

## 能動振れ止め機構による旋削加工時の振動防止に関する研究\*

辺見 信彦<sup>\*1</sup>, 村田 良司<sup>\*1</sup>Elimination of Vibration in Turning Process  
by an Active Work-Rest Mechanism

Nobuhiko HENMI and Ryoji MURATA

The purpose of this research is to increase the efficiency and accuracy of the turning process by means of an active work-rest mechanism. An prototypical experimental mechanism which controls one degree-of-freedom motion of a workpiece is made and experimentally investigated. The mechanism supports the workpiece and controls its radial motion by means of a feedback system composed of a noncontact sensor, a linear actuator and a PID controller. As a result, the active work-rest mechanism effectively eliminates vibration of workpiece in terms of spindle rotation of lathe. This mechanism is also applicable to workpieces with eccentric weight, and improves roundness of workpiece.

**Key Words:** Vibration Control, Turning, Active Work-Rest, Active Mechanism

## 1. 緒 言

加工プロセスの自動化は生産性を向上させるためにいつでも重要な事項である。しかしながら、高精度を要求される部品や剛性が低く加工が難しい部品に対しては、未だ熟練者の技術に頼るところが多く、高精度かつ高能率な自動加工プロセスの実現が望まれている。

旋削加工において、センタ仕事にした場合、センタ穴の加工等を含めて考えると、チャック仕事に比べて加工工程の効率が極端に低下する。そのため、量産する工作物では、出来る限りチャック仕事で加工することが望ましい。しかし、チャック仕事では、当然のことながら工作物の長さ直径比が大きい場合、主軸回転により起振される振動が問題となる。そのため振れ止め機構を用いたり、スイス型自動旋盤のようにガイドブッシュにより工作物を保持したりしている。特に自動旋盤で長い丸棒材料を送り出して連続的に加工するような棒材作業の場合には、ロータリーガイドが不可欠である。

また、通常の旋盤であっても、比較的長尺の工作物やセンタ支持不可能な形状の工作物を旋削加工する際には、振れ止め機構が用いられる。しかし従来の振れ止め機構では、振動防止の性能にはかなりの制限があり、切削速度を高くすることができなかつたり、切込み量を大きくできない等の問題点がある。また、通常振れ止め機構を設置する場合、保持部の中心と主軸の回転中心とを合致させるための心合わせ作業に非常に手間がかかり、熟練を要する。そのため、一般に振れ止め機構を使用した場合、セッティングを含めた加工工程全体の能率が低くなる。

さらに、旋盤の主軸中心から偏心しているような工作物を振れ止め機構により保持する場合は、主軸回転数に相当する周波数の振動が大きく現れる。これを防止するため、保持剛性を高めようとする、振れ止め機構が大型化してしまう。

本研究では、振れ止め機構を能動化し、工作物の見かけ上の剛性と減衰性（ここで言う見かけ上とは工作物そのものの剛性等を高めているものではないことを意味している）を増加させて、回転に伴う工作物の振動を抑制し、加工工程の能率化・高精度化を図ることを目的としている。本報では、そのための第一ステッ

