

小径エンドミル加工用
ハイブリッド主軸に関する研究

2018 年 9 月

尾 田 光 成

Study on hybrid spindle system for milling with small end mill

September 2018

Mitsunari ODA

目 次

記号および用語	1
第 1 章 緒論	2
1.1 研究の背景	2
1.2 従来の研究	3
1.2.1 象限突起	3
1.2.2 びびり振動	7
1.2.3 主軸の軸受	9
1.3 研究の目的	10
1.4 論文の構成	11
第 2 章 ハイブリッド主軸を用いた象限突起の低減	18
2.1 諸言	18
2.2 ハイブリッド主軸の概要と特徴	19
2.3 ハイブリッド主軸のモデル実験機	19
2.3.1 実験機の概要と構成	19
2.3.2 主軸系の構造と振動特性	19
2.3.3 制御磁気軸受	20
2.4 制御磁気軸受の制御系	22
2.4.1 制御系の仕様	22

2.4.2	PID 制御	23
2.5	実験方法と実験結果	23
2.6	結言	25
第 3 章	ハイブリッド主軸を用いた小径エンドミル工具の コンプライアンスの制御	38
3.1	諸言	38
3.2	ハイブリッド主軸の概要と特徴	38
3.3	ハイブリッド主軸のモデル実験機	39
3.3.1	構造と工具系の自由振動特性	39
3.3.2	工具系の運動方程式と状態方程式	39
3.4	状態フィードバック制御	40
3.4.1	周波数応答関数	40
3.4.2	極配置法によるコンプライアンスの設計	41
3.5	結言	44
第 4 章	結論	51
	参考文献	53

記号および用語

e : スイッチ回路に入力する電圧

i : 電磁コイルに流れる電流

I_0 : バイアス電流

X_0 : 電磁コイルとケイ素鋼板円筒間の隙間

x : エンドミルの変位

L_c : 電磁コイルのインダクタンス

R_c : 電磁コイルの抵抗

f_{EM} : 電磁力

K_{EM} : 電磁力の定数

K_P : 比例ゲイン

K_I : 積分ゲイン

K_D : 微分ゲイン

m : 質量

f_2 : エンドミル工具下端での加振力

f_a : ケイ素鋼板円筒部に作用する電磁力

k : ばね定数

c : 減衰係数

K : 状態フィードバックゲイン

第 1 章 緒論

1. 1 研究の背景

人々が日常使用しているスマートフォン，家電製品，プラスチック製品や，自動車，鉄道車両，航空機，船，さらには人工衛星，医療器具，人工関節など，様々な工業製品は，複雑な形状をもつ部品で構成されている．これらの部品や金型は，工作機械により，素材（主に金属材料）または鋳物を削る，穴をあけるなどの加工がおこなわれる．この工作機械は，工業製品の性能や安全性を左右する構成部品を高い精度で加工するという使命があり，マザーマシンと呼ばれている．さらに，これらの工業製品が多くの人々に普及する速度が速くなるのに伴い，生産速度も速くなっており，工作機械の加工時間や加工後の後工程（加工面の磨きや表面処理）の時間の短縮といった生産性の向上が求められている．

工作機械における加工方法うち，切削加工は切削工具（以後，工具と呼ぶ）を用いて加工対象物（以後，ワークと呼ぶ）を削る方法であり，工作機械を用いた代表的な加工方法である．切削加工を行う工作機械は，工具を回転させて加工する機械，ワークを回転させ，工具を押し当てて加工する機械，更にその両方が行える機械もある．何れも工具の自動交換装置が装備され，計算機で数値制御(CNC)されるマシニングセンタ，およびターニングセンタと呼ばれる工作機械が主流となっている⁽¹⁾．一方，工業製品の高性能化・省エネのための軽量化，費用対効果向上のニーズに伴い，構成する部品点数は減り，部品の形状は複雑になる傾向で，工具を回転させて切削加工を行うマシニングセンタの需要が伸びている⁽²⁾．

工具を回転させるユニットを主軸と呼ぶが，ワークの要求精度が高くなり，形状が複雑化することで，小径の工具を使用する工程が増え，主軸の回転速度は速くなっている．主軸の軸受は一般に転がり軸受が採用されているが，高速回転時，軸受の発熱によって発生する熱変位が問題となっている．また小径の工具を使用

する場合、工具の剛性不足によりびびり振動が発生し、加工精度および工具寿命の低下が問題となる。さらに送り軸と呼ばれる工具やワークを移動する軸において、移動方向が反転する時に発生する象限突起と呼ばれる運動誤差がワークの加工精度を低下させるとして問題になっている。びびり振動や象限突起は、マシニングセンタに要求されている切削加工の高精度化を困難にし、切削加工後の磨き処理に時間が必要になる、不良品が発生し歩留まりが下がるなど、切削加工の生産性を低下させる要因になっている。

1. 2 従来の研究

1. 2. 1 象限突起

象限突起はマシニングセンタの送り軸の方向反転時に生じる運動誤差である。象限突起が発生し、加工精度に影響した例を図 1.1，図 1.2 に示す。図 1.1 は金型の 3 軸加工の例で、Z 軸に象限突起が発生し、加工面に乱れが発生している。この例では象限突起の大きさとしては $1\mu\text{m}$ 程度であるが、加工面の乱れとして見えるため、意匠性を重視する金型では問題となる。生産現場では、この乱れを見えにくくするようにサンドペーパーや砥石等で人が磨く工程が必要なため、生産性が下がっている。図 1.2 は、同時 5 軸加工による複雑な形状をもつ部品加工の例である。例では C 軸で回転させながら B 軸と X，Y，Z 軸を同期させ、「く」の字状に折れ曲がった円筒の外周を、エンドミルを周回させながら切削する。この時、B 軸が加工の途中（每周）で方向が反転する動作が入り、B 軸の象限突起が加工面に乱れ（写真では縦スジ状のはっきり見える食込み状の乱れ）となって生じている。回転軸の象限突起は角度誤差として発生するため、切削点が回転軸の中心から離れるほど、大きな加工誤差が生じる。この例では角度誤差で 1000 分の 2 度程度の誤差が、加工点で数十 μm の誤差として発生している。このように象限突起は、加工面の品位を下げる誤差として、生産現場で問題になっている。

象限突起の発生メカニズムを図 1.3 に示す。図では送り軸の代表的な例として、ボールねじと回転モータで構成されるタイプの軸を示す。送り軸の可動部としてテーブルがあり、それはモータから発生するトルクにより、ボールねじを介して駆動される。テーブルの実位置はスケールと呼ばれる位置センサにより、制御器にフィードバックされ、指定位置に対し誤差があると制御器から誤差を低減するよう補正電流がモータに出力されるといったフィードバック制御が行われる。この制御方法はフルクローズドループと呼ばれ、高精度な加工が要求されるボールねじを使用した送り軸に使用される。

図 1.3 で示したように、送り軸の可動部のボールねじを支える軸受部、ナット部、テーブルを支えるガイド部などに摩擦が存在する。これらの摩擦は、送り軸の方向反転時にステップ状の外乱としてフィードバック制御ループに入力されるため、指令位置に対し、実位置が遅れる（図中の①で示す遅れ）。また摩擦により送り軸の各部品はいくらか変形する。例えば、モータがある角度回転しても、テーブルを支えるガイドに内在する摩擦や、ボールねじ・ナットの溝の面とボールの接点で生じる摩擦によりボールねじは僅かに伸び、実際のテーブルの位置に誤差（ロストモーション）が発生し、実位置が遅れる（図中の②で示す遅れ）。この誤差も最終的には制御ループに入力されるので、方向反転時などに顕著に生じる過渡的な誤差として現れる。象限突起とは、送り軸方向反転時の①と②の過渡的な誤差の総和になるが、根本原因は送り軸に存在する摩擦である。一方、位置センサとしてモータに接続されたロータリエンコーダの角度信号にボールねじのリードを掛けてフィードバックする制御方法は、セミクローズドループと呼ばれ、高価なスケールを使用しないため、コストを抑えられる反面、②がフィードバックされない分、精度がフルクローズドループより劣る。ボールねじを介さないリニアモータを使用した軸の場合、②の遅れはほぼ存在しないが、①は発生する。

回転軸にも象限突起が存在し、発生メカニズムも同様である。回転軸の場合、ボールねじの代わりにギアやウォームホイールといった伝達機構が減速器として用

いられ、① + ②の遅れが生じる。減速器を使用しないダイレクト・ドライブ機構の回転軸では②の遅れはほぼ生じない。

図 1.4 の左図はXY平面上の反転により生じた象限突起で、① + ②の遅れがY軸で生じた場合、実線で示したように破線で示した円弧（指令軌跡）から外れるが、遅れによりY軸が破線で示した指令通り動いていないため、制御器（積分要素）により指令軌跡に戻る。図 1.4 の右図は、半径方向の誤差（指令軌跡と実軌跡の差）を拡大した図（真円度グラフ）である。象限突起が突起と呼ばれるのは、誤差が真円度グラフで表示した場合に象限境界付近に突起状に現れるためである。図 1.3 の例として、テーブルの案内がすべりの送り軸と転がりの送り軸の真円度グラフを図 1.5 と図 1.6 にそれぞれ示す。図 1.5、図 1.6 とも象限突起補正無しでフルクロード制御を行った場合の測定結果である。各図において、左に真円度グラフ、右に真円度グラフの各象限切替え部（4箇所）を拡大した図を示してあり、青い線はテーブルの位置（スケールの信号）の真円度グラフで、赤い線はモータの回転角度（ロータリエンコーダの信号）にボールねじのピッチをかけた位置（以後、モータの位置と呼ぶ）の真円度グラフである。図 1.3 に示したように、テーブルとモータの間には、ボールねじが介在しており、②のロストモーションが存在する。よって、図 1.5、図 1.6 において赤い線が真円から象限切替え部以外でも外れているのは、送り軸の制御器がテーブルの位置を制御しているため、モータは常にロストモーション分、テーブルより先行して（行き過ぎて）動くよう制御されるためである。図 1.5 のすべり案内をもつX軸、Y軸とも、モータの位置は象限切替え部で行き過ぎるため、回転方向の動作に伴って象限切替えを境にして内側に入っている。それに対し、テーブルの位置はX軸、Y軸とも象限切替え部で象限突起（遅れ）が発生している。従って、モータが象限切替え時に方向反転する際、ロストモーション分の距離を瞬時に移動できないため、テーブルの動き出しが遅れ、象限突起が発生していると推定される。それに対し、図 1.6 の転がり案内をもつX軸、Y軸ともモータの位置は象限切替え部で象限突起

(遅れ)が発生しており，テーブルの位置においても同等の象限突起が生じている．ただし，X軸については象限の後半でモータの位置が行き過ぎ傾向を示しており，テーブルの位置で発生する象限突起もモータの行き過ぎが止まるまで発生している．従って，図 1.6 の X 軸，Y 軸の象限突起の発生要因は，主に摩擦による遅れ（図 1.3 の①）であるが，X 軸についてはロストモーションによる遅れ（図 1.3 の②）の影響も受けていることが分かる．

象限突起を低減させるための補正方法は数多く研究されている^{(3) ~ (15)}．補正の方法を特徴別にまとめ，表 1-1 に示す．佐藤ら⁽³⁾は，反転付近の微小変位領域の変位－摩擦トルクの関係モデル化してフィードフォワード補償を行っており，モデルと実機が一致していれば補正精度は良いが，摩擦特性が変化すると補正精度が劣化する．岩下ら⁽⁴⁾が提案する方法は，位置指令が方向反転する時に補正トルクをかけ始めるため（常に補正が掛かっているわけではない），前述のロストモーションの遅れが補正しきれない分，補正精度は佐藤らの方法⁽³⁾よりやや劣る．また岩下ら⁽⁵⁾は，学習制御（繰返し制御）を用いて方向反転の補正量（速度）を推定する方法も提案しており，摩擦特性が変化しても学習制御により摩擦モデルパラメータを合わせることができる．しかし，学習制御は加工中にできないため，加工とは別の工程が必要になる．樋口ら⁽⁶⁾は，摩擦オブザーバにより補正する方法を提案しており，摩擦がない理想モデルから算出されるトルクと実際の機械のトルクとの差分を補正トルクとしてフィードバックしているため，摩擦特性の変化に追従できるが，フィードバックの応答の遅れが大きく，補正精度自体は十分とは言えない．板垣ら⁽⁷⁾は，機械系の共振を抑えてフィードバック制御の外乱抑制能力を高める方法を提案しており，フィードバック制御のゲインを大きくして摩擦の外乱に対する遅れを小さくし，また機械系の共振周波数を状態フィードバックにより抑えている．しかし，送り軸のサイズが大きくなるとロストモーションが大きくなり，ゲインを高くすることが難しくなる．また，補正を組み合わせた

方法もあるが^{(10),(12)}，各補正の欠点は残っており，完全な補正が行えているとはいえない。

1. 2. 2 びびり振動

工業製品の部品を成形する金型は，工業製品を安く大量生産するために欠くことのできない工具である。近年，タイムリーに製品を市場に投入するため，製品の開発期間は急速に短くなっており，工業製品の金型に対しても加工能率の向上（納期の短縮）が極めて重要になっている。これまで，複雑な形状をした精密金型は放電加工によって作られてきたが，高速切削加工が実用化され，マシニングセンタを用いるエンドミル加工によって作られるようになった。しかし，金型の深リブ溝，深隅部などについてはエンドミル工具を細長くする必要があるため，工具の剛性不足によるびびり振動が発生しやすく，高能率加工の障害となっている。このびびり振動は一般に自励振動であり，被削材と工具間の切取り厚さの変動に起因する再生びびりは，Tlustý⁽¹⁶⁾により，単純なモデルによる安定限界が定式化されている。

エンドミル加工において，再生びびり振動が発生する2自由度の振動モデルを図1.7に示す。図中に $\text{tooth}(j)$ で示した波形は，現時点での切れ刃 (j) の振動変位， $\text{tooth}(j-1)$ は一つ前の切れ刃 $(j-1)$ の振動変位である。切れ刃 $(j-1)$ の振動変位よりも切れ刃 (j) の振動変位が大きくなると，振動振幅は徐々に大きくなり，再生びびり振動が発生する。図1.8は切れ刃 (j) 近傍の拡大図で， $h_j(t)$ は切れ刃 (j) の瞬間切り取り厚さであり，切れ刃 $(j-1)$ の振動変位と切れ刃 (j) の振動変位の差として得られる。また，図1.8に示した ε は，エンドミル加工における位相差であり，切れ刃 (j) の振動変位と切れ刃 $(j-1)$ の振動変位の位相の差である。

びびり振動の低減に対し，多くの抑制方法が示されている^{(17)~(26)}。Altintasら⁽¹⁷⁾は主軸の回転数と最小切込み深さの関係を示す図（chatter stability lobes）を求め，

安定限界が高くなる主軸回転数を選択する方法を提案している。この方法では、主軸の回転速度が速いほど安定限界が高くなるため、アルミなどの軟質金属の高速加工には適しているが、チタンなど主軸の回転数が低い難削材の加工では、安定限界が低く、また chatter stability lobes の間隔が狭いため、安定限界が高くなる速度を求め難いといった課題がある。白瀬ら⁽¹⁸⁾は理論的に解析した結果に基づく不等ピッチ間隔の切れ刃をもつエンドミル工具による加工でびびり振動を低減させる方法を提案した。しかし、不等ピッチ間隔は、加工条件、工具系のコンプライアンスに依存するため、加工工程に応じて、ピッチを変更した工具を準備する必要があり、多品種少量の加工に対しては不向きである。竹村ら⁽¹⁹⁾は主軸回転速度を周期的に変動させ、振動により発生するエネルギーを主軸の回転速度の変動により小さくすることで振動を低減させている。しかし、振動の低減効果を高めるためには、回転速度の変動幅を大きくとる必要があり、加工精度、加工面品位が重要な仕上げ加工では、1刃当たりの送りを一定にしたとしても、送り速度が変動することで発生する追従誤差の影響により高精度な加工は難しい。一方、工具系のコンプライアンスを小さく抑えることで、びびり振動を低減させる方法が幾つか示されている。石山ら⁽²⁰⁾はマシニングセンタのテーブルの転がり案内に電界により見かけ上の粘性が変化する可変減衰発生機構（ER 流体ダンパ）を付加する方法を提案した。この ER 流体ダンパに数 kV/mm の電界を加えた場合、テーブルシステムの動コンプライアンスの最大実部が小さくなること示し、びびり振動抑制の可能性を示した。しかし、減衰能は任意に制御できるが、剛性に関しては任意に制御できないため、テーブルシステムの動コンプライアンスは任意に設定できない。一方、動吸振器を利用する方法も提案されており^{(21),(22),(23)}、中野ら⁽²³⁾はエンドミル工具を保持するコレットチャックの周りに動吸振器を複数取付ける方法を提案し、切削実験および固有値解析により発生限界を求め、再生びびり振動を低減できることを示した。この方法は、エンドミルの形状の変化への対応が難しく、また動吸振器の設置スペースの確保も難しいため実用化には至っていない。

