

# 自動車用エンジン弁ばねの動的強度に関する特性

康井 義明<sup>\*1</sup> 永井 孝夫<sup>\*2</sup> 田中 健朗<sup>\*3</sup>

## Characteristics on Dynamic Strength of Engine Valve Spring

by

Yoshiaki YASUI and Takao NAGAI and Takeaki TANAKA

(Received on March 31, 2003, accepted on July 16, 2003)

### Abstract

The roles of an engine valve spring are as follows. It is to open and shut accurately along with a cam profile while air-intake and exhaust valves of an automobile engine are working. A surging of the valve spring becomes a problem in the speeding up of the engine due to the jumping of the valve and bouncing. However, there are only few reports on the analysis of the dynamic behavior of the valve spring, since it is complicated. In this study, a model which can measure the actual engine valve spring is used. It is recognized that the form of the seat end of the spring changes the stress state in the valve spring. Static and dynamic behaviors, and the stress state of the valve spring, are examined using a finite element method.

**Keywords:** Engine Valve Spring, Dynamic Stress State, Finite Element Method

### 1. 緒言

自動車用エンジンに用いられている弁ばねの役割は吸・排気バルブをカムプロフィール通りに正しく開閉させることにある。エンジンの高速化に伴い弁ばねのサージング現象が弁のジャンプ、バウンス等の原因となる。これらの現象によって弁ばねにかかる動的応力の制御は設計において重要である。

従来の研究において座の相対位置と座屈の性状、固有振動数について論じられているが<sup>1)~4)</sup>、動的状況下のばね素線に作用する応力等の強度特性については複雑かつ解析が困難であるため解析研究報告された例<sup>5)</sup>はほとんど無い。

そこで本研究では、弁ばねの複雑な動的現象を把握するため、実用エンジンの弁ばねを正確に計測した3次元モデルを用いて解析を行う。通常弁ばねはセット荷重が与えられることにより安定した挙動を得ることができる。そこで、セット荷重がかかった弁ばねに動的変位を与え、座の相対位置を変化させ、ばね素線に作用する応力および固有振動数の影響を検証することによって自動車用弁ばねの強度設計における安定化を目指した。

### 2. 解析

実際の弁ばねは、不等ピッチ角ばねが使用されている。本研究では、実用自動車用エンジンVQ30DEに採用されている弁ばねの解析を行った。また、不等ピッチばねと等ピッチばねの形状が持つ影響を調べるためにほぼ同形状の等ピッチばねを比較用として作成した。なお解析には汎用有限要素解析「MARC2000」を用いた。