\* 原稿受付 1996年7月23日。

\*<sup>1</sup> 正員, 東京理科大学 (〒278 野田市山崎2641)。

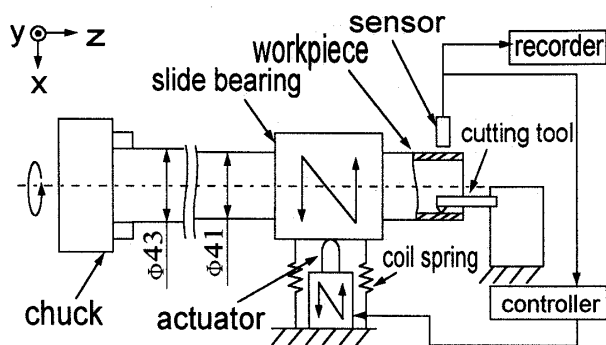


Fig. 1 Schematic of control system

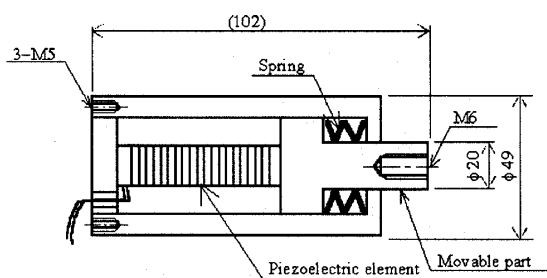


Fig. 2 Schematic of piezoelectric actuator

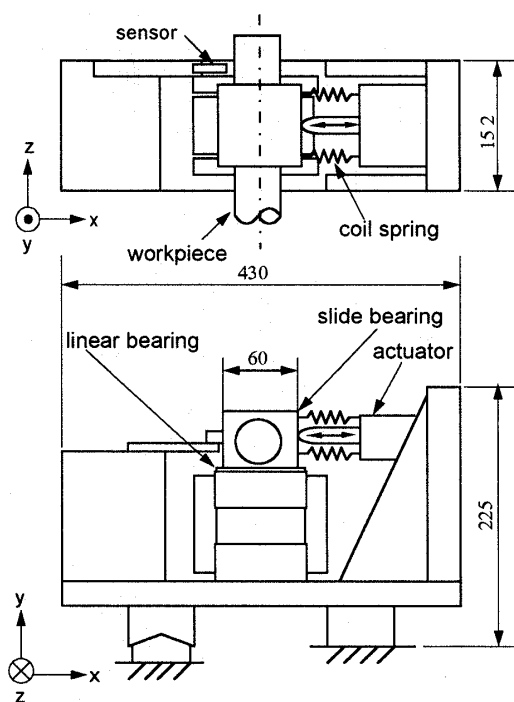


Fig. 3 Schematic of experimental mechanism

ブとして、1自由度の能動振れ止め機構を試作して制御特性を調査し、機構の有効性について検証する。

能動化した機構を用いれば、長尺で低剛性の加工し難い加工対象や、偏心による振動を起こし易い加工対象等に対しても、工作物を高精度に保持することが可能で、加工工程の高効率化、高精度化を期待することができる。また、工作物のチャックへの取り付けに多少の誤差がある場合でも、能動機構を用いることにより補正が可能であるので、チャッキング作業に過剰な注意を払う必要がなくなる。その上、制御により工作物を自動的に調心するため、通常の振れ止め機構の設置の際のような面倒な心合わせ作業の必要がなくなり、加工のための段取り工程が簡略化される利点もある。

## 2. 機構の概略

試作した能動振れ止め機構の概要を図1に示す。本機構は、工作物の切削点の近傍を滑り軸受によって保持する。渦電流式非接触変位センサ（精度はばらつきが $3\sigma$ で約 $0.23\mu\text{m}$ ）により工作物のラジアル方向の変位を計測し、コントローラを介して伸縮型アクチュエータにフィードバックすることによって、工作物の振動を抑制する構成をとっている。ここでは、フィードバック制御するのは工作物変位のラジアル2方向のうち背分力方向（1自由度）のみである。加工は通常仕上げ程度の内面旋削を対象としている。

また、本報では、切削工具の剛性が十分に高い場合を対象とする。そのような切削時の1要素系の能動制振としては、例えば中ぐりバイトの能動制振の研究<sup>(1)</sup>等があるが、実際に本機構のような構成で振れ止めとして制振し、検討している例はあまり見られない。

さらに、切削点での工作物の変位を直接に計測することは困難であるので、変位センサにより工作物の外周を計測している。そのため、外周面に形状誤差がある場合には問題がありうるが、本研究では、その影響を極力抑制するよう測定面を精密に仕上げており、外周の形状誤差の影響は一応無視できるものとしている。

アクチュエータには図2に示すようなピエゾアクチュエータ（デンソー製 PH2260）を使用しており、カタログ値では最大変位が $55\mu\text{m}$ 、最大発生力が $6.9\text{kN}$ である。アクチュエータの周波数特性は静的変位で $24.8\mu\text{m}$ に相当する振幅の入力信号をアクチュエータのドライバ回路に与えたところ、アクチュエータの駆動周波数 $300\text{Hz}$ までのゲイン変動は約 $3\text{dB}$ 程度であり、位相変化は $45^\circ$ 以内であるので、旋盤の主軸回転数が $1800\text{rpm}$ 程度までならば、偏心等の外乱に対し十分に応答可能な性能を備えていると言える。

