転がり軸受によって生じるハードディスクスピンドルの振動解析*

Sukit DEEYIENGYANG^{*1}, 小野 京 右^{*2}

Analysis of Vibration of Hard Disk Spindle Caused by Ball Bearing

Sukit DEEYIENGYANG and Kyosuke ONO^{*3}

^{*3} Tokyo Institute of Technology, Dept. of Mechanical Engineering and Science,
2-12-1 Ookayama, Meguro-ku, Tokyo, 152-8552 Japan

This paper describes theoretical and experimental analysis of radial vibration of hard disk spindle supported by two ball bearings with form errors. Assuming a small sinusoidal waviness of n -th order on the inner race, outer race and rotating balls, the displacement of the center of spindle while rotating is numerically calculated. The frequency and amplitude of the spindle vibration are analyzed by numerical FFT. It is found that the response of (0, 1) unbalance mode of disk/spindle system due to bearing form errors occur only when the position of balls in two bearings are different each other and that the calculated resonance characteristics qualitatively agree with experimental results.

Key Words: Vibration of Rotating Body, Roller Bearing, Information Processing Equipment, Disk/Spindle System, Form Error, Non-Repeatable Vibration

1. 緒 言

磁気ディスク装置の高密度化にはトラック誤差を減少させることが必要である。トラック誤差の主な要因は磁気ディスク装置のスピンドルモータ用転がり軸受の半径方向の非同期成分(Non-Repeatable Runout: 以下 NRRO という)振動である。NRRO を減少させるためには、転がり軸受の形状誤差によるディスクスピンドル系の振動現象を明らかにし、共振回避設計と形状誤差の低減が重要である。

転がり軸受の回転精度、振動、騒音などに関する研究については、まず五十嵐によって行われた。五十嵐は転がり軸受の半径方向の振動を測定し、きずの位置およびきずの個数と振動周波数の関係を明らかにした。一方、磁気ドラム装置における転がり軸受到起因する共振現象と共振回避設計について小野により始めて報告された⁽²⁾。磁気ディスク装置における転がり軸受到起因する振動問題については、まず松下らによりディスクスピンドルの固有振動数解析と転がり軸受の

うねりによる玉通過振動との共振現象および共振回避設計が報告された⁽³⁾。また Bouchard らは、転がり軸受の NRRO を定量的に測定解析し、流体軸受の場合は NRRO を著しく小さくできることを示した⁽⁴⁾。その後小野らは6個の磁気ディスクスピンドルの NRRO を定量的に詳しく測定評価し、NRRO の定量的な性質およびその原因について論じた⁽⁵⁾。Wardle はヘルツ接触理論を線形化し解析的に内外輪および玉の外周にあるうねり次数と励振力の周波数の関係を明らかにした⁽⁶⁾⁽⁷⁾。Yhland は Wardle と同様にヘルツ接触理論を線形化し、転がり軸受で支持された剛体および弾性回転体の振動を解析した⁽⁸⁾。また転がり軸受によって生じる NRRO の解析的研究に関しては、Ono らは予圧条件下で転がり軸受の内外輪および玉の形状誤差によるスピンドルの振動を解析し、内外輪のうねりにより生じる振動には前回り成分と後ろ回り成分とがあること、また軌道面の Z (玉数) ± 1 以外のうねり次数成分によっても微小な NRRO が生じることを明らかにした⁽⁹⁾。野口らは、NRRO と玉数との関係を調べ、玉数 12 個の転がり軸受は内外輪に 10 次までのうねりがあっても、NRRO に影響を与えないことを理論的・実験的に明らかにした⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾。Aktürk らは玉の径に差があるアンギュラ玉軸受で指示された剛

* 原稿受付 2000 年 1 月 21 日。

^{*1} 東京工業大学大学院(〒152-8552 東京都目黒区大岡山 2-12-1)。

^{*2} 正員、東京工業大学工学部。

E-mail: ono@mech.titech.ac.jp

そこで本報では、転がり軸受の形状誤差に起因するディスクスピンドル系の振動を転がり接触部の非線形特性と減衰効果を考慮して数値シミュレーションするプログラムを開発し、転がり軸受の形状誤差とディスク半径方向振動との関係を定量的に明らかにすることを目的とする。また実用ディスクの面外振動の測定値と比較し、本解析法が NRRO の定量的評価と共振現象の予測に利用できることが明らかになったので以下に報告する。

