

博士論文

複合加工機の熱変形評価法の開発とその応用に関する研究

金沢大学大学院自然科学研究科
機械科学専攻

学 籍 番 号 1624032008

氏 名 中西 賢一

主任指導教員名 坂本 二郎

提出年月 平成 31 年 1 月

本論文において使用される主要な記号

- ω_n : 固有角振動数
 k : ばね定数
 m : 質量
 E : ヤング率
 ν : ポアソン比
 ρ : 質量密度
 α : 線膨張係数
 λ : 固体の熱伝導率
 c_p : 比熱
 Pr : 平均プラントル数
 Gr_L : 平均グラスホフ数
 Ra_L : 平均レイリー数
 β : 体積膨張率
 θ_w : 表面温度
 θ_∞ : 雰囲気流体の代表温度
 \overline{Nu}_L : 平均ヌセルト数
 \overline{h}_L : 平均熱伝達係数
 η : 粘度
 ν : 動粘度
 Q : 発熱量
 M : 摩擦モーメント
 μ : 摩擦係数
 P : 軸受に作用する荷重
 d : 軸受の呼び内径
 R : 接触熱抵抗
 δ_n : 平均表面粗さ
 a : 真実接触面積
 A : 見かけの面積
 λ_f : 介在する気体の熱伝導率
 $\Delta u_0, \Delta s_0, \Delta \ell_0$: ベッドの反りによって発生するスライド間の Y 軸方向相対変位量
 $\Delta u, \Delta s, \Delta \ell$: 刃物台および主軸台の変位量

目次

第1章	緒論	1
1-1	研究背景	1
1-2	各産業における工作機械の活躍	6
1-3	複合加工機	9
1-4	複合加工機的设计における熱剛性向上へのアプローチ	11
1-5	研究目的	14
1-6	本論文の構成	14
1-7	参考文献	15
第2章	複合加工機の基本構造	18
2-1	緒言	18
2-2	タレット旋回型複合加工機	19
2-3	マルチタレット型多軸複合加工機	23
2-4	結言	30
2-5	参考文献	30
第3章	刃物台の剛性設計における解析手法の提案	33
3-1	緒言	33
3-2	X軸ストロークでの変形解析評価手法の提案	33
3-3	実験による刃物台の静剛性評価手法	45
3-4	動剛性における解析手法の提案	51
3-5	結言	56
3-6	参考文献	56
第4章	切削力の伝達ループによる機械剛性の推定法の提案	58
4-1	緒言	58
4-2	主軸・刃物台における切削力の伝達ループ	58

4-3	結言	61
第5章	複合加工機の主軸台における熱変形評価手法の提案.....	62
5-1	緒言	62
5-2	主軸回転による主軸台周辺の温度変化解析手法の提案.....	64
5-3	境界条件に関する提案（きさげを用いた場合の接触熱抵抗）	72
5-4	CAE 解析結果とサーモグラフィによる実測との比較.....	77
5-5	結言	79
5-6	参考文献	79
第6章	複合加工機のベッド構造における熱変形解析手法の提案.....	82
6-1	緒言	82
6-2	ベッドの熱変形解析手法と実験による検証.....	85
6-3	複合加工機の熱変形解析における拘束条件.....	91
6-4	結言	96
6-5	参考文献	97
第7章	複合加工機における応用例.....	99
7-1	緒言	99
7-2	刃物台の剛性検証.....	100
7-3	ベッドの構造変更による熱剛性向上と解析結果.....	105
7-4	実験による熱剛性の評価方法の検討と結果.....	110
7-5	結言	114
第8章	結論.....	116
8-1	結論	116
8-2	今後の展望	117

謝辞

第 1 章 緒論

1-1 研究背景

工作機械史上でも最もエポックメイキングといわれるのが、18 世紀の中ぐり盤の完成である。Fig. 1-1 に蒸気機関と工作機械の歴史について示す。18 世紀のイギリスの産業革命を加速させた原動力である蒸気機関は、1712 年、ニューメコンが初めて、炭鉱ポンプ用の蒸気機関を完成した。その際、部品は全て手作業にて作られたとされている。その後、ストーミンの中ぐり盤が開発された。しかし、これで削られたシリンダの精度は、真円度は得られても、円筒度が悪く、長さ 711mm のシリンダで中繰り誤差が 12.4mm もあり、その結果、蒸気機関の効率を著しく落とす結果となった。^[1]

そこで登場するのがジョン・ウィルキンソンの中ぐり盤で、1776 年に改良型を完成することで、精度良く、しかも大量にシリンダを削ることに成功し、それにより 1804 年にワットの蒸気機関が、日の目を見ることになった。また、この中ぐり盤が出来たことで、蒸気機関はシリンダ径 18 インチから 72 インチまで、大型化・高出力化が実現できるようになり、大量輸送時代の幕開けとなる蒸気機関車の開発に繋がった。この中ぐり盤の発明が、産業史を大きく塗り替えた 1 ページと言える。やがて蒸気期間のような外燃機関はエンジンなどの内燃機関へと発展し、今日の大量輸送社会への実現をもたらしている。^[2-7]

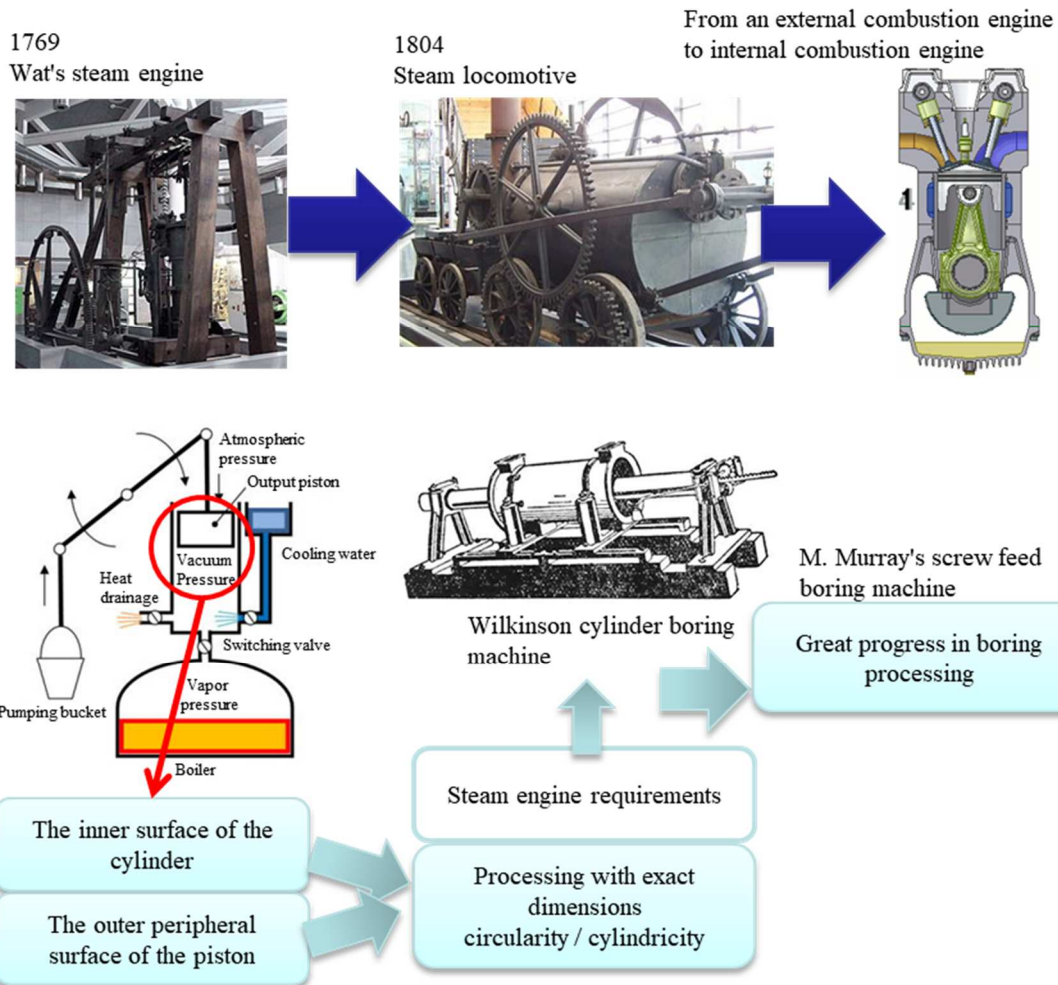


Fig. 1-1 History of machine tools - Steam engine and machine tool -

蒸気機関の発明から1世紀の後，輸送手段は内燃機関へ移り，自動車の需要が急激に高まった．当時の生産形態では，需要に追いつかず，生産システムの大改革がアメリカのフォード社にて行われた．それがT型フォードの誕生である．生産システムの革新としては，1910年にヘンリー・フォードが「(少品種)大量生産」を基本コンセプトとし，「標準化」と「移動組立ライン」という大きく二つの柱を基に確立した生産システムがあった．

この生産システムでは，製品・部品・工程など様々な分野で標準化が行われた．まず，製品は黒のT型フォード車種のみ限定した．車種を限定することで様々な部品を作る必要性はなくなり，部品を標準化することで，一度に大量の部品が作れ，部品のコスト削減につながった．その際に，部品を大量に効率よく作る為

の専用工作機械の導入も行われた。

移動組立ラインが導入される以前は、静止している自動車の周りを労働者が、動いて組み立てていく方式がとられていたが、労働者が静止したままで、未完成の自動車がライン上を動くことによって時間が節約されると考えた。

このアイデアは、シカゴの精肉出荷業者が牛肉の精製に用いていた、天井トrolleyコンベヤから得られた。このような、大量生産を可能にさせる生産システムを構築することによって、コストを最小限に抑えて価格を低下させ、自動車の大衆化を実現させた。

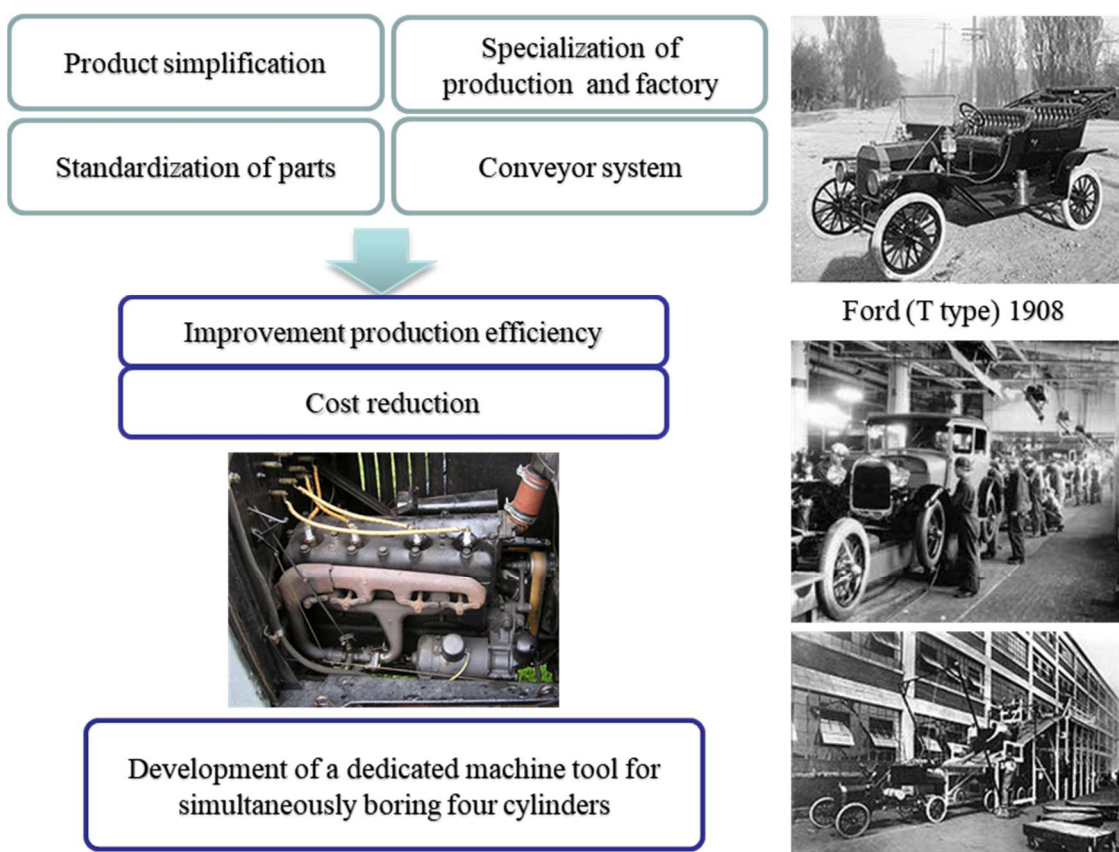


Fig. 1-2 History of machine tools - Mass production society and machine tools -

20世紀も中ごろになり、世界の工業生産が伸びていく中で、家電や自動車産業を背景に工作機械の需要も増加した。その中で産業界での問題が「深刻な人手不足」だった。生産技術の上での「省人化」が望まれ、工作機械はその強力な担い手として脚光を浴びた。とりわけ注目度が高く、さらなる技術革新を促したのが

数値制御 (NC) 工作機械だった。1949 年に MIT にてサーボ機構が開発されたが、未だ研究レベルの代物でしかなかった。それが、1957 年に入り、富士通信機製造 (現在のファナック株式会社) が「テープコントロールによるタレットパンチプレス」を発表した。これが日本における最初の実用化 NC 機械である。翌 1958 年に日本の工作機械メーカーによる NC 工作機械の国産第 1 号機として株式会社牧野フライス製作所とファナック株式会社によって NC フライス盤が試作された。これら NC 工作機械の需要と従来の汎用旋盤やボール盤の普及により、1970 年には工作機械の生産は 3000 億円を突破した。そのような状況の中で、1970 年代後半に登場したコンピュータ NC=CNC の工作機械への応用技術が、日本がコンピュータの本家とも言える欧米水準を大きく凌ぐレベルまで高められた。これが工作機械業界における強力な国際競争力を日本が世界に築いた要因となっている。現在の工作機械の約 90% 以上が NC を搭載した工作機械となっており、NC 化により NC 旋盤やマシニングセンタなどが生まれ、様々な工程の工作機械が NC 化により汎用性を持ち、切削できる部品の種類が急激に増え、それまでの少品種大量生産時代から多品種大量生産へと繋がり、今日の豊かな生活の基盤を作った。

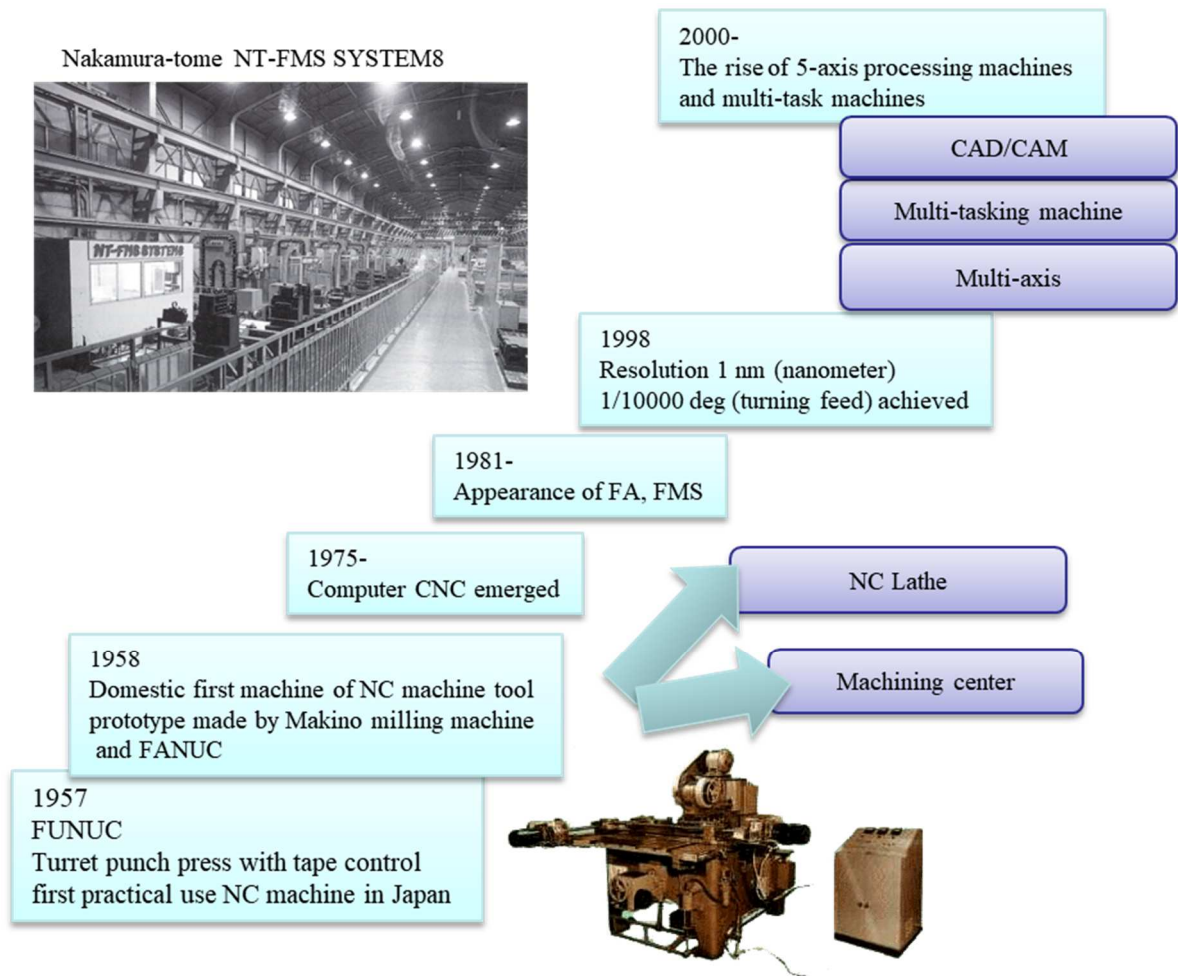


Fig. 1-3 History of machine tools - technological innovation through NC conversion

工作機械の世界市場においては、日本は質・量ともにトップクラスであり、過去27年間は連続世界一を記録していた。(1982-2008)。日本の工作機械の生産高は、2009年のリーマンショックの時に激しく落ち込み、中国、ドイツに抜かれましたが、2010年にはドイツを抜き、世界2位の座を取り戻した。中国は依然1位となっているが、NC装着率が15%と低く、手動の汎用機がほとんどであり、また精度面でも他国に比べ劣る点が現状では多々ある。

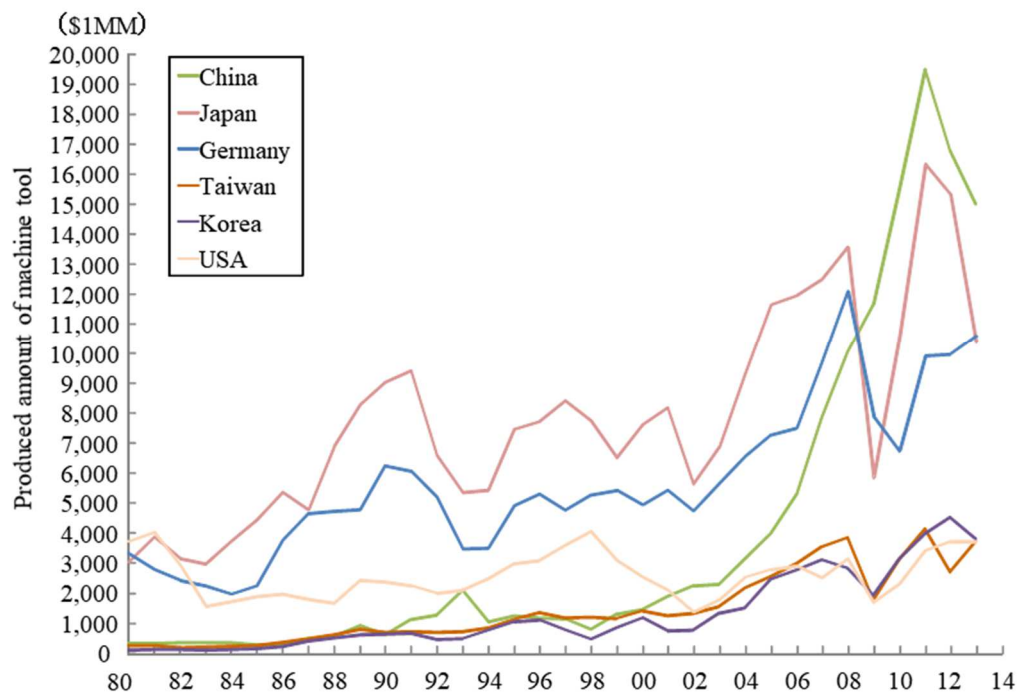


Fig. 1-4 Changes in cutting machine tool production in each country

工作機械は製造業で活躍し、あらゆる産業界に貢献するとともに重要な生産設備であると共に、極めて高度な技術が結集した産業製品である。その為、工作機械メーカーは世界中の様々な製造業と共に幅広い分野の最新技術を駆使し、日々最先端の生産技術や工作機械の開発を続けている。このように、ものづくりをリードしている工作機械だが、工場に設備されている中間設備であり、残念ながら普段の生活の中で、一般ユーザが、直接目にする機会が少ない為、その重要性や技術レベルの高さ、魅力が十分に理解されていない。

1-2 各産業における工作機械の活躍

世界で活躍する日本の工作機械を業界ごとに考察してみると、自動車業界でのものづくりが変化している。製品の多様化にともない、作る部品のロット数が少なくなっている。1ロット 20 万個から 7000 個の小ロット単位での生産設備、すなわち小規模生産システムへと変化している。これまでのトランスファーラインによる生産から、複合加工機による小規模生産、1 台の機械で多品種の部品加工

するフレキシブル生産へと変化しつつあり．トランスファーマシンから複合加工機への転換の動きが既に始まっている．

建設機械には，多くの部品が使われており，また，部品の複雑さからより高度な工作機械によって加工がなされている．そのうちの部品のひとつとして Fig. 1-5 の部品を例にとり説明する．



Fig. 1-5 Parts for construction machinery

この部品は，建機の油圧ポンプの内部にある重要部品である．従来の建機の様
に，ただ向きをかえればいいと言う制御から，建機には『滑らかに・精密に動か
す』事が求められている．パワーショベルで卵をつかんで，割って，卵焼きをつ
くるなど，このような芸当が出来るのも，このような部品があるからである．油
圧操作弁は，「油圧ポンプ」より送り出されたオイルが各種の制御弁に入り，操
作弁を操作することにより，各々の目的アクチュエータ（油圧シリンダ・油圧モー
タ）を作動させる．アクチュエータで要求に合った仕事をさせるとき，その要求
に合うように調整されたオイルを送る役目を油圧制御弁が行なう．この部品の精
度が，そのポンプの制御精度を決定しているといってもよい．

最近，節電問題などでよく話題にでるエネルギー産業でも，工作機械は貢献し
ている．火力発電の要であるタービンプレードでは，タービンは内径側と外径側
で周速度が異なり，タービンプレードで燃焼ガスの膨張エネルギーを効率的に取
り出すためにブレード形状にひねりが加えられ，先端側と根元側で角度が変えら
れている．このため先端部では反動タービンとして，根元部では衝動タービンと
して機能する反動衝動タービン型となっているのが一般的である．タービン部入
口温度が高ければ高いほど出口へ向かう過程での膨張比が大きくなり，エンジン
効率向上する．このためタービンプレードは高温に曝されながら同時に遠心力

や振動に耐えうる能力が求められ、その材質や構造には特別な注力が払われている。このタービンプレードは消耗品である。火力発電用のガスタービン用の動翼は5～10年で交換される。航空機用のタービンプレードは、内部に冷却用の空気を流す穴があけてあり非常に複雑な構造となっている。1200℃の温度に耐え、1万時間以上の寿命を持つ。価格は1枚70万円程度し、1セットで200枚程度あるとすると、全部交換して1億円以上になる。このような高価で高硬度な部品も複合加工機から作られる。

医療技術の発達で事故や病気などで失われた骨、関節等を人工の物と置換する手術が広く行われるようになって来た。これにより、人工骨という製品製造マーケットが出現し、需要は年々拡大している。当初は海外から入って来た技術であり、欧米人に合わせた形であったが、生活様式の違いや骨格の違いで輸入品ではなく、日本人又は個人個人にあわせた人工骨の製作も行われるようになりつつある。このような医療現場の流れは、それを製造する加工技術の進化があつての事である。又、同時に、より安全で優れて、性能が持続する製品の開発も行われている。産学連携、産学官連携で、日本全国で様々な研究開発が行われている。従来、人工骨は、①価格的に高い、②医学的に危険、③日本人の骨格に合わない、など患者さんは経済的、肉体的、精神的に多大な苦痛を強いられてきた。生活様式の違いから例えば、東洋人は正座して関節は折れ曲がった状態になることが多いが、椅子文化の外国では座っても膝関節は90°前後しか曲がる必要がない。また、あぐらをかき場合でも、股関節の角度がヨーロッパでは120度に対して、日本人は135度と稼働域と広い。そんな中、全面加工の複合加工機が登場し、CAD・CAMシステムとの融合が進み、切削刃物の性能が向上する等、医療の進歩の歩幅に合わせて加工技術も日々進歩して行き、そして今では生体医療材料として使われる様々な難削材が難無く加工できるようになり、カスタムメイドのアーティフィシャルボーンが安く・安全に・快適に提供できるようになった。^[8]



Fig.1-6 Example of bio-prosthetic device-related products

1-3 複合加工機

複合加工機とは、従来における NC 旋盤の持つ機能と、MC(マシニングセンタ)が持つ機能の両方を持ち合わせている工作機械の総称であり、機械を複合化することにより、一台の工作機械で、すべての加工を終えることができる工作機械となる。現在では、研削加工やレーザ加工などの多様な加工を組み合わせた複合加工機が出現している。 [9-26]

本研究で対象とする複合加工機は旋盤機能とミーリング機能を併せ持つターニングセンタベースの工作機械とする。

近年の物づくりの傾向である、変種変量、ローコストに対応するには、従来の工程分割方式では作業効率が悪い。そのため、1台の機械で完結できる工程集約型の複合加工機が最適である。また、ターニングセンタベースの複合加工機ならではの機能を使用して、素材から完成品までを1台で完結できる機械が今必要とされている。生体補綴機器がそのような加工要求の代表例である。その特徴は、 β チタンや Co-Cr-Mo のように硬い難削材であること、ボーンスクリューのように細長いものや大腿骨サポートのように斜め穴が要求されるものである。ここ数年、高齢者人口の増加と整形外科手術の進歩により日本、欧州、米国を中心に、人工関節の症例が急増しているために、生産量も中・大量へと推移しつつある。このような加工ニーズは、生体補綴機器関連以外にも自動車産業関連部品、家電情報機器関連部品、医療機器関連部品などの分野でも多い。要するに、精密部品

や超精密部品を多種多量生産しなければならないという社会構造になりつつあることが分かってきた。

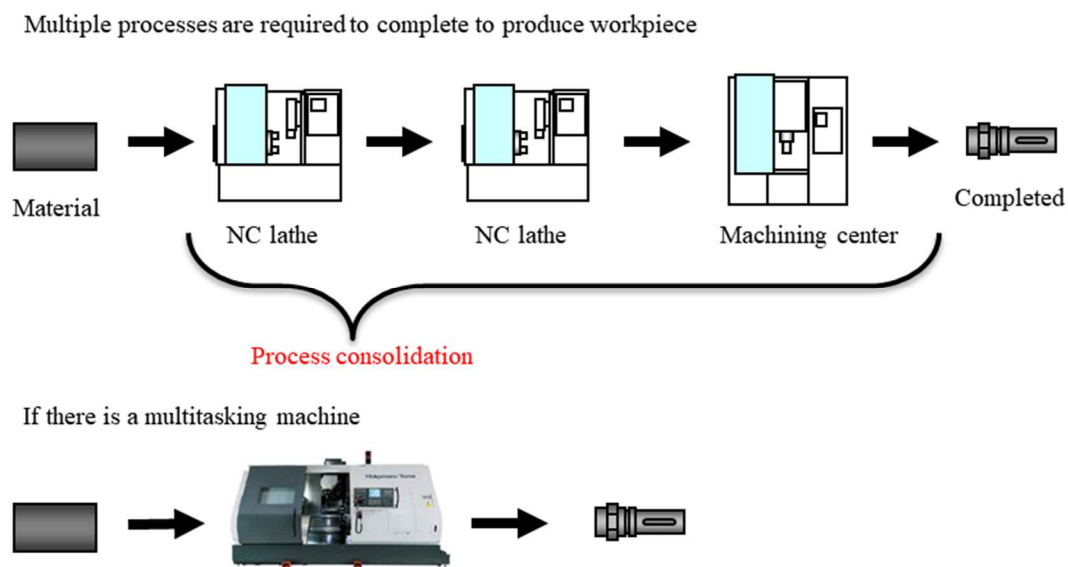


Fig.1-7 Process consolidation by multi-tasking machine based on turning center

複合加工機は多種多様な加工バリエーションに対応すべく、複合化と多タレット化を行うことで、X,Y,Zの3軸直線運動の可能な刃物台にY軸回りに旋回可能な軸であるB軸を付加し、刃物台を工具主軸により構成しATC(Auto tool changer)を搭載したATC型の複合加工機と、チップ to チップを最短にすることが可能なタレット刃物台を複数搭載したマルチタレット型複合加工機で量産性を飛躍的に向上させた複合加工機の開発の方向性を見ることができる。

Abundant variations by combination technology

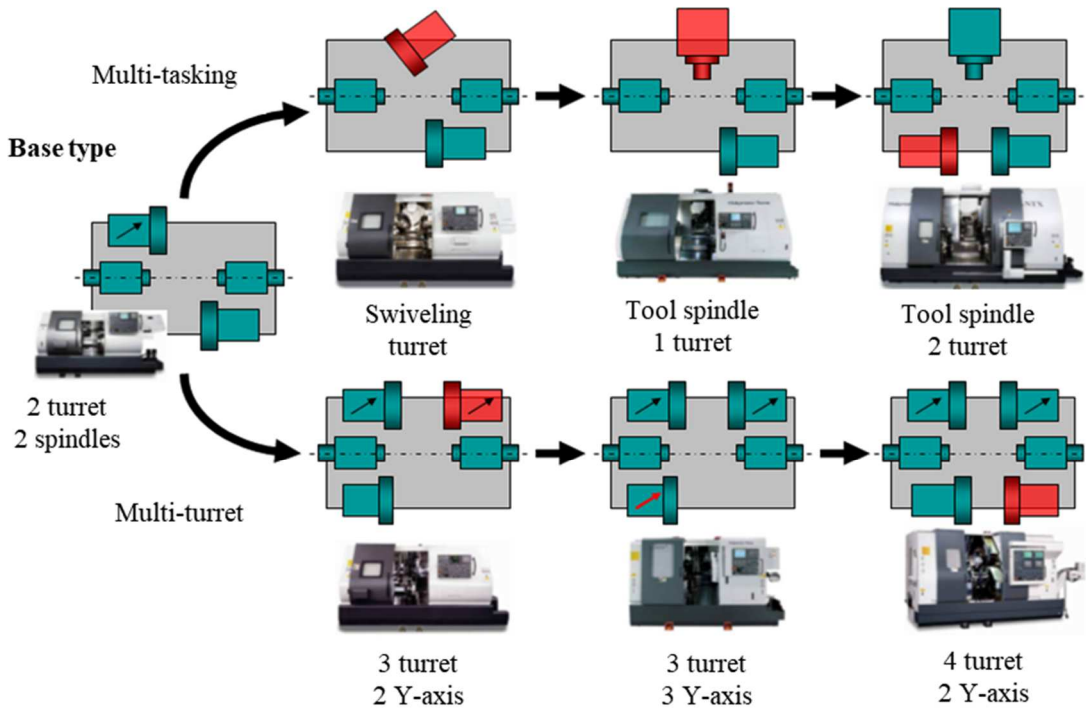


Fig. 1-8 Variation of multi-tasking machine

1-4 複合加工機の設計における熱剛性向上へのアプローチ

複合加工機の熱変形を最小化するための開発設計手法を考える上で、過去の経験から剛性の高い機械は、加工精度もよく熱的にも安定しているとの意見を、多くの加工機ユーザから聞いている。これは単に機械構造重量が大きいから、構造物の熱容量が大きくなり、温度上昇に伴う熱変形に時間遅れが発生しているだけではなく、構造物の曲げ剛性やねじれ剛性が高いために、熱変形しても熱変形を容易に作業者が推定できることから、「熱的に安定している」とのイメージを生むためと考えられる。複合加工機の発展の過程で重要な役割を果たした技術は、加工技術を凝縮させる機械構造のみならず制御技術、特にNC技術である。更に、搬送を主とした自動化技術の進歩無しには現在のような工程集約を可能にした機械の開発は考えられない。そして複合加工機は今後ますます発展していくものと思われる。様々な環境下で稼働し、自動化により長時間高い精度を維持しなければならない。そのため、複合加工機熱の影響を十分に考慮して設計されなければ

ならない。これまでに、工作機械の熱変形に関して数多くの研究が報告されている。[27-31]

この課題は工作機械が抱える大きな問題の一つである。昨今では、運転状況やセンサーなどにより、機械内部の温度を計測し、これらの情報を基に変形を予測し、加工寸法の自動補正が行われている。旋盤ベースの複合加工機にとって、加工ワークの径方向の寸法変化は、主軸台と刃物台との相対距離の変化であり、主軸の熱変形に対して刃物台が追従するような構造設計が熱変形に対しては理想的な設計となる。またマシニングセンタと異なる点は、加工点に近づくに従って構造重量が減少していくマシニングセンタ構造ではなく、ターニングセンタは刃先周辺の重量が大きいことにある。この重量を支えつつ、熱的にも安定した加工精度を維持していくのは非常に難しい課題と言われている。

熱剛性とは、複合加工機における主軸回転による発熱や環境温度の変化により、機械構造が熱変形を発生した際の工作物への加工精度への影響を表すものであり、熱剛性が高い機械ほど機械稼働時の寸法変化量が少ないことを表している。

よって、熱剛性向上のためには、①機械構造の高剛性化、②主軸台やベッドなどの構造体の熱変形抑制が必要である。本論文ではこの2つの設計アプローチに対して解析技術を用いた設計手法と実験を通じたその評価結果について述べる。