い。 Monninら⁽²⁴⁾は圧電素子を利用し、加速度センサの信号を用いた外乱オブザーバによりびびり振動を低減する方法を提案した。しかし、圧電素子に掛かる負荷が弾性力の場合、入力電圧に対する変位の関係が変化し、また圧電素子の非線形性のため制御が難しい。

磁気軸受を使った主軸は、既存の軸受の置き換えが可能で、制御性に優れており、びびり振動の低減にも用いられている^{(25),(26)}。Huangら⁽²⁵⁾は、既存の軸受を全て磁気軸受けにした主軸を用い、びびり振動を低減できることをシミュレーションにより示したが、大きな切削力が必要な加工は困難である。またDijkら⁽²⁶⁾は既存の転がり軸受に磁気軸受を追加した主軸で、びびり振動を低減できることを示したが、既存の転がり軸受で主軸の両端を支持しているため主軸端の剛性が高く、エンドミル工具先端に大きな変位を発生させるのが困難であり、また機械構造のモデルが高次になり、制御性を高めようとすると制御系が複雑になるという問題がある。

1. 2. 3 主軸の軸受

転がり軸受、特に玉軸受は安価で信頼性も高く⁽²⁷⁾、マシニングセンタの主軸として一般に広く用いられている⁽²⁸⁾。高速高精度加工用の主軸の構造としては、主軸の中央にダイレクト・ドライブモータを配し、その両端を転がり軸受で保持している。さらに、工具側（フロント側）は、切削力を受け止める目的でアンギュラ玉軸受を複数列で使用し、玉の自転軸が八の字に成るよう各列を配して、必要な予圧を掛けている。工具と反対側（リア側）は、主軸を支える目的で、玉軸受、もしくは円筒ころ軸受で保持している。主軸は、回転することで発熱するが、その要因としては、転がり軸受部の摩擦熱（潤滑油の攪拌熱も含む）によるもの、モータの発熱によるものがあり、主軸方向の変位が生じる。対策としては、モータのロータ部の冷却⁽²⁹⁾や、軸受部への潤滑油の供給方式の工夫⁽³⁰⁾で、主軸の変位を抑えつつ、数万 min^{-1} の高速回転を実現している。しかし、冷却能力の上限など

で、数万 min^{-1} 以上の高速回転の実現は難しい。さらに、軸受各部の精度（溝の真円度、玉の真球度、さらにはリテーナーと呼ばれる樹脂製の玉の保持器の設計）が、高速回転で回転精度に影響を与える⁽³⁰⁾。また、転がり軸受の特徴である玉やコロが内輪と外輪に点や線接触しているため、減衰を大きくすることが難しい。これらの課題に対し、コストは高くなるが、油や空気による静圧軸受や動圧軸受、さらに磁気軸受が用途に応じて用いられている。高速回転においては、軸受け部の発熱が基本的に無い、エア軸受、磁気軸受が適している。高減衰については、油による静・動圧軸受が適している。回転精度については、油や空気の静圧軸受が優れている。一方、磁気軸受は、他の軸受にない特長として位置制御機能があり、主軸の回転中心のオフセット量、主軸系の剛性や減衰を電磁力により制御することが可能である。しかし、転がり軸受に比べて負荷容量が小さく、制御系による性能向上に限界があり、またコストが高い、緊急時や磁気浮上前に通常の軸受が必要になるといった問題も指摘されている⁽³¹⁾。鈴木ら⁽³²⁾の研究によると、磁気軸受けの切削性能を高めるためには、エンドミル工具の軸方向の切込み量を浅くし、送り速度を高くする加工方法が有効である。これは、アルミ材などの高速切削が可能な軟質金属材には有効であるが、チタンなどの難削材には現状の工具の性能から見て有効な加工方法ではない。また、負荷容量を大きくする（磁気軸受のサーボ剛性を大きくする）ためには、主軸自身の剛性を高める必要があり、主軸の回転モーメントが増加し、回転モータや磁気回路の大型化を招くこととなり、コスト面で不利である。

1. 3 研究の目的

本研究は、工作機械の中でも複雑な形状をした部品や金型を加工するマシニングセンタ（工具が回転しながら切削加工する自動化に対応した機械）が抱える課題のうち、小径エンドミル加工の生産性の低下および加工精度の劣化の原因となっている、象限突起とびびり振動の発生を低減することを目的とする。そのため、

本研究では、マシニングセンタの主軸として新たに玉軸受と磁気軸受で支持されるハイブリッド主軸を提案し、ハイブリッド主軸のモデル実験機を用いて、磁気軸受の電磁力の制御による象限突起の低減と、びびり振動の発生を低減させるためのエンドミル工具のコンプライアンスの制御について実験または理論計算により、その有効性を示す。

1. 4 論文の構成

第1章は、マシニングセンタの主軸、および生産現場で大きな問題になっている象限突起とびびり振動、および主軸について、課題をまとめ、本研究の目的を示した。

第2章は、小径エンドミル加工における象限突起の低減を目的として、転がり軸受主軸の安価で信頼性が高いという特長、また磁気軸受主軸の位置制御機能を有するという特長を併せ持った主軸として、転がり軸受と磁気軸受で支持されるハイブリッド主軸を提案し、モデル実験機を用いて磁気軸受の電磁力のPID制御によりエンドミル工具先端での象限突起形状のトレースを行った。その結果、ハイブリッド主軸を用いることにより、象限突起の大きさは1/3以下に低減できる可能性があることを実験により確認した。

第3章は、小径エンドミル加工におけるびびり振動を低減するためのコンプライアンスの制御を目的とし、電磁力を受けるケイ素鋼板円筒部と小径エンドミル先端部に集中質量を持つ2自由度の振動系のモデルで、磁気軸受の電磁力による状態フィードバック制御系を構築した。また状態フィードバック制御を適用しない場合と適用した場合の小径エンドミル先端でのコンプライアンス（周波数応答関数）の計算値を求め、極配置法により求めた状態フィードバック係数により、コンプライアンスの特性を任意に設定できることを示した。

第4章は、小径エンドミル加工における象限突起の低減と小径エンドミル工具のコンプライアンス制御のために考案したハイブリッド主軸の適用の効果について総括した。

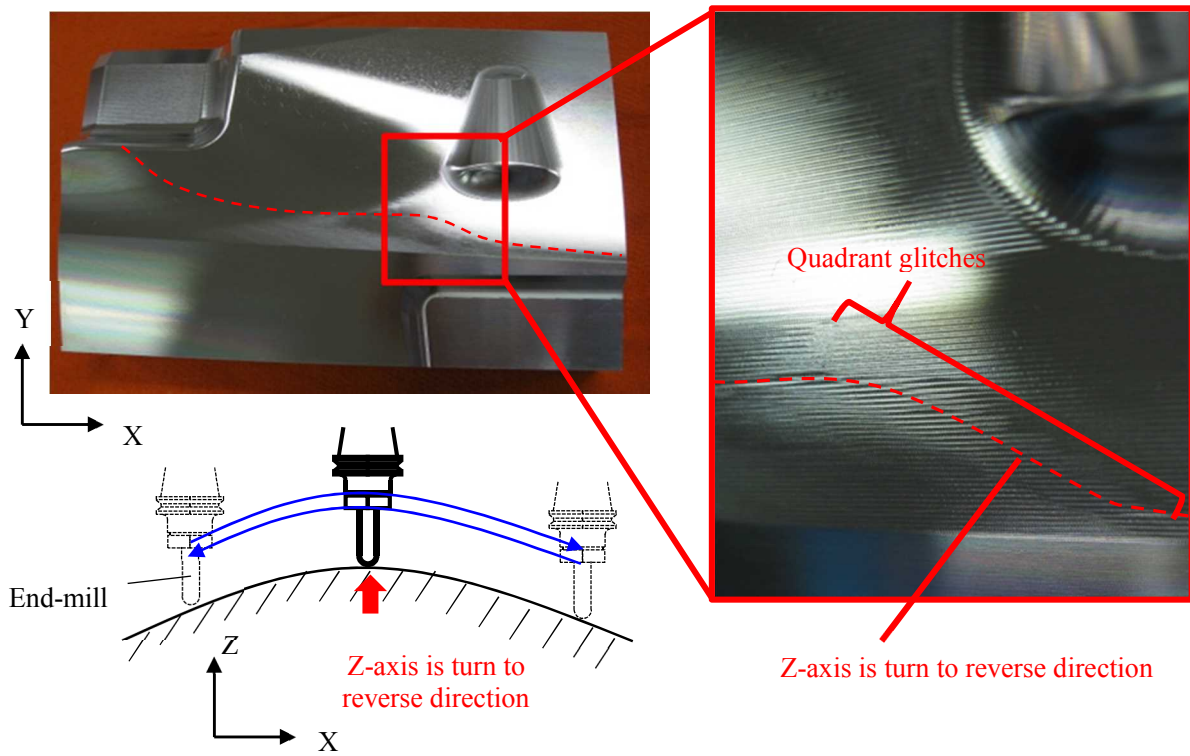


Fig.1.1 Quadrant glitch caused by z-axis turning to reverse direction

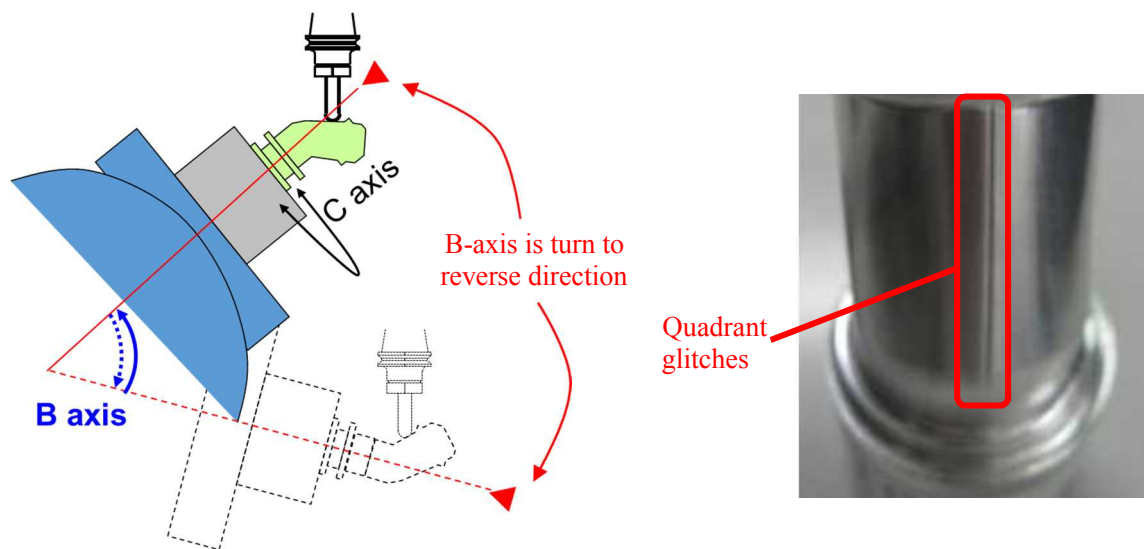


Fig.1.2 Quadrant glitch caused by B-axis turning to reverse direction during simultaneous 5-axis machining

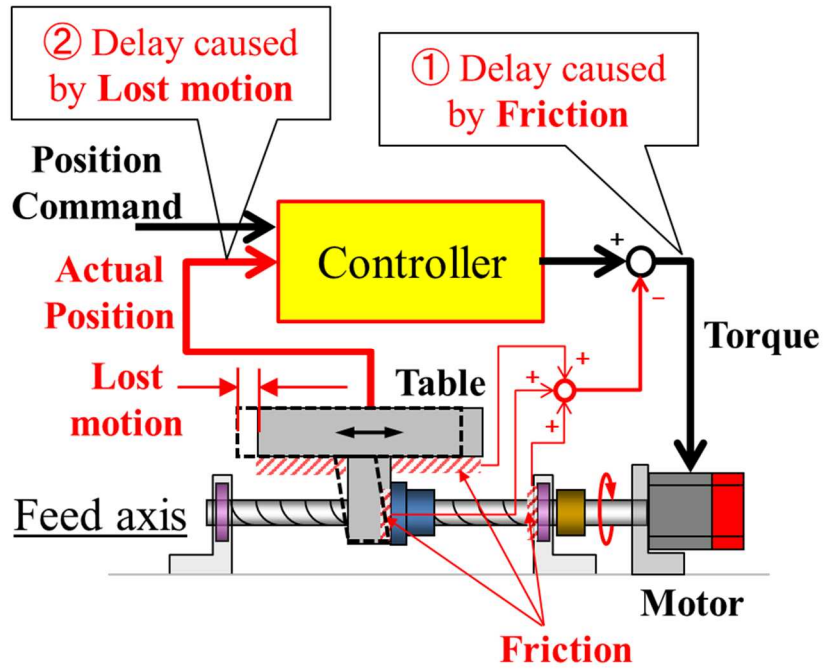


Fig.1.3 Mechanism of generation of quadrant glitch

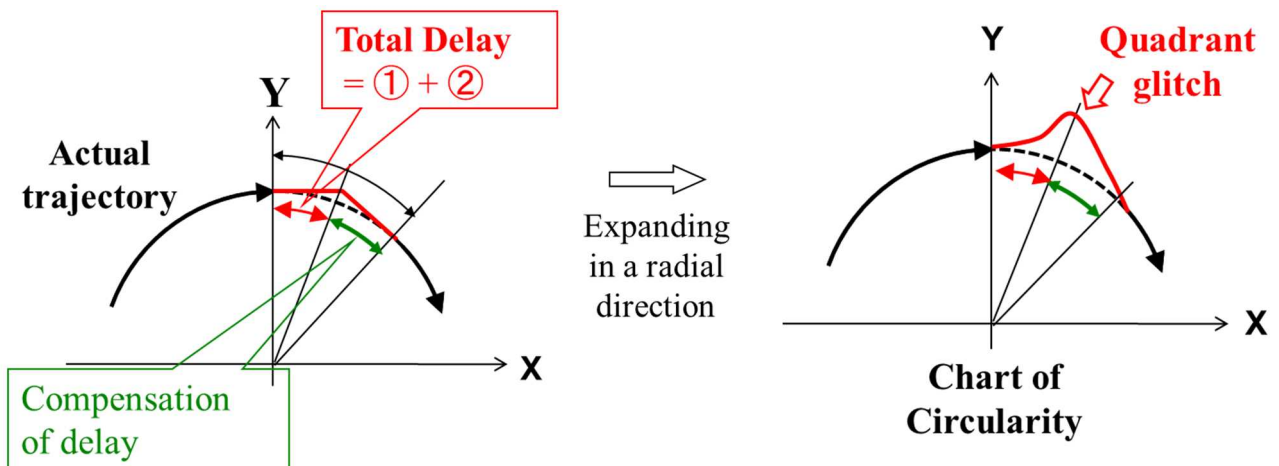


Fig.1.4 Quadrant glitch

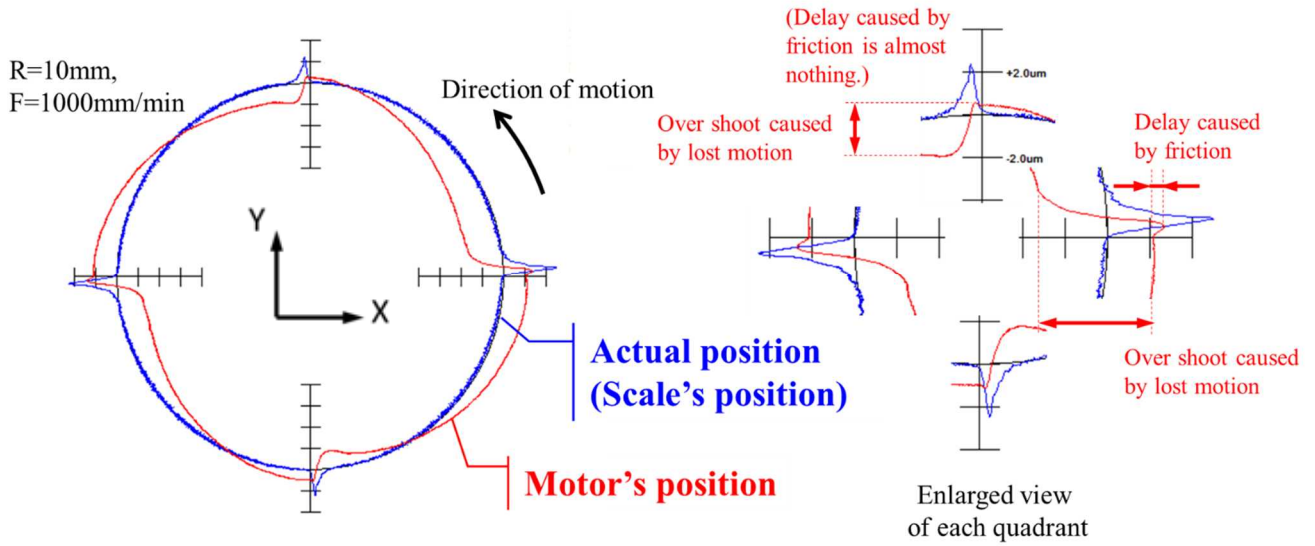


Fig.1.5 Measured chart of circularity of actual position and motor position during full-closed loop in case of machine tool with feed-axis of box guide

