

特集 油圧ベーン式連続位相可変アクチュエータの開発*

Development of a Hydraulic Vane Type Variable Cam Timing Actuator

野尻孝男
Takao NOJIRI

牛田正泰
Masayasu USHIDA

Variable Cam Timing (VCT) is one of the most significant technologies to improve gasoline engine performance by controlling the timing of the opening and closing of the intake and/or exhaust valves. Recently, a vane type VCT has been developed and is becoming more popular due to the smaller size and lower cost of the actuator. This report shows the development results of the lock pin – one of the most important parts in achieving the functionality of the VCT.

Key words : Vane type VCT, Variable Cam Timing, Lock pin, Taper angle, 2 way releasing

1. はじめに

近年自動車市場では地球環境保護の観点から各種規制が導入されている。特にクリーンな環境のための排出ガス規制やCO₂削減のための燃費規制は年々その厳しさを増しており、自動車メーカー各社はこれらの対応のための技術開発を行っている。排出ガス浄化に対しては、ガソリンエンジンの触媒効率向上技術の開発、燃焼状態改善のための燃料噴射装置の開発等がよく知られている。また、燃費改善に対しては、エンジンそのものの摩擦損失の軽減技術やガソリン直噴技術等の開発が行われている。こういった技術開発に加えて、エンジンの吸排気バルブの開閉時期を可変にする技術、特に吸気弁の開閉時期を運転条件に応じて変更・制御することにより、ポンピングロスの低減による燃費低減効果、排気工程終盤に排出されるクエンチ層の未燃HCの再燃焼によるHC低減効果、更には内部EGRの増加によるNO_x低減効果などがあることが分かり、これを実現する小型でかつ安価な連続位相可変システムの実用化が期待された。

こういった期待が高まる中、1995年エンジン潤滑油圧を利用した連続位相可変システム（以下VCT=Variable Cam Timingと呼ぶ）が市場に投入された。システム構成の概要をFig. 1に示す。VCTシステムはカムシャフトに締結されたVCTコントローラによって吸気弁の開閉タイミングを可変にするものである。制御駆動源としてはエンジンの潤滑油を使用し、コントローラへの油の供給量は油量制御OCV（Oil Flow Control Valve）によって制御される。

最初に市場投入されたVCTは通称ヘリカル式と呼ばれ、複雑な構造ゆえのコスト高、重量が重くサイズも大きいという問題から一部の高級エンジンにしか採用されず、その採用は拡大しなかった。

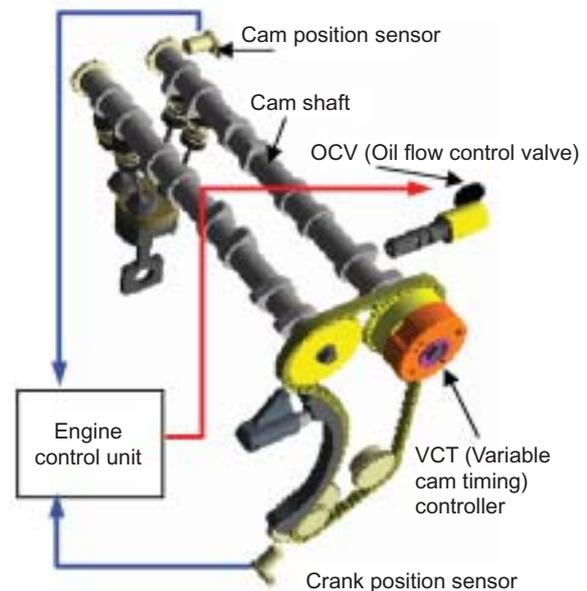


Fig. 1 Variable cam timing system diagram

近年の更なる排出ガス規制強化、燃費規制強化の動きの中、高級エンジンから一般小型エンジンにまで採用可能な小型・軽量・低コストなVCTの開発が強く望まれていた。そんな中我々はベーン式というシンプルな構成のVCTを開発した。ベーン式VCTは揺動式ベーンアクチュエータの機構を応用した非常にシンプルな構造ゆえ、小型・軽量・低コストを実現し、中・小型エンジン含めた全エンジンへの適用を可能にした。現在、各自動車メーカーでの採用は急拡大し、2005年には全世界のほとんどのガソリンエンジンに採用されている。

