

	9月期	<input type="radio"/>	3月期
--	-----	-----------------------	-----

## 2023 年度 博 士 論 文

論文題目

超精密工作機械用スピンドルシステムの  
熱的安定化に関する研究

2023 年 1 月 9 日 提出

指導教授 中尾 陽一

神奈川大学大学院 工学 研究科 工学 専攻 ( 機械工学 領域 )

学籍番号 202170200 番 氏 名 脇谷 趣聞

# 目 次

## 第1章 緒 論

1.1. 研究背景	1
1.1.1 超精密加工技術の現状とニーズ	1
1.1.2 超精密工作機械用高速スピンドルの必要性	2
1.1.3 加工精度低下の要因	4
1.1.4 従来の熱変形抑制手法と解決すべき課題	5
1.2. 研究目的	8
1.2.1 本論文の研究目的	8
1.2.2 本論文の構成	9
参考文献	11

## 第2章 独立3冷却構造を有する空気静圧ビルトインモータスピンドルの開発

2.1. 緒 言	17
2.2. 独立3冷却構造を有する空気静圧ビルトインモータスピンドルの開発概要	17
2.3. 空気静圧軸受の設計	20
2.3.1 静圧軸受の基本原理	20
2.3.2 スラスト軸受の理論設計	22
2.3.3 ラジアル軸受の理論設計	23
2.3.4 各静圧軸受の諸性能	24
2.4. ビルトインモータ	25
2.5. 各冷却部の基本構造	26
2.5.1 軸心冷却部の基本構造	26
2.5.2 モータ冷却部の基本構造	28
2.5.3 ケーシング冷却部の基本構造	29
2.6. 基本設計段階における温度評価	30
2.6.1 スピンドル主要部における発熱要素	30
2.6.2 スピンドル各部における熱伝達係数	33
2.6.3 集中定数モデルによる温度シミュレーション	35
2.6.4 有限要素モデルによる温度シミュレーション	39
2.7. 結 言	41
参考文献	42

### 第3章 空気静圧ビルトインモータスピンドルの非回転時における熱的特性評価

3.1. 緒言	43
3.2. 実験環境の構築	44
3.2.1 実験環境および実験方法	44
3.2.2 実験環境における温度変化の測定結果	45
3.3. 非回転時における空気静圧ビルトインモータスピンドルの温度特性	46
3.3.1 実験概要	46
3.3.2 実験方法	46
3.3.3 空気の圧縮性による冷却効果	48
3.3.4 各冷却機構による冷却効果	53
3.4. 3次元熱流体解析による空気静圧ビルトインモータスピンドルの 非回転時における熱的特性評価	55
3.4.1 解析の概要	55
3.4.2 3次元熱流体解析による温度特性評価	59
3.4.3 熱変位抑制効果の検討	61
3.5. 結言	64
参考文献	65

### 第4章 空気静圧ビルトインモータスピンドルの回転時における熱的特性評価

4.1. 緒言	66
4.2. 回転時における空気静圧ビルトインモータスピンドルの温度特性	67
4.2.1 実験概要	67
4.2.2 実験方法	67
4.2.3 実験結果	69
4.3. 3次元熱流体解析による空気静圧ビルトインモータスピンドルの 回転時における熱的特性評価	77
4.3.1 3次元熱流体解析による温度特性評価	77
4.3.2 熱変位抑制効果の検討	83
4.4. 結言	85
参考文献	86

### 第5章 スピンドルの温度変化抑制を目的とした制御システムの開発

5.1. 緒言	87
5.2. フィードバック温度制御システムの概要	87
5.2.1 制御原理と構造	87
5.2.2 実験に用いるビルトインモータスピンドル	89

5.3. 開発フィードバック温度制御システムによる温度制御性能評価 .....	90
5.3.1 実験環境 .....	90
5.3.2 スピンドルの回転数定常状態時における温度制御性能評価 .....	91
5.3.3 スピンドル回転数のステップ変化時における温度制御性能評価 .....	92
5.4. 実加工環境を想定した温度制御性能評価 .....	96
5.4.1 スピンドル回転数の短時間連続変化時における温度制御性能評価 .....	96
5.4.2 設置環境温度の変化がスピンドル温度制御性能に及ぼす影響 .....	97
5.4.3 冷却液の温度変動がスピンドル温度制御性能に及ぼす影響 .....	98
5.5. 結 言 .....	100
参考文献 .....	101

## 第6章 結 論

6.1. 研究成果の概要 .....	102
6.2. 今後の研究課題 .....	104

## 付 録

付録 A スラスト軸受の理論設計計算 .....	105
付録 B ラジアル軸受の理論設計計算 .....	108
付録 C スピンドル各部における熱伝達係数の計算 .....	112

## 研究業績

## 謝 辞

## 第1章 緒論

## 1.1. 研究背景

## 1.1.1 超精密加工技術の現状とニーズ

工作機械は、機械装置や機械部品を作る機械であり、マザーマシンとも呼ばれ、ものづくりの中核を担っている。また、工作機械は医療産業、航空産業、自動車産業、スマートフォン製造などに代表される先端技術分野を支える基盤技術であり、さらなる高精度化が求められている。特に光学、医療に関しては微細形状加工における超精密加工の需要が増加しており、多くの国内工作機械関係の企業や研究機関が小径エンドミルによる加工の研究を行っている<sup>(1)(2)</sup>。この背景には、光学系に用いられるマイクロレンズアレイ(図 1.1(a))、医療技術において注目されているマイクロニードルアレイ(図 1.1(b))、半導体製造に用いられるフォトマスク(図 1.1(c))やプローブカード(図 1.1(d))といった、微細かつ高精度部品やその製造に使用される金型および成形型の需要増加がある<sup>(3)-(6)</sup>。従来、このようなマイクロ金型製造にはフォトリソグラフィやレーザ加工を用いることが多かったが、金型形状の複雑化や、金型の多品種少量生産化、工数から見た生産コストといった観点から小径エンドミルを用いた切削加工や鏡面切削による金型製造に移り変わりつつある。

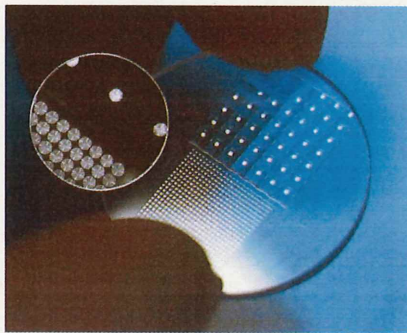
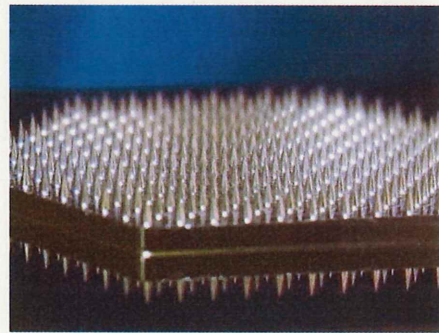
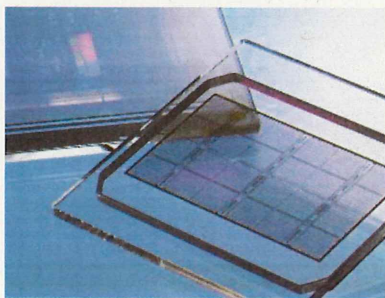
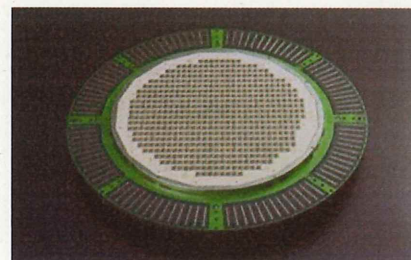
(a) Microlens array<sup>(3)</sup>(b) Micro needle array<sup>(4)</sup>(c) Photo mask<sup>(5)</sup>(d) Probe card<sup>(6)</sup>

Fig. 1.1 Case of machining using micro endmilling cutter

工作機械にとって、高精度化と高速化は、いつの世にも変わらぬ二大テーマであり、その定義は時代とともに、また技術の進歩に連れて変化してきている。したがって、工作機械の「超精密加工」の定義を数値的に表すことは極めて難しい。一般の工作機械の起源である産業革命勃発期<sup>(7)</sup>においては、寸法精度や表面精度に対して、ミリメートルオーダ( $10^{-3}$  m)の精度で超精密加工と呼ばれていたが、現代においては、サブミクロンオーダ( $10^{-7}$  m)やナノメートルオーダ( $10^{-9}$  m)の精度で行う加工を超精密加工と呼んでいる。図 1.2 に、各時代における加工精度限界を示す<sup>(8)</sup>。この図からもわかるように、現代における超精密加工の総合加工精度は、サブミクロンオーダ、数十ナノメートルオーダ以上を求められている。

今後、到達すべき加工精度として目標とすべきは、金属を構成する分子内の原子 1 つのみを除去可能となる精度、つまり Å オーダ( $10^{-10}$  m)であると考えられる。例えば、鉄では原子直径が 0.252 nm であるため、Å オーダの加工精度が要求される例である。そうすれば、今後さらに需要が増加すると考えられる半導体分野において、最終工程まで切削で行うだけで無く、そのほか想像もつかないような技術革新の可能性を期待することができる。

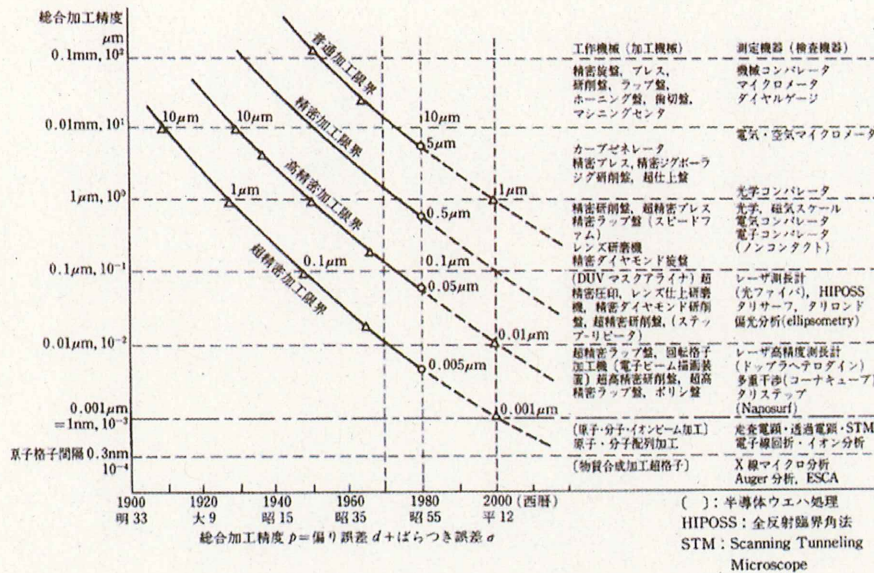


Fig. 1.2 Limitation of machining accuracy<sup>(8)</sup>

### 1.1.2 超精密工作機械用高速スピンドルの必要性

図 1.3 は、工作機械用主軸の高速化の変遷を示したものであり<sup>(9)</sup>、主軸軸受の DN 値(軸受の高速化の程度を表す値、D: 軸受内径、N: 回転数)は、年代が進むとともに、切削ニーズに対応して飛躍的に増加してきている。航空機部品や金型加工用のマシニングセンタなどは、高効率加工を達成するために、高速主軸が搭載されている。また、複合旋盤では、ミーリング主軸での高速化傾向が顕著である。

主軸において超高速回転域を動作範囲とすることは、切削速度を上昇させる上で非常に重要なものとなる。一般的に、切削速度を上昇させることで切削性の向上、切削抵抗の減少、表面粗さの向上、加工時間の削減、そして工具摩耗の低下といった様々なメリットがある<sup>(10)</sup>。しかし、微細形状の加工に用いられるようなエンドミルの直径はマイクロエンドミルと称されるように、直径数百  $\mu\text{m}$  のものも使用される。式(1.1)に示す切削速度を求める式から、切削速度はエンドミル直径  $D$  と回転数  $N$  に比例する。

$$V_c = \frac{\pi D N}{1000} \quad (1.1)$$

図 1.4 は、エンドミル直径  $D$  と回転数  $N$  の関係を表すグラフである。この図 1.4 からわかるように、マイクロエンドミルを用いて切削速度  $V_c = 100 \text{ m/min}$ ,  $200 \text{ m/min}$  といった加工をおこなう場合、必要となるスピンドル回転数は、常に高速回転領域となる。また、工具のみならず被削材も、適切な切削速度を決定する上で重要な要因となるため、高速回転を可能にすることで、被削材の選択肢を広げることが可能となる。よって、微細加工にはスピンドルの高速回転が必要不可欠である。

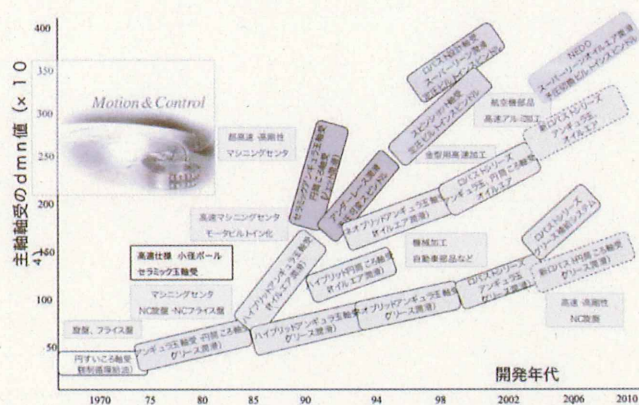


Fig. 1.3 Transition to higher speed of spindle for machine tools<sup>(9)</sup>

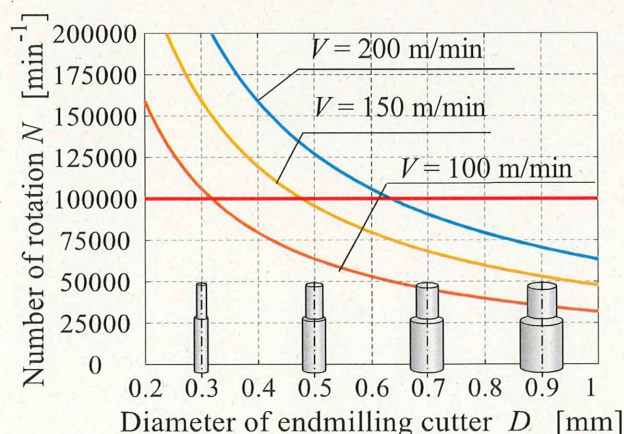


Fig. 1.4 Needed rotational speed to achieve cutting speed

### 1.1.3 加工精度低下の要因

加工精度<sup>(11)</sup>とは、加工により得られる工作物の精度であり、機械加工において、工作物の加工精度は母性原理<sup>(12)</sup>(それを加工する工作機械の精度を超えられない)に準ずるため、工作機械の精度がその基本となる。そのため、超精密加工の実現には、工作機械の更なる高精度化が望まれる。一般に、工作機械の加工精度および加工能率の限界を支配する要因(図 1.5)として、工作機械の運動精度と静的・動的・熱的な外力による変形が挙げられる<sup>(13)</sup>。ここで、これらの要因が組み合わせることにより幾何学的誤差が生じ、工作機械の工具中心点(TCP: Tool Center Point)と工作物との相対位置が変化し、その結果、工作物の加工誤差が生じる。したがって、工作機械の高精度化には、上述した加工精度低下の要因に対する検討が必要不可欠である。このうち、本論文では、工作機械の加工精度を低下させる要因のうち、熱変形に焦点を当てている。

J. B. Bryan<sup>(14)</sup>や J. Mayer ら<sup>(15)</sup>の報告によれば、精密加工における幾何学的誤差のうち、熱変形によるものは 75 %以上の割合を占めていることが述べられている。例えば、マシニングセンタや複合加工機などの工作機械による加工において、ATC(Automatic Tool Changer)が用いられるため、頻繁に切削工具の交換が行われる<sup>(16)</sup>。そのため、工作機械主軸の急激な起動・停止動作により、主軸の温度変化が生じ、その結果、温度変化による熱変形が加工精度を低下させる。また、昨今では、工作機械主軸の高速化と小型化の実現を目的に、主軸にモータを内蔵するビルトインモータスピンドルが広く採用されている<sup>(17)</sup>。ビルトインモータスピンドルは、主軸回転時に生じる振動を低減し、回転精度を向上させることが可能になる。しかしながら、内蔵モータの発熱による熱変形が、加工精度を低下させる主要な要因となる。

このように、工作物の加工精度に対し、工作機械の熱変形による影響は非常に大きく、超精密加工が要求される工作機械や自動化・省人化されたシステムを有するマシニングセンタや複合加工機はもとより、特に超精密工作機械においては、加工条件に応じて逐次変化する発熱および発熱に起因する熱変形への有効な対策が必要不可欠である。

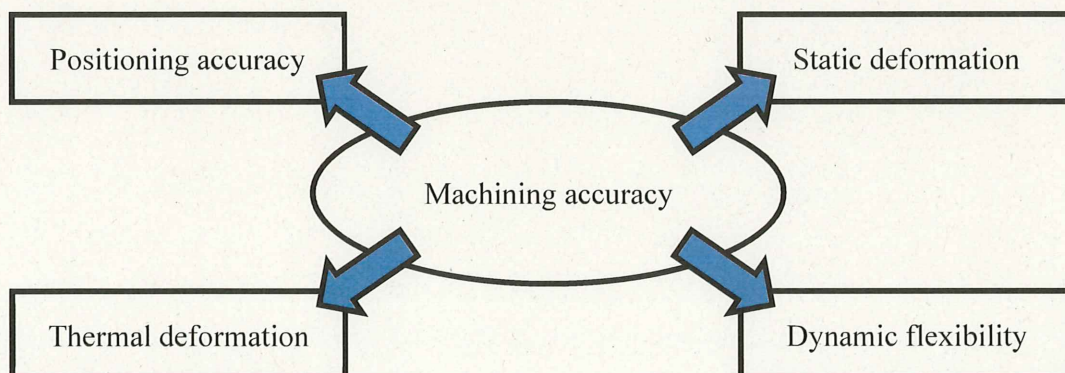


Fig. 1.5 Factors of degrading machining accuracy of machine tool

#### 1.1.4 従来の熱変形抑制手法と解決すべき課題

工作機械の熱変形が加工精度に影響を及ぼす基本的なメカニズムおよび抑制手法は、G. Spur ら<sup>(18)</sup>や Y. Ito ら<sup>(19)(20)</sup>等によって、図 1.6 のように示されている。すなわち、外部から供給されたエネルギーは工作機械の加工条件に応じて熱に変換される。この熱が工作機械各部に伝導し温度上昇が生じるが、この場合、各構造表面からの放熱状態が異なることや、結合部における接触熱抵抗による温度低下、構造材料の熱容量の相違などによって、不均一な温度分布が生じる。その結果、工作機械各部における、そりやたわみといった複雑な熱変形が生じるうえ、この熱変形により、TCP と工作物との相対位置が変化(熱誤差)し、加工精度を低下させる。

一般に、工作機械の温度上昇と熱変形をもたらす発熱源には、内部熱源と外部熱源の2種類に分けられる<sup>(21)</sup>。内部熱源として、加工時に生じる切削熱や、工作機械の運動系(主軸、モータ、軸受、ボールネジ etc.)における摩擦熱などが挙げられる。一方、外部熱源としては、工作機械設置環境における周囲環境温度変化や工場内照明や作業員などによる放射熱が挙げられる。このうち、工作機械の中核要素であり、加工精度を決定づける心臓部ともいえるスピンドル(主軸)は、高速回転時に多大な発熱が生じる<sup>(22)</sup>。特に、スピンドル部で生じる熱変形は、TCP と工作物との相対位置に直接影響を及ぼすため、スピンドルの熱変形抑制に向けた有効な対策が必要不可欠であるといえる。そこで、本論文では、工作機械の熱問題に対し、スピンドルに焦点を当て、その熱変形抑制に向けた検討を行った。

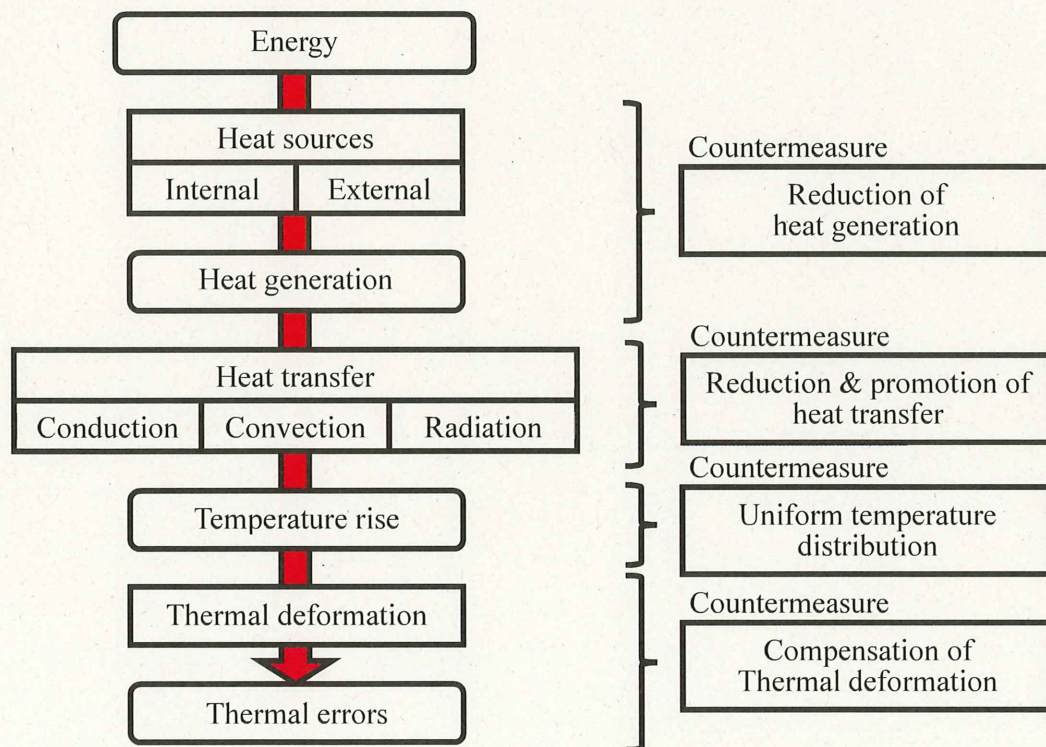


Fig. 1.6 Schematic diagram of thermal behavior and the related countermeasure

図 1.6 に示したように、熱変形が加工精度に影響を及ぼす一連の主要因として、(1)熱源および発熱、(2)熱伝達による各部の温度上昇、(3)熱変形が連鎖的に生じることにより、熱誤差が生じ、加工精度を低下させる。そのため、工作機械の加工精度の向上には、各要因の連鎖を断ち切る必要がある。このような工作機械、特にスピンドルの熱問題は、加工精度の向上を目的に、学术界・産業界における主要な研究課題の一つであり、半世紀以上前から多くの研究者によって、各要因への対策が広く行われている。以下に、先行研究によって明らかにされてきた工作機械、特にスピンドルの熱問題における一連の主要因(1)~(3)への対策手法(a)~(c)について述べる。

(a) 発熱の低減、熱伝達の阻害

工作機械の熱源は、前述したように、加工時に生じる切削熱や運動系における摩擦熱などの内部熱源と、工作機械設置環境における周囲環境温度変化や工場内照明や作業員などによる放射熱などの外部熱源に分類される。外部熱源としては、特に、工作機械の周囲環境温度変化による影響が大きい<sup>(23)</sup>。しかしながら、工作機械全体に冷却油を噴霧する手法や、工作機械を取り囲む一定空間内の温度を一定に保つための温度制御システムを適用することによって、周囲温度変化による影響は抑制可能であることが明らかにされている<sup>(24)~(27)</sup>。一方、工作機械内部には複数の熱源が存在するが、特に、スピンドルユニットはモータや軸受を具備するため発熱が顕著である<sup>(28)</sup>うえ、加工条件に応じて生じる熱量が逐次変化するため、有効な対策が必要である。

一般に、このような問題に対し、熱源を工作機械構造から分離・隔離することで熱の伝達を妨げる手法<sup>(29)</sup>や、発熱源および熱源周囲への強制冷却<sup>(30)~(32)</sup>を行うなどといった対策が行われている。また、超精密工作機械用スピンドルの案内要素には、発熱低減・発熱抑制を目的に、オイルエア潤滑を用いた転がり軸受<sup>(33)~(36)</sup>や非接触支持のため発熱の小さい静圧軸受<sup>(37)~(40)</sup>が広く採用されており、これらの温度上昇および熱変形抑制効果に関する多くの研究が報告されている。

(b) 最適構造設計、温度分布の均一化

工作機械の熱変形抑制を目的とした構造設計は、多くの市販の工作機械において確認することができる。例えば、低熱膨張係数を有する構造材料の採用<sup>(41)~(42)</sup>や熱対称構造および熱平衡構造<sup>(43)~(44)</sup>での設計などが提案されている。また、構造内の不均一な温度分布が生じることを防ぐ目的で、一定温度の冷却液が循環される構造が広く用いられている<sup>(45)</sup>。特に、スピンドルは工作機械の主な熱源であるため、上述したようにモータや軸受等の熱源に対して強制冷却を行うための構造設計が必要となる。

一般に、スピンドルの熱変形は、冷却構造と周囲空気への対流熱伝達に大きく影響を受ける。すなわち、スピンドルの冷却構造と周囲空気への熱伝達の両方を最適化することによって、スピンドル主軸の熱変形を低減できるうえ、加工精度向上が可能と

なる。そのため、スピンドルの冷却構造、特に熱容量を有するため、効果的な冷却が可能である水冷構造<sup>(46)</sup>に関する研究が多く報告されている。例えば、スピンドルの主熱源であるモータを具備するビルトインモータスピンドルに対し、冷却流路の異なる冷却構造を提案し、3次元熱流体解析手法や実験データから、熱伝達メカニズムの解明や熱源に対する冷却性能、熱変形抑制効果について検討が行われている<sup>(47)-(56)</sup>。また、加工精度に直接影響を及ぼすスピンドル主軸に対して、直接冷却を行う軸心冷却構造<sup>(57)(58)</sup>や主軸内部にヒートパイプを設けた構造設計<sup>(59)-(62)</sup>が提案されており、これらの研究報告では、スピンドル主軸の高い温度上昇抑制効果が確認されている。

### (c) 熱変形の補償

超精密加工を行うにあたり、熱源や発熱に伴う温度上昇への対策に加え、熱変形の補償は重要な課題の一つであり、熱変形補償アプローチについて、多くの研究が報告されている<sup>(63)</sup>。一般に、工作機械の熱変形補償手法として、生じる工作機械主軸の熱変位に対して、NC制御によって補正する手法が広く採用されており<sup>(64)</sup>、これには、加工点における熱変位量、TCPの把握が必要不可欠である。熱変位量の把握方法は、実測による方法と推定による方法に分けられる。実測による熱変位補正は、接触式・非接触式変位センサやレーザ測長器、ひずみゲージによるインプロセス測定・補正方法などがある<sup>(65)-(67)</sup>。しかしながら、実加工時において安定した熱変位測定を行うことは困難であるため、昨今では、加工中の温度変化特性に基づく熱変位推定による補正が、広く検討されている。熱変位推定手法には、ニューラルネットワークや回帰分析といった機械学習や熱変位予測式を用いる統計モデルによる熱変位推定手法<sup>(68)-(71)</sup>と、機械構造に対し、実測した周囲温度や代表点温度を境界条件とした有限要素法(FEM, Finite Element Method)などを用いて、解析的に熱変位を推定する手法<sup>(72)-(76)</sup>があり、これらの熱変位推定結果を用い、リアルタイムに熱変位の補正が行われている<sup>(77)-(79)</sup>。

上述してきたように、多くの研究者らによって、熱変形に対する研究が報告されている。しかしながら、従来までに報告されている熱変形に対する研究の多くにおいては、図1.6に示した熱変形が加工精度に影響をおよぼす一連の各要因に対し、個別に対策をおこなったものであり、提案された熱変形対策に基づいて実用化も広く行われてはいるものの、根本的な解決には至っていない。

したがって、熱変形が加工精度に影響をおよぼす一連の要因に対し、個別に対策を行うのではなく、上述した対策手法(a)~(c)を統合的に扱うこと、すなわち、熱変形そのものを軽減するための最適構造設計に加え、熱変形を抑制・補正する手法を組み合わせる取り扱いシステムとして検討することが重要であるといえる。

### 1.2. 研究目的

#### 1.2.1 本論文の研究目的

本研究では、微細形状に対する超精密加工の更なる高精度化・高効率化の実現を目指し、超精密工作機械用スピンドルシステムの熱的安定化に関する検討を行う。熱的安定化・熱的安定性とは、装置の熱的な条件が変化した場合においても、要求された精度を維持できる性能、すなわち発熱に伴う温度上昇や熱変形、熱変位への影響が小さい状態を指す<sup>(80)</sup>。ここで、本研究において、超精密工作機械用スピンドルの熱的安定性を実現するため、以下に示す手法を組み合わせることで、スピンドルシステムとして、統合的に工作機械の加工精度低下の要因である熱源や熱変形、熱変位への対策を図る。

- (1) 熱的安定化を実現する最適構造設計による発熱および熱変形抑制
- (2) 生じる発熱および温度分布による熱変位の補償

また、本研究における(1)および(2)に対する研究目的を以下に示す。

- (a) 発熱低減および内部温度上昇抑制に加え、スピンドル主軸の熱変位制御機能付与が可能な、独立した3種類の冷却構造を有する高速小径空気静圧スピンドルの設計・開発を行う。
- (b) 開発したスピンドルの熱的特性について、非回転時および回転時の異なる観点から評価を行い、開発スピンドルの発熱低減および温度上昇抑制効果を明らかにする。
- (c) 開発したスピンドルの主軸熱変位制御を目的に、開発スピンドルの3種類の異なる冷却構造に対する最適な冷却条件を決定する。
- (d) 熱変位補償を目的に、開発したフィードバック冷却液温度制御システムを、試作ビルトインモータスピンドルに適用し、その温度制御性能を明らかにする。

これらにより、工作機械の加工精度を低下させる主要因である熱変形問題に対し、加工精度に直接影響を及ぼす要素であるスピンドルに着目した最適構造設計や、その発熱低減・温度上昇抑制効果に加え、スピンドル主軸の熱変位補償に関する新たな知見が得られ、超精密工作機械用スピンドルの熱的安定化に向けた問題解決、新規プロセス・装置開発の足掛かりとなると期待される。

### 1.2.2 本論文の構成

本論文は、全6章で構成されており、各章の構成および概要は次の通りである。

#### 第1章 緒論

本章では、工作機械の変遷を踏まえ、本研究の目的である、超精密工作機械用スピンドルシステムの必要性について示す。ここでは、開発したスピンドルに要求される性能について、現在の工作機械に対する超精密加工の需要や熱的安定性の重要性、超精密工作機械用スピンドルに使用される冷却システムや熱変位補償技術などに触れ、具体的に説明をする。また、本研究が今後の工作機械分野の進展に有益であることを示し、本研究の目的および本論文の内容を簡潔に述べる。

#### 第2章 独立3冷却構造を有する空気静圧ビルトインモータスピンドルの開発

本章では、開発した独立3冷却構造を有する空気静圧ビルトインモータスピンドルの基本構造および設計について述べる。具体的には、本スピンドルに採用されている空気静圧軸受や、熱的安定性を目的とした冷却構造などの特徴を説明する。また、ここで先行研究や既存のスピンドル装置と比較し、本研究の特色および独自性を示す。さらには、静圧軸受の主要素となる軸受絞りや軸受すき間の基本設計から、軸心水冷機構の構造決定や各部品の寸法決定といった詳細設計までの説明をする。また、スピンドルに関する温度特性について、集中定数モデルおよび有限要素モデルといった異なる手法を用いてシミュレーション解析を行い、本スピンドルの熱的安定性について検討する。ここで、軸心水冷機構の有用性、特に本軸心冷却構造は特殊な構造であるため、その有意性を具体的に示す。

#### 第3章 空気静圧ビルトインモータスピンドルの非回転時における熱的特性評価

本章では、開発した空気静圧ビルトインモータスピンドルの非回転時における熱的特性について述べる。開発した空気静圧スピンドルは、スピンドル内部に複数の発熱源を内包していると同時に、複数の冷却構造も具備している。そのため、各発熱源および冷却源の相互作用によって、本スピンドルの熱的特性の理解が複雑化するという問題がある。そのため、本スピンドルの熱的特性把握を進めるにあたり、各問題を一度に扱うのではなく、個別に扱うことで、各特性を把握する必要がある。そこで、本章では、まず、本スピンドルの非回転時における熱的特性について、実験的に評価した内容を説明する。また、この実験結果をもとに、評価が容易ではないスピンドル内部の温度分布について3次元モデルによる解析結果を明らかにする。さらには、本スピンドルが具備する3種類の冷却構造の冷却性能について、この温度特性およびスピンドル主軸の熱変形の解析結果から評価し、第4章の回転時における熱的特性評価を行うための資とする。

### 第4章 空気静圧ビルトインモータスピンドルの回転時における熱的特性評価

本章では、開発した空気静圧ビルトインモータスピンドルの回転時における熱的特性について述べる。具体的には、第3章で明らかにした非回転時における熱的特性をもとに、本スピンドルの各発熱源に対する冷却性能評価すなわち熱的安定性に関する評価を実験的に進めていく。また、これらの評価と並行してスピンドル主軸の熱変位の測定を行ったうえ、生じる熱変位を抑制可能な最適冷却条件について説明する。これらの実機における回転時の特性、影響を明らかにすることは、実用上極めて重要であり、性能評価実験から超精密加工に対する有意性を評価していく。

### 第5章 スピンドルの温度変化抑制を目的とした制御システムの開発

本章では、開発した空気静圧スピンドルの更なる熱的安定化を目的に、加工精度に直接影響を及ぼすスピンドル主軸の熱変位補償要素技術について、検討を行った結果を示す。本研究では、これまでに、高い熱的安定性を有するスピンドルの開発に加え、なお生じてしまう温度変化および熱変形に対する補償要素技術の検討として、冷却液によるスピンドルのフィードバック温度制御手法の開発・評価を進めてきた。本章では、この温度変化・熱変位補償要素技術をビルトインモータスピンドルに適用し、その温度制御性能について評価を行った内容を述べる。

### 第6章 結論

本研究の結論をまとめ、開発した超精密工作機械用スピンドルシステムの有意性と今後の研究課題について述べる。

参考文献

- (1) 三浦浩之, 小径 cBN ボールエンドミルによる金型の精密・微細加工, 機械技術, Vol. 65, No. 10, pp. 44-47, 2017.
- (2) 芹沢正規, 松村隆, 微小径線材に対するマイクロエンドミル加工の切削力, 精密工学会 学術講演会講演論文集, 2016A(0), pp. 371-372, 2016.
- (3) 株式会社ルミネックス, <http://www.luminex.co.jp/index.html>, (参照 2023-12-13).
- (4) 有限会社米山金型製作所, <http://y-mold.com/index.html>, (参照 2023-12-13).
- (5) 凸版印刷株式会社, <https://www.toppan.co.jp/>, (参照 2023-12-13).
- (6) 日本電子材料株式会社, <http://www.jem-net.co.jp/index.html>, (参照 2023-12-13).
- (7) 大山忠夫, 資料 転がり軸受の発展を支えた周辺技術の源流-旋盤と研削盤を例として -, Koyo engineering journal, (162), pp. 69-75, 2002.
- (8) 日本機械学会, 超精密加工技術, コロナ社, pp. 18-20, 1998.
- (9) 中村晋也, 工作機械主軸の技術開発と今後の課題, NSK technical journal, (686), pp. 31-39, pp. 45-51, 2013.
- (10) 安齋正博, 高速ミーリング(はじめての精密工学), 精密工学会誌, Vol. 73, No. 9, pp. 1005-1008, 2007.
- (11) 砥粒加工学会, 改訂版 切削・研削・研磨用語辞典, 日本工業出版, pp. 28, 1995.
- (12) 砥粒加工学会, 改訂版 切削・研削・研磨用語辞典, 日本工業出版, pp. 216, 1995.
- (13) C. Brecher, M. Esser and S. Witt, "Interaction of manufacturing process and machine tool, CIRP Annals-Manufacturing Technology-, Vol. 58, pp. 588-607, 2009.
- (14) J. B. Bryan, International status of thermal error research, Annals of CIRP, Vol. 16, pp. 203, 1968.
- (15) J. Mayr, J. Jedrzejewski, E. Uhlmann, M. A. Donme, W. Knapp, F. Härtig, K. Wendt, T. Moriwaki, P. Shore, R. Schmitt, C. Brecher, T. Würz and K. Wegener, Thermal issues in machine tools, CIRP Annals-Manufacturing Technology-, Vol. 61, No. 2, pp. 771-791, 2012.
- (16) Yusuf Latinas, MANUFACTURING AUTOMATION, CAMBRIDGE UNIVERSITY PRESS, pp.125-186, 2012.
- (17) A. Boglietti, A. Tenconi, Key design aspects of electrical machines for high-speed spindle applications, IECON 2010-36th Annual Conference on IEEE Industrial Electronics Society, pp. 1735-1740, 2010.
- (18) G. Spur and H. Fischer, Thermal behaviour of machine tools, Advances in Machine Tool Design and Research, pp. 147-160, 1969.
- (19) Y. Ito, Thermal Deformation in Machine Tools, McGraw Hill, pp. 119, 2010.
- (20) M. Ess, Simulation and compensation of thermal errors of machine tools. Dissertation, Dissertation ETH Zürich, No. 20300, 2012.

- (21) R. Ramesh, M. A. Mannan, A.N. Poo, Error compensation in machine tools – a review Part 1 & 2, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, No. 40, P. 1235-1284, 2000.
- (22) J. Jedrzejewski, W. Kwasny, Z. Kowal, W. Modrzycki, Operational behaviour of high speed spindle unit, *MM Science Journal*, 2008.
- (23) 垣野義明, 奥島啓式, 工作機械の熱変形に関する研究(第 4 報)-外部熱源による影響, 精密機械, Vol. 40, No. 479, pp. 1105-1110, 1974.
- (24) H. J. Hansen, Techniques for precision air temperature control, *Proc. of SPIE*, (0433), pp.84-91, 1983.
- (25) J. B. Bryan, R. R. Donaldson, E. R. McClure and R. Clouser, Practical solution to the thermal stability problem in machine tools, *SME Technical Paper*, MR72-138, 1971.
- (26) Z. Xu, M. Xu, W. Cheng, H. Peng and Y. Ding, High-precision, temperature control based on grinding-structure and PID-feedback strategies, *Trans. Japan Soc. Aero. Space Sci.*, Vol. 61, No. 2, pp.51-59, 2018.
- (27) Y. Zhao, D. L. Trumper, R. K. Heilmann, M. L. Schattenburg, Optimization and temperature mapping of an ultra-high thermal stability environmental enclosure, *Precision Engineering*, Vol. 34, pp. 164-170, 2010.
- (28) M. Weck, P. McKeown, R. Bonse, U. Herbst, Reduction and Compensation of Thermal Errors in Machine Tools, *Annals of the CIRP*, Vol. 44, pp. 589-598, 1995.
- (29) 吉田嘉太郎, 立てフライス盤の熱変形に関する研究, 機械技術研究報告書, 第 82 号, 1975.
- (30) B. Denkena, B. Bergmann and H. Klemme, Cooling of motor spindles-a review, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol.110, pp.3273-3294, 2020.
- (31) H. Yoshioka, S. Matsumura, H. Hashizume and H. Shinno, Minimizing thermal deformation of aerostatic spindle system by temperature control of supply air, *JSME International Journal, Series C*, Vol. 49, No. 3, pp. 606-611, 2006.
- (32) P. S. Patil, R. R. Mudholkar, Cooling techniques for a spindle of machine tool, *International Journal of Engineering and Computer Science*, Vol. 5, Issue 12, pp. 19653-19656, 2016.
- (33) E. Abele, Y. Altintas and C. Brecher, Machine tool spindle units, *CIRP Annals-Manufacturing Technology*-, Vol. 59, No. 2, pp. 781-802, 2010.
- (34) C-H. Wu and Y-T. Kung, A parametric study on oil/air lubrication of a high-speed spindle, *Precision Engineering*, Vol. 29, No. 2, pp. 162-167, 2004.
- (35) S. Li and Y. Wu, A study on oil/air lubrication and preload of a high frequency fully ceramic motor spindle, *International Conference on E-Product E-Service and E-Entertainment*, IEEE, pp. 3611-3614, 2010.

- (36) L. Zhang, S. Yu, Y. Wu, K. Zhang, Q. Shi and D. An, Parameter optimization of a motorized spindle lubrication system using biogeography-based optimization, *Advances in Mechanical Engineering*, Vol. 11, No. 1, 2019.
- (37) A. Slocum, P. Scagnetti, N. Kane, and C. Brunner, Design of self-compensated, Water-Hydrostatic Bearings, *Precision Engineering*, Vol.17, No.3, pp. 173-185, 1995.
- (38) S. Ohishi and Y. Matsuzaki, Experimental investigation of air spindle unit thermal characteristics, *Precision Engineering*, Vol. 26, No. 1, pp. 49-57, 2002.
- (39) Y. Nakao, R. Kirigaya, D. Fedorynenko, A. Hayashi and K. Suzuki, Thermal characteristics of spindle supported with water-lubricated hydrostatic bearings, *International Journal of Automation Technology*, Vol. 13, No. 5, pp. 602-609, 2019.
- (40) Q. Gao, W. Chen, L. Lu, D. Huo and K. Cheng, Aerostatic bearings design and analysis with the application to precision engineering: State-of-the-art and future perspectives, *Tribology International*, Vol. 135, pp. 1-17, 2019.
- (41) H.-C. Möhring, C. Brecher, E. Abele, J. Fleischer, F. Bleicher, Materials in machine tool structures, *CIRP Annals-Manufacturing Technology*-, Vol. 64, pp. 725-748, 2015.
- (42) D. Kono, S. Mizuno, T. Muraki and M. Nakaminami, A machine tool motorized spindle with hybrid structure of steel and carbon fiber composite, *CIRP Annals-Manufacturing Technology*-, Vol. 68, pp. 389-392, 2019.
- (43) オークマ株式会社, <https://www.okuma.co.jp/onlyone/thermo/>, (参照 2023-12-13).
- (44) 西脇信彦, 堀三計, 国枝正典, 工作機械の設置環境とコラムの熱変形挙動, *日本機械学会論文集C編*, Vol. 53, No. 495, pp. 2408-2413, 1987.
- (45) K. Wegener, J. Mayr, M. Merklein, B.A. Behrens, T. Aoyama, M. Sulitka, J. Fleischer, P. Groche, B. Kaftanoglu, N. Jochum, H-C. Möhring, Fluid elements in machine tools, *CIRP Annals-Manufacturing Technology*-, Vol. 66, No. 2, pp. 611-634, 2015.
- (46) C. Kral, A. Haumer and T. Bäuml, Thermal model and behavior of a totally-enclosed-water-cooled squirrel-cage induction machine for traction applications, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 55, No. 10, pp. 3555-3565, 2008.
- (47) J. Weber and J. Weber, Thermo-energetic analysis and simulation of the fluidic cooling system of motorized high-speed spindles, *The 13th Scandinavian Conference on Fluid Power*, pp.131-140, 2013.
- (48) J. Weber, L. Shabi, and J. Weber, Thermal impact of different cooling sleeve's flow geometries in motorized high-speed spindles of machine tools, *Proceedings of the 9th FPNI*, pp 1-11, 2016.
- (49) J. Vyroubal, Using the spindle cooling temperature as a tool for compensating the thermal deformation of machines, *Acta Polytechnica*, Vol. 50, No. 1, pp. 19-22, 2010.

