

卒業論文

衝撃振動を受ける宇宙機器用アンギュラ玉軸受の
圧痕形成と転動体の挙動解析

平成30年 2月5日提出

指導教員 泉 聡志 教授

03-153002 浅川悟大

衝撃振動を受ける宇宙機器用アンギュラ玉軸受の圧痕形成と転動体の挙動解析

浅川 悟大 指導教員：泉 聡志 教授

Keywords: Finite Element Analysis, Bearing, Impact Vibration, Indentation, PV Value

1. 緒言

宇宙空間での人工衛星の姿勢を制御するため、リアクションホイールが用いられる。リアクションホイールは回転体を高速回転させることで姿勢を制御し、高い信頼性が要求されるが、回転機構に使用される軸受による擾乱が他の精密機器等に影響を与えることが課題となっている。擾乱発生の原因の一つが軸受内に生じる圧痕であり、衛星打上時の衝撃振動により形成される可能性が挙げられている。

星加の研究では衛星の打ち上げ振動を模擬した加振試験を行い、複数のパラメータに対して軸受の内輪上の圧痕形成を確認した[1]。また長澤の研究では、鋼球の繰り返し衝突による圧痕の形成を観察した[2]。

2. 目的と研究方法

先行研究では、圧痕形成のバラつきには言及しておらず、摩耗の影響も考慮していない。また、内輪だけに着目し、外輪は計測していない。本研究では圧痕形成量の定性的予測を目的として、有限要素法を用いた振動解析を行う。接触部における最大反力と、Palmgren の式に着目し、衝突回数と圧痕形成の関係を用いることで過大荷重による圧痕深さを評価する。更に各接触部の面圧と相対すべり速度を求め、PV 値を比較することで、位置による摩耗の寄与を考察する。

3. 振動解析

初めに要素分割の妥当性を検証し、1辺 100[μm]の要素が妥当であると判断した。次に加振試験で使用されたリアクションホイールを、MSC 社のプリ/ポストプロセッサソフト Patran を用いて六面体ソリッド要素でモデリングした。

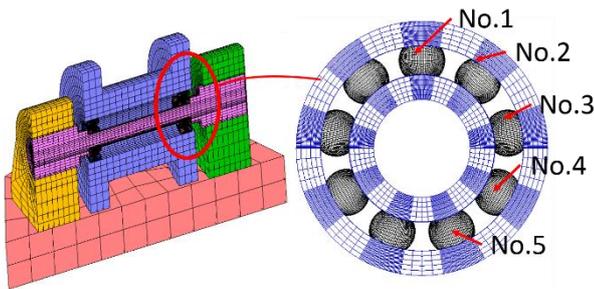


Fig. 1 Cross section of the model and balls numbering

加振試験を模擬して、無潤滑試験を摩擦係数 $\mu=0.3$ 、潤滑有の試験を $\mu=0.1$ として、2 ケースを設定した。MSC 社の陽解法ソルバ Dytran を用いて、試験と同条件の最大加速度 18[G]、周波数 737[Hz]で加振した。また、Fig.1 に示す通り、加振方向に対する位置の対称性より、No.1~No.5 の接触部に着目する。

Table 1 Analysis conditions

ケース	摩擦係数	最大加速度	周波数	解析時間
A	0.3	18[G]	737[Hz]	0.007[s]
B	0.1	18[G]	737[Hz]	0.007[s]

4. 解析結果

4.1 Palmgren の式を用いた圧痕形成量の予測

振動解析により求めた最大反力が1回生じる場合と、 1.3×10^5 回生じる場合の圧痕深さをそれぞれ下限と上限として、反力と Palmgren の式より範囲を推定し、測定値と比較した。

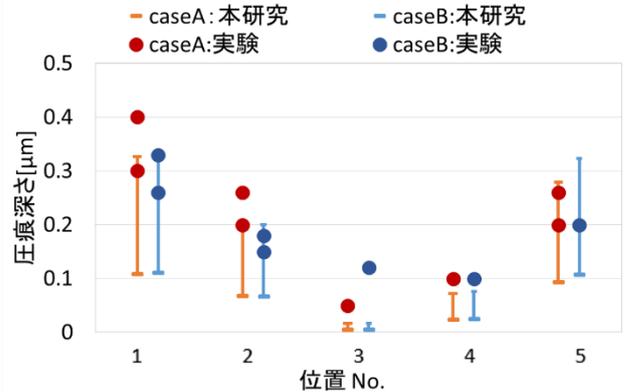


Fig. 2 Estimated ranges and Measured value

本研究の推定範囲と実験値を比較することで、圧痕深さのバラつきが位置に起因することが推測される。

4.2 PV 値積分の比較

各接触位置における面圧と相対すべり速度をかけ、時間積分することで摩耗量を比較する。摩耗のしやすさを簡単に表し定性的に比較するため、両ケースの内輪位置 No. 1 の積分値で除した比率で示す。

Table 2 Normalized PV value on bearing races

ケース	位置	No.1	No.2	No.3	No.4	No.5
A	内輪	1.0	5.8	0.9	17.1	8.1
	外輪	3.4	0.6	1.2	0.9	1.6
B	内輪	1.0	8.6	1.7	24.7	13.9
	外輪	2.7	1.3	1.7	1.2	1.1

値の比較により、内輪では No.2, No.4, No.5 の位置で摩耗しやすく、外輪は内輪より摩耗しにくいことが分かった。これは加振や重力の方向に対する不安定さや内輪の接触部が鞍点状で不安定な点が原因であると考えられる。

5. 結言

圧痕の測定値は、最大反力を用いて算出した圧痕深さの推定範囲をやや上回る結果となった。しかし、各位置における圧痕深さの大きな傾向は把握できることが分かった。

また、各接触点の PV 積分値から摩耗量を比較し、特定の位置で摩耗しやすい可能性を示した。

参考文献

- [1]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” 首都大学修士論文,2012
- [2]長澤貴志, 他 2 名 “油潤滑下における繰り返し衝突の観察”,2006

目次

第 1 章	序論	7
1.1	研究背景	7
1.1.1	衛星の打上げ	7
1.1.2	人工衛星における擾乱問題	7
1.1.3	軸受と振動擾乱	8
1.1.4	圧痕の形成要因	10
1.2	先行研究 1—星加による試験 [4]	11
1.2.1	概要	11
1.2.2	加振試験	13
1.2.3	結果	14
1.3	先行研究 2—小杉による有限要素法解析 [5]	16
1.3.1	概要	16
1.3.2	解析	17
1.3.3	結果	17
1.4	先行研究の課題	18
1.5	本研究の目的	18
1.6	本論文の構成	18
第 2 章	要素サイズの検証	19
2.1	概要	19
2.2	モデリング	19
2.3	弾性変形内の場合	20
2.3.1	ヘルツの接触理論	20
2.3.2	解析	22
2.3.3	結果—弾性変形時の接触面圧分布の要素サイズへの依存性	23
2.3.4	結果—弾性変形時の変形量の要素サイズへの依存性	26
2.4	塑性変形する場合	28
2.4.1	解析	28
2.4.2	結果—塑性変形時の圧縮応力の要素サイズへの依存性	28
2.4.3	結果—塑性変形時の変形量の要素サイズへの依存性	30
2.5	検証結果	31
第 3 章	振動解析	32
3.1	モデリング	32
3.2	固有値解析	34

3.2.1	概要	34
3.2.2	解析条件	35
3.2.3	解析結果	36
3.3	振動解析	37
3.3.1	概要	37
3.3.2	予圧の付加	37
3.3.3	振動解析	39
第 4 章	解析結果	41
4.1	加振方向変位	41
4.2	ローテティングマスのベースに対する相対加速度	42
4.3	各接触点の反力	44
4.4	軌道輪と転動体の接触点における接触面圧	48
4.5	各接触点における相対すべり速度	52
4.6	PV 値	63
第 5 章	考察と結論	66
5.1	考察	66
5.1.1	接触間反力と Palmgren の式による圧痕形成量の予測	66
5.1.2	PV 値積分の比較による摩耗量評価	69
5.1.3	過大荷重と摩耗による圧痕形成の総合的評価	72
5.2	結論	74
5.3	今後の課題	75
引用文献	76
謝辞	77

目次

図 1-1	リアクションホイールの内部構造 [2]	8
図 1-2	アンギュラ玉軸受の構造	8
図 1-3	組み合わせアンギュラ玉軸受	9
図 1-4	リアクションホイールの簡略化バネマス系	9
図 1-5	加振機とリアクションホイール [4]	12
図 1-6	リアクションホイール簡略化モデルの概要 [4]	12
図 2-1	カットモデルの一例(メッシュサイズ 50 μ m)	19
図 2-2	接触面圧のコンター図	23
図 2-3	外輪の長径方向：各要素サイズに対する接触面圧分布	24
図 2-4	外輪の短径方向：各要素サイズに対する接触面圧分布	24
図 2-5	内輪の長径方向：各要素サイズに対する接触面圧分布	25
図 2-6	内輪の短径方向：各要素サイズに対する接触面圧分布	25
図 2-7	転動体と外輪の変形量	26
図 2-8	検証結果－要素サイズと外輪転動体間の変形量	27
図 2-9	検証結果－要素サイズと内輪転動体間の変形量	27
図 2-10	検証結果－要素サイズと外輪の圧縮応力	29
図 2-11	検証結果－要素サイズと内輪の圧縮応力	29
図 2-12	検証結果－要素サイズと外輪転動体の接近量	30
図 2-13	検証結果－要素サイズと内輪転動体の接近量	31
図 3-1	モデルの全体断面図	32
図 3-2	軸受の外形と断面図	33
図 3-3	解析モデルの共振状態	36
図 3-4	予圧時に生じる反力のコンター図	38
図 3-5	モデルの外観と加振方向	39
図 3-6	ベースに付加する強制速度	39
図 4-1	ケース A($\mu=0.3$)の場合のベースとマスの変位	41
図 4-2	ケース B($\mu=0.1$)の場合のベースとマスの変位	41
図 4-3	ケース A の各パーツの速度	42
図 4-4	ケース A($\mu=0.3$)の場合の相対加速度	43
図 4-5	ケース B($\mu=0.1$)の場合の相対加速度	43
図 4-6	各転動体の位置番号	44
図 4-7	No.1 における反力	45
図 4-8	No.2 における反力	45

図 4-9	No.3 における反力.....	46
図 4-10	No.4 における反力.....	46
図 4-11	No.5 における反力.....	47
図 4-12	転動体荷重に対する最大接触面圧.....	48
図 4-13	No.1 における最大接触面圧.....	49
図 4-14	No.2 における最大接触面圧.....	49
図 4-15	No.3 における最大接触面圧.....	50
図 4-16	No.4 における最大接触面圧.....	50
図 4-17	No.5 における最大接触面圧.....	51
図 4-18	相対すべり速度の方向.....	52
図 4-19	ケース A($\mu=0.3$): 内輪 No.1 の相対すべり速度.....	53
図 4-20	ケース B($\mu=0.1$): 内輪 No.1 の相対すべり速度.....	53
図 4-21	ケース A($\mu=0.3$): 外輪 No.1 の相対すべり速度.....	54
図 4-22	ケース B($\mu=0.1$): 外輪 No.1 の相対すべり速度.....	54
図 4-23	ケース A($\mu=0.3$): 内輪 No.2 の相対すべり速度.....	55
図 4-24	ケース B($\mu=0.1$): 内輪 No.2 の相対すべり速度.....	55
図 4-25	ケース A($\mu=0.3$): 外輪 No.2 の相対すべり速度.....	56
図 4-26	ケース B($\mu=0.1$): 外輪 No.2 の相対すべり速度.....	56
図 4-27	ケース A($\mu=0.3$): 内輪 No.3 の相対すべり速度.....	57
図 4-28	ケース B($\mu=0.1$): 内輪 No.3 の相対すべり速度.....	57
図 4-29	ケース A($\mu=0.3$): 外輪 No.3 の相対すべり速度.....	58
図 4-30	ケース B($\mu=0.1$): 外輪 No.3 の相対すべり速度.....	58
図 4-31	ケース A($\mu=0.3$): 内輪 No.4 の相対すべり速度.....	59
図 4-32	ケース B($\mu=0.1$): 内輪 No.4 の相対すべり速度.....	59
図 4-33	ケース A($\mu=0.3$): 外輪 No.4 の相対すべり速度.....	60
図 4-34	ケース B($\mu=0.1$): 外輪 No.4 の相対すべり速度.....	60
図 4-35	ケース A($\mu=0.3$): 内輪 No.5 の相対すべり速度.....	61
図 4-36	ケース B($\mu=0.1$): 内輪 No.5 の相対すべり速度.....	61
図 4-37	ケース A($\mu=0.3$): 外輪 No.5 の相対すべり速度.....	62
図 4-38	ケース B($\mu=0.1$): 外輪 No.5 の相対すべり速度.....	62
図 4-39	ケース A の内輪 No.1 における接触面圧と相対すべり速度.....	63
図 4-40	ケース A の内輪 No.1 における PV 値.....	63
図 4-41	ケース A の内輪における PV 値積分.....	64
図 4-42	ケース B の内輪における PV 値積分.....	64
図 4-43	ケース A の外輪における PV 値積分.....	65
図 4-44	ケース B の外輪における PV 値積分.....	65

図 5-1	各転動体の位置番号	66
図 5-2	反力(転動体荷重)に対する圧痕深さ	67
図 5-3	ケース A : Palmgren の式から推測される軌道輪に生じうる圧痕深さ	68
図 5-4	ケース B : Palmgren の式から推測される軌道輪に生じうる圧痕深さ	69
図 5-5	ケース A : 内輪に生じる圧痕の推定深さと測定値の比較	73
図 5-6	ケース B : 内輪に生じる圧痕の推定深さと測定値の比較	73

表目次

表 1-1	先行研究 1 の手順の概要	11
表 1-2	供試軸受の仕様表	11
表 1-3	固有値解析の条件および結果	13
表 1-4	加振試験の条件	14
表 1-5	各接触点における圧痕最大深さの測定値	15
表 1-6	圧痕数と最大深さ	15
表 1-7	先行研究 2 の手順の概要	16
表 2-1	物性値	20
表 2-2	軸受の主要記号	20
表 2-3	接触楕円の寸法および面圧と変形量	22
表 2-4	検証結果—要素サイズと変形量	26
表 2-5	検証結果—要素サイズと圧縮応力	28
表 2-6	検証結果—要素サイズと変形量	30
表 3-1	振動解析における各パーツの節点数と要素数, 代表長さ	33
表 3-2	振動解析における各パーツの材料	34
表 3-3	振動解析における各材料の物性値	34
表 3-4	固有値解析の拘束条件	35
表 3-5	予圧付加時の接触定義	37
表 3-6	接触面に発生する反力	38
表 3-7	振動解析の拘束条件 — 剛体接合	40
表 3-8	振動解析の拘束条件 — 接触定義	40
表 4-1	各接触部の最大反力	47
表 4-2	ケース A の内輪 No.1 における PV 値積分	64
表 5-1	ケース A の各接触点における推定摩耗痕深さ	71
表 5-2	ケース B の各接触点における推定摩耗痕深さ	72

第 1 章 序論

1.1 研究背景

1.1.1 衛星の打上げ

1957 年に人工衛星の打上げが初めて成功して以来, 多数の人工衛星が打上げられている. 現在では地球周りに数千の衛星が旋回しており, 多くの役割を担う衛星は現代生活にはなくてはならないものとなっている. 近年では, 人工衛星の耐久性や精度の更なる向上といった観点にも重きが置かれるようになり, 開発が進められている.

人工衛星を載せたロケットは, 発射される際に著しい衝撃や振動に曝される. これにより内部の人工衛星には, 衝撃振動等の大きな負荷がかかる. 衛星はそれらの負荷に耐えられるように精巧に設計されており, 更には技術試験や環境試験認定試験等で厳しい評価基準をクリアする必要がある. その後, 最終段階で行われる受入試験に合格してようやく打上げられる. 衛星の打上げ時に印加される振動は, 主に衝撃振動, 音響振動, 過渡振動の 3 種類に分類される [1]. 衝撃振動は衛星のロケットからの分離時や加工爆発により生じ, 瞬間的な衝撃が発生する. 音響振動は主にエンジン排気流から生じる音響により励起されるランダム振動であり, 高周波成分が支配的である. また, 大気飛行中においては流体加振により音響が励起されランダム振動が発生しうる. 過渡振動は, メインエンジンの点火や射点からの保持力解放, 非定常な乱流や衝撃波の発生により生じる振動で, 低周波成分が支配的である. これら 3 種の振動に加え, 液体燃料ロケット特有の POGO 振動, 固体燃料ロケット特有の過渡的低周波衝撃振動などが知られている. これらは, 燃料供給系とロケット機体の固有値が一致しないようにすることで対策がなされている.

1.1.2 人工衛星における擾乱問題

人工衛星は宇宙空間において, 多数の要因により微小振動に曝されている. 制御力や制御トルク以外に意図せず発生する内力のうち, 衛星の姿勢やミッション機器に影響を与えうる内力を擾乱と定義する. 擾乱問題は, 衛星の高精度化を目指す中で大きな技術課題として認識されている. 擾乱は衛星内部の重力環境を乱し, 精密機器の性能にも影響を与えうる. 一般的に擾乱は, 複雑な挙動であるために予測が困難である. 更に, 振動変位が小さいために減衰機構の効果が低減し, 応答倍率によっては逆効果となる可能性がある. したがって宇宙機器の設計段階において, 擾乱の発生源を抑えることが重要である. そのために, 内部のガタや不釣り合いを無くす, 動きを正弦波状なるようにする, 等の対策が挙げられる [2].

1.1.3 軸受と振動擾乱

近年、衛星で生じる擾乱の発生源として注目されているのが、リアクションホイール内部の軸受の非真円性である。リアクションホイールとは、人工衛星に搭載された宇宙用精密機器であり、姿勢の制御に用いられる。リアクションホイールの主要構造を図 1-1 に示す。

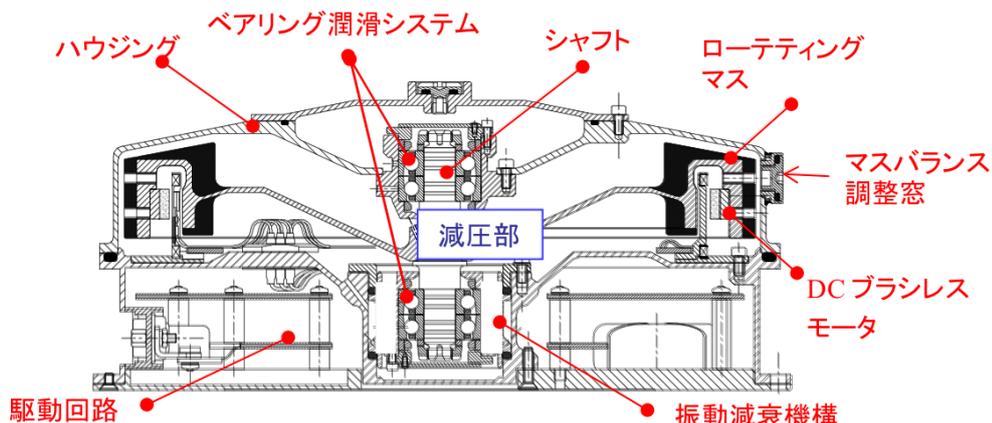


図 1-1 リアクションホイールの内部構造 [2]

図 1-1 に示すとおり、リアクションホイールは、ローテティングマス、モータ、シャフト、ベアリング、潤滑システム、振動減衰機構、駆動回路、ハウジングから構成される。ローテティングマスを高速回転させることで角運動量を変化させ、人工衛星の姿勢を制御する。人工衛星の姿勢の乱れはミッションの失敗等に直結するため、各構成部には非常に高い信頼性が求められる。ローテティングマスを支持しているベアリングには、高速・高精度な回転が要求されるため、単列アンギュラ玉軸が 2 列 1 組使用されることが多い。以下にアンギュラ玉軸受の構造を示す。

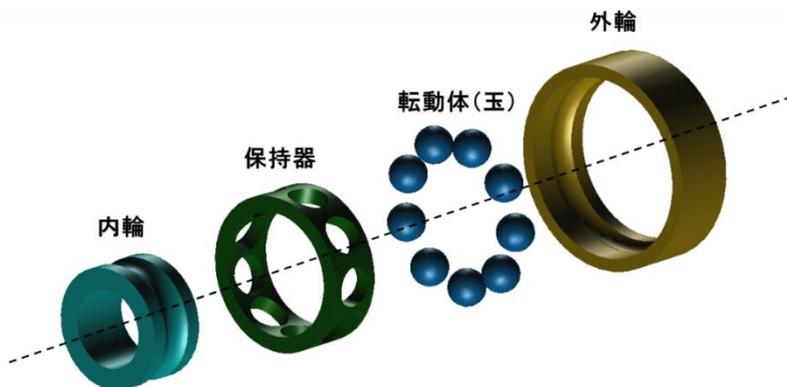


図 1-2 アンギュラ玉軸受の構造

軸受は、内輪、外輪、転動体、保持器を構成要素とする機械要素部品である。アンギュラ玉軸受は、図 1-3 に示すように、内外輪と転動体が接触角を持って接触するようになっており、軸方向(アキシャル方向)と半径方向(ラジアル方向)の双方向に対して大きな負荷を受け持つことができる。

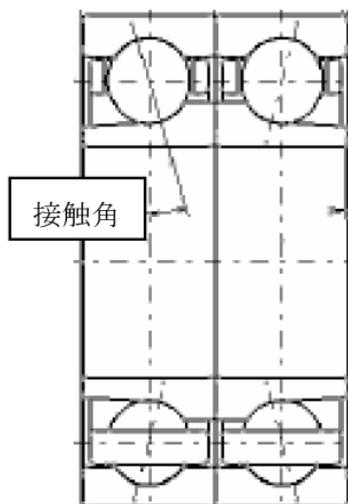


図 1-3 組み合わせアンギュラ玉軸受

リアクションホイールの回転系に着目し振動問題の観点から簡略化すると、軸受がバネとダンパの両方の役割を果たし、図 1-4 のようなバネマス系として表現できる。

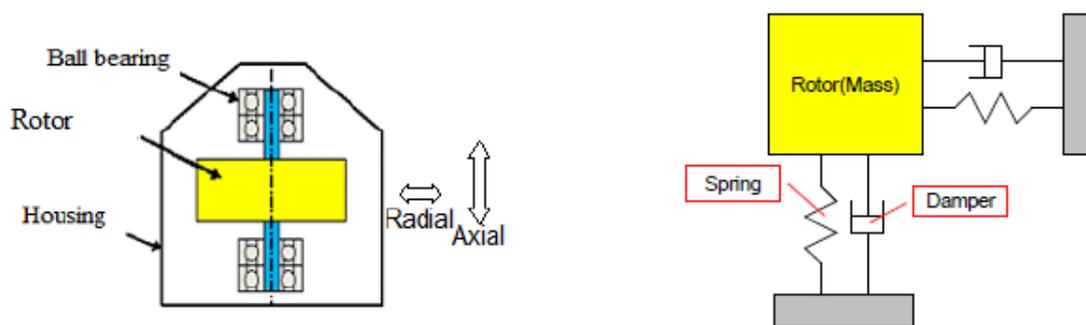


図 1-4 リアクションホイールの簡略化バネマス系

打ち上げ振動の際に軸受の半径方向および回転軸方向に振動が印加され、系の固有周波数成分を持つ振動が印加される場合や加速度が非常に大きい場合には、軸受内部に大きな応力が発生し、塑性変形が起こりうる。軸受内部で発生する塑性変形は、圧痕と呼ばれる。また、過大な応力以外にも、微小な揺動運動による摩耗によって内部に損傷が生じることが知られている。

近年リアクションホイールの振動擾乱の原因として着目されている軸受内部の非真円性は、製造時の微小な形状誤差や打ち上げ振動によって形成される圧痕などが原因である。形状誤差とリアクションホイールに発生する振動擾乱の大きさについては研究がなされている。しかし、打ち上げ振動により形成される圧痕の幅や深さの高精度での定量的把握および予測はできていない。同時に、打ち上げ振動による圧痕形成メカニズムも十分には解明されていないのが現状である。

1.1.4 圧痕の形成要因

軸受内部に生じる圧痕は、接触面での過大荷重と摩耗が主な要因として認識されている。

(a) 過大荷重による圧痕

軸受に過大な荷重が負荷されると、軌道輪と転動体の接触面において局所的な塑性変形が生じる。軸受に一定の静荷重が負荷される場合、経験式である **Palmgren** の式を用いることで圧痕深さを把握することができる。

(b) 摩耗による圧痕

軸受が駆動せずに外部からの揺動運動を受ける際、転動体と軌道輪の間に小振幅の滑りが起こり、フレッチングと呼ばれる摩耗が生じることがある。軌道輪上にフレッチングが起こると、局所的なへこみが形成される。これは酸化摩耗粉を伴い、更なる摩耗を促進したり、はめ合いの隙間が大きくなることで強度に影響を及ぼすことがある。フレッチングによる局所へこみはフォールスブリネリングと呼ばれており、塑性変形による凹みと似ている [3]。

一般的に、接触面における一定荷重に対する滑り量や、状態が変動的な場合は **PV** 値を用いて摩耗を評価する。

1.2 先行研究 1—星加による試験 [4]

1.2.1 概要

星加はリアクションホイールの簡略化モデルを作成し，加振によって軸受内部に形成される圧痕の数や大きさと様々なパラメータとの関係性を調べた．この研究は以下のような手順で進められた．

表 1-1 先行研究 1 の手順の概要

観察	<ol style="list-style-type: none">1. 光学顕微鏡による転動体および内外輪の観察2. 内外輪の真円度測定
洗浄・組み立て	<ol style="list-style-type: none">1. 軸受の超音波測定2. 軸受および加振試験治具の組み立て
加振試験	<ol style="list-style-type: none">1. 固有値解析2. 加振試験
圧痕測定	<ol style="list-style-type: none">1. 軸受および加振試験治具の分解2. 光学顕微鏡による転動体および内外輪の観察3. 内外輪の真円度測定4. 内輪の圧痕断面測定

この研究で使用された供試軸受はアンギュラ玉軸受である．その仕様を表 1-2 に示す．

表 1-2 供試軸受の仕様表

形式	アンギュラ玉軸受
予備番号	7000C
寸法	内径 10mm 外径 26mm 幅 8mm
接触角	15°
転動体数	9 個
転動体直径	4.763mm
予圧	25N
転動体および軌道輪の材質	SUJ2
保持器の材質	ポリアミド樹脂

次に, 加振機およびリアクションホイール簡略化モデルの外観と断面図をそれぞれ図 1-5 と図 1-6 に示す.