本論文は、ベーン式VCTを実用化に導くキー技術であるロックピンの開発について述べる。

*2006年1月16日 原稿受理

2. ベーン式VCTコントローラの概要

2.1 ベーン式VCTコントローラの構造

Fig. 2にベーン式VCTコントローラの構造を示す。

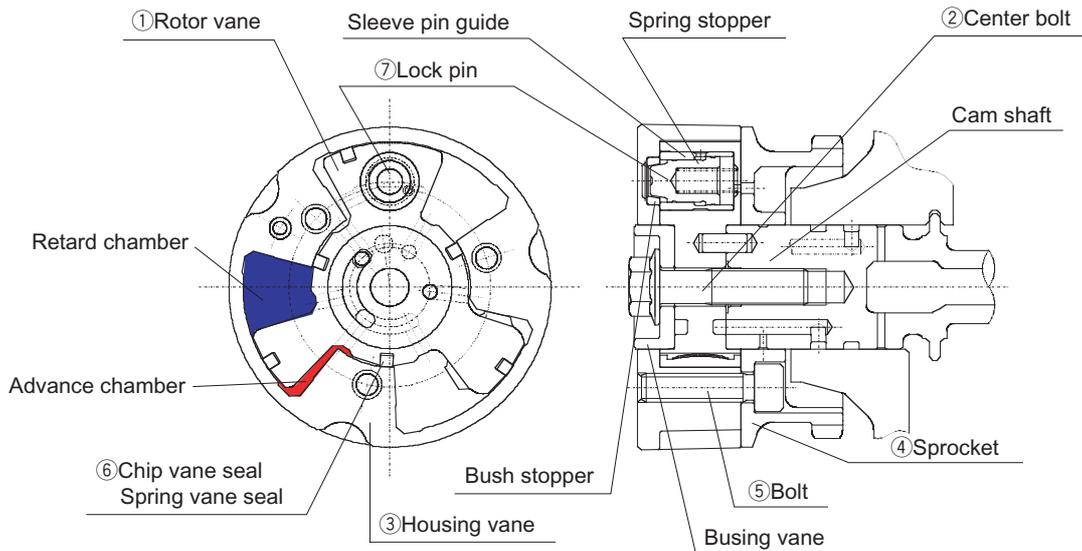


Fig. 2 Vane type VCT controller structure

ベーン式VCTは三つの主要構成部品（ロータベーン、ハウジング、スプロケット）によって形成され、その簡素な構造ゆえ小型軽量化を実現している。ロータベーン①はクランクシャフトの回転に対しカムシャフトを相対的に増減速させる部品であり、センタボルト②によってカムシャフトに締結されている。ハウジングベーン③はスプロケット④とボルト⑤で締結されており、クランク軸の回転をチェーンを介してカムシャフトに伝達する役割を果たす。

VCT内部にはハウジングベーンとロータベーン双方によって油圧室が形成され、この油圧室はロータベーンの羽根を挟んでそれぞれ進角油圧室、遅角油圧室と呼ばれている。そのどちらかに油圧を印加することで前記相対運動を可能にしている。ハウジングに対しカムシャフトの回転方向にロータベーンが相対運動することを進角動作、逆にカムシャフトの回転方向に対し逆方向に相対運動することを遅角動作と呼んでいる。ベーン式VCTは進遅角油圧室に油が充填されている限りその油圧ダンパー効果により、ヘリカル式VCTのような複雑な部品構成を持たずして打音を防止でき、非常にシンプルな構造を実現している。ロータベーンの羽根にはチップベーンシール⑥が挿入されており、二つの油圧室のシール性を確保している。

ベーン式VCTは上記二つの油圧室に非圧縮性流体

(エンジン潤滑油)を充填させることでその機能を果たしているが、エンジン停止時は各部クリアランスから油が抜けるためエンジン始動時は、VCT内部には油が非充填状態になっている。この場合、カムシャフトに締結されたロータベーンがハウジングの回転運動とは無関係にカムシャフトの変動トルク（吸気弁の開閉に同期）によって大きく変動し、この変動によりロータベーンがハウジングをたたき、非常に大きな機械音を発生する。この始動時のロータベーンの変動を防止するためにはいかなる条件でもVCT内に継続的に油を充填させるか、VCT内に油が充填されるまでの間ロータベーンとハウジングを機械的に固定する方法が必要になる。しかし、前者は事実上不可能であるため、後者の機械的固定方法を選択した。これを実現する手段として、ロータベーン内にロックピン⑦とよばれる部品を組みこんだ。このロックピンは無油圧時ロータベーンとハウジングを機械的に拘束し始動時の打音防止をはかる重要な役割を担っている。

