予圧切換スピンドルの性能評価*

中 村 晋 哉** 垣 野 義 昭***

A Performance Evaluation of Preload Switching Spindle

Shinya NAKAMURA and Yoshiaki KAKINO

The following deals with the static and dynamic specification of the motor integrated spindle. This spindle unit has a fixed position and constant pressure preload switching mechanism operated using hydraulic pressure. With respect to the static specification, measurement of the static rigidity and natural frequency confirms that preload switching occurs. The performance of the rotating spindle was evaluated using a fixed position preload for low speeds provided high rigidity, while using a constant pressure preload provided sufficient high speed performance. A bench test was carried out to evaluate temperature and run-out characteristics and further tests were performed in an actual machining process. Both tests showed that the switching of the spindle's preload provided sufficient performance.

Key words : machine tools, spindle, fixed position preload, constant pressure preload, preload switching, motor integrated spindle, rigidity, machining process

1. 緒 言

近年の省エネ・省力化により工作機械も多機能化・高速化が進んできており、さらに最近ではマシニングセンタも広範囲の加工（鉄鋼材料の低速重切削からアルミニウムなどの非鉄高速切削あるいは研削まで）の要求があり、1つの主軸で低速から超高速の範囲まで要求されている。ただし、現状では超高速で回転させるには予圧荷重を小さくせざるをえず、剛性が低いために低速重切削はできない。低速から超高速までの広い範囲で使用するために、予圧可変などの研究が多く進められている。

本研究では低速重切削から高速切削および研削までという相反する加工方法に対応するために、低速時に定位置予圧で高剛性を得て、高速時には定圧予圧で安定した高速回転を可能にする予圧切換方式について研究することとした。さらにギヤ・カップリング・ベルトなどによる振動・騒音や発熱などの影響を受けないモーター体形としたモータビルトイン予圧切換スピンドルを製作して、その静的特性や回転特性などについての性能評価を行い、さらにマシニングセンタとして実機に組み込んだ時の切削性能についての性能評価を行うこととした。

2. スピンドル予圧切換の特性と機構

2.1 予圧切換の特性

マシニングセンタなどの切削用スピンドルは切削剛性を高めるために、一般的には定位置予圧を用いている。定位置予圧ではスピンドル回転停止時の初期設定予圧に対して、高速回転時には玉の遠心力や内輪のふくらみ・内外輪温度差などの影響により予圧荷重が増加する。予圧の増加を防ぐために、油

圧を用いて軸受に軸方向荷重を与えて予圧荷重を可変させることなど多くの試みがなされているが、油圧力を段階的に変化させるために制御が困難であり、工作機械主軸用としてあまり実用化されていない¹⁾。

したがって、本研究では今までにない新技術として、油圧のオン・オフによって行い、複雑な制御を必要としない主軸の定位置・定圧の予圧方式を切り換える方法について研究する。

まず予圧切換に関して定性的な考え方について示す。図1において1-1'のように初期予圧を小さくすると低速時に主軸系の剛性が低くなり、切削能力が低くなる。初期予圧を大きくすると2'-2''のように高速回転時に軸受の焼付きを生じる可能性がある。

したがって、図1において低速時に定位置予圧に設定して予圧荷重を2-2'のように十分に高く与えて剛性を高くし、焼付点に至る前のある回転速度以上の高速では、3-3'のように定圧予圧に予圧方式を切り換える機構を用いる。本方式により低速回転において高剛性であり、最高回転速度においても予圧の増加

Fig.1 Characteristic of preload switching diagram

*原稿受付 平成5年5月14日

**正会員 日本精工(株) (前橋市鳥羽町8)

***正会員 京都大学工学部 (京都市左京区吉田本町)

がないので安定した回転性能が得られると考える。

2.2 予圧切換機構の構造

予圧切換の機構は図2に示すように、前側軸受4列のうち2列の軸受を軸受スリーブの中に入れて油圧ピストンによって軸方向に動く構造とする²⁾。予圧切換はATC工具交換の回転停止時に油圧のオン・オフによって切換を行い、油圧を与えると油圧ピストンが作動して軸受スリーブが軸方向に固定され、位置決めされることによって、その位置で予圧用間座の差幅により定位置予圧が与えられる。油圧を抜くと、ピストンはバイアスばねにより戻され、軸受スリーブ内の軸受は軸方向に自由となり、予圧用コイルばねのみが予圧として軸受に与えられ、定圧予圧となる。

