

大形 CNC 旋盤 の 開 発

Development of Large CNC Lathe

広島工機工場 渡 部 健*¹

技 術 本 部 猪 谷 彦 太 郎*² 松 本 隆 博*³

水 田 桂 司*⁴

大形タービンロータを高精度に能率よく加工する設備として、最大ワーク重量 200 t の大形 CNC 旋盤の開発に取り組んだ。開発時の主な課題には大重量を支えている主軸の精度確保、長時間連続運転時の熱変位抑制、長く突出したステー式刃物台の剛性向上があった。大重量には静圧軸受式面板支持装置、熱変位には主軸頭内壁冷却、ステー式刃物台には減衰要素付与によって取組むこととし、FEM を用いて構造、熱、振動の解析を行いつつ設計を進めた。その結果、主軸の精度は振れ $3\mu\text{m}$ 、常用運転時の切込み方向熱変位は $8\mu\text{m}$ 以下、厚さ 60 mm 刃物台の安定切削可能な突出し量 800 mm を得て初期の目標を達成した。

We have developed a large CNC lathe for the efficient and highly accurate machining of large turbine rotors. The main contents of the development are hydrostatic-bearing type support for large weights up to 200 tons to attain high accuracy of the spindle runout, cooling the inner wall of headstock to protect thermal deformation during operation over long periods, installation of damper elements to improve the rigidity of the slide-out tool carrier etc. Through the design with the analysis of structural stiffness, thermal flow and vibration suppression we have achieved the targets, a spindle runout of $3\mu\text{m}$, a thermal deformation of $8\mu\text{m}$, and stable cutting with a tool carrier slide-out of 800 mm.

1. ま え が き

大形 CNC 旋盤は大形タービンロータ加工用として最も重要な設備であり、生産合理化に寄与できる高性能機を短期間に開発する必要があった。そのため、大形工作機械の製造技術を最大限生かし、構造解析、熱、振動、トライボロジー等の技術を動員し設計段階でリスクを徹底的につぶす取組みを行って完成させたものである。リスクつぶしは初品検証の手順に従い、ロータ加工のノウハウと必要性能の把握をベースに品質分析表を作成し網羅的な要因分析をした上で、各要因について達成めどを検証した。本報では最も重要であった次の3点について報告する。

- 200 t ロータ支持での主軸振れ精度：目標 T. I. R. $5\mu\text{m}$ 以下
- 常用連続運転での熱変位極小：目標 切込み方向 $\pm 15\mu\text{m}$ 以下
- 刃物突出し時の安定切削：目標 t 60 mm 刃物台 800 mm 出し

2. 200 t ロータ支持での主軸振れ精度

2.1 品質要因分析

開発機の外観を図1に示す。この大形 CNC 旋盤の主軸が 200 t のロータを支持して回転したときの振れ精度について作成した品質分析表が表1である。このうち静的精度要因については、例えば主軸の軸受内輪取付け面の真円度の目標が $3\mu\text{m}$ であるのをはじめ、各々厳しい加工精度を要する目標ではあるが、達成のめどがついた。一方、重負荷要因については、大荷重とはいえ線形的な変形を考えている限り振れ精度に及ぼす影響は小さいが、許容誤差に余裕がないので、主軸の曲がりのヒステリシスやロータを支持する面板の異常な局部変形による誤差を、構造上の工夫と

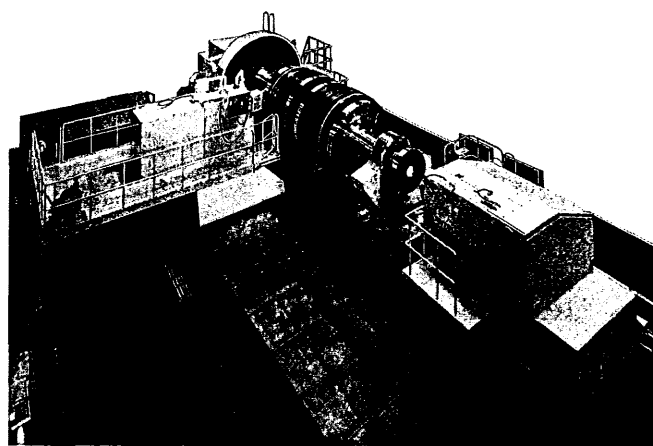


図1 大形 CNC 旋盤の外観 主な仕様：往復台上の最大加工径 3 400 mm、心間最大距離 12 000 mm、ワーク支持最大重量 200 t、主軸出力 DC 160 kW.
General view of large size CNC lathe

