

軌道上におけるリアクションホイール用玉軸受の 保持器挙動の数値シミュレーション

間庭和聡, 野木高, 小原新吾
宇宙航空研究開発機構

Numerical Simulation of Retainer Behavior for Ball Bearing used in Reaction Wheel on Orbit

by
Kazuaki Maniwa, Takashi Nogi and Shingo Obara

ABSTRACT

A three-dimensional dynamic simulation of a ball bearing was performed to examine the effect of gravity on retainer behavior taking account of the oil film and the roughness of retainer surface. In the dynamic simulation model of ball bearing, the mixed lubrication models based on hydrodynamic lubrication and solid-to-solid contact theories were applied for each retainer-race and retainer-ball contacting interface. The frictional torque, the retainer motion and its translational velocity were calculated for both gravity conditions on orbit (0 G) and on the ground (1 G). The calculation results show that an increase in the amount of oil causes high friction forces to the retainer surface, lead to the unstable motion of the retainer. Comparing the retainer behaviors on orbit and on the ground, the retainer moves the most severely when the bearing operates in horizontal shaft attitude on the ground. In addition, FFT analysis of the retainer motion showed that the retainer behavior under stable condition was characterized by the frequency corresponding to the retainer rotational speed. On the other hand, for the instable condition the kinetic energy of retainer increased in the calculated frequency range with no distinctive frequency peak.

1. はじめに

人工衛星の姿勢制御用機器であるリアクションホイールでは、回転体を支持するために Fig.1 に示す油潤滑玉軸受が使用されている⁽¹⁾。このホイール用軸受は、0~±6000 rpm の比較的高速での作動において極めて低い摩擦トルクと擾乱（軸受が発生する振動）特性が要求される。低摩擦トルクを維持するために、ホイール用軸受は極めて少ない油量で潤滑される。微量油量潤滑下で玉と内輪、玉と外輪の間に油膜を保持させるために、コットンベースフェノール保持器に油を含浸させてオイルリザーバの役割を持たせて使用する。このような軸受特性に対する厳しい要求を満足させるためには、軸受回転中に保持器の不安定現象（リターナインスタビリティ、以下 RI）が発生しないように、保持器寸法や油量を適切に設定する必要がある。

小原らは、軸受の動特性解析により重力が保持器挙動に与える影響を調べており、無重力環境（0 G）よりも Fig.2 (b) に示す地上（1 G）で水平軸の場合の方が RI は発生しやすいことを示している⁽²⁾。しかし、小原らのモデルでは保持器接触部（保持器/軌道輪案内面、保持器/玉）の油膜は考慮されておらず、軸受内部の油量の影響については議論されていない。無重力である軌道上における軸受保持

器の挙動を正確に予測するためには、保持器接触部の油膜を考慮した軸受動特性シミュレーションを行う必要がある。これまでに著者らは、保持器接触部における混合潤滑解析と摩擦試験を行い^{(3)・(4)}、保持器接触部の油膜と表面粗さを考慮した軸受動特性シミュレーションモデルを作成した⁽⁵⁾。そして、保持器ポケットの形状や保持器と軌道輪案内面、保持器と玉の間のすきまの大きさが RI の起こりやすさに与える影響を明らかにしてきた^{(5)・(6)}。

本研究では、保持器接触部における油膜と表面粗さを考慮した既報の軸受動特性シミュレーションモデル⁽⁵⁾を用いて、保持器挙動に与える重力と油量の影響を調べた。

2. シミュレーション方法

本研究では既報のシミュレーション方法⁽⁵⁾を用いた。すなわち、内輪回転、外輪固定とし、玉と保持器の 6 自由度の運動方程式を数値積分により解いた。玉と内輪および玉と外輪の間の接触力は、Hertz の式により計算した。また、潤滑油のトラクション、転がり抵抗を考慮した。保持器接触部については油膜と表面粗さの影響を考慮するために、以下の混合潤滑モデルを仮定した。

$$\text{荷重: } w = w_f + w_a \quad (1)$$

$$\text{摩擦力: } f = f_f + f_a \quad (2)$$

すなわち、保持器接触部における荷重 w は、油膜による支持力 w_f と粗さ突起支持力 w_a の和とした。摩擦力についても同様に、油膜の粘性せん断による摩擦力 f_f と粗さ突起支持部の摩擦力 f_a の和とした。

