

自在バルブタイミング機構を用いた ノンスロットリングエンジンの研究

Study of Non-throttling Engine Equipped with Variable Valve Timing Mechanism

福 尾 幸 一*	園 比呂志**	藤 吉 美 広**
Koichi Fukuo	Hiroshi Sono	Yoshihiro Fujiyoshi
浦 田 泰 弘**	海 山 英 造**	清 水 潔*
Yasuhiro Urata	Hidezo Umiyama	Kiyoshi Shimizu

要 旨

ガソリンエンジンの燃費改善を目的として、ノンスロットリング運転を可能とする油圧駆動弁 (HVT) を開発し、それを備えたエンジンおよび車両の研究を行った。

HVT を備えたエンジンは、吸気閉弁時期をエンジンの運転条件に応じて変更することによってスロットルバルブ無しに吸入空気量の制御を行い、最大 80% のポンピングロス を低減している。また、自在な閉弁時期の変化により、従来のスロットリングエンジンと同等の負荷制御を可能とした。

しかし、4バルブエンジンでの低負荷運転では、吸気弁の早閉じに起因する問題により燃焼が不安定になりアイドル運転を行うことができない。そこで燃焼室の改善を行ない、量産 4バルブエンジンと同等以上の燃焼安定性を確保することができた。またノンスロットリング運転時の負荷制御、空燃比制御およびアイドル回転数制御に新たなシステムを開発、適用した。

この結果、ほぼ全ての運転領域でノンスロットリング運転が可能となり、量産車両と同等以上のドライバビリティを確保しつつ、米国連邦排気ガス規制を満足すると共に LA-4 モード走行燃費を約 7% 改善できた。

ABSTRACT

An engine equipped with hydraulic variable valve train (HVT) was developed to improve fuel economy of gasoline engines. It replaces a throttle valve and can vary its intake valve closing timing freely in accordance with the operation condition of the engine to control the amount of intake air, thus eliminating up to 80% of pumping loss on the engine fitted with throttle valve. It is also capable of load control equivalent to conventional throttling engines.

To eliminate the problem of unstable combustion at idling, due to early closing of the intake valve, its combustion chamber was redesigned, thus securing combustion stability equal to the production 4-valve engines.

In addition, systems were newly developed to manage load control, air to fuel ratio, and idling control, all for non-throttling operation.

Thus, the vehicle installed with the HVT demonstrated drivability equal to the one equipped with a conventional throttling engine, met the EPA emission standards and marked a 7 % improvement in fuel consumption in EPA Urban Dynamometer Driving Schedule.

1. まえがき

4 サイクル S.I. エンジンの燃費改善技術として、ノンスロットリング化によるポンピングロス低減の試みが多く行われており、その手法の一つとして、吸気弁開閉時期の可変性等による吸入空気量調整方式が研究されている^{1)~3)}。

* 栃木研究所

** 和光研究所

中でも吸気閉弁時期を変更する機構として、カムと吸気弁の間に介在する油圧をバルブリフト中に開放する油圧駆動弁は、その自在性からノンスロットリングエンジンを実現する手段として多くとりあげられている。例えば、P. Nuccio⁴⁾、H. P. Lenz ら⁵⁾、および Q. H. Vo ら⁶⁾は油圧駆動弁を採用した S.I. エンジンの台上試験での性能

の向上と幾つかの問題点について述べている。しかし、いずれもエンジン単体の定常運転での試験結果にとどまり、車両搭載状態におけるノンスロットリングエンジンの性能について報告された例はない。

そこで、吸気閉弁時期を自在に変更できる油圧駆動弁を用いて負荷制御を行うノンスロットリング4サイクルS. I. エンジンの研究を行い、同エンジンを搭載した車両を試作し、試験を行った。

本報告は、最初の章で油圧駆動弁の構造と機能について、次章では同機構を装備したノンスロットリングエンジンの台上試験結果および解析結果について、最後に同エンジンを車両に搭載するためのエンジン制御システム及びモード走行試験結果について述べる。

2. 油圧駆動弁の構造及び動作

2.1. 構造

研究に使用した油圧駆動弁 (Hydraulic Variable-Valve Train, 以下 HVT) の構造および動弁系諸元を Fig. 1 および Table 1 に、また Fig. 2 に HVT を搭載したシリンダヘッドの断面を示す。

(1) HVT の基本動作 カムと吸気弁の間に油路が介在し、カム、吸気弁各々に接する二つの油圧ピストン (以下プランジャ、アクチュエータ) が設けられている。カムプロフィールに従ってプランジャが変位し、これに伴っ

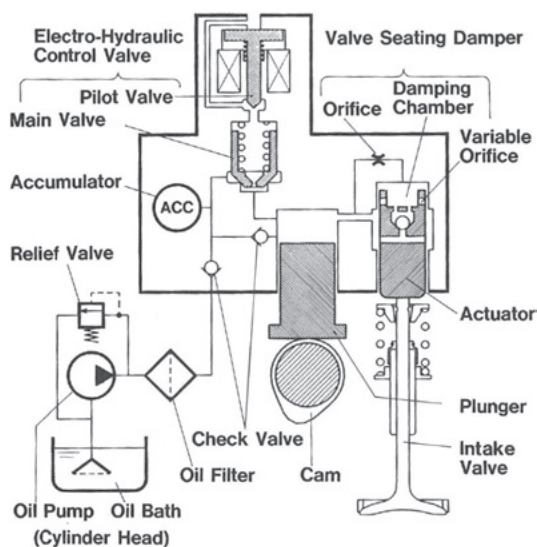


Fig. 1 Structure and Hydraulic Circuit of HVT

Table 1 Valve Train Specifications

Valve Train	SOHC	IN	HVT
		EX	Conventional(Rocker Arm)
Valve Diameter×Number/cyl. mm	IN		$\phi 46 \times 1$
	EX		$\phi 27.5 \times 2$
Valve-spring Load Set / Max. Nm	IN		2 7 5 / 7 0 5
	EX		1 6 7 / 4 2 8

