空圧式除振装置の配管共振抑制法*

白石 貴行** 涌井 伸二*** 高橋 正人†

Method of Pipe Resonance Suppression for an Air Type Anti-Vibration Apparatus

Takayuki SHIRAISHI, Shinji WAKUI and Masato TAKAHASHI

This paper addresses an air-type active anti-vibration apparatus. An important development issue is to reduce the natural frequency. However, it is known that the high frequency dynamics of its apparatus influence on the positioning and measurement accuracy of mounted precision instrument. In order to suppress the dynamics, i.e. the pipe resonance of anti-vibration apparatus, the influence of both the piping material and the pipe length on the high frequency response is experimentally investigated.

Firstly, the electrical methods to suppress the resonance are shown. In detail, both the notch filter technique and the differential pressure feedback are described. Secondly, the resonant characteristics due to the pipe length and the pipe material are experimentally shown in order to develop the mechanical suppression means. Through these experiments, noteworthy phenomenon, namely the disappearance of pipe resonance in case of special pipe length, is found out. Though the pipe resonance has been recognized as Helmholtz-type, it becomes clear that this understanding is slightly mistaken. Finally, a mathematical model for control is presented. Some experimental results can be explained using this model. However, the above-mentioned phenomenon cannot be successfully explained.

Key words: air type, anti-vibration apparatus, air spring, pipe resonance, pressure feedback

1. 序 論

精密計測や位置決め分野では外乱振動抑制のためアクティブ除振装置が用いられ、抑制能力向上のため固有振動数の低域化が開発動向となっている¹⁾²⁾。しかし、機械構造物にとっては高周波ダイナミクスの存在が搭載機器の精度を損ねる問題を惹起している。

本論文ではアクティブ除振装置の中の空圧式除振装置を対象とする。同装置には変形防止や低固有値化のために圧力制御をかけている場合があり、この高帯域化が望まれている。しかし、高周波ダイナミクスの存在によりこの実現が妨げられている。代表的なものとして配管共振がある。ここでは配管共振を抑制するための電気的および機械的手段を提供する。

2. 除振装置の制御系と課題

2.1 制御系

図1に空圧式除振装置の制御系を示す。供試の空圧式除振装置の駆動力は空気ばねと VCM の両者から得られるが、ここでは VCM は不使用である。以下、制御系の動作を簡単に説明する。

空気ばねには、図示していないコンプレッサから圧縮空気が供給される。この供給量はコンプレッサ-空気ばね間に配備したサーボバルブを開閉することによって制御され、空気ばねの内圧は圧力センサにより計測される。計測した圧力より圧力フィードバック（以下、フィードバックを FB と略記）を施す。ここで、空気ばねの特性は非常に大きな時定数を持つ 1 次遅れ系である。圧力 FB により圧力応答を高帯域の 1 次遅れ系にするために、圧力 PI 補償器の時定数は、空気ばねの 1

次遅れの時定数と等しくなるように設定される。次に、圧力 FB 系に前置する加速度 PI 補償器の時定数は、圧力 FB 系の 1 次遅れ時定数と一致するように設定する。これにより加速度 PI 補償器からみたシステムを積分特性とする。ここに加速度 FB を施すとダンピングが発生する。同様にして加加速度 FB と速度 FB を施すと機械インピーダンス操作が可能となる。そしてループの一番外側に除振台を定位させるための弱い位置 FB を施している。サンプリング時間は 0.1 ms とし、連続時間で設計した補償器は双一次変換を用いて離散化され、これを制御用 PC に実装した。