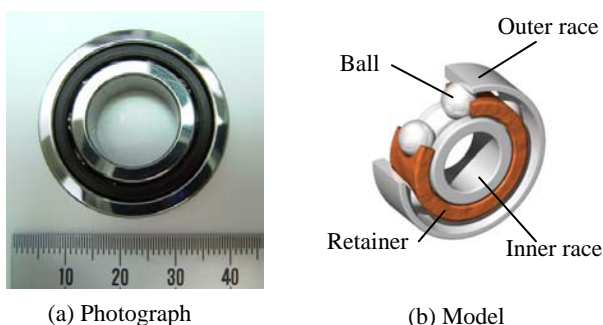


Fig.1 Ball bearing

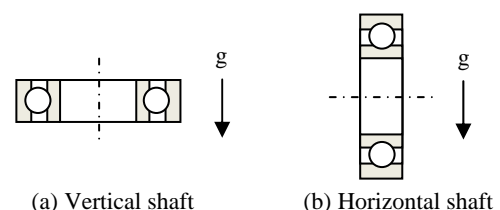


Fig.2 Bearing attitudes in 1 G (on the ground)

油膜による支持力は、流体潤滑理論の基礎式であるレイノルズ方程式を数値的に解き、保持器／軌道輪、保持器／玉の各接触部について以下に示すような荷重と潤滑条件の関係を表す近似式を求めた。

保持器／軌道輪：

$$w_f = \frac{\eta u l^3 \{1 - (h_0 + 0.43l \tan \alpha) / h_i\} \kappa}{4h_0^{0.74} (h_0 + l \tan \alpha)^{1.26}}, \tan \alpha < \frac{h_i - h_0}{l} \tag{3}$$

$$w_f = \frac{\eta u (h_i - h_0)^3 \{0.57(1 - h_0/h_i)\} \kappa}{4h_0^{0.74} h_i^{1.26} (\tan \alpha)^3}, \tan \alpha > \frac{h_i - h_0}{l} \tag{4}$$

保持器／玉：

$$w_f = 6\pi\eta u \sqrt{\frac{2R_x^2 R_y}{h_0} \left\{1 - (h_0/h_i)^{0.58}\right\}^2} \kappa \tag{5}$$

ここで、 η は潤滑油の粘度、 u は接触部のすべり速度、 h_0 はすきま、 h_i は入口油膜厚さ、 l 、 α は Fig.3 に示すように、それぞれ保持器が軌道輪と接触する部分の幅、保持器の傾き角である。保持器／玉接触における R_x 、 R_y は、それぞれ玉とポケットの転がり方向の等価半径、転がり方向と直交する方向の等価半径である。また、 κ は保持器表面の粗さ突起の影響を表す係数であり、保持器表面粗さ σ (Rq) を用いて以下のように表される。

