

アコード・インスパイア, ビガー用 縦置直列5気筒エンジン

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

島 崎 勇 一*	穴 戸 信 彦*	海 山 英 造**
Yuichi Shimasaki	Nobuhiko Shishido	Hidezo Umiyama
平 沼 英 勇*	木 下 裕 介*	高 橋 の ぶ**
Hideo Hiranuma	Yusuke Kinoshita	Nobu Takahashi

要 旨

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

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

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

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

ABSTRACT

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

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

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

1. ま え が き

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

そこで、重量増加と燃費の悪化を最小限にとどめNV性能を改善するために、一次慣性偶力バランス付の直列5気筒エンジンを選択した。また、

車体の前後重量配分を適正にして、「爽快な走り・操舵感」を得るために、パワープラント重心が低く、かつ前車軸後方に配置する縦置レイアウトを採用した。

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

* 栃木研究所

** 和光研究所

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

2. エンジン概要と主要諸元

2.1. 概要

G20A 型直列5気筒エンジンの透視図、断面図を図1、図2に示す。

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

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

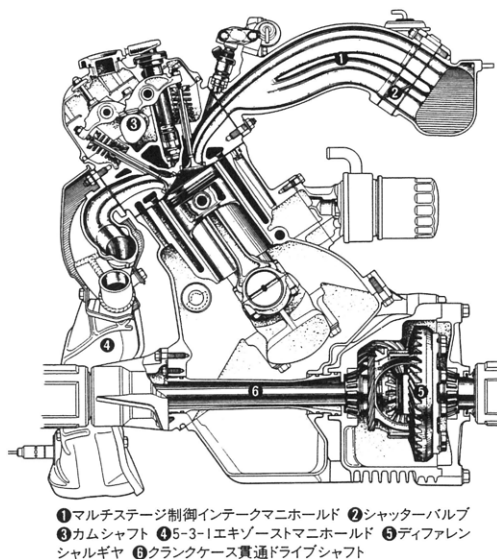


図2 G20A 型 直列5気筒エンジン断面図

2.2. 主要諸元

表1に主要諸元、図3に機関性能曲線を示す。

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

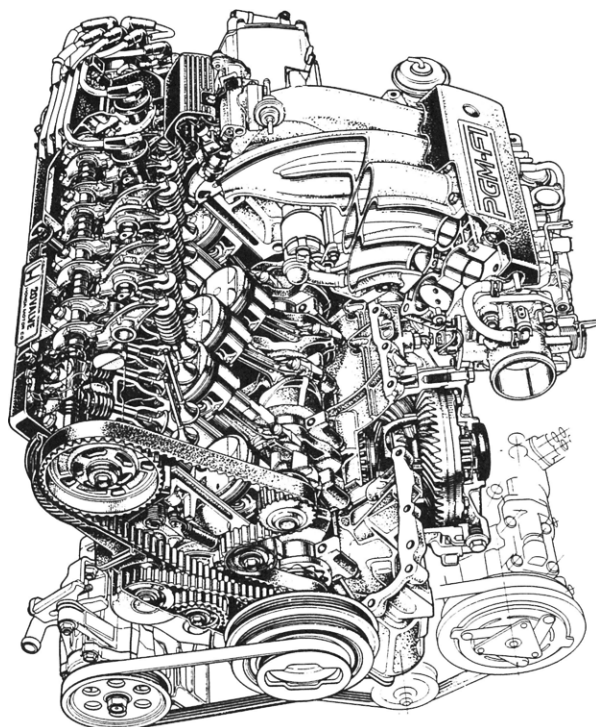


図1 G20A 型 直列5気筒エンジン

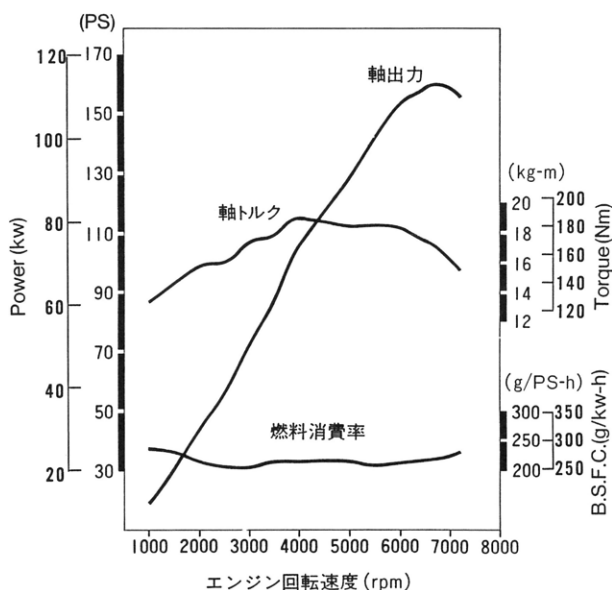


図3 G20A 型エンジンの機関性能曲線

表1 G20A型 エンジン主要諸元表

項 目	諸 元 値
エンジン	G 2 0 A 2.0 ℓ
種 別	ガソリン 4 サイクル
シリンダ及び配置	L - 5 縦置
バランサ	一次偶力バランサ
弁 機 構	4 バルブベルト駆動 吸/排: $\phi 32 \times 2 / \phi 28 \times 2$
内径×行程(mm)	$\phi 82 \times 75.6$
圧 縮 比	9.7
燃焼室型式	ペントルーフ型 (異型)
インテーク マニホールド	可変管径/管長 (回転数制御)
エキゾースト マニホールド	ステンレスパイプ製 5 - 3 - 1 集合
燃 料	無鉛レギュラ
最大出力(PS/ℓ)	118Kw/6700rpm 160PS/6700rpm (80PS/ℓ)
最大トルク(Kgm・ℓ)	186Nm/4000rpm 19.0kg-m/4000rpm (9.5kg-m/ℓ)
最小燃費率 (全負荷時)	205g/PS・h/3000rpm
弁開閉時期	吸 開 15° ATDC(1mmリフト時)
	吸 閉 25° ABDC(1mmリフト時)
	排 開 30° BBDC(1mmリフト時)
	排 閉 10° BTDC(1mmリフト時)
無負荷 回転速度	MT 700rpm
	AT 630 Dレンジ 700 Nレンジ
重 量	175 kg (DRY)

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

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

全負荷時の最小燃費率(BSFC)についても圧縮比を高くし、フリクションを低減する事によ

表2 ストロークボア比選定用エンジン

	ボア径 × ストローク (mm)	ストローク ボア比	総排気量 (cc)
タイプ1	$\phi 80 \times 79.4$	0.993	1995.5
タイプ2	$\phi 82 \times 75.6$	0.922	1996.2
タイプ3	$\phi 84 \times 72.0$	0.857	1995.0