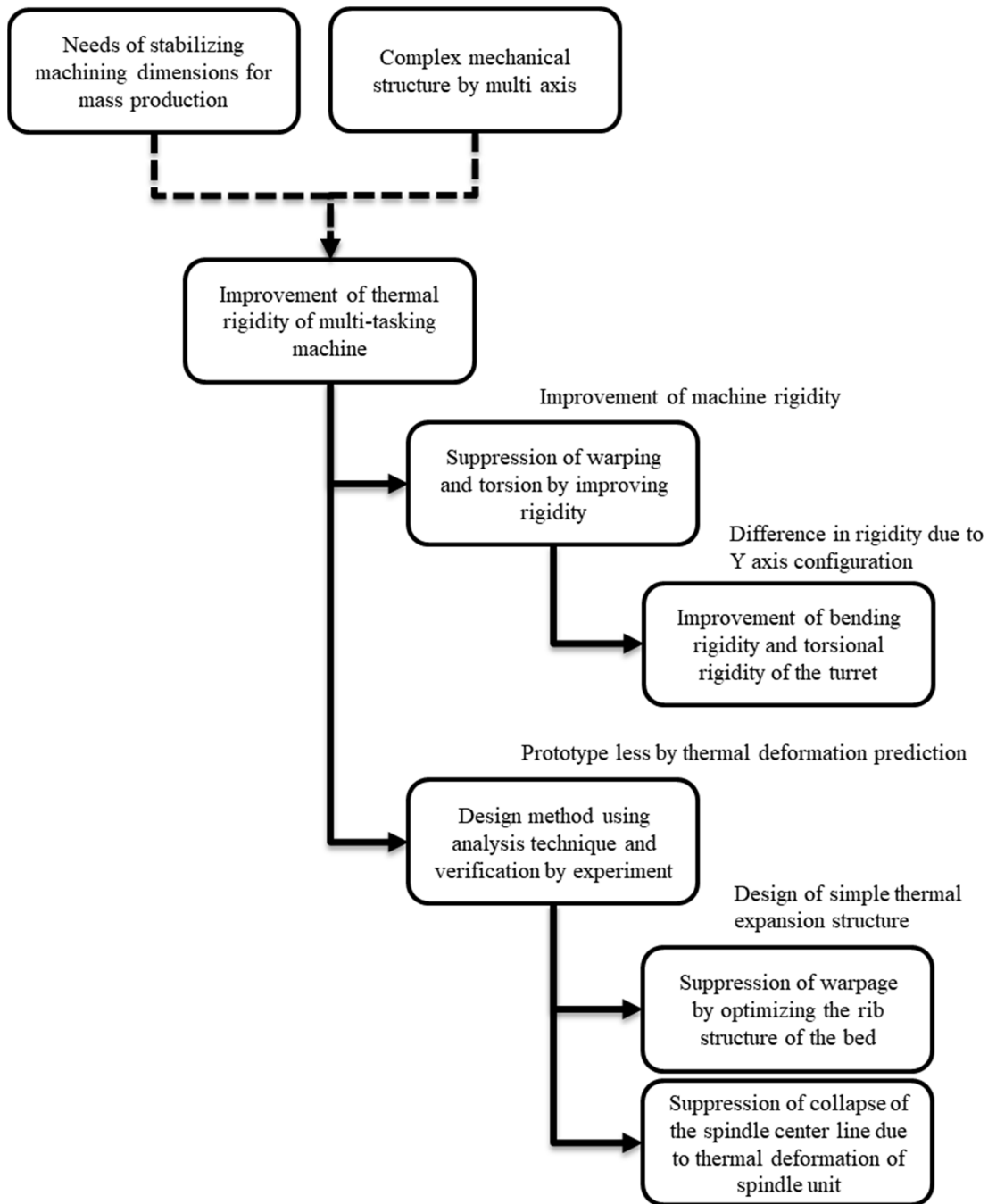


Fig. 1-9 Approach to improvement of thermal stiffness in multi-tasking machine

1-5 研究目的

本研究では，複合加工機の熱変形評価法の開発とその応用に関する研究を行う．最初に，複合加工機の設計に関連して，熱剛性を有する工作機械には高い静剛性が必要であるとの観点での検討を行う．これについては，多軸複合加工機における刃物台の静剛性の向上について検討した結果を示す．次に，熱剛性の観点から構造設計における解析手法と実験手法との比較を行い，それらの検討結果に基づき，工作機械の高剛性・高熱剛性化への設計手法について，以下の技術開発および開発手法を提案する．

- (1) B 軸回りに旋回可能なタレット刃物台における高剛性刃物台の開発と解析手法の提案
- (2) 多軸複合加工機の刃物台の案内構造の構成と機械剛性との関係の検証
- (3) 複合加工機の主軸台における熱変形評価手法の提案
- (4) 複合加工機のベッド構造における熱変形解析手法の提案

1-6 本論文の構成

本論文は第 1 章の緒論から第 8 の結論の全 8 章で構成されている．以下に各章の概要を示す．

第 1 章「緒論」では、工作機械の歴史や工業生産に対する重要度，工作機械における世界の中の日本の位置付け，現状の課題，本研究の目的について述べる．

第 2 章「複合加工機の基本構造」では，本研究での研究対象である複合加工機の基本構造について述べる．

第 3 章「刃物台の剛性設計における解析手法の提案」では複合加工機の中でも，独自の進化を遂げた旋回タレット型複合加工機の開発において，工作機械に求められる機械剛性と機械構造との関係について，解析および実験による検証を示す．また，X, Y, Z 軸の 3 軸を有する刃物台において軸の案内構造の違いによる機械剛性を実験により明らかにし，より剛性の高い案内構造を提案する．

第 4 章「切削力の伝達ループによる機械剛性の推定法の提案」では，複合加工

機における構想設計段階での剛性値の推定法として有効であると考えられる推定法について提案する。

第5章「複合加工機の主軸台の熱剛性向上」では，複合加工機の主軸の回転中に発生する熱により主軸台がどのように変形するかについて解析と実験を行い比較検証する。

第6章「複合加工機のベッド構造における熱変形解析手法の提案」では，工作機械で最も基礎となるベッド構造の熱変形解析手法について，より精度の良い解析手法を提案する。

第7章「複合加工機における応用例」では，複合加工機を本論文で提案する設計手法を基に実際に設計，試作し，その複合加工機に対して解析と実験の両面から熱剛性を評価して設計手法の有効性を検証する。また，加工状況を反映した熱剛性の評価方法についても提案する。

最後に，第8章「結論」では，本論文の結論を述べる。

1-7 参考文献

- [1] 宮崎正吉，工作機械を創った人々，マシニスト出版，pp.13-28，1982
- [2] 日本機械学会，機械工学便覧“加工学・加工機器”応用編，日本機械学会，pp.119-137，1984
- [3] 伊藤鎮，本田巨範，竹中規雄，新編工作機械，養賢堂，pp.23-52，1966
- [4] 佐野清人，自動化のための切削加工技術，日刊工業新聞社，pp.113-126，1974
- [5] 開発社，篠崎襄，広田平一，加工の工学，pp.171-193，2000
- [6] 長尾克子，工作機械技術の変遷，日刊工業新聞社，pp.317-338，2002
- [7] (社)日本工作機械工業会 工作機械技術専門委員会編，工作機械の設計学(応用編)，(社)日本工作機械工業会，pp.12-19，2007
- [8] 伊東 誼，工作機械の利用学，(社)日本工作機械工業会，pp.43-60，2014
- [9] F.KOENIGSBERGER 著，塩崎進訳，工作機械の設計原理，養賢堂，pp.41-68，1966
- [10] F.KOENIGSBERGER, J.TLUSTY 共著，塩崎進，中野嘉邦共訳，工作機械の力

- 学，養賢堂，pp.21-141，1972
- [11] 清水 伸二，初歩から学ぶ工作機械—共通な基本構造と仕組みがわかる，大河出版， pp.116-199，2011
- [12] (社)日本工作機械工業会，やさしい工作機械の話，日本工作機械工業会事務局，pp.25-31，2012
- [13] Yusuf Latinas, MANUFACTURING AUTOMATION, CAMBRIDGE UNIVERSITY PRESS, pp.125-186, 2012
- [14] 伊東 誼，工作機械にみる技術の系譜，日本工業出版，pp.34-44，2014
- [15] 伊東 誼，工作機械の利用学，日本工業出版，pp.127-150，2015
- [16] 伊東 誼，工作機械の知られざる物語，株式会社スマッシュ，pp.31-54，2014
- [17] 工作機械研究会，機械工作ハンドブック，養賢堂，pp.1-41，1970
- [18] 雇用・能力開発機構 職業能力開発総合大学校，機械工作法，pp.12-64，2003
- [19] 日刊工業新聞社，日本機械学会編，生産加工の原理，pp.49-64，2004
- [20] 伊東誼，水野順子，工作機械産業の発展戦略 日独並の実力，工業調査会，pp.69-99，2009
- [21] 平井三友，和田任弘，塚本晃久，機械工作法（増補），コロナ社，pp.88-90，2005
- [22] 日刊工業新聞社編，現代からくり新書工作機械の巻—NC 旋盤編—，日刊工業新聞社，pp.20-48，1998
- [23] 斎藤勝政，酒庭秀康，渡辺強，ベテラン技術者が教える機械加工現場ノウハウ100選，日刊工業新聞社，pp.154-176，2008
- [24] 井上孝司，Petro Abraha，酒井克彦，生産加工学—ものづくりの技術から経済性の検討まで—，コロナ社，pp.139-141，2014
- [25] 西嚙祐，機械加工現場診断シリーズ①旋削加工，日刊工業新聞社，pp.1-19，2006
- [26] ニュースダイジェスト社編，はじめての工作機械副読本，ニュースダイジェスト社，pp.205-225，2009
- [27] 尾田 十八 ， 久保田 隆司 ， 山田 耕二，2層弾性体の軸対称接触問題に

- 対する近似解法, 日本機械学会論文集 A編 Vol. 57, No. 541, pp.2014-2021, 1991
- [28] 尾田 十八 , 水上 孝之 , 服部 誠, ニューラルネットワークによる弾性接触応力分布の推定法, 日本機械学会論文集. A編 58(552), pp.1524-1529, 1992
- [29] 矢生 晋介 , 北 正知 , 清水 伸二, 結合部の接触熱特性が複合加工機熱変形挙動に及ぼす影響, 精密工学会学術講演会講演論文集 2008S(0), pp. 611-612, 2008
- [30] 上原 一剛 , 小幡 文雄 , 鶴田 洋 , 岡本 尚機, 工作機械の熱変形低減に関する研究 接触面の熱遮断効果に及ぼす断熱材の影響(OS3 最新工作機械), 日本機械学会生産加工・工作機械部門講演会 : 生産と加工に関する学術講演会 2004(5), pp.31-32, 2004
- [31] 福島 丈雄, 鋼帯に対するロールの接触と熱変形の数値解析, 三菱重工技報 30(4), pp.347-350, 1993

第2章 複合加工機の基本構造

2-1 緒言

消費者ニーズの多様化や個体差対応製品生産の加速化により，多品種でありながら大量生産を実現できる，あるいは，小・中量生産であっても量産効果が得られる工作機械や生産システムへの要求が高まってきている．人工骨などの部品はそのような加工要求の代表例である．取付けねじでさえその形状・寸法に規格はなく，さらに，医師の要求に応じた製品開発が各社でなされているため，基本的に多品種である．ここ数年，高齢者人口の増加と整形外科手術の進歩により日本，欧州，米国を中心に，人工関節の適用事例が急増しているために，生産量も中・大量へと推移している．^[1-3]

これらの部品の加工要求に加えて，高精度・高品質・高生産性という生産の基本要求を満たす工作機械の設計が必要とされており．これまでも工作機械の最適構造に関する研究が行われてきた．^[4-22] 本章では，前章で述べた工作機械の複合化のバリエーションにおいて工具の本数を増やして加工可能なワークの種類を増やすことのできる刃物台に旋回軸を有した複合加工機と，タレット刃物台の数を増やして工具交換時間を限りなく短くしたマルチタレット型複合加工機のそれぞれについて，機械構造とその特徴を明らかにする．

一般的に，複合加工機とは NC 旋盤が有している旋削加工とマシニングセンタが有しているミーリング加工の両方の加工機能を合わせもつ工作機械のことで，旋削とミーリングの工程を集約することで複数機械を有しなくても 1 台ですべての加工を完結できる工作機械である．最近では，研削加工やレーザ加工など全く新しい工程を付加させた超複合加工機も現れるようになり，今後複合加工機分野は発展することが期待されている．様々な複合加工機が存在している中で，2つの種類の複合加工機を本論文では取り上げているが，それらは前章で述べた複合加工機のバリエーションの中の 2 つである．Fig. 2-1 に，それぞれの複合加工機の位置づけを示す．

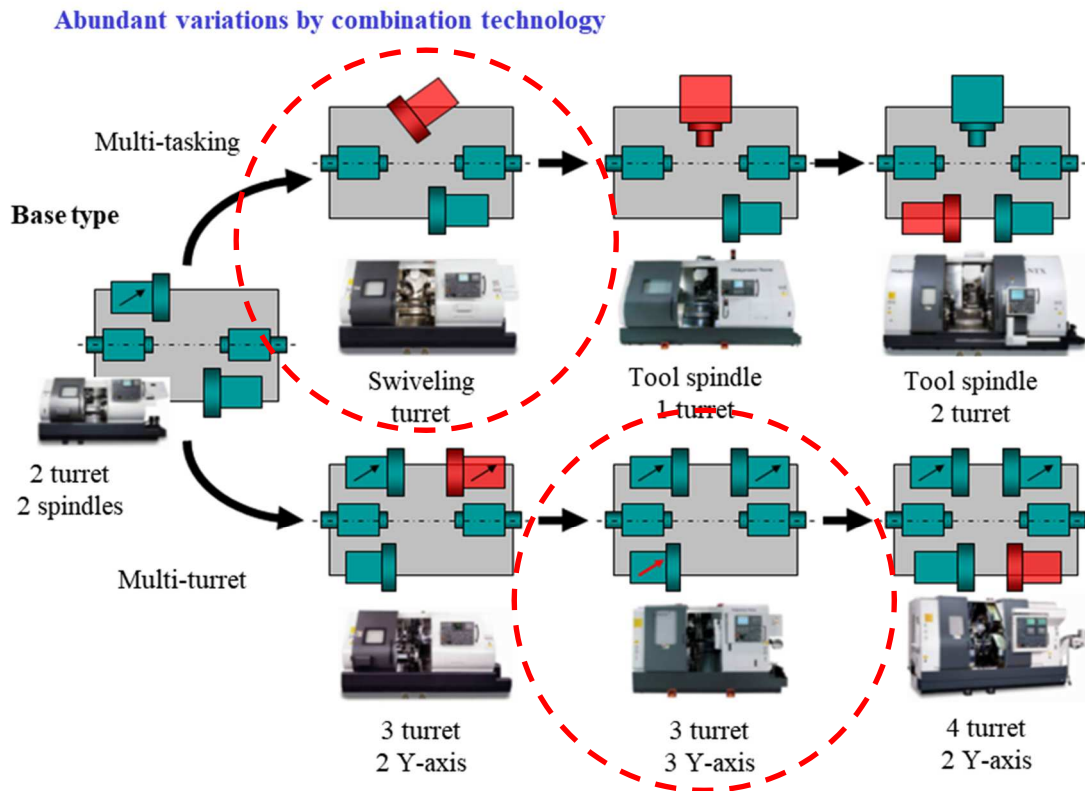


Fig. 2-1 Two type of multi-tasking machine in variation of multi-tasking machine

一つは複合化で使用できる工具の本数を増やすために X, Y, Z 軸に加え、Y 軸回りの回転軸である B 軸機構を合わせた 4 軸を搭載した複合加工機であり、もう一つは多タレット化による量産性を向上させるために X, Y, Z 軸の直線 3 軸運動のできるタレット刃物台を 3 つ有した複合加工機である。本章ではその複合加工機の機械構造について述べ、その特徴を明らかにする。

2-2 タレット旋回型複合加工機

筆者らは多品種少量生産・省力化・リードタイム短縮・生産性向上への高い要望に対応するために、左右に主軸を配置し、上下に刃物台を構成している量産型複合加工機 WT-150 (中村留精密工業㈱製) を開発した。この複合加工機は Fig. 1-8 のベースマシンに当たる。これは上下の刃物台が左右どちらの主軸に対しても加工することが可能で加工時間を著しく短縮することができることから、市場より高い評価を得た。

その後、さらなる工程集約の追究のため高精度・高剛性・高速化・斜め穴加工に対応し、多品種でありながら大量生産を実現できる工作機械への要求が高まってきた。その中でも我々は特に剛性の向上に着目した。複合化と多軸化による加工性能の向上に伴う機械剛性の損失は工作機械メーカーの抱える長年の課題である。我々はその課題を解決すべく新たな旋回型タレット刃物台を有する多軸複合旋盤の開発を行うこととした。タレット旋回型複合加工機の外観を Fig. 2-1 に、基本構造を Fig. 2-2 に示す。また軸移動に関する仕様を Table 2-1 に示す。

Fig. 2-2 に示したように、開発したタレット旋回型複合加工機では、対向する2つの主軸、X, Z 軸方向に移動可能な下タレット刃物台を1つ、そして、今回新規に設計・開発した X, Y, Z 軸方向に移動可能かつ B 軸（Y 軸回り）旋回が可能な旋回型タレット刃物台を搭載している。それぞれの軸は NC からの指令を受けたサーボモータからの回転動力を、直線軸についてはボールネジを介して直線運動させ、B 軸についてはローラーギヤカムを介して旋回駆動している。

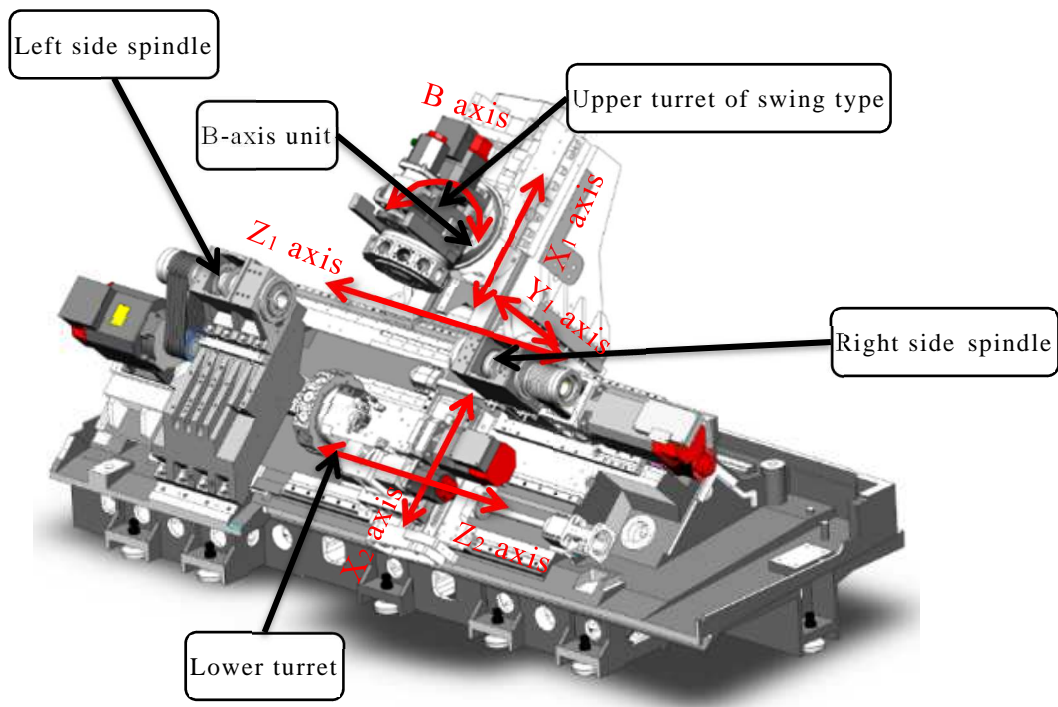


Fig.2-2 Multi-axis machine with B-axis rotary turret (Super NTJ)

Table 2-1 Specification of axis travel with B-axis rotary turret type multi-tasking machine

Axis travel	
Slide travel X ₁ , X ₂ axis	345 mm, 167.5 mm
Slide travel Z ₁ , Z ₂ axis	1,240 mm, 685 mm
Slide travel Y ₁ axis	90 mm
B-axis positioning range	182°

任意な角度で斜め穴加工を実現させるために、旋回型タレット刃物台の旋回範囲は±91°を有している。タレット刃物台にX, Y, Z, Bの軸構成を有することで、従来、工程を分割して加工していた多面傾斜加工や全周輪郭加工を完全自動化し、様々な加工の要求に即応できるようになっている。

Fig. 2-3にB軸を有していないタレット型複合加工機とB軸を有しているタレット旋回型複合加工機に必要な工具の例を示す。左図はB軸を有していないためにワークに斜め穴を加工する際には、内部のギヤによって刃具の回転動力を伝達できる専用のホルダー（アングルホルダ）を用意しなければならない。そのアングルホルダは非常に効果的であるが、角度および加工ツール毎に用意しなければならない。加工コストが掛かる原因となっている。ギヤを介しているため、使用できる工具の径に制限があることなどデメリットが多い。

Fig. 2-3のように、旋回型タレットを搭載することによって、通常旋盤で用いられている斜め加工に使用するために必要な、高価なアングルホルダが不要になる。また、角度と刃具の数だけ必要となるアングルホルダのタレットへの着脱時間も短縮できる。またタレットでの工具割り出しにより、工具交換時間が極めて短くできることからチップ・ツー・チップ、ツール・ツー・ツールの時間が極めて短くなり、最終的に、省コスト、省リードタイムの実現が可能となる。

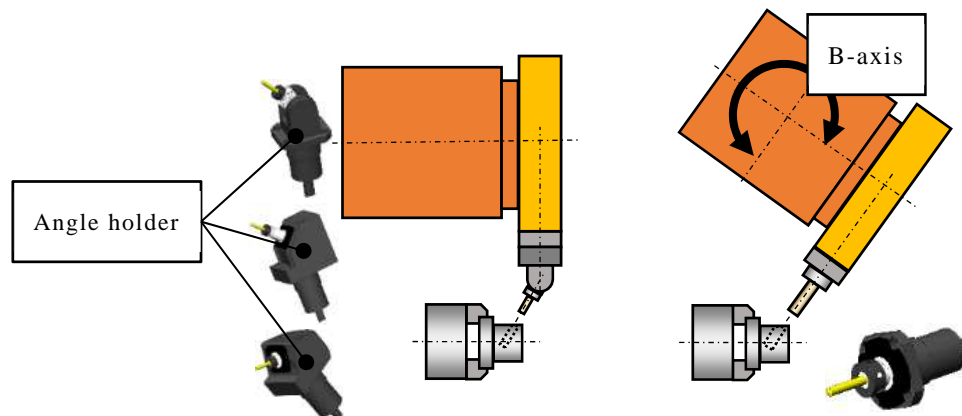


Fig. 2-3 Turret without B axis and turret with B axis

2-3 マルチタレット型多軸複合加工機

ターニングセンタベースの複合加工機の基本構造は、ベッド、主軸台、刃物台の3つに分類される。本研究に使用している複合加工機は機械正面に対して、左右に主軸を有している。左主軸台とベッドはボルトにて強固に締結されているが主軸台とベッドの締結面にはきさげ加工が施されており、非常に強固で精密に組み付けられている。このきさげ加工を行うことにより、組み立てられた主軸の回転中心線と横送り台の送り軸との同軸度が保たれ、さらに主軸台・ベッドとの接触面積が増加することで機械剛性が高められている。

複合加工機は、多軸化が進んでおり、X、Y、Zの3軸直線移動とZ軸回りの主軸回転のC軸とを合わせて、4軸同時制御にて様々な形状を加工することができる。その場合、刃物台には3軸に運動可能な機構を設ける必要がある。X、Y、Z方向の移動を可能にする複合加工機の外観を Fig. 2-4 に、軸構成を Fig. 2-5、軸移動に関する仕様を Table 2-2 に示す。

各送り軸は、滑り案内、または転がり案内によって軸方向に案内され、その駆動はサーボモータの回転トルクをボールねじが直動運動に変換して、スライドの前進・後退を行っている。



Fig. 2-4 Multi-turret type multi-tasking machine NTY³-100 and spec of axis travel

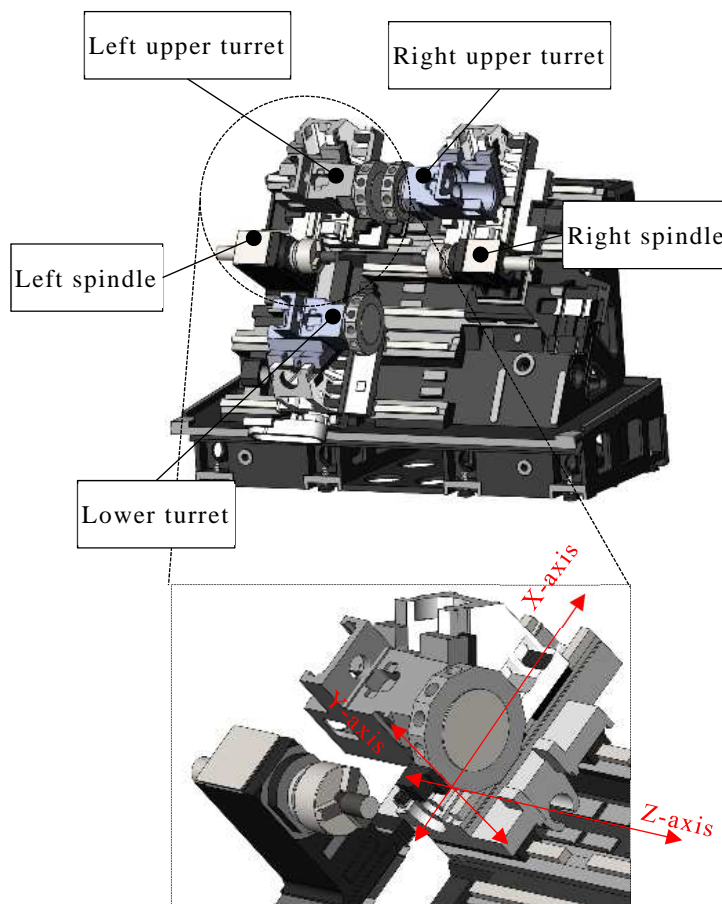


Fig. 2-5 Basic structure of multi-turret type multi-tasking machine

Table 2-2 Specification of axis travel of multi-turret type multi-tasking machine

Axis travel	
Slide travel X_1, X_2, X_3 axis	135 mm, 150 mm, 135 mm
Slide travel Z_1, Z_2, Z_3 axis	245 mm, 227 mm, 560 mm
Slide travel Y_1, Y_2, Y_3 axis	84 mm, 84 mm, 65 mm

このタレット型複合加工機の特長は、3つのタレット刃物台がX, Y, Z軸の3つの直線軸を有しており、3次元に刃先を運動させることができることと、下刃物台が、左右どちらの主軸に対しても加工が可能なことである。左右の主軸にワークを把持し、主に右主軸で完成品になったワークは機外へ搬送装置によって排出され、左主軸で加工されたワークを右主軸が前進することで、右主軸で掴みかえ、ワークの反対面を加工する。左右の上刃物台がそれぞれ左右の主軸に把持されたワークを加工するが、どちらかの主軸で加工が先に終了した場合には、次の搬送もしくは、掴みかえ動作までの間、加工はしない時間が発生する。その加工しない時間を最小化するために、下刃物台が加工を支援する。それによって、全ての刃物台が連続して加工を行えるようになり、加工リードタイムの短縮を図ることができる。つまり、量産性を追求した複合加工機となっている。

その複合加工機においては、加工点付近にタレット旋回割り出し機構を内蔵した刃物台を軸移動させる必要があるが、加工点に最も近い軸はY軸である。複合加工機におけるY軸の構成については、2つのパターンがある。その構造をFig. 2-6およびFig. 2-7に示す。1つ目のパターンはX軸に対して垂直方向にY軸の案内面が形成されている直交型Y軸構造、もう1つが、X軸に対して傾斜軸を有したY'軸を設け、Y'軸の移動量と事前に計測されているX軸とY'軸をなす角度によって求められるX軸の移動量を同期させてY軸を位置決めする合成型Y軸構造とがある。直交型Y軸構造においては、組立工程にてX軸スライドとY軸コラムにおける擦り合わせによって、直角度を手作業で調整して組み付ける必要があるが、合成型Y軸については、X軸とY'軸の角度が判っていれば、位置は計

算によって求まるため、Y'軸の精度出しの作業自体が必要無いというメリットがある。これら2つの軸構成が機械剛性に与える影響について実際に刃物台を製作し、検証を行った。

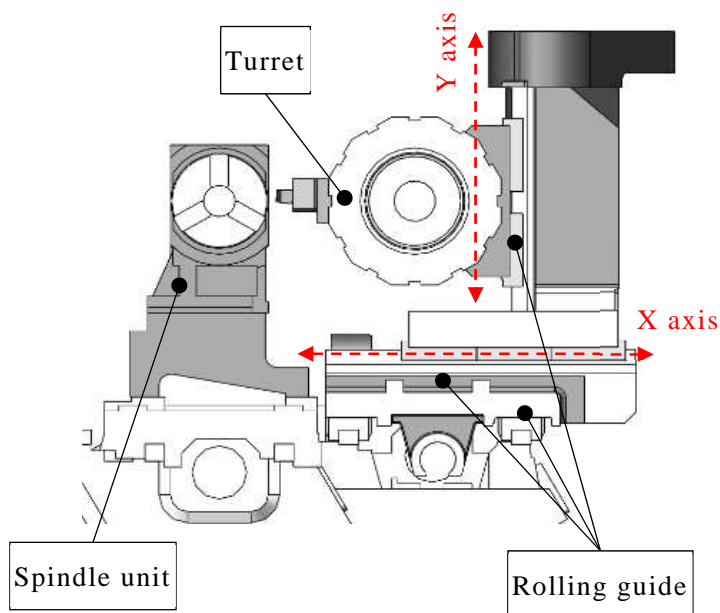


Fig. 2-6 Turret structure with orthogonal Y axis

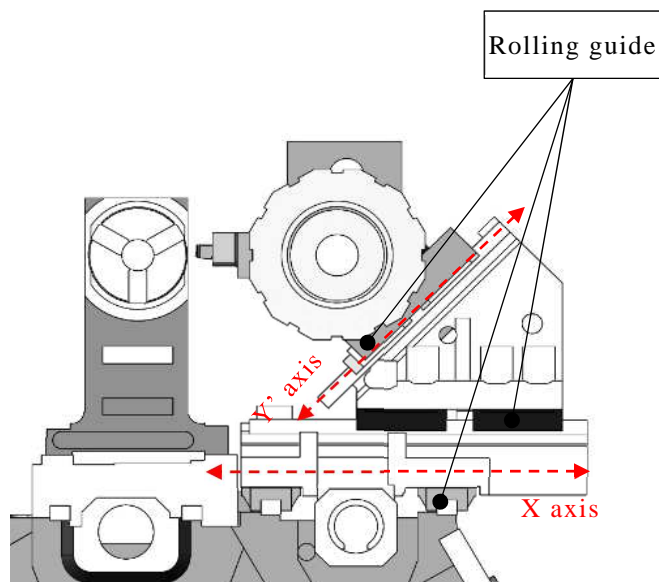


Fig. 2-7 Turret structure with synthetic type Y axis

次に、加工点に最も近い軸である Y'軸に、転がり案内を用いた場合と、滑り案内を用いた場合について、実際に試作して検証した。それぞれのモデルを Fig. 2-8 および Fig. 2-9 に示す。

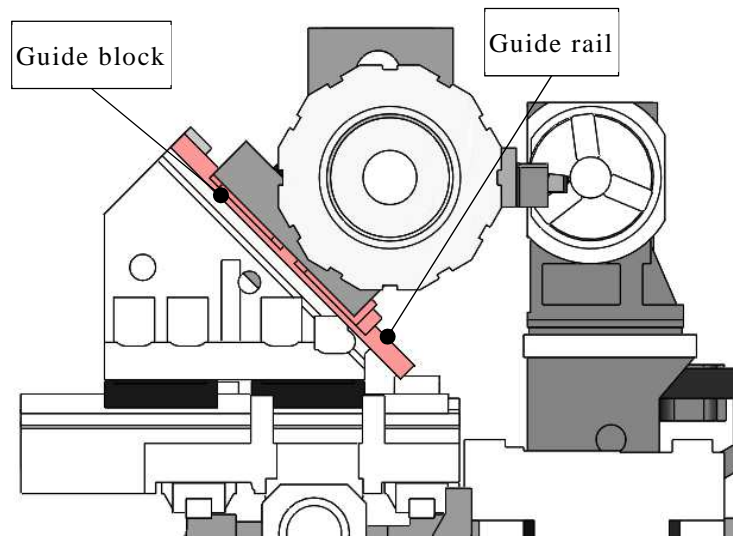


Fig. 2-8 Structure using rolling guide for Y' axis guide

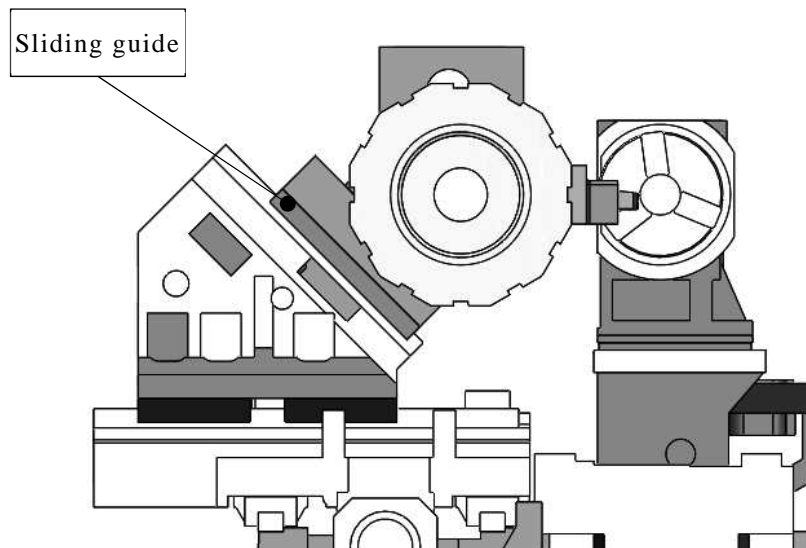


Fig. 2-9 Structure using sliding guide for Y' axis guide

マシニングセンタの機構は刃物台については加工点に近づくに従い移動物重量は小さくなる。ターニングセンタベースの複合加工機は、それとは異なり、重量のあるタレットを回転させる機構を加工点付近に設けており、加工点近くに大きな重量物を配置している。よって、案内機構の設計の考え方が全く異なる。送り機構に滑り案内を用いるか、転がり案内を用いるかについては、それぞれの特長に合わせてどちらを採用するか決定している。今回開発した刃物台の横送り台（Z 軸）には、転がり案内を用いている。これは、滑り案内に比べて転がり案内

