

修士論文

宇宙機器用アンギュラ玉軸受の
機械的因子による振動擾乱の
マルチボディダイナミクス解析

指導教員 泉 聡志 教授

146222 橋本 浩平

目次

第1章	序論	6
1.1	研究の背景	6
1.2	玉軸受に発生する振動	7
1.3	先行研究	9
1.4	研究目的	10
1.5	本論文の構成	10
第2章	モーダル解析	11
2.1	緒言	11
2.2	加振試験	11
2.2.1	両端フリー	12
2.2.2	片端固定	14
2.3	解析モデル	15
2.3.1	軸受ユニットモデルの概要	15
2.3.2	力の定義	16
2.3.3	軸受ユニットモデル	19
2.4	解析条件	19
2.5	解析結果	20
2.6	まとめ	21
第3章	動解析	22
3.1	緒言	22
3.2	回転試験	22
3.2.1	供試軸受	22
3.2.2	試験方法	23
3.2.3	試験結果（ホルダ組立方法と外輪真円度の関係）	24
3.2.4	試験結果（軸方向振動の測定結果）	24
3.3	解析モデル	25
3.3.1	軸受ユニットモデルの変更点	25
3.3.2	軸受ユニットモデル	28
3.4	解析条件	29
3.5	解析結果	29
3.6	試験結果との比較	31
第4章	機械的因子による振動のメカニズム	33
4.1	緒言	33

4.2	モデリング	33
4.2.1	軌道輪の非真円性.....	33
4.2.2	内輪-外輪間の角度ミスアライメント.....	35
4.3	解析結果.....	36
4.3.1	内輪の非真円性の影響.....	36
4.3.1	角度ミスアライメントの影響.....	38
4.3.2	外輪の非真円性の影響.....	44
4.4	試験結果との比較	49
4.5	まとめ	49
第5章	リアクションホイールへの応用.....	50
5.1	緒言	50
5.2	モデリング・解析条件.....	50
5.3	解析結果と試験結果.....	51
5.4	機械的因子の影響	52
5.4.1	角度ミスアライメントの影響.....	53
5.4.1	外輪の非真円性の影響.....	56
5.5	まとめ	57
第6章	パラメータ設計	58
6.1	緒言	58
6.2	望小特性のパラメータ設計.....	58
6.3	手法.....	59
6.4	結果.....	60
6.5	まとめ	62
第7章	結論	63
7.1	本研究の結論.....	63
7.2	今後の課題	63
参考文献	65

目次

Fig. 1-1 Main component and a cross-sectional view of a reaction wheel [5]	7
Fig. 1-2 Combined angular contact ball bearings (DF) [3]	7
Fig. 2-1 Bearing unit	11
Fig. 2-2 Test apparatus (both ends free)	12
Fig. 2-3 Measuring points and directions of excitation (free-free)	13
Fig. 2-4 Test apparatus (one end fixed)	14
Fig. 2-5 Measuring points and directions of excitation (one end fixed)	14
Fig. 2-6 Bearing model	16
Fig. 2-7 Each part of the bearing model	16
Fig. 2-8 Contact force between the ball and the inner ring	18
Fig. 2-9 Contact between the outer ring and the cage	18
Fig. 2-10 Bearing unit model for modal analysis	19
Fig. 2-11 Mode shapes of the bearing unit	20
Fig. 3-1 Test bearing	22
Fig. 3-2 Schematic diagram of test apparatus	24
Fig. 3-3 Circularity of outer ring raceway vs. clamping load	24
Fig. 3-4 Acceleration in the axial direction vs. applied moment	25
Fig. 3-5 Force and moment between the ball and the inner ring	26
Fig. 3-6 The relationship between coefficient of friction and thickness ratio	28
Fig. 3-7 Bearing unit model for dynamic analysis	29
Fig. 3-8 The FFT of axial acceleration of the measuring point	30
Fig. 3-9 Axial and angular direction of the holder	30
Fig. 3-10 The FFT of acceleration of the center of the holder	31
Fig. 3-11 The FFT of axial acceleration of the measuring point and the apparatus (Provided from JAXA)	32
Fig. 4-1 Orbital circle of the inner ring	34
Fig. 4-2 The shape of the inner ring with each order of waviness	34
Fig. 4-3 Bearing 1 and bearing 2	35
Fig. 4-4 Angular misalignment	35
Fig. 4-5 The direction of moment on the holder	36
Fig. 4-6 The FFT of acceleration of the holder ($A_1=0.1\mu\text{m}$, $A_2=A_3=A_4=0$)	37
Fig. 4-7 The FFT of acceleration of the holder ($A_2=0.2\mu\text{m}$, $A_1=A_3=A_4=0$)	37
Fig. 4-8 The FFT of acceleration of the holder ($A_3=0.2\mu\text{m}$, $A_1=A_2=A_4=0$)	37
Fig. 4-9 The FFT of acceleration of the holder ($A_4=0.2\mu\text{m}$, $A_1=A_2=A_3=0$)	38

Fig. 4-10 The FFT of acceleration of the holder ($A_1=0.1\mu\text{m}$, $A_2=A_3=A_4=0.2\mu\text{m}$)...	38
Fig. 4-11 The FFT of force between balls and inner ring ($A_2=0.2\mu\text{m}$, $A_1=A_3=A_4=0$)	38
Fig. 4-12 Acceleration of the holder ($A_1=0.1\mu\text{m}$, $A_2=A_3=A_4=0$).....	41
Fig. 4-13 Acceleration of the holder ($A_2=0.2\mu\text{m}$, $A_1=A_3=A_4=0$).....	41
Fig. 4-14 Acceleration of the holder ($A_3=0.2\mu\text{m}$, $A_1=A_2=A_4=0$).....	41
Fig. 4-15 Acceleration of the holder ($A_4=0.2\mu\text{m}$, $A_1=A_2=A_3=0$).....	42
Fig. 4-16 Acceleration of the holder ($A_1=0.1\mu\text{m}$, $A_2=A_3=A_4=0.2\mu\text{m}$)	42
Fig. 4-17 Normal force between a ball and inner ring ($A_1=0.1\mu\text{m}$, $A_2=A_3=A_4=0.2\mu\text{m}$)	42
Fig. 4-18 Movement of the holder with whirling of the inner ring	43
Fig. 4-19 Normal force of two balls to face each other	43
Fig. 4-20 Change in force when the inner ring rotates	43
Fig. 4-21 Force between balls and inner ring ($A_1=0.1\mu\text{m}$, $A_2=A_3=A_4=0.2\mu\text{m}$, moment : 0.034Nm)	44
Fig. 4-22 Load change when the inner ring rotates (A_3 and moment).....	44
Fig. 4-23 Acceleration of the holder ($A_1=0.1\mu\text{m}$, $A_2=A_3=A_4=0$).....	46
Fig. 4-24 Acceleration of the holder ($A_2=0.2\mu\text{m}$, $A_1=A_3=A_4=0$).....	47
Fig. 4-25 Acceleration of the holder ($A_3=0.2\mu\text{m}$, $A_1=A_2=A_4=0$).....	47
Fig. 4-26 Acceleration of the holder ($A_4=0.2\mu\text{m}$, $A_1=A_2=A_3=0$).....	47
Fig. 4-27 Acceleration of the holder ($A_1=0.1\mu\text{m}$, $A_2=A_3=A_4=0.2\mu\text{m}$)	48
Fig. 4-28 Load distribution when outer ring waviness changes ($A_1=0.1\mu\text{m}$).....	48
Fig. 4-29 Load change when the inner ring rotates (A_2 and B_2).....	48
Fig. 4-30 Load change when the inner ring rotates (A_2 and B_3).....	49
Fig. 5-1 Reaction wheel model	51
Fig. 5-2 Axial force of the wheel.....	52
Fig. 5-3 Axial force of the housing with misalignment	54
Fig. 5-4 Motions of both ends of the rotating mass	55
Fig. 5-5 Direction of motion of the rotating mass.....	55
Fig. 5-6 FFT of axial displacement of the lower end of the rotating mass	56
Fig. 5-7 Axial force of the housing with outer ring waviness	56
Fig. 6-1 Axial force of the housing	61
Fig. 6-2 Factor effect chart of the SN ratio	62

表目次

Table 2-1 Used equipment.....	12
Table 2-2 Eigenmodes of the bearing (free-free).....	13
Table 2-3 Eigenmodes of the bearing (one end fixed).....	15
Table 2-4 Condition of the analysis	20
Table 2-5 Natural frequencies of the bearing unit.....	20
Table 3-1 Specifications of the test bearing	23
Table 3-2 Condition of the analysis	29
Table 5-1 Condition of the analysis	51
Table 6-1 Control factors	60
Table 6-2 Error factor	60
Table 6-3 Orthogonal table.....	60
Table 6-4 Optimum condition and the worst condition of the SN ratio.....	62
Table 6-5 Confirmation of reproducibility.....	62

第1章 序論

1.1 研究の背景

人工衛星の姿勢を制御する機器として、リアクションホイールが存在する。リアクションホイールは、ローテーティングマス、モータ、ローテー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、テレメトリ/コマンド送受信を受け持つ駆動回路、そしてハウジングより構成される(Fig. 1-1)。リアクションホイールは、ローテーティングマスを回転させ、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量が厳しく制限されるため、モータの消費電力を抑える必要がある。そのため、潤滑油の粘性抵抗を小さくする必要があり、使用する潤滑油の量も極微量である。また、宇宙機器は運用中に交換することは困難であるため、リアクションホイールには長寿命が要求される。

リアクションホイールのローテーティングマス/シャフトは両端が軸受で支持されている。軸受には主にすべり軸受と転がり軸受が存在するが、給油装置が不要で真空環境でも運用可能な転がり軸受が用いられる [1]。また、転がり軸受にも玉軸受ところ軸受が存在するが、転がり抵抗やトルクが小さく、高速使用に適している玉軸受が使用される [2]。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かかるため、ラジアル/スラスト両方向の負荷能力を持つ組合せアンギュラ玉軸受が使用される [3]。組合せアンギュラ玉軸受では単列アンギュラ玉軸受が2列1組で組み合わせで使用される。本研究で扱う組合せアンギュラ玉軸受は、許容傾き角が大きくなるように正面組合せ(DF型)となっている(Fig. 1-2)。

組合せ玉軸受は、組立時に軸方向に荷重を与え、玉と軌道輪の間の隙間をなくして玉に圧縮応力がかかるようにする。このような軸方向にあらかじめ与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隙間によるガタがなくなり、剛性が高まるので、回転時の振動を抑制することができる。

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ため、リアクションホイールには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へ悪影響を与えることを阻止するために、回転中に軸受に発生する振動を極めて低いレベルに抑えることが求められている [4]。

JAXA の経験によると、ロータの不釣合による半径方向振動はマスバランスの調整により制御しやすいが、軸受の形状誤差やホイールの組立誤差が主な発生要因と推定されている軸方向振動はあるレベル以下では制御困難となる。また、高周波の振動は振幅が小さく問題になりにくいいため、500Hz 以下の低周波の軸方向振動の低減とばらつき抑制が課題とな

っている。

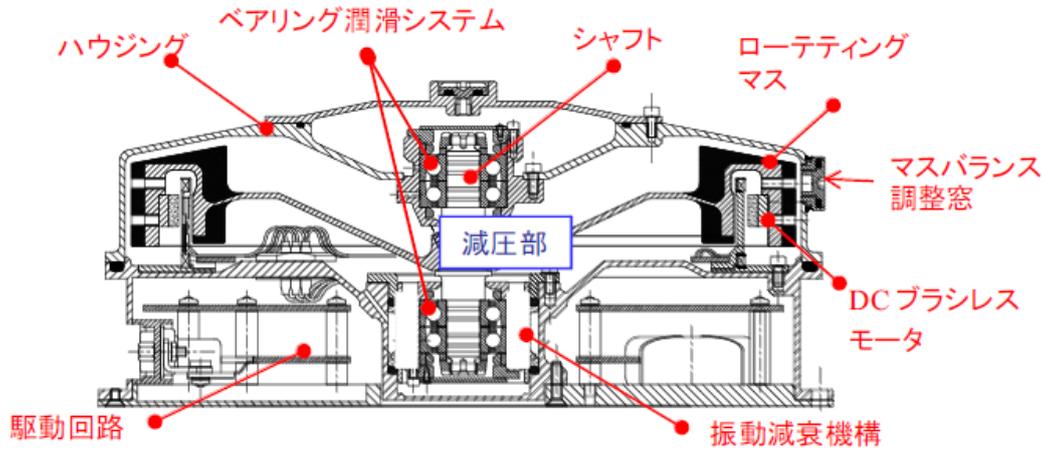


Fig. 1-1 Main component and a cross-sectional view of a reaction wheel [5]

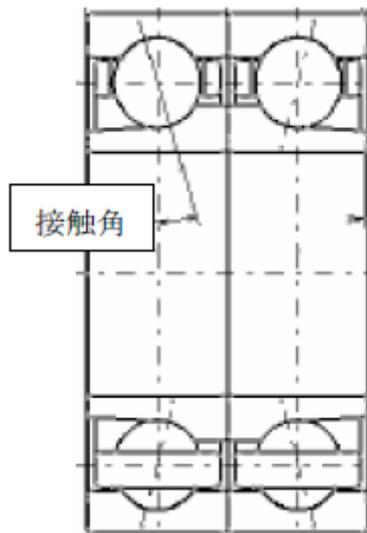


Fig. 1-2 Combined angular contact ball bearings (DF) [3]

1.2 玉軸受に発生する振動

玉軸受で支持された軸系に発生する振動には、回転体の不釣合いによるすべての回転軸系に共通の振動現象と、玉軸受そのものに起因する玉軸受系特有の振動現象がある [6]。さらに後者は、玉軸受の構造に起因する強制力による振動と、玉軸受のもつ非線形ばね特性によって生ずる特殊な振動に分類される。これらの振動はいずれも強制振動であるから、その強制力の周波数が回転軸系の固有振動数に一致するところで共振現象を呈する。

玉軸受特有の振動の具体的要因として、各部品の形状誤差や組立精度などの機械的因子が考えられている [7]. 実機においてこれらの機械的因子と発生する振動の関係を厳密に計測することは困難であるため、コンピュータシミュレーションが用いられる. 軸受のシミュレーションは主に有限要素法、マルチボディダイナミクス解析(機構解析)の 2 種類が存在する. 有限要素法は物体の変形を扱うことができるため、接触応力分布の観察や剛性マトリックスの計算などが行われている [8] [9]. 一方、マルチボディダイナミクス解析は計算時間が短いという特徴がある. 軸受を高速回転させるような解析は有限要素法では非常に時間がかかるため、マルチボディダイナミクス解析が用いられることが多い. また、軸や保持器のみ弾性体にするという例もある [10] [11].

Aktülk [12]は、アンギュラ玉軸受に対して転動体や軌道輪に非真円性を与える解析を行い、転動体の個数を z としたとき、軌道輪のうねりの次数が $z-1$, z , $z+1$ に一致するとき大きな振動が発生することを示した. また、転動体のうねりが保持器の回転周波数や転動体の回転周波数に応じた振動を誘発することを示した.

Tandon ら [13]は、局所的な欠陥による玉軸受の振動を調べ、外輪の欠陥が BPFO(転動体が外輪の特定の位置を通過する周波数)とその整数倍の周波数の振動を誘発することを示した. また、アキシヤル荷重が負荷される場合、内輪の欠陥が BPFI(転動体が内輪の特定の位置を通過する周波数)とその整数倍の周波数の振動を誘発することを示した.

Lee ら [14]は、玉軸受系におけるミスアライメントの影響を調べ、ミスアライメントがローターの軌道に影響することを示した. また、実験と解析により、ミスアライメントを与えた方向の固有振動数が増加することを確認した.

Sopanen ら [15] [16]は、玉軸受のモデリング手法について詳細に述べ、軸受の内部すきまが固有振動数に及ぼす影響について議論した. また、軌道輪に非真円性を与えた解析を行い、低次のうねりが回転次数成分(回転数の整数倍の周波数)の振動を誘発することを示した.

リアクションホイールの擾乱に関する研究も行われてきた.

谷脇ら [17]は、低周波側の擾乱の測定実験を行い、ローターの回転数よりも小さい周波数の擾乱を確認した. また、リアクションホイールの数学モデルを構築し、転動体や保持器の質量アンバランスや寸法誤差も低周波微小擾乱の要因の一つとなり得ることを確かめた.

Zhang ら [18]は、リアクションホイールの解析モデルを構築し、試験との微小擾乱の比較を行った. その結果、高速領域においてはジャイロ効果を考慮するほうが試験と近い結果を得られることを確かめた.

これらの研究により、さまざまな機械的因子が玉軸受固有の振動を誘発することが示されてきた. また、リアクションホイールの微小擾乱の原因についても考察が行われてきた.

しかし、実機における振動の大きさを予測・低減する方法を検討するためには、実際の軸系で試験や解析を行い、振動に影響を及ぼす支配的な機械的因子を把握する必要がある。

間庭ら [4]はリアクションホイールに用いられる軸受ユニットの回転試験を行い、内外輪の角度ミスアライメントや外輪真円度の増加が軸方向振動の回転 2 次成分(回転数の 2 倍の周波数)を増加させることを示した。軸方向振動の回転 2 次成分に注目したのは、この成分が機械的因子の影響を特に受けやすいと考えられているためである。しかし、これらの機械的因子が軸方向振動に影響を及ぼす力学的メカニズムや、ユニットとホイールの振動の関係性は明らかにされていない。また、各機械的因子が軸方向振動に及ぼす影響の大きさの比較は行われていない。

1.3 先行研究

共同研究先である JAXA によって行われた研究を説明する。

小原 [19]は、アンギュラ玉軸受のマルチボディダイナミクス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、リテーナインスタビリティ(保持器の運動に起因する異音や摩擦トルクの上昇のこと。RI と略される)の発生の有無を調べた。その結果、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を確認した。

間庭ら [20]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、そ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。

本研究室においてアンギュラ玉軸受に関するマルチボディダイナミクス解析を行った研究として、舘 [21]の研究と中嶋 [22]の研究がある。

舘は、パーツをすべて剛体とした軸受解析モデルを作成し、RI の発生を再現した。その後、保持器を弾性体に置き換えた軸受モデルの解析を行い、保持器が剛体の場合との違いについて論じた。

中嶋は、組合せ軸受としてモデル化し、軸受の軸方向振動の回転 1 次成分、回転 2 次成分の発生原因を調べた。また、内外輪に角度ミスアライメントを与えて解析を行い、角度ミスアライメントが大きくなると軸方向振動の回転 2 次成分が大きくなることを確認した。

これらの研究では軸受の固有振動に関する考察は行われていない。振動特性の解明のためには、軸受の固有振動を実験と解析で比較し、モデルの妥当性を検証する必要がある。また、振動の回転次数成分が発生する力学的メカニズムはまだ解明されていない。機械的因子によって軸受内部でどのように力が伝わって振動を誘発するのかを解明する必要がある。また、それぞれの機械的因子が振動に与える影響の大きさも解明する必要がある。

1.4 研究目的

本研究では、マルチボディダイナミクス解析を行い、軸受ユニットの主要振動特性を再現するモデルを構築する。その後形状誤差や組立誤差を与えて動解析を行い、各機械的因子が振動に影響を与える力学的メカニズムを解明する。また、リアクションホイール全体の解析を行い、ユニットとの振動特性の違いを明らかにしたうえで、パラメータ設計により各機械的因子の影響の大きさを評価する。

主な観察対象は 1~4 次の回転次数成分（回転数の 1~4 倍の周波数）の振動とする。これは、試験において回転 2 次成分がもっとも機械的因子の影響を受けやすく、他の回転次数成分の振動も観測されていることと、低周波の軸方向振動の低減とばらつき抑制が課題となっていることが理由である。

1.5 本論文の構成

本論文の構成を以下に示す。

第 1 章では、本研究の背景と目的を述べた。

第 2 章では、軸受ユニットのモーダル解析を行い、加振試験の結果と比較することで、静止状態での振動特性を再現する解析モデルを作成する。

第 3 章では、軸受ユニットの動解析を行い、回転試験の結果と比較することで、静止状態からの振動特性の変化を観察する。

第 4 章では、軸受ユニットに形状誤差や組立誤差を与えて動解析を行い、発生する振動成分とその力学的メカニズムを解明する。

第 5 章では、リアクションホイール全体の解析を行い、軸受ユニットとの振動特性の違いを観察する。

第 6 章では、リアクションホイールの振動についてのパラメータ設計を行い、各機械的因子が振動に与える影響の大きさを比較することで設計指針を提案する。

第 7 章では、本研究の結論を述べる。

第2章 モーダル解析

2.1 緒言

軸受の動的挙動をマルチボディダイナミクスで観察する際、各パーツの接触状態を正しくモデリングする必要がある。特に、振動を観察するためには軸受の固有振動が試験と解析で一致していることが重要である。本章では、加振試験で得た固有振動を再現するような解析モデルの作成を行う。

