

テイルテイングパッドスラストおよびジャーナル軸受の
信頼性に関する研究

辺見 真

目 次

第1章 緒論	1
1. 1 はじめに	1
1. 2 回転機械および軸受の構造と課題	1
1. 3 遠心圧縮機の構造と軸受の技術課題	7
1. 4 従来の研究	13
1. 5 本研究の目的	14
1. 6 本論文の構成	15
第2章 スラスト軸受表面形状の低速回転特性に及ぼす影響	17
2. 1 緒言	17
2. 2 主な記号	17
2. 3 パッド形状	18
2. 4 解析方法	19
2. 5 実験方法	20
2. 6 結果と考察	21
2. 7 結論	24
第3章 非定常熱変形を考慮した昇速時の軸受特性	32
3. 1 緒言	32
3. 2 主な記号	33
3. 3 解析方法	33
3. 4 結果と考察	40
3. 5 結論	49
第4章 油槽内流れを考慮した定格運転時の軸受特性	50
4. 1 緒言	50
4. 2 主な記号	51
4. 3 解析方法	52
4. 4 結果と考察	60
4. 5 結論	65

第5章 直接潤滑式ティルティングパッドジャーナル軸受の温度および動特性に対する給

油量の影響.....	66
5. 1 緒言.....	66
5. 2 試験方法.....	67
5. 3 試験結果.....	71
5. 4 考察.....	79
5. 5 結言.....	90
第6章 結論.....	91
6. 1 本研究で得られた結論.....	91
6. 2 今後の課題.....	93
参考文献.....	94
謝辞.....	96

第1章 緒論

1. 1 はじめに

本研究は、すべり軸受の信頼性評価に関するものである。軸方向荷重を支えるスラスト軸受および半径方向荷重を支えるジャーナル軸受の双方を扱う。

発電および蓄電をする揚水発電電動機は、必要とされる際に確実に稼動することができるよう、信頼性が確保されなければならない。回転機械として、信頼性を確保する要の一つが軸受である。中でも、高荷重を支えるスラスト軸受には高い信頼性が求められている。

石油化学プラントなどでガスの圧縮に用いられる遠心圧縮機では、ジャーナル軸受の一種であるティルティングパッド軸受が用いられている。ジャーナル軸受では、軸受自体の損傷に対する信頼性を担保すると同時に、回転振動を抑制することで安定な稼働を担保することも要求されている。

本章では、それぞれの回転機械の概要、およびそれらの機器における軸受の役割について述べ、信頼性を担保するための評価方法に関する従来研究を示す。その上で、本論文の目的を示す。

1. 2 回転機械および軸受の構造と課題

1.2.1 揚水発電電動機の構造

揚水発電電動機の構造を図 1-1 に示す。縦軸の回転機械であり、発電機（発電電動機）の下方には水車タービンが接続されている。ここで、「発電電動機」という呼び方をするのは、揚水時には、電力系統から電力を得て電動機として水車タービンを駆動するためである。

揚水の目的は、電力系統内の余剰電力を蓄積するためである。図 1-2 に示すように、電力需要の少ない時間には、出力調整の難しい大型火力や原子力の余剰電力を用いて下のダムの水を上ダムへと揚水することにより、電気エネルギーを位置エネルギーとして蓄積する。一方、電力需要が多い時間帯においては、上のダムの貯水を用いて発電をする。

このように、揚水発電電動機というのは、電力系統内の巨大な蓄電池といえる。蓄電池としての特長は、定格出力が大きいこと、放電時間が長いことの2点が挙げられる。図 1-3 は、各種蓄電池について定格出力と放電時間の比較を示したものである。いずれの指標についても、揚水発電電動機が他の蓄電池よりも優れていることを示している。

なお、揚水の場合は、発電の場合と回転方向が逆になるため、回転機械としての特徴は、双方向回転をするということになる。

1.2.2 揚水発電電動機スラスト軸受の課題

スラスト軸受の構造を図 1-4 に示す。また、スラスト軸受の動作原理を模式的に説明するため、図 1-4 (b)を左手前側（内周側）から見たときのスラスト軸受パッドを図 1-5 として示す。軸受パッドは、ピボットにより点支持されている。

ランナの回転に伴い、ランナ表面に接する潤滑油がランナと軸受パッドの間に流入し、この部分に油膜を形成する。軸受パッドが、入口（流入）側の油膜厚さが厚くなるように傾くと、油膜を通過する潤滑油の流路は、流れるに従い狭まるため、くさび効果により動圧（Hydrodynamic pressure）が発生する。この圧力により、軸受に掛る荷重を油膜が支えることが可能となる。

入口側の油膜厚さが厚くなるような方向（正の方向）に軸受パッドを安定的に傾斜させる因子としては、図 1-6 に示すようなものが挙げられる。初期形状としては、ピボット位置および表面形状があり、運転中に生じるものとして、熱・荷重変形がある。

ピボット位置については、軸受パッドを安定的に傾斜させるためには、ピボット支持位置を円周方向中央よりも出口側にオフセットすれば良いとされている。しかしながら、前述したように揚水発電電動機は双方向回転であるため、回転方向による性能の違いが無いように、ピボットの支持位置は円周方向の中央とせざるを得ない。このため、ピボット位置という観点からは、軸受パッドは正の方向に傾斜しやすくなっているわけではない。

パッド表面形状も傾斜安定性に影響を与える。軸受パッド表面の円周方向端部に設けられるテーパは、油膜入口での動圧の発生を容易にするため、パッドを正の方向に傾斜させ易くする効果がある。一方で、停止時や、昇速・降速時に高圧の潤滑油を供給し、油膜を強制的に形成するための静圧溝は動圧の発生に影響を与えるため、傾斜安定性にも影響を与えることが考えられる。

熱・荷重変形は、運転中に軸受パッドに流入する熱による軸受パッド内の温度分布による変形や、油膜圧力により軸受パッドにかかる力による変形である。これらの変形は円周方向または半径方向に凸の変形となる。円周方向の凸変形については、変形量が適度な大

きさであれば、パッドは正の方向へ安定的に傾斜し、最小油膜厚さは厚くなる。しかしながら、変形が大きくなると最小油膜厚さは低下する[1]。言い換えれば、過剰な円周方向凸変形は負荷容量を低下させるということになる。したがって、過渡的半径方向の凸または凹変形は、その大きさに関わらず最小油膜厚さを低下させるものであるため、可能な限り避けるべきものである。

以上を、運転状態の観点からまとめると図 1-7 のようになる。起動・昇速時は、発熱が少なく、熱による変形はほとんど無いため、初期形状および荷重変形の影響が支配的となる。一方で、定格時は発熱が多く、熱変形が支配的となる。スラスト軸受の設計においては、これらを考慮して設計指針を策定しなければならず、そのためにはこれらの影響を考慮した性能解析手法の確立が必要となる。

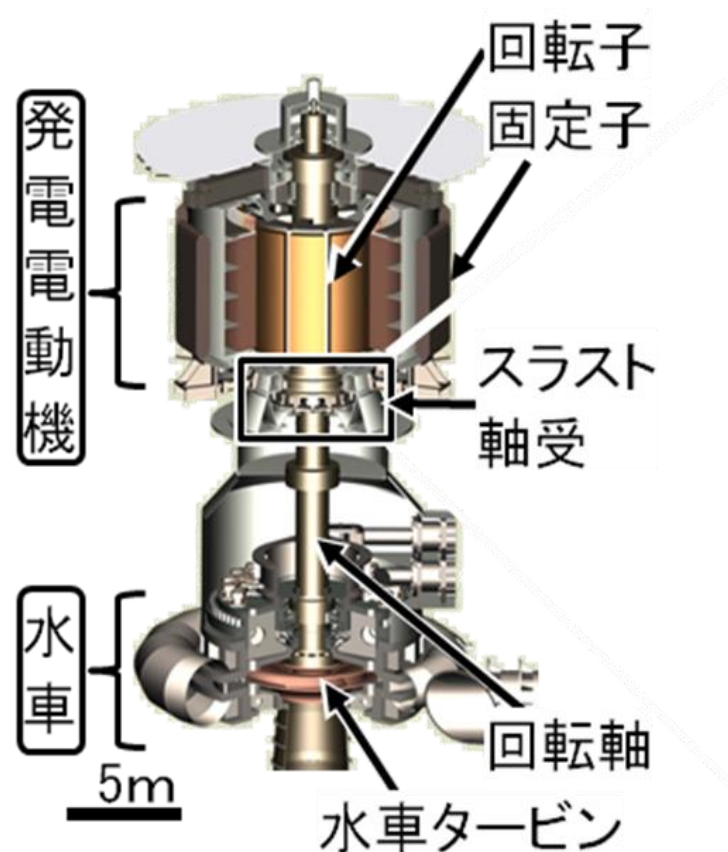


図 1-1 揚水発電電動機構造

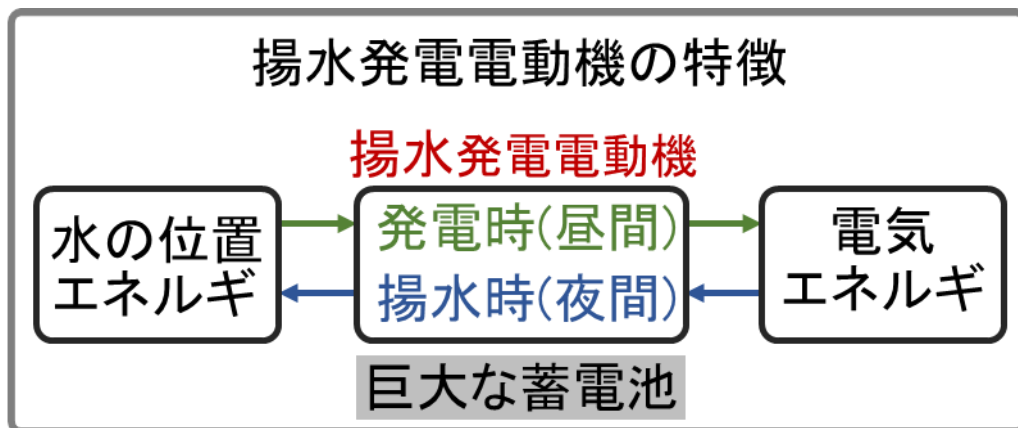


図 1-2 揚水発電電動機の特徴

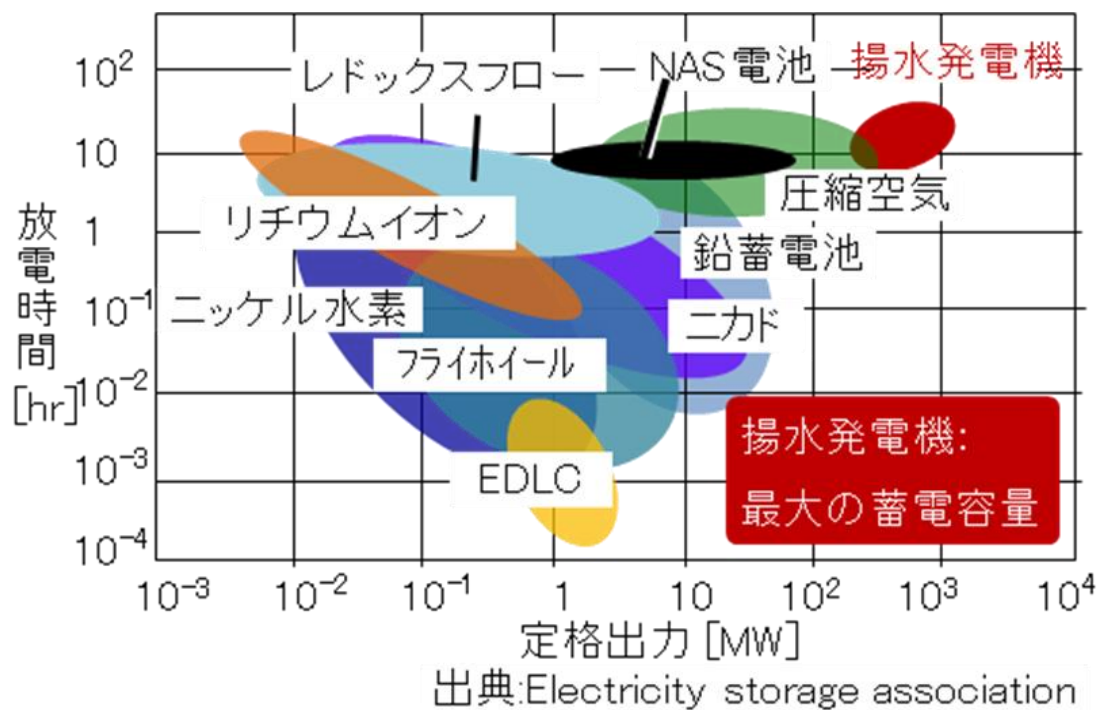


図 1-3 揚水発電電動機と各種電池の比較

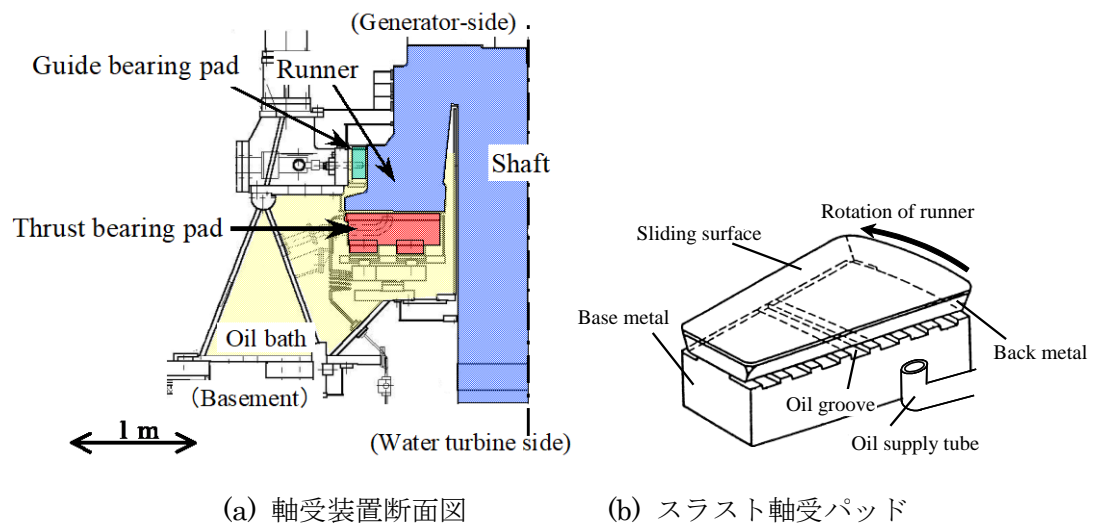


図 1-4 スラスト軸受構造

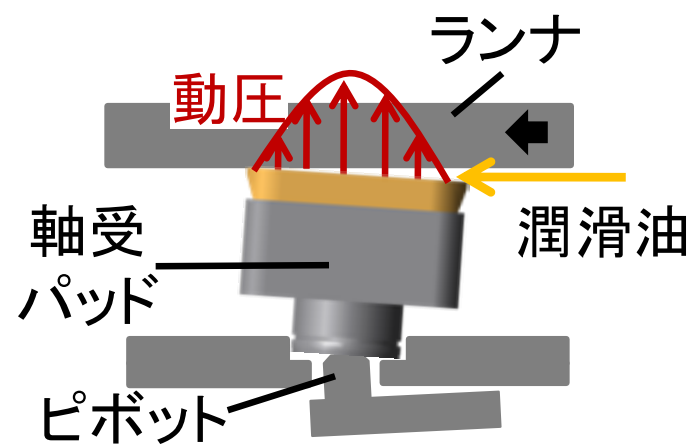


図 1-5 スラスト軸受の構造および動作原理

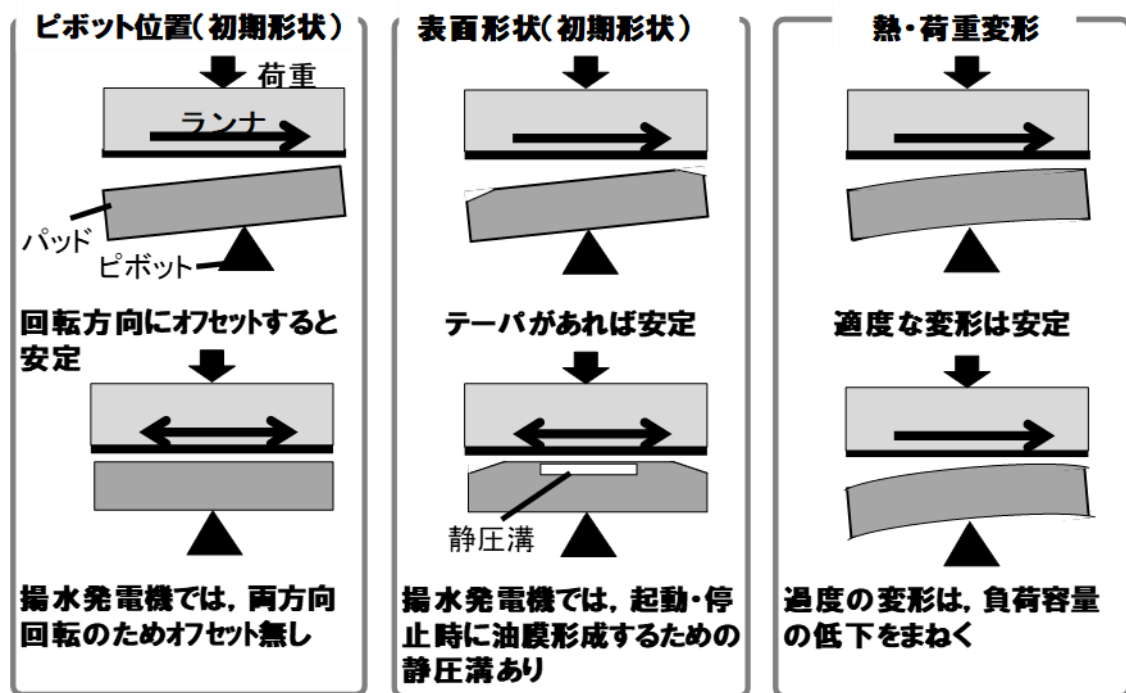


図 1-6 軸受パッドの傾斜安定性に影響を与える因子

	初期形状	荷重変形	熱変形
起動・昇速時	◎	◎	○(非定常)
定格時	○	○	◎(定常)

図 1-7 運転状態と安定性影響因子

1. 3 遠心圧縮機の構造と軸受の技術課題

1.3.1 遠心圧縮機の構造

遠心圧縮機の構造を図 1-8 に示す。横軸の回転機械であり、カップリングを介して接続されるモータなどにより駆動される。

石油化学プラントなどにおいて、合成されるガスを圧縮するために用いられる。定格回転速度は数千から 1 万数千 rpm 程度であり、回転軸の曲げ振動の 1 次および 2 次固有値に対応する 1 次危険速度と 2 次危険速度の間で運転されるように設計されることが多い。これらの危険速度の周波数は回転軸の剛性ととも、それを支持する軸受の剛性（ばね定数）にも影響を受ける。

このような高速回転を支えるジャーナル軸受として、ティルティングパッド軸受が用いられている。

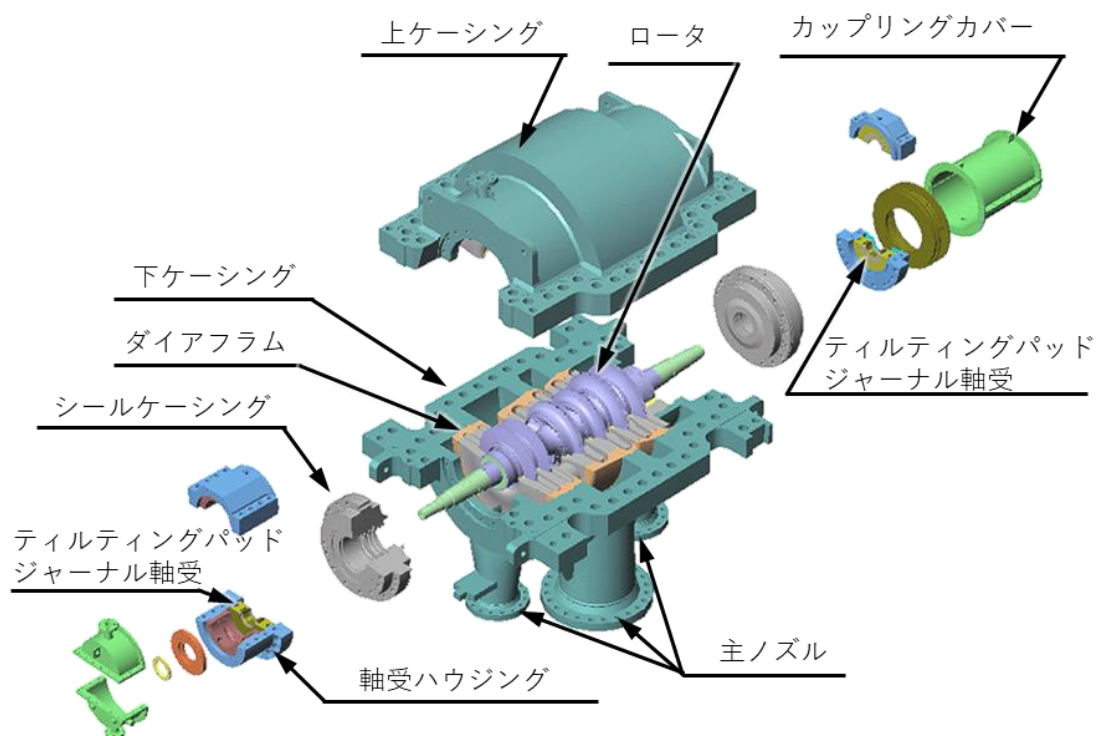


図 1-8 遠心圧縮機

1.3.2 遠心圧縮機用ジャーナル軸受の技術課題

(1) ティルティングパッドジャーナル軸受の構造

ティルティングパッドジャーナル軸受 (Tilting Pad Journal Bearing, 以下 TPJB) は、油膜反力に起因した自励振動であるオイルワール (Oil Whirl) やオイルウィップ (Oil Whip) などに対する安定性が高いため、定格速度が危険速度を大きく越える機械において、広く用いられている。

TPJB の構造例を図 1-9 に模式的に示す。パッドの枚数および荷重方向に対するパッドの配置により、様々な構造のものが存在する。横軸の回転機械に使用される場合は、パッドの枚数は 4~6 枚が一般的である。軸荷重方向 (横軸回転機械であれば、通常は鉛直下向き) に 1 枚のパッドが配置される構造は LOP (Load On Pad) と呼ばれ、軸荷重方向が 2 枚のパッドの間となるようにパッドが配置される構造は LBP (Load Between Pad) と呼ばれる。以後、5 枚パッドで LOP 構造のものを 5LOP というように表記する。同図の左側は 5LOP、右側は 6LOP である。

軸受の給油方式に関しても図 1-10 に示すように複数の構成がある。まず、軸受ハウジング内部に潤滑油をためる油浴式と軸受パッドに直接潤滑油を供給する直接潤滑式に大別できる。さらに直接潤滑式は、図 1-11 に示すように、パッドしゅう動面の油膜入口部に給油用の溝が設けてある油膜入口給油 (Leading Edge Groove, 以下 LEG) 式と、パッド間に設けたノズルから給油するパッド間給油式に分けられる。油浴式、直接潤滑式には、それぞれメリット、デメリットがある。油浴式では、潤滑油をより多く使用することになるが、給油ポンプの故障等で給油が困難となった場合でも、軸の回転が止まるまでの間、浴内の油でしゅう動部を潤滑することが出来る。これに対し直接潤滑式では、軸受ハウジング内部に油を溜めないため給油が途絶えると軸受が焼損する可能性がある一方、油膜入口部に冷たい潤滑油を直接供給することで、軸受しゅう動部の温度をより低くすることができ、軸受ハウジング内部の攪拌損失も低いため、軸受損失が小さい。軸受温度を同程度とするために必要な給油量は、油浴式と比較して少ないとされている。

(2) 軸受の動特性

軸受は静特性と動特性により、その機能を評価される。静特性とは、油膜を介してしゅ

う動する回転軸と軸受パッドとが静的平衡状態にある際の諸特性であり、損失、給油量及び各部温度などが含まれる。これに対し動特性とは、回転軸の振動変位に対する軸受油膜のばね作用、及び減衰作用の特性であり、これらは軸振動に影響を与える。

図 1-12 に軸受の油膜動特性モデルを示す。油膜の動特性はばね定数 k_{ij} のばね、及び減衰定数 c_{ij} の減衰で記述される。添え字 i, j はそれぞれ x また y のいずれかであり、 i は反力の方向を、 j は軸の変位の方向を示す。 k_{xx}, k_{yy} のように力と変位の方向が同方向のものを対角項、 k_{xy}, k_{yx} のように力と変位の方向が直交するものを連成項と呼ぶ。

これらの軸受動特性と、回転軸の質量とからなる運動方程式が不安定となる場合には、不安定振動と呼ばれる振動が生じる。このような不安定振動には、ばね定数の連成項 k_{xy}, k_{yx} が寄与している。図 1-13 に示すように、ばね定数の連成項 k_{xy}, k_{yx} は振動による軸心軌跡の接線方向力を生じる成分であるためである。テイルティングパッドジャーナル軸受は、ばね定数の連成項が小さく不安定振動を生じにくいことから、高速回転機械に広く用いられている。一方で、シール部など軸受以外の要素においてばねの連成項の特性を持つ場合には、テイルティングパッド軸受を使用した機械においても不安定振動を生じることがある。このような不安定振動に対しては、軸受における減衰係数の対角項である c_{xx}, c_{yy} により抑制することとなる。

また、テイルティングパッドジャーナル軸受が用いられる高速回転機械では、1 次危険速度を越えて運用されることが多い。昇速時に通過する危険速度での振動振幅を低く抑えるには、減衰係数の対角項である c_{xx}, c_{yy} が十分に大きいことが必要である。

(3) TPJB の課題

テイルティングパッドジャーナル軸受が用いられる高速回転機械では、軸受部分の軸周速度が高く軸と軸受との間の油膜内のせん断力が大きく、発熱も大きくなるため、軸受温度が上昇しやすい。軸受温度の上昇は、軸受材料を軟化させるため、損傷の原因となる。軸受の信頼性を保つためには、軸受温度を一定の温度以下となるように設計する必要がある。

前述したように直接潤滑式の給油構造とすることで軸受温度を低減することが可能であり、多くの機械で使用されている。しかしながら、軸受温度のみを考慮して給油量を決定

すると、軸と軸受パッドとのすきまを満たすために必要な給油量を下回る可能性がある。

図 1-14 (a)には、軸と軸受パッドとのすきまを満たすために必要な給油量が供給された場合の油膜形成領域を示す。軸と軸受パッドとのすきまの全域に油膜が形成されている。一方で、給油量が少ない場合は、油膜の入口部分に油膜が形成されない部分があり、油膜形成領域は狭くなっている。このような状態はスターブ（枯渇）状態と呼ばれている。給油量を一定とした場合、軸の回転が高速となるほどスターブになりやすいことが懸念されるため、高速回転域での回転体の安定な稼働を担保するためには、スターブ状態における軸受動特性の変化を明確にする必要がある。