2.2 課 題

除振台の搭載物が超精密位置決めステージであるとき、ほとんどの場合、セラミックスのボディを持ち、非接触の静圧軸受と大推力のリニアモータを備えている。スループット向上のため位置制御系の周波数帯域は数百 Hz にまで拡大されており、かつ外乱オブザーバなどの実装により、ステージ自身の外乱抑圧能力は格段に高められている。したがって、低周波外乱がステージの位置決めに悪影響を及ぼすことはない。問題は高周波ダイナミクスの存在である。その対策としてダンピング付与のため制振材やピエゾフィルムなどをステージに貼付ける提案がなされているほどである。ここで除振装置における高周波ダイナミクスとして、実装配線や配管から伝達する振動、機構の局所振動、配管共振などがあり、これらの存在がステージの位置決めに悪影響を及ぼす。そのため、この抑制が課題となっている。

2.3 配管共振

2.2 節で述べた高周波ダイナミクスの中で、空圧式除振装置において顕著な現象である配管共振の抑制に的を絞る。図1より圧力 PI 補償器を含めた空圧系およびメカニカル系をとりだした制御ブロックを図2に示す。この部位は除振装置によって

* 原稿受付 平成 18 年 5 月 19 日

** 学生会員 東京農工大学大学院 (東京都小金井市中町 2-24-16)

*** 正 会 員 東京農工大学大学院

† 株式会社ニコン (埼玉県熊谷市御穂威ヶ原 201-9)

Fig. 1 Air type anti-vibration control system

Fig. 2 Block diagram of air-pressure and mechanical system

支持される構造体の変形防止や、空気ばねの駆動力を定位系にする目的で実装されるマイナーループである。ここで、 β_0 : 圧縮率 1/Pa, v : 空気ばね容量 m^3 , G_q : 流量ゲイン $\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{V})$, c : 流量コンダクタンス $\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$, x : 除振台の振動変位 m , w : 入力電圧 V , k_g : 圧力 FB ゲイン Pa/V , k_{pr} : 圧力 FB の前向きゲイン V/V , k_{pd} : 圧力微分 FB ゲイン $\text{V}/(\text{Pa} \cdot \text{s})$, M : 除振台質量 kg , D : 粘性比例係数 $\text{N} \cdot \text{s/m}$, K : ばね定数 N/m , T_p : 圧力 PI 補償器の時定数 s , A_0 : 受圧面積 m^2 , v_p : 参照入力 V , p : 空気ばねの内圧 Pa , である。

まず、図 2 に基づき空圧系自身および圧力 PI 補償をかけたときの圧力応答の伝達関数を導出する。次に、この伝達関数が実測の周波数応答における低周波域の形状についてよく説明していることを示す。しかし、高周波域には図 2 ではモデル化されていない高周波ダイナミクスのひとつである配管共振が出現することを実験結果から示す。

圧力 FB をかけていないときの圧力応答 ($w \rightarrow p$) は、流量コンダクタンス c が非常に小さいとすると

$$\frac{p}{w} = \frac{1}{\beta_0 v s + c} \cdot \frac{M s^2 + D s + K}{M s^2 + D s + K + k_{air}} \quad (1)$$

となる。式 (1) から、圧力応答は 1 次遅れと反共振・共振特性である。後者の特性を改善するため図 2 を参照して Case1 と記した圧力 FB を施す。このとき、圧力応答 ($v_p \rightarrow p$) は次式となる。

$$\frac{p}{v_p} = \frac{1}{k_g} \cdot \frac{1}{T s + 1} \cdot \frac{M s^2 + D s + K}{M s^2 + D s + K + k_{air} \cdot \frac{T s}{T s + 1}} \quad (2)$$

ここで、 k_{air} は空気ばね剛性 N/m を、 T は時定数 s を示す。それぞれの定義式は表 1 上段に与えている。式 (2) より $\sqrt{M/K} < 1/T$ において、式 (2) は次式のようになる。

$$\frac{p}{v_p} \approx \frac{1}{k_g} \cdot \frac{1}{T s + 1} \cdot \frac{M s^2 + D s + K}{M s^2 + (D + k_{air} T) s + K} \quad (3)$$

式 (3) より明らかなように、式 (1) での反共振・共振特性は圧力 FB をかけることによってノッチ特性になる。ここで、 k_{pr}

 Fig. 3 Frequency response s (Parameter: k_{pr})