2.2 加振試験

軸受のモーダルパラメータ(固有振動数, 固有モード, 減衰比)を取得することを目的として, JAXA は軸受ユニット(Fig. 2-1)の加振試験を行った。軸受ユニットは, 正面組合せのアンギュラ玉軸受をホルダで囲い, 中心に軸を通した構造になっている。軸受ユニットに加速度センサを取り付け, ハンマーによる加振を行い, 加速度センサの出力から軸受ユニットのモーダルパラメータを得た。使用機器を Table 2-1 に示す。この軸受ユニットに対し, 拘束条件を与えない両端フリーと, 軸の片端を固定する片端固定の2つの条件で試験を行った。



Fig. 2-1 Bearing unit

Table 2-1 Used equipment

実験データ計測装置	AD3651 cWCA 16ch システム
ミニハンマー	DYTRAN 社製 5800SL
加速度センサ	PCB 社製 356A01(3 軸) 352C22(1 軸)

2.2.1 両端フリー

測定点としてポイント 1~14 に加速度センサを設置し、軸の両端をひもで吊るした状態で軸方向と半径方向に加振を行った(Fig. 2-2, Fig. 2-3)。出力される加速度から伝達関数を求め、3つの軸受特有の固有モードを得た。得られた3つの固有モードのモード形状、固有振動数を Table 2-2 に示す。角方向(Angular direction)は軸に対してホルダが傾くモード、軸方向(Axial direction)は軸に対してホルダが軸方向に振動するモード、半径方向(Radial direction)は軸に対してホルダが半径方向に振動するモードを表す。



Fig. 2-2 Test apparatus (both ends free)

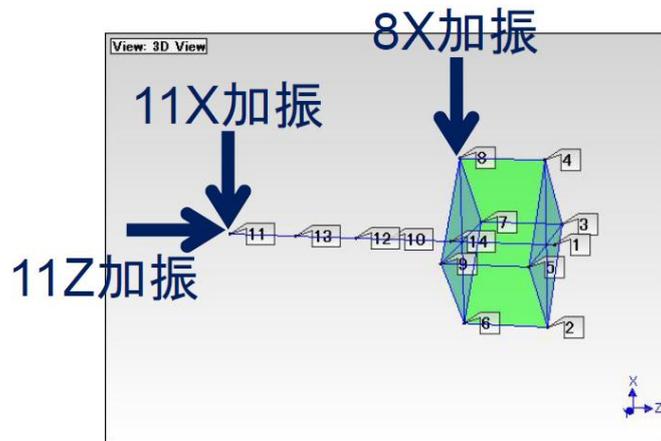


Fig. 2-3 Measuring points and directions of excitation (free-free)

Table 2-2 Eigenmodes of the bearing (free-free)

Mode name	Mode shape	Natural frequency[Hz]
Angular direction		533
Axial direction		3150
Radial direction		7970

2.2.2片端固定

両端フリーのときと同様の加振を，軸の片端を定盤に固定して行った(Fig. 2-4, Fig. 2-5). ポイント 13, 14 を固定しているため，計測点はポイント 1 から 12 とした. 得られた 3 つの固有モードのモード形状，固有振動数を Table 2-3 に示す.



Fig. 2-4 Test apparatus (one end fixed)

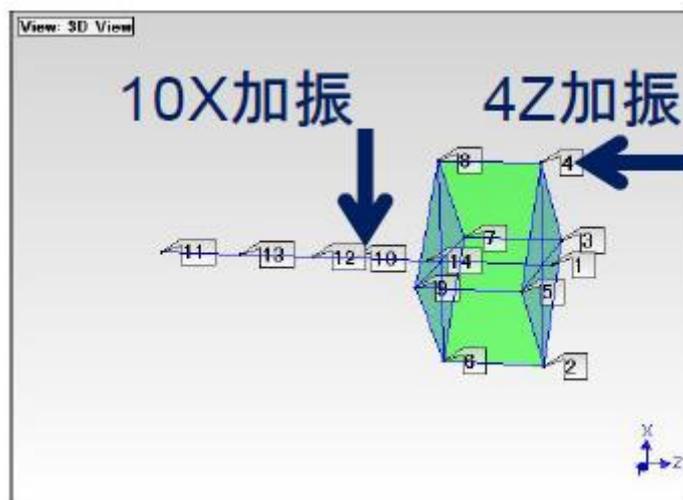
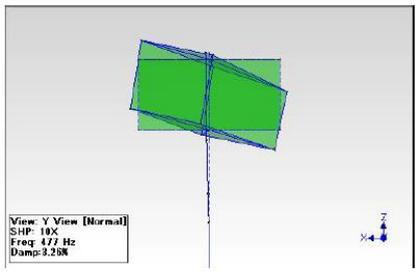
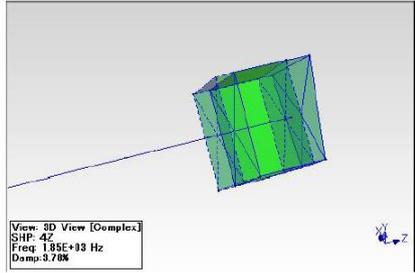
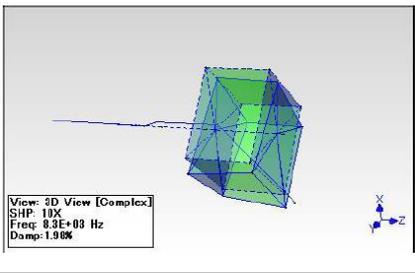


Fig. 2-5 Measuring points and directions of excitation (one end fixed)

Table 2-3 Eigenmodes of the bearing (one end fixed)

Mode name	Mode shape	Natural frequency[Hz]
Angular direction	 <p>View: Y View [Normal] SHP: 10X Freq: 477 Hz Damp: 3.28%</p>	477
Axial direction	 <p>View: 3D View [Complex] SHP: 42 Freq: 1.85E+03 Hz Damp: 3.78%</p>	1850
Radial direction	 <p>View: 3D View [Complex] SHP: 10X Freq: 8.3E+03 Hz Damp: 1.98%</p>	8300

2.3 解析モデル

2.3.1 軸受ユニットモデルの概要

本研究では、舘 [21]，中嶋 [22]が作成したモデルをベースに用いる．軸受モデルを Fig. 2-6，Fig. 2-7 に示す．転動体(玉)，軌道輪(内輪と外輪)，保持器をすべて剛体とみなし，各パーツに拘束と力を定義する．拘束と力を定義するにあたり，以下の条件を仮定する．

- ・転動体と保持器には拘束を与えず，6 自由度運動をさせる．
- ・各パーツ間で幾何学的干渉が生じた場合，Hertz の弾性接触理論を用いて法線力を決定する．
- ・転動体-保持器間と軌道輪-保持器間の摩擦については，クーロン摩擦モデルを用いて接線力を決定する．

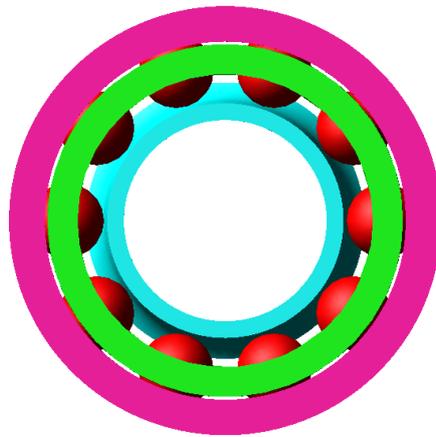


Fig. 2-6 Bearing model

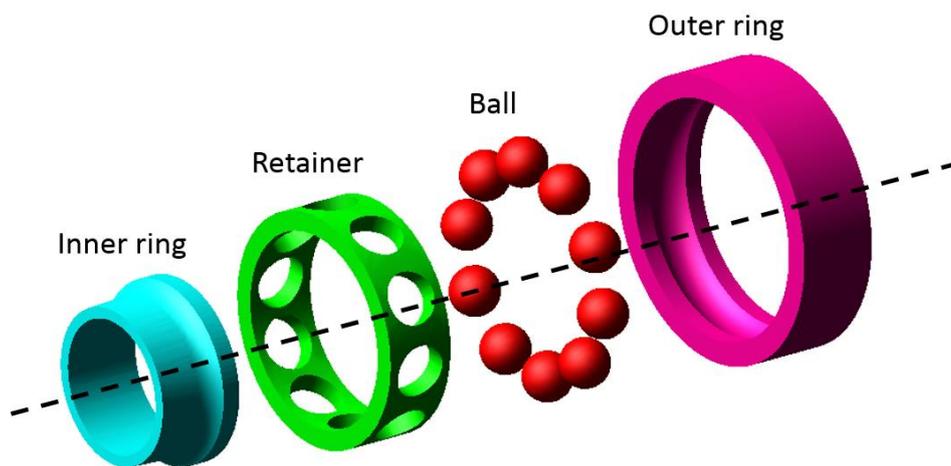


Fig. 2-7 Each part of the bearing model

2.3.2力の定義

各パーツに作用する力の詳細な定義方法を以下に記す.

- ・ 転動体-軌道輪間

内輪から転動体に作用する力を Fig. 2-8 に示す. 外輪からの場合も同様である. 転動体と軌道輪の接触面は非常に小さいため, 接触部に大きな圧力が加わり弾性変形が生じる. 本研究では転動体, 軌道輪を剛体とみなすため, 接触する 2 物体の幾何学的干渉量 δ から Hertz の弾性接触理論による以下の式を用いて法線力 F_N を決定する.

$$F_N = K\delta^{3/2} \quad (2-1)$$

ここで、剛性係数 K は Hamrock の式 [23]

$$K = \frac{\pi k_e E_{\text{eff}}}{\xi^{3/2}} \left(\frac{2\zeta R}{9} \right)^{1/2} \quad (2-2)$$

により求める。ここで、 R は等価曲率半径を表し、

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_x} + \frac{1}{R_y} \quad (2-3)$$

$$\frac{1}{R_x} = \frac{1}{r_{ax}} + \frac{1}{r_{bx}} \quad (2-4)$$

$$\frac{1}{R_y} = \frac{1}{r_{ay}} + \frac{1}{r_{by}} \quad (2-5)$$

で与えられる。ここで、 $r_{ax}, r_{ay}, r_{bx}, r_{by}$ は接触する 2 物体の 2 方向の曲率半径を表す。また、

E_{eff} は等価ヤング率を表し、

$$E_{\text{eff}} = \frac{2}{\frac{1-\nu_a^2}{E_a} + \frac{1-\nu_b^2}{E_b}} \quad (2-6)$$

で与えられる。ここで、 E_a, ν_a, E_b, ν_b は接触する 2 物体のヤング率、ポアソン比を表す。また、パラメータ k_e, ζ, T はそれぞれ

$$k_e = \left(\frac{R_y}{R_x} \right)^{2/\pi} \quad (2-7)$$

$$\xi = \frac{\pi}{2} + \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right) \ln \left(\frac{R_y}{R_x} \right) \quad (2-8)$$

$$\zeta = 1 + \frac{\frac{\pi}{2} - 1}{\frac{R_y}{R_x}} \quad (2-9)$$

で与えられる。

本研究で扱う軸受には 44N の予圧がかけられている。これは、軸受が軸方向に 44N の力を受けていることを意味しており、転動体数が 10、接触角が 18 度であることを考慮すると、転動体-軌道輪間の法線力は

$$\frac{44}{10 \times \sin 18^\circ} = 14.23 \dots \quad (2-10)$$

より 14.2N 程度となる。これをみたすように δ の初期値を決定する。

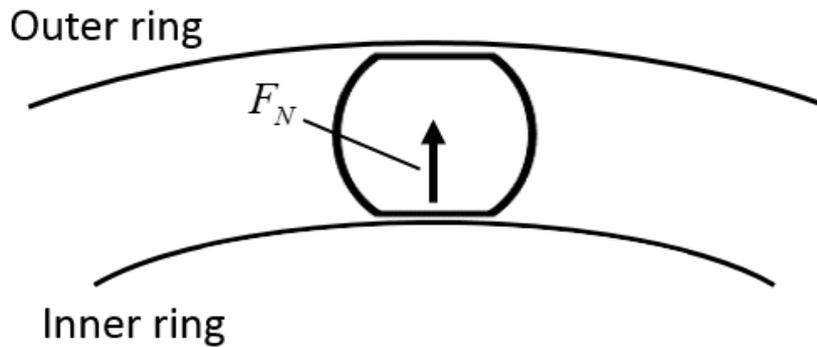


Fig. 2-8 Contact force between the ball and the inner ring

・軌道輪-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 の弾性接触理論で決定する。保持器は 6 自由度の運動を行うため、外輪と保持器の接触は点接触となる(Fig. 2-9)。接触力を求める際、外輪と保持器の隙間は小さいことから外輪の軸と保持器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に等しいと近似した。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。これらから等価曲率半径を求め、式(2-1)により法線力を決定する。

この法線力に相対速度に応じた摩擦係数をかけることで接線力を決定する。接線力の方向は相対表面速度方向と逆向きの方向であり、Fig. 2-9 における X-Z 平面上にある。

本研究で扱う軸受の内輪と保持器の隙間は十分大きいので、内輪と保持器が接触することはない。

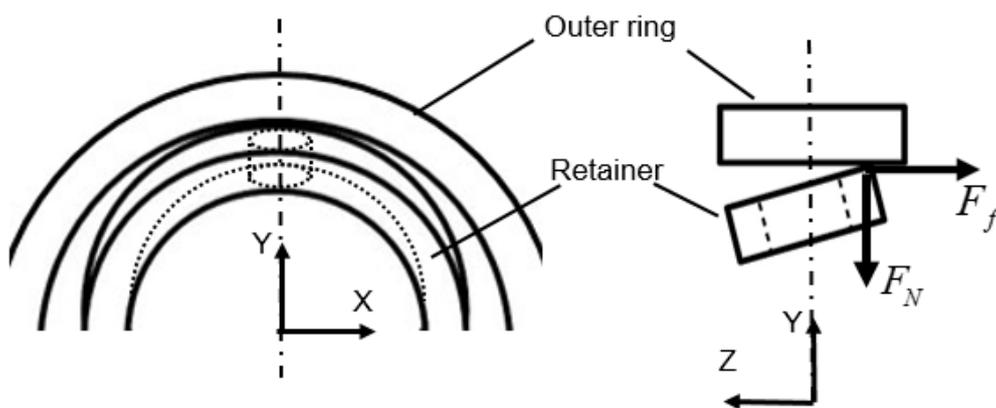


Fig. 2-9 Contact between the outer ring and the cage

・転動体-保持器間

接触における法線力は、転動体-軌道輪間、軌道輪-保持器間と同様に Hertz の弾性接触理

論で決定する。この法線力に相対速度に応じた摩擦係数をかけることで接線力を決定する。

2.3.3 軸受ユニットモデル

モーダル解析用の軸受ユニットの解析モデルを Fig. 2-10 に示す。軸受ユニットは 2 つの軸受とホルダ、軸から構成される。軸受とホルダは剛体とし、軸はビーム要素とする。2 つの軸受は正面組合せで使用する。

要素間の拘束を以下のように定義する。

- ①一方の内輪をもう一方の内輪に完全固定し、一体となって動くようにする。
- ②一方の外輪をもう一方の外輪に完全固定し、一体となって動くようにする。
- ③ホルダを外輪に完全固定し、一体となって動くようにする。
- ④軸のうち、内輪の内部にある部分については剛体とみなし、内輪に完全固定する。

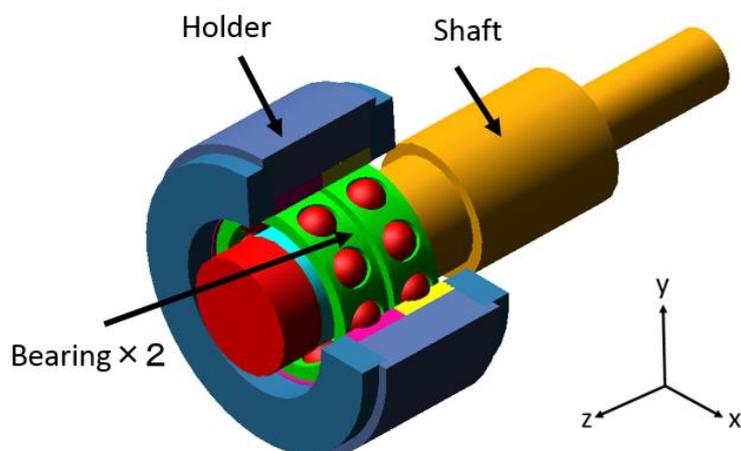


Fig. 2-10 Bearing unit model for modal analysis

2.4 解析条件

Fig. 2-10 の解析モデルに対し、モーダル解析を行う。解析条件を Table 2-4 に示す。両端フリーは、何も拘束を与えないと計算が不安定になるおそれがあるため、軸とグラウンドを非常に弱いばねでつないだ。片端固定は、軸の片端をグラウンドに固定した。

Table 2-4 Condition of the analysis

Software	Adams2014.0.1 (MSC Software)
Boundary condition	Both ends free : Connect the shaft to ground with a very weak spring One end fixed : Fix one end of the shaft
Analysis type	Static analysis, modal analysis

2.5 解析結果

軸受ユニットモデルに対してモーダル解析を行った結果、加振試験と同様の 3 つのモードが観測された(Fig. 2-11)。両端フリー、片端固定のそれぞれの条件下での固有振動数を Table 2-5 に示す。ここで、解析結果を試験結果に合わせこむために、法線力の剛性係数 K は式(2-2)で求めた理論値の 1.4 倍とした。本研究では、片端固定での角方向モードと軸方向モードを優先的に合わせた。これは、片端固定のほうが両端フリーよりも実機運用時の条件に近く、実機試験でも角方向モードと軸方向モードと思われる振動が観測されているためである。

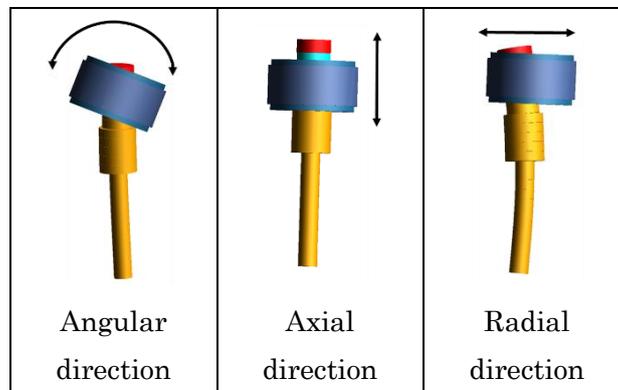


Fig. 2-11 Mode shapes of the bearing unit

Table 2-5 Natural frequencies of the bearing unit

Mode name		Both ends free	One end fixed
Angular direction	Experiment	533	477
	Analysis	481	476
Axial direction	Experiment	3150	1850
	Analysis	2977	1849
Radial direction	Experiment	7970	8300
	Analysis	8138	7667

2.6 まとめ

加振試験とモーダル解析により，軸受ユニットの静的状態における振動特性を再現する解析モデルが完成した．以降，Fig. 2-11 に示すホルダの振動方向を左から順に角方向，軸方向，半径方向と呼ぶ．

第3章 動解析

3.1 緒言

第 2 章で作成した解析モデルに対し，軸を回転させる動解析を行い，回転試験の結果と比較することで，静止状態からの振動特性の変化を観察する．回転中の軸受には潤滑油による油膜が形成されることから，弾性流体潤滑理論(EHL 理論)を用いてモデリングを行う．

3.2 回転試験

間庭，小原 [4]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．経験上，組立精度やミスアライメントの影響を受けやすい回転速度の 2 倍成分の軸方向振動に注目して試験を行った．その試験の詳細を以下に述べる．

