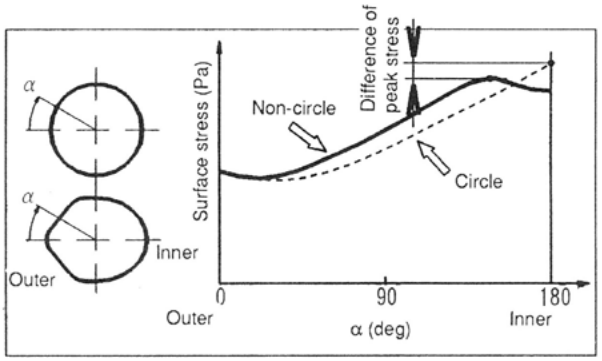


Fig. 10 Distribution of surface stress of spring

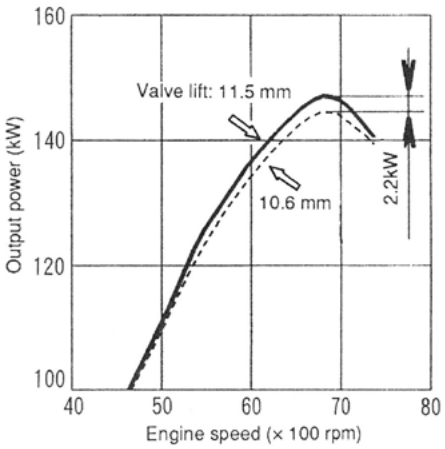


Fig. 11 Relationship between amount of valve lift

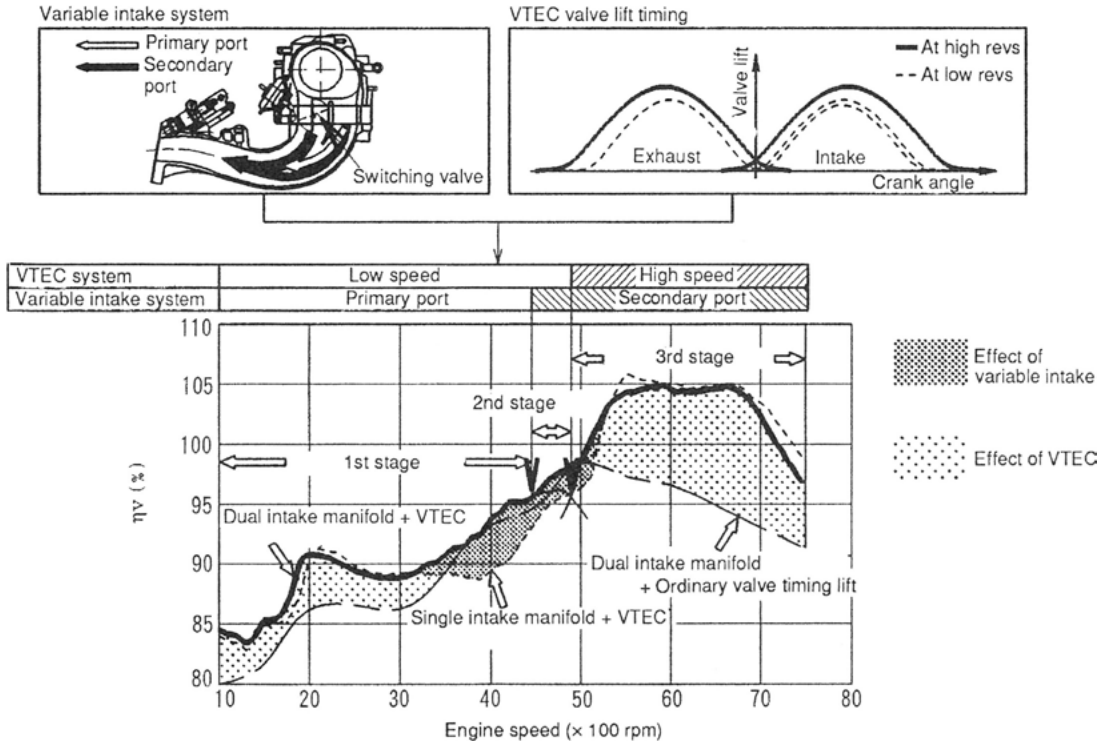


Fig. 12　Effect of Variable intake system and VTEC system

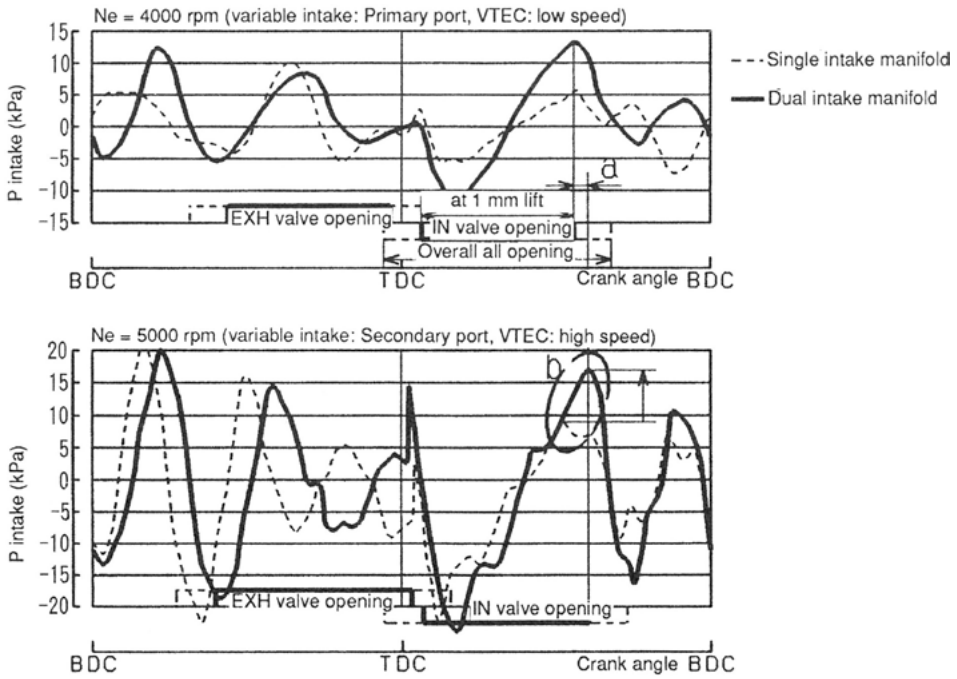


Fig. 13　Characteristic of Pintake

そこで、エンジン回転数に応じてセッティングを切り換え、回転全域で最大に近い体積効率を得るのが、Fig. 12 に示す可変吸気システム＋VTEC 機構という２つの可変技術を組み合わせた３ステージコントロールである。VTEC 機構は低速域と高速域に、可変吸気システムは中速域に対しそれぞれ効果がある。Fig. 13 に 4000 rpm と 5000 rpm のインテークマニホールド内圧力挙動とバルブ開角の関係を示す。具体的にはインテークバルブ閉時に吸気管内圧力を正圧側に高めることで、すなわち

(1) エンジン回転数に同期する吸気管内圧力脈動のピークを、バルブタイミングの閉じポイント（1mm リフト時）に合わせる。

(2) 吸気管内の共鳴周波数設定を脈動周波数に合わせ、管内圧力を高める

ことで、幅広いエンジン回転域でそれらをマッチングさせたのが３ステージコントロールである。VTEC 機構は (1) に対応し Fig. 13 の a 部の位相を変化させ、可変吸気システムは (2) に対応し b 部における圧力を高めているのがわかる。

VTEC 機構の低速側バルブタイミングは、小バルブ開角・低リフトでフリクション軽減を図ると共に、二つのインテークバルブは各々異なるタイミングとリフトを与え、吸入スワールを発生させ燃焼改善を図っている。また高速側は広いバルブ開角を与え、オーバーラップの大きなタイミングとし高速側出力を得やすい設定としている。

可変吸気システムの切り換えはマニホールド負圧を用い、また VTEC 機構の切り換えはエンジン油圧を用い、ECU に設定された走行条件・スロットル開度の組合わせにより最適切り換え点を算出し行う。

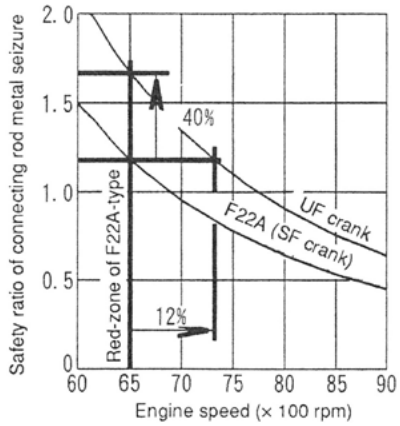


Fig. 14 Effect of crank-shaft finishing

Table. 3 Comparison of crank shaft specifications

Item \ Model	ACCORD	PRELUDE
Engine type	F22A	H22A
Red zone Ne	6500rpm	7400 rpm
Bore × Stroke(mm)	ø85 × 95	ø87 × 90.7
Crank shaft surface finishing	Super-finishing (0.8 μm or less)	Ultra-finishing (0.4 μm or less)
Connecting rod metal	Base material	Improvement
Engine oil	5W-30	10W-30
Oil jet for piston cooling	W/O	With
Secondary balancer	W/O	With

3．限界回転数の向上

レシプロエンジンを構成している部位を大きく分類すると、主要固定部（シリンダーヘッド・ブロック）、回転運動部（クランクシャフト、コネクティングロッド大端部、軸受）、往復運動部（コネクティングロッド小端、ピストン、ピストンリング）に分けられる。回転上昇に伴い各部分で破損、摩耗、焼け付き等の問題が発生するが、特に回転・往復運動部に発生し易くなる。またオイル消費やブローバイガスの機能面で問題が顕在化し易く十分な配慮が必要である。ここでは、ベースになっている、'90 アコード（F22A・2.2 ℓ）と比較し具体的向上策を紹介する。

3.1. 耐久・信頼性向上

Table. 3 にクランク関係の仕様比較を示す。耐久性を向上させた項目は、クランクシャフト面粗度向上、エンジンオイル粘度変更、コンロッドメタル材質向上、ピストン冷却オイルジェット及び二次バランサー採用が上げられる。以下、向上項目を'90 アコードに適用したと仮定し効果を算出した。

(1) クランクシャフト面粗度向上

クランクシャフトは、高精度鏡面仕上げ加工（UF＝ウルトラフィニッシュ）を全回転軸に施し、0.4 μm 以下の面粗度を確保し高回転時に急激に増加する熱負荷を軽減、耐焼け付き性を大幅に向上させた。Fig. 14 に仕上げ加工効果を示す。スーパーフィニッシュ（SF）に対し UF を施すと、レッドゾーン回転数（6500 rpm）でのコネクティングロッドメタル焼け付き安全率は 40% 向上し、同一安全率で比較した場合回転数は 12% 向上を示す。メ

タル安全率算出式を式(Ⅱ)に示す。[2]

メタル安全率＝α CP/(u＊PV) ……（Ⅱ）

メタル安全率係数；α ＝3200（ベース）

α ＝3900（向上材）

HTHS 粘度 ；CP＝3.9（10W-30）

＝3.1（5W-30）

クランク軸精度 ； u ＝0.4（UF）

＝0.8（SF）

PV 値＝(面圧)×(周速)：atTDC

(2) エンジンオイル変更

エンジンオイルは、耐久性、燃費、低温始動性などの性能に大きく影響する因子である。特に、最近時は燃費性能、低温始動性向上などから省燃費油(5W-30、その他)の採用が増加している。しかし、一方で軸受油膜形成能力低下が考えられるため、高回転エンジンでの採用には注意が必要である。H22A 型エンジンでは、エンジンの耐久性を重視し、新開発の 10W-30 オイルを採用しメタル油膜確保を狙った。Fig. 15 にコンロッドメタル焼け付き安全率でその効果を示す。F22A 型エンジンに新オイルを適用すると 6500 rpm のメタル安全率で 21％向上、また同一安全率でみた場合、回転数は 7％向上を示す。

(3) コンロッドメタル材質の向上

Fig. 16 にメタル焼け付き安全率とメタル材質の関係を示す。ベース材に対し向上材は 6500 rpm の安全率が 22％向上する。また同一安全率でみると回転数は 7％向上する。この理由としてオーバーレイ構成成分はどちらも Sn-Pd-In と同一だが、融点はベース材の方が一割程度低い。さらに、耐面圧性能に影響を及ぼす Sn の量はベース材のほうが 1.5～2 倍多く、高回転・高荷重時は摺動部表面温度が上昇するため不利となる。

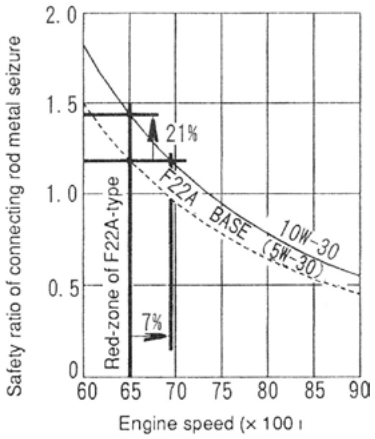


Fig. 15 Effect of engine oil

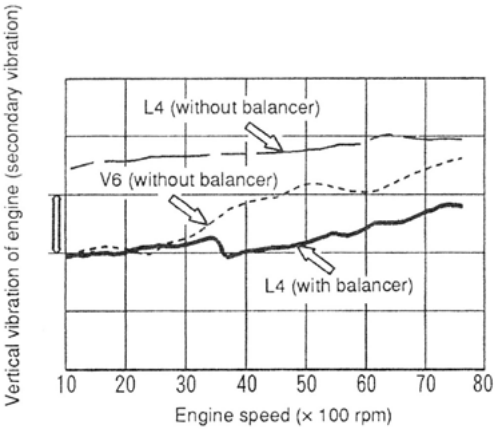


Fig. 17 Characteristic of engine vibration

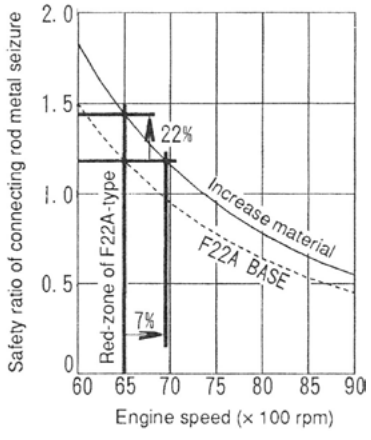


Fig. 16 Effect of connecting rod metal

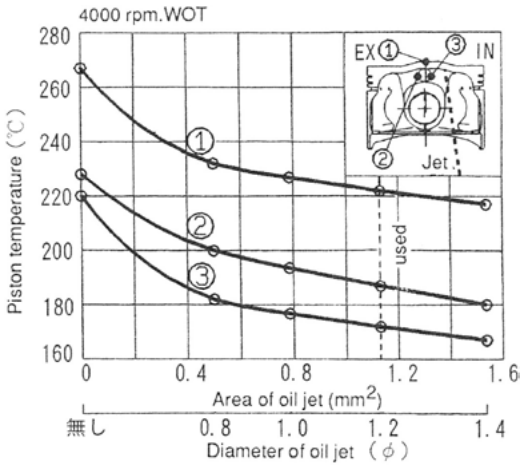


Fig. 18 Effect of piston cooling

(4) 二次バランサーの採用

H22A 型エンジンを単なる高回転高出力だけではなく静粛性、スムーズな吹き上がりを兼ね備えた高品質なエンジンとするため二次バランサー機構を採用した。Fig. 17 にエンジン振動特性を示す、L4 でありながら V6 並の振動特性を得ることができ、その結果補機部品のブラケット薄肉化など軽量化、及び耐久信頼性向上にも貢献している。二次バランサー機構は F22A 型と同一であるが、クランク軸の二倍の速度、すなわち 15000 rpm に達する回転数に対応し 10％の給油量増加を図り軸受の耐久信頼性をさらに確実なものとしている。

(5) ピストン冷却オイルジェットの採用

高出力エンジンでは耐久信頼性の観点から、ピストン温度は重要ファクターとなっている。Fig. 18 に H22A 型エンジンのピストン温度特性を、Fig. 19 に一体式オイルジェットの形状を示す。採用ジェット径 ϕ1.2 に対し、オイルジェット無し（ϕ0）の状態では、ピストン各部の温度が 40℃ 以上増加する。

3.2. 高速ピストンスピードの対応

ピストンスピードを高く設定した場合、以下の項目が懸念される。

(1) ピストンリングのフラッタリングによるブローバイガスの増加
(2) ピストンリング追従性低下による高回転域のオイル消費悪化
(3) クランクケース内圧増加によるブリーザ一機能低下

上記項目のうち、(1) (2) については密接な関係にあるため、同時にテストを行い仕様設定を行ってきた。以下に内容を述べる。

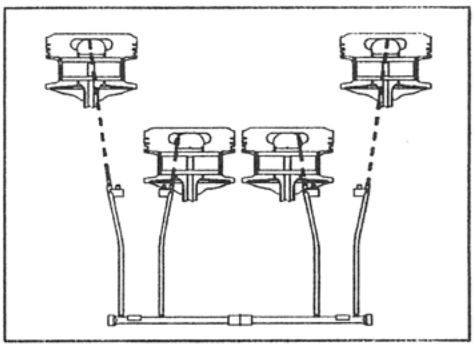


Fig. 19 Integrated cooling oil jet

Table. 4 Comparison of oil consumption

Top Ring specification	B = 1.0	B = 1.2
Test result	4600km/ ℓ	7500km/ ℓ

(1) ブローバイガス･オイル消費の低減

開発当初トップリングのフラッタリングによるブローバイガス量増加を予測し、トップリングの重量低減を考え B 寸法 1.0 mm を設定した。しかし、テストではオイル消費が悪く B 寸法 1.2 mm との比較を実施したところ Table. 4 のような結果となり 1.2 mm が 1.0 mm より良いことがわかった。

オイル消費の内容を比較してみると 1.0 mm は加･減速時に悪化を示し、ボア径 ϕ87 に対しリング剛性不足からリング挙動が不安定になっているためと考える。

Fig. 20 にトップリング挙動と密接な関係にあるピストントップリング溝摩耗量を示す。1.0 mm が二倍近く摩耗することがわかる。これからも B 寸法 1.0 mm トップリング挙動の大きいことが推察できる。

次に、高回転域のオイル消費が問題となった。FRM ライナーブロックを採用しているため、ボア歪み量の増

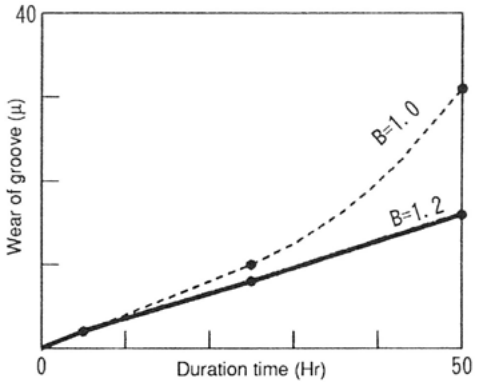


Fig. 20 Relationship between duration time and wear of top ring groove

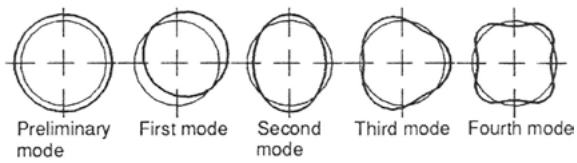


Fig. 21 Shape of cylinder block bore distortion

加を懸念したが、クローズドデッキ構造採用のため、オープンデッキ構造シリンダーブロックに対し歪み量絶対値は小さく、オイル消費に対しては良い方向であることがわかった。しかしボア歪み形態に着目してみると、Fig. 21 に示すシリンダーブロック歪み形態の中で、二次成分と四次成分が顕著に現れた。一般的にはオイル消費に与える影響度合いは低次数の変形は小さく、高次数の変形は大きいとされている。(3)

高次数（特に、四次）の変形量を低減するためデッキ部水穴形状、ボア回り肉厚増加の対策を行った。対策前前後でのオイル消費量は Fig. 22 に示す通り 6000 から 7000 rpm の高回転域で 30% 前後向上した。

我々は、最終的にはトップリング B 寸法を 1.2 mm に設定しオイル消費量の低減を図り、ブローバイガス量の確認を行ったが全回転域において 1.0 mm と 1.2 mm の差はなかった。

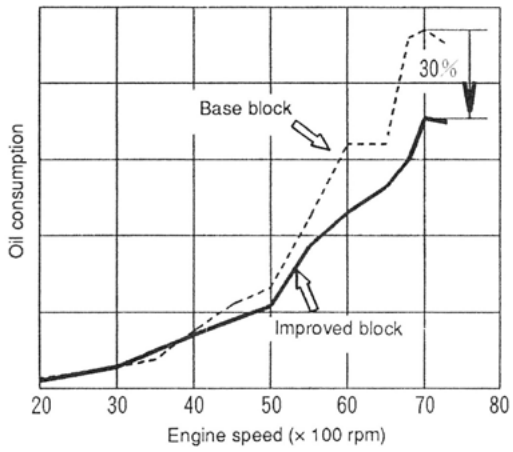


Fig. 22　Characteristic of oil consumption

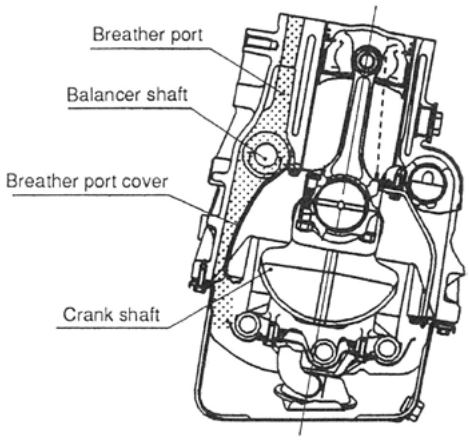


Fig. 23　Layout of breathing port

Table. 5　Comparison of breather specification

Item \ Mode	F22A	H22A
Breathing area	763 mm² (equivalent to ø31)	908 mm² (equivalent to ø34)
Breathing port cover	W/O	With
Area of oil return port	763 mm² (equivalent to ø31)	1256 mm² (equivalent to ø40)

すでに 1.6 ℓ・DOHC－VTEC（ボア径＝φ81）に B 寸法 1.0 mm トップリングを採用し、高回転エンジンのオイル消費、ブローバイガス量低減に B 寸法 1.0 mm トップリングは有効な手段であると考えられてきた。しかし、今回の事例もあるため、今後ボア径とリング剛性の関係を明確にしていく必要がある。

(2)　ブリーザー機能の向上

高回転エンジンの潤滑系は、シリンダーヘッド回りのオイルを速やかにオイルパンへ戻し、ブローバイガスをスムーズに循環させるブリーザー機能の確保が一つの課題となる。H22A 型エンジンは Table. 5 に示すように、ベースとなっている F22A 型エンジンに対しシリンダーブロック～ヘッド間の開口面積をブリージング側で 19%、オイル戻し側で 65% 増加させた。さらに Fig. 23 に示すブリージングポートカバーを設けることにより、クランクシャフトカウンターウエイト、コネクティングロッドにより巻き上げられるオイルの影響を防止し、ブリージング機能向上を図った。

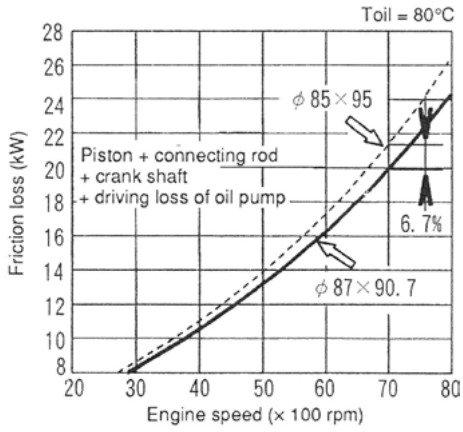


Fig. 24　Difference in friction loss by B×S

3.3. フリクションロスの低減

フリクションロスは、エンジン上回り・下回り駆動ロス、ポンピングロス、吸・排気系ロスに大別できる。ここではエンジン下回り駆動ロスについてボア(B)×ストローク(S)の観点から述べる。

一般に、B×Sが異なるとポンピングロスの影響が大きいため、純粋なB×S差による摩擦損失差を求めることができない。Fig. 24は、無圧縮ピストンを用いポンピングロスの影響を除外し、エンジン下回り駆動ロスを求めた結果を示す。これによると7000rpmで見た場合ϕ87×90.7のほうが6.7%低い。また式(Ⅲ)より求められる全機関損失($Pm\ell$)の比較では5%となり実測データに近似している[4]。

$$Pm\ell \propto S/B \quad \cdots\cdots (Ⅲ)$$

S:ストローク　　B:ボア

4. 熱効率の向上

省燃費、高出力、排気ガス規制クリアーのためには、熱効率向上は必要不可欠である。H22A型エンジンでは、熱効率を高めるためペントルーフ型センタープラグ燃焼室とし、さらに従来品に対し2.5mm電極を突き出した白金スパークプラグ採用、燃焼室形状検討により、低回転から高回転まで安定した燃焼を得ている。またプレミアムガソリン、インテリジェントノックコントロールシステムを採用し、圧縮比を量産エンジンとしては最高水準の10.6まで高め出力向上に貢献している。

4.1. 圧縮比10.6の採用

圧縮比、燃焼室形状は出力特性、排気ガスレベル、ノッキングや失火など燃焼安定性から設定される。Fig. 25に示すように、一般に高圧縮比にするほどMBT(Minimum spark advance for Best Torque)における出力値は高くなるがノッキングも発生しやすくなり、設定出来る点火時期が遅角し出力が低下する。さらに、クエンチングゾーン増加に伴い燃焼も不安定になるため、HC(未燃炭化水素)の発生も悪化しがちである。最適圧縮比は上記バランスで決定するため、出力向上のために圧縮比を高めるためにはノッキング発生を回避し、燃焼を

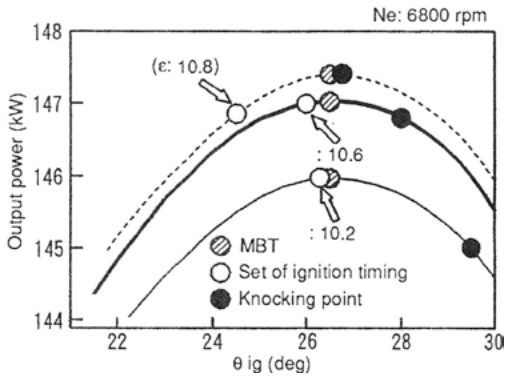
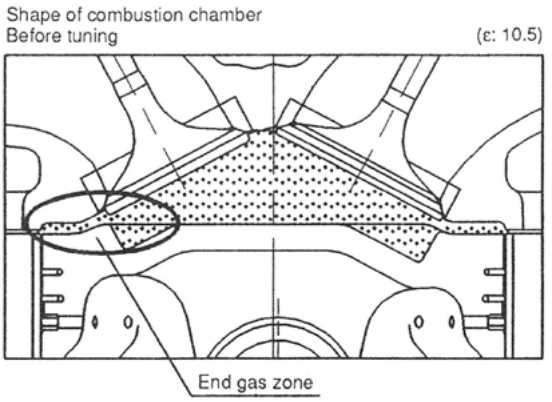
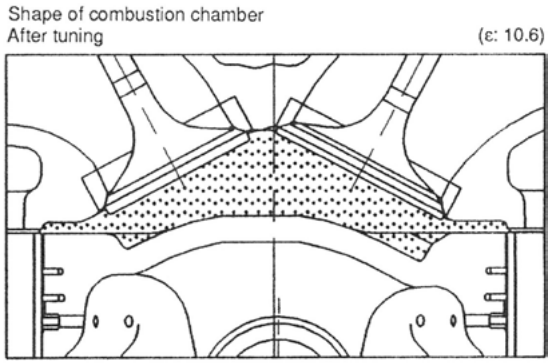


Fig. 25　MBT output, knocking and set point of ignition timing by compression ratio





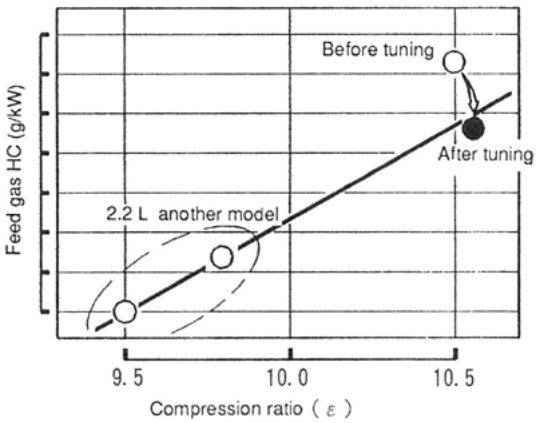


Fig. 26　Effect of shape of combustion chamber

安定させることが必要である。H22A 型エンジンは、Fig. 25 に示すように 10.6 が最適圧縮比でありこれを採用した。

4.2. 燃焼室形状のチューニング

安定燃焼を得る一つの手法に、燃焼室形状チューニングがある。Fig. 26 にチューニング前後の燃焼室形状を示す。燃焼の安定性判断は排気ガス中の HC 量を用いた。チューニング後の燃焼室形状は、火炎が伝播しにくいエンドガスゾーンを極力作らない形状とした。

5．あとがき

スポーツエンジンとして開発された新プレリュード用 H22A 型エンジンの重点開発項目と新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、出力、トルクだけでは高性能エンジンと呼べない時代となるであろう。そこには、軽量・コンパクトサイズ、静粛性、省燃費が以前にも増して要求され、さらには車を駆る人間との一体感をもたらすスロットルレスポンスという項目も具体的なスケールで加えられるかも知れない。

今回我々が開発したエンジンは、上に述べた理想のエンジンに少しでも近づこうとした結果であり、現段階ではベストであり次世代のスポーツエンジンの位置付けを明確にできたと考えている。しかし、まだまだ入口であり今後の技術進歩により、さらに理想に近いエンジンが出現することを望みたい。その時にこの論文が少しでも役立てば幸いである。

最後に、今回の開発に対して御指導、御協力を頂いた関係者、及び協力メーカーの方々にお礼を申し上げます。

参考文献

(1) C. F. Taylor : “The Internal Combustion Engine in Theory and Practice” Vol.1, The M. I. T. Press, 1966

(2) 丸谷 他：4 サイクルガソリンエンジンのコンロッド軸受焼付きに関する潤滑性の考察、自動車技術、Vol.44, No.4, 1990

(3) K. Loenne, R. Ziemba : The GOETZE Cylinder Distortion Measurement System and the Possibilities of Reducing Cylinder Distortions SAE paper 880142

(4) 八木 他：4 サイクル火花点火機関の全機関損失と出力、HONDA R&D Technical Review, Vol.3

■著　者■



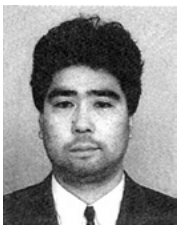
櫻 原 一 雄



新 里 智 則



大 津 啓 司



沖 田 忠 之



明 本 禧 洙

２ストロークレーサ用 PGM－FI エンジンについて

Development of Programmed-Fuel Injection for Two-Stroke Cycle Racer Engine

草野克之* 黒坂斉**
Katsuyuki Kusano Hitoshi Kurosaka

要旨

２ストロークサイクルレーサ用エンジンにも A/F を細かく制御できる電子制御燃料噴射システムの適用が望まれていた。排気圧力脈動を利用する高出力２ストロークサイクルエンジンは、排気圧力脈動の影響で着火時と失火時との給気比の変動が大きく、従来の４ストロークサイクルエンジンと同じ制御方式での実車走行は失火時の給気比回復に難があった。

これらの問題を著者らは、基本吸入空気量を NE～θTH マップとして持ち、失火時の給気比変動に対する補正を低開度域は吸気負圧、高開度域は筒内指圧にて行うシステムを開発することによって解決した。

また本 PGM-FI には、大気温度、大気圧力、冷却水温度及び排気ガス温度による補正も織り込んである。

ABSTRACT

For two-stroke motorcycle racer engines, the adoption of an electronically controlled fuel injection system has been required which can more strictly control its air to fuel ratio. But the problem with the extended use of conventional fuel injection systems for four-stroke engines in two-stroke engines is delayed recovery to normal combustion cycles after misfiring. This is due to the wide difference in the delivery ratio between firing and misfiring cycles due to exhaust pulsation waves peculiar to two-stroke engines.

A new fuel injection system for two-stroke engines was developed which solves these problems. It has a registered specified data of intake air flow rates according to the engine speed and the throttle opening which are mobilized to make adjustments in case of misfiring. The air flow rates are compensated by sensing the depression at the engine manifold in the small throttle opening region and by sensing the combustion pressure in the wide throttle opening region. This system provides compensations for ambient temperature, ambient pressure, cooling water temperature and exhaust gas temperature as well.

１．まえがき

比出力の限界を求める２ストロークサイクルレーサ用エンジンは、排気量 250 cm^3 で約 63 kW の出力を得ている。レースでは最高出力に対する要求と共に、コーナリング中のスロットル操作による走行ライン決定、コーナ脱出時のスロットル操作によるリヤタイヤスライドコントロール等、二輪レース特有の運転状況に合ったエンジン出力のコントロール特性に対する要求も年々強まっている。

これに応えて、きめ細かな A/F 制御が行える２ストロークサイクルレーサ用 PGM-FI の開発を行った結果、定常及び過度出力特性並びに燃料消費の向上に有効であることが確認された。

開発にあたっては、排気圧力脈動効果を利用する２ストロークサイクルエンジン特有の給気比の変動に対する補正系の構築と二輪レーサへの搭載に際しての小型軽量化が重要なポイントとなった。

本論文では２ストロークサイクルレーサ用 PGM-FI を 250 cc Ｖ型２気筒レーサエンジンに適用した例について報告する (Fig. 1, 2)。

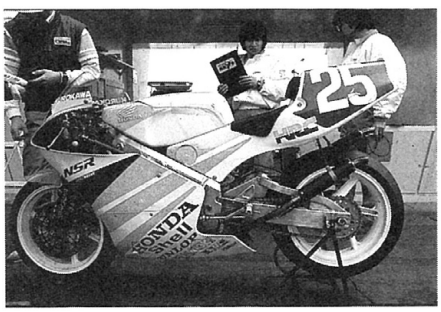


Fig. 1 External view of test vehicle

＊ 和光研究所
＊＊ホンダレーシング

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1992_4_6

Table 1　Main specifications

機関種類	ガソリン，2ストロークサイクル
シリンダ数，配置	90deg V型，2気筒
総排気量	250cm^3
弁方式	（吸　気）クランクケースリード弁方式 （掃排気）ピストン弁方式
潤滑方式	混合給油式
冷却方式	水冷式
用途	オンロード競技専用

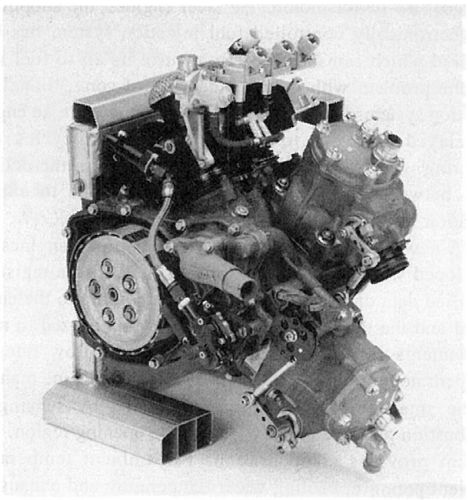


Fig. 2　External view of test engine

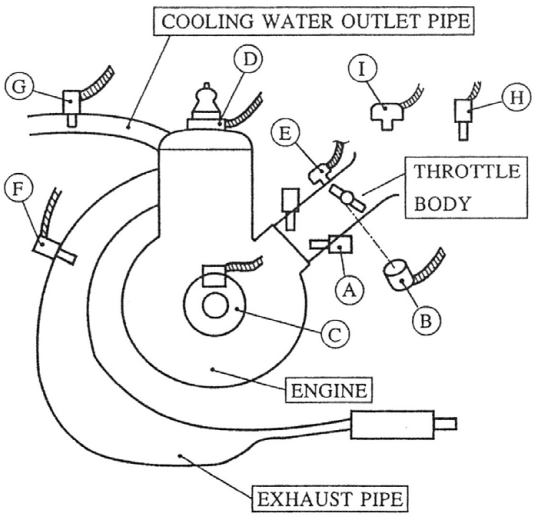
2．供試機関及び主要システム

供試機関の主要諸元をTable 1に、制御系の基本システムをFig. 3に示す。

3．エンジン制御仕様

一般に4ストロークサイクルエンジンではエンジン回転数（NE）～スロットル開度（θTH）により給気比（L）がほぼ一義的に決定される。したがって、4ストロークサイクルレーサ用エンジンに多用されるスロットル・スピード方式燃料噴射装置ではNE～θTHマップをもとに燃料噴射量を決定することが可能である。

一方、2ストロークサイクルレーサエンジンは排気圧力脈動を利用してLを向上させている為、同一の



・インジェクタ　Ⓐ
　リードバルブ上流吸気管噴射
　1気管あたり2本インジェクタ
・基本マップ
　スロットルセンサ　Ⓑ
　エンジン回転数センサ　Ⓒ
・失火補正
　筒内指圧センサ　Ⓓ
　吸気負圧センサ　Ⓔ
・排気ガス温度補正
　排気ガス温度センサ　Ⓕ
・冷却水温度補正
　冷却水温度センサ　Ⓖ
・大気温度補正
　大気温度センサ　Ⓗ
・大気圧力補正
　大気圧力センサ　Ⓘ

Fig. 3　Diagram of basic system

NE～θTH条件において、エンジンの運転条件によりLが大きく変動する。特にエンジンが急減速時等に失火状態に陥った場合はLの減少が大きく、失火回復可能な空燃比(A/F)を維持することが困難となる。したがってNE～θTHマップだけで燃料噴射量を決定することができず、Lの変動に対する補正が必要となる。

そこで著者らは、スロットルレスポンスに優れるスロットル・スピード方式を基本としながら、2ストロークサイクルエンジンに特有のLの変動に対する補正系を完成させ、基本仕様を確立した。

以下にこの補正系について述べる。

3.1. 失火補正

2ストロークサイクルエンジンでは失火時の給気比(LM)はファイアリング時の給気比(LF)に比べ大巾に減少し、NE～θTHマップに従って決定された燃料噴射量では燃料過多となる為、失火時の補正が必要となる。

Fig. 4はθTH＝100%，25%のLF及びLM特性を示す。LMはLFに比べ著しく減少し、給気比変化率(LM/LF)はNEが7000～11000rpmで、略50%に、それ以上の高回転域では略10～20%となる。

そこでLの変動を代表すると考えられる各種パラメータについて検討を行なった。Fig. 5にファイアリング時

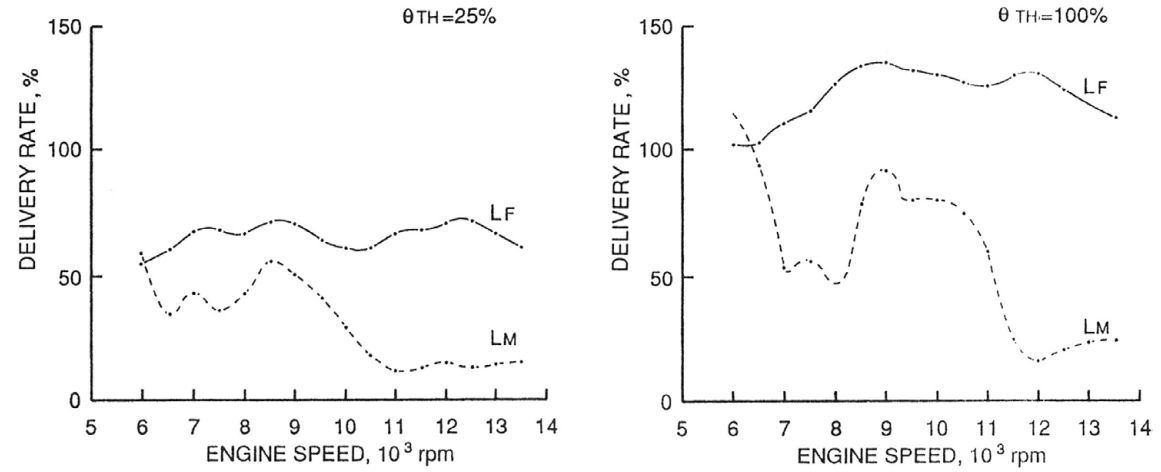


Fig. 4 Characteristics of firing delivery ratio (L_F) vs misfiring delivery ratio (L_M)

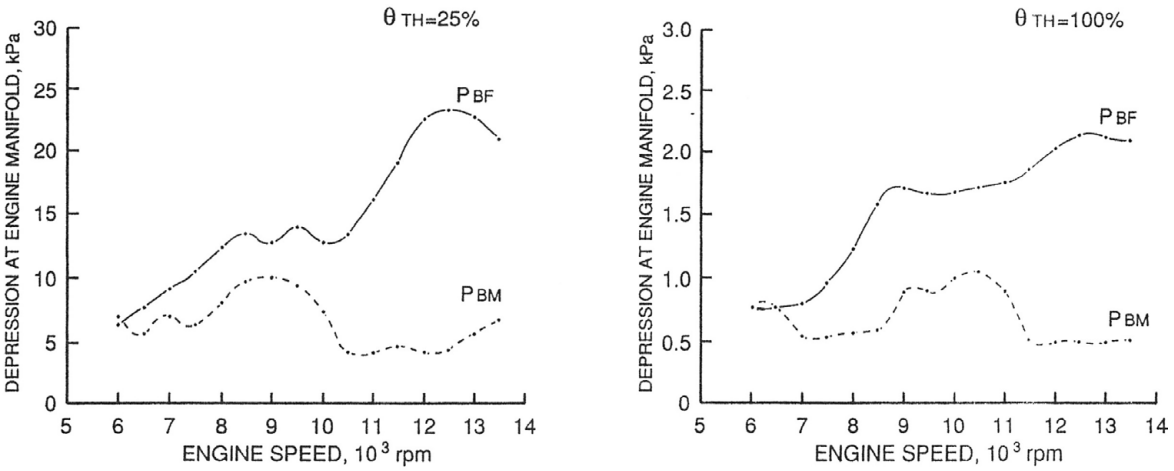


Fig. 5 Characteristics of depression at engine manifold during firing (P_{BF}) vs misfiring (P_{BM})

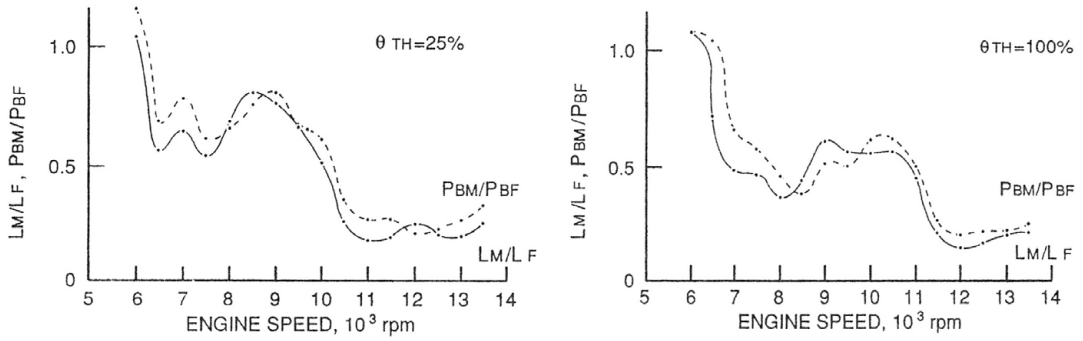


Fig. 6　Correlation between delivery ratio and depression at engine manifold

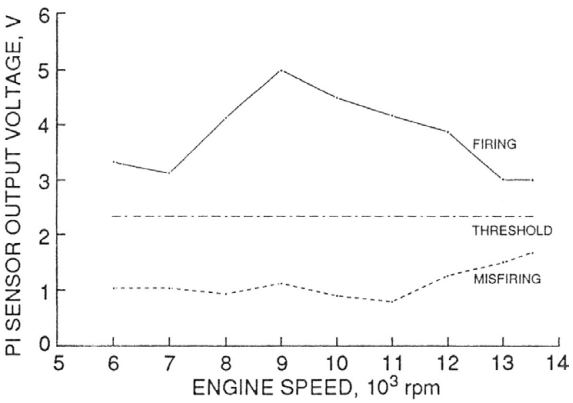


Fig. 7　Characteristies of PI sensor output voltage

及び失火時吸気負圧（PBF, PBM）特性を示す。また Fig. 6 はLM/LFと吸気負圧変化率（PBM/PBF）の相関性を示す。

この結果より吸気負圧（PB）とL変動との間に相関性のあることが明らかとなり、PBによる補正の可能性が確認された。

しかし、Fig. 5 に示すように高開度域における PB は非常に小さな値になり、吸気負圧計測系及びデータ処理系の高精度化が要求される。そこで高開度域（θTH>75%）はPBによらず、プラグワッシャータイプの筒内指圧（PI）センサにより失火を判断し補正を行うシステムとした。Fig. 7 にファイアリング時及び失火時の PI センサ出力を示す。

失火時の燃料噴射時間（Ti）はθTH により次のように決定される。

まずθTH≦75%の領域ではLM/LFを代表するPBM/PBFより失火補正係数（KPB）を（1）式のように定義した。

$$KPB = PB / PBMAP \quad (1)$$

KPB　:失火補正係数
PB　:エンジン運転時の PB（kPa）
PBMAP :ファイアリング時の PB マップ値（kPa）

KPB により Ti は（2）式のように算出される。

$$Ti = TiMAP / KPB \quad (2)$$

Ti　:燃料噴射時間　（msec）
TiMAP :基本燃料噴射時間　マップ値（msec）

つぎにθTH>75% の高開度域では、PI センサ出力低下により失火状態と判断した時、NE〜θTH マップを失火時用NE〜θTHマップに切換える。失火時用NE〜θTHマップから算出される失火時燃料噴射時間（TiMAP M）は Fig. 8 に示すように、LM/LF 特性に合わせて決定されている。失火時用NE〜θTHマップによりTi は（3）式のように算出される。

$$Ti = TiMAP\ M \quad (3)$$

Ti　:燃料噴射時間（msec）
TiMAP M :失火時用 NE〜θTH マップ値（msec）

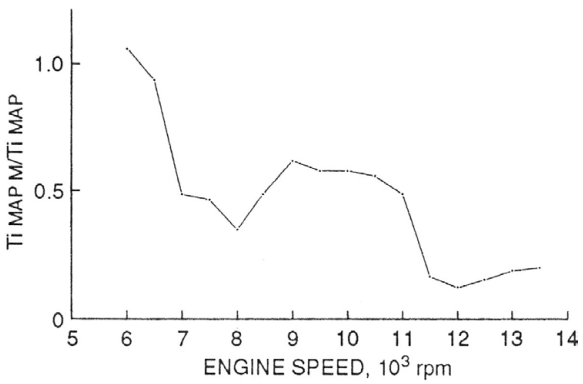


Fig. 8　Fuel injection time ratio during misfiring

以上のようにNE～θTHマップにより決定されるTiMAPに比べ、KPB又は失火時用NE～θTHマップを用いたLM/LF特性に合わせてTiは減少する。これにより過濃であった混合気のA/Fは要求空燃比(A/FR)に保たれ、失火回復が可能となった。Fig. 9に失火回復のプロセスを示す。

失火補正に必要となるPBサンプリング系はFig. 10に示す構成とした。

まずPBサンプリング系の混合ガソリン詰りによるトラブルを防止する為、混合ガソリンリターン部を有する気液分離部を設けた。

またPBを安定した値として読み込む為、PB波形の高周波成分を除去するダンパ部を設けた。ダンパ部は抵抗部(Jet)と容量部(Volume)により構成される。

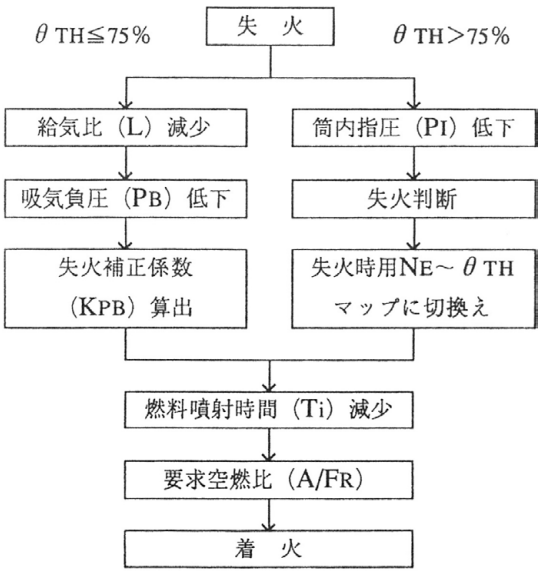


Fig. 9　Misfiring recovery process

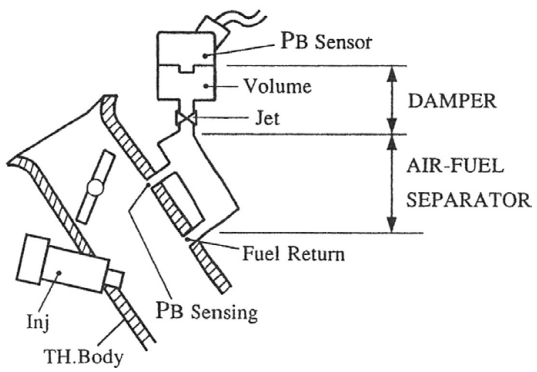


Fig. 10　PB sampling system

本PBサンプリング系によりPBをθTH75%まで安定して正確に読み込むことが可能となった。

3.2. 排気ガス温度補正

4ストロークサイクルエンジンのように吸排気タイミングを決定する吸排気バルブを持たず、掃気作用を有する2ストロークサイクルエンジンでは排気管が出力特性に大きな影響を与える。

走行条件により排気ガス温度(TEXH)が変動すると排気管等価管長が変化するのと等しい効果が発生し、燃料噴射量が一定であってもLが変動することによりA/Fが変動する。

Fig. 11はTEXHによるA/F変化を示す。あるNE～θTH条件において燃料噴射量を一定にした場合、TEXHの変化に伴いA/Fも変化する。燃料噴射量は一定である為、A/F変化はLの変化を表わす。そこでLの変化をTEXHで代表し燃料噴射量の増減を行い、要求空燃比(A/FR)を保つようにした。

TEXHに対するA/F変化率、すなわち排気ガス温度補正係数(KTEXH)はTEXHが100K上昇したときのTiの増減率と定義した。KTEXHはNE～θTH条件によって異なる為、NE～θTHをパラメータとしたマップを持たせることとした。

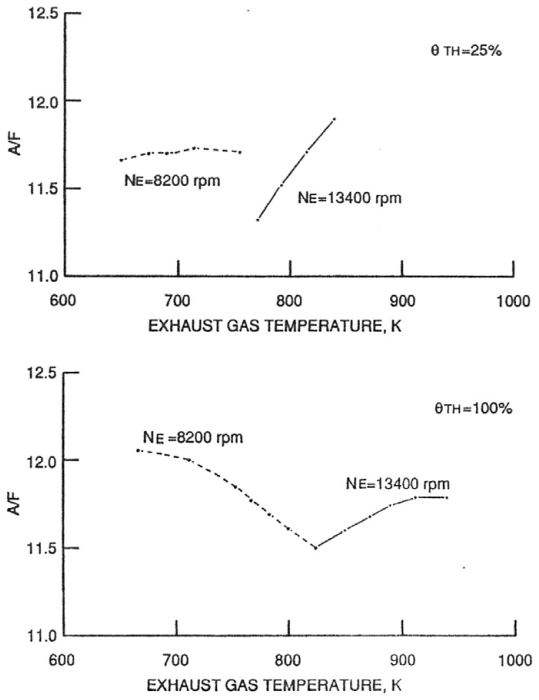


Fig. 11　Changes in A/F caused by exhaust gas temp

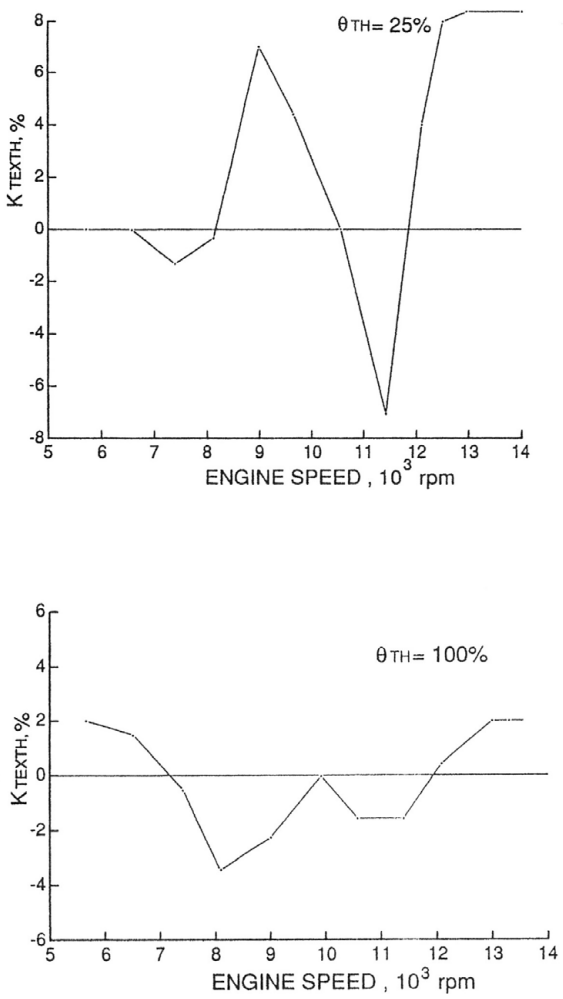


Fig. 12　Exhaust gas temp. Compensation coefficient map

Fig. 12 にその KTEXH マップを示す。

排気ガス温度補正における Ti は（4）式により算出される。

$$Ti = TiMAP \cdot (1 + KTEXH \cdot \triangle TEXH / 100) \quad (4)$$

Ti　:燃料噴射時間　(msec)
TiMAP　:基本燃料噴射時間（マップ値）(msec)
KTEXH　:排気ガス温度補正係数　(K^{-1})
△TEXH　:基準排気ガス温度との差　(K)

3.3. 冷却水温度補正

クランクケース１次圧縮型２ストロークサイクルエンジンでは、吸気管から吸入された混合気はクランクケース内を通過、圧縮され燃焼室に入る。したがって混合気が吸気管から直接燃焼室へ入る４ストロークサイクルエンジンに比べ、エンジンの温度条件が L の変動に大きく影響する。

吸気管から吸入された混合気が燃焼室に達する間にエンジンから受ける熱量は混合気がクランクケース内を通過する時間に大きく支配される。すなわち、NE が低い場合、混合気がクランクケースを通過するのに要する時間が長く、より多くの熱量を受けることになり、この為 L が低下する。低負荷域で L が低い場合も同様に多くの熱量を受ける。

そこでエンジンの温度条件を代表する冷却水温度（TW）の変動に対する A/F 変化を NE〜θTH の異なる条件のもとで測定し、（5）式で定義されるクランクケース通過時間（TCR）との関係を調べたところ、A/F 変化率は TCR によりほぼ一義的に定まることが確認された。これより TCR をもとに冷却水温度補正を行うこととした。

TCR は

$$TCR = \frac{Vc \times 1000 \times 60}{LF \cdot Vst \cdot NE} \quad (5)$$

TCR　:クランクケース通過時間 (msec)
Vc　:クランクケース容積　(cm^3)
Vst　:行程容積　(cm^3)
NE　:エンジン回転数　(rpm)
LF　:ファイアリング時給気比

で定義される。但し（5）式における吸入空気量（LF･Vst）は A/F が一定値であるので TiMAP に比例し、（6）式で置換えられる。

$$LF \cdot Vst = K \cdot TiMAP \quad (6)$$

K　:変換比例定数 (cm^3/msec)

これより代替パラメータとして TiMAP を使用すると、補正に使用する TCR は（7）式で算出される。

$$TCR = \frac{Vc \times 1000 \times 60}{K \cdot TiMAP \cdot NE} \quad (7)$$

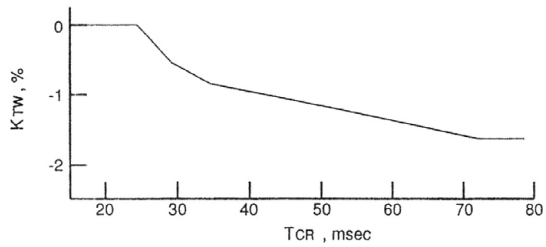


Fig. 13　Cooling water temp. Compensation coefficient map

TW に対する A/F 変化率、すなわち冷却水温度補正係数(KTW)は TW が 10K 上昇した時の Ti の増減率と定義した。KTW は TCR によって異なる為、TCR に対するマップを持つ。Fig. 13 に KTW マップを示す。

冷却水温度補正における Ti は(8)式で算出される。

$$Ti = TiMAP \cdot (1 + KTW \cdot \triangle TW / 10) \quad (8)$$

Ti :燃料噴射時間 (msec)
TiMAP :基本燃料噴射時間マップ値 (msec)
KTW :冷却水温度補正係数 (K^{-1})
△TW :基準冷却水温度との差 (K)

3.4. 大気温度, 大気圧力補正

大気温度及び大気圧力補正は、4 ストロークサイクルエンジンと同様の手法である為、省略する。

4．PGM-FI 系構成

4.1. 制御系構成

2 ストロークサイクルエンジンのコントロールを行う ECU(ELECTRONIC CONTROL UNIT)は、各気筒独立に、しかも毎燃焼サイクルごとに燃料噴射量を演算する必要がある。

これを実現させるために ECU の構成は 8bit CPU を 2 個使用し、この CPU 間の通信は相互の通信による CPU の無効時間を生じさせないために FIFO(First in first out)メモリを介して行なった (Fig. 14)。

また、小型、軽量化の為に部品は表面実装を用いた。

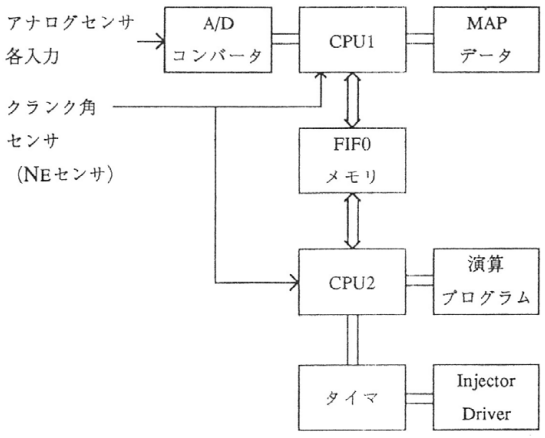
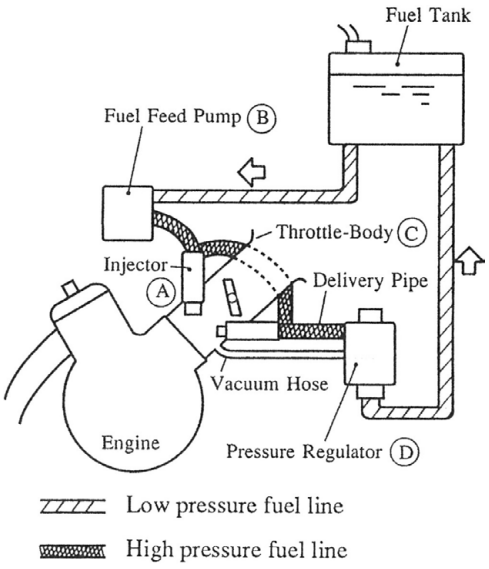


Fig. 14 Control system

4.2. 燃料系構成

燃料系の主構成部品はインジェクタ、燃料ポンプ、スロットルボディ及びプレッシャーレギュレータである (Fig. 15)。これらの構成部品は以下の点に留意して決定された。

インジェクタは 1 気筒当たり 2 本とした。これは 1 燃焼サイクルあたりの供給燃料量のダイナミックレンジが 30 倍に達し、インジェクタ 1 本では対応できない為、低流量域は 1 本、大流量域は 2 本のインジェクタを使用する必要があった。



Ⓐ インジェクタ
・トップフィードタイプ
・ピントルタイプ
・各気筒2本
・吸気管噴射
Ⓑ 燃料ポンプ
・ギヤポンプ
・機械駆動式
Ⓒ スロットルボディ
・バタフライバルブ
・リジッド燃料配管
・PBセンシングシステム
Ⓓ プレッシャーレギュレータ
・ダイヤフラム式
・PB補正タイプ

Fig. 15 Fuel system

インジェクタ取付位置、すなわち燃料噴射位置は燃焼室への直接噴射、掃気ポート噴射、クランクケース内噴射及び吸気管噴射について検討を行なったが、ピストン、クランク系の潤滑を混合ガソリンで行なっていることとデリバリーパイプの実車搭載性を考慮し、吸気管噴射とした[(1)(2)]。

燃料ポンプは小型軽量で大流量、高燃圧を得られる機械式ギヤポンプを採用し、駆動はクランクシャフトから得ている。

スロットルバルブはインジェクタ及びデリバリーパイプがスロットルボディに集中し、スペースが制限され、かつ、スロットル開閉のための操作性を考慮してバタフライタイプとした。

燃料配管系は、燃料ポンプからプレッシャーレギュレータ間での高圧部は信頼性への配慮からリジッド燃料配管とした。

5．PGM-FI化による成果

5.1. 定常出力特性

定常出力特性改善に対するPGM-FI化の利点はNE, θTHの全域にわたりA/Fを要求値に設定できる点にある。そこで燃料供給系によるA/F特性の違いが出力特性に与える影響を確認した。

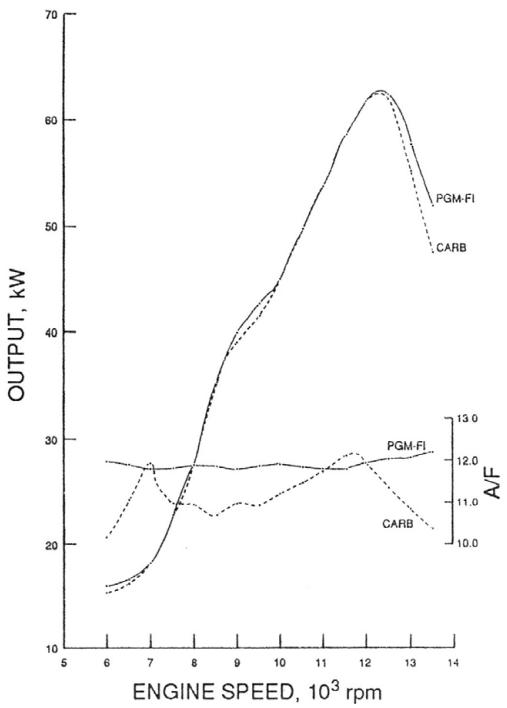


Fig. 16　Steady output characteristics and A/F characteristics

Fig. 16は全負荷定常出力特性及びA/Fを示す。2ストロークサイクルレーサ用エンジンは回転域が広い為、キャブレタ仕様ではNEによりA/Fは10〜12の間で変動していた。一方、PGM-FI仕様では設定空燃比(A/FT)を全域12.0とすると12.0±0.2に収まっている。

この結果、オーバーリッチ領域での燃焼改善が図られ、NEが9000rpm前後と13000〜13500rpmで定常出力特性の改善が計られた。

5.2. 過度出力特性

通常サーキット走行では定常的な運転状態は少なく、ほとんど過渡的な運転状態にある。そこで過渡特性におけるPGM-FI化のメリットを明らかにする為、台上にて実走シミュレートを行なった。

代表的な運転モードとして次のような条件を設定した。まずスロットルを全閉とし、次にNE 7500rpmでスロットルを開き始め、3secで、50%まで開くモードである。実走では比較的タイトなコーナから立ち上がってゆくような場合の代表的な運転モードである。

Fig. 17がその台上シミュレートテスト結果であり、PGM-FI仕様はより低いθTHで駆動力が発生し、その結果NEも早く上昇していることが分かる。すなわち低開度からファイアリングに移行し、その後の駆動力もθTHにリニアに増加しており、レースに参加したライダのコメントにあるドライバビリティ向上に寄与していることが確認できた。

5.3. 燃料消費

燃料系のPGM-FI化により、NE, θTHの全域に渡りA/Fをエンジンが要求する値に設定ができ、従来過濃な状態で運転していた領域の適正化によって燃料消費を低減することができた。

Fig. 18は出力最大となる運転条件における正味燃料消費率(BSFC)を示す。全負荷運転時についてみると、キャブレタ仕様で過濃であったNE 7000〜9000rpm及び13000〜13500rpmの領域のA/Fを12に設定することにより、BSFCを改善することができた。全負荷運転時のBSFC改善は平均で略5%である。

部分負荷運転としてθTH＝12.5%についてみると、BSFCは全域120g/kW·h向上しており、平均で20%の改善となった。

以上は定常運転に関するデータである。実走行における燃料消費量については、サーキット走行で略5～10%低減した。

5.4. セッティング効率

燃料供給系のPGM-FI化により、次のようにセッティング作業の効率の向上が計れた。

・PGM-FIのデータは外部から変更できる為、燃料系を脱着する事なく、サーキットの特徴に合わせたセッティングの変更が可能となった。

・ライダーの手元スイッチにより、実走行中にもデータ変更による比較を行える為、ライダの要求がより明確に把握できるようになった。

・TA及びPAによる補正により、気象条件に影響を受けずに同一セッティングで走行可能となった。

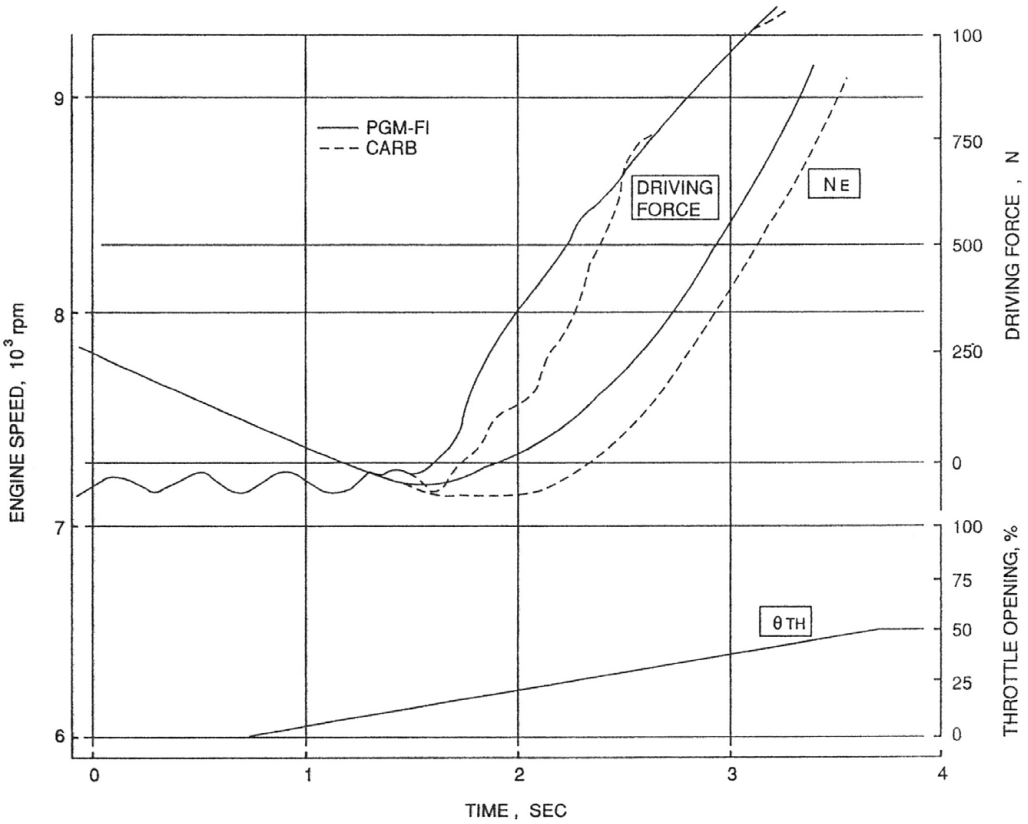


Fig. 17 Simulation bench test results

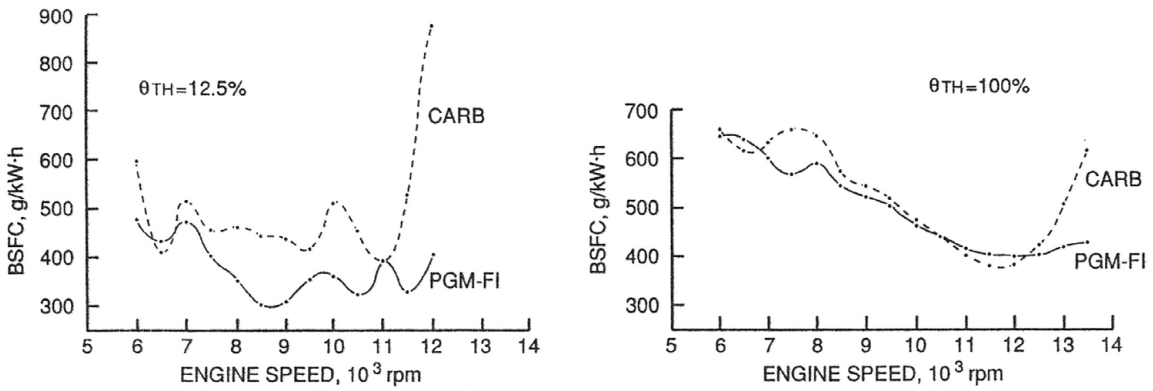


Fig. 18 Brake specific fuel consumption characteristics

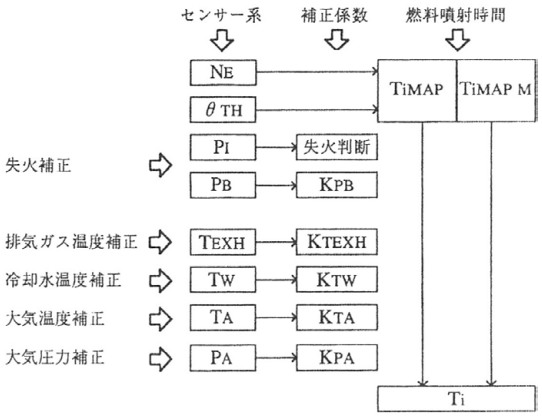


Fig. 19　Fuel injection time calculation system

6．おわりに

2ストロークサイクルレーサ用エンジンにおいて、定常、過渡出力特性及び燃費の低減をめざし、燃料供給系の PGM-FI 化について検討を行い、基本制御仕様を決定した。その内容について以下にまとめる。

～1.　基本制御仕様は基本吸入空気量を NE～θTH マップとして持つスロットル・スピード方式とした。

～2.　2ストロークサイクルエンジン特有の失火時の L 変動に対し、低開度域では PB にて、また高開度域では筒内指圧 PI にて補正を行うシステムとし、失火時の A/F を要求値に保つことが可能となった。

～3.　TEXH, TW による補正を行うことにより、エンジンの温度条件及び運転条件に影響を受けずに常に A/F を設定値に保つことが可能となった。

～4.　TA 及び PA 補正を行うことにより、気象条件に影響を受けずに常に A/F を設定値に保つことが可能となった。

～5.　本システムを搭載したマシンで全日本選手権に参加し、予選ベスト成績2位、決勝ベスト成績4位となり、実戦適合性が確認できた。

参考文献

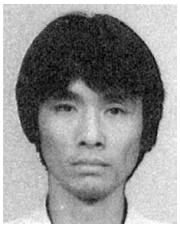
(1) R. DOUGLAS, G. P. BLAIR-Fuel Injection of A Two-Stroke cycle spark Ignition Engine, SAE 820952 (1982)

(2) TADANORI SATO, MITSUSIGE NAKAYAMA-Gasoline Direct Injection A Loop-Scavenged Two-Stroke cycle Engine, SAE 871690 (1987)

■著　者■



草　野　克　之



黒　坂　　斉

排気バルブ用ニッケル基耐熱合金の開発

Development of Nickel-base Superalloy for Exhaust Valves

萩原好敏* 石田正雄* 岡 智生*
Yoshitoshi Hagiwara Masao Ishida Tomoo Oka

要 旨

排気バルブ用に、新しくニッケル基耐熱合金HI 461を開発した。

本合金は、従来のニッケル基耐熱合金に対し、同等以上の高温強度及び耐摩耗性を有するが、ニッケル含有量が低減されたため安価である。

排気バルブは、従来フェースに盛り金をした耐熱鋼製のものが大半であったが、本合金を用いることにより、低価格化に加え、高強度のため軽量化も可能となった。

本合金製の排気バルブは、無鉛及び低鉛ガソリンを使用する二輪車に、1990年より量産適用されている。

ABSTRACT

A new nickel-base superalloy HI461 was developed for exhaust valves.

With its reduced nickel content, this new superalloy is less expensive yet offers greater strength and wear resistance at elevated temperatures as compared with the nickel-base superalloys previously developed.

Lighter weight and lower cost are another advantages of this new superalloy when it is used in place of hard-faced heat resistance steels.

Thus this new superalloy, applicable to both unleaded and low-leaded gasolines, was adopted in the exhaust valves of the production motorcycle engines in 1990.

1. まえがき

1970年以降大気汚染防止のため世界各国で進められているガソリンの無鉛化は、排気バルブ用耐熱合金への要求特性に変化をもたらした。即ち、無鉛ガソリンは、鉛腐食の問題を減らし、バルブフェースの摩耗の問題を新たに発生させた。

1978年に始まったコバルト原料の価格高騰は、フェースに盛り金を必要としない高性能バルブ材料の採用を促した。高性能バルブ合金としては、ニッケル基耐熱合金のInconel 751合金等が知られており、一部の四輪乗用車に採用されてきた。

二輪車用の排気バルブは、SUH 35またはSUH 38鋼にステライト(＃6，＃12)を盛り金したものが主流であり、ニッケル基耐熱合金を用いた排気バルブは、コスト高のため採用されていなかった。しかし、ここ数年二輪車では、エンジンの性能向上の要求が高まり、バルブ軸径のサイズダウンによる重量軽減が進められ、ニッケル基耐熱合金が一部の二輪車の排気バルブに採用された。

現在ニッケル基耐熱合金の中で最も使われているInconel 751は、高性能であるが、ニッケルを70％も多量に含むため高価である。また、ニッケル量を低減した、例えば60％ニッケル合金(NCF 6018)は、Inconel 751に比べては安価であるものの、未だ高価であり、更に低価格化が必要である。更に、ニッケル50％以下の低価格合金も開発されているが、耐摩耗性や高温強度が不足している。そのため、安価で耐摩耗性に優れた排気バルブ用材料の要望が高まっている。

我々はこれらの要求を満たすため、新しくニッケル基耐熱合金(HI 461)を開発、それを用いて安価で軽量な二輪車の排気弁を開発し、現在量産車に適用している。

＊朝霞研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1992_4_7

2. 開 発 の 狙 い

将来の二輪車エンジン用排気バルブ開発の方向は以下と考えられる。

(1) 軽量化のため高強度材料を使用した細軸バルブ化が進む。

(2) 無鉛ガソリンの使用が増えるので、従来以上の優れた耐摩耗特性が要求され、有鉛ガソリンを対象としていた耐鉛腐食性の要求は軽減される。

(3) 生産性向上のためにフェース盛り金なしのバルブとなる。

そこで排気バルブとしての目標を次のように設定した。

(1) 従来のバルブより 15% 以上軽く、10% 以上廉価となること。

(2) 無鉛及び低鉛ガソリン使用での耐久性があること。

(3) 現在のバルブ生産設備の大幅な変更を伴わない仕様であること。

従って材料の具体的設計要件は下記とした。

(1) 700～900℃ の高温硬さは Inconel 751 合金以上であること。又、熱処理した後の常温での硬さは H_RC 35 以上あること。

(2) 650℃ から 800℃ での高温強度は Inconel 751 と同等以上であること。

(3) 耐酸化鉛腐食性と耐酸化性は現在使用しているクロムーニッケル系オーステナイト鋼と同等以上であること。

(4) 材料コストは Inconel 751 の 30% 減であること。

(5) 加工性は現在用いている鉄基耐熱鋼やニッケル基耐熱合金と同等であること。

3. 合 金 設 計

Table 1 に HI 461 と既存の析出型耐熱合金の化学組成を示す。HI 461 の主成分組成は Fe－46%Ni－18%Cr で Inconel 751 に比較して、ニッケル含有量は 37% 減である。Table 2 にニッケル基合金の金属間化合物、炭化物及びマトリックス中のニッケルの理論計算量による構造解析を示す。

本合金の特徴は、炭素を高め合金組織中に炭化チタンを 1.4% 晶出させ、耐摩耗性及び高温硬さを従来のニッケル基合金より向上させた点にある。

炭素はチタンと結び付き 1.4% の炭化チタンを生成させるのに、0.27% 必要である。なお、炭化チタンの量は 3% を越えると鍛造性や靭性を害するので好ましくない。

Table 1　Nominal chemical composition

	Composition (weight %)								
Material	C	Si	Mn	Ni	Cr	Fe	Ti	Al	other
HI 461	0.27	0.02	0.01	46	18	30	4.0	1.2	0.004 B
Inconel 751	0.05	0.10	0.1	72	16	7	2.3	1.2	1.0 Nb
60Ni alloy	0.08	0.20	0.2	60	18	17	2.5	1.0	0.9 Nb 0.004 B
40Ni alloy	0.06	0.15	0.6	40	19	37	2.75	0.65	0.010 B
21－4N (SUH 35)	0.53	⟨0.35	9.0	4	21	Bal.	—	—	0.4 N
21－11P (SUH 38)	0.30	⟨0.50	⟨1.2	11	20	Bal.	—	—	0.2 P 2.1 Mo 0.005 B
SUH 3	0.40	2.0	⟨0.6	—	11	Bal.	—	—	1.0 Mo
SUH 11	0.50	1.5	⟨0.6	—	8.5	Bal.	—	—	—

Table 2　Structural analysis of Ni-base Superalloys

Material	Theoretical amount (weight %)						
	Intermetallic Compound				Carbide		Ni in matrix
	Ni_3Al	Ni_3Ti	Ni_3Nb	$\gamma'Ni_3$ (Al,Ti,Nb)	TiC	NbC	
HI 461	9.0	13.6		22.6	1.4		27.5
Inconel 751	9.0	10.8	0.66	20.4		0.87	55.3
60Ni alloy	7.5	11.7	0.81	20.0		0.70	43.8
40Ni alloy	4.9	11.7		16.6	0.3		26.6

クロムは合金に耐酸化性を付与するのに不可欠の元素である。エンジンバルブ用としての耐酸化性を保証するためには最低 15% のクロム量が必要であるが、20% を越えると組織が不安定になり、シグマ相を生成し易くなるため 18% とした。

ニッケルはオーステナイト基地と Ni_3(Al, Ti)のガンマプライム析出強化相を構成する基本元素である。十分な量のカンマプライム相を析出した上で、なお安定なオーステナイト基地を保つために必要なニッケルの最小含有量は 44% であるが、量産での制御を考慮に入れて 46% とした。

チタンは本合金において、炭素と結合して炭化チタンを生成する一方、残部はアルミと共にニッケルと結び付いてガンマプライム相を析出させ高温強度を高める。

アルミは安定なガンマプライム相を析出させて目標の高温強度を得るために不可欠な元素であるが、多いと熱間加工性を低下させる。ガンマプライム相中のチタンとアルミの原子比は、強度とガンマプライム相の安定性の点から 6：4 程度が最も望ましく、またガンマプライム相の量は、高温強度と熱間加工性の点から基地に対して

23 原子％程度が最適である。これらを考慮して、アルミ量を 1.2％、チタン量を 4％とした。

少量のボロンは強度低下を招くイータ相（Ni_3 Ti）の析出を抑える効果があるため 0.004％添加した。

4. 熱 処 理

HI 461 の熱処理特性を Fig. 1、2、3 に示す。標準の熱処理は溶体化と時効の２段階からなる。

溶体化温度は Inconel 751 及び SUH 3 と同じ 1040℃で良い。時効時間は、Inconel 751 の４時間に対し SUH 3 と同じ１時間で十分である。HI 461 の熱処理は SUH 3 を用いた吸気バルブと同じ炉でできるため、Inconel 751 よりも熱処理コストが安くなっている。

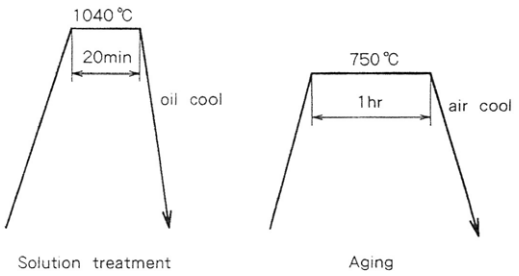


Fig. 1 Heat treatment diagram of HI 461

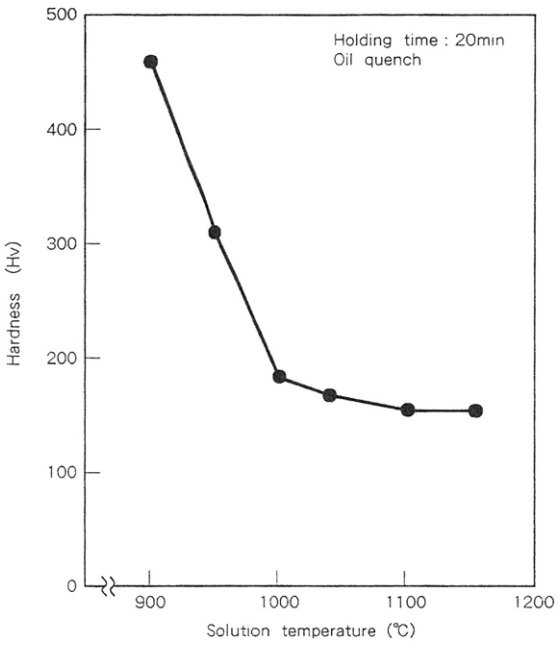


Fig. 2 Hardness of HI 461 after solution treatment

5. 高 温 で の 機 械 的 性 質

5.1. 高温硬さ

高温硬さはバルブフェースの耐摩耗性を示す重要な特性値である。Fig. 4 に HI 461 の室温と高温の硬さを、コバルトベースの盛り金材であるステライト＃６やニッケル基耐熱合金である Inconel 751 と対比して示す。HI 461 は常温と高温の両方で Inconel 751 以上の硬さ特性が得

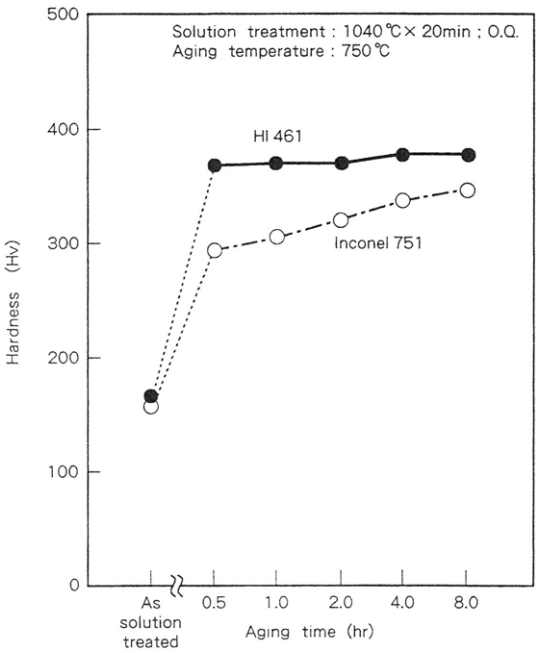


Fig. 3 Hardness after aging treatment

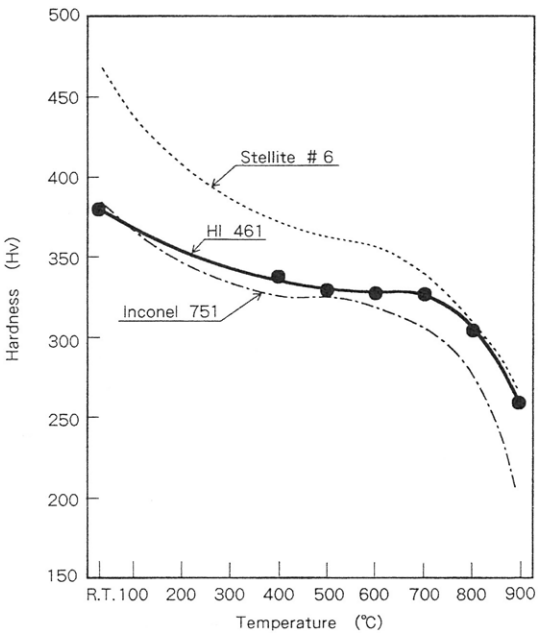


Fig. 4 Hot hardness

られた。特に、バルブフェースの温度である 600℃ 以上での高温硬さが優れ、800℃ 以上ではステライト＃6と同等の性能である。

従って、HI 461 を用いた排気バルブは、フェース盛り金なしでも、無鉛ガソリン使用によるフェースの摩耗に耐える高いポテンシャルを持つと言える。

5.2. 引っ張り強さ

引っ張り強さはバルブ首部の静的強度を示す特性値である。Fig. 5 に HI 461 の常温と高温の引っ張り特性を耐熱鋼や他のニッケル基耐熱合金と対比して示す。HI 461 は耐熱鋼に対し 700～800℃ の高温領域で約 2 倍の強度を有し、Inconel 751 と同等以上の強度特性が得られた。

5.3. クリープ破断強度

クリープ破断強度は高温で長時間使用された時のバルブ首部の強度を示す特性値である。Fig. 6 に 800℃ でのクリープ破断強度の結果を示す。HI 461 は Inconel 751 より劣るが 40％ ニッケル合金より優れ、耐熱鋼に対しては 1.3 倍のラプチャー強度を持っている。

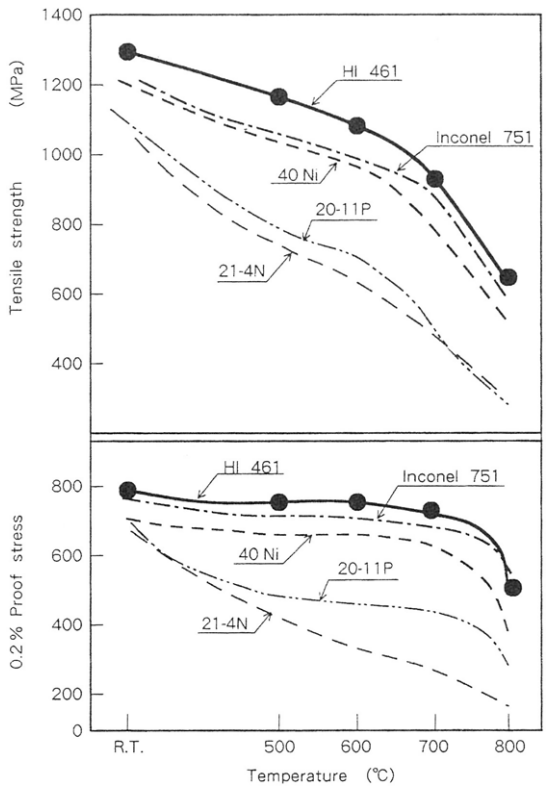


Fig. 5　Tensile properties at elevated temperature

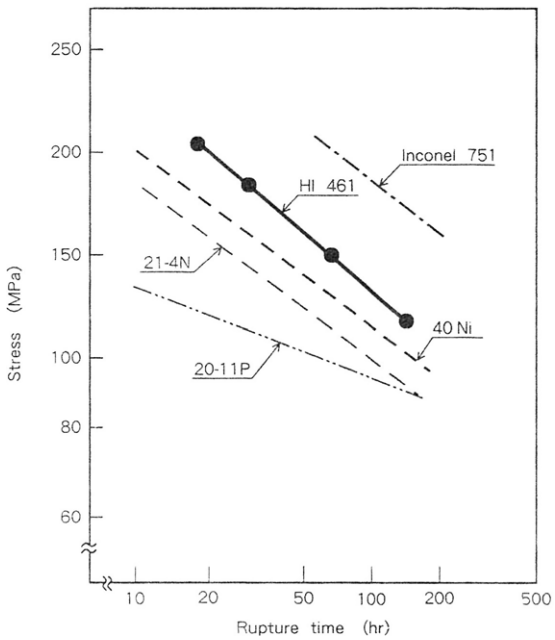


Fig. 6　Creep-rupture strength at 800°C

5.4. 疲労強度

高温疲労強度はバルブ首部の疲労強度を示す最も重要な特性値である。Fig. 7 に 800℃ における回転曲げ疲労試験の結果を示す。HI 461 の強度は、耐熱鋼に対し約 1.5 倍で、他の低ニッケル基耐熱合金より優れ、ほぼ Inconel 751 と同等である。

従って、HI 461 バルブは耐熱鋼バルブに対して軸径を小さくすることが可能で、Inconel 751 と同等の軽量化が達成できる。

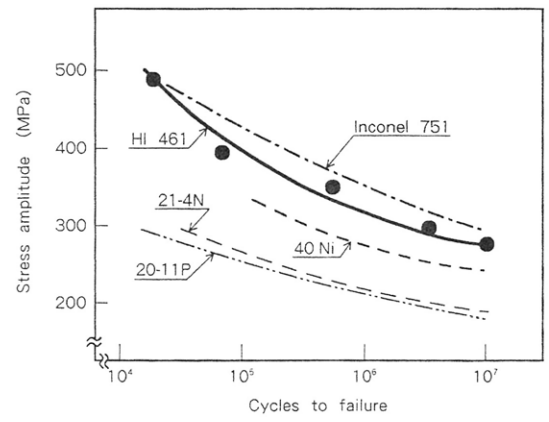


Fig. 7　Fatigue strength at 800°C

6. 高 温 耐 食 性

6.1. 鉛腐食

鉛腐食は加鉛ガソリンの燃焼で生じる酸化鉛デポジットによりバルブ傘部全体が腐食し、フェース部吹抜けに至る重大な現象である。Fig. 8 と 9 に鉛腐食試験の結果を示す。

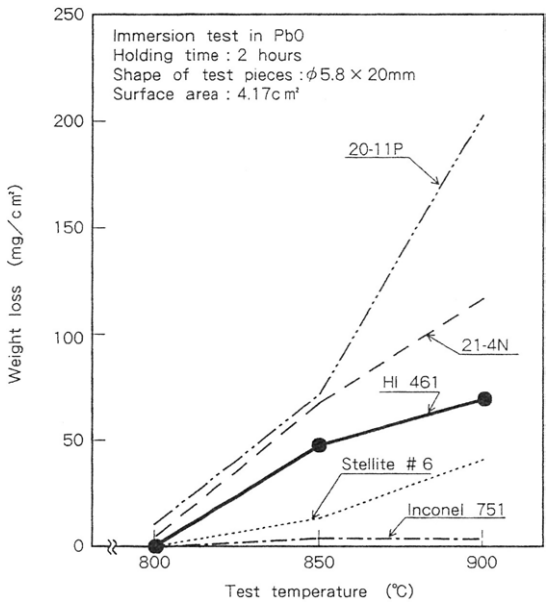


Fig. 8 Resistance to Pb0 corrosion

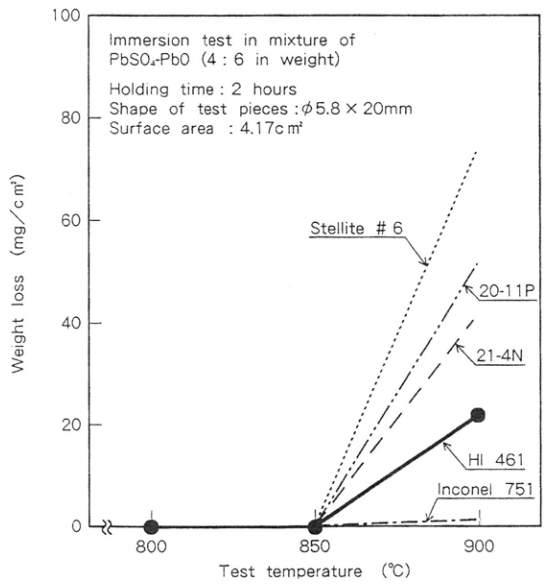


Fig. 9 Resistance to Pb0-$PbS0_4$, corrosion

HI 461 の耐酸化鉛腐食性は Inconel 751 と比較すると Ni 含有量に比例して低下しているが耐熱鋼よりはるかに優れており、低鉛ガソリンの使用に対し十分な対食性を持っていると言える。

尚、Fig. 10 に鉛腐食テスト後のバルブの外観と組織を示す。

6.2. 酸化

バルブの酸化はアブレッシブスケールを生じ、摩耗を増加させる。Fig. 11 に 800℃ の大気中で 400 時間加熱した後の酸化増量を示す。HI 461 の耐酸化性は他のニッケル基合金とほぼ同等であり、耐熱鋼より優れている。