a_{bkn}, a_{rn}, a_{Rn} : 玉・内輪・外輪にあるうねりの振幅
nm

$\bar{I}_1$: 質量重心 G に関するディスクスピンドル系の
横方向の慣性モーメント kgm^2

0:基準の値

図 1 に転がり軸受の二次元解析モデルを示す。静止

Fig. 1 2D model of ball bearing

側の内輪軌道面の図心を O として直交座標 $O-xyz$ をとり、回転側の外輪軌道面の図心 o の位置を x, y とする。軌道面、玉の形状誤差は微小のため、予圧条件下ですべての玉が内輪、外輪と弾性接触し、滑らずに純転がりをしていると仮定する。玉の公転速度 f_c 、自転速度 f_b および外輪に対する玉通過速度 f_i は、 d_b を玉の直径、 d_p を玉のピッチ円直径、 f_r を外輪回転速度、 α を接触角度とすると、それぞれ次式で表される⁽¹⁵⁾。

$$\begin{aligned} f_c &= \frac{f_r}{2} \left(1 + \frac{d_b}{d_p} \cos \alpha \right) \\ f_b &= \frac{f_r d_p}{2 d_b} \left(1 - \left(\frac{d_b}{d_p} \cos \alpha \right)^2 \right) \dots \dots \dots (1) \\ f_i &= \frac{f_r}{2} \left(1 - \frac{d_b}{d_p} \cos \alpha \right) \end{aligned}$$

一方 k 番めの玉の絶対位置 θ_k 、外輪に対する相対位置 η_k および玉の自転角度はそれぞれ次式となる。

$$\begin{aligned} \theta_k &= 2\pi f_c t + \frac{2\pi(k-1)}{Z} \\ \eta_k &= -(2\pi f_r t - \theta_k) \dots \dots \dots (2) \end{aligned}$$

玉の自転角度 $= 2\pi f_b t$

k 番めの玉の接触点における玉の直径を $d_{bk}(f_b t)$ 、内外輪の半径をそれぞれ $r(\theta_k)$ 、 $R(\eta_k)$ とすると、外輪中心が x, y に偏心したときの k 番めの玉の内・外輪の弾性変位量の和 δ_k は次式となる。

$$\begin{aligned} \delta_k &= r(\theta_k) + d_{bk}(f_b t) - R(\eta_k) - x \cos \theta_k \\ &\quad - y \sin \theta_k \dots \dots \dots (3) \end{aligned}$$

$r(\theta_k)$ 、 $R(\eta_k)$ 、 $d_{bk}(f_b t)$ は、基準半径とそれぞれの円周方向形状誤差を加えてフーリエ級数で表すと次式で与えられる。

$$\begin{aligned} r(\theta_k) &= r_0 + \sum_{n=2}^N a_{rn} \cdot \cos(n\theta_k + \phi_{rn}) \\ R(\eta_k) &= R_0 + \sum_{n=1}^N a_{Rn} \cdot \cos(n\eta_k + \phi_{Rn}) \\ d_{bk}(f_b t) &= d_{bk0} + 2 \sum_{n=0}^N a_{bkn} \cdot \cos(n\pi f_b t + \phi_{bkn}) \end{aligned} \dots \dots \dots (4)$$

予圧条件下で接触部の押し込み量 γ は次式で表される。

$$\gamma = r_0 + d_{bk0} - R_0 \dots \dots \dots (5)$$

接触部の全弾性変位量 δ_k における外輪に作用する力は、Harris の文献⁽¹⁵⁾ より、式(6)で表される。

$$\begin{aligned} f_x &= \sum_{k=1}^Z C_k \delta_k^{1.5} \cos \theta_k \\ f_y &= \sum_{k=1}^Z C_k \delta_k^{1.5} \sin \theta_k \end{aligned} \dots \dots \dots (6)$$

ここで C_k は軸受パラメータの関数である⁽¹⁵⁾。減衰の力は主として転がり軸受の接触部で生じると考えて、 D_k を接触点の等価粘性減衰係数とすると式(7)で表

Fig. 2 Model of disk/spindle system

される。

$$\begin{aligned} f_{dx} &= \sum_{k=1}^Z D_k \delta_k \cos \theta_k \\ f_{dy} &= \sum_{k=1}^Z D_k \delta_k \sin \theta_k \end{aligned} \dots \dots \dots (7)$$