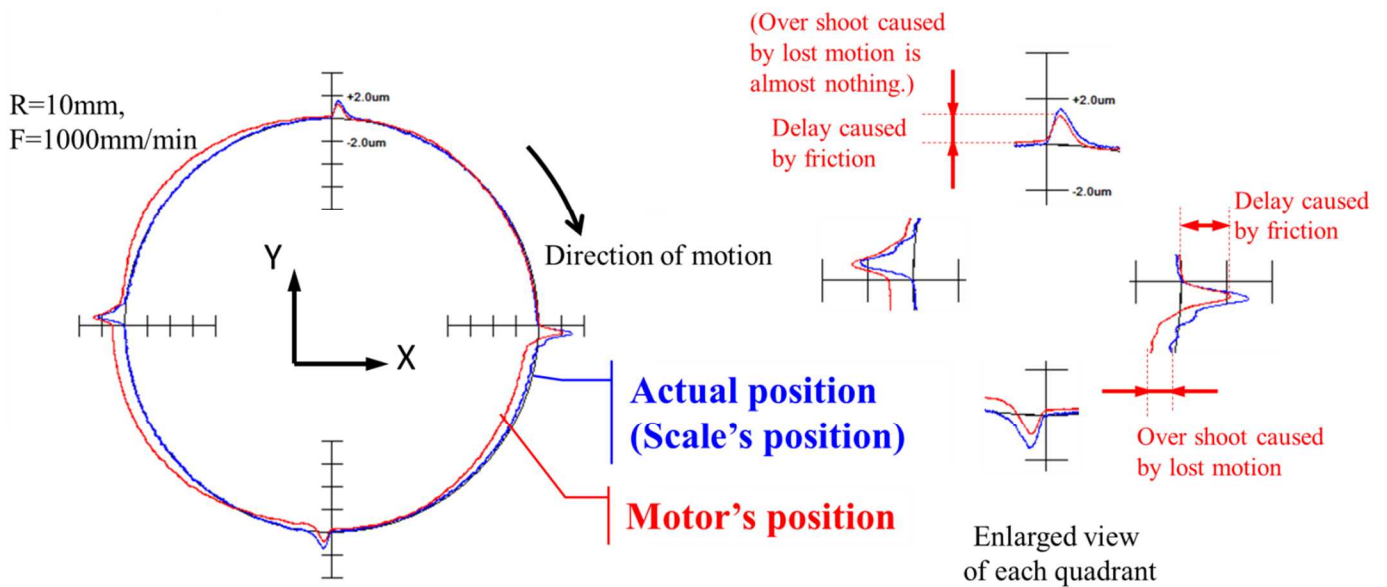


Fig.1.6 Measured chart of circularity of actual position and motor position during full-closed loop in case of machine tool with feed-axis of rolling guide

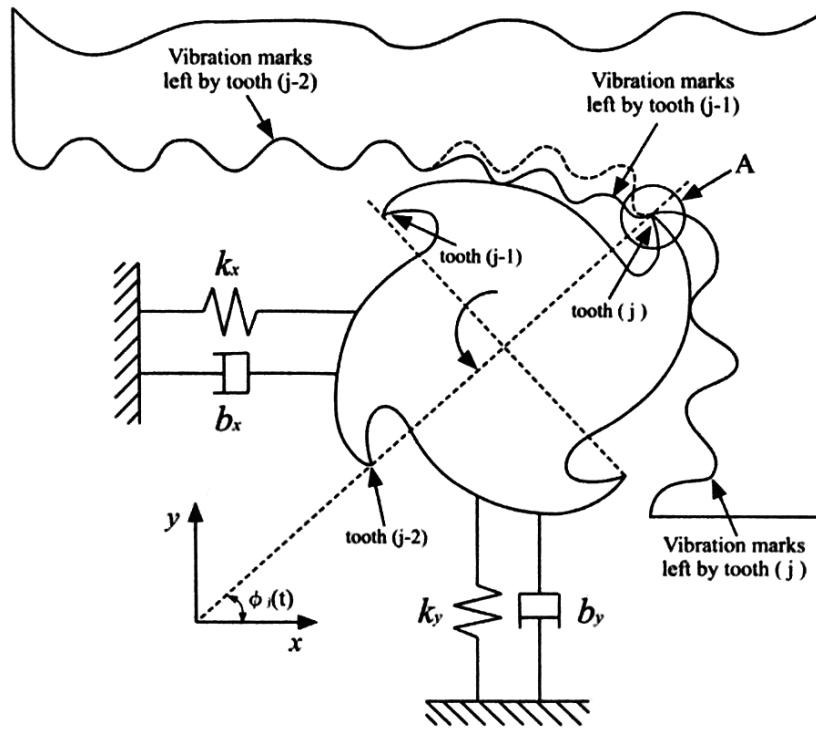


Fig.1.7 Model of end milling process with regenerative chatter vibration

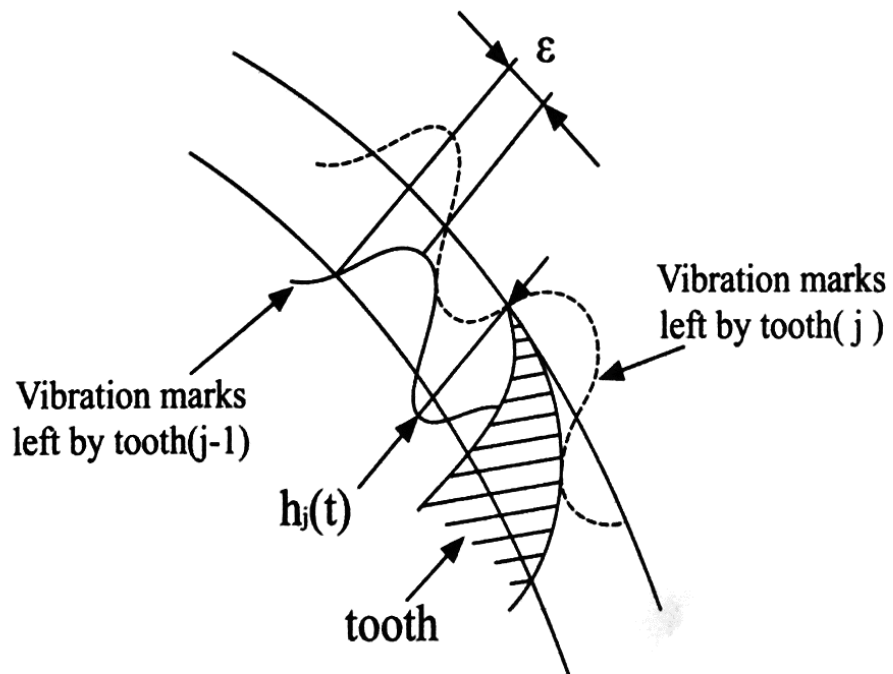


Fig.1.8 Detail of vicinity of tooth (j)

Table 1-1 Advantages and disadvantages of compensations for a quadrant glitches

Related study and patent	Compensation Method	Accuracy of compensation	Robustness of compensation
(3), (8), (10), (11), (12), (14)	Compensation of torque using a model of friction	◎	×
(4)	To impress a curve of compensation at reversed position	△	×
(5)	To impress a calculated curve of compensation by learning control at reversed position	○	△
(6), (10), (12)	Compensation of torque using a friction observer	△	○
(7), (9)	High disturbance suppression using high gain servo	× ~ ○	× ~ ○

◎ : Very good ○ : Good △ : Medium × : Bad

第2章 ハイブリッド主軸を用いた

象限突起の低減

2.1 諸言

象限突起と呼ばれる加工誤差は，送り軸に内在する摩擦とロストモーションによって発生し，加工精度を劣化させる．象限突起を補正するこれまでの研究において，1章の表 1-1 に示したように，補正の精度とロバスト性の両立が原理的に可能な補正方法は見当たらない．補正の精度に関しては，ロストモーションが大きい送り軸に対する補正が十分でない，反転する前から補正できない，補正信号作成回路の応答が遅いなどの課題があり，ロバスト性に関しては，象限突起の根本原因である送り軸系の摩擦が，環境や時間経過で変化することに対し，対応できていないという課題がある．また補正は，象限突起を発生している送り軸で行うという研究が殆どで，補正の程度は，送り軸の応答性に左右されている．

本研究の目的は，モデルの正確さや送り軸のロストモーションによらず効果的である革新的な象限突起用の補正方法を開発することである．そこで本研究においては，象限突起補正の高精度化とロバスト性の両立，および送り軸の応答性に左右されない方法として，主軸の軸受に位置制御機能をもつ制御磁気軸受を用いて象限突起を補正する．しかし，磁気軸受の短所である負荷容量が大きくとれないという問題点があるため，主軸の軸受の全てを磁気軸受とはせず，工具側の軸受けのみを磁気軸受とし，反対側の軸受は従来から使用している転がり軸受を残した，ハイブリッド主軸を考案した．ハイブリッド主軸は，主軸の弾性を利用することで，磁気軸受の主軸の振動モデルを低次元化して制御系を簡素化できるといった利点もある．本研究では，ハイブリッド主軸のモデル実験機により，マシニ

ングセンタのテーブルの円弧運動で得られた象限突起の時系列データを用いて、象限突起の低減効果を検証する。

2.2 ハイブリッド主軸の概要と特徴

図2.1は、考案したハイブリッド主軸の概念図であり、エンドミルの近くの軸受は制御磁気軸受、他方の端の軸受は玉軸受になっている。図2.1に示した主軸、制御磁気軸受そして玉軸受から構成されるハイブリッド主軸は、微小運動の制御が可能であり、粗動装置であるテーブルの送り軸の摩擦とロストモーションによって発生した象限突起を補正することができる。

2.3 ハイブリッド主軸のモデル実験機

2.3.1 実験機の概要と構成

図 2.2 は本研究で提案するハイブリッド主軸のモデル実験機である。本モデル実験機は、転がり軸受として主軸の軸受を用い、主軸としての工具ホルダー、制御磁気軸受、そしてエンドミルから構成される。制御磁気軸受は、電磁力を加えるケイ素鋼板円筒、位置検出用のアルミニウム合金製のリング、そして電磁コイルから成る。電磁コイルはケイ素鋼板円筒との隙間が、周方向で一定になるように主軸頭に治具を介して固定されている。

2.3.2 主軸系の構造と振動特性

モデル実験機の主軸（工具ホルダー）の自由振動のパラメータは、インパルスハンマを用いてケイ素鋼板円筒を打撃する打撃試験によって測定した。周波数応答関数は、測定された加振力とケイ素鋼板円筒の加速度信号を高速フーリエ変換(FFT)して求めた。図2.3は得られた円筒部での周波数応答関数である。上図はコンプライアンス、下図は位相であり、図の横軸は周波数である。590Hz、625Hz、

1240Hz の 3 つの周波数でコンプライアンスにピークを生じている。ケイ素鋼板円筒の固有振動数は、図2.3で示したように、打撃試験によって得られた 3 つのコンプライアンスのピーク値の中で最も高い 590Hz である。またエンドミルの固有振動数は、エンドミルの打撃試験で得られたコンプライアンスにおいて最もピーク値が高くなった 625Hz であることが分かった。

図2.4は、ケイ素鋼板円筒に加える荷重を徐々に増加させ、また減少させときの荷重とケイ素鋼板円筒部における主軸のたわみの関係である。荷重は治具を介して動力計を使って測定し、たわみはレーザー変位センサを使って測定した。たわみが増加するときの荷重は、たわみが減少するときの荷重よりやや大きくなった。図2.4は最小二乗法を用い得られた線形化された荷重とたわみの関係が示されており、その傾きは、ケイ素鋼板円筒部における主軸のバネ定数で、3.503MN/mである。従って、ケイ素鋼板円筒の等価質量は、固有振動数 590Hz と、バネ定数3.503MN/m から約 0.255kg とした。

2. 3. 3 制御磁気軸受

図2.5は、制御磁気軸受内に円環状に配置される 8 極の電磁コイルを示している。各コイルは①から⑧とし、各コイルの組（例えば②と③）は、コイル②と③は工作機械のテーブルの +X 方向と一致するように、そしてコイル⑥と⑦は -X 方向と一致するように各コイルの組はそれぞれ直列に接続してある。

図2.6は、電磁コイルに電流を流すことで N 極に磁化された電磁石が、ケイ素鋼板円筒を右側に吸引する場合の磁気軸受の概念図を示している。図2.6において i は電磁コイルを流れる電流であり、 e は電流アンプへの入力電圧である。もし右側の電磁石が N 極に磁化されると、ケイ素鋼板円筒の右側は S 極に磁化され、エンドミルを右側に変位させる吸引力が発生する。電流アンプによって電磁コイルに加えられる電圧 e は次式で表される。

$$e = L_c \frac{di}{dt} + R_c i \quad (2-1)$$

ここで L_c は電磁コイルのインダクタンス， R_c は電磁コイルの抵抗である．電圧 e は振幅 E_1 のステップ関数と見なし式 (2-1) を解くことにより式 (2-2) を得る．

$$i = \frac{E_1}{R_c} (1 - e^{-t/T}) \quad (2-2)$$

ここで T は L_c/R_c であり，1次遅れ系になる． R_c と T の値は電流のステップ応答を計測することによって求めることができる．図2.7は，2.4V の入力電圧 E_1 を電磁コイルに付加したときの電流のステップ応答の測定結果である．図2.7中の式は，測定で得た応答を非線形関数の最小二乗法を用いて近似した式で，改めて式 (2-3) に示す．

$$i = 2.79(1 - e^{-249t}) \quad (2-3)$$

よって，式 (2-2) と式 (2-3) から， R_c は 0.86Ω ， T は 0.4ms ， L は 0.34mH となった．

図2.8は制御磁気軸受の概略図である．図2.8において， i_+ と i_- は，ケイ素鋼板円筒の図正面から見て右側と左側の各々の電磁コイルを流れる電流であり， X_0 は電磁コイルとケイ素鋼板円筒表面との間の隙間， e はスイッチ回路（後述）の入力電圧， e_+ と e_- は，右側と左側の電磁コイルへ電流を流す電流アンプへの各々の入力電圧， x はエンドミルの変位である．ケイ素鋼板円筒の右側の電磁石が，円筒に向かってN極になるように磁化された場合，円筒は電磁石に向かってS極になるように磁化され，結果としてエンドミルが右に変位するような吸引力が発生する．この制御磁気軸受は，図2.8に示すスイッチ回路があり，入力電圧 e の正負に応じ，電流アンプに入力する電圧 e_+ と e_- をスイッチ回路が切換えて，エンドミルが左右に変位するよう右と左の電磁力を切換える．電磁力 f_{EM} は次式で与えられる．

$$f_{EM} = K_{EM} \left\{ \frac{i_+^2}{(X_0 + x)^2} - \frac{i_-^2}{(X_0 - x)^2} \right\} \quad (2-4)$$

ここで K_{EM} は電磁力の定数である．(2-4)式で示したように，電磁力は，電流に対して2次曲線で増加するため，電流アンプへの入力電圧 e_+ と e_- がゼロ付近の時， e_+ と e_- に比例して電磁コイルを流れる電流 i_+ と i_- に対して，電磁力は比例せず，変化率は小さい．そこで，入力電流がゼロ付近でも，電磁力 f_{EM} と入力電流とが比例関係になるようにバイアス電流を加えた．バイアス電流 I_0 を加えた電磁力 f_{EM} は式(2-5)で与えられる．

$$f_{EN} = K_{EM} \left\{ \frac{(i_+ + I_0)^2}{(X_0 + x)^2} - \frac{(i_- - I_0)^2}{(X_0 - x)^2} \right\} \quad (2-5)$$

図2.9は，制御磁気軸受の電磁力と電流の関係を測定するための実験装置である．主軸の変位はレーザー変位センサによって測定し，電磁コイルを流れる電流は電流センサにより測定する．まず，波形発生装置からパルス状の入力電圧 e をスイッチ回路に入力する．図 2.10 は電流の大きさと主軸のたわみの関係で，△印は，バイアス電流 I_0 が無い時の実験結果である．また，図 2.10 の○印は，バイアス電流 I_0 がある時の実験結果である．原点付近の主軸のたわみと電磁コイルを流れる電流の関係は，バイアス電流を付加することで線形化され， $-22\mu\text{m}$ から $22\mu\text{m}$ 間の主軸のたわみと -4.8A から 4.8A 間の電流はほぼ比例する関係になった．

2. 4 制御磁気軸受の制御系

2. 4. 1 制御系の仕様

図2.1に示した送り軸（X軸とする）で象限突起を発生させるため，X-Yテーブルを送り速度 8000 mm/min ，直径 20 mm で円運動を行い，高い加速度 (1.78 m/s^2) における象限突起を測定した．図 2.11 に測定結果を示す．図 2.11 より，象限突起の最大値（約 $7\ \mu\text{ m}$ ）に対し，10% から 90% に増加するまでの時間は約 12 ms であり，