7. 物 理 的 性 質

Fig. 12 に熱膨張係数を、Fig. 13 に熱伝導率を、Table 3 に密度を示す。熱膨張係数及び密度は Inconel 751 と耐熱鋼の中間的な性質を示す。熱伝導率は小さいが、実用上の問題とはならない。

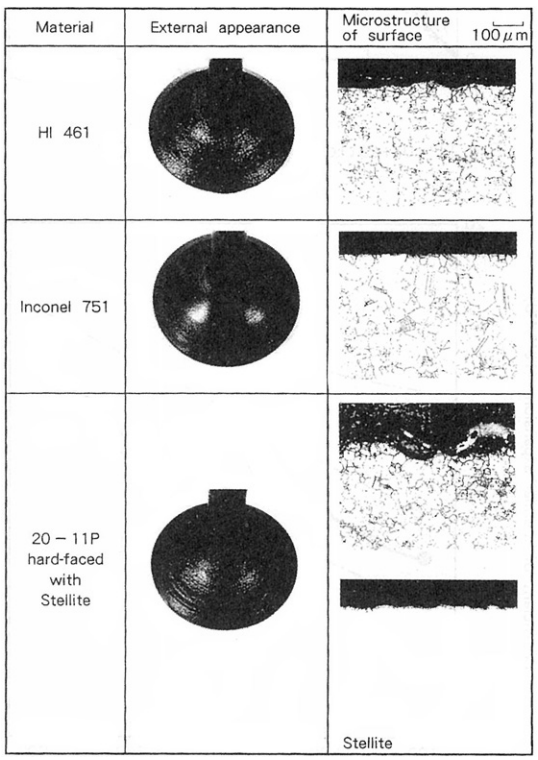


Fig. 10 Valves after lead oxide corrosion test (Pb0, 850°C × 2Hr)

8. 二輪車用排気バルブへの適用

8.1. 排気バルブの軽量化

排気バルブの軽量化手法はいくつかあるが、二輪車のバルブ軸径は大多数が 4.5 mm から 5.5 mm の小径であり、中空弁のための穴加工は困難である。従って実際に可能な手法は、軸径のサイズダウンである。

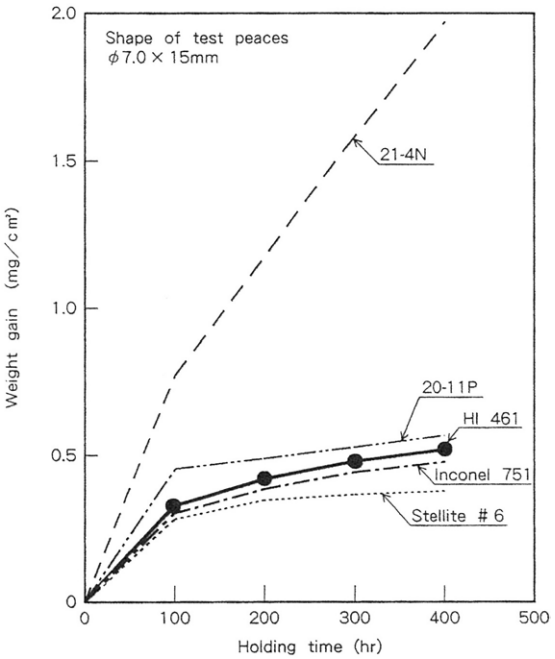


Fig. 11　Oxidation resistance at 800°C

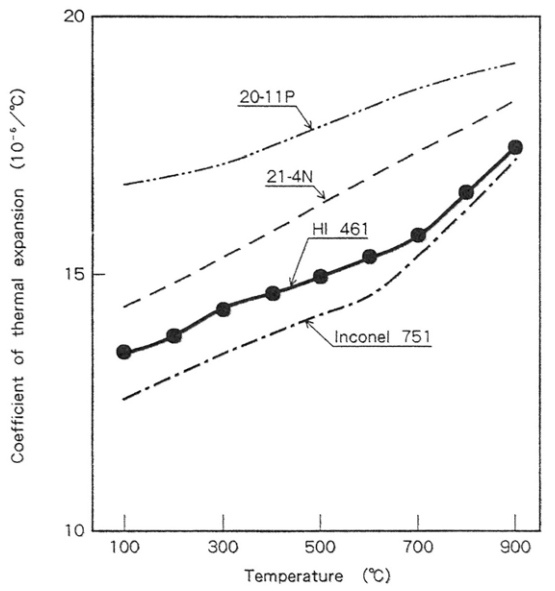


Fig. 12　Coefficient of thermal expansion

Table 3　Density

HI 461	Inconel 751	60 % Ni alloy	21 − 4N	20 − 11P
7.9	8.5	8.3	7.7	7.9

(g/c m³)

Fig. 14 に HI 461 を用いた排気バルブの細軸化による軽量化率を、理論上可能な上限値と実際に達成した値の比較で示す。軸径 5 mm 以下のバルブでは 15 % 以上の軽量化率を達成している。また、軸径 6 mm 以上については中空化による軽量化率もあわせて示す。

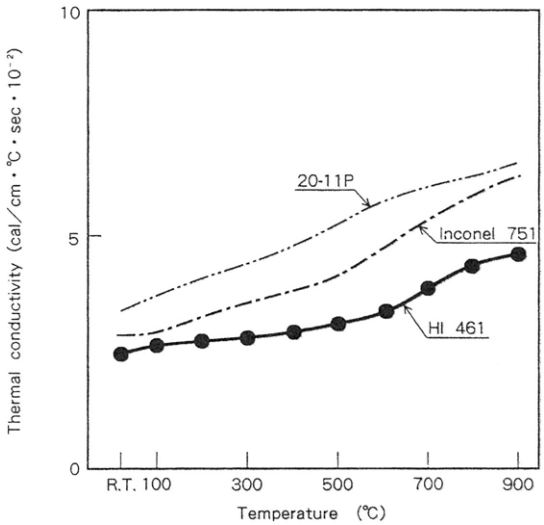


Fig. 13　Thermal conductivity

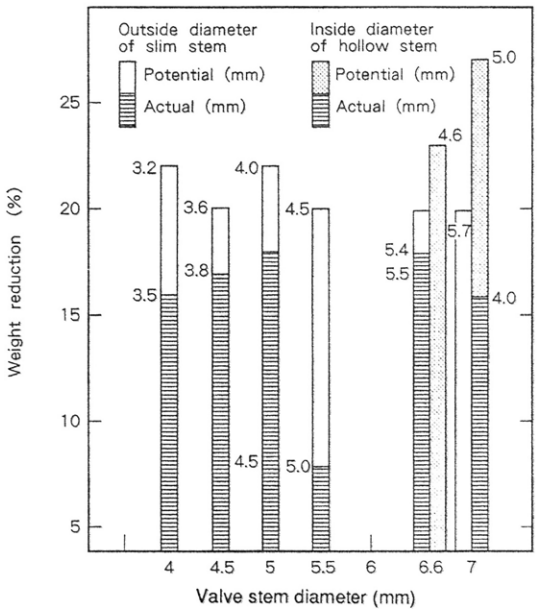


Fig. 14　Weight reduction of exhaust valves

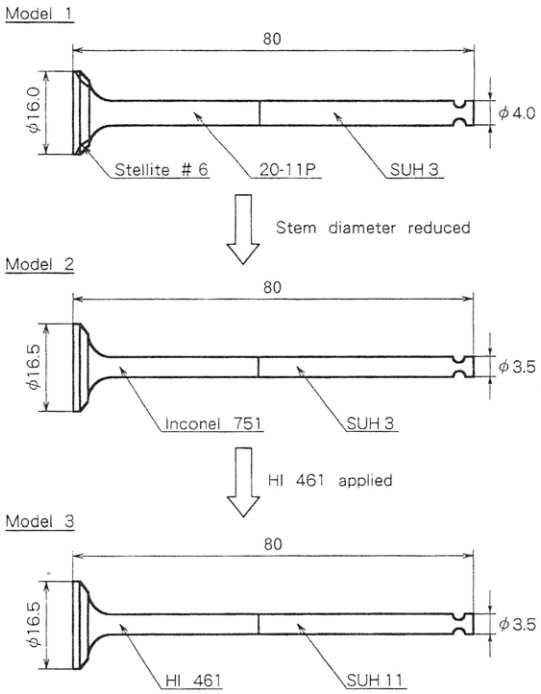


Fig. 15 Reduction of valve stem diameter and application of HI 461 to exhaust valves

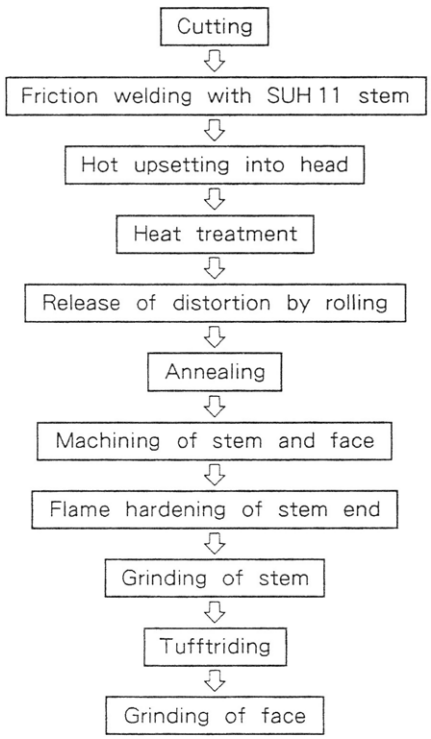


Fig. 16 Fabrication process of exhaust valves

Table 4 Weight and cost reduction ratios of exhaust valves

Valve material	Weight (g) / Weight reduction ratio (%)	Cost ratio (%) / Cost reduction ratio (%)
20-11P (with stellite)	11.2	100
Inconel 751	9.2	88.5
	−17.9	−11.5
HI 461	9.2	86.7
	−17.9	−13.3

8.2. 排気バルブへの適用例

本合金を使用したバルブの例を Fig. 15 に示す。従来、量産車のバルブ軸径は 4.0 mm が最小であったが Inconel 751 の適用により 3.5 mm まで可能になった。細軸化による軽量化率と HI 461 の適用によるコスト低下率を Table 4 に示す。17.9% の軽量化と 13.3% のコスト低減が達成された。

その製造工程を Fig. 16 に示す。HI 461 合金の鍛造、SUH 11 との摩擦溶接は、共に Inconel 751 と同じで問題はない。しかし、細軸化に伴い摩擦溶接条件と研磨加工精度には工夫が必要である。

Fig. 17 に組織写真を示す。ミクロ組織はバルブ傘内にて均質であり、安定している。

Fig. 18 に溶接部強度を示す。HI 461 の溶接部は Inconel 751 を上回る強度を有する。

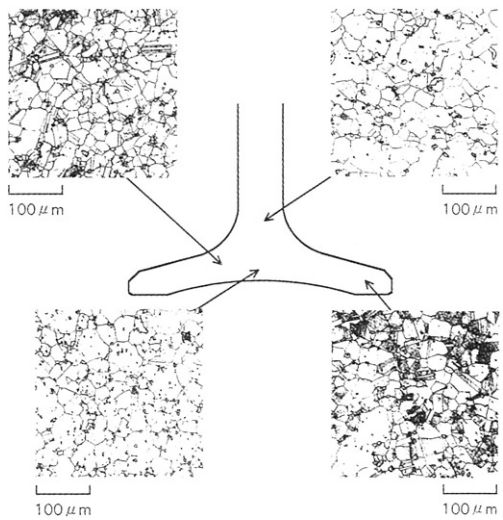


Fig. 17 Microstructure of HI 461 in an actual exhaust valve

8.3. 耐久試験結果

Table 5 にベンチテスト条件を示す。

Fig. 19 にベンチテストでのフェース摩耗量を示す。HI 461 は無鉛低鉛ガソリンに対し、ステライト＃6や Inconel 751 と同等以上のフェースの耐摩耗性を有する。

Table 5 Engine specification and condition of bench test

Engine spec and test condition	Type of motorcycle		
	100cc business	250cc sports	400cc sports
Engine specification			
Displacement (c㎥)	100	250	400
Cylinder layout	Single	In－line 4	In－line 4
Number of valves	Intake 1 Exhaust 1	Intake 2 Exhaust 2	Intake 2 Exhaust 2
Materials of exhaust valve face	Stellite #6 and HI 461	Inconel 751 and HI 461	Inconel 751 and HI 461
Materials of exhaust valve seat	Iron base sintered alloy	Iron base sintered alloy	Iron base sintered alloy
Output (kW／rpm)	5.5／8000	34.6／15000	46.3／13000
Torque (N・m／rpm)	17.2／6000	22.6／11000	39.0／10000
Condition of bench test			
Engine speed (rpm)	8500	13500	10400
Load	Full	Full	Full
Duration (hr)	200	200	200
Gasoline	Unleaded Leaded (1.5g Pb／gal)	Unleaded	Unleaded

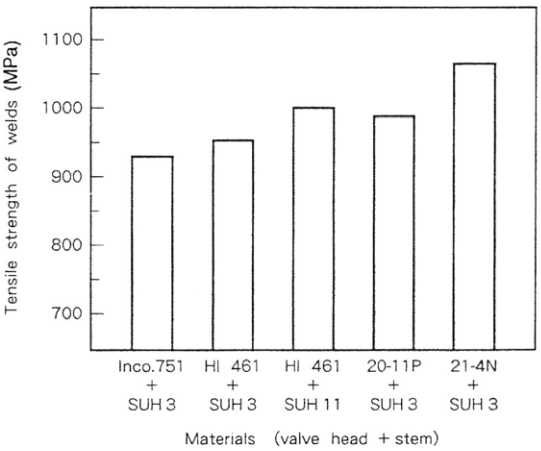


Fig. 18 Tensile strength of welds

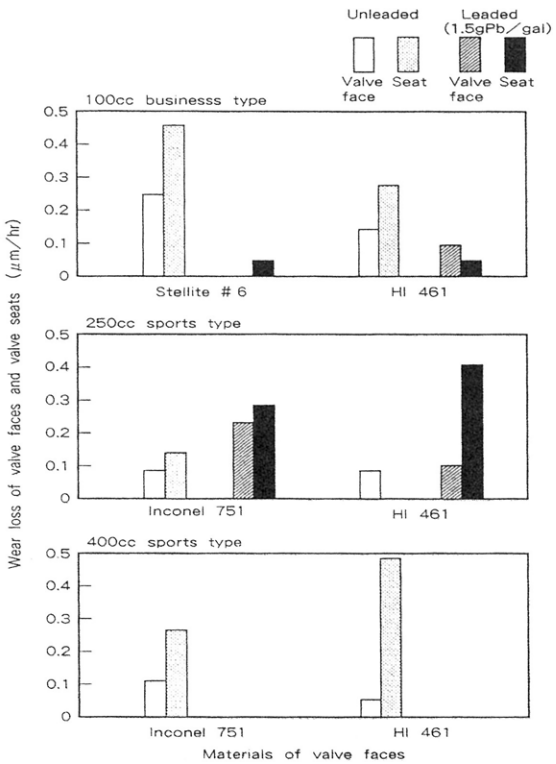


Fig. 19 Wear loss of exhaust valve faces and valve seats in bench tests

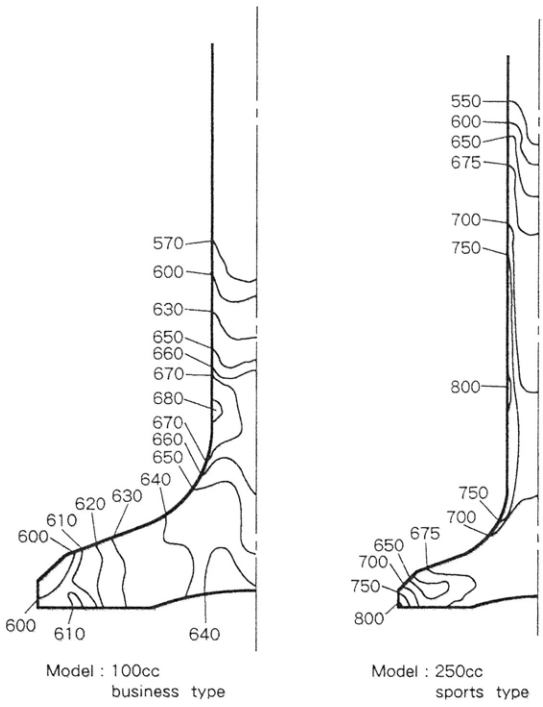
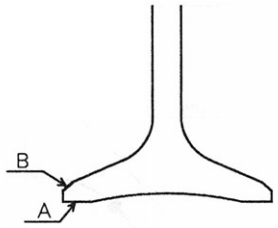


Fig. 20 Valve temperature in bench test (°C)



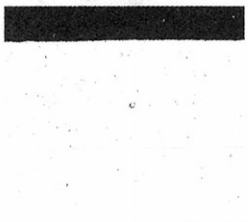
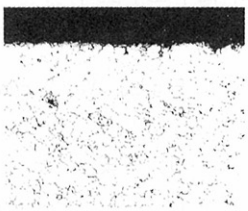
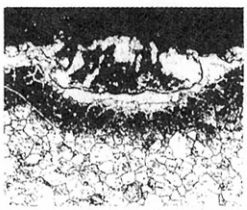
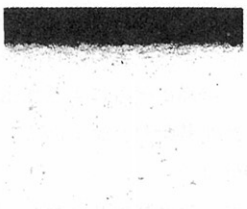
Material	External appearance	Microstructure of surface 100 μm	
		A	B (face)
HI 461			
Inconel 751			
20 – 11P hard-faced with Stellite			

Fig. 21 Valves after bench test using leaded gasoline (1.5gPb/gal)

Fig. 20 にベンチテストでのバルブ温度を示す。高温強度が要求されるバルブ首部の温度は 680～800℃、耐摩耗性が要求されるバルブフェースの温度は 600～700℃である。

Fig . 21 にベンチテスト終了後のバルブの外観とミクロ組織を示す。HI 461 は 1.5gPb/gal の加鉛ガソリンの使用に対し充分な耐腐食性を有する。

8.4. コスト

Fig. 22 にニッケル量による材料費の変化を示す。これは Inconel 751 を 1.0 とした時のコストレシオで表している。Fig. 23 に各種仕様によるコスト比を示す Inconel 751 を用いた重量 10g のバルブを 1.0 とした時のコストレシオで表している。軸径 5.5mm 以下では HI 461 に、6.6mm 以上ではフェース盛り金した耐熱鋼にメリットがある。

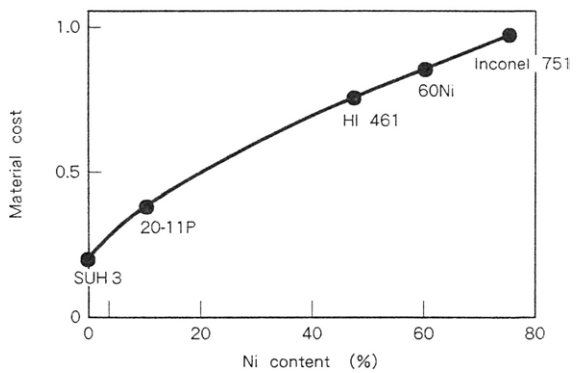


Fig. 22 Material cost

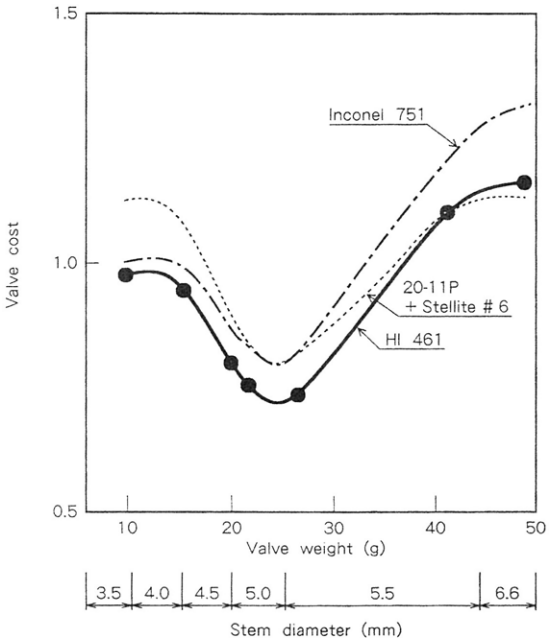


Fig. 23　Valve cost

9. ま　と　め

(1) 開発した新しい排気バルブ用耐熱合金（HI 461）はFe-46Ni-18Cr-4Ti-1Al-0.3C-0.004Bを基本生成とし、ガンマプライムNi_3(Ti, Al)の析出強化と微細な炭化チタンの晶出分散による強化を特徴とする析出硬化型ニッケル基耐熱合金である。

(2) その特性は、

1）高温での耐摩耗性及び強度はInconel 751以上である。

2）耐酸化鉛腐食性はSUH 38以上である。

3）無鉛及び1.5gPb/gal以下の低鉛ガソリンの両方が使用できる。

(3) 本合金を用いた排気バルブは、従来のステライトでフェース盛り金した耐熱鋼仕様に対し、重量が18％軽くコストを13％低減できる高性能な二輪車用排気バルブとして、1990年にCBR 250RRにて初めて量産適用され、現在ではオンロードスポーツ系のほぼ全機種に適用されつつある。

10. 謝　　辞

本合金の開発において共同開発メーカとして日立金属㈱、排気バルブの量産開始に対し日鍛バルブ㈱の方々に多大なるご協力を頂いたことに感謝の意を表します。

参 考 文 献

(1) S. Isobe, K. Matsunaga, Y. Takagi, N. Sato, “Superalloy for Exhaust Valves”, Japanese Patent Application Laid-opened No.60-46343 (46343/1985)

(2) R. Watanabe, Y. Takagi, “Nickel-base Superalloy for Exhaust Valves”, Japanese Patent Application Laid-opened No.60-70155 (70155/1985)

(3) T. Kato, N. Uyehara, K. Matsunaga, T. Isomura, M. Matsuno, M. Iizuka, “A New Iron-Base Superalloy for Exhaust Valves”, SAE paper 810032 (1981)

(4) T. Kato, M. Fujikura, T. Iikubo, T. Isomura, M. Matsuno, H. Hirayama, “Application of a Newly Developed Iron-Base Superalloy to Exhaust Valves of Diesel Engines”, SAE paper 830253 (1983)

(5) Y. Hagiwara, “Trend of Superalloy for Automobiles”, The Special Steel Vol.39 No.10 (1990)

(6) R. Watanabe, “Alloy Design of High Strength, High Corrosion Resistant Nickel-based Alloy, “Hicory”, Using the Zero-Order Approximation Phase Synthesizing Method”, Hitachi Metals Technical Review, Vol.3 (1987), 2, P.7

(7) L. F. Jenkins, J. M. Larson, “The Development of a New Austenitic Stainless Steel Exhaust Valve Material”, SAE paper 780245 (1978)

(8) S. B. Caird, D. M. Trela, “High Temperature Corrosion-Fatigue Test Method for Exhaust Valve Alloys”, SAE paper 810033 (1981)

■著　者■





萩 原 好 敏　　石 田 正 雄　　岡　　智 生

コネクティングロッド用 高疲労強度快削非調質鋼の開発

Development of a High Fatigue Strength Free Machining Microalloyed Steel for Connecting Rods

松原敏彦* 佐藤泰紀*
Toshihiko Matsubara Yasunori Satoh
飯田善次* 田口隆*
Zenji Iida Takashi Taguchi

要旨

自動車エンジン部品のコネクティングロッドの軽量化を実現するため、高疲労強度快削非調質鋼の開発を行い、実用化を検討し、次の結果が得られた。

(1) 高疲労強度化が可能な材料として、0.33C-0.45Si-1.05Mn-0.5Cr-0.12V系の析出強化、基地強化型の快削非調質鋼を開発した。

(2) 開発鋼の疲労強度は、現用快削非調質鋼に対して20%以上向上する。

(3) この開発鋼の適用を基本に、コネクティングロッドの軽量化を図り、約15%の重量軽減を可能にした。

ABSTRACT

A high fatigue strength free machining microalloyed steel for connecting rods of automotive engines was developed.

As a result:

(1) A new grade, medium carbon microalloyed high fatigue strength steel was developed which contains precipitation hardening and matrix strengthening elements 0.33C-0.45Si-1.05Mn-0.5Cr-0.12V.

(2) It has a fatigue strength 20% higher than the conventional medium carbon microalloyed steels.

(3) The connecting rods made of the new microalloyed steel offer a 15% weight savings as compared with the one made of conventional steels.

1. まえがき

部品製造コストの低減、省エネルギ化を狙い、鍛造のままで、従来の焼入れ焼戻し鋼と同等の特性が得られる快削非調質鋼は、自動車部品としてクランクシャフト、コネクティングロッド(以下コンロッドと略)等のエンジン部品及びホイールハブ、ロアーアーム等のシャーシ部品に広く適用されている。

一方、近年自動車の省燃費化、高出力化により部品の軽量化要求が高まる傾向にある。特に省燃費化に対しては、エンジンの摩擦損失の低減が有効なことから、往復運動部品(コンロッド、ピストン等)の軽量化が強く求められている。

コンロッドの軽量化に関しては、チタン合金材、アルミ焼結材等の軽量化材料の適用検討が進められ、一部特殊な仕様での実用化も図られている。[1]

しかし、これらの軽量化材料の適用は、一般の乗用車エンジンに適用する場合に部品コストが高くなり問題となる。このため、通常コンロッドは中炭素鋼の調質材あるいは非調質材が使用されている。

当開発技術は、従来から一般的に使用されている快削非調質鋼に改良を加えた高疲労強度快削非調質鋼を開発し、コンロッドへ適用し軽量化を可能にしたものである。

以下、その結果について報告する。

2. 開発の狙い

コンロッドは、高回転・高負荷条件で使用されるために、高い強度信頼性が要求される。また現用鋼コンロッドの機械加工は、専用自動加工ラインを用いた多量生産を行っており、切削加工性が加工効率の点で重要となる。

このため、現用のコンロッド材は強度信頼性があり、切削加工性に優れたS40C快削非調質鋼(Pb-S-Ca三元快削鋼)を使用している。

*栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1992_4_8

Table 1　Chemical composition of current micro alloyed steel (Wt%)

C	Si	Mn	Cr	V	Pb	S	Ca
0.39	0.35	1.05	0.09	0.11	0.23	0.11	proper

Table. 1 に現用快削非調質鋼（以下現用鋼という）の基本組成を示す。また、Fig. 1 に現用鋼の回転曲げ疲労強度と硬度の関係を示す。コンロッドの実用硬度範囲は、HRC 20～30 である。

Fig. 1 より非快削非調質鋼（以下ベース鋼という）は、硬度の上昇とともに疲労強度は上昇する傾向を示すが、現用鋼は硬度が約 HV260 より高くなると快削元素の Pb、S 等介在物の影響を受けて、疲労強度は低下する傾向にある。このため現用鋼に対し疲労強度の向上を図るためには、ベース鋼の疲労強度の向上と合わせ、高硬度域での快削元素介在物による疲労強度低下の抑制を行った新たな非調質鋼の開発が必要となる。

以上の点を踏まえて、高疲労強度材の開発およびコンロッドへの実用化に対する狙いを下記の様に設定して開発を行った。

(1) 現用鋼を基本に 20％以上の高疲労強度化を図る。
(2) あわせて現用鋼と同等レベルの切削加工性を確保する。(硬さは現状レベル維持を目標)
(3) 開発鋼をコンロッドに適用し疲労強度向上特性を基本に軽量化を検討し、現用コンロッドと同等の強度・剛性安全率を確保して、目標 15％の軽量化を可能とする。

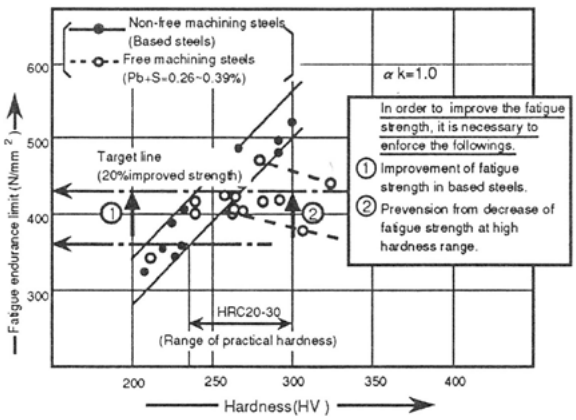


Fig. 1　Relation between rotating bending fatigue strength and hardness of conventional micro alloyed steels

Table 2　Chemical composition ranges of the steels used (Wt%)

C	Si	Mn	P	S
0.35 ~ 0.50	0.21 ~ 0.48	1.00 ~ 1.13	0.015 ~ 0.022	0.017 ~ 0.022

Cu	Ni	Cr	V	N
0.03 ~ 0.06	0.05	0.10 ~ 0.51	0.10 ~ 0.30	0 ~ 0.015

3．ベース鋼の疲労強度向上の検討とベース組成設定

Fig. 1 に示すように、現用鋼に対し疲労強度を 20％以上向上させるためには、低硬度域（疲労強度への Pb、S 等介在物の影響が少ない領域）でベース鋼の強度向上を図る必要があることから、各強化手法によるベース鋼の疲労強度向上の検討を行った。

3.1. 供試材の組成と試験方法

検討した供試材の化学成分範囲を Table. 2 に示す。化学成分は、強度向上を図る方案として、析出強化＋基地強化（V 添加による炭窒化物の析出強化＋ C, Si, Cr 量の最適化）、析出強化（V 量の最適化）、固溶強化（Ni 添加効果）を基本に C, Si, Cr, V, N 量を Table. 2 の範囲に変化させた。

供試材は、50kg 真空誘導炉で、溶解しインゴットを製作。インゴットを 1473K に加熱後、40mm 角棒に鍛造、その後 1373K に加熱し、直径 20mm の丸棒に鍛造。空冷し、所定の試験片に加工し実験に供した。疲労強度は、平滑試験片を用いた小野式回転曲げ疲労試験を行い確認した。

3.2. 試験結果

各供試材の硬度、回転曲げ疲労強度を確認した結果を各元素含有量の影響として整理した。

Fig. 2 は代表例として C, Cr 量と回転曲げ疲労強度および硬度の関係を示す。

各成分の影響としては、C, Cr, V は含有量の増加に伴い、硬度・回転曲げ疲労強度は増加する傾向を示すが、Si, N は含有量による影響が少ない。この各元素含有量の影響を単位含有量当たりの疲労強度・硬度の特性変化で整理すると概略値として Fig. 3、4 の結果を得る。

Fig. 3、4 の結果をビッカース硬度（HV）1 ポイント変化に対する疲労強度変化量で整理すると Table. 3 のようになる。

これらの結果より、V 添加により炭窒化物を析出させ強化する場合は、V 含有量の増加により、疲労強度は向上するが硬さの上昇も大きくなる。基地強化を狙った Cr 添加は、硬度上昇を抑えて疲労強度を上昇させる効果が大きい。C も同じことが言える。Si は硬度・疲労強度への影響が少なく、含有量の増加に伴い若干減少傾向を示す。このことより、硬度をおさえて疲労強度の向上を図る合金設計を行う上には、V, C, Cr の組成バランスを取ることが有効である。

Table 3 Variations of the fatigue endurance limit per 1 point vickers hardness (N/mm^2)

C	Si	Cr	V	N
±3.0	±0.1	±6.0	±2.2	0

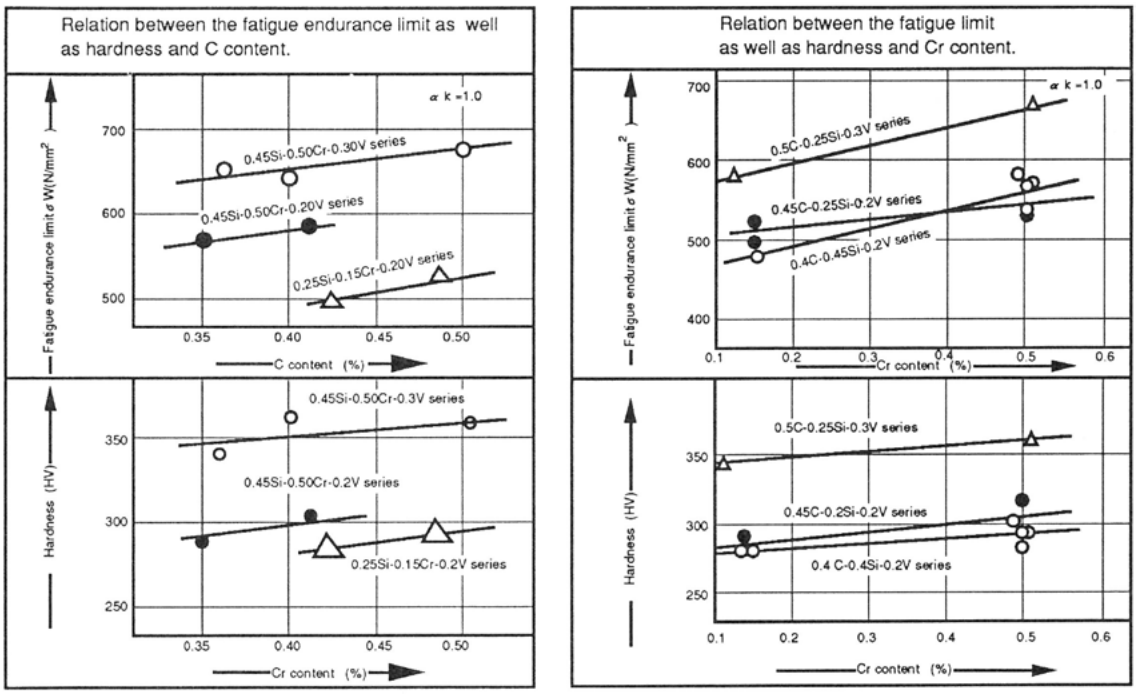


Fig. 2 Influence of each alloy elements on the rotating fatigue limit and hardness

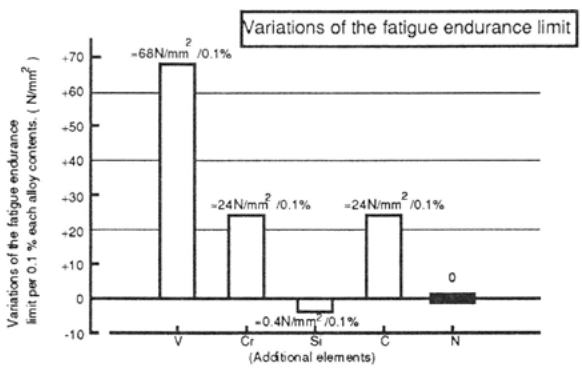


Fig. 3 Variations of the fatigue endurance limit per 0.1% each alloy contents

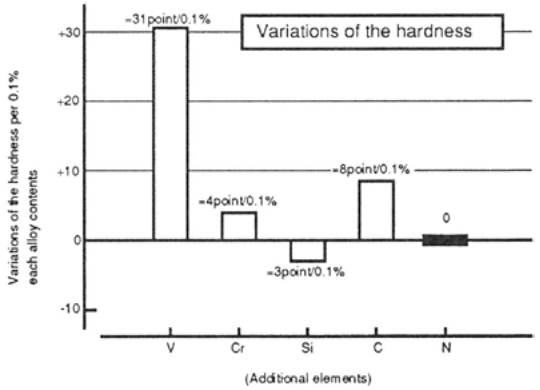


Fig. 4 Variations of the hardness per 0.1% alloy contents

Table 4　Specific chemical composition of based steels developed (Wt%)

	C	Si	Mn	Cr	V	S	Ceq
Current steel	0.39	0.35	1.05	0.09	0.11	0.02	0.698
Developed steel	0.33	0.45	1.05	0.50	0.12	0.02	0.694

Table 5　Free machining elements and chemical composition ranges (Wt%)

Free machining elements	C	Si	Mn	P	S	Cr	V	Pb	Bi	Se	Ca
Pb-S-Ca steel (with Bi)	0.34 ∫ 0.50	0.24 ∫ 0.49	0.80 ∫ 1.13	0.013 ∫ 0.023	0.094 ∫ 0.135	0.08 ∫ 0.15	0.06 ∫ 0.20	0.14 ∫ 0.28	0 ∫ 0.06	—	Proper
Pb-S-Ca steel (with Se)	0.43 ∫ 0.45	0.42 ∫ 0.46	1.08 ∫ 1.10	0.018 ∫ 0.019	0.091 ∫ 0.107	0.13 ∫ 0.14	0.18	0.25 ∫ 0.30	—	0 ∫ 0.04	Proper
Suitable Pb, S	0.39 ∫ 0.41	0.36 ∫ 0.46	1.05 ∫ 1.08	0.018 ∫ 0.020	0.007 ∫ 0.112	0.12 ∫ 0.50	0.12 ∫ 0.18	0.11 ∫ 0.21	—	—	Proper
Oxide inclusion shape controled	0.39 ∫ 0.41	0.43 ∫ 0.47	1.07 ∫ 1.13	0.019 ∫ 0.021	0.004 ∫ 0.029	0.49 ∫ 0.50	0.18	0.11 ∫ 0.21	—	—	Proper

3.3. 開発ベース鋼（非快削鋼）の成分設計

非調質鋼の硬さは、炭素当量（Ceq）と比例関係にあり、硬さの推定あるいは管理は、Ceq 値が重要なパラメータであり、次式の関係が報告されている。[(2)]

硬さ（Hv）cal ＝ 273.1Ceq ＋ 25.2（r ＝ 0.972）

また、疲労強度は硬さの上昇に伴って増す傾向にあることから、疲労強度の向上を図る上で、硬さを向上させることが考えられる。しかし、この場合多量流動を考慮すると硬さを増すことは機械加工性の低下を伴い実用上問題となる。このため開発ベース鋼の成分設計は、硬さの増加を抑え疲労強度の向上を図ることを基本に Ceq 値を現用鋼と同レベルに抑えて、Fig. 3、4 に示した各元素の硬さ・疲労強度への影響度より、基本組成を設定した。

Table. 4 に設定した開発ベース鋼の基本組成値と現用ベース鋼を比較して示す。

この成分系設計は、現用ベース鋼の V, による炭窒化物の析出強化を基本に硬さの増大を抑えるため C 量を減少させ、基地強化による疲労強度向上を図るため、Cr の含有量の大幅増加を行った。Ceq 値は現用ベース鋼と同等である。

この開発材の基本組成値を Fig. 3, 4 に示した各成分の回転曲げ疲労強度および硬さへの影響度合いから換算し各特性値を求めると、現用ベース鋼に対し硬度は約 Hv 10 ポイント上昇（Ceq より求めた Hv cal 値は同等）し、回転曲げ疲労強度は約 84 N/mm^2 の向上が期待できる。この回転曲げ疲労強度の向上は、Fig. 1 に示した現用鋼の下限レベルに対し 23% の増加に相当する。

4. 快削化方案および適性快削元素量の設定

Fig. 1 に示した現用鋼の回転曲げ疲労強度に対し、低硬度域での疲労強度の向上手法を上記したが、あわせて高硬度域での疲労強度の低下を抑制する必要がある。

このため、より切削性の改善を図り、高硬度化による疲労強度向上の可能性とあわせて、快削化元素量の適正化による高硬度域での疲労強度の低下抑制の検討を行い、高疲労強度化が可能な快削化方案を設定した。

4.1. 供試材の組成と試験方法

Table. 5 に検討した供試材の快削化方案と組成範囲を示す。快削化方案は、現用の Pb－S－Ca 系三元快削鋼に対し、Bi, Se 添加による 4 元系快削鋼化、Pb、S 量の最適化および SiO_2-CaO-Al_2O_3 系介在物の形態制御化について検討を行った。

酸化物系介在物形態制御以外の供試材は、ベース鋼のテストと同じ手法で製造供試した。

酸化物系介在物形態制御の供試材は、2ton アーク炉を用い、溶湯組成と脱酸剤組成のコントロールにより、

Anorthite, Gehlenite, Calcium-Aluminate 形態を狙って溶製した。

加工性試験は、所定の試験片を用い各種簡易切削条件で確認し、回転曲げ疲労試験は平滑試験片を用いた小野式回転曲げ疲労試験を行い確認した。

4.2. 切削性確認結果

Table. 5 に示した各快削化方案の切削性確認を行い、各元素系の切削性への影響および効果について述べる。

a) 4 元系快削鋼の切削性 (Bi, Se 添加の効果)

Fig. 5 に現用の Pb−S−Ca 3 元快削非調質鋼のドリル加工寿命と硬さの関係を示す。加えて Bi, Se 添加した 4 元快削鋼の切削性確認結果を示す。

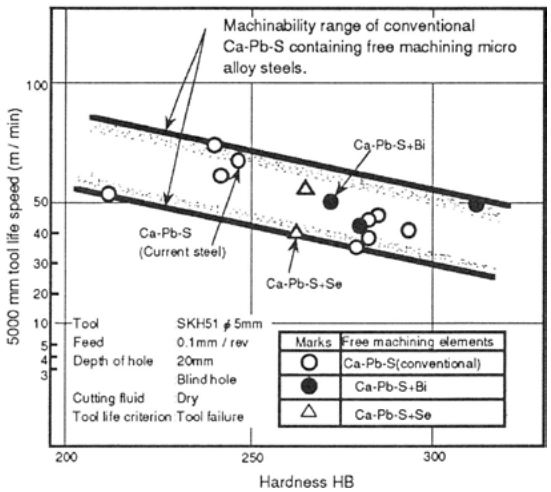


Fig. 5 Machinability of Ca-Pb-S containing free machining steels with Bi or Se additioning

Table 6 The approximate hardness and melting point of some inclusions

Inclusion	Hardness (N/mm²)	Melting point (K)
Al_2O_3	32730	2323
SiO_2	18730	1993
Calcium-Aluminates	11030	1593-2003
Gehlenites	14730	1583-1863
Anorthites	11230	1423-1825

ドリル加工性は、硬さの上昇とともに低下する傾向を示すが、Bi, Se 添加した快削鋼のレベルは現用鋼の加工性範囲内にあり、大幅な切削性改善効果は認められない。

b) 切削性に対する Pb, S 量の影響

Fig. 6、7 に S, Pb 量とドリルコーナー摩耗の関係を示す。S 含有量はドリル加工性に対する影響は少なく、含有量の減少が可能である。

Pb 量は、現用鋼の 0.2% 含有レベルに対し大幅な減量を図ることは加工性の低下を生じることから低 Pb 化は最小限に抑える必要がある。

c) SiO_2-CaO-Al_2O_3 系介在物形態とドリル加工性の関係

一般に SiO_2-CaO-Al_2O_3 系で生成される酸化物系介在物の形態により、切削性は変化し、低融点・低硬度の酸化物系介在物形態が切削性には良い傾向にあり、Anorthite の生成が有利と言われている。[3]

Table. 6 に各酸化物形態の硬さおよび融点を示す。[4]

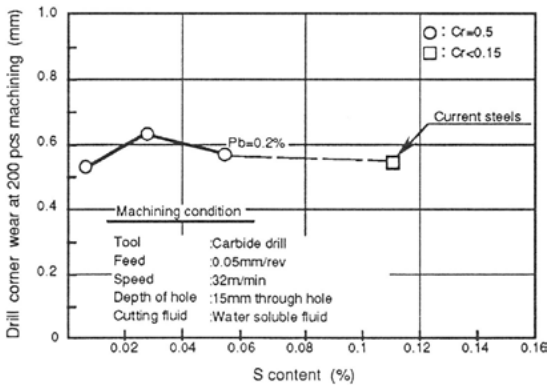


Fig. 6 Relation between the drill corner wear and S content in the drilling tests

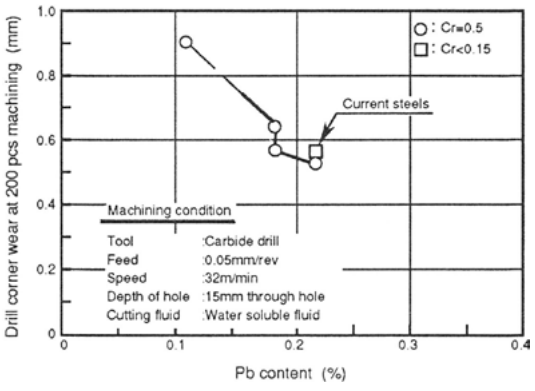


Fig. 7 Relation between the drill corner wear and Pb content in the drilling tests

現用鋼は、脱酸剤として Al_2O_3 を使用し酸化物の形態は Gehlenite であり、これらを含めて Table. 5 に示す組成で、Calcium-Aluminate, Gehlenite Anorthite 化を狙って酸化物形態と切削性の関係を調べた。

Table. 7 は、検討材の酸化物組成分析結果 (EPMA で同定) と酸化物形態および切削試験材の硬度レベルを示す。Calcium-Aluminate 化を狙った供試材は、調整不良により Corundum になっているが、他は所定の酸化物系介在物形態が得られている。

Fig. 8 は、分析結果を CaO-Al_2O_3-SiO_2 状態図に位置づけ、融点レベルを示した結果である。

Fig. 9 に、これら供試材のドリル加工性結果を示す。Corundum 系は、硬度が高いこともあるがドリル加工性は劣る。Gehlenite 系も穴加工数が多くなるとドリル摩耗が急激に増加し、ドリル加工性は不安定である。

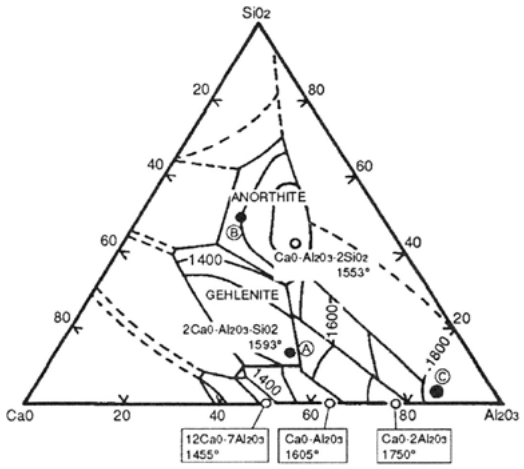


Fig. 8 The composotion and melting point in the CaO-Al_2O_3-SiO_2 system

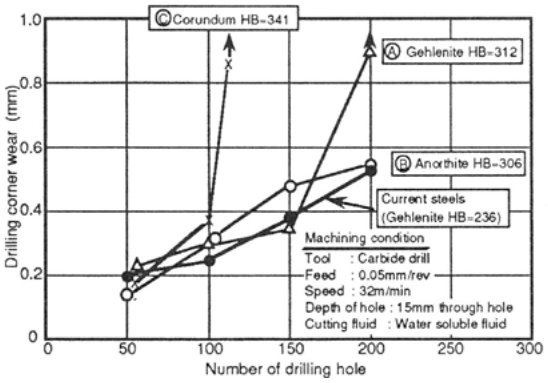


Fig. 9 Influence of each oxide inclusions types on the drilling corner wear in the drilling tests

Table 7 Composition of oxide inclusions (Wt%)

No.	SiO_2	Al_2O_3	CaO	MnO	Inclusion type	Hardness
A	10	54	33	2	Gehlenites	HB312
B	50	21	18	11	Anorthites	HB306
C	0	86	9	4	* Corundum	HB341

(* Calcium-Aluminate aiming)

Anorthite 系は、安定したドリル加工が得られている。現用鋼の酸化物系介在物形態は Gehlenite であるが、硬さが低いにもかかわらず、Anorthite 系の高硬度レベルのサンプルとドリル加工性は同レベルである。このように加工性に対しては、Anorthite 酸化物形態コントロールが良いことがわかる。このことから、現用鋼に対する加工性改善策として Anorthite 化技術を適用した。

4.3. 快削元素含有量の回転曲げ疲労強度への影響

現用快削非調質鋼の回転曲げ疲労強度は、約 Hv260 レベル以上から低下傾向を示す。この原因は快削化元素による介在物の影響と考えられることから、切削性の改善とあわせ快削元素の回転曲げ疲労強度への影響を確認し、現用鋼に対し疲労強度 20% 以上の向上を図るための快削元素の適正量の検討を行った。

Fig. 10 に、4 元快削鋼化を図った Bi, Se の含有量と回転曲げ疲労強度の関係を示し、Fig. 11 に、各硬さレベルにおける Pb, S 量と回転曲げ疲労強度の関係を示す。

この結果より、Bi, Se 添加による回転曲げ疲労強度への影響は少ない。Pb, S 量は、Fig. 11 に示した様に含有量による疲労強度への影響が大きく、Pb≧0.2% 以上で低下傾向を示す。Pb≧0.2% 以上の疲労強度の低下は、S 量

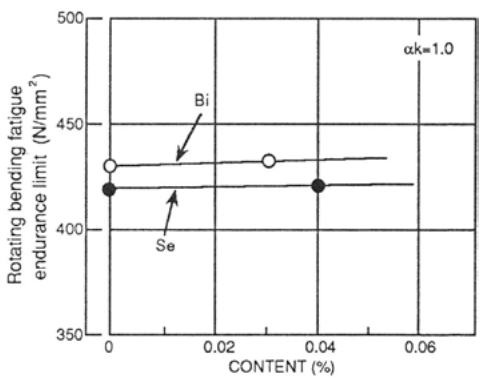


Fig. 10 Relation between the rotating bending fatigue strength and Bi as well as Se contents

Table 8 Specific values of the free machining elements (Wt%)

	Current steel	Developed steel	Reference
Pb	0.15～0.30	0.15～0.25	Prevention from decrease of fatigue
S	0.09～0.13	0.04～0.07	strength at Hv260 over hardness range
Ca	20ppm over	20ppm over	Eaqual to current steel level
Inclusion type	Gehlenite	Anorthite	Improvement of machinability

により影響を受け、Pb＋S量が多いと疲労強度の低下が大きいと言える。

現用鋼の回転曲げ疲労強度Min＝360N/mm^{2}に対し20%以上の強度アップを図る(回転曲げ疲労強度≧430N/mm^{2}以上)ためには、Pb, S量を規制する必要があり、Pb≦0.25%, S≦0.06～0.07%に抑える必要がある。

4.4. 適正快削元素量および快削化方案の設定

これまで述べてきた快削化手法の検討結果から切削性向上に対してはAnorthite系介在物化コントロールが有効であること、また約Hv260以上の疲労強度の低下を抑制するためには、Pb≦0.25%、S≦0.06～0.07%のPb、S量コントロールが必要なことが明らかになった。

従ってPb, S量の適正値は、現用鋼の量産実績巾をとり、Pb＝0.15～0.25%、S＝0.04～0.07%に設定した。

また快削化方案については、Pb, S, Ca添加の三元快削鋼化を基本に、高硬度域での疲労強度低下を抑制するためのPb, S量の低減に伴う切削性低下を酸化物系介在物のAnorthite化でカバーする手法を適用した。Table. 8に、設定した快削元素の組成値と酸化物系介在物の形態を示す。

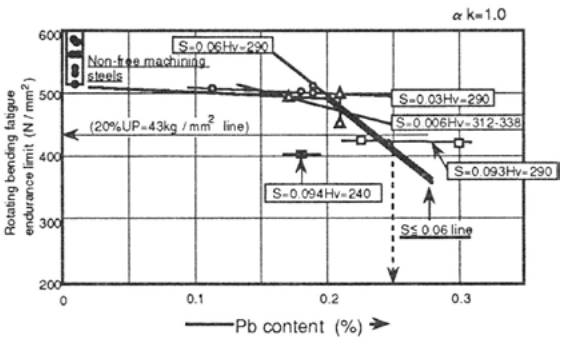


Fig. 11 Influence of Pb, S contents and hardness of developed steels on fatigue strength in rotating bending fatigue tests

Table 9 Specific chemical composition of developed steel (Wt%)

	Current steel	Developed steel
C	0.37 - 0.42	0.31 - 0.36
Si	0.25 - 0.45	0.35 - 0.55
Mn	0.90 - 1.20	←
Cr	0.07 - 0.20	0.45 - 0.55
V	0.05 - 0.15	0.08 - 0.18
Pb	0.15 - 0.30	0.15 - 0.25
S	0.09 - 0.13	0.04 - 0.07
Ca	Proper	←
Ceq	0.67 - 0.76	0.69 - 0.76
Inclusion type	Gehlenite	Anorthite
Deoxidizer	(Al_2O_3)	(CaO-SiO_2)

5. 開発快削非調質鋼の設定組成値と材料特性

開発快削非調質鋼の組成値は、開発ベース鋼の基本組成値に成分巾として現用鋼の管理巾をとり、さらに快削元素の設定値をあわせてTable. 9に示した値を設定した。Table. 9において、炭素当量(Ceq)は現用鋼の実績巾より巾狭化が可能であることから、現用鋼の設定値より巾狭な値とし、この炭素当量の巾狭化を活用して、開発材の硬度巾も下限値の増加を図り巾狭設定とした。

また現用鋼と開発材の引張強さ・耐力・伸び・絞り・衝撃強度・回転曲げ疲労強度を比較確認した。代表特性をFig. 12～15に示す。Table. 10は、これらの各特性設定値を現用鋼と開発鋼と比較して示す。

現用鋼と開発鋼の特性比較より、開発鋼は現用鋼に対し、伸び・絞り・衝撃強度特性が改善され高靭性材になっ

Table 10 Comparison of various propertis between current steels and developed steels

No.			Current steel	Developed steel	Advanced ratio
1	Tensile strength	(N/mm²)	≧780	≧840	8%
2	0.2% proof strength	(N/mm²)	≧500	≧570	+14%
3	Elongation	(%)	≧ 17	≧ 18	+ 6%
4	Reduction of area	(%)	≧ 33	≧ 42	+27%
5	Charpy impact value (U-notch)	(J/cm²)	≧ 20	≧ 35	+75%
6	Rotating bending fatigue strength	(N/mm²)	≧360	≧430	+20%
7	Specific hardness		HRC 20-30	HRC 22-30	——

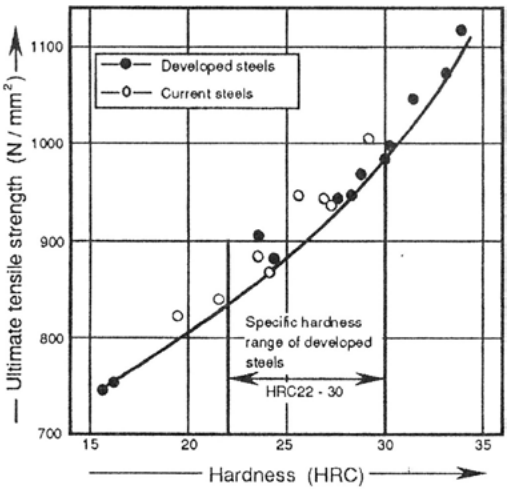


Fig. 12 Relation between ultimate tensile strength and hardness of developed steels (compared with current steels' ones)

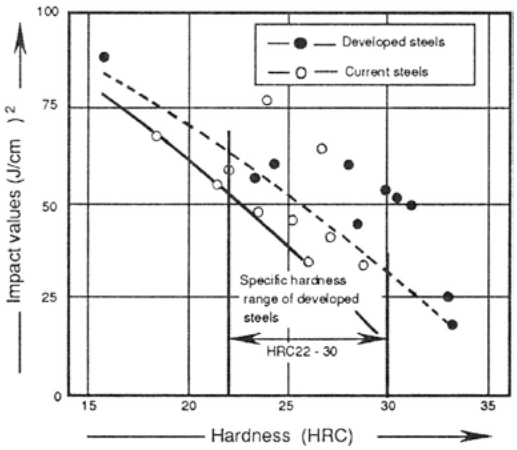


Fig. 14 Relation between impact value and hardness of developed steels (compared with current steels' ones)

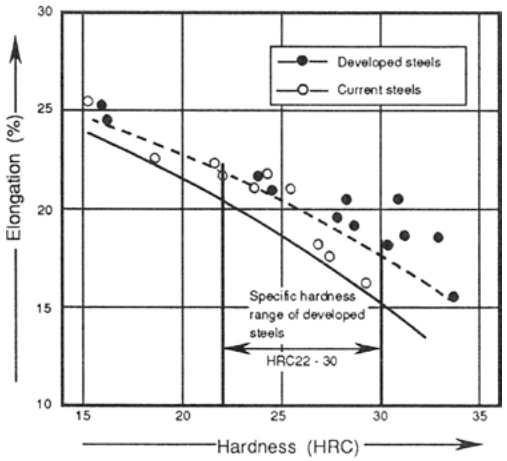


Fig. 13 Relation between elongation and hardness of developed steels (compared with current steels' ones)

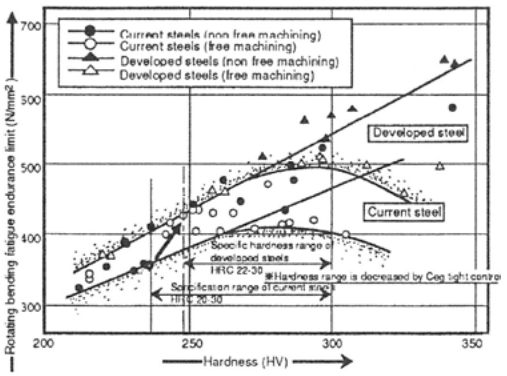


Fig. 15 Relation between rotating bending fatigue strength and hardness of developed steels (compared with ones of current steels and non free machining steels)

Table 11 Chemical composition of charpy impact test specimen (Wt%)

	C	Mn	Cr	V	Hardness (HRC)
Current steel	0.41	0.71	0.10	0.10	21.1
Developed steel	0.41	0.71	0.50	0.10	23.5

ている。また Fig. 15 に示すようにコンロッド強度として要求される疲労強度は、回転曲げ疲労強度確認の結果、実用硬度域での低硬度域・高硬度域とも大幅な強度改善が図られ、強化手法である V 炭窒化物の析出強化を基本に Cr 量大幅添加による基地強化の併用と快削化元素である Pb, S 量の適正化による疲労強度向上への効果が明らかとなった。さらに、炭素当量の巾狭管理による硬度巾見直しの併用により、回転曲げ疲労強度の向上は目標の 20% アップが達成できた。

6. 開発鋼の高疲労強度化に関する考察

非調質快削鋼の疲労強度を向上させる手法として、Cr 添加が有効であることを見出した。Cr 添加量を増すことにより、静的強度の向上はないが靭性、疲労強度が大幅に向上することを確認した。この静的強度は向上しないにもかかわらず疲労強度が増す理由として、Cr 添加により靭性が向上し、この靭性向上が疲労強度の向上をもたらしていることが考えられる。この点を明確にするため、衝撃亀裂発生・亀裂伝播エネルギに対する Cr 添加の影響および疲労亀裂伝播に対する Cr 添加の影響を確認し、疲労強度向上の推定を行った。

6.1. 供試材および試験方法について

Table. 11 に供試材の組成と硬さを示す。Cr 含有量の影響を調べるために、Cr 量は現用鋼ベースの 0.1% と開発鋼ベースの 0.5% とし、他の元素は同一レベルに調整した。

供試材は、真空誘導炉を用いて製作したインゴットを ϕ40 丸棒に鍛造し、その後 1373K に加熱し空冷した。

計装化シャルピー衝撃試験は、上記素材を JIS 3 号衝撃試験片に加工し、計装化シャルピー衝撃試験機にて衝撃荷重と変位の関係を求めた。

疲労亀裂伝播試験は、ASTM 規格[5]に準拠した ICT 試験片 (板厚 6.3mm) を用い応力比 0.5、Kmax = 500 $N/mm^{-3/2}$ にて 2〜4 mm 長さの疲労亀裂を油圧疲労試験機で与えた。

亀裂長さの測定は加振を停止し、平均荷重保持条件で顕微鏡により 1/100 mm の精度で読み取り両表面の亀裂長さを測定した。

繰り返し数 Ni 回の亀裂長さ (Ci) および亀裂進展速度 ((da/dN)i) は、下記により求めた。

$$Ci = (a_{i-1} + a_i)/2$$

a_{i-1}, a_i : 両表面の亀裂長さの平均値

$$(da/dN)i = (a_i - a_{i-1})/(N_i - N_{i-1})$$

また応力拡大係数巾 (ΔK) は ASTM, E647 により、次式を用いて算出した。

$$\Delta K = \frac{\Delta P(2+\alpha)}{\beta\sqrt{W}(1-\alpha)^{3/2}} \cdot F(\alpha)$$

$$F(\alpha) = 0.886 + 4.64\,\alpha - 13.32\,\alpha^2 + 14.72\,\alpha^3 - 5.6\,\alpha^4$$

α = a/W

ΔP : 荷重範囲 (ΔP = Pmax - Pmin)

β : 板厚

W : 板巾

a : 亀裂長さ (上記の Ci を用いる)

Table 12 Comparison of impact strength between current steels and developed steels

	Current steel	Developed steel
Crack initiation energy (J)	15.9	18.3
Crack propagation energy(J)	26.4	30.9
Max. impact load (N)	20800	21900
Impact value (J/cm^2)	52.9	61.5

6.2. 計装化シャルピー試験による衝撃荷重−変位特性確認結果

Table. 12 は、衝撃荷重−変位特性の関係を定量的に纏めた結果を示す。

硬さと衝撃強度の関係は、Fig. 14 に示した様に硬度の上昇とともに衝撃強度は低下する傾向を示す。

Cr = 0.5% 含有する開発鋼は、供試材の硬さが現用鋼に対して若干高いが、衝撃破壊特性の亀裂発生エネルギ、亀裂伝播エネルギ値及び衝撃強度は現用鋼より大きい。これは、Cr 量の増加により基地組織のパーライトの面積率およびパーライトのラメラー間隔の変化に起因すると推定され、このことは、Cr = 0.5% 含有による疲労強度は、疲労亀裂発生および亀裂伝播に対して有利になることが予測される。

6.3. 疲労亀裂伝播特性の確認結果

Fig. 16 に現用鋼および開発鋼の疲労亀裂伝播特性である成長速度 (da/dN) と ΔK の関係を示す。da/dN と ΔK の関係は、paris 則〔$da/dN=C(\Delta K)^m$〕の係数を最小二乗法により求めた。この関係は下記の値となり、開発鋼の低 ΔK 域での疲労亀裂伝播速度は現用鋼に対して低い。

現用鋼 (C-1) $da/dN=1.12\times10^{-10}(\Delta K)^{3.04}$

開発鋼 (C-2) $da/dN=1.38\times10^{-12}(\Delta K)^{4.13}$

疲労亀裂は下限界応力拡大係数幅 (ΔK_{th}) 以下では伝播速度は実質的に 0 となり、ΔK_{th} を越えると急激に成長しはじめ、その後一定の速度になり、Fig. 16 に示した様に成長速度 (da/dN) と ΔK は両対数紙上で直線となる。今回のテストでは ΔK_{th} を正確に求めるまで ΔK を減少させた確認を行っていないが、ΔK_{th} を推定すると現用鋼 $\Delta K_{th}\fallingdotseq180\,N/mm^{-3/2}$、開発鋼 $\Delta K_{th}\fallingdotseq230\,N/mm^{-3/2}$ レベルである。

以上の結果より、開発鋼の疲労強度向上 (同一硬さレベル) は現用鋼に対し、C 量の減少を図り Cr 量を増すことにより、基地フェライト量の増加と基地パーライトの強化により靭性が向上し、疲労亀裂の発生および亀裂伝播に対し有利になり、疲労強度が向上すると推定される。

7. 開発鋼のコンロッド製造ライン流動結果および製品特性

現状コンロッドは、快削非調質鋼 (現用鋼) を熱間鍛造し、鍛造後大気空冷または強制空冷 (炭素当量により冷却条件をコントロール) して HRC 20－30 の硬度範囲に管理し流動を行っている。

新快削非調質鋼のコンロッドへの適用にあたっては、より高疲労強度化を目的として炭素当量の巾狭管理化により、硬さを HRC 22－30 範囲に設定する等の変化点があることから、現行の製造ラインに流動し多量流動に対する適合性を確認する。

また疲労強度の向上取り分についても実体コンロッドでの疲労試験を行い明確にし、この疲労強度向上分と一部コンロッドキャップの形状の適性化によるコンロッドの軽量化取り分を明らかにする。

7.1. 開発鋼の製造ライン流動適合性の確認

現用鋼の流動ラインに開発鋼を 1000 個流動し生技性の確認を行った。以下、主要項目について結果を記す。

(1) 開発鋼コンロッドの実体硬度

Fig. 17 に各炭素当量材での鍛造後の冷却条件とコンロッド桿部の硬度例を示す。現状、鍛造後の冷却は炭素当量により大気放冷と強制空冷を実施しているが、この冷却コントロールと炭素当量の巾狭管理により HRC 22－30、8 ポイント管理は可能である。

(2) 開発鋼コンロッドの組織

Fig. 18 に実体コンロッドの組織例として、現状熱間鍛造ラインで流動しているコンロッドを開発材の炭素当量 (Ceq) 0.723 材に置き換え製造した製品の状態を示す。

各部の組織は、微細フェライト＋パーライト組織で、結晶粒度は粒度 No.6～7 と良好な組織である。また、表層脱炭層も 0.05 mm 以下の結果が得られ、組織的に問題な

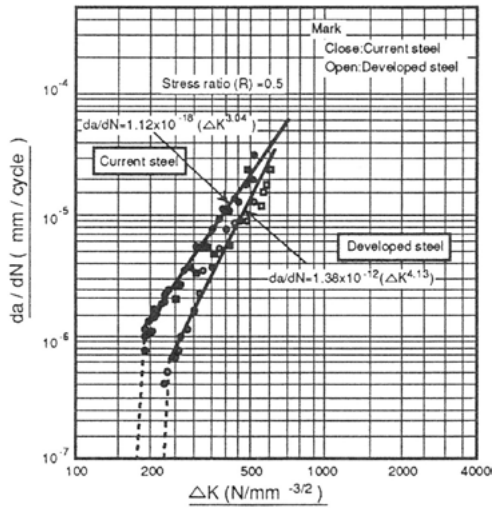


Fig. 16 Comparison of fatigue crack propagation of both developed steel and current steel

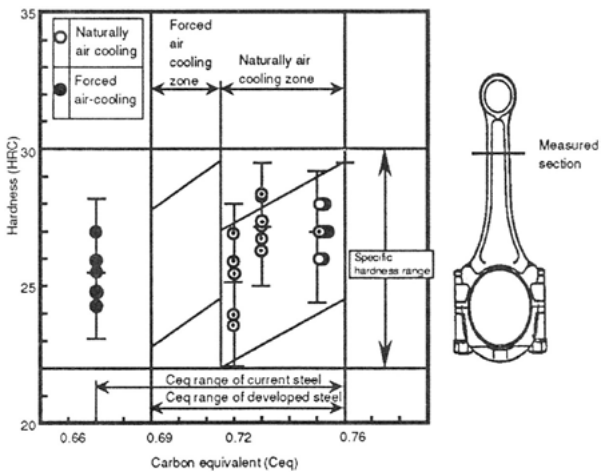


Fig. 17 Actual hardness of connecting rods made from developed steels

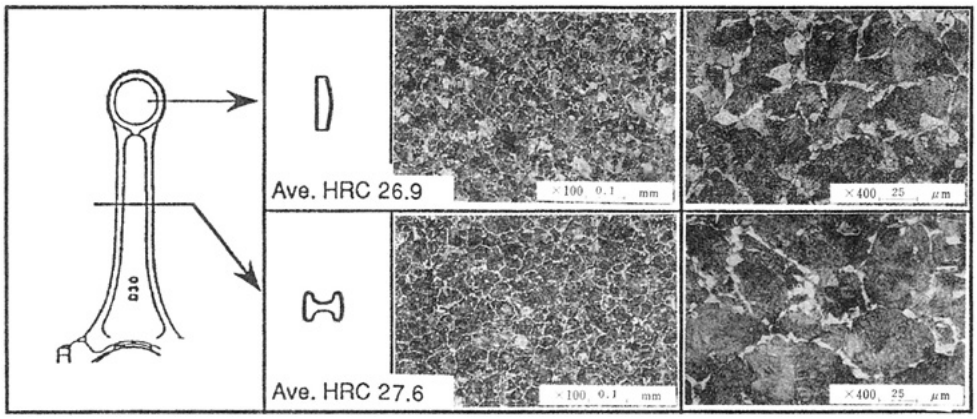


Fig. 18 Micro structure of actual connecting rod developed

いことを確認した。

7.2. 開発鋼コンロッドの製品特性

(1) コンロッドの強度

Fig. 19 に現用鋼および開発鋼コンロッドの引張･圧縮疲労強度と硬さの関係を示す。

開発鋼の適用と炭素当量の巾狭管理による下限硬度増加により、現用鋼コンロッドの実体引張･圧縮疲労強度に対し、約 26％ の疲労強度向上 (下限硬さ比較) を確認した。

Fig. 20 に現用鋼と開発鋼のコンロッド実体耐久限度線図の比較を示す。

開発鋼適用コンロッドの耐久限は、現用鋼コンロッドの耐久限に対し大幅に向上し、使用する場合同一形状であればより高負荷への対応が可能となる。

(2) 軽量化量

Fig. 20 に示した現用鋼コンロッドに対する強度向上取り分を活用し、適正な形状設定を採用することにより、同一強度安全率での開発鋼コンロッドの軽量化取り分を検討した。

Fig. 21 に現用品と開発品の完成重量を Fig. 22 に現用品と開発品の外観形状を比較して示す。開発鋼の適用と適性形状設定により、コンロッド重量を現用品に対し往復部重量で約13％、完成品Assy重量で、約15％の軽量化が図れた。

エンジンの往復運動部品であるコンロッドの軽量化は、慣性力の軽減化が図られ、これによるクランク軸受の耐焼付限界向上、クランク系への負荷低下に伴う強度余裕度向上、エンジン振動低下、フリクション低減等への寄与が期待できる。

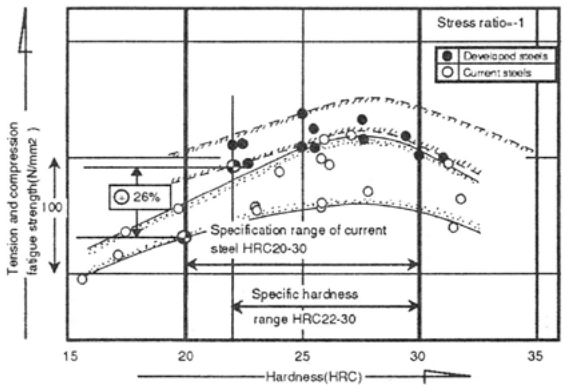


Fig. 19 Comparison of tension and compression fatigue strength between developed steel connecting rods and current steel connecting rods.

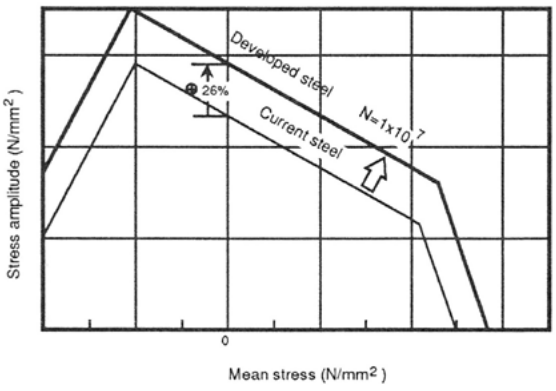


Fig. 20 Comparison of the fatigue endurance diagram under tension and compression stress between developed steel connecting rods and current steel connecting rods.

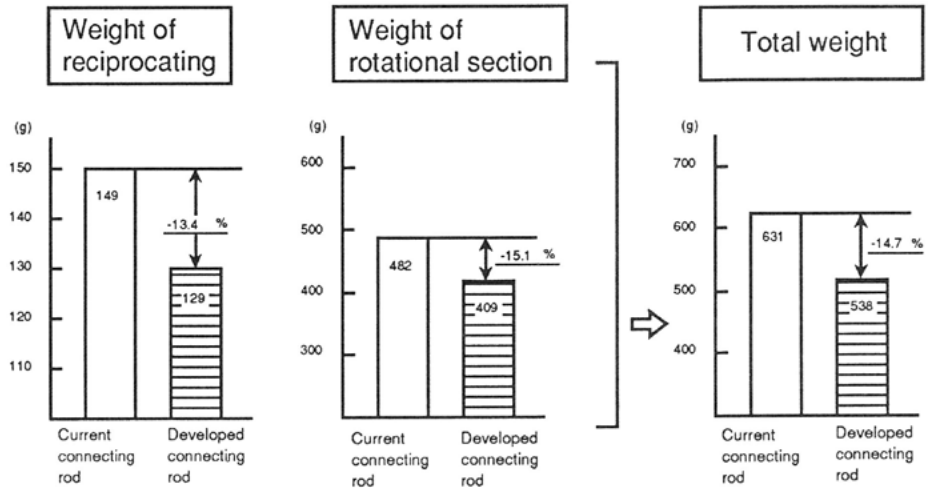


Fig. 21 Comparison between developed steel connecting rod's weight and current steel connecting rod's weight

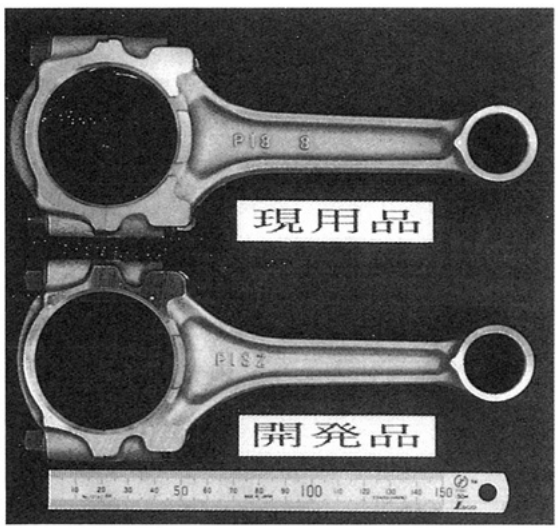


Fig. 22 Comparison of appearance between developed connecting rod and current connecting rod

8. ま と め

自動車エンジン部品であるコンロッドの軽量化を実現するために、高疲労強度非調質快削鋼を開発し、適用検討を行った結果、下記の結論が得られた。

(1) 高疲労強度可能な材料として、0.33C-0.45Si-1.05Mn-0.5Cr-0.12V 系の析出強化と基地強化を基本に快削元素量の適性化および酸化物系介在物の形態制御を図った新快削非調質鋼を開発した。

(2) 開発鋼を適用したコンロッドの実体引張－圧縮疲労強度は、現用鋼コンロッドの強度に対し、同一硬さレベルで 26% 向上する。

(3) この開発鋼の特性を基本にコンロッドの軽量化を検討した結果、現用品と同等の強度安全率で現用品に対し、約 15% の重量軽減が図れた。

(4) また開発コンロッドは、現用の設備で現用品とほぼ同じ流動条件で製造可能であり、使用上のコスト増加が抑えられ、軽量化／コストがバランスした軽量コンロッドの実用化技術を完成した。

9. 謝 辞

終わりに、本研究において御協力を頂いた㈱大同特殊鋼、中村主任研究員、㈱三条機械をはじめ所内外の関係の方々に感謝の意を表します。

参 考 文 献

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

(2) 前田、安田、他:自動車技術 Vol.143, No.6, 1989 P80

(3) 伊藤、木村、他:電気製鋼、第44巻、第1号、No.734 1973、P29～37

(4) Vesa, Ollilainen:The effect of calcium treatment on the machinability of steel. Swedish symposium on non-metallic inclusions in steel, Sodertalje, Sweden. 27-29 April, 1981

(5) ASTM E647-88a, Standard test method for measurement of fatigue crack growth rates

■著 者■



松 原 敏 彦



佐 藤 泰 紀



飯 田 善 次



田 口 隆

結晶配向電析鉛合金材料の軸受への応用と軸受メタルの高性能化研究

Application for Crystal-orientated Lead Alloy Electrodeposits to the Overlay and Studies of Increase in the Total Performance of Plane Bearings

辻　誠*　成重丈志*　町田恭一*
Makoto Tsuji　Takeshi Narishige　Kyouichi Machida
藤沢義和*
Yoshikazu Fujisawa

要　旨

電解析出したPb合金の結晶配向性は、その析出層の形態と密接な相関性が有る。(hoo)面に配向させることによりPb合金電析層の表面は、潤滑油の濡れ性が向上した。その結果、軸受メタル用のオーバーレイ材料として結晶配向性析出層を適用することにより、摺動特性として重要な耐焼き付き性が従来のオーバーレイ材料と比較し、PV値で30%以上向上した。

ライニング材料としての鉛青銅焼結層は、Cu-Sn合金マトリックスの成分組成の最適化とPb相の微細化により強化をはかり、耐疲労強度を向上させた。

結晶配向Pb合金オーバーレイと強化ライニング材料の組み合せにより単体試験及び実機試験において、従来の軸受メタルと比較して耐焼き付き性及び疲労や摩耗に対する耐久性に優れた軸受メタルが得られた。

ABSTRACT

The orientation of the electrodeposited Pb alloy crystal is related with morphology of the deposits. The orientated electrodeposits of Pb alloy consisting of the (hoo) plane has good wetness characteristics when combined with lubricants.

As a result, the adoption of orientated electrodeposits of Pb alloy for the overlay of bearings has given a 30% or more increase in the anti-seizure parameter PV than when conventional deposits are used for the essential sliding characteristics.

Meanwhile, the adoption of sintered lead-bronze alloy for the lining material of bearings has yielded a good fatigue and wear strength characteristics, which was obtained by a newly developed Cu-Sn alloy matrix and a decrease in the amount and the grain size of the Pb phase.

By combining these orientated Pb alloy overlay and the strengthened lining, high performance plane bearings were developed which has enhanced anti-seizure property and durability, as proved by component and engine firing tests.

1. まえがき

昨今の自動車用ガソリンエンジンは、環境問題やエネルギー問題への配慮から、よりクリーンでかつ省資源にすぐれたものが求められ、従来以上に細部にわたる機能向上、すなわち高効率化技術が必要とされている。

いっぽう、エンジンの出力に対する取り組みは近年の傾向として、多バルブ化や過給システムの付加などにより、益々高出力化へと眼が向けられている。当社においても可変バルブタイミング・リフト(VTEC)システムの開発実用化により、高回転および高出力化が可能となり、エンジンとしてのより一層の性能向上を実現している。

今後のエンジン開発は、高効率化技術と高出力化技術の両面をバランスよく実現することが必要とされており、一部の新しいエンジンでは、燃費と出力という見方でのバランスのとれた性能をもったエンジンが提示されてきている。高効率化技術および高出力化技術は、ともにエンジンの限界性を追求するという点において、どちらも設計技術と材料技術の両者を駆使した取り組みが望まれる。

特に運動系部品においては、すぐれた耐久性とフリクションロスの低減という二面の要素を同時に達成させることが要求される。その中でも駆動力の変換を行うクランクシャフトを支持する軸受メタルは、エンジン設計上、性能限界を決定する重要な部品のひとつである。

Fig. 1は年次モデルエンジン毎のコネクティングロッド(以下コンロッド)用の軸受メタルが受ける負荷の変遷を示す。近年のエンジンの高性能化により、摺動時の

＊和光研究所
https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1992_4_9

負荷のパラメータであるPV値（見掛け面積×摺動速度）が年次モデル毎に上昇している。当社においては80年代末のVTECシステムの導入による負荷の増加に対して、軸受メタル設計技術の一環としてクランクシャフト軸部の面性状に着目し、ウルトラフィニッシュ加工技術の適用を基盤とした耐焼き付き潤滑技術[1]の確立により量産化を可能にした。そして、引き続きさらなるエンジンの性能向上に対応させるために軸受メタル材料開発に着手して来た。軸受メタルは、Fig. 2に示すような材料の構成からなり、各々の材料が機能を分担している。

本研究では、ガソリンエンジン用軸受メタルの高性能化として不可欠な要素である耐焼き付き性に関して、オーバーレイ材料のPb合金層の結晶形態に着目し、結晶の析出配向性が焼き付き限界性能の向上に大きく寄与することを見出した。

本稿では、オーバーレイ材料における結晶配向性と軸受メタル機能に係る材料特性について述べるとともに、軸受メタルとして総合的な性能向上を狙って耐疲労性を向上させたライニング材料についても一部紹介する。また、両者を組み合わせて開発した軸受メタルの総合評価として、単体性能試験およびエンジンでの実機性能試験を行い、従来より量産されている軸受メタルと比較した結果について報告する。

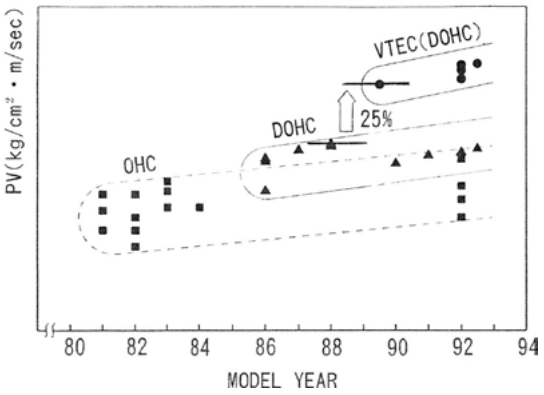


Fig. 1 Annual transition of the load to bearings for connecting-rods

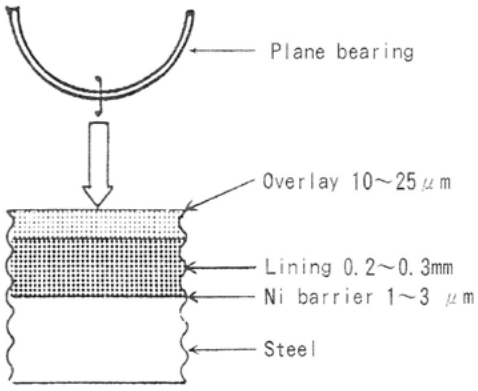


Fig. 2 Material construction of plane bearings

2. オーバーレイ材料としての結晶配向性Pb合金層

2.1. オーバーレイの性能向上の考え方

軸受メタルの耐焼き付き性を左右する要因としては、軸受メタルの設計の際に基本となる、軸と軸受メタルの間で形成される潤滑油膜の厚さが最も重要である。実際には、軸および軸受メタルの真円度や円筒度そして表面性状などの精度不良や、静的ならびに動的な剛性不足に起因する形状変化によって局部的な油膜切れが発生し金属接触する。このような背景から、オーバーレイ材料の耐焼き付き性向上に対する従来の考え方は、Fig. 3に示すようにオーバーレイ自身を軟質化し、初期なじみ性と言われている軸と軸受メタルの摺動面が相互に習う機能を向上させることと、金属接触時の摩擦抵抗を低減させて発熱の抑制を狙いとした、自己潤滑性の向上に主眼を置いて来た。

以上の考え方から、近年Pb合金オーバーレイとしてInを添加したものが高性能エンジン用軸受メタルに適用され広く実用化されて来ている。

本研究を始めるにあたり、従来の材料開発の考え方と見方を変え、潤滑油と軸受メタル表面の相互作用という点に焦点を当て、局部的な金属接触が発生するような面圧を受けた場合においても、軸受メタル表面に潤滑油を確保出来るオーバーレイの材料上の特徴を出現させることに狙いを置いた。通常、機械加工などによる表面加工によっても、潤滑油の保持は可能であるが、焼き付きの起点となる微小部分の油膜切れに対しては効果が少ない。そこで、電析（金属析出）による表面の析出形態に着目し、Ph系合金電析層の微細な表面形態が電析条件により変化すること、並びに潤滑油保持に対して期待できそうな微細形態が得られること、さらに表面形態を変化させるパラメータが結晶の配向性であることから、結晶配向による微細表面形態と軸受メタル材料として要求される物性との関係について検討し、耐焼き付き性のすぐれた

オーバーレイ材料の開発を目的として研究を展開した。

2.2. 結晶配向性 Pb 合金電析層

オーバーレイは、一般に電気めっき法を用いて軸受メタルの最表面層として形成されている。電気めっき法による電析は電気化学的理論を基礎とした古典的な技術といえるが、最近析出メカニズムを金属結晶学的な解析をもとに体系化するという新しい取り組みがされて来ている。特に渡辺らの研究[(2)]が著名であり、また表面材料として結晶状態と材料特性の関係についても一部報告されている例がある。

一般に Pb 系電析技術が、工業的に実用化されている例としては、軸受メタル材料やハンダ材料であり電解液としては硼弗化系や有機酸素系などが用いられている。[(3)]

Pb 合金の電析条件と析出層の結晶配向についての研究は Jong-SangKim[(4)]等により報告されているが、析出層の材料的な見地からの物性については、今のところ明らかになっていない。

本研究では、硼弗化電解液を用いて析出合金系を Pb-Sn-Cu の三元素系とし、析出条件を変化させることにより結晶の配向の異なる電析層を得た。

結晶配向性と表面の状態には相関性が有り、Pb(200)と(400)面の X 線回折強度が強くなるに従い表面の状態が四角錐の結晶グレインの集合体となる。Fig. 4-a, Fig. 4-b そして Fig. 4-c に表面状態と X 線回折図を示す。つまり、Pb(200)および(400)面の配向を結晶析出時に抑制することにより、表面に四角錐の集合形態を出現させることが可能である。

結晶配向性の強さを示す配向指数については、Willson[(5)]等の考案した式があるが、ここでは、結晶の析出方向が一定であること、X 線回折における X 線の光学的方向の基準が電析層の基盤に対して垂直方向に限定していることから、簡易的に回折結果を用いて回折積分強度の相対比率で表示することとし、これらを配向度(IF(hkl))で表す。

配向面の Pb(200)および(400)面は、同一軸方向面であることから、総称して Pb(h00)面とすると、Pb(h00)面への配向度(IF(h00))は次式により計算される。

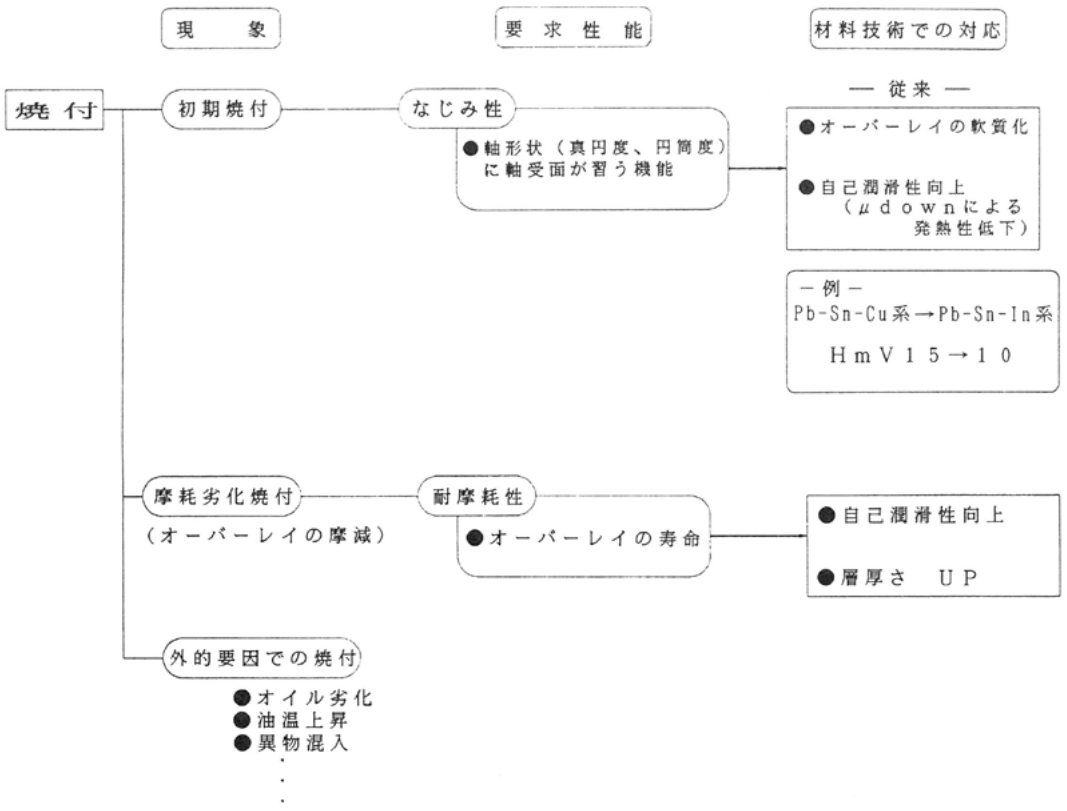


Fig. 3　Usual concepts for development of materials with anti-seizure characteristic

$$IF(h00) = \frac{I(h00)}{\Sigma I(hkl)} \times 100(\%)$$

Fig. 4-cの析出層は、X線解析結果よりほとんどPb(h00)面の回折ピークしか認められず、(h00)面への配向度は上記の式により99.4%となる。同様にFig. 4-a, Fig. 4-bの析出層は、それぞれ配向度が20.7%、57.0%となる。

Fig. 5-a, Fig. 5-bに代表的な従来のPb合金オーバーレイの表面状態とX線回折図を示す。それぞれのPb(h00)面の配向度は、10～30%の範囲である。前述のFig. 4-cのPb(h00)配向層は、結晶グレインの構成および表面状態の点で、従来のオーバーレイと大きく異なっている。

Fig. 6にFig. 4-cのPb(h00)配向結晶層表面の斜傾図を示す。表面状態は、ピラミッド状の四角錐が連なって形成されており、高さは約1.5μmである。また想定される底辺長さは、約2μmであり比較的均一な形状である。

Fig. 7はPb(h00)配向結晶層の断面組織を示す。電析による結晶成長は母材にほぼ垂直な方向に連続的な柱状結晶を形成している。

2.3. 結晶配向性Pb合金電析層の材料的特徴

Pb(h00)配向層の表面は、四角錐状の微細な凹凸を形

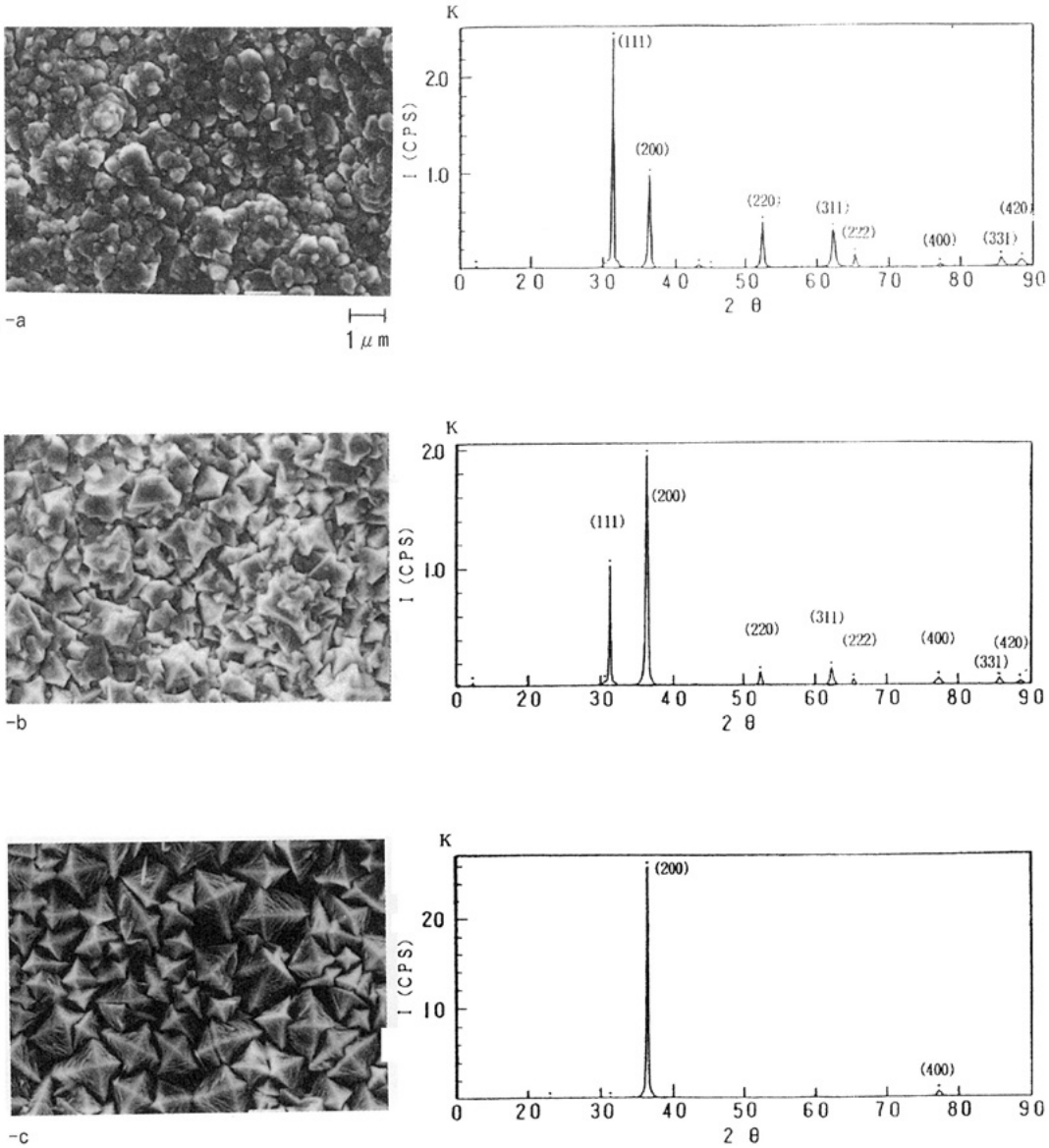


Fig. 4 Relationship between morphology by SEM (scanning electron microscopy) and texture by using XRD (X-ray diffraction)