の方が移動速度を飛躍的に向上することができるためである． Fig. 2-10 に複合加工機の刃物台に使用されている転がり案内と滑り案内の写真を示す．

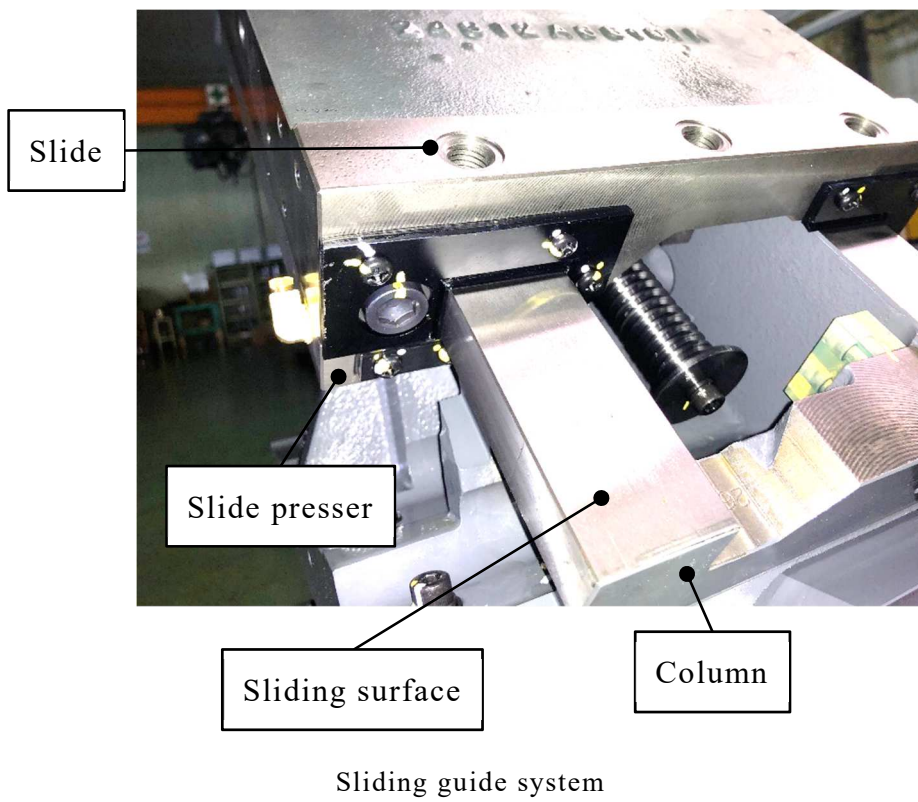
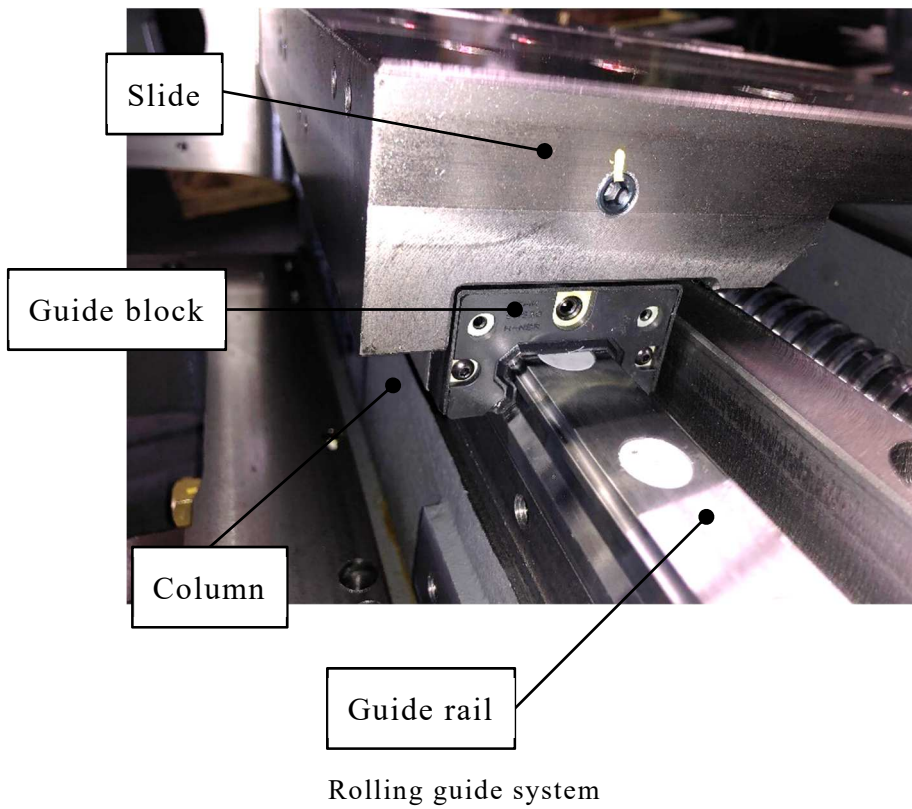


Fig.2-10 Guidance system with rolling guide or sliding guide

本研究に用いている複合加工機の開発コンセプトは、省スペースでしかも多軸、さらには高い剛性を有していることである。複合加工機市場においても、この開発コンセプトは認知度が非常に高い。複合加工機を開発する中で、多軸化による機械剛性の低下を防ぎながら、限られた空間内において剛性の高い機械構造を実現させるためには、CAEを用いた解析技術を取り入れ、その解析結果を設計にフィードバックをしながら、より質の高い機械構造を作り上げることが重要であると考えられる。

2-4 結言

前章で述べた工作機械の複合化のバリエーションにおいて工具本数を増やして加工可能なワークの種類を増やすことのできる刃物台に旋回軸を有した複合加工機と、タレット刃物台の数を増やして工具交換時間を限りなく短くしたマルチタレット型複合加工機のそれぞれについて、機械構造とその特徴および案内機構に関する設計の考え方を明らかにした。

2-5 参考文献

- [1] 新野秀憲, 工作機械の最先端技術 高速・高精度・複合化手法, 日本機械学会, pp.181-203, 1988
- [2] (社)日本工作機械工業会 工作機械技術専門委員会編: 工作機械の設計学(応用編), (社)日本工作機械工業会, pp.12-19, 2007
- [3] 伊東 誼, 工作機械の利用学, (社)日本工作機械工業会, p43-60, 2014
- [4] 鬼鞍宏猷, 械製作要論, 養賢堂, pp.260-287, 2016
- [5] 竹内 芳美, 多軸・複合・高機能・超精密加工機の最新の動向について, 精密工学会誌, 2012年78巻9号, pp.735-739, 2012
- [6] Hidenori Shinno, Hayato Yoshioka, and Hiroshi Sawano, A Framework for Systematizing Machine Tool Engineering, Int. J. Automation Technology Vol.7 No.6, pp.760-768, 2013
- [7] Masamitu Nakaminami, Tsutomu Tokuma, Toshimichi Moriwaki, and

- Keiichi Nakamoto: Optimal Structure Design Methodology for Compound Multi-axis Machine tools I, Int. J. Automation Technology Vol.1 No.2, 2007
- [8] Nobuhiro Sugimura, Shigeru Ueno, Nozomi Mishima and Soichi Hachiga: Design and Evaluation of a New-Type Multifunctional Machine Tool - Functional Requirements and Design -, Journal of Robotics and Mechatronics, Vol.9, No.6, pp.427-433, 1997
- [9] Gen Tashiro, Ryuta Sato, Keiichi Shirase: Mathematical Model of Machine Tools to Analyze Coupled Vibration of Machine Structure and Feed Drive Systems, Proceedings of JSPE Semestrial Meeting 2013, pp.715-716, 2013
- [10] Toshiyuki Muraki, Agile Manufacturing System by Multi-Tasking Machine, Journal of the Society of Instrument and Control Engineers 52(1), pp.47-52, 2013
- [11] Yoshitaka Morimoto, Hiroyuki Yamamoto, Tadashi Yamamoto, Tomonori Arai, Masahiko Kakumoto, Study on process analysis method for NC multitasking machine tools, Proceedings of International Conference on Leading Edge Manufacturing in 21st century (LEM21), 2013
- [12] 村木 俊之, 複合加工機とその加工技術, Journal of Society of Automotive Engineers of Japan 62(6), pp.69-74, 2008
- [13] 水門 正良, 工作機械におけるグローバル化(〈特集〉グローバル化と精密工学), 精密工学会誌 74(1), pp.20-24, 2008
- [14] 若園 賀生, 太田 浩充, 小野 直人, 古畑 鉄朗, 長濱 貴也, 量産部品の超工程集約を実現するニューコンセプトマシン, 日本機械学会生産加工・工作機械部門講演会 : 生産と加工に関する学術講演会, 2008
- [15] 高田 芳治, 村木 俊之, 長江 昭充, 変種変量生産のための高速高能率加工技術, Journal of the Society of Instrument and Control Engineers 46(7), pp.511-516, 2007
- [16] 堤 正臣, 世界一の生産額を誇る工作機械 : 最先端の工作機械技術, 精

- 密工学会誌 73(1), pp. 15-18, 2007
- [17] 長江 昭充, 複合工作機械の開発動向, 2005年度精密工学会春季大会, 精密工学会学術講演会講演論文集, pp. 695-696, 2015
- [18] 中西 賢一, 複合加工機の最新技術動向, 精密工学会学術講演会講演論文集 2008A(0), pp. 13-14, 2008
- [19] 中西 賢一, 量産型複合加工機の開発, 日本機械学会北陸信越支部総会・講演会 講演論文集 2012. 49(0), pp. 081001-081002, 2012
- [20] 小泉 明, 中村 暢秀, 島津 利卓, 嶋田 和昌, 複合工作機械「NTJ-100」の開発, 日本機械学会北陸信越支部総会・講演会 講演論文集 2013. 50(0), pp. 111101-111102, 2013
- [21] 森本 喜隆, 山本 宏幸, 山本 正, 荒井 智則, 覚本 雅彦, NC複合工作機械の生産性向上に関する研究, 日本機械学会生産加工・工作機械部門講演会 : 生産と加工に関する学術講演会 2012. 9(0), pp. 101-102, 2012
- [22] 沢田 学, 北陸における工作機械の設計と開発事例, 設計工学 32(6), pp. 221-224, 1997

第3章 刃物台の剛性設計における解析手法の提案

3-1 緒言

これまでも複合加工機における静剛性あるいは動剛性が加工精度に及ぼす影響に関する研究が数多くなされている。[1-12]

本章においては、タレット刃物台を有した複合加工機でありながら、斜め穴加工ができるタレット旋回軸を有した複合加工機を対象にして、まず、B軸（Y軸回り）を刃物台に追加することによる利点について述べ、弱点とされる軸追加による剛性の低下を解析・実験を通じて明らかにする。さらに、刃物台の剛性を向上させるための設計手法として、X軸が移動した際の刃物台の変形量を解析によって求め、それを減少させることで、機械剛性を高めることができることを解析・実験を通じて明らかにする。また、動剛性においても周波数応答解析と試作した刃物台を用いたインパルス加振による周波数応答との比較を行うことで、刃物台の剛性設計に解析技術を利用する有用性を確認する。

3-2 X軸ストロークでの変形解析評価手法の提案

前章で説明したタレット旋回型複合加工機のように、斜め穴加工を有する複雑形状の加工を可能にするためには、従来の旋盤型複合加工機のタレット刃物台に旋回軸を1軸追加する必要がある。ベッドと主軸台はその境界面にきさげ加工を施して強固に固定しているため、刃物台に軸を追加することになる。そのため刃物台側に多くの軸数を持たせることとなり、結果として旋回型タレット刃物台の重量は必然的に大きくなる。まず、X, Y, Zの3軸を有した刃物台に旋回軸であるB軸機構を付加した刃物台を設計し、試作を行った。それぞれの機械構造を Fig. 3-1 および Fig. 3-2 に示す。3種類の刃物台におけるX, Y, Z軸の移動量は同じである。全ての軸の案内機構には転がり案内を採用している。旋回軸を設け任意の角度で加工が可能になったことで、刃物台の稼働領域は広くなる。それに伴い、X軸の移動ストロークも長くしなければならぬために図に示すように、X軸スライドは延長され、タレット自体が大きく前方へ突き出す構造になっている。

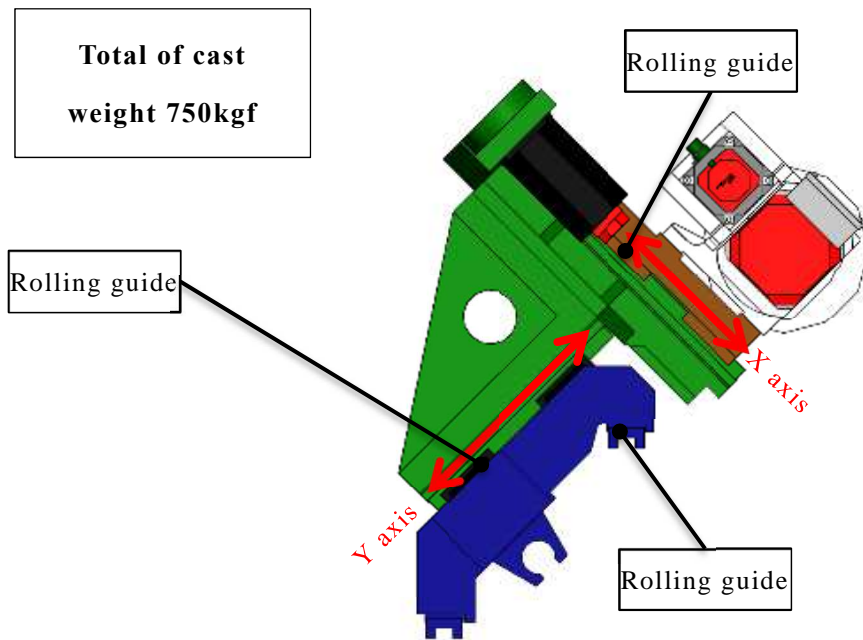


Fig. 3-1 Machine structure of the turret with rolling guidance, with X, Y and Z axis, without B axis

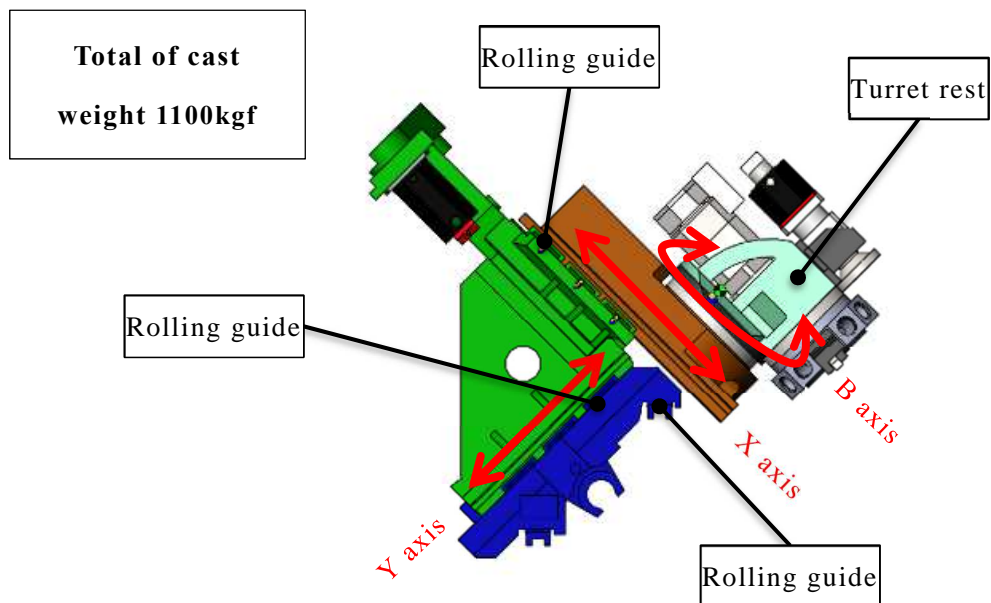


Fig. 3-2 Machine structure of the turret with rolling guidance, with X, Y and Z axis, with B axis (Structure No.1)

B 軸機構を追加することにより，重量は 750kgf から 1100kgf と約 350kgf 増加

した。それにより、X軸がストロークすることに伴い自重によって刃物台のY軸方向に倒れが発生することが予想された。これは工作機械構成上の幾何誤差であるX軸に対するY軸の直角度やX軸の真直度に大きく影響を及ぼすことになるため、X軸のストロークによる倒れ量を極力小さくする必要がある。有限要素法を用いて工作機械の剛性を評価する手法はこれまでも多く提案されているが、ここでも試作する各刃物台について、X軸方向の移動による変形の様子についてCAEを用いて静解析を行った。その結果をFig. 3-3及びFig. 3-4に示す。数値解析にはSolidworks Simulation 2014 SP5.0(Dassault Systems 製)を用いた。刃物台の3Dモデルについては刃先のツールからY軸、X軸、Z軸に至るまでの鋳物構造物と、各軸の案内構造についてモデル化し、各部品の結合はボンド結合とする。拘束点をそれぞれ、Z軸の転がり案内のブロックとレールとの接触面を完全拘束とし、モデルの重心に対して、鉛直下向きに重量負荷を与えている。

また、各材料定数をTable 3-1に示す。以降、解析においてはこの表の数値を用いることとした。作成した3次元モデルは、最大要素長を30mmとし10節点四面体要素で分割を行った。総節点数は144,204、総要素数は84,389となった。

Table 3-1 Material properties table

	FC300	S45C SS400
Young's modulus [N/m ²]	66×10^9	210×10^9
Poisson's ratio	0.27	0.28

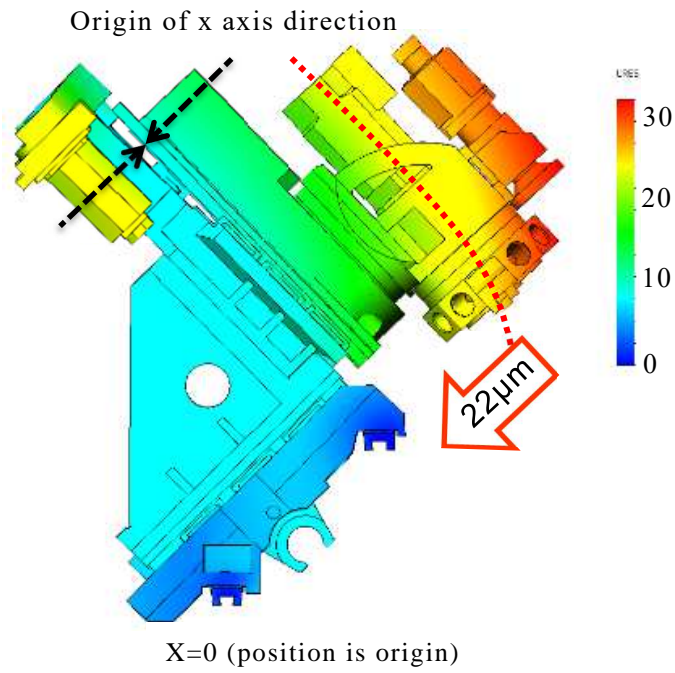


Fig. 3-3 Deformation analysis result when X axis position is zero by weight

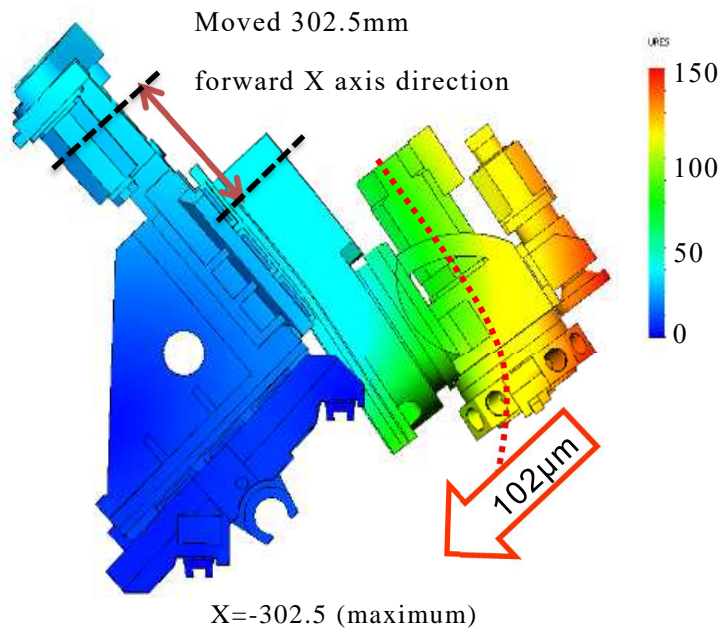


Fig. 3-4 Deformation analysis result when X axis position is -302.5mm by weight

Fig. 3-3 に示した X 軸原点での荷重によるたわみの様子と、Fig. 3-4 に示した X 軸の移動量 302.5[mm]（ストローク限度付近）での荷重によるたわみの様子とを比べると、ストロークによってたわみが異なっていることがわかる。

これは B 軸本体から上部の重量の影響を受けて、X 軸スライドに大きなひずみが生じたため、X 軸スライド中央部から折れ曲がるように変形して刃物台自体が大きく傾いていると考えられる。よって、X 軸スライドに対して剛性強化が必要なことが、この解析結果からわかる。自重によるたわみが大きいと、旋削加工での重切削により動的な切削抵抗を受けた場合に逆の方向にも大きく刃物台が変形する可能性がある。この変形は加工中に繰り返されることで、最終的には加工中に再生びびり振動などを発生する要因となり得ると考えられる。

次に解析で求めた刃物台のたわみの変化について実験を行い、X 軸が移動した場合の変形の様子を観測し、解析結果との比較検証を行った。実験には Fig. 3-2 に示した B 軸のある構造 Structure No.1 を搭載した複合加工機を用いた。実験風景を Fig. 3-5 および Fig. 3-6 に示す。

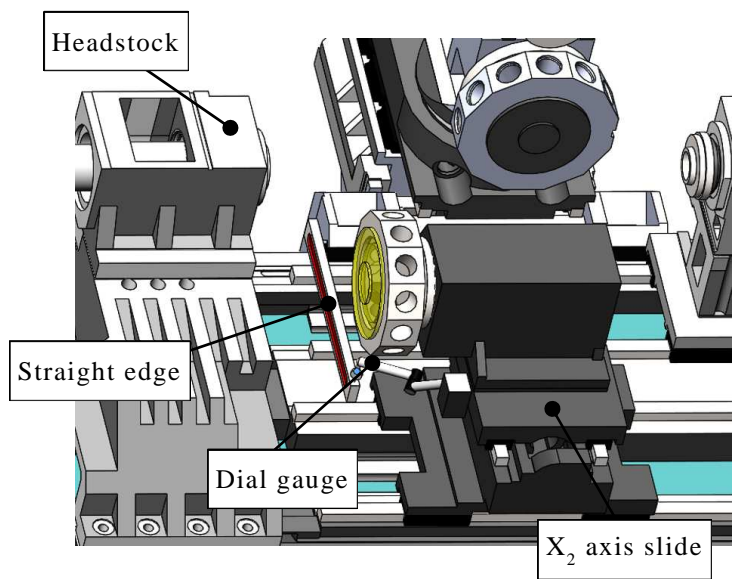
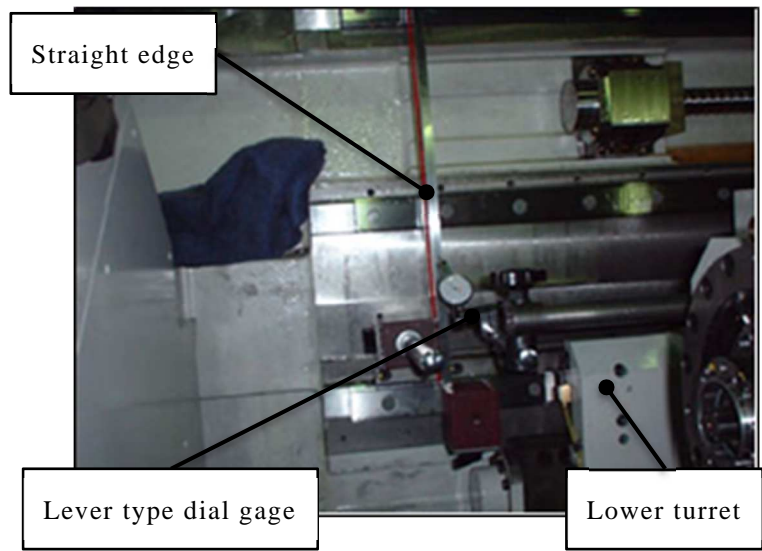


Fig. 3-5 Setting of the straight edge on the machine

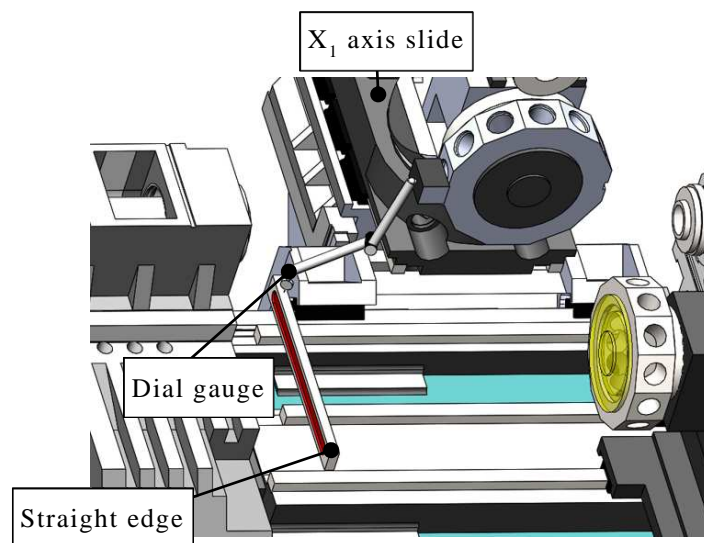
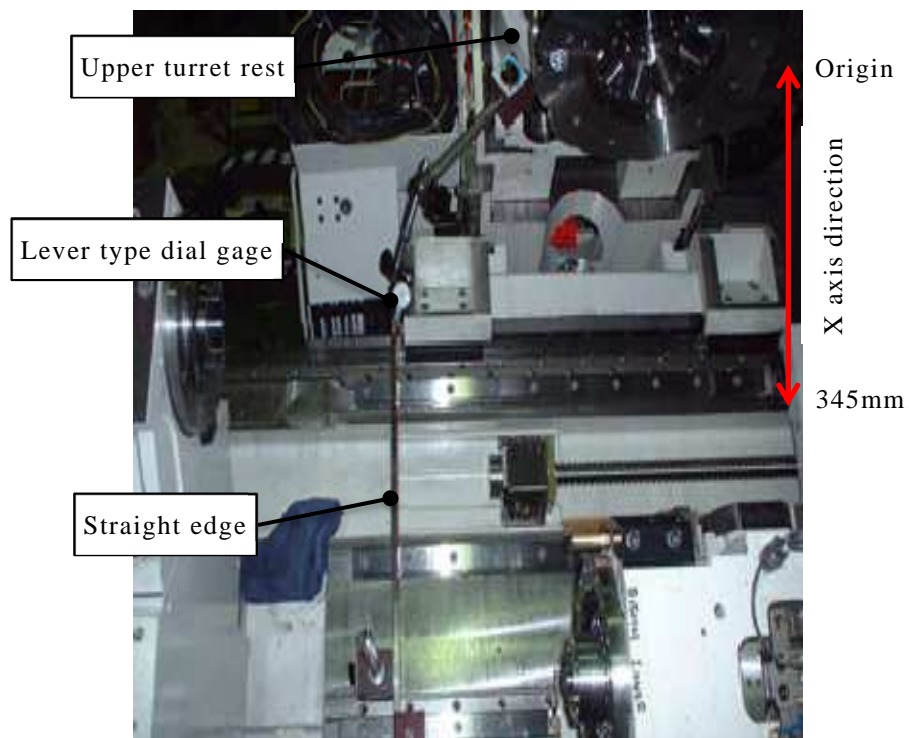


Fig. 3-6 Measurement of Y axis displacement at cutting edge position of prototype tool post scenery

実験方法は、Fig. 3-5 のように、X 軸スライドの延長上にストレートエッジをベッド上（右主軸移動用の転がり案内レール上）に取り付け、軸数が X、Z 軸と少ないために自重によるたわみの発生していない下刃物台に、てこ式ダイヤルゲージを取り付け、下刃物台の X 軸とストレートエッジとの平行度が $10 \mu\text{m}/300\text{mm}$

以下になるようにストレートエッジの取付け位置を調整する。

次に Fig. 3-6 に示すように，旋回型タレット刃物台のタレット部にてこ式ダイヤルゲージを取り付け，X 軸の移動によりストレートエッジ上をダイヤルゲージが走査することによって，移動中の変位量を計測する。

実験値として X 軸の移動量とダイヤルゲージの値を，解析値として求めた刃先位置での Y 軸方向の変位量とを比較したグラフを Fig. 3-7 に示す。

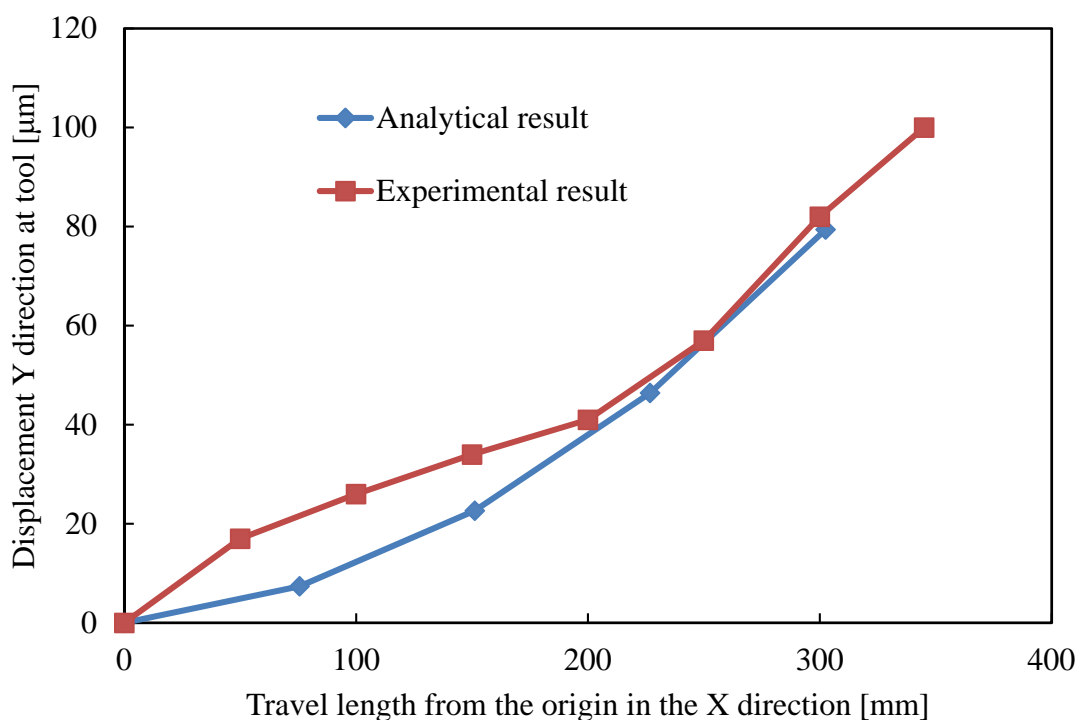


Fig. 3-7 Experimental verification result of displacement amount analysis of cutting edge in X axis stroke in Y axis direction

実験結果は解析結果と概ね一致していることを確認した。このことから軸移動時の自重による変形を考慮するために CAE を用いた静解析による設計検討は有効であることがわかった。

刃物台重量により，刃物台自体にたわみが発生し，軸移動中に刃先位置が移動してしまう現象が発生する。この問題に対しては，刃物台に十分な剛性を確保しつつ，質量の増加を少なくする設計が必要である。トポロジー最適化などの設計ツールも存在しているが，今回の刃物台の構造設計に対しては剛性と共に，以下

に述べるように重心位置と各軸の案内構造に着目し開発を行う。旋回型タレット刃物台について、追加で構造の異なる2種類の機械構造を検討し、それぞれ試作を行った。試作した刃物台構造を Fig. 3-8, および Fig. 3-9 に示す。Fig.3-2 の Structure No.1 に対して、これらをそれぞれ、Structure No.2 及び Structure No.3 と呼ぶことにする。

Structure No.1 では X 軸がストロークした際に、X 軸スライドが変形していることから、長手方向に構造を伸ばすことで X 軸スライドの剛性を向上させるよう鋳物構造を一部変更したものが Structure No.2 である。また、Structure No.1 では Y 軸コラムの Y 軸案内面付近にも変形が見られており、X 軸がストロークした際に、重心位置からのモーメントの影響を受けて、変形量も大きくなっていることから、Y 軸コラム自体の剛性を高くなるように改良したものが Structure No.3 である。また案内面の転がり案内自体にも変形が発生していることから、Structure No.3 では案内構造を転がり案内から滑り案内に変更した。滑り案内と転がり案内との比較では、滑り案内はスライド間を面接触で形成していることから、部品間での剛性が高くなることと、摺動面材による高減衰性があることはよく知られている。その一方で、転がり案内のような高速移動を実現することはできないものの、滑り案内を採用した X 軸, Y 軸については、ストローク長さ自体が短いため、速度が制限されていても、加工するワークのサイクルタイムへの影響は無視できる程度で問題は無い。なお、移動距離の長い Z 軸については転がり案内を採用している。これらの設計変更を行った結果、刃物台を構成する主な鋳物の重量の合計はそれぞれ、1,230kg および 1,330kg となり、さらに大幅な重量の増加となった。

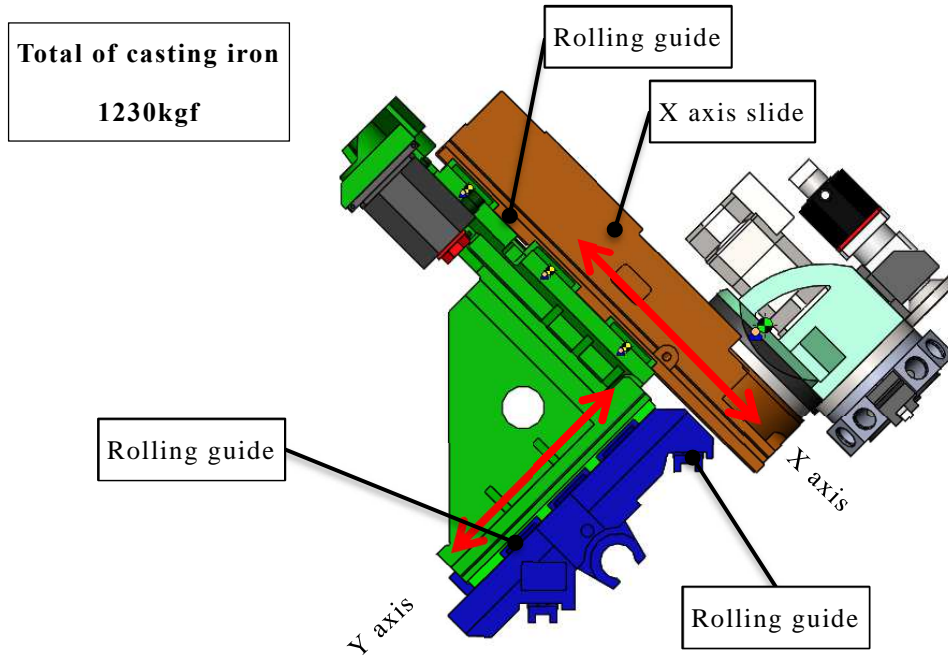


Fig. 3-8 Machine structure with swivel B axis, with X, Y and Z axis rolling guide extended X slide (Structure No.2)

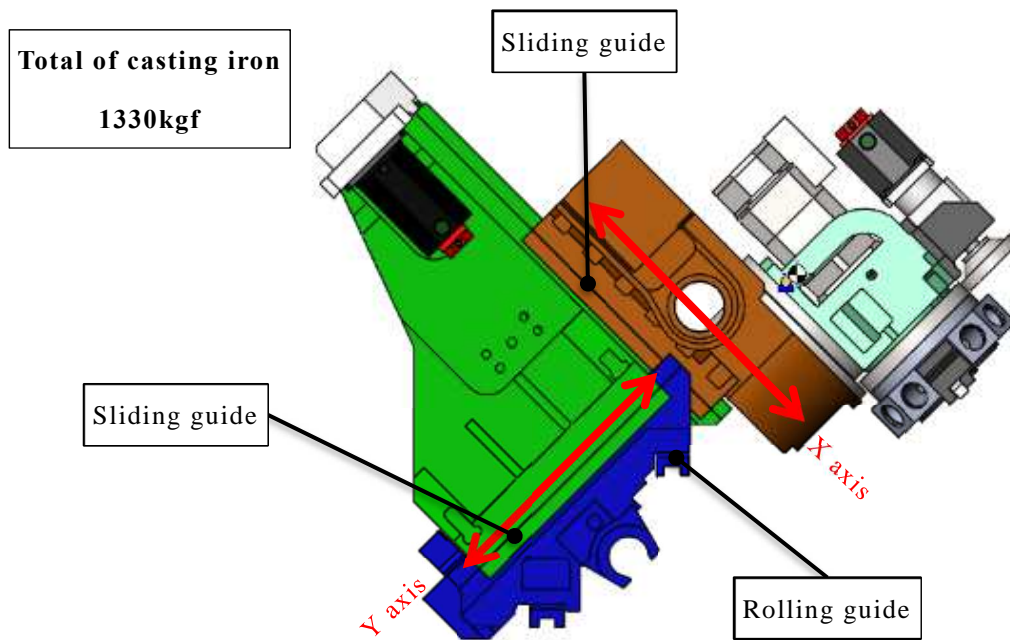


Fig. 3-9 Machine structure with swivel B axis, slide guide for X axis and rolling guide for Y and Z axis (Structure No. 3)

