The University of Osaka
Institutional Knowledge Archive

Title	テーブル・オン・テーブル型の新型5軸制御マシニングセンタの開発
Author(s)	高山, 直士
Citation	大阪大学, 2011, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://hdl.handle.net/11094/572
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

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

The University of Osaka

テーブル・オン・テーブル型の
新型５軸制御マシニングセンタの開発

大阪大学大学院工学研究科

博士学位論文

２０１１年

高 山　直 士

要　旨

本論文は，高精度な中型の 5 軸制御マシニングセンタをめざし，テーブル･オン･テーブル型 5 軸制御マシニングセンタを提案している．その全体構造，送り駆動系，主軸駆動系などの設計・製作を行い，その運動精度や加工性能の評価を行なった．本研究で得られた主な成果は次のとおりである．

第 1 章「緒論」では，マシニングセンタの歴史，5 軸制御マシニングセンタの登場および精度の信頼性向上が必要などの 5 軸制御マシニングセンタの課題を示した．さらに旋回軸の旋回角度範囲が大きく取れるほど旋回軸の中心位置が正確に定まり，直進軸と旋回軸間のアライメント誤差が小さくなり，精度が出しやすくなることに着目して，テーブル・オン・テーブル型の新型 5 軸制御マシニングセンタを開発することを述べた．

第 2 章「テーブル・オン・テーブル型 5 軸制御マシニングセンタの提案」では，各種の全体構造を持つ 5 軸制御マシニングセンタについて，精度の出し易さ，作業のし易さなどの点から考察し，本研究で開発の対象とすべきマシニングセンタの全体構造について考察し，テーブル・オン・テーブル型が最も適しているという結論を導いた．

第 3 章「旋回角度範囲がアライメント誤差に及ぼす影響のシミュレーション解析」では，旋回軸の旋回角度範囲の大きさが測定される運動精度，アライメント精度の信頼性にどの程度影響するかをシミュレーション解析によって検討し，大きな旋回角度範囲をもつ構造の方が運動精度測定の信頼性を確保しやすいことを明らかにした．

第 4 章「テーブル・オン・テーブル型 5 軸制御マシニングセンタの構成ユニット」では，開発するテーブル・オン・テーブル型 5 軸制御マシニングセンタ直進軸駆動系，旋回軸系，支持構造の詳細構造について検討したことを述べた．

第 5 章「テーブル・オン・テーブル型 5 軸制御マシニングセンタの性能評価」では，開発したテーブル・オン・テーブル型 5 軸制御マシニングセンタについて，基礎的な性能である位置決め精度，静剛性，熱変位，振動，切削能力などの性能試験を行い，　従来の立型マシニングセンタとほぼ同程度の性能が得られたことを述べた．

第 6 章「テーブル・オン・テーブル型 5 軸制御マシニングセンタの運動精度評価」では，ＤＢＢ測定法を用いて運動精度を測定し，開発したテーブル・オン・テーブル型の 5 軸制御マシニングセンタの運動誤差は，　トラニオン型 5 軸制御マシニングセンタより優れているだけでなく，金型加工用にも使われている従来の立型マシニングセンタとほぼ同程度であることを確認した．

第 7 章「加工性能評価」では，開発したテーブル・オン・テーブル型 5 軸制御マシニングセンタを用いて，金型モデルを想定した複雑断面円錐形状ワーク加工し，その表面形状，精度，加工能率などを評価し，従来の同時 3 軸加工法と比べて旋回軸回転を用いたインデックス同時 4 軸加工法の加工能率が 38%向上していることを実証した．

第 8 章「結論」で，2～7 章の結論についてまとめた．

目 次

第1章　緒　論
１．１　マシニングセンタの歴史・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・1
１．２　５軸制御マシニングセンタの登場とその意義・・・・・・・・・・・・・・・3
１．３　５軸制御マシニングセンタの課題・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・5
１．４　開発する５軸制御マシニングセンタのねらい・・・・・・・・・・・・・・・5
１．５　本論文の構成・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・8
参考文献

第２章　テーブル・オン・テーブル型５軸制御マシニングセンタの提案
２．１　緒　論・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・11
２．２　５軸制御マシニングセンタの構造分類・・・・・・・・・・・・・・・・・・12
２．３　テーブル・オン・テーブル型５軸制御マシニングセンタの優位性・・・・17
２．４　結　論・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・20
参考文献

第３章　旋回角度範囲が旋回軸のアライメント誤差に及ぼす影響のシミュレーション解析
３．１　緒　論・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・23
３．２　シュミレーション解析の方法・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・23
３．３　シュミレーション解析の内容と設定条件・・・・・・・・・・・・・・・・・27
３．４　シミュレーション解析の結果と考察・・・・・・・・・・・・・・・・・・・28
３．５　結　論・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・34
参考文献

第４章　テーブル・オン・テーブル型５軸制御マシニングセンタの構成ユニット
４．１　緒　論・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・36
４．２　直進軸駆動系の構造・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・37
４．３　旋回軸駆動系の構造・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・40
４．４　主軸駆動系の構造・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・45
４．５　支持体の構造・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・46
４．６　機械構造の詳細設計と製作・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・47
４．７　結　論・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・48
参考文献

第５章　テーブル・オン・テーブル型５軸制御マシニングセンタの性能評価
５．１　緒　論・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・51
５．２　性能試験の方法・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・51
５．３　性能試験結果と考察・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・59

５．３．１　位置決め精度・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・59
５．３．２　静剛性・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・60
５．３．３　温度上昇と熱変位・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・61
５．３．４　残留振動・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・65
５．３．５　騒　音・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・65
５．３．６　工具交換の再現性・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・66
５．３．７　ミーリング加工能力・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・67
５．３．８　旋削加工能力・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・67
５．４　結　論・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・68
参考文献

第６章　テーブル・オン・テーブル型５軸制御マシニングセンタの運動精度評価
６．１　緒　論・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・70
６．２　測定法・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・72
６．２．１　測定対象・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・72
６．２．２　測定装置と測定方法・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・74
６．２．３　測定項目・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・76
６．２．４　測定条件・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・78
６．３　測定結果と考察・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・86
６．３．１　機械Ａ測定結果・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・86
６．３．２　機械Ｂ測定結果・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・95
６．３．３　機械Ｃ（トラニオン型５軸制御 MC）測定結果・・・・・・・・・・・99
６．３．４　機械Ｄ（立形 MC）測定結果・・・・・・・・・・・・・・・・・・・104
６．４　結　論・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・105
参考文献

第７章　テーブル・オン・テーブル型５軸制御マシニングセンタの加工性能評価
７．１　緒　論・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・108
７．２　制御軸数の異なる加工方式・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・108
７．２．１　同時３軸制御による加工・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・108
７．２．２　インデックス同時４軸制御による加工・・・・・・・・・・・・・・・109
７．２．３　同時５軸制御による加工・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・111
７．３　試験装置と方法・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・112
７．３．１　製作するワークの形状・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・112
７．３．２　使用工作機械と工具・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・113
７．３．３　ワーク材質と切削条件・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・113
７．３．４　性能比較項目と測定法・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・115
７．３．５　加工順序と工具パス・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・118
７．４　試験結果と考察・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・119

７．４．１　円錐形状ワーク・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・119
７．４．２　複雑断面円錐形状ワーク・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・121
７．５　結　論・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・124
参考文献

第８章　結　論・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・127

謝　辞・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・130

業　績・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・131

経　歴・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・133

第１章　緒　論

１．１　マシニングセンタの歴史

マシニングセンタ（Machining Center）は従来の伝統的なフライス盤を数値制御化（NC,Numerical Control）し，自動工具交換装置（ATC,Automatic Tool Changer）を付けて工具の交換を自動化し，複雑形状の部品を加工でき，ある程度の自動運転が可能な機械として1958年ごろにアメリカで誕生した．すなわち，従来のフライス盤の加工機能に加えて，ボール盤，中ぐり盤などの加工機能も併せ持ち，文字どおり加工の中心となるべき機械であった．

初期に開発されたものの１つに図1.1に示すような,X,Y,Zの直進3軸と旋回B軸を備えたKearny Trecker社の4軸制御の横型マシニングセンタがある[1.1)～1.4)]．この機械は，工具マガジン内に20本の工具が保管され，航空機部品やスクリューなどの輪郭形状を加工することを主目的としたもので，基本的には機能や構造において現在のマシニングセンタとほとんど変わらない，優れたものであった．しかし，この機械は価格が10万ドル以上近くと，当時としては非常に高価であり，NC にバグが多く，かつ自動工具交換に失敗することが多いなど，技術的な革新性は高いけれども，総じて信頼性が低く，あまり普及せずに終わった．他のメーカーが開発した同種のマシニングセンタも基本的には大同小異であった．

そのほぼ18年後の1976年に日本の新興工作機械メーカー（当時）が図1.2に示すような立型の NC フライス盤に自動工具交換装置（ATC）を付けた立型マシニングセンタを開発した．当時，欧米の工作機械メーカーではマシニングセンタと称してよいのは自動運転に適したパレット交換が自動的に行なえるB軸を備えた横型のマシニングセンタだけであり，この機械はそれを備えていないので，NC フライス盤を若干機能アップしたものに過ぎないと言う意見が支配的であった．

しかし,この機械は技術的な革新性は若干低くとも,NCやATCなどの信頼性が高い上に，価格も比較的安かったので，自動運転でき，使いやすくて，ユーザーの評判も良く，当時のNC機としては非常に多数製作・販売された．しかもその半数近くはアメリカのユーザーで使用され，日本製の工作機械がアメリカにおいて地位を確立する基礎となった．

やがてNCのバグの除去，ATCによる工具交換の信頼性の確保などが進み，信頼性が向上すると，フレキシブル生産システム（FMS,Flexible manufacturing System）やフレキシブル生産セル（FMC, Flexible Manufacturing Cell）で代表される生産システムなどを用いた自動化や省力化に有利な点などのマシニングセンタの利点が広く認識され[1.5),1.6)]，続々と内外の工作機械メーカーがそれぞれ特徴を持った立型と横型のマシニングセンタを開発し，図1.3に示すようにマシニングセンタの生産台数が飛躍的に増大した[1.7)]．

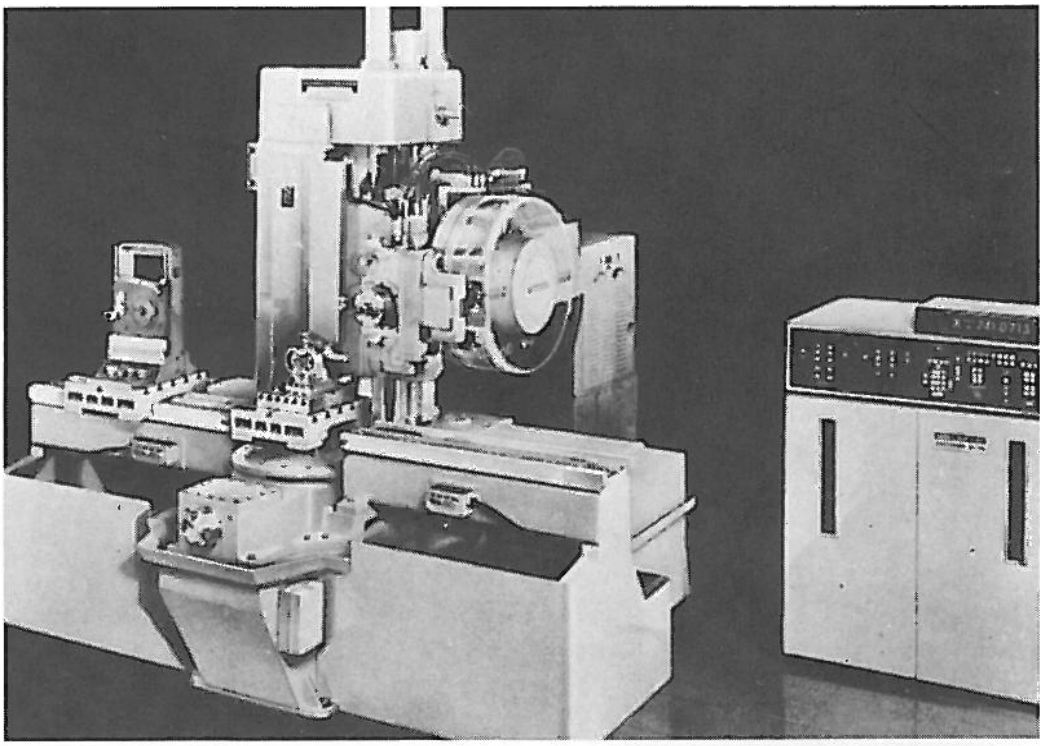


図1.1　Kearney Tecker社の世界初４軸横型マシニングセンタ
「ミルウオーキイマチックMODELⅡ」(1958年)

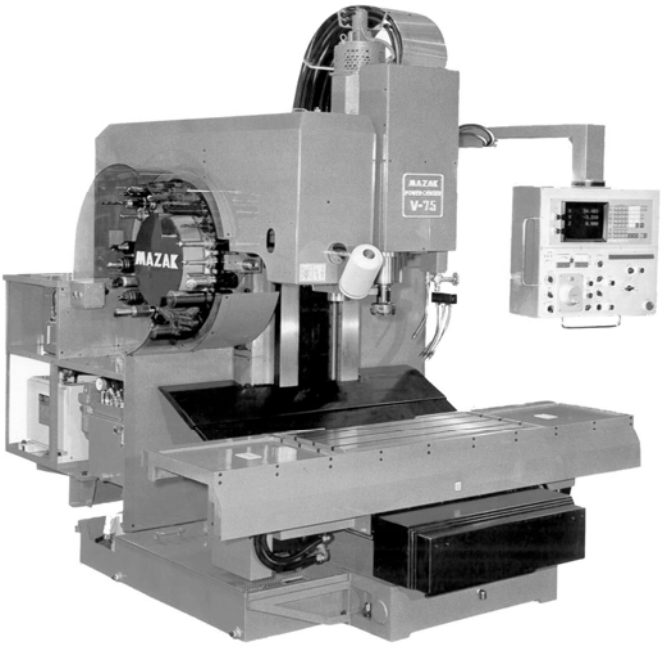


図1.2　量産された立型マシニングセンタ

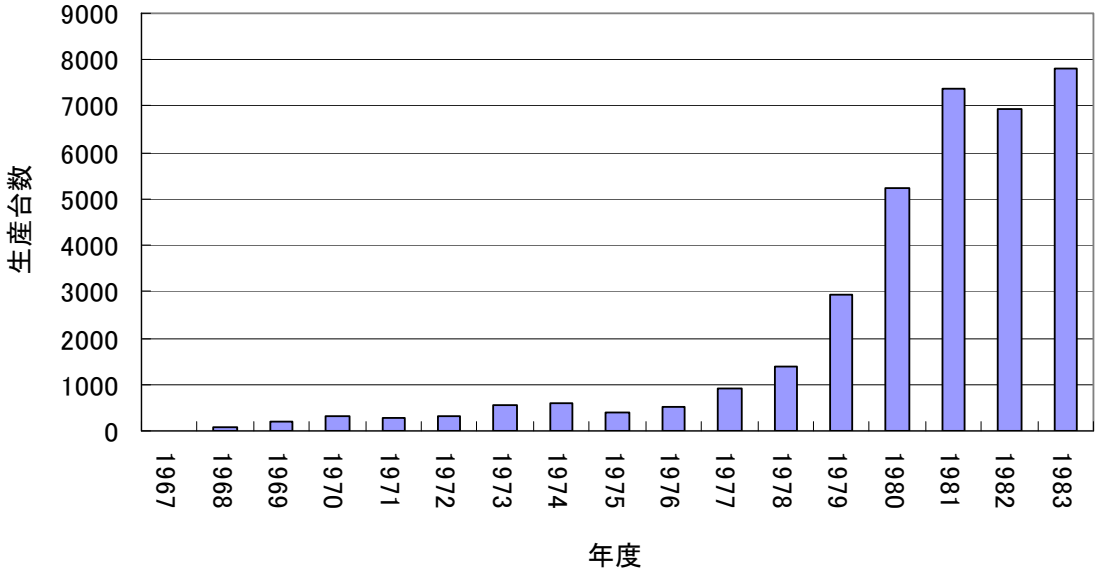


図1.3　マシニングセンタの生産台数推移

１．２　５軸制御マシニングセンタの登場とその意義

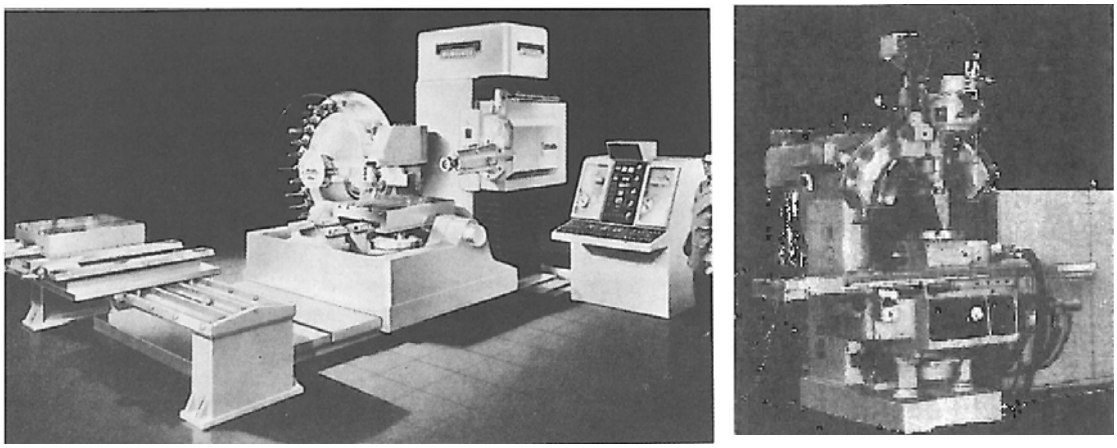
こうして登場したマシニングセンタに加えて，欧米では少数ではあるが，1960 年代には図 1.4 に示すような直進 3 軸に加えて，B,C（あるいは A,B）の旋回 2 軸を備えた 5 軸制御マシニングセンタが開発されだした [1.8),1.9)]．このような 5 軸制御のマシニングセンタは，主として複雑な輪郭形状をしたインペラーのような航空機部品やスクリューなどの生産に使用された．これらの部品は従来は割出盤などの治工具を用いて加工されていたものや手加工で作られていたものであり，それらの加工を NC で自動化した意義は大きい．もう 1 つの用途は複雑な形状をした金型の製作用であった．

国内でも 5 軸制御マシニングセンタを生産するメーカーの数は徐々に増えたが，航空機部品の生産が欧米ほど活発ではなく，金型加工用には次の理由により，あまり使用されず，各社とも月産 5 台以下の少数の生産に留まっていた．すなわち，国内においては，金型はある程度の形状精度とともに，表面の滑らかさが強く要求されているので，金型の表面にキズ，段差，溝，大きな仕上げ面あらさなどが残るのを極端に嫌うためであった．製品の外観をそれほど重視しない欧米では金型表面の多少のキズは問題にされることはほとんどなかった．

一般的にそれらのキズ，段差，溝などは運動軸（＝制御軸）の運動方向反転時に生じやすく，軸数が多い 5 軸制御マシニングセンタでは 3 軸制御マシニングセンタに比べて格段に不利であった．また副次的には同時 5 軸制御で加工するために必要な工具パス算出用の CAM システムや 5 軸制御マシニングセンタ本体の高価格のために使用されなかった．

ところが近年にいたって，5 軸制御マシニングセンタのよさが見なおされて，国内でもそ

の需要が増大しつつある．すなわち，同時 5 軸制御加工が必ずしも必要でない場合でも，旋回軸をワークのインデックス用に用い，残りの直進 3 軸で加工を行い，ワンチャックで 1 部品全てを加工する方が，加工能率や部品全体の精度が確保しやすいことが広く認識されだしたためである．5 軸加工の対象ワークを図 1.5 に示す[1.10), 1.11)]．また，従来はいくつかの部品を別々に加工した後で組み立ててユニットにしていたものを，統合した 1 部品として加工し，組立作業を合理化した方が有利である部品が存在することが分かってきたためである．副次的には 5 軸制御マシニングセンタの価格や CAM システムがかなり安くなってきたことも原因している．



(a)　Kearney Tecker社(1962年)　　(b)マキノフライス製作所 (1968年)

図1.4　初期の5軸制御マシニングセンタ

図1.5　5軸加工の対象ワーク

１．３　５軸制御マシニングセンタの課題

ただし，国内では金型加工への 5 軸制御マシニングセンタの応用は依然として遅々として進展していない．ようやく最近，旋回軸を用いてワークのインデックスをしてから直進軸である X,Y,Z の同時 3 軸制御を用いて金型を加工する動きが出始めたところである（これは後述するようにインデックス同時 3 軸加工と呼ばれている）．これは，

(1)　直線軸と旋回軸を組合わせて同時動作させた時の運動精度の信頼性がまだまだ低い

(2)　旋回軸の送り速度が上がらず加工速度が上がらない．

(3)　軸数が多いため剛性面で不満足な面がある．

(4)　ワーク接近性が悪い．

(5)　CAM が必要，NC プログラムを作成するのに時間がかかる．

(6)　同時 5 軸動作時の検査方法が確立していない．

などの理由からである．[1.12)～1.14)]

さらに最近，国内においては，金型などの高い精度が必要な部品についても 5 軸制御マシニングセンタを使って省人化や製作の高能率化を図りたい声がでてきた[1.15)]．

5 軸制御マシニングセンタにおいて，3 軸制御マシニングセンタと同等以上の精度を安定して達成することが大きな課題となってきている．

１．４　開発する５軸制御マシニングセンタのねらい

1.3 項で記載した課題を踏まえ，精度的に優れ，使用しやすい構造をもつ中型の 5 軸制御マシニングセンタを新たに研究・開発することとした．

5 軸制御マシニングセンタは構造的には自由度が大きいので，原理上 216 種類の軸構成のバリエーションが考えられることが報告されており[1.16)～1.19)]，立型，横型，門型のものなど多数のバリエーションの 5 軸制御マシニングセンタが作られている．その中では国内では比較的作りやすく，精度的にも安定しているという理由で，図 1.6 の構造をしたいわゆるトラニオン型のものが数年前まで支配的であった．しかし，このトラニオン型のものが精度的に本当に優れたものかの検証はされておらず，多分に経験的に言われているだけである．

5 軸制御マシニングセンタには旋回軸と直線軸の間でアライメント誤差が存在する．このアライメント誤差が小さくなるように組立てることが，5 軸制御マシニングの精度を確保するうえでポイントとなる．

例えば，図 1.7 のトラニオン型の 5 軸制御マシニングセンタで示すと，

(1)　旋回軸 A 軸は，直進軸 X 軸に対して平行に組立てる．

(2)　旋回軸 A 軸の中心位置が，直進軸の Y 軸上および Z 軸上のどの位置にあるかを正確に定める．

ことが組立ての調整作業として要求される.

この調整作業は，図 1.7 に示すように，旋回軸心上に設置した真球治具とインジケータを使って，旋回軸を回転させながら，旋回軸の中心位置を求めることにより行われる.

ここで，この旋回軸の中心位置を求める作業において，旋回軸が回転することができればできるほど，旋回軸の中心位置は正確に定めることができ，アライメント精度が向上すると考えた．すなわち，旋回角度範囲が大きくとれる構造であることが，高精度をねらった 5 軸制御マシニングセンタには不可欠と考えた.

この考えに基づき，多数ある5軸制御マシニングセンタの全体構造の中でも，後述するテーブル・オン・テーブル型の構造が旋回角度範囲も大きくとれると判断し，この構造の5軸制御マシニングセンタを開発することにした.（図1.8参照）

実際に研究・開発するテーブル・オン・テーブル型の 5 軸制御マシニングセンタについて，基本的な静剛性，熱特性，工具交換の再現性，切削性能などの確認を行った後，運動精度など種々の性能を確かめることとした.

開発機に期待される諸性能は次の通りである.

(1)　加工誤差：10μm 以下（運動誤差はそれ以下）

(2)　ワーク重量：300kgf

(3)　ワーク寸法：φ700 mm（これは一般的には中小型部品の寸法である）

(4)　工具交換の再現性：2μm 以内

(5)　主軸先端での熱変位：実用条件下で 10μm 以下

(6)　旋削能力：中型旋盤程度の加工能力（＝切りくず除去率 300cc/min）

(7)　使いやすさ：オペレータ作業位置からワーク中心まで 500 mm以内,
　　主軸中心位置 400 mm以内

本機は複雑形状をした中小型部品の加工を主とするものであり，その加工誤差は 10μm 以下と，5 軸制御マシニングセンタとしては画期的な 3 軸制御マシニングセンタと同等以上の高精度をねらっている.

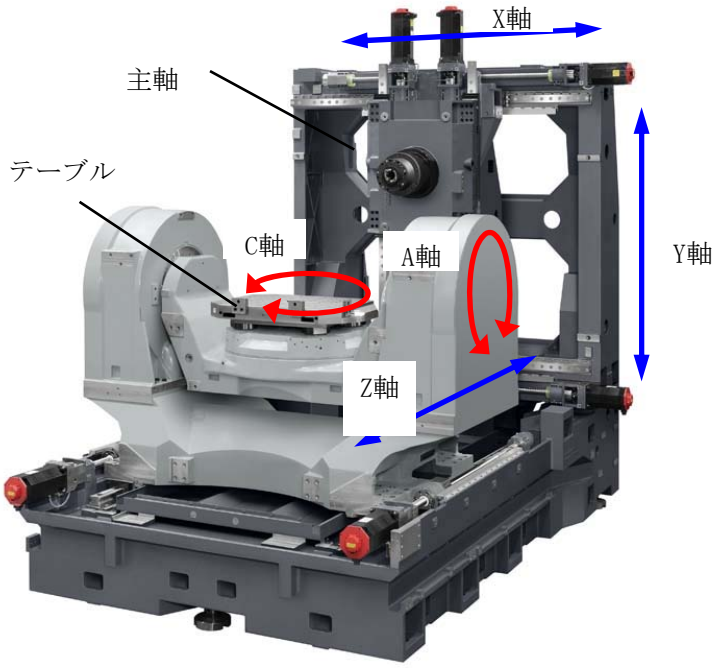
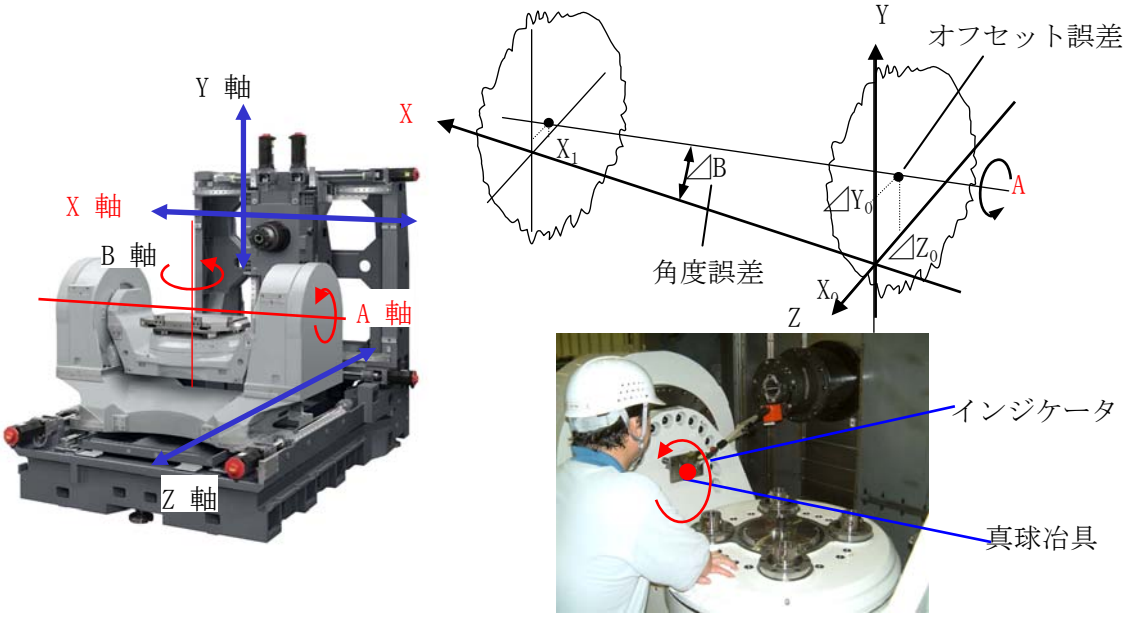


図1.6　トラニオン型5軸制御マシニングセンタ



旋回軸が回転することができればできるほど，旋回軸中心は正確に定まりやすく，
アライメント誤差を小さくするのに有利だと考えた．

図 1.7　旋回軸のアライメント誤差

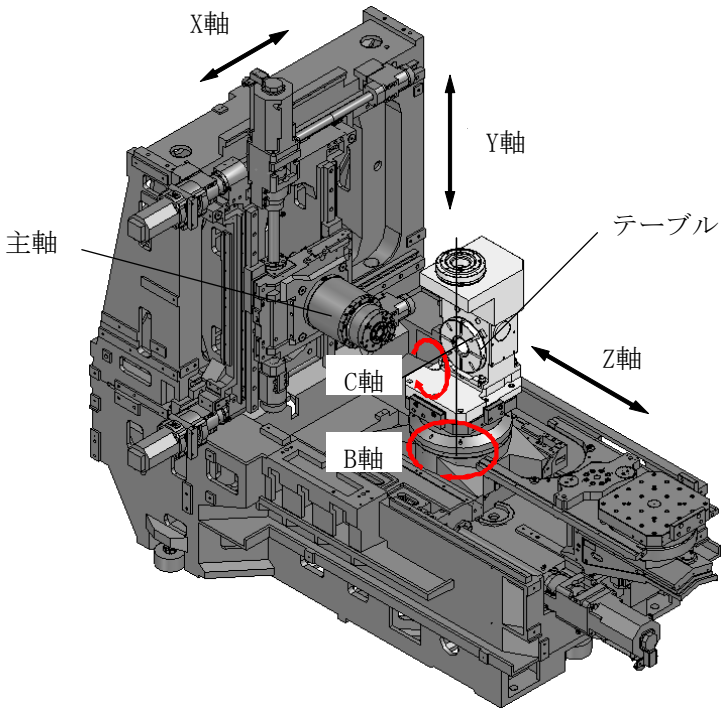


図1.8　テーブル・オン・テーブル型5軸制御マシニングセンタ

１．５　本論文の構成

本論文は，緒論，結論を含む全８章から構成されている．

第１章「緒論」では，マシニングセンタの歴史，５軸制御マシニングセンタの登場および課題，新たに開発する５軸制御マシニングセンタの狙いについて述べている．

第２章「テーブル・オン・テーブル型５軸制御マシニングセンタの提案」では，各種の全体構造を持つ５軸制御マシニングセンタについて，精度の出し易さ，作業のし易さ，製造コストなどの点から考察し，本研究で研究・開発の対象とすべきマシニングセンタの全体構造について考察をおこない，テーブル・オン・テーブル型５軸制御マシニングセンタを提案する．

第３章「旋回角度範囲がアライメント誤差に及ぼす影響のシミュレーション解析」では，旋回軸の旋回角度範囲の大きさが測定される運動精度，中でもアライメント精度の信頼性にどの程度影響するかをシミュレーション解析によって検討し，大きな旋回角度範囲をもつ構造の方が運動精度測定の信頼性を確保しやすいことを明らかにしている．

第４章「テーブル・オン・テーブル型５軸制御マシニングセンタの構成ユニット」では，以上の考察結果に基づいて，直進軸駆動系，旋回軸系，支持構造の詳細構造について検討した後，実際にテーブル・オン・テーブル型の５軸制御マシニングセンタの設計・製作を行っている．

第 5 章「テーブル・オン・テーブル型 5 軸制御マシニングセンタの性能評価」では，本機の諸性能のうち，基礎的な性能である位置決め精度，静剛性，熱変位，振動，旋削加工能力などの 5 軸制御マシニングセンタとして必要な特性について実際に特性試験を行いし，得られた結果について考察する．

第 6 章「テーブル・オン・テーブル型 5 軸制御マシニングセンタの運動精度評価」では，新たに開発された DBB5 測定法を用いて，新たに研究・開発した 5 軸制御マシニングセンタの運動精度を測定し，どの程度の運動精度が得られているかを検証し，まだ存在する運動誤差原因について考察し，改良すべき点を明らかにする．

第7章「テーブル・オン・テーブル型5軸制御マシニングセンタの加工性能評価」では，開発した5軸制御マシニングセンタを用いて，金型モデルを想定した複雑断面円錐形状ワーク加工し，その表面形状，精度，加工能率を，従来の同時3軸加工法と旋回軸を用いたインデックス同時4軸加工法について比較する．

第 8 章「結論」は，5 軸制御マシニングセンタについて研究した本研究のまとめである．

参考文献

1.1)　大河出版，安井武司：工作機械 84，(1984) 9，PP.6-7

1.2)　日本工作機械販売協会，吉本　馨：日本のマシニングセンタ，(1981)，P.3

1.3)　長尾克子，日刊工業新聞社，工作機械技術の変遷，(2002)，PP319-320

1.4)　ニュースダイジェスト社，小林茂：工作機械副読本，(1987) 6，P.5，P18

1.5)　機械振興協会，機械振興協会三十年史，(1995)9，PP61-62

1.6)　長尾克子，日刊工業新聞社，工作機械技術の変遷，(2002)，PP334

1.7)　大河出版，安井武司：工作機械 84，(1984) 9，P.10

1.8)　日本工作機械工業会，5 軸マシニングセンタの運動精度試験方法に関する調査研究，(2009)3，P.37

1.9)　日本工作機械工業会，5 軸制御マシニングセンタ精度検査規格標準化説明会資料，(2008)1，P20

1.10) 株式会社森精機製作所，NMV5000DCG ｶﾀﾛｸﾞ，(2008)，P18

1.11) 機械技術　進展する 5 軸制御加工技術，Vol. 55　No8，(2007)，8，PP52-53

1.12) 日本工作機械工業会，5 軸マシニングセンタの運動精度試験方法に関する調査研究，(2008)3，P86-94

1.13) 日本工作機械工業会，5 軸マシニングセンタの運動精度試験方法に関する調査研究，(2009)3，P71-82

1.14) 日本工作機械工業会，多軸・複合工作機械の精度及び利便性向上に関する調査研究報告書，(2008)3，PP40-54

1.15) 垣野義昭，工程集約進む最新工作機械の動向，ツールエンジニア，(2007)1，PP23-29

1.16) 佐藤　真,日本における 5 軸 MC の設計と性能，第 12 回工作機械技術者会議，講演テキスト，(2006)，PP.45-61

1.17) 佐藤　眞:5 軸 MC の構造と構造記述方式，　工作機械関連技術者会議論文集,(2007).

1.18) 稲崎一郎,岸浪建史,竹内芳美,杉村延広:工作機械の形状創生理論,養賢堂(1997)，PP42-62

1.19) 日本工作機械工業会，5 軸マシニングセンタの運動精度試験方法に関する調査研究，(2008)3，P55-61

第２章．テーブル・オン・テーブル型 ５軸制御マシニングセンタの提案

２．１　緒　論

先の図 1．6 に示したように，5 軸制御マシニングセンタとして様々な全体構造を持ったものが現在作られている．まず本章ではこれらの非常に多数ある全体構造の中から新たに研究・開発する 5 軸マシニングセンタに適した全体構造について考察する．全体構造は直進軸駆動系，旋回軸駆動系，主軸駆動系およびそれらを支持する構造体の配置で決まる．

新しく開発する５軸制御マシニングセンタに要求されている主な仕様と性能いついて表2．1 に示す．以後これらの値を目標値と呼ぶ．

表 2．1　開発機に必要な仕様と性能の目標値

仕様			
1)	最大積載工作物		φ700×350mm
2)	最大工作物重量		300kgf
3)	ストロークと最高送り速度		
	直進軸	X軸	730ｍｍ，50m/min
		Y軸	510ｍｍ，50m/min
		Z軸	510ｍｍ，40m/min
	旋回軸	B軸	340°（-160°～＋180°），50min-1
		C軸	360°，120 min-1（オプション 1,200 min-1）
4)	最高主軸回転数		12,000/min
5)	主軸テーパサイズ		40番
性能の目標値			
1)	位置決め精度		5μm以下
2)	旋回割出し精度		7arcsec以下
3)	運動精度		7μm以下
4)	最大工作物300kgf積載時のテーブル変位		5μm以下
5)	主軸熱変位		実用的な条件下で10μm以下
6)	工具交換の再現性		2μm
7)	フライス切削能力		300cm3 / min以上
8)	旋削加工能力		中型旋盤と同程度（切りくず除去率300cc/min）
9)	使用し易さ		オペレータ作業位置からワーク中心まで500mm以内，主軸中心位置まで400mm以内

本機は全体としては中型の範囲に入る５軸制御マシニングセンタである．C 軸の回転数がオプションではあるが，1,200/min と旋回軸としては異例に高速運転が可能なのは，前述したように本機である程度の旋削加工（＝中型旋盤と同程度）が能率よく行えることをねら

っているためである．運動誤差，熱変位ともに非常に小さな値が要求されているのは，従来機よりも格段に高精度な加工ができることをねらっているためである．特に長時間にわたっての精度を確保するために熱変形を極力小さく保つように努める．ただし，本機はある程度の量産をめざしているので，コスト上昇は限度内に抑える必要がある．

本章の第2．2節では現存する5軸制御マシニングセンタの全体構造を調べ，それらの全体構造を持つ機械の特長について考察し，第2．3節ではそれらの全体構造で決まる機械の特性について考察し，本機で採用すべき全体構造について検討する．第2．4節は以上をまとめた本章の結論である．

２．２　5軸制御マシニングセンタの構造分類

前述のように，5軸制御マシニングセンタの全体構造は直進軸駆動系，旋回軸駆動系，主軸駆動系およびそれらを支持する構造体の配置で決まり，機械の性能を支配するので極めて重要な事項である．本節では，全体構造の中から実際に比較的多く採用されているものや，特徴的なものを選んで，それらの長所・短所について考察する．検討対象として選んだものは次の5通りである．

(1)　トラニオン型
(2)　テーブル・オン・テーブル型
(3)　主軸2軸首振り型
(4)　主軸1軸首振り型
(5)　ワーク完全固定型

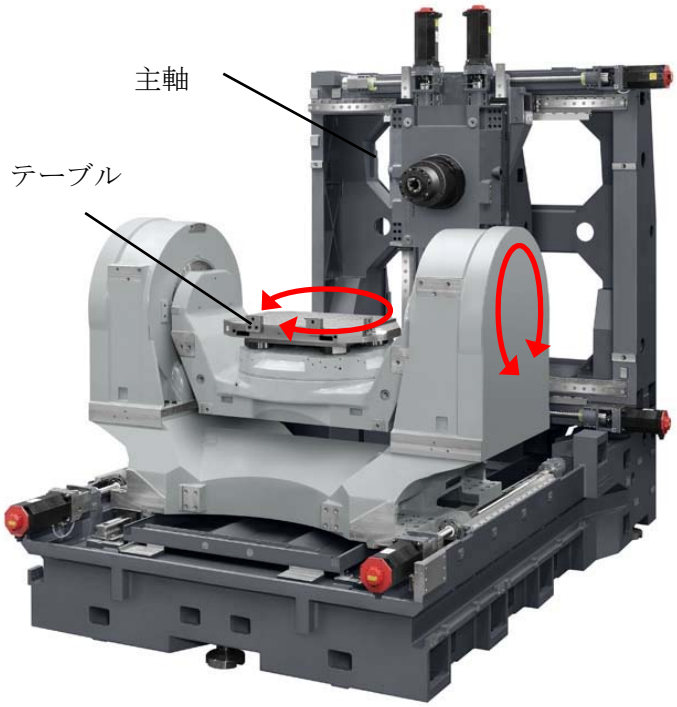
市販されている5軸制御マシニングセンタの各構造の採用率が多い順に並べると，トラニオン型が42%，主軸1軸首振り型が24%，主軸2軸首振り型とワーク完全固定型が合わせて23%，テーブル・オン・テーブル型が20%であり，トラニオン型が最も採用されていることがわかる（2009年12月，国内外102機種の5軸制御マシニングセンタについて調査）．

以下にこれらの代表的な全体構造をもつ5軸制御マシニングセンタの特徴について考察する．駆動系自体の構造によっても機械の性能は大いに支配されているが，それらについては次章以降で考察する．

(1)　トラニオン型（図2．1 [2.1)]）

・直進軸系が工具のX,Y,Z軸の運動を分担し，旋回軸系がワークのB,C（あるいはA,B）軸の運動を分担している．
・直進軸系については既存の立型マシニングセンタあるいは横型マシニングセンタに用いられている構造をそのまま流用できる．
・直進軸系と旋回軸系が分かれているので，両者のユニットを別個に作り，後で結合することができるので，比較的作りやすい．

・旋回軸系の剛性を高くしやすく，大重量のワークを搭載しても，変形が小さいので，中大型のワークを加工できる．
・横方向の旋回軸（A 軸）の旋回範囲は最大でも 180°弱しか取れないので，A 軸中心の位置が明確に定義しにくく，精度が出しにくい．図 2.1.(b)に示すように，旋回軸上に取付けられた球とインジケータを使って A 軸の旋回中心位置が Z 軸上および Y 軸上のどの座標にあるかを A 軸を回転させながら求める.したがって旋回範囲が小さいと中心位置は正確に定義ができない．C 軸の旋回範囲は 360°とれて問題はない．
・接近性が良い構造をとり難い場合があること．



(a)外観

(b)B軸中心の割出し

図2. 1.　トラニオン型の全体構造

(2)　テーブル・オン・テーブル型（図 2．2 [2.2)]）

・旋回 2 軸とも移動範囲を大きくとることができるので，旋回軸中心の位置が明確に定義できる．

・したがって，直進軸と旋回軸のアライメントの調整がし易い（＝アライメント誤差を小さくしやすい）．

・全体構造を対称形にしやすく，熱変形対策上有利である．

・構造が複雑になりやすく，製作に時間がかかり，高コストになりがちである．

・立型の場合は作業性を高めようとすると下方のテーブルを片持ちとせざるをえず，重力による変形を受けやすい．横型の場合はワークと取付具が特に大きくない限り，このような不利な点はない．

・上記の理由により中・小型のワークの加工には適しているが，大型のワークの加工にはあまり適していない．

・各部の構造が複雑で，剛性が低くなりがちであるので，設計に多大の注意を要する．

・接近性が良い構造をとり易いこと．

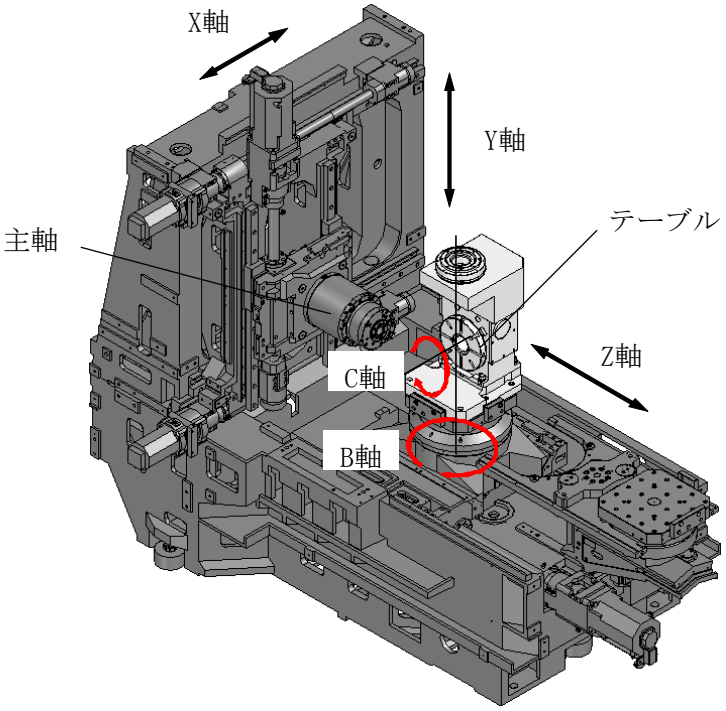


図2.2　テーブル・オン・テーブル型の全体構造

(3)　主軸 2 軸首振り型（図 2．3）

・ワークは旋回せず，テーブルに固定されている．ただし，少なくとも直進軸の 1 つはワーク側が分担する．

・したがって，大型のワークの加工に適している．

・主軸頭側に 2 つの旋回軸を持たせようとすると，主軸頭駆動部を大型化せざるをえず，運動精度が悪くなる．また，主軸頭に熱がこもりやすく，強力な温度制御を必要とし，熱変形対策上不利である．

・2 つの旋回軸の移動範囲が 90° 弱しかとれず，旋回軸中心が最も求めにくく，高い運動精度が出せない．

・主軸頭サイズが大きくなり易く，ワークに対して接近性が悪くなりがちである．

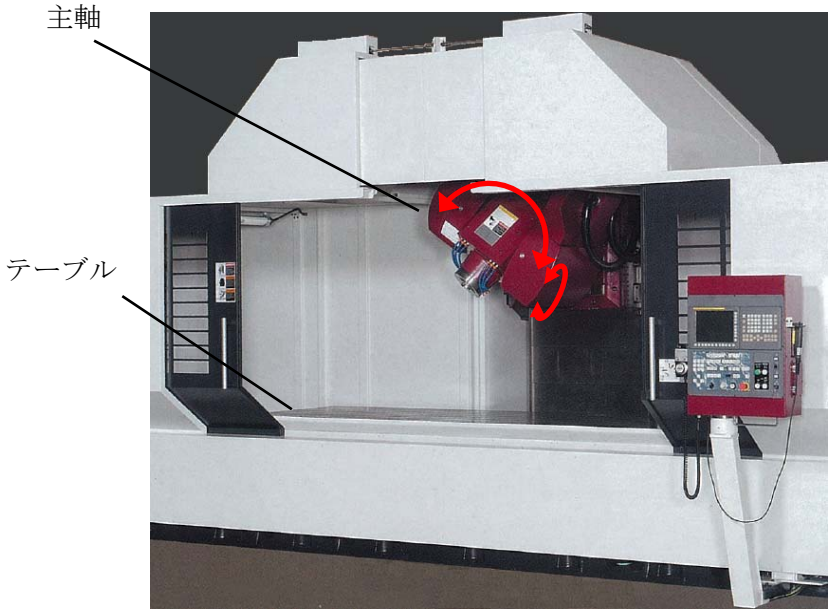


図2.3　主軸２軸首振り型の全体構造

(4)　主軸１軸首振り型（図２．４ [2.3)]）

・これは(3) の変型で，主軸の首振りは 1 軸のみにとどめ，もう 1 つの旋回軸はワーク側が分担するもので，(3) よりは少しだけ小型のワークの加工に適している．