を大きくすると、粘性項の $k_{air} T$ が減少するのでノッチ量が浅くなり、高帯域化できる。この実験結果を図 3 に示す。同図の 1Hz 弱付近のノッチ量が k_{pr} の増加によって浅くなることを確認できる。

しかし、圧力 FB ゲイン k_{pr} を大きくすると図 3 に示すような約 40Hz の配管共振が先鋭化する。これが圧力帯域の高帯域化を妨げる。この配管共振とは、図 1 を参照してサーボバルブー空気ばね間にある配管長 $l \text{ m}$ の配管が共振することを指す。

3. 配管共振の抑制

配管共振の抑制手段として、電気的あるいは機械的手段が考えられる。これら手段の適用方法とその結果をあらかじめ提示しておくことは、制約条件の多い産業応用の除振装置への適用をはかるうえで有益と考えられる。

3.1 電気的抑制

3.1.1 ノッチフィルタの挿入

機械共振を低感度化する手段として、ノッチフィルタを制御ループに挿入することが一般的である。そこで、図 2 の圧力 FB の前段にノッチフィルタを直列に挿入した。同フィルタ中心周波数 $f_0 \text{ Hz}$ とノッチ量を実測結果の共振周波数および共振ピークに合わせこむことにより配管共振を抑制できる。しかし、単純に機械共振周波数にノッチ中心周波数をあててはならないことが安定性の観点から知られている。機械共振による位相の急峻な遅れを改善するため、共振周波数よりも少し低いところにノッチ中心周波数を設定することが推奨されている³⁾⁴⁾。実験では配管共振周波数 $f_p = 53 \text{ Hz}$ に対して、 f_0 をこの前後 1 Hz に設定した。結果を図 4 に示す。同図より、 $f_0 < f_p$ の場合の方が配管共振を良好に抑制できている。

 Table 1 k_{air} and T in each case

Case	Air-spring k_{air}	Time constant T
Case1	$\frac{A_0^2}{\beta_0 v}$	$\frac{\beta_0 v}{k_{pr} k_g G_q}$
Case2 (including Case1)	$\frac{A_0^2}{\beta_0 v + k_{pr} k_{pd} G_q}$	$\frac{\beta_0 v + k_{pr} k_{pd} G_q}{k_{pr} k_g G_q}$
Case3 (including Case1)	$\frac{A_0^2}{\beta_0 v + k_{pd} G_q}$	$\frac{\beta_0 v + k_{pd} G_q}{k_{pr} k_g G_q}$

Fig. 4 Frequency responses with and without notch filter

Fig. 5 Frequency responses using pressure differential feedback

3.1.2 圧力微分フィードバック

空気ばね容量を電氣的に増加させる手段として圧力微分FBが知られている⁵⁾。その効果から擬似タンクと呼ばれる。ここでは圧力微分FBの実装手段を2種類示し、その差異を明らかにする。2種類の圧力微分FBとは図2中の太線で示すCase2,3である。 v_p から p までの伝達関数を計算し、空気ばね剛性 k_{air} と空気ばねの時定数 T が圧力微分FBによって変化することを表1の中段と下段に示す。 $k_{pd} > 1$ と選ぶことにより以下の差異がでる。まず、 k_{air} に注目するとCase3よりCase2の方が k_{air} を低下させる。次に T に注目するとCase2はCase3と比べ帯域が狭いという特徴がある。いずれも圧力微分FBは擬似タンクの役割があり、タンク容量 v と時定数 T を増大させる効果を有する。

図5はCase2を実装した場合である。圧力微分FBゲイン k_{pd} をパラメータとしたときの v_p から p までの閉ループ周波数応答を示す。 k_{pd} の増大によって時定数 T が増加し、帯域が下がるにつれて配管共振のピーク量が低減している。圧力の周波数帯域を伸ばすことが圧力FBの役割であることに対して、圧力微分FBは、逆に、帯域を狭める作用を持つが、副次的に高周波ダイナミクスを低感度化させることがわかる。安価な除振装置の場合、圧力をマイナーループとして備えてはいない。この場合、圧力微分FBは配管共振を有効に抑制できる手段となる。

