



Title	転がり軸受用ころの転動面および端面の最適形状設計に関する研究
Author(s)	藤原, 宏樹
Citation	大阪大学, 2010, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://hdl.handle.net/11094/784
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

<https://ir.library.osaka-u.ac.jp/>

The University of Osaka

転がり軸受用ころの転動面および端面の
最適形状設計に関する研究

2010年6月

藤原 宏樹

目次

第1章 緒論	1
1. 1 研究の背景	1
1. 2 接触問題に関する従来の研究	2
1. 3 本論文の構成	3
第2章 ころ軸受の概要	5
2. 1 緒言	5
2. 2 転がり軸受の分類	5
2. 3 転がり軸受の材料	7
2. 4 転がり軸受の潤滑	9
2. 5 ころ軸受の寿命	10
2. 6 ころ軸受の接触解析	11
2. 7 弾性流体潤滑理論	14
2. 8 接触問題の数値計算手法	15
2. 8. 1 マルチグリッド法の概略	16
2. 8. 2 マルチレベルマルチインテグレーションの概略	17
2. 9 結言	18
第3章 対数クラウニングの最適設計	19
3. 1 緒言	19
3. 2 対数クラウニングを表す関数式	20
3. 3 対数クラウニングを与えたころの接触面圧分布	23
3. 4 設計パラメータの最適化	26
3. 4. 1 最適化アルゴリズム	26
3. 4. 2 最適化の例	26
3. 5 結言	32
第4章 部分円弧クラウニングと対数クラウニングの実験的比較	33
4. 1 緒言	33
4. 2 実験に供したころのクラウニング	33
4. 2. 1 改良部分円弧クラウニングの設計方法	34
4. 2. 2 対数クラウニングの設計方法	34
4. 3 ころ単体での寿命試験	35
4. 3. 1 試験装置と試験条件	35
4. 3. 2 はく離部の外観	39
4. 3. 3 寿命試験結果	39
4. 4 軸受での寿命試験	42

4. 5	希薄潤滑下での寿命試験	44
4. 6	結言	45
第5章	対数クラウニングの公差設計	46
5. 1	緒言	46
5. 2	クラウニングの軸方向位置に関する考察	46
5. 3	対数クラウニング最適設計方法	49
5. 4	ドロップ量の公差設計	51
5. 4. 1	クラウニング形状の測定方法	51
5. 4. 2	公差設計の例	51
5. 4. 3	公差設計の一般化	55
5. 5	結言	57
第6章	円すいころ軸受ころ大端面の最適曲率半径	58
6. 1	緒言	58
6. 2	円すいころ大端面とつば間の弾性流体潤滑解析	60
6. 2. 1	表面粗さの影響を考慮した等温弾性流体潤滑解析	60
6. 2. 2	表面粗さの影響	61
6. 2. 3	境界条件と運動に関する過程	62
6. 3	弾性流体潤滑下のころのスキュー	62
6. 4	計算結果	65
6. 4. 1	計算結果の詳細の一例	65
6. 4. 2	スキュー角の実験検証	67
6. 4. 3	表面粗さの影響	68
6. 5	油膜形成性を設計基準とした場合の最適端面 R 比	69
6. 5. 1	速度の影響	69
6. 5. 2	粘度の影響	70
6. 5. 3	荷重の影響	71
6. 5. 4	実験検証	71
6. 6	結言	72
第7章	スラストころ軸受のクラウニング	74
7. 1	緒言	74
7. 2	スラスト針状ころ軸受の破損形態	74
7. 3	スラストころ軸受の発熱	78
7. 3. 1	摩擦トルクの要因の計算方法	79
7. 3. 2	摩擦トルクの測定と計算結果との比較	81
7. 3. 3	トルク要因の分析	84
7. 3. 4	クラウニング形状とスピンによる発熱	85
7. 4	ころの復列化	87

7. 5 結言	90
第8章 結論	91
参考文献	94
謝辞	98

第1章 緒論

1.1 研究の背景

転がり軸受は回転部を有するさまざまな機器に用いられており，“機械の米”とも呼ばれる極めて基本的な機械要素のひとつである。通常は，軌道輪と呼ばれる一对の円環のすきまに転動体と呼ばれる玉もしくはころが多数配置され，転動体同士が接触することを避けるために保持器と呼ばれる部品で転動体を円周上等配に支持している。軸とはめあわされる軌道輪を内輪，ハウジングとはめあわされる軌道輪を外輪と呼ぶ。転動体が内外輪の間で転がることによって軸とハウジングの相対回転運動を低摩擦で支持している。

接触する2物体が相対運動するとき，接触部を転がり支持することで摩擦が低減できることは古くから知られていた。古代エジプトのピラミッド建設においても巨大な石材を運搬する際，石材を載せたそりの下にころを配置し，さらにこれを何らかの液体で潤滑して摩擦を低減したのではないかとされている¹⁾。イタリアのネミ湖から発掘された古代ローマ帝国の軍船からは，デッキの上で彫像を回転させるための台に使用されていた青銅製の玉が発見されている²⁾。また，Leonardo da Vinci はスラスト玉軸受やピボット玉軸受のスケッチを残しており，転がり運動による機械支持部の摩擦低減について検討していた³⁾。日本においても，江戸時代，歌舞伎の回り舞台の支持に木製のころが使用されていた⁴⁾。

転がり軸受が本格的に産業に応用されるようになったのは産業革命以降であるが，当初，回転機械のほとんどはすべり軸受によって支持されていた。転がり軸受の最初の工業製品としての適用例は馬車と自転車の車軸である。当時は軸受のユーザーである機械メーカー自身が，その機械の一部品として転がり軸受を設計製作していた。その後，20世紀初頭に米国で自動車の大量生産が始まり，転がり軸受も大量に生産，消費されるようになった。これとともに転がり軸受が工業製品として発達し始め，専門メーカーによって規格品として生産されるようになった。現在も操業する大手転がり軸受専門メーカーの大半はこの時期に設立されている。その後，航空機のエンジンや鉄道車両の車軸といった交通機関関連や軍需産業向けを中心として発達し，電動機や生産設備，プラント，家電，AV機器などの民生機器にも使用されるようになった。転がり軸受は工業製品としては約100年の歴史を持ち，その基本構成は大きくは変わっていないが，設計技術，加工技術，材料技術，潤滑技術の発達とともに長寿命化，低トルク化，高速化，低振動化といった高性能化を果たしてきた。

転がり軸受の工学的研究は，Hertz が完成させた弾性接触問題の理論⁵⁾を1901年にStribeck が玉軸受に適用した⁶⁾ことから始まった。寿命の実験式，寿命の理論，静力学解析，摩擦解析，弾性流体潤滑 (Elasto-Hydrodynamic Lubrication; EHL) 理論と転がり軸受は学問的に研究され，その知見が設計に応用されてきた。EHL理論は転がり軸受の潤滑に関する基礎理論であり，EHL理論により，転動体と軌道輪は動圧作用によって潤滑油膜で分離され直接接触することなく相対運動していることが定量的に証明された⁷⁾。近年ではハードウェアとしてのコンピュータと数値解析技術の高度化により転がり軸受内部の動力学シミュレーションが実用化されつつあり，保持器の強度設計などに利用されている⁸⁾。

転がり軸受は，所定の寿命を満足しつつ，低トルク化できるように設計される。あるい

は規格により定められた所定の外形寸法内で寿命が最長となるように設計される。転がり軸受は正常に使用していても、玉あるいはころの回転運動に伴う軌道面の疲労破壊によって使用不能となる。これを転がり疲れ寿命と呼び、転がり軸受の寿命と定義されている。転がり軸受の寿命は他の機械部品同様、Weibull 分布することが知られており、一群の転がり軸受の 90 %が破損することなく回転する時間あるいは総回転数を定格寿命 L_{10} と呼んでいる。

十分に厚い潤滑油膜を介して転動体と軌道輪が接触する場合、疲労破壊の起点は接触面のやや内部に生じる。これを内部起点はく離と呼ぶ。一方、近年では機械装置のエネルギー効率の向上を目的として、低粘度の潤滑油が使用される傾向にある。そのため、転がり軸受の潤滑条件は厳しくなり、転動体と軌道面の上に十分な潤滑油膜が形成されない場合もある。転動体と軌道面が完全には油膜で分離されていない状態では固体同士の接触を起点とした表面起点はく離が発生する。この影響も加味した寿命の研究⁹⁾や表面起点はく離を防止する材料技術の開発¹⁰⁾も進められている。

転がり軸受の更なる長寿命化のための技術として、ころ数やころ寸法の改良、セラミックス等の材料の適用、熱処理方法の改良による表面改質、微細形状の付与、被膜等の各種表面処理などが挙げられるが、寿命に多大な影響を及ぼす要因は接触面圧あるいは接触部近傍の応力であり、接触部の油膜を確保しつつ接触面圧あるいは応力を低減することが肝要である。

1.2 接触問題に関する従来の研究

転がり軸受の寿命にとって、荷重を支持する転動体転動面と軌道輪軌道面の接触が最も重要である。この接触部は接触 2 物体の曲率差が大きく、玉であれば点、ころであれば線状の集中接触状態となっており、半無限弾性体近似による接触問題として扱うことができる。半無限弾性体近似とは、接触部の大きさに対して接触物体が十分に大きく、材料は弾性体で、荷重の方向にのみ変形すると仮定して構築した弾性論におけるモデルの一種であり、*Boussinesq* によってその理論式が示された¹¹⁾。*Boussinesq* の式を直交方向に異なる曲率を有する 2 物体の接触問題に適用すると *Hertz* の解析解⁵⁾と同等の解が得られる。玉軸受の玉と軌道面の接触問題の検討ではこの *Hertz* の解析解が一般的に用いられている。ころ転動面と軌道面の場合は、概略としては無限長さを有する 2 円筒の接触すなわち線接触とみなすことができ、その解析式は *Lundberg* によって示された¹²⁾。ただし、実際のころは有限の長さであるから、より厳密な解を求めるためには *Boussinesq* の方程式を数値的に解く必要がある。

ころ転動面と軌道面の接触について、ISO や JIS に示される寿命計算では、両者は単純な円筒であり線接触理論に基づいて寿命を算定するようになっている。しかし、単純な円筒同士の接触では接触の端部で過大な応力集中が発生し、早期に破損に至る。このため、ころもしくは軌道輪にクラウニングと呼ばれる加工が施される。これは、たとえばころに施す場合はころ端に近くなるほど縮径するような形状とし、接触端部の応力を緩和する技術である。なお、その縮径のオーダーは数 μm から高々数十 μm 程度である。ころ軸受のクラウニングの設計に関し、これまで *Sugiura* ら¹³⁾や *Johns-Gohar*¹⁴⁾, *Takata* ら¹⁵⁾, *Kamamoto*

ら¹⁶⁾の研究が報告されている。また、特許の出願も多数見受けられる¹⁷⁾。

これらの研究は、単純な接触状態における面圧や応力を緩和することによって長寿命化を図ろうとするものであり、転がりやすべりといった運動の影響は考慮されていない場合が多い。純転がりの場合と単純な接触状態の場合とでは応力分布に大きな差は見られないが、すべりが存在すると、摩擦による接線力の影響によって応力分布に差が生じ、また、その摩擦力によって材料表面の破壊が生じ、破損の直接の原因ともなり得る。特に油膜が薄くなるほどその影響は顕著となる。ころ軸受においては、円すいころ軸受のころ端面と内輪のつばの接触部や、スラストころ軸受のころと軌道面の接触部で転がりとすべりが混在した状態となる。この場合は粗面の接触と弾性流体潤滑を組み合わせた混合潤滑理論による検討が不可欠である。

粗面の接触解析については、Greenwood-Williamson¹⁸⁾や Greenwood-Tripp¹⁹⁾の研究がよく知られており、近年においても塑性変形を考慮したモデルが提唱される^{20), 21)}など、活発に研究が行われている。弾性流体潤滑理論は、Reynolds が与えたすべり軸受の流体潤滑理論²²⁾を転がり軸受や歯車などの集中接触状態の潤滑部に拡張した理論であり、流体力学に基づいて構築した流体潤滑理論に材料の弾性変形と潤滑剤の粘度に及ぼす圧力の影響を考慮したものである。当初は Grubin らが Hertz の理論によって変形した形状が維持されると仮定して、この形状に対して Reynolds 方程式と粘度の圧力による変化を考慮して油膜の圧力や厚さを求めようと試みた²³⁾。その後、Dowson らは計算機を活用してこれらの方程式を連立させて数値的に解き、油膜厚さと油膜圧力の分布を示すとともに、最小油膜厚さと中央油膜厚さの回帰式を提示した^{24), 25)}。表面粗さが流体潤滑に及ぼす影響については Christensen の方法²⁶⁾や Patir-Cheng の平均流れモデルによる Reynolds 方程式の修正^{27), 28)}がよく知られている。Christensen の方法が一次元粗さを取り扱うのに対し、Patir-Cheng のモデルは二次元粗さを扱うことができる。

1.3 本論文の構成

本研究の目的は、各種ころ軸受を長寿命化するための、接触部の形状の設計指針を示すことにある。本論文では、ころ軸受のころと軌道輪の接触に着目し、最適な形状設計について検討する。特に、ラジアル円筒ころ軸受のころ転動面と軌道輪軌道面の接触部、円すいころ軸受のころ大端面と内輪大つばの接触部、スラストころ軸受のころ転動面と軌道輪軌道面の接触部について議論する。

前節にも述べたように、ころ軸受のころ転動面と軌道輪軌道面の接触についてはこれまでも種々の研究がなされているが、軸とハウジングのミスアライメントが考慮されていない、形状を表す計算式が複雑で容易には扱えない、実験による検証がなされていないなどの問題点があった。本研究では、上記の接触部について、実際のアプリケーションで起こりうる使用条件を考慮して最適な形状を示すとともに、従来の設計と比較して長寿命化できることを実験的に検証した。

本論文は以下に示す内容で構成される。

第2章では、転がり軸受とその接触問題の概要を述べる。本研究の対象とするころ軸受の分類と、転がり疲れ寿命の計算、弾性接触理論、弾性流体潤滑理論の概要について述べ

る。

第3章では、新規に考案した対数クラウニングを表す関数式を提示し、そのクラウニングの最適形状について議論する。ここで示す関数式は対数関数であり、そのような曲線で構成されるクラウニングを対数クラウニングと呼ぶことにする。基礎的な対数関数式を基にころ軸受のクラウニング設計に適した関数式を導出し、ミスアライメントによるエッジ応力の発生を防止できる設計手法を提案する。この対数クラウニング式は形状との対応が容易な3つの設計パラメータを有しており、設計の自由度が高い。これらのパラメータは数理的最適化法を用いて最適化することが可能であり、その方法と最適設計の例を示す。

第4章では、円筒ころ単体あるいは円筒ころ軸受の寿命試験を行い、従来のクラウニングに対する対数クラウニングの優位性を示す。標準品および標準品と同様の技術で試験条件に合わせてクラウニングを新規設計したころと、第3章で提案した手法で最適設計した対数クラウニングころを比較する。潤滑油膜が十分に形成される条件では、対数クラウニングは従来のクラウニングと同等以上の寿命を示し、潤滑油膜が薄く表面粗さの突起が接触するような条件では、従来のクラウニングより明らかに長寿命であった。

第5章では、標準的な用途で使用される円筒ころ軸受の対数クラウニングの公差設計について検討する。実際に製作する場合は公差の指定が不可欠であるが、第2章の最適設計計算によって得られる解はただひとつの最適解であって、公差については明らかではない。ここでは、実際の製造に適用可能な対数クラウニングの公差の与え方について考察する。母線方向の3か所のドロップ量に対して公差を与え、各々のドロップ量が独立に変化しても、最適形状の場合と遜色ない応力となるように公差設計した。また、あらゆる円筒ころにこの公差設計を適用できるよう、設計値を無次元化した。

第6章では、円すいころ軸受のころ端面設計に関し、弾性流体潤滑理論に基づいて、油膜の形成性の観点から最適形状について検討する。本研究では、ころのスキューを考慮してEHL解析を行い、その結果を基に、油膜の形成性の点からころの大端面の最適曲率半径を提案し、これを実験により確認する。これによって、ころ大端面の曲率半径は、ころ円すい頂点からつばとの接触部までの長さの85%程度にすることが望ましいことがわかった。

第7章では、低粘度の潤滑油にて潤滑されたスラストころ軸受に適したクラウニング形状について検討する。スラストころ軸受は軌道輪に破損を生じる場合があるが、その原因がころ端近傍でのすべりに伴う発熱によることを実験と数値解析から明らかにし、これをクラウニングによって対策する。スラストころ軸受の場合、すべり速度分布と面圧分布の関係から、対数クラウニングが最適とはいえ円弧クラウニングを採用することによって長寿命化を図ることができた。

第8章では、本研究全体を総括する。

第2章 ころ軸受の概要

2.1 緒言

本章では転がり軸受，特に本研究で対象としている円筒ころ軸受，円すいころ軸受，スラストころ軸受について概要を述べる．玉軸受やその他のころ軸受も含めて転がり軸受の分類を示すとともに，本研究で対象としているころ軸受の材料，潤滑技術，寿命の計算方法，ころと軌道輪の接触問題の解析方法について概説する．ころと軌道輪の接触状態は，単純に弾性的に接触している場合と，両者の相対運動によって発生する潤滑油膜が介在する場合がある．後者の状態は弾性流体潤滑（Elasto-Hydrodynamic Lubrication; EHL）と呼ばれる．各々の支配方程式と数値解析技術を示す．

2.2 転がり軸受の分類

転がり軸受は基本的に，内輪，外輪，転動体，保持器の4つの部品で構成され，内輪にはめあわされた軸と外輪にはめあわされたハウジングの相対的回転運動を，転動体の転がりによって支持し，回転時の摩擦を低減する機械要素である．転がり軸受はさまざまな機械の回転部に使用されており，用途に応じて形式，寸法が選択される．

汎用の転がり軸受をその構造から分類すると図 2-1²⁹⁾のようになる．一般的に，高速回転，低振動，低動力損失が要求される用途では玉軸受が選択され，高荷重が作用する，あるいは高剛性が要求される用途ではころ軸受が使用される．

最も一般的に使用されるのは，深溝玉軸受である．深溝玉軸受は内外輪に設けられた左右対称の溝の中を複数の玉が転動し，ラジアル荷重と，ある程度の両方向のアキシャル荷重を支持することができる．高精度の加工が可能であり，高速性，静粛性に優れる．

アンギュラ玉軸受は，玉と軌道輪が $15\sim 45^\circ$ 程度の所定の接触角を有するように設計された玉軸受で，同サイズの深溝玉軸受と比較して玉数が多く，ラジアル荷重と一方向の比較的大きなアキシャル荷重を支持することができる．高速性と高剛性が要求される用途に適しており，通常は複数個を対面させて使用する．

ころ軸受は，主として支持する荷重の方向によりラジアルころ軸受とスラストころ軸受に大別され，ころの形状から，それぞれ，円筒ころ軸受，針状ころ軸受，円すいころ軸受，自動調心ころ軸受に分類される．

円筒ころ軸受は，円筒状のころを有し，ころは，内輪もしくは外輪，あるいはその両方に存在するつばによって軸方向に案内される．内輪もしくは外輪のいずれかにつばのないタイプでは，内輪と外輪は軸方向に自由に移動することが可能であり，軸の伸びを吸収する自由側軸受として使用される．内輪と外輪の両方につばのあるタイプでは，わずかながらアキシャル荷重を支持することが可能である．

針状ころ軸受は，直径が通常 5 mm 以下で長さが直径の 3~10 倍の針状ころを転動体とする軸受である．基本的な機能は円筒ころ軸受と同じであるが，断面高さが小さいことが特徴であり，内外輪もしくは内輪を持たないこともあり，ハウジングや軸を直接軌道面として使用することも多い．針状ころ軸受は，アキシャル荷重を支持するスラスト針状ころ軸受も多用されている．ただし，この形式の場合，軌道面と転動面の間で必ずすべり

が生じるため，一般的に許容回転速度は低く，潤滑には注意を要する。

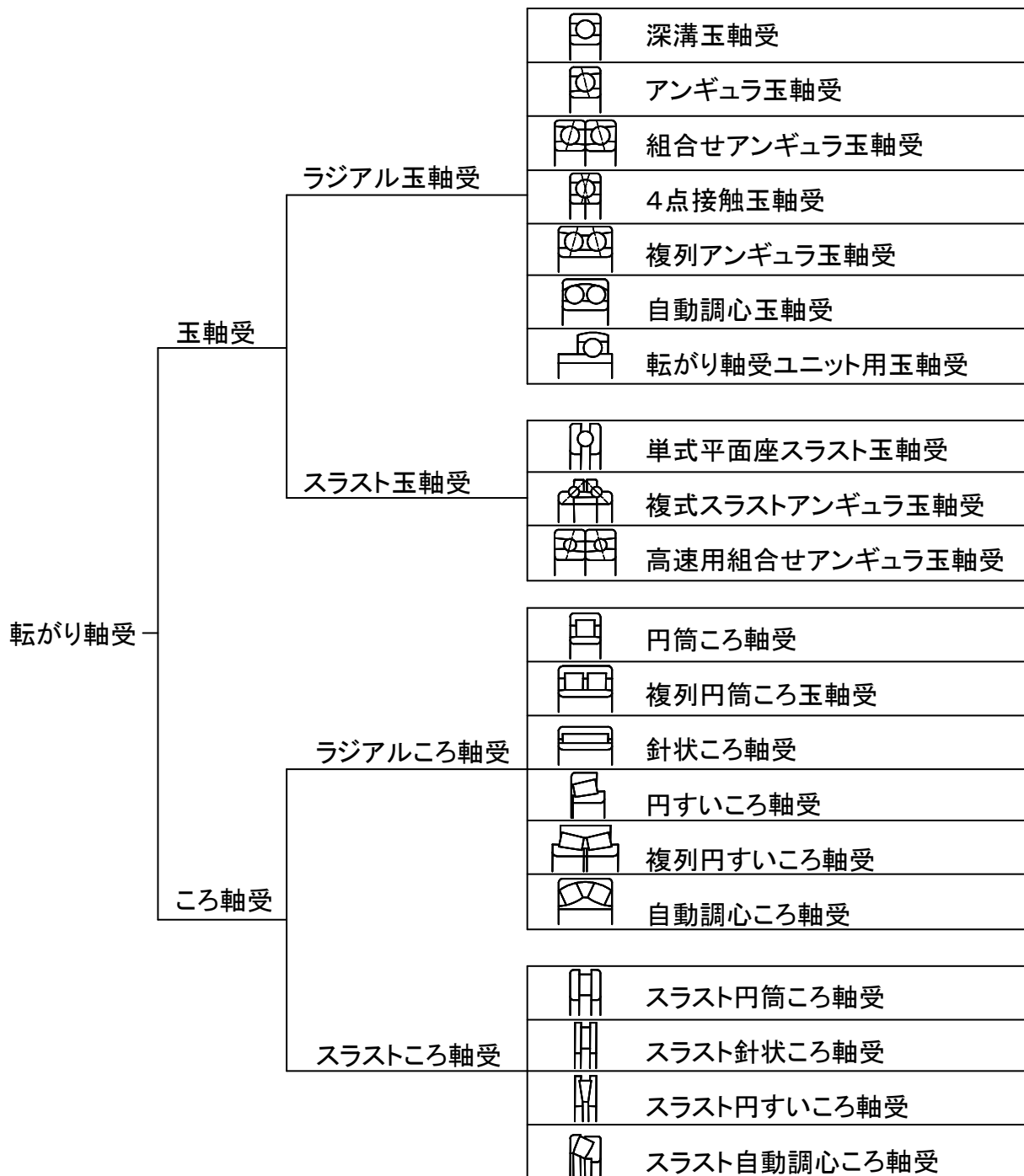


図 2-1 転がり軸受の分類²⁹⁾

円すいころ軸受は、円すい状のころを有し、内輪、外輪の軌道面およびころ転動面の円すいの頂点が軸受の中心軸上で一致するように設計されている。このため、ころは、軌道面上ですべりを発生させることなく転動することができる。ただし、ころは軸方向には内輪の大つばで案内されており、ころ大端面と内輪大つばの間では転がりとすべりが混在した状態となっている。円すいころ軸受は比較的大きなラジアル荷重と一方向のアキシャル荷重を同時に支持することが可能であるが、ラジアル荷重を受けるとアキシャル方向の分力が生じるため、通常2個を対面させて使用する。

自動調心ころ軸受は、軌道面が球面で構成される外輪と、たる型のころを擁する内輪からなる軸受であり、軸とハウジングのミスアライメントに対応する調心性を有する。一般的な円筒ころ軸受および円すいころ軸受の許容ミスアライメントが1/2000~1/1000であるのに対して、自動調心ころ軸受の許容ミスアライメントは1/50~1/30である³⁰⁾。

接触部だけの問題として考えるのであれば、ころは可能な限り大きく数も多いほうがよいが、極度に大きくすると内外輪が薄くなり、軸もしくはハウジングとのはめあい面でころと軌道輪の接触によるせん断応力が十分に小さくならないために割れを生じる危険性がある。したがって、軌道輪は想定される最大の荷重が作用した条件においてはめあい面でのせん断応力が一定の値を超えないように設計される。ころと軌道輪はその接触部において塑性変形を生じない面圧でなければならない。一部の例外を除いて最大面圧が3~4 GPa以下となるように設計される。ころの呼び寸法はJIS B1506に定められており、その中から選択される。

2.3 転がり軸受の材料

転がり軸受は、主として軸受鋼と呼ばれる1%C、1.5%Crの高炭素クロム鋼で製作される。JIS G4805では、その他の合金成分によりSUJ1からSUJ5の5種類の軸受鋼が規定されているが、通常はSUJ2（高炭素クロム軸受鋼鋼材2種）が用いられ、比較的大型の部材であるために焼入れ性を向上させたい場合にはSUJ3（高炭素クロム軸受鋼鋼材3種）が採用される。転動体と軌道面が接触し応力が発生すると、応力が最大となる付近に存在する非金属介在物などの欠陥に応力集中が生じ、破壊の起点となる。非金属介在物はいくつかの種類があるが、転がり軸受に最も影響を及ぼしているのはアルミナなどの酸化物である。したがって、鋼中の酸素濃度を低減することができれば酸化物系の非金属介在物の存在確率を下げることができ、結果、転がり軸受は長寿命となる。製鋼技術の開発の中で、1960年代に開発された真空脱ガス技術は重要な転機であり、鋼中酸素濃度が30 ppm以上であったものが15 ppm程度に低減し、転がり疲れ寿命は飛躍的に増加した。さらに1980年代に連続鑄造技術が導入され、現在では5 ppm以下となっている。非脱ガス鋼に対して、現在の軸受鋼は転がり軸受として数十倍の寿命を達成している³¹⁾。

材料の組成や表面処理といった材料技術の開発は現在でも進められている。たとえば、鋼中の添加元素の改善や熱処理技術の向上によって焼入れ性を高める、熱処理方法の工夫により表面の組織を微細化しこれによって高強度化する¹⁰⁾、鋼中のオーステナイトとマルテンサイトの割合を制御し異物のかみ込みに対する表面の耐久性を向上させる³²⁾、といった技術が開発されている。近年では、潤滑油から発生した水素が鋼中に進入して水素脆性

を生じることが注目されており、そのメカニズムの解明と対策に関して研究開発が行われている^{33), 34)}。

軸受鋼のほかに、自動車用軸受を中心として、円すいころ軸受など一部の軸受においてはニッケルクロムモリブデン鋼やクロムモリブデン鋼などの低炭素鋼を浸炭あるいは浸炭窒化処理して使用することがある。浸炭鋼は軸受鋼と比較して耐衝撃性が高い。その他、航空機エンジン用など耐熱性を要求される用途では高炭素クロムモリブデンバナジウム鋼等の工具鋼が用いられ、非磁性や耐食性が要求される用途ではステンレス鋼も使用される。

1980年代後半以降、工作機械主軸用軸受を中心としてセラミックス製の転動体を使用する例が増加している。材料の軽量化によって、外輪に作用する遠心力を低下させ、高速かつ長寿命を達成しようとするものである。主に用いられている材料は窒化ケイ素であり、強度、加工性、密度、鋼との破壊現象の類似性から転がり軸受に最適のセラミックス材料であるとされている。

一般用途のころ軸受の保持器には、プレス加工で成形した圧延鋼板や射出成形したガラス繊維入りポリアミドあるいは機械加工した高力黄銅などが用いられる。汎用品の円筒ころ軸受では樹脂製保持器が、円すいころ軸受では圧延鋼板製保持器が多用されている。

本研究では、ころの形状に注目して応力や接触面圧の低減について議論しており、長寿命化に関しては材料の種類とは独立して扱うことができる。そこで、本研究においては、ころ及び軌道輪の材料は最も一般的な熱処理を行った SUJ2 を対象とする。転がり軸受に用いられる SUJ2 の物性値を表 2-1 に、合金成分を表 2-2 示す。

表 2-1 SUJ2 の主要な物性値

ヤング率	208 GPa
ポアソン比	0.3
密度	7,800 kg/m ³
硬さ	HRC63 (170°C焼戻し)
熱伝導率	50 W/mK
線膨張係数	12.5×10 ⁻⁶ /K
引張破壊強度	1,764 MPa
ねじり破壊強度	1,960 MPa

表 2-2 SUJ2 の合金成分³⁵⁾

元素	C	Cr	Si	Mn	Ni	Mo	P	S
重量比(%)	0.95 ~1.10	1.30 ~1.60	0.15 ~0.35	0.50 以下	0.25 以下	0.08 以下	0.025 以下	0.025 以下

2.4 転がり軸受の潤滑

転がり軸受の潤滑剤には、大きく分けてグリースと油がある。

グリースは、増ちょう剤と呼ばれる Li や Ca などの脂肪酸塩の石けんやウレアなどと、基油と呼ばれる潤滑油を物理的に混合し各種の添加剤を配合した、半固体状の潤滑剤である。グリースは、密封が容易でありメンテナンス性に優れることから、転がり軸受に広く用いられている。転がり軸受内に封入されたグリースは、転動体の公転と自転によって攪拌され、軌道面上の転動体の転走跡近傍に付着したグリースから毛細管現象によって基油が供給され、潤滑に寄与する。このため、油潤滑に比べて潤滑油量が少なく、玉と軌道輪間に形成される潤滑油膜も薄いと考えられている。転がり軸受中でのグリースの挙動、寿命、摩擦特性については精力的に研究が進められているが^{36), 37)}、いまだ不明な点も多い。

油潤滑に用いられる潤滑油には、石油を精製して得られる鉱油が一般的に用いられ、特殊な性能が要求される用途では化学物質を合成して得られる合成油が用いられる。油潤滑には種々の潤滑方法が実用化されている。最も単純な潤滑方法は、潤滑油中に転がり軸受の一部を浸漬する油浴潤滑である。浸漬が困難な場合にはポンプでくみ上げて供給する循環給油、もしくは歯車などシステム中のその他の要素の回転を利用してはね掛けるといった方法もある。高速で回転する軸受には大量の潤滑油を強制的に軸受内部に吹き付けるジェット潤滑が用いられる。これは潤滑と同時に軸受の冷却も行っており、最も高速回転に適した潤滑方法である。ただし、この方法は攪拌抵抗による動力損失が大きく、大量の潤滑油を必要とする。低動力損失が要求される用途では、霧状の潤滑油を空気とともに供給するオイルミスト潤滑が用いられる。さらに、微量な潤滑油を正確に制御して確実に軸受内部に供給する方法としてエアオイル潤滑がある。これは、高速仕様の工作機械主軸用軸受を中心に用いられている方法で、樹脂製のチューブなどの潤滑油の供給経路内に適量導入された潤滑油を高圧の空気によって軸受内に供給する方法である。

このほかに、真空や極低温など液体による潤滑が困難な環境では、 MoS_2 や黒鉛などの固体潤滑剤や、Au や Ag などの軟質金属のめっきが用いられている。

本研究では、原則として鉱油によって潤滑される場合を想定する。

転がり軸受を流体で潤滑する場合、その潤滑が十分であるか否かの判断は油膜厚さと表面粗さの関係で検討されることが多い。転動体の自乗平均表面粗さを σ_1 、軌道輪の自乗平均表面粗さを σ_2 とすると、その合成粗さは $\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$ で表される。接触部の最小油膜厚さを h_{\min} として、膜厚比 Λ を

$$\Lambda = \frac{h_{\min}}{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}} \quad (2.1)$$

と定義する。 h_{\min} は、Dowson-Higginson の式²⁴⁾や Hamrock-Dowson の式²⁵⁾などで容易に求めることができる。 Λ が 3 以上であれば十分な潤滑状態にあるとされる。これは、表面粗さが正規分布していると仮定したとき、粗さ突起の先端が接触する確率が 0.13 %であることを意味する。ただし、転がり軸受が必ずしもそのような条件で使用されているとは限らず、場合によっては Λ が 1 以下で使用されることもある。そのような場合、固体同士の接触が生じ摩耗や焼付きが発生する可能性があるが、潤滑剤に油性向上剤や極圧添加剤を添加することによって重大な損傷を防止している。

2.5 ころ軸受の寿命

転がり軸受には種々の損傷形態があり、潤滑不良や過大荷重による焼付き、摩耗や、取扱いの不備による割れ、錆などがある。使用上の問題がない場合でも軌道面や転動体表面にフレーキングと呼ばれるはく離が生じることがある。これは、回転に伴う軸受材料の繰り返し負荷による疲労現象であり、これを転がり軸受の寿命と定義している。はく離の発生は、軌道輪と転動体の接触部近傍に存在する非金属介在物などの欠陥に応力集中が生じることによって起きているので、確率的現象であり、同一型番の軸受を同一の状態で使用してもその寿命は分布を持つ。同一型番の軸受を同一の状態で使用したときに、全体の10%にはく離が発生するまでの総回転数をその型番の軸受の基本定格寿命 L_{10} と称している。Lundberg-Palmgren は、軌道面上を転動体が通過する際に軌道輪に発生する最大せん断応力によって寿命が決定されると考え、膨大な実験データを基に転がり軸受の L_{10} を推定する方法を提唱した³⁸⁾。この方法は ISO や JIS にも採用されており、軸受の寿命推定の標準的な計算方法である。以下にその計算方法を示す。

ある負荷荷重 P で使用したときの軸受の L_{10} ($\times 10^6$ 回転) は、

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (2.2)$$

で計算することができる。ここで、 C は基本動定格荷重であり、100万回転の基本定格寿命を与えるような荷重である。 p は、軸受の形式によって定められる指数であり、玉軸受の場合は3、ころ軸受の場合は10/3である。なお、実用的には、 L_{10} には軸受材料の種類や製造工程、使用条件に応じて適宜、係数を乗じて使用される場合がある。

ころ単体の場合、ころの定格荷重 C (N) は、JIS B1518 に

$$C = 9.8 \times 56.2 \times 0.83 \frac{(1-\gamma)^{29/27}}{(1+\gamma)^{1/4}} \left(\frac{\gamma}{\cos \alpha} \right)^{2/9} (2r_1)^{29/27} l_{\text{eff}}^{7/9} \quad (2.3)$$

と定められている。ここで、

$$\gamma = \frac{r_1 \cos \alpha}{r_1 + r_2}$$

であり、 r_1 は転動体の半径(mm)、 r_2 は軌道輪の半径(mm)、 α は転動体の接触角である。また、 l_{eff} はころ有効長さ(mm)である。

Harris はこの考え方を拡張して、クラウニングのあるころに適用できる式を示している³⁹⁾。ころを軸方向に同じ幅で分割したとき、 j 番目のスライスの内外輪の接触荷重 Q_{sj} は接触面圧を $p(x,y)$ とすると

$$Q_{sj} = \iint p(x,y) dx dy \quad (2.4)$$

で求められる。

等価荷重 Q_e は

$$Q_e = n^{7/9} \left(\sum_{j=1}^n Q_{sj}^{4.5} \right)^{2/9} \quad (2.5)$$

で求められる。ここで n はころの軸方向分割数（スライス数）である。

寿命 L_{10} は

$$L_{10} = \left(\frac{C}{Q_c} \right)^{10/3} \quad (2.6)$$

となる。

2.6 ころ軸受の接触解析

前節の寿命の計算手法では、詳細な寿命の検討を行う上では接触面圧を求める必要があることがわかる。Ioanides らは接触部近傍の応力分布から寿命を推定する方法を提唱しており⁹⁾、ISO においてもその方法が取り入れられる方向にある。ただし、長谷はこの方法ではころ軸受のころ端部が軌道輪に接触して応力集中が生じた場合にその影響を過小評価することになると述べている⁴⁰⁾。いずれにせよ、応力分布は接触面圧から計算できるのであり、ころの接触部の面圧を求める必要がある。

