

学術論文

## ガスヒートポンプエンジン用低エネルギー損失磁気動弁系と バルブ位相連続可変制御機構の開発

### Magnetic Driven Valve System and Valve Timing Control Mechanism for Gas Heat Pump Engines

小林 洋之	(群馬大学院)	鈴木 孝明	(京都大学院)
小池 和也	(群馬大学院)	高橋 則昭	(群馬大学院)
張 旭京	(群馬大学院)	長屋 幸助	(群馬大学)

Hiroyuki KOBAYASHI  
 Takaaki SUZUKI      Student Member  
 Kazuya KOIKE  
 Noriaki TAKAHASHI  
 XuJing ZHANG  
 Kosuke NAGAYA      Member

A new type driven valve system for combustion engines has been presented, in which a cam is made of permanent magnet, and a roller rocker arm is made of cylindrical permanent magnet. In this system, an attractive force between the cam and the rocker arm due to the magnetic force suppresses jumps and bounces. This makes the friction in the driven valve system decrease. Hence, the resisting torque is decreased by use of this system. This implies that the energy loss decreases. In addition, since the bounce phenomenon is suppressed by the attractive force, noise due to the bounce is also suppressed in the present system. The analysis for obtaining the critical speed has been presented, and to validate the theoretical results, experimental test has been carried out. In order to have high energy efficiency, an electric drive valve phase control system is presented. The valve phase control is carried out for the proposed driven valve system by using our control system.

*Key Words:* Gas heat pump engine, Valve system, Low energy loss, Magnetic valve, Valve timing control, Low friction, Permanent magnet, Planet gear, Ultrasonic motor, Electric motor.

#### 1 緒言

エンジンの動弁系は、カム、ロッカーアーム、バルブ、バルブスプリングなどからなり、カムによりバルブの開閉を行い、エンジンの燃焼を制御するものである。このシステムはカムの回転数が速くなると、シス

テムの異常運動であるジャンプやバウンスが発生する。ジャンプ、バウンス現象はシリンダー内の燃焼に悪影響を及ぼすのみならず、騒音を引き起こし、エンジンの破壊にもつながる。この現象を抑えるため、通常は非常に高いバネ定数のバルブスプリングを用い、さらに初期圧縮力をばねにて与えている。このため、タペットとカムの間には大きな接触摩擦が生じる。この摩擦は

連絡先: 長屋 幸助, 〒 376-8515, 桐生市天神町 1-5-1, email : nagaya@me.gunma-u.ac.jp

エンジン寿命に大きな影響を与えるのみならず大きなエネルギーの損失となる。そのため、摩擦の解析が副島ら [1] により行われており、また Sanada ら [2] は摩擦を低減する方法を提案している。一方ジャンプ・バウンスを正しく解析し、最適なばね定数のばねを設計しようという報告も著者ら [3] によりなされており、さらにジャンプ・バウンスによる騒音を低減するためのカムプロフィールの検討が入谷ら [4] によりなされている。

一方、エンジンの吸気弁と排気弁の開弁位相を変化させると、エンジンのエネルギー効率が 10 % 以上向上し、かつ  $\text{NO}_x$  を 30 % 以上低減できることが知られている [5]-[14]。そこで、吸気弁の位相をエンジン回転数に応じて変化させる方法が実用化されている [6]-[14]。この制御は一般に油圧式が用いられるが、この方法では機構が複雑でかつ制御エネルギーが大きいことから、電動式のパルブタイミング連続制御装置が著者らにより開発された [15]。油圧式にせよ、電動式にせよ制御時にはカムの位相を変化するため、カムの回転を制御するので、カムの抵抗トルクの大きいエンジンでは、高出力の制御機器を必要とし、かつ大きな制御エネルギーを消費する。

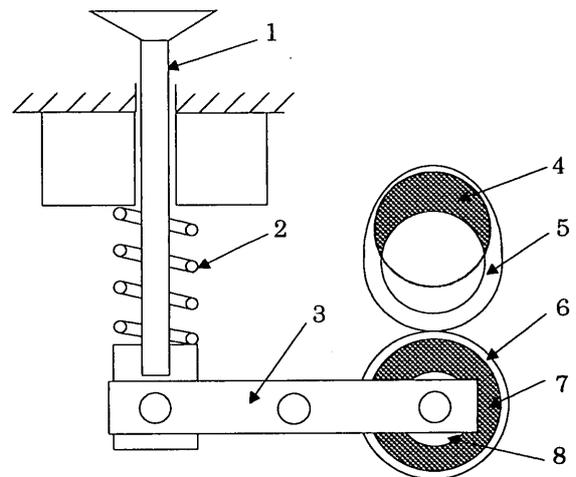
本研究では、電動式ヒートポンプとの競争でエネルギー効率を厳しく求められるガスヒートポンプエンジンに焦点を絞り、新たに低エネルギー損失の動弁系を開発し、さらにエネルギー効率向上のためのパルブ位相制御装置を開発する。