- (50) K. M-M-Ganesh, M. Karthikeyan, A. K. Shaik Dawood and N.V. Kamalesh, CFD analysis of cooling channels in built-in motorized high speed spindle, *Engineering Science and Technology an International Journal*, pp. 238-244, 2012.
- (51) S. Morimura, Development of new spindle cooling technology that concentrates cooling near front bearing, *International Journal of Automation Technology*, Vol. 9, No. 6, pp. 698-706, 2015.
- (52) L. Koch, K. Grossa and G. Krueger, Comparative analysis of fluid cooling systems in motorized spindle, 2<sup>nd</sup> International Conference on Thermal Issues in Machine Tools, pp. 4620-4627, 2021.
- (53) Y. Zhang, L. Wang, Y. Zhang, and Y. Zhang, Design and thermal characteristic analysis of motorized spindle cooling system, *Advances in Mechanical Engineering*, Vol. 13, No. 5, 2021.
- (54) Y. Dai, J. Wang, Z. Li, G. Wang, X. Yin, X. Yu and Y. Sun, Thermal performance analysis and experimental study of high-speed motorized spindle based on the gradient descent method, *Case Studies in Thermal Engineering*, Vol. 26, pp. 101056, 2021.
- (55) H. Li, Z. Zhuoran, J. Zhang, X. Chen, and W. Zhang, Modeling and evaluation of fluid flow resistance characteristics of the cooling channel in the aircraft oil-cooled electric machine, *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, 2023.
- (56) Z.Li, W. Zhu, B. Wang, Q. Wang, J. Du, and B. Sun, Optimization of cooling water jacket structure of high-speed electric spindle based on response surface method, *Case Studies in Thermal Engineering*, Vol. 48, pp. 103158, 2023.
- (57) 中村晋也, 垣野義明, 松村明, 浦野好市, モータビルトインスピンドルにおけるモータ発熱の影響と軸芯冷却の効果の解析, *精密工学会誌*, Vol. 60, No. 7, pp.979-983, 1994.
- (58) 森村章一, 下村亮一, 加藤英登, 吉村辰浩, 高精度/高剛性を実現する低コストで高効率軸冷却機能を備えた主軸の開発, *精密工学会誌*, Vol. 79, No. 2, pp. 124-127, 2013.
- (59) F. Li, J. Gao, G. Jiang, L. Xu, and F. Liang, Experimental investigation of an R134a loop thermosiphon for shaft cooling, *Proceedings of ASME 2018 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Vol. 8B, pp. 1-8, 2018.
- (60) F. Li, J. Gao, G. Jiang, L. Xu, F. Liang, and K. Zhu, Experimental investigation of single loop thermosyphons utilized in motorized spindle shaft cooling, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 134, pp. 229-237, 2018.
- (61) B. Denkena, B. Bergmann, K. Kono, R. Ishiguro, and H. Klemme, Characterization of heat conductivity of eccentrically rotating heat popes used for cooling of motor spindles, 2nd International Conference on Thermal Issues in Machine Tools, pp. 4698-4705, 2021.
- (62) L. Jonath, J. Luderich, J. Brezina, A. Maria, G. Degetau, and S. Karaoglu, Improving the thermal behavior of high-speed spindles through the use of an active controlled heat pipe systems, 3rd International Conference on Thermal Issues in Machine Tools, pp. 203-218, 2023.
- (63) K. Wegener, S. Weikert, and J. Mayr, Age of compensation challenge and chance for machine tool industry, *International Journal of Automation Technology*, Vol.30, No. 4, pp. 609-623, 2016.

- (64) 松原厚, NC 工作機械の送り運動の計測と制御, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 77, No. 779, pp. 249-256, 2011.
- (65) H. Schwenke, W. Knapp, H. Haitjema, A. Weckenmann, R. Schmitt, and F. Delbressine, Geometric error measurement and compensation of machines-An update, CIRP Annals, Vol. 57, No. 2, pp. 660-675, 2008.
- (66) S. Ibaraki, and W. Knapp, Indirect measurement of volumetric accuracy for three-axis and five-axis machine tools: A review, International Journal of Automation Technology, Vol. 6, No.2, pp. 110-124, 2012.
- (67) W. Gao, S. Ibaraki, M. Alkan Donmez, D. Kono, J. R. R. Mayer, Y.-L. Chen, K. Szpka, A. Archenti, J.-M. Linares, and N. Suzuki, Machine tool calibration: Measurement, modeling, and compensation of machine tool errors, International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 187, pp. 104017, 2023.
- (68) C. Zhang, F. Gao, Y. Li, Thermal error characteristic analysis and modeling for machine tools due to time-varying environmental temperature, Precision Engineering, Vol. 47, pp. 231-238, 2017.
- (69) M. Mareš, O. Horejš, and L. Havlík, Thermal error compensation of a 5-axis machine tool using indigenous temperature sensors and CNC integrated Python code validated with a machined test piece, Precision Engineering, Vol. 66, pp. 21-30, 2020.
- (70) P. Hernández-Becerro, J. Purtschert, J. Konvicka, C. Buesser, D. Schranz, J. Mayr, and K. Wegener, Reduced-order model of the environmental variation error of a precision five-axis machine tool, Journal of Manufacturing Science and Engineering, Vol. 143, No. 2, pp. 1-11, 2021.
- (71) M. Zhu, Y. Yang, X. Feng, Z. Du, and J. Yang, Robust modeling method for thermal error of CNC machine tools based on random forest algorithm, Journal of Intelligent Manufacturing, Vol. 34, pp. 2013-2026, 2023.
- (72) E. Uhlman, and J. Hu, Thermal modeling of high speed motor spindle, Procedia CIRP, Vol. 1, pp. 313-318, 2012.
- (73) J. Zhang, P. Feng, C. Chen, D. Yu, and Z. Wu, A method for thermal performance modeling and simulation of a machine tools, International Journal of Manufacturing Technology, Vol. 68, pp. 1517-1527, 2013.
- (74) N. S. Mian, S. Fletcher, A. P. Longstaff, and A. Myers, Efficient estimation by FEA of machine tool distortion due to environmental temperature perturbations, Precision Engineering, Vol. 37, pp. 372-379, 2013.
- (75) J. Peng, M. Yin, L. Cao, Q. Liao, L. Wang, G. Yin, Study on the spindle axial thermal error of a five-axis machining center considering the thermal bending effect, Precision Engineering, Vol. 75, pp. 210-226, 2022.
- (76) L. Koch, G. Krüger, and F. Döpfer, Thermal modeling challenges of high-speed motorized spindles, 3rd International Conference on Thermal Issues in Machine Tools, pp. 240-262, 2023.

- (77) 佐々木雄二, 岩井英樹, 若園賀生, 桜井康匡, 岡祐司, リアルタイム熱変位補正システムの開発, 精密工学会誌, Vol. 83, No. 2, pp. 121-124, 2017.
- (78) M. Fujishima, K. Narimatsu, N. Irino, M. Mori, and S. Ibaraki, Adaptive thermal displacement compensation method based on deep learning, CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology, Vol. 25, pp. 22-25, 2019.
- (79) X. Wei, H. Ye, E. Miao, and Q. Pan, Thermal error modeling and compensation based on Gaussian process regression for CNC machine tools, Precision Engineering, Vol. 77, pp. 65-76, 2022.
- (80) S. Mekid, and J. Jedrzejewski, Thermal problems in machine tools design and operation, Introduction to Precision Machine Design and Error Assessment, CRC Press, 2009.

## 第2章 独立3 冷却構造を有する空気静圧ビルトインモータスピンドルの開発

### 2.1. 緒 言

本章では、独立した3種類の冷却構造を有する空気静圧ビルトインモータスピンドルの開発概要および設計した構造について説明する。まず、開発した空気静圧スピンドルの開発概要について述べる。次に、本スピンドルに具備されている空気静圧軸受およびビルトインモータ、各冷却構造の概要を述べる。本スピンドルは、高い熱的安定性を実現させるために、発熱低減および温度上昇抑制が可能な構造設計を行っている。そこで、基本設計におけるスピンドルの熱的安定性について、温度シミュレーション評価を行った内容について述べる。

### 2.2. 独立3 冷却構造を有する空気静圧ビルトインモータスピンドルの開発概要

本節では、独立3冷却構造を有する空気静圧ビルトインモータスピンドルの開発概要および特徴を述べる。まず、図2.1に本研究の開発指針を示す。1章で述べたように、熱変形が加工精度に影響を及ぼす一連の主要因として、熱源および発熱、熱伝達による各部の温度上昇、熱変形が連鎖的に生じることにより、熱誤差が生じ、加工精度を低下させる。そこで、本スピンドルでは、熱問題における一連の主要因に対する手法(a)~(c)を用い、熱変形の抑制を図っている。以下に、熱問題への対策手法(a)~(c)について述べる。

#### (a) 空気静圧軸受を用いることによる発熱の低減

熱変形の抑制には、まず、熱源で生じる発熱を極力抑制する必要がある。工作機械用スピンドルの主発熱源として、スピンドル内部に具備するモータや軸受が挙げられる。そこで、開発するスピンドルでは、使用する軸受に非接触支持であるうえ、低粘性が利点である空気静圧軸受を採用することで、高精度回転と高速回転時に生じる発熱抑制を図る。

#### (b) 最適構造設計による熱伝達の抑制

上述したように、スピンドル内部に具備するモータおよび静圧軸受部において生じた発熱が、スピンドル各部に伝達することで温度上昇が生じる。そこで、開発するスピンドルでは、モータおよび静圧軸受部で生じる発熱に対し、生じる熱量を抑制しうる冷却性能を有する冷却構造を配置する。また、開発スピンドルの冷却構造などを極力熱対称構造となるようにすることで、生じる熱変形の予測および熱変形を容易にする。

#### (c) 適切な冷却条件設定による温度分布の均一化

開発するスピンドルは、対策手法(b)で述べたように、熱源に対して冷却構造を配置する。ここで、各冷却構造の独立した冷却流路に対し、冷却条件を個別に設定することで、装置内部で生じる不均一な温度分布の均一化および熱変位抑制を図る。

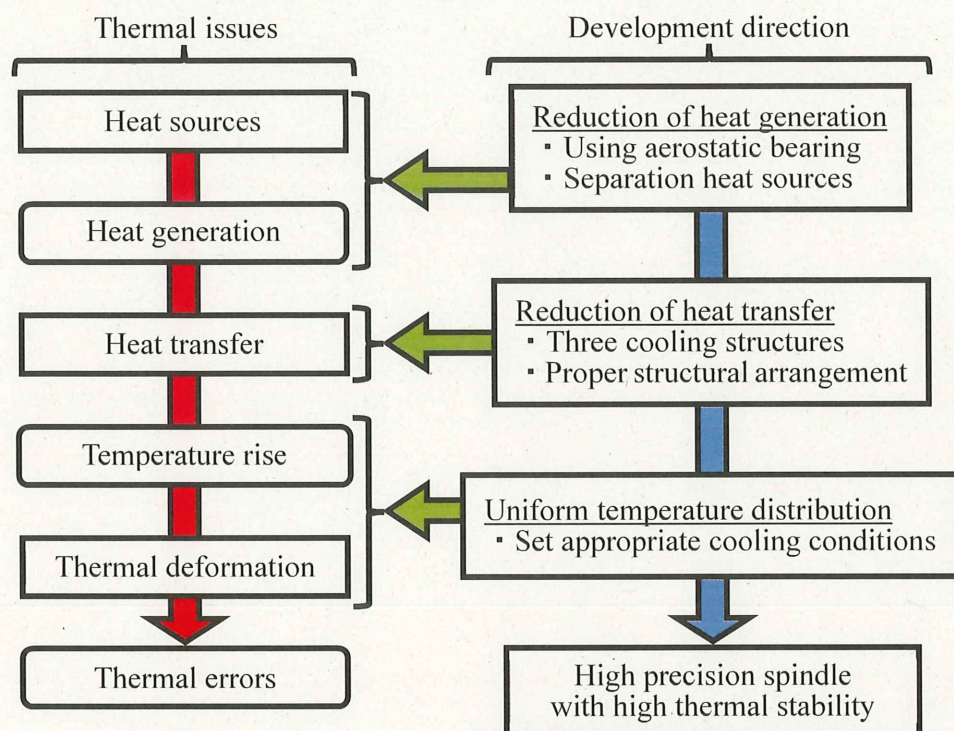


Fig. 2.1 Development flow of spindle design

図 2.2 に設計した空気静圧ビルトインモータスピンドルの構造を示す。本スピンドルは、ラジアル軸受を主軸の前後に配置し、スラスト軸受は軸受面を両側から負荷を支持させる対向式構造を採用した。スピンドル内部には、高いスピンドル回転数を実現するために、ビルトインモータを組み込み、高い回転精度と剛性を得られるようにする。また、本スピンドルは、高い熱的安定性を実現させるために、ビルトインモータ用冷却構造とラジアル軸受周囲にスピンドルケーシング冷却構造を具備させたうえ、回転軸内部に冷却流体を供給する軸心冷却機構を具備させている。また、本スピンドルの軸径は $\phi 13\text{ mm}$ であり、高速回転領域での微細形状を有する精密部品の加工を目的に、設計・製作を行った。本スピンドルの特色を3点、以下に示す。

#### (1) 定格回転数 $100,000\text{ min}^{-1}$ のビルトインモータの採用

設計されたスピンドルは、将来的には、毎分  $100,000$  回転の運転も想定しており、これは材料を加工する速さを表す切削速度を上昇させるうえで非常に重要なものとなる。一般的に、切削速度を向上させることで、切削性の向上や表面粗さの向上などの様々な利点があり、超精密加工にはスピンドルの高速回転は必要不可欠である。しかし、超高速回転駆動の空気静圧スピンドルの研究報告例は少ないため、本研究を実施する意義がある。

(2) 2種類の異なる流体を使用

一般的に、静圧軸受に供給する流体と冷却に使用する流体は、設計の容易さなどの理由から、同じ流体を使用するが、本スピンドルには、潤滑流体として低粘度である空気、冷却流体として熱伝導性の高い水を使用している。これより、(1)で述べた超高速回転での駆動においても、高い冷却性能が期待できる。

(3) 独立した3種類の冷却構造を具備

本研究で開発されたスピンドル装置の回転軸直径は小径 ( $\phi 13$  mm) であり、この主軸内部には、冷却流体を供給する特殊な構造を有している。また、高い熱的安定性を実現させるために、ビルトインモータ用冷却構造とラジアル軸受周囲にスピンドルケーシング冷却構造を具備させることにより、内部の温度上昇抑制に加え、生じる熱変位抑制に期待できる。

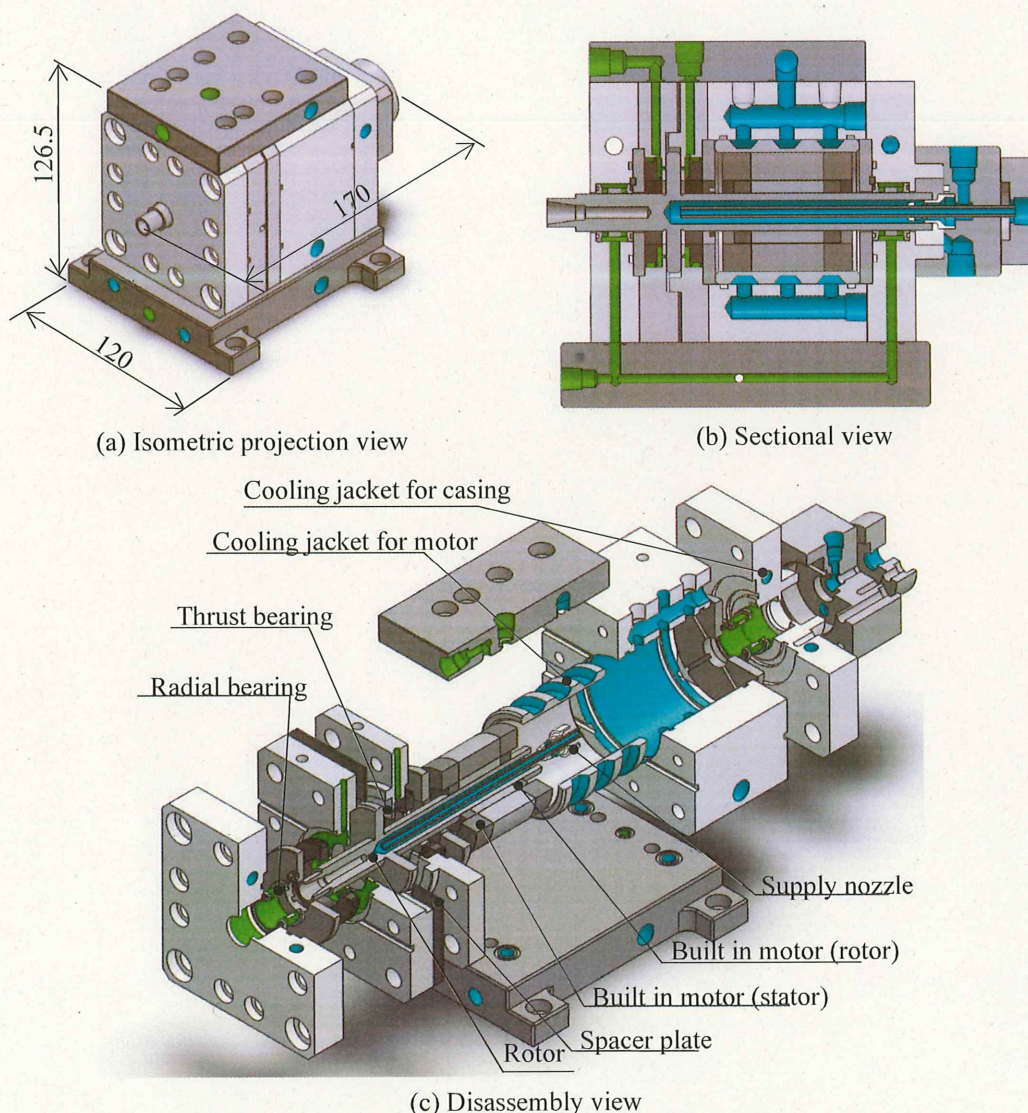


Fig. 2.2 Designed structure of high-speed aerostatic spindle with three cooling structures

## 2.3. 空気静圧軸受の設計

### 2.3.1 静圧軸受の基本原理

一般に、工作機械の主要な運動構成要素は、被削材や工具を回転させる主軸の回転運動と特定の方向にテーブルなどを移動させる直線運動がある。なかでも加工精度に直接関係する回転運動要素の主軸は、摩擦抵抗が少ないこと、高い回転精度を有することが望ましく、超精密加工用途では、静圧軸受が広く利用されている<sup>(1)</sup>。一般的なスピンドルに使用されるような転がり軸受では、接触支持であるため摩擦による振動、発熱、摩耗などによって加工精度に悪影響を及ぼす。また、工作物の精度は、母性原理によって、工作機械に使用する部品以上の加工精度を求めることができない。一方、静圧軸受は、軸受外部からあらかじめ加圧された高压の流体をすべり面間に強制的に供給することによって潤滑流体膜を形成し、非接触で荷重を支える<sup>(2)</sup>。そのため、非接触で物体を支持することが可能となり、低振動、低発熱を実現し、さらに摩耗による劣化が無く半永久的な寿命を得ることができる。また、潤滑面の平均化効果によって母性原理以上の精度を望むことが可能となる。一般に、静圧軸受に用いられる潤滑流体には、油や水、空気が用いられており、加工目的や運転条件によって使い分けられる。このうち、油と水は非圧縮性流体であるため減衰性が高く、負荷容量や軸受剛性を高くすることができるが、粘性が高く、高速回転時での粘性に起因する発熱が大きくなり、熱変形が生じるため、加工精度に悪影響を及ぼす。一方、空気は粘性が非常に低いため、高速回転域においても発熱を抑制することができる。しかし、空気は圧縮性流体であるため、高い剛性や負荷容量は期待できない。そのため、高速回転領域で用いられる微細形状加工用スピンドルに使用されることが多い。

本研究で扱う静圧軸受は、定圧作動方式を採用しており、供給管路に絞りを設けている。絞りがあること、荷重の変化による軸受すき間の増減に影響されて出口圧力が変動し、定位置で荷重を支えることが可能となる。静圧軸受に対して負荷が増加した場合、軸受すきまが減少し、リセス圧力が上昇することで、増大した負荷を押し返す力が生じ、負荷を支持する。一方、負荷が減少した場合、軸受すき間が増大することでリセス圧力が低下し、負荷を押し返す力が小さくなり、軸受すき間を一定に保つことができる。このときの軸受の動作様相を図2.3に示す。

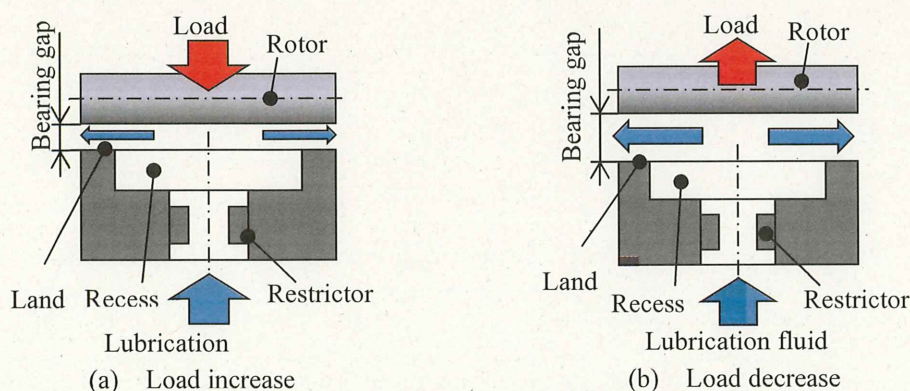


Fig. 2.3 System of hydrostatic bearing

本スピンドルの主軸用軸受には、空気静圧軸受が採用されている。空気静圧軸受には、次のような長所と短所がある。

(1) 高精度

非接触支持であるため、軸受面の形状誤差の運動精度に対する影響が小さい。

(2) 低摩擦・低発熱

軸受の摩擦力は、軸受すき間の流体のせん断抵抗によって生じ、流体の粘性に比例する。空気の粘性は表 2.1 に示すとおりである。この違いによって、例えば、共通寸法の回転軸を想定した試算結果を図 2.4 に示すように、通常の潤滑油の約 1/1000 程度<sup>(3)-(5)</sup>であるため、摩擦が小さく、高速回転領域においても発熱が小さい。そのため、水や油を用いた静圧軸受に比べて、熱変形による装置の精度劣化も抑制できる。また、摩擦力の変動も非常に小さいため、高精度の位置決め制御や回転速度制御が可能となる。

Table 2.1 Compared result on viscosity due to lubricating fluid

Fluid	Viscosity [Pa·s] (20 °C)	Fluid/Air [-]
Air	$18.24 \times 10^{-6}$	1
Water	$1070.48 \times 10^{-6}$	58.7
Oil (VG10)	$20.08 \times 10^{-3}$	1100.9

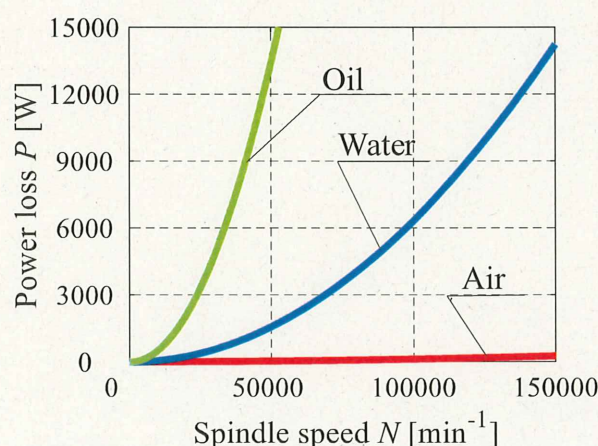


Fig. 2.4 Influence of viscosity on power loss

(3) 長寿命

非接触支持であるため、通常使用時においては摩耗が生じず、初期性能を長期間にわたって維持することが可能となる。

(4) クリーン、清浄性

空気を潤滑流体として使用することにより、大気中に空気を帰化させることができるため、使用後の潤滑流体による環境汚染を防止することが可能である。

## (5) 負荷容量・剛性・減衰が小さい

潤滑流体に油や水を使用する静圧軸受の場合、軸受面全体にポケットを設け、絞りによる圧力変化が軸受面の全体に行渡るように設計される。しかしながら、空気は圧縮性流体であるため、減衰能力が小さく、絞りに連続して大きなポケットを設けると、圧縮性に起因する「ニューマチックハンマ」と呼ばれる自励振動が生じる<sup>(6)</sup>。また、油や水は、比較的容易に数 MPa の圧力を得られるが、空気は、通常 0.4~0.5 MPa に過ぎず、空気静圧軸受の負荷容量および剛性、減衰係数は、他の静圧軸受と比較して小さくなる。しかし、絞り形式の工夫、加工精度の向上、高圧エアの利用などにより、空気静圧軸受の剛性は、向上してきており、適用範囲は広がってきている。

## 2.3.2 スラスト軸受の理論設計

図 2.5 にオリフィス絞りを有したスラスト軸受の構造概要を示す。ここで、 $R_i$  が軸受内半径、 $R_o$  が軸受外径、 $R_r$  が絞り半径、 $h_{th}$  がスラスト軸受すきま、 $d_{th}$  がスラスト絞り直径、 $p_{s\_th}$  がスラスト供給圧力を示している。それに加え、 $d_{p\_th}$  をポケット直径、 $h_{p\_th}$  をポケット深さとして表している。

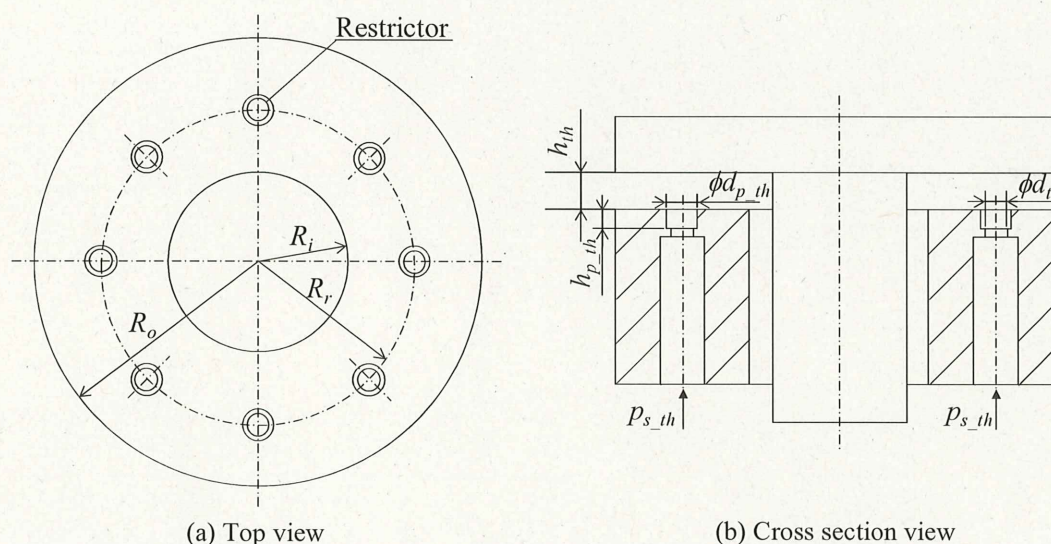


Fig. 2.5 Basic structure of thrust bearing with orifice restrictor

ここで、本スラスト軸受において、以下を設計要件とした。すなわち、スラスト軸受部での発熱による熱変形を考慮し、軸受すきま  $h_{th}$  においては、スピンドル回転数  $100,000 \text{ min}^{-1}$  時における粘性抵抗に起因する動力損失  $P_{th}$  がスラスト軸受両面で 100 W 以下、絞り直径  $d_{th}$  においては、圧力損失による動力損失  $P_{pl\_th}$  がスラスト軸受両面で 200 W 以下となるよう各寸法を決定した。設計計算の詳細は、本論文巻末の付録 A に示す。

### 2.3.3 ラジアル軸受の理論設計

本研究では、1列給気比べ剛性を高くできる2列給気方式を用いる。また、特に明記が無い場合係数などはスラスト軸受と同じ値、もしくは式を用いるものとする。

まず、オリフィス絞りラジアル軸受の構造概要を図2.6に示す。ここで、 $d_{p\_rd}$ はポケット直径、 $h_{p\_rd}$ はポケット深さを示しており、そのほかの記号は自成絞りで示したものと同様に $D_{rd}$ がラジアル軸受直径、 $h_{rd}$ がラジアル半径すきま、 $L_{rd}$ が軸受長さ、 $L_{2\_rd}$ が流出長さ、 $d_{rd}$ が絞り直径、 $p_{s\_rd}$ が給気圧力を示している。

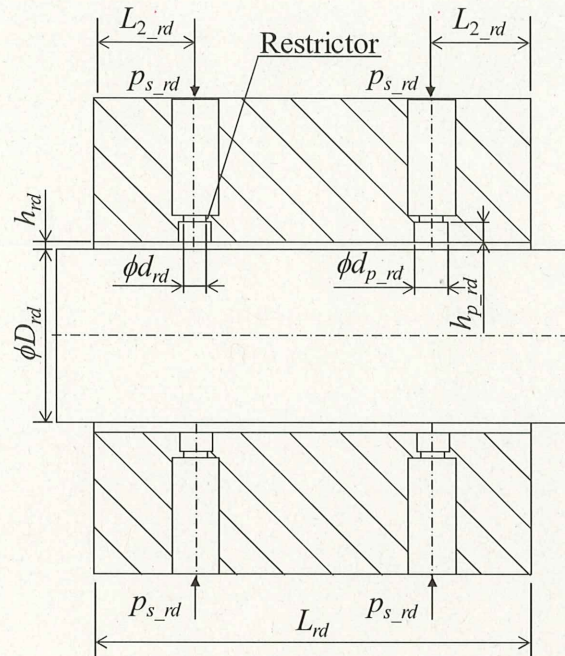


Fig. 2.6 Basic structure of radial bearing with orifice restrictor

ここで、本ラジアル軸受において、以下を設計要件とした。すなわち、ラジアル軸受部での発熱による熱変形を考慮し、軸受すきま  $h_{ra}$  においては、スピンドル回転数  $100,000 \text{ min}^{-1}$  時における粘性抵抗に起因する動力損失  $P_{ra}$  がラジアル軸受2組で  $20 \text{ W}$  以下、絞り直径  $d_{ra}$  においては、圧力損失による動力損失  $P_{pl\_ra}$  がラジアル軸受2組で  $100 \text{ W}$  以下となるよう各寸法を決定した。設計計算の詳細は、本論文巻末の付録Bに示す。

## 2.3.4 各静圧軸受の諸性能

前項までに示した設計方針にしたがい、供給圧力を 0.45 MPa とし、圧力比、絞り直径を定め、この条件によって計算される軸受すきま、剛性、供給流量を決定した結果を表 2.2 に示す。本研究で開発したスピンドルは、この基本設計結果に基づいて製作されている。

Table 2.2 Design value of the aerostatic bearings

		Thrust bearing	Radial bearing
Supply pressure $p_{s\_th}$	[MPa]	0.45	0.45
Pressure ratio $p_{r\_th}$	[-]	0.7	0.7
Restrictor diameter $d_{th}$	[mm]	0.2	0.1
Bearing gap $h_{th}$	[ $\mu\text{m}$ ]	10.0	10.0
Inlet flow (2 sides) $Q_{in\_th}$	[L/min]	20	10.3
Bearing stiffness $k_{th}$	[N/ $\mu\text{m}$ ]	15.3	6.3

## 2.4. ビルトインモータ

精密部品の生産において、高精度化・高効率化・小サイズ化が要求されることを背景に、設計された空気静圧スピンドルは、ビルトインモータ(ATE 社, AC/41/25/2)を組み込んでいる。図 2.7 にビルトインモータの設置箇所を示す。空気静圧スピンドルの駆動方法として、使用条件により、ベルト駆動やマグネットカップリングなどを用いることもあるが、主軸に直接モータを取り付けるビルトインモータは、外乱が少なく、高速回転にも対応できる<sup>(7)</sup>。また、ビルトインモータの場合は、モータ出力の大きなものを使用することにより、高速回転時の空気粘性負荷条件下でも、回転数維持が可能となる。

ここで、使用するビルトインモータの仕様を表 2.3 に示す。

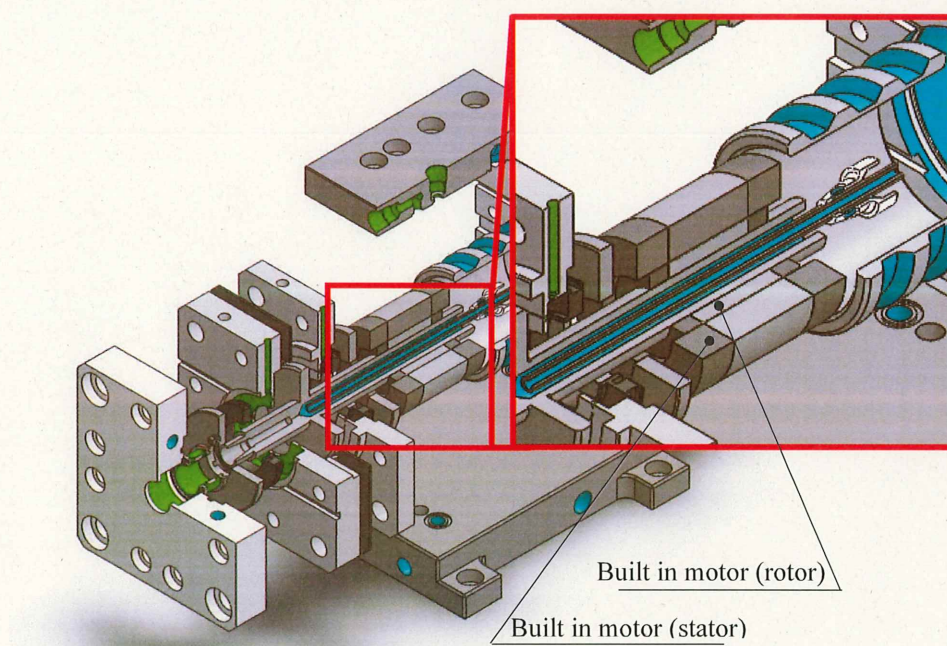


Fig. 2.7 Designed structure of built-in motor

Table 2.3 Specification of built in motor

Spindle speed	[min <sup>-1</sup> ]	100,000
Motor power	[kW]	1.25
Torque	[Nm]	50
Stator loss	[W]	600
Rotor loss	[W]	10

## 2.5 各冷却部の基本構造

### 2.5.1 軸心冷却部の基本構造

本スピンドルに用いる軸心冷却構造を図2.8に示す。本軸心冷却構造を本スピンドルに組み込む際に、以下を設計要件とした。すなわち、本スピンドルは高い回転精度を実現するために静圧軸受で支持されているため、軸心冷却への冷却流体の供給排出部には、回転精度への悪影響や摩擦による発熱源となるOリング等の接触式パッキンを使用しない。

そこで、本軸心冷却構造は、図2.8に示すように、回転軸内側にスピンドル本体に固定された供給ノズルを挿入し、回転軸内径と供給ノズル外径間の微小すきまから冷却流体が供給される構造となっている。軸心部を通過した冷却流体は、回転軸内部に配置した、供給ノズルに固定された細管パイプ内を通過し排出される。一般の軸心冷却構造のように、供給口とは逆側に排出機構を備える必要がないため、主軸長の短縮が可能になる。また、本構造により、潤滑流体である空気と冷却流体が、スピンドル内部で完全に分断される。

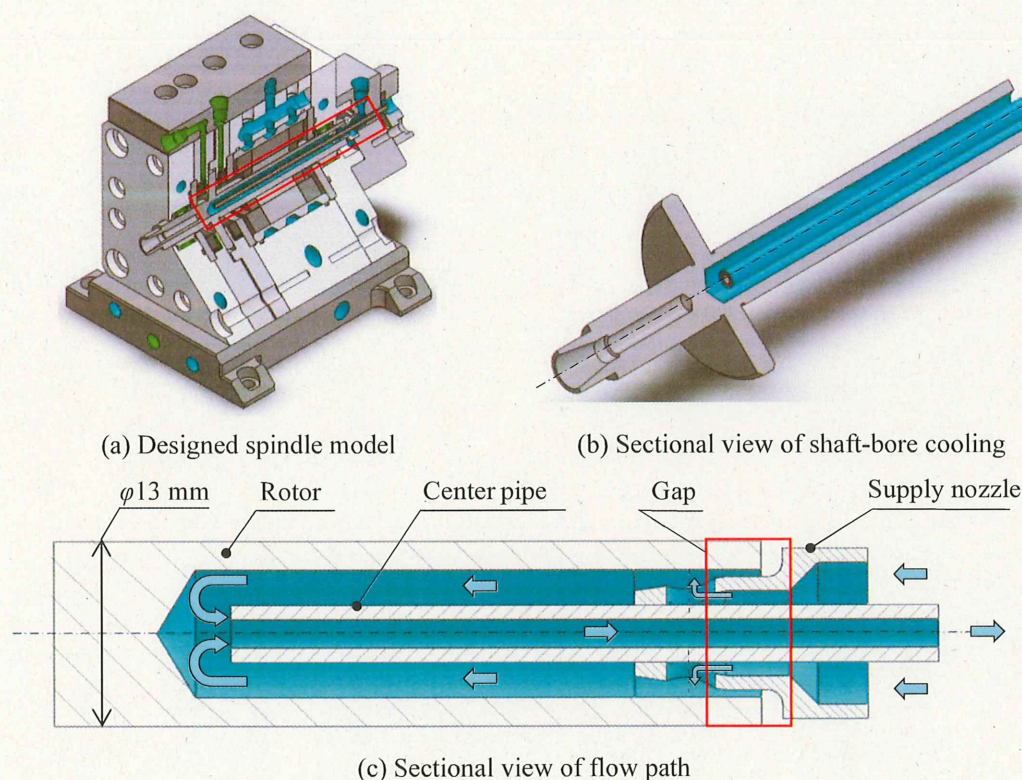


Fig. 2.8 Shaft-bore cooling structure

ただし、本軸心冷却構造の回転軸と供給ノズルは非接触であり、図2.8中赤枠に示す供給ノズルの軸端すきまにおける漏れ流量が十分に少なくするように、すきまの寸法管理をしなければならない。そこで、供給流体の漏れ流量 $Q_l$ について検討した。漏れ流量 $Q_l$ は式(2.1)より検討を行った。

$$Q_l = \frac{\pi D_{sc} h_l^3 p_s}{12 L_l \mu} \quad (2.1)$$

ここで、冷却水供給部となる供給ノズルの拡大図である図 2.9 中に示すように、回転軸内径  $D_{sc}$ 、回転軸-供給ノズル間すきま  $h_l$ 、供給圧力  $p_s$ 、すきま長さ  $L_l$ 、水の粘性抵抗  $\mu$  とする。図 2.10(a), (b)に式(2.1)から算出した漏れ流量を示す。このとき、設計値から、すきま  $h_l$ :15  $\mu\text{m}$ 、すきま長さ  $L_l$ :2 mm、供給圧力  $p_s$ :0.35 MPa とする。図 2.10 より、設計値の漏れ流量  $Q_l$ :0.07 L/min に対し、実測定結果では、0.11 L/min の漏れ流量が確認された。これは、回転軸の自重によって生じる僅かな偏心による回転軸-供給ノズルにおけるすきま 2.15  $\mu\text{m}$  の拡大、組立て時に発生するすきま長さ  $L_l$  が 0.5 mm 程度短くなったためと考えられる。しかしながら、漏れ流量の実測値は 0.11 L/min であり、十分に少なくなっているうえ、図 2.8、図 2.9 から明らかなように、軸端部に精密リングを付加することで、供給ノズルの軸方向取り付け位置を調整可能であり、さらなる漏れ流量の削減も可能である。

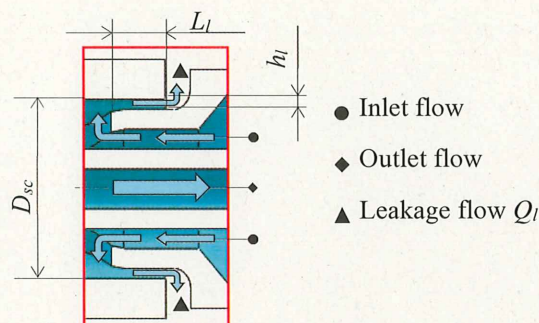


Fig. 2.9 Gap of shaft-bore cooling function at shaft-end

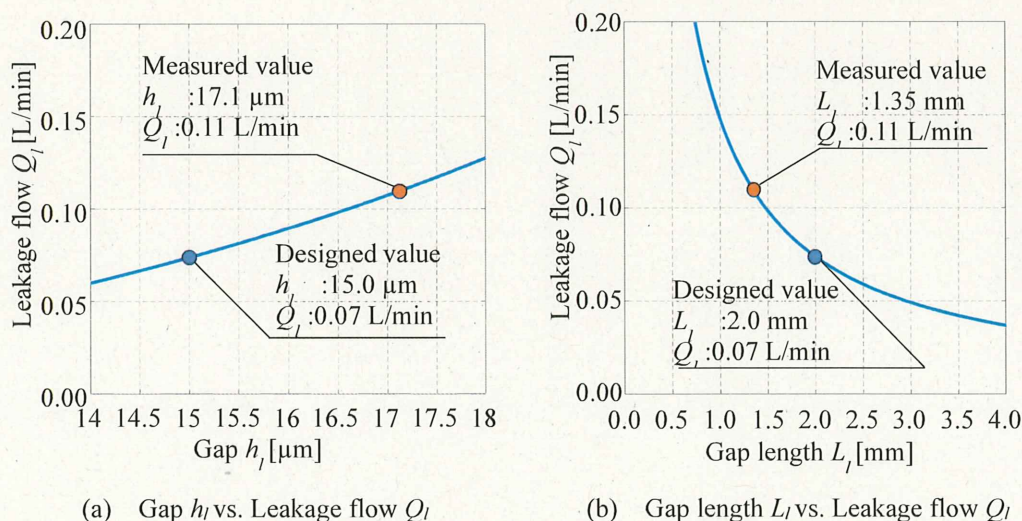


Fig. 2.10 Gap of shaft-bore cooling function at shaft-end

### 2.5.2 モータ冷却部の基本構造

ビルトインモータは、スピンドルの主な発熱源の一つである。そのため、発熱による温度変化を抑制する有効な対策が必要不可欠である。図 2.11 にモータジャケット冷却構造(冷却流路面積  $A_m$ :  $10.8 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ )を示す。本冷却構造は、モータを覆うように設置している。冷却流体は、図中の流入ポートから流入し、モータ周辺に設けた台形断面の円環状の流路を流れた後に、上方の排出ポートから排出される構造となっている。図 2.11 に示すように 3 本の平行冷却流路を有しており、冷却流路形状を台形構造にすることにより、冷却面積を増加することができる。また、モータ冷却機構をモータケースに挿入する際、正方形構造にした場合と比較して角がとれるため、通過する O リングの破損を防ぐことができる。

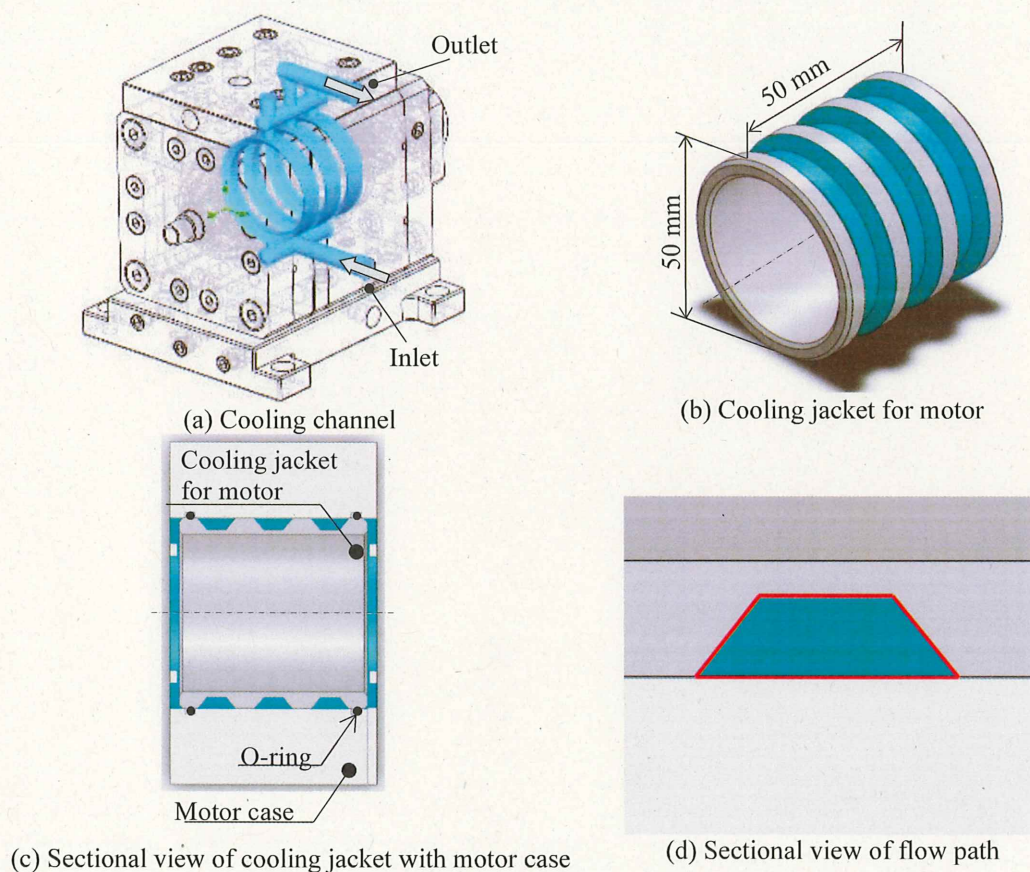


Fig. 2.11 Structure of motor jacket cooling structure

ここで、本モータジャケット冷却構造において、以下を設計要件とした。すなわち、スピンドルの定格回転数  $100,000 \text{ min}^{-1}$  時におけるビルトインモータのロータ部およびステータ部で生じる熱量  $P_{mo}$ :  $70 \text{ W}$  を抑制する冷却流路面積を設ける。そこで、冷却構造における冷却性能  $P_w$  について検討を行った。冷却構造における冷却性能  $P_w$  は式(2.2)より検討を行った。

$$P_w = h_w A \Delta T \quad (2.2)$$

ここで、冷却水の熱伝達係数  $h_w$ 、冷却流路面積  $A$ 、冷却流路壁面と冷却水との温度差  $\Delta T$  とする。このとき、設計値から、本モータジャケット冷却構造における冷却水の熱伝達係数  $h_{w\_mo}$ :  $1.48 \times 10^3 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ 、冷却流路面積  $A_{mo}$ :  $10.8 \times 10^{-3} \text{ m}^2$  とし、冷却流路壁面と冷却水との温度差  $\Delta T_{mo}$ :  $5 \text{ }^\circ\text{C}$  と仮定する。式(2.2)より、ビルトインモータの発熱量  $P_{mo}$ :  $70 \text{ W}$  (スピンドル回転数  $100,000 \text{ min}^{-1}$  時)に対し、本モータジャケット冷却構造における冷却性能  $P_{w\_mo}$ :  $79.9 \text{ W}$  と十分な冷却性能が確認された。また、式(2.2)からも明らかなように、冷却水温を変化させることにより、生じる熱量に応じて適切な冷却も可能である。

