

# VTR 用レンズユニットの振動解析

Modal Analysis of Lens Units for Video Camcorders

江村 哲二\*  
Emura, Tetsuji

This paper describes an effective and practical approach with FFT (Fast Fourier Transform) and FEM (Finite Element Method) analysis for reduction of vibrations of lens units for video camcorders.

We confirmed that FEM simulation of the strain energy distribution shows the effective points of structural modification of a lens body in order to improve the vibration characteristics of lens units.

## 1 緒 言

VTR カメラに搭載されている VTR 用レンズユニットのズームとフォーカシングのためのアクチュエータは一般にステッピングモータが用いられている。このモータは原理的に振動をとまなうため、その振動がレンズユニットのレンズ鏡胴を通じてカメラに伝わり、種々の問題を起すことがある。特にステッピングモータの振動数がモータを取り付けた鏡胴の固有振動数と一致すると鏡胴が共振を起し、さらに問題は大きくなる。

昨今の VTR 用レンズユニットのレンズ駆動周波数は搭載するカメラの要求から広い周波数領域にわたっているため、その領域のなかに鏡胴の固有振動数が存在することがあり、その共振を小さくするダンピング対策を設計段階から施しておくことが望ましい。

最近の計算機の高速度小型化によって製品設計過程に手軽に FFT (高速フーリエ変換) 解析や FEM (有限要素法) 解析を扱えるようになってきた。また製品開発期間の短縮化のためにも今や必須のツールとなってきている。我々はこれらの解析手段をレンズ鏡胴のダンピング対策に適用し、その有効性を確認したので以下に報告する。

## 2 伝達関数

機械の共振を調べるには、その伝達関数を調べるのが便利である。(Fig. 1)

機械に外力  $f(t)$  を与えると、その機械特有の応答  $x(t)$  が現れる。この時間領域の関係をフーリエ変換した周波数領域による表現を次式のように示す。

$$X(\omega) = G(\omega) F(\omega) \dots\dots\dots(1)$$

この  $G(\omega)$  を伝達関数とよぶ。  $\omega$  は角振動数 [rad/s] であり、  $\omega/2\pi =$  振動数 (周波数) [Hz] の関係である。

ここで機械を、Fig. 2 に示すような剛性  $k$  [N/m]

\* オプト事業部 オプト開発グループ

のバネ、減衰係数  $c$  [Ns/m] のダンパ、質量  $m$  [kg] からなる 1 自由度系と考える。

質量  $m$  に任意励振力  $f(t)$  [N] が  $x$  軸方向に作用すると、この系の運動方程式は

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t) \dots\dots\dots(2)$$

となり、この式(2)をフーリエ変換すると、 $j$  を虚数単位として

$$(-\omega^2 m + j\omega c + k) \cdot X(\omega) = F(\omega) \dots\dots(3)$$

となる。

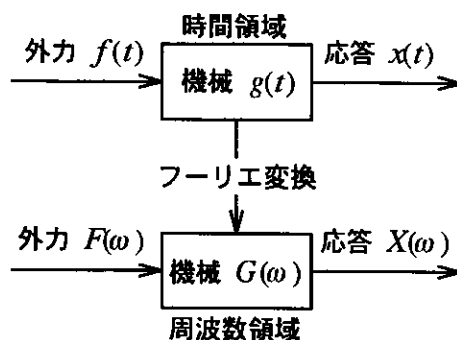


Fig. 1 Transfer Function of Machine

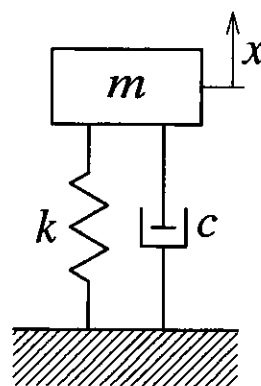


Fig. 2 Single Degree of Freedom System

機械に角振動数  $\omega = \sqrt{k/m}$  の外力が加わると、共振を起こし振動変位  $x$  が大きくなるので、振動変位  $x$  の伝達関数  $G(\omega) = X(\omega)/F(\omega)$  の絶対値  $|G|$  に共振ピークが現れる。共振を起こす角振動数  $\omega = \sqrt{k/m}$  を固有角振動数  $\Omega$  と呼ぶ。固有角振動数を調べるにはこの  $|G|$  を測定するのがもっとも一般的である。