り、3000rpmで205g/PS・h(279g/Kw・h)の低い値を達成した。

3. ストローク／ボア比と燃焼

3.1 目的

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

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

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

3.2 結果

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

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

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

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

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

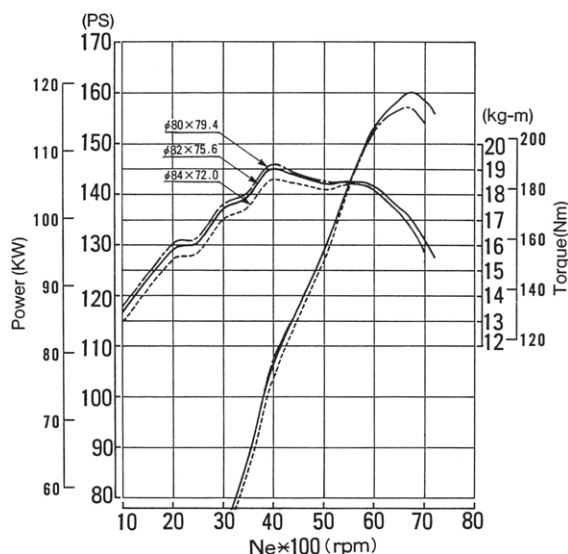


図4 ストローク／ボア比と全開出力

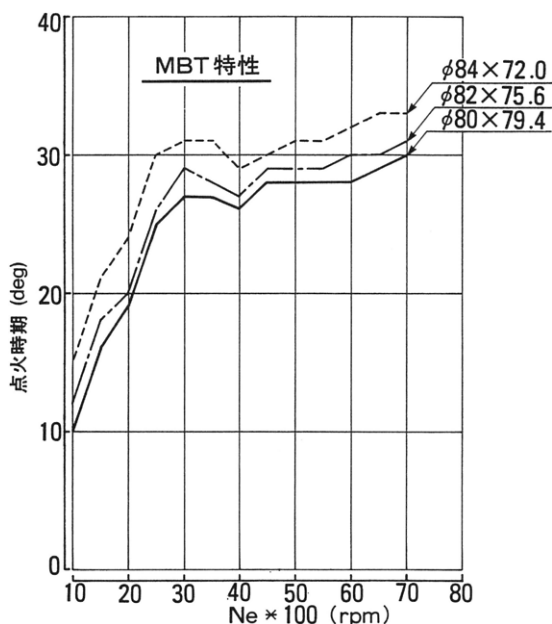


図5 ストローク／ボア比とMBT特性

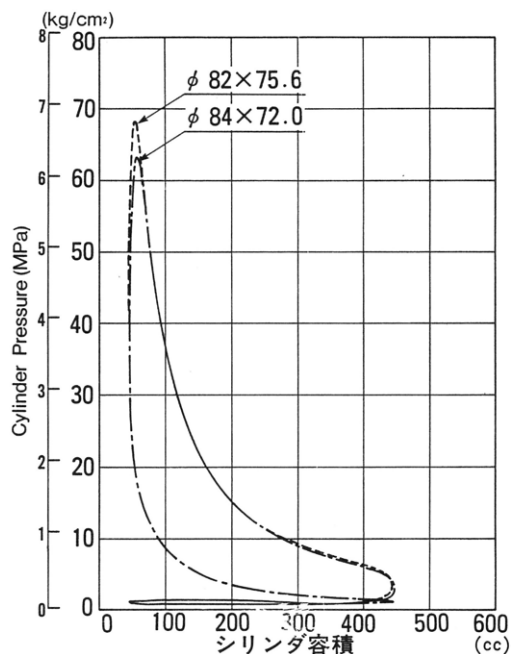


図6 ストローク／ボア比とP-V線図

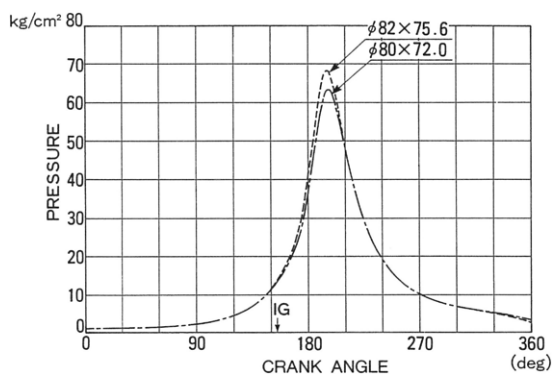


図7 ストローク／ボア比と筒内圧

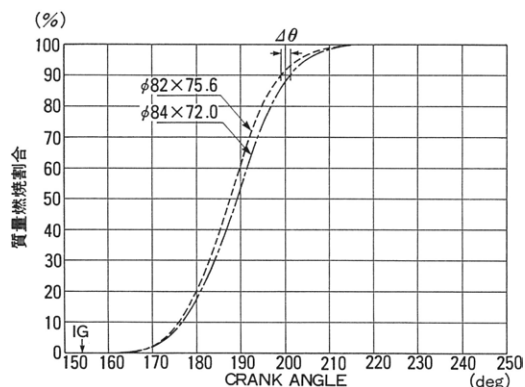


図8 ストローク／ボア比と質量燃焼割合

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

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

今回テストした範囲ではタイプ1は最大出力が低く、タイプ3はタイプ2に対し中低速域でのトルクが低下することから、タイプ2のストローク／ボア比 0.922 ($\phi 82 \times 75.6$)を採用した。

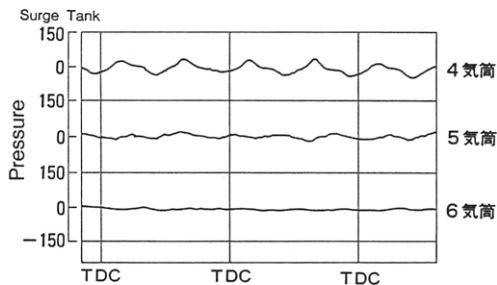
4.5 気筒エンジンの吸入系

4.1 気筒数と体積効率

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

吸入系の動的効果が体積効率に与える影響はよく知られており、通常は、慣性効果と脈動効果に

Ne:4000rpm (Dual S/V close)



Ne:4000rpm (Dual S/V close)