そして象限突起の最大値の 90% から 10% に減少するまでの時間は約 25ms である。

2. 4. 2 PID 制御

図 2.12 に、オペアンプ回路で構成される比例－積分－微分制御器（PID 制御器）を持つ制御磁気軸受の制御装置を示す。制御器への入力信号は信号発生用の計算機から出力され、エンドミル下部の変位はレーザー変位センサを使って測定した。図 2.13 に、図 2.12 で示したフィードバック制御系のブロック線図を示す。図 2.13 において、 r は制御装置への入力電圧、 e は電流アンプへの入力電圧、そして x はケイ素鋼板円筒の変位に比例するアルミニウム合金製のリングの変位である。 C と記されたブロックは、式 (2-6) で表される PID 制御器の伝達関数である。

$$C = K_P + \frac{K_I}{s} + K_D s \quad (2-6)$$

ここで、 K_P は比例ゲイン、 K_I は積分ゲイン、 K_D は微分ゲインである。表 2.1 は PID 制御器内の K_P 、 K_I 、 K_D の各ゲインの値で、限界感度法を使い試行錯誤的に求めた。また、図 2.13 の G は、主軸に見立てた工具ホルダーに取付けたケイ素鋼板円筒の周波数応答関数であり、 K_i 、 K_{EM} 、 K_s 、 H はそれぞれゲイン（比例定数）である。図 2.3 に示した 1240Hz の固有振動数が原因で発生するスピルオーバーを避けるため、カットオフ周波数 500 Hz のローパスフィルタをフィードバック回路に挿入している。

2. 5 実験方法と実験結果

図 2.14 に、図中の赤い線でプロットされたステップ状の入力電圧に対するケイ素鋼板円筒の立ち上がりのステップ応答を示す。制御回路の入力用のステップ応答は図 2.12 で示した信号発生用の計算機から出力される。図中の青い線は、電流アンプへの入力電圧（制御電圧）であり、最初は僅かに振動しているが、立ち上がり目標値まで素早く到達している。アルミニウム合金製のリング位置で測定し

たケイ素鋼板製円筒部の応答は，入力が大きくなる瞬間に振動した．その振動の周波数は，図2.3で示したエンドミルの固有振動数とほぼ一致した．図 2.14 から，振動的であるが，ステップ応答の立ち上がり時間は約 1msec であった．

図 2.15 の赤い線は，ステップ入力に対するエンドミル下部の立ち上がりのステップ応答で，入力が大きくなる瞬間で大きく振動し，その振動の周波数は，図2.3で示したエンドミルの固有振動数とほぼ一致した．以上のことから，ステップ入力により駆動されるケイ素鋼板円筒によってエンドミルの振動は誘起され，エンドミルの下部は拘束されていないため，その振動は自由振動のように挙動する．図 2.15 から，応答は大きな振動を伴っているが，立ち上がり時間は約 2msec であり，図 2.11 で示した象限突起の増加時間（12ms）より十分短い．これは，PID 制御器を持ったハイブリッド主軸が，図 2.11 に示すような象限突起によって発生する加工誤差を補正するために十分に速い応答性を有していること示している．

図 2.16 の赤い線は，ステップ入力に対するエンドミル下部の立ち下がりへのステップ応答の実験結果で，入力小さくなる瞬間に，立ち上がり時と同様に大きな振動を示した．図 2.16 から，応答は大きく振動するが，応答の立下り時間は約 3ms であり，応答時間は，図 2.11 に示す象限突起の減少時間（25ms）より十分に短い．

図 2.17 の黒い線で示す象限突起の入力信号が，PID 制御器をもつハイブリッド主軸に入力された場合のエンドミル下部の応答の測定結果である．象限突起用の入力信号は，ステップ応答の時と同様に信号発生用の計算機から出力されるが，図 2.11 の象限突起の大きさは，図 2.14 と図 2.15 に示す入力電圧のステップと変位の関係を用いて入力電圧に換算した．赤い線で示したエンドミル下部の応答は，象限突起の入力信号（黒い線）の形状にほぼ追従しているが，約 2ms の遅れを生じ，提案した装置によって補正された最終的な加工面は，図 2.17 に示す実応答と象限突起の入力信号との差（青い線）となる．従って，PID 制御器をもつハイブリッド主軸により，象限突起よる 7 μ m の誤差が 1 μ m に減少した．さらに，0.19s 以

降に発生しているアンダーカットの誤差も減少した。

2.6 結言

工作機械の送り軸の運動によって引き起こされる象限突起を，エンドミルの近くに PID 制御器で制御される磁気軸受と，もう一方の端に玉軸受を持つハイブリッド主軸を用いて補正する方法を提案した。提案した方法により，最大 $7\mu\text{m}$ あった象限突起による加工誤差は $1\mu\text{m}$ に減少し，さらにアンダーカットの加工誤差も減少した。

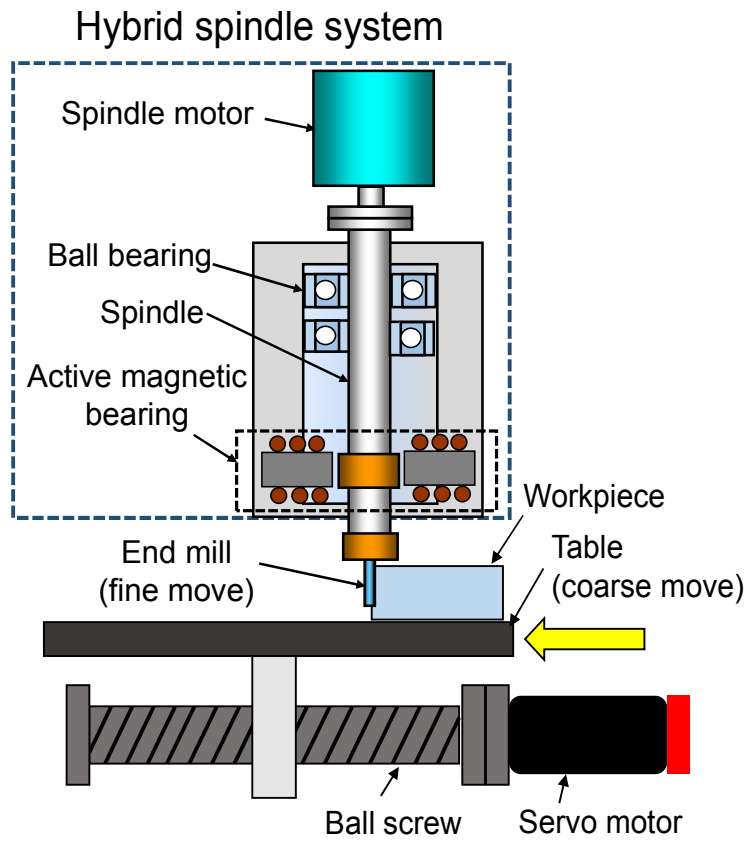


Fig. 2.1 Conceptual diagram of proposed compensation method of quadrant glitch

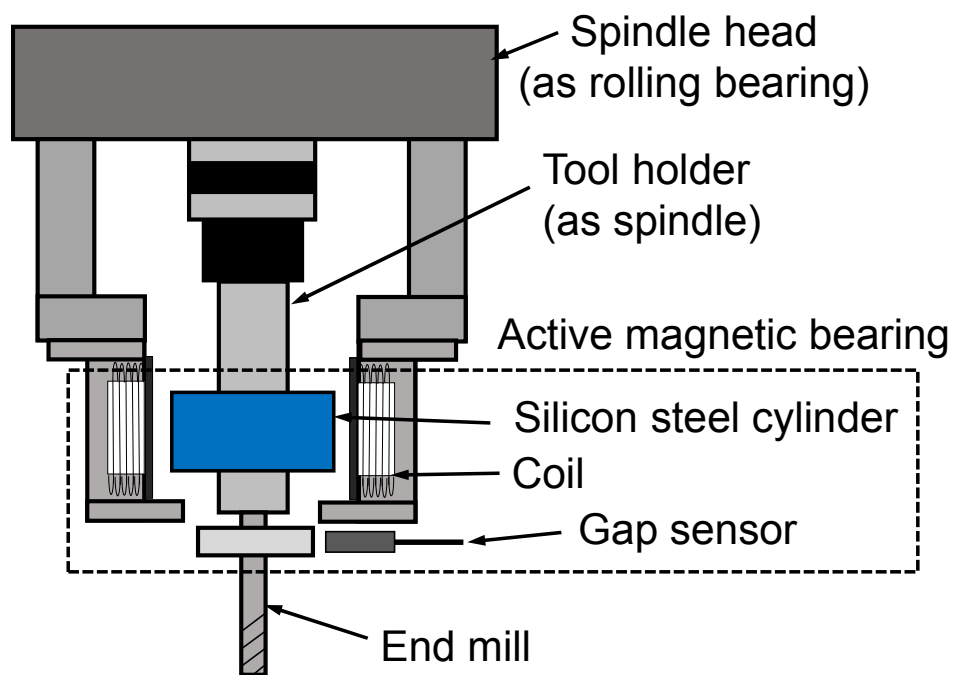


Fig. 2.2 Model experiment device for hybrid spindle system

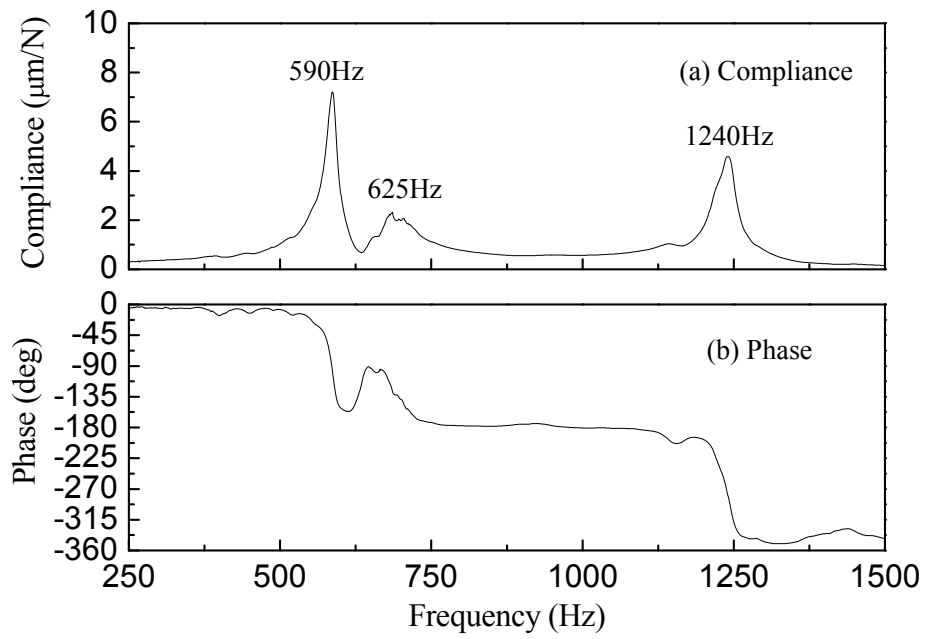


Fig. 2.3 Frequency response function of silicon steel cylinder of quadrant glitch system