3.2.1 供試軸受

供試軸受の概要を Fig. 3-1, Table 3-1 に示す．



Fig. 3-1 Test bearing

Table 3-1 Specifications of the test bearing

Model	Angular ball bearings (Used in pairs)
Size	15mm (Inner diameter) × 32mm (Outer diameter) × 9mm (Width)
Material of rings and balls	Equivalent to 440C stainless steel
Accuracy	JIS 2 class
Material of retainer	Cotton-based phenol
Preload	44N(Fixed position preload)
Lubricant	Synthetic hydrocarbon oil Multiply Alkylated Cyclopentane Centrifuge after a small amount dropped into the bearing (No refueling)

3.2.2 試験方法

試験装置の概略図を Fig. 3-2 に示す。供試軸受はホルダ内に組み込まれており、Fig. 3-2 (b)に示すように定位置予圧によりおよそ 44N の予圧が負荷される。真空チャンバ内に設置された供試軸受の内輪を、モータ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。大気中、回転速度 6000rpm の条件で試験を行った。回転開始から 1 分後に、加速度は 10kHz、摩擦トルクは 1Hz のサンプリング速度で 20 秒間測定し、その平均値を算出した。加速度については FFT 解析を行い、回転速度の 2 倍成分である 200Hz における値を測定結果とした。

軸受の振動に及ぼす機械的因子の影響を明らかにするために、(A) ホルダ組立方法の変更、(B) 供試軸受へのモーメント負荷を行った。まず (A) では、定位置予圧を負荷（外輪を軸方向にねじでクランプ）する際に、Fig. 3-2 (b)に示すクランプ板 1 によるクランプ力を周方向で均一にした場合（正規組立）と不均一にした場合（非正規組立）の 2 種類の組立方法で試験を行った。なお、正規組立と非正規組立で外輪真円度がどの程度異なるか事前に調べており、その結果については後述する。また、(B) では Fig. 3-2 に示すように重りによって供試軸受に 0.034, 0.069Nm のモーメントを印加し、内輪と外輪に角度ミスアライメントを与えた。

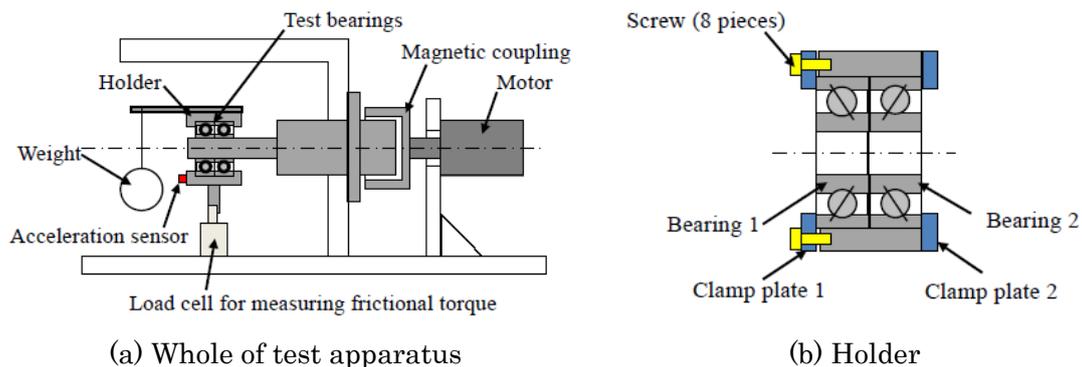


Fig. 3-2 Schematic diagram of test apparatus

3.2.3 試験結果（ホルダ組立方法と外輪真円度の関係）

回転試験を行う前に、ホルダ組立方法と外輪真円度の関係を調べた。試験方法は、ホルダに外輪単体を組み込み、クランプ後の溝底真円度を測定した。Fig. 3-3 に外輪真円度とクランプ力の関係を示す。試験回数は、正規組立 4 回、非正規組立 5 回であり、Fig. 3-3 は測定結果の平均値を示している。

Fig. 3-3 に示すように、クランプ力が大きくなるほど外輪真円度も大きくなるのが分かる。また、正規組立と比較して、非正規組立では外輪真円度が著しく大きくなっている。

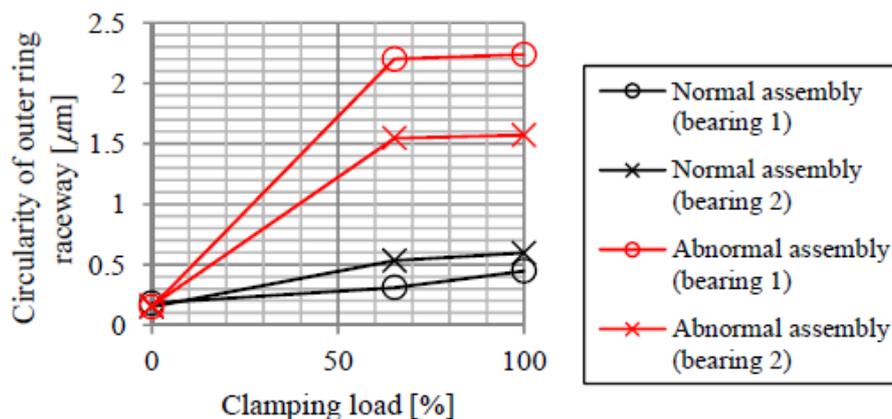


Fig. 3-3 Circularity of outer ring raceway vs. clamping load

3.2.4 試験結果（軸方向振動の測定結果）

Fig. 3-4 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．縦軸の棒グラフは各組立における平均，エラーバーは $\pm\sigma$ （標準偏差）を表している．また，Fig. 3-4 における縦軸の加速度値は，正規組立・モーメントなしの時の値で正規化している．

まず Fig. 3-4 の加速度を見てみると，明らかに正規組立よりも非正規組立の方が加速度値は大きくなっていることが分かる．これは Fig. 3-3 に示した外輪真円度が関係していると考えられる．また，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の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．CW と CCW でわずかに差異が見られるが，詳細な原因は分かっていない．

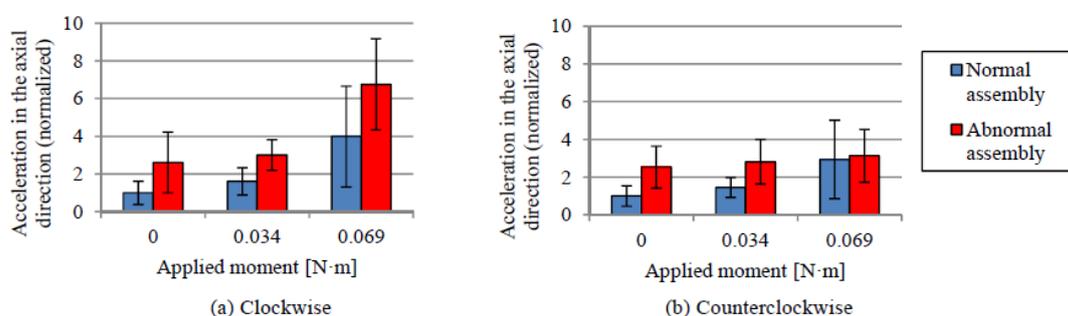


Fig. 3-4 Acceleration in the axial direction vs. applied moment

3.3 解析モデル

3.3.1 軸受ユニットモデルの変更点

回転中の軸受には潤滑油による油膜が形成される．したがって，動解析を行うためには，2.3 節で作成した解析モデルに油膜の影響を追加する必要がある．拘束と力の定義に関して，以下の条件を追加する．

- ・ 転動体-軌道輪間の摩擦は，村木・木村の理論式 [24]を用いて接線力を決定する．
- ・ 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．
- ・ 油膜の圧力に起因するスクイーズ膜効果は考慮しない．

これらの条件に従い，転動体-軌道輪間に作用する力とモーメントに変更を加える．その詳細を以下に記す．

内輪から転動体に作用する力とモーメントを Fig. 3-5 に示す。外輪からの場合も同様である。①法線力 F_N ，②接線力 F_f ，③転がり粘性抵抗 M_R を定義する。

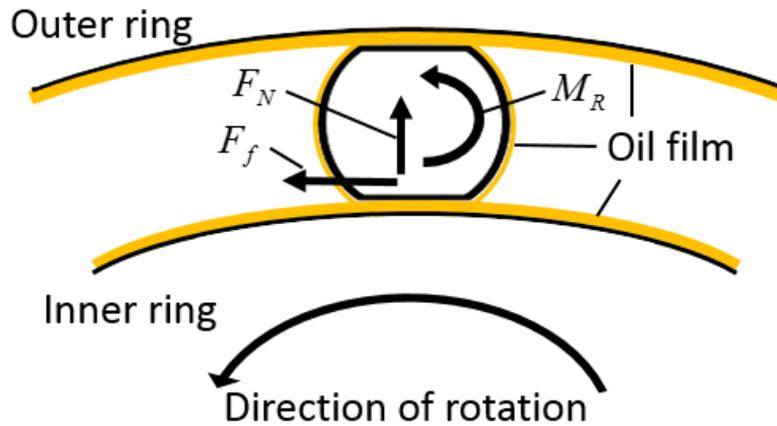


Fig. 3-5 Force and moment between the ball and the inner ring

①法線力

法線力はモーダル解析のときと同様、Hertz の弾性接触理論 (式(2-1)) で定義する。このとき、転動体-軌道輪間に油膜が形成されることで転動体と軌道輪の弾性変形量が増大し、法線力が大きくなる。この影響を考慮し、式(2-1)における δ の初期値を増加させる。

②接線力

転動体、軌道輪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。このこと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よぶ。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、表面の速度差により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よぶ。一方、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。境界潤滑下では法線力に一定の摩擦係数をかけることで接線力を求める。流体潤滑・境界潤滑の判定および接線力の計算方法を以下に示す。

まず、法線力の値を用いて油膜厚さ H_c を計算する。次式に示す、点接触に関する Hamrock-Dowson の膜厚計算式 [25]を用いる。

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

ここで、 G は無次元材料パラメータ、 U は無次元代表速度、 W は無次元荷重パラメータ、 k は接触楕円比を表す。

式(3-1)で求めた油膜厚さから、次式に示す簡易理論式 [24]を用いて流体潤滑状態での摩擦係数 μ_{hd} を計算する。

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

ここで、 $X_c = (D/\Sigma)\sinh^{-1}\Sigma$ は弾性部の無次元接触長さ、 \bar{S} は無次元せん断応力の平均値、 D は無次元デボラ数、 Σ は無次元せん断速度、 τ_0 は潤滑油の特性応力、 \bar{P} は接触における平均面圧を表す。

また、油膜厚さから膜厚比 Λ を次式で計算する。

$$\Lambda = \frac{H_c}{\sigma} \quad (3-3)$$

ここで、 σ は表面粗さを表す。本研究では $\sigma = 0.25\mu\text{m}$ とした。

油膜厚さの減少による潤滑状態の変化を考慮し、摩擦係数 μ を次式より計算する。ここで、 $\mu_{bd} = 0.1$, $\Lambda_{bd} = 0.06$, $\Lambda_{hd} = 3.0$ とした。

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

以上より、接線力 F_f は次式で与えられる。

$$F_f = \mu F_N \quad (3-5)$$

式(3-4)で示した、膜厚比と摩擦係数の関係を Fig. 3-6 に示す。

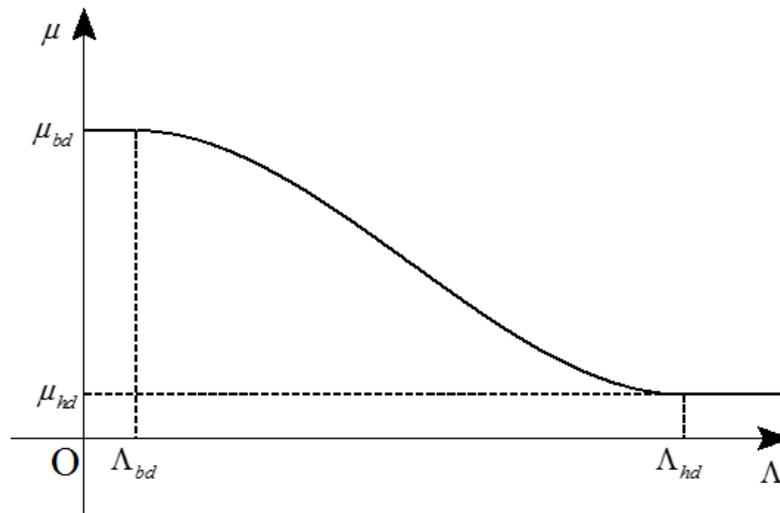


Fig. 3-6 The relationship between coefficient of friction and thickness ratio

③ 転がり粘性抵抗

EHL 状態で転がり運動をする場合、接触面内の圧力分布が非対称となるため、圧力中心は Hertz 接触中心から入口側にオフセットする [26]。すなわち、圧力分布は転動体の回転に対して逆方向のトルクを与える。このモーメントを転がり粘性抵抗とよぶ。転がり粘性抵抗は次式 [27] で計算される。

$$M_R = 2.86 R_b E' R_x^2 k^{0.348} G^{0.022} U^{0.66} W^{0.47} \quad (3-6)$$

ここで、 R_b は転動体の半径を表す。

式(3-6)は潤滑油が十分存在する場合を想定しているが、本研究で扱う軸受で用いられる潤滑油は少量であるため、式(3-6)で求まる値に一定の係数 β ($0 < \beta < 1$) をかけることで油量の少なさを表現する。

3.3.2 軸受ユニットモデル

動解析用の軸受ユニットの解析モデルを Fig. 3-7 に示す。モーダル解析用のモデルからの変更点を以下に示す。

- ①ホルダにトルクバーを取り付ける(完全固定)。
- ②トルクバー-グラウンド間に X 軸方向にばね力を与えてホルダの回転を抑制する。
- ③トルクバー-グラウンド間に Y, Z 軸方向に摩擦力を定義する。ここで、摩擦係数は 0.05 とする。

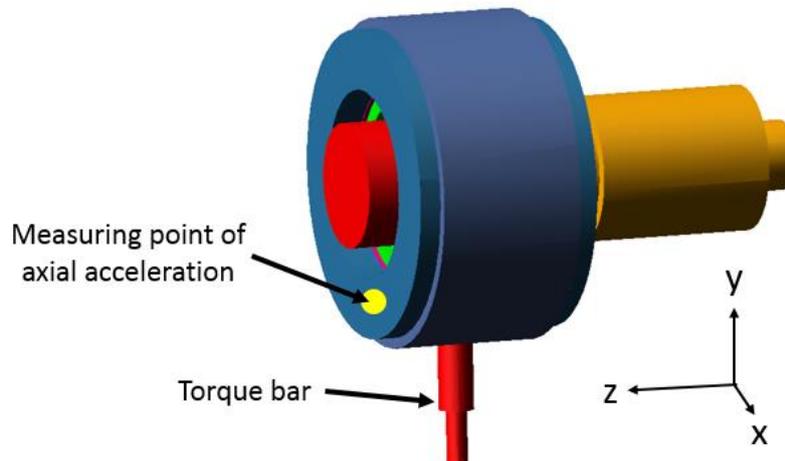


Fig. 3-7 Bearing unit model for dynamic analysis

3.4 解析条件

Fig. 3-7 の解析モデルに対し、動解析を行った。解析条件を Table 3-2 に示す。ここで、軸の回転数を 100Hz としているため、 $100 \times n$ Hz の振動が回転 n 次成分の振動に相当する。出力は Fig. 3-7 に示す測定点とする。これは、回転試験における測定点と同じ位置になっている。

Table 3-2 Condition of the analysis

Software	Adams2014.0.1 (MSC Software)
Restraint condition	Fix the DOF than the rotation around the z-axis of the end of the shaft
Displacement boundary conditions	Rotate the end of the shaft around the z-axis at 100Hz
Analysis type	Dynamic analysis
Analysis time	1s

3.5 解析結果

動解析用の軸受ユニットモデルに対して動解析を行い、測定点の軸方向加速度を FFT 解析した結果、545Hz と 2128Hz にピークが観測された(Fig. 3-8)。このピークの意味を調べるため、ホルダの重心の軸方向加速度と角方向角加速度を観察したところ、545Hz はホルダの角方向振動であり、2128Hz はホルダの軸方向振動であった(Fig. 3-9, Fig. 3-10)。この

解析における拘束条件はモーダル解析における片端固定に類似しており、片端固定でのモーダル解析結果(Table 2-5)より、545Hz は角方向の固有振動数であり、2128Hz は軸方向の固有振動数であると考えられる。モーダル解析時よりも固有振動数が大きくなっているのは、回転中の油膜厚さを考慮し、転動体と軌道輪間の法線力を増大させたことで剛性が上がったためである。

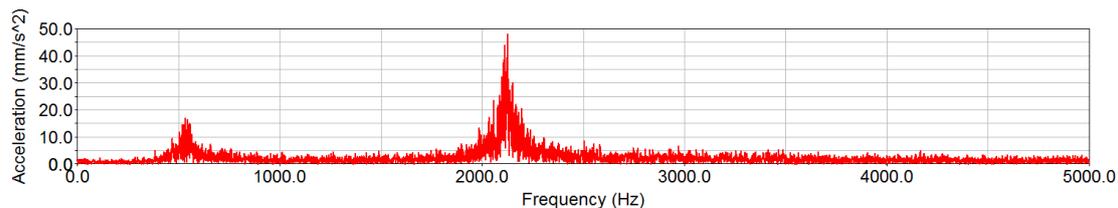


Fig. 3-8 The FFT of axial acceleration of the measuring point

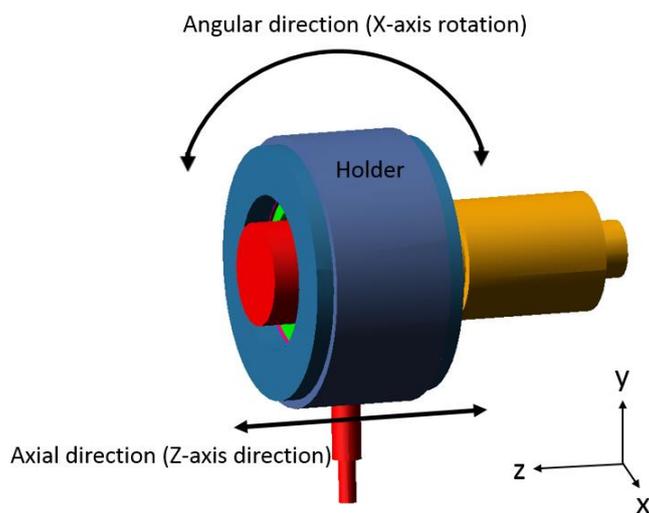
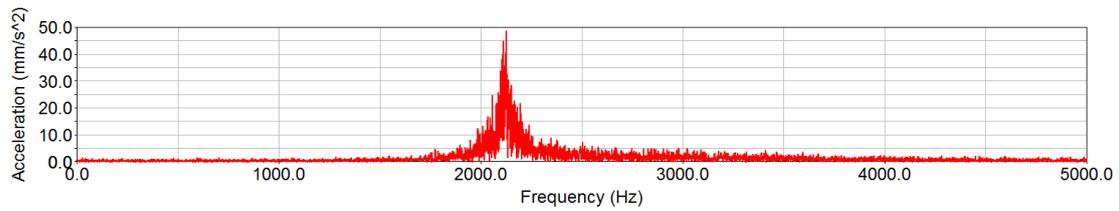
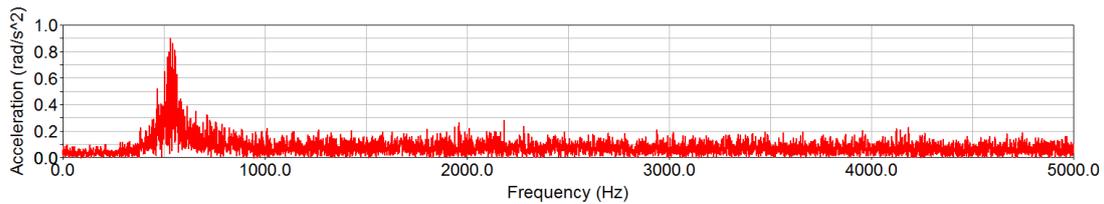


Fig. 3-9 Axial and angular direction of the holder



Axial direction



Angular direction

Fig. 3-10 The FFT of acceleration of the center of the holder

3.6 試験結果との比較

回転試験における測定点と装置の軸方向加速度をFFT解析した結果をFig. 3-11に示す。試験では装置がホルダの振動に影響すると考えられるため、ホルダの加速度と装置の加速度を分けて示した。2つのグラフを比較すると、100Hz, 697Hz, 2449Hzのピークがホルダに起因する振動であり、1230Hzのピークが装置に起因する振動であると考えられる。本研究では、ホルダ（つまり軸受）に起因するピークについて考察する。