#### 2.1 不等ピッチばねと等ピッチばねの解析モデル

解析モデルは、弁ばねの寸法を実測し、要素は8節点立体要

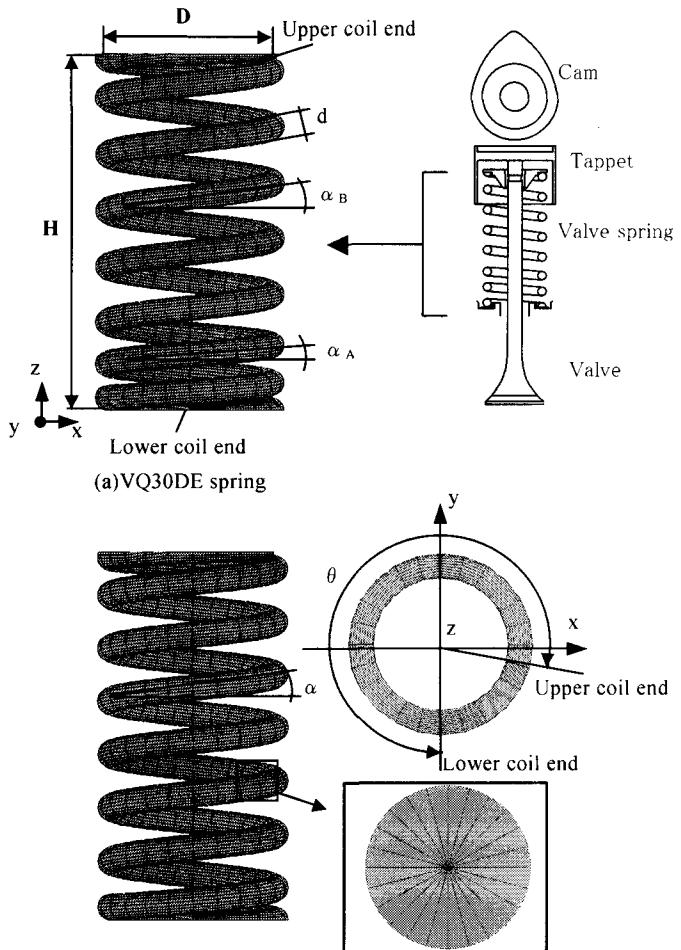


Fig.1 FEM model

\*1 工学部動力機械工学科教授

\*2,\*3 工学研究科機械工学専攻博士課程前期

素によってモデリングした。ばね素線断面を24分割し、コイル1巻あたりの円周方向に24分割した不等ピッチばね(VQ30DE)と等ピッチばね(Sample spring)の弁ばねモデルと座部の相対位置の関係図をFig.1に、測定した弁ばねの基本寸法および材料特性をTable1に示す。これを基にばね高さ(H)を統一して座端の相対位置( $\theta$ )を変化させたモデルを作成した。このとき、密部の有効巻( $n_A$ )とピッチ角( $\alpha_A$ )は変えず、粗部有効巻( $n_B$ )とピッチ角( $\alpha_B$ )を変化し、相対位置とばね高さの調節を行った。等ピッチばねも同様に有効巻とピッチ角を変化させ相対位置とばね高さを合わせた。使用した材料は等ピッチばね、不等ピッチばね共にシリコンクロム鋼オイルテンパー線であるSWOSC-Vを使用した。この材料は他のばね鋼線に比べ最も許容ねじり応力が高い。

Table 1 Basic specification of sample spring

Model	VQ30DE spring	Sample spring
Wire diameter $d$	3.3mm	
Mean coil diameter $D$	21.1mm	
Spring index ( $c=D/d$ )	6.39	
Outside diameter of coil	24.4mm	
Total number of coil $N$	8.21	
Number of active coils	$n_A$ 4.67	$n$ 6.21
Helix angle	$\alpha_A$ 4.30°	$\alpha$ 5.85°
Free height $H$	46.9mm	
Number of elements	4728	
Number of nodes	4950	
Materials	SWOSC-V	
Allowable shear stress	1025MPa	
Young's modulus $E$	206GPa	
Poisson's ratio	0.315	
Density $\rho$	$7.96 \times 10^{-6} \text{kg/mm}^3$	

## 2.2 解析条件

弁ばねに関する従来の動的解析では、ばねを曲がりはり<sup>2)</sup>、-自由度ばね<sup>3)</sup>、簡略な質量モデル<sup>4)</sup>等でモデリングしており、3次元ばねモデルでの解析はほとんど報告されていない。簡略モデルによる動弁系の解析だけでは、ばね自体の正確な挙動、応力分布の検証は不十分であると考えられる。そこで本研究では実際に動弁系内での使用条件下で弁ばねの様々な条件を考慮して解析を行う。

### 2.2.1 静的解析

ばねは平行圧縮されると横たわみを生じる。ばねを動弁系内に取り付ける際に横たわみが生じ、動弁系内のタペット等と接触し、エンジンが回転し出すとばねとの接触の繰り返しで破損する危険性がある。座の相対位置を変化させることにより、せん断応力波形より応力集中が起こる恐れのある上下端1.5巻目付近のせん断応力を制御できる<sup>5)</sup>。そこで動解析に先立ち自由長から密着までの横たわみ現象と応力を詳細に把握するために、静荷重により密着まで圧縮させた。ばね座端部の相対位置を45°ずつ変化させ横たわみと応力の発生について検証する。

実際の弁ばねは上下端ともに拘束されていないが、セット荷

重によって圧縮され、タペットやアッパーリテナー等で設置されているためxy方向は拘束されているとみなせる。本解析では上下端はxy方向拘束とし、剛体板によってz方向の制御を行った。等ピッチばね、不等ピッチばねとも上端部のみに取り付け長(10mm)とバルブリフト量(9mm)を垂直方向に平行圧縮で与える。収束判定は誤差を1%とし、圧縮荷重により素線同士、素線と剛体とが接触を行う。これらの接触判定は、検討の結果0.01mmにした。ばねは、セット荷重時には密部が接触していることからも、解析を行う上で接触問題がある<sup>6)</sup>。そのため、本研究でも接触を考慮して解析を行った。その際、素線間同士の動摩擦係数を0.15としている。

### 2.2.2 動的解析

静解析の結果をもとに動解析を行う。動解析は実際の弁ばね使用条件に合わせるためにセット荷重を与えた解析を行う。境界条件は静解析と同様にし、セット荷重は静的解析によって上端部に10mmの変位を与えた。また動的解析は、エンジン高速回転10000rpm時のカムプロファイルに沿って9mmの変位を与え解析を行った。これらは実測して出した値である。解析に使用したカムプロファイルをFig.2に示す。10000rpm時の解析であることから1サイクル0.012秒で変位を与えた。

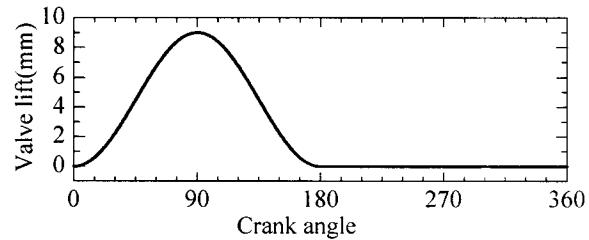


Fig.2 Valve lift curve (Cam profile)

