05A31702d

独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構

平成19年度産業技術研究助成事業

研究成果報告書(最終)

磁性流体によるスマートバランシングを利用した 高効率・高精度加工用高速主軸の開発

平成20年12月

国立大学法人 大阪大学

中本 圭一

(様式第28)

独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構 産業技術研究助成事業 研究成果報告書概要(平成19年度)

作成年月日	平成20年12月31日	
プロジェクト ID	05A31702d	
助成研究者の機関名	国立大学法人 大阪大学	
助成研究者の部署・役職	大学院 工学研究科 機械工学専攻・助教	
助成研究者名	中本 圭一	
研究分担者名	安達 和彦、白瀬 敬一	
研究開発テーマ名	磁性流体によるスマートバランシングを利用した高効率・高精度	
	加工用高速主軸の開発	
研究期間	平成18年1月1日 ~ 平成20年12月31日	
研究の目的	磁性流体を利用して、主軸と共に回転するツーリングを含む回転系	
	全体での質量アンバランスを補償し、不つりあい振動を抑制するリ	
	アルタイムバランシング機能を備えた工作機械主軸を開発する。	
成果の要旨	小型の試験主軸において有効性を確認した、リアルタイムバランシ	
(平成19年度分)	ング機能(スマートバランシング)を具備した工作機械主軸を用い	
	て、様々な回転数、ツーリングでの不つりあい振動を抑制する検証	
	実験を行った.この結果、試作した磁場発生装置で対応できる最高	
	回転速度 6000min ⁻¹ において工具の振れを約 1/4 に低減することが	
	でき、1 時間後もその効果が継続することが確認できた。また、び	
	びり振動の抑制および楕円振動ミリング加工を達成するために、磁	
	性流体を制御して工具に強制的に変位を与えるための制御アルゴリ	
	ズムを考案し、切削シミュレーションにおいて良好な結果を得た。	
成果の要旨	主軸内に封入した磁性流体の主軸円周方向の質量分布を制御するた	
(平成17~19年度分)	めに、様々な磁性流体の静的および動的特性を明らかにした。また、	
	スマートバランシングの基本的な検証のため、小型の試験主軸を開	
	発し、不つりあい応答ベクトルを検出して初期不つりあい量を同定	
	した。これを用いて、磁性流体の質量分布を主軸回転数と同期して	
	変更することで不つりあいに起因した振動を減少させられることを	
	実証した。さらに、連携企業の協力を得て、立形マシニングセンタ	
	用の工作機械主軸を試作して、様々な回転数、ツーリングでの不つ	
	りあい振動を抑制する検証実験を行った。並行して、再生びびり振	
	動の発生条件を検証する切削シミュレータと楕円振動ミリング加工	
	での加工結果を可視化する加工面シミュレータを開発して、質量ア	
	ンバランスを周期的に生じさせて再生びびり振動を抑制できるこ	
	と、楕円振動ミリンクで効果を発揮する適切な切削条件が存在する	
研究成果外部発表、	字術論又:2件(投稿中含む),国際会議発表:2件	
特計等の状況		
今後の展望	検出した王軸の振動から、不つりあい量を算出して磁性流体を制御	
	するフロセスの元全自動化を図り、実用化に向けて、提案するスマ	
	ートバフンシングを具備した工作機械主軸の完成度を高める。	

(注) 用紙の大きさは、日本工業規格A列4判とすること。

(様式第29)

Date of Preparation	December 31, 2008	
Project ID Number	05A31702d	
Name of	Osaka University	
Organization		
Post of the Research	Assistant Professor	
Coordinator		
Name of the	Keiichi NAKAMOTO	
Research Coordinator		
Names of the Member	Kazuhiko ADACHI, Keiichi SHIRASE	
Title of the Project	Development of High Speed Machine Tool Spindle with	
	Real-Time Balancing Mechanism using Magnetic Fluid	
Duration of the Project	January 1, 2006 \sim December 31, 2008	
Purpose of the Project	Development and verification of real-time balancing mechanism	
	using magnetic fluid in order to reduce unbalance response of a	
	machine tool spindle and to achieve high accuracy and	
	efficiency machining.	
Summary of the	By using a developed spindle with real-time balancing	
Results (FY2007)	mechanism for a machining center, verification experiments are	
	conducted to compensate unbalance weight according to used	
	tooling for various machining operations. Control methods of	
	magnetic fluid were devised to restrain chatter vibration and to	
	achieve vibration cutting based on cutting simulation.	
Summary of the	A test spindle with the proposed real-time balancing	
Results	mechanism was designed and developed in order to	
(FY2005 – FY2007)	experimentally evaluate the real-time balancing by controlling	
	the magnetic fluid. Initial unbalance weight of the spindle was	
	identified prior to verification experiments. By using the	
	developed test spindle, It was confirmed that unbalance	
	response of the spindle can be improved significantly. Based on	
	the results, a spindle with the proposed real-time balancing	
	mechanism for a machining center was developed. The	
	experimental results proved the feasibility of the proposed	
	real-time balancing mechanism, which can compensate	
	unbalance weight according to used tooling for various	
	machining operations.	
Publication, Patents, etc.	Journal : 2, International conference : 2 (in English)	
	Domestic conference : 5 (in Japanese)	
Future Plans	In order to solve practical problem, the real-time balancing	
	process is totally automated through the detection of spindle	
	vibration, the calculation of unbalance weight and the control of	
	magnetic fluid in the spindle.	

Abstract of Technical Report of Industrial Technology Research Grant Program in FY2007

- ・ プロジェクト ID 番号 05A31702d
- 研究期間
 平成18年1月1日~平成20年12月31日
- 研究開発テーマ名
 磁性流体によるスマートバランシングを利用した高効率・高精度加工用高速主軸の開発
- ・ 助成研究者名と所属研究機関名
 中本 圭一 大阪大学大学院 工学研究科 機械工学専攻 助教
- 研究分担者名と所属研究機関名
 - 安達和彦神戸大学大学院工学研究科機械工学専攻准教授
 - 白瀬 敬一 神戸大学大学院 工学研究科 機械工学専攻 教授
- ・ 本文
- ① はじめに

金型や精密部品に要求される加工精度は年々厳しくなり、それに応じて工作機械の静的・動的精 度の確保が重要となっている。特に、工作機械主軸の振動は加工精度の悪化・工具寿命の短命化 を招くため、効果的な制振技術が以前から研究されてきた⁽¹⁾⁻⁽²⁾。一方、産業用回転機械の回転軸 系の質量アンバランスによる不つりあい振動に対しては、「ロータのつり合わせ」と総称される制 振手法が従来から数多く研究されてきた。つり合わせは、回転機械の運転速度域で回転体の弾性 変形が無視できる剛性ロータと回転体の弾性変形が無視できない弾性ロータに対して体系的に研 究が進められ⁽³⁾⁻⁽⁴⁾、近年では ISO 規格に取り入れられている⁽⁵⁾⁻⁽⁶⁾。しかしながら、マシニングセ ンタの工具主軸等では、複数のツーリングを用いて加工が行われるため、回転系の質量バランス がその組合せに応じて異なり、一般的に制振を行うことは困難であった。また高速回転主軸では、 遠心力が大きく作用するため回転系の僅かな質量アンバランスでさえも振動を助長し、さらに問 題を複雑にしている。

そこで本研究では、磁性流体を利用して、主軸と共に回転するツーリングを含む回転系全体での 質量アンバランスを補償し、不つりあい振動を抑制するリアルタイムバランシング機能(スマー トバランシング)を備えた工作機械主軸の開発を目的とする。ここで用いる磁性流体は、極めて 微細な強磁性体が液体中に均一に分散している複合材料であり、強磁場下でも粒子の凝集や固液 の分離が起こらず、あたかも液体全体が強磁性を持っているかのように挙動する⁽⁷⁾。この特性に より、磁性流体を主軸内に封止して外部から磁場を与えると、主軸円周方向の質量分布を制御す ることが可能になる。そして、使用する様々なツーリングにより異なる回転系の質量アンバラン スを相殺することで、工作機械主軸の実時間での制振が実現できると考えられる。