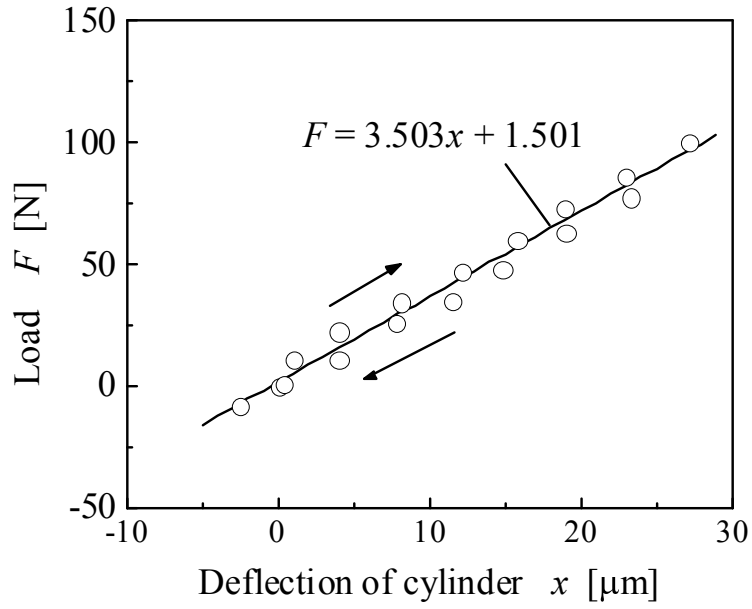


Fig. 2.4 Stiffness of spindle at silicon steel cylinder

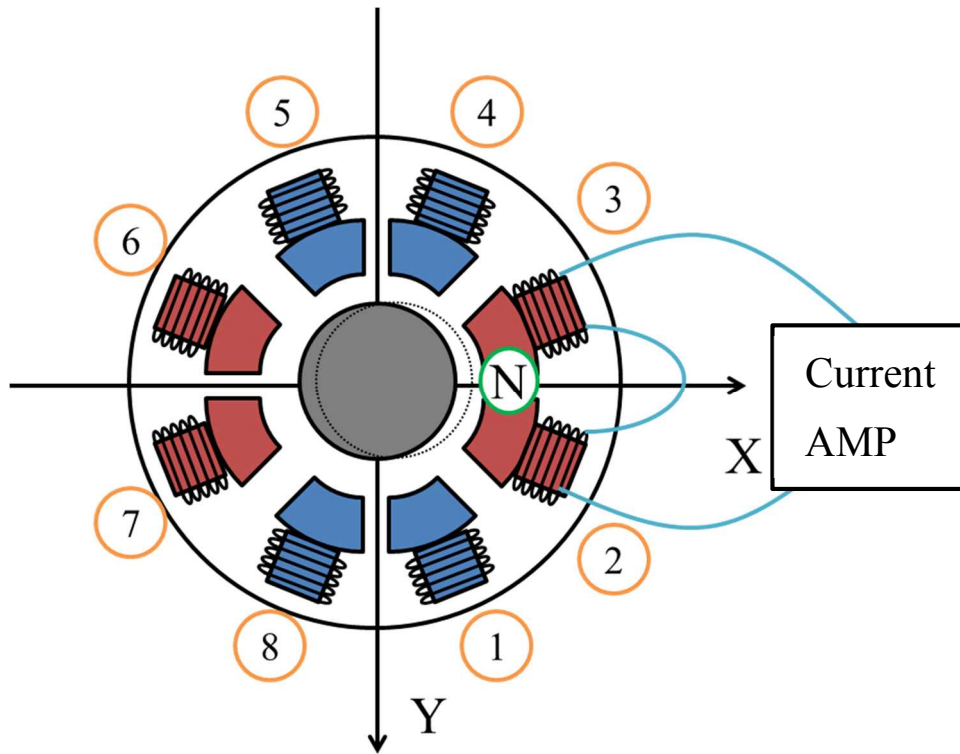


Fig. 2.5 Arrangement of electromagnetic coils

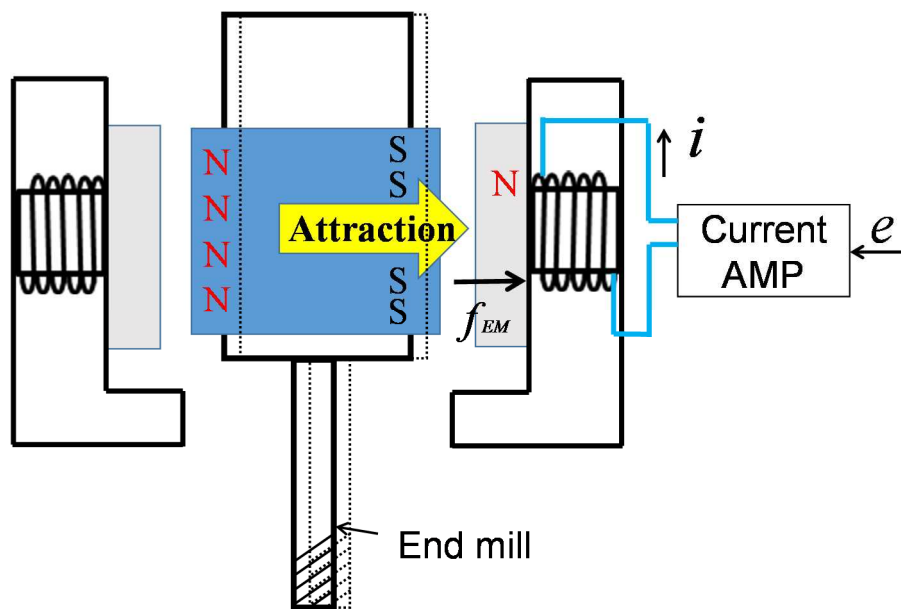


Fig. 2.6 Conceptual diagram of electromagnet device

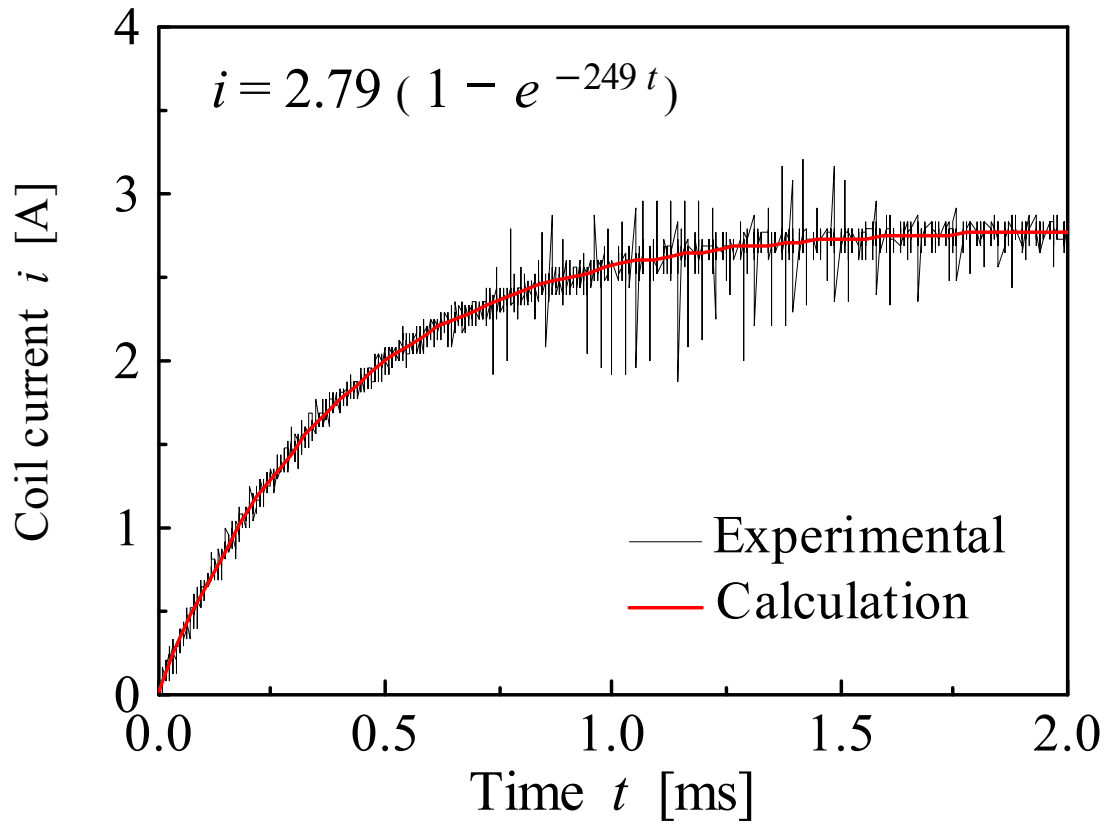


Fig. 2.7 Step response current of magnetic coil

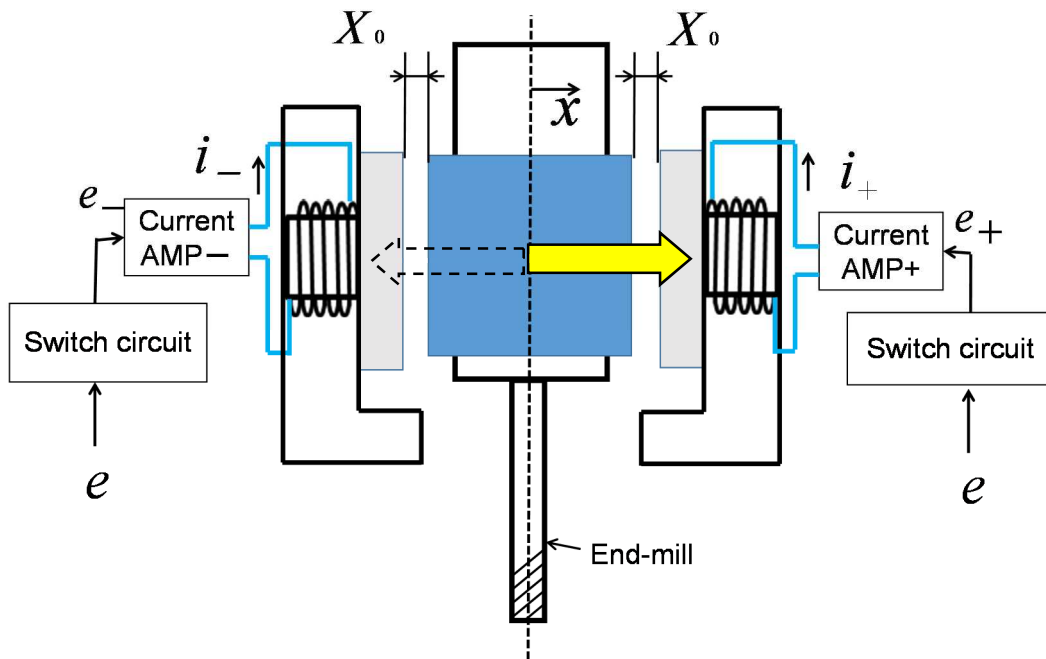


Fig. 2.8 Conceptual diagram of active magnetic bearing with half wave pass circuit

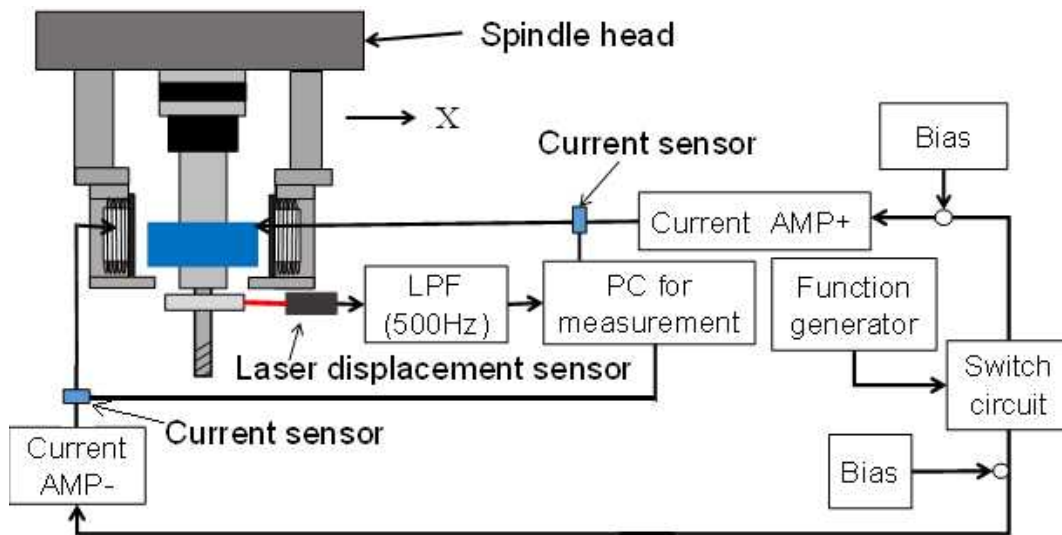


Fig. 2.9 Experimental apparatus for the measurement of the relationship between the electromagnetic force and the current

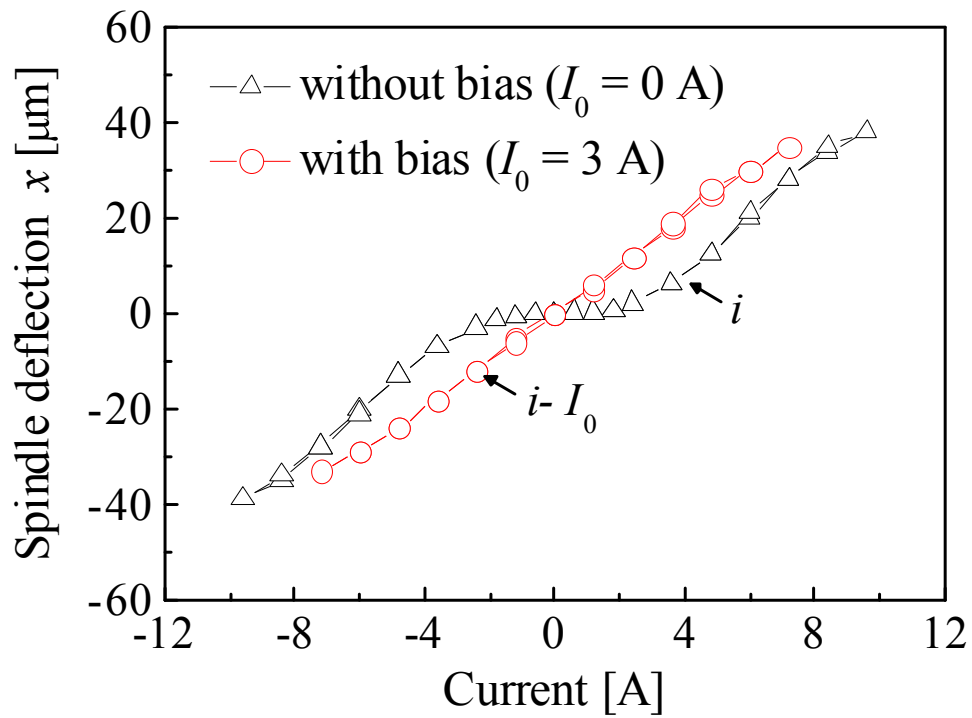


Fig. 2.10 Relationship between the tool displacement and the pulsed input

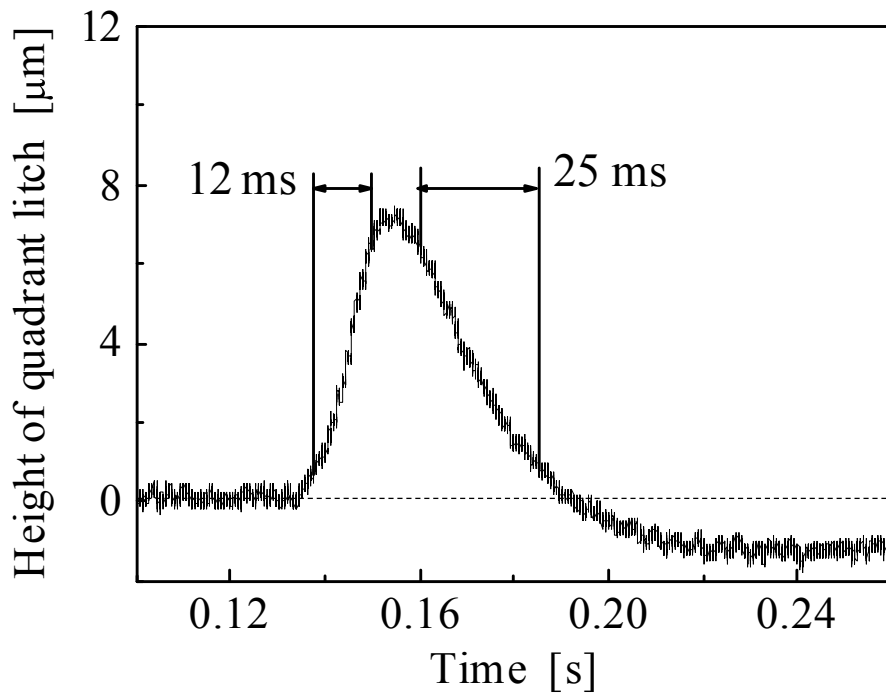


Fig. 2.11 Quadrant glitch that occurred on the X-axis with the X-Y table moving in a circular motion

Table 2.1 Gains of PID controller

Type of controller	K_P [V/m]	K_I [V/(m·s)]	K_D [V·s/m]
PID	2.79	190	0.0013

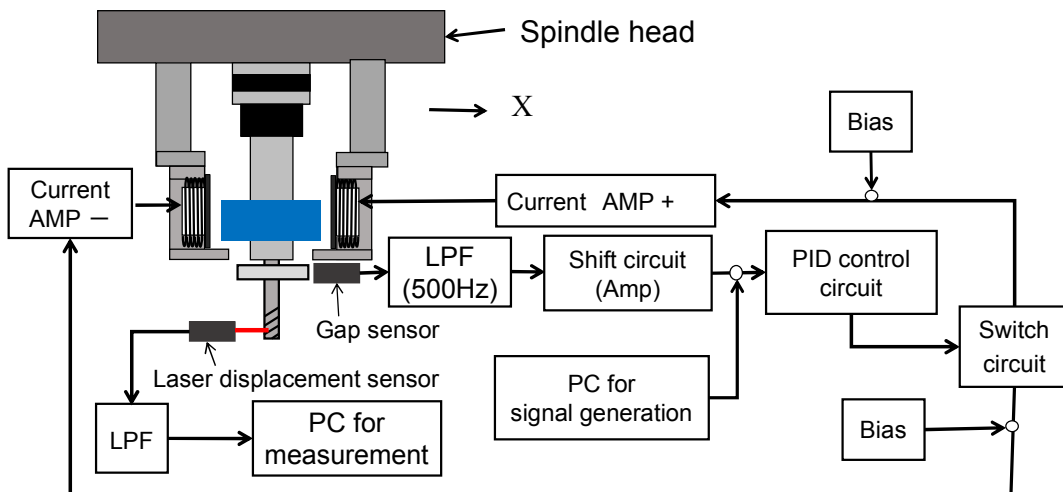


Fig. 2.12 Experimental control system of the active magnetic bearing with PID control

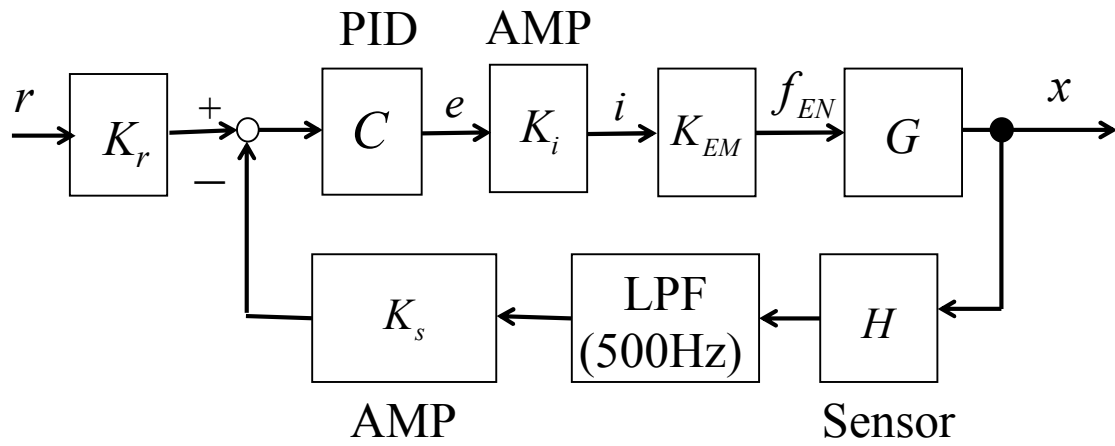


Fig. 2.13 Block diagram of the controller of the active magnetic bearing with PID control