て油圧が発生し、アクチュエータおよび吸気弁を作動させる。また、この油路には、電磁弁が接続されており指示信号に応じて油圧を閉塞または開放する。

カムのリフト中にこの電磁弁が励磁し閉弁していれば、通常のエンジンと同様にカムプロフィールに従ったバルブリフト (以下フルリフト) となる。また、リフト中の所定の時期に電磁弁を消磁し開弁すると油圧は開放され、吸気弁はカムのリフトに関係なく、バルブスプリングの力により閉弁する。このように電磁弁の開弁時期を変化させることにより、吸気閉弁時期を自在にコントロールすることが可能となる。

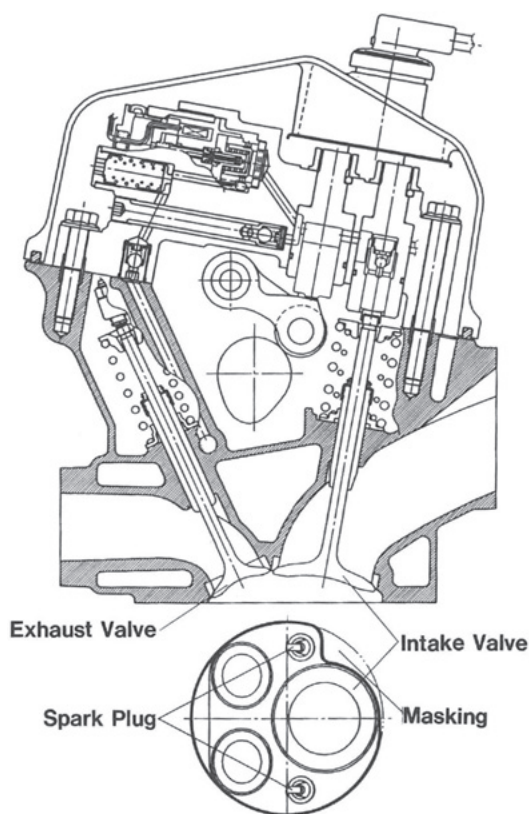


Fig. 2 Cylinder Head and Combustion Chamber Shape of HVT

(2)着座緩衝機構 油圧開放とともに吸気弁は閉弁を開始するが、閉弁完了直前にアクチュエータ上部に作動油を閉塞する油圧室を形成し、吸気弁の着座が緩やかな速度で行われる様に、着座緩衝機構がそなえられている。着座緩衝機構は、所定のリフトから作動油の閉塞を開始しバルブのリフトに伴い面積が変化する可変オリフィスと、着座速度を決める固定オリフィスで構成され、これらのオリフィスにより緩衝室の油圧を調整し、吸気弁の急激な速度変化を回避している。

(3)給油系 HVT への給油は、シリンダヘッドに設置した専用のオイルポンプで行われる。また電磁弁より排出された作動油をアキュムレータに一度蓄めた後、逆止弁を通じて再度供給することにより、上記オイルポンプの小型化並びにその駆動損失の低減をはかっている。

(4)電磁弁 電磁弁は弁前後の圧力バランスとスプリングの力で開閉するメイン弁と、その圧力バランスを制御するパイロット弁とからなる。この構造により、大きな弁開口面積を確保して短時間に大流量の吐出を可能としながら、小さい電磁吸引力で高压シールを可能としている。

2.2. 吸気弁の動作

(1)吸気弁の早閉じ動作 Fig. 3(a), (b), および (c) にエンジン回転数 1,000, 3,000, および 6,000rpm 相当で、

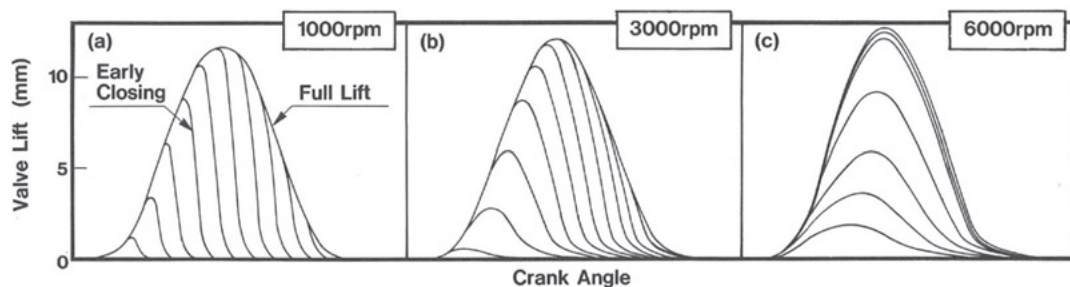


Fig. 3 Valve Lift Curves Performed by HVT

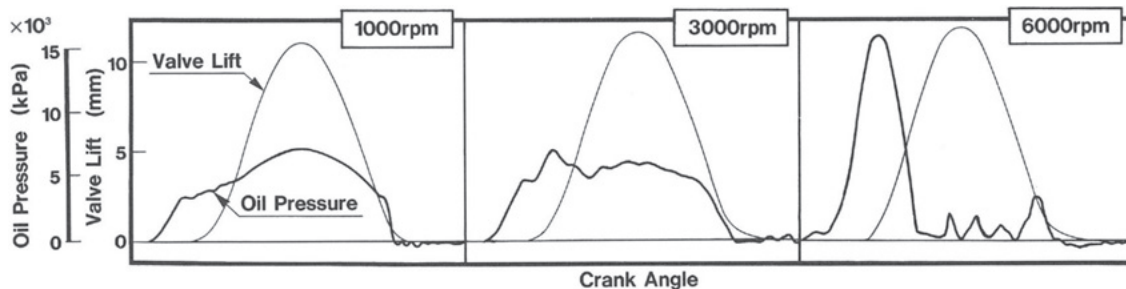


Fig. 4 Oil Pressure of HVT

閉弁時期を決定する電磁弁指示値をクランク角 20deg 毎に変更した時のバルブリフト特性の変化を示す。カムプロファイルに従ったフルリフトから完全休止状態（以下ゼロリフト）の間を、エンジン回転数によらず自由な閉弁時期に制御可能なことを示している。吸気弁の早閉じを行った時、回転数増加にともないバルブリフト曲線のクランク角に対する閉弁側勾配は緩やかになっている。これは電磁弁が開放された後、吸気弁はカムプロファイルから切り離されスプリング力のみで閉弁するため、同じリフト高さから閉弁完了までの時間はエンジン回転数にかかわらず一定であっても、この時間に対応するクランク角が増加するためである。従って吸気量制御上は閉弁指示値を決定する因子としてエンジン回転数も考慮する必要がある。また、吸気弁閉弁完了直前に着座緩衝機構が働いて、全ての運転領域でバウンスが発生しておらずスムーズな閉弁が得られている。