・基本的な性格・性能は当然のことながら，(1) トラニオン型，(3) 主軸首振り型，(5) ワーク完全固定型の中間である．

図2.4　主軸１軸首振り型の全体構造

(5)　ワーク完全固定型（図２．５）

・これは基本的には 3)　主軸２軸首振り型と同じものである．3)　は旋回３軸が主軸頭側が移動し，直進３軸はワーク側と工具側が分担して移動するが，これは 5)　ワークは完全に固定され，旋回２軸のみならず，直進３軸も工具側が移動する．

・非常に大型のワークの加工に適している．

・駆動系がすべて重畳されているので，各軸の誤差が累積し，運動精度が出せない．

また，これらの全体構造には，主軸の方向とその駆動形態により立型，横型，門型の違いがあるので，全体としての５軸制御マシニングセンタの種類は第１章の４項で示したように非常に多数あることになる[2.4)～2.7)]．

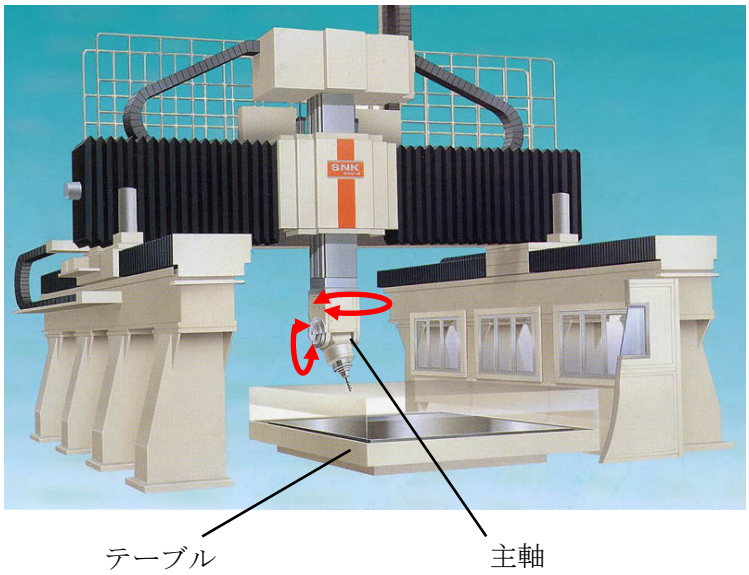


図2.5　ワーク完全固定型の全体構造

２．３　テーブル・オン・テーブル型５軸制御マシニングセンタの優位性

前節の考察で対象とした 5 つの型の全体構造をもつ機械についてその全体構造から決まる機械について期待できる性能を一覧表にまとめたものを表 2．2 [2.8)]に示す．これを第 1 章で述べた中型のワークの加工をめざしている本機に期待されている主な高精度や作業性の良さなどの観点から判定した結果を表 2．3 に示す．

これより中型で高精度な 5 軸制御マシニングセンタをめざしている本機の全体構造としてはテーブル・オン・テーブル型のものが最も適していることが分かる．その最大の判定理由はテーブル･オン･テーブル型では第 1 旋回軸の移動範囲を 360°近くとることができ，旋回軸中心が明確に決められることである．これにより運動精度の測定や組立ての際の基準が明確になる．旋回軸の中心が明確に定義できないと，第 3 章で考察するように旋回軸のアライメント誤差（＝オフセット誤差と角度誤差）が大きくなる（図 2．6 参照 [2.9)]）．この点については第 3 章で詳しく検討する．

テーブル・オン・テーブル型にとって，最大の問題点は大型のワークの加工用にはあまり適していず，構造が複雑になるので製造コストが高くなることである．これを構造設計を工夫することによっていかにカバーするかが問題である．

よって，本研究では全体構造としてはこのテーブル・オン・テーブル型を採用することとした．そして，このテーブル・オン・テーブル型の全体構造がもつ前述のような問題点をできるだけ克服するよう設計に工夫を講じることとした．テーブル・オン・テーブル型にも立型，横型，門型があるが，設置面積をできるだけ小さくしやすく，ワークへの接近性がよく，使いやすいと言う目標から，立型構造を採用することとした．

以上より決まった全体構造のスケッチを図 2．7 に示す．

表 2.2. 検討対象とした 5 つの型の特質

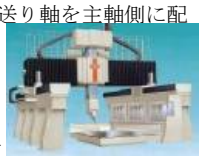
	特質/長所/短所
テーブル側 2 軸旋回　テーブル・オン・テーブル型	旋回２軸はテーブル側に配置する．旋回２軸は，一番目の旋回軸の上に２番目の旋回軸を積み上げた構造 長所 ・ 旋回２軸とも旋回範囲を大きくとれるので，旋回軸中心の位置が正確に定義でき，精度がだし易い． ・ 作業者の工作物への接近性や視認性が良い ・ 直進軸機構部と旋回軸機構部が分かれるため，両者のユニットを別個に作り，後で結合すればよいので，作りやすい． ・ 既存の横型マシニングセンタをベースにした設計も可能である． 短所 ・立形の場合，下方のテーブルが片持ち構造となる．重力による変形を最小にするために，傾斜旋回軸の回転案内等剛性設計が必要で，コスト要因となる．大型の工作物には対応しにくい． ・横型の場合，機械サイズに対して工作物サイズを大きく取りにくい． ・大型の工作物には対応しにくい
テーブル側 2 軸旋回　トラニオン型	旋回２軸はテーブル側に配置する．傾斜旋回軸は，テーブルを挟んで両端支持構造である 長所 ・傾斜旋回軸系の剛性が高く，大重量のワークを搭載しても変形が小さいため，大型の工作物にも対応可能である． ・ 直進軸機構部と旋回軸機構部が分かれるため，両者のユニットを別個に作り，後で結合すればよいので，作りやすい． ・ 工作物サイズに制約を受けるが，既存の汎用立型マシニングセンタや横型マシニングセンタをベースにした省力設計も可能である． 短所 ・傾斜旋回軸（B 軸）の旋回範囲は最大でも 130°～180° しかないので，旋回軸中心の位置が定義しにくく，精度が出しにくい． ・傾斜旋回軸（B 軸）回転振れ精度出しのために，旋回軸両端にある支持案内同士の同軸度の厳密な調整が必要となるが大変である． ・トラニオン両サイドの支持部および駆動部により，作業者の工作物への接近性や作業性が阻害される場合がある． 旋回２軸は主軸側に配置する．少なくとも直進軸の１つはテーブル側が分担する．
主軸 2 軸首振り型	 長所 ・工作物が旋回しないため，大型の工作物の加工に対応しやすい． ・ 作業者の工作物への接近性は良い． ・ 直進軸機構部と旋回機構付き主軸頭部で分かれるため両者のユニットを別個に作り，後で結合すればよいので，作りやすい． 短所 ・ 主軸側の 2 つの旋回軸の旋回範囲が 90° ～180° 強しか取れず，旋回軸中心の位置が定義しにくく，精度が出しにくい． ・ 主軸頭側に２つの旋回軸を内蔵しているので，主軸頭が大型化となり，主軸の工作物への接近性が悪くなる． ・ 限られた主軸頭周りのスペースで旋回２軸を構成する必要があり，剛性確保が難しい． ・ さらに，主軸および 2 軸の旋回駆動による発熱を主軸から取除くために強力な温度制御等を必要とするので，熱変形対策上不利である．
主軸 1 軸首振り型	 主軸側とテーブル側に旋回軸を１軸ずつ配置する． 長所 ・一般的にテーブル側旋回軸は重力方向に配置するため，大型工作物の加工にも対応可能である． ・ 作業者の工作物への接近性や視認性が良い． ・ 主軸側またはテーブル側に送り軸機構が集中しないため，剛性は確保しやすい． 短所 ・ 主軸側旋回軸の旋回範囲が 180° 強しか取れず，旋回軸中心が定義しにくく，精度が出しにくい． ・ 旋回軸同士の直角度の精度出し作業が，本体全体が組立てられた時点でないとできない．
テーブル完全固定型	旋回２軸と直進３軸，全ての送り軸を主軸側に配置する．  長所 ・ テーブル移動がないため，に大型の工作物にも対応可能である． ・ 工作物の重量により制御系応答などが変化しないため，安定したサーボチューニングが可能 短所 ・ 主軸側の 2 つの旋回軸の旋回範囲が 90° ～180° 強しか取れず，旋回軸中心の位置が定義しにくく，精度が出しにくい． ・ 主軸頭側に２つの旋回軸を内蔵しているので，主軸頭が大型化となり，主軸の工作物への接近性が悪くなる． ・ すべての駆動機構が主軸側にあり，剛性が確保しにくい．

表2.3　5軸制御マシニングセンタ構造の判定結果

旋回軸の配置			テーブル側２軸		主軸側1軸 ﾃｰﾌﾞﾙ側１軸	主軸側２軸	
5軸構造の型式名称			テーブル オン テーブル	トラニオン	主軸1軸 首振り	主軸2軸 首振り	テーブル 完全固定
構造の評価	作業のしやすさ	作業者の ワークへの接近性	◎	○	○	△	×
		作業者の 主軸への接近性	○	○	○	○	◎
		作業者の 加工点視認性	◎	○	○	△	×
		ワーク搬入	○	○	○	○	◎
	精度の出しやすさ	第1旋回軸の 角度範囲取りやすさ	◎	△	×	×	×
		第2旋回軸の 角度範囲取りやすさ	◎	◎	◎	△	△
		旋回軸アライメント の出しやすさ	◎	○	△	△	×
		熱変形抑制の対応	○	○	△	△	×
		工作物重量の 違いや変動の影響	△	○	○	○	◎
		旋回軸モジュール性 による組立性	○	○	×	○	○
	仕様	大型ワーク への対応	×	△	○	◎	◎
		主軸の ワーク接近性	◎	◎	○	×	×
総合点 ◎3点、○2点、△1点、×0点			27	24	19	19	15

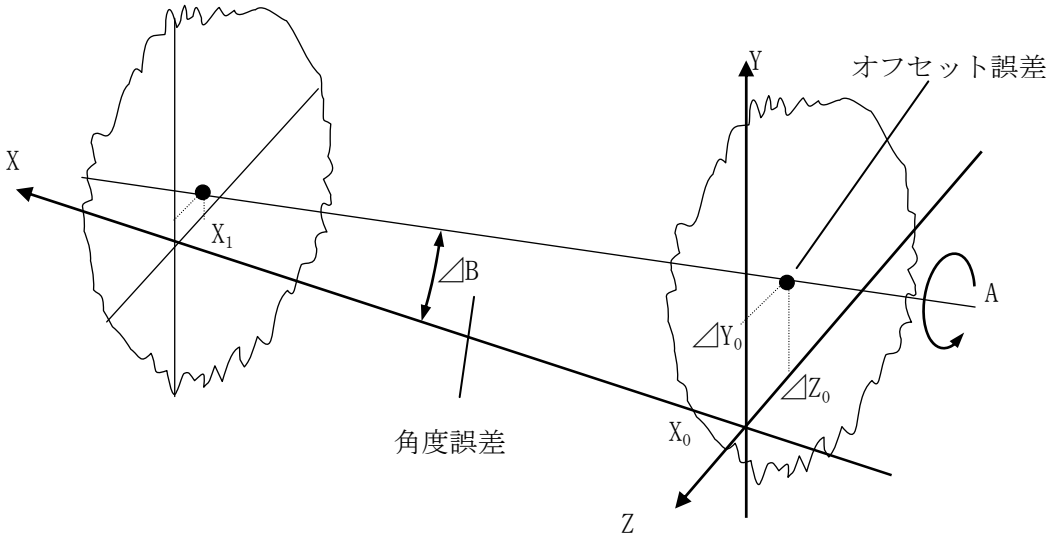


図2.6　アライメント誤差

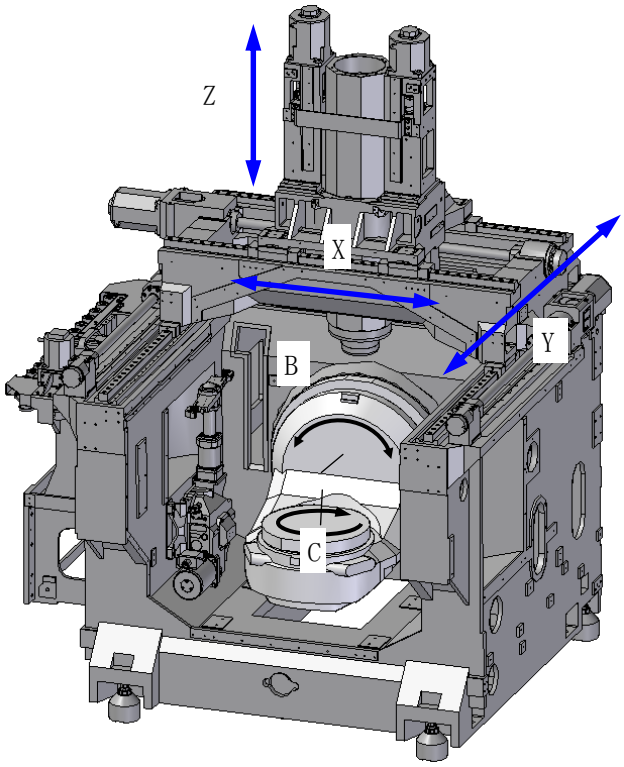


図2.7　これまでの考察に基づいて設計製作したテーブル・オン・テーブル型
5軸制御マシニングセンタ

２．４　結　論

新たに開発する 5 軸制御マシニングセンタの全体構造について考察した本章の研究の主な内容は次の通りである.

(1)　代表的な 5 軸制御マシニングセンタの全体構造として，トラニオン型，テーブル・オン・テーブル型，主軸 2 軸首振り型，主軸 1 軸首振り型，ワーク完全固定型の 5 種を取り上げ，それらの特徴について詳細に考察した．

(2)　新たに開発する 5 軸制御マシニングセンタの仕様と性能について考察した．

(3)　本研究で対象とする高精度な中型の 5 軸制御マシニングセンタの全体構造としてはテーブル・オン・テーブル型のものが最も適している．

(4)　(3) の主な理由はテーブル・オン・テーブル型では旋回軸の中心が明確に定義でき，精度測定と組立て調整に有利なことである．また，副次的には設置面積を小さくできること，使いやすさの観点から立型構造を採用する．これについては第 3 章で詳しく検討する．

(5)　副次的にはこの全体構造は対称性を確保しやすく，熱変形対策上有利である．

(6)　この全体構造は複雑で剛性が低くなりがちであるので，各部の構造設計に細心の注意が必要である．

参考文献

2.1) 株式会社森精機製作所, NMH10000DCG ｶﾀﾛｸﾞ, (2008), P24

2.2) 株式会社森精機製作所, NMV5000DCG ｶﾀﾛｸﾞ, (2008), P24

2.3) DMG, DMU P/FD duoBLOCK ｼﾘｰｽﾞｶﾀﾛｸﾞ, (2010)

2.4) 佐藤　真,日本における 5 軸 MC の設計と性能, 第 12 回工作機械技術者会議, 講演テキスト, (2006), PP45-61

2.5) 佐藤　眞:5 軸 MC の構造と構造記述方式,　工作機械関連技術者会議論文集,(2007).

2.6) 稲崎一郎,岸浪建史,竹内芳美,杉村延広:工作機械の形状創生理論,養賢堂(1997), PP42-62

2.7) 竹内芳美, 機械技術　進展する 5 軸制御加工技術, Vol. 55　No8, (2007), PP17-21

2.8) TAKAYAMA,N. , OTA , H., UEDA , K. and TAKEUCHI,Y. , “ Development of Table-on-Table-Type Five-Axis Machining Center: New Structure and Basic Characteristics, Internatiomal Journal of Automation Technology, Vol.5, No2, (2011),PP247-254

2.9) 高山直士, 太田秀仁, 植田健介, 竹内芳美, “5 軸制御マシニングセンタの精度向上に関する研究（トラニオン型とテーブル・オン・テーブル型の運動精度比較)”, 日本機械学会論文集（C 編), 76, 772, (2010), 10-7024, PP79-85

第３章　旋回角度範囲が旋回軸のアライメント誤差に及ぼす影響のシミュレーション解析

３．１　緒　論

前章までに検討したように，5 軸制御マシニングセンタは 3 軸制御マシニングセンタに対してさらに 2 つの旋回軸が加わるため，3 軸制御マシニングセンタと同等以上の機械精度にすることは一般的に難しい．前章で述べたように，これまでにさまざまな構造の 5 軸マシニングセンタが開発されているが，その中でも比較的作り易く，精度的にも安定しているという理由から，図 3.1 の構造をしたいわゆるトラニオン型のものが多く作られている．しかし，このトラニオン型の 5 軸制御マシニングセンタが他の構造のものに比べて精度的に優れていることの検証はされていない．

全体構造によって第 1 旋回軸の旋回角度範囲が大きく異なることを前章までに詳しく考察してきた [3.1)]．ただし，この考察は定性的なものであったので，本章においてはこの旋回軸の旋回角度範囲がもつ重要性をシミュレーション解析によって定量的に検討する [3.2)]．

そこで，開発しようとする機械において，図 3.2 に示す第 1 旋回軸（B 軸）を 360°近く大きくとれるテーブル・オン・テーブル型の 5 軸制御マシニングセンタを採用した最大の理由はトラニオン型では第 1 旋回軸（図 3.1 の A 軸）の旋回角度範囲が 180°近くしか得られず，また主軸側に旋回軸を配置した主軸首振り型では旋回角度範囲が 90°程度しかとれない場合が多いのに対し，テーブル・オン・テーブル型では第 1 旋回軸の旋回角度範囲を 360°近くまでとることができ，旋回軸中心が定めやすいと考えたからである．これにより運動精度の測定や組立ての際の基準が明確にしやすくなると考えられる．

旋回軸中心が明確に定義できないと，旋回軸系の運動誤差のうち，特に問題になる図 3.3 に示すような，オフセット誤差や角度誤差からなるアライメント誤差が大きくなりやすい．

本章においては，旋回角度範囲が大きく取れると旋回軸の回転中心がより正確に求められ，アライメント誤差が小さくなることについて，DBB 測定 [3.3)] を模したシミュレーション解析によって裏付けることを目的としている．さらに DBB 法を用いて実測された運動誤差軌跡を用いて同様のシミュレーション解析を行う．

３．２　シュミレーション解析の方法

3．2．1　オフセット誤差だけが存在する場合

本シミュレーションにおいては，図 3.3 に示すように旋回軸のアライメント誤差はオフセット誤差（0 次成分）と 1 次の角度誤差から成り立っているものとする．すなわち，旋回

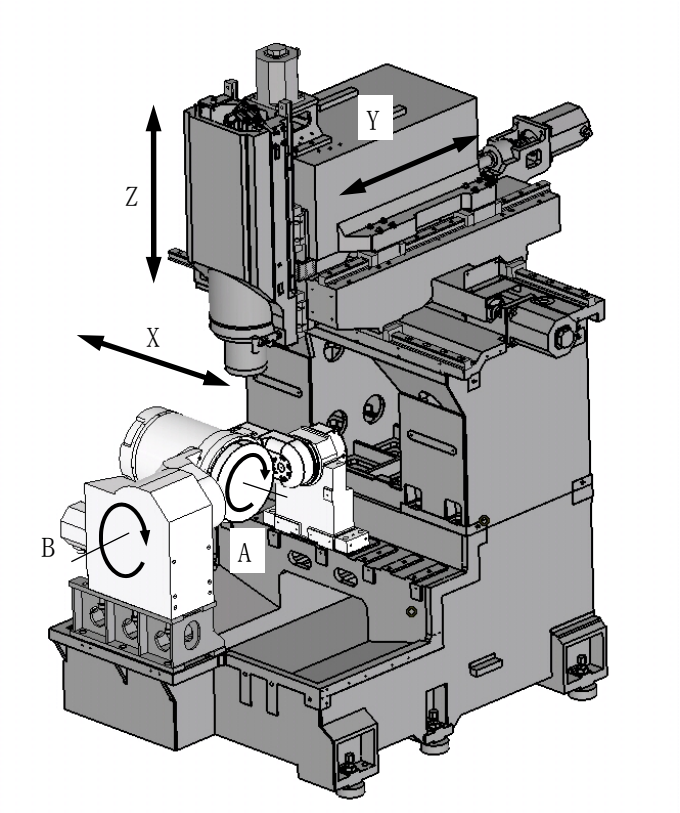


図3.1　トラニオン型の5軸制御マシニングセンタ

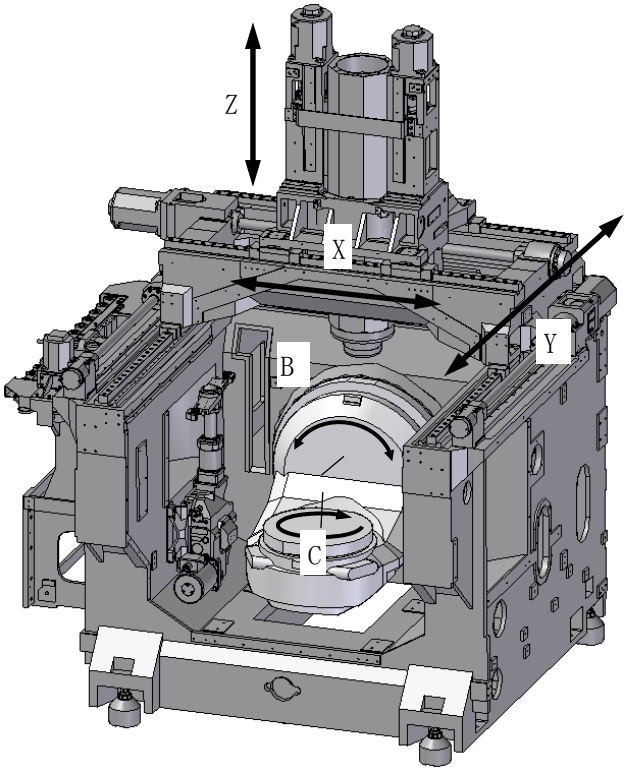
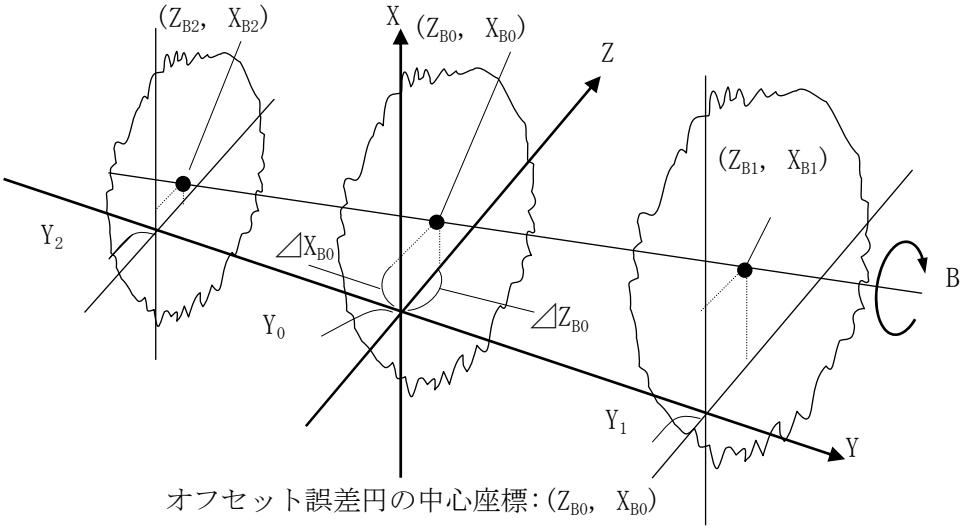


図3.2　テーブル・オン・テーブル型の5軸制御マシニングセンタ



オフセット誤差円の中心座標:$(Z_{B0},\ X_{B0})$

オフセット誤差　:$\triangle Z_{B0}= Z_{B0}$,　$\triangle X_{B0}= X_{B0}$

角度誤差　　:$\triangle Bz=(Z_{B1}-Z_{B2})/(Y_1-Y_2)$

図3.3　アライメント誤差

回転中心の 2 次以上の曲がりの成分はないものと仮定する（この仮定の妥当性については第 5 章で実測によって検討する）.

まずアライメント誤差のうちオフセット誤差だけが存在する場合を考える．10 次山以下の低次山成分の運動誤差だけが存在する場合，旋回角度範囲の違いが，DBB 法によって測定されたデータから推定される中心位置の推定誤差に与える影響をシミュレーション解析する．10 次山以上の運動誤差成分についてはその影響は小さいと思われるので，無視することとした．ただし，その妥当性については後に検証する．なお，1 回転中（360°）に n 周期成分をもつ運動誤差成分を n 次山成分と呼ぶ.

シミュレーションに用いるプログラムの概要を図 3.4 に示す．その主な手順は次の通りである

(1)　オフセット誤差を含んだ旋回軸BのY_0断面での中心座標（Z_{B0}, X_{B0}）と後述する図3.6においてテーブル上に設置されている球面座の回転中心からの距離Rを定める.

(2)　対象とする旋回軸 B の回転に伴う運動誤差として各山成分の次数に軸中心のオフセット量より少し小さい程度の振幅と位相を与える.

(3)　1）と 2）によって生成される運動誤差軌跡を 360°分について計算する．運動誤差軌跡の計算結果の一例を図 3.5（a）に示す.

(4)　3）で作られた運動誤差軌跡から想定する旋回角度分（＝測定可能範囲分）だけを切り取った運動誤差軌跡を作る．同図（b）に旋回角度範囲が 180°分（-90°～90°），同図（c）に旋回角度範囲が 90°分（-45°～45°）の場合について作成された運動誤差軌跡を示す.

(5)　4）で定めた運動誤差軌跡から最小 2 乗法を用いて推定される旋回軸の回転中心の座

標（Z'_{B0}，X'_{B0}）を求める．

(6)　5）で求めた推定中心座標と 1）で仮定した中心座標を比較してオフセット誤差の推定誤差

$\Delta Z'_{B0}=Z'_{B0}-Z_{B0}$，$\Delta X'_{B0}=X'_{B0}-X_{B0}$ を算出する．

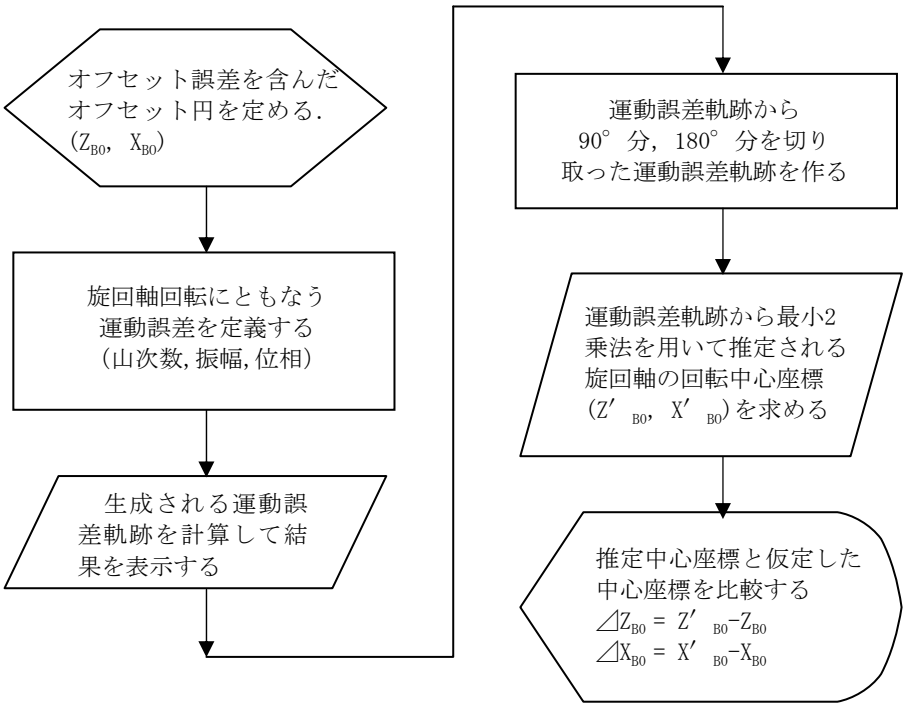


図3.4　シュミレーションの概要

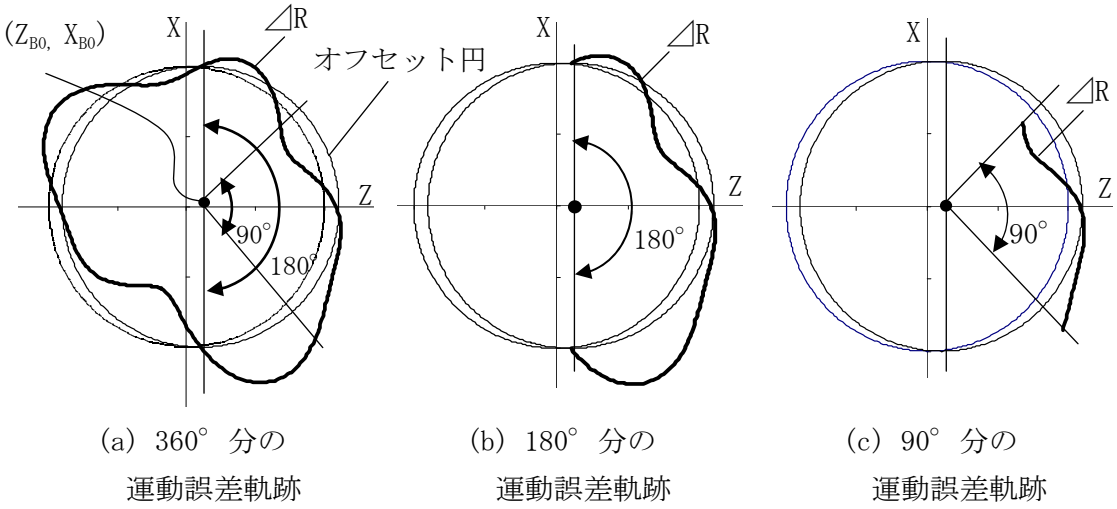
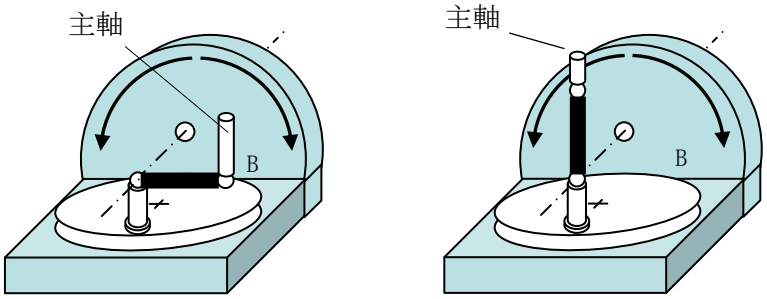


図3.5　合成された運動誤差軌跡の例



(a) $\angle R_{XB}$　　(b) $\angle R_{ZB}$

図3.6 旋回軸（B軸）の運動誤差測定方法

3．2．2　1次の角度誤差も存在する場合

本項では旋回軸のアライメント誤差のオフセット誤差に加え 1 次の角度誤差も存在する場合を想定し，旋回角度範囲の違いが角度誤差の推定誤差に与える影響をシュミレーション解析する．シミュレーション解析の手順は次のとおりである．

(1)　Y_0，Y_1，Y_2の 3 位置について所定のオフセットを与えて，各平面の旋回軸の中心座標（Z_{B0}，X_{B0}）（Z_{B1}，X_{B1}）（Z_{B2}，X_{B2}）を定める．

(2)　各位置について旋回角度範囲毎に推定される中心座標（Z'_{B0}，X'_{B0}）を求める．シミュレーションは 2.1 節で述べた方法で行う．

(3)　(2) のシミュレーション結果を用いて Z,X 軸方向の角度誤差を計算する．角度誤差の推定誤差$\angle Bz_{12}$と$\angle Bx_{12}$は 2 つの位置で求められた推定されるオフセット誤差（＝誤差軌跡の中心）を用いて，$\angle Bz = (Z_{B1} - Z_{B2}) / (Y_1 - Y_2)$，$\angle Bx = (X_{B1} - X_{B2}) / (Y_1 - Y_2)$に従って算出する．

(4)　(3) で得られた結果を設定条件と比較し，アライメントの推定角度誤差$\angle B'_Z$，$\angle B'_X$を算出する．

３．３　　シュミレーション解析の内容と設定条件

3．3．1　オフセット誤差だけが存在する場合

(1)　山次数の影響

2 から 10 次山および 15 次山と 20 次山の各山について旋回角度が 180°の場合の中心位置の推定誤差をシュミレーション解析する．オフセット誤差の中心座標（Z_{B0}，X_{B0}）は（0μm，10μm），各山成分の振幅は 5μm に設定する．

(2)　旋回角度範囲の影響

90°から 360°の範囲で 30°毎の旋回角度について，中心位置の推定誤差をシュミレーション解析する．オフセット誤差の中心座標（Z_{B0}，X_{B0}）は（0μm，0μm）の場合と（0μm，10μm）の場合の 2 通りを設定する．また，運動誤差成分として振幅が 5μm

の 2 次山成分，振幅が 3μm の 3 次山成分，振幅が 2.5μm の 5 次山成分を与える．

(3)　オフセット誤差の位置の影響

オフセット誤差の中心座標（Z_{B0}，X_{B0}）が（0μm，0μm），（0μm，10μm），（10μm，0μm），（10μm，10μm）の場合について中心位置の推定誤差をシュミレーション解析する．運動誤差成分として振幅が 5μm　の 2 次山成分，振幅が 3μm　の 3 次山成分，振幅が 2.5μm の 5 次山成分を与える．

(4)　実測された運動誤差軌跡を用いたシミュレーション

開発したテーブル・オン・テーブル型の 5 軸制御マシニングセンタの第 1 旋回軸である B 軸について，第 6 章で述べる DBB5 法[3.4), 3.5)] を適用して測定された旋回軸の運動誤差軌跡を使い，前述のシミュレーション解析を行う．DBB5 法による旋回軸の運動軌跡は次のようにして求める[3.6)]．

1) 図 3.6 に示すように DBB 装置の 1 つの球を B 軸中心軸上に配置し，DBB 装置のバーを X 方向に設置する．
2) 直線軸を静止させたままで旋回軸である B 軸のみを-100°～180°旋回させた時の誤差ΔX_Bを測定する．
3) 同様に DBB 装置のバーを Z 方向に設置してΔZ_Bを測定する．
4) 前項で求めた⊿zb，⊿xb をベクトル合成して，B 軸回転中心位置の運動誤差⊿R をもとめる．シミュレーション解析においては 360°を 1000 分割して計算する．

3．3．2　1 次の角度誤差も存在する場合

Y_0，Y_1，Y_2位置に設定した B 軸のオフセット誤差と角度誤差を表 3.1 に示す．Z 軸方向のオフセット誤差 10μm に加えて，Z 軸方向の角度誤差 10μm/350 mmが存在する場合を想定する．X 軸方向のオフセット誤差と X 軸方向の角度誤差は非常に小さいものとする．

表3.1　Y0,Y1,Y2位置に設定したアライメント誤差

Y 位置 mm	オフセット誤差		角度誤差	
	ΔZ_B μm	ΔX_B μm	ΔB_Z μm/350mm	ΔB_X μm/350mm
350（Y_1）	10	10	10	0
0（Y_0）	0	10		
-350（Y2）	-10	10		

３．４　シュミレーション解析の結果と考察

3．4．1　オフセット誤差だけが存在する場合

(1)　山次数の影響

B 軸の中心座標（Z_{B0}，X_{B0}）が（0μm，10μm）にあるケースについて，振幅 5μm をもつ 2～10 次山成分および 15 次山成分と 20 次山成分が単独で存在した場合について計算された中心位置の推定誤差を図 3.7 に示す．山次数が大きくなるに従い，中心位置の推定誤差に及ぼす影響の度合いは小さくなっていき，10 次山成分は 2 次山成分の 7 分の 1 の影響しかもたないことがわかる．誤差量が偶数山成分では奇数山成分よりも小さく現れているのは位相をすべて 0°として計算しているためである．推定誤差$\Delta Z'_{B0}$は$\Delta X'_{B0}$より 2 倍以上大きく現れている．

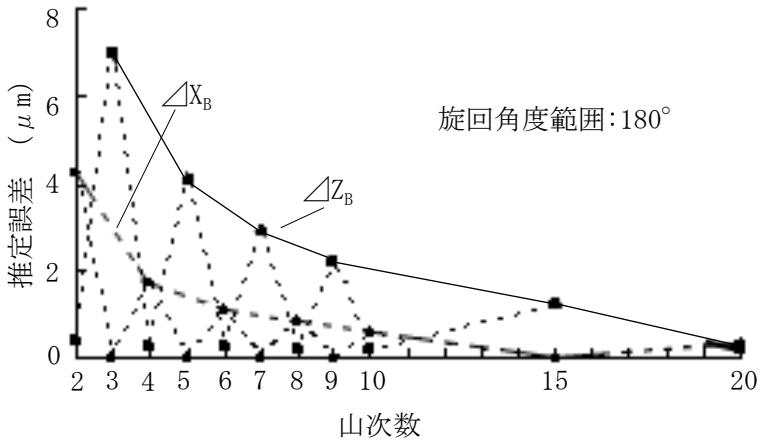


図3.7　山次数に対するオフセット誤差の推定誤差

(2)　旋回角度範囲の影響

B 軸の中心座標　（Z_{B0}，X_{B0}）が（0μm，0μm）（0μm，10μm）にあるケースについて（＝オフセット誤差が存在しない場合と X 軸方向に 10μm 存在するケース）について，旋回角度範囲を 30°ごとに変化させた．そのときに計算された中心位置の推定誤差の関係を図 3.8 に示す．

当然のことであるが，旋回角度範囲が 360°の場合には推定された中心位置の誤差はいずれの場合も 1μm 以下と非常に小さい．それに対し B 軸中心座標（Z_{B0}，X_{B0}）が（0μm，10μm）にある場合には，180°旋回角度範囲をとると X 軸方向に 3.5μm の推定誤差が生じ，Z 軸方向には 7.2μm の推定誤差が生じている．90°の旋回角度範囲の場合にはそれぞれ X 軸方向 10.9μm，Z 軸方向 9.5μm とかなり大きな推定誤差が生じている．一方，旋回角度範囲が 270°くらいあると推定誤差はいずれの場合も 2μm 以下となり，非常に小さくなることが分かった．

以上の結果より，旋回角度範囲が 180°より小さくしか設定が困難なトラニオン型よりも，旋回角度を 360°近く取れるテーブル・オン・テーブル型の方がオフセット誤差を容易に小さくすることができることがわかる．

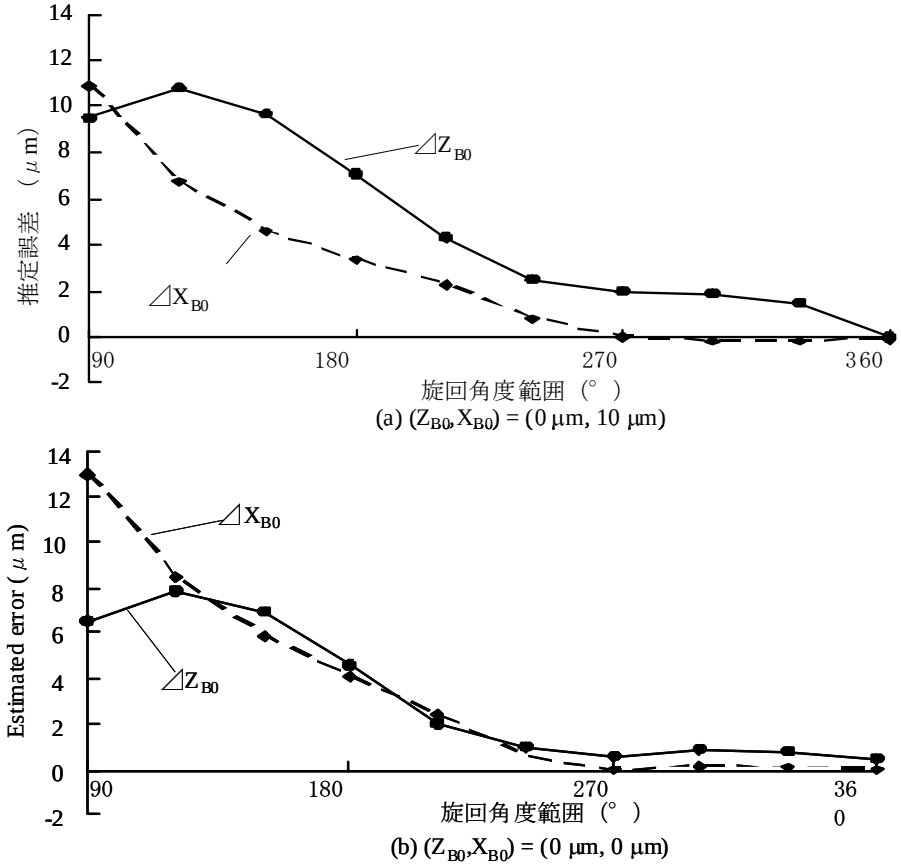


図3.8　旋回角度範囲に対するオフセット誤差の推定誤差

(3)　オフセット誤差の中心位置の影響

B軸の中心位置（Z_{B0}，X_{B0}）が（0μm，0μm），（0μm，10μm），（10μm，0μm），（10μm，10μm）にある場合，それぞれについてシミュレーション解析により推定誤差$\Delta Z'_{B0}$，$\Delta X'_{B0}$を求めた．さらに求めた$\Delta Z'_{B0}$，$\Delta X'_{B0}$をベクトル合成して推定半径誤差$\Delta R'_{B0}$を算出し，オフセット誤差の中心位置の影響について調べた．各オフセット誤差の位置毎に旋回角度範囲を90°，180°，270°，360°と変えた場合の推定誤差$\Delta R'_{B0}$との関係を図3.9に示す．オフセット誤差の中心位置を変えた場合でも，半径誤差ΔR_{B0}は旋回角度範囲毎でほぼ同様の大きさとなった．また，3．4．1　2）旋回角度範囲の影響と同様に，いずれのオフセット誤差の中心位置が変わっても旋回角度範囲が270°以上で推定誤差は2μmと非常に小さくなっている．

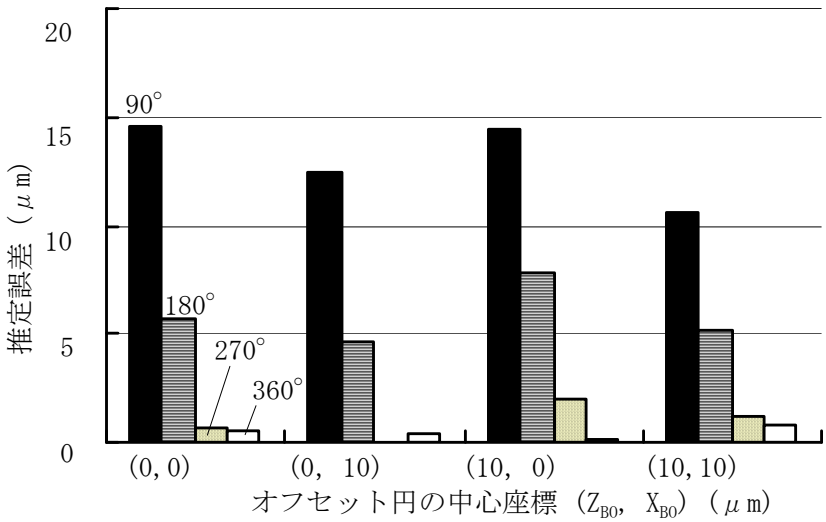


図3.9　オフセット円中心座標に対するオフセット誤差の推定誤差

(4)　実測された運動誤差された値を用いたシミュレーション解析

開発したテーブル・オン・テーブル型の5軸制御マシニングセンタ（機械A）の第1旋回軸であるB軸のみを動かした場合に第6章で研究するDBB5法を用いて測定されたY＝0の位置でのB軸の運動誤差軌跡の1例を図3.10に示す（詳しくは後述の第6章で述べる）．この場合の運動誤差は最大領域円半径で評価して10μmであった．この運動誤差軌跡をフーリエ解析して得られた各次山成分の振幅と位相を図3.11に示す．この図からわかるように2次山成分の振幅は1.3μmであるが，3次山成分の振幅は2.7μmと大きい．

これらの10次山以下の成分の実測された振幅と位相を用いてオフセット誤差の推定誤差に及ぼす旋回角度範囲の影響をシミュレーション解析した．11次山以上の成分は，大きな振幅をもつ山成分が存在しないことと，先の図 3.7 の解析結果よりシミュレーション結果に大きな影響を及ぼさないことから，無視している．

その結果を図3.12に示す．図3.9に示した結果とほぼ同様な結果が得られた．すなわち,旋回角度範囲が180°の場合にはオフセット誤差の推定誤差は11μm程度となり，旋回角度範囲が90°の場合にはそれらが20μm程度となり，非常に大きくなった．

実際にはトラニオン型の5軸制御マシニングセンタでは第1旋回軸であるB軸の旋回角度範囲は150°程度しか取れないことが多いが,その場合には15μm程度の推定誤差が生じるものと推定される．