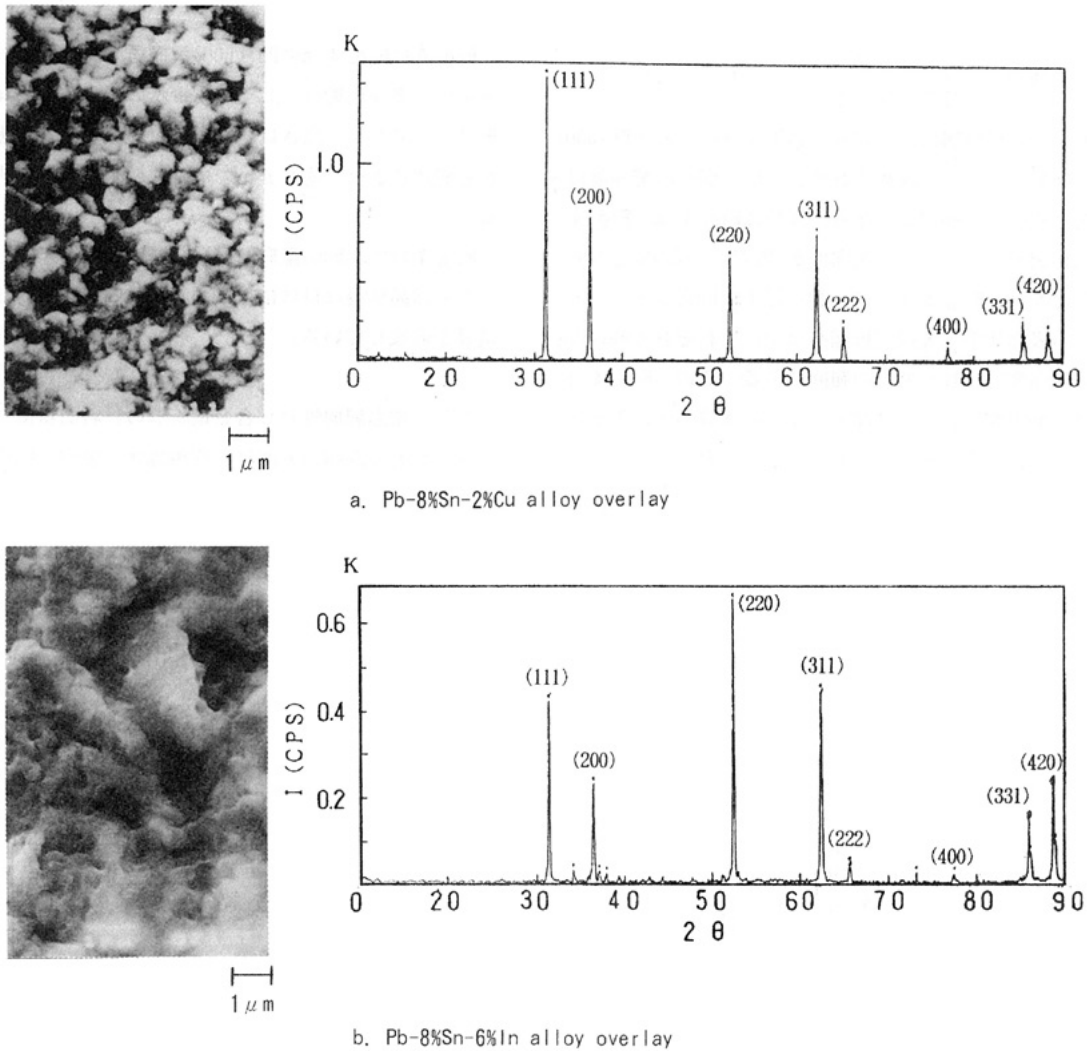


Fig. 5 SEM photographs and XRD pattern(Pb) of conventional overlay surface

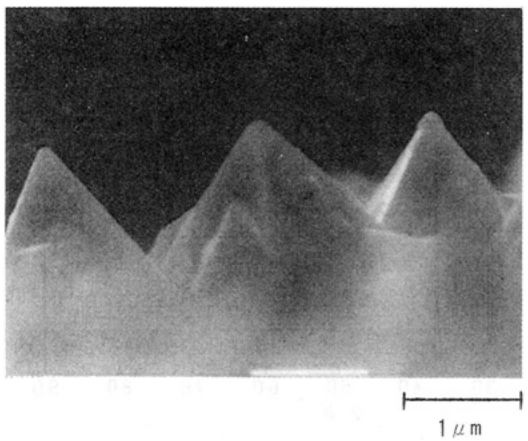


Fig. 6 SEM angle photograph of Pb(h00) high orientation surface

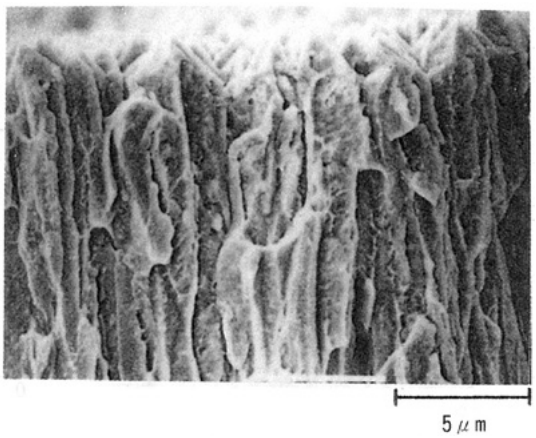
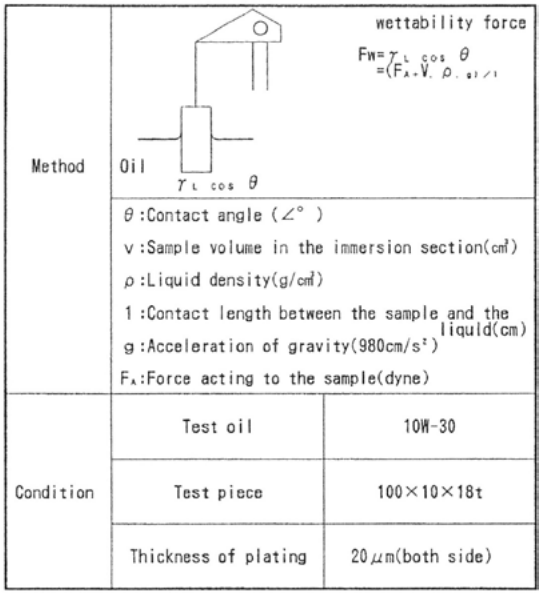


Fig. 7 SEM photograph of cross section of Pb(h00) high orientation layer

成しており、外観的にも潤滑油を保持しやすい機能を有するものと想定され、特に潤滑油との相互作用という観点から、表面機能としての濡れ性について検討した。測定方法は、ウィルヘルミィ法を用い、Fig. 8 に示す条件にて行った。濡れ性のパラメータは、表面への潤滑油による付着張力で表し、従来のオーバーレイに相当するPb(h00)配向度 20.7% の低配向層と本研究で得られたPb(h00)配向度 99.4% 電析層を比較した。



Method		
Condition	Test oil	10W-30
	Test piece	100×10×18t
	Thickness of plating	20μm(both side)

Fig. 8 Method and conditions of wetness characteristic test

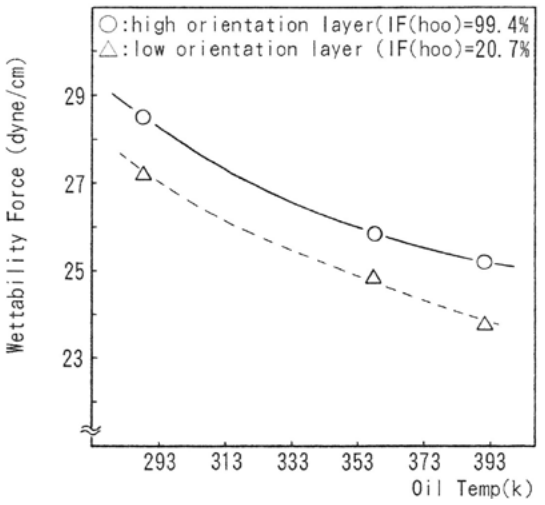


Fig. 9 Wetness characteristic of lubricant oil to Pb alloy surface

Fig. 9 に濡れ性試験結果を示す。Pb(h00) 99.4% 配向電析層は、20.7% 配向電析層に比べ付着張力が大きく、特に潤滑油の温度が上昇するに従ってその差が顕著になっている。Pb(h00)配向が強くなることにより潤滑油の濡れ性が良くなると言える。これは、Pb(h00)配向での表面状態による実質表面積が大きなこと、配向結晶と潤滑油との結合性による表面特性と考えられる。

次に、表面特性の濡れ性の結果をもとに、Pb(h00)配向層の摺動特性について検討した。濡れ性と同様に従来材に相当する Pb(h00)配向度 20.7% の低配向層と配向度 99.4% の開発材を摺動の基本特性を表すストライベック曲線にて比較および評価した。

試験方法と条件を Fig. 10 に、試験結果を Fig. 11 に示す。荷重の増加にともない潤滑状態が流体潤滑域から混合潤滑域へ移行する。Pb(h00)配向結晶層は摩擦係数(μ)の最小荷重ポイントが低配向層に比べ高荷重側にあり、混合潤滑域において広い荷重域を有している。また μ の最小荷重ポイントから焼き付きに至る境界潤滑域においても、同様に荷重域が広い。

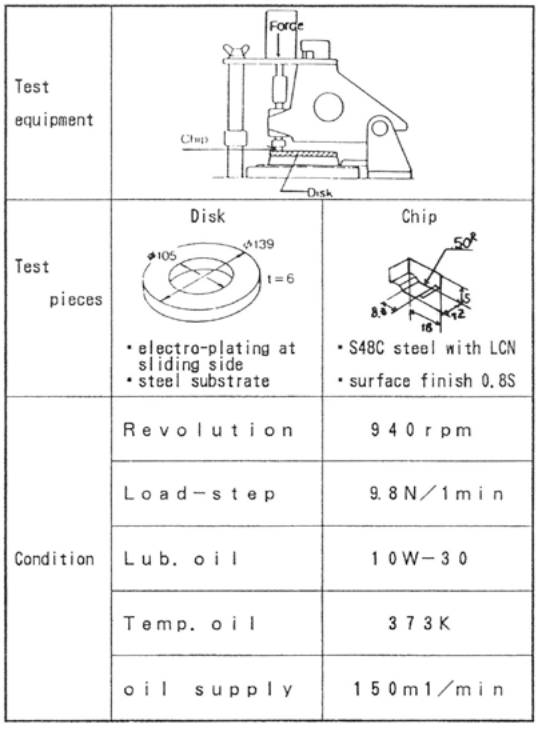


Fig. 10 Method and conditions of sliding characteristic test

以上のことから、Pb(h00)配向結晶層は従来のオーバーレイ材料に対して表面の濡れ性が向上し潤滑油との相互作用として、潤滑機能が向上する。その結果、各潤滑領域を高負荷側へ拡大できるようになり耐焼き付き性能が向上したと考えられる。

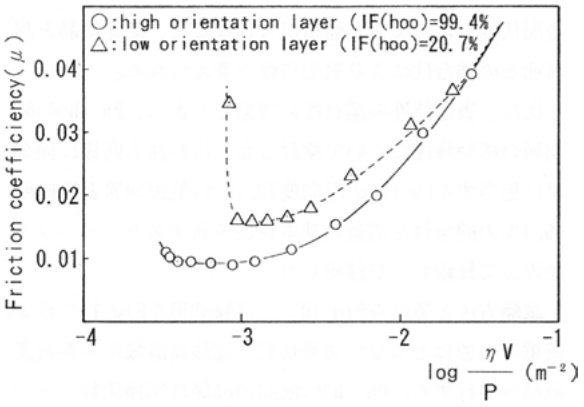


Fig. 11　Sliding characteristic of Pb (h00) orientated layer by stribeck-curve

3. 耐疲労性向上ライニング材料

オーバーレイの基層となるライニング材料は、繰り返し荷重に対する耐疲労性が要求される。軸受メタルの性能を向上させるためには、ライニング材料の高性能化も必要不可欠な要素である。

3.1. ライニング材料の耐疲労性向上の為の材料設計

Cu系ライニング材料は、一般的にCu-Sn-Pbの三元素系からなり、通称「鉛青銅材」と呼ばれており、工業的には裏金の圧延鋼板の上に粉末焼結法、または鋳造法にてバイメタル態に成形されている。現在では、量産性から自動車用軸受ライニング材の製法としては、粉末焼結法が主流となっており、本研究においても製法は粉末焼結法を前提とした材料設計を行った。

Cu-Sn-Pb系焼結ライニング材料の組織構成は、合金化したCu-Snマトリックス相と、Cu-Sn合金とは固溶しにくい独立したPb相からなり、従来の量産ライニング材料の基本的な成分組成は、Cuを基材として21～25%Pb－1～5%Snの組成となっている。

本研究で狙いとした耐疲労性向上の考え方は従来の焼結ライニング材を出発材とした下記の3項目である。

(1)組成的見地から強度の低下を引き起こすPb量の減少とCu-Sn合金マトリックスの増加。

(2)Cu-Sn合金マトリックスの強化を狙った、Cu-Sn合金中のSn量の増加。

(3)組織的見地から、Pb偏析による局部的強度低下を抑制する為のPb相の微細分散化。

以上の考え方をもとに、成分の調整及び製法条件の最適化によって得られた成分範囲をFig. 12に、また組織状態をFig. 13-aに示す。従来材の組織状態Fig. 13-bに比べPb相が減少し、かつ微細化している。

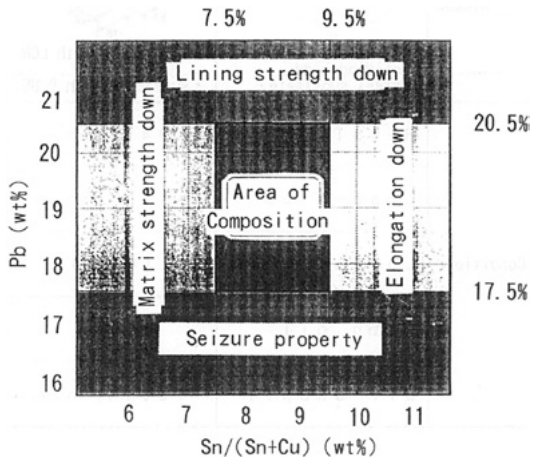
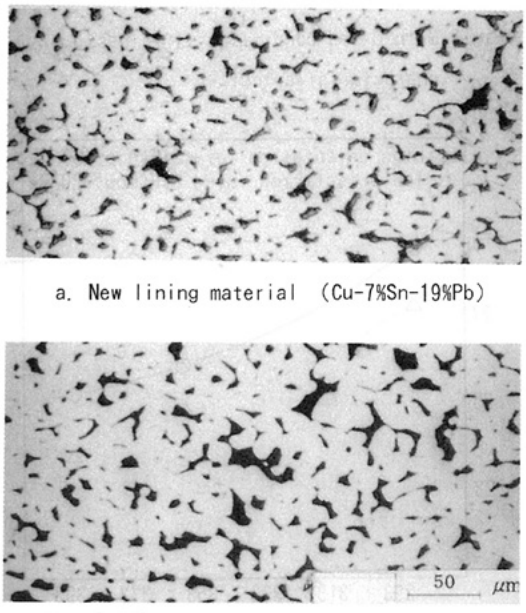


Fig. 12　Suitable area of chemical composition



a. New lining material (Cu-7%Sn-19%Pb)

b. Conventional lining material

Fig. 13　Micrographs of sintered Cu-Sn-Pb alloy lining material

3.2. 開発ライニング材の物性

Table 1 に開発材の物性を、代表的な従来材と比較して示す。従来材に比べ静的強度および硬さが向上している。

Table 1 Chemical composition and mechanical properties of lining materials

		New material lining	Conventional material lining
Composition (wt%)	Pb	19.0	23.5
	Sn	7.0	3.5
	Cu	Bal.	Bal.
Tensile strength (Mpa)		285	185
Elongation (%)		1.7	1.5
Adhesive strength (Mpa)		187	148
Hardness (HmV100g)		104	75

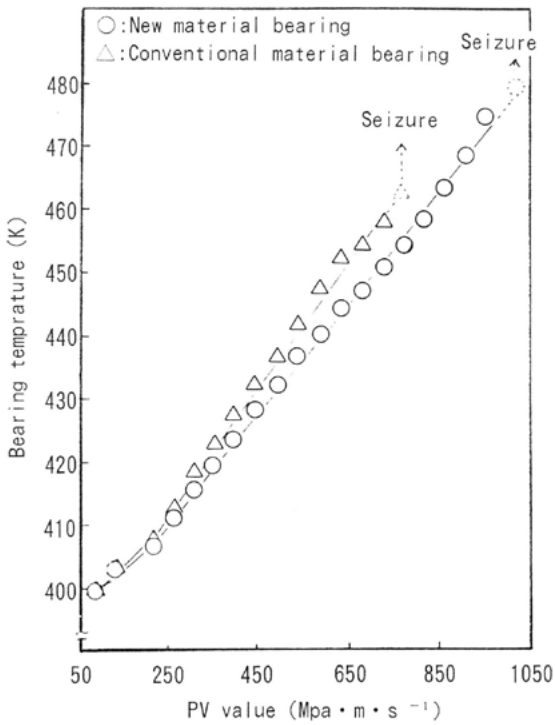


Fig. 14 Anti-seizure limit of bearing

4. 軸受メタル性能

4.1. 単体性能試験

4.1.1. 試験方法と条件

研究の結果から得られた結晶配向オーバーレイ材料とライニング材料を組み合わせた軸受メタルを試作し、軸受メタルとしての性能を単体性能試験機により評価した。比較用として従来タイプの軸受メタルは Pb-Sn-In 系オーバーレイと従来ライニング材を組合せた高性能エンジン用のものを使用した。

試験方法としては、耐焼き付き性能を静的ステップアップ荷重方式で、また耐疲労性能を動的定荷重方式で実施した。各々の条件を Table. 2 および Table. 3 に示す。

4.1.2. 耐暁き付き性試験結果と考察

耐焼き付き現象の発生を判定するために軸受メタルの背面温度を測定し、荷重のステップアップでの負荷による軸受メタルの背面温度が急激に立ち上がったポイントを焼き付きと判断し、その手前の焼き付かないステップの荷重を用いて、PV 値を求め耐焼き付き性を示す限界性能値とした。

Fig. 14 に軸受メタルの負荷に対する背面温度特性と耐焼き付き限界 PV 値を示す。

この結果、開発軸受メタルは従来の軸受メタルに対し耐焼き付き性が限界 PV 値で約 35% 向上した。また軸受メタル負荷の増大による背面温度の上昇は、油膜厚さの減少による油膜の剪断と局部的な金属接触によるものと考えられるが、開発軸受メタルは、従来軸受メタルに対し相対的に軸受メタルの背面温度の低下が認められる。これらは、開発軸受メタルの結晶配向オーバーレイ表面形状による潤滑油保持性の向上と考えられ、性能向上は表面の潤滑油の濡れ性に起因しているものと推測される。

4.1.3. 耐疲労性試験結果と考案

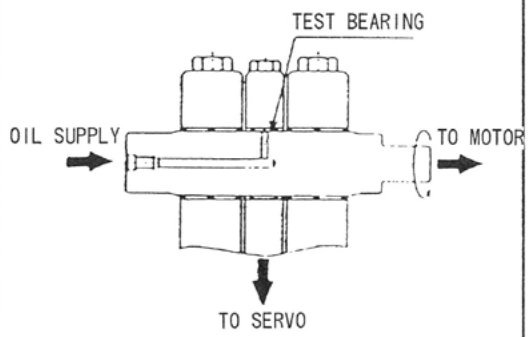
耐疲労性の評価としては、規定の荷重の繰り返し回数 (10^7 回) 後のライニング部の表面及び断面の 200 倍拡大観察結果より、破損が発生しない限界荷重を用いてその時の見掛けの面圧を求め耐疲労限界面圧とした。

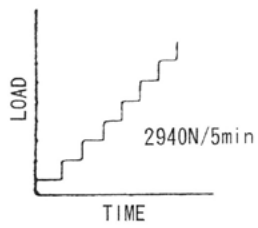
Fig. 15 に試験結果を、Fig. 16 に試験終了時の断面組織を示す。

新たなライニング材料の開発により高強度化と高硬度化が可能となり開発軸受メタルは従来の軸受メタルと比較し、ライニング材の耐疲労限界面圧が 35% 以上向上した。

これにより、材料設計におけるマトリックス強化と Pb

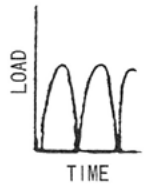
Table 2　Seizure test



Load step up pattern	

Test conditions	
Bearing size	φ50×18.6×2t(mm)
Revolution	6000rpm
Lubricant oil	10W-30
Oil inlet temp.	393K(120℃)
Oil pressure	0.29Mpa (3kg/cm²)
Oil clearance	30 μm
Shaft material	S48C/LCN
Shaft roughness	0.8±0.1S

Table 3　Fatigue test

Dynamic load cycle pattern	

Test conditions	
Bearing size	φ50×18.6×2t(mm)
Revolution	3000rpm
Lubricant oil	10W-30
Oil inlet temp.	373K(100℃)
Oil pressure	0.44Mpa(4.5kg/cm²)
Oil clearance	50μm
Shaft material	S48C/LCN
Shaft roughness	0.8±0.1S

の微細分散化における効果を実証できた。

4.2. エンジンでの実機性能試験

4.2.1. 試験方法と条件

実機性能試験に供した軸受メタルは、材料を単体性能試験の供試メタルと同一とし、寸法諸元のみ試験エンジン用軸受メタルに合わせて試作したものを使用した。供試軸受メタルの寸法諸元を Table. 4 に示す。見掛け面圧を増大させるために軸受メタル幅を標準幅に対して削減した。

試験は、直列 4 気筒 1.6L DOHC 16 バルブ VTEC エンジンを使用し、負荷条件の厳しいコンロッド軸受メタルに開発軸受メタルを組み込み評価した。

4.2.2. 耐焼き付き性試験結果

耐焼き付き性能試験をエンジンの回転数ステップアップ方式で実施し、クランクシャフトのコンロッド支持軸の表面から 0.5 mm の部分に埋め込んだ熱電対による軸の温度測定を行い、急激な温度の立ち上がったポイントを焼き付きと判断し、その手前の焼き付かないステップの回転数を耐焼き付き限界回転数として表した。

Fig. 17 にエンジン回転数とコンロッド支持軸の温度特性および限界回転数を示す。

開発軸受メタルは、従来軸受メタルに対して 500rpm の高回転化が可能となり、コンロッド軸受メタルでの計算 PV 値で推定すると 20% 以上の性能向上と言える。

回転数のステップアップによる開発軸受メタルを使用

したコンロッド支持軸温度の特性は、従来の軸受メタルと比べ相対的に低い傾向にあり、単体性能試験の軸受メタル背面温度の傾向と同様である。

4.2.3. 総合耐久性試験結果

耐久性試験として、軸受メタルにとって最も厳しい条件のひとつである回転変動をともなうアイドル回転から7600rpmまでの全開加減速モードを選定し、総合的な耐久性を評価した。供試した開発軸受メタルはモード最高回転数からの限界PV値計算を行い標準幅に対し25%削減したものを使用した。

全開加減速の繰り返し数を3000回行いその結果、焼き付きや疲労などに起因する問題の発生はなく、エンジン機能として充分な結果を得た。Fig. 18に耐久後の軸受メタル中央部の表面状態を示す。

軸のたわみやコンロッドの傾きなどにより通常軸受メタルとして最も接触しやすい軸受メタルの両サイド部については、なじみ効果からオーバーレイ表面の四角錐体は消滅している。いっぽう、荷重を受ける軸受メタル中央部については、四角錐の頂点部は消滅し平坦な形状となっているものの初期表面の特徴を残している。

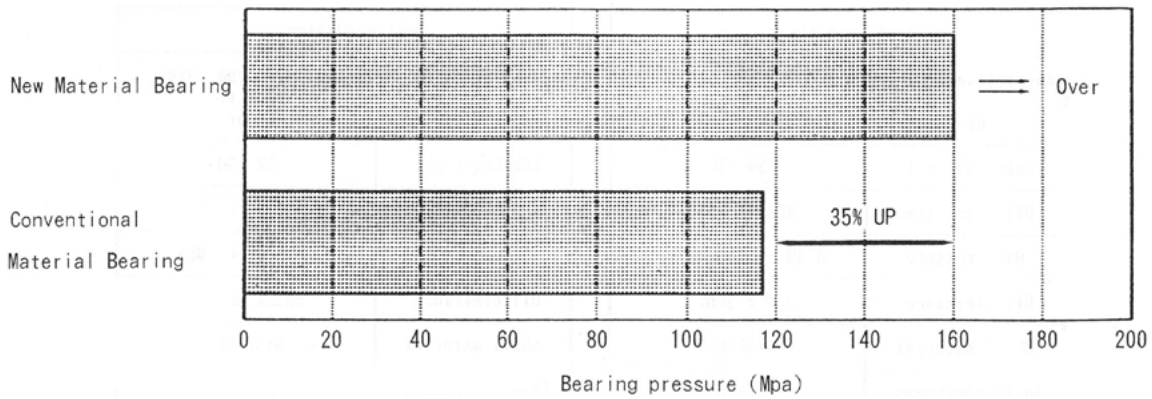
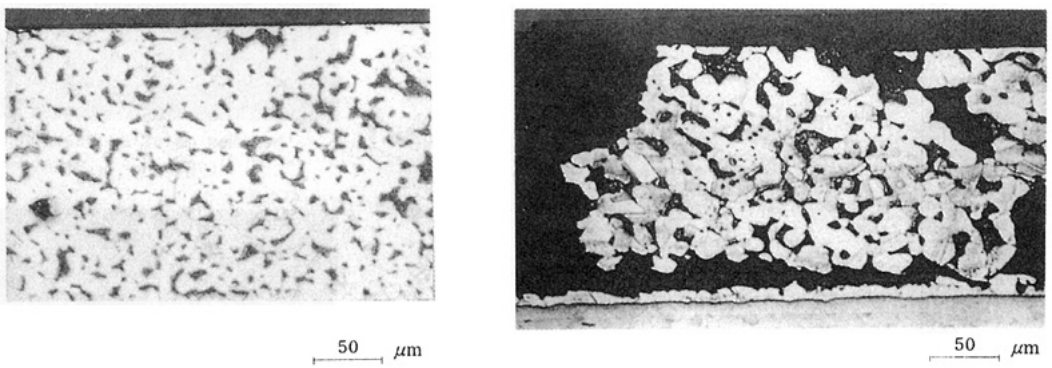


Fig. 15 Fatigue strength as limit pressure of bearing



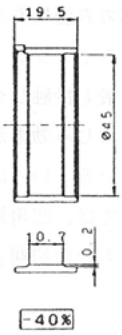
a. New material bearing after 10^7 cycles at 160 Mpa

b. Conventional material bearing after 10^7 cycles at 130 Mpa

Fig. 16 Micrographs of cross section after fatigue test of bearing

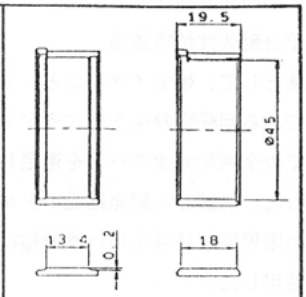
Table 4 Specification of bearings and condition of engine firing test

a. Seizure test

Specification of bearing	
	-40%

Test conditions	
Revolution step up pattern	250 rpm/15 min
Lubricant oil	5W -30
Oil inlet temp	373 ～ 415 K
Oil pressure	0.39 ～ 0.48 Mpa
Oil clearance	30±2 μm
Shaft material	S48C/LCN
Shaft roughness	0.4 S

b. Durability test

Specification of bearing	
	-25% New Material bearing / STD Conventional bearing

Test conditions	
Load cycle pattern	750 ⇨7600rpm /3sec (w.o.t) (holding for 60sec)
Lubricant oil	5W -30
Oil inlet temp	398 ～ 408 K
Oil pressure	0.12 ～ 0.48 Mpa
Oil clearance	30±2 μm
Shaft material	S48C/LCN
Shaft roughness	0.4 S

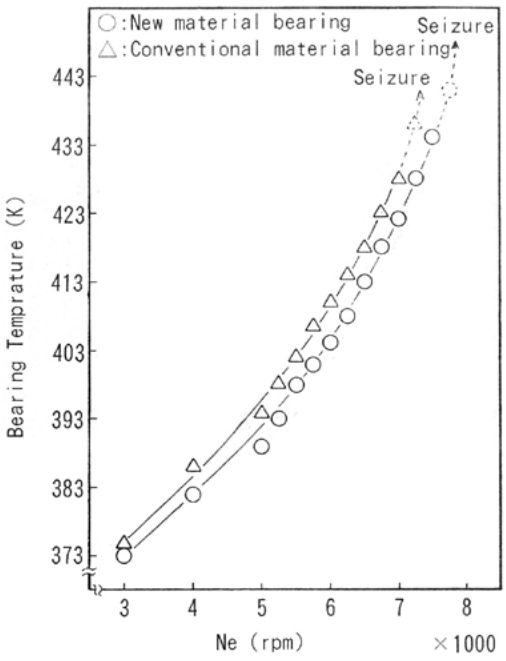
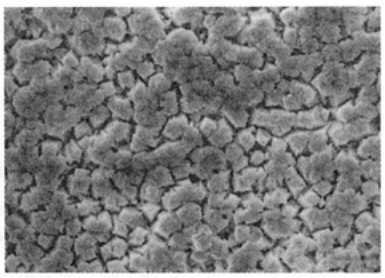
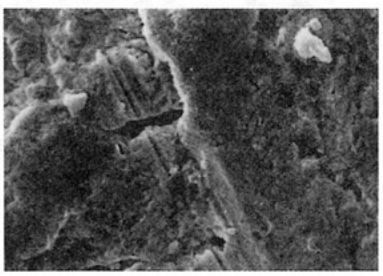


Fig. 17 Anti-seizure limit of bearing by engine firing test



a. New material bearing (25% down width)



b. Conventional material bearing (standard width)

Fig. 18 SEM photographs of bearig surface after durability test

5. ま と め

(1)軸受メタル材料としてオーバーレイにPb(h00)配向結晶電析層の適用より、表面特性による潤滑油の濡れ性が向上し、耐焼き付き性が向上することが明らかになった。

(2)合金設計および組織の最適化により耐疲労性にすぐれたライニング材料が開発できPb(h00)配向結晶オーバーレイ材料との組み合わせによりこれまでにない高い負荷で使用できる軸受メタルが得られた。

(3)本開発軸受メタルは、すでにF-1用V12エンジンにおいて1991年のハンガリーグランプリより適用され、エンジンの高出力化と耐久性の両面から性能の高さが実証されている。今後はレース用エンジンへの適用で得られた知見を生かし、量産車への拡大展開を計って行きたい。

6. 謝 辞

本研究を進めるに当たり、めっき技術において御協力を頂いた㈱キザイの方々、並びに軸受メタルの試作において多大な御協力を頂いた大同メタル工業㈱の方々に深く感謝致します。

最後に、本研究の途上で亡くなられた共同研究者である故田中俊明氏に哀悼の意を表します。

7. 参 考 文 献

(1) Maruya, Nagashima, Yamamoto and Oyama; HONDA R&D Technical Review Vol.2, 202 (1990)

(2) T. Watanabe; Jounal of Surface Finishing Society of Japan Vol.40 (11) 1221 (1989)

(3) R. FIRATESi. Roventi, M. Maja and N. Penazzi; Jounal of Applied Electrochmistry 14 505 (1984)

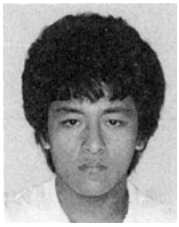
(4) Jong-Sang Kim, Su-ll Pyun and Hyo-Geun Lee; Plating and Surface Finishing Jury 89', 50

(5) K. S. Willson and J. A. Rogers; Tech. Proc American Electroplaters Society 51, 92 (1964)

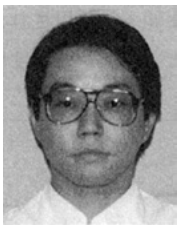
■著 者■



辻 誠



成 重 丈 志



町 田 恭 一



藤 沢 義 和

高強度コンロッドボルトの開発

Development of High Strength Bolt for Connecting Rod

萩原好敏* 村上敦* 木下豊隆*
Yoshitoshi Hagiwara Atsushi Murakami Toyotaka Kinoshita

要旨

コンロッドボルトは、その大きさと重量がエンジン性能に影響するため、特にボルトサイズの小型化と軽量化が要求される部品である。ボルトにかかる負荷も高いため、通常は低合金鋼を熱処理し強度を高めて使用している。しかし、これらの低合金鋼では、強度が980MPaを超えると、強度を増すにしたがって遅れ破壊を生じやすくなるため、実用ボルトは強度区分12.9級を上限としている。

著者らは、ボルトの高強度化と耐遅れ破壊性向上の両立を目的に開発に着手し、その結果、合金元素を改良することで耐遅れ破壊性に優れた鋼と、それを用いた14.9級の高強度コンロッドボルトを開発した。本ボルトは、1990年より二輪量産車のコンロッドボルトに採用され、ボルトの高軸力締結と小型化を可能とし、エンジン性能の向上に寄与している。

ABSTRACT

The connecting rod (conrod) bolt is required to be compact and light, since its size and weight affect the performance of the engine.

With the existing low-alloy steel, which is heat treated to make the conrod strong enough to withstand the high load, the bolt cannot be designed to exceed the strength limit of Class 12.9 because of the susceptability of the low-alloy steel to delayed fracture which increases in proportion to its strength, especially in excess of 980Mpa.

Thus a new steel alloy was developed by improving the alloy elements that excels the existing steel alloys in rigidity and yet helps the conrod bolts increase delayed fracture resistance and secure a higher strength at Class 14.9, thereby reducing the size of the bolt.

The new compact conrod bolt with high axial tension fastening was developed and has been used in production motorcycles since 1990.

1. まえがき

コンロッドボルトは、エンジンの回転による慣性力で分離しようとするコンロッドのロッド部とキャップ部を締結しているボルトである。近年、二輪車エンジンでは、高回転化による出力向上を目指しているため、コンロッドボルトにかかる慣性力は増し、ボルトにはより高い締めつけ軸力が要求されている。軸力を増すためにボルトサイズを大きくすると、コンロッドだけでなくエンジンのサイズや重量の増加に繋がる。エンジンの高出力化と小型化を進める上では、高強度ボルトの開発は重要な位置付けにある。

高強度ボルトの問題の一つに遅れ破壊がある。遅れ破壊は鉄鋼材料の中でも重要な課題であり、多くの研究報告が行われているが、いまだ未解決の部分がある。自動車においても、米国で乗用車に用いられているISO 12.8級のボルトが遅れ破壊を起こし、約600万台がリコールされた例が報告されている[1]。

コンロッドの締結用として使用されている12.9級のボルトは、材料に低合金鋼を用い、品質管理の行き届いた熱処理と加工により製造されている。しかし更に高強度の14.9級の要求に対しては、これらの材料、品質管理をもってしても、量産の中では遅れ破壊が発生する恐れがあるため、自動車用の高強度ボルトは12.9級を上限としその強度以下で使用されている[2]。

＊朝霞研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1992_4_10

コンロッドボルトには、高い軸力だけではなく、同時にねじ部に高い疲労強度も要求される。そのため12.9級のコンロッドボルトでは、熱処理した後にねじを転造加工して疲労強度を向上させている。しかし、ねじの転造加工はボルトの硬さが高くなるほど困難であり、大量生産を前提とした場合無視できない課題となる。

2. 開発の狙い

二輪車用の高強度コンロッドボルトの目標を以下に述べる。

（1） 高軸力締結を可能とする引張り強さ1373MPa以上の強度を有すること。

（2） 耐遅れ破壊特性は従来の12.9級ボルトと同等以上のこと。

（3） 疲労強度は12.9級ボルトに対し20％以上向上のこと。

（4） 従来の製造工程からの大幅な変更がなく、量産可能なこと。

（5） 現用ボルトに対して大幅なコスト高にならないこと。

3. 合金設計

遅れ破壊は、湿潤環境で使用された場合、静的負荷を受けた部材が水素の侵入拡散により突然脆性的に破壊する現象である。引張強さが980MPa以上ある高強度の焼戻しマルテンサイト鋼では、旧オーステナイト粒界がP、S等の不純物の偏析や板状炭化物の析出によって脆化し、さらに使用環境から侵入した水素に起因した脆化が重なることにより、クラックが粒界に沿って発生、伝播し破壊に至る。

近年、炉外精錬等の製鋼技術の進歩によりP、Sの含有量を0.005％以下とした低P低S鋼が実用レベルで製造可能である。ボルト用材料では、低P低S化により冷間圧造性、耐遅れ破壊性の改善効果が認められている[3]。これはP、Sの粒界偏析の減少によって粒界脆化が低減し、しかも低S化による非金属介在物の減少によって延性および靭性が向上するため、結果的に耐遅れ破壊性が向上したものと考えられている[4]。これらの結果の応用例もすでに報告されている[5]。

自動車用ねじ材料はその強度に対応する鋼種がほぼ決まっている。引張強さ392～686MPaのボルト材料は、炭素鋼線を熱処理を行わずに使用され、785～980MPaでは、炭素鋼線やSAE10B23相当の低炭素ボロン鋼を熱処理し使用される。また、最近では非調質鋼も開発され使われ始めている。981MPa以上では、JIS SCM435等の低合金鋼が使用されているが、1177MPaクラスの高強度ボルトの使用量は少なく、コンロッドやシリンダーヘッドボルトの一部で使用されているだけである。

コンロッドボルトは、主にクロム合金鋼のJIS SCr440を熱処理して使用しているが、耐遅れ破壊性の点からは、Moの添加されたCr－Mo鋼（JIS SCM435等）が適している。そのためSCM435をベースとし、P、S、Mnの低減とNbの添加によって、耐遅れ破壊性を改善した1373MPaクラスの高強度ボルトが、建設機械用特殊ボルトを対象として検討、報告されている[6]。

我々は、高強度化はもとより、焼きもどし温度を高めて耐遅れ破壊性を一層向上させることを狙いとした。そのためベース鋼として二次硬化型のCr－Mo－V鋼を選び、耐熱ボルト用材料として知られているAMS6304Eを用い、清浄化と合金元素の最適化を行い、材料特性の向上を図った。AMS6304EからP、Sを低減した試作材AMS6304Mod.は耐遅れ破壊性に改善が計られたが、実用コンロッドボルトとしては強度と耐遅れ破壊性ともに更に高める必要があった。そこで新たな開発鋼（HB149）の合金設計を行った。

Vは結晶粒を微細化し、焼き戻し時に十分な二次硬化を得るために有効な元素であるが、多すぎると巨大な一次炭化物が晶出し靭性を低下させる。他方0.21％以上Vを添加すると、炭化物がVを多量に含有することによって安定化し耐水素侵食性を改善し、さらに炭化物が微細となり水素に対するトラップサイトの増加によって水素脆化を防止する[7]。そのため、Vは0.25～0.35％とした。

Moは焼入れ性の向上に寄与すると共に、結晶粒の微細化及び析出炭化物による水素侵食抵抗性の改善に効果がある元素である[8]。焼き戻し時に十分な二次硬化を得るためには0.70％以上必要とするが、多いと一次炭化物が晶出したり、加工性を困難にさせるので0.70～1.10％とした。同時にC量を低減してマトリックスを低炭素マルテンサイト組織とすると、粒界に沿って析出する炭化物の密度が減り、水素気泡の発生と結合による粒界分離を防止できる。しかし、熱処理によって所要の強度を得るため0.30％以上含有させる必要があるので0.31～0.35％とした。

Table 1. Chemical compositions of test steels (wt%)

Material	C	Si	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr	Mo	V	Sol.Al	N	Fe
HB149 SPEC.	0.31to 0.35	≤0.10	0.20to 0.40	≤0.015	≤0.005	≤0.30	≤0.25	1.00to 1.40	0.90to 1.10-	0.25to 0.35			Bal.
Sample alloy No.													
A	0.30	0.02	0.32	0.011	0.001	< 0.01	< 0.01	0.99	0.97	0.31			Bal.
B	0.30	0.01	0.32	0.005	0.001	< 0.01	< 0.01	1.00	0.99	0.30			Bal.
C	0.30	0.02	0.33	0.004	0.002	< 0.01	< 0.01	1.00	0.99	0.30			Bal.
D Wire	0.30	0.01	0.32	0.006	0.002	< 0.01	< 0.01	1.00	0.99	0.30	0.027	0.017	Bal.
F	0.34	0.05	0.32	0.006	0.002	< 0.01	< 0.01	1.01	0.99	0.31	0.031	0.015	Bal.
J Wire	0.35	0.06	0.29	0.010	0.002	0.02	0.04	0.98	0.99	0.28	0.039	0.016	Bal.
K Wire	0.34	0.02	0.32	0.003	0.002	< 0.01	< 0.01	1.18	0.99	0.29	0.033	0.016	Bal.
L	0.33	0.03	0.21	0.004	< 0.001	< 0.01	< 0.01	1.00	0.90	0.25	0.031	0.009	Bal.
M Wire	0.35	0.08	0.30	0.012	0.002	0.02	0.04	1.21	1.02	0.32	0.037	0.016	Bal.
U	0.37	0.16	0.42	0.004	< 0.001	< 0.01	< 0.01	1.39	1.10	0.35	0.035	0.012	Bal.
SCr440	0.39	0.26	0.72	0.018	0.008	0.10	0.09	1.05	0.01	–	0.026	0.006	Bal.
SCM435	0.36	0.25	0.76	0.020	0.014	0.10	0.09	1.05	0.16	–	0.017	0.009	Bal.
SCM435 Mod.	0.35	0.25	0.03	0.001	0.002	Ti : Tr	B : Tr	1.01	0.28	Nb0.032			Bal.
AMS6304E	0.44	0.26	0.60	0.022	0.021	≤0.35	≤0.25	1.02	0.55	0.31			Bal.
AMS6304 Mod.	0.45	0.06	0.30	0.015	0.004	0.10	0.12	1.00	0.56	0.32			Bal.

SiとMnは、焼き入れ時の粒界酸化を助長し、耐遅れ破壊性を劣化させるため低い方が望ましいので、それぞれ0.15%、0.40%を上限とした。

Crは焼入れ性の向上に寄与する元素であるが、添加しすぎるとSi、Mnと同様に粒界酸化を助長し耐遅れ破壊性を劣化させるので1.00～1.40%とした。

PとSはオーステナイト化時の高温加熱によってオーステナイト粒界に偏析を生じ、粒界を脆化させて耐遅れ破壊性を低下させる。Pは0.015%以下、Sは0.005%以下とした。

Table 1に試作材料の組成分析値、及び開発鋼HB149と従来ボルト用鋼の標準組成を示す。

4. 材料試験結果

開発鋼HB149の熱処理特性、機械的性質、遅れ破壊強さ、疲労強度について調査した。試験片は真空誘導炉にて溶製後鍛造、焼きなましの後各試験片に加工、熱処理後に各種の試験に供した。引張試験は縮小JIS4号試験片を用い、シャルピー衝撃試験はJIS3号試験片を用いた。それぞれの試作材の熱処理特性ついてのテスト結果をTable 2及びTable 3に、機械的性質についての結果をTable 4に示す。

4.1. 熱処理特性

焼入れ温度と硬さの関係をFig. 1に、焼戻し温度と硬さの関係をFig. 2に示す。

焼入れ温度が高くなるとともに硬さは上昇するが1213～1223K以上では変わらない。また焼入れ保持時間の延長に伴い焼入れ硬さは低下するが、焼戻し硬さはむしろ高くなる傾向がある。これはオーステナイト化時の炭化物の固溶状況の影響と考えられる。焼入れ温度は、強度の点からは高い方が好ましいが、ボルト製造上はできるだけ低温が望ましい。焼戻し特性としては873Kに二次硬化のピークが現れ、そのときHRC48の最高硬さが得られ

Table 2. Effect of quenching temperature on the hardness of HB149

2-1. Hardness in quenched condition only.

Quenching temperature K (×30min. O.Q.)	Hardness, as-quenched. HRC					
	Alloy No.					
	A	B	J	L	M	U
1173			52.2			
1183				45.0		53.0
1193						
1198		48.2	52.8	46.5	51.9	53.0
1203						
1213			54.3	49.5		53.0
1213 (60min.)			53.0			
1213 (120min.)			52.8			
1223	49.5	48.8	53.8			
1323	49.5					

2-2. Hardness in quenched and tempered condition.Tempered for 60 minutes at 873K.

Quenching temperature K (×30min. O.Q.)	Hardness, as-tempered. HRC						
	Alloy No.						
	A	B	C	J	L	M	U
1173			45.3				
1183			44.9		44.0		47.0
1193			45.2				
1198		44.5			44.9	45.2	48.0
1203			45.5				
1213			45.7	46.3	46.0		48.0
1213 (60min.)							
1213 (120min.)				47.2			
1223	46.2	46.3	46.9				
1323	46.7						

Table 3. Effect of tempering temperature on the hardness of HB149

Tempering temp. K (×60min. A.C.)	Hardness in quenched and tempered condition. HRC										
	Alloy No.	A		B		L			M	U		
	Quenching temp. K			←								
		1223	1323	1198	1223	1183	1198	1213	1198	1183	1198	1213
573				47.5	47.5							
673		46.7	46.5	45.0	46.4							
723		46.3	46.3		46.0							
773		45.5	45.5	43.0	45.2	42.0	44.5	45.0		47.5	48.0	48.0
823		45.3	45.7	43.5	45.2	42.0	43.0	45.5	45.5	47.0	47.5	47.5
848						41.5	43.5	44.5	45.5	47.0	47.5	47.5
873		46.2	46.7	44.5	46.3	44.0	44.0	46.0	45.2	47.0	48.0	48.0
898				45.0					44.7			
923		44.1	45.3	41.0	44.0	40.5	43.0	44.0		41.5	44.5	44.5

Table 4. Typical mechanical properties in room temperature

Alloy No.	Heat treatment temp.K Quenching ×30min.O.Q.	Tempering ×60min.A.C.	Tensile strength MPa	0.2% proof stress MPa	Elongation %	Reduction of area %	Charpy impact value J/cm²	Hardness HRC
A	1023	–	1746	1177	15	52		
		873	1451	1363	19	65		
		898	1442	1334	21	67		
		923	1402	1324	21	65		
B	1198	773	1402	1344	19	61	69	
		823	1397	1334	20	61	78	
		873	1422	1324	20	65	82	
		898	1402	1324	20.5	65		
		923	1304	1275	21	60.5	126	
C	1198	823	1746	1334				
		873	1451	1331				
		898	1442	1330				
		923	1402	1276				
F	1198		1834	1255	12	41	64	49
		673	1564	1442	16	57	58	48
		773	1442	1348	17	58	61	47.0
		823	1432	1344	19	60.2	79	46.0
		873	1447	1348	19	60	86	46.5
		898	1427	1334	19	60	88	45.5
		923	1353	1304	19.5	60	93	43.0
		973	1010	981	23	67	247	33.0
L	1198	848	1422	1375	20	65.7	83	
		873	1393	1383	20.5	66	96	
U	1198	848	1520	1442	18	56.3	76	
		873	1500	1422	19.5	58.5	86	

た。焼戻し温度は靭性と延性と耐遅れ破壊性の点から高いほど好ましい。

4.2. 機械的性質

焼戻し温度と機械的性質の関係を Fig. 3 に示す。焼戻し温度の上昇とともに強度は低下するが、898K の焼戻しまで硬さは HRC44 以上、引張強さは 1393MPa 以上を維持し、降伏比 0.9 以上が得られた。また、873K の焼戻しで伸びは 19～20.5%、絞りは 58.5～66% ある。これは 12.9 級の材料とほぼ同等であり、この強度水準に対し極めて高い延性と言える。ボルトの強度としては 14.9 級の規格を十分満足する。

シャルピー衝撃値は、873K の焼戻しにて 82～98J/cm^2 あり、AMS6304 に比べても高い靭性を示している。衝撃値向上の原因は組織が微細となったためと考える。

開発材 HB149 の、ボルト用としての強度と靭性がバランス良く確保される熱処理条件として、1198K±10K の焼入れ、873K の焼戻しにより、

（1） 硬さ HRC44 以上、引張強さ 1373MPa 以上

（2） 降伏比 0.9 以上

（3） 組織は完全焼戻しマルテンサイト

（4） 結晶粒度 9.3～10.6

が得られた。

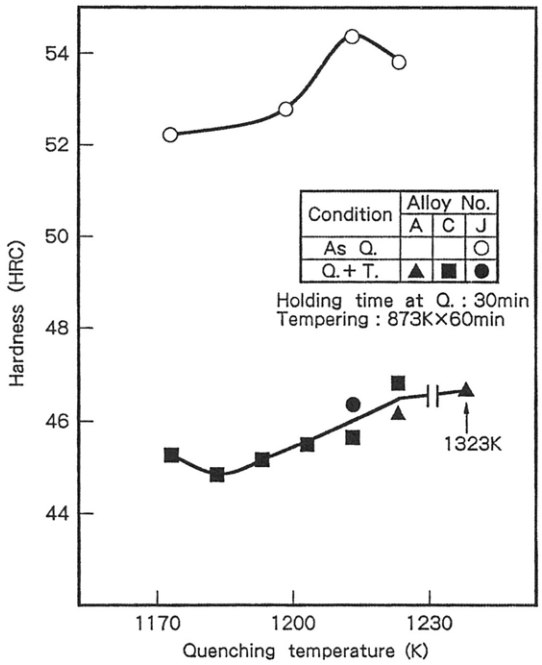


Fig. 1 Relationship between quenching temperature and hardness

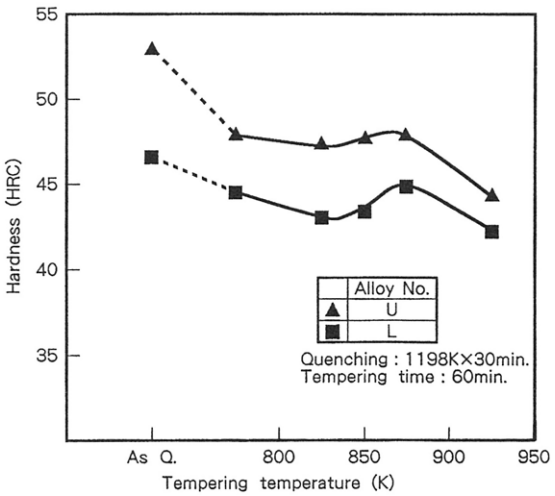


Fig. 2 Relationship between tempering temperature and hardness

4.3. 疲労強度

回転曲げ疲労試験結果を Fig. 4 に、引張強さと疲れ限度の関係を Fig. 5 に示す。通常の低合金鋼は図中の２本の直線の範囲で示すことができる[9]。開発鋼 HB149 の疲労限度は同一強度の低合金鋼に比べ高い水準にある。高温焼戻しを行った析出硬化型鋼では、セメンタイトの球状化と特殊炭化物の均一分散により亀裂の発生を抑制し、高い降伏応力と高い靭性は亀裂の伝播に対して遅延効果を有するものと推察される。また、低温焼戻し鋼での介在物感受性は強度の向上と共に高くなるので、P、S 等の低減による非金属介在物の低減は亀裂発生寿命を延ばす効果があると考える。

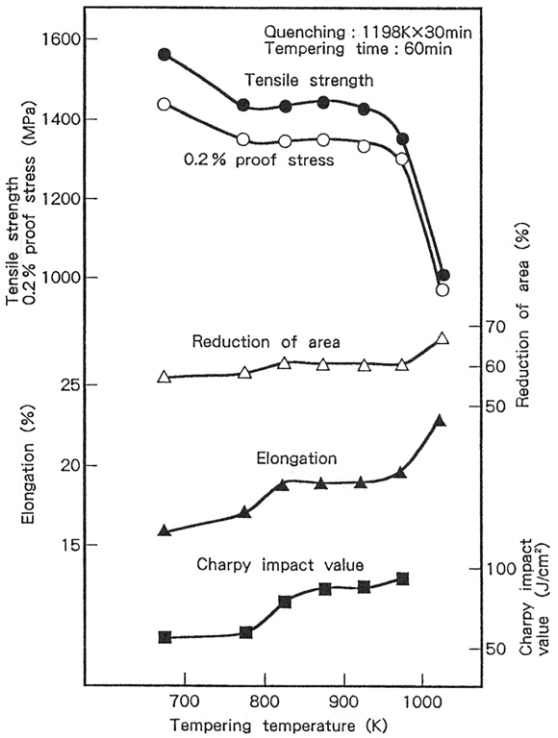


Fig. 3　Relationship between tempering temperature and mechanical properties of alloy No. F

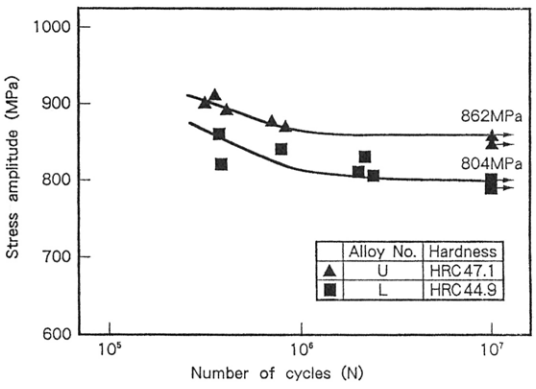


Fig. 4　Results of rotating bending fatigue test

4.4. 遅れ破壊強さ

遅れ破壊試験は Fig. 6 に示すように 0.1mm R 切り欠き付き丸棒試験片を用い、0.1N の塩酸を滴下させながら、

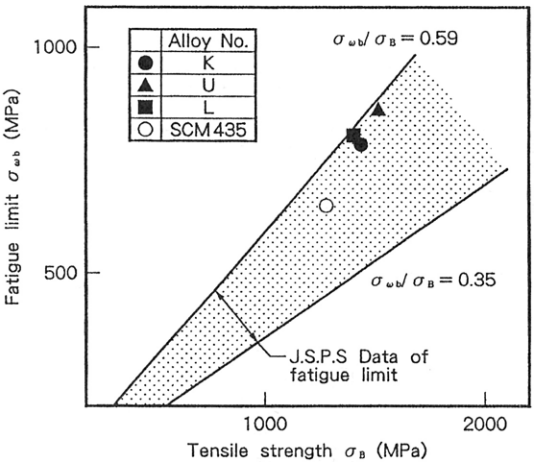


Fig. 5　Relationship between tensile strength and fatigue limit

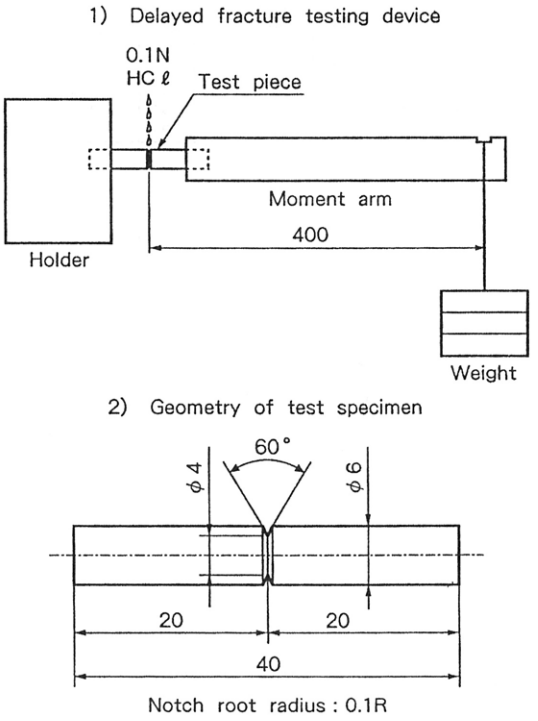


Fig. 6　Schematic diagram of constant loading method

曲げ応力を負荷して行った。耐遅れ破壊性は、破断時間、及び遅れ破壊強度比（30時間後遅れ破壊強度／静的曲げ強度）を用いて評価した[10]。テスト結果の一例をFig. 7に、遅れ破壊強度比と焼戻し温度、硬さの関係をFig. 8及びFig. 9に示す。

873～898Kまで焼戻し温度を高めると、二次硬化により強度が高くなるにもかかわらず遅れ破壊強度比は上昇する。析出硬化型合金により焼戻し温度を高めた効果が認められた。またHB149は、14.9級の硬さHRC45でも、SCr440の12.9級の硬さHRC40と同等以上の耐遅れ破壊性が得られている。P、Sの低減に加えて、V、Moの添加による高温焼戻しとC量の低減が効果を上げていると言える。

5. コンロッドボルトへの適用結果

開発材料HB149鋼を用い実際にボルトを製造し、製造上の対応とボルト実体での試験を行った。

5.1. 適用ボルト

試作したボルトはM7の二輪車用のコンロッドボルトで、形状をFig. 10に示す。製造での課題は、量産炉での熱処理仕様の確認、高硬度でのねじ転造の対応、及びボルト実体での疲労強度と遅れ破壊性能の確認である。

5.2. 製造工程

14.9級ボルトの製造工程をFig. 11に示す。製造工程は、基本的には従来の12.9級ボルトとほぼ同じであるが、熱処理条件と転造加工に違いがある。ねじ部の疲労強度を必要とする場合には、1回転造を、その必要のない時は、2回転造工程を採用する。

5.3. 熱処理

本開発ボルトは12.9級ボルトと同様バッチ炉にて熱処理される。焼入れ温度は1198K、90分加熱後油中に冷却、焼戻しは873Kで120分加熱後空冷する。熱処理時にボルトの表面が浸炭されると、遅れ破壊強度が低下する。逆に極端な脱炭はボルト実体の疲労強度を低下させる。通常は、炉の雰囲気は浸炭しないことを第一に、弱脱炭となるよう制御管理している。

コンロッドボルトでは高い疲労強度を要求される為、熱処理後にネジ部の転造を行う工程を採用した。熱処理後の硬さがHRC40を越えるねじを転造すると、転造ダイスの寿命は短くなる。しかし熱処理時に表面に硬さの低い脱炭層を作ると、ダイス寿命は延びるが疲労強度は低下する。相反する疲労強度と遅れ破壊、ダイス寿命とを両立させる条件を見出すことは、高強度ボルトでは大切

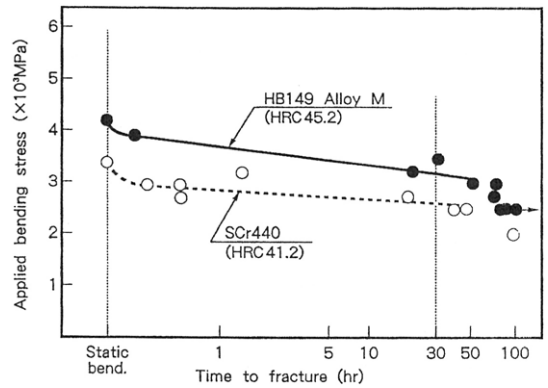


Fig. 7 Results of delayed fracture test

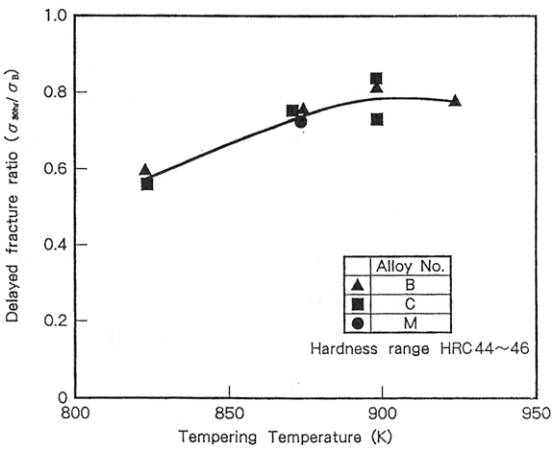


Fig. 8 Relationship between tempering temperature and delayed fracture ratio

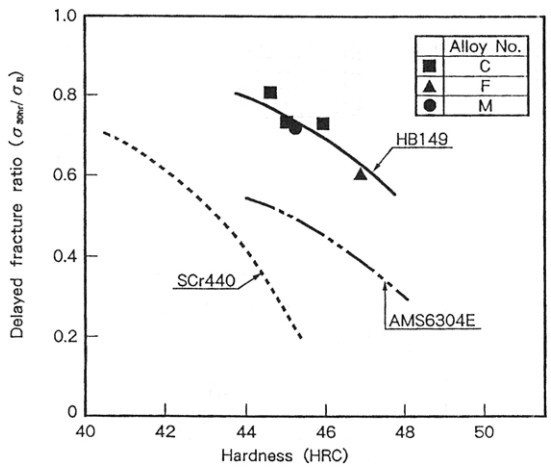


Fig. 9 Relationship between hardness and delayed fracture ratio

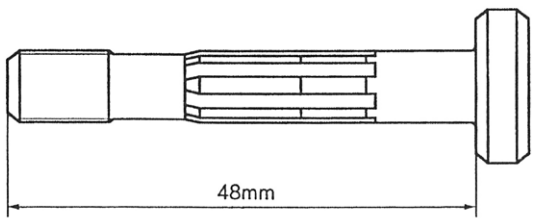
なポイントである。本開発において、熱処理炉の雰囲気を変えた幾つかの試験の後、両立できる点を見つけた。脱炭層の深さは 0.03 mm 以下とし、焼入れ後の表面硬さが Hv 420～590 で、かつ焼き戻し後の表面硬さと内部硬さの差を Hv 30 以内にコントロールすることで目的を達成できた。

Fig. 12 に熱処理後と転造後の断面硬さの測定結果の一例を示す。

5.4. 転造加工

HRC40 を超える硬い材料を１回で転造すると、転造ダイスの寿命は短くなるが、熱処理前と熱処理後の２回に分けて転造するとダイス寿命は向上する。

Fig. 12 に１回転造と２回転造を行った場合の断面硬度勾配を示す。ねじ底の表面硬さは１回転造ボルトの方が２回転造よりも Hv で約 30 高くなっている。１回転造は、熱処理後の加工度が大きい分加工硬化が大きいため、表面硬さは２回転造より高くなる。ボルト疲労試験の結果を Fig. 13 に示すが、１回転造は２回転造に比べ応力振幅で約 20～30 MPa 疲労限が上がる結果を得た。従って、疲労強度を要求するコンロッドボルトには１回転造を行い、単に最大締めつけ軸力だけで疲労強度の向上を要求しないボルトには２回転造工程を採用、要求に応じて転造方法を使い分けている。コストは、材料費、加工費共に増加するが、特に１回転造加工はダイスの寿命が低下するのでコストアップは大きく、従来材のボルトに対し、約７割程度高い。



M7 Conrod Bolt

Screw thread	JIS Metric fine threads M7 × 0.75
Nominal dia.	7.0mm
Pitch	0.75mm
Pitch dia.	6.513mm
Stress area	31.136mm²

Fig. 10　Geometry of conrod bolt used in the application tests

5.4. ボルト単体試験結果

5.4.1. 引張特性

ボルト実体引張試験結果を Table 5 と Fig. 14 に示す。降伏応力は 1370 MPa 以上、引張強さも 1470 MPa 以上を得た。強度が高いにもかかわらず、伸びが 3.5 % あり 12.9 級ボルトを上回った結果が得られた。このような高い延性

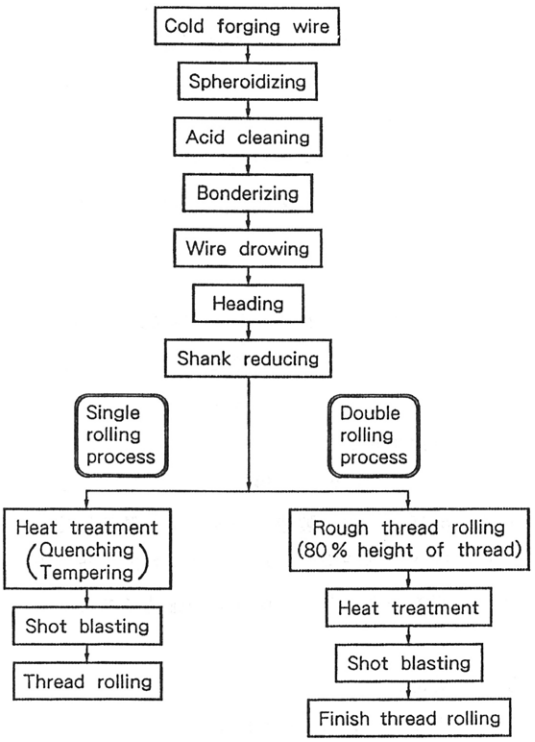


Fig. 11　Manufacturing process of conrod bolts

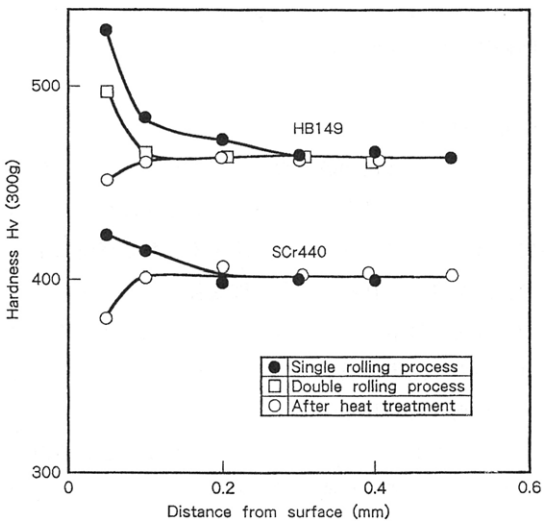


Fig. 12　Effect of rolling processes on thread root hardness curves

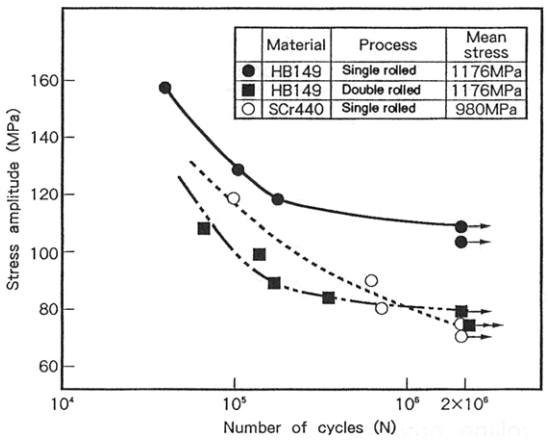


Fig. 13 Comparison of fatigue strength for M7 bolts made of HB149 and SCr440

は材料を低炭素としたことと高温焼戻しにより得られた結果と考えられる。

5.4.2. 疲労特性

1回転造、2回転造の各々で製造した14.9級ボルトについて、油圧疲労試験機を用いて、繰り返し速度30Hzで引張疲労試験を行った。平均応力は490MPaと1176MPaの2点とし、各々応力振幅を変えて2×10^6回まで繰り返し試験を行い疲労限を求めた。その結果を耐久限度線図としてFig. 15に示す。1回転造の14.9級ボルトは、SCr440の1回転造の12.9級ボルトに比べ、20%以上の疲労強度の向上を得た。また2回転造品でも、12.9級の1回転造ボルトより疲労強度が上回る結果を得た。

材料を高温焼戻しの析出硬化型合金としたことによる素材自体の疲労強度向上に加え、転造によりネジ谷部の圧縮残留応力が増し、さらにネジ底の硬さが大きく上がったことが、ボルト実体の疲労強度の向上に寄与したと言える。

5.4.3. 耐遅れ破壊性の確認結果

コンロットボルトでの遅れ破壊試験は、ボルトを治具に締めつけ、それを0.1Nの塩酸に200時間浸漬した後、割れの発生率を求める方法をとった。締めつけ軸力は、ボルト実体での締付けの荷重－伸び線図より求めた0.2%耐力を負荷応力としている。その結果をTable 6に示す。開発ボルトは0.2%耐力以上の締付けでも割れの発生は無く、12.9級ボルトや清浄度を改善したAMS6304Mod.よりも優れた耐遅れ破壊性が得られた。Fig. 12に示すように、1回転造ボルトのねじ底の表面硬さは2回転造ボルトの硬さよりも高いため、耐遅れ破壊性の違いが予想されたが、今回の試験では、1回転造と2回転造での差は認められなかった。

6. まとめ

Fe－0.33C-1.2Cr-1.0Mo-0.3Vを基本組成に、P、Sの低減と高温焼き戻しにより、高強度で耐遅れ破壊性に優れた低炭素析出硬化型の高強度ボルト用合金鋼(H8149)が開発できた。

Table 5. Results of Tensile Test on Bolts

Material	Hardness (HRC)	0.2% proof stress	Tensile strength	Elongation
HB149	45.5	1401MPa (142.9kg/mm²)	1512MPa (154.3kg/mm²)	3.5%
SCr440	40.5	1218MPa (124.3kg/mm²)	1284MPa (131.0kg/mm²)	3.1%
SCr440	41.9	1278MPa (130.4kg/mm²)	1357MPa (138.5kg/mm²)	2.7%

Specimen : M7 Connrod bolt
Stress area : 31.136mm²
Gauge length : 41.5mm

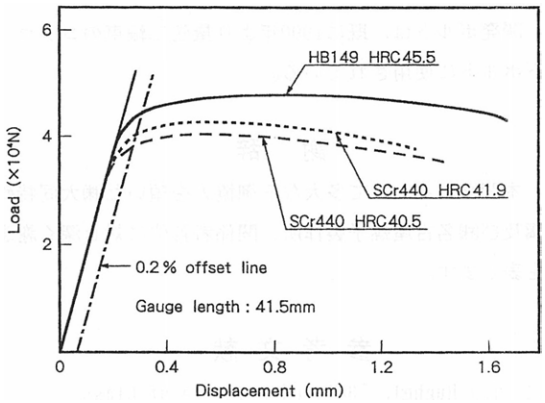


Fig. 14 Comparison of tensile curves for M7 bolts made of HB149 and SCr440

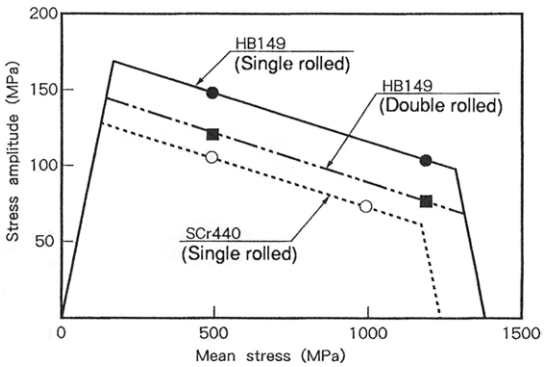


Fig. 15 Fatigue limit diagram of Haigh method for conrod bolts

Table 6. Results of exposure test on M7 bolts dipping in 0.1N hydrochloric acid for 200hr

Material	Hardness (HRC)	Plastic strain	Stress (MPa)	Number of fractured Bolts	Non fracture ratio	Fractured portion
HB149	45.6	0.2 %	1259	0／14	100 %	———
	※45.2	0.2 %	1252	0／10	100 %	———
	45.5	1.3 %	1447	0／8	100 %	———
	45.5	2.3 %	1384	0／8	100 %	———
SCr440	40.5	0.2 %	1101	0／7	100 %	———
	41.9	1.6 %	1051	1／8	88 %	Incomplete thread
	41.9	1.9 %	995	2／8	75 %	Body (2)
AMS6304Mod	※45.5	0.2 %	1293	2／16	88 %	Thread (1)・Body (1)

※Bolts adopted double rolling process

本開発鋼を用いたコンロッドボルトは、従来の最高強度である 12.9 級ボルトに対し、優れた耐遅れ破壊性をもち、かつ 20% 以上疲れ強さの向上した強度区分 14.9 級ボルトである。

開発ボルトは, 既に 1990 年より量産二輪車のコンロッドボルトに使用されている。

謝　辞

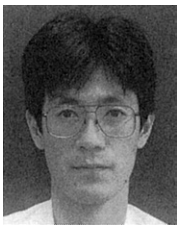
本開発にあたって多大なる御協力を頂いた㈱大同特殊鋼及び㈱名古屋螺子製作所、関係者各位に対し深く謝意を表します。

参 考 文 献

(1) T. J. Hughel, “Delayed Fracture of Class 12.8 Bolts in Automotive Rear Suspensions”, SAE paper 820122 (1982).
(2) 中町：自動車用ねじ、特殊鋼、P.30-32, Vol.35, No.11 (1986).
(3) 古沢、加藤：ねじ材料の進歩動向－炭素鋼、合金鋼等、特殊鋼、P.12-15, Vol.35, No.11 (1986).
(4) S. K. Banerji et. al., Metal. Trans. A, 9A (1979), 237.
(5) K. Namiki et. al., “High Strength Steel for Cylinder Head Bolt”, SAE paper 840573 (1984).
(6) 大谷 他：鉄と鋼、P.233 (’86-S1517), Vol.72, No.13 (1986).
(7) 酒井 他：鉄と鋼、P.140, Vol.73, No.1 (1987).
(8) 岡田、鉄と鋼、P.167, Vol.73, No.1, (1987).
(9) 日本学術振興会、金属材料疲れ強さ資料、P.12, Dec., 1969.
(10) 磯川、並木：電気製鋼、Vol.55(1984), 101.

■著　者■


萩 原 好 敏


村　上　　敦


木 下 豊 隆

エンジンの移動振動中心を利用した防振技術

Isolating Vibration through Use of Traveling Center of Engine Oscillation

塩見和之* 水口博*
Kazuyuki Shiomi Hiroshi Mizuguchi

要旨

360° 等間隔点火の４ストローク直列２気筒エンジンに対する新しい防振技術を開発した。

この技術は、エンジンの１次振動に「振動中心」が発生するようにクランクのカウンターウェイトを設定し、かつ、エンジン振動の伝達を低減させるようにエンジンマウントを配置するものである。その防振効果は、回転バランサーを付加したエンジンに匹敵する。

本稿では、まずエンジンの１次振動に「振動中心」が存在するための条件を求め、この振動中心の動きからエンジンマウントの配置を考察し、次いで、その防振性能を予測する。さらに、この技術を乗用芝刈機に適用した場合の振動低減の効果を述べる。

ABSTRACT

A new vibration isolation method for a four-stroke, in-line, two-cylinder engine, with an even firing interval of 360°, has been developed.

This method involves setting crankshaft counterweights in a way that generates an 'oscillation center' in the engine's 1st order vibration mode and also arranging the engine's rubber mountings so that they reduce the amount of engine vibration transmitted. The effectiveness of this vibration isolation method matches that of an engine equipped with an additional rotating balancer.

In this paper, the conditions required for the existence of the oscillation center is first discussed. Then the arrangement of the engine's rubber mountings is considered based on an analysis of the movement of this oscillation center, followed by the estimation of the effectiveness of this vibration isolation method. In addition, its effectiveness when applied to a lawn tractor is presented.

1. まえがき

エンジンを搭載する車両や機器では、防振を目的としたラバーマウントが多く用いられている。この場合、エンジンの発生する不釣り合い慣性力や駆動反トルクが、エンジンマウントに関わる共振を引き起し、共振点付近の周波数の振動が悪化する傾向がある。特に２気筒エンジンの様な気筒数が比較的少ないエンジンを搭載した場合には、加振力がエンジン回転数に対し低い周波数成分を基本として発生する為、一般にこの傾向が著しい。

この様なエンジンに起因する振動を改善するための研究は従来より多く行われてきた。最も一般的に採用されている方法は、エンジンに回転バランサーを付加し、慣性力を駆動反トルクと同一の１方向のみに発生させ、傾斜エンジンマウントなどと組み合わせる方法[1]である。しかし、この方法では低いバネ定数の要求される振動方向と高いバネ定数の要求される駆動反トルクの支持方向が一致するという相反した特性がラバーマウントに要求される。この問題を解決するために、この特定方向のバネ特性を非線形化し負荷に応じバネ定数を変化させる方法[2]や、液体封入式ゴムマウントによって減衰を効果的に利用する方法[3]が開発されている。一般にこれらの方法は、バランサーの設置によるエンジン構造や、マウント構造の複雑化を伴う。

こういった方法とは別に、不釣り合い慣性力を発生させたままにして慣性力に対する防振を行う方法も提案されている。この方法は、エンジンマウントに改良を加え支持剛性を確保したままで１次慣性偶力に対して防振を計るもの[4]や防振リンクの採用により１次慣性力に対して防振を計るもの[5]であり、バランサーを付加しないで不釣り合い慣性力の防振に成功した例である。しか

＊朝霞東研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1992_4_11

し、これらの方法はマウントの位置や構造が特殊なものとなるので、一般的なエンジンマウントとして用いることは難しい。

小型作業車両、発電機等の各種機器に多く用いられる２気筒エンジンの場合、構造がシンプルな直列のシリンダ配置が多く用いられるが、振動面では必ずしも有利ではない。そこで前述のように、バランサーを付加する方法が多く用いられるが、この方法によると、エンジンの構造が複雑になり重量も増加する。このような理由から、回転バランサーなどを付加しないシンプルな構造の４ストローク直列２気筒エンジンに対し、従来の傾斜エンジンマウントに代替できる汎用性を有する効果的な防振技術が求められていた。

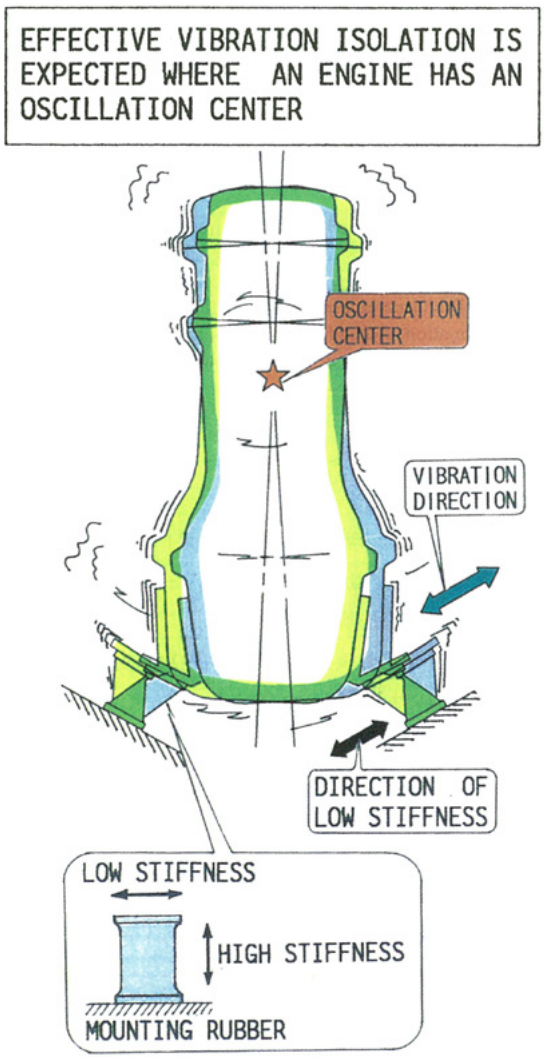


Fig. 1　Basic concept of isolating vibration

２．ラバーマウントされたエンジンの振動

従来の効果の高い防振技術を調べてみると、ほとんどの防振方法には、「振動しているエンジンで、常に動かない点が存在し、その点は重心、又は、撃心（打撃の中心）に一致している」と言う共通点が見いだされる。この常に動かない点を「振動中心」と呼ぶことにする。一般に、剛体とみなすことのできるエンジンの振動に振動中心が存在すれば、エンジン各部の振動は特定の一方向を向くことになる。したがって、ラバーマウントの防振に適した軟らかい方向をエンジンの振動の方向におよそ一致させ、ラバーマウントの硬い方向でエンジンを支持すれば、高い防振性能と高い支持剛性を合わせ持つ理想的なエンジンマウントを開発できると考えられる（Fig. 1）。

この考えを実現する為には、振動中心が存在する為の条件が明確になっていると都合が良い。そこでFig. 2に示すラバーで傾斜支持されたエンジンの２次元振動モデルについて、理論解析を行った（APPENDIX を参照）。

その結果、「振動中心が存在する為の条件」はエンジンマウントの有無にかかわらず、

『周期が等しい荷重ベクトル F_{6x}，F_{6y}，$F_{6\theta}$
の位相が互いに同位相、又は、逆位相の場合』

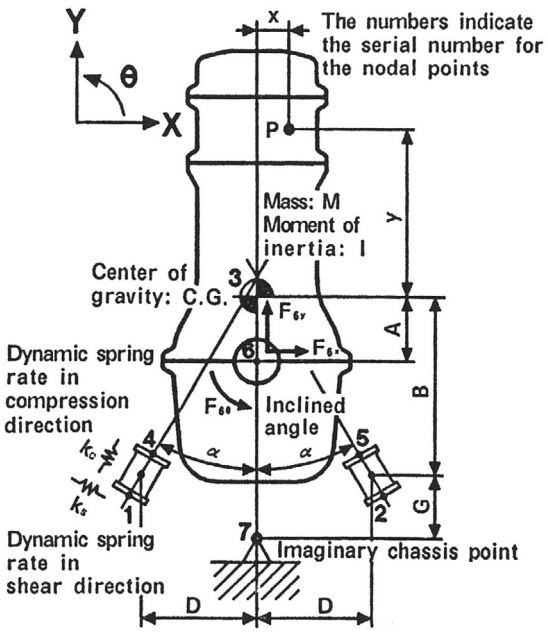


Fig. 2　Two-dimensional vibration analysis model

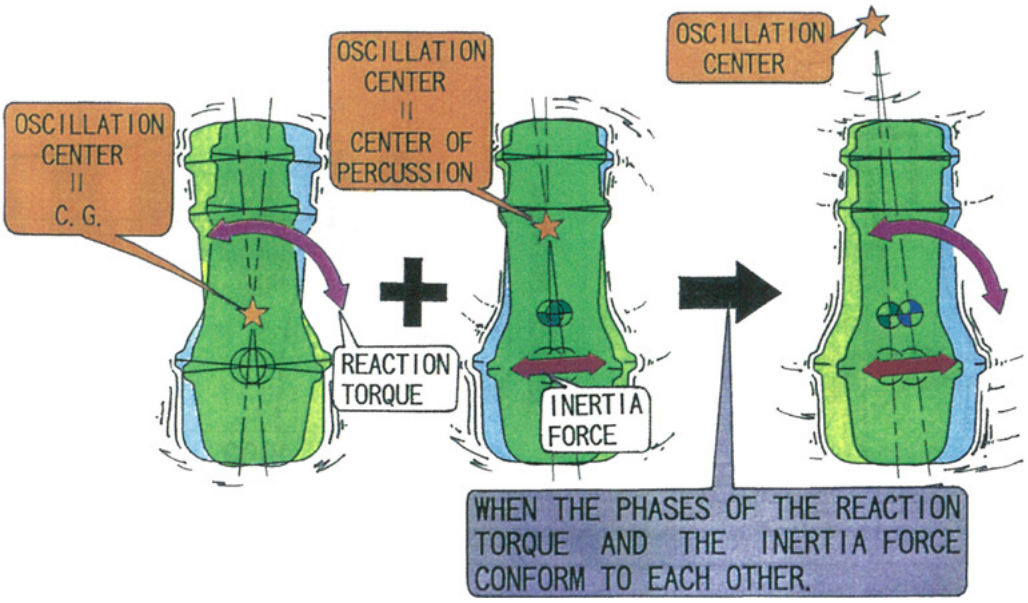


Fig. 3 The condition required for the existence of the oscillation center

であるということが理論的に求まる。ここに、F_{6x}, F_{6y}, $F_{6\theta}$は、クランクセンタ６に作用するX, Y方向の力、およびモーメントである(Fig. 2参照)。

これは、「慣性力F_{6x}, F_{6y}の合力が一方向に発生し、その位相が駆動反トルク$F_{6\theta}$の位相に一致する場合」に相当する。

この条件について別の観点から考察してみる(Fig. 3)。駆動反トルクのみがエンジンに作用している場合には、振動中心は重心に一致し、慣性力のみがエンジンに作用している場合には、振動中心は撃心(打撃の中心)に一致することが一般に知られている。

このことからも、周期の等しい慣性力と駆動反トルクの両方が作用している場合には、「位相が一致した時にのみ振動中心が存在し、その位置は荷重ベクトルF_{6x}, F_{6y}, $F_{6\theta}$の大きさと、エンジンを支持するラバーマウントのバネ特性によって決まる」ということがわかる。

この「振動中心が存在する為の条件」は慣性力と駆動反トルクが共に１次を基本周期とする４ストローク直列２気筒エンジンや２ストローク単気筒エンジンに適用することができる。これらのエンジンでは、１次慣性力はエンジン回転数の２乗に比例し、また、駆動反トルクは１次が基本成分となり、その大きさは、負荷やエンジン回転数に応じて変化する。したがって、振動中心の位置は運転状況に応じて移動することが予測される。この振動中心を、本稿では「移動振動中心」と呼ぶ。この移動振動中心を利用して、高い支持剛性を確保しながら、シンプルで防振効果の高いエンジンマウントを開発した。

3. 移動振動中心を用いた防振技術

ここでは、直列２気筒エンジンについて、移動振動中心を作る方法と、その動きを考察する。さらに、このエンジンに適した支持方法を検討し、その防振性能を明らかにする。

3.1. 振動中心をつくる方法

振動中心をつくる為には、直列２気筒エンジンの発生する１次慣性力の位相と駆動反トルクの１次成分の位相を一致させる必要がある。ここで、１次慣性力は、設定するクランクシャフトのカウンターウェイトの位置と大きさで、その位相と方向が定まる。また、駆動反トルクの１次成分の位相は、エンジン回転数の変化や負荷の変化に対応して変動するものの、その変化量は比較的小さいので、一定値(ζ_1)をとると仮定する。したがって次の２項目を満たせば、振動中心をつくることが出来る(Fig. 4)。

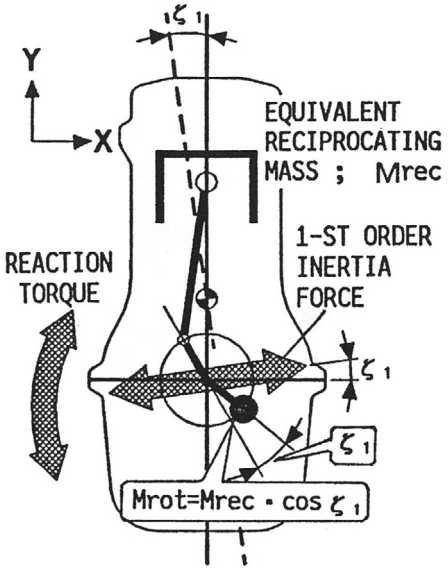


Fig. 4　Method to generate the oscillation center

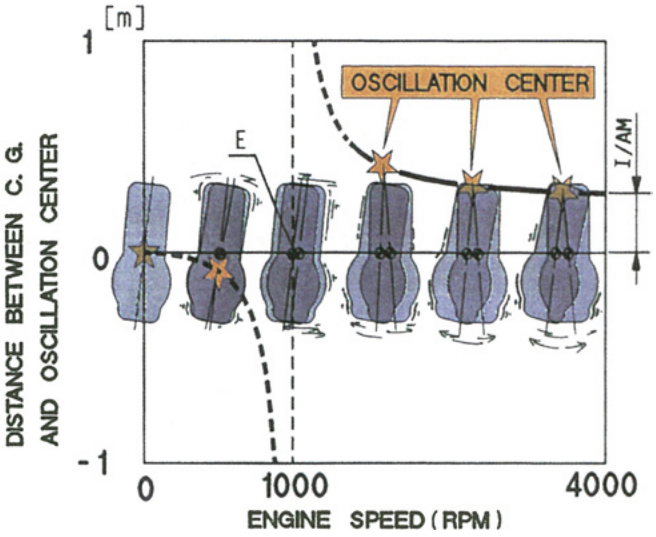


Fig. 5　Motion of oscillation center

① カウンターウェイトの設定角度を駆動反トルクの1次成分の位相ζ_1に合わせる。

② 回転部等価質量M_{rot}を$M_{rec}\cdot\cos\zeta_1$に一致させる。なお、M_{rec}は往復部等価質量を示す。

この時、エンジンの発生する1次慣性力はX軸に対しζ_1傾いた軸に沿った1方向のみに発生し、その位相は駆動反トルクの位相に一致する。こうして、移動振動中心の存在するエンジンをつくることができる。

3.2. 移動振動中心の動き

エンジン振動の基本的なモードを理解する為に、エンジンが拘束されていない状態で、しかも、無負荷のときの振動中心の動きを計算によって求めた。その結果を、Fig. 5に示す。ここで、シリンダ軸に対しζ_1傾いた軸上を移動する振動中心の位置を表すパラメータとして、振動中心と重心の距離を用いた。

エンジンが始動し、その回転数が上昇するにつれ、振動中心の位置は重心より下方へ移動する。すなわち、この回転域では、エンジンの振動は倒立振子状のモードを示す。

やがて、振動中心の位置は－∞となり（図中の点E）、エンジンの振動は左右方向の並進のモードのみとなる。ここでは、重心まわりの偶力が打ち消されている。

エンジン回転数がE点を通過すると、振動中心の位置は重心のはるか上方の＋∞より徐々に下降する。すなわち、この回転域では、エンジンの振動は振子状のモードを示す。その後、エンジン回転数がさらに上昇すると振動中心の位置はI/AMに近づいていく。なお、I/AMはエンジンの撃心の位置である。ここに、M, Iはエンジンの質量および慣性モーメント、Aはエンジンの重心3とクランクセンタ6間の距離である（Fig. 2参照）。

3.3. エンジンマウントの設計方法

移動振動中心が存在するエンジンに対し効果的なエンジンマウントを設計するために、次のような方針を採用した（Fig. 6）。

① 上下方向の共振の影響を取り除く為には、上下方向の加振力を0にすればよい。したがって、エンジンをエンジンマウントに対しζ_1傾けて設置する。

② ロール方向の共振の影響を取り除く為には、共振点でロール方向の加振力を0にすれば良い。したがって、図4中のE点のエンジン回転数にエンジンマウントのロール方向の固有振動数を一致させる。

③ 非連成条件を満足する小さい傾斜角のエンジンマウントを採用することで、左右方向の固有振動数を十分に低下させ、防振効果を高める。

このようにして、共振の影響をできるだけ取り除くことにした。

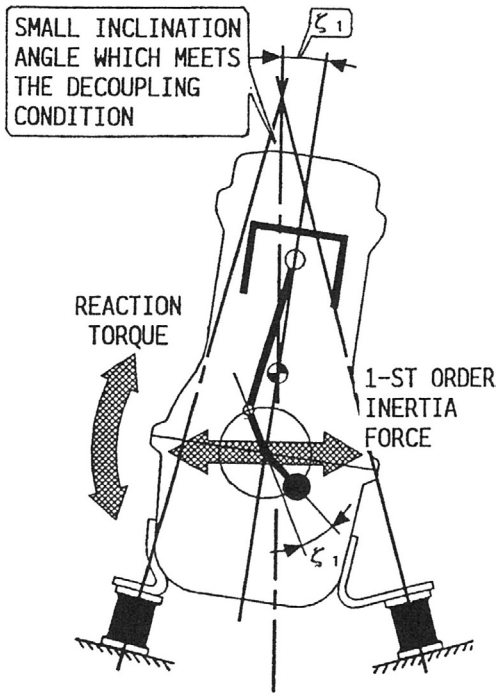


Fig. 6 Supporting method for isolating vibration

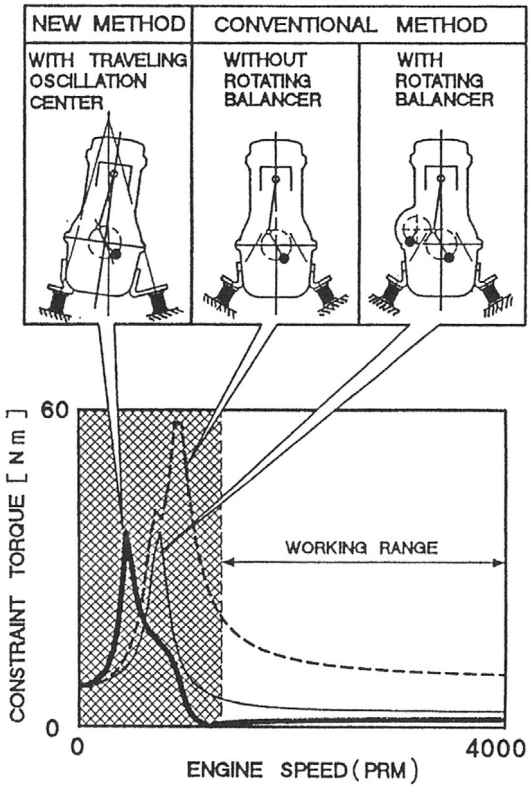


Fig. 7 Comparison of effectiveness of isolating vibration methods

3.4. 防振性能の予測

この移動振動中心を利用した防振技術の効果を評価するために、数値計算によって従来の防振技術との比較を行った。従来の防振技術としては、バランサ無仕様とバランサ付仕様のエンジンに非連成条件を満足する大きい傾斜角のエンジンマウントを組み合わせたものを採用した。さらに公正な比較のために、全ての仕様においてエンジンの自重を支える方向については、エンジンマウントの支持剛性を等しくした。

防振性能を代表する値として仮想フレーム点7(Fig. 2参照)における拘束トルク $f_{7\theta}$ を選んだ。上記3仕様の拘束トルクを Fig. 7 に示す。なお、この計算ではエンジンマウントの減衰が考慮されている。

移動振動中心仕様の拘束トルク、即ち、フレームに伝達されるトルクは、特に常用回転域で、バランサ無仕様に対してはもちろん、バランサ付仕様と比較しても改善されている。

移動振動中心仕様の場合、車両などの振動に最も悪影響を及ぼし易い上下方向の拘束力 f_{7y} はバランサ付仕様の場合と同様に発生しないこと、また、左右方向の拘束力 f_{7x} は小さい傾斜角のエンジンマウントを採用しているので大幅に防振されることも判った。

以上のような解析から、移動振動中心仕様を採用すれば、バランサを持たないシンプルな構造の4ストローク2気筒エンジンでも、高い支持剛性を保ちながら、バランサ付仕様に匹敵する高い防振性能を確保できる見通しがついた。

4. 乗用芝刈機への適用例

Fig. 8 に示す乗用芝刈機に、移動振動中心を用いた防振技術を適用した例を紹介する。

前章で比較したのと同じ3仕様のエンジンを乗用芝刈機に搭載し振動を比較した。このテストでは加速度ピックアップをステアリングホィールとフロアにセットし、エンジン回転数に対する振動加速度を測定した。無負荷の状態で得られた振動加速度の1次成分の測定結果を Fig. 9、Fig. 10 に示す。

この様にステアリングホィールあるいはフロアに対



Fig. 8　LAWN TRACTOR

する振動は、移動振動中心仕様においてはバランサ無仕様に比べ大幅に低減され、バランサ付仕様に匹敵するレベルになっている。体感的には、バランサ無仕様のステアリングホィールやフロアの振動は不快感を伴うレベルであるが、バランサ付仕様及び移動振動中心仕様の振動は、常用回転全域で不快さを全く感じないレベルに改善されている。すなわち、移動振動中心を利用した防振技術によって、エンジンにバランサを付加すること無く、バランサ付エンジンに匹敵する低振動化が実現された。

この防振技術は、1989年に上市された乗用芝刈機H4514に適用され、その快適な乗り心地と作業感は市場で高く評価されている。

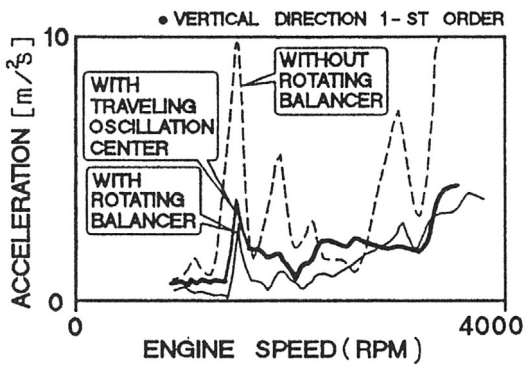


Fig. 9　Vibration level at steering wheel

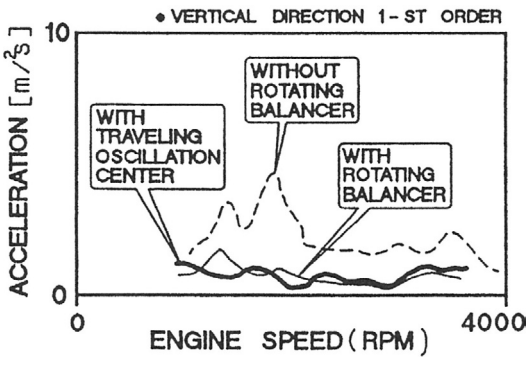


Fig. 10　Vibration level at floor

5. ま と め

360°クランクの４ストローク直列２気筒エンジンについて、クランクのカウンターウェイトとエンジンマウントを適切に設定することによって、バランサなどを付加することなく、エンジンの１次振動を効果的に低減できる技術を開発した。

この手法は、(1)エンジンの１次振動に「振動中心」が発生するようにクランクのカウンターウェイトを配置し、さらに、(2)非連成条件を満足する小さい傾斜角のエンジンマウントでエンジンを支持することによって達成できる。そして、その効果はバランサを付加したエンジンの場合に匹敵することが実機によって証明された。

なお、この技術により、４ストローク直列２気筒エンジンの各種車両や機器への搭載の適合性は大きく広がる。

参 考 文 献

(1) F. F. Timpner: “Design Considerations in Engine Mounting”, SAE Paper 966B

(2) 森田、野沢、新井:“横置きエンジンFF車のエンジンマウントと振動騒音”、自動車技術、Vol.36, No12, 1982

(3) Marc Bernuchon: “A New Generation of Engine Mounts”, SAE Paper 840259

(4) 清野、古沢、生熊:“エンジン直交懸架理論と二輪自動車への応用”、自動車技術、Vol.36, No.12, 1982

(5) 富田:“二輪車の振動・騒音・乗心地とCAE”自動車技術、Vol.35, No12, 1981

APPENDIX エンジン振動の理論解析

エンジンは２次元の剛体と仮定し、エンジン振動の変位の振幅は小さいものとする。また、各節点の変位をU_{ij}（i；節点番号，j；方向）、各節点に働く力をF_{ij}とすると、(1)式に示す無減衰運動方程式が求まる。

$$\begin{bmatrix} M & & \\ & M & \\ & & I \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \ddot{U}_{3X} \\ \ddot{U}_{3y} \\ \ddot{U}_{3\theta} \end{bmatrix}+\begin{bmatrix} 2k_X & 0 & 2Bk_X-2Dk_{Xy} \\ & 2k_y & 0 \\ SYMM & & 2B^2k_X-4BDk_{Xy}+2D^2k_y \end{bmatrix}\begin{bmatrix} U_{3X} \\ U_{3y} \\ U_{3\theta} \end{bmatrix}$$

$$=\begin{bmatrix} F_{6x} \\ F_{6y} \\ AF_{6x}+F_{6\theta} \end{bmatrix} \quad (1)$$

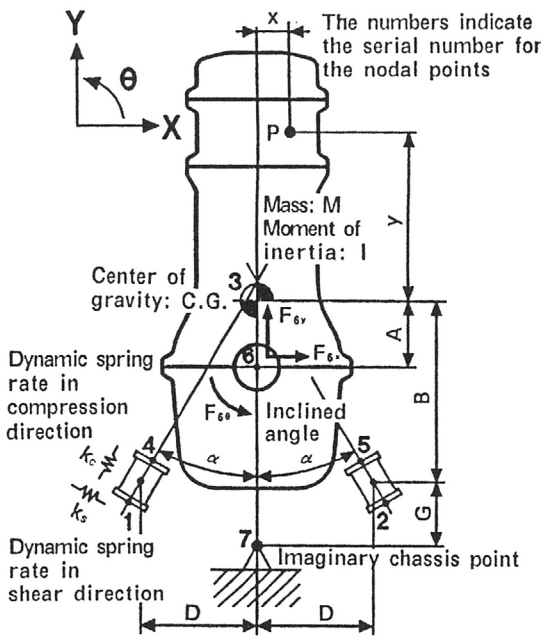
但し

$$\begin{bmatrix} k_X \\ k_y \\ k_{Xy} \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} \cos^2\alpha & \sin^2\alpha \\ \sin^2\alpha & \cos^2\alpha \\ -\sin\alpha\cos\alpha & \sin\alpha\cos\alpha \end{bmatrix}\begin{bmatrix} k_s \\ k_c \end{bmatrix} \quad (2)$$

(1)式の周波数応答を解くことも可能だが、加振力と応答の関係を各自由度ごとに独立させて考えたいので、ここでは非連成であることを前提とする。

非連成条件を、(3)式に示す。

$$Bk_X = Dk_{Xy} \quad (3)$$



TWO-DIMENSIONAL VIBRATION ANALYSIS MODEL

この時、運動方程式は(4)式の様に表される。

$$\begin{bmatrix} M & & \\ & M & \\ & & I \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \ddot{U}_{3X} \\ \ddot{U}_{3y} \\ \ddot{U}_{3\theta} \end{bmatrix}+\begin{bmatrix} K_X & & \\ & K_y & \\ & & K_\theta \end{bmatrix}\begin{bmatrix} U_{3X} \\ U_{3y} \\ U_{3\theta} \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} F_{6x} \\ F_{6y} \\ AF_{6x}+F_{6\theta} \end{bmatrix} \quad (4)$$

但し

$$\begin{bmatrix} K_X \\ K_y \\ K_\theta \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} 2k_X \\ 2k_y \\ -2B^2k_X+2D^2k_y \end{bmatrix} \quad (5)$$

角速度をωとすると、(4)式の周波数応答は(6)式で表される。

$$\begin{bmatrix} U_{3X} \\ U_{3y} \\ U_{3\theta} \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} \frac{F_{6X}}{-M\omega^2+K_X} \\ \frac{F_{6y}}{-M\omega^2+K_y} \\ \frac{AF_{6X}+F_{6\theta}}{-I\omega^2+K_\theta} \end{bmatrix} \quad (6)$$

エンジン上の任意の点P(x，y)の応答を(U_{px}，U_{py})と仮定すると、(7)式が求まる。

$$\begin{bmatrix} Upx \\ Upy \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} 1 & 0 & -y \\ 0 & 1 & x \end{bmatrix}\begin{bmatrix} U_{3X} \\ U_{3y} \\ U_{3\theta} \end{bmatrix} \quad (7)$$

振動中心が点Pに存在すると仮定するならば、点Pの応答(U_{px}，U_{py})が共に0でなければならない。従って(6)式、(7)式より点Pの座標x，yが求まる。

$$\begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} \frac{-F_{6y}}{AF_{6X}+F_{6\theta}}\cdot\frac{-I\omega^2+K_\theta}{-M\omega^2+K_y} \\ \frac{F_{6x}}{AF_{6X}+F_{6\theta}}\cdot\frac{-I\omega^2+K_\theta}{-M\omega^2+K_x} \end{bmatrix} \quad (8)$$

(8)式より、周期が等しい各外力F_{6x}，F_{6y}，$F_{6\theta}$の位相が、互いに同位相、または、逆位相となるとき、x，yは定数となり、振動中心は存在する。

■著　者■



塩　見　和　之



水　口　　博

エンジンカム駆動用歯付きベルトの歯元荷重分担の解析

The Analysis of a Load on Each Tooth of 4 Cycle Gasoline Engine's Cam Pulley

内田孝尚* Takanao Uchida　花田尚喜* Naoki Hanada　山地泰比古* Yasuhiko Yamaji

要　旨

歯付きベルトは、自動車用エンジンのカム軸駆動用等で一般によく用いられている。我々は、運転中の４サイクルガソリンエンジンの丸歯歯付きベルトカムプーリ各歯に加わる荷重を測定した。その歯元荷重とドライブプーリで計測したベルト荷重の商を求めることにより無次元化した歯元荷重分担率を求め、ベルト荷重とベルト掛かり歯位置との影響の解析を行った。

この結果、丸歯の歯付きベルトでは、ベルト材料特性とベルト歯山形状等が一定ならば次の結論が導き出される。

一般に用いられる自動車エンジンでは常用回転数の範囲ならば、動荷重及び静荷重にかかわらず、カム駆動等に使われるプーリの歯元荷重分担率はほぼ一定である。

ABSTRACT

Synchronous drive belts are used to drive car engine camshafts and other driving mechanisms that require synchronization of torque transmission.