磁性流体や電界により粘弾性が変化する ER 流体、圧電素子を工具に内包することで、能動的に 減衰力を制御して制振効果を得ることが、びびり振動の発生しやすい中ぐり加工を対象に既に試 みられている^{(8)~(10)}。これらの研究と本研究は機能性材料を用いる点が類似しているが、前者の 使用目的が工具の動特性を向上させることであるのに対し、本研究では工作機械主軸回転系の質 量アンバランスを補正するためのカウンターウェイトとして機能性材料を用い、不つりあい振動 を抑制する。また、本研究と同様な目的で、回転する研削砥石の質量アンバランスを検出し、取 付けたフランジ内の複数のポケットにカウンターウェイトとなる研削液を注入してバランスを修 正する装置が市販されている⁽¹¹⁾。これに対して本研究では、工作機械主軸内に磁性流体を封止し てカウンターウェイトを自在に生成することで、様々なツーリングを頻繁に交換し、加工を行う 切削加工工程により適した手法が実現できると考えられる。また、提案するリアルタイムバラン シング手法を応用して、逆に質量アンバランスを生じさせれば、主軸に加振力(変位)を与える こともできる。そして、これを利用することで、びびり振動の抑制や振動切削の実現による、よ り高効率な加工が達成できると考えられる。

本報告書では、磁性流体によるスマートバランシングを備えた工作機械主軸の開発という研究目 的を達成するために、研究期間において実行した以下の内容について報告する。

- 主軸内に封入した磁性流体の主軸円周方向の質量分布を制御するために、様々な磁性流体の 静的および動的特性を明らかにし、利用する磁性流体を選定した。
- スマートバランシングの基本的な検証のため、小型の試験主軸を開発し、不つりあい応答ベクトルを検出して初期不つりあい量を同定した。
- ・ 軸系振動解析ソフトウェアを援用して解析し、磁性流体を封入するフランジ部での1修正面 つり合わせが適用できることを明らかにした。
- 小型の試験主軸を用いて、磁性流体の質量分布を主軸回転数と同期して変更することで不つりあいに起因した振動を減少させられることを実証した。
- ・ 連携企業の協力を得て、立形マシニングセンタ用の工作機械主軸を試作して、様々な回転数、 ツーリングでの不つりあい振動を抑制する検証実験を行った。
- 再生びびり振動の発生条件を検証する切削シミュレータを開発して、質量アンバランスを周期的に生じさせて再生びびり振動を抑制できることを確認した。
- 楕円振動ミリング加工での加工結果を可視化する加工面シミュレータを開発して、、楕円振動
 ミリングで効果を発揮する適切な切削条件が存在することを確認した。
- ② 研究開発の内容

2.1 磁性流体を利用したリアルタイムバランシング機能(スマートバランシング)の概要 工作機械主軸には、高速回転することに加え、不つりあい振動が小さいことが求められる。この ため、回転系の質量アンバランスを修正するフィールドバランシングが従来から行われており、 一般に主軸単体での不つりあい振動は極めて小さい。しかしながら、実稼働段階での工作機械主 軸では、一体となって回転する様々なツーリングの質量アンバランスが不つりあい振動に与える 影響が無視できない。これに対して、本研究では磁性流体という機能性材料を能動的に利用して 質量アンバランスを相殺するためのカウンターウェイトとして利用することを提案する。



図 2.1.1 スマートバランシングの概念図

図 2.1.1 には、磁性流体により質量アンバランスを補償し、不つりあい振動を抑制するリアルタ イムバランシング機能を備えた工作機械主軸断面の概略図を示す。同図右で示すように、主軸回 転体内に封止された磁性流体の円周方向の質量分布は、非回転体側に設置された電磁石で発生す る磁場により制御される。実稼働段階で様々なツーリングを使用することで変化する回転系の質 量アンバランスに対して、リアルタイムで適切に質量分布を変化させ、またその位置を回転と同 期させることにより、工作機械主軸の効果的な制振を可能とする。そして、切削工具の振れを極 小化することで、高効率・高精度な切削加工を達成することを目指す。

また、提案するスマートバランシングを応用して、逆に質量アンバランスを故意に生じさせれば、 主軸に加振力(変位)を与えることもできる。再生びびり振動は、動的に変動する加工プロセス と機械剛性の相互干渉により引き起こされるが、この振動の発散を妨げるように主軸に加振力を 与えられれば、びびり振動の発生しない高効率な加工が達成できると考えられる。さらに、工具 に対して任意の振動を生じさせることができれば、難削材加工時に工具摩耗を抑制できる振動切 削の実現も可能となる。

2.2 磁性流体の特性把握と選定

提案するスマートバランシングを実現するためには、フランジ外周部に配置した電磁ホルダに加 える電圧を制御して、フランジ内の磁性流体の質量分布を変化させて回転系の質量アンバランス を相殺する必要がある。そこで、使用する磁性流体を選定するための予備実験として、表 2.2.1

	Saturation magnetization at 25°C mT	Viscosity at 27°C mPa·s	Density at 25°C g/cm ³
А	11.3	98.9	0.936
В	10.6	56.5	1.047
С	62.0	5.3	$1.3\overline{69}$

表 2.2.1 評価した磁性流体の物性値



に示す3種類の磁性流体の特性を調査した。図2.2.1 に予備実験の概要を示すが、検証用試験主軸に用いる電磁ホルダ(KANETEC KE-4B)上に厚さ3mmのアクリル板を挟んで20mlの磁性流体が入ったステンレス製のシャーレを置き、電磁ホルダへの入力電圧に対する液面高さの変化をレーザ変位計(KEYENCE LK-G30)により測定した。

図 2.2.2 には電圧 12 V を入力後 0.5 秒間の液面高さの変化を示すが、飽和磁化値が大きく粘度の 低い C の応答が速いことが確認できる。また粘度の高い A については、液面高さが収束するまで の時間が短いことが分かる。C において、電圧入力直後に液面が一度低くなるのはスパイク現象 の影響と考えられ、再現性も確認できた。その後、即座に液面が高くなっているが、測定位置は 突起部を避けるようにしている。また、3 種類全てで液面高さが振動しているが、振動周波数が 5 Hz 程度であり、主軸回転数と比較して非常に低いことからリアルタイムバランシング機能に与 える影響は軽微と考えられる。

なお、収束後の液面高さと電磁ホルダへの入力電圧は全ての磁性流体において線形関係にあり、 良好な再現性が得られることを確認している。以上の結果から、本研究で必要となる高速な質量 分布の変更を実現するためには、磁性流体 C を利用することが適していることが分かった。

2.3 試験主軸の開発

磁性流体によるリアルタイムバランシング機能を備えた工作機械主軸の実現に向け、主軸内円周 方向の質量分布制御手法の確立、さらには実際に工作機械主軸に適用するための知見を得るため に、検証用の試験主軸を開発した。



図 2.3.1 試験主軸の基本構成

図 2.3.2 試験主軸の外観

検証用試験主軸の基本的な構成を図 2.3.1 に、外観を図 2.3.2 に示す。主軸の全長は 340 mm (ロ ータ径 45 mm)、磁性流体を封入するフランジ外径を直径 100 mm (内直径 97 mm) として比較 的小形の主軸とし、軸方向は重力方向と平行とした。フランジ部分は非磁性の SUS303 で作製し、 磁性流体の制御結果による変化を上部の強化ガラス製の窓からも観察することができる。このフ ランジの周囲には 6 つの円柱状の電磁ホルダを 60 度間隔で配置し、主軸の回転と同期させて、 フランジの特定箇所に対して順に磁場を発生させる。そして、フランジ内の磁性流体を任意量引 き寄せることで円周方向の質量分布を変化させ、質量アンバランスに対するカウンターウェイト を生成する。

ロータ部はモータから平ベルトを介して動力が伝達され、最高 6000 min⁻¹で回転する。このときのロータの不つりあい振動は、上下 2 箇所それぞれ 90 度間隔の 4 方向から、渦電流式変位計を