ころ軸受のころと軌道輪の接触を単純な線接触であると考え、接触部の幅 b と最大面圧 p_{\max} は次の式で表される。

$$b = \sqrt{\frac{4 R_c Q}{\pi E' l}} \quad (2.7)$$

$$p_{\max} = \frac{2 Q}{\pi b l} \quad (2.8)$$

ここで、 R_c は等価半径、 Q は荷重、 E' は等価ヤング率、 l は接触長さである。等価ヤング率 E' は、ころと軌道輪のヤング率およびポアソン比をそれぞれ E_1 、 E_2 、 ν_1 、 ν_2 とすると

$$\frac{2}{E'} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \quad (2.9)$$

で定義される。

ところで、通常、ころは、エッジ部での応力集中を防止するため、クラウニングが施され、ころの中央部から両端に向かってマイクロメートルオーダーで徐々に直径が小さくなるように加工されている。また、現実の機械装置では、ハウジングと軸の中心は必ずしも一致しておらず、ミスアライメントが存在する。したがって、ころと軌道輪の接触は、厳密には線接触と考えることはできず、圧力は軸方向に変化する、これを計算する手法が必要である。

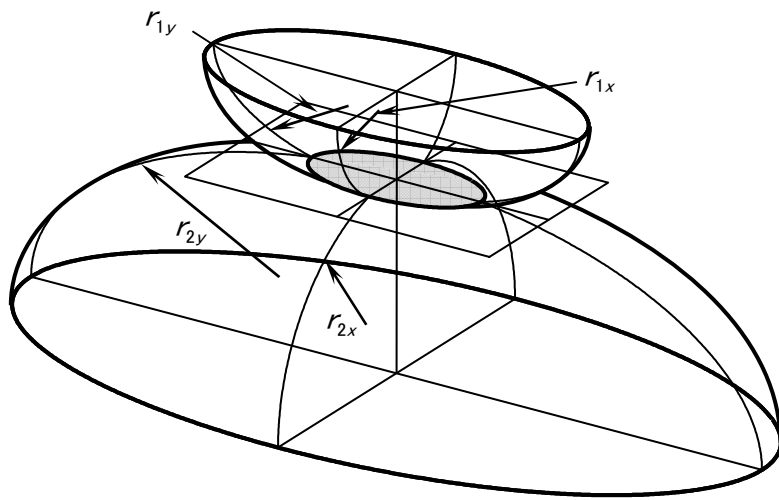
比較的計算の容易な方法としては、いわゆるスライス法が知られている。2.3節の寿命計算と同様に、接触部を軸方向に分割する。ころと軌道輪の間に、ある接近量を与えたとき、ミスアライメントとクラウニングの影響によってスライスごとに干渉量が異なる。各スライスについては、単純な線接触の式が適用できると仮定して幾何学的な干渉量から接触荷重を計算する。しかし、この手法ではエッジ部で応力集中が発生することを表現できない。

スライス法を改良した手法として、Teutsch-Sauer⁴¹⁾が提案した手法がある。弾性接触理論によれば、ある点の変形は他の点に発生している圧力の影響を受ける。これをスライス

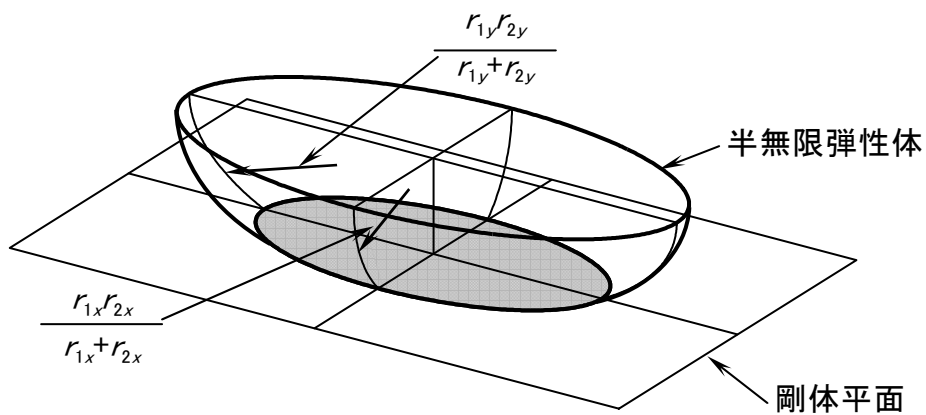
法に導入し、各スライスの変形に他のスライスに作用する荷重の影響を考慮している。この方法であれば、エッジ部が接触したときの応力集中の発生を表現できる。

近年は計算機の数値と計算アルゴリズムの向上により、弾性接触の基礎式を直接計算することも可能となっており、本研究では、以下に示す手法で面圧の計算を行っている。

接触の概念図を図 2-2 に示す。転がり軸受の転動体と軌道輪の弾性接触は、半無限弾性体近似によって解析を行うのが一般的であり、さらに、2つの弾性体の接触を、1つの半無限弾性体と剛体平面の接触に置き換えて解析する。



(a) 半無限弾性体同士の接触



(b) 等価な半無限弾性体／剛体平面系の接触

図 2-2 局所的弾性変形の概念図

接触部断面の模式図を図 2-3 に示す. 2 面の接触部では圧力が発生し, 非接触部では圧力は発生しない. すなわち, 2 面間の距離を $h(x,y)$, 圧力を $p(x,y)$ とすると,

$$\begin{aligned} h(x,y) > 0, p(x,y) &= 0 && \text{非接触部} \\ h(x,y) &= 0, p(x,y) > 0 && \text{接触部} \end{aligned} \quad (2.10)$$

なる関係にある.

2 面間の距離 $h(x,y)$ は 2 物体の弾性接近量を $h_0 (< 0)$, 半無限弾性体の表面形状を $g(x,y)$, 半無限弾性体表面の変位量を $u(x,y)$ とおくと,

$$h(x,y) = h_0 + g(x,y) + u(x,y) \quad (2.11)$$

と書ける. このとき, 圧力 $p(x',y')$ と変位量 $u(x,y)$ の関係は次式で表せる.

$$u(x,y) = \frac{2}{\pi E'} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{p(x',y')}{\sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2}} dx' dy' \quad (2.12)$$

ここで, (x',y') は, 変形を求めようとしている座標 (x,y) と同一座標面内のすべての点である. また, 面圧 $p(x,y)$ の面積分は法線荷重 F に等しいから

$$F = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} p(x,y) dx dy \quad (2.13)$$

のように表せる. すなわち, 半無限弾性体と剛体平面の接触問題を解くとは, 所定の表面形状 $g(x,y)$ および法線荷重 F に対して, 式(2.10)の条件の下で, 式(2.11), (2.13)の連立方程式を解いて, 面圧 $p(x,y)$ および弾性接近量 h_0 を求めるという問題である.

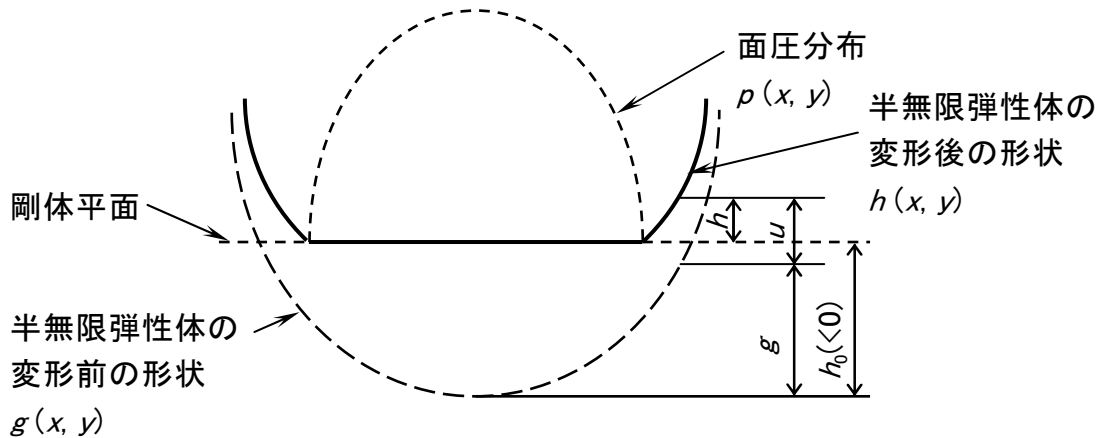


図 2-3 接触部断面の模式図

2.7 弾性流体潤滑理論

転がり軸受は、通常、潤滑油もしくはグリースで潤滑されており、軌道輪と転動体の間には潤滑油膜が形成されている。理想的には表面粗さの数倍以上の油膜が形成されることが望ましく、潤滑油膜の厚さを求めることは軸受を設計、あるいは潤滑剤を選定する上で重要な項目である。潤滑油膜の厚さは、Reynolds 方程式によって求めることができる。ただし、転がり軸受要素の接触部は数 GPa のオーダーの高面圧となっているため、2.6節で述べたような弾性変形を生じている。また、潤滑油の粘度は圧力に応じて指数関数的に上昇することが知られている。したがって、これらを連立させて解を求める必要がある。このような潤滑状態は弾性流体潤滑 (Elasto-Hydrodynamic Lubrication; EHL) と呼ばれている。

通常の転がり軸受の油膜解析では考慮しなくてよいスクイーズ項を無視すれば、2次元の Reynolds 方程式は次式で表される。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = u_m \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + v_m \frac{\partial(\rho h)}{\partial y} + \rho h \frac{\partial u_m}{\partial x} + \rho h \frac{\partial v_m}{\partial y} \quad (2.14)$$

ここで、 x 、 y は解析面上の直交座標、 ρ は潤滑油の密度、 h は油膜厚さ、 u_m は x 方向の2面間の平均流速、 v_m は y 方向の2面間の平均流速である。

圧力と粘度の関係については、Barus の式⁴²⁾

$$\eta = \eta_0 \exp(\alpha_0 p) \quad (2.15)$$

がよく知られている。ここで、 η は高圧下での潤滑油の粘度、 η_0 は常圧下での潤滑油の粘度、 α_0 は粘度-圧力係数、 p は圧力である。ところで、この式では高圧になると実測値とのかい離が生じる。鉱油系潤滑油については Roelands が与えた式⁴³⁾が実測とよく一致するとされている。

EHL 解析では、以上の式にさらに、弾性変形の式(2.12)と力の釣り合い式(2.13)を連立させて解く。これらの連立方程式を解析的に解くことは極めて困難であるから、通常は計算機を用いて数値解を求める。数値解は収束計算によって得られるのであり、まず、接触物体の変形後の形状とすきまの初期値を与える。形状の初期値としては、たとえば、Hertz の解析解を用いることができ、すきまの初期値としては Hamrock-Dowson の式²⁵⁾で求められる中央油膜厚さを用いることができる。この形状とすきまに対して、Reynolds 方程式(2.14)を適用し、圧力分布を求める。Reynolds 方程式は境界値問題として収束計算によって求めることができるが、この過程で、得られた圧力を元に、式(2.15)の Barus の式や Roelands の式を用いて各格子点での高圧粘度を求め Reynolds 方程式に適用する。Reynolds 方程式を解いて得られた圧力を式(2.12)の弾性変形の式に適用して変形後の形状を求める。また、式(2.13)のように圧力を積分して油膜反力を求め、外力との力の釣り合いを評価する。力が釣り合っていないならば油膜厚さを修正し、再度、Reynolds 方程式を解いて圧力分布を求める。この操作を弾性変形量と力の釣り合いが収束するまで繰り返す。この計算のフローチャートを図 2-4 に示す。

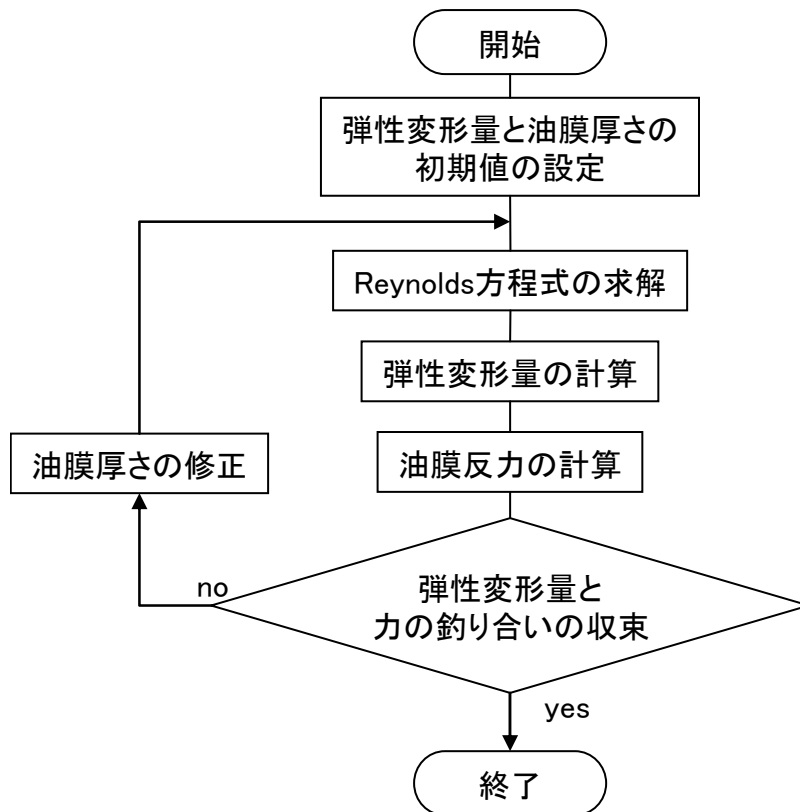


図 2-4 EHL 解析のフローチャート

2.8 接触問題の数値計算手法

EHL 理論も含めた任意形状の集中接触問題を数値解析的に解こうとする研究は古くから多く行われており、数値解析の代表的な手法には差分法、有限要素法 (Finite Element Method; FEM)、境界要素法 (Boundary Element Method; BEM) などがある。FEM では多くの汎用ソフトが市販されており、BEM では固体接触や弾性流体潤滑の解析に特化した市販ソフトがある。ところが、これらの市販ソフトは、個々の設計者が手軽に設計に利用できる状況になく、また、計算時間が長い、最適なメッシュの作成に熟練を要するなどの問題もあり、パラメータスタディには不向きである。

接触問題などの境界値問題は、支配方程式を解析領域内で離散化し、連立一次方程式に置き換え、上述のような手法を用いて数値的に解くことが多い。連立一次方程式の求解方法には大別して直接法と反復法があるが、連立方程式を表す行列が疎であって、次数が大の計算の場合、計算コストの節約のために反復法が用いられる。反復法とは、近似的に連立一次方程式で表現される境界値問題に対して、適当な初期値を与え、境界条件を満たすように解を修正し、収束解を得るというものである。解の初期値あるいは修正後の近似解の厳密解に対する誤差は、複数の周波数成分を含んでいる。一般の単一格子を用いる反復法では、解析領域を離散化した格子サイズ程度の波長の誤差は高速で収束するが、長波長の誤差は収束しにくいという欠点がある。この問題に対して、Brandt は、格子間隔の異なる複数の計算空間を用意し、各空間を行き来して反復法を用いて方程式を解くことで高速、

高精度の計算を可能とする手法を開発した⁴⁴⁾。これをマルチグリッド法と呼ぶ。

接触問題を解く上で、弾性変形量を求める式(2.12)の計算がコスト増大の一因となっている。式(2.12)では、1点での弾性変形量を求めるために空間上の全格子点での圧力の影響を計算する必要があるため、格子点数の2乗に比例して計算量が増加することになる。Brandt-Lubrecht は、格子間隔の異なる複数の計算空間を用いて、超高速で式(2.12)のような積分変換を実行するアルゴリズムを開発した⁴⁵⁾。この手法によれば、節点数を n としたとき、 $(n \log n)$ に比例した計算量となる。このアルゴリズムをマルチレベル マルチインテグレーション (MultiLevel MultiIntegration; MLMI) と呼ぶ。

旧来は Newton-Raphson 法を用いて反復計算を行っていたが、現在はマルチグリッド法と MLMI を組み合わせたマルチレベル法によって弾性接触解析あるいは EHL 解析を行うことが一般的になってきている。本研究においても、これらの解析にはマルチレベル法を用いる。なお、このほかに共役勾配法を用いて反復計算を行う方法や FFT を用いて弾性接触方程式の積分変換を高速化する方法も提案されている⁴⁶⁾。

2.8.1 マルチグリッド法の概略

本研究では圧力分布を反復法的一种である Jacobi 法⁴⁷⁾を用いて求解する。

単一格子を用いた反復法は、格子間隔に対して長波長の誤差成分が収束しにくいという欠点がある。この問題を解決するために、マルチグリッド法を利用し、高速化を図る。マルチグリッド法とは、概略、次のような手法であり、その概念図を図 2-5 に示す。

- ①解析対象空間に対して格子間隔の異なる複数の格子空間を用意する。
- ②ある格子空間上で反復計算を行い、その格子間隔に応じた誤差成分を収束させる。
- ③修正量や残差、未知量を格子間隔の異なる格子空間に補間する。
- ④②、③を繰り返して、最終的に最も格子間隔の小さい最密格子空間上で収束解を得る。

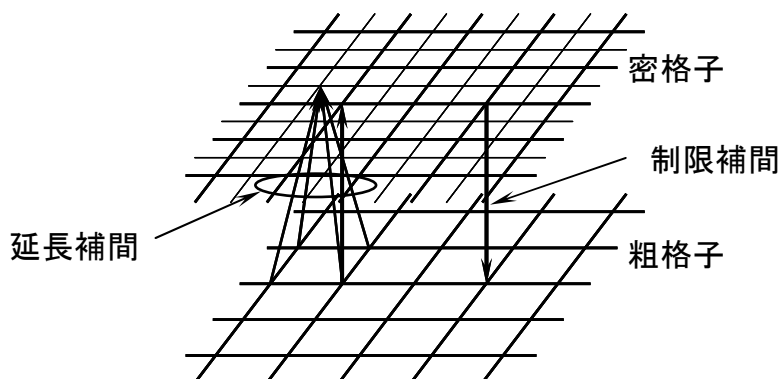


図 2-5 マルチグリッド法の概念図

格子空間の移動の順序に対し、いくつかのパターンが提案されているが、ここではフルマルチグリッド (Full MultiGrid; FMG) 法を用いる。FMG 法とは、概略、次のような手法であり、その一例を図 2-6⁴⁸⁾に示す。

- ①最粗格子から計算を開始する。
- ②修正量の密格子への変換 (延長補間) と、残差、未知量の粗格子への変換 (制限補間) を繰り返しながらサイクルのレベルを上げていく。
- ③各サイクルの最密格子では収束解を求める。その他の格子では所定回数の緩和を行う。

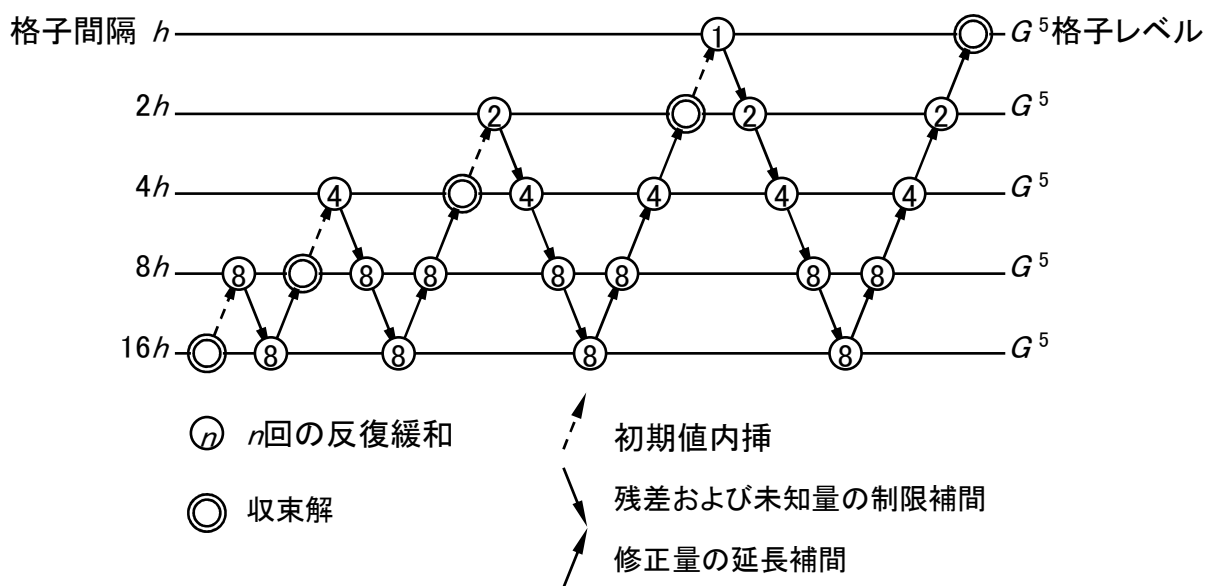


図 2-6 FMG 法の一例⁴⁸⁾

2.8.2 マルチレベル マルチインテグレーションの概略

弾性変形を計算する際に式(2.12)の畳み込みを実施する必要がある。この畳み込みを単純に実行すると、格子点数 n に対して、 $O(n^2)$ の計算量が必要となる。マルチグリッド法の技術を応用して畳み込みを高速で計算する手法がマルチレベル マルチインテグレーション (MultiLevel MultiIntegration; MLMI) である。MLMI を用いれば計算量は $O(n \log n)$ となる。Wang らは同一条件の計算時間を単純な畳み込み (Direct Solution; DS) と MLMI で比較して、表 2-3 のような結果を得ている⁴⁹⁾。

表 2-3 畳み込みの計算時間(s)⁴⁹⁾

手法	メッシュ数			
	64×64	128×128	256×256	512×512
DS	0.1	1.64	117.66	2604.81
MLMI	0.09	0.38	1.58	6.5

ただし，計算環境は，Pentium4 1.5GHz，メモリ 256MB，Visual Fortran

なお，MLMI とは概略，次のような手法である．

- ①計算の対象としている点 (x,y) に対して， $p(x',y')$ が十分離れた点にある場合は粗格子上でマルチインテグレーション (MultiIntegration; MI) を実行する．
- ②①の計算結果を密格子上に補間する．
- ③ $p(x',y')$ が (x,y) の近傍にある場合は密格子上で MI を実行する．

2.9 結言

本章では，本研究の基盤となる転がり軸受に関する既知の技術についてまとめた．

- (1) 本研究で対象とする円筒ころ軸受，円すいころ軸受，スラストころ軸受について他の形式の軸受と比較したときの特徴を概説した．
- (2) 転がり軸受の材料と潤滑技術についてまとめ，本研究で対象とする軸受は最も一般的な軸受鋼 SUJ2 製であり，鉱油で潤滑されることを述べた．
- (3) 転がり軸受の設計に不可欠であり，本研究でも多用する種々の解析技術を示した．軸受の寿命は Lundberg-Palmgren の理論にのっとり，スライス法によって計算する方法について述べた．
- (4) 接触問題を解くための半無限弾性近似理論と，潤滑油が介在する場合の EHL 理論の支配方程式を示し，それらを数値的に解くための計算手法であるマルチレベル法を概説した．

第3章 対数クラウニングの最適設計

3.1 緒言

円筒ころ軸受において、ころと軌道輪の間に荷重が作用するとき、接触の端部では応力集中が生じて接触面圧が過大となることがある。この現象をエッジロードと呼ぶ。円筒ころ軸受の設計では、エッジロードの防止が重要な課題であり、ころ転動面と軌道輪軌道面のいずれかあるいは両方にクラウニングが施される。クラウニングの形状には直線、単一の円弧あるいは複数の円弧の組み合わせなどがある。

Lundberg は、平行な2円筒の接触問題について、弾性論に基づいて軸方向に均一な面圧分布が得られる形状が対数関数式で表されることを見出した⁵⁰⁾。ISOにおいて、転がり軸受のクラウニングの一例として対数関数で表される形状が示されているが⁵¹⁾、これは本質的には Lundberg が示した関数式と同じものである。以下、形状が対数関数で表わされるクラウニングを対数クラウニングと呼ぶ。

Lundberg の示した関数式を転がり軸受に適用すれば、接触部の面圧分布が軸方向に均一となり、したがって、最大面圧が低下するので転がり疲れ寿命を延長することができる。しかし、この曲線は接触部の端部におけるころ半径の減少量が無限大となるため、直接的には適用できない。Johns-Gohar¹⁴⁾は Lundberg の式を基にして、ころ用の対数関数式を示した。転がり軸受のハウジングと軸は厳密には平行ではなく、ミスアライメントが存在し、ころは内輪および外輪に対してチルトを生じる。Johns-Gohar の曲線を用いたクラウニングは、チルトしたころにエッジロードを発生させる。また、転がり軸受のころは、加工精度を確保するため、転動面にストレート部を有することが多いが、この式はストレート部を与えることができない。

Reusner は、クラウニングを対数形式としたころ軸受には、ミスアライメント下であってもエッジロードが発生せず、ころ軸受は長寿命となると述べている⁵²⁾。しかし、その具体的な形状については示していない。

Takata らは、Lundberg の対数曲線と円弧を組み合わせて、ミスアライメント下で長寿命となるクラウニングを提案している¹⁵⁾。この方法ではミスアライメントに対するクラウニング量を Lundberg の接触理論と別個の円弧の式を用いているため計算が複雑化するという問題がある。

Kamamoto らは、内部応力に着目して、最適形状を与える関数式を示している¹⁶⁾。ころと軌道輪の接触部における Mises の相当応力あるいは Tresca の相当応力が軸方向に均一になる場合に、材料の受けるダメージが最小となり、ころ軸受は長寿命となると主張している。しかし、彼らを与えたクラウニング曲線を表す関数式にはミスアライメントの影響が考慮されていない。

本章の目的は、設計が容易な対数クラウニング式を提案することであり、ミスアライメントによるエッジロードの発生を防止できる設計手法を提案する。この式は、対数関数式に3個の設計パラメータを導入して設計の自由度を向上させている。これらのパラメータは、数理的最適化手法を用いて軸受の使用条件に応じて最適化できることを示す。

3.2 対数クラウニングを表す関数式

図 3-1 に、円筒ころ軸受の概略図を示す。ころにはクラウニングが施されており、クラウニングによるころ半径の減少量はころ中央から離れるほど大きくなる。ころ中央部にはストレート部が設けられることが多い。ストレート部とクラウニング部をあわせた部分が転動面であり、その軸方向の長さが有効長さである。

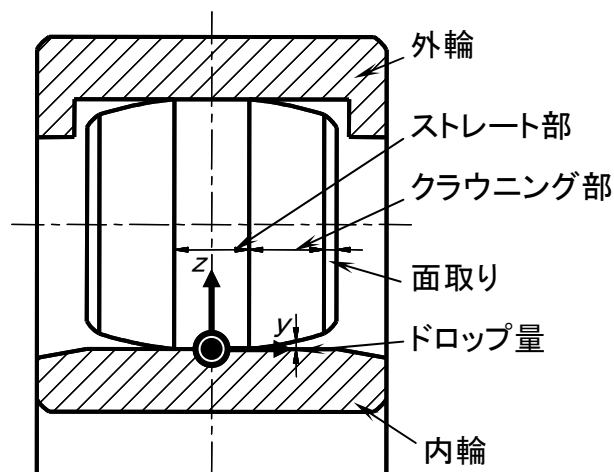


図 3-1 ころにクラウニングを設けた円筒ころ軸受の概略図

ころの実際の接触部ができるだけ長く、かつ、軸方向に均一な接触状態が実現され、さらに、エッジロードが発生するエッジ部のみで接触が防止できるようにドロップ量が設定されていることが望ましい。すなわち、クラウニングは図 3-2 のような曲線になることが

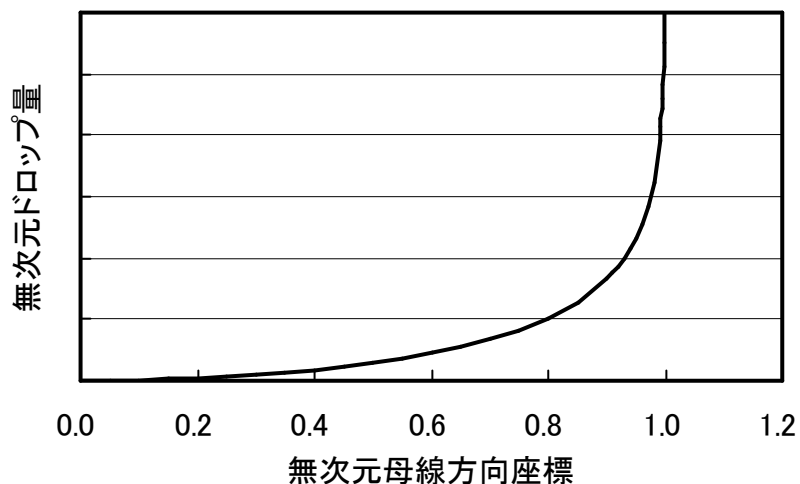


図 3-2 望ましいクラウニングの概略形状

望ましく、そのような関数として、次式の関数が採用できる。

$$z = -\ln(1 - y'^2) \quad \text{ただし } 0 \leq y' < 1 \quad (3.1)$$

この関数式が与える形状の一部 ($0 \leq y' \leq y'_m < 1$, y'_m は $0 \leq y'_m < 1$ である任意の値) を抽出してクラウニングの曲線とする。クラウニングを設計する上でポイントとなる自由度は次の3つである。

- ①クラウニング部の曲率
- ②有効接触部端部でのドロップ量
- ③ストレート部の長さ

①のクラウニング部の曲率の設定は、式の右辺に定数 A を係数として与えることによって実現できる。すなわち、

$$z(x) = -A \ln(1 - y'^2) \quad (3.2)$$

A は曲率そのものではないが、 A を与えることにより各部での曲率の程度を定めることができる。

②について、有効接触部端部でのドロップ量を z_m とすると、 A がある値に定まっているとき、 y'_m を決めることと z_m を決めることは同義である。有効接触部端部でのドロップ量を z_m とするためには、クラウニングの範囲を $0 \leq y' \leq y'_m$ として、 $y' = y'_m$ において $z = z_m$ となるようにすればよい。したがって、

$$z_m = -A \ln(1 - y'^2_m) \quad (3.3)$$

より

$$y'_m = \sqrt{1 - \exp\left(-\frac{z_m}{A}\right)} \quad (3.4)$$

すなわち、式(3.2)は

$$z(x) = -A \ln \left\{ 1 - \left[1 - \exp\left(-\frac{z_m}{A}\right) \right] \left(\frac{y'}{y'_m} \right)^2 \right\} \quad \text{ただし } 0 \leq y' \leq y'_m \quad (3.5)$$

と記述することができる。

③を導入するためには、ストレート部長さを l_s としたとき、式(3.5)の $y' = 0$ において $y = l_s/2$ となり、 $y' = y'_m$ において $y = l/2$ となるように変数を変換すればよい。したがって、

$$\begin{aligned} z(y) &= -A \ln \left\{ 1 - \left[1 - \exp\left(-\frac{z_m}{A}\right) \right] \left(\frac{y - l_s/2}{l/2 - l_s/2} \right)^2 \right\} \\ &= -A \ln \left\{ 1 - \left[1 - \exp\left(-\frac{z_m}{A}\right) \right] \left(\frac{2y - l_s}{l - l_s} \right)^2 \right\} \end{aligned} \quad (3.6)$$

と変形できる.

すなわち, 設計パラメータとして次の3つが与えられたことになる.

- A : クラウニング部の曲率の程度
- z_m : 有効接触部端部でのドロップ量
- l_s : ストレート部長さ

ところで, Lundberg⁵⁰⁾や Johns-Gohar¹⁴⁾が示した対数クラウニングの式は, 本質的な形式は式(3.6)と同等であり, 式(3.6)の対数項の係数部 A を弾性論的見地から $\frac{2Q}{\pi E'l}$ の形で与えている. ここで Q は荷重である. 本研究ではこの係数にさらに任意の変数 K_1 を乗じて

$$A = \frac{2K_1Q}{\pi E'l} \quad (3.7)$$

で与えることにする. さらに, K_2 をころの有効長さ l に対するクラウニング部の長さの比と定義すると,

$$l_s = l(1 - K_2) \quad (3.8)$$

となる. この K_1, K_2 を用いると, 式(3.6)は

$$z(y) = A \ln \frac{1}{1 - \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{z_m}{A}\right) \right\} \left(\frac{y - \frac{l}{2}}{K_2 \frac{l}{2}} + 1 \right)^2} \quad (3.9)$$

ただし,

$$A = \frac{2K_1Q}{\pi E'l}$$

と書き換えられる. この式においては対数クラウニングの設計パラメータは次の3つである.

- K_1 : クラウニング部の曲率の程度
- K_2 : クラウニング部の長さの割合
- z_m : 有効接触部端部でのドロップ量

図 3-3 に各パラメータの指示部と形状の対応を示す. これらの設計パラメータを最適に選択したとき, ころがチルトしてもエッジロードが発生しない対数クラウニングを設計することができる.