### 2.5.3 ケーシング冷却部の基本構造

本スピンドルに用いるスピンドルケーシング冷却機構(冷却流路面積  $A_c$ :  $7.4 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ )を図 2.12 に示す。本冷却構造は、流入ポートから流入後、分岐して各ラジアル軸受の周囲に冷却流体を通過させた後、排出ポートに向かって流れを合流させ、排出する構造となっている。静圧軸受部のすきまでは、スピンドル主軸回転時に、空気粘性に起因する発熱が生じる。そのため、本構造により、回転時における静圧軸受部での発熱の抑制を図る。また、図 2.12(a) に示すように、スピンドル内部全体を冷却流体が通過する流路構造であるため、主軸回転時に生じる、スピンドル中央部からの熱変形の抑制に期待できる。ここで、本ケーシング冷却構造において、以下を設計要件とした。すなわち、スピンドルの定格回転数  $100,000 \text{ min}^{-1}$  時におけるラジアル軸受部で生じる熱量  $P_{ra}$ :  $8.4 \text{ W}$  を抑制する冷却流路面積を設ける。そこで、冷却構造における冷却性能  $P_w$  について、モータジャケット冷却構造と同様に式(2.2)より検討を行った。このとき、設計値から、本ケーシング冷却構造における冷却水の熱伝達係数  $h_{w\_c}$ :  $2.40 \times 10^3 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ 、冷却流路面積  $A_c$ :  $7.4 \times 10^{-3} \text{ m}^2$  とし、冷却流路壁面と冷却水との温度差  $\Delta T_c$ :  $5 \text{ }^\circ\text{C}$  と仮定する。式(2.2)より、ラジアル軸受の発熱量  $P_{ra}$ :  $8.4 \text{ W}$  (スピンドル回転数  $100,000 \text{ min}^{-1}$  時)に対し、本ケーシング冷却構造における冷却性能  $P_{w\_c}$ :  $88.8 \text{ W}$  と十分な冷却性能が確認された。

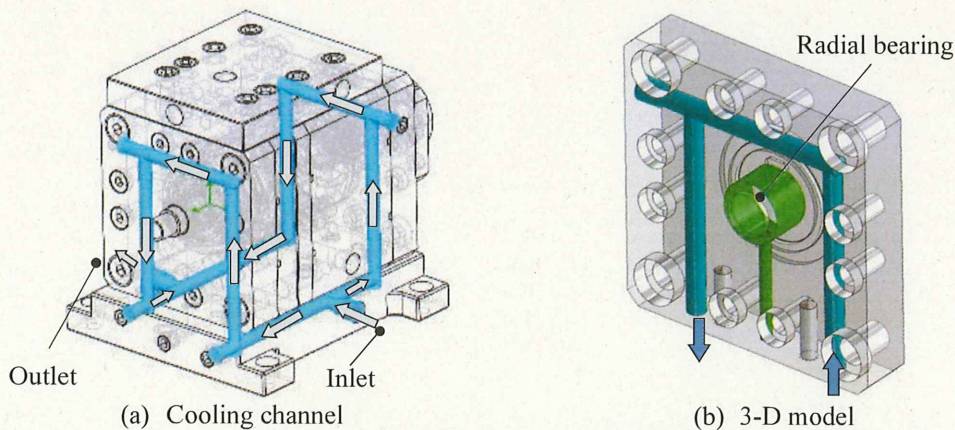


Fig. 2.12 Structure of casing cooling function

## 2.6 基本設計段階における温度評価

### 2.6.1 スピンドル主要部における発熱要素

本スピンドルの主な発熱源には、スピンドルに組み込まれたビルトインモータの動力損失  $P_{mo}$  とスピンドル回転時の空気の粘性抵抗に起因する動力損失  $P_a$  がある。これらの動力損失がスピンドルおよび軸受に供給される潤滑流体の温度を上昇させる。それぞれの動力損失について、理論式を用い導出する。

#### (1) 粘性トルクによる各軸受部における動力損失

静圧軸受は、スピンドルが回転する際、軸受すきまに介在する潤滑流体も回転し、流体のせん断作用によって粘性トルクが生じる。この粘性トルクによって動力損失が生じる。また、ラジアル軸受とスラスト軸受では、それぞれ動力損失の導出が異なる。ラジアル軸受の動力損失  $P_{ra}$ 、スラスト軸受の動力損失  $P_{th}$  の合計値を  $P_a$  とすると式(2.3)によって求められる。

$$P_a = P_{ra} + P_{th} \quad (2.3)$$

図 2.13 にスラスト軸受部の概要構造を示す。角速度  $\omega$  でスピンドルのロータが回転する際、スラスト軸受の軸受すきまを  $h_{th}$ 、スラスト軸受の軸受内径を  $R_1$ 、スラスト軸受の軸受外径を  $R_2$ 、スラスト軸受の軸受すきまに流れる空気の粘度を  $\mu_a$  とすると、スラスト軸受すきまの空気による粘性トルク  $T_{th}$  は式(2.4)のようになる。

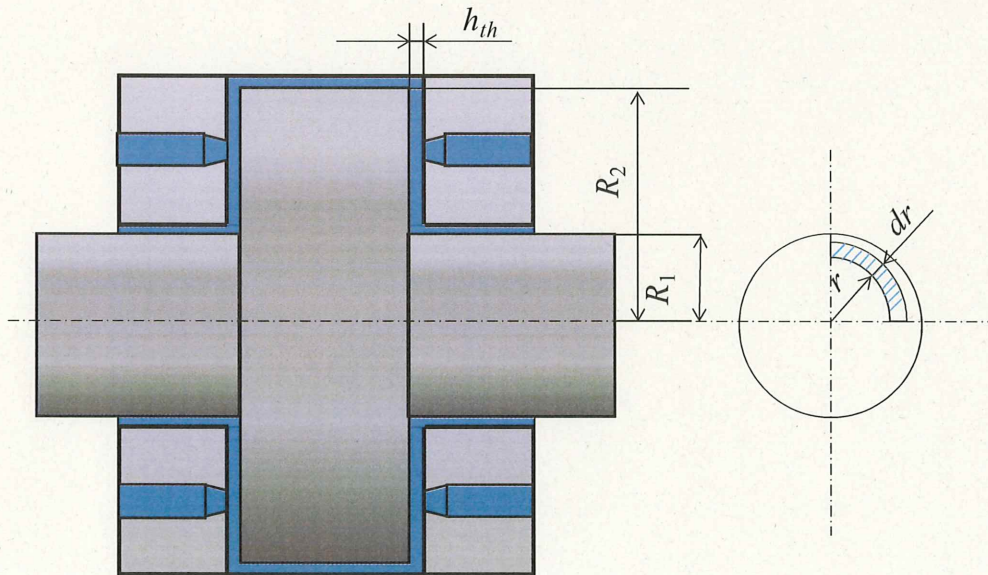


Fig. 2.13 Structure of thrust bearing

$$T_{th} = \frac{\pi \mu_a \omega}{h_{th}} (R_2^4 - R_1^4) \quad (2.4)$$

このときのスラスト軸受すきまでの動力損失  $P_{th}$  は式(2.5)で表される.

$$P_{th} = \frac{\pi \mu_a \omega^2}{h_{th}} (R_2^4 - R_1^4) \quad (2.5)$$

図 2.14 にラジアル軸受の概要構造を示す. 角速度  $\omega$  でスピンドルのロータが回転する際, ラジアル軸受の軸受すきまを  $h_{ra}$ , ロータの軸半径を  $r$ , ラジアル軸受の軸受長さを  $L$ , ラジアル軸受の軸受すきまに流れる空気粘度を  $\mu_a$  とすると, ラジアル軸受すきまの空気による粘性トルク  $T_{ra}$  は式(2.6)のようになる.

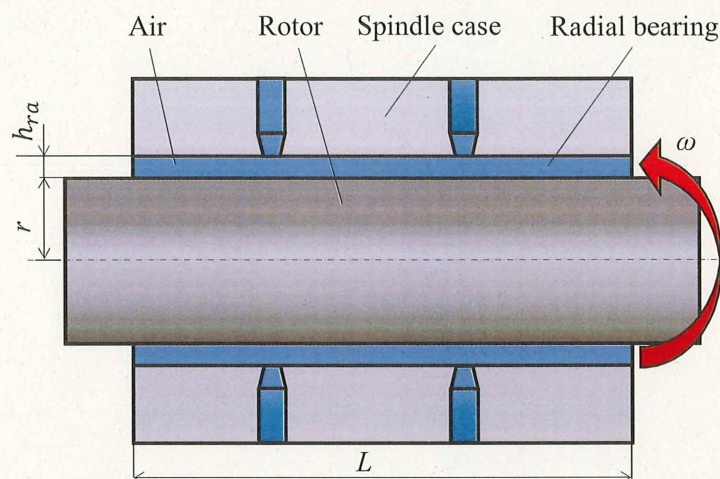


Fig. 2.14 Structure of radial bearing

$$T_{ra} = \frac{2\pi \mu_a r^3 \omega L}{h_{ra}} \quad (2.6)$$

このときのラジアル軸受すきまでの動力損失  $P_{ra}$  は式(2.7)で表される.

$$P_{ra} = \frac{2\pi \mu_a r^3 \omega^2 L}{h_{ra}} \quad (2.7)$$

## (2) 供給圧力の圧力損失による動力損失

静圧軸受に供給される流体は絞り部で圧力を減衰された後, 軸受面に供給された後に大気に開放される. 大気開放されることで供給流体が供給時に持っていた圧力全て損失すると考えられ, この圧力損失が動力損失として発熱源になる.

ここで, 圧力損失による動力損失を  $P_{pl}$  とすると,  $P_{pl}$  は供給圧力  $p_s$  と供給体積流量  $Q$  を用いて式(2.8)によって計算できる.

$$P_{pl} = p_s Q \quad (2.8)$$

供給流量は絞り形状によって変化するため、巻末付録 A, B で求められる質量流量から、圧力損失に起因する動力損失をそれぞれ計算する。スラスト軸受部を  $P_{pl\_th}$ 、ラジアル軸受部を  $P_{pl\_rd}$  とすると、絞り形状ごとの計算式は式(2.9), 式(2.10)で表すことができる。ここで、 $A_r$  を絞り有効面積、 $R$  を気体定数、 $T$  を気体温度、 $\rho_a$  を気体密度、 $\Psi_a$  を流出速度係数とする。

(A) スラスト軸受

(A-a) 自成絞り

$$P_{pl\_th} = A_{r\_ths} \Psi_a \frac{P_{s\_th}^2}{\rho_a \sqrt{RT}} \quad (2.9a)$$

(A-b) オリフィス絞り

$$P_{pl\_th} = A_{r\_tho} \Psi_a \frac{P_{s\_th}^2}{\rho_a \sqrt{RT}} \quad (2.9b)$$

(B) ラジアル軸受

(B-a) 自成絞り

$$P_{pl\_rd} = 2A_{r\_rds} \Psi_a \frac{P_{s\_rd}^2}{\rho_a \sqrt{RT}} \quad (2.10a)$$

(B-b) オリフィス絞り

$$P_{pl\_rd} = 2A_{r\_rdo} \Psi_a \frac{P_{s\_rd}^2}{\rho_a \sqrt{RT}} \quad (2.10b)$$

(3) ビルトインモータの動力損失

具備しているビルトインモータの位置を図 2.15 に示す。駆動源となるモータの動力は、一般的に定格動力がすべて伝達されることは無く、モータ効率  $\eta$  によって減衰される。そして、減衰された動力が動力損失となりモータの発熱に変換される。ここで、ビルトインモータの動力損失を  $P_{mo}$  とすると、 $P_{mo}$  はロータ部  $P_{m\_ro}$  とステータ部  $P_{m\_st}$  に一定の割合で分けられる。ステータ部への割合を  $x$  とすると  $P_{m\_st}$  と  $P_{m\_ro}$  は、式(2.11)および式(2.12)によって計算することができる。

$$P_{m\_st} = x P_{mo} \quad (2.11)$$

$$P_{m\_ro} = (1-x) P_{mo} \quad (2.12)$$

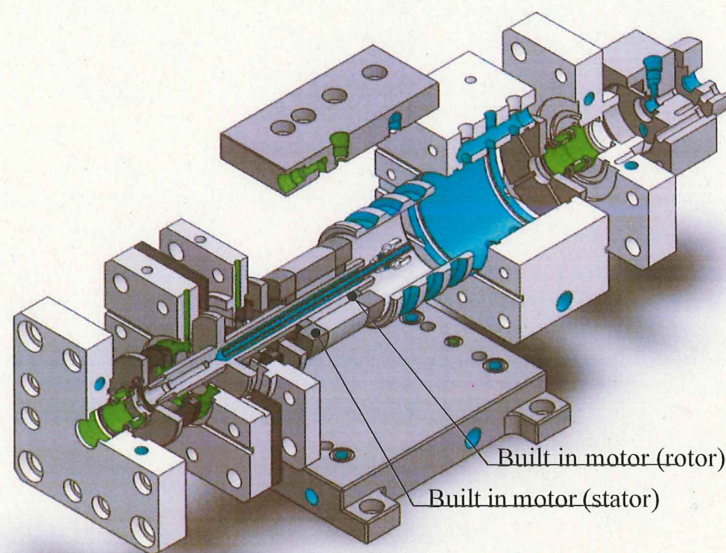


Fig. 2.15 Position of built-in motor inside developed spindle

### 2.6.2 スピンドル各部における熱伝達係数

スピンドル各部における熱伝達係数は、スピンドルの温度変化を数値計算によって求める際に、非常に重要となる。また熱伝達係数は流体の流れによって大きく異なるため、本項では、潤滑空気、冷却流体の流れの形態によって場合分けすることで、熱伝達係数を決定する。スピンドル各部の熱伝達係数の計算については、本論文巻末の付録Cに示す。

#### (1) 各部における熱伝達係数の計算結果

スピンドル回転数が  $100,000 \text{ min}^{-1}$ 、冷却流量  $Q_{in\_sc} = Q_{in\_cj\_m} = Q_{in\_cj\_c} = 2.0 \text{ L/min}$  のとき、ここまで示した方法で求めた各部の熱伝達係数  $\alpha$ 、伝熱面積  $S$  を表 2.4 に示す。各添え字は、スラスト部を  $th$ 、ラジアル部を  $rd$ 、軸心冷却部を  $sc$ 、モータ冷却ジャケット部を  $cj$ 、ケーシング冷却ジャケット部を  $cc$  として示される。また、冷却流体は水である。

Table 2.4 Calculated Heat transfer coefficients

$\alpha_{th} = 2.575 \times 10^3$	$[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$	$S_{th\_ro} = 1.8 \times 10^{-3}$	$[\text{m}^2]$
$\alpha_{rd} = 2.1862$	$[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$	$S_{rd\_ro} = 1.1 \times 10^{-3}$	$[\text{m}^2]$
$\alpha_{sc} = 3.1185 \times 10^3$	$[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$	$S_{th\_c} = 1.8 \times 10^{-3}$	$[\text{m}^2]$
$\alpha_{cj} = 1.4821 \times 10^3$	$[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$	$S_{sc} = 3.4 \times 10^{-3}$	$[\text{m}^2]$
$\alpha_{cc} = 2.4028 \times 10^3$	$[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$	$S_{cc} = 10.6 \times 10^{-3}$	$[\text{m}^2]$
		$S_{cj} = 10.6 \times 10^{-3}$	$[\text{m}^2]$

また、ここで冷却流量を  $0 \sim 35 \text{ L/min}$  の間で変化させ、計算した結果を図 2.16 に示す。計算式からもわかるように、冷却流量の増加により熱伝達係数も増加する。

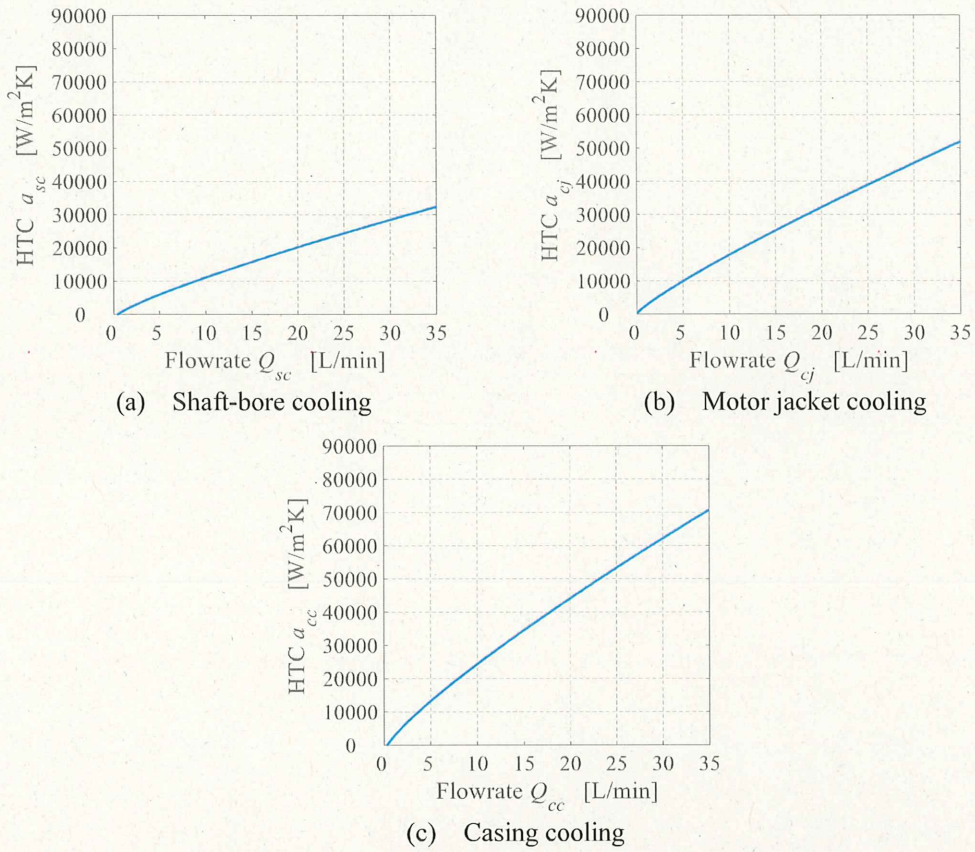


Fig. 2.16 Heat transfer coefficients depending on flowrate

次に、スピンドル回転数がスラスト軸受部とラジアル軸受部の熱伝達係数に及ぼす影響を確かめた。この結果を図 2.17 に示す。図 2.17 より、熱伝達係数は回転数に影響されないことがわかる。これは、回転数の変化が及ぼす影響よりも、 $10\text{ }\mu\text{m}$  としている狭い軸受すきまが熱伝達係数の計算を支配しているからであると考えられる。

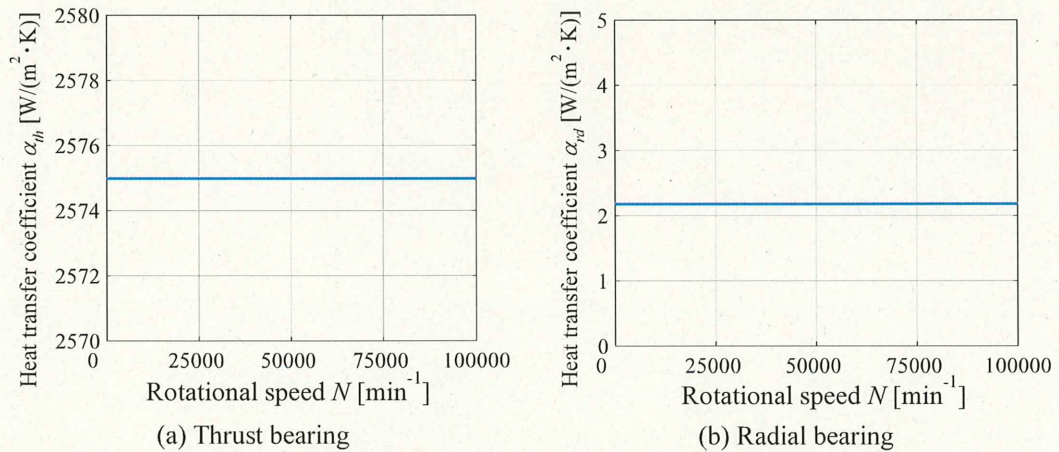


Fig. 2.17 Heat transfer coefficient depending on rotational speed

## 2.6.3 集中定数モデルによる温度シミュレーション

本スピンドルは、本章で示した動力損失により潤滑流体の温度が上昇し、潤滑流体と接するスピンドル構成部品表面から、スピンドル各部へ熱が強制熱対流によって伝達されることで、最終的にスピンドルの温度上昇が生じる。現在では、FEM 解析を利用することで詳細な温度予測を行うことができる。一方、本節では、スピンドルの基本設計と適切な軸心冷却条件の導出などを主たる目的にして、詳細設計の前段階において、設計したスピンドルの動作時におけるスピンドルの温度変化を予測するために、集中定数系の数学モデルを導出し、これに基づいたシミュレーションを行う。

## (1) スピンドル温度変化の理論式

空気静圧スピンドルの発熱源は、主にロータの回転に伴う空気の粘性抵抗による動力損失である。この発熱源より空気の温度変化が起こり、空気からスピンドル各部へ熱伝達によって、熱が移動することでスピンドル各部の温度変化が生じる。今回、潤滑流体である空気とスピンドル各部を集中定数系でモデル化し計算を行う。図 2.18 に計算を行うスピンドルのモデルを示す。

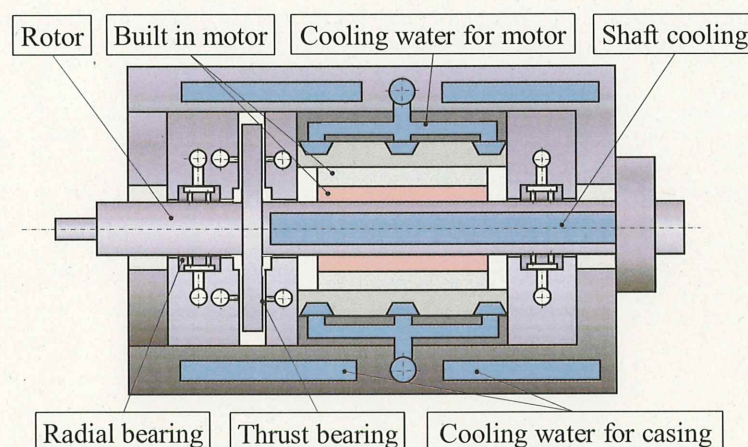


Fig. 2.18 Structure of spindle for lumped-parameter model

総発熱量  $P_{all}$  は空気の温度上昇に加え、空気とスピンドル間の熱伝達によってロータ、ケーシングの温度を上昇させる。まず、空気の温度  $T_a$  について述べる。 $Q_r$  は空気からロータへの熱伝達量、 $Q_c$  は空気からケーシングへの熱伝達量である。 $P_{all}$  で示す発熱と  $Q_r$ 、 $Q_c$  の移動によって、空気の温度変化は式(2.13)で表される。ここで  $\alpha_r$ 、 $\alpha_c$  はそれぞれ空気とロータ間、空気とケーシング間の熱伝達率、 $S_r$ 、 $S_c$  はそれぞれ空気とロータ、空気とケーシングが接する表面積、 $T_r$ 、 $T_c$  はそれぞれロータとケーシングの温度を表しており、 $c_a$  は空気の比熱、 $m_a$  は単位時間あたりに流れる空気の質量を表す。また、空気の流量を  $q_a$  とすると、任意の時間あたりに流れる空気の質量  $m_a$  は式(2.16)のように表せる。

$$c_a m_a \frac{dT_a}{dt} = P_{all} - \frac{dQ_{ro}}{dt} - \frac{dQ_c}{dt} \quad (2.13)$$

$$\frac{dQ_{ro}}{dt} = \alpha_{ro} S_{ro} (T_a - T_{lo}) \quad (2.14)$$

$$\frac{dQ_c}{dt} = \alpha_c S_c (T_a - T_c) \quad (2.15)$$

$$m_a = \rho_a q_a \Delta t \quad (2.16)$$

次に、ロータの温度変化について述べる。ロータから軸心冷却水への熱伝達量  $Q_{sc}$ 、ロータの比熱  $c_{ro}$ 、ロータの質量  $m_{ro}$  から、ロータの温度変化は式(2.17)で表せる。ここで  $\alpha_{sc}$  はロータと軸心冷却水間の熱伝達率、 $S_{sc}$  はロータと軸心冷却水が接する表面積、 $T_{w\_sc}$  は軸心冷却水の温度を表している。

$$c_{ro} m_{ro} \frac{dT_{ro}}{dt} = P_{m\_ro} + \frac{dQ_{ro}}{dt} - \frac{dQ_{sc}}{dt} \quad (2.17)$$

$$\frac{dQ_{sc}}{dt} = \alpha_{sc} S_{sc} (T_{ro} - T_{w\_sc}) \quad (2.18)$$

次に、ケーシングの温度変化について述べる。ケーシングからケーシング冷却水への熱伝達量、ケーシングから冷却ジャケットへの熱伝達量をそれぞれ  $Q_{cc}$ 、 $Q_{cj}$  で表し、ケーシングの比熱  $c_c$ 、ロータの質量  $m_c$  から、ケーシングの温度変化は式(2.19)で表せる。ここで  $\alpha_{cc}$  はケーシングとケーシング冷却水間の熱伝達率、 $\alpha_{cj}$  はケーシングと冷却ジャケット間の熱伝達率、 $S_{cc}$ 、 $S_{cj}$  はそれぞれケーシングとケーシング冷却水が接する表面積、ケーシングと冷却ジャケットが接する表面積を表し、 $T_{w\_cc}$  はケーシング冷却水の温度、 $T_{w\_cj}$  は冷却ジャケットの温度を表している。

$$c_c m_c \frac{dT_c}{dt} = P_{m\_c} + \frac{dQ_c}{dt} - \frac{dQ_{cc}}{dt} - \frac{dQ_{cj}}{dt} \quad (2.19)$$

$$\frac{dQ_{cc}}{dt} = \alpha_{cc} S_{cc} (T_c - T_{w\_cc}) \quad (2.20)$$

$$\frac{dQ_{cj}}{dt} = \alpha_{cj} S_{cj} (T_c - T_{w\_cj}) \quad (2.21)$$

これまでに述べた温度変化の式を連立して解くことにより、潤滑空気およびスピンドル各部の温度を計算することができる。

(2) 集中定数モデルによる温度変化シミュレーションの基本条件

これまでに述べた集中定数モデルによる温度変化シミュレーションを用いて、軸心水冷機構の有用性を示すと共に、スピンドル温度変化について検討、評価を行う。計算に使用した記号および基本条件を表 2.5 に示す。なお、空気の物性値に関しては、大気圧、20 °C の値を用いる。ここで、潤滑流体である空気、ロータ、ケーシングおよび冷却水の初期温度は 20 °C、供給する空気の各流量および冷却水の各供給流量はそれぞれ 2 L/min、回転数は 100,000 min<sup>-1</sup> とする。

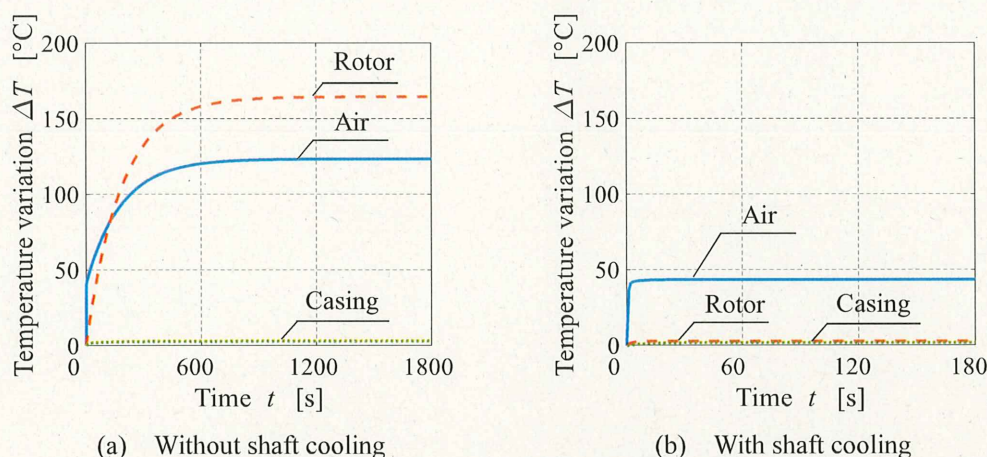
Table 2.5 Basic conditions for simulations

・Air		・Water	
Density	$\rho_a = 1.235126 \text{ kg/m}^3$	Density	$\rho_w = 999.56 \text{ kg/m}^3$
Specific heat	$c_a = 1.011 \times 10^3 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$	Specific heat	$c_w = 4.190 \times 10^3 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$
Viscosity	$\mu_a = 18.24013 \times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$	Viscosity	$\mu_w = 1070.48 \times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
Thermal conductivity	$\lambda_a = 25.69 \times 10^{-3} \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$	Thermal conductivity	$\lambda_w = 598.4 \times 10^{-3} \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$
Supply pressure	$p_s = 0.45 \text{ MPa}$	Flowrate	$Q = 2 \text{ L/min}$
・SUS304		・Initial temperature	
Density	$\rho_s = 8.03 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$	Rotor	$T_{ro0} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$
Specific heat	$c_s = 0.499 \times 10^3 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$	Casing	$T_{c0} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$
Coefficient of linear expansion	$\beta = 17.3 \times 10^{-6} \text{ /K}$	Lubrication fluid	$T_{a0} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$
Rotational sped	$N = 100,000 \text{ min}^{-1}$	Cooling fluid	$T_{sc0} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$

### (3) 集中定数モデルによる温度シミュレーションの結果

図 2.19 に軸心冷却の有無が冷却性能におよぼす影響を比較したシミュレーション結果を示す。図 2.19 (a)は軸心冷却を行わなかった場合、図 2.19 (b)は軸心冷却を行った場合の結果である。潤滑流体である空気、ロータ、ケーシングおよび冷却水の初期温度は 20 °C とする。また供給する空気の流量および冷却水の供給流量はそれぞれ 2 L/min で供給する。表 2.6 に示すように空気、ロータ、ケーシングともに軸心冷却を行うと温度上昇を抑制でき、短時間で温度上昇を収束させることが可能である。これより、加工に直接関係する部分である主軸の中心部を冷却することは、スピンドルの温度上昇の抑制に有用であることがわかる。

なお、本シミュレーションでは、スピンドルを集中定数系で近似したものであり、算出された温度の予測精度は十分なものではないことを附記する。



(a) Without shaft cooling

(b) With shaft cooling

Fig. 2.19 Effect of shaft-bore cooling on thermal stability and settling time  
(Simulation by lumped-parameter model)

Table 2.6 Effect of shaft-bore cooling on thermal stability and settling time  
(Simulation by lumped-parameter system)

	Air $\Delta T$ [°C]	Rotor $\Delta T$ [°C]	Casing $\Delta T$ [°C]	Settling time $t$ [s]
without shaft cooling	123.7	164.3	3.1	1350
with shaft cooling	43.7	2.7	1.9	84

## 2.6.4 有限要素モデルによる温度シミュレーション

これまでに、新規スピンドル開発に向けた基本設計評価として、集中定数モデルによる温度シミュレーションを用いて検討を行ったうえ、スピンドルの詳細設計を進めてきた。そこで、本項では、詳細設計を行なったスピンドルの3Dモデルに対し、FEM解析手法を用い、スピンドルの基本的な温度変化について検討を行った。

### (1) 有限要素モデルによる温度変化シミュレーションの基本条件

スピンドルの詳細設計に向けて、有限要素モデルによる温度変化シミュレーションを用いて、軸心水冷機構の有用性を示すと共に、冷却水温度や冷却流量といった冷却条件を変化させた際のスピンドル温度変化について検討を行う。計算に使用した記号および基本条件を表2.7に示す。各構成部品の初期温度および周辺環境温度を20℃とし、主軸回転数100,000 min<sup>-1</sup>として行った。また、各冷却機構への冷却水水温15℃、各供給流量2 L/minとし、周辺環境温度とスピンドル外壁間は、対流熱伝達を設定している。なお、本解析においては、基本的な温度変化を確認するため、巻末付録Cに示す熱伝達係数の計算結果を用い、スピンドル各部における熱伝達係数を解析条件として与えている。しかしながら、実際の熱伝達係数は、スピンドル内外における流体の流れの変化によって、細かく変化する。そのため、より高精度な温度特性解析を行うためには、CFD解析手法などを用いて、スピンドル各部の詳細な熱伝達係数を把握する必要がある。

Table 2.7 Basic conditions for simulations

・Air		・Water	
Density	$\rho_a = 1.235126 \text{ kg/m}^3$	Density	$\rho_w = 999.56 \text{ kg/m}^3$
Specific heat	$c_a = 1.011 \times 10^3 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$	Specific heat	$c_w = 4.190 \times 10^3 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$
Viscosity	$\mu_a = 18.24013 \times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$	Viscosity	$\mu_w = 1070.48 \times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
Thermal conductivity	$\lambda_a = 25.69 \times 10^{-3} \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$	Thermal conductivity	$\lambda_w = 598.4 \times 10^{-3} \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$
Supply pressure	$p_s = 0.45 \text{ MPa}$	Flowrate	$Q = 2 \text{ L/min}$
・SUS304		・Initial temperature	
Density	$\rho_s = 8.03 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$	Rotor	$T_{ro0} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$
Specific heat	$c_s = 0.499 \times 10^3 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$	Casing	$T_{c0} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$
Coefficient of linear expansion	$\beta = 17.3 \times 10^{-6} \text{ /K}$	Lubrication fluid	$T_{a0} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$
Rotational sped	$N = 100,000 \text{ min}^{-1}$	Cooling fluid	$T_{w0} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$

(2) 有限要素モデルによる温度変化シミュレーションの結果

スピンドルの温度上昇を有限要素モデルを用いて解析を行った。すべての構成部品の初期温度を 20 °C とし、スピンドル回転数 100,000 min<sup>-1</sup> における定常状態でのスピンドル内部の温度分布を図 2.20 に示す。図 2.20(a) は軸心冷却を行わなかった場合、図 2.20(b) は軸心冷却を行った場合の結果である。また、図 2.20 の温度範囲は 15.00 °C (青色) ~ 100.00 °C (赤色) であり、青色から赤色に変化するほど温度が高いことを示している。図 2.20(a), (b) を比較すると、軸心冷却を行った場合、軸心冷却によって、スピンドルの発熱による装置内部温度抑制効果が得られることがわかる。具体的には、主軸の平均温度に着目すると、55.11 °C から 44.10 °C に抑制されており、約 10 °C の温度降下が確認できた。

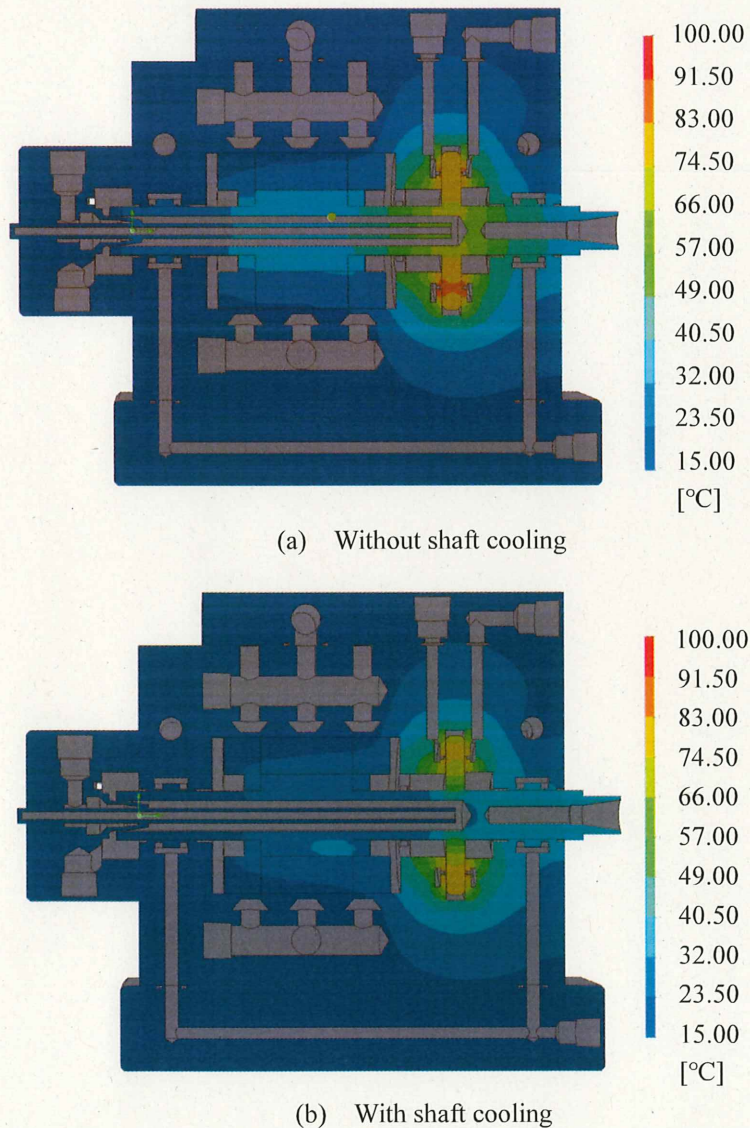


Fig. 2.20 Effect of shaft-bore cooling on thermal stability and settling time (Simulation by finite-element model)

ここで、有限要素モデルによる温度シミュレーション結果から得られたロータ温度の最大値と平均値を表 2.8 に示す。このとき、主軸の温度変化に着目して検討を行った。ここで、表 2.8 から、軸心冷却を行わない場合、ロータの平均温度は 55.11 °C まで上昇しているが、軸心冷却を行うことで 44.10°C まで抑制できることが明らかになった。

なお、本シミュレーションにおいても、上述したように、スピンドル各部における熱伝達係数に関して簡単化をはかっており、より正確な評価検討については、次章以降で扱うものとする。

Table 2.8 Simulation results of shaft-bore cooling by different models

Temperature change of rotor	Without shaft-bore cooling	With shaft-bore cooling
Maximum temperature	85.88 °C	80.60 °C
Average temperature	55.11 °C	44.10 °C

## 2.7. 結 言

本章では、本研究で扱う独立 3 冷却構造を有する空気静圧ビルトインモータスピンドルの開発指針および基本構造について述べた。具体的には、本スピンドルの特徴や本スピンドルに具備されている空気静圧軸受の特徴、ビルトインモータの特徴を示した。また、高い熱的安定性を実現させるために、具備された 3 種類の冷却構造の概要を示した。さらには、本スピンドルの発熱要素および各部における熱伝達係数を算出したうえ、基本設計時および詳細設計時において異なるモデルを用いて温度変化シミュレーションを行うことで、本スピンドルが具備する特殊な軸心冷却構造の有用性を確認した。

### 参考文献

- (1) 芝浦機械株式会社, [芝浦機械株式会社 \(shibaura-machine.co.jp\)](http://shibaura-machine.co.jp), (参照 2021-01-18)
- (2) 青山藤詞郎, 静圧軸受-設計と応用-, 工業調査会(1990), p. 13
- (3) JIS K2001:1993, 工業用潤滑油-ISO 粘度分類
- (4) JIS K2249-4:2011, 付表III 表 1D 潤滑油の温度に対する密度換算表
- (5) 出光興産株式会社, 潤滑油製品資料, ダフニースーパーマルチオイル,  
<http://www.idemitsu.co.jp/lube/products/use/pdf/p/32280220p.pdf>, (参照 2019-02-08)
- (6) 十合晋一, 河島巖, 伊勢智彦, 引地広介, 遠藤由宇生, 前田正, 気体軸受技術-設計・製作と運転のテクニック-, 共立出版(2014)
- (7) 田中克敏, 空気静圧スピンドル, 年次大会講演資料集 VIII.02.1(0), 2002, pp. 394 - 395

### 第3章 空気静圧ビルトインモータスピンドルの 非回転時における熱的特性評価

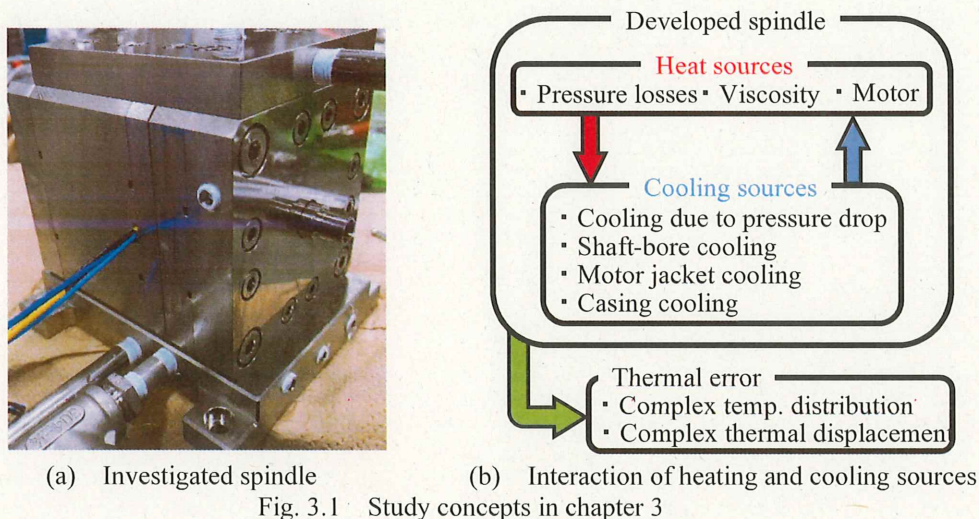
#### 3.1. 緒 言

2章では、高い熱的安定性を目的に、独立3冷却構造を有する空気静圧スピンドルの設計、開発を行った内容を述べた。本章では、開発したスピンドルの熱的特性を評価する。具体的には、一連の実験的評価を行った環境温度特性、スピンドル発熱および冷却に伴う各部の温度変化、温度分布、さらには、温度変化によって発生するスピンドルの熱変形特性を述べる。特に、本章では、開発スピンドルの非回転時における熱的特性について検討を行った内容を述べる。非回転時の特性を検討することによって、回転による発熱要因のないスピンドルの冷却構造を含む、最も基本的な構造と回転要因を除いた空気静圧軸受等の発熱、冷却要因によって決定される検討対象となるスピンドルの基本的な熱的特性を明らかにすることができる。

開発したスピンドルの外観を図3.1(a)に示す。開発スピンドルは、図3.1(b)に示すように、スピンドル内部にモータや静圧軸受といった複数の熱源に対し、これらの発熱に伴う温度上昇を抑制するため、複数の冷却機構を有している。しかしながら、スピンドル内部の熱源および冷却源、さらには環境温度変化との相互作用により、スピンドル内部の温度分布は複雑に変化する。さらにはその結果として、スピンドルは単純膨張あるいは収縮するだけではなく、ある部分では膨張し、他の部分では収縮するような複雑な熱変形形態が生じる。このため、スピンドル内部の発熱源を適切に冷却して、単純な収縮膨張の抑制に加えて、反りやたわみといった複雑な熱変形を抑制可能な適切な冷却条件設定や技術開発が望まれる。

本論文の5章で述べる、筆者らによる研究<sup>(1)(2)</sup>では、制御性能に優れたフィードバック温度制御システムを開発し、その有用性をビルトインモータスピンドルの温度制御実験により明らかにしている。今後、本温度制御システムは、単なる温度制御だけではなく、スピンドルの熱変形補償にも利用できると考えており、将来、その制御戦略を決定するためにも、スピンドルの熱変形形態を明らかにしておくことは重要である。

