磁気ばね支持形バランスの開発*

河野 敬^{*1}, 松下 修巳^{*2}, 寺山 孝男^{*4}
藤沢二三夫^{*3}, 佐藤 公治^{*4}

Development of Magnetic-Spring-Supporting-Type Balancer

Takashi KONO, Osami MATUSHITA, Takao TERAYAMA,
Fumio FUJISAWA and Kouji SATO

In this report, we will describe a magnetic-spring-type balancer utilizing an effect of a magnetic spring in place of a balancer using either a conventional leaf spring or bar spring. A quite low spring constant can be easily realized by a magnetic spring utilizing a pair of permanent magnets and a steel ball. In addition, there is no vibration mode of higher degree as found in the leaf spring or the bar spring, and a stable measurement can be performed even if the number of revolutions is increased. We have applied this magnetic-spring-type balancer to a VTR cylinder and obtained a measurement accuracy of less than $\pm 5\%$ and a minimum resolution of 2×10^{-8} kg-m.

Key Words: Balancing, Vibration, Mechatronics, Magnetic-Spring, VTR Cylinder, Rotor

1. 結 言

回転体のアンバランス測定装置(以下バランス)は、回転体の回転数に対する振動台の固有振動数の高低により、2種類に分類される⁽¹⁾⁽³⁾。すなわち、回転数に対して振動台の固有振動数を2~3倍高く設計したハードタイプバランスと、回転数に対して振動台の固有振動数を1/3~1/4に低く設計されたソフトタイプバランスである。一般にハードタイプのバランスは大形で不釣合いの大きなロータに使用され、ソフトタイプのバランスは小形で不釣合い量の小さなロータに使用される。

一方、近年のメカトロ機器全般における技術動向として、小形高性能化への要求がますます高まっている。これに伴い、メカトロ機器内で使用される回転系に対しても、小形化とともに回転精度の向上、高速回転化が大きな要求となっている。具体的製品としては、VTR(Video Tape Recorder) 回転ヘッドシ

リンダ、LBP(Laser Beam Printer)のスキナモータ、磁気ディスク装置のスピンダルモータ、ジャイロスコープなどがあげられる。これらの製品において高精度高速回転を実現するには、高精度のバランスと高度なバランス修正技術が必要とされている。

本報では、以上のメカトロ機器の要求をふまえて、従来の板ばねもしくは棒ばねを組合せたバランスとは異なり、永久磁石の吸引力を利用した磁気ばねによるまったく新しいタイプの磁気ばね形ソフトタイプバランスを開発したのでこれについて報告する。

2. 主 な 記 号

A_m : 磁石の断面積 m^2
 A_ϕ : 磁束に垂直な空けきの面積 m^2
 B_a : 動作点の磁束密度 T
 B_ϕ : 空けき部の磁束密度 T
 F : 磁石の吸引力 N
 f : 復元力 N
 I : バランス振動系の慣性モーメント kgm^2
 K : 磁気ばね定数 N/m
 L_m : 磁石の長さ m
 L_ϕ : 空けきの長さ m

* 昭和63年9月29日 日立地方講演会において講演、原稿受付 平成3年5月29日。

^{*1} 正員、(株)日立製作所 機械研究所 (●315 土浦市神立町502)。

^{*2} 正員、(株)日立製作所 土浦工場 (●315 土浦市神立町502)。

^{*3} 正員、岐阜大学工学部 (●501-11 岐阜市柳戸1-1)。

^{*4} (株)日立製作所 東海工場 (●312 勝田市稲田1410)。

M : バランス振動系の全質量 kg
 m_1 : VTR シリンダの質量 kg
 m_2 : 振動台の質量 kg
 P : パーミアンス
 R : 磁石の半径 m
 r : 鋼球の半径 m
 X : 磁気ばねの平衡位置からの変位 m
 δ : 回転体の偏心量 m
 λ : 漏えい係数
 μ : 透磁率 H/m
 ν : リラクタンス係数
 ω : 固有振動数 Hz

3. 磁気ばね機構

図1に、今回開発した磁気ばね機構の概略図を示す。振動台の下面に、振動台を支える鋼球を配置する。このそれぞれの鋼球をはき込むように、振動側と固定側に互いに吸引関係になるように一対の磁石を設ける。振動台底面および固定上面の鋼球に接する面は、非常に滑らかに仕上げておく。実機における接触面は硬質ガラスを用いている。