設置して測定することができるようにしている。また、質量アンバランスの位置(主軸周方向の 位相角度で定義する)を示すために主軸の位相角度原点を決める切欠きをロータ部最下端付近に 設け、近接センサのパルス信号で検出するようにした。さらに、強制的に質量アンバランスを発 生させられるように、フランジ部には22.5度間隔でねじ穴を設けて質量を付加できるようにした。 スマートバランシングの有効性を検証する準備として、開発した試験主軸の初期質量アンバラン スの同定、及び主軸回転数に依存しない機械的・電磁的 runout の大きさを調査した。機械的・ 電磁的 runout は主軸外形の加工誤差や表面の残留磁気により主軸の回転周期ごとに現れるもの であり、本研究で提案するスマートバランシングの制振対象とはしていない。



図 2.3.3 不つりあい応答ベクトルの検出

近接センサにより主軸1回転ごとに出力されるパルスを基準信号として、パルス信号の立ち上が りを位相角度の原点0度とし、フランジ側から見て反時計回り方向に位相角を定義した。主軸回 転数を0min⁻¹から増加させ6000min⁻¹に到達すると再び0min⁻¹まで減少させて、その間変位 センサで出力される主軸の振れからベクトルモニタ(新川センサテクノロジ VM-13V1)により 不つりあい応答ベクトルを検出した。図2.3.3に信号処理の流れを示すが、本研究で用いたベク



図 2.3.4 試しおもりを付加した場合に検出された不つりあい応答ベクトル

トルモニタでは、変位センサで得られた振動波形からバンドパスフィルタによりノイズが除去さ れた後、両振幅を原点からの距離、基準信号と正方向の最大変位との位相角を実軸から反時計回 り方向の角度としたナイキスト線図(ポーラプロット)が得られる。

図 2.3.4 には、初期質量アンバランスが存在する状態の試験主軸に対して、50gの磁性流体 C を フランジ部に封入した場合の不つりあい応答ベクトルの軌跡を示す。また上記の主軸に対して、 さらにフランジ部の 8 ヵ所(45 度間隔)に順に 1 ヵ所ずつ、質量が既知(3.8 g)の試しおもり を付加した場合の軌跡も示す。なお、runout の影響が大きい低速回転中の結果は省略している。 図 2.3.4 において、原点 O と各ベクトル軌跡の起点となる Or の距離が runout を示しており、こ れは試しおもりを付加する前でも、試しおもりを順に位置を変えて付加した場合でも全ての条件 で一定である。また、45 度間隔で既知の試しおもりを付加して測定した不つりあい応答ベクトル の各端点(主軸回転数約 6000 min⁻¹)は、初期状態で検出した端点 Oi を中心とした円で結ぶこ とができ、この半径は付加質量 3.8 g による影響に対応する。そして初期質量アンバランスの位 置と大きさは、Or から見た Oi の方向及び Or と Oi の距離からそれぞれ求めることができる。し たがって、図 2.3.4 の結果を基に換算すると、開発した試験主軸は位相角 292.5 度方向に 1.21 g の初期質量アンバランスが存在し、これを打ち消すためには位相角 112.5 度方向に同質量の修正 おもりを付加する必要があることが分かる。



図 2.3.5 修正おもり付加前後の不つりあい応答ベクトル

この検証のため、図 2.3.5 に初期状態と修正おもり付加後のそれぞれの不つりあい応答ベクトル の軌跡を比較して示す。ここでは、runout による影響について原点をオフセットすることで見か け上消去している。修正おもりを付加することによって不つりあい応答ベクトルがほぼ一定とな り、初期質量アンバランスによる振れまわりが抑制されることが確認できた。なお、修正おもり 付加後の不つりあい応答ベクトルが完全に零とならないのは、試験主軸の修正面から離れた位置 に分布して存在する未同定の質量アンバランスの影響によるものと考えられる。

2.4 試験主軸の解析

検証用試験主軸に対する不つりあい振動応答のシミュレーションモデルを軸系振動解析ソフトウ ェア ARMD (V5.6G1, Rotor Bearing Technology and Software, Inc.) によって構築した。検証 用試験主軸は、図 2.3.1 に示すようにフランジ部と二組の並列組合せアンギュラ玉軸受で支持さ れたロータ部から構成される。従って不つりあい振動応答シミュレーションモデルは、図 2.4.1 に示すようにフランジ部(6要素、節点1~7)とロータ部(29要素、節点8~37)を組み合わせ て構成した。モデルの座標軸は右手系で、軸方向にZ軸(図2.4.1で左向きを正)、軸と直行する 上下方向にX軸(図2.4.1で上向きを正)、紙面に垂直な方向にY軸(図2.4.1で紙面に向かう向 きを正)と設定した。主軸は縦型であるが図2.4.1では横型で示す。



図 2.4.1 修正おもり付加前後の不つりあい応答ベクトル

実際の検証用試験主軸のフランジ部には、封入した磁性流体を外から観察する観察窓のガラス板、 ガラス板を固定するキャップ、フランジ部とロータ部を締結するボルト用のネジ穴などがあり、 これらは図 2.4.1 中の黒丸●で示すフランジ部付加質量でモデル化した。ロータ部でも同様に、 玉軸受の内輪、軸受の位置を規定するためのスリーブ、軸受に予荷重(約 440N)を加えるため のナットを図 2.4.1 中の黒丸●で示すロータ部付加質量でモデル化した。並列組合せアンギュラ 玉軸受は、軸方向を Z 軸とした際に直交する 2 方向(X 軸方向と Y 軸方向)で等方な独立した線 形バネとして個々にモデル化し、バネ定数は、ARMDに組み込まれた転がり軸受解析ソフトウェ ア COBRA-EHL (Version 4.0, J.V.Poplawski & Associates)によって推定した。

構築した不つりあい振動応答シミュレーションモデルを用いて検証実験用主軸の振動モード形状 を計算した結果の一部を図 2.4.2 から図 2.4.5 に示す。図 2.4.2 から図 2.4.5 では奇数次の振動モ ード形状を点線で、偶数次の振動モード形状を実線で示す。低次の 4 つの振動モードは、玉軸受 で支持された範囲のロータ部の変形が少ない剛体モードに対応したモードと考えられる。5 次振 動モードより高次の振動モードは、ロータ部の曲げ変形が顕著となる弾性モードに対応したモー ドと考えられる。

構築した不つりあい振動応答シミュレーションモデルを用いて得られた検証用試験主軸の振動モード形状より、1次振動モードの危険速度が最高回転速度 6000 min⁻¹に比べて十分高く (32271 min⁻¹)、本主軸は剛性ロータとして取り扱うことが可能であることが分かった。この結果、主軸の運転速度域ではフランジ部での1修正面つり合わせが適用でき、磁性流体の質量分布の制御によって、質量アンバランスの抑制が可能であることが分かった。また、フランジ内の磁性流体の 質量分布制御を模擬し、フランジ内壁に磁性流体による1gの質量アンバランス (等価な不つり 合い量 48.5 g-mm でモデル化)が生じた場合の主軸回転数に対する不つり合い振動応答をシミュレーションした結果を図 2.4.6 に示すが、典型的な剛性ロータの振動挙動であることが確認でき



0 1000 2000 3000 4000 5000 6000 Rotor speed min⁻¹

図 2.4.6 予測される不つりあい応答振動応答(質量アンバランス 1.0 g)

る。なおここでは、磁性流体の質量分布制御に用いる電磁ホルダ直近の位置でのフランジ部の不 つりあい振動の振幅を示している。

2.5 試験主軸によるスマートバランシングの基本的検証

2.3 節で開発した試験主軸を用いて、提案するリアルタイムバランシングの有効性を検証する実 験を行い、検出された不つりあい応答ベクトルを基に評価した。ここで用いた電磁ホルダとフラ ンジの間には最接近部で 0.32 mm のギャップを設けており、電磁ホルダへの印加電圧は図 2.5.1 に示すように最大30Ⅴの正弦波(周期は主軸1回転に要する時間の1/3)の+側とした。また、 振動変位はフランジ直下に配置した変位センサにより測定した。なお、位相角度の基準信号とな るパルスを発生する近接センサは Y 軸上に設置されている。磁性流体には飽和磁化値が最も大き い C を使用し、不つりあい応答ベクトルは各実験で主軸が 10 回転中に得られた平均値を求め、 runout による影響は無視できるように原点をオフセットしている。