$$\kappa = 1 - \exp\left\{-3(h_0/\sigma)^{0.88}\right\} \tag{6}$$

さらに、保持器表面の粗さ突起が支持する荷重 w_a は、接触圧力 p_a を積分して求めた。

$$p_a = 4.41 \times 10^{-5} KE'(4 - h/\sigma)^{6.8} \tag{7}$$

ここで、 K は定数で保持器／軌道輪接触の場合は 0.0003、保持器／玉接触の場合は 0.003 である。また、 E' は等価弾性定数である。

油膜の粘性せん断による摩擦力 f_f は、せん断応力

$$\tau = \eta u / h \tag{8}$$

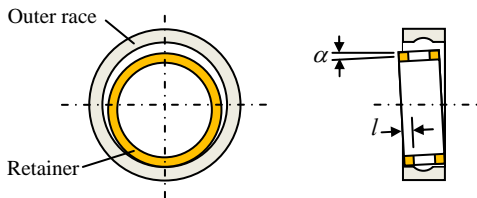


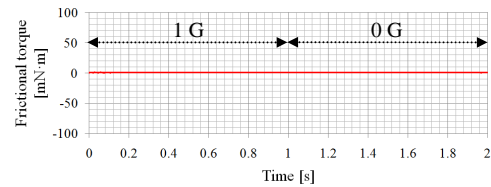
Fig.3 Geometric parameters in the retainer-outer race contact

Table 1 Simulation conditions

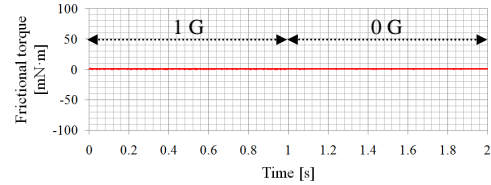
Rotational speed of inner race	6000 [rpm]
Viscosity of oil	0.096 [Pa·s] : corresponding to viscosity of multiply alkylated cyclopentane oil at 40 °C
Oil film thickness on retainer surface	1, 5, 10 [μ m]
Coefficient of friction in asperity contact region	0.1
Surface roughness of retainer	Guiding land: 2.9 [μ m] Pocket: 5.4 [μ m]
Bearing attitude	Vertical shaft Horizontal shaft
Simulation time	2 [s] 0-1 [s]: in 1 G 1-2 [s]: in 0 G

をすきまが入口油膜厚さを超えない領域で積分して求めた。また、粗さ突起支持部の摩擦力 f_a は、粗さ突起支持力 w_a に摩擦係数を乗じて求めた。

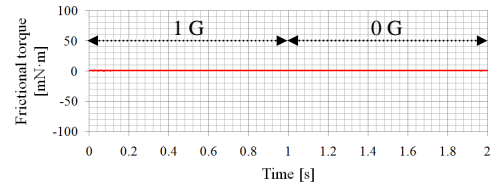
シミュレーション条件を Table 1 に示す。対象としたのは内径 15 mm、外径 32 mm、幅 9 mm で、保持器を外輪で案内する形式のアンギュラ玉軸受である。軸受回転速度は 6000 rpm、潤滑油粘度は 0.096 Pa·s (宇宙用潤滑油として主流となっている multiply alkylated cyclopentane の 40 °C に



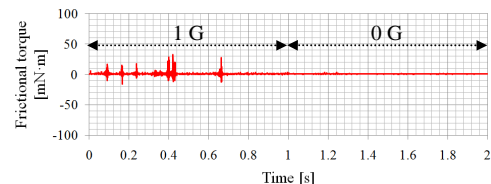
(a) Vertical shaft, oil film thickness 1 μ m



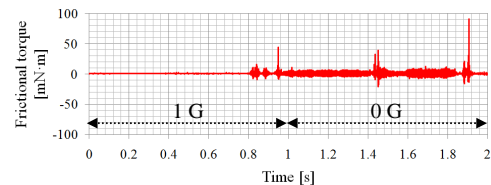
(b) Horizontal shaft, oil film thickness 1 μ m



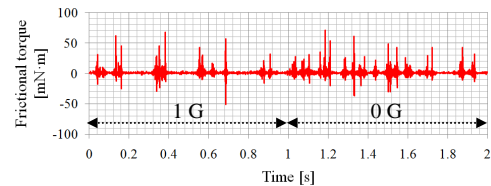
(c) Vertical shaft, oil film thickness 5 μ m