### 2.2.3 固有値解析

ばねには負荷時素線間の接触があることから固有振動数はそなたびに変化していると考えられる。そこで応力解析に用いたモデルを圧縮した際の固有振動数を算出する。固有値解析の境界条件は下端部を完全固定とし、上端はxy方向を固定とした。荷重としてz方向に10, 15, 20mmと静的に負荷を与えそれぞれの固有振動数を算出する。

## 3. 結果および考察

### 3.1 静的特性

まず、弁ばねの基本的な応力の変化を確認するために、セット時の変位と弁開時のバルブリフト量それぞれのモデルに与え、静解析を行った。その結果の応力分布をFig.3に示す。これはVQ30DE( $\theta=255^\circ$ )と相対位置 $\theta=360^\circ$ (0°), 270°, 180°に変化した弁ばねモデルと比較用に同じ相対位置にあわせて作成した等ピッチモデルの素線内側の応力を上端からプロットしたものである。ばねにおいて問題となる応力はせん断応力である。しかし、本研究ではばねを一つの構造体と考え、また、主応力のほうが応力波形の違いがより顕著に表れたことから、主応力による評価を行った。

ばね疲労試験により破損するといわれている<sup>7)</sup>上部から1.5

巻目付近と5巻目付近に局部的な応力の増加が見られる。下端部付近(7巻目)に見られる小さな山は、不等ピッチばねの場合セッティング時に密部が接触し、ねじりによるせん断応力がこれ以上増加しないことを示している。セッティング時以降は有効巻数が変化するため粗部から密部に移行する以前に局部的な応力の増加が見られたのである。密着した密部を座端として考えると下端から1.5巻目付近に応力の局部的増加が生じている。

ばね素線にかかる応力の基本方程式を以下に示す。

$$\tau_{\max} = \kappa \frac{Gd\delta}{\pi D^2 n} \left( \kappa = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0.615}{c} \right) \quad (1)$$

$$\tau_{\min} = \kappa \frac{Gd\delta}{\pi D^2 n} \left( \kappa = \frac{4c-1}{4c-4} - \frac{0.615}{c} \right) \quad (2)$$

ここで、 $G$ は横弾性係数、 $\delta$ はばねに与えられる変位量、 $\kappa$ はワールの応力修正係数である。基本公式上において、応力の値はばね有効巻数によって左右される。有効巻数の増加を考慮したとき、等ピッチばねにおける応力の値は相対位置360°で大きく低減され安定した波形を示している。しかし、不等ピッチばねでは逆に相対位置180°で応力が低減され、安定した応力の波形を示した。

これらの原因を探るためにばね素線間の隙間量を上端から取り、グラフにしたもの(Fig.4)に示す。等ピッチと不等ピッチはともに上下で浮き上がりを見せている。これはFig.5で示すように、ばねが垂直圧縮を受けるときばね座端末と素線の接触点を支点として曲げが生じたために浮き上がりを見せた。では、等ピッチばねにおいて座端部と有効部の接觸する点上下0.5巻

目と、不等ピッチばねにおいても同様に上部0.5巻目と密部素線の接觸部最後の点に着眼してみる。これらの点の関係を真の相対位置を考えると、等ピッチばねは相対位置が360°の時に隙間量が6巻と整数巻を示すことから真の相対位置も360°となるが、不等ピッチばねでは逆に相対位置が180°の時に隙間量が5巻と整数巻を示すことから真の相対位置は360°となり安定した応力を示した。

### 3.2 動的特性

自動車用弁ばねの実際の使用条件は動的状況下である。静解析と同様のモデルで動解析を行った結果、等ピッチ、不等ピッチばねの応力と時間と素線位置の関係はFig.6のようになる。Fig.7に素線内側の応力が大きな値を示した点の時間による応力変化を示す。高回転であるため、変位が最大になる3.0ms(クランク角90°)時で応力は最大にならず、不等ピッチばねでは応力変化に遅れが生じ、3.5ms(クランク角105°)で最大応力を示し、他の相対位置を変化させたばねについてもほぼ同様の傾向を示した。また、等ピッチばねと不等ピッチばねの応力変化速度の違いがFig.6とFig.7より読み取ることが出来る。等ピッ