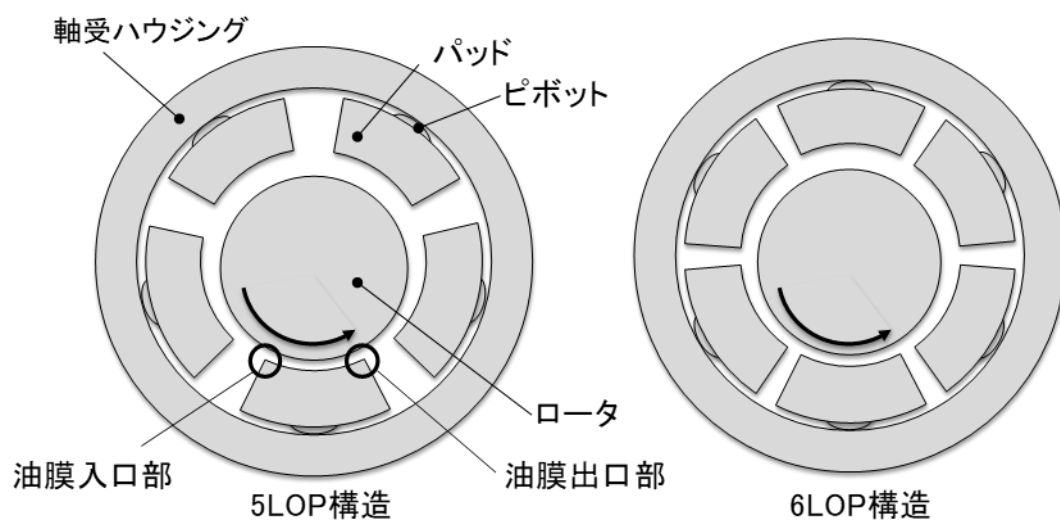


図 1-9 TPJB の構造

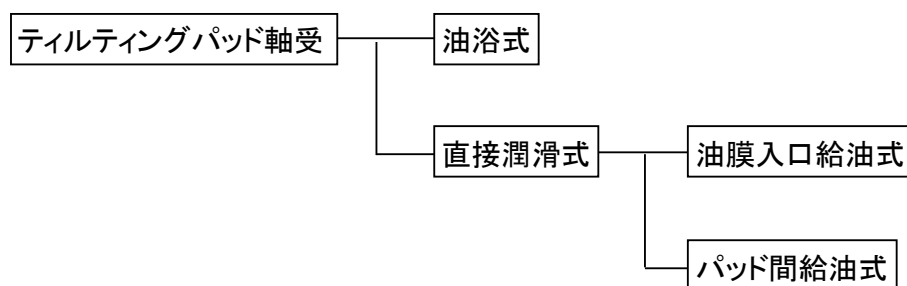


図 1-10 TPJB の給油方式

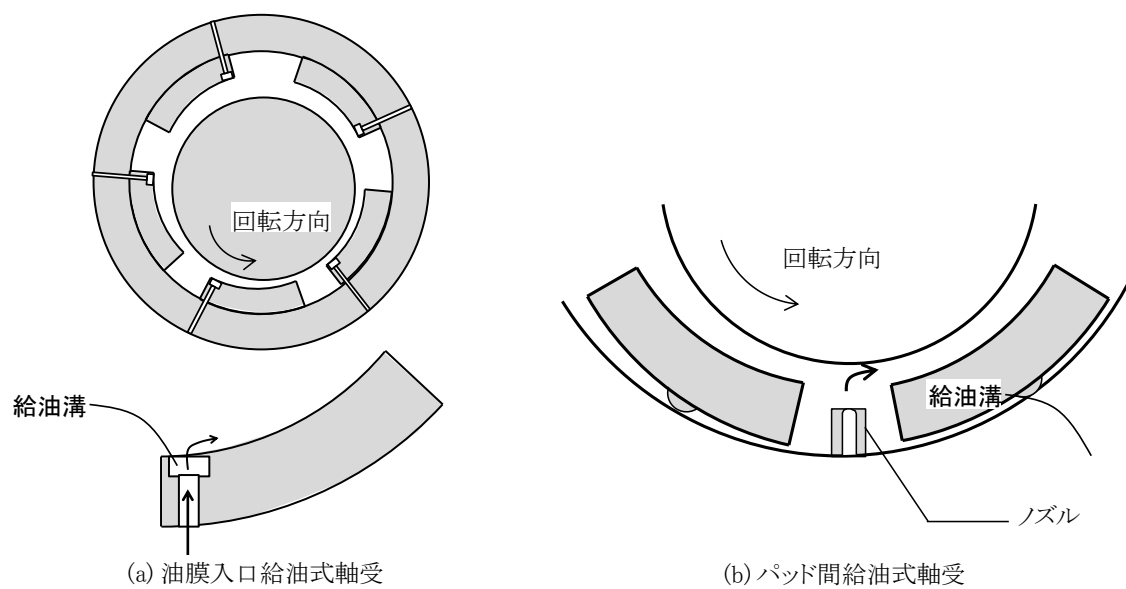


図 1-11 直接潤滑式軸受の給油方式

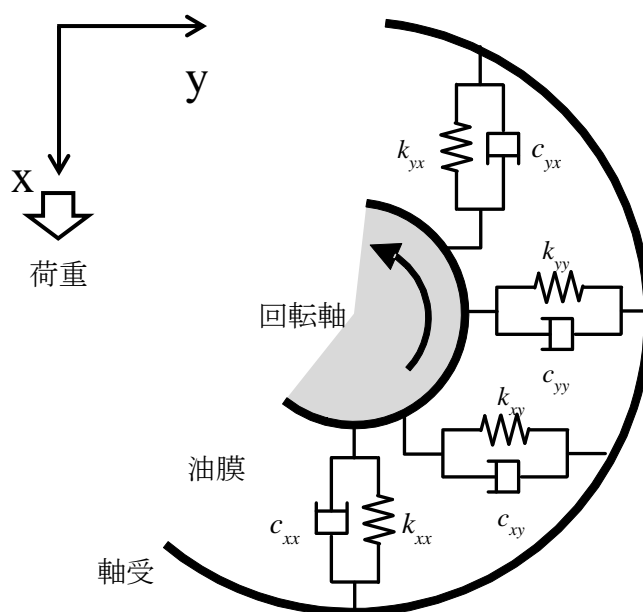


図 1-12 軸受の動特性モデル

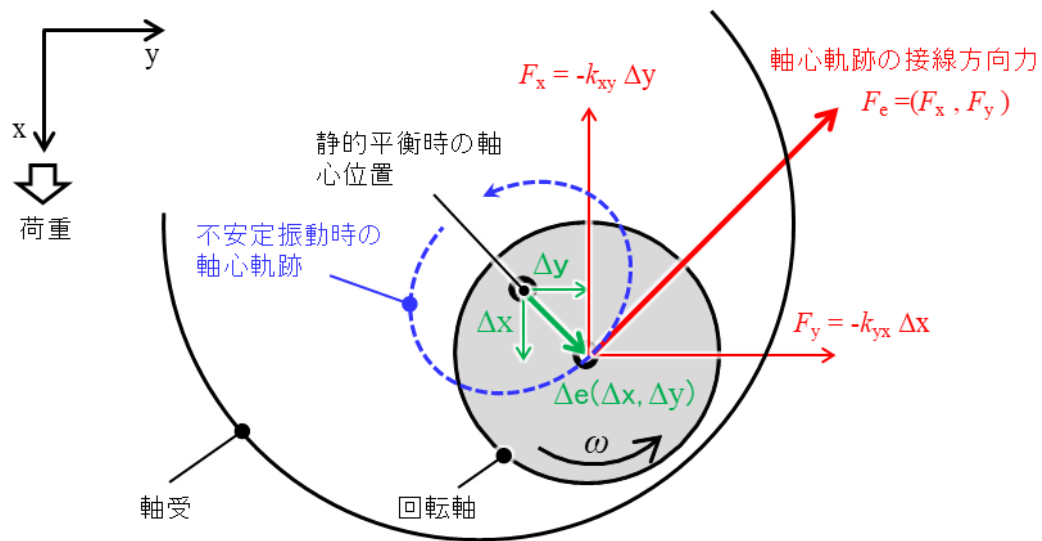


図 1-13 連成項と回転起動の接線方向力の関係

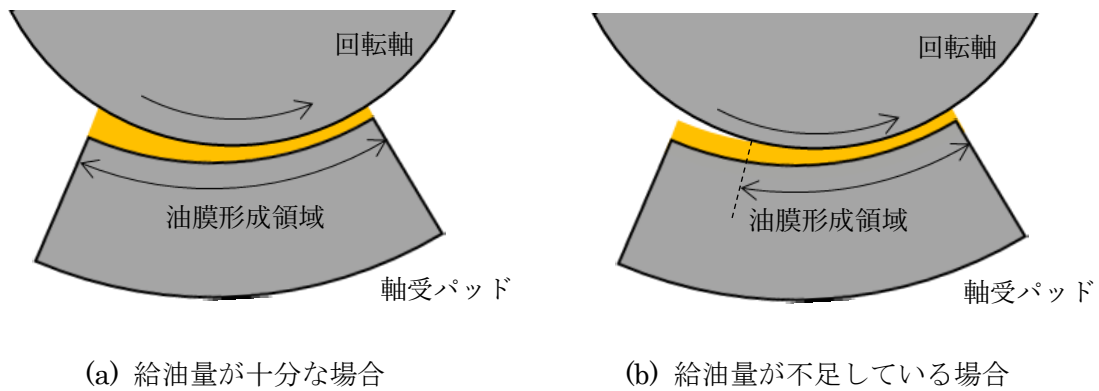


図 1-14 給油量と油膜形成領域

1. 4 従来の研究

1.4.1 スラスト軸受に関する研究

(1) パッド初期形状に関する研究

ピボットが円周方向中央にある場合のスラスト軸受パッドの傾斜特性については、Greenwood ら[2]が無限幅の仮定のもとで解析的な検討を行っている。荷重変形により凸変形が生じるとし、平板と比較し負荷容量が増大するパッド厚さ、長さなどの条件を明らかにしている。

静圧溝内での動圧の発生については San Andres ら[3]や Braun ら[4]により論じられているが、軸受パッドは固定されたものとしているため、パッドの傾き角度についての検討はなされていない。

(2) 熱変形に関する研究

Ali El-Saie ら[5, 6]は、定格回転数下での定常状態におけるパッド変形を考慮したときのスラスト軸受の油膜温度や厚さについて解析により求めた。パッド内温度は3次元熱伝導解析により求め、その結果から2次元変形解析でパッドの変形を求めた。ランナについては2次元の熱伝導解析のみを行っている。Ettles ら[7]はパッドの上下面での温度差を簡易的な方法で求め、これを考慮してパッド変形を2次元解析により求めている。

ランナの熱変形を考慮したスラスト軸受性能解析は Brockett ら[8]により試みられた。固定パッドスラスト軸受を対象としており、ランナの熱変形は軸受の負荷容量の低下を招くことなどの結果を得ている。

Yuan ら[9]はスプリング支持のティルティングパッドスラスト軸受について、定常条件でのパッドの変形を考慮した解析と試験結果の比較を行っている。三上ら[10]は同様なスプリング支持のティルティングパッドスラスト軸受について、過渡的な条件におけるランナとパッドの変形を考慮した解析を行っている。

(3) 周囲流体との熱の授受に関する研究

Ali El-Saie ら[5, 6]や Almqvist ら[11]は、軸受パッド内の3次元温度分布を求めているが、軸受パッド周囲の潤滑油の温度は様かつ一定であるとしている。軸受パッドと潤滑油と

の間の熱伝達係数については実験値を使用しており、軸受パッドの側面と底面とで異なる値としているものの、それぞれの面においては様かつ一定である。Ettles ら[12]は実験結果を整理し、パッド底面における熱伝達係数を求める式を導いた。側面の熱伝達係数に関しても、同一の式を使用している。

1.4.2 ジャーナル軸受

軸受の給油量が、軸受特性に与える影響に関し、Dmochowski ら[16]は、油浴式軸受のエンドシールと軸とのすきまが通常のものとは広げたものに対し、それぞれ通常および低減した給油量の試験を行い、シールすきまを広げた場合には給油量により軸受温度は変化しないが、動特性は変化することを示した。また、Nicholas ら[17]は、油浴軸受の給油量を標準量とその $\pm 20\%$ に変化させて試験し、給油量により最大で 5°C 程度の軸受温度差が生じることを示すとともに、給油量を低減した場合には回転速度の上昇とともに軸心位置も上昇することを示した。給油量の影響を考慮した解析[18]との比較により、給油量を低減した場合には上側パッドに油膜が形成されず、軸を押し下げる力が生じないために軸心が上昇すると説明している。一方で、LEG 方式の直接潤滑軸受については、給油量の低減により低周波数の軸振動を生じることが報告されている[19]。このような振動発生メカニズムとして、San Andrés ら[20]は、給油量低減により油膜形成範囲が狭まることで、動特性が変化し、不安定になる可能性を解析により示している。

1. 5 本研究の目的

本研究においては、スラストおよびジャーナルのティルティングパッド軸受の信頼性を高めるため、解析手法を確立すること、および各種条件下での特性を実験的に確認することを目的とする。

スラスト軸受に関しては、初期形状や熱・荷重変形を考慮し、軸受パッドが安定的に傾斜し、油膜を形成するための軸受設計指針と性能解析手法を確立することを目的とする。特に、以下に挙げる項目について検討し、解析手法の確立を目指した。

1. 初期形状である静圧溝が軸受パッドの傾斜安定性に与える影響
2. 起動・昇速時の実機状態を予測する解析手法の提案と実証

3. 定格運転時の実機状態を予測する解析手法の提案と実証

ジャーナル軸受に関しては、高速回転時などに生じるスターブ状態での軸受特性を確認し、安定な稼働を実現するための設計の指針を示すことを目的とする。

4. LEG 方式の軸受に関し、給油量の変化が軸受温度および動特性に与える影響の実験的確認と設計指針の提示

1. 6 本論文の構成

本論文は、本章を含め全6章で構成されている。以下に第2章以下の各章の内容について示す。

第2章では、静圧溝と支持点が円周方向中央にあるスラスト軸受パッドにおいて、パッドの初期形状の一つである静圧溝がパッドの傾斜安定性に及ぼす影響について検討する。静圧溝には、一定流量の高圧油が供給されている。解析および実験により、静圧溝の大きさとパッドの傾斜の関係を明らかにする。

第3章では、回転加速度が異なることによる熱変形量の違いを考慮した軸受性能評価手法を構築し、工場試験条件および実機稼働条件での解析を行う。具体的には、回転加速度がパッドやランナの変形へ与える影響を評価し、工場試験における油膜厚さ等の実測結果と比較する。同じ手法で回転加速度が高い実機条件での解析を行い、油膜形成状態を評価する。本手法により、実機起動時の過渡的な状態の軸受特性の予測が可能となる。

第4章では、油槽内の潤滑油流れとパッド温度を数値流体解析により解くことにより、非一様な流れ内のパッドの変形を考慮した油膜特性を解析する手法を構築する。スラスト軸受パッドの周りの油槽内流れにおいては、冷却油を吐出する給油口の近傍では潤滑油温度が低いなど、油層内の位置により温度が異なる。また、軸受パッド周囲の流速も、その側面や底面など、さらにはそれらの面内においても異なり一様ではない。したがって、これらを考慮した上で熱伝達率や雰囲気温度を予め仮定することは困難であるため、数値流体解析を用いることにより、流れに合わせた熱伝達を算出することとした。具体的には、解析結果のパッド温度分布を実験結果と比較し、本手法により一様では無い流れ内のパッド温度の推定が可能であることを示す。本手法により、実機定常運転条件での軸受特性の予測が可能となる。

第5章では、LEG型の直接潤滑式ティルティングパッドジャーナル軸受に関し、軸受の温度や動特性に及ぼす給油量の影響について検討する。給油量を大きく変化した試験を実施し、各特性について計測を行う。その上で、給油量の設定方法に関する指針を示す。

第2章 スラスト軸受表面形状の低速回転特性に及ぼす影響

2. 1 緒言

軸の回転方向が両方向であるような回転機械のスラスト軸受におけるティルティングパッドは、多くの場合しゅう動方向の中央で支持されている。一般に、回転方向が一方向の機械の場合には、支持位置はしゅう動方向の中央よりも回転下流方向にオフセットすることが良いとされている。これは、オフセットにより油膜の入口側が開くような方向にパッドが傾きやすくなり、油膜圧力が発生しやすくなるためである。これに対し、回転方向が両方向の回転機械の場合は、回転方向による性能の違いを避けるという観点から、支持位置をオフセットさせることはできず、しゅう動方向の中央にてパッドは支持される。中央にて支持された場合、パッドの表面が平坦であれば、解析的には油膜は形成されないこととなる。しかしながら、現実的には多くの機械がこのような構成でも運転可能であるのは、熱や荷重変形によりパッド表面が変形しているためである[2]。

また、平均面圧が高いスラスト軸受においては、起動時や低速回転時のパッドとランナの接触を回避するために静圧軸受機構が組み込まれることが多い。この静圧軸受機構は、荷重を支えるだけの動圧が生じないような回転軸の回転が遅い場合に、静圧により油膜圧力を発生させるものである。

本章では、パッドが回転方向の中央で支持され、静圧溝を持つスラスト軸受パッドの傾斜角度に関して検討した。これまでも静圧溝まわりの圧力分布について論じられた文献[3, 4]はあるが、これらではパッドの傾き角度についての検討はなされていない。

等粘度（油膜内全域で均一の粘度）かつ層流という仮定で解析を実施したところ、静圧溝がついたティルティングパッドは、油膜の入口が薄く、出口が厚くなるというように、通常の方法とは逆の方向に傾斜することがわかった。そこで、逆方向に傾斜する原因について検討した。また、これらの解析結果を、実験により検証した。

2. 2 主な記号

A : 給油口開口面積

h : 油膜厚さ

M_α : 円周方向油膜力モーメント

M_ϕ : 半径方向油膜力モーメント

p : 油膜圧力 (大気圧に対する相対圧)

v : 給油口からの給油流速

α : 円周方向傾斜角度

ϕ : 半径方向傾斜角度

μ : 潤滑油粘度

ω : ランナ角速度

添え字

s : 安定

2. 3 パッド形状

図 2-1 に本章で検討したパッド形状を示す。ランナーの外径は 340 mm である。しゅう動面の入口側と出口側のいずれもテーパが付けられている。テーパの深さおよび幅は、それぞれ 0.1 mm および 2.5 mm である。パッドはピボットで支持されている。支持点の位置は、パッドしゅう動面の幾何学的中心点である。ピボットの先端部は $\phi 80$ mm であり、パッド側のピボットを受ける面は平面である。パッドのしゅう動面には、円周方向中央に 2 つの静圧溝が設けられている。それぞれの溝の中央には、高圧油が供給される給油口が設けられている。給油口は流量調整弁を介して高圧ポンプとつながっているため、静圧溝には、一定流量の潤滑油が供給されている。ポンプの吐出圧力は 12 MPa であり、それぞれの静圧溝に対する流量は $5 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{sec}$ である。

静圧溝直径の異なる 2 種類のパッドについて検討した。ひとつは、静圧溝径 $\phi 10.5\text{mm}$ (パッド # 1) であり、もう 1 つは $\phi 15.8\text{mm}$ (パッド # 2) である。静圧溝の深さはいずれも同じで $200 \mu\text{m}$ とした。ピボット位置は台形のしゅう動面形状の重心位置とした。2 つの静圧溝の中心は、ピボット位置を通り半径に垂直な直線でしゅう動面形状を 2 分することで得られる 2 つの台形のそれぞれの重心とした。なお、これら 2 つの静圧溝径は、解析の予測によりパッドの傾斜挙動が大きく異なることから決定した。

2. 4 解析方法

(1) 油膜圧力とモーメント

油膜の流れは等粘性かつ層流であると仮定した。また、軸受に掛かる荷重や、ランナの回転速度は一定であり変動しないため定常であると仮定した。図 2-1 に示すような円筒座標系を用いると、一定流量の給油を考慮したレイノルズ方程式は、次のように表される。

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{rh^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{r \partial \theta} \right) = 6\omega r \frac{\partial h}{\partial \theta} - 12vr \quad (1)$$

$$v = \begin{cases} -q/A & (\text{inside of the oil inlet}) \\ 0 & (\text{outside of the oil inlet}), \end{cases} \quad (2)$$

ここで、式(1)の右辺の最後の項は給油の項である。v は給油の速度[m/s]であり、q は給油量[m³/s]であり、A は給油口の開口面積[m²]である。中心差分を用いて差分化したレイノルズ方程式を解き、油膜の圧力分布を求めた。境界条件は、パッド周縁では油膜圧力は大気圧であるとした。また、パッドが逆方向に傾斜した場合など、油膜圧力が大気圧以下 (p の値が負) となることがある。このような部分については、レイノルズ条件 (大気圧以下となる領域は大気圧とし、正圧領域と大気圧領域との間の圧力分布は連続である) を適用した。具体的には、SOR (Successive Over-Relaxation) 法でレイノルズ方程式を解く際に、負の値となった圧力を 0 (大気圧) に置き換えた。なお、実際には潤滑油の飽和蒸気圧まで圧力が低下する可能性はあるが、油膜圧力の最大値が高いため、大気圧としても結果には大きく影響しないと考える。

油膜の圧力分布を得た後、各節点の油膜力 (圧力と受圧面積との積) を積分することで油膜反力を求めた。また、ピボット支持位置からの距離と各接点の油膜力との積を積分することで、油膜力モーメント M_α および M_ϕ を求めた (図 2-1 (c))。

図 2-1 (b) に示すように、油膜の入口および出口に当たる、パッド表面の円周方向両端部はテーパ形状となっている。これらのテーパや静圧溝は、パッド表面の形状として、油膜圧力解析に考慮されている。なお、油膜入口側のテーパでは動圧 (hydrodynamic pressure, 油膜の流路が狭まる「くさび効果」による圧力) が発生し、これはパッドを正の方向へ傾かせる要因となる。

(2) 解析手順

解析手順を図 2-2 に示す．まず，パッド表面形状と静圧溝への高圧油の給油量が入力として与えられる．次に，軸の回転速度や荷重などの運転条件を入力する．図 2-1 に図示される円周方向傾斜角度 α ，半径方向傾斜角度 ϕ ，およびピボット位置での油膜厚さ h_0 の初期値についても入力し，油膜圧力解析を行う．解析により得られる円周方向モーメント $M_{\alpha, cal}$ および半径方向モーメント $M_{\phi, cal}$ ，および油膜反力 W_{cal} が目標値（モーメントは 0，油膜反力は入力荷重）に十分近いかな否かをチェックする． $M_{\alpha, cal}$ ， $M_{\phi, cal}$ または W_{cal} の値が十分でないと判断された場合は，それぞれ α ， ϕ または h_0 を変更し，レイノルズ方程式を再度解く．これを， $M_{\alpha, cal}$ ， $M_{\phi, cal}$ および W_{cal} のすべてが条件を満たすまで繰り返す．

また，円周方向傾斜角度 α と，円周方向モーメント $M_{\alpha, cal}$ との関係を求めるため， $M_{\alpha, cal}$ のチェックを除いた手順での解析も行った．この場合は，半径方向傾斜角度 α （図 2-3 (a) 参照）を変化させながら，図 2 中に点線にて示される部分を除いた手順を繰り返した．

2. 5 実験方法

実験においては，パッドの円周方向傾斜角度 α と油膜圧力を計測した．油膜厚さは，油膜の入口および出口に取り付けた渦電流式の変位センサにて計測した．変位センサの取り付け位置は，図 2-1 (a) に h_1 および h_2 として示した．円周方向傾斜角度 α は，計測された h_1 および h_2 と，変位センサ間距離 L を次式に代入することにより得られる．

$$\alpha = \frac{h_1 - h_2}{L} \quad (3)$$

つまり，入口側の油膜厚さ h_1 が出口側の油膜厚さ h_2 よりも大きい場合に α は正となる．

油膜圧力は，図 2-1 (a) に示す 3 箇所において計測した．圧力 P_1 は，油膜入口からパッド幅の $1/4$ の位置であり，圧力 P_2 は $1/2$ の位置，圧力 P_3 は $3/4$ の位置である．圧力 P_1 および P_3 は，当該位置に孔（ $\phi 1$ ）を設け，この孔の圧力を圧力センサにて計測した．圧力 P_2 の計測位置は外周側の静圧溝中央であり，圧力は静圧溝への給油配管経路中の，流量調整弁よりも下流側において計測した．配管内の流れは遅いため，計測位置と静圧溝中央との間での圧力損失は無視できる程度である．

2. 6 結果と考察

(1) 解析結果

円周方向傾斜角度 α と円周方向モーメント M_α の関係を、パッド # 1（静圧溝径：10.5 mm）とパッド # 2（同：15.8 mm）のそれぞれについて解析により求めた。平均油膜圧力は 1 MPa とし、回転数を変化させた。

図 2-3 (a)に、パッド # 1 の結果を示す。横軸は円周方向角度 α であり、縦軸は円周方向モーメント M_α を示す。軸の回転速度は、0 から 100 rpm まで変化させた。グラフ中に示される曲線は、それぞれの回転数における円周方向角度 α と円周方向モーメント M_α の関係を示す。それぞれの曲線において、横軸（円周方向傾斜角度 α ）との交点を黒丸にて示す。ここで、正のモーメントはパッドを正の角度方向に傾斜させるものであり、負のモーメントはその逆であるから、交点において、円周方向モーメントが円周方向傾斜角度に対して単調減少となっていれば、パッドの傾斜はモーメントの値が 0 となる円周方向角度で安定する。つまり、交点よりも円周方向傾斜角度が正の方向に傾くと負のモーメントにより押し戻され、逆に交点よりも円周方向傾斜角度が負の方向に傾くと正のモーメントにより押し戻されるため、パッドの円周方向傾斜角度は交点において安定する。以下、このような円周方向角度を「円周方向安定傾斜角度 α_s 」と呼ぶことにする。図 2-3 (a)中の曲線はすべて交点の部分で単調減少となっているため、いずれの回転数においても円周方向安定傾斜角度があるといえる。また、円周方向安定傾斜角度 α_s の値は、回転速度の増加とともに増加している。このように、静圧溝径の小さいパッドでは、回転速度にかかわらず円周方向安定傾斜角度 α_s が存在し、その値は回転速度とともに増加する。

図 2-3 (b)は、パッド # 2 の結果を示す。回転速度が 0 rpm の場合は、円周方向安定傾斜角度 α_s は 0 になっているが、それ以外の回転速度においては、円周方向安定傾斜角度 α_s は負の値となっている。円周方向安定傾斜角度 α_s が負の値となっていることは、入口側の油膜厚さが、出口側のそれよりも薄い、通常とは逆向きの傾斜となっていることを意味する。回転速度が増加するにつれ、円周方向安定傾斜角度 α_s は減少している。回転速度が 80 rpm になると、円周方向角度の値に関わらず円周方向モーメント M_α は負の値となるため、パッドは逆向きの傾斜を強いられる。円周方向安定傾斜角度 α_s は存在せず、油膜が形成されないため、パッドは入口側でランナに接触してしまうと考えられる。

半径方向安定傾斜角度 ϕ_s を図 2-4 に示す。軸の回転が無い場合は、パッド # 1 と # 2 のいずれも、わずかに負の値となっており、内周側よりも外周側の油膜が厚くなっている。パッド # 1 の場合、回転速度の増加とともに半径方向安定傾斜角度 ϕ_s は減少する。一方で、パッド # 2 の場合、回転速度の増加とともに半径方向安定傾斜角度 ϕ_s も増加する。

(2) 実験結果

パッド # 2 の実験結果を図 2-5 に示す。同図では、横軸を回転速度とし、縦軸をパッドの円周方向傾斜角度としている。四角のプロット点が実験結果である。回転速度が約 80 rpm を超えると、傾斜角度は大きく振動したため、それ以上の回転速度での試験は行っていない。同図中には解析結果も実線で示したが、この結果は図 2-3 (b) に示したものと同一である。先に述べたように、解析においては約 80 rpm 以上では安定な傾斜角度が存在しない。解析結果は、安定な傾斜角度が存在する範囲で示している。実験結果と解析結果は、安定な傾斜角度が存在する範囲で、定量的によく一致している。実験結果では、80 rpm を超えると、パッドの円周方向傾斜角度は -7×10^{-4} rad 程度まで低下している。パッドの円周方向傾斜角度がこのように、負の方向に大きくなると、解析において予想されたように、パッドが油膜入口側でランナと接触することが予想される。実験後に、パッドの表面を観察したところ、油膜入口側において接触痕が認められた。これより、接触が実際に生じていたことが確認できた。

パッドの円周方向傾斜角度が負の方向となる、「逆方向傾斜」のメカニズムについて検討する。図 2-6 に、解析および実験より得られた油膜圧力を示す。解析結果として示している圧力分布は、外周側の静圧溝を横切る同一半径上のものである。点線で示す圧力分布は、回転軸の回転速度が 0 rpm の場合のものである。実線で示す圧力分布は、回転軸の回転速度を 60 rpm としたものである。回転速度が 0 rpm の場合の圧力分布は、圧力が最も高くなっている静圧溝の給油口を中心として、入口側と出口側で対称となっている。回転速度が 60 rpm の場合、0 rpm の場合と比較し静圧溝の入口側端部の圧力は低下するが、静圧溝の出口側端部の圧力は上昇する。実験結果においても、静圧溝入口端部近傍の圧力 P_1 は、回転軸の回転速度が 0 rpm の場合よりも 60 rpm の場合に低い圧力となっている。一方で、静圧溝出口端部近傍の圧力 P_3 は、回転軸の回転速度が 0 rpm の場合よりも、60 rpm の場

合に高い圧力となっている。ただし、実験における P_3 の変化は、解析により予想される変化よりも小さい。

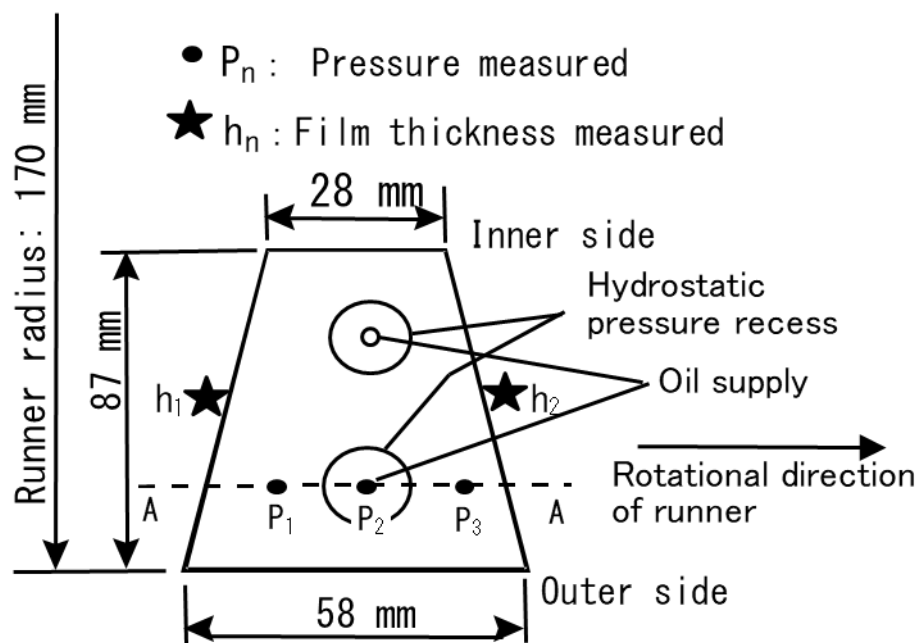
外周側の静圧溝の半径方向位置における円周方向の圧力分布は、図 2-6 に示すように回転速度 60 rpm では、静圧溝の出口側端部の圧力が入口側端部の圧力よりも高くなる。これより、圧力分布から求められるモーメントは負（パッドの入口側の油膜を薄くさせる方向）になる。パッドの円周方向傾斜が安定しているのは、パッドの他の半径方向位置で生じている正のモーメントにより相殺されるためである。正のモーメントは、入口側の縁に設けられたテーパにおいて生じる圧力によるものと考えられる。回転数が上昇すると、静圧溝位置での圧力の変化はさらに大きくなるため、負のモーメントはその絶対値が増加する。回転軸の回転速度が 80 rpm を超えると、パッドの他の位置での正のモーメントでは相殺しきれなくなる。パッド全体として負のモーメントが生じるようになり、油膜入口においてパッドがランナに接触するような傾斜となる。

図 2-6 に示したように、パッド # 2 では静圧溝の入口側で圧力低下、出口側で圧力の上昇が見られ、この圧力変化が負のモーメントを生じることで、油膜入口においてパッドがランナに接触するような傾斜となった。一方で、パッド # 1 においては、安定な傾斜角度において姿勢を保つことができている。この違いは、パッドを支持するピボット位置と圧力変化を生じる静圧溝端部との距離が影響していると考えられる。つまり、パッド # 1 の静圧溝は径が小さいため、パッドを支持するピボット位置と圧力変化を生じる静圧溝端部との距離がパッド # 2 と比較して短い。このため、静圧溝端部での圧力変化が同じであるとすれば、パッド # 1 のほうが負のモーメントは小さい。また、この負のモーメントの絶対値が、入口側の縁に設けられたテーパにおいて生じる圧力などによる正のモーメントと比較して小さいため、パッド # 1 では安定な傾斜角度を保つことが可能となると考えられる。

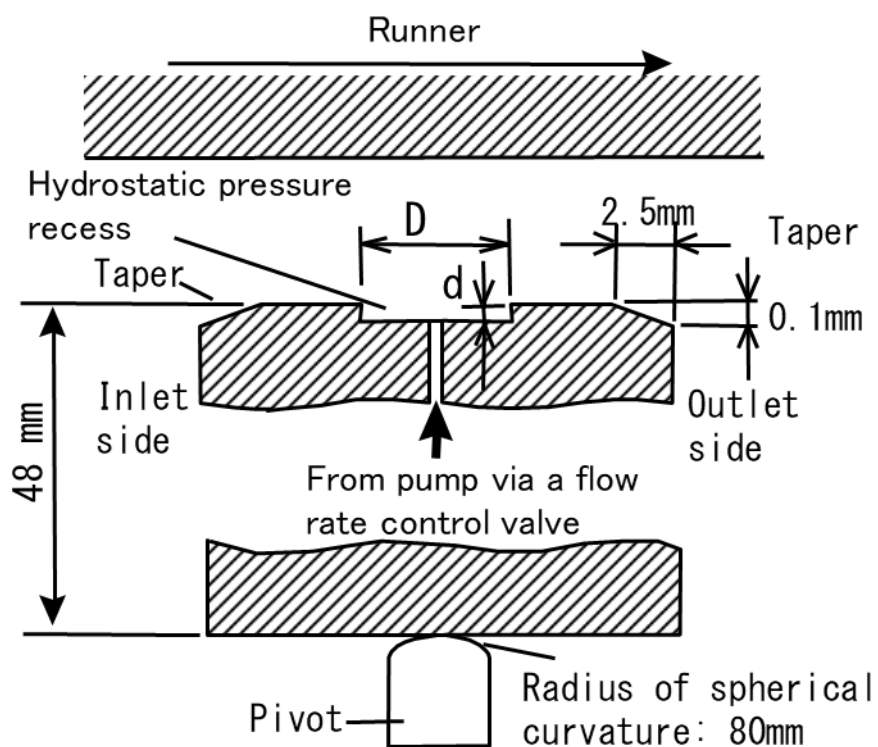
2. 7 結論

静圧溝と支持点が円周方向中央にあるスラスト軸受パッドの傾斜角度の安定性について検討した。静圧溝には、一定流量の高圧油が供給されている。解析および実験の結果は以下である。

