

卒業論文

宇宙機器用転がり軸受ユニットの
振動擾乱についての機構解析
p.1~p.47 完

平成 27 年 1 月提出
指導教員 酒井 信介 教授
130215 中嶋 智司

目次

第1章	序論.....	7
1.1	研究背景.....	7
1.2	先行研究.....	9
1.3	研究目的.....	9
1.4	本論文の構成.....	10
第2章	回転試験 ^[3]	11
2.1	試験方法.....	11
2.1.1	供試軸受.....	11
2.1.2	試験装置.....	12
2.1.3	試験条件.....	13
2.1.4	試験結果.....	13
第3章	解析手法.....	15
3.1	緒言.....	15
3.2	解析モデル.....	16
3.2.1	記号.....	16
3.2.2	軸受モデル概要.....	17
3.2.3	力・モーメントの定義.....	19
3.2.4	軸受ユニットモデル.....	23
3.3	解析条件.....	25
第4章	解析結果.....	27
4.1	緒言.....	27
4.2	回転試験の軸方向振動特性の再現.....	30
4.2.1	各ユニットモデルの解析結果.....	30
4.2.2	回転試験における軸方向加速度の測定結果.....	35
4.2.3	考察.....	36
4.3	角度ミスアライメントがユニットの振動に影響を及ぼすメカニズムの考察..	39
4.3.1	解析結果と試験データとの比較.....	39
4.3.2	弾性体軸の振動.....	41
4.3.3	考察.....	43
第5章	結論.....	44
5.1	総括.....	44
5.2	今後の展望.....	44
	参考文献.....	45

謝辭..... 46

目次

図 1-1	リアクションホイールの断面図と主要構成 ^[1]	8
図 1-2	組合せアンギュラ玉軸受 (DF) ^[4]	8
図 2-1	供試軸受.....	11
図 2-2	試験装置全体.....	12
図 2-3	ホルダ.....	12
図 2-4	モーメント 0, 0.034, 0.069 N・m 負荷時の軸方向加速度の試験データ(JAXA 提供).....	14
図 2-5	軸方向加速度の測定結果.....	14
図 3-1	軸受モデル.....	18
図 3-2	軸受モデルの各部品.....	18
図 3-3	転動体にかかる力・モーメント.....	19
図 3-4	膜厚比とトラクション係数の関係.....	21
図 3-5	外輪と保持器の接触.....	22
図 3-6	剛体軸軸受ユニット解析モデル.....	23
図 3-7	弾性体軸軸受ユニットモデル.....	24
図 4-1	軸受 1 の転動体の分類.....	27
図 4-2	軸方向加速度の測定点.....	28
図 4-3	弾性体軸の変位の測定点.....	29
図 4-4	ユニットモデル 1 の軸方向加速度 (0~1500Hz)	31
図 4-5	ユニットモデル 1 の軸方向加速度 (0~500Hz)	31
図 4-6	ユニットモデル 2 の軸方向加速度 (0~1500Hz)	32
図 4-7	ユニットモデル 2 の軸方向加速度 (0~500Hz)	32
図 4-8	ユニットモデル 3 の軸方向加速度 (0~1500Hz)	33
図 4-9	ユニットモデル 3 の軸方向加速度 (0~500Hz)	33
図 4-10	ユニットモデル 4 の軸方向加速度 (0~1500Hz)	34
図 4-11	ユニットモデル 4 の軸方向加速度 (0~500Hz)	34
図 4-12	回転試験による軸方向加速度 ^[3]	35
図 4-13	転動体_1 の公転速度.....	36
図 4-14	弾性体軸の X 方向変位.....	37
図 4-15	弾性体軸の Y 方向変位.....	37
図 4-16	モーメント 0, 0.034, 0.069 N・m 負荷時の軸方向加速度の解析結果	39
図 4-17	モーメント 0, 0.034, 0.069 N・m 負荷時の軸方向加速度の試験データ (JAXA 提供).....	40

- 図 4-18 モーメント 0, 0.034, 0.069 N·m 負荷時の弾性体軸の X 方向変位 41
- 図 4-19 モーメント 0, 0.034, 0.069 N·m 負荷時の弾性体軸の Y 方向変位 42

表目次

表 2-1	供試軸受情報.....	11
表 2-2	試験条件.....	13
表 3-1	記号一覧.....	16
表 3-2	軸受要素の物性値.....	26

第1章 序論

1.1 研究背景

人工衛星の姿勢制御用機器にリアクションホイールがある。図 1-1 に示すように、リアクションホイールは、ローテティングマス、モータ、ローテティングマスを支持するベアリング潤滑システム、振動減衰機構、モータの駆動とテレメトリ/コマンド送受信を受け持つ駆動回路、そしてハウジングにより構成される^[1]。リアクションホイールは、ローテティングマスを ± 6000 rpm の範囲で回転させ、角運動量を変化させることで人工衛星の姿勢を制御する。宇宙機器は使用できる電力が厳しく制限されるため、モータの消費電力を抑えなくてはならない。そのため、潤滑油の粘性抵抗を小さくする必要があり、潤滑油は極微量しか用いられない。また、宇宙機器は軌道上で交換が困難なためリアクションホイールには 10 年以上の長寿命が要求される。

本研究で扱うリアクションホイール用の軸受には、打ち上げ時にラジアル/スラスト両方向の荷重が印加されるため、ラジアル/スラスト両方向の負荷能力が求められ、かつ高速・高精度の回転が要求されることから、組合せアンギュラ玉軸受（図 1-2）が使用される。組合せアンギュラ玉軸受は単列アンギュラ玉軸受を 2 列 1 組で組み合わせで使用する。リアクションホイールはローテティングマス/シャフトを両端で支持する構造で、組合せ軸受 2 組（軸受 4 個）を使用し、ミスアライメント（内外輪の中心軸のずれ）を許容できるよう正面組合せ（DF 型）を採用している。

組合せ玉軸受は、組立時に軸方向に荷重を加え、軌道輪と玉のすき間をなくして玉に圧縮応力がかかるようにする。この軸方向に予め加える荷重を予圧という。予圧を与えることで軸受には内部すき間によるガタがなくなり、回転時の振動を抑制できる。また、軸受の剛性が高まる。

人工衛星の姿勢の乱れは、電力の喪失やミッションの失敗に直結することから、リアクションホイールには非常に高い信頼性が要求される。近年では、高精度な観測センサなど他の宇宙機器へ悪影響を与えないために、回転中に軸受が発生する振動を極めて小さくすることが求められている。

玉軸受で支持された軸系で発生する振動として、回転体の不つりあいや玉軸受の非線形ばね特性に起因するものなどがある^[2]。軸方向振動については軸回転速度の 2 倍成分が大きく、この振動に影響を及ぼす支配的な因子として、外輪クランプ方法（外輪の非真円性）やミスアライメントなどが挙げられる^[3]が、これらの因子が軸方向振動に影響を与えるメカニズムは明らかになっていない。軸受振動を予測あるいは低減するためには、外輪真円度やミスアライメントが軸受振動に影響を与えるメカニズムを解明することが必要と考えられている。

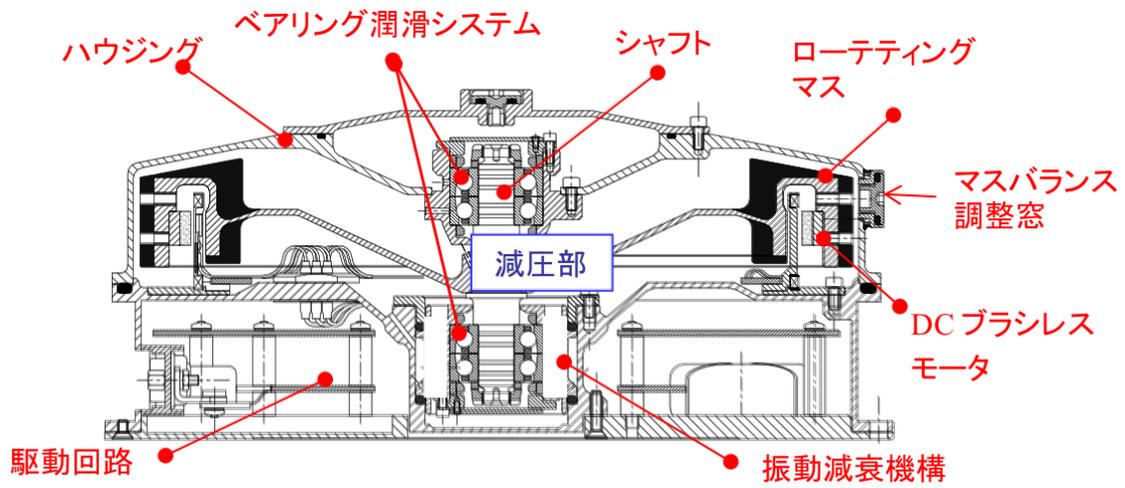


図 1-1 リアクションホイールの断面図と主要構成^[1]

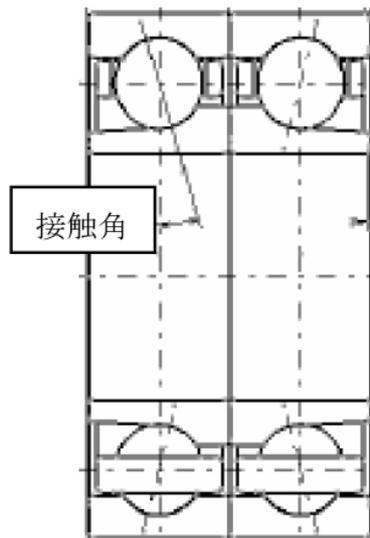


図 1-2 組合せアンギュラ玉軸受 (DF) ^[4]

1.2 先行研究

要素間の力など、実験ではわからない部分を把握する手段の一つとしてシミュレーションが用いられる。軸受の解析手法は主に FEM，機構解析の 2 種類が存在するが，本研究では機構解析に着目する。

宇宙機器用軸受に関する機構解析はすでに研究されている。小原による，転がり軸受の保持器挙動解析^[5]では，アンギュラ玉軸受の機構解析モデルを作成し，保持器の転動体・軌道輪に対する摩擦係数をパラメータとして解析を行い RI の発生の有無を調べた。摩擦係数が大きくなるほど RI が発生しやすく，回転軸と平行な方向に重力がかかる場合および無重力の場合では RI が発生しにくいことが確認された。また，間庭らによる，品質工学を利用した宇宙機器用軸受の保持器最適設計に関する研究^[6]では，軸受動特性シミュレーションと品質工学におけるパラメータ設計の手法を組み合わせた軸受保持器の最適設計手法を考案し，この設計手法が保持器安定性の改善に有効であることを示した。

本研究で扱うアンギュラ玉軸受と同じ軸受に関して機構解析を行った先行研究として，舘の研究がある^[7]。まず，構成要素が全て剛体の玉軸受の解析モデルを作成し，保持器挙動が不安定化する現象である Retainer Instability(RI)を再現した。その後，保持器を弾性体に置き換えた玉軸受モデルの解析を行い，保持器が剛体の軸受モデルの機構解析との違いについて調べた。

これらの研究では，解析モデルは軸受 1 つのものであり，外輪も 6 自由度拘束されているため，軸受の振動について扱うことができない。軸受の振動について調べるためには，組合せ軸受としてモデル化し，外輪の拘束を減らす必要がある。

1.3 研究目的

本研究の目的は，リアクションホイールに用いられるアンギュラ玉軸受ユニットについて，回転試験の軸方向振動の主要成分である 200Hz 成分が出る原因を調べ，軸方向振動の主要な振動特性を再現する機構解析モデルを構築することである。また，本モデルにモーメントを負荷して解析することで，角度ミスアライメントが軸受ユニットの振動に影響を及ぼすメカニズムを考察する。

1.4 本論文の構成

軸受ユニットの回転試験を、玉軸受の振動に与える機械的因子の影響を理解することを目的として実施する一方で、観察された現象のメカニズムを明らかにするために機構解析を行う。機構解析においては、試験における軸方向振動の主要成分についての合わせ込みによって解析モデルの精度検証を行い、最終的に、角度ミスアライメントが軸受ユニットの振動に影響を与えるメカニズムの解明を試みる。

本論文は全5章から構成される。

第1章では、本研究の背景・目的を述べた。

第2章では、軸受ユニットの回転試験について説明する。

第3章では、本研究で作成した解析モデルについての詳細を説明する。

第4章では、解析の結果をまとめ、実験結果との比較を行う。

第5章では、本研究の総括を述べ、今後の展望について論じる。

第2章 回転試験^[3]

軸受振動の予測，低減のためには，振動に影響する支配的な機械的因子を把握することが必要である．間庭，小原^[3]は玉軸受の振動に与える機械的因子の影響を理解することを目的として，軸受を組み付けるホルダの組立精度や角度ミスアライメントと回転時の振動の関係を試験により調べた．本研究では，ホルダの組立精度については扱っていないので，角度ミスアライメントと振動の関係について説明する．

2.1 試験方法

2.1.1 供試軸受

供試軸受について図 2-1，表 2-1 に示す．



図 2-1 供試軸受

表 2-1 供試軸受情報

名称	仕様等
型式	正面組合せアンギュラ玉軸受
サイズ	内径 15mm × 外形 32mm × 幅 9mm
内外輪，玉の材質	高音響品質ステンレス鋼(SUS440C 相当)
精度	JIS2 級
保持器材質	綿ベースフェノール
予圧	44N(定位置予圧)
潤滑油	合成炭化水素油 Multiply Alkylated Cyclopentane 軸受に少量滴下後，遠心分離（無給油）

2.1.2 試験装置

試験装置の概略図を図 2-2, 図 2-3 に示す. 供試軸受はホルダ内に組み込まれており, 図 2-3 に示すように定位置予圧により 44N の予圧が負荷される. 供試軸受の内輪を, モーターにより磁気カップリングを介して回転させる. 回転中の軸受の軸方向振動は, ホルダ側面に貼り付けた加速度センサにより測定した. 重りにより軸受にモーメントを負荷することで角度ミスアライメントを発生させた.