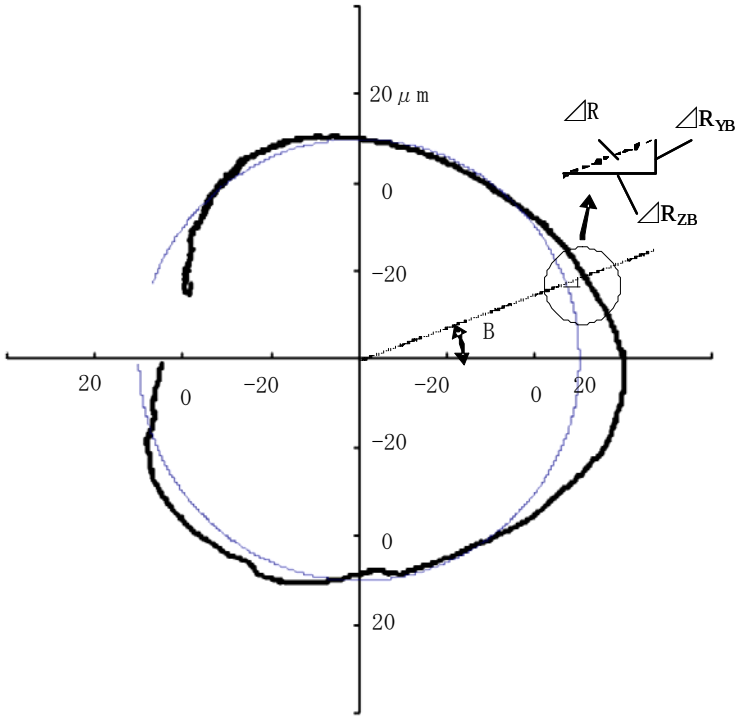


図3.10　DBB法を使って測定した開発機の運動誤差軌跡

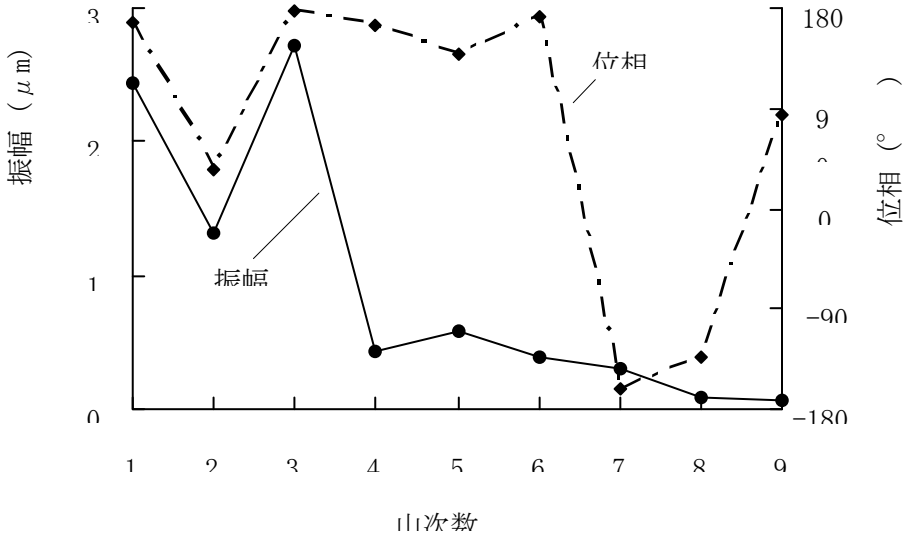


図3.11　図3.10の運動誤差軌跡をフーリエ解析した結果

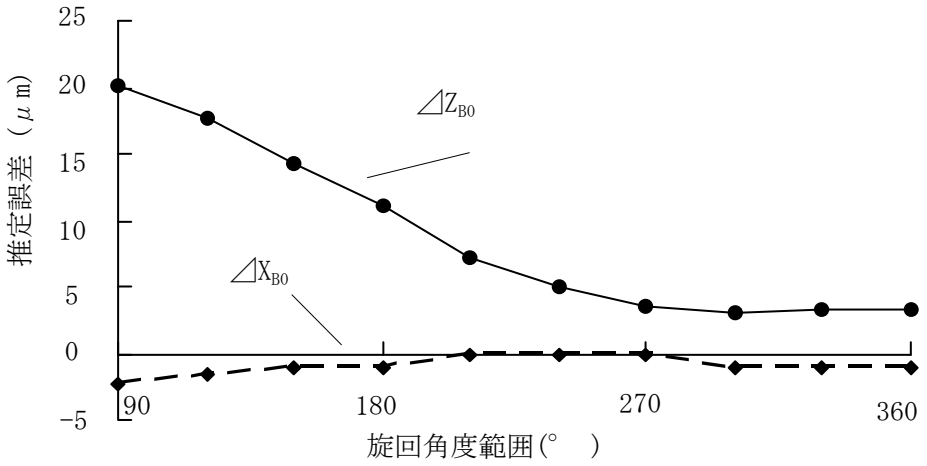


図 3.12　開発機の運動誤差軌跡測定結果をもとにシュミレーションしたときの旋回角度範囲の推定誤差に及ぼす影響

3．4．2　角度誤差も存在する場合

表 3.1 で設定された 1 次の角度誤差に加えて図 3.5 に示した運動誤差が B 軸に存在するとした場合について計算された角度誤差の推定誤差と B 軸の旋回角度範囲の関係を図 3.13 に示す．このような条件下では角度誤差が存在しない X 軸方向の推定誤差は旋回角度範囲に関係なく，2μm/700 ㎜と極めて推定誤差は小さい．しかし角度誤差を与えている Z 軸方向の旋回角度範囲が 90°の場合には 21μm/700 ㎜とかなり大きい．この推定誤差は旋回角度範囲が大きくなると徐々に小さくなり，旋回角度範囲が 210°の場合は 4.5μm/700 ㎜，270°の場合は 1.8μm/700 ㎜となった．それ以後も旋回角度範囲の増大とともに推定誤差は漸次減少し，360°で 0.2μm/700 ㎜となっている．

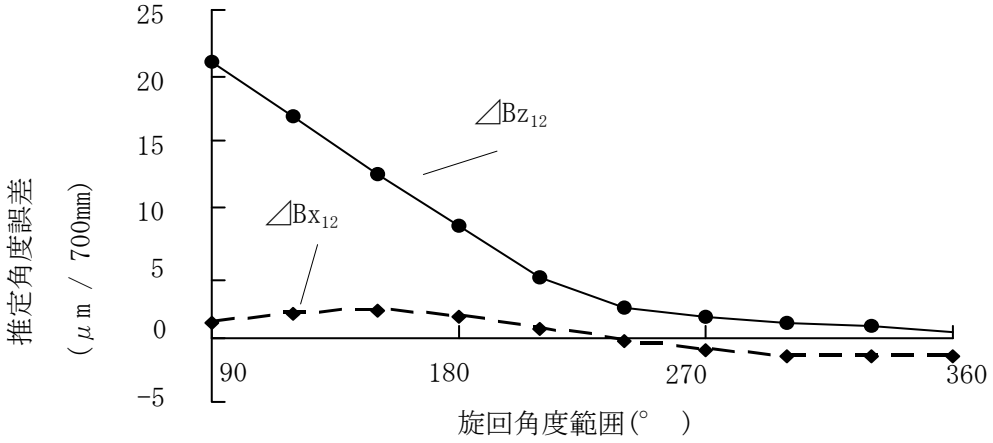


図 3.13　旋回角度範囲に対する角度誤差の推定誤差

３．５　結　論

本章では，5 軸制御マシニングセンタにおいて全体構造から定まる旋回軸の旋回角度範囲が運動精度に及ぼす影響について，運動誤差を有する旋回軸の旋回角度範囲が測定される旋回軸中心のアライメント誤差の推定値にどの程度影響するかをシミュレーション解析した．得られた主な結論は次の通りである．

(1)　第 1 旋回軸の旋回角度範囲が 360°近く取れるテーブル・オン・テーブル型の場合にはアライメント誤差の推定誤差はおおむね 1～2μm と非常に小さくなった．

(2)　第 1 旋回軸の旋回角度範囲が 180°のトラニオン型の場合には運動誤差成分の振幅とほぼ同程度のアライメント誤差の推定誤差が生じた．

(3)　第 1 旋回軸の旋回角度範囲が 90°の主軸首振り型の場合には運動誤差の振幅の 3～5 倍程度のアライメント誤差の推定誤差が生じた．

(4)　旋回角度範囲が 270°程度とれると，アライメント誤差の推定誤差は 2μm/700mm 以下となり，アライメント誤差をほぼ正確に推定できる．

(5)　項目(1)～(3)について実際の DBB 法を用いて測定された運動誤差軌跡を用いたシミュレーション解析においても同様の結果が得られた．

以上より，旋回軸の角度誤差の推定誤差を小さくするためには，旋回角度範囲が 270°程度以上あることが望ましい．旋回角度範囲を 360 近くとれるテーブル・オン・テーブル型の方が 180°近くしかとれないトラニオン型よりもアライメント誤差の推定誤差を小さくできる可能性が高いことが確かめられた．

参考文献

3.1) TAKAYAMA,N. , OTA , H., UEDA , K. and TAKEUCHI,Y. , “ Development of Table-on-Table-Type Five-Axis Machining Center: New Structure and Basic Characteristics, Internatiomal Journal of Automation Technology, Vol.5, No2, (2011) ,PP247-254

3.2) 高山直士,太田秀仁，植田健介，竹内芳美，“テーブル･オン･テーブル構造をもつ 5 軸制御マシニングセンタの開発（旋回角度がアライメント誤差の推定精度に及ぼす影響）”，日本機械学会論文集，C 編，77 巻,777 号，(2011) ,PP542-548

3.3) 垣野義昭，井原之敏，篠原章翁：DBB 法による NC 工作機械の評価法，リアライズ社，1990.

3.4) Kakino,Y., Ibaraki,S., Ｏｇawa,K. and Ota,H., Measurement of Motion Accuracies of FIVE-AXIS Machine tools by Using the Double Ball Bar Method DBB5. International Symposium on Flexible Automation, (2008) ,JS006,P1.

3.5) Akai,T. et al., The Measurements of Motion Accuracy of 5 Axis Machinin g Center-Motion Accuracy of Simultaneous 5 Axis Control-, Proc. of ISFA2010,JPS- 2479, PP1-4.

3.6) 茨木創一，垣野義昭，赤井孝行，高山直士，山路伊和夫，小川圭二：ボールバーを用いた 5 軸制御加工機の運動誤差原因の診断（第一報）―誤差成分の分類と改良型ボールバー装置（DBB5）の開発―，　精密工学会誌，76，3（2009-3），PP333-337

第４章．テーブル・オン・テーブル型 ５軸制御マシニングセンタの構成ユニット

４．１　緒　論

前章までにおいて目標とする 5 軸制御マシニングセンタのあるべき全体構造について考察した結果，テーブル・オン・テーブル型の構造を採用すれば表 2.1 に挙げた目標が達成できる可能性が高いことが分かった．本章では前章までの考察結果を基にして，全体構造に基づいて最重要な構成要素である直進軸駆動系と旋回軸駆動系，主軸駆動系およびそれらの支持体の構造について詳細に検討する．[4.1)]

直進軸駆動系については図 4.1 に示す重心駆動（DCG, Driven of Center of Gravity）システムが既に十分な実績をもっており[4.2),4.3)]，残された問題は X，Y，Z の 3 軸をどのように組み合わせるべきかだけである．旋回軸駆動系については，従来の構造には多大の問題点があるので，新しくどのような駆動系を開発すべきであるかどうかを含めて詳細に検討する．主軸駆動系についても従来のもので特に大きな問題点はないかどうか検討する．テーブル・オン・テーブル型の場合は，前述のように，ベッドやコラムなどの支持体の構造はどうしても複雑にならざるを得ないので，その構造には細心の注意が必要である．

さらに，このような考察で得られた概略構造をもつ機械の詳細構造を設計し，実際にそれを製作する．また，その性能が前章で述べた目標値をクリアしているかどうかを次章以下で実験的に検証する．

本章の第 4.2 節では重心駆動を行なう X，Y，Z 直進軸のあるべき構造について考察し，第 4.3 節では従来問題点の多くあった B,C 旋回軸のあるべき構造について考察する．第 4.4 節ではもう 1 つの重要な構成要素である主軸駆動系について考察する．第 4.5 節ではベッドやコラムなどの不動部の支持構造について考察する．第 4.6 節では以上の考察に基づいて開発した 5 軸制御マシニングセンタの詳細構造と製作した結果について述べる．第 4.7 節は以上をまとめた本章の結論である．

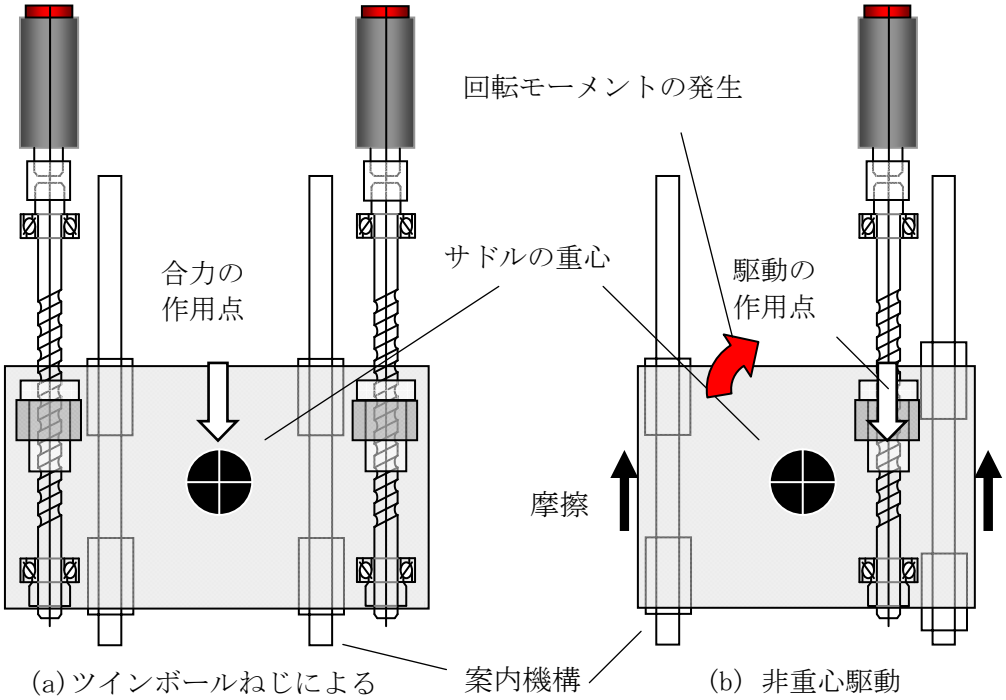


図4.1 重心駆動のメカニズム

４．２ 直進軸駆動系の構造

直進軸駆動系の構造については，既に多数の実績のある重心駆動システム（DCG，Driven of Center of Gravity）を採用する（図 4.1 参照）[4.1]．この重心駆動システムには次のような長所がある．

(1) 被駆動体の重心に送り系から駆動力を与えるので，高い運動精度が得られやすい．

(2) 駆動力と送り機構の摩擦抵抗をバランスさせることによって，発生する回転モーメントを小さくでき，被駆動体の姿勢変化を小さくしやすい．

(3) 2 本のボールねじを用いるので，使用するボールねじとサーボモータをコンパクトなものにできる．

(4) 構造の対称性を得やすく，他の全体構造に比べて熱変形の影響を比較的受けにくい．

(5) 早送りで位置決めした時の構造体の残留振動が小さく，高能率で加工できる．短所として次の事項が挙げられる．

(1) 構造上，重心を駆動しようとすると，送り駆動力を 2 つの対称点から加える必要がある．すなわち，図 4.1 に示されているように 1 軸の駆動用に 2 本のボールねじと 2 個のサーボモータからなる駆動系を必要とする．位置検出器も 1 個で済ます場合もあるが，通常は 2 個必要である．

(2) ストロークに比べて構造が複雑になりやすい．

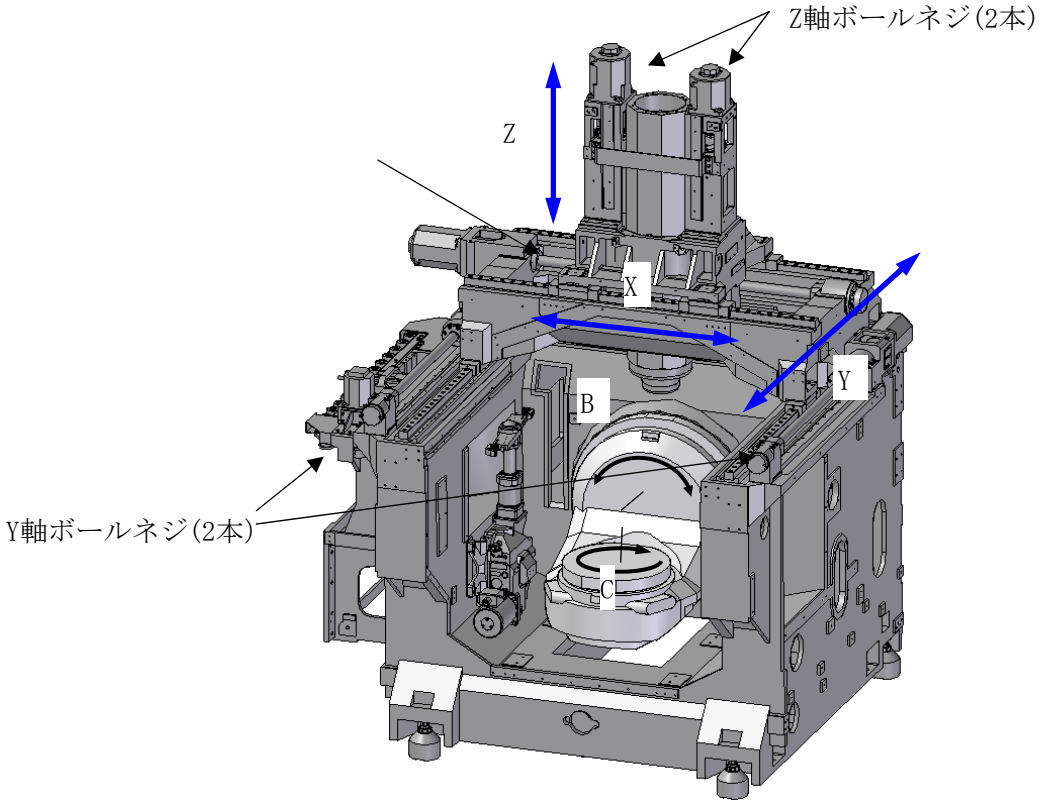


図4.2 直進軸駆動系の構造

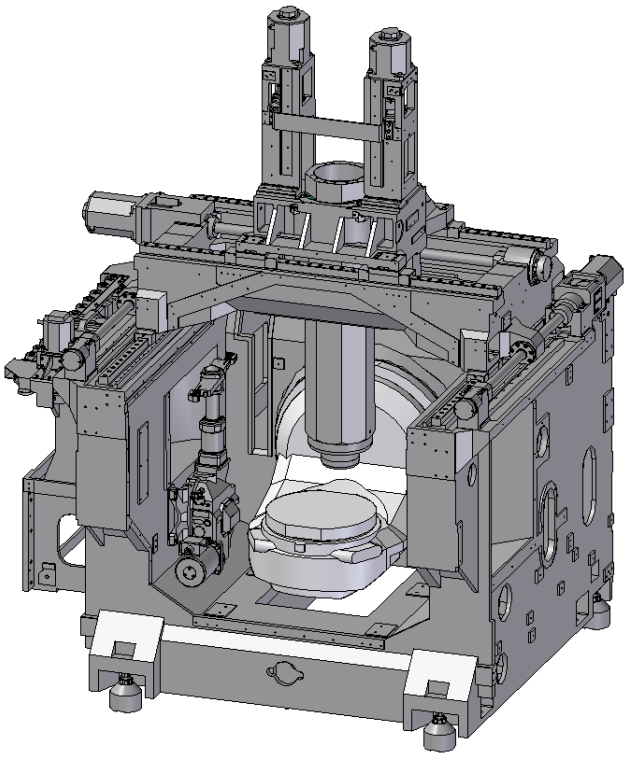


図4.3 Z軸案内に用いるラム構造

(3)　1)，2) により必然的に製造コストが高くなる．

(4)　サーボ系をハイゲインにすると制御系が少し不安定になりやすい．

(5)　雰囲気温度変化の影響を受けやすい．

これらの短所はあっても，本機の高い要求精度をクリアするためにはある程度やむを得ないと判断し，図 4.2 に示すように，Y 軸および Z 軸についてはボールねじを 2 本使った重心駆動システムを採用することとする．X 軸については，X 軸稼動体の重心位置近くにボールねじを配置することができるため，ボールねじ 1 本で駆動することにする．また，Z 軸は垂直移動軸であり，いわゆるラム構造をしているので，図 4.3 に示すように主軸先端が下方に移動するとラム支持部が短くなり，転がり案内では支持剛性を十分大きく保てない恐れがあるので，図 4.4 に示すような 8 角断面のすべり案内を用いることとする [4.4)]．この Z 軸を X 軸と Y 軸の中央に配置することにより，図 4.5 のように機械正面からも側面から見てもほぼ対称構造となる．この構造は，従来から立形マシニングセンタによく採用される C 形コラム構造に対してオーバーハングがなく，熱変位抑制対策としても有利である．

問題の少ない XY 軸の案内には転がり案内を用いることとする．また，各軸の位置検出器としては高精度が期待できるマグネスケール社製 SR シリーズを用いる．このスケールの最小分解能は 10nm と非常に小さい．

直進軸駆動用のアクチュエーターとしては従来から用いられてきた回転型サーボモータとボールねじの組合せを使用する．将来的にはリニアモータの採用も考えられるが，現時点ではそれほどの高速送りが本機には不必要なことと高コストのために，使用しないこととする．

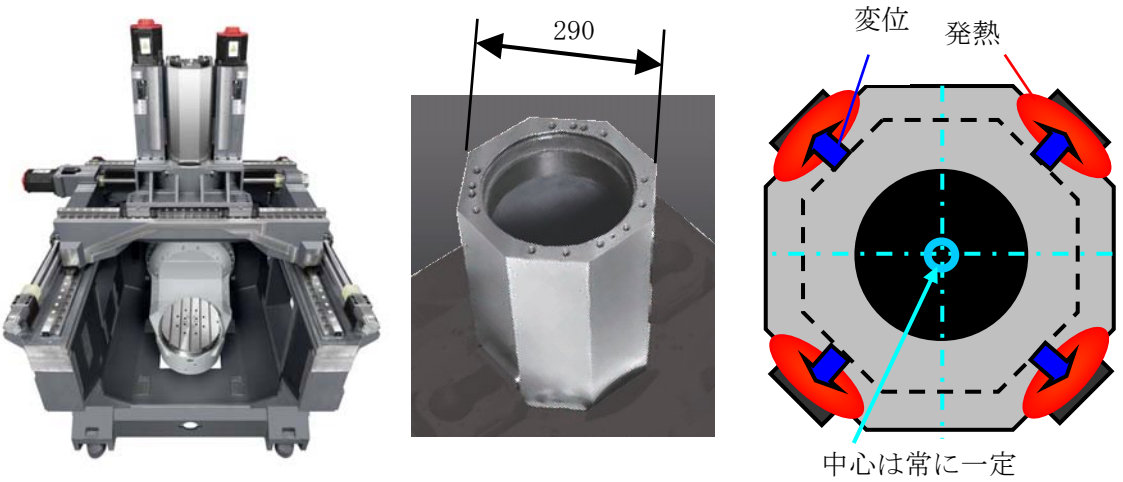
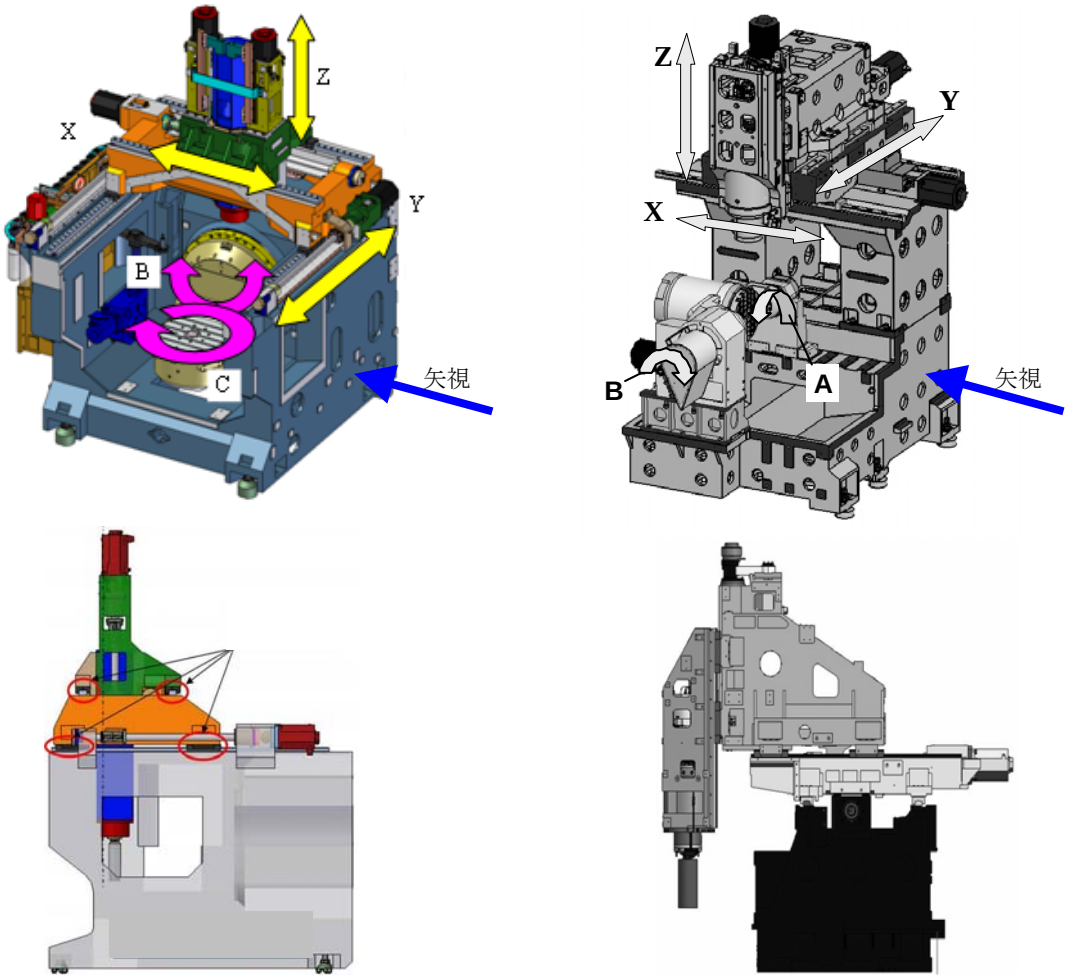


図4.4 ラム構造の詳細



(a) DCG駆動（開発機）　　(b) 非DCG駆動（従来機）

図4.5　DCG駆動を用いた直進軸と用いている直進軸の配置の比較

４．３　旋回軸駆動系の構造

5 軸制御マシニングセンタ用の旋回軸駆動用として，従来は図 4.6（a）に示す回転サーボモータとウオームとウオームホイールからなる変速機構（以後ウオーム変速機と略称する）が多用されてきた．これは他に適当なデバイスがないということに加えて，従来は旋回軸にそれほどの高速回転が要求されていなかったこと，大きな減速比が得られることのために採用されてきた．しかし，このウオーム変速機には次のような問題がある．

(1)　ウオームとウオームホイール変速機には運動方向反転時に大きなバックラッシュやロストモーションが発生しやすいので，運動精度が悪くなる．

(2)　被駆動体の回転イナーシヤが大きく，サーボ応答性が悪い．

(3)　高速運転すると発熱による温度上昇が大きくなるので，50min^{-1} 以下の低速回転でしか使用できない．

(4)　構造的に多大のスペースを必要とし，重くなる．

そこで，ウオーム変速機の代わりに同程度の減速比をもつ図 4.6（b）に示すローラギアカム変速機構が使用される場合がある[4.5]．これはバックラッシュがウオーム変速機に比べて小さく，高剛性なので使用されてきた．ただし，これはウオーム減速機ほどなめらかに駆動できないとされている．

そこでこれらの欠点を克服するため,本機では図 4.6(c)に示した DD モータ(Direct Drive Motor）駆動を採用することとする．DD モータ駆動の利点としては次のものがある[4.6]．

(1)　変速機を用いない直接駆動であるので，バックラッシュやロストモーションを小さくでき，高精度が期待できる．

(2)　高速運転ができる．現時点で 1,200min^{-1}での運転が可能である．DD モータ単体ではもっと高速運転が可能である．

(3)　数 100kg クラスの大型のワークが搭載される最終の第 2 旋回軸（本機の場合は C 軸）も駆動可能である．

(4)　変速機構が不要となるため，径方向でも構造がコンパクトになる

(5)　さらに，大径のロータリスケールを併用することにより，モータの内側にクランプ機構を内蔵可能となり，厚み方向でもコンパクトになる．

ただし，DD モータ駆動には次のような問題もある．

(1)　モーターと軸受けの発熱が大きいので，冷却などの強力な温度制御システムを必要とする．

(2)　サーボ剛性がそれほど大きくないので，大きな切削抵抗が生じる重切削の場合にはメカニカルなクランプ機構を必要とする．（従来のウオーム変速機を用いる場合は各部の摩擦抵抗が大きいため，特別なクランプ機構は不要であった.）

(3)　永久磁石を用いるので，コストが高い．

(4)　停止時，停電時に備えたブレーキが必要となる．

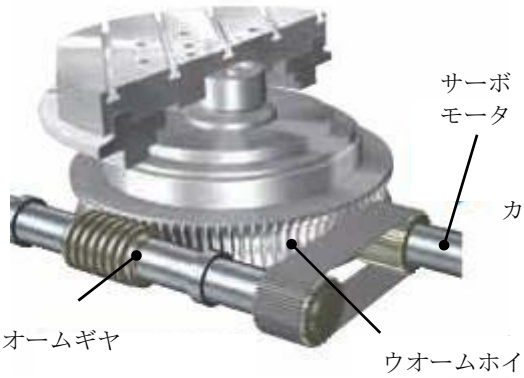
以上のような問題点があるので，旋回軸駆動系についてはこれらに対して万全の予防策が必要である．そこで，下記のような対策を行なうこととする．

(1)　十分な温度制御を行なう．

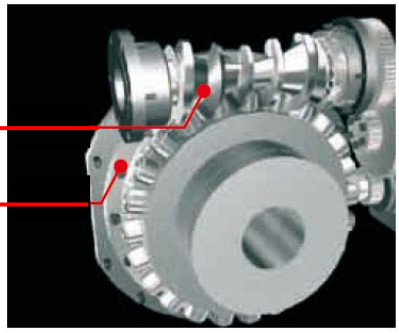
(2)　ステータ部の冷却を行なう．

(3)　ロータとベアリング間で熱遮断する．

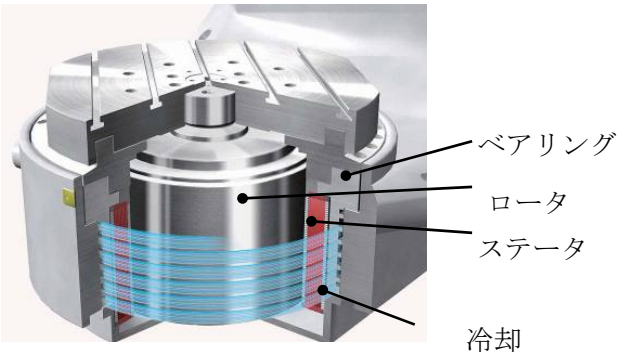
(4)　停電時には駆動力，摩擦抵抗がないので，高応答のブレーキシステムおよび停電時に備えたバックアップアップ電源モジュールを搭載させる．



(a) ウオームギアを使った駆動方式



(b) ローラギヤカムを使った駆動方式



(c) DDモータを使った駆動方式

図4.6 旋回軸の駆動方式の比較

旋回軸の 1 つである C 軸の支持軸受けとして，従来は図 4.7 (a) に示すようなコンパクトで大荷重に耐えられるクロスローラー軸受が多用されてきた．しかし，これには次のような問題がある．

(1) 回転精度があまり良くない．

(2) 高速回転すると，振動・騒音が大きくなり，温度上昇が大きくなるので，高速回転では使用できない．

(3) 組立てに多大の時間がかかる．

(4) ハウジング側に高い精度と剛性が必要

そこで本機には C 軸用にはオプションとしてクロスローラー軸受けに代えて，図 4.7 (b) に示すようなアンギュラーコンタクト球軸受けを用いたものも準備することとする．ただし，この軸受けは THK 社で開発されたものである．この軸受には次のような利点がある．

(1) 回転精度が優れている．

(2) 高速運転ができる．

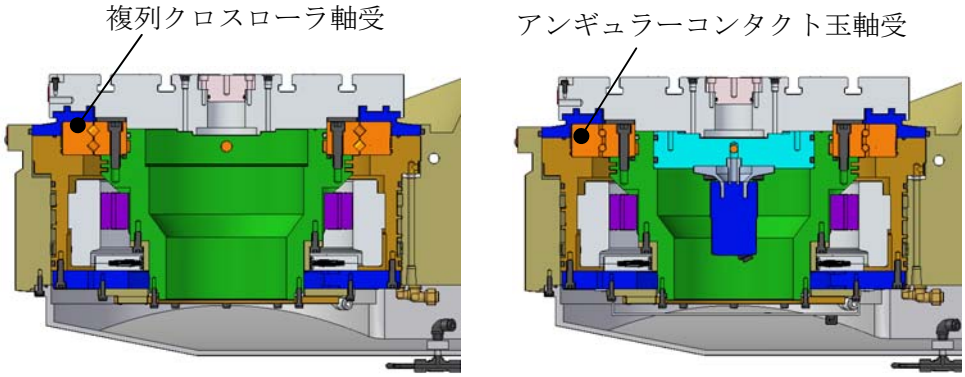
(3) 温度上昇が小さい．

(4) 組立てが簡単である．

ただし，次のような問題も残されている．

(1)　クロスローラー軸受に比べて，大きなスペースを必要とする．

(2)　摩擦抵抗が小さいので，大きな切削抵抗が発生する条件下では，サーボ系のみでそれを受ける必要があり，精度上問題であるので，通常はメカニカルなクランプ機構をつける必要がある．



(a) クロスローラ軸受　　(b) アンギュラコンタクト玉軸受

図4.7 第2旋回軸の(C軸)の軸受と構造

もう 1 つの旋回軸である第 1 旋回軸である B 軸の支持軸受けには C 軸ほどの高速回転は必要とされないが，C 軸を片持ち構造で支持するために，C 軸よりも大きな剛性が必要であるだけでなく，C 軸駆動のための電気配線，油空圧配管を内蔵させる必要があるため，直径 980 ㎜の大径のクロスローラ軸受けと大径の DD モータを採用し，その内側に図 4.8 のように配線配管する．

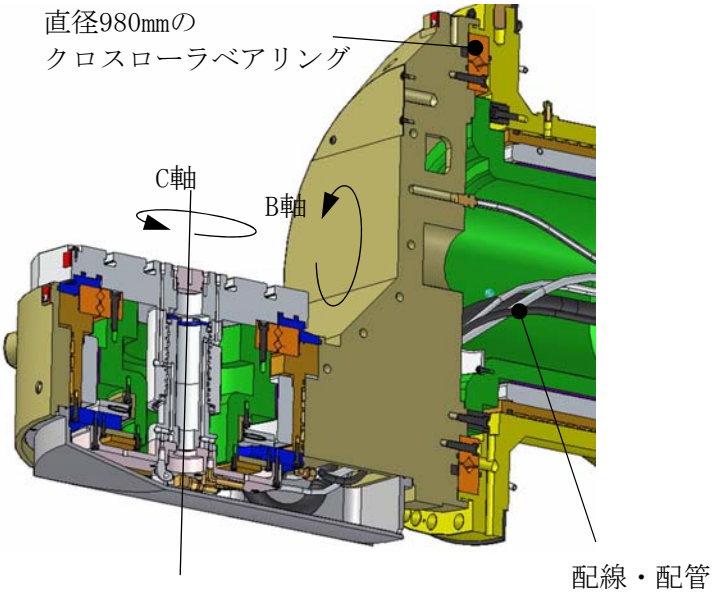


図4.8　第1旋回軸(B軸)の軸受と構造

また，本 5 軸制御マシニングセンタでは，第 2 章 1 項の表 2.1 に示すようにオペレータにの作業性を特に重視しているために，図 4.9 に示したようにオペレータ側には何も突起状の構造物は設けず，直接旋回テーブルにオペレータが接近できるような構造にしている[4.4)]．このような配置にすると，B 軸は片持ち支持になるので，B 軸の先端部が重力によって下方に変形する可能性があるので，FEM 解析を行って，重力による先端部での Z 方向変位量が 5μm 以下になるようにフレームなどの構造を強化している．

B 軸の角度位置の移動に伴う重心の移動による弾性変形量の変化量を FEM 解析したところ，図 4.10 に示すようにワーク重量 300kg 以下の場合にはテーブル中心位置で 5μm 程度となり，特別な対策は必要ないことが確認された．

図4.9　片持ち支持構造によるオペレータ接近性の良さ

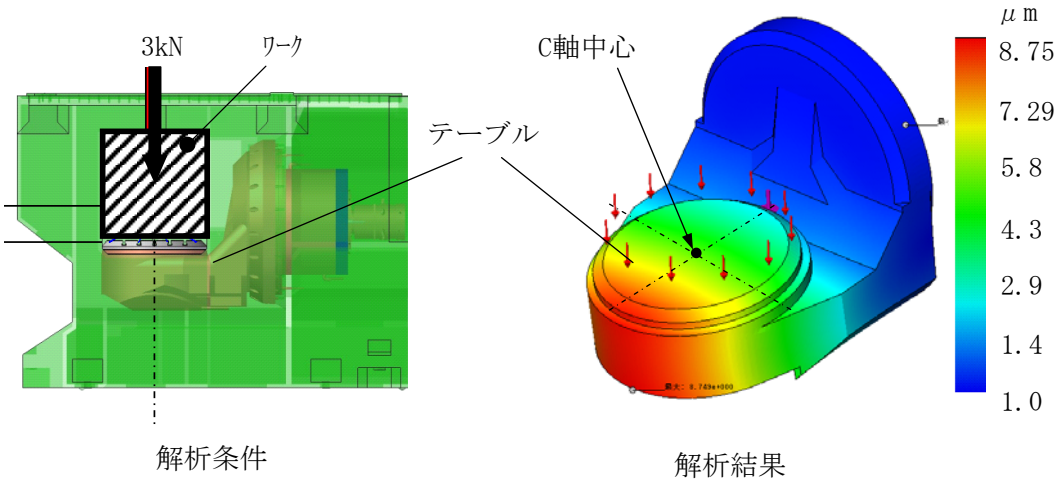


図4.10　剛性解析の例

４．４　主軸駆動系の構造

本機の主軸駆動系には特別な性能が要求されていず，最高回転数も 12,000min^{-1}とそう高くないので，図 4.11 に示すような構造をもつ従来型のモータビルトインタイプの主軸系を採用する．主軸・工具のインターフェイスには ATC 交換した時の再現性が 2μm と言う比較的大きな値が許容されているので，通常の BT 方式を用いることとする．

これを Z 軸の移動体であるラムに内蔵させると，同種の主軸系の経験によると最高回転数 12,000min^{-1}では 15K 程度の温度上昇が生じる可能性があるので，これを抑制するために図 4.11 上に示すように温度制御用の媒体を循環させる．これはいわゆるジャケット冷却に似たシステムであり，主軸頭の温度変化を±1°の範囲内に保つように設計されている．そのため，±0.5℃に温度制御した油剤を 20l/min 循環させている．

また，ジャケット冷却では十分に抑えきれない主軸自体の温度上昇による伸びによって生じる Z 軸方向の熱変位に対しては，主軸の回転数履歴から推定される熱変位量を補正するシステムを内蔵させることとする．その基本的なシステム構成を図 4.12 に示す．

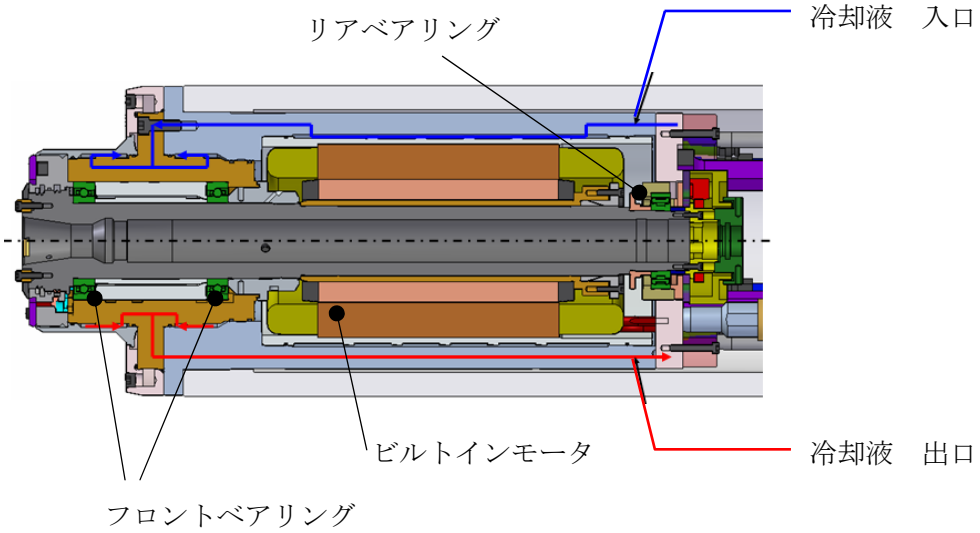


図4.11　主軸構造

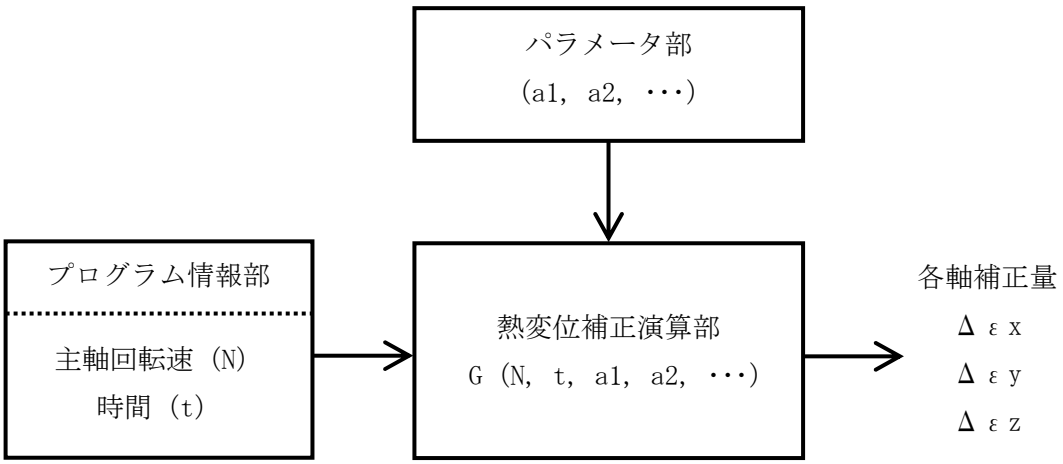


図4.12 熱変位補正システム

４．５　支持体の構造

本節では本機のベッド，コラムなど各種の駆動系を支持する不動部分（フレーム）の構造について検討する．支持体の構造設計にあたり注意した主な点は次のとおりである．

(1)　支持体の全体構造として高剛性が得られ易いいわゆる「Box－in－Box」構造を採用する．(図 4.13 参照)

(2) ベッドの壁部分の厚さを 20 ㎜，床面からの高さを 300 ㎜とし，剛性を十分に持たせるようにする．

(3) ベッドを 4 点支持構造にして，支持部の沈み込みによってベッドに変形が生じるのを抑える．

(4) 移動体が動く時の重心位置の変化による構造体の弾性変形が十分小さくなるようにCAE でシミュレーションして，軽量で十分な剛性を持つように工夫する．

(5) オペレータ作業位置からワーク中心までの距離を 500 ㎜以内，主軸中心位置まで 400 ㎜以内として，オペレータが作業をしやすいようにする．

(6) 4) のために，図 4.5 に示すように，オーバーハングが生じない対称形状の構造にする．

(7) ボールねじユニットを可能な限り加工点近傍へ配置し，移動物重心位置近くに配置する．

(8) ワーク段取換えのため天井開放スペースの確保と併せ，サドル形状（剛性）と Y 軸にエクストラストローク（350 ㎜）を持たせる．

(9)　ベッド構造体において，Y 軸駆動系を配置している両サイド壁の工具交換用（ATC）とワーク搬入出用（APC）の側面開口形状について構造解析を行なって剛性を確かめる．

(10) 片持ちテーブルユニットを支持する為のベッドリブ構造の配置について構造解析を行なって剛性を確かめる．

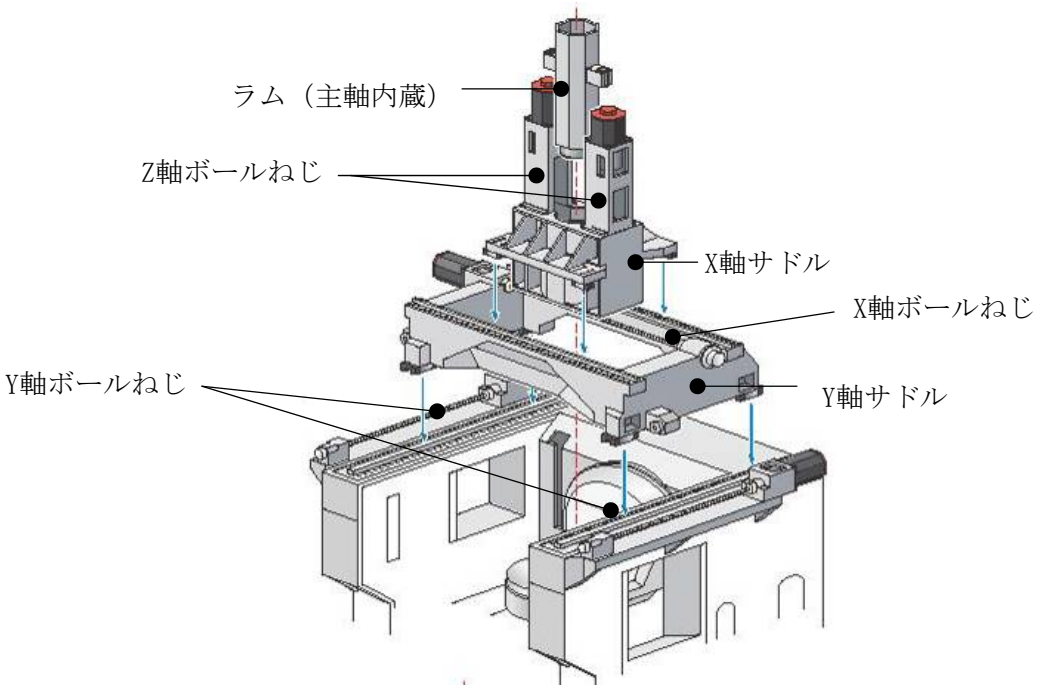


図4.13 直進軸駆動系の配置とその構造

４．６　機械構造の詳細設計と製作

前節までの考察に基づいて決定し，設計した本機の全体構造の図 4.14（a）に示し，製作された開発機の外観を同図（b）に示す． CNC としては 5 軸制御用の各種の機能が充実しているファナック社の FANUC31i を用いることとする．

以上のような構造を有する立型タイプの 5 軸制御マシニングセンタは世界で最初である．本機の設計諸元は次のようになった．

(1)　ストローク，最大送り速度，位置検出スケール（分解能）：

直進軸　X：　730 mm，50m/min，MGS 製磁気スケール SR87(0.01 μm)

Y：　510 mm，50m/min，MGS 製磁気スケール SR87(0.01 μm)

Z：　510 mm，40m/min，MGS 製磁気スケール SR87(0.01 μm)

旋回軸　B：　＋160°～－180°，35min^{-1}，MGS 製磁気スケール RS87（0.0001deg）

C：　360°，120min^{-1} (1,200min^{-1})，MGS 製磁気スケール RS87（0.0001deg）

(2)　駆動モータ

直進軸　X：　FANUC:αiF22/3000　　4kW

Y：　FANUC:αiF22/3000×2 個　4kW×2 個

Z：　FANUC:αiF12/3000×2 個　3kW×2 個

旋回軸　B：　MORISEIKI 製 15.1/14.7kW

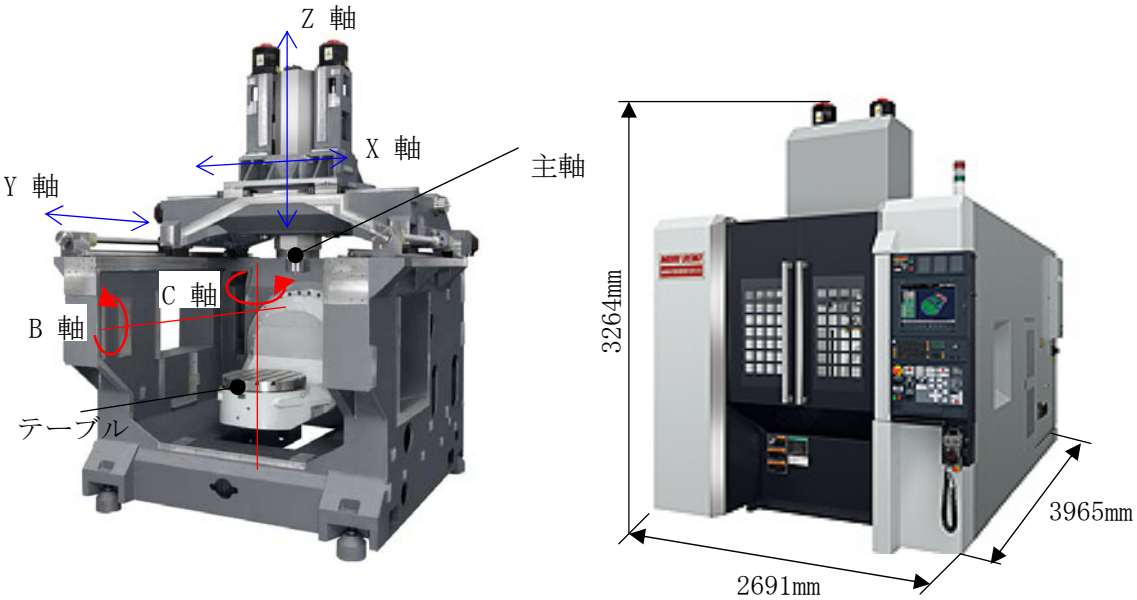
C：　MORISEIKI 製 5.4/ 5.2kW

(3)　主軸回転数　：12,000/min

(4)　主軸モーター：主軸 FANUC:BiI 112L/15000　18.5/15kW

(5)　CNC：FANUC31i

(6)　ワーク，主軸の位置：オペレータ作業位置からワーク中心まで 500 mm，主軸中心位置まで 400 mm



(a)全体構造　　(b)外観

4.14　開発機の全体構造と外観

4．7　結　論

テーブル・オン・テーブル型の 5 軸制御マシニングセンタの直進軸送り系，旋回軸送り系，主軸系，支持系の構造について考察した結果に基づいて，実際に 5 軸制御マシニングセンタの詳細形状を設計・製作した本章の考察によって得られた主な結論は次の通りである．

(1)　直進軸駆動系としてはボールねじを用いた重心駆動（DCG）システムで 5 軸制御マシニングセンタとして十分な運動精度と移動速度が得られるはずである．

(2)　垂直軸である Z 軸の案内を 8 角断面のラム構造にしたので，高精度と高剛性が得られるはずである．

(3)　旋回軸駆動は DD モータで行なった方が高能率・高精度加工することができるので，有利である．

(4)　非常に高い剛性をコンパクトな構造で得ようとする場合にはクロスローラ軸受けが有利であるが，旋削加工可能な高速回転ができる旋回軸支持用の軸受としてはアンギュラーコンタクト球軸受を用いた方が有利である．

(5)　本機の全体構造としてテーブル・オン・テーブル構造と DCG 駆動を採用しているので，構造が複雑になり，剛性が低下する恐れがあるので，CAE を用いた構造解析を行なって，剛性の確保と軽量化の両立に努める必要がある．

以上は一部構造解析で確かめているところもあるが，全体としては定性的に言えることであり，製作に際しての細部の変更もあるので，次章以下でこれらが当初の目標性能を実現できているかどうか検証試験を行なって定量的に評価する．

参考文献

4.1) TAKAYAMA,N. , OTA , H., UEDA , K. and TAKEUCHI,Y. , “ Development of Table-on-Table-Type Five-Axis Machining Center: New Structure and Basic Characteristics, Internatiomal Journal of Automation Technology, Vol.5, No2, (2011),PP247-254

4.2) 平元一之，加工品位と加工速度の両立を可能にする重心駆動(DCG)理論，機械設計 2004 年 1 月号，PP247-254

4.3) 精密工学会，杉本好昭，平元一之，望月昭博，重心駆動を採用した高精度マシニングセンタの開発，第 5 回生産加工・工作機械部門講演会講演論文集，日本機械学会，(2004)，PP161-162

4.4) 株式会社森精機製作所：NMV5000DCG カタログ，(2008)，P12，P6

4.5) 高山直士，太田秀仁，植田健介，竹内芳美，“5 軸制御マシニングセンタの精度向上に関する研究（トラニオン型とテーブル・オン・テーブル型の運動精度比較)”，日本機械学会論文集（C 編)，76 巻,772 号,(2010),PP79-85.