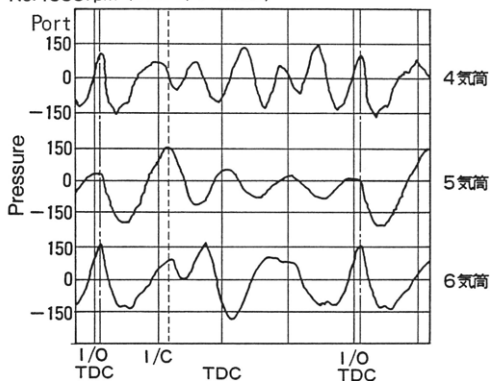


図9 気筒数とインテークマニホールド内吸気圧力振動

大別して説明される。ただし、多気筒エンジンでは、この他に気筒間の影響である共鳴効果をも考慮しなくてはならない。

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

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

4.2 可変インテークマニホールド

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

通常、細く長いインテークマニホールドは慣性

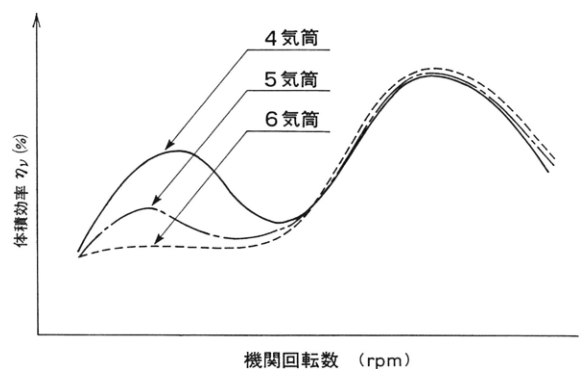


図10 シングルポートインテークマニホールドを使用した場合の気筒数と体積効率

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

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

図12、13に見られるように、吸気慣性の圧力波は、制御バルブが閉じている状態では4000rpmで

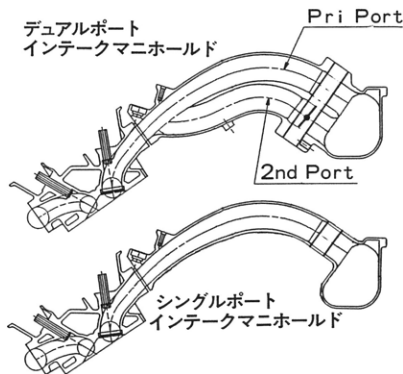


図11 G20A型エンジンの新型インテークマニホールド

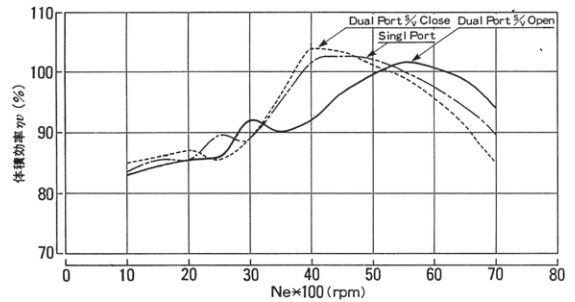


図13 インテークマニホールド形状と体積効率

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

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

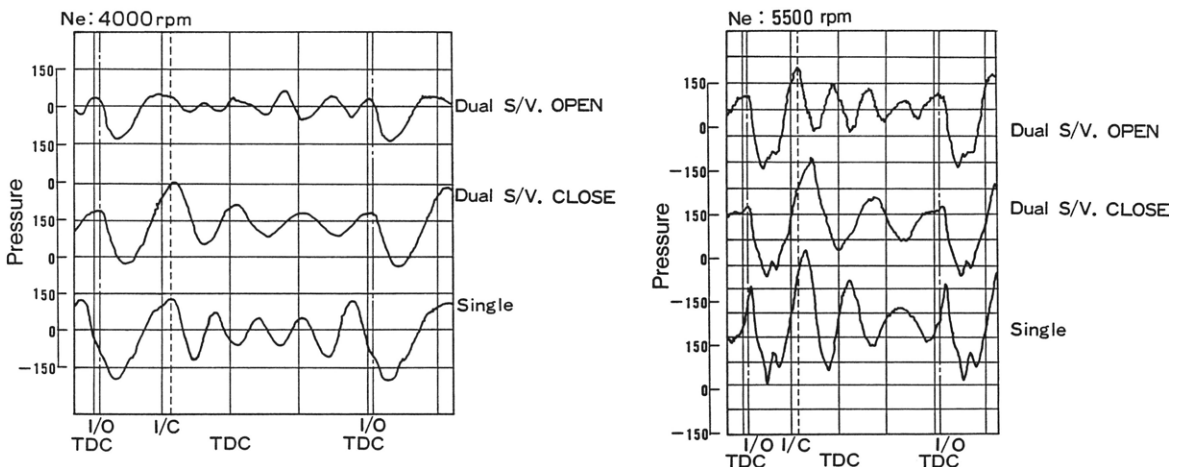


図12 インテークマニホールド形状と吸気圧力振動

4.3 バルブ径、ヘッドポート形状、バルブタイミング

G20A のヘッドポート形状を図 14 に示す。

高回転時の体積効率を確保するための、吸入系の有効開口面積に影響が大きいバルブ径は可能な限り大きくとり、吸気の流れに対し、スムーズな

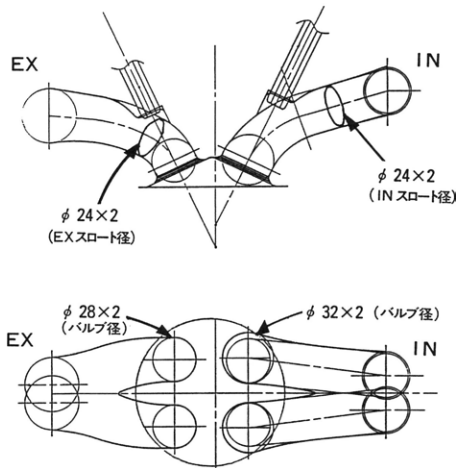


図 14 G20A 型エンジン HEAD PORT 形状

形状のポートを採用し、かつ、可変インテークマニホールドによって高回転に圧力波を同期させている。また、低回転での体積効率を確保するためには、低速タイプのバルブタイミング、細絞りポートの採用と、可変インテークマニホールドによって圧力波を低回転に同期させている。従って、低回転から高回転まで幅広い回転域の体積効率を高く保つことが可能となった。