(d) Horizontal shaft, oil film thickness 5 μ m



(e) Vertical shaft, oil film thickness 10 μ m



(f) Horizontal shaft, oil film thickness 10 μ m

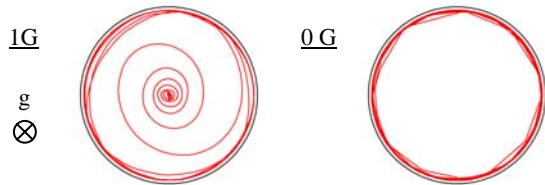
Fig.4 Change in frictional torque

ける粘度)とした。保持器はコットンベスフェノール製で、Table 1 に示すように比較的大きな表面粗さとなっている。計算パラメータは保持器表面の油膜厚さ(油量に相当する)、軸受姿勢である。シミュレーション時間は2sとし、0~1sでは1Gの計算を行い、1~2sでは0Gでの計算結果を初期条件として0Gの計算を行った。

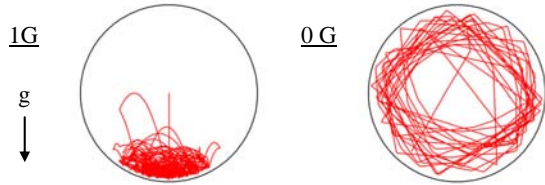
3. シミュレーション結果

Figures 4, 5に摩擦トルク、案内すきま内の保持器中心軌跡の計算結果を示す。Figure 5では1G(0~1s)と0G(1~2s)の計算結果を分けて示している。また、図中の円は保持器が運動できる範囲を示している。

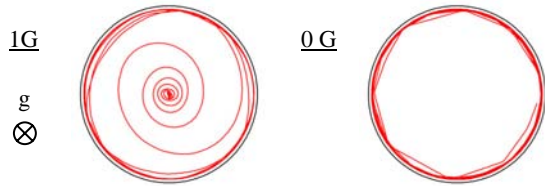
Figure 4 (a), (b)に示すように、油膜厚さ1μmでは



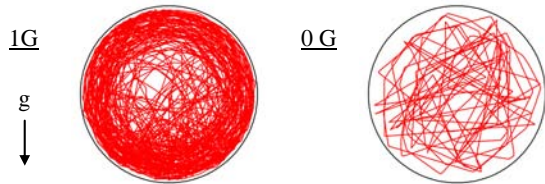
(a) Vertical shaft, oil film thickness 1 μm



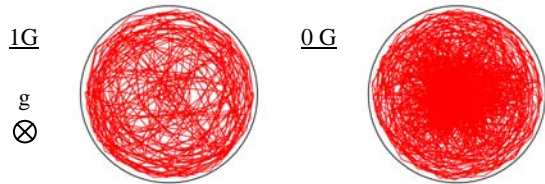
(b) Horizontal shaft, oil film thickness 1 μm



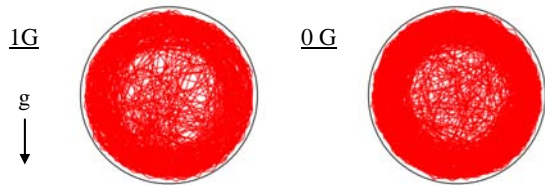
(c) Vertical shaft, oil film thickness 5 μm



(d) Horizontal shaft, oil film thickness 5 μm

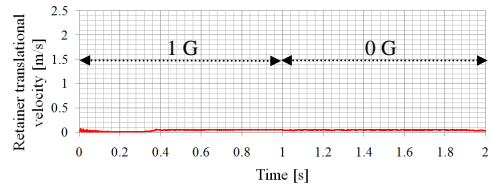


(e) Vertical shaft, oil film thickness 10 μm

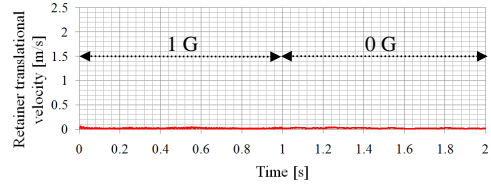


(f) Horizontal shaft, oil film thickness 10 μm

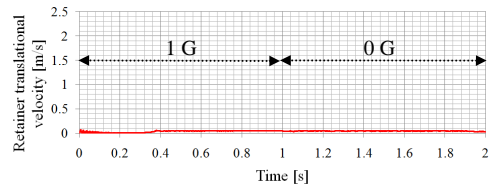
Fig.5 Retainer center loci



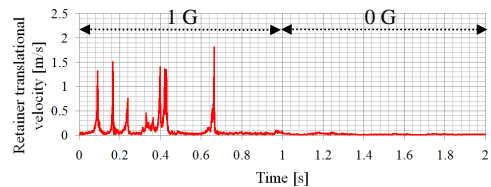
(a) Vertical shaft, oil film thickness 1 μm



