ラジアル荷重下における転がり軸受振動の定式化と
低速回転域での劣化診断への適用*安福大輔^{*1}, 藤井 彰^{*1}, 山本 裕^{*2}Formulations of Vibrations of Rolling-Element Bearing under Radial Load
and the Application to Failure Diagnosis at Low Rotating SpeedDaisuke YASUFUKU^{*3}, Akira FUJII and Yutaka YAMAMOTO^{*3} Plant Engineering Department of Equipment Division, Nippon Steel Corporation Nagoya Works,
5-3 Tokai-machi, Tokai-shi, Aichi, 476-8686 Japan

In order to apply failure diagnosis of a rotating machine, normal and abnormal vibrations of a rolling-element bearing were formulated by using Hertzian contact theory. In this paper, two dimensional dynamics of a rolling-element bearing were formulated and bearing defects were classified to the three types of impulse train. By using these formulations, some numerical examples were conducted to clarify characteristics of bearing vibrations. In the result, it was found that vibration of vertical force at an outer ring has one eigen frequency and the eigen frequency does not change largely by rotating speed and presence of a defect. Using these characteristics, the new method of failure detection was applied to the rotating machine at low speed.

Key Words: Vibration of Rotating Body, Failure Detection, Elastic Contact Theory, Bearing, Simulation, Coupled Vibration

は じ め に

回転機械の保守方法として, 劣化を定量的に把握することで設備の寿命を見極め保全計画へと反映させる状態監視保全の考え方は設備管理の高度化に伴い年々重要となっている。

特に回転機械の劣化診断法の代表的なものに振動法が挙げられる。振動法は運転中の軸受振動をセンサーにて測定し, 疵を通過する周期における振動の大きさで異常を判別する方法であり⁽¹⁾, 高速域での検出精度の高さと解析の容易性から製鉄設備に代表されるプラント設備において数多く適用されている。一方で振動法は 100~300[1/min] 以下の低速回転機械において疵の通過周期が振動センサーの低感度域となるため劣化判定が困難となることが知られている。

このような背景の下, 近年では, 超音波や音響を用いた診断手法の開発⁽²⁾や振動波形に対し統計処理をおこない劣化判別する研究⁽³⁾のように, 低速域でも検出を

可能とするための研究開発が盛んにおこなわれている。

しかし振動法に匹敵するような汎用的な診断手法は未だ確立されていないのが現状である。

そこで本研究では, 低速域でも適用可能な劣化診断法の確立を目的として, 玉軸受並びにコロ軸受にいずれにも適用可能な弾性接触理論を用いた軸受振動の定式化と劣化診断への適用をおこなった。

具体的には転がり軸受を構成要素である内輪・転動体について質点とみなし, 要素間の反力を Hertz の弾性接触理論に基づく非線形ばねとして定式化をおこない, 数値計算によりその妥当性を検証した。

更に振動特性として特徴的な固有振動数が表れることを利用して, 劣化診断をおこなう方法を考案し, 実際の低速回転機械に適用することでその有効性を確認した。

本稿はまず第1章にて劣化が無い場合の転がり軸受の振動現象について定式化し, 第2章では疵がある場合について定式化をおこなう。第3章では数値計算事例とモデル化の妥当性について示し, 第4章では実際の低速回転機械への診断事例を示す。

* 原稿受付 2010年4月26日。

^{*1} 正員, 新日本製鐵(株)名古屋製鐵所(〒476-8686 東海市東海町5-3)。^{*2} 京都大学情報学研究科複雑系科学専攻(〒606-8501 京都市左京区吉田本町36-1)。

E-mail: yasufuku.daisuke@nsc.co.jp

1. 正常時における軸受振動の定式化

1.1 Hertzの弾性接触理論 初めに Hertz の弾性接触理論に基づき転がり軸受の各要素間で伝達される接触力について定式化をおこなう。転動体、内輪、外輪は一般に油膜を介して互いの回転運動により荷重が伝達されるため、厳密には弾性流体潤滑や境界潤滑として考慮すべきであるが、近似的に各要素間の荷重伝達が曲面と曲面との弾性接触によるものと仮定した。

