弁のおどりに関する力学的研究*

(第2報, おどり現象の記述)

秋 葉 機 四 郎^{*1}A Dynamic Study of Valve Jump Mechanism
(2nd Report, Description of Jump Phenomena)Kishiro AKIBA^{*2}^{*2} Department of Mechanical Engineering, Hakodate National College of Technology,
14-1 Tokuracho, Hakodate-shi, Hokkaido, 042-8501 Japan

Jump phenomena are observed at high speed range in the case of overhead valve mechanism. To simulate these peculiar vibration problem, a single mass model has shortcoming, because it cannot represent another high frequency vibration during jump period. Therefore, six mass model including Hertzian theory and EHL theory at the contacting surface, is proposed. Measured data agree well with predicted data of new six model.

Key Words: Internal Combustion Engine, Valve Mechanism, Valve, Cam, Jump, Vibration

1. 結 言

往復動形内燃機関の弁機構は小形高速機関を除いては頭上弁機構が広く採用されている。この機構に固有の振動問題である高速回転で発生するおどりについては古くから振動問題として研究がなされている。^(1,2) これはおどりの発生が単に弁機構の部品間の分離としてみるよりは信頼性の指標とされており、それがエンジン全体の指標のネックとなる場合も多い。

従って、おどりを克明に記述することは、エンジンの高信頼性、低騒音および保守の容易に結びつくので、この現象の解明に取り組んでいる。^(4~5)

前報⁽⁶⁾では、おどりの現象の観察として、プッシュロッドに貼り付けたストレインゲージによる圧縮荷重の測定とそれのFFT解析、電気接点法による分離・接触状況の実験により次の結論を得た。

- 1) おどりはカムとタペット間で分離する現象である
- 2) おどりは通常時の固有振動数(630Hz)より高い振動数が現れる

このような現象を記述するには、従来行われていた弁機構を弁回りの質量とプッシュロッド回りのばねで代表させる1質量モデルでは無理がある。⁽⁷⁾ おどりの期間中での高い振動数の振動を記述できないからである。そこで、おどり期間中ではタペット回りの質量を独立に考えて、弁機構を2質量でモデル化することを試行した⁽⁸⁾が、振動数の同定に困難な面があった。

1質量モデルでは弁回りの質量を考慮するが、何故

同様な運動をしている他の質量を無視するのだろうか？

また、おどり現象の観察より、弁機構の各部品間の接触面の形状に各種の組み合わせがある。

例えば、球と球の接触、円柱と平面の接触があり、これらの接触面の剛性は部品自体の剛性とオーダー違いではない物もあり、全体を1個のばねとして考慮するのは不适当である。さらに、油膜の剛性($3 \times 10^6 \text{N/mm}$)は固いが、部品の接触・分離を記述するにはこれも考慮に入れなければならない。

こうした事情をできるだけ実情に近く記述するには質量数を増す必要があり、従来も検討されているが⁽⁹⁾、おどりに関する記述は必ずしも十分でない。

筆者は研究対象とした頭上弁機構に適切なモデルと思われるV-6モデルを考案したので報告する。

2. 対象機関の弁機構の構造

対象機関は前報と同一であるが、未報告なので、表1にその主要諸元を載せる。大形商業車用の直接噴射式の無過給ディーゼルエンジンである。軽量・コンパクトなエンジンを狙ったため、弁機構はV形ではあるが、カム軸はバンクの谷間に1本設置し、両バンクの弁機構を駆動する。単シリンダーで見ると、カム軸は長いプッシュロッドを介して、ロッカーアームを揺動させ、1個の吸気弁もしくは排気弁を駆動する。図1に弁機構の横断面を示すが、機関の定格回転速度が比較的高く、信頼性の延長も狙うため、弁機構構成部品の質量も軽くしている。表2に対象機関の弁機構構成部品の重量、材質と特徴を示す。