(2)HVT の限界回転数 Fig. 4 にフルリフト状態における吸気弁挙動及び油路内の圧力変化を示す。エンジン回転数 6,000rpm 相当においても高压油路は負圧となっておらず、バルブジャンプの発生も無くカムプロファイルに追従したリフト特性が得られていることがわかる。

従来、作動油は鉄系材料に比べ剛性が低いことが知られており⁷⁾、弁駆動力の伝達に用いた場合バルブジャンプの発生回転数の低下を生じる。HVT ではバルブジャン

ブが発生した場合、着座緩衝機構により破損に至るバウンスは発生しないが、プランジャ〜アクチュエータ間は負圧となり駆動力の伝達が無くなり開弁時期の制御が不能となる。これらのことより HVT の常用限界回転数は、耐久上の要求からではなく機能上の要求からバルブジャンプ発生回転数とする必要があり、従来エンジンの常用限界回転数と同等とするために油圧ピストン径の拡大、油路容積の縮小による剛性の向上、および動弁系重量の軽量化等によりバルブジャンプ発生回転数の向上をはかり、上記の 6,000rpm 相当を実現している。

耐久性についてもこの 6,000rpm 相当での耐久試験を満足するレベルに有る。

2.3. 吸入空気量制御性

HVT ノンスロットリングエンジンの吸入空気量は吸気閉弁時期に依存しており、スロットル弁の代わりに吸気閉弁時期でエンジン吸入空気量を制御するためには、アクセルペダルの動きに応じて閉弁時期を変更することが必要である。更に閉弁時期の安定により吸入空気量のサイクル変動の無いことが要求される。

(1)閉弁時期の可変応答性 電磁弁の高い応答性、大きい開口面積の確保等の要求からリフト変化はエンジン回転数 6,000rpm 相当でも 1 サイクルで完了し、Fig. 5 に示すようにフルリフトからゼロリフト、中間リフト、またその逆などの任意の変化を瞬時に実現することができ、これによりアクセルペダルの動きに応じた吸入空気量を与えることができるように設定されている。

(2)閉弁時期指示値分解能 閉弁時期の指示値分解能はクランク角で 0.01deg を設定している。常用運転領域では、閉弁時期 1 deg に対する容積効率変化は約 1 % であることを確認しており、エンジン制御に十分な吸気量分解能である。

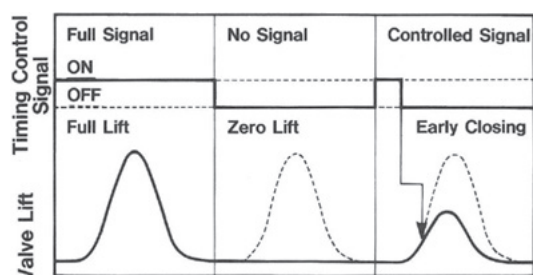


Fig. 5 Timing Control Signal and Valve Lift

Table 2 Performance of the HVT

Item		Results
Maximum Engine Speed		6000 rpm
Variable	Lift	0 mm ~ Cam Full Lift
Range	Opening Duration	0 deg ~ Cam Full Duration
Variable	Response	1 cycle at 6000 rpm
Timing Signal Resolution		0.01 deg Crank Angle

(3)閉弁時期のサイクル変動 HVT の吸気閉弁時期に大きなサイクル変動があると、吸入空気量の変動を生じエンジンのアイドル安定性に大きな影響を与えると推定される。Fig. 6 にアイドル回転での HVT 装備のノンスロットリングエンジンと、同等排気量のスロットリングエンジンの吸入空気量のサイクル変動率 (COV Air Intake: サイクル毎の吸入空気量の分散とその平均値の比率) の比較を示す。変動率は台上でエンジン回転数を一定に保ち、筒内圧からサイクル毎の吸入空気量を推定して⁸⁾算出した。アイドル回転における HVT ノンスロットリングエンジンの吸入空気量のサイクル変動はおおむね従来スロットリングエンジンと同等であり、HVT の閉弁時期のサイクル変動はアイドル安定性に影響のない変動範囲にある。

Table 2 にこれらの主要性能を示す。

2.4. 始動性

エンジン停止時には電磁弁の開放により全吸気弁が開弁し、かつカム停止状態によってはプランジャがリフトし作動油を押し出している気筒があること、またエンジン停止中にはしゅう動部クリアランスから作動油がリークすることにより、再始動時油路内に必要量の作動油が充填されていないため、Fig. 7(a) に示す様に始動 1 サイクル目に吸気弁が正常に作動しないことがある。この対応として、HVT へ給油する専用オイルポンプをシリ

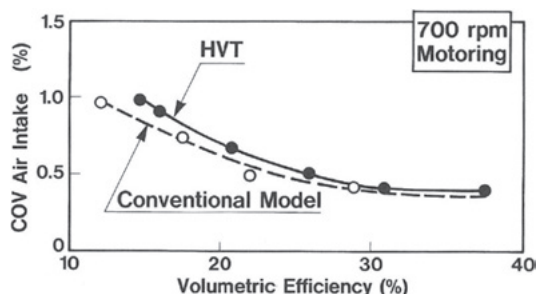


Fig. 6 Cyclic Fluctuation of Volumetric Efficiency

ンダヘッドに設け、エンジン始動と同時に作動油の供給を開始するとともに、しゅう動部クリアランスの縮小によりリーク量を極力低減し、更に電磁弁後端に油溜を設置しリーク分の補充を行った結果、長期間放置後の始動時においても、Fig. 7(b)のごとく1サイクル目からほぼ完全な吸気弁作動が得られることが確認できた。

3. ノンスロットリングエンジンの特性

この章では前章で述べた HVT を搭載したノンスロットリングエンジンの台上試験結果について述べる。

3.1. 供試エンジン

Table 3 に示す諸元の量産エンジンに、バルブおよびプラグ配置の異なる 2 種類のシリンダヘッドを搭載し研究に用いた。それぞれのシリンダヘッド諸元を Table 4 に、また燃焼室形状を Fig. 8 に示す。一方は 4 バルブセンタープラグであり、もう一方は 3 バルブ 2 プラグ配置とし、更に吸気弁シートの周囲にアイドル運転時のバルブリフトとほぼ同じ高さのマスキングを設けている。いずれの場合も HVT を用いて吸気弁の早閉じ運転を行いスロットルバルブなしに負荷制御を行っている。また、ノンスロットリング化の特性を評価するための比較には、HVT を通常の動弁系と同様にカムプロフィールに従って運転し（フルリフト）、スロットルバルブを用いてスロットリング運転したものを用いた。

