相対振幅感度を利用した精密機器の主機能部の低振動化*

戸井 武 司** 村瀬 芳 典*** 大久保 信行**

Reduction of Vibration for Main Functional Part in Precision Device
Based on Sensitivity Analysis with Respect to Relative Motion

Takeshi Toi, Yoshinori MURASE and Nobuyuki OKUBO

The purpose of this research is the reduction of relative motion between two locations of main functional part of precision device under various conditions. First, sensitivity analysis is described which takes only one location, relative motion or objective frequency band into consideration in conventional method. Next, new sensitivity analysis is proposed to consider not only objective frequency band but also relative motion. The new method is applied for a simple numerical model and experimental model, and structural modification is carried out for the reduction of relative motion to compare of conventional methods. Moreover, relative motion between objective lens and stage that are main functional part in microscope for inspection of large scale integration circuit is analyzed by new sensitivity method for reducing relative motion in low frequency band. The image deflection can be reduced by structural modification and evaluated using two dimensional position sensor quantitatively.

Key words: relative motion, sensitivity analysis, structural modification, precision device, microscope, image deflection

1. 緒 言

今日、生産されている精密機器は、高性能、高機能化はもとより小型、軽量化、さらに高精度化への要求が高まってきた。設計者は、より良い製品を設計・開発するために構造変更や、新規の設計により動特性を改善していかなければならない。筆者らは、振動入力が存在する本体と少数の結合部をもつ部品に着目し、部品間の伝達力を削減させる構造変更により、部品全体の振動・騒音を低減した¹⁾。一方、構造変更を効率的に行うための感度解析は、構造物が単体の場合やハードディスクの磁気ヘッドのような特定の振動モードが問題となる場合に利用されている²⁾³⁾。従来の感度解析は、機械構造物の特定の振動モードのある1点に着目し、その固有振動数におけるその点の振動の低減を目的としている。

しかし、複数の高精度な部品で構成される現在の精密機器では、複数の周波数やいくつかの箇所について振動を抑えないと、期待した性能を発揮できない場合がある。たとえば、顕微鏡の対物レンズとステージ間の相対振幅は、像ブレを生じる要因であり他の箇所以上の耐振性が要求されている。このような性能を決定する主機能部を有する精密機器は、設置場所の関係から必ずしも振動の少ない環境で使用されるとは限らない。

そこで本研究は、様々な環境で使用される精密機器の主機能部について、対象とした周波数帯域における2点間の相対振幅を低減することを目的とする。まず、従来の1点についての感度解析、相対振幅のみを考慮した感度解析、および対象とした周波数帯域のみを考慮した感度解析について述べる。次に、対象とした周波数帯域の相対振幅を考慮した感度解析を提案し、簡単な数値モデルおよび実験モデルに適用し、構造変更を実施して従来の方法と比較する。

さらに、実際の精密機器としてLSI検査顕微鏡を取り上げ、主機能部である対物レンズとステージに着目し、床振動により

生じる像ブレを低周波数帯域における2点間の相対振幅の低減により改善する。また、半導体位置検出素子を用いた2次元位置計測装置により定量的に像ブレを評価する。

なお、本研究における構造変更は、実験による検証が容易な質量付加のみで確認するが、剛性変更などに関しても拡張することは可能である。また、本解析では水平面内の1方向のみについて検討しているが、鉛直方向など他の方向に対しても本手法は同様に拡張できると考えられる。

2. 2点間の相対振幅を考慮した感度解析

固有振動数から離れた周波数帯域において、2点間の相対振幅を低減する手法について検討する。

2.1 2点間の相対振幅の感度解析

従来の構造物の1点に着目した設計変数 p に対する r 次の振動モードの感度は、 n 個の振動モードを用いて次式で与えられる。

$$\frac{\partial\{\phi_r\}}{\partial p} = \sum_{k=1}^n \alpha_{rk} \{\phi_k\} \quad (1)$$