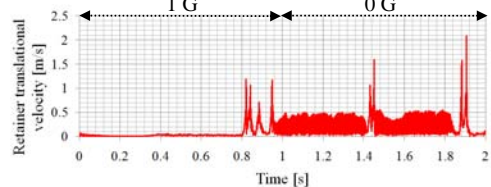
(b) Horizontal shaft, oil film thickness 1 μm



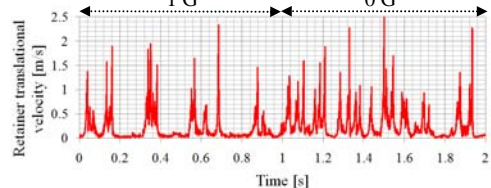
(c) Vertical shaft, oil film thickness 5 μm



(d) Horizontal shaft, oil film thickness 5 μm



(e) Vertical shaft, oil film thickness 10 μm



(f) Horizontal shaft, oil film thickness 10 μm

Fig.6 Change in retainer translational velocity

軸受姿勢，重力の有無に関係なく摩擦トルクは低く安定している．同図 (c) ， (d) の油膜厚さ $5 \mu\text{m}$ の場合には，1 G，水平軸においてトルク上昇が見られる．さらに油膜厚さ $10 \mu\text{m}$ の場合には，軸受姿勢，重力の有無に関係なくトルク上昇が発生している．また，垂直軸よりも水平軸の方がトルク上昇は頻繁に生じていることが分かる．

続いて保持器挙動について見ていく．Figure 5 (a) ， (b) の油膜厚さ $1 \mu\text{m}$ の場合，垂直軸では1 G，0 Gともに保持器は安定なホワール運動（保持器が外輪案内面を転がるような運動）を行っているが，1 G，水平軸では保持器は重力に従い落下している．同図 (c) ， (d) の油膜厚さ $5 \mu\text{m}$ の場合，垂直軸では油膜厚さ $1 \mu\text{m}$ の場合とほぼ同様