実際の機械はこのような1自由度系ではなく1自由度系の重ね合わせで表される複数の固有角振動数を持つ多自由度系であるため、測定した  $|G|$  のなかに多数の共振ピークが集まっていると、その角振動数を見つけにくいことがある。しかしこの問題は伝達関数を複素数として考えることで解決できる。

伝達関数  $G(\omega)$  は式(3)からわかるように、固有角振動数  $\Omega$  においては実数部が消去されてしまい

$$G(\Omega) = -\frac{j}{\Omega c} \dots\dots\dots(4)$$

となる。すなわち、測定した伝達関数を実数部と虚数部に分離し、実数部が0となる角振動数を探すことで固有角振動数を確実に見つけることができ、その角振動数での虚数部から共振の大きさ  $|G| = 1/\Omega c$  を知ることができる。(1自由度カーブフィッティング法)<sup>1) 2) 3)</sup>

### 3 鏡胴の伝達関数の測定

Fig. 3 にレンズ鏡胴の概略図を示す。この鏡胴はエンジニアリング・プラスチックであるガラス繊維含有ポリカーボネート樹脂による一体射出成形部品である。

Fig. 4 は測定装置である。電磁型加振器によりランダムノイズ波形で鏡胴を励振し、その応答を鏡胴に取り付けた加速度センサにより取り出し、増幅器および2重積分器を経てFFTアナライザを使って伝達関数を得る。

得られた伝達関数を実数部と虚数部に分離したのがFig. 5である。太線が虚数部、細線が実数部であるが、先に述べたように実数部が0となる角振動数がこの系の固有角振動数であるので、それらが振動数で1.4 kHz、1.8 kHz、3.5 kHzにあることが明瞭にわかり、またその共振の大きさを虚数部から判断することができる。

尚、測定した伝達関数に測定台の影響が現れないように、緩衝材ソルボセインを用いて加振器、鏡胴ともに測定台との接触部の固有振動数を、測定振動数領域1~4 kHzより2桁ほど低い10 Hz程度にしている。