これら設計した刃物台について、X 軸がストロークした場合における刃先での Y 軸方向の変位量を解析した。その結果を Fig. 3-10 に示す。作成した 3 次元モデルは、最大要素長を 30mm とし 10 節点四面体要素で分割を行った。各材料定数を Table 3-2 に示す。総節点数と総要素数については Table 3-3 に示す。

Table 3-2 Material properties table

	FC300	S45C SS400
Young's modulus [N/m ²]	66×10^9	210×10^9
Poisson's ratio	0.27	0.28

Table 3-3 Total number of nodes elements of structures

	Total number of nodes	Total number of elements
Structure No.1	144,204	84,389
Structure No.2	155,241	91,420
Structure No.3	214,968	129,075

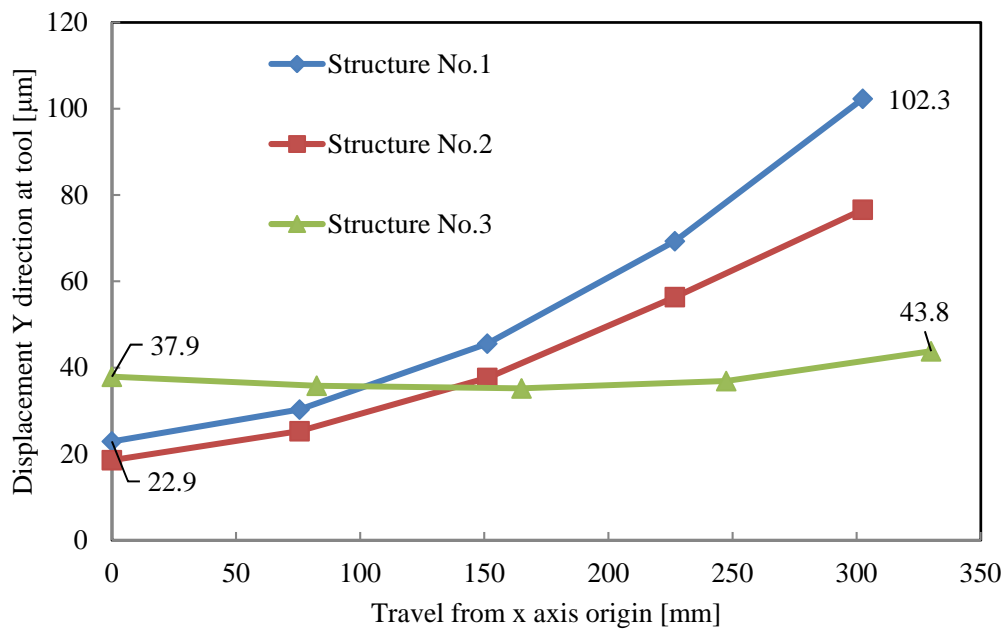


Fig. 3-10 Analysis result of displacement amount of Y axis in cutting edge by X axis stroke

このグラフは横軸が X 軸の移動量（原点からの距離）を表し、縦軸が刃先位置での Y 軸方向の変位量を表している。図から明らかなように、Structure No.1 については X 軸の移動量が 150mm を超えたあたりから比較的大きな変位量の増加が見られる。これは X 軸が前進した際に、150mm の地点で B 軸ユニットから上部の構造物の重心が Y 軸コラムからオーバーハングし片持ちの状態となるため、こ

れ以降ストロークと共に変位量が著しく増えていくものと考えられる。

Structure No.2 については Structure No.1 に比べ、X 軸移動量 300mm における最大変位量が 25%小さくなっており、長手方向に構造を伸ばして X 軸スライドの剛性を増加させた効果が現れている。Structure No.3 については Structure No.1 および Structure No.2 に比べ変位量の変化が小さくなっており、X 軸が移動しても刃先の Y 軸方向の変位量に大きな変化は認められない。

3-3 実験による刃物台の静剛性評価手法

提案した解析手法に基づいて設計を行った複合加工機の刃物台について、実験を通じて剛性向上の評価を行った。その評価手法と結果について述べる。工作機械において、要求される加工能力を十分に発揮するためには、静剛性の確保は不可欠とされている。しかし、刃物台の多軸化を行うことで、構造が複雑化し構造物の剛性が低下することは過去の経験から既知である。試作した構造をそれぞれ評価する目的で回転軸を有さない X, Y, Z の 3 軸を搭載したタレット刃物台と、回転軸の B 軸を付加した今回検討した回転型タレット刃物台で、静剛性測定実験を行い、各構造での剛性を比較した。Fig. 3-11 に実験図を示す。

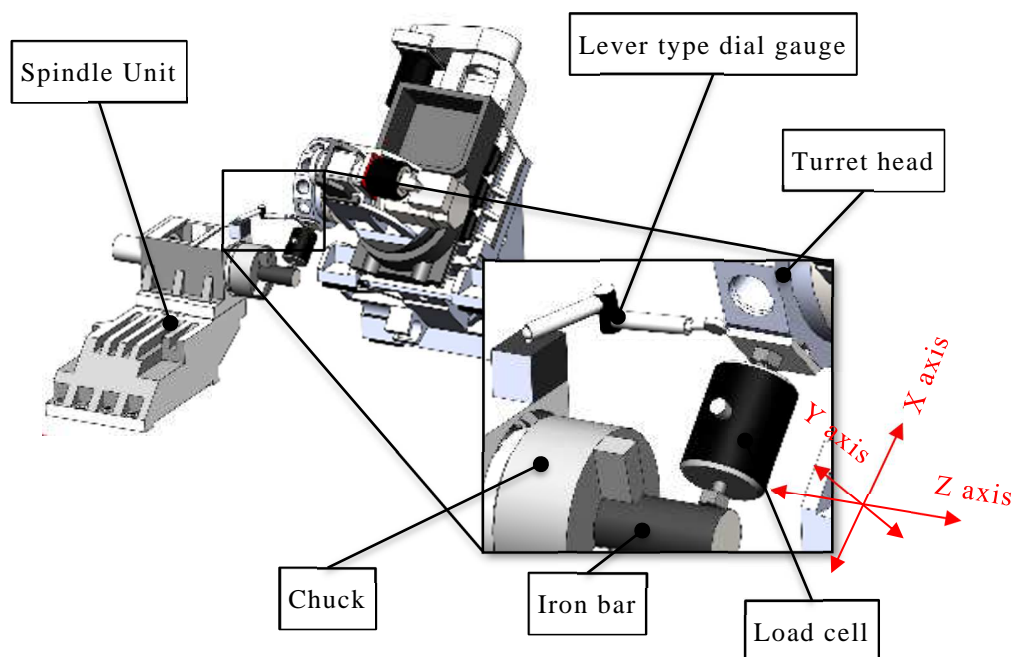


Fig. 3-11 Static rigidity measurement state

静剛性の測定方法は、まず主軸に鉄鋼の丸棒をチャッキングして、タレットと丸棒の間の X 軸方向 (Fig. 3-11 参照) に荷重を発生させ、その荷重をロードセル (日本特殊測器製 LRN-K5N) にて計測し、同時に、テコ式ダイヤルゲージ (PEACOCK 製 PCN-S 最小目盛 0.001mm) にて主軸台・刃物台間に発生する X 軸方向の変位量を読み、荷重と変位量との比 $[N/\mu m]$ を剛性値として計算する。式 3-1 に剛性値の定義式を示す。

$$\text{Static stiffness value } [N / \mu\text{m}] = \frac{\text{Amount of load between turret and spindle } [N]}{\text{Amount of displacement between turret and spindle } [\mu\text{m}]} \quad (3-1)$$

使用したチャックは北川鉄工所製 B-208 三爪チャックを使用し、把握する S45C の丸棒の径は $\phi 60$ で、ロードセルの六角ボルトを安定して接触できるよう平面を加工してある。実験結果より剛性値を比較したものを Fig. 3-12 に示す。

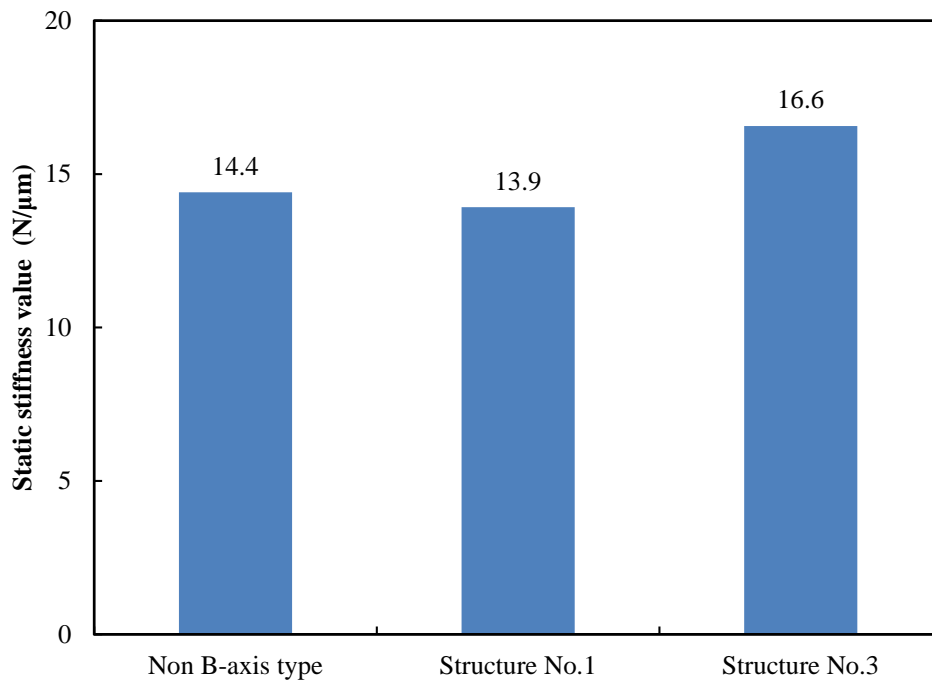


Fig. 3-12 Mechanical structure and static stiffness measurement result

試作した旋回型タレット刃物台 **Structure No.1** は、旋回軸（**B 軸**）を有していない刃物台と比較して静剛性が低い。これは軸を追加することで構造が複雑化し、構造物の肉厚が薄くなり結果として剛性が低下したと考えられる。加工中の切削負荷による刃物の逃げ量が少なく安定した加工高精度を実現するためには、剛性を向上させる必要がある。X 軸ストローク時の変位量を最小にするため、X 軸スライド、Y 軸コラムの構造強化、案内構造の変更によって剛性を向上させるように設計を行った **Structure No.3** については、刃物台重量が最も大きいにも関わらず、実験によって求められた静剛性の数値も高い。熱剛性向上のアプローチにおいても、刃物台の機械構造の剛性向上が熱剛性の向上につながるとして、機械稼働時に発生する熱による刃物台の反りや曲げの発生を抑制できるものと考えられる。

複合加工機の刃物台を設計する上で、有限要素法による X 軸移動時の刃先の変位量を解析し、その変位量が最小となる案内構造の選択及び鋳物構造を設計することは刃物台の機械構造の高剛性設計と併せて非常に重要であると考えられる。

刃物台の案内構造（案内軸構成）としては、X 軸に対して直交する方向に Y 軸スライドを配置した「直交型 Y 軸」と、XZ 平面に対して任意の角度に傾斜させた Y' 軸を構成している「合成型 Y 軸」が挙げられる。この場合、X 軸に直交する Y 軸の位置決めを行う際には、Y' 軸の移動に合わせて、傾斜角に相当するだけの X 軸を同期して移動させることで、Y 軸の位置決めを行う。次にこの 2 種類の Y 軸構成について、剛性の比較を行った。刃物台の剛性評価を行うために、てこ式ダイヤルゲージは荷重の影響を受けない主軸台またはタレットに固定することで、刃物台のみの静剛性を測定することができる。この 2 つの軸構成について、タレットのツール取り付け面と主軸に取り付けた治具に対し、X 軸方向に荷重を加えた場合の、タレットの X 方向の変位量を測定した。計測の状態を Fig. 3-13 および Fig. 3-14 に示す。

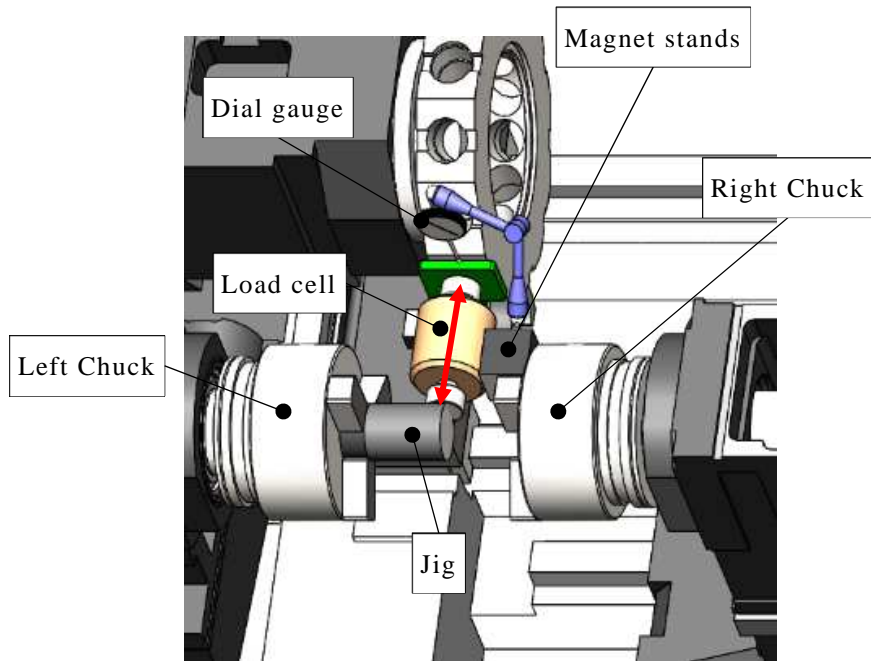


Fig. 3-13 Measurement of rigidity of turret (1)

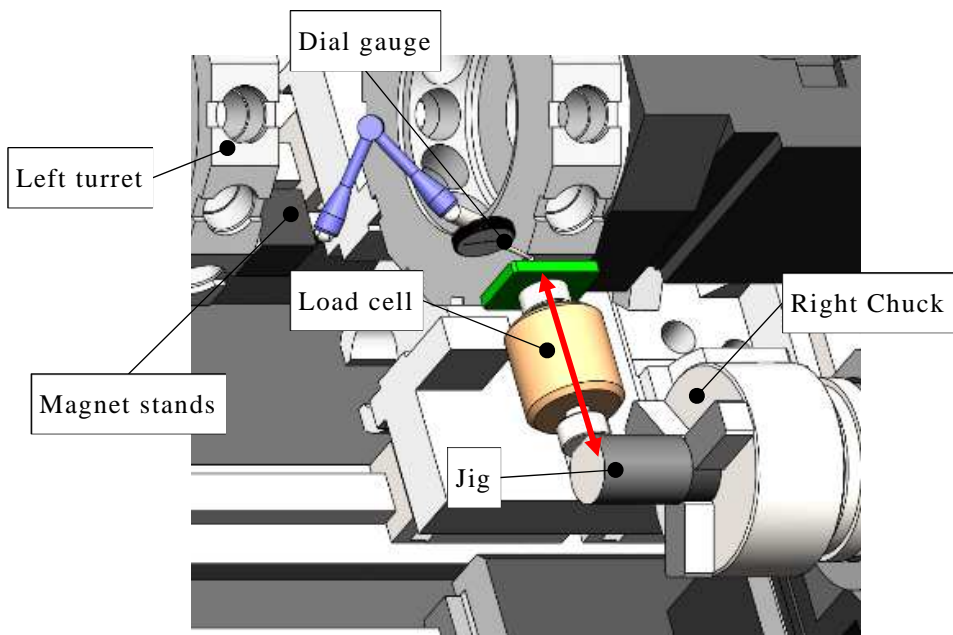


Fig. 3-14 Measurement of rigidity of turret (2)

チャックは主軸に締結され、治具はチャックにて把握されている。主軸中心線上に配置した治具と刃具と取り付けるタレットの表面との間に、X方向にロードセルを介して荷重を加える。ロードセルにより、タレットと主軸の間には作用・

反作用の法則に従い、同じ荷重が発生し、弾性変形により変位が発生する。主軸台・刃物台両方において変位が発生しているため、タレットだけの変位を正確に測定するため、荷重の影響を受けない他方のチャックまたはタレットから、当該タレット表面の変位を、ダイヤルゲージを用いて測定することで、荷重に対する刃物台の変位を測定し、さらには、加えた荷重で除することで、刃物台の剛性値を算出した。測定した結果を Fig. 3-15 に示す。

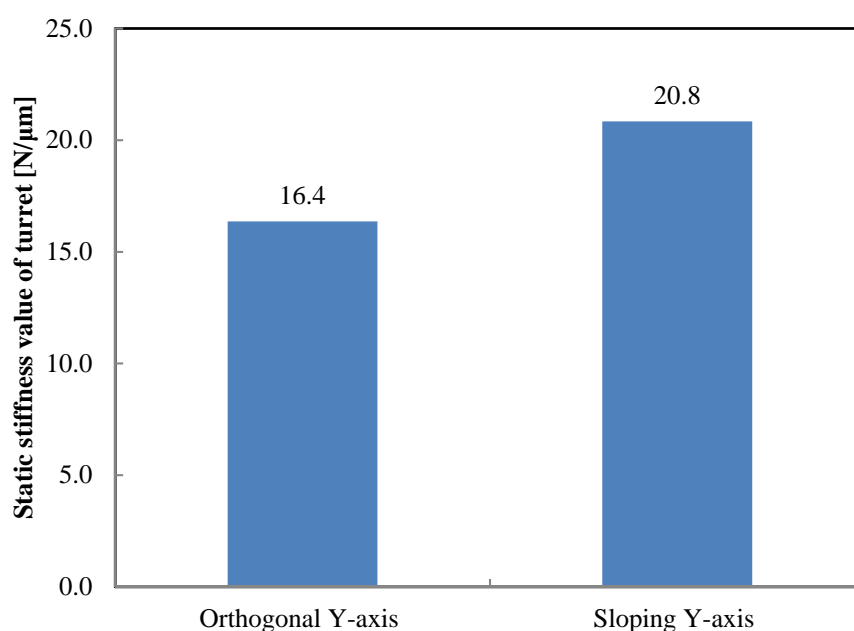


Fig. 3-15 Comparison of stiffness measurement results with orthogonal type Y axis and synthetic type Y axis

実験で得られた剛性値は、直交型 Y 軸では 16.4[N/μm], 合成型 Y 軸では 20.8[N/μm]となり、合成型 Y 軸の方が直交型 Y 軸に比べ、約 23%の剛性が高いことが分かった。また、Y 軸の案内機構の違いによる剛性値の違いについても、刃物台を試作し、評価を行った。ロードセルを用いて荷重を加えた場合に生ずる変位を同様な方法により、測定して比較した。その測定結果を Fig. 3-16 に示す。

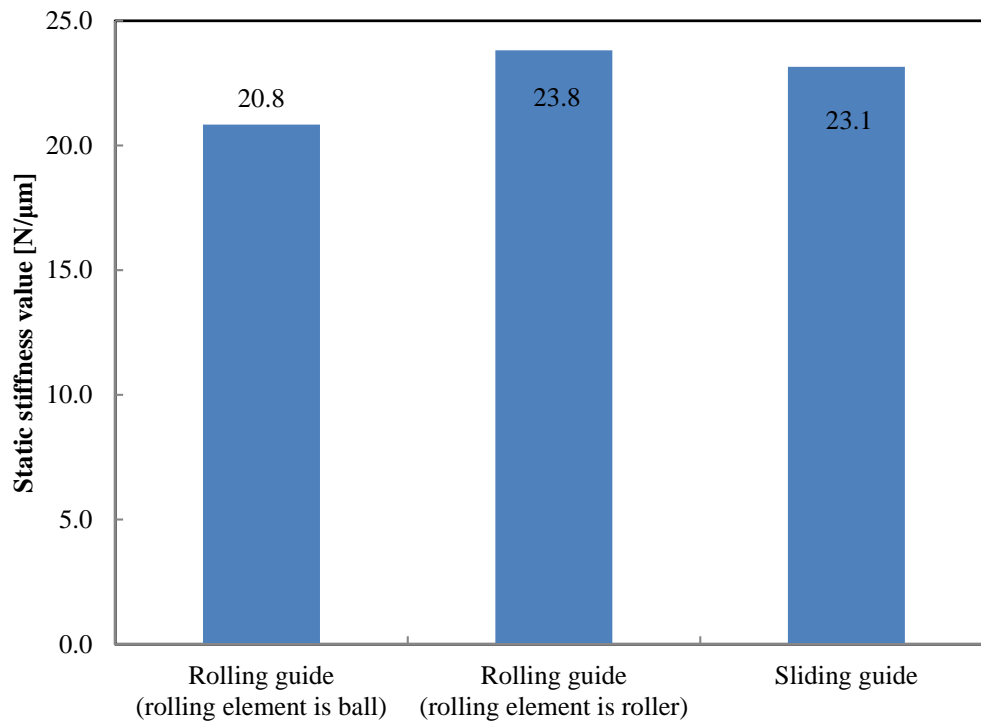


Fig. 3-16 Comparison of rigidity measurement results by difference in guidance system on Y' axis

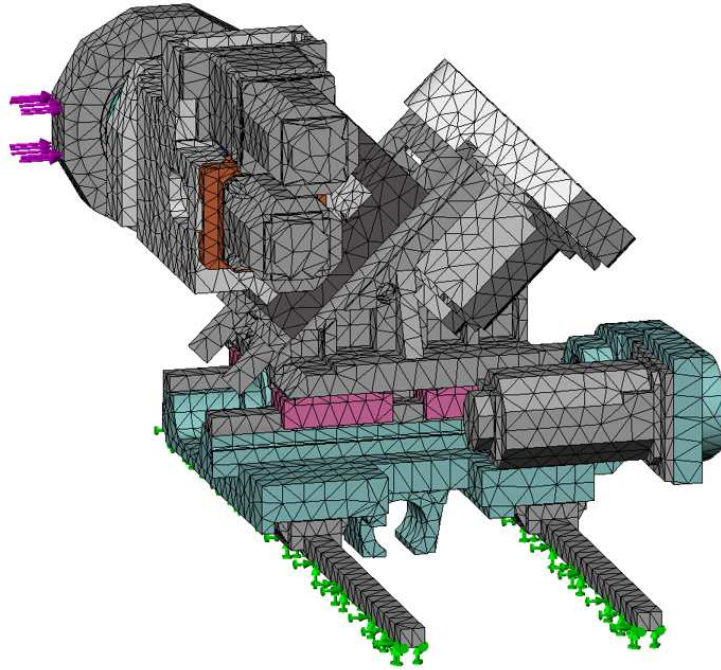
剛性値は、転がり案内で転動体に円筒ころを用いた場合には $23.8[\text{N}/\mu\text{m}]$ であり、滑り案内の場合は $23.1[\text{N}/\mu\text{m}]$ となり、転がり案内で転動体がボールの場合に比べ、11%の剛性値が向上されていることが判った。転動体に円筒ころを用いた案内構造が、剛性値が最も高い値を示している。しかしながら、転動体が球である転がり案内は点接触、転動体が円筒ころである転がり案内は線接触、滑り案内は面接触であることから、減衰性の面では滑り案内の方が、刃先からの振動を接触部分で減衰することができると考えられる。よって、刃先に近い案内構造には、剛性も高く、減衰性も期待できる滑り案内を用いて、加工ワークの量産性を発揮するための速度を必要とする Z 軸には転がり案内を用いるのが、複合加工機にとっては最も適した案内構造であると考えられる。

3-4 動剛性における解析手法の提案

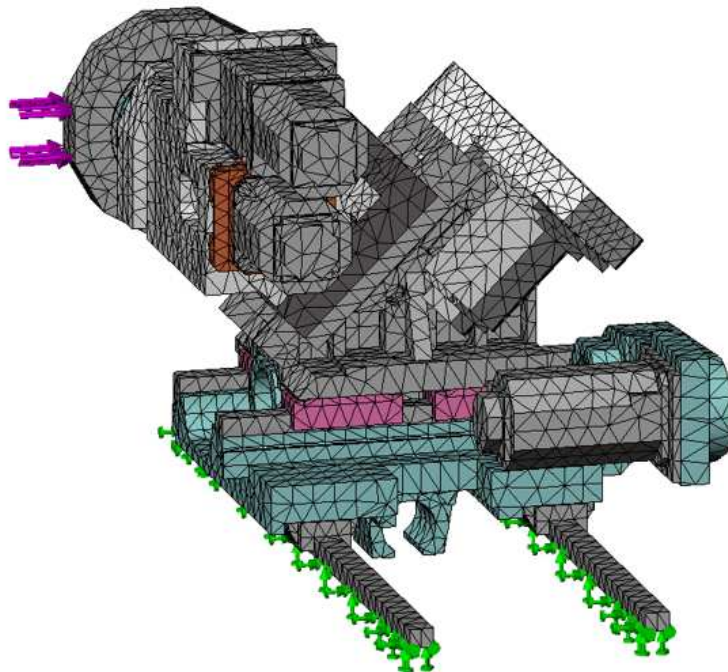
解析技術の発達により，実験条件をコンピューターシミュレーションの仮想空間にて再現することが可能になった．そこで実験と共に解析技術を用いて，案内方式の違いを比較検証した．ベッドを含めた刃物台をモデル化し，CAEを用いた周波数応答解析を行い，得られた伝達関数について，解析と実測の比較を行った．使用した解析ソフトウェアは Solidworks Simulation 2014 SP5.0(Dassault Systems 製)である．それぞれの解析条件および解析モデルを Table 3-4 および Fig. 3-17 に示す．作成した3次元モデルは，主要構造物による構成されており，重量のあるモータについてもモデル化した．モータについては S45C と同じ物性値を与えている．それぞれのモデルについて，最大要素長を 30mm とし 10 節点四面体要素も分割を行った．転がり案内のモデルの総節点数は 90,261，総要素数は 51,519 となった．また，滑り案内のモデルの総節点数は 92,131，総要素数は 52,694 となった．

Table 3-4 Material properties table

	FC300	S45C SS400
Young's modulus [N/m ²]	66×10 ⁹	210×10 ⁹
Poisson's ratio	0.27	0.28
Mass density [kg/m ³]	8280	7800
Modal decay	0.033	



Model of turret with rolling guide at Y' axis



Model of turret with sliding guide at Y' axis

Fig. 3-17 Models of frequency response analysis

解析における拘束点は Z 軸ガイドレールの底面とし、加振点および変位の測定点はタレットのツール取り付け位置とした。その解析結果を Fig. 3-18 に示す。

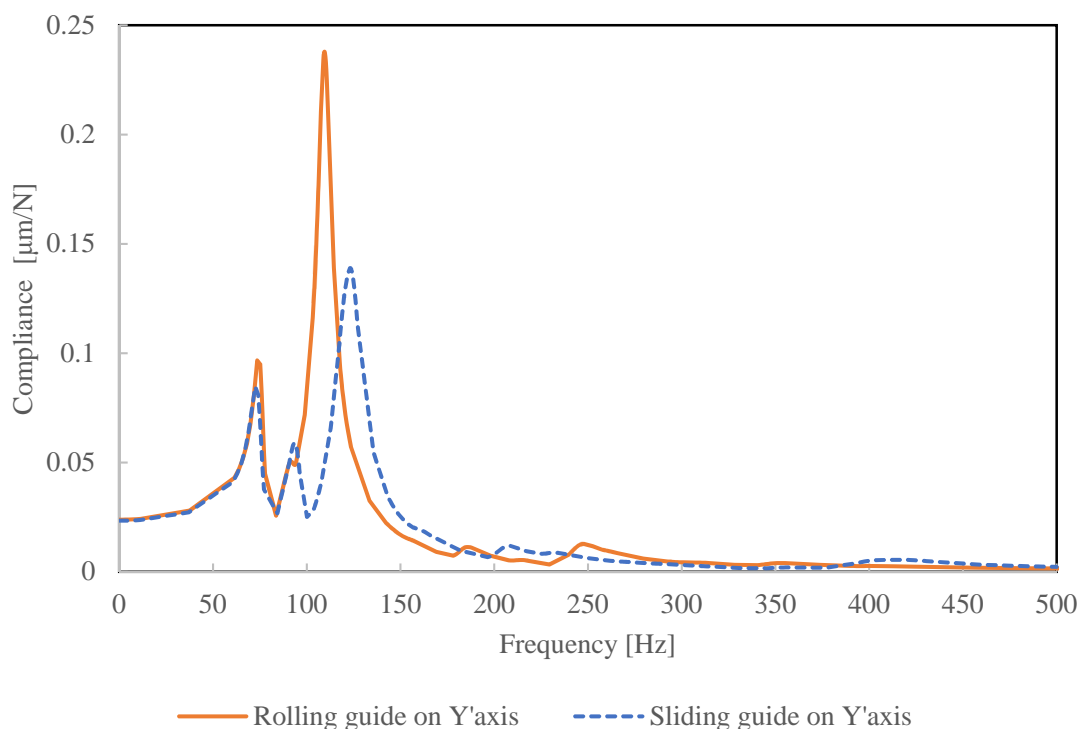


Fig. 3-18 Comparison of dynamic compliance when using rolling guide or sliding guide on Y' axis

図の横軸は周波数を表し、縦軸はコンプライアンスを示している。転がり案内と滑り案内ではコンプライアンスのピーク値に違いが生じている。これは、転がり案内と滑り案内とでは接触している面積に差があることで、滑り案内の方が剛性は高くなり、固有振動数も値が上がっていることが考えられる。コンプライアンスの低下については、点接触である転がり案内と面接触での滑り案内とで減衰効果が表れているためと考えられる。次に、Y'軸に転がり案内を用いた場合と、滑り案内を用いた場合の刃物台に対して、インパルス加振による周波数応答解析を行った。使用したインパルスハンマーは小野測器製 GK-4110G10 でハンマー感度は 0.2367[mV/N]であり、加速度ピックアップは、小野測器製 NP-3130 で感度は 10.14[mV/(m/s²)], FFT アナライザについては、小野測器製 CF-350 を使用した。

インパルスハンマーの打撃位置を Fig. 3-19 に示す.

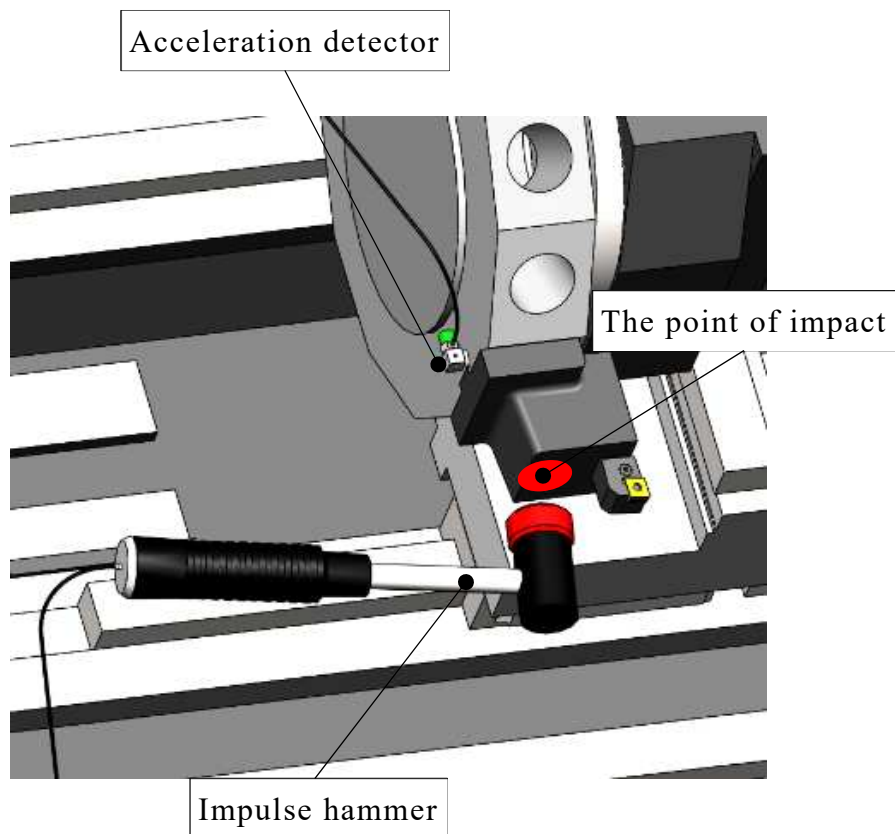


Fig. 3-19 Position of excitation for impulse excitation and position of acceleration sensor

実験及び解析にて得られた伝達関数を Fig. 3-20 に示す. ちなみに, 加速度ピックアップから得られた加速度については変位に変換して表示している.

