

卒業論文

宇宙機器用転がり軸受の
繰り返し振動による圧痕形成の
有限要素法解析

平成 29 年 1 月 26 日提出

指導教員 泉 聡志 教授

03-150198 小杉 祐紀

目次

第1章	序論	6
1.1.	研究背景	6
1.1.1.	打上げ振動	6
1.1.2.	衛星における擾乱問題	6
1.1.3.	リアクションホイール	7
1.1.4.	軸受と擾乱	8
1.2.	先行研究	10
1.3.	研究目的	11
1.4.	本論文の構成	11
第2章	加振試験 [4]	12
2.1.	緒言	12
2.2.	供試軸受	12
2.3.	試験装置	12
2.4.	加振試験	14
2.4.1.	試験手順	14
2.4.2.	試験条件	15
2.5.	圧痕の測定	17
2.5.1.	真円度測定器	17
2.5.2.	圧痕断面測定器	18
2.6.	試験結果	19
2.6.1.	振動加速度計測結果	19
2.6.2.	試験後観察結果	20
2.6.3.	圧痕断面測定結果	20
第3章	モーダル解析	22
3.1.	緒言	22
3.2.	解析モデル1	22
3.2.1.	モデル形状	22
3.2.2.	メッシュ作成	23
3.2.3.	材料特性	25
3.2.4.	境界条件	25
3.2.5.	解析結果	27

3.3.	解析モデル 2	27
3.3.1.	モデル形状	27
3.3.2.	材料特性	28
3.3.3.	メッシュ作成	28
3.3.4.	境界条件	29
3.3.5.	試解析	29
3.3.6.	温度境界条件	32
3.3.7.	解析結果	32
3.4.	まとめ	33
第4章	振動解析	34
4.1.	緒言	34
4.2.	予圧解析	34
4.2.1.	解析モデル	34
4.2.2.	解析結果	39
4.3.	振動解析	42
4.3.1.	解析モデル 1	42
4.3.2.	解析条件	43
4.3.3.	解析結果 1	43
4.3.4.	解析モデル 2	48
4.3.5.	解析結果 2	48
4.4.	まとめ	51
第5章	結論	51
5.1.	総括	51
5.2.	今後の課題	52
付録	53
	内外輪の最大接触圧力の計算式 [10]	53
引用文献	55
謝辞	56

目次

図 1-1	リアクションホイールの断面図と主要構成 [3]	7
図 1-2	リアクションホイールの振動の概要 [4]	8
図 1-3	圧痕のイメージ図（落下式衝撃疲労試験による圧痕） [5]	8
図 1-4	組合せアングュラ玉軸受（DF） [6]	9
図 1-5	玉軸受の構造	9
図 2-1	振動試験装置の外観	13
図 2-2	振動試験装置の断面図	13
図 2-3	ローテティングマスの周波数応答	16
図 2-4	真円度測定器	17
図 2-5	溝中心からの距離	18
図 2-6	圧痕断面形状の例	18
図 2-7	圧痕の形成されていない内輪の断面	19
図 2-8	圧痕断面測定器	19
図 2-9	加振試験後の軌道輪（試験番号 1）	20
図 2-10	内輪表面における圧痕深さ（試験番号 1）	21
図 3-1	モデルの全体図	22
図 3-2	軸受部分	23
図 3-3	軸受	23
図 3-4	軸受部分拡大図	24
図 3-5	回転体に対する拘束条件	26
図 3-6	モード図	27
図 3-7	解析モデル 2 の軸受部分のモデル形状	28
図 3-8	回転体に対する拘束条件	29
図 3-9	試解析モデル	30
図 3-10	時間と玉の X 軸方向反力の関係	31
図 3-11	モード図	32
図 4-1	モデルの全体図	35
図 4-2	軸受部分のモデル	35
図 4-3	外輪に与えた速さ	38
図 4-4	外輪の Y 方向変位の大きさ	39
図 4-5	外輪の接触圧力コンター図	40
図 4-6	内輪の接触圧力コンター図	40
図 4-7	回転体の接触圧力コンター図	41

図 4-8	ベースの z 軸方向速度.....	43
図 4-9	内輪の相当塑性ひずみコンター図 (2.72ms)	44
図 4-10	内輪の相当塑性ひずみコンター図 (3.40ms)	45
図 4-11	内輪の相当塑性ひずみコンター図 (3.56ms)	45
図 4-12	ローテティングマスの Z 方向変位	46
図 4-13	ローテティングマスの Z 方向変位 (ローパスフィルタ処理後)	46
図 4-14	変位コンター図 (変位の大きさ)	47
図 4-15	変位コンター図 (X 方向変位)	47
図 4-16	変位コンター図 (Z 方向変位)	47
図 4-17	Z 方向変位のグラフ	48
図 4-18	外輪の相当塑性ひずみコンター図.....	49
図 4-19	内輪の相当塑性ひずみコンター図.....	49
図 4-20	内外輪の挙動	50
図 4-21	内外輪の挙動	50
図 0-1	座標系	54

表目次

表 2.1	供試軸受の概要	12
表 2.2	試験手順の概要	15
表 2.3	モーダルサーベイの条件	15
表 2.4	試験条件	16
表 2.5	振動加速度計測結果	20
表 2.6	最大圧痕深さおよび圧痕数	21
表 3.1	モデルの節点数と要素数	25
表 3.2	材料物性値	25
表 3.3	各パーツの材料	25
表 3.4	各パーツ間の接触	26
表 3.5	転動体の節点数と要素数	28
表 3.6	時間と玉の X 軸方向反力のデータ	31
表 4.1	材料物性値	36
表 4.2	各パーツの材料	36
表 4.3	モデルの節点数と要素数	37
表 4.4	各パーツの要素の代表長さ	37
表 4.5	最大接触圧力[MPa]	41
表 4.6	最大接触圧力の比	42
表 4.7	降伏応力	42

第1章 序論

1.1. 研究背景

1.1.1. 打上げ振動

人工衛星は地上での打上げ時にロケットからの振動や衝撃などのさまざまな機械的影響を受ける。衛星の振動は、振動数が広範囲であり、多様な振動を受ける [1]。衛星はそれらの振動に十分耐えられるように設計され、設計および製造技術の確認のため、開発過程において技術試験、認定試験が行われる。最終的にはフライトモデルに対し、受入試験が行われ、これに合格して衛星は打ち上げられる。打ち上げ時の振動には主に正弦波振動、音響振動、衝撃振動の 3 つがある [2]。正弦波振動は主に、液体エンジンの燃焼終了時の燃料とエンジン間の自励振動により生じ、10~30Hz の周波数領域で大きな振動が発生する。エンジンの噴流による音響振動は、ランダム振動としてロケット分離部を通して衛星に直接、作用する。ランダム振動は衛星構体に二次元的な振動をもたらす、太陽パネルなどの二次構造や搭載機器に厳しい環境を与える恐れがある。この音響振動の周波数領域としては 20~8000Hz 程度である。衝撃振動は火工品の爆発や衛星の分離により生じる。作用は非常に短時間だが、数千 G に達する力が作用することもあり、周辺に搭載された電子機器に影響を与える。周波数領域としては 100~10000Hz 程度である。

衛星に搭載された宇宙機器の駆動部分を支えているのは軸受と呼ばれる機械要素部品であり、したがって、衛星に振動が印加された場合、その負荷を受け持つのは主に軸受である。宇宙機器が試験時や打上げ時の繰り返し振動を印加された後でも安定に作動するためには、軸受が十分な耐性を持つことが必要である。

1.1.2. 衛星における擾乱問題

宇宙空間において衛星は多くの発生原因からの微小振動環境にある。衛星の姿勢やミッション機器の機能、性能を変化させ、衛星内の微小振動環境に影響を及ぼす内力のうち、意図した制御力・制御トルク以外のものを内部擾乱（以下、擾乱）と定義する。ここで内力とは衛星内の要素間で相互に働く力・トルクの総称である。擾乱を含めた外乱が観測センサ等に影響を与える。特に、高精度の観測要求のある衛星では擾乱問題が大きな技術課題となりつつある。外乱の周波数は低周波から 1000Hz を超える高周波まで渡るが、大きな問題となるのは 500Hz 以下の周波数の外乱である。

近年、擾乱の発生源として注目されているのが、後述するリアクションホイール等の機器である。リアクションホイール等の機器が 100-500Hz 程度の振動数の擾乱を発生させ、その擾乱が衛星の構造を伝達していく間に、構造の局所的な部分をもつ固有振動数と共振

し、応答倍率が大きく（100-500 倍程度）なって、衛星構造上に取り付けられたセンサや観測器の指向性能に影響を及ぼす場合がある。この場合、振動モデルは複雑であり、振動の予測は困難である。また、振動変位が小さいため、減衰機構が十分に働かない場合や応答倍率によっては逆効果になる場合もあり、擾乱の抑制は非常に困難である。よって、宇宙機器の設計段階で、擾乱の原因となる力やトルクを小さくすることが重要になってくる。そのための方法として、内部の不釣り合いやガタをなくすことが挙げられる。

1.1.3.リアクションホイール

リアクションホイールは衛星に搭載された宇宙機器のひとつであり、人工衛星の姿勢制御装置である。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 [3]。ローテティングマスを回転させることで、角運動量に変化し、人工衛星の姿勢制御が可能になる。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非常に高い信頼性が要求される。宇宙機器で使用できる電力量は厳しく制限されており、モータの消費電力を抑える必要がある。そのため、宇宙機器では、潤滑油はごく微量しか使用しないことで潤滑油の粘性抵抗を小さくしている。また、宇宙機器を運行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 10 年以上の長寿命が要求される。

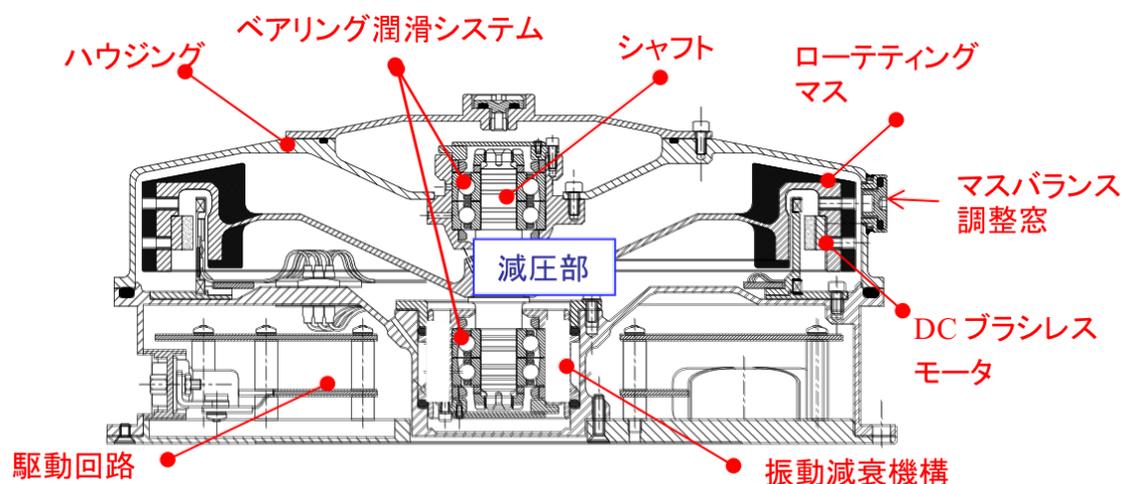


図 1-1 リアクションホイールの断面図と主要構成 [3]

リアクションホイールの回転系を振動問題の観点から簡略化すると、図 1-2 のように表すことができる。打上げ振動の際に図 1-2 の半径（ラジアル）方向、軸（アキシャル）方向の両方向に振動が加えられるが、この時、リアクションホイールは単純なバネ - マス - ダンパ系として捉えることができる。軸受がバネとマスの両方の役割を果たし、軸受に印

加される荷重はロータの質量にロータ加速度をかけた積となる。軸受に印加される荷重が大きい場合、軸受の玉と内外輪の接触部では大きな応力が発生し、塑性変形が起こる。この損傷は圧痕と呼ばれる永久変形である。圧痕のイメージ図を図 1-3 に示す。

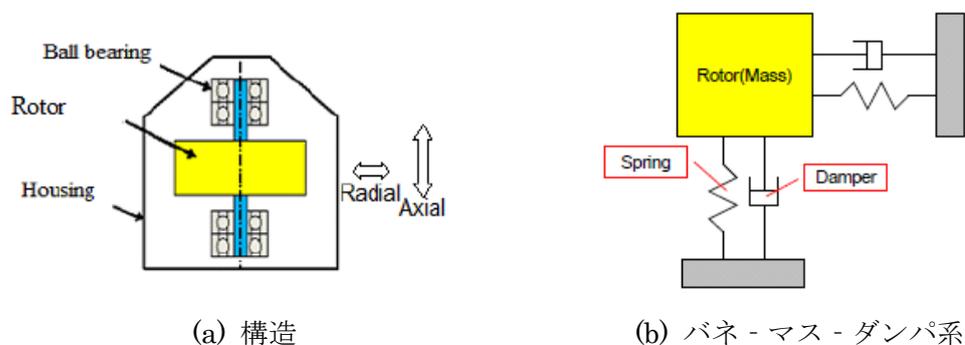


図 1-2 リアクションホイールの振動の概要 [4]

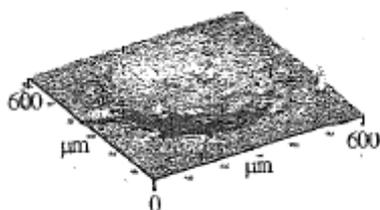


図 1-3 圧痕のイメージ図（落下式衝撃疲労試験による圧痕） [5]

JAXA の経験によると、ロータの不釣り合い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。一方、軸方向振動は軸受の形状誤差やホイールの組立誤差が原因と考えられており、あるレベル以下では制御が困難となる。高周波数の振動は振幅が小さく、問題になりにくいので、500Hz 以下の低周波数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。

1.1.4.軸受と擾乱

リアクションホイールのローテティングマス/シャフトは両端を軸受で支持されている。本研究で扱うリアクションホイール用の軸受には、打上げ時のラジアル/スラスト両方向の荷重を受け持つことができることと高速・高精度の回転が要求されることから、組み合わせアンギュラ玉軸受が使用される。組み合わせアンギュラ玉軸受は図 1-4 に示すように、単列アンギュラ玉軸受を 2 列 1 組で組み合わせて使用する。

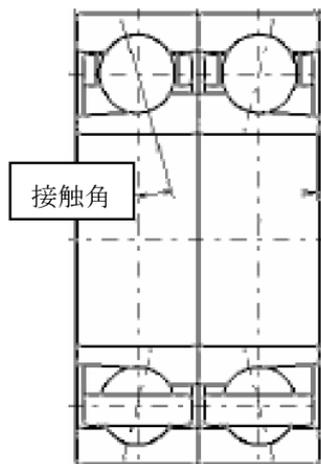


図 1-4 組合せアンギュラ玉軸受 (DF) [6]

玉軸受は図 1-5 に示すように 2 つの軌道輪 (内輪, 外輪), 複数の転動体 (玉), および保持器から構成されている。内外輪には玉が荷重を保持しながら転がる転走面があり, 保持器は玉を等間隔に保持し, 玉とともに運動する。これらの構成要素は真円に作られてはおらず, 実際には微細な凹凸や歪みなどの不規則な形状を持つ。そのため, 軸受は軸を通して回転させる場合, 完全な円運動を行わず, カムのように回転運動を振動運動へと変える。

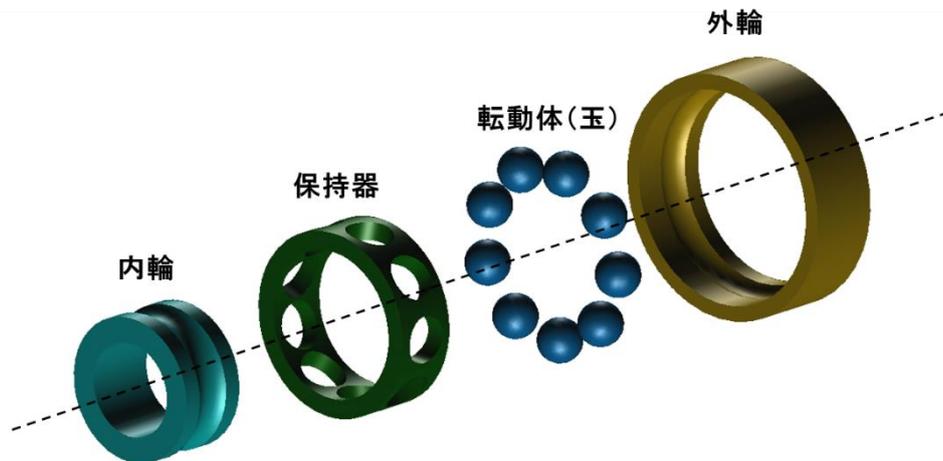


図 1-5 玉軸受の構造

組合せアンギュラ玉軸受では, 組立時に軸方向に荷重を加え, 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。予圧は定位置予圧で与える。定位置予圧は軸受の内外輪を玉に圧縮応力がかかるようにお互いに逆方向へずらして固定することによって予圧を与える方法である。前述のようにリアクションホイールの振動において軸受はバネおよびダンパの働きをするのでリアクションホイールの振動を考えたとき, 軸受に与え

る予圧の大きさは非常に重要な要素である。予圧の大きさによってバネとしての剛性の大きさも変化し、リアクションホイール全体の固有振動数も変化する。

リアクションホイールに発生する軸方向振動は軸受の形状誤差やホイールの組立誤差が原因と考えられている。玉軸受で支持された軸系で発生する振動の主原因となる機械的因子として、外輪クランプ方法（外輪の非真円性）や内外輪の角度ミスアライメント [7]、打上げ振動時に形成される圧痕 [8]などが挙げられる。次節で述べるようにこれらの形状誤差と発生する擾乱の大きさについては研究がなされている。しかし、打ち上げ時の繰り返し振動による圧痕の深さや幅などの形状や圧痕数の圧痕形成量の十分な精度での予測手法は確立されていない。また、圧痕の形成メカニズムも解明されていない。

1.2. 先行研究

橋本 [9]は玉軸受 2 つを組み合わせた軸受ユニットモデルを作成し、内輪の非真円性、外輪クランプ法による外輪の非真円性、角度ミスアライメントなどを与えてマルチボディダイナミクス解析を行い、これらの機械的因子と 500Hz 以下の軸受の擾乱の因果関係を調べた。その結果、角度ミスアライメントは回転二次成分（回転数の 2 倍の周波数 200Hz）のみに影響を与えること、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すること、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、回転一次成分（100Hz）の振動は機械的因子の影響を受けないことを示した。

また、星加 [4]はリアクションホイールを簡略化したモデルに対して、さまざまなパラメータを変えて、打上げ振動を模擬した加振試験を行い、軸受の内外輪に形成された圧痕を観察した。また、その圧痕によって発生する擾乱を測定した。その結果、以下のことを示した。

- ①軸受への印加荷重が大きくなると、圧痕は周方向に多数形成され、最大圧痕は転走面から軸方向にずれた位置に形成されやすいこと
- ②軸受への印加荷重が大きくなると、軸受に与えられた予圧が抜けやすくなり、玉が保持器のポケット内で自由に動き、内外輪と衝撃的な接触をすること
- ③振動印加時間が軸受の圧痕形成に及ぼす影響は小さかったこと
- ④潤滑油の有無と圧痕深さの関係は、潤滑油がない場合に圧痕深さは小さくなること