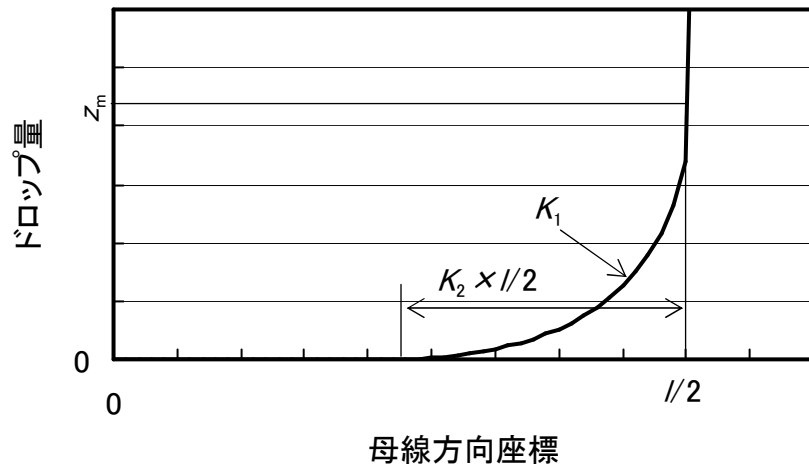


図 3-3 対数クラウニングの設計パラメータと形状

3.3 対数クラウニングを与えたころの接触面圧分布

図 3-4 に示す円筒ころと内輪の接触について考える．クラウニングはころのみに与えることにする．材料は，ころ，内輪とも軸受鋼とする．計算格子は接触領域を軸方向 256 分割，周方向 32 分割とする．

チルト角を 0 rad としたときのクラウニング形状と面圧分布の関係を図 3-5 に示す．クラウニングを設けないとき，ころ有効接触長さ端部で 10.7 GPa と極めて大きなエッジ応力を生じている．Johns-Gohar 曲線でもエッジ応力が生じており，最大値は 3.7 GPa である．クラウニングがない場合に対し Johns-Gohar 曲線の場合，エッジ応力の値は約 1/3 となっているが，エッジ応力の値は計算格子のサイズに依存するので，単純に数値の比較はできない．しかし，ここでは同じサイズの計算格子を用いているので，大小関係の議論には問題はない．

一方，式(3.9)によるクラウニングの場合，図 3-4 の条件では，

$$K_1 = 1.0, K_2 = 1.0, z_m = 12.7 \mu\text{m}$$

とすれば，Johns-Gohar 曲線と一致するが，たとえば

$$K_1 = 1.4, K_2 = 1.0, z_m = 14 \mu\text{m}$$

とすれば，エッジ応力は発生しない．

$K_2 = 1$ とすると，有効接触長さの全領域にクラウニングを施すことになる． $K_2 = 0.5$ とし，クラウニング領域を l の 1/2 とすると，面圧分布は図 3-5 に示すように，接触部の中央部で減少し，両端付近でやや増大する．ただし，この面圧の増大は，クラウニング部と面取り部の交点の接触によるスパイク状の面圧増加ではなく，すなわちエッジ応力とは異なる．

ころに 0.001 rad のチルトを与えたときの面圧分布を図 3-6 に示す．Johns-Gohar 曲線では，チルト角 0 rad の場合と同様，エッジ応力の発生が見られる． $K_1 = 1.4$ ， $K_2 = 0.5$ ， $z_m = 14 \mu\text{m}$ においてはチルト角 0 rad の条件ではエッジ応力は発生しなかった．ところが，チルト角 0.001 rad ではエッジ応力が発生している．そこで， z_m を 14 μm から 17 μm に大きくして

$$K_1 = 1.4, K_2 = 0.5, z_m = 17 \mu\text{m}$$

とすると、エッジ応力の発生を防止できる。

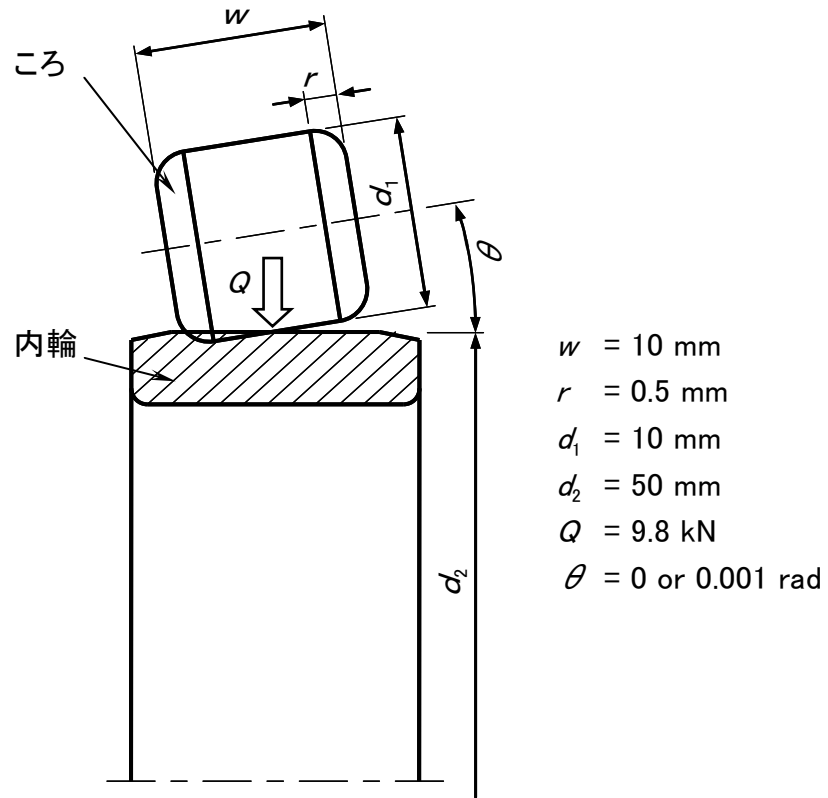


図 3-4 接触面圧の計算に用いたころと内輪の概略図

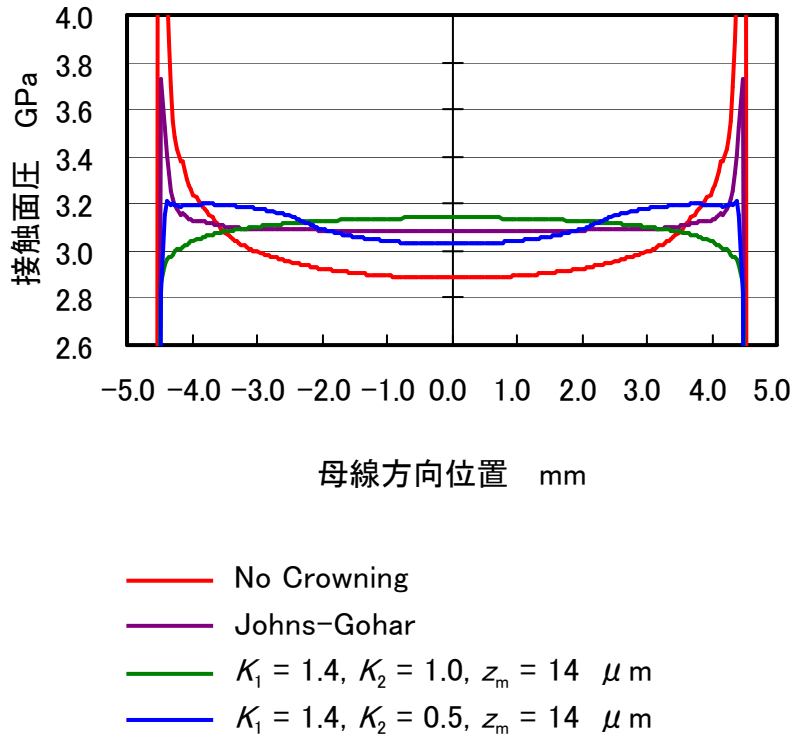


図 3-5 ころチルト角 0 rad のときの接触面圧

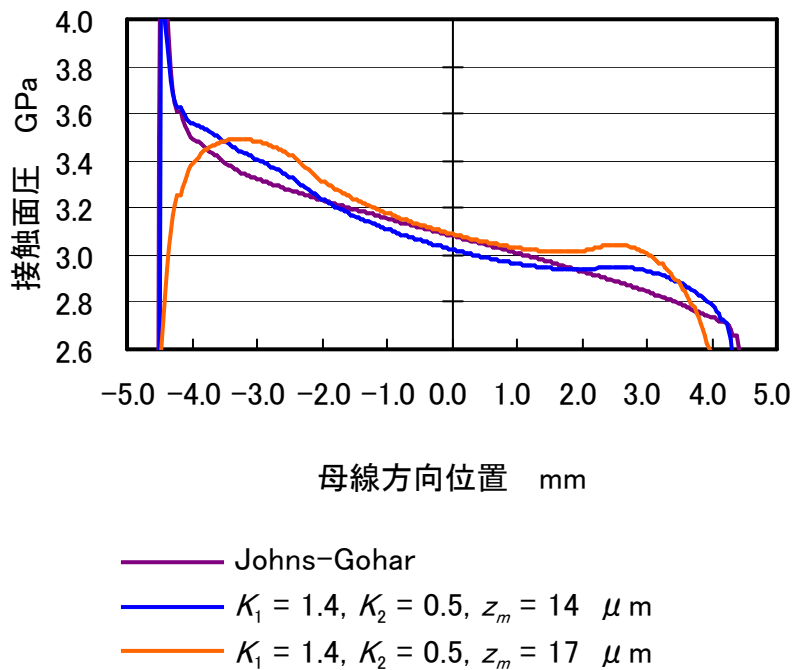


図 3-6 ころチルト角 0.001 rad のときの接触面圧

3.4 設計パラメータの最適化

3.4.1 最適化アルゴリズム

上述のように設計パラメータを変更することによって、最大面圧を低減することが可能であるが、その最適値を解析的に与えることは困難である。そこで、計算機を用いて、設計パラメータを自動的に最適化する手法を考える。

最適化アルゴリズムには、共役勾配法、焼き鈍し法、遺伝的アルゴリズムなど種々のものが提案されている。本問題に関して、たとえば、目的関数を最大面圧あるいは転がり疲れ寿命とした場合、それらの導関数の解析的な導出は不可能であり、数値微分も困難であるので、直接探索法の一つである Rosenbrock 法⁵³⁾を採用する。概略は次のとおりである。

- ①変数空間に方向ベクトルを定め、変数値を方向ベクトルに沿って変化させる。
- ②変数値の変化により、目的関数が改善されればその変化を受容し、悪化すれば棄却する。
- ③①、②を所定回数繰り返したのち、収束していれば終了する。収束していなければ方向ベクトルを修正して①に戻る。

Rosenbrock 法に限らず、最適化手法は解の収束性に対して初期値依存性が強い。ここで言う解の収束性とは収束解自体と収束解が得られるまでの計算量を意味する。最適化問題において良好な初期値を定めることは重要な問題である。

本研究では、次のような方法で初期値を決定する。なお、目的関数には面圧に限らず転がり疲れ寿命を採用することもできるが、下記の説明では最大面圧 P_{\max} を目的関数とする。

- ①初期値を探索する設計パラメータの範囲と、その範囲内でのそれぞれのパラメータの値の個数を指定する。
- ② K_1, K_2, z_m の値の個数がそれぞれ l, m, n であるとき、 $(l \times m \times n)$ 個の設計パラメータの組合せが設定される。すべての組合せについて面圧計算を実行し、 P_{\max} を求める。
- ③ P_{\max} が最小となる組合せを最適化の初期値として採用する。

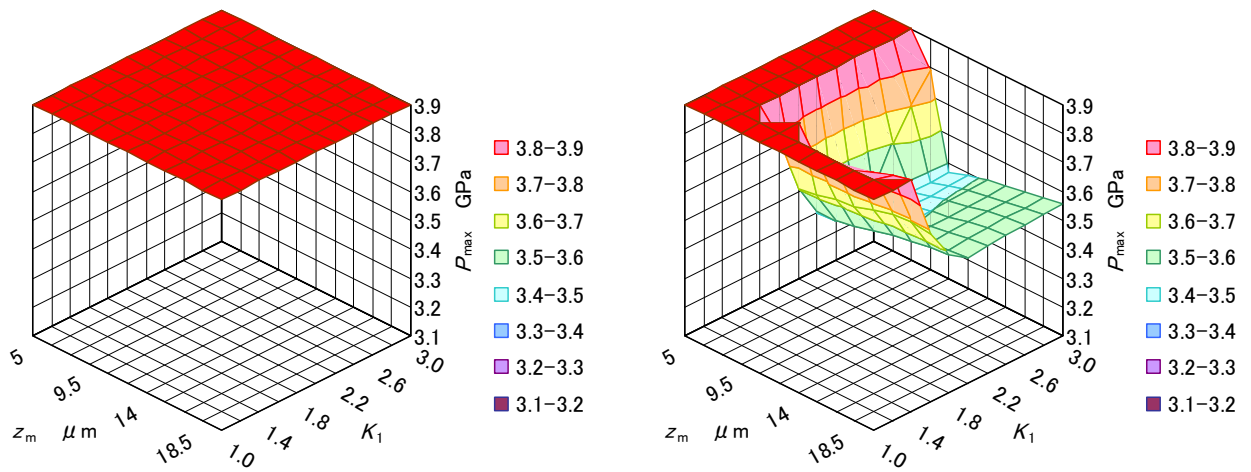
3.4.2 最適化の例

円筒ころ軸受のクラウニングの最適化計算例を示す。ころのみにクラウニングを設けた場合は、ころと外輪間の最大面圧よりもころと内輪間の最大面圧のほうが大きくなる。したがって、クラウニングの最適化を考える上では、ころと内輪の接触について検討すればよい。ころにクラウニングを設けると、ミスアライメント条件下では、ころは内輪に対して、ミスアライメントの 1/2 だけチルトすると考える。

以下、本章の計算例では図 3-4 の幾何形状、荷重条件とし、材料はころ、内輪とも軸受鋼とした。

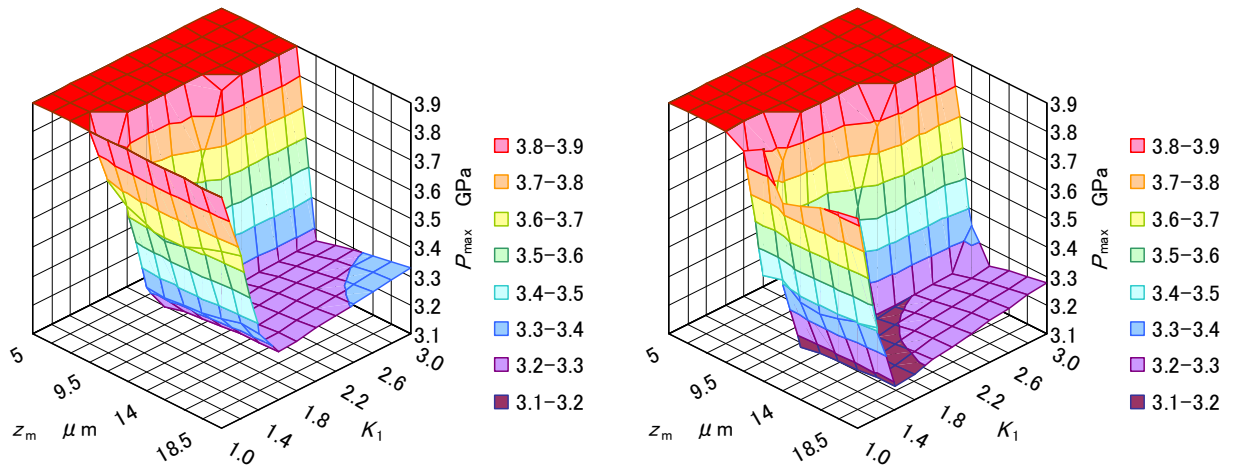
(1) チルト角が 0 rad の場合

表 3-1 の条件で最適化を行った。初期値探索によって得られる設計パラメータと最大面



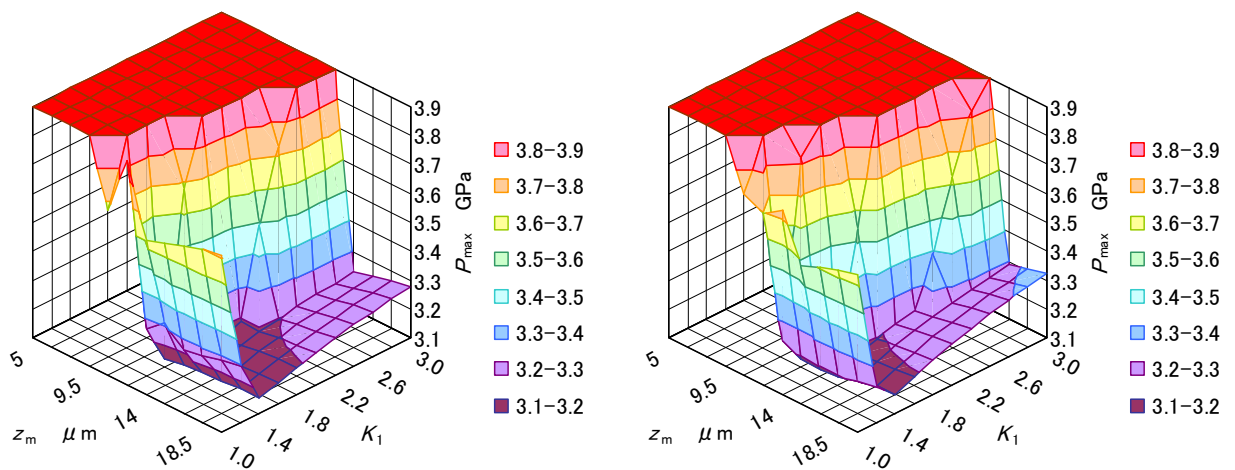
(a) $K_2 = 0.0$

(b) $K_2 = 0.2$



(c) $K_2 = 0.4$

(d) $K_2 = 0.6$



(e) $K_2 = 0.8$

(f) $K_2 = 1.0$

図 3-7 最適化条件①における設計パラメータと最大面圧の関係

圧の関係を図 3-7 に 3D 等高線グラフで示す．図 3-7(a)～(f)では， K_2 を 0～1 の間で 0.2 ずつ変化させている．各グラフでは，各 K_2 における， K_1, z_m, P_{\max} の関係を示す．

表 3-1 最適化条件(1)

目的関数	最大面圧
ころチルト角	0 rad
K_1 の初期値探索範囲	1 ~ 3
K_2 の初期値探索範囲	0 ~ 1
z_m の初期値探索範囲	5 ~ 20 μm

最良な初期値は図 3-7(e)に見られるように，

$$K_{10} = 1.4$$

$$K_{20} = 0.8$$

$$z_{m0} = 12.5 \mu\text{m}$$

であった．Rosenbrock 法によって最適化した結果，設計パラメータの最適値

$$K_1 = 1.295$$

$$K_2 = 0.879$$

$$z_m = 12.684 \mu\text{m}$$

が得られた．最適設計パラメータによるクラウニングのとき，面圧分布は図 3-8 のように軸方向にほぼ均一となる．

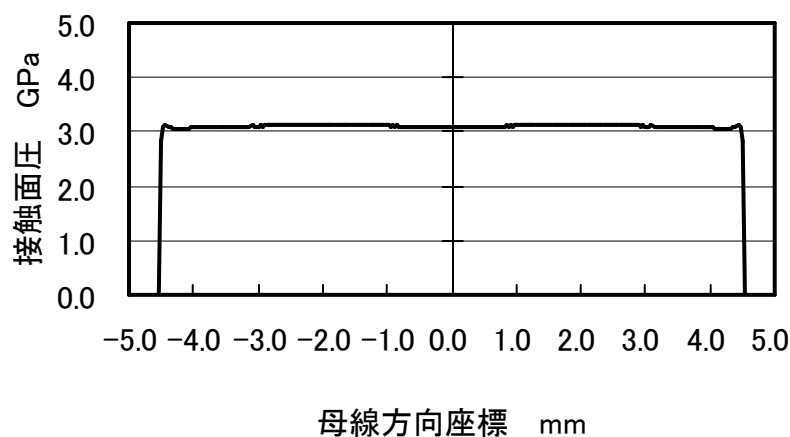


図 3-8 最適化条件①における最適値 ($K_1 = 1.295, K_2 = 0.879, z_m = 12.684 \mu\text{m}$)での面圧分布

(2) チルト角が 0.001 rad の場合

ころにチルトがあり，かつ，ストレート部を設けた場合について検討した．すなわち， K_2 を 0.5 で固定し，最適化の対象から除外した．最適化の条件を表 3-2 に示す．

表 3-2 最適化条件(2)

目的関数	最大面圧
ころチルト角	0.001 rad
K_1 の初期値探索範囲	2 ~ 4
z_m の初期値探索範囲	10 ~ 30 μm

最良な初期値は，

$$K_{10} = 2.8$$

$$z_{m0} = 16\mu\text{m}$$

であった．最適化によって，設計パラメータの最適値

$$K_1 = 2.779$$

$$z_m = 16.253\mu\text{m}$$

が得られた．このとき，面圧分布は図 3-9 のようになる．チルトがあるため，軸方向の負の位置で最大面圧が発生し，ストレート部を設けたため，中央部での面圧分布が凹型となっている．

本手法ではこのように，チルトがある場合や，ストレート部を設けた場合であっても最適な対数クラウニングを設計することが可能である．

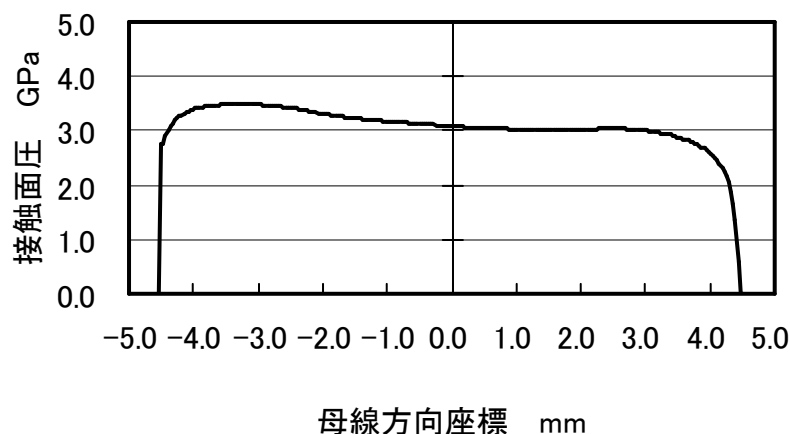


図 3-9 最適化条件②における最適値($K_1 = 2.779$, $K_2 = 0.5$, $z_m = 16.253 \mu\text{m}$)での面圧分布

(3) 転がり疲れ寿命を目的関数とした場合

最適化の目的関数としてころの転がり疲れ寿命を用いることもできる。寿命の計算は Harris の方法³⁹⁾によった。最適化の条件は表 3-3 のとおりである。

表 3-3 最適化条件③

目的関数	転がり疲れ寿命
ころチルト角	0 rad
K_1 の初期値探索範囲	1 ~ 3
K_2 の初期値探索範囲	0 ~ 1
z_m の初期値探索範囲	5 ~ 20 μm

最良な初期値は、

$$K_{10} = 1.2$$

$$K_{20} = 0.9$$

$$z_{m0} = 11 \mu\text{m}$$

であった。最適化によって、設計パラメータの最適値

$$K_1 = 1.065$$

$$K_2 = 0.982$$

$$z_m = 10.799 \mu\text{m}$$

が得られた。ここで採用した最適化の条件では、エッジ応力の発生を許容しているため、このときの面圧分布は図 3-10 のようになり、両端でエッジ応力が発生している。

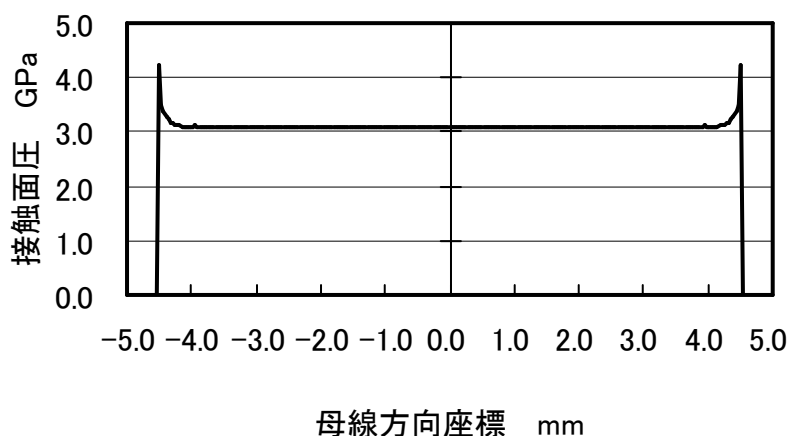


図 3-10 最適化条件③における最適値($K_1 = 1.065$, $K_2 = 0.982$, $z_m = 10.799 \mu\text{m}$)での面圧分布

(4) 対数クラウニングの形状

以上の条件で最適化された対数クラウニングの形状を図 3-11 に示す。“最適化条件(1)(目的関数：最大面圧，チルト角 0 rad)”と“最適化条件(3) (目的関数：転がり疲れ寿命，チルト角 0 rad)”を比較すると，形状の差異はほとんどないことがわかる．ところが，寿命を目的関数とすると，図 3-10 のようにエッジ応力が生じる．図 3-6 を見ると， K_2 を固定して考えたとき，最大面圧を目的関数としたときの最適点より K_1 あるいは z_m がわずかに小となった場合に，最大面圧が急激に増加することがわかる．この最大面圧の増加はエッジ応力が発生したために生じている．定性的には，面圧が大きければ寿命は短くなるが，エッジ応力のような局所的な面圧の増加は，Harris の寿命の計算方法ではその影響が小さい．したがって，最適化の目的関数にいずれを採用するかによって，ころの形状はほぼ同じであるにも関わらず，エッジ応力の発生の有無が異なる．

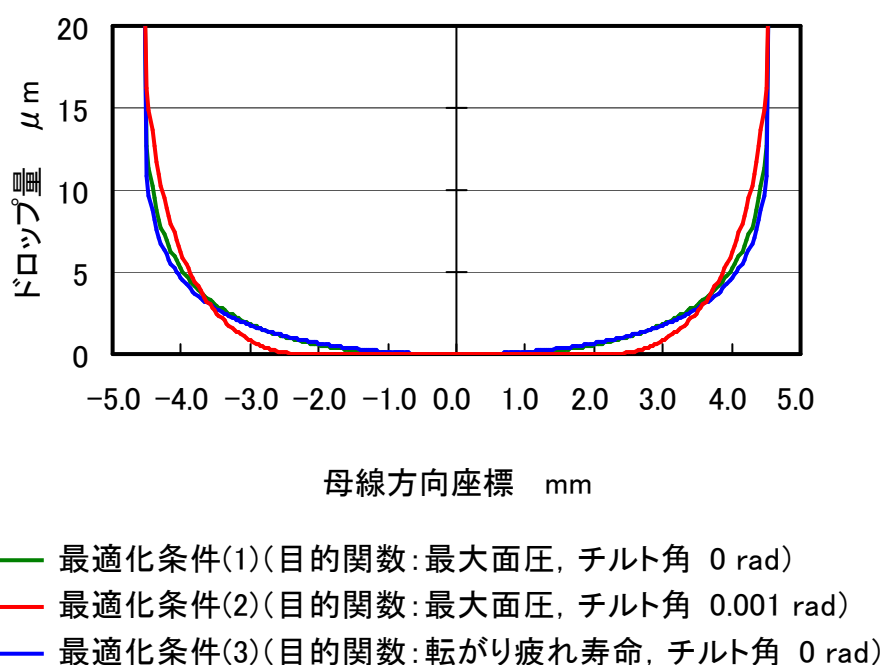


図 3-11 最適化条件(1)～(3)における最適形状の比較

3.5 結言

ころ軸受の対数クラウニングの設計において、対数クラウニングの式に設計パラメータを導入し、数値的最適化法を用いて、そのパラメータを決定する方法を提案した。

クラウニング形状の設計に際し、使用条件に合わせて形状を変更するために次の3つの設計パラメータを与えた。

- K_1 : 設計荷重の倍率, 幾何学的にはクラウニング部の曲率に影響
- K_2 : 原点から面取り部までの長さに対するクラウニング長さの割合
- z_m : 有効接触長さ端部でのドロップ量

K_2 は基本形状の設計時に定めることもあるので、この場合には K_1 と z_m のみを最適化すればよい。本章の最適設計例では、最適の条件を最大面圧最低または転がり疲れ寿命最長とした。最適化アルゴリズムにはRosenbrock法を用いた。これらの設計パラメータを数値的に最適化することでミスアライメント条件下においても、ころ軸受の最適な対数クラウニングが得られる。

下記に本手法の特徴をまとめる。

- (1) 対数クラウニングを設計する場合、ミスアライメントを考慮するに際して、従来、その影響を対数関数と分離して扱っていたものを本手法では設計パラメータの形で扱うことによって対数式の中に取り入れた。
- (2) 3つの設計パラメータがクラウニング形状と対応していることによって、パラメータの値のみでクラウニング形状の特徴を表現できた。
- (3) ストレート部を設計パラメータとすることによって、ストレート部と対数クラウニングの組合せを容易に且つ大きい自由で可能にした。
- (4) 対数クラウニング設計に数値最適化手法を取り入れるという新たな設計手法を提案した。

第4章 部分円弧クラウニングと対数クラウニングの実験的比較

4.1 緒言

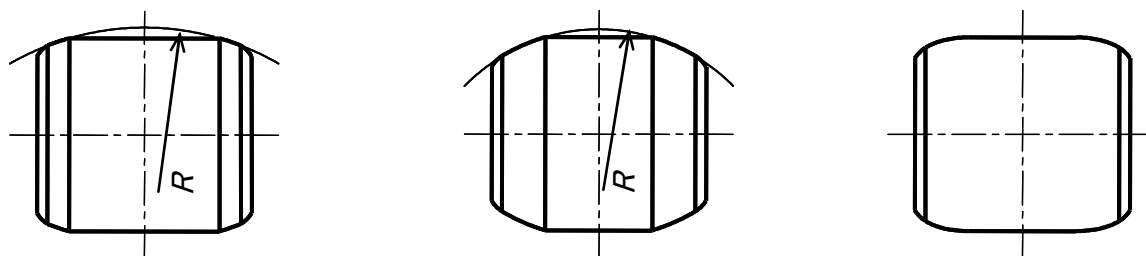
本章では、最適化された対数クラウニングを施したころの寿命試験を行い、現在の標準的なクラウニングのころに対する優位性を実験的に示す。

前章では、最適化の目的関数として、接触面圧の最大値と、Harris の方法³⁹⁾で求められる転がり疲れ寿命を例にとって議論した。本章では最適化の目的関数として Mises の相当応力を用いる。転がり疲れ寿命に関する実験検証であるから、目的関数を転がり疲れ寿命として設計することが望ましいが、Harris の方法で求められる転がり疲れ寿命を目的関数とすると、エッジロードが発生する。転がり疲れ寿命は材料内部の欠陥への応力集中が原因であるから、本章では応力の最大値を最適化の目的関数とする。

まず、ころ単体の単純な系での転がり疲れ寿命試験結果について述べる。この試験ではころにミスアライメントは与えていない。次に、円筒ころ軸受での転がり疲れ寿命試験結果について述べる。この試験では、軸受を取り付けた軸の曲げによってミスアライメントが発生する構造としており、このミスアライメントを考慮してクラウニングの設計を行っている。以上の2種類の実験は潤滑油膜が十分発生しており、ころは対向する相手面と直接は接触していない。最後に潤滑油膜が薄く境界潤滑状態にある場合について、標準的なクラウニングと対数クラウニングの寿命試験結果を比較する。

4.2 実験に供したころのクラウニング

本研究では図 4-1 に示す3種類のころを使用した。図 4-1(a)の標準部分円弧クラウニングは、標準品として市販されている円筒ころ軸受に使用されているものであり、転動面中央部にストレート部があり、その両側に円弧で構成されるクラウニング部がある。両側のクラウニング部は同一の円の一部分である。図 4-1(b)の改良部分円弧クラウニングは、標準部分円弧クラウニングでは使用が困難な厳しい荷重条件の用途に適用されるクラウニ



(a) 標準部分円弧クラウニング (b) 改良部分円弧クラウニング (c) 対数クラウニング

図 4-1 実験に供したころのクラウニング形状

ングの一つで、標準部分円弧クラウニングと同様の構成であるが、ドロップ量を大きくしてエッジロードによる破損の発生を防止している。さらに、必要に応じてストレート部の長さを変更する場合もある。図 4-1(c)は対数クラウニングであり、クラウニング部が対数関数で表される曲線によって構成されている。本研究で用いた改良部分円弧クラウニングと対数クラウニングは、本研究における試験条件に合わせて、以下に示すように設計されている。

4. 2. 1 改良部分円弧クラウニングの設計方法

改良部分円弧クラウニングはスライス法³⁹⁾による面圧計算方法を用いて設計した。スライス法とは、線接触理論によって得られる弾性近接量と法線荷重の近似的な関係を、ころを軸方向に分割したスライス片に適用して面圧分布を求める方法である。スライスの弾性変形量 δ が与えられたとき、その荷重 q は

$$q = \frac{\delta^{10}}{K} \quad (4.1)$$

で求められる。ここで、 K は材料、有効長さ、スライス数、単位系で定まる定数である。クラウニングがある場合、軸方向位置によってスライス径は異なり、したがって、幾何学的な干渉量も異なるため、面圧は軸方向に一定にはならない。エッジロードは Moyer の方法⁵⁴⁾を用いて検討した。

改良部分円弧クラウニングの設計では、ころ転動面に全長の 1/2 のストレート部を設け、転動面上の面圧の最大値と、クラウニング部と面取り部の接続部で発生するエッジ面圧が等しくなるようにクラウニング部の半径を定めた。経験的には面取り半径の値を用いてエッジ面圧を計算すれば、ころ転動面の最大面圧とエッジ面圧が等しいときに、長寿命化が図れると報告されている¹³⁾。

4. 2. 2 対数クラウニングの設計方法

対数クラウニングは、クラウニング曲線全域にわたって変曲点がなく、面圧や内部の応力の局所的な増大を抑えることができる。この実験で使用した対数クラウニングは第3章で示した手法で設計した。すなわち、式(3.9)の対数関数式で設計パラメータを最適化して形状を定めた。

$$z(y) = A \ln \frac{1}{1 - \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{z_m}{A}\right) \right\} \left(\frac{y - \frac{l}{2}}{K_2 \frac{l}{2}} + 1 \right)^2} \quad (3.9)$$

ここで、 $A = \frac{2K_1 Q}{\pi l E'}$ であり、 E' は等価ヤング率、 l は有効長さ、 Q は荷重、 y は軸方向位置、

$z(y)$ は軸方向位置 y におけるドロップ量である。

3つのパラメータ K_1 、 K_2 、 z_m はそれぞれ、クラウニング部の曲率の程度、有効長さに対するクラウニング部の長さの割合、転動面両端のドロップ量に対応している。ただし、こ

ろの加工精度を確保するためには全長の 1/2 程度以上のストレート部が必要であるから、本研究で製作した対数クラウニングころは、ストレート部を全長の 1/2 とした。したがって、最適化の対象となるパラメータは K_1 と z_m の 2 つである。

本章での実験は転がり疲れ寿命の測定であるが、3.4.2項に示したように、計算寿命を目的関数としてクラウニングを最適化すると、エッジロードの発生を許容する。また、転がり疲れ寿命は材料内部の欠陥への応力集中が原因であり、鋼の様な延性材料は Mises の降伏条件に従って破損することが知られている。そこで、最適化にあたって、目的関数には接触部近傍の Mises の相当応力を採用し、Mises の相当応力の最大値が最小となるように対数クラウニングの設計パラメータを定めた。

4.3 ころ単体での寿命試験

4.3.1 試験装置と試験条件

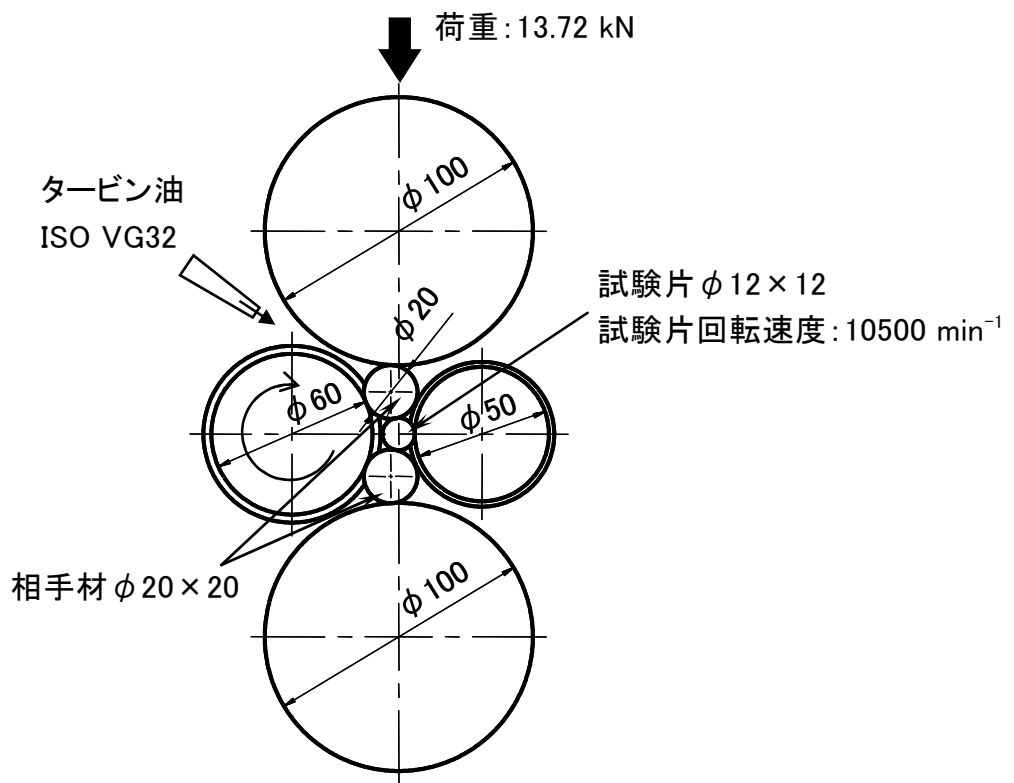
図 4-2 に示すような試験機を用いて、ころ単体での寿命試験を行った。φ12 mm×12 mm のころを φ20 mm×20 mm のころで上下から挟み、さらに φ100 mm の円筒で挟んで荷重を加える。φ20 mm×20 mm のころはクラウニングを設けていないストレートころである。φ20 mm×20 mm のころに接する φ60 mm の円筒をモータで駆動する。試験片に接する φ50 mm の円筒は試験片の位置を支持するための円筒である。試験片は 1 回転中に 2 回同じ大きさの負荷を受ける。荷重は、クラウニングを無視して単純な線接触を仮定したときに最大面圧が 3.5 GPa となるように定めている。接触部表面の自乗平均粗さに対する油膜厚さの比（膜厚比） Λ は 6 であり、十分な油膜が形成されている。

