不釣合いを利用した制振器の試作*

岩田 佳雄^{*1}, 佐藤 秀紀^{*1}, 辻村 真一^{*2}

Trial Production of Vibration Controller Using Unbalance

Yoshio IWATA, Hidenori SATO and Shinichi TSUJIMURA

A vibration controller for rotary machines using an unbalance has been manufactured as a trial. This vibration controller can be easily set on existing rotary machines. The operation for a vibration reduction is similar to the procedure of balancing; that is, the magnitude and phase of the unbalance of the vibration controller are automatically determined to reduce the vibration of rotary machines. The slider crank mechanism is applied to vary the magnitude of unbalance, and the synchronous control of a rotary machine and the vibration controller enables us to vary the phase of unbalance. A good result for the vibration reduction is shown by the experiment using it for a simple rotary machine.

Key Words: Vibration, Vibration Control, Rotary Machine, Balancing, Control of Rotation

1. はじめに

最近アクティブ振動制御による制振器の開発が盛んに行われ、回転機械の分野においても多くの例が報告されている⁽¹⁾。回転機械の振動はロータの不釣合いによる遠心力が原因となる場合がほとんどであるが、遠心力は振動を増大するだけでなく、逆にロータの遠心力を打ち消すように作用すれば、振動の抑制も可能であろうことが考えられる。そこで不釣合いによって遠心力を発生する装置を試作し、その不釣合いを制御することによって回転機械の振動を抑えることを試みた。この制振装置は既存の回転機械に簡単に据え付けて使用することを目的とし、制振対象の回転機械にはできるだけ手を加えないように配慮した。

2. 制振器の動作と構成

2・1 不釣合いによるロータの制振 図1に示すように n 個の円板をもつ回転機械のロータを考える。それぞれの円板は不釣合い $U_1, U_2, \dots, U_n$ をもっている。各円板の不釣合いと振幅 $A_1, \dots, A_n$ の関係は

影響係数 $a_{ij} (i, j=1, \dots, n)$ を使用すると次式のように表される⁽²⁾。

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \cdots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & \cdots & a_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{n1} & a_{n2} & \cdots & a_{nn} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \\ \vdots \\ U_n \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} A_1 \\ A_2 \\ \vdots \\ A_n \end{Bmatrix} \quad \cdots \cdots (1)$$

円板 k の振幅 A_k は式(1)から次のようになる。

$$A_k = \sum_{j=1}^n a_{kj} U_j \quad \cdots \cdots (2)$$

円板 n の不釣合いを調節して円板 k の振幅 A_k を零にするためには、式(2)から円板 n の不釣合いを次のようにすればよいことがわかる。

$$U_n = - \left(\sum_{j=1}^{n-1} a_{kj} U_j \right) / a_{kn} \quad \cdots \cdots (3)$$

図1 多円板をもつロータ

* 原稿受付 平成2年6月22日。

^{*1} 正員, 金沢大学工学部 (〒920 金沢市小立野2-40-20)。^{*2} 日本電装(株) (〒448 刈谷市昭和町1-1)。

軸受において円板 n の部分をロータから切り離し、ロータと独立して円板が回転するものとする。このとき円板 n がロータと同期回転するならば式(1)が成立し、結果として式(3)のように円板 n の不釣合いによって円板 k の振幅を零にすることが可能である。すなわち円板 n が制振器の働きをし、回転機械の任意の円板 k の振動を制振する役目を果たしている。この制振の動作はロータのつりあわせと同じで、つりあわせを行う要領で制振器の不釣合いを設定すればよい。

2・2 制振器の構造 制振器の不釣合いを調節するためには、不釣合いの大きさと不釣合いの位相を可変にする必要がある。それを考慮して試作した制振器の模式図を図2に示す。本試作器の駆動要素としてDCモータとステッピングモータが取付けられ、DCモータは回転機械と同期して不釣合いを回転させるため、またステッピングモータは不釣合いの大きさを変えるために使用されている。

回転している不釣合いの大きさを変える方法として、本試作器ではスライダ・クランク機構を応用した。DCモータの軸に付けられたスライダとリンクは軸とともに回転し、リンクの質量が制振器の不釣合いになる。スライダの軸方向の移動によってリンクと軸との距離が変化し、不釣合いの大きさが変わる。ステッピングモータの回転運動はネジ対偶によって上下運動に変換され、さらに玉軸受を介してスライダへ伝えられる。したがってスライダは、回転しながらDCモータ軸の軸方向へ移動することが可能であり、回転する不釣合いの大きさを調節することができる。