さらにリアクションホイールを簡略化したモデルに対して、有限要素法解析を行い、加振試験中の軸受内部の接触力や動的挙動を明らかにした。その結果、軸受にラジアル荷重が最大 40N 負荷されている場合、玉と内外輪の接触は衝撃的な接触状態に近づいていることを示した。さらに、内輪と玉の接触を模擬したモデルに対してスクイーズ EHL 油膜解析を行い、接触圧力と油膜形状を計算した。その結果、内輪と玉の衝突時に、接触領域内における油膜圧力は油膜がない時の接触圧力よりも大きくなることを示した。

1.3. 研究目的

先行研究の星加の解析では玉と内外輪の接触荷重と玉の挙動に関する解析しか行われておらず、振動解析中に転動体や内外輪に発生する応力、塑性変形量までは解析できていない。圧痕形成メカニズムの解明も行われていない。また、実験では加振されているときの軸受内部の応力状態などは分からない。

そこで、本研究では加振試験の振動を模擬した振動解析を弾塑性体モデルに対して有限要素法解析を行う。本研究の目的は、アンギュラ玉軸受の内外輪に圧痕が形成されるメカニズムを解明すること、さらにその圧痕の深さや幅などの形状や圧痕数の予測手法を確立することである。

1.4. 本論文の構成

本論文は全 5 章から構成される。

1 章では、本研究の背景・目的を述べた。

2 章では、JAXA および星加が行ったリアクションホイールの構造を簡略化した振動試験装置について説明し、加振試験の概要・結果について説明する。

3 章では、本研究で作成した解析モデルの妥当性を確認するために、そのモデルに対してモーダル解析を行う。解析結果を第 2 章で説明するモーダルサーベイの結果と比較することで、作成したモデルが実際の加振試験に用いられたモデルの主要振動特性を再現しているか確認する。

4 章では、作成したモデルに対して加振試験を模擬した振動解析を行い、第 2 章で説明する加振試験の結果と比較し、考察する。さらに結果から圧痕形成メカニズムについて考察する。

5 章では、本研究の総括を述べ、今後の課題について論じる。

第2章 加振試験 [4]

2.1. 緒言

リアクションホイールを加振したときに軸受に形成される圧痕の数，大きさなどの圧痕形成量とさまざまなパラメータとの関係を調べることで，圧痕形成メカニズムの解明などを目的として JAXA ではリアクションホイールの構造を簡略化したモデルを作成し，振動試験装置を用いて加振試験を行った。

本章では加振試験に用いた軸受，振動試験装置，試験方法を説明し，試験によって形成された圧痕の評価方法およびその結果について述べる。なお，試験では印加振動の種類，印加加速度，振動周波数，振動時間，潤滑油の種類をパラメータとして圧痕形成量を調べているが，本章では4章にて述べる振動解析の結果と比較するために，関係のある試験条件，結果のみを述べる。

2.2. 供試軸受

本研究における供試軸受は，アンギュラ玉軸受である。供試軸受の概要を表 2.1 に示す。

表 2.1 供試軸受の概要

形式	アンギュラ玉軸受
呼び番号	7000C
サイズ	内径 10mm×外径 26mm×幅 8mm
接触角	15°
ボール数	9 個
ボール直径	4.763mm
予圧	25N (定位置予圧)
玉および軌道輪の材質	SUJ2
保持器の材質	Polyamide resin

2.3. 試験装置

振動試験装置の外観を図 2-1 に示す。

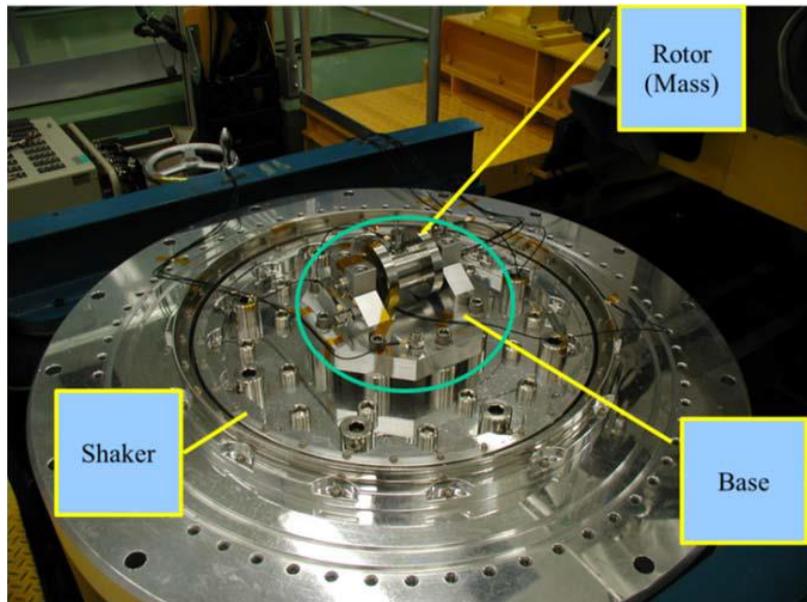


図 2-1 振動試験装置の外観

図 2-2 に振動試験装置の断面図（図 2-1 の○で囲った部分）を示す。

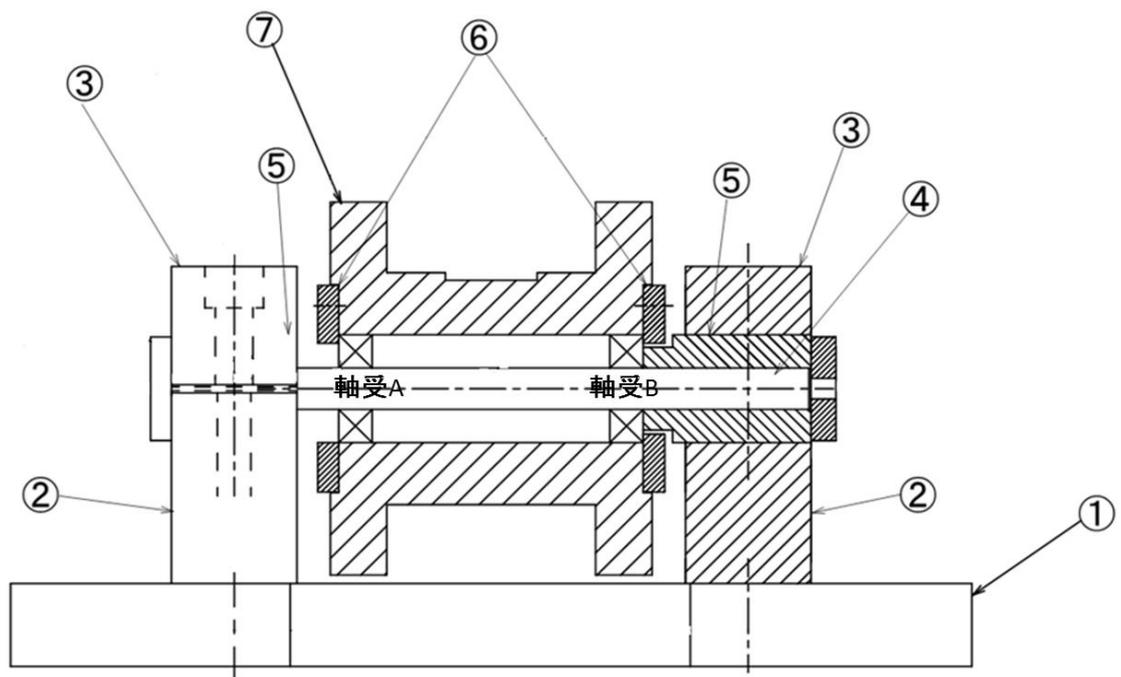


図 2-2 振動試験装置の断面図

図 2-2 中の各番号のパーツ名を以下に示す。

- ①ベース
- ②サポートシャフト
- ③クランプシャフト
- ④シャフト

- ⑤カラスリテッド
- ⑥クランプアウター
- ⑦ローテティングマス

図 2-2 の×印の部分に供試軸受が左右それぞれ一つずつ組み込まれており、シャフトを支持している。図 2-2 中の軸受 A, B は治具の取り付け位置による区別であり、設計上は同条件で加振される。左右の軸受間には内輪・外輪用に円筒状のスペーサが二つ入っている。ローテティングマスの中央の位置に加速度センサが取り付けられている。①ベースと②サポートシャフト、②サポートシャフトと③クランプシャフト、⑥クランプアウターと⑦ローテティングマスはそれぞれクランプされている。軸受の内輪と④シャフト、軸受の外輪と⑦ローテティングマスははめあいで止められている。

振動試験装置はリアクションホイールの回転系を単純化したものであり、加振機のベースを鉛直方向に加振させることで供試軸受はラジアル方向に加振される。また、実際のリアクションホイールにおいて、加振試験中にローテティングマスが回転していない状況を再現するために、ロータとシャフト固定台とを互いにテープで固定している。

試験においてベースに取り付けられた 2 つの加速度センサによって振動の制御を行った。ベースに取り付けられた加速度センサとロータに取り付けられた加速度センサからベースに対するロータの相対加速度 a を計測し、その相対加速度の値から以下の式より軸受一つあたりに負荷されるラジアル荷重 F_r を求める。

$$F_r = Ma/2 \quad \text{数式 2-1}$$

ここで、 M は軸受が支える物体の総質量（マスや一部の治具を合わせた質量）であり、測定より $M = 2.120 [kg]$ である。

2.4. 加振試験

2.4.1. 試験手順

打上げ振動による圧痕を形成させるために、前述のようにリアクションホイールを簡略化した治具を用いて加振試験を行った。試験手順の概要を表 2.2 に示す。

表 2.2 試験手順の概要

観察	① 光学顕微鏡を用いての転動体・軌道輪の観察 ② 内外輪の真円度測定
洗浄・組み立て	① 軸受の超音波洗浄 ② 軸受の組み立て ③ 振動試験治具の組み立て
加振試験	① モーダルサーベイ ② 加振試験 ③ モーダルサーベイ
分解・観察	① 振動試験治具の分解 ② 軸受の分解 ③ 内外輪の拭き取り ④ 光学顕微鏡を用いての転動体・軌道輪の観察 ⑤ 内外輪の真円度測定 ⑥ 内輪の圧痕断面測定

2.4.2.試験条件

2.4.2.1. モーダルサーベイ

共振点を調べることを目的として JAXA はモーダルサーベイを行った。ベースを 0.3G で加振した際に、ローテティングマスに取り付けられた加速度センサの値からローテティングマスの周波数応答を調べた。

表 2.3 にモーダルサーベイの条件を示す。

表 2.3 モーダルサーベイの条件

試験番号	ベース加速度[G]	潤滑油
1	0.3	無潤滑

モーダルサーベイの結果の一例を以下の図 2-3 に示す。

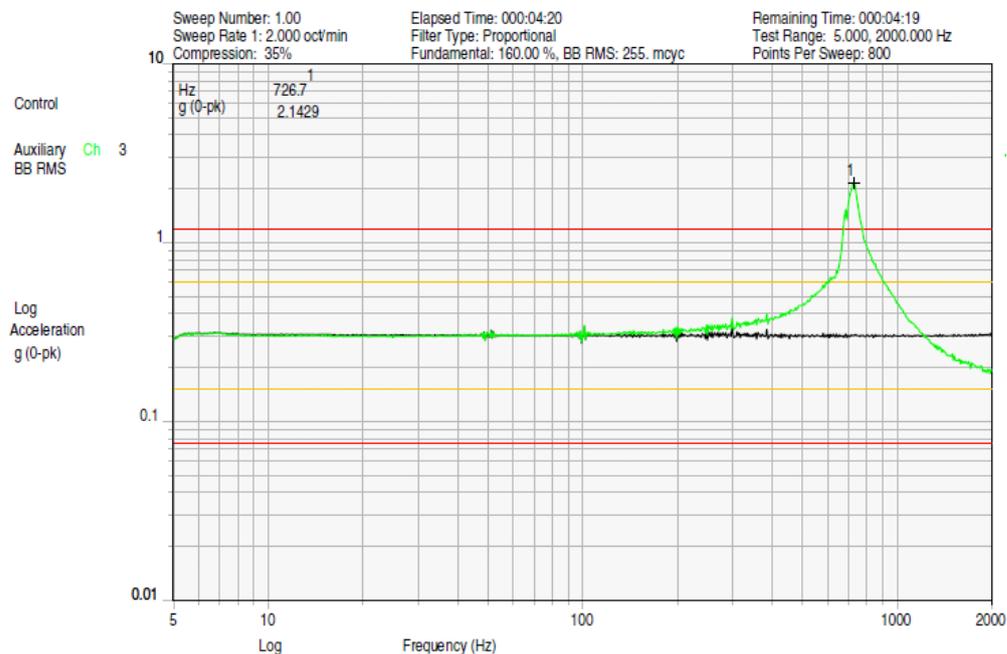


図 2-3 ローテティングマスの周波数応答

黒の線がベースの加速度を表し、緑の線がローテティングマスの加速度を表す。

図 2-3 よりこの例では共振点が 726.7Hz にあることがわかる。

表 2.3 の試験番号 1 では共振点は 889Hz であった。

結果から分かるようにこの共振点は試験毎、供試軸受毎、組立精度によって ±50Hz 程度のばらつきがある。

2.4.2.2. 加振試験

2 個で 1 ペアとした各供試体の振動条件を表 2.4 に示す。正弦波振動で設定した周波数は、モーダルサーベイの結果を用いて、ロータの共振周波数近傍に設定した。共振周波数近傍に設定したのは、ロータに強い振動を与えて供試軸受にかかる荷重を大きくさせ、圧痕を生じさせるためである。ここでいう共振周波数は前述のモーダルサーベイの結果から得られたものである。

表 2.4 試験条件

試験番号	加速度[G]	周波数[Hz]	印加時間[s]	潤滑油
1	18	737	180	無潤滑

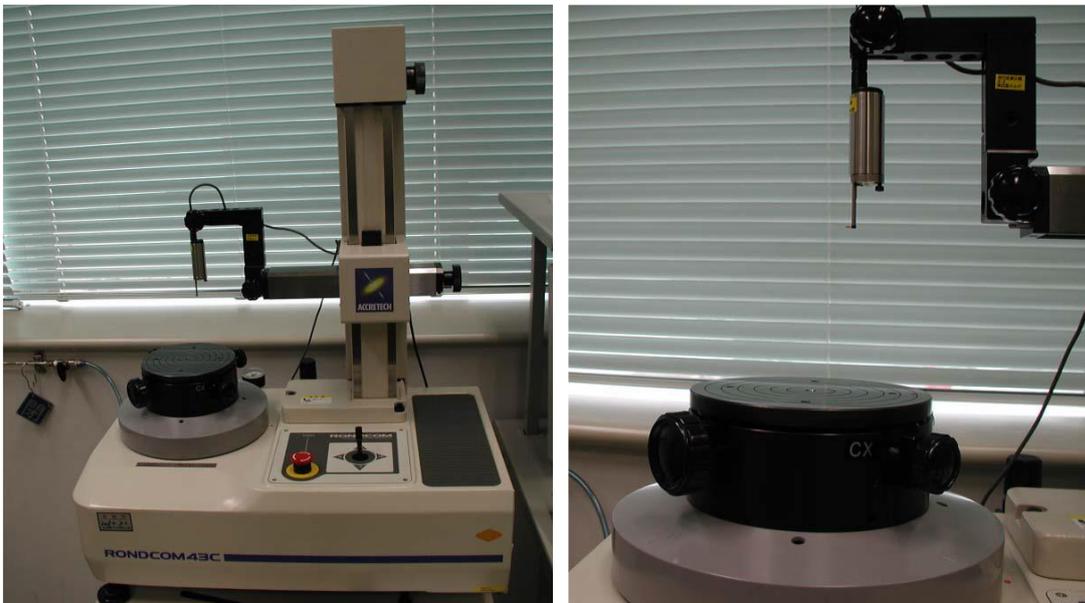
2.5. 圧痕の測定

2.5.1. 真円度測定器

真円度とは幾何学的に正確な円からの狂いの大きさを表す。軸受の軸周りの円周面を幾何学的に正確な2つの同心円で円周面に内接、外接するように挟んだとき、その2つの同心円の半径の差の大きさを表す。

加振試験の前後それぞれで真円度を測定し、比較することで、軌道輪に生成する圧痕の大きさ、深さを調べることができる。

真円度測定器は真円度を測定する機器であり、外観と検出部分を図 2-4 に示す。台の上に軸受の内輪または外輪を載せ、検出針を測定する円周面に接触させ、台を回転させて測定を行う。使用した真円度測定器は株式会社東京精密の ROND COM43C である。



(a) 外観

(b) 検出部分

図 2-4 真円度測定器

ここで、軸受の軌道輪における真円度は図 2-5 に示すように、溝の中心から軸方向に 100 μ m毎に測定した。

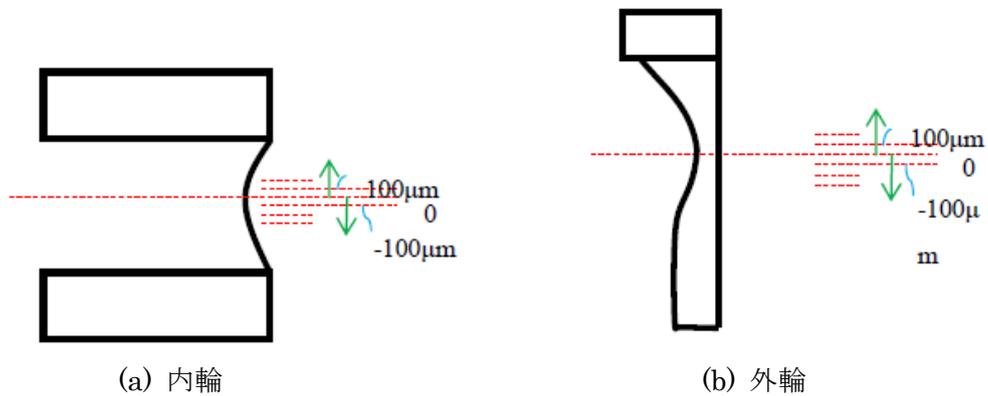


図 2-5 溝中心からの距離

2.5.2. 圧痕断面測定器

圧痕断面測定器を用いて、内輪表面において光学顕微鏡にて圧痕の生成が確認された箇所のみ、圧痕断面形状の測定を行う。圧痕断面形状の測定結果の例を図 2-6 に示す。図のように凹部分に加え、凸部分も含めた山と谷の距離で圧痕の深さを定義する。この例において圧痕は丸で囲った部分に形成されており、最大圧痕深さは(b)の山と谷の距離を読み取り、 $0.16\mu\text{m}$ である。