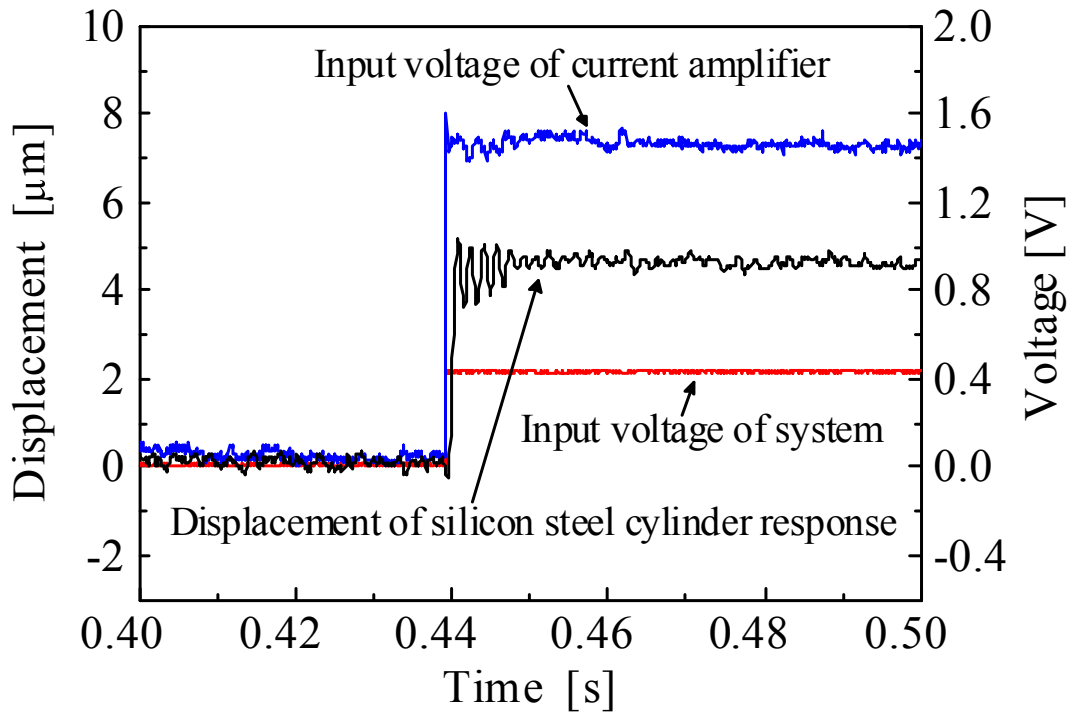


Fig. 2.14 Rising step response of the silicon steel cylinder

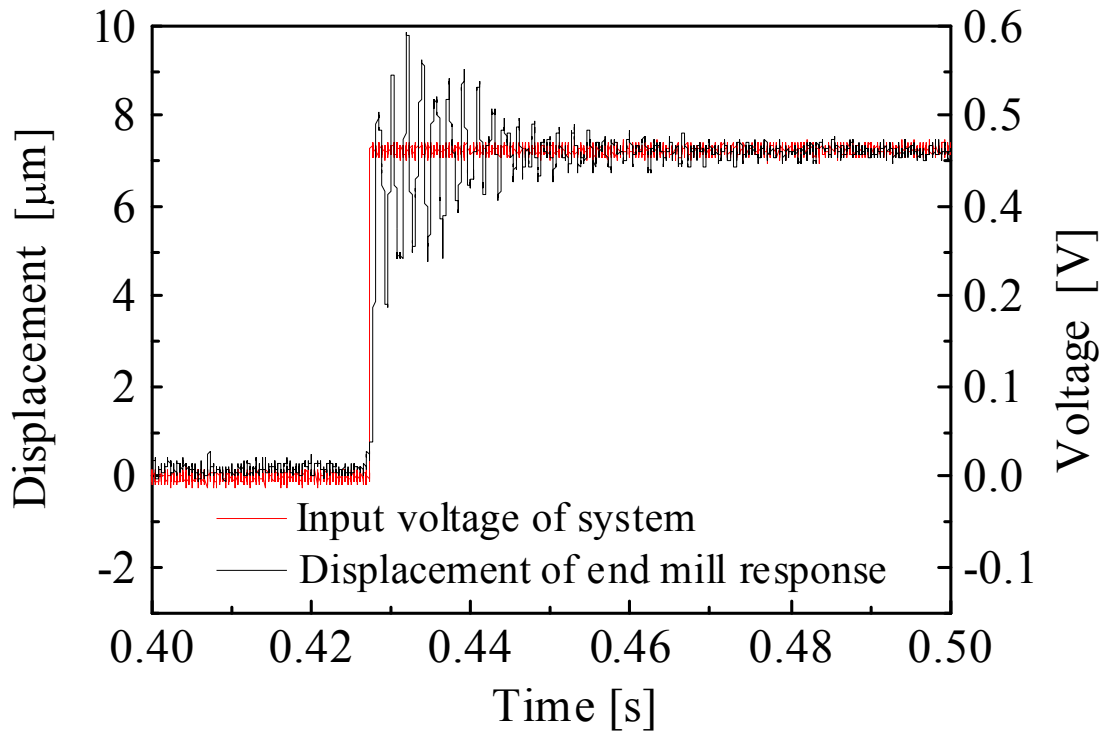


Fig. 2.15 Rising step response of the lower end of the end mill

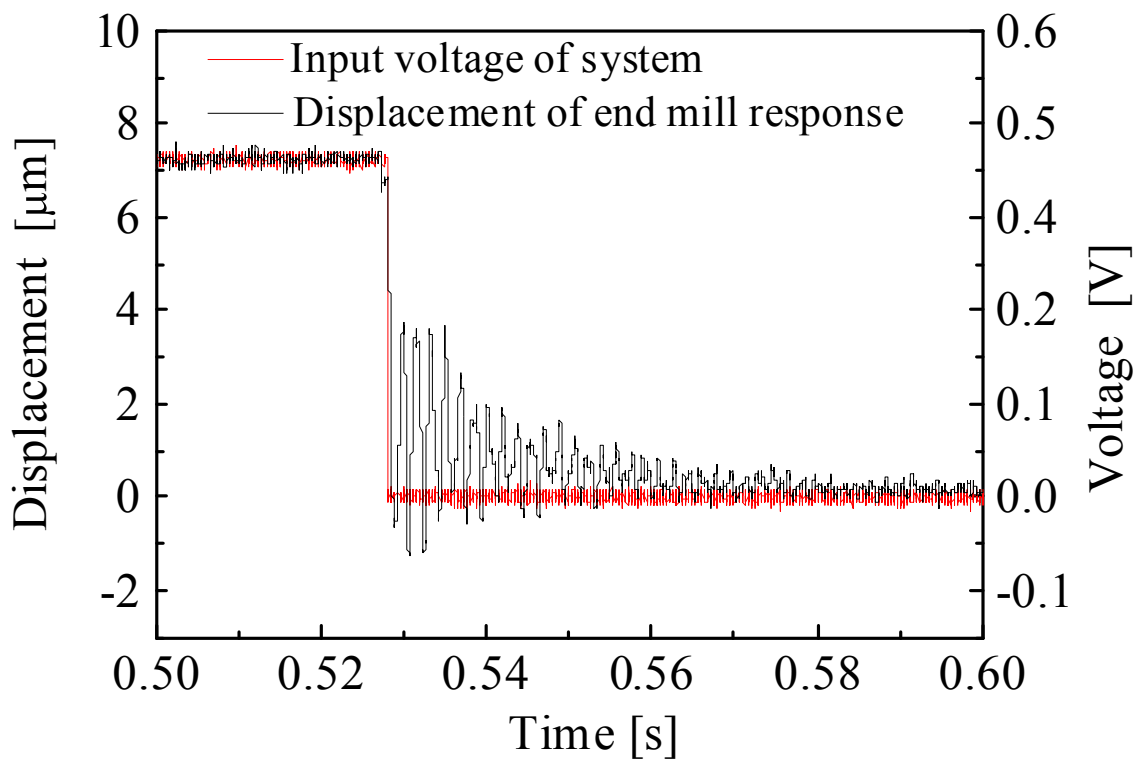


Fig. 2.16 Falling step response of the lower end of the end mill

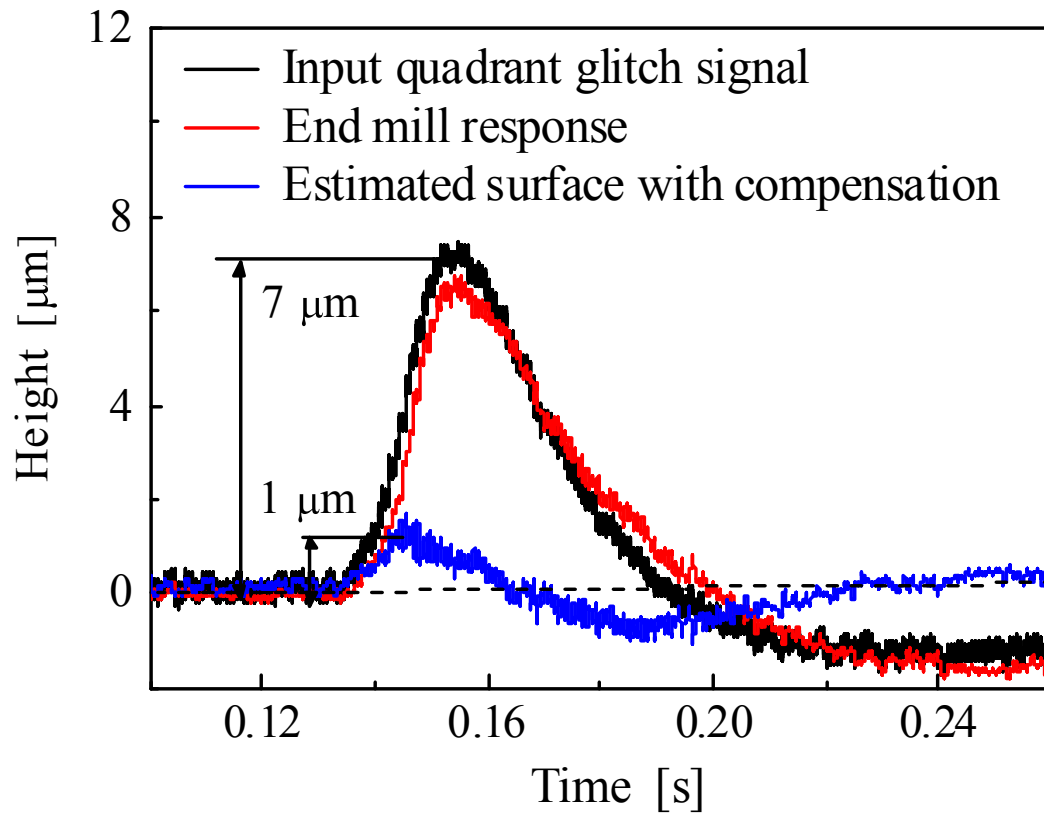


Fig. 2.17 Response of the hybrid spindle system with PID control to an input signal of a quadrant glitch

第3章 ハイブリッド主軸を用いた 小径エンドミル工具の コンプライアンスの制御

3.1 諸言

びびり振動の絶対安定限界は，振動系のコンプライアンスを G としたとき，次式で表される⁽¹⁶⁾．

$$b_{lim} = -\frac{1}{2r\text{Re}[G]_{min}}$$

上式は安定限界での切り込み深さ b_{lim} の理論式であり，安定な切削が行える最大の切り込み深さ b_{lim} は，振動系のコンプライアンスの実部の極小値 $\text{Re}[G]_{min}$ によって決まることを意味している．小径エンドミル加工におけるびびり振動の発生を低減することを目的とした研究において，びびり振動の絶対安定限界に大きく影響するエンドミル工具のコンプライアンスに着目したものはほとんどない．

本研究においては，2章で提案した両端を転がり軸受と制御磁気軸受で支持されるハイブリッド主軸を用い，状態フィードバック制御を用いて制御磁気軸受の電磁力により，小径エンドミル先端の動的コンプライアンスを制御する方法を提案し，その有効性を理論計算により示す．

3.2 ハイブリッド主軸システムの概要と特徴

図3.1に著者らが提案したハイブリッド主軸の概略図を示す．ハイブリッド主軸は両端を軸受で支持されているが，上部の転がり軸受により片持ちはりの状態で支えられ，補助的に下部の制御磁気軸受で支えられている．従って，制御磁気軸受の電磁力によって主軸の運動制御，主軸に取付けられたエンドミル工具などの回転工具の運動制御が容易にできる構造になっている．

3.3 ハイブリッド主軸システムのモデル実験機

3.3.1 構造と工具系の自由振動特性

図3.2は、ハイブリッド主軸の実証用に製作したモデル実験機の概略図である。工作機械の主軸の転がり軸受をハイブリッド主軸の上方の転がり軸受、首下の長さ 60mm、外径 21mm のBT30のツールホルダを主軸と見做した構造になっている。また図2の破線の枠で囲んだツールホルダの下方に制御軸受を取付けてある。制御磁気軸受の電磁力を受けるケイ素鋼板円筒は外径 32mm、長さ 30mm で、ツールホルダの下端から 7mm の位置でツールホルダに固定されている。エンドミル工具は直径 6mm、突き出し長さ 60mm で、ツールホルダに近い位置にケイ素鋼板円筒の変位を検出するためのアルミ合金製のリングが取付けられている。

図 3.3 は、図 3.2 に示したケイ素鋼板円筒部の周波数応答関数で、円筒部の打撃試験によって求めた。図 3.3 の上図はコンプライアンスで、2箇所で見られる。表 3.1 は工具系のモーダルパラメータで、コンプライアンスのピーク近傍での周波数応答から求めた。また表 3-2 はモーダルパラメータから求めた工具系の自由振動のパラメータである。

3.3.2 工具系の運動方程式と状態方程式

図3.4は制御磁気軸とエンドミル工具の概念図で、図中の x は振動変位、 m は質量、 f_2 はエンドミル工具下端での加振力、 f_a はケイ素鋼板円筒部に作用する電磁力である。また添字の1はケイ素鋼板の円筒部、添字の2はエンドミル工具先端のパラメータであることを示している。図3.5は図3.4で示した工具系の力学モデルで、 k はばね定数、 c は減衰係数である。よって、図3.4の力学モデルから式(3-1)で示される運動方程式が得られる。

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= f_a - k_1 x_1 + k_2 (x_2 - x_1) - c_1 \dot{x}_1 + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \\ m_2 \ddot{x}_2 &= f_2 - k_2 (x_2 - x_1) - c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \end{aligned} \right\} \quad (3-1)$$

よって，式(3-1)から状態方程式(3-2)がえられる．また出力方程式は式(3-3)とする．

$$\frac{dz(t)}{dt} = \mathbf{A}z(t) + \mathbf{B}_1u(t) + \mathbf{B}_2w(t) \quad (3-2)$$

$$\mathbf{z}(t) = \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \\ z_3 \\ z_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1 \\ \dot{x}_1 \\ x_2 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} \quad \mathbf{B}_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B}_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ m_2 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_1}\right) & -\left(\frac{c_1}{m_1} + \frac{c_2}{m_1}\right) & \frac{k_2}{m_1} & \frac{c_2}{m_1} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_2}{m_2} & \frac{c_2}{m_2} & -\frac{k_2}{m_2} & -\frac{c_2}{m_2} \end{bmatrix}$$

$$u(t) = f_a, \quad w(t) = f_2$$

$$x_2(t) = \mathbf{C}z(t) \quad \mathbf{C} = [0 \quad 0 \quad 1 \quad 0] \quad (3-3)$$

3. 4 状態フィードバック制御

3. 4. 1 周波数応答関数

状態フィードバック制御の理論によれば，磁気軸受の電磁力により工具系を制御することにより，エンドミル工具先端でのコンプライアンスを制御することができる．よって，式(3-2)で示した状態方程式において $u(t) = -\mathbf{K}z(t)$ と置けば，式(3-4)が得られる．

$$\begin{aligned} \frac{dz(t)}{dt} &= \mathbf{A}z(t) + \mathbf{B}_1\{-\mathbf{K}z(t)\} + \mathbf{B}_2w(t) \\ &= \mathbf{P}z(t) + \mathbf{B}_2w(t) \end{aligned} \quad (3-4)$$

$$\mathbf{P} = \mathbf{A} - \mathbf{B}_1\mathbf{K}$$

$$\mathbf{K} = [K_1 \quad K_2 \quad K_3 \quad K_4]$$

ここで、 \mathbf{K} はフィードバックゲインである。よって、式(3-3)の出力方程式と式(3-4)の状態方程式をフーリエ変換すれば、式(3-5)の周波数伝達関数が得られる。

$$G(j\omega) = \frac{X(j\omega)}{W(j\omega)} = \mathbf{C}(j\omega\mathbf{I} - \mathbf{P})^{-1}\mathbf{B}_2 \quad (3-5)$$

また、本状態フィードバック制御系のブロック線図を図3.6に示す。

3. 4. 2 極配置法によるコンプライアンスの設計

状態フィードバック制御を行っていない場合のシステムの状態方程式の根は、式(3-2)で示したシステム行列 \mathbf{A} の固定値として得られる。

$$|s\mathbf{I} - \mathbf{A}| = \begin{vmatrix} s & -1 & 0 & 0 \\ \frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_1} & s + \frac{c_1}{m_1} + \frac{c_2}{m_1} & \frac{k_2}{m_1} & \frac{c_2}{m_1} \\ 0 & 0 & s & -1 \\ -\frac{k_2}{m_2} & -\frac{c_2}{m_2} & \frac{k_2}{m_2} & s + \frac{c_2}{m_2} \end{vmatrix}$$

$$s^4 + \frac{1}{m_1 m_2} (c_2 m_1 + c_1 m_2 + c_2 m_2) s^3$$

$$+ \frac{1}{m_1 m_2} (c_1 c_2 + k_2 m_1 + k_1 m_2 + k_2 m_2) s^2$$

$$+ \frac{1}{m_1 m_2} (c_2 k_1 + c_1 k_2) s + k_1 k_2 = 0 \quad (3-6)$$

よって、式(3-6)に表3-2に示した工具系の自由振動のパラメータを代入すれば特性方程式の根 $s_{1\sim 4}$ の値は以下のようになる。

$$s_{1,2} = -36.32 \pm 4019j$$

$$s_{3,4} = -46.98 \pm 3622j$$

状態フィードバック制御を掛けたときのシステムの状態方程式は式(3-5)であり、システム行列は式(3-6)となる。式(3-5)の特性方程式の根は、式(3-6)の固有値として与えられる。よって、固有値は $|s\mathbf{I} - (\mathbf{A} - \mathbf{B}_1\mathbf{K})| = 0$ の根である。

$$\left[\begin{array}{cccc} \left[\begin{array}{cccc} s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & s & 0 & 0 \\ 0 & 0 & s & 0 \\ 0 & 0 & 0 & s \end{array} \right] - \begin{array}{cccc} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_1}\right) & -\left(\frac{c_1}{m_1} + \frac{c_2}{m_1}\right) & \frac{k_2}{m_1} & \frac{c_2}{m_1} \\ 0 & 0 & s & -1 \\ \frac{k_2}{m_2} & \frac{c_2}{m_2} & -\frac{k_2}{m_2} & -\frac{c_2}{m_2} \end{array} \\ + \begin{array}{c} \left[\begin{array}{c} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{array} \right] \\ \frac{1}{m_1} [K_1 \quad K_2 \quad K_3 \quad K_4] \end{array} \end{array} \right] = 0$$