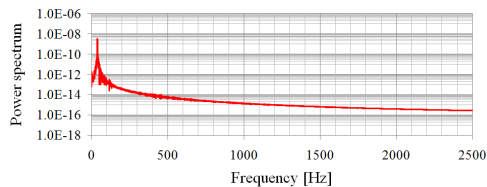
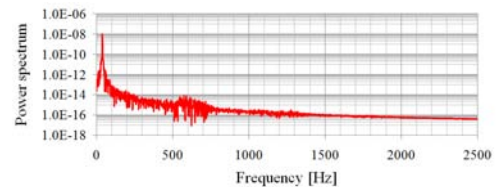
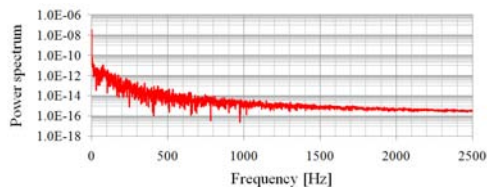
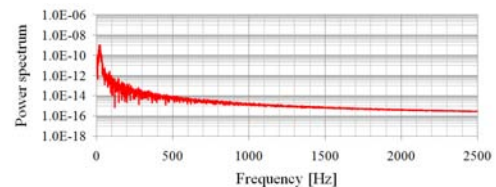
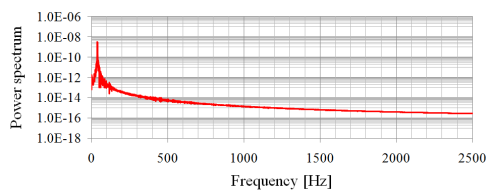
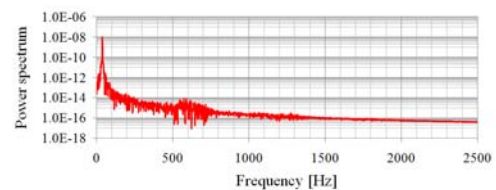
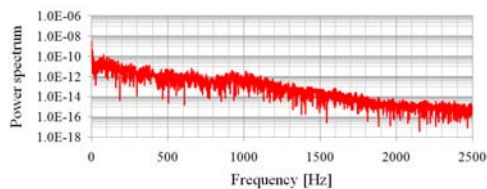
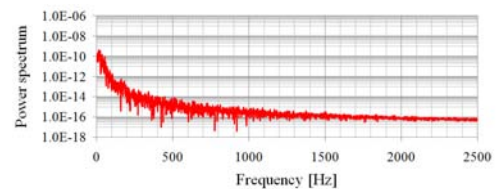
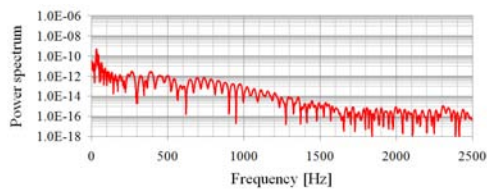
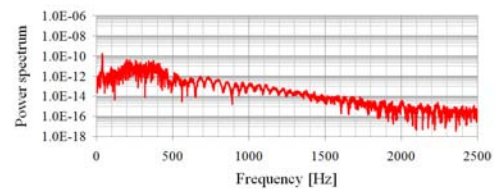
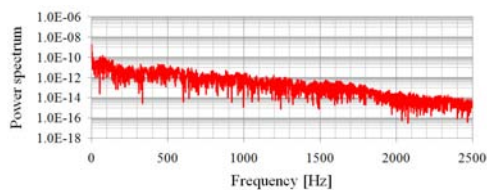
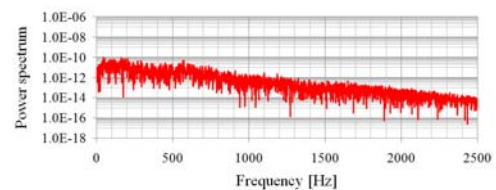
(a-1) 1 G, vertical shaft, oil film thickness $1 \mu\text{m}$ (a-2) 0 G, vertical shaft, oil film thickness $1 \mu\text{m}$ (b-1) 1 G, horizontal shaft, oil film thickness $1 \mu\text{m}$ (b-2) 0 G, horizontal shaft, oil film thickness $1 \mu\text{m}$ (c-1) 1 G, vertical shaft, oil film thickness $5 \mu\text{m}$ (c-2) 0 G, vertical shaft, oil film thickness $5 \mu\text{m}$ (d-1) 1 G, horizontal shaft, oil film thickness $5 \mu\text{m}$ (d-2) 0 G, horizontal shaft, oil film thickness $5 \mu\text{m}$ (e-1) 1 G, vertical shaft, oil film thickness $10 \mu\text{m}$ (e-2) 0 G, vertical shaft, oil film thickness $10 \mu\text{m}$ (f-1) 1 G, horizontal shaft, oil film thickness $10 \mu\text{m}$ (f-2) 0 G, horizontal shaft, oil film thickness $10 \mu\text{m}$

Fig.7 Power spectra of retainer motion

の結果となった。一方、水平軸では 1 G において RI が発生しており、これに伴い 0 G での保持器運動は比較的激しくなっている。さらに油膜厚さ 10 μm の場合には、軸受姿勢、重力の有無に関係なく保持器は案内すきま内を激しく運動しており、RI が発生していることが分かる。