2.2 ベーン式VCTの作動と本研究の概要

Fig. 3にベーン式VCTの作動概要を示す。

エンジン停止時または始動時、ロータベーンはハウジングに対し左側の図の状態にあり、ロックピンが嵌合状態にある。このため、無油圧状態でも図の最遅角

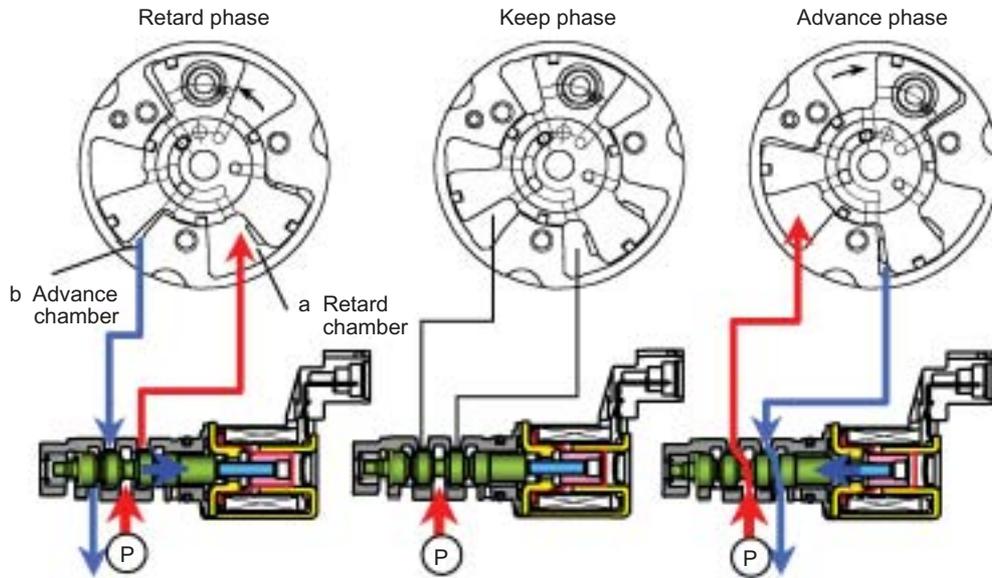


Fig. 3 VCT cam phase control outline

位相を確保している。エンジン始動後オイルポンプからの油圧は遅角油圧室 a に供給され、VCT内部は油で充満される。その後エンジン制御ECUからの進角作動指令によりエンジン油圧は進角油圧室 b に供給されると同時に遅角油圧室は大気に開放されるためロータベーンは油圧によって進角方向に相対運動を始める（進角作動）。逆に右側の図のように遅角油圧室に油圧が供給され進角油圧室が大気開放された場合、ロータベーンは遅角方向に相対運動をはじめる（遅角作動）。さらに中央の図のように進角油圧室、遅角油圧室いずれにも油圧が供給されず、大気開放もされない場合は両油圧室の油は密閉状態となりその位相を保持することが可能になる。（中間保持）

ベーン式VCTシステムは上記四つのモード（初期最遅角位相、進角作動、中間保持、遅角作動）を各エンジン運転条件によって使い分けることでエンジンの性能を最大限に引き出している。

3. ロックピンの開発

3.1 ロックピンの役割と必要機能

ロックピンは2.2節でも述べたようにベーン式VCTコントローラの製品構成・機能上最も重要であり、主にエンジン始動時無油圧状態での打音防止を目的に付加された部品である。Fig. 4にその構成図を示す。