## 2 磁気動弁系の開発

### 2.1 磁気動弁系の機構

動弁系の抵抗トルクを小さくすると、エネルギー損失が小さくなり、かつ弁の位相制御に小型の制御機構が使用でき、制御エネルギーも小さくて済む。そこで、まず、抵抗トルクの小さい動弁系を開発する。通常の動弁系は、ジャンプ・バウンスを抑制するため、高いばね定数のばねを用い、さらに初期圧縮を与えて弁をロッカーアームを介して押しつける構造が一般的である。また、ロッカーアームとカムは滑り接触であるので、摩擦力が大きく、したがってエネルギー損失が大きい。

そこで、本研究では、抵抗トルクを小さくするため、Fig.1 のような磁気動弁系を開発する。図中、4 は永久磁石であり、カムの偏心側に挿入され、その上に焼入れされた鉄製リングが装着され、磁石を保護している。



1 : Valve, 2 : Spring, 3 : Rocker arm  
4 : Permanent magnet No.1, 5 : Cam  
6 : Ring, 7 : Permanent magnet No.2  
8 : Bearing

Fig. 1 Geometry of the magnetic valve system.

また、7 も永久磁石であり、ロッカーアームに軸受 8 を介して取り付けられ、その表面を焼入れした鉄製リングで保護している。この系で、カム 5 が回転すると、磁石 4 と 7 が吸引し、カムとローラーが吸引接触を保って回転する。その動きはロッカーアーム 3 を介して弁 1 に伝達される。ここで、2 はばねであるが、本システムでは、補助的に用いているもので、そのばね定数は通常のばねの数分の 1 で良い。この機構の特徴は、磁気による吸引接触を用いるため、摩擦による損失はカム、ローラー間の回転摩擦だけである(磁石の接触部のみで吸引力の釣り合いが取られる)。もちろん、補助ばねの影響があるが、補助ばねのばね定数が小さいので、ばねの圧縮によるトルクは極端に小さい。一方、従来のばね式を用いたときは、ばねの初期圧縮により、ロッカーアームをカムに押しつけ、さらにカムはばねを圧縮しながら回転するのでトルクは大きくなる。また、その力はカムのみならず、ロッカーアームの軸受にも作用する(その力は、ロッカーアームの左右の長さが等しい場合は、ばね力の 2 倍となる)。

### 2.2 解析

#### (a) 磁気力の測定

ロッカーアームの実験的に測定した磁気力の曲線

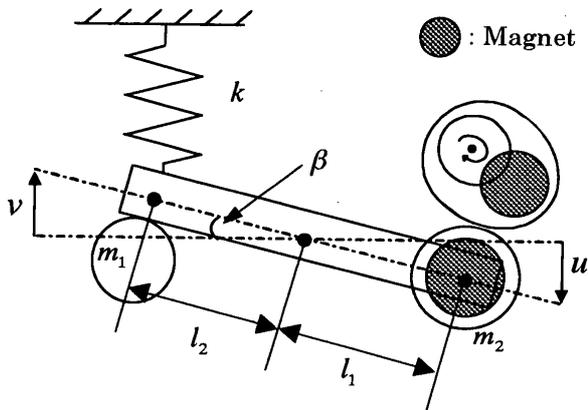


Fig. 2 Model of the magnetic valve system.

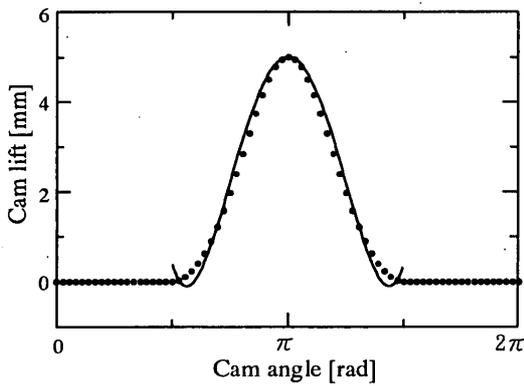


Fig. 3 Cam profile.