そこで、本章では、開発スピンドルの熱的特性の把握を目的に、まず、実験的にスピンドルの温度変化の評価を行い、非回転時における温度特性を明らかにする。これより、回転時に生じるスピンドル内部熱源の影響を取り除いた、最も基本的なスピンドルの温度特性把握が可能になる。さらに、これらの実験結果で得られた一部のデータを境界条件として、3次元熱流体解析に適用することで、実験的には詳細把握が困難であるスピンドル内部の温度分布や、各冷却機構がスピンドルの熱変形や軸端変位に及ぼす影響を明らかにする。



## 3.2. 実験環境の構築

### 3.2.1 実験環境および実験方法

本項では、空気静圧ビルトインモータスピンドルの温度特性評価を行った実験環境について述べる。1章で述べたように、工作機械の設置環境の温度変化は、工作機械の外部熱源として、加工精度に影響をおよぼす要因の一つである。そのため、スピンドルの温度特性評価には、昼夜間にわたる環境温度変化の抑制が必要になる<sup>(3)(4)</sup>。そこで、図 3.2 に示すように、評価対象のスピンドルは、二重の温度制御空間(TCS: Temperature Control Space)内(外側温度制御空間、内側温度制御空間)に設置されている。本実験環境では、空調設備により、外側温度制御空間の温度を簡易的に制御したうえで、精密空調機(株式会社アピステ、PAU-AR800S)により温度制御された空気を内側温度制御空間に供給し、スピンドル周囲環境の温度変化を抑制する。ここで、各温度制御空間内の温度設定を表 3.1 に示す。

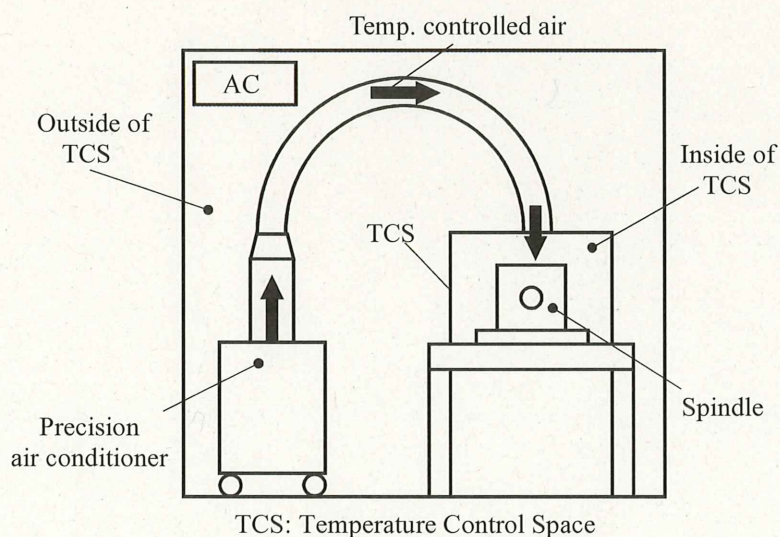


Fig. 3.2 Experimental thermal environment

Table 3.1 Setting temperature of TCS

Temperature control space		Setting temperature
Outside of TCS	[°C]	20
Inside of TCS	[°C]	20

### 3.2.2 実験環境における温度変化の測定結果

3.2.1 項で述べた、構築した実験環境における温度制御性能を評価した。図 3.3 に、スピンドル非回転かつ冷却水非供給時における、スピンドル周囲環境温度およびスピンドル温度を示す。なお、スピンドル運転に最低限必要になる空気静圧軸受は機能させた状態で評価を行った。本実験では、表 3.1 で示したようにスピンドル周囲環境温度を 20 °C に設定し、30 時間の測定を行った。図 3.3 より、本実験環境の構築により、昼夜間におけるスピンドル周囲環境の温度変化は  $\pm 0.1$  °C 程度で抑制可能であることが確認された。また、昼夜間におけるスピンドル周囲環境の温度変化に伴うスピンドル温度変化においても、温度変化を  $\pm 0.1$  °C 程度で抑制している。

本研究では、本節で述べた実験環境を構築することで、外部熱源である周囲環境温度変化によるスピンドル温度への影響を抑制し、温度特性評価を行った。

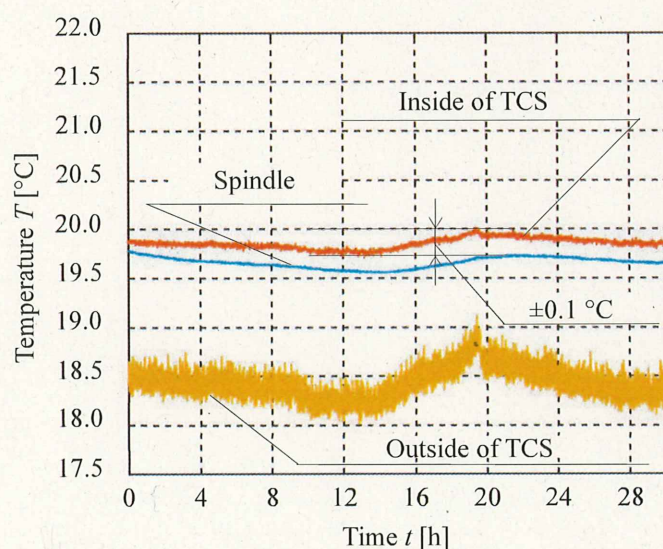


Fig. 3.3 Experimental results of ambient temperature

### 3.3. 非回転時における空気静圧ビルトインモータスピンドルの温度特性

#### 3.3.1 実験概要

開発した独立 3 冷却構造を有する高速小径空気静圧スピンドルは、スピンドル内部に複数の熱源と同時に複数の冷却構造を有する。そのため、これらの熱源および冷却構造との相互作用により、スピンドル内部の温度分布が複雑に変化するうえ、複雑な熱変形形態が生じる。そこで、本節では、開発したスピンドルの熱的特性把握を目的に、非回転時におけるスピンドルの温度特性について、実験的に評価を行った。

#### 3.3.2 実験方法

非回転時におけるスピンドルの温度特性を把握するために、スピンドル各部、計 6 箇所の温度測定を行った。本実験におけるスピンドルの温度測定部  $\theta_1 \sim \theta_6$  および主要寸法を図 3.4 に示す。温度測定部には、スピンドルの主軸端部  $\theta_1$  および前面部  $\theta_2$ 、静圧軸受付近の前後側面  $\theta_3$ 、 $\theta_5$ 、モータ設置部位である側面中央部  $\theta_4$ 、ケーシング上面部  $\theta_6$  の計 6 点である。また、3 種類の各冷却構造への冷却水の供給および排出温度、空気静圧軸受各部への圧縮空気の供給温度、スピンドル周囲環境温度の計 10 点を併せて測定している。なお、本スピンドルの表面温度の測定には、貼付型白金測温抵抗体(株式会社ネツシン, NFR-CF2-0810)、流体温度の測定には、シース型白金測温抵抗体(株式会社岡崎製作所, R35)を使用した。

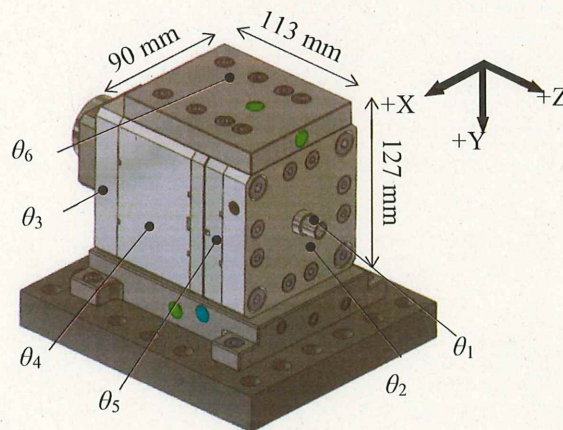


Fig. 3.4 Measurement points of spindle temperature

開発スピンドルは、温度上昇を抑制するために、スピンドル内部に冷却構造を有する。この冷却構造に冷却流体を供給するための配管ユニットを図 3.5 に示す。本配管ユニットでは、冷却流体である水をタンクから冷却チラー(関東精機株式会社, W $\mu$ 750)に供給し、温度制御を行う。温度制御された冷却水は、流量調整弁によりスピンドルへ供給される流量の調整を行う。供給された冷却水は、スピンドル通過後、タンクへ排出される。この配管ユニットによる冷却水の循環によって、スピンドルの冷却を行う。

ここで、図 3.6 にスピンドルの設置環境を示す。図 3.6 では、軸心冷却機構への配管を例示しており、ケーシング冷却機構、モータ冷却機構においても同様に配管を行った。

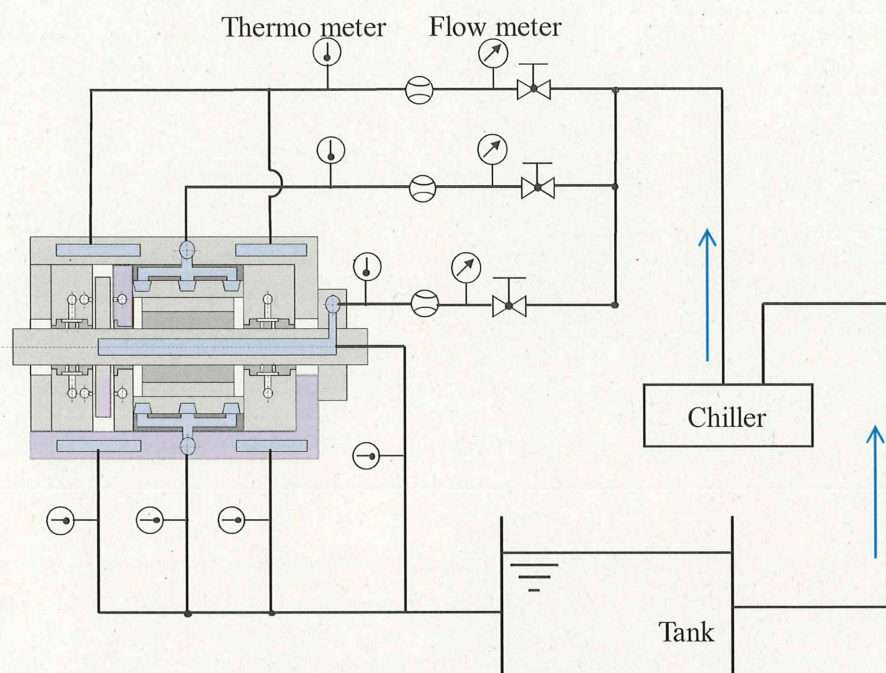


Fig. 3.5 Experimental cooling system

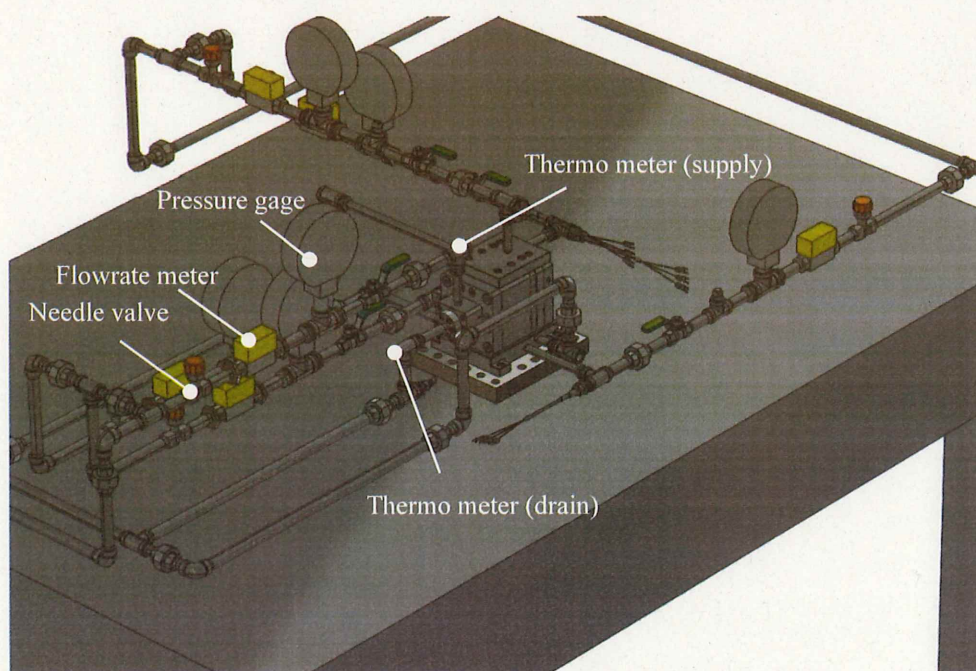


Fig. 3.6 Experimental installation environment

### 3.3.3 空気の圧縮性による冷却効果

空気静圧ビルトインモータスピンドルの場合、2章でも述べたように、非回転時においても主な発熱源として、静圧軸受と各冷却構造へ流体を供給する際に生じる圧力損失による動力損失が挙げられる。特に、静圧軸受部には、コンプレッサによって圧縮された高压の空気を供給するため、この際に生じる圧力損失を考慮する必要がある。一方で、空気の圧縮性に起因して、軸受絞りを通過後に、空気体積が閉鎖空間で膨張するため、空気の断熱膨張も同時に生じる。この断熱膨張により供給される圧縮空気の温度低下、すなわち冷却効果が発現することが予想される。そこで、実験的検討により、供給圧力の圧力損失による発熱と断熱膨張に伴う温度降下について検討を行った。

#### (1) 静圧軸受部における供給空気の圧縮性による熱的影響

一般に、静圧軸受に供給される流体は、軸受絞り部で圧力が供給圧力の半分程度までに減少した後、軸受面に供給された後に大気開放される。これらの過程で、供給される圧縮空気の圧力が損失することになり、この圧力損失が動力損失として発熱源になる。さらには、この発熱が、スピンドルの温度を上昇させる要因の一つとなる。

ここで、静圧軸受への供給圧縮空気の圧力損失による動力損失を  $P_{pl}$  とすると、圧力損失による動力損失  $P_{pl}$  は圧力損失  $\Delta p$  と供給体積流量  $Q_a$  を用いて式(3.1)によって求められる。ここで、圧力損失  $\Delta p$  は供給圧力  $p_s$  と大気圧  $p_a$  の差を示すため、式(3.2)のように表される。

$$P_{pl} = \Delta p Q_a \quad (3.1)$$

$$\Delta p = p_s - p_a \quad (3.2)$$

一方で、空気は圧縮性流体であるため、開発スピンドルにおける空気圧管路の下流側に行くに従って圧力損失に起因する圧力効果によって膨張し、流速が増加する<sup>(5)</sup>。これに伴い、断熱膨張的な温度降下が生じる。ここで、断熱膨張的な温度降下による空気の温度変化量  $\Delta T_{ae}$  は式(3.3)より求められ、式(3.4)に示す可逆断熱膨張の式<sup>(6)</sup>より得られる温度降下後の空気温度  $T_{ae}$  と供給時空気温度  $T_{a0}$  との差から求められる。このとき、比熱比  $\kappa$  とする。実際に生じるガスの状態変化においては、一般に、外部との完全な断熱ができないため、熱の出入りが伴う。このような、状態変化はポリトロプ変化として、取り扱われる。

$$\Delta T_{ae} = T_{ae} - T_{a0} \quad (3.3)$$

$$T_{ae} = T_{a0} \left( \frac{p_a}{p_s} \right)^{\frac{\kappa}{(\kappa-1)}} \quad (3.4)$$

実在気体の状態変化として、図 3.7 に示すような絞り部において、気体が通過する際、気体の速度が上昇し、圧力が降下する。また、絞り部では、速度エネルギーの一部が消費されて流体摩擦や渦が生じる。そのため、絞り通過後、速度エネルギーが圧力エネルギーに還元される際、流体摩擦や渦の発生に消費された分、絞り前に比べて圧力が降下する。従って、流体摩擦や渦の発生のため、圧力降下が生じる不可逆変化となる<sup>(7)</sup>。

ここで、静圧軸受の絞り部における流れについて、可逆断熱および気体が外部に仕事をしない理想気体の等エントロピー流れとして、検討を行った。外部との熱交換がないと仮定した気体の定常流れは、開いた系の熱力学第一法則より、図 3.7 に示すように絞り前後の状態をそれぞれ 1, 2 とすると、式(3.5)のように表される。ここで、 $v$  は気体の速度、 $h$  はエンタルピーを表す。

$$h_1 + \frac{1}{2}v_1^2 = h_2 + \frac{1}{2}v_2^2 \quad (3.5)$$

このとき、気体の速度が小さいと仮定すると、運動エネルギーの項は、エンタルピーの項に比べて無視できるため、式(3.6)に示すように、絞り前後ではエンタルピー $h$ が一定という関係が得られる。また、理想気体のエンタルピーは温度 $T$ のみの関数であるため、式(3.7)に示すように絞り前後の温度は変化しない。

$$h_1 = h_2 \quad (3.6)$$

$$T_1 = T_2 \quad (3.7)$$

しかし、実在気体では、絞り部において、基本的にジュール-トムソン効果によって絞り通過後に気体の温度降下が生じる。また、前述の断熱膨張的温度降下も局所的に生じるため、これに伴うスピンドルの温度降下が生じることが考えられる。

このような、空気圧管路を有する空気圧システムにおける空気温度に対する計算手法について、先行研究が多く報告されている<sup>(8)-(11)</sup>が、正確に温度変化を把握することは容易ではない、また本研究における主旨とは異なる。そのため、本研究では、空気の圧縮性が開発したスピンドルのような空気静圧スピンドルに対する温度特性におよぼす影響について、実験的に評価を行うことで検討を図ることにした。

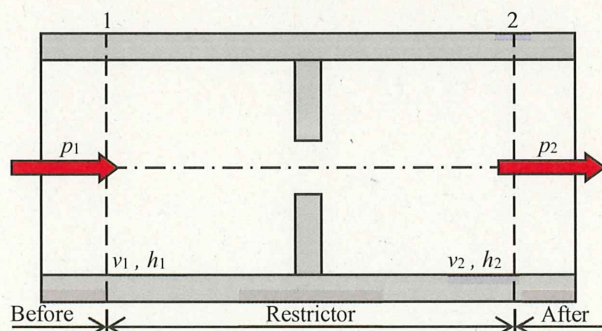


Fig. 3.7 Flow change by restrictor

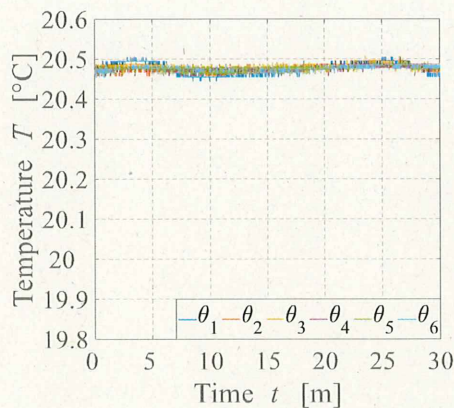
(2) 空気の圧縮性が静圧ビルトインモータスピンドルの温度特性におよぼす影響

空気の圧縮性が空気静圧スピンドルの温度特性におよぼす影響について、実験的に評価を行った。実験条件を表 3.2 に示す。本検討では、まず、静圧軸受に供給する空気の圧力を非供給時から定格供給圧力  $p_s = 0.45 \text{ MPa}$  (ゲージ圧) まで変化させ、スピンドル各部  $\theta_1 \sim \theta_6$  の温度を測定した。

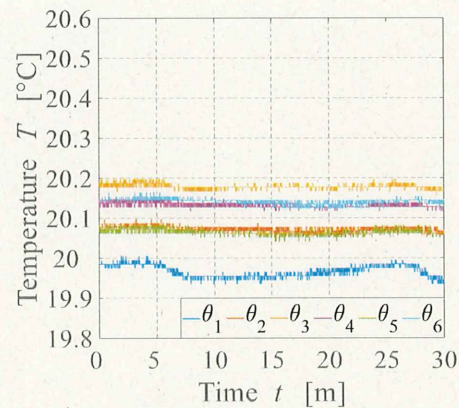
図 3.8 に、測定結果を示す。図 3.8 より、静圧軸受へ圧縮空気を供給することにより、スピンドル各部  $\theta_1 \sim \theta_6$  の温度が低下していることがわかる。これは、上述したように、供給された圧縮空気が軸受絞りを通過後、大気開放される際、圧力降下に伴う断熱膨張的温度降下が生じたためであると推察する。

Table 3.2 Experimental conditions

Time	[min]	30	
Spindle speed	[min <sup>-1</sup> ]	0	
Set ambient temp.	[°C]	20	
Supply pressure of air	[MPa]	0	0.45



(a)  $p_s = 0 \text{ MPa}$



(b)  $p_s = 0.45 \text{ MPa}$

Fig. 3.8 Temperature change by supply pressure of air

次に、表 3.3 に示す実験条件として、静圧軸受へ供給する圧縮空気の圧力を非供給時から  $p_s=0\sim0.45$  MPa(ゲージ圧)まで徐々に変化させ、スピンドル各部  $\theta_1\sim\theta_6$  の温度を測定した。ここで、供給圧力を変化させた後、各温度の定常状態時における 30 分間の平均温度を求めた。

図 3.9 に供給する圧縮空気の供給圧力変化に伴うスピンドル各部  $\theta_1\sim\theta_6$  の温度を示す。図 3.9 より、供給圧力  $p_s < 0.15$  MPa 時には、スピンドル各部  $\theta_1\sim\theta_6$  の温度が上昇していることがわかる。一方、 $0.15\text{ MPa} < p_s$  時にはスピンドル各部  $\theta_1\sim\theta_6$  の温度が低下している。これは、 $p_s < 0.15$  MPa 時には、空気の圧力損失による発熱が圧力降下に伴う断熱膨張的温度降下より優勢になっており、逆に  $0.15\text{ MPa} < p_s$  時には、断熱膨張的温度降下が圧力損失による発熱より優勢になっているためであると考えられる。

また、表 3.4 にスピンドルの各側面温度  $\theta_3\sim\theta_5$  の温度変化量を示す。このとき、圧力損失による発熱が優勢となる  $p_s < 0.15$  MPa 時には、スピンドル側面の温度上昇量は  $\theta_5 < \theta_4 < \theta_3$  のように大きくなっていることがわかる。また、圧力降下に伴う断熱膨張的温度降下が優勢となる  $0.15\text{ MPa} < p_s$  時の場合には、温度降下量は  $\theta_3 < \theta_4 < \theta_5$  のようになっている。これは、スピンドル側面前方部には、図 3.10 に示すように、ラジアル軸受およびスラスト軸受が集中しているため、圧力損失による発熱および圧力降下に伴う断熱膨張的温度降下の影響を大きく受けていることが要因である。

Table 3.3 Experimental conditions

Time	[min]	30
Spindle speed	[min <sup>-1</sup> ]	0
Set ambient temp.	[°C]	20
Supply pressure of air	[MPa]	0~0.45

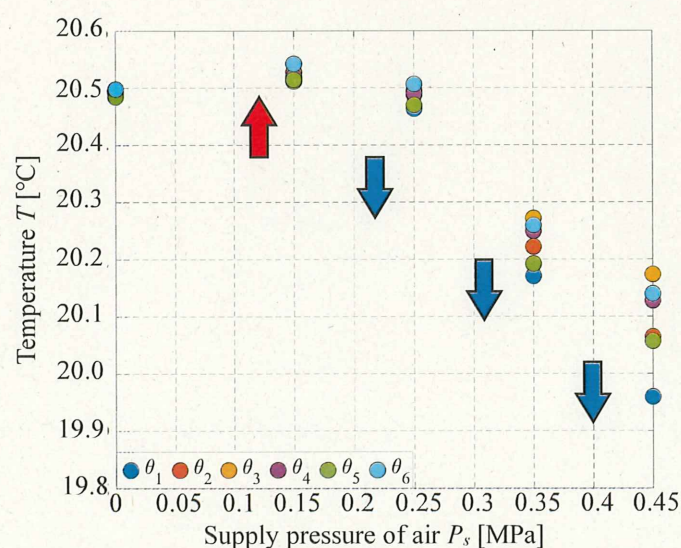


Fig. 3.9 Temperature change by air supply pressure change

Table 3.4 Temperature change of spindle side surface [°C]

$p_s$ [MPa]	$\theta_3$	$\theta_4$	$\theta_5$	Total temp. change
0.15	0.021	0.026	0.030	Up
0.25	0.005	-0.002	-0.015	Down
0.35	-0.219	-0.244	-0.293	Down
0.45	-0.304	-0.350	-0.421	Down

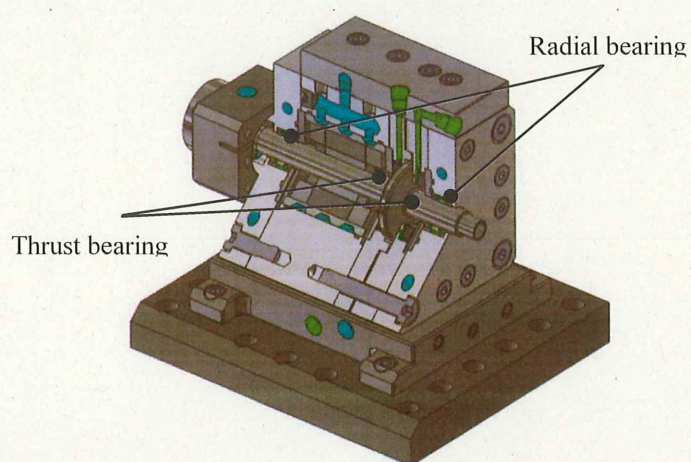


Fig. 3.10 Position of air bearing inside the developed spindle

これらの結果より，供給圧力を上昇させることにより生じる，開発スピンドルの静圧軸受に供給する空気の圧縮性による冷却効果を定量的に確認した．今後，一連の特性を詳細に検討すること，すなわち，更なる圧縮空気の温度降下を実現する最適な静圧軸受形状の検討を図ることで，モータを内蔵する高速スピンドル開発において，熱的特性に優れたスピンドル設計指針の導出に繋がるものと考えている．

### 3.3.4 各冷却機構による冷却効果

本項では、独立した冷却流路を有する 3 種類の冷却構造による冷却効果について検討した内容を述べる。第 2 章で述べた空気静圧ビルトインモータスピンドルである開発したスピンドルの場合、3 種類の独立した冷却構造を具備しているため、各冷却構造に対して異なる冷却条件を設定可能である。そのため、これらの冷却構造による冷却がスピンドルの温度変化に及ぼす影響を明らかにすることで、スピンドルの熱変形を抑制し得る 3 種類の冷却構造に対して独立した最適冷却条件を設定することができれば、不適切な熱変形形態を回避できるようになると考えられる。

そこで、本検討では、各冷却構造を独立して使用することで、各冷却構造による冷却効果を個別に実験的検証を実施した。本検討における実験条件を表 3.5 に示す。実験では、各冷却構造( $S_s$ : 軸心冷却構造,  $M_s$ : モータ冷却構造,  $C_s$ : ケーシング冷却構造)を独立で使用する 3 通りの冷却条件で検討を行った。ここで、各冷却構造による冷却条件をそれぞれ  $S$ ,  $M$ ,  $C$  と定義する。このとき、スピンドル環境温度を  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、各冷却構造への冷却流体の供給水温を  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、供給流量を  $2\text{ L/min}$  として、測定開始から 30 分後に冷却水を供給し、各測定部温度が定常状態になるまで測定を行った。

Table 3.5 Experimental conditions

Cooling conditions	S	M	C
Flowrate of water	2 L/min		
Temperature of water	15 $^{\circ}\text{C}$		
Set ambient temp.	20 $^{\circ}\text{C}$		

図 3.11 に温度測定結果の一例として、冷却条件  $C$ 、すなわちケーシングに設けた冷却構造だけに冷却水を供給した際の、各部温度変化を示す。本実験では、設置環境温度よりも低い温度( $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ )の冷却水を供給したため、各部の温度が設置環境温度から低く変化していく様子が確認できる。例えば、 $\theta_3$ の温度変化が最大となっている。このように、冷却流路とスピンドル内部構造、設置環境温度によって、スピンドル各部の温度が変化する。図 3.12 には、図 3.11 と同様の実験を各冷却構造に対して実施した複数回の実験を行った測定結果から、測定各部の平均温度を比較したものである。

図 3.12 より、スピンドル各部の温度を比較すると、冷却条件  $C$  による冷却効果が最も大きく、測定箇所による違いはあるが、 $17\text{ }^{\circ}\text{C}$ 程度まで各部の温度が低下している。これは、ケーシング冷却構造の冷却面積が大きいことに加え、ケーシング冷却構造の流路がスピンドル内部の全体に設けられていること、さらに温度測定をしているスピンドル表面に近いことによる。このように、スピンドル各部における各冷却構造の冷却効果が読み取れるが、スピンドル内部の温度変化、特にスピンドル主軸への影響を把握することは容易ではない。

そこで、次節では、得られた実験結果の一部を境界条件として、3次元熱流体解析により、スピンドル内部の温度特性を検討した。

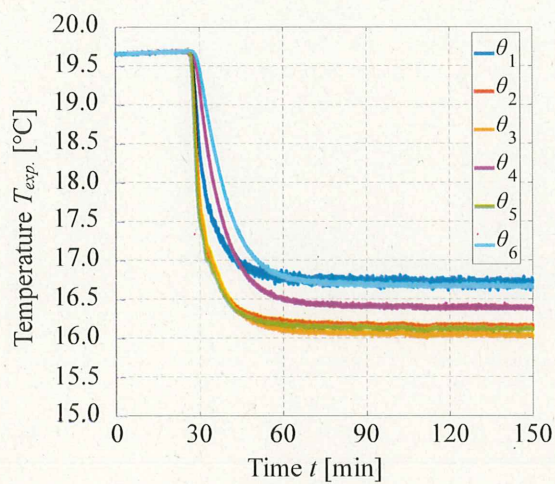


Fig. 3.11 Temperature of spindle by different cooling conditions

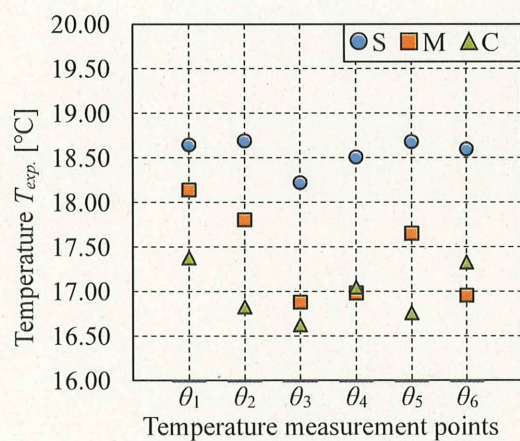


Fig. 3.12 Temperatures of measurement points by different cooling conditions

### 3.4.3 次元熱流体解析による空気静圧ビルトインモータスピンドルの非回転時における熱的特性評価

#### 3.4.1 解析の概要

これまでに述べた各冷却構造による冷却効果の実験的評価では、スピンドル表面の温度測定を行い、比較検討を行ってきた。しかしながら、実験的な検討では、スピンドル内部の温度変化、温度分布の評価は容易ではない。また、スピンドル内部で生じる複雑な温度変化による、加工精度に影響をおよぼすスピンドルの熱変形予測は極めて難しい。そこで、これまでの実験において取得してきた実験データにより、実際の測定環境および実験条件と同様の解析条件を設定し、3次元解析モデルに適用することで、スピンドル内部の温度特性の把握とその結果として生じる熱変形形態の解析を行った。

#### (1) 解析方法

本研究で使用した解析方法は、図 3.13 に示すように、二段階に分けられる<sup>(12)</sup>。まず、第一段階においては、上述の実験で得られた各流体温度等を境界条件にして流体解析を行い、各冷却流路壁面の温度および熱伝達係数を算出する。ここで、本解析の境界条件として、表 3.6 に示す各実験で得られた冷却流体の供給および排出部の水温、流量、各静圧軸受部への圧縮空気の供給温度、設置環境温度を与えた。

本検討の第二段階では、第一段階で得られた各流体流路壁面の温度および熱伝達係数を熱伝導解析の境界条件とした。その上でスピンドル内部の温度分布と熱変形を計算した。なお、本検討では、冷却構造の基礎的な冷却特性を検討するために、スピンドル非回転時すなわちモータ部の発熱がなく、スピンドルに供給する空気と水の圧力損失に伴う内部発熱だけを考慮した。

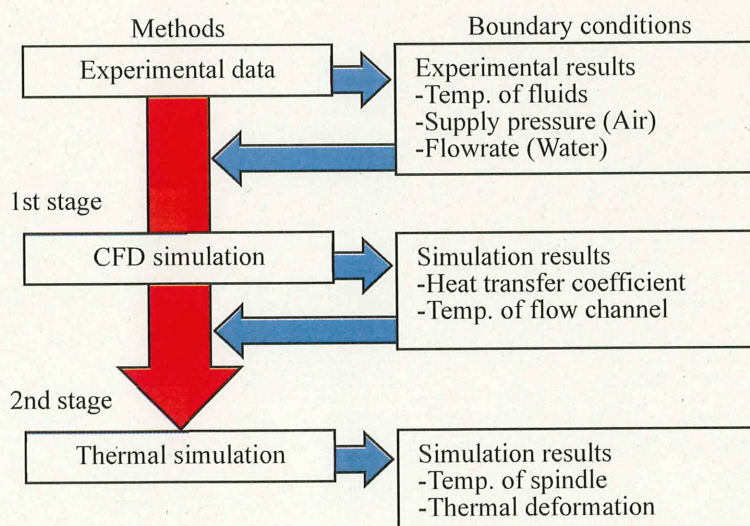


Fig. 3.13 Flowchart of thermal simulation to determine temperature distribution and resultant thermally induced displacement

Table 3.6 Boundary conditions for CFD analysis

Cooling structures (Water)		S	M	C
Inlet temp. (S)	[°C]	15.25		
Outlet temp. (S)	[°C]	15.39		
Inlet temp. (M)	[°C]		15.84	
Outlet temp. (M)	[°C]		15.93	
Inlet temp. (C)	[°C]			15.80
Outlet temp. (C)	[°C]			15.87
Hydrostatic bearing (Air)		S	M	C
Inlet temp. (Axial F)	[°C]	20.26	20.60	20.73
Inlet temp. (Axial R)	[°C]	20.26	20.57	20.69
Inlet temp. (Journal)	[°C]	20.12	20.49	20.61
Others		S	M	C
Ambient temp.	[°C]	19.54	19.63	19.70

本解析の精度向上のため、CFD 解析手法の適切なメッシュサイズおよび熱伝導解析の適切な有限要素サイズの事前検証を行っている。表 3.7 に決定したメッシュ定義を示す。本検討では、これらのメッシュ定義を用い、解析評価を行った。なお、本検討において境界条件として使用した実験データは、各条件設定による定常状態における測定結果を使用しているため、解析手法においても同様に定常解析を使用して検証を行った。

Table 3.7 Definition of mesh size of analysis

Simulation method	CFD simulation		Thermal simulation
Numerical solution	FVM		FEM
Mesh size	Fluid cells	Solid cells	Finite elements
	134,064	274,929	682,380

## (2) 解析精度の検討

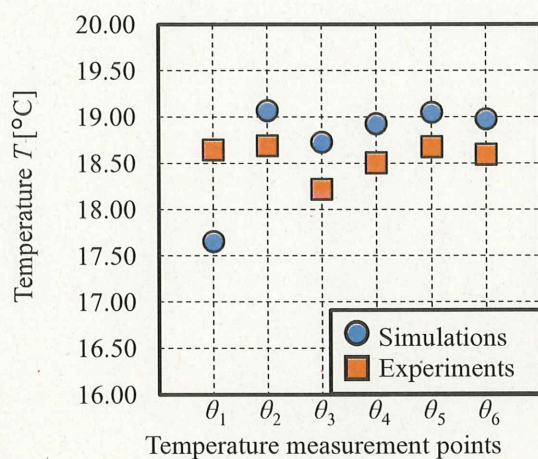
開発スピンドルに組み込まれた3種類の冷却によるスピンドルの温度分布を検討するにあたり、3.4.1項(1)に示した解析精度を評価した。まず、3.3.4項で述べた実験と解析で求めたスピンドル各部の温度 $\theta_1 \sim \theta_6$ の比較を行った。図3.14に結果を示す。ここで、図3.14(a)~(c)は、それぞれ異なる冷却条件S、M、Cでの解析結果と実験結果の比較を示している。図3.14より、各冷却条件での結果を比較すると、3次元熱流体解析から得られた温度は、実機の温度変化の傾向と概ね一致していることがわかる。しかしながら、解析結果は、実験結果と比較して高くなる傾向が見られる。これは、以下に述べるように、実験環境における、スピンドル周囲空気とスピンドル表面間との熱伝達特性の差異が影響したと考えられる。

本評価では、表3.6に示したように、スピンドル設置環境温度よりも低い温度の冷却水を供給している。このため、スピンドル各部の温度は低下し、これに伴いスピンドル表面近傍の空気温度も低下する。その結果、実験ではスピンドル各部とスピンドル表面近傍の空気温度との温度差は小さくなる。一方、本検討における解析条件においては、スピンドル表面近傍における空気温度を一定(表3.6, Ambient temp.)と定義したため、解析における設置環境温度は、一部の例外を除き、実際よりも高めになり、スピンドル表面温度も高くなる傾向となった。以上に加えて、開発スピンドルでは、各冷却構造の異なる冷却効果によって、スピンドル表面温度は均一とはならず、スピンドル表面近傍の空気とスピンドル表面間の熱伝達特性が、場所ごとに異なるはずである。しかしながら、本解析の境界条件では、このスピンドル周囲空気とスピンドル表面間の熱伝達特性の場所ごとの変化は考慮していない。以上が、解析結果温度が実験結果温度と比較して高くなり、その温度差が場所ごとに異なった要因であると思われる。

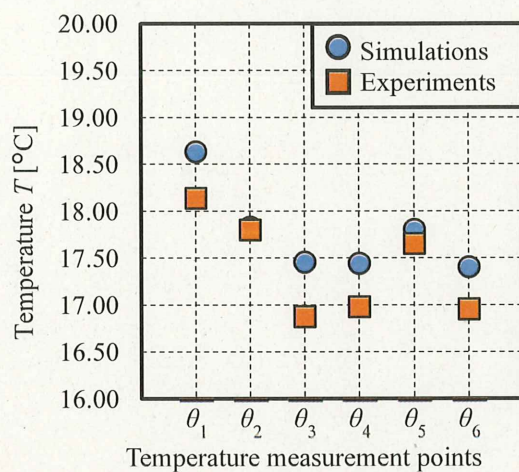
図3.14から得られた解析結果の計算精度を評価した。表3.8に解析結果の計算誤差を示す。これによれば、計算誤差は、条件Sの場合、1.98%~5.31%、条件Mでは0.17%~3.45%、条件Cにおいては2.87%~9.35%の範囲である。また、表中に示す各箇所温度の平均値は2.10%~4.67%である。これらの結果から、本解析により、定性的かつ定量的なスピンドル内部の温度分布評価が可能であると考えられる。

Table 3.8 Calculation error of thermal simulation

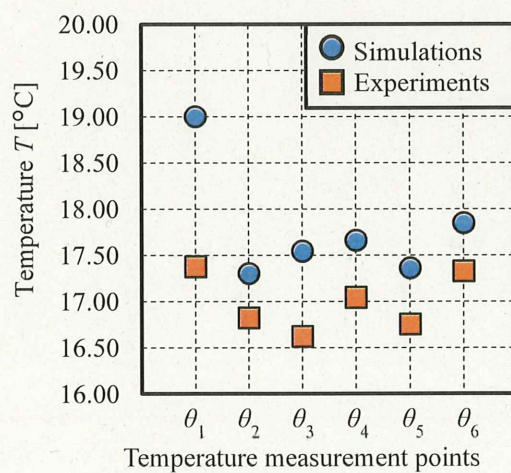
	S	M	C
$\theta_1$ [%]	5.31	2.73	9.35
$\theta_2$ [%]	2.02	0.17	2.87
$\theta_3$ [%]	2.80	3.45	5.54
$\theta_4$ [%]	2.28	2.72	3.61
$\theta_5$ [%]	1.98	0.87	3.62
$\theta_6$ [%]	2.05	2.64	3.01
Average (Each condition)	2.74	2.10	4.67



(a) Condition S



(b) Condition M



(c) Condition C

Fig. 3.14 Experimental results vs. simulation results

### 3.4.2 3次元熱流体解析による温度特性評価

解析結果より、3種類の冷却構造がスピンドル各部の温度に及ぼす影響を検討した。図3.15および図3.16に、一連の解析により得られたスピンドル内部の温度分布およびスピンドル回転軸の温度分布を示す。ここで、図3.15および図3.16では、それぞれ冷却条件S、M、Cの結果を示している。これらの結果から、3種類の冷却構造に異なる機能を付与できる可能性があることがわかる。例えば、冷却Sにおいては、スピンドル回転軸と後方にかけての冷却効果が顕著である。また、冷却Mにおいては、スピンドル中央部の冷却効果が顕著である。一方、冷却条件Cにおいては、スピンドル前部からスピンドルベース部、また静圧軸受周辺にかけての冷却効果が得られる。なお、冷却条件Cでは、冷却水をスピンドル下部から供給している。このため、スピンドル下部の冷却効果が高い。スピンドルを回転させた場合、モータ発熱等による熱膨張のため、回転軸は上方に変位するはずであり、加工誤差要因の一つになる。冷却条件Cはこのような加工誤差低減に有効と考えられる。

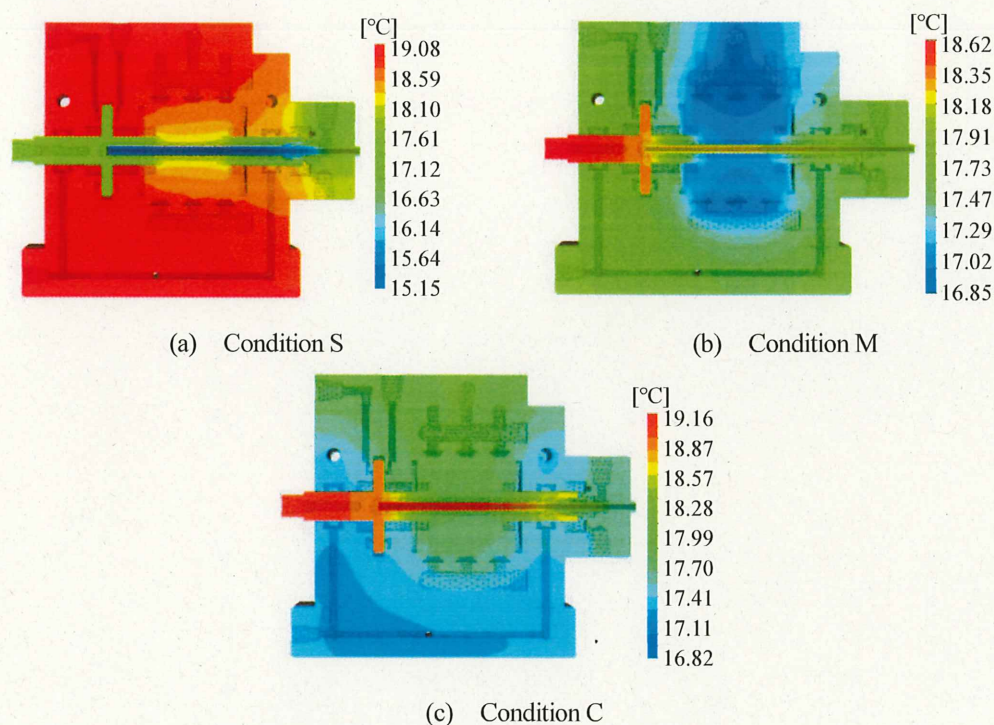


Fig. 3.15 Temperature distributions inside spindle

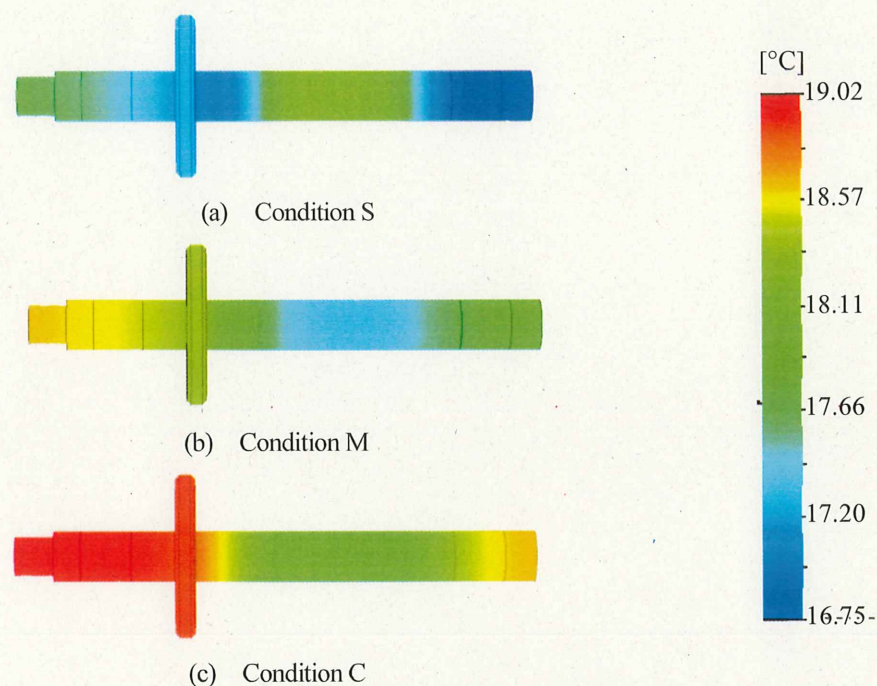


Fig. 3.16 Temperature distributions of spindle shaft

本スピンドルでは、各冷却構造は供給、排出等の冷却流路を独立させているため、各流路に対する冷却条件を独立に制御可能であり、スピンドルの発熱状態に応じた冷却条件を設定すれば、スピンドル内部温度分布の均一化を目的にした冷却条件設定が期待できるうえ、熱変形状態の制御も行える可能性がある。