ここでは、断面が図 1 に示す曲率半径 R_1 の円弧 1 と曲率半径 R_2 の円弧 2 が z 方向に ξ 近接しているモデルとして考える。

1.1.1 玉軸受の場合 玉軸受の場合、球どうしの接触と見なすことで ξ 近接するために必要な押しつけ荷重の大きさ f は以下の式で表すことができる⁽⁴⁾。

$$f = k\xi^{\frac{3}{2}}. \quad (1)$$

ここで k は球 1, 球 2 の曲率半径 R_1, R_2 , ヤング率 E_1, E_2 , ポアソン比 ν_1, ν_2 から定まる定数であり以下の式で表すことができる。

$$k = \frac{4}{3} \left\{ \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)^2 \right\}^{-\frac{1}{2}}. \quad (2)$$

Fig. 1 Schematic diagram of the cross section of two contact bodies

1.1.2 コロ軸受の場合 コロ軸受の場合、コロ長さを L とすると、近接距離 ξ と f との間に次の関係が成立する⁽⁴⁾。

$$\xi = \frac{4f}{\pi E' L} \left(1.8864 + \ln \frac{L}{2a} \right), a = \left(\frac{8fR'}{\pi E' L} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3)$$

ここで E', R' は曲率半径 R_1, R_2 , ヤング率 E_1, E_2 , ポアソン比 ν_1, ν_2 から定まる定数であり以下の式で表すことができる。

$$\frac{2}{E'} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}, \frac{1}{R'} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}. \quad (4)$$

式 (3) では、力 f を近接距離 ξ に関して陽な形で表すことはできないが、最小二乗法などの近似手法による数値計算を用いて、以下に示すような玉軸受と類似の多項式近似を求めることが可能である。

$$f = k\xi^m. \quad (5)$$

ここで k, m は適当な正の実数である。

1.2 二次元ラジアル軸受モデル 転がり軸受の振動はラジアル方向、スラスト方向に分類されるがここでは図 2 に示すようにラジアル方向の振動について考える。すなわち質量 M_q , 直径 d の転動体が N 個等間隔に並び、質量 M_p , 直径 D_p の内輪が一定の回転数 f_r [Hz] で回転しているものとする。但し外輪は固定されている。

このとき転動体、内輪、外輪間にすべりは無いと仮定すれば転動体は以下の式で示す公転速度 f_c [Hz] と自転速度 f_b [Hz] を持つ回転運動をおこなう⁽⁵⁾。

$$f_c = \frac{f_r}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right), \quad (6)$$

$$f_b = \frac{Df_r}{2d} \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \cos^2 \alpha \right). \quad (7)$$

ここで D はピッチ円直径であり、 α は接触角である。

以下、このラジアル方向の振動に対する連成振動系の運動方程式を導出することで軸受振動の定式化を図る。

Fig. 2 Schematic diagram of the cross section of a rolling-element bearing

1.3 軸受振動の定式化 1.1 節で述べたように転動体、内輪、外輪間の荷重伝達は弾性接触による半径方向の反力のみとし転がり摩擦による回転方向への接線力は考慮しない。これを模式的に表したのが図 3 である。ここで内輪の運動は全体座標系 $O-xy$ をとり成分表記 $\mathbf{p} = [x, y]^T$ で表し、転動体の運動は公転と同一速度の回転座標系 $O'_i - x'_i y'_i$ とし成分表記 $\mathbf{q}'_i = [x'_i, y'_i]^T$

Fig. 3 Nonlinear mass-spring model describing elastic contact between a ball/roller and an inner/outer ring

Fig. 4 Coordinate systems of P and Q_i

で表す (図 4)。ただし、回転座標の基準は全体座標系 $O-xy$ の x 軸を基準にとるものとする。

軸受振動は転動体-内輪間と転動体-外輪間に弾性接触による非線形バネによって連結された $N+1$ 個の質点の運動によって表すこととする。

まず i 番目の転動体に関して運動方程式を導出する。内輪 P から i 番目の転動体に対する接触反力を f'_{PQ_i} 、外輪 R から i 番目の転動体に対する接触反力を f'_{RQ_i} とすることで転動体に対する運動方程式は以下の式で表すことができる。