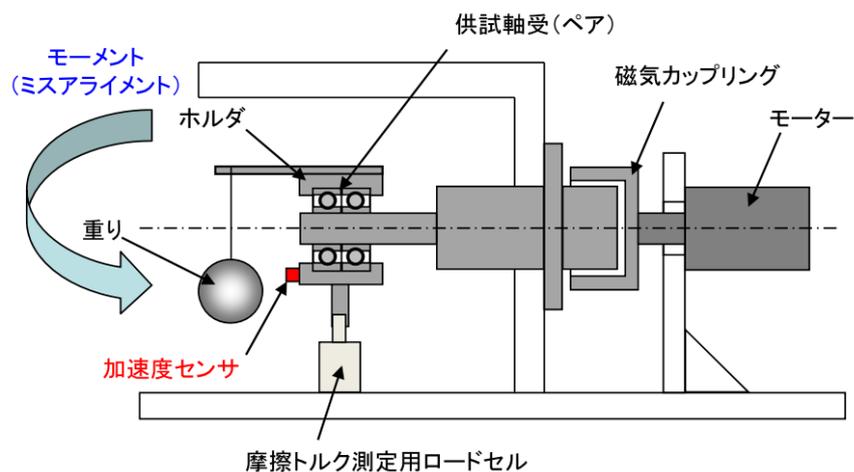


図 2-2 試験装置全体

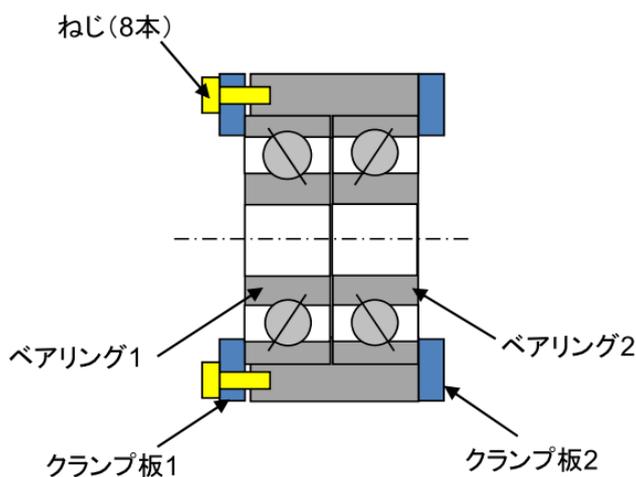


図 2-3 ホルダ

2.1.3 試験条件

試験条件を表 2-2 に示す.

表 2-2 試験条件

名称	内容
回転速度	6000rpm
回転方向	CW,CCW
雰囲気	大気中, 室温
軸受に負荷するモーメント	①なし ②0.034 N・m ③0.069 N・m
測定項目	・ 軸方向加速度 回転開始から 1 分後に 20 秒間測定し, FFT 解析を行い, 回転速度の 2 倍成分である 200 Hz における値を算出

2.1.4 試験結果

軸方向振動の測定結果

本研究では, ホルダの組立精度については扱っていないので, 正規組立における軸方向加速度と負荷したモーメントの関係について説明する. 図 2-4 にモーメント 0, 0.034, 0.069 N・m 負荷時の軸方向加速度の試験データの FFT の例を示す. 図 2-5 に回転時の軸方向加速度と負荷したモーメントの関係を示す. 試験回数は, 正規組立 7 回, 非正規組立 3 回である. 図 2-5 における縦軸の加速度値は, 正規組立・モーメントなしのときの値で正規化している.

図 2-5 の加速度を見ると, モーメントが大きくなるほど加速度値も大きくなる傾向が見られる. これはモーメントの負荷により軸受内部荷重のアンバランスが生じることに起因していると考えられる.

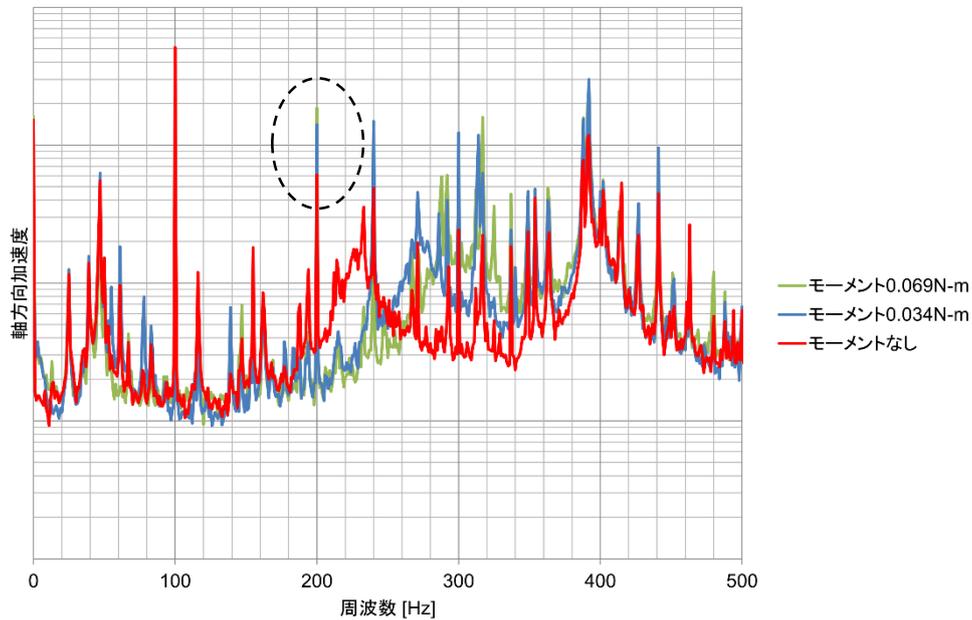


図 2-4 モーメント 0, 0.034, 0.069 N・m 負荷時の軸方向加速度の試験データ(JAXA 提供)

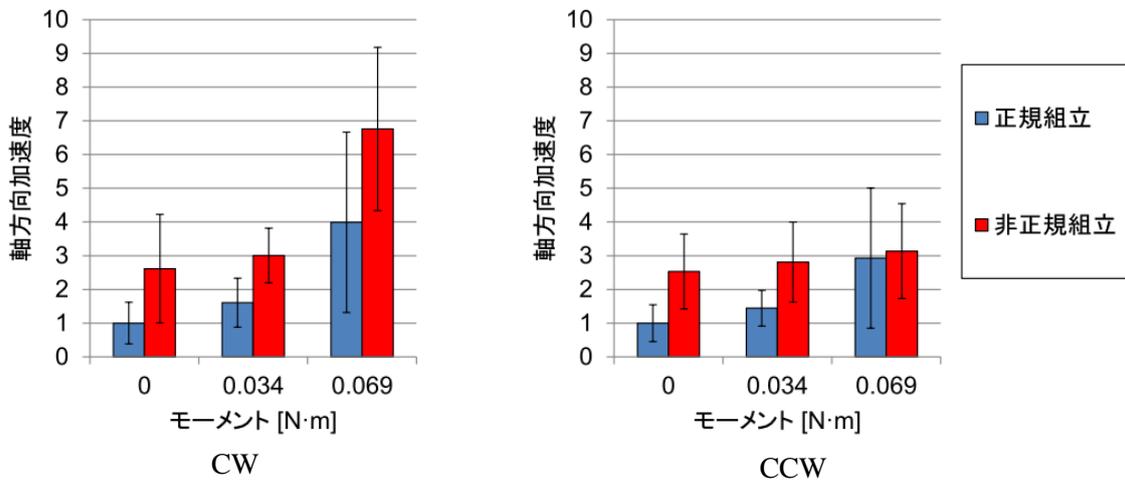


図 2-5 軸方向加速度の測定結果

以上の結果により、軸受振動の低減には角度ミスアライメントが重要な設計因子であることが定量的に示された。しかし、ミスアライメントが軸方向振動に影響を与えるメカニズムは明らかではないため、軸受振動の予測・低減には、このメカニズムを説明できる解析モデルの構築が必要である。

第3章 解析手法

3.1 緒言

本章では、アンギュラ玉軸受ユニットをモデル化し解析する手法を説明する。3.2 節で機構解析モデルの形状、力要素の定義を説明する。3.3 節で拘束条件・物性値などの解析条件を述べる。

回転試験の軸方向振動の主成分である 200Hz の振動が出る原因を調べ、試験の振動特性を再現するために解析を行うが、内輪が理想的な回転をするモデルでは 200Hz のピークは生じない。そこで、内輪同士を中心軸をずらす、軸を弾性体にする という変更を加えて解析を行う。

また、回転試験の軸方向振動の主要成分を再現した解析モデルを用いて、角度ミスアライメントが軸受ユニットの軸方向振動に影響するメカニズムを調べるために、ホルダの X 軸まわりにモーメント負荷を与えたモデルについて解析を行う。

3.2 解析モデル

3.2.1 記号

モデルの概要・詳細を述べる際に式で使われる記号を表 3-1 に示す。添え字については、 \mathbf{b} が転動体を表し、 \mathbf{r} が軌道輪を表す。

表 3-1 記号一覧

a	接触楕円の長軸の長さの 1/2 [m]	U	無次元代表速度 $(=\eta_0 \bar{u} / E'R_x)$
b	接触楕円の短軸の長さの 1/2 [m]	W	無次元荷重パラメータ $(=P / (E'R_x^2))$
D	無次元デボラ数 $(=\eta_0 e^{\alpha_0 \bar{P}} \bar{u} / G'b)$	α_0	常温での潤滑油の圧力粘度指数 $[\text{Pa}^{-1}]$
E	等価ヤング率 [Pa]	δ	幾何学的干渉量 [m]
G	無次元材料パラメータ $(=\alpha_0 E')$	η_0	常温・常圧での潤滑油の粘度 $[\text{Pa}\cdot\text{s}]$
G'	潤滑油のせん断弾性係数 [Pa]	Λ	膜厚比 $(=H_c / \sigma)$
H_c	中央油膜厚さ [m]	Λ_{bd}	境界潤滑とみなす最大膜厚比
k	接触楕円比 $(=a/b)$	Λ_{hd}	流体潤滑とみなす最小膜厚比
P	法線方向の接触力 [N]	μ_{bd}	境界潤滑状態の摩擦係数
\bar{P}	接触における平均面圧 [Pa]	μ_{hd}	流体潤滑状態の摩擦係数
R_x	転がり方向の等価半径	σ	軌道輪・転動体の表面粗さ [m]
u	表面速度 [m/s]	Σ	無次元せん断速度 $(=\eta_0 e^{\alpha_0 \bar{P}} \Delta u / \tau_0 H_c)$
\bar{u}	平均表面速度 [m/s] $(0.5 u_b - u_r)$	τ_0	潤滑油の特性応力 [Pa]
Δu	表面速度差 [m/s] $(= u_b - u_r)$		

3.2.2 軸受モデル概要

本研究では館^[7]が作成した軸受モデルを用いる。軸受モデルを図 3-1 に示す。軌道輪(内輪と外輪)、保持器、転動体(玉)を全て剛体とみなし、各要素にかかる力とモーメントを定義し運動方程式を立てて数値積分する、という形で動力学解析を行う。

拘束及び力の定義をするにあたって、以下の条件を仮定する。

- ①保持器・転動体には拘束をかけず 6 自由度運動をする。
- ②各要素間で幾何学的干渉が生じた場合、弾性接触理論を用いて法線力を決定する。
- ③転動体-軌道輪間の接触は、村木・木村の理論式^[8]を用いて接触力を決定する。
- ④転動体-軌道輪間の油膜による転がり粘性抵抗を考慮する。
- ⑤油膜の圧力に起因するスクイズ膜効果は考慮しない。
- ⑥保持器-転動体間と保持器-軌道輪間の摩擦については、④で求めた法線力に一定の摩擦係数をかけた値を接線力とする。