検証実験 I として、2.3 節で同定した初期質量アンバランスを修正おもりにより補正した試験主 軸(主軸回転数 1800 min⁻¹)に対して、位相角 0 度方向に 0.6 g(不つり合い量 30 g-mm)の質 量アンバランスを付加して、不つりあい振動を抑えることを試みた。このとき位相角 180 度方向 に磁場を発生させるために、電磁ホルダ1から6に対して位相をずらして電圧を入力したが、図 2.5.1 には電磁ホルダ1から3までへ入力した電圧と基準パルスを簡略化して示している。電磁 ホルダ1が+Y 方向から-135 度ずれて設置されているため、印加電圧の最大値が基準パルス間の 中間点(図 2.5.1 の縦の破線)から約 4.1 msec 前となっていることが確認できる。また各電磁ホ ルダへの入力も、設置された 60 度間隔に合わせて約 5.5 msec ずつずれていることが分かる。 図 2.5.2 には 0.6 g の質量アンバランスの付加前後、及びカウンターウェイトとして位相角 180 度方向に磁場を発生させて磁性流体を制御した場合の不つりあい応答ベクトルを示す。また比較 のために、位相角0度方向に磁場を発生させた場合の結果も合わせて示す。質量アンバランスを 付加することにより、不つりあい応答ベクトルが位相角0度方向である実数部の正方向に移動し、 その後位相角180度方向に磁場を発生させることによって位相は僅かに異なるものの不つりあい 振動が減少し、不つりあい応答ベクトルが原点 Or に近づくことが実証できた。また逆に位相角 O 度方向に磁場を発生させると、質量アンバランスが増加し不つりあい振動が大きくなることが分 かった。なお、ここで不つりあい応答ベクトルの位相が異なったのは、電磁ホルダへの電圧入力 から磁場が発生するまでの遅れによるものと考えられる。



図 2.5.3 検出された不つりあい応答ベクトル (実験 II: 2400 min⁻¹)

そこで次に、電磁ホルダの応答の遅れを実験的に同定して、基準パルスから入力電圧を発生する タイミングを変更した。そして、任意の位置の質量アンバランスを補正できるか確認するため、 質量アンバランスと主軸回転数を変更して検証実験 II を行った。ここでは、初期質量アンバラン スを補正するために位相角 112.5 度方向に取り付けた 1.21 gの修正おもりを 0.75 gに変更し、 23 g·mm の不つり合い量が残留した試験主軸(主軸回転数 2400 min⁻¹)に対して、そのカウンタ ーウェイトとなるように磁性流体の質量分布を制御した。その結果、図 2.5.3 に示すように位相 角 112.5 度方向に磁場を発生させることによって不つりあい振動が減少し、不つりあい応答ベク トルが原点 Or に近づくことが実証できた。また比較のために、修正おもりを取り外した試験主 軸の初期状態において、位相角 112.5 度方向に磁場を発生させながら、磁性流体 C と飽和磁化値 が最も小さい磁性流体 B による不つりあい応答ベクトルの違いを調べた。磁性流体 C を用いた場 合には不つりあい振動が減少したが、磁性流体 B を用いた場合には不つりあい振動を抑える効果 が確認できず、飽和磁化値が小さい磁性流体では発生する磁場により磁性流体を所望の質量分布 に制御できないことが明らかとなった。

最後に、検証実験 III として初期質量アンバランスを補正した主軸に対して、位相角 0 度方向に 0.6 g の質量を付加して最高回転速度の 6000 min⁻¹で回転させながら、磁性流体の質量分布を変 化させてリアルタイムバランシングの効果を調べた。不つりあい応答ベクトルを図 2.5.4 に示す



図 2.5.4 検出された不つりあい応答ベクトル (実験 III: 6000 min⁻¹)

が、不つりあい振動の減少量は非常に小さく、効果は小さかった。これは、主軸回転数が 1800 min⁻¹あるいは 2400 min⁻¹から 6000 min⁻¹へと増大したことで遠心力が増大し、0.6 gの付加質 量の影響をキャンセルするだけの磁性流体の質量分布を既存の電磁ホルダで制御することが困難 となったことが原因と考えられる。この対策として、高速回転時にも適用できる新たな磁場発生 装置を既に開発しており、結果については次節で報告する。

開発した試験主軸を用いた上記の検証実験から、磁性流体の質量分布を主軸回転数と同期して変 更することで不つりあい振動を減少させられること、高飽和磁化値の磁性流体が質量分布の制御 に適していること、高速回転時にはより高速に強磁場を発生させられる電磁石を用いる必要があ ることが分かった。

2.6 工作機械主軸の試作とスマートバランシングの検証

試験主軸で得られた知見を活かし、連携メーカと協力してスマートバランシング機構を具備した 立形マシニングセンタ主軸を開発した。試験主軸では磁場発生装置として市販の電磁ホルダを使 用したが、高速回転時には質量アンバランスの影響をキャンセルするだけの磁性流体の質量分布 を制御することが困難となっていた。そこでまず、高速回転時にも適用できる新たな磁場発生装 置を開発し、試験主軸の既存の磁場発生装置と取り替えて、その有効性を検証した。



図 2.6.1 新たに開発した磁場発生装置

新たな磁場発生装置を取り付けた検証用試験主軸の外観を図 2.6.1 に、模式図を図 2.6.2 にそれぞ れ示す。新たな磁場発生装置では、フランジの周囲に等間隔で配置した 16 極の固定子を順次励 磁して、フランジ(厚さ 1.5 mm)内の磁性流体の質量分布を制御するが、1 極の励磁で所望の 質量分布が得られない場合には、複数の極を同時に励磁することも可能である.また、磁場発生 装置の形状に合わせ、磁性流体を封入するフランジも新たに作成し、質量を付加して強制的に質 量アンバランスを発生させるねじ穴は、フランジ部上面に 22.5 度間隔で設けている。

新たなフランジを連結した試験主軸に対しても初期不つりあい量を同定して、修正おもりにより 補正した。フランジ部の8ヵ所(45度間隔)に順に1ヵ所ずつ、質量が既知(3.8g)の試しお もりを付加した場合の軌跡を図2.6.3に示す。図2.3.4と同様に、原点Oと各ベクトル軌跡の起 点となるOrの距離が runout を示しており、これは試しおもりを付加する前でも、試しおもりを



図 2.6.3 試しおもりを付加した場合に検出された不つりあい応答ベクトル



図 2.6.4 修正おもり付加前後の不つりあい応答ベクトル

順に位置を変えて付加した場合でも全ての条件で一定である。また、45度間隔で既知の試しおも りを付加して測定した不つりあい応答ベクトルの各端点(主軸回転数約 6000 min⁻¹)は、初期状 態で検出した端点 Oi を中心とした円で結ぶことができ、この半径は付加質量 3.8gによる影響に 対応する。したがって、この結果を基に換算すると、新たなフランジを連結した試験主軸は位相 角 236.3度方向に 1.73gの初期質量アンバランスが存在していた。図 2.6.4には、初期状態と修 正おもり付加後のそれぞれの不つりあい応答ベクトルの軌跡を比較して示すが、修正おもりを付 加することによって不つりあい応答ベクトルがほぼ一定となっていることが分かる。

