高剛性総形心なし研削盤開発に関する研究*
(びびり振動の抑制に及ぼす影響)大 東 聖 昌^{*1}, 長谷部 隆 司^{*2}
金 井 彰^{*3}, 宮 下 政 和^{*4}Study on the Development of Centerless Profile Grinding Machine
for Chatter Free CrindingMichimasa DAITO^{*5}, Takashi HASEBE,
Akira KANAI and Masakazu MIYASITA^{*5} TNK Sanwa Precision Co., 5-30-4 Aoto, Katsusika-ku, Tokyo, 125-8505 Japan

In centerless grinding of large dimensioned workpiece, two serious problems to be solved are, firstly, chatter vibrations originated in dynamic stiffness of grinding system, and secondly, copying accuracy of generator profile between master cam and workpiece. A new centerless grinding machine is designed and built recently based on new design concept. That is the combination of load compensated positioning mechanism and plain bearing guideways for high stiffness and accuracy in feed direction. Another one is application of stationary spindle structure for both wheels which assures high dynamic stiffness. The results obtained are summerized as follows: Copying accuracy of master cam to workpiece is around $0.2\ \mu\text{m}/200\ \text{mm}$. $50\ \text{mm}\phi\times 200\ \text{mm}$ length workpiece is ground without chatter, achieving roundness of $0.2\sim 0.3\ \mu\text{m}$. Chatter analysis assures the new machine of absolute stability under usual grinding condotions, and simplified criterion for absolute chatter free grinding is shown.

Key Words: Centerless Grinding, Profile Accuracy, Chatter, Chatter Free Criterion

1. 緒 言

心なし研削盤は1920年代に発明され、量産加工設備として産業界に導入された。以来、その地歩を高め続け、研削加工における重要な役割を担っている。この分野においても、さらなる精度および能率の向上が継続的に要請される。これらに対応するため、先に提案した新たな構想⁽¹⁾に基づく心なし研削盤を開発した。砥石台位置決めおよび砥石修正装置に、負荷補償機構を適用し、位置決め方向の高剛性高精度化をはかる。また、両砥石は静止軸形スピンドル上に両持支持し、動特性の向上を期する。

大形工作物の総形研削においては、第一に、自励びびり振動の発生が精度能率向上の障害となる。びびり振動は研削加工系の動特性に起因する。第二の課題は、高い精度の母線輪郭形状を得ることである。

本論文においては、開発機を大形工作物の総形研削に適用し、これらの精度に及ぼす影響を検証する。す

なわち、開発機の基本設計、諸特性の実験的検証について述べ、びびり振動に関する解析的見地からびびりの抑制効果について実験結果を検討する。

2. 基 本 設 計

図1はこの心なし研削盤の正面図を示し主要仕様は

- (1) 研削砥石： $\phi 450\times 205\ \text{T}$ 、駆動モータ 15 kW
- (2) 調整車： $\phi 330\times 205\ \text{T}$
- (3) 重量：5 500 kg
- (4) 砥石台スライドテーブル： $0.1\ \mu\text{m}/\text{step}$

である。設計上の特徴を以下に述べる。

2.1 すべり案内 砥石テーブルに静圧パッドにより与圧した角平すべり案内を採用する。案内方向に沿って均一な与圧を得ることができる。すべり案内面の摩擦により送り方向の高い剛性が期待される。なお高精度研削盤の設計に際しては、びびり振動発生に対する懸念から、多くはすべり案内が採用される。

2.2 負荷補償機構 すべり案内テーブルにおいては高精度位置決めが困難となる。これに対処するため負荷補償機構を適用する⁽¹⁾。位置決め機構に作用する負荷推力を検出する。この残留力による変形、すなわち、残留弾性変形量が零となるよう制御する。

2.3 静止軸スピンドル 軸の両端部を砥石台ハ

* 原稿受付 2002年7月18日。

^{*1} 正員、三和ニードルベアリング(株)(〒125-8505 東京都葛飾区青戸5-30-4)。

^{*2} (株)日進機械製作所。

^{*3} 正員、足利工業大学。

^{*4} ナノテック研究所。

ウジングに固定し、砥石を装着した外筒を回転駆動する。静止軸形スピンドルと呼ぶ。両砥石とも油静圧軸受により支持する。図2はハウジングに載せた状態のスピンドル構造を示す。一般的設計に基づく砥石軸との差異を図3に模式的に示す。軸長が短く省空間設計となる、支持ハウジングの開口部を閉鎖した構造となり剛性向上に寄与する。

