補助タンクを用いた除振台の高性能化*

高橋 正人** 涌井 伸二***

Improvement of Isolated table Using Auxiliary Tank

Masato TAKAHASHI and Shinji WAKUI

Semi-conductor lithograph machine have to be kept away from many kind of vibration, one of which is floor vibration, the isolation performance from floor to body vibrations is particularly called the transmissibility. Isolation vibration system is very important unit of lithograph machine for semi-conductor manufacturing. In recent years, the progress of semi-conductor is remarkable development, therefore outside vibration isolation performance became more important factor than current machine for total machine accuracy. Isolation vibration system is generally supported by air-spring, and isolated the main body from unnecessary vibration from outside, mainly from floor vibration. There is one of mechanical method in order to increase vibration rejection ratio, which is reduced the stiffness of air-spring by using auxiliary tank. Helmholtz resonance is caused by using auxiliary tank, and vibration rejection ratio become worse. In usual, as introduced in the Handbook, we can reduce the peak of Helmholtz-resonance by adjusting the aperture with the built-in the connected pipe. Furthermore, there is the best aperture as introduced in the Handbook. However there is no reference regarding the relationship between Helmholtz frequency and vibration rejection ratio. This paper firstly explains by analysis that there is no effect of auxiliary tank over Helmholtz frequency and over-damping for Helmholtz lead to no effect, it will prove there exist the optimization of damping in the end. Next, this shows experimental result, such as pressure response in the air-tank and vibration rejection ratio by using sintered metal as damping device.

Key words: anti-vibration apparatus, air-spring, auxiliary tank, helmholtz

1. 緒 言

精密位置決めの分野では、空気ばね式除振装置が汎用的に使われている。空気ばねを用いることにより、従来のコイルばねを用いる場合よりも5~10倍程度の床振動の絶縁性能が向上した¹⁾。しかし、さらなる装置性能の高精度化要求を満たすためには、外乱振動をより低減させねばならない。そのため、空圧式除振装置の固有振動数を低下させる要求がある。この機械的手段として、補助タンクの増設および逆テーパ付き空気ばねの採用が知られている²⁾。前者は、空気ばねのばね定数が、受圧面積の二乗に比例し、かつ空気室容量に反比例するという関係に基づく。したがって、空気室容量の増加によって空気ばねの低剛性化、すなわち除振装置の固有振動数を低下させることができる。原理は単純である。しかし、産業用に適用する場合には、その実装に格段の創意工夫が必要である。本論文では、空気室容量の増加による低剛性の空気ばね実現に際して、ヘルムホルツ共鳴と呼ばれる配管共振が励起されることを示す。次に、空気室容量の増加をはかる際には、ヘルムホルツ共鳴を抑制する同時設計が必要であることを説明する。最後に、同共鳴の抑制対策、さらにヘルムホルツ共鳴周波数と除振装置の除振率との関係、および除振台に同時設計を適用した結果を示す。

2. 空圧式除振装置と低固有値化手段の実装

2.1 空圧式除振装置

図1に半導体露光装置における空圧式除振装置を示す。半導

体露光装置はペデスタルと呼ばれる設置床の上に搭載され、同装置本体のベース部には、露光装置本体が除振装置のアクチュエータであるVoice Coil Motor (以下VCMと略記)と空気ばねを介して搭載される。さらに、露光装置本体には投影レンズや照明ユニットなどが搭載されている。このように、同本体は空気ばねにより床振動から絶縁され、その絶縁性能は空気ばねの剛性、すなわち装置の固有振動数と大きく関係する。

2.2 低固有値化の手段

空気ばねで支持される除振台の固有振動数を低下させたいという要求がある。半導体露光装置の場合、デザインルールがサブミクロンオーダーのときはコイルばねを主構成要素とした防振マウントを搭載していた。しかしデザインルールがサブミクロンを下回ると床振動が及ぼす露光性能への影響が大きくなり、装置のマウントに空気ばねを搭載するようになった。空気ばね搭載により、装置の固有値を1~3Hzにすることは容易である。しかし、半導体の微細化の進展によって露光装置のスペックは厳しくなり、その一方で露光装置を設置する建屋のコストダウンによりこれが揺れやすくなったため、除振装置にはより一層の除振性能向上が課されている。すなわち装置の固有振動数を低く設定する必要がある。以降、空気ばねで支持される装置の質量と空気ばね剛性から形成される振動系の固有振動を低く設定することを低固有値化と称することにする。