* 原稿受付 2002年3月6日。

^{*1} 正員, 函館工業高等専門学校(〒042-8501 函館市戸倉町14-1)。

E-mail: akiba@hakodate-ct.ac.jp

Table 1 Engine Specification

ENGINE NAME	ISUZU 10PA1
CYLINDER ARRANGEMENT	90° V10
CYCLE	4
COMBUSTION TYPE	DIRECT INJECTION
BORE X STROKE (mm X mm)	115 X 120
SWEPT VOLUME (cm ³)	12464
COMPRESSION RATIO	17
MAXIMUM POWER (kW/rpm)	217/2800
MAXIMUM TORQUE (N-m/rpm)	834/1600
MINIMUM BSFC (g/kWh/rpm)	216/1600
PACKAGE SIZE (mm X mm Xmm)	1500 X 1303 X 1023
WEIGHT (kg)	926

Symbol	Definition	SI unit
h	Cam Lift	mm
d	Valve Clearance	mm
ρ	Rocker Ratio=b/a	-
x	Valve Lift	mm

Fig. 1 Actual Valve Mechanism

また、カムのプロファイルは加振源となるため、振動面からは重要な要素なため、図2にその特性曲線載せるが、対象機関の排気量から見ると比較的低い弁リフトとなっている。なお、この表示はフーリエ級数を使用して近似しているため、ベースダイア区間も加速度は波を打った曲線となっている。

Table 2 Specifications of Valve Mechanism

Type: Over Head Valve Type				
No	Name of Parts	Weight(g)	Materials	Remarks
1	Valve	196	SUS3	One Piece Type
2	Rocker Arm	223	SS0C	Forged part
3	Bush; Rocker Arm	35	BCSA	
4	Pushrod	195	S40C-D	Bar (φ10, l=302mm)
5	Follower	160	SC4,HC1	Flat Follower Type
6	Camshaft	—	HC1	
8	Valve Spring: Outer	110	SMSC	Spring Constant : 30.4 N/mm
9	Valve Spring: Inner	55	SMSC	Spring Constant : 14.7 N/mm
10	Valve Retainer	38	SC41SH	Forged part
11	Collar	2	S10C	2 Pieces
12	Adjust Screw	20	S03G-D	M10×1
13	Nut;	4.3	SS0C-D	M10×1
14	Shaft : Rocker Arm	—	SS0C-D	Tube
15	Valve Seat	32	SVS	Seat Angle 45°
16	Valve Guide	65	Cast Iron	
17	Seat : Valve Spring	31.2	SM4	
Cam Profile		Type: Fourtandys Maximum Lift: 8.282mm, Valve Opening Angle:123 °		
ρ : Rocker Ratio		1.59		
d : Valve Clearance		0.4 mm		
F _d : Set Force		404 N (Design) 196 N (Measured)		
Specification Shows Exhaust Side for Study

Fig. 2 Characteristic Curve of Cam Profile

3. V—6モデルの提案

対象機関のような頭上弁機構は運転中に分離しうる可能性を有する所が4個所ある。静的に分離できる

6 モデルの概念図を示す。また図4にはV-6モデルの説明図を示す。

弁は直線運動をするがロッカーアームは揺動運動をしながら弁を押す。バルブギャップの調整をするために弁とロッカーアームの弁側は分離できる。ロッカーアームのプッシュロッド側とプッシュロッドとは通常はバルブギャップ調整ねじを介するが、これも分離できる。プッシュロッドとタペット及びカムとタペットは機能が別であり分離する。これらの分離に関わる部品に運動的には独立の質量を与える事を基本とする。

まず、弁は弁と一体となって運動する質量(ばね受け、コッター)を含んで第一の質量(m_1)とする。

ロッカーアームはカムに追従して運動する弁側質量とロッカー軸周りの質量及びプッシュロッド側質量の3質量に分けてモデル化を考え、1)重力のつりあい2)重心まわりのモーメントのつりあい3)回転軸まわりの慣性モーメントのつりあいから、各々に配分される質量が決定される。

ロッカーアーム弁側質量を第2の質量(m_2)とし、ロッカーアームプッシュロッド側質量を第3の質量(m_3)とする。プッシュロッドは長い棒とみなされるので、ロッカーアーム側、タペット側の2箇所に集中した質量とし、ロッカーアーム側を第4の質量(m_4)とし、タペット側を第5の質量(m_5)とする。