3.2. ノンスロットリングエンジンに適した燃焼室

前述のノンスロットリング化による燃焼の悪化を確認するため、Table 4 および Fig. 8 に示した 4 バルブセ

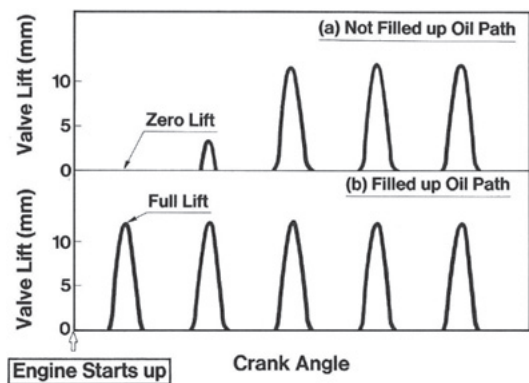


Fig. 7 Valve Life at Engine Starts up

Table 3 Engine Specifications

Cylinder Configuration	In - line 4
Displacement cm^3	2 1 5 6
Bore X Stroke mm	$\phi 85 \times 95$

Table 4 Cylinder Head Specifications

Valve Train	DOHC IN : HVT EX : HVT	SOHC IN : HVT EX : Conventional
Valve Diameter X Number mm	IN : $\phi 33 \times 2$ EX : $\phi 28 \times 2$	IN : $\phi 46 \times 1$ EX : $\phi 27.5 \times 2$
Spark Plug	Center Plug	2 - Plug
Compression Ratio	9.4	9.4

ンタープラグ燃焼室でノンスロットリングおよびスロットリング運転を行った場合の図示平均有効圧の変動率 (COV-IMEP) の比較を行った。Fig. 9 から、4 バルブセンタープラグ燃焼室を単にノンスロットリング化した場合、COV-IMEP が増大してしまうことがわかる。加えてノンスロットリング時にはエンジンのフリクションが減少するためにアイドル運転に必要な体積効率が低下し、COV-IMEP は更に増加することになり安定したアイドル運転が行えない。

この燃焼安定性の悪化原因として、

- 吸気閉弁後に断熱膨張行程が発生し実質の圧縮比が低下するため、Fig. 10 に示すようにスロットリングエンジンに比べ低負荷ほど TDC 近傍の筒内温度（および圧力）が低い。
- 吸気開弁期間が短く（例えば、アイドル運転時のバルブリフト 1 mm 以上の開弁期間はクランク角で約 15deg）、かつ閉弁から燃焼までの期間が長い筒内流動が弱い。

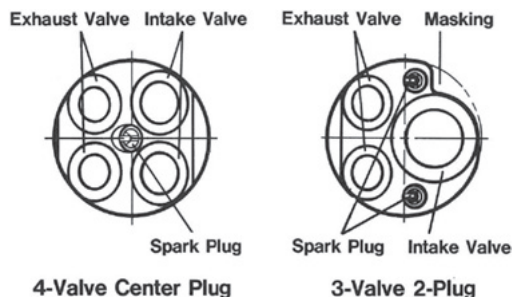


Fig. 8 Combustion Chamber Shapes of HVT Engine

iii. 吸気ポート内が大気圧に近い。

等の現象が挙げられる。i. による初期火炎核の冷却、i. および ii. による火炎伝播速度の低下、ii. および iii. による残留ガスの不均一化等が生じ、燃焼が不安定になっているものと思われる。

燃料の気化の悪化を原因の一つとした報告例⁹⁾もあるが、Fig. 11 に示すように LPG 燃料を用いた場合でもガソリン使用時とはほぼ同様の悪化傾向を示す事から、その影響は少ないと考える。

この対策として Fig. 9 に示すように 3 バルブ 2 プラグ 燃焼室を用いることによってアイドル条件においても前記のスロットリングエンジンとはほぼ同等の燃焼安定性を確保できることがわかった。これは 2 プラグ化により着火の確率が向上すると共に燃焼期間が短縮し、更に吸気弁シートの周囲に設けたマスキングにより混合気の乱れが促進され、燃焼速度が向上したためと考えられる。