3.2 機械的抑制

除振装置における配管共振は、従来からヘルムホルツ共振であると認識されていた⁶⁾⁷⁾⁸⁾。まず、この事実を確認するため配管長を変更した。次に、この実験で現れた特異な現象の

Fig. 6 Principle of Helmholtz resonator

存在を明らかにする。最後に、従来の認識に過誤があったことを配管材の剛性および配管径を変更した実験により明らかにする。

3.2.1 配管長の変更

図6を用いてヘルムホルツ共振を説明する。同図は圧力のかかった容量 v (m^3)の空洞と断面積 S (m^2)、長さ l (m)の配管である。また、空気密度は ρ (kg/m^3)である。配管内の空気を質量とみなせば、集中定数系のバネマス系と等価と考えられる。つまり配管長 l の変更は空気マスの操作に相当する。もし配管共振がヘルムホルツ共振ならば、配管長 l の変更により $f_p \propto 1/\sqrt{l}$ になるはずである。そこで図2を参照して、Case1の v_p から p までの閉ループ周波数応答を測定した。 k_{pr} を固定し、配管長 l をパラメータとした。結果を図7に示す。同図より配管共振周波数 f_p は配管長 l を短くするにしたがって高域へとシフトしている。ここで、共振周波数 f_p が $1/\sqrt{l}$ に比例していることを確認するために図8を示す。ヘルムホルツ共振の計算式として次式を用いた。

$$f_{hel} = \frac{f_{ref}}{\sqrt{1 + \Delta l / l_{ref}}} \quad (4)$$

ここで、 f_{hel} : ヘルムホルツ共振周波数 Hz, f_{ref} : 基準周波数 Hz, l_{ref} : 基準配管長 m, Δl : 基準配管長からの増分 m である。図8より、配管長 l の増加に対する共振周波数低下の傾向はほぼ式(4)にしたがっていることが確認できる。

ところが、図7を注視すると、配管長 l を短くするにしたがって共振ピークは低減しながら高域に移動するというグローバルな特性の中で、 $l=100$ cmだけ特異な現象を示している。すなわち、共振が消滅しているのである。これはヘルムホルツ共振の関係式が共振ピーク量に関する情報を含まないこと、共振ピークの消滅は限られた狭い範囲の配管長で現れることから見落とされていた現象と考えられる。この事象より、配管共振のダイナミクスがヘルムホルツ共振のみでないことが推察された。この事実を確認するため配管材の剛性を変更する実験を実施した。

3.2.2 配管材の剛性変更

産業応用の場面では、装置構造の制約上、配管は狭いスペースを引き回す。そのため配管には可とう性が求められ、ほとんどの場合にビニル製配管を使用する。

3.2節の柱書きで述べたように、従来から除振装置における配管共振はヘルムホルツ共振であるとされていた。そのため、配管の引き回しに対してだけは注意が払われていた。すなわち、可とう性のあるビニル配管をいかにして短くし、共振周波数を高域にシフトするかということである。しかし、引き回しの便のためと、配管共振が配管長によるものとの認識であったため、配管の材質に関する設計上の配慮は全くなかった。3.2.1項の図8より配管長 l に対するグローバルな共振変移はヘル

Fig. 7 Frequency responses against pipe length

Fig. 8 Helmholtz resonator (Parameter: Pipe length)

ムホルツ形となっていることは了解できたが、 $l=100$ cm で共振が消滅した事実を踏まえると疑念が生じた。つまり配管共振の主たる原因は配管材による弾性振動ではないかと考えられた。そこで配管材を変更し、この剛性に対する配管共振への影響をみた。