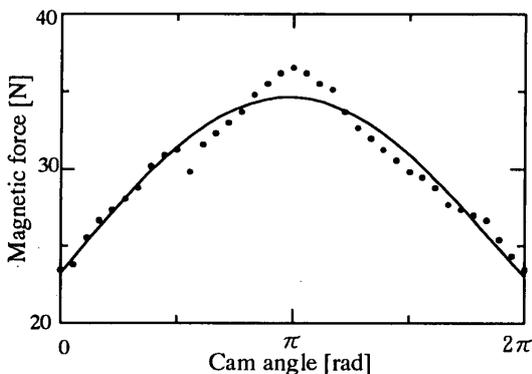


Fig. 4 Magnetic forces versus cam angle.

(Fig.4 の黒点) を最小自乗法で下記のように近似する.

$$F(\theta) = a_4\theta^4 + a_3\theta^3 + a_2\theta^2 + a_1\theta + a_0 \quad (1)$$

ただし,  $a_i$  は最小自乗法で決定する係数であり,  $\theta = \omega t$  の関係がある.

(b) カム曲線の近似

計測したカム曲線 (Fig.3 の黒点) を以下のように最小自乗近似する.

$$u(\theta) = b_4\theta^4 + b_3\theta^3 + b_2\theta^2 + b_1\theta + b_0 \quad (2)$$

ただし,  $b_i$  は最小自乗法で決定する係数である.

(c) ジャンプの条件

本論の理論解析で使用する解析モデルを Fig.2 に示す. この図より磁気バルブシステムの運動方程式は以下ようになる.

$$m_2 \frac{d^2 u(\theta)}{dt^2} l_1 + m_1 \frac{d^2 v(\theta)}{dt^2} l_2 + k v l_2 + J \frac{d^2 \beta(\theta)}{dt^2} + k x_0 l_2 + c \frac{du(\theta)}{dt} + F(\theta) l_1 = 0 \quad (3)$$

ただし,  $m_1$  は弁質量,  $m_2$  はローラ質量,  $v$  は弁変位,  $u$  はローラ変位,  $J$  はロッカーアーム慣性能率,  $\beta$  はロッカーアームの変角,  $c$  は等価減衰係数,  $k$  は弁ばねのばね定数,  $x_0$  は弁ばね初期取り付け変位,  $F$  は磁気力である. 式 (3) を

$$\beta = \frac{v}{l_2}, v = \left(\frac{l_2}{l_1}\right) u$$

を用いて整理すると,

$$\left\{ m_2 \left(\frac{l_1}{l_2}\right)^2 + m_1 + \frac{J}{l_2^2} \right\} \left(\frac{l_2}{l_1}\right) \frac{d^2 u}{dt^2} + k x_0 + k \left(\frac{l_2}{l_1}\right) u + c \left(\frac{l_2}{l_1}\right) \frac{du}{dt} + \left(\frac{l_1}{l_2}\right) F = 0 \quad (4)$$

また, 式 (2) より

$$\frac{du}{dt} = \omega(4b_4\theta^3 + 3b_3\theta^2 + 2b_2\theta + b_1)$$

$$\frac{d^2 u}{dt^2} = \omega^2(12b_4\theta^2 + 6b_3\theta + 2b_2)$$

すなわち, 式 (4) は以下ようになる.

$$\left\{ m_2 \left( \frac{l_1}{l_2} \right)^2 + m_1 + \frac{J}{l_2^2} \right\} \left( \frac{l_2}{l_1} \right)$$

$$\times \omega^2 (12b_4\theta^2 + 6b_3\theta + 2b_2)$$

$$+ c \left( \frac{l_2}{l_1} \right) \omega (4b_4\theta^3 + 3b_3\theta^2 + 2b_2\theta + b_1) + kx_0$$

$$+ k \left( \frac{l_2}{l_1} \right) (b_4\theta^4 + b_3\theta^3 + b_2\theta^2 + b_1\theta + b_0)$$

$$+ \left( \frac{l_2}{l_1} \right) (a_4\theta^4 + a_3\theta^3 + a_2\theta^2 + a_1\theta + a_0) = 0$$

$$f_1(\theta)\omega^2 + f_2(\theta)\omega + f_3(\theta) = 0$$

したがって,

$$\omega = \frac{-f_2(\theta) \pm \sqrt{f_2(\theta)^2 - 4f_1(\theta)f_3(\theta)}}{2f_1(\theta)} \quad (5)$$