本試験で使用したころの実測形状を図 4-3 に示す。図 4-3(a)の標準部分円弧クラウニングと図 4-3(c)の対数クラウニングの最大ドロップ量は約 10 μm であり、図 4-3(b)の改良部分円弧クラウニングの最大ドロップ量は約 14 μm である。

本試験条件における接触部近傍の Mises の相当応力の計算結果を図 4-4 に示す。計算には実験に使用したころの実測形状を与えた。標準部分円弧クラウニングでは図 4-4(a)のように、転動面両端の表面付近での応力値は、内部での極大値の 2 倍と大きな値を示している。図 4-4(b)に示す改良部分円弧クラウニングにおいても、上述のようにエッジロードの発生を許容した設計を行っているので、標準部分円弧クラウニング同様、転動面両端の表面付近で、内部での極大値の 1.3 倍の応力値を示している。内部での極大値はストレート部とクラウニング部の接続部の直下に生じている。図 4-4(c)の対数クラウニングの場合は、計算領域全体において、Mises の相当応力の最大値が最小となるように最適設計しているので、転動面両端直下の応力値と内部の極大値がほぼ同じであり、標準部分円弧クラウニング、改良部分円弧クラウニングの場合の最大値より小さい。

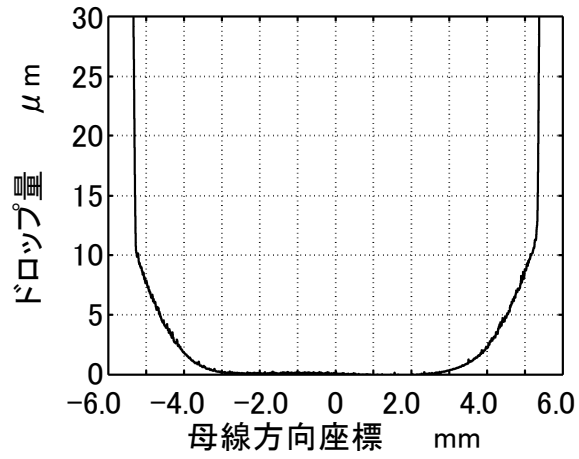


(a) 試験装置外観

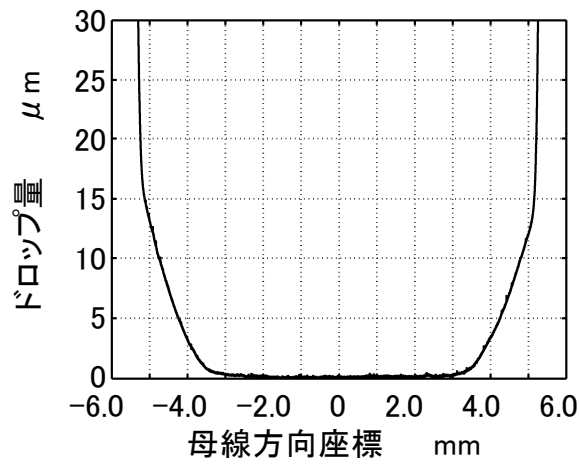


(b) 試験部構造

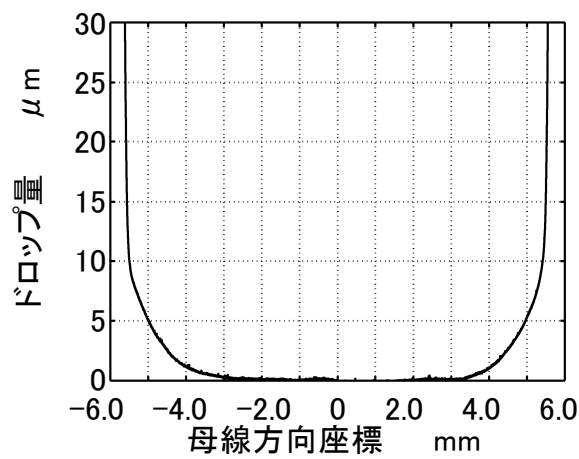
図 4-2 線接触型転がり疲れ試験装置



(a) 標準部分円弧クラウニング

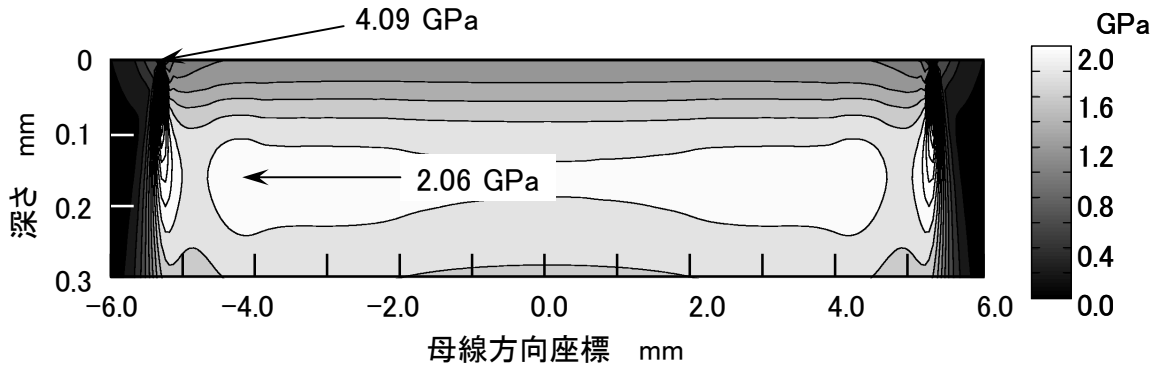


(b) 改良部分円弧クラウニング

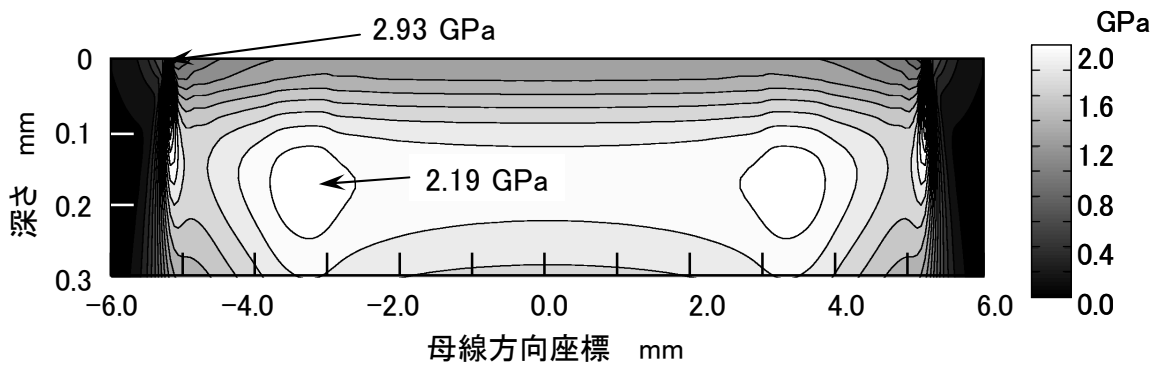


(c) 対数クラウニング

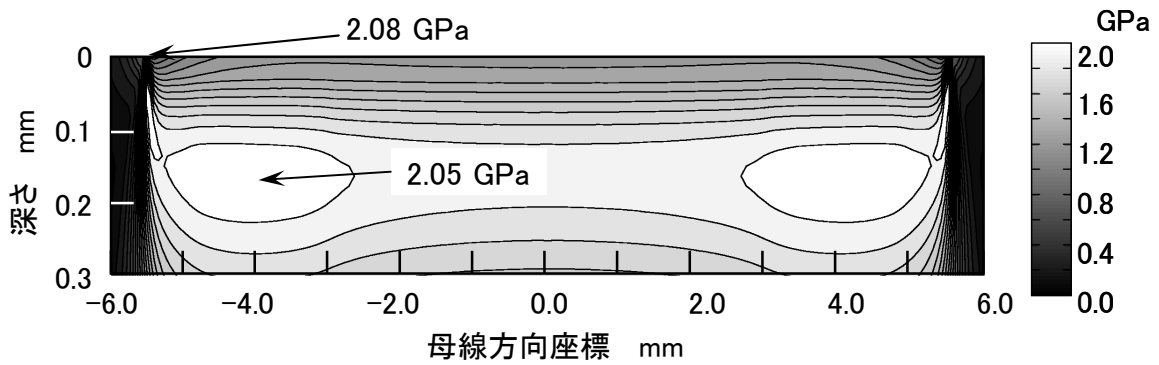
図 4-3 線接触試験に供したころの実測形状



(a) 標準部分円弧クラウニング



(b) 改良部分円弧クラウニング



(c) 対数クラウニング

図 4-4 実測形状から計算した接触部近傍の Mises の相当応力分布

4.3.2 はく離部の外観

試験によって転がり疲れ寿命に至ったころの外観を図 4-5～4-7 に示す。図中の矢印ははく離の起点である。

標準部分円弧クラウニングでは全数、図 4-5 に示すように転動面端部を起点としてはく離を生じていた。はく離の起点となった部分以外にも転動面端部の周上に微小な損傷が散見された。エッジロードによって転動面端部に複数の損傷が発生し、そのうちの一つを起点としてはく離が発生したと考えられる。

改良部分円弧クラウニングでは、はく離の起点は3箇所で大別される。すなわち、図 4-6(a)の転動面端部、(b)の転動面端部より 1～2 mm 内側、(c)の中央付近である。改良部分円弧クラウニングでは、標準部分円弧クラウニングほどではないがエッジロードが生じており、またストレート部とクラウニング部の接続部にも応力の極大部がある。したがって、これらの複数の点のはく離の起点となる可能性がある。はく離発生に至るまでの寿命時間とはく離発生位置に特に相関は見られなかった。

図 4-7 の対数クラウニングでは、はく離の発生位置は、転動面両端に近いところに存在しているが、その起点は転動面端部より 1 mm 前後内側に存在しており、応力の極大値近傍がはく離の起点となっていることがわかる。

4.3.3 寿命試験結果

縦軸を累積破損確率、横軸を負荷回数として、各クラウニングを用いた寿命の Weibull 分布を図 4-8 に示す。転がり軸受の寿命は通常、一連の製品群の 90%が残存する 90%定格寿命、いわゆる L_{10} 寿命で表す。 L_{10} 寿命の計算結果と試験結果を表 4-1 に示す。計算結果、試験結果とも対数クラウニングの場合を 1 として、比で表している。計算寿命は Harris のスライス法³⁹⁾によって求めた。標準部分円弧クラウニングは改良部分円弧クラウニング、対数クラウニングと比較して明らかに短寿命である。計算寿命では 70%程度の値が得られているが、実験では 20%程度の値となっている。これは、計算ではエッジロードの影響が正確に反映されないためと考えられ、過大なエッジロードの発生によって著しく寿命が低下していることがわかる。改良部分円弧クラウニングと対数クラウニングの寿命では、対数クラウニングの方が約 20%長く、計算と実験ではほぼ同程度の差となっている。

対数クラウニングは標準部分円弧クラウニングと同程度の加工代でありながら、より加工代の大きい改良部分円弧クラウニング以上の寿命性能が得られることが実証できた。

表 4-1 線接触試験による転がり疲れ寿命(L_{10})

	計算	実験
標準部分円弧クラウニング	0.72	0.19
改良部分円弧クラウニング	0.82	0.82
対数クラウニング	1	1

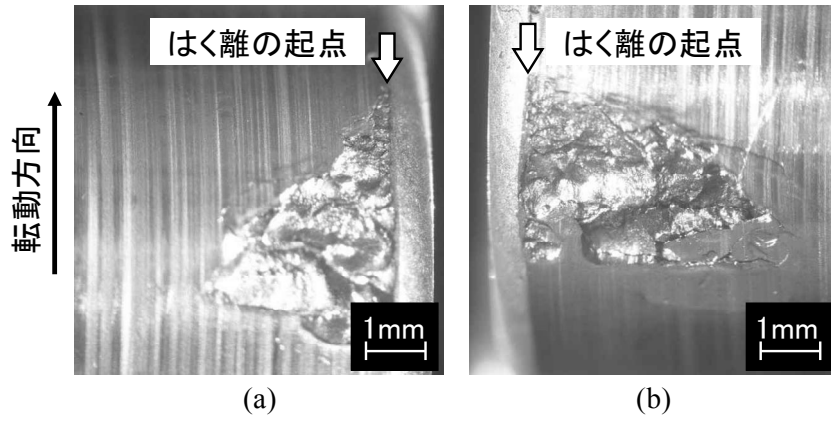


図 4-5 標準部分円弧クラウニングを施したところのはく離

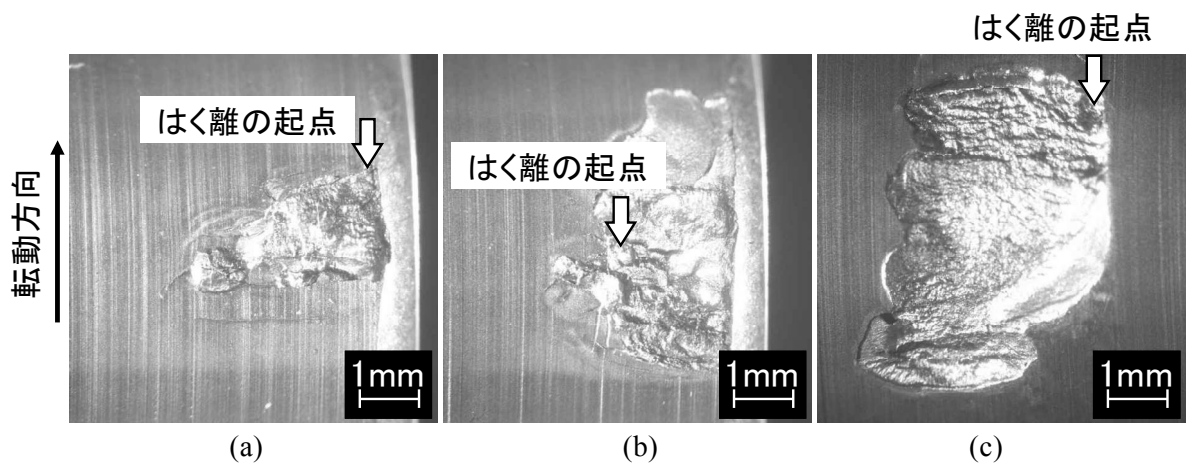


図 4-6 改良部分円弧クラウニングを施したところのはく離

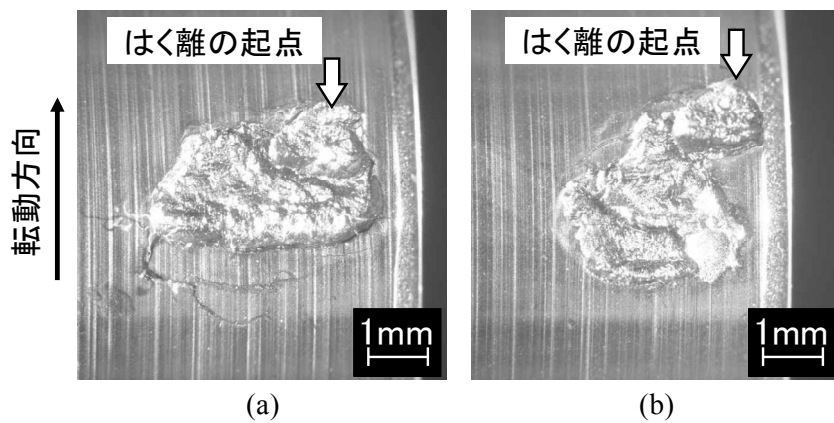
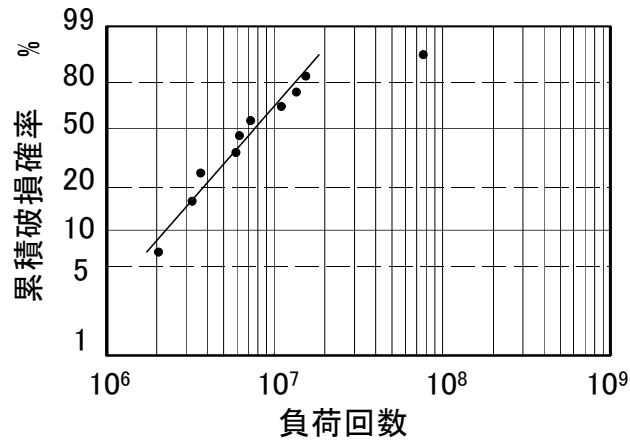
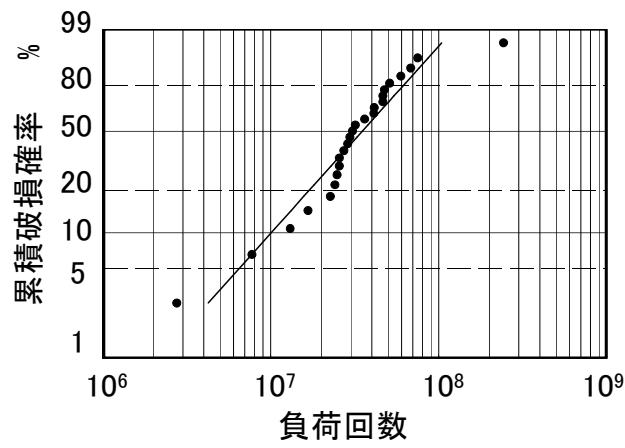


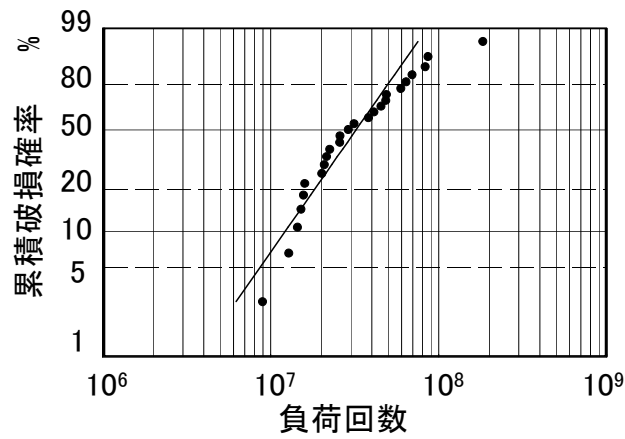
図 4-7 対数クラウニングを施したところのはく離



(a) 標準部分円弧クラウニング



(b) 改良部分円弧クラウニング



(c) 対数クラウニング

図 4-8 各クラウニングの累積破損確率

4.4 軸受での寿命試験

単体での試験と同様のクラウニングを施したころを用いて、円筒ころ軸受を製作し、寿命試験を行った。

試験装置の概略図を図 4-9 に、クラウニングの設計条件を表 4-2 に示す。軸中央に負荷用の深溝玉軸受を配し、両端を試験軸受で支持する。試験軸受にはそれぞれ 11 kN のラジアル荷重を負荷する。主軸の回転速度は 2000 min^{-1} である。ミスアライメントは荷重による軸の曲げによって与えており、この試験装置の場合、試験条件の荷重を負荷すると試験軸受の位置で 1/1000 の傾きを生じる。潤滑は ISO VG56 の無添加タービン油を 55°C にして循環給油している。膜厚比は 3 であり、十分な油膜が形成されている。

表 4-2 軸受寿命試験に供する円筒ころ軸受用ころのクラウニング設計条件

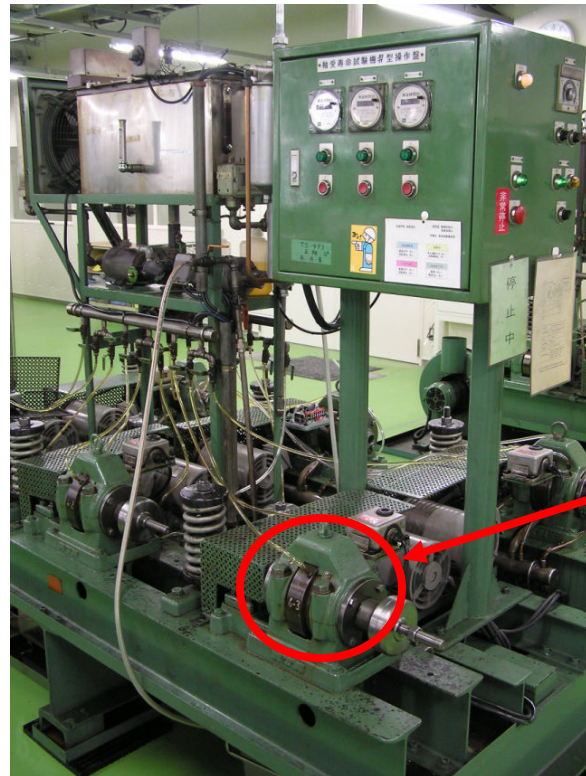
軸受型番	NU206E
ころ数	6
軸受荷重	11 kN
ミスアライメント	1/1000

試験に用いた円筒ころ軸受は NU206E を基にした。内外輪は標準品を使用した。ころは $\phi 9 \times 10$ であり、標準の NU206E のころ数は 13 であるが、試験を加速するため、専用の保持器を製作し、ころ数を 6 とした。改良部分円弧クラウニングと対数クラウニングは上述の方法によって、試験条件に応じて設計した。

各クラウニングを適用した軸受の試験個数と L_{10} 寿命の試験結果を表 4-3 に示す。 L_{10} 寿命の括弧内の数値は、対数クラウニングの寿命を 1 とした場合の寿命比である。標準部分円弧クラウニングが最も短寿命となり、改良部分円弧クラウニング、対数クラウニングの順で長寿命となった。すなわち、軸受での試験においても、ころ単体での試験と同様の結果が得られた。

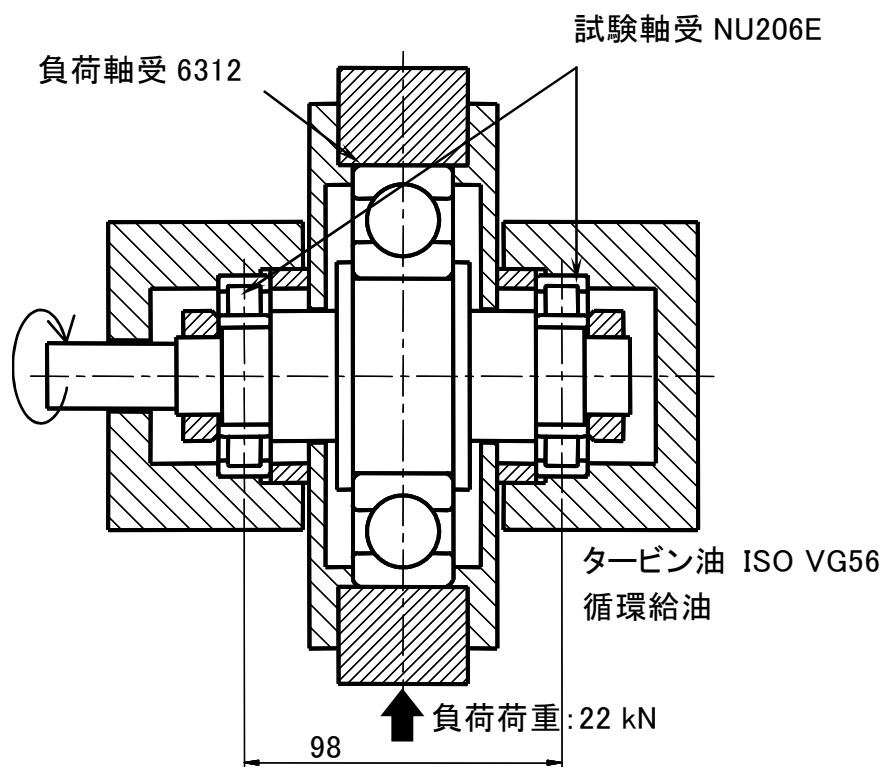
表 4-3 軸受の試験個数と転がり疲れ寿命(L_{10})

	試験個数	L_{10}
標準部分円弧クラウニング	8	51.2 h (0.55)
改良部分円弧クラウニング	13	69.4 h (0.74)
対数クラウニング	15	93.7 h (1)



試験部

(a) 試験装置外観



(b) 試験部構造

図 4-9 軸受寿命試験装置の概略

ところで、標準部分円弧クラウニングの寿命は、対数クラウニングの寿命に対して 0.55 となっており、ころ単体での寿命試験の場合より長くなっている。単純な線接触を仮定して最大面圧を比較すると、ころ単体での寿命試験の場合が 3.5 GPa であるのに対して、軸受での寿命試験の場合が 2.9 GPa である。すなわち、軸受での試験の場合、ころ単体での試験と比較して相対的に荷重が小さくエッジロードの影響が現われにくかったために、対数クラウニングの寿命に対する標準部分円弧クラウニングの寿命比が長くなったものと推察される。

4.5 希薄潤滑下での寿命試験

4.4節では比較的高粘度の潤滑油を循環給油にて供給し十分な油膜を確保した上で試験を実施した。ここでは、極低粘度の潤滑油を用いたオイルミスト潤滑とし、希薄潤滑下での寿命を比較した。潤滑油には ISO VG2 に相当する無添加の炭化水素系の潤滑油を用いた。膜厚比は 0.3 である。試験装置は4.4節と同じであり、試験軸受の潤滑方法のみ変更している。試験軸受のころのクラウニングは改良部分円弧クラウニングと対数クラウニングとし、試験個数はそれぞれ 2 とした。

改良部分円弧クラウニングは 12 min と 18 min で異音を発生したため試験を中断した。対数クラウニングは 50 h、問題なく運転でき、試験を打ち切った。試験後の内輪の外観を図 4-10 に示す。図 4-10(a)の改良部分円弧クラウニングの場合の内輪は、ころが通過した領域の全域で凝着摩耗が発生しており、保持器材料の摩耗粉も付着していた。特にころのストレート部とクラウニング部の境界部が通過した箇所で摩耗が著しかった。一方、対数クラウニングは 50 h 運転しても図 4-10(b)のように通常のしゅう動痕が発生している程度であり、有害な損傷は見られなかった。

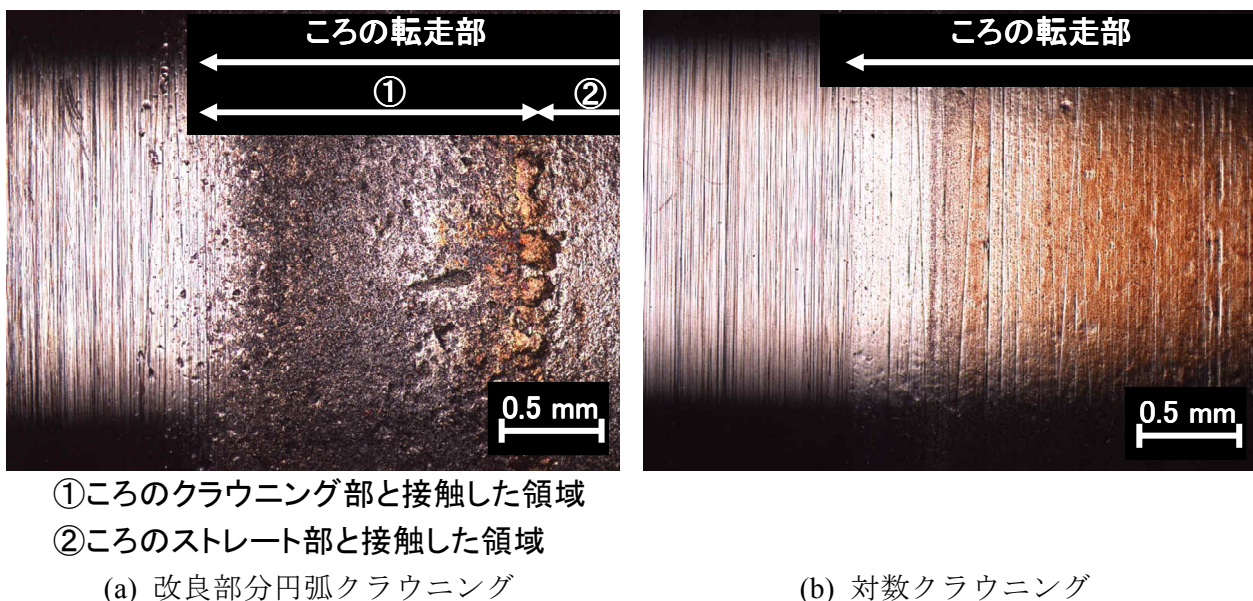


図 4-10 円筒ころ軸受を希薄潤滑したときの内輪の外観

本試験条件では、十分な油膜が形成されないため部分的に金属同士が接触している。部分円弧クラウニングの場合、ストレート部とクラウニング部の境界で形状が不連続に変化しており、面圧に集中的な極大値を生じる。高面圧部が金属接触を生じた状態で転がり運動すると、摩耗あるいは表面の一部の移着が発生し、表面粗さは大きくなる。すると、油膜はさらに発生しがたくなって金属接触部が拡大し、凝着摩耗が進行したものと考えられる。

一方、対数クラウニングではストレート部とクラウニング部が滑らかに接続されており、部分円弧クラウニングのような局所的な面圧の増加が発生しない。このため、金属同士が接触していても、凝着摩耗の起点となる損傷が生じなかったと推察される。

対数クラウニングは本来、内部起点はく離寿命を改善するために開発した形状であるが、希薄潤滑の場合の表面起点型損傷にも効果があることがわかった。

4.6 結言

標準部分円弧クラウニング、改良部分円弧クラウニング、対数クラウニングの寿命を比較した。その結果、次のような知見が得られた。

- (1) ころ単体で重荷重を負荷した転がり疲れ寿命試験を行ったところ、次のような結果が得られた。

標準部分円弧クラウニングではエッジロード発生のため、ころ転動面端部よりはく離し、他のクラウニング形式と比較して短寿命となった。

α 改良部分円弧クラウニングでは転動面端部付近、中央付近の双方ではく離が発生した。

β 対数クラウニングではクラウニング部の内部応力が最大となる部分の付近ではく離した。

χ 改良部分円弧クラウニングと対数クラウニングの寿命は同程度であり、この試験結果は計算結果とも一致した。

- (2) ころ軸受による寿命試験においても、ころ単体寿命試験と同等の結果が得られた。
- (3) 以上のことから、純分に潤滑された条件では、対数クラウニングは改良部分円弧クラウニングより少量の加工代であっても、同等以上の寿命を確保できることがわかった。
- (4) 希薄潤滑下では、形状が不連続に変化する改良部分円弧クラウニングは短時間で表面損傷に至るが、滑らかな形状の対数クラウニングでは問題なく運転でき、厳しい潤滑条件にも対応できることがわかった。

第5章 対数クラウニングの公差設計

5.1 緒言

最適設計された対数クラウニングを実際に製作するためには公差の指定が不可欠である。しかし、第3章の最適設計計算によって得られる解はただひとつの最適解であって、公差については明らかではない。本章では、量産ラインでの製造に適用可能な対数クラウニングの公差について検討する。なお、クラウニングは、ころと軌道輪のいずれか一方に設けても両方に設けてもよく、各々のドロップ量の和が所定の値になっていればよい。本章では、ころにのみクラウニングを設けるものとして議論する。

5.2 クラウニングの軸方向位置に関する考察

クラウニングを設けたころの模式図を図 5-1 に示す。ころの端面には面取りがあり、クラウニングの形状に関わらず、クラウニングはころ両端の面取りの間で所定の値に加工されるが、面取り幅には公差がある。面取り幅が呼び値であると仮定して設計したクラウニング形状に対し、面取り幅のみを変更すると、面取り幅が小さくなる場合については特に問題はないが、面取り幅が大きくなった場合には面取りとクラウニングの交点で十分なド

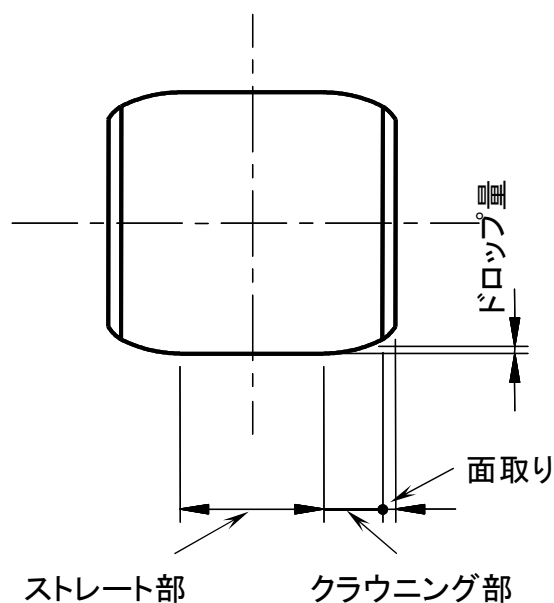


図 5-1 クラウニングを施したころの模式図

ロップ量が得られない。たとえば、表 5-1 の条件で、接触部の Mises の相当応力の最大値が最小となるように設計した最適対数クラウニングについて考える。表 5-1 の条件はころ軸受の接触を一般化した 2 円筒接触の条件であり、ころ 1 に対数クラウニングを設け、ころ 2 はストレートとする。図 5-2(a) のように面取り幅が呼び値に対して +0.1 mm となると、図 5-2(b) の深さ 0 付近での両端に見られるようなエッジロードが発生する。

表 5-1 2 円筒接触における対数クラウニングの最適化条件

ころ 1 の半径	6.0 mm
ころ 1 の全長	12.0 mm
ころ 1 の面取り幅	0.5 mm
ストレート部長さ	6.0 mm
ころ 2 の半径	10.0 mm
ころ 2 の全長	20.0 mm
荷重	13.7 kN

これを回避する方法として、

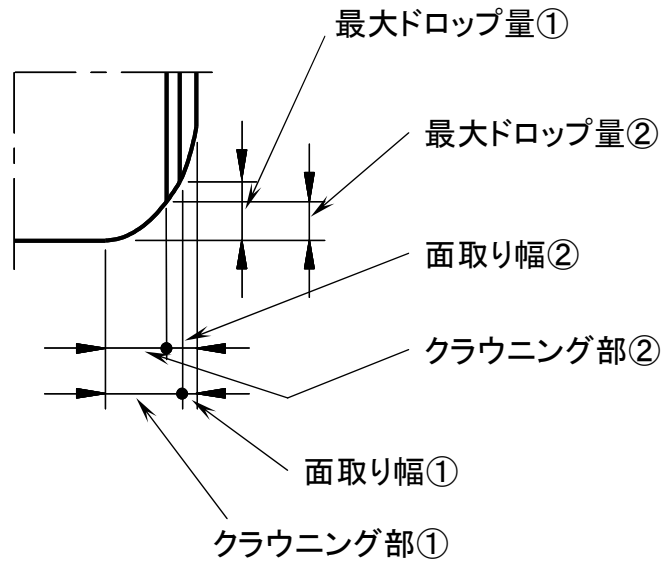
- ①面取り幅を公差の最大値として設計する。
- ②外径研削後の転動面と面取りの交点が最大ドロップ量の位置となるようにクラウニングを設定する。