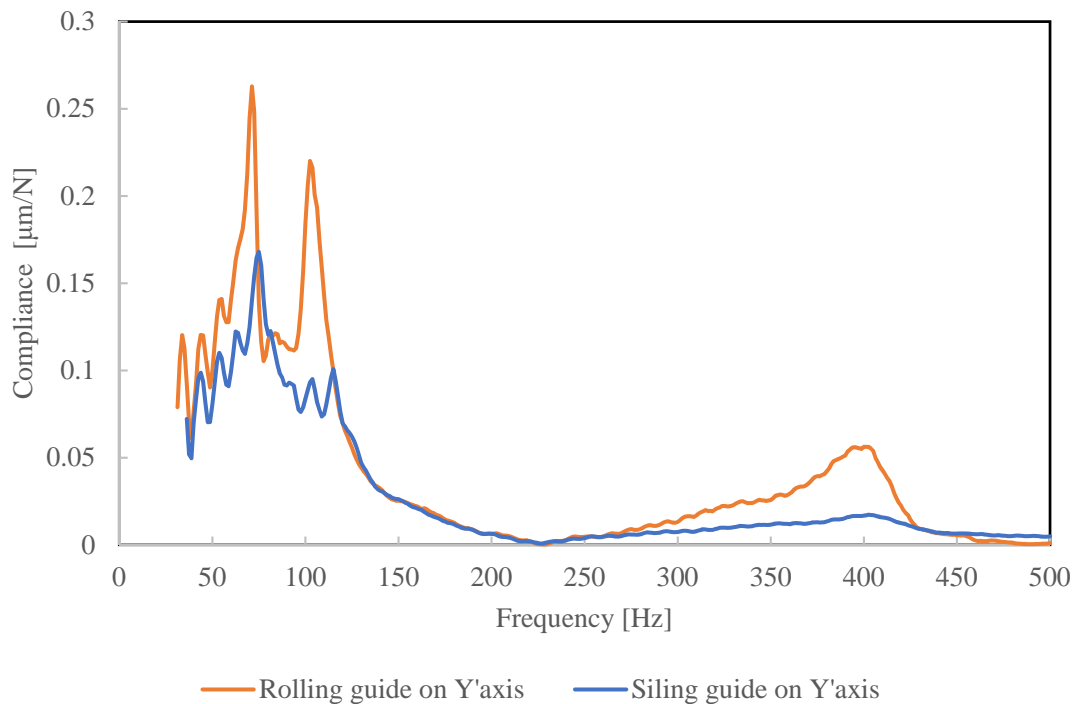


Fig. 3-20 Comparison of dynamic compliance when using sliding guide on Y 'axis

図の横軸は周波数[Hz]を表し、縦軸は動コンプライアンス[μ m/N]を表している。動コンプライアンスについては、転がり案内に比べ、滑り案内の方が小さい値を示しており、1次の固有振動数は転がり案内では81[Hz]、滑り案内では84[Hz]とより大きい。実験結果と解析結果でも同様な傾向を示していることから、動剛性を解析によって有効に評価できると考えられる。例えば、ばね-質量系の固有角振動数は剛性と質量との比の平方根により表すことができる。

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3-2)$$

単純ではあるが、これを刃物台に当てはめて考えると、案内方式の違いによる質量の変化はないことから、剛性が高くなったことで固有振動数も増加したと考えられる。また、滑り案内面に用いた樹脂（品名；ターカイト B）による摺動面での減衰効果により、動コンプライアンスが低下したものと考えられ、重切削の場合でも、びびり現象が発生し難くなっていると考えられる。固有振動数につい

ては、実測値・解析値共に同様な数値を得ることができた。コンプライアンスについては実測値および解析値に差異が生じているものの、実測値・解析値ともに転がり案内に比べ、滑り案内の方が、コンプライアンスが小さくなる結果を得ている。これらのことから総合的に判断すると、加工点に近いスライドには滑り案内を採用することで、よりびびりの発生しない加工が可能になると考えられる。Y'軸には転がり案内を用いるよりも滑り案内を用いる方が、重切削可能な切削断面積を大きくできる可能性が高い。

3-5 結言

複合加工機の刃物台の剛性を向上させる設計手法として、X軸が移動した際の刃物台のY軸方向の変位量を解析によって求め、その変位量をより小さくすることで、機械剛性の向上が可能なことを実験により検証しその有用性を確認した。

また、動剛性においても周波数応答解析と試作した刃物台を用いたインパルス加振による周波数応答との比較を行うことで解析技術を利用する有用性を確認した。

3-6 参考文献

- [1] (社) 日本工作機械工業会 工作機械技術専門委員会編: 工作機械の設計学 (応用編), (社) 日本工作機械工業会, pp.12-19, 2007
- [2] 伊東 誼, 工作機械の利用学, (社) 日本工作機械工業会, pp.43-60, 2014
- [3] Hidenori Shinno, Hayato Yoshioka, and Hiroshi Sawano, A Framework for Systematizing Machine Tool Engineering, Int. J. Automation Technology Vol.7 No.6, pp.760-768, 2013
- [4] Masamitsu Nakaminami, Tsutomu Tokuma, Toshimichi Moriwaki, and Keiichi Nakamoto, Optimal Structure Design Methodology for Compound Multi-axis Machine tools I, Int. J. Automation Technology Vol.1 No.2, pp. 87-93, 2007
- [5] Nobuhiro Sugimura, Shigeru Ueno, Nozomi Mishima and Soichi Hachiga, Design and Evaluation of a New-Type Multifunctional Machine Tool - Functional Requirements and Design -, Journal of Robotics and Mechatronics, Vol.9, No.6,

pp. 427-433, 1997

- [6] 稲村 豊四郎, 寺崎 尚嗣, 安井 武司, 高木 和憲, 実験データに基づく熱剛性シミュレーションモデルの改良, 精密工学会誌 54(10), pp.1909-1914, 1988
- [7] 近藤 諒, 松原 厚, 河野 大輔, 山路 伊和夫, 工作機械主軸の熱変形が主軸動剛性変化に与える影響, 日本機械学会関西支部講演会講演論文集 2017.92(0), P050, 2017
- [8] 酒井 康徳, 田中 智久, 工作機械の動剛性に影響する転がり案内の振動特性の評価, トライボロジスト 62(9), pp.566-574, 2017
- [9] 森 幸太郎, 河野 大輔, 山路 伊和夫, 松原 厚, 工作機械の支持部に用いる減衰付加機構のモデル化, 精密工学会学術講演会講演論文集 2017S(0), pp. 935-936, 2017
- [10] 森本 喜隆, 高杉 敬吾, 廣野 遼, 小橋 亮, 中垣 勝敬, 鈴木 直彦, 金子 義幸, 徳野 穰, デスクトップ工作機械の開発, 精密工学会学術講演会講演論文集 2015S(0), pp.287-288, 2015
- [11] 長谷川 裕亮, 河野 大輔, 山路 伊和夫, 松原 厚, 接触部の動剛性を測定する装置の開発, 精密工学会学術講演会講演論文集 2014A(0), pp.703-704, 2014
- [12] 長岡 弘太郎, 多軸機械系の振動抑制制御方式に関する研究, 精密工学会学術講演会講演論文集 2014A(0), pp.421-422, 2014

第4章 切削力の伝達ループによる機械剛性の推定法の提案

4-1 緒言

工作機械の設計手順について説明する。まず主軸径，使用するベアリングの種類，タレットのサイズ，各軸のストロークの長さ，機械本体の大きさなどの仕様に関するパラメータを用いて，大まかな構造で1台の複合加工機を構成していく構想設計が行われる。その構想段階において，その複合加工機に要求される加工能力及び，剛性が決定される。構想設計の後，鋳物などの大型構造物の設計が行われる。鋳物構造については長年の経験と勘による設計とシミュレーション技術による解析を交互に行いながら設計を進めていく。当然ながら，構想設計時に決定した剛性目標に対して次の段階の詳細検討での解析結果が目標未達の場合には，構想設計のやり直しが行われる。これは設計リードタイムが限られている中では，努めて避けるべきことである。構想段階において，概算であっても，機械剛性の数値を推定できるようになれば，後戻りの工数を少なくすることができ，設計効率は飛躍的に向上すると考えられる。

本章では，複合加工機の構想設計時に使用できる機械構造の剛性の特長を表す指標として，次に挙げる「切削力の伝達ループ」を提案する。前章において，試作を行った刃物台については，その剛性値は実験によって求められていることから，この結果を用いて提案する「切削力の伝達ループ」の長さや複合加工機の剛性との関連について考察する。

4-2 主軸・刃物台における切削力の伝達ループ

複合加工機のXY平面に対して，主軸中心を始点にして，タレット中心を通る直線を描き，タレット中心からY軸スライド（もしくはY'軸スライド）のスライド面に対して垂直に伸びる直線を描く，その交点からX軸スライド面に伸ばした直線と，主軸台のベッドとの接触面から伸びる直線とを結び，主軸中心からY軸方向に主軸台とベッドの接触面まで伸ばした直線を結ぶ。出来上がったループを“切削力の伝達ループ”と呼ぶことにする。その説明図を Fig. 4-1 および Fig. 4-

2 に示す.

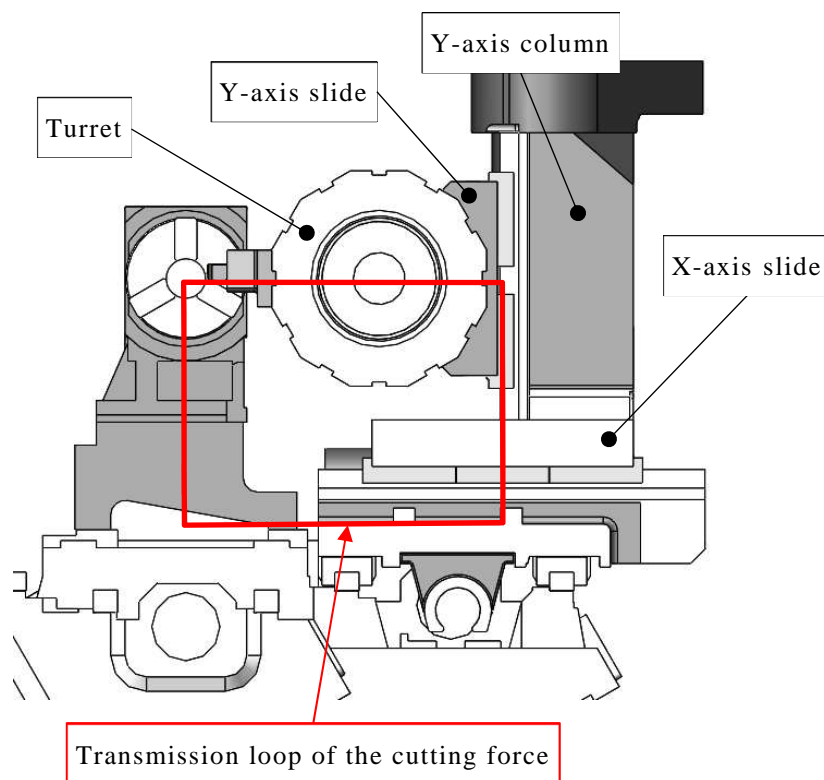


Fig. 4-1 Transmission loop of the cutting force on cartesian Y axis

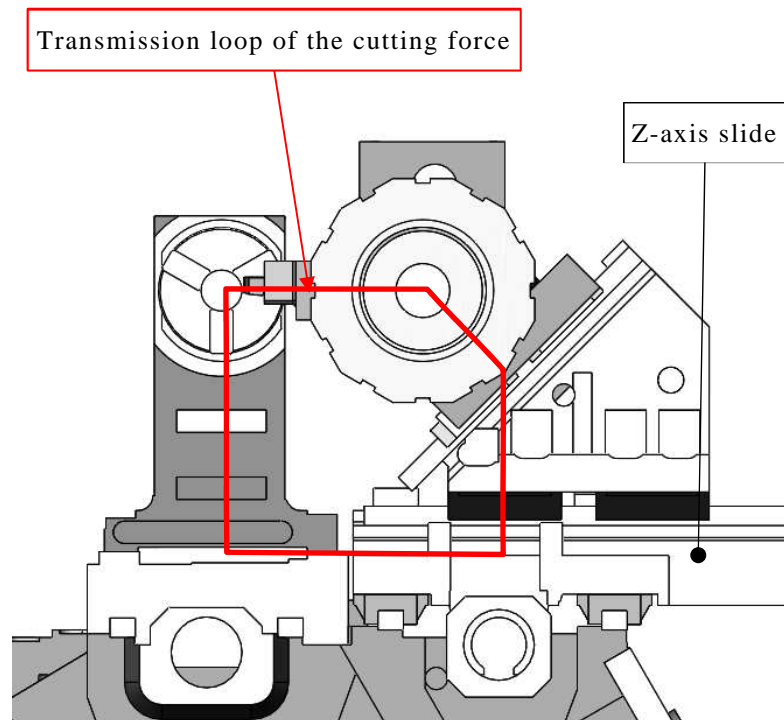


Fig. 4-2 Transmission loop of the cutting force on synthetic type Y axis

第3章で試作した刃物台に対し、重切削旋削加工時での加工位置（Xは原点から主軸中心に70[mm]移動、Y座標は原点）におけるループの長さをそれぞれ算出した。直交Y軸型は1578[mm]で、合成Y軸型は1394[mm]である。直交Y軸型と合成Y軸型では合成Y軸の方がループの長さが短い。また、合成Y軸型における、切削力の伝達ループの長さは、直動案内の場合は1394[mm]で、滑り案内の場合は1380[mm]となる。

“切削力の伝達ループ”の長さとの剛性値（試作した刃物台のツール取付面に対してX軸方向の荷重を加えた場合に生じた変位との比：主軸・刃物間の剛性値）との関係を Fig. 4-3 に示す。

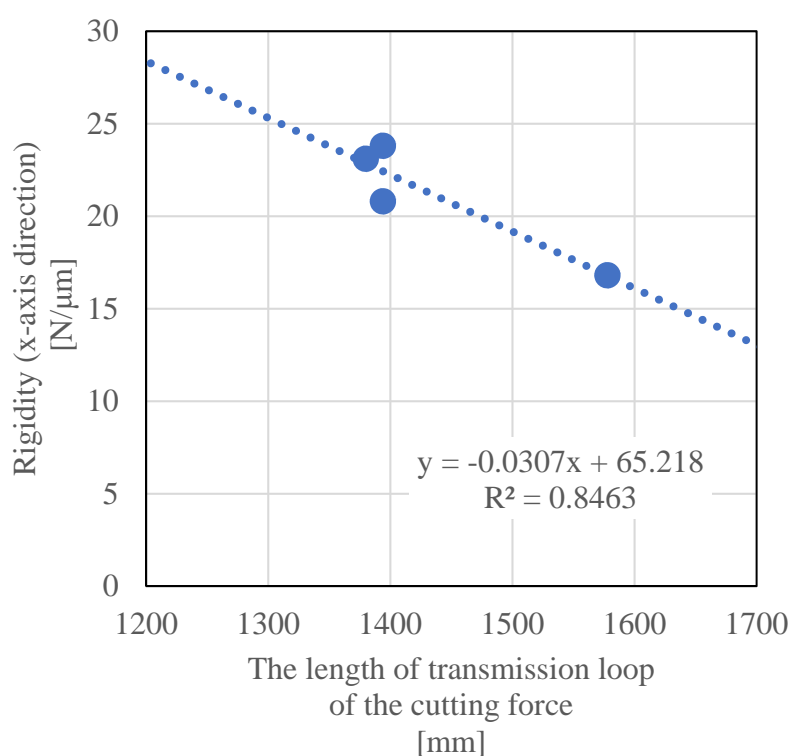


Fig. 4-3 Relationship between the length of the cutting force transmission loop and the static rigidity

加工時において、切削抵抗を主軸・刃先双方に受け、その切削力が伝達される主要な構造部材は主軸中心を起点にしてモーメント荷重を受ける。ループを形成

する各辺はそれら構造部材におけるモーメントアームを表しており、モーメントはモーメントアームの長さに比例することから、モーメントアームの長さが小さくなる方が、モーメント荷重が小さくなり、それによるたわみも小さくなる。切削力の伝達ループを、集中荷重を受けるフレーム構造として理解すると、構造全体の剛性に与える部材長（すなわちモーメントアーム）の影響は非常に大きいと言える。各構造部材の剛性の違いによっても主軸・刃物間の剛性値に差は生じるが、それよりもループ長さの違いが与える影響の方が大きいと考えられる。また、ループ長さの方が、構造全体の機械剛性を反映した指標になっているとも考えられ、詳細な構造を決定する前の構想段階での指標としては、十分に有効であろう。Fig. 4-3 で示したようなデータをより多く蓄積することで、主軸・刃物間の剛性値と切削力の伝達ループの関係をより明確にすることができれば、このループ長さを用いておおよその剛性値を求めることができるため、複合加工機の構想設計時の設計支援に大いに役立つと考えられる。

4-3 結言

多軸複合加工機を構想設計する際に、機械剛性を簡易的に予測できるようになれば、機械構造を基本設計した後に剛性解析を行ってから設計の妥当性を判断するのに比べ、基本設計から構想設計への後戻りの工数を減らして設計に費やす時間を節約することができ、より多くの構造を比較検討できるようになると考えられる。

第5章 複合加工機の主軸台における熱変形評価手法の提案

5-1 緒言

複合加工機は多品種生産を可能にするために、多軸化が必要とされる。また量産性を十分に発揮させるために、多タレット化も必要である。そのことから、機械構造は汎用機と比較してもより複雑になっている。さらには長時間安定した加工を実現させなければならない。そのためには熱変形の低減は必要であり、熱剛性を高める設計を行いながら、ソフトによる補正も併用し、加工精度の安定化を図っている。加工による温度変化とそれに伴う熱変形は避けることができないが、加工部周辺での熱変形を相対的に低減するには、単純に対称的な熱膨張をして反りや歪みの発生し難い構造を実現することが望ましい。しかしながら、構造全体を熱的に対称な構成にすることは出来ないため、非対称的な熱変形の補正をする補正システムの構築が必要となる。これまでも、CAE技術を利用して、複合加工機の熱変形を推定する方法は数多く研究されている。また、CAE解析結果を利用して加工精度を補正する方法も研究されている。^[1-12]

本章では、熱変形を補正して加工精度を保つ設計のために必要な、複合加工機の主軸台における精度の良い熱変形評価手法を提案する。今回研究に用いた複合加工機の主軸構造を Fig. 5-1 に示す。

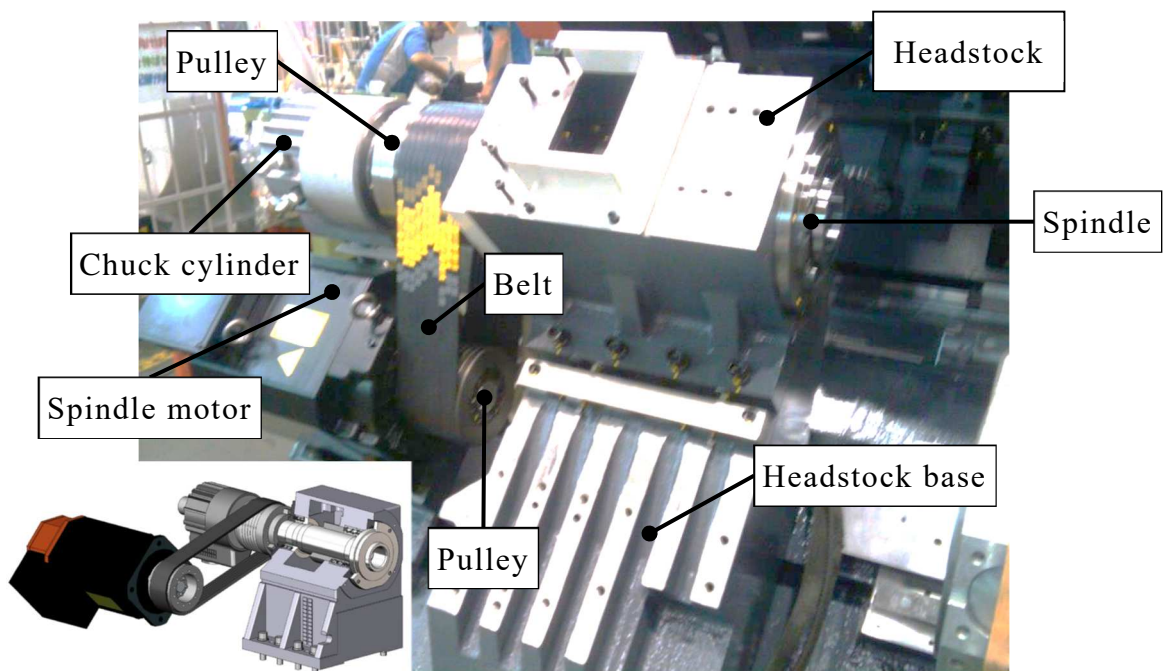


Fig. 5-1 Structure of spindle unit of multi-tasking machine

複合加工機の主軸の駆動方法には大きく2つの種類がある。1つは駆動動力として主軸中心線と並行にスピンドルモータを配置し、その駆動力をベルトとプーリを介して主軸に伝達して回転させるベルト駆動タイプであり、もう一つは主軸と主軸台の間にビルトインモータを内蔵して、直接主軸を回転させるビルトインモータタイプである。それぞれ長所と短所があり、ビルトインモータタイプの主軸の長所は、高速での回転が可能なが挙げられる。短所としては、モータの発熱に対する冷却機構を主軸台内部に搭載する必要があるため、主軸台自体が大きくなることが挙げられる。これに対し、ベルト駆動タイプの長所は、主軸台の厚み（X軸方向）が主軸ベアリングの外径に近い寸法まで小さくできることである。短所は、ベルトとプーリという動力伝達方式を採用するため、主軸が回転する際にベルトの摩擦による発熱が発生し、それがプーリを介して主軸台に伝達されることである。

今回は以下に述べる理由により、機械剛性の観点からベルト駆動タイプを採用した。マルチタレット型複合加工機においては、主軸台の厚みが大きくなると、刃物台において刃先が主軸中心まで届くような構造とするために、タレットの大

きさを大きくしなければならない。これは第4章で提案した切削力の伝達ループの長さが長くなることを意味しており、機械剛性が低下すると推測できる。よって、本章においては主軸台の駆動方式をベルト駆動タイプとして、主軸回転時の発熱による主軸台の温度上昇について、解析結果と実際の測定結果とを比較し、その有用性を確認する。

5-2 主軸回転による主軸台周辺の温度変化解析手法の提案

3次元CADソフトウェアSolidworks 2014 SP5.0(Dassault Systems 製)を用いて主軸ユニットの3次元モデル作成を行った。主軸ユニットは、主軸、ベアリング(①NN3018, ②ACH018, ③NN3016)、プーリ、主軸台、主軸台ベース、テストバーの計9つの部品で構成され、設計図面をもとに可能な限り忠実にモデル化を行った。主軸台内部のベアリング配置は前部に2つ、後部に1つという構造になっている。

作成した3次元モデルを基に、主軸と各ベアリングの最大要素長を10mm、その他の部品の最大要素長を20mmとし10節点四面体要素で分割を行い、有限要素モデルを作成した。総節点数は238,251、総要素数は152,604となった。主軸ユニットの材料はねずみ鋳造(FC300)と炭素鋼(S55C)の2つが使用されている。有限要素モデルにおいて主軸台、主軸台ベース、プーリ、カバーにねずみ鋳造、主軸、ベアリング、テストバーに炭素鋼の材料定数を設定した。各材料定数をTable 5-1に示す。

Table 5-1 Material properties

Material	Gray casting (FC300)	Carbon steel (S55C)
Young's modulus E [N/m ²]	200×10^9	203×10^9
Poisson's ratio ν [-]	0.27	0.32
Mass density ρ [kg/m ³]	7200	7800
Coefficient of thermal expansion α [1/K]	12×10^{-6}	12×10^{-6}
Thermal conductivity λ [W/m·K]	45	30
Specific heat c_p [J/kg·K]	510	500

熱伝導解析を行うにあたり，境界条件の設定を行う．主軸台周辺部を対象に行った表面温度の観測実験をもとに周囲温度を 16.3℃，主軸ユニットの初期温度を 19.9℃に設定し，部品接触面に接触熱抵抗を考慮した．また，主軸ユニットの主な熱源として，ベアリングの発熱とチャックシリンダの作動油による熱の影響を考慮した．ベアリングの発熱については，発熱量を算出し，内部発熱として与えた．一方，チャックシリンダの作動油の発熱量を算出することは困難であるため，主軸を連続回転させ，その状態の表面温度をサーモグラフィで測定する実験を行った．その実験時に測定した温度をもとに発熱量の見積もりを行った．また，主軸ユニット表面からの周囲空気への放熱を再現するために，熱伝達率を算出し，境界条件として与えた．ベアリングの発熱量，主軸ユニット表面の熱伝達率の算出方法については，次節にて詳細を述べる．

以上の初期条件及び境界条件のもと，初期状態から 4 時間経過後までの温度変化について非定常熱伝導解析を行った．

境界条件で用いた熱伝達率の算出方法を示す．実験時の主軸ユニット表面はファンなどの影響はなく無風状態であり，温度上昇とともに自然対流が発生していると考えられる．そこで自然対流の熱伝達率は，等温鉛直平板における自然対流の平均熱伝達係数を用いることとした．20℃における空気の物性値として Table 5-2

に示す値を用いた。

以上の条件を用いて、次式に示す平均プラントル数 Pr 、平均グラスホフ数 Gr_L を求め、平均レイリー数 Ra_L から、層流か乱流かを判断する。

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (5.1)$$

$$Gr_L = \frac{g\beta(\theta_w - \theta_\infty)}{\nu^2} L^3 \quad (5.2)$$

$$Ra_L = Pr \cdot Gr_L \quad (5.3)$$

ここで、 ν は動粘度[m²/s]、 α は熱拡散率[m²/s]、 g は重力加速度[m/s²]、 β は体積膨張率[1/K]であり、空気の場合は $\beta = 1/\theta_\infty$ となる。 θ_w は表面温度[K]、 θ_∞ は雰囲気流体の代表温度[K]である。平均レイリー数は $Ra_L = 2.85 \times 10^{10}$ と求まり、 $Ra_L > 10^9$ であることから主軸ユニット表面の自然対流は乱流であると判断できる。

等温垂直平板の乱流における平均ヌセルト数 Nu_L は、次式に示す近似式を用いた。

$$\overline{Nu}_L = \left(0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{\{1 + (0.492/Pr)^{9/16}\}^{8/27}} \right)^2 \quad (5-4)$$

平均熱伝達係数 \overline{h}_L は次式より求められる。

$$\overline{h}_L = \frac{\lambda}{L} \overline{Nu}_L \quad (5-5)$$

算出された周囲空気への熱伝達係数は、9.71[W/m²·K]となった。

Table 5-2 Physical properties of air at 20°C

Material	Air
Density ρ [kg/m ³]	1.205
Specific heat c_p [10 ³ J/kg·K]	1.007
Viscosity η [10 ⁻⁵ Pa·s]	1.822
Kinematic viscosity ν [10 ⁻⁵ m ² /s]	1.512
Thermal conductivity λ [10 ⁻² W/m·K]	2.57
Thermal diffusivity α [10 ⁻⁵ m ² /s]	2.073

ベアリングの摩擦損失は、そのほとんどがベアリング内部で熱エネルギーに変わり、ベアリングの温度上昇をもたらす。ベアリングの発熱量 Q [W]は次式より求まる。

$$Q = 10^{-3}M\omega \quad (5-6)$$

ここで、 M は摩擦モーメント [N·mm]であり、 ω はベアリングの回転角速度 [rad/s]である。摩擦モーメントは次式より求まる。

$$M = \frac{\mu Pd}{2} \quad (5-7)$$

ここで μ は摩擦係数、 d はベアリング内径 [mm]である。対象の主軸ユニットでは、主軸台前部において①複列円筒ころ軸受 (NN3018)、②複列アンギュラ軸受 (ACH018) の2つ、後部では③複列円筒ころ軸受 (NN016) の1つが使用されている。各ベアリングの動摩擦係数および内径を Table 5-3 に示す。ベアリングの動摩擦係数は、ベアリングの形式や荷重、潤滑方法、回転速度といった使用条件により異なるが、おおよそ Table 5-3 に示す値をとる。無負荷運転において軸にかかる荷重は、ベルトから受ける張力のみである。

以上をもとに、算出された各ベアリングの発熱量を Table 5-4 に示す。算出されたベアリング発熱量には範囲があり、実際に各熱源からどれだけ熱が発生してい

るか不明である．そのため，算出した値を目安に各ベアリングに発熱量を与え，実験から得られた主軸ユニット表面温度と合うように発熱量の見積もりを行う．温度標本点は実験同様，Fig. 5-1 に示す Sp1～Sp8 の 8 点とした．解析には有限要素解析ソフトウェア MSC.Marc（MSC Software Corporation）を用いた．

Table 5-3 Friction coefficient and inner diameter of each bearing

Bearing type	Friction coefficient μ [-]	Inner diameter d [mm]
① Cylindrical roller bearing (NN3018)	0.008 ~ 0.0015	90
② Angular contact bearing (ACH018)	0.0012 ~ 0.0020	90
③ Cylindrical roller bearing (NN3016)	0.008 ~ 0.0015	80

Table 5-4 Calculated calorific value of each bearing

Bearing	Calorific value Q [W]
① Cylindrical roller bearing (NN3018)	24.3 ~ 36.5
② Angular contact bearing (ACH018)	29.6 ~ 44.4
③ Cylindrical roller bearing (NN3016)	50.2 ~ 75.3

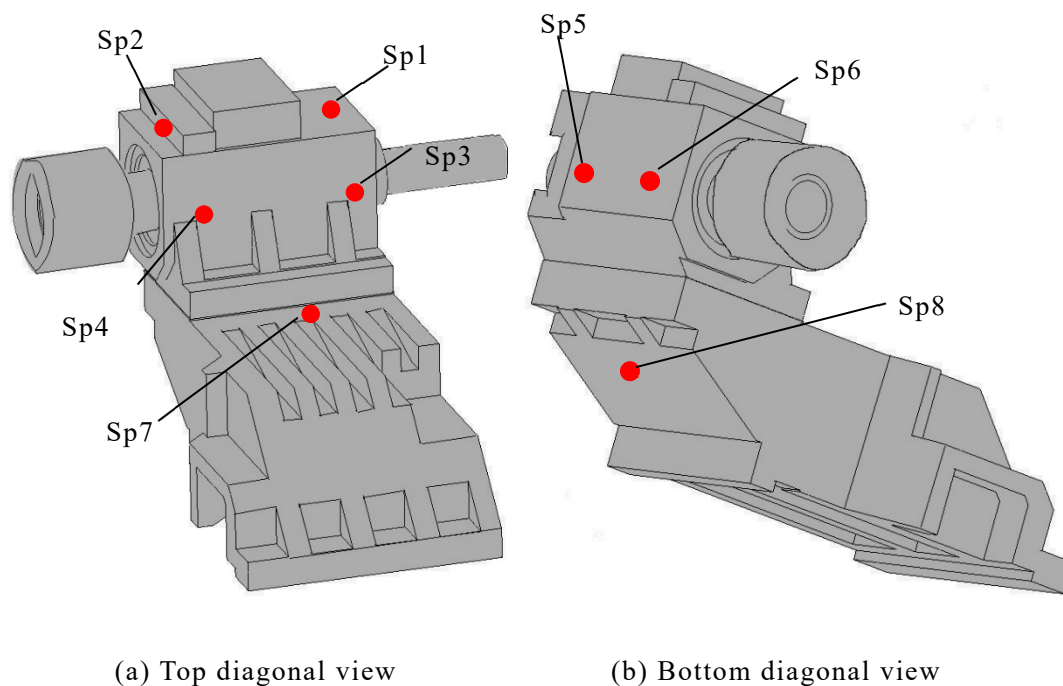


Fig. 5-1 Temperature sampling point of the spindle unit

非定常熱伝導解析を行い、各熱源の発熱量の見積もりを行った。その結果、各熱源の発熱量は Table 5-5 に示す値となった。これらの値は前節で記した発熱量の範囲内に収まっている。またそのときの各温度測定点での時間経過を Fig. 5-2 に示す。各標本点での 4 時間後の温度は約 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ となり、おおよそ一致した。温度上昇の曲線から、温度の立ち上がりの様子も再現できており、前節で算出した主軸ユニット周囲空気への熱伝達係数およびベアリングの発熱量の値は適切であったといえる。また、Fig. 5-3 に 4 時間後の主軸ユニットの温度分布を示す。これより熱源であるベアリング付近とチャックシリンダの作動油の影響のあるプーリ部分で温度が高くなっていることが確認できる。これらの傾向は主軸台周辺部の表面温度の観測実験から得られたサーモグラフィの示す温度分布と一致している。

Table 5-5 Estimated calorific value of each heat source

Heat source	Calorific value Q [W]
① Cylindrical roller bearing (NN3018)	33.6
② Angular contact bearing(ACH018)	40.1
③ Cylindrical roller bearing (NN3016)	60.0
Effect of chuck cylinder's hydraulic fluid	107.9

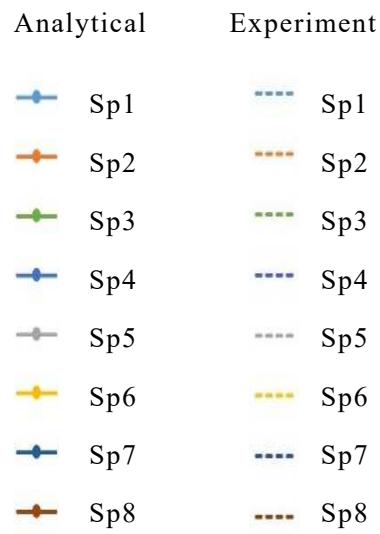
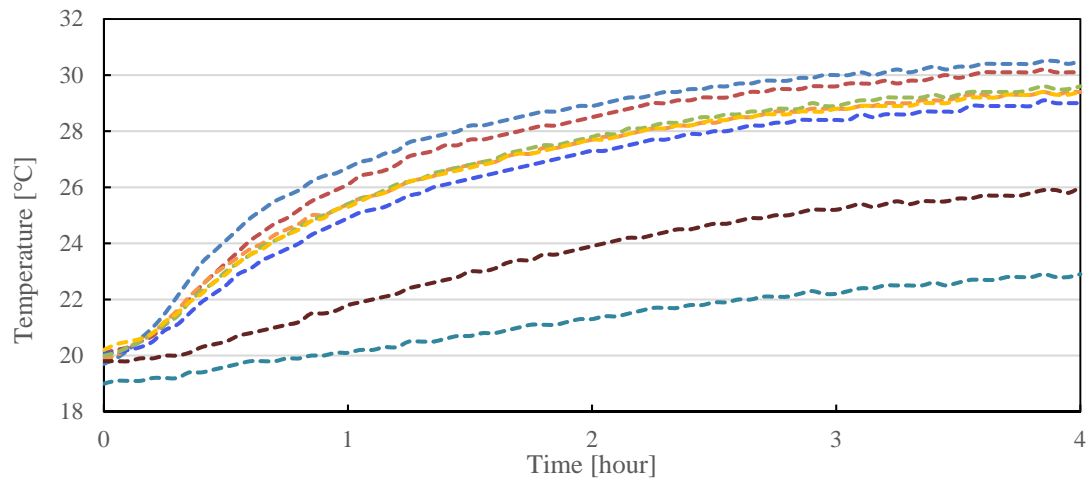
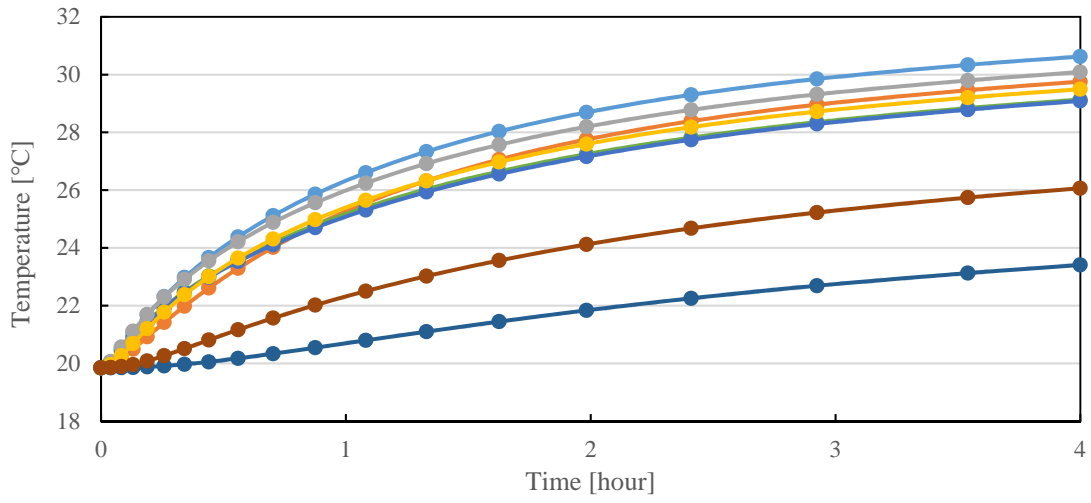


Fig. 5-2 Temperature histories of sampling points (analysis and experiment)