図2にディスクスピンドル系の解析モデルを示す。転がり軸受剛性を考慮したディスクスピンドル系の固有値解析はShenらによって行われ、軸受の半径方向剛性と連成するディスクスピンドル系の振動はディスクの零節円一節直径モード [以降(0,1)モードという] のみであることが明らかにされている⁽¹⁴⁾。スピンドル質量中心の xy 座標を (R_x, R_y) 、回転角を (θ_x, θ_y) とすると、各転がり軸受外輪中心の位置 (x_j, y_j) は

$$\begin{aligned} x_j &= R_x + z_j \theta_y \\ y_j &= R_y - z_j \theta_x \end{aligned} \quad (j=a, b) \dots \dots \dots (8)$$

で表される。ここで添字 $j=a, b$ は図2に示すように、それぞれ下側、上側の軸受を意味する。次にディスクの(0,1)モードのみを考慮したスピンドルの運動方程式は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} \bar{I}_1 \ddot{\theta}_x + \bar{I}_3 \omega_3 \dot{\theta}_y + \sum_{i=1}^N I_1^{(i)} [a_0^{(i)} (\ddot{q}_{0,-1}^{(i)} - 2\omega_3 \dot{q}_{0,-1}^{(i)}) \\ + \sum_{j=a,b} z_j f_{y_j} + \sum_{j=a,b} z_j f_{dy_j}] = 0 \end{aligned} \dots \dots \dots (9)$$

$$\begin{aligned} \bar{I}_1 \ddot{\theta}_y - \bar{I}_3 \omega_3 \dot{\theta}_x - \sum_{i=1}^N I_1^{(i)} [a_0^{(i)} (\ddot{q}_{0,1}^{(i)} + 2\omega_3 \dot{q}_{0,1}^{(i)}) \\ - \sum_{j=a,b} z_j f_{x_j} - \sum_{j=a,b} z_j f_{dx_j}] = 0 \end{aligned} \dots \dots \dots (10)$$

$$M \ddot{R}_x - \sum_{j=a,b} f_{x_j} - \sum_{j=a,b} f_{dx_j} = 0 \dots \dots \dots (11)$$

$$M \ddot{R}_y - \sum_{j=a,b} f_{y_j} - \sum_{j=a,b} f_{dy_j} = 0 \dots \dots \dots (12)$$

$$\begin{aligned} I_1^{(i)} \{ \ddot{q}_{0,n}^{(i)} + 2n\omega_3 \dot{q}_{0,n}^{(i)} + [\{\omega_{0,n}^{(i)}\}^2 - n^2 \omega_3^2] q_{0,n}^{(i)} \\ + \ddot{R}_z b_0^{(i)} \delta_{n,0} + a_0^{(i)} \delta_{n,-1} (\ddot{\theta}_x + 2\omega_3 \dot{\theta}_y) \\ - a_0^{(i)} \delta_{n,1} (\ddot{\theta}_y - 2\omega_3 \dot{\theta}_x) \} = 0 \quad (n=\pm 1) \dots \dots (13) \end{aligned}$$

ここで式(9)、(10)はディスクスピンドル系の傾き運動方程式であり、 N は全ディスクの枚数、 i はディスクの番号、式(11)、(12)はディスクスピンドル系の並進運動方程式である。式(13)はディスクの零節円一

節直径モードの一般化座標に関する運動方程式を示す。 $a_0^{(i)}$, $b_0^{(i)}$ は半径方向のモード関数と半径 r^2 および r との内積から求まるパラメータである⁽¹⁴⁾。転がり軸受の形状誤差による振動現象を定量的に明らかにするために、方程式(9)～(13)を時刻歴応答解析する。ここではルンゲ・クッタ法を用いて解析を行った。サンプリングレートは 8 192 Hz で 2 秒間の時刻歴応答を計算した。また、1 秒から 2 秒までの 1 秒間の時刻歴波形を FFT 法を用いて周波数成分に変換した。またエリアジングエラー、リークageエラーを極力小さくするために周波数分解能は 1 Hz、有効周波数領域は 4 096 Hz とした。変位および速度の初期状態はすべて零と仮定した。表 1 の軸受パラメータを用いると x , y 方向の等価ばね係数が 2.92×10^7 N/m となる。また三矢らの文献(16)を参考に各玉に 25 Ns/m の粘性減衰係数 (D_k) があるとした。以下の計算で用いた転がり軸受の諸元およびディスクスピンドル系のパラメータをそれぞれ表 1 および表 2 に示す。これらの諸元は 5 章に示す実際に用いたハードディスク装置のディスクスピンドル・軸受系の値である。