5. 排気系

5.1 気筒数と排気管の集合方法

気筒数と排気管の集合方法を図 15、その排気圧力振動を図 16 に示す。

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

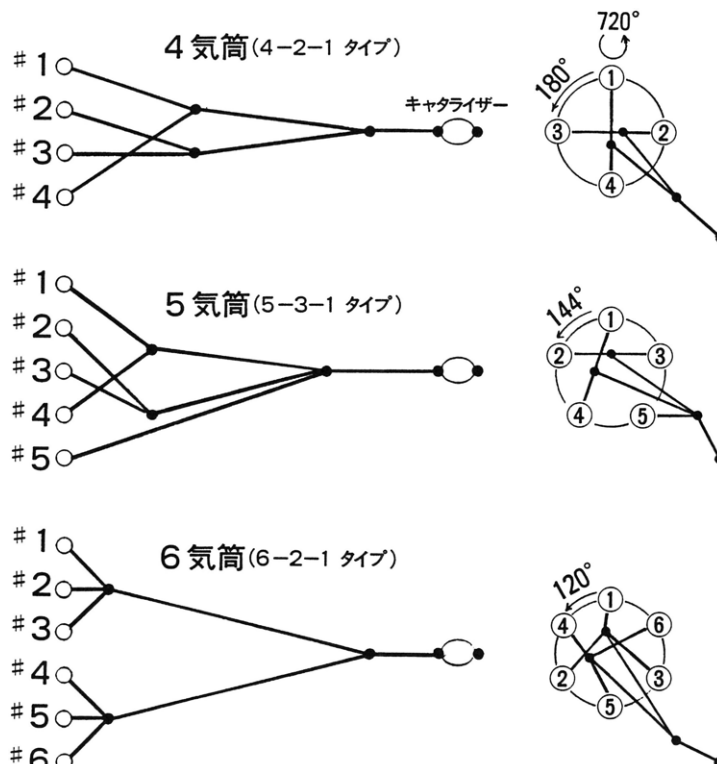


図 15 気筒数と排気系モデル

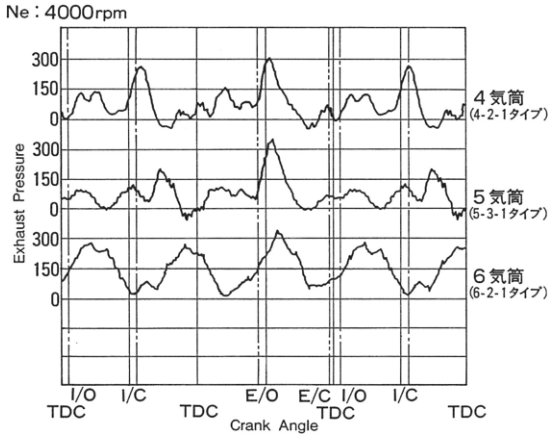


図 16 気筒数と排気圧力振動

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

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

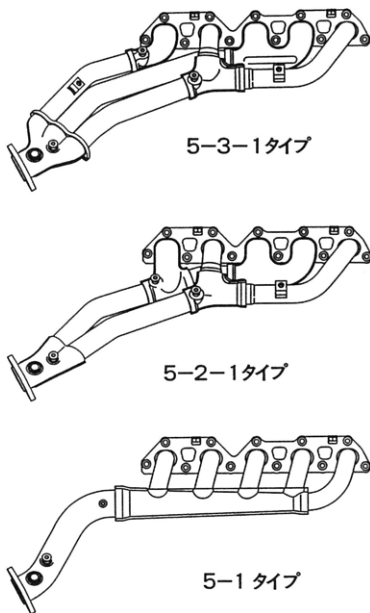


図 17 5気筒エンジンのエキゾーストマニホールド形状

5.2 排気管集合方法

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