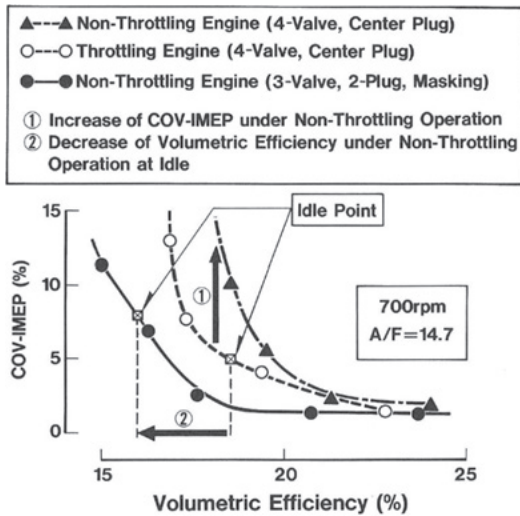


Fig. 9 Deterioration of Combustion Stability under Non-Throttling Operation

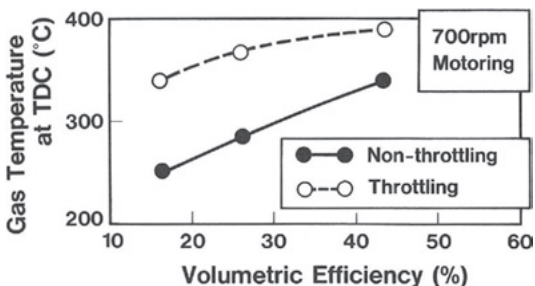


Fig. 10 Comparison of Cylinder Gas Temperature

3.3. ノンスロットリング化の効果

(1) パーシャル運転での効果 HVT のポンピングロス低減効果を Fig. 12 に示す。低減率はノンスロットリングおよびスロットリング運転時の指圧線図から算出した。ポンピングロスは低速領域では最大 80% 程度減少しているが、エンジン回転数の増加に伴って低減効果が少なくなる傾向が特に低負荷側で顕著に見られる。図の回転領域における吸気弁早閉じ運転時の体積効率、エンジン回転数にかかわらずおおむね閉弁時点での行程容積すなわち閉弁時期によって決定される。したがって HVT エンジンで一定の体積効率を得る場合、回転数が増加しても吸気閉弁時期はほぼ一定となる。ところがエンジン回転数が増加すると吸気弁のクランク角に対する閉弁側勾配が緩やかになり、同一閉弁時期を維持する場合最大バルブリフトが低下して幾何学的な角度面積が減少してしまう。つまり HVT エンジンは回転数が増加すると、吸気弁の時間面積のみならず同一体積効率を得るための角度面積までも減少し、吸気弁部での絞り現象を発生する。これがエンジン回転数の増加に伴いポンピングロスの低減効果が少なくなっている理由である。また同一回転に

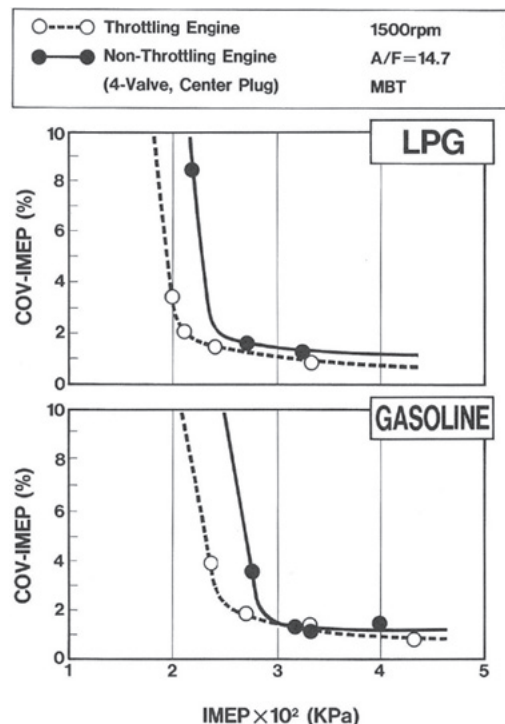


Fig. 11 Comparison of Combustion Stability between LPG and Gasoline

において低減率が負荷によって変化しているのは、全負荷に近づくときスロットリングエンジンとノンスロットリングエンジンの吸気弁タイミングがほぼ同じになるため両者のポンピングロスが等しくなることと、中回転数以上では低負荷側でノンスロットリングエンジンの吸気弁の角度面積の不足によるポンピングロスの増加が発生すること、および高負荷側で排気のポンピングロスの影響が現れるためである。

エンジン回転数 1,500rpm、および 3,000rpm における両者のポンピングロスを比較し Fig. 13 に示す。スロットリングエンジンのポンピングロスはエンジン回転数にかかわらず負荷が高いほど小さく、全負荷で最小となっている。また 3,000rpm では 1,500rpm の場合に比べ吸気弁の時間面積の減少によってポンピングロスは増加している。これに対し HVT エンジンのポンピングロスは、吸気流速の遅い 1,500rpm では負荷の影響をあまり受けず低負荷時から全負荷時までほぼ一定であるが、3,000rpm

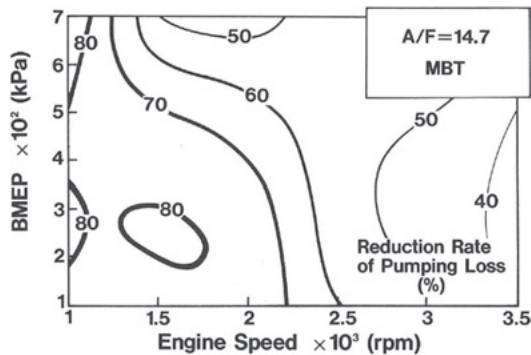


Fig. 12 Reduction Rate of Pumping loss

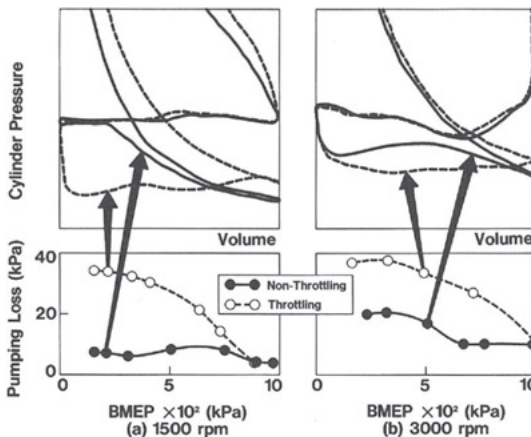


Fig. 13 Comparison of Pumping Loss between Non-Throttling Engine and Throttling Engine

では負荷の減少、すなわち角度面積の減少に伴って増大していることがわかる。また 3,000rpm では 1,500rpm に比べ時間面積および角度面積の減少によって約二倍以上増加している。

次にノンスロットリングエンジンの燃料消費率および排出ガス特性について述べる。Fig. 14 に示すように BSFC の低減効果は低負荷側ほど大きく、BMEP が 156kPa の時に約 12% 低減している。NO_x は低負荷で減少しているが、これは前述の吸気弁の早閉じによる筒内吸気温度の低下に起因していると考えられる。また排気温度は同等であり、ノンスロットリング化が触媒の浄化作用に与える影響は少ないと考えられる。

(2)全負荷運転での効果 全負荷運転時の体積効率 は吸気閉弁時の筒内圧力とその時の筒内容積におおむね支配される。従って両者の積が最大となる閉弁時期を各回転毎に設定することにより、全域のトルクを向上することができる。

HVT エンジンでは吸気閉弁時期の自在性を利用し、回転数に応じて出力が最大となるよう閉弁時期を設定している。Fig. 15 に HVT エンジンと従来型エンジンとの全負荷性能の比較を示す。閉弁時期の最適化の結果、最高出力値を維持しつつ低速側の出力を向上することができ、例えば 1,000rpm における出力は約 10% 向上してい