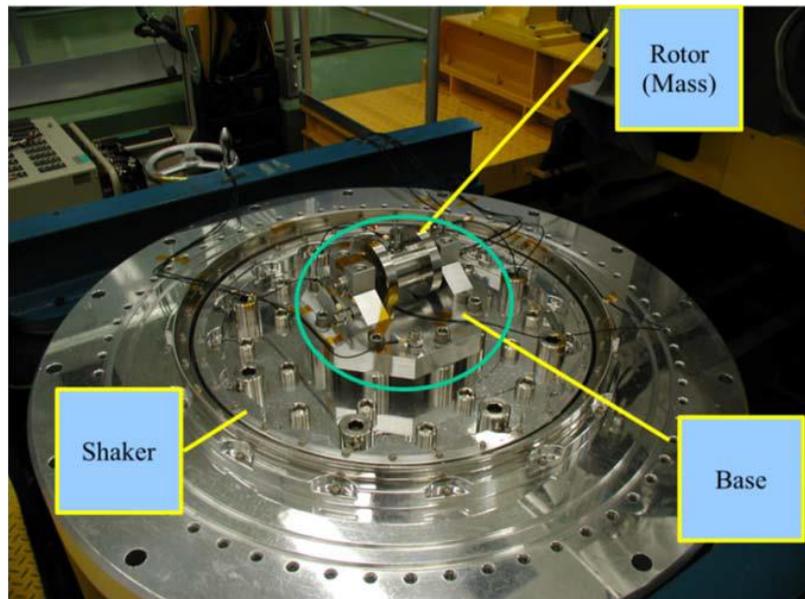


図 1-5 加振機とリアクションホイール [4]

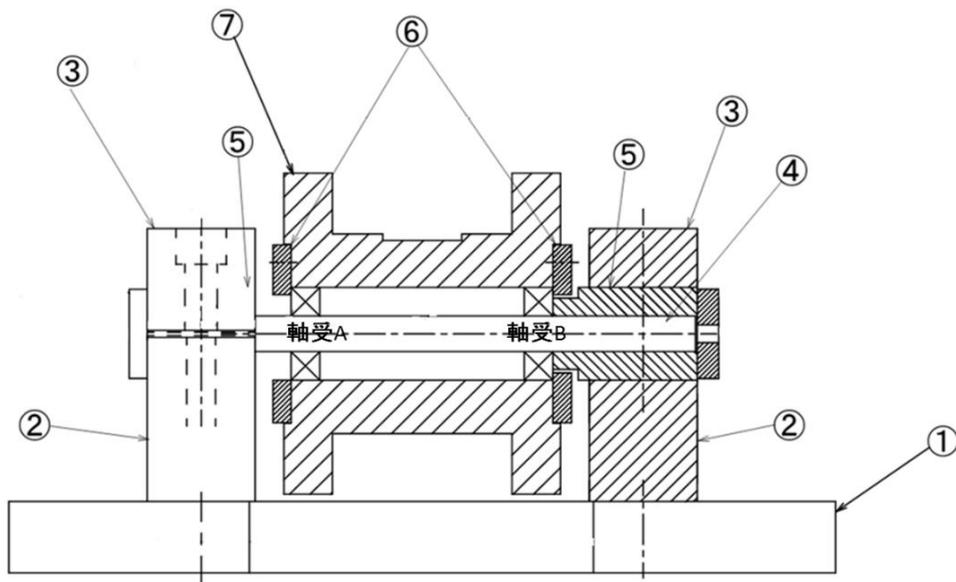


図 1-6 リアクションホイール簡略化モデルの概要 [4]

図 1-6 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カラステリッド
- ⑥クランプアウター
- ⑦ローテティングマス

軸受 A および軸受 B と記した箇所に供試軸受がそれぞれ一つずつ, 対称的に組み込まれている. 軸受の内輪とシャフト, 外輪とローテティングマスはそれぞれはめあいで固定されている. また, ローテティングマスの上部中央は, 加速度センサを設置するために局所的に平面加工されてある.

この簡略化モデルはリアクションホイールの回転系を再現したものであり, 加振機に設置したモデルを鉛直方向に加振することで, 供試軸受はラジアル方向の負荷を受ける. また, ローテティングマスをテープで固定し, 加振中のローテティングマスの回転を防いでいる.

1.2.2 加振試験

(a) 固有値解析

加振試験の加振周波数を決定するには, 系の固有周波数を把握する必要がある. そのため, 固有値解析が行われた. ベースを鉛直方向に 0.3G で加振し, 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周波数応答を取得した.

表 1-3 に固有値解析の条件と, 得られた固有周波数を示す.

表 1-3 固有値解析の条件および結果

試験番号	ベース加速度	潤滑	固有周波数
1	0.3G	無潤滑	889 [Hz]
2	0.3G	Nye2001A	771 [Hz]

ここで, Nye2001A は動粘性係数 $\mu = 0.096 [Pa \cdot s]$, 粘度圧力係数 $\alpha = 16 [GPa^{-1}]$ の潤滑油である.

(b) 加振試験

加振周波数を、固有値解析で求めた固有周波数近傍に設定する。近傍に設定したのは、強い振動を生じさせ軸受への負荷を高めると同時に、完全な共振を防ぐためである。

表 1-4 に加振試験の条件を示す。

表 1-4 加振試験の条件

試験番号	加速度	加振周波数	印加時間	潤滑油
1	18G	737 [Hz]	180 [s]	無潤滑
2	18G	737 [Hz]	180 [s]	Nye2001A

1.2.3 結果

加振試験の結果を以下に示す。なお、軸受の I と II は位置による判別である。

(a) 圧痕断面測定結果

まず、試験後の内外輪を真円度測定機で計測する。真円度とは、幾何学的に正しい円からの狂いの大きさを表している。真円度測定により、加振試験によって形成された最も深い圧痕位置が分かる。その後、圧痕断面測定器を用いて、圧痕が確認された箇所を測定した。この際、測定器の仕様上、外輪の測定ができないため内輪だけを測定している。なお、圧痕が形成されていない軌道輪も微小ながら非真円性を持ち、凹凸が存在する。そのため加振前の内輪測定結果と比較し、 $0.048[\mu\text{m}]$ より小さい凹部は圧痕ではないと判断した。

2つの加振試験に対する、2つの軸受内輪に生じた圧痕深さを以下に示す。なお、基準点とは測定の便宜上の点であり、各軸受で対応している値ではない。また、いくつかの測定点では複数の圧痕が形成されたが、最大値のみを示す。また、圧痕が測定されなかった箇所には“—”を示す。

表 1-5 各接触点における圧痕最大深さの測定値

基準点からの位置[°]		0	40	80	120	160	200	240	280	320
試験番号 1	I	0.30	0.20	—	—	0.26	0.20	0.15	0.05	0.10
	II	0.05	0.10	0.20	0.10	0.20	0.15	0.30	0.40	0.26
試験番号 2	I	0.16	0.32	0.15	0.12	0.10	—	0.14	—	—
	II	0.12	0.18	0.12	0.14	0.25	0.18	—	—	0.20

次に、二つの試験それぞれの軸受 I 及び II に関し、圧痕数および最大圧痕深さを記す。

表 1-6 圧痕数と最大深さ

試験番号	軸受	圧痕数	最大圧痕深さ [μ m]
1	I	36	0.30
	II	23	0.40
2	I	24	0.32
	II	28	0.25

(b) 加速度の測定

加振試験中のローテティングマスのベースに対する相対加速度を測定した。この結果、試験番号 1 では 115.5[G]、試験番号 2 では 113.9[G]という値であった。

1.3 先行研究 2—小杉による有限要素法解析 [5]

1.3.1 概要

小杉は、先行研究 1 で行われた加振試験結果を定量的に再現し、圧痕形成メカニズムを解明するために有限要素法解析を行った。研究は以下のような手順で行われた。

表 1-7 先行研究 2 の手順の概要

モデリング	1. Patran でモデルの作成
固有値解析	1. Marc で固有値解析 2. モデルの修正を重ね、値の合わせ込み
振動解析	1. 予圧を付加し、振動解析
考察	1. 圧痕形成メカニズムの考察

1.3.2 解析

(a) 固有値解析

モデリングした簡略化リアクションホイールの振動特性が妥当か確認するために固有周波数を求めた。転動体の数を変えることで、先行研究 1 の実験値に近い 830Hz を再現した。

(b) 予圧付加

先行研究 2 では予圧を付加するために強制変位を与えた。ソフトの仕様上、強制速度を入力することで強制変位を再現している。与えた強制変位は以下の通りである。

$$\Delta = \Delta_a + \delta_a = 2 \sin \alpha (r_e + r_i - D_a) + \frac{0.00218}{\sin \alpha} \sqrt{\frac{Q^2}{D_a}} = 0.142 \text{ [mm]}$$

ここで、 Δ_a はアキシヤル隙間、 δ_a は転動体のアキシヤル方向変形量、 r_e 、 r_i は外輪および内輪の溝半径、 D_a は転動体直径、 α は接触角、 Q は転動体荷重である。

(c) 振動解析

表 1-4 に示した最大加速度 18G および加振周波数 737[Hz]がかかるように簡略化リアクションホイールのベースに振動を与え、振動解析を行った。

1.3.3 結果

この研究において、以下の事が確認された。

1. 解析上の固有周波数は、モデルの拘束条件や境界条件に大きく依存する点
2. 内輪の回転軸が外輪の回転軸に比べ、本来の回転軸まわりに大きく振れ回る点
3. 強い加振によってシャフトの変形モードが顕著に表れる点

1.4 先行研究の課題

先行研究 1 の星加の実験では、同条件においても個体間のバラつきが大きく定量的な塑性変形量が把握できていない。また、圧痕断面は内輪でのみ測定しているため、外輪に関しては未知のままである。更に加振中の軸受内部の応力状態や挙動が分からないため、塑性変形に至るメカニズムが解明されていない。

先行研究 2 の小杉の解析では、適切な予圧量が再現されていない点と、軸受外輪の単純化によりアンギュラ玉軸受固有の接触角が定義されていない点が問題点として挙げられる。また、応力状態や塑性変形の要素サイズへの依存性が議論されておらず、解析結果の妥当性を確認する必要がある。

1.5 本研究の目的

そこで本研究では、有限要素法解析を用いて弾塑性モデルに対して、加振試験を模擬した振動解析を行う。本研究の目的は、加振試験の塑性変形量のバラつきを補完し、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である。また、加振方向に対する転動体の位置によって異なると考えられる、応力分布や内外輪に対する相対的な挙動についても考察を行う。

1.6 本論文の構成

第 1 章では、本研究の背景・二つの先行研究の結果および課題・本研究の目的を述べた。

第 2 章では、弾性変形内の場合と塑性変形する場合の双方に対し、応力および変形量の要素サイズへの依存性を確認する。

第 3 章では、作成したモデルに対して行った固有値解析、予圧付加、振動解析について示す。

第 4 章では、振動解析の結果を示す。

第 5 章では、解析結果について考察し、今後の展望を述べる。

第2章 要素サイズの検証

2.1 概要

対象とするアンギュラ玉軸受は、転動体および内外輪で非常に小さな接触面を持つ。接触面が微小であるがゆえに、応力状態や変形量の要素サイズへの依存性を把握することが精度の高い解析に必要である。そこで、弾性変形内の場合と塑性変形する場合の双方に関して要素サイズの妥当性を確認する。弾性変形内の場合に関しては、接触面圧分布と弾性変形量を各要素サイズで比較する。塑性変形する場合は、接触部の荷重負荷方向の応力値と総変形量を各要素サイズで比較する。

2.2 モデリング

要素サイズの妥当性を確認するために、軸受の一部を Patran でモデリングした。検証用の本モデルは、全て六面体要素のソリッドで構成する。また、弾性限度内の場合と塑性変形する場合の両者において、同じモデルで検証する。共に対称性を持った静的解析であるので、解析時間の短縮のためにカットモデルを用いる。また、後述のヘルツの接触理論より求まる接触楕円の大きさに鑑みて、転動体および軌道輪の接触部近傍の要素サイズを 100 [μm], 50 [μm], 37.5 [μm], 30 [μm], 25 [μm], 21.4 [μm], 18.75 [μm] とする。一例として、要素サイズ 50[μm] のカットモデルを図 2-1 に示す。また、当モデルの物性値は以下の表 2-1 の通りである。

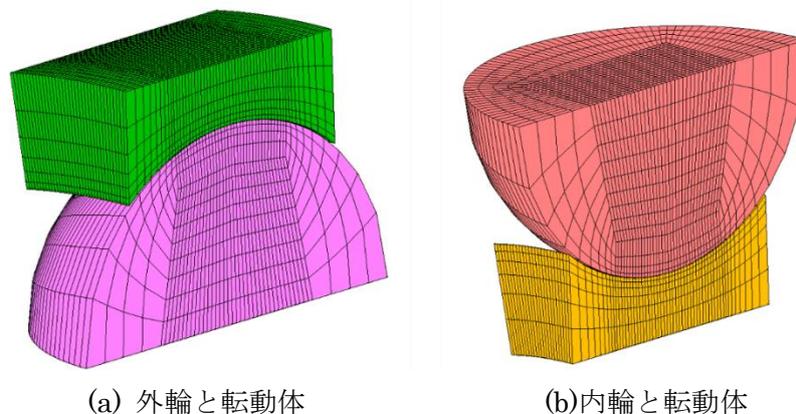


図 2-1 カットモデルの一例(メッシュサイズ 50 μm)

表 2-1 物性値

密度 [t/mm^3]	7.83e-9
ヤング率 [MPa]	208000
ポアソン比	0.30

2.3 弾性変形内の場合

2.3.1 ヘルツの接触理論

ここでは、球面を持つ物体同士の弾性限度内の接触状態に関するヘルツの接触理論について述べる。なお、ヘルツの接触理論を適用する際には、物体Ⅰと物体Ⅱの主曲率面が互いに合致する必要がある。しかし、アンギュラ玉軸受は接触角を伴って転動体および内外輪が接触するので、二物体の主曲率面が合致する必要があるという前提条件を厳密には満たさない。一方で、形状の似ている転がり玉軸受は接触角を持たず、主曲率面が互いに合致している。接触角を有するために前提条件を完全に満たしていなくても、実験値と理論値がほぼ一致することは一般に認識されているが、解析における応力や変形量の要素サイズへの依存性を詳細に確認するために、ここでは転がり玉軸受の形状をモデリングし、要素サイズの妥当性を確認するものとする。接触理論を述べるために必要な記号を表 2-2 に示す。

表 2-2 軸受の主要記号

E	ヤング率 [MPa]
$1/m$	ポアソン比
D	転動体直径 [mm]
d	ピッチ円直径 [mm]
r	軌道溝半径 [mm]
$\rho_{11} \ \rho_{12}$	転動体の主曲率面 1,2 における曲率 ($=2/D$)
ρ_{21}	軌道輪の主曲率面 1 における曲率 (内輪： $-1/r$ 外輪： $-1/r$)
ρ_{22}	軌道輪の主曲率面 2 における曲率 (内輪： $2/(d-D)$ 外輪： $-2/(d+D)$)
$\cos \tau$	補助量
$\mu, \nu, 2K/\pi\mu$	$\cos \tau$ により決まる補助変数

諸計算のために、補助量を求める。

$$\cos \tau = \frac{\rho_{11} - \rho_{12} + \rho_{21} - \rho_{22}}{\sum \rho}$$

なお、 $\sum \rho$ は以下の式で与えられる。

$$\sum \rho = \rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22}$$

ここで補助量 $\cos \tau$ より、与えられた表から補助変数 μ , ν , $2K/\pi\mu$ が一意に決まる。
次に、転動体荷重 Q を用いると、接触楕円の長半径 a および短半径 b は、それぞれ以下の式で求められる。

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

平均圧力 P 、および軌道輪と転動体の変形量 δ はそれぞれ以下の式で求まる。

$$P = \frac{Q}{\pi ab} \quad \delta = 1.5 \frac{2K}{\pi\mu} \sqrt{\frac{(1 - 1/m^2)^2 Q^2 \sum \rho}{3E^2}}$$

ここで、先行研究 1 の加振試験では 25N の予圧を与えている。

予圧量を F_a とすると、転動体 1 つあたりに加わる転動体荷重 Q は、以下の式で算出される。

$$Q = \frac{F_a}{Z \sin \alpha} = 10.7 \text{ [N]}$$

以上の数式より、転動体荷重 $Q = 10.7 \text{ [N]}$ の場合の、転動体－外輪間、転動体－内輪間の接触面における長径 a 、短径 b 、平均面圧 P および変形量 δ を表 2-3 示す。

表 2-3 接触楕円の寸法および面圧と変形量

	転動体－外輪	転動体－内輪
長半径 a [mm]	0.2194	0.2296
短半径 b [mm]	0.0347	0.0260
平均面圧 P [MPa]	446.7	570.8
変形量 δ [μm]	0.683	0.698

以上より接触楕円の寸法が求まるので、接触部付近の要素を接触楕円に収まるように小さくしていき、平均接触面圧の分布および接近量の収束を確認する。接触楕円の半径付近の代表サイズ 100 [μm], 50 [μm], 37.5 [μm], 30 [μm], 25 [μm], 21.4 [μm], 18.75 [μm] について検証を行う。

2.3.2 解析

(a) 解析ソフト

MSC Software 株式会社の Dytran 2016 を用いた。動的解析向けの陽解法ソルバーであるが、動的緩和を用いて静的な解析を再現した。ここで、動的緩和係数は 0.001 である。

(b) 境界条件

転動体－外輪および転動体－内輪において、断面上の節点に断面方向に対して拘束をかけた。また、外輪最上部および内輪最下部の全ての節点に 3 方向の拘束をかけた。

接触定義は、外輪および内輪がマスター、転動体がスレーブとする。

(c) 荷重条件

本研究で用いるアンギュラ玉軸受に予圧をかける際に転動体荷重 $Q = 10.7[N]$ が生じる。予圧付加時の面圧と変形量を検証するために、転動体の断面鉛直方向に $P=0.6005[\text{MPa}]$ の圧力を加える。

2.3.3 結果—弾性変形時の接触面圧分布の要素サイズへの依存性

ここでは、接触部の面圧分布を評価する。各ケースにおける接触楕円の長軸と短軸の二方向の面圧分布を求める。接触楕円は対称であるので、長径および短径の各方向片側だけに着目する。

一例として、要素サイズ $25[\mu\text{m}]$ の場合の接触面圧コンター図を示す。

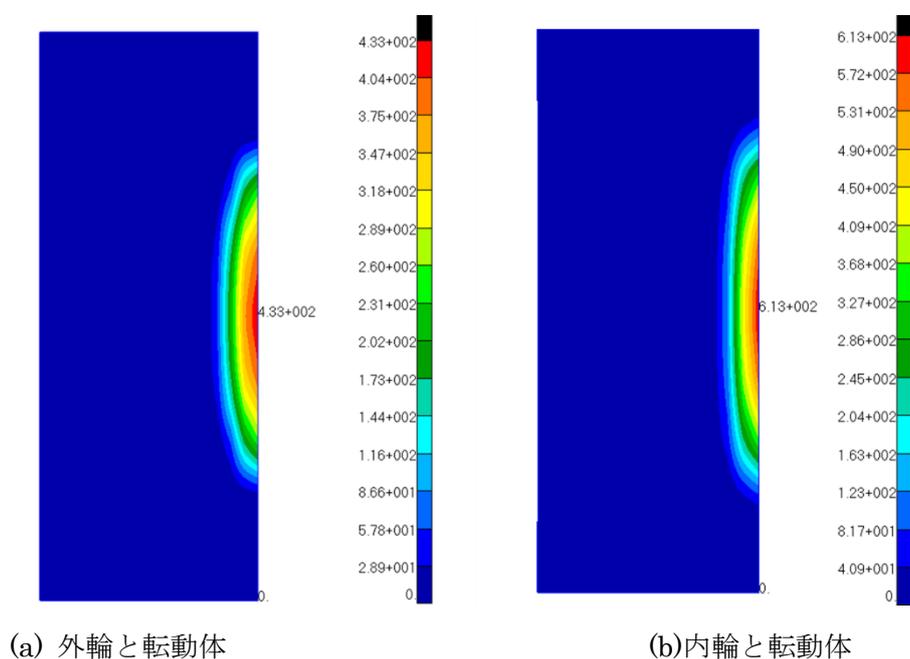


図 2-2 接触面圧のコンター図

以下に、各要素サイズに対する外輪及び内輪の長径方向、短径方向の応力分布を示す。理論値は 2.3.1 のヘルツ接触理論で示した通りである。

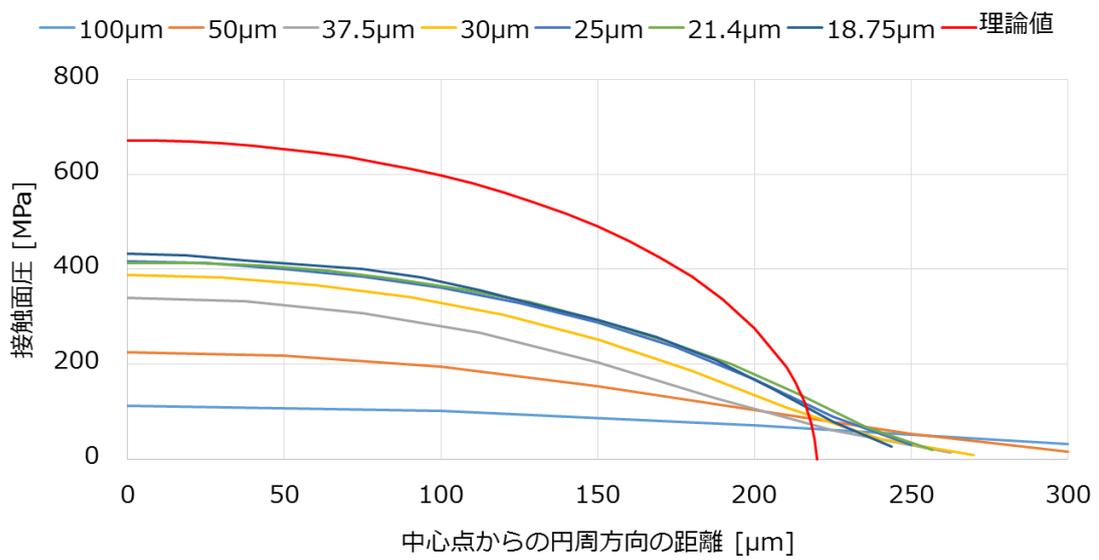


図 2-3 外輪の長径方向：各要素サイズに対する接触面圧分布

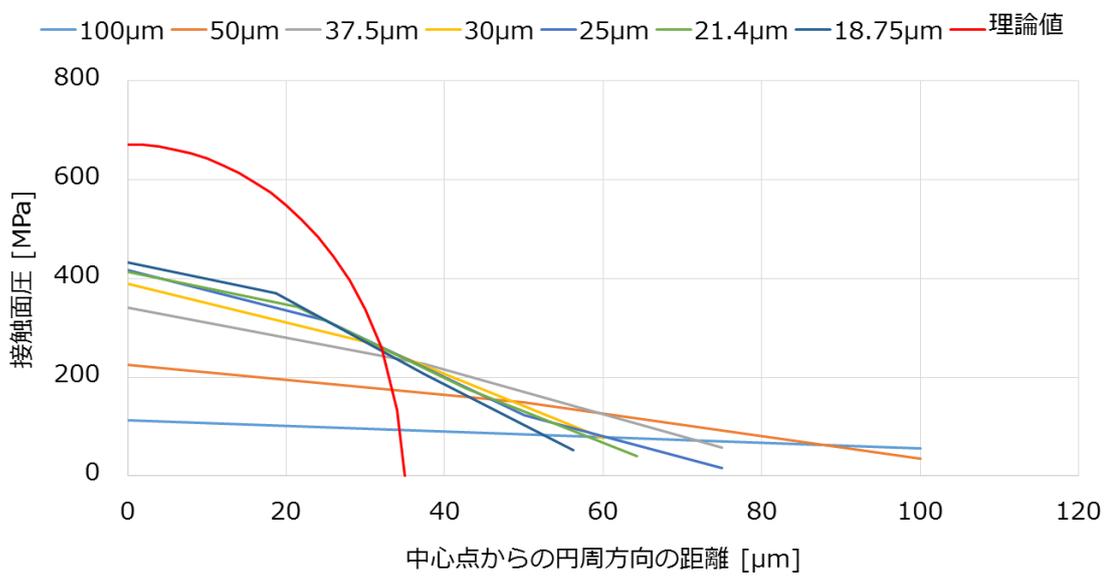


図 2-4 外輪の短径方向：各要素サイズに対する接触面圧分布

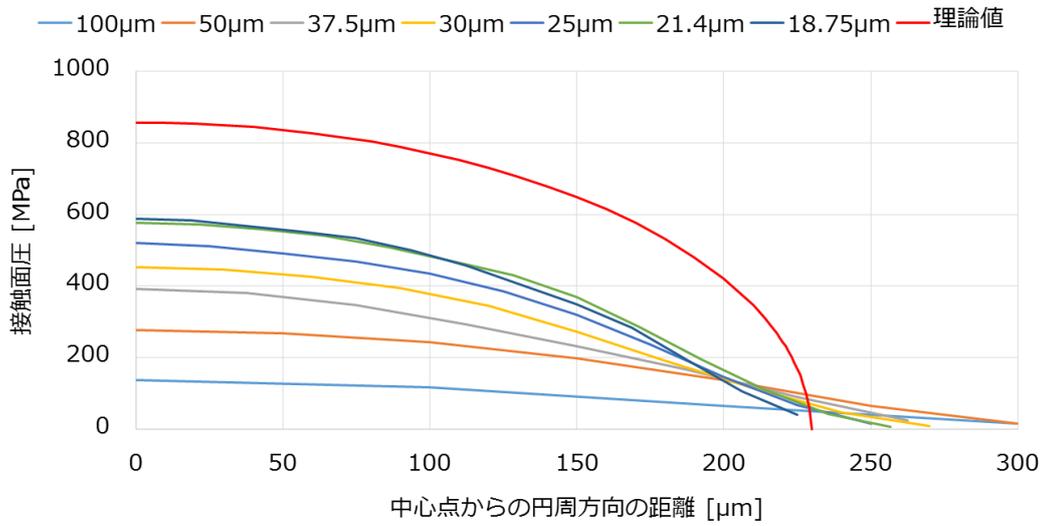


図 2-5 内輪の長径方向：各要素サイズに対する接触面圧分布

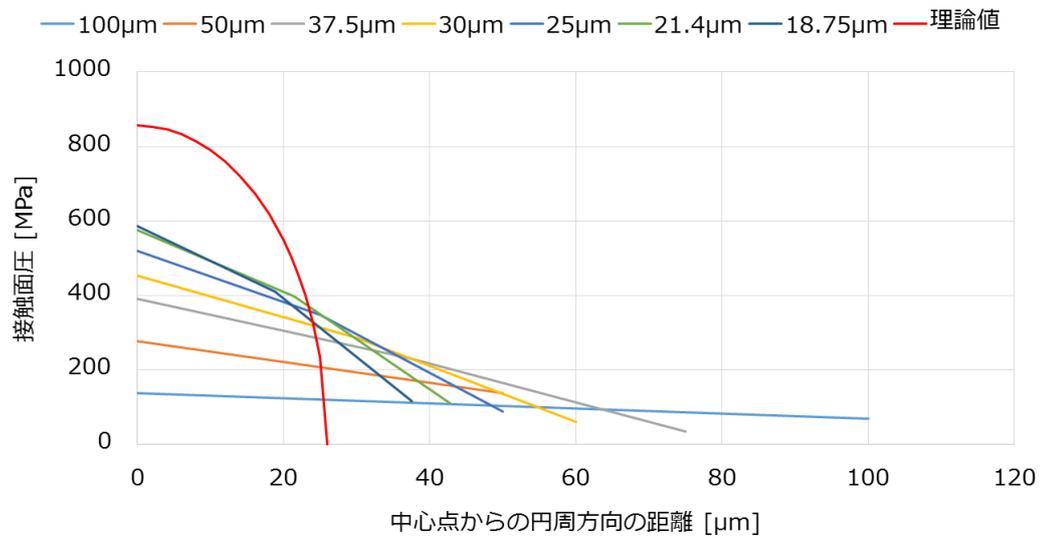


図 2-6 内輪の短径方向：各要素サイズに対する接触面圧分布

以上より、要素サイズを細分化すると理論上の応力分布に近づくことが分かる。しかし収束傾向にあるものの、完全な収束は確認されなかった。これは、接触理論による面圧を解析上で再現するためには更なる要素の細分化が必要であることを示している。