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

しかし、キャタライザの活性温度の確保のため

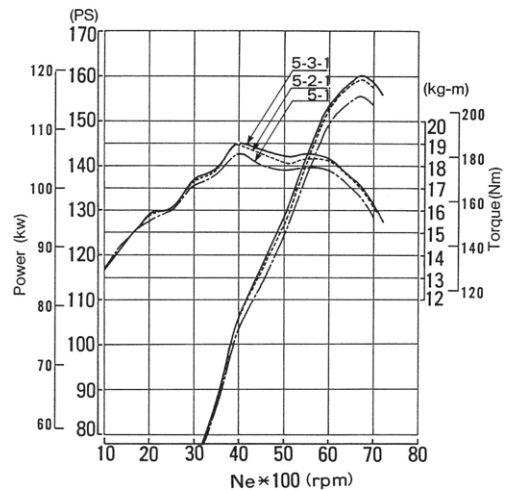


図 18 エキゾーストマニホールド形状と出力

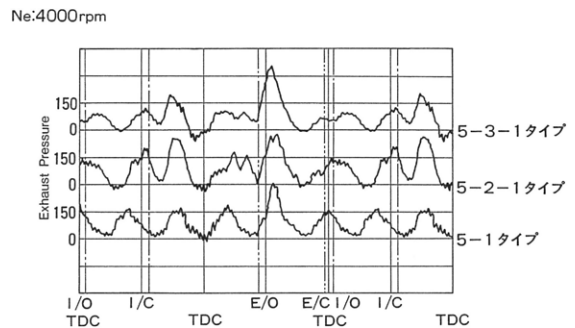


図 19 エキゾーストマニホールド形状と排気圧力振動

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

6. 全機関損失

6.1 気筒数と全機関損失

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

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

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

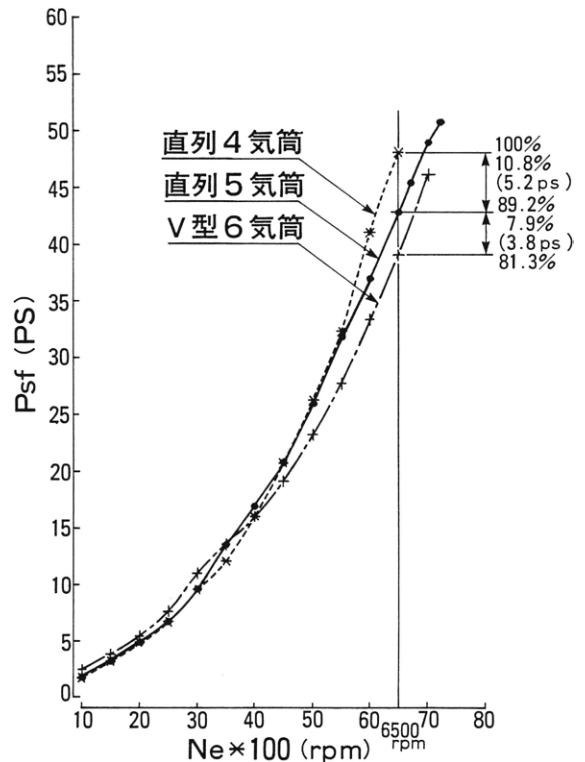


図20 気筒数と機関損失 (スロットル全開)