Table 1 Dimension of ball bearing

Ball number, (Z)	8	
Ball diameter, (d_b)	2.381	mm
Ball P.C.D., (d_p)	10.5	mm
Contact angle, (α)	15.955°	
Elastic coefficient, (C_k)	3.98×10^9	N/m ^{1.5}
Elastic ball penetration (γ)	1.5	μ m

Table 2 Dimension of disk/spindle system

Disk				
Inner radius	a	15.50	mm	
Outer radius	b	47.50	mm	
Moment of inertia(x,y)	$I_1^{(i)}$	8.538×10^{-6}	kgm ²	
Moment of inertia(z)	$I_3^{(i)}$	1.708×10^{-5}	kgm ²	
Mass		1.368×10^{-2}	kg	
z_1	-12.19	mm	z_2	-9.48 mm
z_3	-6.77	mm	z_4	-4.06 mm
z_5	-1.35	mm	z_6	1.36 mm
z_7	4.07	mm	z_8	6.78 mm
z_9	9.49	mm	z_{10}	12.20 mm
Spindle				
Moment of inertia(x,y)	I_1^S	1.323×10^{-5}	kgm ²	
Moment of inertia(z)	I_3^S	1.324×10^{-5}	kgm ²	
Mass		8.928×10^{-2}	kg	
Bearing				
Damp coeff.	D_k	25.0	Ns/m	
lower position	z_a	-9.00	mm	
upper position	z_b	9.00	mm	

4. 解析結果と考察

まず内外輪および玉に単独に形状誤差を有する場合のディスクスピンドル系の振動を解析し、次に 3 要素が同時に形状誤差を有する場合の振動を解析する。以下の解析結果では上側軸受位置のスピンドルの半径方向振動変位 x_b を示す。

4・1 内輪のうねりの影響 ここでは上下の内輪に 2～10 次までの 20 nm のうねりがあると仮定して 5 000 rpm から 15 000 rpm まで 500 rpm ごとにディスクスピンドル系の振動を時刻歴計算する。まず上下の転がり軸受の玉の円周方向位置が一致している場合には軸受の NRRO とディスクスピンドル系との共振は現れなかった。これは転がり軸受からの励振力分布が並進運動を励振するが、傾き運動を励振する効果がないためと考えられる。そこで上下の玉の位置を変化させてその効果を調べたところ、上下の玉位置が半ピッチずれているとき (0,1) アンバランスモードが最大に現れることがわかった。ここでは上下の軸受の玉位

Fig. 3 Vibration due to 7th order waviness of inner race

Fig. 4 Vibration due to 9th order waviness of inner race

置が半ピッチずれている場合を示す。

図3および4はそれぞれ7, 9次のうねりに起因する上側軸受位置のディスク半径方向の振動を示す。図3からわかるように、内輪の7次のうねりに起因する励振力はディスクスピンドル系の前回り(0,1)アンバランスモードに影響し、8050 rpm(別の時刻歴応答の最大値の計算から)でディスクスピンドル系と共振している。

一般に玉数 Z の転がり軸受では内・外輪のうねりの次数 $n=Z\pm1$ のとき最大の軸振れが生じるが、それぞれの振動は前回り又は後回りのみのモードをもっていることがOnoら⁽⁹⁾によって明らかにされている。この文献に従い本解析モデルのように外輪回転の場合について軸受の励振力の回転方向を考察すると、内輪うねりに関しては $n=Z+1$ のうねり成分は後回りの励振力、 $n=Z-1$ のうねり成分は前回りの励振力となる。一方外輪うねりに関しては、 $n=Z+1$ のうねり成分は前回りの励振力、 $n=Z-1$ のうねり成分は後回りの励振力となる。よって内輪の7次のうねりによる軸受の励振力は前回りモードであり、ディスクスピンドル系の(0,1)アンバランスの前回りモードとのみ影響する。一方内輪の9次のうねりに起因する励振力は後回りモードなのでディスクスピンドル系の後回り(0,1)アンバランスモードに影響し、5300 rpmでディスクスピンドル系と共振する。

4.2 外輪のうねりの影響 上下の外輪に1~10次までの20 nmのうねりがあると仮定してディスクスピンドル系の振動を計算した。この場合も内輪と同様に、上下の玉位置が半ピッチずれているとき(0,1)アンバランスモードの振動が最大に現れた。そこで上下の軸受の玉位置が半ピッチずれている場合を示す。図5および6はそれぞれ7, 9次のうねりに起因する