図3は実際に旋盤の摺動レール上に搭載した本機構の概略を示している。工作物を保持するための滑り軸受はニアベアリングにより上下方向を拘束されており、水平方向すなわち背分力方向にのみ可動できるよ

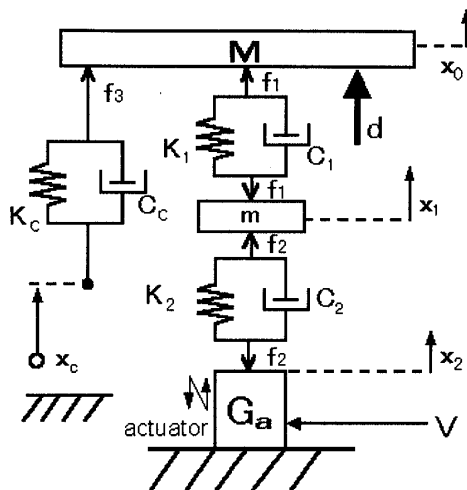


Fig. 4 Dynamic model

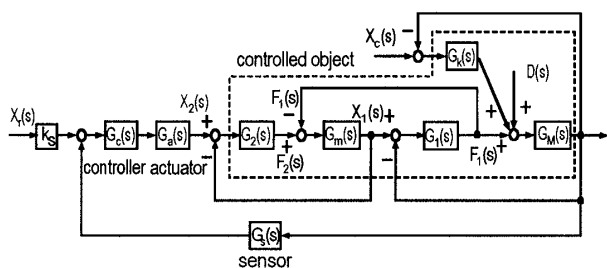


Fig. 5 Block diagram

うになっている。また4本のコイルばねによって約270Nの予圧力をかけ、アクチュエータと滑り軸受部との分離を防いでいる。滑り軸受と工作物との隙間は直径差で約56μmである。工作物は外径41mm(チャック把持部は43mm)、肉厚3mmのアルミニウムパイプである。制御特性を確認するため、チャックからの突き出し長さは340mmとし、振動しやすくしている。

センサ保持部の剛性は実際に制御する上で重要であるが、今回の場合に対して共振周波数を計算すると制御対象の5倍以上の差が見積もられるため、センサ保持部の振動はあまり問題にならないものと考えられる。

3. 制御系の設計

3.1 機構の動的モデル 制御器を設計するにあたっては、まず実際のシステムを図4に示すような動的モデルにより模擬し、コンピュータシミュレーションで動的モデルの応答を観察して制御パラメータを調整する。さらにモデル化誤差の影響を抑えるよう、実機にて再調整し、制御パラメータを決定する。

図の動的モデルは工作物および振れ止め機構を含めた振動系を簡略化して表現したものである。シミュレーションの計算を容易にするため、可能な限り単純な

Table 1 Model parameters

M	Equivalent mass of workpiece	0.13kg
m	Mass of movable part of slide bearing	1.44kg
K <sub>c</sub>	Stiffness of workpiece(including chuck)	7.87 × 10 <sup>5</sup> N/m
C <sub>c</sub>	Coefficient of viscosity of workpiece(including chuck)	7.45 × 10 Ns/m
K <sub>1</sub>	Stiffness of slide bearing	3.36 × 10 <sup>7</sup> N/m
C <sub>1</sub>	Coefficient of viscosity of slide bearing	3.03 × 10 <sup>3</sup> Ns/m
K <sub>2</sub>	Equivalent stiffness of connecting parts	3.03 × 10 <sup>7</sup> N/m
C <sub>2</sub>	Equivalent coefficient of viscosity of connecting parts	3.03 × 10 <sup>3</sup> Ns/m
x <sub>0</sub>	Displacement of workpiece	
x <sub>c</sub>	Disturbance vibration input from chuck	
x <sub>1</sub>	Displacement of slide bearing	
x <sub>2</sub>	Displacement of actuator	
d	Disturbance force input to workpiece	
v	Input voltage to actuator driver	
f <sub>1,2,3</sub>	forces acting on each part	