の 2 案が提案できる。

①では、接触する領域のストレート部およびクラウニング部の形状が面取り幅の影響を受けないので、Mises の相当応力や面圧の最大値もほとんど変化しない。

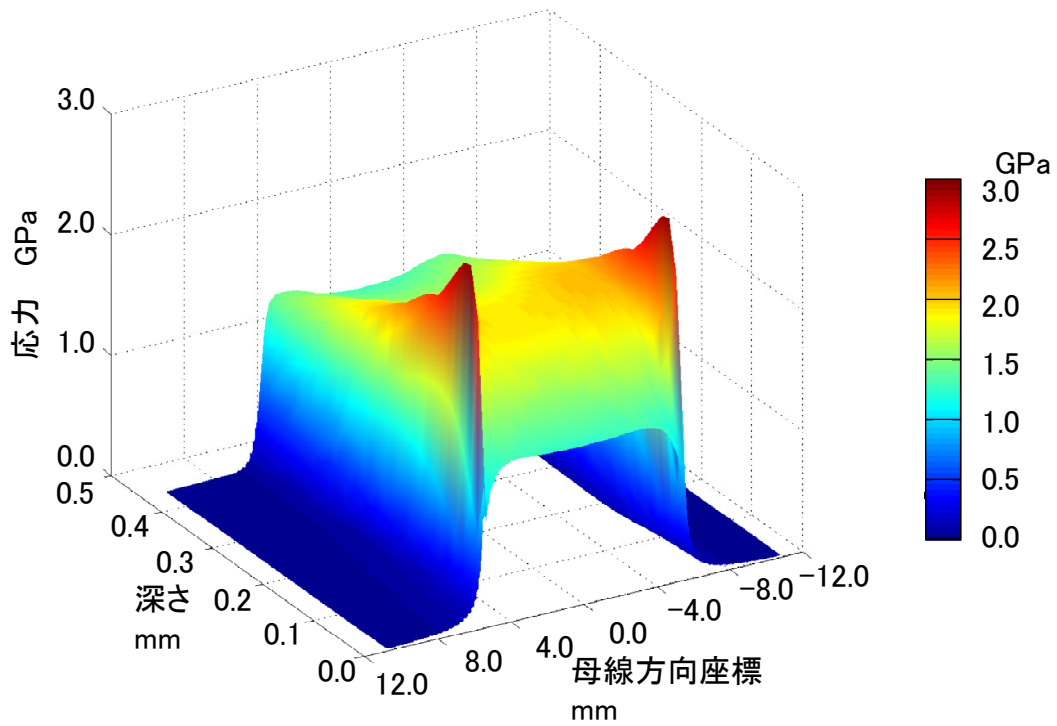
②では、ストレート部の長さが面取り幅の誤差分だけ増減する。面取り幅が大きくなるとストレート部の長さが小さくなるため、Mises の相当応力も大きくなる。しかし、ストレート部の長さに対し、面取り幅の公差は 10 分の 1 以下のオーダーであり、ストレート部の長さがわずかに変化しても、最適なクラウニングのドロップ量はほとんど変化せず、Mises の相当応力の変化は無視できる大きさである。

ところで、①では、面取り幅が公差の最小値に近い場合には面取りとクラウニングの交点でのドロップ量が増加し、加工コストは大となる。したがって、②の方が現実的な軸方向位置の設定方法と言える。



- ①: 面取り幅が呼び値の場合
- ②: 面取り幅が呼び値 + 0.1 mm の場合

(a) 面取り幅と最大ドロップ量の関係



(b) 2円筒の接触部における Mises の相当応力 (面取り幅が呼び値 + 0.1 mm)

図 5-2 面取り幅と Mises の相当応力

5.3 対数クラウニングの最適設計方法

円筒ころ軸受 NU304E を例として、表 5-2 の条件で対数クラウニングを設計する場合について考える。対数クラウニングの設計方法は第3章に示したとおりであり、第4章同様、本章においても、最適化の目的関数を接触部近傍の Mises の相当応力の最大値 σ_{\max} とする。ころの加工精度を確保するために全長の 1/2 以上のストレート部を設けることが多いので、ストレート部長さを 5 mm として、 K_2 を固定し、 K_1 と z_m を最適化の対象とする。接触部近傍の Mises の相当応力の最大値 σ_{\max} を最小にするように K_1 、 z_m を定める。 K_1 、 z_m に対し、 σ_{\max} は図 5-3 のように分布する。

表 5-2 円筒ころ軸受 NU304E の対数クラウニングの最適設計条件

ころ半径	4.5 mm
ころ全長	10.0 mm
ころ面取り幅	0.5 mm
ストレート部長さ	5.0 mm
内輪軌道面半径	13.5 mm
ころ荷重	3.2 kN
軸受のミスアライメント	2/1000

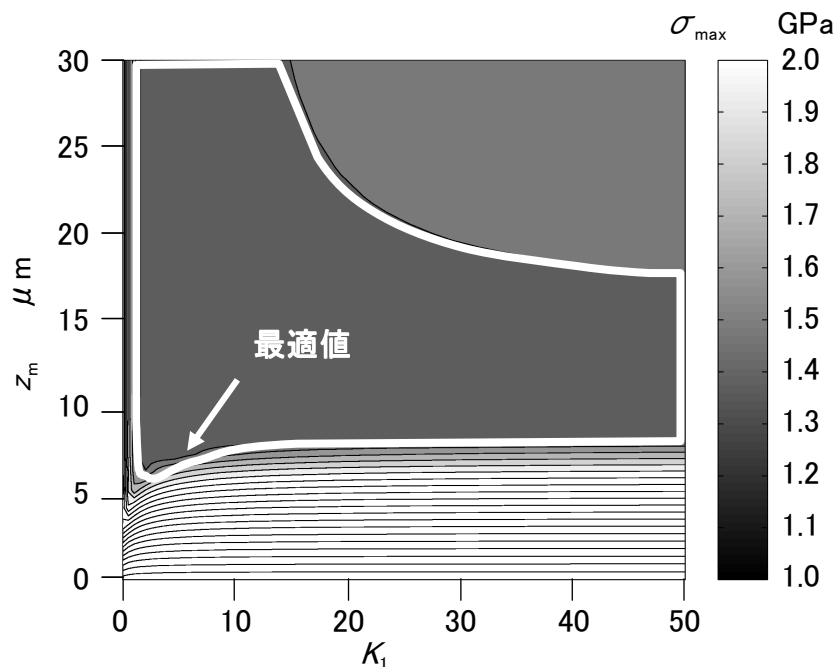


図 5-3 設計パラメータ K_1 、 z_m に対する Mises の相当応力の最大値の分布

ところで、転がり疲れ寿命についてはさまざまな理論が提唱されており、そのひとつとして、Tanaka らは次の式(5.1)を示して、Mises の相当応力によって寿命を説明できている⁵⁵⁾。

$$\Delta L_i \propto (\sigma_i^{-c} \Delta V_i^{-1} z_i^h)^{1/e} \quad (5.1)$$

ここで、 ΔL_i は応力の生じる微小体積 V_i の寿命、 σ_i は局部の Mises の相当応力、 z_i は σ_i の発生位置深さ、 c 、 h 、 e は実験的に定められる定数である。局所的な材料の疲労寿命 ΔL_i は、Mises の相当応力 σ_i の c/e 乗に逆比例する。Tanaka らは、 c/e の具体的な値については言及していないが、Lundberg-Palmgren は、線接触のとき、 $c/e = 9.2$ としている³⁸⁾。この値を採用すると、 σ_i が 1.1 倍になったとき、局所的な材料の疲労寿命 ΔL_i はおよそ 1/2 に低下する。藤田が行った寿命の有意差検定のシミュレーション⁵⁶⁾によれば、数十個以下の現実的な試験個数では、転がり疲れ寿命は 1.5~2 倍以上の差があれば、有意と言える。そこで、 σ_{\max} が最適値の 10% 増まで許容することにして公差を定める。 σ_{\max} が最適値の 10% 増となるのは、図 5-3 の白い太線の内部である。

この公差ではドロップ量が最大となるクラウニングと最小となるクラウニングは、図 5-4 のような形状である。しかし、クラウニングの曲線がこの最大値と最小値の間であればよいとは言えない。この範囲内にある任意の曲線は、 z_m については公差内にあるものの、 K_1 が公差内にあるとは限らないためである。たとえば、 z_m が小さく、かつ直線に近いようなクラウニングの場合、図 5-4 の形状の範囲内にはあるが、 K_1 が大きくなり、図 5-3 の範囲からは逸脱する。

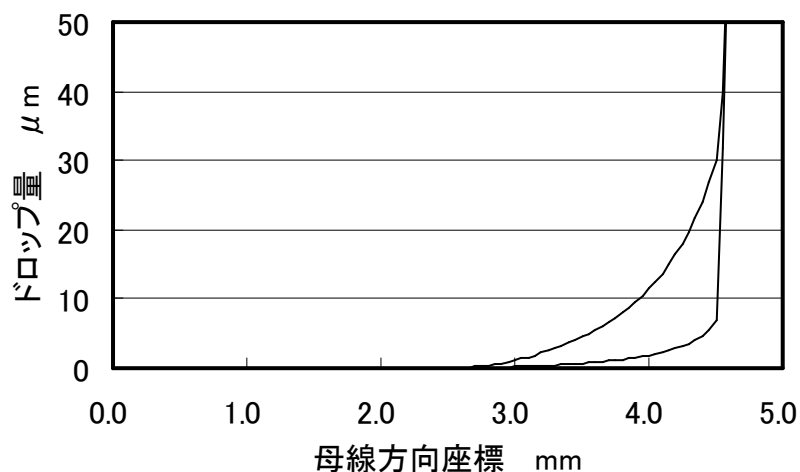


図 5-4 NU304E のころに設ける対数クラウニングの許容範囲

5.4 ドロップ量の公差設計

5.4.1 クラウニング形状の測定方法

量産ラインでは、クラウニング形状の測定は図 5-5 のような方法で行うのが簡便である。すなわち、ころの中央部における最大直径を基準とし、測定点の軸方向位置とドロップ量を測定する。測定点は多いほど正確に形状の可否を判断できるが、作業効率を考慮すれば、必要最小限の測定点とするべきである。式(3.9)で表される対数クラウニングでは、①クラウニング部の勾配 (K_1 に対応)、②ストレート部長さ (K_2 に対応)、③最大ドロップ量 (z_m に対応) が重要な因子となる。

③は測定可能であり、クラウニング部と面取り部の交点におけるドロップ量を測定すればよい。②はストレート部近傍では広い範囲でドロップ量が 0 に近く、ストレート部長さを測定することは困難である。そこで、最適形状でのドロップ量が z_m の 1/10 となる点を用いる。①はクラウニング部の途中の形状を与える点として、最適形状でのドロップ量が 1/2 となる点を用いる。

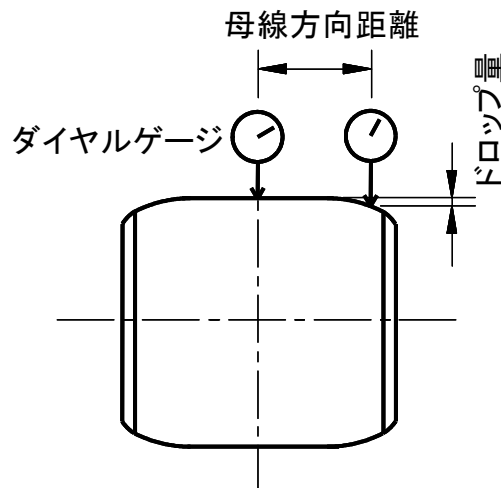


図 5-5 量産ラインにおけるドロップ量の測定方法

5.4.2 公差設計の例

円筒ころ軸受 NU304E を例として、対数クラウニングの公差を求める。NU304E の主要内部諸元と対数クラウニングを最適化する際の使用条件は 5.3 節で用いた表 5-2 と同じとする。荷重は基本動定格荷重の 25 % とし、ミスアライメントは 2/1000 とした。汎用の円筒ころ軸受はこれより軽荷重、低ミスアライメントで使用されることが多い。上記の、通常の使用で想定される最大の負荷条件でクラウニングを設計すると、対数クラウニングの設計パラメータの最適値は $K_1 = 5.25$ 、 $z_m = 7.95 \mu\text{m}$ であり、ころの中心を原点としたとき、形状は図 5-6 中の実線のようにになる。ここで、ドロップ量の最適値が z_m の 1/10 となるのは軸方向位置 3.15 mm の点であり、ドロップ量の最適値が z_m の 1/2 となるのは軸方向位置 4.05 mm の点である。

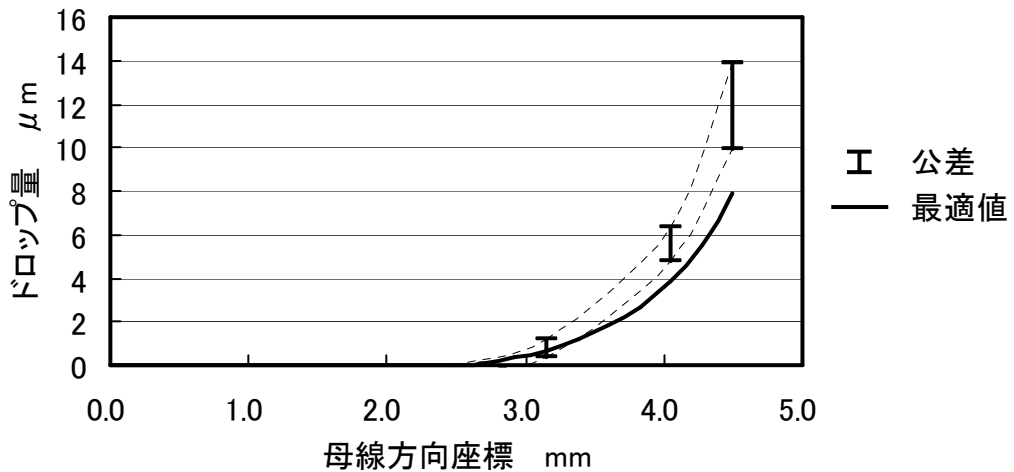


図 5-6 NU304E におけるころのクラウニングの最適値と公差

各々の点に対して誤差を与え、そのときの Mises の相当応力の増加率を求める。ところで、この 3 点を結ぶ曲線は、通常の研磨方法であれば、極端なうねりを生じたり屈曲したりするとは考えにくく、勾配が連続した関数、たとえば自然スプライン曲線などで補間する。ストレート部は設計どおりに製作されているものとする。

各ドロップ量指定位置におけるドロップ量の誤差と Mises の相当応力の最大値の増加率の関係を表 5-3 に示す。表 5-3 (a)~(d) はそれぞれ、ドロップ量の最適値が z_m の $1/10$ となる点 $y=3.15$ mm におけるドロップ量に、 $-0.4 \mu\text{m} \sim +1.0 \mu\text{m}$ の誤差を与えた場合の結果である。各表中の a は、ドロップ量の最適値が z_m の $1/2$ となる点 $y=4.05$ mm におけるドロップ量に与えた誤差である。 b は、ドロップ量の最適値が z_m となる点 $y=4.5$ mm におけるドロップ量に与えた誤差である。これらを変えたときの Mises の相当応力の最大値 σ_{max} の変化率を表中に示している。この値が 10%以内のものについてはハッチングを設けている。ハッチング部の共通部分を抽出すると、各ドロップ量指定位置における公差の値として表 5-4 が得られる。

表 5-4 NU304E の対数クラウニングの公差

母線方向座標 mm	最適ドロップ量 μm	ドロップ量の公差 μm
3.15	0.449	+1 0
4.05	3.31	+3 +1
4.5	7.95	+6 +2

対数クラウニングの最適値と公差を図示すると図 5-6 のようになる。公差は必ずしも最適形状を含んではいない。図 5-3 からわかるように、たとえば、 K_1 が最適値であるとき、 z_m が最適値からわずかに小さくなるとエッジロードが発生する。 z_m についても同様のことが言える。したがって、公差を与えた 3 点でのドロップ量が独立に変化してもエッジロードが発生しないようにするためには、クラウニング部のほとんどの領域で最適値より大きい値を公差とする必要がある。

表 5-3 NU304E におけるドロップ量の誤差と Mises の応力の最大値の増加率 (%)

(a) $y = 3.15 \text{ mm}$ におけるドロップ量の誤差 $-0.4 \mu\text{m}$ の場合

$b \backslash a$	-1	0	1	2	3
-2	51.5	69.7	80.4	197.8	101.0
0	5.6	5.3	21.1	32.1	42.7
2	10.6	5.8	7.7	9.5	11.1
4	14.7	6.2	8.1	9.9	11.8
6	18.2	6.8	8.3	10.2	12.0
8	21.5	9.8	8.4	10.3	12.1

(b) $y = 3.15 \text{ mm}$ におけるドロップ量の誤差 $\pm 0 \mu\text{m}$ の場合

$b \backslash a$	-1	0	1	2	3
-2	49.8	70.9	83.8	94.2	104.5
0	10.0	2.3	22.9	35.7	46.4
2	14.8	2.9	3.0	5.0	6.8
4	19.0	7.3	3.4	5.5	7.4
6	22.6	10.8	3.6	5.7	7.6
8	26.0	14.1	3.8	5.8	7.8

(c) $y = 3.15 \text{ mm}$ におけるドロップ量の誤差 $+0.5 \mu\text{m}$ の場合

$b \backslash a$	-1	0	1	2	3
-2	46.5	68.6	87.8	98.3	108.5
0	14.6	3.2	21.8	40.4	50.9
2	19.1	8.1	1.0	2.0	3.0
4	23.0	12.4	1.3	2.4	3.4
6	26.6	15.9	4.5	2.5	3.6
8	29.8	19.3	7.8	2.7	3.7

(d) $y = 3.15 \text{ mm}$ におけるドロップ量の誤差 $+1.0 \mu\text{m}$ の場合

$b \backslash a$	-1	0	1	2	3
-2	67.6	64.4	86.4	102.1	112.5
0	19.1	7.5	19.1	40.8	55.2
2	23.2	11.9	1.9	3.3	4.3
4	26.7	15.8	4.9	3.6	4.6
6	30.1	19.3	8.5	3.8	4.8
8	33.3	22.5	11.7	3.9	4.9

a : $y = 4.05 \text{ mm}$ におけるドロップ量の誤差(μm)

b : $y = 4.5 \text{ mm}$ におけるドロップ量の誤差(μm)

■ : 応力の増加率が 10%以内の領域

5.4.3 公差設計の一般化

ところで、汎用の円筒ころ軸受の場合、ころの対数クラウニングの最適値は、軸方向位置をころの有効長さの1/2に対する比として無次元化し、ドロップ量を各軸受の z_m の最適値に対する比として無次元化すると、図5-7のようになる。図5-7では、ころ径、ころ長さ、ピッチ円径の異なる8種類の軸受を選んでいるが、いずれもほぼ同一の曲線上にある。このことから、公差も無次元表記によって統一的に表せる可能性が指摘できる。5.4.2項で求めた公差は上記のような無次元表記では、表5-5のように表せる。

別の軸受として、ころ寸法の大きいNU312Eころの直径に対して全長の長いNU2312Eについて、NU304Eと同様の方法で無次元公差を求めると、各々、表5-6、5-7のように求めることができる。無次元すると、公差は軸受の寸法によらず、ほぼ同一の値を示す。

表5-5～5-7に示した公差はわずかにばらついているが、実際の設計では大きな意味を持たないので、算術平均で表せば、表5-8が得られる。すなわち、汎用の円筒ころ軸受では、対数クラウニングの公差は、最適設計により z_m が求められれば、ころの有効長さ l 、最大ドロップ量の最適値 z_m に対して、ころの中心から $0.35l$ の点で $0.06z_m \sim 0.17z_m$ 、 $0.45l$ の点で $0.56z_m \sim 0.83z_m$ 、 $0.5l$ の点で $1.26z_m \sim 1.86z_m$ のように表すことができる。

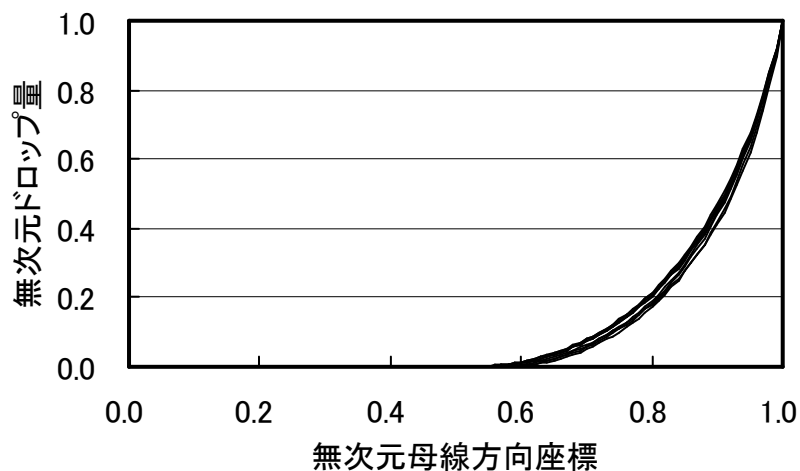


図5-7 複数のころの無次元最適対数クラウニング形状

表 5-5 NU304E における対数クラウニングの無次元公差

軸方向位置	最適ドロップ量	公差
0.7	0.06	+0.13 ±0.00
0.9	0.42	+0.38 +0.13
1.0	1	+0.75 +0.25

表 5-6 NU312E における対数クラウニングの無次元公差

軸方向位置	最適ドロップ量	公差
0.7	0.05	+0.10 ±0.00
0.9	0.40	+0.41 +0.14
1.0	1	+0.82 +0.27

表 5-7 NU2312E における対数クラウニングの無次元公差

軸方向位置	最適ドロップ量	公差
0.7	0.07	+0.10 ±0.00
0.9	0.43	+0.45 +0.15
1.0	1	+1.00 +0.25

表 5-8 円筒ころ軸受の対数クラウニングの無次元公差

軸方向位置	最適ドロップ量	公差
0.7	0.06	+0.11 ±0.00
0.9	0.42	+0.41 +0.14
1.0	1	+0.86 +0.26

5.5 結言

円筒ころ軸受のころに適用される対数クラウニングの公差について検討した。その結果、以下のような知見が得られた。

- (1) ころ両端には面取りがあり、面取り幅の誤差を考慮すると、対数クラウニング形状の軸方向の基準点は、クラウニングと面取りの交点とするべきであることを示した。
- (2) クラウニング形状は、最適形状における最大ドロップ量 z_m を与える面取り部との交点、ドロップ量の最適値が z_m の $1/2$ となる点、ドロップ量の最適値が z_m の $1/10$ となる点の3点にドロップ量の公差を与えることで、対数クラウニングの性能を確保できることを示した。
- (3) 荷重が基本動定格荷重の 25 %以下であり、ミスアライメントが $2/1000$ 以下である、汎用の円筒ころ軸受では、ころの対数クラウニングの公差は、ころの有効長さ l 、最大ドロップ量の最適値 z_m に対して、ころの中心から $0.35 l$ の点で $0.06 z_m \sim 0.17 z_m$ 、 $0.45 l$ の点で $0.56 z_m \sim 0.83 z_m$ 、 $0.5 l$ の点で $1.26 z_m \sim 1.86 z_m$ のように一般化して表せることがわかった。

本章で示したように対数クラウニングの公差の設計方法は煩雑であるから、上記(3)のような簡便な公差の表示は産業において、有益である。

第6章 円すいころ軸受ころ大端面の最適曲率半径

6.1 緒言

円筒ころ軸受のほかに代表的なころ軸受として円すいころ軸受がある。円すいころ軸受は、円すい状のころを円すい面の軌道を有する内外輪間に配置したころ軸受である。1個の軸受で比較的高負荷のラジアル荷重と一方向のアキシャル荷重を同時に支持することができるため、自動車や鉄道車両の駆動系、製鉄機械、その他産業機械に広く使用されている。円すいころ軸受の内外輪軌道面およびころ転動面の円すいの頂点が軸受中心線上で一致するため、機構学的には円すい面でのすべりは発生せず、ころは純転がり運動をする。円すいころ軸受のころ転動面と軌道輪軌道面の接触は円筒ころ軸受の場合と同様に考えることが可能であり、前章までの方法で最適対数クラウニングを設計することができる。

ところで、円すいころ軸受の場合、軸受に荷重が作用するところにはアキシャル方向の分力が生じる。これを支えるため、一般的には内輪に大つばが設けられ、ころの大端面が内輪の大つばに押しつけられて案内される。ころが転動面で純転がり運動をしても、ころ大端面と大つばの間は、すべりを伴った転がり接触となる。

円すいころ軸受の断面図を図 6-1(a)に示す。ころ大端面と接触する内輪の大つば面は通常、円すい面の一部で構成されており、ころ大端面は球面の一部で構成されている。接触点でのつば面の曲率半径ところ大端面の曲率半径が一致するとき、最も面圧が低くなるが、ころがわずかでも図 6-1(a)の Y 軸回りに回転すると、ころ大端面の面取りのエッジがつば面と接触し、損傷を生じることがある。そのため、ころ大端面の曲率半径はつば面の曲率半径よりわずかに小さくなっている。なお、Y 軸回りの回転運動をスキューと呼び、X 軸回りの回転運動をチルトと呼ぶ。

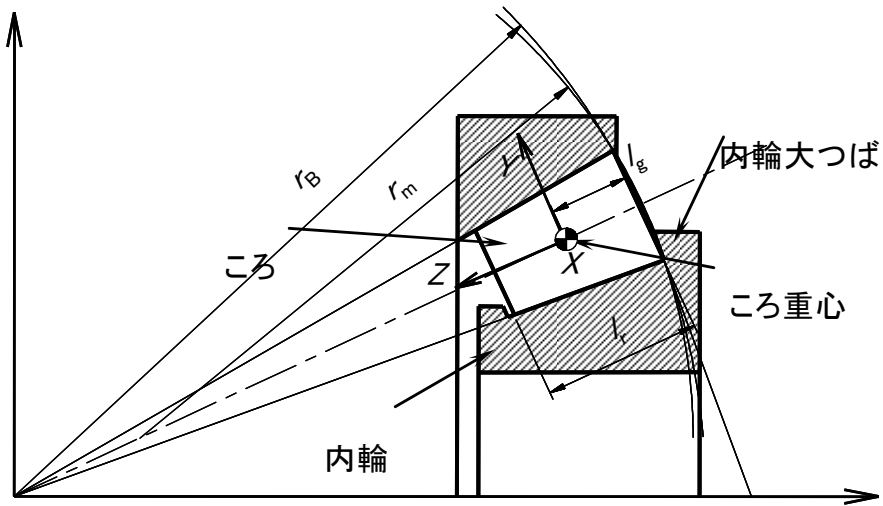
ころ大端面とつば面の接触部は、低速あるいは潤滑油量が不足すると十分な油膜が形成されにくいため、高荷重でのすべりとなり軸受の摩擦トルクが増大するとともに、表面損傷や焼付きが発生する可能性が高くなる。潤滑油量が不足した状態をスターベーションと呼ぶ。

これまでも、この接触状態については、実験的手法や理論解析による検討ならびに改良が行われてきた。実験的研究の例としては次のようなものがある。Yamada は、低回転域での油膜形成性について表面粗さの観点から実験を行い、ころ大端面とつば面の表面粗さを小さくすることで低回転域での低トルク化に成功している⁵⁷⁾。岡本らは、ころ大端面とつば面の接触点を内輪軌道面に近づけ、すべり率を低減することによって、耐焼付き性の向上を図っている⁵⁸⁾。

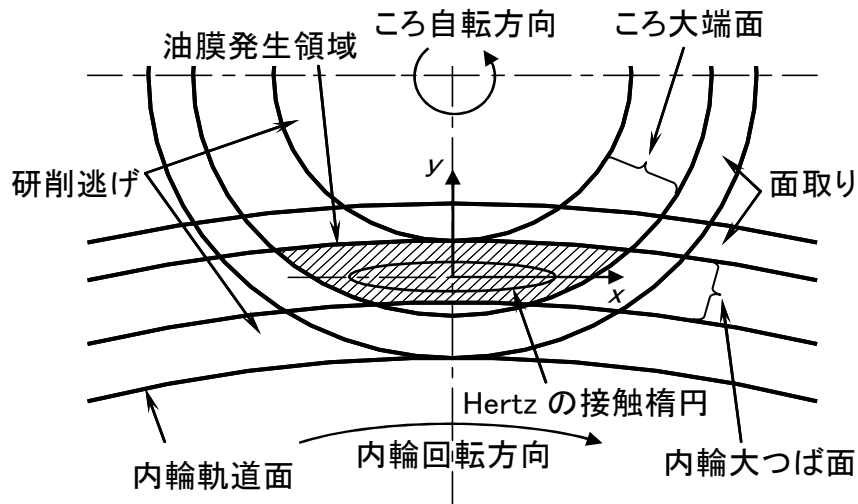
弾性流体潤滑 (Elasto-Hydrodynamic Lubrication; EHL) 解析を適用した例としては次のような研究が挙げられる。Jiang らは非ニュートン流体を仮定した熱 EHL 解析を行い、形状と油膜厚さの関係について論じている⁵⁹⁾。西田らは、Patir-Cheng の平均流れモデル²⁷⁾を導入して、混合潤滑での EHL 解析を行っている⁶⁰⁾。

ところで、Harada らが指摘するように、円すいころ軸受において、ころはミスアライメント等の誤差要因がなくともスキューを生じる⁶¹⁾。スキューが発生すると、ころ大端面とつば面の接触点に変化し、かつ、潤滑油膜の発生領域にも変化を生じる。これまで、スキューを考慮した EHL 解析は少なく、さらにころ大端面の最適曲率半径について実験により

検証した例は見られない。本章では、ころのスキューを考慮するとともに、固体接触を生じるような潤滑条件について検討するために、混合潤滑理論を用いて表面粗さの影響を考慮した EHL 解析を行う。その結果をもとに、油膜形成性の点からころ大端面の最適曲率半径を提案し、これを実験により確認する。



(a) 半径方向断面と記号



(b) ころ大端面と内輪大つばの接触状態と座標系

図 6-1 円すいころ軸受

6.2 円すいころ大端面とつば間の弾性流体潤滑解析

6.2.1 表面粗さの影響を考慮した等温弾性流体潤滑解析

円すいころ軸受のころ大端面と大つばの接触について、EHL 解析を行った。本研究で対象とする円すいころ軸受での速度や荷重、粘度は、接触部での潤滑油に著しい発熱を生じるような厳しい条件ではないので、等温と仮定する。すなわち、

- ①スターベーションは発生しない。
- ②潤滑油のせん断発熱は無視する。

との仮定の下で

- ①Reynolds 方程式
- ②半無限弾性体接触理論による弾性変形
- ③潤滑油の高圧粘度特性
- ④力とモーメントの釣り合い

の連立方程式を数値的に解く。

図 6-1(b)からもわかるように、接触部の全領域でころ大端面とつば面は x および y 方向に速度分布を持つため、Reynolds 方程式にはストレッチ項 (式(2.14)右辺第 3, 4 項) を考慮する必要がある、

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = u_m \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + v_m \frac{\partial(\rho h)}{\partial y} + \rho h \frac{\partial u_m}{\partial x} + \rho h \frac{\partial v_m}{\partial y} \quad (2.14)$$

と書ける。ここで、 h はすきま、 η は潤滑油の粘度、 p は圧力、 ρ は潤滑油の密度、 u_m 、 v_m はころ大端面とつば面の平均速度の x 方向成分と y 方向成分である。

潤滑油の高圧粘度特性について、Roelands が与えた高圧下での粘度の計算式⁴³⁾を Houpert は SI 系に変換している⁶²⁾。同式は温度変化を考慮しているが、本稿では等温粘度を求めするため温度に関わる項を無視し、次の式を用いる。

$$\eta = \eta_0 \exp \left\{ [\ln \eta_0 + 9.67] \left[-1 + (1 + 5.1 \times 10^{-9} p)^z \right] \right\} \quad (6.1)$$

ここで、 η_0 は常圧粘度であり、

$$z = \frac{\alpha_0}{5.1 \times 10^{-9} (\ln \eta_0 + 9.67)} \quad (6.2)$$

である。 α_0 は粘度-圧力係数であり、次の Wu-Klaus-Duda の式⁶³⁾で与える。

$$\alpha_0 = (0.1657 + 0.2332 \log_{10} \nu) m \times 10^{-8} \quad (6.3)$$

ここで、 ν は動粘度 (mm^2/s)、 m は Walther-ASTM の式⁶⁴⁾に現れる粘度傾度であり、各潤滑油に固有の値である。

6.2.2 表面粗さの影響

表面粗さの影響については、Patir-Cheng の平均流れモデル^{27,28)}を採用し、表面粗さ突起間の接触には、Greenwood-Tripp の混合流体潤滑理論¹⁹⁾を導入した。なお、ここで採用した上記2モデルは表面粗さを確率論的に取り扱っており、圧力や膜厚分布の計算結果に確定的に固体接触部が現れるような手法ではない。

Patir-Cheng の平均流れモデルに関し、本研究では等方性粗さのみを扱う。圧力流量係数 ϕ_x および ϕ_y は次式のように表される。

$$\phi_x = \phi_y = 1 - 0.90 \exp\left(-0.56 \frac{h}{\sigma}\right) \quad (6.4)$$

ここで、 h は油膜厚さ、 σ は合成された自乗平均粗さである。ころ大端面が平滑面であると仮定したときのせん断流量係数は、

$$\begin{aligned} \phi_s &= A_1 \left(\frac{h}{\sigma}\right)^{\alpha_1} \exp\left\{-\alpha_2 \left(\frac{h}{\sigma}\right) + \alpha_3 \left(\frac{h}{\sigma}\right)^2\right\} && \frac{h}{\sigma} \leq 5 \text{ のとき} \\ \phi_s &= A_2 \exp\left(-0.25 \frac{h}{\sigma}\right) && \frac{h}{\sigma} > 5 \text{ のとき} \end{aligned} \quad (6.5)$$

ただし、

$$\begin{aligned} A_1 &= 1.899 \\ \alpha_1 &= 0.98 \\ \alpha_2 &= 0.92 \\ \alpha_3 &= 0.05 \\ A_2 &= 1.126 \end{aligned}$$

となり、Reynolds 方程式(2.14)は次のように修正される。

$$\begin{aligned} &\frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_x \frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\phi_y \frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) \\ &= u_m \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + \frac{u_r - u_i}{2} \sigma \frac{\partial(\rho \phi_{sx})}{\partial x} + v_m \frac{\partial(\rho h)}{\partial y} + \frac{v_r - v_i}{2} \sigma \frac{\partial(\rho \phi_{sy})}{\partial y} \\ &\quad + \rho h \frac{\partial u_m}{\partial x} + \rho \sigma \phi_{sx} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{u_r - u_i}{2} \right) + \rho h \frac{\partial v_m}{\partial y} + \rho \sigma \phi_{sy} \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{v_r - v_i}{2} \right) \end{aligned} \quad (6.6)$$

ここで、 u_r はころ大端面の x 方向の表面速度、 u_i はつば面の x 方向の表面速度、 v_r はころ大端面の y 方向の表面速度、 v_i はつば面の y 方向の表面速度である。粗さ突起が接触するとき、その接触面圧 p_a は Greenwood-Tripp の理論により、

$$p_a = k_c E' F_{2.5} \left(\frac{h_c}{\sigma} \right) \quad (6.7)$$

で与えられる。ここで、

$$F_{2.5} \left(\frac{h_c}{\sigma} \right) = \int_{\frac{h_c}{\sigma}}^{\infty} \left(t - \frac{h_c}{\sigma} \right)^{\frac{5}{2}} f^*(t) dt \quad (6.8)$$

$$k_c = \left(\frac{8\sqrt{2}}{15} \right) \pi (N\beta\sigma)^2 \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} \quad (6.9)$$