上の軸受の半径方向の振動である。図5からわかるように、外輪の7次のうねりに起因する励振力は10300 rpmでディスクスピンドル系の後回り(0,1)アンバランスモードとのみ共振する。これは上述のように、7次の外輪のうねりによる励振力は後回り方向に回るためディスクスピンドル系の(0,1)アンバランスの後回りモードのみに影響するのである。同様に外輪の9次のうねりに起因する励振力は前回り方向に回るため10250 rpmでディスクスピンドル系の前回り(0,1)アンバランスモードと共振している訳である。

4.3 玉のうねりの影響 玉のうねりは Z 個のいづれにもある場合が想定され、複数個のうねりがある場合には、その玉の位置関係により異なる特性となることが予想されるがここでは玉1個にうねりがある場合について解析を行う。うねりの奇数の次数 n は励振力を発生させないため、1個の玉に2次の20 nmのうねりがあると仮定して計算を行った。この場合も上下の転がり軸受の玉の円周方向位置とうねりの位相が一致している場合には軸受のNRROとディスクスピンドル系との共振は現れなかった。そこで上下の玉の位置を変化させてその効果を調べたところ、上下の玉位置が反対側にずれているとき(0,1)アンバランスモードが最大に現れることがわかった。これは(0,1)アンバランスモードが軸受上下で逆位相となるモードだからである。そこで上下軸受のうねりの玉が反対側に位置しているときの計算結果を図7に示す。玉のうねりに起因する $2f_b - f_c$ および $2f_b + f_c$ の励振力は(0,1)アンバランスモードのそれぞれ後回り成分および前回り成分と共振し、大きな振幅となることがわかる。

従来一般に玉に $2n$ 次のうねり成分があると $2nf_b \pm f_c$ の励振力成分が現れることは知られていたが、その発生メカニズムと励振力の回転方向についての説明

Fig. 5 Vibration due to 7th order waviness of outer race

Fig. 6 Vibration due to 9th order waviness of outer race

Fig. 7 Vibration due to 2nd order waviness of one ball

Fig. 8 Excited force generated from ball waviness

は与えられていない。そこで、一つの玉に2次のうねりがある場合に発生する励振力の特性について図8を用いて解析する。玉が f_b で自転しながら f_c で公転しているとする。まず内外輪の接触点に作用する力の大きさ P_k は

$$P_k = \Delta P \cos 2\pi f_b t + P_{k0} \dots\dots\dots (14)$$

と表される。ここで ΔP は玉と内外輪との接触力のうねりによる変動振幅である。一方玉は f_c で公転しているため、玉のうねりによる接触変動力は回転する。そこで図8の xy 座標は複素座標と考え、角速度 $2\pi f_c$ の回転力を $e^{i2\pi f_c t}$ と表す。このとき玉の接触変動力の静止座標系における複素ベクトル表示 F は次式となる。

$$F = \Delta P \cos(2\pi f_b t) e^{i2\pi f_c t} = \frac{\Delta P}{2} \{ e^{i2\pi(2f_b+f_c)t} + e^{-i2\pi(2f_b-f_c)t} \} \dots\dots\dots (15)$$

式(15)からわかるように、玉の2次のうねりに起因する励振力は $2f_b+f_c$ の前回り成分および $2f_b-f_c$ の後回り成分の和となっている。よって玉のうねりに起因する $2f_b-f_c$ の励振力は後回り方向に回るためディスクスピンドル系の後回り(0,1)アンバランスモードに6900 rpmで共振し、一方 $2f_b+f_c$ の励振力は前回り方向に回るためディスクスピンドル系の前回り(0,1)アンバランスモードに8300 rpmで共振することが理

Fig. 9 Model of waviness in inner race, outer race, ball

Fig. 10 Vibration due to waviness in inner race, outer race and ball

解できる。

4.4 内外輪および玉のうねりが同時にある場合

実際の転がり軸受をモデル化するため内外輪および玉にすべての次数のうねりを同時に有する場合を計算した。図9は計算に用いた各次数における内外輪および玉のうねりの振幅を示す。実際に近いうねりを表すために次数 n に対し $1/n$ で小さくなる振幅分布を与えた。ただし各次数のうねりの位相は便宜的に等しくしている。図10に計算結果を示す。