2.4 高精度母線形状 プランジ研削における砥石形状はNC輪郭制御またはマスタカムならいにより創成するが、ここでは後者の場合を取扱う。図4はカムならい、すなわち、マスタカムに沿って、修正ホイールを位置決めする方式の砥石修正機構である。ダブルテーブルすべり案内に負荷補償機構を適用することにより、修正ホイール位置決めの高精度化を試みる。ならいスタイラスに作用する力を、その弾性変位量として検出し、接触力が一定となるよう制御する。これはならい機構の弾性変形量が変化しないことを意味し、転写精度の向上が期待される。

3. 諸特性の実験的検証

3.1 砥石スピンドル 図5は給油状態におけるスピンドルのラジアル剛性である。A, B点における静剛性の平均値は、0.39, 0.74 kN/μmである。この

Fig. 1 Newly developed centerless grinding machine

Fig. 2 Design of stationary spindle structure

値は、両軸端が単純あるいは固定支持されたと想定して求めた二つの設計値の中間に位置する。軸端においてはモーメント荷重も支持され、軸の変形が抑制されていることを意味する。6本のスピンドルに関する測

(a) Cantilever design

(b) Support both end of wheel, conventional design

(c) Support both end of wheel, new design

Fig. 3 Features of stationary spindle design

- 1. $1/k$: Compliance of stylus
- 2. K_1 : Gain of deflection sensor
- 3. K_2 : Pressure gain of servo valve
- 4. A: Hydraulic actuator
- 5. Master cam
- 6. Traverse motion

Fig. 4 Servo assisted copying mechanism of master cam to grinding wheel

定結果も併記するが、ばらつきが小さく、製造工程の再現性が高いことを示唆している。

3・2 固有振動数 砥石を装着した回転外筒の、ラジアル方向の固有振動数を設計諸元から求めると 390 Hz となる。図 6(a) に示すように故意にびびり振動の発生しやすい加工条件を設定し、 $\phi 30 \times 50$ L 工作物をプランジ研削する。

工作物回転数を $n_w = 19.2/s$ とするとき、明りょうな $n = 20$ 山うねりが発生する。固有振動数は $20 \times$

Fig. 5 Static stiffness of wheel spindles in the assemble shop of production

Fig. 6 Intentional set up for chatter vibration $\gamma = 8.7^\circ$, $N_w = 19.2$ rps

$19.2 = 384$ Hz と推定される。研削中のベッド部振動を測定する。図 6(b) にパワースペクトラムを示すように 386 Hz に顕著なピークが存在する。これらの測定値は設計値とよく一致する。この値は在来機において見られる 100 Hz 程度の値と比較して、極めて高い値であるといえることができる。

3・3 プロファイルプランジ研削 図 7 に研削レイアウトを示す。 $\phi 50 \times 300$ L ストレート素材から幅 200 mm にわたり、R 12 m 中低円弧プロファイルを削り出す。両端の幅 50 mm 部が基準面であり、調整車およびブレードにより支持する。研削方式は心なし支

1. Grinding wheel, $\phi 455$ -200T, GC100V
 2. Workpiece, $\phi 50$ -300L, SKH3, max. stock removal 0.83 on dia.

Fig. 7 Grinding lay out of centerless support profile grinding

Fig. 8 Motion accuracy of servo assisted copying table of truing device

Fig. 9 Copying accuracy of master cam profile to the workpiece generator

持円筒研削となる。

3・3・1 母線形状 図8に砥石修正装置における切込み台テーブルの運動精度を、中央部の長さ28mmについて示す。運動方向の反転するカム頂点においても、不感帯(ロストモーション)の発生がなく滑らかな軌跡を描く。なお、図中に併記するように、サーボエラーは0.1μm以下となっている。

マスタカム形状の工作物母線への転写精度を図9に示す。円弧中央部の長さ60mm、深さ38μmにおける記録図である。中高カムの形状(a)をSDホイールを介して砥石形状に転写し、中高母線(b)を得る。さらに、この砥石により工作物を研削し、中低工作物形状(c)を得る。(a)と(c)とを重ね合わせると、両者は得られた表面粗さ0.2~0.4μmRzの範囲内で一致する。

3・3・2 真円度 図10は3本の工作物の真円度グラフであり0.15~0.3μmなる値が得られている。これは支持基準面のそれと同等の値である。研削幅は200mmに達するが研削途上においてびびり振動の発生は見られない。