ここで、定数項を t_0 ，また $s \sim s^3$ の係数をそれぞれ $t_1 \sim t_3$ とおくと，特性方程式は以下のようなになる．

$$s^4 + t_3 s^3 + t_2 s^2 + t_1 s + t_0 = 0 \quad (3-7)$$

$$t_0 = \frac{1}{m_1 m_2} (k_1 k_2 + k_2 K_1 + k_2 K_3)$$

$$t_1 = \frac{1}{m_1 m_2} (c_2 k_1 + c_2 K_1 + c_1 k_2 + k_2 K_3 + c_2 K_3 + k_2 K_4)$$

$$t_2 = \frac{1}{m_1 m_2} (c_1 c_2 + c_2 K_2 + c_2 K_4 + k_2 m_1 + k_1 m_2 + m_2 K_1 + k_2 m_2)$$

$$t_3 = \frac{1}{m_1 m_2} (c_2 m_1 + c_1 m_2 + c_2 m_2 + m_2 K_2)$$

よって，状態フィードバック係数 $K_1 \sim K_4$ の値により，特性方程式の根の値は変わる．一方，4つの固有値 $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4$ を根とする4次の代数方程式は，次のように表される．

$$\begin{aligned} & s^4 - (\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_4) s^3 \\ & + (\lambda_1 \lambda_2 + \lambda_2 \lambda_3 + \lambda_3 \lambda_4 + \lambda_4 \lambda_1 + \lambda_1 \lambda_3 + \lambda_2 \lambda_4) s^2 \\ & - (\lambda_1 \lambda_2 \lambda_3 + \lambda_2 \lambda_3 \lambda_4 + \lambda_1 \lambda_4 \lambda_1 + \lambda_2 \lambda_1 \lambda_2) + \lambda_1 \lambda_2 \lambda_3 \lambda_4 = 0 \end{aligned} \quad (3-8)$$

制御系の特性根を任意の固有値 $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4$ とするためには，式(3-7)の各項の係数が対応する式(3-8)の係数に一致しなければならない．よって，次の連立方程式が得

られる。

$$\left. \begin{aligned} t_0 &= \lambda_1 \lambda_2 \lambda_3 \lambda_4 \\ t_1 &= -(\lambda_1 \lambda_2 \lambda_3 + \lambda_2 \lambda_3 \lambda_4 + \lambda_1 \lambda_4 \lambda_1 + \lambda_2 \lambda_1 \lambda_2) \\ t_2 &= \lambda_1 \lambda_2 + \lambda_2 \lambda_3 + \lambda_3 \lambda_4 + \lambda_4 \lambda_1 + \lambda_1 \lambda_3 + \lambda_2 \lambda_4 \\ t_3 &= -(\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_4) \end{aligned} \right\} \quad (3-9)$$

状態フィードバック制御を行っていない場合のシステムの特性格方程式 $|sI - A| = 0$ の特性根のうち、 $s_{1,2}$ との虚部の値は 4019 rad/s であり、約 640Hz になる。よって、表 1 に示したエンドミル工具の固有振動数 625Hz に近いので、 $s_{1,2}$ はエンドミル工具の固有振動数に対応する根になると考えられる。一方、 $s_{1,2}$ の実部の値は減衰に対応するので、特性根 $\lambda_{1,2}$ の値は、 $s_{1,2}$ の実部を 3 倍にした値とし、特性根 $\lambda_{3,4}$ の値は、 $s_{3,4}$ の値のままとした。

$$\lambda_{1,2} = -109.0 \pm 4019j$$

$$\lambda_{3,4} = -46.98 \pm 3622j$$

よって、 $\lambda_{1,2}$ と $\lambda_{3,4}$ の値を式 (3-9) に代入し、得られた $t_0 \sim t_3$ の値を式 (3-7) に代入して $K_1 \sim K_4$ について解けば、状態フィードバック係数 K が得られる。

$$\mathbf{K} = [K_1 \quad K_2 \quad K_3 \quad K_4] = [24363 \quad 203.36 \quad -11798 \quad -30.32]$$

図3.7は、得られた状態フィードバック係数 \mathbf{K} の値と、表 3-2 示した工具系の自由振動のパラメータを式 (3-5) に示した周波数応答関数の計算式に代入して求めたコンプライアンス $|G_a|$ で、図中には赤い曲線で示してある。また図3.7には比較のため、状態フィードバック制御を行わない場合のコンプライアンス $|G_b|$ が黒い曲線で示してあるが、エンドミル工具の固有振動数に対応する約 640 Hz の $|G_b|$ のピーク値は、状態フィードバック制御を行うことにより、約 1/3 に低下した。これは、エンドミル工具に対応する特性格方程式の根の実部の値を 3 倍とし、極配置法で状態フィードバック係数 \mathbf{K} を求めたことと対応している。従って、エンドミ

ル工具の任意のコンプライアンス特性は，極配置法で特性方程式の根を任意のコンプライアンス特性に対応して決め，状態フィードバック係数を求めれば得られることになる．

図3.8は，得られた状態フィードバック係数 K の値と，表 3-2 示した工具系の自由振動のパラメータを式 (3-5) に代入して得られた周波数応答関数の実部 $\text{Re}[Ga]$ で，図中に赤い曲線で示してある．また図3.7には比較のため，状態フィードバック制御を行わない場合の周波数応答関数の実部 $\text{Re}[Gb]$ が黒い曲線で示してあるが，エンドミル工具の固有振動数に対応する約 640Hz の $\text{Re}[Gb]$ の極小値は，状態フィードバック制御を行うことにより，約 1/3 になった．これは，再生びびり振動の理論によれば，再生びびり振動の発生限界が約 3 倍になることを意味している．また図3.7では，エンドミル工具の固有振動数に対応するコンプライアンスのピーク値は約 1/3 に低下したが，ケイ素鋼板円筒部の固有振動数に対応する約 580Hz でのピーク値は逆に増加し，エンドミルに対応する約 640Hz でのピーク値よりも大きくなった．しかし，図3.8に示したように約 580Hz での極小値は，約 640Hz での極小値より絶対値は小さいため，約 580Hz で再生びびり振動は発生しない．

3. 5 結 言

エンドミル工具から遠い軸受は転がり軸受，近い軸受は制御磁気軸受で支持されるハイブリッド主軸を用い，制御磁気軸受の電磁力による状態フィードバック制御で小径エンドミリのコンプライアンス制御の理論計算を行い，以下の結果が得られた．

- (1) 工具系は，制御磁気軸受のケイ素鋼板円筒部と小径エンドミル先端に等価集中質量を持つ 2 自由度振動系で近似できることを示した．

- (2) 小径エンドミル工具のコンプライアンスの特性は，制御磁気軸受の電磁力による状態フィードバック制御を行う制御システムの特性方程式の根を任意の値に設定することにより，変えられることを理論計算により示した．
- (3) 状態フィードバック制御を行う制御システムの特性方程式の任意の根の値は，極配置法により状態フィードバック係数を求めることで，簡便に得られることを示した．
- (4) 小径エンドミル工具を持つハイブリッド主軸に状態フィードバック制御を適用した理論計算より，状態フィードバック制御を行わない場合の小径エンドミル工具の固有振動数付近に対応する周波数応答関数の実部の極小値が約 1/3 なり，再生びびり振動の発生限界が約 3 倍になること示した．

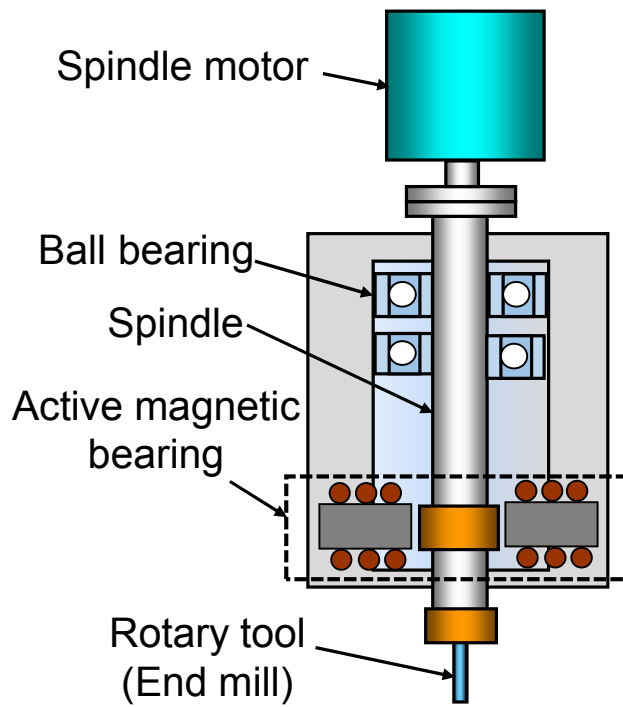


Fig. 3.1 Schematic of proposed hybrid spindle system with ball and active magnetic bearings

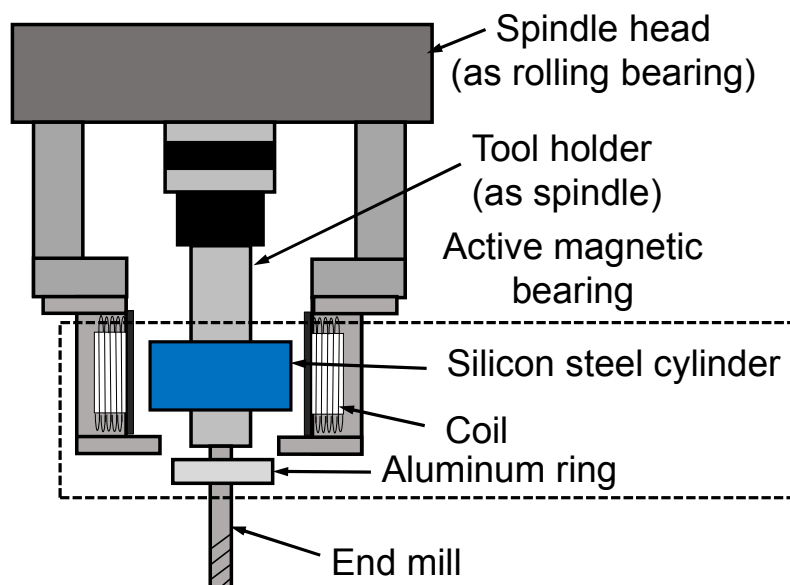


Fig.3.2 Schematic of model experiment device for hybrid spindle system

Table 3.1 Modal parameters of end mill system

Silicon steel cylinder	Natural frequency	590 Hz
	Damping ratio	1.5%
End-mill at bottom end	Natural frequency	625 Hz
	Damping ratio	0.7 %

Table 3.2 Free vibration parameters of end mill system

Silicon steel cylinder	Mass	1.4 kg
	Spring constant	19.24×10^6 N/m
	Damping coefficient	155.7 N · s/m
End-mill at bottom end	Mass	0.01 kg
	Spring constant	0.15×10^6 N/m
	Damping coefficient	0.55 N · s/m

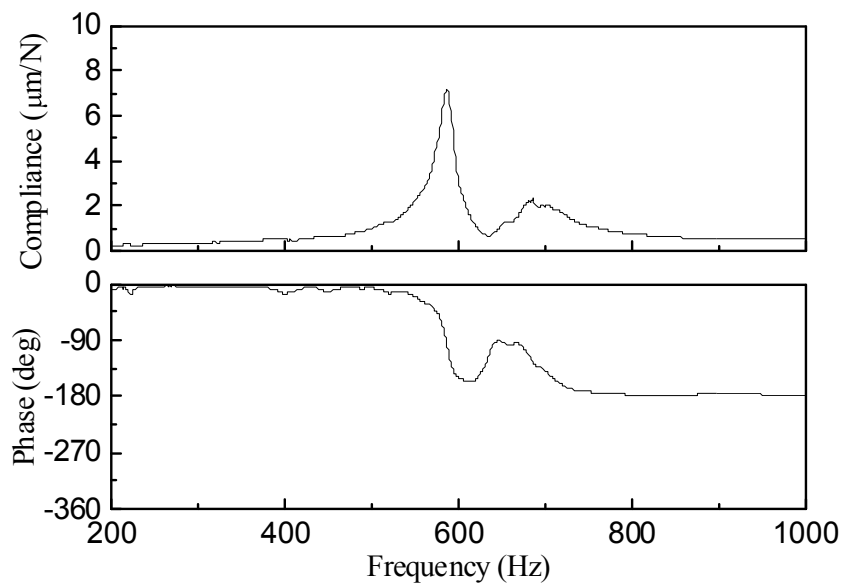


Fig. 3.3 Frequency response function of spindle at silicon steel cylinder

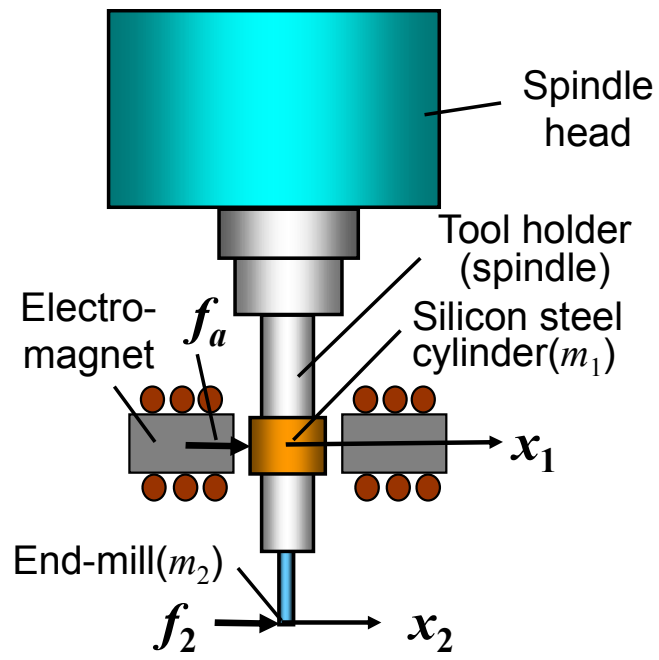


Fig. 3.4 Schematic of active magnetic bearing and end mill system function (Simulation)