表1 主軸の振れに関する品質分析表

Quality analysis list for spindle runout

精度目標	誤 差 要 因		
主軸の振れ 目標 0.005 mm	1. 静的精度要因	1. 主軸軸受の単品精度	1. 軸受内輪の偏心 2. 軸受内輪の肉厚の変動 3. ローラ径のばらつき 4. 軸受け外輪の形状不良
	支持重量の大小によらない要因	2. 主軸（軸受内輪取付け面）形状精度	1. 真円度 2. テーパー角度（当たり） 3. センタとの同心度
		3. 軸受内輪の組付精度	1. 取付時の傾き 2. 取付時の押込み量の不ぞろい
		4. 軸受ハウジング形状精度	1. 真円度
		5. 静圧軸受の振れ	1. 主軸中心との同心度 2. 面板の外径の真円度
	2. 重負荷要因	1. ころの変形	1. 軸受内のころの位置の差
		2. 軸受ハウジング変形	1. ハウジング局部剛性の差
		3. 爪の変形	1. 面板内の爪の位置の差
		4. 面板の局部変形	1. 面板内の爪の位置の差 2. 面板外周面の局部変形
		5. 変形のヒステリシス	1. 主軸の曲がりのヒステリシス 2. 面板取付部のヒステリシス

*1 技術部主務

*3 広島研究所物質工学研究室主務

*2 広島研究所工作機械研究推進室主務

*4 広島研究所機械プラント研究推進室

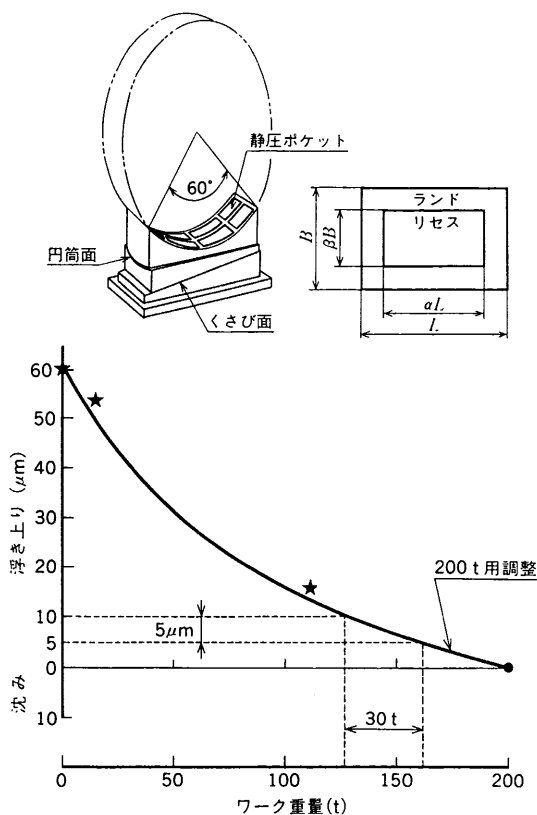


図2 静圧軸受式面板支持装置の特性 負荷と主軸の変位の特性。加工してワーク重量が30 t減っても5 μmしか変位しない。
Ability of hydrostatic-bearing type supporting device