ただし,

$$f_1(\theta) = \left\{ m_2 \left( \frac{l_1}{l_2} \right)^2 + m_1 + \frac{J}{l_2^2} \right\} \left( \frac{l_2}{l_1} \right)$$

$$\times (12b_4\theta^2 + 6b_3\theta + 2b_2)$$

$$f_2(\theta) = c \left( \frac{l_2}{l_1} \right) (4b_4\theta^3 + 3b_3\theta^2 + 2b_2\theta + b_1)$$

$$f_3(\theta) = kx_0$$

$$+ k \left( \frac{l_2}{l_1} \right) (b_4\theta^4 + b_3\theta^3 + b_2\theta^2 + b_1\theta + b_0)$$

$$+ \left( \frac{l_1}{l_2} \right) (a_4\theta^4 + a_3\theta^3 + a_2\theta^2 + a_1\theta + a_0)$$

式(5)の計算で $\omega(\theta)$ の値が正となる方が各 $\theta$ における限界値である。式(5)で $\omega(\theta)$ を最小とする $\theta = \theta_j$ を求め、それを式(5)に代入した $\omega(\theta_j)$ が、本磁気動弁系の回転限界(ジャンプ発生)となる。

## 2.3 実験

### (a) 実験装置の基本特性

本実験装置におけるカムの回転角とバルブのリフト量の関係を Fig.3 に示す。図において、各点はカムリフト量の実測値を、直線は本論の理論解析で使用する近似式を表す。近似式は、 $90^\circ$  と  $270^\circ$  付近で実測値からかなり離れているが、本論の理論解析では、 $180^\circ$  付近でジャンプが発生するとして、約  $120^\circ$  から  $220^\circ$  の間で計算を行うため問題はない。

### (b) 実験方法

インダクションモーターを一定回転で駆動し、カップリングを介してバルブシステムを駆動する。そのと

Table 1 Dimensions of the present valve system.

Outer diameter of cam magnet	24 mm
Thickness of cam magnet	20 mm
Magnetization strength of cam magnet	1.42 T
Outer diameter of roller magnet	24 mm
Inner diameter of roller magnet	16 mm
Thickness of roller magnet	16 mm
Magnetization strength of roller magnet	1.42 T
Mass of valve	64.5 g
Mass of roller (with roller magnet)	71.0 g
Spring constant of WL	2.9 N/mm
Spring constant of WM	4.9 N/mm
Spring constant of wH	9.8 N/mm
Spring constant of WH	14.7 N/mm
Spring constant of wB	19.6 N/mm
Size of rocker arm	44 mm×80 mm
Mass of rocker arm	61.8 g
Moment of inertia of the rocker arm	$0.46 \times 10^{-4}$ kg·m <sup>2</sup>
Length of center shaft	74 mm
Diameter of center shaft	5 mm
Length of side shaft	48 mm
Diameter of side shaft	5 mm

Table 2 Dimensions of the system used in the theoretical analysis.

$m_1$ [kg]	0.0645
$m_2$ [kg]	0.071
$l_1$ [m]	0.035
$l_2$ [m]	0.035
$J$ [kg·m <sup>2</sup> ]	$0.45703 \times 10^{-4}$
$x_0$ [m]	0.0, 0.3
$c$ [N·s/m]	0.01
$a_0$	$2.42661743 \times 10^1$
$a_1$	$8.13446659 \times 10^{-1}$
$a_2$	4.3115823
$a_3$	-1.44705315
$a_4$	$1.17976045 \times 10^{-1}$
$b_0$	$9.11607952 \times 10^{-2}$
$b_1$	$-1.43757523 \times 10^{-1}$
$b_2$	$7.95015393 \times 10^{-2}$
$b_3$	$-1.80287306 \times 10^{-2}$
$b_4$	$1.43540848 \times 10^{-3}$

きのバルブの変位をレーザー変位計により検出し、オシロスコープで計測する。オシロスコープに表示される時刻歴応答を見ながら回転数を上げていき、ジャンプが出始めたところを限界回転数とし記録する。これをばね定数を変えてそれぞれ測定する。

### (c) 理論結果と実験結果

Table1 は本研究で試作した磁気動弁系の諸元である。また、Table2 は数値計算に用いた緒元である。カムの限界回転周波数 (ジャンプの起こるカム回転周波数) と補助ばね定数の関係の実験値 (実験) と理論値 (破線) を Fig.5 に示す。スプリングの初期圧縮は 3mm である。理論値と実験値の傾向は、ほぼ一致しており、本論の理論解析で本動弁系の設計ができることがわかる。

図でばねが無い場合 (ばね定数が零) のときでも本動弁系を用いると、カム回転数が 1,200rpm (エンジン回転数は 2,400rpm) までジャンプ・バウンスが発生しないことがわかる。当然のことであるが、補助ばね定数が大となると、限界回転数を大きくできる。一方、Fig.6 は限界回転数における本磁気動弁系の抵抗トルクと限界回転数の関係を示したものである。図より、補助のばねを用いないときの抵抗トルクはわずかに  $0.1\text{N}\cdot\text{m}$  であり、限界回転数を 40Hz としたときも  $0.5\text{N}\cdot\text{m}$  程度である。