もし配管共振がヘルムホルツ共振ならば、配管内の容量が同一のとき共振特性に差異は生じないはずである。そこで、一般的に用いられるビニル製から剛性の高い同一内径の鋼管に変更し、図 3 と同様の実験をおこなった。配管長は 90 cm である。 k_{pr} を大きくすると図 3 に示すビニル製配管と同様の共振が出現するはずである。実験結果を図 9 に示す。同図よりビニル製配管のときにみられた配管共振の先鋭化は現れない。このことから、現れている配管共振の主たるダイナミクスはヘルムホルツ共振ではないと結論される。

この事実を再認するために、配管長 $l=120$ cm の可とう性のあるビニル製配管を用いて、配管径 ϕ mm のみを変更させて実験をおこなった。実験結果を図 10 に示す。ここで、配管の剛性は配管径 ϕ の大きいものほど高い。ヘルムホルツ形であるならば ϕ 大にしたがって空気マスが増加し、共振周波数は低下するはずである。しかし、実際には図 10 に示すように小径のものほど共振周波数は低下している。これは丁度、配管自身の剛性と共振周波数との関係になっている。このことから配管共振には配管材による弾性振動の寄与があることが確認できた。しかし、配管共振に対して配管材による弾性振動の寄与があるとしても図 7 に示した配管長 $l=100$ cm での共振ピーク消滅は説明できない。次項にて配管共振の主たるダイナミクスが配管自身の弾性振動であるとしてモデリングと数値解析をおこない、3.2.4 項で共振ピーク消滅の推定結果を

Fig. 9 Frequency responses using steel pipe

Fig. 10 Frequency responses for varying pipe diameter

述べる。

3.2.3 モデリング

3.1 節に示した配管共振の電氣的抑制手段の信頼性を高め、より有効な手段を案出するためにはモデル化が必要となる。そこで、同共振を 2 次系として一括の伝達関数で組み込んだブロック図を図 11 に示す。なお、同図は図 2 の v_p から p までのブロック図を抜き出して配管共振のモデルを挿入したものである。太枠部分が配管共振の伝達関数に相当する。ここで、 m_h : 配管の等価質量 kg, d_h : 粘性摩擦 N·s/m, k_h : 配管の剛性 N/m, である。

まず、実験結果の図 3 に相当する数値解析結果を図 12 に示す。 k_{pr} の増加によってノッチ量が減少するとともに、約 40 Hz の配管共振が先鋭化する様子が模擬できている。次に圧力微分 FB を施した実験結果である図 5 に対応する数値解析結果を図 13 に示す。同図より、 k_{pd} を増加させるにしたがって狭帯域となり、副次的に高周波ダイナミクスを抑えている。最後に、実験結果の図 7 に対応する配管長 l を変更したときの配管共振の変移を図 14 に示す。以上の数値解析は、配管長の変更が配管の等価質量 m_h の操作にあたるとして数値解析した。配管長 l を短くするにしたがって共振周波数が高域へシフトするとともに共振ピークが低減している様子が模擬可能である。

ヘルムホルツ共振においても配管長 l は空気マスに相当するため、配管自身の弾性振動による共振のタイプと同様になる。そのため、図 8 でみられた配管共振周波数の変移は、どちらの共振であっても同一である。しかしながら、現れている配管共振が配管自身の弾性振動であることは 3.2.2 項より明らかである。

Fig. 11 Block diagram including pipe resonance

Fig. 12 Frequency responses (Parameter: k_{pr}) Fig. 13 Frequency responses (Parameter: k_{pd})

3.2.4 配管共振消滅の推定

本論文では、圧力周波数応答に現れる共振ピークを配管共振と呼称してきた。しかし、この圧力の周波数応答を測定する圧力センサは図15のように空気ばねに取付けられている。つまり、配管の共振を直接計測しているわけではない。このことから、図7の $l=100\text{ cm}$ で共振ピークが消滅している理由として2つ考えられる。1つは実際に配管共振そのものが消滅した場合、もう1つは、配管共振を打ち消すダイナミクスが働き、圧力センサの取付けられている空気ばね内では圧力変動が発生しない場合である。前者については、共振ピークの有無に関わらず共鳴音が確認できていることから考えたい。よって、配管共振を打ち消すダイナミクスが作用しているものと推定される。つまり、サーボバルブからの圧力により空気マスが空気ばね内に押し込まれようとする。それと同時に一致した周波数で配管弾性による共振が起こることにより互いにキャンセルされると推定される。すなわち、エネルギーの授受が存在すると考えられる。数学モデルの上では図11の太枠で示す2次遅れ系に代えて分子に共振極をキャンセルする2次多項式を新たに付加した伝達関数を用いることで共振