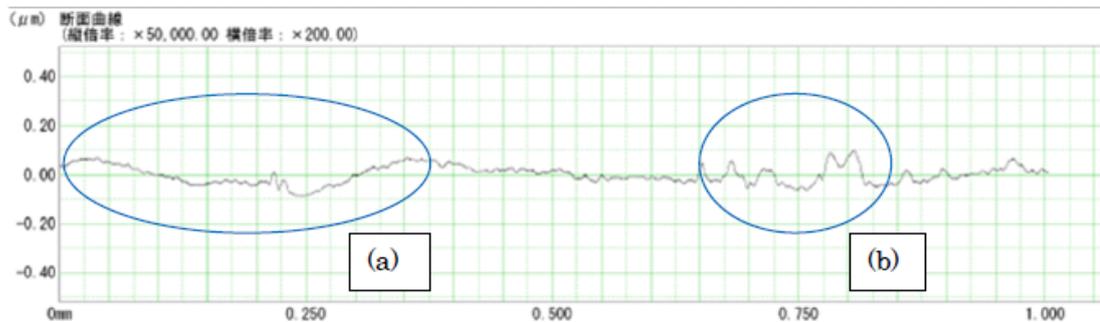


図 2-6 圧痕断面形状の例

次に、圧痕が形成されているかどうかを判断するため、加振試験前の圧痕が形成されていない箇所の断面形状の測定結果を図 2-7 に示す。圧痕が形成されていなくても、軸受の軌道輪は完全に真円ではないため、凹凸が存在する。図の断面曲線の山と谷の距離を測定すると、 $0.037\sim 0.048\mu\text{m}$ の値となるので $0.048\mu\text{m}$ 以下の凹凸は圧痕ではないと定義する。

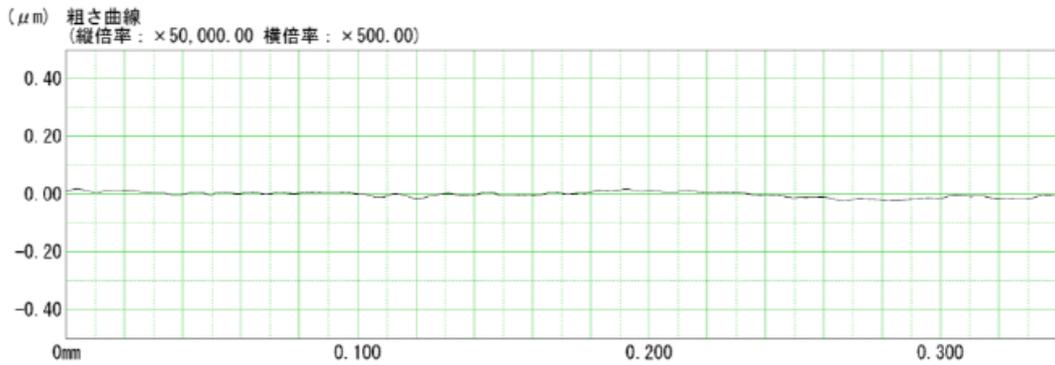
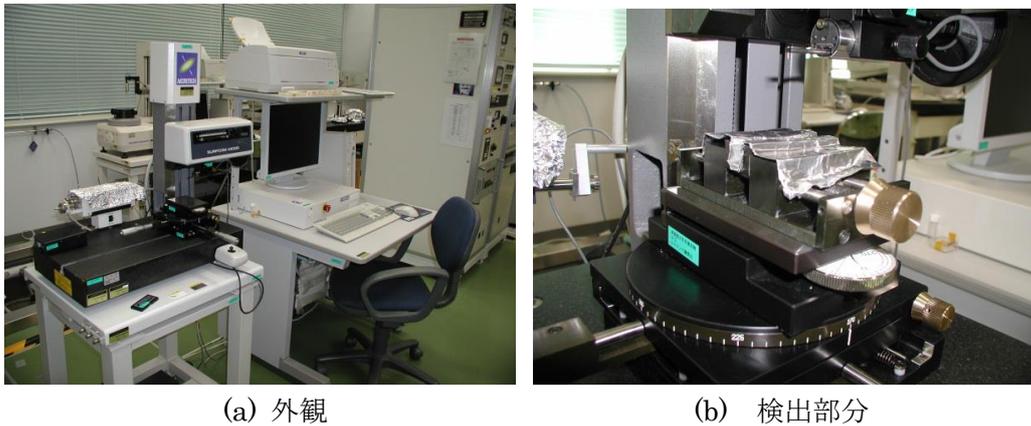


図 2-7 圧痕の形成されていない内輪の断面

使用した圧痕断面測定器は株式会社東京精密の SURFCOM1400D である。機器の外観と検出部分を以下の図 2-8 に示す。測定には表面粗さ・輪郭形状測定器を用いる。



(a) 外観

(b) 検出部分

図 2-8 圧痕断面測定器

測定機器の仕様上、外輪の圧痕断面が測り難いことから、圧痕断面の測定は内輪に対してのみ行う。

2.6. 試験結果

2.6.1. 振動加速度計測結果

表 2.5 に加振試験中に測定した、ベースに対するロータのラジアル方向相対加速度を示す。なお、測定は各加振試験の開始直後、途中、終了直前に、10 秒間ずつサンプリング速度 2MHz の条件のもとで行った。また、ロータのラジアル方向の共振周波数も示す。また、数式 2-1 を用いて計算した、軸受一つあたりに負荷されるラジアル方向荷重の大きさも示す。

表 2.5 振動加速度計測結果

試験番号	ベース加速度[G]	振動周波数[Hz]	固有周波数[Hz]	相対加速度の最大値[G]	ラジアル方向荷重の大きさ[N]
1	18	737	889	115.5	1201.0

2.6.2.試験後観察結果

加振試験後の軌道輪に形成された圧痕のうち最も深いものの光学顕微鏡での観察結果を図 2-9 に示す。図よりそれぞれ軌道輪に圧痕が形成されていることが読み取れる。また加振試験後に、軌道輪の転走面をクロスで拭き取ると、クロスが黒茶色に汚れた。このことより、加振試験中に玉と軌道輪の接触部で摩耗が生じていた可能性がある。

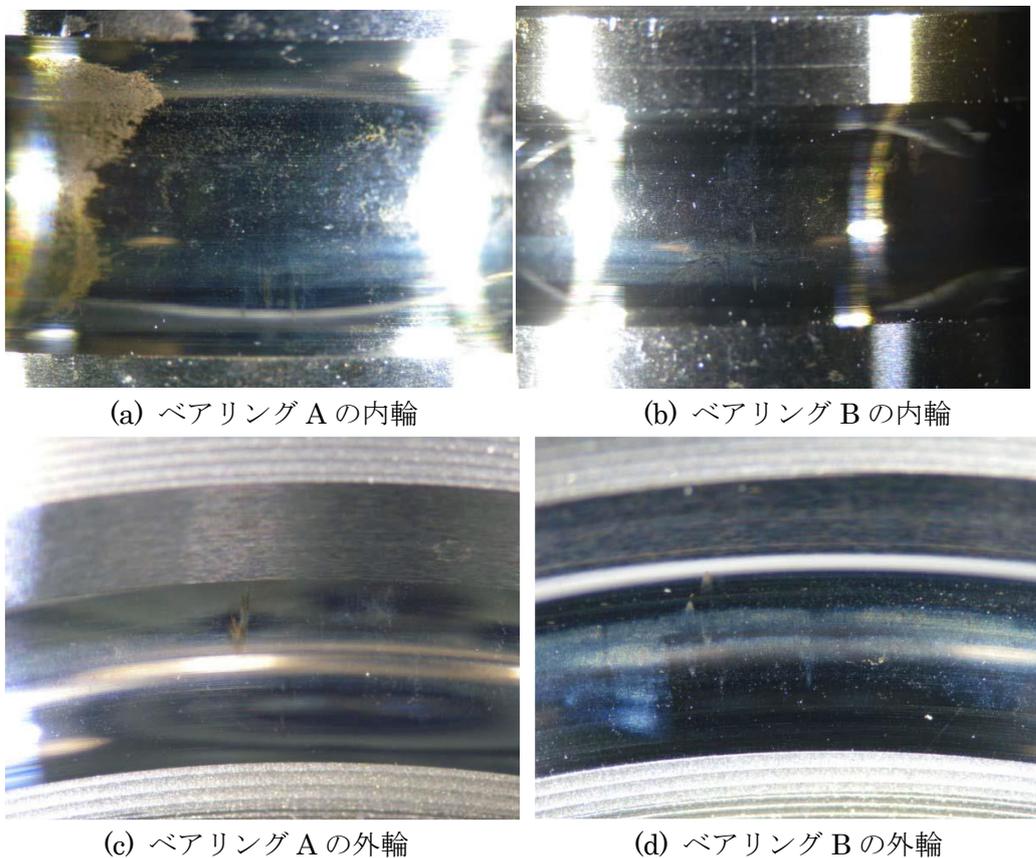


図 2-9 加振試験後の軌道輪（試験番号 1）

2.6.3.圧痕断面測定結果

供試体に形成された圧痕は複数であったため、内輪のある箇所を基準として、その点からの角度を横軸にし、圧痕深さを縦軸にしてプロットした。以下の図 2-10 に圧痕深さの結果

を示す。また、表 2.6 に圧痕の最大深さと圧痕数を示す。圧痕数については圧痕深さdの値によって3つのケースに分類し、それぞれの個数を示す。ケースの分類は以下の通りである。

ケース 1 : $0.048 \leq d \leq 0.10$

ケース 2 : $0.10 \leq d \leq 0.20$

ケース 3 : $0.20 \leq d$

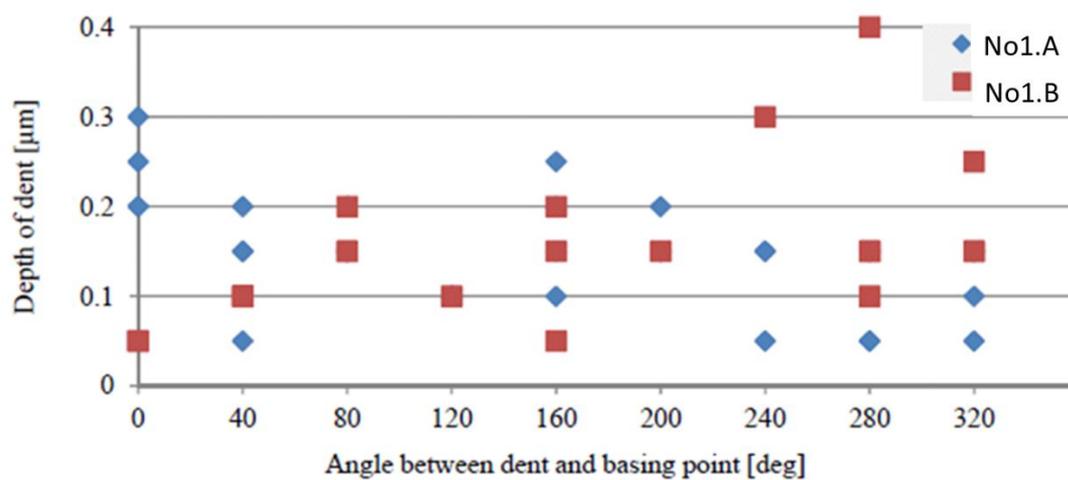


図 2-10 内輪表面における圧痕深さ (試験番号 1)

表 2.6 最大圧痕深さおよび圧痕数

供試軸受	最大圧痕深さ [μm]	圧痕数	ケース 1 の圧痕数	ケース 2 の圧痕数	ケース 3 の圧痕数
1-A	0.3	36	17	16	3
1-B	0.4	23	16	4	3

第3章 モーダル解析

3.1. 緒言

振動によって軸受の内外輪に形成される圧痕の形成量を有限要素法解析する際、軸受の各パーツの形状を正しくモデリングする必要がある。よって、軸受モデルが試験に用いられた軸受の主要振動特性を再現していることが重要である。本章では、モーダルサーベイ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。モーダルサーベイで観察された共振は軸受の鉛直方向振動であると考えられるので、そのモードの固有振動数を考察する。モーダルサーベイは軸受単体では行われておらず、振動試験装置全体について行われているため、振動試験装置全体のモデルを作成した。なお、解析ソフトについては、MSCsoftware 株式会社の陰解法ソルバーMarc を使用した。

3.2. 解析モデル 1

3.2.1. モデル形状

作成したモデルの全体図を図 3-1 に示す。

ローテティングマスの形状は加速度計を設置するための平面は省略し、円筒の組み合わせで作成した。軸受間のスペーサおよび各パーツ接合のためのクランプ類はすべて省略した。また、シャフトとカラースリテッド、クランプシャフトとサポートシャフトはそれぞれ一体のパーツとしてモデリングした。これらは全てモデルの簡略化のために行った。

軸受部分の形状は前章で示した供試軸受の寸法の通りである。

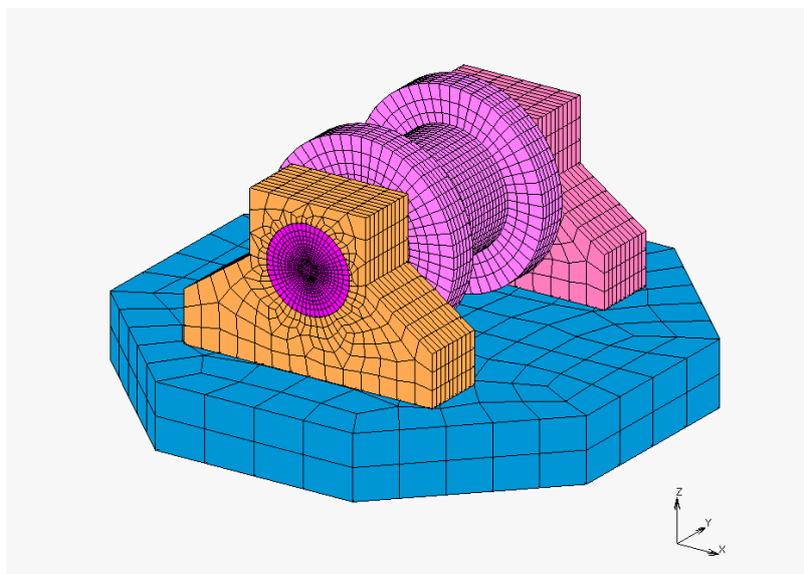


図 3-1 モデルの全体図

軸受部分のモデルを以下の図 3-2 に示す。図中の番号は転動体の区別である。

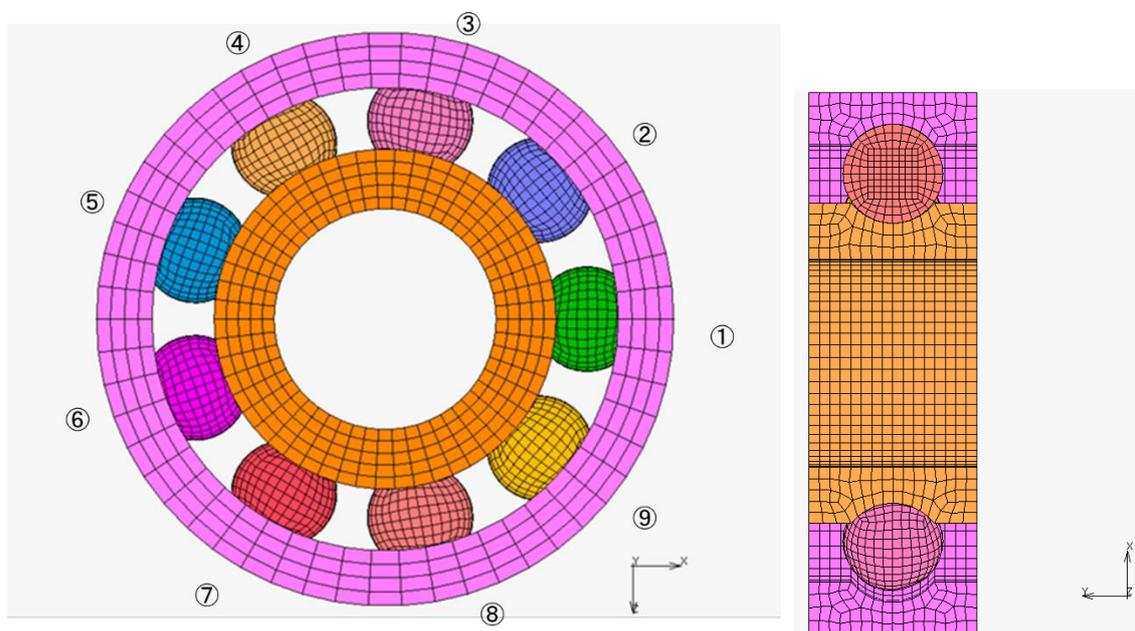


図 3-2 軸受部分

実際には以下の図 3-3 のように軸受の外輪は対称的な形状はしていないが、モデルの簡略化、および解析結果に影響しないと考えられるので対称的にモデルを作成した。また、保持器についても解析結果に影響しないと考えられるのでモデル化していない。

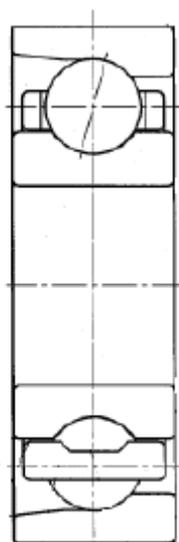


図 3-3 軸受

3.2.2.メッシュ作成

各パーツの要素はすべてソリッド要素であり、六面体要素である。ローテティングマス、

シャフト、軸受部分のパーツ（玉、軌道輪、保持器）はそれぞれ図 3-1 の Y 軸に対して 40 度ごとに対称的になるようにメッシュを作成した。軸受部分のパーツを 40 度ごとに対称的にメッシュ作成したのは以下の図 3-4 に示すように玉一つにつき内外輪それぞれ一点ずつと節点共有させるためである。図 3-4 は軸受部分を XZ 平面に平行な面でちょうど半分にしたときの断面図の拡大図である。本来、転動体と軌道輪間にはすき間が存在するが、すき間が存在すると転動体が浮いた状態となり、解析を行うことが難しくなる。そこで、前述のように節点共有させることで解析を行えるようにした。また、この節点共有によって玉は円周方向の動きが拘束され、保持器の役割も果たすので保持器のモデリングは必要ないと考えられる。

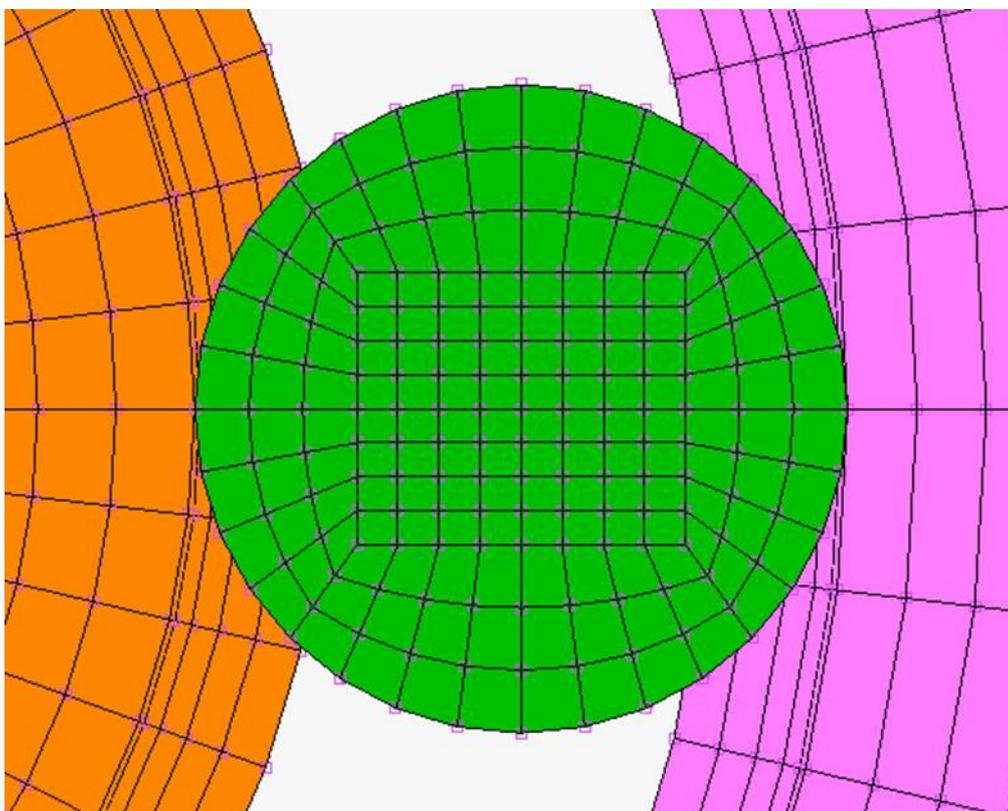


図 3-4 軸受部分拡大図

ベースは図 3-1 の Z 軸に対して 90 度ごとに対称的になるようにメッシュを作成した。モデル全体の節点数、要素数および各パーツの節点数、要素数を以下の表 3.1 に示す。