タペットは通常鋳鉄製で、一体の部品と見て、第6の質量(m_6)とする。

カムは強制変位を与える駆動源であり、通常太い丸棒とされシリンダブロックに滑り軸受で支持しているので、運動の基準位置とする。

次にばね定数であるが、弁ばねは1個の質量と2個の質量を挟む直列ばねにモデル化する。⁽¹⁰⁾この弁ばねの質量は第0の質量(m_0)の質量として考慮し、等価な2個のばねは第0のばね(k_0)として扱う。これにより、弁ばねの線径および巻数といった基本寸法が計算の検討に取扱うことができる。

弁の上端とロッカーアームの先端との接触は円柱と平面の接触になり硬いばね定数となるが、Hertzの弾性理論⁽¹¹⁾から求られ、これを第1のばね(k_1)とする。

ロッカーアームの弁側先端とプッシュロッド側先端の間のばね定数はロッカーアームを実態に近くFEMでモデル化して求める。バルブ側に荷重を掛けロッカーアーム側を剛体ばねで固定化し、ロッカー軸下面にはすべり要素を加味するが、半径方向と軸方向を拘束し変形を求め、ばね定数を算出する。これを第2のば

ね(k_2)とする。

調整ねじとプッシュロッドの調整ねじ受け面は球と球との接触であり、Hertzの弾性理論の応用からばね定数が求まる。これを第3のばね(k_3)とする。

プッシュロッドは細長い棒であり、それ自体の応力計算式より、ばね定数が求まる。これを第4のばね(k_4)とする。

プッシュロッドとタペットの接触面は球どうしの接触でこれもHertzの弾性理論を適用できるので、第5のばね(k_5)とする。

第6のばね(k_6)であるが、カムとタペットの油膜は前報で触れたがEHL理論では固いばねとして報告されている⁽¹²⁾ので、その数式を使用する。

減衰については、各質量間に相対速度に比例する粘性減衰係数($c_2 \sim c_7$)を仮定する。

Fig. 3 V-6 Model

さらに、弁(m_1)、ロッカーアーム弁側質量(m_2)とタペット(m_6)の3質量は往復摺動部であるのとロッカーアーム軸受があるので、乾性摩擦($f_1 \sim f_3$)を仮定する。

また、弁質量(m_1)には弁ばねの取り付け荷重(F_0)が作用することとし、弁座の取扱いは固いばね定数

Fig. 4 Description of V-6 Model

として、第7のばね (k_7) と粘性減衰係数 (c_7) でモデル化する。さらに弁ばねにも粘性減衰 (c_0) が働くことを考える。

図3のモデル図の記号に従って、各質量の運動方程式を書くと、弁ばねも含めて次の7式が得られる。

$$\begin{aligned} m_0 \ddot{x}_0 + c_0(\dot{x} - \dot{x}_0) + k_0(x_0 - x_1) \\ c_1 \dot{x}_1 + k_0 x_0 = 0 \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + I_1 \{ c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1(x_1 - x_2 + d) \} \\ + c_0(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) + k_0(x_1 - x_0) \\ + I_2 \{ c_7 \dot{x}_1 + k_7 x_1 - F_0 \} - F_0 \\ + I_3 \{ \text{sign}(f_1, \dot{x}_1) \} = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} m_2 \ddot{x}_2 + I_1 \{ c_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_1(x_2 - x_1 - d) \} \\ + c_2/\rho(\dot{x}_2 - \rho \dot{x}_3) + k_2/\rho^2(x_2 - \rho x_3) = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} m_3 \ddot{x}_3 + c_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2/\rho) + k_2(x_3 - x_2/\rho) \\ + c_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) + k_3(x_3 - x_4) \\ + I_3 \{ \text{sign}(f_2, \dot{x}_3) \} = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} m_4 \ddot{x}_4 + c_3(\dot{x}_4 - \dot{x}_3) + k_3(x_4 - x_3) \\ + c_4(\dot{x}_4 - \dot{x}_5) + k_4(x_4 - x_5) = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} m_5 \ddot{x}_5 + c_4(\dot{x}_5 - \dot{x}_4) + k_4(x_5 - x_4) \\ + c_5(\dot{x}_5 - \dot{x}_6) + k_5(x_5 - x_6) = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} m_6 \ddot{x}_6 + c_5(\dot{x}_6 - \dot{x}_5) + k_5(x_6 - x_5) \\ + \{ 1 - I_3 \} \{ c_6(\dot{x}_6 - h) + k_6(x_6 - h) \} \\ + I_3 \{ \text{sign}(f_3, x_6) \} = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