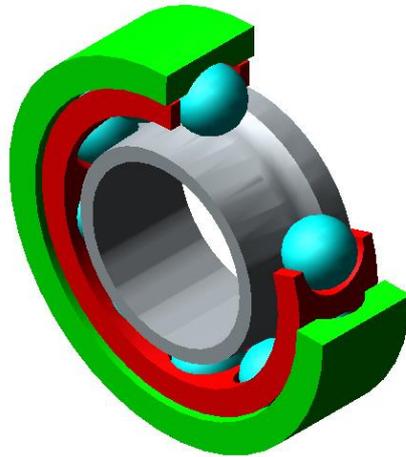


図 3-1 軸受モデル

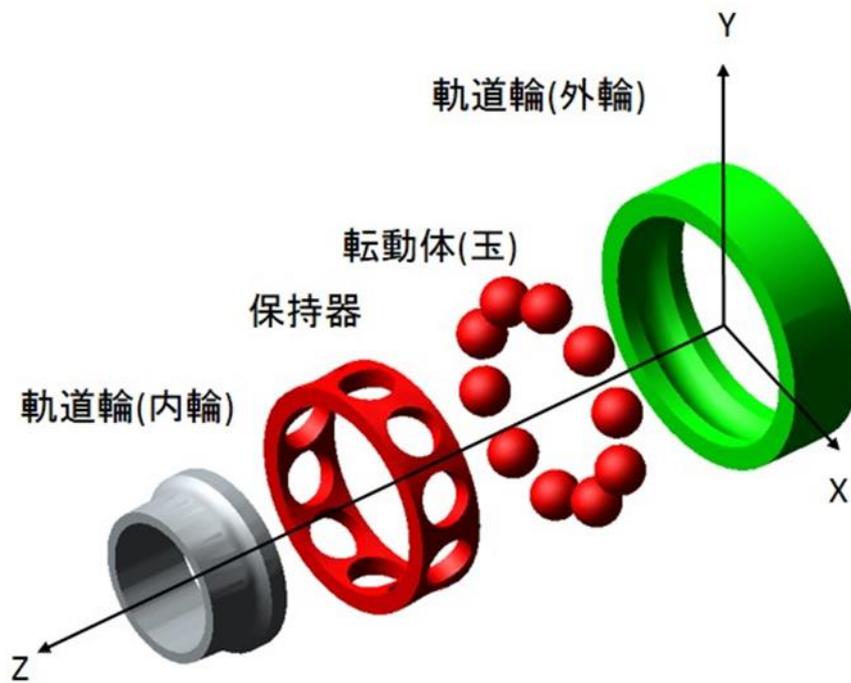


図 3-2 軸受モデルの各部品

3.2.3 力・モーメントの定義

各要素にかかる力，モーメントの定義は以下のとおりである。

・転動体-軌道輪間

内輪から転動体にかかる力とモーメントを図 3-3 に示す。外輪からの場合も同様である。①法線力，②接線力，③転がり粘性抵抗の定義を以下で説明する。

①法線力

転動体と軌道輪の接触面は極めて小さいため，接触部に大きな圧力がかかり弾性変形が生じる。ここでは全ての要素を剛体とみなすため，両者の幾何学的干渉量から Hertz の弾性接触理論による以下の式を用いて法線力を求める¹⁹⁾。

$$P = E'R^{\frac{1}{2}}\delta^{\frac{3}{2}} \quad (3-1)$$

②接線力

軌道輪，転動体の回転により潤滑油が両者の隙間に入り込み，圧力が上がり粘度が高くなる。これと接触する固体の弾性変形の効果により，面圧が大きい接触面の間にも固体の表面粗さに相当する厚さの油膜が存在する。この状態を弾性流体潤滑と呼ぶ。油膜厚さは表面速度と法線方向の接触力によって計算される。表面粗さに対し油膜が十分に厚い場合，表面の速度差によって油膜に接線方向のせん断力が生じる。この状態を流体潤滑と呼ぶ。一方で表面粗さに対し油膜が薄い場合，要素同士が直接接触する境界潤滑となる。境界潤滑状態下では，法線力に一定の摩擦係数をかけることによって接線力を求める。境界潤滑・流体潤滑の判定および接線力の計算方法を以下に示す。



図 3-3 転動体にかかる力・モーメント

最初に、①で示した法線力を用いて油膜厚さを算出する．次式に示す，点接触に対する Hamrod-Dowson による膜厚計算式^[10]を用いる．

$$H_c = 2.69G^{0.53}U^{0.67}W^{-0.067}(1-0.61\exp(-0.73k)) \quad (3-2)$$

流体潤滑の場合，油膜厚さをを用いてトラクション係数 μ_{hd} を算出する．字式に示す簡易理論式^[8]を用いる．

$$\begin{aligned} X_c \geq 2: \bar{S} &= \frac{D}{\Sigma} \\ X_c < 2: \bar{S} &= \sinh^{-1} \Sigma \left\{ 1 - \left(\frac{D}{4\Sigma} \sinh^{-1} \Sigma \right) \right\} \\ \mu_{hd} &= \tau_0 \frac{\bar{S}}{P} \end{aligned} \quad (3-3)$$

油膜厚さの低下による潤滑状態の変化を考慮し，トラクション係数 μ を次式により算出する．ここで， $\sigma = 0.25 [\mu m]$ とし， $\mu_{bd} = 0.1$ ， $\Lambda_{bd} = 0.06$ ， $\Lambda_{hd} = 3.0$ とした^[11]．

$$\mu = \begin{cases} \mu_{bd} & (\Lambda \leq \Lambda_{bd}) \\ \left\{ \mu_{bd} - (\mu_{bd} - \mu_{hd}) \left(\frac{\Lambda - \Lambda_{bd}}{\Lambda_{hd} - \Lambda_{bd}} \right)^2 \left(3 - 2 \frac{\Lambda - \Lambda_{bd}}{\Lambda_{hd} - \Lambda_{bd}} \right) \right\} & (\Lambda_{bd} < \Lambda < \Lambda_{hd}) \\ \mu_{hd} & (\Lambda_{hd} \leq \Lambda) \end{cases} \quad (3-4)$$

以上をもとに，接線力 F は次式で与えられる．

$$F = \mu P \quad (3-5)$$

式(3-4)で示した，膜厚比とトラクション係数との関係を図 3-4 に示す．

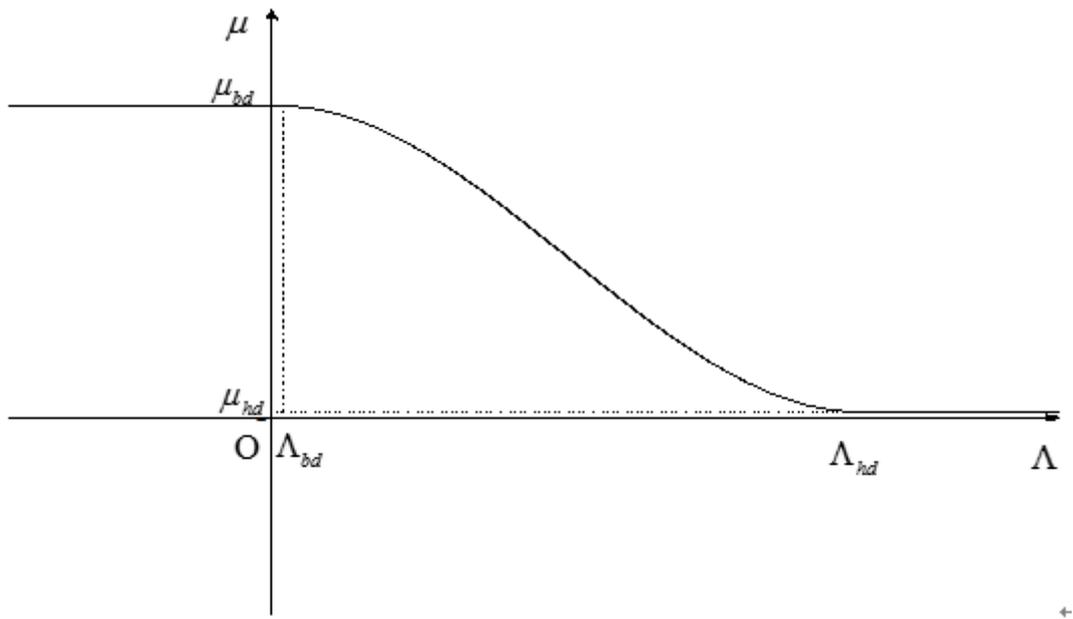


図 3-4 膜厚比とトラクション係数の関係

③ 転がり粘性抵抗

油膜がある場合，転動体にかかる法線力の作用点が転動体の重心からずれる．それによって転動体の回転を妨げる方向にモーメントが生じる．このモーメントを転がり粘性抵抗と呼ぶ．転がり粘性抵抗は次式によって算出される^[12]．

$$\begin{aligned}
 F_R &= 2.86E'R_x^2k^{0.348}G^{0.022}U^{0.66}W^{0.47} \\
 M_R &= R_bF_R
 \end{aligned}
 \tag{3-6}$$

・保持器-軌道輪間

接触における法線力は転動体-軌道輪間の場合と同様に Hertz の弾性接触理論を用いる。保持器は 6 自由度の運動をするため、保持器と外輪の接触は図 3-5 のように点接触状態になる。接触力を求める際に、保持器と外輪のすき間は小さいので保持器の軸と外輪の軸が平行であると仮定し、転がり方向の曲率半径は保持器の外半径と等しいと近似した。また、転がり方向と直交する曲率半径は保持器のコーナーの半径とした。これらから等価半径を求め、Hertz の弾性接触理論による式(3-1)を用いて法線力を求める。

この法線力に摩擦係数(定数)をかけて接線力とする。接線力の方向は外輪と保持器の相対表面速度方向であり、X-Z 平面上に存在する。

また、転動体と保持器との接触においては表面速度差が非常に大きく接線力が支配的になるため転がり粘性抵抗を無視する。

この解析モデルにおいて保持器と内輪のすき間は外輪とのすき間より十分大きいいため、保持器と内輪が接触することはない。

・転動体-保持器間

接触における法線力は転動体-軌道輪間の場合と同様に Hertz の弾性接触理論を用いる。この法線力に摩擦係数(定数)をかけて接線力とする。

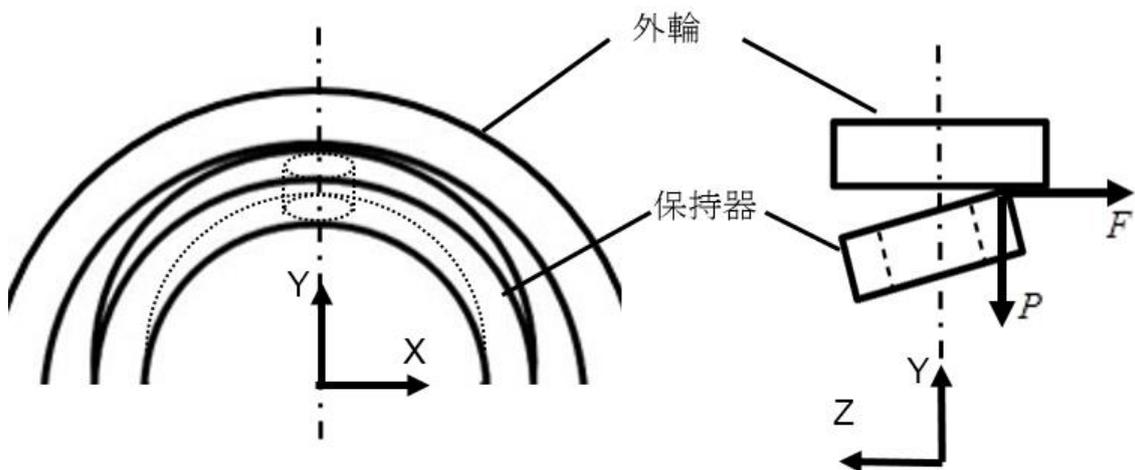


図 3-5 外輪と保持器の接触

3.2.4 軸受ユニットモデル

・剛体軸受ユニットモデル

本研究で用いた剛体軸受ユニット解析モデルを図 3-6 に示す。ユニットモデルは、2 つの軸受、ホルダ、クランプ板、トルクバーから構成され、要素は全て剛体である。2 つの軸受モデルは正面組合せで使用する。

要素間の関係を以下のように定義する。ただし、ホルダの中心を原点とする。

- ①2 つの内輪同士を固定し、一体となって動くようにする。
- ②2 つの外輪同士を固定し、一体となって動くようにする。
- ③2 つの外輪をホルダに固定する。
- ④ホルダに 2 つのクランプ板とトルクバーを固定する。

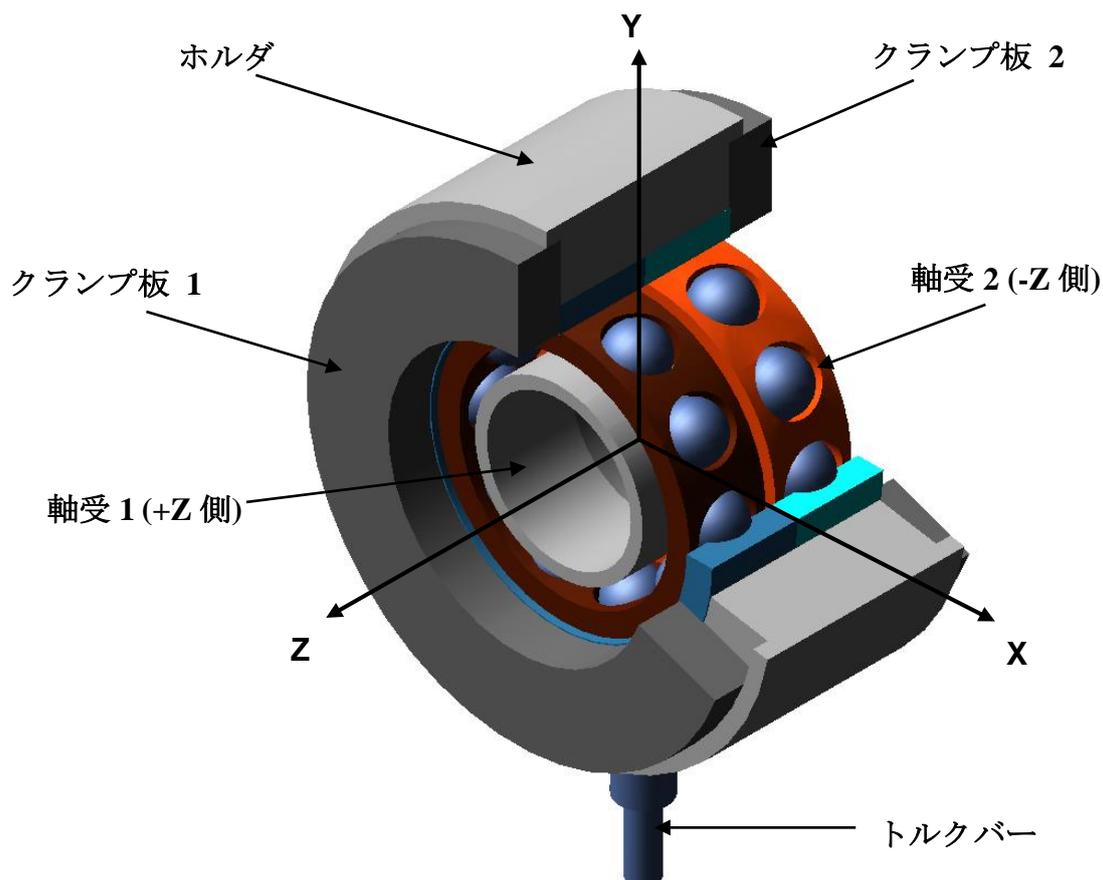


図 3-6 剛体軸受ユニット解析モデル

・弾性体軸軸受ユニットモデル

本研究で用いた弾性体軸軸受ユニットモデルを図 3-7 に示す. 内輪の内部の軸とモータは剛体であり, 剛体軸とモータをつなぐ軸は弾性体である.