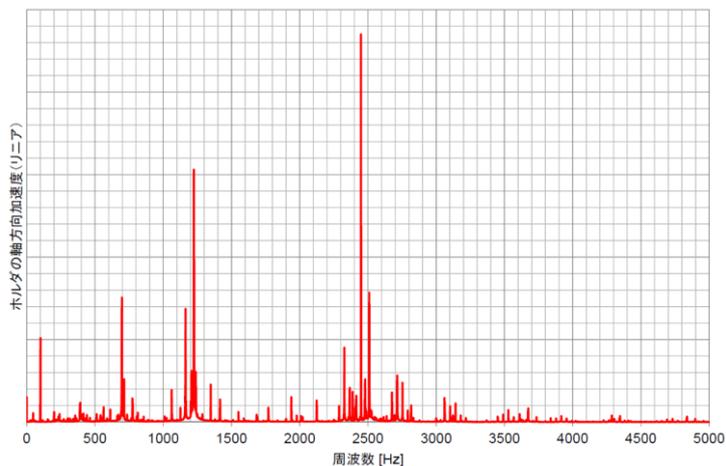
100Hzのピークは、入力回転数と一致しているので、回転1次成分の振動である。これは回転体の不釣り合いなどによって発生するものであるが[28]、解析では理想的な回転をするものとしたので、100Hzのピークは観測されなかった。

解析において545Hz, 2128Hzが固有振動数であったことから、試験における697Hz, 2449Hzのピークはそれぞれ角方向、軸方向の固有振動の可能性はある。しかし、解析のほうが試験よりも2割程度小さい値が出ている。試験では1点のみの加速度を測定しているため、固有振動であると断定はできない。加振試験では片端固定での角方向、軸方向の固有振動数はそれぞれ477Hz, 1850Hzであったので、これらが固有振動であった場合、回転によって固有振動数が3~5割大きくなっていることになる。単純なばね-質量系で考えた場合、質量 m 、ばね定数 k の系の固有振動数 ω は

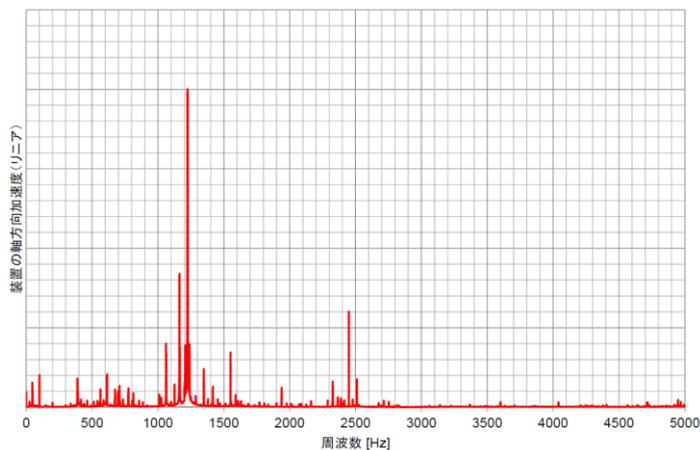
$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3-7)$$

で表せ、 ω は k の0.5乗に比例することから、固有振動数が3~5割大きくなることは剛性

が約 2 倍になっていることを意味する。回転による油膜の影響のみで剛性が約 2 倍になるとは考えにくいので、試験における測定点を増やし、振動形状を調べる必要がある。



Measuring point



Apparatus

**Fig. 3-11 The FFT of axial acceleration of the measuring point and the apparatus
(Provided from JAXA)**

第4章機械的因子による振動のメ カニズム

4.1 緒言

第3章で作成した動解析モデルに対し、軸受の形状誤差や組立誤差を与え、発生する振動を観察する。本研究で扱う機械的因子は軌道輪の非真円性と内輪・外輪間の角度ミスアライメントとする。出力はホルダの軸方向加速度と角方向角加速度とする。角方向角加速度を出力に含めたのは、回転試験で測定した軸方向加速度に角方向振動と思われる成分が含まれていたためと、ホルダの角方向振動がホイールの軸方向振動となって伝わる可能性を無視できないと判断したためである。ホルダの半径方向振動がホイールの軸方向振動に影響を及ぼすとは考えにくいため、半径方向加速度は観察対象に入れないことにする。

4.2 モデリング

4.2.1 軌道輪の非真円性

任意の曲線はフーリエ級数展開により三角関数の重ね合わせで表現できる。本研究では、Fig. 4-1 に示す内輪の軌道円の非真円性を次式により表現する。

$$r(\theta) = r_{def} + \sum_{n=1}^4 A_n \cos(n\theta + \phi_n) \quad (4-1)$$

ここで、 r_{def} は真円のときの半径、 A_n は各成分の振幅、 ϕ_n は適当な位相を表す。 $n=1$ は内輪が偏心しているような状態に相当し、 $n=2, 3, 4$ はそれぞれ楕円、三角形、四角形のような形に相当する(Fig. 4-2)。内輪の軌道円はこれらの形状の重ね合わせとなる。

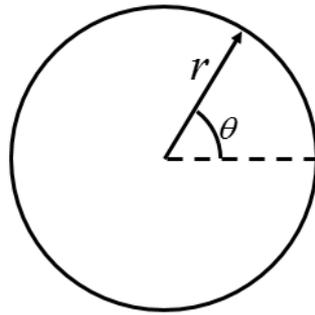


Fig. 4-1 Orbital circle of the inner ring

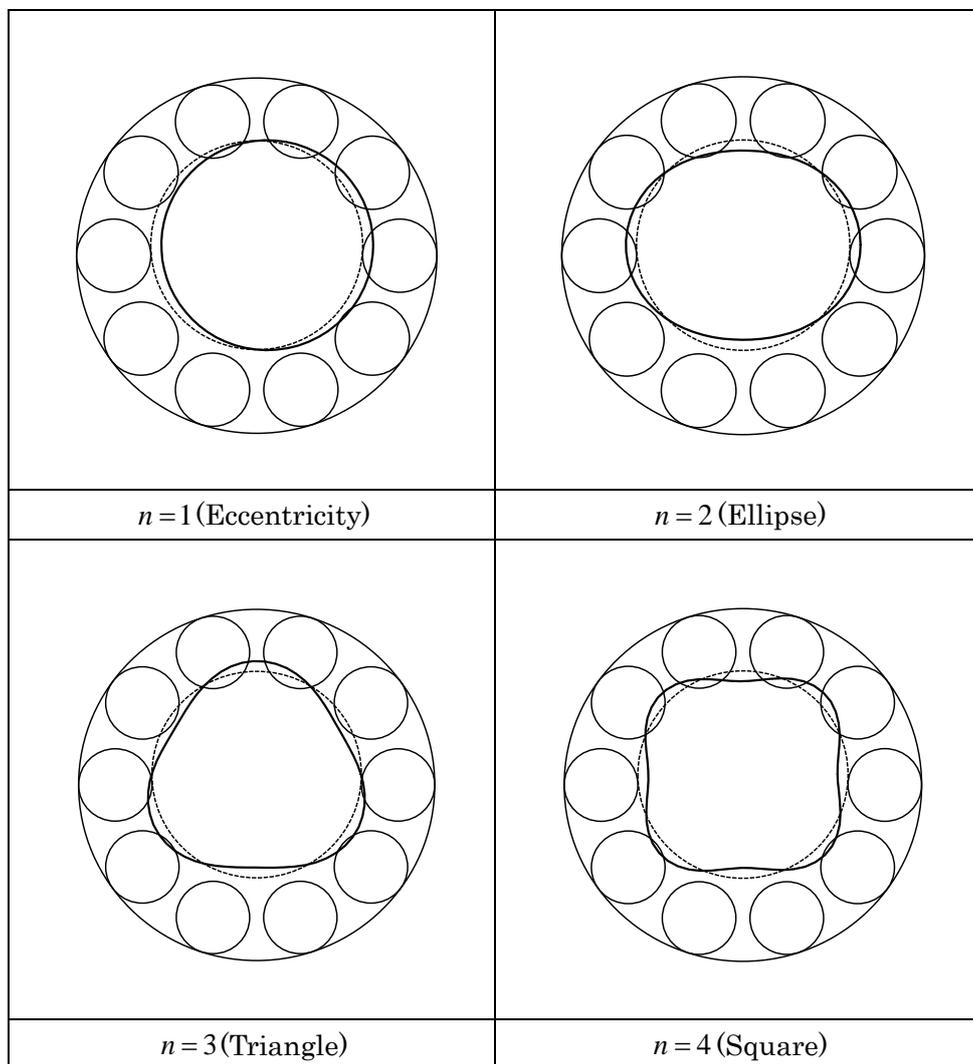


Fig. 4-2 The shape of the inner ring with each order of waviness

外輪の非真円性も内輪と同様にして次式で与える.

$$r(\theta) = r_{def} + \sum_{n=2}^4 B_n \cos(n\theta + \phi_n) \quad (4-2)$$

ここで、 B_n は各成分の振幅を表す。外輪のうねりの次数は 2~4 とした。

内輪、外輪ともに、非真円性を与えるのは Fig. 4-3 に示す軸受 1(Bearing 1)のみとする。以降、Fig. 4-3 に示すように軸受 1(Bearing 1)と軸受 2(Bearing 2)を定義する。

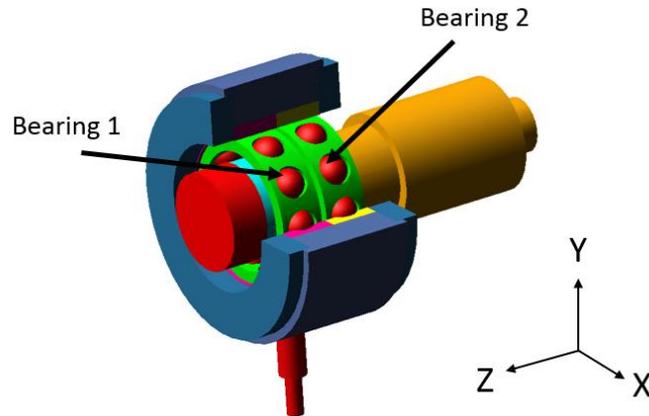


Fig. 4-3 Bearing 1 and Bearing 2

4.2.2 内輪-外輪間の角度ミスアライメント

第 1 章で述べたように、リアクションホイールでは組合せ軸受が軸の両端に取り付けられている。それぞれの組合せ軸受の中心軸が一致していることが理想であるが、実際には組立時に内外輪の中心軸に傾きのずれが生じる。これを角度ミスアライメントという (Fig. 4-4)。本研究では、ホルダに X 軸まわり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表現する (Fig. 4-5)。

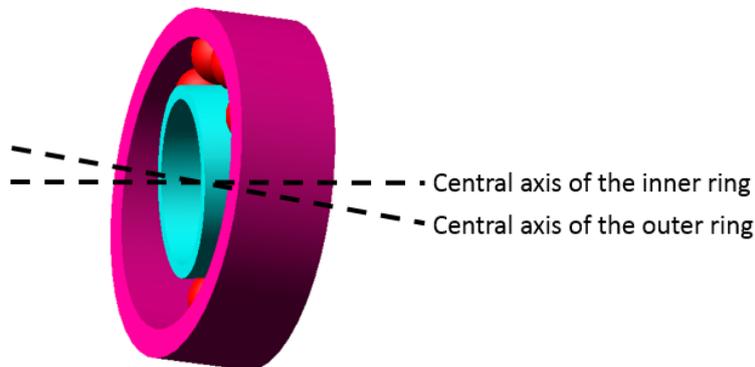


Fig. 4-4 Angular misalignment of the bearing

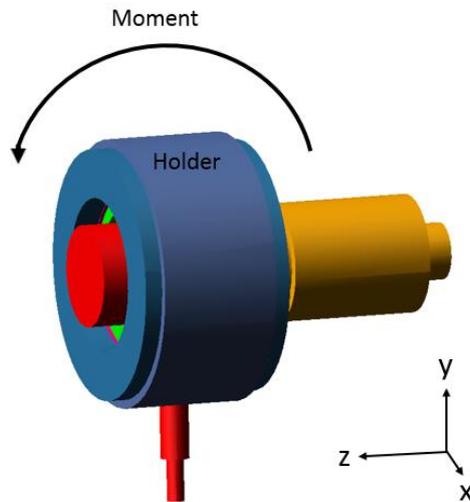


Fig. 4-5 Direction of moment on the holder

4.3 解析結果

4.3.1 内輪の非真円性の影響

式(4-1)を用いて軸受 1 の内輪に非真円性を与え、ホルダの軸方向加速度と角方向角加速度を FFT 解析した(Fig. 4-6~Fig. 4-10). Fig. 4-6, Fig. 4-7, Fig. 4-8, Fig. 4-9 はそれぞれ内輪に 1~4 次のうねりを単体で与えた結果であり, Fig. 4-10 は 1~4 次のうねりをすべて重ね合わせた結果である. A1~A4 はそれぞれ内輪のうねりの 1~4 次の振幅を表す. 各条件下での角方向加速度が 400Hz から 500Hz にかけて大きくなっているのは, 545Hz に固有振動が存在するためである.

内輪に 1 次のうねりを与えると, ホルダの角方向振動に 100Hz, つまり回転 1 次成分のピークが観測された(Fig. 4-6). 式(4-1)における 1 次のうねりは内輪の偏心に相当しており, 軸受 1 のみふれまわり運動を行うため, ホルダが角方向に振動すると考えられる.

内輪に 2 次, 3 次, 4 次のうねりを与えても, それぞれの回転次数成分である 200Hz, 300Hz, 400Hz のピークは観測されなかった(Fig. 4-7, Fig. 4-8, Fig. 4-9). 2 次のうねりを与えた場合について, 軸受 1 の 1 つの転動体の法線力と, 軸受 1 の全転動体の法線力の y 方向成分の合計を FFT 解析したところ, 前者には 122Hz にピークが観測され, 後者にはピークが観測されなかった. (Fig. 4-11). このモデルにおける転動体の公転周波数は 39Hz であるので, 内輪視点で考えた場合, 転動体は $100\text{Hz} - 39\text{Hz} = 61\text{Hz}$ で逆方向に回転している. したがって, 122Hz は内輪視点での転動体の公転周波数の 2 倍に相当しており, 内

輪の2次のうねりによって荷重変化がたしかに起こっていることを示している。いっぽう、全転動体の法線力のy方向成分の合計には200Hzのピークが観測されなかったため、転動体全体でみると200Hzの加振は受けていない。これは、内輪の非真円性により転動体ごとに荷重のばらつきは存在するが、転動体全体では荷重バランスがつりあっていることを意味する。このような理由により、2次以上のうねりを与えてもその次数成分の振動が観測されないと考えられる。

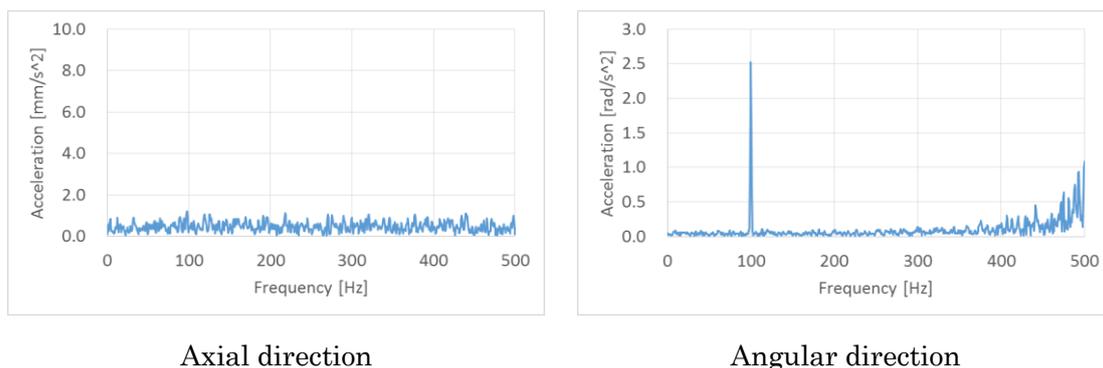


Fig. 4-6 The FFT of acceleration of the holder ($A_1=0.1\mu\text{m}$, $A_2=A_3=A_4=0$)

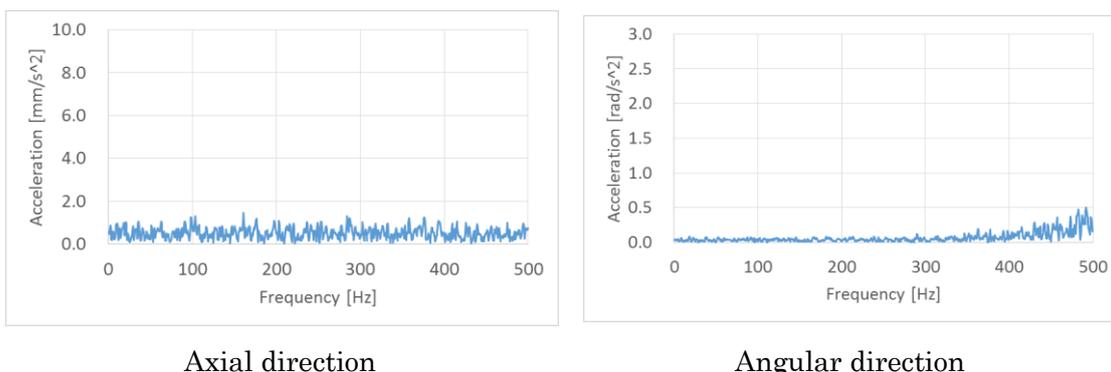


Fig. 4-7 The FFT of acceleration of the holder ($A_2=0.2\mu\text{m}$, $A_1=A_3=A_4=0$)

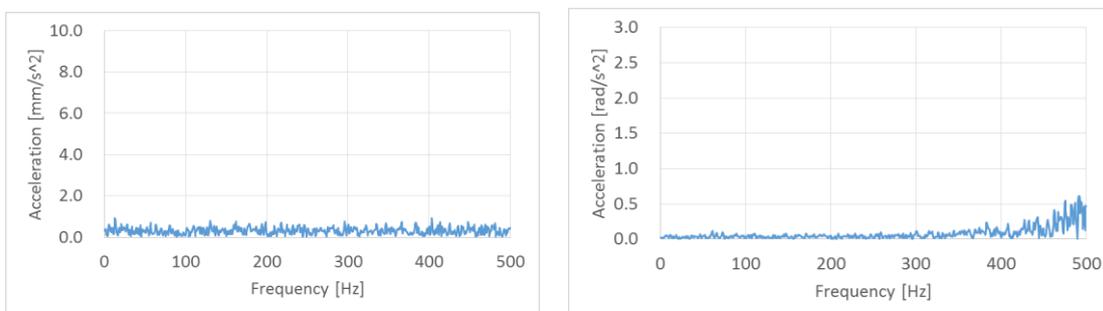
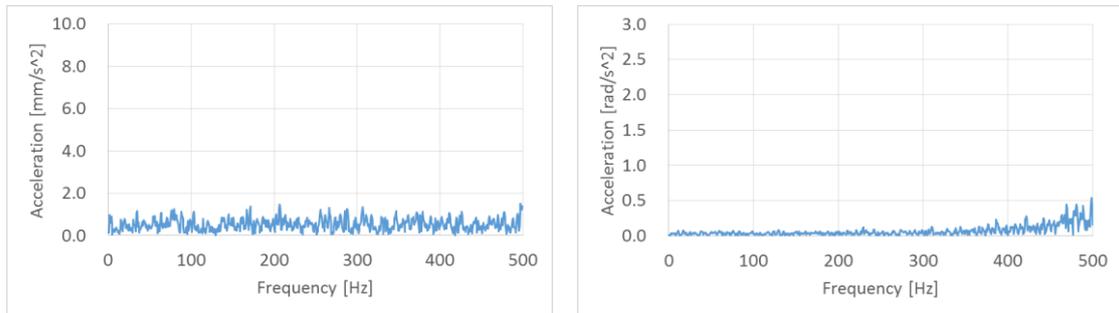