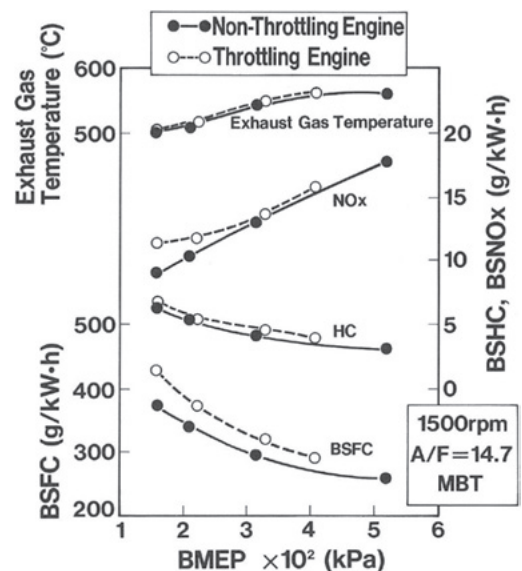


Fig. 14 Comparison of Combustion Characteristics between Non-Throttling and Throttling Engine

る。これは従来型エンジンに対し吸気閉弁時期を 34 度早く設定することにより吸気の吹き返しが減少して体積効率が約 9 % 増加したことによるものである。

3.4. 動弁系駆動損失

(1)HVT の駆動損失特性 Fig. 16 に HVT のカムシャフト駆動損失の特性を示す。従来の動弁系の駆動損失はエンジン回転数に依存し、負荷に対してほとんど変化しないが、HVT ではエンジン回転数のみならずエンジン負荷、すなわち閉弁時期によっても駆動損失は変化する。HVT の総駆動損失を引き去り法で分離した結果、この特性の原因が吸気弁駆動損失によることがわかる。従来の動弁系では開弁動作の弁駆動仕事が開弁動作の被駆動仕事で一部回収された開弁および閉弁の平均仕事となる。これに対して HVT ではフルリフトを除き閉弁動作中はカムと吸気弁の駆動力伝達が断たれ、その閉弁仕事のほとんどが作動油の吐出および着座緩衝に費やされ開弁仕事を回収することが出来ない。リフト、開角とも小さい低負荷付近 (Fig. 16(1)) では開弁動作に必要な仕事が少ないため駆動損失は小さい。中負荷付近 (Fig. 16(2)) では開弁仕事が増大する上、閉弁仕事による回収が無いため駆動損失は増大し、特に最大バルブリフトから早閉じを行った場合最も大きくなる。また中負荷以上 (Fig. 16(3)) では閉弁動作中の被駆動仕事の割合が増加するため再び駆動損失は低下していく。

中負荷での駆動損失は、主に吸気弁駆動仕事に起因し、

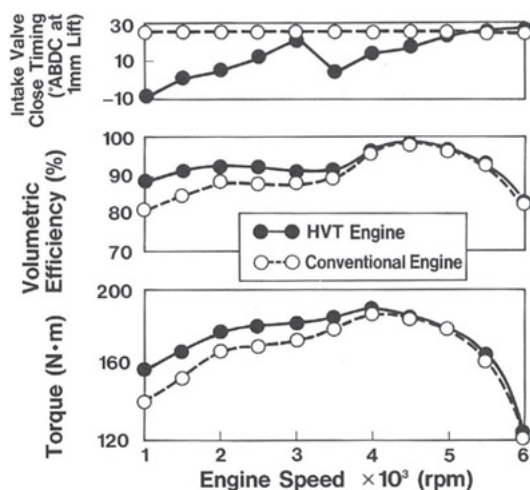


Fig. 15 Effect of Optimum Valve Timing Operation on Full Load Performance

ユニット内のオイルの圧力損失、各部しゅう動抵抗による損失、オイルポンプ駆動仕事等は比較的少ない事がわかる。

(2)従来動弁系との比較 Fig. 17 に HVT と従来のスリッパ型のロッカーアームを有する動弁系の駆動損失の比較を示す。前述のように HVT はエンジン回転数、負荷に対し駆動損失が変化し、スリッパ型ロッカーアームの動弁系よりも損失の大きい領域も存在するが LA-4 モード運転で使用する領域に注目してみるとおおむね小さく、3.3 節に示したポンピングロス低減と合わせモード運転時の燃費向上に寄与している。

4. エンジン制御システムと車両テスト

Table 5 に示す車両を用いて行ったエンジン制御システムの検討と、モード燃費及びエミッションテストの結果について述べる。なお、テスト車両には量産エンジンとはボアおよびストロークの異なる排気量 $1,287\text{cm}^3$ の 2バルブ 2 プラグ燃焼室を備えた HVT エンジンを搭載

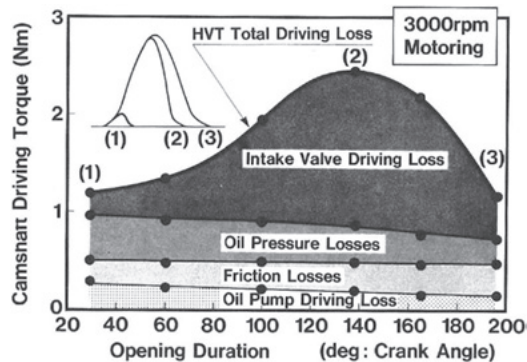


Fig. 16 Distribution of HVT Driving Torque

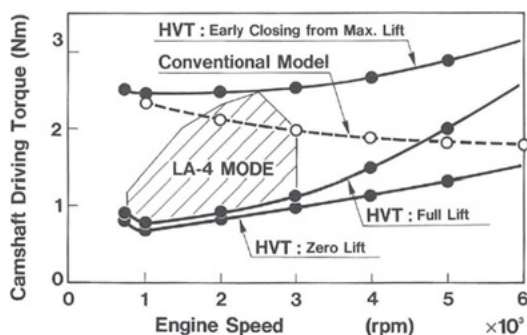


Fig. 17 Comparison of Camshaft Driving Torque between HVT and Conventional Model

Table 5 Vehicle Specifications

Vehicle Type	Prototype (Based on CIVIC)
Inertia Weight	2 0 0 0 LBS
Transmission	5-Speed Manual Transmission