解析を十分に行って1 μm以下のゼロに近いレベルにする必要があった。

2. 2 主軸曲がり対策

2. 2. 1 静圧軸受式面板支持装置

重いロータを支えて主軸が大きく曲がると、1回転ごとの曲がりの大きさがヒステリシスによってばらつき、主軸の振れの原因となる恐れがある。また、加工が進んでロータが軽くなったとき、主軸の曲がりが小さくなるため、ロータと主軸の平行が狂い加工精度が悪くなる。そこで、ロータ重量を支える面板を静圧軸受によって支持する構造を採用し、主軸の曲がりを生じさせずロータ重量の変化の影響も小さい理想的な主軸剛性を得ることとした。

支持装置の負荷能力は165 t (ロータ重量200 t超)、回転速度はmax 120 min⁻¹ (rpm)、8ポケット構成である。ロータ重量200 t時の軸受すき間 h を70 μmに設定し、次式の関係⁽¹⁾から図2に示すように、大きな負荷能力とロータ重量が30 t変動しても5 μmしか変動しない高い剛性を実現した特性を得た。★印は実機での測定値である。

$$\text{負荷能力 (N)} \quad W = PA$$

$$\text{軸受ポケット圧 (Pa)} \quad P = Q\eta / (Ek^3)$$

$$\text{軸受流量係数} \quad E = \frac{1}{6} \left[\frac{L(1+\alpha)}{B(1-\beta)} + \frac{B(1+\beta)}{L(1-\alpha)} \right]$$

ここで、

A : 軸受有効面積 (m²)

Q : 潤滑油流量 (m³/s)

η : 潤滑油粘度 (Pa·s)

h : 軸受すきま (m)

L, B, α, β : 静圧ポケットの寸法 (m) (図2参照)

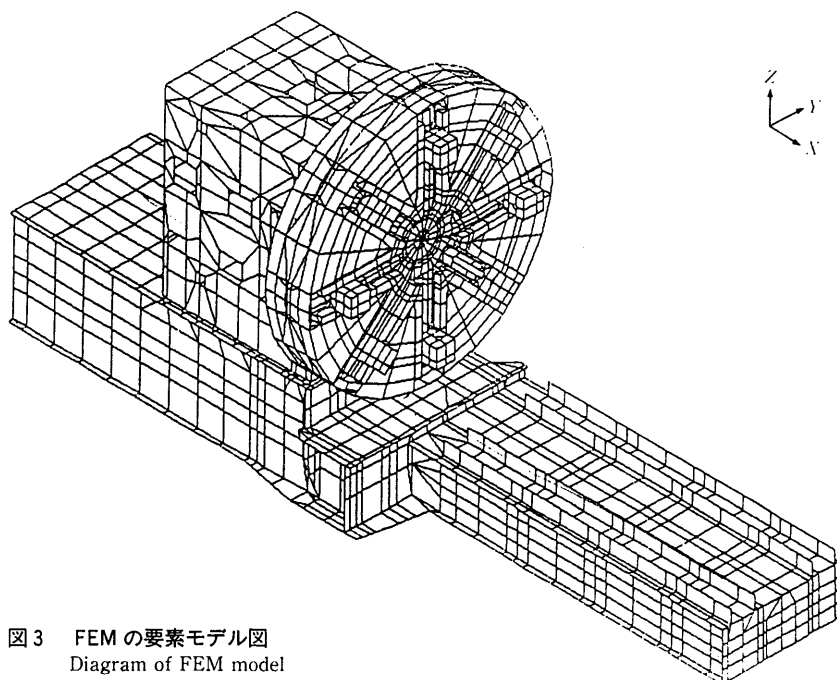


図3 FEMの要素モデル図
Diagram of FEM model

なお、発熱防止の観点から油種は室温で20 cSt程度のスピンドル油とし、冷却装置と組合せ温度上昇を1~2℃に抑えた。

2. 2. 2 主軸頭構造の変形特性の検証

面板支持装置を効果的に働かせて主軸の曲がりに対する剛性を高め、かつ、面板取付け位置での沈みをゼロとするためには、力線を勘案した構成部材の合理的な配置と、構成部材の変形特性を高精度に把握し性能障害となる局部変形や面外変形を防止することが重要である。