ここで、表 3.9 にスピンドル全体と回転軸の平均温度変化量の解析結果を示す。表 3.9 によれば、スピンドル全体の温度変化に着目すると、スピンドル表面温度  $\theta_1 \sim \theta_6$  で示した実験結果と同様に冷却条件 C による冷却効果が最も高い。一方、スピンドル回転軸の温度変化は、他冷却条件と比較して冷却条件 S の冷却効果が高く、軸心冷却の有用性が改めて確認できた。

Table 3.9 Average temperature change of spindle

Cooling conditions		S	M	C
Temperature change of spindle	[°C]	-0.87	-2.00	-2.16
Temperature change of spindle shaft	[°C]	-2.15	-1.50	-1.03

### 3.4.3 熱変位抑制効果の検討

各冷却構造によるスピンドルの熱変形形態の検討を行った。図3.17に、各冷却条件 S, M, C におけるスピンドル回転軸の軸方向熱変位(Z 軸方向)を示す。図3.17では、スピンドル内部の温度変化に伴い、スピンドル回転軸の熱変位が生じ、初期状態よりも冷却水によって温度が低下したため、軸両端から中心方向に熱収縮が生じている。また、解析では、単純な熱変形による収縮だけではなく、望ましくないスピンドルの姿勢変化を発生させる反りの検討も行い、回転軸の角度変位による姿勢変化も検討した。

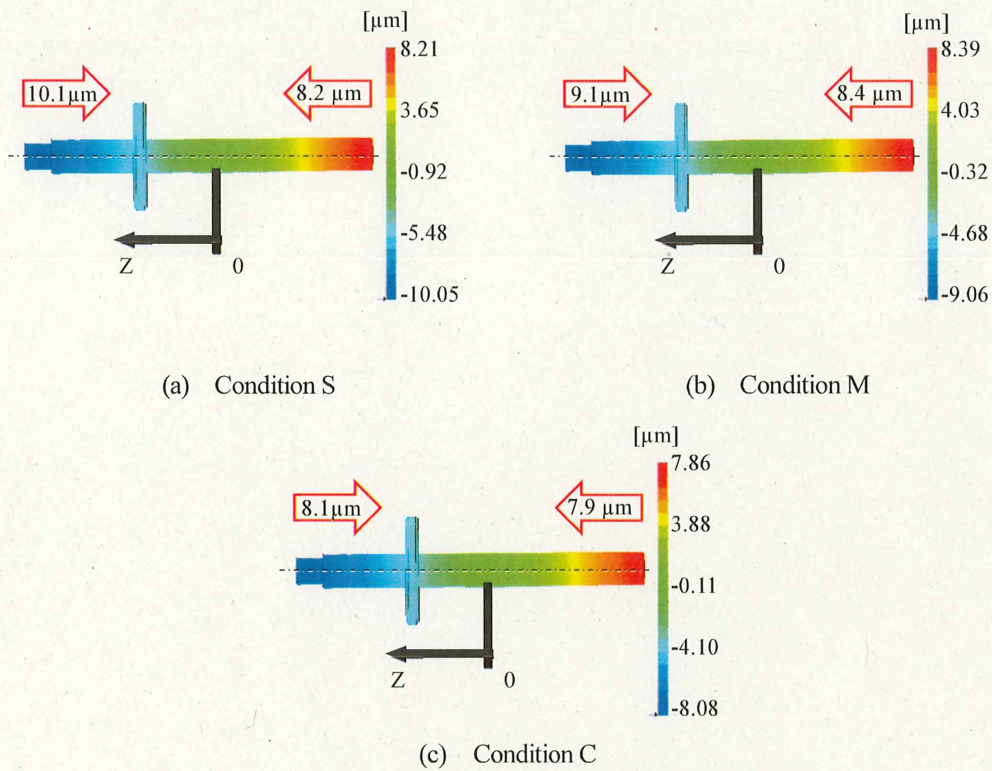


Fig. 3.17 Axial thermal displacements of spindle-shaft

図 3.18 には、冷却条件によるスピンドル回転軸の熱変形と姿勢変化を示す。ここで、冷却条件 S, M, C での Y 軸方向変位を  $Y_S$ ,  $Y_M$ ,  $Y_C$ , Z 軸方向変位を  $Z_S$ ,  $Z_M$ ,  $Z_C$  と定義する。また、Z 軸方向は比較を容易にするために、表示スケールを拡大している。図 3.18 より、いずれの冷却条件においても、スピンドル軸端部は左下がりの姿勢変化が生じている。これは、スピンドル冷却時における実際の解析結果に基づく熱変形形態を模式的に表した図 3.19 に示すように、スピンドルケーシングのスピンドルベース部への固定位置が、5 mm 程度だけ後方になっているためであり、スピンドルベースの変更により改善可能である。また、図 3.15(c)に示すように左側下部の温度は低いことも左下がり傾向の姿勢変化に影響している。

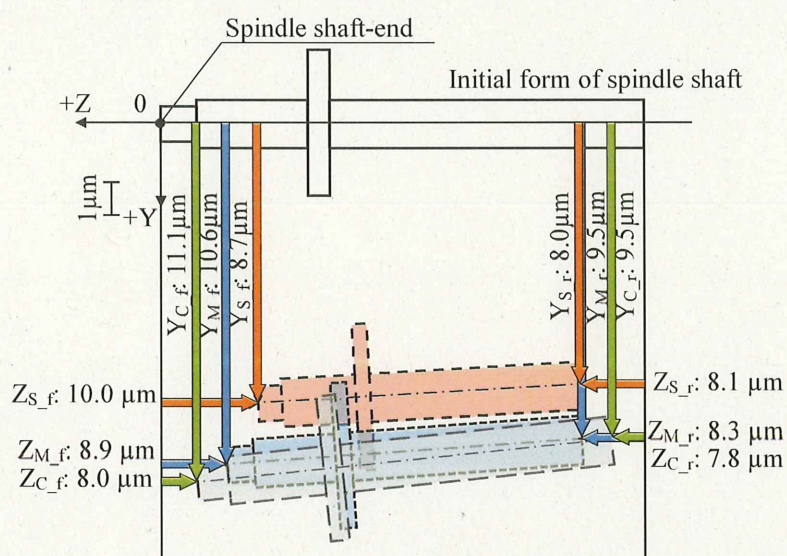


Fig. 3.18 Thermal deformation form of spindle shaft by each cooling condition

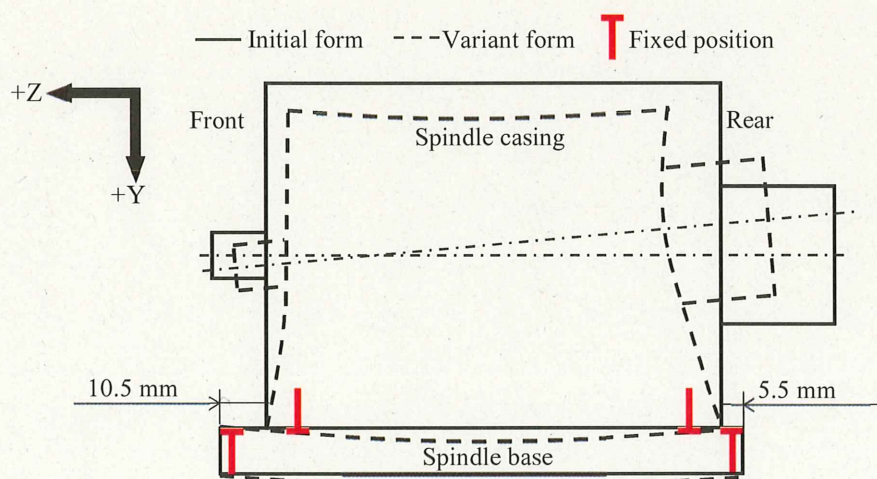


Fig. 3.19 Thermal deformation form of spindle during cooling

表 3.10 に図 3.17, 図 3.18 から得られたスピンドル回転軸の軸端変位を示す. 表 3.10 より, 各冷却条件による軸端変位を比較すると, 冷却条件 C において, 角度変位が  $2.7^{\circ}$  と最も大きく傾いている. また, スピンドル全体の反りの影響が顕著に表れる Y 方向変位量も大きいことがわかる.

本検討では, 開発スピンドルに構成した 3 種類の冷却構造の基本性能評価を行うため, スピンドル回転による発熱は考慮せず, スピンドル運転時に必ず生じる静圧軸受と冷却流体の圧力損失による発熱だけを考慮した. その上で, 各冷却がスピンドル温度や熱変形に及ぼす影響を検討した. 当然のことであるが, 実際のスピンドル駆動を考えた場合, モータによる発熱がある. このため, スピンドル駆動時には, 図 3.19 のような熱変形にはならず, スピンドル下部の熱膨張により回転軸は図 3.19 よりも Y 軸負方向, すなわち上方に変位することになる.

また, 本検討では, 熱変形形態を特徴づけるために, 各冷却構造を個別に使用し, 冷却水温を  $15^{\circ}\text{C}$  程度と設定したが, それぞれの冷却構造を組み合わせることで, 不適切なスピンドル内部温度分布の抑制に期待できるうえ, スピンドル回転軸の軸端変位を抑制できる可能性が高い. 加えて, 開発された温度制御システム<sup>(1)(2)</sup>を使用すれば, 3 系統の冷却水温を熱変形状態に応じて, 適応的に独立に制御供給することも可能である.

Table 3.10 Shaft-end displacements of spindle

Cooling conditions		S	M	C
Displacement in Z directon	[ $\mu\text{m}$ ]	-10.0	-8.9	-8.0
Displacement in Y direction	[ $\mu\text{m}$ ]	8.7	10.6	11.1
Angular displacement	[ $^{\circ}$ ]	1.2	1.9	2.7

#### 3.5. 結 言

3章では、高い熱的安定性を目的にして、開発した3種類の冷却構造を有する高速小径空気静圧スピンドルの非回転時における熱的特性を評価した。具体的には、開発スピンドルに具備された静圧軸受に供給する空気の圧縮性によるスピンドル温度への影響と、3種類の独立した冷却構造が、スピンドル内部の温度分布および熱変形に与える影響について、実験と3次元熱流体解析により検討を行った。その結果、本スピンドルの熱的安定化に向け、以下の結論を得た。

- (a) 開発スピンドルの静圧軸受に供給する空気の供給圧力を上昇させることにより生じる、供給空気の圧縮性による冷却効果を定量的に確認した。
- (b) スピンドル表面代表点における温度評価の実験および解析の比較結果から、良好な解析精度が得られたことが確認された。
- (c) 独立した3種類の冷却構造は、それぞれスピンドルの代表箇所に対して、スピンドル各部を特徴的、選択的に冷却できることを定量的に明らかにした。
- (d) 実験結果を基にした3次元熱流体解析を用いることにより、各冷却条件によるスピンドル内部温度特性に加えて、加工精度に直接的な影響を及ぼす回転軸の姿勢変化を含む熱変形形態を明らかにした。
- (e) 開発スピンドルに具備した独立3冷却構造は、スピンドル各部の温度分布が異なる領域を選択的に冷却できる。この特性を利用すれば、将来的には、スピンドル内部温度分布の不均一改善や姿勢を含む熱変形補償機能の実現も期待できる。

以上の結果より、開発した独立3冷却構造を有する高速小径空気静圧スピンドルの、非回転時における熱的特性が明らかになった。また、開発スピンドルが具備する3種類の冷却構造は、スピンドルの発熱低減効果に加え、スピンドル各部の異なる領域を選択的に冷却することができるため、スピンドル内部の温度分布均一化にも期待できる。さらには、熱変形形態に応じて、各冷却構造へ供給する冷却流体の冷却条件を適切に設定することで、熱変位補償機能付与にも期待できると考える。

次章では、開発スピンドルの回転時における同様の検討を行うとともに、各冷却構造への適切な冷却条件設定による熱変位補償機能付与の可能性について検討を行う。

### 参考文献

- (1) 小高勢也, 川瀬美真, 楠山純平, 中尾陽一, 工作機械用温度制御システムの開発と制御性能の基礎的評価, 砥粒加工学会誌, Vol. 64, No. 4, pp. 208-213, 2020.
- (2) S. Wakiya, R. Ishida, J. Kusuyama, Y. Nakao, Temperature control performance of a built-in motor spindle by developed temperature feedback control system, International Journal of Automation Technology, Vol. 17, No. 5, pp. 512-520, 2023.
- (3) 森脇俊道, 趙成和, 西内元信, 環境温度変化によるマシニングセンタの熱変形, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 57, No. 539, pp. 2447-2452, 1991.
- (4) I. Tanabe and K. Takada, Thermal deformation of machine tool structures using resin concrete (Thermal behaviour of concrete bed of machine tool in fluctuating ambient temperature), JSME International Journal Series C, Vol. 37, No. 2, pp. 384-389, 1994.
- (5) 竹内正顕, 香川利春, 摩擦と熱移動を考慮した空気圧管内定常流の考察, 油圧と空気圧, Vol. 24, No. 7, pp. 815-820, 1993.
- (6) 中西康二, 基礎から学ぶ空気圧技術, オーム社, pp. 212, 2001.
- (7) 平田哲夫, 田中誠, 熊野寛之, 例題でわかる工業熱力学(第2版), 森北出版株式会社, pp. 44, 2019.
- (8) 菱田幹雄, 円管内温度助走区間の温度分布および熱伝達, 日本機械学会論文集, Vol. 32, No. 238, pp. 930-939, 1966.
- (9) 大石進, 松崎靖, 空気静圧ジャーナル軸受における空気膜温度と熱配分割合, 精密工学会誌, Vol. 71, No. 10, pp. 1239-1244, 2005.
- (10) A. Bandyopadhyay, and A. Majumdar, Modeling of compressible flow with friction and heat transfer using the Generalized Fluid System Simulation Program (GFSSP), TFAWS, NASA, pp.1-14, 2007.
- (11) 中野和夫, 伊藤陸, 村山栄治, 川上幸男, 伝熱と摩擦を伴う空気圧管路内定常流に関する研究(モデル化と実験的検証), 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 53, No. 2, pp. 19-27, 2022.
- (12) D. Fedorynenko, Y. Nakao, Evaluation of thermal stability of ultra-precision water-lubricated spindle, Precision Engineering, Vol. 80, pp. 127-137, 2023.

## 第4章 空気静圧ビルトインモータスピンドルの 回転時における熱的特性評価

### 4.1. 緒 言

前章では、開発した空気静圧スピンドルの非回転時における熱的特性を明らかにしてきた。その結果、開発した空気静圧スピンドルが有する3種類の冷却構造による異なる冷却効果を明らかにするとともに、最適冷却条件設定によるスピンドル回転軸の熱変位制御機能付与の可能性について議論した。

本章では、開発した空気静圧スピンドルの回転時における熱的特性評価を行うために、回転時に生じるモータ部および静圧軸受部における発熱に対する各冷却構造の冷却効果を明らかにするとともに、冷却条件設定によるスピンドル回転軸の熱変位制御機能について実験的な検証を行う。具体的には、モータ部および静圧軸受部における発熱による温度上昇抑制を目的に設計したモータジャケット冷却構造およびケーシング冷却構造使用時における回転数変化に伴う冷却効果と、供給する冷却水の設定温度変化に伴う熱変位制御機能付与の可能性について実験および3章で用いた解析手法を用いて検証を行う。

なお、開発したスピンドルの定格回転数は  $100,000 \text{ min}^{-1}$  であるが、本研究は、必ずしも高速回転時の熱的特性を研究の主目的にしておらず、運転時の温度変化とその結果生じる熱変形の特性評価、さらには冷却機能によるスピンドル熱変位補償を主たる研究課題にしている。そこで、高速回転時に伴う回転安定性が発現する高速回転域での検討は行わず、低速回転領域での熱的特性の評価検討を行う。

## 4.2. 回転時における空気静圧ビルトインモータスピンドルの温度特性

### 4.2.1 実験概要

はじめに、回転時における開発スピンドルの温度特性を評価するにあたり、実験概要について述べる。図4.1に実験概要を示す。

本節では、回転時における開発スピンドルの温度特性評価にあたり、低速回転時における温度特性評価を行うことで、これに伴う各冷却構造の冷却性能を評価したうえ、適切な冷却条件設定による開発スピンドルの熱変位抑制の可能性について議論する。

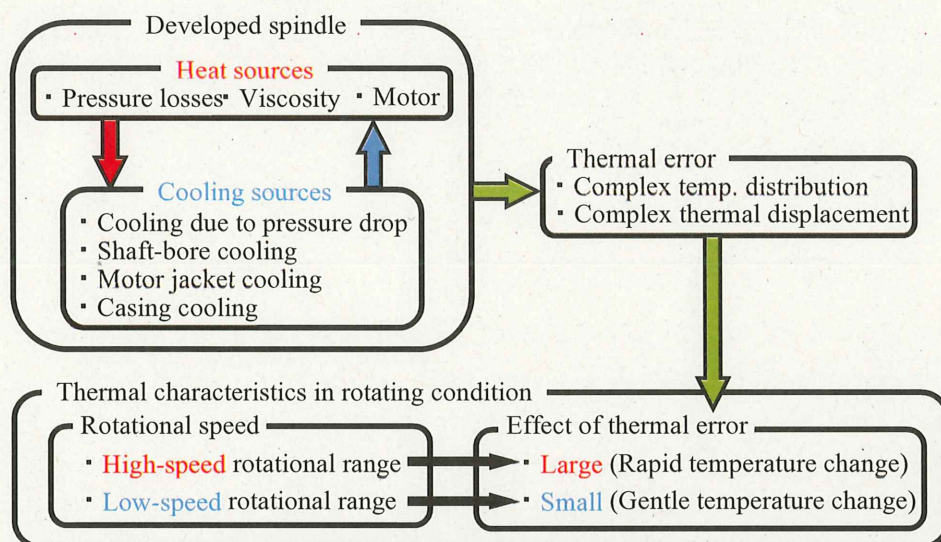


Fig. 4.1 Study concepts in chapter 4

### 4.2.2 実験方法

スピンドルの回転時における温度特性を把握するために、スピンドル各部、計6箇所の温度測定を行う。本実験におけるスピンドルの温度測定部 $\theta_1 \sim \theta_6$ および主要寸法を図4.2に示す。温度測定部は、3章で示した測定箇所と同様に、スピンドルの主軸端部 $\theta_1$ および前面部 $\theta_2$ 、静圧軸受付近の前後側面 $\theta_3$ 、 $\theta_5$ 、モータ設置部位である側面中央部 $\theta_4$ 、ケーシング上面部 $\theta_6$ の計6点である。また、3種類の各冷却構造への冷却水の供給および排出温度、空気静圧軸受各部への圧縮空気の供給温度、スピンドル周囲環境温度の計10点を併せて測定している。なお、本スピンドルの表面温度の測定には、貼付型白金測温抵抗体(株式会社ネツシン, NFR-CF2-0810)、流体温度の測定には、シース型白金測温抵抗体(株式会社岡崎製作所, R35)を使用する。ここで、スピンドル主軸端部温度 $\theta_1$ の温度測定には、スピンドル主軸回転時においても測定が可能な放射温度計(ジャパンセンサー株式会社, TMHX-CHE0500-0100B3)を使用している。

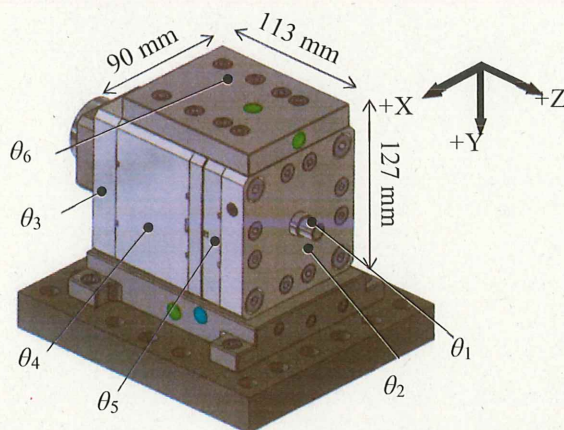


Fig. 4.2 Measurement points of spindle temperature

本章では、回転時におけるスピンドルの温度特性評価に加え、適切な冷却条件設定による開発スピンドルの熱変位抑制の可能性について議論する。そのため、本実験評価では、開発スピンドル主軸の軸端変位を測定する。図 4.3 に、本実験評価で使用したスピンドル回転軸の軸端変位測定の概略図を示す。ここで、図 4.3 に示すように、スピンドル回転軸の軸方向変位の測定にはレーザ変位計(株式会社キーエンス, LK-G85), スピンドル回転軸の上下方向変位の測定には静電容量式非接触変位計(ナノ技研株式会社, NANOMETRIC SENSOR MODEL 212)を使用している。本節における実験評価では、これらの軸端変位を測定し、スピンドル回転軸の熱変位特性を評価した上、冷却条件設定によるスピンドル回転軸の熱変位抑制の可能性について検討を行う。

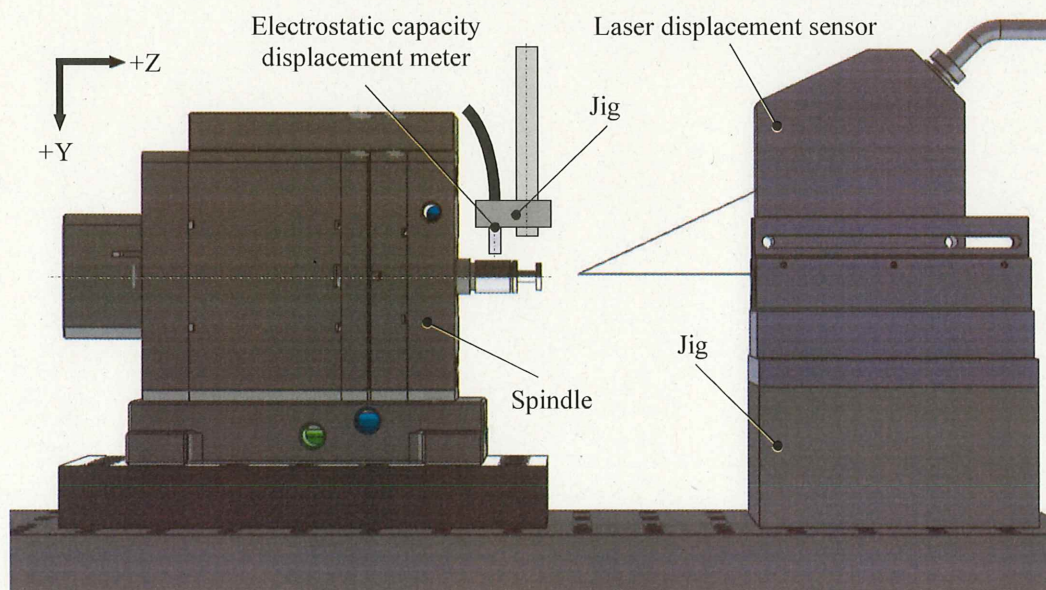


Fig. 4.3 Measurement points of spindle shaft-end displacement

### 4.2.3 実験結果

本項では、開発したスピンドルの回転時における熱的特性について、実験的に評価した結果を述べる。また、本項では、回転数変化に伴う開発スピンドルの温度特性評価および冷却条件設定によるスピンドル回転軸の熱変位制御効果について、検討を行った。以下に実験結果を示す。

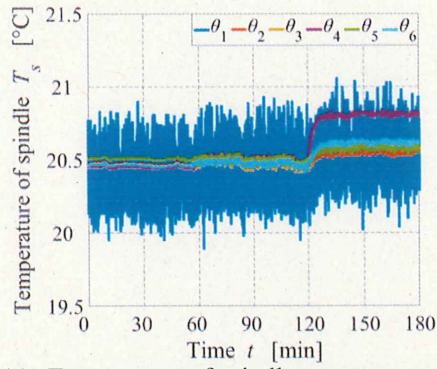
#### (1) 回転数変化による温度特性評価

回転数変化が開発スピンドルの温度特性におよぼす影響について、実験的な評価を行った。実験条件を表4.1に示す。本検討では、回転時に生じるモータ部および静圧軸受部での発熱抑制を目的に設計したモータジャケット冷却構造およびケーシング冷却構造を使用し、検討を行った。評価実験においては、各冷却構造へ供給する冷却水の温度設定を20℃、供給流量を2 L/minとし、スピンドル回転軸の回転数を0~500 min<sup>-1</sup>の間で変化させ、各冷却構造による回転数変化に伴う開発空気静圧スピンドルの冷却効果を検討した。

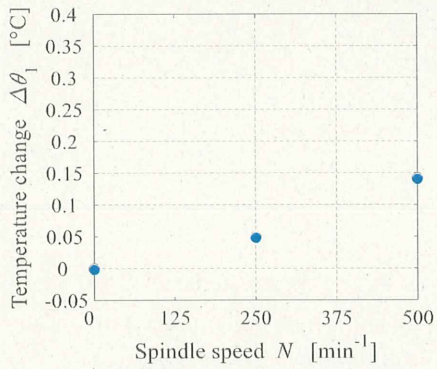
Table 4.1 Experimental conditions

Table 1.1 Experimental conditions				
Time	[min]	180		
		0-60	60-120	120-180
Spindle speed	[min <sup>-1</sup> ]	0	250	500
Cooling structures (Water)				
Cooling structures		M+C		
Setting temp.	[°C]	20		
Flowrate	[L/min]	2		
Hydrostatic bearing (Air)				
Supply pressure	[MPa]	0.45		
Setting temp.	[°C]	20		

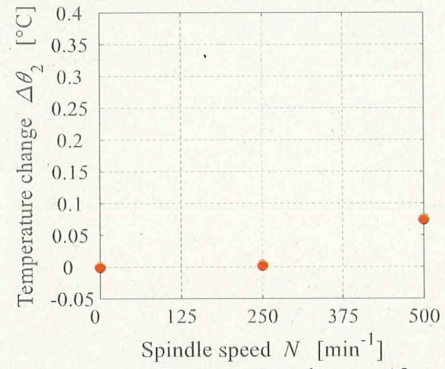
図4.4および表4.2に、図4.2に示した開発スピンドルの各温度測定部における温度測定結果を示す。ここで、図4.4(a)には、各スピンドル温度測定部  $\theta_1 \sim \theta_6$  における時間変化に伴うスピンドル温度、図4.4(b)~図4.4(g)には、各スピンドル温度測定部  $\theta_1 \sim \theta_6$  における回転数変化に伴うスピンドル温度変化を示す。図4.4(a)に示す実験では、温度上昇が観測されている。このとき、図4.4(b)~図4.4(g)で示す温度変化は、各スピンドル温度測定部  $\theta_1 \sim \theta_6$  の回転数変化後における定常状態での平均温度を用いており、回転数0 min<sup>-1</sup>における各スピンドル温度を基準としている。図4.4より、各スピンドル温度測定部  $\theta_1 \sim \theta_6$  では、当然のことではあるが、回転数上昇に伴ってモータ部および静圧軸受部において生じる熱量が上昇するため、これに伴い各スピンドル測定部温度が上昇することが確認できる。特に、モータ設置部位である側面中央部  $\theta_4$  においては、回転数変化に伴う温度上昇が顕著にみられ、最大で0.36℃まで温度変化が生じている。これが第3章において示したスピンドル非回転時の特性との大きな違いである。



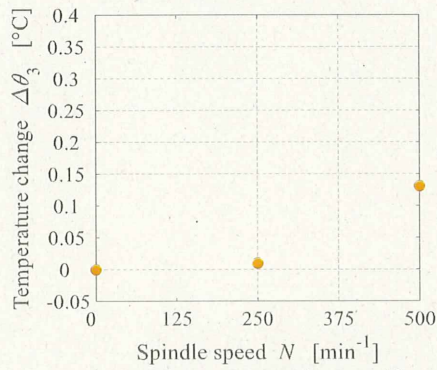
(a) Temperature of spindle measurement points



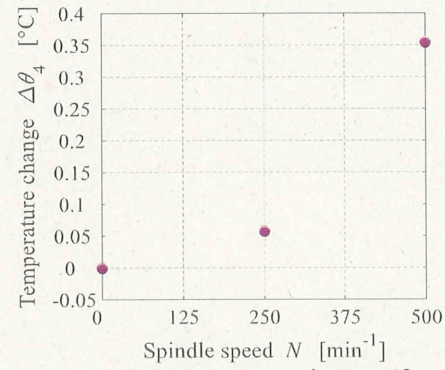
(b) Temperature change  $\Delta\theta_1$



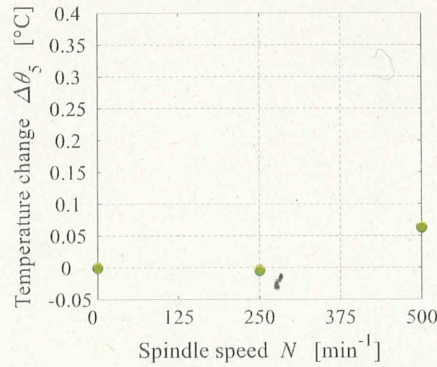
(c) Temperature change  $\Delta\theta_2$



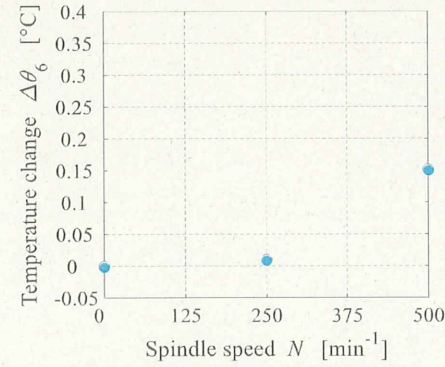
(d) Temperature change  $\Delta\theta_3$



(e) Temperature change  $\Delta\theta_4$



(f) Temperature change  $\Delta\theta_5$



(g) Temperature change  $\Delta\theta_6$

Fig. 4.4 Spindle temperature changes due to spindle rotation

Table 4.2 Experimental results of spindle temperature change

Spindle speed $N$	Temperature change of spindle [°C]					
	$\Delta\theta_1$	$\Delta\theta_2$	$\Delta\theta_3$	$\Delta\theta_4$	$\Delta\theta_5$	$\Delta\theta_6$
0 [min <sup>-1</sup> ]	0	0	0	0	0	0
250 [min <sup>-1</sup> ]	0.050	0.003	0.010	0.058	-0.004	0.010
500 [min <sup>-1</sup> ]	0.142	0.075	0.131	0.355	0.064	0.151

ここで、本検討では、測定した各冷却構造に対する冷却水の供給・排出温度を用いることで、各冷却構造の冷却性能を評価した。このとき、各冷却構造に供給する冷却水の冷却性能  $P_w$  は、式(4.1)を用いて算出する。ここで、 $c_w$  は水の比熱、 $\rho_w$  は水の密度、 $q_w$  は供給流量、 $\theta_m$  は供給水温、 $\theta_{out}$  は排出水温を表す。

$$P_w = c_w \rho_w q_w (\theta_{out} - \theta_m) \quad (4.1)$$

主軸回転数ごとの冷却水の供給・排出温度差および冷却性能を図 4.5 および表 4.3 に示す。図 4.5(a)より、回転数上昇に伴い冷却水の供給・排出温度差が大きくなっていることが確認された。回転数が上昇するほど、冷却水の供給・排出温度差および冷却量が上昇する要因として、主軸回転数が上昇するほど、生じるモータ部および静圧軸受部での熱量が増加することで、供給する冷却水の温度上昇量が大きくなることが影響していると考えられる。これは、式(4.2)に示す各冷却構造と冷却水との間での熱移動量  $Q_i$  の式<sup>(1)</sup>から説明できる。ここで、各熱源を冷却する各冷却構造の面温度  $\theta_i$  と供給水温  $\theta_w$ 、冷却構造に流れる冷却水が接触する冷却面積  $A_i$  および冷却構造と冷却水間の熱伝達係数  $h_i$  を表す。式(4.2)から、各冷却構造は熱源となるモータや静圧軸受と近接しているため、各冷却構造の面温度  $\theta_i$  は、回転数が上昇するほど温度変化量が大きくなる。また、冷却水の温度  $\theta_w$  は一定温度で供給するため、温度差( $=\theta_i - \theta_w$ )は、回転数が上昇するほど拡大し、各冷却構造と冷却水間での熱移動量  $Q_i$  が増加し、冷却水温が上昇する。

図 4.5(b)に示す主軸回転数ごとの各冷却構造における冷却性能の算出結果より、回転数上昇に伴い各冷却構造における冷却性能が上昇していることが確認できる。これは、式(4.1)からも明らかなように、回転数上昇に伴い冷却水の供給・排出温度差が拡大したためである。ここで、表 4.3 に示すように、本検討における回転数 500 min<sup>-1</sup> 時において、回転時に生じるモータ部熱量  $P_{mo} = 0.29$  W、静圧軸受部熱量  $P_{ra} = 2.61 \times 10^{-3}$  W に対して、各冷却構造における冷却性能はそれぞれ、モータジャケット冷却構造の冷却性能  $P_{w,m} = 20.72$  W、ケーシング冷却構造の冷却性能  $P_{w,c} = 1.97$  W であり、各冷却構造は回転時に生じる熱量を上回る冷却を行えること、すなわち、この場合、初期温度よりもスピンドル温度を低下させるだけの冷却効果を有することが確認された。

$$Q_i = h_i A_i (\theta_i - \theta_w) \quad (4.2)$$

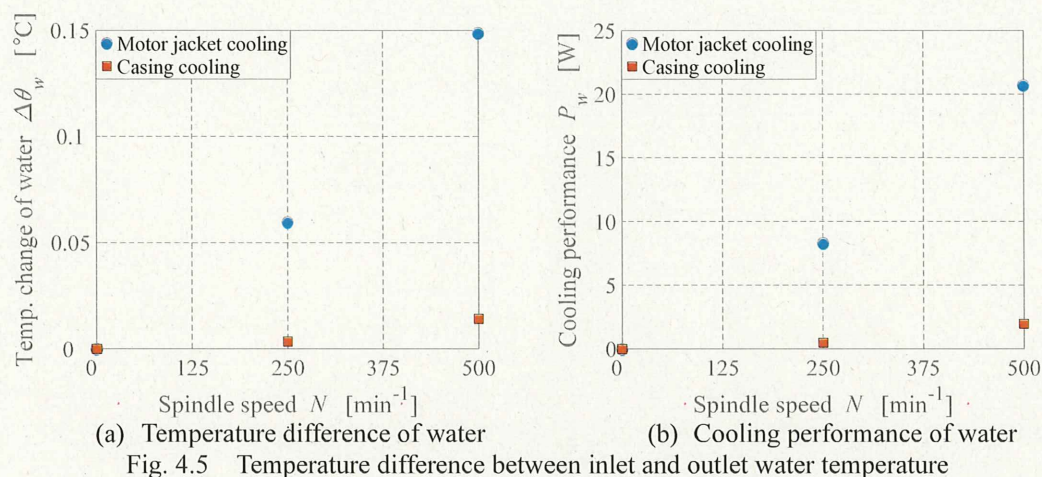


Fig. 4.5 Temperature difference between inlet and outlet water temperature

Table 4.3 Experimental results of water temperature change

Cooling structures		Temperature change of water			
		M		C	
$\Delta\theta_w$	$P_w$	$\Delta\theta_w$ [°C]	$P_w$ [W]	$\Delta\theta_w$ [°C]	$P_w$ [W]
0	[min <sup>-1</sup> ]	0	0	0	0
250	[min <sup>-1</sup> ]	0.059	8.32	0.003	0.48
500	[min <sup>-1</sup> ]	0.149	20.72	0.014	1.97

実験結果を用い、スピンドルの高速回転時における各冷却構造の冷却可能性について検討した。本検討では、まず、式(4.2)を用い、熱伝達係数  $h_i$  と冷却面積  $A_i$  を乗じた係数  $h_i A_i$  を推定する。ここで、回転数 500 min<sup>-1</sup> における各冷却構造での冷却性能  $P_w$  を熱移動量  $Q_i$  とし、実験結果から得られたスピンドル温度および冷却水温を用いることで、各冷却構造における係数  $h_i A_i$  を算出した。このとき、モータジャケット冷却構造およびケーシング冷却構造における係数  $h_i A_i$  の計算に用いるスピンドル温度  $\theta_i$  には、それぞれ、スピンドル測定部  $\theta_4$  の測定温度およびスピンドル測定部  $\theta_3$  および  $\theta_5$  の平均温度を使用した。次に、得られた係数  $h_i A_i$  を再び式(4.2)に適用することで、スピンドル回転数 100,000 min<sup>-1</sup> 時に生じる熱量に対して要求される冷却性能を満たす冷却水温  $\theta_w$  の推定した。本計算では、回転数 100,000 min<sup>-1</sup> 時に生じるモータ部熱量  $P_{mo}$ 、静圧軸受部熱量  $P_{ra}$  をそれぞれ熱移動量  $Q_i$  とし、スピンドル温度  $\theta_i$  は 20 °C とした。表 4.4 に計算結果を示す。表 4.4 より、モータジャケット冷却構造への水温  $\theta_{w\_m}$  = 17.7 °C、ケーシング冷却構造への設定水温  $\theta_{w\_c}$  = 18.9 °C と設定することにより、回転数 100,000 min<sup>-1</sup> 時に生じる熱量による温度上昇を抑制可能であり、スピンドルの高速回転時においても、各冷却構造による適切な冷却が可能であることが明らかになった。

Table 4.4 Calculation results of required set water temp. in high-speed spindle condition

Cooling structures			M	C
Coefficient	$h_i A_i$	[W/°C]	30.95	7.74
Heat (100,000 min <sup>-1</sup> )	$P_{mo}, P_{ra}$	[W]	70	8.4
Required set water temp.	$\theta_w$	[°C]	17.74	18.92

## (2) 冷却水温設定によるスピンドル回転軸の上下方向熱変位抑制効果の検討

冷却条件設定による開発スピンドル回転軸の熱変位制御機能付与の可能性について、実験的な検討を行った。実験条件を表 4.5 に示す。本検討では、回転時に生じるモータ部および静圧軸受部での発熱抑制を目的に設計したモータジャケット冷却構造およびケーシング冷却構造を使用することで、スピンドル回転軸の上下方向熱変位抑制効果について検討を行った。ここで、各冷却構造へ供給する冷却水の供給流量を 2 L/min、温度設定を 20 °C から 15 °C まで 1 °C ずつ変化させ、冷却水温設定による開発スピンドル回転軸の上下方向熱変位抑制効果を検討した。また、比較のためスピンドル主軸の回転数を 0 min<sup>-1</sup> と 500 min<sup>-1</sup> として評価を行った。

Table 4.5 Experimental conditions

Table No. 1 Experimental conditions								
Time	[min]	210						
		0-30	30-60	60-90	90-120	120-150	150-180	180-210
Spindle speed	[min <sup>-1</sup> ]	0						
		0	500					
Cooling structures (Water)								
Cooling condition		M+C						
Setting temp.	[°C]	<div></div>	20	19	18	17	16	15
Flowrate	[L/min]	<div></div>	2					
Hydrostatic bearing (Air)								
Supply pressure	[MPa]	0.45						
Setting temp.	[°C]	20						

図 4.6 および表 4.6 に、開発スピンドルの各表面温度測定部における測定温度を示す。ここで、図 4.6 には各スピンドル温度測定部  $\theta_1 \sim \theta_6$  における供給水温変化に伴うスピンドル温度変化を示す。このとき、図 4.6 に示す温度変化は、各スピンドル温度測定部  $\theta_1 \sim \theta_6$  の供給水温変化後における定常状態での平均温度を用いており、測定開始から 30 分間の回転数 0 min<sup>-1</sup> および冷却水非供給時における各スピンドル温度を基準としている。図 4.6 より、各スピンドル温度測定部  $\theta_1 \sim \theta_6$  では、冷却水温変化に伴った温度変化を確認できる。ここで、回転数 0 min<sup>-1</sup> および 500 min<sup>-1</sup> の結果を比較すると、回転数 500 min<sup>-1</sup> 時には回転に起因する発熱が生じるため、各スピンドル温度測定部において温度上昇が生じていることがわかる。上述したように、本検討では、回転時(500 min<sup>-1</sup>)に生じる熱量に対して、設定冷却水温 20 °C 時点で十分な冷却性能を有している、すなわち、これらの結果から、冷却水温を低下させることにより、今後、高速回転でのスピンドル駆動時における発熱による温度上昇に応じた温度抑制が可能であることがわかる。

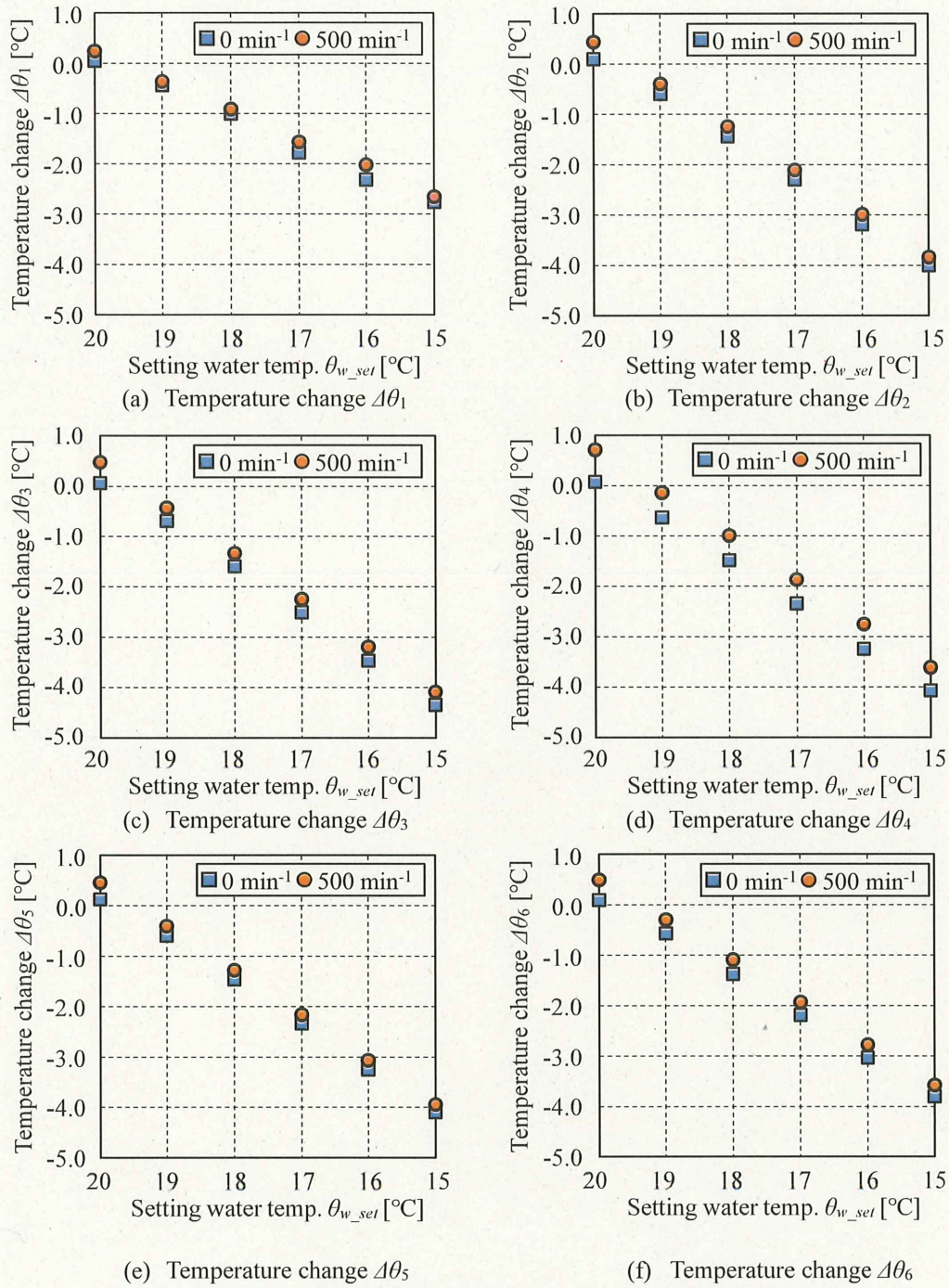


Fig. 4.6 Spindle temperature change by water temperatures

Table 4.6 Experimental results of spindle temperature change

Set temp.	Spindle speed	Temperature change of spindle					
$\theta_{w\ set.} [^{\circ}\text{C}]$	$N [\text{min}^{-1}]$	$\Delta\theta_1 [^{\circ}\text{C}]$	$\Delta\theta_2 [^{\circ}\text{C}]$	$\Delta\theta_3 [^{\circ}\text{C}]$	$\Delta\theta_4 [^{\circ}\text{C}]$	$\Delta\theta_5 [^{\circ}\text{C}]$	$\Delta\theta_6 [^{\circ}\text{C}]$
20	0	0.05	0.10	0.06	0.08	0.13	0.10
19		-0.44	-0.59	-0.69	-0.63	-0.59	-0.57
18		-1.01	-1.44	-1.60	-1.48	-1.46	-1.38
17		-1.78	-2.29	-2.51	-2.35	-2.34	-2.19
16		-2.31	-3.18	-3.47	-3.25	-3.25	-3.03
15		-2.75	-4.00	-4.34	-4.07	-4.09	-3.80
Set temp.	Spindle speed	Temperature change of spindle					
$\theta_{w\ set.} [^{\circ}\text{C}]$	$N [\text{min}^{-1}]$	$\Delta\theta_1 [^{\circ}\text{C}]$	$\Delta\theta_2 [^{\circ}\text{C}]$	$\Delta\theta_3 [^{\circ}\text{C}]$	$\Delta\theta_4 [^{\circ}\text{C}]$	$\Delta\theta_5 [^{\circ}\text{C}]$	$\Delta\theta_6 [^{\circ}\text{C}]$
20	500	0.24	0.44	0.47	0.71	0.46	0.50
19		-0.36	-0.39	-0.43	-0.14	-0.41	-0.30
18		-0.91	-1.24	-1.34	-0.99	-1.28	-1.09
17		-1.57	-2.11	-2.25	-1.87	-2.16	-1.94
16		-2.02	-2.99	-3.19	-2.75	-3.07	-2.78
15		-2.65	-3.84	-4.09	-3.61	-3.94	-3.57