2.3.4 結果—弾性変形時の変形量の要素サイズへの依存性

続いて、弾性変形量の要素サイズへの依存性を検証する。外輪最上部もしくは内輪最下部の節点と、二つの断面上にある転動体の節点との荷重負荷方向の相対変位を変形量と定義する。一例として、要素サイズ 30 [μm] の場合の荷重負荷方向変位コンター図を以下の図 1-2 に示す。

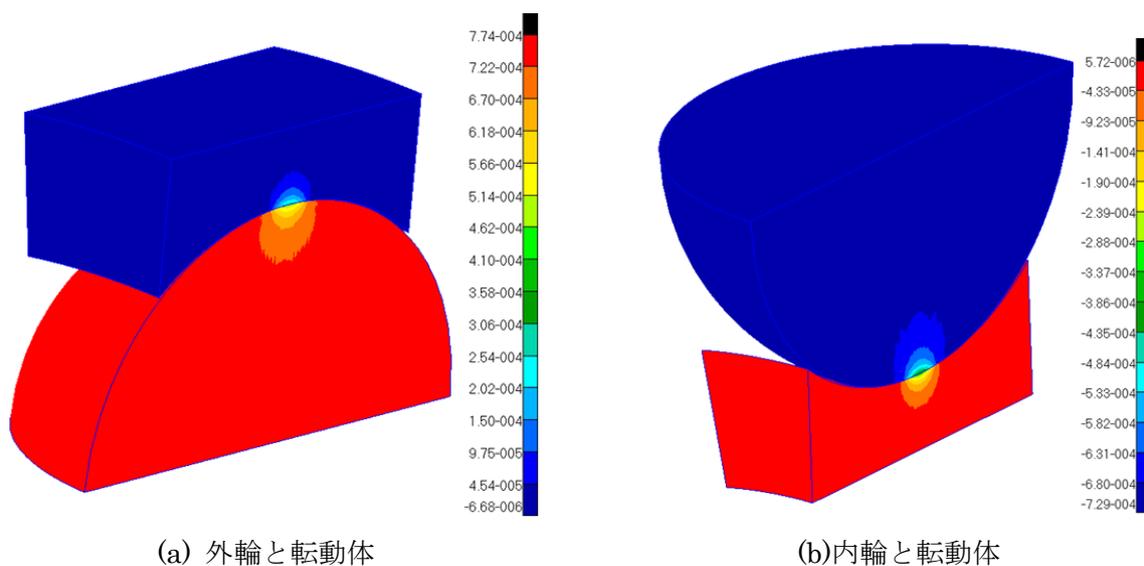


図 2-7 転動体と外輪の変形量

各要素サイズの変形量と理論値を以下の表 2-4 と図 2-8 および図 2-9 にまとめる。

表 2-4 検証結果—要素サイズと変形量

要素サイズ [μm]	100	50	37.5	30	25	21.4	18.75	理論値
変形量 [μm] 外輪—転動体	0.85	0.81	0.75	0.75	0.77	0.76	0.75	0.683
変形量 [μm] 内輪—転動体	0.79	0.79	0.77	0.72	0.72	0.71	0.73	0.698

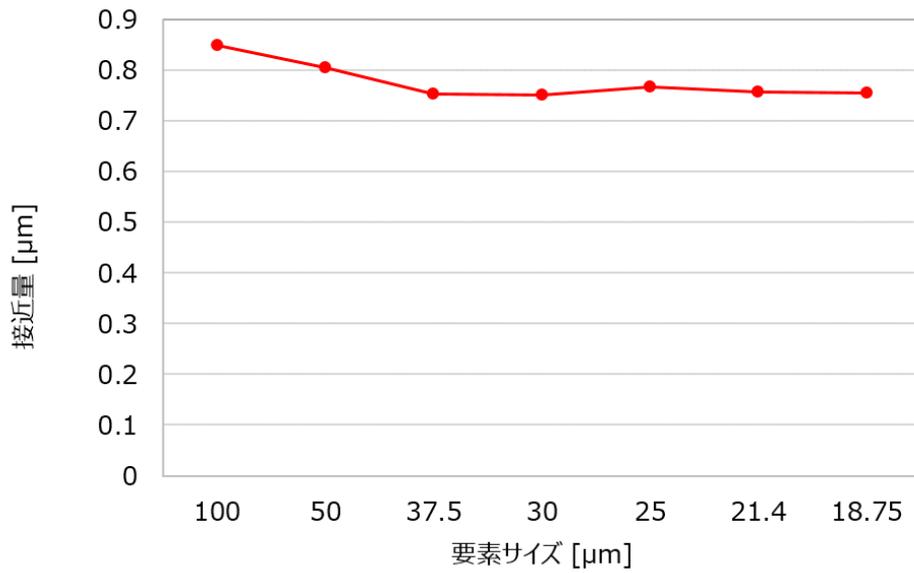


図 2-8 検証結果—要素サイズと外輪転動体間の変形量

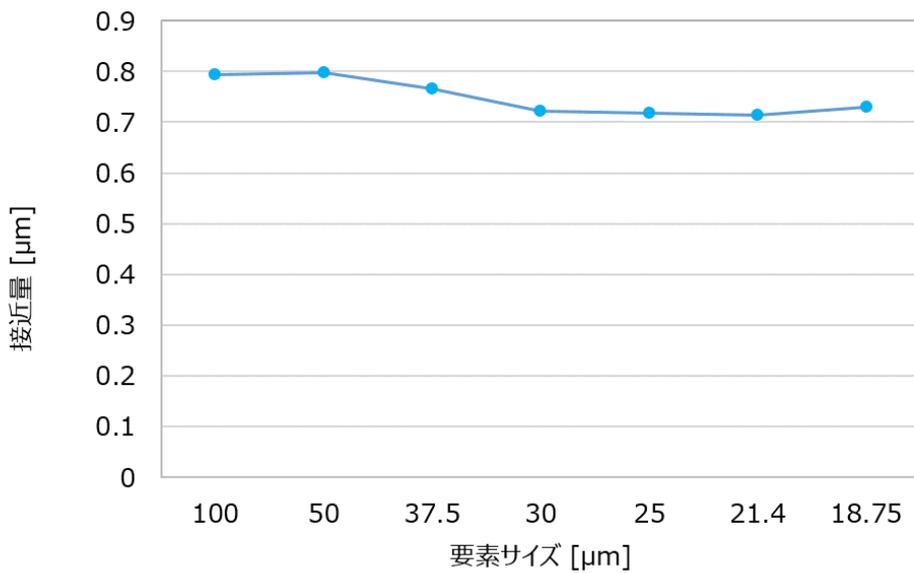


図 2-9 検証結果—要素サイズと内輪転動体間の変形量

以上より、外輪および内輪と転動体の変形量は要素サイズの差異によらず、ほぼ一定の値をとることが分かった。変形量はそれぞれ、外輪—転動体は約 10[%]、内輪—転動体は約 3[%]、理論値から離れた水準で推移している。

2.4 塑性変形する場合

2.4.1 解析

解析ソフトおよび境界条件は前述のとおりである。荷重は、過大荷重で塑性変形させるために $Q = 500[N]$ ，つまり $P=28.06[MPa]$ の応力を転動体の断面に加えた。また、軸受鋼である SUJ2 の降伏応力は $1370[MP]$ である。ここでは塑性変形を対象とするため、弾完全塑性と、硬化係数 $3.5[GPa]$ の硬化性弾塑性の2種について検証を行う。

2.4.2 結果－塑性変形時の圧縮応力の要素サイズへの依存性

塑性変形する場合の、要素サイズと接触部に発生する最大圧縮応力の関係性を確認した。なお、圧縮応力を見るのは、微小な塑性変形すなわち圧痕は圧縮応力によって生じることが自明であるからである。ここでは荷重負荷方向の応力を単に圧縮応力としている。

結果を表 2-5 と、図 2-10、図 2-11 に示す。

表 2-5 検証結果－要素サイズと圧縮応力

要素サイズ [μm]		100	50	37.5	30	25	21.4	18.75
外輪	弾完全塑性	-1820	-2147	-2168	-2167	-2157	-2141	-2138
	硬化性弾塑性	-1833	-2145	-2166	-2166	-2156	-2145	-2139
内輪	弾完全塑性	-2200	-2429	-2425	-2471	-2467	-2464	-2470
	硬化性弾塑性	-2264	-2442	-2448	-2476	-2451	-2476	-2479

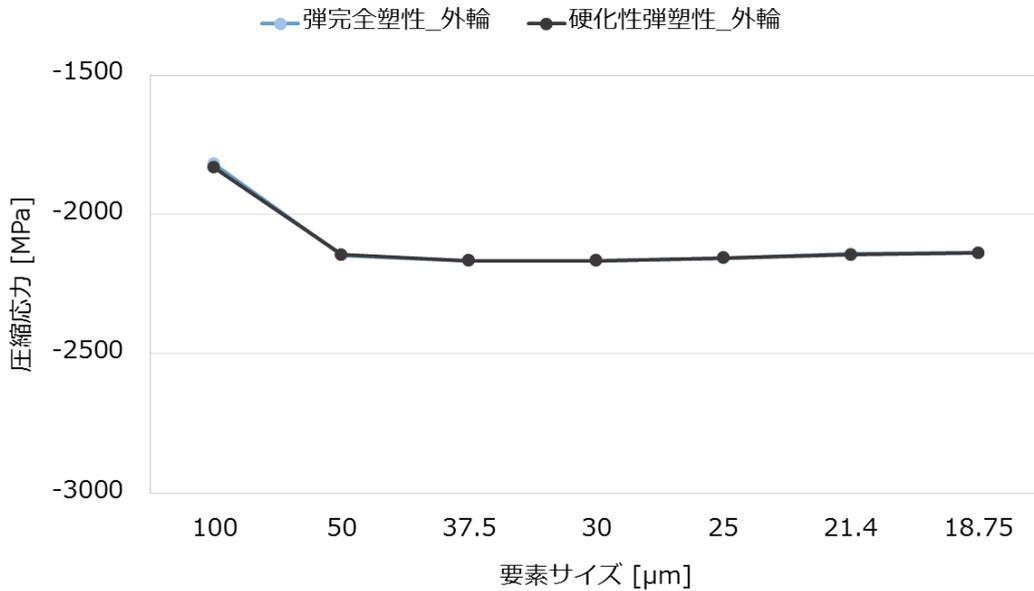


図 2-10 検証結果—要素サイズと外輪の圧縮応力

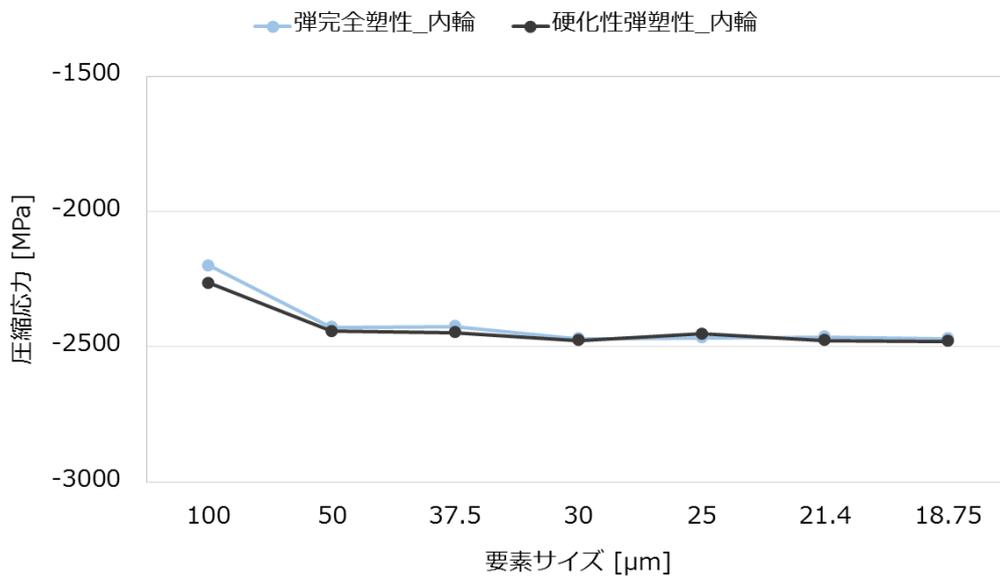


図 2-11 検証結果—要素サイズと内輪の圧縮応力

要素サイズが $50[\mu\text{m}]$ より小さい場合は、要素サイズによらずに外輪内輪ともにほぼ同じ値をとることが分かる。また、要素サイズ $100[\mu\text{m}]$ の場合は外輪で 9[%]、内輪で 14[%]程の差異が見られた。外輪内輪ともに、弾完全塑性と硬化性弾塑性の大きな差異は見受けられない。

2.4.3 結果—塑性変形時の変形量の要素サイズへの依存性

次に、塑性変形する場合の変形量の要素サイズへの依存性を調べる。塑性が起り除荷されない場合、弾性変形量と塑性変形量の総和が全体の変形量となる。妥当性確認のための解析を単純化するために、ここでは全体の変形量を比較することで妥当性を検証する。

変形量は弾性変形の場合と同様に、外輪最上部もしくは内輪最下部の節点と、二つの断面上にある転動体の節点との荷重荷重方向の接近量を変形量と定義する。

以下にその結果を示す。

表 2-6 検証結果—要素サイズと変形量

要素サイズ [μm]		100	50	37.5	30	25	21.4	18.75
外輪	弾完全塑性	8.20	7.64	7.67	7.69	7.75	7.79	7.68
	硬化性弾塑性	8.15	7.66	7.62	7.64	7.72	7.76	7.68
内輪	弾完全塑性	8.97	8.31	8.35	8.39	8.44	8.44	8.46
	硬化性弾塑性	8.60	8.23	8.25	8.28	8.34	8.37	8.40

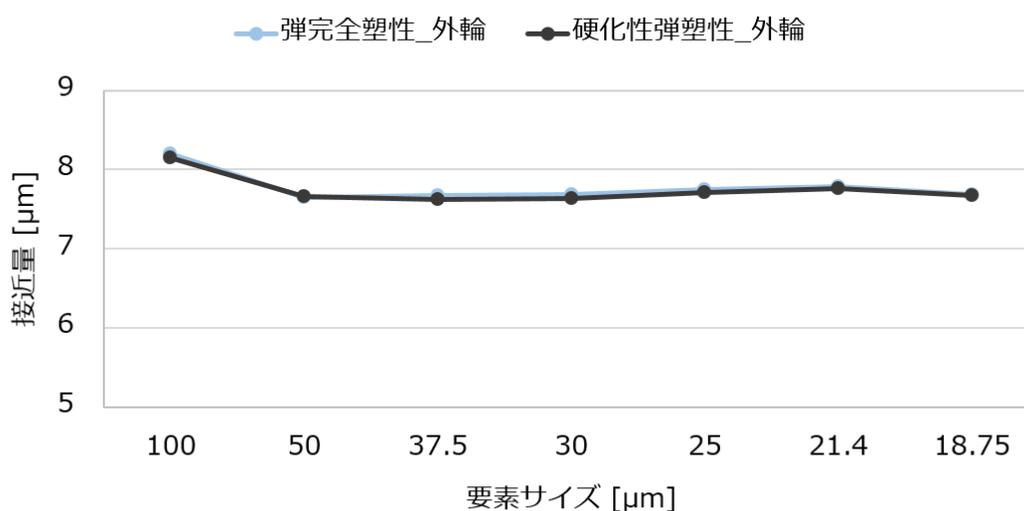


図 2-12 検証結果—要素サイズと外輪転動体の接近量

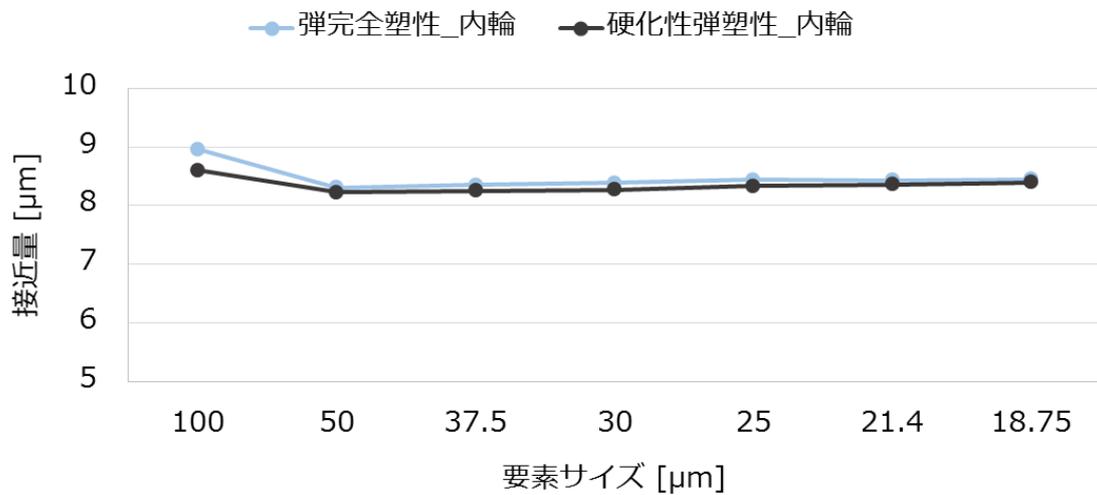


図 2-13 検証結果—要素サイズと内輪転動体の接近量

圧縮応力の要素サイズへの依存性と同様に，要素が $100[\mu\text{m}]$ の時はやや外れるものの，ほぼ一定した値となった．更に，弾完全塑性と硬化性弾塑性の大きな差異はここでも確認されなかった．

2.5 検証結果

以上より，弾性限度内の接触面圧分布は要素サイズに大きく依存することが確認される．一方で，弾性変形する際の変形量は要素サイズに依存せずほぼ一定の値をとり，理論値に近い水準であることが分かった．塑性変形する際には，要素サイズが小さくなると圧縮応力および変形量は一定の値に収束することが確認された．ただ，要素サイズが $100[\mu\text{m}]$ の場合でも値に大きな差異は見受けられない．また，弾完全塑性と硬化性弾塑性の差異も確認されない．

本研究では解析時間の短縮のために，接触部付近の要素サイズを $100[\mu\text{m}]$ とする．

第 3 章 振動解析

3.1 モデリング

先行研究 1 で用いられた簡略化リアクションホイールを Patran 上でモデリングした。要素は全て六面体のソリッド要素である。軸受内部の接触部付近を細分化し、他のパーツは粗くしている。更に、シャフトとカラステリッド、およびクランプシャフトとサポートシャフトは各々固着しているため、それぞれを一体化させることで簡略化した。以下、モデルの全体断面図を示す。

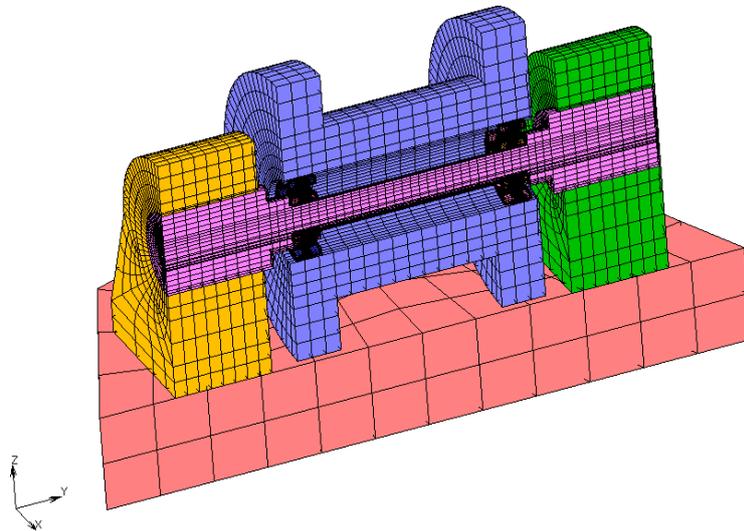


図 3-1 モデルの全体断面図

実物の軸受は僅かな内部隙間が存在し、軌道輪に対して転動体の位置は完全に定位置に定まらない。使用する際に内輪および外輪を押し付けることで内部隙間を無くして更に転動体に圧縮応力を加える。本研究のモデリングでは隙間を設けずに、外輪と転動体、および内輪と転動体が理想的な位置で接触している標準状態を再現した。また、軌道輪において、転動体との接触部から十分離れた部分の要素を粗くすることで解析の負荷低減を図った。

先行研究の加振試験では加振方向に対する転動体の位置は考慮されていない。本研究では、加振方向最頂部に転動体を置き、他の 8 個の転動体は加振方向の軸に対称になるようにした。左右の軸受は回転軸方向に対して対称にした。軸受の寸法は表 1-2 の通りである。

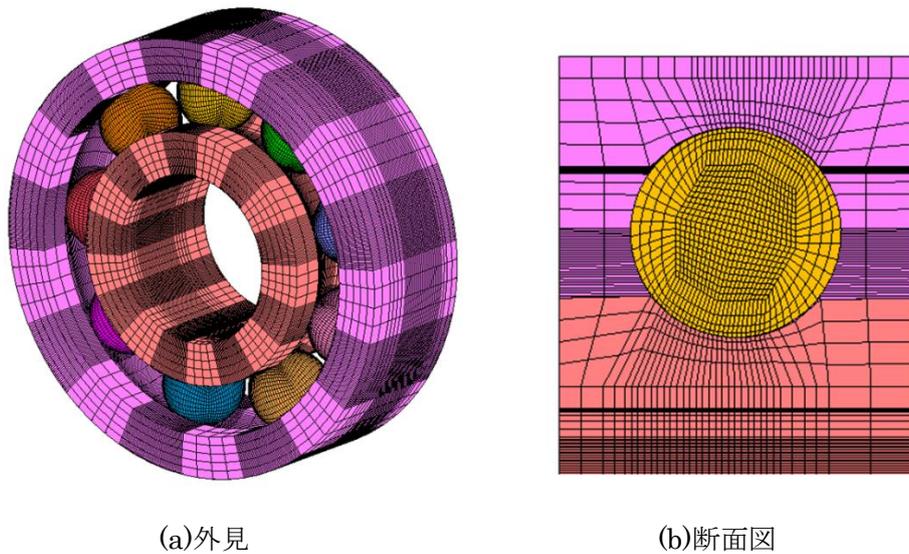


図 3-2 軸受の外形と断面図

次に、各パーツの節点数、要素数、代表長さ、材料および各材料の物性値を以下に示す。軸受の軌道輪と転動体、保持器はそれぞれ局所的に塑性変形すると考えられるため、弾完全塑性体とした。また、他のパーツは全て塑性変形しないと考えられるため、完全弾性体として定義している。

表 3-1 振動解析における各パーツの節点数と要素数、代表長さ

	節点数	要素数	代表長さ [mm]
転動体	457,578(25421×18)	428,544(23808×18)	0.10
内輪	105,840(52920×2)	85,680(42840×2)	0.10
外輪	166,320(83160×2)	134,640(67320×2)	0.10
保持器	6,930(3465×2)	4,032(2016×2)	0.3
ローテティングマス	8,208	6,192	1.1
シャフト	21,473	18,576	0.6
ベース	363	216	15
サポート	7,416(3708×2)	5,568(2784×2)	1.1
合計	774,128	683,448	—

表 3-2 振動解析における各パーツの材料

SUJ2	転動体 内輪 外輪
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

表 3-3 振動解析における各材料の物性値

	密度 [t/mm^3]	ヤング率 [MPa]	ポアソン比	降伏応力 [MPa]
SUJ2	7.83e-9	208000	0.3	1370
NAK55	7.80e-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	150

3.2 固有値解析

3.2.1 概要

振動解析をするにあたり、解析モデルの振動特性を確認する必要がある。そこで、作成したモデルに対して固有値解析を行う。

保持器の材質はポリアミドであり、他のパーツに比べ非常に軽いため、固有値への影響は小さいと考えられる。更に、解析では接触点を指定する必要があるが、保持器は役割上、位置が明確に定まらない。そのため、保持器を含めて固有値解析をするのは困難である。そこで本解析では保持器を簡略化する。

3.2.2 解析条件

(a) 拘束

固有値解析における接触定義および剛体接合は以下の通りである。接触定義の摩擦係数は全て $\mu=0.3$ である。

表 3-4 固有値解析の拘束条件

定義	パーツ
接触	外輪 - 転動体
	内輪 - 転動体
	外輪 - マス
剛体接合	内輪 - シャフト
	ベース - サポート
	サポート - シャフト

ベース底部を加振し共振させるため、ベース底部の節点を3方向に拘束した。また、接触定義だけでは状態が定まらずに固有値解析が出来ないため、軌道輪と転動体の接触面において、それぞれ一点を共有している。また、内輪の端部とシャフト、外輪の端部とマスも節点共有している。以上はソフトの仕様上、必要な拘束である。

(b) 予圧

先行研究1の加振試験では予圧を与えた状態で固有周波数を計測している。そこで本研究の固有値解析においても、両外輪の端面に25Nの荷重をかけ、予圧がかかった状態を再現した。

(c) 解析ソフト

Patranでモデリングし、非線形構造解析ソフトMarcを用いて解析を行った。予圧のための静解析を0.2[s]行った後、動解析で固有値を求めた。

また、この固有値解析は非線形解析である。

3.2.3 解析結果

簡略化モデルの加振方向への共振状態を以下に示す。この時の共振周波数は 997.3[Hz]であった。

Time: 2.000e-001
Freq: 9.973e+002

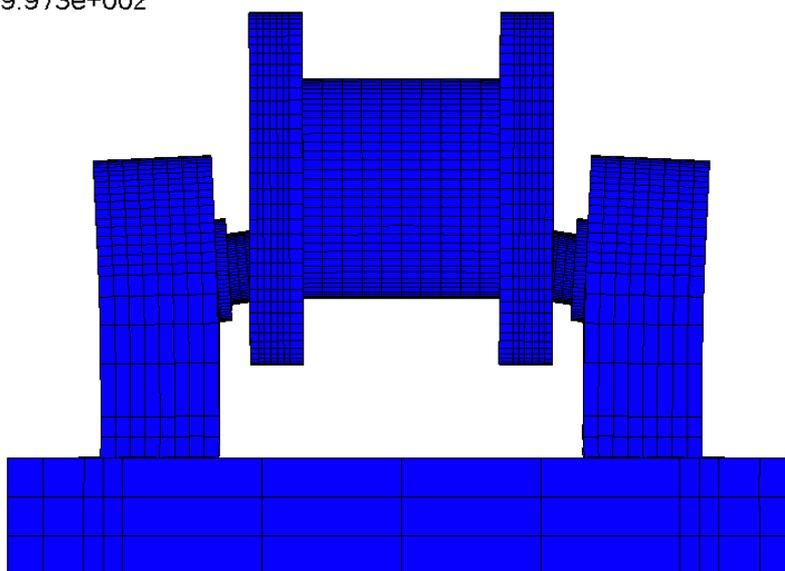


図 3-3 解析モデルの共振状態

先行研究における共振周波数は、試験番号 1 で 889[Hz]、試験番号 2 で 771[Hz]である。現物のモデルでは、はめ合いや転動体の位置次第で値が多少ばらつく。