そこで、はり、板理論等を組合せて全体寸法、軸受、リブ、分割面の配置、ジャッキ配列等の基本設計を行った後、詳細な変形特性を三次元FEMプログラムを用いて数値解析して不具合点を改善する方法で実機製作の事前検証を行った。剛性目標は主軸の沈みゼロとし、さらに、基本的な剛性を確保するため、支持装置なしでの沈みも600 μmを目標とした。

三次元FEMによる詳細解析は、ロータから把握爪、面板、主軸軸受、主軸頭、ベッド、ジャッキまでを、ソリッド、板、はり、棒及びばね要素でモデル化(要素数7715、接点数8032)し、基礎については剛体として実施した。解析モデルを図3に示す。軸受、ボルト締結部及びジャッキは等価な剛性の線形ばねとし、はめあい面及び当接面については、面と平行方向の摩擦抵抗は無視し面と直角方向で面圧が発生する位置は変位連動条件を置いた。荷重条件はロータ重量200 t [主軸側負荷980 kN (100 tf)]、把握爪締付力300 kN (31 tf)、面板と爪自重16 t (負荷157 kN)とし、静圧支持力なしとあり [1450 kN (148 tf)、面板外周軸受面に静圧分布として負荷] について解析し、評価、改善を繰返した。

改善後の構造の主軸中心を通る縦断面の静圧支持力ありとなしでの変形状態図を図4、5に示す。図示のとおり面板取付け位置の主軸端のZ方向変位は、支持力なしの場合で636 μmとほぼ目標を満足しており、支持力ありの場合は沈みゼロの目標を満たしている。

なお、支持力なしの場合の主軸端のZ方向変位について各構成部材の変形の影響度を求めると、主軸が25%、軸受が16%、主軸頭が27%、ベッドとジャッキが32%とほぼ予想どおりのバ

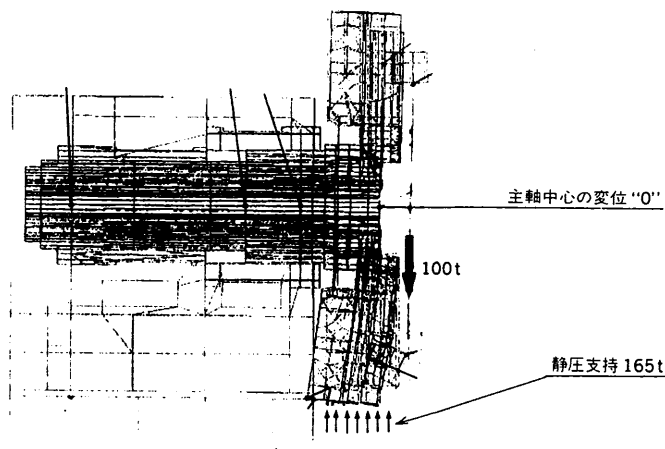


図4 主軸頭の変形状態図 静圧支持力あり FEM解析図。静圧による面板支持で主軸中心の変位は“0”。
Deformation diagram of headstock with hydrostatic force

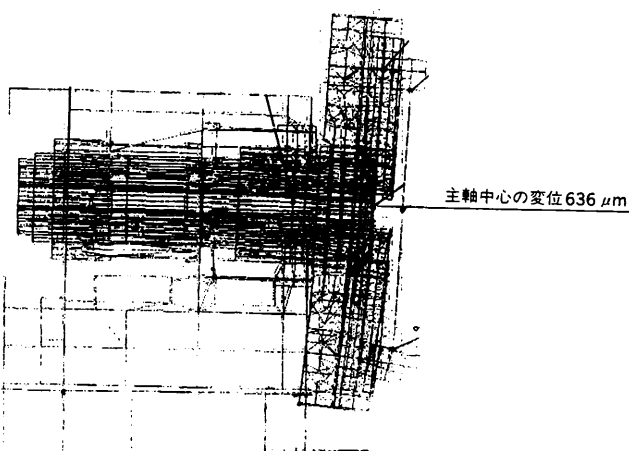


図5 主軸頭の変形状態図 静圧支持力なし FEM解析図。面板支持がないと主軸は沈み面板も傾く。
Deformation diagram of headstock without hydrostatic force