次に、検証実験 IV(a)として、試験主軸(主軸回転数 4200 min⁻¹) に対して、位相角 0 度方向に 0.5 g (不つり合い量 26.3 g·mm) の質量を付加して、このときの不つりあい振動を抑えることを 試みた。図 2.6.5 には 0.5 g のアンバランス質量の付加前後、及びカウンターウェイトとして位相 角 180 度方向に磁場を発生させて磁性流体を制御した場合の不つりあい応答ベクトルを示す。位 相角 180 度方向に磁場を発生させることによって不つりあい振動が大幅に減少し、不つりあい応 答ベクトルがほぼ原点 Or の位置に補正できることが実証できた。同様に検証実験 IV(b)として、 位相角 56.3 度方向に 0.47 g (不つり合い量 24.7 g·mm) の質量を付加した場合にも、質量アン バランスをキャンセルするように磁場を発生することで不つりあい振動が減少することが確認で きた。



図 2.6.5 検出された不つりあい応答ベクトル (実験 IV: 4200 min⁻¹)



図 2.6.6 検出された不つりあい応答ベクトル (実験 V: 6000 min⁻¹)

さらに検証実験 V として、試験主軸(主軸回転数 6000 min⁻¹)に対して、位相角 0 度方向に 0.41 g(不つり合い量 21.5 g·mm)の質量を付加して、このときの不つりあい振動を抑える実験を行った。図 2.6.6に示したように、検証実験 IV(a)と比べて回転数が増加することで遠心力が増加し、 付加質量を加えることで磁性流体を制御する前の不つりあい振動が大きくなっていることが分か る。これに対して、新たな磁場発生装置により磁場を発生させることで高速回転時でも不つりあ い振動を抑える効果を確認することができた。

上述したように、新たに開発した磁場発生装置の有効性が確認できたため、一般の立形マシニン グセンタに搭載できるスマートバランシング機構を具備した主軸を試作した。図 2.6.7 にその外 観と模式図を示すが、連携企業である工作機械メーカの協力を得て主軸上部を改造し、ロータの 不つりあい振動を測定できるように 90 度間隔の 4 方向に渦電流式変位計を設置し、質量アンバ ランスの位置(主軸周方向の位相角度で定義する)を示すために主軸の位相角度原点を決める切 欠きも設けた。なお、改造した工作機械は大阪機工(株)製立形マシニングセンタ VM4-II であり、 試験主軸で用いた磁性流体を封入するフランジを連結できるようにし、プレート上には試験主軸 でも利用した新たな磁場発生装置(電磁石)を設置して、フランジ内の磁性流体の質量分布を制 御するようにしている。



図 2.6.7 試作したスマートバランシング機構付マシニングセンタ主軸



図 2.6.8 検出された不つりあい応答ベクトル (実験 VI: 6000 min⁻¹)

図 2.6.8 に 6000 min⁻¹で回転する工作機械主軸に対して 0.5 g のアンバランス質量を位相角 20 度 方向に付加した場合、及びカウンターウェイトとして位相角 200 度方向に磁場を発生させて磁性 流体を制御した場合の不つりあい応答ベクトルを示す(検証実験 VI)。アンバランスとなる質量 を付加することにより、位相角 20 度方向に移動した不つりあい応答ベクトルが、位相角 200 度 方向に磁場を発生させることによって大幅に減少していることが分かる。また図 2.6.9 には、検 証実験 VI においてフランジ内の磁性流体の挙動を高速度カメラ(KEYENCE VW-6000)で撮影 した様子を示す。ここでは主軸の 90 度回転ごとの写真(主軸 2 回転分)を示しているが、カウ ンターウェイトを生じさせた位相角 200 度方向において磁性流体が凝集し、これが主軸の回転と 同期していることが見て取れる。これらの結果から、スマートバランシング機構を具備した工作 機械主軸においても、試験主軸と同様のスマートバランシングの効果を発揮できていることが確 認できた。



図 2.6.9 高速度カメラで撮影した磁性流体の挙動(実験 VI: 6000 min⁻¹)

また実際の切削加工を想定して、主軸にダミー工具を取り付けて、工具先端の振れをオンマシン 測定システム(Jeyecore, ジェイネット)で計測した(実験 VII)。実験の様子を図 2.6.10 に示す が、ダミー工具はシャンク部が直径 3 mm、先端の測定部は直径 100 µm である。2.4 g のアンバ ランス質量を位相角 20 度方向に付加し、2 種類の突き出し長さで主軸回転数 6000 min⁻¹におい てそれぞれスマートバランシングを ON と OFF の条件で測定し(磁場を発生させる場合を ON、 発生させない場合を OFF)、3回ずつの測定結果の平均をまとめて表 2.6.1 に示す。この結果より、 提案するスマートバランシングにより主軸回転系のアンバランスをキャンセルすることで工具先 端の振れを抑制できることが確認できた。



図 2.6.10 ダミー工具を用いた工具先端振れの測定

突出し	30 mm	$50~\mathrm{mm}$
振動振幅 (スマートバランシング OFF)	8.71 mm	10.99 mm
振動振幅 (スマートバランシング ON)	1.66 mm	6.70 mm

表 2.6.1 上具先端振れの測定結果(3 回の測)	定の平均値)(実験 VII
----------------------------	---------------

さらに時間経過に伴い、スマートバランシングの効果に変化が現れるか調査した。実験 VIII として 0.5 gのアンバランス質量を位相角 20 度方向に付加し、主軸回転数 6000 min⁻¹においてそれ ぞれスマートバランシングを ON と OFF の条件下で工具の振れを 1 時間測定した。測定結果を図 2.6.11 に示すが、これよりスマートバランシングを用いれば、工具先端の振れを大幅に減少させられること、及びスマートバランシングの効果は時間経過によらず一定であることから、実際の切削加工において工具摩耗の低減、加工品質の向上に対して非常に有効であることが分かった。



図 2.6.11 測定された工具先端の振れの時間経過(実験 VIII)

2.7 切削シミュレータによる再生びびり振動の抑制効果の検証

提案するスマートバランシングを応用したびびり振動の抑制を達成するための基礎として、再生 びびり振動の発生を予測する切削シミュレーション技術の開発を進めた。一般に、エンドミル加 工におけるびびり振動は、主軸-工具系の低剛性、低減衰性により発生し、加工精度、仕上げ面 粗さ、工具寿命等に悪影響を及ぼす。一方、再生びびり振動の抑制に不等ピッチ切れ刃の工具に よる加工が効果的であることはよく知られている⁽¹²⁾が、これは切削力(主軸-工具系に対する加 振力)の周期的な変化を故意に乱すことでびびり振動が抑制できることを実証しており、外乱加 振力(変位)を与えれば再生びびり振動が抑制できることを示唆している。

そこでまず、従来のエンドミルの動的切削モデルを改良して、びびり振動の発生の有無を予測す ることを目的とした切削シミュレータを開発した。エンドミル加工の動的切削モデルでは、図 2.7.1 に示すように工具だけをX、Y方向の2自由度で振動すると仮定して取り扱うことが一般的 であった。しかし、加工中の工具の振動は被削材に拘束され、切れ刃と被削材の接触によるプロ セスダンピングも生じる。これらの影響を考慮する目的で、ここでは図 2.7.2 に示す動的切削モ デルを用いた。従来のモデルとは、被削材の振動も取り扱い、工具と被削材を非線形のばねと非 線形のダンパで結合した点が大きく異なる。



図 2.7.1 従来の動的切削モデル

開発した切削シミュレータのアルゴ リズムをフローチャートにして図 2.7.3 に示す。Δtの時間間隔で時間 t における切削力から工具及び被削材 の加速度、速度、変位を計算する。 また切れ刃の軌跡から被削材が除去 する部分が求められ、Z-map形式で 表現した被削材加工表面の形状を更 新する。Δt時間後の実切取り厚さは、 工具切れ刃の位置と被削材加工表面 との関係から求められ、これを基に 切削力を計算することができる。工 具および被削材の運動方程式は次式 のようになる。



図 2.7.2 本研究で利用した動的切削モデル



図 2.7.3 切削シミュレータの流れ図

工具の運動方程式

$$\begin{cases} m_x \ddot{x}_m + c_{mx} \dot{x}_m + k_{mx} x_m - c_x (\dot{x}_M - \dot{x}_m) - k_x (x_M - x_m) = F_x(t) \\ m_y \ddot{y}_m + c_{my} \dot{y}_m + k_{my} y_m - c_y (\dot{y}_M - \dot{y}_m) - k_y (y_M - y_m) = F_y(t) \end{cases}$$
(2.7.1)