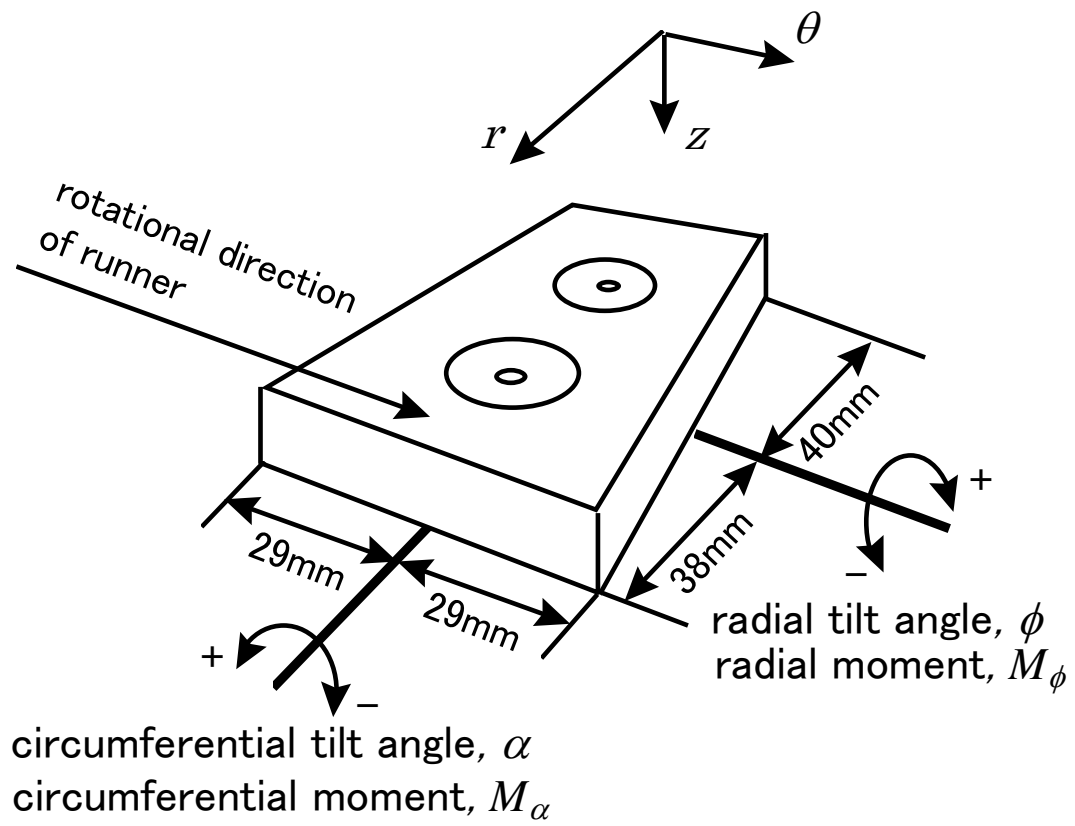
- 1) 静圧溝が大きい場合、パッドは入口側の油膜が薄くなるように傾き、回転速度が一定値を超えるとバランスを崩して、ランナと接触する。
- 2) 油膜の入口側が薄くなるようにパッドを傾けるモーメントは、静圧溝入口の圧力低下と、出口での圧力上昇により発生する。



(a) パッド表面



(b) A-A におけるパッド断面図



(c) パッドの傾斜角度

図 2-1 解析および実験に用いられたスラスト軸受のテイルティングパッド

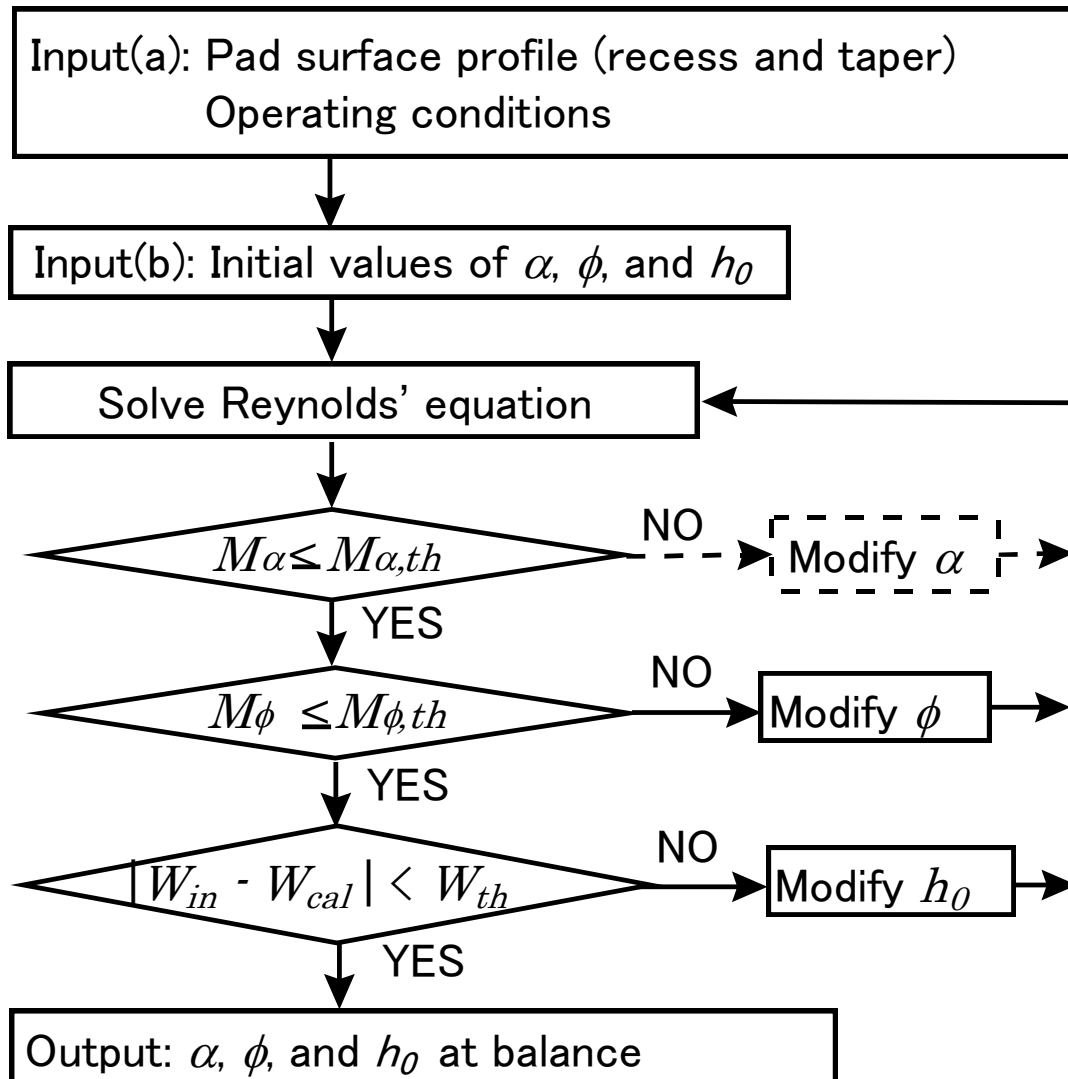
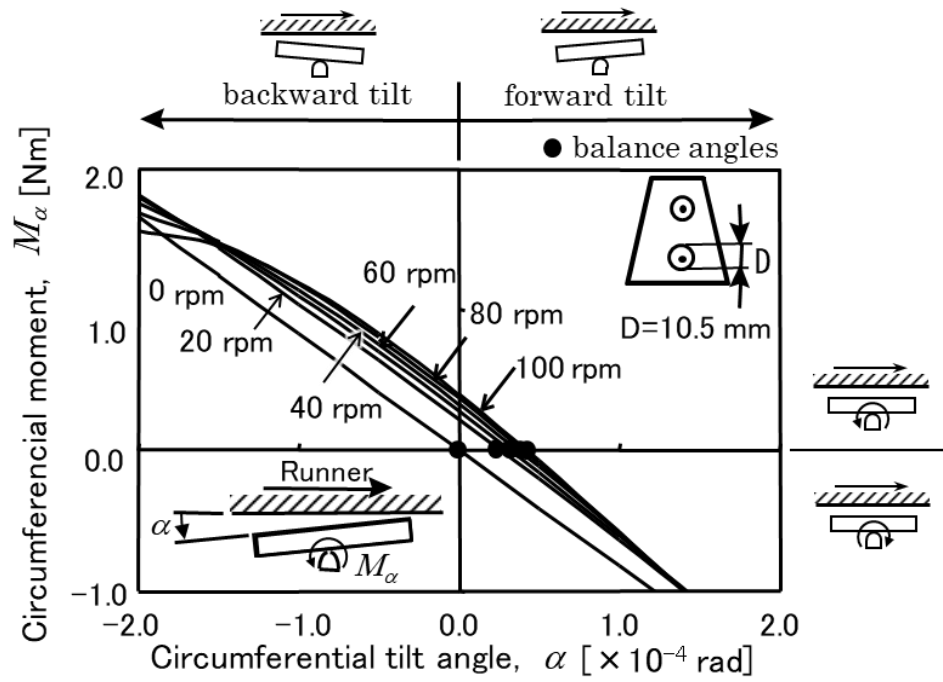
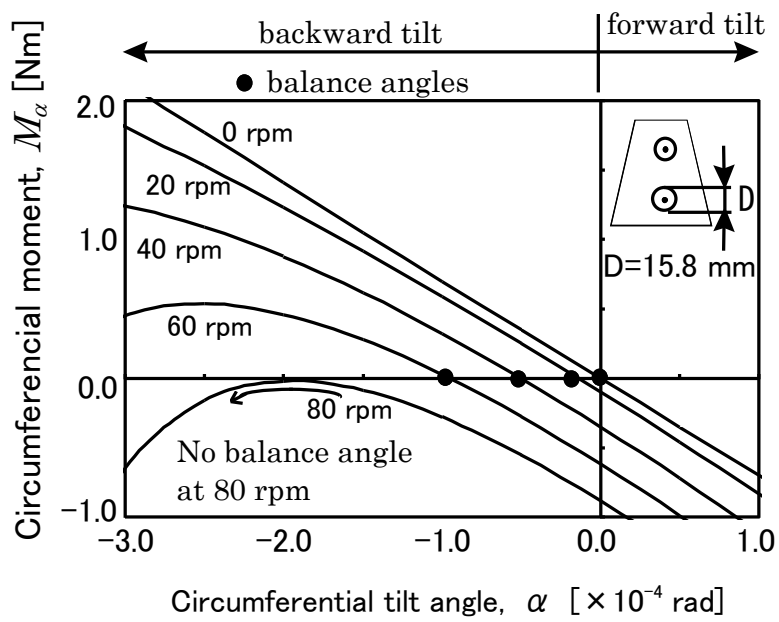


図 2-2 解析手順のフローチャート

図 3 に示す傾斜角度 α とモーメント M_α との関係を 求める際は、点線で示した部分を無視し、 α の値を変えながら入力(b)以下を繰り返した。



(a) パッド # 1



(b) パッド # 2

図 2-3 円周方向パッド傾斜角度と油膜圧力によるモーメントとの関係 (解析結果)

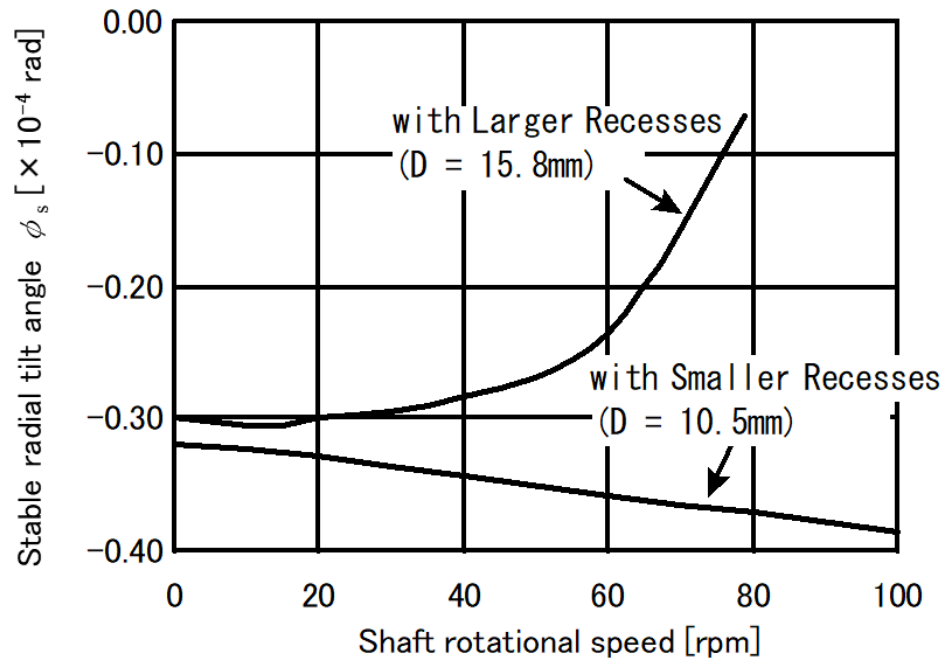


图 2-4 半径方向安定傾斜角度（解析結果）

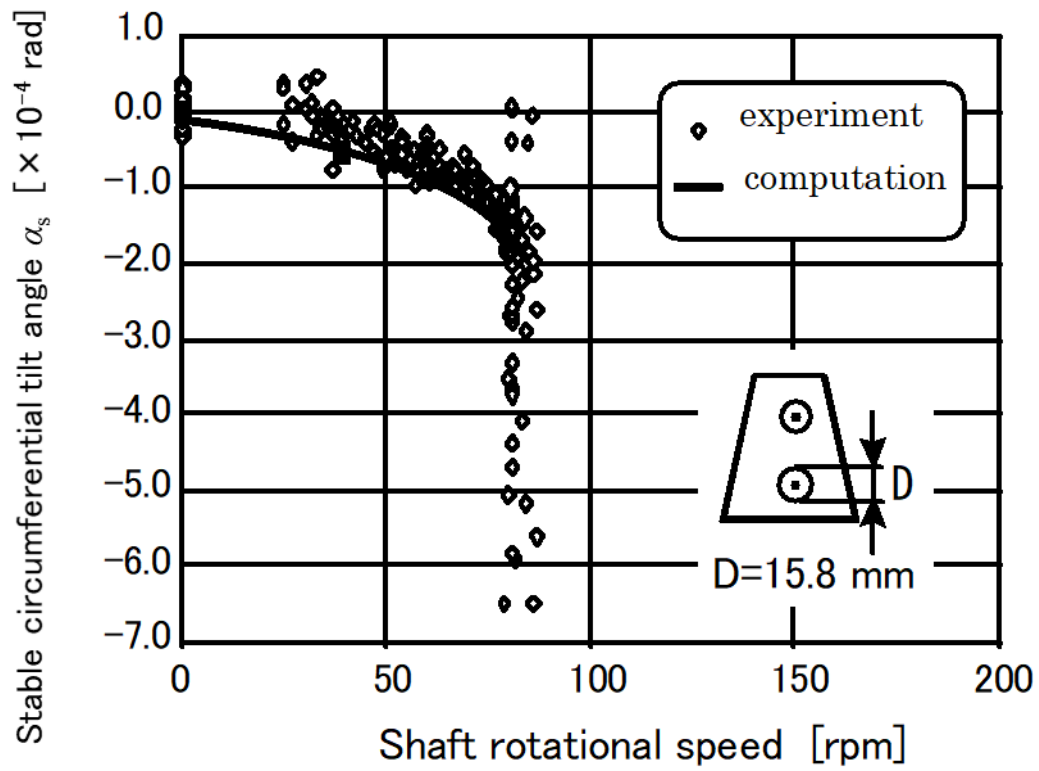


図 2-5 パッド # 2 の円周方向パッド傾斜角度

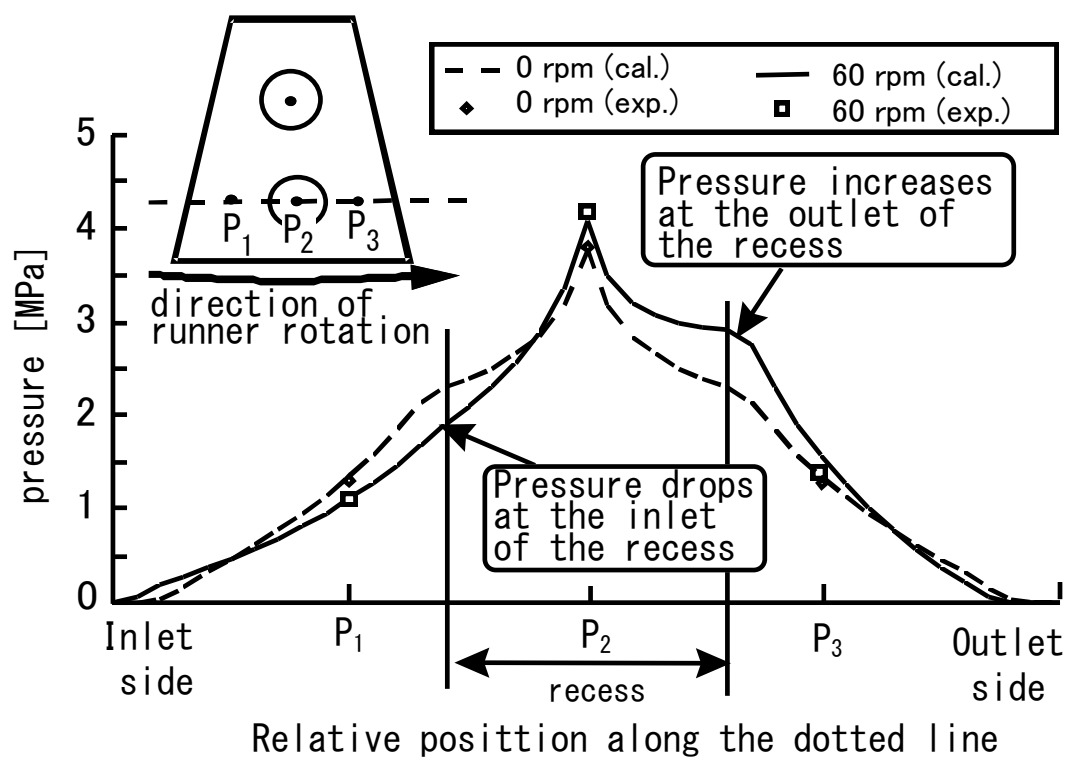


図 2-6 静圧溝を横断する線上の油膜圧力分布 (パッド # 2)

第3章 非定常熱変形を考慮した昇速時の軸受特性

3. 1 緒言

水車発電機など縦軸大型回転機のスラスト軸受には、負荷に応じて傾斜し負荷容量が大きくとれるティルティングパッドスラスト軸受が多く用いられている。近年、回転機械の大型化とともにスラスト軸受使用条件の高面圧、高周速化が進んでいる。このような条件においては、油膜に発生する圧力や熱による軸受パッドやランナの変形を無視できない。スラスト軸受の油膜厚さやパッドの傾きを正確に評価するためにはこれらの変形を考慮した解析を行う必要がある。

これまでも、スラスト軸受パッドの熱・荷重変形を考慮した解析は多く行われている[5-10]。Ali El-Saïre ら[5, 6]は、定格回転数下での定常状態におけるパッド変形を考慮したときのスラスト軸受の油膜温度や厚さについて解析により求めた。パッド内温度は3次元熱伝導解析により求め、その結果から2次元変形解析でパッドの変形を求めた。ランナについては熱伝導解析のみ行っている。Ettles ら[7]はパッドの上下面での温度差を簡易的な方法で求め、これを考慮してパッド変形を2次元解析により求めている。ランナの熱変形を考慮したスラスト軸受性能解析はBrockett ら[8]により試みられた。固定パッドスラスト軸受を対象としており、ランナの熱変形は軸受の負荷容量の低下を招くことなどの結果を得ている。

Yuan ら[9]はスプリング支持のティルティングパッドスラスト軸受について、定常条件でのパッドの変形を考慮した解析と試験結果の比較を行っている。三上ら[10]は同様なスプリング支持のティルティングパッドスラスト軸受について、過渡的な条件におけるランナとパッドの変形を考慮した解析を行っている。

本章においては、ランナの熱変形やパッドの熱および荷重による変形を考慮し、ピボット支持のティルティングパッドスラスト軸受特性を解析した。熱解析や変形解析には汎用の有限要素法プログラムを用い、複雑な構造のスラスト軸受パッドの変形を得られるようにした。また、熱変形の解析条件を非定常とし、2通りの回転加速度下で昇速中の過渡的な状態をシミュレートした。解析の妥当性は回転加速度の小さい工場試験結果と比較することで検証した。回転加速度が大きく試験による再現が難しい実稼動条件については解析

により検討した。また、これらの結果の比較から、昇速時の回転加速度の違いがパッドやランナの熱変形に違いをもたらし、油膜厚さに影響することが明らかとなった。

3. 2 主な記号

h : 油膜厚さ

k : 潤滑油熱伝導率

p : 油膜圧力

q_r : 単位幅当たりの半径方向流量

q_θ : 単位幅当たりの円周方向流量

t : 油膜温度

T : 温度

u : 速度

v : 給油口からの給油流速

Δz : パッド表面の変形量

μ : 潤滑油粘度

ω : 角速度

3. 3 解析方法

本手法においては、水車発電機昇速時のパッドおよびランナの熱および荷重変形を考慮した上で、スラスト軸受油膜の形成状態（油膜圧力、油膜温度および油膜厚さ分布）を予測する。ここで、パッドおよびランナの熱変形は、時定数が長く、境界条件の変化が緩慢な現象であるため非定常解析とし、応力変形および油膜形成状態は、時定数が短い現象であるため定常解析により求めた。

解析の対象としたスラスト軸受パッドを図 3-1 に示す。ランナとのしゅう動面にホワイトメタルがライニングされた銅の裏金が、鋼の台金に取り付けられている。台金と裏金との間には油溝が設けられており、裏金から台金へ伝達される熱量を低減させる構造となっている。

スラスト軸受パッドのしゅう動面には、起動・停止時に静圧により油膜を形成するための、静圧皿溝が半径方向に 2 個設けられている。

伝熱解析においては、軸受パッドの表面はすべて熱伝達面であるとした。それぞれの面において熱伝達係数は一定値とし、しゅう動面における熱伝達係数は、他の面よりも大きな値を仮定した。熱伝達面に接する周囲の温度として、しゅう動面以外では潤滑油温度は油槽油温 T_{OB} を与えた。しゅう動面においては油膜解析結果の温度分布を与えたので、各節点で異なった値とした。また、裏金と台金とが接触する面では接触熱抵抗があるとした。

応力変形解析においては、しゅう動面の境界条件として油膜解析結果の圧力分布を与えた。解析の対象とした軸受パッドは、図 3-1 に示すように底面に接触するサポートを介して中央にピボットを持つ板ばねで支えられている。サポート自体は変形しないと考え、サポートと接触するドーナツ形状の領域に相当する節点の変位はすべての方向に関して固定とした。

伝熱解析と応力変形解析は、汎用の有限要素法（FEM）構造解析プログラムを用いて解析した。軸受パッド全体を 3 次元の 6 面体 20 節点要素で分割し、伝熱解析時には軸受パッド表面の熱伝達面には 4 角形 8 節点の熱伝達要素を設けた。これらの要素では、要素各々の辺の中点にもそれぞれ節点がある。後に述べる油膜解析における差分法（FDM）の格子点とこれらの節点とが同じ位置となるように、要素分割数は、油膜解析の格子分割数の半分とした。

解析したスラストランナモデルを図 3-2 に示す。材質は鋼で、一体にて成形されている。

伝熱解析においては、スラスト軸受およびガイド軸受に接する面はそれぞれ一様の温度 T_{TB} および T_{GB} であるとした。これらの温度 T_{TB} および T_{GB} は、回転数に対して線形に変化すると仮定した。このとき、スラスト軸受とのしゅう動面の温度 T_{TB} とガイド軸受とのしゅう動部の温度 T_{GB} については、変形を考慮せずに行った油膜解析結果から得られた油膜温度の平均値とした。上端の発電機と接続する面、および下端の水車と接続する面における温度は一様かつ一定で T_c とした。それ以外の面は熱伝達面とし、油浴面、空気接触面それぞれ異なった周速に依存する関数により熱伝達係数を求めた。

油膜形成状態を求める油膜解析においては、レイノルズ方程式を解き油膜圧力分布を得た。静圧皿溝に供給される潤滑油の影響を考慮したレイノルズ方程式を以下に示す。

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{rh^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{r \partial \theta} \right) = 6\omega r \frac{\partial h}{\partial \theta} - 12Vr \quad (1)$$

ここで、 q を給油量、 A を給油口面積とすると、

$$V = \begin{cases} -q/A & (\text{給油口内}) \\ 0 & (\text{給油口外}) \end{cases} \quad (2)$$

である。

最後に付け加えられた項は、一定流量で静圧ポケットに強制給油される潤滑油の影響を表す。境界条件としては、パッド周縁では油膜圧力は大気圧であるとした。なお、油膜解析を行う際には、油膜圧力によるピボット位置まわりの円周方向モーメントおよび半径方向モーメントがつりあうようにパッドの傾斜角度を決定した。以上により、油膜圧力分布を得ることができる。

油膜温度分布は、式(1)を解いて得られた圧力分布を次のエネルギー方程式に代入して得られる。

$$\begin{aligned} & q_r \frac{\partial}{\partial r}(\rho CT) + q_\theta \frac{\partial}{r \partial \theta}(\rho CT) + v \Delta(\rho CT) \\ & - \frac{k}{r} \left\{ \frac{\partial}{\partial r} \left(rh \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) \right\} \\ & = \frac{h^3}{12\mu} \left\{ \left(\frac{\partial p}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{r \partial \theta} \right)^2 \right\} + \frac{\mu}{h} (r\omega)^2 + 2\mu \frac{V^2}{h} \end{aligned} \quad (3)$$

ここで、 C は潤滑油の比熱であり、 $\Delta(\rho CT)$ は給油口と油膜との間での ρCT (単位体積当たり内部エネルギー) の差である。

静圧皿溝に強制的に給油された油はその圧力のために供給口近傍では逆流する。そこで、式(3)中の対流項を、風上差分を用いて定式化することにより、部分的に流れが逆であっても解析が発散しないようにした。油膜入口の油温は、上流側に配置されたパッドの出口の油温および、パッド間で新たに給油される潤滑油の温度の影響を受けるため、これらが混合した値として求めた。混合比は試行解析により決定した。

式(1)と式(3)は、差分法を用いて解き、格子の分割数は 40×40 とした。パッドしゅう動面における、油膜解析の差分式の格子点とパッドの伝熱および応力変形解析の有限要素法の節点との対応は図 3-3 に示すようになる。油膜解析の差分法の結果をパッドの有限要素法解析の境界条件として使用する場合はそのまま対応する節点に代入する。逆の場合、対応する有限要素法の節点が無い差分法の格子点がある。この場合は、近接の節点の値を線形

補間して代入した。

油膜解析と軸受パッドおよびランナ変形解析は、図 3-4 のフローチャートに示す手順にて行った。初期状態の時刻 $t_0 = 0 \text{ sec}$, 回転数 $N_0 = 0 \text{ min}^{-1}$ から時刻 $t_f \text{ sec}$, 回転数 $N_f \text{ min}^{-1}$ の最終速度まで、回転数 $\Delta N \text{ min}^{-1}$ 間隔の過渡的な油膜状態を解析により求めた。

まず、ステップ 1 として、ランナの伝熱解析および応力変形解析を行い、それぞれの回転数におけるランナの変形量を求めた。

次に、ステップ 2 として回転数 $N_f \text{ min}^{-1}$ における油膜解析を行った。ここで、ランナ変形量としてはステップ 1 の結果を用いた。油膜温度は、初期状態の時刻 t_0 においては油槽油温の T_{OB} であり、時刻 t_f までにそれぞれの計算格子点において回転数 N_f における油膜温度まで変化するとして非定常伝熱解析を行い、パッド内温度分布を求めた。このパッド内温度分布と、油膜解析結果の油膜圧力分布とを条件として応力変形解析を行い、パッドの変形を求めた。パッドの変形量分布データからしゅう動面の変形量分布データを抽出し、油膜解析にフィードバックした。これを、変形量が収束するまで繰り返した。

ステップ 3 では、ステップ 2 と同様に、油膜温度は時刻に対し線形に変化するとして各回転数における油膜温度分布を求め、これを境界条件としたパッドの温度解析と変形解析結果から、パッドの変形量を求めた。この変形量を考慮し、各回転数における油膜解析を行った。

なお、式(1)から(3)の油膜解析と、ランナやパッドの変形解析は別の解析であり、座標系もそれぞれに異なる。そこで、ランナやパッドの変形解析の境界条件である油膜圧力や温度は、油膜解析の結果を座標を変換して適用した。ランナやパッドの変形を油膜解析の境界条件とする際には逆の座標変換を行った。以後の結果図では、それぞれの座標系を示す。