An analysis was made of the relationship of the dimensionless tooth load distribution ratio with the engagement position load relative to the belt tension load, on belt cam pully used for a four-cycle gasoline engine in operation. In the process, the load was measured on each tooth of a synchronous drive belt with rounded teeth cam pulley followed by calculation of its dimensionless load distribution ratio by dividing the tooth root load by the load measured by a belt tension load measurement on drive pulley.

This study provided the following conclusion: when material properties, tooth profiles and other specifications of the pulley are the same, under either dynamic or static load, the tooth load distribution ratios of pulleys with rounded teeth used to drive engine camshaft remain almost the same at the normal speed range of production car engines.

1. まえがき

歯付きベルトは、チェーンと同様の同期性と大きな伝達力特性を有することから、一般の自動車用エンジンのカム軸駆動装置等に広く使われており、今日では、静粛で軽量等の利点からチェーン駆動方式より多く使われている。昨今自動車用エンジンの高出力化の要求に伴い、動弁系のDOHC化や多バルブ化が行われたり、また、高バルブリフト化によるトルクアップがはかられたりし、必然的にカム軸駆動トルクの負荷が増大してきている。

また、軽量化ニーズから、ドライブプーリ、ドリブンプーリの小径化やベルト幅縮小等の傾向があり、ベルトの基本性能に対してベルト強度の向上や、メンテナンスフリーを目指した耐久性能の向上などの要求が厳しくなっている。

そうした状況から、歯付きベルトに対する基本性能の向上や歯付きベルトの使用限界追求の研究が多方面で行われている。

現在、一般に使用されている歯付きベルトの歯の主な形状として、Fig. 1(a) の丸歯や Fig. 1(b) の台形歯等が存在する。この歯付きベルトの破損モードには、主として屈曲疲労等による心線切断と歯元への繰り返し荷重によって生じる Fig. 2 に示すようなベルト歯山の欠落がある。

この中で、心線切断に対しては心線自体の荷重、即ちベルト荷重（ベルト張力）を測定することにより解析

＊和光研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1992_4_12

が期待出来、この心線荷重測定手法等はすでに報告されている。[1][2]

一方、ベルト歯山欠落に対しては、プーリ上のベルト各歯に掛かるカム軸駆動トルクの荷重分担を解析することにより、対策が期待出来、様々な手法を使って解析を進めている。しかしながら、過去に歯付きベルトの荷重分担理論に関して幾つかの報告例[3][4][5]が見られるが、動的に変化するベルト荷重に対する荷重分担に関する報告例は、理論解析及び実験による解析結果共に見つけることが出来ない。

我々は、直列4気筒4サイクルガソリンエンジンを用い、丸歯歯付きベルトのカムプーリ各歯に加わる荷重(歯元荷重)を測定し、運転中の動的な歯元荷重分担の解析を行った。

本論文では、その歯元分担荷重を動的に変化している過渡状態のベルト荷重値で除し、無次元化した歯元荷重分担率を求めて計測結果を整理したところ非常に興味深い一般性のある結論が得られたので紹介する。

2. 計 測 方 法

2.1. 測定用テストエンジン

ベルト挙動とカム軸の駆動トルク変動は、密接な関係を持っていることが一般に知られている。[3][4]

このカム軸のトルク変動は、バルブ駆動カムの形状や、バルブ系のスプリングによるバネ力、及びバルブやスプリング等の等価質量による慣性力の影響で変化する。即ち、エンジン形式や動弁系仕様の違いで大きく変化することになる。そこで、カム駆動トルク変動条件を同じにするため、SOHC 動弁系の直列4気筒 1500cm^3 を使用した。

このエンジンのベルト廻りレイアウトを簡略して Fig. 3 に示す。また、この動弁系レイアウトにおけるカム軸駆動トルク変動を計算によって求めた例を Fig. 4(a) (b) に示す。

過去の解析結果から、燃焼によるクランクシャフトの回転変動による影響が、ベルト荷重に対して少ないことが判明している。これは、クランクシャフトの回転変動

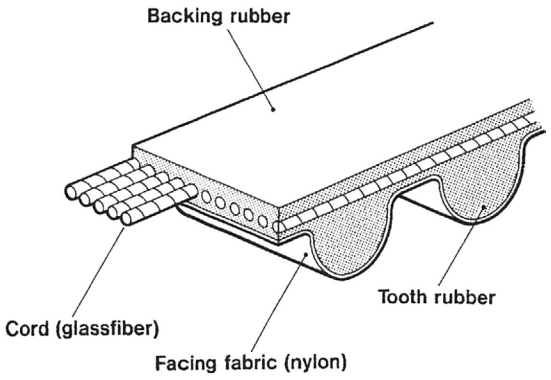


Fig. 1(a) Synchronous belt with rounded teeth

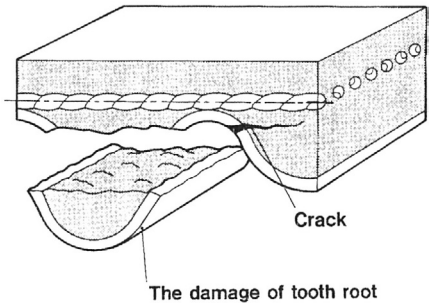


Fig. 2 The damage of tooth root

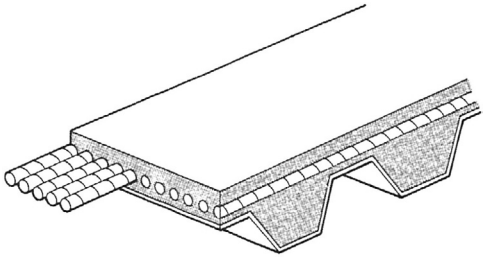


Fig. 1(b) Synchronous belt with trapezoidal teeth

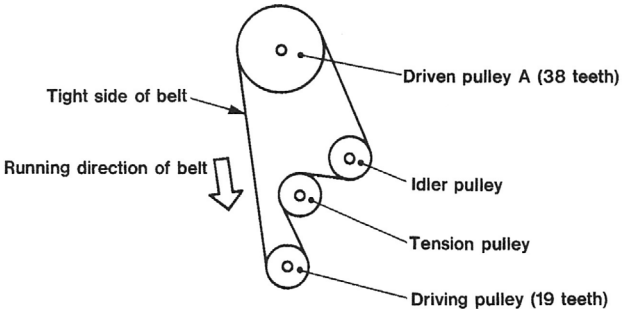


Fig. 3 Running system of synchronous belt

が、カム軸の回転変動に比べて極端に小さいことが主な理由である。そこで、この解析におけるベルト挙動の起振源をカム駆動力変動のみとする為、ピストンを外し、外部モーターによりエンジンを駆動して解析テストを行った。

また、測定上影響の無い補機類、吸排気系部品等は取り外してある。

2.2. 測定用各装置

(1) 歯元荷重測定用プーリー

歯元荷重測定用プーリーは、Fig. 5のようにカムプーリの歯の両側にスリットを入れ、歪ゲージを貼付し、歯のたわみから歯元荷重を測定出来るように改造したものである。できるだけ一度に歯元荷重を測定出来るように、7か所のスリットを入れた歯の上に歪ゲージを設定している。また全てのバルブ開閉タイミングで歯元荷重が測定出来るように、キー溝は6箇所設定し、キー位置を変更することによりバルブの開閉タイミングに対して全ての歯元荷重を測定できる。

歯の曲げ方向のたわみのみを検出できるように、片側のスリットに2枚ずつ計4枚の歪ゲージを貼り、カムプーリの歯に加わる捩じれを相殺するようにブリッジを組んでいる。スリットを入れた歯元の剛性は、ベルト歯山のバネ定数と比較して問題の無いレベルで十分な剛性があり、スリットによるベルト歯元荷重への影響はほとんどない。

(2) ベルト荷重測定用ドライブプーリ

カムプーリをベルトで駆動する時のベルト張力を検出する為に、クランクシャフトにベルト荷重測定用ドライブプーリを取り付けた。

Fig. 6にベルト荷重測定用ドライブプーリの軸取り付け部を示す。図の斜線部を削り取って捩じり剛性を低くし、捩じり感度向上を図って歪ゲージを貼付けている。

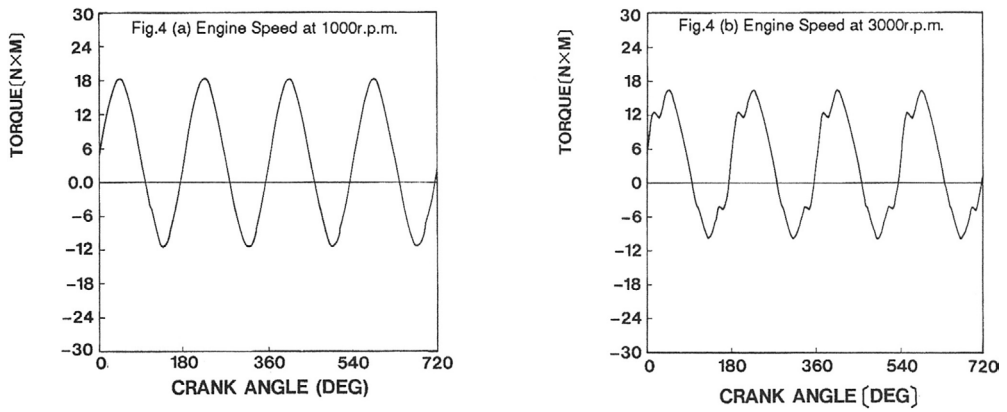


Fig. 4　Calculated Cam Shaft Torque Fluctuation

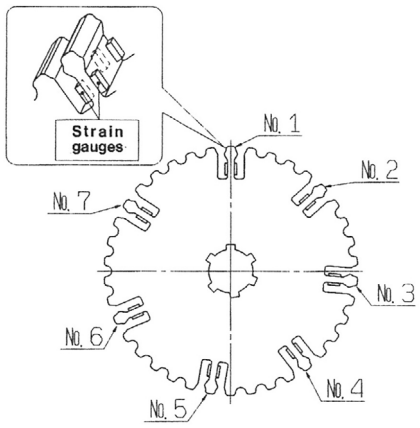


Fig. 5　Tooth root load measurement pulley

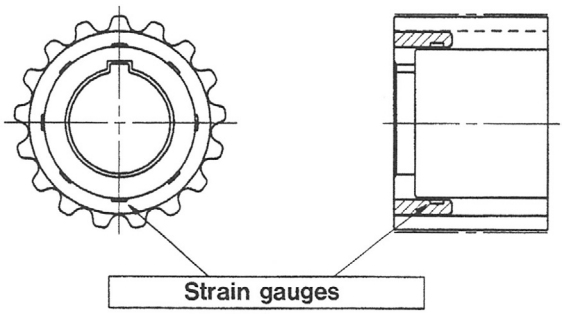


Fig. 6　Belt tension load measurement drive pulley

ドライブプーリの振り方向歪みのみ検出できるよう、歯元荷重測定用プーリと同様に、4枚以上の歪みゲージを貼ったブリッジ方式によって曲げ方向の歪みを相殺している。

3. 測 定 結 果

実際のエンジンのベルト廻りレイアウトにおけるカムプーリ上のベルト歯元荷重分担を調べる為、動的及び静的荷重測定の二つの実験を行った。

3.1. 動的歯元荷重分担

3.1.1. ベルト荷重測定値

Fig. 7にエンジン回転数をアイドルから7000回転前後まで、モーターでゆっくりと上昇させ、ベルト荷重測定用ドライブプーリを使って測定したベルト荷重データを示す。このようなベルト荷重値の大きさを比較するデータは、ベルトの心線等の負荷を判断する時に使用されることが多い。

本エンジンでは、回転数3600rpmにベルト共振によるベルト荷重ピークが存在する。

これはベルトのバネとカム軸等の慣性モーメントとの共振と考えて良い。このようなベルトレイアウトをバネマス系振動モデルとして報告した例として、(6)、(7)の文献が挙げられる。

3.1.2. 歯元荷重分担

(1) クランク角度に対するベルト荷重、各歯元荷重の波形データ

Fig. 8に一定エンジン回転数における、クランクアングル毎のベルト荷重と各歯元荷重のデータを示す。

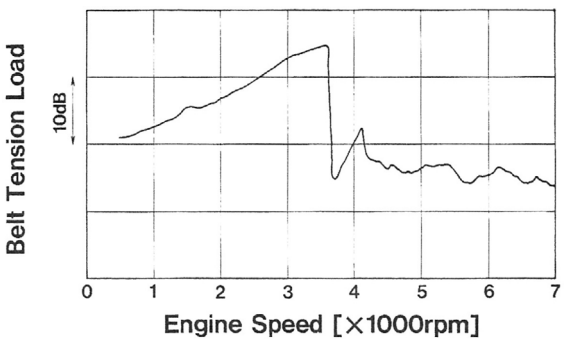


Fig. 7 The belt tension load

最上段のデータは、ベルト荷重測定用ドライブプーリで測定したベルト荷重データで、本テストエンジンでは、クランク回転1回に対して2つのピーク値を持った周期的な波形パターンである。これは、ベルト荷重の変動はカム駆動トルク変動が起因として発生している為、カム駆動トルク変動の波形パターンに従属している為である。2段目以降の番号の付いたデータは、カムプーリの7

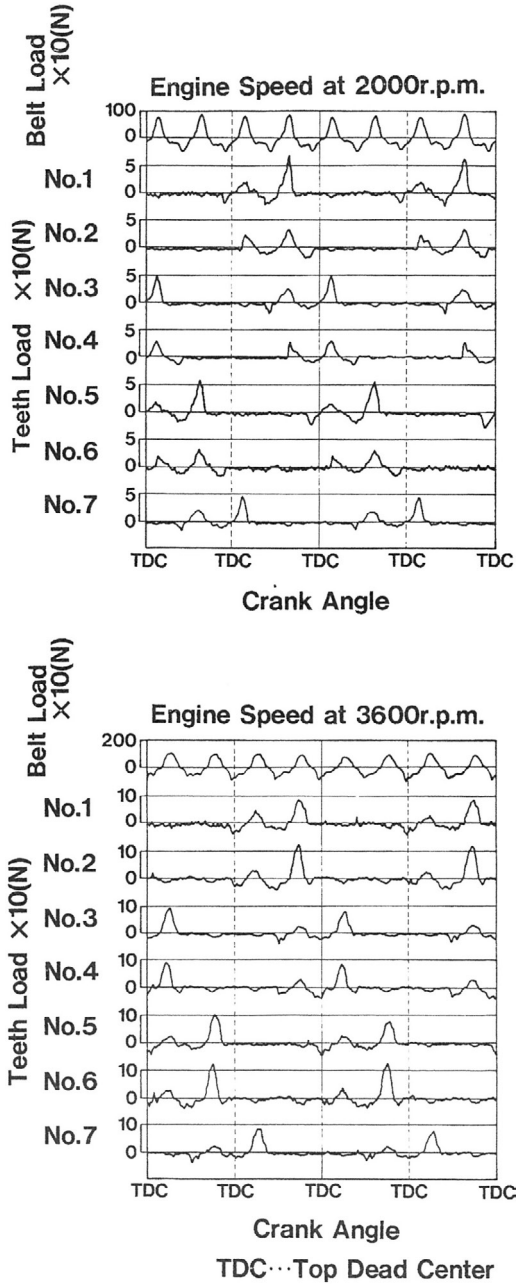


Fig. 8 Belt tension load and each tooth root load versus crank angle

か所に取り付けられた各歯元荷重測定用歪ゲージによる測定値である。

歪みゲージを取り付けたカムプーリの各歯は、ベルトがカムプーリの約半周に巻き付いている間に２度ほど歯元荷重の高い値を示す。

ベルト荷重ピーク値の発生タイミングと各歯元荷重値との関係を検討してみると、歪みゲージを取り付けたカムプーリ歯の位置により歯元荷重値の大きさが違うことが判る。特に、このセンサーの付いた歯がカムプーリとベルトの噛み離れに近い位置で、ベルト荷重のピークと同期すると歯元荷重値が高くなるのが判る。また、噛み込みに位置するところで同期すると低い値を示すのが判る。

そこで、各エンジン回転数毎の各歯元荷重値を、カムプーリ上の歯元位置に対してプロットし Fig. 9 に歯元荷重分担実測値として示した曲線は最小自乗法にて求めている。

この図から、カムプーリの約半周に巻き付いているベルトの各歯元荷重分担に違いがあることがはっきり現れている。

これらの荷重分担に関する内容は、今までに、多くの報告例 (5)～(7) が見られる。これらは、荷重一定の条下での測定、及び理論的に解析されたものが多く、荷重が変化した場合を測定してより一般的な取扱いをしたものはない。

3.2. 静的歯元荷重分布

エンジンベルト廻りレイアウト (Fig. 3) と全く同じレイアウトの治具をアルミ板上に再現し、エンジンベルト廻りレイアウトで歯元荷重分担の測定を行った。(Fig. 10)

この単体解析装置を使って、各歯元の位置に於ける歯元荷重を整理したのが Fig. 11 である。横軸はカムプーリ上の歯の位置を示している。ベルト荷重を変化させると、各歯元荷重値は変化するものの、動的歯元荷重分担と同じような荷重分担の傾向を示している。

4. 歯元荷重分担率の算出

前述した歯元荷重のピーク値を同一クランクアングルにおけるベルト荷重値で除し無次元化して荷重の分担率を求め、その時の歯元位置で整理を行った。解析には、テストを行ったエンジン回転数の Idle から 6000rpm に相当する測定範囲 20Hz～200Hz までの測定データを用いた。

データーレコーダに入力された各エンジン回転数での

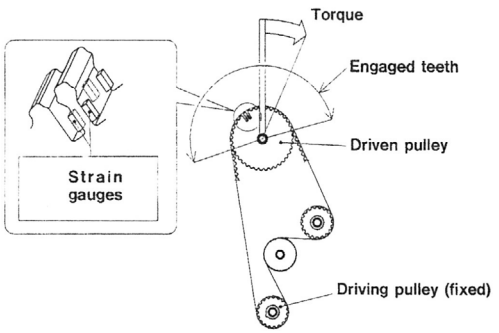


Fig. 10　Measurement method of static tooth root load distribution

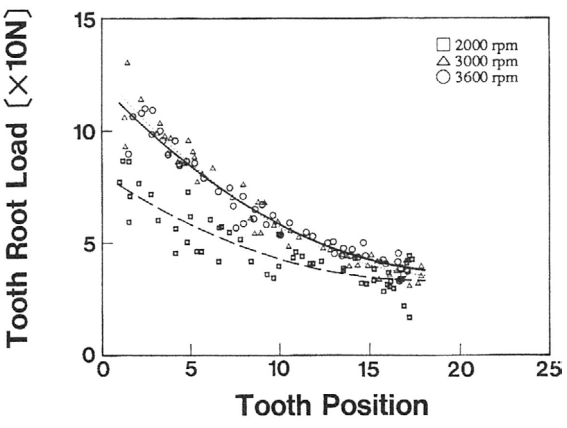


Fig. 9　Dynamic tooth root load distribution

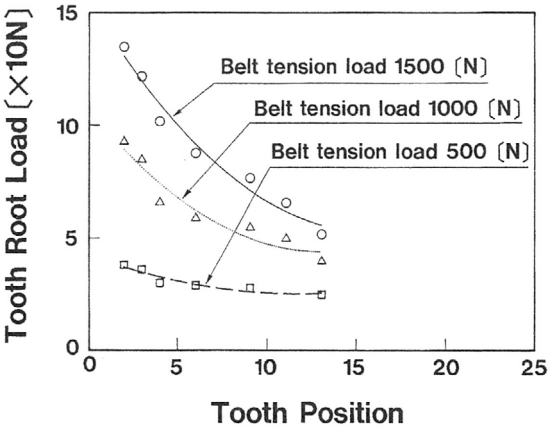


Fig. 11　Static tooth root load distribution

ベルト荷重値と各歯の歯元荷重値をコンピュータ（HP9000MODEL330）に入力し、自動的にベルト荷重の振幅と同位相における各歯元荷重値を読み取り、解析を行った。

この結果を Fig. 12 に示し、曲線は最小自乗法を用いて求めた。

このように無次元化して、各歯の荷重分担率でみると、低回転域から高回転域（測定範囲 20Hz 前後～200Hz 前後）まで、エンジン回転数や、ベルト荷重値の違い等の影響がほとんど無く、一定の曲線に近似してくることが判った。

この結果から、歯元荷重分担率はベルト荷重値が変化しても各歯の分担率は変化せず、一定であることが判る。

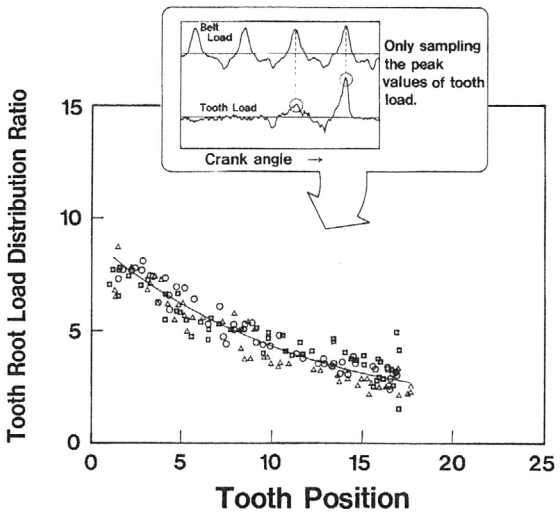


Fig. 12 Dynamic tooth root load distribution ration

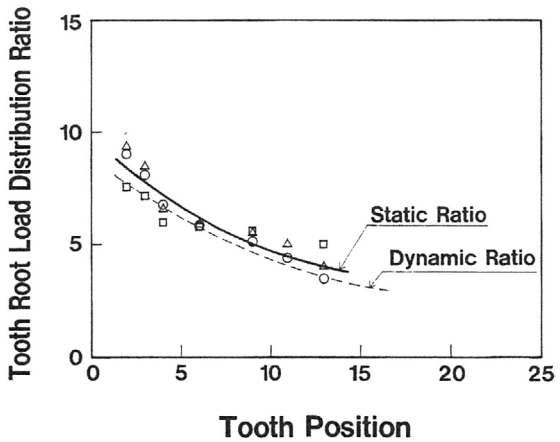


Fig. 13 Static tooth root load distribution ratio

同様に静的歯元荷重の無次元化した結果を Fig. 13 に示す。静的にも歯元荷重分担率はベルト荷重値に影響されないことが判る。

Fig. 13 は Fig. 12 で得られた動的歯元荷重分担率を破線で示している。静的歯元荷重分担率（実線）と動的歯元荷重分担率（測定範囲 20Hz 前後～200Hz 前後）はほぼ一致すると判断出来る。

ここで、この動的荷重分担率と静的荷重分担率がほぼ一致した理由について考察してみる。

Fig. 14 は、カム軸の回転とベルト荷重の変動を示している。カム軸の回転変動にともなってベルト荷重の変動も大きくなり、瞬間的に荷重が零になる点が存在する。

一方、静的荷重測定時は、一度荷重を完全に抜いた状態からベルト荷重を加えている。従って静的及び動的荷重の加え方はほぼ同じであるといえる。

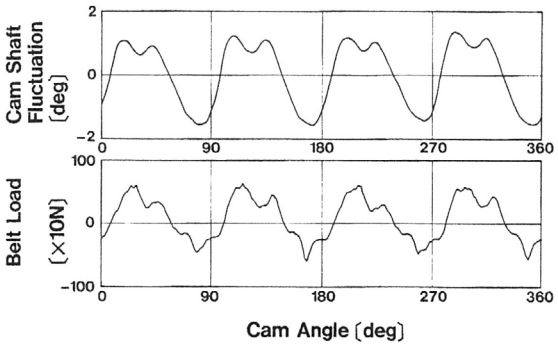


Fig. 14 Cam shaft fluctuation

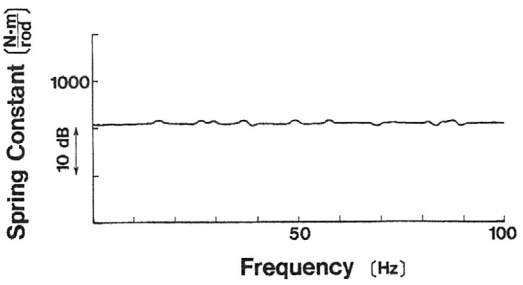


Fig. 15 The dynamic characteristics of the spring constant of the belt layout

また、Fig. 10 で示した単体解析装置のレバーを加振し、ベルト廻りレイアウトにおける周波数変化に対する動バネ定数を調べた結果を Fig. 15 に示す。この結果よりほとんど周波数によるバネ定数変化が少なく、動的時も静的時も同等のバネ定数であることが判断できる。

従って、動的測定時と静的測定時のベルト荷重の加え方とベルト廻りレイアウトにおけるバネ定数がほぼ一致することが、動的荷重分担率と静的荷重分担率がほぼ一致した大きな理由と思われる。

5. 結　　論

同一仕様の丸歯タイミングベルトを使用する限り、一般の自動車用エンジンのカム駆動等に使われる 20Hz～200Hz 前後の周波数の範囲ならば、動荷重及び静荷重に係わらず歯元荷重分担率はほぼ一定である。

この結果、エンジン運転中のカムプーリ上の各歯の荷重分担が静的単体解析テストで判断出来るため、ベルトの歯山欠落に対する強度判定が容易になり、エンジン開発の効率改善につながった。

6. 参 考 文 献

(1) 友野清久、他:エンジン用歯付きタイミングベルトの動的心線荷重測定手法、自動車技術会学術講演会前刷集 912　Vol.1　912177 (1991. 10)

(2) Yuichi Murakami, Masahiko Watanabe et al.,: “Study of Belt Toughness Through an Examination of the Strain on Belt Cords”, SAE Technical Paper 880415

(3) 網島貞夫、藤井透:タイミングベルトの歯における荷重分布について、日本機械学会論文集 42 巻 359 号、(1976. 7)

(4) 篭谷正則、小山富夫、他:歯付ベルトの初張力作用時における荷重分担、日本機械学会論文集（C 編）49 巻 448 号 (1983. 12)

(5) 小山富夫、篭谷正則、他:歯付ベルトの強度に関する研究（第 1 報）、日本機械学会論文集（第 3 部）44 巻 377 号 (1978. 1)

(6) 水野直比古、稲垣浩、他:タイミングベルト運動解析、自動車技術会学術講演会前刷集 871 (1987. 5)

(7) J. Reinicke-Murmann, P. Kreuter: “Analysis and Development of Camshaft Drive Systems Using a Computer Simulation Model”, SAE Technical Paper 900448 (1990)

■著　者■



内 田 孝 尚



花 田 尚 喜



山 地 泰 比 古

レーザー表面改質によるアルミ合金の耐摩耗性表面の研究

Improvement of Wear Resistance of Al Alloys with Laser Surface Modification

渡部直也* 岡部伸治* 岩佐孝*
Naoya Watanabe Shinji Okabe Takashi Iwasa

要旨

自動車用のエンジン・車体材料は軽量化・低燃費化のために鉄系からアルミ合金への置換が進められて来ている。しかしアルミ合金は耐摩耗性が低く、有効な表面処理法もないため高負荷の摺動部位への適用には限界がある。我々は、このアルミ合金の表面をレーザー表面改質技術により改質することにより、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。

本研究により得られた表面層は金属間化合物 Al_3Ni と Al_3Ni_2 との複合マトリックス中に Al_3Ta 粒子が析出し分散した新規組成であり、ビッカース硬度 600 以上、厚さ 0.8mm 以上を示す。この表面層は既存技術では不可能な高負荷摺動部位へのアルミ合金の適用の可能性を示すものである。

ABSTRACT

Aluminum alloys have been used in a variety of automotive parts to replace steel and iron and have contributed to weight reduction of automobiles. However, its wear resistance is inferior to that of steel or iron, and there are no aluminum surface treatment processes to eliminate this problem. Thus the laser surface modification was applied to the aluminum alloys surface to enhance their characteristics, thereby achieving improved wear resistance for the materials that otherwise cannot withstand the sliding loads arising from high radial and sliding shear stresses.

It was found that the new surface microstructure, which has been produced by superficial melting of the aluminum alloys surface and alloying Ni and Ta, consisted of fine Al_3Ni and Al_3Ni_2 matrices in which Al_3Ta particles precipitated as the reaction products.

The new surfaces showed sufficient hardness and thickness, at Hv 600 and 0.8 mm respectively. The high wear resistance of this surface was demonstrated by a cam-rocker arm simulation test.

1. まえがき

Al 合金は軽量構造材料として、多くの自動車部品で鉄鋼材料に代替され、エンジン・車体の軽量化に大きく寄与している。しかし、Al 合金の最大の欠点の一つは耐摩耗性が鉄鋼のそれと比べて著しく劣る点である。Al 合金に対しては鉄鋼材料における浸炭や窒化といった簡便で効果的な表面硬化法がなく、高面圧、高摺動速度、叩かれ等の過酷な摩擦摩耗を被る部位への適用には限界があるのが現状である。既に実用化されている Al 合金の表面硬化法にはアルマイト処理や各種のめっき法と厚膜タイプの溶射等が挙げられるが、前者の膜厚は数 μm から数十 μm 程度と薄く、後者は母材との密着力が低いため上記のような高負荷に耐え得る厚膜の表面硬化技術はいまだに確立されていないと言ってよい。

本報では、既に本誌 vol.3[1] にて報告した CO_2 レーザーによる Ti 合金の表面改質技術を、熱伝導性が良く低融点の Al 合金に応用した結果について報告する。Al 合金にレーザー表面改質技術を応用する上での問題点は上記の熱的物性により表面局所に安定した溶融池を形成しづらい点と、合金化元素の固溶限が低く高硬度を狙って合金化量を増やすと金属間化合物の生成によって脆化し易いという点である。

レーザーを用いた Al 合金の表面改質については既にいくつかの研究が行われており、G. Coquerelle ら[2] は Al-Si 合金の初晶 Si の再溶融微細化および Si の合金化を、F. Ferraro ら[3] はやはり Si のほか Ni, TiN, TiC 等の付与を試みている。この他にも種々の研究がなされているが[4][5][6]、いずれも表面層のマトリッ

＊和光基礎技術研究センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1992_4_13

クスがα－Alであることには変わりなく、従ってその硬度も高々Hv400までである。

本研究では従来にないHv600以上の高硬度と0.5mm以上の厚膜の表面硬化層を得ることを目的に、表面層の材料組成と特性との関係について調べた。その結果表面層への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、鉄系摺動材に匹敵する高硬度で耐久性に優れ、しかも厚膜のAl合金表面層の新組成を見い出すことができたので報告する。

2. 実 験 方 法

2.1. 供試材

改質の対象とする基材には、A5052合金を用いた。その化学成分をTable 1に示す。実験用サンプルは上記合金の焼鈍材を25×70×7(mm)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Table 2に示す。粉末の粒径はいずれも粉末供給装置の供給量安定性を考慮して10～149 μmの範囲とした。

2.2. 装置および実験手法

本研究で用いたレーザー発振器は東芝製5kW CO_2 レーザー加工機(TOSLASER CO-50)である。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焦点距離15inchの集光レンズとビームオシレータを使用してスポットサイズφ2.3mmの集光ビームを振幅5mmで、揺動させつつAl合金基材に照射した。揺動幅を考慮したエネルギー密度は4.8×10^4 W/cm^2 に相当する。Fig. 1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、溶融部には酸化を防止するためHeガスを2×10^4 cm^3/minの割合で吹きつけた。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。

2.3. 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)～7)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等への影響を調べた。

1) 光学顕微鏡によるミクロ組織観察

Table 1 Chemical composition of the A5052P substrate (mass %)

	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Al
A5052P	0.08	0.3	.024	.002	2.78	.21	.003	bal.

Table 2 Alloying powders used in experiments

substrate	alloying powder
A5052P	Si Ti V Cr Mn Fe Co Ni Cu Zn Zr Nb Mo Ta W Sn Pb Bi

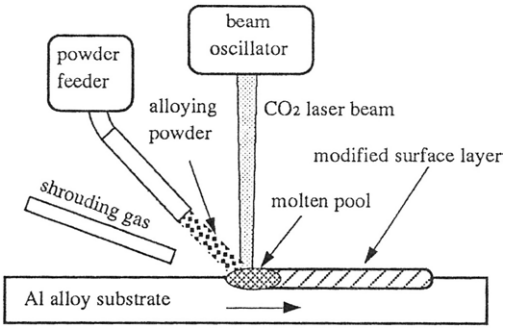


Fig. 1 Schematic diagram of the laser surface modification

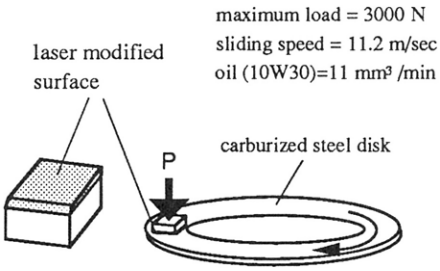


Fig. 2 Chip-on-disk type sliding test method

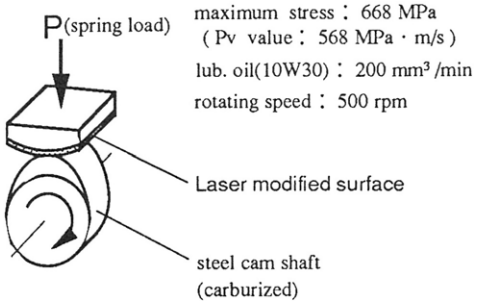


Fig. 3 Cam-rockerarm simulating test method

2）マイクロ･ビッカース硬度測定
3）ビッカース硬度測定用ダイヤモンド圧子による亀裂発生限界荷重の測定
4）走査型電子顕微鏡(SEM)による組織観察
5）電子線マイクロアナライザー(EPMA)による定性･定量分析
6）X 線回折装置(XRD)による状態分析
7）画像解析装置による分散相体積率(Vf)測定

2.4. 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高面圧条件下の耐摩耗性を評価した。それぞれの試験方法を模式的に Fig. 2, Fig. 3 に示す。

3. 研 究 結 果

3.1. 改質表面組成

まず添加によって表面硬化の効果がある元素を探す目的で、実用金属元素の範囲内で合金元素のスクリーニングを行った結果、Cr から Cu にいたる遷移金属群は合金化により著しい硬化を示すことが確認された。いずれも添加量を徐々に増していくと母材 Al と金属間化合物を形成し硬度を増していく。Fig. 4、Fig. 5 には Ni および Cu を合金化した場合の添加量と硬度の関係およびそのときに改質層内に生成される化合物相の関係を示す。

Ni の場合、層内の Ni 量が 40mass% 以下では α－Al マトリックス中に Al_3Ni の形の化合物が析出した形態をとり、添加量の増加とともにその体積比率は増加し硬度も上昇していく。さらに Ni 量を 40mass% 以上に上げていくと改質層は Al_3Ni と Al_3Ni_2 との化合物複合相に

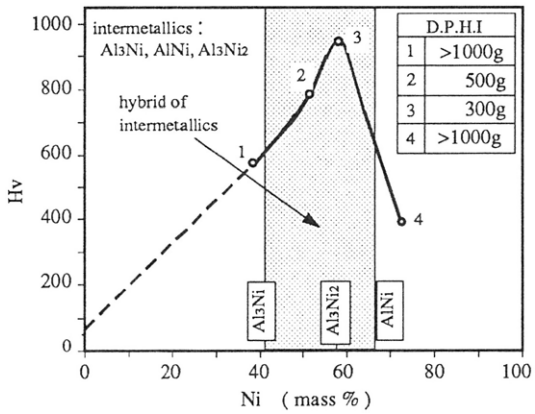


Fig. 4 Effect of the Ni concentration on the hardness and the obtained phases of the alloyed surface

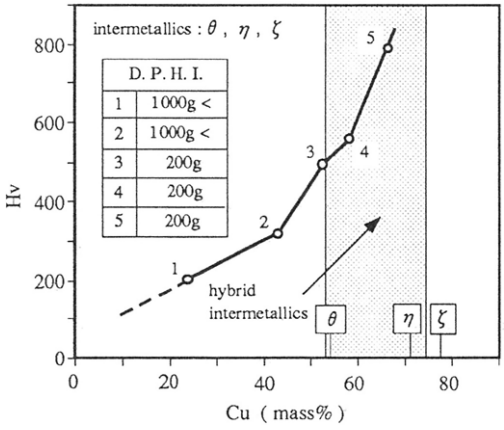


Fig. 5 Effect of the Cu concentration on the hardness and the obtained phases of the alloyed surface

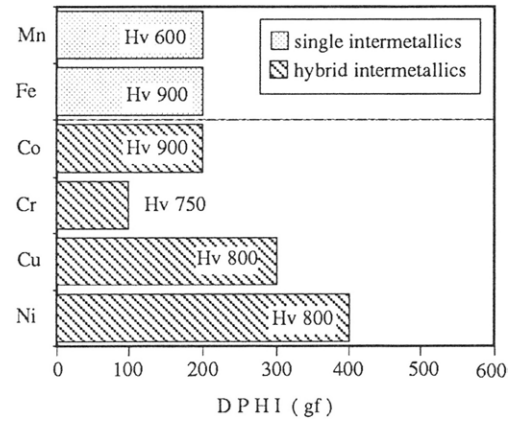


Fig. 6 Diamond pyramid hardness indentation (DPHI) value of the alloyed surfaces

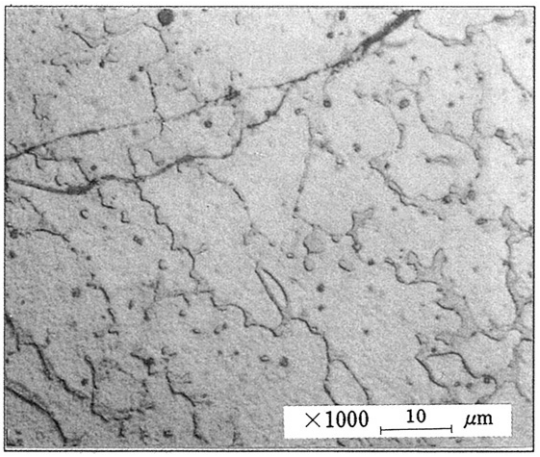


Fig. 7 Microstructure of Cr alloyed surface (OM)

なり、硬度もHv800を超えることが分かった。そして60 mass%を超えると低硬度のAlNi相が晶出し硬度は逆に低下していく。Fig. 5に示したCuをはじめ他の遷移金属でも概ね似たような傾向を示し、添加量の多い領域で上記のような極めて硬度の高い化合物複合層を形成することが確認された。

しかしこのような化合物複合相は高硬度を示すかわりに、Fig. 6に示すダイアモンド圧子による亀裂発生限界荷重からも分かるように極めて脆く、合金化処理のままですでに割れを示しているものもあった。これはFig. 7に示すように層内に脆い金属間化合物相が粗大に晶出するためであり、従来はこの点で合金化元素の高濃度添加は好ましくないとされ、結果としてHv600を越えるような高硬度表面は得られていない。そこで我々は上記の高硬度を維持しつつ、改質層の靭性向上を目指して第２元素の添加を試みた。第一添加元素である遷移金属としては単独添加のなかで最も亀裂発生荷重の高かったNiを選び、Ni粉末と同時に第２元素の粉末を供給するという方法で実用金属元素のスクリーニングを行った。

Fig. 8にその結果の一部を示す。横軸に元素の融点を縦軸に添加した改質層の亀裂発生限界荷重を示す。図から明らかなようにNb, Ta, W, Moといった高融点金属の同時添加により改質層の亀裂発生限界荷重が向上することがわかった。この効果はとくにTa, Nbで顕著であった。Fig. 9はNiの単独添加(a)とNi, Ta同時添加(b)により得られた合金化層断面の、SEMによる反射電子(BSE)像を示したものである。Taを同時添加した場合の組織はNi単独添加のそれに比べて明かに微細であり、(b)のBSE像で明るい灰色に見えるAl_3Niとやや暗い灰色のAl_3Ni_2とから構成されるマト

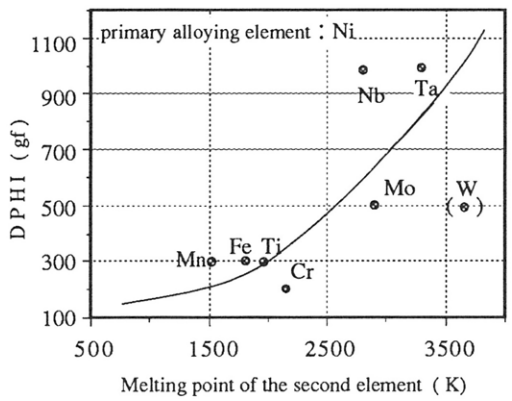


Fig. 8 Effect of the secondary alloying elements on the DPHI value of the modified surface

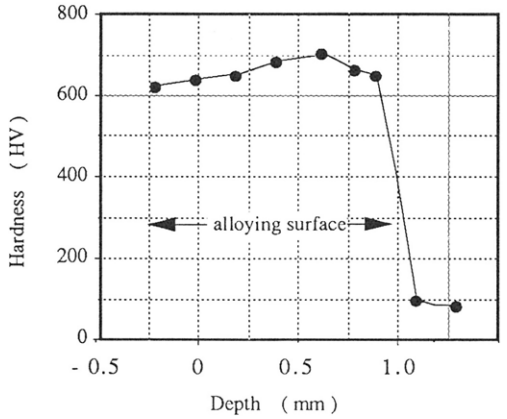


Fig. 10 The microhardness depth profile in a cross-section of the Ni-Ta alloyed surface

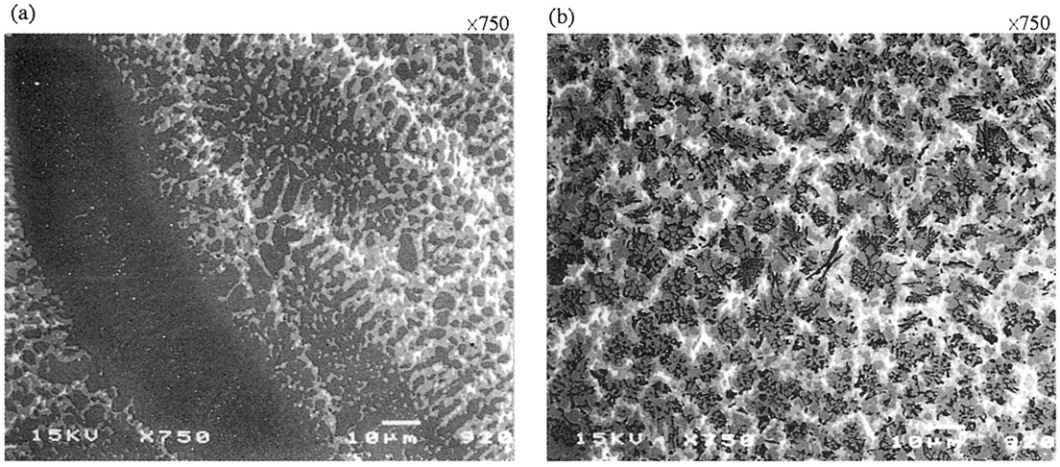


Fig. 9 BSE image of Ni alloyed surface(a) and Ni-Ta alloyed surface(b)

リックス中に、黒く見える粒径3 μm以下のAl_3Ta粒子が均一に分散した組織になっている。Ta添加によってこのような微細組織が得られた原因は、溶融池の凝固過程で高融点のAl_3Taが最初に晶出して核を生成することにより、遅れて晶出するAl_3NiとAl_3Ni_2相の粗大化を妨げたためと推定される。上記の靭性向上効果はこの組織の微細化によって得られたものと考えられる。

この遷移金属＋高融点金属の組合わせのなかで最も靭性向上効果の大きかったNi−Ta合金化表面について、その総添加量、量比およびレーザープロセス条件を振り、層内硬度、均一性そしてその摺動特性を最適化して得られた表面の化学組成および各化合物の体積率をTable 3に、その際のレーザープロセス条件をTable 4に示す。

Table 3 Chemical composition of the Ni-Ta alloyed surface

elements	Ni	Ta	Mg	Al
mass%	39.5	11.5	< 1.0	bal.
phases	Al_3Ni_2	Al_3Ta		Al_3Ni
vol.%	45 ±10	20±5		Bal.

Table 4 Typical laser processing parameters

laser power : 5kW (CW) beam diameter : φ 2.0-2.5 mm beam oscillate width : 5 mm travers speed: 250 mm/min	alloying powder : Ni, Ta powder feed rate : Ni = 15.0 g/min Ta = 5.0 g/min shrouding gas : He $2\times10^4 cm^3$/min

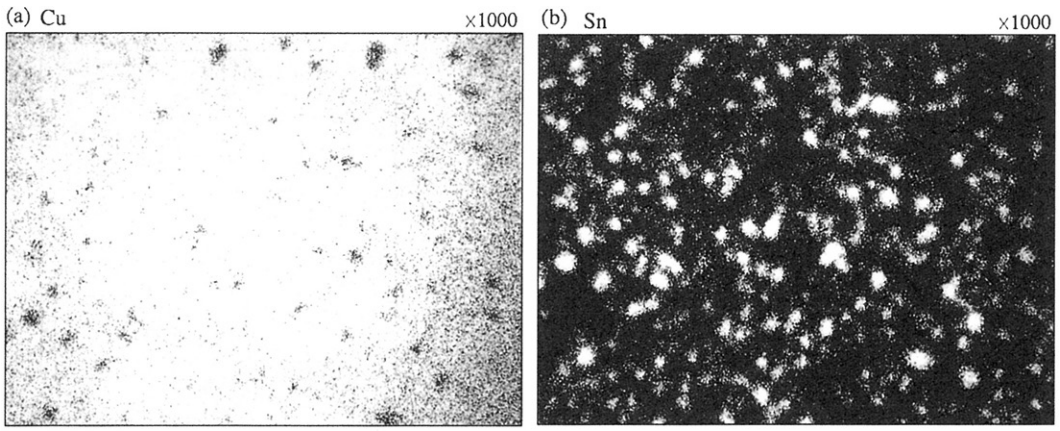


Fig. 11 Qualitative analysis map of the Cu-Sn alloyed surface by EPMA

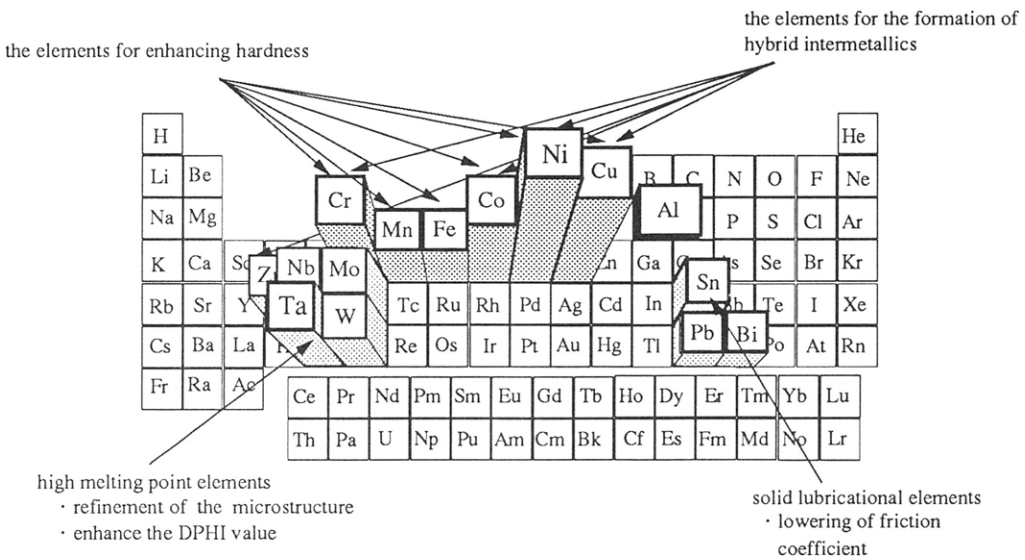


Fig. 12 The effect of the alloying elements on the laser modified surface

Fig. 10 には Ni＋Ta 合金化表面層の断面硬度分布測定結果を示す。合金化層 0.8mm の深さと Hv600 以上の高硬度を示している。

以上のように本研究で得られた金属間化合物複合組織は、合金添加量の少ない場合に得られるα－Al 固溶体中に硬質な化合物粒子が分散した表面層では不可能な高硬度表面をミリオーダーで可能にするものである。また表面を溶融させて形成したものであるために基材との結合も強固な金属結合であると考えられ、従来鉄基材料しか使えなかった高面圧･高速度の耐摩耗用途への Al 合金適用の可能性を示すものである。

上記とは別に第２元素の添加実験を通して Sn, Pb, Bi 等の固体潤滑性金属を用いると極めて低摩擦係数の硬質表面が得られることも確認された。Fig. 11 は第一添加元素を Cu とし第２元素に Sn を用いて得られた表面層の EPMA による面分析結果を示すものであり、それぞれ (a) は Cu、(b) は Sn の分布を示している。Al－Cu 系金属間化合物のマトリックス中に微細な Sn 粒子が均一分散していることが分かる。尚この場合の Sn の分散体積率は 8～12% であり、その摩擦係数は無添加のそれに比べて 1/3 に低下した。

以上の Al 合金のレーザー表面改質研究を通じて得られた各元素の合金化表面への添加効果をまとめたのが Fig. 12 である。図に示された各元素の高さは高いほどその効果が顕著であることを示す。

3.2. 摺動特性評価結果

Fig. 13 に Ni－Ta 合金化表面のチップ･オン･ディスク試験による耐焼付き性の評価結果を示す。同時に示した摩擦係数 μ は焼付き前の値である。Al 合金は素材ままの表面では高々1000N（接触面積 1 cm^2）以下の焼付き荷重であり、既存の各種の表面処理（基材：A5052）を施してもそれほどの向上は見られない。それに対してレーザー表面改質を施した Ni－Ta 合金化表面は鉄系摺動材と同等の 1500N 以上の焼付き限界と 0.01 以下の低摩擦係数を示した。

Fig. 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、本試験では高面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、基材ままでは瞬時

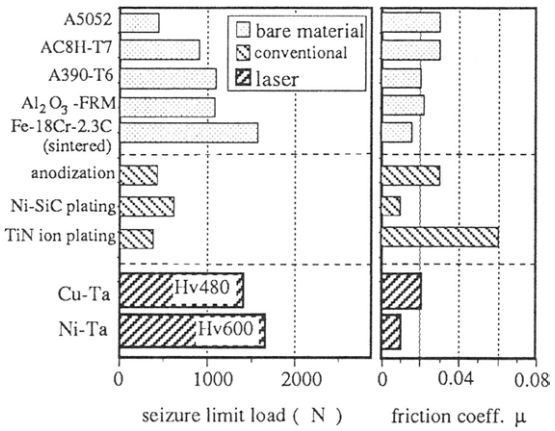


Fig. 13　Results of chip on disk sliding tests for Ni-Ta alloyed surface

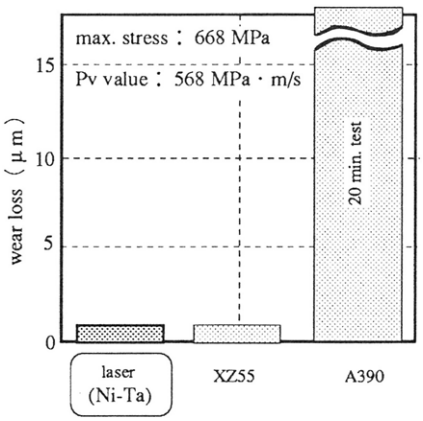


Fig. 14　Results of cam-rockerarm simulation tests for Ni-Ta alloyed surface

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 Cr 高 C 摺動材と同等の結果であり、カムノーズ，ロッカーアームスリッパー面等への応用が期待できる。

4．結　　論

耐摩耗性に欠点を持つ Al 合金の表面に、既存技術では不可能な高硬度･厚膜の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 Al 合金の高面圧･高速摺動部材への応用の可能性を示すものである。

1）この耐摩耗性表面は、Al 合金上に CO_2 レーザーを照射して局所的に形成した溶融池内に、Ni と Ta または Ni－Ta 合金粉末を供給して表面層のみを合

金化させることにより得られる。

2）表面層の組織は、基材のAlと付与したNiとが反応して形成される微細なAl_3NiとAl_3Ni_2とのAl-Ni系化合物の複合マトリックス中に、やはり基材Alと付与したTaとが反応して晶出したAl_3Taが微細に分散した化合物複合組織である。

3）表面層はHv600～800の高硬度と0.8mmという十分な膜厚を有しているため、高面圧・高速摺動条件下の耐摩耗性が極めて高く、従来鉄系材料しか使えなかった高負荷の耐摩耗性用途へのAl合金の適用の可能性を示すものである。

5. 参考文献

(1) 渡部、宝田、輪嶋、徳根、岡部：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、HONDA R&D Technical Review vol.3 (1991) 208-216.

(2) G. Coquerelle, M. Collin and J. L. Fachinetti: “Laser Cladding and Alloying”, 3rd I. C. L. M. (1986) 197-205.

(3) F. Ferraro, C. A. Nannetti and M. Campello: “Aluminum alloy surface hardening by laser treatment”, 3rd I. C. L. M. (1986) 233-243.

(4) J. M. Pelletier, L. Renaud and F. Fouquet: Materials Science and Engineering, A134 (1991) 283-287.

(5) 松田福久、中田一博：溶接学会全国大会公演概要第44集 (1989) 174-177.

(6) 松山秀信、柴田公博：溶接学会全国大会公演概要第44集 (1989) 180-181.

■著　者■



渡部直也



岡部伸治



岩佐　孝

急冷凝固 Al-6Cr-3Fe-2Zr 合金の高温強度特性

Elevated Temperature Properties of Rapidly Solidified Al-6Cr-3Fe-2Zr Alloy

小池精一* Seiichi Koike
窪田隆一* Ryuuichi Kubota
市川政夫* Masao Ichikawa
馬場剛志* Tsuyoshi Baba
高橋和也* Kazuya Takahashi
三浦啓二** Keiji Miura

要　旨

急冷凝固粉末プロセスを用いて、高温での強度に優れた耐熱性アルミニウム合金 Al-6Cr-3Fe-2Zr を開発した。本合金は熱的に安定した金属間化合物を微細に分散させ、高温での強度低下を抑制しようとするものである。本研究は、この微細分散化合物粒子に及ぼすアトマイズガスの種類、粉末粒子サイズの影響を調べたものである。

また高圧ガスアトマイズ(He, -25 μm)粉末と低圧ガスアトマイズ(N_2, -105 μm)粉末を用いた押出材の高温での引張強度、疲労強度、クリープ特性についても比較検討した。

その結果、本合金の高温での強度は従来の耐熱性アルミニウム合金 2618 より優れていることが確認できた。

本合金は既存アルミニウム合金の使用温度の限界を越える 350℃ までの温度域での使用が可能であり、エンジン部品への幅広い応用が期待できる。

ABSTRACT

A heat-resistant aluminum alloy (Al-6Cr-3Fe-2Zr) was developed by applying the rapidly solidified powder process. This aluminum alloy exhibits excellent strength at high temperatures by dispersing themally stable fine intermetallic compounds. This paper describes not only the effects of atomized gases and powder size on the finely dispersed compound particles, but also the tensile strength, fatigue strength, and creep resistance at elevated temperatures of aluminum alloy extruded from high-pressure gas atomized powder (N2, -105μm). The strength of the Al-6Cr-3Fe-2Zr alloy at elevated temperatures was higher than that of conventional heat-resistant aluminum alloy 2618. Therefore, Al-6Cr-3Fe-2Zr alloy can be used with temperatures as high as 350°C, which is beyond the working temperature limit of the conventional ingot-metallurgy aluminum alloy. Consequently, this alloy is expected to be widely applied for engine parts.

1. まえがき

ジュラルミンに代表される時効硬化型のアルミニウム合金は軽量高強度であり、150℃ の高温域までの用途に広く実用化されている[1)]。現状、Cu, Mg, Zn を主要添加元素とする 2000 系、7000 系合金は添加元素の選択や熱処理の改良による高強度化の努力がなされている[2)]が、既存の鋳造、鍛造というプロセスを用いる限り、飛躍的な強度向上は期待できない感がある。最近アルミニウム合金の特性を向上する手段として、高性能繊維、ウィスカで強化したアルミニウム複合材料や急冷凝固法を応用した新しいアルミニウム合金の研究が活発になされている[3)]。アルミニウム複合材料は当社でもコンロッド[4)]シリンダブロック[5)]で実用化され軽量高性能エンジンの開発に大きく寄与している。

一方、急冷凝固粉末プロセスを用いたアルミニウム合金の研究も活発に行なわれており、既存アルミ合金を凌駕する特性を持った新しいアルミ合金が開発されている。例えば、Al-Si-Fe 系合金は強度と耐磨耗性に優れており、バルブスプリングリテーナに採用されエンジンの高回転化を可能にした[6)]。また、急冷凝固法を応用した耐熱アルミニウム合金の研究は、Al-Fe 系を中心に行われており、Al-8Fe-2Mo 合金[7)]及び Al-8Fe-4Ce 合金[8)]が比較的早く開発され、Al-8Fe-4Ce 合金は小型ガスタービン

＊　和光基礎技術研究センター
＊＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1992_4_14

用コンプレッサのインペラへの適用が詳細に検討されている[9]。

レシプロエンジンの吸気バルブは運転時高温にさらされるため耐熱鋼が一般に使用されている。

筆者らはこの吸気バルブへの適用を可能にする耐熱アルミニウム合金の研究を実施し、Al-Cr 系を基本に急冷凝固法を用いて、高温強度と延性に優れた Al-6Cr-3Fe-2Zr 合金を開発した。

耐熱アルミニウム合金の合金設計の考え方は、熱的に安定した金属間化合物を微細に分散させて、高温での強度低下を抑制しようとするものであり、急冷凝固粉末の組織制御は極めて重要である。

そこで、本研究ではガスアトマイズ法により急冷凝固した Al-6Cr-3Fe-2Zr 合金粉末のミクロ組織に及ぼすアトマイズ製法･アトマイズガスの種類･粉末サイズ等の影響を調べた。また、押出成形材の組織と機械的性質の関係についても検討するとともに、高温での各種強度特性（疲労強度、引張強度、クリープ特性）を従来の耐熱性アルミニウム合金と比較した。

2. 耐熱アルミニウム合金設計

粒子分散型合金の強度は、分散粒子の体積分率が大きくなるほど、また、分散粒子のサイズが小さくなるほど向上する。前述のように Cu, Mg, Zn を主要添加元素とする 2000 系、7000 系の時効硬化型の高強度アルミニウム合金は常温から 150℃ までの温度域で優れた強度を示し、広く航空機用材料として実用化されているが、150℃ 以上になると強度が急激に低下するため、高温での用途には適していない。これは合金の強化に寄与している微細な析出粒子が、高温下で拡散によって粗大化するためである。

すなわち、アルミニウム合金の耐熱強度を向上させるには

①分散粒子の体積分率を大きくすること

②分散粒子を微細にすること

③分散粒子の成長を抑制するため、拡散速度の遅い元素を選ぶこと

が合金設計をする上で重要となる。

アルミニウム中における拡散の遅い元素として、Fe, Cr, Zr, Ni, Mo, V, Ti, Co, Ce 等があるが、これらの元素は、従来の重力鋳造法やダイカスト法では溶湯からの冷却速度が遅いため合金元素による金属間化合物が粗大に晶出し、材料の靭性が著しく低下するので大量に添加することはできなかった。急冷凝固を応用した粉末冶金法によれば、高い冷却速度による晶出粒子の微細制御が可能で、従来大量添加できなかった上記元素が積極的に利用できるため、合金設計の自由度が拡大する。

筆者らは、アルミニウム中の拡散が遅い元素群の中から、同一添加量で硬さ向上効果が大きく、同時に高温での硬さ低下が少ない元素の組み合わせを選定し、高温強度に優れたアルミニウム合金、Al-6Cr-3Fe-2Zr の開発に成功した。

3. アルミニウム合金粉末の要求特性

急冷凝固法によって得られる耐熱性アルミニウム合金の用途を、エンジンの吸気バルブのような高速可動部品などへの適用を前提として考えると、以下のような粉末特性が要求される。

①冷却速度が速く、均一な急冷凝固組織を持つこと

冷却速度が速いほど粉末内の組織は微細になり、また添加元素の固溶量も拡大する。したがって、粒度分布が挟く平均粒径の小さい粉末を作ることが重要である。

②清浄な粉末で異物の混入が無いこと

粉末製造時のるつぼ耐火物や外部から混入する異物は、材料欠陥となり材料の疲労強度を低下させるので粉末製造から最終成形工程に至るまでの汚染を防止する工程管理が重要となる。

以上の観点より、本研究では粉末製法として各種急冷粉末製法の中で量産性に優れ、清浄なアルミニウム粉末の得られる 2 種類のガスアトマイズ製法（高圧、低圧）を選定し、Al-6Cr-3Fe-2Zr 合金粉末を製造し、以下の項目について調査した。

①粉末製法、アトマイズガスの種類、と粉末特性（粒度分布、形状、組織、冷却速度）の関係

②アトマイズガスの種類、粉末サイズと粉末組織及び押出材強度特性の関係

4. 実 験 方 法

4.1. 粉末特性

原材料としては純度 99.9%Al、Al-50%Fe、Al-30%Cr、Al-5%Zr を用いた。これらの原材料を真空高周波誘導溶解し金型鋳造したものを母材とした。母材の化学組成を Table 1 に示す。

Table 1　Chemical composition of the alloy

〔mass %〕

Cr	Fe	Zr	Al
5.95	3.04	1.99	bal.

Table 2　Conditions of the gas atomization process

	Low pressure gas atomize	High pressure gas atomize
atomizing gas	He. Ar. N_2. Air	He, N_2
gas pressure (MPa)	0.44	7.9
diameter of nozzle(mm)	ϕ2.8	ϕ2.0
melting temperature(℃)	1200	1200

ガスアトマイズ法は一般的な低圧ガスアトマイズ法と高圧ガスアトマイズ法の２種類の製法を用いて実験を行った。高圧ガスアトマイズ法は特殊なガス噴射ノズル構造を用いて、通常のガスアトマイズ法より高いガス圧力で溶融金属を噴霧化する方法である。Table 2 に低圧ガスアトマイズ法と高圧ガスアトマイズ法の基本的な製造条件を示した。

アトマイズ用ガスがアルミ粉末特性及び、その押出成形材の機械的特性に及ぼす影響を確認するためアトマイズガスの種類を変えて粉末を作成した。粉体化された溶融粒子は高圧ガスアトマイズ法の場合アトマイズガスと同じガス雰囲気中の完全密閉型チャンバ内に飛散凝固する。一方、低圧ガスアトマイズ法は大気開放型のチャンバで飛散した粉末を回収した。

得られたアルミ粉末合金の粒度分布はレーザー回折法で測定した。粉末の外観は SEM で観察した。また、粉末の内部組織はアルミ合金粉末をめっき浴中に懸濁分散させ、電解 Ni めっき膜中に取り込まれた粉末を断面研磨したものを作成し[10]、半導体検出器付き SEM により反射電子像（組成像）を観察した。粉末内部の晶出物の同定で Ar ガス加熱炉で脱ガス後直ちに取り出し、熱間押出を行って外径 18mm の棒を得た。押出温度は 420℃、押出比は 19.7 であった。得られた押出棒より引張り試験片を切出して室温及び 300℃ で引張り試験を行った。

さらに、冷却速度の大きく異なる２種類の粉末、高圧ガスアトマイズ（He, -25 μm）粉末と、低圧ガスアトマイズ（N_2, -105 μm）粉末を用いた熱間押出材について、室温から 400℃ までの引張強度特性、疲労強度特性、150～400℃ におけるクリープ特性を調べた。

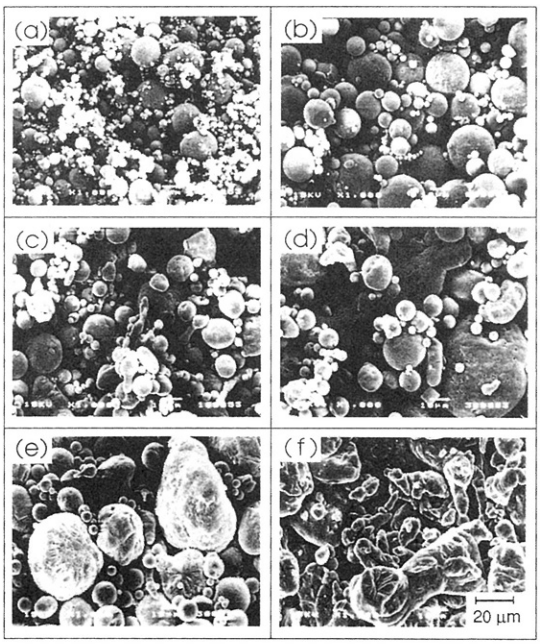
また、TEM による押出材の微視組織観察を行った。TEM 試料はツインジェットポリッシュ法で、電解液（硝酸：メタノール＝１：２, 液温 -40℃）を用いて薄膜化した。

5. 結 果 及 び 考 察

5.1.　急冷アルミ合金粉末特性とガスアトマイズ製造因子

(1) 粉末形状

低圧及び高圧ガスアトマイズ法で各種のガスを用いて得られたアルミ粉末の外観を比較し Fig. 1 に示す。He、N_2 ガスを用いた高圧ガスアトマイズ法による粉末は、粉末サイズに依らず球形である。これに対して、N_2 ガス及び不活性ガスを用いて低圧ガスマイズ法により得られた粉末形状は、10 μm 以下の微粉末はほぼ真球になっているが、粗粉末は不規則な形状を呈している。アトマイズガスに Air を用いると粉末粒径によらず、ほとんどの粉末表面に多数のしわが観察され、粉末形状も最もいびつになっている。



a) high pressure He gas atomized powders
b) low pressure He gas atomized powders
c) low pressure Ar gas atomized powders
d) high pressure N_2 gas atomized powders
e) low pressure N_2 gas atomized powders
f) low pressure Ar gas atomized powders

Fig. 1　SEM micrographs of Al-6Cr-3Fe-2Zr alloy powders by gas atomization.

これは本実験に用いた低圧ガスアトマイズ法が、アトマイズ直後のアルミ粉末を大気開放型のチャンバー内に飛散させているため、微粉末はアトマイズガスで粉砕時に急速に凝固して球状化するが、粗大な溶融粒子は空気中に飛散しながら凝固するため、粉末表面に酸化膜が形成され、球状化が妨げられているものと考えられる。

(2) 粒度分布

Fig. 2 は He, N_2 ガスを用いた高圧ガスアトマイズ法と He, N_2, Ar を用いた低圧ガスアトマイズ法で得られた粉末の粒度分布を比較した結果である。同一ガスで比較すると高圧ガスアトマイズ法の方が微粉末が多く得られている。累積質量 50% における平均粒子径は、He ガスを使用した場合、高圧ガスアトマイズ法粉末が 18 μm に対して低圧ガスアトマイズ法粉末は 35 μm であった。同様に N_2 ガスを使用した場合も高圧ガスアトマイズ法粉末の方が微粉末が多く得られている。

一般に、ガスアトマイズ法における粉末の平均粒度 d_{pm}は、次式で求められる。[11) 12)]

$$d_{pm} = CD_n\{\nu_m(1 + M_m/M_g)/\nu_g We\}^n$$

ここで We はウェーバー数で

$$We = \rho_m D_n V_g^2/\sigma_m$$

で定義される。

C : ノズル直径で異なる定数
σ_m : 溶湯の表面張力
ρ_m : 溶湯の密度
D_n : ノズル直径
ν_m, ν_g : 溶湯, ガスの動粘性係数
M_m, M_g : 溶湯, ガスの質量流量
V_g : 溶湯に衝突するガス速度
n : 噴霧角度などで異なる定数

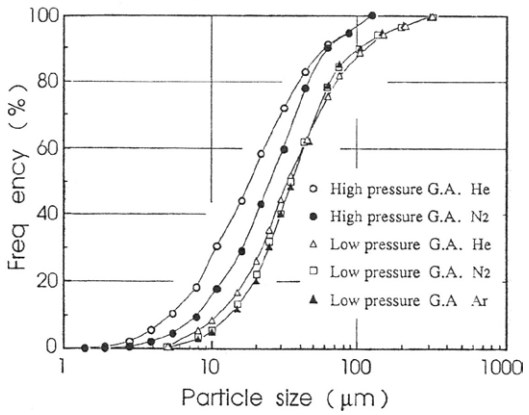


Fig. 2 Particle size distribution of as-atomized Al-6Cr-3Fe-2Zr powders

Table 3 Properties of atomized gas

	Density (kg/m^3)	Kinematic viscosity ν_g (mm^2/s)	Thermal conductivity $\times 10^{-3}$ W/(m・K)
He	0.16	122.6	152.7
N_2	1.14	15.7	25.9
Ar	1.62	13.9	17.6
Air	1.18	15.8	26.1

粉末製法について上式を用いて比較する。高圧ガスアトマイズ法は低圧ガスアトマイズ法に比べて M_m/M_g が小さく、かつガス速度 V_g が大きい。これによって平均粒度の小さい粉末が得られたものと考えられる。次に、アトマイズガス種が粉末粒度分布に及ぼす影響を同一粉末製法で比較する。アトマイズガスに He を使用すると粒度分布は微粉側にシフトする。これはガスの動粘性係数 ν_g が Table 3 に示す様に、He が最も大きいためと考えられる。

(3) 粉末組織と冷却速度

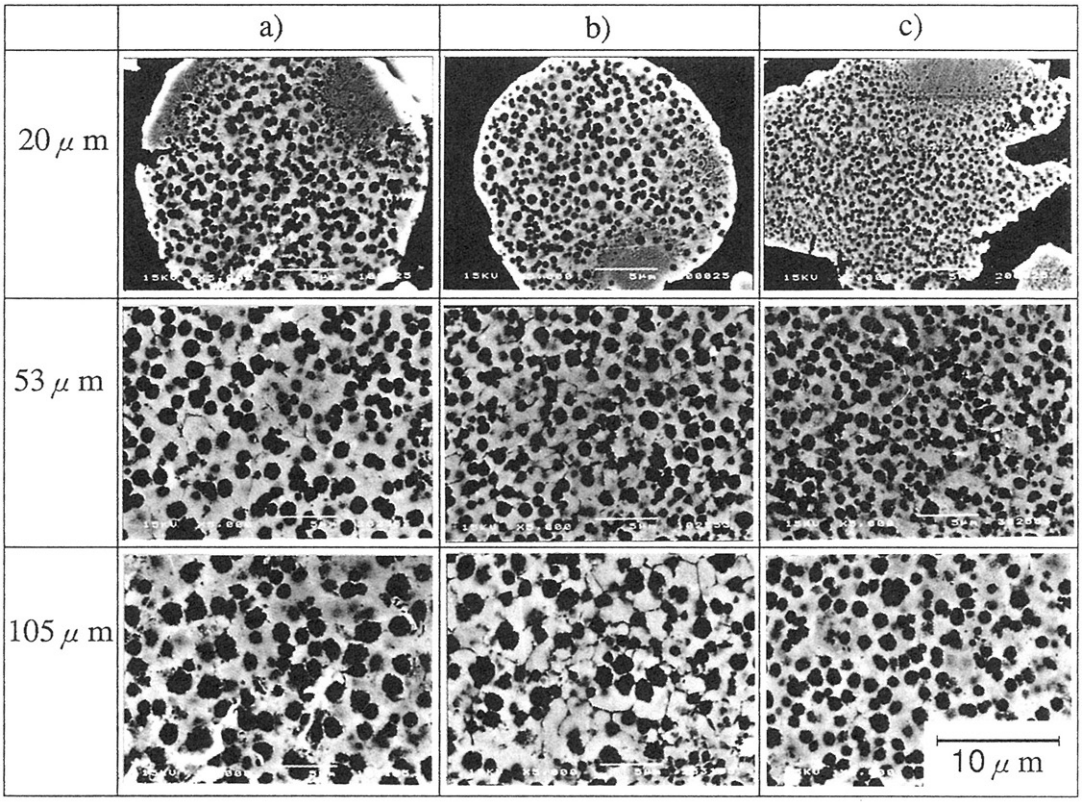
各種ガスを用いて低圧ガスアトマイズ法により得られた粉末の内部組織を粉末粒径毎に分けて SEM 観察した結果を Fig. 3 に示す。粉末が細かくなるに従って、粉末内部に晶出分散している球状粒子サイズも微細になっている。その球状晶出物の大きさは、粉末が同一サイズならばアトマイズガスの種類が He, N_2, Ar の順に大きくなっている。この微細に分散している球状晶出物は Fig. 4 に示すよう AEM の分析から Al-Cr-Fe 系の初晶晶出物であることが確認された。

次に、粉末の冷却速度に影響するアトマイズガスの種類、粉末粒径、粉末製法について粉末内部組織より検討を加えた。冷却速度はセルサイズを交線法により測定して粉末の平均セルサイズを算出して求めた[14) 15)]冷却速度と粉末粒径、及びガスの種類との関係を Fig. 5 に示す。

低圧ガスアトマイズ法、高圧ガスアトマイズ法ともに He ガスを用いた場合が最も速い冷却速度が得られている。次いで N_2, Air, Ar の順に冷却速度は遅くなっていく。

これは各ガスの熱伝導度による差と考えられ、熱伝導度の大きな He ガスが最も速い冷却速度を示す。

またアトマイズガスと粉末サイズを同一として比較すると、粉末製法による冷却速度の差は認められない。従って微細な組織を有する急冷アルミ合金粉末を効率的に得るためには、高圧ガスアトマイズ法に He ガスを用いることが非常に有効である。



a) Ar gas atomized powder　b) N_2 gas atomized powder　c) He gas atomized powder

Fig. 3　Microstructure of powders by the low pressure gas atomization

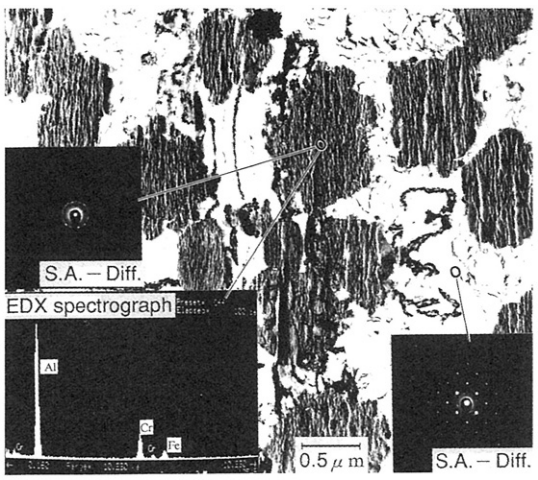


Fig. 4　AEM microstructure and diffraction patterns of N_2 gas atomized powder

5.2.　粉末粒径、アトマイズガス種と押出材の機械的特性の関係

(1) 押出材の機械的特性

前項で述べたように粉末内部に分散する化合物粒子の大きさは、アトマイズガスの種類、粉末粒径によって変化する。そこでアルミ粉末押出材の機械的特性に及ぼす、粉末粒径、アトマイズガス種の影響について検討した。

粉末粒径、アトマイズガス種と押出材の引張り強度、伸びの関係を室温、300℃で評価した結果を Fig. 6 に示す。25 μ m 以下に分級した He ガスによる高圧ガスアトマイズ粉末が室温、300℃ともに最高強度を示し、室温で584MPa、300℃という高温下でも 300MPa を示した。

これは前述の通り He ガスを使用して得られた冷却速度の速い粉末の内、さらに微粉末のみをふるい分けて押出材にしたことによるもので、微細組織を有する微粉末の割合が多くなることによるものと考えられる。また、引張り強度は室温、300℃ともに粉末の分級サイズが増大するにもなって低下する。この傾向は粉末製法によらず

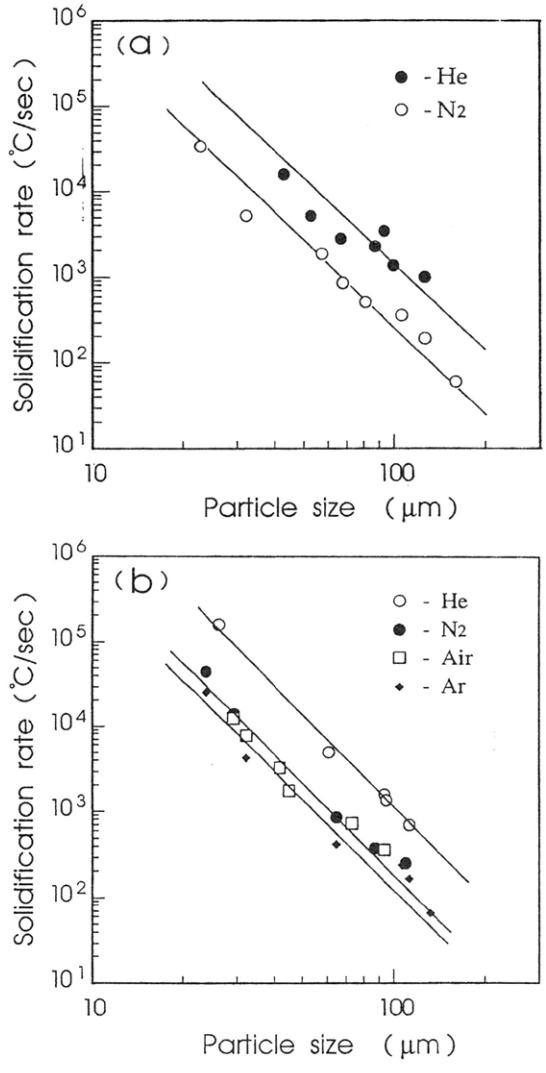
同じであり、分級サイズの増大とともに微粉末の割合が減少することによるものと考えられる。

アトマイズガスの種類による強度への影響は高圧ガスアトマイズ法の粉末に顕著に現れるが、低圧ガスアトマイズ法ではほとんど見られない。これは、Fig. 2の粒度分布比較に示すように低圧ガスアトマイズ法はガスの種類を変化させも粒度分布の変化が小さいのに対して、高圧ガスアトマイズ法の場合はガス種を変化させることによって粉末の粒度分布が大きく変化するためと考えられる。

一方、伸びは室温で5～8%で、粉末粒径、アトマイズガス種への依存性は見られなかった。

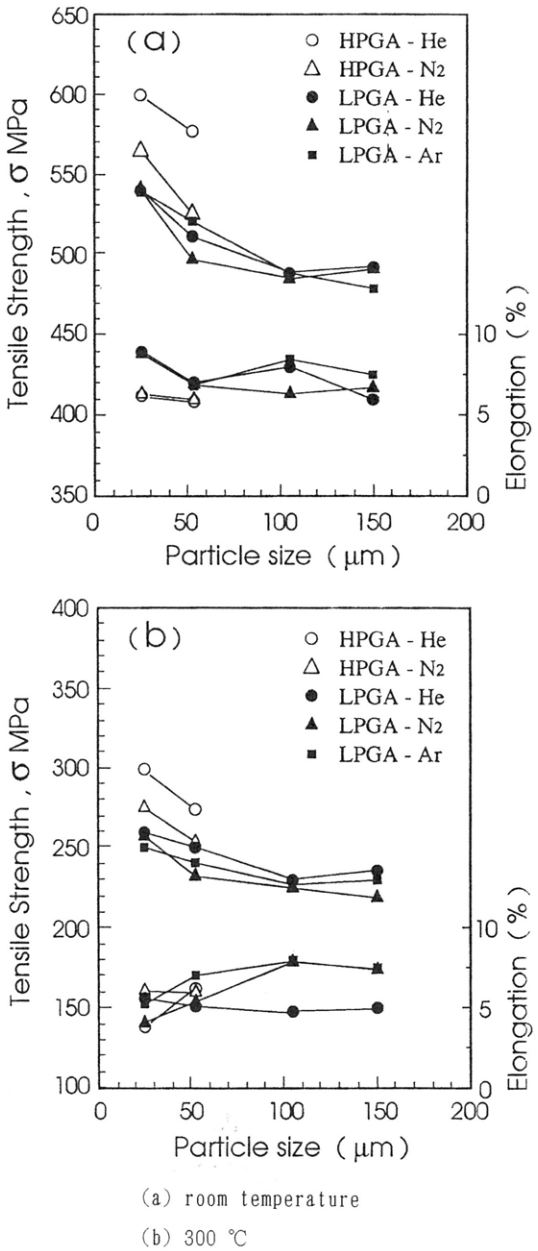
(2) 押出材の組織

低圧ガスアトマイズ法で得られた粉末を -105 μm に分級した熱間押出材のTEM写真をFig. 7に示す。マトリックス中に多くの化合物が分散している。分散粒子は矢印Aで示すような比較的粗大な100～250 nmの球状粒子と、矢印Bで示すような50nm以下の微細粒子により構成されている。EDXによる組成分析の結果、粗大な粒子はAl-