3・4 高能率プランジ研削 図11はφ30×50Lなる軸受円筒ころの重研削例である。切屑除去能率 $Z'=3\text{mm}^3/\text{mm}\cdot\text{s}$ なる条件でプランジ研削する。真円度は0.6~1.2μm/no filterであり、びびり振動に基づくうねり山は認められない。研削途上においてもびびり振動は発生しない。

4. びびり振動の抑制に及ぼす影響

実削結果および開発機の長期生産稼働においてびびり

Fig. 10 Out of roundness in plunge grinding with wide wheel, actual grinding width $b=200\text{mm}$

り振動の発生が認められない。4・2, 3・1節に述べる橋本らによる安定判別に関する研究結果⁽²⁾⁽³⁾を適用し、開発機におけるびびり振動の抑制について検討する。

4・1 記号の定義

K_c : 研削剛性 $=b \cdot k_c$

b : 研削幅

K_{ct} : (砥石)接触剛性 $=b \cdot k_{ct}$

K'_{ct} : 調整車接触剛性 $=b \cdot k'_{ct}$

K_m : 研削系静剛性

$G_m(S)$: 研削系動コンプライアンス

$G_m(S) \equiv \omega_0^2 / (S^2 + 2\zeta\omega_0 S + \omega_0^2)$

f_0 : 固有振動数 $(=\omega_0/2\pi)$

ζ : 減衰比

S : ラプラス演算子 $=\sigma + jn$

σ : 振幅発達率

n : 工作物外周うねり山数

n_w : 工作物回転数

γ : 心高角(心なし研削, $\phi_2 = \pi - \gamma$)

u : 切込み送り

F_n : 法線研削抵抗

4・2 円筒研削におけるびびり振動

4・2・1 安定判別の概要 図12は円筒プランジ研削における工作物再生びびり振動のブロック線図である。びびり振動の発生し得ない動的安定限界、特に研削幅 b に依存しない絶対安定領域に関しては、以下のように求められる。

接触剛性 K_{ct} を含む研削系の無次元コンプライア

Workpiece: φ30~50L, SUJ-2, HRC62
Infeed rate: $Z'=3.0\text{mm}^3/\text{mm}\cdot\text{sec}$
Set up: $\gamma=6.3^\circ$, $n_w=8.3\text{rps}$

Fig. 11 Out of roundness in high efficiency grinding

ンス $g(S) = K_m/K_{ct} + G_m(S)$ の S 平面上におけるベクトル軌跡, および, 無次元再生関数 $-1/f(S) = -(K_m/K_c) \cdot 1/(1 - e^{-2\pi s})$ の軌跡を図 13 に示す. 再生関数 $-1/f(S)$ に関しては, 安定限界, すなわち, 振幅発達率 $\sigma=0$ における軌跡 $-1/f(jn)$ を図示した. なお, 心なし支持円筒研削の場合, 等価接触剛性 K_{ct} を $1/K_{ct} \equiv 1/K_{ct} + 1/K'_{ct}$ とする.

この研削系の力学的特性に基づき, 自励びり振動の発生し得ない安定限界の判別基準は, 二つのベクトル軌跡 $-1/f(S)$, $g(S)$ が互いに交わらないことである. すなわち,

$$\operatorname{Re} \left[\frac{K_m}{K_c} \frac{1}{1 - e^{-2\pi s}} \right] \geq \operatorname{Neg} \cdot \operatorname{Re} \left[\frac{K_m}{K_{ct}} + G_m(S) \right] \quad (1)$$

である. ベクトル軌跡 $g(S)$ が S 平面の第四象限のみに存在するとき, すなわち,

$$\frac{K_m}{K_{ct}} \geq \operatorname{Neg} \cdot \operatorname{Re} [G_m(S)] \quad (2)$$

なるとき, 研削剛性 K_c の値, あるいは研削幅 b の大ききにかかわらず, 絶対安定となる. 式(1), (2)は

1. Grinding wheel 2. Workpiece
3. Center support 4. Regulating wheel
(a) Center support (b) Centerless support

Fig. 12 Work regenerative chatter loop of cylindrical grinding process in two types of work support

式(3), (4)のように整理できる.

$$K_m \geq \frac{1}{4\zeta} \frac{2K_{ct} \cdot K_c}{K_{ct} + 2K_c} \quad (3)$$

$$K_m \geq \frac{1}{4\zeta} K_{ct} \quad (4)$$

ここに, $G_m(S)$ は, 減衰率 ζ を有する一つの二次振動モードが支配的であるとする.