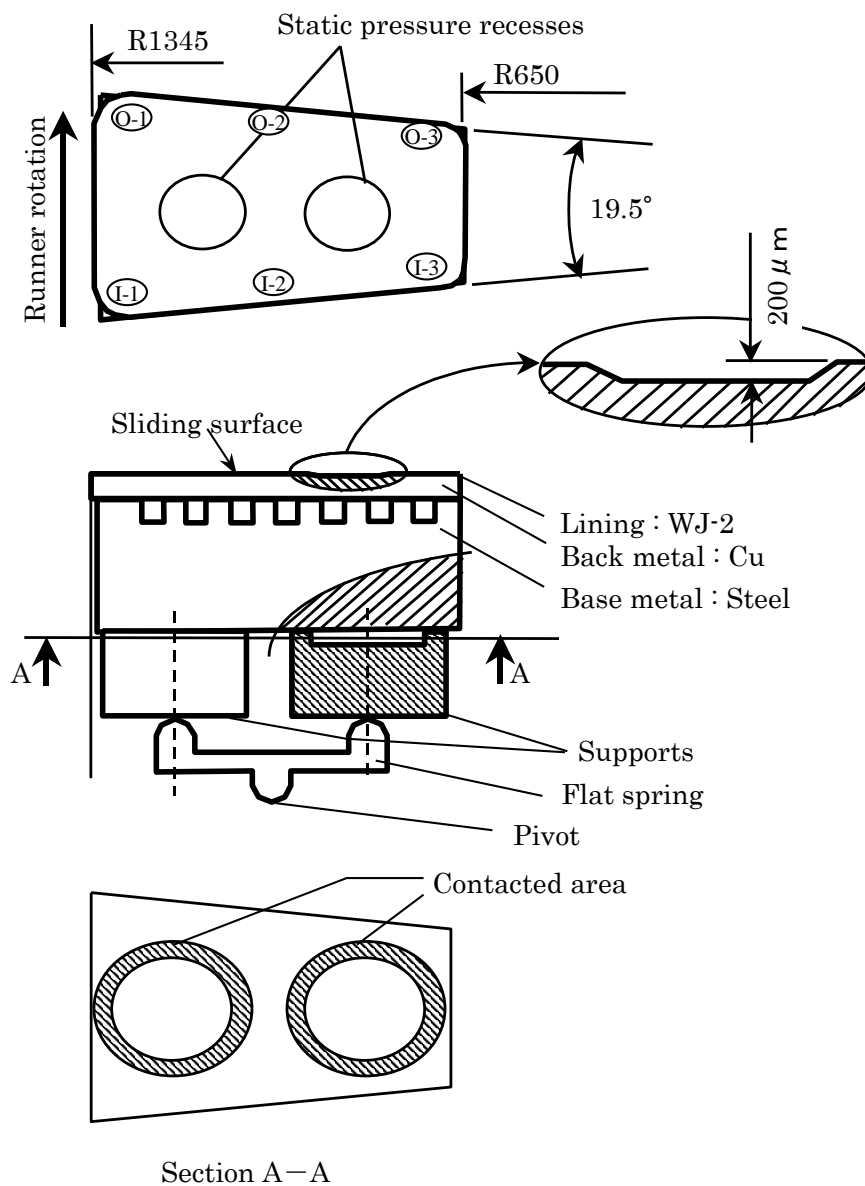


図 3-1 スラスト軸受パッド

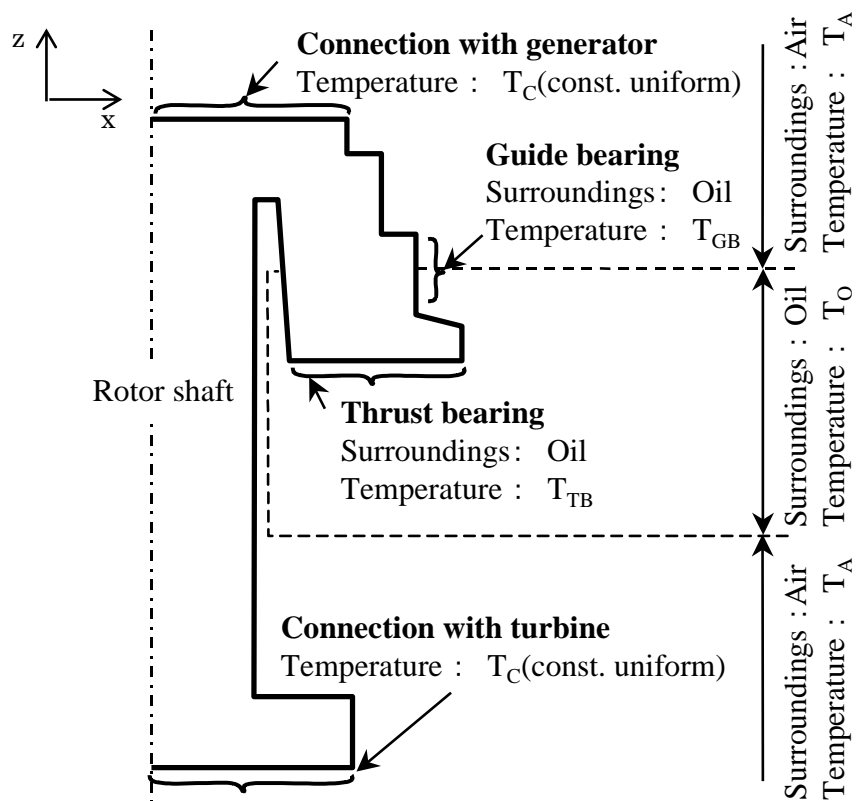


図 3-2 ランナ

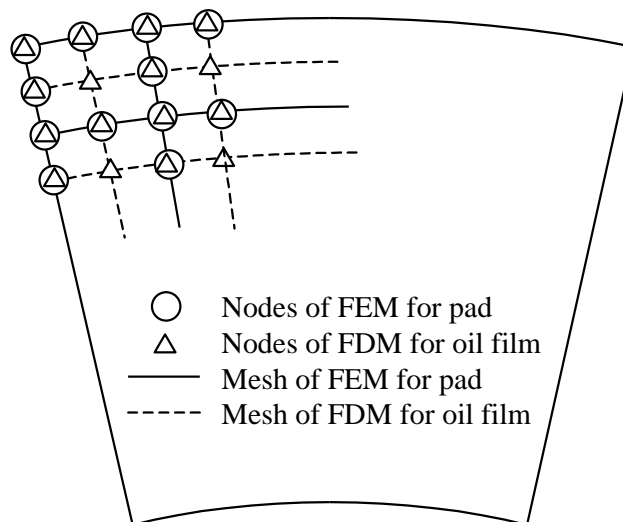


図 3-3 差分法および有限要素法のメッシュ

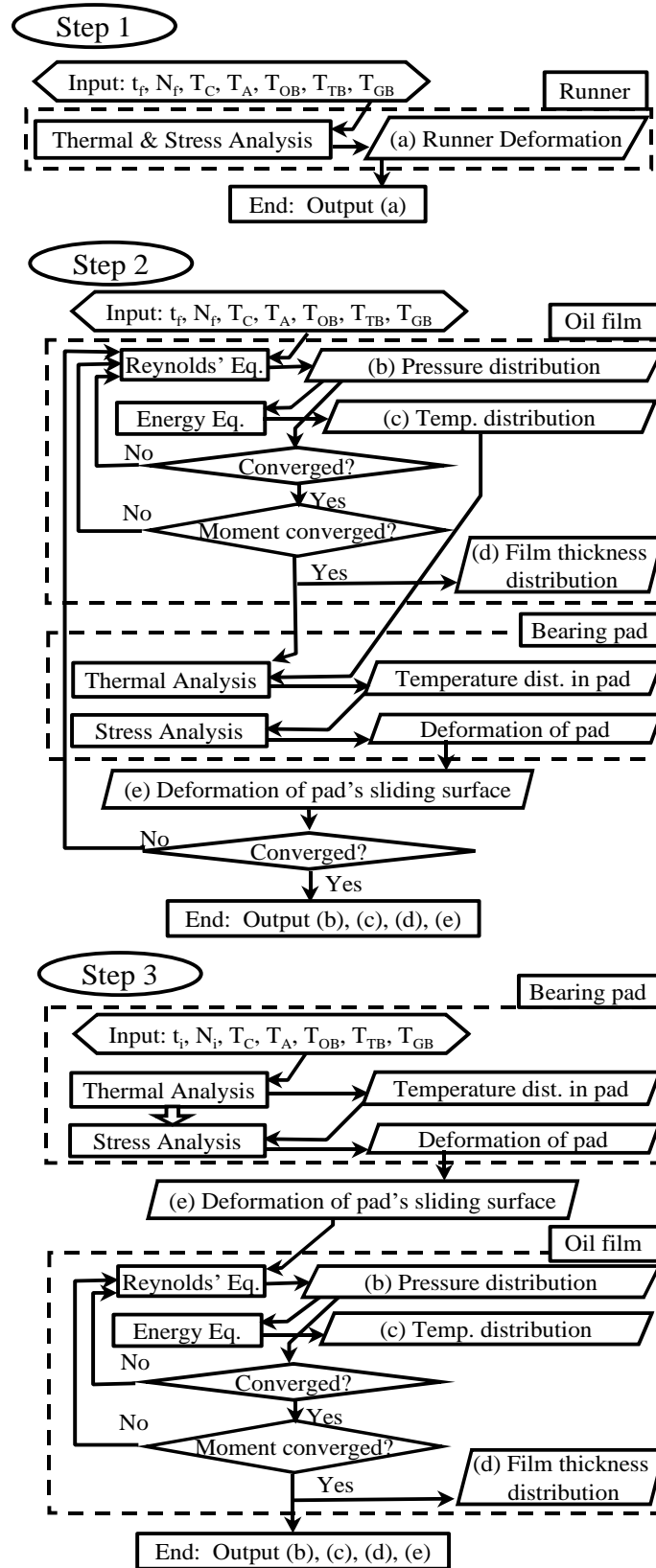


図 3-4 解析手順

3. 4 結果と考察

2つの加速条件における解析を行い、結果を比較した。両条件とも、最終回転速度 N_f は 100 min^{-1} で同じであるが、この回転数に到達する時刻 t_f が異なる。図 3-5 に示すように、条件 1 は、工場試験を模擬したもので $t_{f,1} = 900 \text{ sec}$ であり、平均面圧は 1.6 MPa である。条件 2 は実機稼動条件を模擬しており、 $t_{f,2} = 12 \text{ sec}$ であり平均面圧は 1.9 MPa である。油膜解析は、 20 min^{-1} 間隔で行った。表 3-1 に示す解析条件を用いた。

ランナ変形の結果を図 3-6 に示す。同図(a)は条件 1 の結果、同図(b)は条件 2 の結果を示す。これらの図では、初期状態のランナの内周端位置を基準としたランナしゅう動面の Z 方向への変位量を縦軸に、半径方向位置を横軸に示している。

スラスト軸受とのしゅう動面が熱膨張するために、ランナは外周端が持ち上げられるように変形する。内周端と外周端とを結ぶ直線を基準線と呼ぶことにする。図 3-6 (a) および (b) には回転数 $N_f = 100 \text{ min}^{-1}$ における基準線をそれぞれ点線で示した。初期状態の回転数 $N_0 = 0 \text{ min}^{-1}$ における基準線は水平であるが、回転数の上昇と共に次第に外周端側が上がる。同時に、基準線よりも下に凸となるように変形する。条件 1 と 2 とでは、条件 1 のほうが基準線の傾きが大きい。これは油膜の特性にはあまり影響しない。これは、円周方向と同様に、ティルティングパッドは半径方向に関しても自由に傾斜し、基準線の傾きに追従できることによる。

これに対し、基準線よりも下へ凸に変形する量は油膜厚さ分布に影響し、変形量が多いほど半径方向中央での油膜が薄くなる。回転数 100 min^{-1} での凸変形量は、条件 1 では最大で $28 \mu\text{m}$ 、条件 2 では $6 \mu\text{m}$ である。この基準線からの凸変形量は、ランナ変形の影響として油膜解析において考慮した。

初期状態 ($t_0 = 0, N_0 = 0$) でのパッドしゅう動面の変形状態を図 3-7 に示す。このとき、ランナは回転していないが、オイルリフタは稼働中としている。ランナは静止しており、油膜温度は上昇しないので、パッドの変形は油膜の圧力のみによるものである。図中、円周方向中央位置で半径方向に 2 ヶ所凹変形しているのはオイルリフタ作用位置で圧力が最高になることによる。

最終回転数 N_f におけるパッドの温度分布と変形の状態を、条件 1 および条件 2 のそれぞれについて図 3-8 (a) および (b) に示す。どちらの結果においても、しゅう動面であるパッド

の上面は油膜からの熱により温度が上昇している。ただし、半径方向に2ヶ所、円周方向の中央から出口にかけて温度が低い領域がある。これらはオイルリフタの下流にあたる領域であり、オイルリフタに給油される潤滑油の温度が油槽油温と同じであり、油膜の温度よりも低いためである。

加速の遅い条件1のほうが温度の上昇が大きく、最高温度は33.9℃に達しており、広い領域で30.0℃を超えている。このようにパッドの上面の温度が底面に比較して高くなるため、パッドは全体的に上に凸変形する。オイルリフタ部分における局所的な凹変形はあるものの、全体が凸変形をしていることがパッドの傾斜には大きく影響する。

一方で、加速の速い条件2においては、油膜の熱がパッドに伝わる時間が短いために、パッドの温度上昇も小さい。最高温度は27.4℃であり、25℃を超える領域はごくわずかである。したがって、熱膨張による凸変形は小さく、しゅう動面の変形も図3-7に示した圧力による変形が支配的である。

以上に述べたランナおよびパッドの変形を考慮して油膜解析を行い、油膜厚さの回転数に対する変化を求めた。結果を図3-9および3-10に示す。図3-9においては、条件1における油膜厚さ変化の実験結果を解析結果と比較している。実験においては、図3-1中L1～3, T1～3と示した6点において油膜厚さを測定した。測定には渦電流式変位計を用い、パッド側面に治具により固定して計測した。

図3-9(a)に示す実験結果において特徴的な点を以下に示す。

- 1) 回転数 40 min^{-1} までは入口、出口側の油膜厚さはほぼ同じであり、パッドの円周方向への傾きは小さい。
- 2) 回転数の高い領域では、入口、出口側共に半径方向中央（それぞれ L-2, T-2）にて油膜が最も薄くなる。

図3-9(b)に示す解析結果においてこれらの特徴は良く再現されており、解析が妥当であるといえる。

図3-10に、条件2の油膜厚さ変化の解析結果を示す。この条件ではランナ、パッドともに熱による変形は小さいため、パッドは油膜圧力による凹変形の影響が大きい。そのため、回転数が上昇しても、パッドの傾きは小さい。半径方向中央における入口と出口の油膜厚さの差（L-2とT-2の差）で比較すると、条件1では $38 \mu\text{m}$ あるが、条件2では $14 \mu\text{m}$ と

なる．一方で，条件 1 では出口側半径方向中央の油膜厚さ(T-2)が，回転数の上昇とともに $10\mu\text{m}$ ほど減少するが，条件 2 においてはこれは見られない．出口側半径方向外側の油膜厚さ(T-1)は減少するが $5\mu\text{m}$ 程度であり，最小油膜厚さは大きく保つことが出来ることがわかる．これより，実機稼動条件においても油膜厚さは十分に確保され，信頼性が確保されることを解析により確認することができた．

本報告で用いた手法は，パッドに変形を与える応力や温度の境界条件が，条件 1 および 2 と同程度の範囲であれば成り立つと考えられる．パッドの応力および温度の境界条件は，それぞれ油膜の圧力および温度であり，これらに影響を与える機器の運転条件は軸受荷重の平均面圧と軸受の平均周速である．これらの値が条件 1 および 2 と同等かそれら以下であれば，本報告の手法が適用可能と考える．

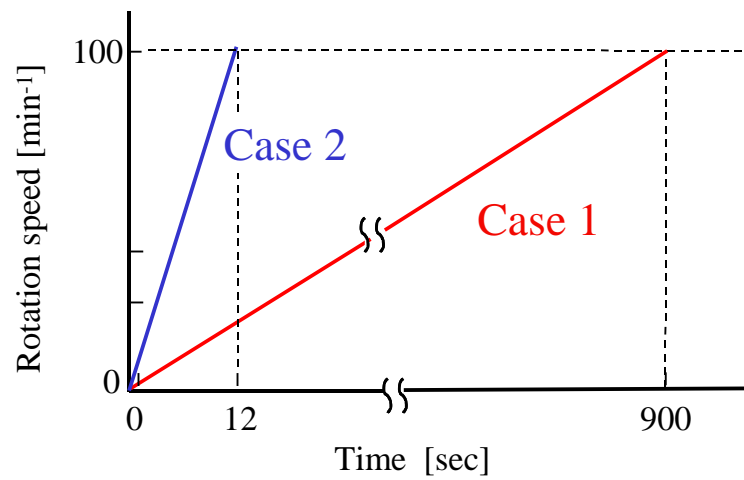
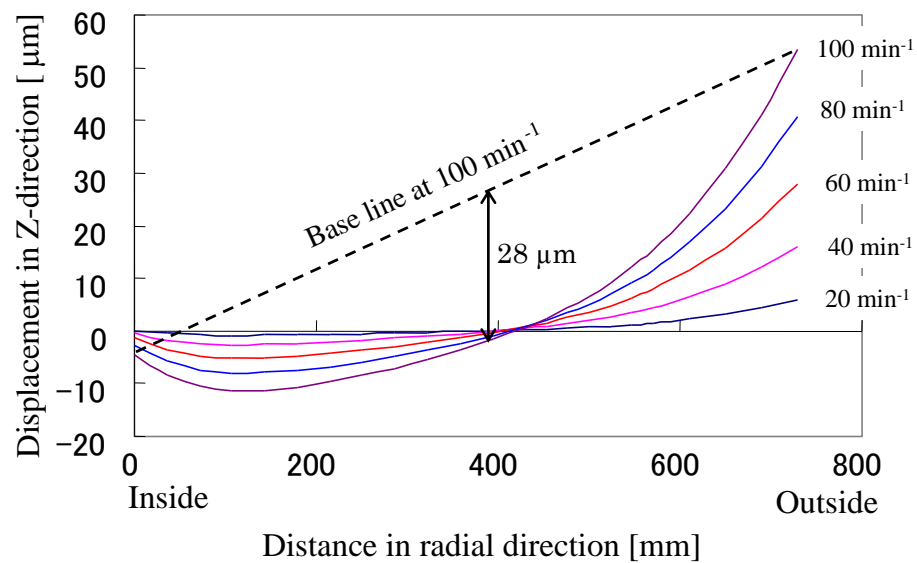


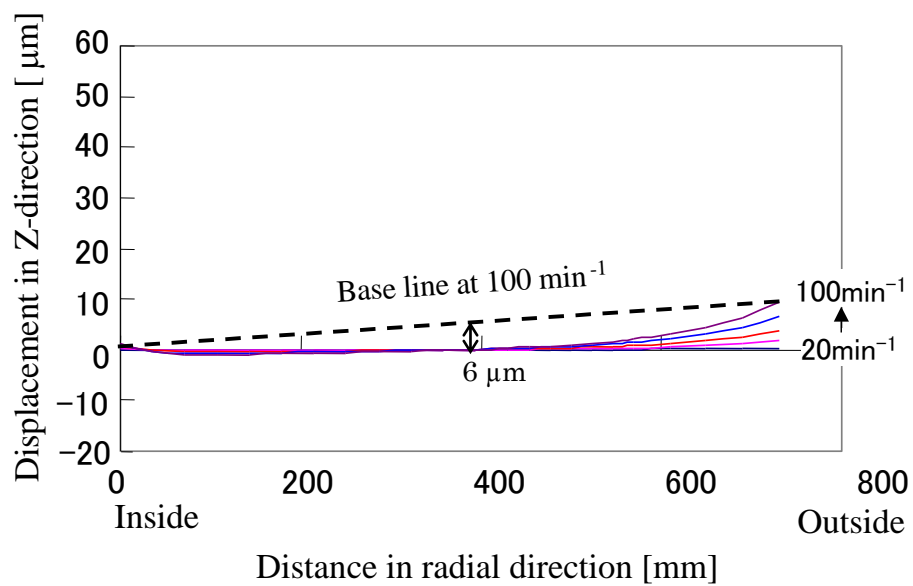
図 3-5 回転軸の昇速

表 3-1 解析に用いた条件等

Heat transfer rate	
Sliding surface	1116.3 W/(m ² K)
Other surfaces	5.8 W/(m ² K)
Ambient temp	
T _{OB}	10.0 °C
T _A	10.0 °C
T _C	10.0 °C
Oil	
Viscosity	ISO VG32
Pressure at inlet in recess	12 MPa
Mean pressure of oil film	
Case 1	1.6 MPa
Case 2	1.9 MPa



(a) ケース 1



(b) ケース 2

図 3-6 ランナの変形

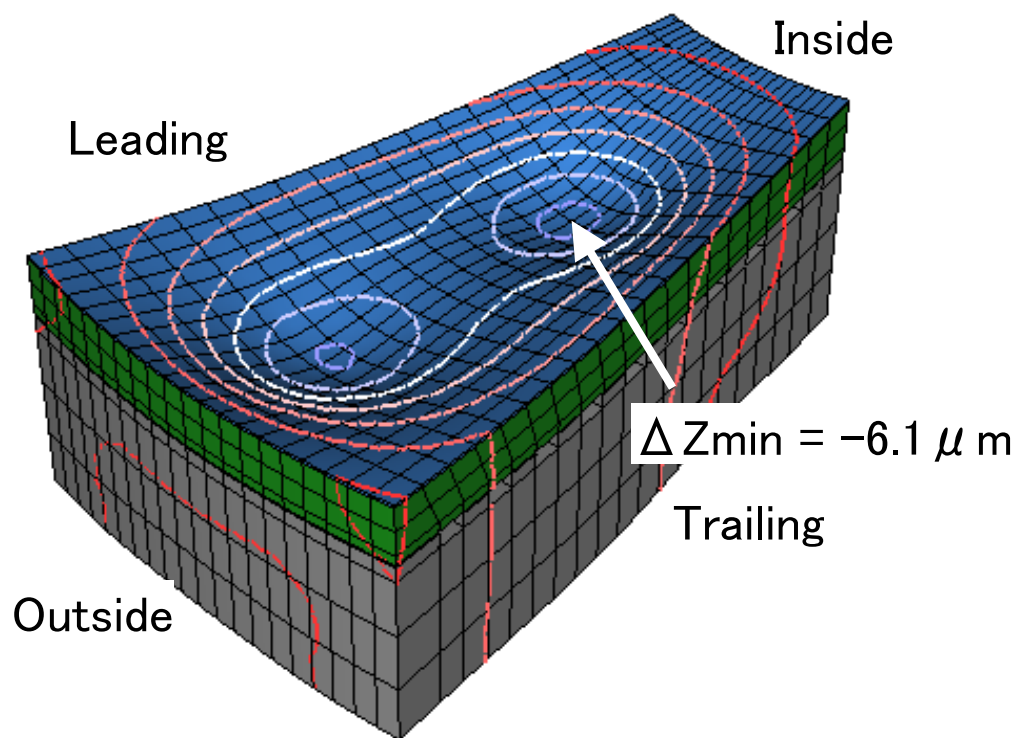
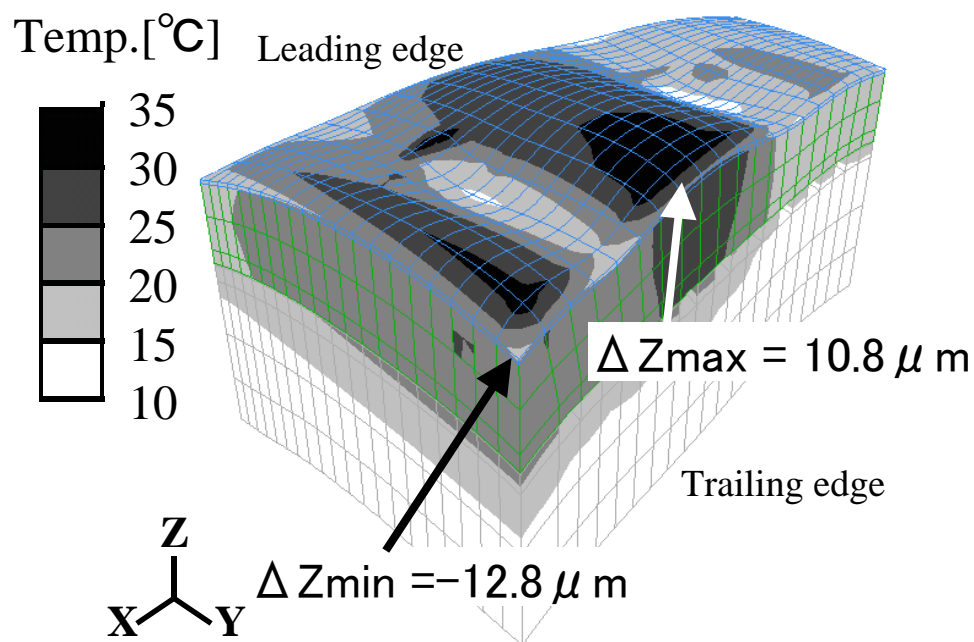
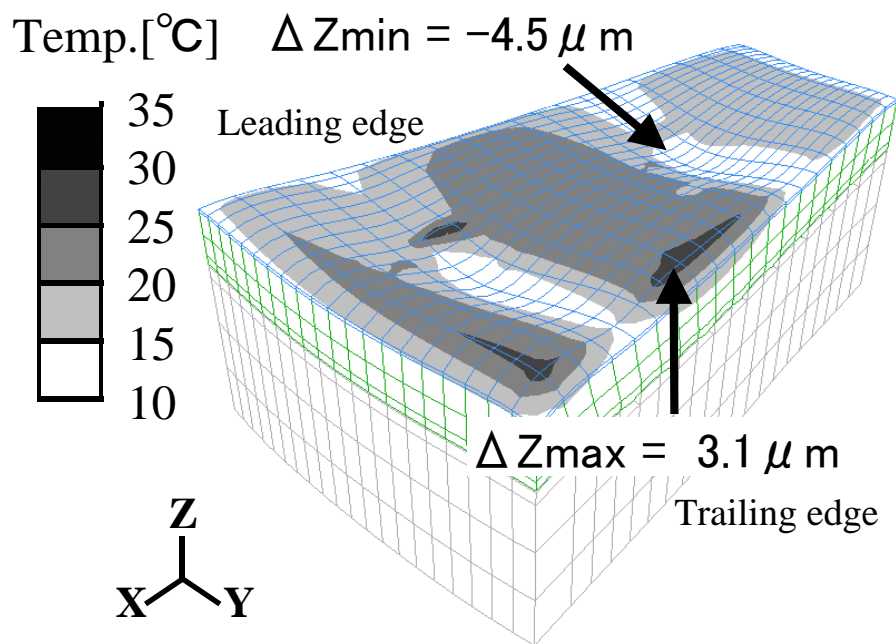


図 3-7 起動前のパッド変形（ケース 1，0 min⁻¹）

↓

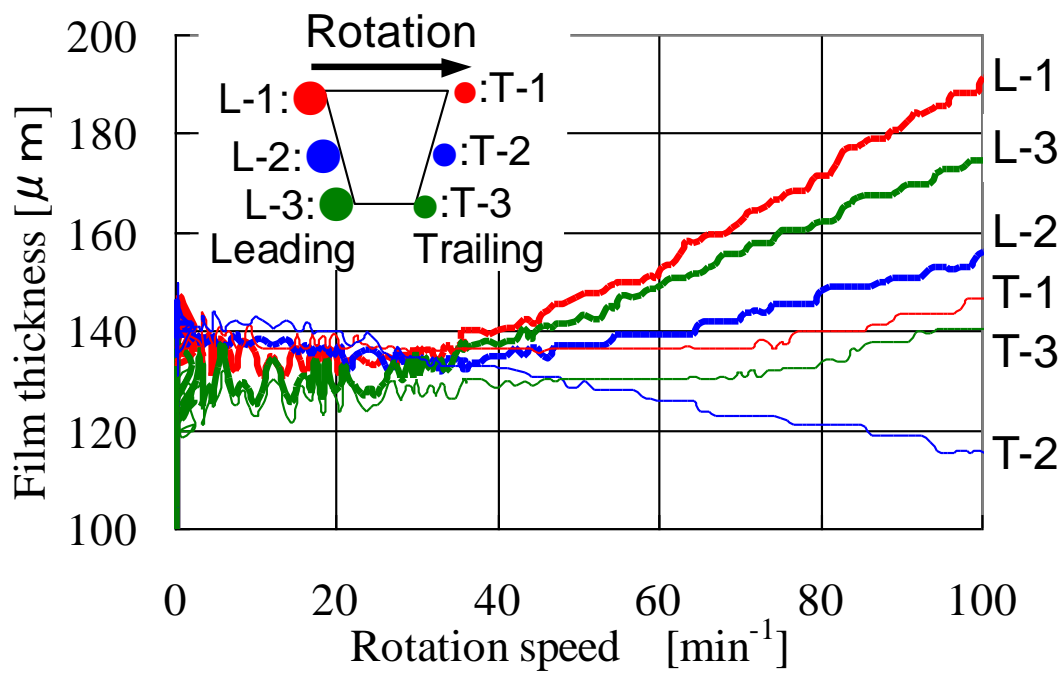


(a) ケース 1 (100 min⁻¹)

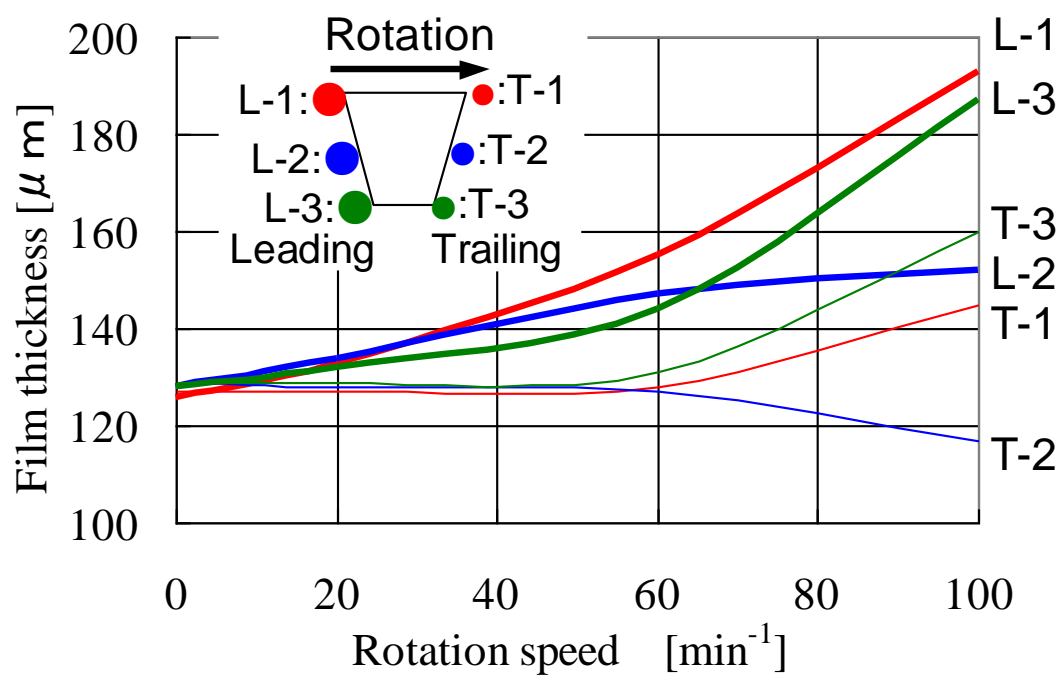


(b) ケース 2 (100 min⁻¹)

図 3-8 昇速後のパッド変形と温度分布



(a) 実測データ



(b) 解析結果

図 3-9 ケース 1 の油膜厚さ変化

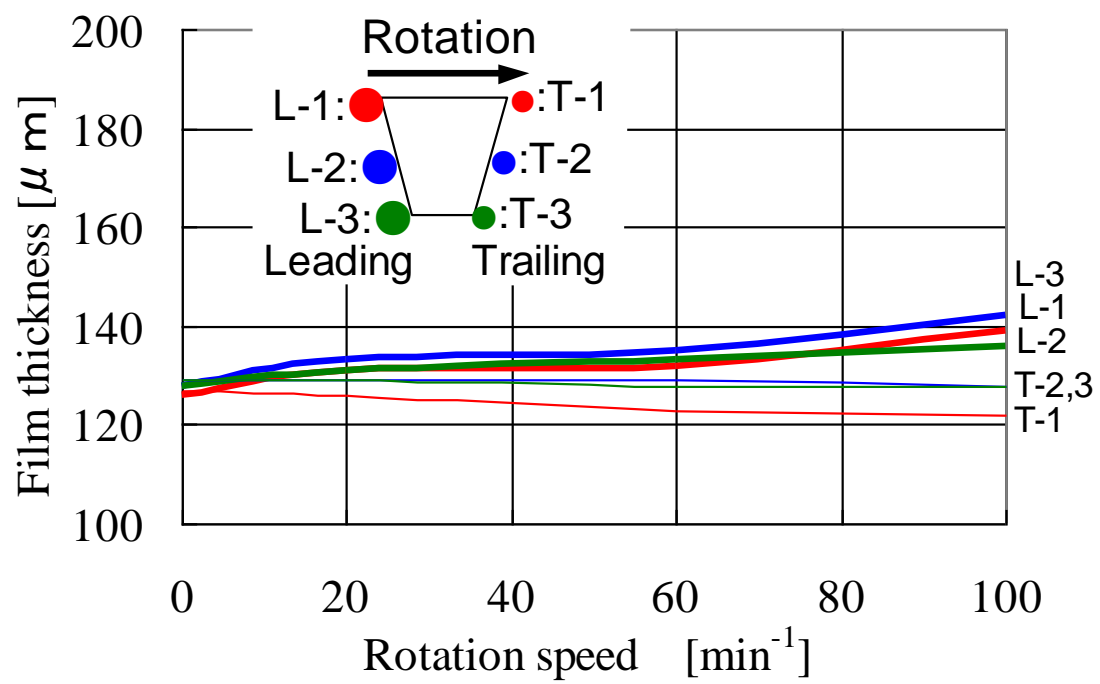


図 3-10 ケース 2 の油膜厚さ変化

3. 5 結論

ティルティングパッドスラスト軸受の挙動には、ランナやパッドの変形が大きく寄与する。そこで、パッドおよびランナの熱変形は、時定数が長く、境界条件の変化が緩慢な現象であるため非定常解析とし、応力変形および油膜形成状態は、時定数が短い現象であるため定常解析により求めた。このような解析により、回転加速度が異なる条件下での油膜厚さの変化を算出し、実測値と比較した。

ランナ停止時、オイルリフトを用いた場合では、パッドはオイルリフトを中心に凹変形する。回転数 100min^{-1} におけるランナとパッドの変形量を求めると、回転加速度が小さい工場試験条件ではパッドやランナの変形が大きいのに対し、回転加速度が大きい実機稼動条件では、これらの変形は小さい事が明らかになった。前者においては、パッドの円周方向傾斜は大きい、半径方向中央での油膜は薄く、特に出口側では回転数とともに減少する。これは試験結果と一致しており、解析の妥当性が確認できた。一方、後者ではパッドの円周方向傾斜は小さいが、油膜厚さの減少量は小さいため、最小油膜厚さは大きく保たれる。これより、実機稼動条件においても油膜が十分確保されることを解析により確認できることが明らかになった。