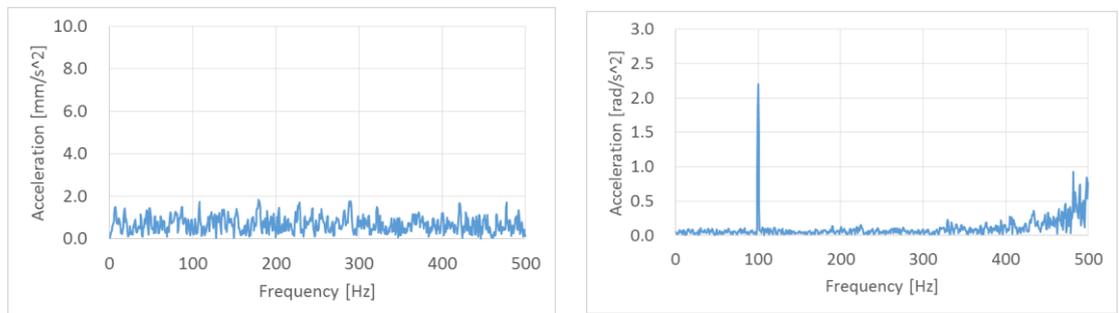
Fig. 4-8 The FFT of acceleration of the holder ($A_3=0.2\mu\text{m}$, $A_1=A_2=A_4=0$)



Axial direction

Angular direction

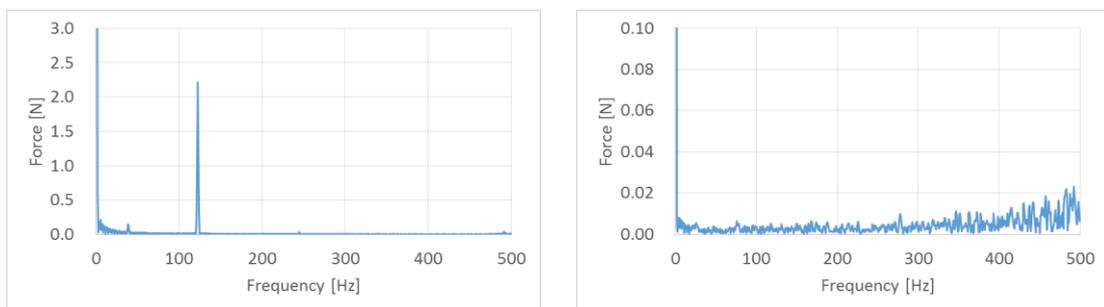
Fig. 4-9 The FFT of acceleration of the holder ($A_4=0.2\mu\text{m}$, $A_1=A_2=A_3=0$)



Axial direction

Angular direction

Fig. 4-10 The FFT of acceleration of the holder ($A_1=0.1\mu\text{m}$, $A_2=A_3=A_4=0.2\mu\text{m}$)



Normal force between a ball and inner ring

Sum of Y-component of normal forces between all balls and inner ring

Fig. 4-11 The FFT of force between balls and inner ring ($A_2=0.2\mu\text{m}$, $A_1=A_3=A_4=0$)

4.3.1 角度ミスアライメントの影響

軸受 1 の内輪に非真円性を与えた状態で、さらに内輪-外輪間に角度ミスアライメントを

与えたときのホルダの軸方向加速度と角方向角加速度を FFT 解析した(Fig. 4-12~Fig. 4-16). Fig. 4-12, Fig. 4-13, Fig. 4-14, Fig. 4-15 はそれぞれ内輪に 1~4 次のうねりを単体で与えた状態でモーメントを負荷した結果であり, Fig. 4-16 は 1~4 次のうねりをすべて重ね合わせた状態でモーメントを負荷した結果である. 角度ミスアライメントを与えたことにより, 角方向, 軸方向ともに全体的に加速度が大きくなる傾向が見られた. これは, ホルダに常に外力を与え続けていたことで軸受から受ける力も大きくなり, 不安定な状態であったためと考えられる.

角度ミスアライメントを与えても, 回転 1 次成分のピークの高さは変化しなかった(Fig. 4-12). この理由を調べるため, 内輪に 1~4 次のうねりを重ね合わせたモデルの解析を行い, 軸受 1 の 1 つの転動体の法線力を FFT 解析したところ, 内輪視点での転動体の公転周波数の 2, 3, 4 倍に相当する 122Hz, 183Hz, 244Hz にピークが観測されたが, 公転周波数の 1 倍に相当する 61Hz にはピークが観測されなかった(Fig. 4-17). これは, 内輪の 2 次以上のうねりは転動体の荷重変化を誘発するが, 1 次のうねりは荷重変化を誘発しないことを意味する. 2 次以上のうねりは変形に相当するため, 必ず荷重バランスを変化させるが, 1 次のうねりは偏心に相当するため, 外輪も偏心することで荷重バランスを保つことができる. つまり, 内輪に 1 次のうねりが存在すると, ホルダは荷重バランスを保つために角方向に振動する(Fig. 4-18). 角度ミスアライメントを与えても回転 1 次成分のピークの高さが変化しないのは, 内輪・外輪間の力のつりあいの位置が変わるだけでホルダの角方向振動の大きさには影響しないためであると考えられる.

角度ミスアライメントを与えると, 回転 2 次成分に顕著なピークが発生した(Fig. 4-13). この理由を調べるため, 内輪に 2 次のうねりを持たせたモデルにおける向かい合う 2 つの転動体 (転動体 A と転動体 B とする) と内輪の間の法線力を求めたところ, 角度ミスアライメントを与えることにより向かい合う転動体間に荷重の差が生まれていた(Fig. 4-19). 角度ミスアライメントは内外輪間の中心軸の傾きのずれであるが, 組合せ軸受のホルダに作用した場合, それぞれの軸受に逆方向のラジアル荷重を負荷しているような状態となる. したがって, 外輪がラジアル方向に変位し, 向かい合う転動体間に荷重の差が生まれている. この状態で 2 次のうねりを持つ内輪が回転したときの様子を Fig. 4-20 に示す. Fig. 4-20 において, 角度ミスアライメントにより外輪が -Y 方向に変位しており, 矢印の長さが荷重の大きさを表している. Fig. 4-20(a)の状態では外輪の変位により +Y 方向の力が大きくなっている. そこから内輪が 90 度回転すると, +Y 方向, -Y 方向ともに荷重が増大するが, 法線力は幾何学的干渉量の $3/2$ 乗に比例している(式(2-1))ため, 荷重の増分は +Y 方向のほうが大きくなる(Fig. 4-20(b)). これが外輪のラジアル方向の加振力となり, 組合せ軸受であることからホルダの角方向振動を誘発する. この振動は内輪 1 回転につき 2 周期であることから, 回転 2 次成分の振動となる. よって, 角度ミスアライメントによる回転 2 次成分

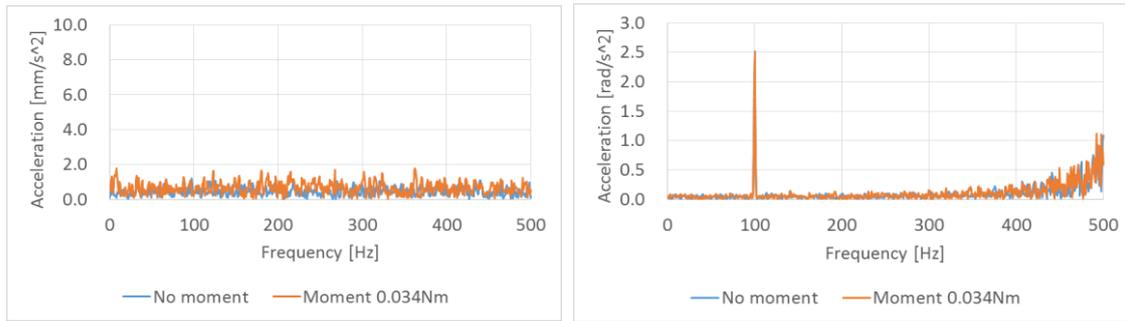
の振動の増加は、転動体-軌道輪間の弾性接触が重要な要素であるといえる。

このメカニズムの妥当性を確認するため、ホルダの X 軸まわり回転以外の自由度を拘束し、ホルダに X 軸まわりに 5.0×10^{-5} rad の回転変位を与えて静解析を行い、ホルダが受ける X 軸まわりの反トルクを算出した。その結果、Fig. 4-20(a)の状態ではホルダは X 軸まわりに 30.1Nmm の反トルクを受け、Fig. 4-20(b)の状態ではホルダは X 軸まわりに 30.9Nmm の反トルクを受けていた。したがって、内輪の回転によりホルダが受ける X 軸まわりのトルクが変わり、ホルダが角方向の加振を受けていることが確認された。

角度ミスアライメントを与えても、回転 3 次成分、回転 4 次成分にピークは観測されなかった(Fig. 4-14, Fig. 4-15)。この理由を調べるため、内輪に 1~4 次のうねりを重ね合わせてさらに角度ミスアライメントを与えたモデルについて解析を行い、軸受 1 の 1 つの転動体の法線力と、軸受 1 の全転動体の法線力の y 方向成分の合計を FFT 解析したところ、前者には転動体公転周波数である 39Hz と、内輪視点での転動体公転周波数である 61Hz の 2~4 倍の周波数にピークが観測されたが、後者には内輪回転数の 1 倍、2 倍のみピークが観測された(Fig. 4-21)。1 つの転動体の法線力に転動体公転周波数のピークが観測されたのは、角度ミスアライメントによって外輪が偏心しているためである。Fig. 4-21 の 2 つのグラフは、各転動体は内輪のうねりに応じた荷重変化を起こすが、転動体全体で見ると 3 次以上のうねりからは加振力を受けないことを意味している。今、内輪が 3 次のうねりを持ち、角度ミスアライメントにより外輪が -Y 方向に偏心している状態を例にとる(Fig. 4-22)。このとき、外輪の偏心により上半分の領域のほうが荷重が大きくなっている。うねりを持つ内輪の回転により荷重変化が起こるが、法線力は幾何学的干渉量の $3/2$ 乗に比例している(式(2-1))ため、上半分の領域のほうが下半分の領域よりも荷重の変化量が大きくなる。しかし、上半分、下半分それぞれに内輪のうねりの山と谷が両方存在するため、全領域での合計の荷重はほぼつりあう。つまり、内輪のうねりの次数が大きくなると荷重変化の大きい領域、小さい領域それぞれにうねりの山と谷が両方存在するようになるため、全体の荷重バランスが保たれやすくなる。これが、3 次以上の回転次数成分の振動が角度ミスアライメントの影響を受けない理由であると考えられる。

このメカニズムの妥当性を確認するため、ホルダの X 軸まわり回転以外の自由度を拘束し、ホルダに X 軸まわりに 5.0×10^{-5} rad の回転変位を与えて静解析を行い、ホルダが受ける X 軸まわりの反トルクを算出した。その結果、Fig. 4-22(a)と(b)の状態でもホルダは X 軸まわりに 30.5Nmm の反トルクを受けていた。したがって、内輪が回転してもホルダが受ける角方向トルクは変わらず、ホルダが角方向の加振を受けていないことが確認された。

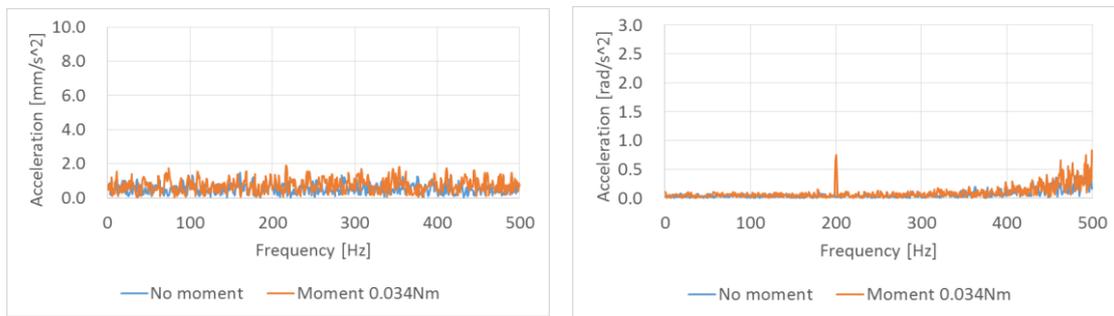
以上より、角度ミスアライメントは回転 2 次成分の振動にのみ影響を与えることと、その理由が示された。



Axial direction

Angular direction

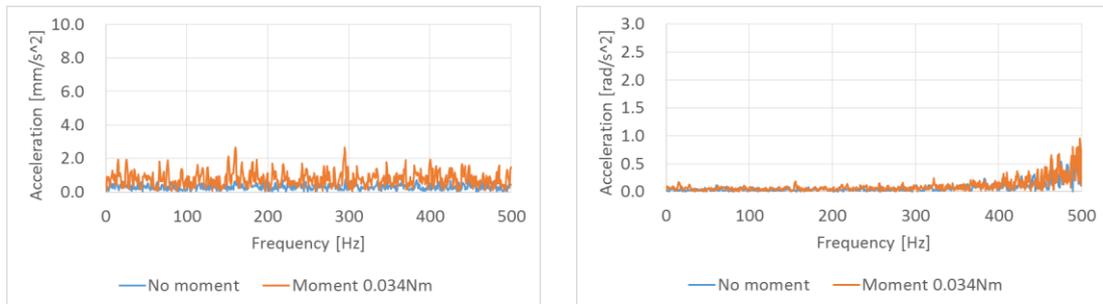
Fig. 4-12 The FFT of acceleration of the holder ($A_1=0.1\mu\text{m}$, $A_2=A_3=A_4=0$)



Axial direction

Angular direction

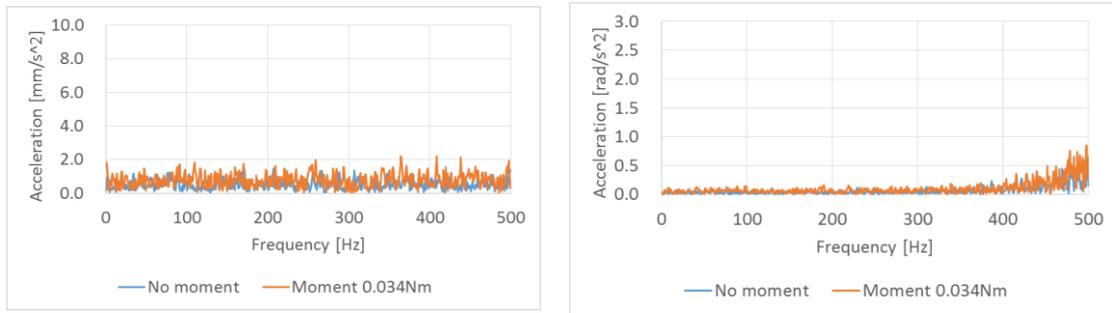
Fig. 4-13 The FFT of acceleration of the holder ($A_2=0.2\mu\text{m}$, $A_1=A_3=A_4=0$)



Axial direction

Angular direction

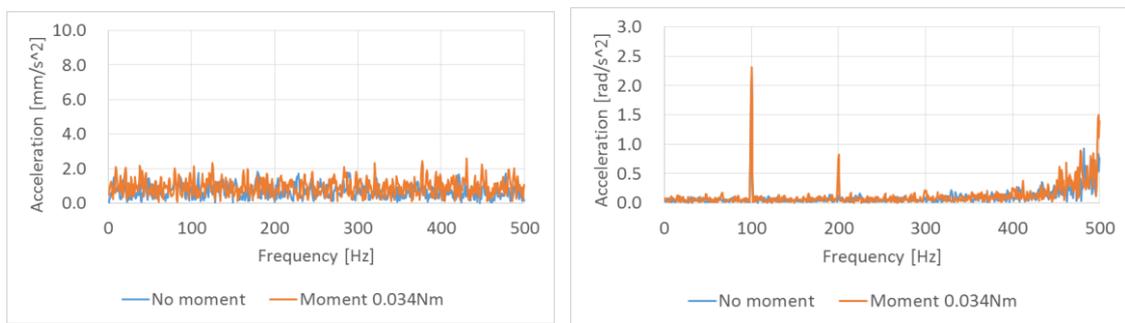
Fig. 4-14 The FFT of acceleration of the holder ($A_3=0.2\mu\text{m}$, $A_1=A_2=A_4=0$)



Axial direction

Angular direction

Fig. 4-15 The FFT of acceleration of the holder ($A_4=0.2\mu\text{m}$, $A_1=A_2=A_3=0$)



Axial direction

Angular direction

Fig. 4-16 The FFT of acceleration of the holder ($A_1=0.1\mu\text{m}$, $A_2=A_3=A_4=0.2\mu\text{m}$)

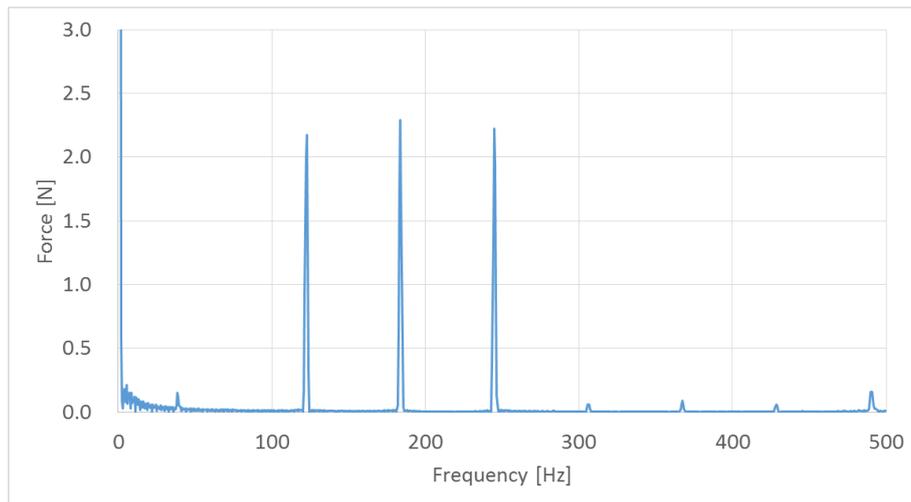


Fig. 4-17 The FFT of normal force between a ball and inner ring ($A_1=0.1\mu\text{m}$, $A_2=A_3=A_4=0.2\mu\text{m}$)