このような構成を取ることにより、この機構は一種のばね機構となる。図1の模式図により振動台の動きを説明する。(1)は振動台に力が働いていない中立状態を示す。(2)は振動台に力が働き、変位が起こった状態を表している。

(1)の状態では振動台に働く力は、鉛直方向に働く磁石の吸引力 F だけであるから、振動台は平衡状態で静止している。

(2)の状態のように、振動台を X だけ変位させると、振動台には吸引力 F' の水平方向分力として力 f が生じる。力 f の方向は変位 X とは逆の向きであるから、この力 f は復元力として働き振動台を引き戻そうとし、ばね効果を生ずる。

ここで、二つの相対する磁石間に働く力 F は、磁石

間の磁束密度を B_0 、透磁率 μ 、磁石の面積 A_m をとすると次のように表される。

$$F = B_0^2 \cdot A_m / \mu \quad \cdots \cdots (1)$$

中立位置から振動側磁石が X 変位した場合の磁石間の吸引力 F' は次のように表される。

$$F' = B_0^2 \cdot A_m \cdot \cos(\theta) / \mu \quad \cdots \cdots (2)$$

$$\theta = \tan^{-1}(X/L_0) \quad \cdots \cdots (3)$$

さらに、復元力 f は次のように表される。

$$f = F' \cdot \sin(\theta) = B_0^2 \cdot A \cdot \sin(\theta) \cdot \cos(\theta) / \mu \quad \cdots \cdots (4)$$

ここで、変位 X が磁石間距離 L_0 に対して十分小さく、 $\theta \ll 1$ が成り立つとすると、 $\sin(\theta) = X/L_0$ 、 $\cos(\theta) = 1$ と近似できるから式(4)は次のようになる。

$$f = B_0^2 \cdot A / (\mu \cdot L) \cdot X = (F/L_0) \cdot X \quad \cdots \cdots (5)$$

すなわち、式(5)は変位 X が磁石間距離 L_0 に比較して十分小さい範囲では、この磁気ばね機構は変位と復元力が比例する線形ばねとなることを示している。

ここで、鋼球の表面および、これと接する振動台と定盤の表面は滑らかに仕上げられており、かつ吸引力により常に押付けられあっているため、両者の間での滑りはほとんどない。このため振動台は加えられた非常に小さな力に対しても敏感に反応する。

式(5)より、磁気ばね機構のばね定数は中立位置における磁石間の吸引力がわかれば計算できることがわかる。一方、磁石間に働く吸引力を厳密に計算するには、磁石を含む磁場のマクスウェル方程式を解き、各部の磁束密度より吸引力を計算しなければならない。しかし、この磁気ばね機構のように、簡単な磁路構成においては、磁路仮定法(フラックス法)により近似計算ができることが知られている⁽⁴⁾。以下この方法により吸引力を求めた。

図2のように二つの磁石間の磁路を仮定し、各磁路のパーミアンス $P1, P2$ を次の式から求める。

$$P1 = \mu \cdot A_m / L_0 \quad \cdots \cdots (6)$$

$$P2 = 0.264 \cdot \mu \cdot 2 \cdot R \cdot \pi \quad \cdots \cdots (7)$$

漏えい係数 f はパーミアンスより次のように求められる。

図1 磁気ばね機構

図2 磁路の仮定

$$f = (P_1 + P_2) / P_1 \dots\dots\dots (8)$$

漏えい係数 f からパーミアンス係数 P は次のように求まる。

$$P = (L_m \cdot \lambda \cdot A_g) / (L_g \cdot A_m \cdot \nu) \dots\dots\dots (9)$$

パーミアンス係数 P が求まれば、使用している磁石の磁気特性曲線より、動作点磁束密度 B_d を求めることができる。

動作点磁束密度 B_d から空げき部磁束密度 B_g が求まる。

$$B_g = (B_d \cdot A_m) / (A_g \cdot f) \dots\dots\dots (10)$$

空げき部磁束密度 B_g が求まれば式(1)により吸引力 F が求められる。

図3に実験値と解析値の比較を示す。実験は図4に示すように2個の磁石の一方を固定し、一方をボールスライダユニットに乗せ、磁石間の距離に対する吸引力を力センサで測った。実験値と解析値は磁石間距離が $6 \times 10^{-3} \text{ m} \sim 12 \times 10^{-3} \text{ m}$ の範囲ではほぼ一致しており、この範囲ではフラックス法による近似解でも実用上十分に磁気ばねの吸引力を予測できることがわかる。