表 3.1 モデルの節点数と要素数

	節点数	要素数
玉	6948(386×18)	29952(1664×18)
外輪	4536(2268×2)	6696(3348×2)
内輪	4536(2268×2)	6696(3348×2)
ローテティングマス	4968	9720
シャフト	7292	29808
サポート	2636(1318×2)	3580(1790×2)
ベース	330	256
合計	31210	86708

節点数の合計と各パーツの総計と一致していない。これは転動体と内外輪間において 36 個の節点が共有されているためである。

3.2.3.材料特性

物性値を表 3.2 に示す。また、各パーツの材料を表 3.3 に示す。転動体(玉)、軌道輪(内外輪)、ローテティングマス、シャフト、サポート、ベースの各パーツはすべて弾性体とみなす。

表 3.2 材料物性値

	密度(kg/mm ³)	ヤング率(MPa)	ポアソン比
SUJ2	7.83e-9	208000	0.3
NAK55	7.8e-9	205939	0.28
A5052	2.68e-9	70600	0.3
440C	7.68e-9	200000	0.3

表 3.3 各パーツの材料

材料	パーツ
SUJ2	転動体, 軌道輪
NAK55	ローテティングマス
A5052	サポート, ベース
440C	シャフト

3.2.4.境界条件

各パーツ間に接触を以下の表 3.4 ように定義する。表中の G は完全固着を表し、T は接触を表す。

表 3.4 各パーツ間の接触

	玉	外輪	内輪	マス	シャフト	サポート	ベース
玉		T	T				
外輪	T			G			
内輪	T				G		
マス		G					
シャフト			G			G	
サポート					G		G
ベース						G	

ベースの底部の節点を並進 3 自由度拘束する。

また、以下の図に示すように転動体を 2 等分する面上の転動体の全節点を周方向に拘束する。これは転動体に拘束条件を与えないとモード解析をうまく行えないためである。

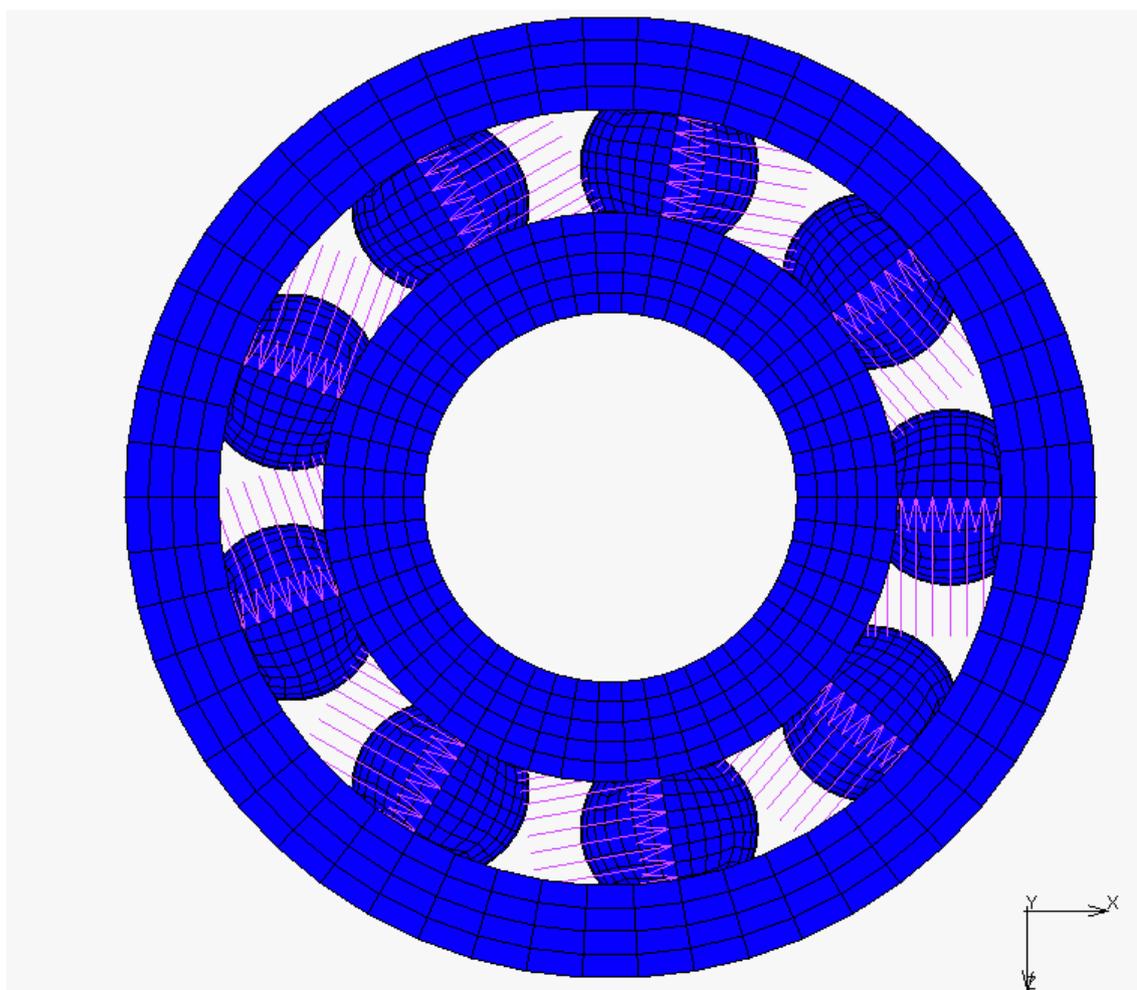


図 3-5 転動体に対する拘束条件

3.2.5.解析結果

モード図を以下の図 3-6 に示す.

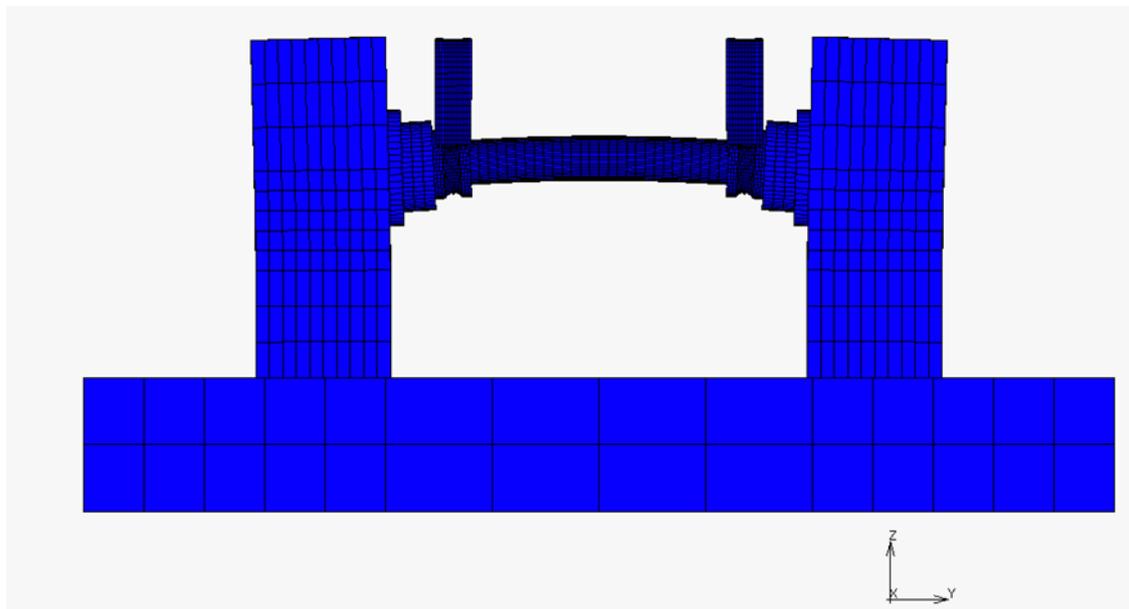


図 3-6 モード図

この図では変位を大きく表示しており，軸受の外輪が鉛直方向に変位していることがわかる.

このモードにおける固有振動数は 3436Hz であった. この値は実験での値, 889Hz より非常に大きい. これは軸受の鉛直方向 (Z 軸方向) から外れた場所に配置された転動体に与えた拘束条件が非常に厳しく, 鉛直方向の剛性が高くなっていることが原因だと考えられる. つまり, 図 3-2 における転動体③⑧以外の周方向自由度拘束が軸受の外輪の鉛直方向自由度拘束となっている.

また, このモデルに対して予圧は加えていないが, 予圧を与えるとさらに剛性が上がり, 固有振動数はさらに大きくなってしまうと考えられる.

この問題を解決するために解析モデル 2 を作成した.

3.3.解析モデル 2

3.3.1.モデル形状

解析モデル 1 の転動体の数を減らしたモデルを作成した. 解析モデル 1 からの変更点は転動体の数のみであるので, 以下の図 3-7 に軸受部分のモデル図のみを示す.

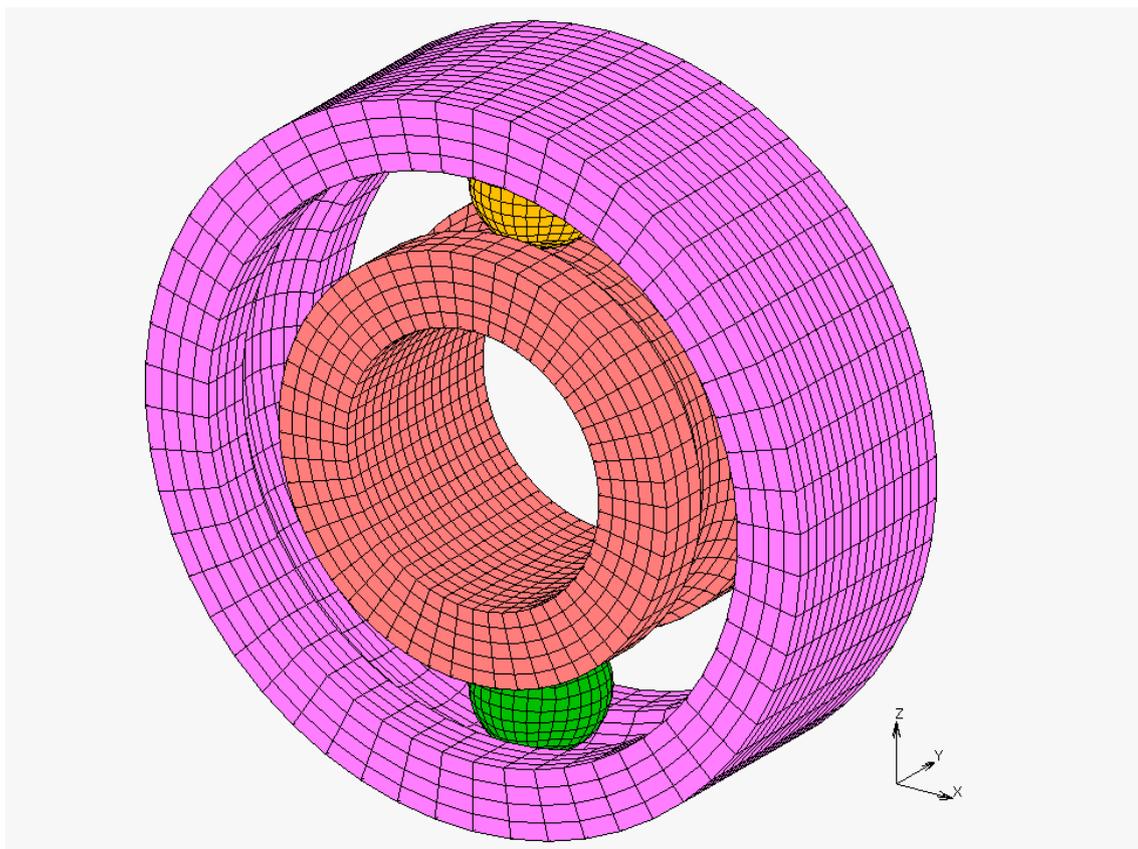


図 3-7 解析モデル 2 の軸受部分のモデル形状

2 章で説明したモーダルサーベイにおいて軸受の鉛直方向変位のモードに主に寄与するのは図 3-2 における転動体③⑧のような鉛直方向に配置された転動体であると考えられる。よって解析モデル 1 における鉛直方向に配置された転動体以外のこのモードに対する影響は小さいと考え、解析モデル 2 では軸受一つにつき、転動体を鉛直方向に 2 つ配置したモデルを考えた。

3.3.2.材料特性

解析モデル 1 の物性値に加え、軸受に予圧をかけるために転動体(玉)には熱膨張率 $12.5 \times 10^{-6}(\text{K})$ を新たに定義する。

3.3.3.メッシュ作成

転動体以外のパーツについては解析モデル 1 と同様である。

転動体の節点数と要素数を以下の表 3.5 に示す。

表 3.5 転動体の節点数と要素数

	節点数	要素数
玉	1544(386×4)	6656(1664×4)

3.3.4.境界条件

接触条件は解析モデル1と同様である。

拘束条件に関しては解析モデル1と同様，以下の図3-8のように転動体を2分割する面上の転動体の全節点全節点をX方向拘束する．また，ベースの底部の節点を並進3自由度拘束する．

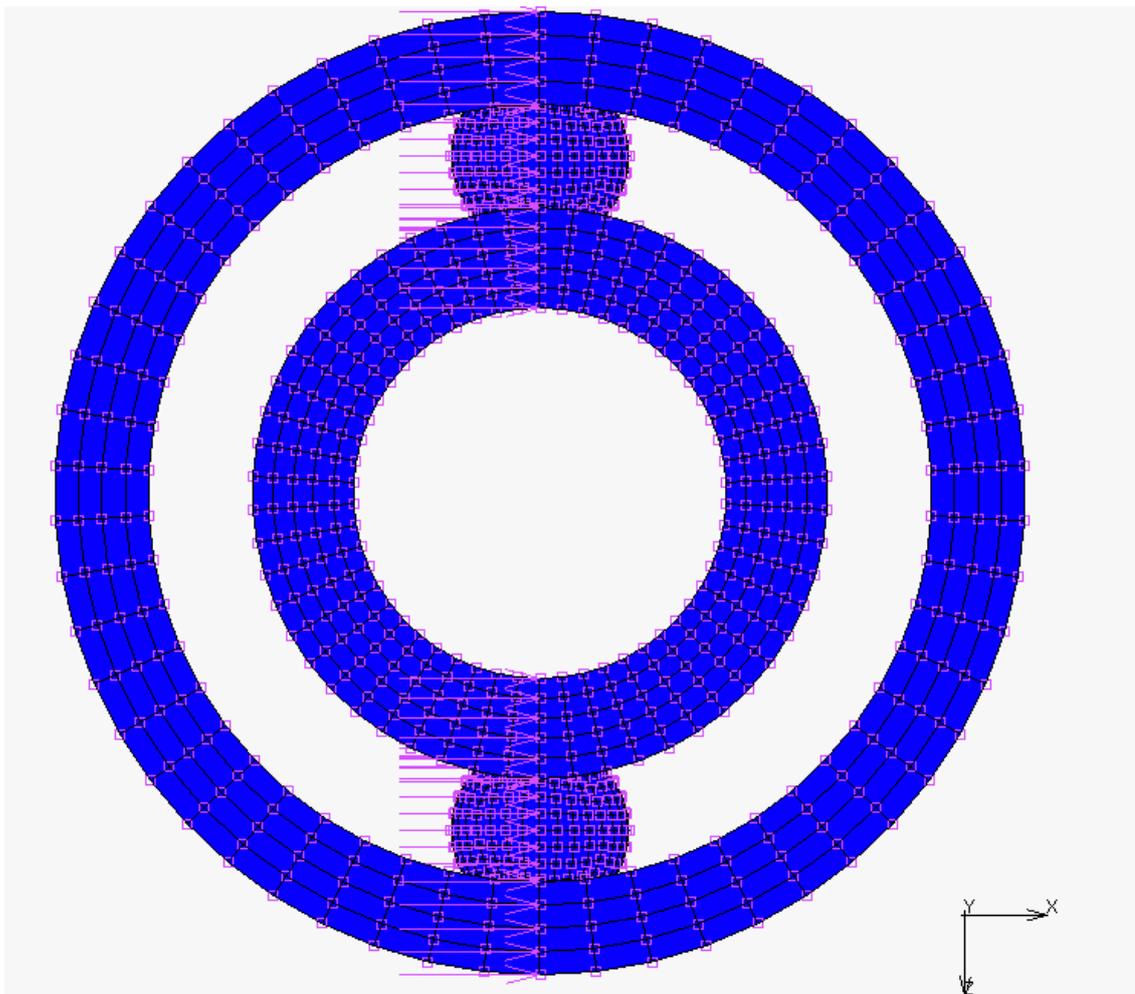


図 3-8 転動体に対する拘束条件

3.3.5.試解析

加振試験時の軸受に予圧がかかった状態を再現するために，モデル全体の温度を上昇させる．転動体(玉)には熱膨張率が定義されているため，転動体(玉)は膨張し，軌道輪(内外輪)と接触する．その結果，2章で述べた25Nの予圧が軸受にかかるようにする．本来，実験では定位置予圧で予圧を与えるが，今回の解析ではソフトの仕様上，熱膨張によって予圧を与える．