した。その主要諸元を Table 6 に、また制御システムを Fig. 18 に示す。

4.1. 車両走行時の基本動作

HVT エンジンはその負荷制御を吸気閉弁時期の制御で行うため、基本的にはスロットルバルブを必要としない。しかし燃焼が比較的不安定な冷機時のドライバビリティの維持、および車両用各種アクチュエーターの作動用負圧を確保するために一部スロットリング運転が必要であることがわかった。そのためテスト車両には電動スロットルバルブが設けられており、一部の運転状態ではスロットリング運転を行っている。以下に代表的な運転状態での吸気弁および電動スロットルバルブの作動状態について説明する。

始動時および暖機運転中の吸気弁はフルリフトし、吸入空気量は電動スロットルバルブで制御し、スロットリング運転を行う。

暖機が終了すると電動スロットルバルブは全開となり

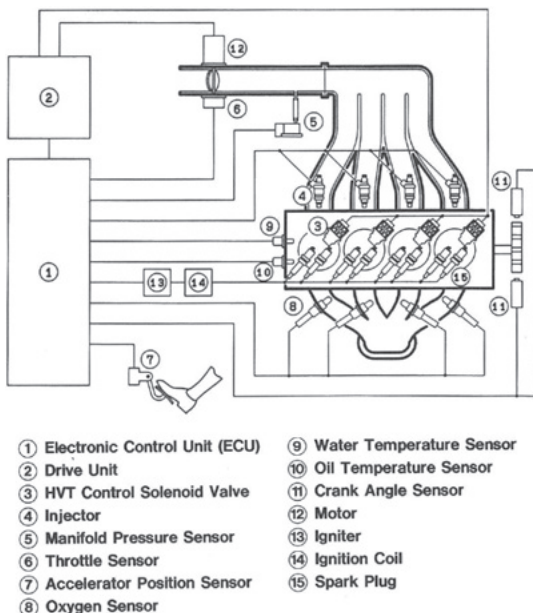


Fig. 18 Engine-Management System of HVT

Table 6 Engine Specification on Vehicle

Cylinder Configuration		In-line 4	
Displacement	cm ³	1 2 8 7	
Bore × Stroke	mm	φ 7 2 × 7 9	
Compression Ratio		9.5	
Spark Plug		2-Plug	
Valve Train	SOHC	IN	φ 3 4 × 1 HVT
		EX	φ 2 9 × 1 Conventional (Rocker Arm)

ノンスロットリング運転に移行し、クルーズ運転および加速時にはエンジン回転数とアクセル開度に応じた吸気閉弁時期により吸入空気量を制御している。全負荷加速時には加速性を向上するため、エンジン回転数に応じて出力最大となる吸気閉弁時期に制御している。またアイドルではエンジン回転数を一定に保つように吸気閉弁時期の制御を行っている。

ただし暖機終了後もアクセル全開の減速時には、電動スロットルバルブを全閉とし、吸気弁をフルリフトとすることによりスロットリング運転を行っている。これはエンジンブレーキを確保すると同時にブレーキブースター等の負圧のチャージを行うためである。以上の動作を Fig. 19 に示す。

4.2. ノンスロットリング運転時の基本制御

ノンスロットリング運転時には、吸気管内圧力が吸入空気量にかかわらずほぼ一定であることと、吸気弁の早閉じにより過大な吸気脈動が発生することからスピードデンシティ方式およびマスフロー方式のいずれによる吸入空気量計測も困難である。そこでアクセル開度とエンジン回転数に応じた目標出力をあらかじめ設定しておく、それに対応する吸気閉弁時期指示値、燃料噴射量、および点火時期を同時に決定し後述の空燃比フィードバック補正を加えることにより吸入空気量を計測することなしにエンジンの制御を可能とした。

4.3. 空燃比フィードバック制御

本研究に用いた HVT の閉弁時期のサイクル変動は非常に小さい。しかし各気筒の部品精度によって、同一の閉弁指示値を与えても各気筒の実際の吸気閉弁時期にはばらつきが存在し、Fig. 20(a) に示すように気筒毎に大きな空燃比差が生じてしまうことがわかった。スロットリングエンジンの空燃比制御は一般的に燃料に対する補正

で行うことができるが、HVT エンジンのように吸入空気量に誤差がある場合にこれを燃料量で補正すると気筒間の出力にばらつきを生じてしまう。この対策として、各気筒の排気系に O_2 センサを設け各々が所定の空燃比となるように気筒毎の吸気閉弁時期を修正し、空気量で空燃比補正を行うフィードバック制御を開発した。その結果、Fig. 20(b) に示すように気筒間の空燃比差をほぼ解消することが可能となった。

4.4. アイドル制御

スロットリングエンジンのアイドル状態ではスロットル弁部前後の圧力は臨界圧となっているため、回転数が若干変動しても吸入する空気の質量流量はほぼ一定である。従って回転数が下がれば体積効率が増加し、逆に上がれば減少する。このようにスロットリングエンジンは回転変動に対する自己復帰性を持っている¹⁰⁾。これに対

し HVT エンジンでは Fig. 21 に示すように、吸気閉弁指示値一定で回転数が変化した場合、実際に吸気弁が閉弁を開始するまでの遅延時間が回転数にかかわらず一定であるため、回転変動を増大するように吸気閉弁時期が変化し、エンジンストールもしくは回転の吹き上がりが発生してしまうことがわかった。

この問題を解決するために、目標アイドル回転数によって決定される吸気閉弁時期に対し、目標回転数と現在の回転数との偏差、および回転数の変化速度から決定される閉弁時期補正を加えることにより、回転変動に対する復帰性を与えた。これにより、アイドル安定性を従来型エンジンと同等のレベルにすることが可能となった。

なお、アイドル運転時には 4.3 節で述べた吸入空気量による空燃比フィードバック制御は停止し、燃料量補正による空燃比制御をおこなっている。このとき生ずる気筒間の出力ばらつきは、吸入空気量による空燃比フィー