図5に、一つの磁気ばねユニットの変位と復元力についての実験結果を示す。図中の実線は、フラックス法により求めた吸引力 F から、式(5)を使い復元力 f

を計算した結果である。図6に実験方法を示す。1組の磁気ばね機構を取り出し、振動側の磁石をボールスライダユニットに乗せ、中立位置からの変位図中に示したようにスケールを用いて測定し、同時に復元力をデジタル荷重センサを用いて測定した。

磁石間距離は磁石間にはさみ込む鋼球の径を変えることにより行い、ここでは磁石間距離を $1 \times 10^{-3} \text{ m} \sim 6 \times 10^{-3} \text{ m}$ まで変化させている。磁石の形状および性能については表1に示している⁽⁵⁾。

磁石間距離の小さいほど、変位に対する復元力が大きくなっている。また、変位がその磁石間距離より小さい範囲では、変位と力とはほぼ比例しており、ばね定数 K は一定で線形ばねとなっている。

表1 磁石の仕様

HITACHI METALS, LTD.	
MODEL	: HICOREX H-18B
MATERIALS	: Sn-Co (1-5系)
DIMENSION	: $\Phi 10 \times 5$
PERFORMANCE	: $B_r = 0.8 \times 0.9 \text{ T}$ $B_H C = 620 \sim 720 \text{ kA/m}$ $I_H C = 1190 \text{ 以上 kA/m}$ $(BH)_{\text{max}} = 127 \sim 151 \text{ kJ/m}^3$

図3 磁石間距離と吸引力

図4 吸引力の測定

図5 変位と復元力

図6 復元力の測定

4. 磁気ばねバランス

次に、磁気ばね機構を実際に適用したバランスについて述べる。

バランスに磁気ばね機構を使用することにより次のような特徴が得られる。

(1) 磁気ばね機構は、式(5)が示しているようにそのばね定数を磁石の吸引力と磁石間距離により任意に定めることができ、非常に小さなばね定数でも容易に実現できる。

(2) 磁気ばね機構の振動モードは並進と回転のモード(図8)しか存在せず、高次モードによる悪影響がない。

図7にバランスの外観図を示す。図1に示した磁気ばね機構により振動台の四隅を支え、この振動台上にバランスを行う回転体を搭載する。バランスの振動台の振動モードとしては、図8に示すように、そのアンバランスの分布によって(A)並進モード、(B)回転モードの2種類のモードが考えられる。この振動を、図中上側と下側にそれぞれ設けた渦電流形非接触振動センサ(新川電気)で検出し、これをアナライザ(島津製作所)により解析し、それぞれの面におけるアンバランス量と位置を算出する。

次にこの振動台の基本性能について検討する。先に述べたように、ソフトタイプバランスの振動台の固有振動数は、回転数の少なくとも1/3以下である必要がある。いま、このバランスを適用しようとしている

VTR シリンダの回転数は45Hzであるから、振動台の固有振動数は15 Hz 以下でなければならない。振動台の並進および回転の固有振動数 ω_1, ω_2 は1質点系の振動として、次のように簡単に求められる。

$$\omega_1 = -(4 \cdot K/m)/(2 \cdot \pi) \dots\dots\dots (11)$$

$$\omega_2 = -(4 \cdot K \cdot r/I)/(2 \cdot \pi) \dots\dots\dots (12)$$

図7に示したバランスの質量 m と慣性モーメント I は次のように実測されている。これと式(11)、および式(12)より、ばね定数 K の最大許容値を決定できる。

$$m = 0.185 \text{ kg}$$

$$I = 7.71 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$\text{式(11)より, } K < 410 \text{ N/m} \dots\dots\dots (13)$$

$$\text{式(12)より, } K < 273 \text{ N/m} \dots\dots\dots (14)$$

したがって、磁気ばね一つのばね定数は $K < 273 \text{ N/m}$ 以下でなければならない。図3よりこの条件を満たすばねとして鋼球の半径を $r = 4 \times 10^{-3} \text{ m}$ のものを選択する。この磁気ばね機構のばね剛性は 96 N/m で、式(13)、(14)の条件を満たしている。