ここで、軸受に 25N の予圧を与える場合、転動体一つ当たりにかかる荷重 Q は以下の式 [10] より計算される。

$$Q = \frac{F_a}{Z \sin \alpha} = 10.73$$

数式 3-1

ここで F_a はスラスト荷重、つまり予圧であり、 Z は転動体の数、 α は接触角である。

転動体一つ当たりにかかる荷重 Q がこの値となるための上昇温度を求めるために試解析を行った。

解析モデルを以下の図 3-9 に示す。

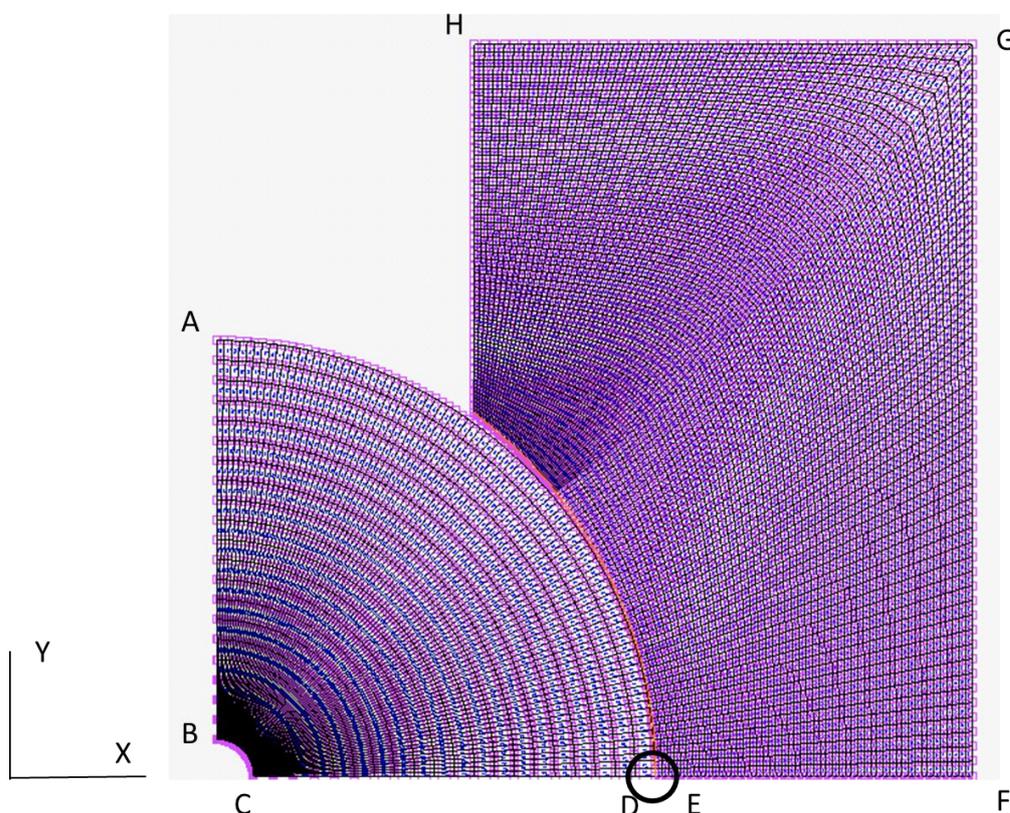


図 3-9 試解析モデル

転動体と軌道輪の部分を実二次元化したモデルである。溝半径は円の半径より大きいので図中の丸で囲った部分のすきまが最も小さい。ここで、すきまの大きさは以下に示すラジアル内部すきま Δ_r の式 [11] より求めた。

$$\Delta_r = 2(1 - \cos \alpha)(r_e + r_i - D_w) = 0.015576 \text{ [mm]} \quad \text{数式 3-2}$$

ここで、 α は接触角、 r_e, r_i はそれぞれ外輪、内輪の溝半径、 D_w は転動体の直径を表す。

図中の丸で囲った部分にはこの値の 1/4 の値である 0.003894 [mm] のすきまがある。材料特性は 1/4 円部分、溝つき長方形部分ともに表 3.2 の SUJ2 を適用している。1/4 円部分には熱膨張率 $12.5e-6/(K)$ を定義している。お互いに接触を定義し、温度をあげると円が膨張してすきまがなくなり、図中の丸で囲った部分が接触し始め、反力が生じる。円については

辺 AB に X 軸方向変位拘束を与え、辺 CD に Y 軸方向変位拘束を与えた。溝つき長方形については辺 EF に Y 軸方向変位拘束を与え、辺 FG と辺 GH に X 軸 Y 軸両方向変位拘束を与えた。

温度は 0.01s で 2 度ずつ上昇させる。

以下の図 3-10 に解析結果を示す。グラフの縦軸は玉の X 軸方向反力、横軸は時間である。また、表 3.6 に玉の X 軸方向反力の大きさが 10.73N 付近のデータを抜粋して示した。

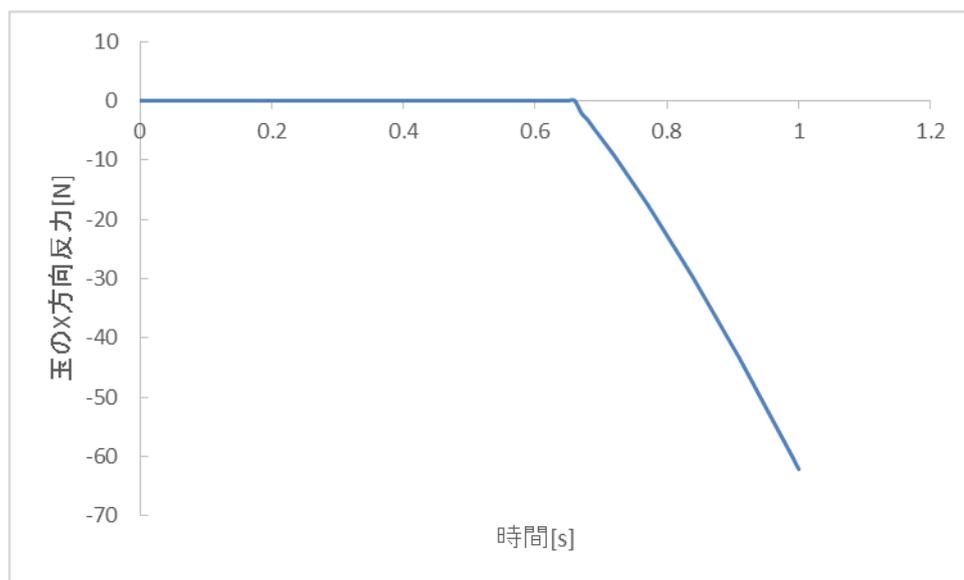


図 3-10 時間と玉の X 軸方向反力の関係

表 3.6 時間と玉の X 軸方向反力のデータ

時間[s]	玉の X 軸方向反力[N]
0.65	0
0.66	0
0.67	-2.06655
0.68	-3.31221
0.69	-4.84104
0.7	-6.29671
0.71	-7.75249
0.72	-9.25397
0.73	-10.8839
0.74	-12.5139

表 3.6 より、時間が 0.73s のとき、つまり温度を 146 度上昇させたとき、玉の X 軸方向反力の大きさが 10.88[N]となり、実験においてかけた予圧による転動体一つ当たりにかかる

荷重 10.73[N]に最も近くなる。また、表 3.6 より接触が生じ始めるのは時間が 0.66s のとき、つまり温度を 132 度上昇させたときである。

ここで、この解析結果について考察する。

円の半径は $4.763 \div 2 = 2.3815[\text{mm}]$ 、円周は $14.9634[\text{mm}]$ である。

円周に上昇温度 132 度、熱膨張率 $12.5\text{e-}6[1/\text{K}]$ を乗じて、熱膨張後の円周の伸びは $0.02468[\text{mm}]$ となるので、熱膨張後の円周は $14.9634 + 0.02468 = 14.988[\text{mm}]$ となる。この際の半径は $14.988/2\pi = 2.38542[\text{mm}]$ となる。

よって半径の変化の大きさは $2.38542 - 2.3815 = 0.003929[\text{mm}]$ となり、モデルに与えたラジアル内部すきま $0.003894[\text{mm}]$ と一致している。

3.3.6. 温度境界条件

試解析の結果を利用して、温度を 146 度上昇させて予圧を与える。

3.3.7. 解析結果

以下の図 3-11 のモードに対する固有振動数は 830.3Hz となった。これは実験での値、889Hz より少し小さい。しかし、実験結果の固有振動数には 50Hz 程度のばらつきがあることを考えるとよく一致しているといえる。この解析結果は転動体の数が実際の試験時より少ないモデルでの結果である。実際のモデルでは転動体の数が多いので剛性が上がり、固有振動数も解析結果より大きくなると考えられる。また、実際の外輪には存在しない部分に接触は生じていなかったため、外輪のモデル形状の簡略化は結果に影響しないと考えられる。

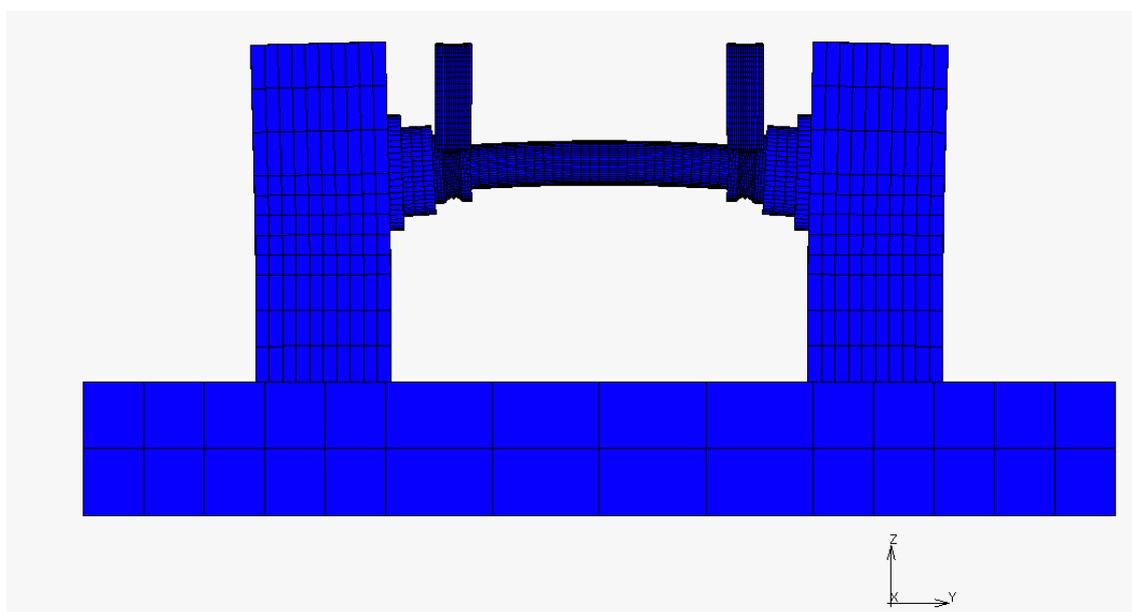


図 3-11 モード図

3.4. まとめ

転動体の数を減らしたモデルで固有振動数は実験結果とよく一致した。

拘束条件の設定などを工夫し、実際の試験に用いられたモデルの主要振動特性を再現することが今後の課題である。固有振動数は転動体の数、配置、与圧、拘束条件に影響を受けることが分かった。

第4章 振動解析

4.1. 緒言

第 3 章で作成した形状の解析モデルに対し、予圧解析と振動解析の二段階の解析を行う。3 章で説明したモデルでは軸受部分は転動体と内外輪の一部が節点共有しており、転動体と内外輪は接していたが、予圧解析、振動解析では転動体と内外輪の節点共有はせず、転動体と内外輪は初期状態では接していないモデルを用いた。予圧解析の最終状態を振動解析の開始時に引き継いで振動解析を行う。予圧がかかった状態で加振されたときの軸受に発生する応力、ひずみを解析する。また、最終的な結果と 2 章で説明した実験の結果とを比較する。

解析ソフトは、接触が複雑な問題であると考えられたので収束計算の必要ない陽解法ソルバー、MSCSoftware 株式会社の Dytran を用いた。

4.2. 予圧解析

内輪を固定し、内輪に押し付ける方向に外輪を動かすことで玉に圧縮応力がかかるようにする。

最終的に転動体と内外輪にかかる応力が分かればよいので静解析を行う。

4.2.1. 解析モデル

4.2.1.1. モデル形状

軸受の内外輪と転動体間に 3 章にて説明した数式 3-2 から導いたラジアル内部すきまを与える。また、振動解析において玉が動くことが予想されたので保持器もモデリングした。保持器については今回の解析においてはあまり重要ではないので詳細には述べない。また、以下の図 4-2 も保持器の表示はしていない。軸受部分以外のモデル形状は 3 章にて説明した解析モデル 1 と同様である。

以下の図 4-1 にモデルの全体図を示す。

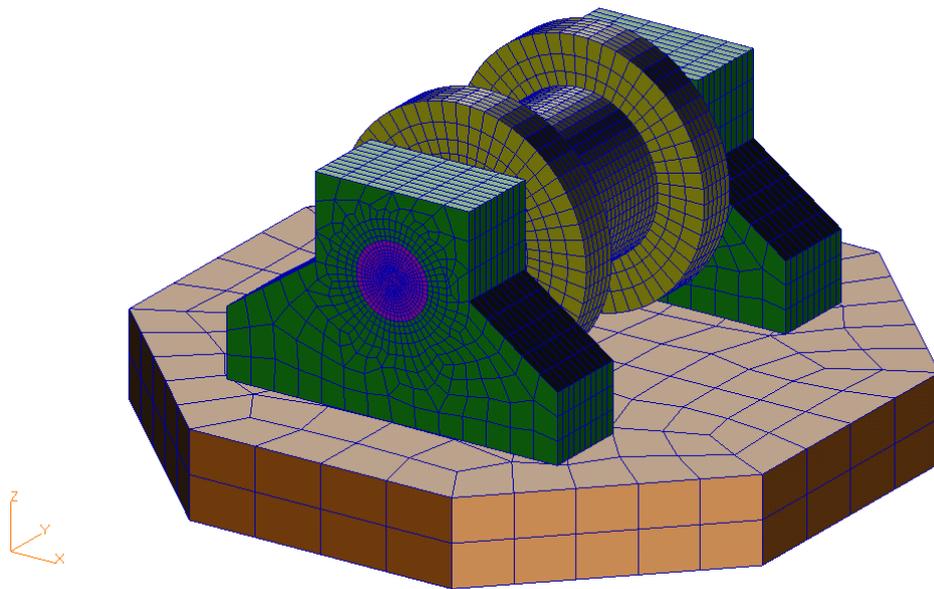


図 4-1 モデルの全体図

以下の図 4-2 に軸受部分のモデルを示す.

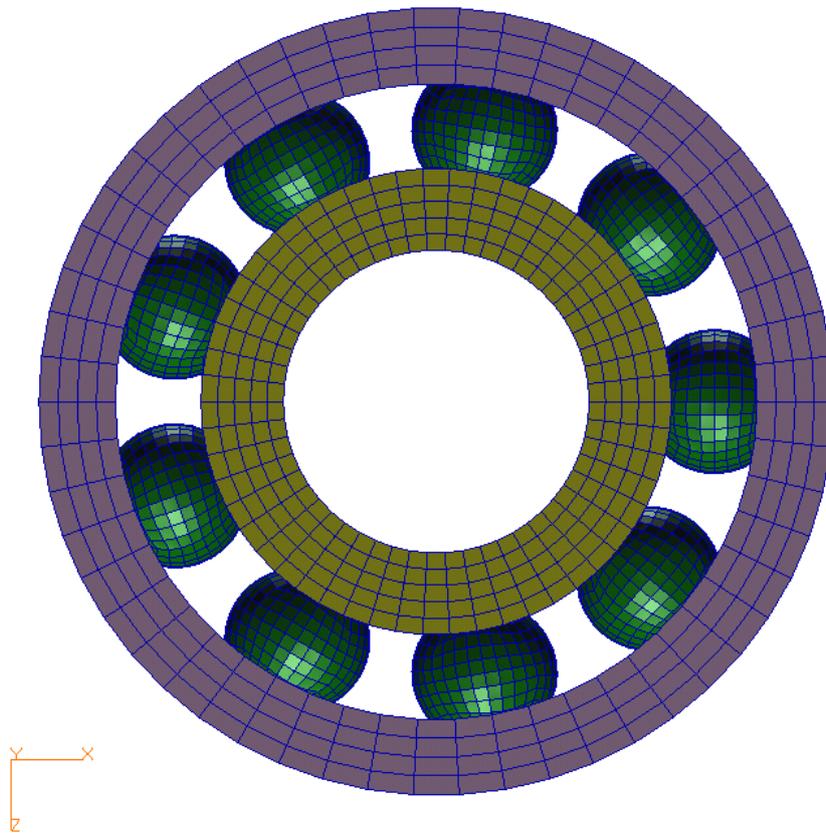


図 4-2 軸受部分のモデル

4.2.1.2. 材料特性

物性値を表 4.1 に示す. 各パーツの材料を表 4.2 示す.

表 4.1 材料物性値

	密度(kg/mm ³)	ヤング率(MPa)	ポアソン比	降伏応力(MPa)
SUJ2	7.83e-9	208000	0.3	2000000
NAK55	7.8e-9	205939	0.28	—
A5052	2.68e-9	70600	0.3	—
440C	7.68e-9	200000	0.3	—
ポリアミド	1.34e-9	7230	0.13	200000

表 4.2 各パーツの材料

材料	パーツ
SUJ2	転動体, 軌道輪
NAK55	ローテティングマス
A5052	サポート, ベース
440C	シャフト
ポリアミド	保持器

SUJ2 とポリアミドの降伏応力の値は実際の値よりかなり大きく設定した. 予圧解析では弾性解析を行い, 玉と内外輪, 保持器を弾性体として扱うようにするためである. 後の振動解析との関連を考えて, これらはソフト上では弾完全塑性体として定義し, 降伏応力を定義している. 予圧解析においては最終状態の変位, 応力分布, ひずみなどが分かれば十分である. 1 章で説明したように, 実際の試験では予圧は定位置予圧という方法で与える. 解析上では, 外輪に強制速度を与え, 後述する所望の変位を与えたが, その過程で外輪と玉が衝撃的に接触して降伏応力を超える応力が発生し, 塑性変形が生じてしまう可能性がある. このような衝撃的な接触は実際の予圧方法では起こりえないので, 弾性体として扱えるように降伏応力の値を大きく設定した. 軸受部分以外のパーツであるローテティングマス, シャフト, サポート, ベースの各パーツはすべて弾性体とみなす.

4.2.1.3. メッシュ作成

各パーツの要素はすべてソリッド要素であり, 六面体要素である. ローテティングマス, シャフト, 軸受部分のパーツ (玉, 軌道輪, 保持器) はそれぞれ図 4-1 の Y 軸に対して 40 度ごとに対称的になるようにメッシュを作成した. 予圧をかける段階の解析において, 転動体と軌道輪間に接触が生じ始めると, 解析のステップごとに接触部分が接触と乖離を繰り返す. 解析が進まなくなってしまう. この原因として 9 つの玉ごとに接触部のメッシュパターンが異なるためと考え, 接触部のメッシュパターンが一致するよう 40 度ごとに対称的にメッシュを作成した.