4.6) 高山直士，ダイレクトドライブモータによる 5 軸加工機の高速高精度化，日本機械学会誌，2008 年 6 月，トピックス欄，PP539

第５章．テーブル・オン・テーブル型 ５軸制御マシニングセンタの性能評価

５．１　緒　論

第 4 章で詳細構造を決め，設計・製作されたテーブル･オン･テーブル型 5 軸制御マシニングセンタの特性が表 2.1 に示した目標値をクリアできているか検証試験を行なって，総合評価する必要がある．そのため，本章では諸性能のうち，基礎的な特性である位置決め精度，静剛性，熱変位，振動・騒音特性，工具交換の再現性，旋削加工能力などの 5 軸制御マシニングセンタとして必要な特性について実際に特性試験を行い，得られた結果について考察する[5.1)]．本機にとって特に重要な特性である運動精度については特に章を改めて第 6 章で詳しく考察する．

本章で検討する項目の特性試験の方法は従来から用いられている方法であり，それらの大半は ISO や JIS で検査法と評価値が定められている古典的な方法であり，目標値も 5 軸制御機であるために構造が複雑であることの影響を除けば，特に厳しいものではないので，概要を述べるにとどめる．

本章の第 5.2 節では工作機械にとって基本的な性能である静剛性，熱変位，振動・騒音，工具交換の再現性，旋削加工能力の性能試験の方法について考察し，第 5.3 節では得られたそれらの測定結果について考察し，目標値をクリアしているかどうかを考察している．第 5.4 節は以上をまとめた本章の結論である．

５．２　性能試験の方法

本機（機械 A）の性能試験を行なう項目を列挙すると次のようになる．

(1) 運動精度
(2) サーボ応答性
(3) 位置決め精度　　直進軸系，旋回軸系
(4) 静剛性　　主軸－テーブル間，テーブル剛性
(5) 温度上昇と熱変位　主軸系，旋回軸，内部熱源と外部熱源の影響
(6) 残留振動　　直進軸
(7) 騒音　　主軸系，
(8) 工具交換の再現性
(9) 加工能力

ただし，前述のように (1) 運動精度と (2) サーボ特性は 5 軸制御マシニングセンタとして従来のものよりはるかに高い目標値を求めているので，章を改め，第 6 章で詳細に検討する．(3) 以降の性能試験については次のように行なう．これらの方法の大半は ISO と

JIS で定められている試験法にもとづいている．以下に（3）以下の項目の性能試験法について簡単に述べる．

5．2．1　位置決め精度

工作機械にとって最も基本的な性能である位置決め精度を図 5.1 に示すセットアップでレーザー干渉測長機を用いて直進軸の全ストロークにわたって ISO 10791-4[5.2), 5.3)]の方法で繰り返し測定する．旋回軸についても図 5.2 に示すように旋回角度は高精度なロータリーエンコーダを基準にして,直進軸の位置決め精度測定と同様に図 5.2 に示す ISO 10791-4[5.2), 5.3)]に従って測定する．尚，測定機の仕様は以下のとおりである．

1) レーザー干渉測長機

株式会社東京精密製

型式：DISTAX　300A

仕様：分解能　5nm

精度：±(L×10-7+0.01×10^{-6}) m　　L=測定長さ

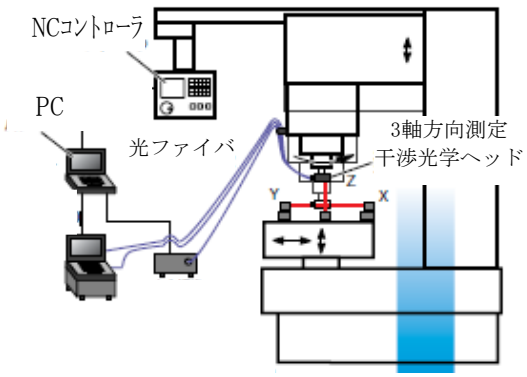
2) ロータリエンコーダ

株式会社東京精密製

エンコーダ型式：　ＬＩ－０３ＡＮＧ

分解能：0.1秒

精度　：±1秒／360度



Y軸セットアップ例

図5.1　直進軸の位置決め精度測定システム

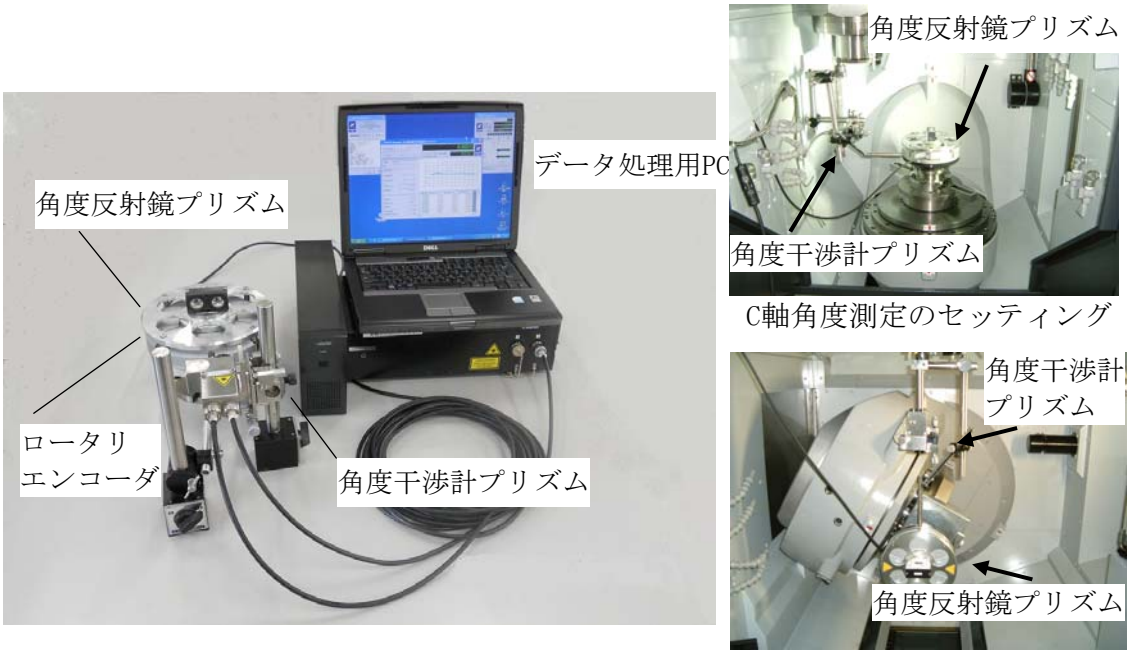


図5.2　旋回軸の割出し角度測定システム

5．2．2　静剛性

主軸にテストバー（ダミーツール）を把持させ，治具に取り付けたロードセルを用いてそのテストバーに負荷荷重をかける.負荷荷重は,XYZ3 方向からとし,0～4900N までの 490N 毎とした．この時のテストバー，主軸端の変位量をてこ式ダイヤルゲージを用いて測定する．各負荷荷重に対する相対変位をもとに主軸・イケール間の静剛性値を算出する．図 5.3 に荷重負荷位置，変位量測定位置システムを示す.

5．2．3　温度上昇と熱変位

工作機械の温度上昇と熱変位には内部熱源と外部熱源が影響する．内部熱源と外部熱源の影響を調べるために以下の温度上昇と熱変位を測定する.

(1)　温度上昇

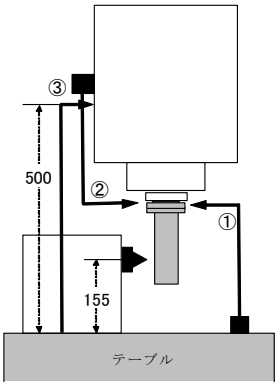
主軸前部軸受付近，旋回軸軸受付近，ベッド，サドルなど主要 11 ヶ所にサーミスターをはりつけて，試験開始時からの温度上昇を測定する.

(2)　主軸熱変位

図 5.4 に示すように主軸に取付けたテストバーとテーブル上の治具に固定した渦電流式非接触変位センサにより X,Y,Z 軸方向の相対熱変位を測定する．変位と温度の測定サンプリングは 1 分毎とする．なお，変位の方向はセンサとテストバーが離れる方向がプラスである.

主軸稼動テストプログラムパターン③（図 5.5）に示すように主軸回転速度は 6000min^{-1}，12000min^{-1} 及び停止の各 1 時間ごとの組合せとする．尚，変位及び温度

データのサンプリングは１分毎とした.

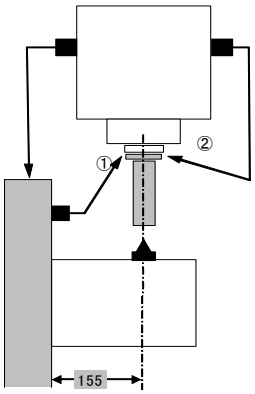


B=0°　の時のX　マイナス方向

①テーブルー主軸間
　の相対変位

②主軸頭ー主軸間
　の相対変位

③テーブルー主軸頭間
　の相対変位



B=90°　の時のZ　マイナス方向

図5.3　静剛性の測定システム

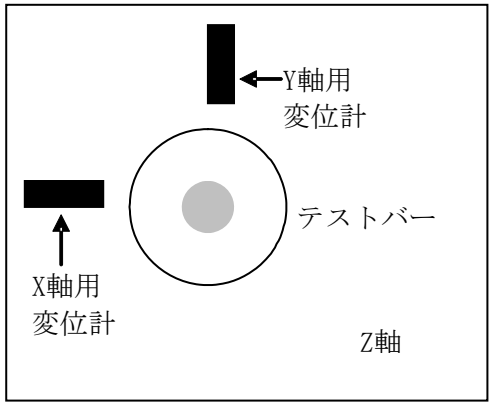


図5.4　主軸熱変位測定システム

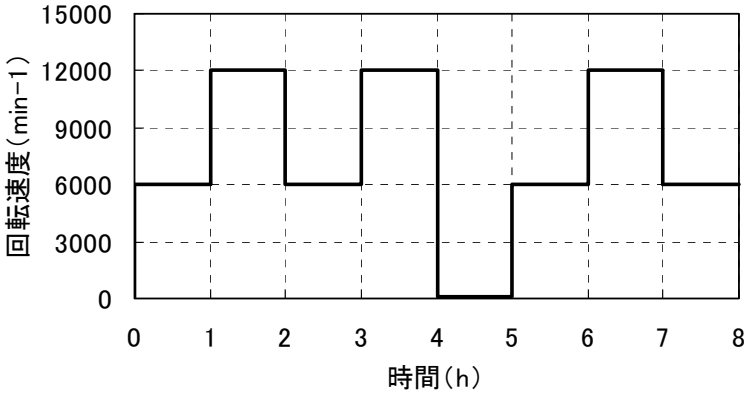


図5.5　主軸熱変位測定パターン

(3)　旋回軸稼動による熱変位

B 軸を－90 度傾け，図 5.6 の様にテーブルセンターにテストバーを取りつけ，主軸側に固定した非接触変位センサーにより B,C 軸を早送り 100%で同時稼動させた時の相対相対変位を測定する．B 軸を-90 度～90 度，C 軸を 135 度～-135 度．ドウエル 2 秒で繰り返し，変位と温度のサンプリングは 1 分毎とする．なお，変位の方向は，センサーとテストバーが離れる方向がプラスである．これらの測定は雰囲気温度は一定に制御された実験室で行う．

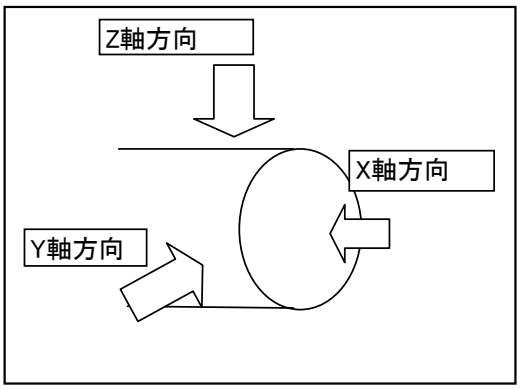


図5.6　C軸テーブルの熱変位測定のセッティング

(4)　室温変化の影響

外部熱源の影響を調べるために次のような環境条件を設定して,主軸と主要部の温度上昇と熱変位を測定する．測定の際に用いた環境温度制御システムを図 5.7 に示す．

1）4 時間かけで雰囲気温度を 20℃から 30℃に変化させる．

2）30℃の状態を 2 時間維持する．

3）30℃から 4 時間かけて 20℃に変化させる．

4）20℃を 4 時間維持する．

5）20℃から 4 時間かけて 10℃に変化させる．

6）10℃を 2 時間維持する．

7）10℃から 20° C に 4 時間かけて変化させる．

この環境温度の変化履歴を図示すると図 5.8 のようになる．これは非常に過酷な使用条件である．

制御温度範　　：　5℃～40℃

制御温度精度　：　±0.5℃

最大温度変化　：　上昇5℃/h

　　下降5℃/h

最大機械据付寸法

図5.7　環境温度システムの外観と仕様

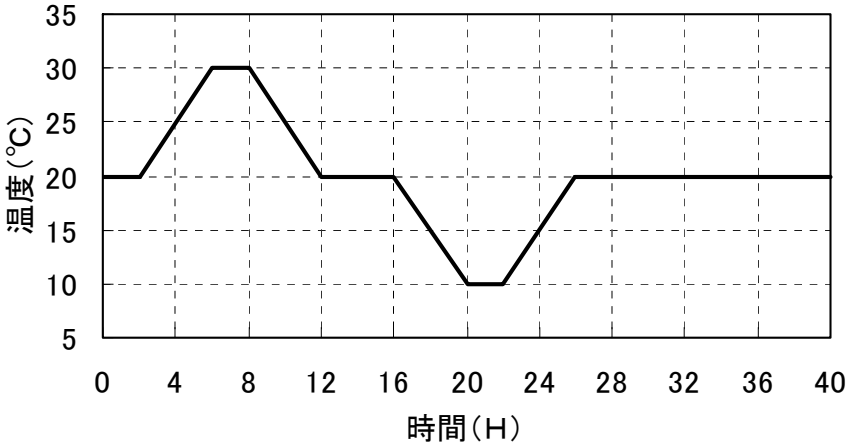
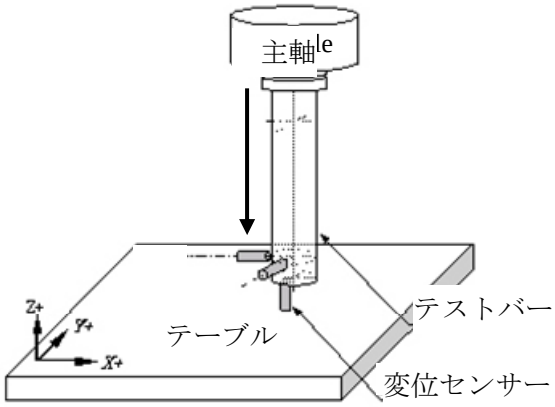


図5.8　雰囲気温度変化のパターン

5．2．4　早送り位置決め時の残留振動

早送り位置決め時の残留振動は図 5.9 に示す方法で測定する．各軸夫々を＋→―方向に 100%の早送り速度で 200mm 移動させた後，停止後の各軸の変位を XYZ について測定する．変位のサンプリング時間は 1msec 毎とする．



1）早送り100%で－Z 移動

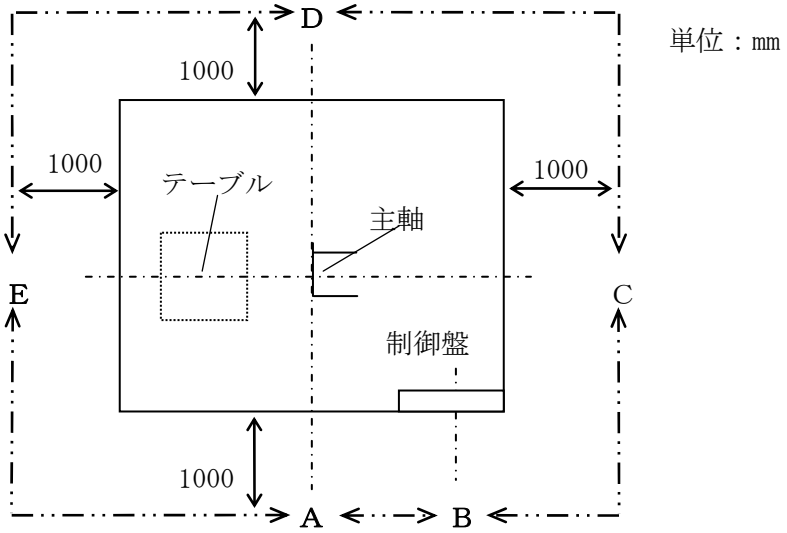
2）左図の位置で位置決め

3）残留振動計測

図5.9　早送り位置決め時残留振動の測定システム（Z軸位置決め時）

5．2．5　主軸回転時の騒音

主軸系の騒音は，図 5.10 に示すように機械周囲 5 箇所でマイクロフォンを使って，ISO230-5(JIS B6195 と同等）工作機械の騒音試験の通則の方法で測定する[5.4)]．主軸が最高回転数の 12000min^{-1}の時と最高回転数の 80%の 9600min^{-1}の時，各送り軸稼動時および ATC 動作時の各騒音について測定する．



測定高さは床から1.55±0.75 m

図5.10　騒音測定

5．2．6　工具交換の再現性

図 5.11 に示すように非接触変位センサをテーブル上面に取り付けた熱変位測定用治具に固定して，工具交換を含むプログラムを 10 サイクル繰り返し，工具交換後の主軸に装着したテストバーとの間隔の変化（変位）を測定する．工具番号 T1 を測定用テストバー，工具

番号 T2 をダミーツールの設定とし，交互に工具交換を行ない，測定用テストバーが主軸に装着された後，その位置で 30 秒間停止させ，測定する．

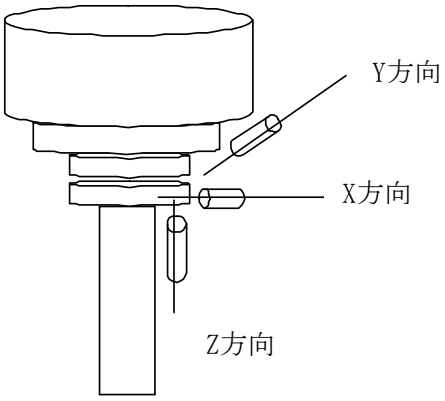
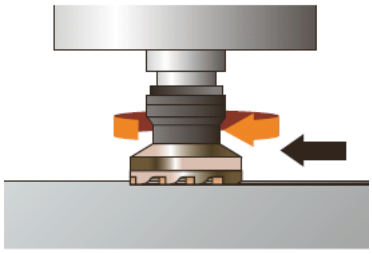


図5.11　工具交換再現性の測定のセットアップ

5．2．7 ミーリング加工能力

本機のフェイスミル加工能力を調べるための切削試験を行う．図 5.12 に示す方法及び切削条件で機械構造用炭素剛 S50C を外径 100 ㎜ 5 枚刃のカッターを用いて，フェイシング加工し，びびり振動が生じない限界の切りくず除去率を測定する．切削条件は次のとおりである． B0°と B90°位置について加工する．フェースミルの方法切削条件を得られた結果について従来の立形マシニングセンタおよび横形マシニングセンタと比較しその実用可否について検討する．



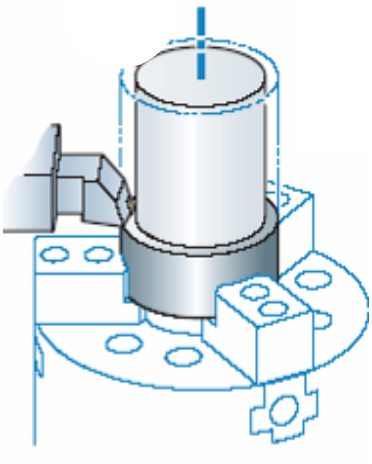
フェースミル	φ100,　SUMITOMO UF05100R(5枚刃)	
B軸位置［°］	B=0	B=90
切削速度［m/min］	150	
送り速度［mm/rev］	480（0.2mm/tooth）	
切削幅[mm]	80	
切削油	エアーブロー	
被削材	S50C	

主軸出力：18.5/15Kw

図5.12　フェースミルの方法と切削条件

5．2．8　旋削加工能力

本機にはある程度の旋削加工能力が要求されているため，図 5.13 に示すように，施削試験を行い，びびり振動が生じない限界の切りくず除去率を測定する．フェースミル切削試験と同様 B0°と B90°位置について試験をおこなう．その切削方法と条件について図 5.13 に示す．



B軸位置［°］	B=0	B=90
ワーク外径［mm］	φ80～60	
主軸回転数[min^{-1}]	500	
送り速度［mm/rev］	0.5	
被削材	S45C	
切削工具	PCLNL2525M19（SANDVIC）	
チャック	12吋ｲﾝﾃﾞﾁｬｯｸ	

テーブル旋回軸の出力：5.4/5.2Kw

図5.13　旋削加工能力（外径重切削）

５．３　性能試験結果と考察

5．3．1　位置決め精度

機械 A の直進軸である X,Y,Z 軸について，レーザー干渉測長機で測定した位置決め精度を表 5.1 に示し，旋回軸である B,C 軸について同様に測定した旋回の位置決め精度を表 5.2 に示す．全ての直進軸の位置決め精度は 4μm 以下で，この値は高精度な立形マシニングセンタのそれとほぼ同程度であり，かなり良好である．また，旋回軸である B 軸と C 軸の位置決め精度についても，10arcsec 以下と高精度な横形マシニングセンタの B 軸と同等の精度が得られた．尚，旋回軸の位置決め精度には，サーボシステムで回転位置決めした後に作動するブレーキ装置のブレーキ精度も含まれている．

表5.1　直線軸の位置決め精度（機械A　）

ISO 10791-4に基づいて測定(μm)

	X軸	Y軸	Z軸
繰り返し位置決め精度	1.7	1.4	2.0
位置決め精度	3.3	1.6	3.1

表5.2　旋回軸の位置決め精度（aresec）（機械A）

ISO 10791-4に基づいて測定

	B軸	C軸
繰り返し位置決め精度	2.4	4.6
位置決め精度	8.9	6

5．3．2　静剛性

機械 A の主軸系の静剛性の測定結果を表 5.3 に示す．テーブルに対する主軸先端の静剛性の測定値は XY 方向で 13N/μm であり，目標値 15N/μm をほぼクリアしている．主軸系にこの程度の静剛性があればミリング加工に十分な加工能率，加工精度が確保できることが経験的に知られている．測定値を従来機と比較して図 5.14 に示す．

また 300kgf のワーク搭載時のテーブル変位量は，図 5.15 に示すようにテーブル根元で 6μm，先端で 4μm であり，目標値であるテーブル中心で 5μm をクリアしていた．

表5.3　主軸系静剛性の測定結果（機械A）

静剛性 (N/μm)	X方向	Y方向	Z方向	
			B0°	B90°
ﾃｰﾌﾞﾙ-主軸(相対)	13.6	13.9	61.1	48.2
ﾃｰﾌﾞﾙ-主軸ラム	19.5	21.6	61	93.5

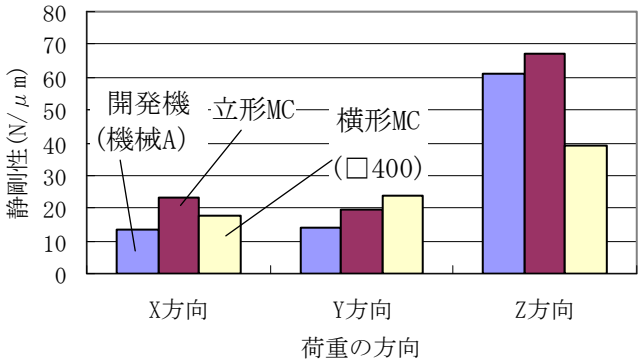
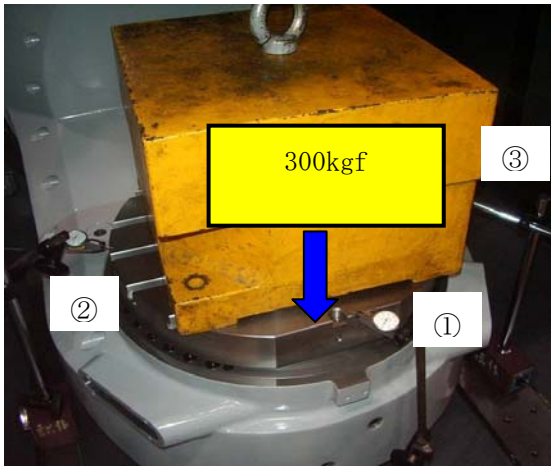
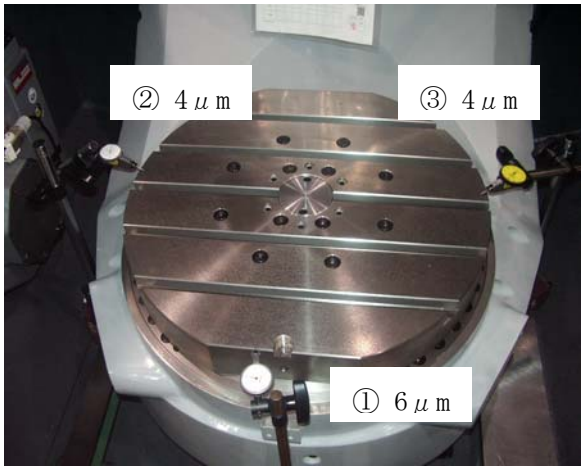


図 5.14　主軸系の静剛性と従来機との比較



測定条件



測定結果

図5.15　テーブル剛性

5．3．3　温度上昇と熱変位

(1)　主軸熱変位

機械 A について，主軸最高回転数で 12000min^{-1} で無負荷運転した場合の主軸の熱変位の測定結果を図 5.16 に示す．この回転数で 30 分後には主軸前側軸受付近の温度上昇は 2K で安定した．主軸テーブル間の相対熱変位は，1 時間後には X，Y，Z 方向が 5 μm 以内で安定し，目標値 10μm をクリアしている．ただし，これはジャケット冷却と主軸熱変位補正システムをオンにした状態で測定されたものであり，熱変位補正をオフにすると 1 時間後の Z 方向熱変位は 15μm となり，精密な加工には主軸熱変位補正システムが必要であることが分る．

さらに図 5.5 に示すパターンで主軸を回転させた時に測定された主軸熱変位を図 5.17 に示す．種々パターンで回転数を変化させても，各方向における熱変位は，ほぼ 10μm 以内であり，ジャケット冷却や熱変位補正が回転数変化に対して適切に応答していることが確認できた．

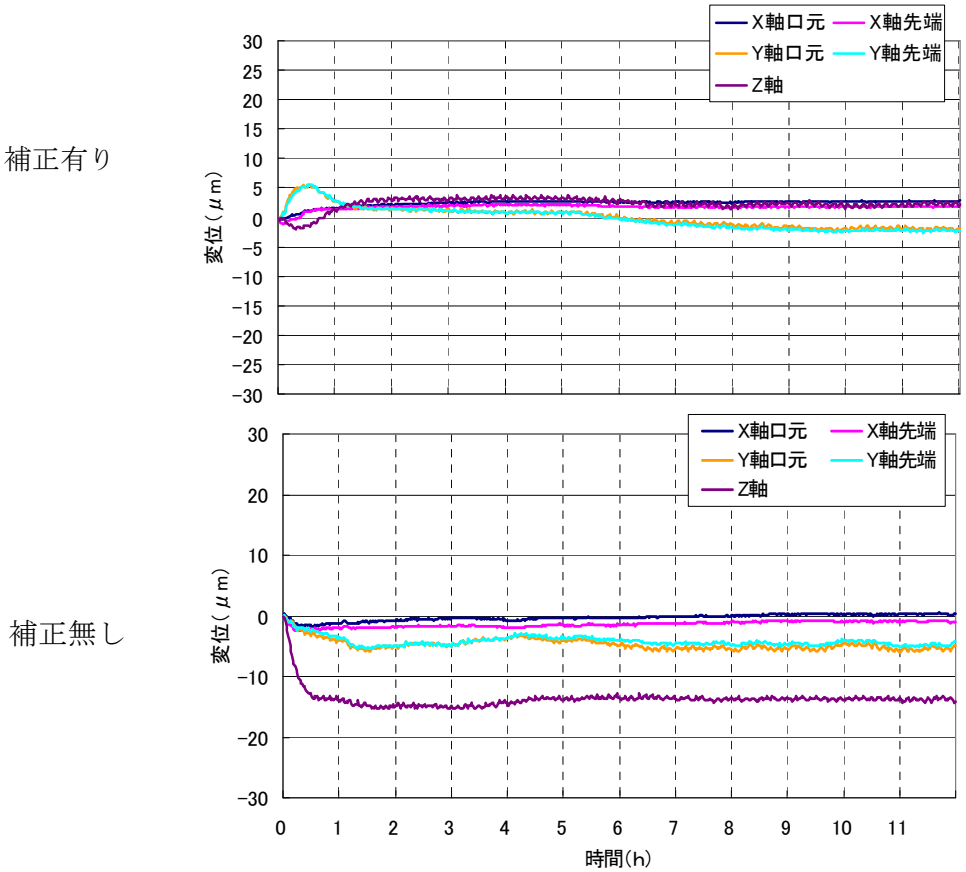


図5.16　12000min-1時の主軸熱変位

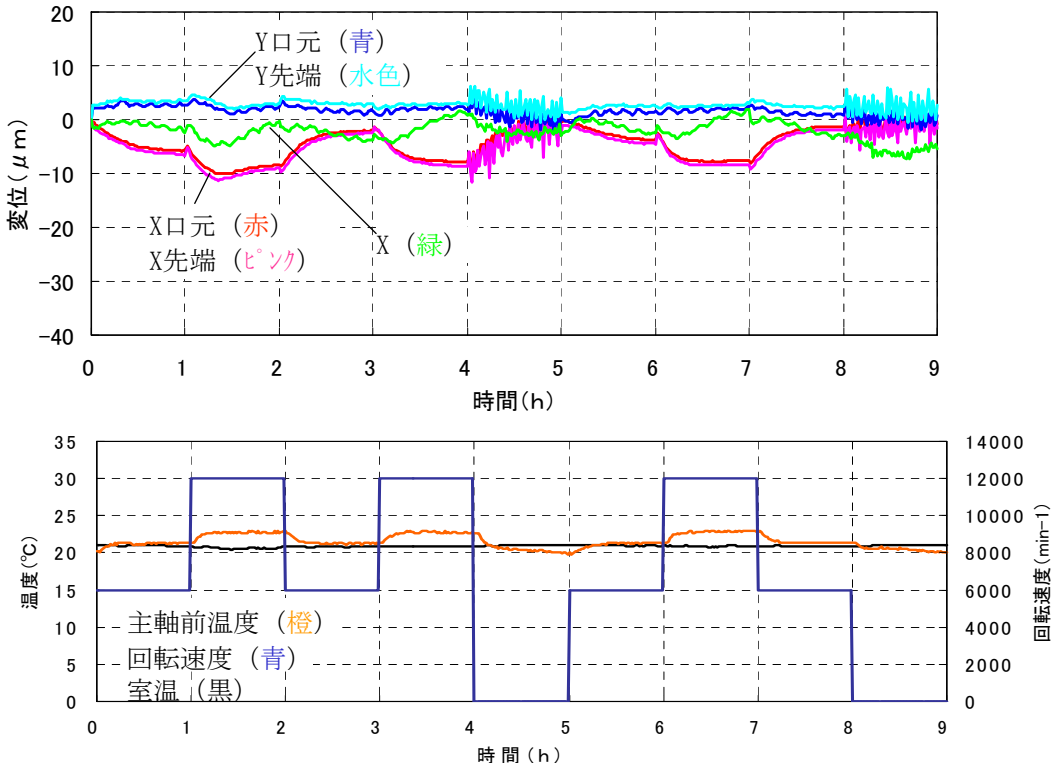


図5.17　プログラムパターン運転させた時の主軸熱変位

(2)　送り軸の熱変位

機械 A について，送り速度 5000mm/min で各軸を順次稼動させたときの熱変位を図 5.18 に示す．ボールネジ軸心冷却とスケールフィードバックが機能している状態である．熱変位は，各方向ほぼ 5μm で目標値を達成している．

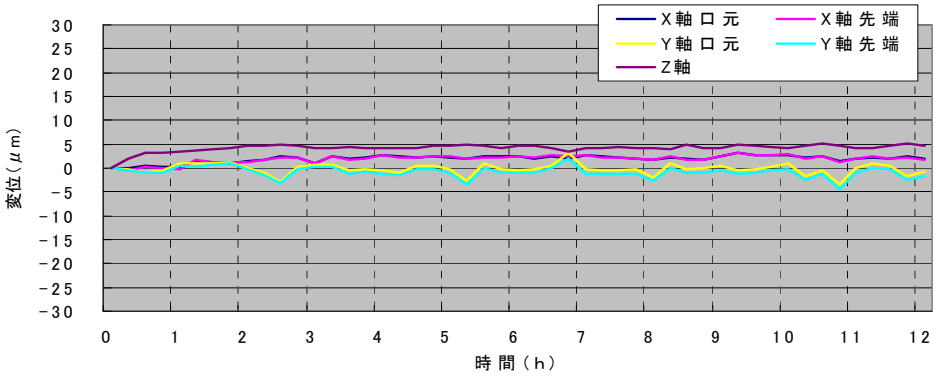


図5.18　送り軸熱変位

(3)　主軸および送り軸駆動時の熱変位

機械 A について，主軸最高回転数 12000min^{-1} と＋送り速度 5000mm/min の両方をで 12 時間連続稼動させた時に測定された熱変位を図 5.19 に示す．熱変位は，各方向ほぼ 5 μm 以内で目標値 10 μm を十分に達成している．主軸前側軸受付近で 2k 近く温度上昇している以外は，ベッドなど本体各部で顕著な温度上昇はなかった．

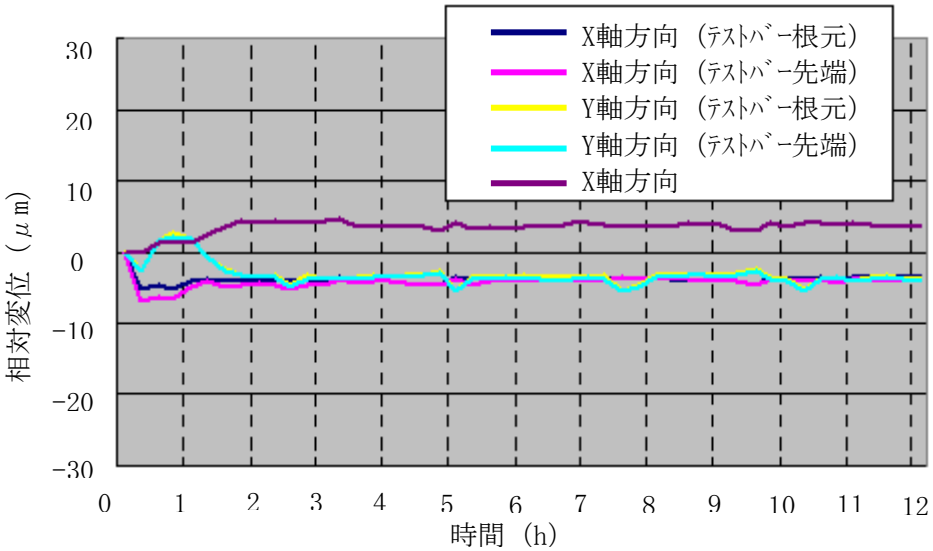


図5.19　主軸および送り軸駆動時の熱変位

(4)　旋回軸稼動による熱変位

機械 A について，早送り 100%で B 軸 C 軸を順次稼動させた時に測定された熱変位を図 5.20 に示す．熱変位は，各方向ほぼ 10 μm で目標値を達成している．

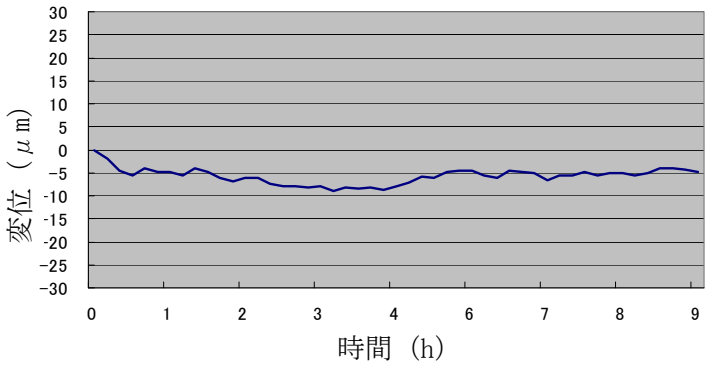


図5.20　B軸C軸の早送り時に測定された機械Aの熱変位

(5)　室温変化時の熱変位

機械 A について，図 5.8 に示すパターンで室温を 8℃～28℃の間で変化させた時の機械本体各部の温度変化と主軸－テーブル間の相対変位を示す．図 5.21 に示すように室温が 4 時間で 18℃から 28℃と 10℃温度上昇したき，主軸やベッドはほぼ一様に約 6 ℃温度上昇し，　熱変位は Z 方向が 17μm,X 方向が 5μm 以下,Y 方向が 10μm 程度であった．室温が 8℃から 21℃と大きな温度変化の中でも,X 方向は 10μm 以内，Y および Z 方向が 25μm であった.Y，Z 方向については，20μm を越えているが，このような激しい雰囲気温度変化のためで,実際に 5 軸制御機の設置されている室温環境のもとでは，10μm 以内は十分に達成されると推定される．Z 軸を除き，ほぼ完全に対称構造をしている本機が熱的に安定な構造になっていることが分かる．

