

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*

長屋 幸助*¹, 渡辺 和秀*², 塚原 裕*³

Effects of Set Force of the Valves Spring on the Jump and Bounce Phenomena of High Speed Driven Valve Systems of Internal Combustion Engines

Kosuke NAGAYA, Kazuhide WATANABE, and Yutaka TSUKAHARA

Much research on the dynamic response of driven valve systems of internal combustion engines has been reported. However, the analytical model proposed in the previous reports constructed under the assumption that the valve did not separate from the rocker arm during the cam rotation. This model is applicable to the system with small rigidities. Recently, to have stable motion in high speed engines, the rigidity of the valve system increases, so that the previous model cannot be applied to the engines. This paper proposes a method for obtaining the jump and bounce phenomena of the valve system with large rigidities by considering the set force of the valve spring which gives large effects on the valve response. Numerical calculations have been carried out for one of the recent engines, and the experimental tests also have been performed to verify the present analysis.

Key Words: Dynamics of Machinery, Vibration, Engine, Valve, Valve Spring, Jump, Bounce

1. 緒 言

自動車用エンジンの動弁系はカム、ロッカアーム、弁、弁ばね等からなり、カムにより弁の開閉を行い、エンジンの燃焼を制御するものである。カム回転数が遅い場合、弁は弁ばねによる押付け荷重によりカム曲線のリフトと同様の計画どおりの運動(弁開閉)を行う。しかしカムの回転が高速化すると、弁系の慣性力が大となり、カムリフトから外れた運動を行うジャンプ、および弁が弁座に衝突して閉じた後に再び弁開閉を起こすバウンス現象、ならびに弁ばねの共振により弁が不安定な運動を行うサージング等の諸現象が発生する。これらの現象はもちろんエンジンの燃焼を阻害し、かつ弁系の破壊につながる悪影響をエンジンに及ぼす。したがってこれらに注目した研究は古くから行われており^{(1)~(7)}、特に酒井、津田ら⁽³⁾は動弁系を1自由度のばね・質量系に近似し、ジャンプ・バウンス現象を解析する非線形等価モデルを与えた。さらに清

野・小杉ら⁽⁵⁾はロッカアームの剛性計算に有限要素法を適用し、設計上の立場から動弁系の運動を解明している。これらのモデルは、産業界でもかなり定着し種々の設計に用いられている。一方、著者の一人は弁ばね設計の観点から酒井らのモデルを適用し⁽⁶⁾⁽⁷⁾、非線形性を考慮してジャンプ、バウンス、サージングならびにばね応力等の系統的解析法を示した。ところでこれらの解析は、いずれも酒井らのモデルを基本にしており、解析の出発点はカム、ロッカアーム、弁が一体となって運動していることを前提としている。すなわち弁取付荷重が十分に大きく、かつロッカアーム等は比較的剛性が小さく、弁系の運動はロッカアームの剛性に支配されるとして、弁取付荷重の影響は解析に含まれていない。特にこのような系ではロッカアームの非線形性が、系の運動に与える影響が大きいことから、この点に対する指摘が文献⁽³⁾でなされているものの、弁取付荷重に言及した研究は皆無である。

近時動弁系の剛性はエンジンのSOHC, DOHC化により、格段に高まっており、従来のような弁取付荷重を無視した解析で実際現象を正しく把握できるかどうかは疑問のあるところである。本報はこれらの諸点に注目し、まず酒井らのモデルの等価剛性、等価質量を弾性体振動学に従い非線形性を考慮して決定する方

* 昭和63年10月18日 第66期全国大会講演会において講演、原稿受付 昭63年4月5日。

*¹ 正員、群馬大学工学部 (〒376 桐生市天神町1-5-1)。

*² 学生員、群馬大学大学院。

*³ マツダ(株) (〒730-91 広島県安芸郡府中町新地3-1)。

法を示し、実験により解析の妥当性を検証し、ついで著者の前報の解⁽⁶⁾を用いて系の応答計算を行い、実験結果との比較照合を行った。その結果従来のモデルでは、本質的に表し得ない諸現象を発見したので、新たに近年の自動車エンジンに適用できる、いわゆる高剛性動弁系の解析方法を提案し、その設計式を誘導し数値シミュレーションと実験結果との比較検討により、本解の妥当性を検証した。

2. 従来モデルによる解析

2.1 非線形性を考慮した動弁系のロッカアームの等価ばね定数および等価質量の決定法 緒言でも述べたように現在、自動車業界で用いられている動弁系の運動モデルは酒井、津田ら⁽³⁾の提案によるものである。しかしこのモデルを用いる場合、この複雑な系の剛性、等価質量の決定は実験的には容易に決定できるが、設計時点でこれらを決定することは、容易ではない。これに対し清野、小杉らは有限要素法により系の剛性を計算している。しかしこの方法でも等価質量の推定は不完全であり、仮に酒井、津田らの指摘のように非線形性の影響が大とすれば、この点をさらに完全に解析する必要がある。本報は従来の理論の見直しを行うという立場から、厳密性を失わずにこれら等価剛性、等価質量を決定する。すなわち、まずロッカアームの剛性は伝達マトリックス法を用いて正しく推定し、ついで系全体を弾性構造物として固有振動数を計算し、この固有値と等価モデルの固有値を等値して等価質量を決定する。

文献(6)の図1のような動弁系のロッカアームを図1(a)のようなはり要素の結合系と考え、伝達マトリックス法により剛性マトリックスを求め、これよりロッカアームの等価ばね定数 k_r を決定すると(付録1参照)

$$k_r = \frac{E_0 I_0 \Delta}{L^3 (b_{12} b_{34} + b_{14} b_{32})} \dots\dots\dots (1)$$