(a) High pressure gas atomization
(b) Low pressure gas atomization

Fig. 5 The effect of powder size and atomized gas on cooling rate of Al-6Cr-3Fe-2Zr powder



(a) room temperature
(b) 300 ℃

Fig. 6 The effect of powder size and atomized gas on tensile properties of hot extruded Al-6Cr-3Fe-2Zr alloy

Cr-Fe 系の化合物であり、微細粒子は Al-Zr 系の化合物であることがわかった。これら球状粒子の大きさと形状は、420℃ 熱間押出後でも検知できるほどの変化はない。本アルミ合金の高温での高強度はこれらマトリックス中に分散している微細な金属間化合物粒子によるものと推定される。

5.3. 高温での強度特性

Al-6Cr-3Fe-2Zr 合金の引張強度は、粉末製法、アトマイズガスの種類、粉末粒径によって変化することを前述した。ここでは最高強度の得られた高圧ガスアトマイズ (He, -25 μm) 粉末押出材 (以下合金 A と称す) と、低圧ガスアトマイズ (N_2, -105 μm) 粉末押出材 (以下合金 B と称す) の高温強度特性について比較検討する。

(1) 高温引張強度

合金 A と合金 B の引張強度特性の温度依存性を Fig. 8 に示す。合金 A、B ともに室温から 400℃ まで引張強度は緩やかに低下し、時効硬化型の I/M 合金 2618-T6[16] の様に 150～200℃ での急激な強度低下は見られない。

合金 B の引張強度は合金 A に対して室温から 400℃ まで、約 20% の強度低下を示すが、300℃ での引張強度は I/M 合金 2618-T6 合金の約 4 倍の強度を示している。

また、P/M 材 Al-Si-Fe 系合金に対しても、室温から 400℃ まで優れた強度を示している。伸びは、合金 A, B ともに室温で 5～8% の値を示し、200℃ で最小となり、その後温度の上昇にともなって増加する。

(2) 高温疲労強度

合金 A 及び合金 B の 10^7 回における疲労強度 (引張圧縮 R = -1) の温度依存性を、I/M 材の 2618 合金及び P/M 材 Al-Si-Fe 系合金と比較して Fig. 9 に示す。

いずれの合金も温度の上昇にともなって疲労強度は低下するが、P/M 材である合金 A、合金 B 及び Al-Si-Fe 系合金は、2618 合金に比べ、全ての温度域で高い疲労強度

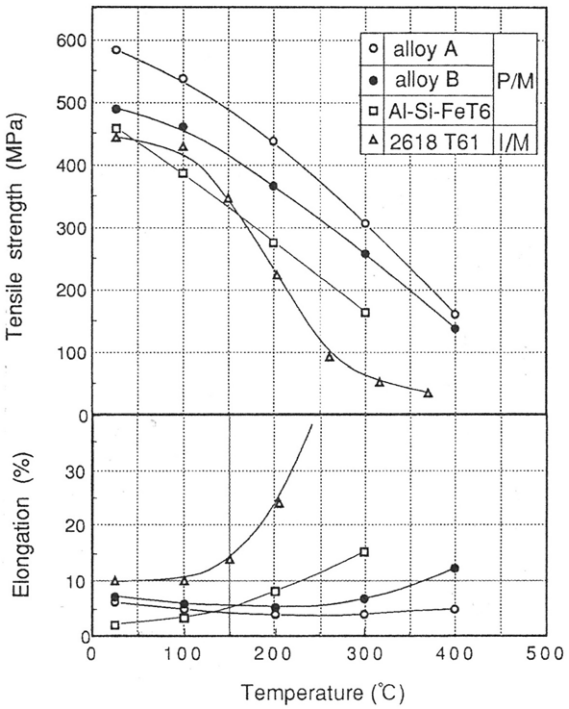


Fig. 8 Tensile properties of Al-6Cr-3Fe-2Zr alloy at elevated temperatures

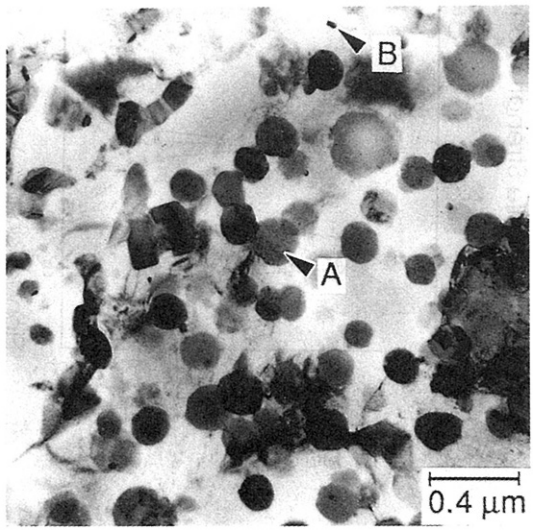


Fig. 7 TEM microstracture of hot extruded Al-6Cr-3Fe-2Zr alloy

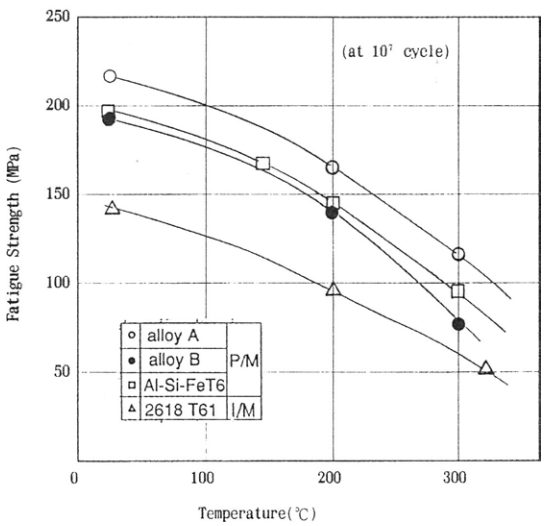


Fig. 9 Fatigue strength of Al-6Cr-3Fe-2Zr alloy at elevated temperatures

を維持している。

合金Aと合金Bを比較すると、引張強度と同様、全ての温度域で合金Aの方が疲労強度は優れている。これは同一成分(Al-6Cr-3Fe-2Zr)でも出発原料であるアルミニウム粉末の組織の違いによるもので、引張強度と同様に粉末組織が微細な程、疲労強度も向上する。

(3) クリープ特性

合金A合金Bの300℃及び400℃における応力-破断時間曲線をFig. 10に、応力-最小クリープ速度曲線をFig. 11にそれぞれ示す。400℃におけるクリープ強度は合金Aと合金Bで同等であるが、300℃では合金Bの方が高いクリープ強度を示す。

最小クリープ速度と応力の関係について合金Aと合金Bを比較するとクリープ破断強度と同様に400℃では同等の最小クリープ速度を示すが、300℃では合金Bの方が同一応力での最小クリープ速度は小さい。開発合金の破断時間100Hrにおけるクリープ破断強度を、他のアルミ合金と比較すると、I/M合金2618の破断強度は300℃で40MPa[16]であり、本合金のクリープ強度が優れていることがわかる。

Fig. 12は合金Bの400℃でのクリープ試験片破面をSEMにより観察したものである。

破面は1～5μmの小さなディンプル破面を呈しており、ディンプルの底部には分散粒子が観察され、破壊は分散粒子とマトリックスの界面にボイドを形成しそのボイドの成長連結により、破壊が進行するものと考えられる。

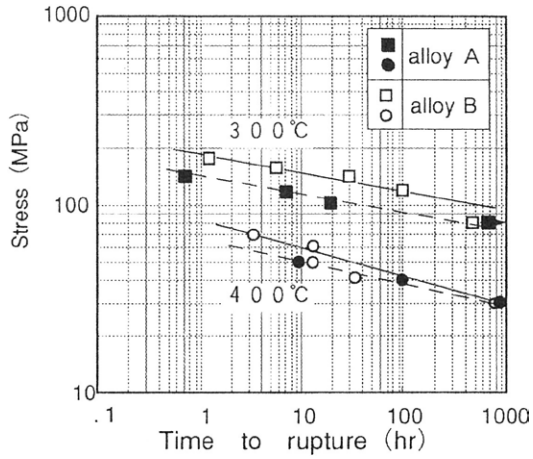


Fig. 10 Stress-creep rate properties of Al-6Cr-3Fe-2Zr alloy at 300-400°C

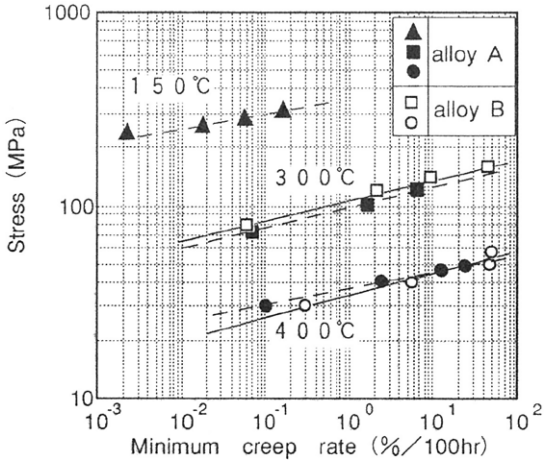


Fig. 11 Stress-creep rate properties of Al-6Cr-3Fe-2Zr alloy at 150-400°C

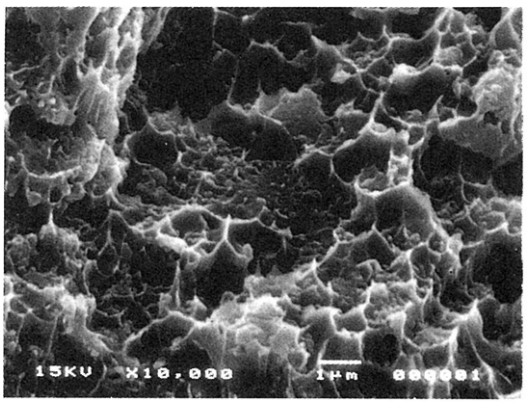


Fig. 12 SEM micrograph showing 400°C creep fracture surface of Al-6Cr-3Fe-2Zr alloy (alloy B)

6. まとめ

急冷凝固プロセスを応用して、吸気バルブへの適用が可能な耐熱性アルミニウム合金(Al-6Cr-3Fe-2Zr)を開発した。Al-6Cr-3Fe-2Zr合金の粉末組織とその押出材の強度特性に及ぼすガスアトマイズ製法因子の影響を明らかにするとともに、高温での各種強度特性を調べ、以下に示す結果を得た。

(1)本合金の粉末特性はガスアトマイズ製法、及び使用するガスの種類に依存している。

急冷凝固によって得られる粉末組織は、極めて微細で、粉末マトリックス中に分散する微細化合物の大きさは、粉末サイズが小さい程微細になった。粉末サイズが同じならアトマイズガスにHeを用いた場合が最も微細で、次いで、N_2, Air, Ar, の順であった。

(2)冷却速度の大きな微細粉末を歩留りよく得るには高圧ガスアトマイズ法に He ガスを用いるのが最も効果があった。

(3)本合金の強度特性は高圧ガスアトマイズ製法 (He ガス、-25 μm) の粉末押出材が最も優れており、常温から 300℃ まで優れた強度を示し、引張強度は室温で 584MPa, 300℃ で 300MPa であった。

(4)本合金の高温における引張強度、疲労強度、クリープ強度は耐熱性 I/M 合金 2618 より優れている。

(5)この優れた耐熱性は Al-Cr-Fe 系及び Al-Zr 系の微細な金属間化合物の分散によるものと考えられる。

開発した耐熱アルミニウム合金 (N_2 ガス、-105 μm) を適用して、1.31 SOHC エンジンの吸気バルブを試作した。

重量は鋼製の吸気バルブに対して 45% の軽量化を達成し、その結果スプリング荷重の低下が可能になり、実車燃費 (LA-4 モード) は 0.55% 向上することが実証された。さらに、このアルミニウム合金製吸気バルブを組み込んだ実機エンジンで、7000rpm×100hr の耐久試験を行い、耐久信頼性が実証された。

本合金は既存アルミニウム合金の使用温度の限界を越える 350℃ までの温度域での使用が可能であり、エンジン部品への幅広い応用が期待できよう。

参 考 文 献

1) 馬場義雄:軽金属 39 (1989) 378
2) 村上陽太郎:軽金属 39 (1989) 364
3) 牛尾英明, 林直義:軽金属 41 (1991) 778
4) 林直義, 伴恵介, 桜井久之:日本金属学会報 25 (1986) 565
5) 牛尾英明, 林直義, 柴田一雄, 海老沢賜寿雄:軽金属 40 (1990) 787
6) 椎名治男, 村樫良一, 星雅己, 有村光典, 北条信明:自動車技術, 44 (1990), 80
7) C. M. Adam, R. G. Bourdeau: Rapid Solidification Processing, Principles and Technologies II, Claitor's Publishing Division, (1980), 246
8) W. M. Griffith, R. E. Sanders: High-Strengh Powder-Metallurgy Aluminium Alloys, The Metallurgical Society of AIME, (1982), 209
9) P. P. Millan: High-Strengh Powder-Metallurgy Aluminium Alloys, The Metallurgical Society of AIME, (1982), 225
10) Efklids k. Ioannidis: Imperial college, London D. Sc. Thesis
11) H. Lubanska, J. of Metals, 22 (1970), 45
12) S. P. Mehrotra: Powder Metallurgy International 13 (1981), 132
13) 日本機械学会:伝熱工学資料改訂第 4 版 , (1986)
14) H. Matyja, B. C. Giessen and N. J. Grant: Jour. Inst. Metals, 96, (1968), 30
15) 軽金属学会鋳造凝固部会:軽金属 , 38 (1988), 54
16) Metals Handbook (Vol.2) ASM International, 84

■著 者■


小 池 精 一


窪 田 隆 一


市 川 政 夫


馬 場 剛 志


高 橋 和 也


三 浦 啓 二

衝突時の歩行者の挙動に及ぼす車両前部特性の影響

The Effect of the Vehicle's Frontal Configurations on the Struck Pedestrian's Behavior

樋口和雄* 秋山朗彦**
Kazuo Higuchi Akihiko Akiyama

要旨

交通事故死亡者の中で、歩行者の占める数は各国とも非常に多く、今後改善していかねばならない大きな問題となっている。歩行者の死亡原因の多くは、頭部が車体に衝突する衝撃によるものであり、歩行者対策に当っては頭部の保護を考える必要がある。

頭部の保護を検討するためには、頭部が車体に衝突する位置および速度を知る必要がある。

本稿では、衝突時の歩行者の姿勢やバンパー、フードエッジ等の車体前部の形状および潰れ特性が成人および子供の歩行者の頭部の衝突位置と衝突速度に与える影響について、台車によるフルスケールテストによって研究した。

また一部のケースについてはコンピューターシミュレーションを行い結果の確認を行った。

これらの結果、バンパーリードとフードエッジ高さの影響が従来言われていた様な単純なものでなく、相互に影響を及ぼしあうこと、等が確認された。

ABSTRACT

The number of pedestrians killed due to traffic accidents is a serious problem and demands attention. Most pedestrian fatalities are due to the impact on the head from contact with vehicle bodies. To investigate ways to protect the head, the locations of the vehicle body in contact with and velocities of the head need to be studied.

This paper describes tests carried out using a full scale sled to determine how the orientation of pedestrians, shape of the front bumper and hood edge, and energy absorbing characteristics of those parts of the vehicle body affect the head injuries of adult and child pedestrians. Computer simulation was also used in some cases to check the results of the actual tests.

Prior to our study, it was though that bumper lead and hood height had individual effects on pedestrian injuries, but the study revealed that these two conditions interactively affect head impact speed.

1. まえがき

1990 年中に日本において発生した、歩行者を巻き込んだ事故は 79,634 件、負傷者は 83,059 人であり、このうち死亡者は 3,042 人と非常に多く、交通事故死亡者の 27.1% を占めており、改善して行くべき大きな問題となっている。(平成２年版交通統計より)

歩行者の死亡原因の多くは、頭部が車体に衝突する衝撃によるものであり、歩行者対策を立案するに当っては頭部の保護を考える必要がある。そのためには、頭部が車体に衝突する位置および速度を知る必要がある。

本稿では、衝突時の歩行者の姿勢やバンパー・フードエッジ等の車体前部の形状および潰れ特性が成人および子供の歩行者の頭部の衝突位置と衝突速度に与える影響について、台車によるフルスケールテストによって研究した。

また一部のケースについてはコンピューターシミュレーションを行い結果の検討を行った。

＊ HONDA North America
＊＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1992_4_15

2. テスト条件

① ダミー

テストに用いたダミーは、HYBRID－ⅡP(歩行者タイプ)ダミー、および子供のダミーとして、C6Yおよび C3Y ダミーを使用した。なお、一部のテストに於て、首の荷重およびモーメントの計測を行ったため、HYBRID－ⅡPの頭部および首部は HYBRID－Ⅲの物を用いた。

② 車両

テストに用いた車両は、Fig. 1 に示す様な台車で、バンパーおよびボンネット部分にはフォーム材を用いた。各部の標準寸法は以下に示す。

バンパー高さ (Hb) ：530mm
ボンネット高さ (Hh) ：680mm
バンパーリード (B/L)：140mm
ボンネット傾斜角度 ：10 度

3. テスト方法

テスト方法は以下のとおり。

① テスト速度

歩行者と車両の衝突速度は 40km/h とした。

② ダミーのセットアップ

Fig. 2 に示すように、ダミーの向きは車両進行方向に対し垂直な方向から車両側に 30° 向いた姿勢を標準とする。腕は前腕を背面に回し手首を粘着テープで固定した。ダミーはロープにて頭頂部を吊り下げ、中間にマグネット式の切り放し装置を取り付けた。マグネットは衝突の 500ms 前に切り放されたようにセットした。

③ ブレーキ

車両のブレーキは、衝突後 200ms 以降にかかるようにセットし、歩行者の挙動に影響を及ぼさないように配慮した。

4. パラメーター

変化させたパラメーターは以下のとおり。

① 歩行者の向き

標準の 30° の向きのほかに 0°、60°、90° についてテストを行った。

② ボンネット高さ (Hh)

地上から 680mm を標準とし、他に 755mm と 830mm についてテストを行った。

③ バンパーリード (B/L)

140mm を標準とし 40mm についてもテストを行った。

④ バンパー剛性

Fig. 3 に示す 3 種類の特性で、B の特性を標準とした。

⑤ フードエッジ剛性

Fig. 4 に示す 3 種類の特性で、C の特性を標準とした。

5. コンピュータシミュレーション

コンピュータシミュレーションには三次元乗員数学モデル CAL－3D (CVS) を使用した。歩行者モデルは、AM50 ダミーをもとに、15 セグメント、14 ジョイントのモデルとした。

コンピュータシミュレーションは、上記の台車テストのうち、バンパーリードとボンネット高さの組み合せ効果についての検討に用いた。

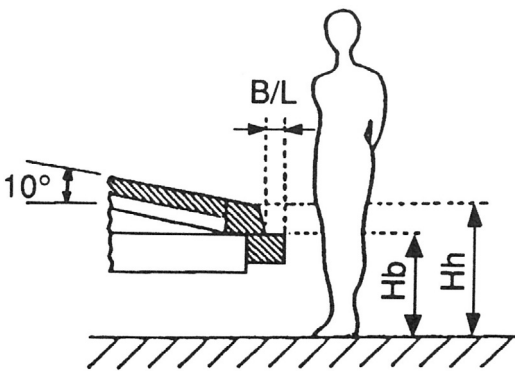


Fig. 1 Test Configuration

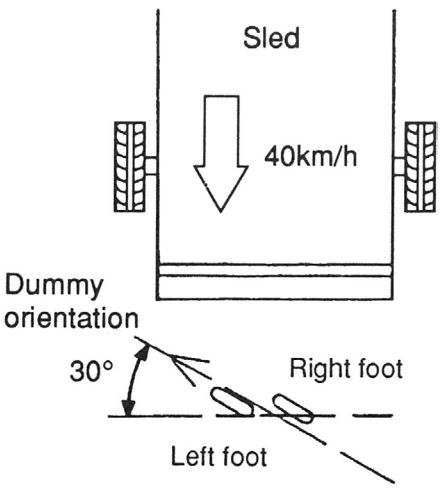


Fig. 2 Dummy set-up

Table 1 Test Conditions and Results

No.	Specification	HIC	Head impact speed m/s	WAD mm
01	Base condition	1590	11.8	1940
02	Base condition	1449	11.5	1830
03	Hood edge 755mm	1303	11.0	1850
04	Hood edge 830mm	464	8.0	1840
05	Hood edge stiffness A	1305	11.4	1830
06	Hood edge stiffness B	—	12.7	1900
07	Bumper stiffness A	1788	12.3	1770
08	Bumper stiffness A	1438	12.2	1830
09	Bumper stiffness C	1549	12.3	1970
10	Bumper lead 40mm	698	9.2	1820
11	Hood edge height 830mm, Bumper lead 40mm	1002	9.9	1650
12	Hood edge height 830mm, Bumper lead 40mm	947	9.5	1690
13	Dummy angle 20°	1305	9.5	2040
14	Dummy angle 60°	2248	13.0	1820
15	Dummy angle 90°	2912	13.3	1840
16	Dummy size C3Y	2122	—	780
17	Dummy size C6Y (Base condition)	925	7.3	1110
18	Dummy size C6Y, Hood edge stiffness B	1174	7.7	1080
19	Dummy size C6Y, Bumper stiffness A	1614	9.3	1120
20	Dummy size C6Y, Bumper stiffness C	2303	9.5	1060

6. テスト結果

Table 1 に、全てのテストの条件および結果を示す。

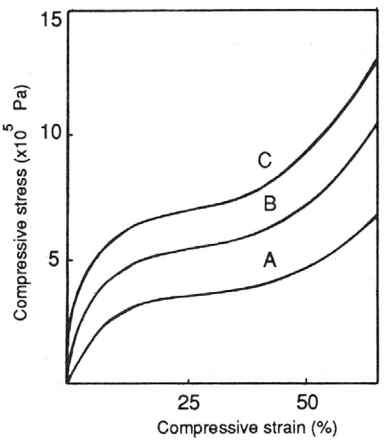


Fig. 3 Crush characteristics of the bumper

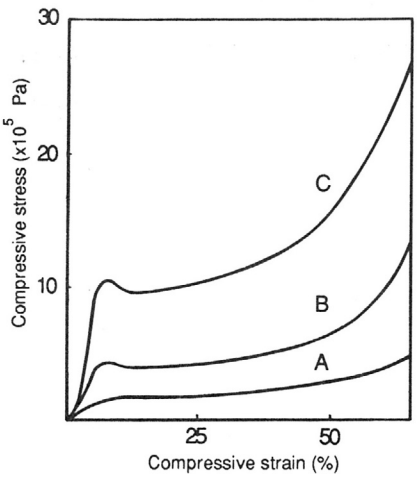


Fig. 4 Crush characteristics of the hood edge

なお、WAD は Wrap Around Distance の略で、地面から頭部衝突位置までを車体前面に添って測った距離である。

6.1. 再現性

このテスト法の再現性を確認するため、標準の仕様とバンパー剛性を落した仕様について２回ずつテストを実施した。その結果、頭部傷害値および頭部衝突速度については概ね信頼できると判断した。

6.2. 頭部衝突速度と HIC

Fig. 5 にボンネットに対する頭部衝突速度と、HIC の関係を示す。これからわかるように、両者の間には相関関係がある。言い替えれば、頭部傷害を評価するには、頭部衝突速度を評価すれば良い事がわかる。

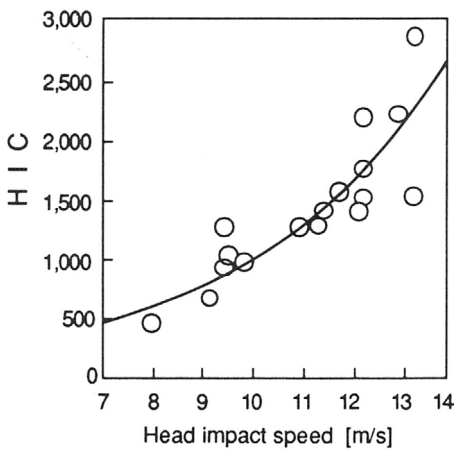


Fig. 5 Head impact speed vs HIC

6.3. 歩行者の向き

Fig. 6、7 に歩行者の車両進行方向に対する角度が歩行者頭部の傷害値（HIC）および衝突速度に与える影響を示す。これらの結果から言えることは、歩行者の車両に対する角度と、HIC、頭部衝突速度との関係にはほぼ直線的な比例関係がある。すなわち、歩行者が車両に対して横を向くほど HIC は減少する。これは、頭部が衝突する前に肩がボンネットに衝突して頭部速度が減速されるからである。このため、頭部衝突速度は大きく変動し 35% の違いが歩行者の姿勢によって発生することとなる。

6.4. フードエッジ高さおよびバンパーリード

Fig. 8、9 にフードエッジ高さおよびバンパーリードが頭部傷害に与える影響を示す。これに示すように、バンパーリードが大きいときはフードエッジ高さが低いほど頭部衝突速度が下がるが、バンパーリードが小さい場合は頭部衝突速度はフードエッジ高さの影響が少ない。

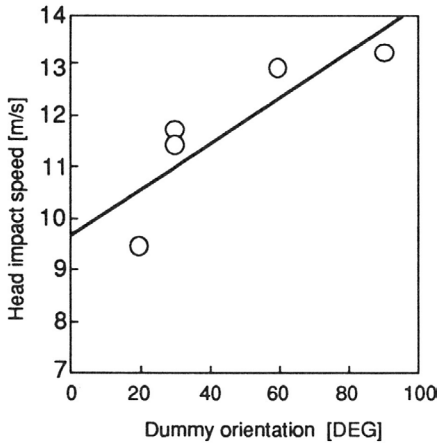


Fig. 6　Influence of Dummy orientation on head impact speed

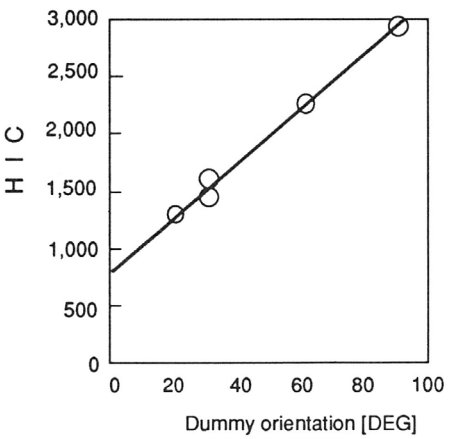


Fig. 7　Influence of Dummy orientation on HIC

この結果については、CVS を用いたシミュレーションを行い検討を行った。その結果を Fig. 10, 11 に示す。前記のフルスケールテストでの傾向はシミュレーション結果にも見られる。

これらより解るようにボンネットエッジ高さとバンパーリードは相関関係があり、単独で変化させると予想外の影響が発生する可能性がある。

6.5. フードエッジおよびバンパーの剛性

Fig. 12 から Fig. 15 にフードエッジとバンパーの剛性を変化させたテスト結果を、大人と 6 才児について示す。

ここに示すように、バンパー剛性の変化は大人に対しては顕著な影響が表れなかったが、6 才児の場合には標準の場合がもっとも低く、剛性を上げても下げても頭部傷害値は悪化している。この原因は明らかではないが、先に述べたフードエッジとバンパーリードの組み合わせのように、変化の効果が単調に増減するのではなく、途

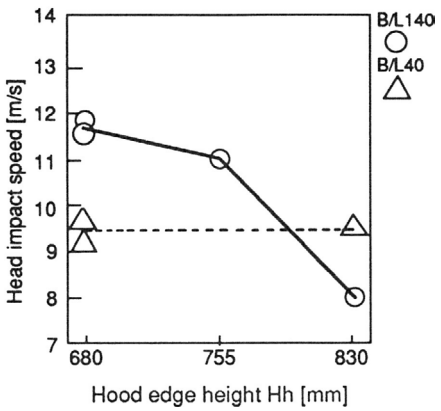


Fig. 8　Influence of hood edge height (Hh) and bumper lead (B/L) on head impact speed

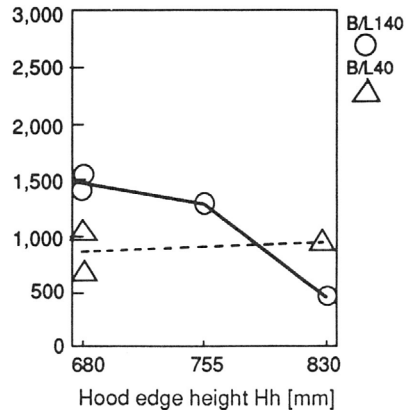


Fig. 9　Influence of hood edge height (Hh) and bumper lead (B/L) on HIC

中に最小値を持つ可能性もある。

フードエッジ剛性の大人に対する影響も、6才児に対するバンパー剛性の変化の場合と同様に、単調な増減ではなく途中に最大値を持つ可能性がある。

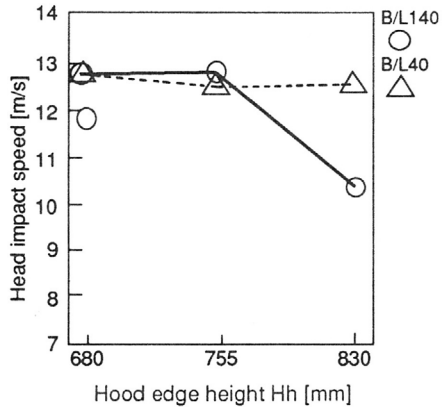


Fig. 10 Influence of hood edge height (Hh) and bumper lead (B/L) on head impact speed

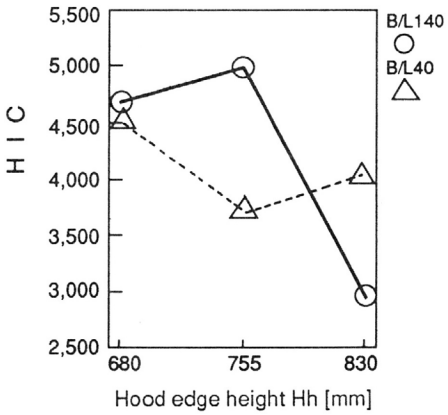


Fig. 11 Influence of hood edge height (Hh) and bumper lead (B/L) on HIC

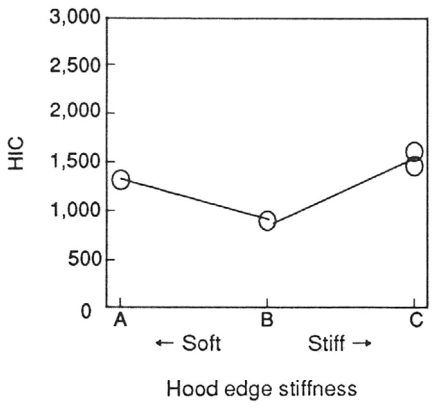


Fig. 12 Influence of hood edge stiffness on HIC

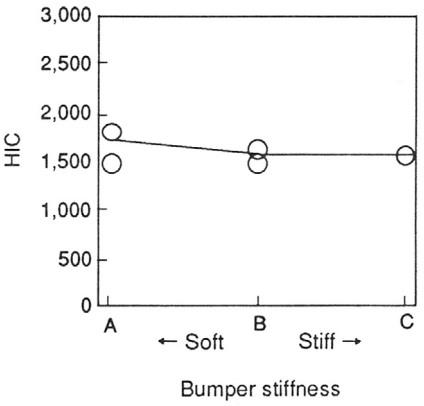


Fig. 13 Influence of bumper stiffness on HIC

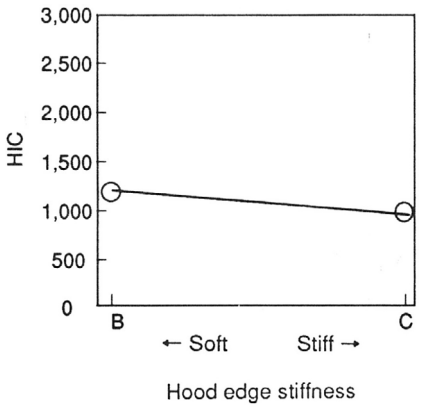


Fig. 14 Influence of hood edge stiffness on HIC with 6 year old child

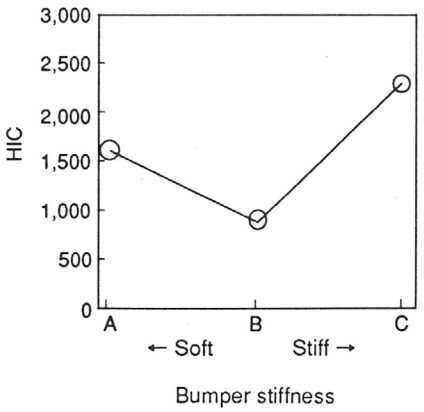


Fig. 15 Influence of bumper stiffness on HIC with 6 year old child

6.6. 子供

子供については、Table 1 から分かるように、6 才児では HIC は大人に比べて低いがバンパーが腰部を直撃するため腰部の加速度は大人に比べて大幅に悪い。また、3 才児では、車体前面が身体全体を直撃するため、HIC、胸 G とも大人に比べて大幅に悪化している。

身長に対する WAD の比率を比べると、Fig. 16 に示すように、大人では約 1.1 なのに対し、6 才児の場合約 1、3 才児では約 0.8 となっており子供の方が身長に対する WAD の比率が小さくなっている。

6.7. WAD

大人の場合、WAD はいずれの仕様の場合も、約 1800 mm ～1900 mm で、仕様の違いとの明確な相関関係は見られなかった。

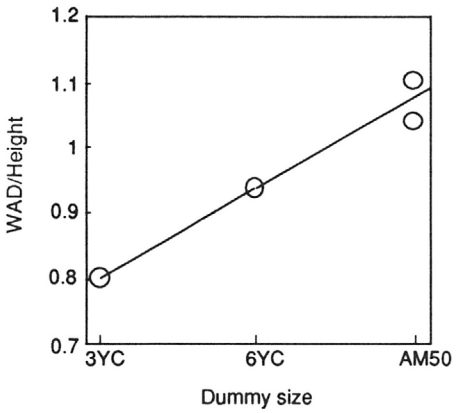


Fig. 16　Dummy size vs WAD/Height

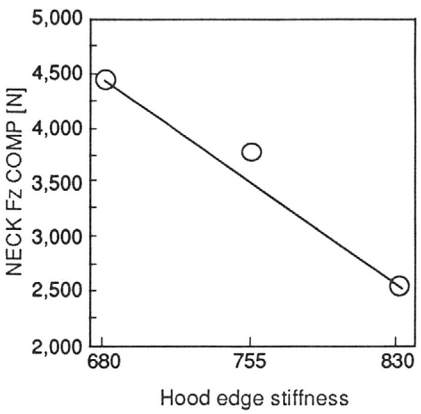


Fig. 17　Influence of hood edge height (Hh) on load to neck

6.8. 首荷重

フードエッジ高さの変化については、首の荷重およびモーメントについての計測も行った。その結果、Fig. 17 に示すように、フードエッジが高いほど首を押し縮めようとする力（Fz）が少なくなっている。これは、頭部がボンネットと衝突した際に、首にかかる身体の有効質量が、ボンネットが高くなるほど減少するためと考えられる。本実験ではボンネット部分にフォーム材を使用しており、実車の場合とは摩擦係数が異なるため荷重レベルも必ずしも一致しないと考えられるが、傾向としては同様のことが予想され、さらに頭部保護の目的でボンネットの剛性を下げた場合には、実車においても顕著に表われてくる可能性がある。

7. 結　　論

歩行者対策を考えるに当たって、歩行者の前後軸が車両の進行方向となす角度、バンパー・フードエッジ等の車体前部の形状および剛性が歩行者の頭部衝突位置および衝突速度、頭部傷害に与える影響について、実車をシミュレートした台車を用いて衝突テストを行った結果、次のような結論を得た。

1. 歩行者の車両進行方向に対する角度と、頭部傷害値および WAD の間には、ほぼ直線的な比例関係があり、歩行者が車両進行方向に対して横を向くほど頭部傷害値は小さくなる。これは、頭部が車体と衝突する前に肩が衝突するためと考えられる。このことからフルスケールテストを実施する場合のテスト条件の選び方がテスト結果に大きな影響を与えることがわかる。従って、テスト条件の決定には十分な注意を要する。
2. フードエッジ高さとバンパーリードは互いに影響を与えることがわかった。つまり、一つの条件を変化させた場合の効果が、他の条件によって変化する。また、他の研究によると、バンパーの高さもこれらに対して同様の影響を与えることが考えられる。これらのことから、歩行者の頭部保護対策を考える場合、これらのパラメータの相互作用を明らかにし、最適の条件を見つけ出して行く必要がある。そうしないと、傷害値軽減の目的で行った対策により、逆に傷害値が悪化するといった事態も予想される。
3. フードエッジおよびバンパーの剛性については、頭部傷害値との明確な関係を見いだすには到らなかった。しかし、テスト結果を見ると、その効果は単純ではな

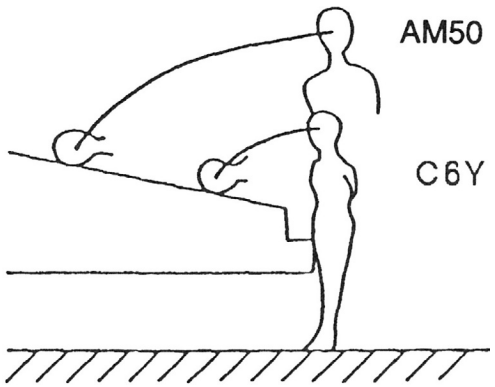


Fig. 18 Head trajectory

く、極小値または極大値を持つような性質を持っている可能性があるとも考えられる。

4. 歩行者の大きさの違いの影響については、車両前面が歩行者の頭部を直撃しない６才児の場合は大人に比べ頭部傷害値は低い。これは Fig. 18 に示すように頭部の軌跡の半径が小さいので頭部の衝突速度が遅くなるためと考えられる。しかし３才児では、車体前面と頭部が直接ぶつかるようになるので、傷害値は大幅に悪化する。また３才児では胸部の傷害値も大幅に悪化している。これは、車体前部の直撃を受けることと、身体の質量が小さいため体の受ける加速度が大きいためと考えられる。

■著 者■



樋 口 和 雄



秋 山 朗 彦

助手席エアバッグ －その形状と展開手法の一考察－

Design Considerations of Bag Shape and Deployment Methods for Front Passenger Airbag

関　一浩* Kazuhiro Seki
今泉　巖* Iwao Imaizumi
滝沢　敏* Satoshi Takizawa
福田完一* Kanichi Fukuda
山口行弘* YukihiroYamaguchi
神田　稔* Minoru Kanda

要　旨

ベルトを補助する乗員保護装置であるエアバッグの助手席用のシステムを開発した。

開発のポイントは、乗員保護性能を満足した上で、いかにしてバッグが展開する時の乗員に与える衝撃を小さくするかという点である。

本稿では、この開発の経緯の中から２つの重要な項目を紹介する。第一の項目は、バッグの形状とインフレーター（ガス発生器）の特性の設計であり、バッグの容量に対して、インフレーターのガス噴出特性を低めに設定すると、乗員に与える衝撃は小さくなることが明らかになった。

第二の項目は、モジュール（バッグ収納ユニット）の設置方法の設計であり、インスツルメントパネル（ダッシュボード）上面に設置し、バッグをウインドシールドに添って上方に展開させる方式により、衝撃が小さくなることを確認した。

ABSTRACT

An airbag for a front passenger has been developed as a supplemental restraint system.

The test results were analyzed to find ways to obtain effective protection capabilities of the airbag while reducing its impact on the passenger during deployment. Balancing these two elements is the key in designing a passenger airbag.

To meet this requirement, two important design considerations were incorporated: 1) the bag shape and inflator characteristics; 2) the module location and bag deployment direction.

This design has proved to have the following advantages: 1) the bag deployment impact force decreases with a larger bag matched with the same inflator characteristics; 2) the impact force decreases when the bag deploys toward the windshield.

1．まえがき

助手席側の乗員は、体格や姿勢が運転席以上に幅があることや、バッグを乗員から離れたインスツルメントパネル内に収納することで、バッグ容量は運転席側に比べてどうしても大型化しなければならない。

また実際の市場では、必ずしもシートベルトを着用して正規に着座している乗員だけとは言えない。

これらのことから、運転席エアバッグの設計よりも困難な問題に直面することになる。それが、先にあげた相反する項目である乗員保護性能と、エアバッグ展開時の乗員に与える衝撃力とのバランスである。

本稿では、このバランス点を見つける為に行ったテスト結果の一部を、開発の順を追って紹介する。

2．バッグ形状とインフレーター特性の決定

バッグの形状及びそれに合ったインフレーターの特性を決定するところから話を進める。

2.1. 乗員がバッグによって保護されている間の問題

展開時のエアバッグのサイドビューの基本形状を、まず決定しなければならない。

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1992_4_16

この時の着目点は、衝突後エアバッグが展開し、乗員がどういう体勢でバッグに保護されるか、すなわち、どの様にバッグに体をうずめるかという点である。

この体勢は当然、シートベルト着用の有無や着座姿勢、身長によって異なってくる。しかし、この様な体勢の差によってエアバッグの効果が損われる様なバッグ形状は適切ではない。

例をあげて説明する。Fig. 1 は、全く同じ形状のピロー状バッグを車室内の異なった方向へ形成させたものである。

これらのバッグを同一のインフレーターで展開させて、30MPH(48km/h)の正面バリヤ衝突テストを行った。標準的男性ダミー(AM50)をシートベルト未着用で着座させ、傷害値を計測した。Table. 1 にテストデータを示す。

どちらのタイプのバッグも良く機能しており、米国安全基準の FMVSS208 を満足している。

しかし、首の後屈モーメント(後方への曲げモーメント)を比較すると Table. 2 の様になり、大きな差が生じてしまう。A のケースについて、衝突後の状態を分析すると以下の様になる。

衝突後、まず乗員の頭がバッグに接触する。そして頭の動きはバッグにより止められるが、下半身はそのまま前方へ移動する。これはバッグが頭だけを拘束し、下半身は拘束しないからである。したがって、首には後屈のモーメントが発生する。このモーメントは、エアバッグ装着によりはじめて発生するものである為、この様なバッグ形状は最適とは言えない。

次に、もう一方の B のケースについて考える。平均的男性ダミー(AM50)に対しては、前述の様な首の後屈モーメントは、ほとんど発生しない。しかし、やや小さい体格の乗員に対しては、頭がより低い位置になる為、後屈モーメントが発生する可能性がある。したがって、この様な形状のバッグも最適とは言えない。

Table. 1 Frontal Crash Data for Two Types of Bags

Data \ Type	A	B
H I C	204.3	108.3
Chest G	44.5G	26.5G

以上の様に、さまざまな体格、姿勢の乗員に対するエアバッグの効果を検討し、バッグのサイドビューを決定した。

2.2. エアバッグが展開していく過程における問題

次にバッグの幅、奥行き及び高さを決定する。この時の着目点は、乗員保護性能及びバッグが展開していく過程における問題、すなわちバッグ展開時の乗員に及ぼす衝撃力の問題である。

後者の問題を中心にバッグの幅、奥行きに分けて話を進めることにする。バッグの高さは、乗員保護性能から検討すると、ほぼウインドシールドをおおう形となり決定される為、本稿では省略する。

2.2.1. バッグの幅の検討

バッグの幅の決定は、次の手順で行った。まず乗員保護性能を満足する寸法を決定する。すなわち、乗員の着座姿勢、衝突形態を考慮して必要十分な幅を決定する。すなわち、この幅以上のバッグ幅が必要ということになる。

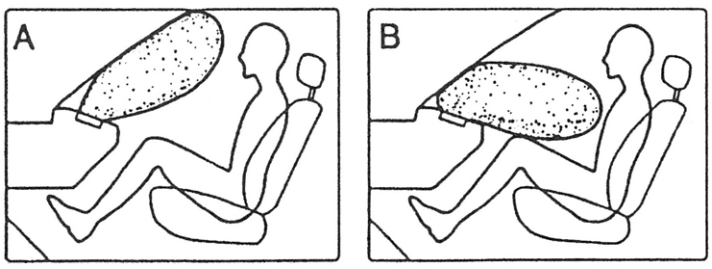


Fig. 1 Bag Shapes During Initial Stage of Development

Table. 2　Neck Bending Moment Data for Two Types of Bags

	A	B
Neck Bending Moment (Backward)	130.4 N-m (Not including rebound)	0.0 N-m

次にこの制約の中からバッグ展開時の衝撃力が最小となる様なバッグの幅を採用する。

本文では、この衝撃力のテスト結果を紹介する。Table. 3 には、テストを行った中の４つの種類のバッグの仕様が示してある。

これらのバッグは、正面衝突時の乗員保護性能が同一になる様に、インフレーターの特性を決めてある。すなわちバッグの容量に対するインフレーターの発生ガス量の比が同じになる様にセッティングした。表中のインフレーター最大圧とは密閉された 60ℓ のタンク中で作動した時の圧力であり、(Fig. 2 中の f 点) 発生ガス量と同じ意味を示す。このタンク内の圧力データは、Fig. 2 に示している。

この様にセッティングされたバッグ及びインフレーターの組み合わせで衝突テスト (30MPH のバリヤ衝突) を行えば、ほぼ同じ乗員保護効果を示す。このテスト結果は、Table. 3 の最下段に示してある。

次に、これらのバッグを使い以下の方法で、バッグ展開時の乗員に及ぼす衝撃力の大きさを比較した。

まず、正規着座乗員の代表として、小柄な女性ダミー (AF5) を使用し、Fig. 3 の様に着座させた。この図の姿勢は、シートのスライド及びリクライニング共最前位置にセットし、さらに衝突時にエアバッグセンサーが検知

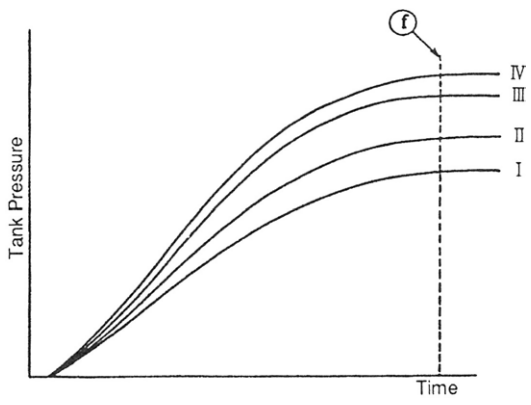


Fig. 2　Four Types of Inflator Tank Pressure

Table. 3　Four Kind Width Bags & Crash Test Data (Type I, II, III and IV)

Data \ Type	Ⅰ	Ⅱ	Ⅲ	Ⅳ
Bag Width(mm)	400	500	600	700
Bag Volume(Liter)	116.8	134.8	154.8	169.0
Inflator Maximum Pressure (KPa) (60ℓ Tank)	332	385	445	485
Inflator Max. Press. / Bag Vol.	2.84	2.86	2.87	2.87
Frontal Crach Data (Chest G)	51.1	47.3	47.7	50.5

するまでに乗員が前方へ移動することも考慮し、前斜姿勢とした。この状態でエアバッグを展開し、ダミーの頭 (HIC) 及び胸の加速度を計測した。

次に、正規外着座乗員の代表として、３才児ダミー (C3Y) を使用し、Fig. 4 の様に着座させた。この姿勢は、ISO に提案されている「エアバッグの正規外着座乗員に対する評価法」の中の一つのポジションを使用した。テストは、前記と同様に行った。

これらのテスト結果を Fig. 5、Fig. 6 に示す。

この結果から、乗員保護性能が同じバッグの場合、幅の狭い方が展開時の乗員に及ぼす衝撃は小さくなることがわかる。この原因として以下の２点,

１．展開時のバッグの最大ストローク (Fig. 7 の長さ S) が、幅の広いバッグほど大きくなる。すなわち、乗員に接触した時のバッグ重量が増大する。

２．インフレーターの圧力特性の立上り勾配がバッグ幅の増大、すなわちバッグ容量の増大に伴い増加し (Fig. 2)、それによりバッグの展開速度が増加する。

が、考えられる。

2.2.2. バッグの奥行きの検討

バッグの奥行きの増加についても、前項の幅の増加と全く同じ様に考えることができる。

しかし、奥行きの検討は、乗員保護性能も同時に考慮しながら行なう必要がある。それは、前項と同じ様に、奥行きの増加に伴ってインフレーターのガス量を増加させたとすると、バッグの全エネルギー吸収量、すなわち乗員保護性能が変化するからである。

例をあげて説明する。Fig. 8 は奥行きが異なるバッグ

αβを示している。奥行きはそれぞれa及びbある。バッグαとβが同じ荷重特性を持っている場合、すなわちある速度での変形ストロークと発生荷重の関係が同じ場合、バッグαはβのa／b倍のエネルギーを吸収することができる。また逆にこの2つのバッグが同じエネルギー吸収量の場合、バッグαはβのb／a倍の荷重で乗員を保護することができる。すなわち乗員保護荷重が低く、その間の乗員に発生する加速度も小さくなる。

このどちらを選択するかが助手席エアバッグの乗員保護性能を設定するカギとなる。さらに例をあげると次の様になる。

インフレーターをαとβのバッグの荷重特性が同じになる様に設定したあと、逆にαバッグをβバッグ用インフレーターで展開させてみる。これをα′と呼ぶ。

α′の荷重特性は、αとは異なり初期が低く、ストロークの増加（乗員の動き）に伴い増加する。ただし、バッグの排気特性が同じ場合である。

次にこれらαβα′の3種のバッグについて、バッグ展開時の衝撃力及び乗員保護性能を比較した。

Table. 4に衝撃力の比較として計測した傷害値データを示した。テスト方法は、前回のFig. 4と同様に行った。この結果から、次のことがわかる。

1．同じバッグを大小2つの圧力特性のインフレーターで展開する場合、展開時の衝撃は、圧力特性の大きいインフレーターで展開した方が大きくなる。（α′よりαの方が大）

2．同じインフレーターで大小2つのバッグを展開させる場合、展開時の衝撃は小さいバッグの方が大きい。（α′よりβの方が大）

この原因として、以下の2点が考えられる。

同じインフレーターで、大小2つのバッグを展開する場合、

1．バッグが大きい方がモジュール直前の乗員を包み込む様なモードになる。(Fig. 9)

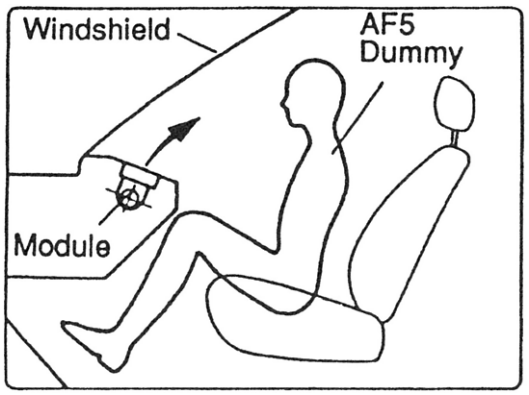


Fig. 3 Deployment Impact Test Position (AF5 dummy)

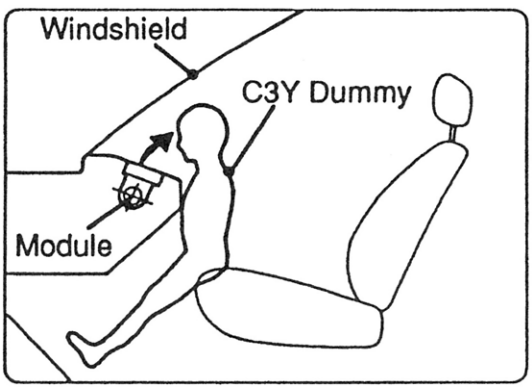


Fig. 4 Deployment Impact Test Position (C3Y dummy)

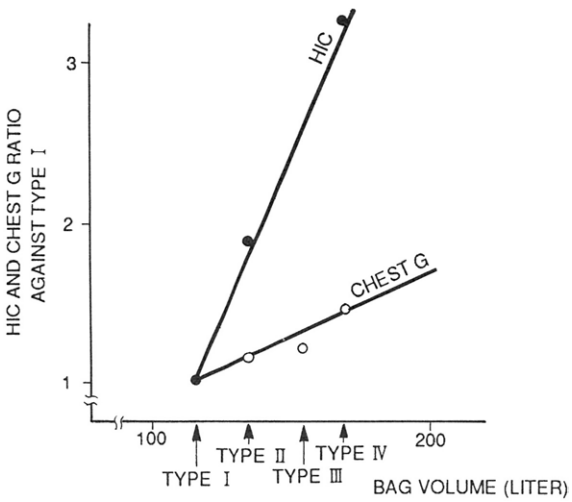


Fig. 5 Deployment Impact Test Result (AF5 dummy)

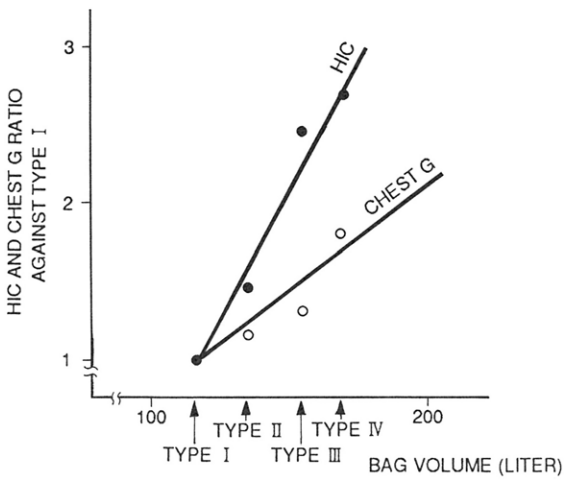


Fig. 6 Deployment Impact Test Result (C3Y dummy)

2．バッグが完全に展開しきった時のバッグ張力が小さくなる。

次にTable. 5に乗員保護性能の比較を示した。テスト方法、使用ダミー共前回と同じである。表中数字はバッグαのデータを100とした場合の比率であり、小さい方が乗員保護効果は高い。この結果から、次のことがわかる。

・ある衝突速度で、シートベルトを着用している乗員に最も効果が発揮できるエアバッグを設計したとする。（本文の例ではα′タイプ）しかし、このエアバッグのシートベルト未着用の乗員に対する効果、すなわち衝突テスト時の傷害値データは必ずしも最良とは言えない。（本文の例では、ベルト未着用乗員に対しては、α′タイプよりαタイプを採用した方が傷害値は良くなる。）

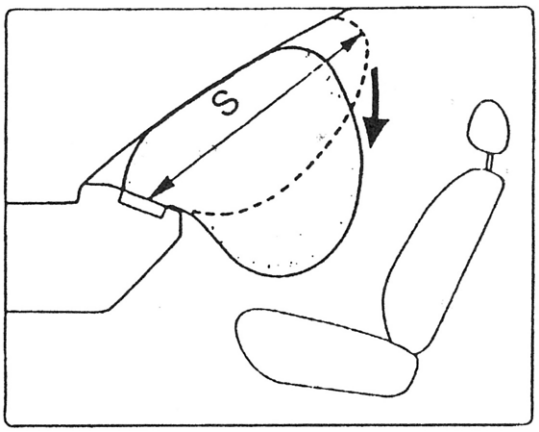


Fig. 7　Bag Deployment Process

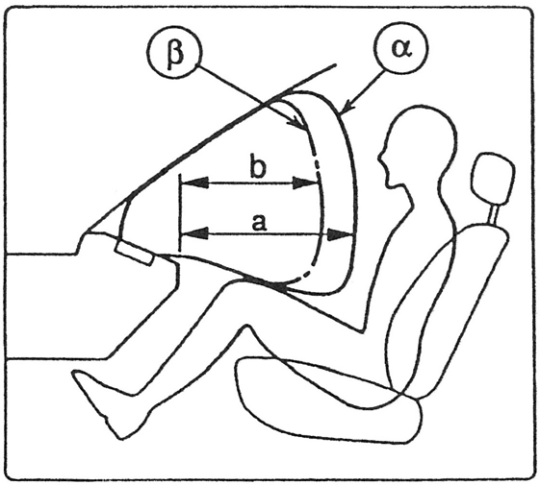


Fig. 8　Comparison of Two Types of Bag Shape (type α and β)

Table. 4　Deployment Impact Test Result (Three Types of Bag & Inflator Combinations)

	α	β	α′
H I C	351.8	200.7	140.7
Chest G	30.4	22.5	12.5

これらの結果から、α β α′の中からベルト着用者に最良の仕様を選択するとすれば、α′タイプとなる。それは、当初に述べた２つの項目、すなわち、１．ベルト着用者に最高の保護性能を発揮する。２．バッグ展開時に乗員に及ぼす衝撃力を最小限にする。
を満足するからである。

以上の様な検討を重ねて決定したバッグ形状を、Fig. 10に示す。またベルト着用乗員の保護状態及びバッグの展開プロセスをFig. 11に示す。

3．モジュールレイアウト位置の決定

モジュールレイアウトの決定は、乗員保護性能とバッグ展開時の乗員に及ぼす衝撃力のバランス点を見い出す為のもう一つの重要な要素である。

3.1．バッグ展開方向の検討

バッグの展開角度を変えて、テストを行った。(Fig. 12)

まず、乗員保護性能に及ぼす影響を検討した。Fig.13は、バッグをウインド方向へ展開させた場合と、乗員方向に展開させた場合のバッグ成形過程の差を示している。この比較テストから次のことが言える。

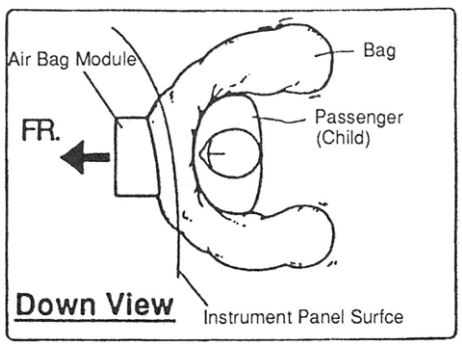
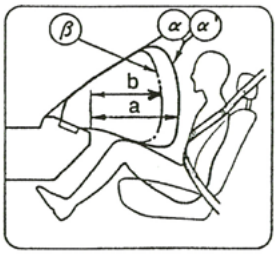
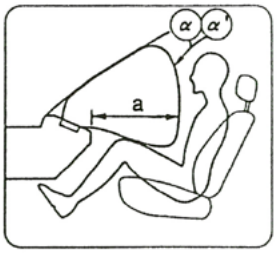


Fig. 9　Bag Deployment Shape with Standing Child

Table. 5 Frontal Crash Test Results
(three bags & inflator combinations,
and with & without seat belt occupant)





BELT / BAG / INFLATOR PRESS / RESULTS	With Seat Belt			Without Seat Belt		
	α	β	α′	α	β	α′
	HI	LOW	LOW	HI	LOW	LOW
HIC (Ratio)	100	108	78	46	—	105
Chest G(Ratio)	100	85	90	89	—	145

1．バッグが完全に展開する時間（Fill time, t_3）は同じであり、これ以後の乗員保護性能は同等である。

2．バッグの展開過程には差がある為、この間の乗員保護性能に差が生じる可能性がある。

２の検討結果は、本稿では割愛し、乗員に及ぼす衝撃力比較を中心に話を進めることにする。

テスト方法は前回と同様、女性ダミーと３才児ダミーを使用し、エアバッグ静展開時の頭部及び胸部の加速度を計測した。（Fig. 3, 4）両者のテスト結果は同じ傾向を示したので、３才児ダミーのテスト結果のみ紹介する。

Fig. 14 にダミーのセット位置及びバッグの展開方向を示す。

Fig. 15 にテスト結果を示す。この結果より、ウインドシールドに添って上方へ展開させると、展開時の衝撃力は最小になることがわかる。これは、乗員とウインドシールドの間にバッグの逃げるクリアランスがある為と予想される。

次にこの乗員とウインドシールドの間にクリアランスが無い場合も検討しておかなければならない。Fig. 14 の点線で示している位置に６才児ダミー（C6Y）を着座させ、テストした。



Fig. 10 HONDA SRS Airbag System
when Fully Deployed

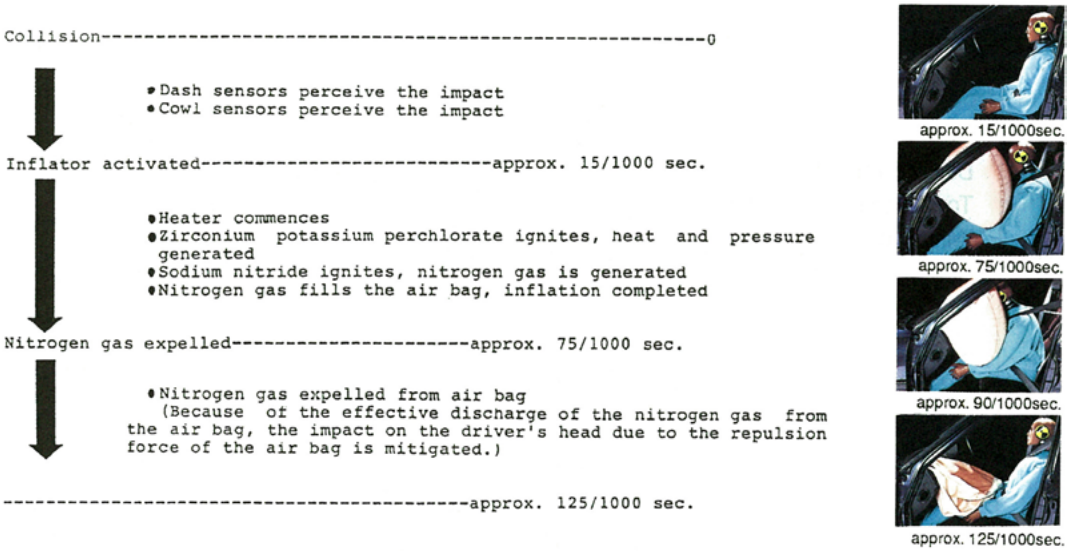


Fig. 11 Operating Process of Passenger Airbag

Fig. 16 にテスト結果を示す。3才児のテストと同じ傾向を示しており、ウインドシールドに添った展開が、衝撃力最小になっている。これは、バッグの展開により、乗員が容易に後方へ移動し、ウインドシールドとの間にバッグの逃げ空間が生じるからである。

3.2. モジュール設置位置の検討

前項で乗員に対するバッグ展開時の衝撃力が最小で、あったU位置 (Fig. 14) に対し、モジュールをさらにウインドシールド側へ移動した時の効果を調べたのが Fig. 17 である。衝撃力は Table. 6 に示す様に低減させることができる。

これらのテスト結果から、モジュールのレイアウト位置については、以下のことが言える。

1．バッグの展開は、ウインドシールドに添って上方に展開するのが、乗員に対する衝撃力低減の意味から望ましい。
2．上記効果は、モジュールをさらにウインドシールド側へ設置することで向上する。
3．上記のバッグ上方展開は、乗員保護性能についても支障なく十分発揮できる。

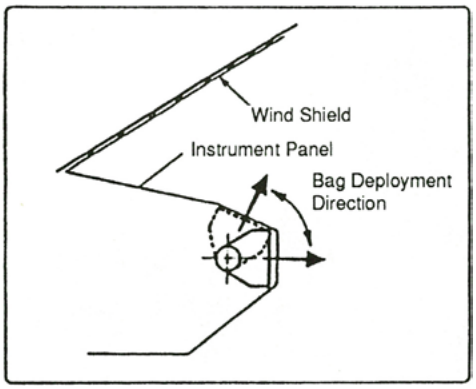


Fig. 12　Angle Deployment Test

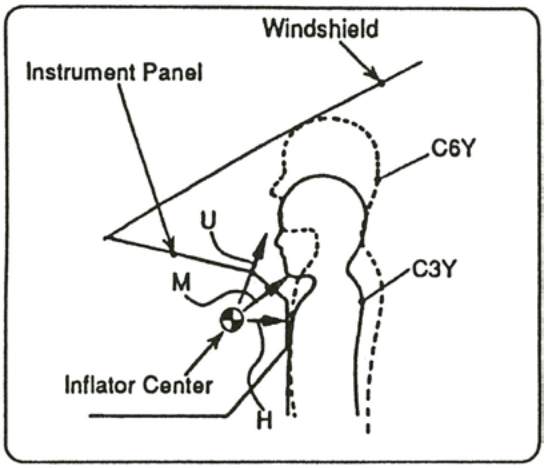


Fig. 14　Angle Deployment Test for C3Y and C6Y

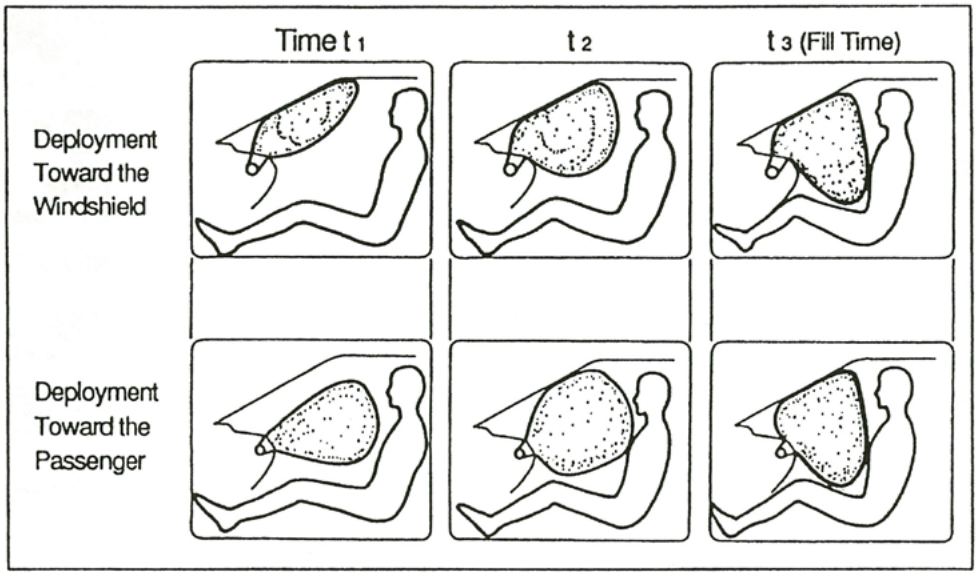


Fig. 13　Comparison of Two Types of Bag Deployment Directions

4．バッグの展開モードコントロールの為のモジュールデザイン

前項までで決定したバッグの展開モードを示したのがFig. 18である。バッグはウインドシールドに添い①の方向に展開を開始し、Aの形状まで展開する。その後、②の方向に形成し、Bの最終形状となる。乗員保護性能の見地からは、展開後早くBの形状になる方が好ましく、その為にモジュールに施した改良案を紹介する。

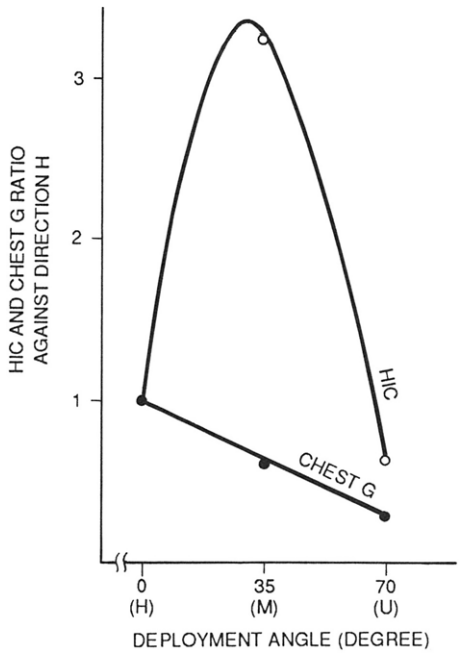


Fig. 15 Angle Deployment Test Result (C3Y)

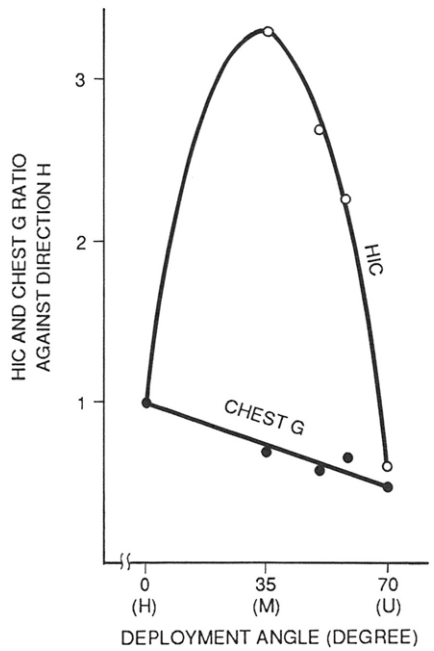


Fig. 16 Angle Deployment Test Result (C6Y)

Table. 6 Deployment Impact Test Results (With Module Moved Closer to Windshield)

	HIC (Ratio)	Chest G(Ratio)
U	100	100
U_2	41	71

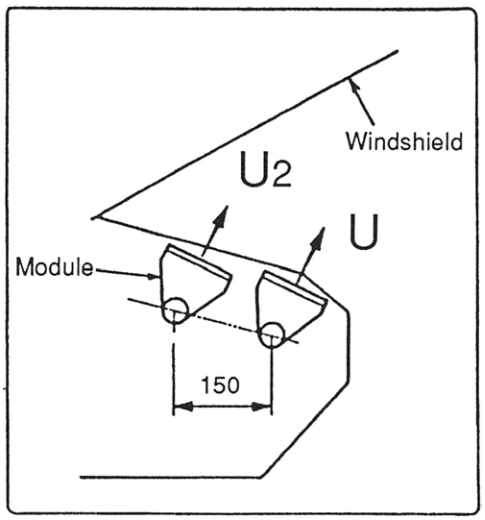


Fig. 17 Deployment Impact Test with Module Moved Closer to Windshield

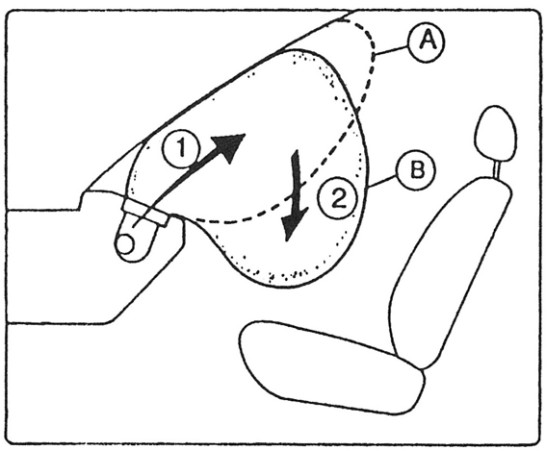


Fig. 18 Bag Deployment Process

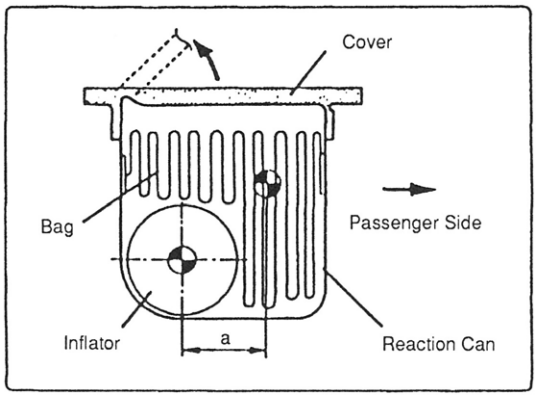


Fig. 19　Example of Bag Storage

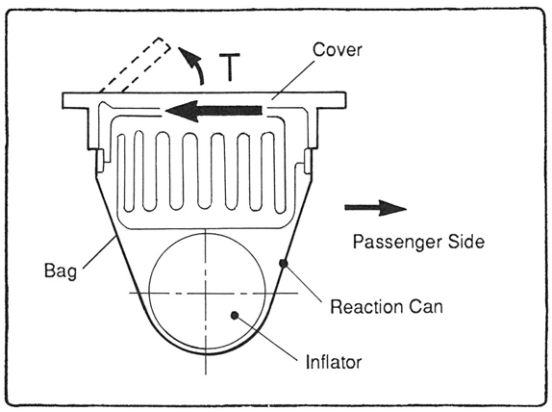


Fig. 20　Example of Bag Fold Pattern

4.1. バッグ収納方法の検討

Fig. 19 にバッグ収納法の例を示す。この方法の特徴は、インフレーター中心とバッグ重心が a だけオフセットしている点である。これにより、バッグが展開する時に回転力を発生させることができる。すなわち、Fig. 18 中の②の力を発生することができる為、早く最終バッグ形状になりやすい。このオフセット量 a を大きくすると効果も大きくなる。

4.2. バッグのたたみ方の検討

Fig. 20 にバッグのたたみ方の例を示す。この方法の特徴は、モジュールに収納する時、折りたたんだバッグ全体を反転していること及び、バッグをジャバラ状に折り込んでいることである。バッグ全体を反転することにより、展開時にテンション（図中 T）がかかり、バッグは乗員方向に展開する様になる。効果は、前項バッグ収納法案と同じである。またバッグをジャバラ状に折り込むことにより、モジュールからバッグが展開し始めた瞬間、四方へ分散し展開する。従って、最大ストローク（Fig. 7 中の S）が減少し、早く最終バッグ形状になり易い。またこの方法は、展開時の乗員に対する衝撃低減にも効果がある。

5．結　　論

「乗員保護効果とバッグ展開時の乗員に与える衝撃とのバランス」という観点から、バッグ形状とモジュール設計に関する考察を紹介した。これらの検討から、以下の事が結論づけられる。

1．バッグ形状を設計する場合、乗員の首に発生するモーメントについても考慮しなければならない。

2．同じ特性のインフレーターでバッグを展開する場合、大きいバッグの方が展開時の乗員に及ぼす衝撃は小さくなる。

3．バッグは、ウインドシールドに添って上方へ展開した方が、乗員に及ぼす衝撃は小さくなる。

あ　と　が　き

エアバッグが今後ますます普及する中で、本稿で取りげた「２つのバランス」、すなわち乗員保護性能の向上とバッグ展開時の乗員に及ぼす衝撃力の低減を考え、さまざまな乗員に対して、より良いエアバッグシステムとなる様に研究を続けていくことが、我々安全に携わる技術者の義務であると考えている。

■著　者■


関　一浩


今泉　巖


滝沢　敏


福田完一


山口行弘


神田　稔

高強度パイプ型ドアビームの開発

Development of High-strength Pipe Door Beam

町田　功*　山田嘉嗣*　成田正幸*
Isao Machida　Yoshiji Yamada　Masayuki Narita
山本　武*　管間高之*
Takeshi Yamamoto　Takayuki Sugama

要　旨

本開発では、ドアビーム本来の機能を損なう事なく軽量化が図れる高強度パイプ型ドアビームを、材料仕様と熱処理強化技術の最適な組合せにより開発した。

（1）ストレート形状品の材料仕様は、電気抵抗溶接鋼管を基本に、溶接性を考慮し、かつ高周波誘導加熱による熱処理強化が可能な、0.2C-0.1Si-0.7Mn-0.3Cr-Ti-B系成分仕様を設定した。その結果、従来の1180N/mm^{2}級ハット型ドアビームに対し約2kg／本の軽量化を図った1470N/mm^{2}級パイプ型ドアビームを開発した。

（2）スペース・レイアウトを考慮した異形断面形状品や弓型湾曲形状品等の熱処理方法としては、電気抵抗加熱方式が適している。この場合、結晶粒粗大化が懸念されるため、基本成分系にNbを添加する事が有効である。

ABSTRACT

A lightweight yet high-strength door beam which retains the fundamental functions of the door beam was developed with a combination of an optimum material specification and heat-treatment reinforcing techniques. For the straight shaped pipe, an electric resistance welding steal pipe which accommodates conditions for weldability and heat treatment reinforcement under high-frequency inductance heat was studied. The result was the selection of material 0.2C-0.1Si-0.7Mn-0.3Cr-Ti-B.

This led to the development of pipe door beam withstanding 1470 N/mm^2, which saves 2 kg a pipe from the conventional hut-shape door beam withstanding 1180 N/mm^2. For door beams with unique-shape section and bow-shape twisting contour, which are used for space layout, the suitable heat treatment was the electric resistance method. To counter the problem of enlarged crystallization peculiar to this method, Nb was added to the basic ingredients.

1．まえがき

近年、世界的に乗員保護を目的とした車体安全性が注目されており、各自動車メーカーとも車体安全技術の開発が推進されている。一方、環境問題への対応として、燃費改善等を目的とした車体の軽量化ニーズが高まっている。

当社では、既にハット型ドアビーム（1180 N/mm^{2}級高張力鋼板:プレス成形品）を採用し、側面衝突安全性を左右するサイド・ドア強度を確保しているが、従来構造のまま更に軽量化を図るために素材の高強度化を行うと、プレス成形性、溶接性等生産技術面での対応が困難である。

そこで、ドアビーム本来の機能を損なう事なく、軽量コンパクト化を図る検討を行った結果、Table 1に示すようなパイプ形状を基本に、熱処理強化を組合わせた高強度パイプ型ドアビームを開発し、大幅な軽量化を達成した。

本稿では、溶接性と焼入性という相反する特性をバランスさせた材料仕様、形状面での軽量化検討、ドアビームの利用技術について報告する。

2．材料仕様

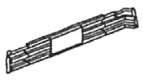
本開発材に要求される材料特性は、溶接性を保持しつつ高強度化する事である。一般的にC量の低減化は、溶接性に対し有効であるが強度は逆に低下するため、別途高強度化手法が必要となる。

そこで本開発では、低C材に焼入性向上元素を添加し、更に急熱急冷処理を施す事により高強度化を達成した。

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1992_4_17

Table 1 Constructional feature of conventional and developing products

	Conventional products Hat type	Developing products Pipe type
Tensile strength	1180 N/mm²	1470 N/mm²
Weight	4.0 kg/piece	2.0 kg/piece
Appearance		
Sectional shape		

尚、熱処理方案はドアビームが単純なストレート形状のため、熱処理設備を含めた生産性やコストの点から Fig. 1 に示す高周波誘導加熱焼入れを採用した。以下、上記技術概要について報告する。

2.1. 成分設計の考え方

溶接性を保持しつつ強度をあげるため、両者にとって重要なC量の設定を行った。SAE J417B の硬度換算表によると、ビッカース硬度(HV)と引張強度(TS)の関係は HV 360～520 の範囲内で次式が成立する。[1)]

$$TS(N/mm^2) = 4.09 \times HV - 344 \quad \cdots(1)$$

(1)式より、要求される TS=1470 を得るために必要な最高硬度は HV = 444 となる。

また、C量と硬度の関係として次式が成立する。

HV(99.9% マルテンサイト)= 909 × %C +285 ･･･(2)

HV(95.0% マルテンサイト)= 857 × %C +255 ･･･(3)

ここで、高周波誘導加熱焼入れではマルテンサイト化率 95.0% 以上が期待できる事から、(3)式より最高硬度 HV = 444 を得る為に必要なC量は約 0.22% となる。

次に、Si･Mn･Cr の添加効果について検討した。3元素とも高温状態にてオーステナイト相を熱的に安定化させ、焼入性を向上させる元素であり、影響力は Mn》Cr》Si の順に強い。しかし、その効果を十分に発揮させるには多量添加が必要であるため、溶接性を阻害する恐れがある。

ドアビームを実車に取付けるブラケットを溶接する場合の溶接方案･溶接条件等を前提とし、溶接部の健全性が確保できるような成分設計が重要である。従って、本開発では日本溶接協会規格の WES 3001 による PCM(溶接割れ感受性組成)≦ 0.3 を目標に上記元素の添加量を制限し、それぞれ設定した。また、上記元素の添加量制限に伴う焼入性不足を補うため、B を適量添加した。

Table 2 Chemical composition of developing material (wt%)

C	Si	Mn	P	S	Cr	Ti	B
0.22	0.18	0.70	0.016	0.004	0.34	0.028	0.0018

Bはオーステナイト粒界に固溶状態で偏析し、粒界に於ける界面エネルギを低下させ、オーステナイト→フェライト変態時の核生成を遅延させる事によって焼入性を高める元素である。しかも、微量添加で大きな効果があり、溶接性に対しても有効である。尚、B を添加しても BN 等の形で析出するとその効果が無くなるので、B を固溶状態で確保するために B よりも N との親和力の強い Ti を適量添加した。

以上より設定した化学成分を Table 2 に示す。

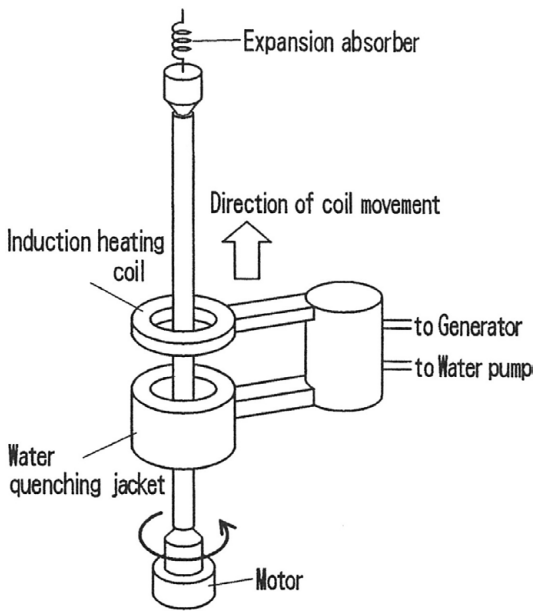


Fig. 1 Device of induction hardening

2.2. 効果確認結果

B 添加による焼入性効果については、その指標として Hollomon&Jaffe 法による理想臨界直径 (DI 値) での計算予測を行った上で、JIS G0561 によるジョミニー試験にて効果確認を実施した。DI 値は Fig. 2 に示すようにオーステナイト結晶粒度依存性があり、B 添加により約 2 倍の値を得られると予測される。この効果を確認したジョミニー試験の結果 (Fig. 3 参照)、95.0% マルテンサイト時に於ける焼入深さは、B 添加により約 1.5 倍となる事が確認された。

次に、パイプ実体での熱処理品質確認結果を Fig. 4 に示す。図に示すように、加熱条件及び冷却条件の適正化を図る事により、95.0% 以上の高マルテンサイト化率を安定して得られる事が確認された。

参考として、パイプ型ドアビームの熱処理後の工程を考えた場合、車体取付け後、電着塗装工程に於て比較的低温ではあるが加熱されるため、機械的性質の変化が予想される。そこで、高周波誘導加熱焼入材を 200～450℃ に加熱後大気放冷し、その機械的性質を確認した (Fig. 5)。この結果より、比較的低温な加熱条件に於ても引張強度及び降伏点が変化する事が確認された。従って、車体取付け後の強度保証を考えた場合、この変動分を見込んだ単品強度を設定するか、予め焼入れ後に低温処理を施す等の品質管理が必要である。

以上より、ストレート形状品の材料仕様を確立し、熱処理強化技術との組合せによりパイプ実体にて目標強度

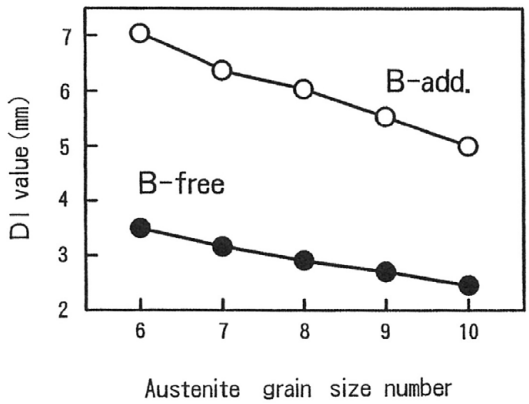


Fig. 2 Effect of admixing B on DI value

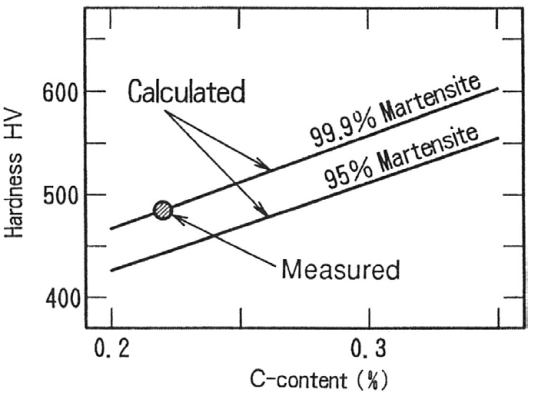


Fig. 4 Relationship of C-content vs heat treatment hardness

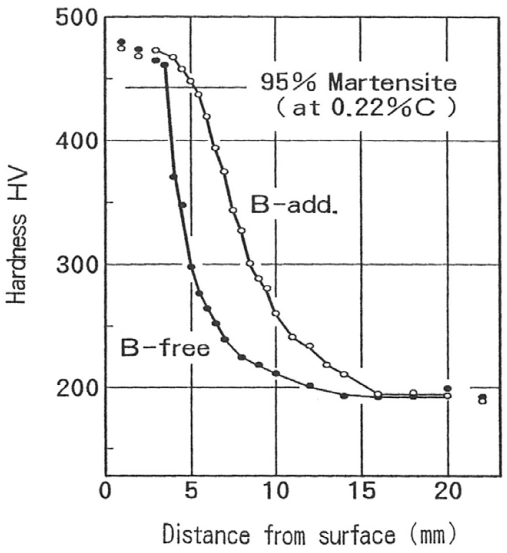


Fig. 3 Effect of admixing B on Jominy curve

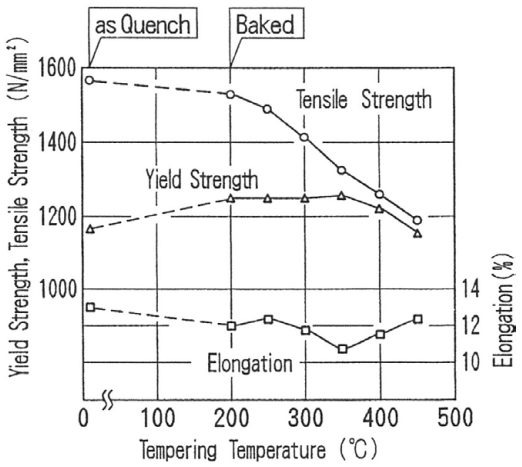


Fig. 5 Relationship of tempering temperature vs mechanical properties

Table 3 Elongation and flatness by material reduction method

	Elongation	Flatness
Drawing	12.0%	0.78 H/D
Swaging	18.0%	0.34 H/D

を得る事ができた。また、このパイプ型ドアビームは従来のハット型ドアビームに対し、1本当り約1.7kgの軽量化を達成した。

3. 形状面での軽量化検討

車体構造上、側面衝突時の最大曲げモーメントが負荷される部位はドアビーム中央部である。従って、ドアビームの機能としては、強度に影響しない範囲内であれば端末部の減肉(軽量化)は可能であり、加工方法としては引き抜き加工やスウェージング加工等が挙げられる(Fig. 6 参照)。図に示すように、前者がワークに芯金を挿入して固定したダイスの間を通すのに対し、後者はワークに芯金を挿入し、ワークを高速で回転させながら前進させ、ワーク軸垂直方向からダイスで挟み圧縮して減肉させる加工方法である。

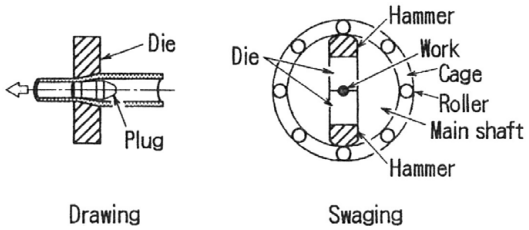


Fig. 6 Drawing and swaging

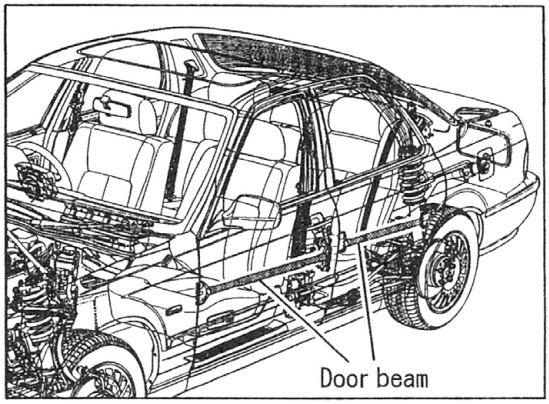


Fig. 7 Door beam positioned in vehicle

また、スウェージング加工方法は加工部に圧縮残留応力を付与するという特徴をもっており、引張残留応力を付与する引き抜き加工と比較して、加工後の伸び及び偏平性に有利(Table 3 参照)である。

以上より、本開発ではスウェージング加工を採用し、ストレート形状品比較でドアビーム1本当り約0.3kgの軽量化を達成した。

4. 実車適合性(FMVSS テスト)

4.1. テスト方法

ドアビームの実車取付け位置を Fig. 7 に示す。北米安全規格による実車サイドドア強度テスト(FMVSS214)は、Fig. 8 に示すように、車体側方からドアのほぼ中央部をR152.4 mmの硬鉄製の半円筒にて荷重を加え、荷重と変位を測定するもので、その変位曲線から初期抵抗・中間抵抗・ピーク荷重をそれぞれ求める。

4.2. テスト結果

荷重－変位線図を Fig. 9 に示す。図に示すように、本開発品は従来のハット型ドアビームに対して同等以上の実力を示し、FMVSS テスト要件も満足した。

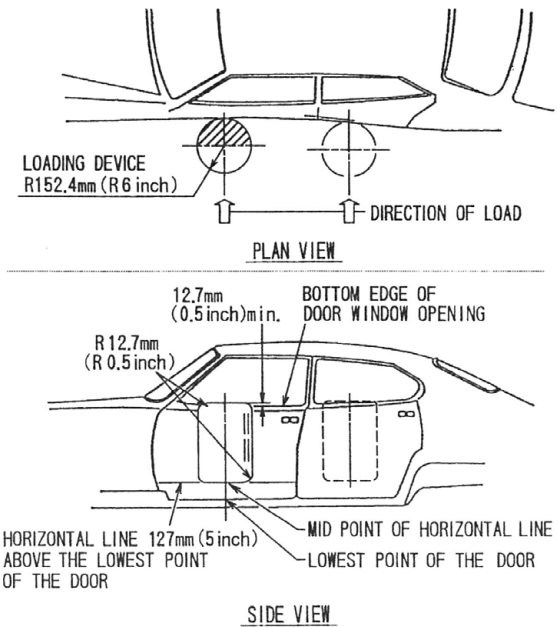


Fig. 8 Testing method on FMVSS 214

5. ドアビームの利用技術

パイプ型ドアビームの軽量化及び機能向上を考えた場合、パイプ外径を大きくする事は断面係数の増加につながるため、曲げ剛性には有効である。

しかし、ドアの内部には多数の部品があり、パイプ外径を大きくするとこれらとの干渉が予測される。そこで、ドア内部のスペース・レイアウトについて検討を行った結果、Fig. 10 に示すようにパイプ両端末の偏平化、ドアビーム形状の弓型湾曲化等により対応が可能である。

上記の端末偏平化等の異形断面形状や弓型湾曲形状のドアビームに対して、前述の高周波誘導加熱方式による移動焼入れは、熱処理条件の制御が困難である。そこで、上記形状に対応する熱処理方案としては電気抵抗加熱焼入れが適当である。

5.1. テスト方法

Fig. 11 に示すような縦型電気抵抗加熱焼入装置を用いて熱処理テストを行う。この装置の原理は、クランプ電極にて直接通電を行い、ビーム全体が均熱された後クランプを解除し、冷却水槽中に自重落下させる方式のものである。

5.2. テスト結果

熱処理テストの結果、焼入れ時の加熱条件の調整により、熱処理強度は確保できた。しかし、熱処理歪による変形（反り）は高周波誘導加熱方式に対し約５倍と大きく、低温衝撃特性も低下した。

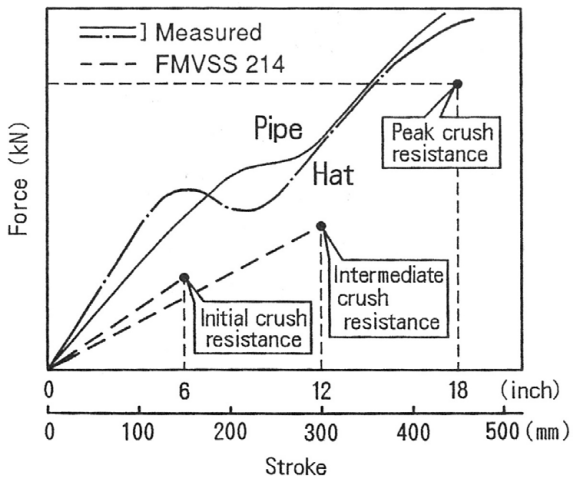


Fig. 9　Strength testing results of side door on vehicle

ここで、熱処理歪に関しては矯正焼入れ、冷却条件変更等にて対応可能であるので、低温衝撃特性について検討した。

5.3. 低温衝撃特性の低下原因とその対応

2mmV ノッチを施した試験片を用いて簡易シャルピー試験を行った結果、Fig. 12 に示すように破面遷移温度（vTs：脆性破面率＝ 50% 時の温度）は－50℃ であり、高周波誘導加熱焼入れのそれ（－100℃）よりも高く低温衝撃特性が劣る事が確認された。

上記特性の低下原因を究明するため、高周波誘導加熱焼入れ材と電気抵抗加熱焼入れ材のオーステナイト結晶粒度を測定した。その結果、Fig. 13 に示すように前者が

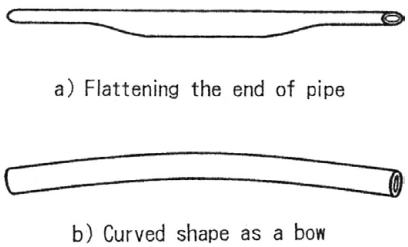


Fig. 10　Examples of applying space efficiency

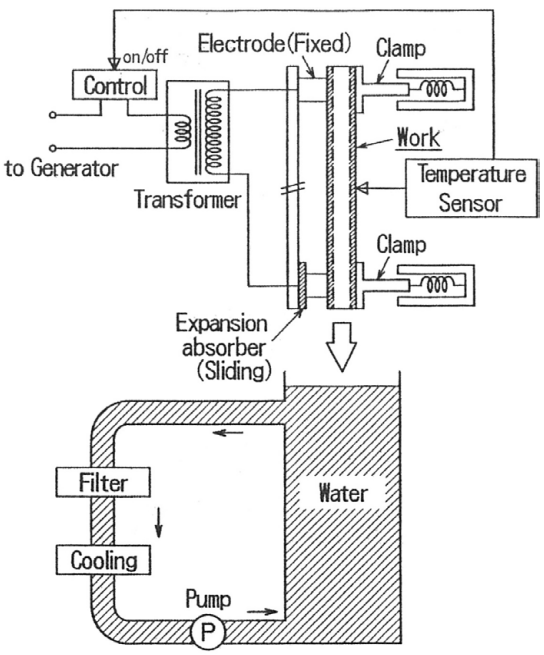


Fig. 11　Device of electric resistance hardening

Table 4 Chemical composition of Nb admixed material (wt%)

C	Si	Mn	P	S	Cr	Nb	Ti	B
0.21	0.15	0.72	0.015	0.004	0.31	0.026	0.031	0.0019

粒度No.12と細粒であるのに対し、後者は粒度No.6～7と粗大化しており、後者の破面遷移温度が上昇したのはこのためと推定される。また、結晶粒粗大化の原因としては、前者の移動焼入れに対して後者は全体加熱焼入れであり、入熱量が大きく結晶粒成長を助長したためと推定される。

そこで、高温下に於ける結晶粒粗大化防止の観点からNbを適量添加した。Nbは固溶温度の高い微細なNbCとして結晶粒界に析出し、結晶粒成長を抑制するピン止め効果をもつ元素である。この効果を確認するため、

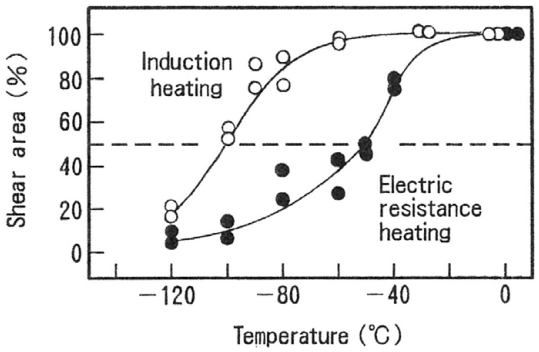
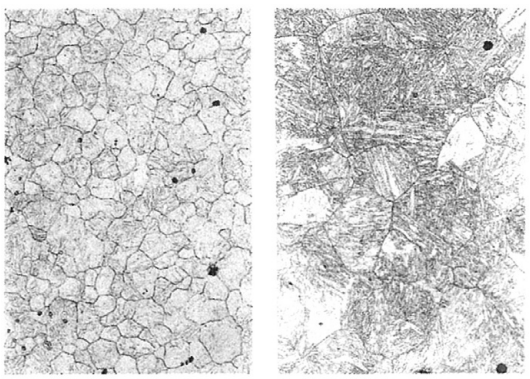


Fig. 12 Effect of hardening method on transition temperature (Nb-free)



a) Induction heating　b) Electric resistance heating

Fig. 13 Comparison of Austenite grain size

Nb添加の有無による焼入温度と結晶粒度の関係をFig. 14に示す。その結果、Nbを適量添加する事により結晶粒の粗大化を抑制できる事が確認された。また、Nb添加の有無によるvTsへの影響をFig. 15に示す。図に示すように、Nbを添加する事で、vTsは−50℃から−120℃へと低温側へ移行する事が確認された。

以上より、Table 4に示すNb添加鋼の材料成分仕様を設定した。

尚、シャルピー試験の場合パイプ実体と比較して切欠き効果等により、より厳しい評価と推測されるため、パイプ実体での低温落重試験を行った。その結果、衝撃荷重を与えてもパイプが塑性変形し破断には至らない事が確認された。従って、パイプ形状では割れに対する感受性は鈍化する傾向にあると考えられるが、前述の低温衝撃特性には十分な配慮が必要である。

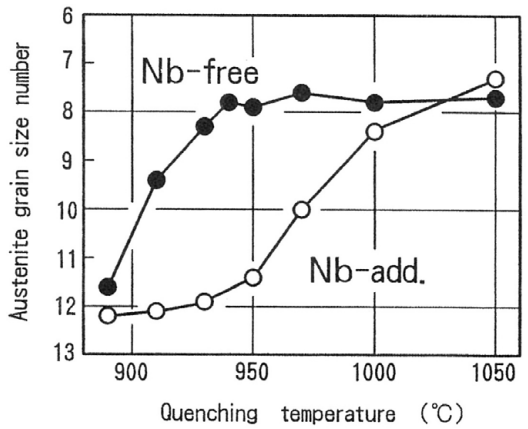


Fig. 14 Relationship of quenching temperature vs Austenite grain size number

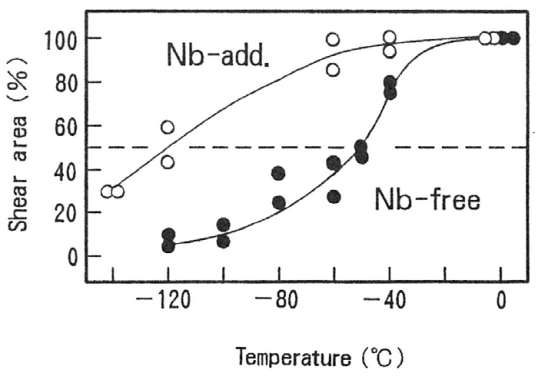


Fig. 15 Effect of admixing Nb on transition temperature (Electric resistance heating)

6．ま と め

従来のハット型ドアビームと比較して、エネルギ吸収特性に優れた高強度パイプ型ドアビームを開発し、軽量化を達成した。

ここでは、高強度化を図るための熱処理強化技術を含めた材料仕様の欄要について示した。

（1）溶接性を考慮し、かつ高周波誘導加熱による熱処理強化が可能な、0.2C-0.1Si-0.7Mn-0.3Cr-Ti-B 系電気抵抗熱処理鋼管の材料仕様を設定した。その結果、従来型ドアビームに対し約 25% の高強度化が図れ、更にスウェージング加工の効果と合わせて、ドアビーム１本当り約 2 kg の軽量化を達成した。

（2）スペース・レイアウトを考慮した異形断面形状品や弓型湾曲形状品等の場合、熱処理方法としては電気抵抗加熱焼入れが適している。この場合、焼入れ時の入熱量増加に伴う結晶粒粗大化のため、低温衝撃特性の悪化が考えられるので、基本成分系に Nb を添加する事が有効である。

7．謝　　辞

本開発の量産化にあたり、ご協力を頂いた新日本製鐵㈱、住友金属工業㈱、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

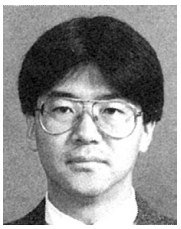
1）　Metals Handbook Ninth Edition, Volume 1 Properties and Selection: Irons and Steels

■著　者■


町　田　　功


山　田　嘉　嗣


成　田　正　幸


山　本　　武


管　間　高　之

二輪車用 ABS の旋回ブレーキに関する研究

Research on Anti-lock Brake System on Motorcycle Braking in Turns

引 地 東一郎* 泊 辰 弘**
Toichiro Hikichi Tatsuhiro Tomari

加 藤 正 家* ミハエル ティーム***
Masaie Katoh Michael Thiem

要 旨

旋回中にアンチロックブレーキシステム(ABS)を作動させた時の、高μ路面における制動効果と車体の挙動変化については、二輪車用機械式 ABS 搭載のテスト車を用いてすでに研究をしており、「Technical Review Vol.2」に発表した。本稿では ABS の作動セッティングを任意に変えることが可能な電子制御式 ABS を用いて、タイヤのスリップ率を変更した時の直進及び旋回走行時の制動性能と車体の挙動変化の研究結果について報告する。テスト路面は高μから低μまでの6種類であり、ブレーキはフロント及びリヤ単独操作とした。

制動性能は、高μから低μ路面までライダーズベスト値に比較して、約 90% 以上の良好な減速比が達成された。車体の挙動変化は、直進走行では、スリップ率が比較的大きい場合でも小さく安定的であった。旋回走行では、路面μの低下、車体のバンク角の増加及びスリップ率の増加に伴って、その挙動変化は大きくなるが、二輪車の制動可能な走行範囲では、ABS 作動時の安定性が充分確保できることが判った。

ABSTRACT

Using a test motorcycle equipped with the mechanically operated Anti-lock Brake System (ABS) designed for motorcycles, research was done on the braking effectiveness and variations in the movements of motorcycles on high-μ road surfaces, with the ABS activated while motorcycles turn. The results were published in the Honda Technical Review, Vol. 2.