ベースは図 4-1 の Z 軸に対して 90 度ごとに対称的になるようにメッシュを作成した。モデル全体の節点数, 要素数および各パーツの節点数, 要素数を以下の表 4.3 に示す。

表 4.3 モデルの節点数と要素数

	節点数	要素数
玉	33966	29952
外輪	9072	6696
内輪	9072	6696
保持器	10728	6480
ローテティングマス	12258	10476
シャフト	30005	27702
サポート	8558	7502
ベース	441	384
合計	111076	95888

節点数について各パーツの節点数の総和と合計の節点数は一致していない。これはサポートとシャフト間, シャフトと内輪間において接触する部分は節点共有させているためである。

各パーツごとの要素の代表長さを以下の表 4.4 に示しておく。

表 4.4 各パーツの要素の代表長さ

	要素の代表長さ [mm]
玉	0.467
外輪	0.5
内輪	0.496
保持器	0.67
ローテティングマス	1.51
シャフト	0.461
サポート	1.58
ベース	15

計算時間短縮のため, 注目したい部分である軸受部分以外のパーツ, つまり, ベース, サポート, ローテティングマスのメッシュを粗くした。シャフトについては内輪と節点共有させるために細かくメッシュを作成している。

4.2.1.4. 境界条件

まず, 各パーツ間の接触の定義についてであるが, サポート-シャフト間, シャフト-内輪間は節点共有によって固着した状態である。ベース-サポート間は節点共有されていないので接着接触を定義する。この際, メッシュがより細かいサポートをスレーブとして定義した。内輪-転動体間, 転動体-外輪間, 転動体-保持器間, 内輪-保持器間に接触を定義した。この際, 内輪-転動体間, 転動体-外輪間, 転動体-保持器間の接触はすべて転動体をスレーブと

して定義し、内輪-保持器間では内輪をスレーブとして定義した。つまり、構造的により凸なものをスレーブとして定義した。予圧解析においては外輪-ローテティングマス間には接触の定義はしていない。これは外輪を動かすことで玉軸受に予圧を与えるためである。

次に、変位拘束については、ベースの底部の節点すべてに 6 自由度拘束の条件を与える。また、ローテティングマスはどのパーツとも接触が定義されておらず、宙に浮いた状態になっているのとローテティングマスの端部の節点すべてに 6 自由度拘束の条件を与える。

Y 軸の正方向を右, Y 軸の負方向を左と定義すると右側の外輪の右端の節点に Y 軸負方向に下の図 4-3 に示す速さを与え, 左側の外輪の左端の節点に Y 軸正方向に下の図に示す速さを与える。強制速度を与えた理由は、用いた解析ソフトの仕様上、強制変位を与えられなかったためである。

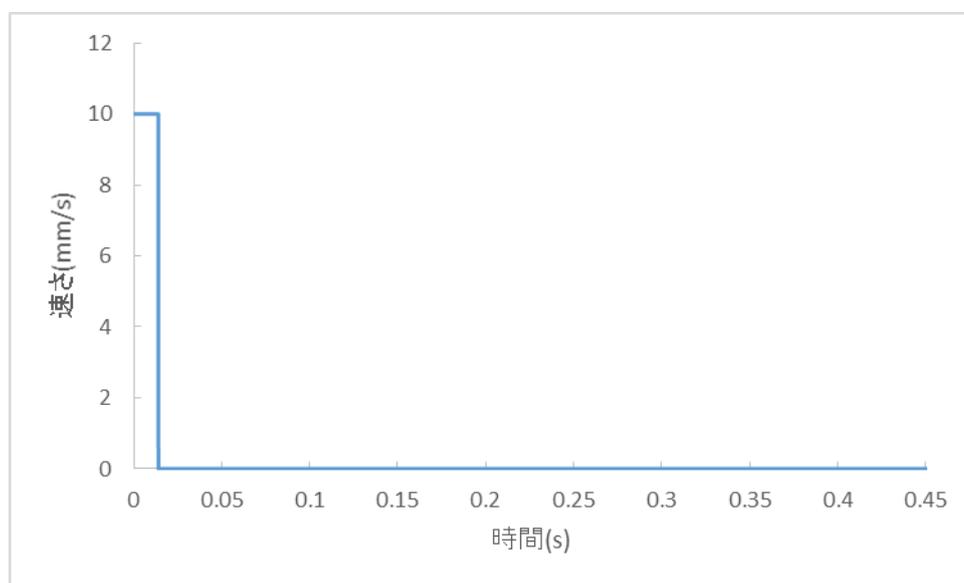


図 4-3 外輪に与えた速さ

0s から 0.014s までは 10mm/s, 0.014s 以降は 0mm/s である。この速さを与えることによって外輪の変位の大きさが 0.14mm になるように設定した。0.14mm の値は以下の計算により算出した。また、0.014s まで速さを 10mm/s とした理由は、なるべく大きい速さで外輪を動かし、解析時間を短縮するためである。

3 章で述べたとおり、軸受に 25N の予圧を与える場合、転動体一つ当たりにかかる荷重 Q は以下の式 [10]より計算される。

$$Q = \frac{F_a}{Z \sin \alpha} = 10.73$$

ここで F_a はスラスト荷重, つまり予圧であり, Z は転動体の数, α は接触角である。

次に、荷重 Q に対する軸方向変位 δ_a は以下の式 [10]より計算される。

$$\delta_a = \frac{c}{\sin \alpha} \sqrt[3]{\frac{Q^2}{D_a}} = 0.024$$

ここで、 c は転動体、軌道の寸法および材料の弾性係数から決まる値であり、 $c=0.00218$ である。また、 D_a は転動体直径である。

また、軸受のアキシャルすきま Δ_a は以下の式 [11]より計算される。

$$\Delta_a = 2 \sin \alpha (r_e + r_i - D_w) = 0.1183$$

ここで、 r_e, r_i はそれぞれ外輪、内輪の溝半径、 D_w は転動体の直径を表す。

以上の計算結果より $0.024+0.118=0.142\text{mm}$ となる。

4.2.1.5. 解析条件

0.014s で外輪の動きを止め、節点の変位や要素の応力などを安定した状態にするための緩和時間を 0.031s とし、合計 0.045s の解析を行った。また、動的緩和係数を 1.0 にして解析を行った。

予圧解析においては重力の影響は無視し、重力は考慮していない。

4.2.2. 解析結果

以下の図 4-4 に外輪の強制速度を与えた節点の Y 方向変位の大きさのグラフを示す。

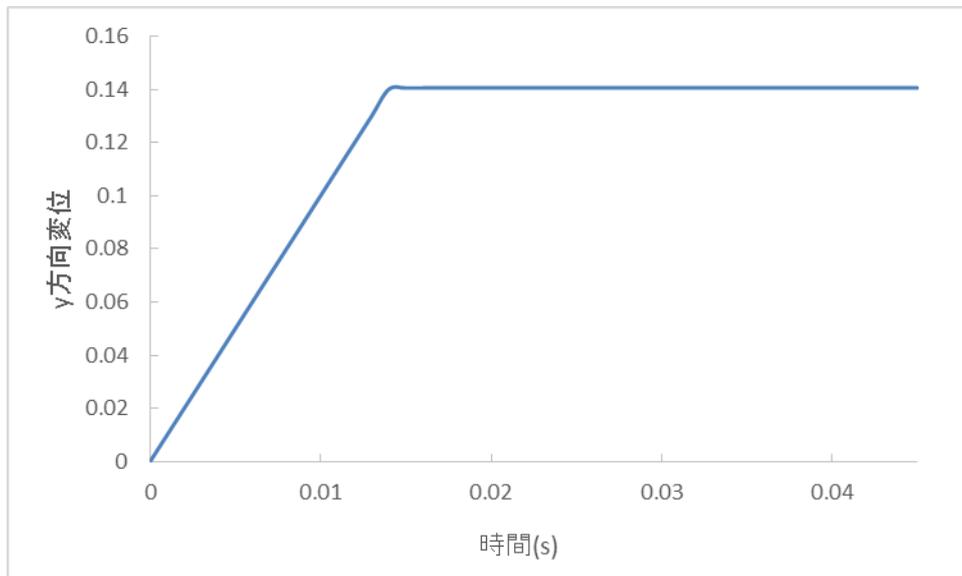


図 4-4 外輪の Y 方向変位の大きさ

最終的な外輪の変位の大きさは 0.14mm にはなっておらず、0.1405mm となっていた。本来、外輪に対して強制変位で 0.142mm の条件を与えるべきであるが、ソフトの仕様上、強制変位は与えられず、強制速度を与えている。このことによって 0.014s においてソフトの内部で連続的に速度が変更されたことによって 0.14mm にならなかったと考えられる。

最終状態における内外輪，転動体の接触圧力のコンター図を以下の図 4-5, 4-6, 4-7 に示す．ここで左右の軸受部分に発生する接触圧力は分布，大きさともに完全に対称的であった．

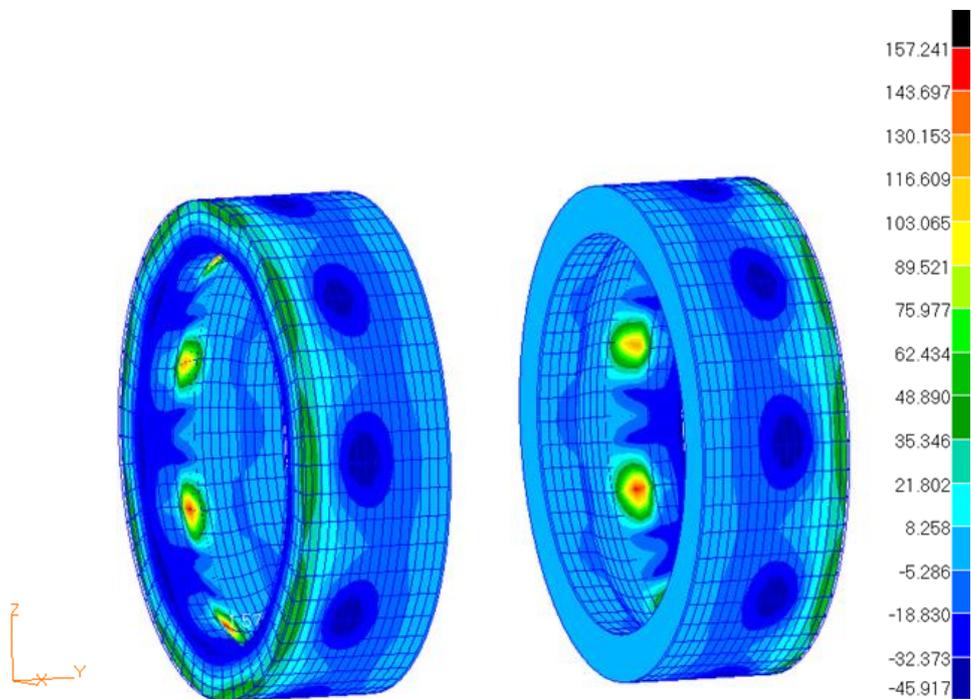


図 4-5 外輪の接触圧力コンター図

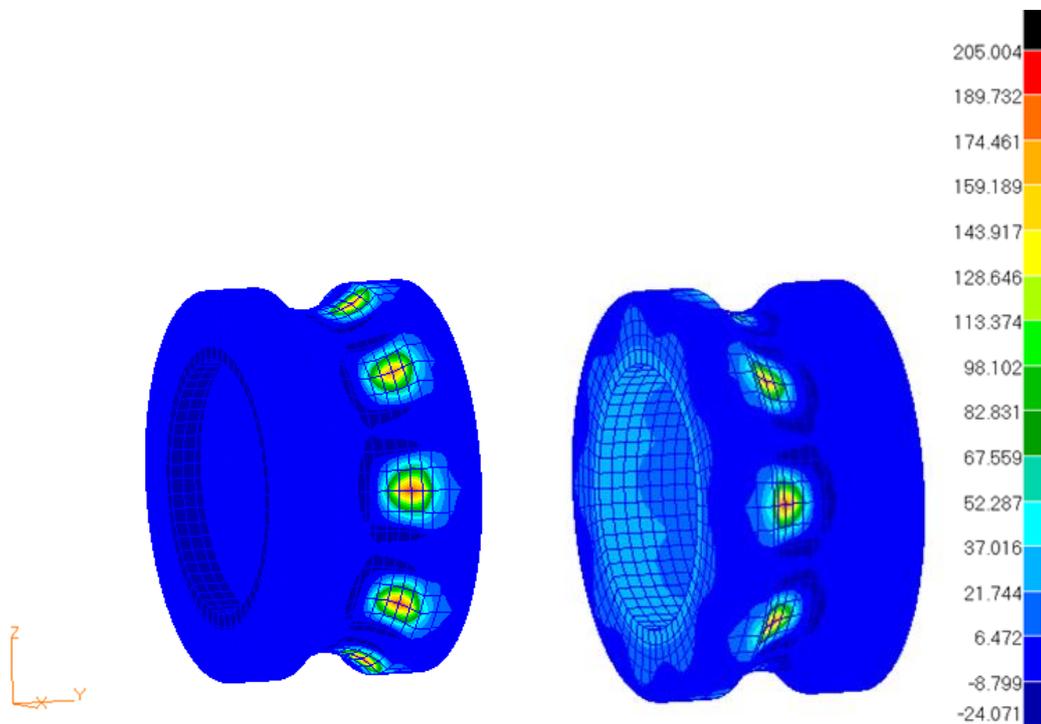


図 4-6 内輪の接触圧力コンター図

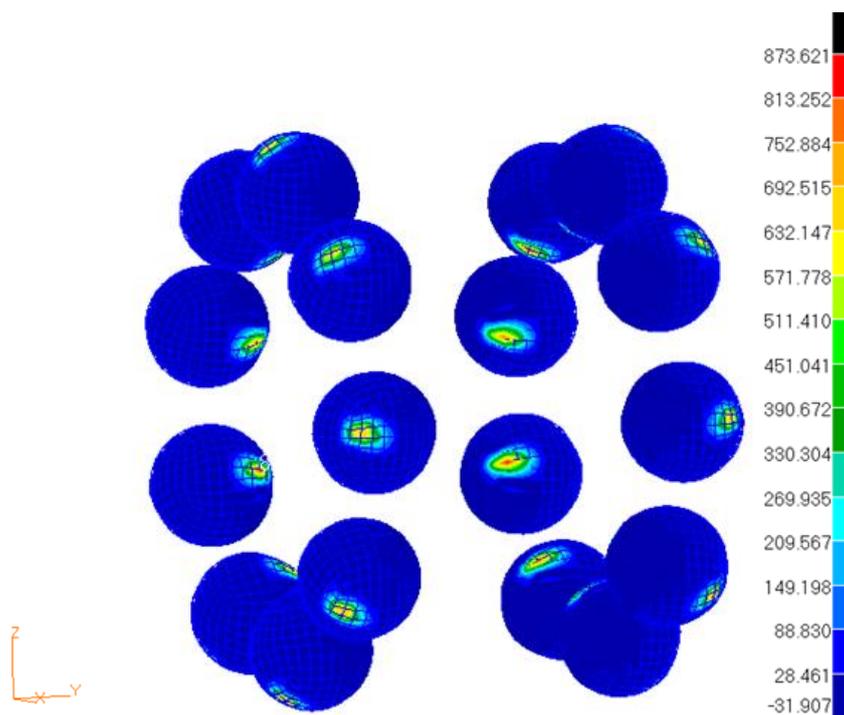


図 4-7 転動体の接触圧力コンター図

図より接触部に圧力が発生していることが分かる。予圧の影響によってそれぞれのパーツの中心から Y 軸方向にずれた位置で接触していることが分かる。

内輪，外輪，転動体の最大接触圧力はそれぞれ 157MPa, 205MPa, 874MPa である。内輪と転動体間の接触部，外輪と転動体間の接触部にそれぞれ発生する接触圧力の値は一致するはずであるが，それぞれ一致していない。これはメッシュの細かさにパーツ間で差があること，メッシュが十分に細くないことが原因として考えられる。

ここで，Hertz の接触の式 [10]による計算では軸受に 25N の予圧が加えられたとき，内輪の最大接触圧力は 855.5MPa，外輪の最大接触圧力は 675.4MPa である。この計算式は煩雑なので付録に示す。以下の表 4.5 に内外輪に生じる最大接触圧力の理論値と解析結果をまとめる。

表 4.5 最大接触圧力[MPa]

	理論値	解析結果
内輪	855	205
外輪	675	157

軸受部分に発生する接触圧力の値は理論値よりも小さい。この原因としては接触部分のメッシュが粗かったことが考えられる。また，外輪の変位の大きさが 0.142mm ではなく，0.1405mm となっており，十分に予圧を加えられなかったことも原因として考えられる。

理論計算において外輪の最大接触圧力が内輪の最大接触圧力より大きくなる点については再現できているといえる。また，内外輪の最大接触圧力の比を以下の表 4.6 にまとめる。

表 4.6 最大接触圧力の比

	理論値	解析結果
内輪：外輪	1：1.26	1：1.30

この表から、内外輪の最大接触圧力の比は理論値と解析結果でよく一致していることが分かる。

接触部分に発生する接触圧力の大きさはメッシュの粗さに大きく依存すると考えられるため、メッシュの細かさのみを変えて応力の値がどのように変化するか、今後調べていく必要がある。

4.3. 振動解析

振動解析の開始状態として予圧解析の最終状態のデータを取り込んでベースを加振することで、予圧がかかった状態での加振試験を模擬した解析を行う。

4.3.1. 解析モデル 1

4.3.1.1. モデル形状

モデル形状は予圧解析に用いたモデルと同じである。

4.3.1.2. 材料特性

予圧解析に用いたモデルからの変更点のみについて述べる。振動解析では、弾塑性解析を行い、軸受部分のパーツ、つまり転動体(玉)、軌道輪(内外輪)、保持器は弾塑性体として扱うために降伏応力を定義し直した。その値を以下の表 4.7 に示す

表 4.7 降伏応力

材料	降伏応力[MPa]
SUJ2	1370
ポリアミド	166

4.3.1.3. メッシュ作成

メッシュは予圧解析に用いたものと同じである。

4.3.1.4. 境界条件

各パーツ間の接触の定義については、予圧解析で定義した接触に加え、新たに、外輪・ローテティングマス間に接着接触を定義する。この際、外輪をスレーブとして定義した。

次に、変位拘束についてはベース、ローテティングマスに対する6自由度拘束は削除した。そして、新たに右側の外輪の右端の節点と左側の外輪の左端の節点に Y 軸方向変位と Y 軸周りの回転を固定する拘束条件を与える。変位拘束したのは、なるべく予圧解析と振動解析において境界条件が変わらないようにするためであり、回転拘束したのはローテティングマスが回転しないようにするためである。

強制速度については、外輪に与えていたものを削除した。そして新たにベースの底部の

節点すべてに以下の図 4-8 のような強制速度を z 軸方向に与える.

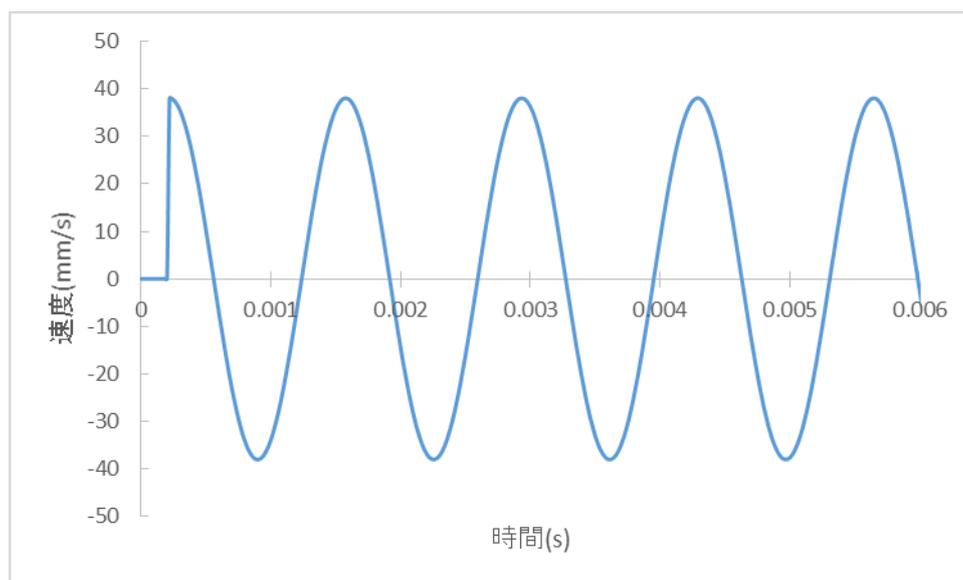


図 4-8 ベースの z 軸方向速度

速度については 2 章で述べた加振試験をもとに, 加速度 18G, 周波数 737Hz から計算した. 振動解析の開始状態は予圧解析の最終状態であり, 境界条件が急に変わってしまう. 具体的には外輪とローテティングマスの接触が定義される. そこで緩和時間を設けるために 0s から 0.00020s までは速度を 0 にしている.