この機能をつかさどる関連部品はロックピン本体、ロックピンを嵌合方向に押し付けるスプリング、嵌合相手方部品のブッシュであり、このロックピンは始動時

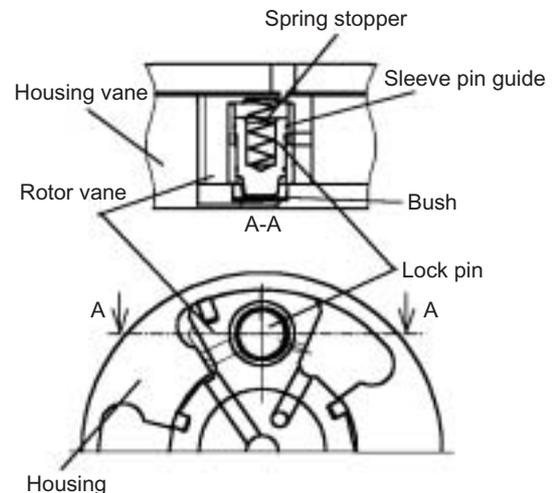


Fig. 4 Lock pin structure

の油圧がない状態では嵌合し、作動油が充填されたあとは油圧力により非嵌合状態になる油圧作動ピンである。この要求機能は大きく以下の三つある。

- (1) エンジン始動時、カムシャフトの変動トルクが印加されても嵌合状態を確保する。
- (2) 位相変換時に非嵌合状態になり位相変換を阻害しない。
- (3) エンジン停止時確実に嵌合状態に戻る。

しかし各エンジン毎に異なるカムトルク環境やエンジンオイル環境に対しても確実に上記三つの機能を果たさなければならず、さまざまな工夫が必要になる。以下それぞれの機能に対し研究した内容を記載する。

3.2 ロックピン形状の設計—ピンの嵌合保持性の確保—

ロックピンは前述のようにベーン式VCT内に油が充填されていない時嵌合状態にある必要がある。一般的に知られているロックピンは円筒形状をしており、部品の公差を考慮した上でピン嵌合部であるブッシュへの挿入性を確保するには両部品間にある程度のクリアランスが必要になる。しかしこの場合、ロックピンが嵌合状態にあってもロックピンとブッシュの間にクリアランスがあり、完全な機械的拘束状態を実現できず、そのクリアランスにより機械的な叩き音を発生する (Fig. 5)。

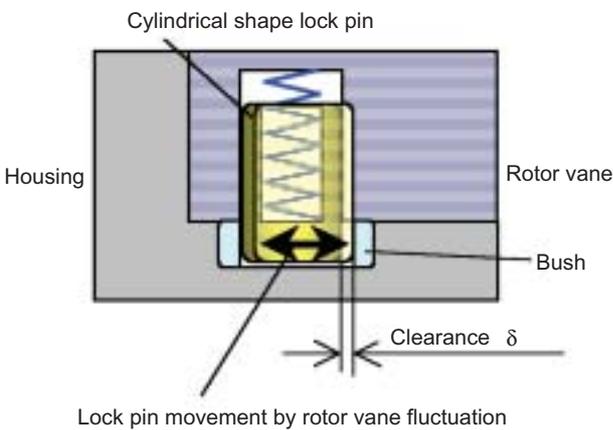


Fig. 5 Cylindrical shape lock pin engagement clearance

Fig. 6にロックピンとブッシュのクリアランスに対する機械的な衝突音圧の関係を示す。この図から分かるように、クリアランスが大きくなるにつれ機械的な衝突音圧は上昇する。エンジンの環境、評価者によってその許容値は異なるが、仮にバックグラウンドに対し3dB (聴感上問題ないレベル) の音圧差を許容値とすると、ピンとブッシュのクリアランスは0.14mm以下に抑える必要がある。しかし、多くの構成部品の公差を加味した上でクリアランスを0.14mm以下に抑えるには、たとえば各種寸法のピンを用意し、一つひとつブッシュとのクリアランスを計測しながら組み合わせるいわゆる選択組み付けが必要となり大量生産にそぐわない。更に長期使用によるロックピンおよびブッシュの磨耗によりそのクリアランスは増大するため、製品寿命を加味した磨耗量を考慮した更なるクリアランスの縮小化が必要となる。そこで考案したのがテーパを利用した形状である。テーパ形状を採用すれば、