ただし、

$$\alpha_{rk} = -\frac{1}{2} \{\phi_r\}^T \frac{\partial[M]}{\partial p} \{\phi_r\} \quad (r=k)$$

$$\alpha_{rk} = \frac{\{\phi_k\}^T \left(\lambda_r \frac{\partial[M]}{\partial p} - \frac{\partial[K]}{\partial p} \right) \{\phi_r\}}{-\lambda_r + \lambda_k} \quad (r \neq k)$$

ここで、 k 次の振動モード： ϕ_k 、設計変数： p 、 r 次に対する k 次の振動モード重み： α_{rk} 、質量マトリクス： $[M]$ 、剛性マトリクス： $[K]$ 、 r 次の固有値： λ_r 、上付き添字 T は転置を表す。

式(1)より設計変数に対する感度が高い箇所を特定できるので、これに基づいた構造変更により効率的にある1点の絶対振幅が低減できる。次に、2点間の相対振幅を考慮した感度解析を考える。 r 次の振動モードについて、a点とb点の感度を差し引くことにより相対振幅 $(x_a - x_b)$ の設計変数 p に対する相対振幅の感度が求められる。

* 原稿受付 平成8年6月10日
** 正 会 員 中央大学理工学部 (東京都文京区春日1-13-27)
*** 学生会員 中央大学大学院

$$\frac{\partial(\phi_a - \phi_b)_r}{\partial p} = \sum_{k=1}^n \alpha_{rk} (\phi_a - \phi_b)_k \quad (2)$$

ここで、 ϕ_{ak} , ϕ_{bk} はそれぞれ k 次の振動モードの a 点と b 点であり、 α_{rk} は 1 点のみを考慮した式 (1) と同じである。

なお、質量マトリクスが集中質量系で表されるとき、質量に対する感度は式 (1), (2) の設計変数 p を質量マトリクス中の任意の成分で置き換えて求める。すなわち、剛性マトリクスに関する項は零となる。

2.2 特定の周波数帯域における絶対振幅の感度解析

固有振動数付近の周波数域の振幅は、振動モードの影響を強く受けるので、従来のある 1 点に着目した絶対振幅の感度解析を実施すれば小さくできる。しかし、固有振動数から離れた周波数帯域では、どの振動モードの影響を強く受けているか一般に不明である。そこで、対象とした周波数帯域において、支配的な振動モードを推定することにより絶対振幅を低減する手法を提案する。

周波数領域で a 点の振幅 x_a は次式のように表される。

$$\begin{aligned} x_a &= \gamma_1 \phi_{a1} + \gamma_2 \phi_{a2} + \cdots + \gamma_n \phi_{an} \\ &= \sum_{r=1}^n \gamma_r \phi_{ar} \end{aligned} \quad (3)$$

γ_r は r 次の振動モード重みであり、 $1 \sim n$ 点の振幅 x_n について、 n 個の振動モードと振動モード重みを用いてマトリクス表示すると次式となる。

$$\begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \phi_{11} & \phi_{12} & \cdots & \phi_{1n} \\ \phi_{21} & \phi_{22} & \cdots & \phi_{2n} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \phi_{n1} & \phi_{n2} & \cdots & \phi_{nn} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \gamma_1 \\ \gamma_2 \\ \vdots \\ \gamma_n \end{Bmatrix} \quad (4)$$

実験または解析により、振動モード ϕ および実稼働中の振幅 x が得られている場合、式 (4) は式 (5) と変形でき、振動モード重みが各周波数ごとに決定できる。

$$\begin{Bmatrix} \gamma_1 \\ \gamma_2 \\ \vdots \\ \gamma_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \phi_{11} & \phi_{12} & \cdots & \phi_{1n} \\ \phi_{21} & \phi_{22} & \cdots & \phi_{2n} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \phi_{n1} & \phi_{n2} & \cdots & \phi_{nn} \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{Bmatrix} \quad (5)$$