第4章 油槽内流れを考慮した定格運転時の軸受特性

4. 1 緒言

水車発電機などの高荷重の縦型回転体を支持する軸受には、負荷能力に優れるティルティングパッド型のスラスト軸受が使用されている。回転機械本体が大型の場合にはランナやパッドも大型となるため、油膜の圧力による応力変形やパッド内の温度分布による熱変形が大きくなる。これらの変形はランナとパッドの間に形成される油膜厚さ分布にも影響を与えるため、軸受性能予測のためには変形量を正確に予測する必要がある。

このため、これまでにパッド内部の温度分布を求める解析が行われてきた。Ali El-Saie ら[5, 6]や Almqvist ら[11]は、パッド内の3次元温度分布を求めたが、パッド周囲の潤滑油の温度は一樣かつ一定であるとしている。熱伝達係数については実験値を使用しており側面と底面とで異なる値としているものの、それぞれの面においては一樣かつ一定である。Ettles ら[7]は実験結果を整理し、パッド底面における熱伝達係数を求める式を導いた。側面の熱伝達係数に関しても、同一の式を使用している。三上ら[10]も、パッドの変形解析を行っているが、解析の境界条件は実験より求めている。また、本論文の第三章においては、昇速時のパッド内部温度分布の変化を求め、しゅう動面の熱変形を考慮した油膜解析を行っているが、パッド周囲の熱伝達係数はそれぞれの面において分布を持たない値を仮定していた。

これらの解析においては、油槽内の潤滑油の流れは一樣流であると考え、それぞれの熱伝達面に対して分布を持たない一樣な熱伝達係数を仮定している。しかしながら、実際の油槽内の流れは冷却油を吐出する給油口があるため、位置により潤滑油温度は大きく異なる。また、冷却用の溝が設けられたパッドにおいては、溝内の流れも複雑となるため、単純なモデルではパッドの変形を詳細に解析することは難しい。そこで、潤滑油とパッドとの熱の授受については、固体内の熱伝導と流体内の熱伝導とを同時に解く汎用数値流体解析ソフトを用いた。得られた温度分布と油膜圧力分布を考慮し、汎用構造解析ソフトを用いてパッドの変形量を求める。

また、油膜はパッドとランナの間に形成されるため、パッドの変形だけでなく、ランナの変形を詳細に求めることも重要である。そこで、ランナの熱および圧力による変形も求め、パッドとランナ双方の変形の影響を考慮して油膜解析を行う。得られた油膜厚さ等の

解析結果と測定結果を比較し，本解析方法の妥当性を検討する．

4. 2 主な記号

B : ガイドベアリング軸方向幅	[m]
C : 潤滑油の比熱容量	[J/kg K]
L : ガイドベアリング円周方向幅	[m]
g : ガイドベアリング半径ギャップ	[m]
h : 油膜厚さ	[m]
h_t : 油膜熱伝達率	[W/m ² K]
h_c : 接触部の熱伝達率	[W/m ² K]
k : 潤滑油熱伝導率	[W/m ³ K]
P : 接触圧力	[MPa]
p : 油膜圧力	[MPa]
q_r : 単位幅当たりの半径方向流量	[m ³ /s]
q_θ : 単位幅当たりの円周方向流量	[m ³ /s]
t : 油膜温度	[°C]
T : 温度	[°C]
u : 速度	[m/s]
v : 給油口からの給油流速	[m/s]
μ : 潤滑油粘度	[Pa s]
θ : 周方向角度	[rad]
ω : 角速度	[1/s]
δ_n : あらさ	[μ m]
λ_n : 固体熱伝導率	[W/mK]

添字 n : 1 は裏金, 2 は台金

4. 3 解析方法

4.3.1 解析対象

解析の対象とするスラスト軸受の構造を図 4-1 に示す。縦軸のシャフトの下方には駆動源となる水車に取り付けられ、上方の発電機を回転させている。発電機や水車、シャフト自身の重量に加え、水車における軸方向の流体力をスラスト軸受で支える。スラスト軸受は、円周上に配置された複数のパッドから構成されており、シャフトのランナ部分としゅう動しながら荷重を支える。

パッドの構造を図 4-2 に示す。裏金と呼ばれる比較的薄い板が、台金と呼ばれるブロック状の部材の上に重ねられている。台金の上部には溝が設けられており、裏金から台金への熱の伝わりを妨げるとともに、台金上部を冷却している。

4.3.2 解析フロー

パッドとランナとの間に形成される油膜の圧力、厚さを解析することにより軸受性能を評価する。そのためには、油膜を形成するパッドおよびランナの変形を詳細に求めることが必要である。そこで、油膜解析と熱および圧力によるパッドおよびランナの変形を、図 4-3 に示すように連成させて解析を行った。

油膜解析から得られた油膜内温度分布および圧力分布を境界条件としてパッドおよびランナの変形解析を行い、その結果得られたしゅう動面形状を代入して油膜解析を行った。これを、パッドおよびランナの変形量が変化しなくなるまで繰り返した。

4.3.3 油膜解析

油膜解析においては、油膜圧力の積分値が入力で与えられた荷重に等しく、また、油膜圧力によるパッド支持点まわりモーメントが生じないような油膜圧力、油膜温度および油膜厚さ分布を求めた。圧力分布は以下に示すレイノルズ方程式を解くことにより求めた。

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{rh^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{r \partial \theta} \right) = 6\omega r \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (1)$$

境界条件としては、パッド周縁では油膜圧力は大気圧であるとした。

油膜温度分布は、式(1)を解いて得られた圧力分布を次のエネルギー方程式に代入することとで得られる。

$$\begin{aligned} q_r \frac{\partial}{\partial r}(\rho CT) + q_\theta \frac{\partial}{\partial \theta}(\rho CT) - \frac{k}{r} \left\{ \frac{\partial}{\partial r} \left(rh \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) \right\} \\ = \frac{h^3}{12\mu} \left\{ \left(\frac{\partial p}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{r \partial \theta} \right)^2 \right\} + \frac{\mu}{h} (r\omega)^2 \end{aligned} \quad (2)$$

油膜入口の油温は、上流側に配置されたパッドの出口の油温および、パッド間で新たに給油される潤滑油の温度の影響を受けるため、これらが混合した値として求めた。混合比は試行解析により決定した。外周縁および内周縁は温度の勾配が無いとした。

式(1)と式(2)は、差分法を用いて解き、格子の分割数は 27×37 とした。式(1)は中心差分とし、式(2)は風上差分を用いた。油膜内の流れはクエット流に近いものである。層流のクエット流中では流体の熱伝導のみによって熱が伝達される[12]ので、式(2)で得られる油膜温度が油膜の厚さ方向中央の温度と考えると、油膜からパッドおよびランナへの熱伝達率 h_t は油膜厚さ h の半分の熱伝導と等しいとし、

$$h_t = \frac{2}{h} k \quad (3)$$

より求めることができる。

式(2)は、断熱壁にはさまれた流体の、半径方向流量と周方向流量とを考慮したエネルギー保存を示している。断熱壁を仮定しているため、厳密にパッドやランナとの熱の授受を考慮した場合よりも、出口側付近では油膜温度を高め求めている可能性はある。また、求めている温度は、その格子点におけるエネルギーから求めた平均温度であるので、油膜厚さ方向の温度分布が線形でない場合には、油膜厚さ方向中央の値とは誤差が生じる可能性がある。

4.3.4 軸受パッド変形解析

パッドの変形解析は、パッド内温度分布を求めるための流体解析と、そのパッド内温度分布と油膜圧力分布からパッドの変形を求める構造解析とからなる。

流体解析用のソルバーとしては STAR-CD (CD アダプコジャパン) を使用した。解析モデルを図 4-4 に示す。解析条件は $k-\varepsilon$ モデルを用いた乱流とした。解析範囲は油槽内の潤

滑油およびパッドであり，潤滑油については熱伝導も含めた流れを解析し，パッド内は熱伝導のみを解析した．この解析においては，流体（潤滑油）と固体（パッド）との境界における熱伝達についても同時に求められる．

流体（潤滑油）の境界条件は，①ランナ面の回転，②給油口からの冷却油の流入，③油膜の出口（下流側）から油槽内への熱の流入，である．固体（軸受パッド）の境界条件は④裏金と台金との間の接触熱抵抗，⑤油膜面から裏金しゅう動面への熱の流入，である．

①および②は運転条件により決められる．③については，油膜出口における潤滑油流出量と油膜温度から流出エネルギー量を求め，油膜相当部分から油槽の潤滑油内にエネルギーが流出するとした．半径方向に9分割して入力した．なお，流体解析モデルの最上部のメッシュは厚さ方向の幅1mmとしており，流体（油槽内潤滑油）とパッドの裏金との界面の部分で，油膜相当部分としている．油膜相当部分では，出口側は前述したようにエネルギーの流出を境界条件として与えているが，内外周側や入口側は流体としての境界条件は与えていない．

④の接触熱抵抗による熱伝達係数 h_c は接触面粗さなどから求めた接触熱抵抗[17]の逆数に修正係数 K を掛けた次式を用いた．

$$h_c = K \left(\frac{10^6}{\frac{\delta_1 + 23}{\lambda_1} + \frac{\delta_2 + 23}{\lambda_2}} \cdot \frac{P}{H} + \frac{10^6 \cdot \lambda_f}{\delta_1 + \delta_2} \right) \quad (4)$$

ここで，修正係数 K は試行計算結果と実測値との比較から0.5と設定した．台金と裏金とが接触する11の領域（油溝以外の油溝間および内・外周部）を入口側，中央，出口側の3つに分割した33領域のそれぞれにおける接触圧力 P の平均値を求め，式(4)に代入した．⑤は，油膜解析により得られた油膜温度分布と熱伝達係数とを入力した．これらについては，油膜面を 9×9 の領域に分割し，油膜解析から得られた値をそれぞれの領域内で平均して入力した．

変形を求めるための構造解析用ソルバーとしては，ABAQUS (ABAQUS, Inc.) を用いた．解析範囲は，裏金，台金とサポートである．

境界条件としては，①サポート底面の拘束，②裏金と台金の間の拘束およびすべり条件，③油膜圧力を入力した．①については，図4-5に示すようにサポート底面中央を拘束した．

②は、裏金と台金とのすべりとそのすべりを拘束するキーを模擬するものである．実際のパッドにおいては、裏金が台金に対して円周方向にすべることを防止するため、半径方向に伸びるキーが取り付けられている．解析においては、接触面内の1点で裏金と台金の x 方向の変位を拘束し、もう1点で x および y 方向の変位を拘束した．また、すべり条件として摩擦係数 μ を 0.3 と設定した．③の油膜圧力については、流体解析における熱条件と同様、油膜領域を 9×9 に分割し、それぞれの領域における平均値を入力した．

4.3.5 ランナ変形解析

ランナについての構造解析にもソルバーは ABAQUS (ABAQUS, Inc.) を用い、内部の温度分布による熱変形と、油膜圧力による変形について求めた．荷重条件は各パッドごとの周期的な条件になるので、円周方向に 14 等分した部分のみの解析を行った．

伝熱解析の境界条件としては、①ガイドベアリング油膜からの熱伝達と②スラストベアリング油膜からの熱伝達とを入力した (図 4-6 (a))．油膜温度の平均値と油膜の熱伝達の平均値を入力し、これらの熱伝達量を求めた．いずれも回転部分であるので、円周方向には平均化された値となる．ガイドベアリングの油膜は、軸方向にあまり変化しないため、油膜平均温度 T_G および油膜平均熱伝達 h_G は軸方向にも平均化された値となる．油膜厚さ g が一定と仮定し、下記のような簡易的な式からこれらを求めた．

$$T_G = \frac{\mu \frac{U}{g} BL}{\rho C \frac{U}{2} g B} + T_{in} \quad (5)$$

$$h_G = \frac{2\lambda}{g} \quad (6)$$

また、スラストベアリング油膜は、温度や厚さが半径方向に大きく変化するため、半径位置ごとに平均温度 $T_{T,i}$ および $h_{T,i}$ を求めて入力した．

$$T_{T,i} = \sum_{j=1, j_{\max}} T_{i,j} / j_{\max} \quad (7)$$

$$h_{T,i} = \frac{2\lambda}{\sum_{j=1, j_{\max}} h_{i,j} / j_{\max}} \quad (8)$$

構造解析の境界条件としては，①シャフト上部の軸方向変位固定，②周期境界条件，③油膜圧力分布を入力した（図 4-6 (b)）。

なお，式(1)から(3)の油膜解析と，ランナやパッドの変形解析は別の解析であり，座標系もそれぞれに異なる．そこで，ランナやパッドの変形解析の境界条件である油膜圧力や温度は，油膜解析の結果を座標を変換して適用した．ランナやパッドの変形を油膜解析の境界条件とする際には逆の座標返還を行った．以後の結果図では，それぞれの座標系を示す．

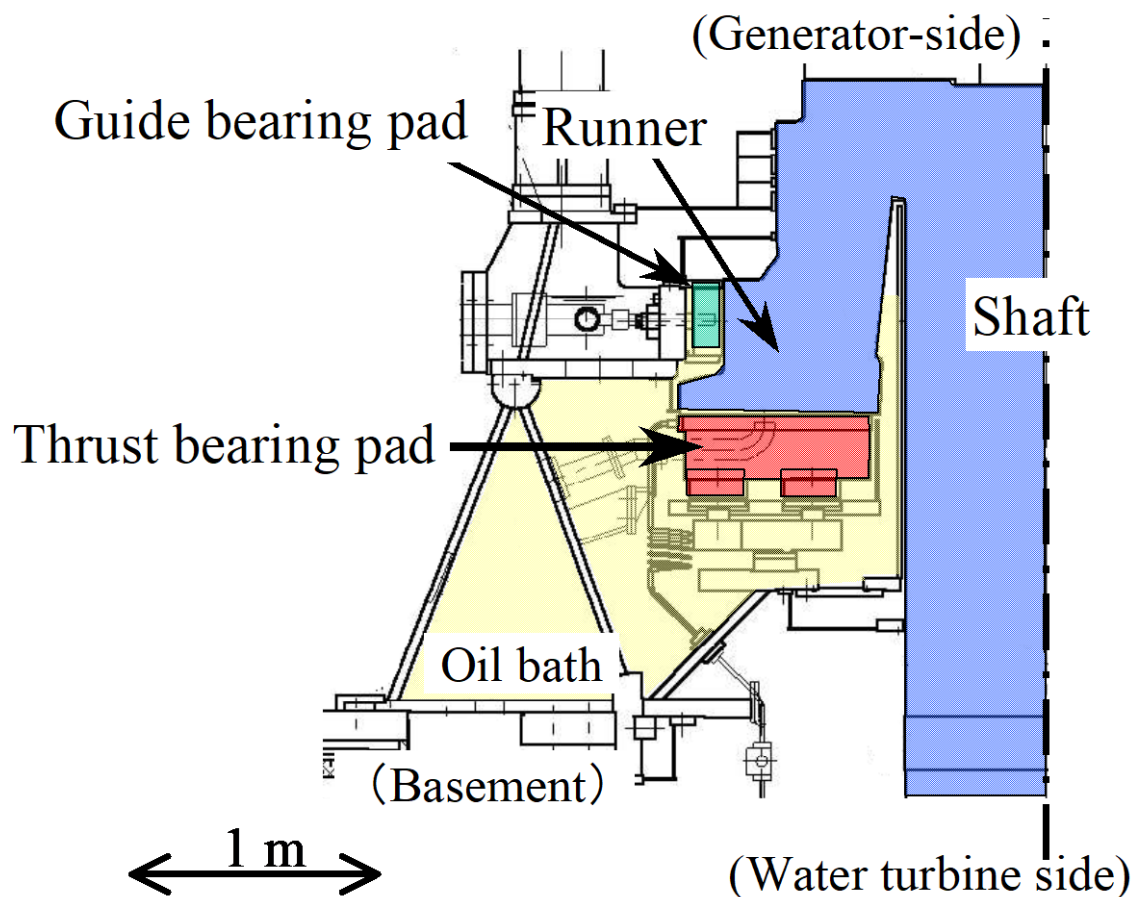


図 4-1 スラスト軸受装置の断面図

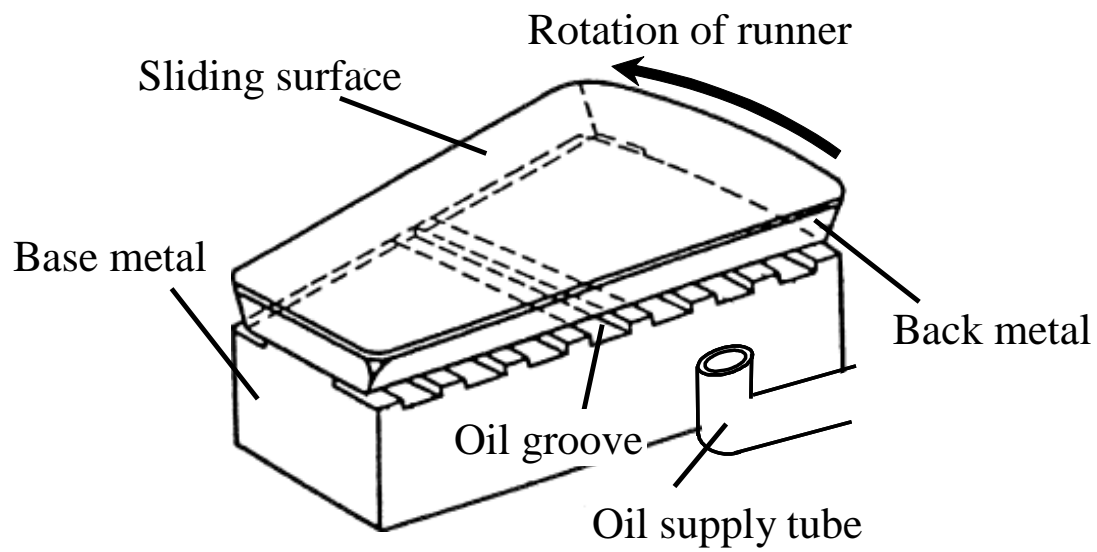


図 4-2 スラスト軸受パッド

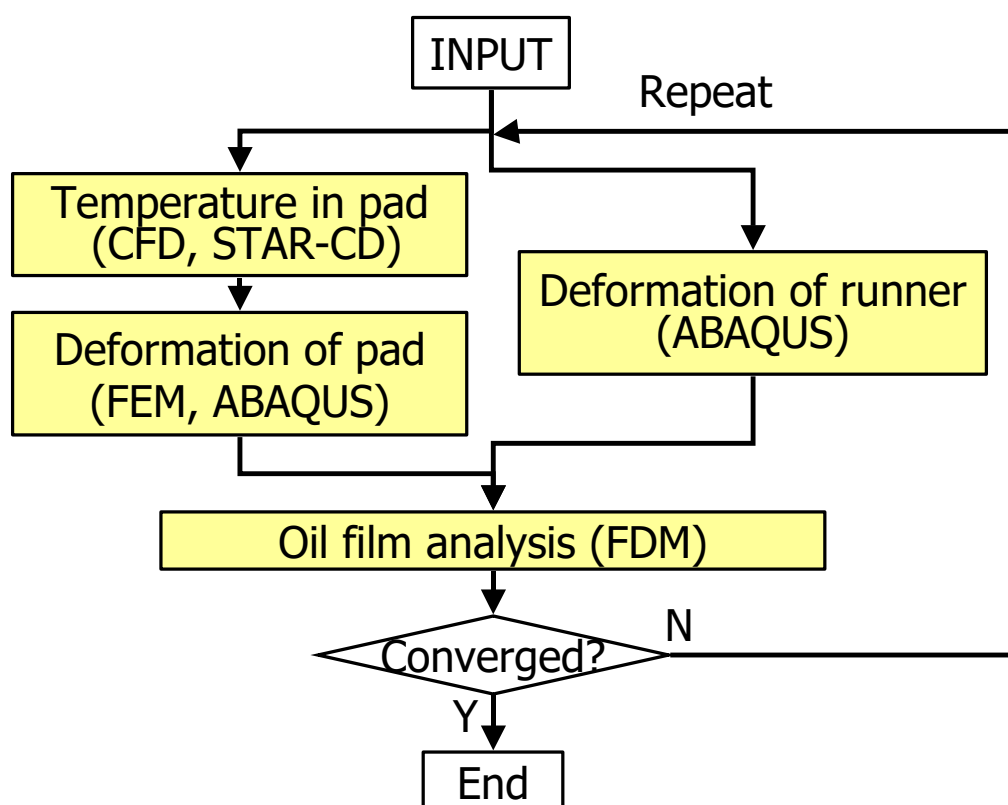


図 4-3 解析手順

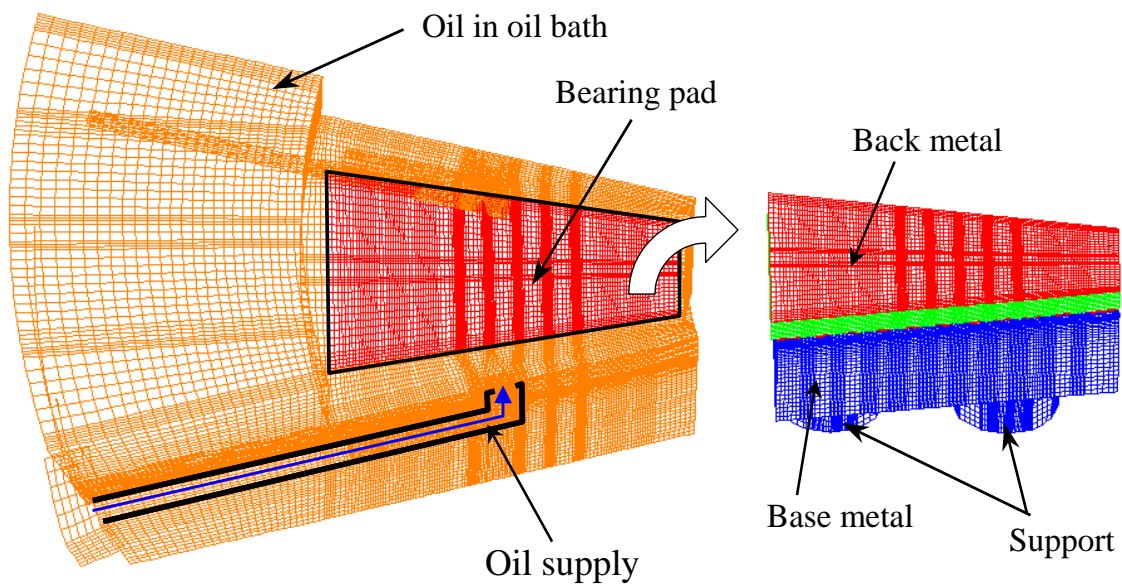


図 4-4 熱流体解析モデル

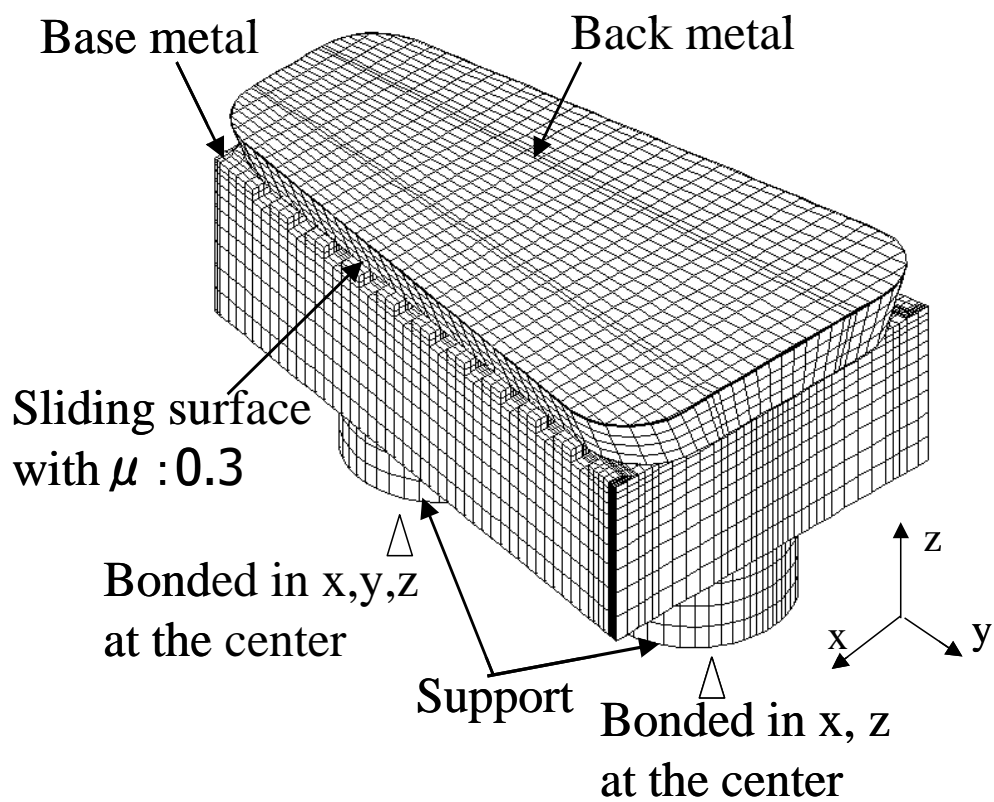
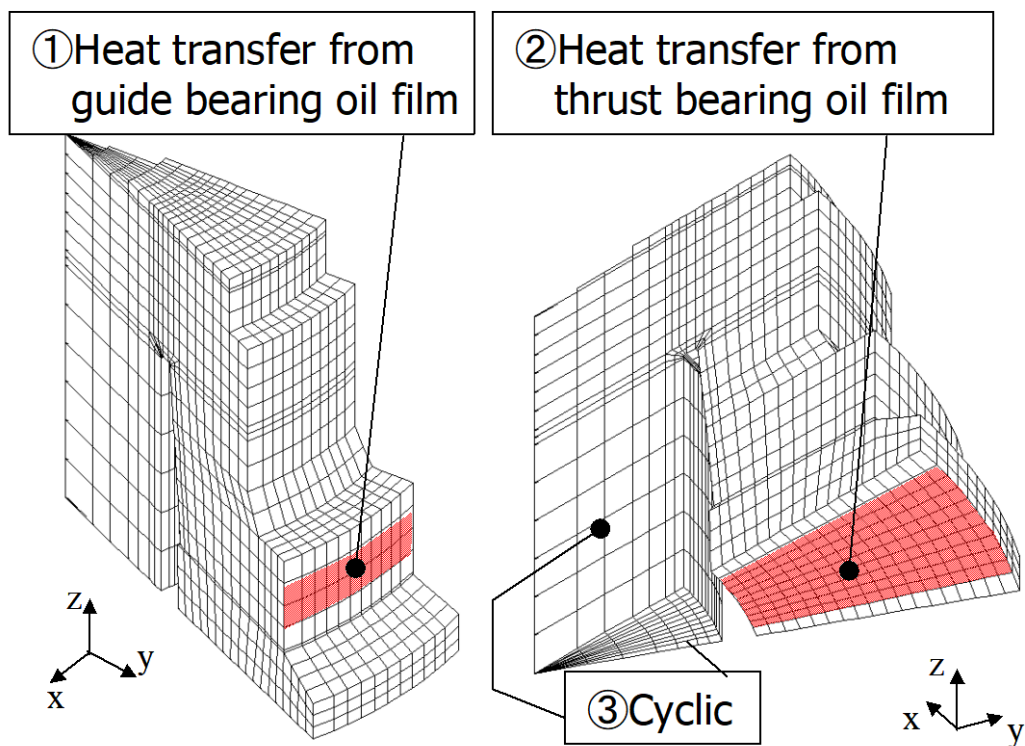
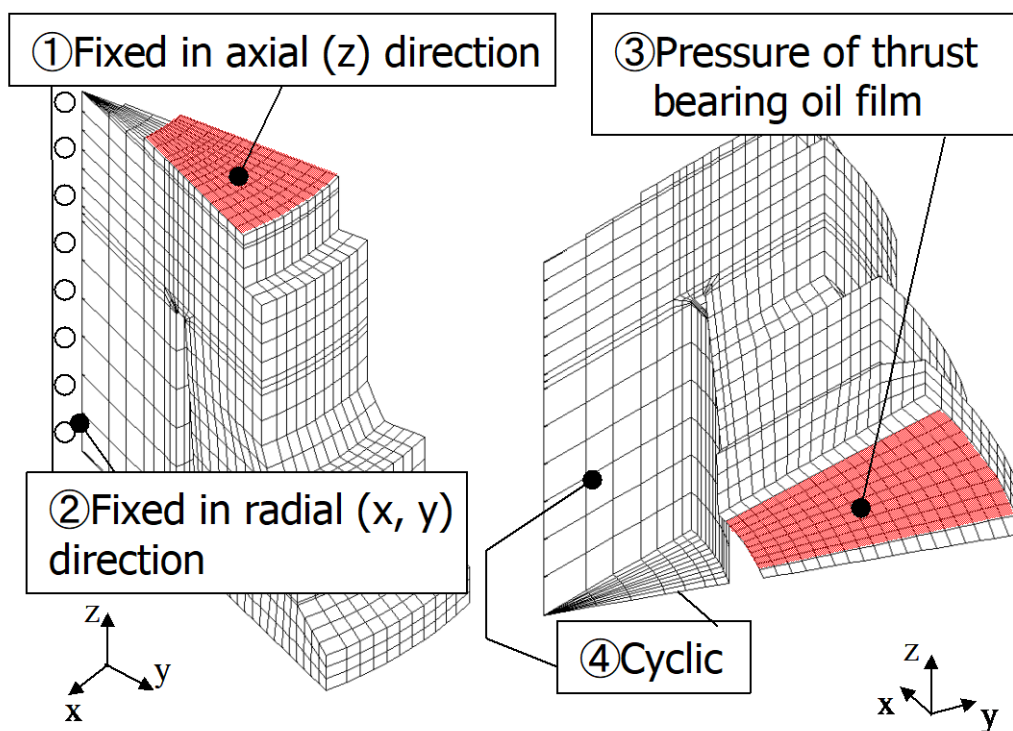


図 4-5 構造解析モデル



(a) 伝熱解析の境界条件



(b) 変形解析の境界条件

図 4-6 ランナの解析における境界条件

4. 4 結果と考察

4.4.1 運転条件

表 4-1 に示す運転条件における解析を行い，実験結果と比較した．

表 4-1 運転条件

Internal／External diameter	m	1.3 / 2.7
Mean pressure	MPa	1.62
Mean surface speed	m/s	52
Oil	-	VG32
Supply oil temperature	℃	36
Supply rate of oil	m ³ /s	0.01

4.4.2 解析結果

(1) 温度解析結果

流体解析により，油槽内の潤滑油温とパッド内部温度を求めた結果を図 4-7 に示す．この図においては，計算領域表面の温度分布を示している．油槽の平均温度は 45℃前後になっているが，給油口下流では低温となっており，パッド周囲の潤滑油温度が一様ではないことがわかる．

パッド表面における温度解析結果と実験結果の比較を図 4-8 に示す．出口側では，油膜からの熱が裏金を通り台金へと伝達するため，台金の温度は上面が底面よりも高くなるような分布となっている．これに対し，入口側では，給油口からの低温の潤滑油が裏金と台金の間の油溝に流れ込むため，台金上面と底面との温度差がほとんど無い状態となっている．半径方向中央においては，特に台金上面の温度が低く，部分的に台金底面よりも低くなっている．