ここに

$$\Delta = b_{32} b_{44} - b_{34} b_{42} \dots\dots\dots (2)$$

であり、 E_0 はロッカアームのヤング率、 I_0 は基準断面

の断面二次モーメント、 L' は代表長さであり、 $b_{11} \sim b_{44}$ は付録1に示されるとおりである。

一方、ロッカアームの振動、ロッカ軸、弁、弁ばね等の振動を考慮した連続体理論による振動数方程式は(付録2参照)、

$$B_{34}(-B_{42} + C'B_{12}) + B_{32}(B_{44} - C'B_{14}) = 0 \dots\dots\dots (3)$$

ここに

$$C' = -(\Omega^2 m_N^* + k_s^*), \quad m_N^* = m_N / (\rho A_0 L') \dots\dots\dots (4)$$

$$\Omega^2 = \rho A_0 L'^4 p^2 / (E_0 I_0), \quad k_s^* = k_s L'^3 / (E_0 I_0)$$

であり $B_{11} \sim B_{44}$ は付録2に示すとおりである。

式(3)より系全体を連続体とした場合の固有振動数 p が計算され、また式(1)よりロッカアームの剛性(等価ばね定数 k_r)が決定される。一方等価モデルの固有振動数 p' は、

$$p' = \sqrt{(k_r + k_s) / m_e}$$

であり、これと式(3)より求められる p とを等値すると等価質量は

$$m_e = (k_r + k_s) / p^2 \dots\dots\dots (5)$$

ここに k_s は弁ばねのばね定数である。

本報で計算する動弁系は市販の乗用自動車エンジンのものでありその諸元は以下に示すとおりである。

弁質量	6.989×10^{-3} kg
弁ばね質量 $\times (1/3)$	2.883×10^{-3} kg
割ピン質量	1.98×10^{-4} kg
アップ・シート質量	2.318×10^{-3} kg
アジャスタスクリュー・ナット質量	1.19×10^{-3} kg
弁ばねのばね定数	4.41×10^4 N/m

またロッカアームは図1(b)に示されるようなものであり、これを64分割した要素データは表1に示されている。これらを式(1)、(3)に代入してロッカアームの剛性 k_r ならびに系の固有振動数を計算し、さらに式(5)より等価質量を計算すると、表2が得られた。

動弁系において、ロッカアームとカムは回転中に接触点の位置が変化し、すなわちロッカアームの支持点の長さが変化するので、ばね定数は回転中に変動し、そのため固有振動数、等価質量も変化する。表2中支持点の番号はカムとロッカアームの接触点の位置を示しており(図1(b)参照)、支点位置の変動による影響がどの程度か、すなわちばね定数の非線形の度合をこの表より知ることができる。表2より本系のロッカアームのばね定数は約 3.3×10^7 N/m \sim 4.6×10^7 N/m

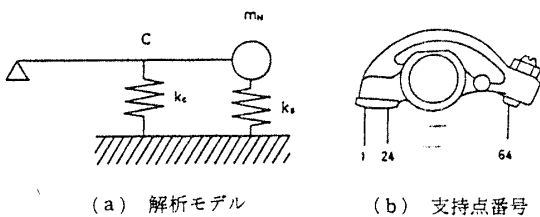


図1 ロッカアームの解析モデルと支持点番号

の間を変動し、固有振動数も 11 000~14 000 Hz 程度まで変動している。しかしこれに伴う等価質量の変動は比較的小さく 8.4% 程度である。

以下の計算を進めるにあたり表 2 の値が極めて重要であるので、この計算の妥当性を実験により確認した。すなわち、ロッカアームに打撃を与え実機の動弁系の弁の運動を非接触変位計により検出し、この信号を FFT に導き固有振動数を計測したところ 9 050.0 Hz が得られた。この値は計算値より若干低い、ほぼ本理論値と一致している。

2.2 従来の理論による動弁系の応答解析 以上

表 1 伝達マトリックス要素データ

分割長さ l_n (cm), 断面二次モーメント I_n (cm⁴), 断面積 A_n (cm²)

No.	l_n (cm)	I_n (cm ⁴)	A_n (cm ²)	No.	l_n (cm)	I_n (cm ⁴)	A_n (cm ²)
1	0.10	0.175	0.655	33	0.10	5.042	3.475
2	0.10	0.365	1.159	34	0.10	4.884	3.115
3	0.10	0.555	1.616	35	0.10	4.861	2.894
4	0.02	0.586	1.701	36	0.10	4.721	2.796
5	0.06	0.710	1.946	37	0.10	4.619	2.800
6	0.02	0.748	2.024	38	0.10	4.635	2.802
7	0.10	0.938	2.385	39	0.10	4.838	2.759
8	0.09	1.110	2.669	40	0.10	5.324	2.570
9	1.01	1.130	2.698	41	0.60	6.220	3.315
10	0.02	1.170	2.755	42	0.10	6.624	3.714
11	0.08	1.326	2.968	43	0.10	6.718	4.073
12	0.10	1.541	3.181	44	0.10	6.444	4.015
13	0.01	1.541	3.200	45	0.10	6.202	4.439
14	0.03	1.588	3.235	46	0.10	5.721	4.480
15	0.10	1.727	3.405	47	0.10	5.340	4.630
16	0.06	1.889	3.472	48	0.10	4.562	4.352
17	0.04	1.913	3.507	49	0.10	3.958	4.210
18	0.09	2.100	3.559	50	0.10	3.379	4.032
19	0.01	2.129	3.490	51	0.10	2.762	4.020
20	0.05	2.190	3.572	52	0.10	2.356	3.612
21	0.09	2.310	3.569	53	0.10	1.935	3.389
22	0.02	2.348	3.551	54	0.10	1.581	3.167
23	0.04	2.548	3.528	55	0.10	1.281	2.695
24	0.10	2.596	3.560	56	0.10	1.070	2.755
25	0.30	1.437	3.615	57	0.10	0.902	2.575
26	0.10	2.185	4.979	58	0.10	0.781	2.417
27	0.10	2.910	5.618	59	0.10	0.784	2.310
28	0.10	3.566	5.728	60	0.10	0.643	2.182
29	0.10	4.119	5.485	61	0.10	0.603	2.105
30	0.10	4.549	5.026	62	0.10	0.568	2.057
31	0.10	4.844	4.480	63	0.10	0.523	2.120
32	0.10	5.005	3.938	64	0.40	0.157	1.080