本動弁系と比較するため、実際のエンジンの抵抗トルクを測定してみた。測定したエンジンはトヨタ製の TOYOTA 3S-G で、弁の変位は 7.5mm、弁ばねのばね定数は  $19.8\text{Nm/mm}$  である。このエンジンを解体し、弁 1 個のみを取り付け、抵抗トルクを測定したところ、 $6.6\text{N}\cdot\text{m}$  であった。本磁気動弁系のカム回転数が 1200rpm のときと単純比較すると、本動弁系の抵抗トルクは市販エンジンのその 1/66 となり、いかに本動弁系の抵抗トルクが小さいかわかる。しかし、本動弁系が市販のエンジンに比べすべてにおいて優れている訳ではない。本磁気動弁系はカムの抵抗トルクを減少させるため、磁石をローラとして用いているが、ローラを用いると、その分慣性力が大となり、高速域のジャンプ抑制と言う面では上記市販エンジンに劣ると考えられる。すなわち、本動弁系はエンジン回転数が 2,000~3,000rpm 程度 (カム回転数はその半分) で用いるときに極めて有効であり、ばねは、万が一ローラがロッカーアームから外れたときにもとに戻す安全装置としてのばね定数のもので良い。この領域で安定的に用いるエンジンとしては、ガスヒートポンプエンジン (GHP) がある。通常の GHP エンジンの回転数は 2,000rpm 以下で安定的に回転させるものであり、本動弁系を有効に使用できる範囲にあり、本動弁系を用いると、現在使用されている GHP エンジンのカム部分で消費されるエネルギーを少なくとも 1/20 以下に押さえることができると考えられる。また本実験では、摩擦熱がほとんど無く、カムとロッカーアームを潤滑油の中にどぶ浸けにして行われており、とくに強制潤滑の必要はなかった。耐久試験を行っていないので、これだけで結論を出すことは早計ではあるものの、摩擦が極端に小さいので、潤滑に強制潤滑を用いないでも良い可能性がある。すなわち、強制循環に要するポンプ等のコストの削減とその稼働に要するエネルギーも削減できる可能性がある。

### 3 連続バルブタイミング制御

吸気弁と排気弁の位相を回転数に応じて最適に制御すると、エンジンのエネルギー効率を 10% 以上向上でき、また Nox を極端に減少できることが知られている [5]-[14]。すなわち、エネルギーと環境の面から極めて有効であるので、油圧式のカム位相制御機構がすでに実用化されている。しかし、この機構では、油圧ポンプ、電磁バルブ、配管、位相制御機構等を必要とす

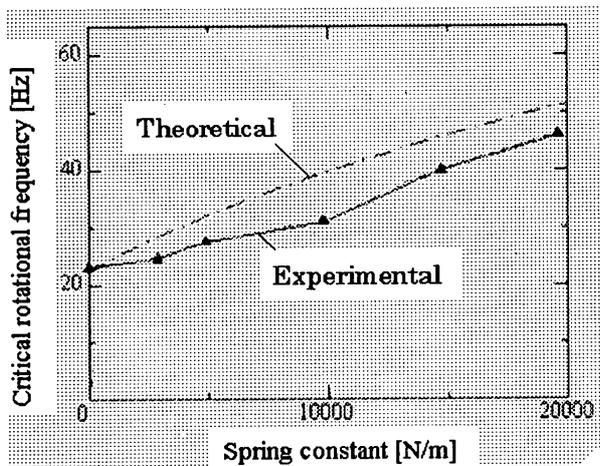


Fig. 5 Critical rotational frequency versus spring constant (Initial compression : 3mm).

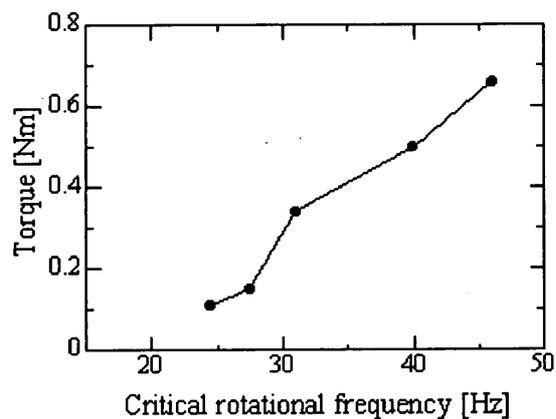


Fig. 6 Torque versus critical rotational frequency.