要素間の関係を以下のように定義する.

- ①2つの内輪は剛体軸に固定する.
- ②剛体軸と弾性体軸は, 接触面の中心点を固定する.
- ③モータと弾性体軸は, 接触面の中心点を固定する.

軸以外の要素については, 剛体軸軸受ユニットモデルと同様である.

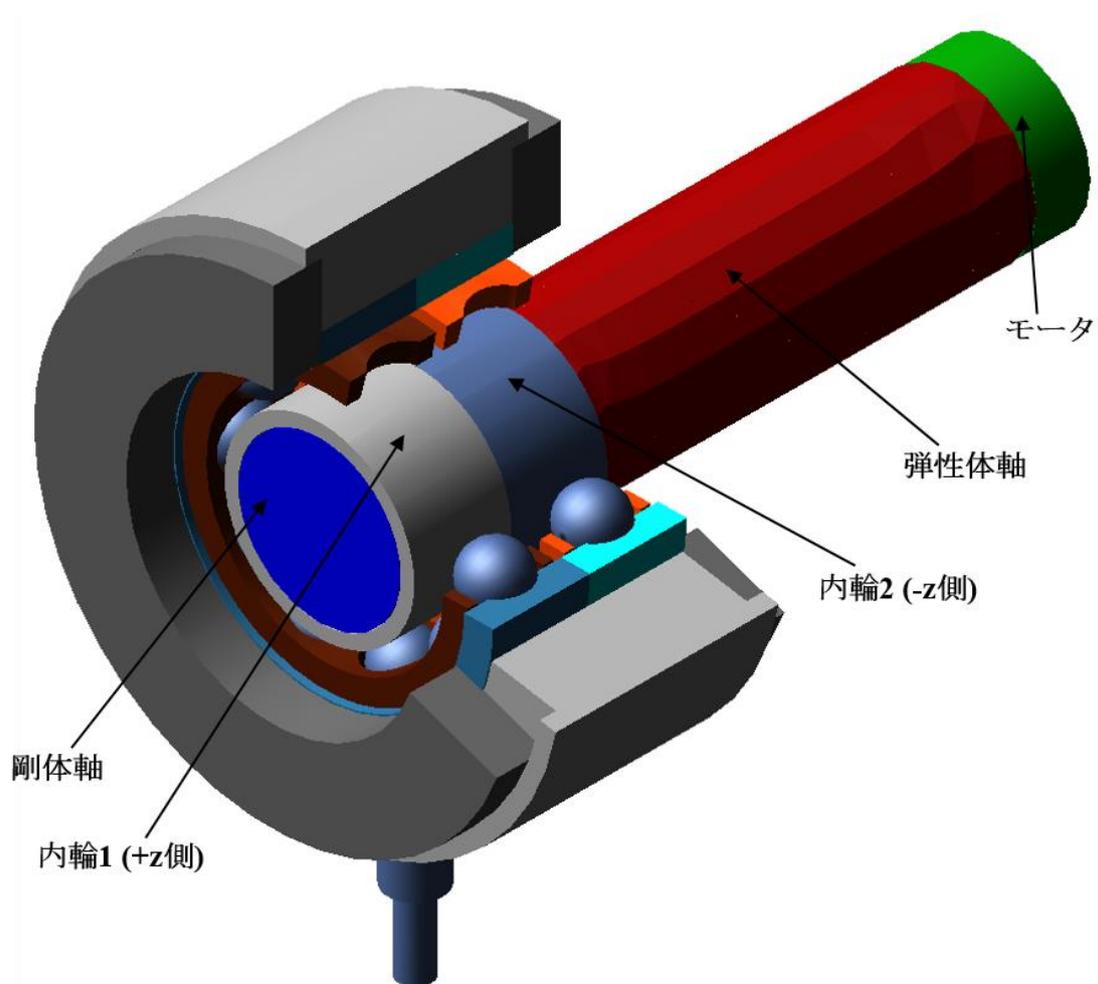


図 3-7 弾性体軸軸受ユニットモデル

3.3 解析条件

(a) 解析ソフト

MSC Software 株式会社の Adams2013. 2 を使用した。接触・摩擦など非線形性が高く短い時間で起こる現象が多いため、計算を収束させるために陽解法による解析を行った。

(b) 回転試験の軸方向振動特性の再現

回転試験の軸方向振動の主成分である 200Hz の振動が出る原因を考察し、試験の振動特性を再現するために、以下の 4 パターンのモデルを時刻 $t = 0$ s から $t = 1.5$ s まで、時間刻み幅を 0.001 ms として解析する。振動が安定した後の $t = 0.5$ s から $t = 1.5$ s までの軸方向加速度の結果をフーリエ変換し、どの周波数にピークが現れるかを観察する。

①・剛体軸

- ・内輪同士の中心軸のずれなし

①では内輪が理想的な回転をするため 200Hz が現れない。200Hz の振動が出る原因を調べるために、内輪同士の中心軸をずらす、軸を弾性体軸にする という変更を加えて解析を行う。

②・剛体軸

- ・内輪 1 を X 方向に +0.25 μm ，内輪 2 を X 方向に -0.25 μm だけずらす

③・弾性体軸

- ・内輪同士の中心軸のずれなし

④・弾性体軸

- ・内輪 1 を X 方向に +0.25 μm ，内輪 2 を X 方向に -0.25 μm だけずらす

(c) 角度ミスアライメントがユニットの振動に影響を及ぼすメカニズムの考察

(a)において軸方向振動の主成分である 100Hz, 200Hz の振動を再現できたモデルを用いる。ホルダに対して X 軸まわりに 0.034 N·m, 0.069 N·m のモーメントを負荷することで角度ミスアライメントを与える。(a)と同様の解析時間・時間刻みで解析を行い、解析結果から、角度ミスアライメントがユニットの軸方向振動に影響するメカニズムについて考察する。

(d) 境界条件

- ①剛体軸の場合は、内輪を Z 軸まわりに 6000rpm で反時計回りに回転させ、Z 軸まわりの回転以外の自由度は拘束する。
- ②弾性体軸の場合は、モータを Z 軸まわりに 6000rpm で反時計回りに回転させ、Z 軸まわりの回転以外の自由度は拘束する。
- ③トルクバーには X 方向に慣性系からばね力を与え、Z 軸まわりのホルダの回転を拘束する。
- ④重力を図 3-6 の -Y 方向に設定する。

(e) 初期条件

軸受を組み立てる際に、転動体に半径方向の圧縮応力がかかるように組み付ける。これを予圧という。本研究でのモデルにおいても予圧を発生させるため、JAXA の軸受データに記載された予圧の条件を満たすように転動体と軌道輪の間にあらかじめ幾何学的干渉が生じるように設定した。

また、時刻 $t=0$ の時、保持器は中心軸が軌道輪の中心軸と一致するように設定する。保持器は転動体・軌道輪に対してすき間を持つため、 $t=0$ の時はどの要素にも接触していない。

(f) 材料物性値

軸受要素の材料物性値を表 3-2 に示す。

表 3-2 軸受要素の物性値

物性値 (保持器以外)	密度	7801.0 kg/m ³
	ヤング率	200 GPa
	ポアソン比	0.3
物性値 (保持器)	密度	1300 kg/m ³
	ヤング率	7.2 GPa
	ポアソン比	0.3

第4章 解析結果

4.1 緒言

本章では軸受ユニットモデルによる解析結果と回転試験結果とを比較し、考察する。これにあたり、複数ある転動体を初期位置によって定義する。軸受1の +X 平面上の転動体を転動体_1 とし、転動体1 から反時計回りに順に転動体_2～転動体_10 を定義する（図 4-1）。同様に、軸受2の +X 平面上の転動体を転動体_11 とし、転動体_11 から反時計回りに順に転動体_12～転動体_20 を定義する。