もし、振幅と振動モードの点数が一致しない場合は、疑似逆行列により算出できる⁴⁾。

式 (3) を設計変数 p で偏微分することにより、振幅 x_a の感度が求められる。固有振動数から離れた対象とした周波数帯域では、振動モード重み γ の変化は小さいと仮定して定数とすると、振幅の感度は次式となる。

$$\begin{aligned} \frac{\partial x_a}{\partial p} &= \left(\frac{\partial \gamma_1}{\partial p} \phi_{a1} + \gamma_1 \frac{\partial \phi_{a1}}{\partial p} \right) + \left(\frac{\partial \gamma_2}{\partial p} \phi_{a2} + \gamma_2 \frac{\partial \phi_{a2}}{\partial p} \right) \\ &\quad + \cdots + \left(\frac{\partial \gamma_n}{\partial p} \phi_{an} + \gamma_n \frac{\partial \phi_{an}}{\partial p} \right) \\ &\cong \gamma_1 \frac{\partial \phi_{a1}}{\partial p} + \gamma_2 \frac{\partial \phi_{a2}}{\partial p} + \cdots + \gamma_n \frac{\partial \phi_{an}}{\partial p} \end{aligned} \quad (6)$$

式 (6) の右辺各項ごとの数値を比較することで、振幅がどの振動モードに最も影響されているかがわかり、その振動モードの振幅を構造変更により低減することで、効率的に全体の振幅 x_a が下げられる。

2.3 特定の周波数帯域における相対振幅の感度解析

2.2 節で示した対象とした周波数帯域における構造物の 1 点の絶対振幅を下げるための感度解析と、2.1 節で示した相対振幅の感度解析より、対象とした周波数帯域で構造物の 2 点間の相対振幅を下げる手法を提案する。

固有振動数から離れた周波数帯域の相対振幅は、どの振動モードの影響を強く受けているかわからない。そこで、対象とした周波数帯域において、2 点間の相対振幅に支配的な振動モードを推定することにより振幅の低減を図る。

周波数領域で a 点と b 点の相対振幅 $(x_a - x_b)$ は次式のように表される。

$$\begin{aligned} (x_a - x_b) &= \gamma_1 (\phi_a - \phi_b)_1 + \gamma_2 (\phi_a - \phi_b)_2 + \cdots + \gamma_n (\phi_a - \phi_b)_n \\ &= \sum_{r=1}^n \gamma_r (\phi_a - \phi_b)_r \end{aligned} \quad (7)$$

式 (7) を設計変数 p で偏微分することにより、相対振幅 $(x_a - x_b)$ の感度が求められる。固有振動数から離れた対象とした周波数帯域では、振動モード重み γ の変化は小さいと仮定して定数とすると、相対振幅の感度は次式となる⁵⁾。

$$\begin{aligned} \frac{\partial(x_a - x_b)}{\partial p} &= \left(\frac{\partial \gamma_1}{\partial p} (\phi_a - \phi_b)_1 + \gamma_1 \frac{\partial(\phi_a - \phi_b)_1}{\partial p} \right) \\ &\quad + \left(\frac{\partial \gamma_2}{\partial p} (\phi_a - \phi_b)_2 + \gamma_2 \frac{\partial(\phi_a - \phi_b)_2}{\partial p} \right) \\ &\quad + \cdots + \left(\frac{\partial \gamma_n}{\partial p} (\phi_a - \phi_b)_n + \gamma_n \frac{\partial(\phi_a - \phi_b)_n}{\partial p} \right) \\ &\cong \gamma_1 \frac{\partial(\phi_a - \phi_b)_1}{\partial p} + \gamma_2 \frac{\partial(\phi_a - \phi_b)_2}{\partial p} \\ &\quad + \cdots + \gamma_n \frac{\partial(\phi_a - \phi_b)_n}{\partial p} \end{aligned} \quad (8)$$

式 (8) の右辺各項ごとの感度を比較することで、相対振幅がどの振動モードに最も影響されているかがわかり、その振動モードの相対振幅を構造変更により低減することで、効率的に全体の相対振幅 $(x_a - x_b)$ が下げられる。本論文で新たに提案する手法の特徴は、式 (8) より特定の周波数帯域における相対振幅の感度が算出できる点にある。