実際の振動台の振動数を図9に示したような打撃加振により測定し、計算値と比較して表2に示す。実験値と解析値はほぼ一致しており、バランスとしての条件を満たしている。なお、この時の減衰率は並進モードで $\zeta = 0.038$ 、回転モードで $\zeta = 0.039$ であった。

図10に、このバランスの対象とした、VTR シリンダの概略図を示し、機構について簡単な説明を行う。VTR シリンダは複数の磁気ヘッドを持ち回転する上シリンダ部、テープを導くためのリードを持ち、シャーシに固定される下シリンダ部、上シリンダを回転さ

図7 磁気ばねバランス

図8 振動モード

表2 振動台の固有振動数

	MEASURED	CALCULATED
PARALLEL MODE	6.0 Hz	7.3
TWIST MODE	7.8	8.9

図9 打撃による振動数測定

せるためのモータ部より構成されている。磁気テープは、リードにそって上下のシリンダ部に斜めに巻付けられ、走行させられる。上シリンダは、このテープ走行速度よりはるかに高速で回転している。この結果磁気テープ上には、磁気ヘッドにより、斜めに画像情報が書き込まれていく。

VTR シリンダにアンバランス振動が発生すると、この振動は、シャシーや他の部材を経由して、磁気テープを振動させる。磁気テープに振動が起こると、書き込み時にヘッドがたどる軌跡と、読みだし時でヘッドがたどる軌跡の間に相対的なずれが生じる。これは、そのまま画像の劣化につながる。このため、VTR シリンダにおいてアンバランス振動は、その性能に大きな影響を及ぼすこととなる。

次にバランスの測定精度について、実際の VTR シリンダを使って検討する。ある 1 個の VTR シリンダを用い、まずこのアンバランスをできる限り修正し、基準ワークとする。この基準ワークに重さのわかっている重りを基準位置に取付け、この値と計測値を比較し精度を検討する。図 11 に付加した重りのアンバランス量を縦軸に計測値を横軸に示す。図中、実線で両者が完全に一致した場合を示し、破線で $\pm 5\%$ の範囲を示している。図 12 には、重りの付加位置と計測したアンバランスの位相について示す。縦軸に計測したアンバランスの位相を、横軸には付加したアンバランス量を示す。図中、横軸に平行な実線が重りの付加位置を示し、破線で ± 2 度の範囲を示す。

図 11 より付加アンバランス量に対する測定精度は、ほぼ $\pm 5\%$ 以内であることがわかる。測定精度のばらつきの最も大きな原因としては、モータ駆動用のリード線の剛性の影響が考えられる。バランスの支持ばね剛性は前述したように非常に小さいから、シリンダ取付け取外し時に、リード線の剛性がリード線の向きや折れ癖の変化により若干変化しただけでも、計測値の

ばらつきとして現れると考えられる。

図 12 より付加角度に対する測定精度は付加アンバランス量が $10 \times 10^{-8} \text{ kg-m}$ 以上で ± 2 度以内の精度であることがわかる。付加重りのアンバランス量の小さい範囲で角度がずれているのは、基準ワークのアンバランス量をできる限り零としたが、実際にはこれが零ではなく、付加アンバランス量が小さいほどこの影響を受ける割合が大きくなるためと考えられる。

次にこのバランスの分解能について検討する。図 8 に示した並進方向振動の運動方程式は、減衰項が無視でき、上シリンダ側、モータ側ともに同じ $m_1 \cdot \delta / 2$ のアンバランス量があると仮定すると次式で表される。

$$M \cdot \ddot{X} + K \cdot X = m_1 \cdot \delta \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad \cdots \cdots (15)$$

センサの分解能を a とすると、測定可能な最小変位 X は次のように表される。

$$X = a \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad \cdots \cdots (16)$$

式(15)と式(16)よりバランスの測定最小アンバランス量(分解能) $m_1 \cdot \delta$ は次のように表すことができる。

$$m_1 \cdot \delta = a \{ -(m_1 + m_2) \cdot \omega^2 + K \} / \omega^2 \quad \cdots \cdots (17)$$