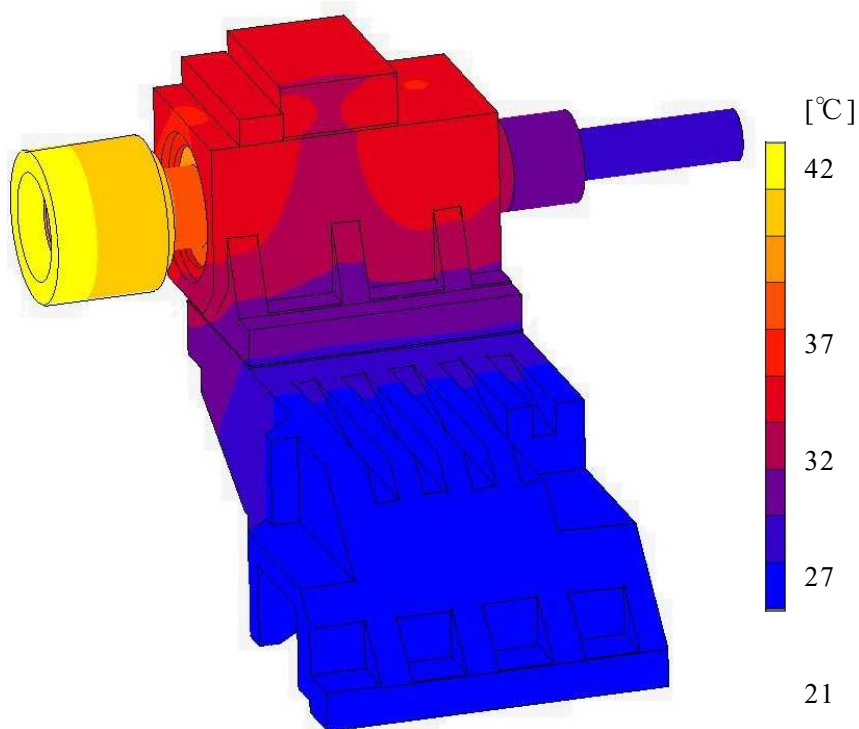


Fig. 5-3 Temperature distribution of headstock

5-3 境界条件に関する提案（きさげを用いた場合の接触熱抵抗）

CAE を用いて工作機械の熱変形を解析するに際し，部品間の境界条件すなわち接触熱抵抗が，重要になることは以前にも研究されている．^[13-25]

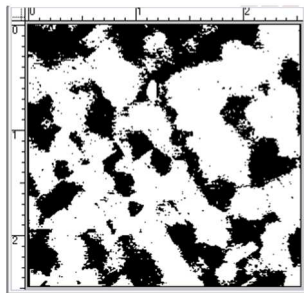
きさげ加工とは，金属加工の一種であり，工作機械のベッドのような滑り移動を行う金属平面の摩擦抵抗を減らす目的で製造時の仕上げ工程で施される，微小な窪みを付ける加工である．工作機械においては滑り面だけではなく，高精度に組み付けが必要となる部品間においても同様にきさげ加工が行われている．テストピースに対して，きさげ加工を行った．その後，接触面のあたりの観察と表面粗さ計での表面粗さの測定をした．その結果を Fig. 5-4 に示す．



Photograph of scraping the surface of the platen

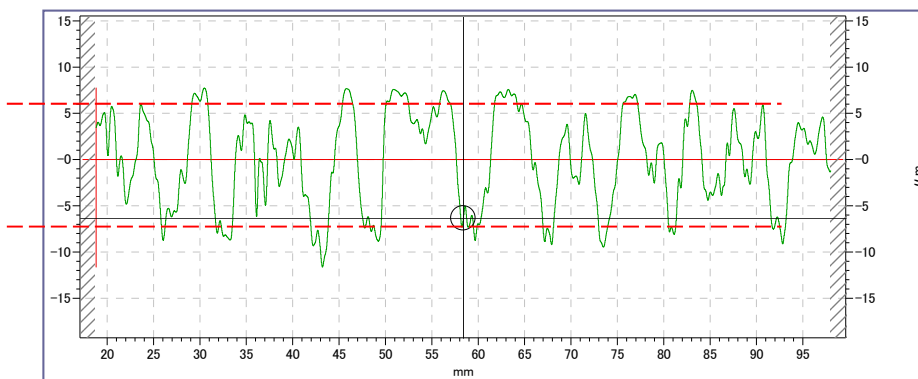


Picture of scratched surface on test piece



Contact area ratio
is 37%

Scanned and binarized image on the surface



Measurement result of roughness of scratched surface

Fig. 5-4 Measurement results of scratching surface and surface roughness

図中のパーセント（Contact area ratio is 37%）は転写した表面を基に，接触部分と非接触部分を2値化して，見かけの面積に占める接触部分の割合を求めたものである．通常きさげ加工を行わない場合の見かけの面積に対する真実接触面積の割合は0.1[%]～数[%]とされている．きさげ加工を行うことで，その割合は大きくなっていることが判った．

先に述べた主軸台においても主軸台と主軸台ベースの間においては，きさげ加工が行われている．その接触面にて発生する接触熱抵抗を推定して，CAEによる熱解析の境界条件として入力する．接触熱抵抗の推定式を式5-8に示す．

$$\frac{1}{h_0} = 1.98 \times 10^{-5} \left(\frac{1}{\lambda_1} + \frac{1}{\lambda_2} \right)$$

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{h_0} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} \cdot \frac{a}{A} + \frac{\lambda_f}{\delta_1 + \delta_2} \cdot \left(1 - \frac{a}{A} \right) \quad (5-8)$$

Rは接触熱抵抗を表し， δ_1, δ_2 は接触する両面それぞれの平均表面粗さ， λ_1, λ_2 は接触する両面それぞれの固体の熱伝導率， a/A は真実接触面積に対する見かけの面積の割合， λ_f は介在する気体の熱伝導率を表している．

実際に試作した主軸台のきさげ写真をFig. 5-5に示す．そのきさげ面に対してFig. 5-4に示す方法で接触面の当たりを測定したところ，接触面率は平均で約60%であることが判った．また，それぞれの加工面の平均粗さを測定した．

Scraped surface of the headstock

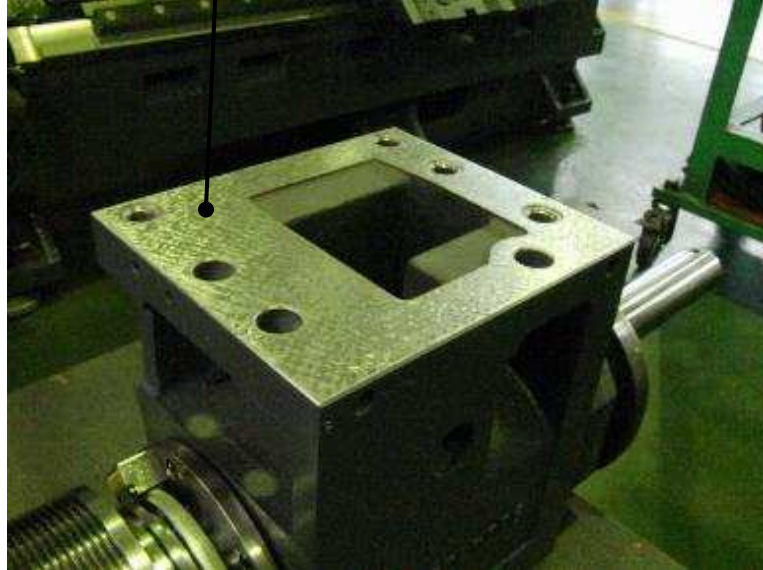


Fig. 5-5 Scraped surface of headstock of spindle unit

先に説明した接触面に対して式(5-8)を用いて接触熱抵抗を求めると

$$R = 1.4 \times 10^{-6} [\text{m}^2\text{K}/\text{W}]$$

となる．これに対して，きさげ加工を行わない場合の推定値を求めると

$$R = 1.4 \times 10^{-4} [\text{m}^2\text{K}/\text{W}]$$

となり，きさげ加工により約 1/100 に熱抵抗が小さくなることが判った．その際に数式に代入した値については Table 5-6 に示す．

Table 5-6 Parameters for calculating contact thermal resistance

	unit	value
Surface finish average roughness δ_1	[m]	1.6×10^{-6}
Surface finish average roughness δ_2	[m]	1.6×10^{-6}
Thermal conductivity λ_1	[W/mK]	50
Thermal conductivity λ_2	[W/mK]	50
Thermal conductivity of intervening substance λ_f	[W/mK]	0.0257
Contact area ratio a/A		60%

5-4 CAE 解析結果とサーモグラフィによる実測との比較

我々は複合加工機の構造に対して，CAE 技術を用いて熱変形解析を行い，等方膨張の様なより単純な熱変形をする構造の設計を目指している．我々が開発した複合加工機 WT-150 II（中村留精密工業(株)製）の主軸ユニットを例に挙げて CAE による熱伝導解析の結果を Fig. 5-5 に示す．主軸ユニットは工作物を把握するチャックと接続して回転する主軸と回転を支持するベアリング，これらの筐体となる主軸台，及び主軸の剛性を確保するための主軸台ベースで構成されている．3次元モデルに対して，最大要素長を 30mm とし 10 節点四面体要素で分割し，有限要素モデルを作成した．総節点数は 46,983，総要素数は 29,007 となった．

主軸のベアリングが回転により発熱し，その熱が主軸台及び主軸台ベースを伝わる様子を熱伝導解析した．各材料定数を Table 5-7 に示す．与える発熱条件は Table 5-8 の通りである．

Table 5-7 Material properties table

	unit	FC300	S45C
Density ρ	Kg/m ³	7200	780
Thermal conductivity λ	W/mK	50	43
Specific heat c_p	J/kgK	510	440

Table 5-8 Calorific value of each bearings

Heat source	Calorific value Q [W]
① Cylindrical roller bearing (NN3018)	33.6
② Angular contact bearing (ACH018)	40.1
③ Cylindrical roller bearing (NN3016)	60.0

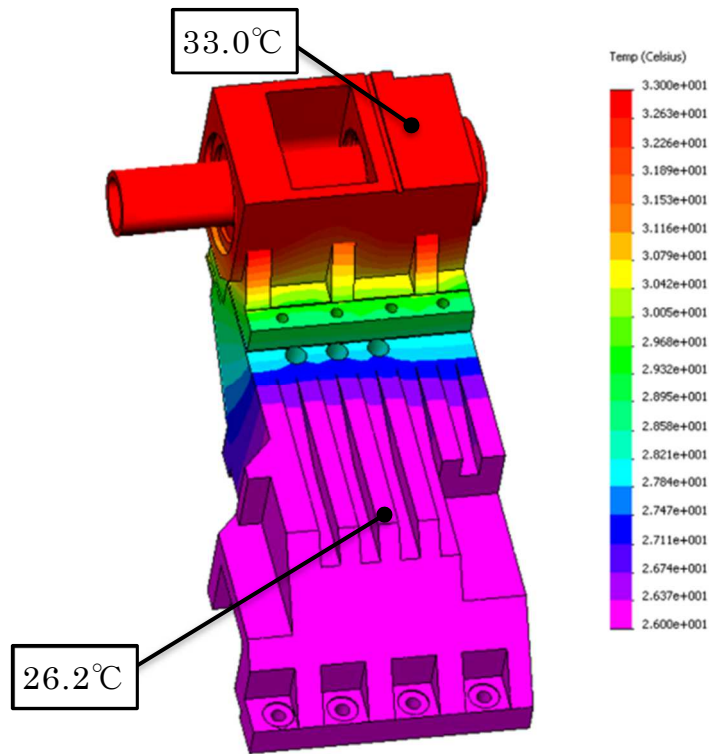
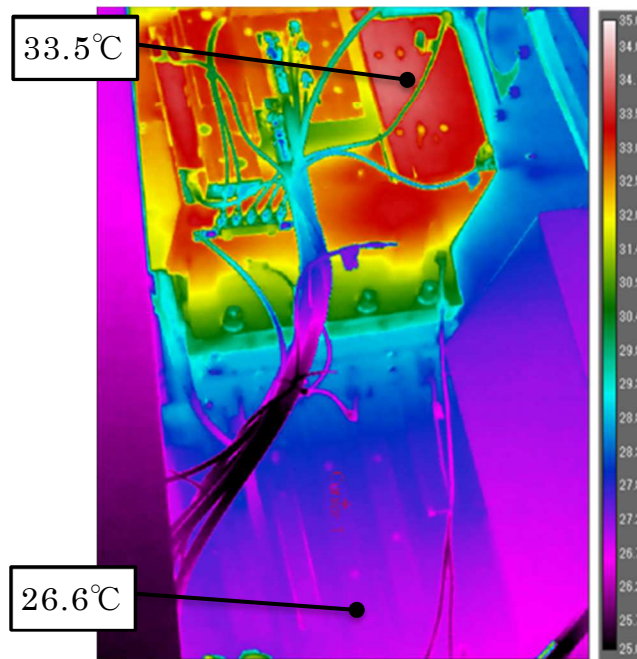


Fig.5-5 Heat transfer analysis result of the headstock



Thermography model: CPA-T620(FLIR)

Fig. 5-6 Measurement results by thermography

解析結果との比較を目的とし、主軸回転時の主軸台周辺部の表面温度の観測実験を行った。主軸を回転させて4時間後の温度分布をサーモグラフィにて測定した。測定結果を Fig. 5-6 に示す。

サーモグラフィの示す温度分布と解析結果が良く一致していることが判った。以上のことより、複合加工機の主軸台において、主軸回転による発熱を考慮した温度変化が解析によって精度良く得られることが確認できた。

5-5 結言

本章においては主軸台の駆動方式をベルト駆動タイプとして、主軸回転時の発熱による主軸台の温度上昇について、解析における初期条件・境界条件を詳細に検討して与え、解析結果と実際の測定結果とを比較し、提案した解析手法の有用性を確認した。

5-6 参考文献

- [1] 日本機械学会，伝熱工学．丸善出版，pp.87-95，2005
- [2] Xu Min, Jiang Shuyun, Cai Ying, An improved thermal model for machine tool bearings, *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 47(2007), pp.53-62, 2007
- [3] Bing Fang, Tianqi Gu, Dapeng Ye, Tianzhi Luo, An improved thermo-mechanical model for vertical machining center, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol 87(2016), pp.2581-2592, 2016
- [4] 転がり軸受工学編集委員会，転がり軸受工学，養賢堂，pp.117-130，1975
- [5] 尾田十八，室津義定，機械設計工学1，培風館，pp.197-202，1999
- [6] 日本トライボロジー学会，トライボロジーハンドブック，養賢堂，pp.143-147，2001
- [7] 大西久治，機械工作要論第3版，理工学社，pp.11-1-11，1998
- [8] 鬼鞍宏猷，機械製作要論，養賢堂，pp.291-298，2016
- [9] 清水伸二，工作機械の最先端技術 高速・高精度・複合化手法，日本機械学会，pp.249-270，1988

- [10] 山崎 光悦, 沢田 学, 土橋 誠, 中西 賢一, 工作機械の熱剛性最大化設計の検討, 日本機械学会年次大会講演論文集 2000.1(0), pp.129-130, 2000
- [11] 中西 賢一, 複合加工機における熱変形対策, 日本機械学会北陸信越支部総会・講演会 講演論文集 2009.46(0), pp.83-84, 2009
- [12] 木村 和也, 山崎 光悦, 関野 昭一, 若宮 篤史, 旋盤主軸ユニットの熱剛性設計法の検討, 日本機械学会北陸信越支部総会・講演会 講演論文集 2007.44(0), pp.155-156, 2007
- [13] 尾田 十八, 熱接触抵抗問題のためのボルト結合体境界面の圧力分布について, 日本機械学会誌 75(639), pp.636-637, 1972
- [14] 尾田 十八, ある接触問題における弾性定数の役割, 日本機械学会誌 74(630), pp.898, 1971
- [15] 尾田 十八, はめあい部の接触面応力解析の一方法, 日本機械学会誌 73(619), pp.1193, 1970
- [16] 尾田 十八, 木元 信余, 接着構造の熱応力問題解析の有限要素法とその応用, 日本機械学会論文集. A編 54(497), pp.119-125, 1988
- [17] 尾田 十八, 熱接触抵抗問題のためのボルト結合体境界面の圧力分布について, 日本機械学会誌 75(639), pp.636-637, 1972
- [18] 尾田 十八, 幾何学的不連続性をもつ板の熱応力集中, 日本機械学会誌 73(618), pp.1033, 1970
- [19] 清水 伸二, 菊森 一洋, 坂本 治久, FEM解析における結合面の接触熱特性の組込み法, 精密工学会学術講演会講演論文集 2003S(0), pp.241-241, 2003
- [20] 清水 伸二, 菊森 一洋, 坂本 治久, FEM解析における結合面の接触熱特性の組込み法(第2報), 精密工学会学術講演会講演論文集 2004S(0), pp.268-268, 2004
- [21] 清水 伸二, 菊森 一洋, 坂本 治久, FEM解析における結合面接触熱特性の組込み法(第3報), 精密工学会学術講演会講演論文集 2005S(0), pp.449-449, 2005
- [22] 矢生 晋介, 北 正知, 清水 伸二, 結合部の接触熱特性が複合加工機熱変形挙動に及ぼす影響, 精密工学会学術講演会講演論文集 2008S(0), pp.611-612, 2008

- [23] 清水 伸二 , 野村 宗平 , 坂本 治久 , 矢生 晋介, 接触部の偏り特性と結合部接触熱抵抗の関係についての一考察, 精密工学会学術講演会講演論文集 2008S(0), pp.1083-1084, 2008
- [24] 清水 伸二 , 野村 宗平 , 坂本 治久, 大気雰囲気での結合部接触熱抵抗の定量的測定法, 精密工学会学術講演会講演論文集 2007S(0), pp.113-114, 2007
- [25] 中村 恭子 , 吉谷 明敏 , 清水 伸二 , 坂本 治久, 荷重負荷時の結合面真実接触面積の塑性変形成分の特性について, 精密工学会学術講演会講演論文集 2013S(0), pp.737-738, 2013

第6章 複合加工機のベッド構造における熱変形解析手法の提案

6-1 緒言

過去に吉田らにより，単純な水平構造の旋盤ベッド構造を用いて，主軸台を加熱した場合のベッドの温度分布の計測と熱膨張を推定した研究がなされている．しかしながら，現在のベッドは鑄造技術の高度化に伴い，薄肉化による軽量化が進み，その構造はより複雑になっている．^[1-21] このような構造の複雑化に伴い，その熱変形の推定は益々困難になっている．

ベッドの形についても，長時間の連続加工を実現するために，ベッドに傾斜角度を設けて，加工にて発生する切屑の排出性を向上させる，スラントベッドが主流となっている．Fig. 6-1 に水平（垂直）ベッドとスラントベッドの構造を示す．それぞれについて特長があり，水平ベッドは形状が前後上下左右にほぼ対称なため，その熱変形は単純な熱膨張に準ずる変形となり，被削材と刃物台との相対距離はあまり変化しない．しかし，切屑がベッドに留まることから，加工熱を持った切屑が堆積することで，局所的な温度上昇が発生して，それが意図しない熱変形を発生させてしまう．一方，スラントベッドは，切屑が重力によって滑り落ちて排出されるため，直接，ベッドが切屑の熱の影響を受けにくい．しかし，構造が前後上下に非対称な形状となるため，周囲の温度の影響を受けて単純な熱膨張とは異なる複雑な熱変形を生じる．

スラントベッドでは複雑な熱変形の結果，摺動面に反りが発生してしまうことで，主軸台と刃物台との間に大きな変位量が生ずると考えられる．垂直ベッドについては，切り屑は加工点から真下に落ちる．しかし，ベッド以外のコラムや X 軸スライドの熱膨張による加工精度への影響が水平ベッドに比べ大きく，ソフトウェアによる補正が必須となる．

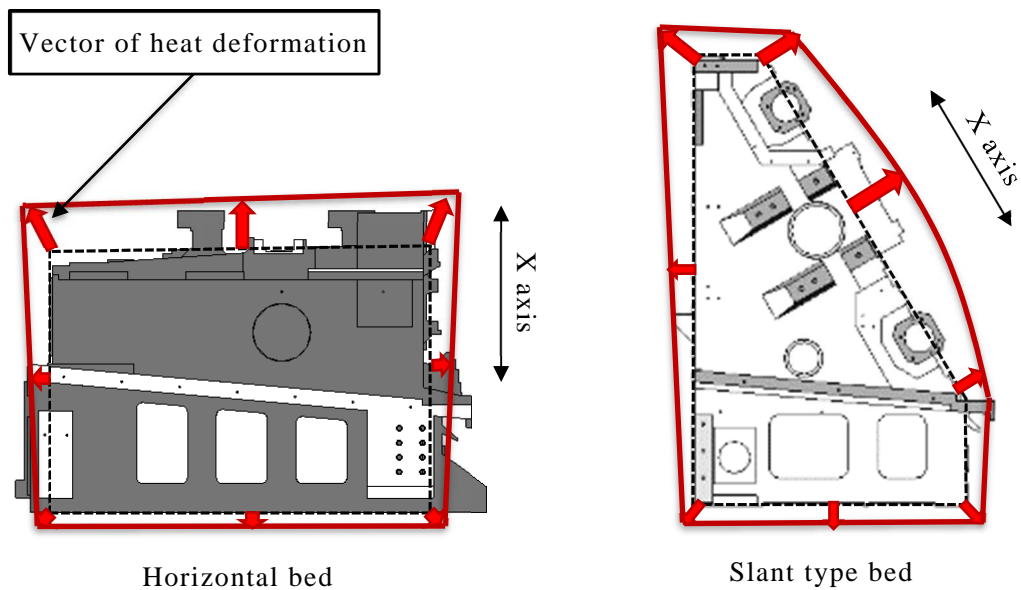


Fig. 6-1 Horizontal bed and slant bed

ベッド全体が等方熱膨張状の変形をすることによる加工寸法に対する影響については、ベッド上に搭載される主軸台および刃物台が、ベッドと同様に単純熱膨張すれば、熱変位量は互いに相殺されて、加工寸法への影響は小さくなることが期待できる。しかしながら、ベッド上の摺動面、あるいは直動案内のレール取り付け面の高さに微小な差が生じることで、主軸台および刃物台は大きく傾き、それによって、加工寸法に変化が生ずる。スラントベッドについて、Fig. 6-2にその説明図を示す。

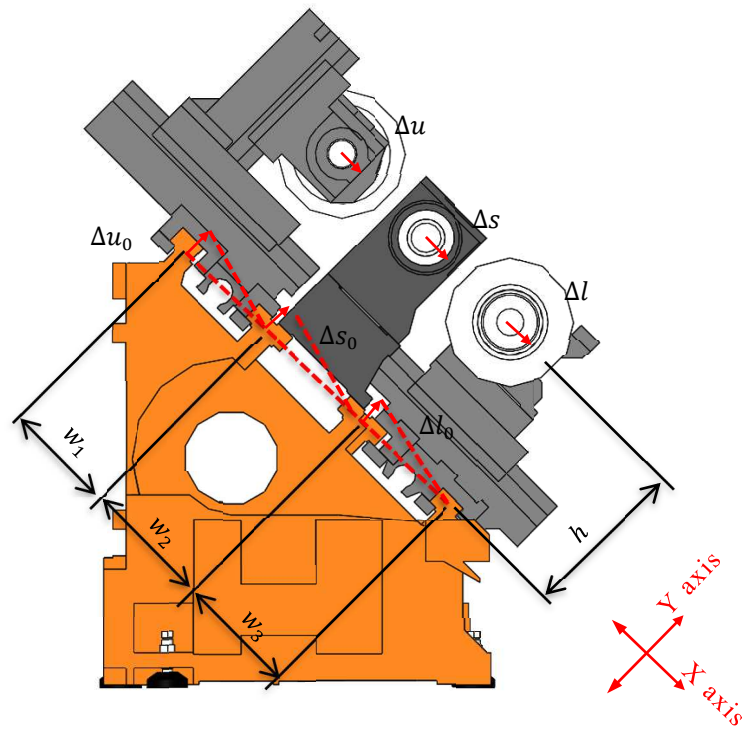


Fig. 6-2 Effect of slope of bed sliding surface on processing dimension

Fig. 6-2 に示すベッドの反りによって発生するスライド間の Y 軸方向相対変位量 Δu_0 , Δs_0 および Δl_0 によって生ずる刃物台および主軸台の X 軸方向の変位量 Δu , Δs および Δl の関係は、微小変形を仮定すれば式(6-1)~(6-3)のように求められる。また式(6-4)及び式(6-5)によって、加工径の変化量 $\Delta \phi$ が求められる。

$$\Delta u = \Delta u_0 \times \frac{h}{w_1} \quad (6-1)$$

$$\Delta s = \Delta s_0 \times \frac{h}{w_2} \quad (6-2)$$

$$\Delta l = \Delta l_0 \times \frac{h}{w_3} \quad (6-3)$$

$$\Delta \phi_{UPPER} = (\Delta u - \Delta s) \times 2 \quad (6-4)$$

$$\Delta \phi_{LOWER} = (\Delta s - \Delta l) \times 2 \quad (6-5)$$

この式から、刃物台及び主軸台の変位量 (Δu , Δs , Δl) はベッドでの熱変形 (Δu_0 , Δs_0 , Δl_0) を拡大し、加工径の変化量に大きく影響することがわかる。複合加工機は多軸化が必須であり、その軸の分だけスライドが積み上げられる仕

組みになっている。よって軸数が多ければ多いほど、加工点の摺動面からの高さ h が増大し、その微小な高さの変化がより大きな加工寸法変化を発生させる。それ故、複合加工機においては、ベッドの反り状の熱変形を抑制することが重要となる。本章においてはそのベッドの熱変形を解析する上で適切な拘束条件について提案するものであり、解析結果と実際の測定結果とを検証し、その拘束条件の妥当性を確認するものである。

6-2 ベッドの熱変形解析手法と実験による検証

まずは、複合加工機のベッドが環境温度変化によって、どのように熱変形を起こしているか観測する。観測を行った環境試験室の外観を Fig. 6-3 に、環境試験室の仕様を Table 6-1 に示す。



Fig. 6-3 Environmental testing laboratory (Exit door side)

Table 6-1 Specification of the environmental testing laboratory

	Specification
Control temperature range	+5 °C to +45 °C
Control temperature error	± 0.5 °C
Outer dimension	W 8.2 m, L 8.67 m, H 5.05 m
Inner dimension	W 8.13 m, L 8.6 m, H 4.98 m
Maximum air conditioning output	40 kW
Maximum temperature change setting	± 5 °C /hour

実験は、部屋の中の空間温度を制御できる環境試験室にて行った。環境試験室の性能を測るため、気温を4時間で7°C降下させ、14時間保ち、その後4時間で7度上昇させ、再度4時間保つプログラムを組んだ場合の指令温度値と測定された気温を比較した。その結果を Fig. 6-4 に示す。実験結果より、床面からの高さにより気温に差があることが判った。また、気温は±1[K]でのコントロールができていたことも判った。

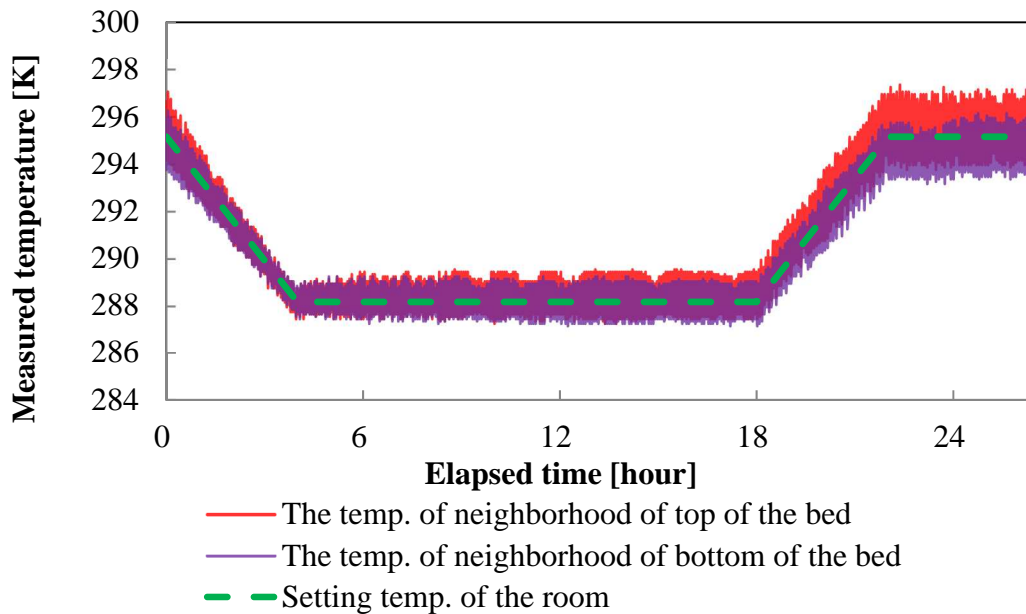


Fig. 6-4 Temperature control performance of environmental test room

次に環境試験室内に複合加工機のベッドを入れて、その熱変形を測定する実験を行った。環境温度が変化した場合のベッドの熱変形を測定するため、以下の測定装置を用いた。2点間の距離の測定にはレニショー製のXL-80を使用した。測長器の環境温度補正ユニットは、動作させているが、線膨張係数による20[°C]の標準物体温度への標準化は行っていない。実験に使用したレーザ測長器の仕様をTable 6-2に、それぞれの実験の状態をFig. 6-5からFig. 6-7に示す。ベッドに対して、幅、奥行き、高さ方向に測定を行った。

Table 6-2 Specification of XL-80 Laser

	Specifications
Laser frequency accuracy	$\pm 0.05 \text{ ppm}$
Dimensions (Weight)	214 mm \times 120 mm \times 70 mm (1.85 kg)
Maximum temperature change setting	$\pm 5^\circ \text{C} / \text{hour}$

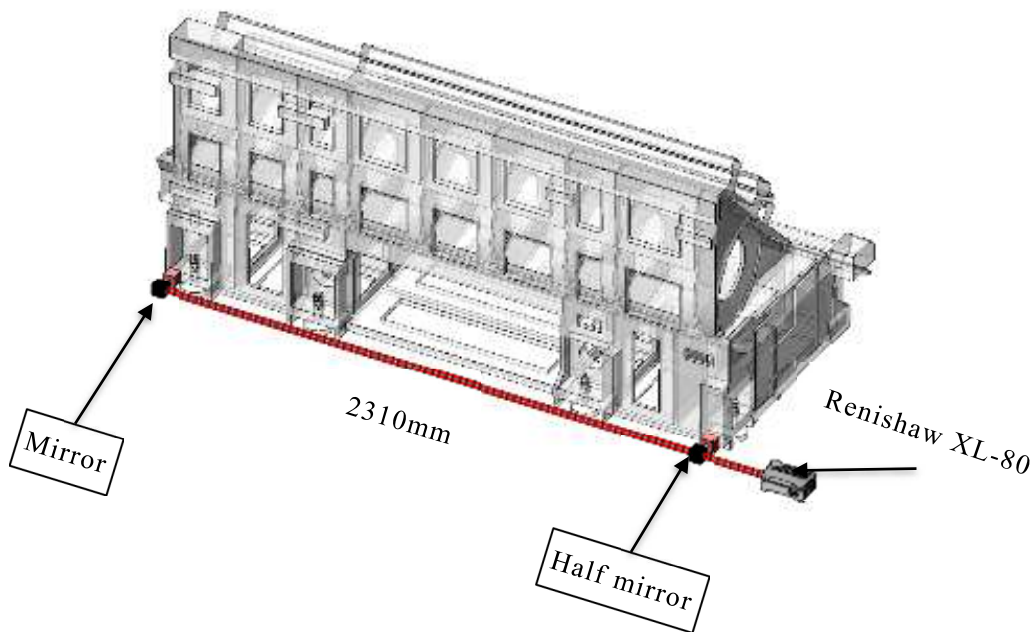


Fig. 6-5 Measurement of the displacement in the width direction (right and left direction) of the bed

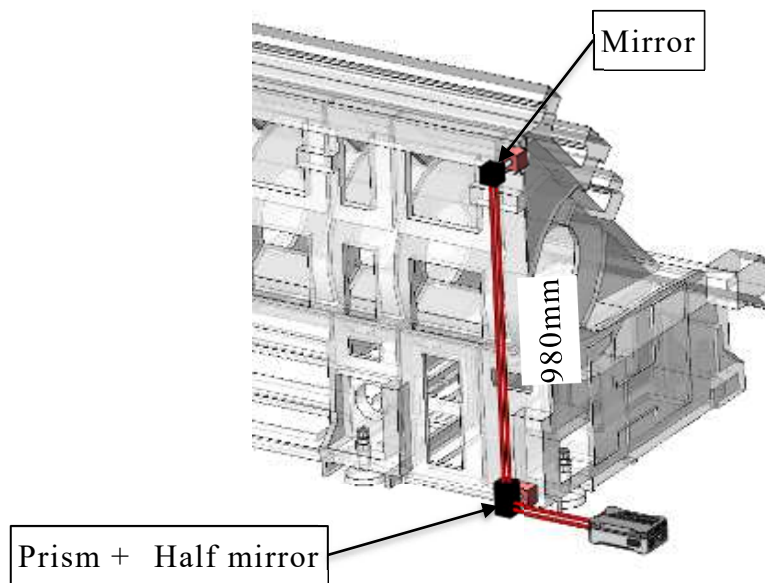


Fig. 6-6 Measurement of the displacement of the bed height (vertical direction)
landscape

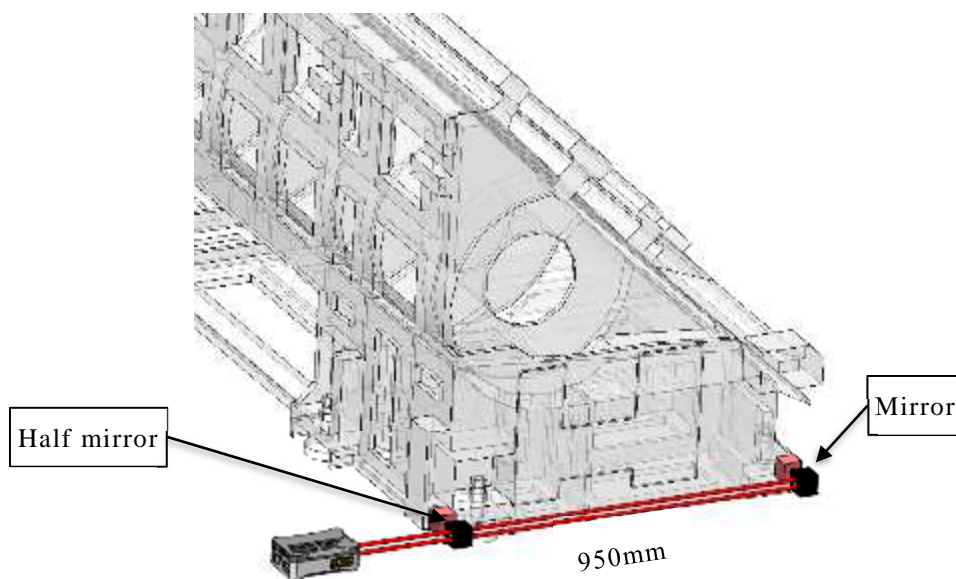


Fig. 6-7 Measurement of the displacement amount in the depth direction (front and
back direction) of the bed

Fig. 6-4 の環境試験室の気温変化パターン（気温を 4 時間で 7℃ 降下させ、14 時間保ち、その後 4 時間で 7 度上昇させる）を与えた場合の熱変位量の測定結果を、

Fig. 6-8 に示す．測定開始時間は，室温降下制御の開始時間である． Fig. 6-8 の示すように，ベッド下部の幅（width）及び奥行（depth）の変位測定においては，床固定されているにもかかわらず，測定温度の変化に従って変位が発生している．