4.3.2. 解析条件

0.00020s までは緩和時間とし, 0.00020s 以降から加振を開始し, 4 周期分の振動を与えるため, 0.006s までの解析を行った.

振動解析においては重力の影響を考慮し, -Z 軸方向に 9810mm/s^2 の加速度を与えた.

4.3.3. 解析結果 1

塑性ひずみが生じている場合に圧痕が形成されたと考える.

外輪は予圧解析と振動解析で境界条件が急に変化したことにより, 加振が開始される前に外輪全体に塑性変形が生じてしまうのでここでは内輪の相当塑性ひずみを観察する. 外輪とローテティングマス間に接着接触を定義しない場合, 外輪全体に塑性変形は起こらない.

以下に圧痕が生成され始めた時刻における内輪の相当塑性ひずみのコンター図を以下の図 4-9 に示す.

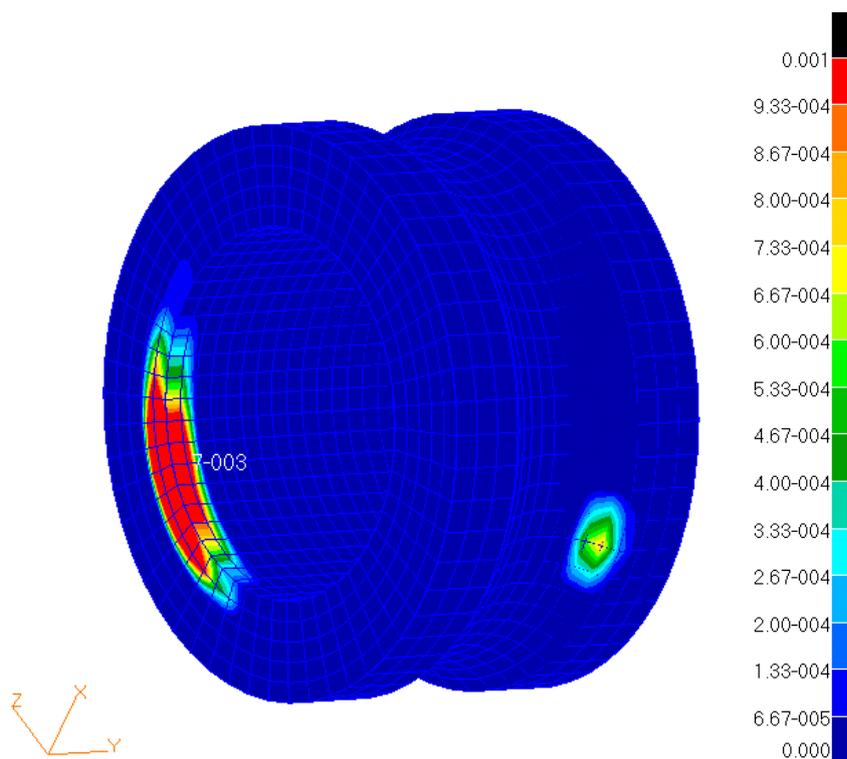


図 4-9 内輪の相当塑性ひずみコンター図 (2.72ms)

2.72ms において左側の内輪の転動体③の位置に圧痕が形成され始める。図の赤く表示されている部分はシャフトと接触している部分であり、内輪の角の部分なので局所的に相当応力が大きくなっていることで塑性変形が生じているが、無視できるものである。

その後、徐々に圧痕が転動体と接触している位置に形成されていった。3.40ms における内輪の相当塑性ひずみのコンター図を以下の図 4-10 に示す。

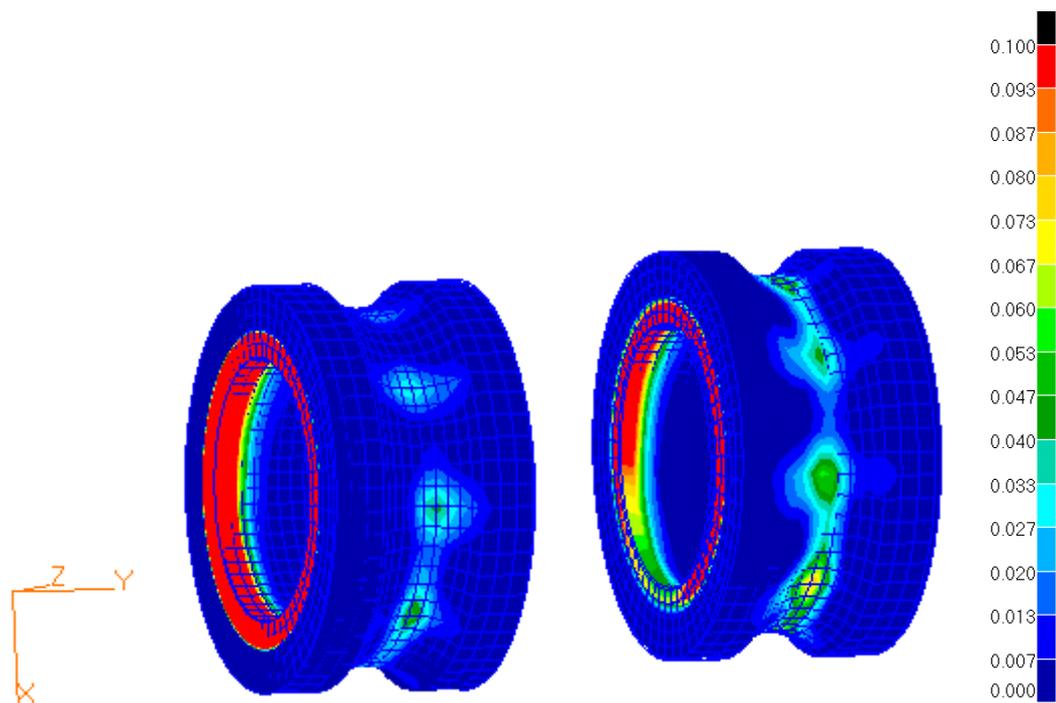


図 4-10 内輪の相当塑性ひずみコンター図 (3.40ms)

その後、内輪の相当塑性ひずみのコンター図は以下の図 4-11 のようになり、圧痕は周方向につながっていく様子が確認された。

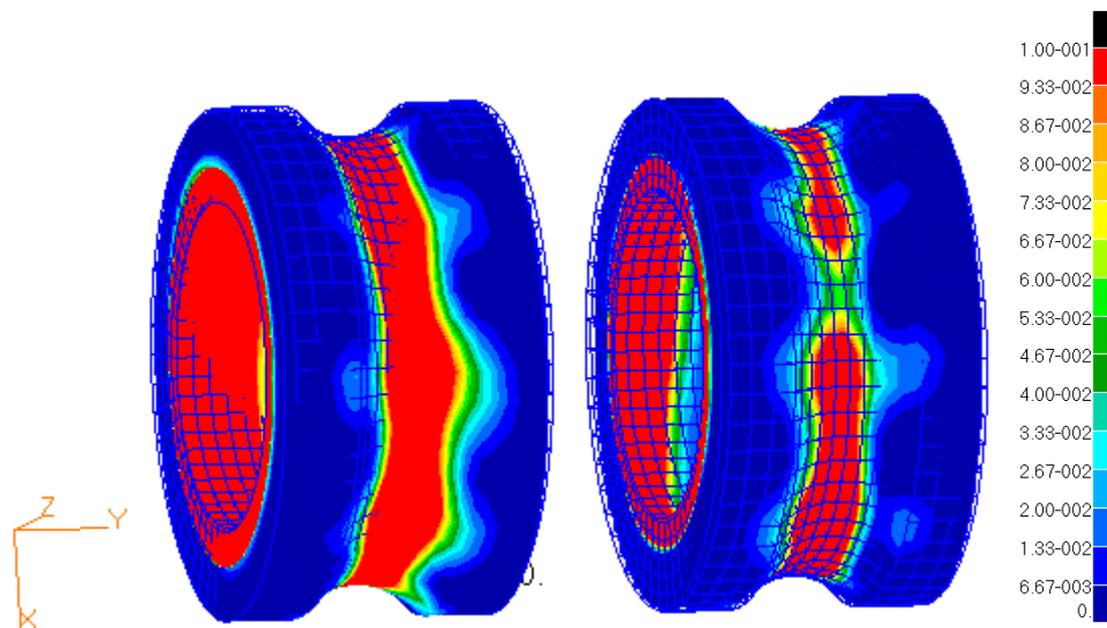


図 4-11 内輪の相当塑性ひずみコンター図 (3.56ms)

3.56ms 以降は圧痕の範囲が大きくなっていき、最終的に内輪の全部分で塑性変形が起きた。

3.56ms までのローテティングマスの Z 方向変位のグラフを以下の図 4-12 に示す。

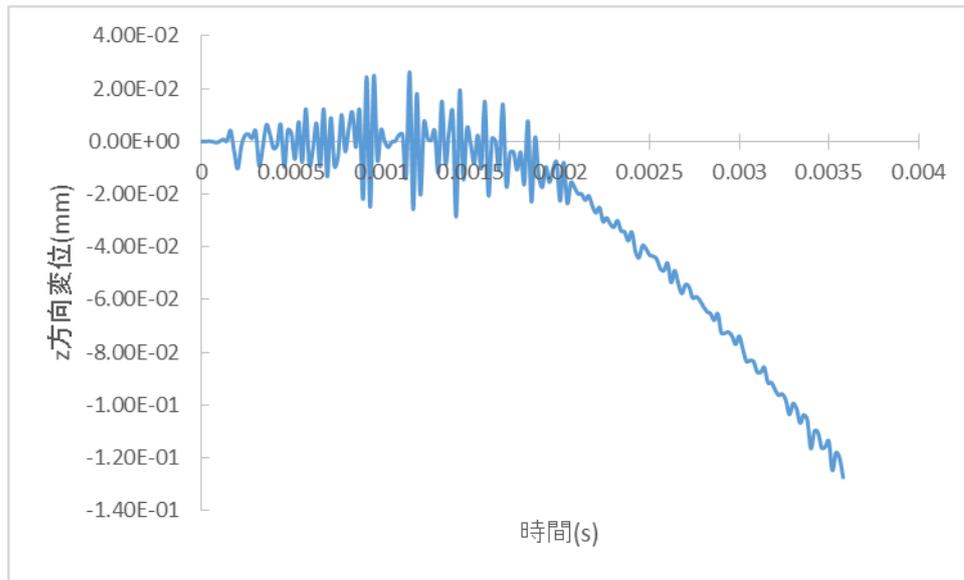


図 4-12 ローテティングマスの Z 方向変位

図 4-12 より、ローテティングマスの変位の周波数は与えた強制速度の周波数 737Hz よりも大きいことがわかる。高周波数の振動成分が混じっており、このグラフは見にくいため、以下の図 4-13 にローパスフィルタをかけたグラフを示す。カットオフ周波数は 1000Hz である。

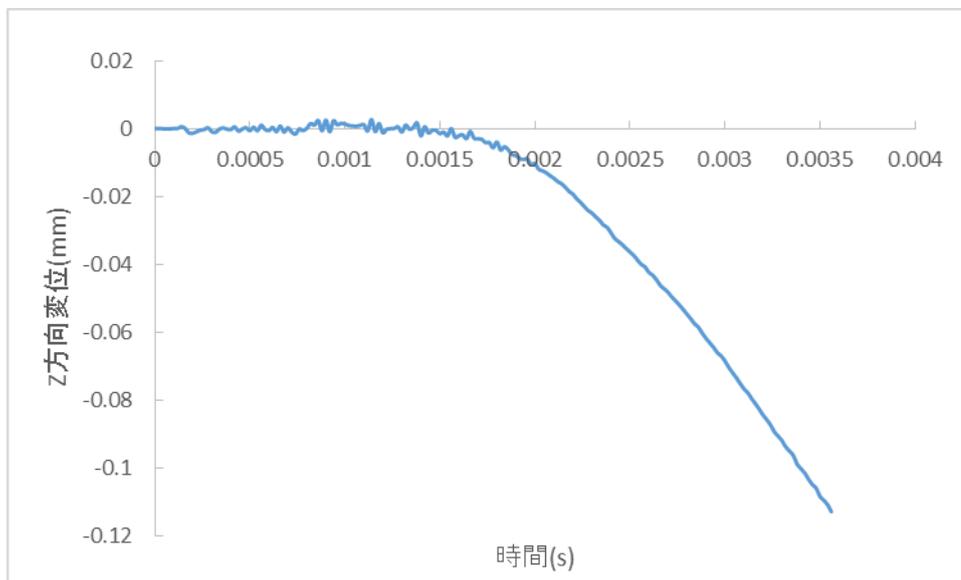


図 4-13 ローテティングマスの Z 方向変位（ローパスフィルタ処理後）

このグラフからローテティングマスにはうまくベースの振動が伝わっておらず、共振していないことがわかる。この原因としては接触部で振動が発生してしまっている可能性が挙げられる。また、ベースの振動エネルギーを軸受部分が塑性変形することで吸収し、ローテティングマスに伝わらなかった可能性も考えられる。また、1.5ms 以降から z 方向変位が

小さくなっていくのはローテティングマスが回転してしまったためと考えられる。以下の図にローテティングマスの 2.4ms における変位コンター図を示す。

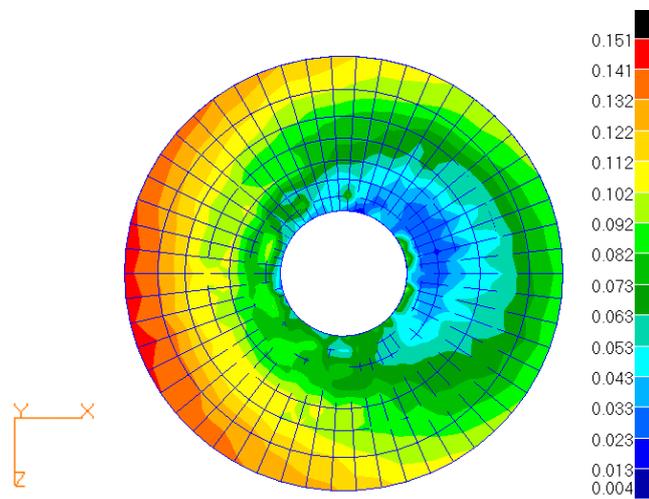


図 4-14 変位コンター図 (変位の大きさ)

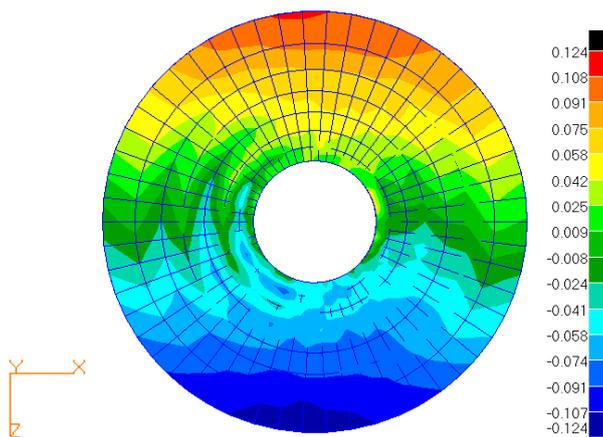


図 4-15 変位コンター図 (X 方向変位)

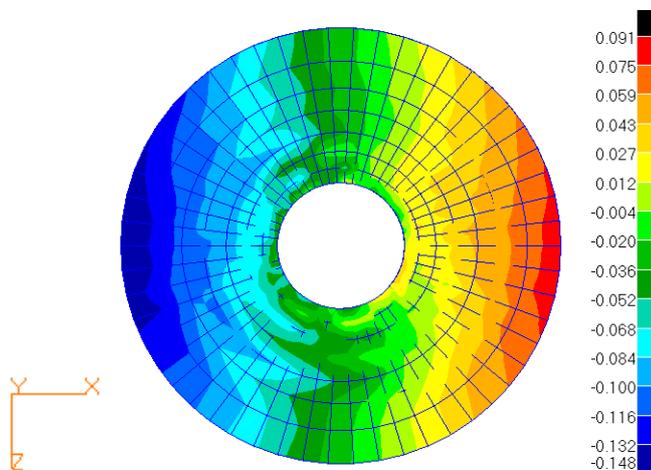


図 4-16 変位コンター図 (Z 方向変位)

以上の図より、ローテティングマスがY軸周りに回転していることが分かる。外輪にはY軸周りの回転拘束を与えたがローテティングマスの接着部が塑性変形することでローテティングマスがY軸周りに回転できたと考える。

最終的に内輪の全部分に塑性変形が生じてしまい、実験結果とはまったく異なる結果が得られた。また、圧痕の形成量もうまく見れない結果となった。この原因として外輪とローテティングマスの接着接触に問題があること、ローテティングマスのY軸周りの回転拘束をしなかったことが挙げられるので、その点を改善したモデル2を作成した。

4.3.4.解析モデル2

解析モデル1からの変更点は外輪とローテティングマス間の接着接触を単純接触にしたこと、ローテティングマスのXZ平面両端部にY軸まわりの回転拘束、Y方向拘束を与えたことである。これはローテティングマスの回転を防ぎ、外輪とローテティングマス間のY方向のすべりを防ぐためである。

4.3.5.解析結果2

以下の図4-17にローテティングマスとベース底部のZ方向変位の時間変化のグラフを示す。

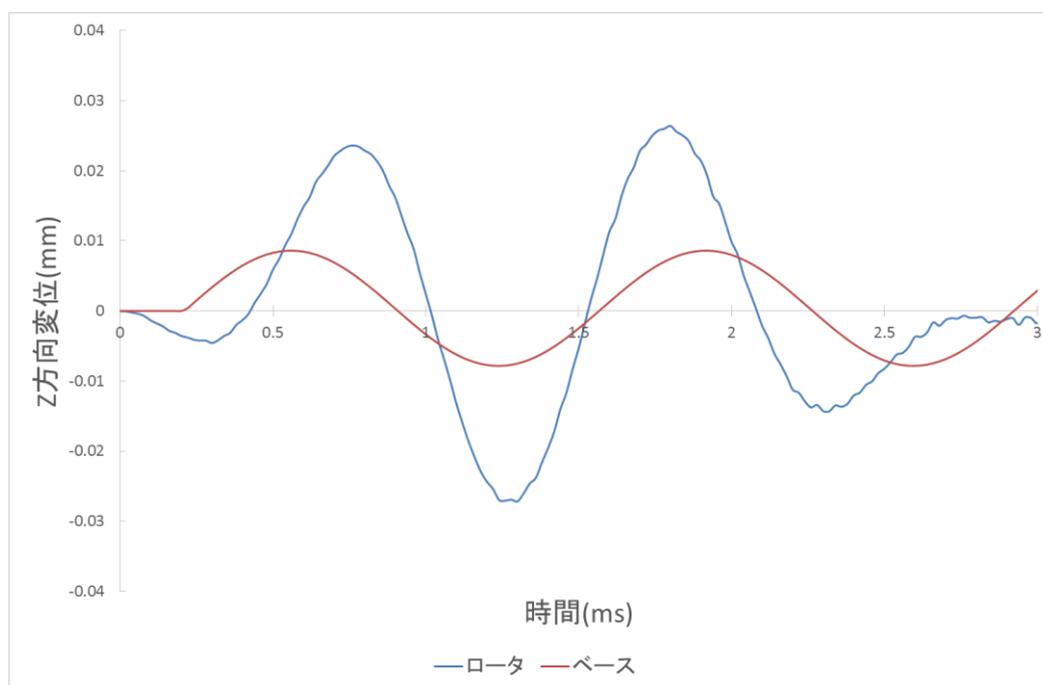


図 4-17 Z方向変位のグラフ

図より2msあたりまでローテティングマスにベースの振動がうまく伝わっていることが分かる。グラフが途切れているのは解析がうまく進まなくなってしまったからである。これは内輪がシャフトと接触部において内輪の角の部分で局所的に相当応力が大きくなり、大きな塑性変形が生じてしまうためである。