以下、最も共振の大きい1.4 kHzの対策について記す。

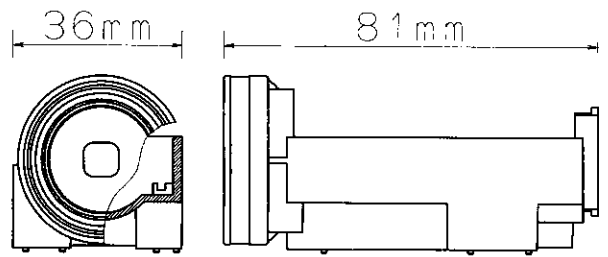


Fig. 3 Lens Body of Lens Unit

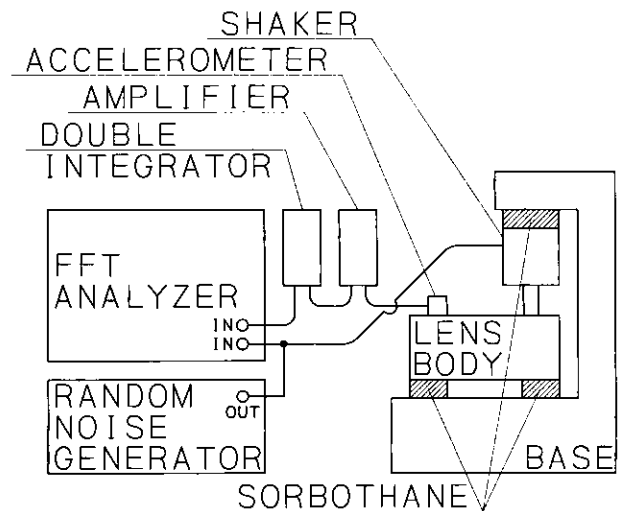


Fig. 4 Measurement Configuration of Transfer Function

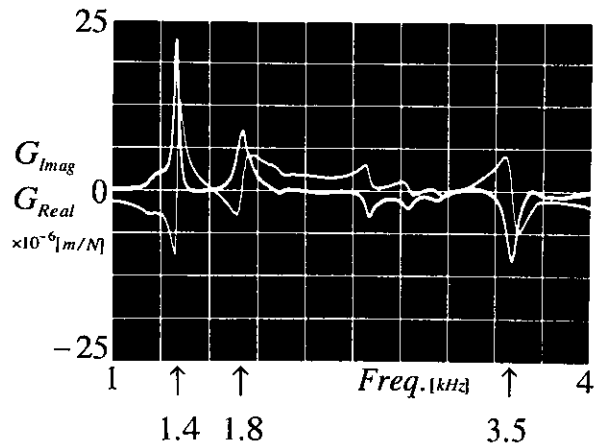


Fig. 5 Transfer Function of Lens Body

#### 4 FEMによる振動モードの解析

鏡胴の振動モードを検証するために、FEM（有限要素法）による鏡胴の3次元シェルモデルを作成し、1.4 kHz付近の振動モードを計算した。その結果、この鏡胴の第2次モードが1.47 kHzにあることがわかった。Fig. 6によってわかるように、このモードの特徴は横壁の大きなたわみである。この特徴を利用して両横壁の振動変位の位相を測定することによって1.4 kHzの共振をこの第2次モードと同定することができた。

尚、Fig. 6はスケールを約1万倍程度に記してあり、実際の横壁の振動振幅は最大位置で0.1 μm程度である。

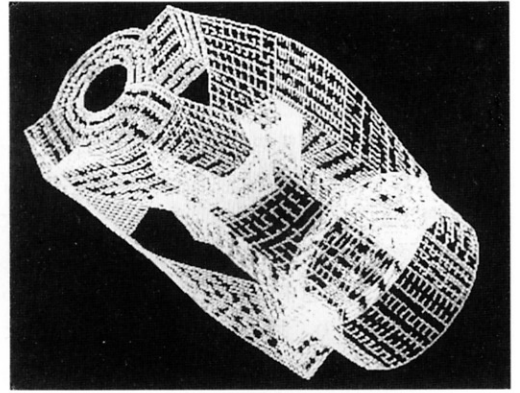


Fig.6 Vibration Mode

#### 5 歪エネルギー分布の解析による共振対策

この第2次モードの共振対策として鏡胴の形状変更を考える。

振動系を構成している構成要素  $i$  の歪エネルギー、系全体の歪エネルギーに対する比率を  $u_i^0$  とし、その要素  $i$  の剛性  $k_i^0$  を  $k_i = k_i^0 (1 + a_i)$  となるように形状変更すると（添字0の有無により形状変更前後を表す）

形状変更前の固有角振動数  $\Omega^0$  は次式に示す  $\Omega$  に変化する<sup>4)</sup>ことが導出される。

$$\frac{\Omega}{\Omega^0} = \sqrt{1 + \sum u_i^0 a_i} \dots\dots\dots(5)$$

よって式(4)より、共振の大きさの変化は

$$\left| \frac{G}{G^0} \right| = \frac{1}{\Omega/\Omega^0} = \frac{1}{\sqrt{1 + \sum u_i^0 a_i}} \dots\dots\dots(6)$$

となる。

つまり、問題とする系の振動中の歪エネルギー分布を知り、その歪エネルギーの集中している要素（ $u_i^0$  が大きい要素）を見つけ、その要素を補強する（ $a_i > 0$  とする）ことにより共振の大きさを小さくすることができ、その場合  $u_i^0$  が大きい要素にそれらを施すほど、その形状変更に対する感度が高いことになる。

そこでFEMにて鏡胴の3次元ソリッドモデルを作成し、振動時の歪エネルギー分布を計算した。問題の第2次モードでは鏡胴中央部にある絞り装置のための開口部の梁に歪エネルギーが大きく集中していることをみつけた。その部分の拡大図をFig. 7に示す。

この梁を補強して  $k$  を増加させるために、梁の断面2次モーメント  $I$  を大きくする形状変更を行った。（ $k \propto EI$ 、 $E$ は材料のヤング率）

形状変更によってこの梁の歪エネルギーの集中が緩和されたことを確認し（Fig. 8）、再度振動モードを計算して、第2次モードの固有振動数が1.47 kHzから1.59 kHzに上昇することを確認した。

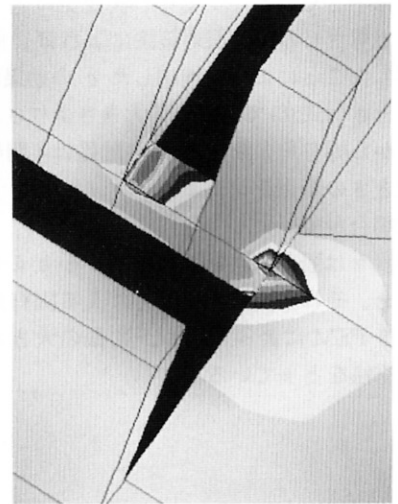


Fig.7 Strain Energy Distribution (Current Model)