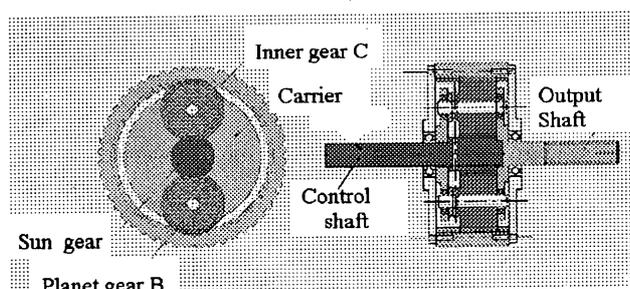


Fig. 7 Talve control planet gear mechanism.

るため、制御システムが複雑となる。また、定常回転時にも制御エネルギーを必要とするため、制御エネルギーも大きい。そこで、著者らは通常のエンジンに対して、モータで直接位相を制御する電動式連続位相制御機構を開発した [15]。この機構は遊星歯車機構とウォームで減速を行って、カムの位相を制御するものである。本磁気動弁系の場合は抵抗トルクが極端に小さいので、本機構を用いたときは 10 W 程度の小さなモータで十分制御できる。そこで、本研究では、制御エネルギーの小さい上記磁気動弁系のバルブタイミング連続位相制御システムを開発する。

本バルブタイミング制御に用いる遊星歯車機構の構造を Fig.7 に示す。出力軸はカムシャフトに連結されており、また、遊星歯車機構の外側にタイミングプーリが切っており、タイミングベルトによるクランクシャフトからの駆動力をカムシャフトへ伝える。バルブの開閉はカムにより行われているので、バルブタイミングを変化させるにはカムシャフトの回転位相を変化させればよい。バルブタイミングを変化させない時は、制御入力軸を固定しておき、タイミングベルトからの回転は、プーリと一体となった内歯車に伝達され、内歯車 C にかみ合う遊星歯車 B を回転させる。

遊星歯車 B の軸はキャリア D に取付けられており、そのキャリアと出力軸は一体となっているため、出力軸が回転する。一方、バルブのタイミングを変えたい時には、制御入力軸を回転させることで、太陽歯車 A が回転し、二つの遊星歯車 B が回転するので、キャリア D を通して出力軸が回転する。よって制御入力軸を回転させることで、出力軸に繋がれたカムシャフトの回転位相を自由に变化させることが可能であるのでバルブタイミングをコントロールできる。Table3 に本遊星歯車の諸元を示す。本遊星歯車のプーリと出力軸(カム軸)の減速比は 1/2.5 であり、制御入力軸と出力軸の減速比は 1/6 である。

超音波モータは高トルクでかつ電流を印可していない時にも保持トルクを持つため、ウォームとウォームホイールのような減速、ブレーキ機構を必要としないために、非常にコンパクトにできる。そこで、本研究では、この超音波モータを上記遊星歯車機構に直結した制御を行う。

一方、電動モータによる制御も行い、両者の比較検討を行う。電動モータ使用のときは、保持トルクを得るため、ウォームを用いる。このときのウォームとウォームホイールの減速比は 1/10 とし、制御用モー

Table 3 Dimensions of planetary gears.

	Sun gear A $Z_a$	Planet gear B $Z_b$	Internal gear C $Z_c$	Pulley
Gear type	regular	regular	regular	XL type
Module	1	1	1	
Pressure angle [ $^{\circ}$ ]	20	20	20	
Number of teeth	16	24	64	48
Pitch circle diameter [mm]	16	24	64	77.62

タを入力，カムシャフトを出力とすると，総減速比は1/50となる。

本制御機構を制御するには，カムの回転角を検出しなければならない。そのセンサーとして，永久磁石チップとコイルの組み合わせによるセンサを用いる。すなわち，回転軸に永久磁石チップを取付け，その上に小さなコイルを非接触で固定して配置する。軸が回転すると磁石チップも回転し，コイルに誘導起電力が発生する。磁石をカムシャフトの弁開度最大の位置に取付けておけば，コイルの誘起電圧が最大となったときが弁開度最大となる。この信号をコンピュータに取り込み，弁開度の位相が目標位相に追従するように制御電圧をモータに出力し，位相制御を行う。