圧痕が形成されるメカニズムを考察する．以下に内外輪それぞれの任意の時刻における相当塑性ひずみのコンター図を示す．

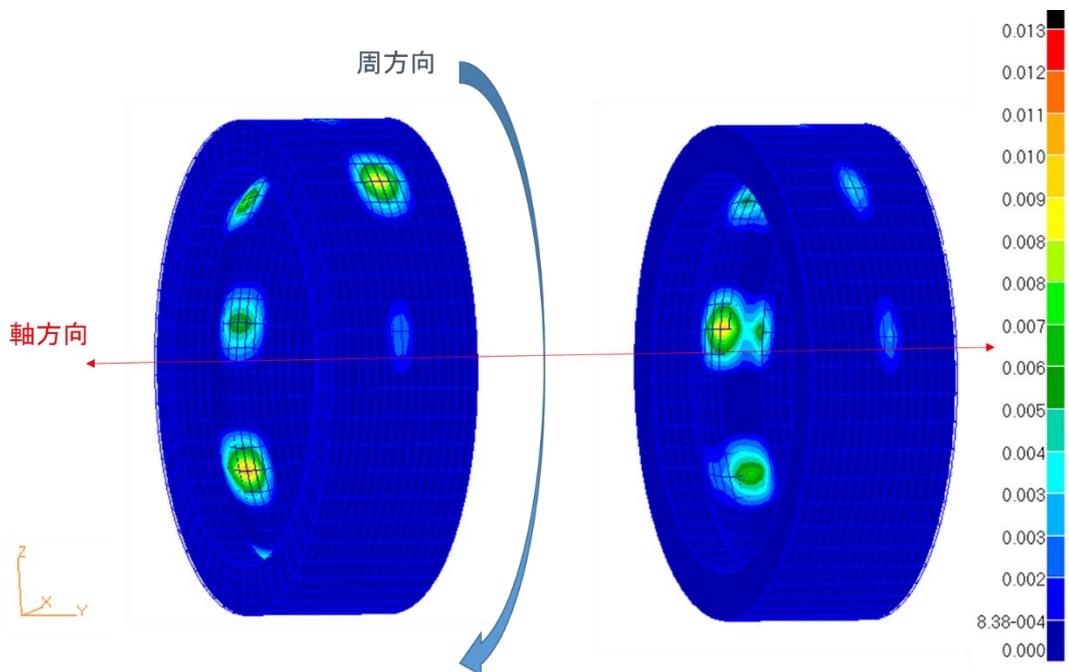


図 4-18 外輪の相当塑性ひずみコンター図

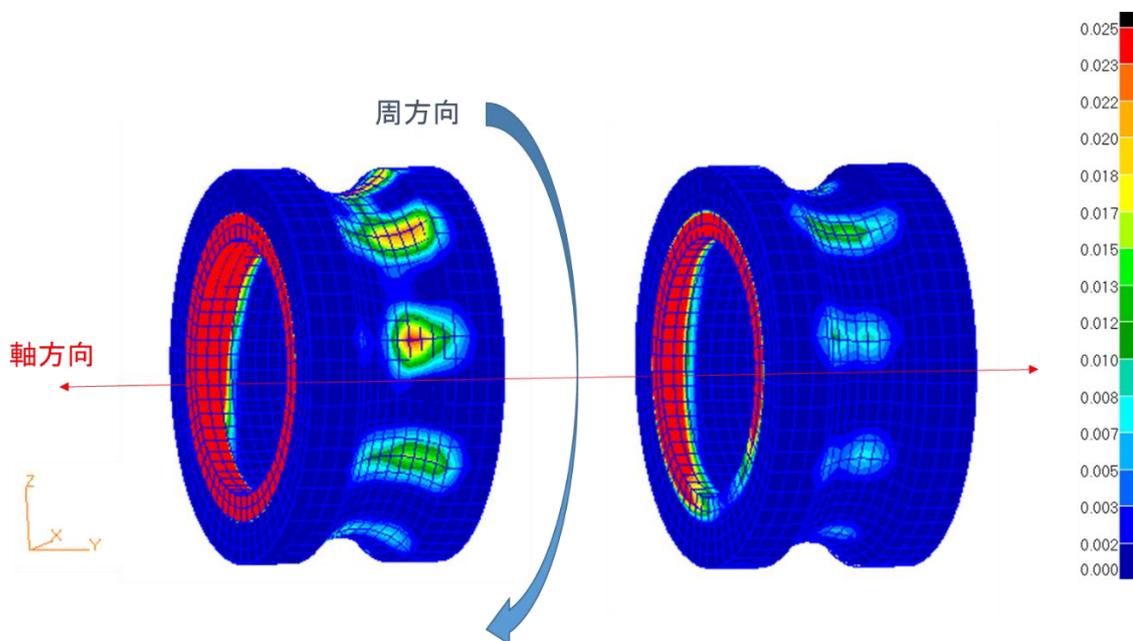


図 4-19 内輪の相当塑性ひずみコンター図

図 4-18, 4-19 より内外輪には接触部だけでなく，軸方向と周方向に圧痕が形成されていることが分かる．また，図 3-3 にて示したような外輪が本来，存在しない部分に圧痕が形成

されているため、実際の実験と接触状態は異なる。

まず、軸方向に圧痕が形成される理由について考察する。以下の図 4-20 に内外輪の挙動を示した図を示す。この図は挙動を分かりやすくするため、変位を大きく表示している。そのため、この図では軸の長手方向に対して外輪への予圧の変位によって左右の内外輪の位置が一致していないように見えるが、実際には一致している。

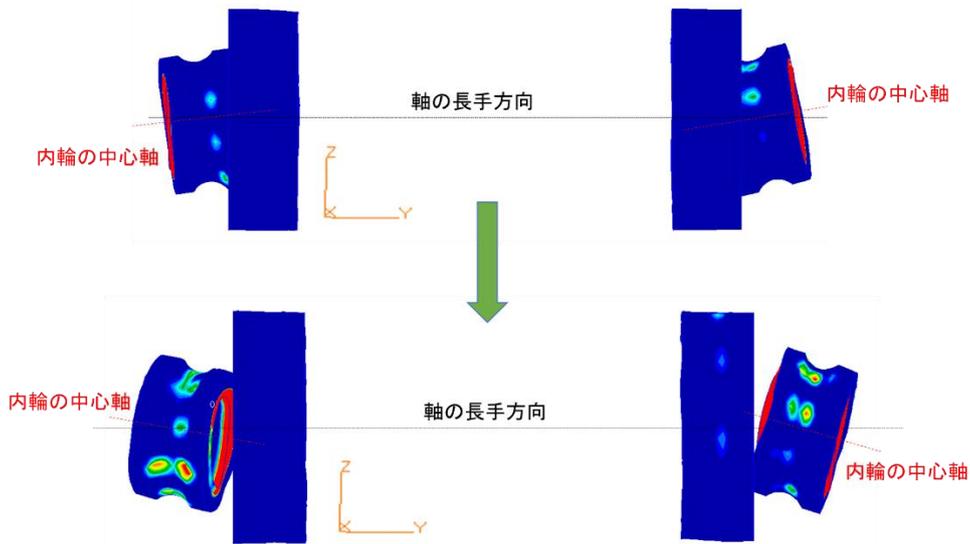


図 4-20 内外輪の挙動

この図より、内輪の中心軸が軸の長手方向に対して大きく傾き、さらにその傾きが時間経過とともに変化していることが分かる。一方、外輪の中心軸は軸の長手方向に対してほとんど傾きが生じていない。このことから、転動体が軸方向に動き、内外輪の軸方向に圧痕が形成されると考えられる。

次に、周方向に圧痕が形成される理由について考察する。以下の図 4-21 に内外輪の挙動を示した図を示す。この図も挙動を分かりやすくするため、変位を大きく表示している。

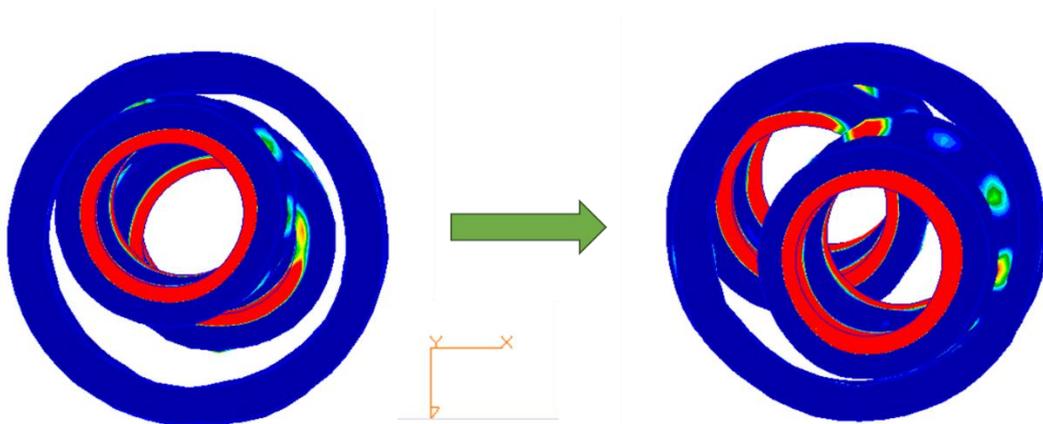


図 4-21 内外輪の挙動

この図より、内輪の中心が Y 軸まわりに振れ回っていることが分かる。一方、外輪の中心

は Y 軸まわりにほとんど振れ回っていない。このことから、内外輪の周方向に圧痕が形成されると考えられる。

要するに、解析では内輪の挙動の自由度が外輪の挙動の自由度よりも高いために軸方向、周方向ともに圧痕が形成されたと考えられる。実験において、内輪はシャフトに固定され、外輪はローテティングマスに固定されており、シャフトがローテティングマスよりもたわみやすいため、実験においても成り立つと考えられる。

左右の内外輪で圧痕形成が完全に左右対称にならないのは内輪の挙動が左右非対称であることが原因である。

また、転動体に接触している内外輪の任意の要素の相当塑性ひずみは解析が止まった時刻まで大きくなっており、安定した値にはなっていないため、今回の解析結果と実験結果の圧痕形成量を比較することは難しい。最終的な状態における圧痕形状を見るには、ローテティングマスの振動が安定する状態まで計算が進む解析を行い、内外輪に発生する相当塑性ひずみの値も安定した状態にする必要がある。

4.4. まとめ

与圧解析により与圧をかけることができた。

弾塑性解析より、加振が開始されると圧痕が形成されることが確認された。また、圧痕形成メカニズムについて考察を行った。圧痕形状が軸方向に広がるのは内輪の中心軸が軸の長手方向に対して大きく傾くが、外輪の中心軸は軸の長手方向に対してあまり傾かないためであることが分かった。また、圧痕形状が周方向に広がるのは内輪の中心が軸の長手方向まわりに大きく振れ回るのに対し、外輪の中心は軸の長手方向まわりにあまり振れ回らないためであることが分かった。

振動が安定する状態まで解析を行い、圧痕の数や深さ、幅などの圧痕形成量の予測を行うことが今後の課題である。

第5章 結論

5.1. 総括

本研究では、軸受内外輪に形成される圧痕形成量を調べることを目的として JAXA で行われた加振試験の振動試験装置をモデリングした。

そのモデルの妥当性を確認するためにモード解析を行い、試験装置の主要振動特性を再現しているかどうかを調べた。その結果、軸受の転動体の数を減らし、簡略化したモデルにおいて実験値に近い固有振動数を出すことができた。固有振動数は拘束条件に大きく依存することがわかった。

また、試験装置を再現したモデルに対して、予圧解析、振動解析を行い、振動解析中に圧痕が形成されることを確認した。また、圧痕の形成メカニズムについて考察を行った。

5.2. 今後の課題

まず、本研究で作成したモデルはパーツ間のクランプなどを省略化しており、実験装置の完全な再現はできていない。各パーツ間の接触定義を見直す必要がある。

モード解析においては拘束条件を工夫して、実際の試験装置を再現したモデルの妥当性を確認する必要がある。

振動解析については減衰のパラメータを設定し、安定した状態まで解析を回す必要がある。また、加振試験の条件に近づけるため、各パーツ間の接触定義、拘束条件を見直す必要がある。また、弾塑性解析において塑性体は弾完全塑性体として定義したが、実際の材料は硬化性弾塑性体なので加工硬化の影響を考慮する必要がある。

また、接触部に生じる応力の値はメッシュ粗さに大きく依存するので、メッシュ粗さを変えて解析を行い、メッシュの妥当性を確認する必要がある。

外輪のモデリングの簡略化により、実際の試験とは異なる接触状態になっているのでモデル形状の変更が求められる。

振動が安定する状態まで解析を行い、圧痕の数や深さ、幅などの圧痕形成量の予測を行うことが今後の課題である。

付録

内外輪の最大接触圧力の計算式 [10]

玉軸受に予圧がかかったとき、玉と軌道輪の接触は点接触となる。この場合の接触面の形状、接触面内の圧力分布について述べる。

玉軸受に予圧がかかると玉と軌道輪の接点のまわりに楕円形の接触面（接触楕円）ができる。この楕円の長半径を a 、短半径を b とするとそれぞれ a 、 b は以下の式で与えられる。

$$a = \mu \sqrt[3]{\frac{3}{E} \left(1 - \frac{1}{m^2}\right) \frac{Q}{\sum \rho}}$$

$$b = \nu \sqrt[3]{\frac{3}{E} \left(1 - \frac{1}{m^2}\right) \frac{Q}{\sum \rho}}$$

ここで、 μ 、 ν は補助変数 $\cos \tau$ に関する定数であり、 $\cos \tau$ の値に応じて μ 、 ν の値が表で与えられている。また、 E はヤング率、 m はポアソン数、 Q は玉一つあたりにかかる荷重(N)であり、 $\sum \rho$ は以下の式で与えられるものである。

$$\sum \rho = \frac{4}{D_a} \pm \frac{2}{d_m \mp D_a} - \frac{1}{r}$$

ここで、符号は上側が内輪、下側が外輪である。また、 D_a を玉径、 r を軌道溝半径、 d_m を玉ピッチ円径としている。

$\cos \tau$ に関する式を以下に示す。

$$\cos \tau = \left(\pm \frac{2}{d_m \mp D_a} + \frac{1}{r} \right) / \sum \rho$$

このとき、以下の図 0-1 のように座標系を定義すると接触圧力 $p(x, y)$ は以下の式で表される。

$$p(x, y) = \frac{3Q}{2\pi ab} \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}}$$

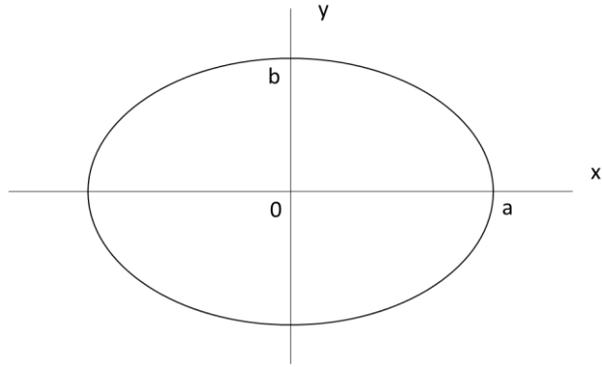


圖 0-1 座標系

引用文献

- [1] 環境試験グループ資料, TE-57004, 宇宙開発事業団, “「ETS-IV 打上げ環境測定 (LEM) データの解析」 第 3 報” .
- [2] 茂原正道, 宇宙システム概論, 培風館, 1995.
- [3] 井澤克彦, 岩田隆敬, 田島崇男, 田邊和久, 梶田直希, 谷口典久, “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,” 2012.
- [4] 星加幹, “打上げ環境下における高精度アンギュラ玉軸受の圧痕生成メカニズム,” 2012.
- [5] 長澤貴志, 松田健次, 兼田楨宏, “油潤滑下における繰り返し衝突面の観察,” 2006.
- [6] 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.
- [7] 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.
- [8] 五十嵐照男, 浜田啓好, “欠陥をもつころがり軸受の振動・音響に関する研究,” 日本機械学会論文集(C 編).
- [9] 橋本浩平, “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,” 2016.
- [10] 転がり軸受工学編集委員会, 転がり軸受工学, 1975.
- [11] NSK, テクニカルレポート.

謝辞

本研究は酒井教授，泉教授のご指導の下で行われました。多忙の中，一年間ご指導していただき，大変お世話になりました。深く感謝いたします。泉教授には何度も研究の相談に乗っていただき，泉教授の的確なアドバイスで研究の方針を決めることができました。酒井教授，波田野助教には研究会発表の場でアドバイスを頂き，非常に助かりました。本当にありがとうございました。

JAXAの間庭様には本研究を行うにあたり，必要な情報を提供していただきました。また，メールや訪問で研究の相談に乗っていただき，的確なアドバイスをいただきました。キーポイントとなる考え方や知識を教えていただき，研究において重要な点を把握することができました。本当にありがとうございました。

MSCソフトウェア株式会社の渡邊様にはMarcを用いたモード解析で大変お世話になり，深く感謝いたします。ソフトの使い方を初め，拘束条件やモデルの見直しなど様々な面で助けられました。また，研究の相談や論文の執筆などに関する助言もしていただき，非常に助かりました。同社の木村様にはDytranを用いた振動解析において大変お世話になりました。ソフトの使い方を初め，モデルの問題の解決につながる助言をしていただきました。深く感謝いたします。また，同社の山中様には研究の相談に乗っていただきました。本当にありがとうございました。

研究室の雰囲気にも助けられ，研究を進めることができました。博士過程の高本さんには研究に関して何度も相談に乗っていただき，色々なアドバイスをいただきました。また，ネットワーク環境の構築の際にも大変お世話になりました。M2の先輩方には研究の相談を初め，色々なことを教えていただきました。特に榊間さんにはネットワーク環境の構築や研究の相談などをしていただき，本当に助かりました。中井さんにはLSDYNAで与圧解析を回していただき，Dytranの解析の指針とすることができました。また，今泉さんには研究の相談に乗っていただいたり，BBTANの指針を教えていただきました。M1の先輩方には研究室の生活において支えていただきました。本当にありがとうございました。

研究室の同期の皆とは，研究の合間にしゃべったりして非常に楽しかったです。ありがとうございます。田處君にはあらゆる点で指導していただきました。ありがとうございました。

また，本研究および卒業論文の執筆を進める上でお世話になった皆様に感謝いたします。

最後に，大学卒業まで私の生活をいつも支えてくれた両親への感謝をもって，以上を謝辞とさせていただきます。