Zf_i-f_r , $2f_b-f_c$, Zf_a の後回り励振力はディスクスピンドル系の(0,1)アンバランスモードの後回り成分と共振している。また Zf_i+f_r , $2f_b+f_c$, Zf_c の前回り励振力はディスクスピンドル系の(0,1)アンバランスモードの前回り成分と共振している。一方これらの各共振回転速度においては、共振しない方のディスクスピンドル系の(0,1)アンバランスモードにも微小に振幅が増加する現象が観察される。そこで軸受がヘルツ接触ばねでなく、線形ばねを有するとして計算を行ったところ、このような現象は現れなかった。よって

図 10 中に観察される共振しない側のモードの振幅の増大は非線形ばね効果によるものと考えられる。

5. 実験結果と計算結果の比較

実験で用いたハードディスク装置の概要を図 11 に示す。10 枚のディスクはハブでスピンドルに固定され、スピンドルは固定シャフトに取付けた二つの玉軸受によって支持される構造となっている。まずディスク円板およびディスククランプの側面の半径方向の振動をレーザドップラー振動計で測定したが、それらの表面粗さが悪いため、レーザドップラー振動計では測定できなかった。そこでディスクの(0,1)アンバランスモードはディスクの面外振動としても現れるため、一番上にあるディスクの半径 42 mm 位置の面外振動をレーザドップラー振動計で測定し、FFT アナライザで 2 kHz までスペクトル解析した。一方比較のため、転がり軸受が図 9 に示す誤差をもつときのスピンドルの傾き振動 θ_x , θ_y およびディスクの振動 $q_{0,n}$ が上記半径位置の測定点の面外振動として現れる量を計算した。図 12 および 13 に、それぞれ実験と計算から得られた Campbell diagram を示す。横軸は回転速度、縦軸は振動数、丸の半径は振幅を表す。ここでは回転速度の非同期成分を示す。図中左側に記す $(0,1)_f$, $(0,1)_b$ は、それぞれディスクスピンドル系の(0,1)モードの前回り成分と後回り成分である。 $(0,1)_f$, $(0,1)_b$ には軸と連成するアンバランスモードと、軸と連成しないバランスモードがあり、実線はアンバランスモードを示す。バランスモードは点線で示している。図 13 により、計算では Zf_c と $(0,1)_f$ の交わる点に大きな共振現象が現れる。また $2f_b - f_c$ と $(0,1)_b$, $2f_b + f_c$ と $(0,1)_f$, Zf_c と $(0,1)_b$ の交点に共振現象が現れている。図 12 の実験結果にも同様に Zf_c と $(0,1)_f$, Zf_c と $(0,1)_b$, $2f_b - f_c$ と $(0,1)_b$ の交点に共振が現れており、計算結果と実験は定性的に一致している。

Fig. 11 Experimental device

といえる。一方、実験では Zf_i と $(0,1)_b$ バランスモードの交点に共振現象が生じているが、計算結果には現れないのはスラスト方向の励振力による共振のためと思われる。また実験では(0,1)バランスモードの前回り成分と後回り成分が現れているが、これは転がり軸受ではなく、ディスク周辺の空気流動によって励振されたフラッタであると考えられる。また実験と計算の振幅が定量的に異なっているのは、実際の軸受部品のうねり分布が図 9 と異なり、また上下軸受の玉の円周方向

Fig. 12 Experimental result

Fig. 13 Calculation result

位置が必ずしも半ピッチずれていないためである。さらにディスクの(0,1)アンバランスモードの固有振動数の計算値が実験値よりやや大きいのは、ディスク円周部の固定条件の誤差と考えられる。

6. 結 論

ディスクスピンドル系を複数の弾性ディスク板を有する剛性軸が二つの転がり軸受で支持された系にモデル化し、軸受の内・外輪と玉の形状誤差に起因するスピンドルの半径方向並進振動および傾き振動を時刻歴計算するプログラムを開発した。特に転がり軸受の玉と内外輪のヘルツ接触による非線形特性と軸受の等価減衰特性を考慮し、トラッキングずれとなるディスク半径方向振動(上軸受位置)と最上位ディスク面のスラスト方向振動を定量的に評価する手法を確立した。またレーザードップラー振動計により最上位ディスク面のスラスト方向の振動を測定し、半径方向軸受形状誤差によるスラスト方向振動の解析結果と比較検討した。得られたおもな結論を以下に記す。