不釣合いの位相についてはDCモータの回転制御によって行うことにし、回転機械に対して任意の位相をもたせることを可能にした。これについては次章にて述べる。

試作した制振器の外観を図3に示す。図2ではDCモータの軸上にスライダ・クランク機構があるが、モ

ータ配置の関係でDCモータとスライダ・クランク機構の軸を直結することができず、歯付ベルトによって回転を伝える構造になっている。DCモータには回転数の電圧制御が可能なブラシレスモータを使用した。そのドライバからはモータ1回転に対して12個のパルスが出力され、これをエンコーダとして代用した。

3. 制振器の回転制御

制振器のDCモータは回転機械と同期して回転する必要があるとともに、不釣合いの位相をも制御しなければならない。そこで回転数の同期制御と不釣合いの位相制御を同時に行う制御を試みた。最初、制振器モータおよび回転機械には同じエンコーダが取付けられ、1回転に出力されるパルス数は等しいものとする。制振器モータの始動後から、制振器モータと回転機械からのパルス数をカウントするとき、それらのパルス数が常に等しいならば両者は同じ回転数で回転していることになり、両パルス数に一定の差を持たせれば、その差のパルス数に相当する位相差を保って回転することになる。

回転機械と制振器モータからのパルス数を τ 秒ごとに測定し、それぞれ τ 秒前のパルス数との差を N_R , N_i とする。 N_R , N_i は $(i-1)\tau$ 秒から $i\tau$ 秒までの間のパルス数であり、 N_R は常に一定とする。回転機械と制振器モータが $n\tau$ 秒後に一定の位相差を保って同期回転するとき、次式が成立する。

$$nN_R - \sum_{i=1}^n N_i = \phi \cdots \cdots (4)$$

ϕ は位相差に相当するパルス数である。式(4)を実現するために $\sum_{i=1}^n N_i$ をフィードバックして制振器モータを制御すればよいが、それだけでは制御系が不安定になる。そこで両者の回転速度が等しくなる条件、

図2 不釣合いの操作機構

図3 制振器外観

$$N_R = N_n \dots\dots\dots (5)$$

も成立するように N_n もフィードバックして制御を行う。フィードバックされた $\sum_{i=1}^n N_i$ と N_n から、次式を使用して補正電圧 ΔV_n を求める。

$$\Delta V_n = k_1 \left(nN_R - \phi - \sum_{i=1}^n N_i \right) + k_2 (N_R - N_n) \dots\dots\dots (6)$$

k_1, k_2 はゲイン定数である。制振器モータのドライバへ入力するための $(n+1)\tau$ 秒後の電圧は、 $n\tau$ 秒における電圧 V_n に式(6)の補正電圧 ΔV_n を加え、

$$V_{n+1} = V_n + \Delta V_n \dots\dots\dots (7)$$

で与える。この V_{n+1} によって $(n+1)\tau$ 秒後の制振器モータの回転速度は次のようになる。

$$(N_{n+1}/\tau)/P = A V_{n+1} + B \dots\dots\dots (8)$$

ここに A, B はモータの回転数電圧特性から決まる定数、 P はモータ 1 回転に対するエンコーダのパルス数である。式(8)から $\sum_{i=1}^{n+1} N_i$ と N_{n+1} が求まり、式(6)のように ΔV_{n+1} を計算することができる。以後同様の過程を繰返して、補正電圧が零、すなわち V_n が収束すれば目的の同期制御が達成される。この制御系をブロック線図として示すと図4になる。

V_n の収束性を k_1, k_2 について調べるために、次の漸化式を式(6), (7), (8)から得る。

$$V_{n+1} = aV_n + bV_{n-1} + c \dots\dots\dots (9)$$

ただし、

$$\begin{aligned} a &= 2 - \tau P A (k_1 + k_2) \\ b &= -1 + \tau P A k_2 \\ c &= (N_R - \tau P B) k_1 \end{aligned} \dots\dots\dots (10)$$

図4 ブロック線図

図5 安定領域 ($\tau=0.5$)

V_n が収束するためには、次の2次方程式

$$x^2 - ax - b = 0 \dots\dots\dots (11)$$

の2根 α, β の絶対値がともに1より小さい必要がある。そのときの V_n の収束値は次のようになる。

$$V_n = \{(N_R/\tau)P - B\}/A \dots\dots\dots (12)$$

これは式(8)から回転速度 $(N_R/\tau)P$ に対する電圧になることがわかる。本試作器で使用した D/A コンバータの分解能によって、 k_1 と k_2 は 1/204.8 [Volt/パルス数] 単位で設定できる。したがって、

$$k_1 = k_1/204.8, \quad k_2 = k_2/204.8 \dots\dots\dots (13)$$

と置いて、整数 k_1 と k_2 に対して V_n の収束判定を行い、制御系の安定性を調べた。DC モータの特性から $A=10.5$ [rps/Volt], $B=11.7$ [rps], $P=12$ [パルス] になる。 τ を 0.5 秒としたときの安定性を図5に示す。 τ を大きくした場合、安定領域は原点方向に向かって小さくなる。この結果から $k_1=1, k_2=2$ に決定した。