解析上の固有値が実験値からずれたのは、軌道輪と転動体の接触点における節点共有や、パーツ間の剛体接合が現実から乖離している可能性があり、剛性が上がったからであると考えられる。

固有値解析の結果、解析モデルが振動特性をある程度再現していることが分かった。ただし、固有値解析では拘束条件次第で固有周波数や現れるモード形態が大きく変動する。

3.3 振動解析

3.3.1 概要

続いて、振動解析を行う。前節で行った固有値解析は、Patran で作成したモデルに対して非線形構造解析ソフト Marc で行った。この振動解析では、同モデルに対して動的陽解法ソルバーDytran を用いる。初めに予圧を付加し、応力等の内部状態を引き継いで振動解析を行う。

3.3.2 予圧の付加

(a) 解析条件

先行研究 1 における加振試験では、軌道輪に 25N の荷重を加えて予圧をかけている。本研究も同様に、左右の軸受双方の内外輪それぞれの端面に 25N 相当の圧力を加えた。

転動体と軌道輪の各接触部に均等な応力分布が生じるように、重力加速度は設定せずに解析を行った。また、動的緩和係数 0.001 を設定し、解析時間を長く設けることで内部状態を安定化させた。

予圧付加に際して、軸受内部および軸受に接するパーツと軸受間に接触を定義すれば十分である。外輪とマスおよび内輪とシャフトにおける接触では、摩擦を定義すると予圧荷重が分散するために、摩擦係数を 0 とした。各接触定義を以下に示す。

表 3-5 予圧付加時の接触定義

接触パーツ	静摩擦係数	マスター	スレーブ
外輪—転動体	0.5	外輪	転動体
内輪—転動体	0.5	内輪	転動体
外輪—マス	0	マス	外輪
内輪—シャフト	0	シャフト	内輪

(b) 結果

ここでは接触部における反力を評価する。接触部における各接点の反力を足し合わせることで、予圧付加時における反力を求める。なお、各接点の値は接触面に対する法線方向成分のみである。軌道輪と転動体の接触部における反力のコンター図を示す。

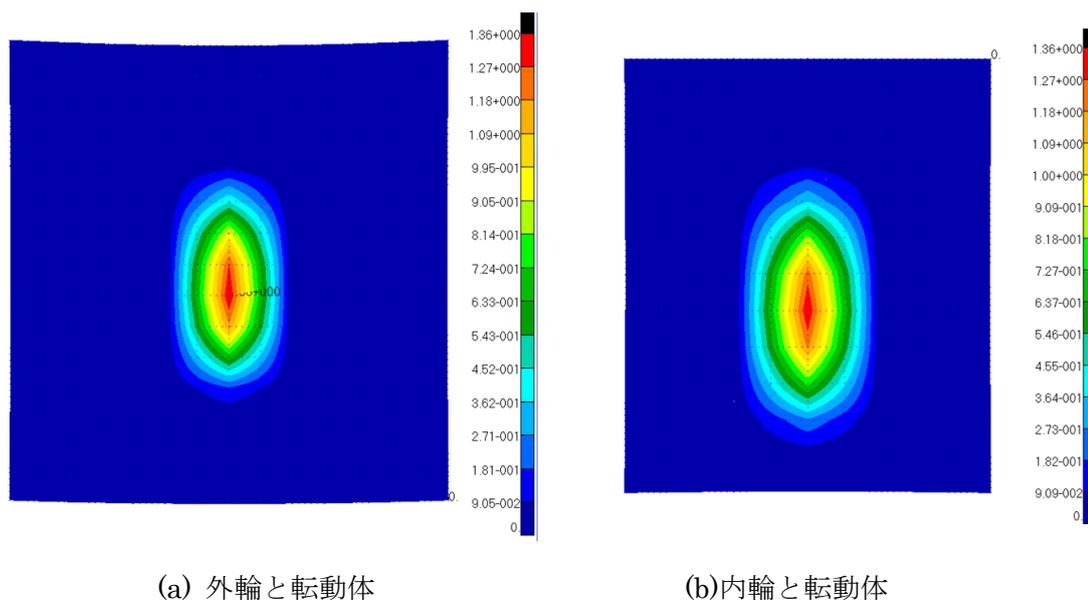


図 3-4 予圧時に生じる反力のコンター図

次に、各接点の値を足し合わせた反力を示す。

表 3-6 接触面に発生する反力

接触部		反力 [N]
外輪側	外輪	12.03
	転動体	12.18
内輪側	内輪	11.99
	転動体	12.13

予圧により生じる反力は、概ね理論通りの値になっていることが確認された。理論値の10.7[N]にならないのは、予圧の付加により接触角がわずかに小さくなったことが理由に挙げられる。現物の軸受においても、軌道輪と他の筐体との拘束次第で接触角が微かに動くため、自然な値といえる。

以上より、適切な予圧が付加できていると考えられる。

3.3.3 振動解析

(a) ベースへの加振

先行研究 1 の加振試験と同様に強制速度をベースの底部に与える。これにより、モデルは下図のように鉛直方向に加振される。

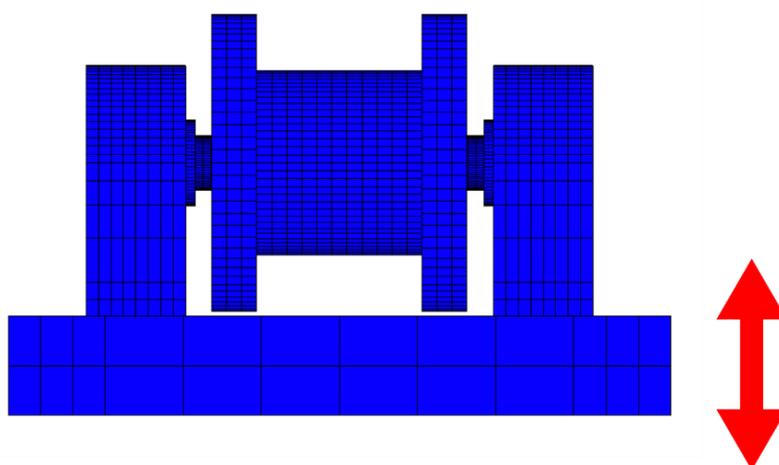


図 3-5 モデルの外観と加振方向

与える強制速度の特性は図 3-6 の通りである。先行研究 1 の加振試験と同じく、最大加速度 18G および周波数 737[Hz]の振動である。

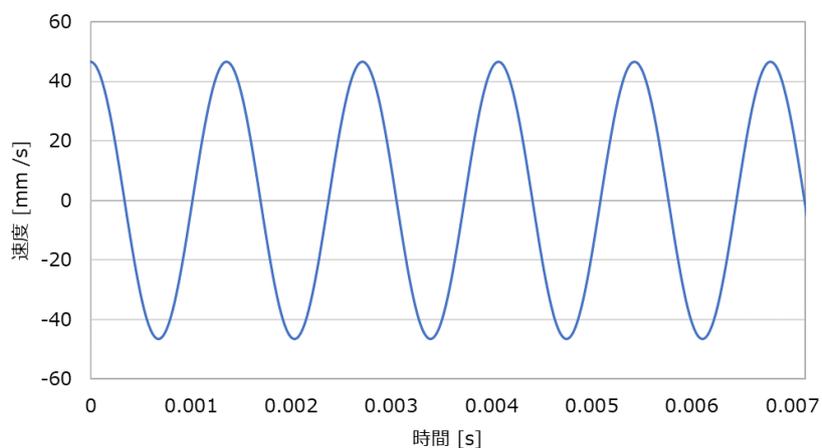


図 3-6 ベースに付加する強制速度

(b) 解析条件

振動解析をするにあたり，以下の4箇所におけるパーツ間に剛体接合を設定した。

表 3-7 振動解析の拘束条件 - 剛体接合

No.	接合パーツ
1	ベース - サポート
2	サポート - シャフト
3	シャフト - 内輪
4	マス - 外輪

接触定義は以下の通りである。動摩擦係数は，無潤滑加振試験を模擬するために $\mu=0.3$ ，潤滑有りの加振試験を模擬するために $\mu=0.1$ とする。動摩擦係数の違いによる2つのケースをそれぞれケースA，ケースBとする。

表 3-8 振動解析の拘束条件 - 接触定義

接触パーツ	動摩擦係数	マスター	スレーブ
外輪 - 転動体	ケースA : 0.3 ケースB : 0.1	外輪	転動体
内輪 - 転動体	ケースA : 0.3 ケースB : 0.1	内輪	転動体
転動体 - 保持器	0.2	保持器	転動体

内輪と外輪は予圧により，軸方向に僅かに変位している。そこで，予圧をかけた軌道輪の端面を軸方向に対して拘束し，予圧による変位を固定した。これにより，予圧がかかった状態を振動解析に引き継げるようにした。また，加振試験ではローテティングマスが回転しないようにテープで固定している。この拘束を再現するために，ローテティングマスの両端面最上部の節点を回転方向に拘束した。

また解析に対する減衰は，衝撃波によって生じる振動を緩和させるための人工体積粘性係数を用いる。1次粘性0.0，2次粘性1.0である。

第 4 章 解析結果

4.1 加振方向変位

以下に、両ケースのベースとローテティングマスの加振方向変位を示す。

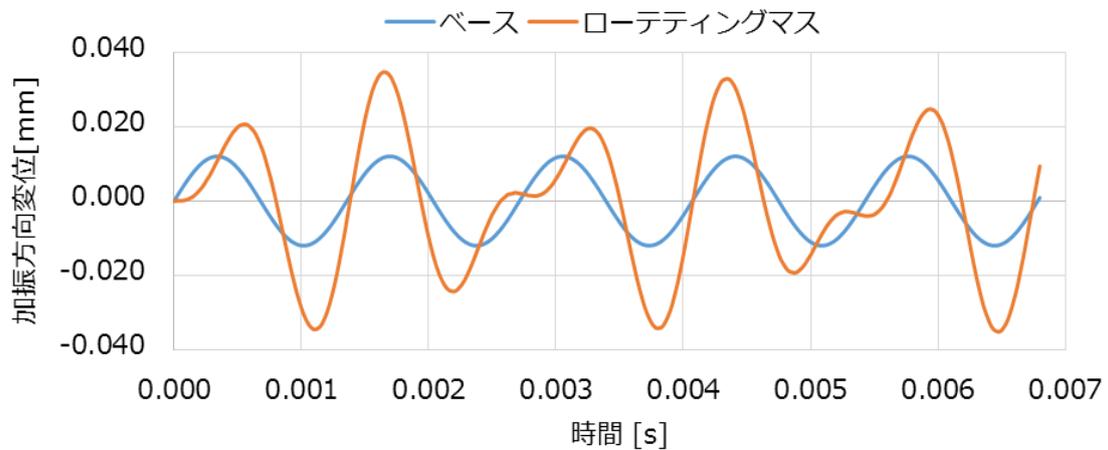


図 4-1 ケース A($\mu=0.3$)の場合のベースとマスの変位

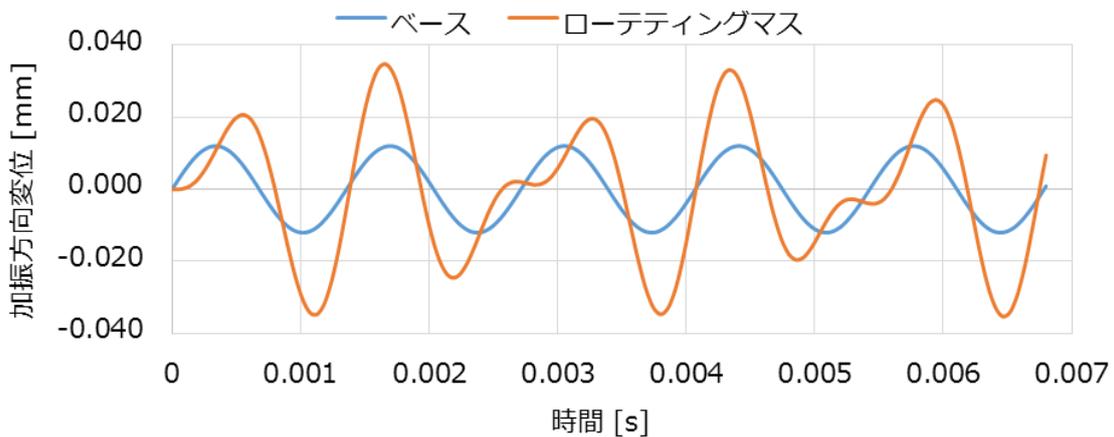


図 4-2 ケース B($\mu=0.1$)の場合のベースとマスの変位

ローテティングマスの最大変位はケース A において $0.03472[\text{mm}]$ で、ケース B では $0.003480[\text{mm}]$ であった。また、2つのケースにおいて挙動自体はほぼ同一であった。

4.2 ローテティングマスのベースに対する相対加速度

次に、加振中のローテティングマスのベースに対する相対加速度を算出する。加速度は、ローパスフィルターでノイズ成分を除去した速度を微分することで求めた。

初めに、ケース A の場合のローテティングマス加振方向速度の出力値とフィルター処理後の速度、およびマスとベースの相対速度を以下に示す。

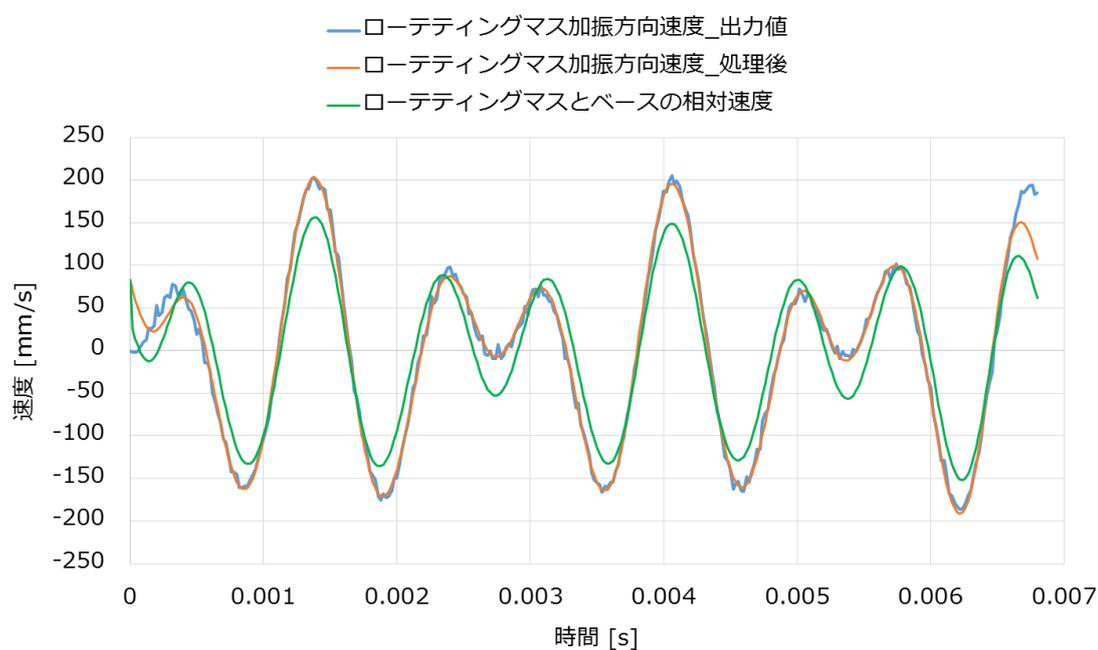


図 4-3 ケース A の各パーツの速度

ケース B に関しても同様に速度にフィルター処理している。処理されたマスとベースの相対速度を微分することで相対加速度を算出し、以下に示す。

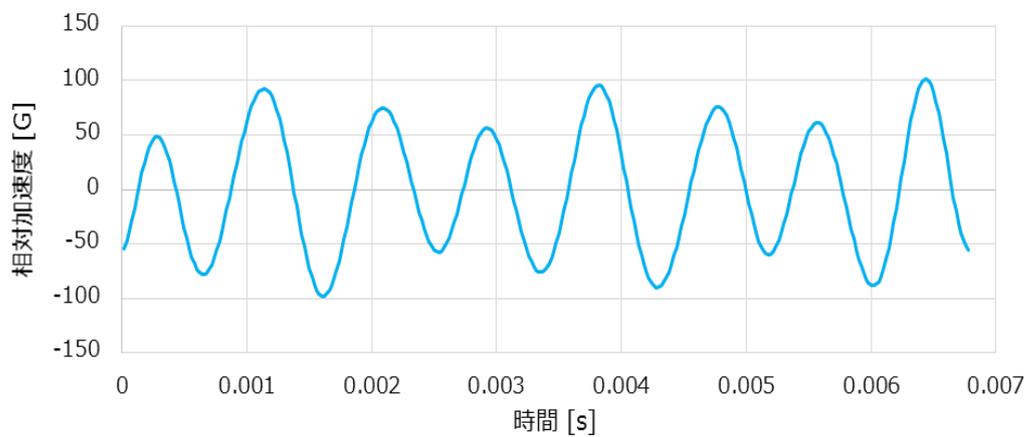


図 4-4 ケース A($\mu=0.3$)の場合の相対加速度

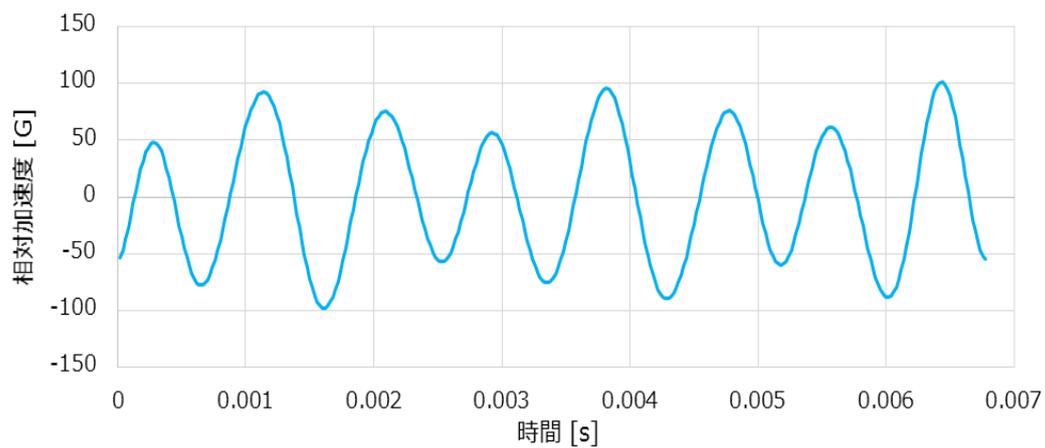


図 4-5 ケース B($\mu=0.1$)の場合の相対加速度

解析上の最大相対加速度は両ケースにおいて 102[G]であった。加振試験における実験値 114[G]に近い値をとることが分かる。加振試験自体は更に長い時間加振したため、より長い解析で精度の高い検証が必要である。

4.3 各接触点の反力

転動体は 9 つあるため、以下のように転動体に番号を与える。加振方向に対する対称性を考慮すると、No.2 と No.9 , No.3 と No.8, No.4 と No.7, No.5 と No.6 の組み合わせがそれぞれ対称である。対称にモデリングしているため、応力状態や挙動も概ね対称的であると考えられる。そこで No.1 から No.5 までの 5 つの転動体に着目する。

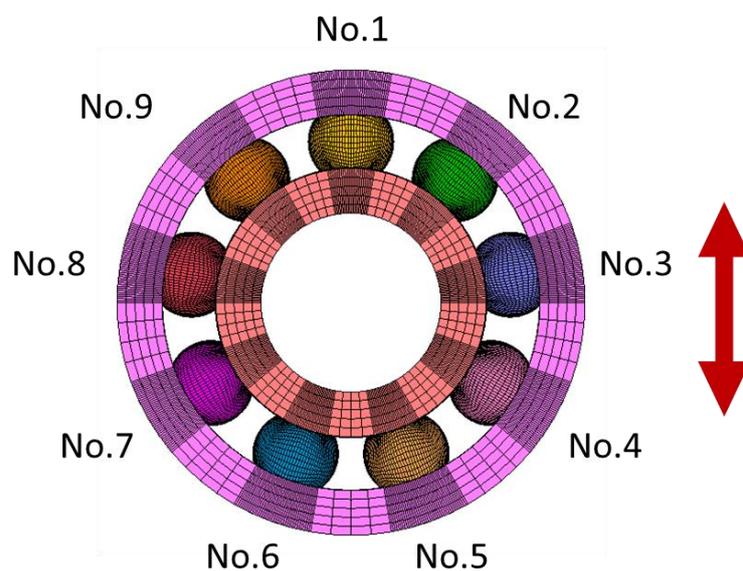


図 4-6 各転動体の位置番号

以下に、両ケースにおける No.1 から No.5 までの各接触部の反力を示す。反力は、接触部の全節点の反力を足し合わせることで算出した。

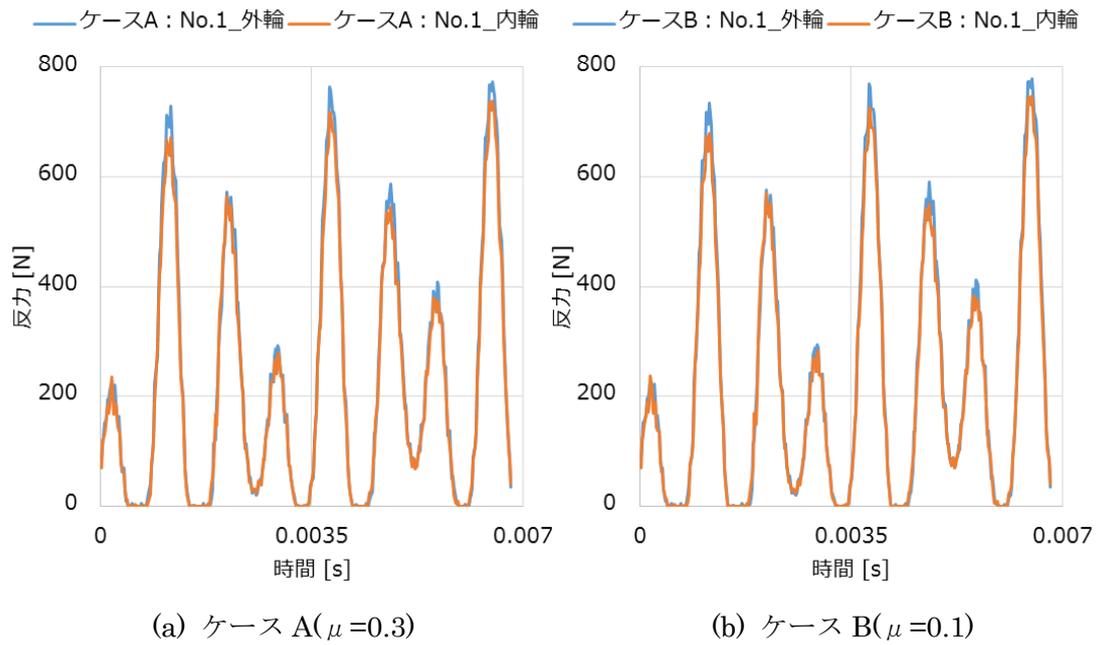


図 4-7 No.1 における反力

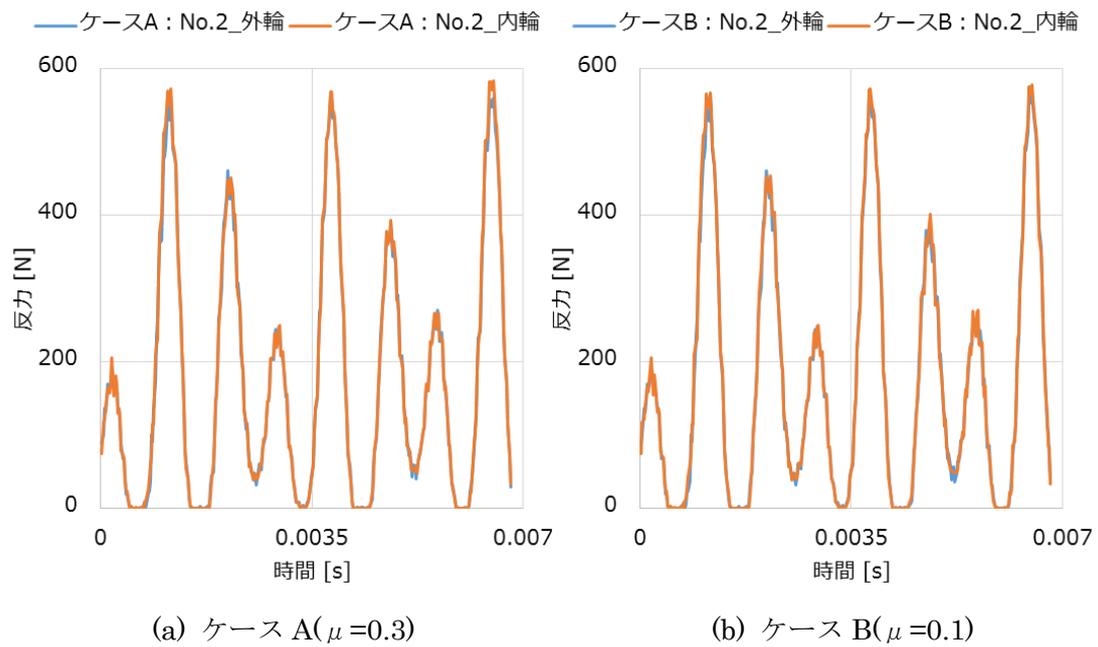
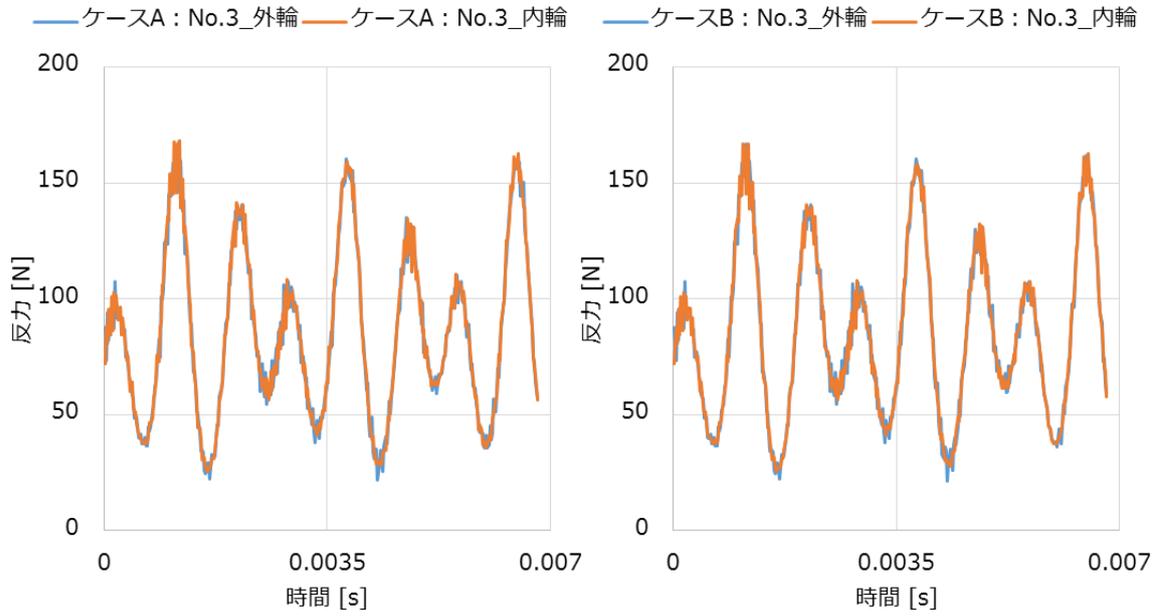