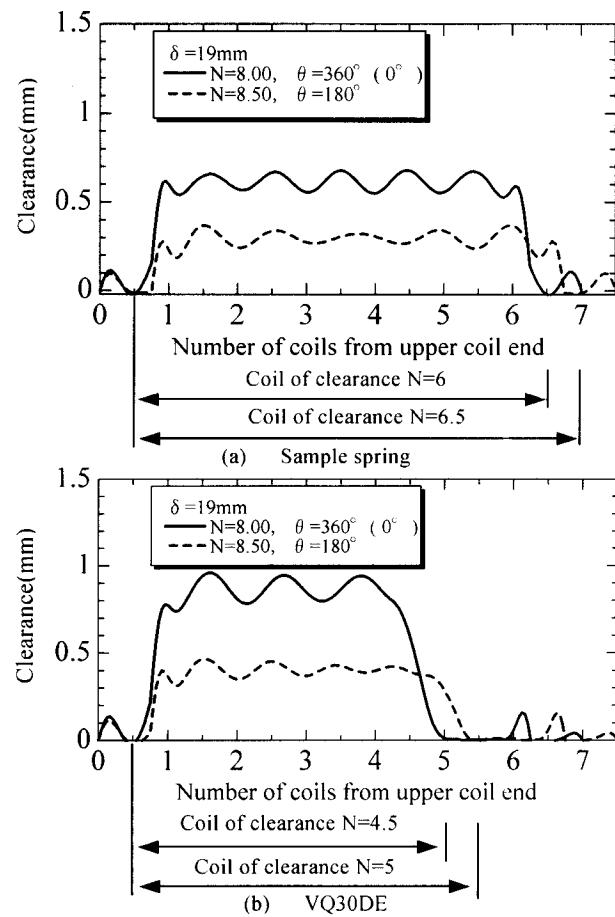


Fig.4 Comparison of clearance chart (Static state)

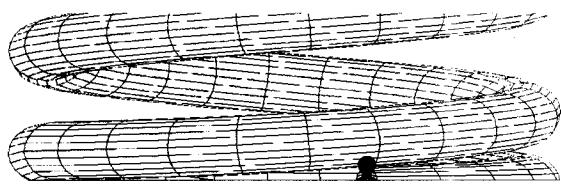


Fig.5 Contact of spring

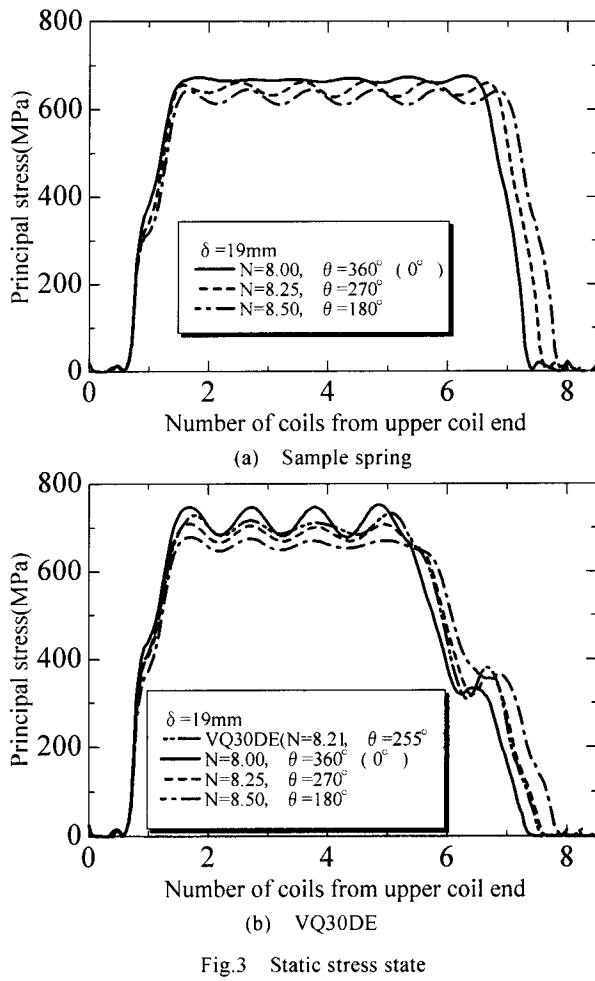


Fig.3 Static stress state

チばねはセット荷重を与えたあとも総巻数に変化が無いことから、応力値は動解析においても静解析と同様に不等ピッチばねより低い値を示すが応力の変化速度では明らかに不等ピッチばねよりも早く最大値を示していることが分り、セット荷重を適切にかけなかった場合変化速度が速くなる傾向が見られた。また、不等ピッチばねの応力が減衰傾向を示しているのに対し、等ピッチばねの応力の減衰は明らかに弱いことがわかる。

静解析の結果が動解析においてどのように現れるかを調べるために、素線の応力分布を Fig.8、素線間の隙間量を Fig.9 に示す。これらは応力が最大の値を示す時間(クランク角)の応力分布と隙間量である。応力分布は静解析と同様に、等ピッチばねは相対位置  $360^\circ$  で低減され安定した波形を示し、不等ピッチばねは相対位置  $180^\circ$  で低減され安定した波形を示した。

相対位置の影響は動解析においても静解析と同様に真の相対位置が応力波形に影響を与えるという傾向を示した。

### 3.3 固有値の特性

弁ばねの主な破壊原因是サージングであり、これを抑制することが弁ばねの設計では重要であることから、時刻層だけではなく固有値解析を行った。Fig.10 に VQ30DE および等ピッチばねの変位量による固有振動数の変化を示す。それぞれ VQ30DE 用弁ばねを基準としてそれの自由長時(静的変位 0mm)、セット時(10mm)、密着直前時(20mm)とその中間(15mm)の状態の固有振動数を算出した。(a) には不等ピッチ弁ばねを、(b) には比較用に作成した等ピッチばねを、(c) にはそれぞれの 0 および 15mm の固有振動数を示した。