Fig. 14 Frequency responses (Parameter: Pipe length)

Fig. 15 Mechanism of cancel effect

の消滅は説明可能となる。しかし配管長 l による配管共振の発生および消滅を連続かつパラメトリックに表現するモデル化はできていない。また、ヘルムホルツ共振は配管長に対して非常に高感度であることから図9で用いた配管長 l が 90 cm のときには 100 Hz 以上の高域側へシフトしたと考えられる。

なお、文献9)では、配管ライン途中にキャビティを有する空気流の輸送系を対象にして配管長、キャビティの深さ、流速などのパラメータが圧力変動に及ぼす影響を実験的に検討している。すなわち、流体励起振動の問題を扱っている。この中で、特別な配管長のとき、管内圧力のスペクトラムの Q 値が低下する現象を報告している。この現象は本論文に示す配管共振の消滅に相当していると考えられる。しかし、本論文の図9, 10で与えた配管剛性の影響については未考慮であり、かつ実験が主体で制御に適用できるモデル化はなされていない。

4. 結 論

空圧式除振装置で発生する高周波ダイナミクスの中の配管共振をとりあげ、これを抑制する電気的および機械的手段を検討した。本論文の結論をまとめると次の通りである。

- (1) 配管共振の電気的抑制手段として、ノッチフィルタの挿入と圧力微分FBの適用結果を与えた。
- (2) 機械的抑制手段として、配管長およびこの剛性が配管共振の性状に与える影響を明確にした。
- (3) 特に、空圧式除振装置の分野では、配管共振が配管長に依存したヘルムホルツ共振であると認識されていたことに対して、これが過誤であるという実験結果を示した。
- (4) 特定の配管長において配管共振が消滅することを実験結果から明らかにし、これが配管剛性による弾性振動とヘルムホルツ共振の連成による相殺との推定結果を示した。

今後は配管共振の発生および消滅を連続かつパラメトリックに表現するモデル化に取り組む。

謝 辞

実験機材をご提供いただいた株式会社ニコンに感謝いたします。

参 考 文 献

- 1) 涌井 伸二, 下留 寿晴, 赤津 観 : 空圧式アクティブ除振装置に対する低固有値化の一方法, 精密工学会誌, **70**, 11 (2004) 11.
- 2) 涌井 伸二 : ステップにおけるアクティブダンパの開発, モーション・エンジニアリング・シンポジウム (日本能率協会主催), p.G2-3-1 G2-3-11 (2002-4/17). 精密工学会誌, **65**, 8 (1999) 1087.
- 3) Gene F. Franklin, J David Powell, Abbas Emami-Naeini : Feedback Control of Dynamic System, Addison-Wesley Publishing, (1988)458.
- 4) 日本機械学会編 : 磁気軸受の基礎と応用, 養賢堂, (1995)101.
- 5) (財) 理工学振興会 : 圧力微分計, 特開 2005-98991(2005).
- 6) キヤノン株式会社:除振装置, 特開 2001-20997(2001).
- 7) キヤノン株式会社:開ループ制御装置, 光学素子駆動装置および露光装置, 特開 2003-114701(2003).
- 8) 株式会社ニコン: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 2004-79630 (2004).
- 9) D.Erdem, D.Rockwell, P.Oshkai, M.Pollack : Flow tones in a pipeline-cavity system : effect of pipe asymmetry, Journal of Fluids and Structures **17** (2003) 511.