であり、 E' は等価ヤング率、 t は粗さ突起の高さ、 h_c は中央油膜厚さ、 $f^*(t)$ は正規化された粗さの密度関数、 N は単位面積当たりの粗さ突起の個数、 β は突起の曲率半径である。関数 $F_{2.5}\left(\frac{h_c}{\sigma}\right)$ について、Patir-Cheng は次の近似式を与えている²⁷⁾。

$$F_{2.5}\left(\frac{h_c}{\sigma}\right) = \begin{cases} 4.4086 \times 10^{-5} \left(4 - \frac{h_c}{\sigma}\right)^{6.804} & \frac{h_c}{\sigma} < 4 \text{ のとき} \\ 0 & \frac{h_c}{\sigma} > 4 \text{ のとき} \end{cases} \quad (6.10)$$

N 、 β 、 σ の値について、従来の研究では $N\beta\sigma$ および σ/β の形式で与えている。Greenwood-Tripp は $N\beta\sigma = 0.03 \sim 0.05$ としており¹⁹⁾、本稿でも $N\beta\sigma = 0.05$ とする。一方、 σ/β について、Patir-Cheng は $\sigma/\beta = 100$ としているが²⁷⁾、本研究の計算では著者らの過去の経験により $\sigma/\beta = 20$ と仮定する。

また、境界摩擦係数 μ_a は経験的に $0.12 \sim 0.15$ 程度とされており、本研究では $\mu_a = 0.12$ を採用する。

6. 2. 3 境界条件と運動に関する仮定

通常の EHL 解析では Hertz 接触面の大きさに対し、数倍程度の計算領域を設定して、計算領域端部で圧力を 0 とする境界条件を与える。ところが、ころ大端面／つばの接触では、図 6-1(b) のように Hertz 接触面の大きさに対し、ハッチングで示した油膜の発生領域が十分に大きいとはいえないので、次の境界条件を導入した。

- ① 圧力は、接触物体であるころ大端面および大つば平坦面が相対する領域でのみ発生し、その他の領域では 0 とする。

また、ころと内外輪の運動に関しては次のような仮定を導入した。

- ② ころと内外輪の角速度は機構学的関係から定まる。
 ③ 遠心力、重力は無視できる。
 ④ ころ転動面／軌道輪間、ころ／保持器間の干渉はころのスキューに影響しない。
 ⑤ ころはチルトしない。
 ⑥ スキューはころ大端面／つば間の油膜圧力分布、トラクション、表面粗さ突起の固体摩擦によって生じる。

6. 3 弾性流体潤滑下のころのスキュー

一般に EHL 下では、油膜圧力は流体の入り口側で徐々に増大し、Hertz 接触部の出口で

急激に低下する。したがって、接触中心に対して非対称となり、接触物体を回転させようとする力のモーメントが発生する。これによって、ころは図 6-2 のようにスキューする。ころ大端面／つば間では 20% 程度のすべりが生じており、トラクションによる力のモーメントも存在する。さらに、固体接触が発生している場合にはそれによる摩擦力もモーメントを生じる。ころは、油膜圧力、油膜によるトラクション、固体摩擦、外力（つば力）が釣り合うように回転する。以下、この回転に関与するモーメントについて検討するが、回転の中心をころの重心とする。

図 6-1 で示した座標系のもとに、油膜圧力 p による力のモーメント M_h は

$$M_h = \iint xpdx dy \quad (6.11)$$

で計算できる。このときの原点は、図 6-1(b)の x, y 軸の交点である。

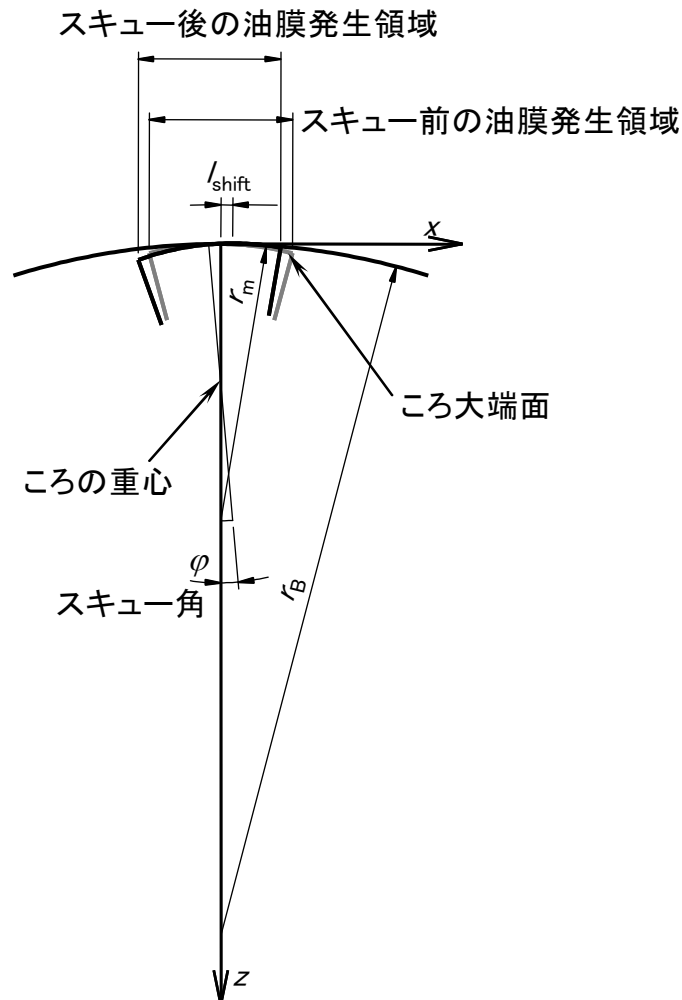


図 6-2 ころのスキュー

トラクションによるモーメントは次のようにして求める．最大トラクション係数 $\mu_{t, \max}$ は，大野らの実験⁶⁵⁾から

$$\begin{aligned}\mu_{t, \max} &= \frac{0.09}{25} \times \alpha_0 p \quad \alpha_0 p \leq 25 \text{ のとき} \\ \mu_{t, \max} &= \frac{0.09}{25} \quad \alpha_0 p > 25 \text{ のとき}\end{aligned}\tag{6.12}$$

で与えられる．ここで， α_0 は粘度-圧力係数である．スキュー角は高々 0.05° 程度であるから，スキューによる微小な変化を無視すると，すべり率 s は

$$s(x, y) = \left| \frac{u_r - u_i}{(u_r + u_i)/2} \right|\tag{6.13}$$

となる．ここで， u_r ， u_i はそれぞれ，ころ大端面の速度，大つば面の速度である．最大トラクション係数を示すすべり率を s_{\max} とすると，トラクション係数 μ_t は Lee-Hamrock の circular-model⁶⁶⁾を利用して

$$\mu_t = \frac{s/s_{\max}}{\sqrt{1 + (s/s_{\max})^2}} \mu_{t, \max}\tag{6.14}$$

で求められる．したがって，トラクション力 F_t は

$$F_t = \mu_t \iint p dx dy\tag{6.15}$$

であり，トラクションによるモーメント M_t は，接触点からころ重心までの距離を l_g とすると

$$M_t = l_g F_t\tag{6.16}$$

である．

固体接触の摩擦力は Greenwood-Tripp の理論¹⁹⁾より，境界摩擦係数を μ_a ，見かけの接触面積を A_0 とすると，突起接触部の摩擦力 F_a は

$$F_a = \mu_a A_0 p_a\tag{6.17}$$

で与えられる． F_a によるモーメント M_a は

$$M_a = l_g F_a\tag{6.18}$$

である．

ころのスキューによって，ころ大端面におけるつばとの接触位置が移動するので，接触力のベクトルはころ中心を通らなくなる．したがって，つばからスキューを復元させるモーメント M_r が発生する．ころとつばの接触位置ところ中心間と x 方向の距離，すなわち接触点の移動量を l_{shift} とすると

$$M_r = l_{\text{shift}} P\tag{6.19}$$

P はつば荷重である．ここで， l_{shift} とスキュー角 φ の関係は幾何学的に

$$l_{\text{shift}} = \frac{r_B (r_m - l_g) \sin \varphi}{r_B - r_m} \quad (6.20)$$

と与えられる。 r_m , r_B , l_g は図 6-1, 6-2 に示す長さである。

以上より, スキュー角 φ は,

$$M_h + M_t + M_a + M_r = 0 \quad (6.21)$$

を解いて求められる。

6.4 計算結果

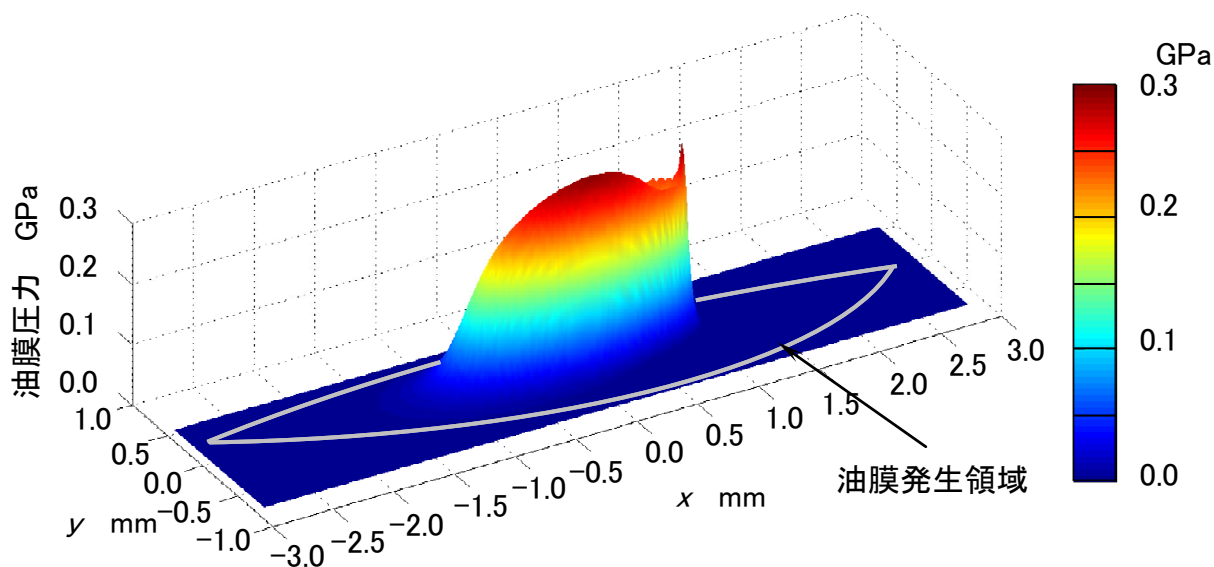
6.4.1 計算結果の詳細の一例

表 6-1 の条件で計算を実行すると図 6-3 のような結果が得られる。表 6-1 中のころ大端面 R 比は, 図 6-1 の記号を用いて, r_m/r_B で定義される。表 6-1 の条件は, 粘度グレード ISO VG32 の潤滑油を 40°C として, 円すいころ軸受 30306D に 9.8 kN の純アキシャル荷重を与え, 内輪を 2000 min⁻¹ で回転させた場合に相当する。

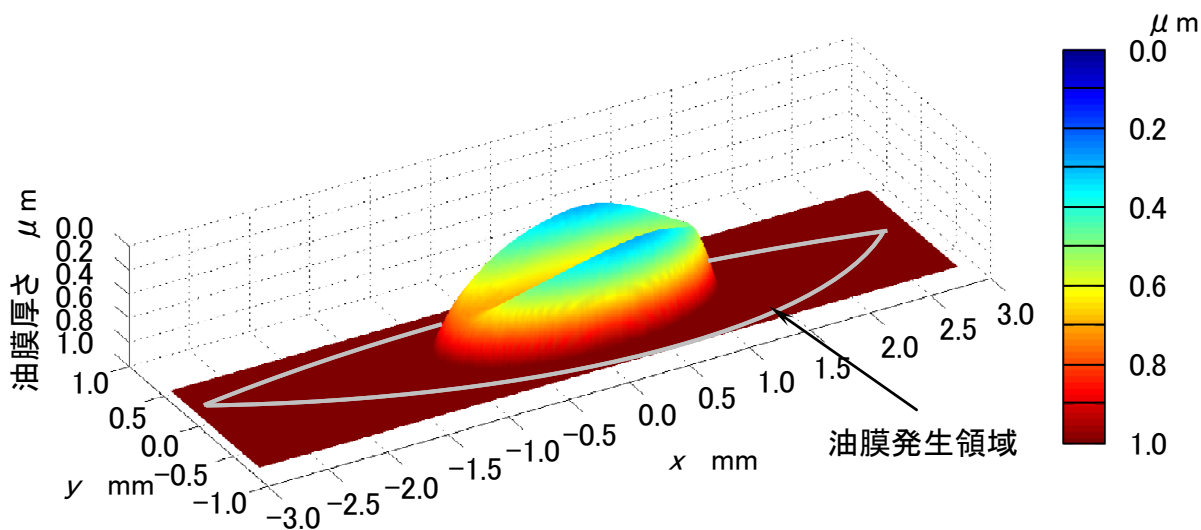
表 6-1 解析条件

外輪円すい角	deg	57.62
ころ円すい角	deg	8.5
ころ大端面 R 比		0.8
ころ長さ	mm	13.52
ヤング率	GPa	208
ポアソン比		0.3
潤滑油動粘度	mm ² /s	32.2 (40°C) 5.45 (100°C)
潤滑油密度	kg/m ³	850
粘度-圧力係数	Pa ⁻¹	1.93×10 ⁻⁸
内輪の回転速度	min ⁻¹	2000
つば荷重	N	200
温度	°C	40
ころ大端面の自乗平均粗さ	μm	0.025
内輪大つば面の自乗平均粗さ	μm	0.100

図 6-3(a)は油膜圧力の分布図であり, 図 6-3(b)は油膜厚さの分布図である。 x および y 軸は図 6-1(b)と同一であり, 灰色で示した実線の内部が潤滑油膜が発生可能な領域である。流体はおおむね, x 軸正の向きに移動する。図 6-3(a)からわかるように, 流れの出口付近で EHL 特有の圧カスパイクが発生している。ころには -0.019° のスキューが発生しており,



(a) 油膜圧力分布



(b) 油膜厚さ分布

図 6-3 ころ大端面と大つば間の EHL 解析例

これはくさび膜効果により油膜が発生しやすくなる方向である。スキューによって、最大油膜圧力の発生点が 0.2 mm 程度 x 軸方向正の向きに移動しており、スキューを考慮しない場合と比較して、入り口部の面積が拡大している。図 6-3(b)より、変形部は潤滑油の主たる流れの方向である x 方向に長軸を持つ楕円形状をなしており、出口部で馬蹄形のくびれが生じていることがわかる。油膜の形状は一方向のみの流れの場合とは異なり、厳密には $y=0$ の x 軸に対して対称ではない。

6.4.2 スキュー角の実験検証

Harada らは、円すいころ軸受 32310 を用いて運転中のスキュー角を測定している⁶¹⁾。この報告の中で、等粘度－剛体領域を仮定したころ大端面／大つばの接触解析プログラムを用いてスキュー角を計算した結果、絶対値にかい離が見られている。Harada らはこの原因について、計算では等粘度－剛体領域を仮定しているが、実験では高粘度－弾性体領域にあるためではないかと推察している。

Harada らの実験結果と本報の方法での計算結果を比較した。結果を図 6-4 に示す。図中、「Exp.」は Harada らの実験結果である。「EHL」は本研究の EHL 解析による計算結果であり、「HL」は Harada らが行った等粘度－剛体領域を仮定したころ大端面／つばの流体潤滑解析の結果である。HL に対して EHL は実験に近い値が得られている。これは、HL が弾性変形を考慮していないために、圧力の積分としての力が入り口側に大きく偏るのに対して、EHL では油膜圧力が Hertz 圧に近いために圧力の積分による力の作用点が接触中心に近いためである。

回転速度の影響が定性的に実験と異なり、計算では EHL にせよ HL にせよ回転速度を増大させるほどスキュー角の絶対値が大きくなっている。ただし、 1000 min^{-1} と回転速度の低い領域では、実験と EHL のスキュー角が定量的にも一致している。このことから、スターベーションが発生していないと考えられる低速域では、本研究における EHL 解析は実験の潤滑状態をよく再現しており、実験では高速域ではスターベーションの発生によって入り口部の圧力が低減し油膜圧力によるモーメントが減少したために EHL による計算結果よりスキュー角が小さくなったと推察される。

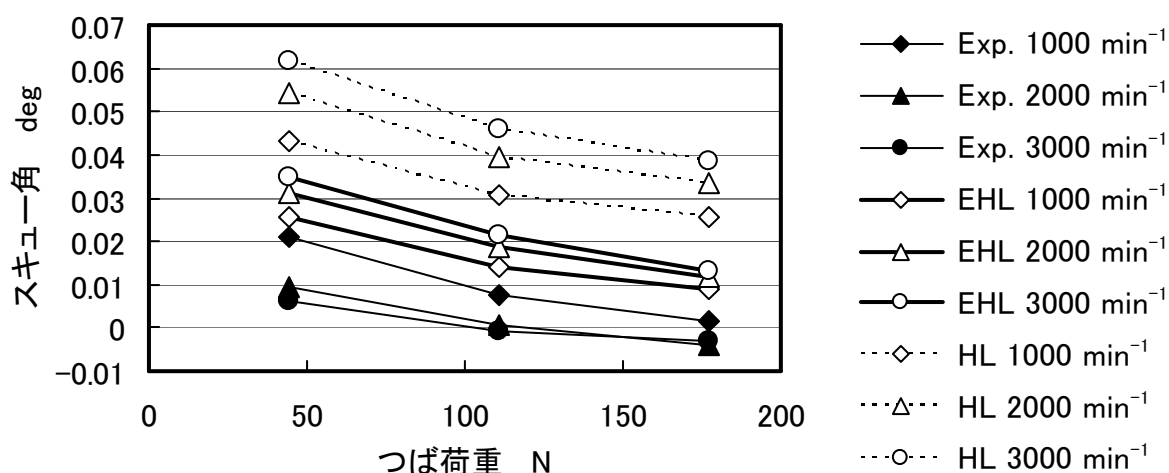
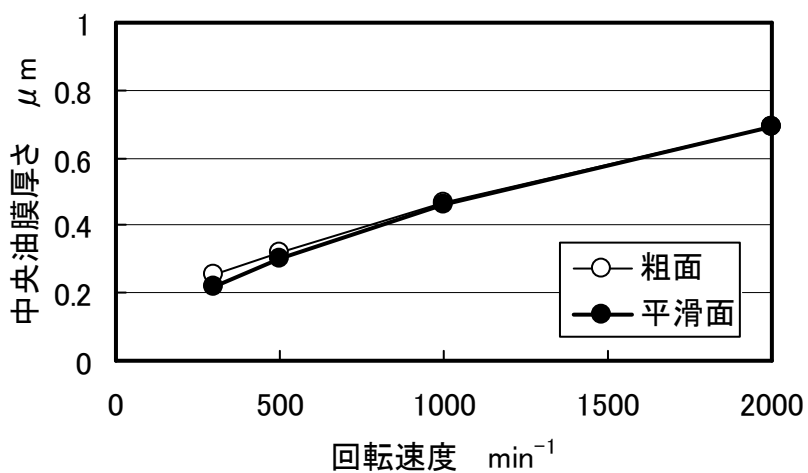


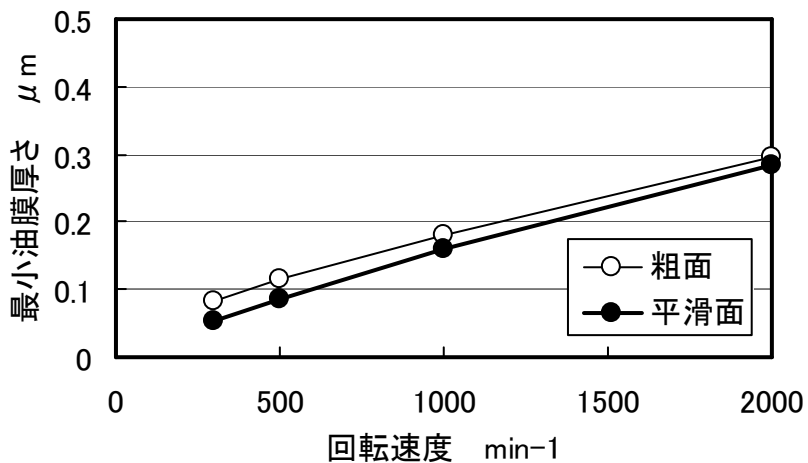
図 6-4 スキュー角の実験結果と計算結果の比較

6.4.3 表面粗さの影響

流体の流れは、主として2面間に分布する圧力勾配と、2面間の相対速度によって決定される。粗さの突起が存在すると、圧力勾配が局所的に変化する。また、粗さの谷の中の流体が表面とともに移動するため、2面間の相対移動によって生じる流量に影響する実質



(a) 中央油膜厚さ



(b) 最小油膜厚さ

図 6-5 油膜厚さに及ぼす表面粗さの影響

軸受：30306D

つば荷重：200 N

潤滑油動粘度：32.2 mm²/s

粗面の粗さ：ころ大端面 — 0.025 μm R_{rms}

内輪大つば面 — 0.100 μm R_{rms}

的な2面間の油膜厚さが減少する。このため、流量の期待値が変化することになる。Patir-Chengの平均流れモデル^{27), 28)}によれば、圧力流量係数とせん断流量係数を用いることで2次元粗さの影響を定量的に評価できる。

圧力流量係数は粗面と平滑面の平均圧力流れの比であり、せん断流量係数は粗面の移動による付加的流れに関するものである。圧力流量係数とせん断流量係数は粗さの方向性パラメータの影響を受けるが、ここでは等方性粗さを仮定した。

表面粗さを表6-1に示す値として、粗さの有無による油膜厚さの変化の様子を図6-5に示す。ここで実施した条件では粗さを考慮した方が油膜厚さが増加し、低速域で油膜厚さが小さくなるほどその影響は顕著となった。ころ大端面と大つばの接触では、大つばの方が粗さが大きく、かつ表面速度が速い。したがって、ころ大端面の粗さによって流入を阻害される油量よりも、大つばの粗さの移動によって付加される流入油量の方が多いために、接触領域への流入量が増加し、油膜厚さが増大することを表している。

また、中央油膜厚さより最小油膜厚さの方が粗さの影響が大きかった。合成粗さは $0.103 \mu\text{m } R_{\text{rms}}$ であるから、最小油膜厚さは 500 min^{-1} 以下で合成粗さ以下となるのに対し、中央油膜厚さは 300 min^{-1} でも合成粗さの2倍以上である。そのため、 300 min^{-1} においても中央油膜厚さは20%の増加であるのに対して、最小油膜厚さは60%の増加となっている。

6.5 油膜形成性を設計基準とした場合の最適端面R比

接触物体が焼付きを起こすとき、その発生条件として、臨界油膜厚さ、臨界温度、臨界摩擦損失などの条件が提案されている。しかし、いずれにしても固体接触を防止することが肝要であるから、可能な限り油膜を厚くすることが望ましい。そこで、円すいころ軸受のころ大端面と大つばの接触について、最小油膜厚さが最大となるようにころ端面R比を最適化する。最適値は運転条件の影響を受けると考えられるので、ここでは、速度、粘度、荷重をパラメータとして、油膜厚さの計算を行った。

図6-6~6-8に各運転条件をパラメータとしたときのころ大端面R比と油膜厚さの関係を示す。これらから、定性的に次のようなことがわかる。

- ①いずれの条件でも油膜厚さが最大となるR比に対して、R比を小としても油膜厚さはそれほど減少しないが、R比を大とすると油膜厚さは急激に減少する。
- ②最小油膜厚さを最大とするR比には、高粘度の場合を除いて、回転速度、粘度の影響はあまり見られない。

以下に速度、粘度、荷重と最適R比の関係について、個々に考察する。

6.5.1 速度の影響

ころ端面R比と最小油膜厚さの関係に及ぼす速度の影響を図6-6に示す。この図よりわかるように、 500 min^{-1} ではR比93%で最小油膜厚さが最大となっており、高速にすると最適R比はやや減少して 4000 min^{-1} では88%となっている。ただし、油膜厚さが小さい低速になるほど最適R比前後での最小油膜厚さの変化は小さくなっており、最適R比に対し

て速度の影響はあまり考慮しなくてもよいと言える。

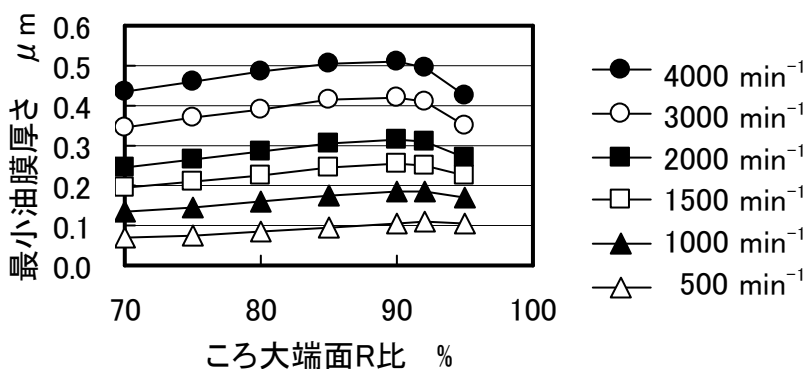


図 6-6 ころ端面 R 比と最小油膜厚さの関係に及ぼす速度の影響
つば荷重：200 N
潤滑油動粘度：32 mm²/s

6.5.2 粘度の影響

ころ端面 R 比と最小油膜厚さの関係に及ぼす潤滑油動粘度の影響を図 6-7 に示す。動粘度が 335 mm²/s の場合には R 比が 78% のとき最小油膜厚さが最大となっているが、油膜厚さの絶対値が大きく、油膜形成性と R 比の関係を論じる上では特に考慮する必要のない運転条件と言える。一方、油膜厚さが小さい低粘度の領域では、粘度が最適 R 比に及ぼす影響は小さい。

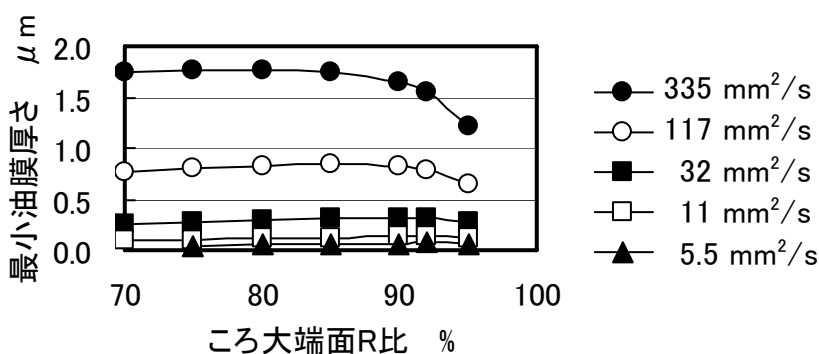


図 6-7 ころ端面 R 比と最小油膜厚さの関係に及ぼす潤滑油動粘度の影響
回転速度：2000 min⁻¹
つば荷重：200 N

6.5.3 荷重の影響

図 6-8 からは荷重の増加に伴って最適 R 比が小さくなる傾向にあることがわかる。さらに、高荷重になるほど、最適 R 比以上の R 比を与えたときの最小油膜厚さの低下が顕著になっている。したがって、油膜の薄い高荷重の場合には、R 比を小さくする必要がある。

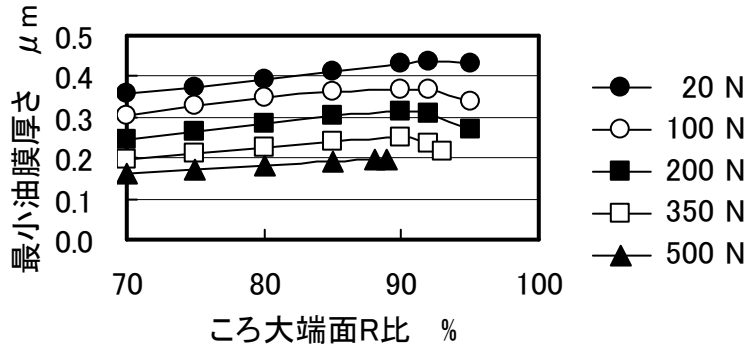


図 6-8 ころ端面 R 比と最小油膜厚さの関係に及ぼすつば荷重の影響

回転速度：2000 min⁻¹

潤滑油動粘度：32 mm²/s

以上の結果から、油膜の形成性と R 比の関係について、ここで与えた運転条件の範囲では、速度、粘度の影響については特に考慮する必要はなく、高荷重の場合には R 比は 85 % 程度とし、低荷重の場合には 95 % 程度が適当であると言える。また、R 比が最適値を超えると油膜厚さは急激に薄くなることから、R 比は最適値より小さく設計することが望ましい。

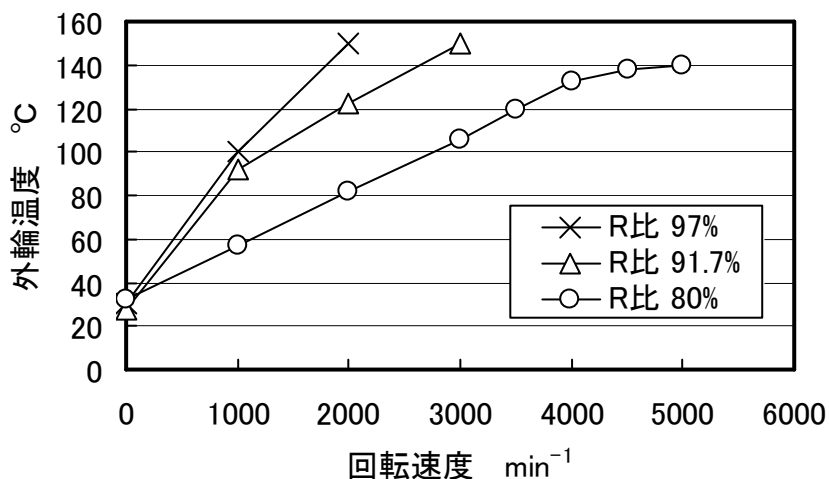
6.5.4 実験検証

ころ端面 R 比を 97 %，91.7 %，80 % として軸受を製作し、回転速度を上昇させたときの外輪温度上昇を測定した。結果を図 6-9 に示す。つばは通常、超仕上げ加工が施されるが、つば部の潤滑状態の影響が顕著となるように、本実験では研削加工とした。R 比 97 % と 91.7 % は各々 2000 min⁻¹，3000 min⁻¹ で温度上昇が著しく運転不能と判断した。一方、R 比 80 % の場合には 5000 min⁻¹ においても正常に運転できている。

ころ大端とつばの間に理論的に発生しうる油膜が完全に形成されていれば、速度の増加によって油膜厚さは大きくなり、焼付きもしくはその前兆である急激な温度上昇は生じないはずである。しかし、6.4.2 項に述べたように高速運転時にはつば部に十分な潤滑油が存在しない可能性が高く、油膜の形成能が低いと急激な温度上昇を生じることになる。試験に供した円すいころ軸受は、ころ転動面と軌道輪軌道面の設計は同じであるから、温度差はつば部での油膜の形成状態を表していると考えられる。したがって、R 比 97 %，91.7 % に対して、80 % は温度が低くなっており、油膜の形成能が向上していることがわかる。

前節までで、R比を85%以下とすることによって油膜の形成能を向上できることを解析によって示したが、その傾向を実験的に確認できた。

図 6-9 軸受温度の測定結果—ころ端面 R 比の影響



軸受：30306D
 ラジアル荷重：19.6 kN
 アキシアル荷重：6.9 kN
 潤滑油粘度グレード：ISO VG 56

6.6 結言

円すいころ軸受のころ大端面と内輪大つば面間の接触について、スキューと混合潤滑条件を考慮して等温 EHL 解析を行った。ころ大端面と内輪大つば面間の潤滑に関して、次のような特徴が見られた。

- (1) 表面粗さに方向性がないと仮定すると、表面粗さを考慮した方が油膜厚さの絶対値は大きくなる。
- (2) EHL を仮定すると、ころスキュー角の計算値は接触物体の変形を考慮しない場合より小さく、実測値に近い。

また、油膜厚さの最大化を目的とした端面 R 比の設計指針について、次のような知見が得られた。

- (1) 油膜厚さが最大となる最適端面 R 比は、速度、粘度、荷重条件によって変化し、特に、重荷重の場合は 85% 程度である。ただし、端面 R 比が最適値を超えると油膜は急激に薄くなるので、端面 R 比の設計値は最適値より小さくする方が良い。
- (2) 実用上問題となる最小油膜厚さが小となる条件において、低速もしくは低粘度である

ために油膜が減少する場合は，速度，粘度は最適端面 R 比にほとんど影響を及ぼさない。

- (3) 以上のことから，重荷重での使用に耐え得るためには，端面 R 比は 85 %程度を上限に設計することが望ましい。

第7章 スラストころ軸受のクラウニング

7.1 緒言

軸方向の荷重の支持に特化した転がり軸受として、スラスト玉軸受およびスラストころ軸受がある。スラストころ軸受の中でも、スラスト針状ころ軸受は、高負荷容量、高剛性、コンパクト等、種々の利点を有しており、さまざまなアプリケーションで利用されている。アプリケーションによって使用条件は千差万別であり、要求される性能も異なる。自動車用途では燃費向上のため、あらゆる部位において抵抗の小さい低粘度油が用いられるようになってきている。特に、カーエアコン用コンプレッサに用いられるスラスト針状ころ軸受では、冷媒と冷凍機油の混合流体が潤滑剤として使用されており、近年、混合流体の粘度が低下し、潤滑性能がますます低下する傾向にある。

極めて油膜が薄い条件では、軸受に表面起点型のはく離が発生することがあり、材料面や潤滑油添加剤の観点から原因究明や対策が検討されている^{67)~69)}。玉田は熱処理方法や鋼種、加工精度は寿命にはほとんど影響せず、ころにクラウニングを設けることで長寿命化できることを実験的に確認している^{67), 68)}。ただし、クラウニングの具体的な形状や設計方法には言及していない。

ラジアルころ軸受とスラストころ軸受のクラウニングを検討する上で、本質的な違いはすべりの存在である。ラジアルころ軸受の場合、機構学的にはころ転動面の周速と軌道輪軌道面の周速は一致する。したがって、単純な接触問題としてクラウニングを設計することができた。一方、スラストころ軸受の場合、ころ転動面上の周速は一定であるが、軌道輪は半径方向に軸からの距離に比例した速度分布を持つ。このため、接触部には無視し得ないすべりが発生し、ころがピッチ円上で純転がりすると、ころの両端に近づくほどすべり率は大きくなる。

本章では、このすべりを考慮して、スラストころ軸受に最適なクラウニングの設計方法について述べる。

7.2 スラスト針状ころ軸受の破損形態

スラスト針状ころ軸受の寿命試験を行い、破損形態と破損原因の推定を行う。

寿命試験に用いたスラスト針状ころ軸受寿命試験機の概略図を図 7-1 に、試験条件を表 7-1 に示す。軌道輪は $\phi 60 \text{ mm} \times \phi 85 \text{ mm} \times 1 \text{ mm}$ であり、 $\phi 3 \text{ mm} \times 7.8 \text{ mm}$ のころを用いた。潤滑油にはスピンドル油 ISO VG2 を使用した。このときの膜厚比 λ は 0.1 (表面粗さ $0.084 \mu\text{m Ra}$) であり、境界潤滑状態にあると言える。

試験後の軌道輪表面の状態を図 7-2 に示す。軸受の損傷のほとんどが軌道輪転走跡の内径側エッジ部を起点とした浅いはく離であり、転走跡のエッジ部は全周に渡って変色しており、発熱した形跡が認められた。