$$M_q \ddot{q}'_i = f'_{PQ_i} + f'_{RQ_i}. \quad (8)$$

ここで M_q は質量マトリクスであり、回転座標系 $O'-x'y'_i$ におけるコリオリ力、遠心力の項は小さいものとし無視した。

接触反力 f'_{PQ_i}, f'_{RQ_i} の成分は、仮定により弾性接触による半径方向の接触反力のみを考慮しているため i 番目の転動体と P, R に対する近接距離 ξ_i, η_i を用いて以下の式で表すことができる。

$$f'_{PQ_i} = \begin{bmatrix} k \xi_i^m \\ 0 \end{bmatrix}, f'_{RQ_i} = \begin{bmatrix} -l \eta_i^n \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (9)$$

k, l, m, n は 1.1 節で述べた接触形状および弾性率から定まる定数である。さらに近接距離 ξ_i, η_i は定義より

$$\xi_i = \begin{cases} r_{PQ_0} - (r_{PQ_i}^T r_{PQ_i})^{\frac{1}{2}}, & r_{PQ_0} > (r_{PQ_i}^T r_{PQ_i})^{\frac{1}{2}}, \\ 0, & r_{PQ_0} \leq (r_{PQ_i}^T r_{PQ_i})^{\frac{1}{2}}, \end{cases} \quad (10)$$

$$\eta_i = \begin{cases} (r_{RQ_i}^T r_{RQ_i})^{\frac{1}{2}} - r_{RQ_0}, & r_{RQ_0} < (r_{RQ_i}^T r_{RQ_i})^{\frac{1}{2}}, \\ 0, & r_{RQ_0} \geq (r_{RQ_i}^T r_{RQ_i})^{\frac{1}{2}}. \end{cases} \quad (11)$$

である。ここで r_{PQ_0}, r_{RQ_0} はそれぞれ内輪と転動体、外輪と転動体が接した場合の重心間の距離であり、

$$r_{PQ_0} = r_{RQ_0} = \frac{D_p + d}{2}. \quad (12)$$

である。また r_{PQ_i}, r_{RQ_i} はそれぞれ内輪と転動体座標並びに回転行列 p, q_i, C_{OQ_i} を用いて以下のように表すことができる。

$$\begin{aligned} r_{PQ_i} &= r_{OQ_i} - r_{OP} = C_{OQ_i} r'_{OQ_i} - r_{OP} \\ &= C_{OQ_i} q'_i - p, \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} r_{RQ_i} &= r_{OQ_i} - r_{OR} = C_{OQ_i} r'_{OQ_i} \\ &= C_{OQ_i} q'_i. \end{aligned} \quad (14)$$

ここで外輪固定の条件である、 $r_{OR} = 0$ を用いた。

次に内輪の運動方程式を導出する。内輪の運動方程式は i 番目の転動体から内輪 P に対する接触反力を f_{Q_iP} 、自重や外力による項を g_p とすることで以下の式で表すことができる。

$$M_p \ddot{p} = \sum_{i=1}^N f_{Q_iP} + g_p. \quad (15)$$

M_p は質量マトリクスである。

ここで作用・反作用の法則より $f_{Q_iP} = -f_{PQ_i}$ であり、 $O'_i - x'_i y'_i$ から $O-xy$ への回転行列 C_{OQ_i} を用いることで右辺は

$$\sum_{i=1}^N f_{Q_iP} = - \sum_{i=1}^N C_{OQ_i} f'_{PQ_i}, \quad (16)$$

となる。

以上の結果をまとめると、内輪および転動体の運動方程式は、

$$M_p \ddot{p} = - \sum_{i=1}^N C_{OQ_i} f'_{PQ_i} + g_p, \quad (17)$$

$$M_q \ddot{q}'_i = f'_{PQ_i} + f'_{RQ_i}, (i = 1, \dots, N). \quad (18)$$

であり, f'_{PQ_i}, f'_{RQ_i} は式 (9), (10), (11), (13), (14) より p, q'_i, C_{OQ_i} を用いて計算することができる。

ここで回転行列 C_{OQ_i} は時間の関数であることから, これら $N+1$ の微分方程式は p, q'_i に関して非線形の二階常微分方程式であり Runge-Kutta 法などの数値積分法を用いて数値解を求めることができる。