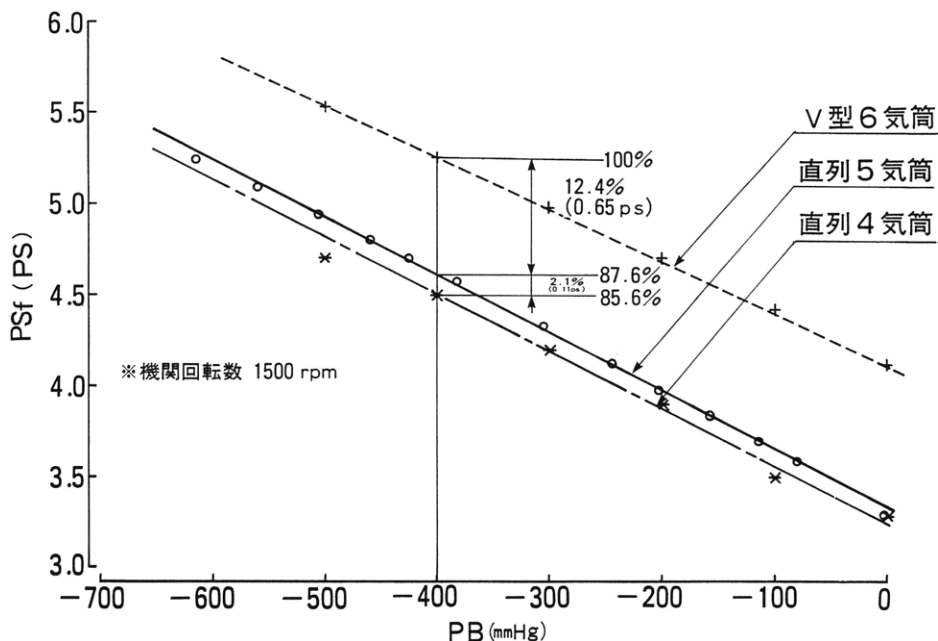


図21 気筒数と機関損失 (Partial)