ソフトタイプのバランスの場合、 $m_1 + m_2$ の項に対して K/ω^2 の項は非常に小さいことを考えると、式

図 11 測定精度

図 12 測定精度

図 10 VTR シリンダ

(17)よりバランスの分解能はセンサの分解能 a と振動台の質量 m_2 により決定され、これらが小さければ分解能は向上することがわかる。今回の磁気ばねバランスの場合、センサに渦電流形の非接触変位計を用い、センサ分解能は $a=0.1 \times 10^{-6} m$ 。したがって、磁気ばねバランスの分解能は式(17)より計算すると次のようになる。

$$m_1 \cdot \delta = 1.9 \times 10^{-8} \text{ kg-m} \quad \dots\dots\dots (18)$$

同様に回転モードについて計算すると次のようになる。

$$m_1 \cdot \delta = 1.2 \times 10^{-8} \text{ kg-m} \quad \dots\dots\dots (19)$$

バランスの分解能としては悪いほうを取り、約 $2 \times 10^{-8} \text{ kg-m}$ となる。

磁気ばねバランスを用いて、実際の VTR シリンダのアンバランスを修正した結果を図 13 に示す。上側の三つのグラフが修正前を表し、下側の三つのグラフが修正後を表す。修正前後とも、上からそれぞれ、上シリンダ側のアンバランス、モータ側のアンバランス、基

準回転パルスを示している。

上シリンダ側、下シリンダ側とも、1度の修正で $10 \times 10^{-8} \text{ kg-m}$ 以下までアンバランスが修正されており、測定精度と考え合わせて妥当な結果を得ている。

最後に VTR シリンダのアンバランス量と VTR シャーシの上下方向の回転成分振動について図 14 に示す。横軸にアンバランス量を、縦軸にシャーシの上下方向加速度の回転振動成分を示す。なお、横軸のアンバランス量、縦軸の振動加速度とも社内の規格値 ($U_0 \text{ kg-m}$, $A_0 \text{ m/s}^2$) を基に無次元化した値で示している。精度測定を行った時と同様にアンバランス量を極力小さくした基準ワークを作り、これにアンバランス量を付加しながら、シャーシの振動加速度を加速度センサにより測定し、回転振動成分を FFT アナライザにより検出した。

アンバランス量の増加に伴い、シャーシの上下方向の回転振動成分は増加することがわかる。シリンダのアンバランス振動自体は、振動方向がテープ面すなわち磁気記録面に対して垂直となるから記録再生に対する影響はそれほど大きくない。しかし、この実験のようにアンバランス振動によりシャーシ全体が振動することにより、その上に構成されているガイドローラやテンションボール等のテープ送り系が加振されるため、記録トラック方向のずれが発生しこれがジッタの原因となる。

なお、アンバランスが零の場合も振動は零にならない。これは、基準ワークのアンバランスが完全に零ではなかったためと、振動源としてシリンダモータ以外に、テープ送り用のキャプスタンモータや、ギヤ系などあり、これらの影響がでていると考えられる。

5. 結 言

メカトロ機器用の小形回転機器のバランスングに最適な磁気ばねを使った高性能のバランスを開発し、次のような結果を得た。

図 13 バランス修正

図 14 アンバランスとシャーシ振動

(1) 永久磁石と鋼球を組合せた磁気ばね機構を開発した。

(2) 磁気ばね機構を利用しバランスを開発した。

(3) 磁気ばね機構を利用したバランスを, VTR シリンダに適用し, 分解能 2×10^{-8} kg-m, 測定精度 $\pm 5\%$ の結果を得た。

磁気ばね機構は, この他にも, いろいろな構成⁽²⁾が考えられ, 他の機器にも広く応用できると思われる。

バランスとしても, 変位センサを高分解能のものを使用することにより, 一層の性能向上が可能である。

最後に実験へのご協力と有益なご助言をいただいた

日立製作所東海工場ビデオヘッド部の河内正範, 大野浩行氏に深甚の謝意を表する。

文 献

- (1) 三輪・下村, 回転機械のつりあわせ, (1976), 6, コロナ社.
- (2) 山川・ほか2名, 機論, 42-364(1976), 3815.
- (3) ガッシュ, R.・ビュツナ, H., 回転体の力学, (1980), 105, 森北出版.
- (4) 石黒・ほか2名, 交直マグネットの設計と応用, (1983), 19, オーム社.
- (5) 日立金属, 日立 HICOREX, 型録 No. HG-A 13, (1989), 19.