ここで、補助変数 $I_1 \sim I_3$ は1または0の値をとるが、次の判定式の正負によって決められる。

$$I_1 = (x_2 - d) \cdot (x_1 - x_2 + d) \quad (8)$$

$$I_2 = x_2 - F_0/k_7 \quad (9)$$

$$I_3 = x_6 - h \quad (10)$$

I_1 は質量 m_1 が質量 m_2 と密着しているかどうか、言い換えれば、等価カムリフトがバルブクリアランスを越してバルブと接触しているかを2重に判定している。

I_2 は弁が弁ばねの取り付け荷重に打ち勝って弁が開くかどうかを判定する。これは弁が等価カムリフトを超えると突然動き出すことを避けている。等価カムリフトとはバルブギャップを d とすると $h_{eq} = \rho h - d$ で表される変位である。

I_3 はタペットがカムから離れたかどうか、すなわち、おどりを起こしたかどうかを判定する。

上記7個の運動方程式は連立二階微分方程式であるので、ルンゲ・クッター・ギル法にて数値解が得られるが、この運動方程式群で記述されるモデルを V-6 モデルという。

補助変数は運動状態が変化するときすなわち、判定式の符号が変わるときに運動方程式をスイッチするために使用される。この際は刻み幅を通常計算より小さく取って、運動状態が確実に変化するかどうかを判定する。もし、この判定が粗いとルンゲ・クッター・ギル法の解は発散する。

4. ばね定数の算出について

前報にも記したが、おどり時の固有振動数はおどりが大きくなるにつれて、高くなる傾向がある。この振動数の‘ゆれ’の原因を考えると、

- 1) 質量は運動中不変である
- 2) ばね定数は接触面間の弾性変形により変化する
- 3) 粘性係数はおどりが荷重が小さな範囲で変動する自由振動であるから、固有振動数変化の大きな原因として考えにくい。そこで、金属間の接触変形については Hertz の弾性理論を適用し、カムとタペット間には EHL 理論を採用する。

A. 弁軸端とロッカーアーム弁側先端のばね定数 (k_1)

弁軸端とロッカーアーム弁側先端との接触状況は下図に示すように円柱と平面の接触となる。ここで面圧

p の場合、変形量 δ は

$$\delta = 2p \frac{1-\nu^2}{\pi E} \left(\frac{1}{3} + \log \frac{4r_0}{b} \right) \quad (11)$$

$$b = 1.522 \sqrt{pr_0/E} \quad (12)$$

ただし、

($\nu = 0.3$ のとき)

ここで、 p : 単位長さあたりの荷重 (面圧)

b : 接触面幅

r_0 : 円柱半径

E : 弾性係数

ν : ポアソン比

(11), (12) 式より δ を求め、荷重 P に対して

$$k_1 = P/\delta \quad (13)$$

より、変化するばね定数 k_1 が求まる。

B. クリアランス調整ねじとプッシュロッド調整ねじ受け部間のばね定数 (k_3) およびプッシュロッドとタペット間のばね定数 (k_5) の場合

左図に示すような

球 (r_1) と球 (r_2)

との接触となる。ここで

荷重 P を受ける場合、

変形 δ は

$$\delta^3 = \frac{9}{4} \frac{r_2 - r_1}{r_1 r_2} \left(\frac{1-\nu^2}{E} P \right)^2 \quad (14)$$