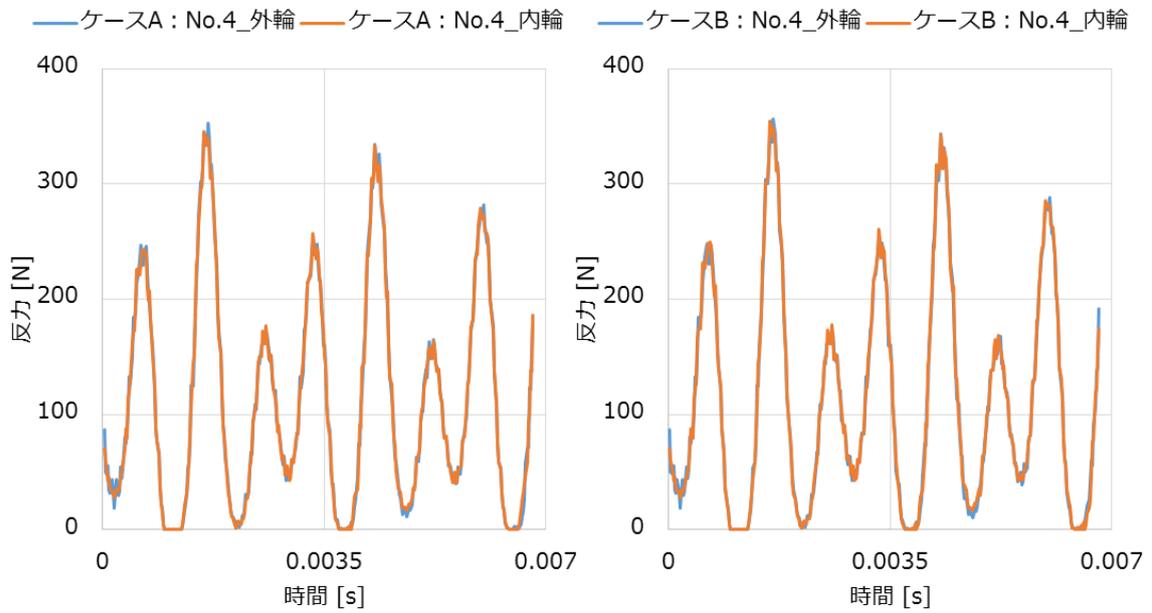
図 4-8 No.2 における反力



(a) ケース A($\mu=0.3$)

(b) ケース B($\mu=0.1$)

図 4-9 No.3 における反力



(a) ケース A($\mu=0.3$)

(b) ケース B($\mu=0.1$)

図 4-10 No.4 における反力

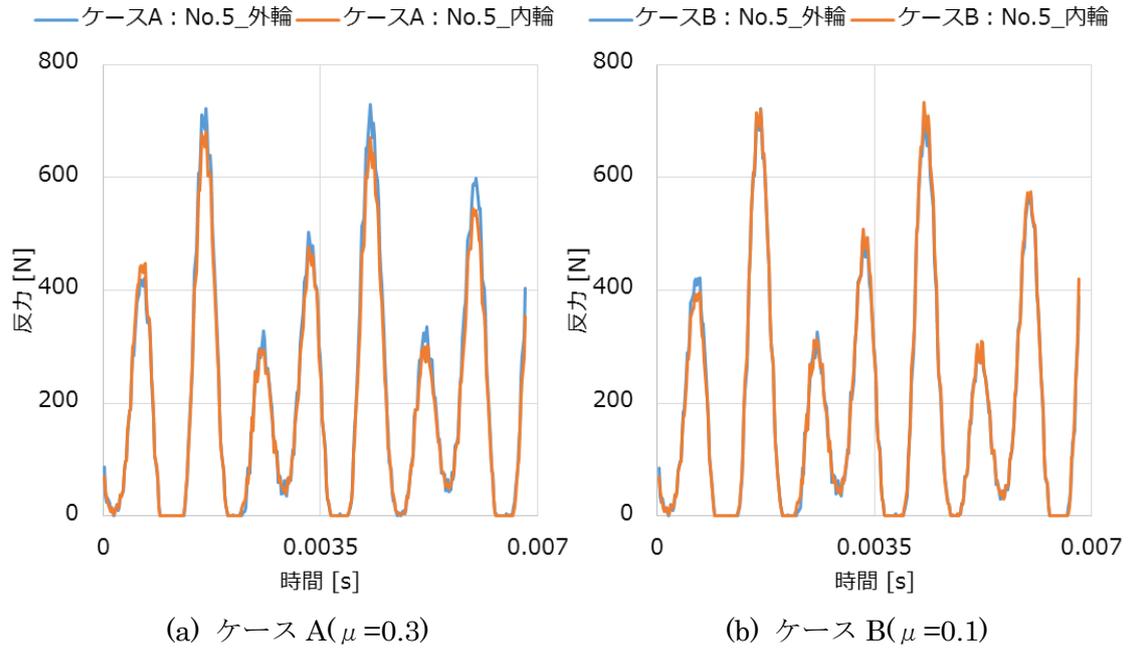


図 4-11 No.5 における反力

両ケース各接触部における反力の最大値を以下の表に示す。

表 4-1 各接触部の最大反力

ケース	位置	No.1	No.2	No.3	No.4	No.5
A	外輪	773.3[N]	565.5[N]	166.6[N]	353.2[N]	729.5[N]
	内輪	738.1[N]	583.7[N]	168.2[N]	345.7[N]	682.8[N]
B	外輪	779.1[N]	566.6[N]	166.6[N]	356.5[N]	723.0[N]
	内輪	746.3[N]	577.9[N]	166.8[N]	354.9[N]	733.9[N]

4.4 軌道輪と転動体の接触点における接触面圧

次に、内輪および外輪における各接触点の最大面圧を算出する。一般に、接触部の反力は要素サイズに依存しないが、面圧等は要素サイズに大きく依存している。第2章にて要素サイズの検証を行ったが、本モデルの要素分割は接触面圧を再現する上で不十分である。そこで、反力を用いて、接触面圧を算出する。

ヘルツの接触理論は変形が弾性域であることが前提となっている。しかし、接触部に過大荷重が加わり、塑性域に達した後も理論値と実際の面圧は大きくずれないことが知られている [6]。接触面圧が 5000~6000[MPa]を超えると、計算値と実際の値が徐々に離れ始める。

以下に、荷重から求まる軌道輪の最大接触面圧を示す。

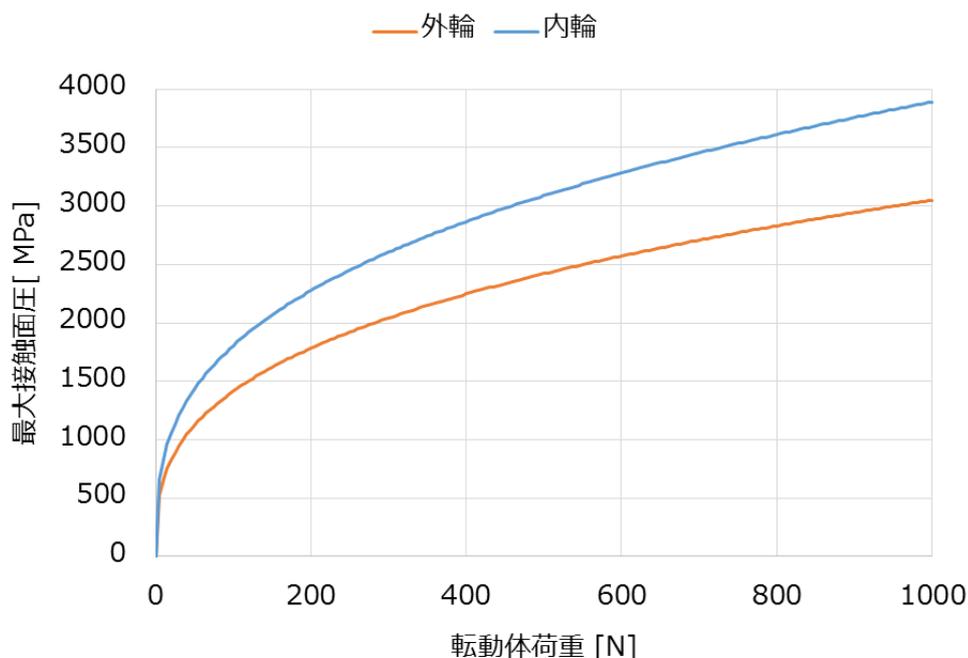
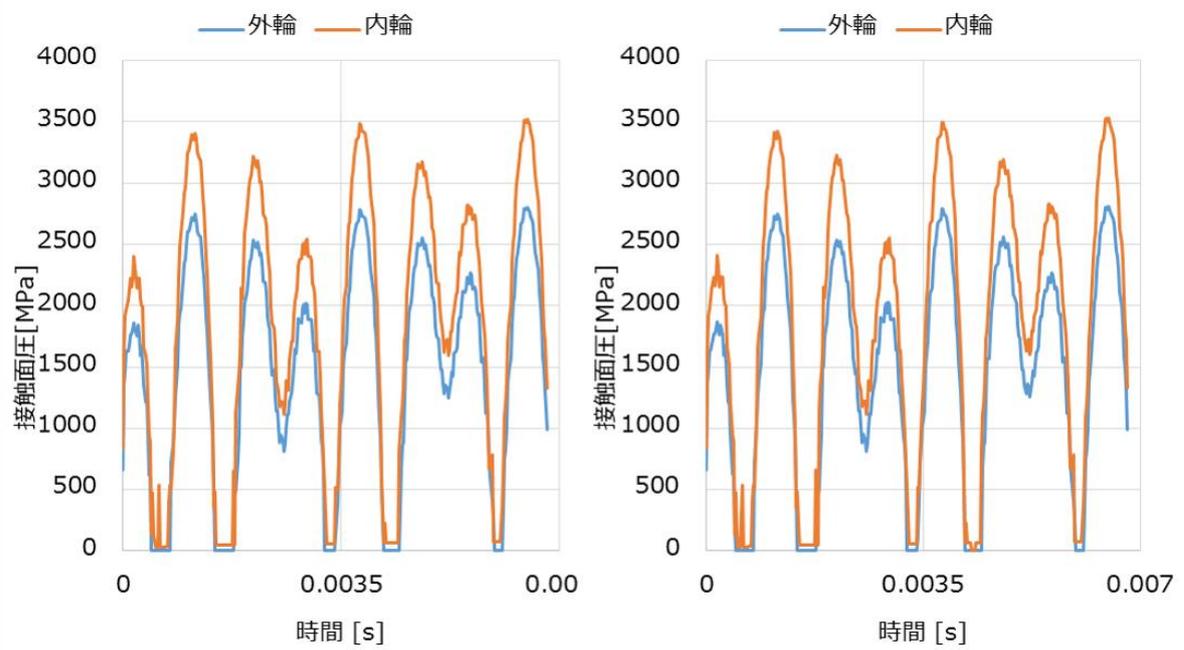


図 4-12 転動体荷重に対する最大接触面圧

外輪内輪ともに、1000[N]の荷重に対しても最大接触面圧は 5000[MPa]を超えない。前述の各接触位置での反力は、最大で約 780[N]である。つまり全接触位置のあらゆる反力に対して、ヘルツの接触理論により反力を面圧に換算できることが分かる。なお、荷重の増大に対して面圧の上昇が緩やかなのは、面圧は荷重の 1/3 乗に比例するからである。

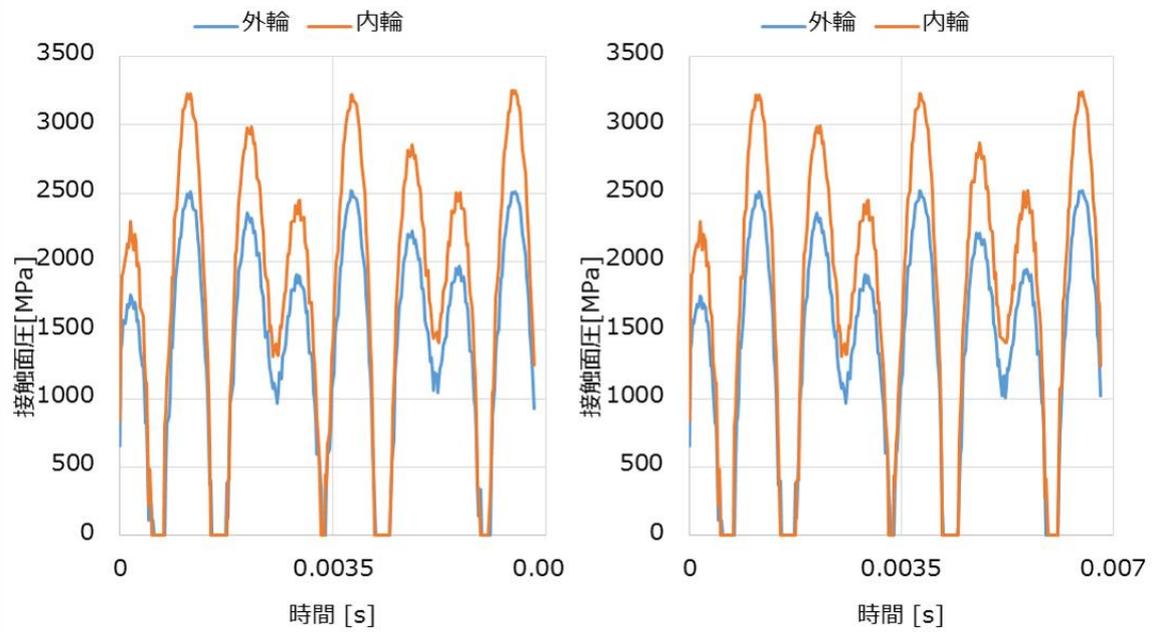
以下に、反力から換算した最大接触面圧を示す。



(a) ケース A($\mu=0.3$)

(b) ケース B($\mu=0.1$)

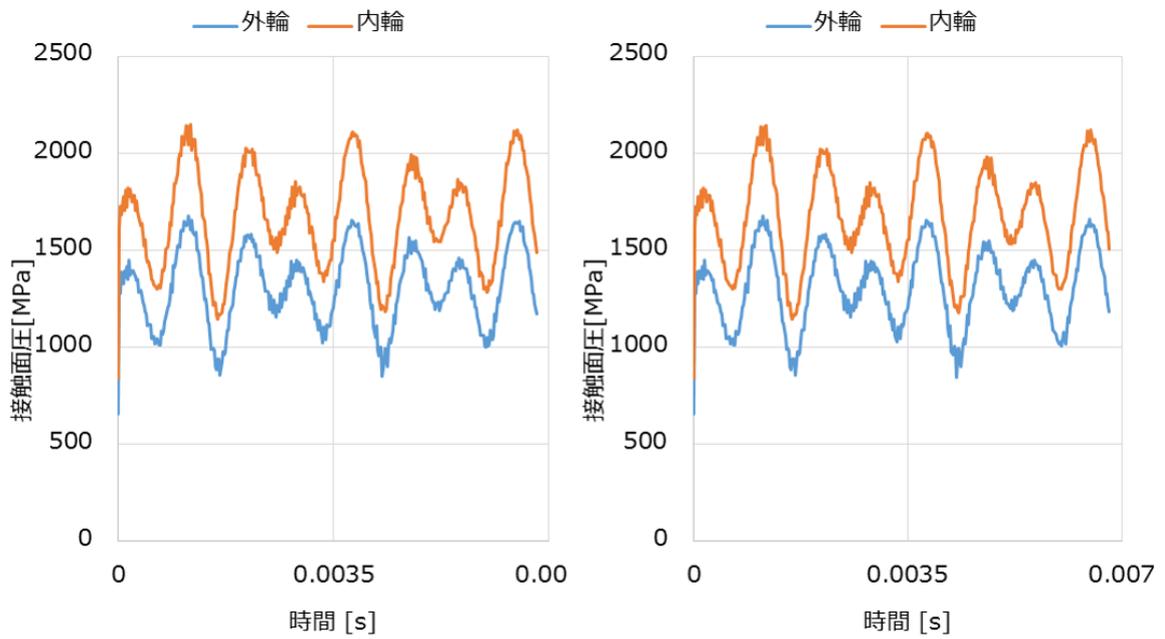
図 4-13 No.1 における最大接触面圧



(a) ケース A($\mu=0.3$)

(b) ケース B($\mu=0.1$)

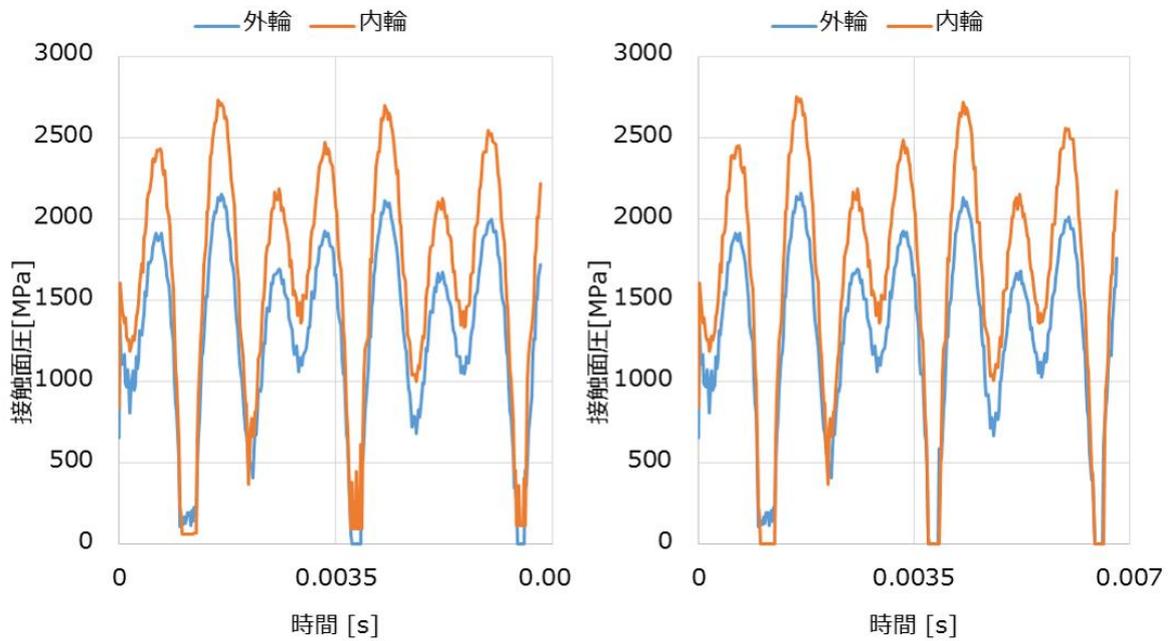
図 4-14 No.2 における最大接触面圧



(a) ケース A($\mu=0.3$)

(b) ケース B($\mu=0.1$)

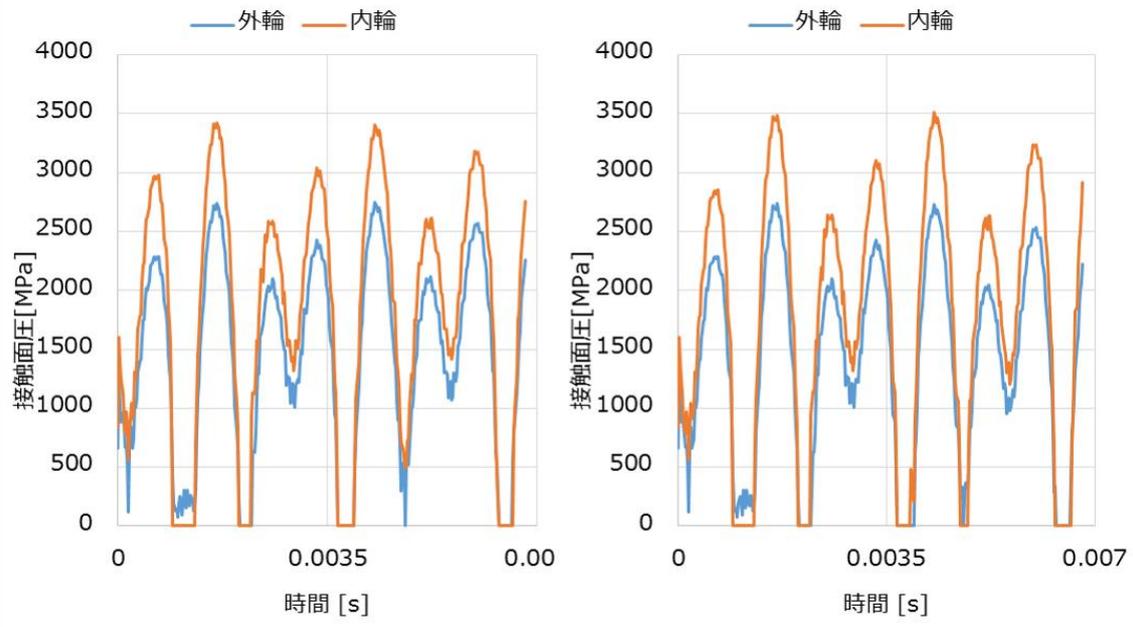
図 4-15 No.3 における最大接触面圧



(a) ケース A($\mu=0.3$)

(b) ケース B($\mu=0.1$)

図 4-16 No.4 における最大接触面圧



(a) ケース A($\mu=0.3$)

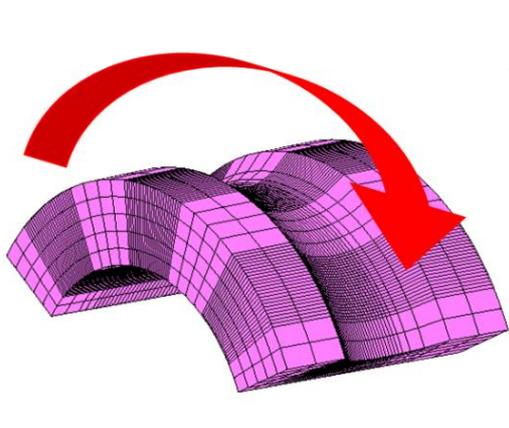
(b) ケース B($\mu=0.1$)

図 4-17 No.5 における最大接触面圧

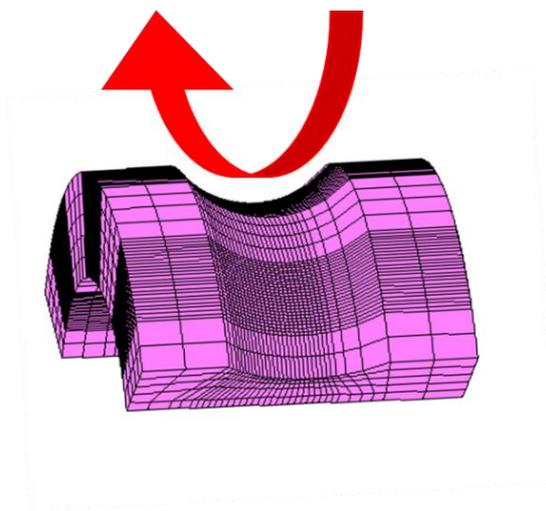
4.5 各接触点における相対すべり速度

軸受内部の摩耗量を定性的に評価するために、PV 値を用いる。そこで、接触点における相対すべり速度が必要である。そのために、各接触点における軌道輪と転動体の円周方向の相対すべり速度と軸方向の相対すべり速度を示す。数値化および比較を簡略化するために、接触楕円の中心点、つまり接触面圧が最大になる点だけに着目し、相対すべり速度を算出するものとする。また、各グラフが断続的に途切れているのは、接触していない間はすべり速度を算出できないからである。