さて、低固有値化のためには、電気的および機械的手段がある。前者に関しては、電気的に空気ばね容量を付加する圧力微分フィードバック³⁾(以降、フィードバックをFBと略記)、空気ばね剛性をキャンセルする相対位置の微分正帰還⁴⁾、そして空気ばね剛性を抑圧する圧力FB⁵⁾などの手段が知られている。一方、後者の機械的手段として補助タンクの増設による空気ば

* 原稿受付 平成20年6月16日

** 正会員 ニコン(埼玉県熊谷市大字御稜ヶ原201-9)

*** 正会員 東京農工大学大学院(東京都小金井市中町2-24-16)

Fig.1 Semi-conductor lithograph machine apparatus

ねの空気室容量の増大やピストンとリングを逆テーパ形状にすることによる負剛性化²⁾などが知られている。本論文では、機械的手段である補助タンクの増設⁶⁾を採用する。この理由は構造がシンプルであり、電気および制御などの要素がないため信頼性が高く、かつ比較的低コストで実現できるためである。

ここで、補助タンクによる方法は、空気の圧縮性に依存する空気ばね剛性が受圧面積の二乗に比例し、空気ばね容量に反比例することを活用した原理的なものである。空気ばねの空気室を配管で補助タンクと連結し、空気室容量の増大により空気ばね剛性を低下させることができる。この設計要件は、文献7)に明示されている。具体的に、図2を参照して、メインタンクと補助タンクを配管で連結する際、空気ばねの型式、内容量、補助タンクの内容量、そして配管部に設けた絞り径に関して、最大の減衰力を出す最適な径があると説明されている。さらに、その絞り減衰は補助タンクの容量が大きいくほど効果的とされている。しかし、配管径に対する設計要件の提示は無く、防振性能にほとんど影響しないと記載されている。しかし、現実には、配管径、配管長、ヘルムホルツ共鳴周波数、そして除振率の間には重要な関係があることが、筆者らの検討過程で明確になった。

実際の装置への実装に際してはヘルムホルツ共鳴が密接に関係しており、以下、空気室容量、配管径とヘルムホルツ共鳴周波数の関係および除振率との関係に関して説明する。まず、除振率の改善を目的として、その設計指針を補助タンクを用いた空気ばねの剛性低下のみで設計する場合、文献7)の設計要件だけで実装すると、ヘルムホルツ共鳴による共振峰の減衰にのみ着目することになる。しかし、現場の機械設計では、レイアウトの都合から細い配管を選定せざるを得ない。このとき、細い配管で補助タンクと連結したこと起因してヘルムホルツ共鳴周波数が低周波域に出現する。加えて、同共鳴周波数よりも高周波域では補助タンクの効果を得られない問題が生じ、したがって除振率に課した仕様を満たせない。このため苦心して確保した補助タンクのスペースが何らの役にもたないことになる。つまり、補助タンクの効果をも有効に活用し、産業用途への適用をはかるためには、装置に必要な除振帯域に着目し、その周波数域より高い領域にヘルムホルツ共鳴が現われるように設計せねばならない。また、後の2.5節で詳述するがヘルムホルツ共鳴の共振峰に減衰を与える一般的な絞り径に代えて、筆者らが使用した

Fig.2 Air-spring apparatus

Fig.3 Air-springs assignment (Top view)

焼結金属⁶⁾を用いるときは、減衰が過大であると除振率を悪化させるため十分な注意が必要である。

2.3 除振装置への適用

図3に上面からみた除振装置における支持脚の配置を○印で示す。この部位には、鉛直および水平方向に剛性を有する空気ばねが各1個ずつ装着されている。すなわち、除振台の剛体6自由度の運動を制御し、同時に過剰拘束による除振台の変形を招かないように鉛直・水平方向に自由度をもつ各3個の空気ばねを備える。

除振台設計で注意すべきことは、図4に示すように除振装置の本体の重心位置が空気ばねの支持点よりも高いとき、姿勢の安定性に注意して空気ばね剛性を決定せねばならないことである。このため、以降の補助タンクによる空気ばねの低固有値化を支持点である空気ばね高さの回転方向に限定する。ここで、図4は除振台の重心と姿勢の安定性を説明する図面⁸⁾である。具体的に、空気ばね剛性だけで除振台の姿勢を一意に決定できる条件はStableで示される領域に装置重心位置を配置したときに限ることを、すなわち実現可能な空気ばね剛性、空気ばね支持スパン、および重心高さの関係を示す。以下、関係式を導出する。