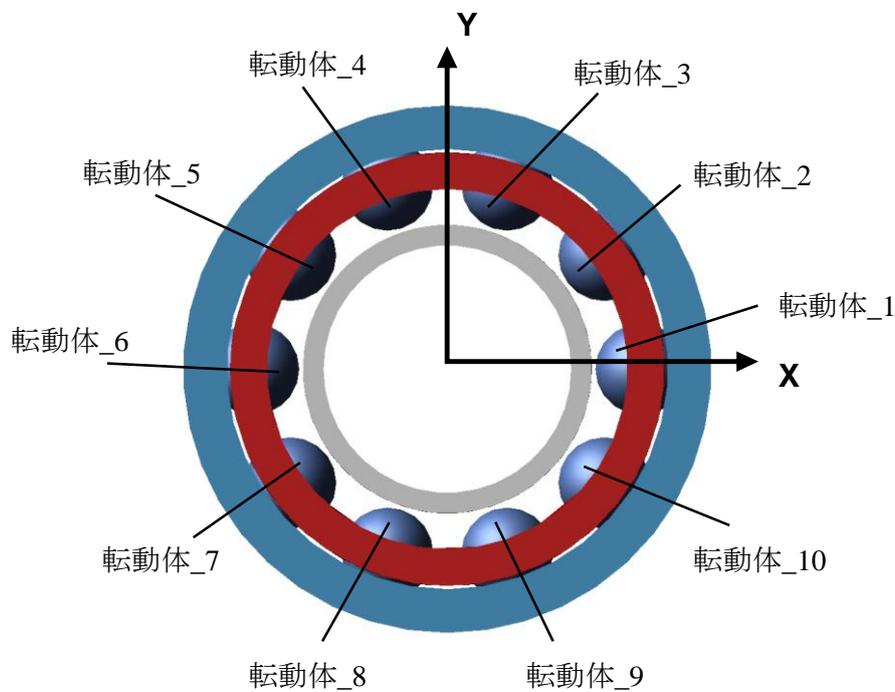


図 4-1 軸受1の転動体の分類

軸方向加速度の測定点は図 2-2 の加速度センサの位置に対応させており，図 4-2 のクランプ板 1 上の点とする．

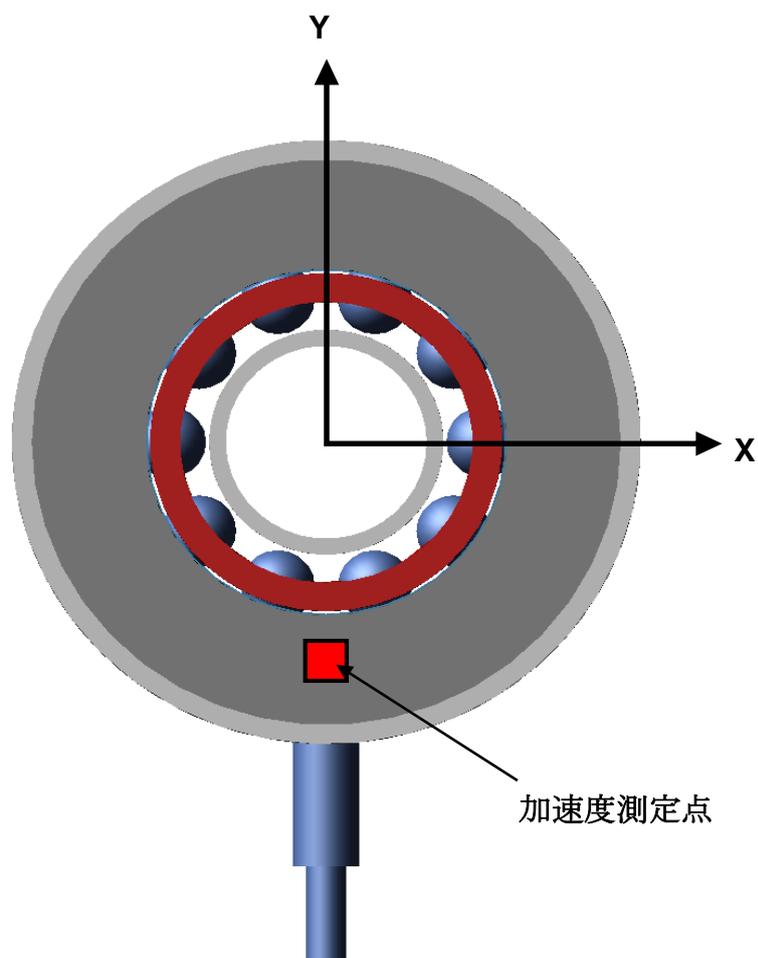
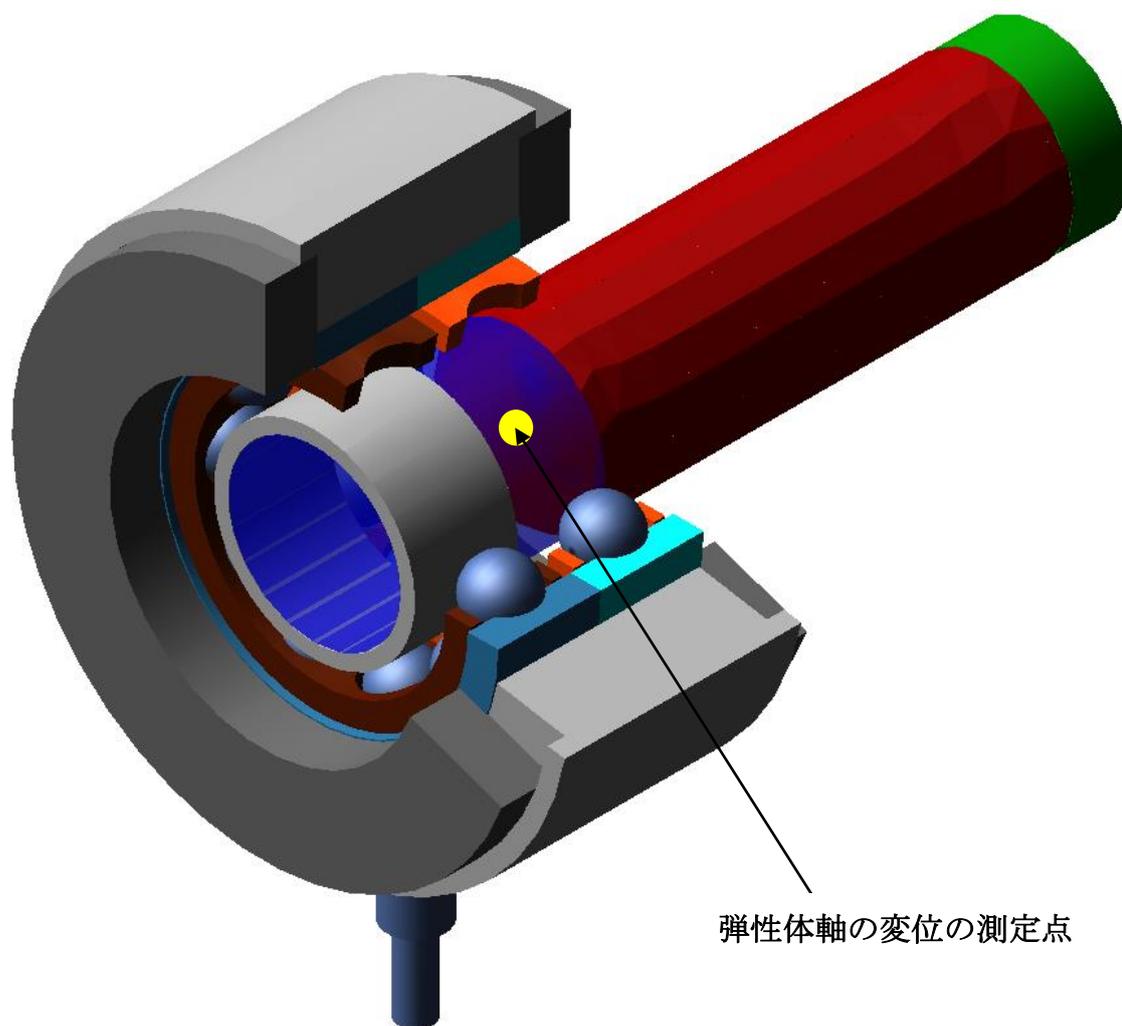


図 4-2 軸方向加速度の測定点

また，弾性体軸の変位の測定点は，弾性体軸と剛体軸との接触面の中心にある節点とする．



弾性体軸の変位の測定点

図 4-3 弾性体軸の変位の測定点

4.2 回転試験の軸方向振動特性の再現

4.2.1 各ユニットモデルの解析結果

各ユニットモデルの軸方向加速度の $t = 0.5$ から $t = 1.5$ までの結果をフーリエ変換したものを図 4-4～図 4-11 に示す。1500Hz 以降にはピークが現れなかったため、1500Hz 以下の結果を示す。

① 剛体軸・内輪軸ずれなしのモデル (ユニットモデル1)

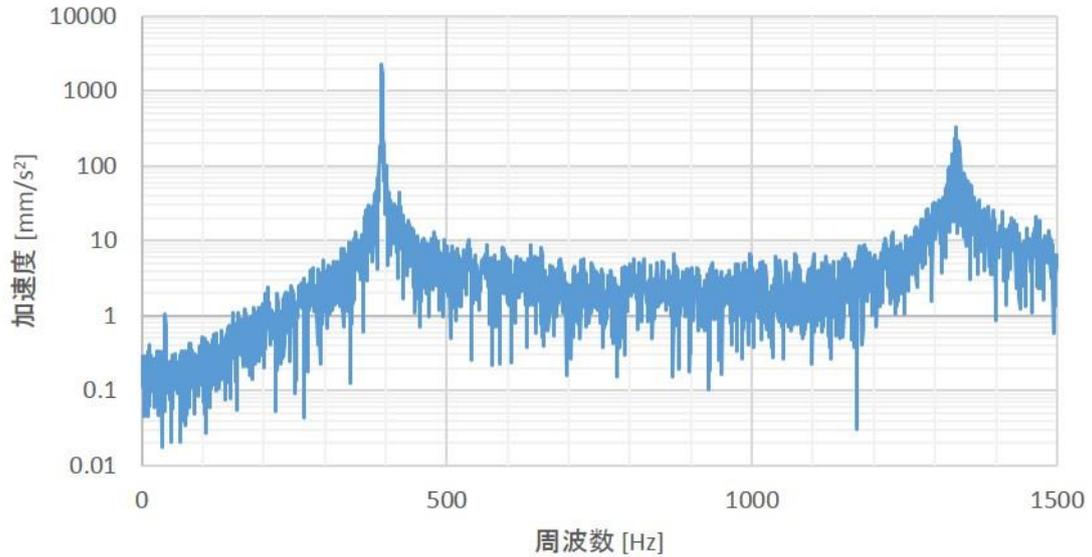


図 4-4 ユニットモデル1の軸方向加速度 (0~1500Hz)

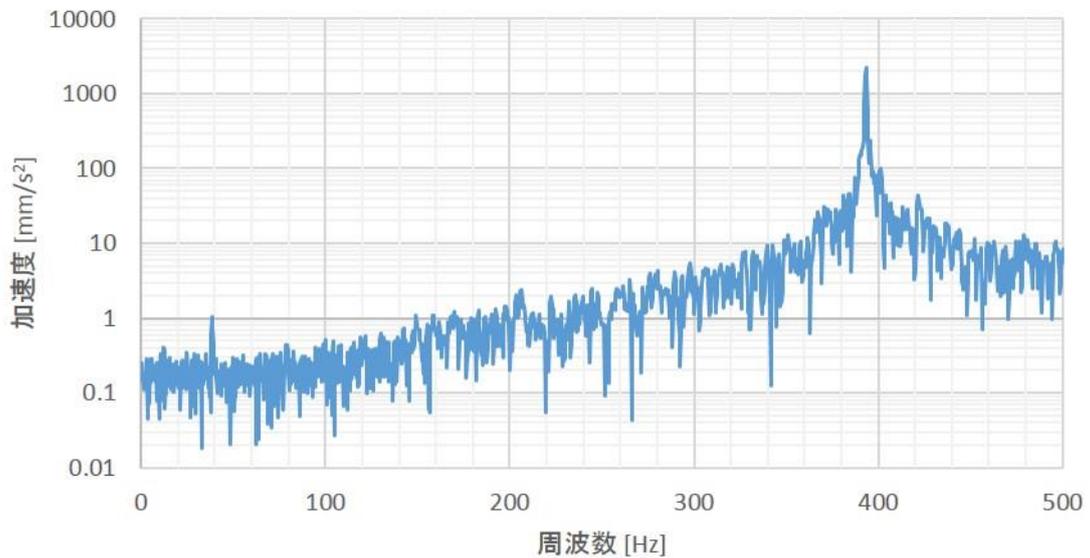


図 4-5 ユニットモデル1の軸方向加速度 (0~500Hz)

39Hz に 1 mm/s^2 , 393Hz に 2180 mm/s^2 , 1334Hz に 284 mm/s^2 のピークが現れた。

② 剛体軸・内輪軸ずれありのモデル (ユニットモデル 2)

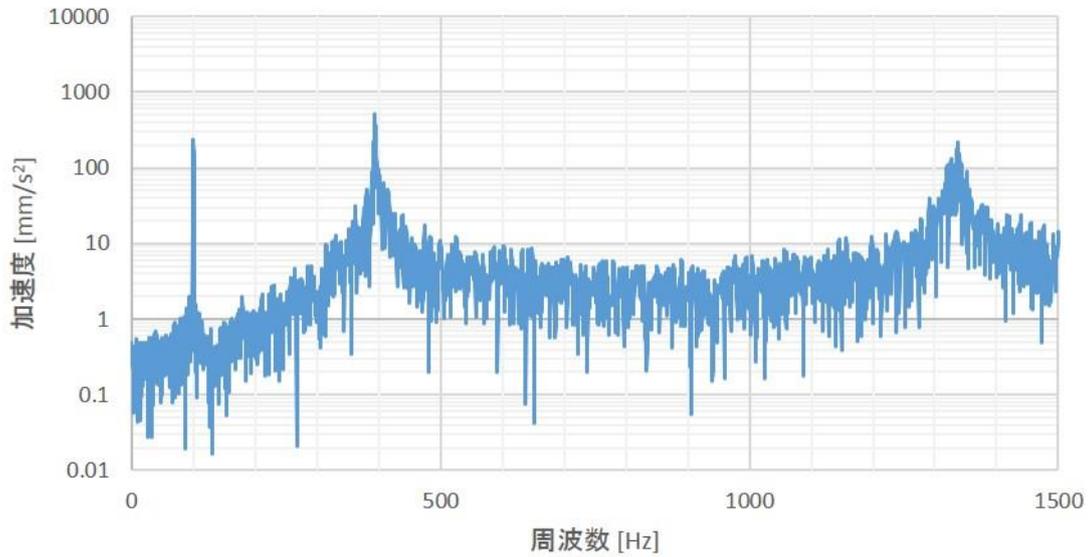


図 4-6 ユニットモデル 2 の軸方向加速度 (0~1500Hz)

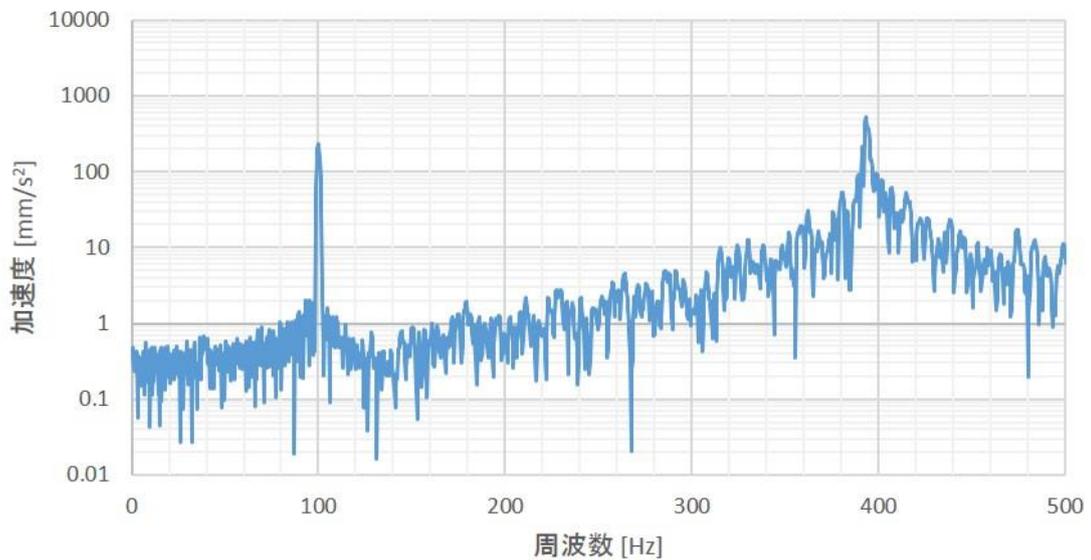


図 4-7 ユニットモデル 2 の軸方向加速度 (0~500Hz)

100Hz に 233 mm/s², 393Hz に 521 mm/s², 1338Hz に 220 mm/s² のピークが現れた。

③ 弾性体軸・内輪軸ずれなしのモデル (ユニットモデル3)