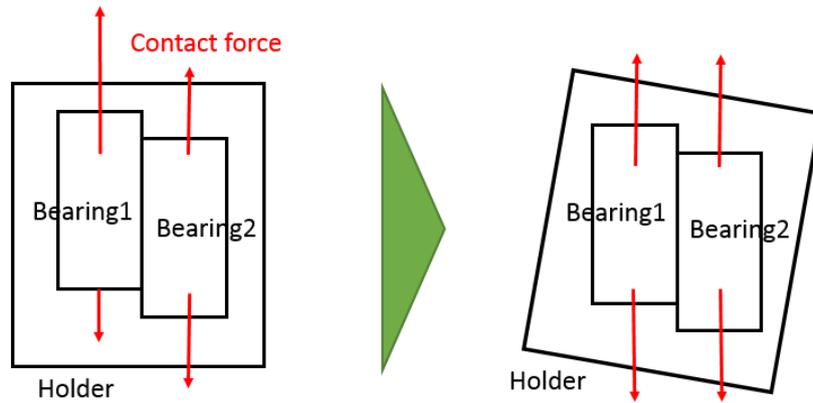


Fig. 4-18 Movement of the holder with eccentricity of the inner ring

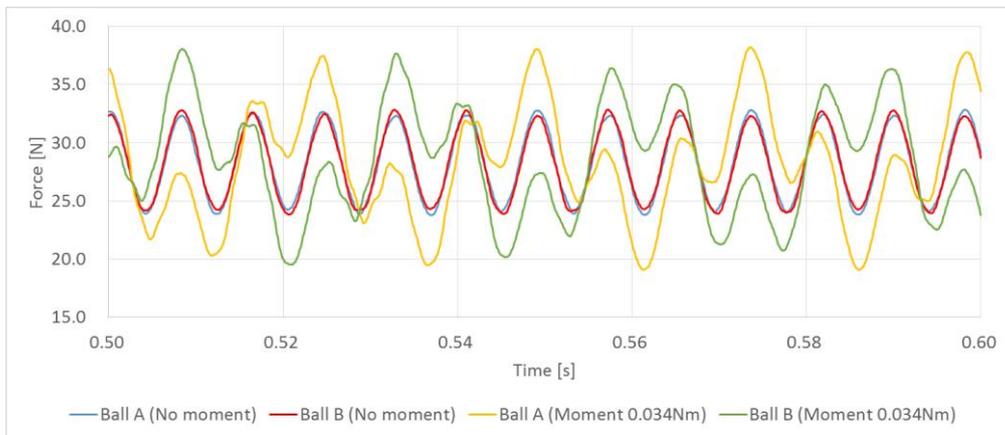


Fig. 4-19 Normal forces of two balls to face each other

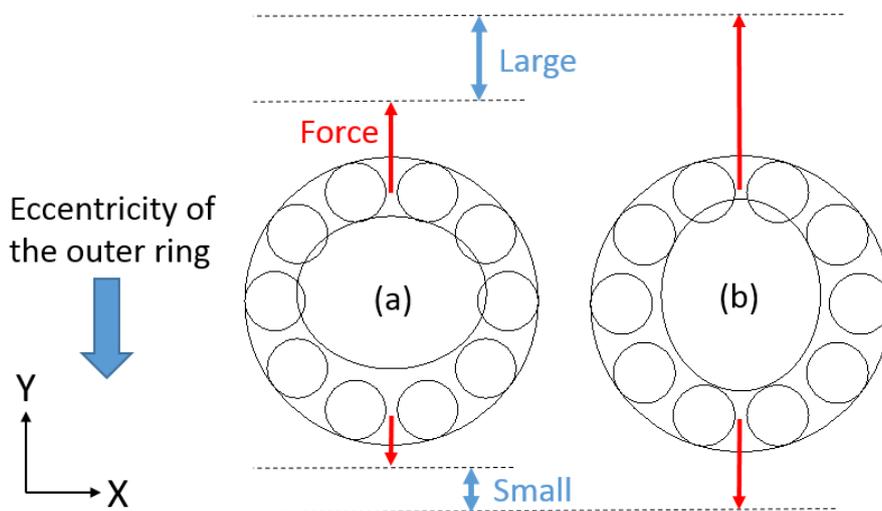
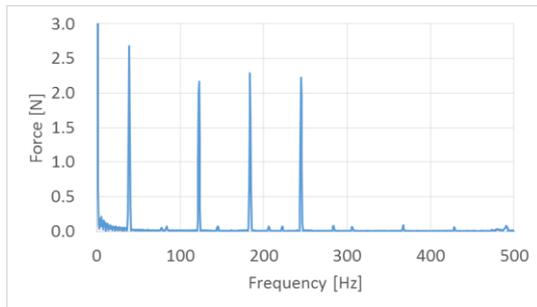
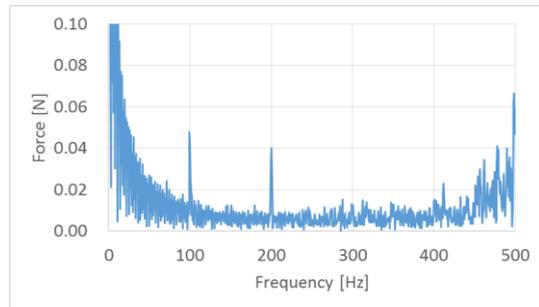


Fig. 4-20 Load change when the inner ring rotates (A2 and moment)



Normal force between a ball and inner ring



Sum of Y-component of normal forces between all balls and inner ring

Fig. 4-21 The FFT of force between balls and inner ring ($A_1=0.1\mu\text{m}$, $A_2=A_3=A_4=0.2\mu\text{m}$, moment : 0.034Nm)

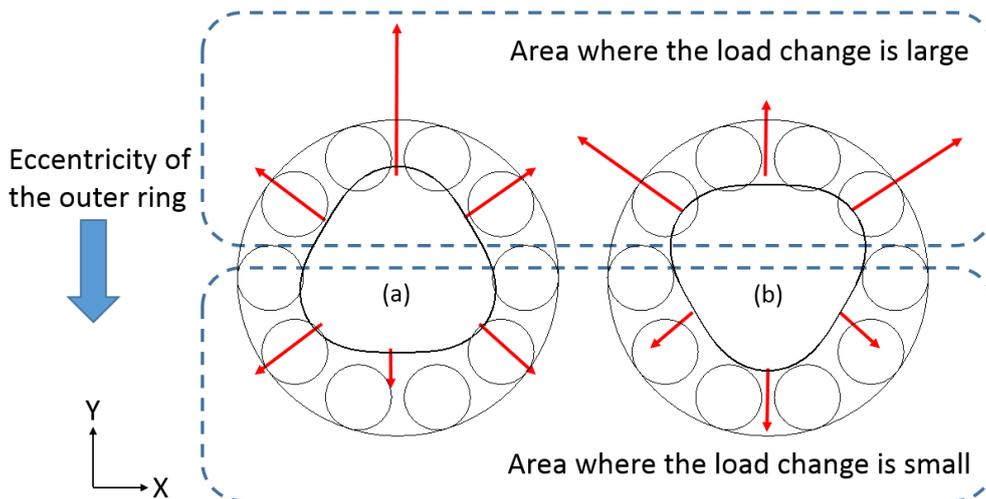


Fig. 4-22 Load change when the inner ring rotates (A_3 and moment)

4.3.2 外輪の非真円性の影響

軸受 1 の内輪に非真円性を与えた状態で、さらに軸受 1 の外輪にも式(4-2)を用いて非真円性を与えたときのホルダの軸方向加速度と角方向角加速度を FFT 解析した(Fig. 4-23~ Fig. 4-27). Fig. 4-23, Fig. 4-24, Fig. 4-25, Fig. 4-26 はそれぞれ内輪の 1~4 次のうねりを単体で与えた状態で外輪のうねりを与えた結果であり、Fig. 4-27 は内輪の 1~4 次のうねりをすべて重ね合わせた状態で外輪のうねりを与えた結果である。B2~B4 はそれぞれ外輪のうねりの 2~4 次の振幅を表す。外輪のうねりは重ね合わせにはせず、1 つずつ与えている。たとえば、 $B_2=0.2\mu\text{m}$ のときは $B_3=B_4=0$ である。

外輪にうねりを与えても、回転1次成分の角方向振動の大きさはほぼ変化しなかった(Fig. 4-23). 4.3.1項で述べたように、回転1次成分の振動は荷重バランスを保っているため、内輪の中心と外輪の中心が常に一致しているような状態である。この状態で外輪にうねりを与えても、荷重分布は変わるが釣りあい状態を保っていることは変わらない(Fig. 4-28)ので、回転1次成分の振動の大きさには影響を与えないと考えられる。

内輪のうねりの次数と外輪のうねりの次数が一致すると、その回転次数成分の軸方向振動に顕著なピークが見られた(Fig. 4-24, Fig. 4-25, Fig. 4-26)。この理由を、内輪と外輪がともに2次のうねりをもっている場合を例にとって考える(Fig. 4-29)。本研究で扱う軸受の転動体数は10個なので、Fig. 4-29に示すような転動体の配置となることはないが、便宜上このような状態を考える。Fig. 4-29において、内輪が回転して(a)の状態から(b)の状態に変化すると、上下の転動体は荷重が増加し、左右の転動体は荷重が減少する。しかし、法線力は幾何学的干渉量の $3/2$ 乗に比例している(式(2-1))ため、外輪が谷となっている上下の領域のほうが荷重の変化量が大きい。これにより、転動体全体での軸方向の荷重が変化するため、内輪のうねりの次数に相当する軸方向振動が誘発されると考えられる。

このメカニズムの妥当性を確認するため、ホルダを完全拘束し、内輪と外輪とともに2次のうねりを与えて静解析を行い、ホルダの軸方向の拘束反力を算出した。その結果、Fig. 4-29 (a)の状態ではホルダは軸方向に拘束反力を受けず、Fig. 4-29 (b)の状態ではホルダは軸方向に0.66Nの拘束反力を受けていた。したがって、内輪の回転によりホルダが軸方向の加振を受けていることが確認された。

内輪のうねりの次数と外輪のうねりの次数の差が1のとき、内輪のうねりの次数の回転次数成分の角方向振動に顕著なピークが見られた(Fig. 4-24, Fig. 4-25, Fig. 4-26)。この理由を、内輪が2次のうねりを持ち、外輪が3次のうねりをもっている場合を例にとって考える(Fig. 4-30)。Fig. 4-30において、内輪が回転して(a)の状態から(b)の状態に変化すると上下の転動体の荷重が増加するが、法線力は幾何学的干渉量の $3/2$ 乗に比例している(式(2-1))ため、外輪が谷となっている下の領域のほうが荷重の変化量が大きい。これにより、転動体全体での半径方向の荷重が変化するため、内輪のうねりの次数に相当するホルダの角方向振動が誘発されると考えられる。内外輪のうねりの次数の差が1のときにこの現象が起こる。

このメカニズムの妥当性を確認するため、ホルダを完全拘束し、内輪の2次のうねりと外輪の3次のうねりを与えて静解析を行い、ホルダのX軸まわりの拘束反トルクを算出した。その結果、Fig. 4-30 (a)の状態ではホルダはX軸まわりに-0.35Nmmの拘束反トルクを受け、Fig. 4-30 (b)の状態ではホルダはX軸まわりに0.34Nmmの拘束反トルクを受けていた。したがって、内輪の回転によりホルダが受けるX軸まわりのトルクが変化し、ホルダ

が角方向の加振を受けていることが確認された。Fig. 4-30 (a)の状態ホルダが受ける拘束反トルクが負になっているのは、全転動体の法線力の Y 方向成分の合計が正であることを表している。

2 次以上の回転次数成分は、次数が大きいほどピークが高くなる傾向が見られた(Fig. 4-27)。いま、内輪、外輪ともに 2~4 次のうねりの振幅を等しくしているため、2~4 次の回転次数成分の振動の振幅は等しくなる。つまり、単純化すると振動の時刻歴応答は

$$x = x_0 \cos \omega t \quad (4-3)$$

という式で表される。ここで、 x : 変位, x_0 : 変位の振幅 (定数), ω : 角周波数を表す。これを時刻 t で 2 回微分すると、加速度は

$$\frac{d^2x}{dt^2} = -x_0 \omega^2 \cos \omega t \quad (4-4)$$

となる。角周波数 ω が大きいほど加速度の係数 $F\omega^2$ も大きくなるため、うねりの次数が大きいほど加速度のピークが高くなる。

以上より、内外輪のうねりの次数が一致するとその回転次数成分の軸方向振動が発生し、内外輪のうねりの次数の差が 1 のとき、内輪のうねりの次数の回転次数成分の角方向振動が発生することと、それらの理由を明らかにした。また、うねりの振幅が等しい場合、次数が大きいほど大きな加速度の振幅を受けることを確認した。

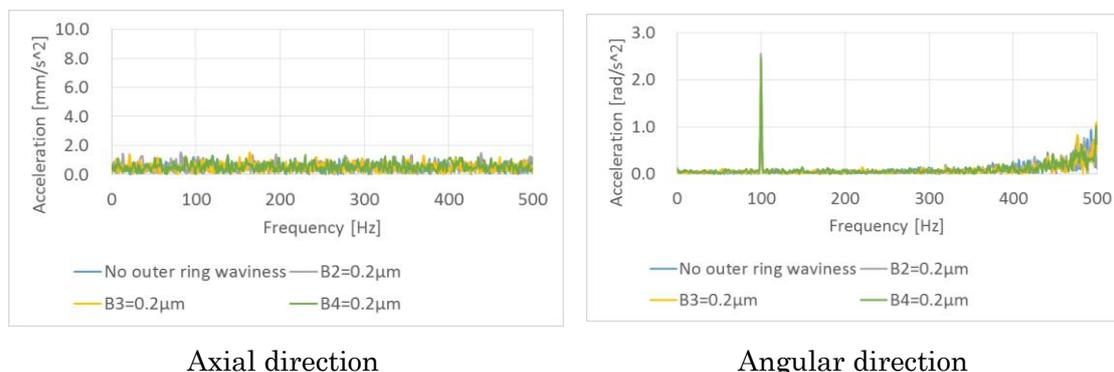
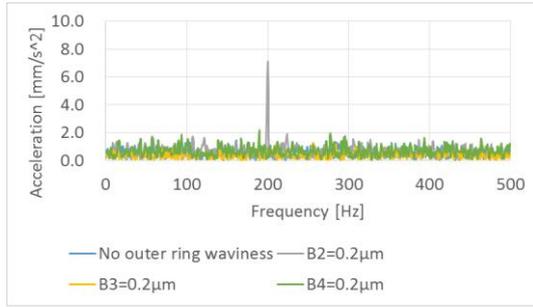
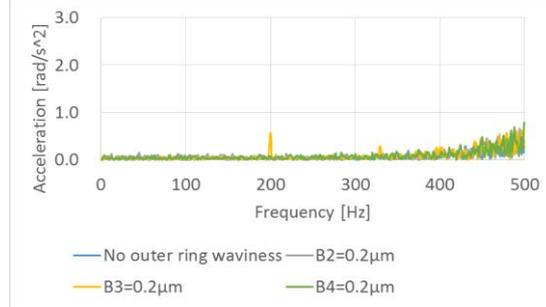


Fig. 4-23 The FFT of acceleration of the holder ($A1=0.1\mu\text{m}$, $A2=A3=A4=0$)

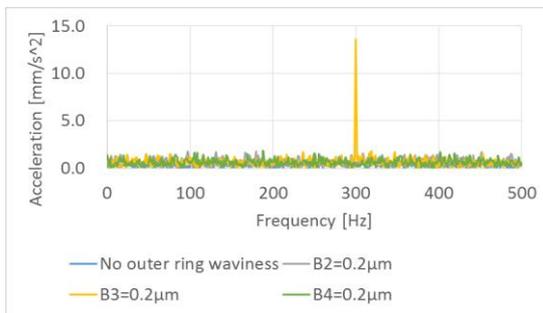


Axial direction

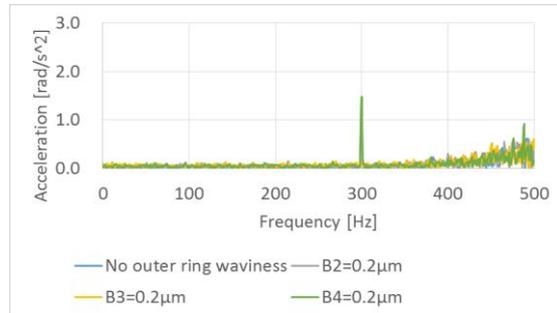


Angular direction

Fig. 4-24 The FFT of acceleration of the holder ($A_2=0.2\mu\text{m}$, $A_1=A_3=A_4=0$)

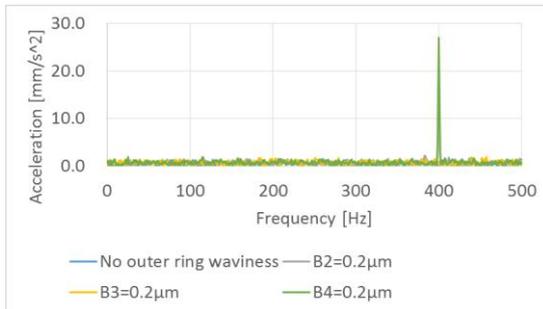


Axial direction

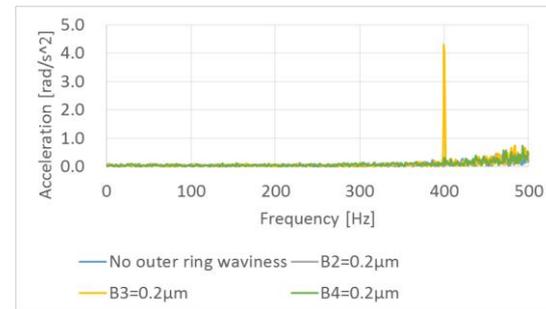


Angular direction

Fig. 4-25 The FFT of acceleration of the holder ($A_3=0.2\mu\text{m}$, $A_1=A_2=A_4=0$)

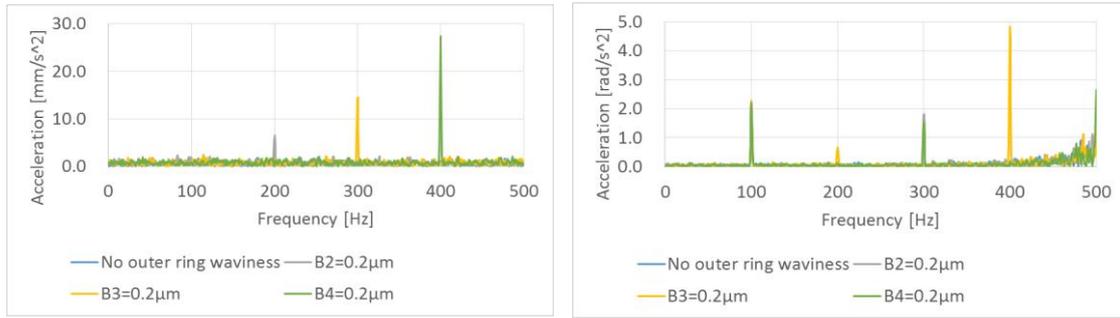


Axial direction



Angular direction

Fig. 4-26 The FFT of acceleration of the holder ($A_4=0.2\mu\text{m}$, $A_1=A_2=A_3=0$)



Axial direction

Angular direction

Fig. 4-27 The FFT of acceleration of the holder ($A1=0.1\mu\text{m}$, $A2=A3=A4=0.2\mu\text{m}$)

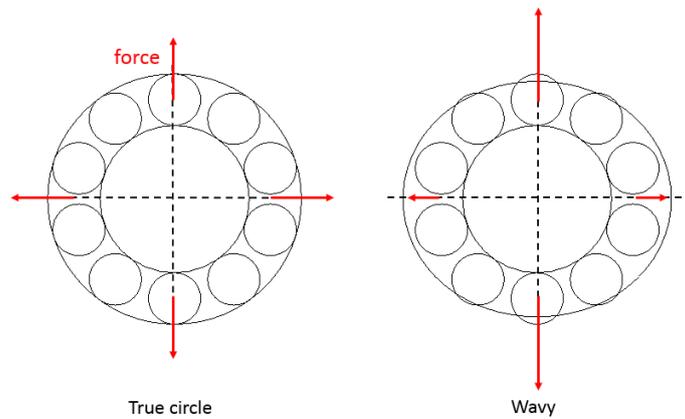


Fig. 4-28 Load distribution when outer ring waviness changes ($A1=0.1\mu\text{m}$)

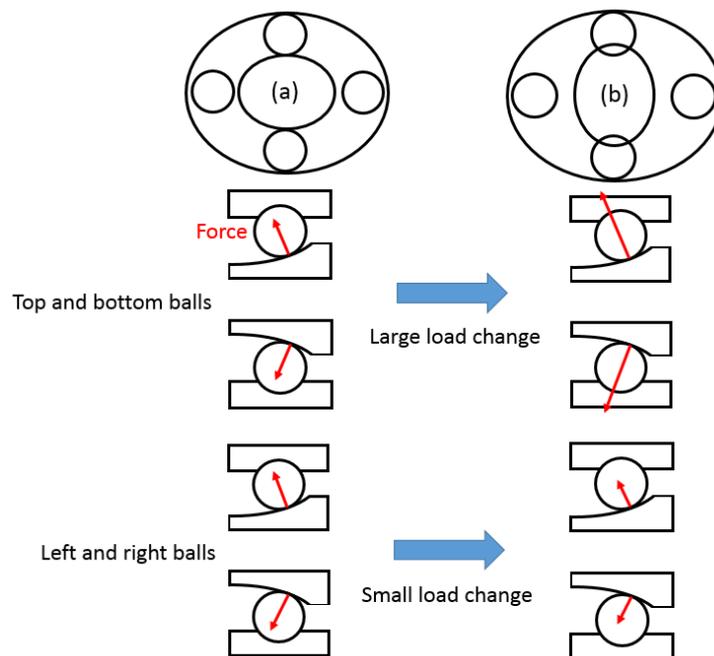


Fig. 4-29 Load change when the inner ring rotates ($A2$ and $B2$)

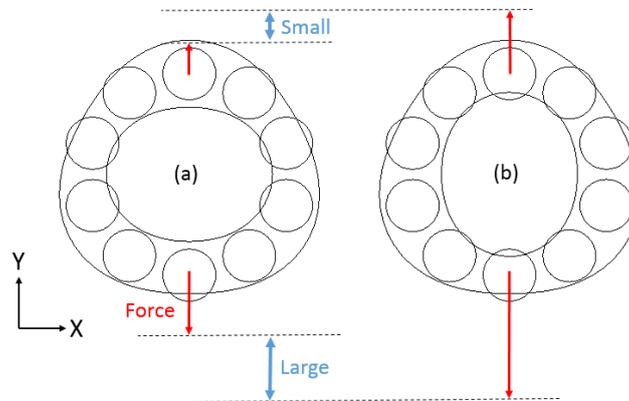


Fig. 4-30 Load change when the inner ring rotates (A2 and B3)