まず、除振台の重心周りの回転角を θ rad、振幅を θ_0 rad、そして振動の角周波数を ω_0 rad/sとおいて、 $\theta = \theta_0 \sin \omega_0 t$ と仮定すると、質量 m の除振台の有する運動エネルギーの最大値 T_{max} は

$$T_{max} = \frac{1}{2} m (H \omega_0 \theta_0)^2 \quad (1)$$

ここで H : エアマウント支持部から重心までの高さ m である。

一方、ポテンシャルエネルギー U は、除振台の上下動による

ものと空気ばねの伸縮によるものとの 2 つからなる。したがって、

$$U_{\max} = -mgH(1 - \cos \theta_0) + \frac{Kx_0^2}{2} + \frac{Kx_1^2}{2} \quad (2)$$

ただし、

$$x_0 = l_0 \theta_0, x_1 = l_1 \theta_0, l_0 = \left(\frac{W}{2} + x \right), l_1 = \left(\frac{W}{2} - x \right)$$

ここで、 W ：エアマウント中心間の取り付けスパン m 、 x ：重心点の中線からの水平方向距離 m 、 K ：圧縮性による垂直方向の空気ばね剛性 N/m 、を意味する。

振動が微小とし、 $\sin \theta \approx \theta$ 、 $\cos \theta \approx 1 - \theta^2/2$ とすると、

$$U_{\max} = \frac{1}{2}(-mgH + Kl_0^2 + Kl_1^2)\theta_0^2 \quad (3)$$

式(1)、(2)から $T_{\max} = U_{\max}$ として式(4)を得る。

$$\omega_0^2 = \left(\frac{K(l_0^2 + l_1^2)}{mH^2} - \frac{g}{H} \right) \quad (4)$$

空気ばね剛性 K は、空気ばねの容量を $V \text{ m}^3$ 、受圧面積を $A \text{ m}^2$ 、平衡圧力を $P \text{ Pa}$ 、ポリトロピック指数を $\gamma (=1.4)$ とおいて次式である。

$$K = \frac{\gamma A^2 P}{V} \quad (5)$$

よって、つりあいの条件 $mg = 2AP$ を考慮して

$$\omega_0^2 = \frac{g}{H} \left\{ \frac{\gamma A}{2HV} (l_0^2 + l_1^2) - 1 \right\} \quad (6)$$

となる。式(6)右辺は正である必要があり、安定条件は次式である。

$$H < \frac{\gamma A}{2V} (l_0^2 + l_1^2) \quad (7)$$

ここで、 $x=0$ のとき式(7)は次式である。

$$H < \frac{\gamma AW^2}{4V} \quad (8)$$

すなわち、式(7)は、空気ばねの容量 V を大きくすると、エアマウント支持部から重心までの高さ H を低くせねば安定性を確保できないことを示す。つまり、補助タンク増設による空気ばねの低固有値化のためには、式(7)を満たす必要がある。

2.4 補助タンクの実装

図 5 に本論文で使用したメインタンクとしてのダイヤフラム型空気ばねの断面構造を示す。同空気ばねはダイヤフラムと呼ばれるゴム膜の中に圧縮空気を封入したもので、ゴム膜と可動部であるピストン部、固定部であるシリンダ部から構成される。

Fig.4 Gravitational stability relationship between CG-point and supported span

Fig.5 Cross section view of air spring

Fig.6 Main tank connected auxiliary tank apparatus

Fig.7 Photograph of main tank connected auxiliary tank

次に、低固有値化をはかるために、図 5 のメインタンクと補助タンクを配管で連結した状態を図 6 に、実装の写真を図 7 に示す。なお、図 6 に示す焼結金属に関しては、2.5、2.6 節にて詳細を説明する。

2.5 ヘルムホルツ共鳴のメカニズム

図 6 に示すメインタンクと 2 個の補助タンクを配管で接続したときのモデリングを行う。まず、補助タンク 1 個だけを配管で接続した図 8 の場合、ヘルムホルツ共鳴の周波数 $f_0 \text{ Hz}$ は次式である。

$$f_0 = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{A_{pi}}{LV_{aux}}} \quad (9)$$