実測値と比較をすると，入口側半径中央での台金上面や出口側外周側の裏金においては±4℃程度の差があるが，それ以外の部分においては，±2℃程度の誤差である．

以上のように，潤滑油の流れとパッド内温度解析とを連成した解析により，給油口からの低温油の影響や，油溝における冷却の影響についても精度良く求めることができた．

(2) 変形解析結果

パッドしゅう動面の変形量を図 4-9 に示す．図中には油膜厚さ方向（z 方向）変形量分布が示されている（最小変形位置基準）．全体的に半径方向の中央部が凹変形するのは，2 つ

のサポートにより支えられているパッドが油膜圧力によりたわむためである。一方で、油膜からの熱により台金の上面が熱せられることによる熱変形は上に凸の変形となり、荷重の変形を打ち消す方向に作用する。

給油口からの低温油の影響により、台金上面の温度が低くなっていた半径方向中央では、熱変形の影響が小さくなる。このため、出口側と比較し、荷重変形による凹変形が大きくなっている。

ランナしゅう動面の変形は、半径方向平均の変形量分布をとると図 4-10 に示すようになっており、下に凸となっている。最大変形量は $30\mu\text{m}$ 程度であり、最小油膜厚さが $100\mu\text{m}$ 程度であることを考えると、無視できない大きさである。なお、円周方向の変形量の変化は $3\mu\text{m}$ 程度であり、油膜厚さへの影響はあまり大きくないと考えられる。

(3) 油膜解析結果

以上の変形解析結果より得られた変形量分布を基にして油膜解析を行った。油膜厚さ分布の結果を図 4-11 に示す。図中には、パッドおよびランナの変形を考慮せずに求めた油膜厚さ分布および実測結果および、パッド周りの流れが一樣であるとして解析した結果も示す。同図中では、入口側端部の結果を青で示し、出口側端部の結果を赤で示している。流れが一樣であるとしたときの油槽油温は 43°C 、熱伝達率はパッド各面でそれぞれ推定した流速より求め、各面で一樣なものとして与えた。

流れが非一樣であるとして変形を考慮した結果は、出口側においては、変形無しとして解析した場合よりも実測から離れる傾向があるなど、定量的には若干の誤差は否定できない。しかしながら、入口側においては、変形を考慮しない場合よりも実測に近い値となっている。また、実測においては、入口側、出口側共に油膜厚さは 1 本の直線上には無く、半径方向の中央において局部的に油膜が厚くなっている。これはパッドの凹変形によるものと考えられるが、流れを一樣とした解析ではパッドは単純な凸変形となっており、油膜厚さ分布も半径方向の中央において局部的に厚くなることはない。流れが非一樣であるとして変形を考慮した解析においては実測と同様な分布となっており、解析結果が定性的に合っていることが示された。

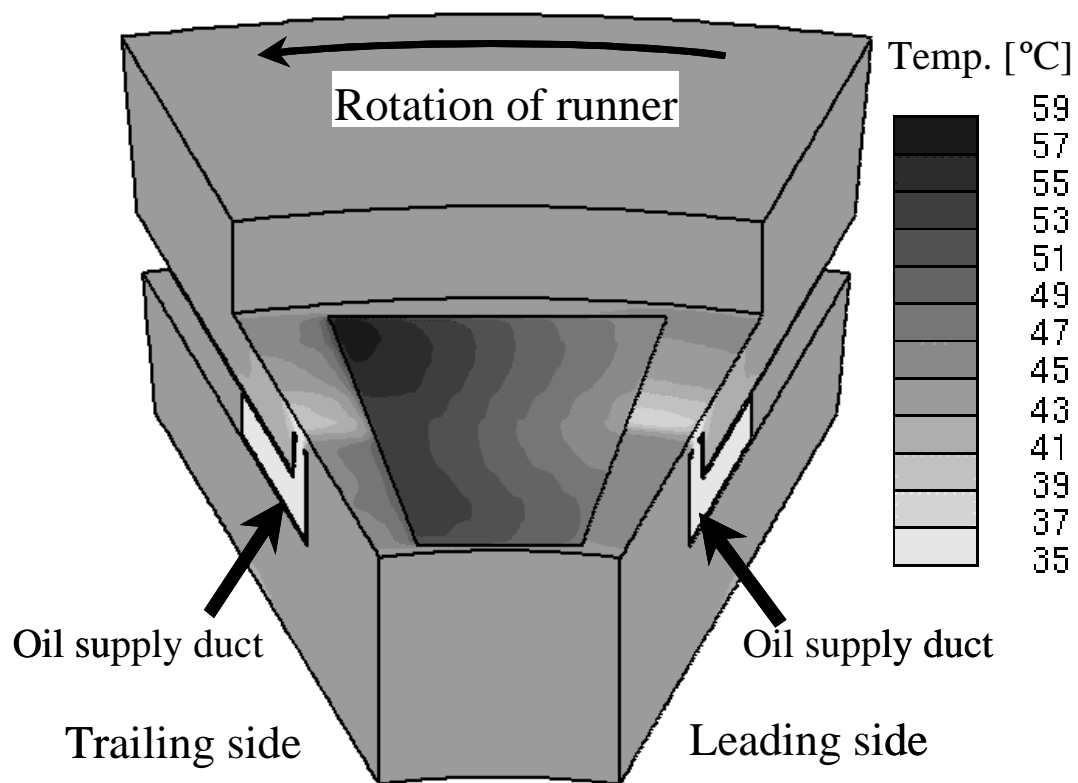
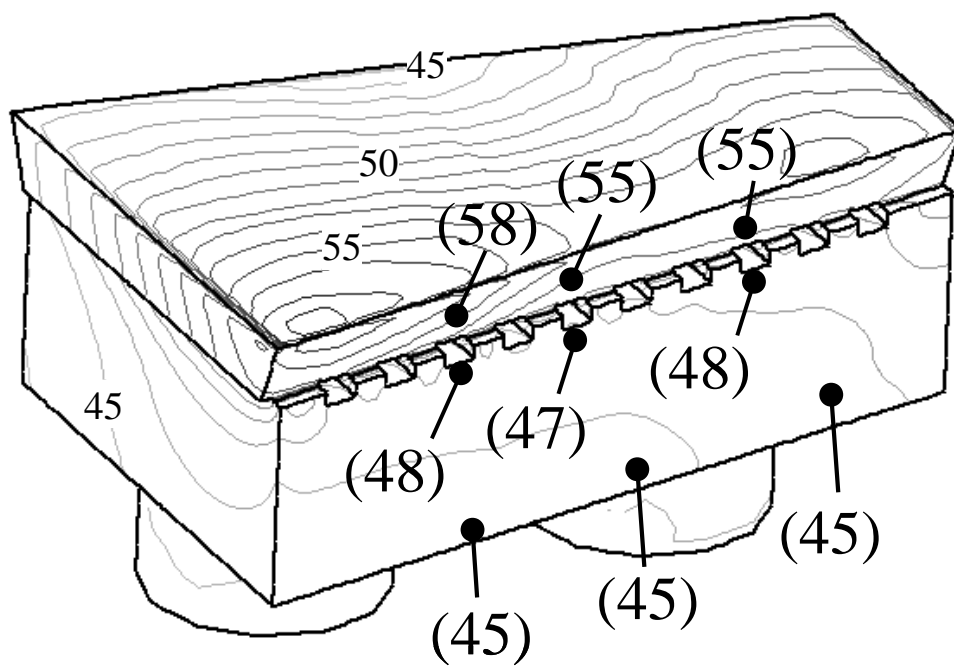
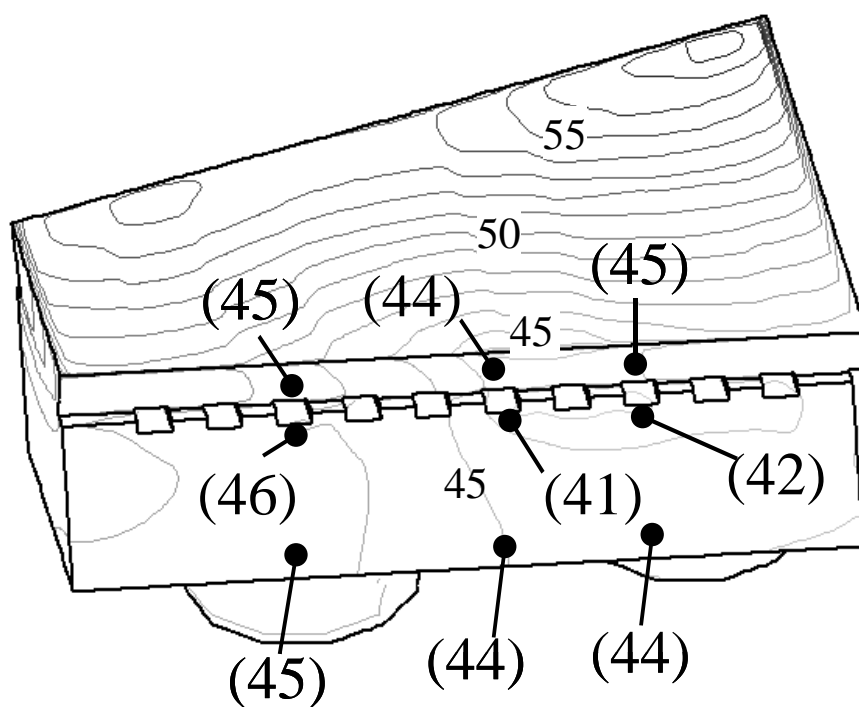


図 4-7 油槽内とパッドの温度分布の解析結果



(a) 出口側



(b) 入口側

図 4-8 パッド内温度解析結果のコンターと実測値（単位：℃）

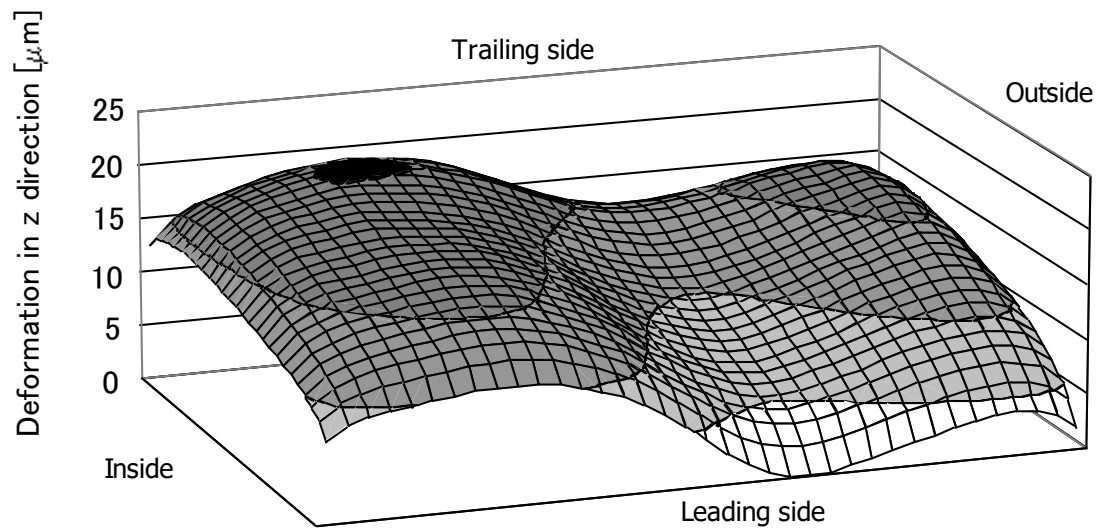


図 4-9 パッド表面変形の解析結果

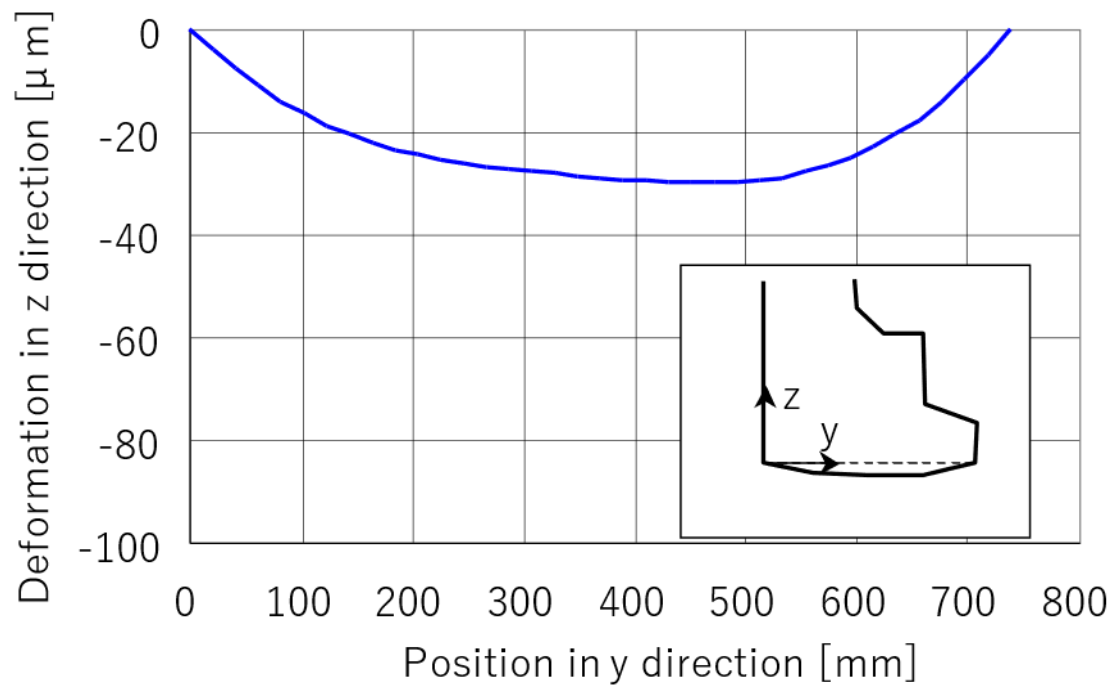


図 4-10 ランナ表面変形の解析結果

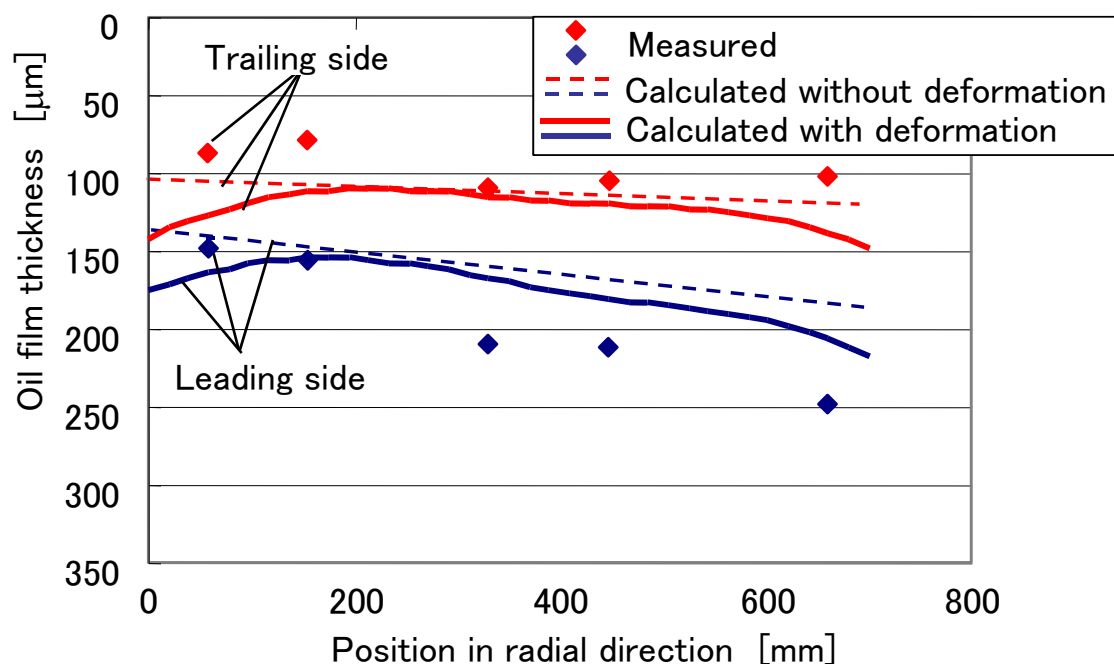


図 4-11 油膜厚さ分布
(入口側端部の結果を青，出口側端部の結果を赤で示す．)

4. 5 結言

油槽内の潤滑油流れとパッド温度を数値流体解析により解くことにより，非一様な流れ内のパッドの変形を考慮した油膜特性を解析する手法の構築を試みた．スラスト軸受パッドが配置された油槽内の流速は一樣ではなく，冷却油を吐出する給油口があるため，潤滑油温度も一樣ではない．これらの影響を考慮したパッド内部の温度分布を求め，これを反映してパッド熱・応力変形を算出した．この変形を考慮したパッドとランナとのしゅう動面に形成される油膜厚さ分布を求めた．得られた主な結果を以下に示す．

- 1) 解析結果のパッド温度分布は，実験結果と良く一致した．本手法により一樣では無い流れ内のパッド温度評価が可能であることを示した．
- 2) 上述の温度分布により，半径方向中央部でのパッドの凹変形などの予測が可能となった．油膜厚さの解析値は，定量的には一致しない部分もあるが，本手法により，実機定常運転条件での油膜厚さを予測し，健全性を確認することが可能となった．

第5章 直接潤滑式ティルティングパッドジャーナル軸受の温度および動特性に対する給油量の影響

5. 1 緒言

高速回転機械においては、振動安定性に優れたティルティングパッドジャーナル軸受 (TPJB, Tilting Pad Journal Bearing) が使われている。ティルティングパッド軸受は、油膜ばね定数の連成項が小さいために不安定振動が発生せず、危険速度の2倍以上で回転する機械においても、安定な運転が可能である。

TPJB は、その潤滑方式により、油浴式と直接潤滑式（指向性潤滑式とも呼ばれる）とに大別される。油浴式は、軸方向端部に軸とのすきまが小さいエンドシールを備え、ハウジング内に潤滑油を貯留させる構造となっており、軸受パッドは潤滑油に浸されている。一方、直接潤滑式ではエンドシール部の軸とのすきまが大きい。潤滑油はパッドと軸との間の油膜に直接的に供給され、油膜から排出された後は、大半がハウジング内部に貯留することなく速やかに軸受外部へ排出される。直接潤滑式は、さらに、パッド間にて軸表面に向けたノズルから給油するパッド間給油方式と、パッドしゅう動面の入口に設けた給油溝から給油する LEG (Leading Edge Groove) 方式とがある。佐々木ら[14]は軸径 140 mm の 5 枚パッド TPJB を対象として給油量を変化させた軸受温度評価試験を行い、油浴式と比較してパッド間給油方式は温度特性に優れることを確認した。回転速度を変化させて動特性も計測しているが、面圧および給油量はそれぞれ一つの条件のみである。Tanaka[15]は、軸径 100 mm の 5 枚パッド TPJB について、油浴式とパッド間給油方式との比較を行った。周速 42 m/s までの試験を行い、特に周速が高い条件において、パッド間給油方式は油浴式よりも低い軸受温度となることを示した。給油量を半減した試験も実施しているが、軸受温度に違いは見られなかったとしている。一方、LEG 方式の直接潤滑式軸受は、Dmochowski ら[16]により提案され、高速の回転条件においては油浴式よりも低い軸受温度となることが試験により確認された。Brockwell ら[17]は、油浴式と比較し、軸受損失を 4 割程度低減可能であることなどを示した。

軸受の給油量が、軸受特性に与える影響に関し、Dmochowski ら[18]は、油浴式軸受のエンドシールと軸とのすきまが通常のものとは広げたものに対し、それぞれ通常および低減した給油量の試験を行い、シールすきまを広げた場合には給油量により軸受温度は変化しな

いが、動特性は変化することを示した。また、Nichols ら[19]は、油浴軸受の給油量を標準量とその $\pm 20\%$ に変化させて試験し、給油量により最大で 5°C 程度の軸受温度差が生じることを示すとともに、給油量を低減した場合には回転速度の上昇とともに軸心位置も上昇することを示した。給油量の影響を考慮した解析[20]との比較により、給油量を低減した場合には上側パッドに油膜が形成されず、軸を押し下げる力が生じないために軸心が上昇すると説明している。一方で、LEG 方式の直接潤滑軸受については、給油量の低減により低周波数の軸振動を生じることが報告されている[21]。このような振動発生メカニズムとして、San Andrés ら[22]は、給油量低減により油膜形成範囲が狭まることで、動特性が変化し、不安定になることを解析により示している。

以上のように、直接潤滑軸受は軸受温度低減に効果があるとされるため、給油量を削減することも可能であるが、削減量が大きくなると低周波振動を発生することが試験や解析により示されている。しかしながら、給油量を削減した際の、動特性の変化を直接計測した例は見当たらない。本報告では、LEG 方式の軸受に関して給油量を大きな幅で変化させた試験を行い、軸受温度および動特性を計測した。

5. 2 試験方法

5.2.1 供試軸受

供試軸受は、パッドの枚数は5枚で、そのうちの1枚が荷重負荷方向に配置された Load on Pad (5LOP)形式である (図 5-1 (a))。軸径 D が 120 mm の直接潤滑軸受であり、パッド入口に給油溝を設けた LEG 方式である (図 5-1 (b))。表 1 に諸元を示す。パッドの張り角は 57° であり、オフセットは 0.55 であるので、円筒形状のピボットが、パッド円周方向の入口から 55 %位置に設けられている。

加工半径すきま C_p は 0.148 mm であり、軸半径 R [mm]に対する加工半径すきまの比 C_p/R は 2.47/1000 である。ケース 1 では、組立半径すきま C_b を 0.111 mm とすることで、予圧係数 m を 0.25 とした。ケース 2 では、組立半径すきま C_b を加工半径すきま C_p と同じとしており、予圧係数 m は 0.0 である。実際の機械では、予圧係数はこれらの間に設定されることが多い。軸受温度は、荷重方向に位置するパッドの入口から 75 %位置で計測した。温度計測点はしゅう動面から深さ 2 mm であるが、しゅう動材であるホワイトメタルの厚さは 1 mm

であるため、計測点はパッドの母材内である。

5.2.2 試験装置

試験に用いた装置を図 5-1 (c)に示す。回転軸の駆動源はインバータモータ（75 kW，最高回転速度：18 000 rpm）である。この試験装置では、回転軸を転がり軸受で支持しており、軸の長手方向中央に供試体のすべり軸受が設置される。すべり軸受のハウジングは、鉛直下方に設けられた空気アクチュエータにより押上げられ、回転軸に押付けられる。この押付け力の調整により軸受荷重を変化させることができる。軸受ハウジングには、油圧アクチュエータが、2 台接続されている。それぞれのアクチュエータは一端がハウジングに固定され、もう一方の端部が揺動自在に床面に固定されており、軸受ハウジングを加振可能となっている。

動特性の計測時は、2 台の油圧アクチュエータにより供試軸受を所定の周波数で加振し、同時にハウジングの回転軸に対する変位を計測する。同じ運転条件で、油圧アクチュエータの位相を変えた加振を 2 回行い、これらの加振力の振幅と変位の振幅および位相から、すべり軸受の動特性（ばね定数、減衰係数）を求めた[23]。同じ加振周波数での計測は 3 回ずつ行い、平均化した。ばね定数は加振周波数により変化する場合がありますため[24]、その影響が小さい低周波数での加振データを用いた（表 2）。減衰係数は加振周波数により変化しないため、複数の周波数での加振データより算出した値を平均した。

5.2.3 試験条件

試験条件を表 3 に示す。周速の最大値は 90 m/s とした。面圧は 0.4 および 1.0 MPa の通りの条件とした。給油量は、28 L/min を基準として、 $\pm 50\%$ とした。

表 5-1 試験軸受の仕様

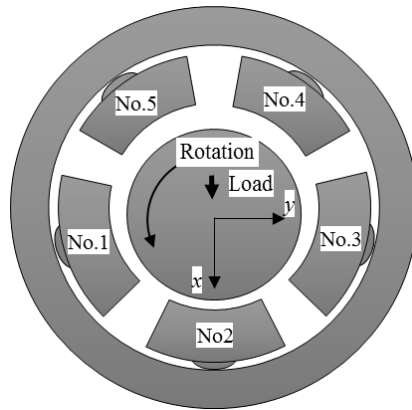
Item	Unit	Case 1	Case 2
Shaft diameter D	mm	120	←
Bearing width B	mm	76	←
No. of pads	-	5	←
Pad angle	°	57	←
Offset	-	0.55	←
Machined radial clearance C_p	mm	0.148	←
Assembled radial clearance C_b	mm	0.111	0.148
Preload factor $m (= 1 - C_b/C_p)$	-	0.25	0.0

表 5-2 動特性計測時の加振周波数

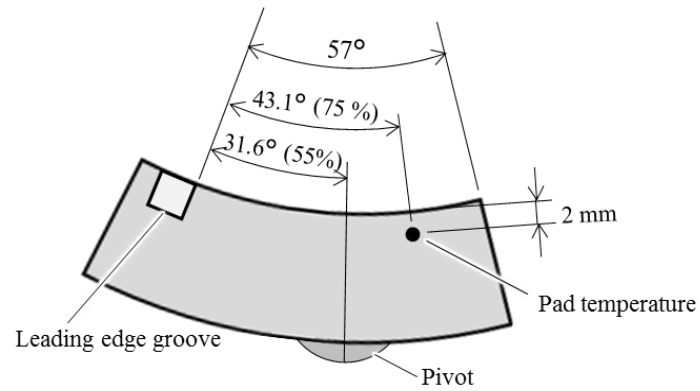
Dynamic characteristics	Excitation frequency
Stiffness	20 Hz
Damping	20, 40, 60, 80 and 100 Hz

表 5-3 試験条件

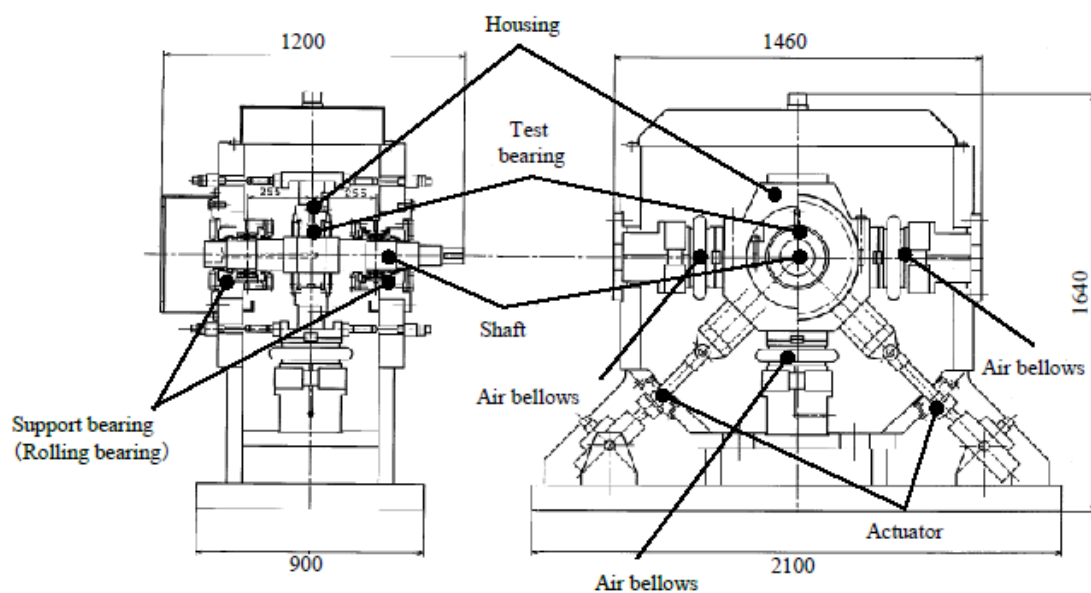
Item	Unit	Values
Viscosity grade of oil	VG	32
Supply oil temperature T_{sup}	°C	45
Peripheral speed U	m/s	60, 75, 90
Supply oil rate Q_{sup}	L/min	14, 28, 42
Specific load p_m (Load W)	MPa (N)	0.4 (3650), 1.0 (9120)



(a) 試験軸受および座標系



(b) パッド断面図



(c) 試験装置

図 5-1 試験装置および試験軸受

5. 3 試験結果

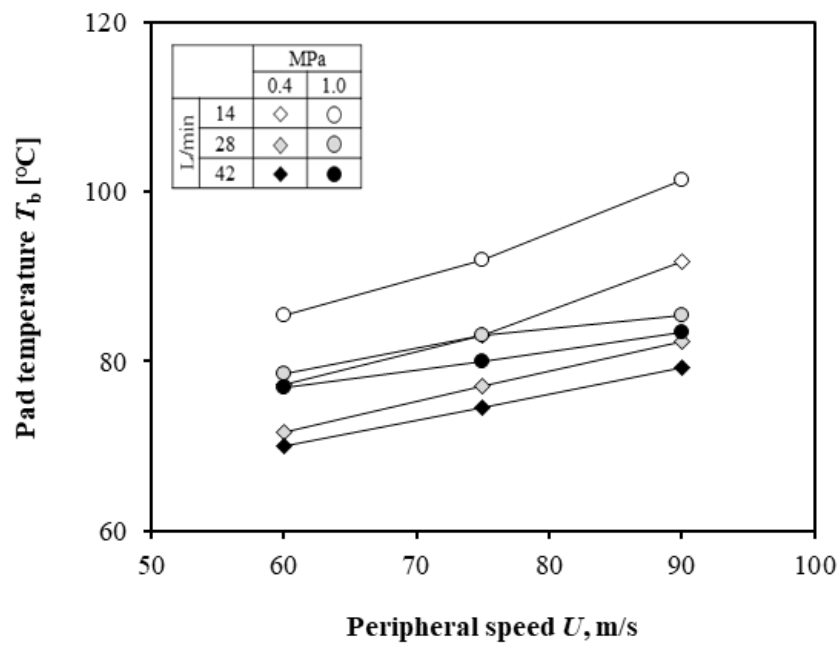
5.3.1 軸受温度

軸受温度の計測結果を、給油量および面圧をパラメータとして図 5-2 に示す。両図中のマーカの形は面圧により異なっており、塗りつぶしの濃度は給油量の大小を表している。これらは以後の図でも同じである。

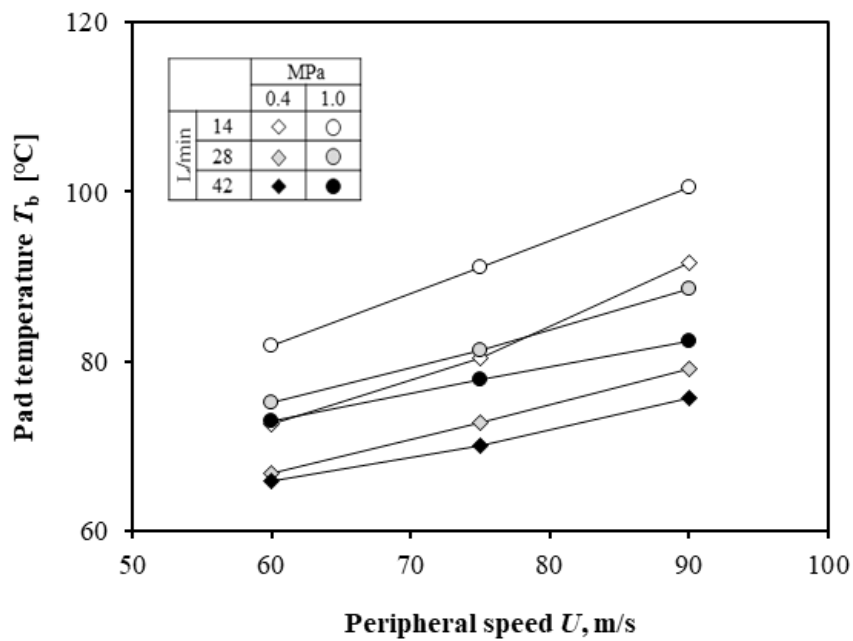
同図(a)のケース 1（予圧係数 $m : 0.25$ ）の結果では、いずれの条件においても、周速の増加とともに軸受温度は上昇する。周速に対する温度変化の傾きは、多くの条件において面圧に関わらずほぼ一定であるが、給油量が多くなると傾きは小さくなる。たとえば面圧が 1.0 MPa、給油量が 14 L/min の場合には、周速が 60 m/s から 90 m/s へと変化すると、軸受温度は 85 °C から 102 °C へと上昇する。一方、同面圧条件で給油量が 42 L/min の場合には、同じ周速において軸受温度の変化は 77 °C から 83 °C であり、周速に対する温度上昇の傾きは小さくなっている。給油量が少ない場合、周速の増加に伴い軸受温度の上昇が大きくなる理由は、油膜での発熱を十分に冷却できないためと考えられる。ただし、給油量が 42 L/min と 28 L/min の場合との違いは、28 L/min と 14 L/min の場合との違いよりも小さい。たとえば、面圧が 1.0 MPa、周速が 90 m/s の場合は、給油量が 42 L/min では 84 °C であり、28 L/min としても 86 °C と 2 °C の差である。しかしながら、14 L/min では 102 °C であり、28 L/min の場合と比較して 16 °C の差がある。このように、ある程度まで給油量を増加させると、それ以上給油量を増加させても軸受温度低減への影響は小さくなる。