被削材の運動方程式

$$\begin{cases}
M_{x}\ddot{x}_{M} + c_{Mx}\dot{x}_{M} + k_{Mx}x_{M} + c_{x}(\dot{x}_{M} - \dot{x}_{m}) + k_{x}(x_{M} - x_{m}) = -F_{x}(t) \\
M_{y}\ddot{y}_{M} + c_{My}\dot{y}_{M} + k_{My}y_{M} + c_{y}(\dot{y}_{M} - \dot{y}_{m}) + k_{y}(y_{M} - y_{m}) = -F_{y}(t) \\
\vdots \\
\vdots \\
C : C : \\
F_{x}(t), F_{y}(t) : 時刻 t : におけるx, y方向の切削力 \\
x_{m}, \dot{x}_{m}, \ddot{y}_{m}, \dot{y}_{m}, \ddot{y}_{m} : I = 0, x, y = 0, y =$$

 $M, c_{Mx}, c_{My}, k_{Mx}, k_{My}$: 被削材系の質量, x, y方向の粘性摩擦係数, 剛性係数

c_x, c_y, k_x, k_y:工具-被削材間の非線形粘性摩擦係数,非線形剛性係数



図 2.7.4 実験で得られた切削力波形



図 2.7.5 本研究で利用した動的切削モデル

工具系および被削材系の各モーダルパラメータは、それぞれインパルス加振を行って同定した。 工具一被削材間のばね、ダンパのパラメータは実験結果とシミュレーション結果を比較しながら 決定した。図 2.7.4 は切削実験で測定した工具1回転あたりの切削力波形、図 2.7.5 はシミュレー タで求めた工具1回転あたりの切削力波形である。また図 2.4.5(a)は従来の、図 2.4.5(b)は本研究 の動的切削モデルによる結果である。本切削実験はびびり振動が発生しない条件であり、図 2.4.5(b)に示す推定結果の方が適切であることが分かるが、これは工具一被削材間にばね、ダンパを加えた効果である。

さらに、磁性流体を制御して質量アンバランスを周期的に生じさせ、主軸に強制的に加振力(変 位)を与えて再生びびり振動を抑制できるか検討した。再生びびり振動の模式図を図 2.7.6 に示 す。再生びびり振動では、切取り厚さが変動し、それによって生じる切削力の変動が、工具や被 削材といった機械構造を加振することによって再び振動しながら切削を行う。これの繰り返しに より振幅が発散し、不安定振動が生じる。現在の刃と前の刃との振動変位の差を ΔR とおくと、 切削抵抗係数行列[K]を用いることで切削力の変動 ΔF を表すことができる。さらに機械構造の伝 達関数[G]から、機械構造の振動 R(s)を求める。図 2.7.7 に示した解析モデルを定式化し、その安 定判別を行うことにより、切削安定限界を求めることができる。



本研究では、MATLAB/SIMULINK を用いて、まず突っ切り加工における再生びびり振動のシミ ュレーションを行った。シミュレーション条件は、ワークの回転数が 9000 min⁻¹、切削幅が 150 mm、切込みが 0.12 mm/rev である。シミュレーションにより得られた、振動時の時間領域内の 変位を図 2.7.8 に示す。横軸が時間[sec]、縦軸が工具の変位[mm]である。図 2.7.8(a)は、びびり 振動発生時の変位の様子を表したものである。時間領域内で徐々に振れが大きくなって不安定に なっていることが分かる。これに対し図 2.7.8(b)では、片振幅が 0.07 mm 以上になったときに 1/19 だけ位相を遅らせ強制的に X 方向に 0.02 mm の変位を与え、振動を抑制しようと試みたも のである。振れが小さい値で収まっており、外乱を強制的に与えて振動が抑制できる可能性を示 している。

さらにエンドミル加工における再生びびり振動のシミュレーションも行った。シミュレーション 条件は主軸回転数が 1000 min⁻¹、軸方向切込みが 15 mm、半径方向切込みが 1.0 mm、一刃あた りの送りが 0.05 mm/tooth である。また被削材として S50C を想定しており、予め求めた切削安 定限界線から、びびり振動の発生する不安定な領域であることが分かっている。

切削シミュレータにより得られた、振動時の時間領域内(0.1 秒間)での X、Y 方向の変位を図 2.7.9(a)に示すが、びびり振動が発生して振幅が非常に大きくなっていることが分かる。これに対 して、突っ切り加工と同様にびびり振動を抑制するために、X 方向の片振幅が 0.02 mm 以上にな った際に切れ刃の位相を 1/28 だけ遅らせて強制的に X 方向に 0.01 mm の変位を与え、振動を抑 制しようと試みた結果が図 2.7.9(b)である。強制的に変位を与えていない場合には、X、Y 方向の 変位の最大振幅値がそれぞれ 1.22 mm、0.90 mm であったが、強制的な変位により 0.56 mm、 0.47 mm へと大幅に減少させられることが分かった。このことから、エンドミル加工においても

突っ切り加工(二次元切削)と同様に、適切に加振力を与えることで再生びびり振動を抑制でき る可能性を示せた。 この加振力(変位)となる外乱を故意に与える方法として、本研究では主軸内に封入した磁性流 体の円周方向の質量分布を制御することを考えており、スマートバランシングを応用して再生び



図 2.7.9 シミュレーションにより求められた時間領域での変位(エンドミル加工)

2.8 加工面シミュレータによる楕円振動ミリングの検討

固定工具に円振動を付加して加工する楕円振動切削加工により、切削力の減少、工具の長寿命化 が達成できることが既に確認されている。また、回転工具に円振動を付加する楕円振動ミリング においても、切削力が低下し、仕上げ面粗さが向上することが既に示されている。しかしながら、 楕円振動ミリングでは工具逃げ面の摩耗が非常に早く進行し、良好な工具寿命が得られていなか った。そこで本研究で提案するスマートバランシングを応用した楕円振動ミリングにおいても、 切削条件によっては、ボールエンドミル工具の逃げ面が加工面と干渉している可能性があること を危惧し、切削条件(振動速度、振動振幅、工具姿勢、工具切れ刃形状)の最適化を行うために、 楕円振動ミリング中の切れ刃挙動および生成される加工面のシミュレータを開発した。 ここでは近年利用が増えている、5 軸制御ボールエンドミル加工も対象に含めて、実用的で簡便 な加工面シミュレータを開発することとした。5 軸制御加工で重要となる工具姿勢の定義は図 2.8.1 に示す通りである。加工点における加工面の法線方向ベクトルと工具中心軸との間の角を傾 斜角αとし、工具中心軸の加工面の法線軸周りの回転角度を傾斜方向角βとしている。傾斜角αは、 切れ刃の実質的な回転半径を決定する角度であり、傾斜方向角βは、進行方向に対する角度を決 定するものである。また傾斜角αは、加工面の法線方向と工具中心軸が一致している場合を0 deg. とし、その範囲は0 deg. < α < 90 deg.、傾斜方向角βは、送り方向に対して左側に傾斜してい る場合を正、右側に傾斜している場合を負とし、その範囲は-180 deg. < β < 180 deg.である。



図 2.8.1 工具姿勢の定義

表現方法が簡便で高速に計算が可能な Z-map モデルを採用し、加工面をモデル化した。X 方向と Y 方向の格子幅(格子点間隔)は同じ長さに設定し、格子点の数と格子点間隔は任意に変更可能 としている。また、X 方向をピックフィード方向、Y 方向を送り方向とし、加工面法線方向を Z 方向に限定した。Z-map モデルは離散表現であるが、計算は容易であり、切削による除去体積の 算出も可能であるため、切削力等の予測にも活用が期待できる。

市販ボールエンドミルの切れ刃稜線の定義は、工具メーカの技術ノウハウを基に設計されており、 一般に明らかにされているものではない。そこで本研究では、芦らの研究⁽¹³⁾で用いられ、一般的 と思われる稜線の定義を採用した。N 枚刃の工具モデルを考えた場合、i 番目の切れ刃上の点 Pt(xt,yt,zt)は工具座標系において次式のように表すことができる。

$$x = R \sin \theta_1 \cos(\theta_2 + 2\pi (i-1)/N)$$

$$y = R \sin \theta_1 \sin(\theta_2 + 2\pi (i-1)/N)$$

$$z = -R \cos \theta_2$$

ただし
$$\theta_2 = \frac{1 - \cos \theta_1}{\sin \theta_1} \tan \phi$$

(2.8.1)

図 2.8.2 に加工前の被削材モデルを、図 2.8.3 に例としてねじれ角 30 deg.の 2 枚刃の工具切れ刃 モデルをそれぞれ示す.