本検討では、各冷却構造への設定冷却水温に対するスピンドル回転軸の上下方向熱変位制御機能付与の可能性を検証するため、スピンドル回転軸の熱変位測定を行った。

測定結果を図 4.7 および表 4.7 に示す。ここで、図 4.7(a)にはスピンドル回転軸の軸方向熱変位、図 4.6(b)にはスピンドル回転軸の上下方向熱変位を示しており、各スピンドル回転軸熱変位の供給水温変化後における定常状態での平均温度を用いており、設定冷却水温 20℃における主軸熱変位を基準としている。図 4.7(a)に示す、スピンドル回転軸の軸方向熱変位の測定結果では、設定冷却水温変化および回転の有無に伴うスピンドル回転軸の軸方向熱変位への影響は小さく、本検討ではスピンドル回転軸の軸方向熱変位抑制効果の把握が困難であることがわかる。この要因として、本実験では、モータジャケット冷却構造およびケーシング冷却構造を用いた冷却条件を使用しているため、図 4.6(a)に示したように非接触支持される本スピンドル回転軸への温度変化への影響がスピンドルケーシングよりも小さく、これに伴って軸方向熱変位への影響が小さくなったと考えられる。また、3章における検討で明らかになったように、本スピンドルは冷却条件によっては、スピンドル全体の反りに伴う軸端での角度変位が生じることや、測定治具の温度変化に伴う反りに起因する測定誤差が要因であると考えられる。しかしながら、本検討では、スピンドル回転軸の上下方向の熱変位制御機能付与の検証を目的としているため、スピンドルの固定部の影響による反りについてここでは扱わないものとする。

図 4.7(b)に、スピンドル回転軸の上下方向熱変位測定結果を示す。図 4.7(b)に示すように、回転の有無および設定冷却水温変化により、スピンドル回転軸を上下方向に熱変位可能なことが確認できる。具体的には、設定冷却水温を意図的に降下させることによってスピンドル回転軸を Y 軸正方向に比例的に変位制御可能なことが確認できる。

また、回転数  $500 \text{ min}^{-1}$  時において生じる熱量によって、非回転時と比較して変位量が小さくなることが確認された。これは、回転数  $500 \text{ min}^{-1}$  時において、生じる熱量によって熱膨張が生じ、スピンドル回転軸が Y 軸負方向、すなわち上方に変位したことを意味する。具体的には、設定冷却水温  $15^\circ\text{C}$  において、回転数  $0 \text{ min}^{-1}$  時には  $11.36 \mu\text{m}$  の下方向 (Y 軸正方向) 変位が確認された。一方、回転数  $500 \text{ min}^{-1}$  時には回転数  $0 \text{ min}^{-1}$  時における  $11.36 \mu\text{m}$  の下方向 (Y 軸正方向) 変位よりも、 $3.06 \mu\text{m}$  上方 (Y 軸負方向) に変位した  $8.30 \mu\text{m}$  の下方向 (Y 軸正方向) 変位が確認された。

また、図 4.7(b)に示す最小二乗法により線形近似した結果から、 $1 \mu\text{m}$  の変位を制御するためには、それぞれ回転数  $0 \text{ min}^{-1}$  時には設定冷却水温を  $0.6^\circ\text{C}/\mu\text{m}$  の割合で変化、同様にして、回転数  $500 \text{ min}^{-1}$  時には設定冷却水温を  $0.3^\circ\text{C}/\mu\text{m}$  の割合で変化させることにより、スピンドル回転軸の上下方向変位制御が可能であることが明らかになった。なお、今回の検討では、設定冷却水温  $20^\circ\text{C}$  における主軸熱変位を基準にして設定冷却水温変化に伴う主軸熱変位量の検討を行っているが、実際には、設定冷却水温  $20^\circ\text{C}$  においても、各回転数で異なる主軸熱変位が生じる。当然のことではあるが、これは、設定する所望の基準位置および生じるスピンドルの発熱に応じて、冷却水温を設定することにより、スピンドル回転軸の先端位置を一定に維持することが可能である、例えば、回転数  $0 \text{ min}^{-1}$  および設定冷却水温  $20^\circ\text{C}$  における主軸熱変位を基準位置とし、回転数  $500 \text{ min}^{-1}$  時に生じる主軸熱変位を零にする冷却水温を設定するといった方法が考えられる。これらの結果より、開発したスピンドルは、具備するモータ冷却構造およびケーシング冷却構造使用時における冷却水温制御により、スピンドル主軸の上下方向熱変位制御機能を有することが明らかになった。

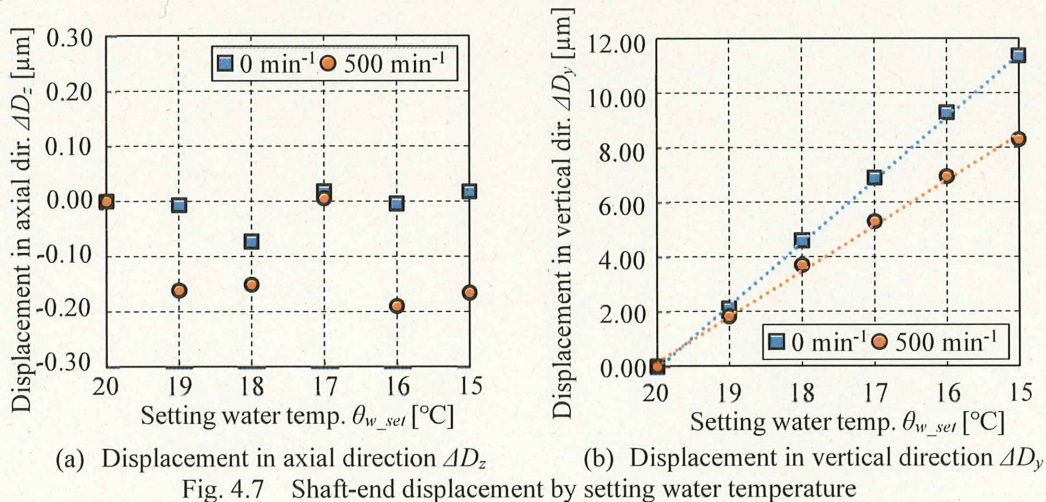


Table 4.7 Experimental results of spindle shaft-end displacement

Displacement	Spindle speed		Setting water temperature $\theta_{w\ set.}$					
$\Delta D$	$N$		20 [°C]	19 [°C]	18 [°C]	17 [°C]	16 [°C]	15 [°C]
Axial disp.    [μm]	0	[min <sup>-1</sup> ]	0.00	-0.01	-0.07	0.02	-0.01	0.02
	500	[min <sup>-1</sup> ]	0.00	-0.16	-0.15	0.01	-0.19	-0.17
Vertical disp.    [μm]	0	[min <sup>-1</sup> ]	0.00	2.10	4.59	6.89	9.27	11.36
	500	[min <sup>-1</sup> ]	0.00	1.81	3.68	5.29	6.94	8.30

### 4.3.3 次元熱流体解析による空気静圧ビルトインモータスピンドルの回転時における熱的特性評価

#### 4.3.1 3次元熱流体解析による温度特性評価

前節では、実験的に回転時における空気静圧スピンドルの熱的特性評価の結果を示した。その結果、開発したスピンドルは、具備するモータ冷却構造およびケーシング冷却構造使用時における冷却水温を制御することにより、スピンドル回転軸の上下方向熱変位を制御できることを明らかにした。本節では、3章で用いた実験データに基づく3次元熱流体解析を用い、回転時におけるスピンドルの熱的特性評価を進めることにより、スピンドル内部の温度分布把握を試みた。

3章で述べたように、本3次元熱流体解析手法は、実験で得られた流体温度等を境界条件にして流体解析を行い、この流体解析から得られた各冷却流路壁面の温度および熱伝達係数を熱伝導解析の境界条件とする。ここで、流体解析に使用する境界条件を表4.8に示す。ここで、4.2.3項(2)で明らかにした各冷却構造への設定供給水温変化(20~15°Cの範囲で1°Cずつ温度降下)時における実験値を使用する。なお、本検討では、回転数 500 min<sup>-1</sup>時に生じるモータ部および静圧軸受部での発熱を考慮した。

Table 4.8 Boundary conditions for CFD analysis

Cooling structures (Water)		M+C					
Setting water temp.	[°C]	20	19	18	17	16	15
Inlet temp. (S)	[°C]						
Outlet temp. (S)	[°C]						
Inlet temp. (M)	[°C]	20.22	19.26	18.27	17.31	16.31	15.41
Outlet temp. (M)	[°C]	20.33	19.39	18.42	17.48	16.49	15.57
Inlet temp. (C)	[°C]	20.24	19.28	18.32	17.37	16.38	15.46
Outlet temp. (C)	[°C]	20.26	19.31	18.34	17.38	16.39	15.47
Hydrostatic bearing (Air)		M+C					
Inlet temp. (Axial F)	[°C]	19.63	19.50	19.42	19.37	19.38	19.29
Inlet temp. (Axial R)	[°C]	19.57	19.45	19.35	19.30	19.29	19.20
Inlet temp. (Journal)	[°C]	20.07	19.97	19.96	19.90	19.87	19.85
Others		M+C					
Ambient temp.	[°C]	20.10	19.99	19.91	19.82	19.71	19.68
Spindle speed	[min <sup>-1</sup> ]	500					

## (1) 解析精度の検討

本解析条件におけるスピンドル内部の温度分布を検討するにあたり、解析精度を評価した。まず、4.2.2項で述べた実験と解析で求められたスピンドル各部の温度  $\theta_1 \sim \theta_6$  の比較を行った。図 4.8 に結果を示す。ここで、図 4.8(a)~図 4.8(f)は、それぞれ異なる各冷却構造への設定供給水温での解析結果と実験結果の比較を示している。図 4.8 より、各設定供給水温での結果を比較すると、実機の温度変化の傾向と概ね一致していることがわかる。しかしながら、図 4.8(a)では、解析結果が実験結果と比較して低く、一方、図 4.8(b)~図 4.8(f)においては、解析結果が実験結果と比較して高くなる傾向がみられた。これは、3章でも述べたように、実験環境における、スピンドル周囲空気とスピンドル表面間との熱伝達特性の差異が影響したと考えられる。すなわち、表 4.8 の実験結果から得られた測定温度を使用した境界条件からもわかるように、図 4.8(a)においては、スピンドル設置環境温度よりも高い温度の冷却水供給(スピンドル設置環境温度と同様に設定供給水温を 20℃としているが、測定結果では、スピンドル設置環境温度<設定供給水温の関係が確認された)によるスピンドル表面近傍における空気温度上昇、一方、図 4.8(b)~図 4.8(f)においては、スピンドル設置環境温度よりも低い温度の冷却水供給によるスピンドル表面近傍における空気温度降下を、本検討における各設定供給水温での解析条件においては、スピンドル表面近傍における空気温度を、それぞれ一定のスピンドル設置環境温度(表 4.8, Ambient temp.)として定義したためであると考ええる。

図 4.8 から得られた解析結果の計算精度を評価した。表 4.9 に解析結果の計算誤差を示す。これによれば、計算誤差は、設定供給水温 20℃の場合、1.10%~1.47%，設定供給水温 19℃では 0.67%~1.65%，設定供給水温 18℃では 0.02%~1.85%，設定供給水温 17℃では 0.37%~1.99%，設定供給水温 16℃では 1.27%~3.72%，設定供給水温 15℃では 2.16%~5.43%である。また、表中に示す各箇所温度の平均値は 0.55%~3.72%である。これらの結果から、本解析においても、定性的かつ定量的なスピンドル内部の温度分布評価が可能であると考ええる。

Table 4.9 Calculation error of thermal simulation

Cooling structures		M+C					
Setting water temp.	[°C]	20	19	18	17	16	15
$\theta_1$	[%]	1.10	1.65	1.85	1.18	1.73	2.79
$\theta_2$	[%]	1.36	1.02	0.15	1.36	2.85	3.92
$\theta_3$	[%]	1.10	0.67	0.71	1.99	3.72	5.43
$\theta_4$	[%]	1.18	1.00	0.02	1.01	2.24	3.44
$\theta_5$	[%]	1.47	1.04	0.21	1.48	3.05	4.56
$\theta_6$	[%]	1.37	1.21	0.34	0.37	1.27	2.16
Average (Each condition)		1.26	1.10	0.55	1.23	2.48	3.72

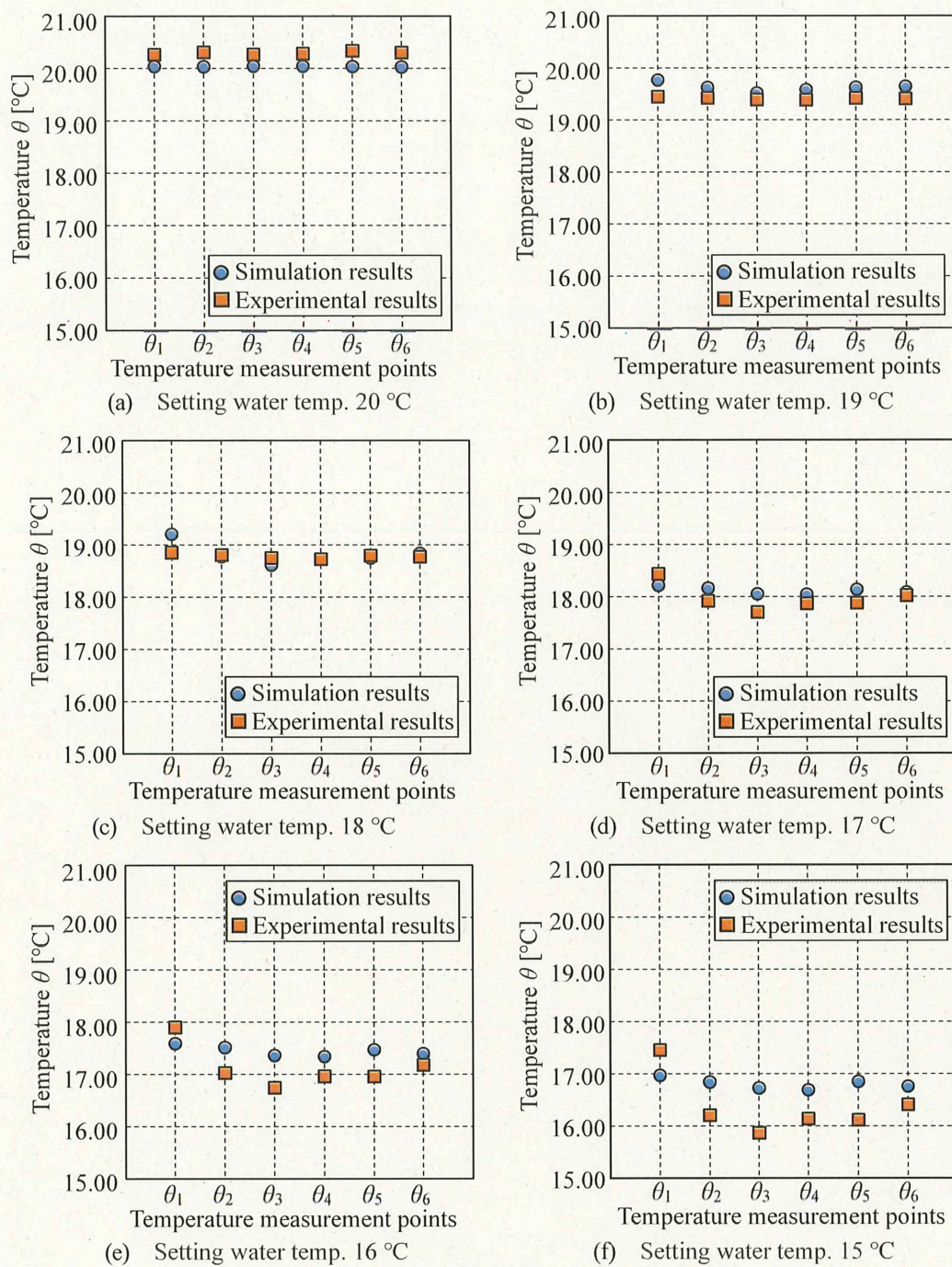


Fig. 4.8 Experimental results vs. simulation results

### (2) 3次元熱流体解析による温度特性評価

解析結果より、本解析に用いた設定供給水温変化がスピンドル内部の温度におよぼす影響を検討した。図 4.9 および図 4.10 に、一連の解析により得られたスピンドル内部の温度分布およびスピンドル回転軸の温度分布を示す。ここで、図 4.9 および図 4.10 では、それぞれ異なる冷却条件、すなわち設定供給水温を 20 °C~15 °C の間で 1 °C ずつ降下させた際における結果を示している。これらの解析結果より、本検討ではモータジャケット冷却構造およびケーシング冷却構造への冷却を行っているため、定性的には、スピンドル中央部からスピンドル前部およびベース部、静圧軸受部周辺にかけての冷却効果が確認できるうえ、設定供給水温変化に伴ってスピンドル内部温度の降下を確認できる。また、定量的には、設定供給水温の 1 °C ずつの温度降下に伴って、最も冷却効果を確認できるスピンドル中央部において約 0.7 °C 程度の温度降下が生じており、これに伴ってスピンドル前部およびベース部、静圧軸受部周辺にかけて約 0.5 °C~約 0.6 °C 程度の温度降下を確認できる。これは、4.2.3 項で述べたように、モータジャケット冷却構造およびケーシング冷却構造がモータ部および静圧軸受部で生じる熱量を十分に上回る冷却性能を有していることに加え、各冷却構造の冷却流路がスピンドル全体に設けられているためである。これらの結果から、モータジャケット冷却構造とケーシング冷却構造を組み合わせた冷却条件は、スピンドルケーシングで発生する不適切な温度分布の改善に有効であると考えられる。

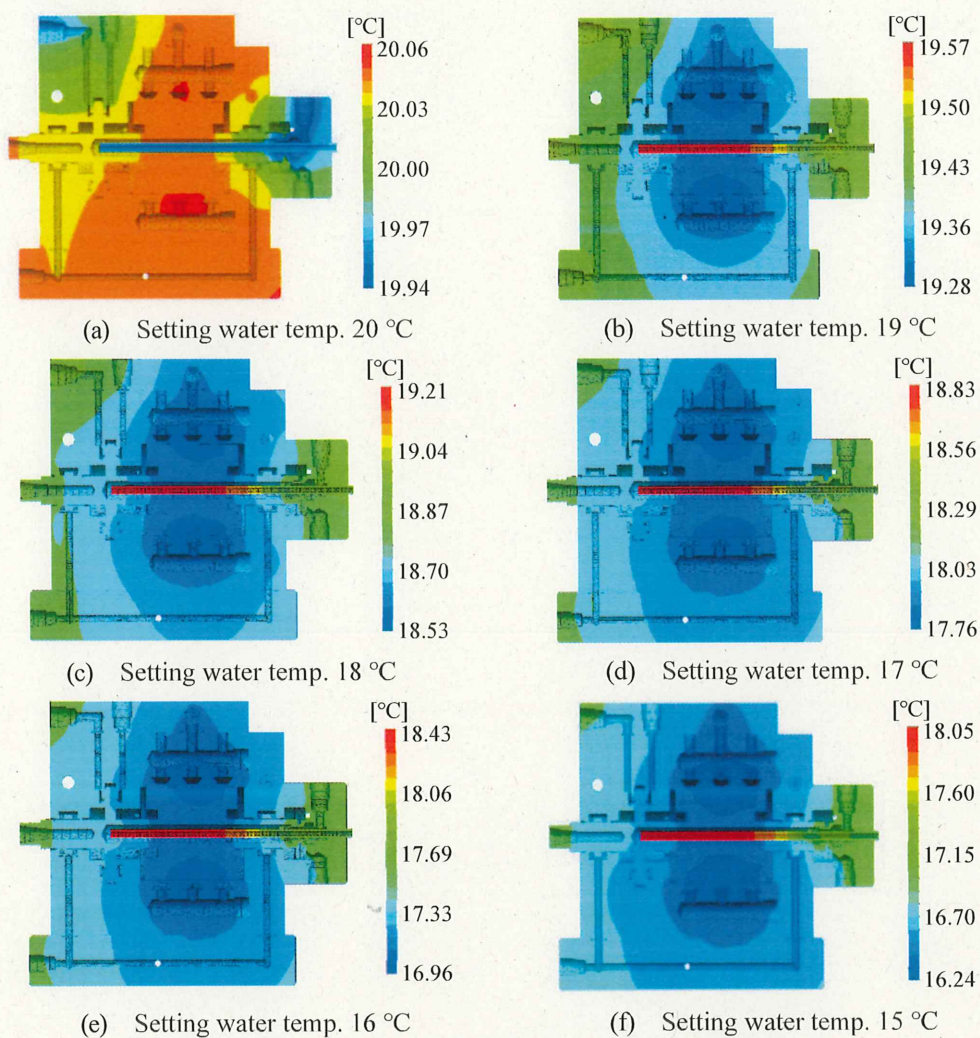


Fig. 4.9 Temperature distribution inside spindle

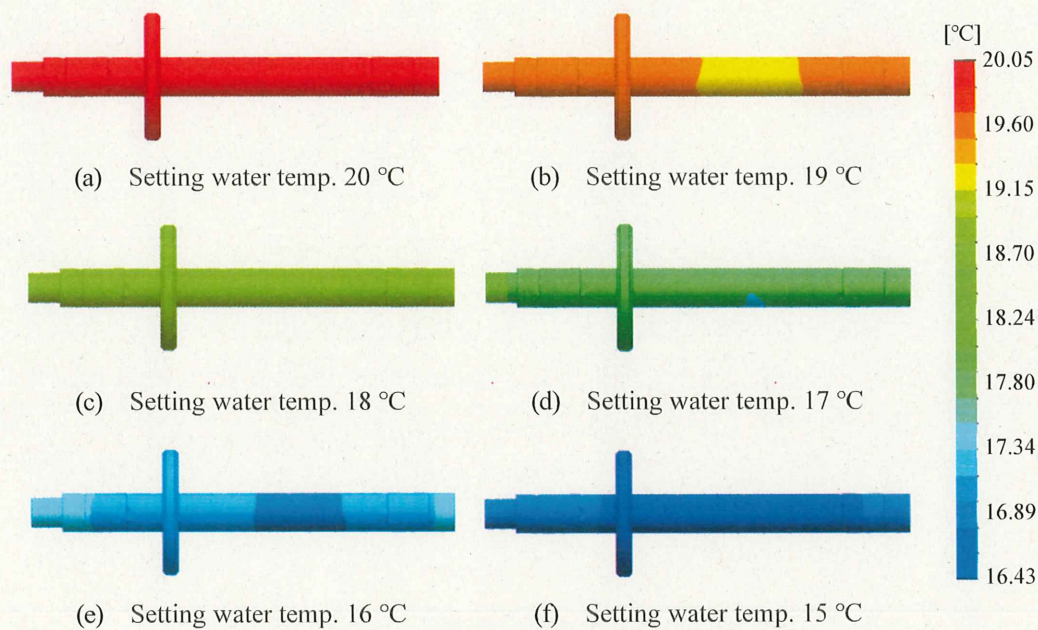


Fig. 4.10 Temperature distribution of spindle shaft

前述したように、本スピンドルでは、各冷却構造は供給、排出等の冷却流路を独立させているため、各流路に対する冷却条件を独立に制御可能であり、スピンドルの発熱状態に応じた冷却条件を設定すれば、スピンドル内部温度分布の均一化に加え、4.2.3 項で明らかにしたように熱変位の制御も可能である。

ここで、表 4.10 にスピンドル全体とスピンドル回転軸の平均温度の解析結果を示す。表 4.10 によれば、スピンドル全体の温度およびスピンドル回転軸の平均温度は、設定供給水温変化に伴って変化するが、平均温度差は最大で約 0.1 °C 程度であり、今後、モータジャケット冷却構造およびケーシング冷却構造に加え、軸心冷却構造を組み合わせた冷却条件設定により、更なる温度差抑制に期待できる。

Table 4.10 Average temperature of the spindle

Cooling conditions		M+C					
Setting water temp.	[°C]	20	19	18	17	16	15
Temperature of spindle	[°C]	20.00	19.24	18.87	18.03	17.29	16.83
Temperature of spindle shaft	[°C]	20.03	19.39	18.75	18.09	17.41	16.77

### 4.3.2 熱変位抑制効果の検討

本項では、上述した3次元熱流体解析の温度分布の解析結果から、スピンドルの熱変形形態の検討を行った。表 4.11 に、本検討における解析条件において得られた、スピンドル回転数を  $500 \text{ min}^{-1}$  時のスピンドル回転軸の熱変位を示す。表 4.11 より、設定供給水温ごとの主軸熱変位を比較すると、設定供給水温の温度降下に伴い、軸方向変位は Z 軸負方向の変位量が増加しており、上下方向変位は Y 軸正方向の変位量の増加が確認された。これは、4.2.3 項で述べたように、モータジャケット冷却構造およびケーシング冷却構造がモータ部および静圧軸受部で回転時に生じる熱量を十分に上回る冷却性能を有しているため、発熱に起因する温度上昇および熱膨張が生じず、初期状態よりも温度が低下し、図 4.11 に示すような熱変形形態が生じたためであると考えられる。そのため、いずれの冷却条件においても、スピンドル軸端部では、左下がりの姿勢変化が生じている。

Table 4.11 Shaft-end displacement of spindle

Cooling conditions		M+C					
Setting water temp.	[°C]	20	19	18	17	16	15
Displacement in Z direction	[μm]	-6.01	-6.82	-7.62	-8.46	-9.31	-10.11
Displacement in Y direction	[μm]	5.50	6.23	6.96	7.70	8.47	9.24

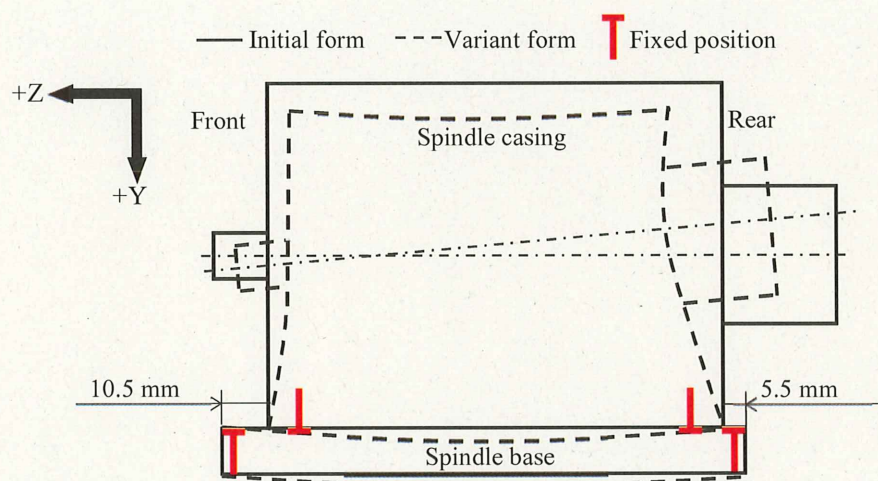


Fig. 4.11 Thermal deformation form of spindle during cooling

ここで、得られたスピンドル回転軸の熱変位の解析結果と、実験で得られた熱変位測定結果の比較した結果を図 4.12 および表 4.12 に示す。ここで、図 4.12(a)にはスピンドル主軸の軸方向熱変位、図 4.11(b)にはスピンドル主軸の上下方向熱変位を示しており、設定冷却水温  $20^\circ\text{C}$  における主軸熱変位を基準としている。

これらの結果から、解析結果においては、上述したように、設定冷却水温降下に伴ってスピンドル主軸が、軸方向熱変位は Z 軸負方向、上下方向熱変位は Y 軸正方向に比例的に変

位することが確認できる。具体的には、設定冷却水温 15 °Cにおいて、 $-4.10 \mu\text{m}$  の軸方向変位および  $3.74 \mu\text{m}$  の下方向(Y 軸正方向)変位が確認された。このとき、図 4.12(b)に示す上下方向変位に着目すると、最小二乗法によって線形近似した結果から、それぞれ  $1 \mu\text{m}$  の変位を制御するためには、前述したように、実験結果においては  $0.3^\circ\text{C}$  の設定水温変化を要するが、解析結果においては  $1.7^\circ\text{C}$  の設定水温変化が必要であり、実験結果と解析結果との大きな差がみられた。この要因として、実験結果においては、スピンドルや測定治具の温度変化に伴う反りに起因する測定誤差が考えられる。一方、解析結果においては、回転時に生じる各部熱量を設計値から算出し、解析条件として与えているため、実験結果との差が生じたと考える。しかしながら、どちらの結果においても、設定供給水温変化に伴うスピンドル主軸の定量的な上下方向変位が確認でき、これらの結果より、開発スピンドルは、具備するモータ冷却構造およびケーシング冷却構造使用時における冷却水温制御により、スピンドル回転軸の上下方向熱変位制御機能を有することが検証された。加えて、解析結果においては、設定供給水温変化に伴う軸方向熱変位も見られており、軸方向熱変位抑制機能付与の可能性についても期待できることが明らかになった。すなわち、スピンドルの発熱に応じて、適切な冷却水温度を設定することによって、スピンドル回転軸の先端位置を一定に維持することができると思われる。

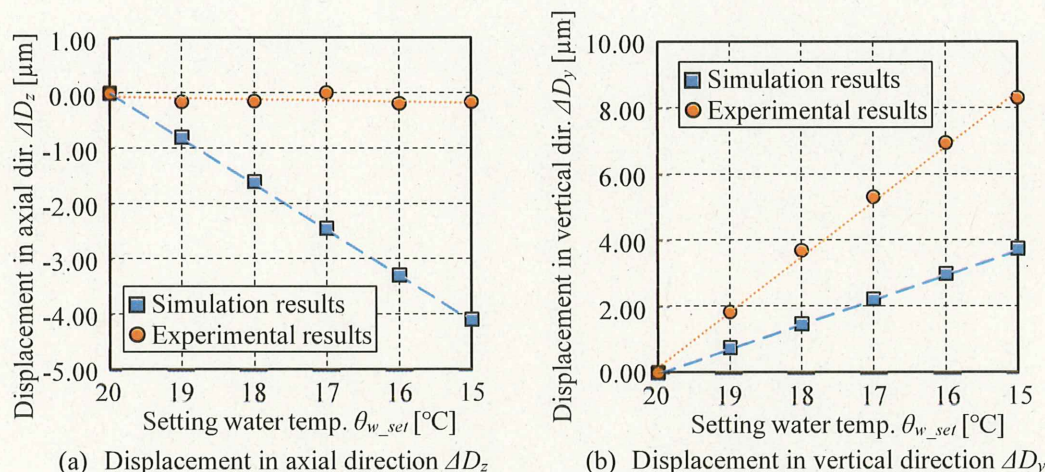

 (a) Displacement in axial direction  $\Delta D_z$  (b) Displacement in vertical direction  $\Delta D_y$ 

Fig. 4.12 Shaft-end displacement by setting water temperature change

Table 4.12 Shaft-end displacement by setting water temperature change

Displacement $\Delta D$	Displacement results by	Setting water temperature $\theta_{w\_set}$					
		20 [ $^\circ\text{C}$ ]	19 [ $^\circ\text{C}$ ]	18 [ $^\circ\text{C}$ ]	17 [ $^\circ\text{C}$ ]	16 [ $^\circ\text{C}$ ]	15 [ $^\circ\text{C}$ ]
Axial disp. [ $\mu\text{m}$ ]	Simulation	0.00	-0.01	-1.61	-2.45	-3.30	-4.10
	Experiment	0.00	-0.16	-0.15	0.01	-0.19	-0.17
Vertical disp. [ $\mu\text{m}$ ]	Simulation	0.00	0.73	1.46	2.20	2.97	3.74
	Experiment	0.00	1.81	3.68	5.29	6.94	8.30

### 4.4. 結 言

4章では、高い熱的安定性を目的にして、開発した3種類の冷却構造を有する空気静圧スピンドルの回転時における熱的特性を評価した。具体的には、回転時に生じるモータ部および静圧軸受部における発熱に対する各冷却構造の冷却効果を明らかにするとともに、冷却条件設定によるスピンドル主軸の上下方向熱変位制御機能について実験的な検証を行った。また、3章で用いた解析手法を用い、回転時におけるスピンドル内部温度特性評価および熱変位抑制効果について検証を行った。その結果、本スピンドルの熱的安定化に向け、以下の結論を得た。

- (a) 開発スピンドルのスピンドル表面代表点における温度評価の実験結果から、回転時に生じる温度変化特性を定量的に確認した。
- (b) スピンドルが具備する冷却構造内冷却流路を循環する冷却水の供給・排出温度評価の実験結果から、各冷却構造の冷却性能を定量的に評価したうえ、生じる熱量に対し、十分な冷却性能を有していることを明らかにした。
- (c) スピンドルのモータジャケット冷却構造およびケーシング冷却構造は、各冷却構造に供給する冷却水温を制御することによって、スピンドル主軸の熱変位制御機能を有することを明らかにした。
- (d) 実験結果を基にした3次元熱流体解析手法を用いることにより、各冷却条件によるスピンドル内部温度特性に加えて、スピンドル回転軸の軸方向熱変位制御機能付与の可能性が示された。

以上の結果より、開発した独立3冷却構造を有する空気静圧スピンドルの、回転時における熱的特性が明らかになった。また、熱変形形態に応じて、モータジャケット冷却構造およびケーシング冷却構造へ供給する冷却流体の冷却条件を適切に設定することで、上下方向熱変位を補償可能であるうえ、今後、軸心冷却構造への冷却条件設定によって、軸方向熱変形制御機能付与にも期待できる。

次章では、開発スピンドルの熱変位制御機能を有する独立3冷却構造への適用を目的に、温度変化および熱変位補償システムとして開発されたフィードバック温度制御システムの温度制御性能評価を行った内容について述べる。

### 参考文献

- (1) 日本機械学会，伝熱工学資料 改訂第5版，丸善出版(2009)，pp. 23

## 第5章 スピンドルの温度変化抑制を目的とした制御システムの開発

### 5.1. 緒 言

前章までにおいて、超精密工作機械用スピンドルシステムの熱的安定化を目的に、独立した3種類の冷却構造を有する高速小径空気静圧スピンドルの設計・開発を行い、温度上昇抑制効果について、非回転時および回転時の異なる観点から評価を行ってきた。また、開発したスピンドルが具備する独立した冷却流路を有する3種類の冷却構造に対し、適切な冷却条件を設定し、冷却流体を供給することにより、スピンドル回転軸の熱変位制御機能付与の可能性についても検討を行った。本章では、高い熱的安定性を有するスピンドルの開発に加え、なお生じてしまう温度変化および熱変位に対する補償要素技術について、検討を行った。本技術は、第4章で検討したスピンドル回転軸の変位制御への適用も想定している。

具体的には、先行研究<sup>(1)</sup>によって開発されたフィードバック温度制御手法を、モータジャケット冷却構造を有するビルトインモータスピンドルに適用したフィードバック温度制御システムとして、その温度制御性能を評価する。また、本温度制御システムは、単なる温度制御機能だけではなく、将来的には、開発したスピンドルの独立3冷却構造に適用可能であるうえ、スピンドルに限らず冷却構造を具備する各種の発熱要素にも適用可能である。そこで、本章では、フィードバック温度制御システムに対し、実加工環境を想定した実験条件を設定し、温度制御性能を評価することにより、フィードバック温度制御システムの実用化に向けた検討を行う。

### 5.2. フィードバック温度制御システムの概要

#### 5.2.1 制御原理と構造

本項では、フィードバック温度制御システムの制御原理について述べる。一般に、工作機械の冷却システム(図5.1)は、冷却装置(以下、チラー)から冷却液を供給することにより、制御対象の熱を取り除く<sup>(2)</sup>。しかしながら、一般的なチラーでは、事前に設定された温度の冷却流体を供給しており、多くの場合、発熱要素の冷却に効果的ではあるものの、運転条件や加工条件の変化に伴い、逐次変化する熱量変化に追従した冷却は困難である。さらには、発熱要素の温度制御を行っているわけではないため、熱量変化に起因する温度変化および熱変形は、制御対象の熱的特性に依存する。

そこで、著者の研究室における先行研究<sup>(3)</sup>において、制御対象の熱量変化に追従可能なフィードバック温度制御手法が開発された。図5.2に開発された温度制御手法の基本制御原理を示す。本温度制御手法では、それぞれ異なる温度に制御された冷却流体を流量調整用比例制御弁(株式会社コガネイ, KFPV300-2-40)により、任意の流量比で混合させる。ここで、本流量制御弁は、0~10 Vの範囲で電圧を印加することにより、流量を制御する。これより、高速かつ高精度な冷却流体の温度制御を実現させる。

本温度制御システムの制御系は、適切に設計することで、制御対象の熱量変化に関わらず制御対象の温度を維持することが可能であり、これは、可変ヒータ付簡易機械装置を用いた予備実験で確認されている。また、本システムでは、PID 制御を採用しており、流量制御弁の制御に用いるサンプリング周期は 0.01 s とした。ここで、高温側の冷却流体温度を  $T_h$  [K]、流量を  $q_h$  [L/min]、低温側の冷却流体温度を  $T_l$  [K]、流量を  $q_l$  [L/min] とすると、制御対象に供給される混合冷却流体の温度  $T_w$  [K] は、式(5.1)で表される。本章では、本温度制御システムをビルトインモータスピンドルに適用し、その温度制御性能について評価を行った。

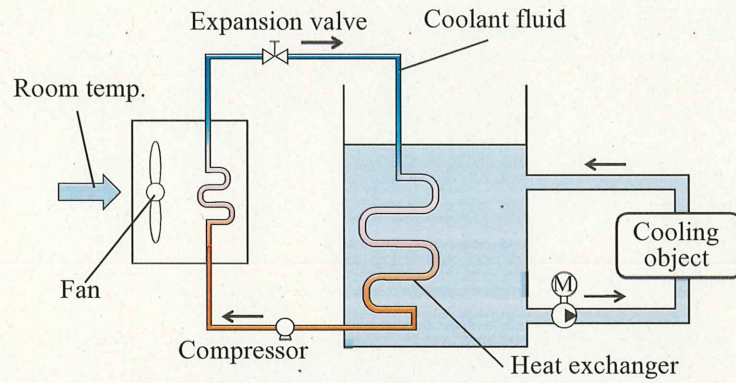


Fig. 5.1 Fundamental control principle of conventional cooling system

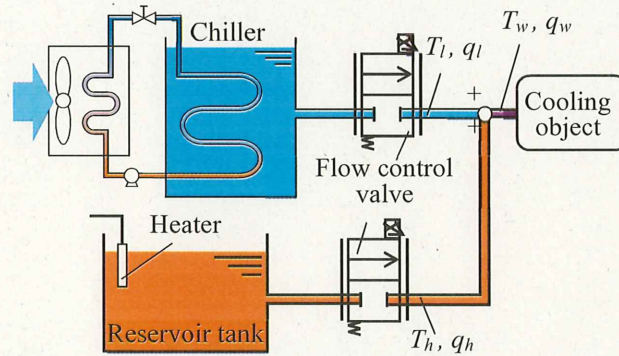


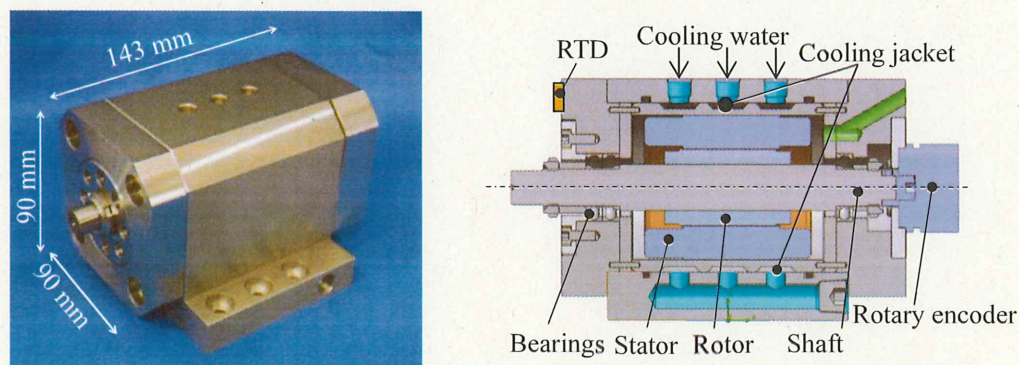
Fig. 5.2 Fundamental control principle of developed temperature control system

$$T_w = \frac{T_h q_h + T_l q_l}{q_h + q_l} \quad (5.1)$$

## 5.2.2 実験に用いるビルトインモータスピンドル

本研究では、開発したフィードバック温度制御システムの温度制御性能について、先行研究<sup>(4)</sup>において開発されたビルトインモータスピンドルに適用することで、実験的に制御性能の検討を行った。

図 5.3 に開発されたビルトインモータスピンドルの構造を示す。また、表 5.1 に本スピンドルの基本仕様を示す。本検討で使用するスピンドルの主要構成要素は、主軸、ケーシングおよびモータであり、インバータから印加される周波数を変化させることで、スピンドル主軸の回転数制御が可能である。また、主軸端部にロータリエンコーダが取り付けられており、ロータリエンコーダ側に単列アンギュラ玉軸受が 1 つ、反対側の主軸前方に単列アンギュラ玉軸受が 2 つ配置されており、転がり軸受によって主軸が支持されている。さらには、本ビルトインモータスピンドルは、回転時に生じる内蔵モータの発熱を抑制するため、モータステータ部を覆うように 3 本の並行な冷却流路をケーシング内部に配置している。並行冷却流路構造は、2~4 章で述べた開発スピンドルと同様の流路構造であり、効果的な冷却を目的として、スピンドルの冷却に広く採用されている冷却構造の一つである<sup>(5)</sup>。



(a) Appearance of built-in motor spindle (b) Cross section of built-in motor spindle

Fig. 5.3 Structure of built-in motor spindle

Table 5.1 Specification of built-in motor spindle

Spindle speed	[min <sup>-1</sup> ]	30050
Motor power	[kW]	1.1
Torque	[Nm]	0.35
Stator loss	[W]	110
Rotor loss	[W]	45