4.4 試験結果との比較

回転試験では、角度ミスアライメントを増加させるようなモーメントの負荷や、外輪真円度の増加により回転 2 次成分の軸方向振動が大きくなることが確認されている(Fig. 3-4). この試験での測定点は Fig. 3-2(a)に示す位置であるので、ホルダの軸方向振動と角方向振動が混ざっていた。解析により角度ミスアライメントは回転 2 次成分の角方向振動を誘発することが示されたことから、試験でのモーメント負荷による加速度の増加はホルダの角方向振動の増加であると考えられる。また、解析により外輪の 2 次のうねりがホルダの回転 2 次成分の軸方向振動を、3 次のうねりがホルダの回転 2 次成分の角方向振動を誘発することが示されたことから、試験での外輪真円度による加速度の増加は外輪の 2 次または 3 次のうねりの振幅が大きくなったためと考えられる。

4.5 まとめ

軌道輪の非真円性や角度ミスアライメントを与えた軸受ユニットの動解析により、以下の知見が得られた。

- ・角度ミスアライメントは回転 2 次成分の振動にのみ影響を与える。
- ・内外輪のうねりの次数が一致するとき、その回転次数成分の軸方向振動が発生する。
- ・内外輪のうねりの次数の差が 1 のとき、内輪のうねりの次数の回転次数成分の角方向振動が発生する
- ・回転 1 次成分の振動は軌道輪の非真円性や角度ミスアライメントの影響を受けない。

第5章 リアクションホイールへの 応用

5.1 緒言

第 4 章の結果より，軸受ユニットにおける軌道輪の非真円性や角度ミスアライメントが誘発する振動の周波数，振動方向，力学的メカニズムを明らかにした．本章では，リアクションホイール全体をモデリングし，軌道輪の非真円性や角度ミスアライメントを与えて解析することで，ユニットとホイールでの振動挙動の違いを明らかにする．

5.2 モデリング・解析条件

リアクションホイールの解析モデルの概要と構造を Fig. 5-1, Fig. 5-2 に示す．ハウジング，ローテティングマスは剛体とする．上側のユニットの外輪はハウジングに固定され，下側のユニットのホルダとハウジングの間には半径方向にばね力を，軸方向には摩擦力を定義する．2つのユニットの内輪はローテティングマスに固定されている．

解析条件を Table 5-1 に示す．ハウジングはグラウンドに固定され，ローテティングマスを 100Hz で回転させる．地上試験との比較を行うため，重力を-Z 方向に作用させる．ハウジングはグラウンドに固定されており振動しないため，ハウジングとグラウンドの間の拘束反力で微小擾乱を評価する．解析時間は 0.5s とする．最初の 0.1s はローテティングマスに強い減衰を与え，重力とつりあわせる．その後減衰を消して 0.4s 解析を行い，その 0.4s での出力で擾乱を評価する．

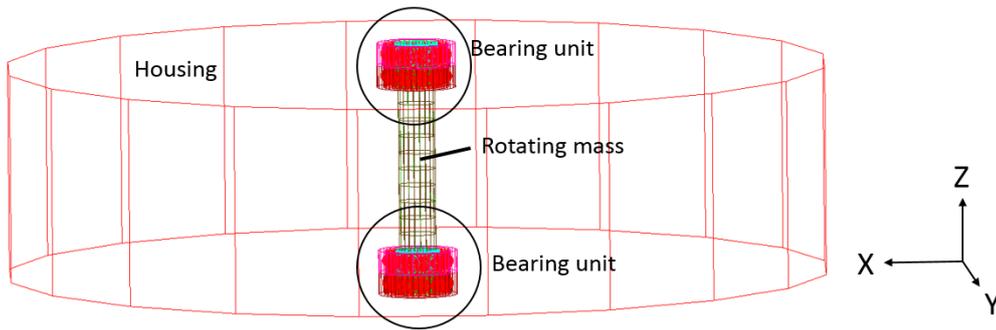


Fig. 5-1 Reaction wheel model

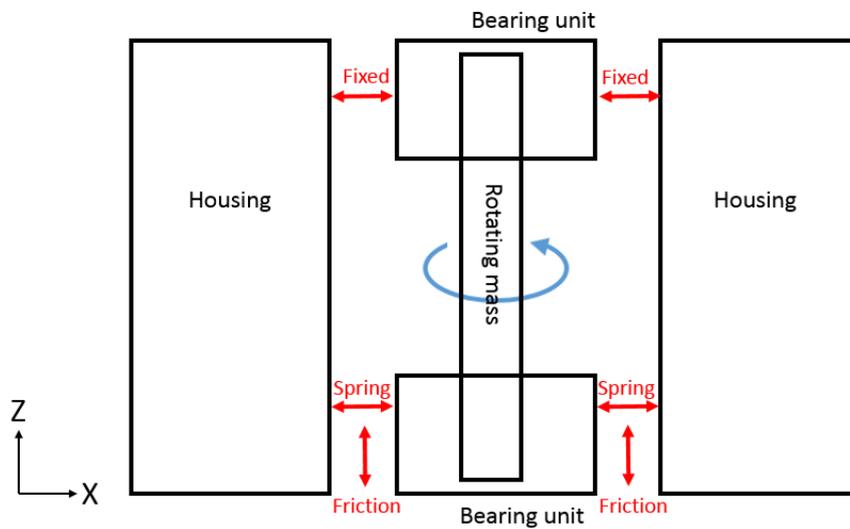


Fig. 5-2 Structure of the reaction wheel

Table 5-1 Condition of the analysis

Software	Adams2014.0.1 (MSC Software)
Restraint condition	Fix the housing to ground
Displacement boundary conditions	Rotate the rotating mass around the z-axis at 100Hz
Analysis type	Dynamic analysis
Analysis time	0.5s

5.3 解析結果と試験結果

ホイールの地上試験でのハウジングの軸方向並進力と、解析結果のハウジングの軸方向

拘束反力を FFT 解析した結果を Fig. 5-3 に示す。グラフの縦軸、横軸ともに底が 10 の対数で表示しており、縦軸の目盛は指数を表している。試験データのグラフ上部の折れ線は許容値を表している。解析では、内輪の 2 次のうねり(0.2 μm)、外輪の 2 次のうねり(0.1 μm)、角度ミスアライメントを与えるためのモーメント(0.034Nm)を作用させてある。内外輪のうねりは Fig. 5-1 の下側のユニットの上側の軸受にのみ与え、モーメントは下側のユニットのホルダに作用させた。低周波の成分を見やすくするため、重力による力を差し引いてから FFT 解析を行った。Fig. 5-3(a)と(b)を比較すると、解析での力のオーダーは試験での力のオーダーの範囲に収まっている。また、両方とも 200Hz にピークが存在する。よって、ホイールの解析モデルは軸方向擾乱のオーダーの観点から妥当であると考えられ、ホイールでも軌道輪の非真円性や角度ミスアライメントによって回転 2 次成分の振動が発生することが確認された。

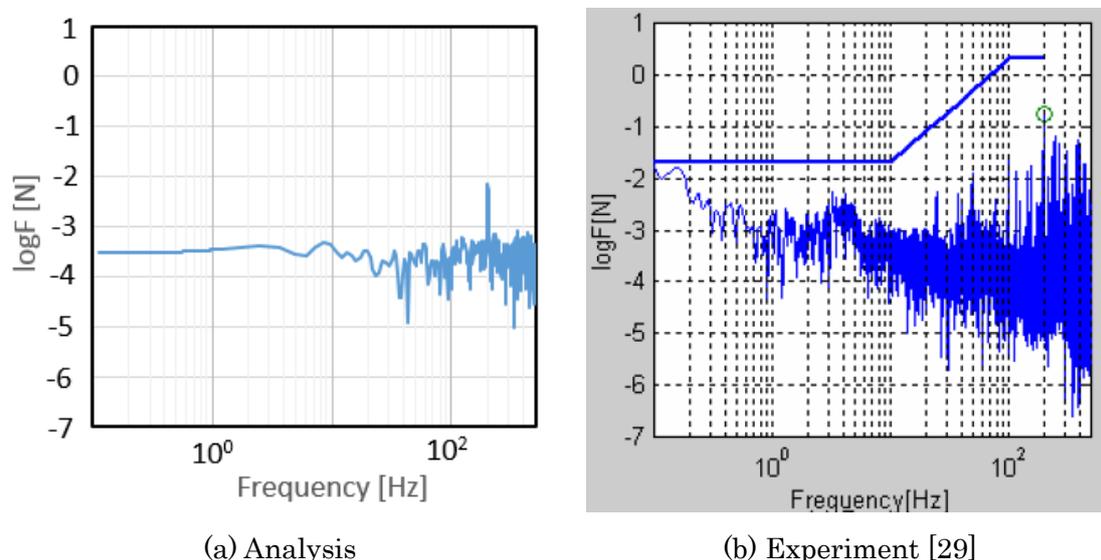


Fig. 5-3 The FFT of axial force of the housing

5.4 機械的因子の影響

Fig. 5-1 に示すホイールの解析モデルに対し、軌道輪の非真円性や内外輪の角度ミスアライメントを与えて解析を行う。うねりやモーメントを与える場所は 5.3 節と同様である。宇宙空間での運用を想定し、重力は与えない。内輪の 1~4 次のうねりを与えた状態で、角度ミスアライメントや外輪の 2~4 次のうねりを与えたときのハウジングの拘束反力を算出する。

5.4.1 角度ミスアライメントの影響

内輪の1~4次のうねりを与えた状態で角度ミスアライメントを与えて解析を行い、ハウジングの拘束反力をFFT解析した結果をFig. 5-4に示す。

角度ミスアライメントを与えることで回転2次成分に顕著なピークが発生し、1, 3, 4次の回転次数成分にも小さなピークが発生した(Fig. 5-4)。1~4次の回転次数成分のうち、2次成分がもっとも角度ミスアライメントの影響を受ける点はユニットと共通しているが、1, 3, 4次の振動も増加させるという点がユニットと異なる。また、ユニットでは角度ミスアライメントにより発生する回転2次成分の加速度の方向が角方向であったのに対し、ホイールでは軸方向の並進力となっている。これらの理由を調べるため、角度ミスアライメントを与えたときと与えないときのローテティングマスの両端の軌跡を求めた(Fig. 5-5)。TopとBottomはそれぞれFig. 5-1のローテティングマスの上端と下端を表しており、図中の座標系もFig. 5-1と同じである。角度ミスアライメントを与えないとき、ローテティングマスの上端はほぼ動かず、下端は原点を中心とするふれまわり運動を行っている(Fig. 5-5(a))。これは、上側のホルダはハウジングに固定されているのに対し、下側のホルダはハウジングにばね力でつながれており比較的自由に動けるためである。角度ミスアライメントを与えると、上端はほぼ動かないが、下端がY方向に1.3 μm ほどずれた場所を中心にふれまわり運動を行う。これは、角度ミスアライメントを与えたことでローテティングマスが傾き、傾いた状態でふれまわり運動を行うことを表している。ローテティングマスが垂直の状態のときのふれまわり運動は半径方向にのみ動くが、傾いた状態でのふれまわり運動は軸方向にも動く(Fig. 5-6)。したがって、ローテティングマスに固定された下側のユニットの内輪も軸方向に振動するので、結果としてハウジングに軸方向の反力が生まれる。この現象がユニットのときに起こらなかったのは、軸が短かったことと、軸の片端が固定されていたことが原因と考えられる。角度ミスアライメントを与えたときのローテティングマスの下端の軸方向変位をFFT解析した結果、回転2次成分だけでなく、1, 3, 4次の回転次数成分にもピークが観測された(Fig. 5-7)。この振動が最終的にハウジングに伝わるため、1~4次の回転次数成分の拘束反力が発生したと考えられる。よって、角度ミスアライメントの軸方向振動への影響については、ユニットとホイールでメカニズムが異なるため、分離して考える必要がある。

ユニット試験でホイールの状態を模擬するためには、軸の条件と測定点を工夫するとよい。軸をローテティングマスと同程度の長さとし、軸の端をユニットで用いられる軸受と同程度の剛性の軸受で支持すれば、角度ミスアライメントを与えたときの軸の挙動がホイールのときに近くなると考えられる。また、測定点を増やし、ホルダの角方向加速度と軸方向加速度を分離することで、角度ミスアライメントによる振動の大きさの変化を正しく見積もることができる。なぜなら、角度ミスアライメントはホルダの角方向加速度を増加させる

が、軸方向加速度にはほぼ影響しないからである。また、ユニット試験で軸の端を支持する装置がホイールにおけるハウジングに相当すると考えられるので、装置にはたらく軸方向並進力の変化を観察するのも有効な手段といえる。その際、ホイールの下側のユニットとハウジングの間にはばね力と摩擦力がはたらいている状態を模擬できれば、よりホイールの状態を再現できると考えられる。

また、角度ミスアライメントを与えず内輪の非真円性のみのとき、400Hz 近傍にすその広いピークが発生した(Fig. 5-4)。これは、ローテティングマスの軸方向固有振動を表している。一方、角度ミスアライメントを与えると400Hz 近傍のピークがなくなり、代わりに500Hz 近傍にピーク群が発生した(Fig. 5-4)。これは、ローテティングマスが傾くことでホイールの構造が変化し、固有振動数が変化したためと考えられる。ホイールの固有振動数の実験データはないため、この現象の妥当性の検証は今後の課題とする。

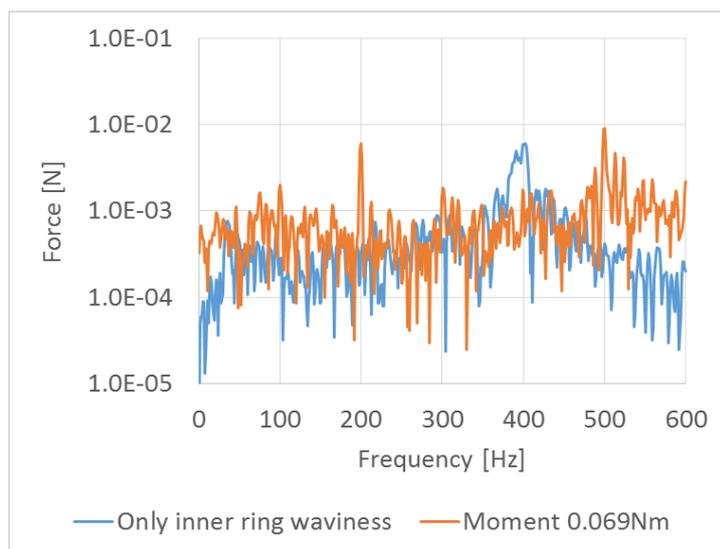
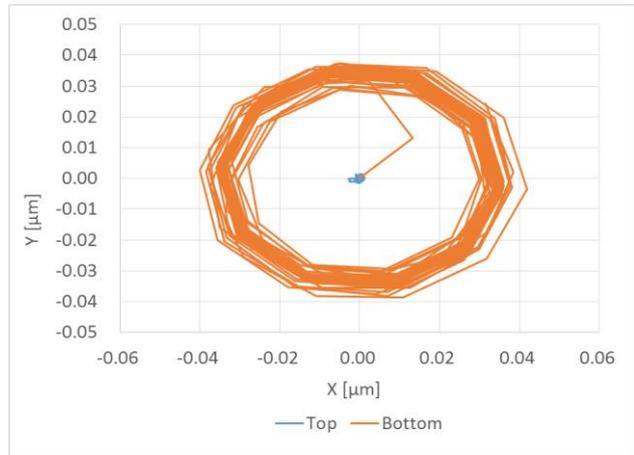
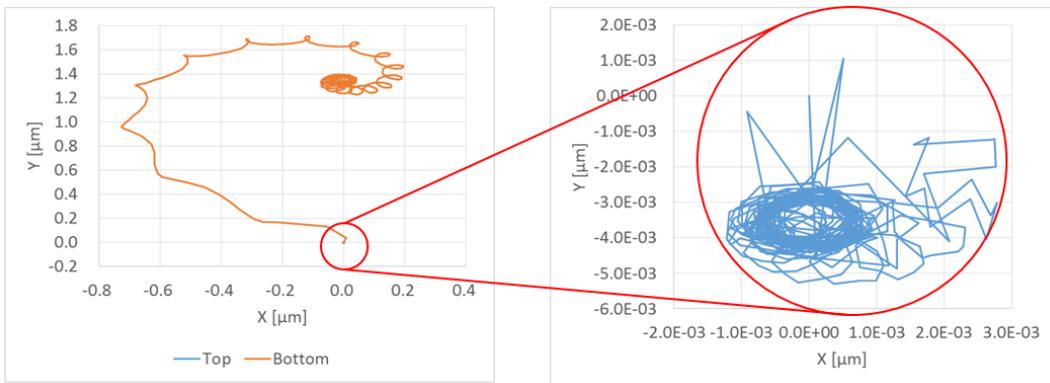


Fig. 5-4 The FFT of axial force of the housing with misalignment



(a) No moment



(b) Moment 0.069Nm

Fig. 5-5 Locus of both ends of the rotating mass

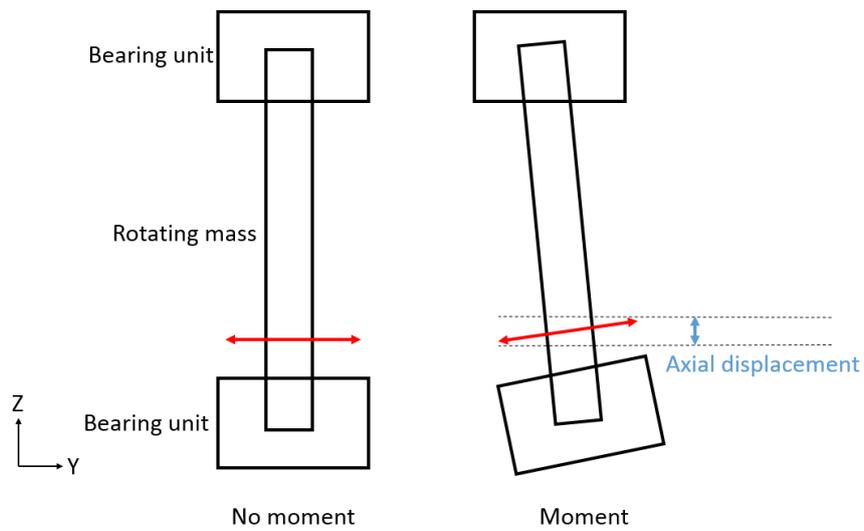


Fig. 5-6 Direction of motion of the rotating mass

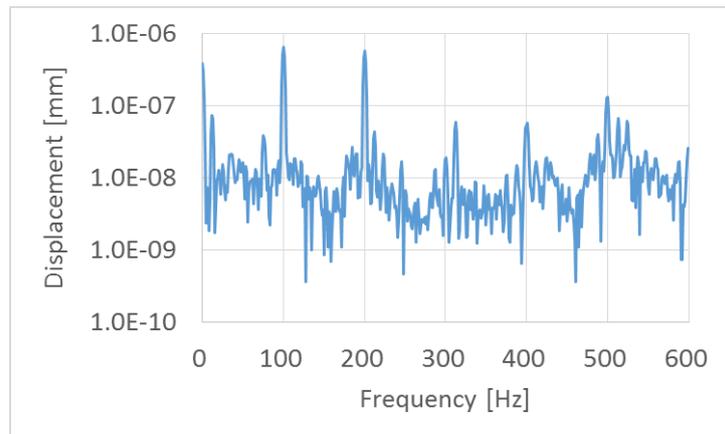


Fig. 5-7 The FFT of axial displacement of the bottom of the rotating mass

5.4.1 外輪の非真円性の影響

内輪の1~4次のうねりを与えた状態で外輪に2~4次のうねりを与えて解析を行い、ハウジングの拘束反力をFFT解析した結果をFig. 5-8に示す。内外輪のうねりの次数が一致するとその次数成分のピークが発生した。ユニットの解析でも内外輪のうねりの次数が一致したときにホルダの軸方向振動が発生することが確認されているため、ユニットとホイールで傾向が一致している。ローテティングマスの軸方向固有振動数が400Hz近傍に存在するため、回転4次成分のピークが極端に高くなっている。ホイールの固有振動数の実験データはないため、この現象の妥当性の検証は今後の課題とする。