表 2 連続体理論によるロッカアームの支点の変化に対する等価ばね定数, 等価質量の変化

支持点	ロッカアームばね定数 (MN/m)	固有振動数 (Hz)	等価質量 (kg)
1	33.055	11510.0	0.24951
2	34.212	11856.0	0.24339
3	35.068	11960.0	0.24516
4	35.849	12011.0	0.24850
5	35.024	12230.0	0.24085
6	35.513	12346.0	0.23955
7	35.685	12367.0	0.23888
8	36.474	12562.0	0.23747
9	38.213	12647.0	0.23891
10	38.302	12765.0	0.23506
11	38.481	12949.0	0.22950
12	39.173	13001.0	0.23176
13	40.045	13018.0	0.23630
14	40.140	13182.0	0.23100
15	40.428	13302.0	0.22848
16	41.402	13329.0	0.23304
17	42.005	13343.0	0.23594
18	42.431	13462.0	0.23413
19	43.385	13580.0	0.23526
20	43.496	13600.0	0.23516
21	44.059	13660.0	0.23612
22	45.105	13678.0	0.24109
23	45.350	13758.0	0.23959
24	45.815	13811.0	0.24019

によりロッカアームのばね定数, 動弁系の等価質量が求められたので、以下カムによりドライブされる動弁系の応答を計算する。ロッカアームと弁が一体となって運動する場合の応答解析式はすでに著者の一人が発表している(6)、本報ではその式を引用して数値計算を行う。弁の応答計算を行う場合、カムのリフトと回転量の関係が必要であるが、本エンジンの実測値は図 2 に示すとおりである。表 2 を参考にして一例として、

ロッカアームの等価質量 $m_e=0.24$ kg

無次元減衰係数 $\zeta=0.2$

減衰係数 $=2\zeta\sqrt{(k_r+k_s)m_e}$ (6)

弁と弁座の反発係数 $e=0.8$, ロッカアームのばね定数

$k_r=2.94 \times 10^7$ N/m (30 000 kgf/cm)

カム回転数 = 3 700 rpm (エンジン回転数 = 7 400 rpm)

の諸量を用い、図 2 のカム形状のデータを適用して、文献 (6) の式 (6) より弁の運動を計算してみた。図 3 は本例に対する計算結果で、図中実線が弁の応答であり、破線はカムのリフトの軌跡(準静的変位)である。図よりこの回転数ではジャンプは極めて小さく、バウ

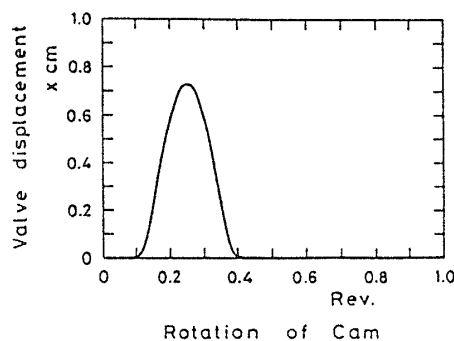
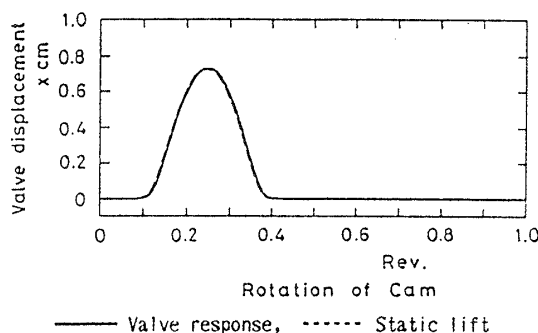


図 2 カムのリフト曲線



($k_r=2.94 \times 10^7$ N/m, $m_e=0.24$ kg, $\zeta=0.2$, $n=3 700$ rpm)

図 3 従来モデルによる実機の弁の運動

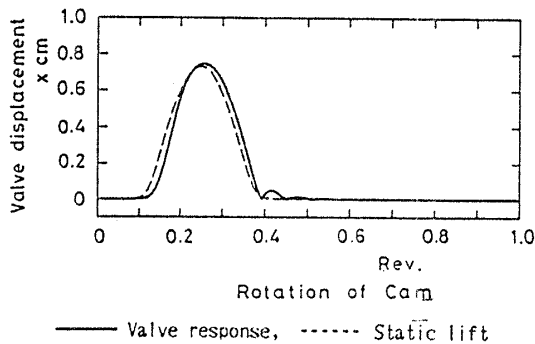
ンスは発生していないことがわかる。

それではこのモデルでジャンプおよびバウンスが発生するのはどの程度のばね定数を調べるため、ロッカアームの剛性を低くして $(0.29 \times 10^7 \text{ N/m (3 000 kgf/cm)})$ 計算してみると、図4が得られた。この図より、確かにロッカアームのばね定数の小さい低剛性動弁系では、ジャンプおよびバウンス現象の発生を確認できる。しかし前述のように本系のロッカアームのばね定数は連続体理論によっても、また実測によっても $2.9 \times 10^7 \text{ N/m}$ 以上であり、この値が正しいとすればジャンプおよびバウンスの発生が起こらないわけである。ところで後述のように本エンジンの動弁系のカム回転数 $3 700 \text{ rpm}$ における実測値は図6(b)のようであり、これにはジャンプおよびバウンス現象を明確に観察できる。この不一致は酒井らの指摘による系の非線形性によるものかとも考えられるので、表2の非線形データを用いて計算を行ってみたところやはりロッカアームの剛性が高いため、図3と同様の曲線が得られ、その違いは図に表せない程度である。すなわち以上を総合すると、従来の理論では近年の高剛性動弁系を解析できないとの結論に達する。著者はこの不一致を弁取付荷重を考慮していないためと考え、新たに高剛性動弁系に適用できる、ジャンプおよびバウンス現象の解析式を以下に提案する。