4.2.2 事例の比較検討

[ケース 1] 一般的両センタ支持方式の典型的な例として, 工作物支持剛性 $50 \text{ N}/\mu\text{m}$, 砥石軸剛性 $100 \text{ N}/\mu\text{m}$ と仮定する. 研削系静剛性は $K_m = 30 \text{ N}/\mu\text{m}$ となる. その他のパラメータの値に関しては, 従来の研究⁽²⁾ に基づく推定値を図中に併記する. 図 13(a) のベクトル軌跡によれば, 研削幅 1 cm という小さな値にもかかわらず, 研削系は不安定となる.

[ケース 2] 図 7 に示した心なし支持円筒研削を検討する. 研削系の静剛性は $600 \text{ N}/\mu\text{m}$ なるスピンドルの並列結合から構成され, $K_m = 300 \text{ N}/\mu\text{m}$ とする. 研削幅は 20 cm である. これに基づき図 13(b) なるベクトル軌跡を得る. 研削系は安定であり, びり振動は発生しない. K_m 値の大きくなったこと, および, 調整車支持のため柔らかい接触コンプライアンスの付加されたことが寄与し, $g(S)$ 軌跡が実軸プラス方向に大幅に移動したためである. この検討は前述の実削結果を解析的に裏付けている.

4.3 心なし研削におけるびり振動

4.3.1 安定判別の概要 図 14 は心なしプランジ研削の工作物再生ブロック線図である. 前向きループ中に, 調整車接点からの再生関数 $1/(1 - e^{-\phi 2s})$ が追加

Fig. 13 Vector loci of cylindrical grinding

されている点が円筒研削との相違点である。無次元再生関数 $-1/f(S)$ は、

$$-\frac{1}{f(S)} = -\frac{K_m}{K_c} \frac{1+e^{-\phi 2s}}{1-e^{-2\pi s}} \dots\dots\dots (5)$$

と整理される。安定限界、すなわち、 $\sigma=0$ におけるこの関数のベクトル軌跡は点 $(-K_m/K_c, j0)$ を起点とする二組の直線群である。

これを図 15 に例示する。一方はうねり山数 n が偶数の場合の直線群であり、他方は n が奇数の場合である。群を構成する直線は、 n の値が 2 だけ増加するごとに、点 $(-K_m/K_c, j0)$ を中心とし、傾き $3/2\pi$ または $\pi+\gamma/2$ から始まり角 γ ずつ反時計方向に回転していく。設定心高角 γ に応じてうねり山数 n に対応したベクトル軌跡が存在する。したがって、安定限界は γ と n に依存する。

びり振動発生時の安定判別基準は次のとおりである。ある工作物回転数 n_w を設定し、 $G_m(S)$ 軌跡上に、点 $n \cdot n_w$ をプロットする。ある心高角 γ を設定し、ベクトル軌跡 $-1/f(jn)$ を描く。点 $n \cdot n_w$ が直線 $-1/f(jn)$ の反時計回り領域に位置するとき $\sigma > 0$ となり研削系は不安定である。 $n \cdot n_w$ Hz の振動、すなわち、 n 山うねりが成長していく。

4.3.2 事例の比較検討

[ケース 1] 在来の典型的な心なし研削盤 100 N/ μ m および 150 N/ μ m なるスピンドルの並列結合から構成され、研削系静剛性を $K_m=60$ N/ μ m とする。

Fig. 14 Work regenerative chatter loop of centerless grinding process

$G_m(S)$ は $f_0=100$ Hz, $\zeta=0.05$ とする。初期真円度修正の観点から $\gamma=6.5^\circ$ に設定する。研削幅 5 cm なる工作物を回転数 $n_w=4$ rps としてプランジ研削する。

図 15(a), (b) はこの条件のもとに求めたベクトル軌跡である。24 山および 26 山の偶数山うねりが不安定領域に入る。 $n_w=2$ rps と回転数を低くすれば安定となる。しかしながら、49~55 なる奇数山うねりが、安定から不安定領域へと移動してしまう。

[ケース 2] 開発機の場合 600 N/ μ m なる両砥石スピンドルから構成される研削系静剛性を 300 N/ μ m とする。 $f_0=400$ Hz, $\zeta=0.05$ とする。研削幅 20 cm なる工作物を、回転数 $n_w=4$ rps としてプランジ研削する。ベクトル軌跡を図 16(a), (b) に示す。偶数山うねり、奇数山うねりともに安定である。心なし支持円筒研削における結果のみならず、同一条件下の心なし