Fig.10 (a) および (b) のグラフから、等ピッチばねと不等ピッチばねとでは、自由長時と密着直前の固有振動数の傾向が類似している。しかし 15mm の時点での固有振動数の値が等ピッチばねと不等ピッチばねでは異なることから、Fig.10 (c) のグラフを作成し比較・検討を行った。(a) を見るとセット荷重(10mm 壓縮時)以降固有振動数は、各モードにおいて急激

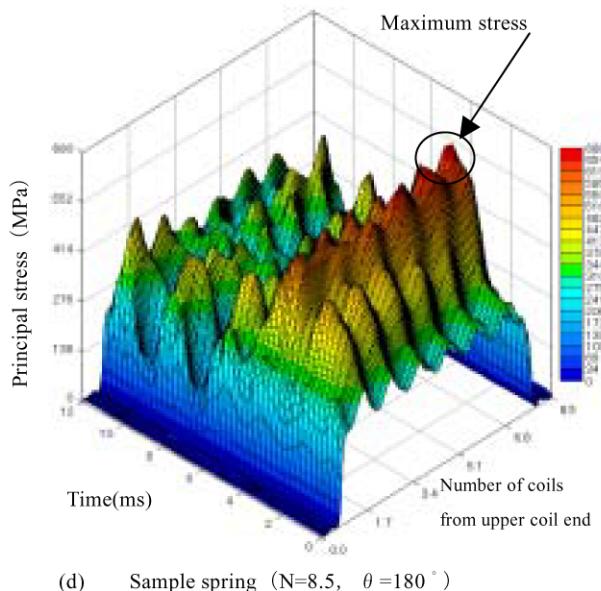
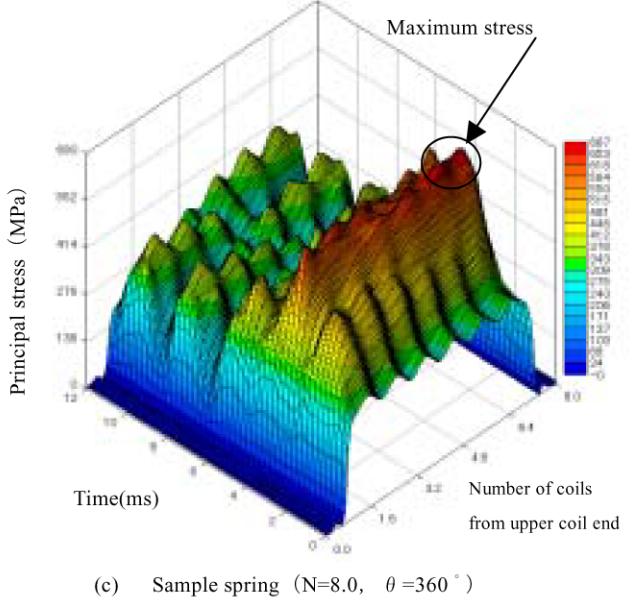
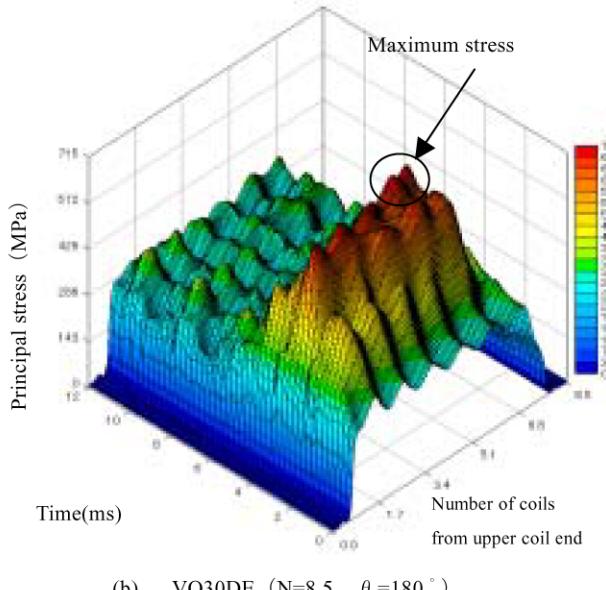
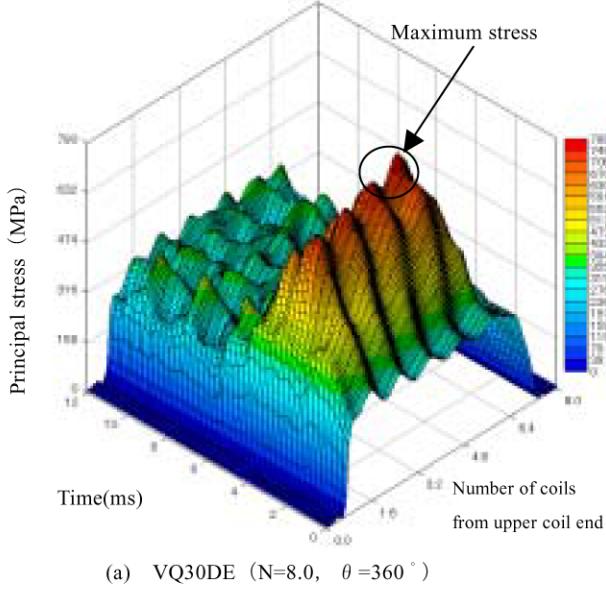