2. 圧痕状の疵がある場合の軸受振動の定式化

2.1 インパルス列による衝撃力の定式化 軸受劣化としてここでは圧痕や初期のフレーキングを想定した圧痕状の疵がある場合について定式化をおこなう。図 5 に示すように, 正常な軌道面を通過する場合に比べて, 疵上を転動体や内輪が通過する際にある大きさの荷重が加わる。この荷重は転動体や内輪が疵上を通過する時間にわたって連続的に変化するものと考えられるが, 疵の大きさが十分小さい場合には持続時間が短くなり衝撃的な荷重とみなすことができる⁽⁵⁾。

Fig. 5 Impact load excited by collision between a ball/roller and a defect

そこで理想的な場合としてインパルス列により疵通過時の荷重 $g(t)$ を定式化する。すなわち疵通過時の荷重 $g(t)$ は疵の程度を表す定数 F と疵の配置を表す定数 α を用いて,

$$g(t) = F \sum_{k=0}^{\infty} \delta(t - kT + \alpha) \quad (19)$$

と表す。ここで T はインパルス列の周期である。

2.2 衝撃力を考慮した軸受振動の定式化 前節で定式化したインパルス列を用いて疵がある場合の軸受振動の運動方程式を導出する。まず転動体および内輪の運動方程式に衝撃による外力項をそれぞれ付与した軸受振動モデルについて考える。

$$M_p \ddot{p} = - \sum_{i=1}^N C_{OQ_i} f'_{PQ_i} - \sum_{i=1}^N C_{OQ_i} g'_{PQ_i} + g_p, \quad (20)$$

$$M_q \ddot{q}'_i = f'_{PQ_i} + f'_{RQ_i} + g'_{PQ_i} + g'_{RQ_i}, \quad (i = 1, \dots, N) \quad (21)$$

ここで g'_{PQ_i} は内輪 P から i 番目の転動体に対する外力項であり, g'_{RQ_i} は外輪 R から i 番目の転動体に対する外力項である。これら g'_{PQ_i}, g'_{RQ_i} は先ほど述べた式 (19) の形で表すことができるが, 疵の発生箇所, 数に応じて外力項は変化する。ここでは最も単純な場合として内輪, 外輪, 転動体にそれぞれ一か所ずつ疵が発生した場合について g'_{PQ_i}, g'_{RQ_i} の定式化をおこなう。

2.2.1 内輪に疵がある場合 内輪に疵がある場合, 衝撃力は転動体と内輪間に発生し転動体が内輪に対して 1 回転する度に疵上を通過する。従って周期 T は

$$\frac{1}{T} = f_r - f_c = \frac{f_r}{2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha \right), \quad (22)$$

であり, g'_{PQ_i}, g'_{RQ_i} は

$$g'_{PQ_i} = -F \sum_{k=0}^{\infty} \delta(t - kT + \alpha_i), \quad (23)$$

$$g'_{RQ_i} = 0, \quad (24)$$

である。ここで α_i は疵の発生箇所と i 番目の転動体の初期配置から定まる定数である。

2.2.2 外輪に疵がある場合 外輪に疵がある場合, 衝撃力は転動体と外輪間で発生し外輪は静止しているため転動体が公転するごとに疵上を通過する。従って周期 T は

$$\frac{1}{T} = f_c = \frac{f_r}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right), \quad (25)$$

であり, g'_{PQ_i}, g'_{RQ_i} は

$$g'_{PQ_i} = 0, \quad (26)$$

$$g'_{RQ_i} = F \sum_{k=0}^{\infty} \delta(t - kT + \alpha_i), \quad (27)$$

である。ここで α_i は疵の発生箇所と i 番目の転動体の初期配置から定まる定数である。

2.2.3 J 番目の転動体に疵がある場合 J 番目の転動体に疵がある場合, 衝撃力は転動体と外輪, 内輪間それぞれで発生し転動体が一回自転するごとに内輪と外輪それぞれに疵と接触する。従って周期 T は

$$\frac{1}{T} = f_b = \frac{Df_r}{2d} \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \cos^2 \alpha \right), \quad (28)$$

であり, g'_{PQ_i}, g'_{RQ_i} は

$$g'_{PQ_i} = -F \sum_{k=0}^{\infty} \delta(t - kT + \alpha_j), \quad (29)$$

$$g'_{RQ_i} = G \sum_{k=0}^{\infty} \delta(t - kT + \beta_j), \quad (30)$$

である。ここで α_j, β_j は疵の発生箇所と J 番目の転動体の初期配置から定まる定数である。尚, 複数の箇所に疵がある場合には個々の箇所においてインパルス列を求め重ね合わせればよい。