ランスになっていた。

次に、面板の静圧軸受受圧面の変形状態についても解析し改善した。初期の設計構造ではワーク側近傍の受圧面板に約 $140\mu\text{m}$ の局所的な面外変形が生じるという解析結果であった。このままでは軸受すき間が設定値の3倍に広がるためポケット圧が保てず性能上問題である。局所変形の原因は把握爪の移動ねじの取付け部を組込むための切欠きによって局部的に剛性が低下していたもので、構造を改善し再解析したところ約 $20\mu\text{m}$ の問題ない程度になった。

詳細FEMはこのほかにスラスト荷重や加工による横荷重に対する剛性、把握爪周辺、主軸と面板の接合部等について実施し、いずれも十分な剛性を有していることを検証した。

2.3 回転による面板変形の変化の振れ精度への影響防止

加工精度を確保するためには主軸の振れ精度のほかに、面板の回転角度による剛性の不均一について検討する必要がある。

面板のワーク把握爪は円周上8箇所に配置された構造のため、爪あるいは爪と爪の間中点が直下にあるときは左右対称となるがそれ以外では対称条件が崩れている。そのためロータ中心の水平

方向変位が生じロータの振れとなる可能性がある。そこで、面板の対称性が最も崩れる爪から 12.5° 回転した位置が直下にあるときについて、前述のロータ重量と面板の自重による詳細変形解析を三次元FEMにより実施した。

その結果、爪から 12.5° 回転した位置が直下にあるときの水平方向変位は $0.75\mu\text{m}$ であり、振れの要因にはなるものの問題になる大きさではないことが検証できた。

2.4 実機での達成精度

主軸の振れ精度は、 $3.1\mu\text{m}$ を達成、ロータ加工精度は、外径の振れ $3.0\mu\text{m}$ 、端面の振れ $5.0\mu\text{m}$ を得て、共に目標を達成した。

3. 主軸頭の熱変位対策

3.1 熱変位要因と対策

主軸頭の熱変位の要因には、主軸頭の軸受けと歯車の発熱、供給される潤滑油温度、静圧軸受式面板支持装置の潤滑油の発熱、室温の変化が挙げられる。これらは、主軸頭の各部材に温度むらを作りひずんだ形で変形して加工精度を低下させる。

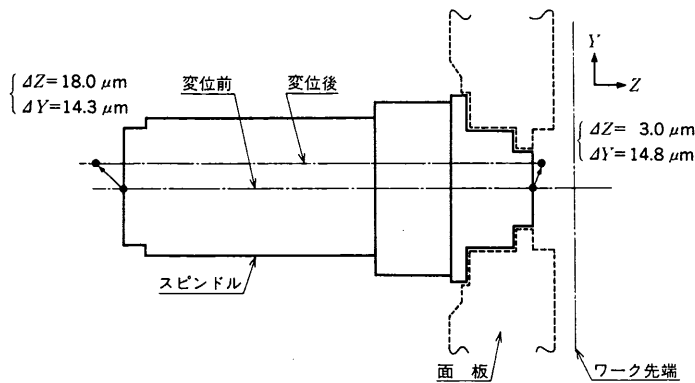


図6 主軸の熱変位の計算結果 軸受と歯車の発熱で主軸は上に上がり前後に伸びるが、量は小さいとの予想。
Calculated results of spindle deformation by temperature change

そこで、以下のような対策を設計に盛り込むとともに、熱変位量の数値予測を行い不具合点を改善して、実機製作の事前検証を行った。

- (1) 発熱の大きい駆動装置を分離独立させた。
- (2) 主軸頭を左右対称とし、切込方向に変位しにくい形とした。
- (3) 軸受を支持するリブに冷却油を流し、温度上昇を抑えた。