3. 弁取付荷重を考慮した解析

3.1 高剛性動弁系のジャンプおよびバウンスの解析 以上の検討により、高剛性動弁系では弁取付荷重が弁の運動に大きな影響を与えるものと解釈できるので以下、取付荷重を考慮した動弁系のジャンプ、バウンス現象を解析する。

前章の議論より、高剛性動弁系ではロッカアームの剛性は格段に大きく、ロッカアーム先端(弁取付点)の



($k_r = 0.29 \times 10^7 \text{ N/m}$, $m_r = 0.24 \text{ kg}$, $\zeta = 0.2$, $n = 3 700 \text{ rpm}$)

図4 従来モデルによる実機の弁の運動

運動はカムと同様であることが明らかにされているので(図3参照)、以下ロッカアームの剛性を無限大と考え、カムとロッカアームの結合系を剛体と仮定し、弁がカムに追随している間は、弁の位置、速度、加速度は、カムのそれらに等しいと考える。カム形状は一般に燃焼工学の立場から決定され、単一の曲線式では表せないので、カム変位 u を著者の前報⁽⁶⁾と同じく次のフーリエ展開式で表す。

$$u = x_i \sum_{m=0}^{\infty} \{ \epsilon_m q_m \cos(2m\pi\gamma) + q_m^* \sin(2m\pi\gamma) \} \dots\dots\dots (7)$$

ここに

$$\begin{aligned} q_m &= 2 \int_0^1 [u(\gamma)/x_i] \cos(2m\pi\gamma) d\gamma \\ q_m^* &= 2 \int_0^1 [u(\gamma)/x_i] \sin(2m\pi\gamma) d\gamma \\ \gamma &= t/T, \epsilon_m = 1/2 (m=0), \epsilon_m = 1 (m \geq 1) \\ T &= 60/n_c \dots\dots\dots (8) \end{aligned}$$

ここに n_c は、カム回転数 (rpm) である。

式(7)で x_i は弁取付時の弁ばねの圧縮変位(弁取付荷重 $= k_s x_i$)で、 γ は無次元時間を表し、 T はカム1回転に要する時間で、カム回転数により決定する量である。

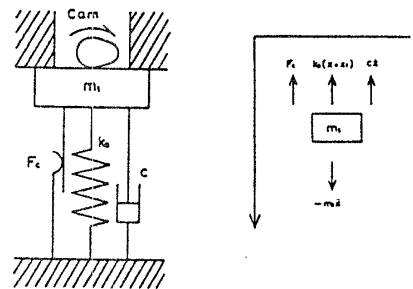
式(7)を時間に関して微分し、速度 V_c を求めると、

$$\begin{aligned} v_c &= (x_i/T) \sum_{m=0}^{\infty} \{ -2\pi m \epsilon_m q_m \sin(2m\pi\gamma) \\ &\quad + 2\pi m q_m^* \cos(2m\pi\gamma) \} \dots\dots\dots (9) \end{aligned}$$

一方加速度 a_c も同様にして次のように表される。

$$\begin{aligned} a_c &= (x_i/T^2) \sum_{m=0}^{\infty} \{ -4\pi^2 m^2 \epsilon_m q_m \sin(2m\pi\gamma) \\ &\quad + 4\pi^2 m^2 q_m^* \cos(2m\pi\gamma) \} \dots\dots\dots (10) \end{aligned}$$

さて動弁系の弁の慣性力が弁取付荷重、摩擦力、粘性減衰抵抗の和より小さい間は、弁は図2で示されるカム曲線に沿って運動するが、慣性力がこれらの力より大となると、弁はロッカアームから外れ、すなわちカムから外れ、弁と弁ばねのみによるカムの運動とは別な運動を行うものと考えられる。このような考えに



(a) 解析モデル (b) 力の釣り合いモデル

図5 取付荷重を考慮した動弁系

に基づき、動弁系を図5(a)のようにモデル化する。図中の質量 m_1 は、ばねの初期圧縮によりばね力 $k_s x_i$ で弁座に押付けられており、カムが回転すると m_1 は運動し、変位 x 、速度 \dot{x} 、加速度 \ddot{x} を生じる。弁がカムから離れたあとの弁と弁ばねのみによる系の運動方程式は図5(b)より

$$m_1 \ddot{x} + c\dot{x} + k_s(x + x_i) + F_c = 0 \quad \dots\dots\dots(11)$$

ここに m_1 は、弁がカムから離れる瞬間にはロッカアームを含む動弁系全体の等価質量 $m_2 e'$ であり、弁がカムから外れたあとは弁と弁ばね等の等価質量 $m_2 = m_v + m_s/3$ となる。また、 m_v は弁質量と弁付属質量との和、 m_s は弁ばね質量、 c は弁・弁ばね系の減衰係数、 k_s は弁ばね定数、および t は時間であり、 F_c は弁・弁ばね系の摩擦力で $\dot{x} > 0$ で正、 $\dot{x} < 0$ で負の値となる。式(11)は1自由度振動系の運動方程式で、ただちに解は求められ、次式で示される一般解を得ることができる。

$$x(t) = E_x \{ A \cos(qt) + (B/q) \sin(qt) \} - C \quad \dots\dots(12)$$

ここに

$$E_x = \exp(-\mu t)$$

$$A = x_0 + x_i + F_c'$$

$$B = v_0 + \mu(x_0 + x_i + F_c')$$

$$C = x_i + F_c'$$

$$\mu = c/(2m_1), \quad p = \sqrt{(k_s/m_1)}, \quad \zeta = \mu/p$$

$$F_c' = F_c/k_s, \quad q = p\sqrt{(1-\zeta^2)} \quad \dots\dots\dots(13)$$

式中 x_i は弁ばねの初期取付変位、 x_0 は弁がカムから離れる瞬間のカム変位、 v_0 はそのときの速度である。式(12)より弁がカムから離れたあとの速度 $v(t)$ 、加速度 $a(t)$ が求められる。すなわち、