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

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

6.2 全機関損失分布

G20A型エンジンの全機関損失分布を図22に示す。

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

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

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

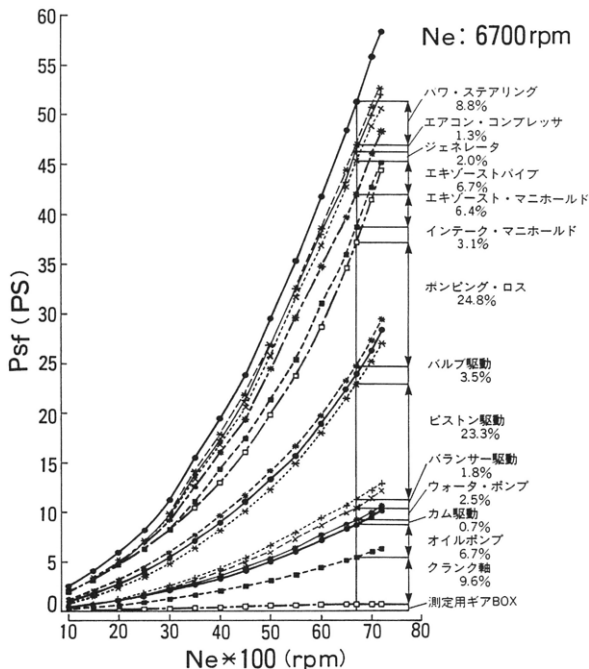


図22 G20A型エンジンの機関損失分布

7. 潤滑系

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

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

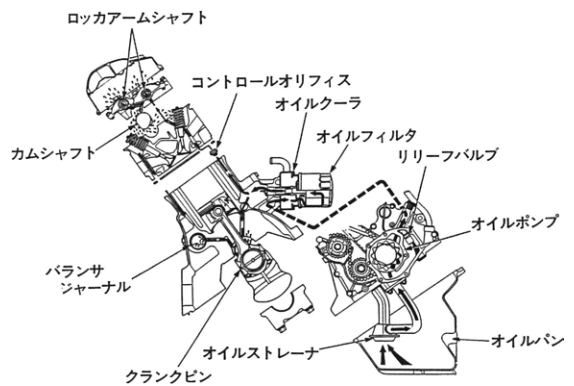


図23 G20A型潤滑系システム図

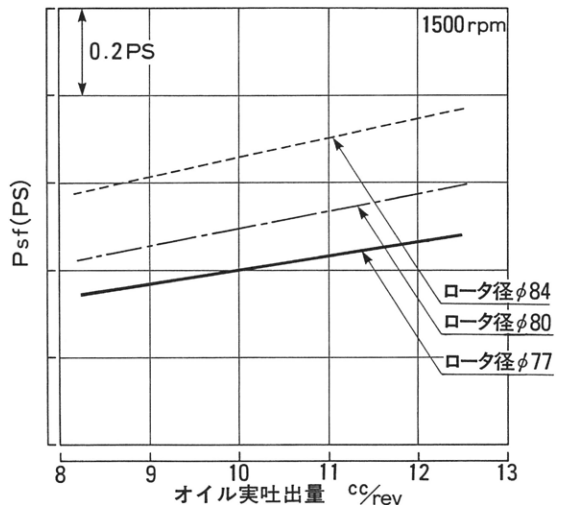


図24 オイルポンプ駆動馬力

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

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

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

8. 冷却系

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

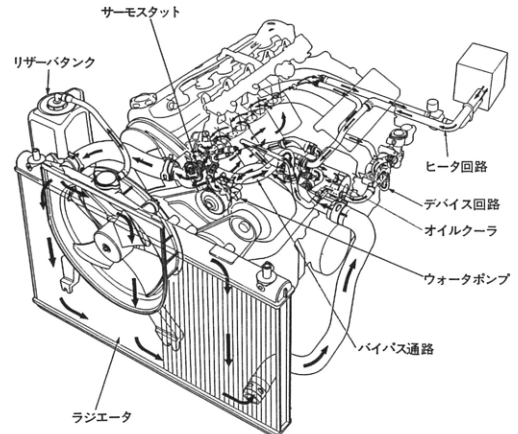


図25 G20A型冷却系システム図

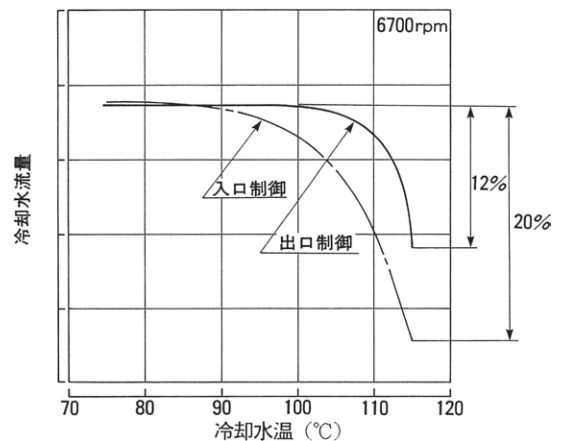


図26 冷却水流量特性(対水温特性)