In this paper, the results are reported of the research on the braking performance and motorcycle behavioral changes, both in straight-ahead riding and turns, with the tire slip ratio modified. In the testing, the ABS system of an electronic-control type fitted to a motorcycle allows the setting of the ABS to be easily changed. The tests were carried out on six different types of road surfaces, varying from high-μ to low-μ, with braking applied separately on the front and rear wheels.

The braking performance values of ABS as a result of testing on road surfaces at high-μ to low-μ levels, scored deceleration rates exceeding 90% of the riders' best braking values with the conventional braking system. On straight-ahead riding, even when the slip ratio was comparatively large, motorcycle behavioral changes were in the small and stable range. In turns, test results showed that, with drops in the road surface μ, increase in the banking angle of the motorcycle, and increase in slip ratios, motorcycle behavioral changes became greater. However, within the riding range in which motorcycle braking is operable, it was found that the motorcycle stability was maintained during ABS operation.

1. まえがき

二輪車では、四輪車と異なりタイヤのスリップ状態は、制動性能と車体の挙動変化に影響を与え、特にホイールロックの状態では、車体の大きな挙動変化につながる。ABS はホイールロックに対する気遣いを軽減し、急制動時のタイヤのスリップコントロールを容易にするための手段であり、しかも高性能ブレーキとするためには、ABS 作動時の制動性能と車体の安定性が両立しなければならない、と筆者らは考えている。

ABS が二輪車にも有効であることは、長年にわたる各国の研究が示唆している[(1)-(5)]。Zellner らは機械式 ABS を用いて、旋回ブレーキにおいて制動可能な旋回横加速度の範囲などについて研究しており、筆者らも ABS が作動する時の制動性能、及び最初に発生する最大スリップ率の大きさに対する車体の挙動変化などについて、すでに報告している[(6)(7)]。

＊ 朝霞研究所
＊＊ 栃木研究所
＊＊＊ Honda R&D Europe

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1992_4_18

新たに開発された電子制御式 ABS は、タイヤのスリップ率の設定が容易に変更可能であり、路面状況に応じて、ABS 作動時のキャリパ液圧をほぼ最適に制御できる高い応答性を有している。本稿ではこの ABS を搭載した二輪車を用い、高 μ から低 μ までの各種路面における、フロント及びリヤ単独ブレーキによる直進及び旋回走行時の車体挙動と制動性能についての研究結果を報告する。

2. 電子制御式 ABS の概要

研究に用いた ABS は、前後輪の車輪回転状況をセンサからの入力信号により検知し、モジュレータを制御する電子的な ECU(Electronic Control Unit)、及びその制御によりキャリパ液圧を変化させ、適正な制動力を発生させるモジュレータから構成されている。通常の制動時はカットオフバルブが開き、マスターシリンダの液圧が直接キャリパに加えられ、制動力が発生する (Fig. 1(a))。

ECU は車輪がロック傾向にあると判断すると、インレットバルブが閉じると同時にアウトレットバルブが開きプレッシャーコントロールピストンが後方に移動し、カットオフバルブは閉じ、減圧状態となる (Fig. 1(b))。

そして、一定の減圧時間の後、アウトレットバルブは閉じ、液圧保持状態となり、車輪速度が車速に復帰する

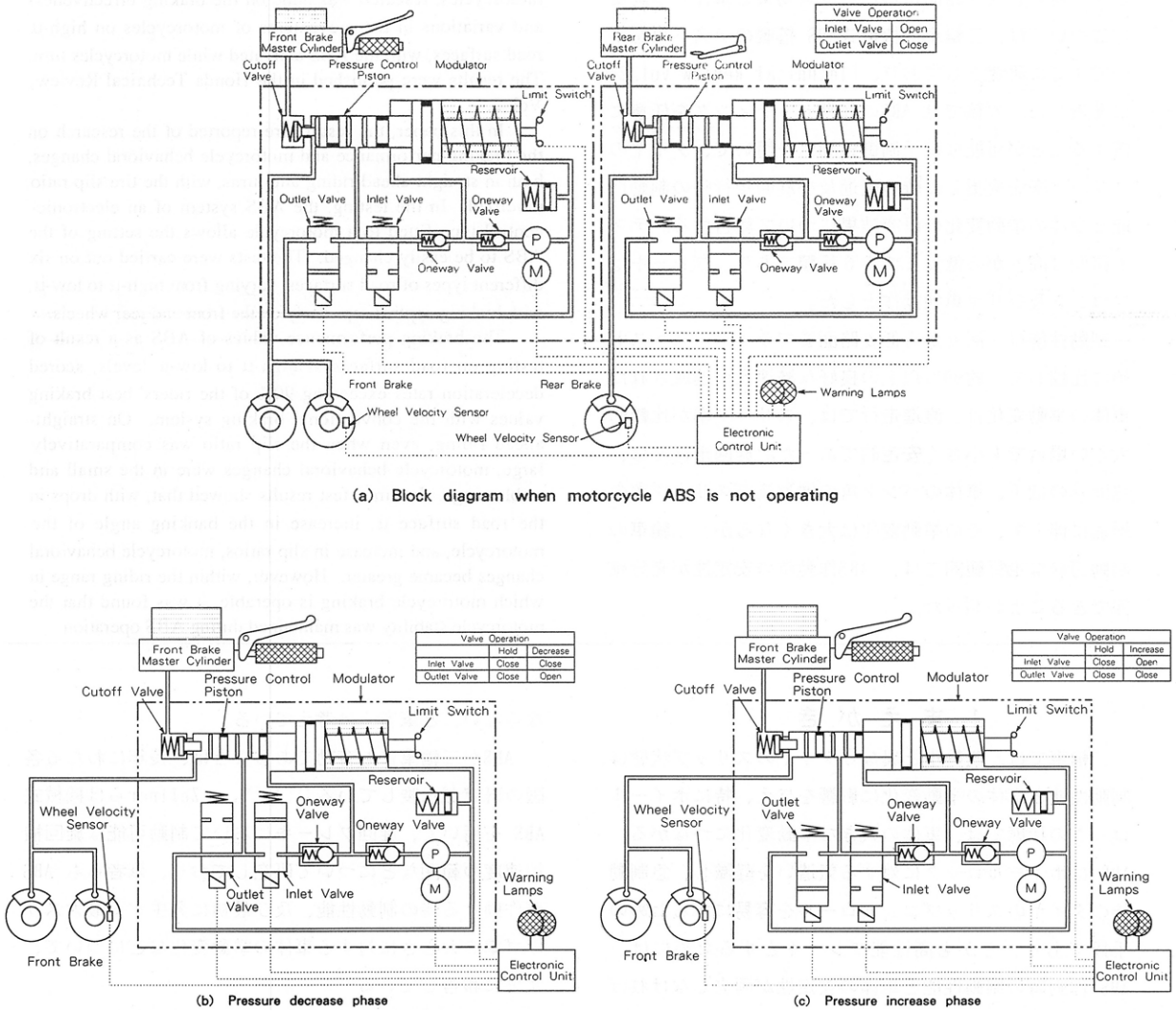


Fig. 1(a)(b)(c) Electronically controlled prototype antilock brake system for motorcycle

のを待つ。ECU がその復帰を探知すると、インレットバルブが開き、液圧源の圧力がプレッシャーコントロールピストンを前方に移動させ、増圧状態となる (Fig. 1(c))。

ABS の独立した２個のモジレータは、フロント及び車体中央にそれぞれ設置されており、これらを制御する ECU は、フロントカウル内に１つにまとめられて設置されている (Fig. 2)。

3. 研 究 の 概 要

3.1. テスト車と計測項目

テスト車は、Table 1 に示す諸元を持ち、車体にはテスト時の転倒を防止するため、質量約 21 kg のアウトリガを装着している。

計測信号は、Table 2 に示す９項目であり、テストの解析目的に応じて計算処理される。

3.2. テスト条件及び研究内容

テスト条件とテスト路面を Table 3 及び Fig. 3 に示す。テスト路面は６種類であり、各路面の摩擦係数はコンベンショナルブレーキによるフロントとリヤの直進同時ブレーキ時のライダーズベスト値の減速度と定義した。

制動テスト時の初期車速は、バンク角 $\theta_B = 0$ の直進走行では約 50 km/h、旋回走行ではバンク角 θ_B と旋回半径 R に応じて 18～62 km/h に設定した。

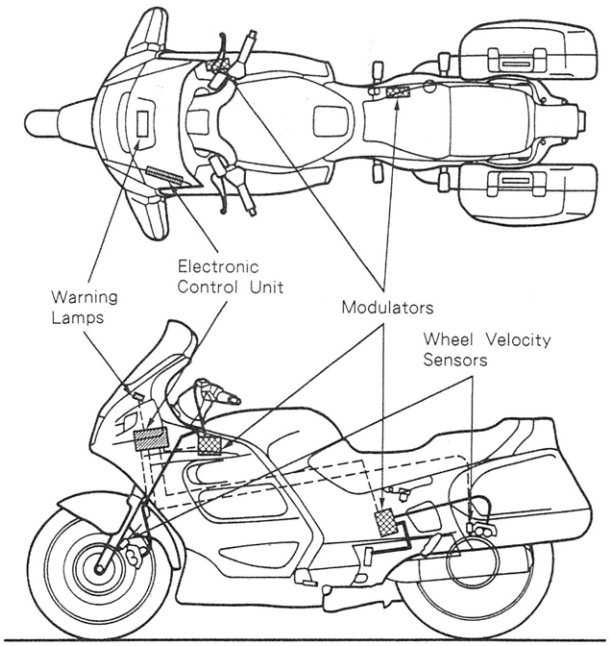


Fig. 2 Arrangement of the ABS on motorcycle

Table 1 Specifications of test motorcycle

Item (Dimension)		Value
Displacement (c m³)		1085
Vehicle Mass (kg)		325.5
Moment of Inertia (kg m²) Roll／Yaw／Pitch		102.9／84.3／81.3
Wheel Base (mm)		1553
Caster Angle (deg)		27.5
Trail (mm)		105
Tire Size	Front	110／80 VR18
	Rear	160／70 VR17
Effective Brake Diameter (mm)	Front	Dual Disk 285
	Rear	Single Disk 285

Table 2 Recorded variables and sensors

No	Variable	Sensor
1	Vehicle Speed	Non-contact Speed Meter
2	Front Wheel Angular Speed	Magnetic Pickup
3	Rear Wheel Angular Speed	Magnetic Pickup
4	Front Brake Caliper Pressure	Pressure Transducer
5	Rear Brake Caliper Pressure	Pressure Transducer
6	Steering Angle	Potentiometer
7	Roll／Yaw／Pitch Rate	Rate Gyroscope
8	Roll／Yaw／Pitch Angle	Angular Detector
9	Braking Deceleration	Accelerometer

主な研究項目は、以下のとおりである。

(1) 車体の挙動変化と安定性：挙動変化の指標としてハンドル舵角及び車体のヨーレイトを計測し、制動時の安定性について検討した。

(2) 許容スリップ率と旋回ブレーキの限界：旋回制動時のスリップ率と安定性から、旋回時において制動可能な車体の限界バンク角について検討した。

(3) 制動性能及びライダーズベストとの比較：コンベンショナルブレーキを用いたベストな制動性能と ABS による制動性能を比較し、ABS の効果について検討した。

3.3. ABS の作動セッティング

二輪車用 ABS は、Fig. 4 に示すように、制動性能の確保と制動時の安定性の確保が両立でき、さらに ABS が二輪車の運動性能を妨げないことが、同時に成立する必要がある。Fig. 5 に示すように、車体速度 Vref と車輪速度

Table 3　Test conditions

No	Road Surface		Friction Coefficient μ		Initial Braking Velocity V (km/h) for turning radius
1	Asphalt	Dry	0.99	High	θ_B(°) / R(m) | Bank Angle 10 20 30 36 15 18 26 32 36 30 24 36 45 51 45 32 44 56 62 Straight ; V = 50(km/h)
2	Asphalt	Wet	0.81		
3	Belgian Block	Dry	0.62	Medium	
4	Sandy Soil	Dry	0.51		
5	Sealed Tar	Wet	0.39	Low	θ_B(°) / R(m) | Bank Angle 10 20 15 18 26 30 24 36 45 32 44 Straight ; V = 50(km/h)
6	Basalt	Wet	0.19		

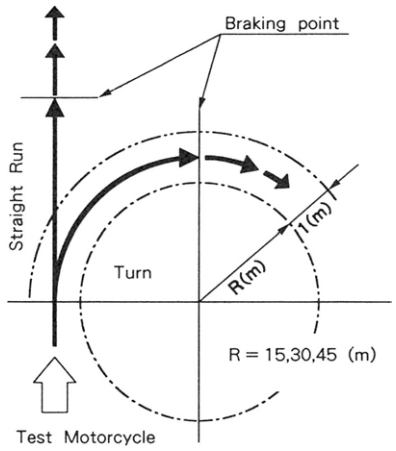


Fig. 3　Test track for ABS

Vw との差ΔV(＝Vref－Vw)が大きくなると、ABS の ECU はモジュレータを自動的に作動させ、キャリパ液圧 Pmax を減圧状態 (Pmax －ΔP) にするため、制動力とその解除に伴って、車体に挙動変化が起こる[8]。この挙動変化は、車体諸元の物理量にもよるが走行条件と ABS が作動するときのタイヤのスリップ率の大きさ及びそのスリップ率の変化状態によって左右される。

そこで、各種路面 μ における直進と旋回ブレーキにおける ABS の初期作動時の最大スリップ率 Smax とキャリパ液圧の減圧割合 ΔP/Pmax に着目し、それぞれの値に対する車体の挙動変化について検討した。ABS 作動時の初期スリップ率、キャリパ液圧の減圧時間及び圧力保持時間など種々変化させ、Smax が約 80% 以下、ΔP/Pmax が約 1.0 までの範囲で、テストを実施した。また、これらのテストに対するキャリパ液圧の昇圧レート ΔPin の範囲は、フロントが (7.0～10.0)×10^3kPa/sec で、リヤが (10.0～15.0)×10^3kPa/sec とした。

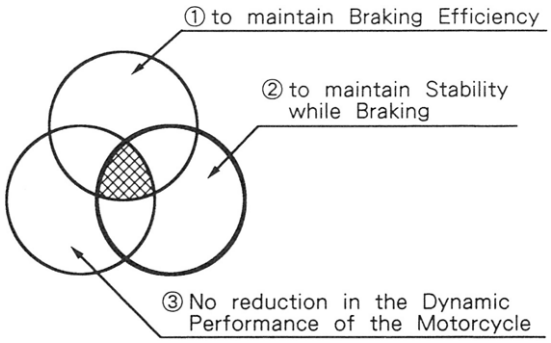


Fig. 4　The development aims for a motorcycle ABS

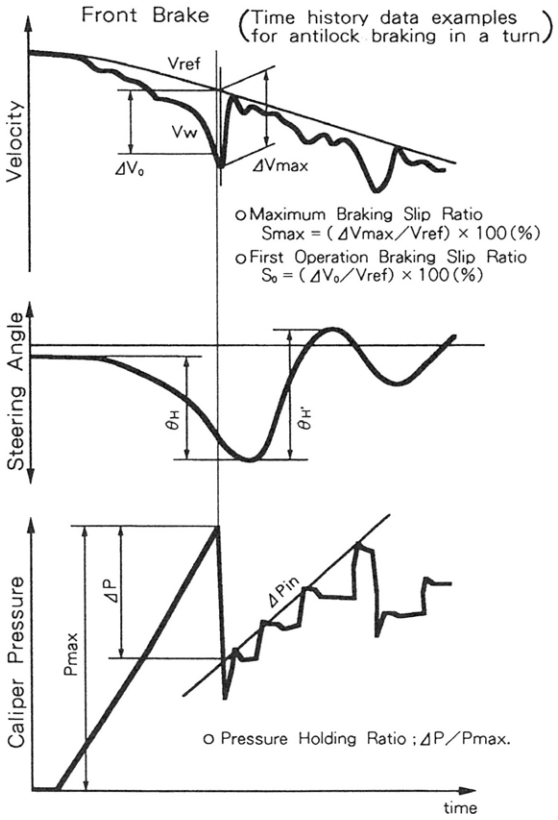


Fig. 5　Operation setting for the ABS

4. 車体の挙動変化と安定性

4.1. フロントブレーキの場合

前述のように、テスト路面は 6 種類であり、各路面についてフロント及びリア単独ブレーキによる直進及び旋回走行において、過度にブレーキを操作した場合の ABS 作動による車体の挙動変化を計測した。テスト結果の一例として、走行条件がアスファルトウェット (μ＝0.81)、

旋回半径 R ＝ 45m、車体のバンク角 $\theta_B \fallingdotseq 27$deg の場合を Fig. 6 に示す。

車輪の速度変化 ΔV_0 で ABS が作動を始め、モジュレータのアウトレットバルブが開く。このときのタイヤのスリップ率は S_0(＝ 100・ΔV_0/Vref %)となり、キャリパ液圧は Pmax を示している。ABS の作動でキャリパ液圧は、第 1 回目の減圧 ΔP が実施され液圧保持状態となる。この間に、車輪の速度変化は ΔVmax となり、タイヤのスリップ率は Smax(＝ 100・ΔVmax/Vref %)に増加し、その後、減圧 ΔP の効果により車輪速度 Vwf は Vref に復帰する傾向を示す。そして、スリップ率が Smax までの始めの制動力によりハンドル変位角 θ_H は旋回方向へ約 6deg 変化し、同時に車体は、ロールレイト $V\theta x$ が約 21deg/sec、ヨーレイト $V\theta z$ が約 13deg/sec の挙動変化を示した。

次に、キャリパ液圧の減圧 ΔP とその液圧保持状態により、車輪速度 Vwf の復帰に伴ってタイヤのスリップ率は小さくなり、車体の挙動は元の状態に戻ろうとする逆方向への変化を示し、そのハンドル変位角 θ_H' が約 8 deg、ロールレイト $V\theta x$' が約 19deg/sec、ヨーレイト $V\theta z$' が約 28deg/sec となった。

その後、ABS の作動に伴ってハンドルは振れを継続し、これに伴って車体はロールとヨーの連成された運動をしながら旋回走行中の車体の慣性力により起き上がり、ほぼ直立状態となって停止した。

フロントブレーキが車体へ与える影響の挙動変化の代表値として、テストした各種路面における ABS の初期作動時の最大スリップ率 Smax に対する初期のハンドル変位

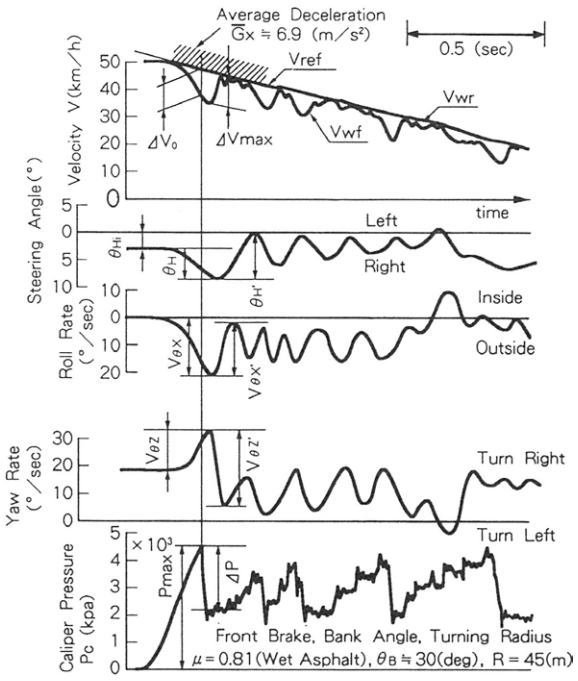


Fig. 6 Time history data example for front ABS in a turn

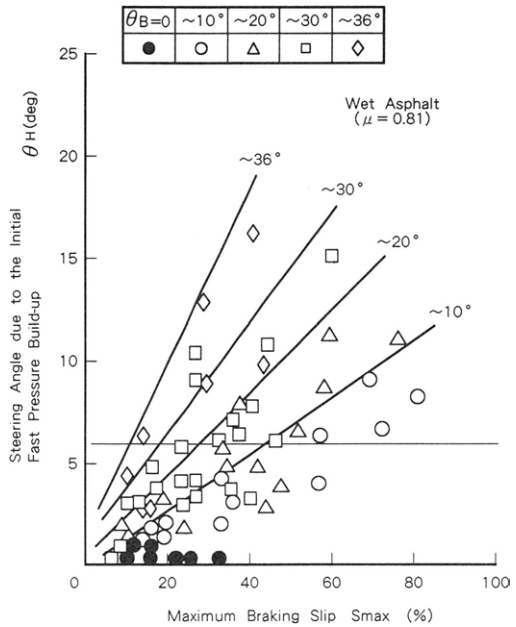


Fig. 7 Steering angle due to pressure build-up as a function of Smax

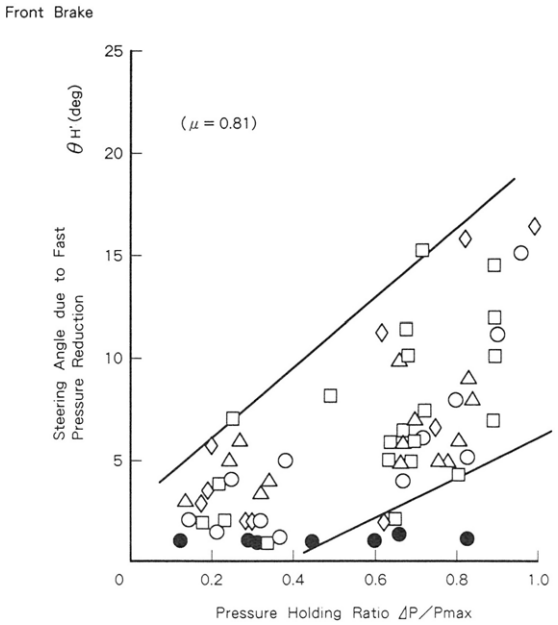


Fig. 8 Steering angle due to pressure reduction as a function of ΔP/Pmax

角θ_Hと、ABS が作動しキャリパ液圧が減圧され、液圧保持状態になった時の減圧割合 ΔP/Pmax に対する変位角θ_H'の値の一例を、それぞれバンク角θ_Bをパラメータとして、Fig. 7、8 に示す。θ_H'は Fig. 5 に示したように、キャリパ液圧の減圧によって制動力が減少し、ライダーの保舵力によってハンドルが元の方向に戻されたときの振れ角である。θ_Hは、Smax の増加に比例してほぼ直線的に大きくなった。この傾向はバンク角θ_Bの増加、並びに路面μの低下に伴って顕著である。しかしθ_Hは、Smax が約 20% 以下の範囲では、比較的小さくなった。このテスト範囲において、ライダーによる安定性のフィーリング評価では、車体の挙動変化が比較的小さく安定的に制動可能なθ_Hの範囲は、約 6deg 以下であった。この基準評価値θ_H＝6deg のラインと、Smax に対するそれぞれのバンク角θ_Bにおいてθ_Hの大きさを表す境界ラインとの交点から、各路面μにおけるバンク角θ_Bに対し、安定的に制動可能な許容 Smax が実験的に求められる。

つぎに、ABS が作動し、キャリパ液圧が減圧され、液圧保持状態になった時の減圧割合 ΔP/Pmax に対するハンドルの変位角θ_H'は、ΔP/Pmax の増加に伴って大きくなる傾向を示した。

路面が高μ（＝ 0.99，0.81）では、バンク角θ_Bによる影響は小さいが、中μ（＝ 0.62，0.51）や低μ（＝ 0.39，0.19）ではバンク角θ_Bの増加に伴って大きくなる傾向を示した。これは高μの場合、バンク角θ_Bの影響が小さいのは、初期ブレーキングの制動力が初期のハンドル変位角や車体の挙動変化を大きく左右し、その後の減圧時におけるハンドル変位角θ_H'や挙動変化が、そのときどきの車体姿勢に対するライダーの保蛇力によって変わるためと考えられる。これらのテスト範囲において、路面がμ＝ 0.39 以上の路面μに対して、ΔP/Pmax 値が約 0.4 以下となるように液圧保持のセッティングをすることによって、初期作動による車体の挙動変化を比較的小さく

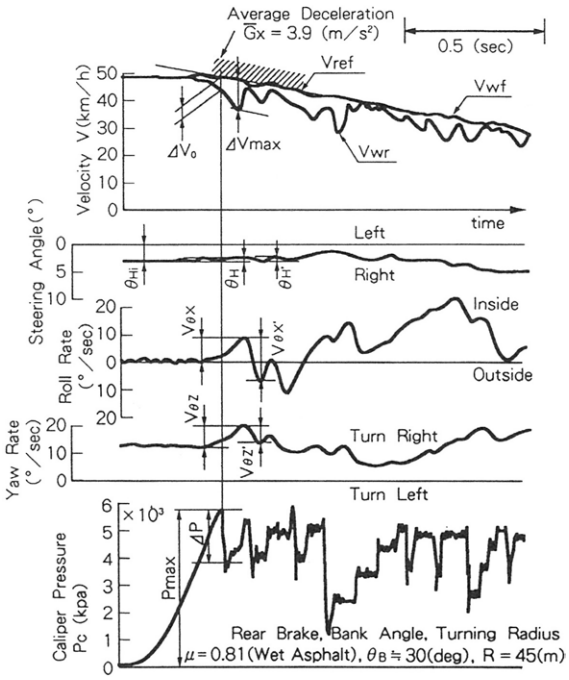


Fig. 9　Time history data example for rear ABS in a turn

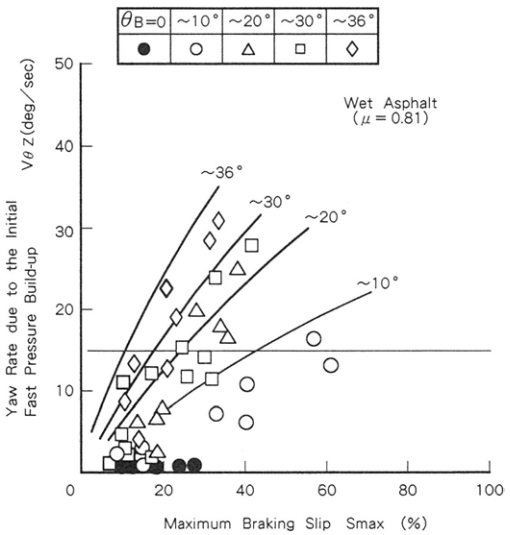


Fig. 10　Yaw rate due to pressure build-up as a function of Smax

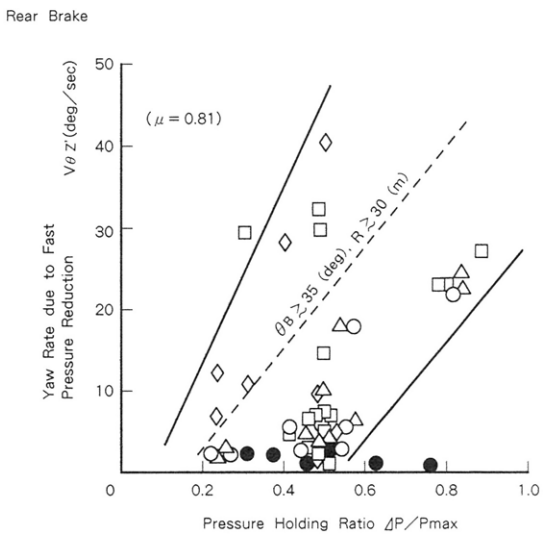


Fig. 11　Yaw rate due to pressure reduction as a function of ΔP/Pmax

抑えられることが判った。

4.2. リヤブレーキの場合

リヤブレーキのテスト結果の一例を Fig. 9 に示す。この走行条件は、フロントと同じである。車輪速度は、フロントの場合とほぼ同様であった。ABS が作動を始め、初期の最大スリップ率 Smax(＝100･ΔVmax/Vref %)までの車体挙動は、旋回内側方向に車体が倒れ込むように変化している。このときのロールレイト $V\theta x$ が約 8 deg/sec であり、ハンドルの変位角 θ_H は 1 deg 程度でほとんど変化しない。

次に、キャリパ液圧の減圧 ΔP と液圧保持状態により、車輪速度 Vwr は復帰する傾向を示し、これに伴って車体の挙動は元の状態に戻ろうとする逆方向への変化を示す。この時のロールレイト $V\theta x'$ は約 15 deg/sec、ヨーレイト $V\theta z'$ が約 6 deg/sec であり、ハンドルの変位角 θ_H' は 1 deg で、この場合もほとんど変化しない。

以上のような、ABS の作動により、車体が挙動変化する現象のメカニズムは、路面の μ が違う場合でも、挙動変化の大きさは異なるものの、原理的にほぼ同様と考えられる。

リヤブレーキによる車体の挙動変化の代表値として、ABS の初期作動時の Smax に対する初期の車体のヨーレイト $V\theta z$ と、キャリパ液圧の減圧割合 ΔP/Pmax に対するヨーレイト $V\theta z'$ の値の一例を、フロントの場合と同様に、それぞれバンク角 θ_B をパラメータとして Fig. 10、11 に示す。$V\theta z'$ は、Fig. 7 に示したように、キャリパ液圧の減圧によって制動力が減少し、タイヤの横力が回復するためその横方向のスベリが止められ、車体が元の状態に戻されるように挙動するときのヨー方向の角速度である。

Smax に対する $V\theta z$ は、Smax の増加に従って大きくなる傾向を示し、フロントの場合と同様に、バンク角 θ_B の増加、並びに路面 μ の低下に伴って顕著となった。しかし $V\theta z$ は、Smax が約 20% 以下の範囲では、比較的小さくなった。また、このテスト範囲においてライダーが安定性のフィーリング評価として、車体の挙動変化が小さく安定的に制動可能な $V\theta z$ の範囲は、約 15 deg/sec 以下であった。そして $V\theta z$ ＝ 15 deg/sec のラインと、Smax に対するそれぞれのバンク角 θ_B において、$V\theta z$ の大きさを表わす境界ラインとの交点から安定的に制動可能な許容

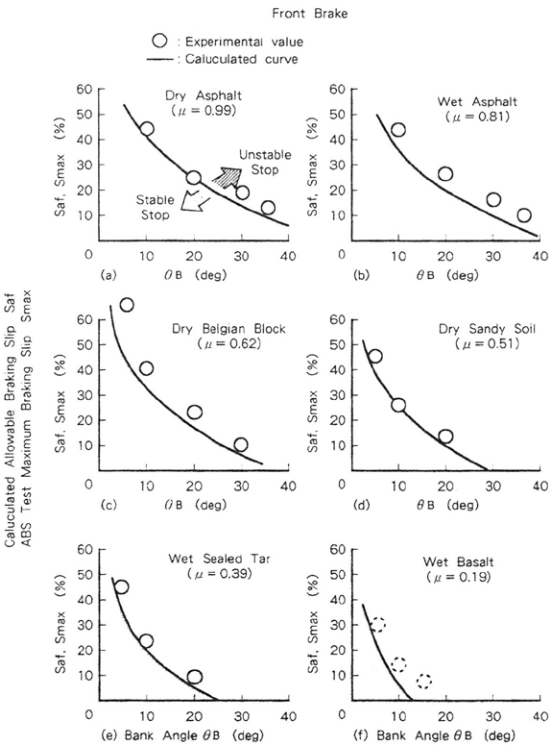


Fig. 12 Front calculated allowable braking slip ratio and ABS test maximum braking slip ratios for stable stop as a function of bank angle

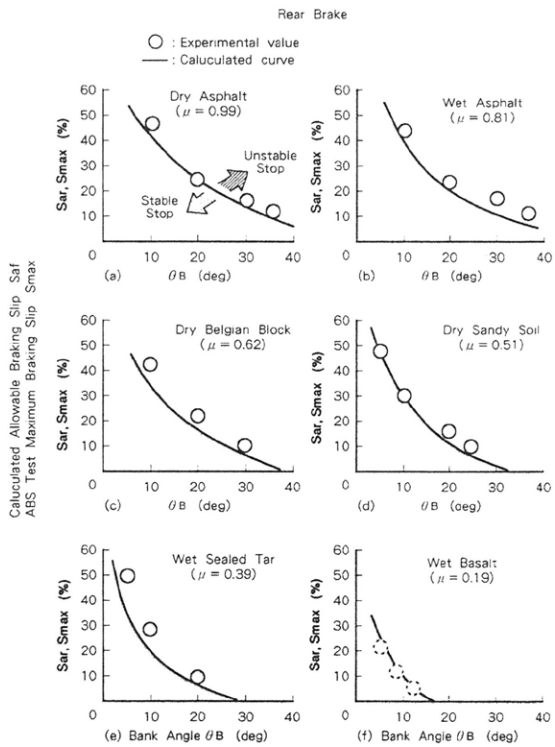


Fig. 13 Rear calculated allowable braking slip ratio and ABS test maximum braking slip ratios for stable stop as a function of bank angle

Smax が実験的に求められる。

次に、キャリパ液圧の減圧割合 ΔP/Pmax に対する車体のヨーレイト $V_{\theta z}'$ は、ΔP/Pmax の増加に伴って大きくなる傾向を示した。路面が高 μ (＝ 0.99, 0.81) の場合、バンク角 $\theta_B \geqq 35$ deg、旋回半径 R ≧ 30m の領域では、$V_{\theta z}'$ が明らかに大きくなった。さらに、それぞれの路面において、バンク角 θ_B の増加に伴ってこの $V_{\theta z}'$ は大きくなる傾向を示した。

そして、これらのテスト範囲において、それぞれの路面の走行限界に近いバンク角を除けば、ΔP/Pmax が約 0.5 以下となるように ABS の作動セッティングをすれば、その初期動作による車体挙動変化を小さくできることが判った。

したがって、これらのテスト結果から、リヤブレーキの場合、Smax が 10〜20% の範囲で、さらに ΔP/Pmax が 0.5 以下となるように ABS の作動セッティングをすれば、ほぼ μ ＝ 0.39 以上の路面 μ に対しては、制動性能と安定性が確保できるものと判断できる。

4.3. 許容スリップ率と旋回ブレーキの限界

各種路面におけるフロント及びリヤの ABS の旋回ブレーキテストの結果から、比較的安定的に制動可能な許容スリップ率として、前述の車体の挙動変化の評価基準値に対する最大スリップ率 Smax を求め、それぞれ Fig. 12、13 に示した。すなわちこれらの値は、ABS の初期作動時の車体の挙動変化が比較的小さく、安定的であるとライダーに判断されたときの、各種路面のそれぞれのバンク角におけるタイヤの Smax である。

また同時に、その挙動変化の評価基準を踏えて、フロント及びリヤタイヤのスベリ角が変化するときの許容値を定め、近似的な理論計算によって許容スリップ率 Saf, Sar を算出し、それぞれ曲線で示した。

これらの許容スリップ率 Saf、Sar は、車体が Fig. 14、15 に示されるように、遠心力 Fc と車体の垂直荷重 Wz、及びタイヤの横力 Fs と路面反力 Wz' のそれぞれの合力が力学的に釣合い、バンク角 θ_B を保ち、旋回走行するときの横方向の運動方程式 (1) から車体の挙動変化が比較的小さく、ゆるやかに変化すると見なされて求められた[8]。

$$M \cdot V \left(\frac{d\beta_G}{dt} + V_{\theta z} \right) = Fc - Fs \quad \cdots\cdots \quad (1)$$

ここに　M ：車体の全質量
　　V ：車　速
　　β_G ：重心点のスベリ角
　　$V_{\theta z}$ ：ヨーレイト

タイヤのスリップ率 S ≧ 0 の時の横力 Fs を式 (2) のように表すと、

$$Fs = \mu_R \cdot Fs_0 \quad \cdots\cdots \quad (2)$$

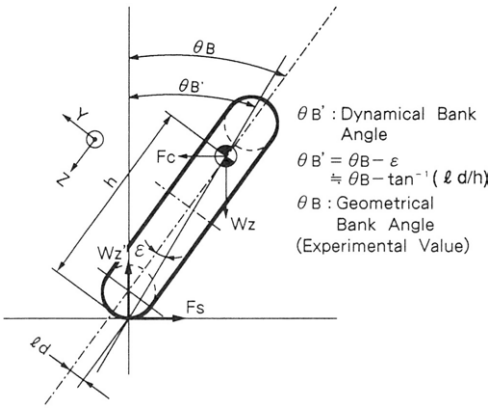


Fig. 14　Definition of bank angle on turning motorcycle

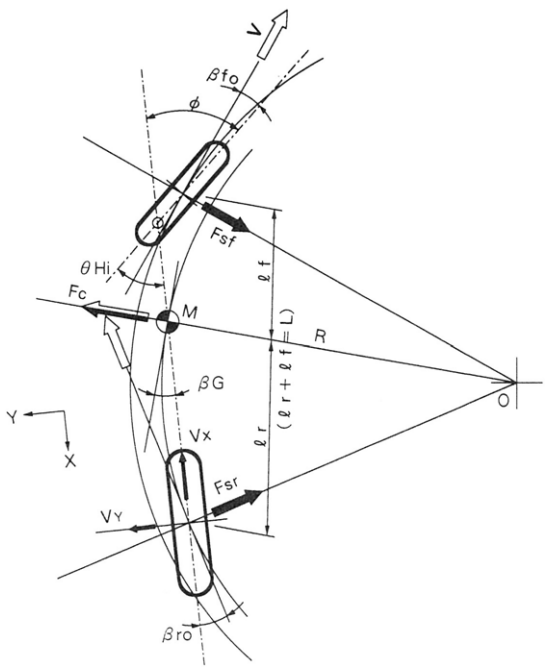


Fig. 15　Dynamical basic characteristics on turning motorcycle at steady state

ここで、タイヤのテスト条件が異なる時のそれぞれの正規化された横力係数μ_Rは、実験的に式(3)で表され、スリップ率S＝0の時のタイヤの動特性Fs0は式(4)で示された[8][9]。

$$\mu_R = \exp(-0.044S) \quad \cdots\cdots (3)$$

$$Fs0 = \mu_L \cdot Wz0 \cdot \sin\left\{\frac{CP \cdot \beta_0 + CT \cdot Ca0}{\mu_L \cdot Wz0}\right\} \quad \cdots\cdots (4)$$

ここに　μ_L：タイヤと路面間の横方向の摩擦係数
CP：コーナリングスティフネス
CT：キャンバースティフネス
Wz0：垂直荷重(S＝0)
β_0：タイヤのスベリ角
Ca0：タイヤのキャンバ角

また、リヤタイヤのスベリ角$\beta r0$は、車体の中心方向の速度V_Xとこれに直角な横方向の速度V_Yをそれぞれ計測し、式(5)から求められる。

$$\beta r0 = \tan^{-1}(V_Y/V_X) \quad \cdots\cdots (5)$$

フロントタイヤのスベリ角$\beta f0$は、式(6)で表される重心点のすべり角β_G、及びフロント車輪の回転中心面と路面との交線が車体中心線となす角の操向角ϕを示す式(7)から、式(8)のように表される[10]。

$$\beta_G = \beta r0 - \frac{\ell r}{R} \cdot \frac{180}{\pi} \quad \cdots\cdots (6)$$

$$\phi = \{\cos\alpha_C \cdot \sec(\theta_B + \theta_{Hi} \cdot \sin\alpha_C)\} \cdot \theta_{Hi} \quad \cdots\cdots (7)$$

ここに　α_C：キャスタ角
θ_{Hi}：ハンドル舵角

$$\beta f0 = \phi + \beta_G - \frac{\ell f}{R} \cdot \frac{180}{\pi} \quad \cdots\cdots (8)$$

したがって、フロント及びリヤのそれぞれのブレーキ時のタイヤのスベリ角の変化量$\Delta\beta f$、$\Delta\beta r$と分担荷重の変化量ΔWzf、ΔWzrを考慮して、許容スリップ率Saf、Sarは式(9)、(10)のように表される。

$$Saf = \ell n\left|V^2 \cdot \sin\left\{\frac{CPf \cdot \beta f + CTf \cdot Caf}{\mu_L \cdot Wzf}\right\}/(g \cdot R \cdot \mu_L)\right|/(-0.044) \cdots (9)$$

$$\beta f = \beta f0 + \Delta\beta f,\ Wzf = Wzf0 + \Delta Wzf$$

$$Sar = \ell n\left|V^2 \cdot \sin\left\{\frac{CPr \cdot \beta r + CTr \cdot Car}{\mu_L \cdot Wzr}\right\}/(g \cdot R \cdot \mu_L)\right|/(-0.044) \cdots (10)$$

$$\beta r = \beta r0 + \Delta\beta r,\ Wzr = Wzr0 + \Delta Wzr$$

フロント及びリヤブレーキ共に、実験値と計算値とのスリップ率の差が約5%以内であり、良く一致した。これらの計算結果から、ブレーキング時にスリップ率が変化しても、車体の挙動変化が小さい場合は、タイヤの横力は挙動変化に伴うタイヤのスベリ角の変化によって充分確保されていると判断される。そして、これらの計算結果は、前述のテスト結果による見解を理論的に証明した。

前述の許容スリップ率のテスト結果から、それぞれの路面にμに対し、Smax＝0の制動しないときの走行限界のバンク角、及びSmax＝10及び20%で安定的に制動可能なバンク角を求め、合わせてFig. 16に示した。二輪車としての機能をもって、走行可能な限界と思われる$\mu \fallingdotseq 0.45$のラインと、テスト車の幾何学的な限界バンク角の約41degのラインも同時に示した。

それぞれの路面μにおいて、走行中のバンク角が走行限界に近いと、安定的に制動可能な許容スリップ率の範囲よりも、ブレーキング時のスリップ率が大きくなり、タイヤの横力が充分確保できなく、車体の挙動変化が大きくなり操縦安定性が極端に低下するか、またはABSの作動開始点より低いブレーキ力で、コンベンショナルブレーキと同様に転倒する。

5. 制動性能及びライダーズベストとの比較

5.1. テストと概要

各種路面においてテストしたABS作動時のベストな平均減速度G_Xとコンベンショナルブレーキのライダーズベストの減速度を、ブレーキング可能なバンク角θ_Bの範囲でそれぞれ比較し、Fig. 17、18に示す。また、これらのテスト結果によるライダーズベストの減速度に対しABSの減速度の比εを算出し、Fig. 19(a)、(b)に示す。このABSのベストな減速度は、本研究範囲のABS作動セッティングにおいて、ブレーキング時のタイヤの最大スリップ率Smaxが約10～20%のときであった。そして、スリップ率が比較的ゆるやかに変化した場合の値である。

5.2. フロントブレーキの制動性能

Fig. 17、19(a)に示したフロントブレーキの場合、アスファルトドライ(μ＝0.99)におけるABSの減速度は直進(θ_B＝0)で約8.6m/s^{2}となり、θ_Bの増加に従って減少する傾向を示した。

これは車体のバンクに伴って制動効果によるフロントの分担荷重の増加割増が低下し、制動力が減少するため

と考えられる。また、θ_B が約 36 deg では、車体の挙動変化が大きくなり、安定的にブレーキング可能な範囲ではなかった。

コンベンショナルブレーキのライダーズベスト値は、ABS の減速度よりも全体的に高くなった。このライダーズベスト値に対する ABS の減速比 ε は、約 90～96% であり、バンク角が 30 deg 以上でわずかに低くなった。

次に、アスファルトウェット（$\mu = 0.81$）における ABS による減速度は約 7m/s^2 で、コンベンショナルブレーキによるライダーズベストは約 7.4～7.7 m/s^2 であり、バンク角 θ_B の増加に伴ってわずかに低下する傾向を示した。そして、これらの減速比 ε は約 92～96% となった。

ベルジャン路（$\mu = 0.62$）における ABS による減速度は約 4.2～5.0 m/s^2 であり、コンベンショナルブレーキによるライダーズベストは約 5.0～5.5 m/s^2 であった。両者ともバンク角 θ_B の増加に伴って低下する傾向を示し、特に ABS の場合は、その傾向が強かった。この場合の ε は約 86～91% となった。しかし、コンベンショナルブレーキを用いて常にベストな減速度を出すのは困難であり、ABS の有効性が認められた。

砂地（$\mu = 0.51$）における ABS による減速度は約 4.0～4.2 m/s^2 であり、コンベンショナルブレーキによるライダーズベストは約 3.7～4.0 m/s^2 であった。ABS の減速度がライダーズベストより高く、制動性能の良さが注目される。そして、ε は約 104% となった。

シールタールウェット（$\mu = 0.39$）における ABS による減速度は約 2.5～3.0 m/s^2 であり、コンベンショナルブレーキによるライダーズベストは約 2.3～2.6 m/s^2 であった。この場合、両者ともバンク角 θ_B の増加に伴ってわずかに低下する傾向を示した。この場合の ε は約 103～118% の範囲となった。

バサルトウェット（$\mu = 0.19$）は、ライダーが全神経を走行バランスに集中しないと通過することすら困難な路面であり、二輪車にとっては実用的な路面ではないと思われるがテストを試みた。ABS による減速度は 1.0～1.2m/s^2 であり、コンベンショナルブレーキによるライダーズベストは約 1.1～1.3m/s^2 であった。これは、もはや普通のブレーキ可能な路面 μ ではないと思われる。

しかし、ブレーキングが成功した場合の ε を求めると約 92～97% であった。

5.3. リヤブレーキの制動性能

Fig. 18、19(b) に示したリヤブレーキの場合、高 μ 路面（$\mu = 0.99$ 及び 0.81）の減速度が、ABS 及びコンベンショナルブレーキの両者共、フロントの場合に比較して顕著に低下し、約 3.9～4.2 m/s^2 となった。これはブレー

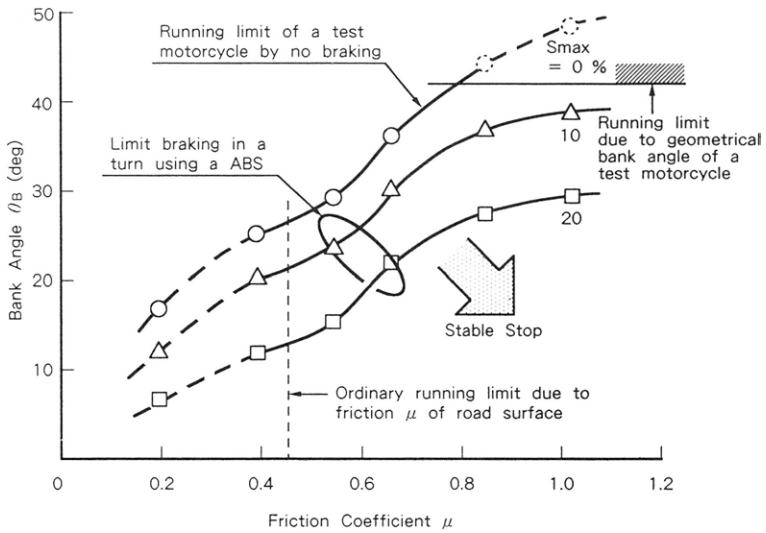


Fig. 16 Bank angle for limit braking in a turn using a prototype ABS as a function μ with independent front and rear braking

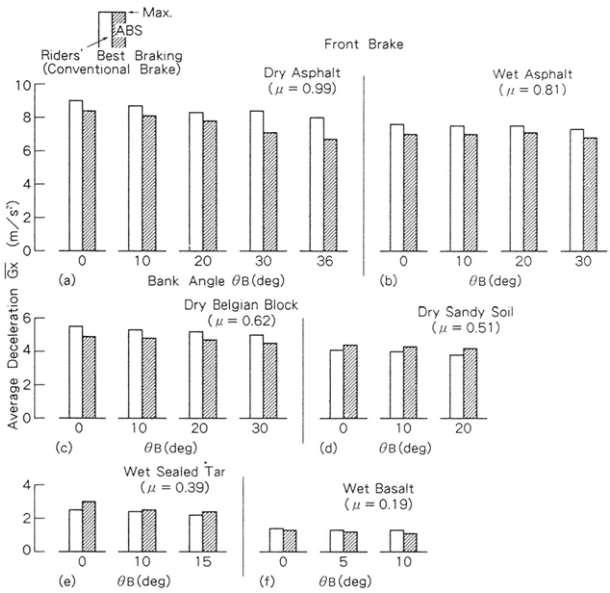


Fig. 17 Front braking deceleration for riders' best braking and ABS maximum braking as a function of bank angle for road surfaces with differing μ-levels in turns

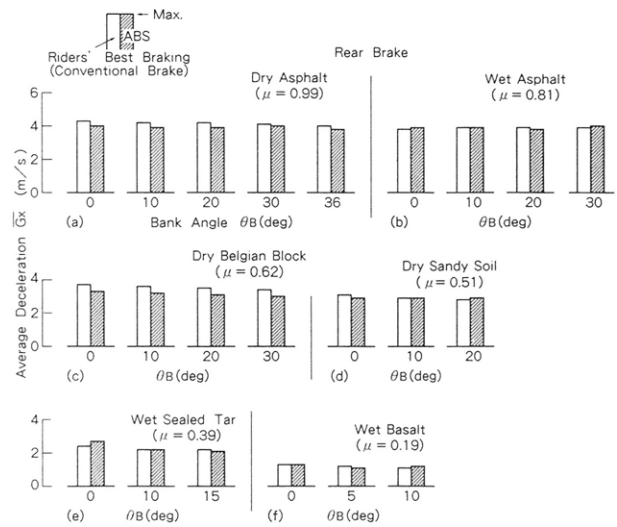


Fig. 18 Rear braking deceleration for riders' best braking and ABS maximum braking as a function of bank angle for road surfaces with differing μ-levels in turns

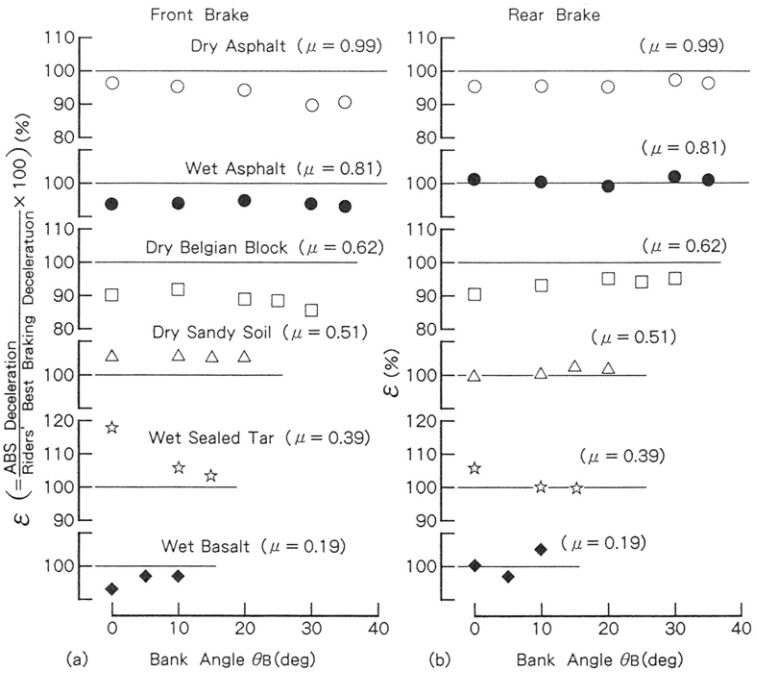


Fig. 19(a)(b) Example braking performance for road surfaces with differing μ-levels in turns

キ時、車体の慣性力によってリヤの接地点荷重が減少し制動力が低下するためであり、両者の制動性能の差はほとんどなかった。しかし、バンク角 θ_B の大きい所でのコンベンショナルブレーキによるライダーズベスト狙いのブレーキング操作は、難しく熟練が必要であった。

ベルジャン路（$\mu = 0.62$）では、フロントブレーキの場合と同様に、ABS による減速度がライダーズベストよりも低くなり、さらにバンク角 θ_B の増加に伴って低下する傾向を示した。

一方、砂地の路面（$\mu = 0.51$）では、両者の減速度はほぼ等しくなった。しかしコンベンショナルブレーキによるベスト制動は難かしく、バンク角 θ_B が約 20 deg 以上では、ベスト制動の成功率が低いため、ABS の有効性は顕著であった。

シールタールウェット（$\mu = 0.39$）でも、砂地の路面におけるテスト結果と同様なことが言え、ブレーキ可能なバンク角 θ_B がさらに小さくなった。ABS によるブレーキングにおいても、タイヤの横スベリが発生し、車体の挙動変化が大きくなり、二輪車として制動機能をもって走れるほぼ限界路面と思われる。

さらにバサルトウェット（$\mu = 0.19$）では、両者の減速度は約 0.8～1.0 m/s^2 となった。一方、コンベンショナルブレーキによるライダーズベストは、極くまれにブレーキングが成功した場合のテスト値であり、これはフロントの手によるブレーキ操作よりも、さらに困難であった。

リヤブレーキの場合、ライダーズベストに対する ABS の減速比 ε は、ベルジャン路において、ε が約 90～95% を示したほかは、約 95～105% の範囲となり、制動性能が充分確保されていることが判った。

6．結　　論

二輪車用に新開発された電子制御式 ABS を用いて、μ の異なる各種路面において、直進及び旋回走行時の過度なブレーキ操作における制動効果と車体挙動について、主に実験的な研究を実施し、結果として次のようなことが判った。

(1) 二輪車の ABS 作動時の車体の安定性は、路面 μ が異なる場合でもハンドル舵角及び車体のヨーレイトで評価できる。

(2) 二輪車の車体の安定性は、最大スリップ率 Smax 及びキャリパ液圧の減圧割合 ΔP/Pmax でほぼ決定される。

(3) 二輪車の ABS 作動時の旋回ブレーキでは、車体の安定性は路面 μ の低下、車体のバンク角の増加、及びタイヤのスリップ率の増加に伴って低下し、車体の挙動変化が大きくなる。走行限界に近い状態では、操縦安定性が極端に低下するか、または ABS の作動開始点より低いブレーキ力でコンベンショナルブレーキと同様に転倒する。

(4) テスト範囲の μ 路面で、走行限界に余裕のあるバンク角をもった ABS 作動時の旋回ブレーキでは、Smax が 10～20% の範囲で、フロントに対する ΔP/Pmax が約 0.4 以下、リヤに対する ΔP/Pmax が約 0.5 以下になるように ABS をセッティングすることによって、安定性を確保できた。

(5) 上記セッティングにおいて、ABS 作動時の旋回ブレーキでは、車体の挙動変化は直進の場合よりも大きいが、それぞれの路面 μ と車速に対し、制動性能は良好であり、コンベンショナルブレーキを用いたライダーズベスト値と比較して、約 90% 以上の減速比を示した。

(6) これらの研究成果は、1992 年 2 月に上市となった大型二輪スポーツツアラー「HONDA ST1100 A」に搭載の二輪車用電子制御式 ABS に応用されている。

参　考　文　献

(1) Zellner, J. W.: Advanced Motorcycle Brake System-Recent Results. SAE Paper 830153, Detroit, March 1983

(2) Okayama, T.; et al.: Study of Antilock Brake Systems for Motorcycles. The 12th International Tech. Conf. on Exp. Safety Vehicles, Gothenburg, 29/May-1/June 1989

(3) Weidele, A.; Breuer, B.: Braking Performance and Stability of Motorcycles With and Without Anti-lock Breaking Systems. SAE-A Journal March/April 1989, 36-39

(4) Suharto, D.; et al.: Simulation Test of Anti lock Braking System for Motorcycle. 4th-IPC Automot Eng, Vol. 1, 188.1-188.4 (1987)

(5) Cart, J.; Pickenhahn, J.: ABS and the Motorcycle. VDI Berichte NR. 875, Munchen, 1991, 305-321

(6) Zellner, J. W.; et al.: Influence of Antilock Brakes on Motorcycle Braking in Turn. SAE/JSAE

(1st-SETC) Milwaukee, Sep. 11-14/1989

(7) 引地;泊;槌田;Thiem, M.: 二輪車の旋回中に於けるアンチロックブレーキによる車体挙動への影響、HONDA R&D Technical Review. Vol. 2, 1990, 127-138.

(8) Hikichi, T.; Tomari, T.; et al.: Research on Motorcycle ABS, Part 2. 23th ISATA, Vienna, 1990, 55-62

(9) Sakai, H.; et al.: Effect of Main Factors on Dynamic Properties of Motorcycle Tires, SAE Paper 790259, (1979).

(10) 傅啓泰:定常旋回における二輪車の基本特性、日本機械学会論文集 Vol.31, No.229, (1965-9), P.1305-1314

■著 者■


引 地 東 一 郎


泊 辰 弘


加 藤 正 家


ミハエル ティーム

高強度低比重アンダーボディコートの開発

Application of High Strength, Low specific Gravity Under Body Coat for Automobile

小 松 泰 典* 上 村 純 二* 鈴 木 英 治*
Yasunori Komatsu Junji Kamimura Eiji Suzuki

植 木 光 彦*
Mitsuhiko Ueki

要 旨

自動車の床裏、及びホイールハウスにはチッピングダメージとそれによる素地傷部からの錆広がりを抑えるために、塩化ビニルゾル系アンダーコート（PVC塗膜）が適用されてきた。本開発では、その下地密着強度を充分確保したうえで、高塗膜強度と高い塗膜伸び率を得ることにより、厚膜にすることなく耐チッピング性能を向上させた。また成分中に樹脂バルーンを添加することにより乾燥塗膜比重を1.0以下とし、従来材料に比べて完成車重量で約2 kgの軽量化を可能とした。

ABSTRACT

The existing poly-vinyl chloride (PVC) underbody coating was specifically designed for the automotive underfloor to prevent chipping damage as well as the initiation of rust propagation from a scratched point.

This paper presents the development of a new PVC coating which provides superior anti-chipping performance without increasing film thickness of the PVC by achieving higher tensile strength and elongation with adequate peeling strength. By incorporating plastic balloons in the PVC formulation, the dried film has a specific gravity of less than 1.0, thereby achieving a 2 kg weight reduction as compared with the conventional materials for underbody coating.

1．まえがき

自動車の床裏等のアンダーボディは、砂利や凍結防止剤が散布された道路に於けるチッピングダメージと、それによる傷付き部からの錆広がりを抑制するために各種の対応が施されてきた。(Table 1参照) そして、ダメージの厳しい部位には塩化ビニル系のアンダーコートが多用されている。また、Fig. 1に示すように、ボディ全体の塗装材料のうち、アンダーコートの占めるウェイト比は20％以上で、制振材と同様高い占有率となっている。自動車の燃費改善が求められている現在、重量低減は最も期待出来る手法の一つであり、塗装材料についても近年軽量化の試みがなされつつある。本報では軽量化と高性能化の両方を満足するアンダーコートの開発を紹介する。

2．要求特性

自動車のアンダーコートには次の基本特性と材料特性が求められる。

Table 1 Typical Rust Prevention System of Underbody Coats for Automobile

Area of Usage / Maker	Underfloor		Wheelhouse		Sidesill	
	Substrate Material	Protection Coating	Substrate Material	Protection Coating	Substrate Material	Protection Coating
Company A	GA	PVC+WAX	GA	PVC+WAX	GA	PB/6NY PVC
Company B	GA	PVC+WAX	GA	PVC+WAX	GA	PVC PU UP
Company C	CR	PVC+WAX	CR	PVC+WAX	CR	PVC PU PB/6NY
Company D	GI	WAX	GI	PVC+WAX	CR	PVC

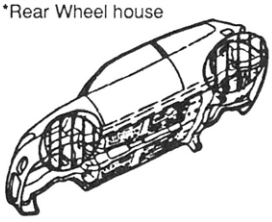
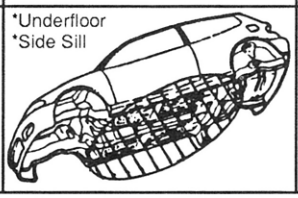
[Substrate Material]
- GA; Galvanneal
- GI ; Galvanized
- CR; Cold Roll Steel

[Protection Coating]
- PVC ; PVC Plastisol Type Undercoat
- PU ; Polyurethane Type Undercoat
- UP ; Polyester Type Undercoat
- PB / 6NY ; Plastic Board / Nylon-6

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1992_4_19

Table 2 Types of Chipping Damage Typically Found

Type	Area of Chipping Exposure	Types of Chipping Damage
No Significant Damage		Coating Film / Substrate Material — Chipping Energy of Stone < Resistance of Film Coating
Chipping-peeling	*Front Wheel house *Rear Wheel house 	Chipping Energy of Stone > Resistance of Film Coating
		Chipping Energy of Stone >> Resistance of Film Coating
Wearing	*Underfloor *Side Sill 	Total Energy of stone Bombardment $\times\pi$ > Resistance of Film Coating

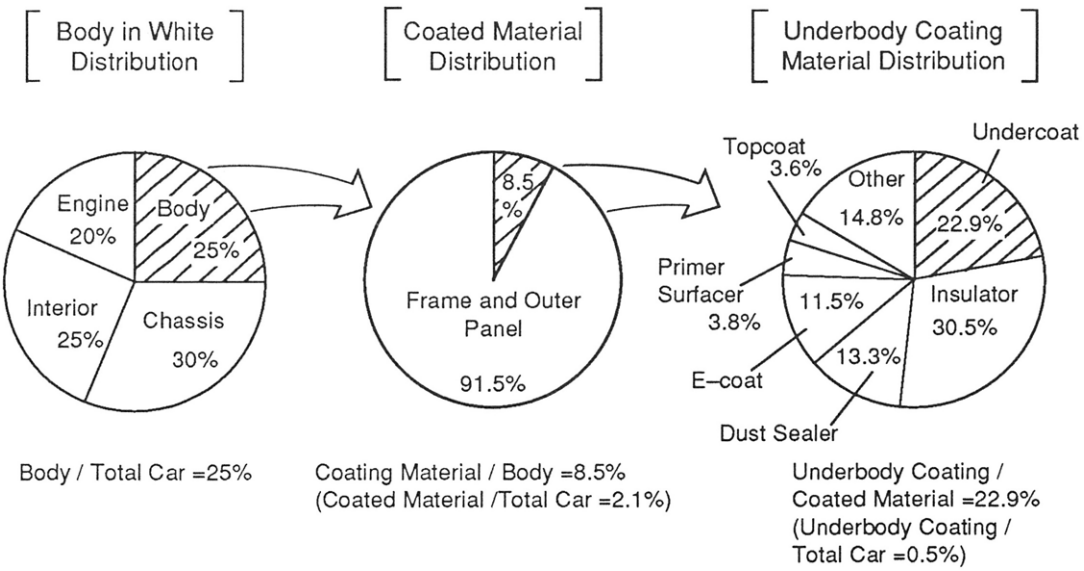


Fig. 1 Weight Percent of Underbody Coating Typically Used (Compact Car Size)

(1)耐チッピング性

○低温環境に於ける塗膜柔軟性の維持

(2)下地塗膜への影響

○可塑剤等のマイグレーション(移行)防止

○内部応力を抑制し下地塗膜との密着力の確保

(3)防水性及び防食性

○板合わせ部のシーリング性の確保

(4)音特性

○制振性の確保

3. 市場のチッピングダメージ形態

Table 2は市場に於けるチッピングダメージ形態を示

したもので、大きく二つに区分される。ホイールハウスのように比較的大きな飛石衝撃エネルギが塗膜破断エネルギを超えて生じる塗膜剥離（ピーリング）と、フロアのように小さな衝撃エネルギがフロア面に低角度で当たる摩耗に分けられる。これらをシミュレートし、評価するため Fig. 2 のグラベロメータ試験機を用いて Table 3 に示すテスト条件下で評価を行った。

4. アンダーコートの膜厚とチッピングダメージ

塩化ビニル系ゾル膜厚に対する耐チッピング性能とボディ塗布重量の関係を Fig. 3 に示す。現行材料で塗布膜厚 500 μm の場合、耐チッピング性能は Table 3 に示す評点 3 で、ボディ端末部でかなりのダメージを受ける。その際、膜厚を 1000 μm まで増加すればそのダメージは無くなるが塗布重量は 7～8Kg 増加する。従って、材料の改質により厚膜にすることなく性能を向上させ、更に低比重化を図り、高い塗膜物性の確保、つまり高物性化と軽量化の両立を新規開発材の目標とした。

5. 高物性化と軽量化

5.1. 塩化ビニル系樹脂

アンダーコートの主成分は、塩化ビニル酢酸ビニルを共重合させており、その配合量は低温下での耐チッピング性能を確保するために 25% 以上、塗装作業時の適度な粘性を維持するため 45% 以下の範囲とした。Fig. 4 に示す様にこの共重合体の重合度が大きくなればある程度の塗膜強度は得られるが、現状のライン焼付け温度（140～150℃ × 20～30 分）では加熱硬化に限界がある。従って酢酸ビニル樹脂の添加量を適正化（7～9wt%）することにより加熱硬化を容易にし、目標の耐チッピング性能の得られる重合度（1700～1900）を見い出した。
更に、加熱硬化特性と貯蔵安定性を両立させるために可塑剤の分子量の調整を行った。

Table 3　Test Methods for Simulation of Chipping Damage

(1). Chipping Resistance Test

Item	Condition
Test Apparatus	Gravelometer (SAE J 40)
Air Pressure	0.49 MPa
Stone Size	JIS#6　5 ~13mm
Shot Angle	45°
Test Temperature	−30°C
Judgment Standards	<Level> 5 —— No Significant Damage 4 —— Damage Around Test Piece 3 —— Large Damage Around Test Piece Edges Only 2 —— Severe Edge Damage + Damage to overall PVC Surface 1 —— Severe Edge Damage + Severe Damage to Overall PVC Surface

(2).Wearing Resistance Test

Item	Condition
Test Apparatus	Gravelometer (SAE J 40)
Air Pressure	0.29 MPa
Stone Size	JIS#7　2.5 ~ 5mm
Shot Angle	45°
Test Temperature	20°C
Judgment Standards	The weight of stones required to wear the PVC coating to the initial condition of E −coat exposure at an exact moment will be regarded as the level of wearing resistance.

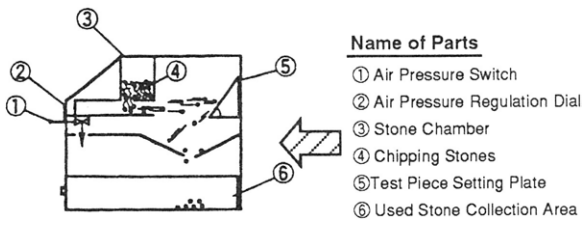


Fig. 2　Operation Method of Gravelometer Apparatus

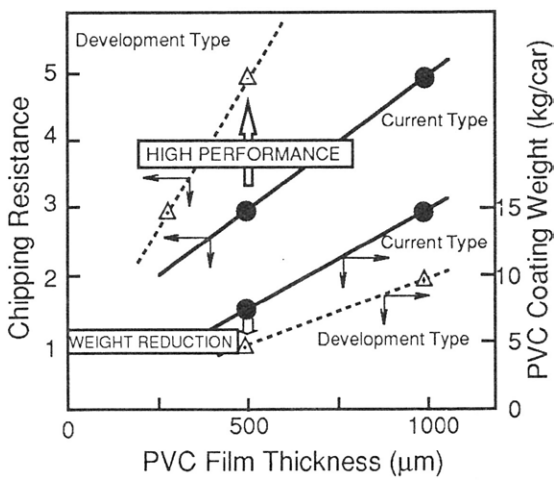
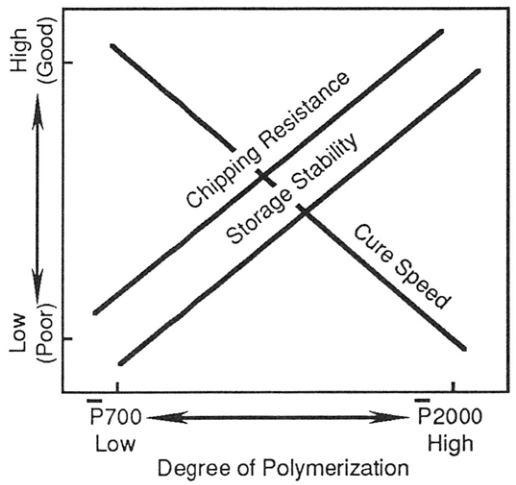
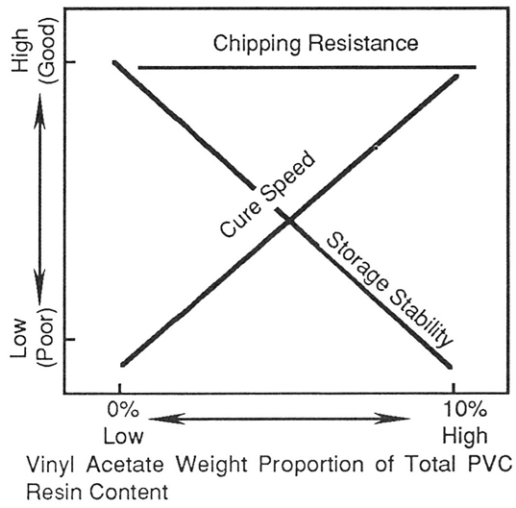


Fig. 3　Chipping Resistance and Film Coating Weight vs. Film Thickness





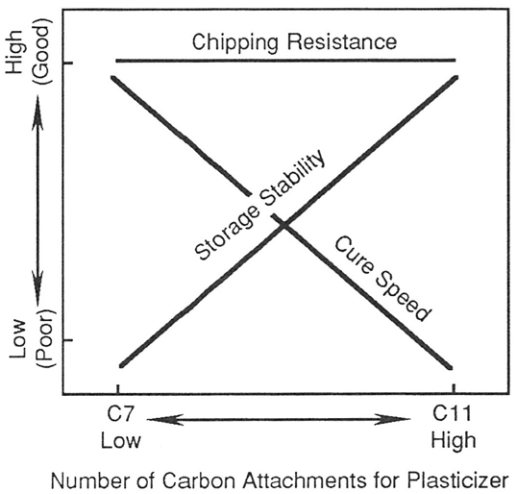
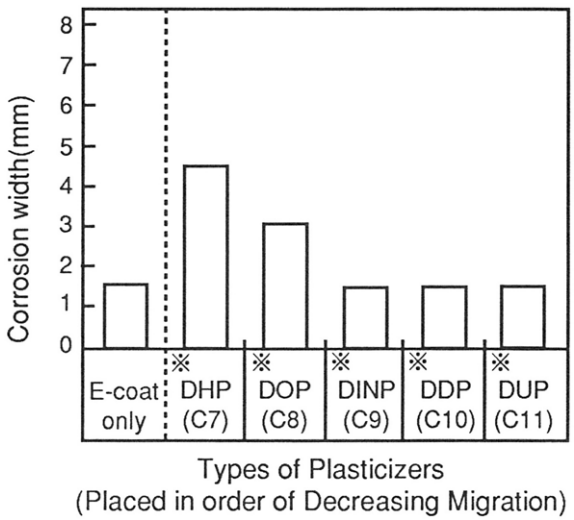


Fig. 4 Properties of PVC Components and Their Relation to Film Performance Level

5.2. 可塑剤

可塑剤は低温下の塗膜柔軟性を得るため、一次可塑剤の他に脂肪族二塩基酸エステルを二次可塑剤として使用した。可塑剤の分子量は高過ぎると加熱硬化特性が悪く充分な塗膜性能が得られず、低過ぎると下地塗膜への移行（マイグレーション）による密着阻害、焼付け乾燥炉でのヤニ発生を引き起こす。Fig. 5 はアンダーコート中の可塑剤の種類に対するカチオン電着塗膜（ED 塗膜）の密着阻害を評価するために、55℃で 5wt% の塩水溶液中へ連続浸漬した後の ED 塗膜の錆広がり度合いを示したものであり、分子量の高い材料の方が移行がおこりにくく密着阻害を引きおこしにくいことが分かる。その結果を基に一次可塑剤として下地塗膜への移行を生じにくいフタル酸ジイソノニル（DINP）を、二次可塑剤剤として低温塗膜柔軟性を確保するアジピン酸ジイソノニル（DINA）を選んだ。



記号※ の説明

ＥＤ塗膜：カチオン電着塗膜
ＤＨＰ　：フタル酸ジヘプチル
ＤＯＰ　：フタル酸ジオクチル
ＤＩＮＰ：フタル酸ジイソノニル
ＤＤＰ　：フタル酸ジデシル
ＤＵＰ　：フタル酸ジウンデシル
ＤＩＮＡ：アジピン酸ジイソノニル

Fig. 5 Corrosion Performance of Different Plasticizers using Hot Salt Water Resistance Test

Table 4　Adhesion Performance of Various Adhesion Promoter Formulations

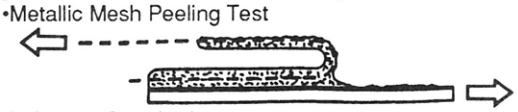
Sample / Test Method / Type of Promoter		① Standard	Adhesion Tests ②Heat Resistance 80°C x 240hr	③Humidity Resistance 50°C RH95% x 240hr	④Water Resistance 40°C x 240hr	⑤Hot Salt Water Resistance 5%NaCl 55°C x 240hr
A	No Promoter Used	△	×	×	×	×
B	Polyamide only	○	○	△	×	×
C	Polyamide + Blocked Isocyanate	○	○	○	○	○

[PVC Plastisol Contents]

- PVC Type Resin ——— 35%
- Plasticizer (DINP) ——— 35%
- Filler (Inorganic Filler) —— 30%

[Adhesion Resistance Test Method]

•Metallic Mesh Peeling Test



Judgment Standards

○----Cohesive Failure in PVC Only

△----Partial Adhesive and Cohesive Failure

×----Adhesive Failure Between PVC and E-coat

5.3. 接着付与剤

塩化ビニル系ゾル塗膜は下地塗膜への密着力を確保するため接着付与剤を添加するが、Table 4 に示す様に通常のポリアミド樹脂のみでは耐水性に弱く密着力の低下を起こす。従って、接着付与剤としてはポリアミド樹脂の他に強い結合反応が得られるブロックドイソシアネート樹脂を併用した。

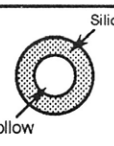
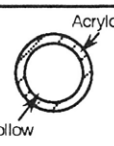
5.4. 軽量化添加剤

塗膜の軽量化（低比重化）を達成するため、低比重でかつ耐圧性、耐熱性、耐溶剤安定性に優れたプラスチックバルーンを適用した。従来、無機シリケートガラスバルーンを適用してきたが、Table 5 に示す様にプラスチックバルーンは真比重が極めて低いためその添加による軽量化効果が大きく、また、Fig. 6 に示す様に塗膜強度及び伸びの塗膜物性もバルーン添加量に対してガラスバルーンより落ちにくいことが分かる。

5.5. その他の添加剤

無機質充填剤は表面処理をした炭酸カルシウムを作業性（スプレー性、タレ性等）と比重のバランスを考えて適量を添加した。その他、水分による発泡防止用の吸湿剤、作業時の垂れ止め用チクソトロピー付与剤、粘度を適性にする溶剤を若干加えた。

Table 5　Comparison of Balloon Materials

Item	Glass Balloon	Plastic Balloon
Material	Silicate	Acrylonitryl
Average Balloon Diameter	70μm(MAx150μm)	70μm(MAx130μm)
Specific Gravity	0.37	0.02
External Pressure Limit	28MPa	29MPa
Melting Temperature	715℃ Exceeds Specifications	180°C Exceeds Specifications
Balloon Structure		

6. 高物性塩化ビニル系ゾル塗膜

6.1. 耐チッピング性に影響する塗膜物性

前述したチッピングダメージの一つであるチッピング剥離（ピーリング）現象に対する塗膜物性の影響は、Fig. 7 に示すように抗張力を高くすれば耐チッピング性は良くなる傾向にある。これは塗膜破断が起きにくくなり耐チッピング性能が向上すると考えられる。一方、

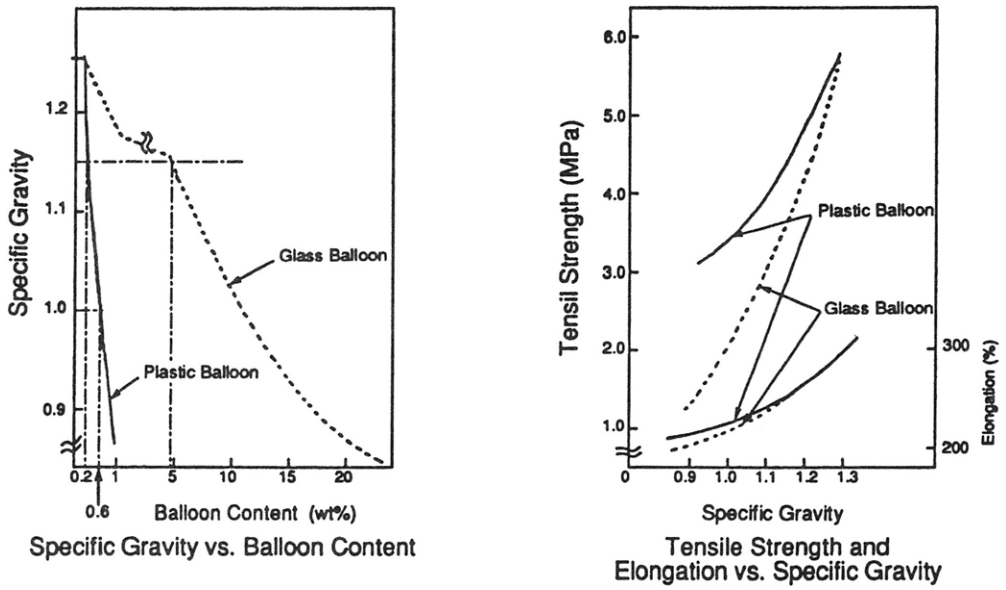


Fig. 6 Plastic Balloon vs. Glass Balloon

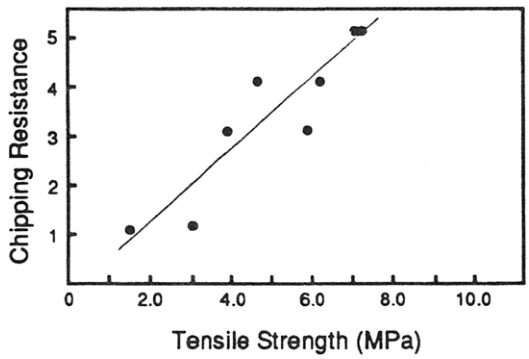


Fig. 7 Chipping Resistance vs. Tensile Strength

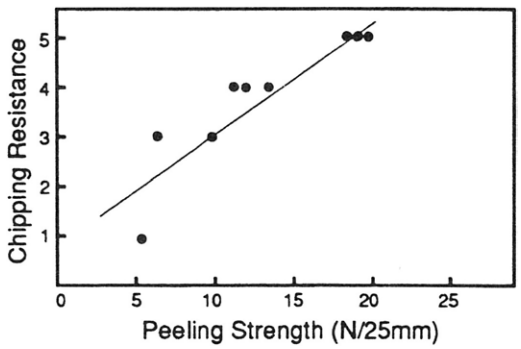


Fig. 8 Chipping Resistance vs. Peeling Strength

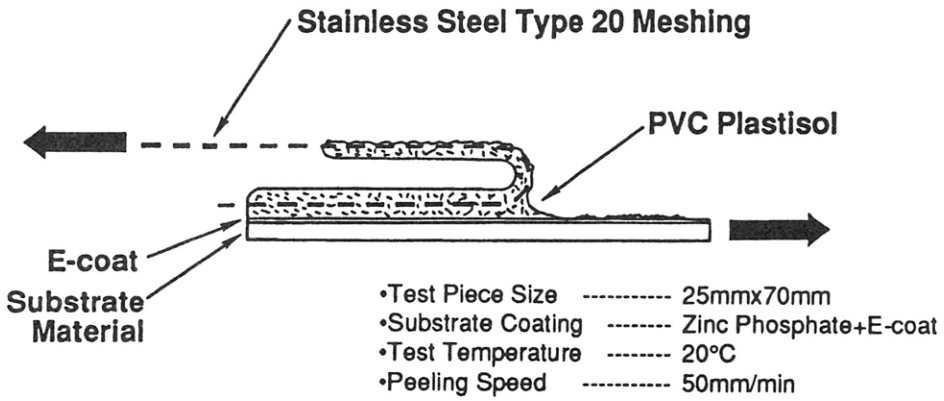


Fig. 9 Peeling Performance Test Method

Table 6　Film Coating Properties of Various Coating Materials

Item \ Coating Material	PVC-SOL	Polyurethane Type	Polyethylene powder Type	Polyester Type	E-coat
Internal Stress	2 MPa	20 MPa	50 MPa	69 MPa	98 MPa
Coating Film Thickness	500 μm	300 μm	300 μm	300 μm	30 μm

Fig. 8 はピーリング強度に対するチッピング剥離を表している。ここでピーリング強度とは下地塗膜の電着と塩化ビニル系ゾル塗膜の密着強度を (Fig. 9 のテスト方法) 測定したものである。耐チッピング性は、明らかにピーリング強度が上がれば良好となる。また Fig. 10 に示す様に塗膜の伸び率だけが上がってもチッピング剥離は良くならない。

次にもう一つのチッピングダメージとしての摩耗現象に対する塗膜物性の影響を確かめた。Fig. 11～13 に示すように高い塗膜の伸び率と、高いピーリング強度を持った塗膜が良好な耐摩耗性を確保できることが判った。

6.2. 内部応力

チッピングダメージによって塗膜が破断した時、その塗膜の持っている内部応力により錆の促進度合は変わる。つまり内部応力が高くかつ膜厚が厚い場合はその破断面から塗膜の界面剥離が進展し易く、しかもその部分が泥等を溜め易い構造となり腐食環境を作る。従って下地との密着力を十分確保し、内部応力を下げた塗膜設計をする必要がある。

Table 6 は各種塗装系に於ける内部応力を求めたものである。他の塗装系に比べ塩化ビニル系ゾル塗膜は、その塗装膜厚を考慮しても内部応力が低いことが分かる。

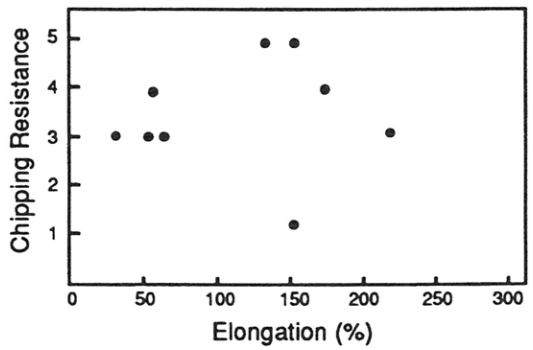


Fig. 10　Chipping Resistance vs. Elongation

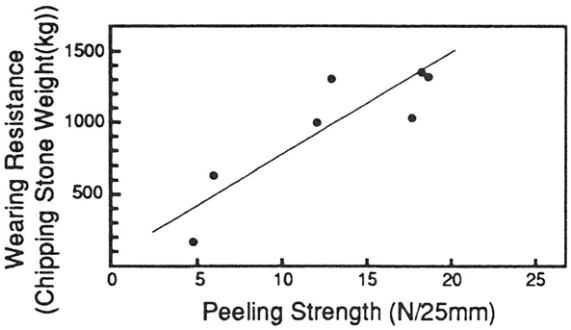


Fig. 12　Wearing Resistance vs. Peeling Strength

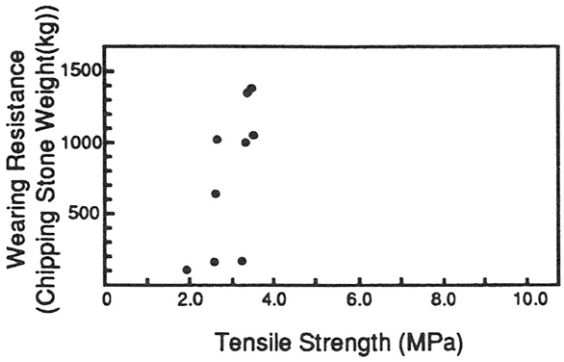


Fig. 11　Wearing Resistance vs. Tensile Strength

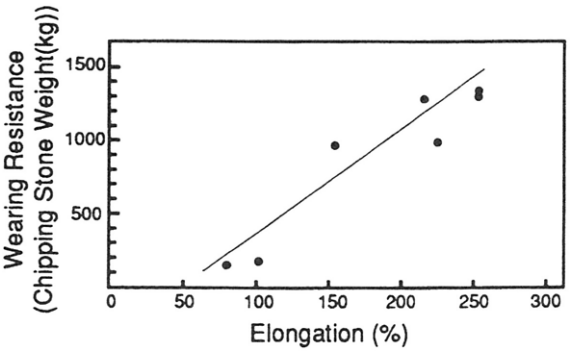


Fig. 13　Wearing Resistance vs. Elongation

Table 7 Physical Properties of PVC Film

Testing Temperature	−20℃		RT		Peeling Performance (N/25mm)	Specific Gravity
Item / Material Type	Tensile Strength (MPa)	Elongation (%)	Tensile Strength (MPa)	Elongation (%)		
Current Type	3.43	60	1.96	100	49.0	1.60
Development Type	6.86	150	3.43	250	196.1	1.00

Table 8 Test Results

Test Item / Material Type	Current Type						Development Type					
Test Item	Initial State	Water Resistance	Humidity Resistance	Hot Salt Water Resistance	Heat Resistance	Thermo-cycle Resistance	Initial State	Water Resistance	Humidity Resistance	Hot Salt Water Resistance	Heat Resistance	Thermo-cycle Resistance
①Chipping Resistance	4	1	2	1	4	3	5	5	5	5	5	5
②Adhesion Property	○	×	△	×	○	△	○	○	○	○	○	○
③Peeling Resistance	49	AF	AF & CF	AF	51	AF & CF	196	195	195	196	203	201
④Wearing Resistance	100kg~300kg						1000kg					
⑤Salt Spray Test	960 Hrs. OK						960 Hrs. OK					
⑥Cyclic Corrosion Test	50 Cycle OK						50 Cycle OK					
⑦Hot Salt Water Resistance	240 Hrs. OK						240 Hrs. OK					

AF: Adhesive Failue CF: Cohesive Failue

6.3. 開発塩化ビニル系ゾルの塗膜性能

Table 7, 8 に示す様に今回開発した塩化ビニル系ゾルのアンダーコートは、全ての塗膜物性いずれも従来材より優れ、要求される塗膜品質も全て満足した。耐摩耗性については塗膜比重 1.0 を確保しながら従来の３倍以上に向上した。また軽量化についても完成車で約 2kg の重量低減を達成した。

7. 結　論

1. チッピングダメージ抑制と軽量化を両立させるためには塩化ビニル系ゾル塗膜の高物性化が必要となる。
2. 市場のチッピングダメージ形態は塗膜剝離と摩耗に区分される。前者に影響する塗膜物性はピーリング強度と抗張力であり、後者は塗膜の伸び率とピーリング強度である。
3. 高物性塗膜性能として従来の３倍以上の耐摩耗性が得られた。
4. 高物性塗膜成分として塩化ビニル樹脂は酢酸ビニルとのコーポリマを使用し、可塑剤は低温時の柔軟性を付与させ、接着付与剤はポリアミドとブロックドイソシアネートを併用した。
5. 軽量化塗膜とするため樹脂バルーンを添加し塗膜比重を 1.0 以下とし完成車重量で約 2.0kg の軽量化を達成した。

これらの技術を基本にして上塗り塗膜上への高物性塩化ビニル系ゾルコートの適用、ターンメッキ上への軽量化塩化ビニル系ゾルコート、さらにはこの材料の部品工程内での再生利用技術も確立した。

今後、これらの耐チッピング技術を活かし脱塩化ビニル系ゾルなどの環境問題対応への展開を図りたい。

■著　者■


小　松　泰　典


上　村　純　二


鈴　木　英　治


植　木　光　彦

ブレーキ摩擦材料の開発

Development of Brake Friction Material

柴田勝弘* 後藤明* 吉田聡*
Katsuhiro Shibata Akira Gotou Satoshi Yoshida
東雄一* 中村康治*
Yuichi Azuma Koji Nakamura

要旨

近年自動車用ブレーキ摩擦材を見ると、アスベストの環境問題対応及び車のブレーキ商品性に対する要求レベルが高まってきている。そこで、今回非アスベストで性能に優れるブレーキ摩擦材料の研究開発に取り組んだ。

ブレーキノイズ発生メカニズムやジャダ発生要因等の解析を行ない、その結果に基づいて開発した材料は、繊維材料としてカーボン繊維とアラミド繊維を主体としたノンアスベスト、ノンスチール材料である。また、従来材に比較し摩擦係数（μ）が高くかつ磨耗、ジャダ、ノイズに優れるという特徴を持つ。

さらに、材料の開発と同時に種々の材料評価方法も考案した。

ABSTRACT

Due to recent environmental problems as well as requirements for better quality of the braking component, research on asbestos-free yet high-performance friction material was performed. The mechanism of noise generation and the causes of brake judder were analyzed, which led to the development of a non-asbestos and non-steel friction material using carbon fiber and aramid fiber.