### 5.3. 開発フィードバック温度制御システムによる温度制御性能評価

#### 5.3.1 実験環境

図 5.4 に開発したフィードバック温度制御手法をビルトインモータスピンドルに適用したシステムの概略図を示す。本温度制御システムでは、制御対象であるスピンドル温度  $T_m$  をフィードバックし、目標温度と一致するように、高温側流体と低温側流体の流量制御を行う。本検討では、回転時の主軸温度を正確に測定することが困難であることや、本スピンドルはケーシングを効果的に冷却できる構造であることから、ビルトインモータスピンドルのケーシング前面の温度  $T_m$  をフィードバックして、検討を行った。ここで、高温側流体温度  $T_h$ 、低温側流体温度  $T_l$ 、混合流体温度  $T_w$  をシース型測温抵抗体(岡崎製作所, R35)で測定し、制御対象であるケーシング前面の温度  $T_m$  を貼付型測温抵抗体(株式会社ネツシン, NFR-CF)により測定を行った。

本温度制御システムは、異なる温度の冷却流体を使用する。そのため、高温側流体を吐出するタンクには ON-OFF 制御された簡易ヒータを設置し、室温程度にタンク内水温を制御し、低温側流体はチラー装置(関東精機株式会社, Wμ750A-Z)によって温度制御を行う。ここで重要となる点として、制御対象の目標温度が温度制御システムの 2 つの冷却流体温度の間になるよう設定することである。なお、これらの流体は、流量制御弁によって任意の流量比でリアルタイムに混合される。冷却流体の基本設定条件を表 5.2 に示す。本検討では、スピンドルに供給する混合冷却流体の流量を 7 L/min とした。

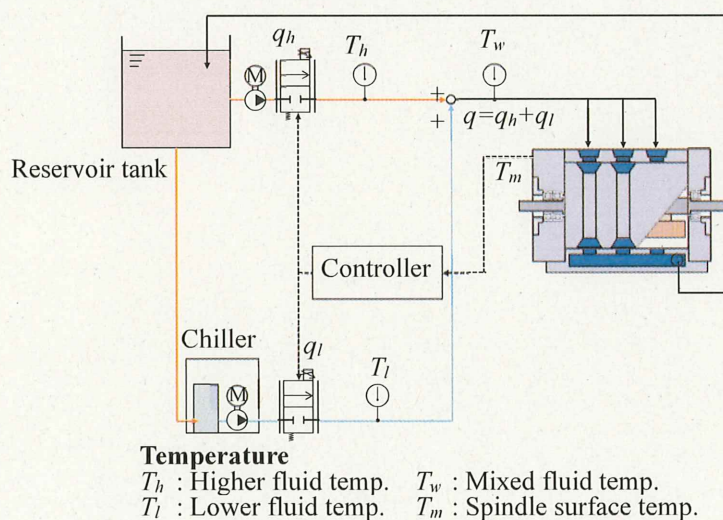


Fig. 5.4 Structure of developed temperature control system

Table 5.2 Settings of cooling fluids

Higher temp. fluid	[°C]	approximately 20
Lower temp. fluid	[°C]	set temperature 15
Flowrate	[L/min]	7
Fluids		Water

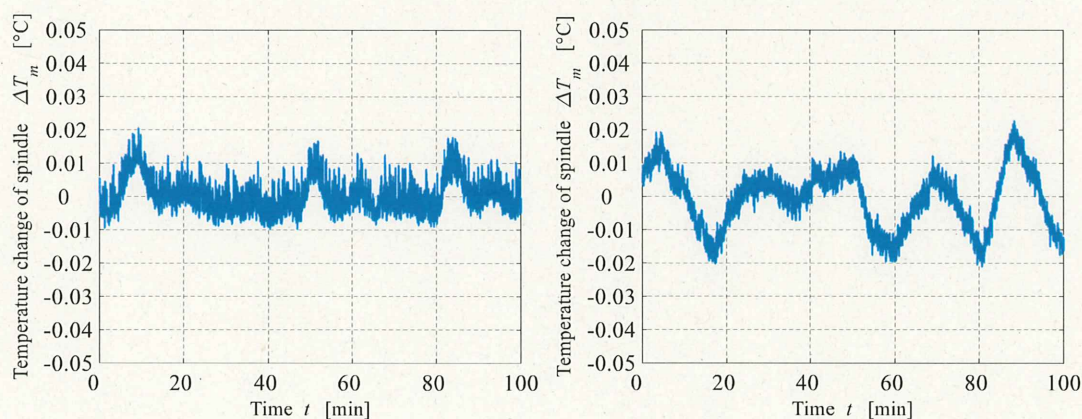
### 5.3.2 スピンドルの回転数定常状態時における温度制御性能評価

本項では、開発した温度制御システムによるベルトインモータスピンドルの定常状態における温度制御性能の評価を行った内容を述べる。定常状態における温度制御性能を評価することは、開発した温度制御システムの基本的な温度制御性能を把握するうえで、重要な研究課題の一つである。

表 5.3 に実験条件を示す。本実験ではスピンドル回転軸の回転数  $N:0 \text{ min}^{-1}$ ,  $10,000 \text{ min}^{-1}$ , 目標温度  $20^\circ\text{C}$  とし、定常状態時におけるスピンドルの温度制御性能を評価した。図 5.5 に、温度制御システムによる定常状態時におけるスピンドルの温度変化を示す。ここで、図 5.5(a) は回転数  $N:0 \text{ min}^{-1}$  におけるスピンドルの温度変化を示している。この場合、スピンドルの温度変動は、 $\pm 0.01^\circ\text{C}$  程度に抑制されていることがわかる。一方、図 5.5(b) は回転数  $N:10,000 \text{ min}^{-1}$  におけるスピンドルの温度変化であり、主軸回転時におけるスピンドル温度変動を、 $\pm 0.02^\circ\text{C}$  程度に抑制可能であることが明らかになった。

Table 5.3 Experimental conditions

Time	[min]	100	
Spindle speed	[ $\text{min}^{-1}$ ]	0	10000
Target temp.	[ $^\circ\text{C}$ ]	20	



(a) Spindle speed  $N = 0 \text{ min}^{-1}$

(b) Spindle speed  $N = 10,000 \text{ min}^{-1}$

Fig. 5.5 Temperature control accuracy in steady state

### 5.3.3 スピンドル回転数のステップ変化時における温度制御性能評価

スピンドルの回転数変化により、内蔵されたモータや軸受部で生じる熱量が変化し、加工精度を低下させる温度変化や熱変形が生じる要因となる。そこで、本項では、スピンドル主軸回転数のステップ変化に対する温度制御システムのスピンドル温度制御性能について、以下の評価項目について検討を行った。

- (a) スピンドル回転数のステップ上昇時における温度制御性能の評価
- (b) スピンドル回転数のステップ降下時における温度制御性能の評価

以下に、検討した内容を示す。

#### (a) スピンドル回転数のステップ上昇時における温度制御性能の評価

本項目では、スピンドル回転数のステップ上昇時におけるスピンドルの温度制御性能を明らかにする。表 5.4 に実験条件を示す。本実験では、スピンドルの回転数  $N$ : 10,000  $\text{min}^{-1}$  からステップ上昇 ( $\Delta N$ : +5,000  $\text{min}^{-1}$ ) させ、スピンドルの温度制御性能を評価した。ここで、目標温度を 20  $^{\circ}\text{C}$  とする。また、本実験では、制御性能の比較を行うため、開発した温度制御システムに加え、従来の冷却システムとして図 5.4 に示したチラーを単体で用い、同様の実験を行なった。

Table 5.4 Experimental conditions

Time	[min]	100		
		0-20	20-60	60-100
Spindle speed	[ $\text{min}^{-1}$ ]	10000	15000	10000
Target temp.	[ $^{\circ}\text{C}$ ]	20		

図 5.6 は、温度制御システムによる回転数のステップ上昇時におけるスピンドルの温度変化を示しており、異なる制御システムによる制御性能の違いを示している。図 5.6 より、従来の冷却システムを使用した場合、スピンドル主軸回転数のステップ上昇に伴い、1  $^{\circ}\text{C}$  以上のスピンドル温度変化が生じ、これが温度の定常制御誤差になることがわかる。この結果は、従来冷却システムでは、スピンドル稼働時における熱量変化の影響を補償することが困難であることを示しており、スピンドルのみならず、工作機械の駆動テーブルなどの構造各要素において、同様の温度変化を生じることを意味する。一方、開発した温度制御システムは、スピンドル回転数のステップ上昇に伴う過渡的な温度上昇は比較的大きいものの、温度上昇を逐次抑制していることがわかる。すなわち、開発した温度制御システムによるスピンドルの過渡的な温度上昇は、最大で 0.3  $^{\circ}\text{C}$  程度に抑制している。

ここで、図 5.7(a)に、ビルトインモータスピンドルに供給された冷却水の温度変化を示す。言うまでもなく、従来の冷却システムを使用した場合、スピンドル温度が上昇しても冷却水温度は変化しない。これに対し、開発した温度制御システムの冷却水温度は、スピンドル主軸の回転数上昇に応じてスピンドルの温度上昇を抑制するように降下しており、制御された冷却水は約 1.6 °C の温度降下が確認された。また、図 5.7(b)は、開発温度制御システムの流量制御弁に印加した制御電圧を示しており、供給する冷却水温を降下させるために、低温側の冷却水流量を増加させ、高温側の冷却水流量を減少させていることがわかる。この結果、供給する冷却水の温度が降下し、図 5.6 に示すように、スピンドルの温度上昇が抑制された。これらの結果より、開発した温度制御システムが、スピンドル稼働時における過渡的な熱量変化の影響を補償可能であることが明らかになった。

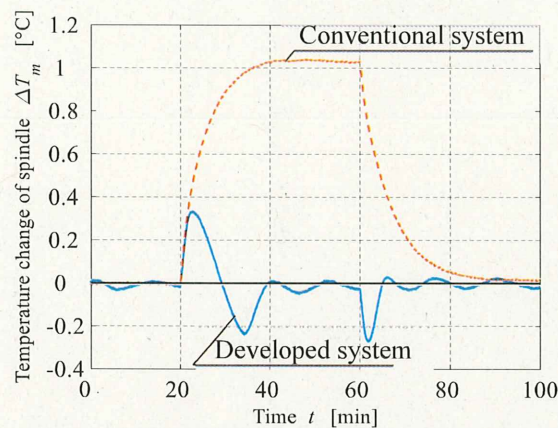
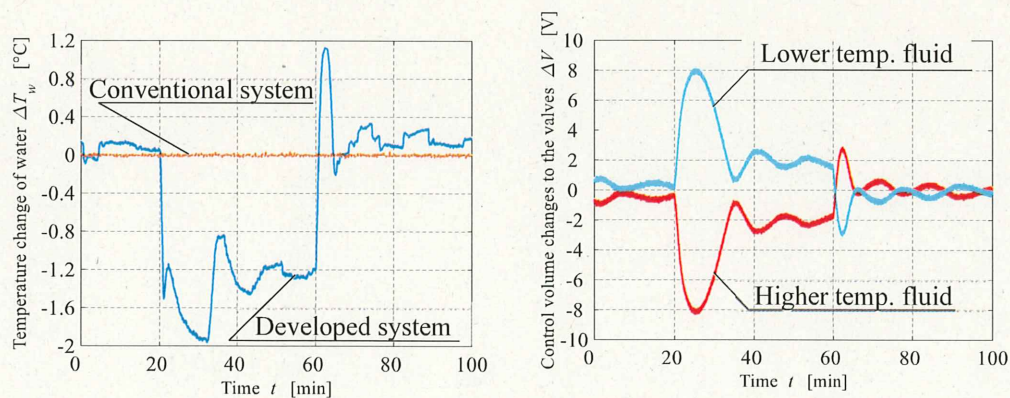


Fig. 5.6 Effects of step rise in rotational speed on spindle temperature



(a) Temperature change of water (b) Voltage changes in the developed system

Fig. 5.7 Effects of step rise in rotational speed on water temperature

開発した温度制御システムでは、スピンドルに供給する冷却水の流量を 7 L/min に制御している。もちろんのことではあるが、供給流量を増加させることにより、本温度制御システムの冷却性能を向上させることができる。本実験における基本冷却性能  $P_w$  は、式(5.2)で表される。ここで、 $c_w$  は水の比熱、 $\rho_w$  は水の比熱、 $q_w$  と  $\Delta T_w$  はそれぞれ冷却水の流量と温度変化を示す。本検討では、図 5.7 に示す実験結果に基づき、 $\Delta T_w = 1.6^\circ\text{C}$  とする。図 5.8 は、熱伝達率が流量に対して一定であると仮定した場合における冷却水の流量変化に伴う冷却性能を示している。図 5.8 より、冷却水の流量増加と冷却性能の関係がわかる。すなわち、供給する冷却水の流量を、本実験の供給流量の 2 倍にあたる 14 L/min とすると、冷却性能は 1670 W となる。これらの結果より、スピンドルに供給する冷却水の流量を増加させることで、熱量変化によって生じる過渡的な温度上昇を、より効果的に抑制する温度制御性能に期待できることが明らかになった。

$$P_w = c_w \rho_w q_w \Delta T_w \quad (5.2)$$

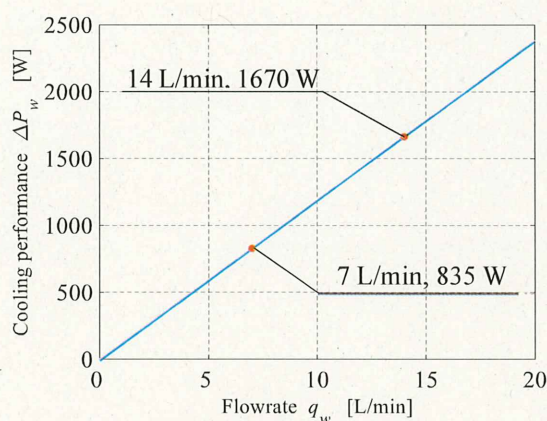


Fig. 5.8 Cooling performance against flowrate

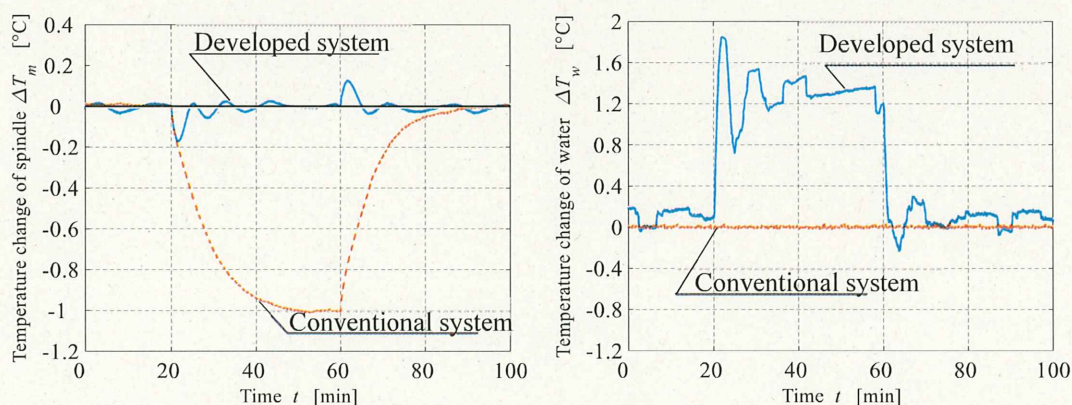
## (b) スピンドル回転数のステップ降下時における温度制御性能の評価

本項目では、スピンドル回転数のステップ降下時におけるスピンドル温度制御性能を明らかにする。表 5.5 に実験条件を示す。本実験では、スピンドルの回転数  $N$ :  $10,000 \text{ min}^{-1}$  からステップ降下 ( $\Delta N$ :  $-5,000 \text{ min}^{-1}$ ) させ、スピンドルの温度制御性能を評価した。ここで、目標温度を先の実験と同様に  $20^\circ\text{C}$  とする。また、本実験においても、制御性能の比較を行うため、従来の冷却システムとして図 5.4 に示したチラーを単体で用い、同様の実験を行った。

図 5.9 に、異なる温度制御システムによる回転数のステップ降下時におけるスピンドルおよび冷却水の温度変化を示す。図 5.9(a) より、従来の冷却システムを使用した場合、スピンドル主軸回転数のステップ降下に伴い、スピンドル温度が約  $1^\circ\text{C}$  変化していることがわかる。一方、開発した温度制御システムを使用した場合、スピンドル回転数のステップ降下に伴う過渡的な温度上昇を  $0.2^\circ\text{C}$  以下に抑制できることが明らかになった。また、図 5.9(b) に示す供給する冷却水の温度変化においては、主軸回転数の降下に伴い熱量が減少し、スピンドル温度が低下するため、開発温度制御システムでは冷却水温を上昇させ、スピンドルの温度降下を抑制していることが確認できる。ここで、図 5.9(a) より、回転数のステップ降下時の過渡時における最大温度変化量は  $0.2^\circ\text{C}$  であり、ステップ上昇時よりも小さくなっている。これはステップ上昇時において、前述したように冷却性能不足が要因であると考えられる。一方、ステップ降下時においては、より少ない冷却性能で温度制御が可能であるため、過渡的な温度変化が小さくなったと考えられる。

Table 5.5 Experimental conditions

Time [min]	100		
	0-20	20-60	60-100
Spindle speed [ $\text{min}^{-1}$ ]	10000	5000	10000
Target temp. [ $^\circ\text{C}$ ]	20		



(a) Temperature change of spindle

(b) Temperature change of water

Fig. 5.9 Effects of step drop in rotational speed on spindle temperature

#### 5.4. 実加工環境を想定した温度制御性能評価

##### 5.4.1 スピンドル回転数の短時間連続変化時における温度制御性能評価

5.3節では、開発した温度制御システムをビルトインモータスピンドルに適用し、基本的な温度制御性能について明らかにしてきた。しかしながら、実際の加工環境においては、同様の制御性能を得られるとは限らない。そこで、本節では、工作機械を稼働する実加工条件および実加工環境を想定し、実験条件を模擬的に設定したうえで、開発した温度制御システムによるスピンドルの温度制御性能について評価を行った。

まず、本項では、工作機械の実加工条件を想定した温度制御性能の評価として、スピンドル回転数が短時間に連続的に変化するときにおけるスピンドルの温度制御性能を評価した。マシニングセンタや複合加工機に代表される工作機械の実稼働時においては、ATCを用いて切削工具が頻繁に交換される<sup>(6)</sup>。そのため、工作機械スピンドルの急速な起動・停止動作により、主軸回転数変化に伴う熱量が逐次変化する。そこで、実加工時におけるスピンドル主軸の動作パターンを模擬し、スピンドルの温度制御性能を実験的に評価した。

表5.6に実験条件を示す。本実験では、スピンドルの実加工条件を模擬するため、スピンドル回転数を短時間かつ連続的に変化させた。なお、スピンドルの目標温度は20℃とする。また、本実験においても、制御性能の比較を行うため、従来の冷却システムとして図5.4に示したチラーを単体で用い、同様の比較実験を行った。図5.10に各冷却システムによるスピンドル温度の変化および回転数を示す。図5.10より、一般的な汎用冷却システムを用いた場合、急速なスピンドル回転停止時におけるスピンドル温度は最大で約1.5℃変化していることがわかる。これに対し、開発した温度制御システムを用いた場合には、スピンドル回転数の急停止および立ち上げによる過渡的な温度変化を最大でも約0.3℃で抑制可能であることが明らかになった。実際のATC稼働時におけるスピンドルの停止時間は本実験条件よりもはるかに短い。熱的な挙動は図5.6より推定することができる。以上の実験結果から、開発した温度制御システムは、スピンドルの主軸回転数が逐次変化する一連の熱量変化に対し、高い温度制御性能を有することが確認された。

Table 5.6 Experimental conditions

Time [min]	100			
	0-10	10-15	15-20	20-40
Spindle speed [min <sup>-1</sup> ]	10000	5000	0	10000
Target temp. [°C]	20			

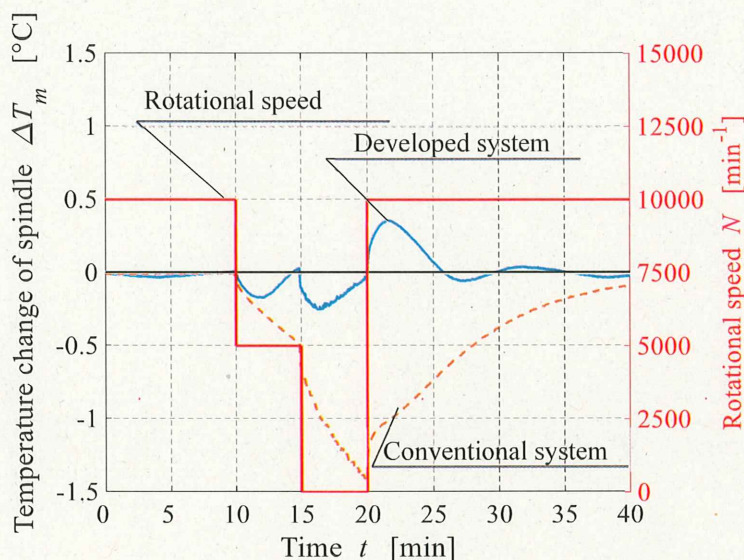


Fig. 5.10 Temperature change of spindle (Rotational speed change)

#### 5.4.2 設置環境温度の変化がスピンドル温度制御性能に及ぼす影響

本項では、スピンドルの設置環境温度の変化に対するスピンドルの温度制御性能について述べる。実際の工作機械の使用環境においては、昼夜間における環境温度変化によって工作機械および工作物の温度が変化し、加工精度を低下させる<sup>9)</sup>。そのため、精密加工を行う工作機械は、温度管理された室内に設置される。しかしながら、その場合でも工作機械の加工精度に悪影響をおよぼす環境温度を、理想的に一定に保つことは困難である。そこで、スピンドル周囲の環境温度変化が開発した温度制御システムのスピンドル温度制御性能におよぼす影響を実験的に検証した。

表 5.7 に実験条件を示す。本実験では、精密空調機(株式会社アピステ, PAU-AR800S)を用いて、ビルトインモータスピンドルの周囲温度を意図的に $\pm 1$  °C程度変化させた。ここで、実験中のスピンドルの主軸回転数  $N$ :  $10,000 \text{ min}^{-1}$ 、目標温度を  $20$  °C とする。図 5.11 に異なる冷却システムによるスピンドル温度変化および設置環境温度の変化を示す。図 5.11 に示すように、精密空調機の設定温度の変化に伴い、周囲温度は $\pm 0.7$  °C以上変化している。このような環境温度変化によって、従来冷却システムを用いる際のスピンドル温度は $\pm 0.2$  °C程度変化する。一方、開発した温度制御システムを使用することで、過渡的な温度変化を $\pm 0.1$  °C以下に抑制可能であることが明らかになった。本結果より、本温度制御システムを使用することにより、周囲環境の温度変化による影響を効果的に抑制可能であることが確認された。

Table 5.7 Experimental conditions

Time [min]	[min]	100			
		0-20	20-50	50-80	80-100
AC Setting	[°C]	20	19	21	20
Spindle speed	[min <sup>-1</sup> ]	10000			
Target temp.	[°C]	20			

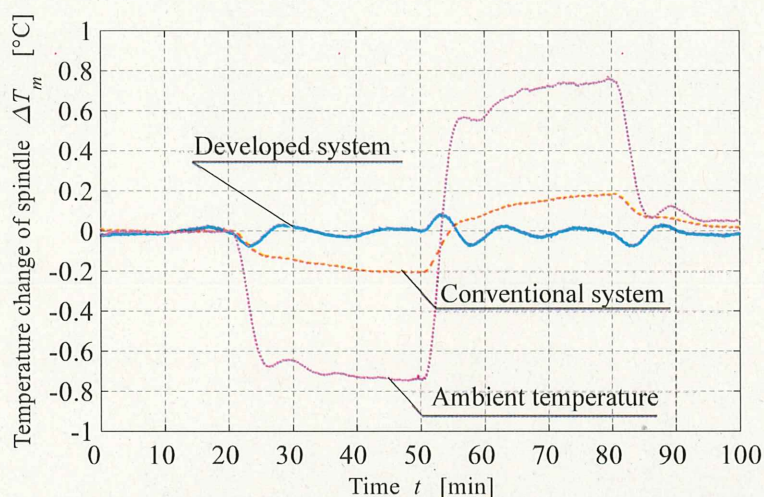


Fig. 5.11 Temperature change of spindle by ambient temperature change

### 5.4.3 冷却液の温度変動がスピンドル温度制御性能に及ぼす影響

本項では、冷却液の温度変動に対するスピンドルの温度制御性能について述べる。本研究では、 $\pm 0.05^{\circ}\text{C}$ の高い温度制御精度を有する精密チラー使用している。しかしながら、一般的な産業用チラーの多くは、このような温度制御精度を備えていない<sup>(8)</sup>。そのため、本温度制御システムの実用化には、汎用チラー使用時における冷却液の温度変動による影響を考慮する必要がある。そこで、産業用チラー使用時における冷却液の温度変動が温度制御システムのスピンドル温度制御性能におよぼす影響を実験的に検証した。

表 5.8 に実験条件を示す。本実験では、開発した温度制御システムの低温側流体の供給に使用する精密チラーの温度設定を意図的に変化させることで、産業用チラー使用時における冷却液の温度変動を模擬している。ここで、実験中のスピンドル回転数  $N$ :  $10,000 \text{ min}^{-1}$ 、目標温度を  $20^{\circ}\text{C}$ とする。図 5.12 にチラーの設定温度を意図的に変化させた際におけるスピンドルの温度変化を示す。また、図 5.13 には冷却水の温度変化を示しており、チラーから供給される低温側流体温度を破線で示す。これらの結果によれば、チラーの意図的な設定温度変化に伴って低温側流体温度が変化しており、従来冷却システムを使用した場合、低温側流体温度変化に伴ってスピンドル温度は $\pm 0.35^{\circ}\text{C}$ 以上変化する。一方で、図 5.13 において、開発した温度制御システムによってスピンドルへ供給される冷却水温を実線で示す。この

場合、図 5.12 に見られるように、スピンドルの過渡的な温度変化を $\pm 0.06^{\circ}\text{C}$ 以下に抑えられていることがわかる。

以上の結果より、開発した温度制御システムは、冷却液の温度変動に対し、高い温度制御性能を有することが確認された。

Table 5.8 Experimental conditions

Time	[min]	100			
		0-20	20-50	50-80	80-100
Chiller setting	$^{\circ}\text{C}$	15.0	14.5	15.5	15.0
Spindle speed	$[\text{min}^{-1}]$	10000			
Target temp.	$^{\circ}\text{C}$	20			

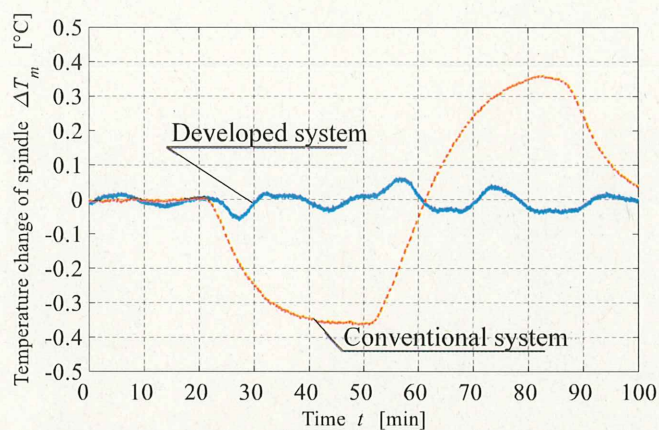


Fig. 5.12 Temperature change of spindle by intentional setting change of the chiller

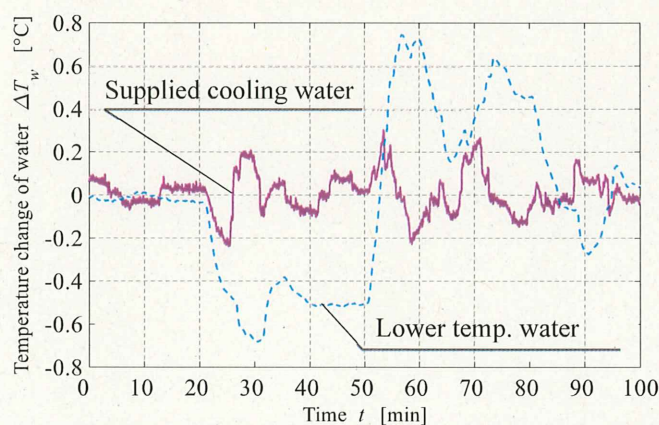


Fig. 5.13 Temperature change of water by intentional setting change of the chiller

### 5.5. 結 言

5章では、温度変化抑制を目的としたスピンドル等の発熱要素に対する温度制御技術として、開発したフィードバック温度制御システムを用いて、ビルトインモータスピンドルの温度制御性能を実験的に検討した。具体的には、スピンドルの回転数変化により逐次変化する発熱に対する本フィードバック温度制御システムによる温度制御性能について評価を行った。また、実際の工作機械を稼働する実加工条件および実加工環境を想定し、設置環境の温度変化や冷却液の温度変動がスピンドル温度制御性能におよぼす影響についても検討を行った。本章における検討から以下の結論を得た。

- (a) 開発したフィードバック温度制御システムによる、定常状態におけるビルトインモータスピンドルの温度制御精度は $\pm 0.03^{\circ}\text{C}$ であり、高い制御精度を確認した。
- (b) スピンドル主軸の回転数ステップ変化に対し、過渡状態時におけるスピンドルの温度変化を最大で $0.3^{\circ}\text{C}$ 程度に抑制可能である。
- (c) 工作機械の実加工環境を模擬した、周囲環境温の温度変化および産業用チラー使用時における冷却液の温度変動に対して、スピンドルの過渡状態時における温度変化を $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 以下に抑制可能であることが確認された。

以上の結果より、本フィードバック温度制御システムを制御対象に適用することによって、熱量変化や外部の温度変化に関わらず、高い温度制御性能を得られることが確認された。また、本温度制御システムは、スピンドルの温度変化を制御できるため、スピンドル内部の温度分布均一化にも期待できる。

なお、今回、モータジャケット冷却構造のみを有するビルトインモータスピンドルを制御対象として検討を行ったが、今後、開発した独立3冷却構造を有するスピンドルに適用し、2～4章までの検討により得られた開発スピンドルの冷却条件設定による熱変位制御機能と組み合わせて使用することにより、超精密工作機械用スピンドルシステムの更なる熱的安定化に貢献できると考えられる。

### 参考文献

- (1) 小高勢也, 川瀬美真, 楠山純平, 中尾陽一, 冷却水温制御による工作機械用スピンドルの温度制御の試み, 日本機械学会第13回生産加工・工作機械部門講演会論文集, pp.225-229, 2019.
- (2) 千輝淳二, 垣野義昭, 工作機械の温度制御に関する研究(第4報)-旋盤とマシニングセンタの熱的特性に応じた温度制御法の選定-, 精密工学会誌, Vol.53, No.4, pp.625-632, 1987.
- (3) 小高勢也, 川瀬美真, 楠山純平, 中尾陽一, 工作機械用温度制御システムの開発と制御性能の基礎的評価, 砥粒加工学会誌, Vol.64, No.4, pp.33-38, 2020.
- (4) 楠山純平, 小松奏絵, 橋本匠海, 棚田耀介, 中尾陽一, ビルトインモータスピンドルの最適冷却条件に関する研究 第1報:ビルトインモータスピンドルの温度変化シミュレーション, 砥粒加工学会誌, Vol.64, No.5, pp.26-31, 2020.
- (5) J. Weber, L. Shabi, and J. Weber, Thermal impact of different cooling sleeve's flow geometries in motorized high-speed spindles of machine tools, Proceedings of the 9th FPNI, pp 1-11, 2016.
- (6) J. Fleischer, B. Denkena, B. Winfough, M. Mori, Workpiece and tool handling in metal cutting machines, CIRP Annals, Vol.55, Issue 2, pp.817-839, 2006.
- (7) 森脇俊道, 趙成和, 西内元信, 環境温度変化によるマシニングセンタの熱変形, 日本機械学会論文集C編, Vol.57, No.539, pp.281-286, 1991.
- (8) 株式会社アピステ, <https://www.apiste.co.jp/>, (参照 2023-12-13).

## 第6章 結 論

## 6.1. 研究成果の概要

本研究では、微細形状に対する超精密加工の更なる高精度化・高効率化の実現を目指し、超精密工作機械用スピンドルシステムの熱的安定化に関する検討を行った。具体的には、超精密工作機械用スピンドルの熱的安定性を実現するため、発熱による内部温度上昇抑制に加え、スピンドル回転軸の熱変位制御機能付与が可能な、独立した3種類の冷却構造を有する空気静圧スピンドルの設計・開発を行ったうえ、開発したスピンドルの熱的特性を明らかにした。また、スピンドルの熱変位補償を目的に、開発したフィードバック冷却液温度制御システムを、試作ビルトインモータスピンドルに適用し、ビルトインモータスピンドルの温度制御性能を明らかにした。本研究で得られた研究成果および結論を以下に述べる。

## (1) 第1章「緒論」

超精密加工が要求される背景および超精密工作機械用スピンドルの必要性について示した。また、工作機械の加工精度低下の要因と従来の対策手法を示すとともに、解決すべき課題を明らかにした。

## (2) 第2章「独立3冷却構造を有する空気静圧ビルトインモータスピンドルの開発」

本研究で扱う独立3冷却構造を有する空気静圧ビルトインモータスピンドルの開発指針および基本構造について述べた。具体的には、本スピンドルの特徴や本スピンドルに具備されている空気静圧軸受の特徴、ビルトインモータの特徴を示した。また、高い熱的安定性を実現させるために、具備された3種類の冷却構造の概要を示した。さらには、本スピンドルの発熱要素および各部における熱伝達係数を算出したうえ、基本設計時および詳細設計時において異なるモデルを用いて温度変化シミュレーションを行うことで、本スピンドルが具備する特殊な軸心冷却構造の有用性を確認した。

## (3) 第3章「空気静圧ビルトインモータスピンドルの非回転時における熱的特性評価」

開発した3種類の冷却構造を有する高速小径空気静圧スピンドルの非回転時における熱的特性を評価した。具体的には、開発スピンドルに具備された静圧軸受に供給する空気の圧縮性によるスピンドル温度への影響と、3種類の独立した冷却構造が、スピンドル内部の温度分布および熱変形に与える影響について、実験と3次元熱流体解析により検討を行った。その結果、本スピンドルの熱的安定化に向け、以下の結論を得た。

- (a) 開発スピンドルの空気静圧軸受に供給する空気の供給圧力を上昇させることにより生じる、供給空気の圧縮性による冷却効果を定量的に確認した。
- (b) スピンドル表面代表点における温度評価の実験および解析の比較結果から、良好な解析精度が得られたことが確認された。
- (c) 独立した3種類の冷却構造は、それぞれスピンドルの代表箇所に対して、スピンドル各部を特徴的、選択的に冷却できることを定量的に明らかにした。

- (d) 実験結果を基にした 3 次元熱流体解析を用いることにより、各冷却条件によるスピンドル内部温度特性に加えて、加工精度に直接的な影響を及ぼす回転軸の姿勢変化を含む熱変形形態を明らかにした。
- (e) 開発スピンドルに具備した独立 3 冷却構造は、スピンドル各部の温度分布が異なる領域を選択的に冷却できる。この特性を利用すれば、将来的には、スピンドル内部温度分布の不均一改善や姿勢を含む熱変形補償機能の実現も期待できる。

(4) 第 4 章「空気静圧ビルトインモータスピンドルの回転時における熱的特性評価」

3 章で得られた結果を踏まえ、4 章では、開発したスピンドルの回転時における熱的特性評価を行うことで、回転時に生じるビルトインモータ部および静圧軸受部における発熱に対する各冷却構造の冷却効果を明らかにするとともに、冷却条件設定によるスピンドル回転軸の熱変位制御機能について実験的な検証を行った。具体的には、モータ部および静圧軸受部における発熱による温度上昇抑制を目的に設計したモータジャケット冷却構造およびケーシング冷却構造使用時における回転数変化に伴う冷却効果と、冷却構造に供給する冷却水に対して適切に設定する温度によって、熱変位制御機能付与の可能性について検証を行った。その結果、本スピンドルの熱的安定化に向け、以下の結論を得た。

- (a) 開発スピンドルの代表点における温度評価の実験結果から、回転時に生じる温度変化特性を定量的に確認した。
- (b) スピンドルが具備する冷却構造内冷却流路を循環する冷却水の供給・排出温度評価の実験結果から、各冷却構造の冷却性能を定量的に評価したうえ、生じる熱量に対し、十分な冷却性能を有していることを明らかにした。
- (c) スピンドルのモータジャケット冷却構造およびケーシング冷却構造は、各冷却構造に供給する冷却水温を制御することによって、スピンドル主軸の上下方向熱変位制御機能を有することを明らかにした。
- (d) 実験結果を基にした 3 次元熱流体解析手法を用いることにより、各冷却条件によるスピンドル内部温度特性に加えて、スピンドル回転軸の軸方向熱変位制御機能付与の可能性が示された。

(5) 第 5 章「スピンドルの温度変化抑制を目的とした制御システムの開発」

温度変化抑制を目的としたスピンドル等の発熱要素に対する温度制御技術として、開発したフィードバック温度制御システムを用いて、ビルトインモータスピンドルの温度制御性能を実験的に検討した。具体的には、スピンドルの回転数変化により逐次変化する発熱に対する本フィードバック温度制御システムによる温度制御性能について評価を行った。また、実際の工作機械を稼働する実加工条件および実加工環境を想定し、設置環境の温度変化や冷却液の温度変動がスピンドル温度制御性能におよぼす影響についても検討を行った。本章における検討から以下の結論を得た。

- (a) 開発したフィードバック温度制御システムによる、定常状態におけるビルトインモータスピンドルの温度制御精度は $\pm 0.03^{\circ}\text{C}$ であり、高い制御精度を確認した。
- (b) スピンドル主軸の回転数ステップ変化に対し、過渡状態時におけるスピンドルの温度変化を最大で  $0.3^{\circ}\text{C}$  程度に抑制可能である。
- (c) 工作機械の実加工環境を模擬した、周囲環境温の温度変化および産業用冷却チャ―使用時における冷却液の温度変動に対して、スピンドルの過渡状態時における温度変化を $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 以下に抑制可能であることが確認された。

## 6.2. 今後の研究課題

6.1 節で述べた結論に加え、本研究における今後の研究課題としては、以下の項目を挙げることができる。

### (1) 高速回転時における開発スピンドルの熱的特性評価

本研究で開発した空気静圧スピンドルは、設計・開発時において、定格回転数  $100,000\text{ min}^{-1}$  のモータを採用している。これに伴い、スピンドルの開発段階では、本スピンドルの高速回転領域での駆動が可能な軸受設計や発熱を抑制するための冷却構造の検討を行っている。しかしながら、本論文においては、高速回転域での実験的検討は行っていない。超精密工作機械用スピンドルには、高速回転領域での駆動が必要になるため、高速回転時における開発スピンドルの熱的特性評価を進める必要があるといえる。

### (2) フィードバック温度制御システムの開発スピンドルへの適用

5 章で検討を行ったフィードバック温度制御システムは、スピンドルの温度変化を制御できるため、スピンドル内部の温度分布均一化にも期待できる。そのため、今後、開発した独立 3 冷却構造を有するスピンドルに適用し、2~4 章までの検討により得られた開発スピンドルの冷却条件設定による熱変位制御機能と組み合わせて使用することにより、超精密工作機械用スピンドルシステムの更なる熱的安定化に貢献できると考えられる。

本論で得られた結果とともに、上記諸課題をさらに検討していくことで、工作機械の加工精度を低下させる主要因である熱変形問題に対して、加工精度に直接影響を及ぼす要素であるスピンドルに着目した最適構造設計や、その発熱低減・温度上昇抑制効果に加え、スピンドル回転軸の熱変位補償に関する新たな知見が得られ、超精密工作機械用スピンドルシステムの熱的安定化に向けた問題解決、新規プロセス・装置開発の足掛かりとなると期待される。

## 付録 A スラスト軸受の理論設計計算

### A.1. スラスト軸受の理論設計

図 A.1 にオリフィス絞りをを用いたスラスト軸受の構造概要を示す．ここで， $R_i$  が軸受内半径， $R_o$  が軸受外径， $R_r$  が絞り半径， $h_{th}$  がスラスト軸受すきま， $d_{th}$  がスラスト絞り直径， $p_{s\_th}$  がスラスト供給圧力を示している．それに加え， $d_{p\_th}$  をポケット直径， $h_{p\_th}$  をポケット深さとして表している．

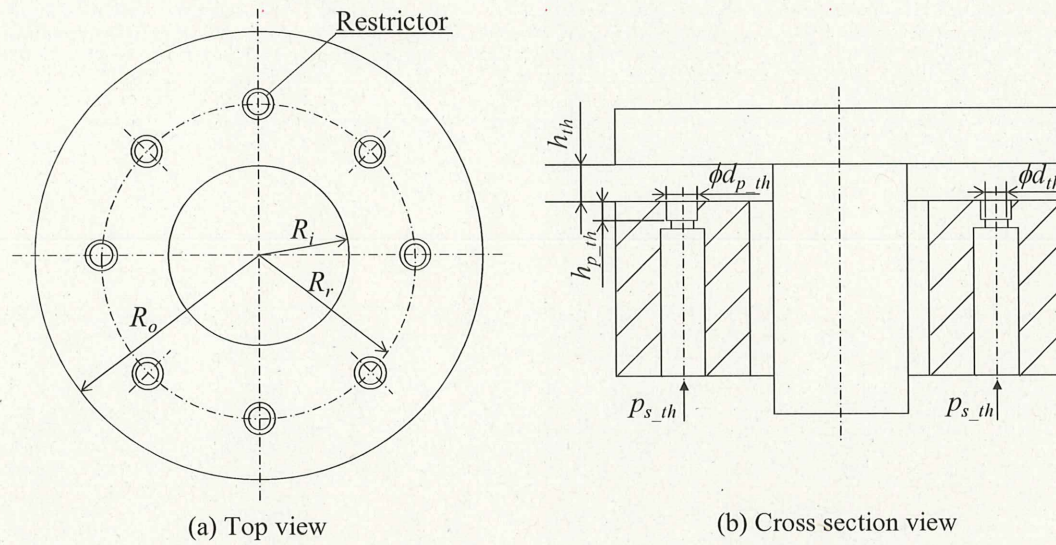


Fig. A.1 Basic structure of thrust bearing with orifice restrictor

まず，軸受への流入質量流量  $M_{in\_th}$  は，絞りの有効面積  $A_{r\_tho}$  と気体定数  $R$ ，供給空気の絶対温度  $T$  を用いて式(A.1)によって求められる．

$$M_{in\_th} = A_{r\_tho} \Psi_a \frac{p_{s\_th}}{\sqrt{RT}} \quad (A.1)$$

$$A_{r\_tho} = \frac{\pi}{4} c d_{th}^2 n_{th} \quad (A.2)$$

ここで， $n_{th}$  は任意の絞り個数， $c$  は流量係数を表しており  $c=0.85$  [-]， $\Psi_a$  は流出速度係数を表しており，圧力比  $p_{r\_th}$  と空気の比熱比  $\kappa=1.4$  [-] により以下のように求めることができる．

・ $p_{r\_th} \geq 0.53$  のとき

$$\Psi_a = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} \left( p_{r\_th}^{\frac{2}{\kappa}} - p_{r\_th}^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)} \quad (A.3a)$$

・ $p_{r\_th} < 0.53$  のとき

$$\Psi_a = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} \quad (A.3b)$$

軸受からの流出質量流量  $M_{out\_th}$  は、円形すきま内における放射流れとして考えると、絞り出口圧力  $p_{o\_th}$ 、大気圧力  $p_a$ 、空気の粘性  $\mu_a$  と、すきま内流れに対する広がり修正係数  $c_{ff} = 0.8$  [-]を用いて式(A.4)のように表すことができる。

$$M_{out\_th} = \frac{\pi h_{th}^3 c_{ff} (p_{o\_th}^2 - p_a^2)}{12 \mu_a R T} \left[ \frac{1}{\log \left( \frac{R_o}{R_r} \right)} + \frac{1}{\log \left( \frac{R_g}{R_i} \right)} \right] \quad (A.4)$$

連続の式から分かるように  $M_{in\_th} = M_{out\_th}$  となるため、ここから式変形を行うことで軸受すきま  $h_{th}$  は式(A.5)から求めることができる。

$$h_{th} = \sqrt[3]{\frac{3 \mu_a \Psi_a c d_{th}^2 n_{th} p_s \sqrt{RT}}{\left[ \frac{1}{\log \left( \frac{R_o}{R_r} \right)} + \frac{1}{\log \left( \frac{R_g}{R_i} \right)} \right] (p_{o\_th}^2 - p_a^2) c_{ff}}} \quad (A.5)$$

軸受すきま内に含まれる気体の体積  $M_{th}$  は、オリフィス絞りの場合、軸受すき間  $h_{th}$ 、軸受有効面積  $A_{e\_th}$ 、式(A.7)に示すオリフィス絞りにおけるポケット総容積  $V_{p\_th}$  から求めることができる。 $A_{th}$  および  $A_{e\_th}$  は式(A.8)と(A.9)を使用する。ただし、 $\chi$  は軸受面  $R_r$  より内周側圧力分布を直線的と仮定した場合の修正係数で、 $\chi = 1.3$  [-]としている。さらに、 $c_{fw}$  は負荷容量に対する広がり修正係数であり、 $c_{ff}$  と同じ値をとる。

$$M_{th} = \frac{A_{e\_th} h_{th} (p_{o\_th} - p_a) + A_{th} h_{th} p_a + V_{p\_th} (p_{o\_th} - p_a)}{RT} \quad (A.6)$$

$$V_{p\_th} = \frac{\pi d_{p\_th}^2 h_{p\_th} n_{th}}{4} \quad (A.7)$$

$$A_{th} = \pi (R_o^2 - R_i^2) \quad (A.8)$$

$$A_{e\_th} = \pi c_{fw} \left[ \frac{R_o^3 - R_r^3}{3(R_o - R_r)} - R_r^2 \right] + \pi \chi c_{fw} \left[ R_r^2 - \frac{R_r^3 - R_i^3}{3(R_r - R_i)} \right] \quad (A.9)$$

軸受剛性  $k_{th}$  は無次元軸受剛性  $K_{th}$  を用いて式(A.10)で表される。これを給気圧力と大気圧の比  $P_{s\_th}$  と出口圧力と大気圧の比  $P_{o\_th}$  から求めることのできる係数  $\Phi_{o\_th}$  を用いると式(A.11)のようになる。

$$k_{th} = \frac{A_{e\_th} K_{th} (p_{s\_th} - p_a)}{h_{th}} \quad (A.10)$$

$$k_{th} = \frac{3A_{e\_th} \Phi_{o\_th} (p_{s\_th} - p_a)}{h_{th}} \quad (A.11)$$

ここで、

$$\Phi_{o\_th} = \frac{P_{s\_th} (P_{o\_th}^2 - 1)}{(P_{s\_th} - 1) [F (P_{o\_th}^2 - 1) + 2P_{s\_th} P_{o\_th}]} \quad (A.12)$$

$$P_{s\_th} = \frac{p_{s\_th}}{p_a} \quad (A.13)$$

$$P_{o\_th} = \frac{p_{o\_th}}{p_a} \quad (A.14)$$

$F$  は修正係数であるが、ここでは  $F=0 [-]$  として扱う。最後に負荷容量  $W_{th}$  は式(A.15)によって求めることができる。

$$W_{th} = A_{e\_th} (p_{o\_th} - p_a) \quad (A.15)$$

図 A.1 に示す様な、空気の介在する溝などを有する構造の場合、ニューマチックハンマの安定限界の検討を行う必要がある。安定限界の検討においては、流入体積流量  $Q_{th}$  と  $V_{p\_th}$  から計算できる振動数  $f_{th}$  が式(A.16)の条件を満たすとき、安定の範囲内であると言える<sup>(1)</sup>。また、流入体積流量  $Q_m$  は空気の密度  $\rho_a$  を用いて式(A.17)によって求められる。

$$f_{th} = \frac{Q_{th}}{V_{p\_th}} \geq 1000 \text{ Hz} \quad (A.16)$$

$$Q_{in\_th} = \frac{M_{in\_th}}{\rho_a} \quad (A.17)$$

## 参考文献

- (1) W. Brian Rowe, Hydrostatic, Aerostatic, and Hybrid Bearing Design, Elsevier(2012), p. 108

## 付録 B ラジアル軸受の理論設計計算

### B.1. ラジアル軸受の理論設計

本研究では、1列給気 비해剛性を高くできる2列給気方式<sup>(1)</sup>を用いる。また、特に明記が無い場合係数などはスラスト軸受と同じ値、もしくは式を用いるものとする。

まず、オリフィス絞りラジアル軸受の構造概要を図 B.1 に示す。

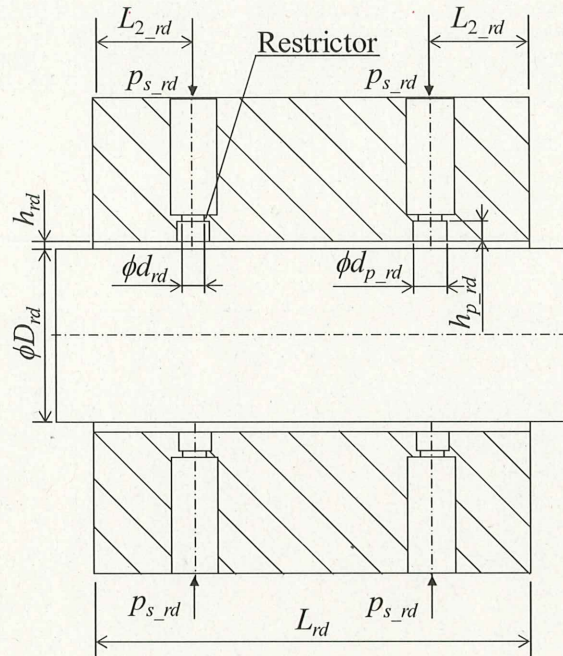


Fig. B.1 Basic structure of radial bearing with orifice restrictor

ここで、 $d_{p\_rd}$ はポケット直径、 $h_{p\_rd}$ はポケット深さを示しており、そのほかの記号は自成絞りで示したものと同様に  $D_{rd}$ がラジアル軸受直径、 $h_{rd}$ がラジアル半径すきま、 $L_{rd}$ が軸受長さ、 $L_{2\_rd}$ が流出長さ、 $d_{rd}$ が絞り直径、 $p_{s\_rd}$ が給気圧力を示している。流入質量流量  $M_{in\_rd}$  を絞り有効面積  $A_{r\_rdo}$  によって式(B.1)の様に求める。 $n_{rd}$ は1列あたりの絞り個数を表す。

$$M_{in\_rd} = 2A_{r\_rdo} \Psi_a \frac{p_{s\_rd}}{\sqrt{RT}} \quad (B.1)$$

$$A_{r\_rdo} = \frac{\pi}{4} c d_{rd}^2 n_{rd} \quad (B.2)$$

流出速度係数  $\Psi_a$  は圧力比  $p_{r\_rd}$  から式(B.3a)もしくは式(B.3b)によって計算される.