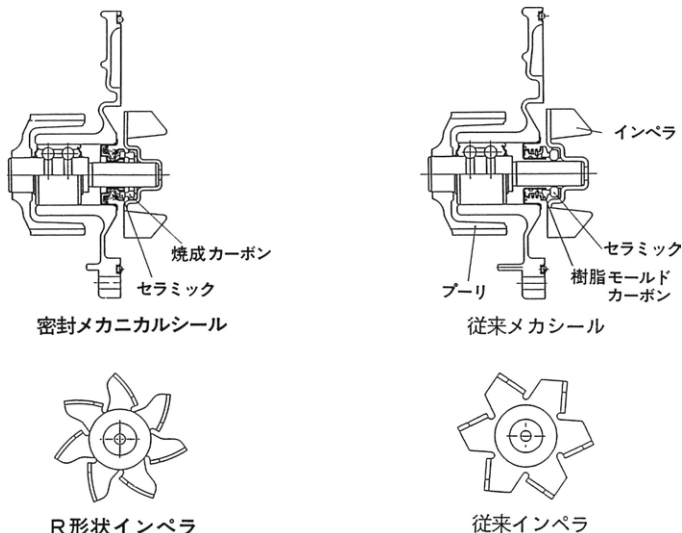


図27 ウォータポンプ形状

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

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

9. 結 論

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

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

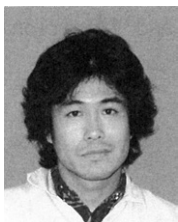
- ① ストローク／ボア比を適性な値（0.922 ϕ 82 × 75.6mm）にすることで良好な燃焼と高出力が得られた。
- ② 5 気筒エンジンの体積効率は 4 気筒と 6 気筒エンジンの中間的特性であり、全回転域で体積効率を上げるために新形状の可変インテークマニホールド、大径バルブ、低速バルブタイミング、形状がスムーズで細く絞ったヘッドポートを採用した。

- ③ 5 気筒エンジンの排気管集合方法は、排気干渉を起こしにくいステンレスパイプ製 5－3－1 エキゾーストマニホールドを採用し、体積効率の増加と軽量化の両立を図った。
- ④ 5 気筒エンジンの全機関損失は 4 気筒と 6 気筒エンジンの中間的特性で、ポンプ類、バルブ駆動損失等、各部機関損失の低減によって低回転では 4 気筒エンジンに近い値とし実用燃費向上を図った。
- ⑤ エンジンの耐久性を確保するため、潤滑系、冷却系には種々の検討を加え、低い機関損失と高い信頼性を得た。

参 考 文 献

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

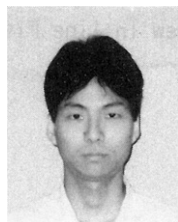
■著 者■



島 崎 勇 一



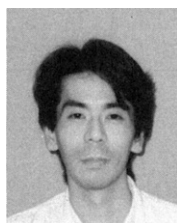
穴 戸 信 彦



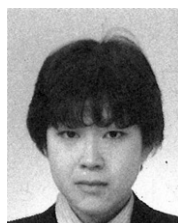
海 山 英 造



平 沼 英 勇



木 下 裕 介



高 橋 の ぶ