なお、3 章以降に示す数値モデルなどによる検証には、対象とした周波数帯域の中央の周波数における振動モード重み γ の値を代表値として用いる。

3. 数値モデルへの適用

提案する手法を検証するための数値モデルは図 1 であり、顕微鏡を想定して製作されている。4, 5 番点が対物レンズとステージに、13, 14, 15, 16 番点が顕微鏡を支持する 4 つの足に対応している。なお、境界条件としては 4 つの足での自由支持としている。剛体モードと弾性第 1 モード (45 Hz) の間、5~35 Hz の周波数帯域で 4-5 番点間 X 方向の相対振幅の低減を試

Fig. 1 Numerical model

Fig. 2 Relative displacement of numerical model between point 4 and 5

Fig. 3 Vibration mode shapes of numerical model

みる。これは、実際の精密機器に加わる床からの振動は主に弾性第1モードより低い周波数範囲であることに対応している。

数値モデルを有限要素解析し、4つの足に同位相の単位入力に加わったときの4-5番点間X方向の相対振幅を図2に示す。ここで、相対振幅が大きくなる図2のピークは、数値モデルの固有振動数である。固有振動数の振動モードを図3に実線で示す。相対振幅が最も大きい図3(a) 45 Hzの振動モードは、4, 5番点がX方向に逆位相で振動し、4つの足がY軸まわりに回転運動している。また、図3(d) 154 Hzの振動モードは4番点がX方向に振動し、前後の足がY軸まわりに逆位相で回転運動している。

相対振幅を下げたい周波数帯域は図2の矢印で示す範囲であり、この範囲の相対振幅は近接している第1モードが最も影響すると通常考えられる。そこで、次に示す4つの場合の感度解析を比較する。

まず、(a) 構造物の1点のみを考慮する感度解析として、4番点のみが大きく振動する154 Hzの振動モードを対象とする。質量付加に対する4番点の絶対振幅の感度は、式(1)より算出され図4(a)となり、2番点が最も感度が高

Fig. 4 Sensitivity analysis of numerical model

い。ここで、図4は最も感度が高い点を100%として黒丸で、白丸に近づくに従い感度が低くなり、感度が高い点に質量を付加することで、効果的な構造変更ができることを示している。次に、(b) 第1モードの4-5番点間の相対振幅を考慮した感度は、式(2)より算出され図4(b)となり、4番点が最も感度が高い。

また、(c) 対象とした周波数帯域における4番点の絶対振幅の感度は、式(6)より算出され図4(c)となり、13番点が最も感度が高い。さらに、(d) 対象とした周波数帯域における4-5番点間の相対振幅の感度は、式(8)より算出され図4(d)となり、13番点が最も感度が高い。図4(a)~(d)の各点における感度は、それぞれ異なった傾向を示している。なお、いずれの感度解析の場合も、図3で示した4つと117, 260 Hzの合計6つの固有振動数のモーダルパラメータを用いて算出している。

(d)の感度解析の場合に、式(8)の右辺各項より対象とした周波数帯域において、各振動モードがどの程度影響しているかまとめると表1となり、第4モード(145 Hz)が最も感度の高いことが確認できる。すなわち、4-5番点間の相対振幅を低減するには、第4モードの相対振幅を小さくする構造変更が有効であるといえる。

感度解析に基づき感度が高いと予測された4番点、あるいは13番点に8.0E-3 kg(数値モデル全質量の約1%)の集中質量を付加して、再び有限要素解析を行う。構造変更前の4-5番点

Table 1 Sensitive value of mass modification at each mode

m/kg					
$\gamma_1 \frac{\partial(\phi_4 - \phi_5)_1}{\partial m}$	$\gamma_2 \frac{\partial(\phi_4 - \phi_5)_2}{\partial m}$	$\gamma_3 \frac{\partial(\phi_4 - \phi_5)_3}{\partial m}$	$\gamma_4 \frac{\partial(\phi_4 - \phi_5)_4}{\partial m}$	$\gamma_5 \frac{\partial(\phi_4 - \phi_5)_5}{\partial m}$	$\gamma_6 \frac{\partial(\phi_4 - \phi_5)_6}{\partial m}$
-3.4	-4.7	-11.3	-29.6	-20.7	-23.6