3. 実験装置と方法

3.1 実験スピンドルの仕様

スピンドルの仕様はマシニングセンタ用で軸端はNT40で軸径65mm、最高回転数 20000min^{-1} (d_{min} 値 164×10^4) であり、図3に示すように前側軸受4列は玉のみセラミックスとしたセラミックアンギュラ玉軸受のDBB組合せとし、オイルエア潤滑にて潤滑油は動粘度32cSt のものを使用し、そのハウジングの外周はジャケット油冷却を行い、その後ろにモータや後側軸受、さらに回転数検出やオリエン特位置決め用のセンサを付属し、ステータ外周はジャケット油冷却できる構造とした。

回転速度 $0 \sim 6000\text{min}^{-1}$ の低速域では、定位置予圧で予圧荷重3430N に設定して、 $6000 \sim 20000\text{min}^{-1}$ の高速域では定圧予圧で予圧荷重637N に設定した。

またモータは巻線切換によって図3の出力特性のように出力変換できるようにして、モータ出力も予圧切換による剛性変化と対応させるようにした。

3.2 実験方法

はじめにスピンドルのテーパ側軸先端より、油圧を用いて軸方向圧縮・引張荷重を与え、アキシヤル静剛性を油圧のオン・オフで予圧切換を行って測定し、それぞれの特性を比較する。次にスピンドルを図4のように垂直に取り付けて、油圧力を変化させてハンマでテーパ側軸先端でアキシヤル、ラジアル方向

Fig.2 Structure of preload switching

にインパルス加振して固有振動数の変化を測定する。

次にステータ外周を冷却（室温同調）しながら定位置予圧で 6000min^{-1} まで、定圧予圧で 20000min^{-1} まで回転させる。温度上昇は外輪側については前側軸受の外輪で測定して、内輪側については軸の内部温度上昇を測定するのは困難なので、後側軸端にボールを取り付けて軸の軸方向の伸びを電気マイクロメータで測定し、これより温度上昇を推定する。

また、回転中の予圧荷重の変化を調べるために、非接触変位計で軸方向変位を測定しつつ、インパルス加振して軸方向固有振動数を求める。

4. 実験結果と考察

4.1 静的予圧切換試験

図5に静止状態で行った予圧切換によるアキシヤル静剛性の測定結果を示す。それぞれテーパ側軸先端において軸方向に圧縮・引張荷重を与えて軸方向変位を測定したが、油圧力4MPaを与えた定位置予圧状態では荷重1960N、変位 $4\mu\text{m}$ となり、油圧オフの定圧予圧状態では荷重1960N、変位 $10\mu\text{m}$ となり、大きな剛性の変化がみられた。

また定圧予圧では引張荷重に対して予圧荷重以上の荷重を与

Fig.3 Structure of preload switching spindle

Fig.4 Experimental set-up

えると急に剛性が低下しており、予圧用ばねしか荷重を受けない特性が得られた。

そこで油圧力を0から6MPaまで変化させて、それぞれのアキシャル静剛性を測定した。これにより静剛性の変化がよくわかり、剛性値から予圧荷重を計算すると、油圧力4MPa以上であらかじめ設定した定位置予圧の初期設定予圧荷重 3430Nが得られることがわかった。

軸受の予圧荷重すなわち軸方向剛性はスピンドルをテーパ側軸先端でハンマで軸方向にインパルス加振して軸方向固有振動数を測定することで、次の計算で求められる。スピンドルの固有振動数 f がわかると次式(1) から軸方向剛性 k が求められる。すなわち軸方向剛性の変化から予圧荷重の変化がとらえられる。