この原因としては，床にもベッドと同様に環境温度変化による熱変形が発生しているか，もしくは固定治具がベッド下部の変形を十分に拘束していないことが考えられる．通常の解析においては，ベッドの底面を完全拘束することが多いが，このような拘束だと現実を反映しない解析となる可能性が高い．従って，次節で説明するベッドの熱変形解析においては，床の熱変形もしくは固定治具の変形も考慮して，拘束条件を考えた．

また， Fig. 6-8 の結果から，ベッドの各測定点での熱変位量[mm]をベッドの温度変化量[K]で除したものを，293[K]での測定長さを基準として計算すると，線膨張係数は $10.7 \times 10^{-5} [1/K] \sim 11.4 \times 10^{-5} [1/K]$ となった．これ以降の熱変形解析に用いる鋳物の線膨張係数は $11.1 \times 10^{-5} [1/K]$ とする．

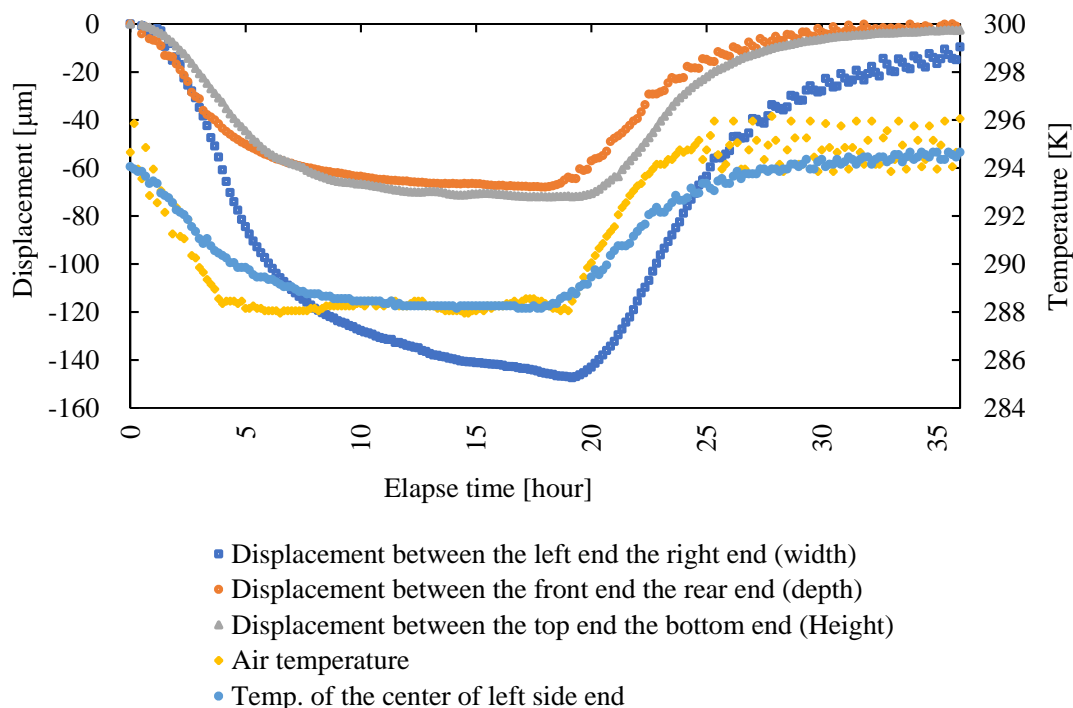


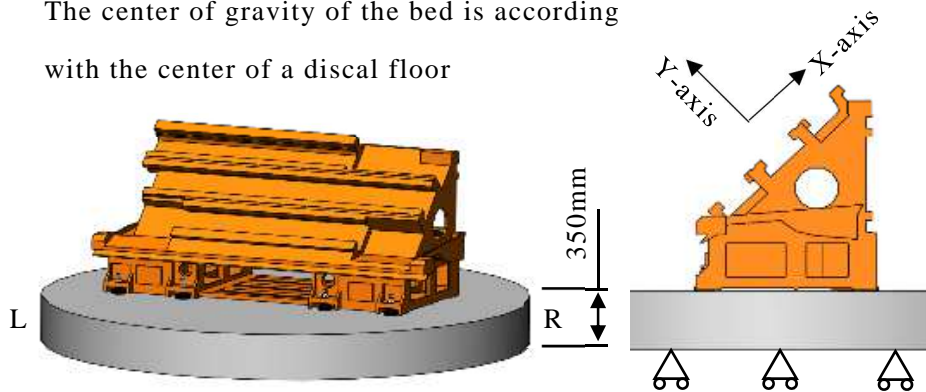
Fig.6-8 Measurement result of thermal deformation of bed at ambient temperature change

実験を行った結果，温度変化と同時にどちらの方向の変位の値も変化し始めている．また，それぞれについて平衡値に達するまでの時間が異なっている．これは，ベッド内部のリブ構造によって，各方向に対する熱変形挙動の違いが生じているためと考えられる．

6-3 複合加工機の熱変形解析における拘束条件

有限要素法を用いて工作機械の剛性を評価する手法はこれまでも多く提案されている．複合加工機において精度の高い熱応力解析を行うには，床をモデリングすること，もしくは床と支持部の拘束条件を適切に設定することが重要と考えられる．Fig. 6-9 にレベリング治具とベッドおよび床との位置関係を表したイメージ図を示す．床モデルでは，床材のコンクリートを円盤状にモデル化し，コンクリートの厚みは環境試験室の基礎と同じ厚み 350[mm]として，ベッドの重心位置の直下にコンクリート円盤の中心が来るように配置した．

The center of gravity of the bed is according with the center of a discal floor



The thickness of the model as same as one of concrete of the environmental laboratory

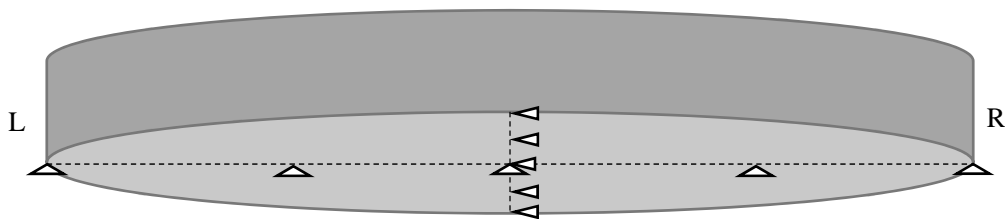


Fig. 6-9 Floor surface restraint condition for bed analysis

ここでは、以下に示す異なる2種類の拘束条件を考える。拘束条件1では、Fig. 6-10のようなレベリング治具を介してベッドと床を接合する。この場合、床は剛体と考え、治具以外の場所ではベッドと床は接合していないものとする。一方、拘束条件2では、ベッドがFig. 6-10に示す床モデルに直接接合しているものとする。ただし、この場合は、床モデルも弾性体で熱膨張することとし、床モデルの底面を完全拘束する。これら2つの拘束条件下でベッドの熱変形解析を行い、固定治具の影響及び床の熱膨張の影響について考察する。拘束条件を表す表をTable 6-3に示す。また、作成した3次元モデルは、最大要素長を30mmとし10節点四面体要素で有限要素分割を行った。総節点数は1,399,907、総要素数は949,470となった。モデル表面における熱伝達係数は $9.71[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$ として解析に入力する。上記の2つの拘束条件においては、いずれの接触部も摩擦を伴う接触ではなくボンド結合とした。

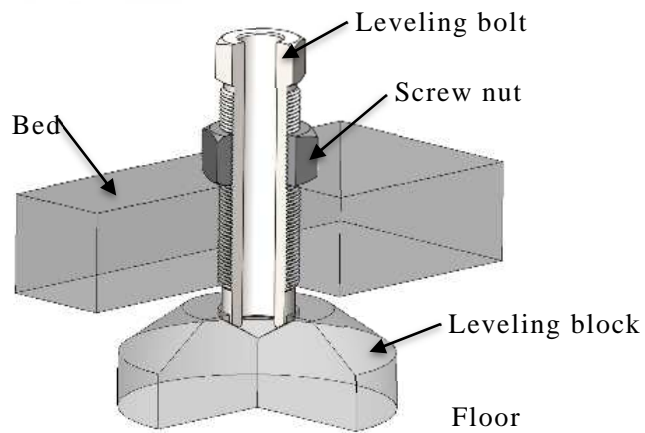


Fig. 6-10 Cross-sectional image of leveling jig

Table 6-2 Restraint conditions

	Condition No.1	Condition No.2
Constrained part	Bottom of leveling block	Bottom of floor

ベッドのボルト締結部を拘束して解析した場合(拘束条件 1)において、開始から 5 時間後の熱変形の様子を Fig. 6-11 に示す。また、床モデルの熱膨張を考慮して解析を行った場合(拘束条件 2)の熱変形の様子を Fig. 6-12 に示す。いずれの図も変形については、実際の 5000 倍に拡大して表示している。ひずみについては、ミーゼス相当ひずみを示している。解析に用いたソフトウェアは Solidworks Simulation 2014 SP5.0(Dassault Systems 製)である。

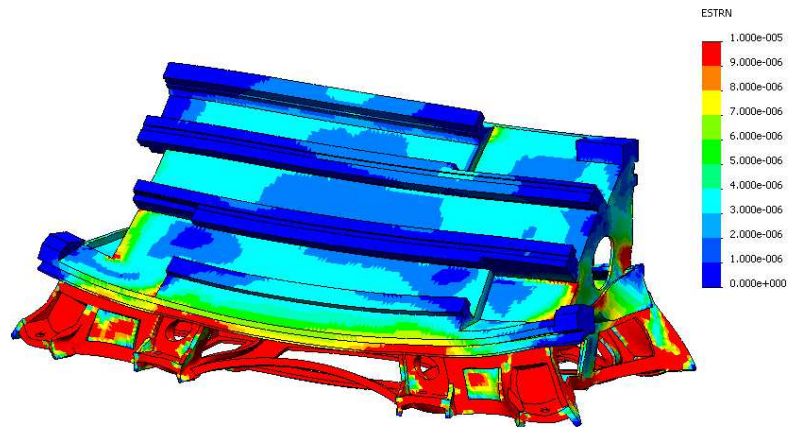


Fig. 6-11 The appearance of thermal deformation and strain distribution (after 5 hours) when analysis is performed by constraining the bolt fastening part (Condition No.1)

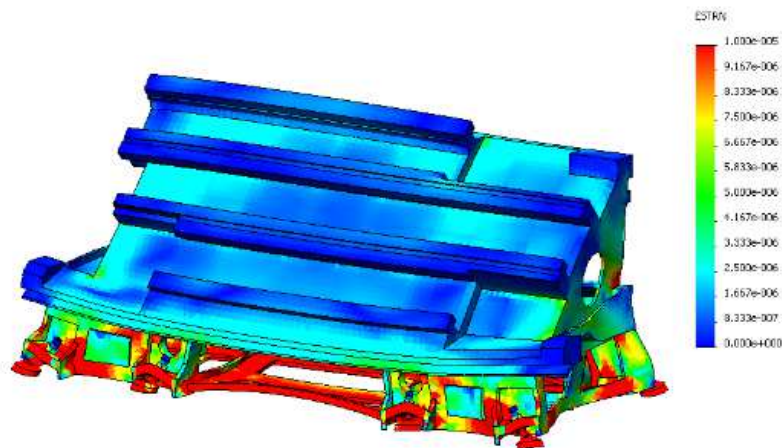


Fig. 6-12 The appearance of thermal deformation and strain distribution (after 5 hours) when analysis is performed in consideration of thermal expansion of the floor model (Condition No.2)

両者を比較すると、ベッドの機能として最も重要となる摺動面において変形の様子が異なることが判る。

実測値との比較を行うために、Fig. 6-8 の実験と同条件での非定常熱解析結果を Fig. 6-13 および Fig. 6-14 にそれぞれ示す。

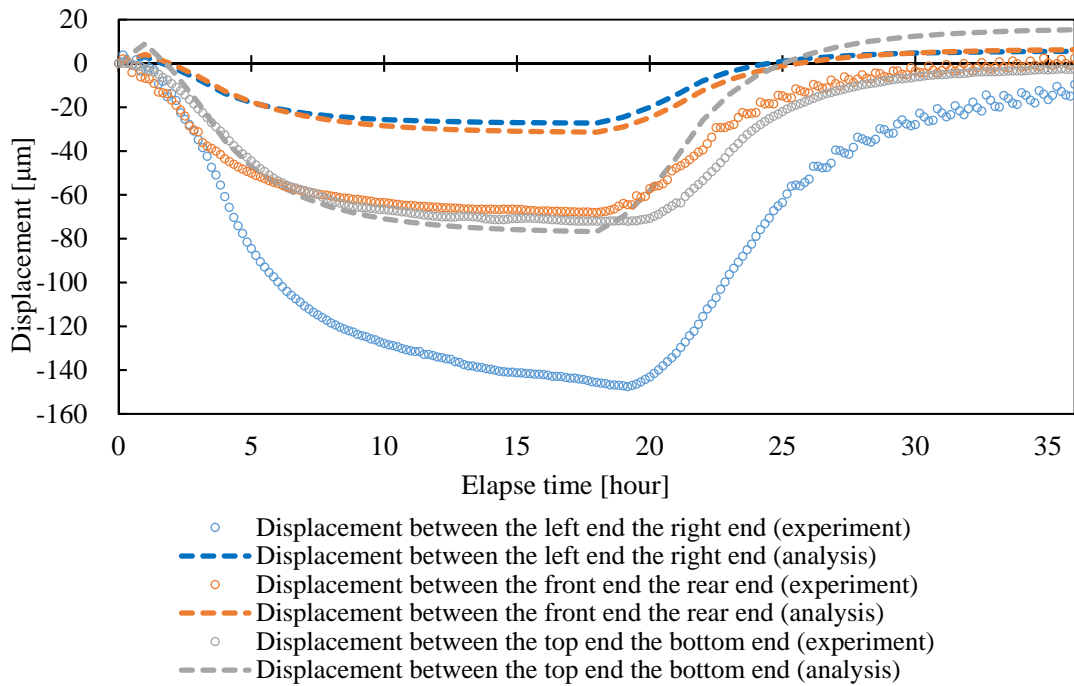


Fig. 6-13 Comparison between analysis and experimental results (as analyzing by constraining the bolt fastening part (Condition No.1))

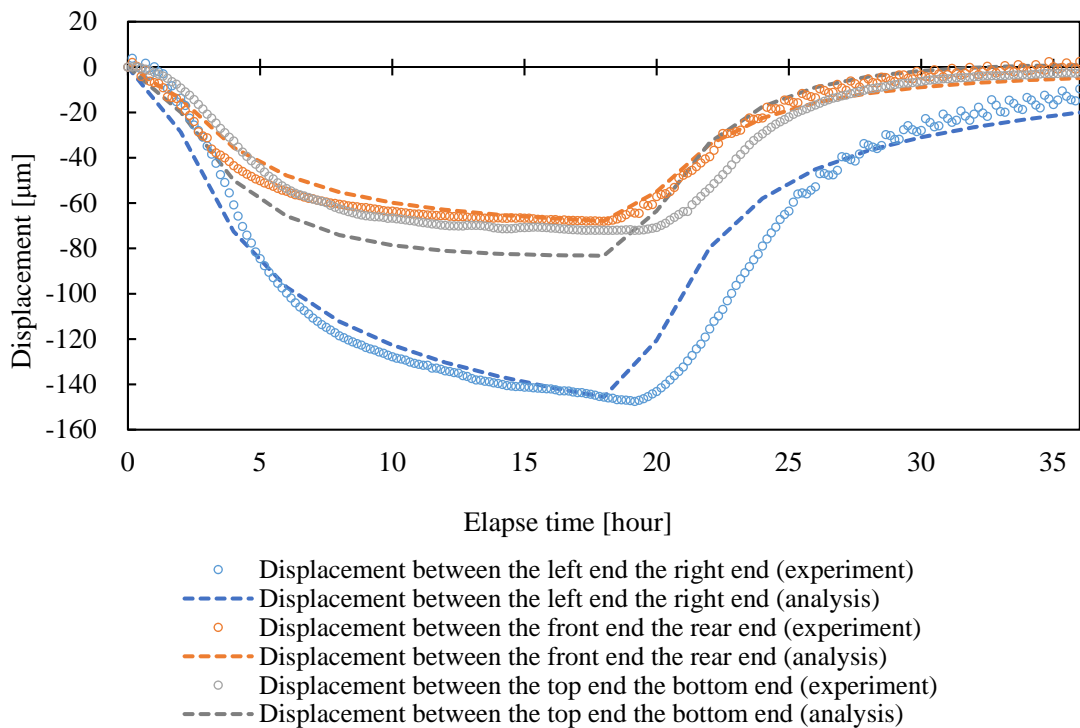


Fig. 6-14 Comparison between analysis results and experimental results (when analysis is performed in consideration of thermal expansion of the floor model (Condition No.2))

Fig. 6-11 のひずみ分布と変形の様子によると、環境温度変化によりベッド下部に大きなひずみが生じている。この理由としては、滑り案内を有するベッドの場合、特に摺動面は高い剛性を確保しなければならないことから、スラント面は厚く造られており、そのため、ひずみ量が下部に比べ小さくなっていると考えられる。また、スラント面において、中央部から端部にかけて微小ながらひずみが生じており、ベッドが反り変形をしていることが推察できる。これはベッドの形状が、非対称形であることから発生している可能性がある。ボルト締結部を拘束して解析した場合には解析結果と実測値との間に大きな差が生じているが、床モデルの熱膨張を考慮して解析を行った場合の解析結果では、実測値にかなり近い。以上のことから、ベッドの熱変形解析を行う上で、床の熱変形を考慮する必要性が明らかになった。また、床とベッドとをボンド接合としても、適切な床モデルの設定により精度良い近似が可能であることがわかった。測定結果の方が解析結果に対して変位の変化に時間遅れを生じていることについては、解析で与えたベッド各面における熱伝達係数が実機とは異なることが原因の一つと考えられる。ベッド各面での熱伝達係数をより正確に与えることによって、より実機に忠実な解析結果が期待できる。しかしながら、基本設計の際の構造解析には、絶対値よりも相対比較を重視することから、今回提案した解析モデルは基本設計の検討においては有用であると考えられる。

6-4 結言

本章では、複合加工機のベッドにおいて環境温度の変化により発生する反りが、加工精度に与える影響が大きいことを示し、反りが少ないベッドを設計する観点から、精度良くベッドの熱変形解析を行う必要性を明らかにした。また、ベッドの熱変形を解析する上でより実機を反映した拘束条件について提案した。解析結果と実際の測定結果とを検証し、その拘束条件の有用性を確認した。

6-5 参考文献

- [1] Yoshitaro YOSHIDA, Fujio HONDA, Thermal Deformation of Machine Tool Structure: A Bed of Lathe, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol. 32, No. 237, pp.803-810, 1966
- [2] 伊藤 誼, 森脇俊道, 工作機械工学 (改訂版), コロナ社, pp.182-212, 2004
- [3] 中沢 弘, 超高速複合工作機械, マシニスト出版, pp.77-84, 1986
- [4] 稲崎 一郎, 機械加工システム, 養賢堂, pp.103-105, 2009
- [5] 伊藤 鎮, 窪田雅男, 機械工作法〈第4〉切削加工, 誠文堂新光社, pp.99-115, 1964
- [6] ニュースダイジェスト社編, はじめての工作機械副読本, ニュースダイジェスト社, pp.230-231, 2009
- [7] Manfred Weck, Handbook of MACHINE TOOLS Volume2, JOHN WILEY&SONS, pp.88-205, 1980
- [8] NISHIWAKI Nobuhiko, HORI Sankei, TSUTSUMI Masaomi, KUNIEDA Masanori, “Thermal Deformation of Machine Tools Caused by Temperature Variations in Machine Shops,” Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. C 53(495), pp.2408-2413, 1987
- [9] Christian Brecher and Adam Wissmann, Compensation of Thermo-Dependent Machine Tool Deformations Due to Spindle Load Based on Reduced Modeling Effort, IJAT 2011 (Paper), v5-p679, 2011
- [10] Hiroshi Tachiya, Hiroki Hirata, Takayuki Ueno, Yoshiyuki Kaneko, Katsuhiro Nakagaki, and Yoshiaki Ishino, Evaluation of and Compensation for Thermal Deformation in a Compact CNC Lathe, IJAT 2012 (Paper), v6-p137, 2012
- [11] Hiroshi Mizuguchi, Mikio Iwakiri, Yutaka Ido, and Hidenori Shinno, A Real-Time Measuring Method of Spindle Center Transition for NC Lathe, IJAT 2008 (Paper), v2-p486, 2008
- [12] Marco Zimmermann, Stefan Schindler, Paul Steinmann, Jan C. Aurich, Compensation of thermo-mechanically induced workpiece and tool deformations during dry turning, Procedia CIRP 46 (2016), pp.31–34, 2016

- [13] HORI Sankei, NISHIWAKI Nobuhiko, Study on Thermal Deformation of Machine Tool Structure Estimated by Its Basic Characteristics, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. C 64(621), pp.1836-1841, 1998
- [14] Alexander Galanta, Michael Beitelschmidt, Knut Großmann, Fast High-Resolution FE-based Simulation of Thermo-Elastic Behaviour of Machine Tool Structures, Procedia CIRP 46 (2016), pp.627–630, 2016
- [15] Shinji Shimizu, Kazuhiro Kikumori, Haruhisa Sakamoto, Treatment of Thermal Contact Characteristics of Joint in FEM Analysis, 2003 JSPE Spring Meeting, Session ID: E38, 2003
- [16] FUKUKI Masao, JOGUCHI Kazuya, MAKIHARA Hiromasa, SUZUMURA Fumihiro, KATAYAMA Gonojo, Study on Estimating Thermal Deformation of Machine Tools by FEM Analysis: Applied to the machine model and machine tools, The Japan Society of Mechanical Engineers, 2010(48), pp.255-256, 2010
- [17] Masashi YAMANAKA, Mie MIYAUCHI, Katsumi INOUE, Optimum Design of Machine Tools Bed Using Neural Networks, Journal of the Japan Society for Precision Engineering. Supplement. Contributed papers 71(7), pp.868-872, 2005
- [18] Kohda Seido, Masamoto Kazunori, Kumagai Mikito, Thermal Deformation Measures for Machine Tools, Proceedings of JSPE Semestrial Meeting, pp.450-450, 2005
- [19] TANABE Ikuo, TAKADA Koji, Thermal Deformation of Machine Tool Structures Using Resin Concrete (2nd Report, Thermal Behaviour of Concrete Bed of Machine Tool in Fluctuating Ambient Temperature), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. C 58(549), pp.1655-1661, 1992
- [21] UEHARA Kazutake, OBATA Fumio, Thermal Deformation of an Unsymmetrical Structure, JSME annual meeting 2006(4), pp.105-106, 2006

第7章 複合加工機における応用例

7-1 緒言

これまで述べてきた複合加工機の解析手法を用いることで、熱剛性が高い複合加工機を設計するまでの流れを Fig. 7-1 に示す。第3章では、複合加工機の刃物台において、X軸をストロークされた際の刃先のY軸方向の変位量を小さくすることで、刃物台のX軸の真直性を確保し、さらには刃物台そのものの剛性を高くすることが可能と考えられた。また、第6章では、複合加工機の基礎となるベッドにおいては、環境温度変化によるベッドの反りを小さくすることで、加工点での加工寸法の変化を小さくできることが示された。

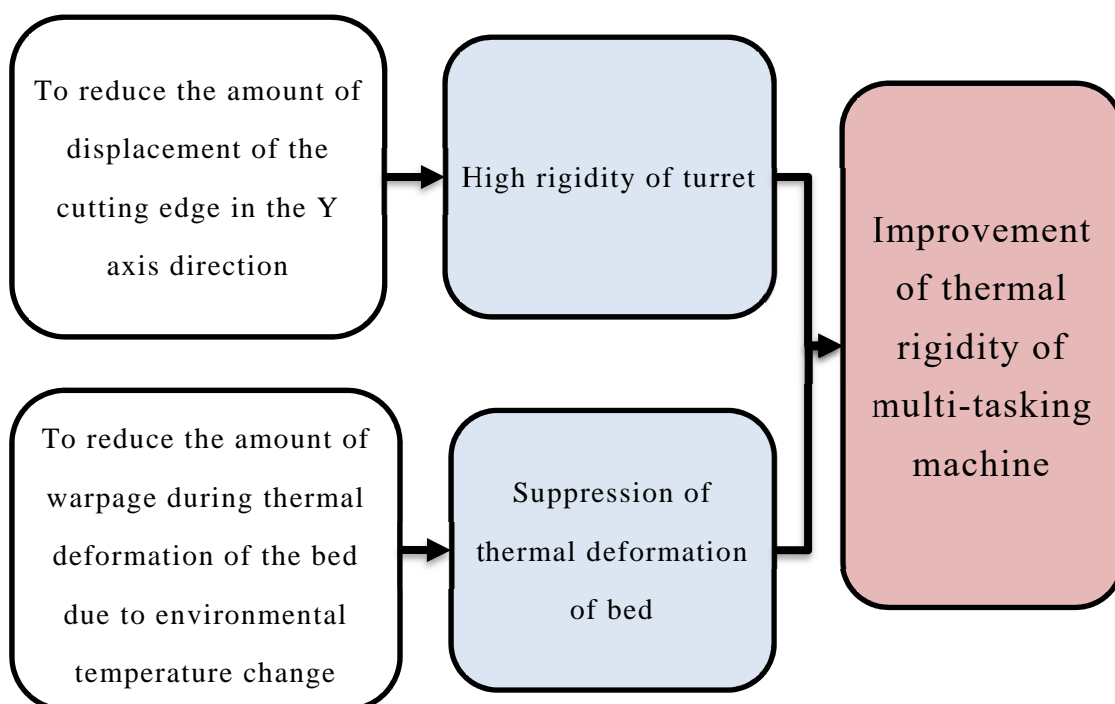


Fig. 7-1 Approach to improvement of thermal rigidity of multi-tasking machine

本章においては、その設計手法を基にして解析を行いながら設計された複合加工機の応用例を示し、熱剛性の評価方法の提案を行う。その上で、解析結果と実際の実験結果共に熱剛性が向上している結果を示し、本研究が提案する評価方法及び設計手法の有用性を確認するものである。

7-2 刃物台の剛性検証

Fig. 7-2 に開発を行った複合加工機 SC-300 II の外観を示す.



Fig. 7-2 Photograph of SC-300 II

この複合加工機 SC-300 II は、以前に開発されていた SC-300 を本論文において示した熱剛性向上に対するアプローチを運用して設計された機種である。Fig. 7-3 にモデルチェンジする前の機種 SC-300 の外観を示す。



Fig. 7-3 Photograph of SC-300

設計に応用した内容について下記に述べる。第4章で述べた通り、刃物台にお

いては、直交 Y 軸構造を用いるよりも合成 Y 軸構造を用いる方が、刃物台の静剛性が向上することが判っている。SC-300 II においては、その設計手法を取り入れ、以前の直交 Y 軸から合成 Y 軸を採用した。刃物台の Y 軸構成の違いを Fig. 7-4 に示す。

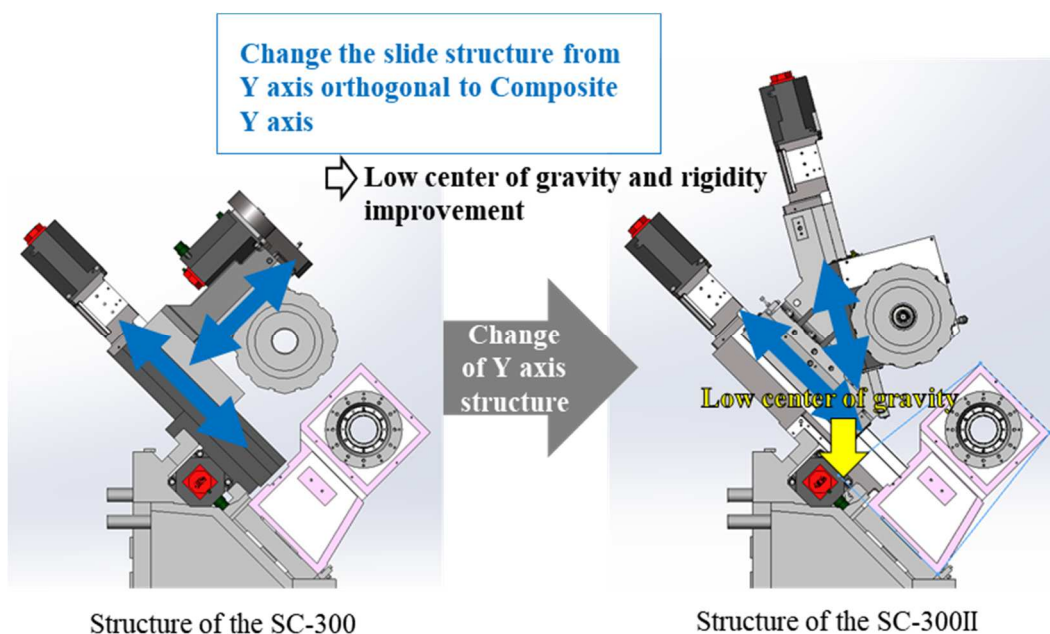


Fig. 7-4 Difference of tool post structure between SC-300 and SC-300II

なお、刃物台に取り付け可能なツールは、どちらの複合加工機において、同じものを取り付けられるように互換性を有している。また、案内方式には共に滑り案内機構を採用しており、こちらも第4章で述べた通り、静剛性、動剛性共に向上させるよう設計されている。これらの刃物台について、静剛性を測定・比較するための実験を行った。実験方法は Fig. 3-11 に示す方法にて実験を行っている。Fig. 7-5 に X 軸方向の剛性測定風景を示す。主軸に接続されたチャックに測定治具を把持する。把持された測定治具に X 軸方向にロードセルを取り付ける。ロードセルと刃物台のツール取り付け面にロードセルの先端に取り付けた六角ボルトを回転させて押し付けることによって、主軸とタレットの間に荷重を生じさせ、その荷重をロードセルで測定する。同時にベッドからツール取り付け面に対しててこ式ダイヤルゲージを設置し、ツール取り付け面の X 軸方向の変位量を測定す

る。同様な方法で Y 軸方向と Z 軸方向についても測定を行った。 Fig. 7-6, および Fig. 7-7 にその測定風景を示す。

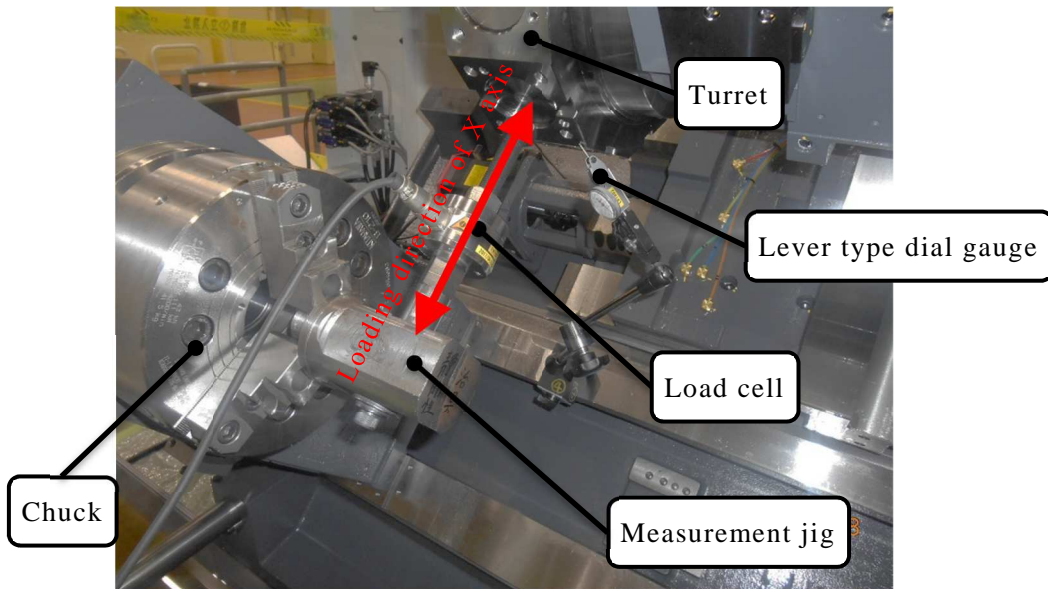


Fig. 7-5 Static rigidity measurement experiment scenery (X axis direction)

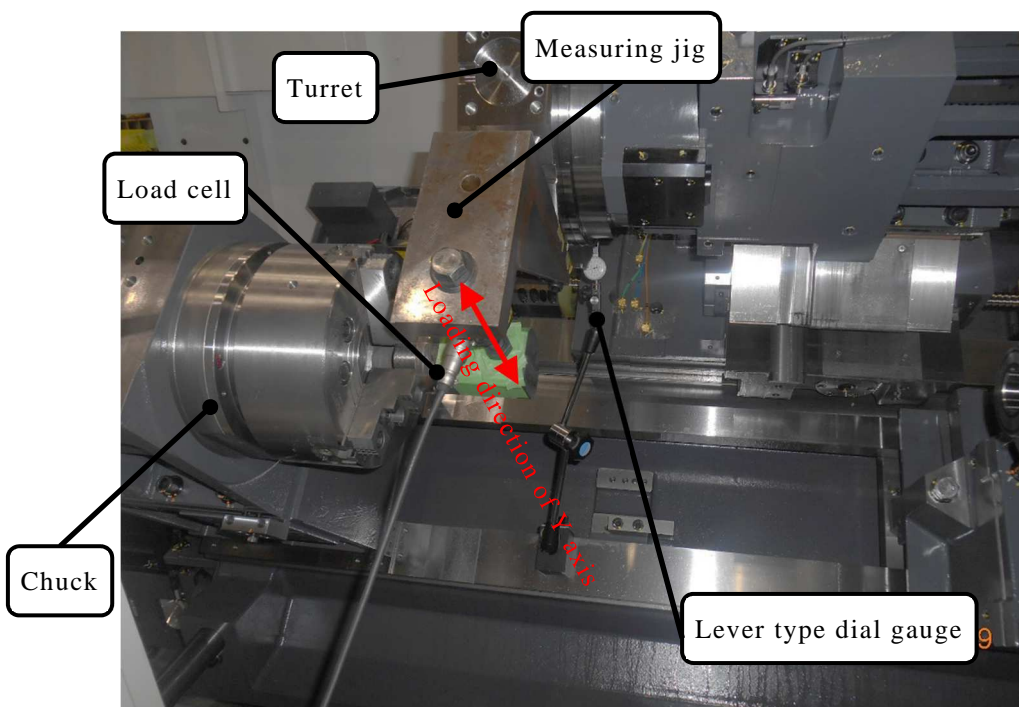


Fig. 7-6 Static rigidity measurement experiment landscape (Y axis direction)