ここで、 C ：音速 m/s 、 A_{pi} ：配管部断面積 m^2 、 L ：配管部長さ +

補正值 (0.8×配管部直径) m, V_{aux} : 補助タンクの容量 m^3 , である。さらに, 図 8 の集中定数の力学モデルは図 9 のように表現できる。ただし, 空気の等価質量 m_{air} と等価集中ばね定数 K_{aux} を

$$m_{air} = \rho A_{pi} L \quad (10)$$

$$K_{aux} = \frac{A_{pi}^2 k}{V_{aux}} \quad (11)$$

とおく。ここで図 8 より ρ : 空気の密度 kg/m^3 , k : 空気の体積弾性率 N/m^2 とする。式(5)と(11)を比較すると, 空気の体積弾性率はポリトロブ指数と内圧の積であることがわかる。

さらに, メインタンクに補助タンク 2 個を接続した図 10 の支持脚に対して, 3 慣性系の「質量+ばね系の力学モデル」を求めると図 11 を得る。すなわち, 1 自由度の連成振動系となる。ここで, m_{air1}, m_{air2} : それぞれ補助タンク連結部の空気の質量, V_{aux1}, V_{aux2} : 補助タンクの容量を意味する。

また, 文献 7) によれば, 式(5)の空気ばね剛性 K は, 圧力の変化と有効受圧面積の変化を陽に考慮するとき式(12)とも書ける。

$$K = \frac{dW}{dZ} = A \frac{dP}{dZ} + P \frac{dA}{dZ} = \gamma \frac{(P + P_a) A^2}{V} \quad (12)$$

ここで, P_a : 大気圧 Pa, $Z (=z-z_0)$: 空気ばねの中立位置からの圧縮たわみ m, である。

Fig.8 Auxiliary air tank simple model

Fig.9 Mass-spring simple model

Fig.10 Main tank connected two auxiliary tanks

式(10), (11), (12)を用い, かつ図 11 の力学モデルに基づいて, 床振動の変位 z_0 から質量 M の変位 z までの除振率 z/z_0 をシミュレーションすると図 12 となる。なお, 同図は製品データと比較しているため, 横軸の周波数は f_0 で規格化した。ここで, 図 12 の without sintered metal は, ヘルムホルツ共鳴対策無しの, また without auxiliary tank は補助タンク無しのときの除振率を示す。

前者の場合, 空気ばねと配管部に起因するヘルムホルツ共鳴の影響により, 共鳴周波数 f_1 および f_2 のところで鋭い共振峰があらわれ, 除振率を悪化させている。一方, 焼結金属のメッシュを細かくしたダンピング大の with sintered metal(tune 1)は, 共振峰を潰すことに成功している。ただし, f_1 以下の周波数帯域の除振率を悪化させ, 補助タンク無しの除振率に漸近する。そこで, 焼結金属のメッシュを適正に, すなわち適切なダンピングを付与した。このとき, 実線の with sintered metal(tune 2)で示すように, f_1, f_2 の共振峰は十分減衰され, かつ f_1 以下の除振率を悪化させない。したがって, 焼結金属の採用がヘルムホルツ共鳴対策に有効な手段であることが示せた。ただし, 焼結金属の減衰が過大であると f_1 以下の重要な周波数帯域の除振率を悪化させるため, メッシュサイズの選定には注意が必要である。なお, 図 12 で示す tune 2 は, メッシュ粗さ $100 \mu m$ 相当の減衰率にて計算した。

2.6 ヘルムホルツ共鳴の対策

次に, ヘルムホルツ共鳴に対するダンピング特性に関して述べる。文献 9)によれば, 多孔質材料に音波が入射すると, まず音波により隙間などの空気が振動する。この空気の粘性によって音波のエネルギーの一部が熱エネルギーに変わるので, 音波の減衰が起こり, これが吸音作用になる。

図 13 に示すように, 剛壁に音波が左側から入射すると, この面では音圧は高く粒子速度はゼロに近い。また音波の波長に依存して壁から離れて音圧がゼロになるとき, 粒子速度は最大となる。したがって, 多孔質材料を剛壁に密着させるよりも, 音圧がゼロになる場所に同材料を配置することにより吸音性能は向上する。すなわち多孔質材料と剛壁の距離 (図 13 の背後空気層) が吸音 (消音) の周波数に, 吸音率は流れ抵抗および密度にそれぞれ関係する。