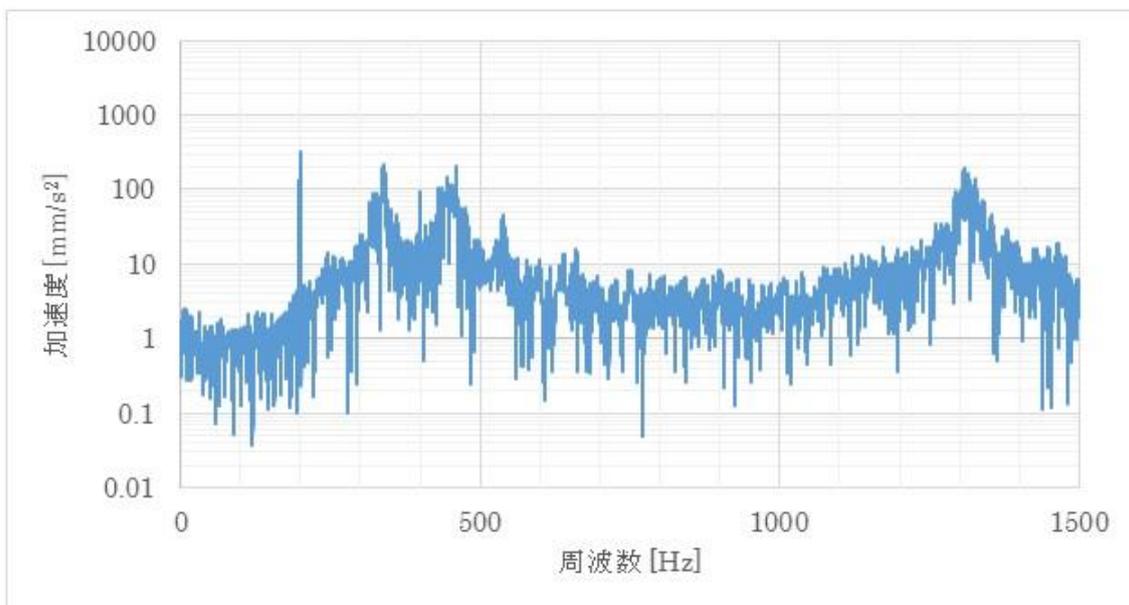


図 4-8 ユニットモデル3の軸方向加速度 (0~1500Hz)

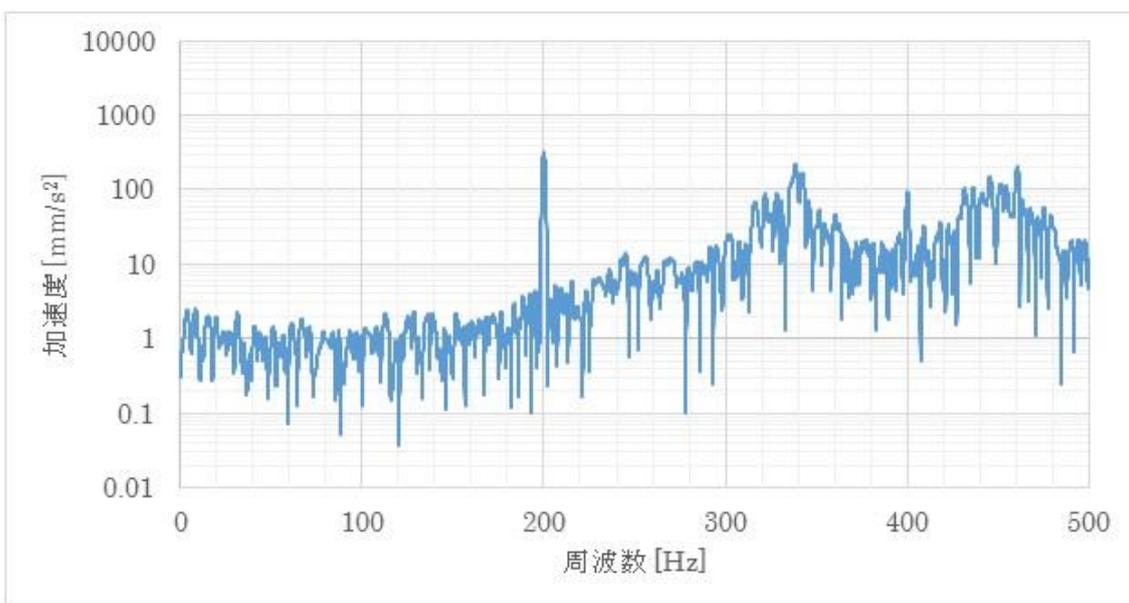


図 4-9 ユニットモデル3の軸方向加速度 (0~500Hz)

200Hzに 325 mm/s^2 , 338Hzに 218 mm/s^2 , 400Hzに 94 mm/s^2 , 460Hzに 203 mm/s^2 , 538Hzに 46 mm/s^2 , 1307Hzに 194 mm/s^2 のピークが現れた。

④ 弾性体軸・内輪軸ずれありのモデル (ユニットモデル4)

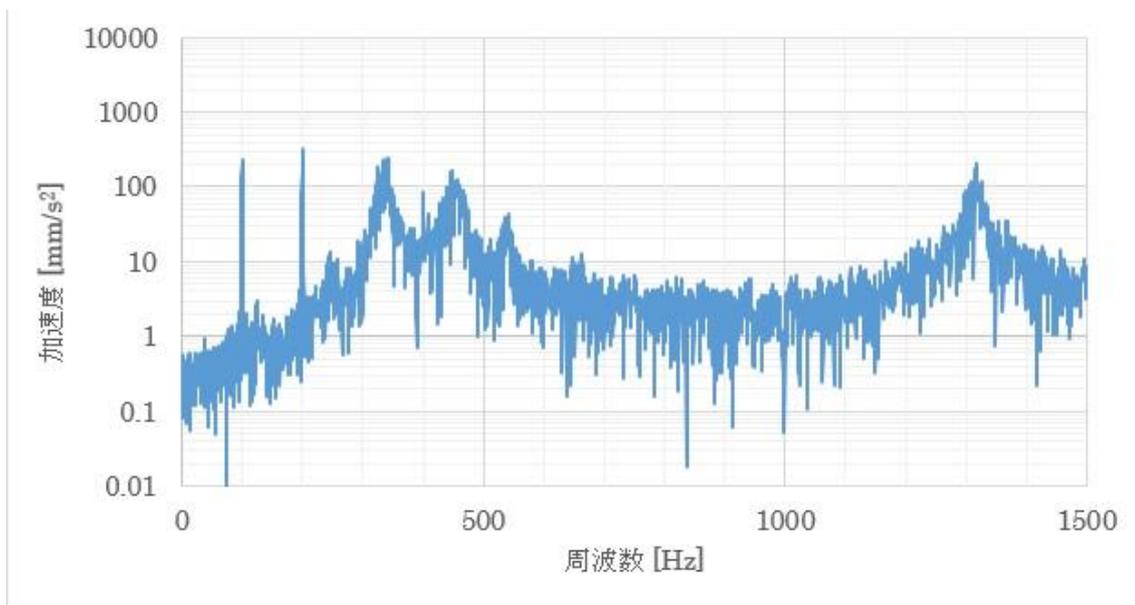


図 4-10 ユニットモデル4の軸方向加速度 (0~1500Hz)

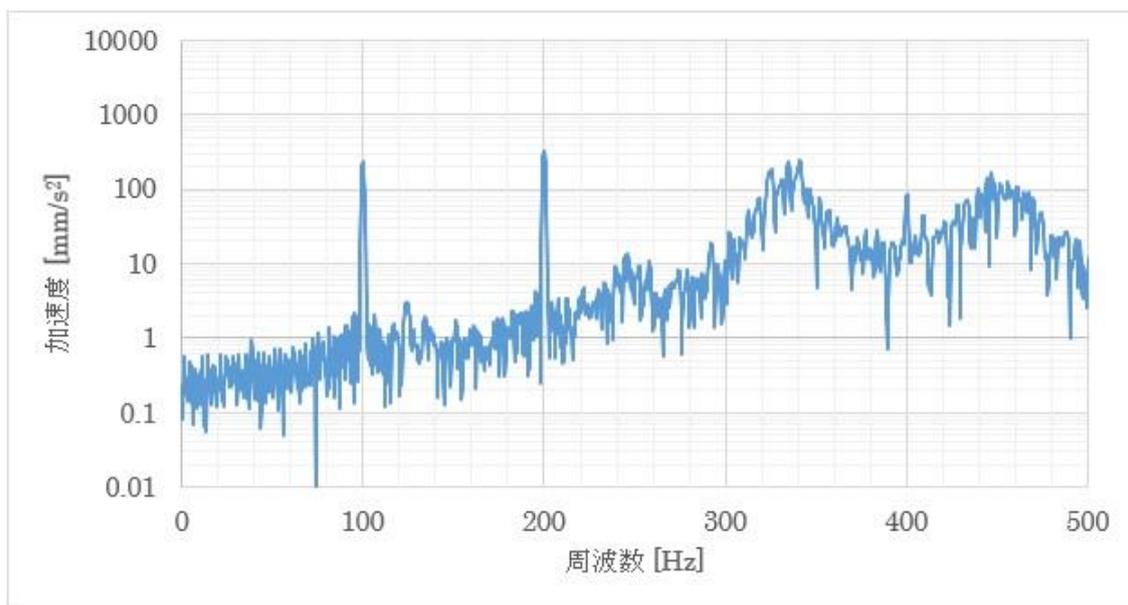


図 4-11 ユニットモデル4の軸方向加速度 (0~500Hz)

100Hzに235 mm/s², 200Hzに326 mm/s², 341Hzに238 mm/s², 400Hzに83 mm/s², 446Hzに164 mm/s², 541Hzに43 mm/s², 1318Hzに211 mm/s²のピークが現れた.

4.2.2 回転試験における軸方向加速度の測定結果

回転試験の結果を図 4-12 に示す。試験条件は、6000rpm, CW, 正規組立, モーメント負荷なし である。

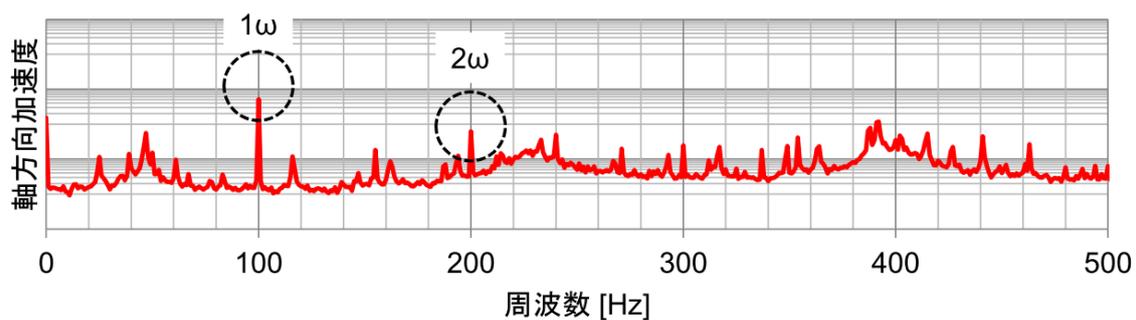


図 4-12 回転試験による軸方向加速度^[3]

100Hz, 200Hz と 390Hz あたりで大きなピークが現れている。また, 40Hz や 340Hz, 400Hz, 440Hz あたりでも大きくはないがピークが見られる。

4.2.3 考察

ユニットモデル 1 の 39Hz のピークは転動体の公転速度 38.7Hz (図 4-13) と関係しているものだと考えられる。回転試験の結果でも小さいがピークが見られる。

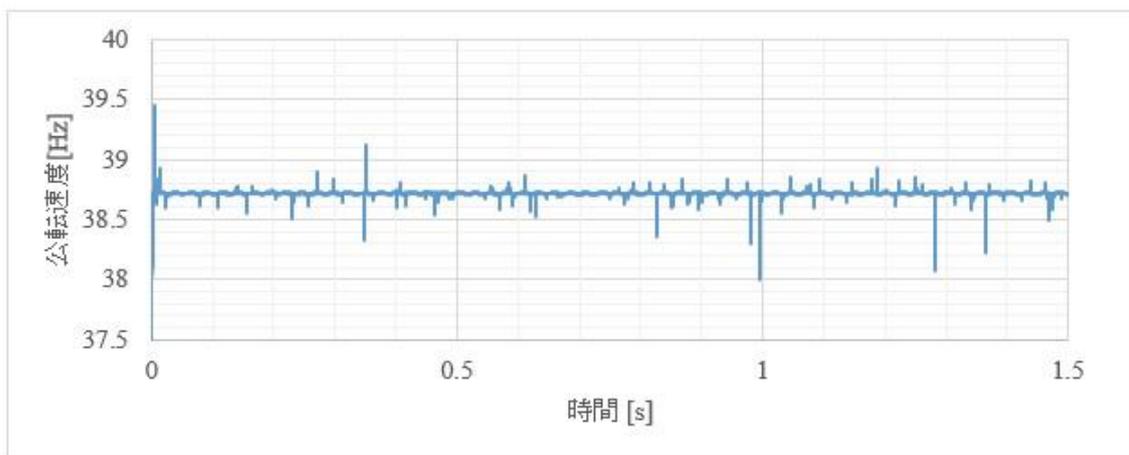


図 4-13 転動体_1 の公転速度

ユニットモデル 1, 3 では 100Hz のピークが現れず, ユニットモデル 2, 4 で 100Hz のピークが出たことから, 100Hz の成分は内輪同士を中心軸をずらした影響で出たことがわかる。

ユニットモデル 1, 2 では 390Hz のピークが出ているが, ユニットモデル 3, 4 では出していない。これは, 3.2.4 項に示したようにユニットモデル 3, 4 の弾性体軸と剛体軸の拘束が点拘束になっており, 面拘束にできていないことが影響している可能性がある。

ユニットモデル 1, 2 では 200Hz のピークが現れず, ユニットモデル 3, 4 で 200Hz のピークが出たことから, 200Hz の成分は弾性体軸の影響で出たことがわかる。また, 340Hz, 400Hz, 450Hz あたりの振動も弾性体軸の影響によるものだと考えられる。ユニットモデル 3 の弾性体軸の振動を図 4-14, 図 4-15 に示す。