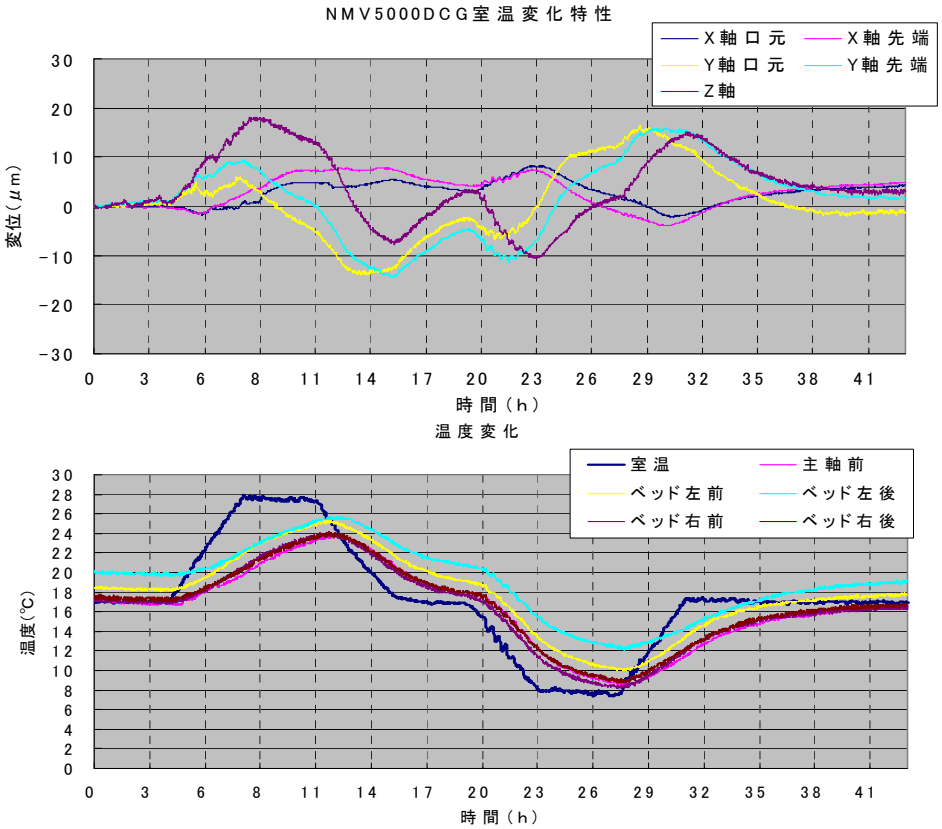
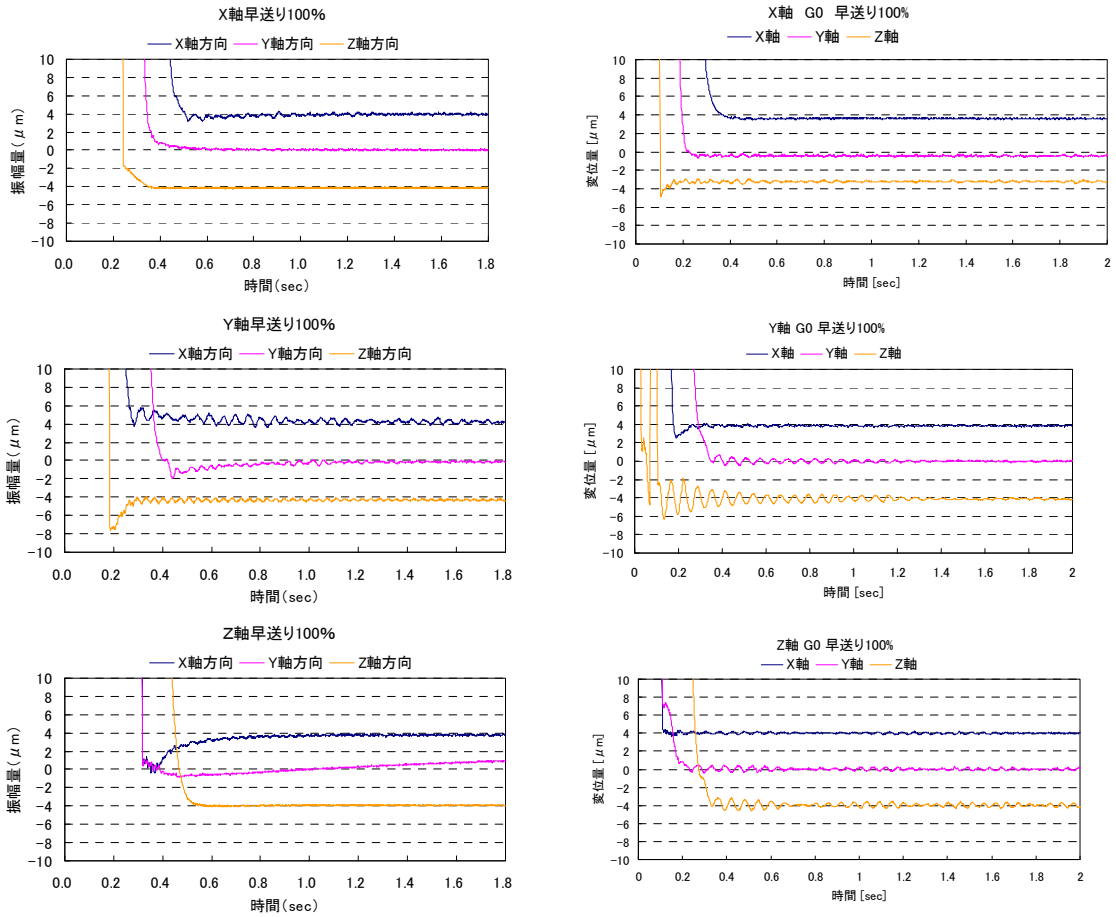


図5.21　室温変化時に測定された機械Aの熱変位

5．3．4　残留振動

機械 A について，早送り位置決め時に測定された残留振動は，図 5.22(a)に示すように 1 μm 以下であり，十分小さく，高速で高精度な加工が行える．重心駆動を採用していない従来の立形マシニングセンタでの残留振動は図 5.22(b)に示すように 4μm あった．



(a)　(機械A) 重心駆動機　　(b) 非重心駆動機（立型マシニングセンタ）

図5.22　重心駆動機と非重心駆動機の残留振動の比較

5．3．5　騒音

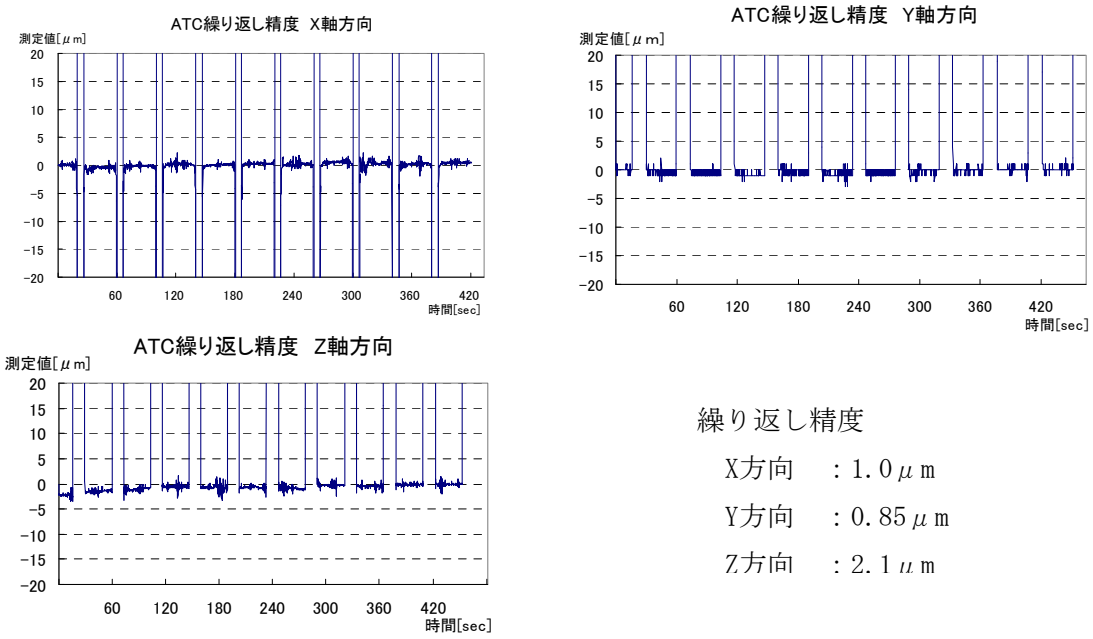
機械 A について，主軸回転時および送り軸稼動時の騒音の測定結果を表 5.4 に示す．この値は通常の立型マシニングセンタや横型マシニングセンタの値とほぼ同程度であり，目標値をクリアしている．

表5.4　主軸回転時および送り軸稼動時の騒音

暗騒音	66.8	(dB)			
測定点	A	B	C	D	E
機械電源ON	67.3	67.8	67.9	67.8	68.8
主軸回転時 9,600min-1	69.4	68.8	69.6	69	68.9
主軸回転時 12,000min-1	71.5	68.9	69.5	70	69.7
X軸移動時	70.7				
Y軸移動時	74.6				
Z軸移動時	69.6				
工具交換動作	77				

5．3．6　工具交換の再現性

機械 A について，10 サイクルでの ATC 繰り返し精度の測定結果を図 5.23 に示す．30 秒という長い停止時間をかけて測定をしたために，外来振動も加わったデータになったが，繰り返し位置精度としては，±2μm に入っている．Z 軸の変位量も初期の熱変位量と考えることができるので，±1μm 以内の繰り返し精度と考えられる．



繰り返し精度

X方向　：1.0μm

Y方向　：0.85μm

Z方向　：2.1μm

図5.23　ATC繰り返し精度

5．3．7　ミーリング加工能力

機械Aについて，フェイスミル加工においては図5.24に示すように，B軸0度，90度位置の切削能力に差がなく，問題が無いといえる．

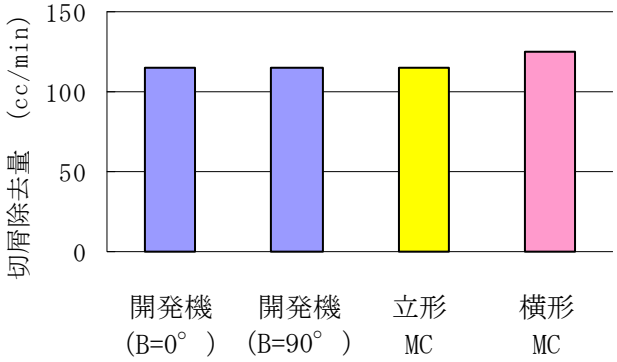


図5.24　フェースミル切削結果

5．3．8　旋削加工能力

機械Aについて，直径80mmの大径ワークの外周部を加工した場合のびびり振動が発生する限界を調べた結果を表 5.5 に示す．びびり振動が発生しないで切削できる限界の切りくず除去率は，B 軸 90° の位置で 386cc/min 程度であった．この値は通常の中型旋盤（チャック径12吋）のそれとほぼ等しかった．ただし，小径のワークの場合は本機の最高主軸回転数が 1,200/min と旋削用としては低いため，切削速度が確保できないので，切りくず除去率はずっと小さくなる．しかし，5軸制御マシニングセンタで小径のワークの旋削加工を行うことはあまりないので，これは実用上そう大きな問題ではない．通常，小径のワークの加工には通常複合旋盤や複合工作機械が使われている．

表5.5　旋削加工結果

①　B0°　のとき

加工径 (mm)	送り量 (mm/rev)	切込み深さ (mm)	切削除去量 (mL/min)	状況
73	0.3	3	107	良好
65	0.3	4	130	良好
69	0.3	5	174	良好
57	0.3	6	178	良好
69	0.5	5	291	良好
67	0.5	6	344	振動有り，使用可
57	0.6	6	356	振動有り，使用不可

②　B90°　のとき

加工径 (mm)	送り量 (mm/rev)	切込み深さ (mm)	切削除去量 (mL/min)	状況
90	0.3	5	190	良好
88	0.3	6	230	良好
78	0.5	5	319	良好
76	0.5	6	386	良好，若干むしれ有り

５．４　結　論

第 3 章までの考察に基づいて設計製作されたテーブル・オン・テーブル型の 5 軸制御マシニングセンタ（機械 A）の基本的な性能（ただし，旋回軸については運動精度と旋回軸のサーボ特性は除く）について実験的に検討した本章の研究によって得られた主な結論は次の通りである．

(1)　直進軸の位置決め誤差は各軸とも 4μm 以内と小さかった．この位置決め誤差の大きさは金型加工に使われている高精度な立型マシニングセンタとほぼ同程度である．

(2)　旋回軸の割り出し誤差は 10arcsec 以内と小さかった．この割り出し誤差の大きさは高精度な横型マシニングセンタの B 軸とほぼ同程度である．

(3)　主軸系と旋回軸の静剛性の測定値はそれぞれ 15N/μm と 3000N/5μm となり，それぞれ目標値をクリアできた．ただし，旋回軸については大きな切削抵抗が発生する重切削時にはこの旋回軸の静剛性の値では十分でないので，メカクランプ装置で補強する必要がある．

(4)　主軸系の熱変位の測定値は最大回転数である 12,000m/min でそれぞれ 5μm 以下となり，旋回軸の熱変位の測定値は最大回転数である 1,200m/min でそれぞれ 10μm 以下となり，それぞれ目標値である 10μm 以内をクリアできた．また，種々に環境温度条件を変化させても主軸熱変位は 10μm 以下しか生じなかった．ただし，これらは温度制御装置をオンにした状態で得られた値である．これをオフにすると，ずっと大きな熱変位が生じる．

(5)　工具交換の際の工具先端位置の再現性（変化量）は XY 方向で平均 1μm 以下，Z 方向で最大 2.1μm で目標値をクリアしていた．

(6)　振動・騒音の測定値は従来の立型マシニングセンタ，横型マシニングセンタ，旋盤での値とほぼ同程度であった．

(7)　本機の旋削加工能力は大径ワークを加工した場合，びびり振動が発生しない限界の切りくず除去率は 386cc/min となり，これは通常の中型旋盤（チャック径 12 吋）のそれとほぼ等しく，目標値をクリアしていた．

以上のように，本機の位置決め精度，静剛性，熱変位，振動・騒音特性，工具交換の再現性，旋削加工能力はいずれも所期の目標値をクリアしていることが確かめられた．

参考文献

5.1) TAKAYAMA,N. , OTA , H., UEDA , K. and TAKEUCHI,Y. , “ Development of Table-on-Table-Type Five-Axis Machining Center: New Structure and Basic Characteristics, Internatiomal Journal of Automation Technology, Vol.5, No2, (2011),PP247-254

5.2) ISO 230-2, Test code for machine tools Part2 : Determination of accuracy andrepeatability of positioning numericallycontrolled machine tools, (2008)

5.3) ISO 10791-1, Test conditions for machining centers——Part4

5.4) ISO 230-5, Test code for machine tools, Determination of the noise emission.

第６章．テーブル・オン・テーブル型 ５軸制御マシニングセンタの運動精度評価

６．１　緒　論

前章では工作機械として必要とされる基礎的な性能のチェックをしてきたが，本章では特に重視している機械加工の精度を支配している運動精度の性能をチェックする．すなわち，開発するテーブル･オン･テーブル型 5 軸制御マシニングセンタには全ワーキングエリア内で運動誤差 10μｍ以下という 5 軸制御マシニングセンタとしては非常に高い目標値が設定されているため，各部の構造と製作に十分な配慮を行っているが，実際にその精度が実現できているかどうかを本章で検証する．

5 軸制御マシニングセンタの有効な精度キャリブレーション法は 10 年ほど前までは存在しなかったと言っても過言ではない．わずかに NAS979 にテーパーコーン試験法[6.1)~6.3)]が規定されているのみである．これは図 6.1 に示すようにテーパーコーン形状をストレートエンドミル工具で削り，その加工された断面のプロフィールを真円度測定機で測定し，その真円度誤差の大きさで評価する方法である．この方法は厳密なものではなく，松本が考察しているようにワークの位置と条件次第では機械の運動精度に無関係に 5μｍ程度の真円度がだせる条件が存在し[6.4)]，大半の 5 軸制御マシングセンターのメーカーでは，この条件に極めて近い条件でテーパーコーンの加工試験を行っており，それぞれの機械が高精度である証明であるかのように扱っている．

また，近年ヨーロッパでは 3 次元測定機の精度キャリブレーション法として使用されている方法によく似たマスターボールをプローブで測定する図 6.2 に示す R－test と呼ばれる方法が提案されている[6.5), 6.6)]．この方法で概略の運動精度を知ることはできるが，現在提案されている方法では，厳密性に欠け，運動誤差原因の診断に使うことは困難であった．特に後述するアライメント誤差のうちの角度誤差の測定法としては不完全なものであった．

ところが近年垣野らによって，従来の DBB3 法を拡張した 5 軸制御マシニングセンタの運動精度を測定する DBB5 測定法が開発された（図 6.3 参照）[6.7), 6.8)]．この方法は信頼性が高いだけでなく，ほとんどすべてのの運動誤差を測定でき，便利である．

そこで本章ではこの測定法を導入して，実際にテーブル・オン・テーブル型の本機の運動精度を測定するとともに，いままで多用されてきたトラニオン型の機械の運動誤差を測定し，両者の精度を比較する[6.9)]．さらに本機に存在する運動誤差原因を直進軸，旋回軸，旋回軸中心のアライメント誤差，サーボ系の誤差に分けて検討し，一層の運動精度を向上させる基礎とすることとした[6.10), 6.11)]．また，組立後の調整が非常に困難であったアライメント誤差を補正によって減少させる方法について研究する[6.12)]．さらに本方法で測定された運動誤差が加工形状誤差とどの程度対応しているかを検討するために，厳しい条件でテーパーコーン切削して加工形状誤差を測定するとともに，同じ条件で DBB5 測定して運動誤

差軌跡を求め，両者を比較することとした．

本章の第 6.2 節では，5 軸制御マシニングセンタの運動精度を詳細かつ精密に測定する方法について検討する．第 6.3 節では各種の運動誤差の測定結果について考察するとともに，本機に残存する運動誤差原因と補正の効果について考察している．第 6.4 節は以上をまとめた本章の結論である．

図6.1　NAS979に基づいたテーパーコーン試験法による加工テスト

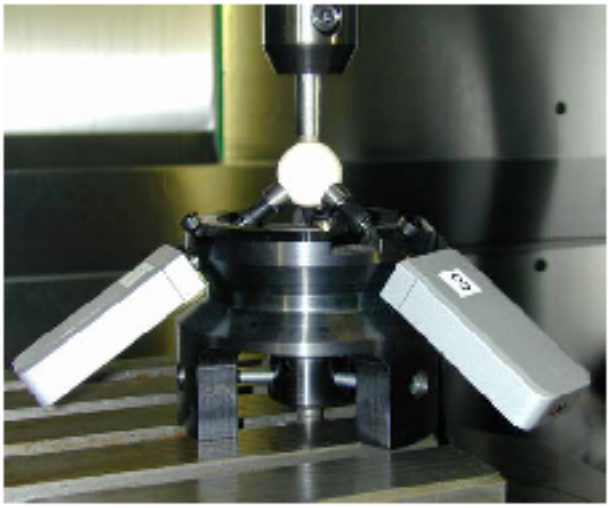


図6.2　R-test法のセットアップ

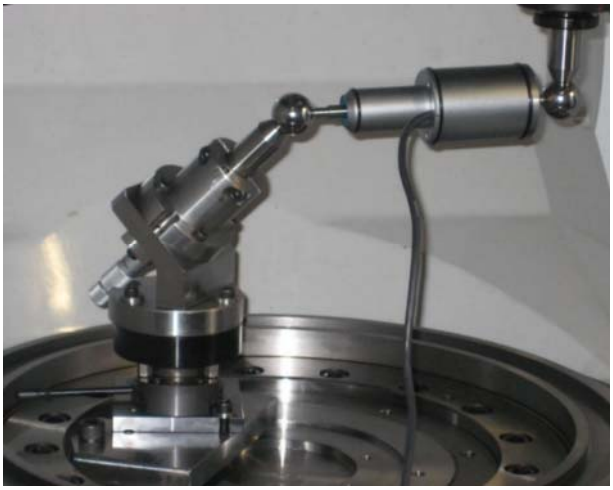


図6.3　新たに開発されたDBB5測定装置

６．２　測定方法

6．2．1　測定対象

テーブル・オン・テーブル型の開発機（機械 A,B）と比較対象機であるトラニオン型の機械（機械 C）の直進軸系と旋回軸系の運動誤差を測定し，両者を比較する．開発機（機械 A,B）とトラニオン型の機械 C の主な仕様を表 6.1 に示し，機械 C の全体構造を図 6.4 に示す．機械 C は加工対象とするワークのサイズが機械 A とほぼ同じサイズであることから比較の対象機として選んだ．

表6.1　運動精度の測定対象機の主な仕様

		機械A.B	機械C
ワークサイズ	mm	φ700×450	φ400×400
最大ワーク重量	kgW	300	250
移動量　X	mm	730	600
Y	mm	510	425
Z	mm	510	450
第1旋回軸	°	B -160～+180	B -20～+110
第2旋回軸	°	C 360	A 360
送り速度　X	m/min	50	45
Y	m/min	50	45
Z	m/min	40	45
第1旋回軸	min^{-1}	B 50	B 30
第2旋回軸	min^{-1}	C 120	A 200
主軸回転数	min^{-1}	12000	12000
旋回軸の割出精度	arcsec	7	20

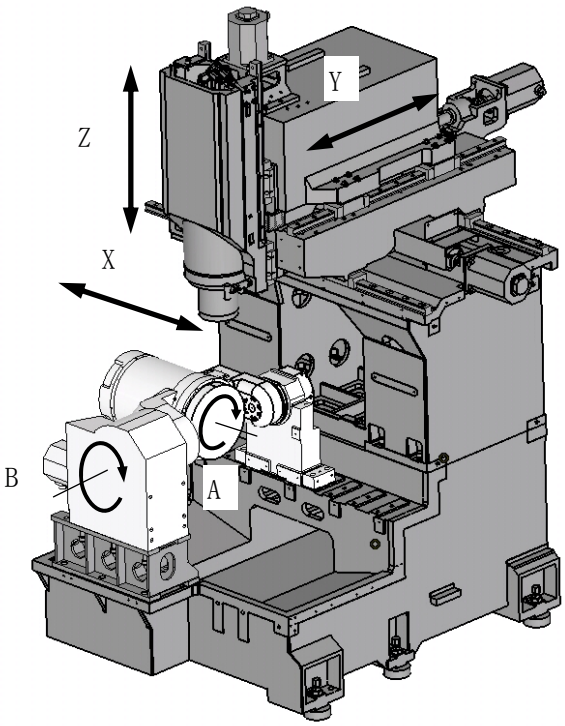


図6.4　トラニオン型の５軸制御マシニングセンタの全体構造（機械C）

これらの 3 台の機械の旋回軸駆動機構を比較して表 6.2 に示す．機械 A,B は第 1 旋回軸（B 軸）駆動用に DD モーターを使用しているのに対し，機械 C は従来からのローラーギアピンドライブを用いた変速機（図 4.6（b）参照）を介して駆動している．

また，機械 A は第 2 旋回軸(C 軸)の最高回転数が 100min^{-1} の仕様で，支持軸受けがクロスローラ軸受けであるのに対して，機械 B の第 2 旋回軸の最高回転数は 1200 min^{-1} と高速で，支持軸受けがアンギュラコンタクトボール軸受けとなっている．

さらに，参考のために金型加工に使用されている立型マシニングセンタ（機械 D，図 6.5）の直進軸の運動精度を同様に DBB5 法で測定する．

表6.2　機械A,B,Cに用いられている旋回軸駆動機構

機械	テーブルオンテーブル型 5軸MC（開発機）		トラニオン型 5軸MC
	機械A	機械 B	機械 C
第１旋回軸駆動方式	ダイレクトドライブモータ		ローラギヤカム
第１旋回軸軸受け	クロスローラ軸受		アンギュラコンタクト玉軸受
第2旋回軸駆動方式	ダイレクトドライブモータ		ビルトインモータ
第2旋回軸軸受け	クロスローラ軸受	アンギュラコンタクト玉軸受	アンギュラコンタクト玉軸受

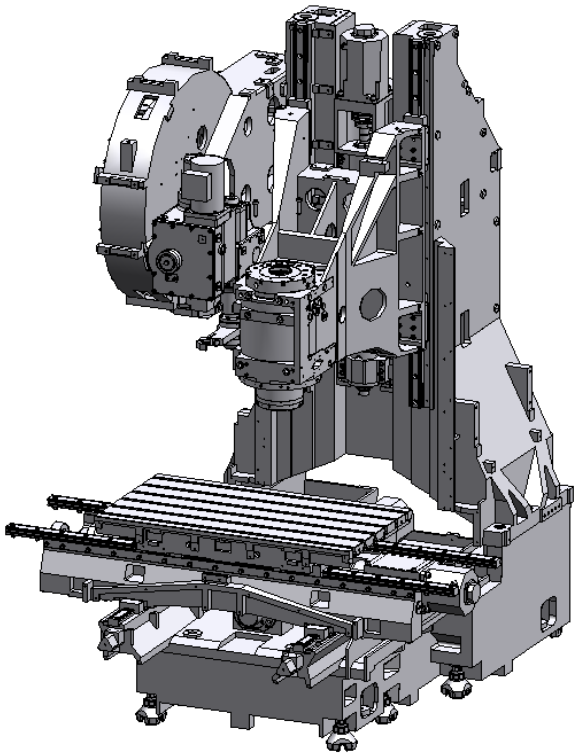


図6.5　C型フレームを持つ立形マシニングセンタの全体構造（機械D）

6．2．2　測定装置と測定方法

垣野らが開発したDBB5測定法に用いる装置のセットアップ（図6.3と同じ）と測定領域を図6.6に示す.

DBB5測定法が従来の3軸制御マシニングセンタの運動精度測定法DBB3法（図6.7参照）と異なる点は次の通りである.

(1)　マスター球の支持棒が 45°方向に設定されているので，1 回のセットアップですべての直線運動軸の運動誤差を360°にわたって測定できる.

(2)　旋回軸のオフセット誤差と角度誤差を（1）と同一のセットアップで測定できる．ただし，機械の構造上同一のセットアップで行なえない場合もある.

(3)　同一のセットアップで同時 5 軸制御でテーパーコーン切削を模した運動をさせたときの運動誤差軌跡を測定できる.

(4)　付加的な測定を行うことにより，旋回軸に固有な運動誤差軌跡を測定でき，運動誤差原因の診断を行なうことができる

(5)　旋回軸を含む運動誤差軌跡が得られるので，それに存在する旋回軸に特有な運動誤差原因の軌跡パターンを抽出することにより旋回軸を含む大部分の運動誤差原因の診断ができる.

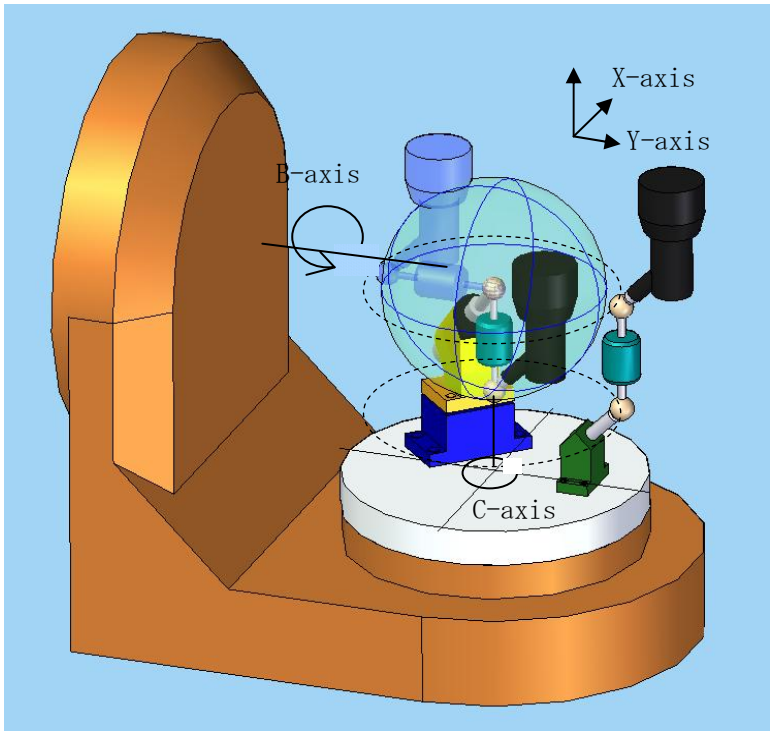


図6.6　DBB5の標準的な測定領域

図6.7　従来のDBB3測定機（Renishaw社製）

6．2．3　測定項目

(1)　直進軸の運動精度（X,Y,Z 軸）

前述のように図 6.3 に示した DBB5 法を用いて XY 平面，YZ 平面,ZX 平面の円弧補間運動時の運動誤差軌跡を測定し，これより運動精度を評価する．

(2)　旋回軸のアライメント誤差（B,C 軸の X,Y,Z 軸に対するオフセット誤差と角度誤差）

図 6.8 に示す方法を用いて第 1 旋回軸と第 2 旋回軸を旋回させた場合のラジアル方向の運動誤差軌跡を測定する．　すなわち，2 断面または 3 断面で旋回軸を運動させた時のラジアル方向の運動誤差軌跡を測定し，これらの軌跡の中心位置から回転中心の偏差を読み取る．

ここで，アライメント誤差は，オフセット誤差と角度誤差で表現され，

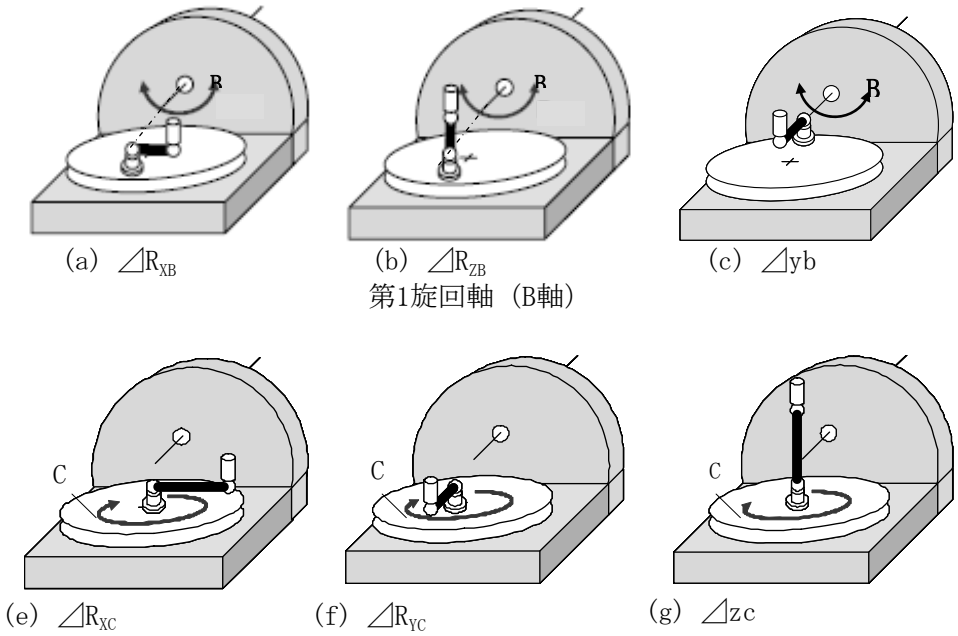
オフセット誤差は，

$$\left.\begin{aligned} \Delta Xc &= X_1 - X_0 \\ \Delta Yc &= Y_1 - Y_0 \end{aligned}\right\} \quad (6.\ 1)$$

角度誤差は，

$$\left.\begin{aligned} \Delta Cx &= (X_1 - X_0) / (Z_1 - Z_0) \\ \Delta Cz &= (Y_1 - Y_0) / (Z_1 - Z_0) \end{aligned}\right\} \quad (6.\ 2)$$

で定義される．（図 6.9 参照）



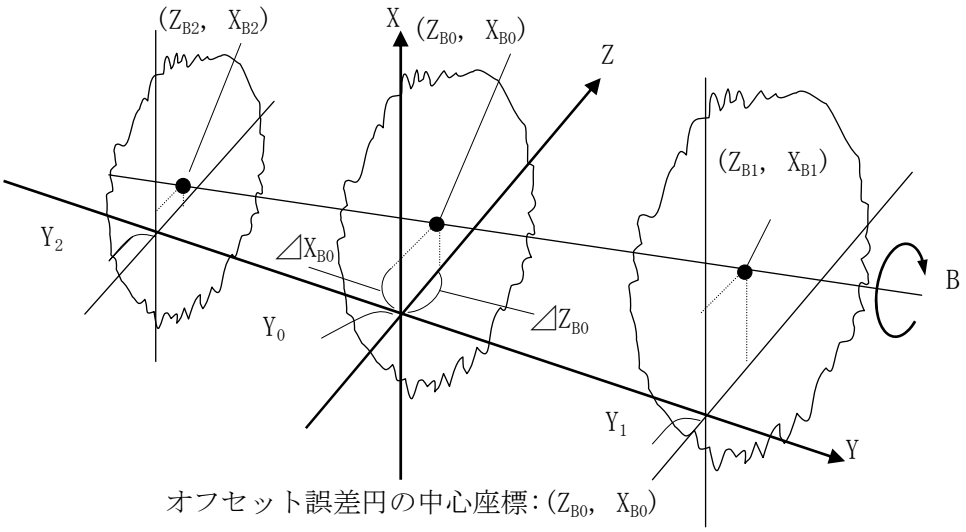
(a) ΔR_{XB}　(b) ΔR_{ZB}　(c) Δyb

第1旋回軸（B軸）

(e) ΔR_{XC}　(f) ΔR_{YC}　(g) Δzc

第2旋回軸(C軸)

図6.8　旋回軸固有の運動誤差測定のセットアップ



オフセット誤差円の中心座標:$(Z_{B0},\ X_{B0})$

オフセット誤差　:$\triangle Z_{B0}= Z_{B0}$,　$\triangle X_{B0}= X_{B0}$

角度誤差　　:$\triangle Bz=(Z_{B1}-Z_{B2})/(Y_1-Y_2)$

図6.9　オフセット誤差および角度誤差の定義

(3)　旋回軸固有の運動誤差

ワーキングエリアの中心点での旋回軸を回転させた場合の旋回軸固有の運動誤差をDBB法により測定する．図6.8に示した方法で第1旋回軸および第2旋回軸のX，Y，Z方向の運動誤差を測定する．図中の(a)～(f)いづれもワーク側の球は旋回軸上にあり，また主軸側の球は静止している．

(4)　同時5軸制御時の円弧補間運動誤差

図6.10に示すように，NAS979規格[(5)]に定められているテーパコーン加工による同時5軸制御によるテーパコーンの加工形状誤差の測定の代わりに,それに相当するDBB5を用いて運動誤差軌跡を測定する．ただし，テーパコーンの頂角を60度とし，傾斜角を45度と厳しい条件の下で行う．

(5)　直進軸と旋回軸のサーボ特性の違いによって生じる運動誤差

当然のことであるが，直進軸の場合と異なって，旋回軸の場合は回転中心からの距離（＝半径位置）によって，回転速度が一定であっても移動速度は異なる．これからDD モーターのサーボ特性が種々の影響を受けるので，両軸のサーボ特性の違いによって運動誤差が生じる．その程度を測定するための方法を図6.11に示す[6.13), 6.14)]．すなわち，1つの旋回軸と1つの直進軸を同期させて，旋回中心からずれたところに中心を持つ円を描かせ，実際の位置を CNC の位置フィードバック値を検出して，極座標表示して運動誤差軌跡を描かせる．基礎円からのずれ量が加工形状誤差となる運動誤差量になる．

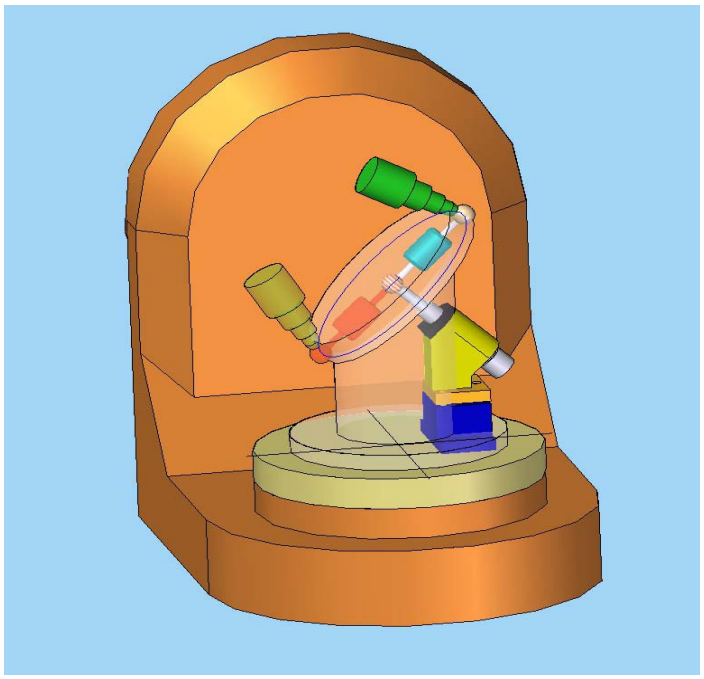
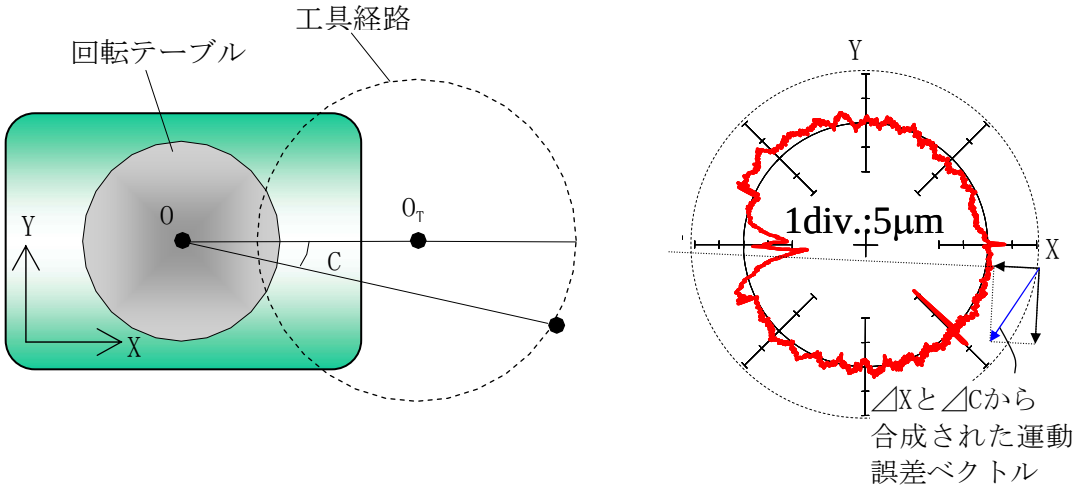


図6.10　テーパコン切削を模擬した同時5軸制御時の運動誤差測定のセットアップ



(a) 円運動　　(b) 運動誤差の表示

図6.11　1つの直進軸（X）と1つの旋回軸（C）の同時２軸制御による
円運動と運動誤差の表示

6．2．4　測定条件

(1)　直進軸の同時２軸制御時の運動誤差軌跡の測定

直進軸の同時２軸制御時の運動誤差の測定法は従来の DBB3 測定法とほとんど同じで

ある．異なるのは，従来の DBB3 測定法では 1 回のセットアップで XY 平面については 360° の範囲で測定できるが,YZ,ZX 平面については測定機との干渉を避けるため 180° の範囲でしか測定できなかったのに対し，DBB5 測定法では XY,YZ,ZX の全平面について 360° の範囲について同一のセットアップのままで測定できることである．

DBB バーの長さ（2 球間の距離）は 155mm で，移動速度は 500mm/min，サンプリングレートは 1000 点/360° である．

(2) 旋回軸のアライメント誤差（オフセット誤差と角度誤差）の測定

図 6.6 に示す種々のセットアップを用いて旋回軸について測定した運動誤差軌跡から，旋回軸のアライメント誤差（オフセット誤差と角度誤差）を算出する．まず，それぞれの運動誤差軌跡の中心座標を求め，それらから次式を使ってオフセット誤差と角度誤差を算出する．

DBB バーの長さ（2 球間の距離）は 155mm で，移動速度は 500mm/min，サンプリングレートは 1000 点/360° である．

1) 回転測定法

本研究において研究対象としているテーブル・オン・テーブル型の 5 軸制御マシニングセンタは他の構造の機械に比べて，第 1 旋回軸の旋回角度範囲が大きく取れるので，図 6.12 に示す回転測定法が有効である．同図（a）は B 軸旋回時の X 軸方向の運動誤差成分$\angle R_{XB}$を測定するためのセットアップで，同図（b）は B 軸旋回時の Z 軸方向の運動誤差成分$\angle R_{ZB}$を測定するためのセットアップである．図 6.12 のような測定を図 6.9 のように Y_0, Y_1, Y_2 の 3 位置において行うことが望ましい． これらの 3 位置（あるいは 2 位置）での測定によって得られた運動誤差軌跡からその中心位置（Z,X）を求め，B 軸のオフセット誤差（$\angle Z_{B0}, \angle X_{B0}$）と 1 次の角度誤差（$\angle B_Z, \angle B_X$）を求める．

ここで，アライメント誤差は，オフセット誤差と角度誤差で表現され，例えばテーブル中心 Y_0 位置でのオフセット誤差は，$\angle Z_{B0} = Z_{B0}$，$\angle X_{B0} = X_{B0}$，また，$Y_1, Y_0$2 点での測定によって求められる角度誤差は，

$$\angle B_Z = (Z_{B1} - Z_{B0}) / (Y_1 - Y_0),\ \angle Bx = (X_{B1} - X_{B0}) / (Y_1 - Y_0) \qquad (6.3)$$

で定義される．機械本体や測定器具の干渉が少なく，270° 近くの旋回角度範囲について図 6.12 の測定が行えれば，測定精度上の問題は少ない [(2)]．$\angle R_{XB}$ など干渉が生じて 150° 程度の旋回角度についてしか測定できない場合は，図 6.13 に示すように測定の取り付け位置を変えて，できるだけ大きい旋回角度での測定を行うことが望ましい．

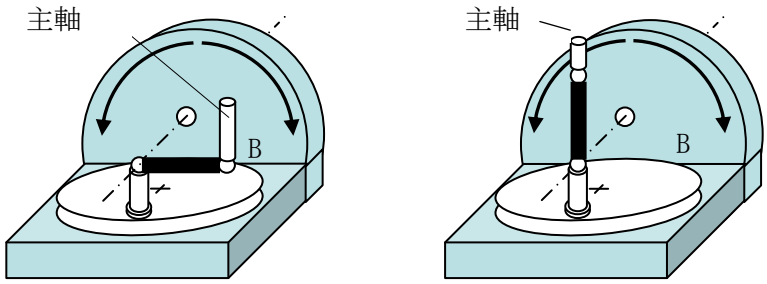
Y_0, Y_1, Y_2 における回転中心が直進軸である Y 軸上にあることを保証するために，図 6.14 に示す測定用のジグを用いる．このジグのベースの側面を，主軸に取付けたインジケータでトレースして，ジグ側面と Y 軸の平行度が 1μm/300mm 以下に入るよう

にする．このように予備的な調整をした後，Y_1, Y_0 および Y_2 位置におけるテーブル側の DBB 球　側面を同様にインジケータで測定し，Y 軸との平行度が 1μm/300mm 以下になっていることを確認する．図 6.14 に示す(a)と(c)に置かれた球の中心の位置がそれぞれ Y_1, Y_2 に相当する．Y_1 の位置では B 軸の旋回角 360°についての回転測定が可能であるが，Y_2 の位置ではテーブルと DBB 支持具の間に干渉が生じるので旋回角 150°についての測定しかできない．そこでセットアップを先の図 6.13 に示したように対称の位置に移し，不足分の測定を行う．なお，機械 A の測定時の DBB 測定位置や旋回角度の範囲を以下に示す．

（B 軸測定）

・テーブル側の DBB 球 Y 位置 ： －171mm 付近（Y_1），－319mm 付近（Y_2），－482mm 付近（Y_3）

・ B 軸測定範囲：0°～200°

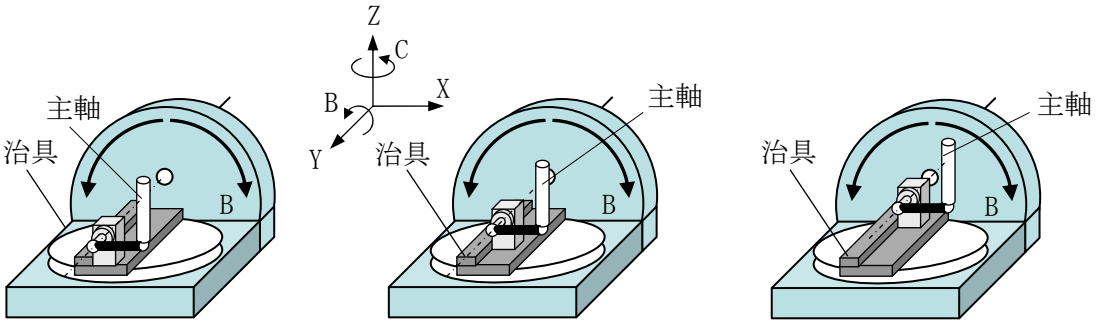


（a） ΔR_{YR}　　（b） ΔR_{ZR}

図6.12 アライメント誤差の回転測定法のセットアップ

(a)　B: 0°～180°　　(b)　B: -180°～0°

図6.13　旋回角度測定範囲を大きくとる工夫



(a) Y 位置 ： Y_1　　(b) Y位置: Y_0　　(c) Y位置: Y_2

B軸旋回時のX方向運動誤差成分測定時の例

図6.14　アライメント誤差の回転測定法でのセットアップ用治具

2)　アキシャル同期測定法

図 6.15(a)に示すように， Z 軸と X 軸を円弧補間運動させながら，B 軸を旋回させる．そのとき，DBB 二球間のアキシャル方向の距離の変化量を測定し，図 6.16 に示すように座標上にプロットする．Z， X 方向の中心のずれ量ΔL_Z, ΔL_X 求め，次式により，X 軸周り，Z 軸周りの B 軸の角度誤差を求める．

$$\Delta B_Z = \Delta L_Z / R, \quad \Delta B_X = \Delta L_X / R$$

この方法を用いる場合，前二者とは異なり，一箇所の Y 軸位置で測定すればよいので便利である．図 6.15(b)に示すように第 2 旋回軸(機械 A の場合は C 軸)の場合，ほとんど干渉が生じないので 360° の旋回角度についての測定が可能である．第 1 旋回軸である B 軸の場合は干渉が大きいので，190° 程度しか旋回角をとれない．ただし，この方法を用いる場合にも Z,X 軸の運動誤差がこの測定に影響していないことを予め確認しておく必要がある． なお，機械 A の測定時の DBB 測定位置や旋回角度の範囲は以下のとおりである．

(B 軸測定)

・テーブル側の DBB 球 Y 位置:－423mm

・テーブル側の DBB 球 Z 位置：テーブル上面から 202mm

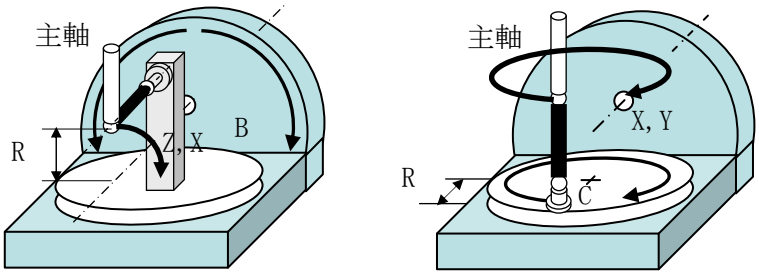
・B 軸測定範囲　　：0° ～190°

・円弧補間半径 R　：122mm

(C 軸測定)