Fig.6 Dynamic stress and time history

に増加している。また(b)においても同様の傾向を示してはいるが固有振動数の変化の幅は(a)の不等ピッチばねのほうが大きく変化している。実際のばねは密着までではなくセット時から18mmくらいまでの間であるので、収集したデータ中の15mmの値が実際にもっとも使用される値に近いと判断できる。

コイルばねにおいて通常第一次の固有振動数が重要である。

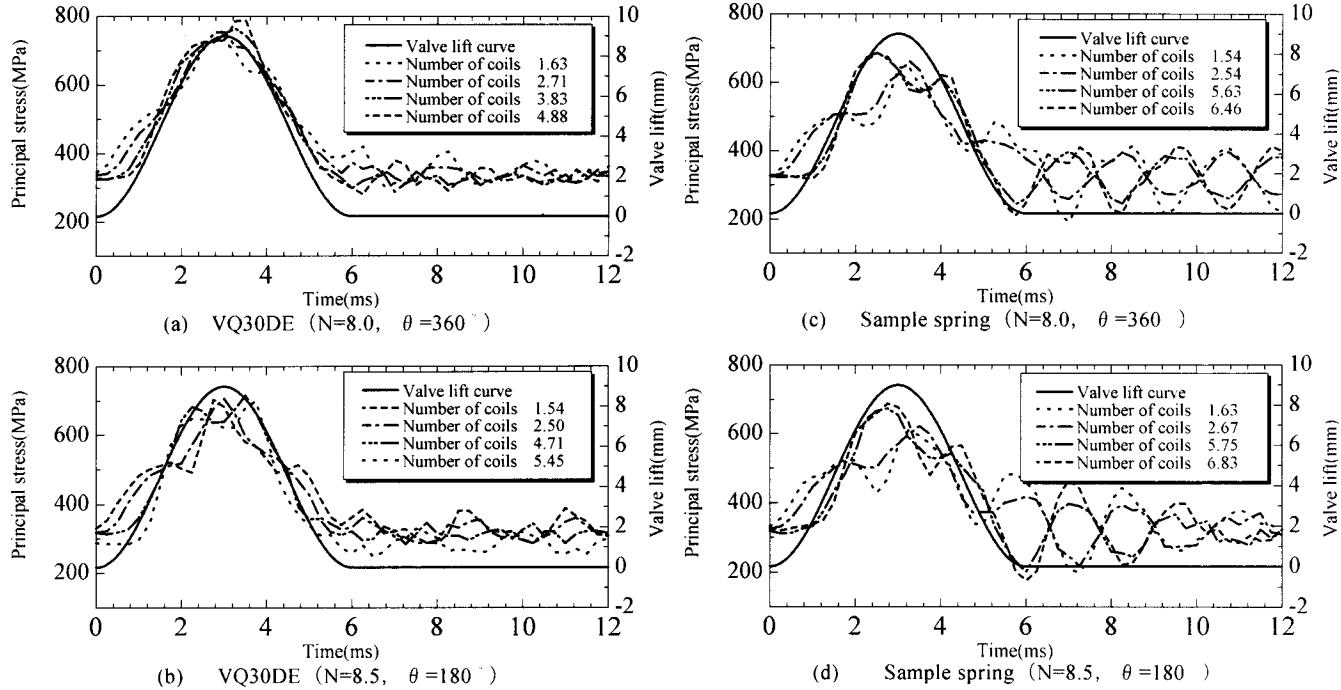
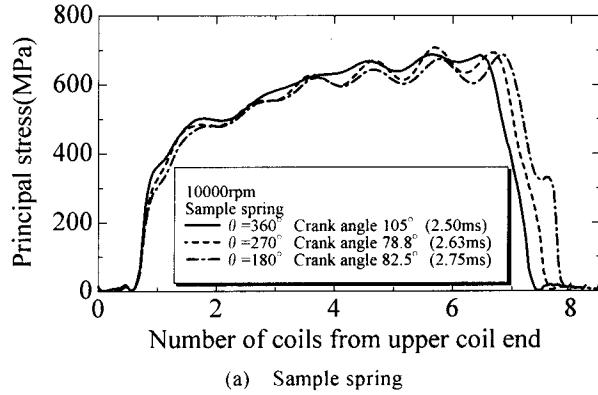
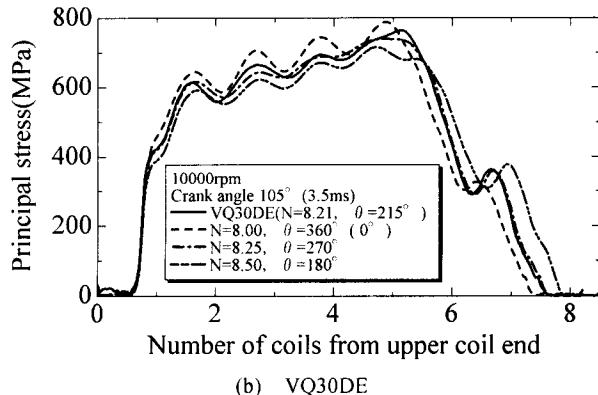