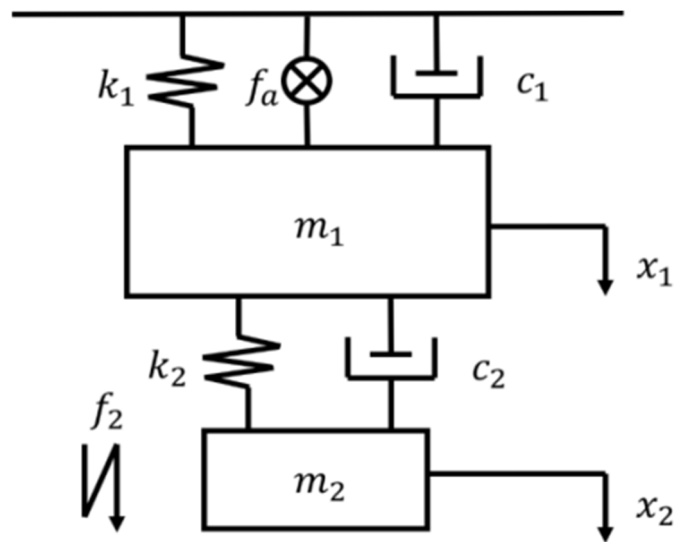


Fig. 3.5 Dynamic model of spindle with magnetic bearing and end mill

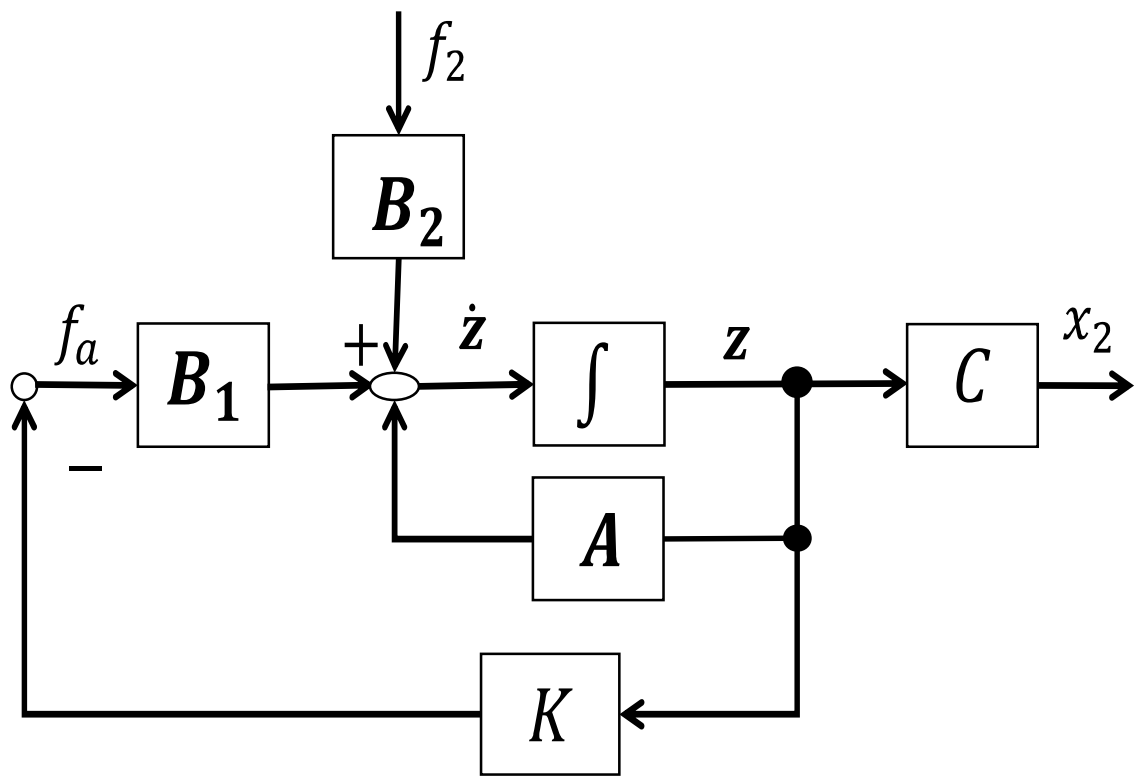


Fig. 3.6 Dynamic model of hybrid spindle with end-mill

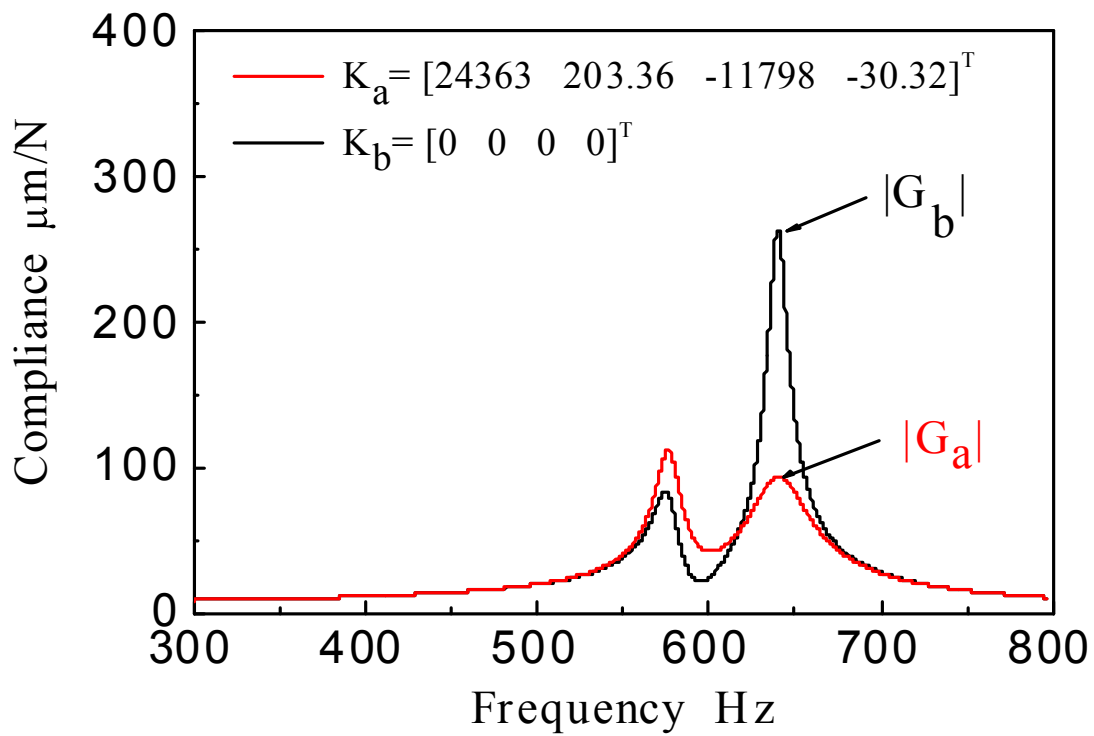


Fig. 3.7 Compliance at lower end of end mill

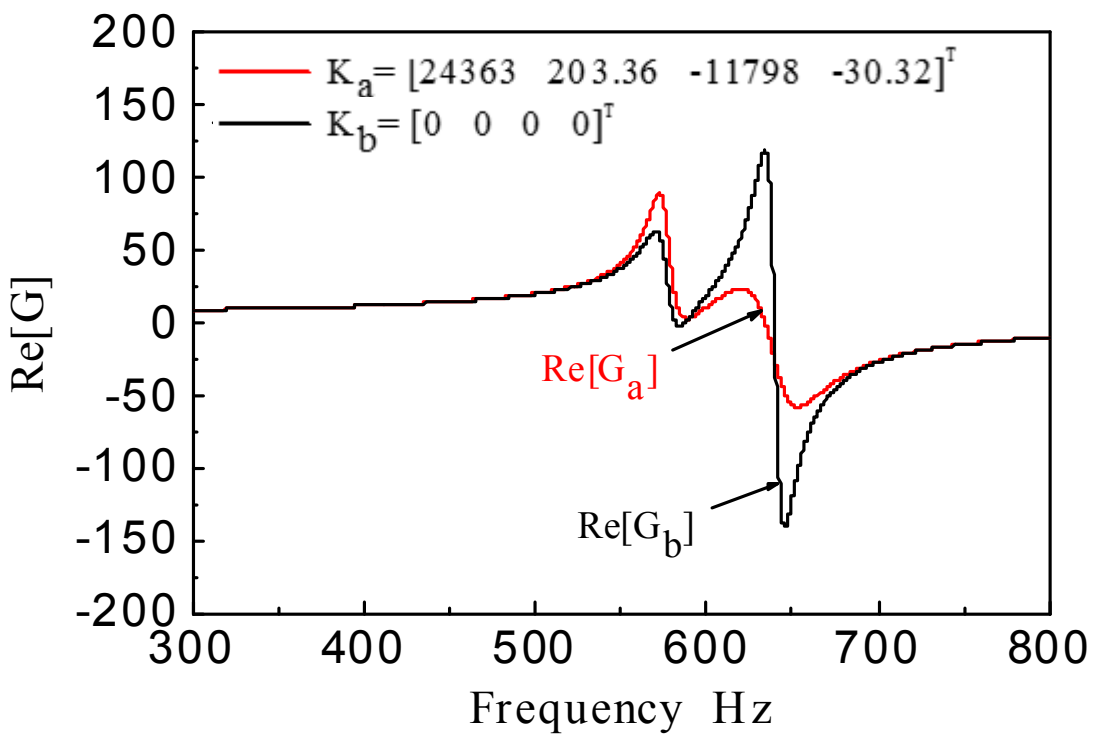


Fig. 3.8 Real part of frequency transfer function of end mill at lower end

第4章 結論

本研究は、産業を支えている工作機械に関する研究であり、工作機械の中でも今後ますます需要が高まることが見込まれるマシニングセンタ（工具が回転しながら切削加工する自動化に対応した機械）が抱える問題のうち、小径エンドミル加工における象限突起とびびり振動と呼ばれる生産性と加工精度を劣化させる問題を低減することを目的とした。問題の解決方法として、転がり軸受と磁気軸受で支持されるハイブリッド主軸を提案し、ハイブリッド主軸のモデル実験機を用いて、実験また理論計算により磁気軸受の電磁力の制御による象限突起の低減とびびり振動の抑制の有効性について検討を行った。

第2章では、象限突起の発生メカニズムが送り軸に内在する摩擦と送り軸の剛性に依存した応答遅れ（ロストモーション）であり、その摩擦や剛性は環境変化や送り軸の可動部品の磨耗により変動する特徴に着目した。そこで、送り軸の応答遅れを送り軸とは関係のない主軸にて、非接触（摩擦のない状態）で位置制御が行える制御磁気軸受によりエンドミルの切削点を直接制御し、且つ加工に必要な剛性を得るため、エンドミルと遠い軸受は既存の転がり軸受を残したハイブリッド主軸を提案した。このハイブリッド主軸のモデル実験機を用い象限突起の低減に対する有効性を実験にて検証し、一般的なマシニングセンタに採用されている転がりガイドとボールねじで構成される送り軸において、高加速度な円運動時 (1.78m/sec^2 : $F = 8000\text{mm/min}$, 直径 20mm) で発生している最大 $7\mu\text{m}$ あった象限突起が $1\mu\text{m}$ に減少することを示した。また、アンダーカットの誤差に対しても低減できることを確認した。従来の研究では、送り軸の摩擦と剛性の変化への対応が課題であったが、常に送り軸の誤差を、送り軸とは独立したハイブリッド主軸により低減することで、抜本的に且つ高精度に象限突起を補正できることを示した。

第3章では、びびり振動の問題に対し、工具系のびびり振動の原因となっているコンプライアンスを抑制し、振動振幅を十分許容できる方法として、エンドミル工具から遠い軸受は転がり軸受、近い軸受は制御磁気軸受で支持されるハイブリッド主軸を適用し、制御磁気軸受の電磁力による状態フィードバック制御で小径エンドミルのコンプライアンスを制御する方法を提案した。極配置法により状態フィードバック制御のフィードバック係数を求めることで、小径エンドミル工具のコンプライアンスの特性を任意に変えられることを理論的に示した。そして、ハイブリッド主軸のモデル実験機のモデルを用いた理論計算により、小径エンドミル工具の固有振動数付近に対応する周波数応答関数の実部の極小値が約1/3 となり、再生びびり振動の発生限界が約3倍になることを示した。

以上の結果から、本研究の成果はマシニングセンタの高精度化、高能率化に寄与し、最終的には工業製品の生産性向上、生産コスト削減、性能向上に貢献できると考える。

参考文献

- (1) 日本の工作機械産業 2018, 日本工作機械工業会, 2018.
- (2) 工作機械業界の現状と今後の展望, Mizuho Industry Focus, Vol.180, 2016.
- (3) 佐藤隆太, 寺島義道, 堤正臣, 微小変位領域の摩擦特性を考慮した象限突起補償器, 精密工学会誌, 2008, 74, pp. 622-626.
- (4) 岩下平輔, サーボ制御装置, 日本国特許第 2664432 号, 1988.
- (5) 岩下平輔, 河村宏之, 湯志, サーボモータ駆動制御装置, 日本国特許第 3805309 号, 2003.
- (6) 樋口拓郎, 真鍋佳樹, 佐藤隆太, 堤正臣, NC 工作機械の運動精度向上に関する研究 - トルク変化に対応する自律形象限突起補償器の開発 -, 精密工学会誌, 2010, 76, pp.535-540.
- (7) H. Itagaki, M. Tsutsumi and H. Iwanaka, Improvement of Response Characteristics of Linear Motor Servo Systems Using Virtual Friction, Proceedings of International Conference on Leading Edge Manufacturing in 21st century: LEM21 2011(6), "3344-1"- "3344-6", 2011-11-08.
- (8) 樋口拓郎, 国貞宏通, 国井嘉仁, 佐藤隆太, 堤正臣, マシニングセンタの円弧補間運動における二山象限突起の補正, 日本機械学会論文集 C 編, 2012, 78, pp.1211-1220.
- (9) Z.Jamaludin, H. van Brussel and J. Swevers, Tracking performances of cascade and sliding mode controllers with application to a XY milling table, PROCEEDINGS OF ISMA2006, 2006, pp.81-92.
- (10) Z. Jamaludin, H. Van Brussel, G. Pipeleers and J. Swevers, Accurate Motion Control of XY High-Speed Linear Drives using Friction Model Feedforward and Cutting Forces Estimation, CIRP Annals. Manufacturing Technology, 2008, 57, pp.403-406.
- (11) N.A Rafana, Z. Jamaludina, T.H Chiewa, L. Abdullaha and M.N. Maslana, Contour error analysis of precise positioning for ball screw driven stage using friction model feedforward, Procedia CIRP, 2015, 26, pp.712-717.

- (12) 岩崎誠, 宮路匡, 松井信行, ロストモーション補償による工作機械テーブル駆動系の高精度軌跡制御, 2005, 125, pp.616-622.
- (13) 佐藤隆太, 堤正臣, AC サーボモータと直動転がり案内を用いた送り駆動系の数学モデル, 精密工学会誌論文集, 2005, 71, pp.633-638.
- (14) 長島一男, 勝木雅英, 河上邦治, NC 工作機械の象限切替え突起量の理論解析と入力適応系による補正, 日本機械学会論文集 C編, 2000, 66, pp.2877-2883.
- (15) 山崎敬則, 瀬戸将城, 堤正臣, 数値制御工作機械送り駆動系の摩擦補償器の設計, 精密工学会誌, 2000, 66, pp.1781-1785.
- (16) J. Tlustý and F. Koenigsberger, 工作機械の力学 (1972), 養賢堂
- (17) Y. Altıntaş and E. Budak, Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling, 1995, 44, pp.357-362.
- (18) 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), 精密工学会誌, 1998, 64, pp.465-469.
- (19) 竹村正, 北村隆, 星鉄太郎, 主軸回転速度変動によるびびり振動の防止, 精密工学会誌, 1975, 41, pp.489-494.
- (20) 石山誠, 青山藤詞郎, 枝村一弥, 都築良彦, ER 流体を応用した工作機械テーブルシステムの動特性向上: テーブルシステムの試作と切削試験による性能評価, 日本機械学会論文集 C編, 1996, 62, pp.326-332.
- (21) 中野寛, 近藤英二, 高原弘樹, 動吸振器を用いたエンドミル加工時に発生する再生びびり振動の抑制対策, Dynamics & Design Conference, 2009, 328.
- (22) 中野寛, 高原弘樹, 園田拓郎, 畑尾友紀, 回転工具に取り付けた動吸振器によるエンドミル加工時再生びびり振動抑制対策, Dynamics & Design Conference, 2010, 353.
- (23) 中野寛, 高原弘樹, 河合謙吾, 多重動吸振器を用いたエンドミル加工時の強制びびりおよび再生びびり振動の抑制対策, 日本機械学会論文集, 2014, 80, pp.98.
- (24) J. Monnina, F. Kusterb and K. Wegenerb, Modeling Errors influencing Active Structural Methods for Chatter Mitigation in Milling Process, Procedia CIRP, 2014, 14, pp.494-499.

- (25) Tao Huang, Zhiyong Chen, Hai-Tao Zhang and Han Ding, Active Control of an Active Magnetic Bearings Supported Spindle for Chatter Suppression in Milling Process, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2015, 137.
- (26) V. Dijk, Active Chatter Control in High-speed Milling Processes, Doct. diss. Eindhoven: Eindhoven Univ. of Technology (2011).
- (27) 野口昭治, 転がり・すべり軸受の技術動向, 精密工学会誌, 2008,74, pp.897-199.
- (28) 角田和雄, 超高速転がり軸受, 精密工学会誌, 1987, 53, pp.1005-1008.
- (29) 中村晋哉, 垣野義昭, 村松明, 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, 1994,60, pp.979-983.
- (30) 中村晋哉, 垣野義昭, 浦野好市, 米山博樹, アンダレース潤滑スピンドルの高速回転特性の解析と評価, 精密工学会誌, 1994, 60, pp.1485-1489.
- (31) 村上力, 磁気軸受について, ターボ機械, 1987, 15, pp.269-276.
- (32) 鈴木茂樹, 星鉄太郎, 中関嗣人, 高速磁気軸受フライス主軸システムの振動特性と切削性能, 精密工学会誌, 1990, 56, pp.569-574.

謝辞

本論文は、著者が2014年10月、鹿児島大学大学院理工学研究科博士後期課程物質生産科学専攻に入学以来、今日までの研究成果をまとめたものである。

鹿児島大学理工学域工学系理工学研究科機械工学専攻教授の近藤英二先生には指導教官として本研究の実施の機会を与えて戴き、その遂行にあたって終始、ご指導を戴いた。ここに深謝の意を表す。同専攻教授の松崎健一郎先生、同専攻准教授の熊澤典良先生には副査としてご助言を戴くとともに本論文の細部にわたりご指導を戴いた。ここに深謝の意を表す。鹿児島大学理工学域理学系理工学研究科物理・宇宙専攻教授の小山佳一先生、同大学理工学域工学系理工学研究科機械工学専攻准教授の西村悠樹先生、岡山理科大学工学部システム工学科教授の林良太先生には研究ゼミナールにおいて研究に関するご指導を戴いた。ここに深謝の意を表す。鹿児島大学大学院理工学研究科博士前期課程修了の鳥原貴司氏、そして同博士前期課程の志岐龍哉氏には研究遂行にあたり、実験およびシミュレーションで多大な協力を戴いた。ここに深謝の意を表す。

株式会社牧野フライス製作所取締役社長の井上真一氏には学位取得の機会を与えて戴いた。ここに深謝の意を表す。本研究の遂行にあたり、所属する株式会社牧野フライス製作所の各位には多大な援助を戴いた。ここに深謝の意を表す。

2018年9月