(14) 式より δ を求め、荷重 P に対して

$$k_3 \text{ or } k_5 = P/\delta \quad (15)$$

より、荷重により変化するばね定数の k_3 , k_5 が求まる。

表 3 には研究対象の弁機構に適用した例を示す。通常状態はプッシュロッドにかかる荷重とし、1500N を代表値に選んで A 列に示す。おどりの状態では小さい動荷重を受けるので、20N から 200N までの変化を B 列に示す。

V-6 モデルは弁ばねを 1 質量に取り扱っているの

で、実態は 7 質量になるが、その質量・ばね定数を記述した。ロッカー比を考慮すると弁機構は直列形

Table 3 An Example for Applied Valve Mechanism

	A	B	B	B	B
	Normal(1500)	Jump(20)	Jump(60)	Jump(100)	Jump(200)
m_1	41				
m_2	273				
m_3	33				
m_4	34				
m_5	39				
m_6	39				
m_7	63				
k_1	62	62	62	62	62
k_2	926000	719000	768000	793000	830000
k_3	21100	21100	21100	21100	21100
k_4	29200	8090	11700	13800	17400
k_5	21600	21600	21600	21600	21600
k_6	15500	4270	6160	7310	9200
k_7	1190000	—	—	—	—
f_1	276	40	40	40	40
f_2	620	280	280	280	280
f_3	2852	978	1114	1175	1257
f_4	5372	2082	2423	2590	2821
f_5	7647	4674	4850	4940	5082
f_6	22019	5809	6107	6292	6614
f_7	28486	25169	25992	26403	26998

Remarks: 1. Mass m (g), Spring Constant k (N/mm), Frequency f (Hz)
2. Jump(20) Represents Load(N) at Valve Side.

A: Spring Constant Variation (k_1)

B: Spring Constant Variation (k_3, k_5)

Fig.5 Variation of Spring Constant

ばね一質量系にモデル化でき、そのときの 7 次までの振動数を示す。

図 5 には Hertz 理論によるばね定数変化を示す。 k_1 は円柱と平面の接触で、ばね定数も大きな数値を示し、変化も少ない。 k_3 , k_5 は球と球との接触であり、同じオーダーの硬さであるが荷重に対する変化は k_3 の方が大きい。この Hertz 理論の導入により、弁機構のばね定数としての非線形性を表現している。なお、 k_6 が油膜のばね定数として使用する EHL 理論の式は前報で詳述した。Dowson の式⁽¹²⁾を使用した。

5. 実測値と計算値との比較

図 6 の左側に第 1 報でのプッシュロッドで測定した動的荷重を再掲する。右側には V-6 モデルを数式化し、ルンゲ・クッター・ギル法で解いた計算結果を載せる。

Fig.6 Comparison between Measured data
And Predicted data

Fig.7 Comparison between Measured data
And Predicted data on FFT

計算では質量・ばね定数は前述している数値を使用するが、粘性減衰係数は数値解の発散を防ぐため、各粘性係数は小さな数値を仮定するとともにプッシュロッド両端質量間の粘性減衰係数に実測値に対応する数値を仮定する。

計算結果ではジャンプを算出できるので、図にその区間を示している。この一連のデータのバルブクリアランスは設計値の0.4 mmであり、カム軸の回転速度を1000~1500rpmまで、100rpm毎に変えた

Spector Analysis (☆ Period Only)

Spectrum Analysis (© Period Only)

Fig.8 Specific Frequency of Jump
(Measured Data)

縦軸が1300~1500rpmではレコーダの容量のため、1000~1200rpmの1/2に縮小されている。1000~1200rpmまでの比較的低速回転では実測値と計算値では振動数、振幅共に精度良く合っている。また、動的荷重の示す振動状況の変化も把握できるが、両方共に絶対時間の減少に伴って、周期が減少していく。特に、弁の閉じ際の振幅変化を計算値は実測値を良くシミュレートしていると言えよう。