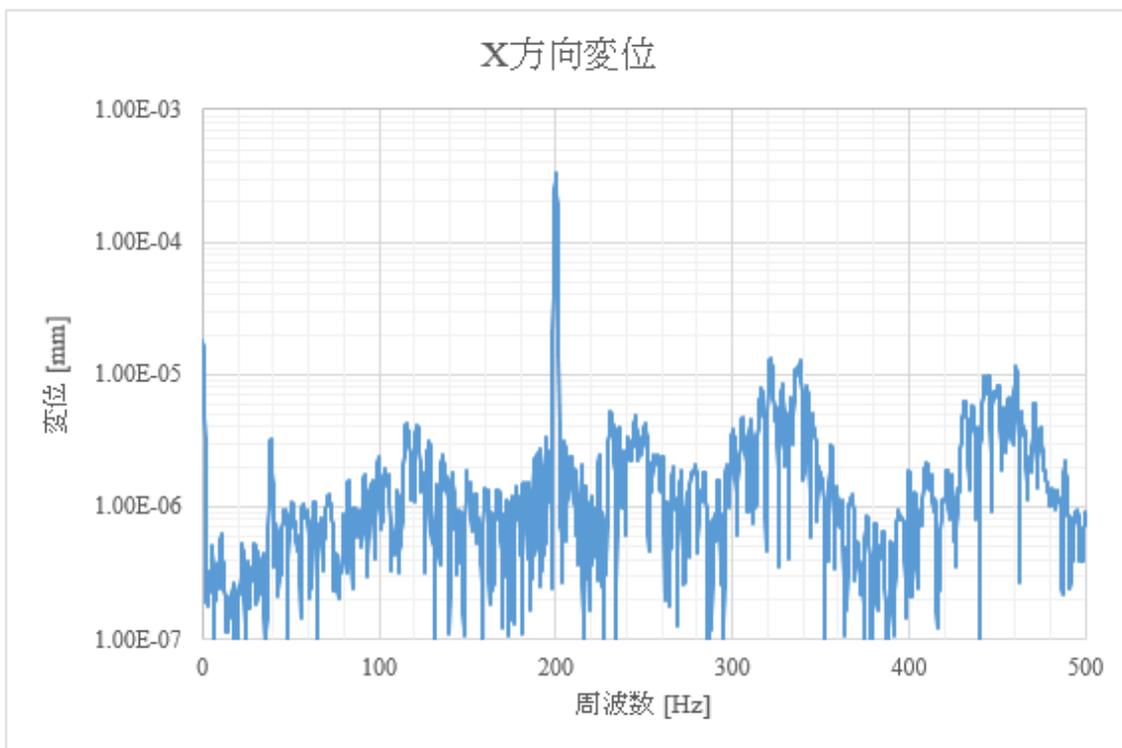


図 4-14 弾性体軸の X 方向変位

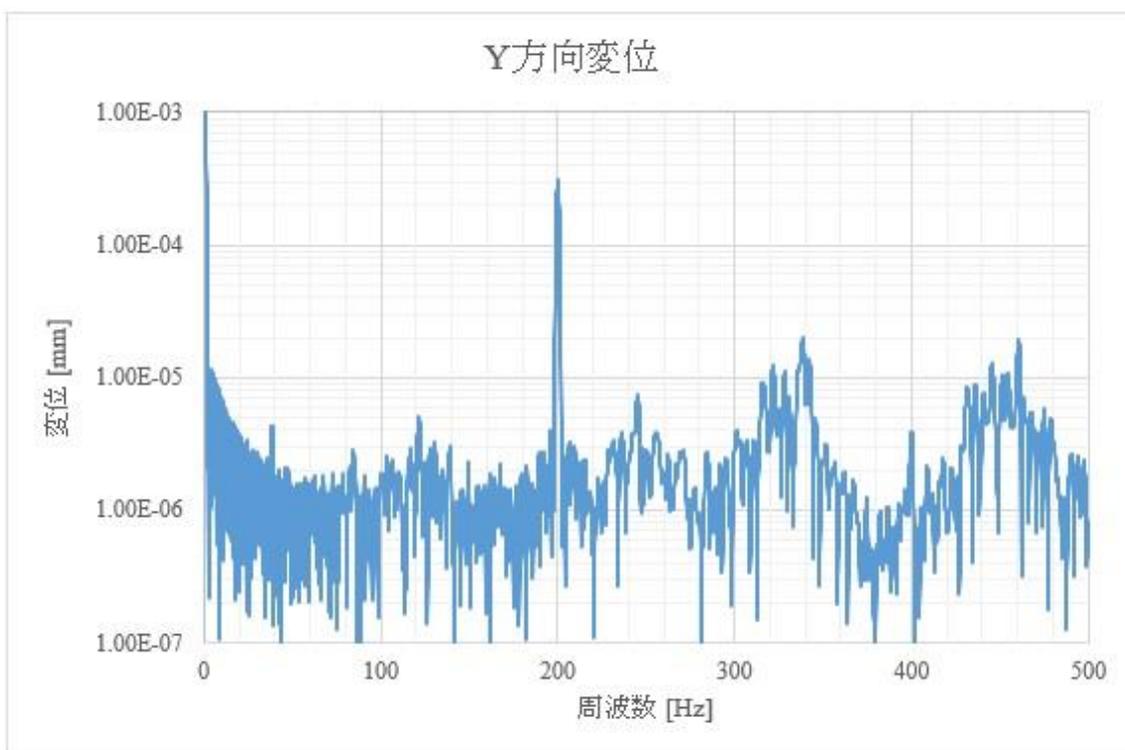


図 4-15 弾性体軸の Y 方向変位

図 4-14, 図 4-15 から, 弾性体軸において 200Hz, 340Hz, 400Hz, 450Hz の振動が生じていることが確認できる.

ユニットモデル 4 において回転試験の測定結果の主成分である 100Hz, 200Hz の両方のピークが出ているため, ユニットモデル 1~4 の中ではモデル 4 が回転試験の軸方向振動特性を最も再現できているといえる.

4.3 角度ミスアライメントがユニットの振動に影響を及ぼすメカニズムの考察

4.2 節において、軸方向振動の主成分である 100Hz, 200Hz の振動を最もよく再現できたユニットモデル 4 に 0.034 N・m, 0.069 N・m のモーメントを負荷して解析を行った。

4.3.1 解析結果と試験データとの比較

① モーメント 0, 0.034, 0.069 N・m 負荷時の軸方向加速度の解析結果

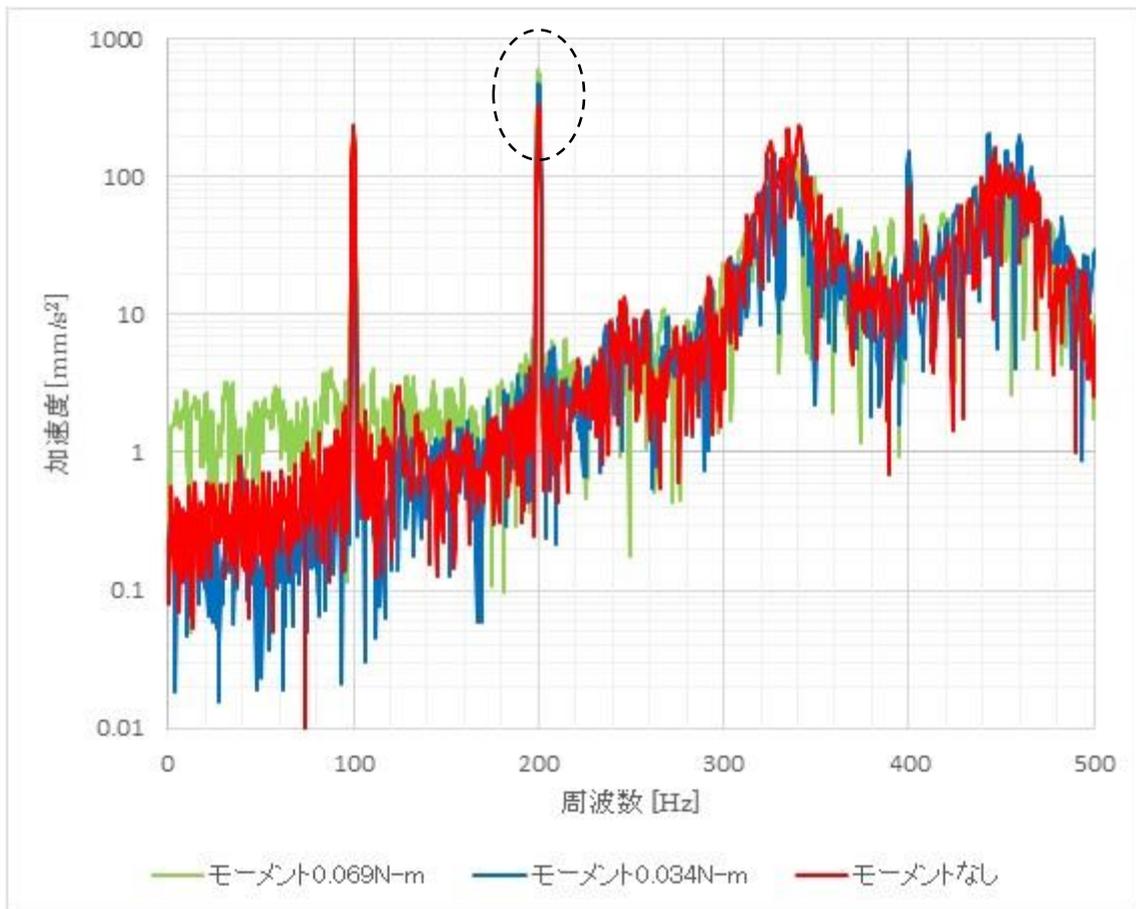


図 4-16 モーメント 0, 0.034, 0.069 N・m 負荷時の軸方向加速度の解析結果

200Hzの加速度は、モーメントなしが 326 mm/s^2 , モーメント $0.034 \text{ N}\cdot\text{m}$ は 483 mm/s^2 , モーメント $0.069 \text{ N}\cdot\text{m}$ は 608 mm/s^2 であり, モーメント負荷を大きくするとユニットモデルの軸方向加速度が大きくなっている.

② モーメント 0, 0.034, 0.069 $\text{N}\cdot\text{m}$ 負荷時の軸方向加速度の試験データ

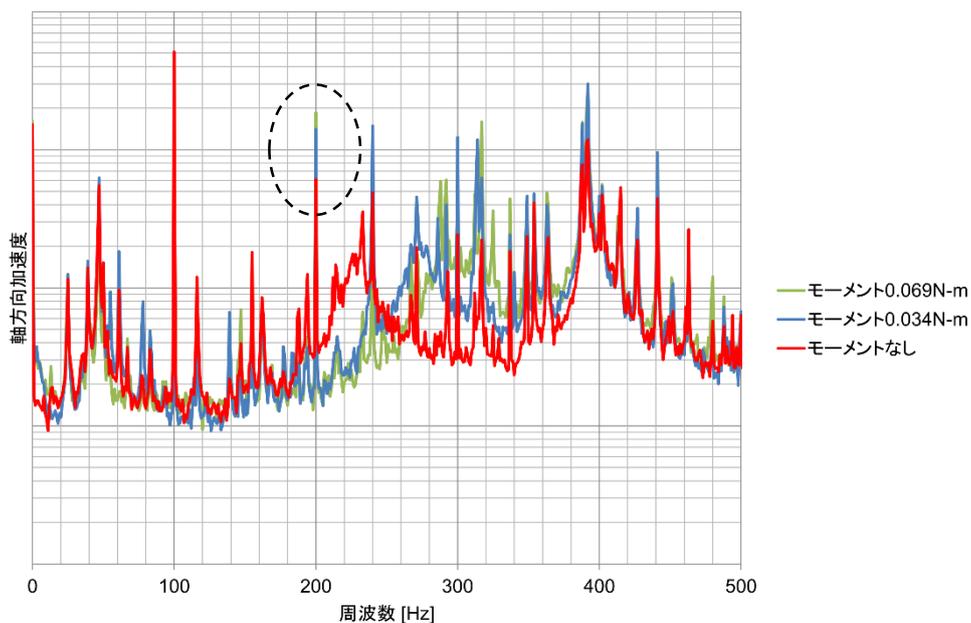


図 4-17 モーメント 0, 0.034, 0.069 $\text{N}\cdot\text{m}$ 負荷時の軸方向加速度の試験データ(JAXA 提供)

200Hzの加速度値はモーメントなしを 1 とすると, モーメント $0.034 \text{ N}\cdot\text{m}$ は 2.31, モーメント $0.069 \text{ N}\cdot\text{m}$ は 3.05 となっており, モーメント負荷を大きくするとユニットの軸方向加速度が大きくなることがわかる.