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1)$$

ここで、 m ：回転軸質量。

油圧力を0から6MPaまで変化させて、インパルス加振により軸方向固有振動数を求めた結果を図6(○印)に示す。油圧力0では固有振動数300Hzとなっており、1MPaを越えて油圧力2MPa以上になると約600Hzとなっている。測定された固有振動数から m を35kgとして剛性 k を計算すると約 500 N/μm となり、さらに予圧荷重を求めたところ、油圧力4MPa以上で設定した初期設定予圧荷重3430N になることが確かめられた。

ラジアル固有振動数に関しては、テーパ側軸先端でインパルス加振した結果を同図(△印)に示す。油圧力0では約 360Hz となり、油圧力4MPaでは約570Hz となっており、予圧切換によるラジアル剛性の変化も確認できた。アキシャル固有振動数に対してその変化が小さいのは、ラジアル剛性は軸径や軸受スパンに大きく影響を受け、アキシャル剛性に比較して予圧荷重の変化の影響が小さいからと言える。

4.2 回転試験結果

4.2.1 温度上昇

定位置予圧で6000min⁻¹まで、定圧予圧で20000min⁻¹まで回転させた時に測定された前側外輪付近の温度平衡状態における温度上昇を図7に示す。6000min⁻¹ までで比較すると、予圧荷重の大きい定位置予圧の場合が温度上昇が高くなっている。油圧力を0から4MPaまで変化したときの前側外輪付近の温度上昇を図8に示す。油圧力0が定圧予圧の時であり、油圧力を大きくしていくと温度上昇が高くなって油圧力4MPaで定位置予圧となり、最も温度上昇が高くなった。これは油圧力による静剛性や停止時のインパルス加振の予圧荷重の変化の測定結果と傾向が

Fig.5 The relation between hydraulic pressure of preload switching and axial static rigidity

Fig.6 The relation between hydraulic pressure of preload switching and natural frequency

Fig.7 Spindle temperature rise

Fig.8 Temperature rise according to hydraulic pressure

一致する。

次に後側軸端の伸び（熱膨張）を測定して、その値から軸の平均温度上昇を推定した結果を図9に示す。比較のために外輪温度上昇も図9に示す。回転が高くなるにつれて軸受内外輪の温度上昇の差が大きくなり、前側ハウジング側を冷却した方が軸の温度上昇が高くなっているのがわかる。変位測定の基準点であるハウジング後部では前側ハウジング冷却の影響がほとんどないので、これは主に軸側に熱がこもりやすく、軸の熱伝達がハウジング側に比較して小さいことと、軸受外輪側を冷却したことにより軸受内外輪温度差が大きくなり、軸受の内部ラジアルすきまが小さくなったためと考える。

4.2.2 軸方向固有振動数の変化

定圧予圧で20000min⁻¹まで回転させて、軸方向インパルス加振して測定した固有振動数の結果を図10に示す。定圧予圧でありながら固有振動数が低くなって、予圧が減っているようにみえるが、これは回転により生じる軸受接触角の変化の影響と考えられる³⁾。

これを実証するために、定圧予圧時における主軸の軸方向変位の解析法を用いて、玉の遠心力や遠心力により発生する内輪膨張・軸受の発熱により生じる内外輪温度差・油膜厚さなどの条件や軸受内部諸元を入力して、軸受の予圧一定として内外輪それぞれの接触角が回転速度によってどんな変化をするか計算した⁴⁾。その計算結果を図11に示す。

内外輪とも回転速度が高くなるにつれて接触角が小さくなっており、特に外輪側の接触角が小さくなっている。接触角が小さくなると軸方向剛性は低くなる。よって、内外輪と玉の接触部をそれぞれ軸受剛性の直列ばねと仮定して計算して、接触角の変化を剛性の変化として計算して固有振動数を求めた結果を図10（計算結果）に示す。固有振動数が20000min⁻¹になると停止時に比較して30%程度も低下している。さらに固有振動数の低下が、測定値・計算値ともに傾向として一致していることがわかる。また振動を測定すると12000min⁻¹付近において軸方向固有振動数と回転速度が一致し、実際にアキシャル振動が大きくなる現象があった。

この結果は超高速の定圧予圧スピンドルの場合は回転時の軸方向剛性がかなり低下することを示しているので、スピンドル軸方向危険速度の低下は振動の面から注意を払う必要があると言える。