・  $p_{r\_rd} \geq 0.53$  のとき

$$\Psi_a = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} \left( p_{r\_rd}^{\frac{2}{\kappa}} - p_{r\_rd}^{\frac{(\kappa+1)}{\kappa}} \right)} \quad (\text{B.3a})$$

・  $p_{r\_rd} < 0.53$  のとき

$$\Psi_a = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} \quad (\text{B.3b})$$

次に, 軸受からの流出質量流量  $M_{out\_rd}$  は, 長方形平行平板間のすきまを流れる流量とみなして, 式(B.4)によって表すことができる. また,  $M_{in\_rd}$  と  $M_{out\_rd}$  が等しくなることから, ラジアル軸受半径すきま  $h_{rd}$  は式(B.5)のように求めることができる.

$$M_{out\_rd} = \frac{\pi D_{rd} h_{rd}^3 c_{ff} (p_{o\_th}^2 - p_a^2)}{12 \mu_a L_{2\_rd} RT} \quad (\text{B.4})$$

$$h_{rd} = \sqrt[3]{\frac{6 \mu_a \Psi_a c d_{rd}^2 L_{2\_rd} n_{rd} p_{s\_rd} \sqrt{RT}}{c_{ff} D_{rd} (p_{o\_rd}^2 - p_a^2)}} \quad (\text{B.5})$$

続いて, 軸受すきま内に含まれる気体の質量  $M_{rd}$  はオリフィス絞りのポケット総容積  $V_{p\_rd}$  を用いて式(B.6), 軸受有効面積  $A_{e\_rd}$  を近似的に式(B.7)を用いて計算する.

$$M_{rd} = \left[ 4\pi D_{rd} h_{rd} L_{2\_rd} \frac{p_{o\_rd}^2 + p_{o\_rd} p_a + p_a^2}{3RT(p_{o\_rd} - p_a)} + \frac{\pi D_{rd} h_{rd} p_{o\_rd} (L_{rd} - 2L_{2\_rd}) + V_{p\_rd} (p_{o\_rd} - p_a)}{RT} \right] c_{ff} \quad (\text{B.6})$$

$$V_{p\_rd} = \frac{\pi d_{p\_rd}^2 h_{p\_rd} n_{rd}}{4} \quad (\text{B.7})$$

$$A_{e\_rd} = A_{e\_rd1} + A_{e\_rd2} \quad (\text{B.8})$$

ただし,  $A_{e\_rd1}$  は寸法によって式(B.9)で場合分され,  $A_{e\_rd2}$  は式(B.10)によって求められる.

$$\begin{aligned} \cdot \frac{2L_{2\_rd}}{D_{rd}} = 0.5, \quad \frac{p_{s\_rd}}{p_a} = 4 \sim 5 \text{ のとき} \\ A_{e\_rd1} = 0.90 \times 2L_{2\_rd} D_{rd} c_{fw} \end{aligned} \quad (\text{B.9a})$$

$$\begin{aligned} \frac{2L_{2\_rd}}{D_{rd}} = 0.75, \quad \frac{P_{s\_rd}}{P_a} = 4 \sim 5 \text{ のとき} \\ A_{e\_rd1} = 0.80 \times 2L_{2\_rd} D_{rd} c_{fw} \end{aligned} \quad (B.9b)$$

$$\begin{aligned} \frac{2L_{2\_rd}}{D_{rd}} = 1.0, \quad \frac{P_{s\_rd}}{P_a} = 4 \sim 5 \text{ のとき} \\ A_{e\_rd1} = 0.73 \times 2L_{2\_rd} D_{rd} c_{fw} \end{aligned} \quad (B.9c)$$

$$A_{e\_rd2} = c_{fw} D_{rd} (L_{rd} - 2L_{2\_rd}) \quad (B.10)$$

軸受剛性  $k_{rd}$  は、無次元軸受剛性  $K_{rd}$  による計算を式(B.11)、給気圧力と大気圧の比  $P_{s\_rd}$  と出口圧力と大気圧の比  $P_{o\_rd}$  から計算される係数  $\Phi_{o\_rd}$  による計算を式(B.12)に示す。

$$k_{rd} = \frac{A_{e\_rd} K_{rd} (P_{s\_rd} - P_a)}{h_{rd}} \quad (B.11)$$

$$k_{rd} = \frac{3A_{e\_rd} \Phi_{o\_rd} (P_{s\_rd} - P_a)}{h_{rd}} \quad (B.12)$$

ここで、

$$\Phi_{o\_rd} = \frac{P_{s\_rd} (P_{o\_rd}^2 - 1)}{(P_{s\_rd} - 1) [F(P_{o\_rd}^2 - 1) + 2P_{s\_rd} P_{o\_rd}]} \quad (B.13)$$

$$P_{s\_rd} = \frac{P_{s\_rd}}{P_a} \quad (B.14)$$

$$P_{o\_rd} = \frac{P_{o\_rd}}{P_a} \quad (B.15)$$

最後に、負荷容量  $W_{rd}$  は偏心率を  $\varepsilon$  として式(B.16)によって求めることができる。

$$W_{rd} = \varepsilon k_{rd} h_{rd} \quad (B.16)$$

最後に、オリフィス絞りであるためニューマチックハンマの安定限界の検討を行う。体積流量  $Q_{rd}$  と  $V_{p\_rd}$  から計算できる  $f$  が式(B.17)の条件を満たす範囲で、ニューマチックハンマは発生しない<sup>(2)</sup>。このとき、 $Q_{rd}$  は空気密度  $\rho_a$  から式(B.18)で求めることができる。

$$f_{rd} = \frac{Q_{rd}}{V_{p\_rd}} \geq 1000 \text{ Hz} \quad (B.17)$$

$$Q_{in\_rd} = \frac{M_{in\_rd}}{\rho_a} \quad (B.18)$$

### 参考文献

- (1) Y. Nakao, S. Nakatsugawa, M. Komori, and K. Suzuki, Design of Short-Pipe Restrictor of Hydrostatic Thrust Bearings, Proceedings of ASME 2012 Int. Mechanical Congress and Exposition, 2012 CD-ROM
- (2) S. A. Sheynberg, V. P. Jed, M. D. Sheneev, V. S. Balasyan, N. D. Zabolochky, Bearing arrangements with gas lubrication, Mashinostroenie(1979)

## 付録 C スピンドル各部における熱伝達係数の計算

### C.1. スラスト軸受部における熱伝達係数

スラスト軸受部の熱伝達係数は、スピンドル回転数を  $N$  としたとき、角速度  $\omega$  でのロータ回転時における、図 C.1(a) のスラスト軸受面とロータの関係を図 C.1(b) のような静止円板に対向する回転円板とみなして熱伝達係数を算出する<sup>(1)</sup>。

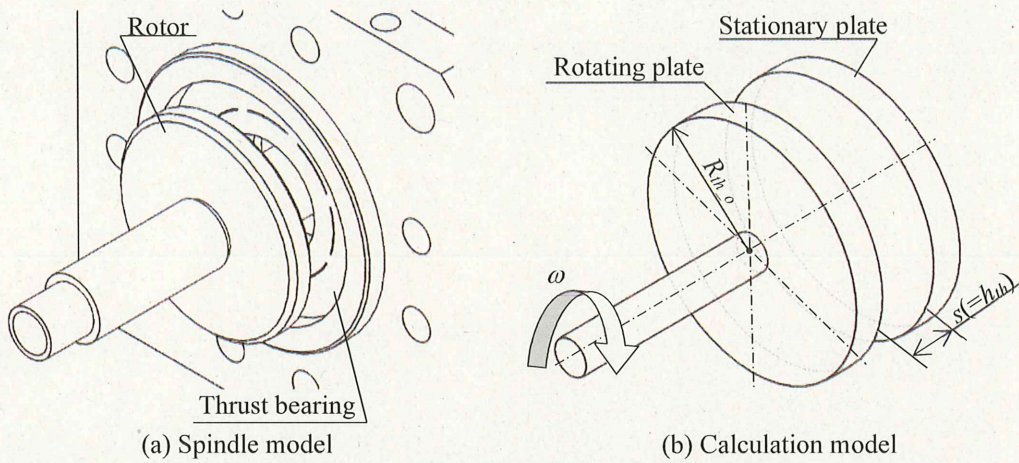


Fig. C.1 Rotating plate and opposite stationary plate

このときの  $Nu_{th}$  は空気の動粘度を  $\nu_a$ 、代表長さを  $R_{th,o}$  とした、式(C.1)に示すレイノルズ数  $Re_{th}$  と式(C.2)に示す無次元すきま  $G_{th}$  から、図 C.2 に示される領域に分類される。各領域におけるヌセルト数を式(C.3a)～式(C.3d)に示す。

$$Re_{th} = \frac{R_{th,o}^2 \omega}{\nu_a} \quad (C.1)$$

$$G_{th} = \frac{h_{th}}{R_{th,o}} \quad (C.2)$$

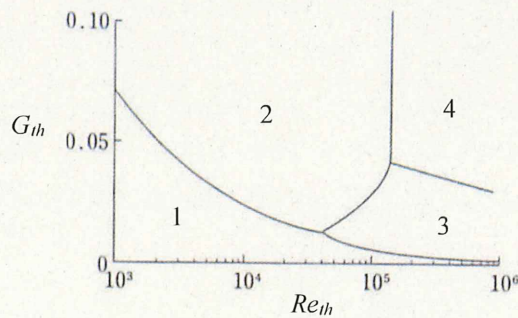


Fig. C.2 Flow regime<sup>(2)</sup>

Area	$Nu_{th} =$	
1	$\frac{1}{G}$	(C.3a)
2	$\frac{2}{\pi} \left( \frac{G}{2} \right)^{0.1} Re_{th}^{0.5}$	(C.3b)
3	$\frac{0.0308}{\pi} G^{-\frac{1}{4}} Re_{th}^{\frac{1}{4}}$	(C.3c)
4	$\frac{0.0545}{\pi} \left( \frac{G}{2} \right)^{0.1} Re_{th}^{0.8}$	(C.3d)

領域 1：粘性効果が優勢となり，両円板に関係した層流境界層が存在する．そこで，回転数に独立な式(C.3a)が与えられる．

領域 2：両円板間で分離した層流境界層が存在しており，式(C.3b)が与えられる．

領域 3：回転速度と無次元すきま  $G_{th}$  の増加に伴って乱流となり，式(C.3c)が与えられる．

領域 4：回転円板面上の流れが回転自由円板流れに近いものとなり，式(C.3d)が与えられる．

本スピンドルの寸法は， $R_{th,o} = 20$  [mm]， $h_{th} = 10$  [ $\mu$ m]であることから，無次元すきま  $G_{th}$  は  $5 \times 10^{-4}$  となる．また  $N = 100,000 \text{ min}^{-1}$  ときの  $Re_{th}$  は  $2.8 \times 10^5$  となるが， $G_{th}$  を図 C.2 に赤線で重ねると図 C.3 となり， $Re_{th}$  の値に関わらず常に領域 1 を満たすことがわかる．

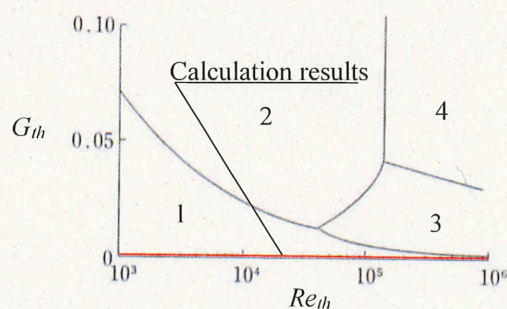


Fig. C.3 Calculated  $G_{th}$  of designed spindle

スラスト軸受部での空気の熱伝導率を  $k_a$  とするとスラスト軸受部の熱伝達率  $\alpha_{th}$  は次式で求まる．

$$\alpha_{th} = \frac{Nu_{th} k_a}{R_o} \quad (C.4)$$

この結果から，本スピンドルにおけるスラスト軸受部の熱伝達係数の算出には，式(C.3a)で示されるヌセルト数を用いる．よって， $Nu_{th} = 2000$  となる．

## C.2. ラジアル軸受部における熱伝達係数

ラジアル軸受部では、図 C.4(a)に示すラジアル軸受部を、図 C.4(b)に示す同軸に配置された二重円管形状と考えて、内管が角速度 $\omega$ で回転する場合の同軸円管面の熱伝達係数を算出する<sup>(2)</sup>。

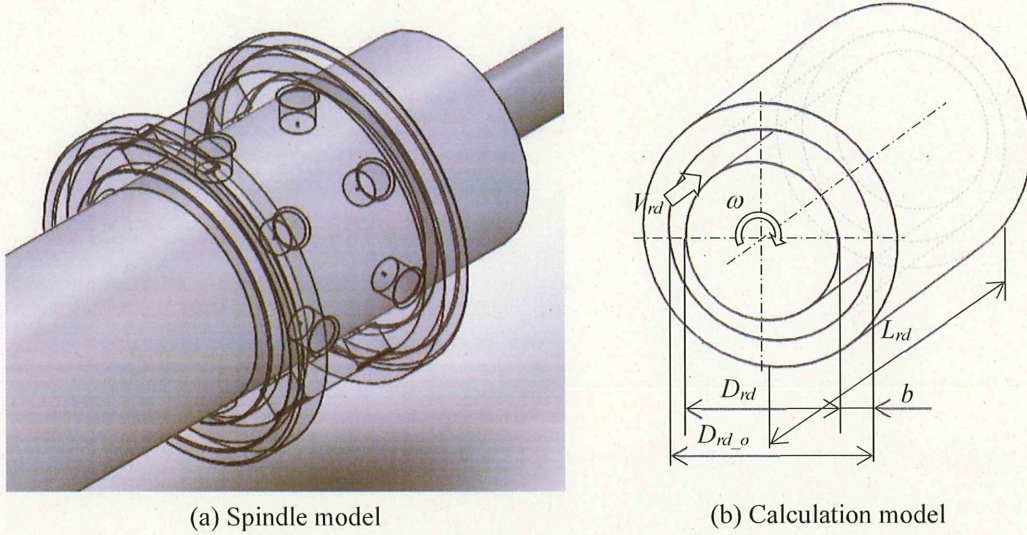


Fig. C.4 Concentric annulus with rotating inner cylinder

ここで、内側円筒外半径  $R_{rd} = D_{rd}/2$ 、円筒間距離  $b = h_{rd}$ 、外側円筒内半径  $R_{rd_o} = R_{rd} + b = D_{rd_o}/2$  とする。回転同軸円筒部におけるヌセルト数  $Nu_{rd}$  は軸方向へ流れがない場合と流れがある場合の二通りを計算し、大きいほうのヌセルト数を採用する。以下に、それぞれの計算について示す。

### (A) 軸方向へ流れが無い場合

$b/R_{rd}$  と式(C.5)に示すターラー数  $Ta$  によって層流から乱流に遷移する点異なる。そこで、 $Nu_{rd}$  は以下の場合分け条件で、式(C.6a)~(C.6c)によって計算される。

$$Ta = \left( \frac{\rho \omega R_{rd} b}{\mu} \right) \left( \frac{b}{R_{rd}} \right)^{0.5} \quad (C.5)$$

$$\bullet Ta < 41$$

$$Nu_{rd} = 1.0 \quad (C.6a)$$

$$\bullet 41 < Ta < 100 \quad (Pr \geq 0.7)$$

$$Nu_{rd} = 0.106 Ta^{0.63} Pr^{0.27} \quad (C.6b)$$

$$\bullet 100 < Ta$$

$$Nu_{rd} = 0.193 Ta^{0.5} Pr^{0.27} \quad (C.6c)$$

本スピンドルでは  $Ta = 1.8$  となるため、式(C.6a)から  $Nu_{rd} = 1.0$  となる。

(B) 軸方向がある場合

流体が  $V_{rd}$  の速度で  $b$  のすきまを流れる場合の回転面の熱伝達係数について、 $Ta < 500$  においては図 C.5 より  $Nu_{rd}$  を求める。

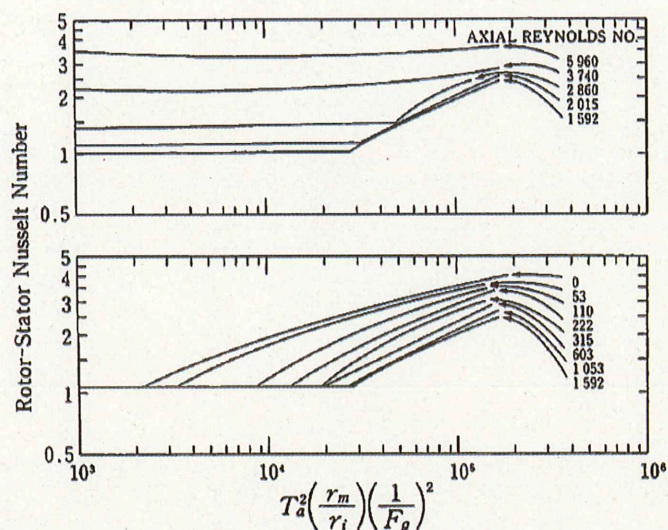


Fig. C.5 Nusselt number of concentric annulus with rotating inner cylinder<sup>(3)</sup>

図中のラジアル方向のレイノルズ数  $Re_{rd}$ ,  $r_m$ ,  $F_g$  は式(C.7)~式(C.9)で示される。

$$Re_{rd} = \frac{V_{rd} b}{\nu_a} \quad (C.7)$$

$$r_m = \frac{(R_{rd-o} - R_{rd})}{\ln\left(\frac{R_{rd-o}}{R_{rd}}\right)} \quad (C.8)$$

$$F_g = \frac{\pi^2}{41.2} \left( \frac{1}{1 - 0.50 \left( \frac{b}{r_m} \right)} \right) \left( \frac{1}{P^2} \right) \quad (C.9)$$

ここで、

$$P = 0.0571 \left[ 1 - 0.652 \left( \frac{\frac{b}{r_m}}{1 - 0.506 \frac{b}{r_m}} \right) \right] + \frac{0.00056}{1 - 0.652 \left( \frac{\frac{b}{r_m}}{1 - 0.506 \frac{b}{r_m}} \right)} \quad (C.10)$$

ここで、ラジアル軸受部でのヌセルト数を  $Nu_{ra}$ 、空気の熱伝導率を  $k_a$ 、ラジアル軸受長さを  $L$  とするとラジアル軸受部の熱伝達率  $\alpha_{ra}$  は次式で求まる。

$$\alpha_{ra} = \frac{Nu_{ra} k_a}{L} \quad (C.11)$$

以上の計算から、 $Re_{rd}=142.2$ 、 $r_m=0.0065$ 、 $P=0.0576$ 、 $F_g=0.9989$  となり、図 C.5 を用いると  $Nu_{rd}=1.1$  となる。ここで、(A)と(B)で求めたヌセルト数を比較して、大きいほうを用いて熱伝達係数を求める。本計算においては(A)<(B)となるため、(B)で求めた  $Nu_{rd}=1.1$  を利用して計算する。

### C.3. 軸心冷却部における熱伝達係数

冷却部の熱伝達係数は、軸心冷却部、モータ冷却ジャケット部、ケーシング冷却ジャケット部の3箇所について計算する<sup>(4)</sup>。

これらについては、全て式(C.12)に示す計算式を用いてヌセルト数を求める。また、熱伝達係数の計算にも使用される、速度境界層と温度境界層の厚みの関係を表すプラントル数  $Pr$  は流体の粘性を  $\mu$  として、式(C.14)で計算することができる。 $Pr$  は空気でおおよそ 0.7、水で 7.0 近辺の値を取る。

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right)(Re-1000)Pr}{1+12.7\sqrt{\frac{f}{2}}\left(Pr^{\frac{2}{3}}-1\right)} \quad (C.12)$$

$$f = \frac{0.079}{Re^{0.25}} \quad (C.13)$$

$$Pr = \frac{c\mu}{\lambda} \quad (C.14)$$

軸心冷却部では、二重円管を水力直径として計算を行う。図 C.6(a)に軸心冷却部の 3D モデルを示す。計算に用いる寸法を図 C.6(b)に示す。また、ここでは流入流量  $Q_{in\_sc}=2$  L/min として計算を行う。

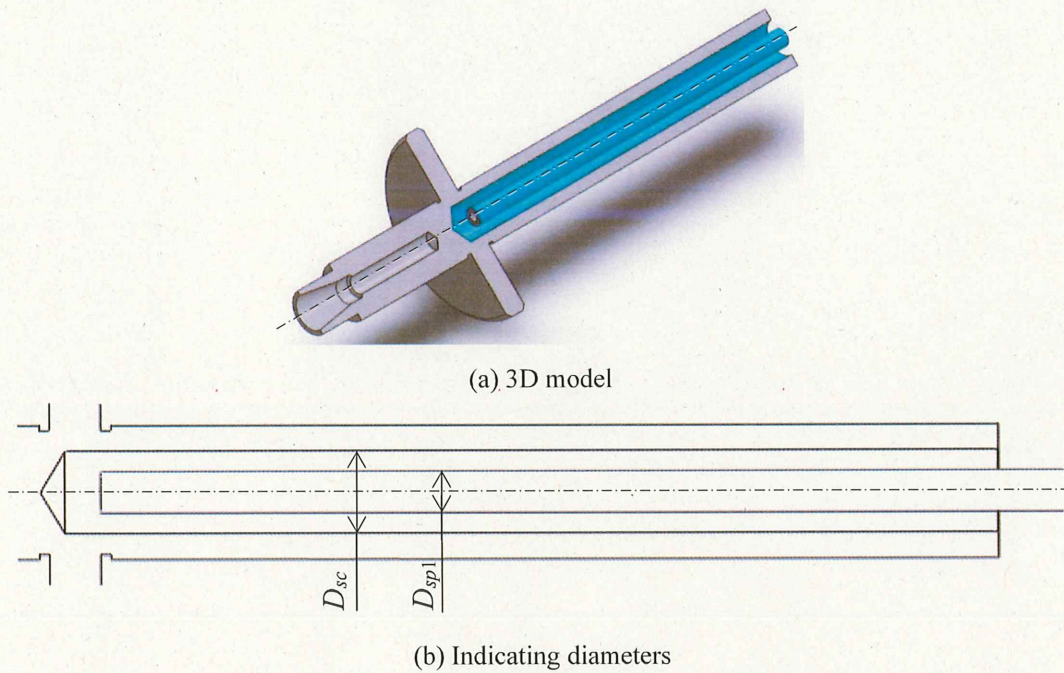


Fig. C.6 Structure of shaft-bore cooling

示した寸法を用いて、軸心冷却部のレイノルズ数  $Re_{sc}$  を式(C.15)によって計算する.

$$Re_{sc} = \frac{4Q_{in\_sc}}{\pi\nu(D_{rd} + D_{sp1})} \quad (C.15)$$

以上の計算から、 $Re_{sc}=3963.0$ ,  $f=0.0100$  となり、軸心冷却部のヌセルト数は  $Nu_{sc}=98.54$  となる.

#### C.4. モータジャケット冷却部における熱伝達係数

ビルトインモータの冷却ジャケットは図 C.7 に示すように、断面形状が台形である。そこで、台形を水力直径とみなしレイノルズ数を算出する。また、ここでは流入流量  $Q_{in\_cj\_m}=2$  L/min として計算を行う。

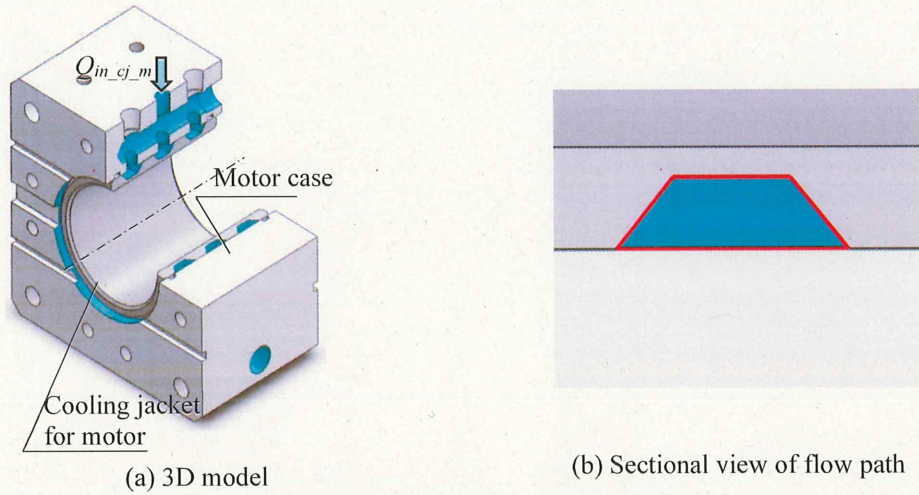


Fig. C.7 Motor cooling jacket model

冷却ジャケット断面の濡れぶち長さ  $s_{cj\_m}$  を図 C.7(b) に赤線で示す。3 方向に分岐する前のモータ冷却用流量を  $Q_{in\_cj\_m}$  とすると、レイノルズ数  $Re_{cj\_m}$  は式(C.16)によって計算できる。

$$Re_{cj\_m} = \frac{4Q_{in\_cj\_m}}{3\nu s_{cj\_m}} \quad (C.16)$$

以上の計算から、 $Re_{cj\_m}=1816.8$ ,  $f=0.0121$  となり、軸心冷却部のヌセルト数は  $Nu_{cj\_m}=14.66$  となる。

### C.5. ケーシング冷却部における熱伝達係数

ケーシング冷却部は図 C.8 に示すように、単純な円管であるため円管直径を  $D_{cj\_c}$ 、ケーシング冷却用流量を  $Q_{m\_cj\_c}$ 、また片側の冷却部に流れる流量が  $Q_{m\_cj\_c}/2$ であることを考慮すると、レイノルズ数  $Re_{cj\_c}$  は式(C.17)によって計算することができる。また、ここでは流入流量  $Q_{m\_cj\_c} = 2 \text{ L/min}$  として計算を行う。

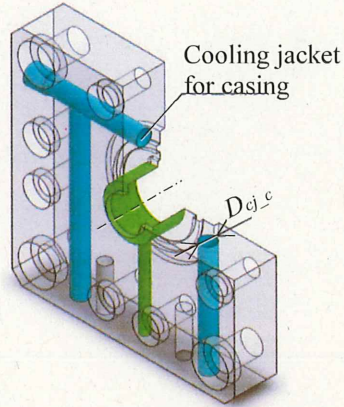


Fig. C.8 Cooling flow path of casing

$$Re_{cj\_c} = \frac{2Q_{m\_cj\_c}}{\pi \nu D_{cj\_c}} \quad (C.17)$$

以上の計算から、 $Re_{cj\_m} = 3248.3$ 、 $f = 0.0105$  となり、軸心冷却部のヌセルト数は  $Nu_{cj\_c} = 24.49$  となる。

上述するように、3箇所冷却部においては、それぞれで求めたレイノルズ数から式(2.64)を用いてヌセルト数を計算することで、熱伝達係数を求めることができる。また、冷却流量を変化させた場合、変化させた値を用いて再度計算を行う。

### 参考文献

- (1) 日本機械学会, 伝熱工学資料 改訂第5版, 丸善出版(2009), pp. 189 - 190
- (2) 日本機械学会, 伝熱工学資料 改訂第5版, 丸善出版(2009), pp. 192 - 193
- (3) 日本機械学会, 伝熱工学資料 改訂第5版, 丸善出版(2009), pp. 45 - 46
- (4) 桐ヶ谷 怜, 水静圧スピンドルの熱的安定性と軸受剛性の動的特性, 神奈川大学修士論文, (2017), p.69

## 研究業績

### 1. 学術論文

- (1) **Shumon Wakiya**, Ryota Ishida, Jumpei Kusuyama, and Yohichi Nakao, Temperature control performance of a built-in motor spindle by developed temperature feedback control system, International Journal of Automation Technology, Vol. 17, No. 5, pp512-pp520, (2023.9)
- (2) **脇谷趣聞**, 楠山純平, Dmytro Fedorynenko, 中尾陽一, 独立 3 冷却構造を有する高速小径空気静圧スピンドルの開発と非回転時の熱的特性評価, 砥粒加工学会誌, (in press)

### 2. 学会発表

#### 2. 1. 国際会議における発表(査読あり)

- (1) **Shumon Wakiya**, Satsuki Yamazaki, Jumpei Kusuyama, Dmytro Fedorynenko and Yohichi Nakao, Fundamental analysis on thermal characteristics of high-speed aerostatic spindle, American Society for Precision Engineering, The 34th Annual Meeting of ASPE, (2019.11)
- (2) **Shumon Wakiya**, Satsuki Yamazaki, Jumpei Kusuyama, Dmytro Fedorynenko and Yohichi Nakao, Experimental investigation on effect of shaft-bore cooling structure on thermal stability against heat generation due to aerostatic bearing, American Society for Precision Engineering, The 35th Annual Meeting of ASPE, (2020.10)
- (3) **Shumon Wakiya**, Jumpei Kusuyama, Dmytro Fedorynenko and Yohichi Nakao, Fundamental evaluation of cooling characteristics of cooling structures for high-speed aerostatic spindle, American Society for Precision Engineering, The 37th Annual Meeting of ASPE, (2022.10)
- (4) **Shumon Wakiya**, Yuto Nakagawa, Jumpei Kusuyama, and Yohichi Nakao, Fundamental analysis on thermal characteristics of micro-positioning system using piezo element for micro-milling, Japan Society for Precision Engineering, The 19th International Conference on Precision Engineering (2022.11)
- (5) **Shumon Wakiya**, Jumpei Kusuyama, Dmytro Fedorynenko and Yohichi Nakao, Fundamental evaluation of cooling characteristics of cooling structures for high-speed aerostatic spindle, American Society for Precision Engineering, The 38th Annual Meeting of ASPE, (2023.11)
- (6) Ryota Ishida, **Shumon Wakiya**, Jumpei Kusuyama, and Yohichi Nakao, Temperature control of built-in motor spindle and resultant thermal displacement, American Society for Precision Engineering, The 38th Annual Meeting of ASPE, (2023.11)

## 2.2. 国際会議における発表(査読なし)

- (1) **Shumon Wakiya**, Jumpei Kusuyama, and Yohichi Nakao, Development of high-speed aerostatic spindle with high-thermal stability, Japan Fluid Power Association, The 26th International Fluid Power Exhibition 2021, (2021. 10)
- (2) **Shumon Wakiya**, Hiroki Yamaguchi, Jumpei Kusuyama, and Yohichi Nakao, Development of spindle system for ultra-precision machine tools to realize high thermal stability, Japan Machine Tool Builder's Association, The 19th International Machine tool Engineers' Conference, (2022.11)
- (3) **Shumon Wakiya**, Jumpei Kusuyama, Yohichi Nakao, Study on thermal stability of high-speed aerostatic spindle with three different cooling structures, International Symposium on Mechanical System and Artificial Intelligence 2023, (2023, 7)
- (4) **Shumon Wakiya**, Jumpei Kusuyama, Yohichi Nakao, Optimum design of shaft-bore cooling structure for machine tools spindle, International Conference on Machine Design 2023, (2023, 9)

## 2.3. 国内学会における発表

- (1) 山崎颯生, 谷本和馬, **脇谷趣聞**, Dmytro Fedorynenko, 中尾陽一, 軸心水冷機構を備えた空気静圧スピンドルの熱的特性の基礎的検討, 精密工学会 2018 年度秋季大会, (2018. 9)
- (2) 山崎颯生, **脇谷趣聞**, Dmytro Fedorynenko, 中尾陽一, 熱的安定性向上を目的とした軸心水冷機構を有する高速空気静圧ビルトインスピンドルの基本設計, 日本機械学会北陸信越支部第 56 期総会・講演会, (2019. 3)
- (3) **脇谷趣聞**, 山崎颯生, 中尾陽一, 楠山純平, 軸心冷却構造を備えた高速空気静圧スピンドルの設計, 日本機械学会関東学生会第 58 回学生員卒業研究発表講演会, (2019. 3)
- (4) **脇谷趣聞**, 山崎颯生, 楠山純平, Dmytro Fedorynenko, 中尾陽一, 高速空気静圧スピンドルの熱的特性の基礎解析, 日本機械学会 2019 年度年次大会, (2019. 9)
- (5) **脇谷趣聞**, 山崎颯生, 楠山純平, Dmytro Fedorynenko, 中尾陽一, スピンドルの回転数増加に伴う冷却効果の検討, 砥粒加工学会 ABTEC2020, (2020. 9)
- (6) **脇谷趣聞**, 山崎颯生, 楠山純平, Dmytro Fedorynenko, 中尾陽一, 軸心水冷機構を有する高速空気静圧スピンドルの熱的安定性に関する研究, 砥粒加工学会 ABTEC2021, (2021. 9)
- (7) 北出尚也, 久保田百喜, 金子拓海, **脇谷趣聞**, 楠山純平, 中尾陽一, IoT 技術による工作機械用スピンドルの熱変位リモート予測の基礎研究, 日本機械学会関東学生会第 61 回学生員卒業研究発表講演会, (2022. 3)
- (8) 中川雄登, **脇谷趣聞**, 楠山純平, 中尾陽一, スピンドル用微小位置決め装置の基本特性評価, 日本機械学会関東学生会第 61 回学生員卒業研究発表講演会, (2022. 3)

- (9) **脇谷趣聞**, 山崎颯生, 楠山純平, Dmytro Fedorynenko, 中尾陽一, 高速小径空気静圧スピンドル用軸心水冷構造の設計と効果, 砥粒加工学会 ABTEC2022, (2022. 8)
- (10) 石田凌大, **脇谷趣聞**, 楠山純平, 中尾陽一, ビルトインモータスピンドルの高精度フィードバック温度制御, 2023 年度精密工学会春季学術講演会, (2023, 3)
- (11) 内山元喜, 中川雄登, **脇谷趣聞**, 楠山純平, 中尾陽一, 微細形状創成用マイクロミリーングスピンドル工具の微小変位制御システムの開発, 2023 年度精密工学会春季学術講演会, (2023, 3)
- (12) 大寺颯人, 金子拓海, **脇谷趣聞**, 楠山純平, 中尾陽一, スピンドルの熱変形予測のための機械学習モデルの検討, 2023 年度精密工学会春季学術講演会, (2023, 3)
- (13) **脇谷趣聞**, 楠山純平, Dmytro Fedorynenko, 中尾陽一, 3 次元熱流体解析による高速空気静圧スピンドルの内部温度分布と軸端変位の基本的評価, 2023 年度精密工学会秋季大会学術講演会, (2023, 9)

### 3. 研究助成など

- (1) 公益財団法人 工作機械技術振興財団 第 42 次試験研究助成 B (2021)  
「ナノ精度の微細構造創成を実現する高い熱的安定性を有する次世代高速スピンドルの開発」
- (2) 公益財団法人 工作機械技術振興財団 海外国際会議参加支援 (2022)  
「Fundamental evaluation of cooling characteristics of cooling structures for high-speed aerostatic spindle」  
The 37th Annual Meeting of American Society for Precision Engineering
- (3) 公益財団法人 工作機械技術振興財団 第 44 次試験研究助成 B (2023)  
「工作機械の省エネルギー化を目的とした高速小径スピンドル用軸心冷却構造の開発」

## 謝 辞

本研究をまとめるにあたり、多くの先生方、メーカの技術者、本学職員の方々、当研究室で研究活動を共にした仲間の御協力を賜ることによって、本博士論文を執筆するに至りました。ここに謝辞を述べさせていただきます。

著者の学部生時代から、本研究の遂行に至るまで、6年間にわたり終始適切な御指導・御鞭撻を賜りました恩師・神奈川大学 中尾陽一教授に心より篤く御礼申し上げます。著者の遅々として進まない研究・論文執筆を温かく見守って頂くとともに、時には厳しい御指導・御助言を賜ることで、本論文を完成することができました。至らない点の多い著者が、これまでの研究を成果としてまとめることができましたのも、ひとえに中尾陽一教授の御指導のお陰であり、それに対する謝意すべてをここに記すことは到底できるものではありません。

本論文をまとめるにあたり、ご多忙の中、副査を引き受けて頂いた神奈川大学 江上正教授、同中西裕二教授、同原村嘉彦教授、同山崎徹教授および同由井明紀教授におかれましては、本論文を査読いただき、貴重なご指導ならびに多くのご助言を賜りました。ここに衷心より感謝申し上げます。

本研究を行うにあたり、当研究室で多くの御指導を賜るとともに、数多くの御助言を頂きました神奈川大学 楠山純平特別助教には、研究に関することのみならず、肉体的、精神的に豊かな研究生活が送れるよう、著者の学部生時代から5年半にわたり、多くの御配慮を賜りました。また、神奈川大学 張斌助教、福岡大学 松本紘宣助教、千葉工業大学 三浦正義助教には、研究に取り組む姿勢など、様々な事柄をご教示頂きました。さらには、様々な機会でご気にかけてくださった神奈川大学工学部機械工学科の先生方には、筆者の研究に対する数多くのご助言を賜りました。ここに感謝申し上げます。

本研究の根幹を成すスピンドルの設計および製作には、株式会社ナノ様から多大なる御協力を賜りました。特に、品質保証部部长 土田修様には、スピンドルの製作に際して、多くの有益な御助言および多大な御協力頂いただけでなく、著者の生活面に関しても多大な御支援を賜りました。第2章は、土田様の御協力なしには完成することができませんでした。ここに記して篤く御礼申し上げます。

装置実験用治具の製作の際には、本学機械工作センターの佐々木安則元技術職員、植草司陽技術職員、岡林千里技術職員、山口光弘技術職員、山田康雅技術職員に御協力頂いただけでなく、図面や材料などについての多くの御助言を賜りました。ここに深く感謝申し上げます。

本研究は、当研究室の多くの方々の御協力なしには完遂できませんでした。特に、著者の学部生時代の先輩であり、当研究室卒業生の山崎颯生氏、また、著者の学部生時代から当研究室で共に切磋琢磨してきた友人である田村健昇氏、福井大樹氏には、卒業後も研究のみならず、精神的にも多くの御助言を賜りました。研究室において多くの苦楽をともにし、学生生活を有意義なものとしてくださった、当研究室の諸先輩、後輩、友人の皆様方に篤く御礼申し上げます。

試験研究助成ならびに海外国際会議支援など、公益財団法人工作機械技術振興財団様には、多くの御援助を賜りました。ここに記して関係各位に篤く御礼申し上げます。

また、著者が、神奈川大学の工学研究科博士課程に進学できたのは、神奈川大学の米田吉盛教育奨学金神奈川大学大学院給費生として御援助頂いたおかげです。ここに記して関係各位に深謝申し上げます。

最後に、多大な理解のもと、著者の学生生活を支え、本研究を行うにあたり、何不自由ない環境を与えてくださった両親に心から感謝いたします。

2024年1月9日

令和6年を迎え雪中花香る神奈川大学横浜キャンパス 12号館26号室にて

脇谷 趣聞