(1) 内外輪および玉のうねりによる励振力は、もし上下軸受のうねりと玉の位相位置が等しい場合には、アンバランス(0,1)モードを励起しない。これはアンバランス(0,1)モードが上下軸受位置で振幅が等しく位相が逆になっているためと考えられる。よって上下軸受の玉位置が半ピッチだけずれているとき、最大の(0,1)モードの励振力が生じる。なお実際の玉軸受の非同期成分の振動振幅が時間的に変動する理由は、主として二つの軸受の玉の位相関係が変化するためと考えられる。

(2) 玉径のうねりにより励振力の前回りと後回り成分が発生する機構を明らかにした。

(3) ディスク半径方向振動がスピンドルの傾きによりディスクのスラスト方向に現れる振動成分を計算し、実験により振動測定結果と比較した結果、N-RROの周波数成分は一つの例外を除いて一致した。また Zf_c 成分とアンバランス(0,1)モードの前回り・後回り成分との共振現象、および $2f_b - f_c$ 成分とアンバランス(0,1)モードの後回り成分との共振現象も一致した。

文 献

- (1) 五十嵐昭男, 転がり軸受の振動および音響, 潤滑, **32**-5 (1987), 317-322.
- (2) 小野京右, 磁気ドラム回転体の振動, 研究実用化報告, **23**-10 (1974), 2180-2187.
- (3) 松下修己・園田太郎・太田啓・成瀬淳・井上陽一・衣目川勲, 磁気ディスクスピンドル系の玉通過振動解析, 機論, **52**-474, C (1986), 439-447.
- (4) Bouchard, G., Lau, L. and Talke, F. E., An investigation of Nonrepeatable Spindle Run-Out, *IEEE Trans. Magnetics, MAG*, **23**-5 (1987), 3687-3689.
- (5) 小野京右・斉木直人・真田洋太郎・熊野昭彦, 磁気ディスクスピンドルの非再現性振動の解析, 精密工学会誌, **55**-5 (1989), 914-920.
- (6) Wardle, F. P., Vibration Forces Produced by Waviness of the Rolling Surfaces of Thrust Loaded Ball Bearings, Part 1: theory, *Proc. Instn. Mech. Eng.*, **202**-C5 (1988), 305-312.
- (7) Wardle, F. P., Vibration Forces Produced by Waviness of the Rolling Surfaces of Thrust Loaded Ball Bearings, Part 2: experimental validation, *Proc. Instn. Mech. Eng.*, **202**-C5 (1988), 313-319.
- (8) Yhland, E., A Linear Theory of Vibrations Caused by Ball Bearings with Form Errors Operating at Moderate Speed, *Trans. ASME, J. Tribol.*, **114** (1992), 348-359.
- (9) Ono, K. and Takahashi, K., Theoretical Analysis of Shaft Vibration Supported by a Ball Bearing with Small Sinusoidal Waviness, *IEEE Trans. Magnetics, MAG*, **32**-3 (1996), 1709-1714.
- (10) 野口昭治・小野京右, 磁気ディスクスピンドルモータ用玉軸受の回転非同期振れの低減(第1報, 計算プログラムを用いた回転非同期振れの理論的解析), 機論, **64**-620, C (1998), 1398-1403.
- (11) 野口昭治・小野京右, 磁気ディスクスピンドルモータ用玉軸受の回転非同期振れの低減(第2報, 12個ボール玉軸受を用いた実験的検証), 機論, **64**-624, C (1998), 3149-3154.
- (12) Aktürk, N. and Gohar, R., The Effect of Ball Size Variation on Vibrations Associated with Ball-Bearings, *Proc. Instn. Mech. Engrs., Part J: Engineering Tribology*, **212** (1998), 101-110.
- (13) Aktürk, N., The Effect of Waviness on Vibrations Associated with Ball Bearings, *trans. ASME, J. Tribol.*, **121** (1999), 667-677.
- (14) Shen, I. Y. and Roger Ku, C. P., On the Rocking Motion of Rotating Flexible-Disk/Rigid-Shaft System, *Advances Inf. Storage Proc. System ASME*, (1995), 271-282.
- (15) Harris, T. A., *Rolling Bearing Analysis*, 3rd. Ed., (1984), 265, Wiley.
- (16) 三矢保永・澤井秀一・清水昌樹・青野寧, 深溝玉軸受を介した振動伝達における減衰性能, 機論, **58**-556, C (1992), 3714-3721.