ラジアル方向に関しては、接触角が小さいことと剛性としては軸径に大きく起因するので、固有振動数の低下は数%であり、

Fig.9 Temperature rise of shaft and housing

Fig.10 Change of axial natural frequency

Fig.11 Change of contact angle on rotation

ほとんど変化しない。

4.3 切削試験結果

スピンドルを立形マシニングセンタに取り付けて、実機上で切削試験を行った。

定位置予圧で図12に示す条件でフェイスミルによる切削をし

Condition

Work material : S45C
 Cutter : RA 260.7-100 (SANDVIK $\phi 100$)
 Chip : LNCK 1806 AZR-11, SM30 P30 (SANDVIK)
 Speed : 380min^{-1} (31.4m/min)
 (Peripheral speed)

Method

→ : Direction of table feed (Vf)
 → : Machine coordinates
 → : Direction of cutting resistance

Fig.12 Machining test (Fixed position preload)

たところ、回転速度 380min^{-1} 、送り速度 456mm/min 、切込み 2mm 、切込み幅 80mm つまり切りくず除去率 $73\text{cm}^3/\text{min}$ の切削が可能であった。

定圧予圧で図13に示す条件でエンドミル工具でアルミニウムを高速切削し、回転速度 20000min^{-1} 、送り速度 5000mm/min 、切込み 10mm 、切込み高さ 25mm つまり切りくず除去率 $1250\text{cm}^3/\text{min}$ の切削が可能であった。

真円切削については回転速度 20000min^{-1} 、送り速度 500mm/min において 20mm のエンドミルで 100mm のアルミニウム材を切削したところ、真円度 $2.9\mu\text{m}$ とかなり良い精度が得られた。その真円度プロフィールを図14に示す。

以上の結果には機械全体の精度、剛性などが影響しており、スピンドルだけで決まるとは言えないが、予圧切換スピンドルの特徴が切削結果からも裏付けられたと言える。

5. 結 論

予圧切換モータビルトインスピンドルの静剛性・温度上昇などの性能評価を行い、マシニングセンタに組み込んで切削試験を行った結果、次の結論が得られた。

- (1) アキシアル静剛性や固有振動数の測定より、油圧オン・オフによる定位置、定圧予圧切換が確実に行われていることが確認された。
- (2) 定位置、定圧予圧状態で回転させるとそれぞれ温度上昇が異なって、回転速度が高くなるにつれて軸受内外輪の温度差は大きくなる。また冷却なしに比較してハウジング冷却を行った方が軸受内部ラジアルすきまが小さくなり、軸と内輪側の温度がより高くなる。
- (3) 定圧予圧で回転中の軸方向固有振動数を測定したところ、固有振動数（剛性）の低下がみられた。それは軸受接角角

Condition

Work material : Aluminium (JIS 2017)
 Cutter : OSG $\phi 20$ Solid carbide endmill
 Speed : 20000min^{-1} (1257m/min)
 (Peripheral speed)

Method

→ : Direction of table feed (Vf)
 → : Machine coordinates
 → : Direction of cutting resistance

Fig.13 Machining test (Constant pressure preload)

Fig.14 Machining test (Circularity)

の変化によるものと思われる。

- (4) 切削試験から定位置時にはS45Cの重切削加工が可能であり、定圧予圧では 20000min^{-1} でアルミニウムの高速切削が可能となり、定位置、定圧予圧それぞれの特徴をいかした加工が可能であった。

本研究を行うにあたり、特に切削試験に関して(株)森精機製作所の渡辺通雄氏に御協力をいただきましたことを付記させていただきます。

参 考 文 献

- 1) R. L. Leibensperger : Bearing Preload, Machine Design, 10, (1972) 100.
- 2) 中村晋哉ほか：予圧切換主軸の開発，昭和63年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集，(1989) 599.
- 3) Yung C. Shin : Bearing Non-Linearity and Stability Analysis in High Speed Machining, ASME PED, Vol.43 (1990) 193.
- 4) 中村晋哉，垣野義昭：高速スピンドルにおける回転中の軸受予圧変化と主軸変位の解析，精密工学会誌，58，12 (1992) 2019.