吸排気弁の位相は4気筒エンジンでは $120^{\circ}$ に設定される。理想的な吸排気弁の位相差はエンジンの低速域では大きく( $120^{\circ}$ )，中速域では小さく( $60^{\circ}$ )，エンジンが定常回転となった高速域では大きく( $120^{\circ}$ )するのが良いとされている[6]-[14]。いま，吸気弁のみを制御してこの条件を満足することを考え，クランクシャフトと吸気側カムに上記磁気角度センサーを設置すると，クランクと吸気側カムの位相差は低速域で零，中速域で $60^{\circ}$ ，定常速度で零となる。以下このような制御を考える。Fig.8は本バルブ位相制御装置の応答性を超音波モータと電動モータで比較したものである。図から，カム回転数が1,200rpmで，位相差 $60^{\circ}$ を制御するときの整定時間が超音波モータでは0.35秒であるのに対し，電動モータでは減速による遅れの

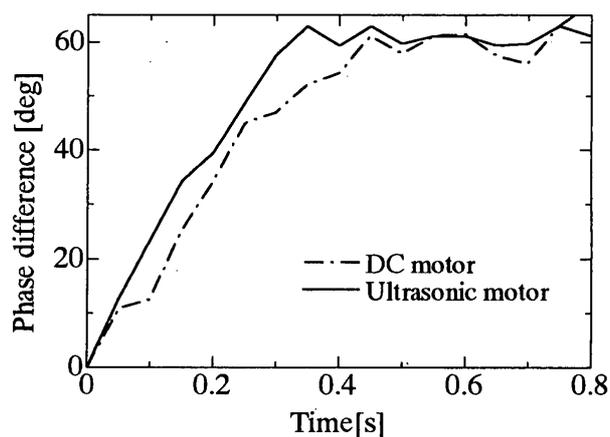


Fig. 8 Comparison between response of phase control by the DC motor and the ultrasonic motor (Cam rotation speed=20Hz).

ため，0.42秒となっている。現在使用されている油圧式でもその応答速度は0.4秒程度であり，本装置はそれとほぼ同程度の応答性を有していることがわかる。

超音波モータの方が応答性が良いので，追従性を確認する実験は超音波モータを用いて行うことにした。また，実際のエンジンにおいて，アクセルを踏みこむ時の回転数の変化を想定して，任意の加速，減速によりカム駆動モータ（エンジンに相当）の回転数を変化させることを考える。このようなバルブ位相制御の例として，速い応答性の要求されるエンジン回転数範囲，すなわち，20Hz～60Hz(カム回転数は10～30Hz)を低速～高速としたふたつの場合についての実験結果をFig.9(a)およびFig.9(b)に示す。図中実線が実験値で，破線が目標値を示している。いずれの結果も実験値は，目標値から遅れることなくほとんど一致している。これにより追従性が非常に良い事が確認される。実際のGHPエンジンでは，もっと低速であるので，本システムで十分な応答性を確保できる。

本実験では，クランク側とカム側のコイルセンサーの最大値間の時刻から位相差を計算により決定している。しかし，コイルにノイズがあると，最大値の判定に誤差が入る。すなわち，実験値の乱れは制御によるものではなく，センサコイルの誤差によるものであり，カムが図のように小さく振動している訳では無い。したがって，実用上は安価なコイルセンサーを用いて差し支えないと言える。

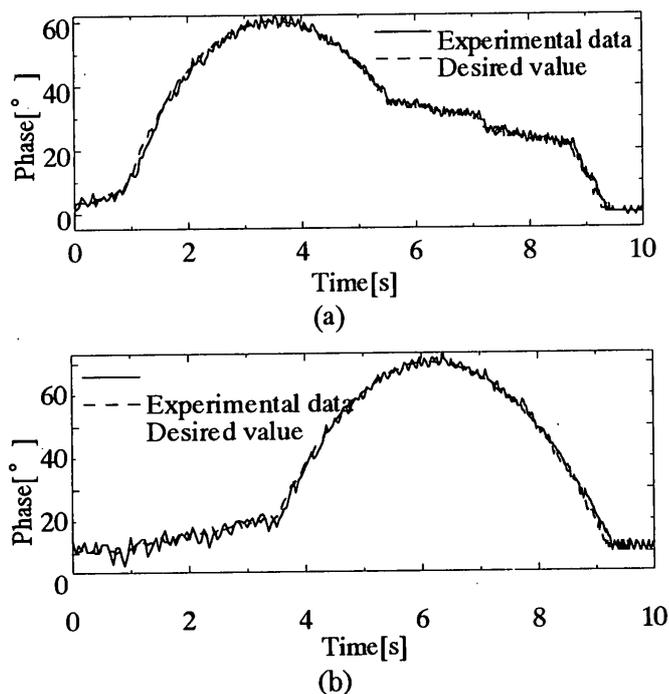


Fig. 9 Results of phase control by using our control system.