It has achieved high efficiency, low wear rate, less brake noise and less brake judder compared with conventional non-asbestos materials.

In the process, some testing methods to evaluate the friction materials were also developed.

1. まえがき

世界的に環境問題がクローズアップされている中で、アスベストについては比較的早い時期から各国で規制の動きが出ており、スウェーデン、ドイツ、スイス、オーストリア、デンマーク、オランダでは既に使用禁止法が発効している。また日本に於ては自工会の自主規制で1993年1月1日以降乗用車に使用しないことを決定した。米国でもEPAにより1993年8月25日以降製造禁止が提案されている。

このような規制に対して弊社では非アスベスト化対応を既に行なってきており、ほぼ完了している。

非アスベスト化対策部品の中で、ブレーキ摩擦材は、大気飛散の面から対応部品としては最も重要な位置付けにあり、且つ技術的難度が最も高いと言われている。

一方、今日、車のブレーキ商品性に対する一般ユーザーの要求レベルがますます高くなってきており、ブレーキ鳴き、ブレーキジャダ、ブレーキフィーリング等についても、より一層の向上が求められている。

このように、環境上、商品性上のニーズから、ノイズ、ジャダ等の出ない高性能な非アスベストのブレーキ摩擦材の開発が必要となった。

今回、このブレーキ摩擦材の研究を行なった結果、従来材に比較し、効力性能、耐ノイズ性、耐摩耗性に優れた摩擦材の開発ができた。

本報では、この開発した摩擦材の材料、特性について要点を報告する。

2. 摩擦材に要求される特性

2.1. 摩擦係数（μ）

摩擦係数は、摩擦力即ちブレーキ制動力とリニアな関

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1992_4_20

Table 1　Materials used for brake pads

Materials		Function
Resin	Phenolic, Epoxy etc.	Binder
Fiber	Asbestos, Steel, Aramid etc.	Friction Material Reinforcement
Metal Powder	Cu, Cu-Zn, Fe, Al, Zn etc.	Increase Friction Coefficient
Solid Lubricant	Graphite, MoS2, Mica etc.	Prevent Micro Stick to the Rotor
Abrasive	Al_2O_3, SiO_2, MgO, Fe_3O_4 etc.	Cleaning Surface of Rotor
Organic Filler	Cashew Dust, Rubber etc.	Reduce Wear at Low Temperature
Inorganic Filler	$BaSO_4$, $CaCO_3$, $Ca(OH)_2$ etc.	Reduce Wear at High Temperature

係にあり、摩擦係数が高い程、パッドを押す力即ちブレーキペダルの踏力が少なくて済む。従って、ノイズ、ジャダ等の商品性の不具合が無ければ、摩擦係数は高い程良い。

摩擦係数は一般的に各種の条件に対してある程度変動する。特に、温度が上がると摩擦係数が低下する、いわゆるフェード現象はよく知られている。このような摩擦係数変動があると、ブレーキペダルの踏力も変化し、コントロールが困難になる場合もある。従って、摩擦係数は各条件に対して変化量が小さいことが要求される。

2.2. 磨耗量

一般的には、ブレーキパッド／ライニングは消耗品であり、定期的な交換が必要であると認識されてはいるが、やはり、耐磨耗性に優れ、寿命の長いことが望ましい。

2.3. 相手材（ロータ材）の損傷

相手材の損傷が大きい場合、摩擦面の荒れが発生し、パッド自体の磨耗が増加したり、ロータの板厚変動を増大させて、ブレーキジャダの原因となったり、あるいは、ロータの寿命そのものを短くしたりする。従って、相手材への攻撃性が低いことが必要である。

但し、同時に、しゅう動面のクリーニング性も要求されるため、そのレベル調整が必要となる。

2.4. ノイズ、ジャダ

ブレーキをかけている時、一般にブレーキ鳴きといわれている異音（キー、グー、キュル、チー等）や、ブレーキジャダといわれるブレーキペダル振動や車体振動等の異常振動が発生する場合がある。

これらの原因は、いろいろな要因が複合している場合が多いが、通常は摩擦材そのものの寄与が最も大きい。

このような、ブレーキ鳴き、ジャダの無いことも重要なファクタである。

2.5. 熱伝導率

パッドの熱伝導率が大きいと、ブレーキングにより発生した熱が、キャリパからブレーキ液へと伝わり、ブレーキ液の温度が上がり、最悪の場合ベーパーロック現象に至る。

従って、ある程度熱伝導率が小さく、摩擦熱をキャリパに伝えにくいことが要求される。

2.6. 強度耐久性

摩擦材、特にパッドは常時高い温度にさらされ、また、水、泥、地域によっては塩水等にもさらされる。従って、このような苛酷な環境においても、制動トルクに耐えられるだけの強度耐久性が必要とされる。

3．摩擦材の材料構成と各々の役割

Table 1 に一般的な有機系摩擦材の構成と、各々の役割の概略を示す。

3.1. 繊維材料

繊維材料は、従来アスベスト主流であったのが、一時期スチール繊維を使用したセミメタリックタイプに置き代わり、又、最近では非アスベスト系としてアラミド繊維が広く使用され、これと組み合わせる形で無機系繊維（スチール、銅、ガラス、セラミック等）が使用されている。繊維の比率はアスベスト系で 20 － 50wt%、セミメタリック系で 40 － 70wt%、非アスベスト系で 5 － 40wt% である。

Table 2 Comparison of characteristics of fiber materials

Characteristics	Asbestos	Steel	Copper or Brass	Aramid	Glass	Rock-wool	Carbon	Potasium Titanate	Ceramic
Friction Coefficient (μ)	○	○	○	○	○	○	△	○	○
Thermal Stability	○	○	○	△	△	○	◎	○	○
Wear Rate	△	◎	○	○	○	△	○	○	○
Material Strength	○	◎	○	○	○	×	○	△	△
Noise	△	△	○	○	△	△	○	△	△
Rotor Attack	○	△	○	○	△	△	○	△	×
Thermal Conductivity	○	×	×	○	○	○	×	○	◎
Easy Processing	○	○	○	△	△	△	△	○	△
Cost	◎	○	△	△	○	◎	×	△	△

◎ : Excellent ○ : Superior △ : A little poor × : Poor

3.2. 樹脂材料

樹脂材料は他の材料の結合材として働くため、この樹脂自体の耐熱性、柔軟性、成形時の流動性等が摩擦材トータルとしての特性(ノイズ、磨耗、強度 etc.)に大きく寄与する。材料として一般的には、耐熱性が高く、成形性も良好でかつ価格も安いことからフェノール樹脂が使用されているが、最近では更に耐熱性の高いポリイミド、ビスマレイミド、ジアリルフタレート等の樹脂の応用も検討されている。

3.3. 潤滑材料

潤滑材料としてはグラファイトが最も多く使用されているが、その種類(天然、人工、鱗片状、土状等)、グレード(粒径、純度)の選定によりパッドの特性が変化する。

3.4. 金属粉

金属粉は摩擦係数を上げる為に、通常はロータ材より硬度の低い銅粉や真鍮粉が使用されている。パッド材と異なり、ライニング材などあまり温度が上がらない場合にはアルミ粉や亜鉛粉も使用されている。

3.5. セラミック粉

セラミック粉は、摩擦熱、圧力によりロータ表面に凝着した金属や有機物を削り落とし摩擦面をクリーニングするために添加する。多すぎるとロータそのものを削りすぎて、いろいろな不具合が発生するため添加量の調整が必要である。

3.6. その他の材料

有機フィラとしては、カシューナッツから作るカシューダストが、また、無機フィラとしては硫酸バリウムが最も汎用的に使用されている。また、ブレーキ摩擦材はロータへの固着を防ぐためアルカリ性にしておく必要があり、水酸化カルシウム等の pH 調整剤も使用される。

4. 開 発 材 料

今回開発した材料の主な特徴を以下に述べる。

4.1. 繊維材料

繊維材料としては非アスベストであることはもちろんのこと、ホイール汚れの原因となるスチール繊維も除くノンアスベスト・ノンスチール材を前提として開発を行なった。

Table 2 に示すように非アスベスト繊維としてはいろいろ種類があるが、それぞれ一長一短があり、一種類のみでは全ての特性を満足できないため、それぞれの短所を補い合うような数種類の繊維の組み合わせで各種テスト、検討を行なった。

その結果、最終的にはカーボン繊維及びアラミド繊維を主繊維とし、補助繊維として銅繊維及びセラミック繊維を用いた。

これらの繊維は次のようにそれぞれの特徴を生かして使用している。

〈繊 維〉 〈主要目的〉

・カーボン …… 高温域での摩擦係数の安定性向上
・アラミド …… 材料強度及び磨耗の向上
・銅 …… 摩擦係数の向上及び高温強度向上
・セラミック …… 熱伝導率低減及び高温強度向上

Fig. 1 に今回のカーボン･アラミド繊維系の材料と、従来のアスベスト繊維系の材料の摩擦特性の比較を示す。Fig. 1 から明らかなように、カーボン･アラミド繊維系は速度･減速度･熱履歴に対する摩擦係数の安定性に優れている。

また、Fig. 2 に今回採用した繊維材の拡大写真を示す。

4.2. 樹脂材料

摩擦材用樹脂としてフェノール樹脂が一般的に使用されている。このフェノール樹脂には数多くの種類があり、特性も様々である。

Fig . 3 にフェノール樹脂の分類概略を示す。

このように数多くのフェノール樹脂の中から、使用目的に応じて使い分ける必要があり、今回は耐熱性がありかつ柔軟性を兼ね備えた樹脂という方向で検討、テストを行なった。

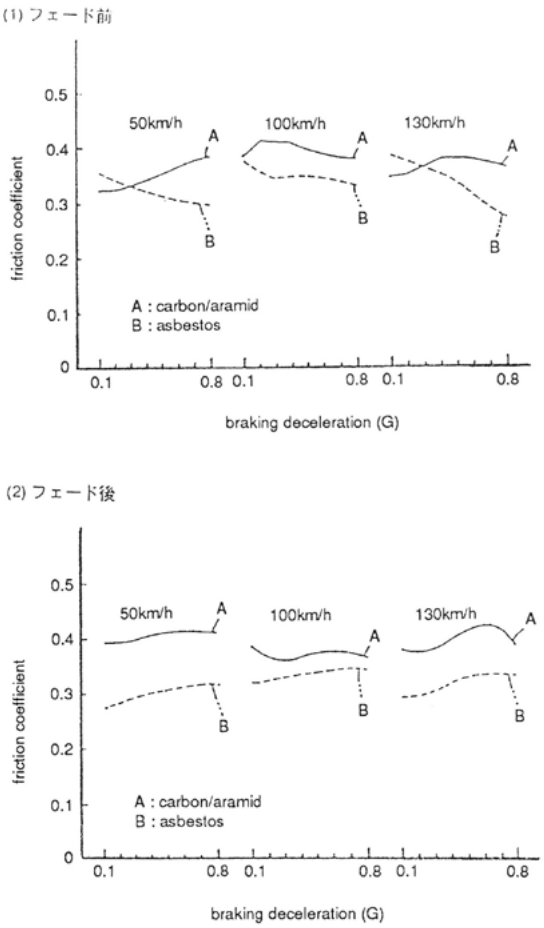


Fig. 1　Comparison of friction characteristics by fiber materials

耐熱性を上げるためには、シリコン、リン、ボロン等の無機物変性を行なうことにより効果があったが、反面、靭性や成形性が低下し結果として摩擦材強度が低下し、摩耗も増大した。

また、ノイズ改善を目的とした柔軟性向上のためには、カシュー、クレゾール、ゴム、芳香族炭化水素等の有機物変性が有効であったが、耐熱性の低下を伴い高温時の摩擦係数が低下した。

さらに、このような変性材種以外にも、ベース樹脂の分子量分布によっても特性が変わってくるためその検討も行なった。

このような多岐にわたる検討の結果、有機物変性系でありながら耐熱性を有するアクリル系変性フェノール樹脂 (A-Resin) を採用した。

Fig. 4 に、その摩擦特性、摩耗特性及びノイズ特性を示す。

4.3. フィラ材料

4.3.1. セラミック粉

一般にコールドジャダと呼ばれる現象は、ディスクの偏摩耗により円周方向の板厚変動が発生し、その結果ブレーキング時の油圧変動となり、最終的にはブレーキペダル振動となるものである。

この時、ディスクの板厚変動が大きいほどペダル振動も大きくなる。

この板厚の変動幅は、パッドのディスク攻撃性の大きさに比例するためパッド材としてその調整が必要となる。

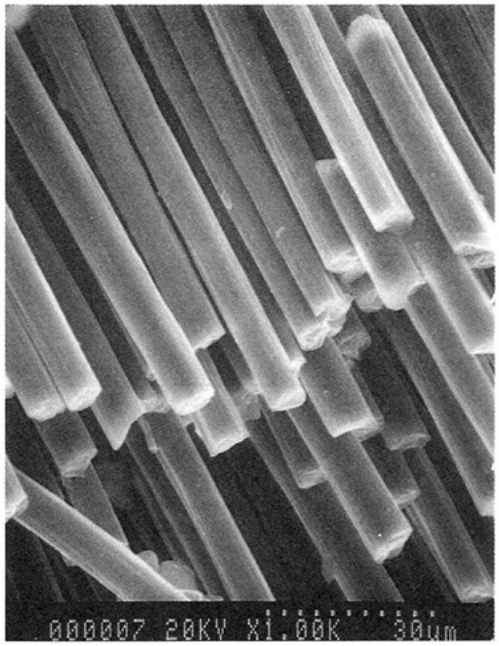
このディスク攻撃性に最も大きく寄与する材料がセラミック粉であり、その材質、粒径、添加量により著しく変化する。

特に材質、添加量については実験の結果、Fig. 5 に示すように材料硬度と添加量との積とディスク板厚変動幅との間に相関があることを見いだした。開発材ではビッカース硬度 (Hv) × セラミック粉添加量 (vol%) < 8000 となるように調整をしている。

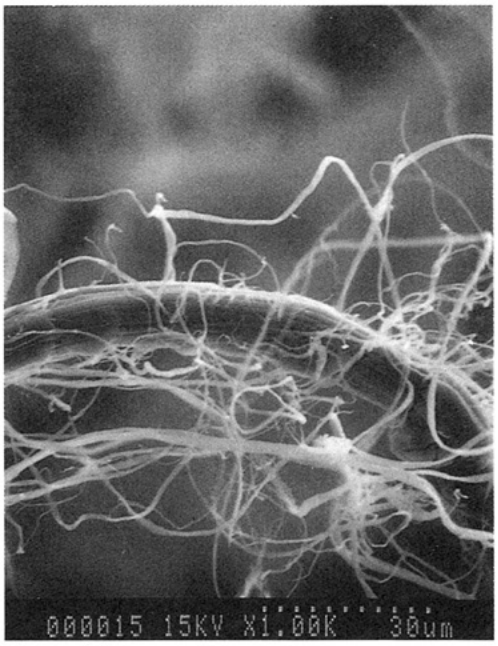
4.3.2. 金属粉

金属粉はその添加量により摩擦係数レベルの調整を行なうことができるが、粒径の組み合わせ方により摩耗量が大きく異なってくることを見いだした。

これは粒径が大きいもの (200 μm 以上) と小さいもの (200 μm 以下) をある比率で混合添加した時にパッド摩



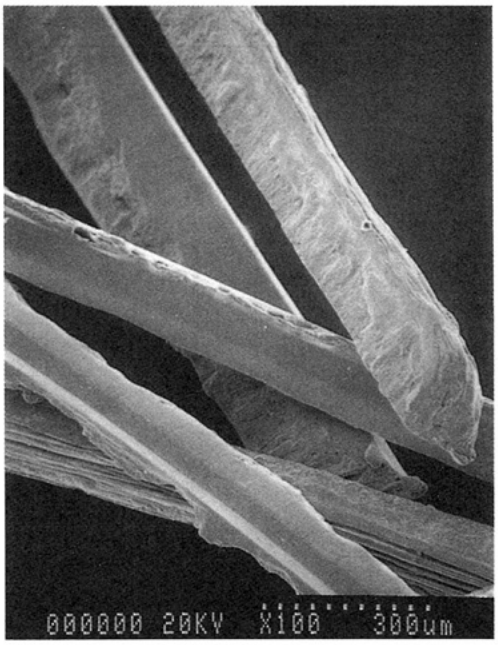
Carbon



Aramid



Ceramic



Copper

Fig. 2 Each fiber materials

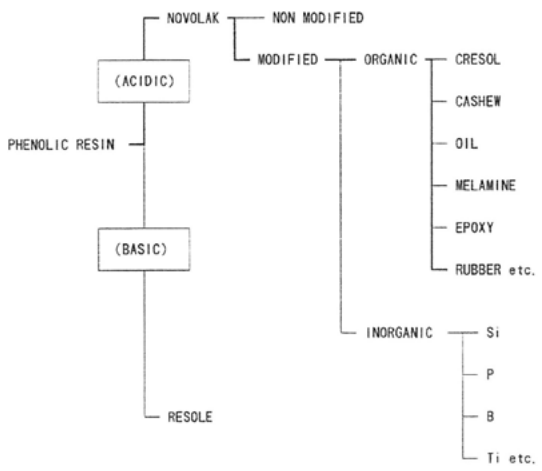


Fig. 3　Assortment of phenolic resin

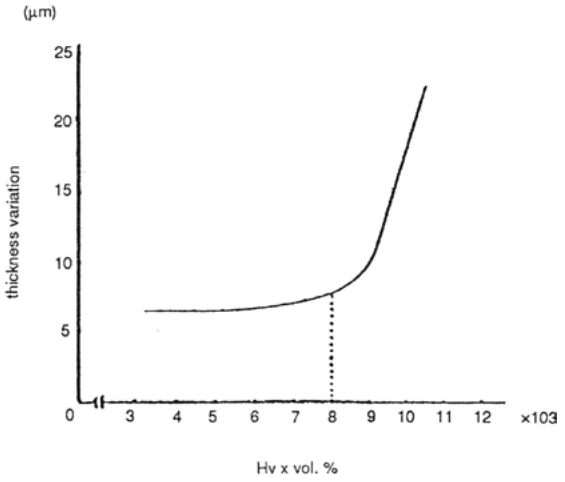


Fig. 5　The relation between thickness variation of brake disk and hardness and content of ceramic powder

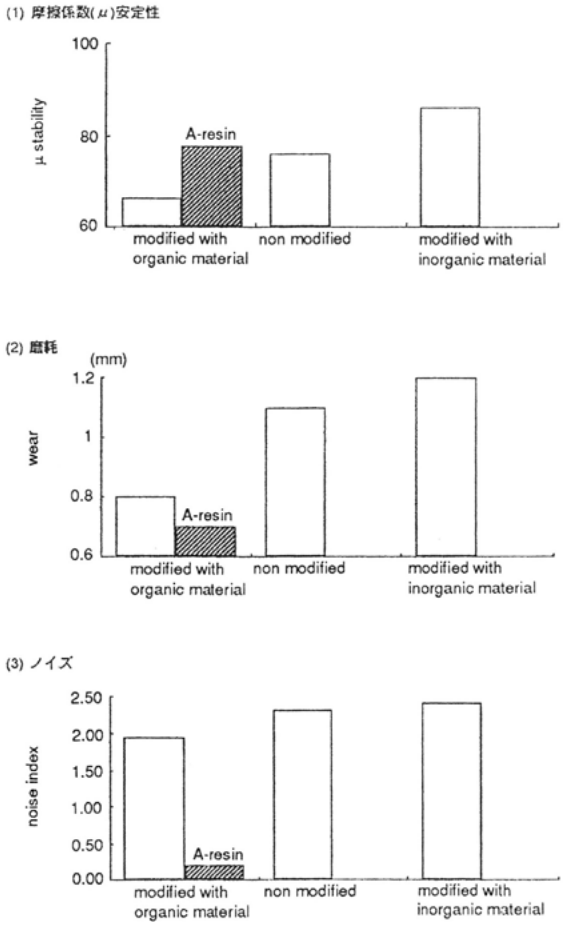


Fig. 4　Each type of resin vs. pad characteristics

耗量が最も小さくなる現象である。

その一例を Fig. 6 に示す。

これは、粒径の大・小を組み合わせた方が充填密度が上がり、しゅう動時にマトリックスから金属粉が脱落しにくくなることによると考えられる。

開発材では、大粒径として 200～250 μm、小粒径として 70～80 μm の粉末を用いた。

Fig. 7 に大粒径、小粒径それぞれの金属粉外観を示す。

4.3.3. フリクションダスト

ブレーキ鳴きは以前からよく知られている現象である。しかし、その原因については様々な解析が行なわれているものの、これといった決め手が無いのが実情であった。

今回の摩擦材料開発の中では、このブレーキ鳴きの発生メカニズムについても解析を行ない、一つの要因として次のような現象を見いだした。

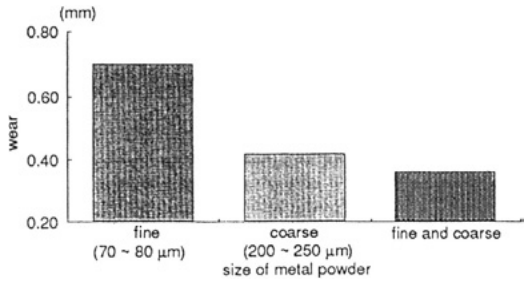


Fig. 6　Diameter of metal powder vs. pad wear

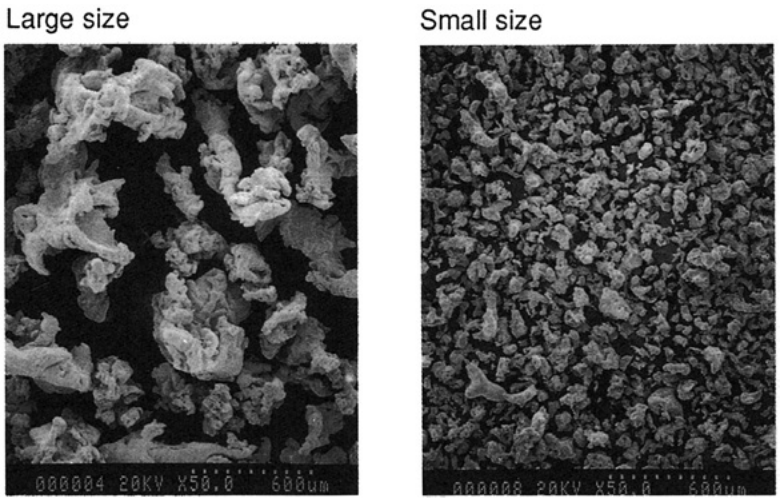
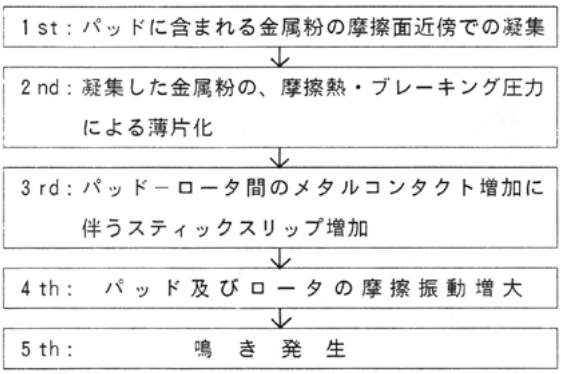


Fig. 7 Metal powder size



これはあくまでも様々な“ブレーキ鳴き現象”の一要因であるものの、摩擦材としての対策の方向性を示すものであった。その対策の基本的な考え方としては、パッド材に含まれる金属粉を凝集させないことである。今回この凝集を妨げる材料として、フリクションダストを使用した。これは、フリクションダストが摩擦熱で分解し、ロータ表面やパッドの金属粉の表面と反応してある種の化学的な皮膜を形成することで凝集･凝着を起こりにくくしたものである。フリクションダストの添加効果をFig . 8 に示す。

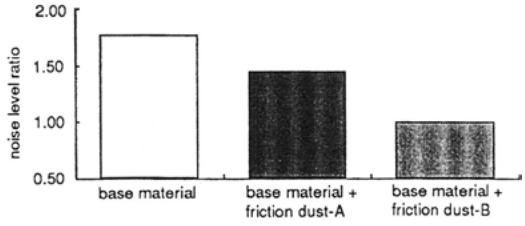


Fig. 8 Effect of friction dust

その他採用しているフィラ材料として、カシューダスト、グラファイト等があり、これらの拡大外観をFig. 9 に示す。また、参考までにFig. 10 にパッド完成品の外観及び摩擦面の拡大像を示す。

4.4. 材料と性能の相関

今回使用した各素材と摩擦材としての摩擦性能、磨耗量、ジャダ、ノイズとの相関関係を簡単にまとめたものがTable 3 である。これらの相関はベース材料の配合が変われば当然変化するものと考えられ、材料系毎の解析が必要となる。

5. 性 能

次に、今回開発した摩擦材の性能について各項目毎に解説する。

5.1. 摩擦特性

摩擦特性の評価として、JASO-C-406 を基本にした台上試験を実施した。試験内容の概略を紹介すると、第一効力 (a) で擦り合わせ前の特性を、第二、第三効力 (b、c) で、通常の特性を、第一、第二フェード (e、f) で苛酷使用時の特性を、第四効力 (d) で、フェード後の特性を測定した。また、水濡れ時の性能をウォータリカバリ (g) で測定し、高速時の効力 (h) を 160km/h、200km/h で測定した。

開発材を従来材と比較した結果をFig. 11 に示す。Fig. 11 中に見られるようにいずれの特性も従来材を上回っている。

Table 3　Correlations between each material and brake performance

Index	Resin	Fiber				Filler										
						lubricant				abrasive		metal powder			organic dust	
	phenolic	aramid	carbon	ceramic	copper	A	B	C	D	A	B	A	B	C	A	B
μ-performance	●	○	○	○	○	●	▲	○	○	△	△	△	○		○	
Wear Rate	○	●												▲		●
Judder	○	●		○			●				△				△	
Noise	○						●			▲		△				

○ : high positive correlation　　△ : low positive correlation
● : high negative correlation　　▲ : low negative correlation
no mark : no correlation

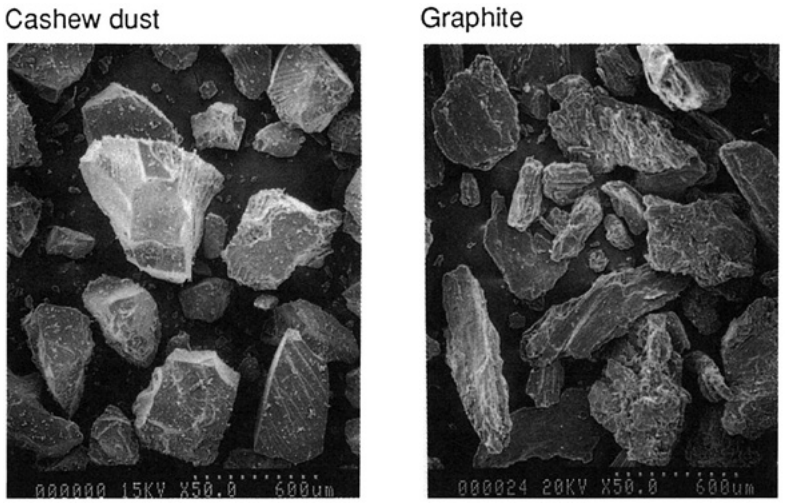


Fig. 9　Other filler materials

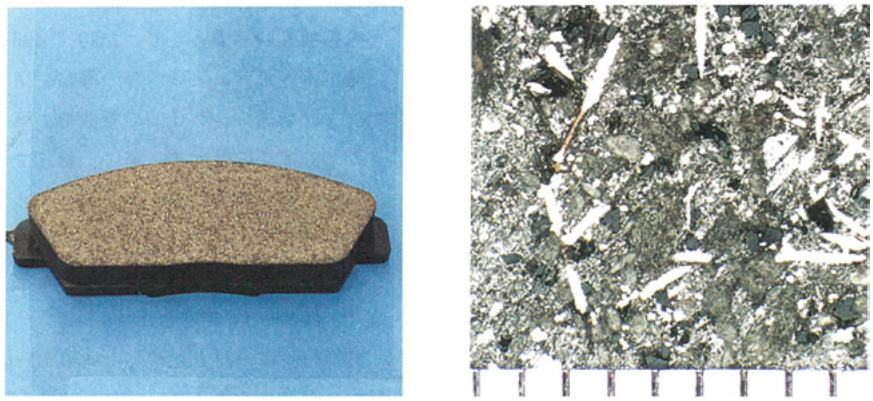


Fig. 10　Newly developed pad and it's friction surface

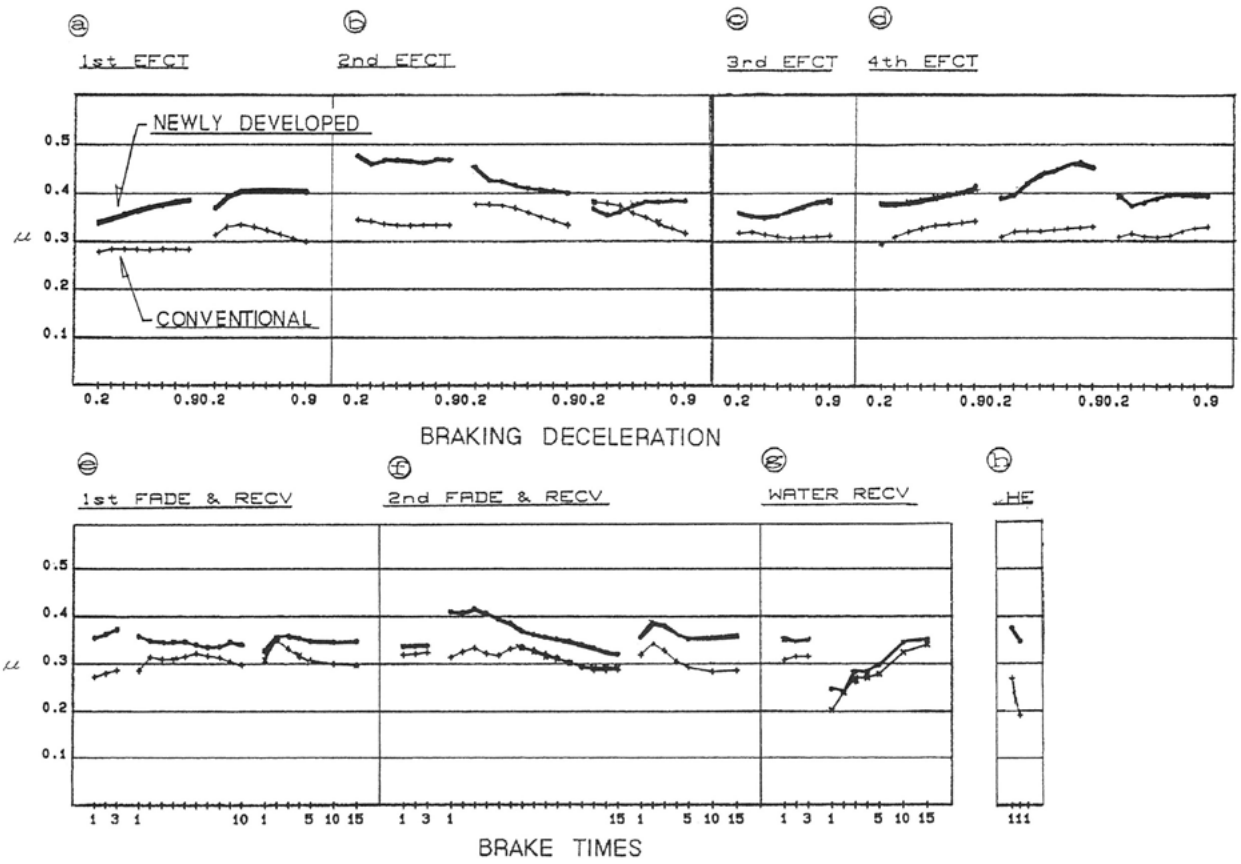


Fig. 11 Friction performance tested with brake dynamometer

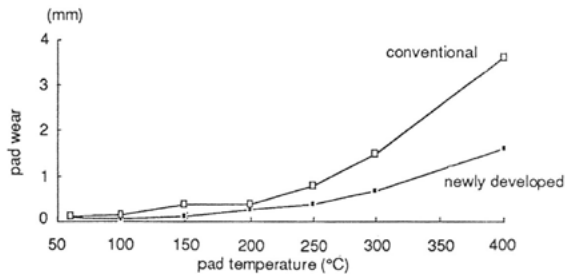


Fig. 12 Temperature vs. pad wear

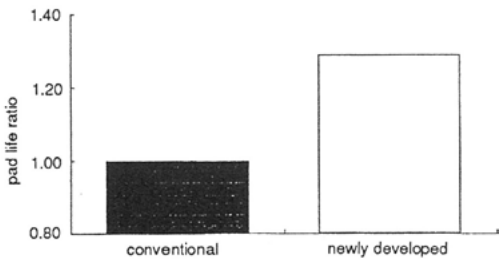


Fig. 13 Comparison of pad life ratio

5.2. 摩耗特性

パッドの磨耗については、JASO-C-427-83 を基本にした温度別摩耗試験と、市場に於いてパッドの摩耗の苛酷な地区の走行をシミュレートした専用モードで評価した。

Fig. 12 に温度別摩耗試験の結果を示す。これによると、従来材と比べると 200℃ 以下の領域では同等であるが、250℃ 以上では摩耗量が大幅に減少していることがわかる。これを苛酷な地区に於けるパッド寿命で比較したのが Fig. 13 であり、従来材に比べて約 30% の寿命向上が見られることがわかる。

5.3. 実車性能

開発材の実車性能として JASO-C-402 を基本とした効力試験を実施した。ブレーキパッド温度 100℃、初速度 50km/h に於ける各減速度に対するブレーキペダル踏力の従来材との比較を Fig. 14 に示す。いずれの減速度に於いても従来材より踏力が小さくなっていることがわかるが、これは摩擦係数アップの効果である。

5.4. ブレーキノイズ、ジャダ

パッドの摩擦係数をアップするさいの障害として一般的に言われているのは、ブレーキ鳴きの増加とブレーキジャダの増加である。Fig. 15 に従来材と開発材の摩擦係数とノイズ、ジャダの関係を示す。これによると従来材は摩擦係数を上げることによりノイズレベル、ジャダレベルが共に低下していることがわかる。ノイズレベル低下の原因として、摩擦振動の増大が挙げられるが、開発材はフリクションダスト及び組成系の改良により摩擦振動を低減し高いノイズタフネスを実現した。ジャダレベル低下の原因としては、相手ディスク材の摩耗量増加が挙げられるが、前記の通りフィラ材料の選定と量の調整により、高いジャダタフネスを実現した。

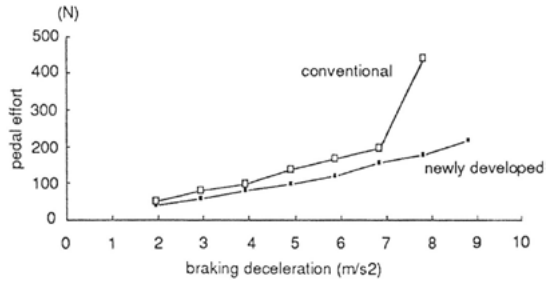


Fig. 14　Brake performance from car test

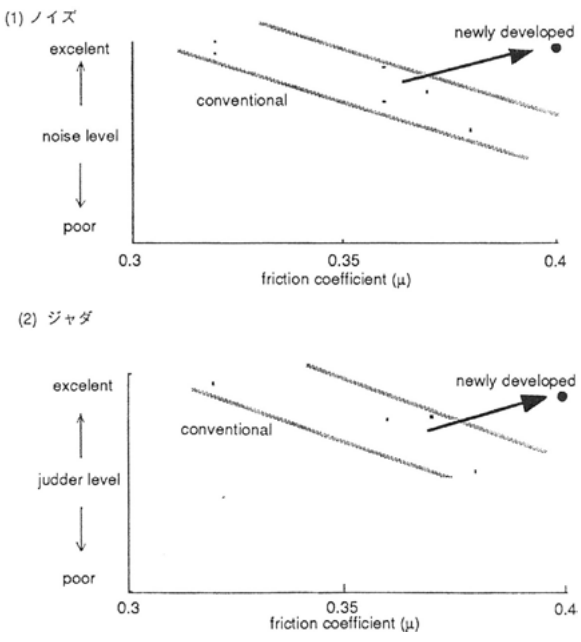


Fig. 15　Relationes between friction coefficient and brake performance

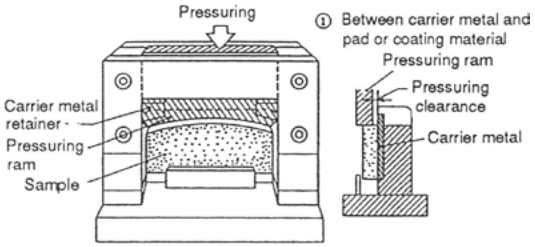


Fig. 16　Test method of bonding strength

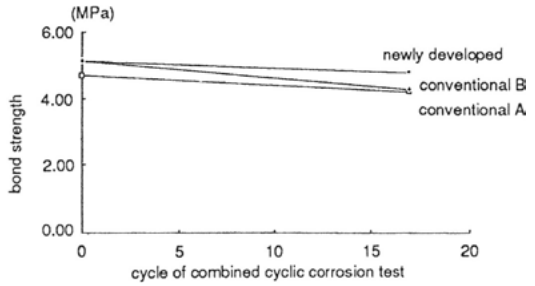


Fig. 17　Durability of bonding strength

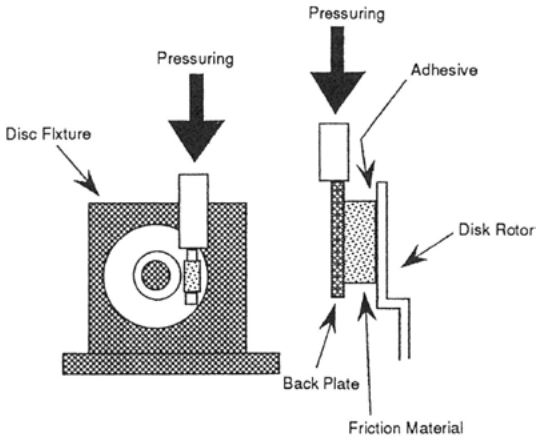


Fig. 18　Test method of shear strength by bonding

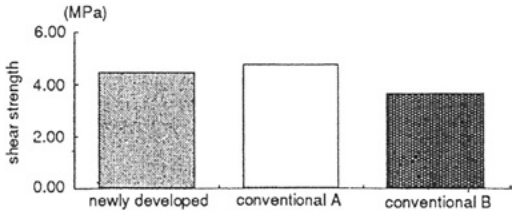


Fig. 19　Shear strength measured by Fig. 18

5.5. 耐久性

5.5.1. 接着耐久性

車は世界中で使用されておりブレーキパッドの使用環境も様々である。その中で、摩擦材と裏金との接着接合部強度の耐久性は重要である。このため、本パッドでは接着前処理として裏金に化成処理を施している。この接着強度は通常は JIS-D-4422 に準じた方法で測定されており、今回も Fig. 16 に示すような治具を用いて、同規格に準じて測定した。

Fig. 17 にパッドの接着耐久性評価例を示す。横軸は、複合腐食試験のサイクル数であり、縦軸はパッドの接着強度である。本パッドの接着強度が従来パッドと同等レベルにあることがわかる。

5.5.2. 摩擦材の剪断剥離強度

パッド摩擦材の剪断剥離強度評価方法として接着式の剪断強度試験方法を新たに考案した。Fig. 18 にその概略を示す。パッドの摩擦面をディスクロータの摩擦面に接着剤で固定し、接線方向から裏金に剪断負荷をかけた時の破断強度を測定する。パッド単品での試験であり、最弱部の強度測定が可能であるため従来の剪断強度試験方法 (JIS-D-4415) より実際的であると考えている。

Fig. 19 に前記実体方式での剪断剥離強度測定例を示す。本パッドの剪断剥離強度が従来パッドと同等レベルにあることがわかる。

5.5.3. 摩擦材の pH

摩擦材のディスクロータに対する固着性の指標として摩擦材 pH がある。

従来は、パッド完成品から粉末状にして得られた試料を蒸留水中に分散させて測定されている。(JASO-C-458) 今回、新たに実体式の測定方法を考案した。Fig. 20 にその測定方法を示す。パッド単品の摩擦面を所定量の蒸留水に一定時間浸漬した後、浸漬液の pH を測定する。粉末試験の採取ばらつきを考慮する必要がなく、パッドの表面状態を反映した形で (ex. スコーチの有無等) 測定できるなど、簡便で実際的であると考えている。

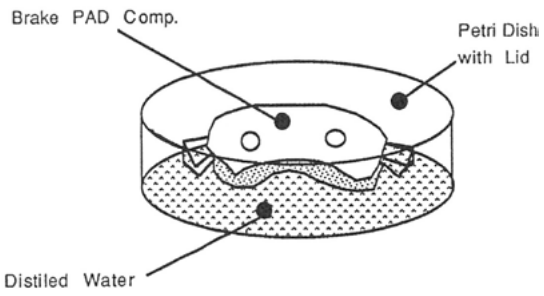


Fig. 20 Measuring method for pH by hole pads

6. 結 論

環境問題に対応した、非アスベストの無公害組成によるブレーキ摩擦材を開発した。

その成果は以下の通りである。

(1) カーボン繊維の採用により、摩擦係数が高くかつその安定性に優れた性能が得られた。

(2) 金属粉の粒径の組み合わせ方により摩耗量の低減を図った。

(3) セラミック粉の硬度と添加量の積がジャダ発生レベルと相関関係にあることを見いだし、ジャダの低減を図った。

(4) 金属粉の凝集を防ぐことによりブレーキノイズの低減を図った。

(5) 新しい材料評価方法を考案した。

参 考 文 献

(1) 野口、平野:摩擦材用フェノール樹脂、熱硬化性樹脂、Vol.4、No.2、(1983)、p28.

(2) 神崎:自動車用摩擦材としてのアスベストとその代替材料、月刊トライボロジ、1989 年 5 月、p14.

■著　者■


柴 田 勝 弘


後 藤 明


吉 田 聡


東 雄 一


中 村 康 治

高分解能エンコーダの開発

Development of High Resolution Encoder

千坂和人* 田中信之* 古海洋*
Kazuto Chisaka Nobuyuki Tanaka Hiroshi Furumi

要旨

'91年9月に発表したプレリュードの電子制御電動4WSの前輪・後輪用操舵角検知用センサとして、新たに開発したエンコーダを搭載した。このエンコーダは、リングマグネットとMR素子及びホールICを用いた磁気検知方式を採用し、検知素子の改良と新しい着磁パターンにより、舵角パルスの分解能向上と直進判別用の中立パルスの精度向上が図られた。

ABSTRACT

A newly developed rotary encoder for a front/rear wheel angle sensor of electronic control motor driven 4-wheel steering system (4WS) was applied to the 1992-Model New Prelude.

This rotary encoder is composed of a ring-magnet having outer circumference multi-pole magnetization, a magneto-resistance effect element and a hall effect IC.

Improvements in these magnetic field detective elements and patterns of magnetization have enabled encoders to achieve high-resolution and high-accuracy of neutral position pulse.

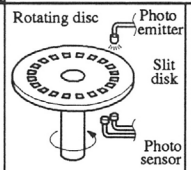
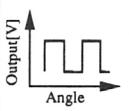
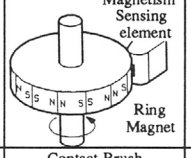
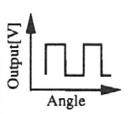
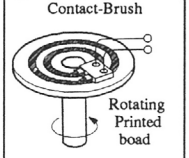
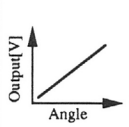
1. まえがき

近年、自動車の制御の進化に伴いドライバーの意志と車両とのインターフェイスとなるアクセル・ブレーキ・ステアリングの各操作量を、高精度にセンシングするニーズが高まっている。特にステアリング用エンコーダは車体制御システムに広く用いられている[1][2]。今回開発したエンコーダは、検知素子の改良とマグネットの新しい着磁パターンにより、舵角パルスの分解能向上と直進判別用中立パルスの精度向上が図られ、当社の電子制御電動4WS[3]の前輪・後輪の操舵角検知用センサとして応用することができたので紹介する。

2. 方式選定

自動車用回転角検知方式の代表的な3方式(光学[4][5], 磁気[6]), 摺動抵抗[7])の特徴を

Table 1 Rotate-angle sensors for automotive use.

	Sensing method		Output signal
Photo-electric type		回転デイスクにスリットを設け，回転させる事により発光素子からの光の明暗変化を受光素子にて検知し出力する。 －－－パルス出力	
Magneto-electric type		リングマグネットに多極着磁を行い磁気検知素子により磁界の変化を出力する。 －－－パルス出力	
Sliding variable Resistor type		摺動抵抗を印刷した回転基板の上をブラシが摺動し抵抗値変化を電圧に変換し出力する。 －－－電圧量出力	

＊朝霞北研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1992_4_21

Table 2　Comparison chart of Rotate-angle sensors

	High Resolution	Temperature range −30 ~ +85℃	Sensor Size	Grease Compatibility	Cost
Photo-electric type	good	good	fair	poor	good
Magneto-electric type	good	good	good	good	fair
Potentiometer with sliding contact	poor	good	good	poor	good

Table 1 に示す。これら３方式の特性を比較検討すると Table 2 に示す様に、分解能、環境性に関しては光学、磁気の２方式が適し、それらの間には大きな優劣はない。しかしながら分解能を上げようとすると、光学式では低温時、回転ディスクのスリットの結露による誤動作を防止するために、スリット幅を一定値以上にしなければならず、小型化には限界がある。またリアエンコーダはアクチュエータに内蔵されることから耐グリス性を考慮する必要があり、光学式ではシール性を持たせた複雑な構造が避けられない。以上の理由により磁気式を選定した。

磁気検知素子には大きく分けて電磁誘導作用型（磁気ヘッド・誘導コイルなど）と電流磁気効果型（磁気抵抗素子・ホール素子など）の２種類がある。前者ではステアリング回転停止時の静磁場状態を検知できないため、後者の電流磁気効果型に絞り、その中から最適な素子の選定を行った。

電流磁気効果型磁気検知素子には磁気抵抗素子（以下 MR 素子）とホール素子があるが、MR 素子はホール素子に比べ Fig. 1 に示すように同じ着磁極数で２倍のパルス数が得られる。従って、高分解能を必要とする操舵角検知用の素子としては MR 素子を選定した。

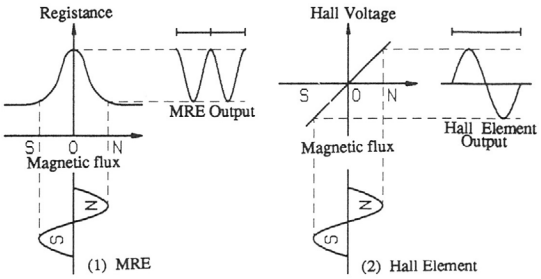


Fig. 1　Difference of output number

一方、直進判別用の中立パルスとしては１ Pulse／1 Rev. の出力が必要とされる。MR 素子では前述したように１極の着磁で２パルス出力する為、中立検出用の素子としてはホール IC を選定した。

３．構　　造

3.1. フロントエンコーダ

エンコーダの出力には、操舵角検知及び操舵方向判別のための A／B 相と、直進判別のための Z 相がある。エンコーダは、Fig. 2 に示すように多極着磁（N 極 90 極・S 極 90 極）されたリングマグネットのパルサ部、A／B 相検出用の MR 素子部及び Z 相検出用のホール IC 素子部、MR 素子の波形処理を行う回路部で構成される。

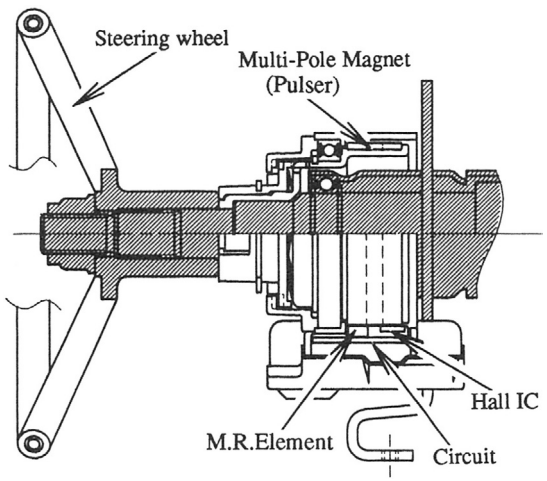


Fig. 2　Main Steering Angle Sensor

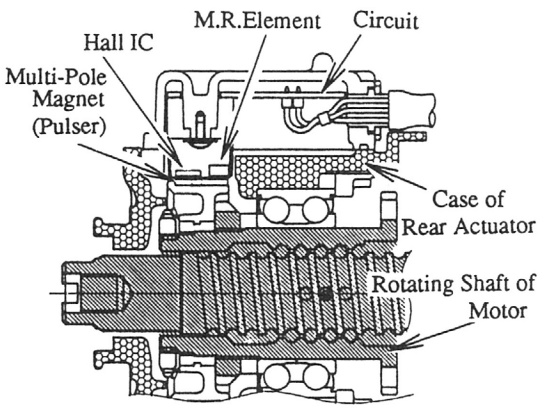


Fig. 3　Main Rear Wheel Angle Sensor

Table 3 Specification

		Main Steering Angle Sensor	Main Rear Wheel Angle Sensor
Operating temperature		−30 ～ +80℃	−30 ～ +80℃
Storage temperature		−40 ～ +100℃	−40 ～ +100℃
The Number of Pulses (P/rev)	Phase A/B	180/180	120/120
	Phase Z	1	1
Output signal		Phase difference 0.5° ±0.3° Phase A / Phase B / Phase Z 4° ±2°	Phase difference 0.75° ±0.4° Phase A / Phase B / Phase Z 4° ±2°

3.2. リアエンコーダ

リアエンコーダは Fig. 3 に示す様にリアアクチュエータ部に配置されており、パルサはモータの回転軸に取り付けられ、センサ部はリアアクチュエータケースに固定されている。内部構成部品はフロントエンコーダと同様であるが、リアアクチュエータに塗布されたグリスが付着するため回路部はポッティング剤にて封止されている。

エンコーダの主要諸元を Table 3 に示す。

4. MR 素子の一般特性[6][8]

MR 素子は Fig. 1 に示すように、ある磁界を越えると抵抗値の変化が飽和する特性を持つ。Fig. 4 に MR 素子ーマグネット間の間隔（以下ギャップ）と抵抗値変化量（△R）との関係を示す。ギャップが小さいところでは抵抗値の変化量は大きく、距離が離れマグネットの磁界が減少すると変化量は小さくなる。

また MR 素子は、一般的には Fig. 5 に示されるように、位相がλ／2 異なるピッチで配置された 1 組の MR 素子パターンの直列接続で構成され、その中点の電位を出力信号としている。この配置により、片方のパターン（例えば MR1）の受ける磁界が最大の時にはもう一方のパターン（例えば MR2）の受ける磁界は 0 となり、この結果出力が 1 素子のものに比べ大きくとれ、また中点電位の温度による変化が低減できる。

5. 検知素子の改良による分解能向上

一般に、民生用として用いられている磁気式エンコーダではギャップを非常に微細に管理することにより、数百～数万パルスの分解能を得ている[9]。

一方、自動車用磁気式エンコーダは、使用条件（温度、振動）が厳しいことからギャップの変動が大きいため、分解能を上げようとして着磁ピッチを挟くすると MR 素子出力が不足する。

Fig. 6 に MR 素子の出力とギャップの関係を示す。ギャップの大きい領域（図中 A 部）での出力低下は、主に磁束密度の減少に起因する。ギャップの小さい領域（図中 B 部）での出力低下には、二つの要因が考えられる。一つはギャップ変化によって発生する着磁のピッチと MR 素子パターンピッチのずれで、マグネットが円弧である以上避けられない。従ってもう一つの要因として

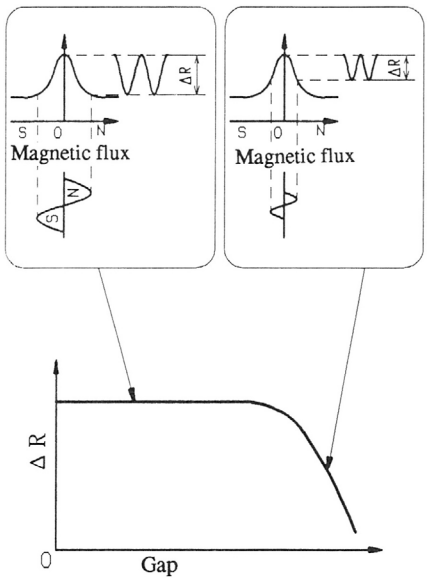


Fig. 4 Gap vs. Resistance differential

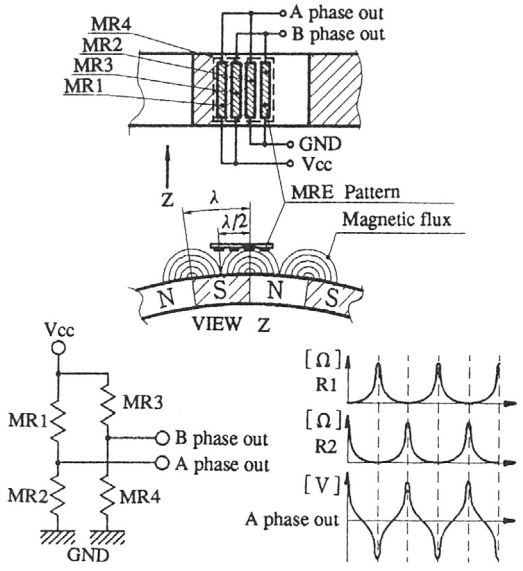


Fig. 5 MRE Pattern and Output

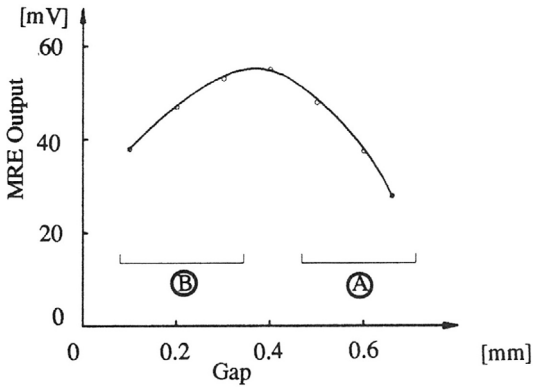


Fig. 6　Gap vs. MRE output

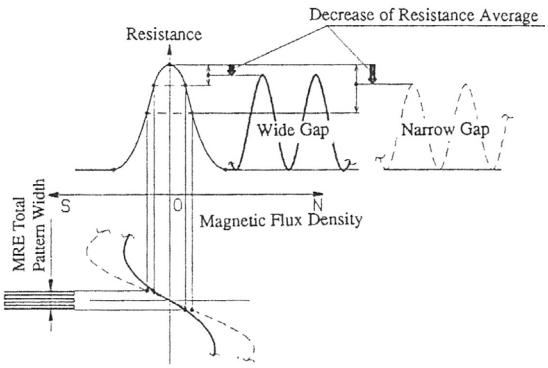


Fig. 7　Influence of Pattern Turnback number

考えられるMR素子のパターン幅に着目し、検討した。

MR素子は、断面積あたりの電流値に制限があり、全抵抗を確保するため一般に数回折り返したパターン形状をとっている。折り返すことによりパターンのトータル幅が広くなると、Fig. 7のようにパターンの中央部の磁界が0でも面端部は磁界を受けるため、パターン全体では平均化され無磁界時の抵抗値とはならない。従って抵抗値変化量は減少し、抵抗値を電圧に変換して得られるMR素子出力は低下する。特にギャップが小さい領域でこの傾向が顕著となるのは、パターン両端部の素子がより強い磁界を受けるためと考えられる。

このパターンのトータル幅に起因するMR素子の出力低下を、磁界のシミュレーション[10]とMR素子の特性から定量化し、Fig. 8に示す。これによりギャップが小さい領域でのMR素子の出力低下を防ぐためには、パターンのトータルの幅を挟くすることが効果的であることが予測できた。

今回採用したMR素子は、このMR素子の出力低下率と前述の全抵抗とを考慮し、パターンの折り返し回数を3回から2回へ減らすことによってトータル幅を狭くした。その出力特性は、Fig. 9に示すようにギャップの小さい領域で改善されていることがわかる。

このようにパターンのトータル幅を狭くすることにより、ギャップの小さい領域でMR素子出力が改善され、その結果ギャップ設定の自由度を落とすことなく、分解能を向上できた。

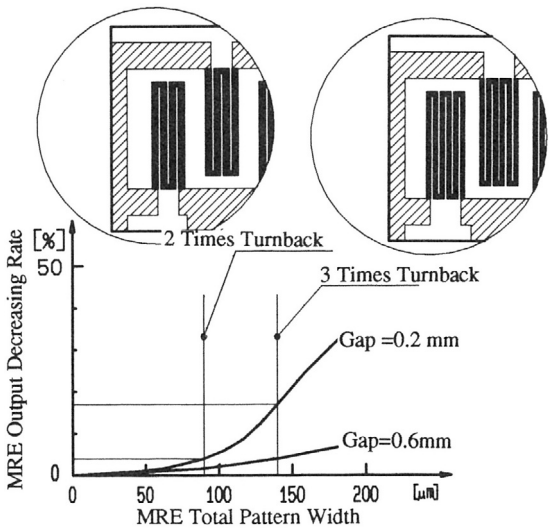


Fig. 8　MRE total pattern width vs. MRE output decreasing rate

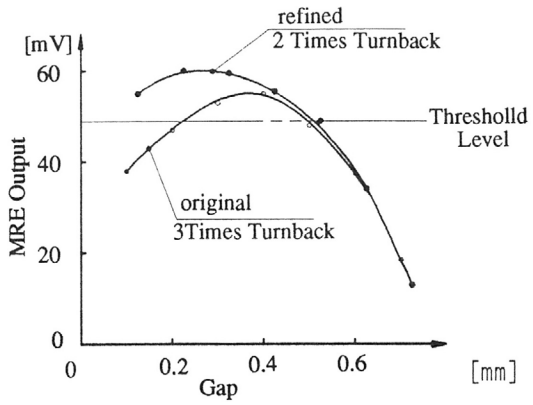


Fig. 9　Gap vs. MRE output with 2 pattern MRE

6. 着磁パターンの改良による中立検出の精度向上

磁気式エンコーダで中立点を検出する場合、一般にN極又はS極の一極着磁を行ないホール素子(IC)にて検知する。直進判別の精度をあげるため中立パルス(Z相)の着磁幅を挟くしようとすると、マグネットの磁束密度が減少し、その結果ギャップの大きい領域ではスイッチングできないことがある。今回開発した着磁パターンは全周N極の中に挟角のS極を配置してある。この開発した着磁パターン及び磁束密度と、ホールICの動作磁束密度幅との関係を、併せてFig. 10に示す。一般的な一極着磁では、図に示すように片磁界でスイッチングするホールICを使用するが、開発した着磁パターンでは、両磁界でスイッチングするホールICを使用する事が可能となり、磁束密度のスレッショルドレベルに対する余裕が拡大する。この結果Z相の着磁幅を狭くし、マグネットの磁束密度が減少してもスイッチングが可能となり、中立検出の精度を向上できた。

ところがこのZ相着磁帯の全周に行なったN極着磁は磁界が強いためA／B相の磁界に干渉し、ギャップの大きい領域でA／B相のMR素子出力が減少する。そこで新たにZ相着磁の隣に全周S極(遮断着磁)を設ける着磁パターンを考案した。これらの対策前後のA／B相磁束密度の様子をFig. 11に示す。この遮断着磁のS極により、幅の広いN極の磁界が収束することでA／B相への磁気干渉がなくなり、A／B相の出力低下を改善することができた。Fig. 12は遮断着磁による改善の効果をギャップ－出力特性で示したものであり、ギャップの大きい領域でもA／B相出力が確実に確保できることがわかる。この結果各着磁相の近接化が可能となり、リングマグネットの小型化が図られた。

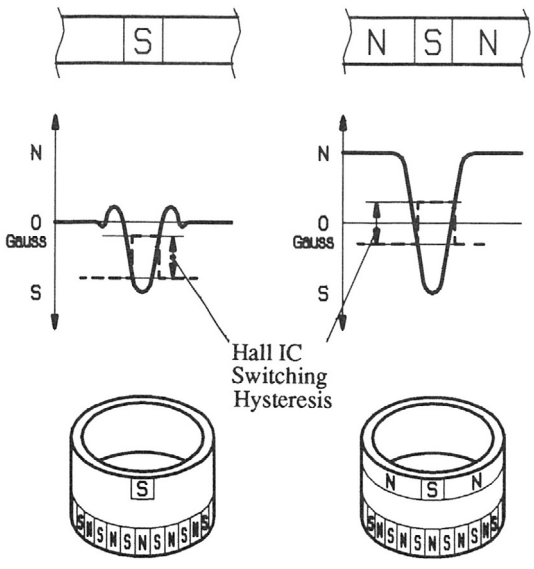


Fig. 10 Unipole magnetizing pattern and surface magnetic flux density

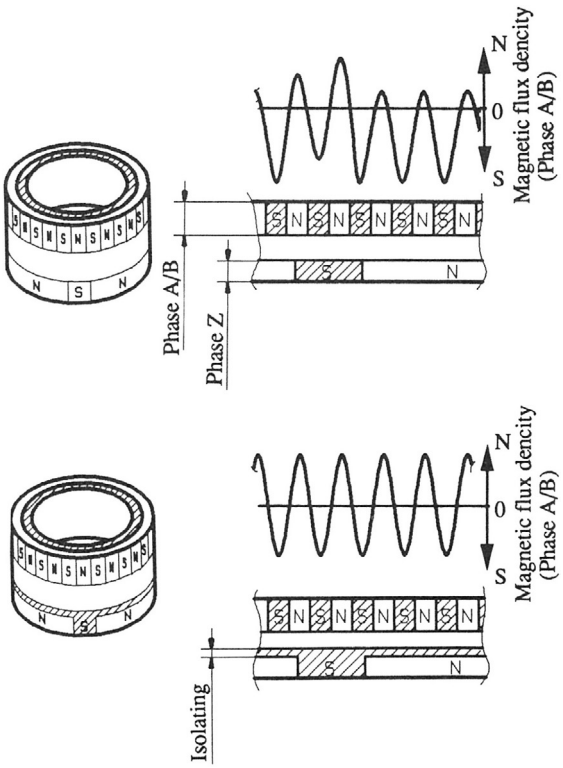


Fig. 11 Phase A/B Magnetic flux dencity with Isolating (Gap=0.5)

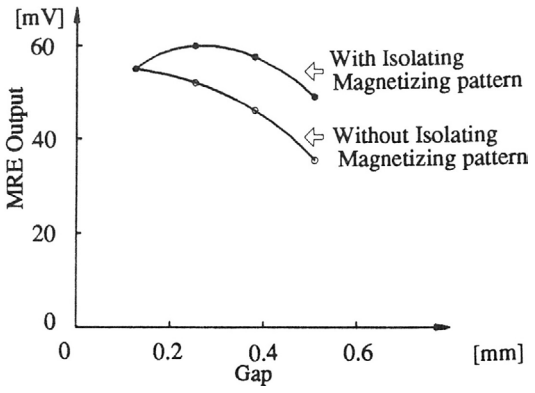


Fig. 12 Effect of isolating magnetizing pattern

7. ま と め

(1) MR 素子のパターン幅の最適化により出力特性が改善され、その結果ギャップ設定の自由度を落とすことなく分解能を向上できた。

(2) 新しく開発したマグネット着磁パターンにより中立検出の精度を向上できた。また各着磁相の近接化が可能となり、リングマグネットを大型化せずに分解能の向上と中立検出の精度向上を両立できた。

今回新たに開発したエンコーダは、上記によって電子制御電動 4WS の限られたスペースに搭載することができ、当初の目標通りの高精度なシステム制御が可能となった。

8. 最 後 に

車体制御システムの高精度化と共に、今後益々自動車用回転センサの精度向上へのニーズは高まるものと考える。今回開発したエンコーダはその要求に応える第一歩であり、更に新しい技術を取り入れ、進化させて行きたい。

最後に、この開発にあたり、松下電子部品株式会社をはじめ多くの方々に御協力いただいた。ここに感謝の意を表します。

参 考 文 献

(1) 水野他、アクティブ操舵懸架系制御による車両運動性能の評価 自技会学術講演会前刷集 901(1990)p.165

(2) 宮田他、車両の駆動力制御の挙動について 自技会学術講演会前刷集 901(1990)p.253

(3) 阿部他、電子制御電動式四輪操舵システムについて 自技会学術講演会前刷集 921033(1992)

(4) 日産自動車、サービス週報 622 号 (1989)

(5) トヨタ自動車、セリカ新型車解説書 (1989)

(6) Y. Yoshino et.al., MRE Rotation Senser: High-Accuracy, High-Sensitivity Magnetic Sensor for Automotive Use SAE Paper 870470 (1987)

(7) マツダ、ルーチェ整備書 (1986)

(8) 元川他、強磁性薄膜抵抗素子を用いた回転センサ National Technical Report Vol.31 NO2

(9) 大島、秋山、サーボセンサの基礎と応用 オーム社 (1988)

(10) 大川、永久磁石磁気回路の設計・特性計算法 〔Ⅱ〕活用編 総合電子リサーチ (1987)p.29

■著 者■



千 坂 和 人



田 中 信 之



古 海 洋

ATVにおける操保舵力推定手法の確立

Establishment of Estimation Method of Steering Force on ATV

石 井 秀 文*
Hidefumi Ishii

要 旨

実用4輪ATVでは、車の停止状態から極低速度までの領域の操保舵力が長時間の使用における疲労度軽減のためのキーポイントとなっている。

この領域での操保舵力は、停止状態での据切り操舵力と相関性が充分にあり、概ねこの力で代表できる。そこで、この力に着目して検討した結果、車の基本的な諸元(重量、寸法、タイヤ、前輪ジオメトリ)を与えることにより、代表的なダート路面における据切り操舵力を計算によって推定でき、実測値との相関性も高いことが実証できた。

ABSTRACT

Steering force including a steerage keeping force of the handlebar in the static condition from stop to extreme low speed is the main factor which affects the operator's fatigue when an All Terrain Vehicle (ATV) is operated for a long time. The steering force at extreme low speed can be represented by the static steering effort with the ATV stopped.

In this paper, the estimation method of steering force at extreme low speed is introduced as a theoretical calculation formula. The steering force represented by the static steering effort can be estimated by giving the formula the basic data of the ATC specifications such as weight, dimensions, tires and various geometries. The result obtained by the estimation method has a close correlation with the actual measurement.

1. まえがき

ATV(ALL TERRAIN VEHICLE)は特に北アメリカ市場において実用多目的車として農場や果樹園、森林などでの作業用に、また移動手段として広く利用されている。狭い木々の間に入っていくことのできないトラクタやトラックの代わりとなって、ATVはその機動性を生かした独特の市場を築いている。(Fig. 1)

開発プロセスでは、長時間の使用において疲労につながる操保舵力に常に気を配る必要があり、操保舵力推定手法の確立が強く求められてきた。操保舵力が推定できれば、これに大きく関わる車両の諸元の決定、タイヤの選定等が開発初期段階において可能である。

操保舵力推定手法は、乗用車では20年以上前から研究されているが、ATV固有の低圧ブロックパターンタイヤ、軽量車体、ダート路面条件など基本的に異なる要素が数多くあり、既存理論をATVに当てはめることはできない。

ATVでは低速度での作業が比較的頻繁でありまたその速度以上での操保舵力は、据切り操舵力の半分以下であって実用上問題はない。従って、停止状態から極低速度(5km/h程度)までの範囲で、操保舵力が推定できればシンプルな理論構築が可能である。

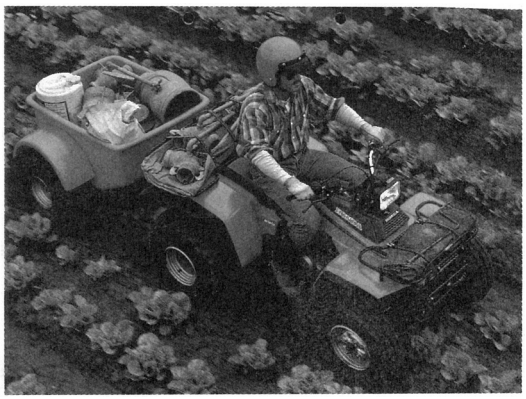


Fig. 1 Fourtrax 250 (ATV)

*朝霞研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1992_4_22

本報では後輪駆動の実用4輪ATVモデルを用い、極低速度時の操保舵力を代表する据切り操舵力の推定手法を説明する。

2. 理 論 式 の 導 入

据切り操舵力を与える要素として、次の項目が考えられる。

①路面とタイヤの間に生ずる摩擦力

②操舵輪にかかる荷重をリフトさせる力

③操舵系各部のフリクションや弾性力

④操舵速度・加速度によって生じる慣性力や粘性力

そこで、本研究では操舵速度を極めて遅く(10deg/sec以下)することで④項を無視する。実際の使われ方でも、操舵速度は無視できるほど遅いことが多い。

ATVの操舵系各部のフリクションや弾性力③は、比較的簡単な操舵系構造のためほぼ一定値(ハンドルバー部で約20Nに相当)になっている。以上のことから、①②項について検討を行う。

2.1. 路面とタイヤの間に生ずる摩擦力

理論式を導入するにあたり座標系及び記号を次のように定義する。

座標系　タイヤ接地面の図心を原点とした2次元座標系。車両後方にx軸、車両左方にy軸をとる。

T_t　原点(0、0)廻りの極モーメント(転舵トルク)

F_s　タイヤと路面の摩擦力に対抗するハンドルバーへの入力成分

P　タイヤ接地面の圧力

W　前輪分担荷重(片輪)

A　前タイヤ総接地面積

$\triangle A$　タイヤ接地面における微小面積

μ　静止摩擦係数(0.6)

r　等価接地面半径 $\left(\sqrt{\frac{A}{\pi}}\right)$

θ　タイヤ転舵角

L_h　ハンドルバーの長さ

L_{kn}　ナックルアームの長さ

L_c　センターアームの長さ

R_{st}　アームレシオ $\left(\frac{L_{kn}}{L_c}\right)$

α　実験係数(1.35)

低圧(20～40kPa)で縦剛性も低いATVタイヤでは接地面における圧力分布は一様である。

従ってFig. 2に示すように、タイヤ接地面を実測面積と等価の円で近似させることができる。タイヤの荒いブロックパターンによって生じる摩擦力増加量が操舵力に与える影響は、あらゆるタイヤでほぼ一定であり実験係数αで補完できる。

まず、タイヤが原点Oの廻りに転舵する時の路面との摩擦によって生ずる転舵トルクT_tを求める。

$$T_t = \lim_{\Delta\theta,\ \Delta r \to 0} \Sigma(\mu \alpha P \cdot r \triangle\theta \cdot r \triangle r)$$

$$= \int_0^r \int_0^{2\pi} \mu \alpha P r^2 d\theta dr$$

$$= \frac{2}{3} \mu \alpha P \pi r^3$$

$$= \frac{2}{3} \mu \alpha W r \qquad (1)$$

転舵トルクT_tとハンドル軸まわりに加えられる操舵トルク($F_s L_h$)との釣合の式は

$$T_t = \frac{F_s L_h L_{kn}}{L_c} \qquad (2)$$

F_sを左右輪の和で示すと

$$F_s = \frac{4 \mu \alpha W r}{3 L_h R_{st}} \qquad (3)$$

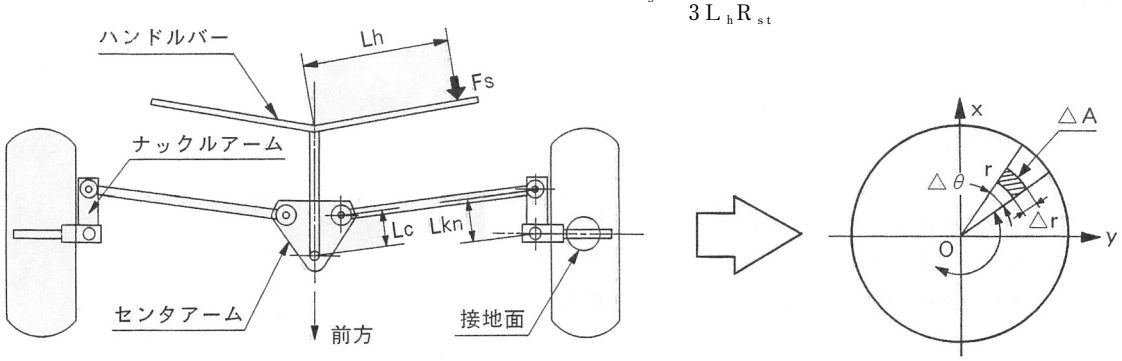


Fig. 2　Steering system for ATV and simplified contact area model

(3)式が据切り操舵力の内、路面とタイヤの間の摩擦力に釣り合う力である。なお、ATV ではアームレシオ R_{st} はほぼ一定となっている。

2.2. 操舵輪にかかる荷重リフト力

車両に直進性を持たせるために、操舵軸にはキャスタ角とキングピン角とが与えられ、この軸はキングピン軸と呼ばれている。キングピン軸はナックルを介してタイヤの回転軸であるスピンドル軸につながっている。Fig. 3 のように、キングピン軸が傾きを持っていると、タイヤが転舵する時スピンドル軸端 O' に上下動 (△ z) が現れる。スピンドル軸端 O' の下方への移動に必要な力が操舵輪にかかる荷重をリフトさせる力である。また左右の車輪では、その動きは逆向きとなっている。

理論式を導入するにあたり座標系及び記号を次のように定義する。

座標系　キングピン軸と地面の交点を原点とした３次元座標系。車両後方に x 軸、車両左方 y 軸、xy 平面に直角上方に z 軸をとる。

ベクトル ($\vec{A}$, $\vec{S}$, $\vec{B}$)

原点からキングピン軸方向に向くベクトルを $\vec{A}$ ($\overrightarrow{OA}$)

$\vec{A}$ に直交しホイール中心に向くベクトルを $\vec{S}$ ($\overrightarrow{AO'}$)、$\vec{A} + \vec{S}$ を $\vec{B}$ ($\overrightarrow{OO'}$) とする。

ベクトル ($\vec{U}$, $\vec{u}$, $\vec{V}$, $\vec{v}$)

$\vec{u}$ は $\vec{v}$ に直角で、$\vec{S}$ の描く平面上にある基本ベクトル

$\vec{U}$, は $\vec{u}$ を基本とするベクトル量

$\vec{v}$ はキングピン軸と z 軸を含む平面と $\vec{S}$ の描く平面との交線にある基本ベクトル

$\vec{V}$ は $\vec{v}$ を基本とするベクトル量

F_m　操舵輪にかかる荷重リフト力に対抗するハンドルバーへの入力成分

△ z　操舵輪のリフト量

L_{sp}　スピンドル軸の長さ

γ_{st}　ステアリングレシオ $\left[\frac{\psi}{\phi}\right]$

a　$\vec{A}$ の x 成分 (トレールに相当)

b　$\vec{A}$ の y 成分

c　$\vec{A}$ の z 成分

κ　yz 平面に投影した $\vec{A}$ の z 軸からの角度 (キングピン角に相当)

β　xz 平面に投影した $\vec{A}$ の x 軸からの角度 (キャスタ角に相当)

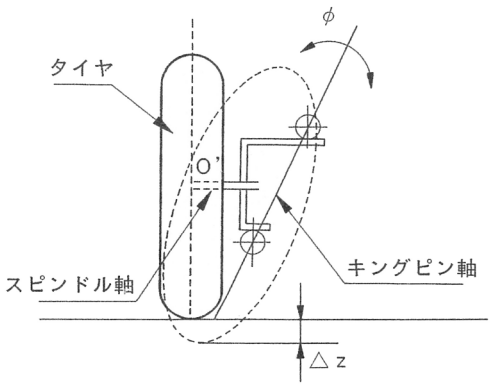


Fig. 3　Motion of wheel by the rotation of spindle shaft

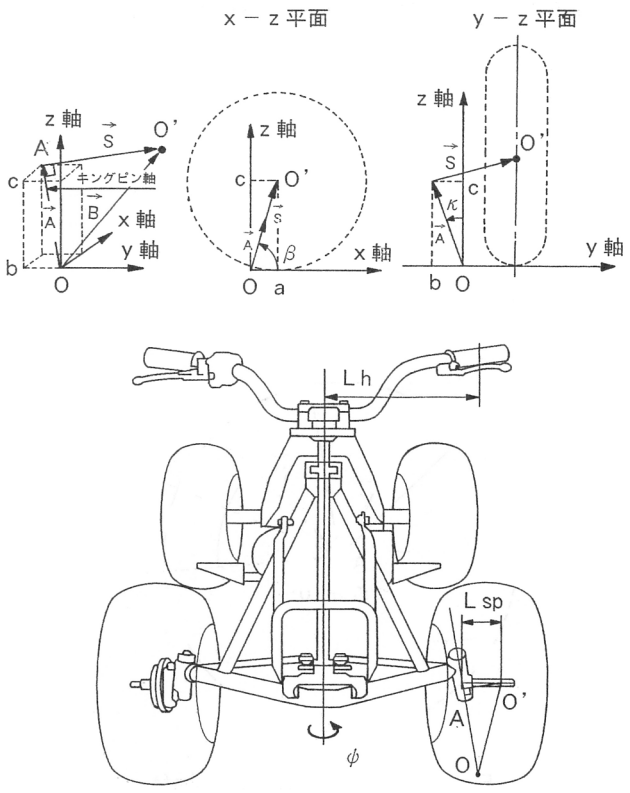


Fig.4　Front geometry model for ATV

ϕ　キングピン軸廻りに動くスピンドル軸の回転角（キングピン回転角）

ψ　ハンドルバー軸廻りに動くハンドルバーの回転角（ハンドル舵角）

ε　スピンドル軸を y 軸と平行にするための補正角度

前輪ジオメトリモデルを Fig. 4 に示す。前輪軸が上下する量を△z とすると、操舵輪にかかる荷重 W をリフトさせるのに必要な力 F_m は(4)式で表わすことができる。

$$F_m = \frac{W \triangle z}{\phi L_h \gamma_{st}} \tag{4}$$

△z を求めるために、$\tan\beta = \frac{c}{a}$、$\tan\kappa = \frac{b}{c}$

とすると、

$$\begin{aligned}\vec{A} &= (a, -b, c)\\ &= a\left(1, -\frac{b}{a}, \frac{c}{a}\right)\\ &= a(1, -\tan\kappa\tan\beta, \tan\beta)\end{aligned} \tag{5}$$

Fig. 5 にキングピン軸に対するスピンドル軸の動きを示す。スピンドル軸軌跡面上の $\vec{S}$ を $\vec{u}$, $\vec{v}$ で表すと

$$\vec{S} = \vec{u}\,|\vec{S}|\cos\phi + \vec{v}\,|\vec{S}|\sin\phi \tag{6}$$

$$\begin{aligned}\vec{B} &= \vec{A} + \vec{S}\\ &= \vec{A} + \vec{u}\,|\vec{S}|\cos\phi + \vec{v}\,|\vec{S}|\sin\phi\end{aligned} \tag{7}$$

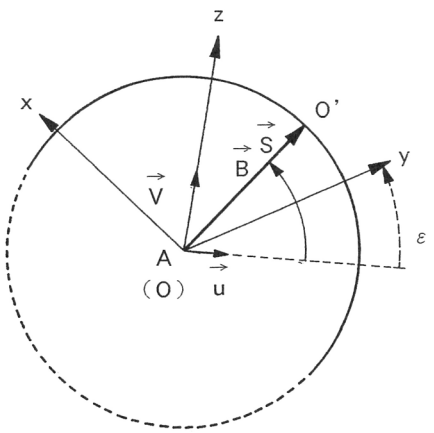


Fig. 5　Motion of spindle shaft (A-O direction view)

ここで、$\vec{u} = \frac{\vec{U}}{|\vec{U}|}$, $\vec{v} = \frac{\vec{V}}{|\vec{V}|}$ (8)

$$\begin{aligned}\vec{U} &= (0, 0, 1) \times \vec{A}\\ &= a(\tan\kappa\tan\beta, 1, 0)\end{aligned} \tag{9}$$

$$\begin{aligned}\vec{V} &= \vec{A} \times \vec{U}\\ &= a^2(-\tan\beta, \tan\kappa\tan^2\beta, 1 + \tan^2\kappa\tan^2\beta)\end{aligned} \tag{10}$$

(9), (10)式を (8)式に代入して、$\vec{u}$, $\vec{v}$ を求めると、

$$\vec{u} = \frac{a(\tan\kappa\tan\beta, 1, 0)}{|\vec{U}|} \tag{11}$$

$$\vec{v} = \frac{a^2(-\tan\beta, \tan\kappa\tan^2\beta, 1 + \tan^2\kappa\tan^2\beta)}{|\vec{V}|} \tag{12}$$

$$|\vec{U}| = a\sqrt{\tan^2\kappa\tan^2\beta + 1} \tag{13}$$

$$|\vec{V}| = a^2\sqrt{\tan^2\beta + \tan^2\kappa\tan^4\beta + (1 + \tan^2\kappa\tan^2\beta)^2} \tag{14}$$

以上を (7)式に代入して、$\vec{B}$ の z 成分 B_z だけを取り出す。

$$B_z = a\tan\beta + \frac{a^2|\vec{S}|(1 + \tan^2\kappa\tan^2\beta)\sin\phi}{|\vec{V}|} \tag{15}$$

また、キングピン回転角 ϕ の起点を定めるためには、スピンドルの方向が y 軸の正方向と一致するという条件が必要である。それには、$\vec{B}$ の x 成分が a となるようなキングピン回転角 ε を求めれば良い。

$$\begin{aligned}B_x &= a + \frac{a|\vec{S}|\cos\varepsilon\tan\kappa\tan\beta}{|\vec{U}|} - \frac{a^2|\vec{S}|\sin\varepsilon\tan\beta}{|\vec{V}|}\\ &= a\end{aligned}$$

$$\tan\varepsilon = \frac{|\vec{V}|\tan\kappa}{a|\vec{U}|} \tag{16}$$

(15)式に (16)式を付加すると、

$$B_z = a \tan \beta + \frac{a^2 \left| \vec{S} \right| (1 + \tan^2 \kappa \tan^2 \beta) \sin(\phi - \varepsilon)}{\left| \vec{V} \right|} \quad (17)$$

ϕによって変化する△zは(17)式第2項から求められる。

$$\triangle z = \frac{a^2 \left| \vec{S} \right| (1 + \tan^2 \kappa \tan^2 \beta) \sin(\phi - \varepsilon)}{\left| \vec{V} \right|} \quad (18)$$

ここで、$\left| \vec{S} \right| = L_{sp} \cos \kappa$

(4)式が据切り操舵力の内、操舵輪にかかる荷重をリフトさせるに必要な力であり、(18)式を代入して、F_mが求められる。なお左右輪は各々逆方向に上下動するので、F_mは左右輪の和で示す必要はない。

操舵輪をリフトさせるためのϕの範囲は

ϕ：0→ε（スピンドル輪の向きがy軸と一致したところからキングピン軸時計廻りにεまでの範囲）

である。

2.3. 操保舵力

据切り操舵力で代表される操保舵力Fは、F_s、F_mおよび操舵系各部のフリクションや弾性力の総和であり、(19)式に示すとおりである。

$$F = F_s + F_m + E = \frac{W}{L_h} \left\{ \frac{4 \mu \alpha r}{3 R_{st}} + \frac{\triangle z}{\phi \gamma_{st}} \right\} + E \quad (19)$$

E　操舵系各部のフリクションや弾性力(20N一定値)

3. 操保舵力のテスト評価

3.1. テスト路面

ダート路面には様々な状況があり、それに左右される操保舵力を特定することは非常に困難である。従ってこれらをシミュレートした試験路を設定することが必要である。

本研究で使用したダートシミュレート路面はFig. 6に示す構造である。

Table 1にダートシミュレート、実ダート及び一般ダート路面の特性を示す。実ダート路面は、一般ダート路面の中でATVが実用で最も頻繁に使用される路面を想定したものである。

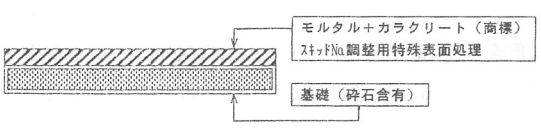


Fig. 6　Structure of pavement simulated dirt road

Table 1　Characteristics of various surfaces for ATV

	スキッドNo.	ころがり抵抗係数	コーナリングフォース係数
シミュレート路面	0.60	0.06	0.55
実ダート 路面	0.50	0.10	0.55
一般ダート 路面	0.40-0.80	0.05-0.10	0.40-0.80

Table 2　Specifications of test ATVs

テスト車	1	2
W (kg)	66	65
Lh (m)	0.16	0.34
Rst	2.04	1.25
γst	1.72	1.11
A (m^2)	0.00122	0.0024
β (deg)	1.5	5
a (m)	0.00673	0.0228
κ (deg)	6	14
Lsp (m)	0.047	0.0851

ダートシミュレート路面の実走フィーリングは実ダート路面に極めて近く、スキッドNo.、ころがり抵抗係数、及びコーナリングフォース係数も実ダート路面に近似している。

3.2. 理論値と実測値の相関性

実測値は前記のダートシミュレート路面を用いて調べた。遅い操舵速度（10deg/sec以下）で直進状態のハンドル位置からハンドルバー軸の捻りトルクを測定する。

Fig. 7はATVの実用領域での操保舵力で最も考慮すべき据切り操舵力と低速旋回保舵力の関係を8機種のテスト車を用いてハンドル舵角25deg時の値で調べたものである。

決定係数R^2は約0.8、分散分析結果では1%の危険率で有意性があることが判った。従って据切り操舵力が分かれば、実用領域での操保舵力の推定も可能である。

次にTable 2に示した諸元を持つ2台のテスト車を使い、実験係数$\alpha = 1.35$としてハンドル舵角に対する据切り操舵力の理論値と実測値との関係を調べた(Fig. 8)。

更にATV8機種を使い据切り操舵力の理論値と実測値の一致の程度を回帰分析の決定係数を尺度として調べた。Fig. 9はハンドル舵角20deg時の相関を示し、Fig. 10はハンドル舵角に対する決定係数の推移を示す。

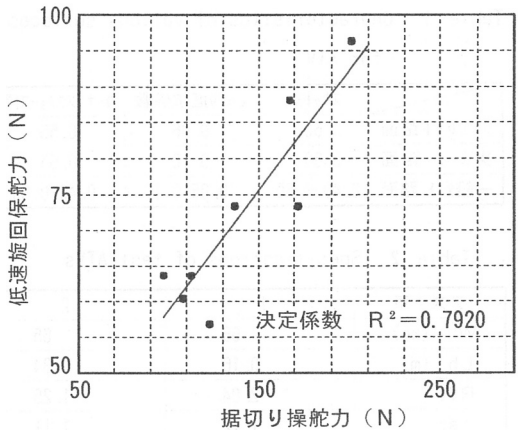


Fig. 7　Correlation between static steering effort and steerage keeping force at low speed

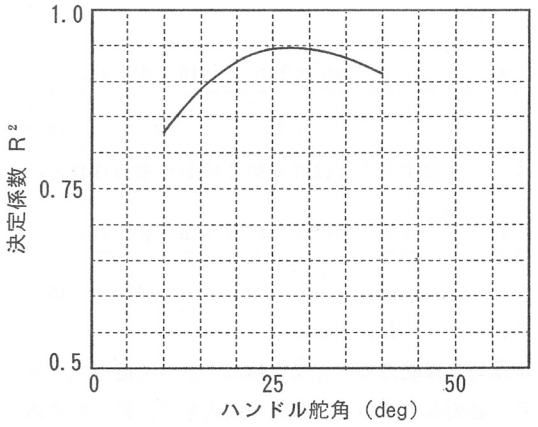


Fig. 10　Variation in coefficient of determination with steering angle

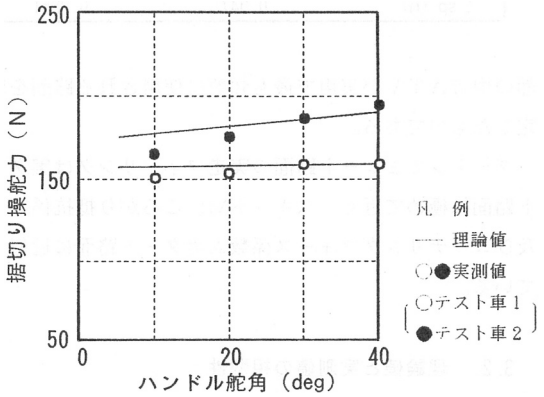


Fig. 8　Variation in static steering effort with steering angle and relatioship between theoretical value and actual value

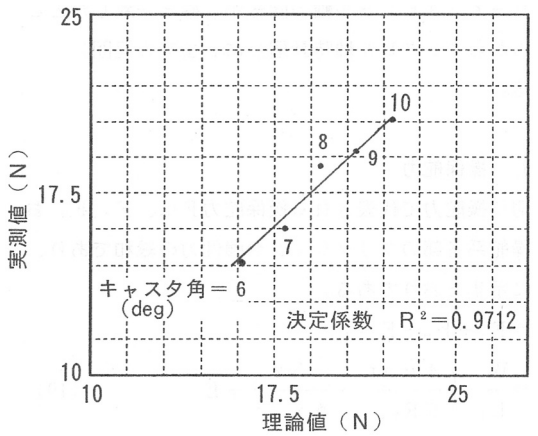


Fig. 11　Correlation between theoretical value and actual value dependent on caster angle

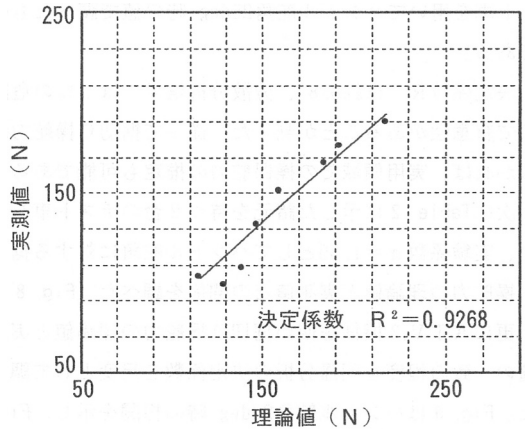


Fig. 9　Correlation between theoretical value and actual value at 20 deg of steering angle

これによればハンドル舵角 20～40deg の範囲では、決定係数 R^2 は 0.9 以上あり、また分散分析結果 1% の危険率で有意性があるのでこの理論式が有効であると言える。

ハンドル舵角 20deg 以下で理論式の有効性が低いのは据切り操舵力の内、寄与率の高い摩擦力よりむしろ、ATV タイヤ特有の低い横剛性によってタイヤ自体が捻れる影響が大きいためである。

Fig. 11 はターンテーブルを用いて、テスト車のキャスタ角を変更した時（6～10deg）、操舵輪にかかる荷重をリフトさせるのに必要な力 F_m を、理論値と比較して調べたものである。理論値と実測値はよく一致し、分散分析結果では 1% の危険率で有意性があると言える。

4. ま と め

(1) 比較的単純な計算式を用いることにより、車の基本的な諸元を与えるだけで、代表的ダート路面における据切り操舵力を推定できる。つまり、据切り操舵力と相関性が充分ある極低速度での保舵力を容易に求めることが出来る。

(2) ATV の開発初期段階において、操保舵力に大きく関わる基本諸元を精度良く決定できる。

(3) 本研究に際して確立したダートシミュレート路面は、他の各種試験や解析などに幅広い活用が期待される。

(4) 今後、タイヤの剛性やパターンに関するモデルの検討及び 4 輪駆動車に関する要素の付加により、更に精度の向上と応用範囲の拡大に取り組む必要がある。

参 考 文 献

1）近藤政市　　基礎自動車工学、養賢堂 .