Figure 6 に保持器の並進速度を示す。RI が発生していない油膜厚さ 1 μm 、水平軸および保持器が安定なホワール運動をしている油膜厚さ 1 μm と 5 μm の垂直軸については、並進速度は低く安定しており 0.1 m/s 以下である。この並進速度は、保持器と外輪、保持器と玉の相対すべり速度 (3 m/s 以上) と比較してかなり小さい。一方、RI が発生している油膜厚さ 5 μm 、水平軸および油膜厚さ 10 μm では、摩擦トルクの変動に同期した保持器速度の急激な上昇が見られ、最大で 2 m/s に到達することが分かる。

Figure 7 に保持器の鉛直方向変位 (Fig.5 における上下方向変位) を 1 G, 0 G に分けてフーリエ変換し、パワースペクトルを求めた結果を示す。まず垂直軸の結果を見ると、保持器回転速度に相当する 38 Hz 付近に周波数ピークがあることが分かる。また、水平軸においても、RI が発生していない条件では 38 Hz 付近に周波数ピークが見られる。しかし、RI が発生している油膜厚さ 10 μm 、水平軸では明確な周波数ピークが見られず、RI が発生していない条件と比較して全体的にパワースペクトルが増加していることが分かる。

Figure 8 は、各計算条件における保持器並進速度の標準偏差と平均の比⁽⁷⁾ (本報では *retainer instability index* と呼ぶ) を円の大きさで示した図である。*Retainer instability index* は保持器の速度変動が大きいほど値が大きくなり、保持器の不安定さを表す指標と言える。なお、0 G において、垂直軸と水平軸で円の大きさに差が生じているが、これは初期条件の違いによるものである。Figure 8 より、重力条件については 1 G、水平軸、油膜厚さについては大きい方が保持器は不安定になることが分かる。

4. 考察

油量と重力が保持器挙動に与える影響について考察していく。

Figure 5 の結果より、油量が増加するほど保持器挙動は不安定になりやすことが分かった。これは油量の増加に

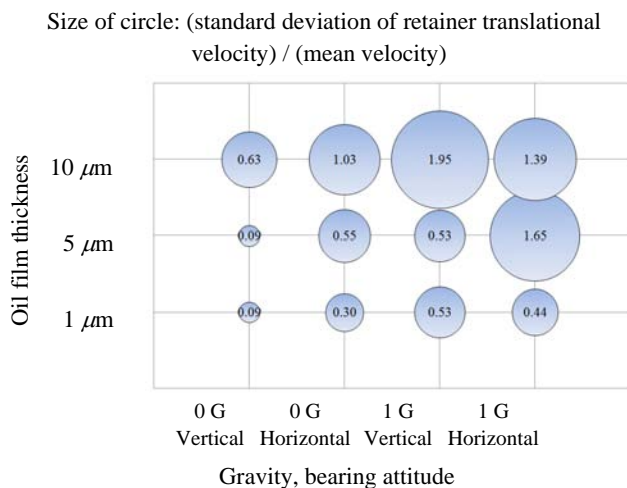


Fig.8 Retainer instability index

より油膜の粘性せん断力、すなわち摩擦力が増加し、保持器が玉や外輪に接触した際に大きなエネルギーを受け取り保持器/玉、保持器/外輪の頻繁な衝突が生じるためと考えられる。これは、不安定時の保持器並進速度が安定時と比較して、20 倍以上に増加することからも分かる。Figure 4 (e), (f) の摩擦トルクの上昇は、RI 発生中の保持器が玉、外輪と激しく衝突するために生じたものと考えられる。

重力の影響については、1 G、水平軸で最も保持器は不安定になりやすことが分かった。これは 1 G、水平軸の場合、重力により保持器は案内すきま内で常に落下と衝突を繰り返すため、遠心力によりホワール運動を行う垂直軸と比較してエネルギーを受け取りやすく不安定になるものと思われる。無重力状態の保持器挙動については、油量、初期条件に依存するが、保持器がエネルギーを受け取りやすい 1 G、水平軸と比較して安定になると考えられる。本解析では、1 G、垂直軸で保持器挙動は安定、水平軸で不安定になりやすい結果となったが、この傾向は小原らの解析結果⁽²⁾と一致する。