熱変位抑制の目標は、切削速度 80 m/min (主軸回転数 8~30 min⁻¹) の常用連続運転にて切込方向の変位 ±15 μm 以下とした。

3.2 主軸頭熱変形特性の検証

前項対策の効果を検証するために数値解析を行った。まず、三次元構造物の熱伝導、放射伝熱及び空気や冷却油との熱伝達を考慮して、節点法を用いた計算方法により構成部材の温度分布を求めた。計算条件として、工場での環境を模擬して 4 h で室温を 7.0 °C、冷却油の温度を 0.6 °C 上昇、続く 4 h で、各々 7.0 °C と 0.6 °C 降下させた。軸受及び歯車からの発熱量は一般に用いられている実験式²⁾と当社設計マニュアルから求めた値を与えた。その結果、歯車の発熱による主軸頭後部の温度上昇が大きく、前屈みに変形させる恐れのあることが判明したので後部を外気に開放するように改善した。節点間の温度差は 4 h 後がほぼ最大で、温度上昇量は面板側の軸受周りが最高の 2.0 °C、後部が 0.5 °C となった。

次いで、この温度分布に対する熱変形解析を行った。計算方法は FEM を用い 2 章で作成したモデルの各要素に求めた温度を与えた。計算結果を図 6 に示す。左右方向については構造が左右対称のため変位はなく前後方向変位は 3 μm、上下方向はほぼ平行な 15 μm の変位で十分小さく加工精度に影響しないめどがついた。

実機での計測結果では、10 h 後に、前後方向が 36 μm と予想より大きいものの、上下方向は 15 μm、切込方向の左右は 11 μm と、予測どおり目標を達成していることが確認できた。

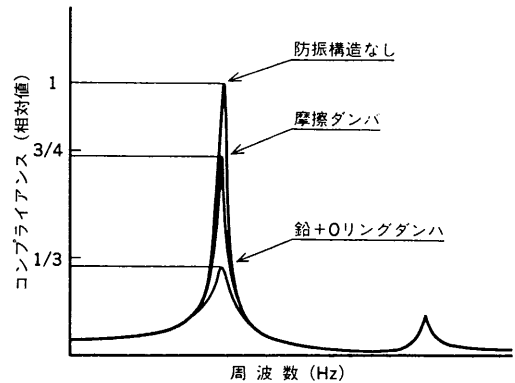


図7 刃物台の防振構造の効果 防振構造によって動コンプライアンスを 1/3~3/4 に小さくできる。
Effect of vibration-preventing device of tool carrier

4. 刃物台の動剛性向上

ロータ加工ではディスクの径と間隔によって板状の刃物台の突き出し量 L と厚さ t とが決まり、その比 L/t が 10 を超える要求も多いため加工時にひびりやすい。このため例えばクランプボルトの位置を前に出したり、クランプピースの当たりを改善し取り付け部の剛性を最大限高めることが必要である。しかしながら、 L/t が大きいときは飛躍的な加工能力の改善は望めない。そこで、厚さ t 60 mm の刃物台を 800 mm 突出して安定切削できることを目標に、動剛性の向上を図るため防振構造を検討した。

刃物台の振動モードは曲げである。刃物台の突出し量が変わり固有振動数が変化しても防振効果が幅広く作用するように、薄板をボルト締結し、曲げ変形時に接触間に摩擦を生じさせる重ね板による減衰、あるいは鉛等による慣性質量を O リングで支持して刃物台に内蔵した粘弾性体での吸振による方法を採用した。

その結果、図 7 に示すように動コンプライアンスは、刃物台厚さの 5~10% 厚の重ね板の場合で約 3/4 に、刃物台等価振動質量の 10~20% の鉛による粘弾性体の場合で約 1/3 に改善され、刃物台を突出しての加工でも安定した切削ができた。

5. む す び

構造強度、熱、振動、トライボロジー等の技術を動員し、精度、切削能力ともトップレベルの大型 CNC 旋盤を開発できた。今後さらに性能向上とコスト低減に努めていく所存である。

参 考 文 献

- (1) 稲崎一郎監修、青山藤詞郎著、静圧軸受一設計と応用一、工業調査会 (1990) p.32
- (2) 日本精工(株)、転がり軸受の動摩擦トルク、NSK REPORT Pr. No.723, p.85, 86