Fig. 7 Dynamic stress state



(a) Sample spring



(b) VQ30DE

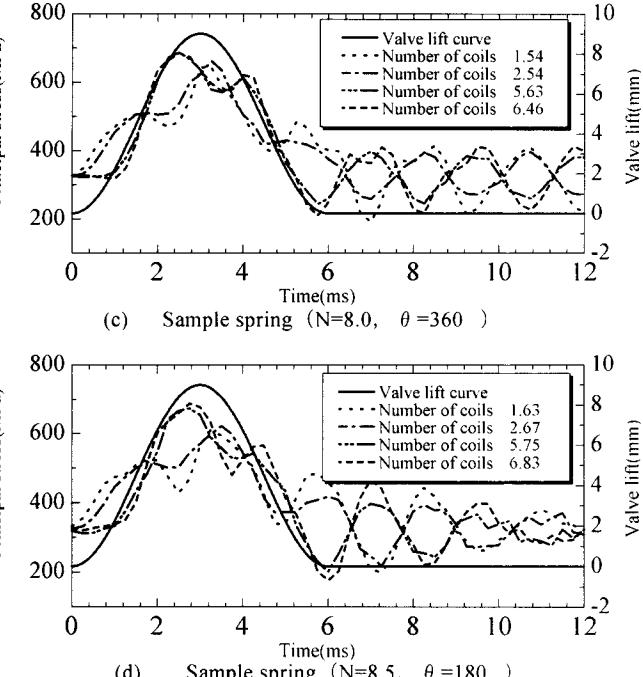
Fig. 8 Dynamic stress state

第一次の固有振動数の理論計算式を式(3), (4)に示す。

$$f_1 = \frac{d}{2\pi n D^2} \sqrt{\frac{Gg}{2\gamma}} \quad (3)$$

一般鋼製ばねについては

$$f_1 = 3.56 \times 10^5 \frac{d}{n D^2} \quad (4)$$



(a) Sample spring

(b) VQ30DE

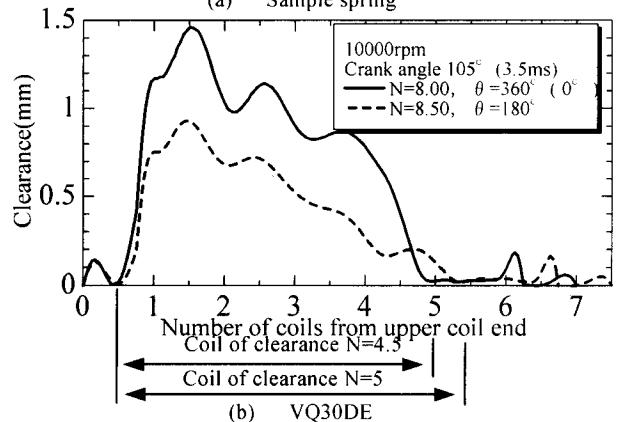


Fig. 9 Comparison of clearance chart (Dynamic state)

$\gamma$  はばね材の単位質量あたりの重量,  $g$  は重力加速度である.