2）景山克三、景山一郎　　自動車力学、理工図書 .

3）仲村、井川　　微低速時の操舵力の解析、
自動車技術会論文集、No.19、1979.

4）杉　　すえ切り時および微速転勤時のタイヤ転舵トルクについて、自動車技術会、昭和 44 年度秋期学術講演会前刷.

■著　者■



石 井 秀 文

気流中における空力騒音測定手法について

A Method of Measuring Automobile Aerodynamic Noise in Wind Flow

小峰徳雄* 土屋雅輝* 山下剛*
Tokuo Komine Masaki Tsuchiya Tsuyoshi Yamashita
中村光勇*
Mitsuo Nakamura

要旨

高速走行時の車室内騒音の大半を占める空力騒音の低減が強く求められる中で、その音源探査の一手法である気流中での空力騒音測定については、気流中に配したマイクロホン自身が発生する風切り音や風洞の暗騒音などの影響により精度の高い測定が困難であった。

今回、車体から発生する空力騒音の気流中における音源探査のひとつの試みとして、近距離音場音響ホログラフィを応用した測定方法について検討し、マイクロホン自身の風切り音、風洞の暗騒音を除去した精度の高い測定を可能とした。

本稿では、スピーカを用いた本手法の測定精度検証結果および実車適用例について報告する。

ABSTRACT

A method of accurately measuring automobile aerodynamic noise using a microphone in wind flow has been fairly difficult to date, because of disturbances such as microphone self-generated wind noise and background noise in a wind tunnel.

Taking this into consideration, a method of measuring aerodynamic noise using near-field acoustic holography was investigated to improve measurement accuracy. This report presents the result of checking the validity of this method using speakers and the application of this method for automobile aerodynamic noise measurement.

1. まえがき

車室内騒音は、一般にエンジン騒音、ロードノイズおよび空力騒音に大別される。近年、エンジン騒音に関しては、乗員の快適性確保の観点から、その音質の改善を含めた騒音低減手法の研究が数多くなされ、大幅に向上されてきた。

一方、空力騒音については、高速走行時の車室内騒音に占める割合がエンジン騒音の低減にともない大きくなり、その改善が強く求められている。また高速道路周辺の環境騒音を含め、車外における空力騒音も決して無視できないものとなってきた。しかし、空力騒音研究において重要な測定技術の一つである気流中での空力騒音測定においては、気流中に配したマイクロホン自身が発生する風切り音の影響や測定に用いる風洞の暗騒音の影響などによって、騒音源の同定を含めた精度の高い測定が困難であった。

一般に気流が存在しない状況下での騒音源探査には、これまで音響インテンシティ法が用いられ多くの成果をあげてきた。これに対して最近、クロススペクトル測定による近距離音場音響ホログラフィ法が提案され、エンジンの騒音源探査および遠距離音場の音圧予測に用いた例が報告されている。

本稿では、気流中におかれた車両から発生する空力騒音の音源探査のひとつの試みとして、この近距離音場における音響ホログラフィ法を応用し、気流中での騒音源探査に対する可能性について検討したので、その内容を報告する。

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1992_4_23

2. 本手法の原理

2.1. 基本原理

本手法は、Fig. 1に示すように、音源近傍に設定された測定平面上の各格子点間の音圧クロススペクトル G_{ij} を測定し、得られたクロススペクトルマトリクスから近距離音場音響ホログラフィを利用して、音源近傍の音場における音圧、音響インテンシティ分布を計算する方法である。

近距離音場音響ホログラフィは、Fig. 2に示すように、測定平面上（z = 0）で得られる音場の情報、すなわち空間分布をフーリエ変換により空間周波数領域に変換し、z 軸（測定平面に対する法線方向）上を z = z' まで移動したのち、逆フーリエ変換して音源近接の音場を再構成する手法である。

Fig. 3に、空間領域と空間周波数領域の関係を示す。空間領域上での平面波、エバネセント波は、空間周波数領域上では放射円の内側、外側に位置づけられる。エバネセント波は空間的に周波数が高い、すなわち高分解能の情報を持っているため、近距離音場音響ホログラフィは優れた音源探査分解能を有するという特長がある。さらに、得られたクロススペクトルマトリクスから、ヘルムホルツの積分方程式を用いて遠距離音場における音圧分布を計算することも可能である。

2.2. クロススペクトルの測定方法

測定平面上における各格子点間のクロススペクトルマトリクス G_{ij} を得るためには、通常、2次元アレイマイクロホンを用いた測定が必要であり、その測定に膨大な時間を費やすことになる。例えば、アレイマイクロホンの1方向の数を n とすれば n^4 回のクロススペクトル測定が必要になる。

これに対し本手法では、Fig. 4に示すように、音源の近くに複数設置された基準マイクロホンとマイクロホン移動装置により測定平面（スキャン平面）上を移動する1次元のアレイマイクロホン間のクロススペクトルを測定し、それらを合成することによって各格子点間のクロススペクトルマトリクスを計算する方法を用いた。この場合、基準マイクロホンの数を q、アレイマイクロホンの1方向の数を n とすれば、クロススペクトルの測定回数は $q \cdot n^2$ となり、大幅な測定時間の短縮が図れる。

2.3. マイクロホン風切り音の除去

従来、気流中に設置されたマイクロホンを用いて車体表面から発生する空力騒音を測定する場合、測定に用いられるマイクロホン自身の風切り音がノイズとなり、マイクロホン風防を用いても精度の高い測定が困難であった。

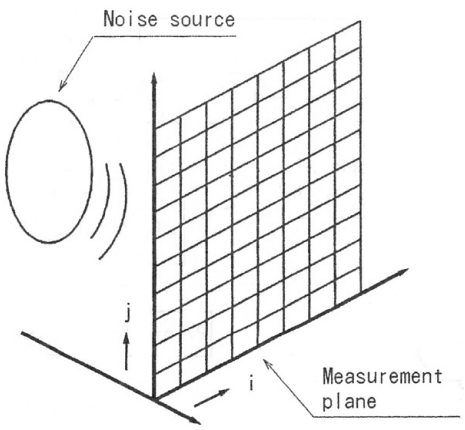


Fig. 1 Noise Source and Measurement Plane

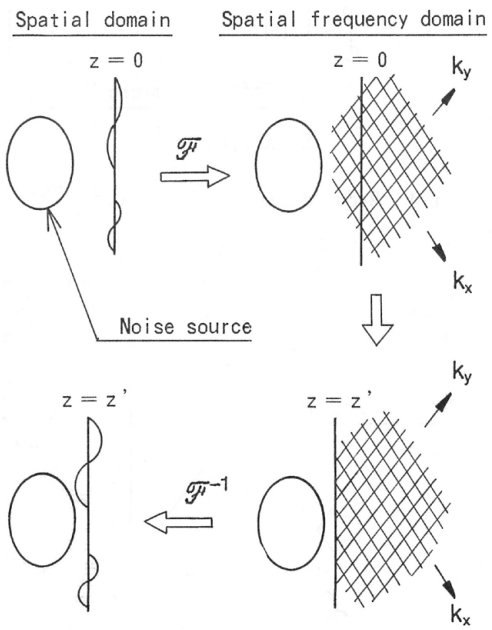


Fig. 2 Principle of Near-field Acoustic Holography

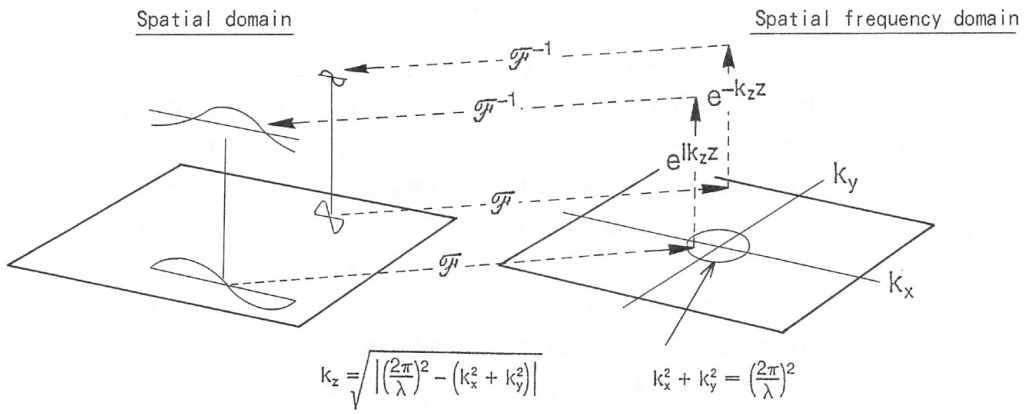


Fig. 3　Relationship of Spatial Domain and Spatial Frequency Domain

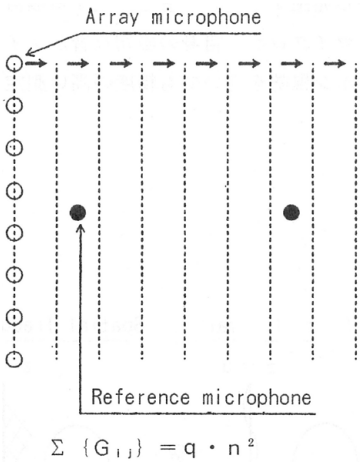


Fig. 4　Reduced Measurement of Cross-spectrum

本手法での近距離音場音響ホログラフィがクロススペクトル測定を用いていることに着目すれば、クロススペクトル測定時の平均化によってマイクロホン自身の風切り音を除去することが可能であると考えられる。以下に、その方法を述べる。

気流中に置かれた基準マイクロホンおよびアレイマイクロホンで測定される騒音 P_R、P_A は、車体から発生する空力騒音をそれぞれ P_{RW}、P_{AW}、マイクロホン自身の風切り音を P_{RM}、P_{AM}、風洞の暗騒音を P_{RB}、P_{AB} とおけば、

$$P_R = P_{RW} + P_{RM} + P_{RB} \quad (1)$$

$$P_A = P_{AW} + P_{AM} + P_{AB} \quad (2)$$

で表される。

近距離音場音響ホログラフィの計算に用いられるクロ

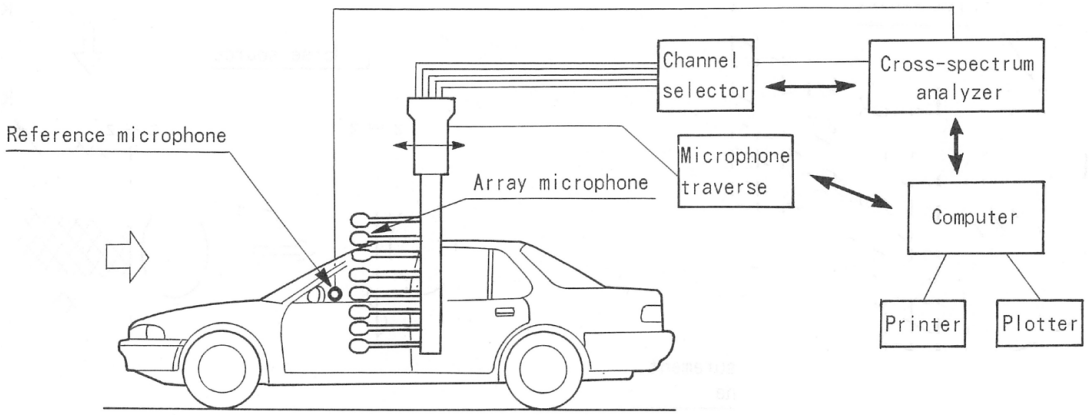


Fig. 5　Configuration of Measurement System

スススペクトル G_{RA} は、P_R と P_A のクロススペクトルであり、式(1)、(2)より次式で表される。

$$G_{RA} = P_R * P_A$$
$$= P_{RW}*P_{AW} + \underline{P_{RW}*P_{AM}} + \underline{P_{RW}*P_{AB}} + \underline{P_{RM}*P_{AW}} + P_{RM}*P_{AM} + \underline{P_{RM}*P_{AB}} + \underline{P_{RB}*P_{AW}} + \underline{P_{RB}*P_{AM}} + P_{RB}*P_{AB} \quad (3)$$

ここで、＊は相互のクロススペクトルを表す。

式(3)の右辺9項のうち、本来測定したい信号は車体から発生する空力騒音すなわち第1項のみであり、他はマイクロホン自身の風切り音、風洞の暗騒音を含むノイズ項である。これらノイズ項のうち、式(3)の下線部で表される各騒音相互のクロススペクトルは、車体から発生する空力騒音、マイクロホン自身の風切り音、風洞の暗騒音が互いに無相関であることから、測定時の平均化により0に近づき除去される。第9項の P_{RB}、P_{AB} は風洞の暗騒音であり、互いに相関がある成分であるが、基準マイクロホンを音源近くに設定する、あるいは十分に騒音レベルが低い風洞内で測定することにより風洞の暗騒音の影響を小さくすることができ、この項を無視できる。

したがって、式(3)の G_{RA} は、車体から発生する空力騒音のみとなり、最終的に次式で表される。

$$G_{RA} = P_{RW} * P_{AW} \quad (4)$$

また、基準マイクロホンを車室内の乗員耳位置に設置した場合、クロススペクトル測定により基準信号と相関のある成分のみ抽出することができ、乗員に対し寄与の高い音源の分布を容易に測定することが可能となる。同時に、P_{RM} が0となり、さらに測定精度を高めることができる。

3. 測定システム

3.1. システム構成

本手法の測定システムを Fig. 5 に示す。低騒音実車風洞内に置かれた供試車の車室内または車室外に設置された数個の基準マイクロホン、および車両側面をマイクロホン移動装置によって移動される小型風防付きアレイマイクロホンを用いて、音圧を測定する。基準マイクロホン信号は直接、またアレイマイクロホン信号はチャンネルセレクタを経由して、クロススペクトル分析器にそれぞれ入力される。

クロススペクトル分析器、マイクロホン移動装置、チャンネルセレクタはコンピュータによりコントロールされており、アレイマイクロホンを測定面全体にわたって移動させながら、すべての格子点で基準マイクロホンとアレイマイクロホン間のクロススペクトルを測定する。

測定されたクロススペクトルマトリクスから、近距離音場音響ホログラフィを用いて車体表面近傍の音圧分布、音響インテンシティ分布、放射音響パワー等を計算する。

3.2. 低騒音実車風洞

2章3節で述べたように、本手法の測定精度を高める

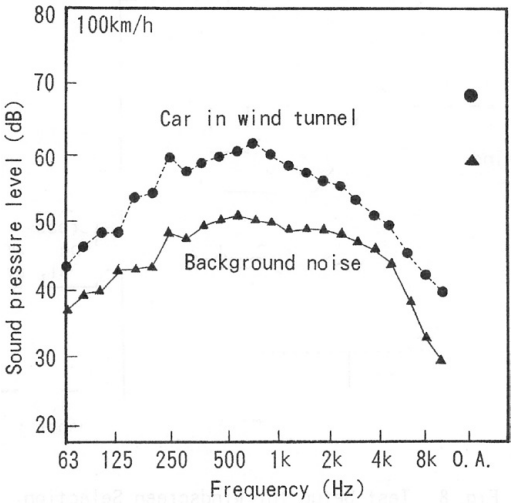


Fig. 6 Background Noise Level in Wind Tunnel

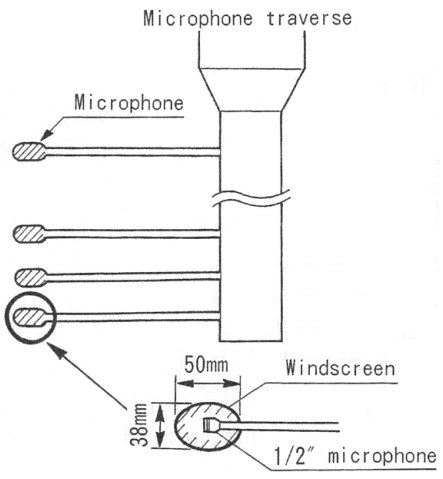


Fig. 7 Microphone Traverse and Windscreen

ためには、基準マイクロホンおよびアレイマイクロホンで測定される信号に対する風洞暗騒音の影響を極力小さくする必要がある。そこで本報告での測定は、当社の低騒音実車風洞を用いて行った。本風洞は、3／4オープン型の測定部を有する単回流型で、風路の全壁面、コーナーベーン等に吸音材を適用し、さらに計測部の側面、天井にくさび型の吸音材を配することによって、大幅な低騒音化を図っている。

Fig. 6 に、風速 100km/h における風洞の暗騒音および気流内に小型乗用車を設置したときの外郭騒音の周波数分析結果を示す。測定点は、気流の中心から側方5.5m、高さ 1.2m の気流外である。

この結果より風洞の暗騒音は車体から発生する空力騒音に比べて十分小さく、この風洞内で測定することにより基準マイクロホンおよびアレイマイクロホンで観測される騒音信号におよぼす風洞暗騒音の影響を十分に抑えることができると考えられる。

3.3. マイクロホン支持方法と風防

気流中において、マイクロホンを用いて騒音を測定する場合、マイクロホン支持装置からの音の発生をおさえること、およびマイクロホン自身の風切り音を除去できる適切な風防を用いることが重要である。

Fig. 7 に、本手法で用いたアレイマイクロホンの支持方法および風防を示す。マイクロホン移動装置およびマイクロホン固定用の支柱には、測定系による流れの乱れを極力おさえるため翼型支柱を用いた。また、この支柱から長さ 450mm、直径 10mm のパイプを延ばし、その先端に 1／2 インチのコンデンサマイクロホンを取りつけ、支柱から発生する風切り音の影響もおさえた。

また、マイクロホン自身の風切り音を除去するための風防には、流れを乱しにくい楕円形状のウレタン製ウインドスクリーンを採用した。以下に、この小型ウインドスクリーンの風防効果について検討した結果を述べる。

Fig. 8 に示すように、車体から発生する空力騒音と同等レベルのピンクノイズを気流中に配したスピーカから

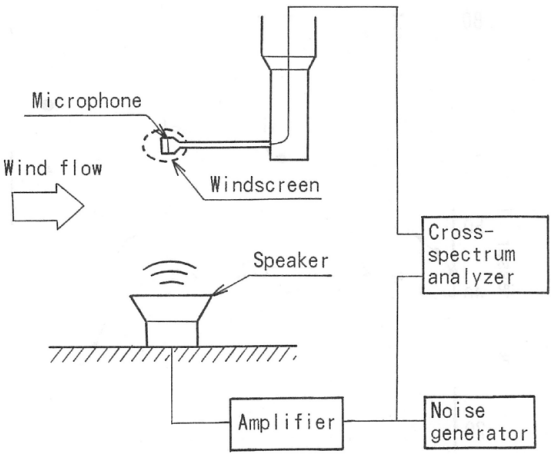


Fig. 8　Test Setup for Windscreen Selection

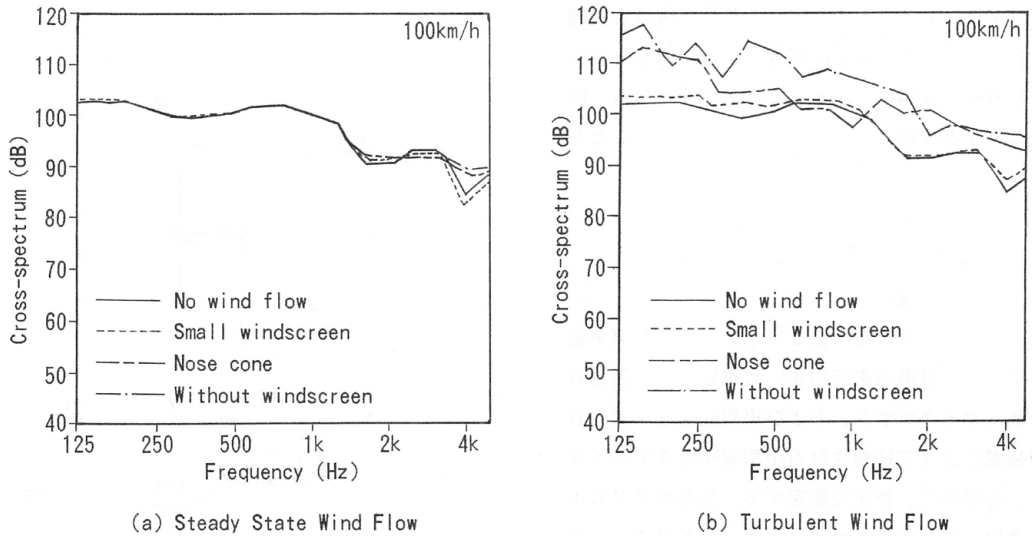


Fig. 9　Test Results of Windscreen Selection

発生し、マイクロホンにより測定される音圧信号とスピーカに入力する電気信号とのクロススペクトルを測定した。測定したクロススペクトルが、気流がない場合に得られたクロススペクトルと一致すれば、マイクロホン風防の効果が十分にあると考えられる。ここでは、小型ウインドスクリーン、ノーズコーン、風防無しの３種類について比較した。

その結果を Fig. 9 に示す。まずマイクロホンの上流にドアミラーなどの障害物がなく流れが乱れていない場合、測定されたクロススペクトルは気流がない場合の結果と良く一致し、風防の有無による差はほとんどない。一方、上流に障害物があり流れが乱れている場合には、風防無しとノーズコーンを用いた測定結果は気流がない場合の結果と一致せず、小型のウインドスクリーンを適用したときのみ気流がない場合の結果と一致する。よって、本実験で採用した小型のウインドスクリーンを用いることにより精度の高いクロススペクトルの測定が可能であることがわかる。

4. スピーカを用いた精度検証

本手法を用いて測定した音源の音響パワー、音源位置の妥当性を検証するにあたって、気流中に置かれた物体から発生する空力騒音を用いることは、その騒音の音源位置、音響パワーが不明確なため困難である。そこで、音源の特性が予め明確になっているスピーカ音源を用い、その音場の様子を気流のある状態とない状態で比較検討することによって、気流中での音源探査の可能性および測定精度を検証した。前述したように、気流中のアレイマイクロホンで測定される信号は、基準信号と相関のあるスピーカからの音とマイクロホン自身の風切り音、風洞の暗騒音を含む外乱ノイズの和である。本手法を用いることにより、これらのノイズ項を除去して音源として設定したスピーカから放射される音の音源探査が可能か否かについて検討するために、気流中に複数の騒音源が存在する下記の条件を想定し騒音源の同定精度を確認した。

(1) 騒音源が互いに相関のある場合
(2) 騒音源が互いに無相関の場合
(3) 騒音源以外の外乱ノイズが存在する場合

4.1. 計測方法

音源としては、Fig. 10 に示すように、気流方向と平行に配置された２つのスピーカを用い、放射される騒音レベルは車体から発生する空力騒音とほぼ同等に設定した。基準信号には発振器から出力される電気信号を用い、騒音源と十分相関の高い信号とした。56 mm 間隔の８個のマイクロホンから構成されるアレイマイクロホンをマイクロホン移動装置により流れ方向に 56 mm 間隔で移動させ測定した。スキャン平面は、スピーカ表面から 100 mm である。また、床面による音の反射の影響を除くため、スピーカ中心から床面までの距離は十分に確保した。

4.2. 実験結果

(1) 騒音源が互いに相関のある場合　発振器から同一の信号を２つのスピーカに加え、この信号を基準信号として、スピーカまわりの音場を測定した。Fig. 11 に、スピーカ面における音響インテンシティの等高線図および３次元分布図を示す。スピーカから放射されている音響インテンシティ分布は、気流のある場合とない場合で良く一致している。また音源の位置についても精度良く同定しており、気流中においても十分に音源探査が可能であることがわかる。さらに、スピーカ中心部の音響インテンシティレベルは、気流のある場合とない場合で、±1dB 以内で良く一致しており、気流中でも十分精度の高い測定が可能であることがわかる。

(2) 騒音源が互いに無相関な場合　発振器を１つ追加した構成で、２つのスピーカより放射される互いに無相関な音を用いて、無相関な複数個の音源が存在している場合について騒音源の同定が可能か否かを検討した。基準信号には、それぞれのスピーカに入力される２つの電

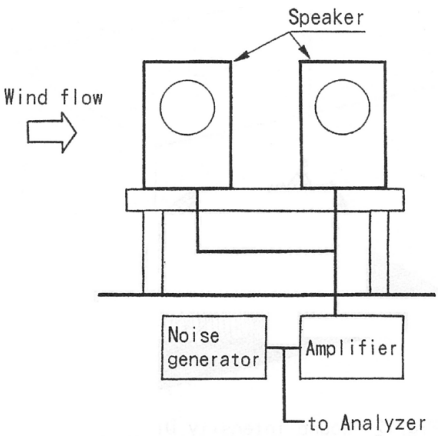


Fig. 10　Speaker Test Setup

気信号を用いた。Fig. 12 に、測定された音響インテンシティの３次元分布図を示す。この結果より基準信号と相関のあるそれぞれのスピーカの音が測定されており、基準信号を適切に選定すれば無相関な複数の音源の同定も可能であることがわかる。

(3) 騒音源以外に外乱ノイズが存在する場合　２つのスピーカに入力される電気信号の１つを基準信号とし、別のスピーカを外乱ノイズと想定した場合、この音源を同定できるか否かを検討した。Fig. 13 に、測定された音響インテンシティの３次元分布図を示す。この結果より、２つのスピーカから音が放射されている状態にもかかわらず、基準信号と相関のあるスピーカからの音のみが測定されていることがわかる。

以上の結果より気流中においても基準信号として、騒音源と十分相関の高い信号を用いれば、音源が複数存在しても十分その音源探査が可能であることがわかった。

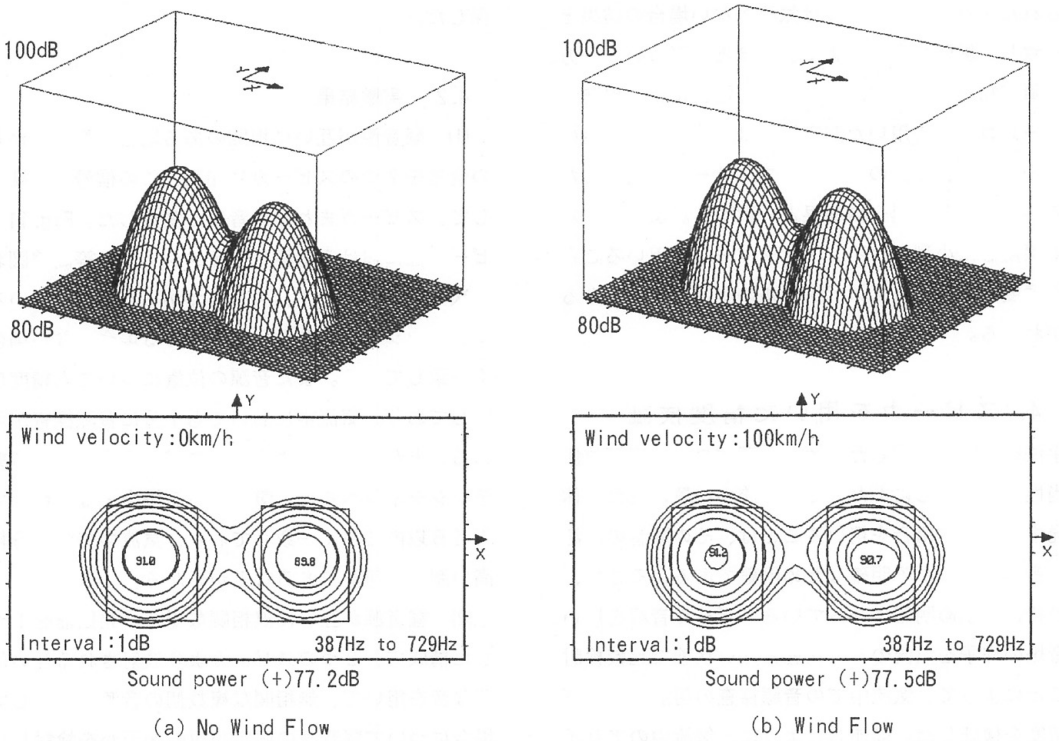


Fig. 11　Sound Intensity Distribution

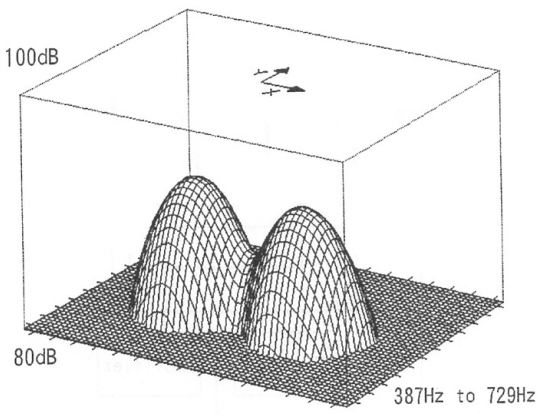


Fig. 12　Sound Intensity Distribution (Two References)

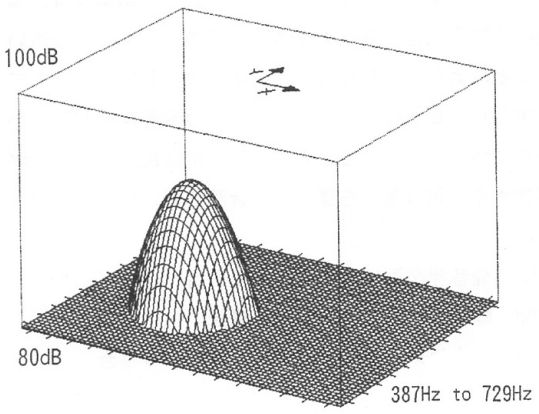


Fig. 13　Sound Intensity Distribution (One Reference)

5. 実車適用結果

以上のように気流中においても騒音源の同定が可能であることから、本手法を車両実験に適用し車体表面の空力騒音分布について検討したので、その結果について述べる。

5.1. 測定方法

車体まわりの音圧レベル分布を明らかにするため、次のような実験を行った。供試車を実車風洞計測エリア中央に配置し、車両側面に沿ってアレイマイクロホンを移動し、クロススペクトルを測定した。サイドウインド中心から測定面までの距離は 250 mm である。この際、112 mm 間隔の 8 個のマイクロホンから構成されるアレイマイクロホンを、車両先端から終端まで流れ方向に2段にわたって移動し、車両側面全体を測定した。基準信号には、乗員の窓側の耳位置（ガラス面より 100 mm）に設置したマイクロホンにて測定される音圧信号を用い、乗員窓側耳位置の音圧と相関のある車体まわりの音源探査を行った。

音響ホログラフィの計算では、測定面と床面の距離が比較的近いため床面からの反射音の影響を考慮した。

5.2. 測定結果

中周波領域（200Hz～500Hz）と高周波領域（500Hz～1kHz）における車体表面の音圧分布を Fig. 14(a)、(b) に示す。中周波領域においては、ドアミラー後流のサイドウインド中心付近と前輪後方の音圧レベルが比較的高く、他の部位は音圧レベルが低い。高周波領域の音圧分布は中周波領域の音圧分布に比べて、車両表面全体にわたって比較的均一であることがわかる。また高周波領域の音圧レベル分布の最大値と中周波領域での最大値を比べると高周波領域の音圧レベルは約 10 dB 低いことがわかる。

本測定では基準マイクロホンを前席乗員窓側耳位置に設置していることから、乗員に最も影響を及ぼす空力騒音の音源も同様の部位であると判断される。

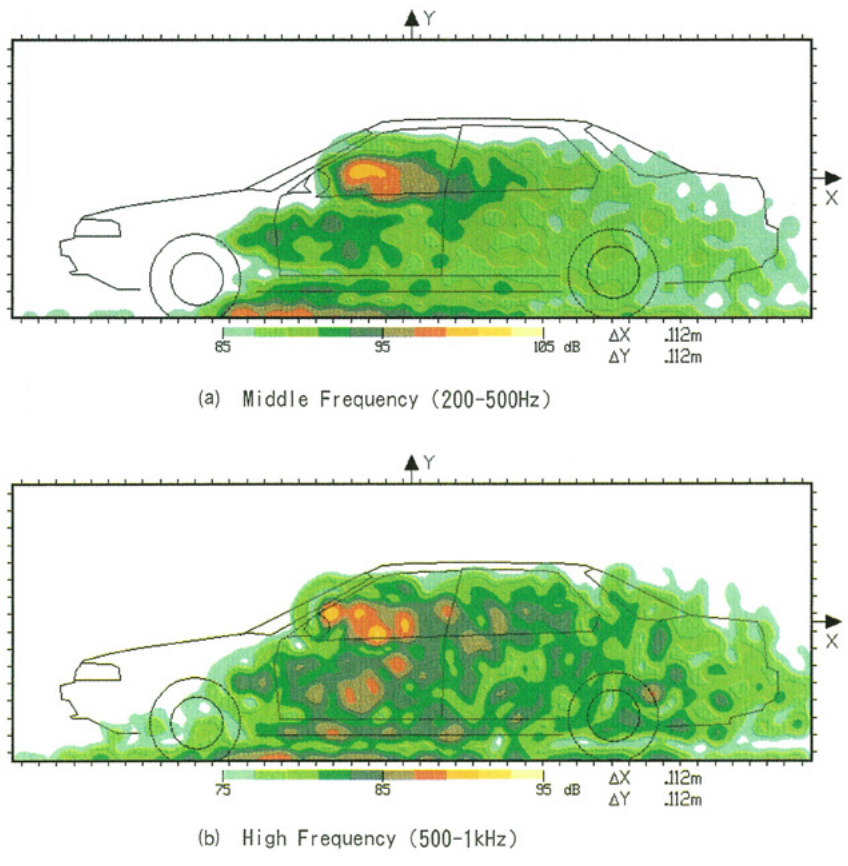


Fig. 14 Outside Sound Pressure Distribution in Wind Tunnel

6. ま と め

車体から発生する空力騒音の気流中における音源探査のひとつの試みとして、近距離音場音響ホログラフィ手法についてスピーカおよび実車を用いて検討した結果、以下のことが明らかになった。

(1) 測定したい騒音に対して十分相関の高い信号を基準信号とすることにより、気流中においても、その騒音の発生源を十分に同定することができる。

(2) また、その騒音源の音響パワーおよび近傍の音場を高い精度で測定できる。

(3) 本手法を用いることにより、車体から発生する空力騒音の音源探査が十分に可能である。

今後、本手法に関する検討をさらに進め、車体まわりの流れと空力騒音の関係を明らかにするとともに、空力騒音低減技術の開発へと結びつけていきたいと考えている。

参 考 文 献

(1) J. D. Maynard et al: Nearfield acoustic holography: Theory of generalized holography and the development of NAH, J. Acoust. Soc. Am, 78(4), p.1395-1413 (1985)

(2) J. Hald et al: Spatial transformation of sound fields principle, instrumentation and applications, Proc. of Symposium on Acoustic Intensity, p.125-138 (1987)

(3) 佐藤ほか：音場の空間変換（STSF），電子情報通信学会技術研究報告, EA87-3 (1987)

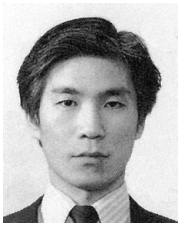
■著　者■



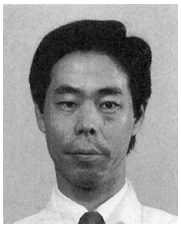
小 峰 徳 雄



土 屋 雅 輝



山 下 剛



中 村 光 勇

知識ベースを用いた歯車諸元最適化支援システムの開発

Knowledge Based System Supporting Gear Design

横山 信太郎* 座間 宏一* 髙岸 広*
Shintaro Yokoyama Kouichi Zama Hiroshi Takagishi

要旨

知識ベース技術を用いた歯車の設計諸元最適化支援システムを開発した。

知識ベースとは、人が持つ様々な知識をコンピュータ上に格納し、問題解決に再利用する技術であり、現在、人工知能（AI）の中で、特に数多くの応用が試みられている分野である。

一般に知識ベース・システムは、アルゴリズムが不明確な問題に適しているが、現実の問題は、アルゴリズムの明確な部分と不明確な部分が混在することが多いため、知識ベース技術のみでの実用システム作成は難しい。本システムでは、この点を考慮し、知識ベースを手続き処理的に構造化することによって、システムの実用化に成功した。

本稿では、システムの内容、知識ベースの構造化手法、および歯車仕様決定の選択の幅の拡大を始めとする本システムの有効性について報告する。

ABSTRACT

A knowledge-based system has been developed to tune gear's design parameters.

A knowledge based system, a computer program which keeps human's knowledge on computer memory for use in solving problems, plays an increasingly important role today in the application of artificial intelligence technology and is suitable for solving non-algorithmic problems. Its effectiveness in expanding the option of gear designs is discussed together with structured knowledge base to support the decision of gear design specification as a real world problem, which involves algorithmic parts.

1. まえがき

1.1. 歯車諸元最適化問題

近年の車種の増大、および1車種あたりのバリエーションの多様化に伴い、自動車の動力性能上重要な役割を果たすトランスミッションについても、多数の仕様設定が必要となっている。

特に、その最も重要な性能である歯数比については、数多くの仕様が検討される。このため、設計者は、歯数比の仕様の数だけ、設計に必要な諸元を決定しなくてはらない。

従来、歯車の仕様決定作業は、以下に述べる作業の繰り返しによって行なわれて来た。(Fig. 1)

(1) 標準化された歯車仕様計算プログラムを用いて、歯車の要件項目の値を計算する。

(2) (1)の各要件項目 (Fig. 2 右)の計算値と要件値を照合する。

(3) (2)の要件値を満足しない項目に対し、関連する諸元 (Fig. 2 左)の値を微調整する。

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1992_4_24

設計者は、限られた時間の中で、強度・加工・幾何などの各要件値を満足し、かつコスト、重量、性能の各面で、少しでも有利となる仕様を決定しなければならない。このため、設計者には、歯車設計の経験的知識が必要とされてきた。

このような状況を改善するため、歯車の設計諸元調整作業の自動化が、設計の現場から望まれていた。

しかし、歯車の設計諸元と設計要件の各項目は、複雑な相互関係を持っている（Fig. 2）。このため、上記の作業をコンピュータ化するには、膨大な数の組合せを調べる必要があり（数万～数十万程度）、線型計画法等の一般的な数理計画法に基づくアルゴリズムによる自動化は困難と見られていた。

そこで、この問題に知識ベース技術を適用し、歯車の設計諸元決定業務を支援するシステム“HAGRUMA”（Honda Analyzer of Gear by Rule MAking）を開発した。

1.2. 知識ベース・システム

知識ベース・システムとは、AI（Artificial Intelligence ＝人工知能）の一分野である。

その基本的な考え方は、人の知識をコンピュータ上に表現・保存し、問題解決に再利用しようというものである。[(1)～(3)]

知識ベース・システムは、80 年代の半ば頃から、産業

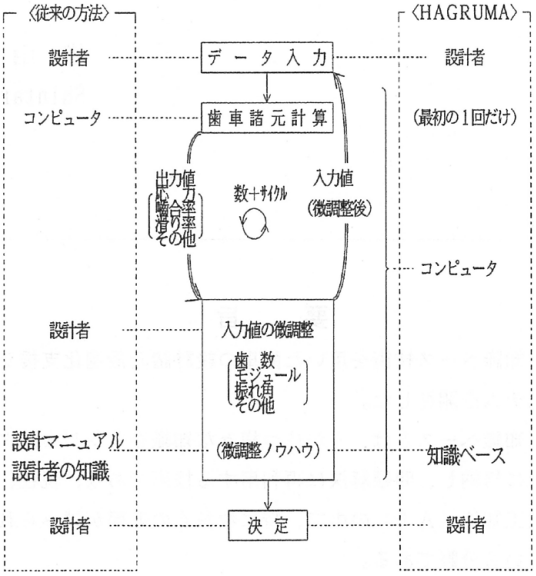


Fig. 1　Process for setting gear specification

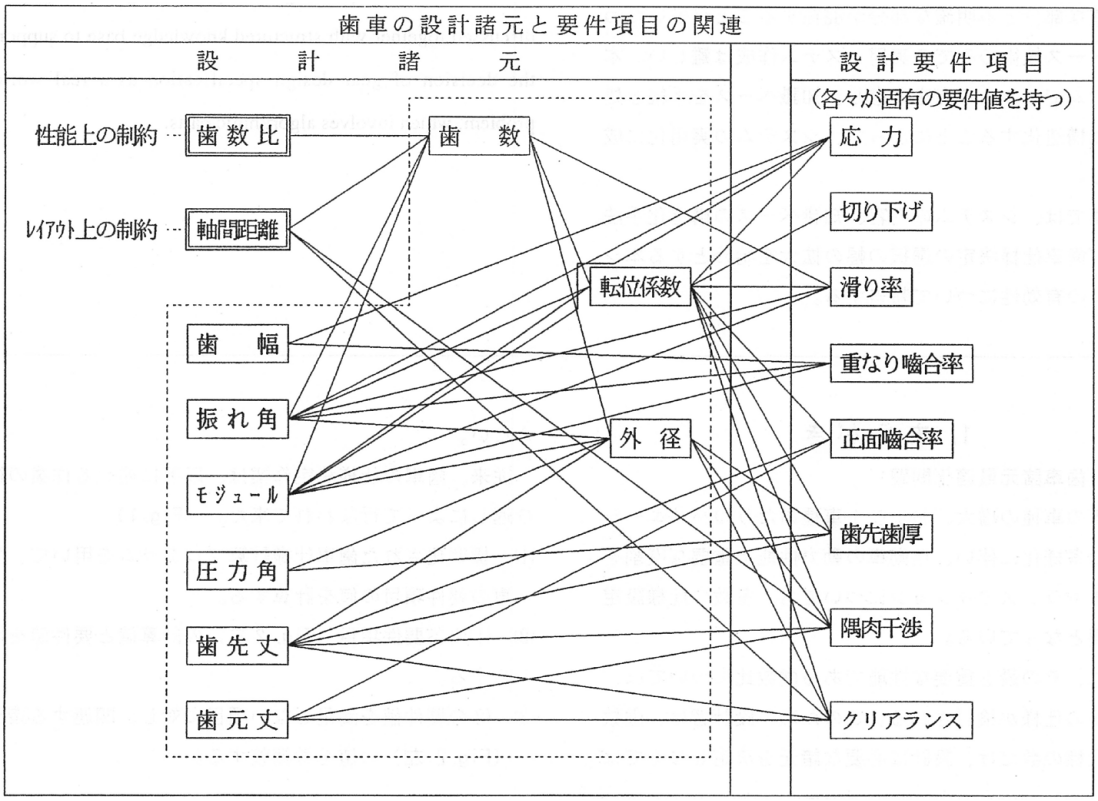


Fig. 2　Relationship between design paramaters and requirements

界の各分野において、数多くの応用が試みられており、実用化の成功例も多い。しかし、実用化のための一般的な方法論は未確立であり、実用段階に到達するまでには、それぞれに試行錯誤的な取り組みが行なわれて来た。

このため、知識ベース・システムは、一般に「試作は容易であるが、実用化は難しい」とされている。[4]~[5]

知識ベース・システムの一般的な構成を(Fig. 3)に示し、主な構成要素である知識ベースと推論機構について、以下に詳述する。

(1) 人の知識は、知識ベースに格納される。表現型式は一般に、IF－THEN型式のルールと、集合論の考え方に基づいて構成されるフレームの2つが、広く利用されている[6]。なお、HAGRUMAでは、ルール型式を採用している。(Fig. 4)

(2) 推論機構は、与えられた問題に知識ベース中の該当する知識を適用し、解決に導く働きをする[7]。

また知識ベース・システムの一般的な特徴は、Table. 1に示す通りである。

2. システム構成

2.1. 開発の狙い

歯車仕様決定のための有効なツールとなり得る実用知識ベース・システムを開発する。この問題には、一般の知識ベース技術のみではシステム化が困難な部分が存在するため、知識ベース技術に手続き処理的な手法を融合して用いることで、解決を計る。

2.2. 処理の流れ

HAGRUMAの処理のフローを、Fig. 5に示す。

システムは、図の②～⑤のサイクルの繰り返しによって、歯車諸元計算の出力値が各項目の基準値を満足するよう、入力値を微調整する。これに⑥の処理を加え、最終的には設計者の入力に応じ成立し得る諸元の組合せ全てを算出する。

以下、各ステップについて、詳細を述べる。

① 設計者の経験的知識に基づく入力値の微調整ノウハウが、IF～THENルールの型式に表現され、格納されている。

② 1.1.で述べた歯車諸元計算プログラムを用いて、入力値から出力値を計算する。

③ 知識ベース中の各ルールの条件部と、②の計算結果を照合し、基準値を満足しない出力項目に対し、適用可能なルールを、知識ベースから選択する。

④ ③で適用可能なルールが複数ある場合には、各ルール固有の優先度に基づき、実際に適用するルールを1個だけ決定する。

③、④の処理は、本システム固有の知識ベースの構造に基づいて行なわれる。詳細は、次節で述べる。

⑤ ④のステップで適用が決定されたルールの実行部の記述に従い、入力値の微調整を行なう。

このとき、加工条件によって、取り得る値が限定さ

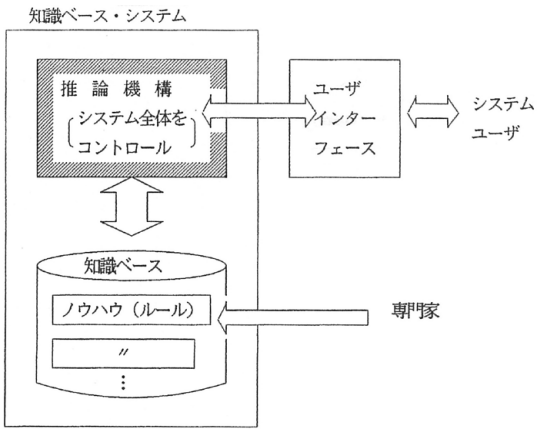


Fig. 3 Construction of knowledge based system

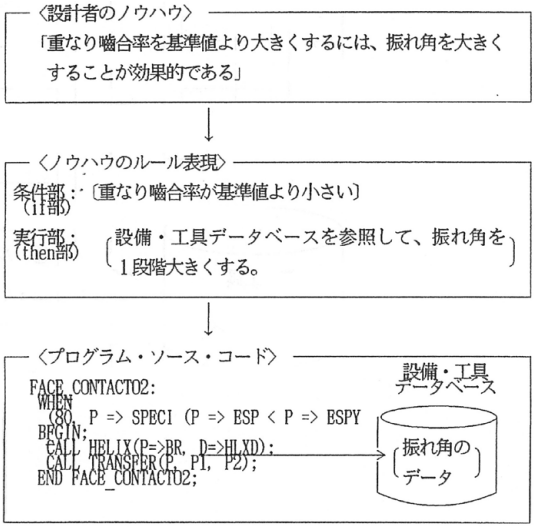


Fig. 4 Example of rule

Table. 1　Characteristics of knowledge based system

	従来型プログラミング手法	知識ベース・システム
処理の流れ	所定のアルゴリズムに基いた処理が行なわれる。 （計画固定）	状況に応じて、必要なルールをその都度摘要する。 （計画未定）
適性	アルゴリズムの作成が可能な問題。	アルゴリズム作成が不可能、もしくは非常に困難な問題。
システム作成	アリゴリズム作成に工数を要する。	知識の獲得、及びルールの作成とチューニングに 工数を要する。
メンテナンス	一般に工数大。（プログラム全体を見直す必要がある）	一般に工数小。（必要なルールの改廃のみでよい）
CPU負荷	一般に小。	一般に大。
解の特徴	○理論計算に基づく解が得られる。 ○解が入力に応じて一意的に定まる。 ○最適解が得られる。	○解は、必ずしも一意的には定まらない。 （複数解が得られる） ○必ずしも最適解が得られるわけではない。 ○解を得られない場合がある。

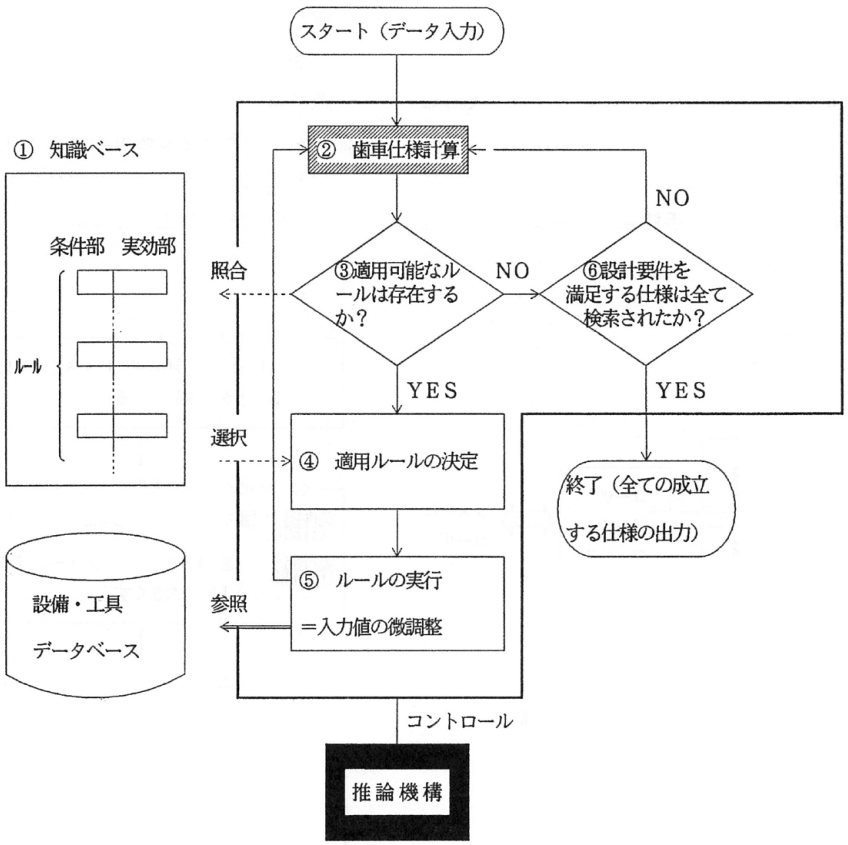


Fig. 5　HAGRUMA's processing flow

れる項目がある。それらは、量産時のコストを考慮し、加工情報を格納した設備･工具データベースを参照して微調整される。

⑥ 各入力項目の微調整枠内で、成立し得る諸元の組合せ全てが算出されたかを検証する。

2.3. 処理の特徴

歯車諸元最適化問題とは、設計要件項目が各々の要件値を満足するように諸元の値を微調整し、最終的に諸元の適正値を定めるというものである。これは、基本的に複数の解を持つ問題であるが、その中の最適解は、性能、重量、コストのバランスを考慮して、設計者が決定しなければならない。このため、システムには、成立する仕様全てを、抜け･洩れなく提示する機能が必要となる。

歯車の諸元決定作業では、最初に歯車に対する動力性能上の要求とレイアウト上の条件より、歯数比と軸間距離が定められる。この二つは、歯車諸元の最も基本的かつ重要なものであり、この二つの値を定めることで、歯車諸元全体の枠組が定まる。この枠組は、Fig. 6 中央の木構造形で、表現することができる。木構造の中の各枠組において、各諸元は、Fig. 2 に示したような、複雑な相互関係を持つ。

上記の歯車諸元全体の枠組の中に、成立し得る仕様は有限個存在するが、1.1. でも述べたように、一つの枠組内での諸元の組合せ数は多い時で数十万に及ぶため、全てを検索し尽すことは不可能である。そこで、設計者が現場で使用している入力値の微調整ノウハウをルール化し、効率的な検索を行なう知識ベースの手法が有効となる。

しかし、知識ベース･システムは、適用可能なルールがなくなった時点で処理を停止するため、解を得られる前に実行を終了してしまうことがある。このため、通常の知識ベース･システムのみを用いることと、成立する仕様全てを抜け･洩れなく求めることは、相反する問題である。

本システムでは、この問題を、以下のようにして解決した。

ポイントは、以下の二点である。

(1) 成立し得る諸元全てを抜け･洩れなく検索するため、成立し得る諸元が存在する可能性のある枠組は、完全に調べ尽くす。

(2) 効率のよい検索を行なうため、歯車設計の特質を考慮して、ルールの適用をコントロールし、無駄な検索を行なわないようにする。

(1)については、歯車の諸元の枠組を、Fig. 6 の木構造に従って、上から順次制約した後、要件項目に対する影響の小さい諸元から固定するというフローによって、可能としている。

このフローをプログラム中で実現するには、ルールの適用優先順位の設定が重要である。そのため、システム中では、各ルールを、Fig. 6 の②～④に適合する処理内容に基づいてルール群に分類し、各ルールが、④、③、②の順で、優先的に適用されるよう制御している。

また、ある枠組を調べ尽くしたかどうかを判定するためには、あるルールの適用後、次の処理を同一のルール群内で行なうか、他のルール群に移行して行なうかを決定する必要がある。これは、各ルール毎に、「次に選択されるルールを制限する機能」を組み込み、ルールの適用を手続き的に制御することによって処理している。

(2)については、各ルール群毎に、成立する仕様が存在しない枠組を検知し、該当する諸元の組合せを棄却するためのルールを設けて処理している。この処理でも、上記と同様、ルールの適用を手続き的に制御している。

この他、幾つかのルールに、諸元の必要調整量を解析的に算出する機能を組み込み、同一ルールの繰り返し適用を避けることで、処理効率を向上させている。

本システムでは、以上のようなルールの分類とルール同士の関係付けを、知識ベースの構造化と呼んでいる。このような構造を、知識ベースに組み込むに際しては、アルゴリズムに基づく解析的なアプローチと、試行錯誤的なチューニングを並用し、最終的に現在の形にまとめることができた。

結果として、以下の機能が達成され、システムの信頼性を確保することができた。

(1) ルール適用順序の適正化による、成立し得る仕様の組全ての抜け･洩れのない算出。

(2) 特定の２つのルール間で、同じ諸元の値を元に戻し合うことによる、無限ループの発生の防止。

(3) 不必要なルールの選択･適用の削減による、処理効率の向上。

2.4. システム構成

システムのハードウェア構成を Fig. 7 に、ソフトウェア構成を Fig. 8 に、それぞれ示す。

知識ベースの作成には、汎用 AI 言語であるナレッジツールを使用した。

本ツールは、汎用言語である PL／I をベースとして

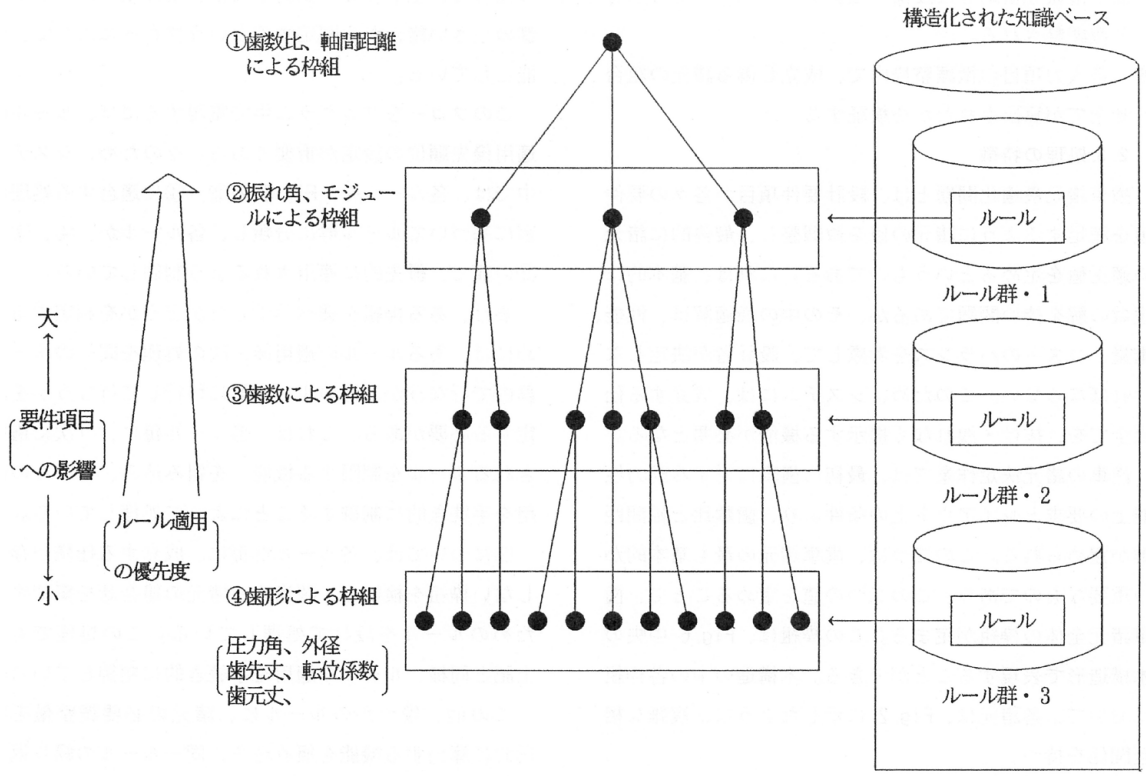


Fig. 6 Structured knowledge base

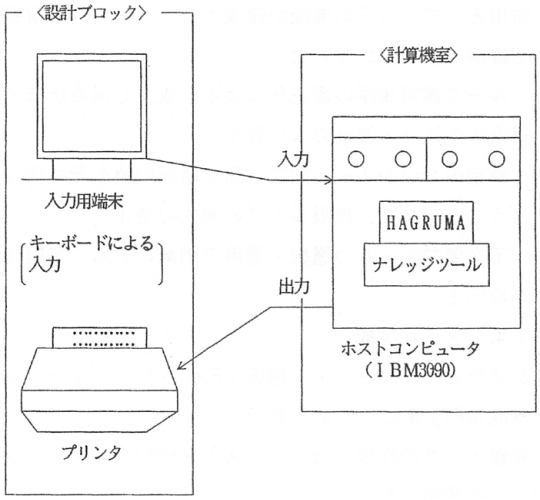


Fig. 7 System architecture (hardware)

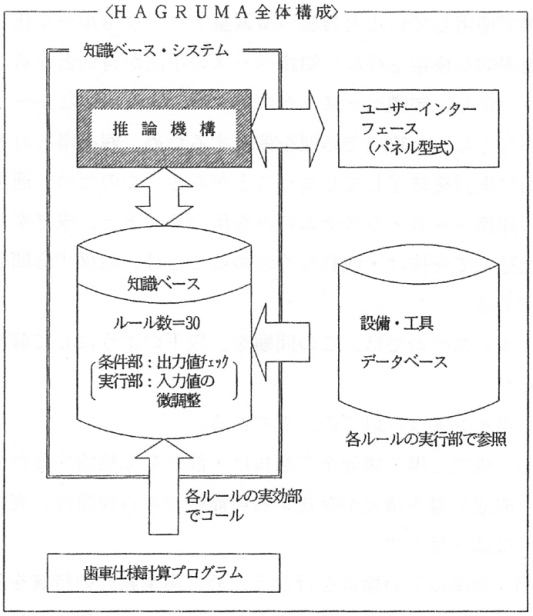


Fig. 8 System architecture (software)

おり、AI言語としては、非常にシンプルな構造を持っている。このため、前節で述べたようなシステム作成者独自の工夫を行ない易く、システム構築をスムーズに進めることができた。

3. 成　果

3.1. 利用効果

(1) 歯車仕様の選択の幅の拡大　これまで述べて来たように、HAGRUMAは、1組の歯車について、設計者が設定した制約条件に応じた成立し得る仕様全てを算出できる。その数は、多いときには20〜30組に達する。

従来の方法(Fig. 1左)では、設計者は限られた時間の中で、経験的ノウハウと勘を頼りに、3〜5組程度の仕様の候補を絞り込み、その中から決定していた。しかし、本システムの使用によって設計者は、従来よりも多数の候補を、従来よりも短時間で検討し、ニーズに応じた最適な仕様を選択することが可能となった。

(2) 加工情報の標準化　2.2.の⑤で述べた設備・工具データベースは、データの入れ替えが容易である。このため、加工条件の変更に、タイムリに対応することができる。

以上の2つの効果は、熟練した設計者を知的単純作業から解放すると共に、経験の浅い設計者のミスの防止にも役立つものである。

3.2. 技術上の成果

歯車諸元最適化問題に対する1つの解決手法として、手続処理的なアプローチによる知識ベースの構造化を行なった。この結果、前節で述べたような効果を上げることができ、充分な実用性を持つ知識ベース・システムを構築できた。

また興味深い結果として、本システムが、従来人間が先入感などによって見落としていた領域において成立し得る歯車の諸元を発見できることが、設計の現場におけるテスト使用の際に確認された。これは、成立し得る諸元の組合せ全てを抜け・洩れなく検索できるという本システムの機能によって得られた結果である。

4. 今後の課題

(1) システムのメンテナンスの簡素化

HAGRUMAは、各ルールが各々適用ルールの制御機能を持つ。このため、メンテナンスの際、その内容と、メンテナンスの対象となるルールの役割によっては、アルゴリズムの一部を見直す必要があり、メンテナンス工数が小さいという一般的な知識ベース・システムのメリットを犠牲にする形を取って来た。

今後は、このような状況を改善するため、各ルール群を複数の知識ベースとして独立させ、それらの上位に全体を制御するための知識ベースを設けることで、状況に応じて必要な知識ベースが適用される方法を検討する。

この方法を採ることで、ルールの改廃は、必要な知識ベースの一部分の手直しのみとなるため、メンテナンス作業の大幅な簡素化を実現できる。さらに、メンテナンスのユーザへの委任をスムーズに行なうことも期待できる。

(2) 将来の取組み内容

今後の実用知識ベース・システムへの展開として、以下のような取組み内容を検討する。

ⅰ) HAGRUMAの取り扱い対象の、トランスミッション系全体への拡大。

ⅱ) 今回HAGRUMAで扱ったものと同類の、他の問題へのアプローチ。

これらを実現するため、HAGRUMAで使用した知識ベース技術を土台にし、AI技術について、さらに研究を進めて行く。

参 考 文 献

(1) archive No.6、“入門▲エキスパート・システム”、CQ出版社

(2) 森文彦、花岡かほる、“エキスパートシステム構築法入門”、オーム社

(3) 大須賀節雄、“知識情報処理”、オーム社

(4) 寺野隆雄、“知識システム開発支援ツール・開発手法の動向と新技術”、第5回人工知能学会全国大会チュートリアル講演テキスト(1991)

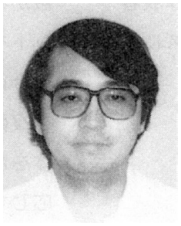
(5) “エキスパートシステムの市場動向　調査報告書(平成2年度)”、国際AI財団

(6) 上野晴樹、石塚満、“知識の表現と利用”オーム社

(7) L・ウォス、R・オーバービーク、E・ラスク、J・ボイル、“コンピュータによる推論技法”、マグロウヒル

■著　者■


横 山 信 太 郎


座　間　宏　一


髙　岸　　広

社外発表論文 (1991.4～1992.3)

◇論　文　講　演

発表日	標　　題	発　表　先	著　者	所　属
1991. 4. 9	Total Engine Loss and Engine Output Characteristics in Four Stroke S. I. Engines	The 4th GRAZ	八木　静夫 藤原　一夫 黒木　伸彦	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
1991. 4.20	Application of EXAFS Analysis' and Structural Determination for Anti-Corrosive Layer on Coated steels.	ISATA 22ND	佐藤　登 他	和光研究センター
1991. 5.20	Development of Honey-comb Noise Control Materials for Automobiles.	ISATA 22ND	前田　孝司 中村　光勇 山下　剛	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1991. 5.21	電動パワーステアリング	自動車技術会 春季学術講演会 911102	清水　康夫 杉野　光生 河合　俊岳 松本　哲也	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1991. 5.21	アルミニウムサスペンション ホンダ NSX の開発	自動車技術会 春季学術講演会 911088	佐藤　正和 阿部　春樹 中沢　靖 鈴木　弥栄男 石坂　信啓	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1991. 5.21	オールアルミニウムボディNSX の開発 パネル外板新アルミニウム合金の開発	自動車技術会 春季学術講演会 911087	安永　晋拓 村岡　康夫 鈴木　英治 西野　俊哉	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1991. 5.31	オルト位にイソプロピルチオ基を有する芳香族ジアミンからのポリアミドを経由するポリベンゾチアゾールの合成	第 40 回 高分子学会年次大会	服部　達哉 秋田　浩司 他	和光研究センター 和光研究センター
1991. 6.12	自動車塗装における水性 ベースコートシステム	色材協会	宮崎　勝男	栃木研究所
1991. 6.13	電子制御回路の FMEA シミュレータの開発	日科技連　第 21 回 信頼性・ 保全性シンポジウム	有吉　敏明 川合　誠 梅咲　薫郎 平井　和雄	朝霞北研究所 朝霞北研究所 朝霞北研究所 朝霞北研究所
1991. 6.13	4 サイクルガソリンエンジンのコンロッド軸受焼き付けに関する潤滑性の考察	日科技連　第 21 回 信頼性・ 保全性シンポジウム	長島　隆	栃木研究所
1991. 6.27	Sound Package Optimization (SOPAIO) in Vehicle Using Simulation Method.	Unikeller Conference	小峰　徳雄 前田　孝司 山下　剛 中村　光勇	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1991. 9.10	Dynanic behaviour analysis of IC engine crankshfts under operating conditions.	I Mech E COMPUTERS IN ENGINE TECHNOLOGY.	岩本　淳 片野　博樹 斉藤　俊博	和光研究所 和光研究所 和光研究所
1991. 9.20	走行安全とメカトロニクス －車両運動における 強調制御の一つの概念－	自動車技術会中部支部 第35回自動車技術講習会 『安全走行へのアプローチ』	白石　修士 飽田　好恭	栃木研究所 栃木研究所
1991. 9.26	自動車の快適性と車室内音	サイコエンジニアリング 第 176 回　講習会	中村　光勇 山下　剛	栃木研究所 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	標　　題	発　表　先	著　者	所　属
1991.10. 2	エンジン用歯付タイミングベルトの 動的心線荷重直接測定手法	自動車技術会 秋季学術講演会	内田　孝尚 友野　清久 山地　泰比古 花田　尚喜	和光研究所 和光研究所 和光研究所 和光研究所
1991.10. 2	短繊維強化金属基複合材料の製造 プロセスについて	自動車技術会 秋季学術講演会	窪田　隆一 中村　武義 岩野　治男 大橋　康雄	和光研究センター 和光研究センター 和光研究センター 和光研究センター
1991.10. 3	蛍光カラーの二輪車への適用	自動車技術会 秋季学術講演会	田中　哲治 古賀　美弥子 高堀　恭雄	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
1991.10. 3	シートベルトプリテンショナーの開発	自動車技術会 秋季学術講演会	田畠　　宏 木下　義彦	栃木研究所 栃木研究所
1991.10. 4	軽量車向きの GFRP ニューマチックサスペンション	自動車技術会 春季学術講演会	梶原　　肇 小椋　正巳 佐野　彰一	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1991.10. 4	TOP リングの薄幅化に関する研究	自動車技術会 秋季学術講演会	三嶋　良章 (他社共著)	和光研究所
1991.10. 4	シャーシ総合制御の限界付近での効果の シミュレーションによる基礎的研究	自動車技術会 秋季学術講演会	武井　明彦 古川　　修 (他社共著)	和光研究センター 和光研究センター
1991.10. 4	ウエルドボンド継手の疲労強度とその評価	自動車技術会 秋季学術講演会	今井　健二 (他社共著)	栃木研究所
1991.10. 8	Research on the Motorcycle Antilock Brake System.	International Motorcycle conference: Safety-Environment-Future Bochum Germany 1991.	引地　東一郎 泊　　辰弘 加藤　正家 Michael Thiem	朝霞研究所 栃木研究所 朝霞研究所 Honda. R&D Europe GmbH.
1991.10. 8	Research on Combined Brake System for Motorcycle.	International Motorcycle conference: Safety-Environment-Future Bochum Germany 1991.	西本　幸正 岩下　　調 槌田　鉄男 Michael Thiem	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 Honda. R&D Europe GmbH.
1991.10.21	Development of EFI System for 2-stroke cycle Racing Engine.	The 2nd Small Engine Technology Conference 911224	草野　克之 黒坂　　斉	和光研究センター ㈱ホンダレーシング
1991.10.22	Development of High-speed Auto-mesh Program for FEM Analysis.	The 2nd Small Engine Technology Conference 911273	岩朝　睦美 斉藤　　徹	朝霞研究所 朝霞研究所
1991.10.22	Development of High Strength Bolt for Connecting Rod.	The 2nd Small Engine Technology Conference 911300	萩原　好敏 村上　　敦	朝霞研究所 朝霞研究所
1991.10.22	Development of the Rear Axle Shaft for ATV's	The 2nd Small Engine Technology Conference 911302	Debbic Creasy 石内　行雄 藤崎　　優	Honda R&D North America Inc Honda R&D North America Inc Honda R&D North America Inc

発表日	標　　題	発　表　先	著　者	所　属
1991.10.22	Study on Drying of V-belt Automatic Transmission of Centrifugal Weight Type.	The 2nd Small Engine Technology Conference 911292	長内　芳美 木村　清 西田　健次 福永　久雄	朝霞研究所 朝霞研究所 バンドー化学㈱ バンドー化学㈱
1991.10.22	Small Hydrostatic Transmission for Walk-Behind Lawn Mower.	The 2nd Small Engine Technology Conference 911291	三沢　吉次 石川　智明	朝霞東研究所 朝霞東研究所
1991.10.22	Isolating Vibration through Use of Traveling Center of Engine Oscillation.	The 2nd Small Engine Technology Conference 911294	塩見　和元 水口　博	朝霞東研究所 朝霞東研究所
1991.10.22	Development of Compact Motor-driven Center-stand System for Motorcycle.	The 2nd Small Engine Technology Conference 911268	藤田　晴康 明石　智彦 若山　治史 船生　修	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
1991.10.29	Development of Non-asbestos Gasket Material.	The 6th International Pacific Conference on Automotive Engineering Seoul Korea 1991 912542	北山　弘己 富沢　勉 高堀　恭雄 田中　明	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 日本リークレス工業㈱
1991.10.31	The Method for Evaluation of Irregular Combustion in a 2-stroke Cycle Gasoline Engine	The 6th International Pacific Conference on Automotive Engineering Seoul Korea 1991 912617	関根　正男 石川　友美	朝霞研究所 朝霞研究所
1991.10.31	アルミニウム合金板による自動車ボディパネルの形成技術	日本塑性加工学会 板金プレス成形分科会	村岡　康夫	栃木研究所
1991.11. 2	ｵﾙﾄ位にﾒﾄｷｼｶﾙﾎﾞﾆﾙｴﾁﾙﾁｵ基を有する芳香族ジアミンからの前駆体ﾎﾟﾘｱﾐﾄﾞを経由するポリベンゾチアゾールの合成	第 40 回　高分子討論会	服部　達哉 秋田　浩司 他	和光研究センター 和光研究センター
1991.11. 6	Development of free machining titanium alloy for connecting rods.	Titanium Development Association	松原　敏彦 水野　孝樹 関　一浩 本田　潔 福田　完一	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1991.11. 7	助手席側エアバッグ設計のポイント	The 13th International Technical Conference on Experimental Safety Vehicle Paris FRANCE 1991.	関　一浩 樋口　和雄 本田　潔 福田　完一	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1991.11. 7	THE EFFECT OF THE VEHICLE STRVCTURE'S CHARACTERISTICS ON PEDESTRIAN BEHAVIOR	The 13th International Technical Conference on Experimental Safety Vehicle Paris FRANCE 1991.	秋山　朗彦 樋口　和雄	栃木研究所 栃木研究所
1991.11. 8	ファジイ理論を用いた AT 車のシフトスケジューリング手法	Fuzzy and Neural Systems, and Vehicle Applications 91	酒井　伊知郎 芳賀　剛志 阪口　伸一	和光研究所 和光研究所 和光研究所
1991.11.24	The analysis of a Load on Each Tooth of 4 Cycle Gasoline Engine's Cam Pulley.	日本機械学会 動力･運動伝達国際会議 '91	内田　孝尚 山地　泰比古 花田　尚喜	和光研究所 和光研究所 和光研究所

発表日	標　　題	発　表　先	著　者	所　属
1991.11.25	神経回路モデルのための学習アルゴリズム	NIPS 91	渡辺　龍人	和光研究センター
1991.11.26	燃費規制強化に対する自動車材料の動向	第24回 東海トライボロジー研究会シンポジウム 「自動車における燃費規制強化とトライポロジストの役割」	林　直義	栃木研究所
1991.11.27	防音材料適用最適化技術の開発	自動車技術会 シンポジウム	小峰　徳雄 前田　孝司 山下　剛 中村　光勇	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1991.11.28	オールアルミニウムボディ車 “ホンダNS-Xの軽量化技術”	日本機械学会	小松　泰典	栃木研究所
1992.12. 2	The Analysis of a Load on Each Tooth of 4 Cycle Gasoline Engine's Cam Pulley	ベルト技術懇話会	内田　孝尚 山地　泰比古 花田　尚喜	和光研究所 和光研究所 和光研究所
1992. 1.30	ホンダビート用多連スロットル3気筒エンジンの開発	自動車技術会 シンポジウム	川島　文則 泉　昌宏	栃木研究所 栃木研究所
1992. 2.21	ホンダVTEC-Eリーンバーンエンジン	自動車技術会 シンポジウム	西沢　一俊	和光研究所
1992. 2.24	New Computational and Experimental Stress Analysis Method for Design Decision on Optimum Piston Configration of Production Engine.	1992 SAE International Congress&Exposition 920065	阿武　信夫 他	栃木研究所
1992. 2.26	Development of High Fuel Economy & High Performance Four Valve Lean Burn Engine.	1992 SAE International Congress&Exposition 920455	堀江　薫 他	和光研究所
1992. 2.26	A New Variable Valve Engine Applying SHUTTLE CAM Mechanism	1992 SAE International Congress & Exposition 920450	八木　静夫 松田　稔 三浦　静止 佐藤　勇夫 石橋　羊一 西田　憲二	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
1992. 2.26	Development of Light Weight and High Capacity Aluminum Radiator	1992 SAE International Congress & Exposition	川辺　剛 唐木　徹 (他社共著)	栃木研究所 栃木研究所
1992. 2.27	High Viscosity Index Petroleum Base Stocks--The High Potential Base Stocks for Fuel Economy Automotive Lubricants	1992 SAE International Congress & Exposition	長島　隆 (他社共著)	栃木研究所
1992. 2.27	Application of High Strength/Low Specific Gravfity Under Body Coat for Automobile	1992 SAE International Congress & Exposition 920739	小松　泰典 上村　純二 植木　光彦 鈴木　英治	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1992. 3. 4	エンジン軽量化へのトライボロジー	トライボロジーの 最新技術	柴田　一雄 牛尾　英明	栃木研究所 栃木研究所

◇寄　　稿

発表日	標　　題	発　表　先	著　者	所　属
1991. 4. 1	新数値計算システムの開発	「自動車技術」 Vol.45 No.4	青木　克仁 井津　信一郎	朝霞研究所 朝霞研究所
1991. 6. 1	自動車用オールアルミニウムボディーの表面処理･防錆技術	「自動車技術」 Vol.45 No.6	小松　泰典 鈴木　英治 宮崎　勝男 西野　俊哉	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1991. 6. 1	NSX の紹介	「自動車技術」 Vol.45 No.6	上原　　繁	栃木研究所
1991. 6. 1	自動車用オールアルミニウムボディの開発	「自動車技術」 Vol.45 No.6	小松　泰典 村岡　康雄 矢羽々　隆憲 安永　晋拓 塩川　　誠 伴　　恵介	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 HRA
1991. 6. 1	歩行者保護の国際会議活動への取組み	「自動車技術」 Vol.45 No.6	佐々木　彰	栃木研究所
1991. 7. 1	デザイン･内外装	「自動車技術」 Vol.45 No.7	金井　　滋	和光研究所
1991. 7. 1	ガソリンエンジン･補機（2輪）	「自動車技術」 Vol.45 No.7	渡辺　国昭	朝霞研究所
1991. 7.10	赤外吸収スペクトルおよびレーザーラマンスペクトルにおよばすリン酸塩皮膜結晶の金属成分の影響と耐アルカリ性	日本化学会 「日本化学会誌」	佐藤　　登 南　　達郎	和光研究センター 和光研究センター
1991. 7.	Myosin Molecules Induce Torque on Action Filament During Sliding Motion	MATURE	田中　裕一郎 石島　秋彦 他	和光研究センター 和光研究センター
1991. 8. 1	可変機構を用いたガソリンエンジンの高効率化について	「自動車技術」 Vol.45 No.8	大浦　秀二 三浦　啓二	栃木研究所 栃木研究所
1991. 8. 1	ソーラー電池動力自動車	「自動車技術」 Vol.45 No.8	宮野　英世 岩田　孝弘	和光研究所 和光研究所
1991. 8.26	ヨーの適応制御を行った四輪操舵システム	IAVSD 12th Symposium	武田　秀夫 他	和光研究所
1991. 9. 1	自動車用アルミニウム製サスペンション部品の開発	「自動車技術」 Vol.45 No.9	小松　泰典 新井　彪雄 阿部　春樹 佐藤　正和 中沢　　靖 入江　卓志	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1991. 9. 1	新型 BEAT の紹介	「自動車技術」 Vol.45 No.9	飯塚　政雄 鈴木　健三	栃木研究所 栃木研究所
1991. 9. 1	自動車におけるアルミニウム合金溶接	溶接技術’91　9月号	矢羽々　隆憲	栃木研究所

発表日	標　　題	発　表　先	著　者	所　属
1991. 9. 1	GaAs/GaAlAs 選択ジェットポリッシング法	電子通信学会 「電子デバイス研究会」	斉藤　吉三	和光研究センター
1991.10. 1	電動パワーステアリングについて	「自動車技術」 Vol.45 No.10	清水　康夫 杉野　光生 河合　俊岳 松本　哲也	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1991.10. 1	A Method of Enhancing Wear Registance of Cam and Follower System in Engine Valve Train.	JSAE Review Vol.12 No.4　10 月号	山下　　宏 井津　信一郎 真田　　誠	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
1991.11. 1	カム・フォロワ系の対摩耗性向上技術	日本潤滑学会 トライボロジスト Vol.36 No.11	山下　　宏 井津　信一郎 真田　　誠	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
1991.11. 1	金属製サイロの構造特性計数に関する研究	日本建築学会 構造系論文報告集 第 429 号　1991. 11	北川　　博 見坐地　一人 柴田　耕一	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1991.11. 1	Novel Synthesis Polybenzothiazoles from 2.5-Bis (isopropylthio)-1.4-phenylenediameter and Diacid Chlorides	Journal of Polymer Science	服部　達哉 秋田　浩司 他	和光研究センター 和光研究センター
1991.11. 1	エンジン用タイミングベルトの 動的芯線荷重直接測定手法	「自動車技術」 Vol.45 No.11	内田　孝尚 友野　清久 山地　泰比古 花田　尚喜	和光研究所 和光研究所 和光研究所 和光研究所
1991.12.1	ホンダ NR の開発	「内燃機関」 Vol.30 No.386 1991.12	福井　威夫 山中　　勲 堀池　　達 金沢　　賢 他	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
1991.12. 1	自動車騒音シミュレーションシステムと 聴感トレーニングへの応用	「自動車技術」 Vol.45 No.12	山下　　剛 中村　光勇 宮内　邦夫 今井　哲也	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1992. 1. 1	自動車用快削チタン合金 コネクティングロッドの開発	電気製鋼	松原　敏彦 木村　健二 佐藤　康紀	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1992. 1. 1	新プレリュードの紹介	「自動車技術」 Vol.46 No.1	手塚　正人 山本　卓志 北本　　徹	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1992. 1. 1	Traction Control for Improved Vehicle Dynamics.	JSAE Review Vol.13 No.1	白石　修士 山本　　修 金　　圭勇 飽田　好恭	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1992. 1. 1	新設低騒音・多目的風洞について	「自動車技術」 Vol.46 No.1	西川　純夫	栃木研究所

発表日	標　　題	発　表　先	著　者	所　属
1992. 1.15	自動車エンジンの最近の 軽量化材料技術について	電気製鋼	吹沢　一徳	和光研究所
1992. 2. 1	自動車用ナビゲーションシステムの現状と将来	「自動車技術」 Vol.46 No.2	中村　之信	栃木研究所
1992. 2. 1	新型シビック・シビックフェリオの紹介	「自動車技術」 Vol.46 No.2	鈴木　謙三 前川　泰久 櫛田　孝隆	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1992. 2. 1	Sound Packaging Optimization in Automobile Using Simulation Method.	Automotive Design Engineering	中村　光勇	栃木研究所
1992. 2. 1	軽量高性能ハニカム防音材の開発	日本騒音制御工学会	前田　孝司 山下　　剛 中村　光勇	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1992. 2. 1	助手席用エアバッグの構造と特性	「自動車技術」 Vol.46 No.2	本田　　潔 関　　一浩	栃木研究所 栃木研究所
1992. 2. 1	電動パワーステアリング用 パワーユニットの開発	「自動車技術」 Vol.46 No.2	嶋田　　敏 諸山　和弘 小林　昭男	朝霞北研究所 朝霞北研究所 朝霞北研究所

対 外 発 表

◇講　演（論文無）

発表日	標　　題	発　表　先	著　者	所　属
1991. 5. 7	オールアルミニウムボディNSXの開発	ASME Seminar	新井　彪雄	栃木研究所
1991. 5.15	DEVELOPMENT OF PASSENGER SIDE AIRBAG	SAE	本田　　潔	栃木研究所
1991. 5.21	ホンダV10　F1エンジンの開発	東京大学工学部産業機械工学科「設計工学」	土岐　　進	和光研究所
1991. 5.29	量産エンジンの燃焼可視化	自動車技術会 内燃焼機関計測 ・診断専門委員会	石井　　清	和光研究所
1991. 5.30	自動車材料のアルミ化 ～主にNSXを中心に～	'91新素材展 材料連合フォーラム	野口　　満	和光研究所
1991. 5.31	フォーミュラ1レース用 ターボ過給エンジンの性能	第19回 ガスタービン定期講演会	青木　朗雄	和光研究所
1991. 5.31	快削チタン合金コネクティングロッドの開発と量産化について	日本チタニウム協会	松原　敏彦	栃木研究所
1991. 6.13	自動車エンジン部品へのチタン合金の応用	日本鉄鋼協会 耐熱強靭チタン研究部会	神戸　克典	和光研究センター
1991. 6.18	自動車はなぜ今軽量化か NSX開発への挑戦	型技術者会議'91	小松　泰典	栃木研究所
1991. 6.20	量産エンジンの可視化	自動車技術会 シンポジウム "エンジンにおける最近の計測診断技術の進歩"	石井　　清	和光研究所
1991. 6.21	レーシングエンジンについて	1991年度 自動車技術東北支部 通常総会	奈良坂　伸	和光研究所
1991. 7. 3	ファジイ理論を用いたATの シフトスケジューリング手法	コアグループ・ ファジイセミナー	酒井　伊知郎	和光研究所
1991. 7. 5	自動車用オールアルミニウムボディの開発	軽金属学会北陸センター 春季講演会	村岡　康雄 入江　卓志	栃木研究所 栃木研究所
1991. 7.31	自動車材料とそのリサイクル問題について	石油化学新聞社 先端技術セミナー	熊田　正隆	栃木研究所
1991. 8.26	Regulatory Mechanism of Ciliary Reversal in Protozoam animals.	3rd International Congress of Comparative Physiology and Biochemistry.	原　　律雄 赤塚　浩二 他	和光研究センター 和光研究センター
1991. 8.30	Response dynamics of Wind Sensitive Interneurons in The Cercal System of the Cockrouch	第3回 国際比較生理生化学会	大熊　二郎 他	和光研究センター

発表日	標　　題	発　表　先	著　者	所　属
1991. 9.26	３次元繊毛運動を決めるパラメータ	第29回 日本生物物理学会	原　律雄 赤塚　浩二 他	和光研究センター 和光研究センター
1991. 9.27	単一アクチンフィラメントに発生する 張力ゆらぎⅡ	第29回 日本生物物理学会	石島　秋彦	和光研究センター
1991. 9.27	in vitro 滑り運動系における アクチンフィラメントの多重ねじれ	第29回 日本生物物理学会	田中　裕一郎 他	和光研究センター
1991. 10. 1	蒸発反応粒子のガス堆積 －加圧焼結法による AI-AIN 系 ナノ複合板の作製と性質－	日本金属学会　秋期大会	野崎　勝敏	和光研究センター
1991.10. 3	自動車における騒音研究者の 聴感トレーニングについて	日本音響学会	宮内　邦夫 山下　　剛 中村　光勇 今井　哲也	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1991.10.22	自動車軽量化と塗装	塗装技術協会	上村　純二 鈴木　英治 植木　光彦	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1991.10.22	Development of Moped Engine and its Powertrain. A Succesfull Collaboration of Europe and Japan.	The 2nd Small Engine Technology Conference	Chris Rainchon Guy Adouard	Honda Belgium N.V. Peugeot M.T.C France
1991.10.23	Development of On-board Compact measuring Instrument for a Racing Motorcycle.	The 2nd Small Engine Technology Conference.	石井　則久 岡林　　誠	㈱ホンダレーシング ㈱ホンダレーシング
1991.10.24	Motorcycle Technology (Overview)	The 2nd Small Engine Technology Conference	三神　哲夫	朝霞研究所
1991.11. 1	オールアルミニウムボディ自動車 NSX の開発	軽金属学会 創立 40 周年記念	安永　晋拓	栃木研究所
1991.12. 6	ホンダビート開発の狙い	栃木県技術振興協会	飯塚　正雄	栃木研究所

編集後記

◆　新技術は先人達によって確立された技術の礎の上に可能であり、それを外部へ公開することによって今後の技術発展の為に還元すべきものである、との話を耳にすることがある。しかし、改めて“技術”という言葉の意味を考えてみる。理論を確立することは研究の領分である。多くの技術はこの理論を体系化し、実験事実によって帰納させることが必要であり、始めて応用への道が開かれる。技術の公表はこれらを集大成させたもので、改めて達成した技術が実証される場なのである。そして、技術の公表時には、このことを念頭に置く必要がある。

◆　（社）自動車技術会発行の“自動車技術文献抄録”に自動車各社の技報誌が紹介され始め、技報誌掲載論文は、今まで以上に高い公開性を有することになり、技術の実証の道具として期待されることになる。編集に携わる一員として、この期待に応えると共に少しでも内容を充実できるように微力を注いでいきたい。

（加　藤）

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	小松重敏	栃木研究所
	平沢利国	栃木研究所
	田中敦	栃木研究所
	奥原久和	栃木研究所
	相川邦彦	和光研究所
	古川修	和光基礎技術研究センター
	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	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

1992年8月1日発行　Vol.4

(禁無断転載)©

発行所　株式会社　本田技術研究所

発行人　深津賢輔

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

昨年のモーターショウに展示したコンセプトカー（ＥＰＸ）は、近未来の車を想定したが、はたしてその頃の世界はどの様な色をしているのだろうか。青い空、光輝く太陽、緑あふれる未来都市。はたまたさんさんと降り注ぐ紫外線や死の灰で灰色の世界となっているのだろうか。

人類は愚かだと言う人がいる。そうではないと言う人もいる。いずれにせよ、私にはとても人類などと言う言葉は使えない。しかし、少なくとも未来が私達一人一人によって作られてゆくのは確かだ。

ＥＰＸが走るその時には、ぜひ色とりどりの世界になっていて欲しいものだ。

未来に色を塗るのは私達の仕事なのだから。



和光研究所
山　田　　一


HONDA R&D Co., Ltd.