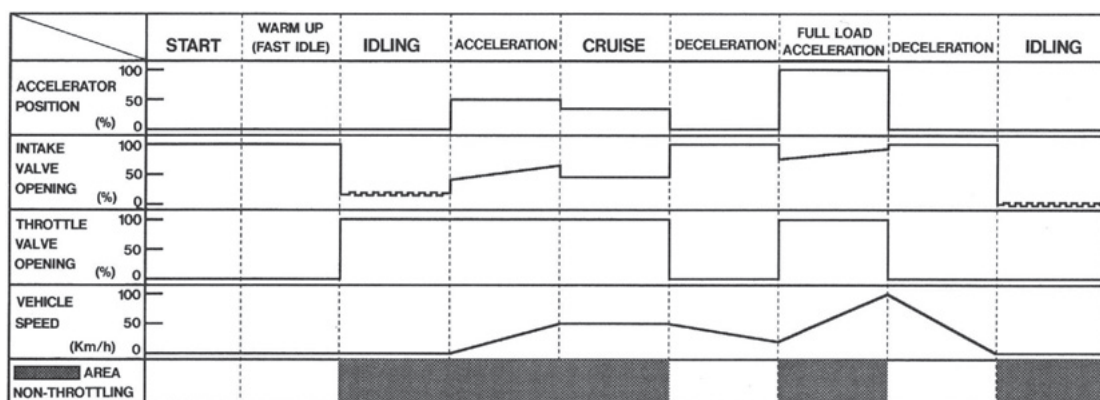


Fig. 19 Example of Load Control Schedule

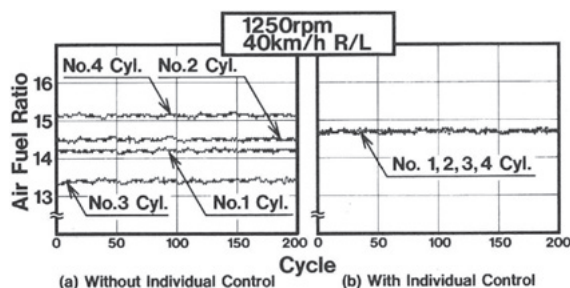


Fig. 20 Individual Cylinder Difference of A/F and Effect of Individual A/F Feedback Control

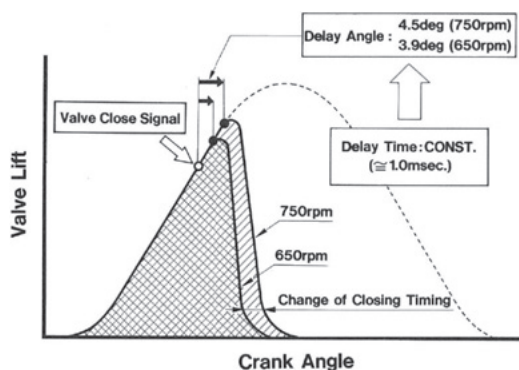


Fig. 21 Variation of Valve Lift and Close-Timing According to Engine Speed Fluctuation under Non-Throttling Operation

Table 7 Experimental Results of Emissions and Fuel Consumptions

	Non-Throttling				Throttling
	CO (g/M)	T.HC (g/M)	NO _x (g/M)	Fuel Consumption (MPG)	Fuel Consumption (MPG)
EPA Standard	3.4	0.41	1.0		
LA - 4	1.8	0.36	0.39	39.4	36.8
High Way	1.55	0.16	0.47	59.1	54.8
Combined				46.4	43.2

ドバック制御時に学習した吸気閉弁時期の補正量を用いることによって解消することができた。

4.5. 車両テスト

以上に述べた HVT エンジン制御システムを搭載した車両のモード試験による燃費とエミッションの評価を行った。

Table 7 に示すようにノンスロットリング運転での CO、HC、および NO_x エミッションは米国連邦規制値を満足し、LA-4 モード走行時の車両燃費は、スロットリング運転に対して約 7%、またハイウェイモードにおいては約 7.8% 向上することが明らかとなった。またアイドルから全負荷運転までのノンスロットリング走行において、そのドライバビリティは、量産車と同等であることが確認された。

5. まとめ

- (1) 任意の指示値に応じて 1 サイクルで閉弁時期変更が可能で、かつ 6,000rpm までの運転を可能とする油圧駆動弁と、その制御システムを開発し、ノンスロットリングでの車両走行を可能にした。
- (2) HVT ノンスロットリングエンジンにより、量産車と同等のドライバビリティを確保し、米国 EPA エミッション規制を満足しつつ車両モード燃費を約 7% 向上できた。
- (3) ポンピングロスは最大約 80% 低減するが、エンジン回転数の増加に伴い吸気弁部でポンピングロスが発生し、中速領域は約 40% の低減となる。
- (4) 動弁駆動損失は、負荷およびエンジン回転数に応じて変化する。同一回転数での駆動損失は低負荷および高負荷で低く最大バルブリフトからの早閉じ時に最も

大きくなる。また、スリッパ型ロッカーアームを有する量産の動弁系と比較すると、LA-4 モード運転領域ではおおむね小さい。

- (5) 吸気弁早閉じ運転により圧縮行程中の筒内温度が低下し低負荷での燃焼変動が増大するが、2 プラグ化およびバルブシート周囲へマスキングを設けることによってアイドル状態でも安定した燃焼が達成できる。
- (6) エンジン回転数に応じた最適の吸気閉弁時期の設定により最高出力を維持しつつ最大約 10% トルクを向上することができる。

参考文献

- 1) James H. Tuttle: Controlling Engine Load by Means of Late Intake-Valve Closing.
SAE Paper 800794
- 2) James H. Tuttle: Controlling Engine Load by Means of early intake-valve closing.
SAE Paper 820408
- 3) C. Gray: A review of variable engine valve timing.
SAE Paper 880386
- 4) P. Nuccio: Variable Valve Timing as a Means to Control Engine Load.
FISITA 82071
- 5) H. P. Lenz, B. Geringer, and et al.: Initial test result of an electro-hydraulic variable-valve actuation system on a firing engine.
SAE Paper 890678
- 6) Q. H. Vo, et al.: Untersuchungen an hydraulischen Variablen Ventilsteuerungen.
MTZ 52 (1991) 12
- 7) 中村 他: 油圧リフター付動弁系の問題点と解決.
自技会学術講演前刷 862085
- 8) 秋本 他: 電子制御燃料噴射火花点火機関における過渡現象の解析.
自技会学術講演前刷 882090
- 9) Geringer, B. et al.: Fully variable valve timing- another large step towards optimum spark ignition engines,
FISITA 925103
- 10) 長谷川: 電子燃料噴射とアイドルリング.
自動車技術 Vol.17, No. 9, 1983

■著 者■



福 尾 幸 一



園 比 呂 志



藤 吉 美 広



浦 田 泰 弘



海 山 英 造



清 水 潔