ロックピンとブッシュの位置公差の吸収が可能で更にクリアランスのない嵌合を実現することができる。

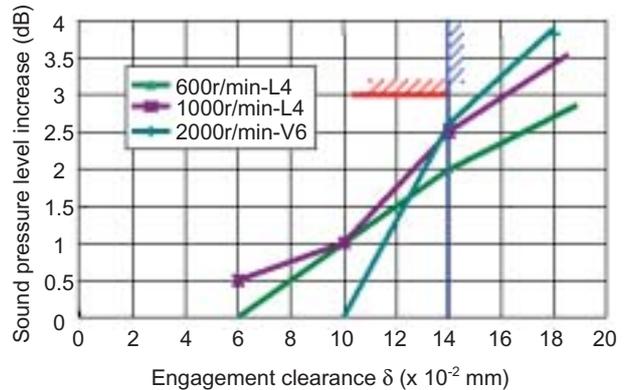


Fig. 6 Engagement clearance and sound pressure

Fig. 7にテーパ形状ロックピンの嵌合状態を示す。嵌合部をテーパ形状にし、ロックピンとブッシュをわずかに偏心させることでロックピンとブッシュの角度位置ばらつきに対し、ロックピンの嵌合深さで自動的に調整が可能 (a, b) となる。すなわち、位置公差最大の際はaのようにロックピンの嵌合深さは最小になるが、ロックピンとブッシュはテーパの側面で接触可能となる。また、ロックピンとブッシュの位置公差最小状態でも、ロックピンの嵌合深さが増すことでロックピンとブッシュ側面の接触状態を実現することができる。つまりテーパがピンとブッシュの中心間距離公差を吸収していることになる。テーパ形状のロックピンにより、いかなる場合でもブッシュとロックピンの間にクリアランスのない嵌合が実現し、前述の問題を克服している。

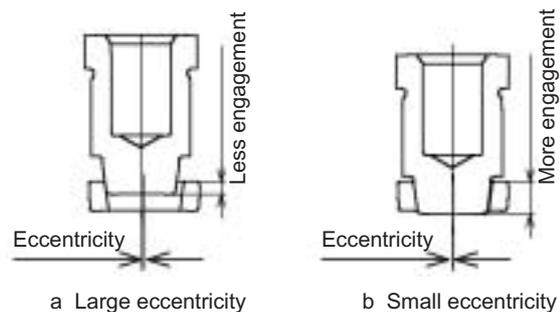


Fig. 7 Auto adjustment structure of tapered lock pin

しかし、テーパ形状の場合本来の目的である「エンジン始動時にロータベーンとハウジングを機械的に拘束する」機能を損なう可能性がある。ロックピンが嵌合状態にある場合、ロックピンには常にカムシャフトの変動トルクが印加される。印加される変動トルクはロックピンの側面、すなわちテーパ部で直接受けるため、ロックピンの軸方向分力が発生する。テーパ角度が大きくなるほどその分力は増加し、ロックピンが非嵌合状態になってしまう問題がある。このためロックピンのテーパ角度は非常に重要な設計要素となる。そこで実際のカムシャフト変動トルクに対しピンが非嵌合状態になるテーパ角度を計算してみた。

Fig. 8はカム変動トルクが印加された場合のロックピンに加わる力を示したものである。 F_0 をカムシャフト変動トルクによってロックピンに印加される力、 F_{0a} を F_0 のピンの軸方向分力、 F_f をピン側面の摩擦力、 F_s をピンを嵌合方向に付勢させるためのばね荷重、 θ をロックピン先端部のテーパ角度とすると、力のつりあい式から以下となる。

$$F_{0a} = F_0 \cdot \tan(\theta - \tan^{-1}(\mu)) \quad (1)$$

$$F_f = \mu \cdot F_0 \quad (2)$$

上記力に対し

$$F_{0a} \leq F_f + F_s \quad (3)$$

この関係を満足する θ を計算すればよい。(上記式のうち $\tan^{-1}(\mu)$ は等価摩擦角である)