なお、内輪における円周方向および軸方向の相対すべり速度の方向を以下に示す。外輪に関しても同様である。



(a) 円周方向のすべり



(b) 軸方向のすべり

図 4-18 相対すべり速度の方向

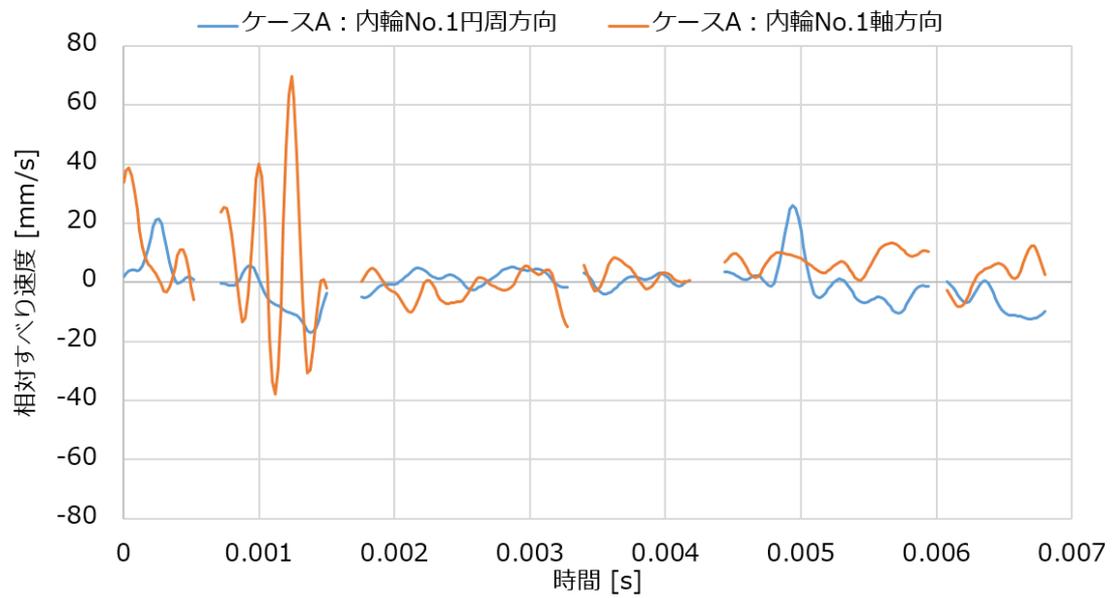


図 4-19 ケース A($\mu=0.3$) : 内輪 No.1 の相対すべり速度

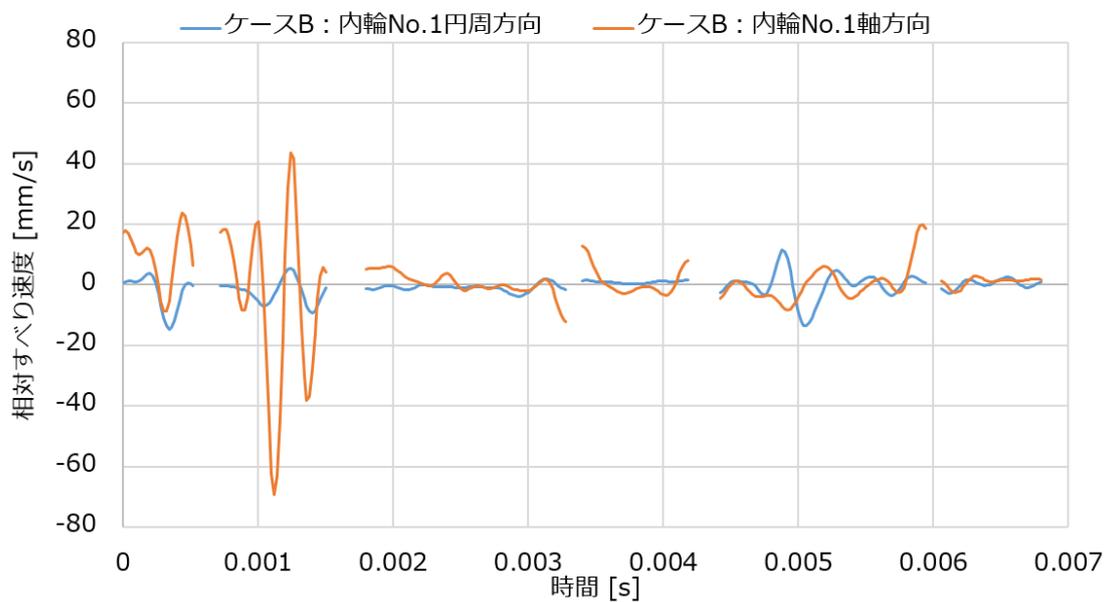


図 4-20 ケース B($\mu=0.1$) : 内輪 No.1 の相対すべり速度

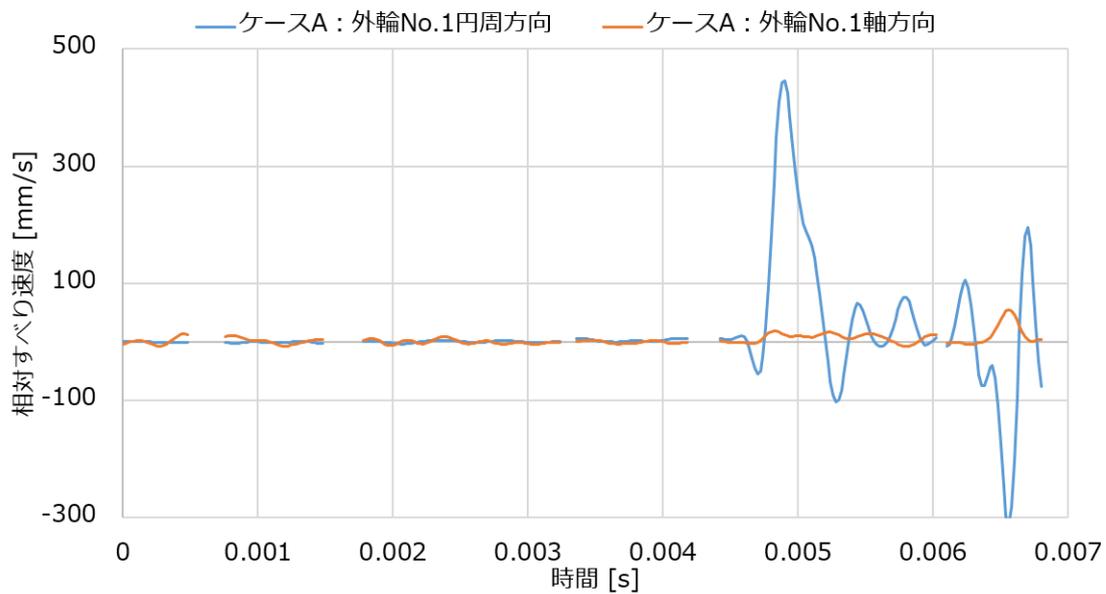


図 4-21 ケース A($\mu=0.3$) : 外輪 No.1 の相対すべり速度

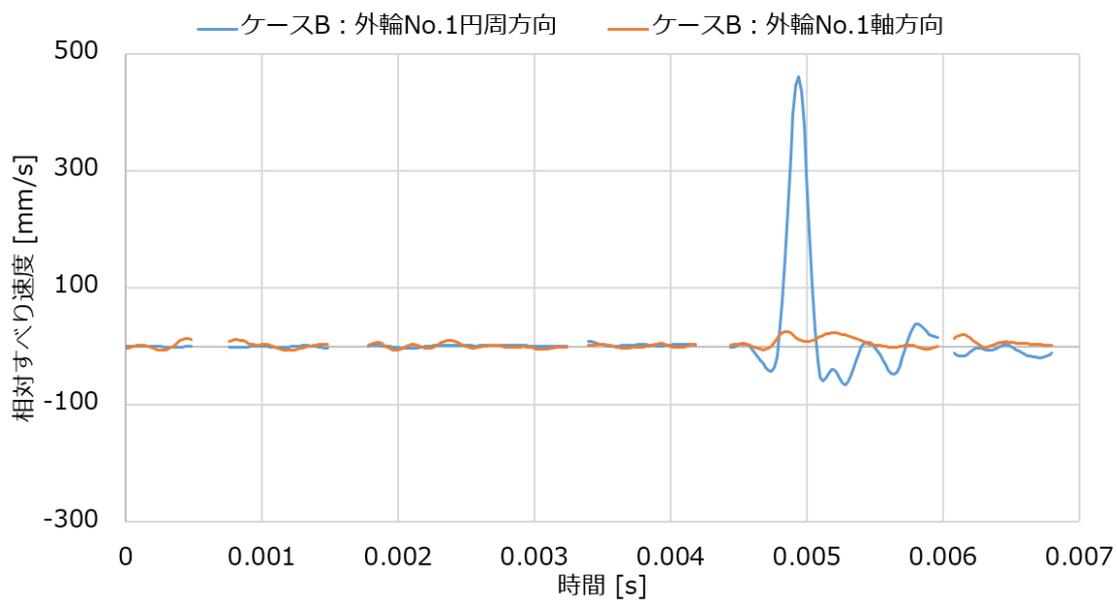


図 4-22 ケース B($\mu=0.1$) : 外輪 No.1 の相対すべり速度

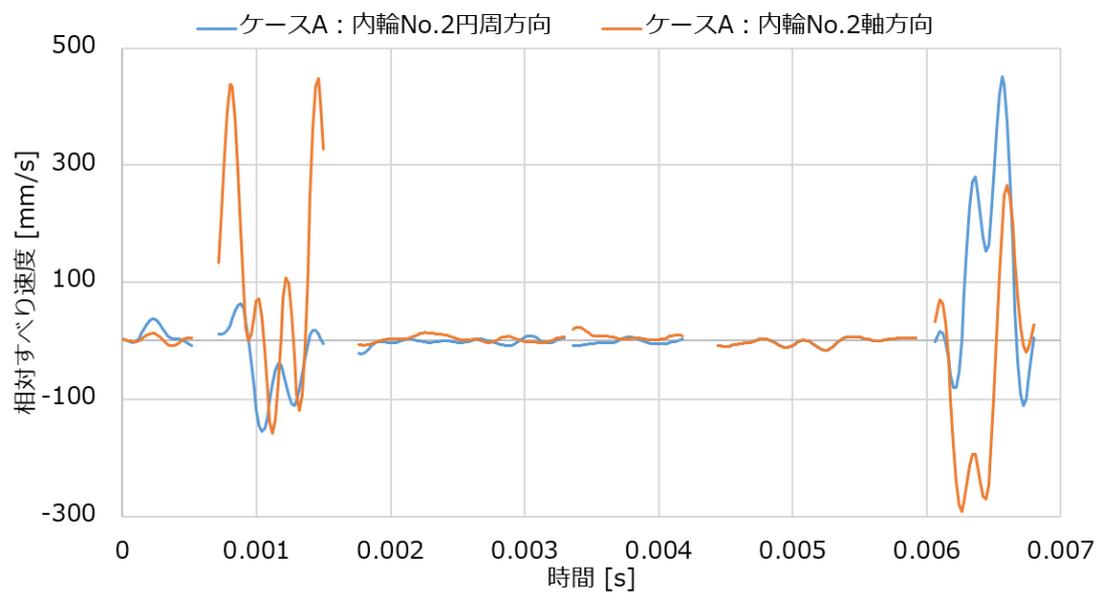


図 4-23 ケース A($\mu=0.3$) : 内輪 No.2 の相対すべり速度

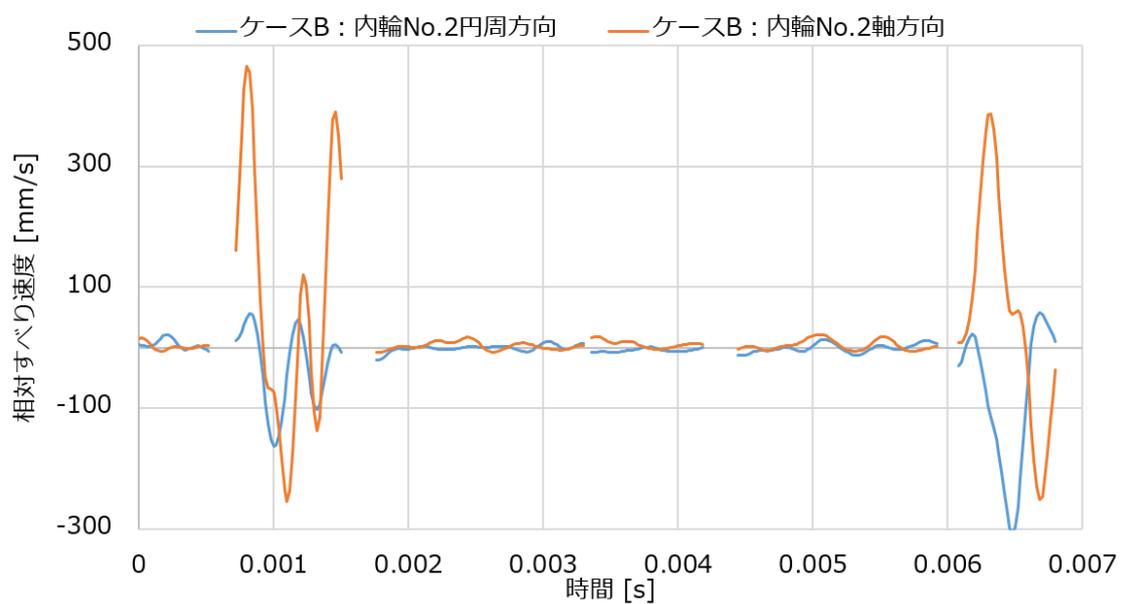


図 4-24 ケース B($\mu=0.1$) : 内輪 No.2 の相対すべり速度

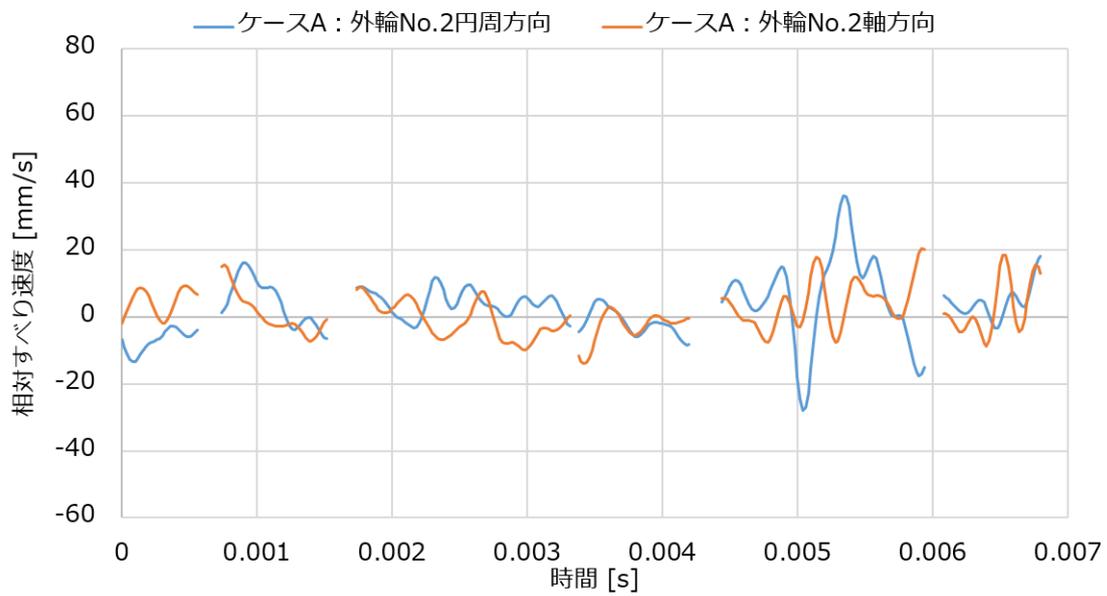


図 4-25 ケース A($\mu=0.3$) : 外輪 No.2 の相対すべり速度

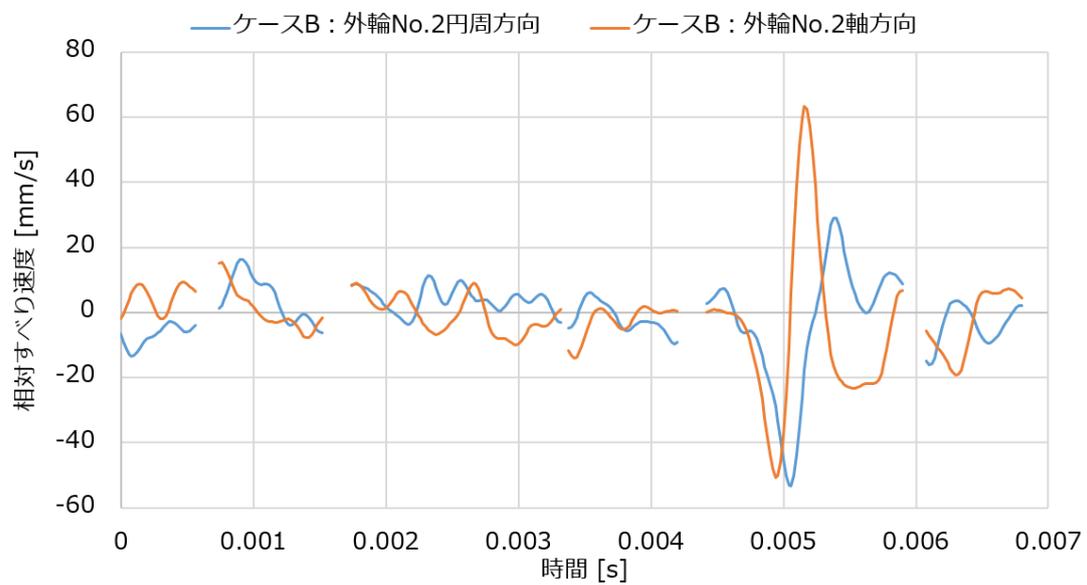


図 4-26 ケース B($\mu=0.1$) : 外輪 No.2 の相対すべり速度

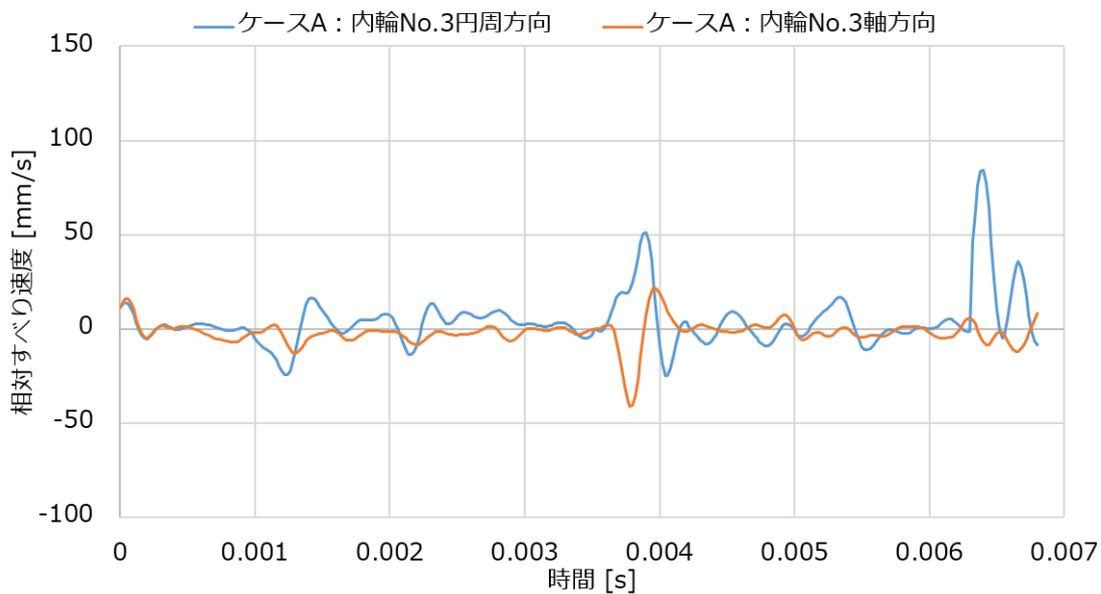


図 4-27 ケース A($\mu=0.3$) : 内輪 No.3 の相対すべり速度

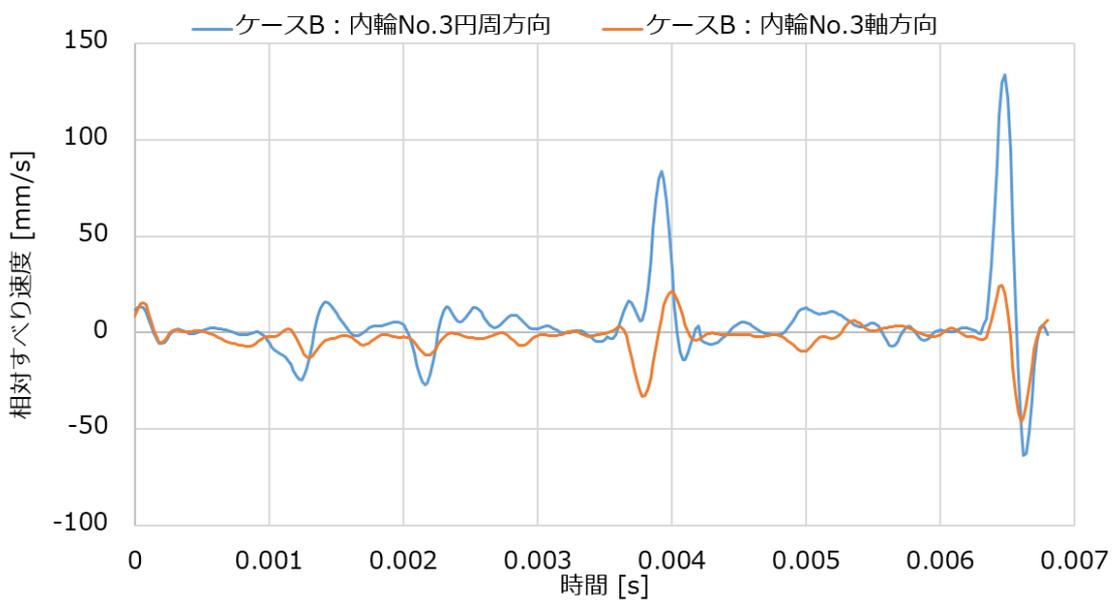


図 4-28 ケース B($\mu=0.1$) : 内輪 No.3 の相対すべり速度

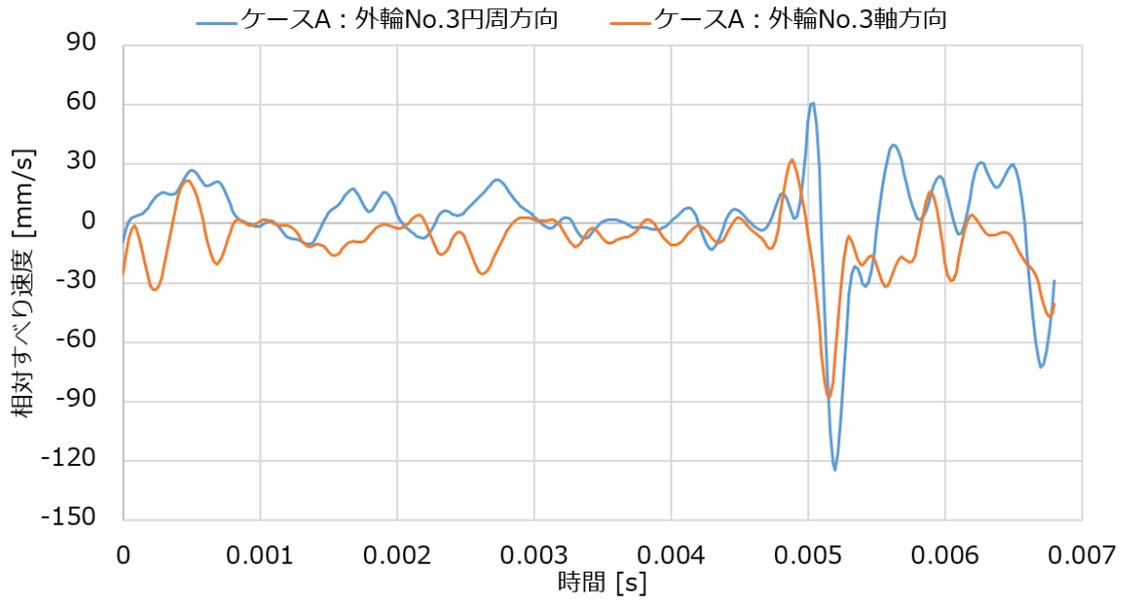


図 4-29 ケース A($\mu=0.3$) : 外輪 No.3 の相対すべり速度

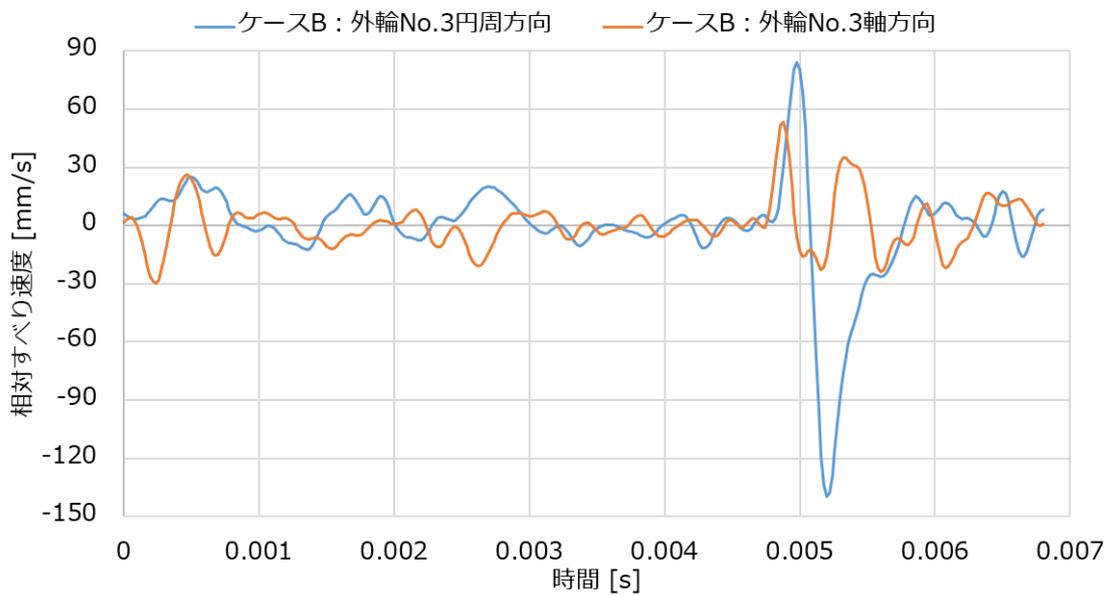


図 4-30 ケース B($\mu=0.1$) : 外輪 No.3 の相対すべり速度

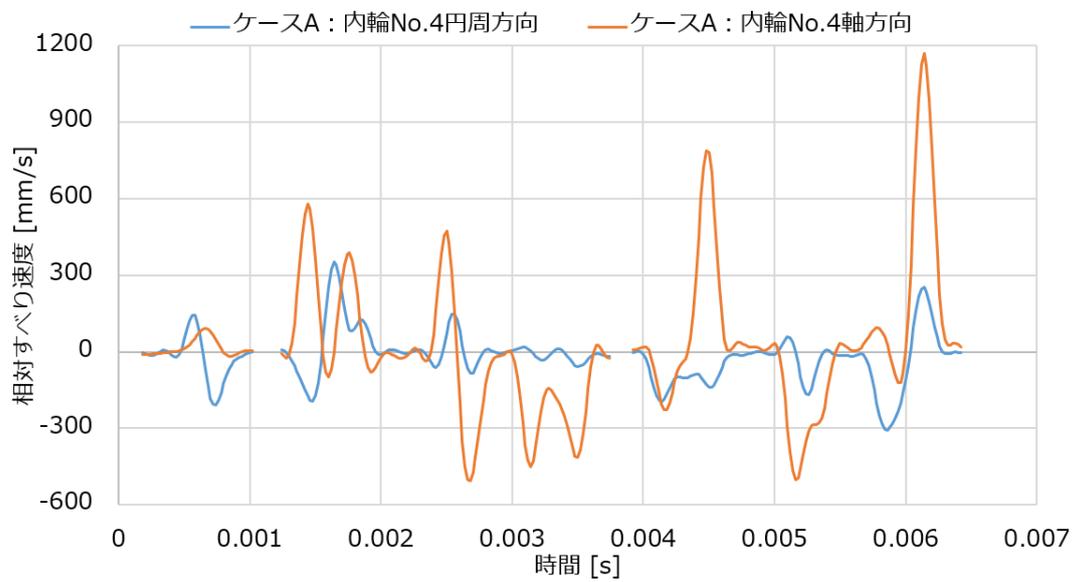


図 4-31 ケース A($\mu=0.3$)：内輪 No.4 の相対すべり速度

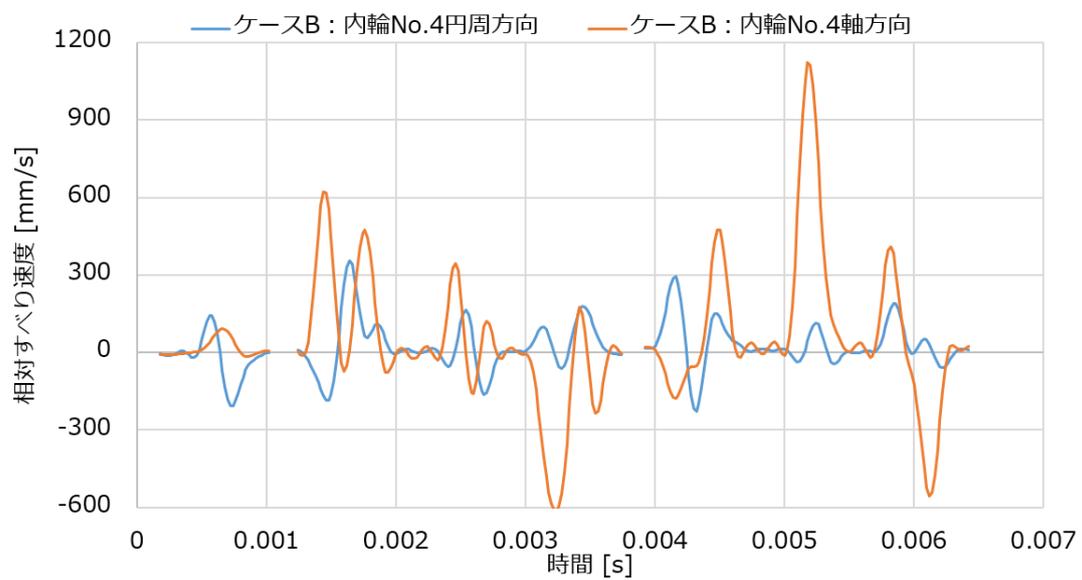


図 4-32 ケース B($\mu=0.1$)：内輪 No.4 の相対すべり速度

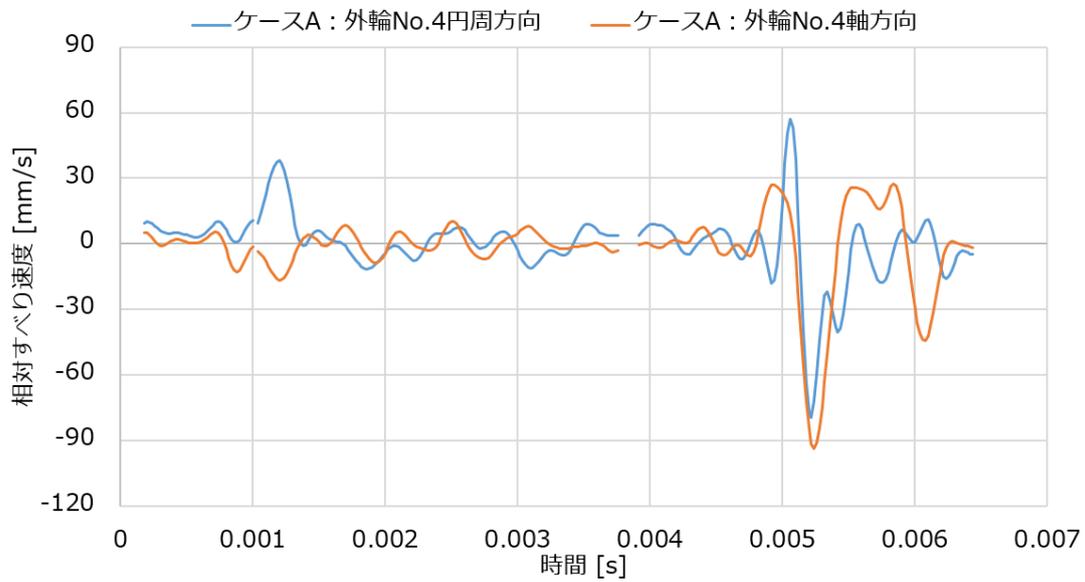


図 4-33 ケース A($\mu=0.3$) : 外輪 No.4 の相対すべり速度

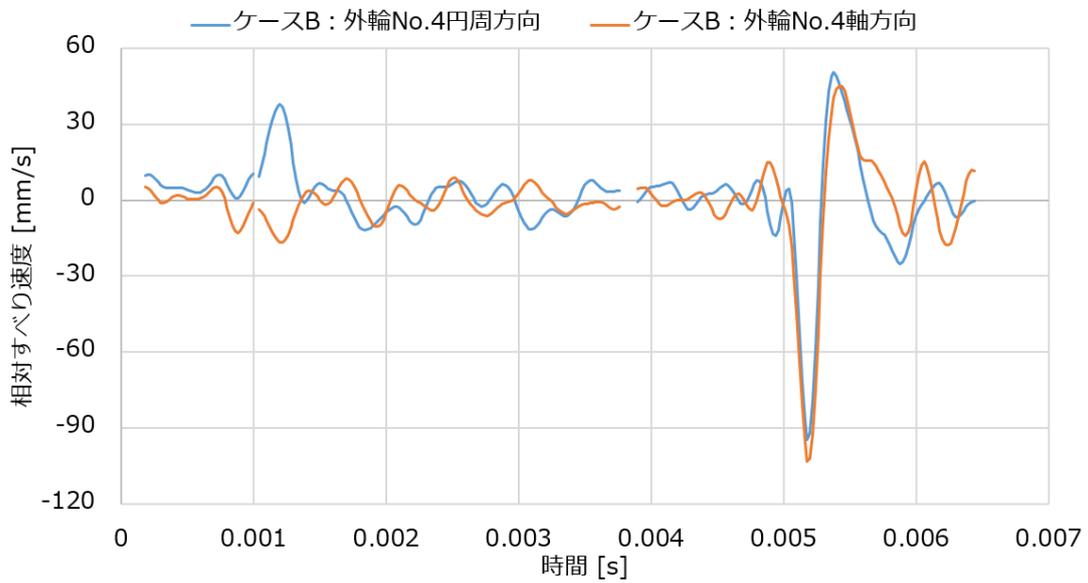


図 4-34 ケース B($\mu=0.1$) : 外輪 No.4 の相対すべり速度

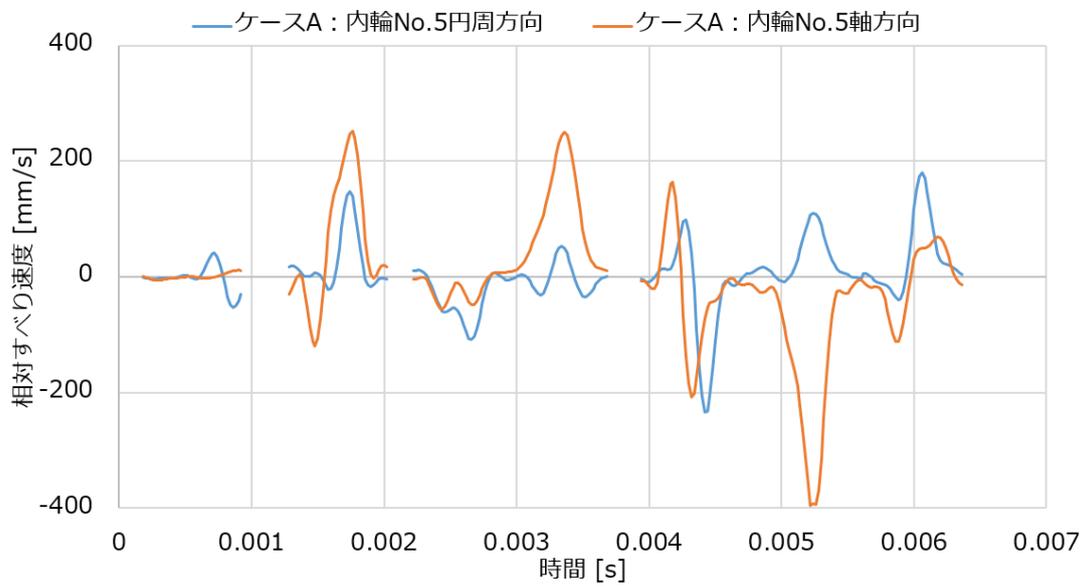


図 4-35 ケース A($\mu=0.3$) : 内輪 No.5 の相対すべり速度

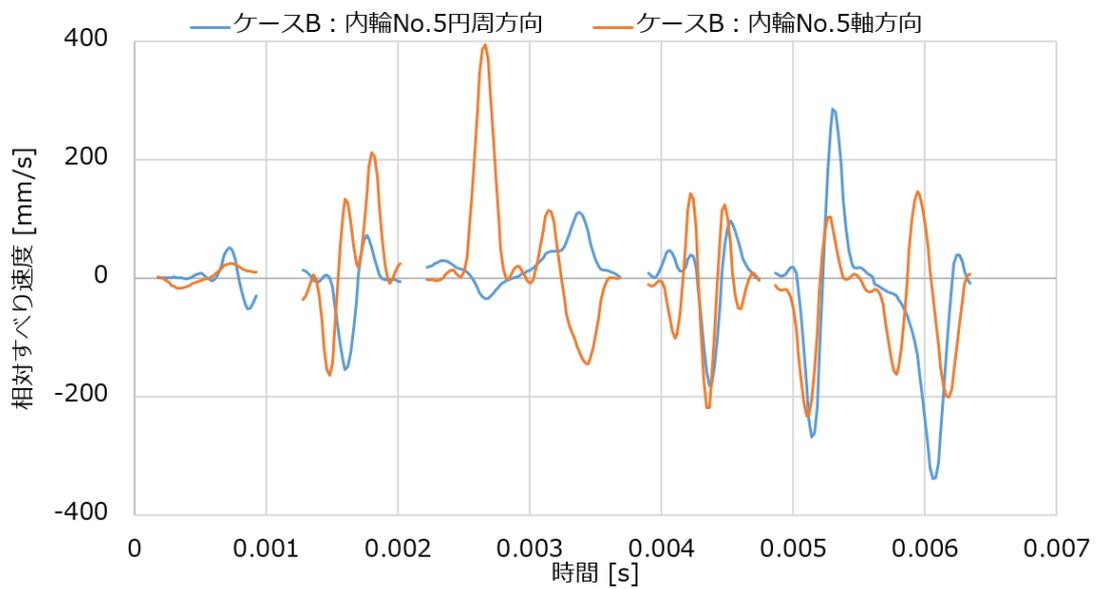


図 4-36 ケース B($\mu=0.1$) : 内輪 No.5 の相対すべり速度

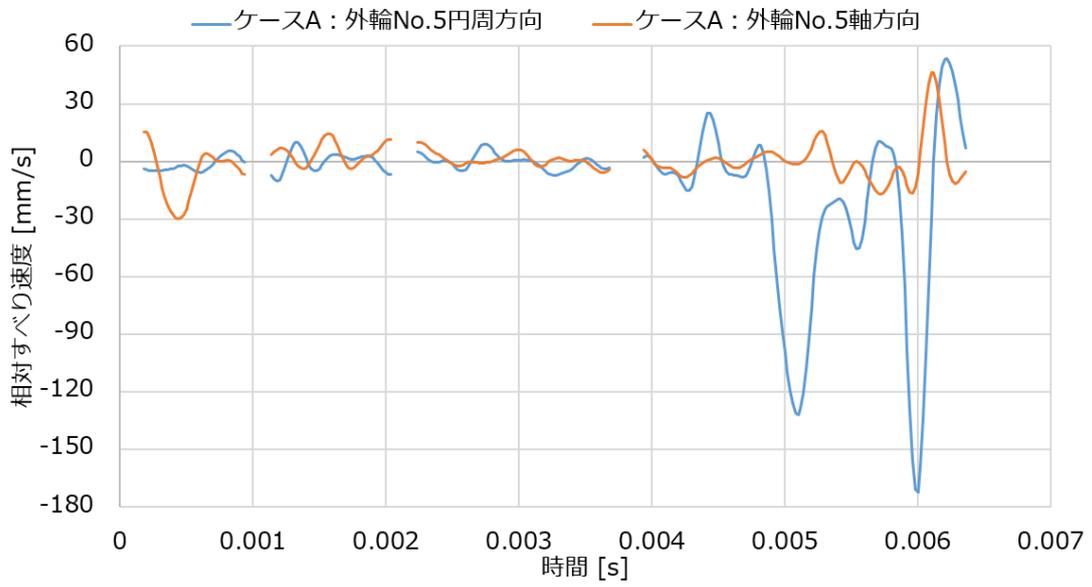


図 4-37 ケース A($\mu=0.3$) : 外輪 No.5 の相対すべり速度

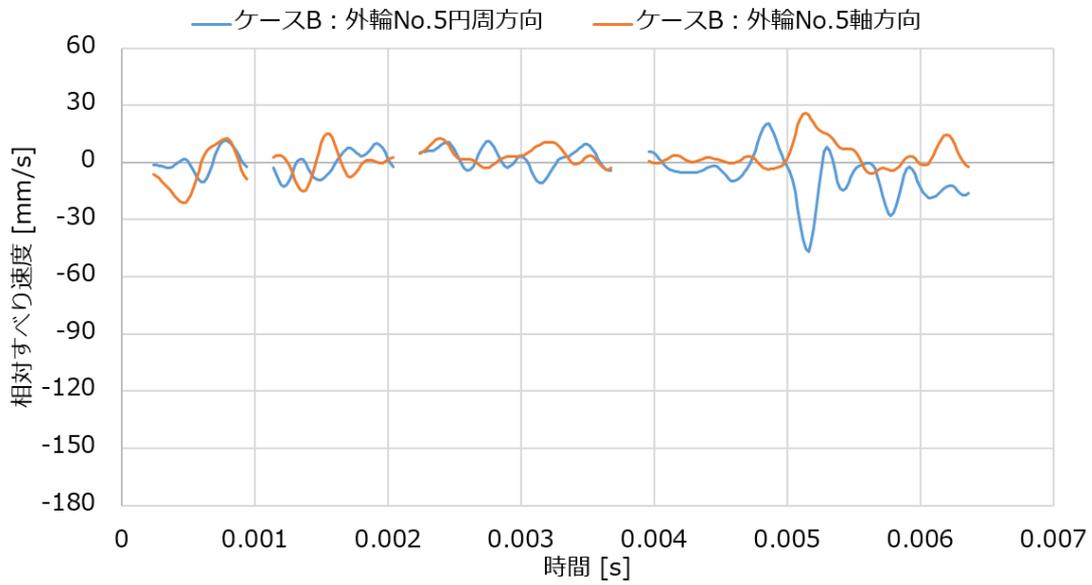