給油量と軸受温度との関係は以下のように説明することができる。軸受温度は油膜入口の温度の高低に影響される。ここで、油膜入口温度は、上流側パッドの油膜出口から排出される高温の油と、給油される低温の油が混合された温度となっている。したがって、給油量を増加させることにより、油膜入口の温度は低下する。油膜入口温度が上流側パッドの油膜出口から排出される高温の油に近い場合には低温の油を供給することによる温度低下効果は大きい。油膜入口温度が給油温度近くまで低下するとその効果は小さくなり、ひいては、軸受温度を低下させる効果も小さくなる。

同図(b)には、ケース 2（予圧係数 $m : 0.0$ ）の結果を示す。どの条件を比較しても、ケース 1 よりも軸受温度は数 °C ずつ低くなっている。ケース 2 はケース 1 よりも組立すきまが大きいいため、油膜での発熱が小さくなり、軸受温度が低くなったと考えられる。



(a) 予圧係数 $m : 0.25$



(b) 予圧係数 $m : 0.0$

図 5-2 パッド温度に対する給油量の影響

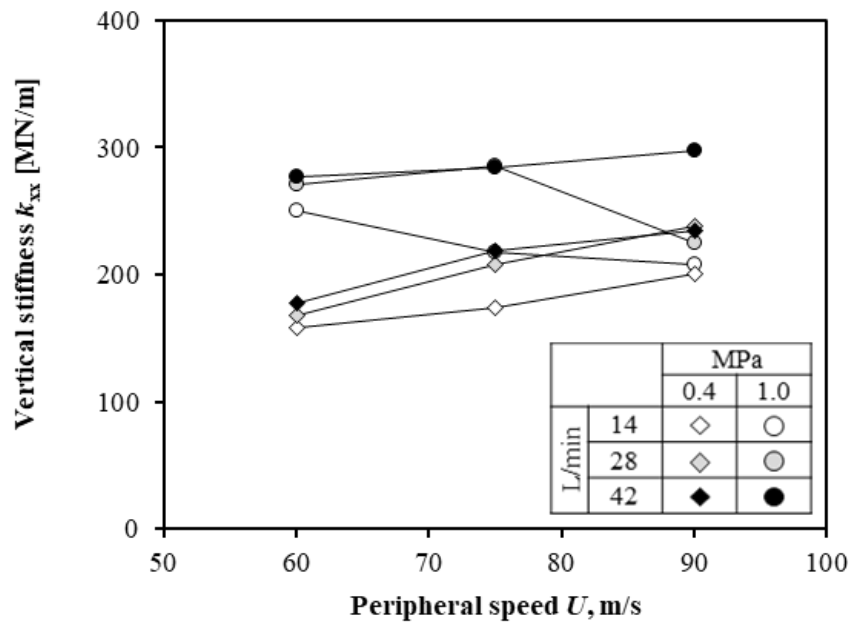
5.3.2 動特性

(1) ケース 1 (予圧係数 $m : 0.25$)

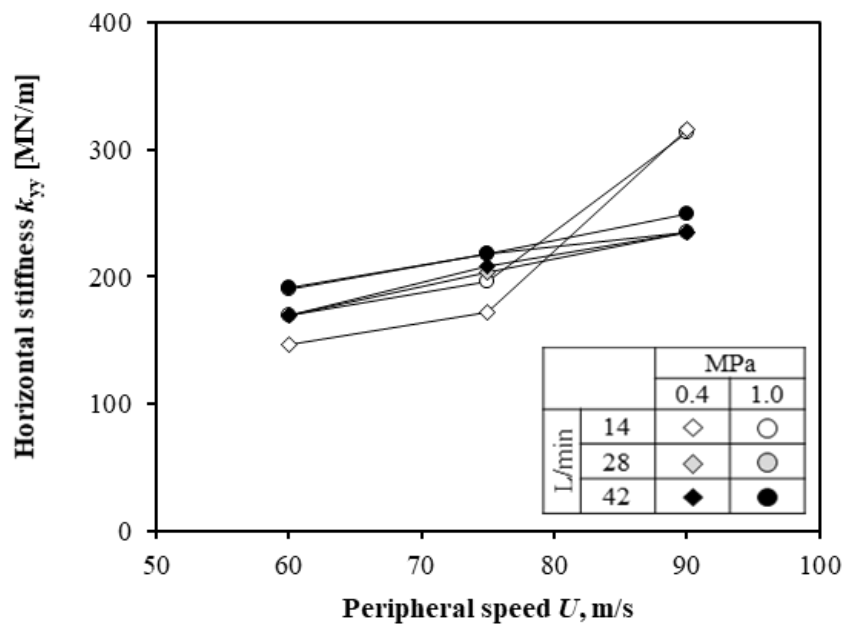
ケース 1 の垂直および水平方向ばね定数計測結果を，給油量および面圧をパラメータとして図 5-3 (a)および(b)に示す．同様に，ケース 1 の垂直および水平方向減衰係数計測結果を図 5-4 (a)および(b)に示す．

図 5-3 (a)に示すように，面圧が高い 1.0 MPa の場合のほうが面圧 0.4 MPa の場合よりも垂直方向ばね定数が高い傾向にある．垂直方向は荷重方向であり，面圧が高い条件では油膜圧力が高く，油膜厚さは小さくなり，ばね定数としては高くなる．また，いずれの面圧においても，給油量が多い条件よりも，給油量が少ない条件のほうが小さな値となる傾向にあり，その差は周速が速いほど大きくなる．同図(b)に示す水平方向ばね定数は，面圧による差は小さい．これは荷重による油膜圧力，油膜厚さの変化が小さいためと考えられる．給油量 42 L/min と 28 L/min では，同じ面圧，同じ周速であればほとんど同じ値であるが，給油量 14 L/min の場合，周速 60 m/s および 75 m/s では他の給油量条件よりも小さく，90 m/s では逆に他の給油量条件よりも大きくなっている．

図 5-4 (a)に示す垂直方向減衰係数は，ばね定数と異なり面圧による違いは小さい．一方，同じ面圧，周速条件であれば，給油量が少ないほど垂直方向減衰係数は小さくなる．また，給油量 42 L/min の場合は周速の増加に対する変化は小さいが，給油量が 28 L/min および 14 L/min の場合は，周速が増加すると垂直方向減衰係数は減少する．給油量が少ない 14 L/min のほうが，周速に対する減少量は大きく，面圧 0.4 MPa では周速 90 m/s で負の値となっている．図 5-4 (b)に示す水平方向減衰係数も，一部の例外を除き，垂直方向減衰係数と同じ傾向である．すなわち，面圧による違いは小さく，給油量が少ないほうが値が小さく，給油量が少ない条件ほど周速の増加に対して値が減少している．給油量 14 L/min では，90 m/s では負の値となっている．

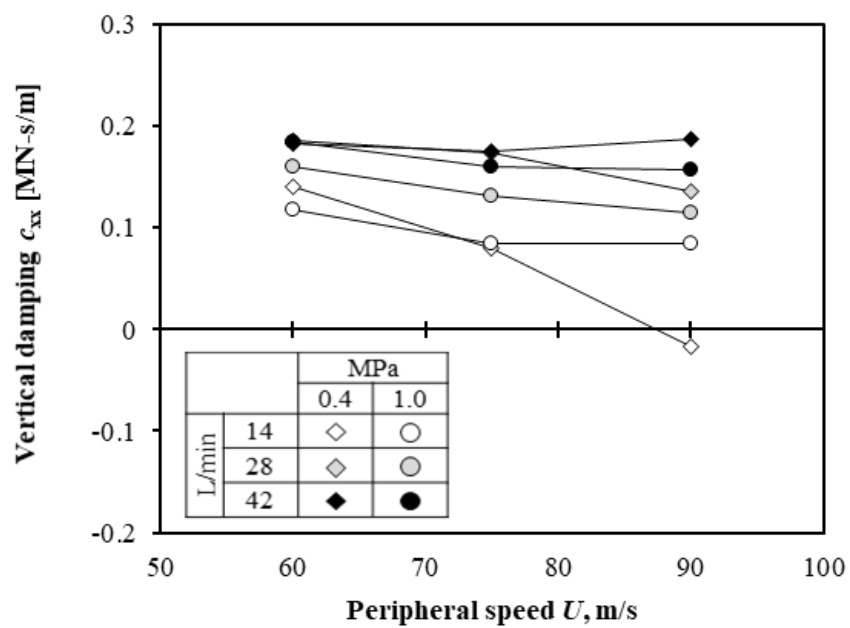


(a) 垂直方向

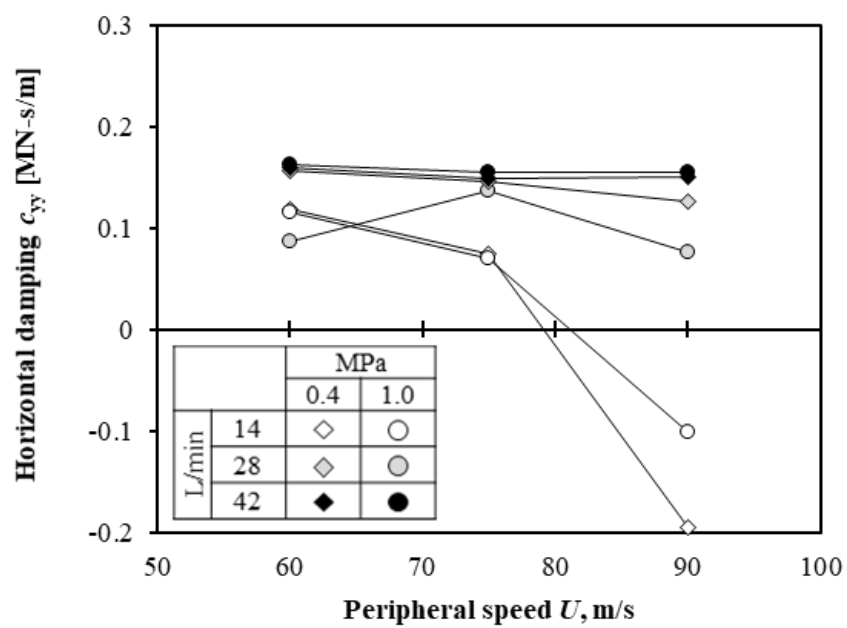


(b) 水平方向

図 5-3 ばね定数に対する給油量の影響 (ケース 1, $m : 0.25$)



(a) 垂直方向



(b) 水平方向

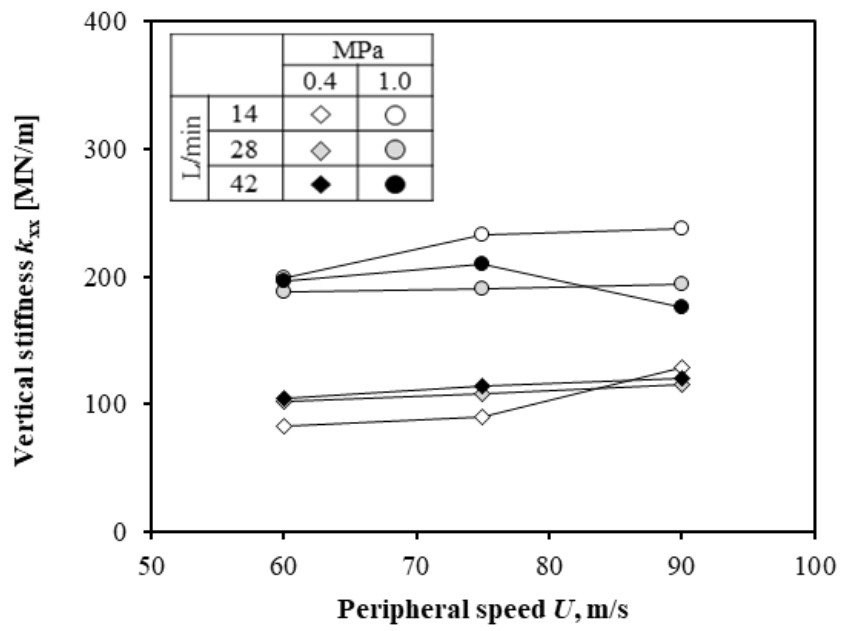
図 5-4 減衰係数に対する給油量の影響 (ケース 1, $m: 0.25$)

(2) ケース 2 (予圧係数 $m : 0.0$)

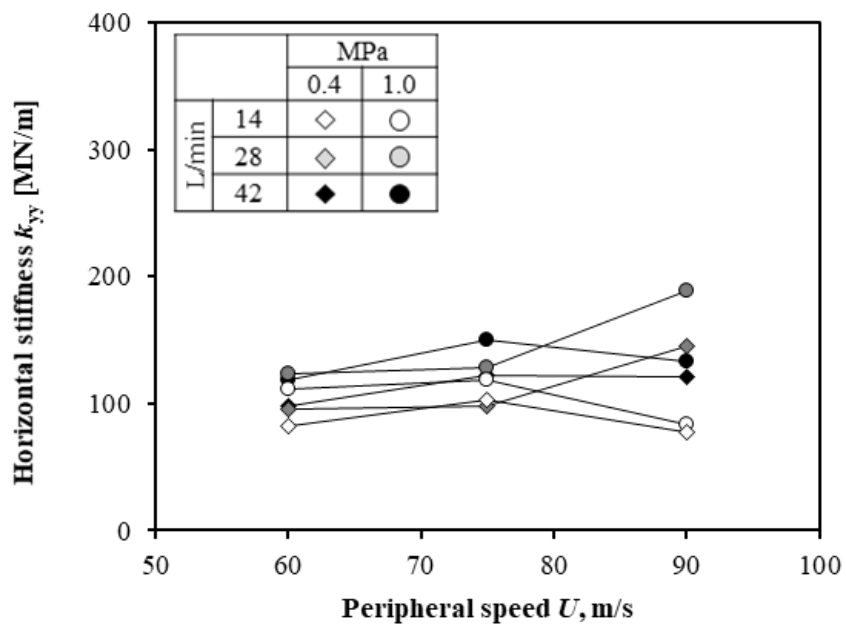
ケース 2 の垂直および水平方向ばね定数計測結果を, 給油量および面圧をパラメータとして図 5-5 (a)および(b)に示す. 同様に, ケース 2 の垂直および水平方向減衰係数計測結果を図 5-6 (a)および(b)に示す. ケース 2 はばね定数も減衰係数も, 全般的に同条件のケース 1 の値よりも小さい. これは予圧係数が小さく組立すきまが大きいことから, 反荷重側パッドでの油膜圧力が小さいためと考えられる.

図 5-3 (a)に示したケース 1 と同様に, 図 5-5 (a)に示す垂直方向ばね定数は, 面圧が高いほうが大きな値となる傾向にある. 給油量により, 周速に対する変化は異なるが, 明確な規則性はない. 同図(b)に示す水平方向ばね定数は, 図 5-3 (b)に示したケース 1 と同様に, 面圧による違いは小さい. 給油量により, 周速に対する変化は異なる. 給油量 42 L/min では水平方向ばね定数は 75 m/s を極大値とする緩やかな変化をしている. 28 L/min と 14 L/min では 60 m/s から 75 m/s では大きな変化はないが, 前者では周速が 75m/s から 90 m/s へ変化すると水平方向ばね定数は大きくなり, 後者では同じ周速変化において, 水平方向ばね定数は小さくなる.

図 5-6 (a)に示す垂直方向減衰係数は, ケース 1 と同様に面圧による違いは小さく, 同じ面圧, 周速条件であれば, 給油量が少ないほど垂直方向減衰係数は小さくなる. また, 給油量が少ないほど周速増加に伴い垂直方向減衰係数が低下することもケース 1 と同じである. 図 5-6 (b)に示す水平方向減衰係数も, ケース 1 と同様の傾向にあり, 周速 90 m/s では, 給油量 28 L/min および 14 L/min の条件では負の値となるまで低下している.

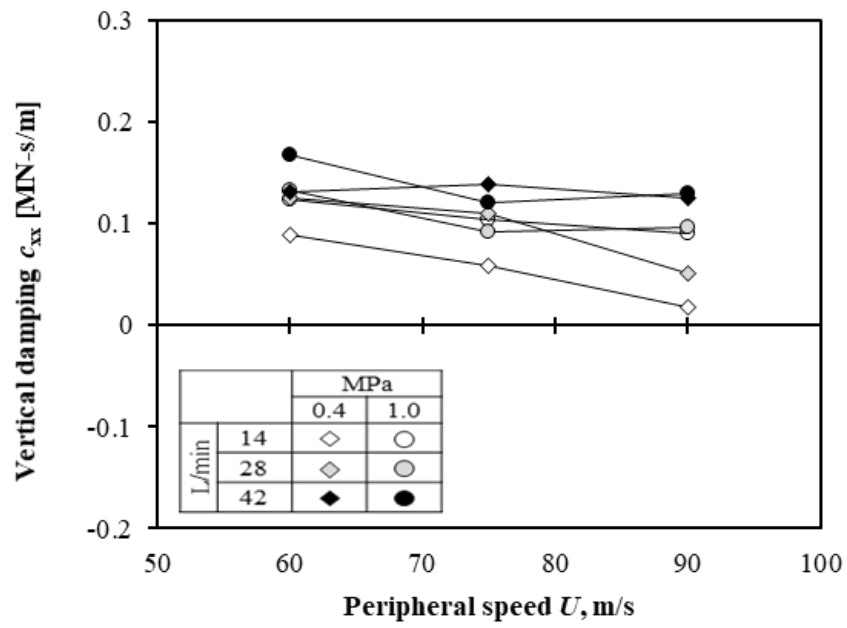


(a) 垂直方向

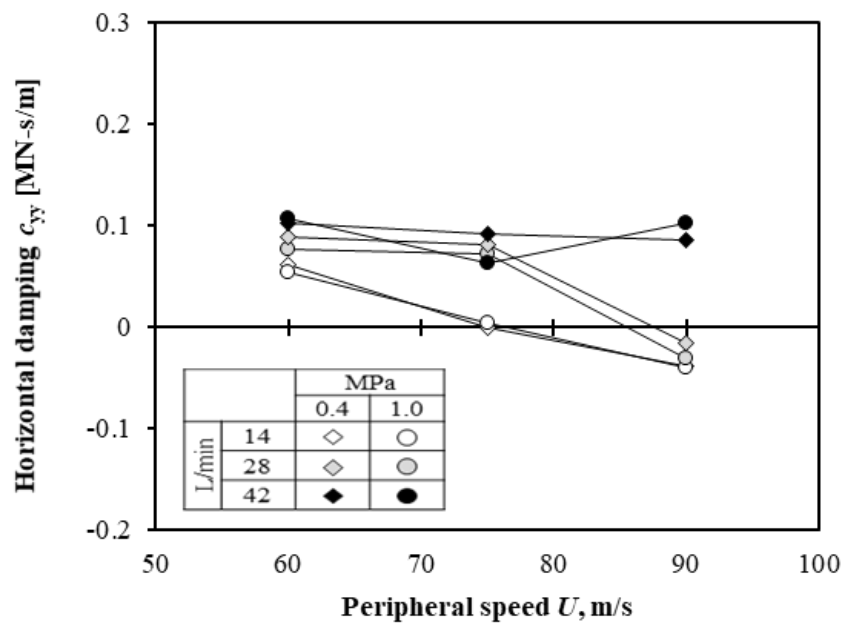


(b) 水平方向

図 5-5 ばね定数に対する給油量の影響 (ケース 2, $m : 0.0$)



(a) 垂直方向



(b) 水平方向

図 5-6 減衰係数に対する給油量の影響 (ケース 2, $m:0.0$)

5. 4 考察

5.4.1 有効ゾンマーフェルト数を用いたデータ整理

今回の試験においては、面圧、周速および給油量という 3 つの運転条件を変化させた。図 5-3 から 5-6 には、周速に対する動特性値を面圧と給油量をパラメータとして示し、同じ面圧および周速においても、給油量が異なると動特性値が変わることを示した。一方で、図 5-2 に示したように、同じ周速であっても、給油量が異なると運転時の軸受温度が変化するが、軸受温度が変化すると油膜粘度も変わり、動特性値も変化する。つまり、同じ周速において給油量を変化させた場合に動特性値が変化する理由の一つは軸受温度の変化と考えられる。しかしながら、図 5-3 ないし 5-6 のグラフから粘度変化の影響を排除することは難しい。そこで、これらの結果を統一的にまとめ、給油量による影響を俯瞰的に評価するため、有効ゾンマーフェルト数 S_{eff} を用いてデータを整理することとする。

有効ゾンマーフェルト数 S_{eff} を説明する前に、次式により表されるゾンマーフェルト数 S について説明する。

$$S = \frac{\eta N_s D B}{W} \left(\frac{R}{C_p} \right)^2 \quad (1)$$

ここで、 η は油膜粘度 [Pa s]、 N_s は軸の回転速度 [s^{-1}]、 B は軸受幅 [m]、 D は軸直径 [m]、 W は軸受荷重 [N]、 R は軸半径 [m]、 C_p は軸受加工半径すきま [m] である。ゾンマーフェルト数 S は、軸受特性に対する運転状態の影響を示す無次元パラメータである。理論的には、軸受内の油膜温度（油膜粘度）が一定値であり油膜内の流れが層流であるという仮定の下で、軸受の無次元動特性はゾンマーフェルト数 S に対して一意に定まる。

今回の試験条件では油膜が層流から乱流へ遷移すると考えられる。乱流に遷移した場合、油膜の見掛けの粘度は増加する[25]。これを考慮した有効油膜粘度 η_{eff} を次式で表す。

$$\eta_{\text{eff}} = \eta (1 + 0.00116 Re^{0.916}) \quad (2)$$

ここに示されるレイノルズ数 Re は次式により算出する。

$$Re = \frac{DN_s C_b}{\nu} \quad (3)$$

ここで、 ν は油膜動粘度[m²/s]である．式(1)中の油膜粘度 η を式(2)の有効油膜粘度 η_{eff} に置き換えたものが有効ゾンマーフェルト数 S_{eff} である．乱流状態の軸受の無次元動特性値は、その有効ゾンマーフェルト数と同じゾンマーフェルト数での層流状態にある軸受の無次元動特性値と、理論上は等しくなる．なお、油膜温度が T [°C]の場合の油膜動粘度 ν および油膜密度 ρ [kg/m³]は、それぞれ以下に示す式より得られる．

$$\nu = (10^{10}[-3.821411 \log(T+273.15)+9.73958] - 0.6) \times 10^{-6} \quad (4)$$

$$\rho = \frac{872}{1 + 0.00076(T - 15.56)} \quad (5)$$

これらの値を用い、次式より油膜粘度 η を得ることができる．

$$\eta = \nu \rho \quad (6)$$

有次元の動特性値であるばね定数 k_{ij} および減衰係数 c_{ij} ($i, j = x, y$) は、以下の式により無次元化される．

$$K_{ij} = k_{ij} \frac{C_p}{W} \quad (7)$$

$$C_{ij} = c_{ij} \frac{2\pi N_s C_p}{W} \quad (8)$$

ここで、 W は軸受荷重[N]である．

以下の図では、解析結果も合わせて示した．解析では、油膜は層流であり、油膜の軸方向および周方向の端部では大気圧であるとした．また、油膜内では大気圧以下にはならないとする、レイノルズ条件を用いた．

動特性の算出においては、San Andrés ら[26]と同様な方法を用いてピボット剛性や加振周波数を考慮した。ここで、ピボットの剛性は Kirk ら[27]の方法により算出した。ピボット剛性はパッドに掛かる荷重に対して非線形に変化するため、面圧は試験値に合わせた。また、加振周波数は、剛性を計測した際の周波数に合わせて 20 Hz とした。解析結果をプロットする際は、横軸の値を乱流を考慮していないゾンマーフェルト数 S とみなした。

5.4.2 ケース 1 （予圧係数 $m : 0.25$ ）

ケース 1 の試験結果を、図 5-7 および 5-8 に示す。両図中のマーカの形や塗りつぶしは図 5-3 ないし 5-6 と同じである。両図中の実線および点線は、横軸をゾンマーフェルト数と読み変えて示した解析結果である。試験結果は、有効ゾンマーフェルト数 S_{eff} により大きく 2 つのグループがある。一方は有効マーフェルト数が 0.3 から 0.5 の間に分布しており、もう一方は 0.8 から 1.4 に分布している。これらのグループは、面圧の違いによるものであり、前者が面圧 1.0 MPa に、後者が 0.4 MPa に相当する。また、それぞれのグループ内での同じ給油量のデータ間では、有効ゾンマーフェルト数の大小は周速の大小に対応する。

図 5-7 (a)および(b)に示す垂直および水平方向ばね定数は、給油量 42 L/min の場合は面圧 0.4 MPa と 1.0 MPa のいずれの試験結果も、それぞれの解析結果とほぼ一致している。同図 (a)に示す垂直方向ばね定数は、面圧が 1.0 MPa の場合、給油量が 28 L/min では、周速 90 m/s の場合のみ解析結果よりも低い値となっている。また、給油量がさらに少ない 14 L/min では、周速 75 m/s においても解析結果よりも低い値となっており、周速が 90 m/s ではさらに低い。面圧 0.4 MPa では、給油量による垂直方向ばね定数の違いはほとんど無い。水平方向ばね定数は、両面圧条件で、給油量 14 L/min、周速 90 m/s の条件で、解析結果よりも高い値となっている。

図 5-8 (a)および(b)に示す垂直および水平方向減衰係数についても、ばね定数と同様に、給油量 42 L/min の場合は解析結果とほぼ一致している。同図(a)に示す垂直方向減衰係数は、面圧 1.0 MPa ではいずれの周速においても給油量の低下とともに低い値となっている。面圧 0.4 MPa では、給油量 28 L/min の場合は周速 90 m/s において解析結果よりも低い値となっている。給油量 14 L/min の場合は周速 75 および 90 m/s において解析結果よりも低く、周速の増加とともに低下している。同図(b)に示す水平方向減衰係数は、面圧 1.0 MPa

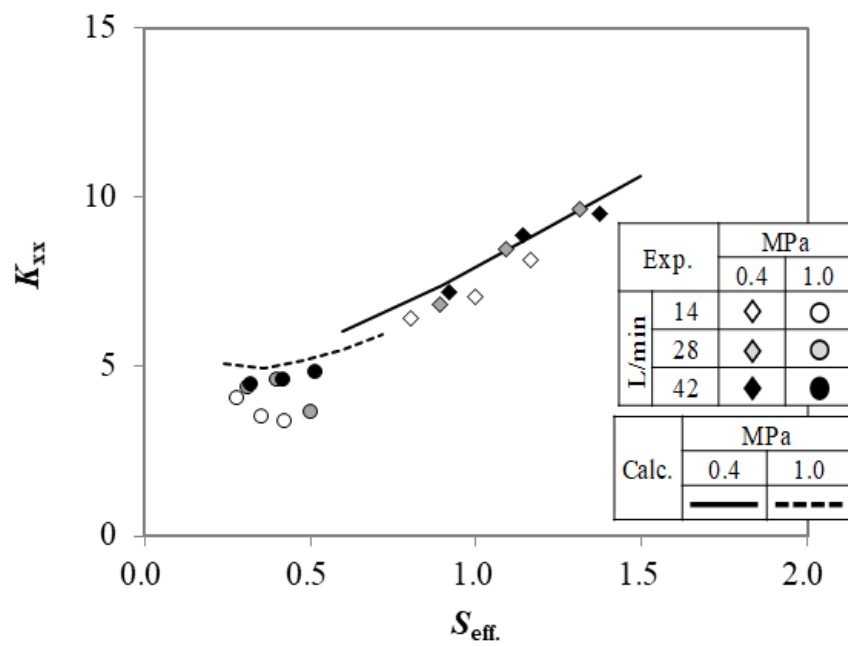
では給油量28および14 L/minの場合は周速90 m/sでは解析結果よりも低い. 面圧0.4 MPaでは給油量14 L/minの場合に周速75 および90 m/sにおいて解析結果よりも低く, 周速の増加とともに低下している.

5.4.3 ケース2 (予圧係数 $m : 0.0$)

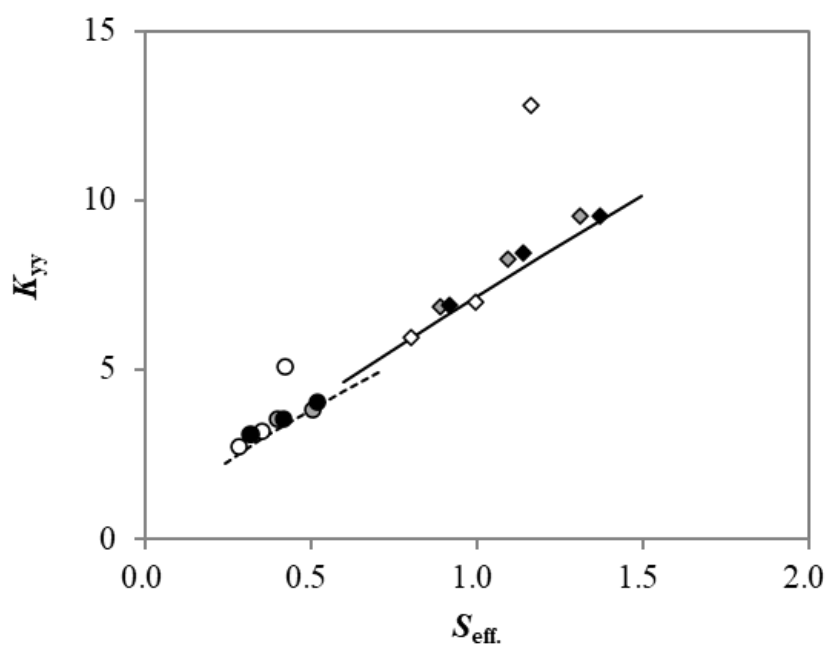
ケース2の試験結果を, 図5-9 および5-10 に示す. 図中に示す実線と点線は, 図5-7 および5-8 と同様に層流での解析結果である. なお, 予圧係数が異なると, 同じゾンマーフェルト数 S に対する無次元動特性は異なるため, 図5-9 および5-10 の解析結果は, それぞれ図5-7 および5-8 の解析結果と異なる. 図5-7 および5-8 と同様に, 試験結果は, 面圧により有効ゾンマーフェルト数 S_{eff} により大きく2つのグループに分かれている.

図5-9 (a)および(b)に示す垂直および水平方向ばね定数の試験結果は, ばらつきはあるが解析結果とほぼ一致している. また, 給油量や周速の変化に伴う影響は, 条件により異なっている.