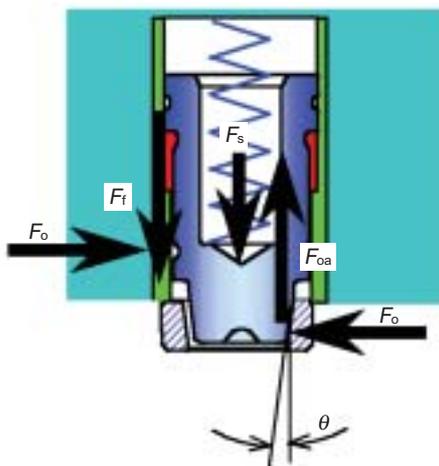


Fig. 8 Force of the tapered lock pin

Fig. 9にブッシューロックピン間、スリーブーロックピン間の摩擦係数に対する必要テーパ角度の関係を示す。今回評価したエンジンはV6エンジンで、油種は5w-30を使用した。今回のエンジンの場合、摩擦係数 $\mu=0.066$ 、低回転時の最大負トルクは6Nmであったため、Fig. 9に示す関係グラフより、 $\theta \leq 7.5^\circ$ が必要になることが分かる。(注：ロックピンのばね荷重は位相変換可能なエンジン低回転時の油圧である50kPaから5.78Nとした)この結果、無給油状態でロックピンのテーパ部にカムの変動トルクが印加されても解除しない構造に設定できる。

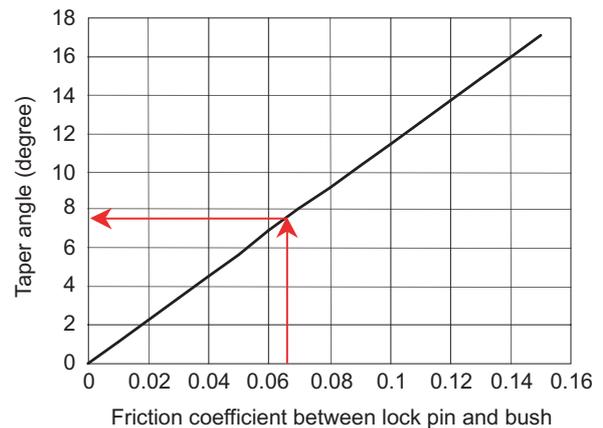


Fig. 9 Friction coefficient and taper angle

3.3 ロックピンの解除機構

3.2節で述べたようにロックピンはエンジン始動時ロータベーンとハウジングを拘束し、機械的な打音を防止する機能を果たす。しかし、一旦エンジンの始動が完了しオイルポンプからエンジン潤滑油がベーン式VCT内に供給されるようになるとロックピンの機能は不要になるばかりか位相変換時の阻害要因になる。したがってロックピンはエンジン始動後は、位相変換機能を損なうことなく速やかに非嵌合状態になる必要がある。

Fig. 10に示すように、ベーン式VCT内の進角油圧室とロックピン先端部はつながっており、進角油圧室に油が供給されると同時にロックピン先端部に油圧が印加され、ロックピンの解除作動が開始され、所定時間後に非嵌合状態になる。Fig. 11は温度別のロックピンの速度を示す。計測は便宜上ロックピンが0.5mm作動する時間で行った。この図から温度が低ければ低いほどロックピンの動きは遅くなり、非嵌合状態になるまでに時間を要するの分かる。しかしロックピンに

油圧が印加されると同時にロータベーンにも油圧が印加され、回転方向にトルク F_r が発生する。このためロックピンにはせん断力が加わることになる。このせん断力は油圧が大きければ大きいほど高く、ロックピンの動作を阻害し、位相変換を実現できないことになる。