$$v(t) = E_x \{ (B - \mu A) \cos(qt) - \{ (\mu B/q) + qA \} \sin(qt) \} \quad \dots\dots\dots(14)$$

$$a(t) = E_x \{ D \cos(qt) + E \sin(qt) \} \quad \dots\dots\dots(15)$$

ここに

$$D = \mu^2 A - 2\mu B - q^2 A, \quad E = (\mu^2 B/q) + 2\mu q A - qB$$

弁がカムから離れる瞬間を考えると、弁がカムから離れる条件は、弁とカムが接触している間はカムの変位 u 、速度 v_c 、加速度 a_c と弁のそれらが等しいので

$$-m_1 a_c > k_s u + c v_c + F_c \quad \dots\dots\dots(16)$$

式(16)を満たした瞬間を新たに $t=0$ として、そのときのカム変位を $x_0 = u$ 、速度を $v_0 = v_c$ とおき、これらを式(12)に代入すると、弁がカムから外れ単独で運動するときの変位、すなわちジャンプ現象時の変位が求められる。ところで、弁がカムから外れて運動を行うのは弁変位 x が弁の初期取付変位 x_i とカム変位 u の和 $x_i + u$ より大の場合である。一方弁がジャンプして

弁座に戻る過程で、もしロッカアームに接触することがあれば、その時間を t_c とすると、接触した瞬間に初期変位は $x = u$ 、 $v_0 = -e_1' v(t_c)$ となるので、この x_0 、 v_0 を新たな初期条件とし、そのときを時間の原点にして式(12)を適用すれば弁がロッカアームに接触したあとの運動を知ることができる。ただしこの場合計算された変位 x が

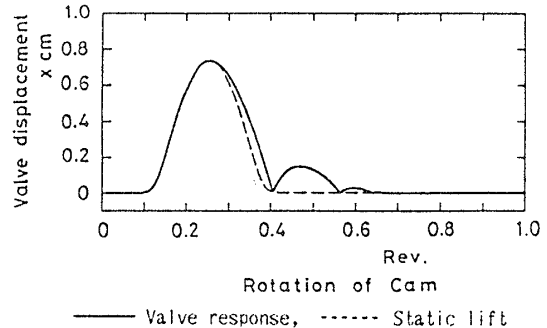
$$x < x_0 + u \quad \dots\dots\dots(17 \cdot a)$$

であれば、弁はロッカアームから飛跳ねることなく、カムの運動に追随し、

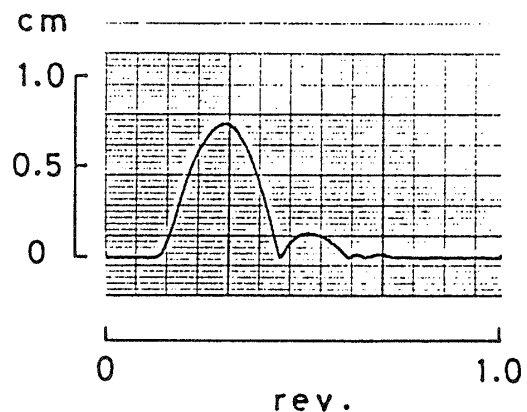
$$x > x_0 + u \quad \dots\dots\dots(17 \cdot b)$$

のときは、弁は再びロッカアームから外れ、式(12)で表される運動を行う。なおここで e_1' はロッカアームとカムとの衝突も含めた弁とロッカアーム間の反発係数である。

一方カムの回転が十分高速になると図6(a)に示されるように、弁・弁ばね系の運動がカムの運動より遅れる。このとき、カムのリフトはすでに零になっており、そこに弁が戻ってくると、弁を受けるのはロッカアームではなく弁座となる。すなわちこのときの変位 x が



(a) 本研解析による動弁系の応答曲線 ($n=3700$ rpm, $e_1'=0.62$)



(b) 実験による実験結果 ($n=3700$ rpm)

図 6

$$x > x_i \dots\dots\dots (18)$$

を満たすとき弁はバウンスし弁座から離れ、そのときの変位は式(12)で、 $x_0=0, v_0=-e'v(t_0)$ を初期条件とする式で求められる値となる。ここに t_0 は弁が弁座に接触した瞬間の時刻を表し、 e' は弁と弁座間の反発係数である。もちろん $x < x_i$ の場合はバウンスは発生せず、弁の動きはカムの次のリフトが始まるまで静止する。このような取扱いを繰返すことにより、バウンスの第1波、第2波、…、が順次求められる。

本解析ではロッカアームを剛体と考えたので、その等価質量は静的に求められ⁽³⁾、約 0.037 kg となった。したがって数値計算では次の諸量を用いた。

$$m_{e'}=0.172 \text{ kg}, m_2=0.135 \text{ kg}, e'=0.7$$

$$k_s=4.41 \times 10^4 \text{ N/m}, F_c=8 \sim 30 \text{ N}$$

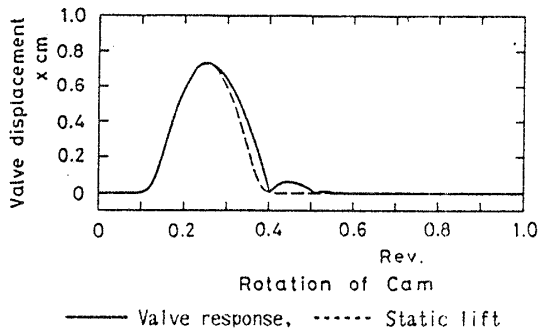
一方弁棒・ロッカアーム間の衝撃は弁からロッカアームを通してカムに伝わる。このときカム曲線の法線方向が大幅に変化するので、反発の方向がアームとカム曲線の接触位置により著しく異なり、さらに弁棒とロッカアームの反発があるので、 e_i' の値を簡単に求めることはできない。したがって本報では実験結果を