このような分子レベルの消音に関する現象は, 補助タンクで空気ばねを連結した状態とまさに同様と考えられる。つまり, ヘルムホルツ共鳴器と同じ状態である。具体的に, 配管部の空

Fig.11 Mechanical model for Fig.10

Fig.12 Comparison between with and without sintered metal

Fig.13 Principle of acoustic absorption by using porous silencer

気は質量として取り扱える。そして、空気ばね場合、背後空気層は、動かない壁で囲まれており、結果としてばねとして作用する。したがって、配管と空気ばねで構成された図13の構造は、質量とばねを持つ振動系を構成する。この系の共鳴周波数の音に対して、配管部の質量に相当する空気は激しく振動し、剛壁などとの摩擦損失により音のエネルギーが吸収され、さらに多孔質材料部に積極的に吸収される。

図13では、既に吸音材として多孔質材料を選択している。文献9)によれば、この他に吸音材料としてほかにグラスウールなどのウール材、穴あき吸音板、セラミック系、特殊繊維系の製品などの種類がある。「JIS A 6301 吸音材料」にも規定されている吸音材料および構造を分類すると表1となる。この中から、筆者らは、除振台のヘルムホルツ共鳴対策の吸音材料として、取り扱いの容易性、入手性、コストの理由から多孔質材料である焼結金属を採用した。さらに、同金属の一般的な用途として、濾過作用、高粘度液濾過作用、消音作用、ガス抜き、発泡用、整流作用などがある。ここでは消音作用に着目して、特に配管共鳴対策用として図14のように円板状に整形した。同図左側の材料はステンレスを、右側はブロンズである。これは金属粉末を溶融点前後の温度で焼き固めたものであり、同粉末の粒径サイズ(2~200μm)でエレメント内の空隙の大きさを調整できる。ステンレスの場合、その大きさの標準は直径4~20mm、厚み2~3mm程度である。特別な用途には最大500~1,000mmまで製作可能である。先にも述べたように、筆者らは焼結金属の主に消音効果に着目し、同金属を図6に示すメイン空気室と補助空気室を連結しているメイン空気室側の連結部だけに用いた。なぜならば、除振台本体は、メインの空気ばねの有効受圧面積を介した駆動力によって支持されるのであり、したがって、この空気室の圧力特性を抑制すれば良いからである。

Table 1 Classification of acoustic absorption structure

Type of acoustic absorption structure	Example of acoustic absorption materials
Porous acoustic type	Rock-wool etc
Porous panel type	Ornamental panel etc
Perforated panel type	Perforated panel etc
Panel-type	Poly-wool, Plastic panel etc
Film type	Vinyl-leather etc

Fig.14 Stainless material (left side) and Bronze material (right side)

Fig.15 Air-circuit -block around air-spring

3. 総合実験の結果

3.1 重心配置の設計

実装する補助タンク容量 V_{aux} の値を決めるために、半導体露光装置搭載の除振台における空気ばね剛性と露光機本体重心位置の関係を検証した。実機の重心位置は $x=0$ で設計しているため、式(8)より(13)とも書ける。

$$V < \frac{\gamma}{4} \left(\frac{AW^2}{H} \right) \quad (13)$$

実機の設計では、安全率 S を見込む。これを式(13)に組み込むと(14)と書ける。

$$V < \frac{\gamma}{4} \left(\frac{AW^2}{H} \times S \right) \quad (14)$$

これより

$$\text{式(13)右辺} = \frac{\gamma}{4} \left(\frac{AW^2}{H} \times S \right) = \frac{1.4}{4} (0.0286) = 10L$$

となり、補助タンクを含めた空気室の総容量は 10L 以下で設計した。

3.2 ヘルムホルツ共鳴対策の検証

ヘルムホルツ共鳴対策の実施結果を示す。図15は除振台を構成する空圧系のブロック図であり、除振台を平衡位置に浮上させた状態にあって、圧力可変機であるサーボバルブ(図中の valve)の入力から圧力センサ(図中の P)までの圧力応答を評価した。

