バルブ・スプリングにおける ダンパースプリングの効果について

The effect of damper spring used with valve spring

西 野 健 二*

Kenji. Nishino

1. ま え が き

最近における自動車用エンジンの高速化, 高出力化は, 主として動弁機構の改良と, カムハーモニックスの改良で行なわれてきた。

現在エンジンの高速化に伴うバルブ・スプリングのサージング防止対策として非線形スプリングが主として採用されている。しかるに, 非線形スプリングはその性質上密着長が線形スプリングに比べ高くなるために, 動弁機構が大きくなる欠点を有している。一方線形スプリングのサージング防止対策としてダンパースプリングを用いてバルブ・スプリングに減衰力を加えることが考え出された。

筆者はサージング防止対策としてバルブ・スプリングにダンパースプリングを挿入し, 摩擦による強制減衰力を与えることにより, サージングによる応力増加率がどのように変化するかを観察し, ダンパースプリングの効果について実験した。ダンパースプリングを写真 1 に示す。

2. 実験装置

図 1 に示すような装置をモータ駆動しばねの運動によって生じた応力は電流の形で動歪計に取り出され, それを電磁オシロで記録させるようになっている。なおゲージはバルブ・スプリングの固定側の有効巻数 1/2 の所に素線に対し 45 度の傾きをつけ張り付けた。

カムは, 実際のエンジンカムプロフィールと同一のもの, および偏心カムを使用した。

3. 供試スプリング

本実験に使用したバルブ・スプリングおよびダンパー・スプリングの仕様は表 1 に示す。

なお今回の実験では, バルブ・スプリング内径 23.6 ϕ に対しダンパー・スプリング外径 25.2 ϕ とし 1.6 mm の締め代にて挿入した。

供試スプリングの荷重たわみ線図は図 2 に示す。

写真 1

図 1 実験装置

4. 実験方法

バルブ・スプリングにサージングが生じたときの応力変形は図 3 のようになり τ_m は静的最大応力, τ_a は静的応力振幅, τ_{mb} はサージング付加最大応力, τ_{ab} はサージング付加応力振幅で各スプリングの影響を

$$\text{最大応力増加率 } \alpha = \tau_{mb} / \tau_m$$

$$\text{応力振幅増加率 } \beta = \tau_{ab} / \tau_a$$

で比較する。

5. 実験結果

5.1 実際のカム・プロフィールと同一の場合

* 三興線材工業株式会社

表 1 供 試 パ ネ 諸 元

No.	種 類	巻方向	線 径	内 径	総巻数	有効巻数	バネ常数	自 由 長	取付荷重	最大荷重	最大応力
1	弁 パ ネ	右	4.5 [*]	23.6 [*]	6.5	4.5	4.30 kg/mm	52.6 mm	26.5 kg	66.5 kg	65.3 kg/mm ²
2	ダンパー SP	左	6.1×1.0	23.2 [*]	5.0	5.0	0.35 kg/mm	50.8 mm	—	—	—

図 2

図 5

図 6 応力波形

図 3 応力波形

図 4

図 7

図 8

実験結果は図 4~5 の「最大応力増加率」「応力振幅増加率」特性のとおりである。

ダンパースプリング挿入のない場合、カム軸回転数 2,030, 2,200, 2,280, 2,600, 2,840, 2,940, 3,040 r.p.m. でサージング発生が見られ、 $\alpha=1.215\sim1.325$, $\beta=1.13\sim1.33$ となっている。すなわち最大応力は 32.5%, 応力振幅は 33% も静的応力値よりも増加している。

ダンパー・スプリングを挿入した場合、サージ波をよく吸収しており $\alpha=1.15$, $\beta=1.14$ とダンパー・スプリング挿入しなかったときに比べ約 55% も値が低くなっている。代表的な応力波形を、図 6 に示す。

5.2 偏心カム

バルブ・スプリングはばねメーカーで行なう偏心カム式疲労試験結果と、自動車メーカーで行なうエンジン耐久試験結果との対応がとれずエンジン耐久試験で折損、ヘタリ等の問題が発生することが多いので、偏心カムで上記と同様の実験を行なったが、偏心カムではリフト曲線に高次成分を含んでいないのでサージングも発生せず $\alpha_{\max}=1.05$, $\beta_{\max}=1.035$ であった。測定誤差を考えれば偏心カム式疲労試験機では付加応力の増加は無視できるので、エンジン耐久試験結果に一致させるには、サー

図 9 応力波形

ジングによる応力増加を考慮して下記のようにすればよからう。

$$\text{最大応力 } \tau_m' = 1.3 \tau_m$$

$$\text{振幅応力 } \tau_a' = 1.3 \tau_a$$

ただし τ_m , τ_a はエンジン取付け最大応力、応力振幅である。

5.3 定回転数における最大圧縮時の線間々隙がサージングに及ぼす影響

一般にバルブ・スプリングの最大圧縮時の線間々隙値（最大圧縮高さより密着長までの余裕）がサージングの大小に関係するといわれている。そこで筆者はその確認のため一定カム回転数のもとで線間々隙の値を変化させ応力変化を測定した。その結果を図 7~8 に示す。これによりサージング発生せぬ 1,025 r.p.m. では線間々隙の影響が見られぬが、サージングが発生している 1,970 r.p.m., 2,990 r.p.m. では線間々隙の大小は最大応力には影響を及ぼさないが振幅応力に顕著な影響を及ぼすことがわかった。代表的な応力波形を図 9 に示す。

6. ま と め

1) ダンパー・スプリングはサージ波をよく吸収し、最大応力増加率 α , 応力振幅増加率 β 共に著しく減少させることがわかった。このスプリングを使用すれば、バウンス域がより高回転域へずれ、スプリングのジャンピングが小さくなるので最大圧縮荷重が下げられ、カムの耐摩耗性が向上し、しかもバルブ・スプリングの信頼性も向上するものと考えられる。

2) 偏心カム式疲労試験結果とエンジン耐久試験結果と一致させるには、サージングの影響を充分考慮する必要がある。

3) 線形スプリングを使用し、サージングの影響を小さくするには最大圧縮時の線間々隙（最大圧縮高さより密着長までの余裕）をできるだけ小さくすればよい。

以上バルブ・スプリングの品質向上に役立てば幸いである。