参照して e_i' の値を推定した。以上のようにして得られた理論結果が図 6 (a)～図 8 (a)である。

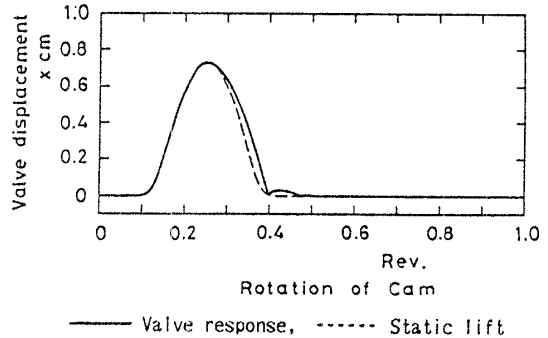
これらの図と従来の方法による結果とを比較すると、まず高い剛性を有するロッカアームの場合もかなり大きなジャンプおよびバウンス現象が認められること、バウンスはある回転数までは全く発生せず、ある回転数で突然発生すること、およびバウンスの周期がバウンス量の大きさに応じ変化することなどの本質的相違が認められる。

3・2 解析値と実験値の比較検討

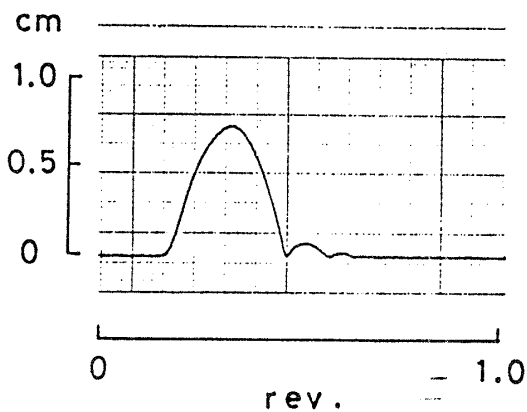
以上著者独自の考察により、ジャンプ・バウンスはばねの初期取付荷重に大きく影響されるとして解析を行ってきたが、この妥当性を検討するための実験をも行った。実験に使用したエンジンは理論解析に用いたものと同様の SOHC 形であり、カム回転はモータにより与えられた。弁の変位はシリンダ内に弁と垂直に設置された非接触変位計により検出され、電圧の変化をメモリスコープに一度記録してから、ペン書きオシロに再記録する方法で測定された。このようにして得られた実測結果を図 6 (b)～図 8 (b)に示す。



(a) 本解析による動弁系の応答曲線
($n=3675 \text{ rpm}, e_i'=0.38$)

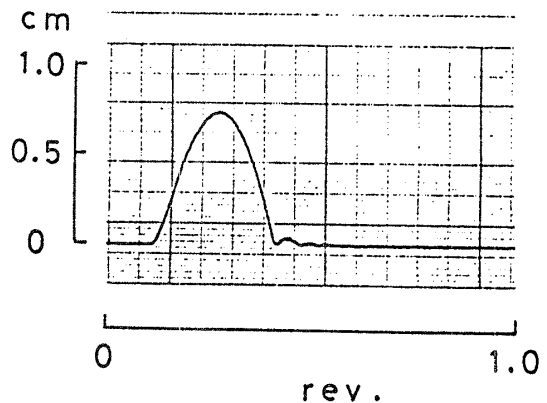


(a) 本解析による動弁系の応答曲線
($n=3600 \text{ rpm}, e_i'=0.25$)



(b) 実機による実験結果 ($n=3675 \text{ rpm}$)

図 7



(b) 実機による実験結果 ($n=3600 \text{ rpm}$)

図 8

まず実測結果から、カム回転数が3600 rpmでバウンスが発生しはじめ、それ以後のわずかな回転数増加で急激にバウンス量が増大することが認められる。また、ジャンプも発生しており、バウンスの周期もバウンス量の大きさに変化している。一方、数値計算結果(図6(a)~8(a))とこれらを比較すると、理論値と実験値は相当よい一致を示しており、本解析が妥当な結果を与えることがわかる。とくに実験値に現れるジャンプ部分の山の形状、およびバウンス時の周期がバウンス高さに比例して小さくなることなどは従来の解析モデルでは説明できなかったが、本解析結果はその傾向を明確にとらえており、本解で実際現象をかなり正確に記述できることがわかる。

これらの検討より本解が高剛性動弁系の設計式として適用できることが明らかにされたので、式(12)より動弁系のジャンプ・バウンスを抑える方法を従来のモデルと対比しながら考察してみた。従来のモデルでは動弁系の運動はロッカアームの剛性により支配されているので、ロッカアームの剛性を大、可動部質量を軽減、減衰を大とし、カムプロフィールを改善することなどが基本であった。この場合、ばね定数はロッカアームのそれに比べ極めて小さいため、ばねに関する諸量は質量を小さくする以外は影響を受けないとされていた。しかるに本解によれば、可動部質量の軽減、減衰の増大、カムプロフィールの改善までは前の場合と同様であるが、それよりもむしろ大きなジャンプ・バウンスの抑制効果を与えるものは、弁の初期取付荷重を大とすること、ばね定数の増大をはかることである。

4. 結 言

本報は自動車用エンジンの動弁系の運動解析を弁の初期取付荷重を考慮して解析したものである。その内容を要約すると、

(1) 従来より用いられている動弁系モデルについて連続体理論を導入して解析を行ったところ、実験結果と理論結果に著しい相違が見られ、現在産業界で使用されている動弁系の解析モデルは近年使用されている高剛性動弁系には適用できないことが明らかにされた。

(2) ばねの初期取付荷重を考慮して、新たな弁の運動を考えて解析を行い、実験値と比較したところ両者は非常によく一致し、本解析式で高剛性動弁系の設計を行えることがわかった。