図5-10 (a)および(b)に示す垂直および水平方向減衰係数についても, ばね定数と同様に, 給油量42 L/minの場合はいずれの面圧においても解析結果と定量的にも良く一致している. 垂直方向の面圧0.4 MPa と水平方向の両面圧条件では, 給油量が28 L/min の場合, 周速60 および75 m/s では解析結果と同様であるが90 m/s では低く, 給油量が14 L/min の場合, 周速60 m/s では, 解析結果と同様であるが75 m/s では低く, 90 m/s ではさらに低い値となっている. ただし, 垂直方向減衰係数の1.0 MPa では, 給油量や周速の影響はほとんど見られない.

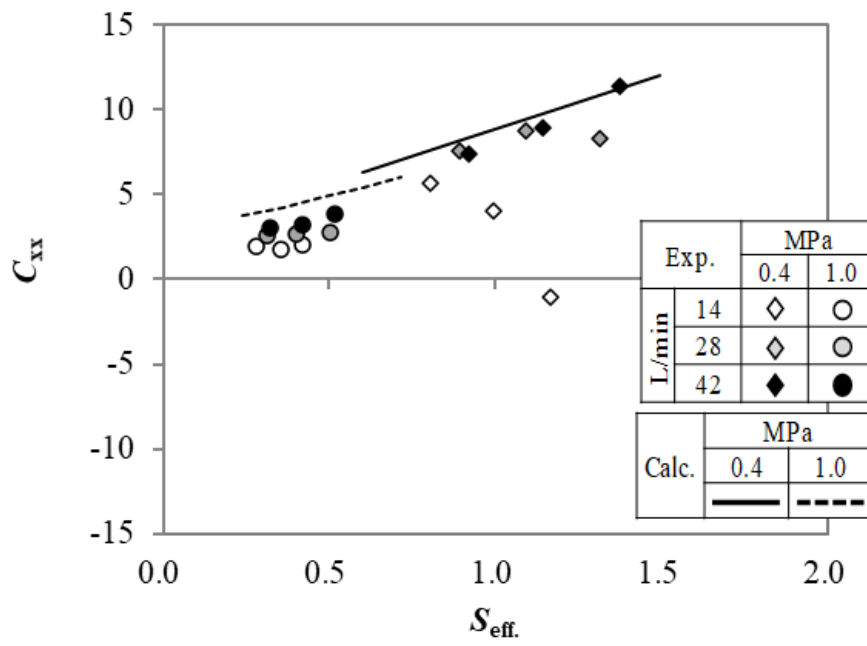


(a) 垂直方向

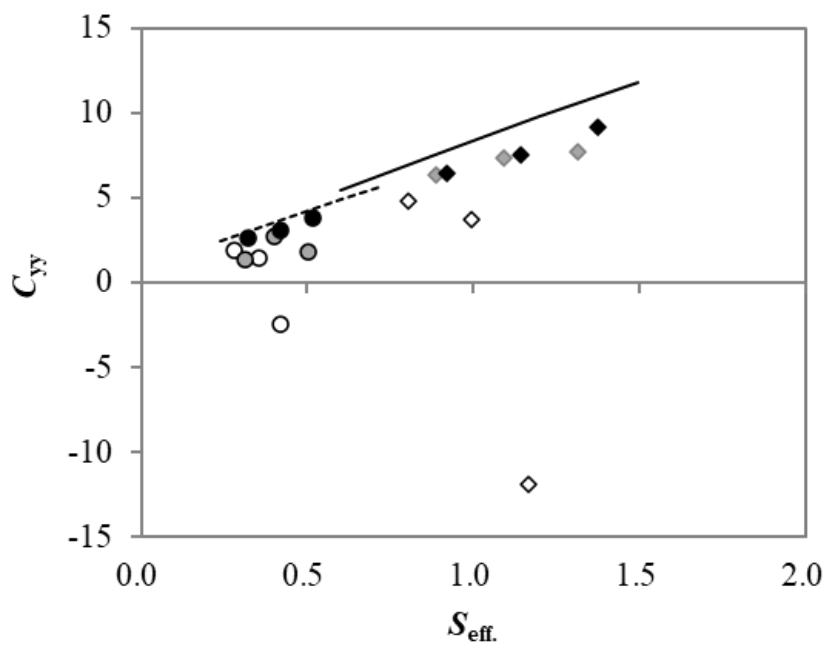


(b) 水平方向

図 5-7 無次元ばね定数に対する給油量の影響 (ケース 1, $m : 0.25$)

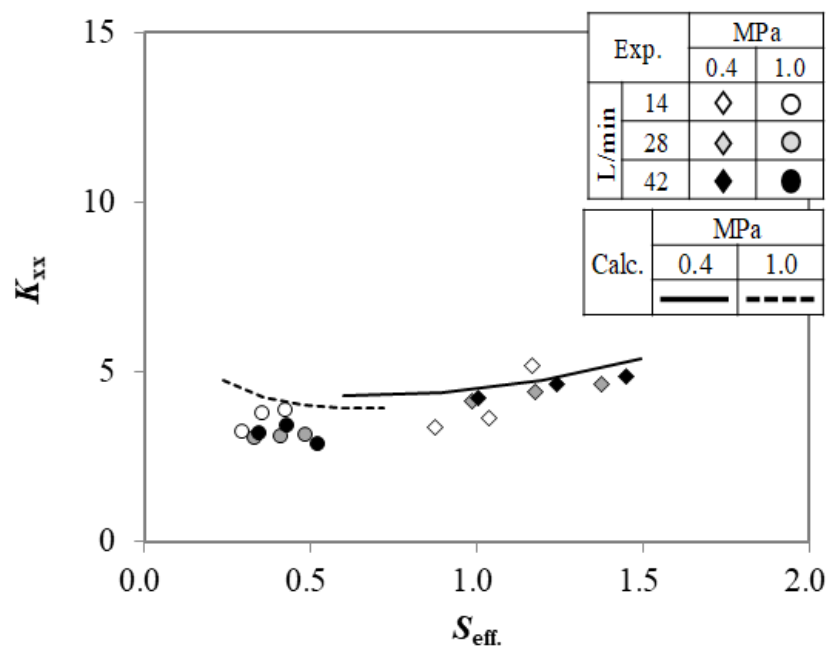


(a) 垂直方向

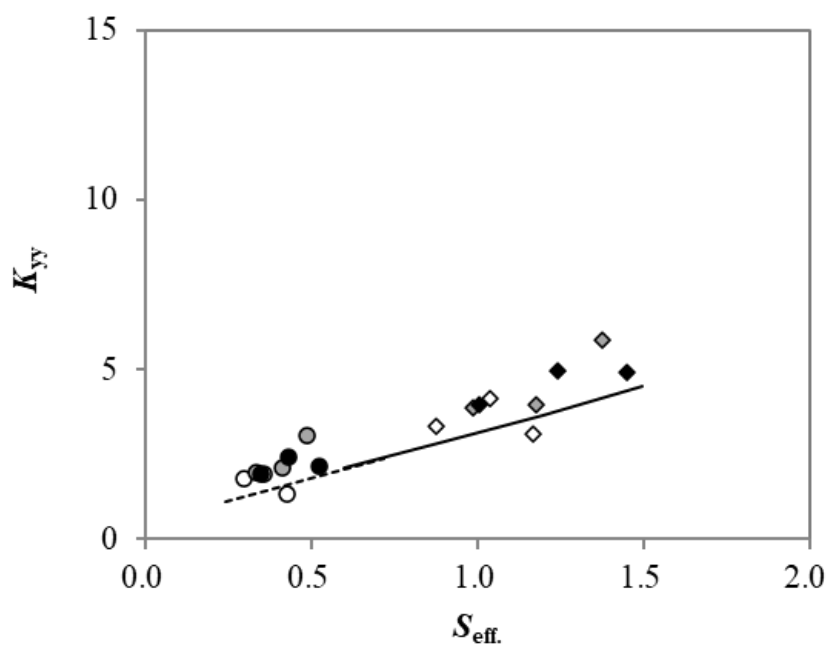


(b) 水平方向

図 5-8 無次元減衰係数に対する給油量の影響 (ケース 1, $m : 0.25$)

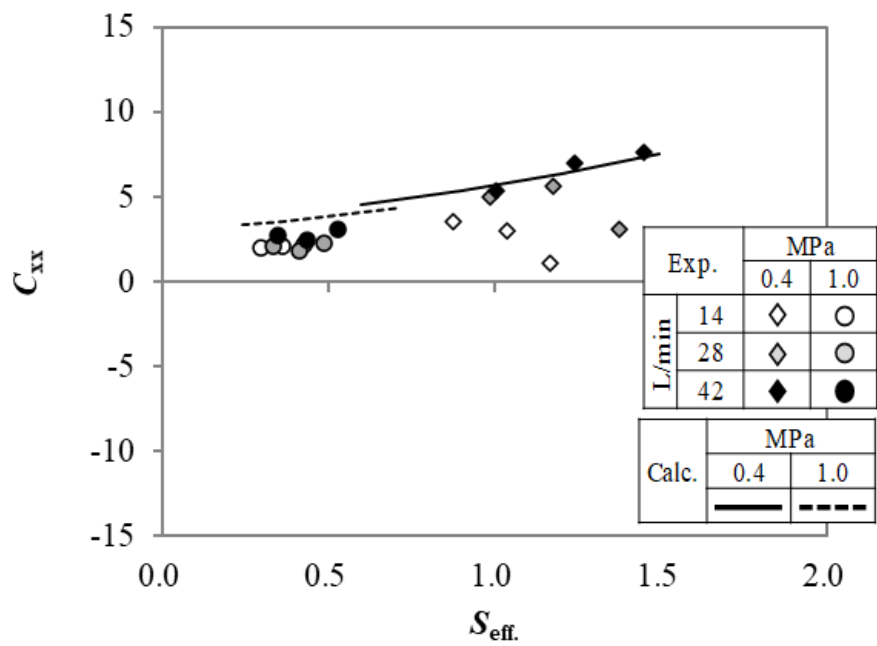


(a) 垂直方向

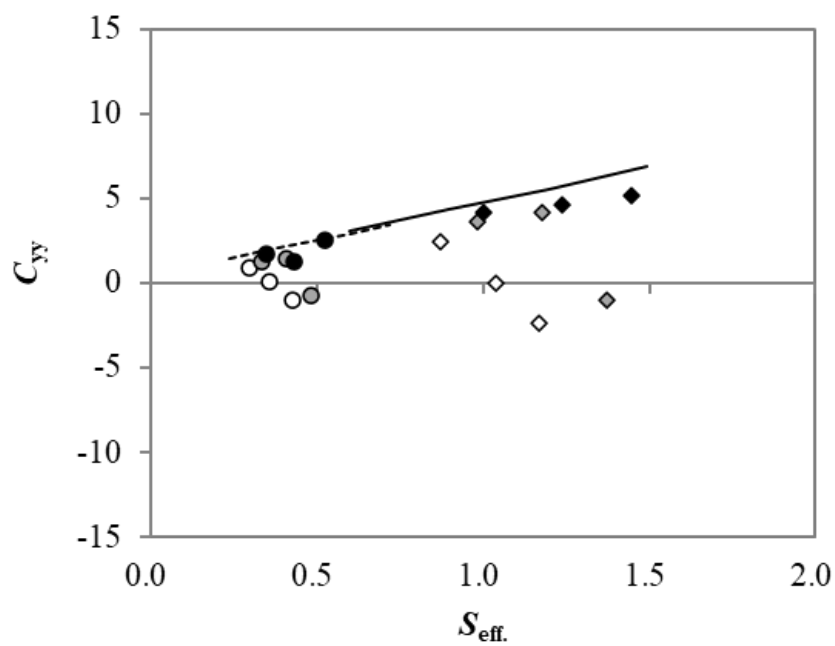


(b) 水平方向

図 5-9 無次元ばね定数に対する給油量の影響 (ケース 2, $m : 0.0$)



(a) 垂直方向



(b) 水平方向

図 5-10 無次元減衰係数に対する給油量の影響 (ケース 2, $m:0.0$)

5.4.4 給油量が動特性に与える影響

油膜温度変化の影響を排除した上での各パラメータの影響が動特性に与える影響をまとめると、以下ようになる。ばね定数は予圧係数が大きく面圧が高い場合に、給油量や周速の影響を受ける。給油量が少なく、周速が高いほど垂直方向は低くなり、水平方向は高くなる。水平方向は、面圧が低い場合でも同様の影響を受ける。減衰係数は、予圧係数や面圧に関係なく、給油量が少なく、周速が高いほど水平方向の値は低下した。垂直方向減衰係数は、予圧係数に関わらず面圧が低い条件で同様な傾向を示した。

給油量が少ない条件で、給油量が多い条件の値や解析値からのかい離が大きくなった理由は以下のように考えられる。

まず、解析においては、油膜入口から出口まで完全に油膜が形成されていることを前提としている。給油量を 42 L/min とした場合、ばね定数と減衰係数のいずれも試験結果が解析結果と一致していたのは、試験においても油膜入口から出口まで完全に油膜が形成されていたためと考えられる。

各パッドの油膜入口部から流入する潤滑油量は、パッド入口端に設けられた溝からの給油量と、上流側のパッド油膜の出口部から排出され、軸表面に付着したまま流入する潤滑油（キャリーオーバーと呼ばれる）を足し合わせたものとなる。直接潤滑軸受では、パッド入口部に設けられた溝からの給油量を低下させた場合、油膜をパッド入口端から形成するために必要な油量を下回ることがありえる。このような場合には、しゅう動面の油膜形成領域が狭くなることが考えられる。

給油量が油膜形成領域に与えるメカニズムは、定性的には以下と考えられる。給油量が多い場合にはパッド入口端から油膜が形成されているが、給油量を低減すると、パッド入口端では油膜は軸方向全域に広がらずに、複数の筋状流れ（フィンガーキャビテーション）が形成され、いわゆるスターブの状態になると考えられる。軸とパッド表面とのすきまは、軸の回転方向に進むにつれて小さくなり、十分に小さくなった点においてフィンガーキャビテーションは解消される。この点を油膜形成点と呼ぶことにする。フィンガーキャビテーションの領域では油膜には圧力は発生しないため、油膜形成点が入口端となるような、形状のパッドと同じ油膜特性となると考えられる。

軸受全体の給油量が低減した場合の、5LOP での各パッドの油膜形成状態や、軸受特性へ

与える影響については以下のように考えられる．給油量の低減が油膜形成領域へ与える影響は，パッドの位置により異なるため，それぞれの場合について検討する．

まず，負荷方向パッド（パッド2）であるが，このパッドでは，油膜形成のために必要な給油量はもともと少ない．各パッドで油膜を形成するために必要な給油量は，入口端でのすきまに比例するが，負荷方向のパッドでは，このすきまが狭いからである．従って，給油量低減の影響は受けにくいと考えられる．ただし，このパッドが給油量低減の影響を受ける場合は，軸受の垂直方向特性には大きな影響があるはずである．

次に，負荷方向パッドの両側（パッド1および3）のパッドは，給油量が低減しフィンガーキャビテーションが生じる状態となると油膜反力が低下するため，その分，パッド2の負荷が増えると考えられる．

このような油膜特性の変化が，軸受全体の特性に与える影響は，予圧係数 m により異なる．組立すきまが小さいケース1 ($m: 0.25$) の場合は，パッド1および3も軸受荷重の負荷を分担し，油膜圧力も大きいため，軸受全体の特性に与える影響も大きい．一方，組立すきまが大きいケース2 ($m: 0.0$) の場合は，軸受の荷重は主にパッド2が支え，パッド1および3の油膜に発生する圧力は小さく，軸受全体の特性に与える影響も小さい．

最後に，反負荷側のパッド（パッド4および5）であるが，これらのパッドは運転時に軸との間隔が大きく，軸とパッドとの間隔が大きいため，スターブになりやすい．ただし，油膜の圧力は小さいため，給油量が低減した場合に軸受特性に与える影響も小さい．また，予圧による影響度合いの違いは，パッド1および3と同じと考えられる．

以上を踏まえ，ケース1で給油量 14 L/min の場合に，周速 90 m/s にて水平方向ばね定数が大きくなった理由としては，以下が考えられる．この条件では，パッド3（および1）の油膜は入口部にフィンガーキャビテーションが生じており，油膜反力は小さくなっていると考えられる．ここで，軸受の負荷荷重と油膜反力がバランスした静的な平衡状態から，軸受に対して軸が+x 方向（図 5-1 (b)参照）に相対的に変位することを考える．パッド3と軸との間隔は狭くなるため，油膜形成点は入口端側に移動し，油膜の形成領域が広がり，油膜反力は大きくなる．給油量が，平衡状態ではスターブであるが移動後にスターブが解消されるような条件であった場合，移動後のパッド3の油膜反力は十分な給油量が供給されていた解析結果と同じ程度の大きさとなる．一方で，パッド1では軸との間隔が広がる

ため、よりスターブの状態となり、油膜反力が低下する。油膜反力の x 方向成分の変化を考えると、軸の $+x$ 方向への変位に対し、パッド3の寄与により $-x$ へ押す力が大きく、パッド1の寄与により $+x$ へ押す力が小さくなることから、結果として $-x$ へ押す力が大きくなる。つまり、水平方向ばね定数は大きくなると考えられる。一方、減衰係数は油膜形成面積に比例するため、スターブとなっている条件では、解析結果と比較すると小さくなる。

垂直方向や、水平方向でもスターブの程度が軽い場合については、軸変動に対する油膜反力の変化は十分給油されていた場合との差があまりなく、ばね定数に対する影響は小さいと考えられる。これに対し、減衰係数は、油膜面積に比例することから、油膜形成領域が狭くなるような条件で減衰係数が低下し、解析結果とのかい離が大きくなったと考えられる。

ところで、各パッドそれぞれの静的平衡状態まわりの微小振動を考えたフルセットの油膜係数の解析において、オフセット 0.5 (50 %)で予圧が 0.0 から 0.17 の領域で高速回転下にて減衰係数が負となる例が田浦ら[28]により示されている。文献に示された結果では、減衰係数が負となる条件でも、ばね定数は正の値となっている。本研究での軸受も、スターブの状態ではオフセットが 0.5 に近づくことなどを考えると、給油量が少ない条件で高周速時には同様な条件となり、減衰係数が負の値となった可能性があると考えられる。

このように軸受として減衰係数が負となる場合には、軸が触れ回りにより振動をすると、その振幅をさらに拡大するような力がかかり、軸振動はさらに増大することが考えられる。これを避けるには、十分な量の潤滑油を供給することにより、適正な減衰特性が得られるように軸受を設計する必要がある。

5. 5 結言

直接潤滑式テイルテイングパッドジャーナル軸受の給油量が軸受特性に与える影響を試験により調べた。直径 120 mm の LEG 方式 TPJB を供試軸受とし、軸受温度および動特性を計測した。パラメータとして、面圧を 0.4 および 1.0 MPa、周速を 60 から 90 m/s、給油量を 14 から 42 L/min の間で変化させた。パッド温度および軸受動特性の計測結果より、以下が明らかとなった。

- (1) 給油量が多いほど軸受温度は低下する。ただし、給油量が一定量を超えると、軸受温度低減効果は小さくなる。
- (2) 給油量が多い条件では、動特性は油膜が完全に形成されたと仮定した解析値とほぼ一致する。
- (3) 本研究での試験範囲においては、給油量が少ない条件で、減衰係数は周速が高い条件において油膜が完全に形成されたと仮定した解析値よりも小さくなった。この傾向は、周速が高いほうが顕著であり、油膜形成領域の変化が影響しているものと考えられる。
- (4) 直接潤滑式テイルテイングパッドジャーナル軸受においては、給油量の低減により減衰係数が低下するため、危険速度通過時の振動の増加や不安定振動が生じる可能性が高くなる。高速運転に使用される軸受においては、十分な油膜が形成されるような給油量とすべきである。

第6章 結論

6. 1 本研究で得られた結論

本研究にて得られた結論を以下に記す.

第1章の「緒論」では, 本研究の背景として, 2種類の回転機械とその回転機械に用いられている軸受の構造について述べた. 一つは揚水発電電動機とそのティルティングパッドスラスト軸受であり, もう一つは遠心圧縮機とそのティルティングパッドジャーナル軸受である. 第一の研究対象である揚水発電電動機のスラスト軸受は, 双方向回転という機械の特徴から円周方向の中央で支持されており, 起動時のランナとパッドの接触を避けるために静圧溝が形成されている. 軸受の信頼性を確保するには, パッドが安定的に傾斜することが要求されるが, パッドの初期形状や, 油膜圧力による荷重変形は, 起動・昇速中のパッドの傾斜安定性への影響がある. 一方で, 定格回転時は熱変形の影響が大きい. これらの影響を考慮した上で設計指針を策定すること及びそのための解析手法を確立することの必要性を指摘した. 第二の研究対象である遠心圧縮機のジャーナル軸受では, 軸受温度低減のために直接給油式という給油方式が用いられている. しかしながら, 軸受温度のみを考慮して給油量を決定すると, 軸と軸受パッドとのすきまを満たすために必要な給油量を下回る可能性がある. このような状態はスターブ(枯渇)状態と呼ばれている. 給油量を一定とした場合, 軸の回転が高速となるほどスターブになりやすいことが懸念されるため, 高速回転域での回転体の安定な稼働を担保するためには, スターブ状態における軸受動特性の変化を明確にする必要がある.

第2章の「スラスト軸受表面形状の低速回転特性に及ぼす影響」では, パッドの初期形状の一つである静圧溝がパッドの傾斜安定性に与える影響に関して, 静圧溝と支持点が円周方向中央にあるスラスト軸受パッドについて検討した. 解析および実験の結果, 静圧溝が大きい場合, パッドは入口側の油膜が薄くなるように傾き, 回転速度が一定値を超えるとバランスを崩して, ランナと接触することが明らかとなった. また, 油膜の入口側が薄くなるようにパッドを傾けるモーメントは, 静圧溝入口の圧力低下と, 出口での圧力上昇により発生することが分かった. 以上より, スラスト軸受の設計においては, パッドが常

にバランスするように静圧溝寸法を求める必要がある事が明らかとなった。

第3章の「非定常熱変形を考慮した昇速時の軸受特性」では、回転加速度が異なることによる熱変形量の違いを考慮した軸受性能評価手法を構築し、工場試験条件および実機稼働条件での解析を行った。この結果、回転加速度が小さい工場試験条件ではパッドやランナの変形が大きく、実測と定量的に一致することを確認した。同じ手法で回転加速度が高い実機条件での解析を行い、昇速中においても油膜が確保されることを確認した。本手法により、実機起動時の過渡的な状態の軸受特性の予測が可能と考えられる。

第4章の「油槽内流れを考慮した定格運転時の軸受特性」では、油槽内の潤滑油流れとパッド温度を数値流体解析を用いて解くことにより、非一様な流れ内のパッドの変形を考慮した油膜特性を解析する手法を構築した。スラスト軸受パッドの周りの油槽内流れは冷却油を吐出する給油口があることなどから、位置により潤滑油温度が大きく異なり一様ではない。解析結果のパッド温度分布は、実験結果と良く一致し、本手法により一様ではない流れ内のパッド温度評価が可能であることを示した。油膜厚さの解析値は、定量的には一致しない部分もあるが、半径方向中央部でのパッドの凹変形など、熱境界を一様とする従来の方法で再現ができない変形を考慮することが可能となった。本手法により、実機定常運転条件での油膜厚さ予測が可能と考えられる。

第5章の「直接潤滑式ティルティングパッドジャーナル軸受の温度および動特性に対する給油量の影響」では、直接潤滑式ティルティングパッドジャーナル軸受への給油量による各種特性の変化を実験により明らかにした。本形式の軸受においては低い軸受温度での運用が可能であることから、軸受温度が限界値を超えない範囲で可能な限り給油量を低減する傾向にある。しかしながら、過剰な給油量の低減は油膜形成領域、ひいては動特性への影響が考えられたため、給油量を変化させた試験を実施した。その結果、ばね定数、減衰係数のいずれに関しても、給油量が低減するにつれ、油膜が完全に形成されたとして算出される値と比較してずれが大きくなることが明らかとなった。特に減衰係数が低減することから、回転軸振動への影響も懸念される。このことから、直接潤滑軸受の給油量につ

いては，軸受温度だけでなく，動特性にも考慮した設計を行うことが必要である．

6. 2 今後の課題

本研究について，今後取り組むべき課題について以下に示す．

1. 熱流体解析を考慮した，過渡状態の軸受特性予測
2. 他の種類の軸受への解析手法の適用
3. 給油量を考慮した直接潤滑式ジャーナル軸受の特性解析手法の構築と適正給油量設計方法の確立

参考文献

- [1] Kawaike, K., Okano, K. and Furukawa, Y., "Performance of a Large Thrust Bearing with Minimized Thermal Distortion", ASLE Tribol. Trans., Vol. 22, No. 2, (1978), 125-134
- [2] Greenwood, J. A. and Wu, J. J., "Elast-hydrodynamic lubrication of centrally pivoted thrust bearings", J. Phys. D: Appl. Phys., 28, (1995), 2371-2377.
- [3] San Andrés, L. and Velthuis, J. F. M., "Laminar flow in a recess of a hydrostatic bearing", STLE/ASME 1991 Tribology Conference Preprint 91-TC-3B-3.
- [4] Braun, M. J., and Dzodzo, M., "Effects of the feedline and the hydrostatic pocket depth on the flow pattern and pressure distribution", ASME Journal of Tribology, 117, (1995), pp.224-233
- [5] Ali El-Saie, Y. M. H. and Fenner, R. T., " Three-dimensional thermoelastohydro- dynamic analysis of pivoted pad thrust bearings Part 1: treatment of bearing deflections and fluid film flow and heat transfer ", Proc I Mech E, Vol. 202, No. C1 (1988), 39-50
- [6] Ali El-Saie, Y. M. H. and Fenner, R. T., " Three-dimensional thermoelastohydro- dynamic analysis of pivoted pad thrust bearings Part 2: application of theory and comparison with experiments", Proc I Mech E, Vol. 202, No. C1 (1988), 51-62
- [7] Ettles, C. M. and Anderson, H. G., " Three-Dimensional Thermoelastic Solutions of Thrust Bearings Using Code Marmac1 ", Trans. ASME, J. Tribology, Vol. 113, (1991), 405-412
- [8] Brockett, T. S. and Allaire, P. E., " Thermoelastohydrodynamic Analysis of Fixed Geometry Thrust Bearings Including Runner Deformation ", Tribology, Trans., Vol. 39, (1996), 555-562
- [9] Yuan, J. H., Medley, J. B. and Ferguson, J. H., " Spring-Supported Thrust Bearings Used in Hydroelectric Generators: Comparison of Experimental Data with Numerical Predictions", STLE Tribol. Trans., Vol. 44, No. 1, (2001), 27-34
- [10] 三上誠, "軸受解析", 電気評論, 85-7, (2000-7), 49-51
- [11] Almqvist, T., Glavatskikh, S. B. and Larsson, R., " THD Analysis of Tilting Pad Thrust Bearings—Comparison Between Theory and Experiments ", Trans. ASME, J. Tribology., Vol. 122, (2000), 412-417
- [12] 甲藤好郎, 伝熱概論, 養賢堂, (1964), p.169
- [13] 日本機械学会編, 伝熱工学資料 (改訂第4版), 日本機械学会, (1986), p.31
- [14] 佐々木公良, 毛利靖, 高橋定, 松本岩男, 機械駆動用タービン軸受の直接潤滑による性能向上, 三菱重工技報, Vol.24, No.2 (1987), p.180.
- [15] Tanaka, M., Thermohydrodynamic performance of a tilting pad journal bearing with spot lubrication, ASME Journal of Tribology, Vol. 113, No.7 (1991), pp.615-619.
- [16] Dmochowski, W., Brockwell, K., DeCamillo, S. and Mikula, A., A study of the thermal characteristics of the leading edge groove and conventional tilting pad journal bearings, ASME Journal of Tribology, Vol. 115, No.2 (1990), pp.542-548.

- [17] Brockwell, K., Dmochowski, W., DeCamillo, S. and Mikula, A., Performance evaluation of the LEG tilting pad journal bearing, IMechE Seminar Plain Bearings-Plain Bearings-Energy Efficiency and Design, MEP, London, United Kingdom (1992), pp. 51-58.
- [18] Dmochowski, W. and Blair, B., Effect of oil evacuation on the static and dynamic properties of tilting pad journal bearings, Tribology Transactions, Vol. 49, No.4 (2006), pp.536-544.
- [19] Nichols, B., Fittro, R. and Goyne, C., Steady-state tilting-pad bearing performance under reduced oil supply flow rates, ASME TRIB-17-1327 (2017).
- [20] He, M., Thermoelastohydrodynamic analysis of fluid film journal bearings, Ph. D Dissertation, University of Virginia, Charlottesville, Virginia (2003).
- [21] DeCamillo, S., He, M., Cloud, H. and Bryne, J., Journal bearing vibration and SSV hash, Proceedings of the Thirty-seventh Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas (2008), pp.11-23.
- [22] San Andrés, L., Koo, B. and Hemmi, M., A flow starvation model for tilting pad journal bearings and evaluation of frequency response functions: A contribution toward understanding the onset of low frequency shaft motions, ASME. Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, Volume 7A: Structures and Dynamics GT2017-64822 (2017).
- [23] 染谷常雄, すべり軸受の油膜係数の測定法, 潤滑, Vol. 20, No. 3 (1975), pp.191-197.
- [24] Rodriguez, L. and Childs, D., Frequency dependency of measured and predicted rotordynamic coefficients for load-on-pad flexible-pivot tilting-pad bearings, ASME Journal of Tribology, Vol. 128, No. 2 (2006), pp. 388–395.
- [25] 青木弘, 原田正躬, 乱流域におけるジャーナル軸受の流体潤滑理論, 潤滑, Vol. 16, No. 5 (1971), pp. 348-356.
- [26] San Andrés, L. and Tao, Y., The role of pivot stiffness on the dynamic force coefficients of tilting pad journal bearings, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines Power, Vol. 135, No. 11 (2013), 112505.
- [27] Kirk, R. G. and Reedy, S. W., Evaluation of pivot stiffness for typical tilting-pad journal bearing designs." ASME. Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability, Vol. 110, No. 2 (1988), pp. 165–171.
- [28] 田浦裕生, 田中正人, ティルティングパッドジャーナル軸受で支持された回転軸のオイルホップに関する研究 (第1報, 実験と理論計算の比較), 日本機械学会論文集 C編, Vol.73, No.734 (2007), pp.72-80.

謝辞

本研究を進めるにあたり，ご指導いただきました名古屋大学工学研究科梅原徳次教授に心より感謝いたします。また，本研究を仕上げるにあたり，ご指導，ご助言を頂きました名古屋大学工学研究科酒井康彦名誉教授，同福澤健二教授，同長田孝二教授，同野老山貴行准教授に厚く御礼申し上げます。

本研究の遂行は，HM 水力（株），（株）日立インダストリアルプロダクツおよび（株）日立製作所研究開発グループ機械イノベーションセンタの多くの方々のご指導，ご協力を頂きながら進められました。HM 水力（株）の萩谷好守氏には，入社以来，揚水発電電動機およびそのスラスト軸受に関してご指導，ご討論頂き，大変感謝しております。また，同社の粥川慈広氏，桑原健氏，平野将之氏，伊東浩介氏には，スラスト軸受に関してご指導を頂きました。ここに深く感謝いたします。（株）日立インダストリアルプロダクツの高橋直彦氏には，ジャーナル軸受の研究において，ご指導，ご支援を頂き，大変感謝しております。また，（株）日立製作所で軸受に関してご指導いただきました井上知昭氏，一緒に研究を進めている鈴木健太氏，山下智彬氏，佐藤基喜氏，および常に励まし続けてくださいました大野耕作氏および小山田具永氏に感謝いたします。

最後に，いつも支えてくれた家族，そして両親に感謝いたします。