1400rpmではプッシュロッド荷重が実測値では弁開時から数えて第2振幅の終了時点から第8振幅の終了時点まで零に近づくが、まだ小さな高振動数の波形が現れないので、ジャンプを起こしていない。計算では零までに余裕がある。

1400rpmでは実測値および計算値共に、弁開き初めの振幅が大きくなる。言い換えれば、過渡振動の振幅が大きくなり、第3振幅の谷に小さい振幅が見える。計算値ではジャンプ発生を意味するカムとタペットの分離も見られる。

1500rpmは実測値では第2振幅後に高い振動数の振動が発生し、カム角180°のいわゆるノーズ付近で一度圧縮荷重を発生し、その後高い振動数の振幅が起こり、弁の閉じ際で、高い圧縮荷重を発生する。これはノーズを挟んで小さなジャンプが2回起きている事を示す。一方、計算値でも全く同様な事が言える。

A; Pushrod Force - One Part of Jump Period

B; Fourier Spectral

Fig. 9 Specific Frequency of Jump
(Measured Data)

6. 振動数解析の実測値と計算値との比較

参考文献

図7の左に実測値を高速フーリエ変換(FFT)機での振動数解析結果を示し、右にFFT理論により、コンピュータプログラムを組んで、前述の計算結果を解析した例を載せる。(13, 14) 低速回転の1000rpmから100rpmごとに回転を上げてジャンプを起こした1400, 1500rpmの結果であるが、両者のピークの高さまではサンプル期間が違うので、詳しい論議はできないが、固有振動を示す位置と形状は良く似ている。

7. おどり振動数の特定

図8には実測値のおどりを起こす区間の波形だけを取り出して、振動数解析した結果を示す。この図は1500rpmの第1のおどり部に対応するが、おどり時には荷重が小さいので、振動数変化があろうが、この小さなおどりを代表する振動数としては1300Hzと読める。

図9には計算値からおどり区間を取り出してFFT解析をした結果を示す。この図は図6の1500rpmの右側の計算値に対応するが、偏差を除いているので、低振動数の値言い換えると直流分は小さい。計算値ではおどりの振動数は1252Hzと特定できる。この振動数は表3における3次の振動数(f_3)に近くおどり状態ではこの振動数で卓越している。

このおどり振動数についての実測値と計算値のばらつきは4%以内であり、差は小さい。これにより計算でも、部分区間をフーリエ解析することにより、おどり状態の振動数を特定することができる。

8. 結 論

頭上弁機構の力学的モデルを従来言われていた1質量モデルに変えて、実状に近くモデル化するべく、運転中に分離を起こす可能性のある個所を考慮し、各々の接触状況をヘルツ理論やEHL理論で表現するV-6モデルを考案した。

これを数値計算で、プッシュロッドの動的荷重とカムとタペットの分離を表現できることにした。一方、前報で測定した実測値と比較したところ、低・中速の振動状況を十分に記述するばかりでなく、おどりの発生、さらにはおどり発生後の状況を振動数・振幅をも忠実に記述できると分かった。

1. W.M.Dudley, SAE Trans. Vol.2 (1948) 19
2. P.Barkan, SAE Trans. Vol.61 (1953) 687
3. 長屋, 渡辺, 塚原, 機論, 55-511, (1983)
4. A.Dyson, SAE770018, (1977)
5. 青木, 木下, 自技会講演前刷集, 851, 851020 (1985)
6. 秋葉, 機論, 65-631, B(1999), 1076.
7. 酒井・津田, 機論, 35-273, (1969), 1084.
8. K.Akiba, A.Shimizu, H.Sakai, SAE 810865(1981)
9. P.R.Wagstaff, P I M E, 137~144(1967-68)
10. 津田, 内燃機関ハンドブック, 朝倉書店 (1963)
11. 中原, 材料力学(下巻), 養賢堂(1990)
12. D.Dowson, Proc. Conf. Lub. and Wear(1967), 151
13. 秋葉, 東京大学学位請求論文(1997)
14. 宮川・今井, 高速フーリエ変換, 科学技術出版社 (1981)