し研削においてもびり振動は発生しないことを予測している。 K_m および f_0 の値が大きくなったことに起因して安定領域が拡大され、次に述べるように実用的な工作物回転数範囲においてびり振動は発生しない。

4・3・3 工作物回転数の絶対安定範囲 図16における $G_m(S)$ 軌跡に周波数 $n \cdot n_w$ Hzの目盛りをつける。

偶数山うねり 図17において $-1/f(j26)$ 直線が $G_m(S)$ 軌跡と交差する二つの交点のうち、右側の交点の周波数336 Hzを読み取る。工作物回転数 $n_{wL} = 336/26 = 12.9$ rps以下のとき、すべての偶数山について研削系は安定である。同様に $n_{wU} = 420/6 = 70$ rps以上のとき、すべての偶数山について研削系は安定である。

奇数山うねり 同様にして、 n_w が5.1 rps以下または12.5 rps以上のとき、すべての奇数山について系は安定である。

研削系のパラメータのうち K_m, f_0 の値が大きくなった結果、実用的な n_w の範囲において、すべての山数 n に対して安定であるということができる。

(a) Even lobes, $n_{wL} = 336/26 = 12.9$ rpm
($n_{wU} = 420/6 = 70$ rpm)

(b) Odd lobes, $n_{wL} = 280/55 = 5.1$ rpm
($n_{wU} = 414/33 = 12.5$ rpm)

Fig. 17 Chatter free criterion for every number of lobes

5. 真円度の高度化

びり振動の発生しない場合、研削条件を整えることにより、従来にない真円度の形状、あるいは真円度の値を得ることができる。この事例について述べる。

5・1 異径ひずみ円加工 奇数山うねり、すなわち、異径ひずみ円を有するスピンドルと真円穴の組合せにより動圧軸受を構成することができる。 $\phi 14 \times 80$ Lなる工作物外周に3山うねりを連続加工した結果を図18に示す。所要公差は、うねり振幅 $\pm 1 \mu\text{m}$ 、直径 $\pm 1 \mu\text{m}$ である。 $\gamma = 0$ なる条件のもとに、砥石回転数 n_{GW} を $n_{GW} = 3n_w + \Delta n$ と設定することにより、二つ

Fig. 18 Control of roundness accuracy, precise generation of three lobes

Fig. 19 Control of roundness accuracy, application to the ultra precision grinding

の公差を同時に満たすことが可能となる。

5・2 高真円度加工 加工系にじょう乱がなく、両砥石表面間隔が一定に保たれる場合、研削の継続とともに工作物は真円に近づいていく。図 19 は $\phi 2.5 \times 10$ L ジルコニア工作物を、心なしスルフィード研削した結果である。20 nm 以下の真円度が得られている。

6. 結 言

大形工作物の総形心なし研削においては、びびり振動が発生しやすく、高い精度の輪郭形状を得ることも困難である。新たな構想に基づき開発した心なし研削盤を大形工作物に適用し、諸特性を実験的に検証した。得られた主な結果をまとめると以下のとおりである。

- (1) 負荷補償ならい機構によれば、マスタカムの工作物母線への転写精度は、 $0.2 \mu\text{m}/200 \text{ mm}$ である。
- (2) $\phi 50 \times 200$ L 工作物のプランジ研削において、

真円度 $0.2 \sim 0.3 \mu\text{m}$ が得られた。広幅砥石にもかかわらず、びびり振動が発生しない。

(3) 解析的検討によれば、 $K_m = 300 \text{ N}/\mu\text{m}$, $f_0 = 400 \text{ Hz}$ と高剛性化された心なし研削盤において、実用的な条件のもとでびびり振動は発生しない。

(4) びびり振動の発生しない場合、従来にない高い精度の真円度の得られることを示した。

本研究の遂行にあたりご協力をいただいた(株)日進機械製作所の諸氏に厚くお礼申し上げる。また、熱心なお励ましをいただいた高橋幸男氏に深謝する。

文 献

- (1) Yoshioka, J., Hashimoto, F., Miyashita, M., Kanai, A., Abo, T. and Daito, M., *ASME in Florida. PED*, Vol. 16 (1985), 209-227.
- (2) Hashimoto, F., Miyashita, M., Kanai, A., Moriya T. and Toba, H., *JSPE*, 49-6 (1983), 715-721.
- (3) Hashimoto, F., Zhou, S. S., Lahoti, G. D. and Miyasita, M., *Annals of the CIRP*, 49-1 (2000), 225-230.