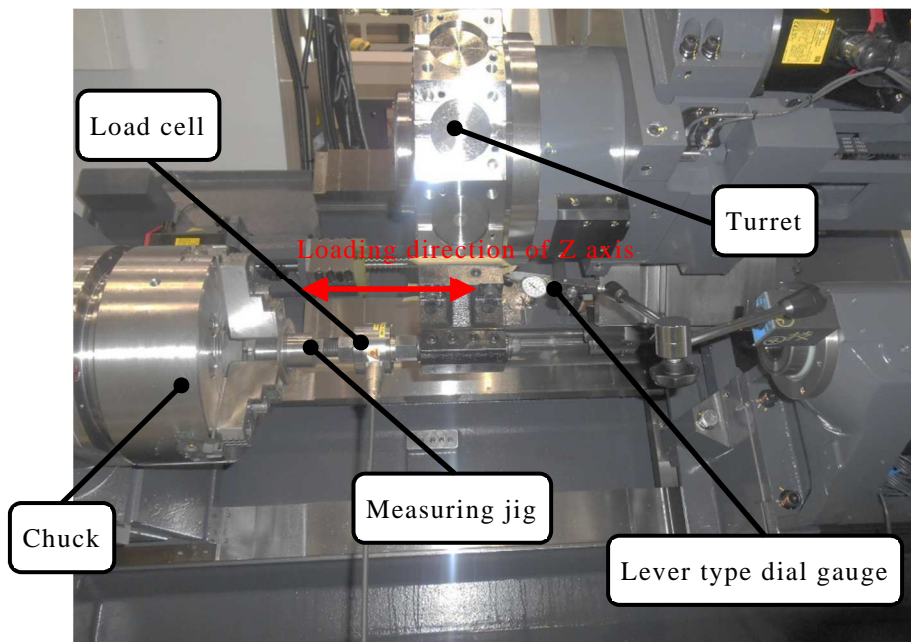


Fig. 7-7 Static rigidity measurement experiment scenery (Z axis direction)

上記写真のように、チャックおよび刃物台のツール取り付け面に対して、各軸方向に負荷を加えた際に、発生する力[N]をロードセルにて測定し、負荷の影響を受けないベッドもしくは、テールストックに固定したてこ式ダイヤルゲージにて、刃物台の負荷方向における変位量[μm]を測定し、その変位量と荷重との比を剛性値[$\mu\text{m}/\text{N}$]として算出する。2機種について剛性値を比較した結果を Fig. 7-8 に示す。

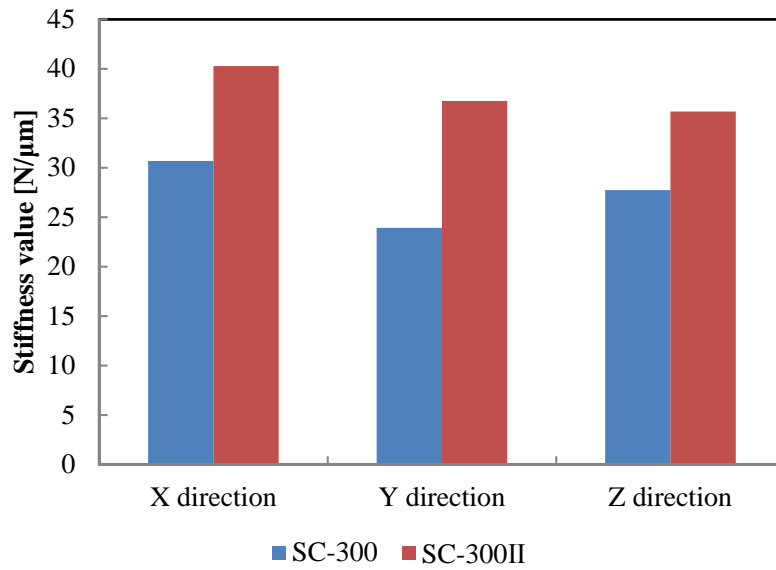


Fig. 7-8 Comparison of static rigidity values of SC-300 and SC-300 II

Fig. 7-8 の示す通り，SC-300 II の剛性値は全ての方向において SC-300 に比べ，大幅に向上していることが判った．さらにはびびりを生じることなく加工可能な切削断面積[mm²]（旋削における切込み量[mm]と主軸 1 回転当たりの送り量[mm]を乗じたもの）も飛躍的に向上させることができている．その結果を Fig. 7-9 に示す．

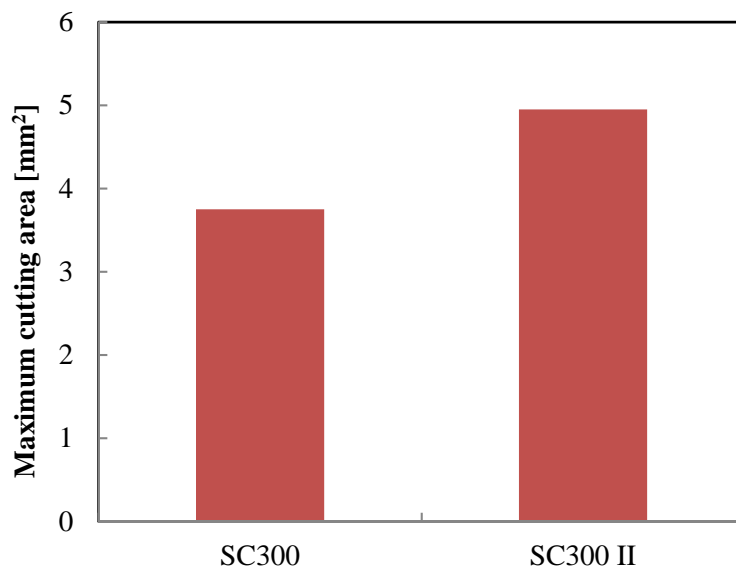


Fig. 7-9 Comparison of maximum cutting areas

図に示すように切削断面積は剛性向上の設計アプローチを利用した設計手法によって、大幅に向上した。刃物台に高い剛性があるため、モータからの主軸に伝わる切削動力が刃物台の変形に使われることなく切削力として刃先とワークに伝達され、その結果、加工能力を示す切削断面積も飛躍的に向上したものと考えられる。

7-3 ベッドの構造変更による熱剛性向上と解析結果

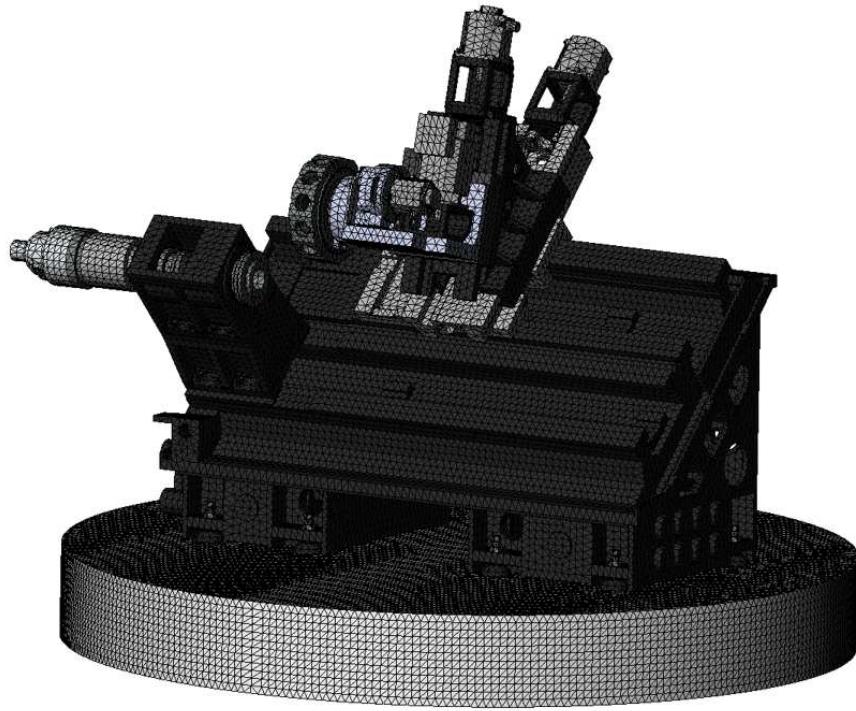
第6章において、ベッドの複雑な熱変形によって摺動面に反りが発生することは、複合加工機の加工精度に大きな影響を与えることを述べている。この点に考慮して、SC-300 II のベッド構造を設計した。それぞれのベッドの外観図を Fig. 7-10 に示す。



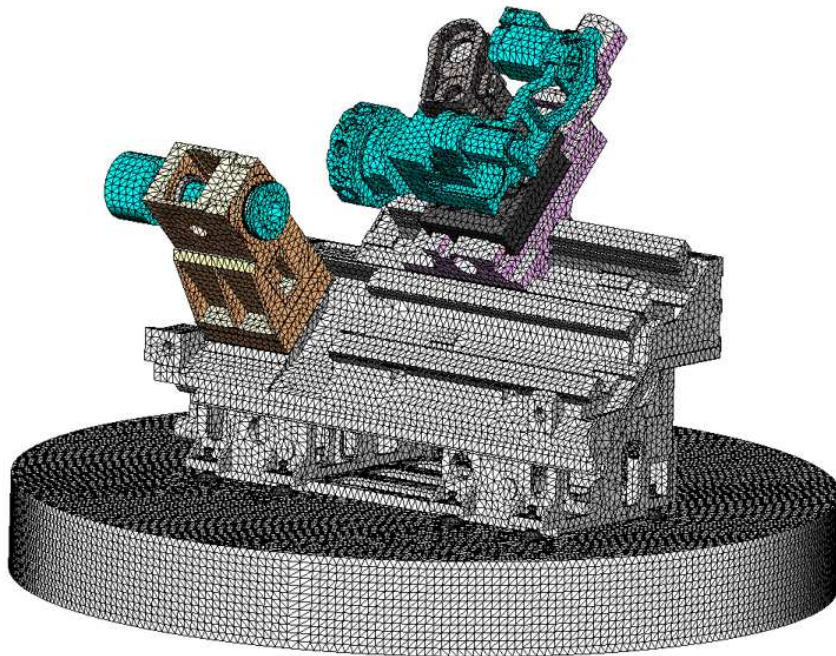
Fig. 7-10 Bed of SC-300 and SC-300 II

図中の数値はベッドの質量を表している。SC-300 II では、ベッドの環境温度変化による摺動面の反りを低下させるために、①摺動面やその近傍の肉厚を増やすことで、摺動面周辺の剛性を大幅に高め、②ベッド内部に配置されたリブ構造を見直し、非対称形状であるベッドの熱変形を単純熱膨張に近づけるように、解析技術を用いながら設計を行った。以下に、その解析結果について述べる。ベッドの構造設計を行うにあたり、設計した3DCADモデルを用いてCAEにて熱変形解析を実施した。それぞれの解析モデルを Fig. 7-11 に示す。作成した3次元モデルは、最大要素長を30mmとし10節点四面体要素で有限要素分割を行った。SC300のモデルの総節点数は1,118,571、総要素数は740,245となり、SC-300 IIのモデル

では、総節点数は 1,371,470、総要素数は 889,255 となった。モデル表面における熱伝達係数は $9.71[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$ として解析に入力する。環境温度をスタートから 4 時間で 8°C 上昇させた後、1 時間保持、次の 4 時間で 8°C 低下させてさらに 4 時間保持した際のチャックと刃物台のツール取り付け面との距離の変化を解析によって算出した。開始から 4 時間後における機械構造の熱変形解析の様子を Fig. 7-12 および Fig. 7-13 に示す。モデル上の熱変形は 5000 倍に拡大して表示しており、モデル上の等値面は合成変位分布を示している。解析に用いた材料物性値を Table 7-1 に示す。解析に用いたソフトウェアは Solidworks Simulation 2014 SP5.0(Dassault Systems 製)である。



Analysis model of SC-300



Analysis model of SC-300 II

Fig. 7-11 Finite-element models for thermal deformation analysis

Table 7-1 Material properties

	FC300	S45C SS400	Floor (concrete)
Young's modulus [N/m ²]	66×10^9	210×10^9	30×10^9
Poisson's ratio	0.27	0.28	0.2
Density [Kg/m ³]	7200	7800	1020
Thermal conductivity [W/mK]	45	43	1.6
Coefficient of linear expansion [1/K]	1.2×10^{-5}	1.3×10^{-5}	1.0×10^{-5}
Specific heat [J/kgK]	510	440	1386

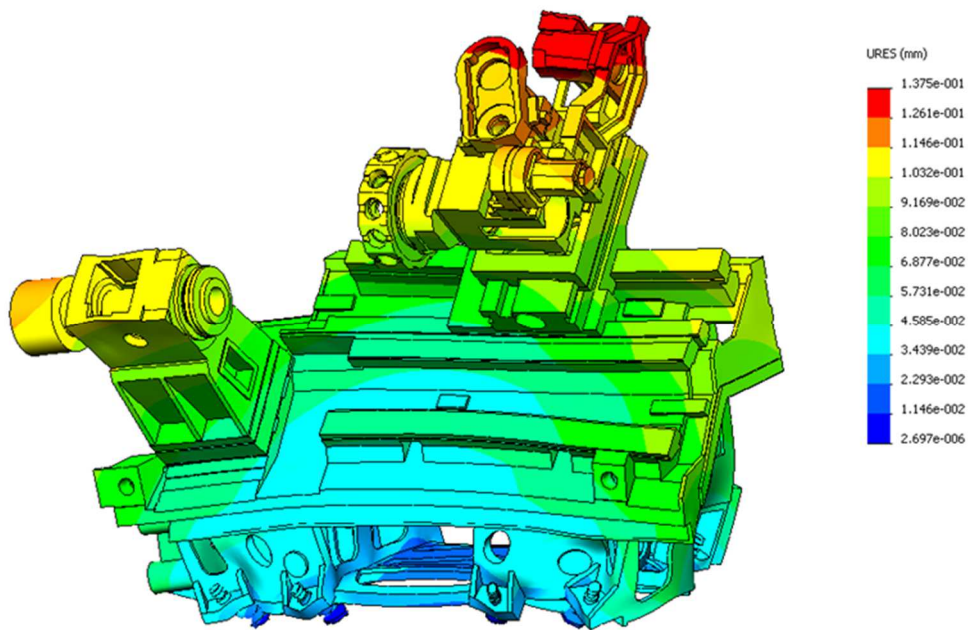


Fig. 7-12 State of thermal deformation of SC-300 (4 hours after start)

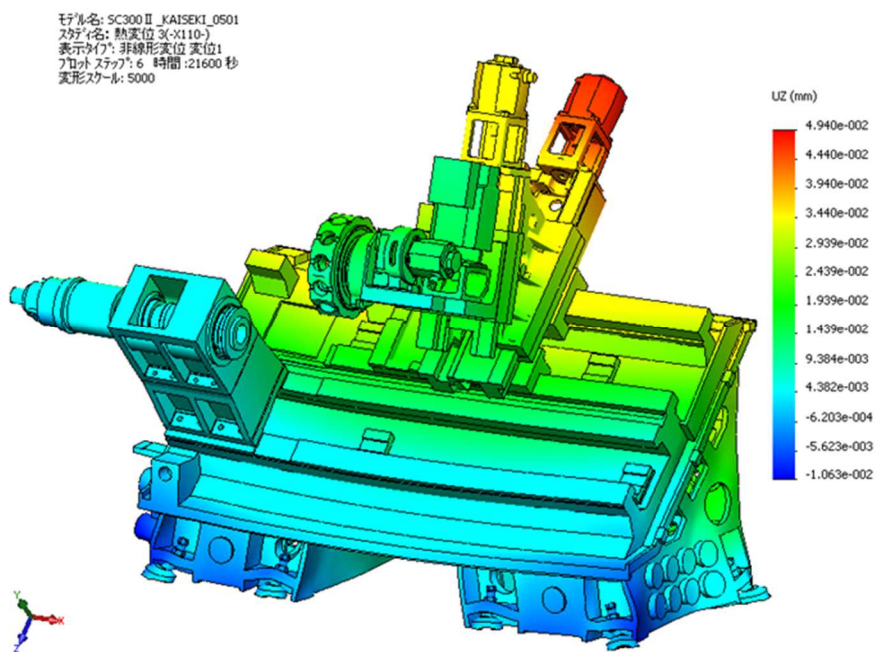


Fig. 7-13 State of thermal displacement of SC-300 II (4 hours after start)

次に、Fig. 7-14 にチャックと刃物台のツール取り付け面との距離の変化の解析結果を示す。横軸は開始からの経過時間、縦軸はチャックとツール取り付け面の距離の変化量と解析を行う上での環境温度を示している。

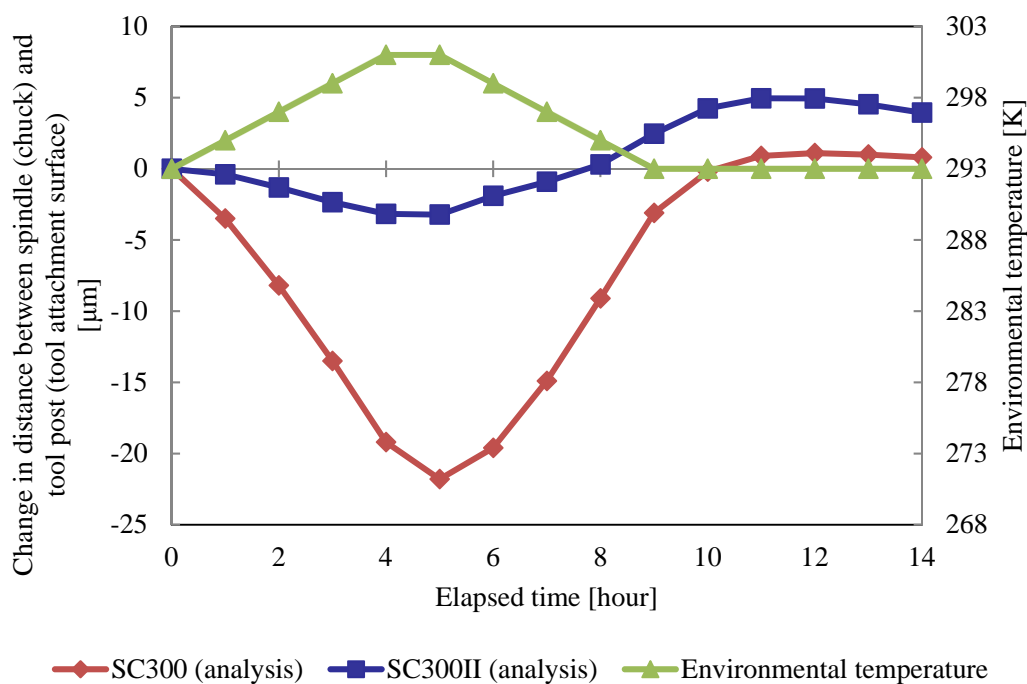


Fig. 7-14 Analysis result of the change amount of the distance between the chuck and tool post to the elapsed time

図の縦軸に示す変化量は2倍すると、おおよそ旋盤加工の径寸法の変化と同じ意味を成している。図に示すように、解析においては、SC-300 IIはSC-300に比べ熱変形による旋盤加工径寸法の変化が著しく小さくなっていることが判る。

7-4 実験による熱剛性の評価方法の検討と結果

この節では、解析モデルを作成し、実際に実機を試作した複合加工機について、その熱剛性の評価を行う。実際の加工を想定した実用的評価方法について以下に提案する。複合加工機における熱剛性の評価については、実際に連続してワークを加工して、その寸法変化を時系列に表し、その加工径の最大値と最小値の差を経時変化量として評価するのが、最も信頼性のある評価方法である。しかしなが

ら，大量の加工ワークを加工して評価することとなり，多くのコストが必要になる．複合加工機の使用環境は顧客によっても千差万別であるため，リサイクル性が高くコスト面でも有利で，熱剛性を適正に評価できる方法を検討した．今回提案する評価方法は，複合加工機における旋盤機能の評価について提案するものである．評価に使用するワークの写真を Fig. 7-15 に示す．

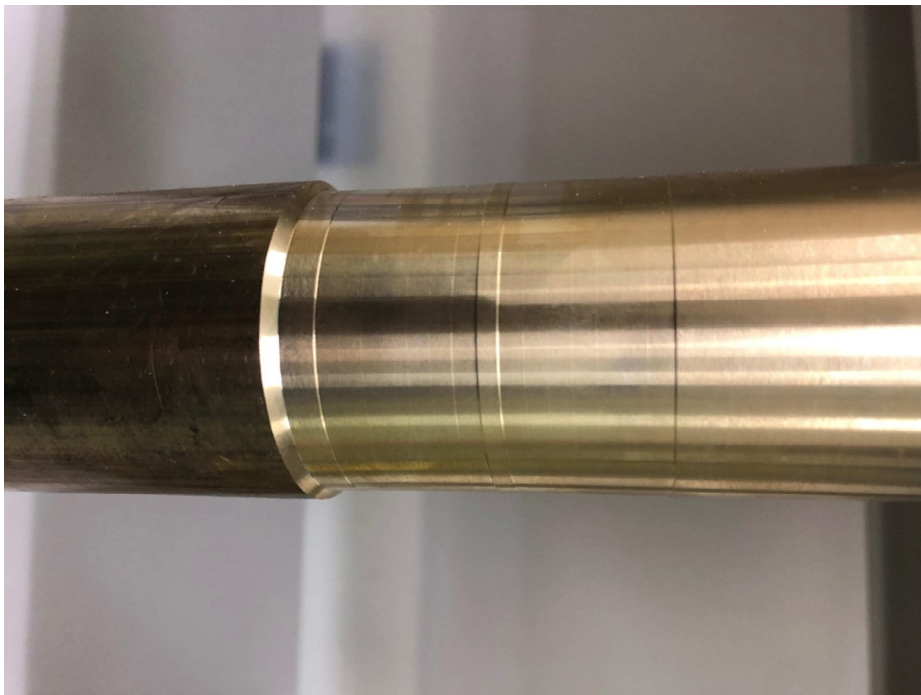
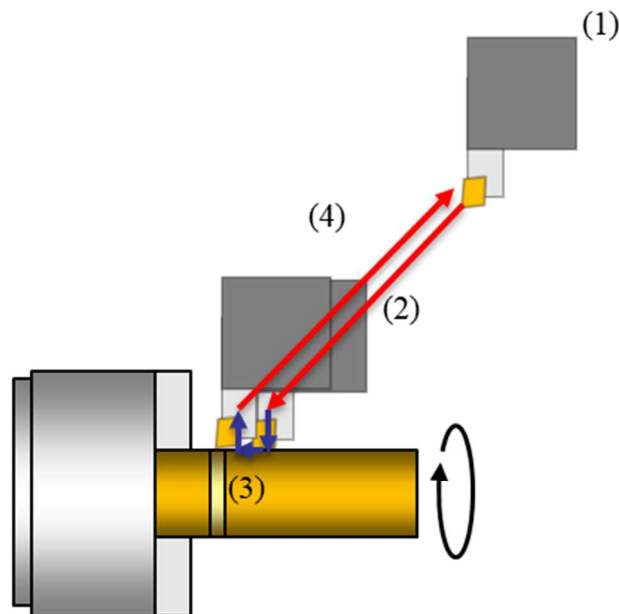


Fig. 7-15 Workpiece work for thermal stiffness evaluation

ワークサイズは $\phi 50$ の長さ 150mm である．加工部分は先端から 100mm の箇所
で，図中の段差がついている部分が加工部分であり，その加工径を測定すること
で時系列での加工寸法の変化を表すことができる．加工するワークは切削抵抗の
小さい BsBM を使用し，切削時の切込みは 0.1[mm]とする．これによって加工で
発生する熱の影響を限りなく小さくすることができる．この評価方法における連
続運転のサイクルの模式図を Fig. 7-16 に示す．



- Rotate workpiece at 2/3 of maximum rotation speed
- (1) Indexing of the turret
 - (2) Rapid approach to near workpiece(X100mm,Z50mm)
 - (3) Lead to the vicinity of the workpiece surface by cutting feed, feed, escape
 - (4) Evacuate by rapid escaping to designated coordinates

At the specified time, cut the work into (3)

Fig. 7-16 Continuous operation cycle of the work for rigidity evaluation of multi-tasking machine tool.

図に示す連続サイクルは、最も一般的な旋削ワークの加工パターンを模したものであり、ユーザの長時間加工を想定して考案されている。

上記の運転条件にて実際に加工実験を行った。実験時の環境温度の変化は 2.5°C 以内として実験を行った。加工されたワークは Fig. 7-17 に示す装置によって、加工径を測定した。この装置は加工ワークを V ヤゲンに固定し、ワークの長手方向と平行に設置したスライドユニットに取り付けた高精度デジタル寸法測定器（キーエンス社製 LS-7070T）をスライドさせながら、それぞれの加工時刻における加工径を測定するものである。高精度デジタル寸法測定器の仕様を Table 7-2 に示す。この装置を用いることで、加工径を精度よく短時間で測定することができる。測定は環境温度が $22[^{\circ}\text{C}]\pm 1[^{\circ}\text{C}]$ に保たれている測定室にて行われた。また、

この測定装置を用いることで、これまでマイクロメータを用いた手作業による測定で発生する、測定誤差を限りなく小さくすることが可能になる。本装置を用いて測定された結果を Fig. 7-17 に示す。

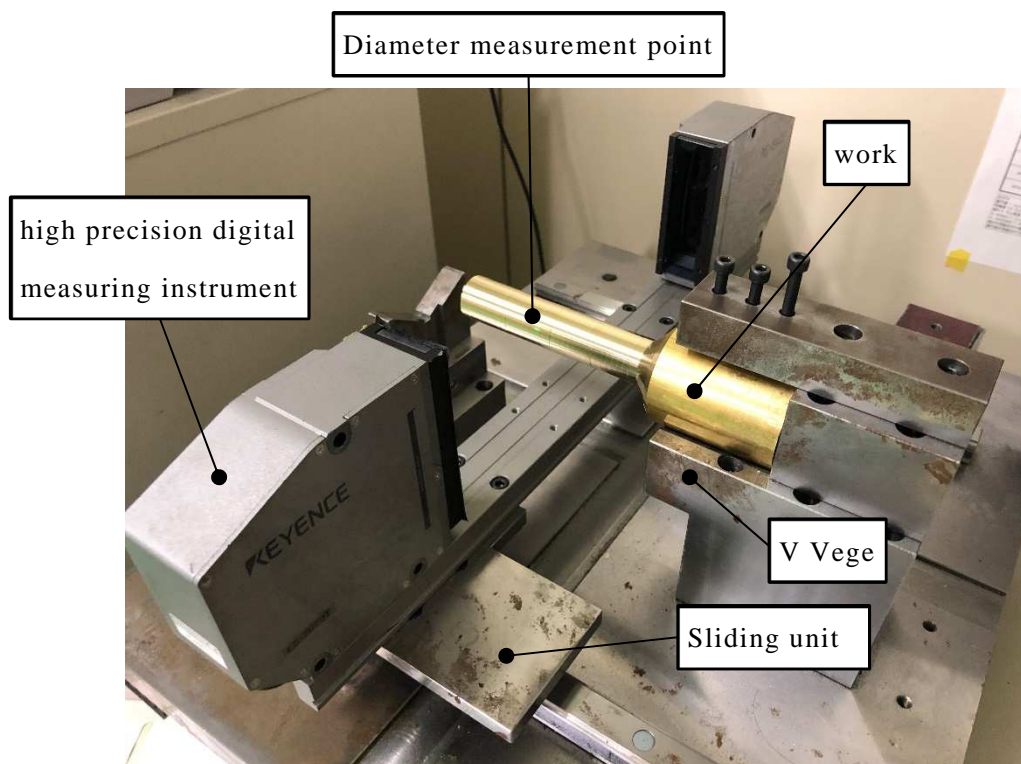


Fig. 7-17 Measuring system of work with high accuracy and short time

Table 7-2 Specification of high precision digital measuring instrument

Model	LS-7070(Keyence)
Range of measurement [mm]	0.5 to 65
Minimum detector [ϕ mm]	0.5
Repeatability [μ m]	± 0.2
Light source	GaN green LED

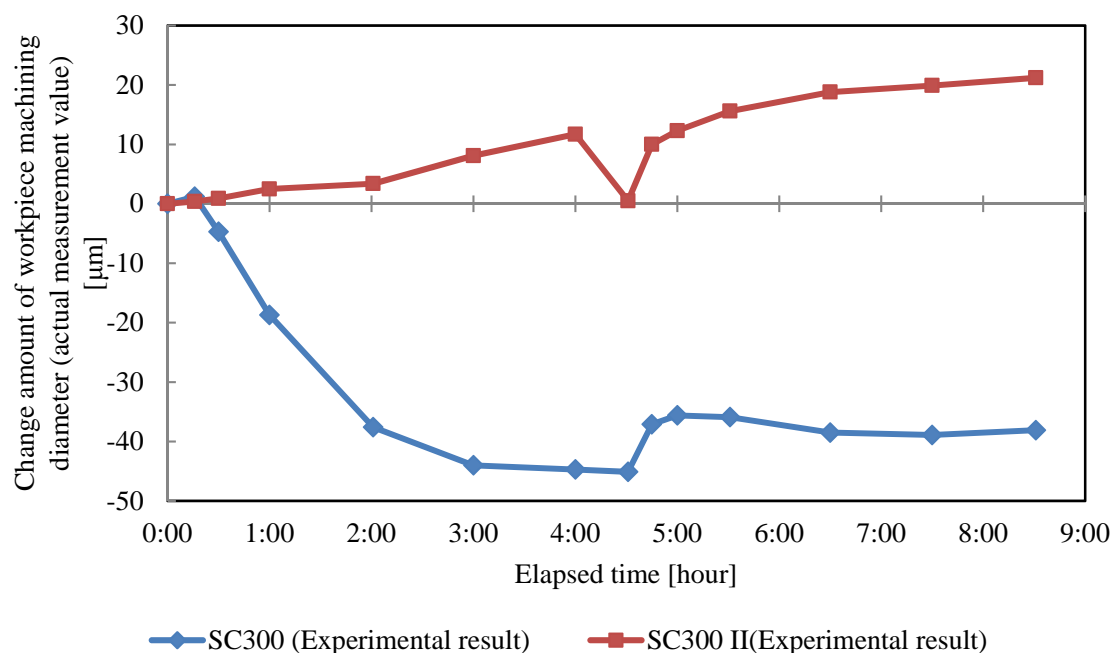


Fig. 7-18 Result of machining experiment

図の横軸は経過時間を表し、縦軸は加工寸法の変化量を表している。加工は開始から0分後、15分後、30分後、1時間後、2時間後、4時間後としている。その後、機械の運転を停止（電源は入っている状態）させる。30分後同じサイクルで加工を行った。図に示すように、熱変位量がSC-300に比べSC-300IIの方が小さくなっていることが判り、前節でも示されていたSC-300IIの高い熱剛性を反映した評価となっている。

7-5 結言

本章では、それ以前の章で得られた複合加工機の熱剛性を向上させる設計手法に基づき、従来の複合加工機（SC-300）の設計改良を行い、新たな複合加工機（SC-300II）の開発を行った。また、新旧の複合加工機に対して、前章までに培った解析技術の知見を応用して、複合加工機の構造全体を詳細にモデル化した有限要素モデルを作成した。ツール取付面とチャック間の機械剛性を実機による実験と解析モデルで求め、新たに開発した複合加工機が優れた機械剛性を持つことを確認した。環境温度変化を与えた場合の熱変形によるツール取付面とチャック間距離の変化についても、実機による実験とそれに対応する非定常熱変形解析を行

い、新たに開発した複合加工機が優れた熱剛性を持つこと確認した。さらに、実際の加工状況を想定したツールの加工を伴う熱剛性評価の方法を新たに提案して、実験により新旧の複合加工機の熱剛性を評価し、それぞれの特性を反映した結果が得られたことから、評価方法の有効性を確認した。

第 8 章 結論

8-1 結論

本研究では、複合加工機の設計に関して、機械剛性および熱剛性の側面から構造設計における解析などの支援技術を取り入れ、複合加工機の熱剛性向上のための設計手法について、解析や実験を用いて検討し開発手法を提案した。

本研究で得られた結論を各章ごとにまとめると以下の通りである。

第 1 章では、本研究の背景および目的を明らかにした。

第 2 章では、複合加工機の刃物台の構造について明らかにした。

第 3 章では、人工骨に代表される部品の加工要求に対して、高精度・高品質という生産の基本要求を満たす工作機械の設計解を検討し、旋回型タレット刃物台を有する多軸複合旋盤の開発を行った。また、複合加工機における Y 軸の軸構成において、直交 Y 軸型よりも合成 Y 軸型の方が剛性は高いことを明らかにした。さらに、Y' 軸には転がり案内を用いるよりも滑り案内を用いる方が、重切削可能な切削断面積を大きくできることを示した。

第 4 章では、複合加工機の構想設計を行う際に、簡易的に剛性値を評価できるパラメータとして“切削力の伝達ループ”の長さを提案し、その有効性について確認した。

第 5 章では、複合加工機において、複雑形状を高品位に多量に加工するためには加工精度の長時間の維持が必要であり、加工精度の安定化のためには機械内部から発生する熱が起因する熱変形を推定することが複合加工機の設計や実際の加工現場においても重要であることを示した。その上で CAE による高精度な熱変形の推定方法について提案した。

第 6 章では、工作機械用ベッドを室温変動が可能な環境試験室内に設置し、周囲の環境温度をコントロールしながら、ベッドの熱変形を測定する実験を行った。同様の熱変形解析を行い、実験結果と比較して十分な精度を持つベッドの熱変形解析モデルを確立した。さらには、その解析モデルを用いて、ベッド底面の拘束条件がベッドの熱変形に与える影響について検討した。

第 7 章では、前章までの設計手法を取り入れた複合加工機 SC-300 II を開発し、剛性測定実験と熱剛性測定実験及びそれらに対応する解析を行い、既存の複合加工機 SC-300 と比較して静剛性の向上並びに熱剛性の向上を確認し、本手法の有用性を明らかにした。

8-2 今後の展望

複合加工機は、旋削加工とミーリング加工を同時に行い、さらには左右の主軸を使って両面の加工を行うことで、素材を投入すれば、完成品として製品が出来る。切削加工の工程のほとんどをこの 1 台の複合加工機で行うことが可能なユーザーニーズに対応した生産性の非常に高い工作機械である。

この複合加工機は、剛性を保ちながら多軸複合化するためには機械自体を大きくして、機械剛性を確保しなければならない。しかしながら、加工できるワークに対する機械の大きさが著しく大きくなる複合加工機において、省スペース化は必須の課題であった。高い剛性・熱剛性に対し、省スペース化・軽量化の相反する要求を満足する設計を得るには、本研究で開発した解析モデルに最適化技術を適用して最適設計を行うなど、残された課題も少なくない。

しかしながら、本研究がもたらす効果は、機械剛性と熱剛性の両方を確保しつつ、コンパクトな機械を構成するための設計技術に対して貢献できるものであり、今後の複合加工機の設計に対して、一つの道筋をつける研究であると考えている。

筆者は、この研究で得られた成果を基に、これまでに無いような高い剛性を有し、また加工精度に対する環境温度の影響も非常に小さい、ユーザに喜ばれる複合加工機の開発を進めていく。

謝辞

本論文を作成するにあたり、指導教員として多くのご指導ご助言を賜りました、金沢大学大学院 坂本二郎教授に心より厚く御礼申し上げます。論文作成にあたり協力をしていただいた大学院生の阿部俊君に感謝致します。

中村留精密工業株式会社の一員としながらも、金沢大学大学院の博士課程での勉学をさせていただきました代表取締役 中村健一社長には心より感謝申し上げます。また、研究に対して数々のご指導を頂きました、沢田学常務、山本正取締役には深く感謝申し上げます。本研究における初期の段階から長きにわたって共同研究をさせていただきました金沢大学 山崎光悦学長、小松大学 酒井忍教授には、感謝申し上げます。また、本論文の審査委員として専門的な立場からご助言を頂きました北山哲士教授、浅川直紀教授、細川晃教授、古本達明教授にも感謝申し上げます。

本研究遂行にあたり、多くの実験を共に行っていた、中村留精密工業株式会社要素開発部試験研究課の朝倉真課長をはじめ、皆様には心より感謝申し上げます。

最後に、今日に至るまでの社会人と学生との両生活を暖かく見守り続け、支援してくれた家族に深く感謝の意を表して謝辞といたします。