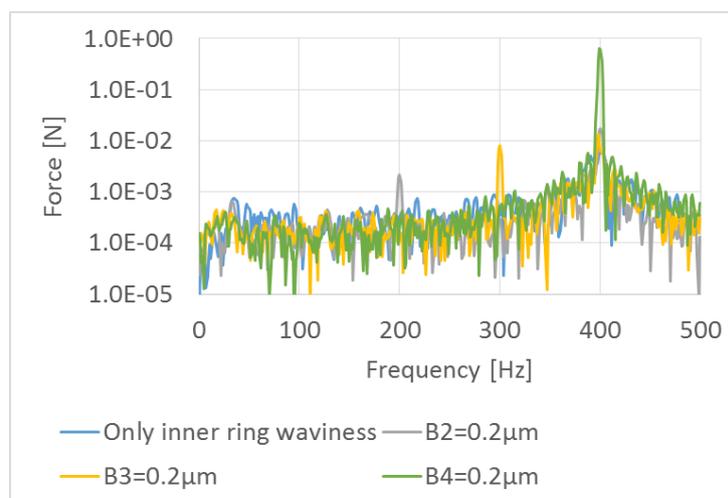


Fig. 5-8 The FFT of axial force of the housing with outer ring waviness

5.5 まとめ

リアクションホイールの解析モデルに対し，軌道輪の非真円性や角度ミスアライメントを与えた解析を行い，以下の知見が得られた．

- ・角度ミスアライメントを与えるとハウジングの軸方向並進力の回転 2 次成分が大きく増加し，他の回転次数成分も増加する．
- ・角度ミスアライメントを与えたときの振動のメカニズムはホイールとユニットで異なるため，分離して考える必要がある．
- ・外輪の非真円性を与えたときの振動のメカニズムはホイールとユニットで一致する．
- ・回転次数成分のピークの高さはホイールの固有振動の影響を受けるため，試験を行い，固有振動を調べる必要がある．

第6章 パラメータ設計

6.1 緒言

第5章の結果より，角度ミスアライメントや軌道輪の非真円性がホイールの振動に及ぼす影響が明らかとなった。本章では，品質工学におけるパラメータ設計を行い，それぞれの機械的因子が振動に与える影響の大きさを評価することで設計指針を提案する。

6.2 望小特性のパラメータ設計

品質工学における設計手法として，パラメータ設計が存在する。パラメータ設計とは，外乱によるばらつきを抑えることを主な目的とする設計手法のことである。パラメータ設計を行う際，以下の因子を設定する。

- ①制御因子：設計者が調整可能な因子。複数用意し，ばらつきを最小にするような組合せを求める。
- ②誤差因子：設計者が調整不可能と思われる因子。外乱として入力される。

上記の2つ以外にも信号因子が存在するが，本研究におけるパラメータ設計には使用しないため割愛する。

各因子について，2～3個程度の水準（とりうる値）を設ける。

制御因子と誤差因子の水準を決定したら，それらを直交表に割り付ける。すべての水準の組合せについて解析を行うと非常に時間がかかるが，直交表を用いることで効率よく要因効果を評価することができる。

直交表に割り付けた各パターンについて解析を行い，出力を観察する。本研究におけるパラメータ設計の出力は振動の大きさとしており，これは非負でゼロが望ましいため，望小特性とよばれる。望小特性のパラメータ設計においては，SN比が平均値の変動と誤差の変動を総合評価する指標となっている [30]。すなわち，SN比が最大となる制御因子の組合せが最適設計であり，平均値と標準偏差を両方小さくすることができる。

最適条件を求めたら，再現性の確認を行う。再現性の確認とは，主効果と比べて交互作用が十分小さいかどうかの確認である。再現性は利得で評価する。基準となる設計がある場合はそれと最適条件のSN比の差を利得とするが，基準となる設計がない場合は最適条件と最悪条件のSN比の差を利得とする。本研究では後者を採用する。最適条件と最悪条件で再び解析を行い，推定される利得と確認計算結果の利得を比較する。2つの利得の値が概ね一致していると再現性がとれていることになり，各因子間の交互作用はほぼないと判断する。

ことができる。

6.3 手法

リアクションホイールの性能試験において、回転 2 次成分の軸方向振動に顕著なピークが観測された(Fig. 5-3(b))。この試験における軸の回転数は 100Hz であるため、緑色の丸で示された 200Hz のピークが回転 2 次成分に相当している。JAXA の経験上、回転 2 次成分の軸方向振動が特に機械的因子の影響を受けやすいとされているため、本研究のパラメータ設計では回転 2 次成分の軸方向振動のみを観察対象とする。具体的な出力はハウジングの軸方向反力を FFT 解析したときの回転 2 次成分のピークの高さとする。出力は非負でゼロが望ましいため、望小特性である。したがって、望小特性のパラメータ設計を行う。

制御因子は

A：下側のホルダに負荷される X 軸まわりのモーメント（角度ミスアライメントに相当）
B：下側のユニットの上側の軸受の外輪の 2 次のうねりの振幅
C：下側のユニットの上側の軸受の外輪の 3 次のうねりの振幅
D：下側のユニットの上側の軸受の外輪の 4 次のうねりの振幅

の 4 つとした。第 4 章、第 5 章の結果より、回転 2 次成分に大きな影響を与えると考えられるのは A と B の 2 つであるが、相互作用が存在する可能性を無視できないと判断し、C と D も制御因子に加えた。本来、制御因子は設計時に自由に設定可能なパラメータを設定すべきであるが、本研究では機械的因子が振動に与える影響の大きさを調べるため、形状誤差や組立誤差の大きさを制御因子とした。この 4 つの制御因子の 3 つの水準を Table 6-1 に示す。これらの値は、実機において実際に発生しているとされる値の範囲に収めてある。また、内輪の 2 次のうねりの振幅の大きさは $A_2=0.2\mu\text{m}$ で統一した。

誤差因子は転動体-軌道輪間の油膜厚さとした。油膜厚さを EHL 理論で計算される値の 0.98 倍、1 倍、1.02 倍の 3 種類とした(Table 6-2)。これにより、油膜厚さのばらつきによる振動の変化を抑えるような設計を考えることができる。

Table 6-3 に示す直交表 L_9 に制御因子 A~D を割り付け、誤差因子を N1~N3 の 3 水準とした合計 27 回の解析を行った。解析時間は 0.2s とした。

Table 6-1 Control factors

Control factor	Level		
	1	2	3
A Moment	0.017Nm	0.034Nm	0.051Nm
B 2-order waviness	0.1 μ m	0.2 μ m	0.3 μ m
C 3-order waviness	0.1 μ m	0.2 μ m	0.3 μ m
D 4-order waviness	0.1 μ m	0.2 μ m	0.3 μ m

Table 6-2 Error factor

Error factor	N1	N2	N3
Oil film thickness	0.98 times	1 times	1.02 times

Table 6-3 Orthogonal table

No.	A	B	C	D
1	1	1	1	1
2	1	2	2	2
3	1	3	3	3
4	2	1	2	3
5	2	2	3	1
6	2	3	1	2
7	3	1	3	2
8	3	2	1	3
9	3	3	2	1

6.4 結果

ハウジングの軸方向反力の解析結果を Fig. 6-1 に示す。Fig. 6-1 における横軸は Table 6-3 の直交表における解析条件の番号に対応しており、縦軸はハウジングの軸方向反力を FFT 解析したときの回転 2 次成分のピークの高さである。番号が大きくなるほど軸方向反力が大きくなる傾向が見られた。Table 6-3 の直交表と見比べると、角度ミスアライメントが大きいと軸方向反力が大きくなっていることが確認できる。また、No.6, 7, 9 で比較的大きなばらつきが観測された。これは、軸方向振動が大きいと油膜厚さによる変動が大きくなる傾向を表している。

SN 比の要因効果図を Fig. 6-2 に示す。Fig. 6-2 より、SN 比をもっとも大きく変化させ

るのは角度ミスアライメント (A) であり, 外輪の 2 次(uねり) (B) も SN 比を変化させる. 外輪の 3 次(uねり) (C) と外輪の 4 次(uねり) (D) は SN 比への影響はほぼないと解釈できる.

SN 比の最適条件と最悪条件を Table 6-4 に示す. 角度ミスアライメント (A) と外輪の 2 次(uねり) (B) は小さいほうがよいという自然な結果となったが, 外輪の 3 次(uねり) (C) と外輪の 4 次(uねり) (D) は小さいほどよいという結果にはならなかった. しかし, 外輪の 3 次と 4 次(uねり)は出力への影響がほぼない(Fig. 6-2)ため, どのような値をとっても軸方向振動には影響しないことを表しているといえる.

再現性を確認したところ, 推定結果と確認計算結果で利得が概ね一致した(Table 6-5). したがって, 各制御因子の間に交互作用はほぼ存在せず, それぞれの因子が独立に振動に影響しているといえる.

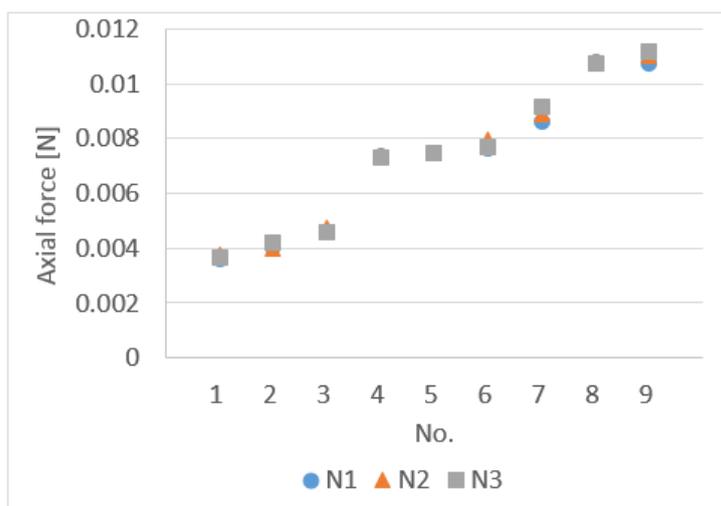


Fig. 6-1 Axial force of the housing (the height of the peak of 200Hz)

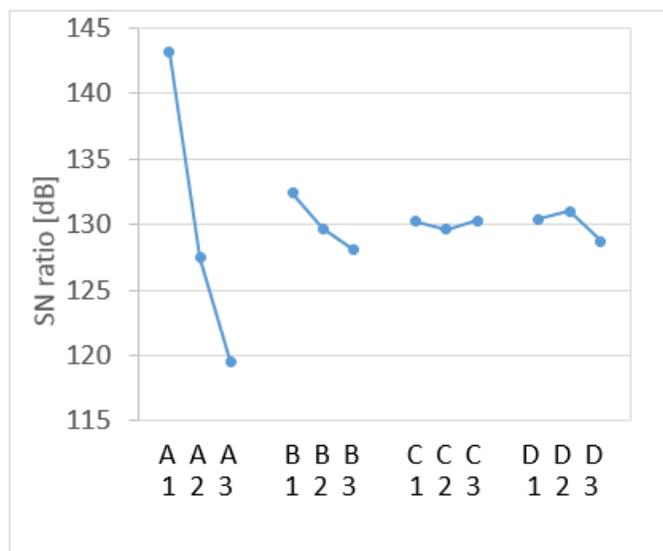


Fig. 6-2 Factor effect chart of the SN ratio

Table 6-4 Optimum condition and worst condition of the SN ratio

	A	B	C	D
Optimum condition	1	1	3	2
Worst condition	3	3	1	3

Table 6-5 Confirmation of reproducibility

	Estimated	Calculated
Optimum condition	48.57	48.55
Worst condition	39.06	39.02
Gain	9.51	9.53

6.5 まとめ

リアクションホイールの軸方向振動に影響を及ぼす支配的な機械的因子は内外輪の角度ミスアライメントであり、外輪真円度よりも優先的に抑えるべきである。また、角度ミスアライメントや外輪の各次数のうねりはほぼ独立に軸方向振動に影響しているため、設計を行う際はこれらの因子を分離して考えることができる。

以上より、品質工学におけるパラメータ設計をホイールの軸方向振動に適用し、SN比への影響の大きさを比較することで振動を抑制するための設計方針を立てられることを示した。

第7章 結論

7.1 本研究の結論

本研究では宇宙用リアクションホイールに使用される軸受のマルチボディダイナミクス解析を行った。その成果を以下に記す。

- ・モーダル解析を行い、加振試験と比較することで、静的状態での固有振動を再現する軸受ユニットモデルを作成した。
- ・軸受ユニットの動解析を行い、油膜による固有振動数の増加を表現した。
- ・軌道輪の非真円性と内外輪の角度ミスアライメントを与えて軸受ユニットの動解析を行い、角度ミスアライメントは回転 2 次成分の振動のみを増大させることや、内外輪のうねりの次数の差と発生する振動の向きとの関係を明らかにした。
- ・リアクションホイールの動解析を行い、角度ミスアライメントを与えたときの振動のメカニズムがホイールとユニットで異なることを示した。軸の条件と測定点を工夫すればユニット試験でもホイールの状態を模擬できると考えられる。
- ・リアクションホイールの軸方向振動に関するパラメータ設計を行い、振動に影響を及ぼす支配的な機械的因子は内外輪の角度ミスアライメントであり、外輪真円度よりも優先的に抑えるべきであることを示した。また、角度ミスアライメントや外輪の各次数のうねりはほぼ独立に軸方向振動に影響しているため、設計を行う際はこれらの因子を分離して考えることができることを示した。これにより、品質工学におけるパラメータ設計をホイールの軸方向振動に適用し、SN 比への影響の大きさを比較することで振動を抑制するための設計方針を立てられることを示した。

7.2 今後の課題

今後の課題を以下に記す。

- ・軸受ユニットの動解析で、固有振動数の妥当性を検証できなかった。測定点を増やして回転試験を行い、観測されたピークの振動形状を把握する必要がある。
- ・軌道輪の非真円性を組合せ軸受の片方にのみ与えたが、現実には両方に非真円性が発生し、うねりの位相の違いも振動に影響すると考えられる。したがって、両方の軸受の軌道輪に非真円性を与えた解析を行い、振動の変化を観察することが望まれる。

- ・リアクションホイールの固有振動に関する議論を行えなかった。試験によりホイールの固有振動を求め、解析結果と比較する必要がある。
- ・本研究ではパラメータ設計の出力を回転 2 次成分の軸方向並進力のみとし、制御因子も角度ミスアライメントと外輪の非真円性のみで行った。制御因子の数を増やし、さまざまな出力に対してパラメータ設計を行うことで、より詳細な設計指針を立てられると考えられる。

参考文献

- [1] 加藤孝久, 益子正文, トライボロジーの基礎, 培風館, 2004.
- [2] NTN, “転がり軸受の分類と特徴,” [オンライン]. Available: http://www.ntn.co.jp/japan/products/catalog/pdf/2202_a01.pdf. [アクセス日: 15 1 2016].
- [3] 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.
- [4] 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 2014 秋盛岡, 2014.
- [5] 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, 2012.
- [6] 多々良篤輔, “玉軸受系の振動と制振,” “潤滑”第 16 巻第 3 号 159~166, 1971.
- [7] 松下修己, 田中正人, 小林正生, 古池治孝, 神吉博, “続 回転機械の振動—実機の振動問題と振動診断,” コロナ社, pp82-106, 2012.
- [8] R. Pandiyarajan, S. M. Starvin, C. K. Ganesh, “Contact stress distribution of large diameter ball bearing using Hertzian elliptical contact theory,” *Procedia Engineering*, 38, 264-269, 2012.
- [9] Y. Guo, G. R. Parker, “Stiffness matrix calculation of rolling element bearings using a finite element/contact mechanics model,” *Mechanism and Machine Theory*, 51, 32-45, 2012.
- [10] B. D. Matthew, F. Sadeghi, A. Ankur, A. Jamie, L. Craig, “Combined Explicit Finite and Discrete Element Methods for Rotor Bearing Dynamic Modeling,” *Tribol. Trans*, 2014.
- [11] T. Sakaguchi, K. Harada, “Dynamic Analysis of Cage Stress in Tapered Roller Bearings Using Component-Mode-Synthesis Method,” *Journal of Tribology* 131.1 011102, 2009.
- [12] N. Altülk, “The Effect of Waviness on Vibrations Associated With Ball Bearings,” *Journal of tribology*, 121(4), 667-677, 1999.
- [13] N. Tandon, A. Choudhury, “An analytical model for the prediction of the vibration response of rolling element bearings due to a localized defect,” *Journal of sound*

- and vibration, 205(3), 275-292, 1997.
- [14] Y. Lee , C. Lee, “Modelling and vibration analysis of misaligned rotor-ball bearing systems,” *Journal of sound and vibration*, 224(1), 17-32, 1999.
- [15] J. Sapanen , A. Mikkola, “Dynamic model of a deep-groove ball bearing including localized and distributed defects. Part 1: Theory,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 217(3), 201-211, 2003.
- [16] J. Sapanen , A. Mikkola, “Dynamic model of a deep-groove ball bearing including localized and distributed defects. Part 2: Implementation and results,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 217(3), 213-223, 2003.
- [17] S. Taniwaki , Y. Ohkami, “Experimental and numerical analysis of reaction wheel disturbances,” *JSME International Journal Series C Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing*, 46(2), 519-526, 2003.
- [18] Z. Zhang, S. G. Aglietti , W. Ren, “Coupled microvibration analysis of a reaction wheel assembly including gyroscopic effects in its accelerance,” *Journal of Sound and Vibration*, 332(22), 5748-5765, 2013.
- [19] 小原新吾, “転がり軸受の保持器挙動解析,” 日本設計工学会, 2005.
- [20] 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.
- [21] 館祐樹, “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,” 東京大学卒業論文, 2014.
- [22] 中嶋智司, “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,” 東京大学卒業論文, 2015.
- [23] B. Hamrock, S. Schmid , B. Jacobson, “Fundamentals of Fluid Film Lubrication,” Marcel Dekker, 2004.
- [24] 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法)－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, No10, pp753-760, 1983.
- [25] B. Hamrock, J. Bernard , D. Dowson, “Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts: part II-Ellipticity parameter results,” *Journal of Tribology*, Vol.98.3, pp375-381, 1976.
- [26] 松山博樹, “転がり軸受の高効率化とトライボロジー,” *JTEKT ENGINEERING JOURNAL* No.1009, 2011.

- [27] L. Houpert, “Ball Bearing and Tapered Roller Bearing Torque: Analytical, Numerical and Experimental Results,” Tribology Transactions, 2002.
- [28] 井上喜雄, 他, “振動の考え方・とらえ方,” オーム社, pp99, 1998.
- [29] 田邊和久, 柴田源, 市川信一郎, 井澤克彦, “次世代高性能フライホイールの擾乱特性評価,” 宇宙科学技術連合講演会講演集, 51 卷, 3G11, 2007.
- [30] 田口玄一, 品質工学講座 1 開発・設計段階の品質工学, 日本規格協会, pp73-90, 1988.

謝辞

本論文を執筆するにあたりご協力いただいたすべての方に感謝申し上げます。

酒井先生には、JAXA 社会連携講座のテーマということで、研究会発表や学会発表においてアドバイスをいただきました。また、学会後の昼食時にこれからの電力事業に関するお話をうかがいました。

泉先生には、何度も部屋にお邪魔しては研究の相談に乗っていただきました。また、大学事情や社会に関するさまざまなお話をうかがいました。ご指導いただいた 3 年間で少しは成長できたのではないかと感じています。

波田野助教には、研究会発表でアドバイスをいただきました。学部時代に面倒を見ていただいたことが修士で活かされたと思います。

JAXA の間庭様には、メールや訪問で何度も研究の相談に乗っていただきました。実験データの提供や、解析でのモデリング手法など、さまざまなアドバイスをいただきました。

JAXA の接触摩擦グループの皆様には、研究会においてさまざまなお話をうかがいました。小原様には発表の際、多くの助言をいただきました。雨川様には JAXA 訪問後の昼食で楽しくお話をさせていただきました。清水様、西元様、松本様にはハンマリング試験時にお世話になりました。

MSC ソフトウェアの山中様には、Adams の使い方についての相談に乗っていただきました。その結果、かなり使いこなせるようになりました。

博士 2 年の高本さんには、困ったことがあったとき、気軽に相談に乗っていただきました。どのような分野でも適切な助言をいただけることに感動していました。