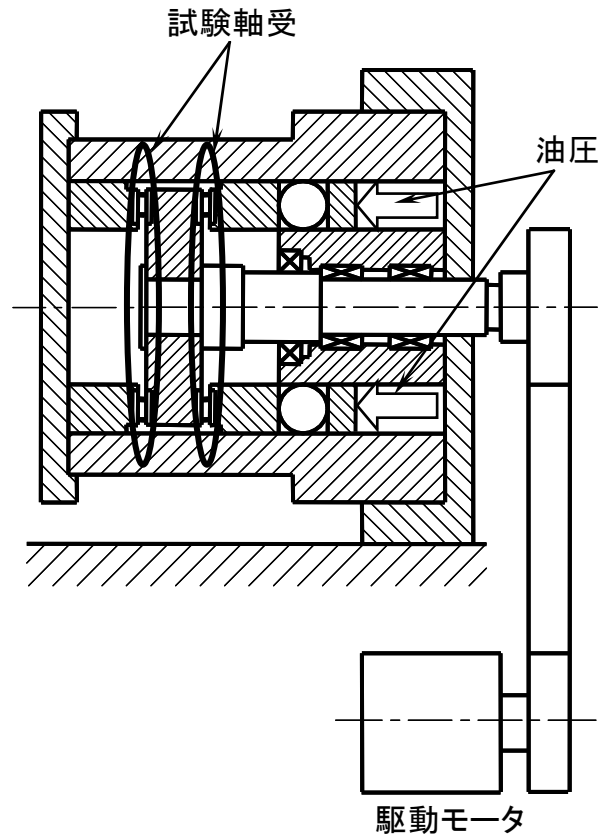


図 7-1 スラスト針状ころ軸受寿命試験機

表 7-1 寿命試験条件

軌道輪	$\phi 60 \text{ mm} \times \phi 85 \text{ mm} \times 1 \text{ mm}$
ころ	$\phi 3 \text{ mm} \times 7.8 \text{ mm}$
回転速度	5000 min^{-1}
荷重	9.8 kN
潤滑油	スピンドル油 ISO VG2 (70 °C)
膜厚比	0.1
潤滑方法	循環給油
計算寿命	14.6 時間

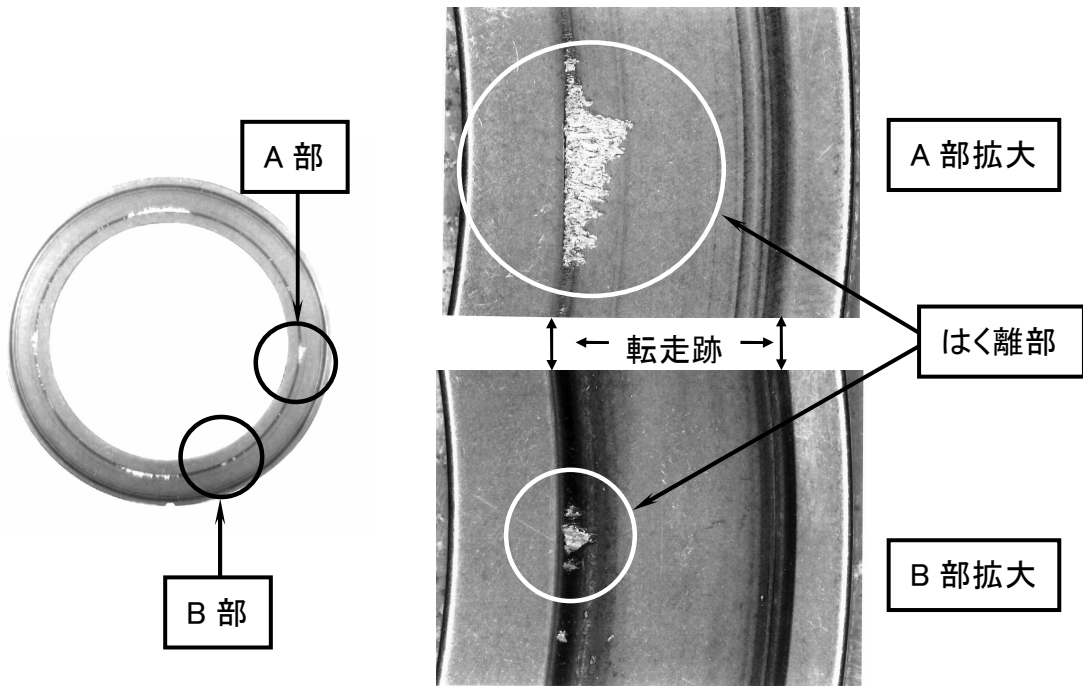


図 7-2 試験後の軌道輪表面

ここで使用したころと軌道輪はクラウニングを設けていないため、エッジロードも損傷の一要因と考えられる。エッジロードが損傷の要因であれば、エッジ部の内部には圧縮残留応力が発生し、その最大値の発生深さは接触幅に比例する。しかし、図 7-3 に示すように軌道輪転走跡の内径エッジ部には使用による圧縮残留応力がほとんど生成されていない。

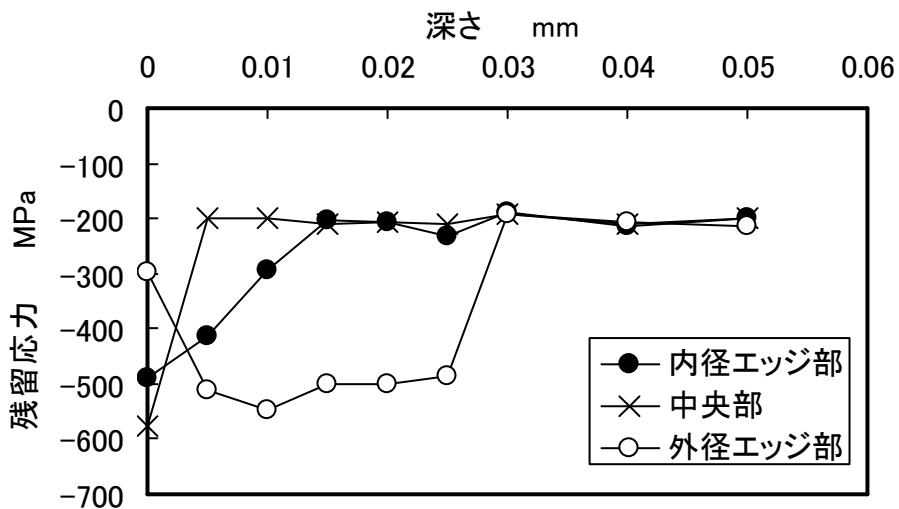


図 7-3 試験後の軌道輪の圧縮残留応力

外径側エッジ部では深さ 0.03 mm まで圧縮残留応力が生成されているが、推定されるエッジ応力は最大 2 GPa 以下であり、この程度のエッジ応力では通常は破損しない。したがって、エッジロードは主要因ではない。

表面に直接損傷を与えるほどのエッジロードが発生していなくても、表面に発熱による軟化が生じていれば、破損の原因となりうると考えられる。そこで、発熱の程度を調査するため、軌道輪転走跡上の X 線半価幅を測定した。X 線半価幅の減少は、焼入れや機械加工によって生じた鋼材表面の結晶の格子間隔のひずみが減少したことを示しており、これはすなわち、熱によって結晶格子に振動が与えられたことを意味する。ストレートころを用いた軸受と、エッジ部で面圧が低いために摩擦力が小さくなるクラウニングころを用いた軸受の軌道輪の表面性状を比較した。図 7-4 に試験後の両軸受の軌道輪転走跡の内・外径側エッジ部と中央部表面の X 線半価幅を測定した結果を示す。ストレートころ軸受はクラウニングころ軸受に比べ、エッジ部での半価幅の低下が大きく、ストレートころ軸受はクラウニングころ軸受より軌道輪転走跡エッジ部での発熱が大きいことがわかった。

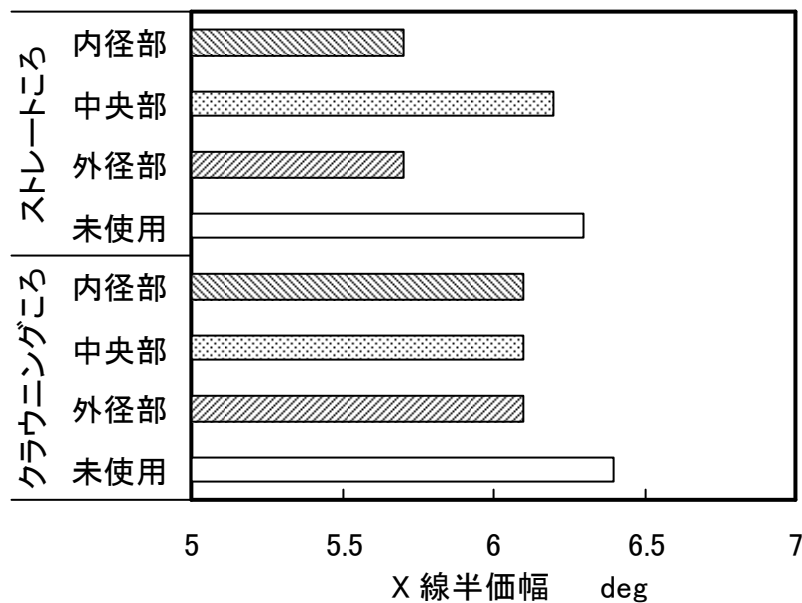


図 7-4 軌道輪転走跡の X 線半価幅

材料表面が軟化すれば、摩擦力によって材料の塑性流動が生じると考えられる。図 7-5 に試験後のストレートころ軸受とクラウニングころ軸受の軌道輪転走跡表面の内・外径側エッジ部と中央部表面の X 線の異方性の測定結果を示す。X 線の異方性とは接線力による表面の塑性流動の影響で特定方向に結晶方位がそろうために生じる現象で⁷⁰⁾、転走跡表面のころの転がり方向に測定した残留応力と転がり方向に直行する方向に測定した残留応力（ここでは簡易的な $\sin^2\psi$ 法で求めた推定応力で代用）の差の絶対値で定性的に表せる。この値が大きいほど表面に生じる塑性流動が大きいことを示している。ストレートころ軸

受の内径側エッジ部の残留応力はクラウニングころ軸受に比べ、約 160 MPa 大きくなっていた。

以上より、ころと軌道輪の相対すべりにより、軌道輪の転走跡内径側エッジ部で発熱、塑性流動が生じ、表面起点型のはく離に至ったと考えられる。

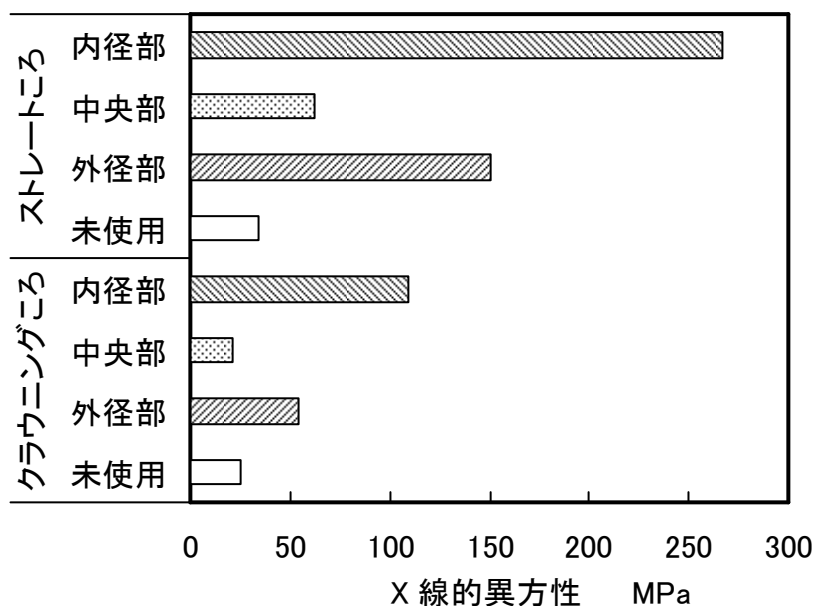


図 7-5 軌道輪転走跡の X 線的異方性

7.3 スラストころ軸受の発熱

スラストころ軸受を破損に至らしめる発熱について理論的に考察する。軸受の発熱率は摩擦トルクと回転速度の積によって与えられる。スラストころ軸受の摩擦トルクの要因としては、次の項目が挙げられる。

- ①ころと軌道輪間で機構学的に発生するスピンと呼ばれるすべりによる摩擦
- ②ころと軌道輪間に介在する潤滑油の粘性に起因する転がり粘性抵抗
- ③ころと軌道輪が繰り返し荷重を受ける際に生じる弾性ヒステリシス損失
- ④ころ転動面の保持器ポケット間のすべりによる固体接触および潤滑油のせん断による摩擦
- ⑤ころに働く遠心力によって生じるころ端面と保持器ポケット間の摩擦
- ⑥ころおよび保持器による潤滑油の攪拌抵抗

本研究で対象とするスラスト針状ころ軸受は、比較的少量の低粘度油で潤滑されているので、⑥の攪拌抵抗は無視して差し支えない。また、保持器の破損を対象としているものでもないため、④、⑤のころと保持器間のすべりによる摩擦も検討から除外する。すなわ

ち、ここでは、摩擦トルクの要因として、①スピン、②転がり粘性抵抗、③弾性ヒステリシス損失を取り上げ、それぞれの寄与率に関して検討する。

7.3.1 摩擦トルクの要因の計算方法

① スピン

スラストころ軸受におけるころと軌道輪間の周速とすべりの分布状況を図 7-6 に示す。クラウニングを無視すれば、接触面内ではころ周速は自転軸方向に同一の分布を持つ。一方、軌道輪は半径に比例した速度分布となる。したがって、接触面内では接触中心での法線回りに回転する方向のすべりを生じる。これをスピンと呼び、スピンによる軸受の摩擦トルク M_s は式(7.1)のように書くことができる。

$$M_s = \frac{2Z}{\omega} \int \mu(x)w(x)v(x)dx \quad (7.1)$$

ここで Z は 1 列あたりのころ数、 ω は回転輪の角速度、 μ は摩擦係数、 w は単位長さあたりの荷重、 v は軌道輪ところの相対速度の絶対値、 x は回転中心を原点とするころ自転軸方向の座標である。

摩擦係数 $\mu(x)$ は混合潤滑理論によって与えられる。固体接触部の摩擦力は Greenwood-Tripp の理論¹⁹⁾を用いて計算し、流体潤滑部のトラクション力の計算には村木・木村の解析⁷¹⁾を適用した。

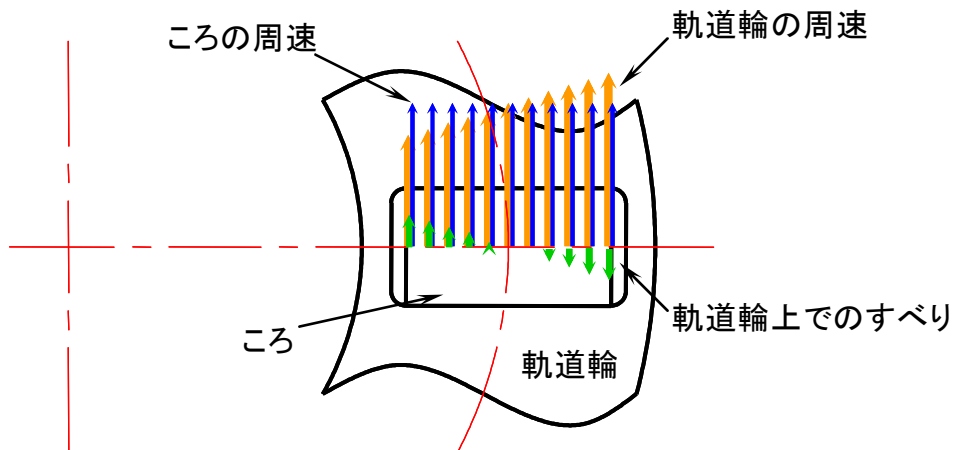


図 7-6 スラストころ軸受内部の周速とすべりの分布

② 転がり粘性抵抗

Zhou-Hoeprich⁷²⁾によれば、EHL 入り口部では接触物体表面に転がりと逆方向の潤滑油のせん断応力が発生する。このせん断応力を面積分すれば力として評価でき、この力は回転と逆方向のモーメントを生じる。この力を転がり粘性抵抗と呼ぶ。Zhou-Hoeprich は EHL 理論解析から、式(7.2)に示す転がり粘性抵抗 F_r の理論回帰式を導いた。本稿ではこの式を採用する。

$$F_r = \phi_r 29.2 \frac{R}{\alpha_0} l (GU)^{0.648} W^{0.246} \quad (7.2)$$

ここで、 ϕ_r はせん断発熱による転がり粘性抵抗の補正係数、 R は等価半径、 α_0 は粘度-圧力係数、 l は接触長さ、 G は材料パラメータ、 U は速度パラメータ、 W は荷重パラメータである。 E' を等価ヤング率、 η_0 を常圧粘度、2物体の平均速度を u 、単位長さあたりの荷重を w とすると、 G 、 U 、 W は

$$G = \alpha_0 E'$$

$$U = \frac{\eta_0 u}{E'R}$$

$$W = \frac{w/l}{E'R}$$

で求められる。

スラスト針状ころ軸受では転がり粘性抵抗による摩擦トルク M_r は次式で表せる。

$$M_r = 2Z \int x F_r(x) dx \quad (7.3)$$

ここで、 Z はころ数である。

③ 弾性ヒステリシス損失

弾性体が繰り返し接触する場合、応力とひずみの関係はヒステリシスループを描くことが知られている。線接触の場合の弾性ヒステリシス損失を求める。

図 7-7 に示す接触部において、接触幅中心における微小幅 dy での負荷は、

$$w_0 = \frac{2P}{\pi b} dy = \left(\frac{1}{2\pi} \frac{E'LP}{R} \right)^{1/2} dy \quad (7.4)$$

である。ここで、 w_0 は接触中心における微小幅での負荷、 P は荷重、 b は接触半幅である。

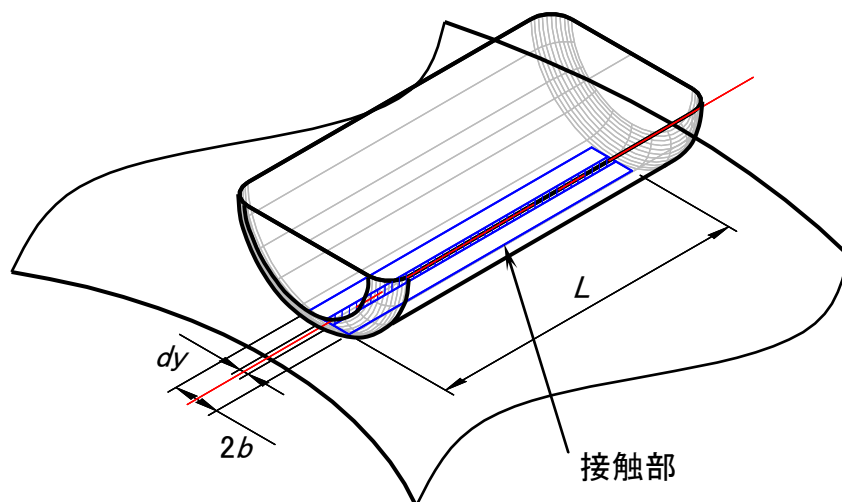


図 7-7 ころ/軌道輪接触部

ころが dy だけ転がるときに費やす弾性圧縮仕事量 $d\phi$ は、

$$d\phi = \int_0^P w_0 \frac{d\delta}{dP} dP = 0.65 \frac{P^{1.4}}{R^{0.5} E^{0.4} L^{0.3}} dy \quad (7.5)$$

となる。ここで、 δ は弾性接近量である。ころと軌道輪が単位時間あたりに転がり接触する距離 l_{rd} は、ころの自転角速度を ω 、ころ直径を d_r とすると

$$l_{rd} = \frac{\omega d_r}{2} \quad (7.6)$$

であるから、単位時間あたりの弾性圧縮仕事量 E_E は、

$$E_E = \phi l_{rd} = \frac{\phi \omega d_r}{4} \quad (7.7)$$

となる。弾性ヒステリシス損失係数を β_E とすると、弾性ヒステリシス損失による発熱 Φ_E と軸受の摩擦トルク M_E の間には

$$\Phi_E = 2Z\beta_E \sum_{j=1}^n E_E = \omega M_E \quad (7.8)$$

の関係がある。つまり、弾性ヒステリシス損失による摩擦トルク M_E は

$$M_E = \frac{2Z\beta_E E_E}{\omega} \quad (7.9)$$

で求められる。

7.3.2 摩擦トルクの測定と計算結果との比較

実験によって測定されるスラスト針状ころ軸受の摩擦トルクと、7.3.1項で示した方法で求めた摩擦トルクを比較し、摩擦トルクの考え方の妥当性を検証する。

摩擦トルク測定の運転条件と使用した軸受の主要諸元を表 7-2 に示す。なお、ころにはクラウニングを施している。温度は軌道輪裏面の温度である。試験装置の概略図を図 7-8 に示す。

表 7-2 摩擦トルク測定試験条件

ころ	$\phi 3 \times 7.8$ mm (クラウニングころ)
軌道輪	$\phi 60 \times \phi 85 \times 1$ mm
回転速度	1000~3000 min^{-1}
荷重	3.0 kN
潤滑油	スピンドル油 ISO VG2 (31 °C) タービン油 ISO VG32 (37 °C)
潤滑方法	1 ml 塗布

潤滑油 ISO VG2 のときの実験結果と計算結果を図 7-9 に示す。実験，計算とも回転速度の増加に対して摩擦トルクは減少しており，このとき，膜厚比 $\Lambda = 0.7 \sim 1.6$ であった。 Λ が小さく混合潤滑状態にあるとき，回転速度の増加によって油膜が形成されやすくなるため，摩擦係数の大きい固体接触部が減少し，摩擦トルクは減少する。潤滑油 ISO VG32 のときの結果を図 7-10 に示す。実験では回転速度の増加に対して摩擦トルクはほぼ一定か増加傾向にあり，計算では摩擦トルクは増加した。このとき， $\Lambda = 4.4 \sim 9.6$ であり，流体潤滑状態であった。この場合，回転速度が増加すると，ころと軌道輪間に存在する潤滑油をせん断する速度が上昇するため，潤滑油の粘性による摩擦トルクが増大する。

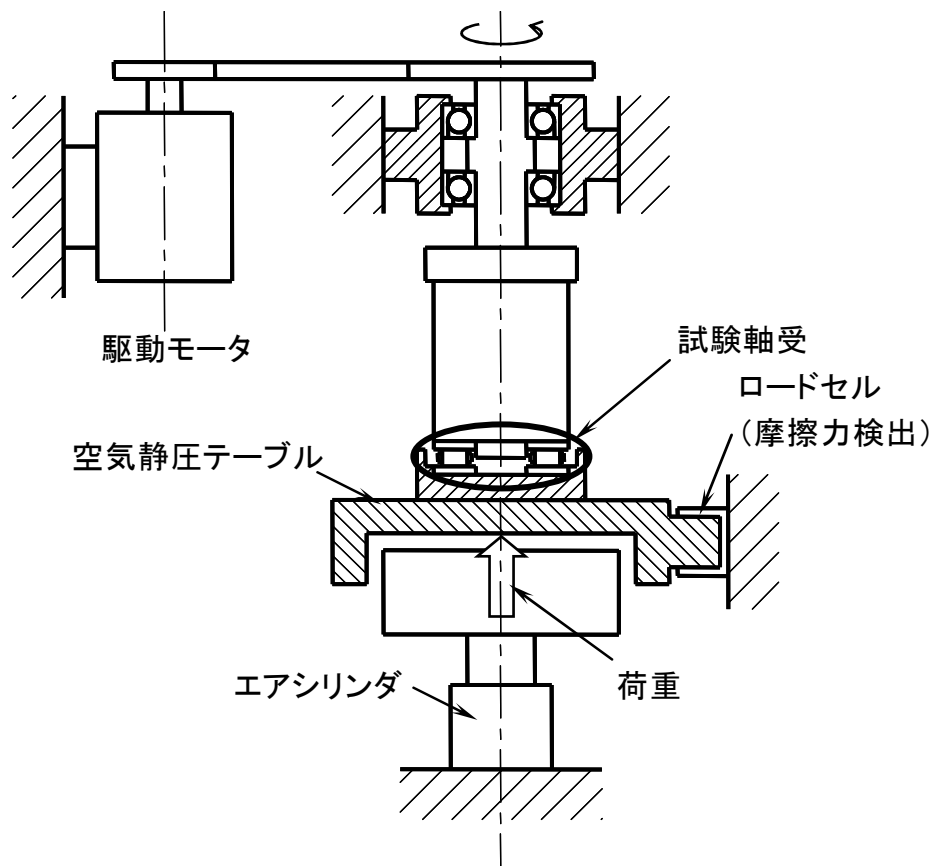


図 7-8 縦型摩擦トルク試験機

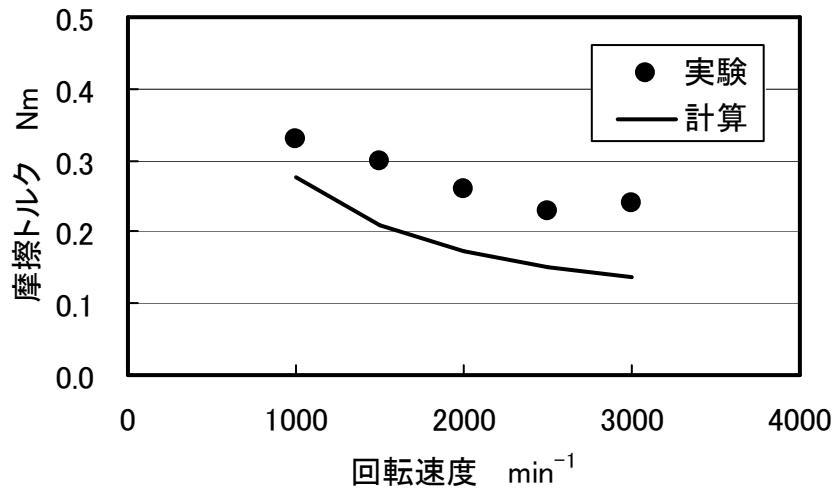


図 7-9 潤滑油 ISO VG2 を使用したときの摩擦トルクの実験結果と計算結果

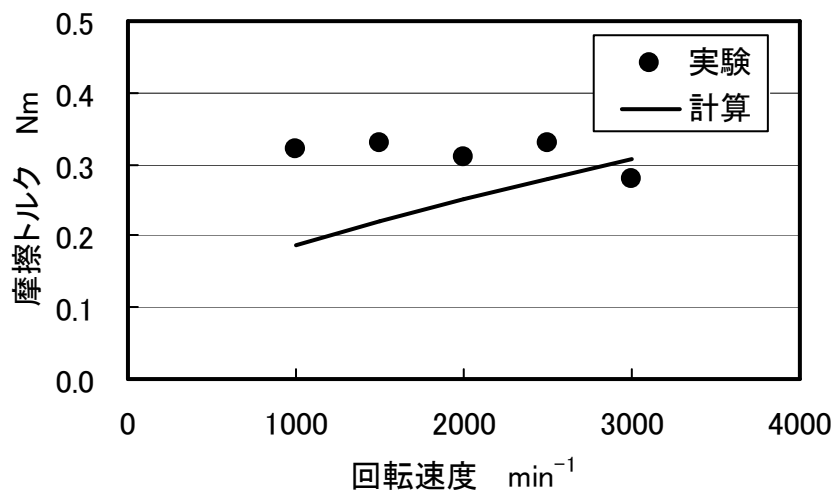


図 7-10 潤滑油 ISO VG32 を使用したときの摩擦トルクの実験結果と計算結果

いずれの条件においても、実験結果は計算結果よりやや大きくなっている。この原因について、トルク要因でありながらここでは無視したところと保持器間の摩擦、Greenwood-Tripp 理論による固体接触部の摩擦計算における表面性状に関わるパラメータの設定、温度測定部ところと軌道輪の接触部との温度差などが考えられる。

以上のような誤差はあるものの、概ね、7.3.1項で示した要因によってスラスト針状ころ軸受の摩擦トルクの傾向を説明できることがわかった。

7.3.3 トルク要因の分析

膜厚比 Λ が大の場合と小の場合について、摩擦トルクの内訳を図 7-11 に示す。

$\Lambda = 9$ のとき、摩擦トルクの主要因は転がり粘性抵抗であり、全体の 80% 以上を占める。転がり粘性抵抗にはスピンによるすべりはあまり影響しない。転がり粘性抵抗はころの軸方向でほぼ均一に発生するから、ころ両端部のみに発熱が集中することはない。一方、 $\Lambda = 1$ のときには混合潤滑となって固体接触部が増加するために、スピンの摩擦トルクが主要因となる。スピンによる発熱はころの両端に近いほど大きくなるので、混合潤滑状態ではころ両端付近で高温になると推測される。

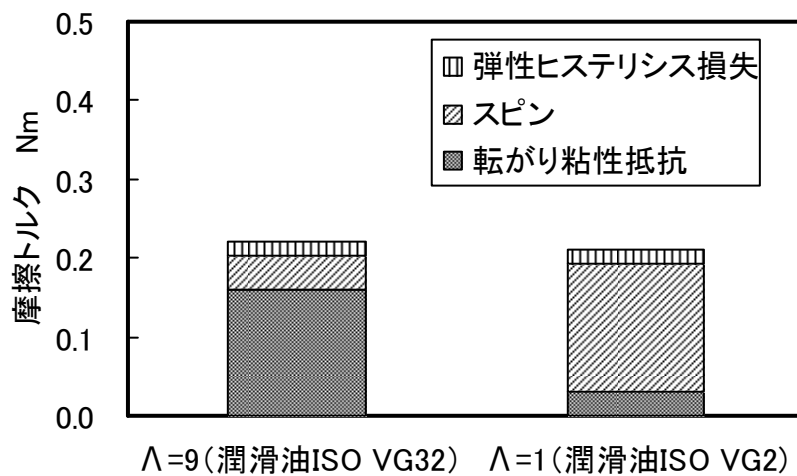


図 7-11 膜厚比 Λ と摩擦トルクの要因の関係

回転速度：1500 min⁻¹

荷重：3 kN

図 7-12 に FEM によって求めた軌道輪表面の推定温度を示す。接触部の両端付近で温度にピークが発生し、また、外径側より内径側のほうが高温となっている。したがって、内径側のほうが損傷しやすいと考えられる。

以上のことから、混合潤滑下にあるスラストころ軸受は、スピンを低減することによって低トルク化でき、ころ両端付近での局所的な温度上昇を防止できると考えられる。

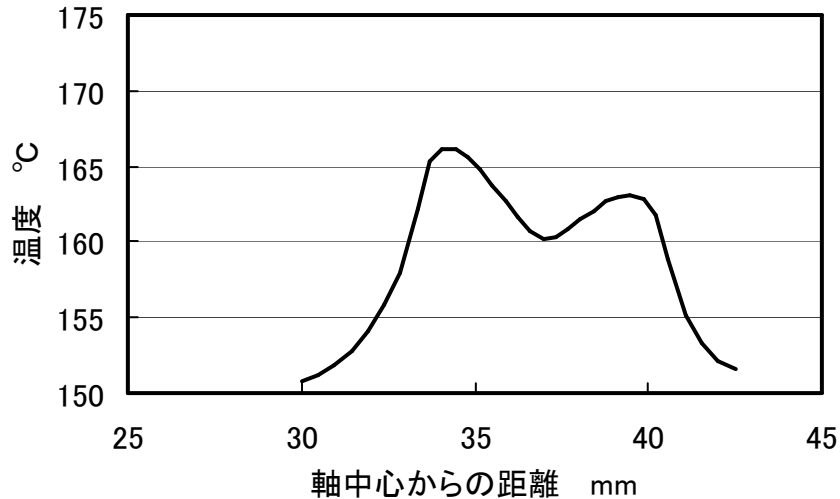


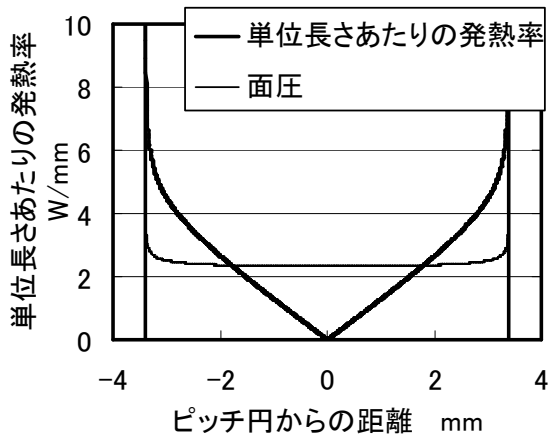
図 7-12 FEM による軌道輪表面の推定温度

7. 3. 4 クラウニング形状とスピンによる発熱

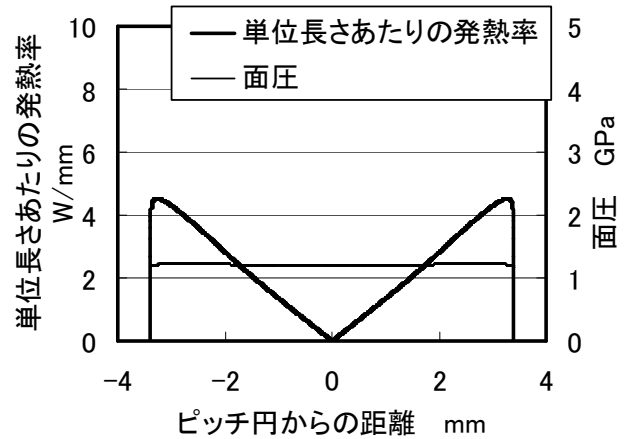
潤滑油膜が十分形成されず境界潤滑あるいは混合潤滑にあるとき、軸受の発熱の主要因はスピンによるすべりであることがわかった。ここでは、各種クラウニング形状とスピンによる発熱の関係について検討する。

ころの形状については、ストレート、単一円弧クラウニング、部分円弧クラウニング、対数クラウニングの4種類について検討する。各クラウニングは最適化されるが、本章では、境界潤滑状態のすべりによる表面起点型の損傷を問題としているので、内部の応力ではなく、接触面圧を最適化の目的関数とする。単一円弧クラウニングは、ストレート部がなく、ただひとつの円弧によって構成されており、与えられた荷重条件でエッジロードが発生しないように円弧の曲率半径を定める。部分円弧クラウニングは、ころ全長の1/2のストレート部を有し、ストレート部両側のクラウニング部は同一の円弧の一部によって構成される。クラウニング部の円弧の曲率半径は単一円弧クラウニングの場合と同様、エッジロードが発生しないように定められる。対数クラウニングも全長の1/2のストレート部を与え、第3章の方法で最適化するが、その目的関数は、接触面圧とする。

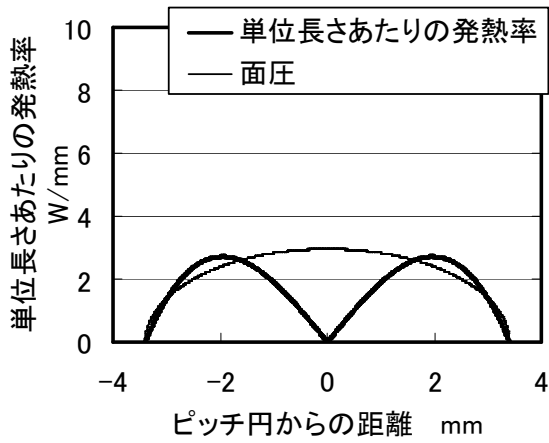
スピンによる発熱率は、ころ各部でのすべり速度と摩擦力の積で与えられる。境界潤滑状態であって、摩擦係数が0.08であると仮定する。各クラウニングの面圧とスピンによる発熱率の分布を図7-13に示す。ストレートころでは接触部の両端にエッジロードが発生しており、エッジ部で発熱率が高くなっている。対数クラウニングは、最大面圧は最小であるが、すべての領域でほぼ均等な面圧が発生しているため、すべりの大きいエッジ近傍での発熱率が大きくなっている。単一円弧クラウニングは、中央部での面圧が約1.5 GPaとその他のクラウニングと比較して高面圧であるが、中央部はすべり率が小さいため発熱の原因とはならず、単位長さあたりの発熱率の最大値は最も小さい。部分円弧クラウニングは、面圧の最大値は単一円弧クラウニングと同等であるが、その発生位置がころ中央から±2 mmの位置にあるため、発熱率は大きくなっている。