図 4-38 ケース B($\mu=0.1$) : 外輪 No.5 の相対すべり速度

4.6 PV 値

前述の最大接触面圧とすべり速度を用いて、PV 値を算出する。この際、円周方向のすべり速度と軸方向のすべり速度を、二軸方向の成分としてすべり速度を計算した。また、各位置における摩耗量を比較するために、各部の各接触時の PV 値を周期ごとに時間積分したものを比較対象とする。各周期で積分するのは、後述の摩耗量を考えやすくするためである。一例として、ケース A の内輪 No.1 における PV 値の算出例を示す。

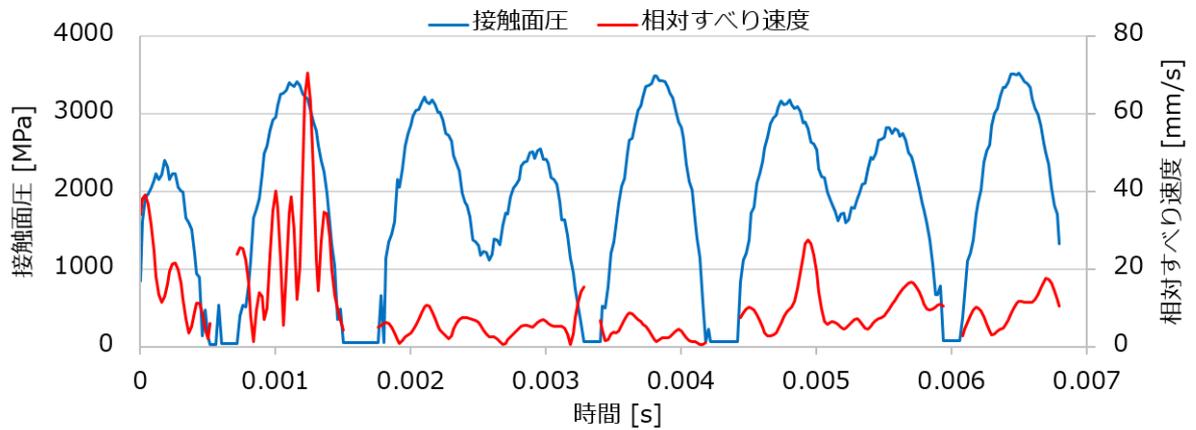


図 4-39 ケース A の内輪 No.1 における接触面圧と相対すべり速度

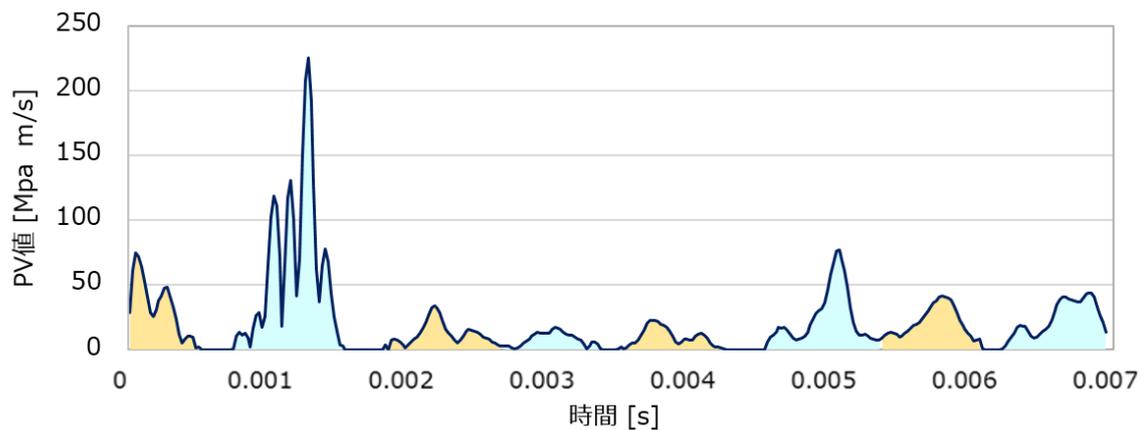


図 4-40 ケース A の内輪 No.1 における PV 値

上図の接触面圧と相対すべり速度を掛け合わせた PV 値を図 4-40 に示している。軌道輪と転動体は周期的に接触を繰り返すので、各周期の接触時の PV 値に着目するために色分けしている。周期ごとに PV の値を時間積分すると、以下のような値が算出された。

表 4-2 ケース A の内輪 No.1 における PV 値積分

接触順	1 回目	2 回目	3 回目	4 回目	5 回目	6 回目	7 回目	8 回目
PV 値の 時間積分 [MPa・mm]	16.2	49.8	9.8	5.7	7.2	19.9	15.0	18.2

同様に両ケースの内輪外輪の各接触部に関し、全ての接触時の PV 値時間積分を算出してグラフに示す。内外輪ともに No.1 から No.3 までは 8 回にわたり周期的に接触し、No.4 と No.5 は 7 回の接触であった。

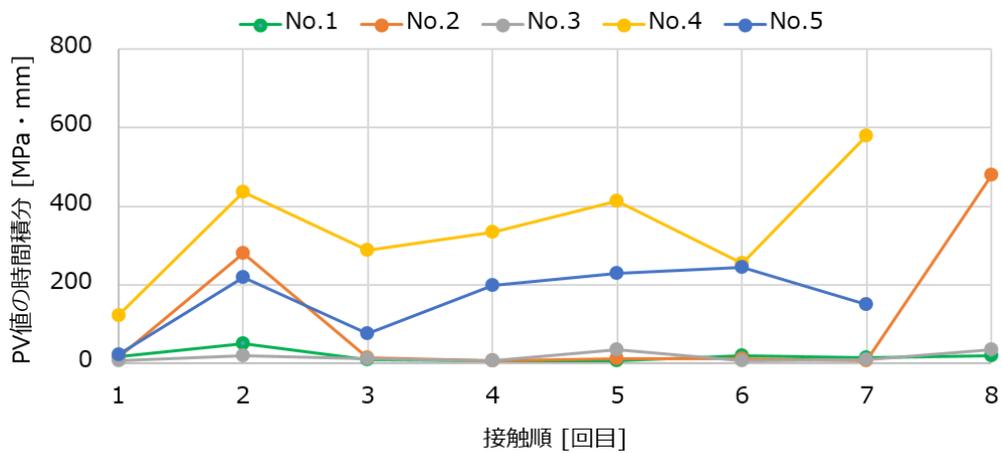


図 4-41 ケース A の内輪における PV 値積分

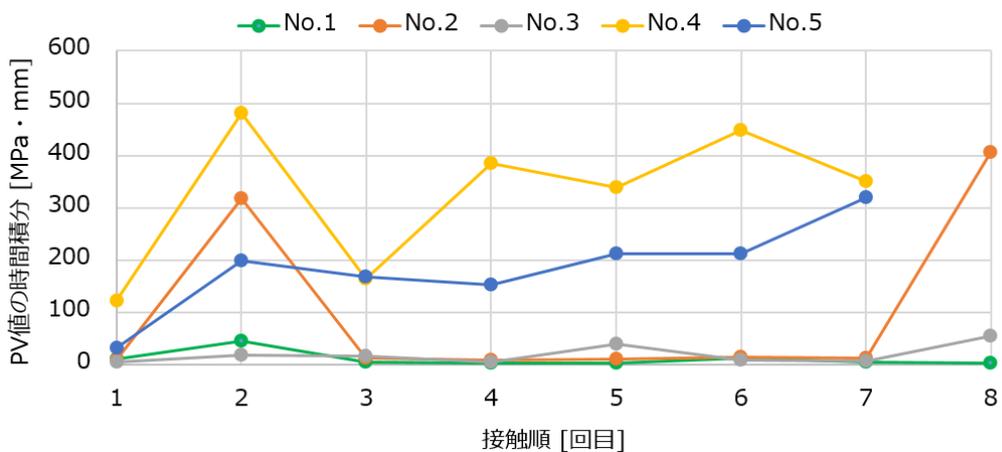


図 4-42 ケース B の内輪における PV 値積分

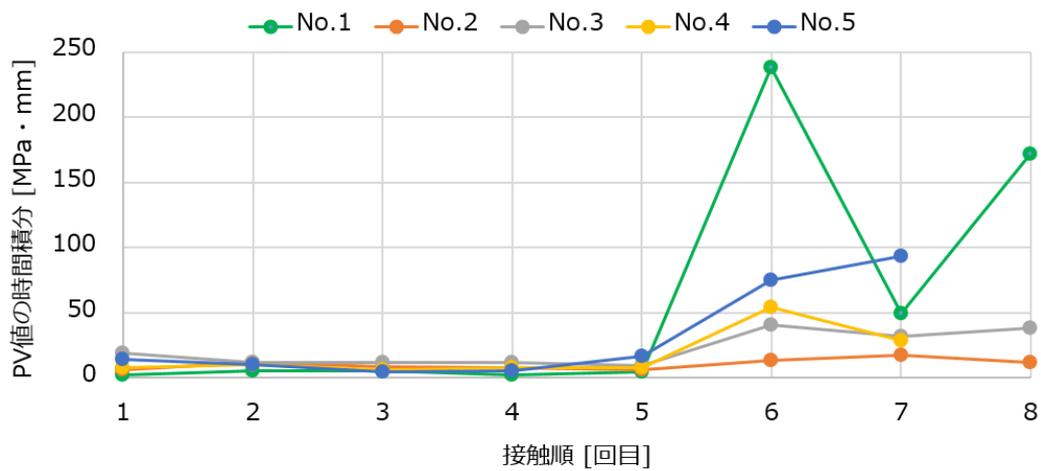


図 4-43 ケース A の外輪における PV 値積分

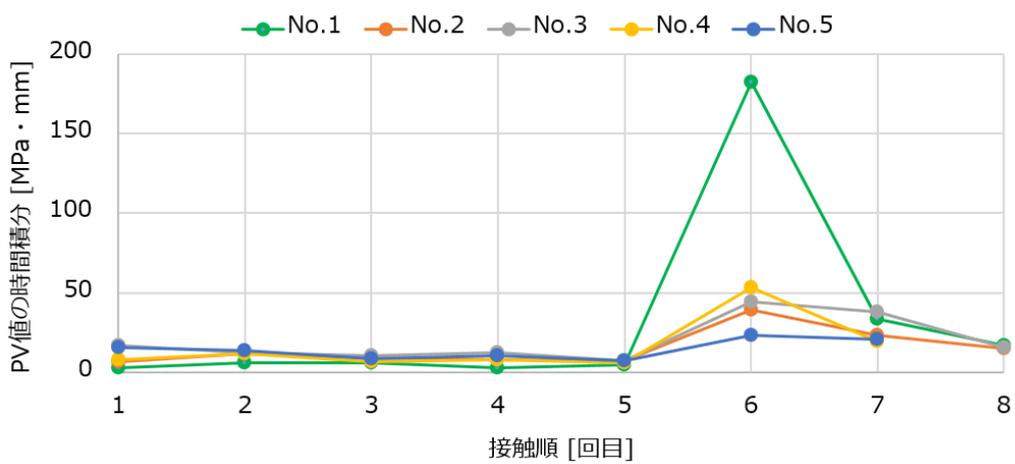


図 4-44 ケース B の外輪における PV 値積分

第5章 考察と結論

5.1 考察

5.1.1 接触間反力と Palmgren の式による圧痕形成量の予測

第4章で示した結果を用いて、反力による圧痕形成量に関して考察を行う。考察するにあたり、再び転動体の位置番号を示す。加振方向に対して最頂部が No.1 であり、円周方向に位置番号を与えている。

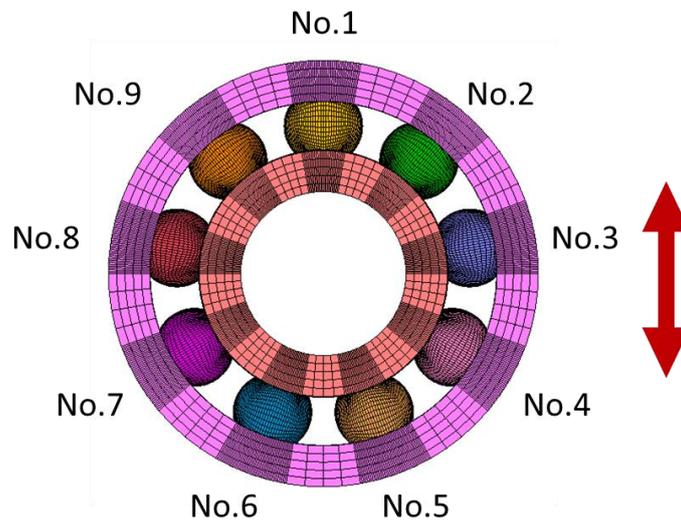


図 5-1 各転動体の位置番号

解析により、加振に伴う各接触部の反力が分かった。なお、両ケース間に摩擦係数の違いによる大きな差は見られず、転動体の位置によって反力が決定される。また、各接触部の内輪側と外輪側で値が多少ずれるのは、振動に伴い接触角が変化して接触点が動くからである。ここで、軸受内部の圧痕を表現する経験式“Palmgren の式”を示す。

$$\delta = 1.30 \times 10^{-7} \frac{Q^2}{D} (\rho_{11} + \rho_{21})(\rho_{12} + \rho_{22})$$

式中の ρ_{11} 、 ρ_{12} 、 ρ_{21} 、 ρ_{22} はそれぞれ転動体と軌道輪の主曲率面における曲率で、 D は転動体直径である。以上の寸法は表 2-2 の通りである。また、 Q は転動体荷重であり、ここでは接触部における反力を指す。 δ は軌道輪と転動体双方の塑性変形量の和である。

軌道輪と転動体の塑性変形量の比率が 2:1 であることが一般に知られており, 計算により求まる変形量 δ の 2/3 を軌道輪の圧痕として評価する. Palmgren の式による軌道輪に発生する圧痕深さを以下に示す.