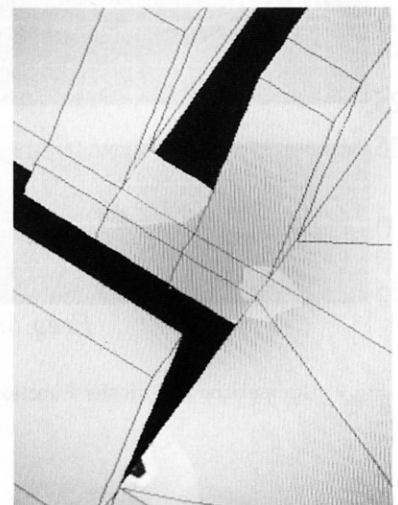


Fig.8 Strain Energy Distribution (Improved Model)

## 6 結果と考察

実際に鏡胴の形状変更を行い伝達関数を測定した。その結果を形状変更前と比較したものが Fig. 9 である。上が形状変更前、下が変更後の伝達関数の虚数部である。

形状変更によって 1.4 kHz の共振は 1.5 kHz に上昇し、その変化の比 1.4/1.5 は、FEM シミュレーションによって求めた変化の比 1.47/1.59 とほとんど同じである。

しかし共振の大きさは Fig. 9 の虚数部の大きさから実測すると約 1/3 になり、固有角振動数変化の比によって表される式(6)による値よりも、かなり小さくなった。

いままでの議論において減衰係数  $c$  は定数として扱ってきたが、プラスチックのような高分子樹脂材料では  $c$  に振動数依存性があり、その増加とともに  $c$  の値は大きくなる。式(4)からわかるように  $c$  が大きくなると共振の大きさは小さくなる。つまり形状変更によって固有角振動数を上昇させる本共振対策法によれば、固有角振動数が上昇したことによって増加した  $c$  の効果が加わり、共振の大きさは式(6)で示される大きさよりさらに小さくなる。しかし固有角振動数と  $c$  の関係は不明な点が多く、共振の大きさの変化をシミュレーションから予測するのは困難な場合が多い。

そこで我々は固有角振動数変化による  $c$  の変化を 1 度調べておき、それ以後は形状変更による固有角振動数の変化のみを FEM によって求め、共振の大きさの変化を推測する方法をとっている。

## 7 おわりに

VTR 用レンズユニットの振動はレンズ鏡胴の共振だけが原因ではなく、駆動されるレンズ枠の摺動部の摩擦やガタによるスティックスリップ（いわゆるビビリ）も原因の 1 つである。非定常振動であるこれらの解析はこれまで大変困難であったが、ハードウェアの高速化により伝達関数の時間変化を得る STFT（短時間フーリエ変換）が利用できる<sup>5)</sup>ようになってきた。またさらに時間情報と周波数情報とを同時に抽出するウェーブレット変換によれば<sup>6)</sup>地震波のような瞬時の振動現象をも解析可能となってくる。今後も効率のよい製品開発のため、さらに新しい解析手段を手中にしていける所存である。

### ●参考文献

- 1) 大久保信行著：機械のモーダル・アナリシス、中央大学出版部
- 2) 長松昭男著：モード解析、培風館
- 3) 日本機械学会編：モード解析の基礎と応用、丸善
- 4) 井上ら：日本機械学会78年講演論文集、p1
- 5) 大久保ら：精密工学会95年春期講演論文集、p773
- 6) 清水ら：日本機械学会96年講演論文集、p503

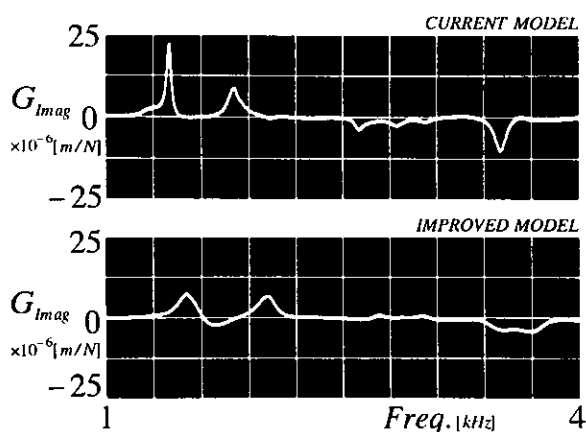


Fig.9 Comparison of Transfer Function