・C 軸測定範囲　　：0° ～360°

・円弧補間半径 R　：154mm



(a)　B軸　　(b)　C軸

図6.15　アライメント誤差のアキシャル同期測定法のセットアップ

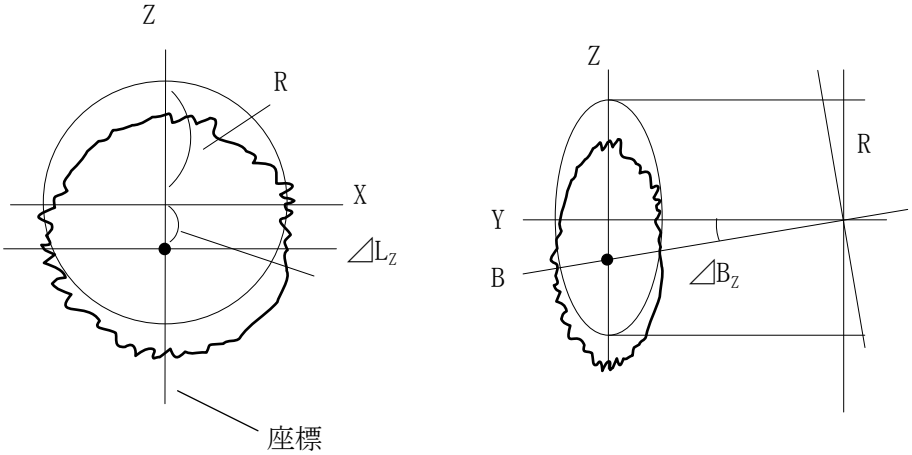


図6.16　　アライメント誤差のアキシャル同期測定結果からの角度誤差の読み取り

3)　ラジアル同期測定法

ラジアル方向同期測定とは図 6.17 に示すように二点，あるいは三点の Y 軸位置において，B 軸の旋回運動と Z,X 軸の円弧補間運動を同期運動させ，その同期運動中のラジアル方向の二球間の距離の変化量を測定するものである．B 軸に運動誤差がなければ,図 6.17 に示す二球間のラジアル方向の距離は一定になるはずである．しかし，実際には駆動系に運動誤差が存在するので二球間の距離は変化する．そこで，Z 軸方向と X 軸方向について二球間のラジアル方向の距離の変化量を測定し，極座標上にプロットして運動誤差軌跡を求め，それらの中心位置を定め，それらの差から式(6.3)によりアライメント誤差を求める．ただし，この方法を用いる場合には事前に Z,X 二軸の円弧補間運動の精度が良好であり，Z 軸，X 軸の運動誤差が小さいことを確認しておく必要がある．

テーブル・オン・テーブル型といえども，この測定法では C 軸テーブルが乗っているB軸サドルを旋回させるので,干渉が生じ,測定区間は190°程度しかとれない．この場合にも，測定機の取付け位置を対称に変えて，図 6.13 に示したようにできるだけ大きい旋回角度での測定を行うことが望ましい．なお，機械 A 測定時の DBB 測

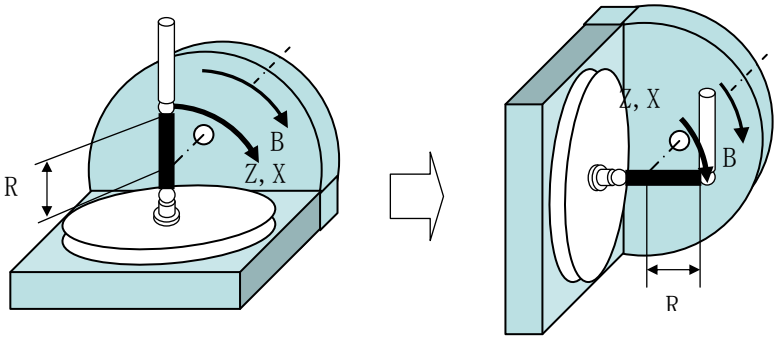
定位置や旋回角度の範囲は以下のとおりである．

(B 軸測定)

・テーブル側の DBB 球 Z 位置：－80mm 付近（Y_1），－423mm 付近（Y_2）

・B 軸測定範囲　　：0°～200°

・円弧補間半径 R　　：122mm



(a) B0°　　(b) B90°

図6.17　アライメント誤差のラジアル同期測定法のセットアップ

(3)　旋回軸固有の運動誤差の測定

旋回軸固有の運動誤差はラジアル方向誤差，アキシャル方向誤差，アンギュラー方向誤差および円周方向誤差に分けられる．このうちラジアル方向誤差は図 6.12 に示したアライメント誤差測定に使用した回転測定法と同じ方法で測定できる．アライメント測定では運動誤差軌跡の中心位置を読み取って，誤差量の大きさの評価に使用したが，旋回軸固有の運動誤差測定においては 2 次以上の山成分を用いる．

アンギュラー方向誤差測定法は基本的には回転測定法を用いて各断面で測定した運動誤差成分の 2 次以上の成分を比較することによって測定する．軸方向に離れた 2 点でラジアルモーションを測定することによりアンギュラーモーションの大きさを測定できる．旋回軸系にアンギュラーモーションが存在すると支持部からの距離に比例してラジアルモーションが増大する．

円周方向誤差を DBB 法を用いて測定する方法を図 6.18 に示す．ただし，本機については円周方向誤差が非常に小さいことが他の方法で確かめられているので，図 6.18 を用いた測定は本研究では行わない．

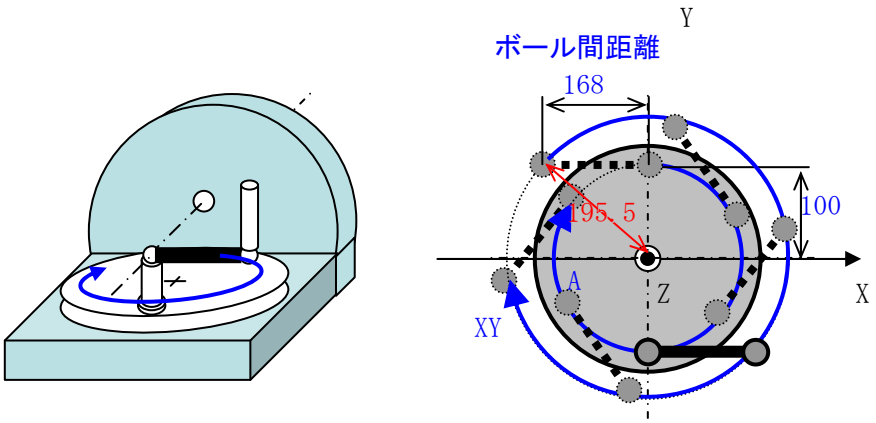


図6.18　円周方向誤差測定のセットアップ

(4)　同時 5 軸制御時の運動誤差の測定

図 6.1 に示した方法に代わって提案するテーパーコーン切削を模した同時 5 軸制御時の運動精度測定法を図 6.19 に示す．このセットアップは図 6.10 とは少し異なるので，直進軸のストロークの大きさによってはセットアップをやり直す必要が生じる．想定するテーパーコーンの中心軸が 45°方向に傾斜させ，頂角 60°，半径 178mm という大きな測定範囲で測定する．このような測定条件では松本らが考察した特異点が生じることはほとんどすべての機械でない．

測定条件は次のとおりである．

・測定半径 R　：　178mm

・送り速度　　：　500mm/min

本測定に際して運動軌跡を作るための NC プログラムは CAM を用いて作成する．その際，パス計算にあたっては後述するように旋回軸の移動速度が速くなりすぎると，振動が発生するので，これを避けるためトレランスを 1μm 以下にしている．

このようにして求めた同時 5 軸制御時の運動誤差軌跡が実際の加工形状誤差（真円度プロフィール）とどの程度対応しているかを検討するために，DBB5 測定と同一条件（傾斜角 45°，頂角 60°）でテーパーコーン切削を行う．加工実験に用いるセットアップを図 6.20 に示す．測定に用いる切削条件は次の通りである．

・工具：Φ30　超鋼エンドミル　4 枚刃

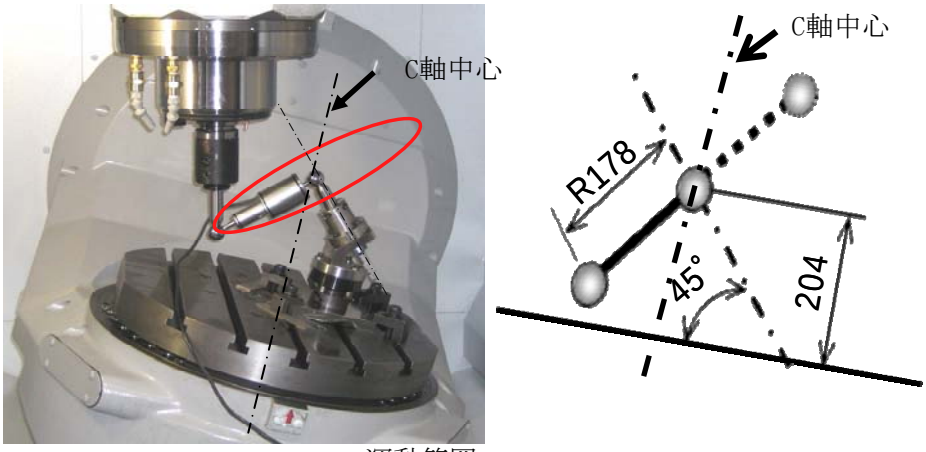
・被削材：アルミニウム合金　A5052

・送り速度：500mm/min　一刃送り 0.03mm

・主軸回転数：4000/min

・法線方向切込み：0.05mm

加工形状誤差はランクテーラホブソン社製の真円度測定機 TARYLOND 290 用いてカットオフ山数 50 で行なう．真円度プロフィールは DBB5 法の測定断面と同じ直径 178mm の位置で測定する．



運動範囲

X:　-165.991 ～ 165.991 mm

Y:　-122.677 ～ 112.070 mm

Z:　91.930 ～ 326.667 mm

B:　-75.000 ～ -15.000°

図6.19　テーパーコーン切削を模擬した同時5軸制御時の運動誤差測定のセットアップ

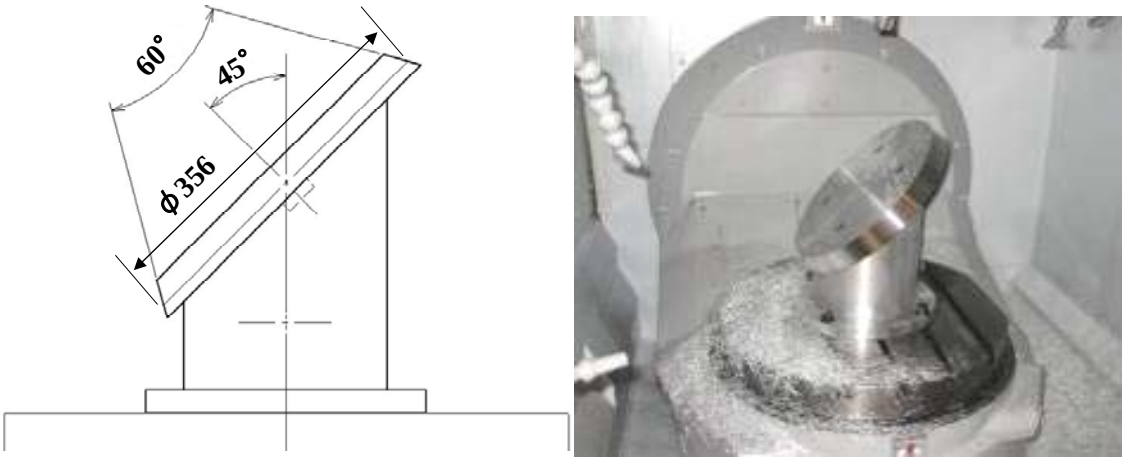


図6.20　テーパーコーン切削実験に用いたワーク形状とセットアップ

(5)　直進軸と旋回軸のサーボ特性の違いによって生じる運動誤差

サーボガイド（FANUC 社製）はサーボ系の位置，速度，電流の指令値とそれぞれの検出器で検出したフィードバック値を比較して，それらの関係を分析するためのソフトウエアである．これを用いて 1 つの直進軸と 1 つの旋回軸の同時 2 軸制御（例えば X－C）で円運動を行なわせてフィードバック位置の誤差の運動方向に対する法線方向成分を基礎円上に描かせて運動誤差軌跡を求める（図 6.11 参照）．法線方向成分のみを用いるのは，DBB 法と同様に，接線方向成分は加工形状誤差には関係しないためである．

この運動誤差軌跡を解析して，両軸のサーボ特性の違いによって生じる運動誤差原因を診断する．

サーボガイドを用いて行なう運動誤差の測定条件は次のとおりである．

・送り速度　　：2000mm/min

・円弧中心位置　：X-C の運動誤差の測定試験において　(X,Y,Z) ＝ (100,0,0)
Y－C，Z－C，X－B，Y－B，Z－B の運動誤差の測定試験も同様の位置関係で行なうことができる．

・円弧半径　　：50mm

・運動方向　　：CW,CCW 方向（この時，旋回軸 C は　-71°→0°→71°だけ移動する）

X,C の位置フィードバック信号は CNC の指定端子から取り出し，サーボガイドに入力するだけであり，きわめて簡単にデータの取得ができる．

６．３　測定結果と考察

表 6.2 に示したように種々に構造の異なった 5 軸制御マシニングセンタについて運動誤差の測定を行ったが，6.2 節に述べた測定法ですべての機械を測定しているわけではない．これは種々の事情で対象機が出荷されてしまい，新たに開発された測定法では出荷済みの機械についてさかのぼっての測定ができないためである．

6．3．1　機械 A 測定結果

(1)　直進 2 軸で円弧補間運動させた場合の運動誤差

機械 A の XY,YZ,ZX 平面において,同時 2 軸制御で円弧補間運動を行なわせた際に DBB5 法を用いて測定された運動誤差軌跡をそれぞれ図 6.21(a)，(b)，(c)に示す．それぞれの平面で測定した運動誤差は真円度で評価すると，それぞれ 3μm，5μm，3μmとなり，非常に良好であり，目標値 10μmを十分余裕を持ってクリアしている．特に高次山成分は 0.2μm以下と非常に小さい．これは主として使用している位置検出機（マグネスケール）の分解能が 0.01μmと非常に小さいので，サーボ系から発生するノイズが非常に小さいためである．また，ロストモーションによる象限切替時に生じる段差やスティックモーションによる突起も 2μm以下と小さかった．

X,Y,Z 直進軸に存在する運動誤差の主なものは次の通りである．

1）X 軸の真直度誤差が 1.5μm/350mm 存在する．

2）ZX 軸間の直角度誤差が 1.5μm/350mm 存在する．

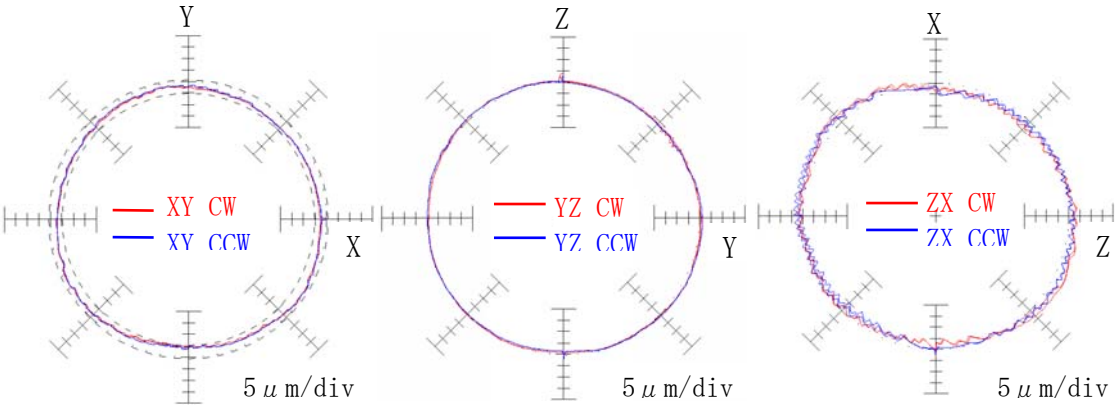
3）Z 軸に 3μmのスティックモーションによる突起が存在する．

4）XZ 平面の測定において振幅 3μm の 90 山成分が存在する．

これらの値は運動精度が出しやすいとされている C 型フレーム構造をした立型マシ

ニングセンタの運動精度（機械 D，図 6.44 で後述，XY：4μm，YZ:5μm，ZX:5μm）に比べてもほぼ同等である．C 型フレームを持つ立型マシニングセンタは構造がシンプルで，運動精度が最も出しやすいとされており，金型加工用の機械は多くの場合この構造を用いている．それに対し，機械 A は直進 3 軸が重畳した複雑な構造をしていることを考慮すれば，これらの値は非常に優れた値であると言える．

また，機械 A,B,C,D の直線 2 軸で円弧運動させた時の運動誤差を比較したものを表 6.3 に示す．本機（機械 A）の運動精度はこれらの中でも優れており，本機の構造設計と製作法がかなり妥当であることを示している．



(a) XY平面　　(b) YZ平面　　(c) ZX平面

図6.21　直進2軸で円弧補間運動をさせた時に測定された運動誤差軌跡（機械A）

表6.3　種々の機械について測定された直進2軸で円弧補間運動をさせた時の運動誤差の比較

機械	X-Y 平面（μm）	Y-Z 平面（μm）	Z-X 平面（μm）
機械 A	3	5	3
機械 B	4	12	7
機械 C	8	12	17
機械 D（立形MC）	4	5	5

(2)　旋回軸のアライメント誤差

1)　回転測定

Y_3（Y＝－482.2 mm）の位置において回転測定法で測定された B 軸のラジアル方向の運動誤差軌跡ΔR_{ZB}, ΔR_{XB}を図 6.22 に示す．同図（a）に示す B 軸の同一方向旋回時の Z 軸方向ラジアル誤差ΔR_{ZB}の運動誤差軌跡から読み取った一方向再現性は非常に良好で 1μm と非常に小さい．また，回時の軌跡と CCW 方向旋回時の軌跡の差から読み取ったΔR_{ZB}の双方向再現性も 2μm と非常に小さい．それに対し，同図(b)に示す

X 軸方向ラジアル誤差ΔR_{XB}については一方向再現性は 2μm と小さいが，双方向再現性は 3μm と少し大きい．

3 つのＹ軸断面 Y_1, Y_2, Y_3 で測定された運動誤差軌跡運動誤差軌跡ΔR_{ZB}, ΔR_{XB}を同一図面に重ねてプロットしたものを図 6.23 に示す．これらの運動誤差軌跡の中心座標の位置から読み取った B 軸の旋回時の回転中心の座標ΔZ_B, ΔX_Bを Y 軸座標上にプロットしたものを図 6.24 に示す．Y_1, Y_2, Y_3 の 3 位置での回転中心の位置はほぼ一直線上にあることが分かる．この結果より B 軸のアライメント誤差は 0 次成分であるオフセット誤差と 1 次成分である角度誤差で表しても大きな誤差は生じないことが分かる．以上から，Y = 0 の点でのオフセット誤差と角度誤差は，ΔR_{ZB0} = 12.5μm, ΔB_Z = 17μm/300mm となる．

同様に，回転測定法を用いて測定された B 軸のラジアル方向の X 軸方向成分ΔR_{XB}である図 6.23 の運動誤差軌跡から読み取った B 軸旋回時の回転中心の座標も図 6.24 に示す．ΔR_{XB}については二点の Y 方向位置でしか測定しなかったので，2 次の角度成分の大きさを知ることができない．オフセットと 1 次の角度誤差は，ΔR_{XB0} = 1.5 μm，ΔB_X = 2 μm / 300mm となった．

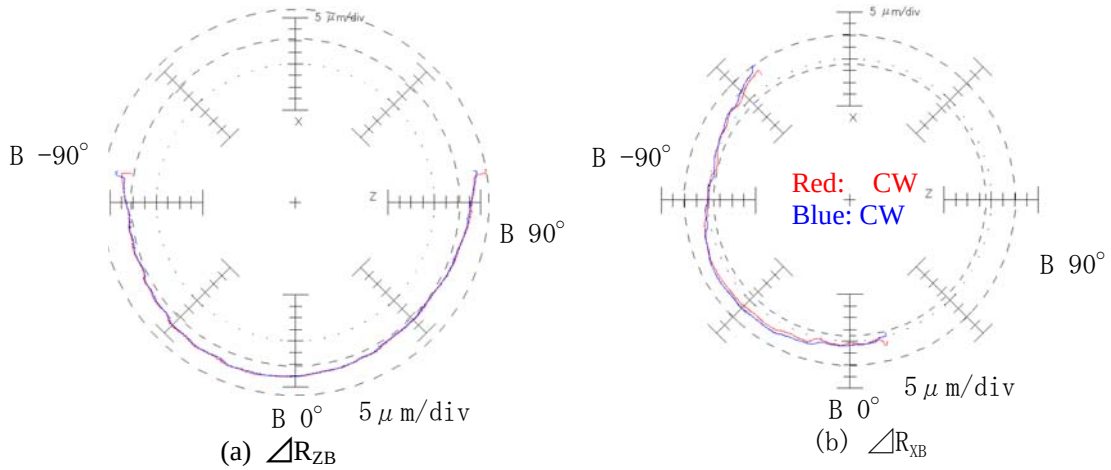


図6.22　回転測定法により測定されたB軸の運動誤差軌跡（機械A）

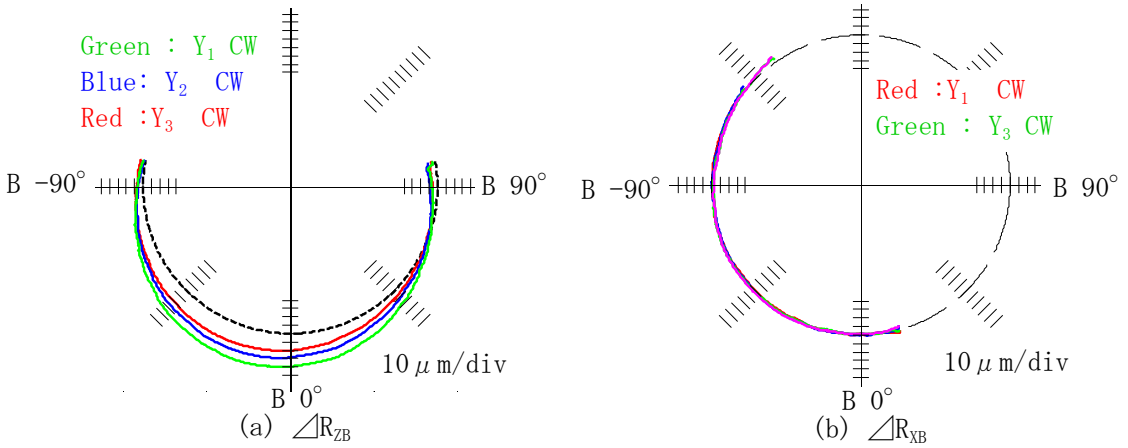


図6.23　Y_1，Y_2，Y_3　断面におけるB軸の運動誤差軌跡（機械A）

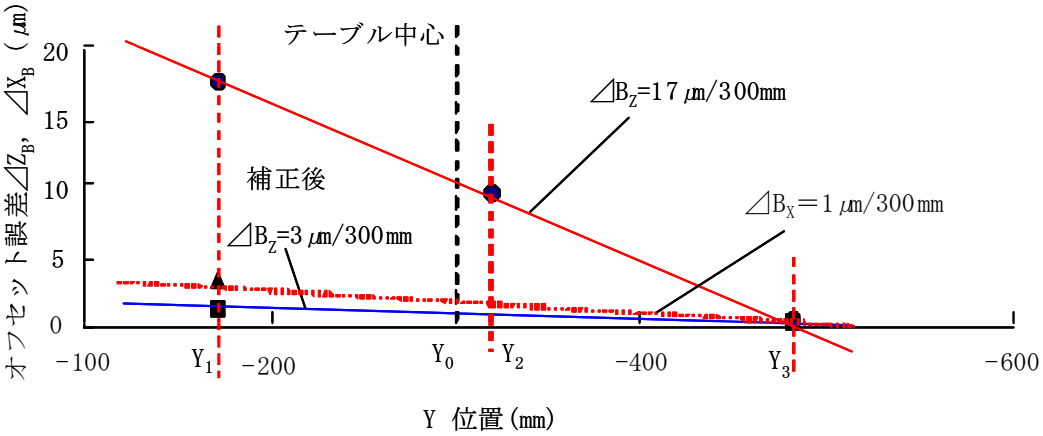


図6.24　Y_1，Y_2，Y_3　断面におけるオフセット誤差⊿Z_B，⊿X_Bと
それから算出された1次の角度誤差（機械A）

2)　アキシャル方向同期測定

図 6.15(a) に示したアキシャル方向同期測定法で測定された B 軸旋回時の運動誤差軌跡を図 6.25 に示す．これと他の測定データを組み合わせて読み取った B 軸のテーブル中心で定義されたオフセット誤差は，⊿X_{B0} = 0.5μm，⊿Z_{B0} = 10μm となり，角度誤差は⊿B_X =1μm/300mm，⊿B_Z = 20μm/300mm となった．

以上のように，アキシャル方向同期測定で測定した B 軸のアライメント誤差は，回転測定法で測定した値と非常に近い値になった．同様にアキシャル方向同期測定法で測定した C 軸旋回時の運動誤差軌跡を図 6.26 に示す．これと他の測定データを組み合わせて読み取った B 軸のテーブル中心で定義されたオフセット誤差と角度誤差は，⊿X_C = 0μm，⊿Y_C = 2μm，⊿C_X = 0μm / 300mm，⊿C_Y = 2μm / 300mm となった．

ここに示したアライメント誤差のうち，オフセット誤差⊿X_C, ⊿Y_C の値はアキシャル方向同期測定に当たって予備的に必要な C 軸中心と Z 軸の芯合せの際に得られた値である．

これより C 軸のオフセット誤差，1 次の角度誤差ともに B 軸のそれらよりもかなり小さいことが分かった．その原因としては，C 軸のアライメント誤差の測定は従来の方法でもかなり正確に測定できるので，B 軸の調整が済んだのち，最終的に C 軸の調整を行っているためと考えられる．また C 軸のアライメント誤差は以上のようにかなり小さいので，B 軸の場合とは異なり，NC 補正試験は行わなかった．ただし，補正による運動精度の向上は，旋回軸の双方向再現性誤差が限界となるので，さらに運動精度を向上させるためには，旋回軸の双方向再現性誤差を減少させることが不可欠である．

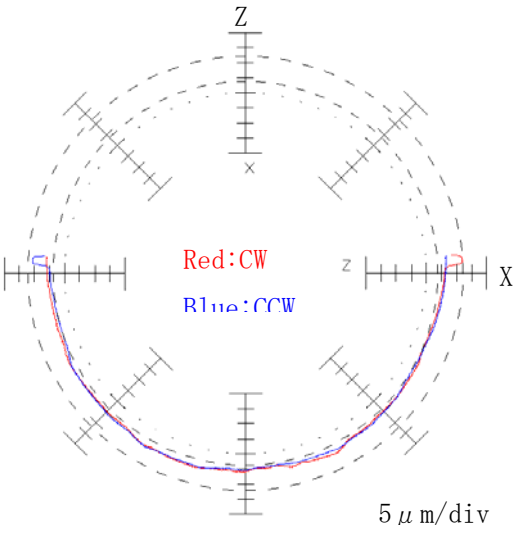


図6.25　アキシャル同期測定法により測定されたB軸の運動誤差軌跡（機械A）

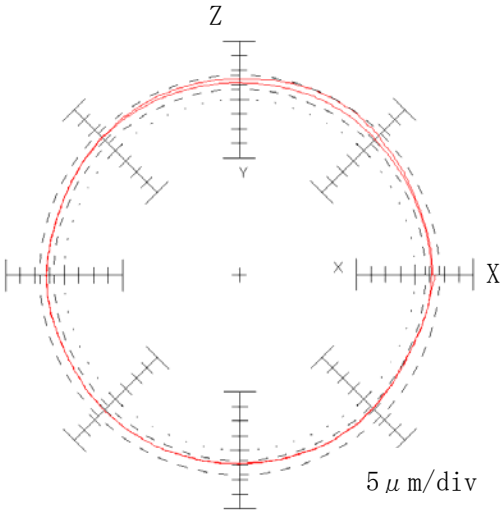


図6.26　アキシャル同期測定法により測定されたC軸の運動誤差軌跡（機械A）

3)　ラジアル方向同期測定

図 6.17 に示したラジアル方向同期測定法で測定された B 軸旋回時の運動誤差軌跡を図 6.27 に示す．予めこの同期再測定の際に確認が必要な Z 軸，X 軸の 2 軸の円弧補間運動時の運動誤差を測定したところ，5μm ほど存在した．図 6.27 より読み取った B 軸の原点でのオフセット誤差は，ΔX_{B0} = 3 μm，ΔZ_{B0} = 2μm，角度誤差は，ΔB_X = 0.5μm / 300mm，ΔB_Z = −10μm/300mm となった．

ラジアル方向同期測定法で得られたこれらのアライメント誤差は，回転測定法やアキシャル方向同期測定で得られた値とは数μm の差があり，やや測定精度が悪い．これはテーブル側の球を B 軸上の二点に正確に設置することの困難さからきているものと思われる．この誤差を小さくするためには適切な取付けジグの工夫が必要である．

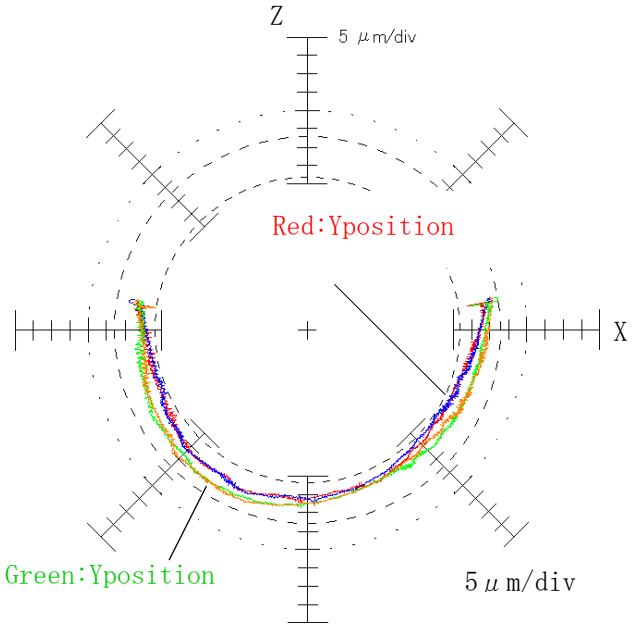


図6.27　ラジアル同期測定法により測定されたB軸の運動誤差軌跡（機械A）

4)　アライメント誤差の補正

回転測定法で測定された B 軸のアライメント誤差の符号を変え，それを補正値として入力し，再度同じ方法で B 軸のアライメント誤差の測定を行った．得られた運動誤差軌跡ΔR_{ZB}を図 6.28 に示す．補正後の運動誤差軌跡は中心点が移動している以外は補正前の運動誤差軌跡とほとんど変わっていない．これらの測定結果から読み取った補正後の Y=0 の点でのオフセット誤差と角度誤差は，ΔZ_{B0} = 1.5μm，ΔB_Z = 3 μm / 300mm となった．補正後のアライメント誤差を補正前と比較して図 6.24 中に書き加えた．補正により B 軸のアライメント誤差のうち，オフセット誤差は 2μm 以下となり，角度誤差もΔB_X = 1μm / 300mm，ΔB_Z = 3 μm / 300mm と非常に小さくなっていることが分かる．

これらのアライメント誤差についての一連の測定と補正に要した時間を表 6.4 に示す．3 つの測定法の中ではアキシャル方向同期測定法が測定のためのセットアップ変えの回数が少なくて済むので，測定時間が最も短くなっていることが分かる．専用の測定ジグを用いたり，測定手順に習熟すればこれらの作業時間は比較的容易に半減できるものと考えられる．この程度の作業時間であれば，工作機械メーカにとってもそう大きな負担にならないので，このようなアライメント誤差の補正法は有用であると判断される．ただし，前述のように補正の効果は運動誤差の再現性の範囲内に限定されることは言うまでもない．補正によってより一層のアライメント誤差の低減を図るためには双方向再現性誤差を小さくする必要がある．

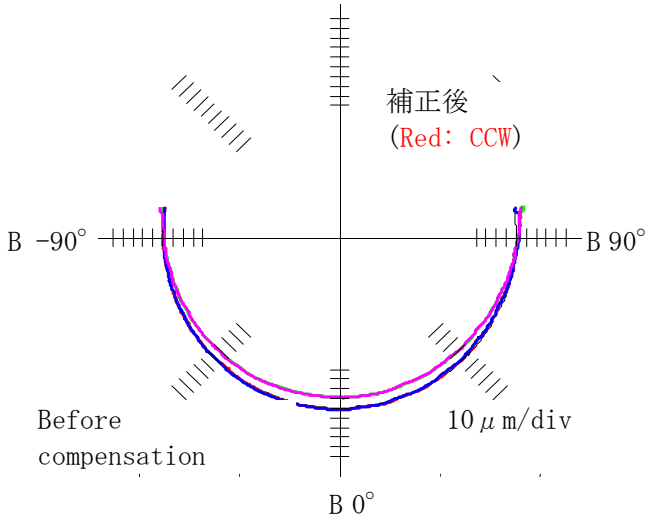


図6.28　補正前と補正後のB軸の運動誤差軌跡（機械A）

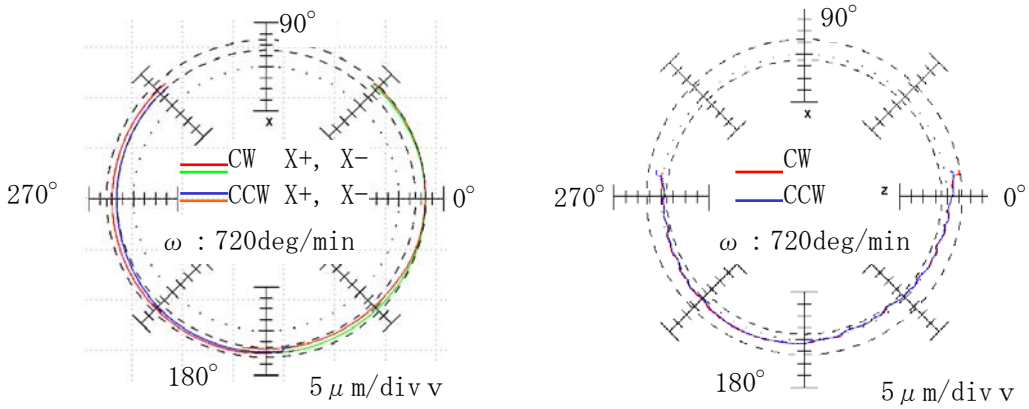
表6.4　アライメント誤差の測定に要する時間の比較

測定方法	測定と補正に要した時間（min）					セットアップ回数
	測定準備	初期測定	補正値入力	最終測定	合計	
回転測定法	50	30	30	30	240	2
アキシャル測定法	20	10	20	10	60	0
ラジアル測定法	30	20	20	20	90	1

(2)　旋回軸に固有な運動誤差

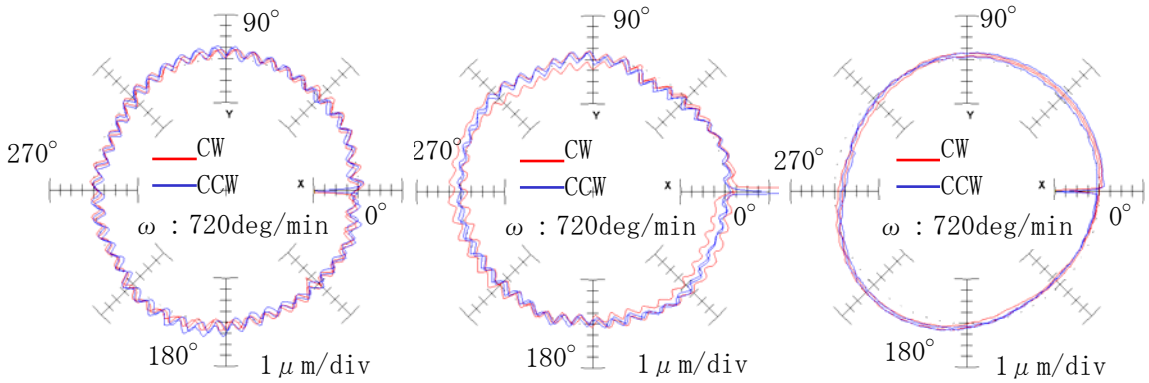
図6.8の方法で測定した機械AのB軸の旋回時のX,Y方向のラジアル運動誤差ΔRz_B, ΔRx_Bの運動誤差を図6.29に示す．機械Aにおいてはこれらの運動誤差は，ΔRx_B=3μm, ΔRz_B ＝5μm と比較的小さい．したがって，測定誤差の影響が大きく入ってくるアンギュラー誤差の測定は行わなかった．

図6.8の方法でにより機械AのC軸の旋回時のX,Y方向のラジアル運動誤差ΔR_{XC}, ΔR_{YC}およびZ方向のアキシャル方向ΔZcの運動誤差の測定行は行っていないが，C軸駆動機構が機械Aと同仕様の機台で測定した結果を図6.30に示す．運動誤差の大きさは，ΔR_{XC}＝2μm，ΔR_{YC}＝2μmおよびΔZc＝1.5μmと比較的小さい．しかし，　X,Yラジアル方向においては，振幅2μmで21山の周期的な運動誤差が現れている．この山数は使用されているクロスローラー軸受の転動体42個の丁度半分であり，これが運動誤差の原因となっている．すなわち，クロスローラー軸受の転動体であるローラーの挿入口の形状によっては，ローラーがここを通過するたびに予圧量が変動して軸方向と半径方向に弾性変形　が生じるためである．



(a) X方向　　(b) Z方向

図6.29　B軸旋回時のラジアル運動誤差軌跡（機械A）



(a) ΔR_{CX}　　(b) ΔR_{CY}　　(c) ΔZ_C

図6.30　C軸旋回時に測定されたラジアルおよびアキシャル運動誤差軌跡（機械A´）

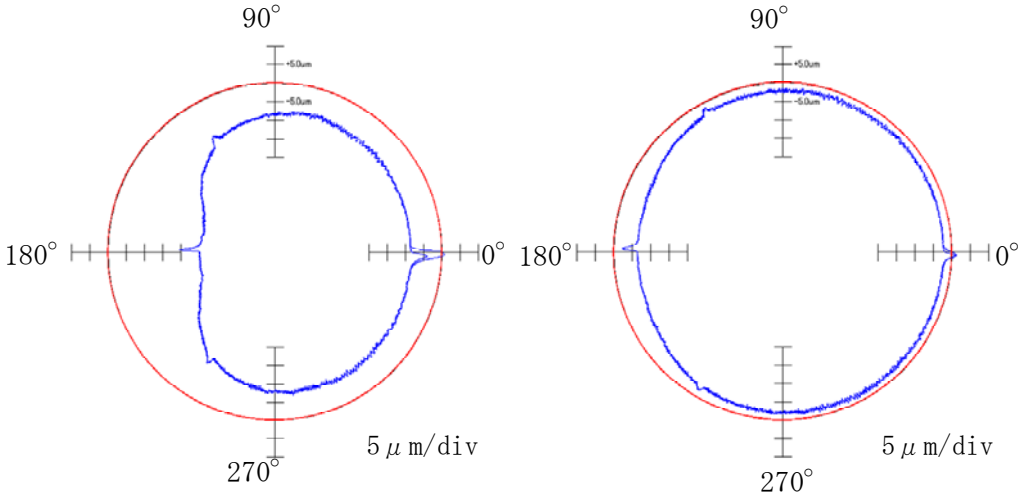
(4)　直進軸と旋回軸のサーボ特性の違いによって生じる運動誤差

図6.11に示した方法によって測定した機械Aの直進軸Xと旋回軸Cのサーボ特性の違いによって生じる運動誤差軌跡を図6.31に示す．ただし，この軌跡は工具・ワークの相対変位をDBB法で測定したものではなく，X,C両軸の位置フィードバック値をサーボガイドによって検出し，それを極座標表示して得られたものである．

この図において，θ＝120°とθ＝240°付近にC軸の運動反転時に生じたスティックモーションによる3μm程度の突起が認められる．当然のことであるが，この突起の大きさは旋回軸のサーボゲインを大にすれば小さくなり，回転数を速くすると大になる．

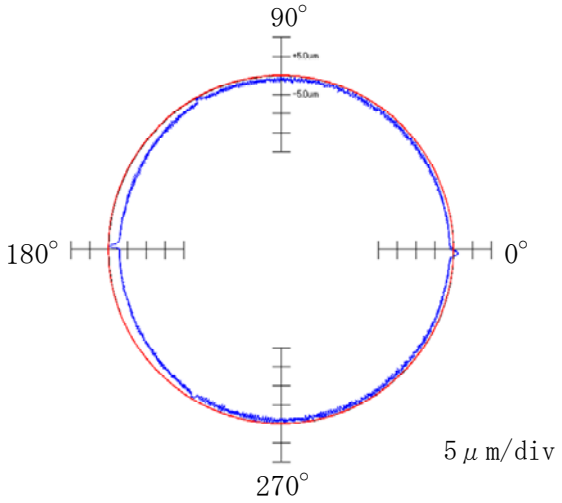
また，すべての位置で半径減少が生じているが，とりわけX軸の左端付近では軌跡が内側へ25μmも食い込んでいる．X軸の右端ではほとんど食い込んでいない．これはX軸の左端付近では右端に比べてC軸の回転速度が3倍になっているために生じた半径

減少量の増大のためである．この大きさも旋回軸のサーボゲインを大にすれば小さくなり，回転数を速くすると大になる．この半径減少による運動誤差は図 6.32 に示すようにフィードフォワード補正によって小さくできる．X 軸の右端と左端に生じている突起は X 軸の運動方向反転時に生じたスティックモーションによるものである．



(a) Kpx=30, Kpc=30　　(b) Kpx=60, Kpc=60

図6.31　直進軸と旋回軸のサーボ特性の違いによって生じた運動誤差軌跡



Kpx=90, Kpc=90

図6.32フィードフォワード補正Kf=1.0を用いた場合の運動誤差軌跡

(5)　同時 5 軸制御時の運動誤差

機械 A については同時 5 軸制御時の運動誤差の測定は行っていない．機械 B の結果を参照されたい．

6．3．2　機械 B 測定結果

(1)　直進 2 軸で円弧補間運動させた場合の運動誤差

機械 B の XY, YZ, ZX 平面において，同時 2 軸制御で円弧補間運動を行なわせた際に測定された運動誤差軌跡をそれぞれ図 6.33（a），（b），（c）に示す．それぞれの平面で測定した運動誤差は真円度で評価すると，4μm，12μm，7μm となり，後述する従来型のトラニオン型の 5 軸マシニングセンタ（機械 C）よりもかなり良好であり，目標値 10μm をほぼ満足している．特に高次山成分は 0.2μm 以下と非常に小さい．これは前述のように使用している位置検出機の分解能が 0.01μm と非常に小さいことが原因している．また，ロストモーションによる象限切替時に生じる段差やスティックモーションによる突起は非常に小さく，0.5μm 以下である．

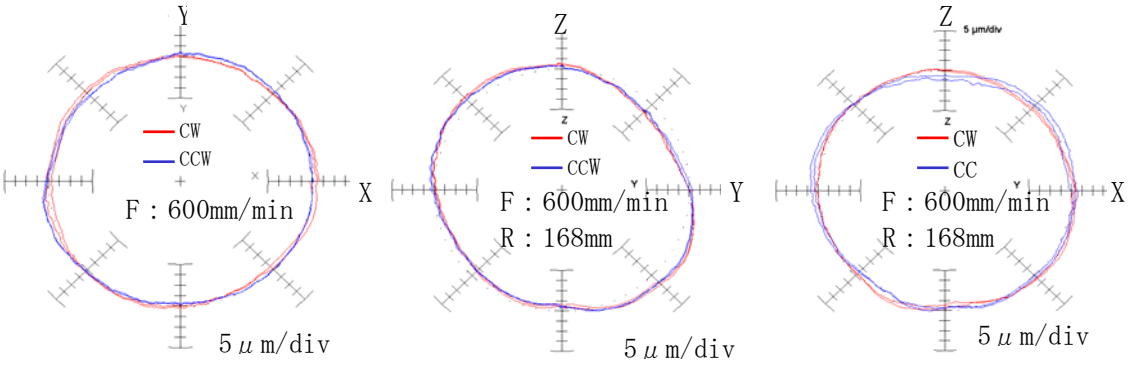
X, Y, Z 直進軸に存在する運動誤差の主なものは次の通りである．

1）YZ 軸間の直角度誤差が 12μm/300mm 存在する．

2）ZX 軸間の直角度誤差が 7μm/300mm 存在する．

3）XY 軸間の直角度誤差が 4μm/300mm 存在する．

これらの直角度誤差は，XY 軸間の誤差が小さいことからわかるように，主として Z 軸（ラム）の垂直移動の際に生じたものであり，Z 軸の案内の精度を高めることとキャリッジを長くするなどの構造の改善により，さらに改善できるはずである．



（a）XY平面　　（b）YZ平面　　（c）ZX平面

図6.33　直進2軸で円弧補間運動をさせた時に測定された運動誤差軌跡（機械B）

(2)　旋回軸のアライメント誤差

回転測定法によって得られた旋回軸 B 軸の運動誤差軌跡を図 6.34 に示す．これから読み取った機械 B の B 軸のアライメント誤差は，オフセット誤差が ΔX_B ＝ 5.6μm，ΔZ_B ＝ 6.5μm，角度誤差が⊿Bx ＝ 6μm/300mm，⊿Bz ＝ -23μm/300mm となった．これらの値は機械 A の値とほぼ同程度である．

また，旋回軸 C についてアキシャル方向同期測定によって得られた運動誤差軌跡を図 6.35 に示す．これから読み取った C 軸のアライメント誤差は，オフセット誤差が，

$\triangle X_C$ ＝ -1.1μm，$\triangle Y_C$ ＝ 5.3μm，角度誤差が，$\triangle Cx$ ＝ 0.4μm/100mm，$\triangle C_Y$ ＝ -1μm/100mm となった．これらのＣ軸のオフセット誤差はこの測定にあたって，Ｃ軸の回転中心に主軸の回転中心を合わせるために設定したオフセット量から読み取った．