3. 数 値 計 算 例

数値計算事例として玉軸受の振動解析をおこなった。ラジアル荷重が加わる玉軸受の振動に関しては太田ら⁽⁶⁾⁽⁷⁾による振動特性の研究が詳しく、振動特性の比較のために同一諸元にて計算をおこなった。表1に軸受諸元を、表2に計算条件を示す。金属物性値については $E = 210[\text{GPa}]$, $\nu = 0.3[-]$ とし、計算方法はRunge-Kutta法を用い、数値計算を安定させるため各々の運動方程式に速度減衰項を付与($c = 0.5[\text{kg/sec}]$)し、 $0.5[\text{sec}]$ まで計算をおこなった。

Table 1 Specifications of ball bearing 6306

N	D_p	d	M_p	M_q
8	52	11.9	0.201	0.007
(-)	(mm)	(mm)	(kg)	(kg)

Table 2 Simulation Parameters

k	l	m	n
1.071×10^{10}	1.293×10^{10}	$3/2$	$3/2$
($\text{Nm}^{-\frac{3}{2}}$)	($\text{Nm}^{-\frac{3}{2}}$)	(-)	(-)

3.1 時間応答と周波数解析結果

3.1.1 正常な場合 まず正常な場合での解析をおこなった。運転条件は回転数 $f_r = 400[1/\text{min}]$ 、公転速度 $f_c = 162.74[1/\text{min}]$ とし、ラジアル荷重は垂直上向きに $9.8[\text{N}]$ をとり内輪自重を考慮して $\mathbf{g}_p = [0, 7.84]^T$ とした。また、初期配置は次式のとおりとし、内輪 P の初速度はゼロ、転動体 Q_i は公転速度周期 f_c から定まる角速度 $\omega = 2\pi f_c/60[\text{rad/sec}]$ を持つ初速度とした。

$$\mathbf{p} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (31)$$

$$\mathbf{q}_i = \begin{bmatrix} \frac{D_p+d}{2} \cos(\frac{2\pi i}{N}) \\ \frac{D_p+d}{2} \sin(\frac{2\pi i}{N}) \end{bmatrix}. \quad (32)$$

以上の条件の下、式(17),(18)を用いて振動解析をおこなった。図6に外輪に加わる垂直荷重(=転動体反力の垂直成分の総和)の時間波形を示し、図7にその周波数解析結果を示す。内輪自重を中心として垂直方向の荷重変動は外力の垂直成分 $7.84[\text{N}]$ を中心にはほぼ単振動に近い挙動を示しており、ピークとなる周波数は $1198[\text{Hz}]$ である。この固有振動数は太田らによる玉軸受の鉛直方向における剛体モードの固有振動数 $f_2^{(R)}$ とよい一致を示しており⁽⁶⁾⁽⁷⁾、実際の軸受振動をシミュレートできていることがわかる。

Fig. 6 Simulated time response of vertical force acting on the outer ring (Normal, $f_r = 400[1/\text{min}]$)

Fig. 7 Simulated frequency spectrum of vertical force acting on the outer ring (Normal, $f_r = 400[1/\text{min}]$)

3.1.2 外輪に疵がある場合 次に回転数、垂直荷重は同様とし外輪最下部に一ヶ所疵が発生した場合の軸受の振動解析を式(20), (21), (26), (27)を用いておこなった。衝撃の程度を表す F は、劣化初期の比較的小さな衝撃が加わる場合と、劣化が進行し疵通過時に十分大きな衝撃が加わる状態の二つの場合を考慮してそれぞれ $F = 10, 100[\text{N}]$ の力が加わるものとした。他の解析条件は正常な場合と同じである。

図8, 9に $F = 10[\text{N}]$, $F = 100[\text{N}]$ における外輪に加わるラジアル荷重の時間波形を示し、図10, 11にそれぞれの場合における周波数解析結果を示す。