定義した切れ刃稜線の加工中に通過した Z 座標値が、離散的に表した加工面上の各 Z 座標値より 小さい値となれば生成する加工面を順次更新する。具体的には、図 2.8.4 に示すように、まず任 意に分割した切れ刃曲線上の隣り合った 2 点を選び p1、p2 とする。工具が工具軸周りに dω 回 転する間に経過する微少時間を dt とすれば、dt 秒後の p1、p2 の位置を n1、n2 となる。このと き、四角形 p1、p2、n2、n1 は dt 秒間に工具刃面が切り取った空間を表す。これを計算上 2 つ の三角形 p1、n1、n2 と p1、p2、n2 に分け、この三角形を図 2.8.5 に示すように被削材表面に 投影し、Z-map の格子点が投影された三角形の内部にあるかどうかを判定する。この三角形の内 部にある格子点の Z 座標を三角形内の Z 座標と比較し、加工面の Z 座標の方が大きければ、三角 形内の Z 座標に更新することで、加工面が生成される。この操作を他方の三角形についても行い、 さらにこれらの操作を切れ刃全体について行うことで、切れ刃の運動軌跡が加工面に転写され、 dt 秒後の加工面が創成される。図 2.8.6 に加工面の生成過程を示すが、切れ刃の運動軌跡を順次 計算することで、加工面の生成過程を追跡することができる。



また、逃げ面と加工面の干渉を判定するために、ボールエンドミルの逃げ面についてもモデル化 した。本研究では、逃げ面幅は切れ刃の位置によらず一定とし、切れ刃に直交する平面で切断し たときに断面に出来る逃げ角を一定とした。そして、切れ刃上の任意の点を逃げ角の方向に逃げ 面幅分だけ並進移動させて得られた点群を結んだ曲線と切れ刃の間に出来る面を逃げ面とした。 逃げ面と加工面の干渉は加工面生成と同様のアルゴリズムを適用した。加工面を生成する際には 時刻tにおける切れ刃曲線上の隣り合う2点p1、p2とdt秒後のそれらの位置n1、n2の計4点 から2つの三角形を生成したが、逃げ面干渉の判定では、図2.8.7に示すように切れ刃曲線上の 隣り合う2点p1、p2とそれらを並進移動させた点q1、q2の4点から2つの三角形 p1p2q1と p2q1q2を生成して被削材モデルのZ座標と比較する。





まずボールエンドミルに円振動を与えない条件で、実機による加工実験で得られた加工面と、開発した加工面シミュレータにより算出された仕上げ面粗さ(Rz)を指標として比較した。(株) 森精機製作所製の5軸制御工作機械 GV4000/5AX を利用し、工具として半径5mm ねじれ角30



図 2.8.8 加工実験とシミュレータで得られた仕上げ面粗さ RZ

度の2枚刃超硬ボールエンドミル、被削材には切れ刃の転写性が良好な黄銅を用いて、工具姿勢 ごとに平面加工を行った。その他、詳細な切削条件を表 2.8.1 に示す。また、一例として工具傾 斜角3度における比較結果を図 2.8.8 に示す。比較結果の傾向は良く一致しており、開発した加 工面シミュレータの有効性が確認できた。

ボールエンドミルに円振動を付加して加工することで、切削力の減少、工具の長寿命化が達成で きることが確認されている⁽¹⁴⁾。しかしながら、一般的な刃先形状を持つボールエンドミル工具で は逃げ面の干渉が発生することが予想され、楕円振動ボールエンドミル加工に適した工具刃先形 状の解明が望まれる。そこで本研究では、図 2.8.9 に示したように開発した加工面シュレータを 用いて、楕円振動ボールエンドミル加工時に干渉が発生することのない逃げ角について検討を行 った。2 枚刃で半径 3 mmの市販ボールエンドミル工具を想定して、振動半径 0.5 mm、振動数 6000 min⁻¹の円振動を付加した場合をシミュレートした結果、逃げ面と加工面の干渉が工具 1 回 転中に 8 回検出され、逃げ面摩耗の進行に大きな影響を与えていることが分かった。その他の切 削条件は、主軸回転数は 200 min⁻¹、送り速度は 40 mm/min、切込み 0.1 mm、ピックフィード 0.2 mm、工具傾斜角を 8 度、傾斜方向角を 90 度、逃げ角は 3 度としている。従って、本研究で 実現する楕円振動ボールエンドミル加工においては適した切削条件の選定を行う必要があること が確認され、またそのために必要なツールを得ることができた。



図 2.8.9 切れ刃逃げ面が加工面と干渉した一例

③ 考察

試験主軸を用いて提案するスマートバランシングの検証実験を行い、磁性流体の質量分布を主軸 回転数と同期して変更することで不つりあいに起因した振動を減少させられることを確認した。 また同様に、スマートバランシング機構を設けた工作機械主軸を試作して、工具の先端の振れを 抑制できることを確認した。しかしながら、検出された不つりあい振動から実時間で磁性流体の 制御量を算出しているわけではなく、このリアルタイム制御は今後の課題であり、軸系振動解析 ソフトウェアを援用しながら、適切な磁性流体の質量分布の制御手法を考案することが必要とな る。また、このリアルタイム制御を達成することで、シミュレーションでスマートバランシング の有効性を確認した再生びびり振動のインプロセスでの抑制も実現できると考えられる。さらに、 現時点では磁場発生装置の16極の固定子のうち一度に励磁するのは1極のみとしているが、更 なる高速回転による遠心力の増加にも対応するために、同時に複数の固定子を励磁する、より複 雑な制御手法の考案も必要となる。実用に供された場合のことを考慮すると、これまでに対象と してきた重力方向と主軸方向が平行な場合(立形マシニングセンタ等)に加え、垂直な場合(横 形マシニングセンタ等)での磁性流体の制御手法を検討する必要がある。

④ まとめ

マシニングセンタの工具主軸等では、複数のツーリングを用いて加工が行われるため、回転系の 質量バランスがその組合せに応じて異なり、一般的に制振を行うことは困難であった。また高速 回転主軸では、遠心力が大きく作用するため回転系の僅かな質量アンバランスでさえも振動を助 長し、さらに問題を複雑にしている。そこで本研究では、磁性流体を利用して、主軸と共に回転 するツーリングを含む回転系全体での質量アンバランスを補償し、不つりあい振動を抑制するリ アルタイムバランシング機能(スマートバランシング)を備えた工作機械主軸の開発を目的とし た。磁性流体を主軸内に封止して外部から磁場を与えると、主軸円周方向の質量分布を制御する ことが可能になる。そして、使用する様々なツーリングにより異なる回転系の質量アンバランス を相殺することで、工作機械主軸の実時間での制振が実現できると考えられる。そこでまず、主 軸内に封入した磁性流体の主軸円周方向の質量分布を制御するために、様々な磁性流体の静的お よび動的特性を明らかにした。また、スマートバランシングの基本的な検証のため、小型の試験 主軸を開発し、不つりあい応答ベクトルを検出して初期不つりあい量を同定した。これを用いて、 磁性流体の質量分布を主軸回転数と同期して変更することで不つりあいに起因した振動を減少さ せられることを実証した。さらに、連携企業の協力を得て、立形マシニングセンタ用の工作機械 主軸を試作して、様々な回転数、ツーリングでの不つりあい振動を抑制する検証実験を行った。 この結果、試作した磁場発生装置で対応できる最高回転速度 6000 min⁻¹において工具の振れを約 1/4に低減することができ、1時間後もその効果が継続することが確認できた。並行して、再生び びり振動の発生条件を検証する切削シミュレータと楕円振動ミリング加工での加工結果を可視化 する加工面シミュレータを開発して、質量アンバランスを周期的に生じさせて再生びびり振動を 抑制できること、楕円振動ミリングで効果を発揮する適切な切削条件が存在することを確認した。