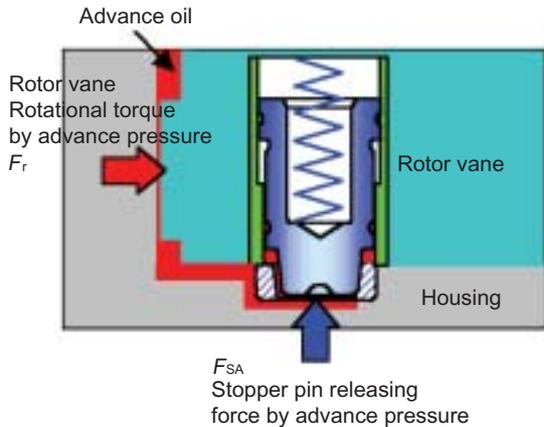


Fig. 10 Lock pin releasing mechanism by advance pressure

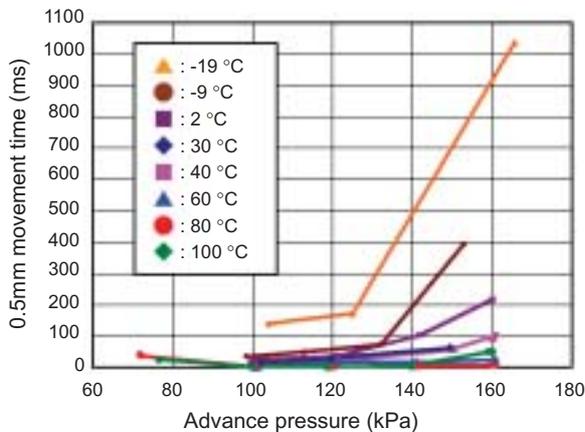


Fig. 11 Lock pin movement speed

Table 1は、4気筒エンジンでの油圧別の起動性(最遅角状態からの位相変換開始のしやすさを起動性と呼ぶ)のまとめである。油圧200kPaまでは問題なく起動するが、200 k Paを超えると起動しなくなっているのが分かる。

Table 1 Lock pin releasing capability by advance pressure

○ Possible to release × Impossible to release (Releasable percentage)

		Oil pressure (kPa)			
		100	200	300	400
Engine speed (r/min)	500	○	○	× (40%)	× (20%)
	1000	○	○	× (40%)	× (20%)
	1500	○	○	× (60%)	× (20%)

この問題を解決するにあたり、以下に着目した。ベーン式VCT内はエンジン始動後最初に遅角油圧室に油が充填される。もし、この状態でロックピンの解除が可能になればこの問題を解決できると考え、遅角油圧でもロックピンの解除が可能な構造を考案した。

Fig. 12にその構造を示す。従来の進角油圧での解除構造に加え、ロックピンを2段構造とし、2段目に遅角油圧が供給されるようにした。また、この解除圧は上記200kPa以下での進角油圧での解除性を加味して設定した。この構造によって特に200kPa以上の高油圧時、遅角油圧でロックピンは既に解除されているため遅れない位相変換を可能にしている。

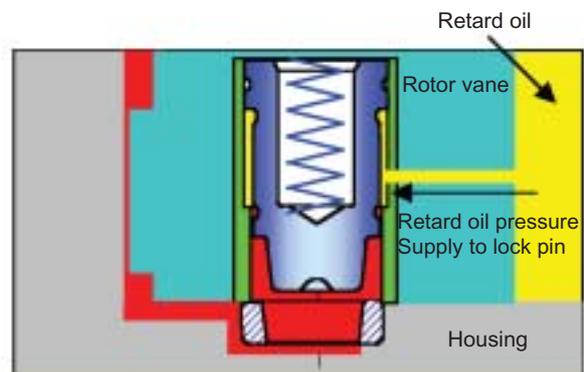


Fig. 12 Lock pin releasing mechanism by retard pressure

Fig. 13に進角油圧でのみ解除可能な構造（片圧抜きと呼ぶ）の場合のベーン式VCTの起動性を、Fig. 14に進角油圧・遅角油圧両圧で解除可能な構造（両圧抜きと呼ぶ）にした場合の起動性のデータを示す。この図のように、片圧抜き構造では進角起動指令をだしてもロックピンにこじりが発生し、位相変換できないが、両圧抜き構造にすることで、遅れのない進角作動（起動性）が実現できているのが分かる。Table 2に両圧抜きロックピンでの各油圧毎の起動性に関してまとめてみた。Table 1では特に200kPaを超える油圧で起動できなかったものが、両圧抜きにすることで低圧～高圧まで問題ない起動性を確保できているのが分かる。