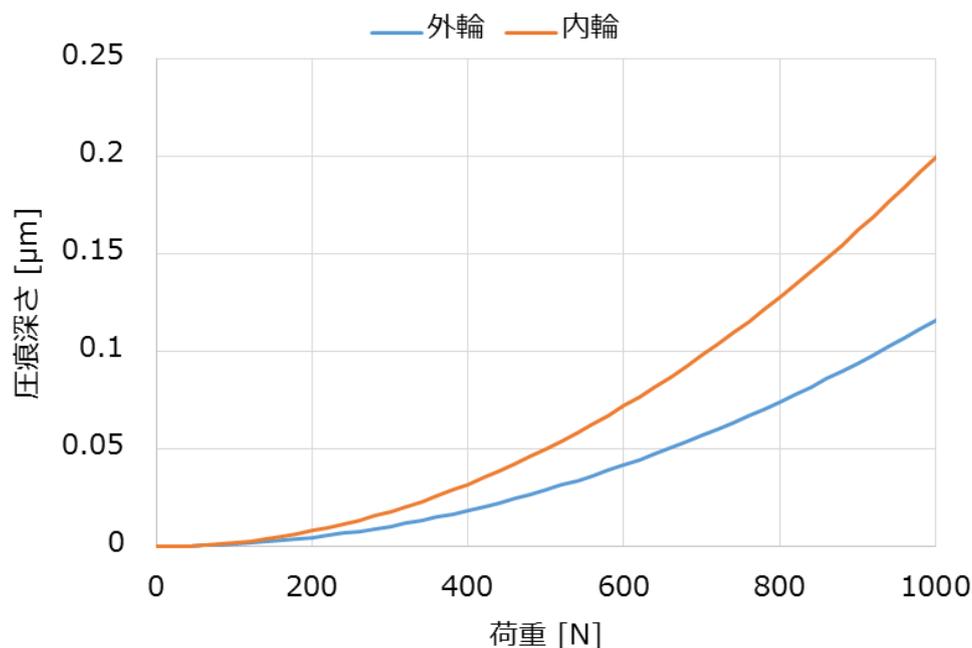


図 5-2 反力(転動体荷重)に対する圧痕深さ

次に, 球体と平面の繰り返し衝撃による圧痕形成を検証した研究“油潤滑下の繰り返し衝突面の観察 [7]”の結果に着目する. この研究では, 落下式繰り返し衝撃疲労試験機を用いて, 鋼球を取り付けたハンマーを平板に断続的に打ち付けた. この研究により, ハンマーの打撃を繰り返すことで圧痕深さが拡大することが確認された. 1 回目の打撃による圧痕深さに比べて, 10 回後では約 1.8 倍, 10^2 回後では約 2.1 倍, 10^3 回後では約 2.3 倍, 10^6 回後では約 3.2 倍の深さとなった.

上記の研究での対象物は鋼球と平板であるが、転動体と軌道輪に関しても同様の比率で圧痕が成長するとみなす。更に、実際の加振において発生する反力は変則的であるが、接触点が全くずれずに、同じ接触点に最大反力が発生し続けると仮定する。つまり上述の研究の様に、一点において同一荷重が加わり続けるとする。先行研究 1 の加振試験では周波数 737[Hz]の振動を 180[s]印加しているため、約 1.3×10^5 回の打撃を受けている。前述の研究によると、 10^3 回の打撃で約 2.3 倍、 10^6 回の打撃で約 3.2 倍の深さに至るため、最大反力が一点に生じ続けるという以上の仮定を考えると、1 回目の打撃による圧痕深さが約 3 倍の深さまで成長すると考えられる。

上述の仮定では、最大荷重に対して Palmgren の式から求まる圧痕深さを約 3 倍した値が、生じうる圧痕の最大深さであると解釈している。実際には接触間反力は不規則であり、衝撃によって接触点が一点に定まらない。つまり最小圧痕深さは、最大反力が 1 回だけ生じた場合に Palmgren の式から求まる値とみなす。

これらの仮定の下、ケース A とケース B それぞれの内輪外輪に生じうる圧痕深さの推定範囲を以下のグラフに示す。推定範囲の下限値は、最大反力に対する Palmgren の式による計算値、上限値はその値の 3 倍の値である。

両ケースの各接触部における最大反力は表 4-1 に示した通りである。

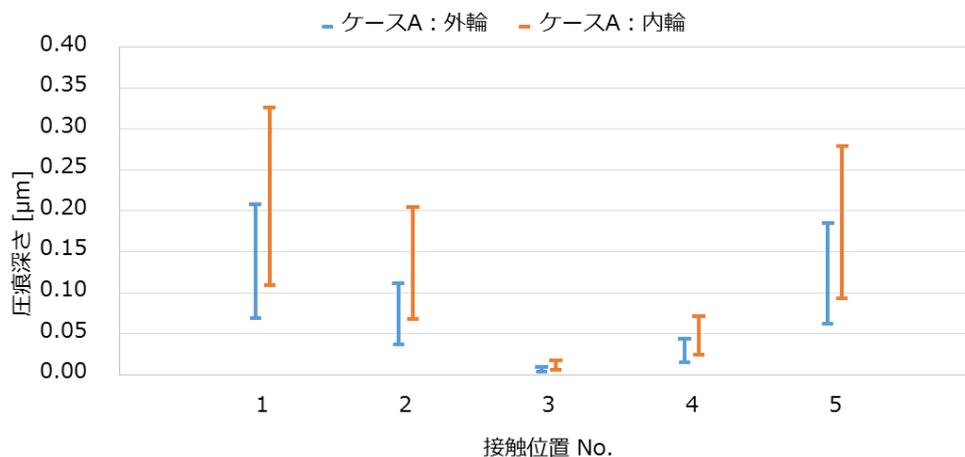


図 5-3 ケース A : Palmgren の式から推測される軌道輪に生じうる圧痕深さ

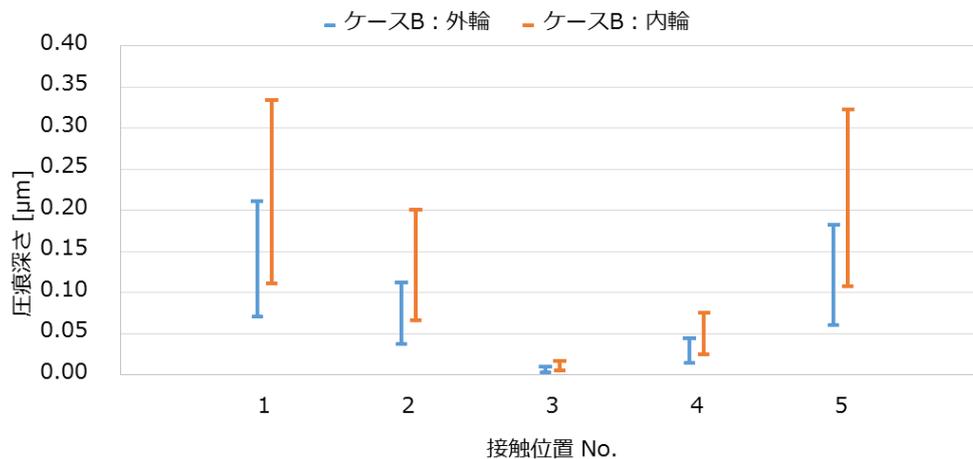


図 5-4 ケース B : Palmgren の式から推測される軌道輪に生じうる圧痕深さ

ローテティングマスのベースに対する相対加速度にマスの質量を掛け合わせると、軸受を介してマスにかかる力が計算できる。つまり、最大相対加速度とマスの質量が分かれば、軸受のラジアル荷重が求まる。このラジアル荷重を用いて、加振方向に対する転動体の位置に着目すると、各転動体に負荷される荷重を幾何学的に算出することが可能である。以上より、ラジアル荷重と転動体の位置を把握することが出来れば、過大荷重によって発生しうる圧痕深さの上限及び下限を推定することが可能である。

5.1.2 PV 値積分の比較による摩耗量評価

図 4-41, 図 4-42, 図 4-43, 図 4-44 で示した内外輪の各接触部における PV 値の時間積分を比較する。

まず内輪に着目すると、No.2, No.4, No.5 の積分値が恒常的に No.1 および No.3 より高い値となった。これは、No.2, No.4, No.5 の接触部が No.1 および No.3 に比べて大きな摩耗を受けることを意味している。積分値を比較すると、100 倍以上の値をもつことが分かる。転動体の位置によって大きな差異が見られたのは、位置により拘束状態が大きく変わるからである。No.1 の転動体は衝撃振動によって宙に浮く瞬間が多々あるが、加振に対して横にぶれにくい。また、No.3 の転動体は図 4-15 から確認されるように、内外輪の双方から常に面圧が加わっている。これはつまり、宙に浮くことなく常に拘束されている状況である。一方で、No.2, No.4, No.5 の転動体は周期的に宙に浮き、重力の影響により不安定な姿勢となる。これらの理由により、内輪においては No.2, No.4, No.5 の位置で摩耗が起きやすく、No.1 と No.3 では起きにくい傾向が見られたと考えられる。内輪の各位置において、摩擦係数の違いによる差異は特に見られなかった。

次に外輪に着目すると、各位置のほぼ全ての接触時において積分値は小さな値となった。これは単に、外輪は内輪に比べて摩耗が起きにくいことを意味している。外輪の各位置においても、摩擦係数の違いに対する大きな差は見られなかった。

外輪と転動体は同方向の凸面で接触している一方、内輪の接触面は鞍点状である。つまり、外輪転動体間は安定な接触であり、内輪転動体間は不安定な接触とみなすことができる。また、内輪転動体間は外輪転動体間に比べて高い応力が負荷され、変形量も多くなる傾向にある。このため、変形量の大きさに応じて相対すべりも大きくなると考えられる。

続いて、摩耗による影響を考察する。摩耗は様々な要因によって変化し、単純化して評価することは非常に困難であるとされるが、以下の式を用いて評価を試みる。

$$W = K \cdot P \cdot V \cdot T$$

ここで、 W [mm]は推定摩耗寸法、 K [mm/(MPa・mm/s・s)]は比摩耗量、 P [MPa]は負荷面圧、 V [mm/s]は摺動すべり速度、 T [s]は摩擦時間である。

比摩耗量については多くの実験および検証が行われているが、潤滑や表面粗さ、すべり速度、試験片形状、温度等のあらゆる物理的性質や化学的性質に影響を受け、同じ材料に対しても値が大きく外れることが知られている [8] [9] [10]。

摺動面における摩耗の進行には、主に3通りある。①ある程度摩耗してから接触面同士がなじむことで経過時間に対する摩耗量が急激に減少する摩耗進行、②経過時間と摩耗量が線形比例するアブレシブ摩耗、③初期は摩耗しないが焼き付くことで急激に摩耗量が増大する摩耗進行の3通りである。

また、摩耗量は摩耗した体積を指し、摩耗面積を式に含めて計算すると求まる。接触面内の各時間各位置で相対すべり速度が一定であるとすれば、推定摩耗寸法は面圧だけに依存する。つまり、接触面で生じる摩耗の深さ分布は接触面圧分布と比例関係にあると解釈することができる。解析では、加振に伴い転動体の位置がわずかにずれ、接触楕円の中心点が微かに動くことが確認された。ここでは、摩耗痕の最大深さを求めるために、同一点で最大面圧が生じ続けると仮定する。以上の仮定より、接触面における最大の摩耗痕深さは最大接触面圧で計算するものとする。

以下、単に経過時間と摩耗量が比例するアブレシブ摩耗について考察を行う。

(a) ケース A

ケース A は無潤滑を模擬した解析である。そこで、比摩耗量を

$$K = 5 \times 10^{-10} \left[\frac{\text{mm}}{\text{MPa} \cdot \text{mm/s} \cdot \text{s}} \right]$$

で一定とする。無潤滑の軸受鋼では $1.0\sim 8.0 \times 10^{-10}$ の値をとるとされるが [11] [12], 速度依存や摩耗粉の影響を一切考慮せず, 単純化のために一定とした。

次に, 当式の $P \cdot V \cdot T$ について述べる。

本研究では転動体の位置 No.1~No.3 では内輪外輪ともに 8 回の接触, No.4 と No.5 では 7 回の接触が起き, 各周期での PV 値を測定した。180 秒間 737Hz で振動を与えた加振試験では 132660 回の接触が起これと考えられる。そこで, 図 4-41, 図 4-42, 図 4-43, 図 4-44 で示した PV 値の時間積分を各位置で足し合わせ, 位置 No.1~No.3 は $132660/8=16582.5$ 倍, No.4 と No.5 は $132660/7=18951.4$ 倍したものを評価する。算出される値に比摩耗量を乗じると, アブレイブ摩耗が一点で起きると仮定した場合の摩耗痕深さが求まる。

以上の手法で求まる摩耗痕深さの推測値を以下に示す。なお, 過大荷重による塑性変形量と比較しやすくするため, 単位を $[\mu\text{m}]$ としている。

表 5-1 ケース A の各接触点における推定摩耗痕深さ

	No.1	No.2	No.3	No.4	No.5
内輪の摩耗痕深さ $[\mu\text{m}]$	1.18	6.85	1.07	22.96	10.81
外輪の摩耗痕深さ $[\mu\text{m}]$	3.98	0.70	1.45	1.17	2.09

(b) ケース B

続いて、ケース B について考察を行う。ケース B は潤滑有りの加振試験を模擬しているため、比摩耗量を 5×10^{-12} とする [10] [12]。同じく単純化のために一定の値をとる。

前述と同様の理論で一点におけるアブレイブ摩耗を仮定した場合の摩耗痕深さを以下に示す。

表 5-2 ケース B の各接触点における推定摩耗痕深さ

	No.1	No.2	No.3	No.4	No.5
内輪の摩耗痕深さ [μm]	0.008	0.066	0.013	0.217	0.123
外輪の摩耗痕深さ [μm]	0.021	0.010	0.013	0.011	0.009

5.1.3 過大荷重と摩耗による圧痕形成の総合的評価

以上の考察では、各接触部において反力によって形成される圧痕深さを予測した。更に、仮定を踏まえた上で PV 値による摩耗量を定性的に考えた。以下、前述の結果と考察を踏まえ、測定値と予測値を比較することで総合的な評価を試みる。

表 1-5 で示した加振試験による圧痕深さは、 $0.05 \sim 0.40 [\mu\text{m}]$ の範囲内にある。無潤滑の場合の摩耗痕深さ予測値は測定値より遥かに大きく、潤滑有りの場合の予測値は測定値を下回っている。これらの大きな差異に鑑みると、アブレイブ摩耗の仮定から求まる値は近いとはいえない。そこで、図 5-3 および図 5-4 で示した、過大荷重による圧痕予測値だけを用いて比較する。

加振試験では 2 つのケースに対して、それぞれ左右 2 つの内輪を測定した。そのため、内輪に関してのみ比較を行う。また、各接触部において複数の圧痕が形成されているが、最大深さを代表値として評価する。先行研究の圧痕の測定位置に関して、加振方向に対する位置が不明である。位置が区別されていないため、全 9 通りの可能性の中から、最も妥当な位置を当てはめる必要がある。このため、測定値が図 5-3 および図 5-4 の推定範囲に収まらない位置に関しては、上限値もしくは下限値からの測定値のずれを最小二乗法により評価し、最も妥当な位置合わせを行った。

以下、ケース A に対する 2 つの測定結果の比較、およびケース B に対する 2 つの測定結果の比較をグラフに示す。なお圧痕形成が確認されなかった箇所にはプロットしていない。

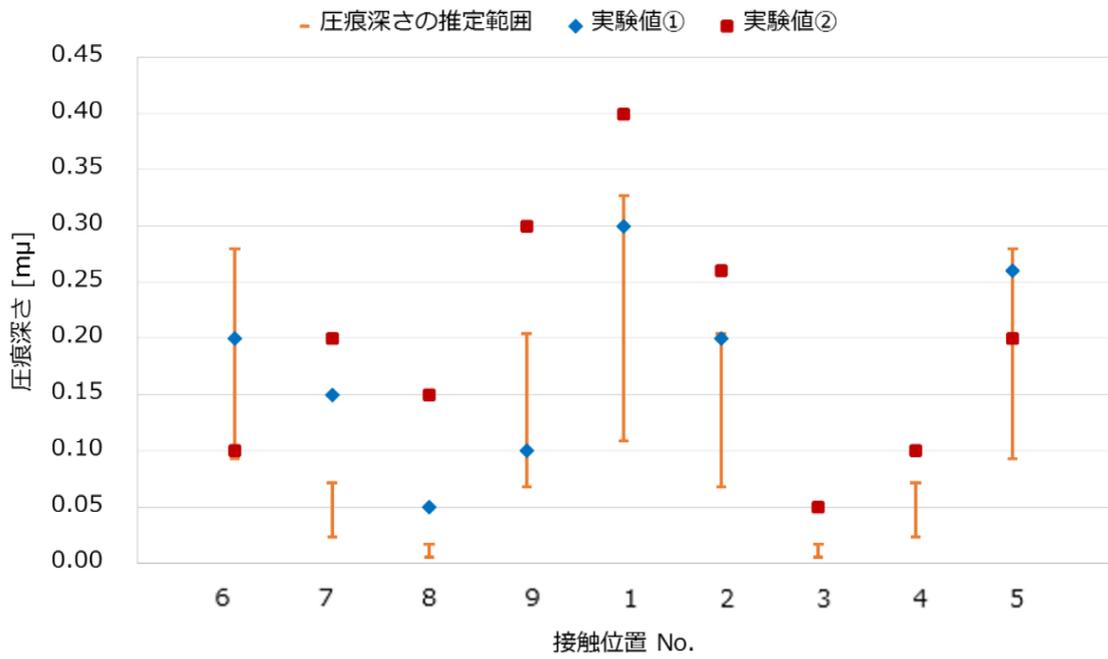


図 5-5 ケース A : 内輪に生じる圧痕の推定深さと測定値の比較

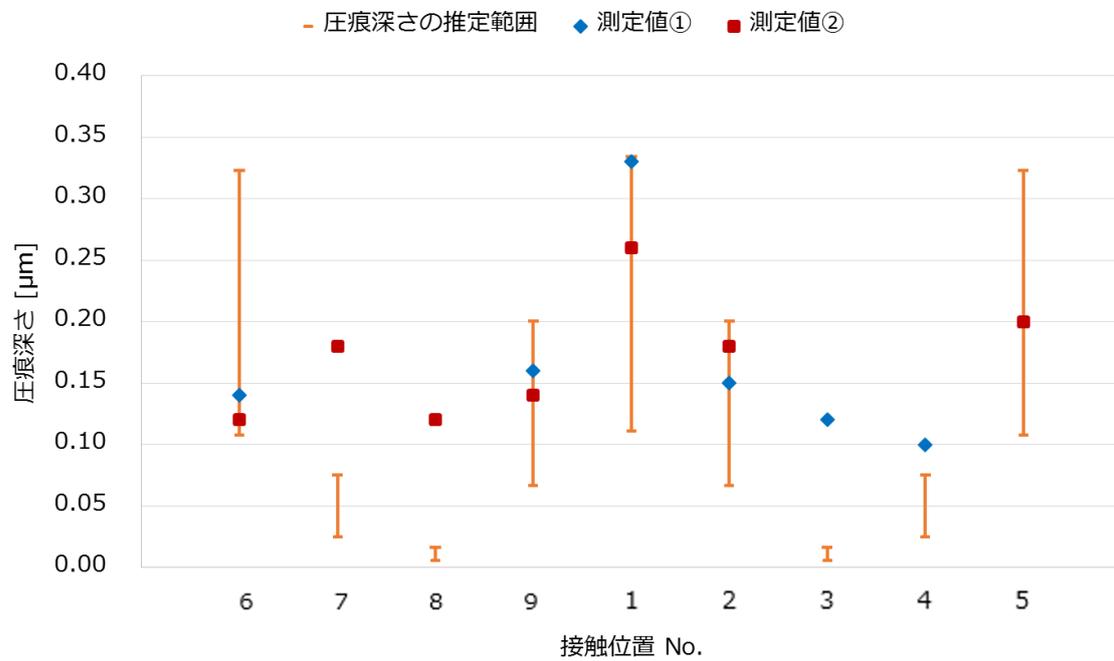


図 5-6 ケース B : 内輪に生じる圧痕の推定深さと測定値の比較

最小二乗法に基づき、ケース A の実験値①は基準点からの 0° の接触点、実験値②では基準点 280° の接触点を No.1 とした。また、ケース B の実験値①は基準点から 40° の接触点を、実験値②では 160° の接触点をそれぞれ No.1 としている。加振方向に対する対称性より、接触位置 No.6, 7, 8, 9 はそれぞれ No.5, 4, 3, 2 と同一の推定範囲としている。

簡略化のために、加振試験の転動体の位置は、加振方向最頂部から 40 度毎に位置していると仮定している。また、前述のように深さ $0.048[\mu\text{m}]$ 以下の凹みは初期表面粗さとみなし、圧痕として計算していない。

両グラフより、複数の接触点で Palmgren の式による推定範囲に収まらない圧痕深さが確認される。推定範囲の上限値は、最大反力が一点に生じ続けるという仮定の上に成り立つやや非現実な値である。大きく見積もった推定範囲からも大きくずれることが確認されたので、摩耗の影響は非常に大きいと考えるのが自然である。以上より、接触部におけるすべりが起こす摩耗は圧痕形成に大きく寄与していることが確認された。

5.2 結論

本研究では、先行研究の加振試験を模擬した解析を行い、圧痕形成量を定性的に推測した。各接触部の発生する反力と Palmgren の式、および“油潤滑下の繰り返し衝突面の観察”の結果を用いて、軌道輪に生じる圧痕深さの推定範囲を算出した。

加振方向に対する転動体の位置を区別することで PV 値を算出し、各位置での摩耗の評価を試みた。外輪に比べ内輪では摩耗が起きやすく、更に加振方向と重力に対して不安定な位置で摩耗が起きやすいことを確認した。また、比摩耗量と PV 値の時間積分からアブレシブ摩耗を仮定した上での摩耗深さを推測した。

過大荷重と摩耗の推測値と測定値を比較することで、双方が寄与することを確認した。

5.3 今後の課題

本研究では荷重に対する要素サイズの妥当性確認を行ったが、接触面の滑り等の動的挙動に関しては検証をしていない。また、解析時間の兼ね合いから、理想的な要素サイズの小ささを再現できなかった。要素サイズの細分化により、応力や変形量に関しては収束を確認したが、接触面圧に対する要素サイズは不十分であるため、これが摩耗量の定性的評価に影響を与える可能性もある。そのため、摩耗をより詳細に評価するためには、相対すべり速度の要素サイズへの依存性も考慮しなければならない。

潤滑有りの加振試験を摩擦係数の変更だけで模擬したが、実際は局所的なスクイーズ EHL 現象により大きな応力が生じうる。潤滑油を用いると摩耗の低減が期待されるが、衝撃的な荷重に関してはスクイーズ EHL 現象の発生により塑性変形が拡大することが想定される。摩耗の低減と塑性変形の拡大によって圧痕形成にどのような影響があるのか更なる検証が必要である。

金属同士の衝突では、加工硬化が起きることが多々ある。ひずみ速度等が塑性変形に及ぼす影響を本研究では考慮していない。このモデルの単純化が転動体やローテティングマスの挙動等に影響を及ぼすことが推測される。

考察において、加振試験の転動体が理想的な位置にある仮定しているが、実際の位置は不明である。転動体が理想的に位置した軸受に対して加振試験を行い、現実における転動体の挙動にも着目する必要があると考えられる。

また摩耗現象は非常に複雑であり、解析結果だけを用いて圧痕への寄与を定量的に考察することができなかった。特定の摩耗現象に着目した実験などにより結果を補完することが望ましい。

引用文献

- [1] JAXA, “振動試験ハンドブック” .
- [2] 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.
- [3] 日刊工業新聞, 軸受の損耗と対策, 1961.
- [4] 星加幹, “打ち上げ環境下における高精度アンギュラ玉軸受の圧痕形成メカニズム,” 2012.
- [5] 小杉祐紀, “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,” 2017.
- [6] FAG, 転がり軸受実用ハンドブック, 1996.
- [7] 長澤隆志、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.
- [8] NSK, テクニカルレポート.
- [9] JTEKT, テクニカルレポート.
- [10] 日本トライボロジー学会, 日本トライボロジーハンドブック.
- [11] 水野万亀雄, “境界潤滑における金属の摩耗と摩擦,” 1961.
- [12] オイルレス工業株式会社, “テクニカルレポート” .
- [13] 宇宙開発事業団, “ETS-IV 打ち上げ環境測定データの解析” .
- [14] 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)” .
- [15] 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,” 2014.
- [16] 転がり軸受工学編集委員会, 転がり軸受工学, 1975.
- [17] JIS, 転がり軸受の選び方・使い方, 1990.
- [18] NTN, “テクニカルレポート” .

謝辞

本研究に際して、ご協力およびご指導して頂いた全ての方に深く感謝を申し上げます。

泉先生には普段の研究で何度も的確なご指導を頂き、研究を進めることができました。指針を立てられず行き詰っているときも頻りにアドバイスをして頂き、非常に助かりました。また、研究のみならず社会の事情や学生が知りえない深い話等、様々な興味深い話をして下さいました。酒井先生や波田野先生は、研究会等の機会で多くのアドバイスや有益なお話をして下さいました。そうして授かった知見があったからこそ、研究に取り組むことができました。また、先生方が研究室を運営して下さいのおかげで、立派な環境で研究に励むことができました。多くのご指導やご支援、本当にありがとうございます。

JAXA の間庭様、雨川様、小川様には何度も相談に乗って頂きました。本研究に必要なデータを提供して頂き、また、着目すべき重要な事象や研究を進める上で必要な考え方や知識等を教えて下さり、前進することができました。更に、JAXA 職員の方々は、お忙しい中研究室メンバーのために JAXA 見学を設定して下さい、そうしたご親切のおかげで貴重な経験ができました。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皆様には様々な面でお世話になり、深く感謝しています。木村様は Patran や Dytran に関するどんな細かい質問にも丁寧に答えて頂き、更にはモデルの修正や解析手法についてもたくさんの助言をして下さいました。渡邊様には Marc を用いた固有値解析で大変お世話になりました。拘束条件の設定法等、複雑な内容でも分かりやすく教えて頂きました。また固有値解析のみならず、有限要素法を使う上で必要な手順や、実践的で有益な極意も度々教えて頂き、多くの面で拠り所にしていました。山中様には研究の相談でお世話になりました。また、研究以外に関しても、楽しくお話させて頂きました。MSC ソフトウェア株式会社の皆様は、普段の業務でお忙しい中でも向き合ってくれて下さり、皆様のご親切が身にしみました。ありがとうございました。

本研究の先行研究をされた小杉先輩からは、ソフトの使い方を始め、研究課題や手法に関して多くの知見を頂きました。直接のご指導だけでなくメール等でも相談に乗って頂き、本当に嬉しかったです。ありがとうございました。

研究室の皆様には日常にお世話になり、おかげで快適に過ごすことができました。特に D1 の榎間先輩はソフトのライセンス更新やネットワーク環境の構築をして下さり、研究の相談や発表資料の確認までして頂きました。多々面倒を見て頂いたおかげで、どうにか進捗をうむことが出来ました。修士の先輩や学部 4 年の同期達にも相談したり、研究の合間に共に休憩して楽しんだり、毎日のように支えられました。ありがとうございます。

最後に、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全ての皆様に深く感謝申し上げます。以上を謝辞と致します。