(3) 高剛性の動弁系を有するエンジンにおいて弁のジャンプ・バウンスを抑える方法は、弁の初期取付荷重の増大、ばね定数の増大、可動部質量の軽減、

減衰量の増大、カムプロフィールの改善をはかることなどである。

本報の遂行にあたり実験装置を貸与していただいた村田発條(株)に厚く感謝の意を表する。

付 録

1. ロッカアームのばね定数の計算法 ロッカアームをはり要素の集合した連続体として考える。すなわち、カムとの接触点を単純支持、ロッカアームの回転中心をロッカ軸により弾性支持され、バルブとの接触点に荷重 P_0 が加わるものとする。せん断変形を考慮した、はりの格間伝達マトリックスは、

$$F_n = \begin{bmatrix} 1 & a_1 & a_2 & a_3 \\ 0 & 1 & a_4 & a_5 \\ 0 & 0 & 1 & a_6 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (19)$$

ここに、

$$a_1 = \frac{l_n}{L'}, a_2 = \frac{I_0}{2I_n} \left(\frac{l_n}{L'} \right)^2$$

$$a_3 = \frac{I_0}{I_n} \left\{ \frac{1}{6} \left(\frac{l_n}{L'} \right)^3 - \frac{E_0 I_n}{x' A_n G L'^2} \left(\frac{l_n}{L'} \right) \right\}$$

$$a_4 = \frac{I_0}{I_n} \left(\frac{l_n}{L'} \right), a_5 = \frac{I_0}{2I_n} \left(\frac{l_n}{L'} \right)^2, a_6 = \frac{l_n}{L'} \dots\dots\dots (20)$$

また、 l_n は分割要素長さ、 E_0 はロッカアームのヤング率、 I_n は n 点での分割要素断面の断面二次モーメント、 A_n は分割要素断面の断面積、 L' はロッカアームの全長、 I_0 は基準断面の断面二次モーメント、 G はロッカアームの横弾性係数、および x' はせん断修正係数 (=0.75) である。一方任意の点における格点伝達マトリックス P_n は単位マトリックスとなり、ロッカアーム軸支持点における格点伝達マトリックスは、

$$P_c = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ k_c^* & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (21)$$

ここに $k_c^* = k_c L'^3 / (E_0 I_0)$ である。 k_c はロッカ軸のばね定数である。

はりの曲げに対する状態量ベクトルを、
 $Z_n = [-y^*, -\Psi^*, M^*, F^*]^T \dots\dots\dots (22)$

と定義する。ここに、
 $y^* = y/L', \Psi^* = \Psi, M^* = ML' / (E_0 I_0),$
 $F^* = FL'^2 / (E_0 I_0)$

であり、 y ははりのたわみ、 Ψ ははりの傾き、 M は曲げモーメント、 F はせん断力である。

ロッカアームと弁の接触点での状態量を Z_n 、ロッカアームとカムの接触点での状態量を Z_0 とすると、

端点 N の状態量は,

$$Z_N = TZ_0 \dots\dots\dots (23)$$

ここに,

$$T = P_N F_N P_{N-1} F_{N-1} \dots P_1 F_1$$

マトリックス T の端点 N の要素を

$$T = \begin{bmatrix} b_{11} & \dots & b_{14} \\ \vdots & & \vdots \\ b_{41} & \dots & b_{44} \end{bmatrix} \dots\dots\dots (24)$$

とおき, 端点 0 (カムとロッカアームの接触点) で変位および曲げモーメントが零, 端点 N (ロッカアームの先端) で荷重が P_0 , 曲げモーメントが零であるので境界条件は,

$$\begin{aligned} (y^*)_0 &= (M^*)_0 = 0, (M^*)_N = 0, \\ (F^*)_N &= P_0 L'^2 / (E_0 I_0) \end{aligned} \dots\dots\dots (25)$$

式(25)の条件より端点 N の変位 $y_N^* (= y_N / L')$ を求めると,

$$y_N / L' = (b_{34} b_{12} + b_{32} b_{14}) (F^*)_N / \Delta$$

ここに,

$$\Delta = b_{32} b_{44} - b_{34} b_{42}$$

ロッカアーム先端のばね定数は $k_r = P_0 / y_N$ であるので,

$$k_r = E_0 I_0 \Delta / \{L'^3 (b_{12} b_{34} + b_{32} b_{14})\} \dots\dots\dots (26)$$

2. 振動数方程式の誘導

ロッカ軸を連続体と考えロッカ軸, ロッカアームの連成振動を考えた場合も伝達マトリックスは式(23)と同様の式で表される。ただしこの場合は慣性力が存在するので, 格点マトリックス P_n およびロッカ軸上の格点マトリックス P_s はそれぞれ次式となる。

$$P_n = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & \lambda^2 & 1 & 0 \\ \lambda^2 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, P_s = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & \lambda^2 & 1 & 0 \\ \lambda^2 + H_s & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \dots (27)$$

ここに

$$\begin{aligned} \lambda^2 &= (\Omega^2 / S^2) (I_n / I_0) (I_n / L') \\ \lambda^2 &= \Omega^2 (I_n / L') (A_n / A_0) \\ S^2 &= L'^2 A_0 / I_0, \Omega^2 = \rho A_0 L'^4 p^2 / (E_0 I_0) \\ H_s &= \left(\frac{L'}{L_s}\right) \left(\frac{E_s I_s}{E_0 I_0}\right) \cdot \frac{2\beta^3}{A^*} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A^* &= A_1 \sin(\beta \varepsilon) + A_2 \cos(\beta \varepsilon) \\ &\quad - A_3 \sinh(\beta \varepsilon) + A_4 \cosh(\beta \varepsilon) \\ \beta^4 &= \rho_s A_s p^2 L_s^4 / (E_s I_s), \varepsilon = l_a / L_s \\ A_1 &= (h_1 e_{22} e_{33} + h_2 e_{12} e_{23} - h_2 e_{13} e_{22} - h_1 e_{23} e_{32}) / \Delta' \\ A_2 &= h_1 e_{23} e_{31} + h_2 e_{13} e_{21} - h_1 e_{21} e_{33} - h_2 e_{11} e_{23} / \Delta' \\ A_3 &= (h_2 e_{11} e_{22} + h_1 e_{21} e_{32} - h_1 e_{22} e_{31} - h_2 e_{12} e_{21}) / \Delta' \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta' &= e_{11} e_{22} e_{33} + e_{12} e_{23} e_{31} + e_{13} e_{21} e_{32} \\ &\quad - e_{13} e_{22} e_{31} - e_{12} e_{21} e_{33} - e_{11} e_{32} e_{23} \\ e_{11} &= \sin \beta, e_{12} = \cos \beta - \cosh \beta \\ e_{13} &= \sinh \beta, e_{21} = k_\theta^* / \beta, e_{22} = 2 \\ e_{23} &= k_\theta^* / \beta, e_{31} = (k_\theta^* / \beta) \cos \beta - \sin \beta \\ e_{32} &= -(k_\theta^* / \beta) (\sin \beta + \sinh \beta) - (\cos \beta + \cosh \beta) \\ e_{33} &= (k_\theta^* / \beta) \cosh \beta + \sinh \beta \\ h_1 &= -\sinh \beta (1 - \varepsilon) + \sin \beta (1 - \varepsilon) \\ h_2 &= -(k_\theta^* / \beta) (\cosh \beta (1 - \varepsilon) - \cos \beta (1 - \varepsilon)) \\ &\quad - \sinh \beta (1 - \varepsilon) - \sin \beta (1 - \varepsilon) \\ k_\theta^* &= k_\theta L_s / (E_s I_s) \end{aligned} \dots\dots\dots (28)$$