まず、図16に焼結金属のメッシュを最適にしたときの圧力応

Fig.16 Pressure responses in air spring

Fig.17 Comparison between with and without sintered metal

答を示す。比較のため焼結金属無しの圧力応答も示す。同図より、ヘルムホルツ共鳴は f_{11} および f_{12} に出現しているが、焼結金属の装着により見事に潰されている。加えて、 f_{11} より低域に着目すると、with sintered metal で指し示すヘルムホルツ共鳴対策実施の圧力応答は、対策無しの without sintered metal よりもゲインが低く抑えられている。すなわち、圧力応答は劣化させていないことが分かる。なお、図 16 は製品に適用のデータであるため、横軸の周波数は f_0 で規格化した。

次に、図 17 にヘルムホルツ共鳴対策時の除振率の実測データを示す。同図は、焼結金属の有無による除振率（空気ばね下から空気ばね上までの振動振幅比で表わされ無次元量）の比較である。同金属をメイン空気室と補助空気室との連結部に用いない場合、 f_{21} と f_{22} にヘルムホルツ共鳴が発生して除振率を劣化させている。減衰域の共振ではあるが、鋭い共振峰は除振台上の精密位置決め機器に悪影響を及ぼすため抑制せねばならない。一方、焼結金属をつけた場合、ヘルムホルツ共鳴は消滅している。 f_{23} 近傍の帯域には焼結金属による若干の除振率劣化はあるが、ヘルムホルツ共鳴の減衰と比較して十分な効果が得られて

いる。なお、図 16 と同様に図 17 も製品に適用のデータであるため、横軸の周波数は f_0 で規格化した。

4. 結 言

本論文の結論は以下のとおりである。

- (1) 除振率向上の手段である補助タンク増設の効果は、ヘルムホルツ共鳴周波数までの帯域である。同周波数以上では、補助タンクは空気室として機能せず、除振率はメインの空気室のみの性能になることを示した。
- (2) メインの空気室に2つの補助タンクを接続した系を集中定数の3慣性モデルで表現した。このモデルを使って、固有値以降の高周波域に2つの共振峰が出現する実測結果を模擬できた。
- (3) 共振峰抑制のために、除振装置に対して一般的に採用される絞り減衰に代え、音響分野で吸音材料として利用されている多孔質材料の一種である焼結金属を用いた。より具体的に、除振台のメインの空気室と補助タンクの接続箇所適用することを提案した。
- (4) 実機実験によって、焼結金属の取り付け場所はメイン空気室と補助タンクの接続箇所のみで良いことを確認した。このとき、除振率の特性に表れるヘルムホルツ共振を過減衰せずに抑制できることを実証した。設計のポイントは減衰の効果（大きさ）である。つまり、ヘルムホルツ共鳴周波数以下の除振率を悪化させず、かつヘルムホルツ共鳴の共振峰を抑圧するような多孔質の穴サイズを設定せねばならない。

なお、図 14 左側に示す SUS タイプの焼結金属は、製品搭載されている。除振率の向上、ひいては半導体の生産性向上と建屋のコストダウンに寄与している。

参 考 文 献

- 1) 時田保夫, 森村正直: 精密防振ハンドブック, フジテクノシステム/N.T.S., (1987) 102.
- 2) 株式会社神戸製鋼所 (藤川猛, 黒橋道也, 山村正明, 西谷邦彦, 松隈正樹, 伊藤敦): 流体式防振装置, 公開実用新案公報 昭 62-174134(1987).
- 3) Kenji KAWASHIMA, Tomonori KATO, Koichi SAWAMOTO and Toshiharu KAGAWA: Realization of Virtual Sub Chamber on Active Controlled Pneumatic Isolation Table with Pressure Differentiator, Precision Engineering, 31,(2007)139.
- 4) 涌井伸二, 長谷川雄三, 藤原真樹, 高橋正人: 相対位置の微分信号を用いた空圧式除振装置の制御, 日本機械学会論文集 C, 73, 726, (2007) 453.
- 5) キヤノン(涌井伸二, 間山武彦, 加藤宏昭): 能動的除振装置, 特許第 3286201 号(2002)
- 6) 株式会社ニコン (山本幸治, 高橋正人): 支持装置とその製造方法およびステージ装置並びに露光装置, 特開 2004-079630(2004).
- 7) 時田保夫, 森村正直: 精密防振ハンドブック, フジテクノシステム/N.T.S., (1987) 57.
- 8) <http://www.techmfg.com> : Technical Background(2008).
- 9) 飯田一嘉, 大橋心耳, 岡田健, 麦倉喬次: 現場実務者と設計者のための実用騒音・振動制御ハンドブック, エヌ・ディー・エス (2000)