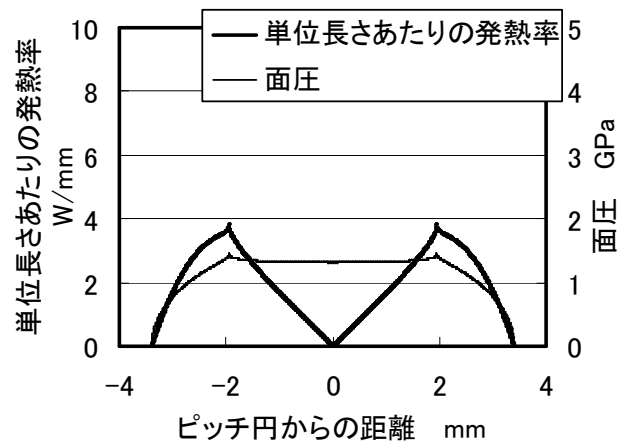
(a) ストレートころ



(b) 最適対数クラウニングころ



(c) 最適単一円弧クラウニングころ



(b) 最適部分円弧クラウニングころ

図 7-13 面圧と、スピンによる発熱の分布

すべりを考慮する必要がないラジアルころ軸受の場合は対数クラウニングの採用によって長寿命化を図ることができたが、スラストころ軸受の場合は、単一円弧クラウニングが最適といえる。ただし、ころの製作上の精度管理が必要な場合は、ストレート部を有する部分円弧クラウニングの採用が望ましい。

ストレートころと、ここでの検討によって得られた最適部分円弧クラウニングを設けたころを用いてスラスト針状ころ軸受の寿命試験を行なった。その結果、クラウニングころを採用した軸受はストレートころを採用した軸受と比較して、平均面圧が上昇するにも関わらず、図 7-14 に示すように 4.5 倍の寿命が得られた。

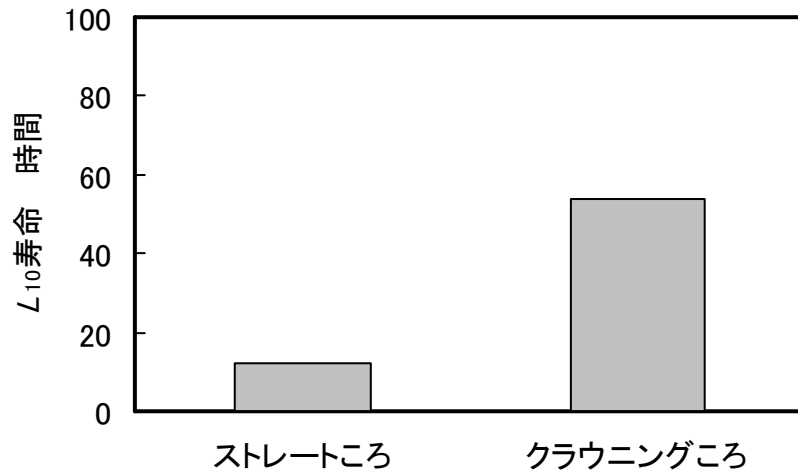


図 7-14 ストレートころとクラウニングころの寿命の比較

7.4 ころの複列化

すべり速度はころ中央からの距離に比例して増加するから、ころを複列にすることによってさらにすべりを抑制することが可能である。

図 7-15 に単列ころの場合と複列ころの場合の摩擦トルクの計算結果を示す。 $\Lambda = 9$ と油膜が十分存在する場合は転がり粘性抵抗が支配的であるため、ころを複列化しても摩擦トルクはほとんど変化しないが、 $\Lambda = 1$ と混合潤滑状態にあるときは、複列化によってスピンを抑制できるため、低トルク化していることがわかる。

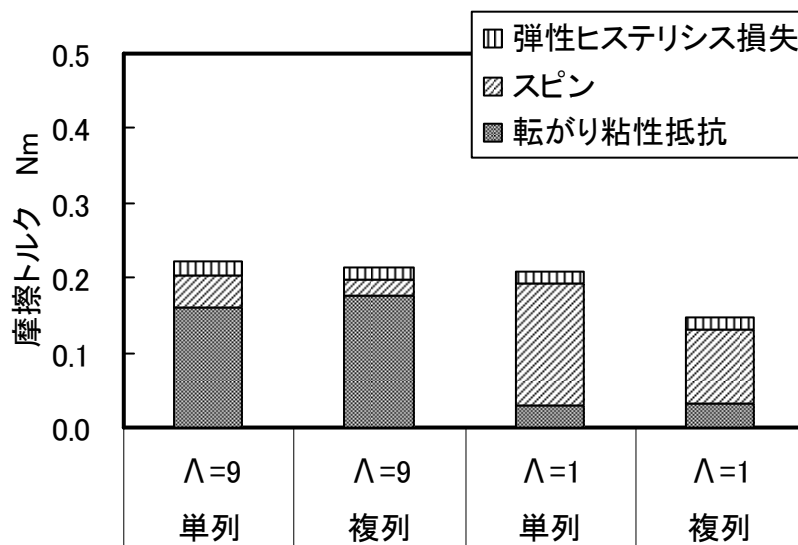


図 7-15 単列ころと複列ころの摩擦トルク（計算値）の比較

クラウニングの有無，ころの列数の違いによる軌道輪表面温度分布の計算結果を図 7-16 に示す．単列のクラウニングころの場合と比較して複列化することによってさらに温度が低下していることがわかる．

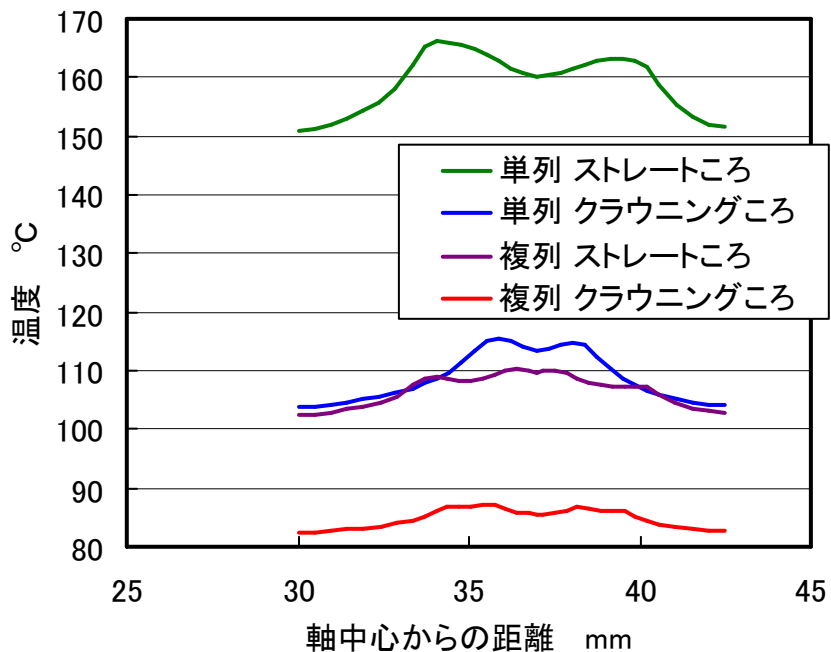


図 7-16 クラウニングの有無，ころの列数の違いによる軌道輪表面温度（計算値）の比較

クラウニングの有無，ころの列数の違いによる摩擦トルクの測定値を図 7-17 に比較する．軌道輪表面温度の計算結果と同様，クラウニングの採用ところの複列化によって摩擦トルクが低減することが確認できた．7. 4節と同様の寿命試験を行った結果を図 7-18 に示す．単列のストレートころの場合と比較して約 8 倍，単列のクラウニングころの場合と比較して約 1.5 倍の寿命となった．

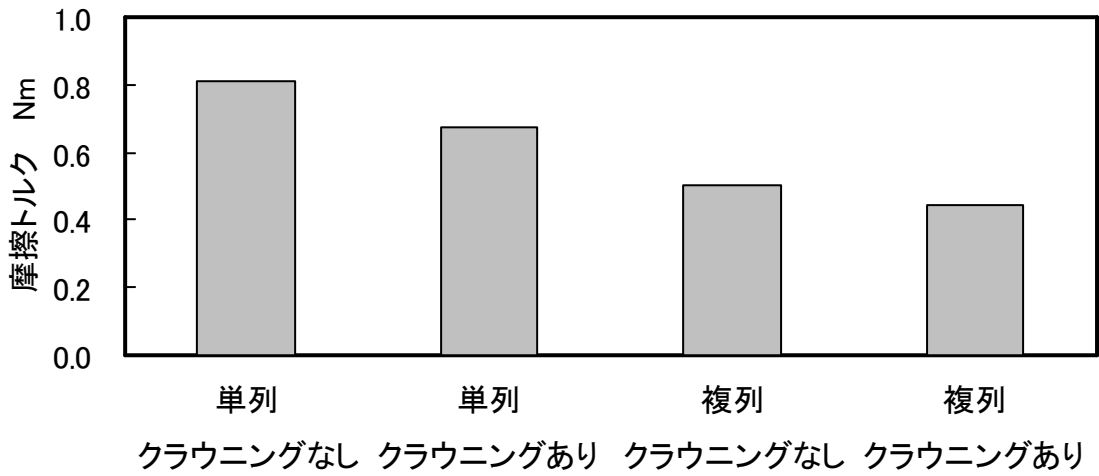


図 7-17 クラウニングの有無，ころの列数の違いによる摩擦トルク（実験値）の比較

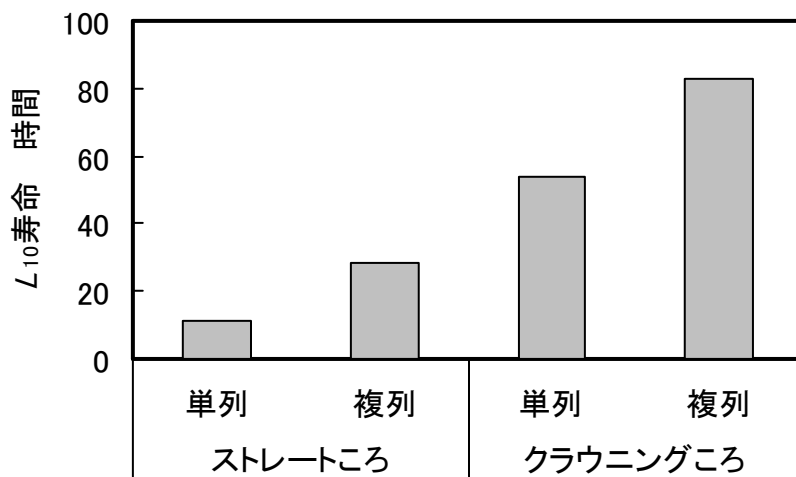


図 7-18 クラウニングの有無，ころの列数の違いによる寿命の比較

7.5 結言

低粘度油によって潤滑され十分な油膜が発生していない場合のスラストころ軸受のクラウニングについて検討した。得られた結果を以下に示す。

- (1) スラストころ軸受はその構造上、必ずスピンによるすべりが発生し、油膜が不十分な場合、その損傷メカニズムは、軌道輪転走跡の内径側エッジ部の発熱とこれに伴う表層の塑性流動による表面起点はく離であることを明らかにした。
- (2) この種の軸受を長寿命化するためには、ラジアルころ軸受で採用したような対数クラウニングではなく、スピンによるすべり速度の大きいころエッジ近傍で面圧を低減できる円弧クラウニングを採用するほうがよいことを示した。
- (3) ころを複列化することによって、すべり速度を低減し、摩擦トルクおよび発熱を抑制できることを数値解析と実験によって示した。
- (4) これらの技術を適用することによって、標準のスラストころ軸受に対して8倍の長寿命化が達成できた。

第8章 結論

ころ軸受の長寿命化を目的として、ころと軌道輪の接触部に注目して各種接触状態に対する最適な形状を検討した。本研究で対象とした接触部は、ラジアルころ軸受のころ転動面と軌道輪軌道面の接触、円すいころ軸受のころ大端面と内輪の大つば面の接触、スラストころ軸受のころ転動面と軌道輪軌道面の接触である。

第1章では、転がり軸受の接触問題に関する既存の研究と、本研究の目的について述べた。

第2章では、本研究の基盤となる転がり軸受に関する既知の技術について述べた。転がり軸受の分類、材料と潤滑技術についてまとめ、本研究で対象とする軸受は最も一般的な軸受鋼 SUJ2 製であり、鉱油で潤滑されることを述べた。さらに、本論文中で使用した各種の計算式や数値解析技術についてまとめた。転がり疲れによる軸受寿命の計算方法として ISO や JIS にも採用されている Lundberg-Palmgren の計算式と、それを拡張してクラウニングを有する場合の寿命の計算方法について述べた。ころと軌道輪の接触問題を解くための半無限弾性近似理論と、潤滑油が介在する場合の EHL 理論の支配方程式を示し、それらを数値的に解くための計算手法であるマルチレベル法を概説した。

第3章では、ラジアルころ軸受のころ転動面と軌道輪軌道面の接触について検討し、最適な対数クラウニング形状を与える関数式を提案した。Lundberg は弾性論的に、平行に接触する 2 円筒においては、円筒に対数関数で表わされるクラウニングを与えることによって面圧分布を軸方向に均一にできることを示しているが、本研究では、ころ軸受は一般に無視できないミスアライメント下で荷重を支持することを考慮して、実際のころ軸受に適用できる対数クラウニングを表す関数式を提案した。クラウニング式を構築するにあたって、軸受の使用条件に応じた設計を可能とするため、次の 3 点の自由度を与えた。①対数関数で表わされるクラウニング曲線の曲率を与えられるようにした。②中央部分に任意の長さのストレート部を設け、その両端にクラウニング部を設けられるようにした。③クラウニングの最大ドロップ量を任意に与えられるようにした。それぞれの設計項目は K_1 , K_2 , z_m のパラメータで表現した。これらの設計パラメータを適切に選択することによって、与えられた使用条件で最も長寿命が期待できる形状を設計することができる。転がり軸受設計の使用として一般的な接触面圧と Harris の方法によって求められる計算寿命を目的関数として、最適対数クラウニングの設計を行った。数理的最適化手法によってこれらの設計パラメータを最適化することで、対数クラウニングを自動で設計できることを示した。

第4章では、最適設計した対数クラウニングを与えたころを試作し、部分円弧クラウニングを施した従来設計のころと転がり疲れ寿命を比較し、対数クラウニングの優位性を検証した。従来設計のころとして、標準品として市販されている標準部分円弧クラウニングと試験条件に応じて設計した改良部分円弧クラウニングころを用意した。十分な油膜が形

成される条件での転がり疲れ寿命を評価するため、対数クラウニングの設計に当たっては、接触部近傍の Mises の相当応力の最大値を最小化するように設計パラメータを最適化した。転がり疲れ寿命による離は、接触部近傍の介在物などの材料欠陥に応力集中が生じて発生するためである。検証実験では、まず、ころ単体での効果を実験と計算で比較した。その結果、標準部分円弧クラウニングが最短の寿命となり、対数クラウニングが最長の寿命を示した。対数クラウニングと改良部分円弧クラウニングの寿命差は Harris の方法による計算結果とよく一致した。標準部分円弧クラウニングは計算より明らかに短寿命となったが、これは本試験条件では標準部分円弧クラウニングの場合、過大なエッジロードが生じていたためである。次に、試作したころを円筒ころ軸受に組み込み、軸受での寿命試験を行った。軸受でもころ単体と同様の結果が得られた。以上の結果から、油膜が十分に発生し、エッジロードが生じない条件ではクラウニングの違いによる寿命差は計算から予測される結果とよく一致し、部分円弧クラウニングに対して対数クラウニングの方が優位であることが確認できた。さらに、油膜がほとんど存在せず、固体同士が接触する条件において寿命試験を行った。この場合、改良部分円弧クラウニングは数分で破損したが、対数クラウニングは 50 時間経過しても正常に使用することができた。これは、部分円弧クラウニングがストレート部とクラウニング部の接続部で接触面圧が過大となり、早期に異常な摩耗を生じる一方、対数クラウニングはストレート部とクラウニング部の接続部で曲率が連続的に変化するため局所的な面圧の増加が発生しないためと推察した。対数クラウニングは十分潤滑下での転がり疲れ寿命を改善するように設計されているが、油膜の薄い境界潤滑状態でも効果を発揮することが示された。

第5章では、対数クラウニングの公差について検討した。最適化によって与えられた曲線はただ一つの線であるが、実際に製造する際には誤差が避けられない。したがって公差を設定する必要があるが、対数クラウニングを設計する上では形状の自由度である設計パラメータに公差が設けられることになる。しかし、加工された製品を測定して設計パラメータの公差範囲にあることを保証することは量産ライン上では困難である。そこで、母線方向に複数点でドロップ量を測定することによって、対数クラウニングとしての性能を保証する方法を検討した。複数の円筒ころ軸受用ころについて最適設計を行った結果、軸受にミスアライメントを与えると K_2 はほぼ 1 となり、有効長さ全域にわたってクラウニングが施されるフルクラウニングとなった。ころのドロップ量を高精度に測定するためには、その基準となるストレート部がころ全長の 1/2 程度以上必要である。そこで、実用的には全長の 1/2 のストレート部を与え、最適化の対象を K_1 と z_m の 2 つとした。ころの中央を 0、転動面端部を 1 とした時に、0.7、0.9、1.0 の点で公差を設定することにした。0.7 の点での測定はストレート部の長さを間接的に測定することに対応する。0.9 の点での測定は、クラウニング部の途中の形状の測定であり、 K_1 の保証に対応する。1.0 の点での測定は、 z_m そのものの測定に他ならない。各点において誤差を与えてすべての組合せに対して曲線を設定して、最適形状の場合に対する応力の増加率を求めた。その結果から、各測定点において与えた公差の範囲を独立に通過するいずれの曲線を選択しても、最適クラウニングにおいて発生する最大応力に対する増加率を 10% 以内となるように公差を定めた。最適設計によって得られた対数クラウニング曲線について、母線方向の座標を有効長さの 1/2 で

除し、各点のドロップ量を最適最大ドロップ量 z_m で除して無次元化することにより、ほぼ同一の曲線で表わせることがわかった。このことから、公差もころの実寸法によらない無次元形式で表わせると考えた。各ころで求めた公差を無次元化するとほぼ同一の値となることがわかった。対数クラウニングの公差を産業上有益な簡便な形式で表わすことができた。

第6章では、円すいころ軸受のころ大端面の最適な曲率半径について議論した。円すいころ軸受には不可避免的にアキシアル方向の分力が発生し、この力はころ大端面と内輪大つばの接触によって支持される。ころ大端面と大つば面の接触部は転がりとすべりが混在した状態となっており、EHL 油膜が形成されているが、十分な油膜厚さが確保されない場合には焼付きを生じやすい。本研究では、油膜が最も厚くできるころ大端面の形状について検討した。ころ大端面は球面で、大つば面は円すい面で構成される。ころ大端面と大つばの接触部の EHL 解析を行い、最小油膜厚さが最大となるころ大端面の最適曲率半径を求めた。一般的な EHL 状態の接触部では物体の曲率半径が大きいほど最小油膜厚さは大となるが、円すいころ大端面と内輪大つばの接触の場合、接触楕円の径に対し、油膜が存在する領域が十分には大きくないので、接触部の等価曲率半径を大きくすると接触楕円が油膜の存在領域を超えてしまう場合がある。ころ円すい面の頂点から内輪大つばとの接触点までの長さに対する、ころ大端面の球面の半径の比（ころ大端面 R 比）が 60 から 80% といった領域では最小油膜厚さはころ大端面 R 比に対して漸増するが、90 から 95% を超えると急激に油膜が薄くなることがわかった。パラメータスタディの結果、比較的油膜が薄くなりやすく、かつ、固体接触が生じた場合に焼付きに至りやすい重荷重の条件では 85% が最適であり、85% 以下の領域を公差とするべきであることがわかった。このことは実験によっても確かめられた。

第7章では、スラストころ軸受のころに設けるクラウニングについて検討した。低粘度油によって潤滑され油膜が十分には形成されていないスラストころ軸受の寿命試験を行ったところ、軌道輪の転走跡両端、特に内側に表面起点はく離とみられる破損が生じた。破損した軌道輪の残留応力、X 線半価幅などを測定した結果、破損の原因が発熱であることがわかった。スラストころ軸受はころがピッチ円上で純転がり状態にあると、スピンと呼ばれるころ中央からの距離に比例した滑りが生じる。軸受のトルク解析および温度解析によって、油膜が不十分な場合は発熱の主たる原因がスピンであり、この場合、内径側のころ端近傍が高温になることが判明した。このことから、すべり率が大きくなるころ両端付近での接触面圧を低下させることによって、低粘度油で潤滑されるスラストころ軸受の破損を防止することができると考えた。これはクラウニングによって実現することができるが、ラジアルころ軸受で採用した対数クラウニングはころ母線方向に均一な面圧を発生させるため望ましくなく、円弧クラウニングの方が適していることがわかった。さらに、すべりそのものを低減するために、複列ころも採用した。単列のストレートころと比較して、円弧クラウニングの採用によって 5 倍、円弧クラウニングと複列ころの採用により 8 倍の長寿命化を達成した。

参考文献

- 1) D.ダウソン, トライボロジーの歴史, (1997), pp. 22-23, 工業調査会.
- 2) D.ダウソン, トライボロジーの歴史, (1997), pp.42-49, 工業調査会.
- 3) D.ダウソン, トライボロジーの歴史, (1997), pp. 63-76, 工業調査会.
- 4) 坪井珍彦, トライボロジーの技術史余話, (2000), pp. 24-32, 日本ベアリング工業会.
- 5) Hertz, H., On the contact of elastic solids, *J. reine und angewandte Mathematik*, 92(1882), pp. 156-171.
- 6) Stribeck, R., Kugellager. Vortr. Ver. Eisenbahnkde. Berlin, 9(1901), Glaser Ann. Gewerbeu. Bauwes., Bd. 49 1901.
- 7) Dowson, D. and Higginson, G. R., *Elasto-hydrodynamic Lubrication*, (1966), Pergamon Press.
- 8) 坂口智也, 遊星運動下の針状ころ軸受の動力学解析, *NTN Technical Review*, 75(2007), pp. 94-99.
- 9) Ioannides, E., Bergling, G., and Gabelli, A., An Analytical Formulation for the Life of Rolling Bearings, *Acta Polytechnica Scandinavica Mechanical Engineering Series*, 137, (1999).
- 10) Ohki, C., Improving Rolling Contact Fatigue Life of Bearing Steels through Grain Refinement, Synopses of the International Tribology Conference, (Kobe 2005-6), p. 188.
- 11) Boussinesq, J., *Application des Potentials a l'etude de l'equilibre et du mouvement des solides elastiques*, Gauthier-Villars(1885).
- 12) Lundberg, G., Elastic Contact Between Two Semi-Infinite Bodies, *Forschung auf den Gebiete des Ingenieurwesen*, 5(1939), pp. 201-211.
- 13) Sugiura, I., Ito, S., Tsushima, N. and Muro, H., "Investigation of optimum crowning in a line contact cylinder-to-cylinder rolling contact fatigue test rig", *ASTM special technical publication*, 771(1982), pp. 136-149.
- 14) Johns, P. M. and Gohar, R., Roller bearings under radial and eccentric loads, *Tribology International*, 14(1981), pp. 131-136.
- 15) Takata, H. et al., Experimental Study of Fatigue Life of Profiled Roller Bearings, *NSK Technical Journal*, 653(1992), pp. 1-7.
- 16) Kamamoto, S. et al., Research on Crowning Profile to Obtain The Maximum Load Carrying Capacity for Roller Bearings, *KOYO Engineering Journal*, 159 (2001), pp. 44-51.
- 17) たとえば, 特許第 3683084 号
- 18) Greenwood, J. A. and Williamson, J. B. P., Contact of Nominally Flat Surfaces, *Proceedings of the Royal Society of London*, 295A(1966), pp. 300-319.
- 19) Greenwood, J. A. and Tripp, J. H., The Contact of Two Nominally Flat Rough Surfaces, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 185(1970-71), pp. 625-633.
- 20) Chang, W. R., Etsion, I. and Bogy, D. B., 1988, Static Friction Coefficient Model for Metallic Rough Surfaces, *ASME Journal of Tribology*, 110(1988), pp. 57-63.
- 21) Kogut, L. and Etsion, I., "A Static Friction Model for Elastic-Plastic Contacting Roughness Surfaces", *ASME Journal of Tribology*, 126(2004), pp. 34-40

- 22) Reynolds, O., On the Theory of Lubrication and Its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments, *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*, 177(1886), pp. 157-234.
- 23) Grubin, A. N. and Vinogradova, I. E., *Central Scientific Research Institute for Technology and Mechanical Engineering*, Book No. 30 (1949), Moscow.
- 24) Dowson, D. and Higginson, G. R., A numerical solution to the elastohydrodynamic problem, *Journal of Mechanical Engineering Science*. 1(1959), pp. 6-15.
- 25) Hamrock, B. J. and Dowson, D., Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts, Part 2 - Ellipticity Parameter Results, *ASME Journal of Lubrication Technology*, 98(1976), pp 375-383.
- 26) Christensen, H., Stochastic models for hydrodynamic lubrication of rough surfaces, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineer*, 184(1969-70), pp. 1013-1022.
- 27) Patir, N. and Cheng, H. S., An Average Flow Model for Determining Effects of Three Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication, *ASME Journal of Lubrication Technology*, 100(1978), pp. 12-17.
- 28) Patir, N. and Cheng, H. S., Application of Average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces, *ASME Journal of Lubrication Technology*, 101(1979), pp. 220-230.
- 29) NTN 株式会社編集チーム, ベアリングがわかる本, (2007), p. 23, 工業調査会.
- 30) NTN 転がり軸受総合カタログ (Cat. No. 2202/J) , p. A-81.
- 31) 瀬戸浩蔵, 軸受用鋼, (1999), pp. 28-43, 日本鉄鋼協会.
- 32) Kizawa, K., Effect of Retained Austenite on Microstructural Change in Surface-initiated Flaking Process of Rolling Bearings, *World Tribology Congress 2009*, p. 351.
- 33) 濱田洋志, 松原幸生, 軸受鋼の引張・圧縮疲労及び転がり疲労に及ぼす水素の影響, *NTN Technical Review*, 74(2006), pp 50-57.
- 34) 川村隆之, 小原美香, 玉田健治, 油中ボールオンディスク試験での鋼への水素侵入量の測定, トライボロジー会議予稿集 (東京 2004-5) , pp. 173-174.
- 35) JIS G 4805 高炭素クロム軸受鋼鋼材
- 36) Cann, P. M., Doner, J. P., Webster M. N., et al, Grease degradation in rolling element bearings, *Tribology Transactions*, 44(2001), pp. 399-404.
- 37) Cann, P. M. E., Damiens. B., Lubrecht. A. A., The transition between fully flooded and starved regimes in EHL, *Tribology International*, 37(2004), pp. 859-864.
- 38) Lundberg, G., and Palmgren, A., Dynamic Capacity of Rolling Bearings, *Acta Polytechnica Scandinavica Mechanical Engineering Series*, 2, (1952).
- 39) Harris, T. A., *Rolling Bearing Analysis*, Forth Edition, (2000), pp.728-729, John Wiley & Sons.
- 40) 長谷陽夫, エッジロードを考慮したころ軸受寿命予測方法, 日本機械学会論文集, 74C(2008), pp. 1609-1616.
- 41) Teutsch, R. and Sauer, B., An alternative slicing technique to consider pressure concentrations in non-Hertzian line contacts, *ASME Journal of Tribology*, 126(2004), pp. 436-442.
- 42) Barus, C., Isothermals, isopiestic, and isometrics relative to viscosity, *American Journal of*

- Science*, 45(1893), 87-96.
- 43) Roelands, C. J. A., Vlutger, J. C. and. Watermann, H. I., The Viscosity-Temperature- Pressure Relationship of Lubricating Oils and Its Correlation with Chemical Constitution, *ASME Journal of Basic Engineering*, 85(1963), pp. 601-610.
 - 44) Brandt, A., Multi-level Adaptive Solutions to Boundary-value Problems, *Mathematics Computation*, 31(1977), pp. 333-390.
 - 45) Brandt, A. and Lubrecht, A. A., Multilevel Matrix mMultiplication and Fast Solution of Integral Equations, *Journal of Computational Physics*, 90(1990), pp. 348-370.
 - 46) Ai, X. and Sawamiphakdi, K., Solving Elastic contact between rough surfaces as an unconstrained strain energy minimization by using CGM and FFT, *ASME Journal of Tribology*, 121(1999), pp. 639-647.
 - 47) 川崎晴久, C & FORTRAN による数値解析の基礎, (1993), pp. 97-98, 共立出版.
 - 48) 数値流体力学編集委員会, 数値流体力学シリーズ 1 非圧縮性流体解析, (1995) ,pp. 289, 東京大学出版会.
 - 49) Wang, W-Z., Wang, H., Liu, Y-C., Hu, Y-Z. and Zhu, D., A comparative study of the methods for calculation of surface elastic deformation, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Journal of Engineering of Tribology*, 217(2003), pp. 145-153.
 - 50) Lundberg, G., Elastic Contact Between Two Semi-Infinite Bodies, *Forschung auf den Gebiete des Ingenieurwesen*, 5(1939), pp. 201-211.
 - 51) ISO/TS 16281, Rolling bearings – Methods for calculating the modified reference rating life for universally loaded bearings.
 - 52) Reusner, H., The logarithmic roller profile — the key to superior performance of cylindrical and taper roller bearings, *Ball Bearing Journal*, 230(1987), pp. 2-10.
 - 53) Bazarra, M. S. et al., *Nonlinear Programming*, (1993), p.291, John Wiley & Sons.
 - 54) Moyer, C. and Neifert, H, A first order solution for the stress concentration present at the end of roller contact, *ASLE Transactions*, 6(1963), pp. 324-336.
 - 55) Tanaka, H. and Tsushima, N., Estimation of Rolling Bearing Life under Contaminated Lubrication, *ASTM STP1419, Bearing Steel Technology*, (2002), pp. 213-225.
 - 56) 藤田工, 速度と信頼性を両立する転動疲労寿命試験の設計方法と試験結果の解釈の方法, *NTN Technical Review*, 76(2008), 31-38.
 - 57) Yamada, T., Torque Control and Operational Improvement of Tapered Roller Bearings, *SAE Technical Paper Series*, (1986), 860726.
 - 58) 岡本裕二, 辻本崇, ECO-Top 円すいころ軸受, *NTN Technical Review*, 68(2000), pp. 34-43.
 - 59) X.Jiang et al., Thermal Non-Newtonian EHL Analysis of Rib-Roller End Contact in Tapered Roller Bearings, *ASME Journal of Tribology*, 117(1995), pp. 646-654.
 - 60) 西田英朗他, 円すいころ軸受のころ大端面とつば面間の混合潤滑解析, トライボロジー一会議予稿集 (宇都宮 2001-11) pp. 277-278.
 - 61) Harada, K. and Sakaguchi, T., Rolling Element Skew in Dynamic Analysis for Tapered roller Bearings, *Proceedings of The Third Asia International Conference on Tribology*, (2006), pp. 647-548.

- 62) Houpert, L., New results of traction force calculations in elastohydrodynamic contacts, *ASME Journal of Tribology*, 107(1985), pp. 241-248.
- 63) Wu, C. S., Klaus, E. E. and Duda, J. L., Development of a method for the prediction of pressure- viscosity coefficients of lubricating oils based on free-volume theory, *Trans. ASME Journal of Tribology*, 111(1989), pp. 121-128.
- 64) ASTM, *Annual Book of ASTM Standards, Section 5, Vol.05.01 Petroleum Products, Lubricants, and Fossil Fuels*, (1987), p. 197.
- 65) 大野信義, 桑野則行, 平野富士夫, 高圧化で固化した潤滑油のトラクション挙動に及ぼす体積弾性係数の影響, *トライボロジスト*, 38(1993), pp. 927-934.
- 66) Lee, R. T. and Hamrock, B. J., A Circular Non-Newtonian Fluid Model: Part I – Used in Elastohydrodynamic Lubrication, *ASME Journal of Tribology*, 112(1990), pp. 486-496.
- 67) 玉田健治, スラストニードル軸受の寿命に及ぼす各種要因について, *トライボロジー会議予稿集 (東京 2002-5)*, pp. 131-132.
- 68) 玉田健治, 希薄潤滑下でのスラストニードル軸受の長寿命化対策, *トライボロジー会議予稿集 (仙台 2002-10)*, pp. 457-358.
- 69) 市橋俊彦他, スラストニードルベアリングのピッチング寿命に及ぼす潤滑油添加剤の影響, *トライボロジスト*, 55(2010), pp. 128-135.
- 70) Hauk, V. M., Evaluation of Macro- and Micro-residual Stresses on Textured Materials by X-ray, Neutron Diffraction and Deflection Measurements, *Advances in X-Ray Analysis*, 29(1986), p. 1.
- 71) 村木正芳, 木村好次, 潤滑油のトラクション特性に関する研究 (第 2 報) —非線形粘弾性モデルによるトラクションの熱的解析—, *潤滑*, 28(1983), 753-760.
- 72) Zhou, R. S. and Hoerich, M. R., Torque of tapered roller bearings, *ASME Journal of Tribology*, 113(1991), 590-597.

謝辞

本論文をまとめるにあたりまして多大なるご指導，ご鞭撻を賜りました大阪大学 大学院工学研究科 精密科学・応用物理学専攻 山内和人教授に心より御礼申し上げます。山内先生には，今般，社会人学生としての博士後期課程でのご指導を快くお引き受けいただいただけでなく，学部学生としての在籍時にもご指導いただいております。感謝に耐えません。また，本論文をまとめるにあたり，副査として有意義なご指導，激励を賜りました，大阪大学 大学院工学研究科 精密科学・応用物理学専攻 遠藤勝義教授，佐野泰久准教授に厚く御礼申し上げます。

業務に従事しつつ博士後期課程へ在籍することをご許可いただきました NTN 株式会社 に衷心より謝意を表します。在学に当たり便宜を図っていただきました要素技術研究所 中島碩一元所長，前所長 川瀬達夫博士（現 新商品・知的財産戦略本部 部長），江上正樹所長に厚く御礼申し上げます。特に川瀬博士には対数クラウニング研究のきっかけを与えていただくとともに，研究遂行，論文執筆に当たり仔細にご指導いただきました。

直属の上司として，日々の研究開発業務遂行にご指導をいただきました，NTN 株式会社 総合技術研究所 元主任研究員 藤井健次博士（現 THK 株式会社勤務），要素技術研究所 前主査 赤松良信博士（現 執行役員 商品開発研究所長），同主査 古林卓嗣博士に深く感謝いたします。古林博士には，在学中の人事面や研究進捗の管理はもちろんのこと，理論検討，実験実施，外部発表，本論文執筆にいたるまで懇切なるご指導，ご援助をいただき，また，川瀬博士とともに博士課程進学への激励を賜りました。

本研究遂行にあたり貴重なる実験データをご提供いただき，論文執筆に当たっては種々ご協力，ご助言をいただきました NTN 株式会社 自動車事業本部 自動車技術部 辻本崇主査，新商品・知的財産戦略本部 商品化・知的財産戦略部 玉田建治主任に感謝いたします。また，自動車事業本部 磐田製作所 もの造りセンター ニードル軸受生産技術課 山本歩主任には対数クラウニングに個人的にも興味をお持ちいただき，高精度のクラウニングの試作にご尽力いただきましたこと，厚く御礼申し上げます。

博士後期課程在籍にあたり，ご協力と励ましをいただきました NTN 株式会社 人事部の関係各位に感謝いたします。