制御器モータと回転機械には同じエンコーダを取付けるとしてきたが、回転機械にはできるだけ手を加えないようにするため、回転機械の軸に反射テープを貼るだけにして、回転機械からは1回転に1パルスだけを検出することにした。回転機械の1回転ごとに制振器モータのパルス数をカウントし、回転機械からのパルス数を $l \times P$ とすれば前述の制御法を適用することができる。ただし τ は一定でなく、回転数によって変動することに注意を要する。本試作器においては 1800 rpm 付近における運転を目的とし、約 0.5 秒ごとにパルス測定を行うようにするために 15 回転ごとにパルス数をカウントすることにした。

4. 制振器不釣合いの設定

制振対象の回転機械に振幅測定用のピックアップをただ1個取付け、測定部の振幅が小さくなるように制振器不釣合いの大きさと位相を決める。ここでは直接探索法により、不釣合いの位相、大きさの順で試行錯誤的に制振器不釣合いを決定する。以下にこの手順を

図6 簡単な回転機械モデル

図 7 制振実験外観

示す。

(1) 不釣合いの位相について

位相設定の分解能, この場合には 12 パルス/回転なので, 30 度単位で位相を変え, 振幅が最も小さくなる位相を探索する。

(2) 不釣合いの大きさについて

位相決定後, 不釣合いの大きさだけを変える。最初適当なステップで大きさを変え, 振幅が最も小さくなる不釣合いの大きさを探索する。次にステップ幅を前回の半分以下にして探索する。振幅値が許容値内になるまでこれを繰り返す。

5. 制 振 実 験

簡単な回転機械に対して試作した制振器を設置し, 前章の不釣合い設定法を用いて制振実験を行った。回転機械は 4 本の支柱から成るたて形構造物に不釣合い円板をもつモータを取付けたもので, その概略を図 6 に示す。不釣合いモータの励振により, x 方向と y 方向に振動が発生する。支柱の断面は偏平になっているので, x 方向と y 方向の固有振動数は異なる。この構造物の上に制振器を固定し, さらに振動検出用の動電形ピックアップを x 方向のみに設置した。その外観を図 7 に示す。 x 方向, y 方向の固有振動数はそれぞれ 1845 rpm, 2070 rpm になった。なお, 不釣合い円板に反射テープを貼り, モータの回転を検出した。

制振器モータを回転せずに, 不釣合いモータだけを回転して振幅応答を測定した結果を図 8 に示す。これは x 方向, y 方向の振動を非接触変位計にて測定したもので, 不釣合いモータの不釣合いは 87.3 gmm のときである。各方向の固有振動数付近にてピークが生じている。図 9 は不釣合いモータの始動時から制振器モ

図 8 制振前の応答曲線

図 9 制振動作中の応答曲線

ータを同期運転させ, 1580 rpm (図中の矢印) にて制振操作を行い, その後同期運転しながら不釣合いモータの回転数をゆつくりと上昇させた結果である。危険速度におけるピークが著しく小さくなっていることから, 1580 rpm における制振操作, すなわちつりあわせ動作が良好になされたことがわかる。この動作には約 80 秒要した。危険速度付近で応答曲線がジグザグになっているのは, 同期制御によって制振器モータの回転速度に微小な強制的変動が生じ, そのために発生する過渡振動が原因になっている。1580 rpm においては x 方向の振動のみを検出して制振操作を行ったが, つりあわせを原理にした制振なので, y 方向の振動も抑制される結果になった。

6. 結 言

回転機械に対する制振装置として不釣合いを利用した制振器を試作した。制振操作はつりあわせの原理と同じであり, 回転機械の振動を小さくするように制振器不釣合いの大きさと位相を設定する。この制振器は既存の回転機械に設置して使用することを目的とし, 振動検出器を取付けること, および回転検出のための反射テープを軸に貼る程度の変更を回転機械に対して加えるだけでよい。簡単な回転機械に試作した制振器を設置して実験を行ったところ, 良好な制振効果が確認された。

最後に本実験装置の製作に協力をいただいた金沢大学工学部・小川孝吉技官に感謝の意を表する。

文 献

- (1) 野波・ほか1名, 機論, 55-517, C(1989), 2336 など.
 - (2) 三輪・ほか1名, 回転機械のつりあわせ, (1979), 217.
-