保持器変位のフーリエ解析では、RI が発生している場合、保持器のパワースペクトルは全体的に増加し、明確な周波数ピークを持たない結果となった。しかし、RI 発生時の保持器挙動は、保持器接触部の剛性と保持器質量から決まる固有振動数を持つという報告がある⁽⁸⁾。また、著者らも、本研究で対象としたホイール用軸受と同サイズの軸受で RI が発生した時に、保持器運動に 1 kHz 以上の周波数ピークが生じることを実験により確認している。本解析で保持器運動に周波数ピークが生じなかったのは、保持器接触部の剛性を考慮していなかったためと思われ、RI の発生条件をより詳細に予測するためには保持器接触部の剛性も考慮した接触モデルを構築する必要があると考えられる。

5. 結論

リアクションホイール用軸受を対象として、保持器接触部における混合潤滑を考慮した玉軸受の動特性シミュレーションを行い、重力および油量が保持器挙動に与える影響を調べた。得られた結論は以下の通りである。

- (1) 重力条件 (0 G または 1 G) に関係なく、保持器表面の油量が多いほど保持器/玉、保持器/軌道輪の各接触部に働く摩擦力が大きくなり、保持器は不安定になりやすい。RI が起こると、保持器並進速度は安定時と比較して 20 倍以上に増加し、保持器と外輪および玉との衝突により摩擦トルクは急激に上昇する。
- (2) 軌道上 (0 G) と地上 (1 G) における保持器挙動を比較すると、1 G、水平軸において保持器は重力の作用により案内すきま内で落下と衝突を繰り返すため、最も不安定になりやすい。一方、1 G、垂直軸では保持器は遠心力の作用によりホワール運動を起こしやすく、最も安定な挙動を示す。
- (3) 保持器運動が安定な時、保持器はその回転速度に一致する周波数ピークを持つ。一方、保持器が不安定な時は、安定時と比較して計算した周波数領域全体に渡って運動エネルギーが増加する。

参考文献

- (1) 井澤克彦, 市川信一郎, 成田伸一郎, 橋本樹明, 菊池均, 佐藤典夫, 次世代高性能フライホイールの研究開発, 第50回宇宙科学技術連合講演会 (2006) 313-316.
- (2) Shingo Obara and Makoto Sato, Numerical Investigation of

Influence of Gravity on the Performance of Ball Bearings Assembled in a Space Device, Proc. 2nd World Tribology Congress (2001).

- 3) 間庭和聡, 野木高, 小原新吾, 宇宙用油潤滑玉軸受の保持器接触部における混合潤滑解析, トライボロジー会議2007秋佐賀 (2007) 177.
- 4) 間庭和聡, 野木高, 小原新吾, 宇宙用油潤滑玉軸受の保持器と外輪案内面における摩擦特性, トライボロジー会議2008春東京 (2008) 147.
- 5) Takashi Nogi, Kazuaki Maniwa and Shingo Obara, Dynamic Analysis of Minimally Lubricated Ball Bearings for Space Applications, Proc. STLE/ASME International Joint Tribology Conference (2008).
- 6) Takashi Nogi, Kazuaki Maniwa and Shingo Obara, Numerical Analysis of Cage Instability in Minimally Lubricated Ball Bearings, World Tribology Congress 2009 (2009) 596.
- 7) Niranjana Ghaisas, Carl R. Wassgren and Farshid Sadeghi, Cage Instabilities in Cylindrical Roller Bearings, ASME J. Tribol., 126 (2004) 681.
- 8) E. A. Boesiger, A. D. Donley and S. Loewenthal, An Analytical and Experimental Investigation of Ball Bearing Retainer Instabilities, ASME J. Tribol., 114 (1992) 530.