Fig. 5 Comparison of relative motion of numerical model between point 4 and 5 before and after structural modification

Fig. 6 Sensitivity analysis of experimental model

間の相対振幅を100%としたときの構造変更後の相対振幅を図5に示す。(b)の第1モードの相対振幅を下げる4番点に質量付加したときは、破線で示すように対象とした周波数帯域における相対振幅は小さくならず、逆に大きくなる。一方、(d)の対象とした周波数帯域を考慮して第4モードの相対振幅を下げる13番点に質量付加したときは、実線で示すように相対振幅が小さくなる。

したがって、固有振動数から離れた周波数帯域における2点間の相対振幅は、近接している振動モードに影響されるとは限らず、最も影響する振動モードを式(8)より求め、構造変更することにより効果的な低減ができるといえる。

4. 実験モデルへの適用

本研究で提案する手法を顕微鏡を模擬して、1辺が20 mmの正方断面の亚克力で製作した実験モデルに適用する。数値モデルの場合と同様に、4つの足に同位相の単位入力がかかったときの4-5番点間X方向の相対振幅を剛体モードと弾性第1モード(61 Hz)の間、20~50 Hzの周波数帯域で低減することを試みる。

実験モデルを加振実験してモーダルパラメータを取得し、先に示した4つの場合の感度解析を実施する。式(2)で示した第1モードの相対振幅を考慮した感度と、式(8)で示した対象とした周波数帯域における相対振幅の感度は、それぞれ図6(a),(b)となり、数値モデルの場合と同様な傾向を示す。

感度が高いと予測された4番点、あるいは13番点に1.2E-2 kg(実験モデル全質量の約2%)の集中質量を付加して、再び実験的に動特性を取得する。また、対象とした周波数帯域において各振動モードがどの程度影響しているかまとめると表2と

Table 2 Sensitive value of mass modification at each mode

m/kg					
$\gamma_1 \frac{\partial(\phi_4 - \phi_5)_1}{\partial m}$	$\gamma_2 \frac{\partial(\phi_4 - \phi_5)_2}{\partial m}$	$\gamma_3 \frac{\partial(\phi_4 - \phi_5)_3}{\partial m}$	$\gamma_4 \frac{\partial(\phi_4 - \phi_5)_4}{\partial m}$	$\gamma_5 \frac{\partial(\phi_4 - \phi_5)_5}{\partial m}$	$\gamma_6 \frac{\partial(\phi_4 - \phi_5)_6}{\partial m}$
-13.1	-1.7	-44.7	-102	-6.9	-43.7

Fig. 7 Comparison of relative motion of experimental model between point 4 and 5 before and after structural modification

Fig. 8 Relative displacement of microscope at main functional part

なり、第4モード(199 Hz)が最も感度が高いことが確認できる。すなわち、4-5番点間の相対振幅を低減するには、第4モードの相対振幅を小さくする構造変更が有効であるといえる。

構造変更前の4-5番点間の相対振幅を100%としたときの構造変更後の相対振幅を図7に示す。第1モードの相対振幅を下げる4番点に質量付加したときは、破線で示すように対象とした周波数帯域の43 Hz以降で相対振幅は逆に大きくなる。一方、第4モードの相対振幅を下げる13番点に質量付加したときは、実線で示すように対象とした周波数帯域で相対振幅が小さくなる。