いずれの場合においても、転動体が外輪の疵を通過する周期 $T = 0.046[\text{sec}]$ 毎にインパルス状の荷重が外輪に発生していることがわかる。一方周波数解析結果は正常時の固有振動数 $1000 \sim 2000[\text{Hz}]$ 付近でのレベルが全体的に増加しており、 F が大きい方がその傾向が顕著である。しかしピーク周波数自体は正常状態と大きな変化を示しておらず、劣化の有無による影響は小さいと考えられる。

3.2 ピーク周波数の特性解析結果 次に運転条件が変化した場合のピーク周波数の挙動を調べるために数値計算をおこなった。標準的な条件として回転数 $1800[1/\text{min}]$ 、ラジアル荷重 $9.8[\text{N}]$ とし、回転数、ラジアル荷重をそれぞれ変化させた場合のピーク周波数を求

Fig. 8 Simulated time response of vertical force acting on the outer ring (A defect at the outer ring, $f_r = 400[1/min]$, $F = 10[N]$)

Fig. 9 Simulated time response of vertical force acting on the outer ring (A defect at the outer ring, $f_r = 400[1/min]$, $F = 100[N]$)

Fig. 10 Simulated frequency spectrum of vertical force acting on the outer ring (A defect at the outer ring, $f_r = 400[1/min]$, $F = 10[N]$)

Fig. 11 Simulated frequency spectrum of vertical force acting on the outer ring (A defect at the outer ring, $f_r = 400[1/min]$, $F = 100[N]$)

めた。

図 12 にラジアル荷重を 9.8[N] から 98.0[N] まで変化した場合のピーク周波数の挙動を示す。疵の有無によるピーク周波数の差はほとんど見られない。また疵の有無に関わらずラジアル荷重の増加に伴いピーク周波数は増加傾向にあることがわかる。この傾向は太田らの試験結果とも一致し⁽⁶⁾⁽⁷⁾、ラジアル荷重の増加に伴い見かけの剛性が増加することがいえる。

図 13 に回転数を 200[1/min] から 1800[1/min] まで変化した場合のピーク周波数の挙動を示す。いくつかの条件では疵の有無によりピーク周波数が 200~300[Hz] 程度異なるが、これは図 10, 11 と同様にピーク周波数付近全体のレベルが増加した影響によるものである。また回転数が変化した場合ピーク周波数はほぼ一定の傾向にあることがわかる。

Fig. 12 Radial load versus peak frequency

Fig. 13 Rotating speed versus peak frequency

これらの数値解析結果より以下の知見を得ることができる。

- 外輪の荷重変動は特徴的なピーク周波数を持つ。
- 疵の有無によるピーク周波数の差は少なく、正常時のピーク周波数から劣化時のピーク周波数を予測することができる。
- 回転数のピーク周波数に及ぼす影響は軽微である。

従って本手法を用いて軸受劣化を検知するためには、軸受諸元と運転時の負荷状況からピーク周波数を予め求めておき、その周波数帯での振動振幅の大きさを傾

向管理すればよい。

この手法は従来の振動法に対し、回転数に殆ど影響されない周波数帯で評価をおこなうことができる点で大きく異なる。

4. 低速回転機械の劣化診断への適用

前章で得られた知見を基に低速回転機械の劣化診断に適用をおこなった。表3に診断対象である搬送ロールの諸元を、表4に計算条件を示す。内輪質量が500[kg]であるのは軸の質量も考慮に入れているためである。この回転機械は回転数が100[1/min]と小さく、従来の振動法で用いる特性周波数は10[Hz]付近に集中しており診断することが困難であった。

まずこの軸受に対し数値計算をおこなうことでピーク周波数を求めた。外輪荷重の時間応答と周波数応答を図14, 15に示す。この結果よりこの搬送ロール軸受は外輪疵発生時に371[Hz]近傍にピークが表れることが予想される。

Table 3 Specifications of roller bearing 23034

N	D_p	d	M_p	M_q	f_r
26	194.5	22.6	500	0.105	100
(-)	(mm)	(mm)	(kg)	(kg)	(1/min)

Table 4 Simulation Parameters

k	l	m	n
1.870×10^9	1.820×10^9	1.062	1.061
(Nm^{-m})	(Nm^{-n})	(-)	(-)