であり, p は系の固有振動数 (rad/s) を表す。ロッカアーム先端には弁ばねによる復元力, および弁・弁ばね等の質量による慣性力が作用するので, 境界条件は

$$\begin{aligned} (y^*)_0 &= (M^*)_0 = 0, (M^*)_N = 0 \\ F_N^* &= -y_N^* (-\Omega^2 m_N^* + k_s^*) \dots\dots\dots (29) \end{aligned}$$

ここに

$$m_N^* = \frac{m_N}{\rho A_0 L'^3}, k_s^* = \frac{k_s L'^3}{E_0 I_0}$$

式中 m_N (弁質量 + 弁付属質量 + ばね質量/3), ρ はロッカアームの密度, A_0 は基準断面の断面積, A_n はロッカアーム分割要素断面積, k_s はばね定数, k_θ はロッカ軸両端の回転ばね定数, l_a はロッカ軸端点よりロッカアーム取付点までの長さ, L_s はロッカ軸長さ, $E_s I_s$ はそれぞれロッカ軸のヤング率と断面二次モーメント, $\rho_s A_s$ はロッカ軸の密度および断面積である。

式(23)を式(29)へ代入すると

$$\begin{bmatrix} -y^* \\ -\Psi^* \\ 0 \\ F^* \end{bmatrix}_N = \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{13} & B_{14} \\ B_{21} & B_{22} & B_{23} & B_{24} \\ B_{31} & B_{32} & B_{33} & B_{34} \\ B_{41} & B_{42} & B_{43} & B_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ -\Psi^* \\ 0 \\ F^* \end{bmatrix}_0 \dots\dots (30)$$

ここに $B_{11} \sim B_{44}$ は式(27)の格点マトリックスを用いた場合の端点 N における伝達マトリックス T_N の要素を表す。

式(30)より振動数方程式が次のように求められる。

$$B_{34} (-B_{42} + C' B_{12}) + B_{32} (B_{44} - C' B_{14}) = 0 \quad (31)$$

ここに $C' = -\Omega^2 m_N^* + k_s^*$

文 献

- (1) Dudley, W. N., SAE Quart. Trans., 2(1948), 19, 51.
- (2) Barkan, P., SAE Trans., 61(1953), 687
- (3) 酒井・津田, 機論, 35-273(昭44), 1084.
- (4) 守田, 自動車技術, 38-12(昭59), 1514.
- (5) 清野・小杉, 自動車技術, 38-12(昭59), 422.
- (6) 長屋, 機論, 53-495, C (昭62), 2283
- (7) 長屋, 機論, 54-497, C (昭63), 67

討 論

〔質問〕 寺田勝之

〔(株)日立製作所機械研究所〕

(1) 今回は定まった形状のカムのもとでの現象解析と思われるが、ジャンプやバウンスの防止という点からは動弁系全体からみたカム形状の最適化が重要と思われる。カム形状がどう影響するかの検討はされたか。

(2) 弁取付荷重、すなわちばね予圧縮荷重が大きいほどジャンプが少ないとの説明であるが、動作中はこの荷重に打ち勝ってばねをたわませねばならず適正な荷重値が存在すると思うが、何か無次元指標が求まらないか。

〔回答〕 (1) 今回の研究では、高剛性動弁系の解析法を確立するという見地から、実際に使われているエンジンのカム形状を測定し、それをデータとして解析し、実験値との比較検討を行った。本解では、カム形状を任意として、カムの座標値を与えれば弁の応答が決定するようになっており、カムの形状を与えるだけであらゆるカム形状の結果が得られるが、カム形状の最適化に対する検討は行っていない。ご指摘のようにカム形状の最適化は重要な問題なので、今後検討し

ていきたいと考えている。

(2) 本報の結果から、高剛性動弁系の場合、弁系の慣性力が弁取付荷重+摩擦力+減衰力に等しくなったときにジャンプ発生限界となる。したがってエンジンの最高回転数が与えられれば、その回転数の直後でジャンプが発生するように弁取付荷重を決定するのが最適ということになる。

〔質問〕 長南征二〔東北大学工学部〕

ロッカアームのばね定数の計算に際しせん断変形を考慮されているが、得られる結果は従来のはり理論による結果とかなり異なるのか。データがあったらお示しいただきたい。

〔回答〕 自動車エンジンのロッカアームはかなり厚肉で、全長と最大厚の比は通常5倍以内となっている。一般に古典理論の適用限界は一様厚はりで長さや厚みの比が7~10倍とされているので、本報ではせん断変形の影響を考慮した。古典理論と厚肉はり理論との数値的な比較を本報では行っていないので、具体的な差は本問の場合不明だが、これまでの経験からして5%以上の差が生ずるものと推定される。