以上より、提案する手法が実験モデルに対しても有効であることが確認できた。

5. 精密機器への適用

本研究で提案する手法を精密機器であるLSI検査顕微鏡に適用する。顕微鏡は、底面の4つのゴム足により支持されているが、床振動がゴム足を介して顕微鏡に伝達され、像ブレを生じることがある。その原因の1つは、図9に示す顕微鏡の対物レンズ(82番点)とステージ(83番点)間の相対振幅であることがわかっている。顕微鏡を実際に使用する状態で加振台に設置し、4つのゴム足に同位相の入力がかかったときの対物レンズとステージ間のX方向の相対振幅を図8に示す。低周波数で相対振幅の増大が確認できる。

そこで、対物レンズとステージ間のX方向の相対振幅を、

Fig. 9 Sensitivity analysis of the microscope at main functional parts considering relative motion from 5 Hz to 25 Hz

Fig. 10 Comparison of relative motion of the microscope at main functional parts before and after structural modification

図8の矢印で示す剛体モードと弾性第1モードの間、5～25 Hzの周波数帯域で低減することを試みる。

実験モデルの場合と同様に、LSI検査顕微鏡を加振実験し、モーダルパラメータを取得する。第1モードの相対振幅を考慮した感度では94番点が最も高く、一方図9に示す対象とした周波数帯域における相対振幅の感度では84番点が最も高い。84番点は第3モードにおける相対振幅の感度が最も高い点であり、対象とした周波数に近接している第1モードではない。

感度が高いと予測された94番点、あるいは84番点に5.0E-1 kg (顕微鏡全質量の約1%)の集中質量を付加して、再び実験的に動特性を取得する。構造変更前の対物レンズとステージ間の相対振幅を100%としたときの構造変更後の相対振幅を図10に示す。第1モードの相対振幅を下げる94番点に質量付加

したときは、破線で示すように対象とした周波数帯域において相対振幅は低減していない。一方、第3モードの相対振幅を下げる84番点に質量付加したときは、実線で示すように相対振幅が低減できる。

さらに、半導体位置検出素子を用いた2次元位置計測装置により定量的に像ブレを評価する。構造変更前後のX方向の像ブレは、図10の相対振幅と同様な傾向であり、第3モードの相対振幅を下げる構造変更により、対象とした周波数帯域で像ブレが低減できることが確かめられている。

以上より、提案する手法が一般の精密機器であるLSI検査顕微鏡に対しても有効であることが確認できた。

6. 結 言

対象とした周波数帯域で、主機能部の2点間の相対振幅を低減させるための感度解析の手法を提案し、実験モデルおよび精密機器に適用し、有効性を確認した。

- (1) 主機能部の低振動化を図るために、対象とした周波数帯域および2点間の相対振幅を同時に考慮した感度解析の手法を提案した。
- (2) 対象とした周波数帯域において、相対振幅に支配的な振動モードを抽出することができ、構造変更に対する効果的な指標が得られた。
- (3) 対象とした周波数帯域に近接している振動モードの感度解析と提案した手法を数値モデルに適用した比較により、本手法の妥当性が確認できた。
- (4) 提案した手法を実験モデルおよび精密機器に適用し、感度解析に基づく構造変更により対象とした周波数帯域で主機能部の相対振幅が低減できた。

参 考 文 献

- 1) 戸井武司, 青山和正, 大久保信行: 実稼働中における部品間伝達力の予測と振動・騒音の低減, 精密工学会誌, 61, 2 (1995) 213.
- 2) P. Vanhonacker: Sensitivity Analysis of Mechanical Structures, Based on Experimentally Determined Modal Parameters, Proc. 1st Int. Modal Analysis Conf., Nov. (1982) 534.
- 3) V. Webber and A. Rahimi: Experimental and Analytical Analysis of a New Magnetic Head Suspension in High Performance Hard Disk Drives, Proc. 12th Int. Modal Analysis Conf., Jan. (1994) 494.
- 4) U. Fingberg: Road/Tyre Noise Development Using Noise Path Analysis Techniques, Proc. 19th Int. Seminar on Modal Analysis, (1994) 899.
- 5) 村瀬芳典, 戸井武司, 大久保信行: 相対変位感度を利用した精密機器の主機能部の低振動化, 1996年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集, (1996) 441.