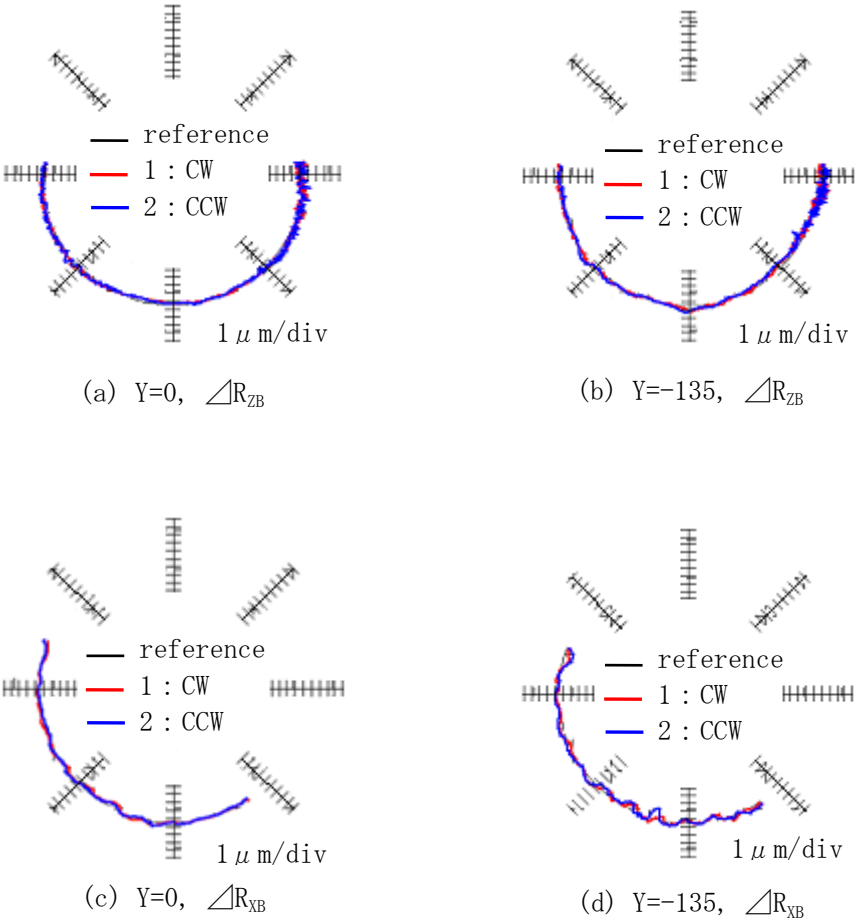


図6.34　回転測定法により測定されたB軸の運動誤差軌跡（機械B）

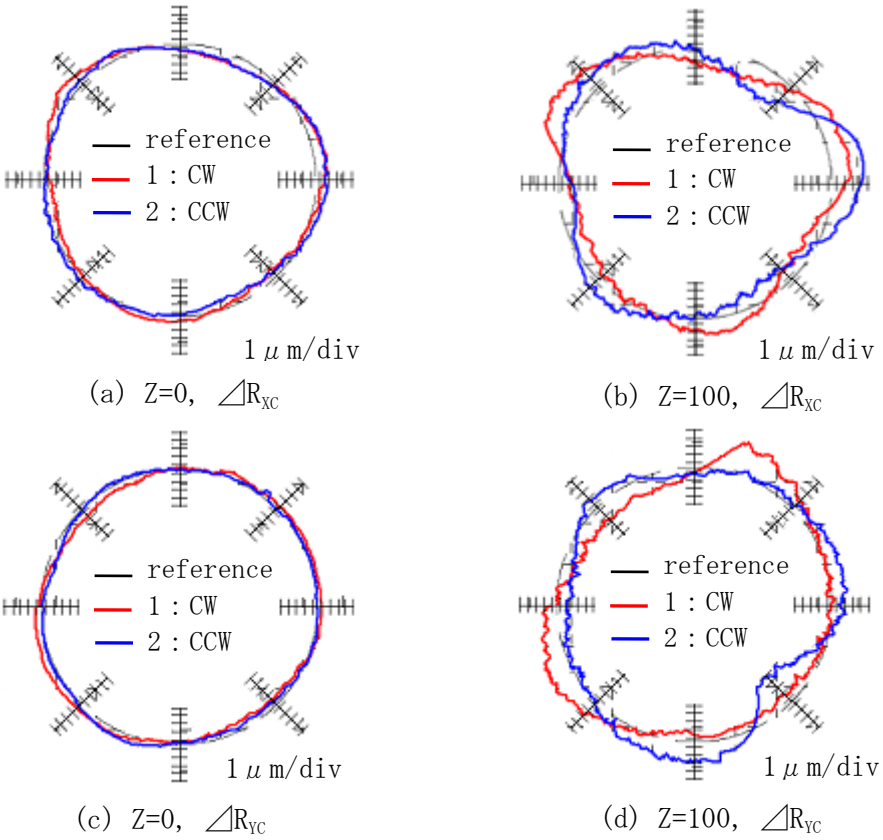
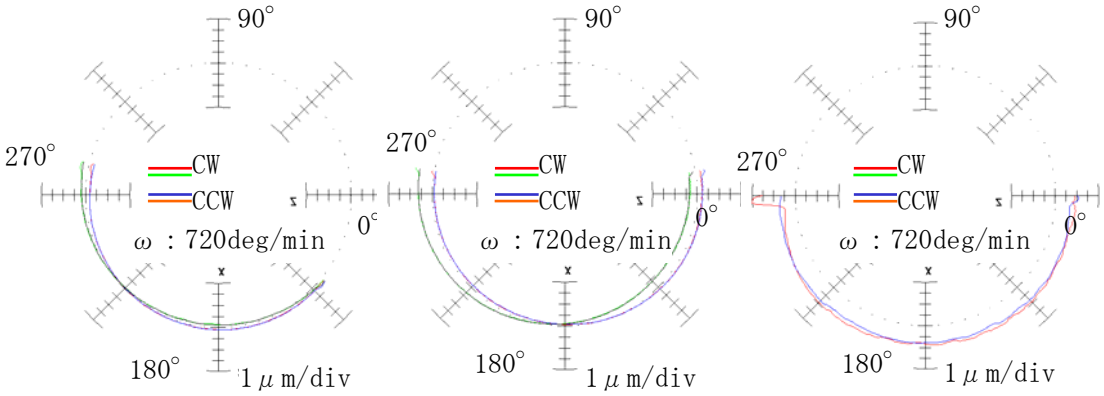


図6.35　回転測定法により測定されたC軸の運動誤差軌跡（機械B）

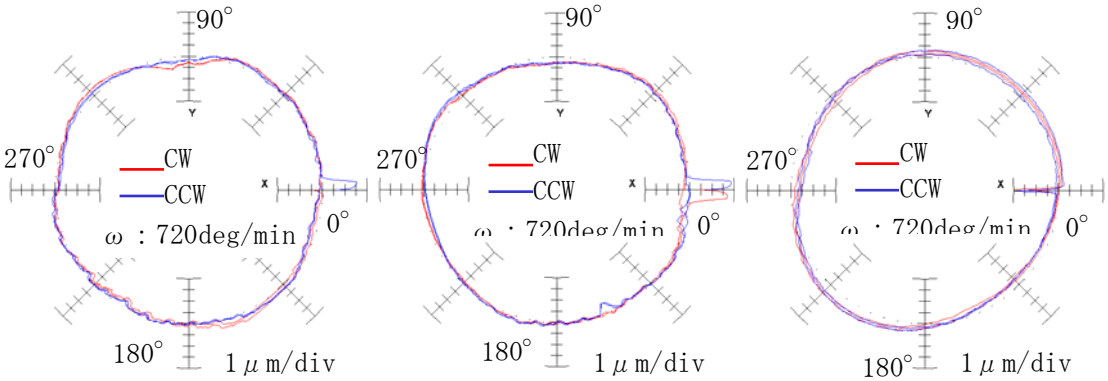
(3)　旋回軸に固有な運動誤差

図 6.8 の方法で測定した B 軸旋回時のラジアル方向およびアキシャル方向の運動誤差を図 6.36 に示す．また，C 軸旋回時の運動誤差を図 6.37 に示す．両方向ともに運動誤差は，B 軸，C 軸とも 2μm 程度で非常に小さい．また，この機械 B の旋回軸 C はアンギュラーコンタクト球軸受けが使用されているために，高次山成分となって現われる旋回軸固有の運動誤差は 1μm 以下と機械 A の C 軸における旋回軸固有の運動誤差 2μm に比べて小さい．



(a) ΔR_{XB}　(b) ΔR_{ZB}　(c) ΔR_{YB}

図6.36　B軸旋回時のラジアル運動誤差軌跡（機械B）



(a) ΔR_{XC}　(b) ΔR_{YC}　(c) ΔR_{ZC}

図6.37　C軸旋回時のラジアルおよびアキシャル運動誤差（機械B）

(4)　同時 5 軸制御時の運動誤差

図 6.19 の方法でテーパーコーン切削を模した同時 5 軸制御時の運動誤差測定を行った結果得られた運動誤差軌跡を図 6.38 に示す．これから読み取った運動誤差は真円度で 7μm とかなり小さく，これからも本機が非常に高い運動精度を持っていることが確認された．

この同時 5 軸制御時の真円度誤差 7μm は，図 6.33（b）に示した YZ 平面の真円度誤差 12μm よりもかなり小さい．これは図 6.33（b）では運動誤差の主な原因であった直角度誤差の影響が，この同時 5 軸制御の場合には移動範囲が小さいために大きくは現れなかったためと思われる．

このことから，機械の運動誤差原因を診断するためには，DBB5 法と言えども同時に多数の軸を動かさず，なるべく少数の軸を動かし，かつ移動範囲を大きくとる方がより正確な診断が行なえることがわかる．これは DBB3 法でも同様である．

同一条件でアルミニウム合金をテーパーコーン切削して得られた加工形状誤差を図 6.39 に示す．これより読みとった真円度誤差は約 6μm となった．これを図 6.38 に示

した同条件下で DBB5 法で測定した運動誤差と比べると，真円度の大きさだけでなく，誤差形状の細部まで両者はかなりよく対応しており，実用上はテーパーコーン切削を行う必要はなく，図 6.19 に示した DBB5 測定で十分代替えできることがわかる．

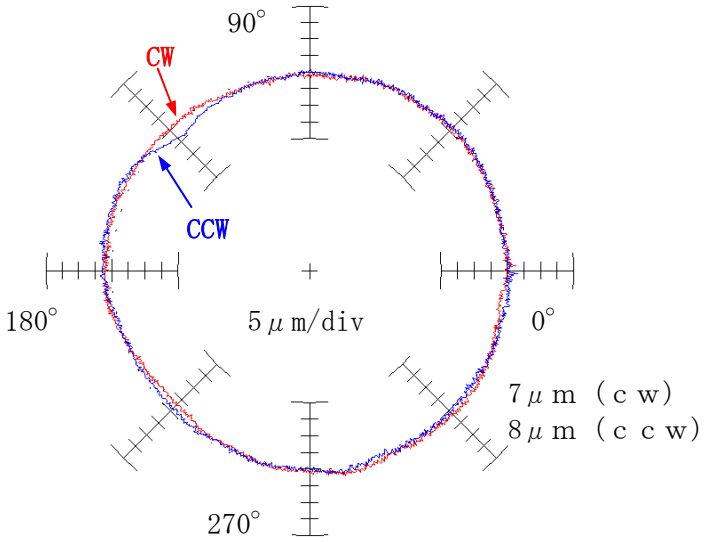


図6.38　同時5軸制御時に測定された運動誤差軌跡（機械B）

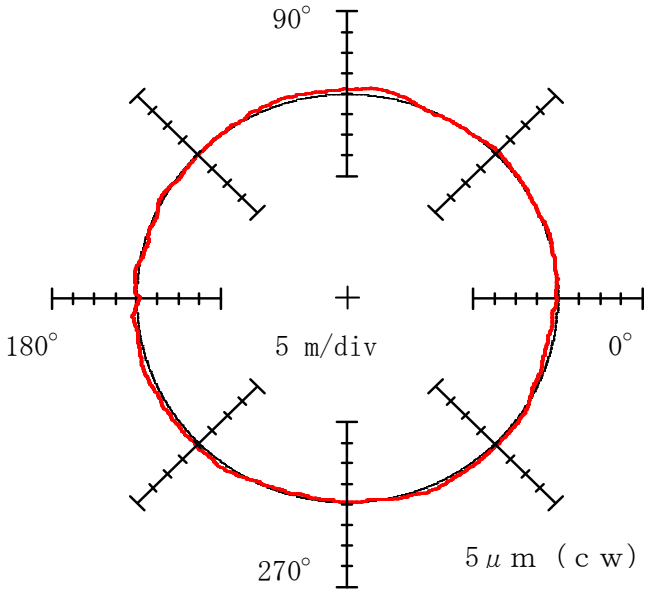
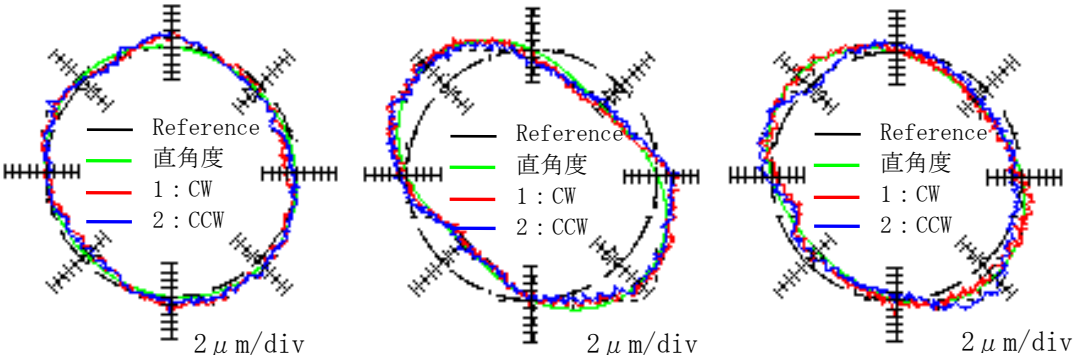


図6.39　テーパーコーン切削した場合に生じた加工形状誤差（機械B）

6．3．3　機械 C 測定結果（トラニオン型 5 軸制御 MC）

（1）　直進 2 軸で円弧補間運動させた場合の運動誤差

機械 C について直進 2 軸で円弧補間運動させた場合に DBB5 法で測定された運動誤差軌跡を図 6.40 に示す．この図から読み取った機械 C の XY,YZ,ZX 平面の運動精度はそれぞれ 8，17，12μm となった．これらの値は機械 A，機械 B のそれらに比べるとかなり悪い．これは組立調整が不十分であるとともに，重心駆動（DCG）されていないなどの構造上の問題があるためと思われる．



(a) XY 平面　　(b) YZ 平面　　(c) ZX 平面

図6.40　直進2軸で円弧補間運動をさせた時に測定された運動誤差軌跡（機械C）

(2)　旋回軸のアライメント誤差

アキシャル方向同期測定法で測定した機械 C の第 1 旋回軸である B 軸の運動誤差軌跡を図 6.41 に示す.これから読み取ったアライメント誤差は，オフセット誤差が，ΔX_B ＝ －16μm，ΔZ_B ＝ -20μm，角度誤差が，ΔBx ＝ 34μm/300mm，ΔBz ＝ -25μm/300mm とかなり大きい．

また回転測定法によって測定した機械 C の第 2 旋回軸である A 軸の運動誤差軌跡を図 6.42 に示す.これから読み取ったアライメント誤差は，オフセット誤差がΔX_A ＝ -6.7μm，ΔY_A ＝ －4.7μm，角度誤差が，ΔA_Y ＝ 6.3μm/100mm，ΔA_X ＝ 6.5μm/100mm であった．

これらの値は機械 A の値と比べるとかなり大きい．これは第 3 章で考察したように旋回軸の旋回角度範囲がトラニオン型の場合は大きくできないことによって旋回軸の中心が明確に定義できないことが原因しているたのと思われる．他の原因としては，機械 C は 5 年前に製作された機械であり，当時は運動精度にあまり大きな関心が払われていず，精度調整に丁寧さが足りなかったことがあるのではないかと推測される．

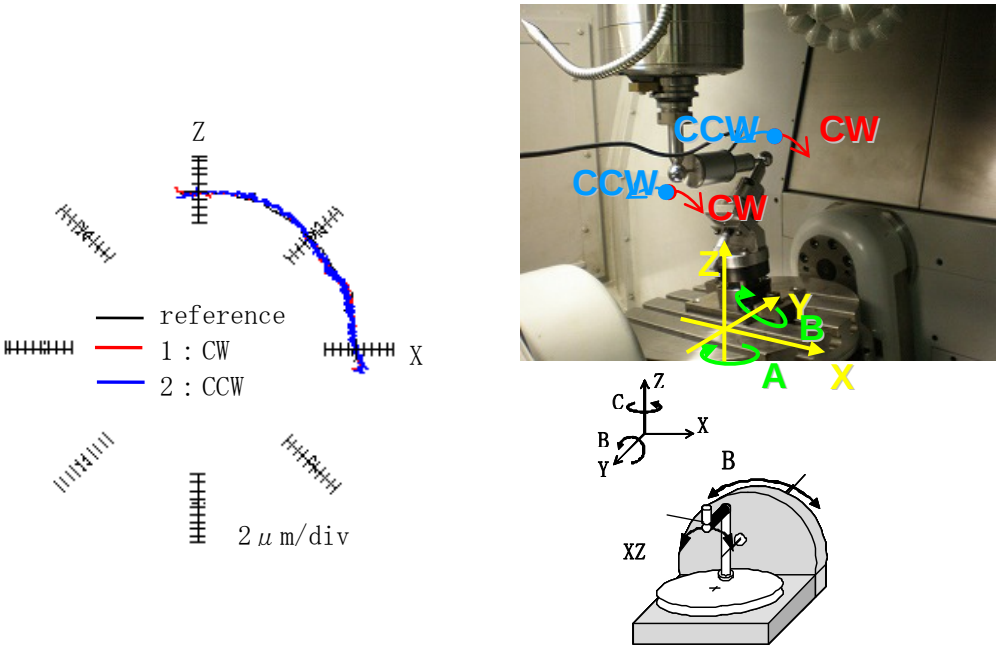
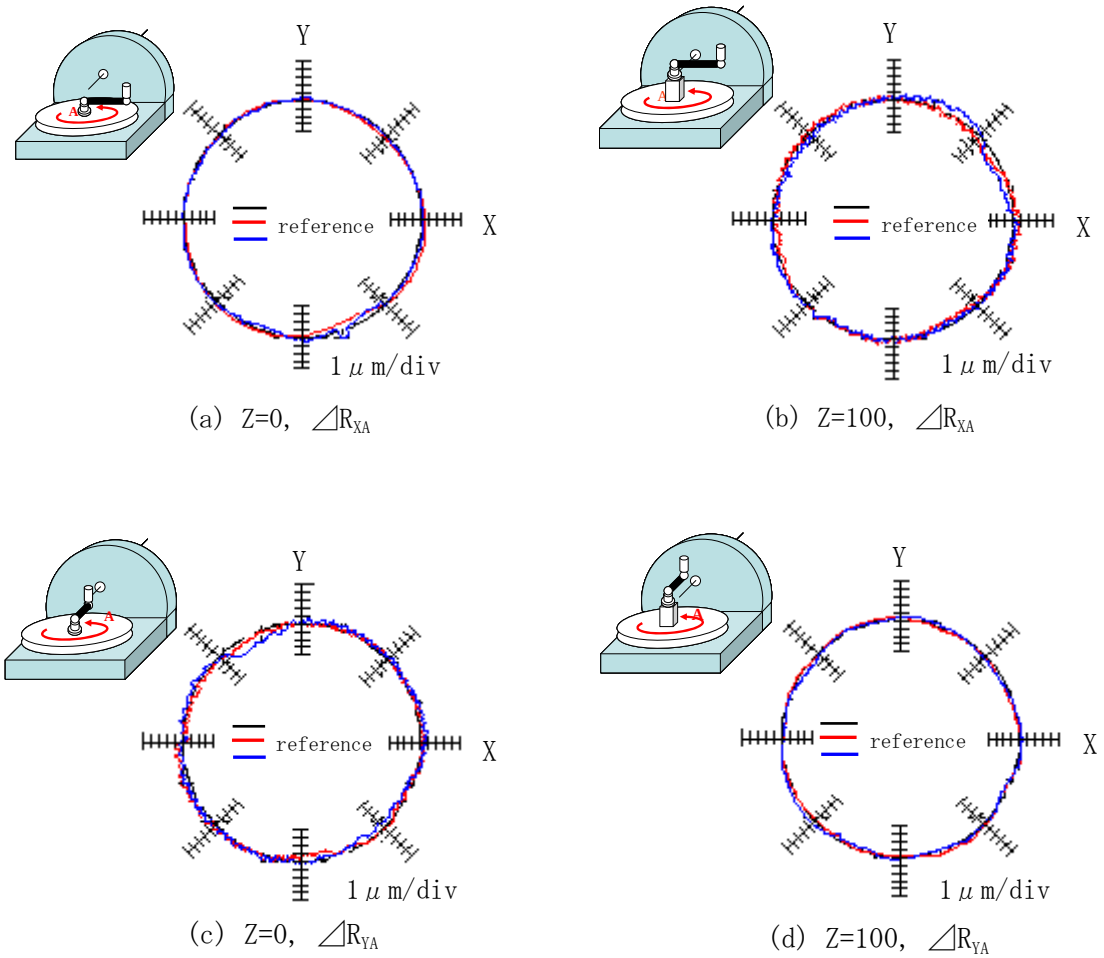


図6.41　アライメント誤差のアキシャル同期測定法
により測定されたB軸の運動誤差軌跡（機械C）



(a) Z=0, ⊿R_{XA}　　(b) Z=100, ⊿R_{XA}

(c) Z=0, ⊿R_{YA}　　(d) Z=100, ⊿R_{YA}

図6.42　アライメント誤差の回転測定法によるA軸の運動誤差軌跡（機械C）

(3)　旋回軸に固有な運動誤差

図 6.43 に A 軸を回転させた時に測定されたラジアル方向の運動誤差軌跡⊿R_{Z}x を示す．これには振幅 3μm の高次山成分が存在し，他の機械が 1μm 程度であるのに比べて 3 倍ほど大きい．これは A 軸駆動用にローラギアカムを使用しているためと思われる．ピンの寸法と溝部のかみ合わせの誤差によって生じたものと思われる．

参考のために，機械 C と全く同じ仕様で機番の異なる機械 C’について測定されたラジアル方向の運動誤差軌跡を図 6.44 に示す．この場合には振幅 7μm に達する 6 山成分が存在する．これは先述のローラギアカムの精度不良がかなり大きかったために，生じたものである．

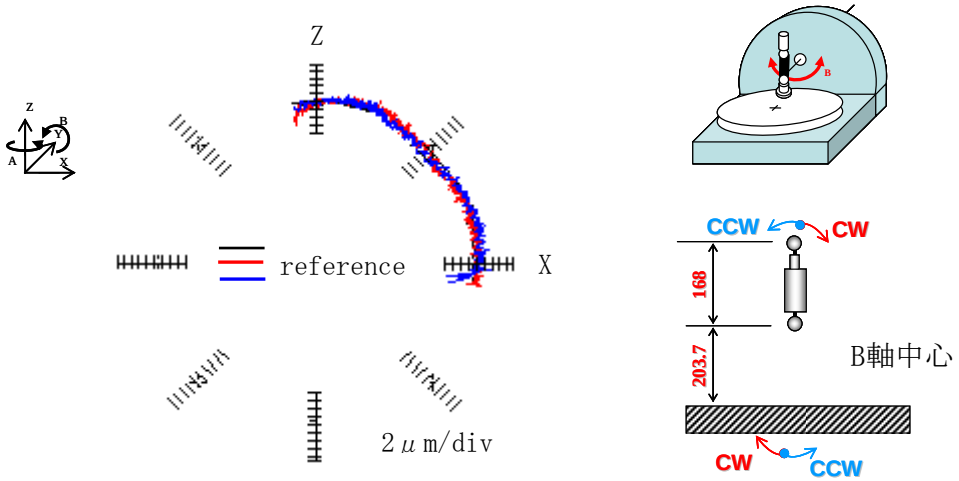


図6.43　旋回軸のみを回転させた時に測定された運動誤差軌跡⊿R_{ZX}（機械C）

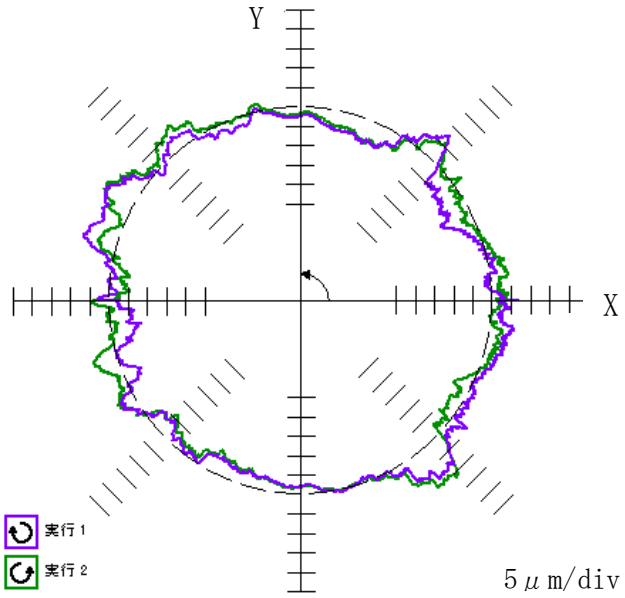


図6.44　ローラギヤカム変速機を用いた場合に測定されたA軸
回転時の運動誤差軌跡（機械C´）

(4)　同時 5 軸制御時の運動誤差

図 6.20 に示した方法で測定した機械 C の同時 5 軸制御時の運動誤差軌跡を図 6.45 に示す．この場合の真円度で評価した運動誤差は 15μm となり，機械 A の場合の 5μm よりかなり悪い．

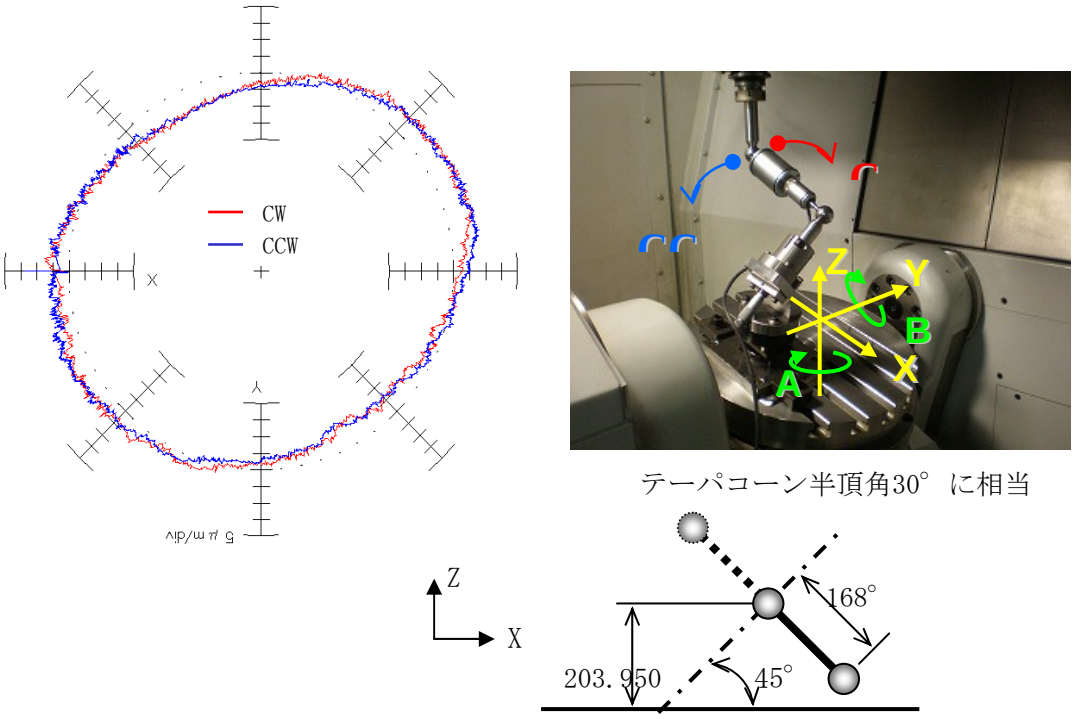


図6.45　同時5軸制御時に測定された運動誤差軌跡（機械C´）

6．3．4　機械 D（立形 MC）

機械 D は金型加工に使用されている通常の C 形フレーム構造をした立形マシニングセンタであり，旋回軸を持っていないので，直進軸の運動精度のみを DBB5 法で測定した．その結果を図 6.46 に示す．

XY 平面,YZ 平面,ZX 平面における運動精度はそれぞれ 4，5，5μm であり，機械 B，機械 C に比べて良く，機械 A とほぼ同じである．

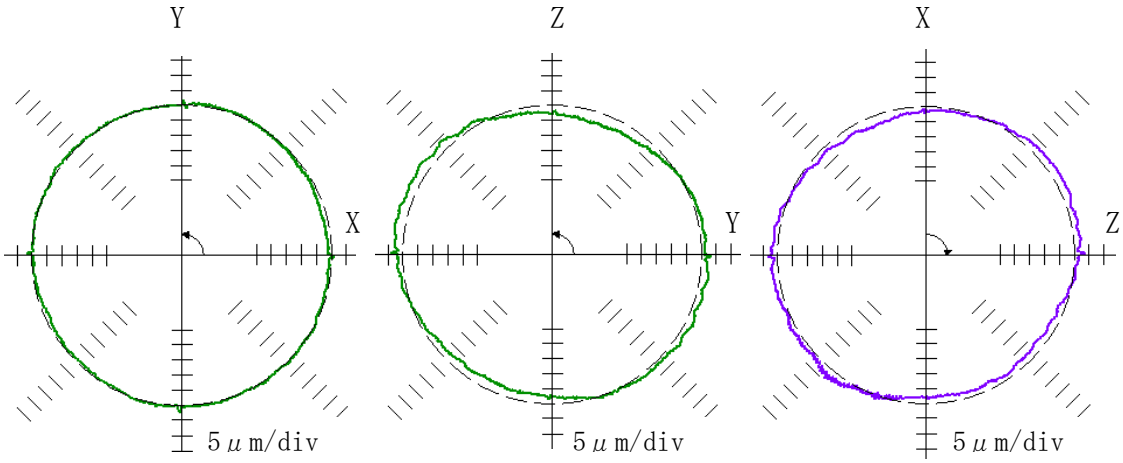


図6.46　直進2軸で円弧補間運動をさせた時に測定された運動誤差軌跡（機械D）

６．４　結　論

新しく開発されたDBB5法を用いて種々の条件下で機械Aをはじめとする種々の5軸マシニングセンタの運動誤差測定と運動誤差の原因診断を行った本章の研究で得られた主な結論は次の通りである．

アライメント誤差の測定法については

(1)　回転測定法，アキシャル方向同期測定法，ラジアル方向同期測定法の 3 種類の測定法を開発した．

(2)　回転測定法とアキシャル方向同期測定法で測定されたアライメント誤差の大きさはほぼ一致したが，ラジアル方向同期測定法で測定された値は少し異なった値になった．

(3)　測定に要するセットアップの変更回数の最も少ないアキシャル方向同期測定法が最も短かった．

テーブル・オン・テーブル型の機械Aについて

(1) 測定を行った条件の下では最大で運動誤差は6μm以下であり，運動精度の目標値10μmをクリアできた．

(2)　Y,Z 軸間の直角度誤差が 1.5μm/300mm 存在した．これが運動誤差の最大値を決めていた．

(3) ZX 軸間の直角度誤差が 1.5μm/300mm 存在した．

(4)　高次山成分，スティクモーション，ロス t－モーションによる運動誤差は直進軸，旋回軸共に 0.2μm 以下と非常に小さかった．

(5)　B 軸のアライメント誤差のうち，オフセット誤差はΔZ_{B0}＝12.5μm，ΔX_{B0}＝1.5μm であり，角度誤差はΔX_B＝17μm/300mm，ΔZ_B＝2μm/300mm であった．

(6)　(5) の値を用いて，B 軸のアライメント誤差の NC 補正を行った後，再測定したところ，アライメント誤差は非常に小さくなった．

(7)　C 軸のアライメント誤差のうち，オフセット誤差はΔXc_0＝0μm，ΔYc_0＝2μm であり，角度誤差はΔCx＝0μm/300mm，ΔZ_B＝2μm/300mm と非常に小さかった．

(8)　旋回軸である B 軸，C 軸固有の運動誤差はラジアルモーションとアキシャルモーションともにそれぞれ 2μm 以下と非常に小さかった．

(9)　B,C 軸ともにアキシャル回転誤差は 1.5μm 程度であり，非常に小さかった．

(10) C 軸旋回時の X，Y のラジアル方向に，振幅 2μm で 21 山の周期的な運動誤差が現れた．

(11) これらの運動誤差成分の山数は使用しているクロスローラー軸受の転動体の数の 1/2 と一致しており，ローラーの挿入口の形状誤差が原因しているものと思われる．

(12) 全体としての運動誤差は金型加工用にも使われている従来の立型マシニングセンタや横型マシニングセンタのそれらとほぼ同程度であった．

テーブル・オン・テーブル型の機械Bについては

(1)　測定を行った条件の下では最大で運動誤差は7μm以下であり，運動精度の目標値10μmをクリアできた.

(2)　Y,Z軸間の直角度誤差が7μm/300mm存在した．これが運動誤差の最大値を決めていた.

(3)　ZX軸間の直角度誤差が3μm/300mm存在した.

(4)　これらの運動誤差の主たる原因はZ軸の案内の誤差であり，これを修正すればさらに高い運動精度が得られることが分かった.

(5)　高次山成分，スティクモーション，ロストーモーションによる運動誤差は直進軸,旋回軸ともに0.2μm以下と非常に小さかった.

(6)　B軸の支持軸受けとしてクロスローラー軸受けを用いている機械Aと異なり,アンギュラーコンタクト球軸受けを用いている機械BのB軸の旋回軸固有の運動誤差は0.5μm程度とかなり小さかった.

(7)　テーパーコーン切削を模した同時5軸制御時の運動誤差測定を行った結果得られた運動誤差軌跡の真円度は7μmであり,実際に同じ条件で加工した時に得られた加工形状誤差の真円度6μmと非常によく対応していた．また誤差形状も非常によく対応していた.

トラニオン型の機械Cについては

(1)　直進軸の運動誤差は機械Aの2倍以上あり，立型マシニングセンタの機械Dの2倍以上あり，悪かった.

(2)　トラニオン型の機械Cにおいてはアライメント誤差が機械Aに比べて，2～3倍大きく，運動精度がかなり劣っていた.

(3)　C軸駆動用にローラギアドライブ装置を用いた場合には，旋回軸固有の運動誤差として振幅6μm程度のローラ数の1/2の山成分をもつ運動誤差が測定された.

立型マシニングセンタの機械Dについては

(1)　XY,YZ,ZX平面における運動精度はそれぞれ4，5，5μmであり，機械B，機械Cに比べてかなり小さく，機械Aとほぼ同じであった.

以上より本機（機械A）は金型加工にも対応できるものと判断される．これについては，7章で詳しく検討する.

参考文献

6.1) NAS979, Uniform cutting tests-NAS series, metal cutting equipment specification, (1969), PP34-37

6.2) ANSI B5.54, Methods for Performance Evaluation of Computer Numerically Controlled Machining Centers, (1992), PP130-137

6.3) 日本工作機械工業会，5軸マシニングセンタの運動精度試験方法に関する調査研究，(2008)3，PP66-67

6.4) 松下哲也，テーブルチルト型 5 軸制御工作機械によるテーパコーン加工精度，精密工学会誌， Vol.74.np.6， (2008)

6.5) 機械と工具，IBS 社製 5 軸加工機回転軸較正ｼｽﾃﾑ「R-Test」，(2009)8，PP72-73

6.6) 日本工作機械工業会，5軸マシニングセンタの運動精度試験方法に関する調査研究，(2009)3，P11-12

6.7) Y.Kakino et al., Measurement of Motion Accuracies of Five Axis Machine Tools by Double Ball Bar Method DBB5, Proceedings of ISFA 2008, JPS-2479

6.8) 垣野ほか，DBB 法を用いた運動誤差測定法，リアライズ社（1990).

6.9) 高山直士，太田秀仁，植田健介，竹内芳美，“5 軸制御マシニングセンタの精度向上に関する研究（トラニオン型とテーブル･オン･テーブル型の運動精度の比較）”，日本機械学会論文集（C 編），76 巻,772 号,(2010),PP79-85.

6.10) 茨木創一,垣野義昭，赤井孝行，高山直士，山路伊和夫，小川圭二，“ボールバー測定を用いた5軸制御加工機の運動誤差原因の診断（第1報）－誤差成分の分類と改良型ボールバー装置(DBB5)の開発―”， 精密学会誌76， (2010)， pp. 333－337.

6.11) Kakino, Y., Ibaraki, S., Ogawa, K. and Ota, H., “Measurement of Motion Accuracies of FIVE-AXIS Machine tools by Using the Double Ball Bar Method DBB5”. Proc. of International Symposium on Flexible Automation 2008, (2008), JS006, pp.1-4.

6.12) 高山直士，赤井孝行，脇坂宗生，竹内芳美，“5 軸制御マシニングセンタの精度向上に関する研究（旋回軸のアライメント誤差の測定とその補正）”， 日本機械学会論文集（C 編），審査中.

6.13) 日本工作機械工業会，多軸・複合工作機械の精度及び利便性向上に関する調査研究報告書，(2008)3，PP58-62

6.14) 堤 正臣，多軸制御工作機械の機構及びサーボ系誤差を考慮した工作精度の予測とその同定，科学研究費補助金（基盤研究(B)(2)）研究成果報告書，(2007)5，PP42-58

第７章．テーブル・オン・テーブル型 ５軸制御マシニングセンタの加工性能評価

７．１　緒　論

前章で検討したようにテーブル･オン･テーブル型 5 軸制御マシニングセンタ機械 A の運動精度は DBB5 測定法で測定したところ，領域内の運動誤差 5μm 以下と金型加工用の立型マシニングセンタ（機械 D）の運動精度と同程度の良好な精度であった．そこで機械 A を用いてかなり高精度な加工が行なうことができるのではないかと考え，本章では本機を用いた高精度・高能率な金型加工法について研究するとともに本機の性能を実加工によって検証することとした．

そのため，種々な形状のワークを，1）立型マシニングセンターを用いた同時 3 軸制御を用いた加工，2）テーブル・オン・テーブル型の 5 軸制御シニングセンターを用いた加工を行い，プログラム作成時間，加工時間，輪郭形状精度，仕上げ面品位について比較し，本機の総合的な金型の加工性能について考察することにした．

本章ではこれら 2 種類の加工をすべて同一の機械（機械 A）で行なう．1）では加工中はすべての旋回軸は停止したままで移動しない．2）では 1 つの旋回軸は停止しているが，1 つの旋回軸は運動する．

もちろん，アンダーカット部分のある金型の加工は 2）でしか行えないので，比較ができない．そこでアンダーカット部分のない形状を加工して比較を行うこととした．そこで，これらの 2 方式で 1）円錐形状，2）複雑断面円錐形状を加工する．このうち，2）では加工点における工具とワークの相対位置関係を共通にすることは非常に難しい．そこで，その際に使用する NC プログラムや切削条件はそれぞれの方式に適したものを用いることとする．

本章の第 7.2 節ではこれらの 2 種類のワーク形状と加工法の特徴と期待される性能について考察し，第 7.3 節では実際にこれら 2 つの形状をしたワークを加工する具体的な方法について述べ，第 7.4 節では得られた性能をプログラム作成時間，加工時間，加工されたワークの形状精度および仕上げ面品位について考察する．第 7.5 節は以上をまとめた本章の結論である．

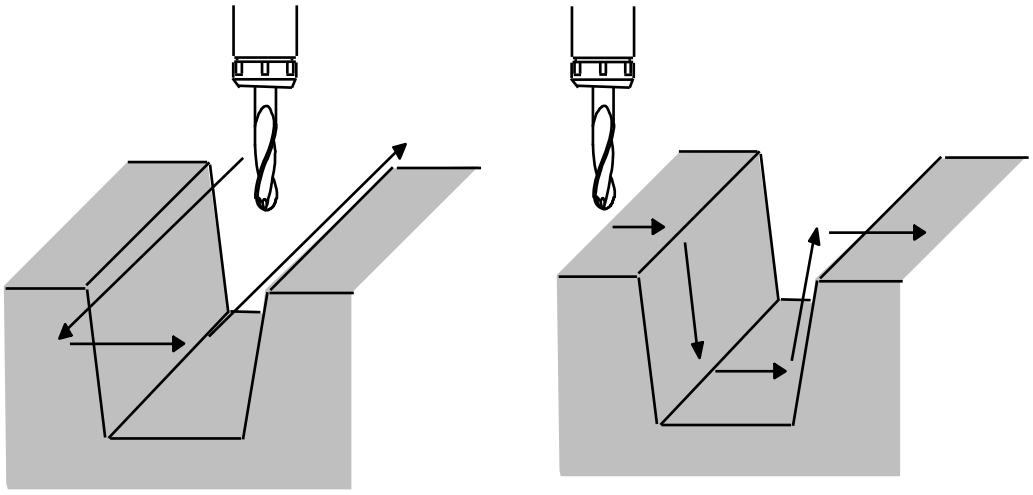
７．２　制御軸数の異なる加工法

7．2．1　同時 3 軸制御による加工

この加工方式には図 7．1（a）に示すような 1 軸を固定し，残る 2 軸の同時 2 軸制御による等高線加工と同図（b）に示すような常時同時 3 軸制御を行うピックフィード加工（これも 1 軸固定，2 軸同時制御で行われることも多い）の 2 種類がある．等高線加工においても上から下へ軸方向に切込みが与えられるので，全体としては同時 3 軸制御による加工の範

疇に入れる．ここでは一般的に同時制御軸数が少なく，より高精度が期待できると言われている等高線加工を用いることとする．

これらの加工においてはボールエンドミル工具は加工中は常に Z 軸方向に固定されているので，図 7．2 に示すように，実際にワークを加工する刃先の位置（＝加工点）は一定でない．刃先の位置が変わると，実切削速度などの切削条件は変化する．



a)等高線加工　　b) ピックフィード加工

図7.1　同時3軸制御を用いた2つの加工方式

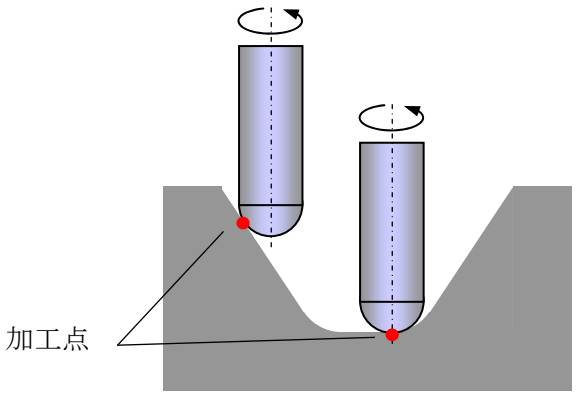


図7.2 直進3軸制御による加工

7．2．2　旋回軸も用いた加工

同時 5 軸制御のマシングセンターにおいて，図 7.3 に示すようにワークを取り付けたテーブルを 1 軸だけ傾けてインデックスし，後は直進 3 軸または旋回軸を用いた同時 3 軸制御によって加工する．このようにすれば，1）同時 3 軸制御機では加工できない図 7．4 に示すようなアンダーカット部を有する形状のワークも加工できる[7.2)]．このような形状のワ

ークは旋回軸をもたない 3 軸制御の立型マシニングセンタでは特別の割出盤を装備しないかぎり，加工できない．

この加工法はワークをインデックスした後は，基本的には同時 3 軸加工法と同じであり，特に大きく異なった結果が得られることはない．この場合には加工点へのエンドミル工具の接近性が良くなるので，複雑形状の場合はより突き出し長さが短く，剛性のある工具を使って能率よく加工できる．ただし，加工点も変化し，切削条件も場所によって変化する．ただし，この加工法では 1）と違って，ワークを傾けてインデックスすることにより一部の立壁の角度が大きくなりがちであるので，注意を要する．

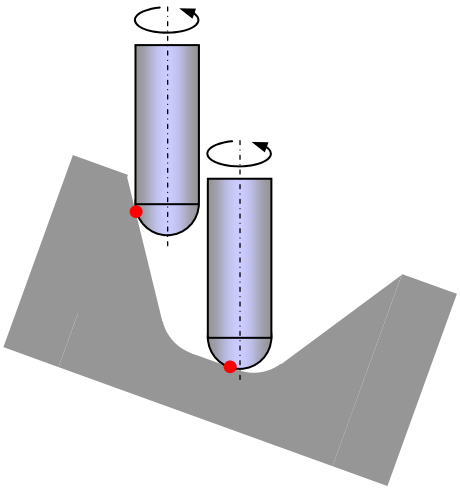


図7.3 旋回軸＋直進3軸制御による加工

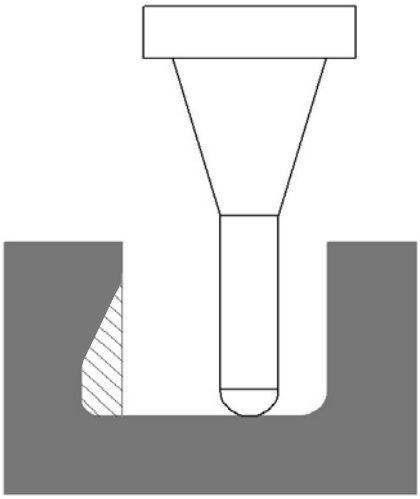


図7.4　アンダーカットを有するワーク形状

7．2．3　同時 5 軸制御による加工

図 7．5 示すように，同時 5 軸制御とそれ用の CAM ソフトを用いると，ワーク表面に対してボールエンドミルの傾き角を一定に保ちながら加工する NC プログラムを作ることができる．このような NC プログラムを用いれば，インデックス同時 3 軸加工の利点に加えて，ワークの全表面を同一の加工点で加工することができるので，同一の切削条件で加工できるはずである．このような加工は同時 3 軸制御では行なえない．

また，同時 3 軸制御加工とインデックス同時 3 軸制御加工では，ボールエンドミル工具の頂点近傍で加工することがかなりの割合で生じている．すると，図 7．6 に示すように工具の頂点付近では切削速度が非常に低くなり，仕上げ面が荒れる場合がある．同時 5 軸制御加工では工具を傾けて加工できるので，この現象を避けることができる．5 軸制御機を用いると，ワークの加工点に対する工具の接近性がよくなるので，短い工具で能率よく加工できるなど，副次的な効果も得られる（図 7．7 参照）．

ただし，このような NC プログラムを作成するためには，それを可能とする CAM ソフトが必要である．また，工具の同一位置で加工するので，その点の工具損傷が大きくなる．したがって，この加工方式は中仕上げと最終仕上げ加工にのみ用いるべきである．