⑤ 今後の展望

検出した主軸の振動から、不つりあい量を算出して磁性流体を制御するプロセスの完全自動化を 図り、実用化に向けて、提案するスマートバランシングを具備した工作機械主軸の完成度を高め る。また、実際に切削加工を行い、加工面に対する効果、びびり振動の抑制効果について検証す るとともに、自律型・知能型工作機械の開発を行った知見を応用し、加工プロセスのインプロセ スモニタリング技術を開発する。切削シミュレーションとここで得られたモニタリング情報とを 統合することで、インプロセスでびびり振動の発生を検出することを目指す。さらに、重力方向 と主軸方向が平行な場合(立形マシニングセンタ等)に加え、垂直な場合(横形マシニングセン タ等)での磁性流体の制御手法を検討する。 引用文献

- (1) 奥村太史、堤 正臣;マシニングセンタ用高速主軸の回転中の振れと振動の抑制(第1報) -3面バランス修正の効果-、精密工学会誌、69巻、9号、(2003)、pp.1327-1331.
- (2) 奥村太史、羽田壮一郎、堤 正臣;マシニングセンタ用高速主軸の回転中の振れと振動の抑制(第2報)-3面バランス修正の問題と4面バランス修正の効果-、精密工学会誌、70巻、2号、(2004)、pp.269-274.
- (3) Ehrich, F.F., Handbook of Rotordynamics, (2004), pp.3.1-3.117, Krieger Publishing Co.
- (4) Kanki, H. and Kawanishi, M., Review of High Speed Balancing Technology, Proceedings of the 7th IFToMM Conference on Rotor Dynamics (CD-ROM), Paper-ID 232 (2006), pp.1-10.
- (5) ISO 1940-1, Mechanical vibration Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state - Part 1: Specification and verification of balance tolerances, (2003).
- (6) ISO 11342, Mechanical vibration Methods and criteria for the mechanical balancing of flexible rotors, (1998).
- (7) 中野政身;機能性流体の現状と今後の展望、精密工学会誌、72巻、7号、(2006)、pp.813-816.
- (8) 升田雅博、大山 啓、石川嘉晃、米延仁志、坂田興亜;磁性流体を利用したダイナミックダンパー内蔵ボーリングバーの開発(第1報)-ダイナミックダンパーの形状と振動剛性-、精密工学会誌、71巻、2号、(2005)、pp.242-246.
- (9) 富澤元一、青山藤詞郎、田中克敏、桜井宏治; ER 流体ダンパによる工作機械工具系の振動 抑制、日本機械学会論文集(C 編)、64 巻、622 号、(1998)、pp.2287-2294.
- (10)田中久隆、小幡文雄、松原十三生、水本 洋、紀之内隆生;中ぐり加工における能動的びびり振動抑制、日本機械学会論文集(C編)、59巻、560号、(1993)、pp.1243-1248.
- (11) NAGASE INTEGREX Co.,Ltd, Full Auto Balancing System, Balancedoctor NB-3000W, http://www.nagase-i.jp/eng/prod/ product_html/ fullyAutomaticBalance_e.htm
- (12) 白瀬敬一、佐野雅基、平尾政利、安井武司;エンドミル加工におけるびびり振動の解析と抑制(第1報)—時間領域シミュレーションによる不等ピッチエンドミルのびびり振動解析-、 精密工学会誌、64巻、3号、(1998)、pp.465-469.
- (13) 芦 毅、竹内芳美、三ッ森 学、高橋一郎、加瀬 究、安斎正博;高速ミーリング用ボール エンドミルの創成とその切削特性、精密工学会誌、68 巻、3 号、(2002)、pp.451-455.
- (14) 社本英二、宋 詠燦、吉田秀樹、鈴木教和、森脇俊道、幸田盛堂、山西哲司;機械式円振動 発生機構を利用した楕円振動切削加工機の開発,精密工学会誌、69 巻、No. 4、(2003)、 pp.542-548.
- ・ キーワード
 切削加工、微細・精密加工、型技術・金型、磁性流体、振動制御、びびり振動、振動切削、
 高速主軸、工作機械、スマートバランシング
- 研究成果外部発表等

【学術論文】

- (1) 中本圭一、堀井 聡、安達和彦、白瀬敬一;磁性流体による工作機械主軸のリアルタイムバランシングーリアルタイムバランシング手法の提案と試験主軸による検証-、精密工学会誌、 75巻,4号,(掲載決定).
- (2) K. NAKAMOTO, S. MITSUHASHI, K. ADACHI, K. SHIRASE; A Machine Tool Spindle Achieving Real-Time Balancing Using Magnetic Fluid, International Journal of Automation Technology, Vol. 3, No. 2, (掲載決定).

【国際会議論文】

- K. NAKAMOTO, K. ADACHI, K. SHIRASE ; Proposal of Real-Time Balancing Mechanism Using Magnetic Fluid for Machine Tool Spindle, in M. MITSUISHI, K. UEDA, F. KIMURA Eds., Manufacturing Systems and Technologies for the New Frontier (The 41st CIRP Conference on Manufacturing Systems), Springer, pp.387-390, (2008-05).
- (2) K. NAKAMOTO, K. ADACHI, K. SHIRASE ; A Machine Tool Spindle Equipped with a Real-Time Balancing Mechanism Using Magnetic Fluid, Proceedings of the 12th International Conference on Mechatronics Technology (ICMT2008), CD-ROM PS002, (2008-10).

【国内学術講演】

- (1) 中本圭一、堀井 聡、安達和彦、白瀬敬一;磁性流体による機械主軸のリアルタイムバランシングに関する基礎研究、日本機械学会 2007 年度年次大会、No.07-1(4)、pp.293-294, (2007-09).
- (2) 中本圭一、朝川知朗、堀井 聡、安達和彦、白瀬敬一;磁性流体を利用した工作機械主軸に よるリアルタイムバランシングに関する基礎研究、日本機械学会 関西支部第83 期定時総会 講演会、No.084-1、pp.11-16、(2008-03).
- (3) 三橋真哉、中本圭一、安達和彦、白瀬敬一;磁性流体を利用した工作機械主軸によるびびり 振動の抑制に関する研究、日本機械学会平成 19 年度関西学生会学正員卒業研究発表講演会、 pp.9-21、(2008-03).
- (4) 中本圭一、三橋真哉、安達和彦、白瀬敬一;磁性流体によるリアルタイムバランシング機能 を備えた工作機械主軸に関する研究、日本機械学会 2008 年度年次大会、No.08-1(4)、 pp.253-254、(2008-08).
- (5) 三橋真哉、中本圭一、安達和彦、白瀬敬一;磁性流体を用いたスマートバランシング主軸に よるびびり振動の抑制に関する研究、日本機械学会 第7回生産加工・工作機械部門講演会、 No.08-19、pp.211-212、(2008-11).

【展示会】

- (1) 中本圭一、安達和彦、白瀬敬一;磁性流体によるスマートバランシングを利用した工作機械 用主軸の開発、第24回日本国際工作機械見本市(JIMTOF2008)第13回国際工作技術者会 議論文集、pp.62-63, (2008-11).
- 特許等
- (1) (審査請求中)中本圭一、安達和彦、白瀬敬一;磁性流体を用いた加工装置及び加工方法(特願 2005-232185,特開 2007-044815)出願:2005 年 8 月 10 日