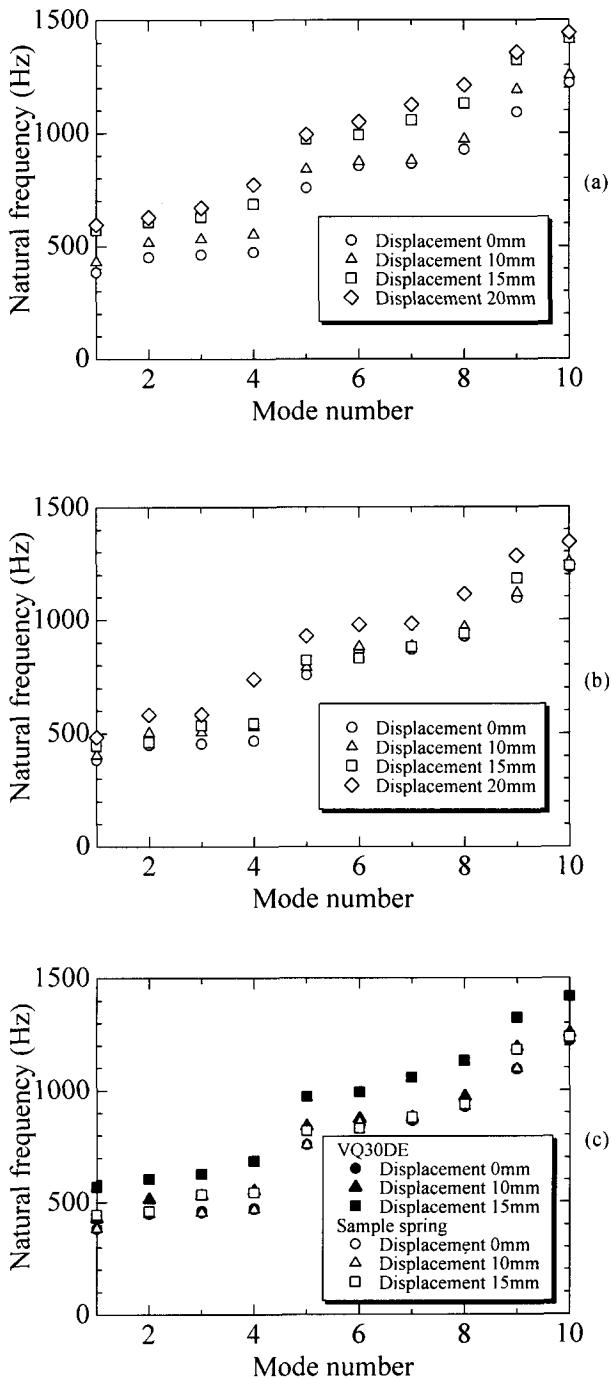


Fig.10 Eigen frequency

式(4)から自由長時の固有振動数を求めたところ 393MHz となつた. Fig.10 において自由長時の一次固有振動数は等ピッチと不等ピッチばね共にほぼ同じ値を示していることから、信頼できる解析結果が得られた.

ばねの諸問題の中でもっとも重要な問題であるサージングが共振現象であることから、Fig.10(c)の結果より固有振動数が変動する不等ピッチばねはサージングの抑制には有効である.

Fig.3, Fig.7, Fig.8 より、単純に静的および動的解析の結果から応力値だけを比較するなら実際に用いられている VQ30DE の不等ピッチばねよりサンプルとして作成した等ピッチばね

のほうが最大応力の値が低い、よって、応力のみの比較である静的条件下では等ピッチばねが有効である.

しかし、動的状況下と言うことを考え応力の時刻歴応答や固有振動数の傾向をみると不等ピッチばねが等ピッチばねに比べると共振抑制の面でははるかに優れているといえる.

#### 4. 結言

実用エンジンの弁ばねを正確にモデリングしたものを用い、実際に近い境界条件において相対位置がばね素線の応力に与える影響を応力状態および隙間量からの比較、エンジン高速化に伴うばねの挙動、応力分布、時刻歴応答、固有振動数の把握を行った結果以下の新しい知見を得た.

- (1) 静解析において、ばね素線に働く応力の波形に影響を持つ相対位置とはモデル形状上の相対位置ではなく、状況ごとに変化する素線間の関係が持つ相対位置が真の相対位置であることを明らかにし、これによって応力を制御できることを確認した.
- (2) エンジンの使用状況である動的状況下でも静的状況と同様の傾向を示した.
- (3) 等ピッチばねは単純に応力の値では不等ピッチばねよりも低い値を示したが、不等ピッチばねの応力の方が減衰傾向を示した.
- (4) 固有振動数の比較を行い、共振抑制の観点では不等ピッチばねの方が優れていることを示した.
- (5) 相対位置の影響時刻歴応答および固有値解析の結果から、等ピッチばねに比べ不等ピッチばねの自動車エンジンへの使用の優位性を提示することが出来た.
- (6) 本研究結果より設計段階において、弁ばねのサージングの低減と応力状態の安定化の可能性を示すことが出来た.

#### 参考文献

- 1) 松田孝:圧縮コイルばねの端末の設計、日本設計工学会、1998 年度春季研究発表講演会論文集, 103-106, (1998)
- 2) 沢登健・他 3 名: コイルばねの静的ならびに動適応力の解析、日本機械学会論文集(C編) 第 50 卷, 第 456 号, 1512-1521 (1948)
- 3) 康井義明・森山裕幸・阿良木宏則: 自動車用弁ばねの動的強度に関する基本特性、日本機械学会第 13 回計算力学講演会(計算力学)講演論文集 (2000) 717
- 4) 康井・永井孝夫: 自動車用弁ばねの動的強度に関する基本特性、日本機会学会関東支部第 8 期総会講演会論文集, 020-1, (2002), 315-316
- 5) 康井・田中健朗: 自動車用弁ばねの動的強度に関する特性、日本機会学会関東支部第 9 期総会講演会論文集, 030-1, (2003), 223-224
- 6) 定国幸雄, 下関正義: 有限要素法によるコイルばねの動的応答解析、ばね論文集, No.33, (1987) 21
- 7) 石川裕造, 北原寿, 加藤学: 高速内燃機関における弁ばねのサージング現象、自動車技術学会学術講演会論文集 936, 1993-10
- 8) ショットピーニングの最適化に関する研究委員会: ショットピーニングの最適化に関する研究、ばね技術研究会春季講演論文集, (2000) 25