次にこの搬送ロール軸受の劣化診断をおこなった。一般に回転機械の診断には振動計を用いることが多いが、現場測定の効率化のために図16に示すようなマイクロフォンとMP3レコーダによる測定機器構成とした。マイクロフォンの先端に専用治具を取り付けることで直接軸受箱の振動を収集し、得られた振動波形はアンプ経由でMP3レコーダに取り込みデジタルデータとして記録される。採取されたデータはFFTアナライザーにて周波数解析をおこない、予め計算したピーク周波数帯域における振幅値にて劣化判定をおこなった。

図17, 18, 19, 20に実際の劣化診断結果を示す。

まず図17の測定で得られた周波数解析結果を示す。10[Hz]付近での低速域にピークを持つものの他の帯域では特徴的なピークは見られず正常であると判定できる。開放点検をおこなったところ、図18に示すように特に異常が認められなかった。

Fig. 14 Simulated time response of vertical force acting on the outer ring

Fig. 15 Simulated frequency spectrum of vertical force acting on the outer ring

Fig. 16 Measuring instruments for the roller bearing

これに対し図19の周波数解析結果は10[Hz]付近のピークに加えて360[Hz]に特徴的なピークが見られる。これは計算で求めた371[Hz]と近い値であり疵の発生が懸念される。開放点検をおこなったところ、図20に示すように外輪にフレーキングが発生していることが判明した。

以上の結果より考案した劣化診断手法は実際の回転機械において有効に軸受劣化を検知できることがわかった。

おわりに

本稿では弾性接触理論を用いて転がり軸受の振動について定式化をおこない、劣化診断手法として実機に適用をおこなった。結果以下の知見を得ることができた。

- 特徴的なピーク周波数を持つ単振動に近い振動特性が得られ、剛体の振動モードの固有振動数とよい一致を見せること。
- ピーク周波数は疵の有無に関わらず同じ帯域に発生し、事前に計算することで劣化検出に用いることができること。
- 実際の低速回転機械に適用し、劣化検出が可能であること

しかし今回提案した手法は軸受の振動モードの一つを選択的に計算しており、実際の軸受は正常時でも多数のモードを持つことが知られている⁽⁶⁾。従って今回の定式化だけでは劣化時の振動特性を十分表しているとはいえない。また今回は外輪及び固定側の振動は考慮しなかったが、実際は固定側の剛性も軸受振動に影響を及ぼすため、それらを考慮した包括的な劣化時の振動モデルの構築が望まれる。

Fig. 17 Measured frequency spectrum of the outer ring (Normal)

Fig. 18 Overhaul result of the outer ring (Normal)

文 献

- (1) Toyota, "Methods of Diagnostics of Rotary Machinery (in Japanese)," (1991), *Japan Institute of Plant Maintenance*.

Fig. 19 Measured frequency spectrum of the outer ring (Flaking at the outer ring)

Fig. 20 Overhaul result of the outer ring (Flaking at the outer ring)

- (2) Inoue, Fujimoto, Harada, "Development of Diagnosis for Roller Bearings by Acoustic Emission," *Journal of the Society of Plant Engineers Japan*, No. 3, (1994), pp. 13–19.
- (3) Furuya, Chen, "Condition Diagnosis Method for Rolling Bearing in Low Rotation Speed (1) : Data compressing and diagnosis using SP waveform," *Proceedings of the 56 Kyushu Branch Regular Meeting of the Japan Society of Mechanical Engineers*, No. 38, (2003), pp. 207–208.
- (4) The Japan Society of Mechanical Engineers ed., "JSME Mechanical Engineer's Handbook Series A, A4 Strength of Materials," (1992), *The Japan Society of Mechanical Engineers*.
- (5) Igarashi, Hamada, "Research on Vibration and Sound of Defective Rolling Bearings : 1st Report, Vibration of Ball Bearing with a Defect)," *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, No. 422, (1981), pp. 1327–1336.
- (6) Ohta, Yuri, "Studies on the Vibrations of Ball Bearing under Radial Load : 1st Report, Vibration Characteristics and Causes)," *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, No. 562, (1993), pp. 1849–1856.
- (7) Ohta, Yuri, "Studies on the Vibrations of Ball Bearing under Radial Load : 2nd Report, Rigid-Body Natural Vibrations of Outer Ring)," *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, No. 562, (1993), pp. 1857–1861.