4.3.2 弾性体軸の振動

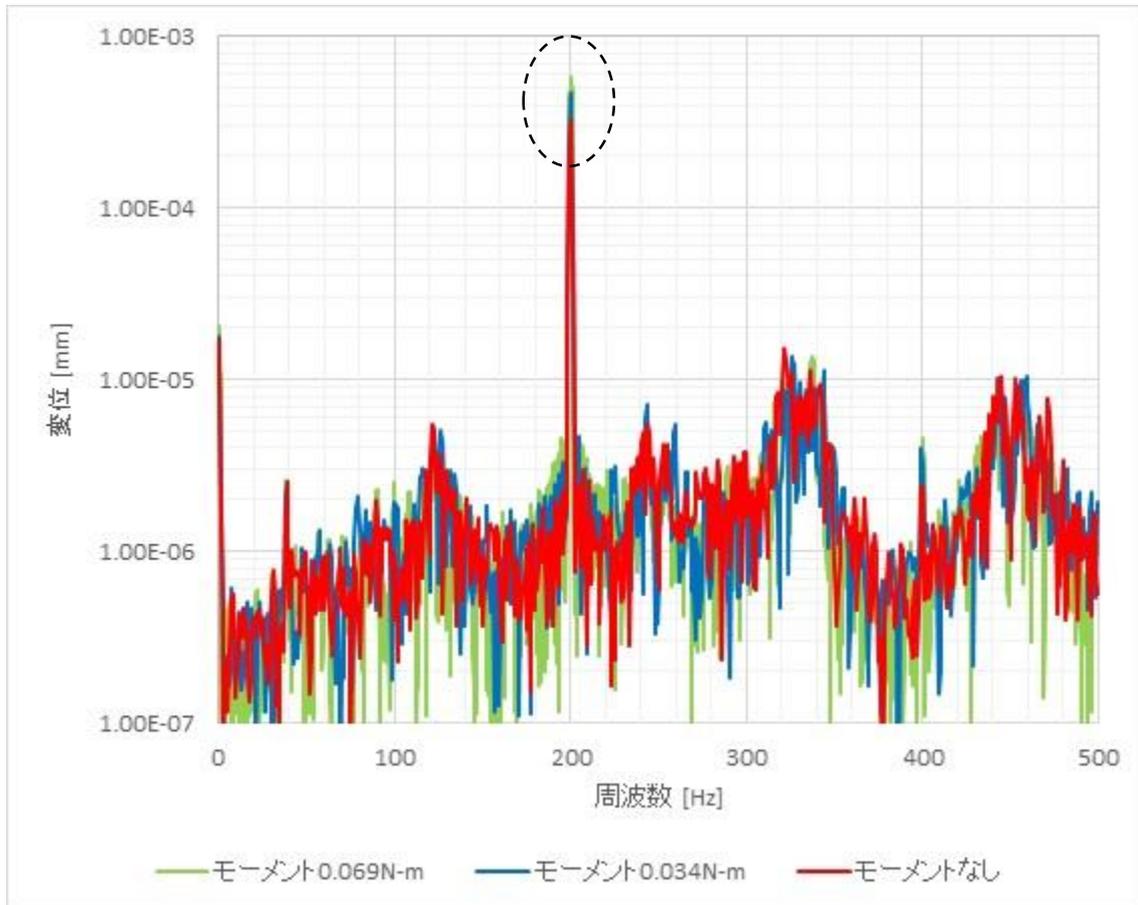


図 4-18 モーメント 0, 0.034, 0.069 N·m 負荷時の弾性体軸の X 方向変位

200Hz の変位は、モーメントなしが $0.324 \mu\text{m}$ 、モーメント $0.034 \text{ N}\cdot\text{m}$ は $0.476 \mu\text{m}$ 、モーメント $0.069 \text{ N}\cdot\text{m}$ は $0.583 \mu\text{m}$ であり、モーメント負荷を大きくするとユニットモデルの弾性体軸の X 方向振動が大きくなっている。

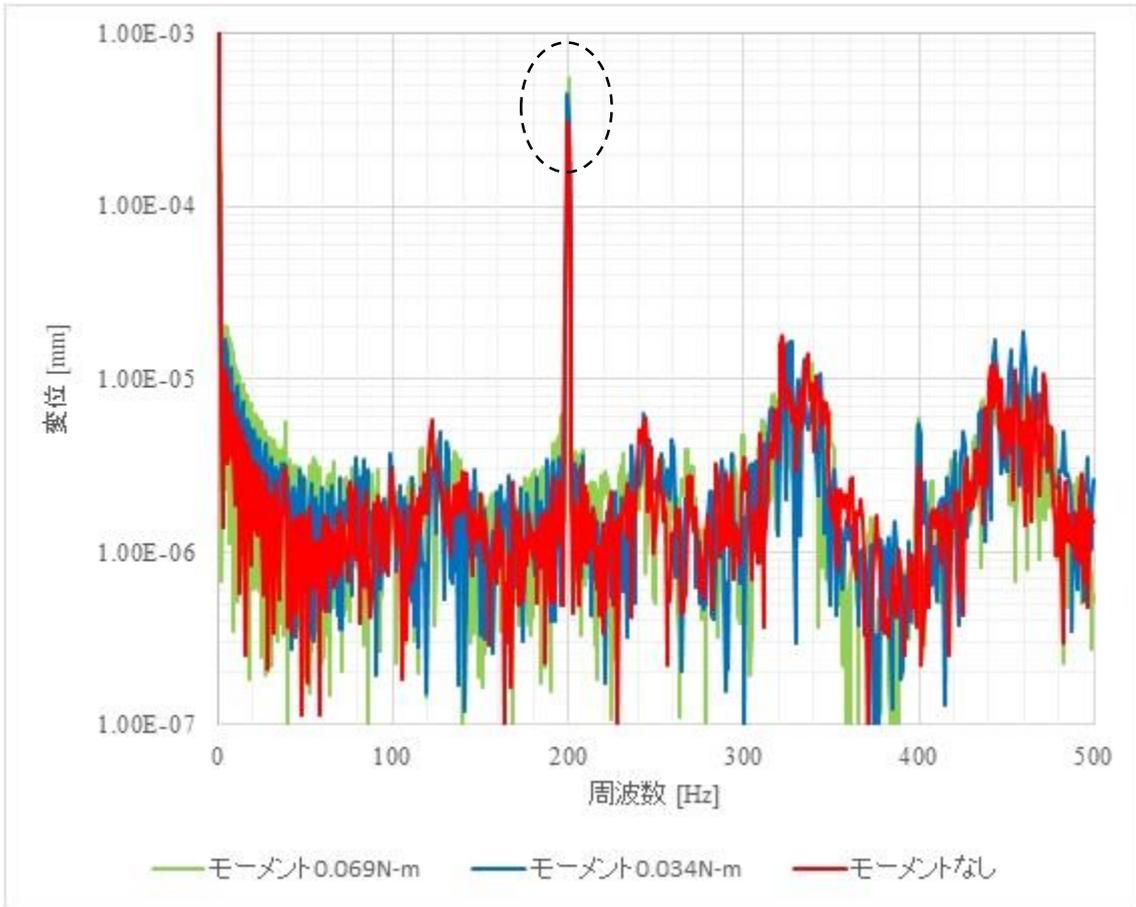


図 4-19 モーメント 0, 0.034, 0.069 N・m 負荷時の弾性体軸の Y 方向変位

200Hz の変位は、モーメントなしが $0.310 \mu\text{m}$ 、モーメント $0.034 \text{ N}\cdot\text{m}$ は $0.452 \mu\text{m}$ 、モーメント $0.069 \text{ N}\cdot\text{m}$ は $0.559 \mu\text{m}$ であり、モーメント負荷を大きくするとユニットモデルの弾性体軸の Y 方向振動が大きくなっている。

4.3.3 考察

ユニットの回転試験で得られた、モーメント負荷を大きくするとユニットの軸方向加速度が大きくなる という傾向を、ユニットモデルの解析結果でも再現することができた。

4.2.3 項でも述べたように、ユニットの軸方向加速度の 200Hz 成分は弾性体軸の曲げ振動の影響を受けていると思われる。角度ミスアライメントを大きくするとモーメント負荷が増加し、弾性体軸の X・Y 方向の曲げ振動の 200Hz 成分が大きくなる。それにより、ユニットの軸方向加速度の 200Hz 成分が増大すると予想される。

第5章 結論

5.1 総括

本研究では、転がり軸受ユニットの回転試験の軸方向振動の主要成分である 200Hz 成分が出る原因を調べ、軸方向振動の主要な振動特性を再現することを目的として、軸受ユニットの機構解析を行った。その結果、軸の曲げ振動が 200Hz の振動に影響を及ぼすことがわかり、振動の主要成分である 100Hz, 200Hz の加速度ピークを解析においても出すことができた。

また、100Hz, 200Hz の振動が現れた軸受ユニットモデルにモーメントを負荷することで角度ミスアライメントを与えて解析を行った。モーメント負荷が大きくなる、つまり角度ミスアライメントが大きくなると、弾性体軸の曲げ振動の 200Hz 成分が大きくなった。角度ミスアライメントの増加により軸の曲げ振動が大きくなるのが、軸受ユニットの軸方向加速度の 200Hz 成分の増大に影響を与えていると考えられる。

5.2 今後の展望

本研究の弾性体軸受ユニット解析モデルは、軸受の内輪に接している剛体軸の部分と軸受に接していない弾性体軸の部分とが接触面の中心点において点拘束で繋がっている。現実にはこの 2 本の軸は分割されてはいないので、点拘束でなく面拘束により固定するべきものと思われる。面拘束にすることができれば、弾性体軸モデルでは再現できなかった周波数のピークが現れる可能性がある。

ホルダの組立方法がユニットの軸方向振動に影響を与える。外輪の真円度を変更した解析モデルを構築することで、ホルダの組立方法がユニットの軸方向振動に影響を与えるメカニズムが明らかになると思われる。また、内輪の真円度を変更したモデル、転動体の直径を不ぞろいにしたモデルも考えられる。

有限要素法モデルを構築して、内輪・外輪のクランプによる変形や転動体の変形をより詳細に再現することで、ユニットの軸方向振動特性がより詳細に再現できると思われる。また、構成要素を弾性体にしないと現れない振動特性を明らかにできると考えられる。

参考文献

- [1] 井澤克彦, 岩田隆敬, 田島崇男, 田邊和久, 梶田直希, 谷口典史. 国産新型リアクションホイール・タイプ S: 高信頼性低擾乱ホイールファミリー小型タイプの開発, 第 56 回宇宙科学技術連合講演会講演集, 2012.
- [2] 多々良篤輔. 玉軸受系の振動と制振, 潤滑, Vol.16, No.3, pp159-166, 1971.
- [3] 間庭和聡, 小原新吾. アンギュラ玉軸受の軸方向微小振動を発生させる機械的因子について, トライボロジー会議予稿集, 盛岡, 2014.
- [4] 井澤克彦, 市川信一郎. 高速回転ホイール(高速回転ホイール開発を通しての知見), 宇宙航空研究開発機構研究開発報告, 2008.
- [5] 小原新吾. 転がり軸受の保持器挙動解析, 設計工学, Vol.40, No.10, pp. 29-33, 2005.
- [6] 間庭和聡, 野木高, 名取和雄, 小原新吾. 品質工学を利用した宇宙機器用軸受の保持器最適設計に関する研究, 信頼性・保全性シンポジウム発表報文集, Vol.41, pp289-294, 2011.
- [7] 舘祐樹. 宇宙機器用転がり軸受における保持器挙動についての機構解析, 東京大学工学部機械工学科 卒業論文, 2014.
- [8] 村木正芳, 木村好次. 潤滑油のトラクション特性に関する研究(第 2 報)-非線形粘弾性モデルによるトラクションの熱的解析-, 潤滑, Vol.28, No.10, pp.753-760, 1983.
- [9] 加藤孝久, 益子正文. トライボロジーの基礎, 培風館, p.28, 2004.
- [10] B.J.Hamrock and D.Dowson. Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts, Part II - Ellipticity Parameter Results, Transactions of the ASME Journal of Lubrication Technology, Vol.98, pp.375-378, 1976.
- [11] 坂口智也, 上野馨. 円筒ころ軸受の保持器挙動解析, NTN technical review, No.71, pp. 8-17, 2003.
- [12] Craig.R.R and Bampton.M.C.C. Coupling substructures for dynamic analysis, AIAA Journal, Vol.6, No.7, pp.1313-1319, 1968.

謝辞

本研究に際して、ご多忙の中、一年間ご指導して下さった酒井教授、泉教授に深く感謝いたします。研究で行き詰まったときにお二人に的確なアドバイスを頂き、非常に助かりました。

軸受ユニットの解析を行うにあたり、研究に必要な情報を提供して下さり、解析に対する助言をして下さった宇宙航空研究開発機構の小原様、間庭様に深く感謝いたします。特に間庭様には、解析モデルの作成において何度も助言を頂きました。本当にありがとうございます。また、研究の打ち合わせの場を設定して下さった同社の西本様、清水様、松本様に深く感謝いたします。

MSC ソフトウェア株式会社様には、機構解析ソフトウェア **Adams** を提供していただきました。同社の山中様には、解析モデルに関する相談に何度も乗っていただき、モデルの問題の解決に繋がるアドバイスを頂きました。深く感謝いたします。

研究室の環境も研究を進めるにあたり助けになりました。田中助教、波田野助教には、発表の場で研究に関してアドバイスを頂いただけでなく、研究室での生活においても支えていただきました。深く感謝いたします。

博士課程の高本さんには、研究室発表の前や試問の前などに研究の相談に乗っていただき、アドバイスを頂きました。大変お世話になりました。修士課程の先輩方には、研究の相談や研究室の運営でお世話になりました。特に、**M2** の近藤さんには中間試問のときなどに大変お世話になりました。また、昨年度の先行研究を担当し、本研究の基礎を作った **M1** の舘さんには、**Adams** の使い方や解析モデルのモデリングに関して大変お世話になりました。また、**M1** の橋本さんには、卒業論文を実際に書く段階になったときに相談に乗ってもらい、アドバイスを頂きました。同期の皆さんには、どこかゆるく楽しい雰囲気があり、そのおかげで院試や試問直前期間などの辛い時期などにあっても、過度に思いつめることなく乗り切ることができました。

最後に、この卒業論文を書く上でお世話になった皆様に感謝申し上げ、以上を謝辞といたします。

以上

p.1~p.47 完

平成 27 年 1 月提出
指導教員 酒井 信介 教授
130215 中嶋 智司