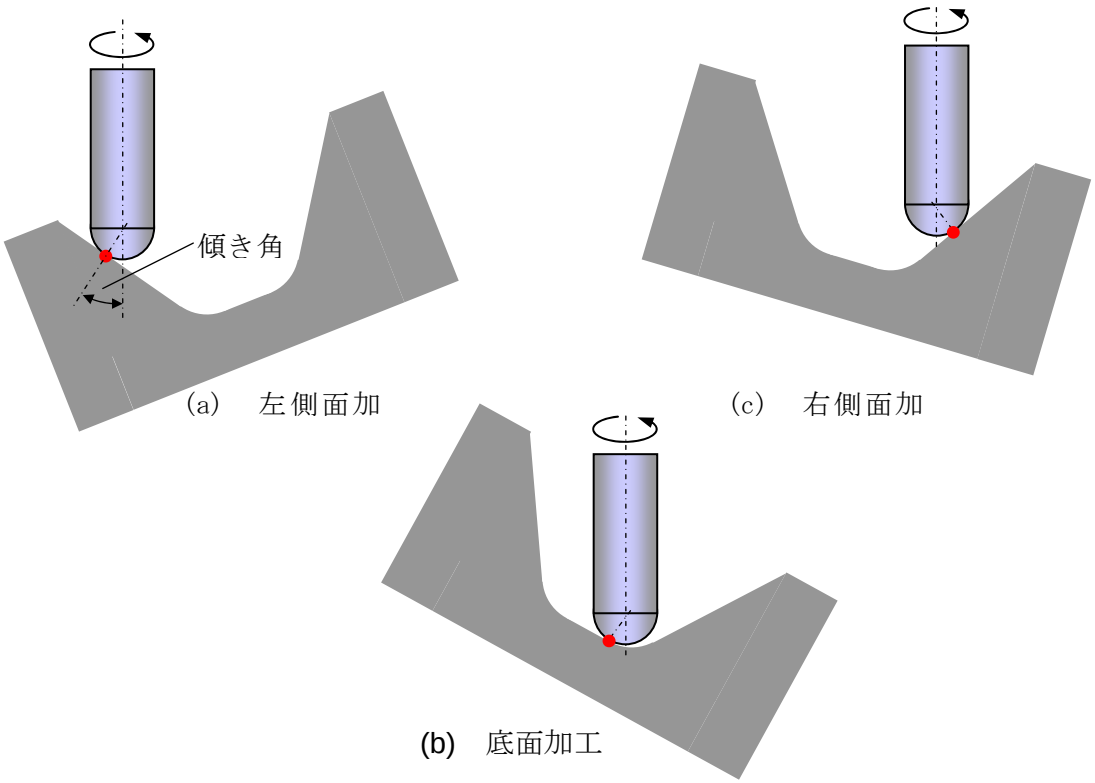


図7.5　同時5軸制御による加工

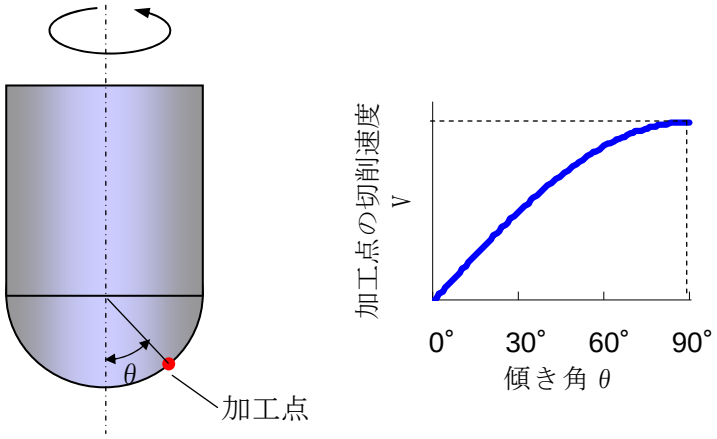
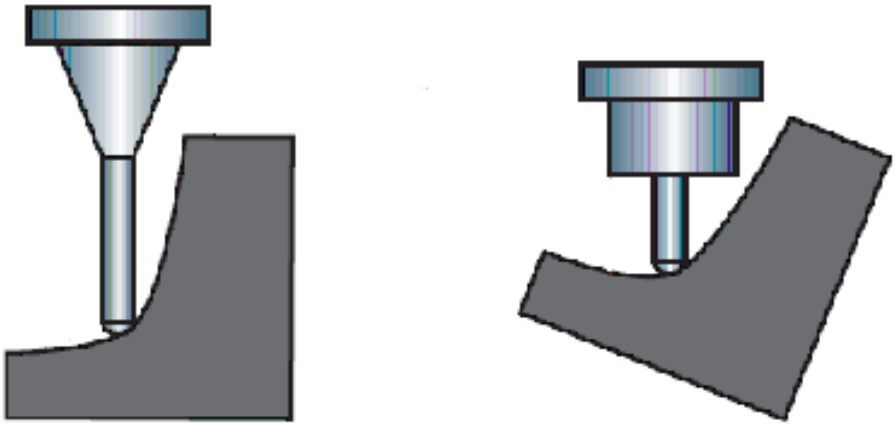


図7.6　ボールエンドミルの切削点速度とワーク傾きの関係



(a) 同時 3 軸制御　　(b) 同時 5 軸制御

図7.7　同時5軸制御加工を行う場合の工具突き出し長さの短縮

7．3　試験装置と方法

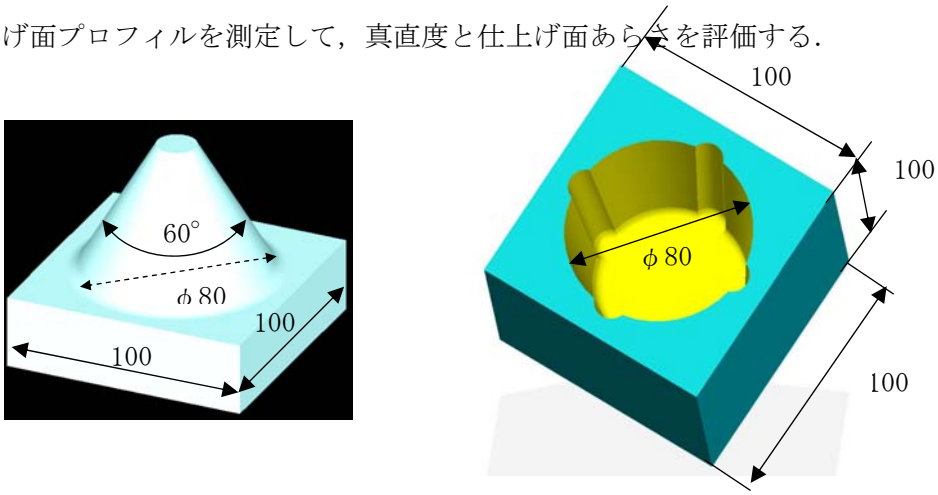
7．3．1　ワーク形状

図 7．8 に示す 3 種類の形状のワークを加工して，本研究において開発した 5 軸制御マシニングセンタ（機械 A）を用いた場合について，旋回軸を用いないで直線軸のみの同時 3 軸加工を行った場合と，旋回軸を用いて加工する場合の加工精度と加工能率を調べることとした．

(1)　円錐形状

図 7．8 (a) に示した円錐形状のワークをボールエンドミルで加工する．この円錐の軸中心に直交する 3 ヶ所の断面の真円度プロフィルを測定して評価する．この測定は円形断面について行われるため，加工精度の評価が比較的簡単に行える．また，稜線

の仕上げ面プロフィルを測定して，真直度と仕上げ面あらさを評価する．



(a)　円錐形状　　(b)　複雑断面円錐形状

図7.8　製作するワーク形状

(2)　複雑断面円錐形状（ポケット形状）

図 7．8（b）に示した複雑断面円錐のポケット形状をボールエンドミルで加工する．加工精度と仕上げ面あらさは円錐形状ワークに準じた方法で測定し，評価する．このワーク形状は工具のアクセス性が悪いので，同時 3 軸加工では工具の突き出し長さを大にせねばならず，加工能率と加工精度が悪くなる．それがどの程度の差になるかを検討するために行う．

7．3．2　使用工作機械と工具

これらの加工テストにには前章までの試験に使用して性能評価を行ってきた機械 A を使用する．アライメント誤差は補正を実施済みの状態で行う．

図 7．8 に示した形状のワークを加工する際に使用するボールエンドミル工具の径と所要突き出し長さは加工能率と加工精度に対して重大な影響を与える．5 軸制御加工の長所の 1 つはワークに対する接近性がよいので，突き出し長さが短い工具で加工できるのに対し，3 軸制御加工では干渉を避けるため必然的に突き出し長さの大きい工具でしか加工できないことにある．

さらに仕上げ加工においては工具を変えて加工した場合に生じやすい段差の発生を嫌うため，1 本の工具で全体を加工する必要がある．すると，局部的に突き出しの長い工具でないと加工できない個所があると，それで使用する工具が決められてしまう．図 7．8 に示したワークの場合はそのような極端に不利な形状が存在しない比較的加工しやすい形状になっている．

7．3．3　ワーク材質と切削条件

ワーク材料としてプリハードン鋼（HRC40）を用いる．この材料は非常に加工が容易で，かつ実際にも金型材料としてよく使用されている．加工時間の比較は仕上げ加工の時間の

みについて行う．その理由は，粗加工はどちらの加工法を用いても大きな差は生じないためである．

(1)　円錐形状

円錐形状のワークを加工するとき運動の与え方とその切削条件を図 7.9 に示す．

直進 3 軸で加工する場合

ボールエンドミル：　TiN コーティング超硬製　2 枚刃
直径　　：　10mm
突き出し長さ　：　40mm (L/D=4)
主軸回転数　　：　10,000rpm
送り速度 F　　：　2,000mm/min
加工方法　　：　等高線ヘリカル加工
加工ピッチ　　：　0.15mm
取代　　：　0.1mm

旋回軸も用いて加工する場合

C 軸回転数　　：　送り速度 F＝2,000mm/min と等しい周速をもつ回転数
その他の条件は直進 3 軸を用いる場合と同じ．

(2)　複雑断面円錐形状

複雑断面円錐形のワークを加工するときの運動の与え方とその切削条件を図 7.10 に示す．工具突出し長さが，直進 3 軸加工のときは 70mm，旋回軸を利用したときは 40mm と大きな違いがある．これは，図 7.11 に示すように 3 軸加工の場合ワークの底面を加工するのに工具突出し長さが最低 70mm 必用となるからである．一方，旋回軸によりワークを傾斜させる場合は工具突出し長さは 40mm となる．

直進 3 軸で加工する場合

ボールエンドミル：　TiN コーティング超硬製　2 枚刃
直径　　：　10mm
突き出し長さ：　70mm (L/D=7)
主軸回転数　　：　10,000rpm
送り速度 F　　：　1,200mm/min
加工方法　　：　等高線ヘリカル加工
加工ピッチ　　：　0.15mm
取代　　：　0.1mm

旋回軸を用いて加工する場合

突き出し長さ　：　40mm（L/D=4）

C 軸回転数　　：　送り速度 F＝2,000mm/min と等しい周速をもつ回転数

その他は直進 3 軸を用いる場合と同じ

7．3．4　性能比較項目と測定法

(1)　加工能率（加工時間）

エカカット時間と切削時間の和で評価する．ただし，エアカット時間は NC プログラム次第で非常に大きく変動する．しかし，これを除去することは現実的に非常に困難であるので，これも加えて評価することとした．加工のためにワークをテーブルなどに取り付けたり，工具を準備するなどの間接作業に必要な時間は含まない．

(2)　加工精度

・形状精度　真円度，真直度

・仕上げ面粗さ（稜線方向）

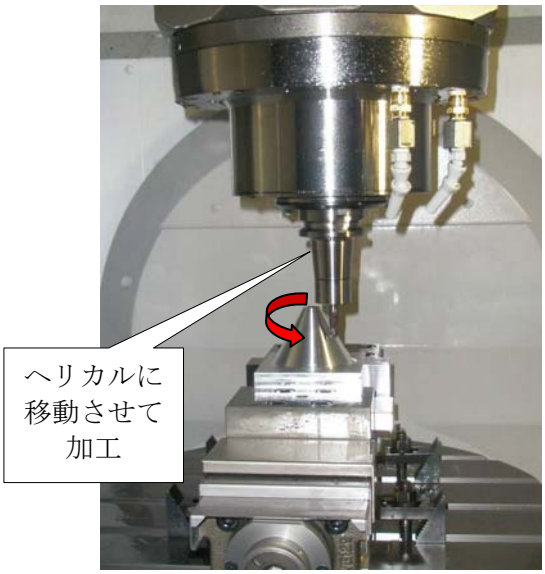
加工形状の測定に使用する測定機は以下の通りである．

1）真円度プロフィルの測定　：　真円度測定器　TARYROND290（AMETEK Taylor Hobson）

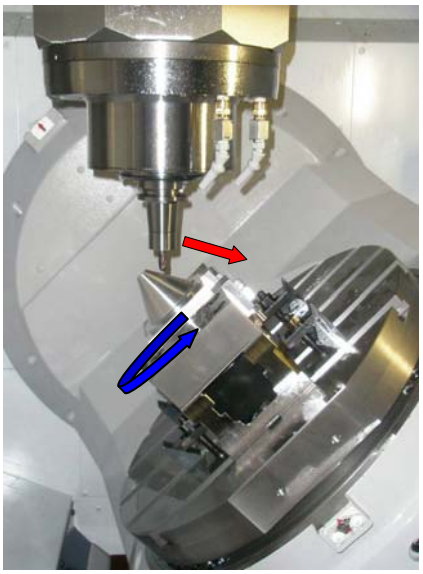
2）真直度プロフィルの測定　：　3 次元測定器　FALCIO-APEX9166

3）仕上げ面プロフィルの測定：　表面あらさ計　FORM TARYSURF PGI 1200（AMETEK Taylor Hobson）

加工されたワークの種々の部分の仕上げ面あらさを測定する．原則として，あらさの大きく出た方向に触針を移動させて測定する．



a)直線3軸加工



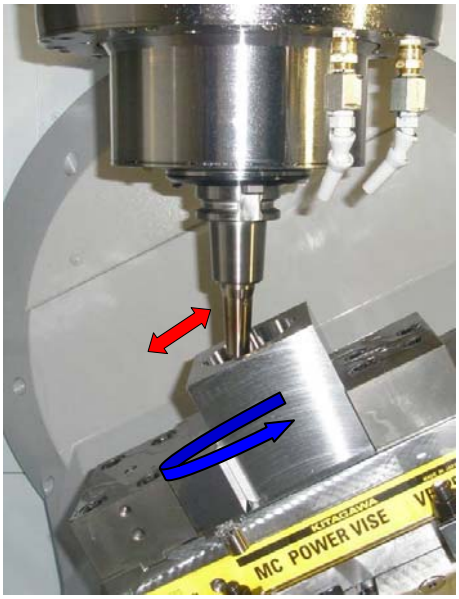
b)旋回軸+直進軸加工

加工法	主軸回転数 (mim^{-1})	送り速度 (mm/min)	加工方法	加工ピッチ (mm)	仕上げ取し代 (mm)	工具突出長 (mm)	工具 L/D
直進3軸加工（機械A）	10000	2000	等高線ﾍﾘｶﾙ	0.15	0.1	35	3.5
旋回軸+直進2軸加工（機械A）						30	3

使用ホルダ：BBT40-MEGA10E-90，大昭和精機（株）
使用工具：R5ボールエンドミル，MSB230，日進工具(株)

図7.9　円錐形状を加工するための運動の与え方とその切削条件

a)直線3軸加工



b)旋回軸+直進軸加工

加工法	主軸回転数 (mim^{-1})	送り速度 (mm/min)	加工方法	加工ピッチ (mm)	仕上げ取し代 (mm)	工具突出長 (mm)	工具 L/D
直進3軸加工（機械A）	6000	1200	等高線 ﾍﾘｶﾙ	0.15	0.1	70	7
同時4軸加工（機械A）	10000	2000				40	4

使用ホルダ：BBT40-SLK12-45　CF12-10-55，大昭和精機（株）
使用工具：R5ボールエンドミル，MSB230，日進工具(株)

図7.10　複雑断面円錐形状を加工するための運動の与え方とその切削条件

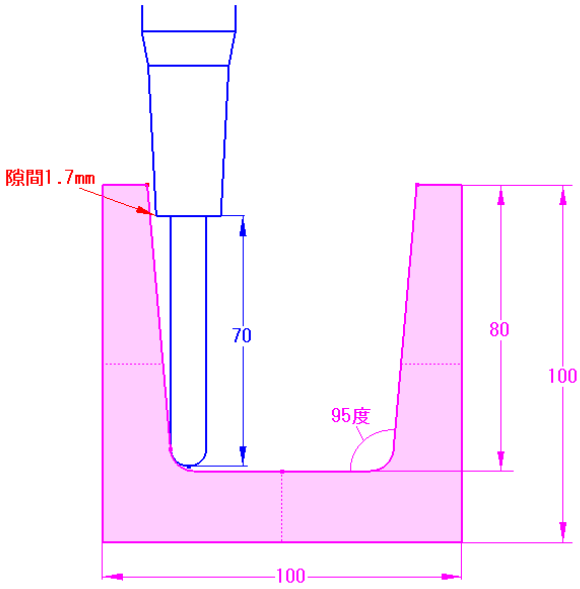
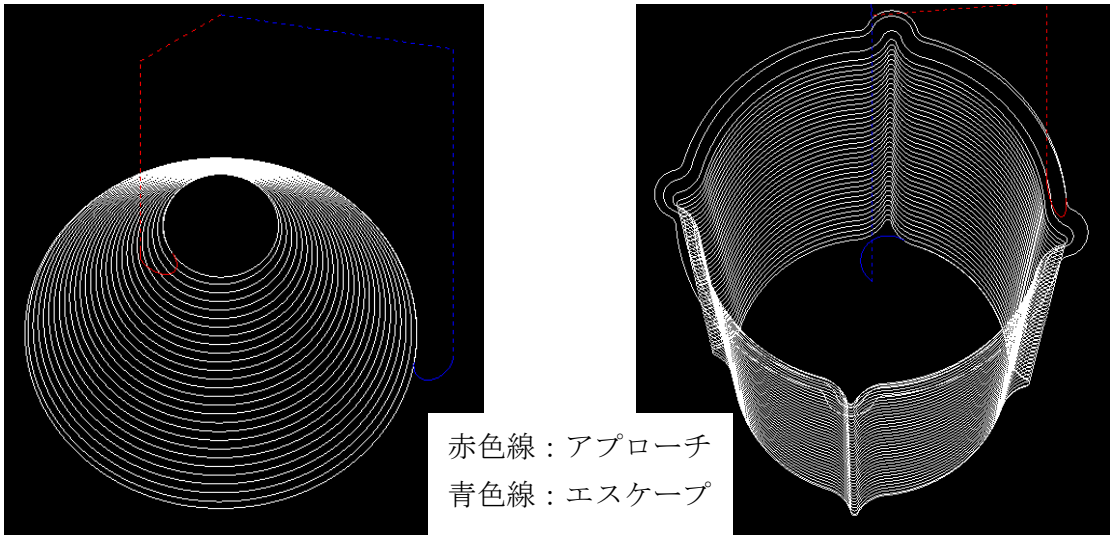


図7.11　図7.8（b）のワークを直進3軸のみで加工するために必要な工具突出し長さ

7．3．5　加工順序と工具パス

このような条件で作成した工具パスの概要とこの工具パスの算出に用したプログラム作成時間をそれぞれ図 7.12 に示す．ただし，図中に破線で示した工具パスは実際には切削を行なわないエアカットの部分である．エアカットをどのようにしてどの程度減少させているかはそれぞれの方式で使用する CAM システムで異なっている．



a)円錐形状ワーク　　b)複雑断面円錐形状ワーク

加工法	プログラム作成時間	
	円錐形状	複雑断面 円錐形状
直進3軸加工	10分	15分
同時4軸加工	30分	40分

図7.12　加工パスとプログラム作成時間

７．４　試験結果と考察

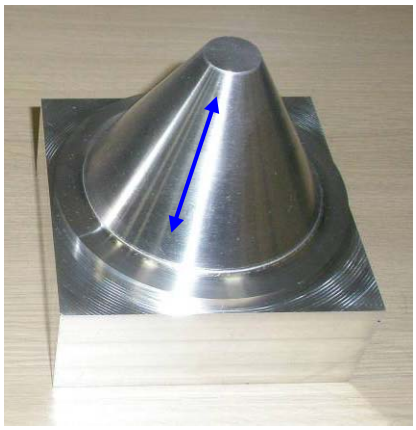
7．4．1　円錐形状ワーク

(1)　加工精度と仕上げ面あらさ

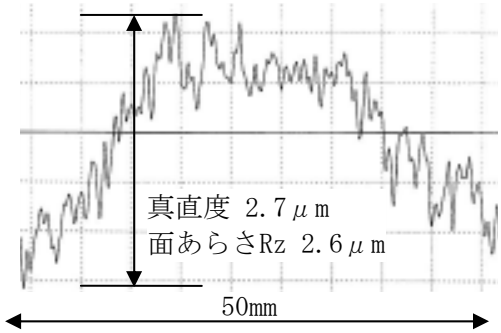
直進 3 軸の同時制御加工と C 旋回軸も用いた加工という 2 つの異なる加工法によって加工されたワークの稜線に沿って形状測定機で測定した表面プロフィルを図 7.13 に示す.

真直度は，直進 3 軸を用いて加工した場合が 2.7μm であったのに対し，C 旋回軸も用いて加工した場合の真直度は 1.9μm と少し小さい．また仕上げ面あらさも，直進 3 軸を用いて加工した場合が 1.7μmRz であったのに対して C 旋回軸も用いて加工した場合が 1.7μmRz と C 軸を用いた加工の方が良かった.

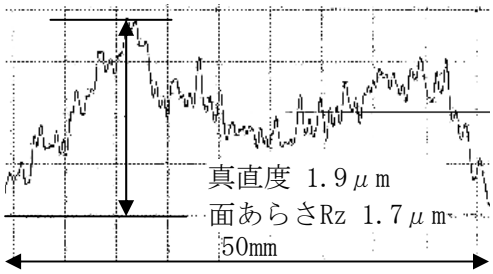
2 つの方法で加工された円錐形状の 3 つの断面について測定した真円度プロフィルを図 7.14 に示す．X,Y の円弧補間機能を用いて円運動をさせて加工した場合の真円度は 1.8～3.4μm であるのに対し，C 旋回軸の回転を用いて加工した場合の真円度は 0.6～1.1μm とかなり小さい．これらの 2 つの加工法において切削条件は全く同一であるので，これは機械 A においては，X,Y2 軸の円弧補間時の運動誤差 4μm よりも，C 軸旋回時のラジアル運動誤差が 2μm と小さかったことが反映しているものと思われる.



測定位置

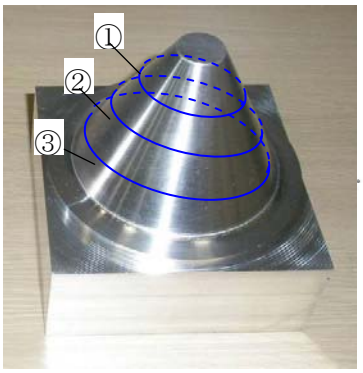


(a)直進3軸加工

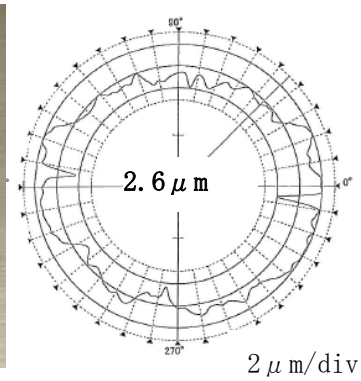


(b)旋回軸+直進2軸加工

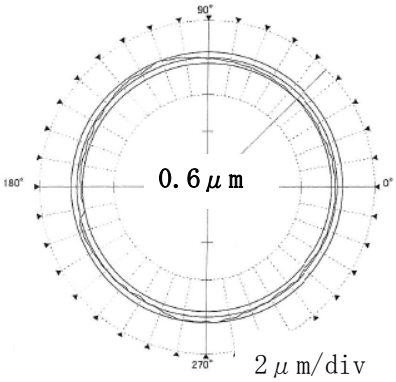
図7.13　円錐形状ワークの加工形状誤差（稜線の真直度と面あらさ）



測定位置



(a)直進3軸加工



(b)旋回軸+直進2軸加工

上面から25mm位置②の真円度

測定位置	①上面から15mm	②上面から25mm	③上面から40mm
直進3軸加工	3.4μm	2.6μm	1.8μm
C軸旋回＋直進2軸加工	1.0μm	0.6μm	1.1μm

図7.14　円錐形状ワークの加工形状誤差（真円度）

7．4．2　複雑断面円錐形状ワーク

(1)　加工時間

直進3軸の同時制御加工で図7．8（b）のワークを加工した場合に要した時間は1時間28分28秒（ただしテーパ形状部のみ）であった．インデックス同時4軸制御加工で同じワークを加工した場合には55分12秒（ただしテーパ形状部のみ）であった．ここでいう加工時間とは，先述のようにすべての準備を終え，NCのスタートボタンを押してから加工が終了して，エンドの信号が出るまでの時間であり，厳密に言うと，切削時間とエアカット時間の和で定義される時間である．通常，加工時間に含まれる工具交換に要する時間は，この部品の場合は工具交換しないので，0である．

図7．8（b)のワークを加工する場合には，インデックス同時4軸加工の方が加工時間は38%短い．もちろん，ワーク材料が硬い場合や立壁部分の長さが大になったり，角度が急になるほど，この加工能率の向上の度合いは大きくなる．

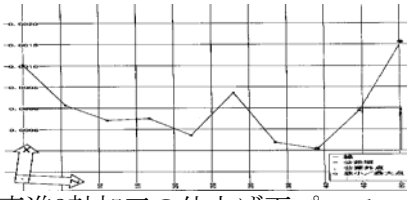
(2)　加工精度と仕上げ面あらさ

2つの異なる加工法によって加工されたワークの稜線に沿って形状測定機で測定した仕上げ面プロフィルを図7.15に示す．2つの加工法で加工された複雑断面円錐の真円度プロフィルを測定した結果を図7.16に示す．また4つの稜線に沿って測定した仕上げ面粗さを図7.17に示す．仕上げ面プロファイルから読み取った仕上げ面あらさ度は同時3軸加工とにインデックス同時4軸加工で3μmR_Z前後でほとんど同じである．

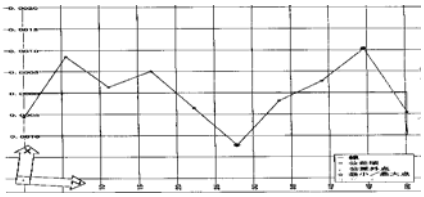
しかし，真円度と真直度ともにインデックス同時4軸加工の方が直進軸の同時3軸加工の場合よりも格段に高精度に加工できている．すなわち，真円度は同時3軸で加工した場合には8μm程度であったのに対し，インデックス同時4軸加工では5μmと小さかった．これらの値はいずれも図7.14に示した円錐形状ワークの場合よりかなり悪い．これは切削機構の相違，溝部に隣接するところでの切削抵抗の変化などが影響しているために生じたものと思われる．

また，4つの溝部（図のB部）の仕上げ面あらさは，同時3軸で加工した場合には5.9μmRzであったのに対し，インデックス同時4軸加工では2.6μmRzと小さかった．

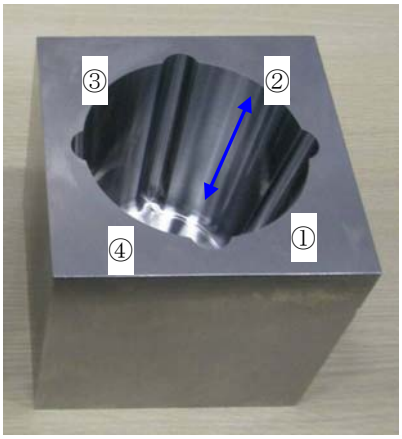
比較的平坦な円錐部分の仕上げ面あらさは2つの加工法で2.6μmR_Zとほとんど同じであるが，溝部の仕上げ面あらさは5.9μmR_Zあり，平坦部のほぼ2倍になっている．この原因は用いた切削条件がL/D=7の工具を用いる場合には過酷で，溝部において図7.18の表面の拡大写真でわかるように，びびり振動を誘発したためである．仕上げ面あらさはびびり振動が生じないように切削条件を緩くすると良くなるが，それによって加工能率は大幅に低下する．



(a) 直進3軸加工の仕上げ面プロファイル



(b) 同時4軸加工の仕上げ面プロファイル

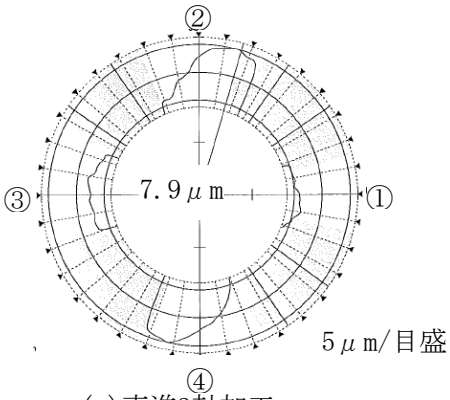


(c)　測定位置

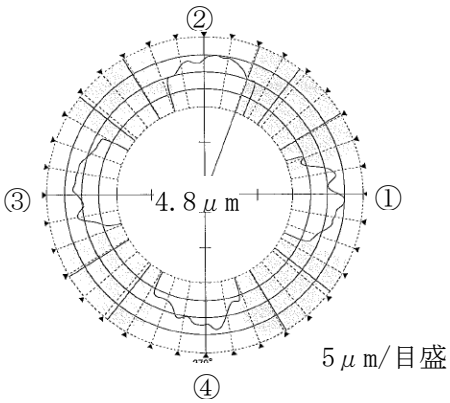
真直度

	①	②	③	④
直進3軸加工（機械A）	2.5μm	3.1μm	2.5μm	2.7μm
同時4軸加工（機械A）	2.3μm	1.6μm	4.6μm	1.9μm

図7.15　異なる機械と加工法で得られた複雑断面円錐形状ワークの加工形状誤差（真直度）

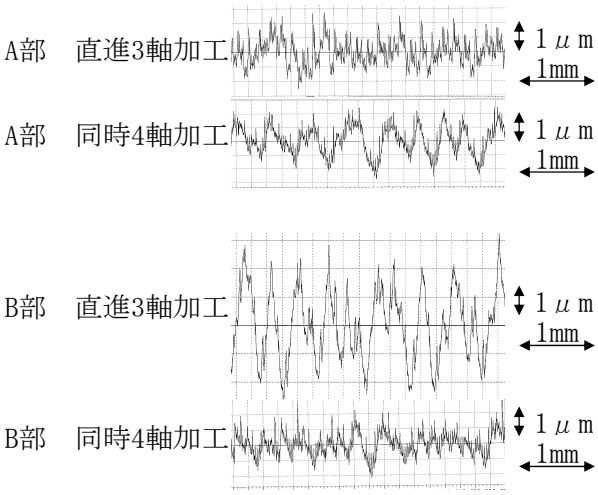


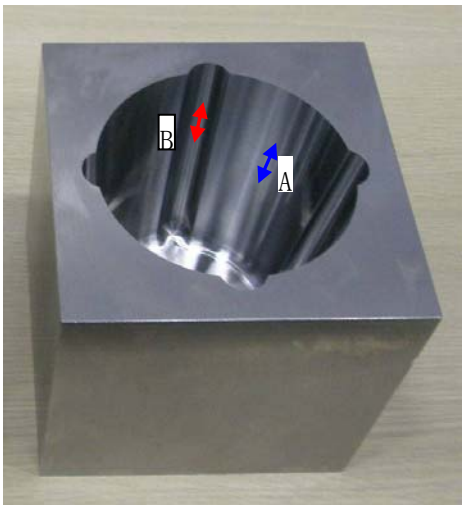
(a) 直進3軸加工



(b) 同時4軸加工

図7.16　複雑断面円錐形状ワークの加工形状誤差（真円度）





仕上げ面あらさ

測定位置	A（μmRz）	B （μmRz）
直進3軸加工（機械A）	2.6	5.9
同時4軸加工（機械A）	2.6	2.6

図7.17　複雑断面円錐形状ワークの加工形状誤差（面あらさ）

(a) 直進3軸加工

(b) 同時4軸加工

図7.18　2つの方法で加工した複雑断面円錐形状ワークの仕上げ面

７．５　結　論

２つのワーク形状について，直進３軸のみによる加工と旋回軸も使用する加工を行い，加工されたワークの加工精度，仕上げ面あらさ，加工時間，プログラム作成時間を比較した結果，次の結論が得られた．

1)　単純な円錐形状を加工した場合，旋回軸と直進軸を用いた加工法の方が直進３軸だけを用いた加工法より，断面の真円度，稜線の真直度や仕上げ面あらさは良かった．

2)　複雑断面円錐形状を加工する場合には，加工時間は直進３軸のみで加工した場合には88.5min かかったのに対し，旋回軸回転を用いたインデックス同時４軸加工の場合には55.2min となり，加工時間は38%減少した．

3)　複雑断面円錐形状を加工する場合には，加工されたワークの真円度誤差は直進３軸のみで加工した場合には 7.9μm 存在したのに対し，旋回軸回転を用いた場合には真円度誤差は 4.8μm となり，かなり小さくなった．稜線の真直度も直進３軸で加工した場合

2.7μmとなったのに対して，旋回軸も用いた場合は1.9μmとなり小さくなった．

4) 複雑断面円錐形状の溝部の仕上げ面あらさは，旋回軸を用いて加工した場合には2.6μmR_Zであったが，直進3軸で加工した場合には5.9μmR_Zと大きくなった．これは，L/D=7と突出し長さが大きいエンドミル工具で加工したために生じたびびり振動のためである．切削条件を緩くするとこれを避けることができるが，それによって加工能率はさらに悪くなる．

以上より，直進 3 軸のみを用いて加工した場合と同程度かあるいはそれ以上の加工精度と仕上げ面あらさをもつ複雑形状部品を開発したテーブル・オン・テーブル型の 5 軸制御シニングセンターによって加工することができた．また加工能率も図 7.8 (b) に示した複雑断面円錐形状の場合に38%ほど向上させることができた．

参考文献

7.1)　林幹二，WorkNC によるスムーズな 5 軸加工への挑戦，進展する 5 軸制御加工技術，機械技術，(2007)8，PP56-57

7.2)　石井　克彦,ゴム製品の金型加工に対する 5 軸制御加工の応用,日本機械学会誌 Vol. 111，No. 1073，(2008)4，PP32-33

第8章　結　論

高精度な中型のテーブル･オン･テーブル型 5 軸制御マシニングセンタの開発をめざし，その全体構造，送り駆動系，主軸駆動系などの設計・製作を行い，その性能評価を行なった本研究で得られた主な結論は次のとおりである．

第1章　緒論

(1)　近年，ワンチャッキングで1部品を加工するほうが加工能率や部品全体の精度が確保しやすいことが広く認識されだし，5軸制御マシニングセンタの需要が増大している．

(2)　3軸制御マシニングセンタと同等以上の精度を安定して達成することが，5軸制御マシニングセンタの大きな課題である．

(3)　旋回軸の旋回角度範囲が大きく取れるほど旋回軸の中心位置が正確に定まり，直進軸と旋回軸間のアライメント誤差が小さくなり，精度が出しやすくなることに着目して，テーブル・オン・テーブル型の新型5軸制御マシニングセンタを開発する．

第2章　テーブル・オン・テーブル型5軸制御マシニングセンタの提案

(1)　本研究で対象とする高精度な中型の 5 軸制御マシニングセンタの全体構造としてはテーブル・オン・テーブル型のものが最も適している．また，設置面積を小さくすること，使いやすさの観点から立型構造を採用する．

(2)　(1) を選んだ最大の理由はこの構造でないと，旋回軸の駆動範囲が小さくなり，旋回軸の中心位置が明確に定めることができないためである．

第3章　旋回角度範囲が旋回軸のアライメント誤差に及ぼす影響のシュミレーション解析

(4)　旋回角度範囲が 270°程度とれると，アライメント誤差の推定誤差は 2μm 以下となり，アライメント誤差をほぼ正確に推定できる．

(5)　実際の DBB 法を用いて測定された運動誤差軌跡を用いたシミュレーション解析においても同様の結果が得られた..

(6)　旋回角度範囲を 360°近くとれるテーブル・オン・テーブル型の方が 180°近くしかとれないトラニオン型よりもアライメント誤差の推定誤差を小さくできる可能性が高いことが確かめられた．

第4章　テーブル・オン・テーブル型5軸制御マシニングセンタの構成ユニット

(7)　直進軸駆動系としてはボールねじを用いた重心駆動（DCG）システムで5軸制御マシニングセンタとして十分な運動精度と移動速度が得られる．

(8) 旋回軸駆動は DD モーターで行なった方が高能率･高精度加工することができるので，

有利である.

(9)　旋回軸支持用の軸受けとしてはアンギュラーコンタクト玉軸受けを用いた方がクロスローラー軸受を用いた場合よりもずっと高速運転でき，高い運動精度が期待できる.

(10) 本機の全体構造として片持ちのテーブル・オン・テーブル構造,「Box-in-Box」構造や DCG 駆動を同時に採用しているので，構造が複雑になり，剛性が低下する恐れがあるので，CAE を用いた構造解析を行なって，剛性の確保と軽量化の両立に努める必要がある.

第 5 章　テーブル・オン・テーブル型 5 軸制御マシニングセンタの性能評価

(11) 主軸とテーブルの剛性の測定値は，主軸テーブル間の相対剛性が X 軸 13.6N/μm，Y 軸 13.9N/μm,Z 軸 61.1N/μm,またテーブル荷重 300kgf に対して 5μm の変位となり，それぞれ目標値をほぼクリアできた.

(12) 主軸の熱変位の測定値は最高回転数で 7μm となり，目標値である 10μm 以下をクリアできた．また，種々に環境条件を変化させても主軸熱変位は 10μm 以下しか生じなかった．ただし，これらは温度制御装置をオンにした状態で得られた値である.

(13) 工具交換の際の工具先端位置の変化量は XY 方向で平均 1.0μm，Z 方向で平均 2.1μm で，2μm の目標値をほぼクリアしていた.

(14) 振動・騒音の測定値は従来の立型マシニングセンタ，横型マシニングセンタ，旋盤での値とほぼ同程度であった.

(15) 直進軸の位置決め精度および旋回軸の角度の位置決め精度は，それぞれ最大 3.3μm と 8.9arcsec と小さく，高精度な立型マシニングセンタとほぼ同程度であった.

(16) 本機の旋削加工能力は大径ワークを加工した場合，切りくず除去率で 386cc/min と通常の中型旋盤のそれとほぼ等しかった.

第 6 章　テーブル・オン・テーブル型 5 軸制御マシニングセンタの運動精度評価

(17) テーブル・オン・テーブル型の 5 軸制御マシニングセンタは，機械 A は測定を行った条件の下では最大で運動誤差は 6μm 以下であり，運動誤差の目標値 10μm 以下をクリアできた.

(18) 機械 A の B 軸のアライメント誤差のうち，オフセット誤差はΔZ_{B0}＝12.5μm，ΔX_{B0}＝1.5μm であり，角度誤差はΔX_B＝17μm/300mm，ΔZ_B＝2μm/300mm であった.

(19) 機械 A の B 軸のアライメント誤差の NC 補正を行った後，再測定したところ，アライメント誤差は非常に小さくなった.

(20) 機械 A の C 軸旋回時の X，Y のラジアル方向に，振幅 2μm で 21 山の周期的な運動誤差が現れた.

(21) (20) の運動誤差成分の山数は使用しているクロスローラー軸受の転動体の数の 1/2 と一致しており，ローラーの挿入口の形状誤差が原因しているものと思われる.

(22) B 軸の支持軸受けとしてクロスローラー軸受けを用いている機械 A と異なり,アンギュラーコンタクト玉軸受けを用いている機械 B の B 軸の旋回軸固有の運動誤差は 0.5 μm 程度とかなり小さかった.

(23) 機械 B のテーパーコーン切削を模した同時 5 軸制御時の運動誤差測定を行った結果得られた運動誤差軌跡の真円度は 7μm であり,実際に同じ条件で加工した時に得られた加工形状誤差の真円度 6μm と非常によく対応していた. また誤差形状も非常によく対応していた.

(24) 全体として開発したテーブル・オン・テーブル型の 5 軸制御マシニングセンタの運動誤差は, 金型加工用にも使われている従来の立型マシニングセンタとほぼ同程度であった.

(25) 一方,従来のトラニオン型の機械 C は,直進軸の運動誤差は機械 A の 2 倍以上あり, 立型マシニングセンタの機械 D の 2 倍以上あり, 悪かった.

(26) トラニオン型の機械 C はアライメント誤差が機械 A に比べて, 2〜3 倍大きく, 運動精度がかなり劣っていた.

(27) 機械 C は, C 軸駆動用にローラギアドライブ装置を用いた場合には, 旋回軸固有の運動誤差として振幅 6μm 程度のローラ数の 1/2 の山成分をもつ運動誤差が測定された.

第 7 章　テーブル・オン・テーブル型 5 軸制御マシニングセンタの加工性能評価

(28) 単純な円錐形状を加工した場合, 旋回軸と直進軸を用いた加工法の方が直進 3 軸だけを用いた加工法より, 断面の真円度, 稜線の真直度や仕上げ面あらさは良かった.

(29) 複雑断面円錐形状を加工する場合には, 加工時間は直進 3 軸のみで加工した場合には 88.5min かかったのに対し, 旋回軸回転を用いたインデックス同時 4 軸加工の場合には 55.2min となり, 加工時間は 38%減少した.

(30) 複雑断面円錐形状を加工する場合には, 加工されたワークの真円度誤差は直進 3 軸のみで加工した場合には 7.9μm 存在したのに対し, 旋回軸回転を用いた場合には真円度誤差は 4.8μm となり, かなり減少した.

謝　辞

本論文をまとめるにあたり，ご懇篤なるご指導を賜りました大阪大学　竹内芳美教授に深く感謝致します．また，ご多忙中にもかかわらず，本論文の審査をお引き受け頂き有益なご教示，ご助言を賜りました大阪大学工学研究科　高谷裕浩教授，榎本俊之教授に心より厚くお礼申し上げます．さらに，研究を進めるにあたり多くのご助言やご協力を賜りました中本圭一講師にも厚くお礼申し上げます.

本研究の遂行にあたり，所属する株式会社森精機製作所の皆様には多大な援助を頂きました．代表取締役社長　森　雅彦氏，執行役員　藤嶋　誠氏には，ご指導を頂くと共に学位取得の機会を与えて頂きましたことを深く感謝申し上げます.

次に本研究をともに進めていただきました森精機製作所小型開発部の赤井孝行氏，太田秀仁氏，電装部の脇坂宗生氏，小型製造の植田健介氏，秋篠金型研究所の松岡興治氏，塩田浩次氏にも深く感謝の意を表します.

さらに本論文の執筆作業をするにあたり，編集や図表作成の手助けをしてくれた奈良事業所総務の杉田貴子さんにもお礼申し上げます.

最後に，社会人学生としての私を陰ながら支えてくれた家族に心から感謝いたします.

業　績

投稿論文

1. 高山直士，太田秀仁，植田健介，竹内芳美
   “5 軸制御マシニングセンタの精度向上に関する研究
   (トラニオン型とテーブル･オン･テーブル型の運動精度の比較)”
   日本機械学会論文集（C 編），76 巻,772 号，(2010)，PP79-85
   (4 章，5 章)

2. 高山直士，太田秀仁，植田健介，竹内芳美：
   “テーブル･オン･テーブル構造をもつ 5 軸制御マシニングセンタの開発
   (旋回角度がアライメント誤差の推定精度に及ぼす影響)”
   日本機械学会論文集（C 編），77 巻，777 号，(2011)，PP542-548.
   (第 3 章)

3. 高山直士，赤井孝行，脇坂宗生，竹内芳美：
   “5 軸制御マシニングセンタの精度向上に関する研究
   (旋回軸のアライメント誤差の測定とその補正)”
   日本機械学会論文集（C 編）2011 年 3 月投稿.
   (第 6 章)

4. TAKAYAMA,N.，OTA，H.，UEDA，K. and TAKEUCHI,Y：
   “Development of Table-on-Table-Type Five-Axis Machining Center: New Structure and Basic Characteristics”
   IJAT，Vol.5，No2，(2011)，PP247-254.
   (第 2 章)

国際学会発表

1. Naoshi　Takayama
   “Development of Five-axis Machining Center adopting Table-on-Table Type New Structure and Basic Characteristics”
   Proc. 14th ICMT2010，Osaka，CD-ROM (2011)，PP. November 24 2010.
   (第 2 章)

学会発表，雑誌投稿

1. 日本機械学会_第 5 回生産加工工作機械部門_部門講演会
   「小さい機械の開発とその意義」，2004 年 11 月
2. 精密工学会_2005 年度春季大会
   「小さい機械の開発」，2005 年 3 月
3. 日本機械学会_先端技術フォーラム工作機械部門
   「生産性を向上させるコンパクトな機械」，2006 年 6 月
4. ツールエンジニア_9 月臨時増刊号
   「最新のマシニングセンタと周辺装置の活用」，2007 年 9 月
5. 日本機械学会誌_6 月号トピックス欄
   「ダイレクトドライブモータによる 5 軸加工機の高速高精度化」，2008 年 6 月

経　歴

学歴

1976 年 4 月　　青山学院大学理工学部機械工学科入学
　青山学院大学卒業研究：「シニングの切削抵抗，ドリル寿命に対する影響について」（1980 年～1981 年）
1981 年 3 月　　青山学院大学理工学部機械工学科卒業

職歴

1981 年 4 月　　株式会社牧野フライス製作所入社
　「金型自動磨き機」の研究開発（1981 年～1986 年）
　「マシニングセンタによる研削」の研究および商品開発（1987 年～1992 年）
　「マシニングセンタの熱変位抑制手法」の研究（1992 年～1993 年）
　「高精度高能率マシニングセンタ A77」の商品開発（1994 年～1995 年）
　「高精度高能率マシニングセンタ A99」の商品開発（1995 年～1998 年）
2002 年 11 月　　株式会社牧野フライス製作所退社
2002 年 12 月　　株式会社森精機製作所入社
　「横型マシニングセンタ NH4000DCG」の商品開発（2002 年～2003 年）
　「量産部品加工用マシニングセンタ NX2000 シリーズ」の商品開発（2003 年～2004 年）
　「シャフト加工用旋盤 NZ-S1500」の商品開発（2004 年～2005 年）
　「倒立旋盤 NPD1800」の商品開発（2005 年～2006 年）
　「5 軸加工マシニングセンタ NMV5000DCG」の商品開発（2005 年～2006 年）