#### 4 結言

本論では、カムとローラーロッカーアームの内部に永久磁石を挿入した磁気動弁系を提案し、そのシステムの妥当性を実験および理論解析により検証した。また、提案した動弁系に対して製造コストが安く、エネルギー消費が少なく、かつ応答性の極めて良い電気式バルブ位相制御システムを提案した。その内容を要約すると、

- (1) 提案した磁気バルブシステムを用いると、ガスヒートポンプエンジンの作動回転数領域では、市販のエンジンの抵抗トルクの1/66に抵抗トルクを低減できた。種々の要因を考慮しても、少なくとも1/20以下の抵抗トルクの低減が計れるものと思われる。
- (2) 本動弁系を用いると、摩擦は極端に小さく、実験では強制潤滑の必要性が無かった。したがって、実際のGHPエンジンでも強制潤滑を用いないでも良くなる可能性がある。
- (3) 限界回転周波数についての本動弁系の設計式を示し、計算値と実測値を比較したところ両者はほぼ一致した。
- (4) 本動弁系は抵抗トルクが小さいため、著者らが開発した遊星歯車式バルブタイミング制御機構と組み合わせると、小型の電動モータあるいは超音波モータでも制御できることが分かった。
- (5) 超音波モータを用いたバルブタイミング制御を行っ

たところ、応答遅れがほとんど無く、目標位相に連続的に追従させることができた。

(2002年1月30日受付)

#### 参考文献

- [1] 副島, 江島, 和栗, 大賀, 動弁系カム・ローラペットの摩擦特性に関する研究, 自動車技術会論文集, Vol.29, No.4, (1998), pp.77-82.
- [2] SANADA.M, YAMASHITA.H, IZAWA.S, Method of enhancing wear resistance of cam and follower system in engine valve train, *Int J Veh*, Vol.16, No.1, (1995), pp.29-41.
- [3] 長屋, 渡辺, 塚原, 弁取付荷重を考慮した高速エンジン動弁系のジャンプ・バウンス現象の解析, 機械学会論文集 C 編, Vol.55, No.511, (1989), pp.678-686.
- [4] 入谷, 辻内, 小泉, 久保, 石田, 動弁系機構最適化による小型ガソリンエンジンの振動・騒音の低減, 日本機械学会関西支部定時総会講演会講演論文集, Vol.73, No.10, (1998), pp.31-32.
- [5] 志賀, 八木, 盛田, 松本, 柄沢, 中村, 火花点火機関における吸気弁早閉じが機関性能に及ぼす効果, 日本機械学会論文集 B 編, 62-596, (1996), pp.1659-1665.
- [6] 浦橋, 可変バルブタイミング大研究 トヨタのデュアル VVT-i システムを見る, 自動車と整備, VOL.53, NO.2, (1999), pp.49-63.
- [7] 利根, クルマのシステムを知る No.10 自動車はシステムの集合体 可変バルブタイミングシステム (1), 自動車と整備, VOL.53, NO.1, (1999), pp.79-83.
- [8] 利根, クルマのシステムを知る No.11 自動車はシステムの集合体 可変バルブタイミングシステム (2), 自動車と整備, VOL.53, NO.3, (1999), pp.88-96.
- [9] 福馬, 松浦, 山田, 徳田, 高戸, S-VT エンジンの紹介, マツダ技報, NO.17, (1999), pp.149-153.
- [10] 尾崎, 自動車工学, (1987), pp.154-157.
- [11] 加藤, 斎藤, 守谷, 連続可変バルブタイミングエンジンの開発, *JSAE SYMPOSIUM Newly Developed Engine*, NO.9603, (1996), pp.15-20.
- [12] 友成, 水田, 宇田, 広瀬, トヨタアルテツァ用 L6 2.0L 1G-FE エンジンの開発, *JSAE SYMPOSIUM Newly Developed Engine*, pp.23-29.
- [13] KLEIN.F, KUEHN.M, WEIMANN.H.J, WOLPE R.S.F, KRAEMER.M, ABTHOFF.J, The Influence of the Valve Stroke Design in Variable Valve Timing Systems on Load Cycle, Mixture Formation and the Combustion Process in Conjunction with Throttle-free Load Governing, *SAE Tech Pap Ser*, SAE-981030, (1998), pp.143-158.
- [14] KREUTER.P, HEUSER.P, REINICKE.MURMANN.J, The Meta VVH System - A Continuously Variable Valve Timing System, *Spec Publ Soc Automot Eng*, NO.SP-1346, (1998), pp.1-9.
- [15] 長屋, 鈴木, 今井, 今井, 志賀, 電動式エンジンバルブ連続タイミング制御機構の開発, 機械学会論文集, Vol.67, No.653, (2001), pp.87-93.