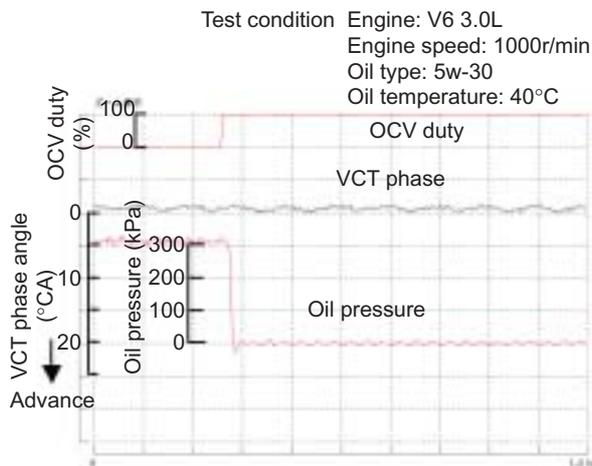


Fig. 13 Phasing ability of only advance pressure releasing

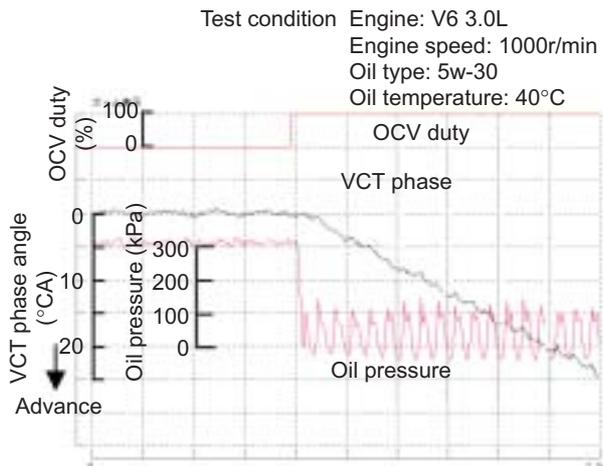


Fig. 14 Phasing ability of both advance and retard pressure releasing

Table 2 Test summary of advance and retard pressure releasing lock pin

		Oil pressure (kPa)			
		100	200	300	400
Engine speed (r/min)	500	○	○	(×)⇒○	(×)⇒○
	1000	○	○	(×)⇒○	(×)⇒○
	1500	○	○	(×)⇒○	(×)⇒○

3.4 エンジン停止時のロックピンの挙動とロックピン嵌合性の確保

最後のロックピンの機能は、3.1節で述べた始動時の状態にエンジン停止中に移行することである。一般にカムシャフトトルクは平均的には正のトルク（遅角方向に付加される）であり、油圧ベーン式VCTにとってみれば油圧がない場合、平均的にロータベーンを選角方向に付勢するトルクがかかっていることになる。仮に何らかの要因で油圧がなくなりかつエンジンが停止したとしてもカムシャフトの遅角側へのトルクによってロータベーンは自動的に目的位相である最遅角側に動かされ、結果としてロックピン嵌合位置に戻ることができる。Fig. 15に嵌合開始時のロックピンとブッシュの関係を示す。この図のように先端テーパ形状にすることは、嵌合初期状態ではロックピンの先端が細く相手方のブッシュの開口部が広いいため、ピンがブッシュに嵌りやすく、より確実な嵌合機能をはたすことができるという効果もある。

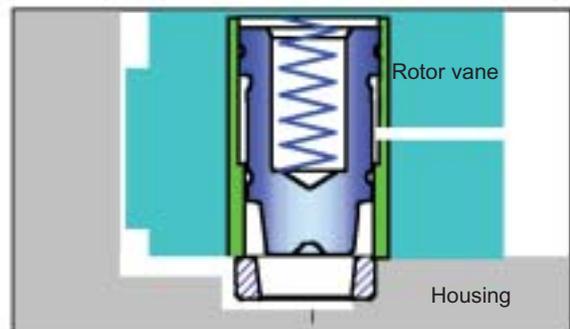


Fig. 15 Lock pin position at the initial stage of engagement

4. おわりに

以上のように油圧ベーン式VCTの実用化に際してはその重要機能部品であるロックピンが大きな役割を果たしており、ロックピンの先端テーパ形状ならびに進・遅角両油圧で解除可能な構造を開発したことが油圧ベーン式VCTの実用化に大きく貢献した。

本論文の冒頭にも述べたが、自動車ガソリンエンジンにおける吸排気バルブの開閉時期（位相）の可変制御は、ベーン式VCTの実用化により急拡大した。1997

年、自動車市場に初めて採用されて以来5年足らずの間に標準装備となり、今では全世界のほとんどのガソリンエンジンに搭載されていると言っても過言ではない。

最後に、本ベーン式VCTの開発に際し多大なるご尽力をいただいた方々ならびにその生産にあたり多大なるご尽力をいただいた製造関連の方々に心から感謝の意を表したい。



<著 者>



野尻 孝男
(のじり たかお)
機能品技術2部
油圧ベーン式VCTの開発・設計に
従事



牛田 正泰
(うしだ まさやす)
機能品技術2部
油圧ベーン式VCTの開発・設計に
従事