Table 2 Elements of block diagram

G <sub>c</sub>	Dynamic characteristics of controller
G <sub>a</sub>	Dynamic characteristics of actuator
G <sub>s</sub>	Characteristics of sensor
G <sub>1</sub>	Dynamic characteristics determined by K <sub>1</sub> and C <sub>1</sub>
G <sub>2</sub>	Dynamic characteristics determined by K <sub>2</sub> and C <sub>2</sub>
G <sub>m</sub>	Dynamic characteristics between acting force on m and displacement X <sub>1</sub>
G <sub>M</sub>	Dynamic characteristics between acting force on M and displacement X <sub>0</sub>
G <sub>k</sub>	Dynamic characteristics determined by K <sub>c</sub> and C <sub>c</sub>
k <sub>s</sub>	Reference-input element

モデルとしている。本モデルでは、工作物、滑り軸受部およびアクチュエータがそれぞればねとダンパを介して接続されていると仮定している。各パラメータの意味は表1に示すとおりである。各パラメータの値は、各部のインパルス加振時の振動等を観察し、実験的に求めている。工作物は実際には連続体の梁であるが、ここではチャック部と工作物を合わせて見積もった剛性と粘性をK<sub>c</sub>、C<sub>c</sub>とし、単純に1個の等価質量Mと組み合わせられているものとしており、高次振動モードの影響は無視している。また、旋盤の主軸回転に伴うチャック保持部の振動を外乱変位入力x<sub>c</sub>として扱っている。切削抵抗に関しては、工作物に直接加えられる外乱力dと見なしている。さらに、制御点近傍に偏心負荷がある場合の遠心力の作用も外乱力の一部と見なしようと考えている。

また、ピエゾアクチュエータは投入された電気エネ

ルギが全て機械的エネルギーに置き換わるわけではなく、電気機械結合係数に応じて機械的エネルギーに変換される。本機構のように切削力等の負荷が条件に応じて変化する場合、実際には単純に入力電圧に比例してアクチュエータ変位量が決定されるわけではない。しかし、本研究では、簡単のため、アクチュエータ変位  $x_2$  までの特性  $G_a(s)$  を 3 次系で近似してモデル化し、実験で求めた周波数特性に一致させるようにした。

3.2 制御器の設計 制御系のブロック線図を図 5 に示す。図中の各ブロック要素の意味を表 2 に示す。制御器には PID コントローラを使用している。実際に機構の制御に用いているコントローラでは、比例要素、積分要素および微分要素はアナログ電子回路である。そのため微分要素は一次遅れを伴った不完全微分の計算値を出力し、コントローラの動特性  $G_c(s)$  は、具体的には次式で表される。

$$G_c(s) = k_p + \frac{k_I}{s} + \frac{k_D s}{T_D s + 1} \quad \dots\dots\dots (1)$$

微分の時定数  $T_D$  は  $T_D = 4.7 \times 10^{-5} \text{s}$  としてある。

コントローラのパラメータは、シミュレーション上で外乱力  $d$  に対する工作物変位  $x_0$  の剛性を出来る限り高めるように調整し、さらに、実際の応答があまり振動的にならないよう、実機にて多少の補正をして決定する。決定したコントローラゲインの値は

$$k_p = 3.42 \times 10^{-1}$$

$$k_I = 7.65 \times 10^4$$

$$k_D = 4.40 \times 10^{-3}$$

である。アクチュエータの飽和要素があるため、コントローラゲインをあまり高くすることはできなかったが、このコントローラにより本研究で目指しているような、回転周期に伴う比較的低周波数の振動については、後述のように良好な制振性能が得られた。

#### 4. 制振特性

4.1 切削時の振動特性 切削時の工作物の背分力方向と主分力方向の振動の様子を図 6 に示す。切削条件は切込量  $0.3 \text{mm}$ 、切削速度  $88 \text{m/min}$ 。（主軸回転数  $800 \text{rpm}$ ）、送り  $0.16 \text{mm/rev}$  である。図 6 (a), (b) の open loop とは制御せずに滑り軸受部で工作物を保持し、本機構を受動型振れ止めとして用いた場合である。

このように、制御しない場合には、背分力方向、主分力方向ともに主軸回転に起因する工作物の振動が見られ、振幅は両振幅で約  $10 \sim 20 \mu\text{m}$  に達している。また、切削開始時において  $20 \mu\text{m}$  程度の背分力方向変位も観察される。切削終了  $2 \text{s}$  前付近から背分力方向の振幅およ

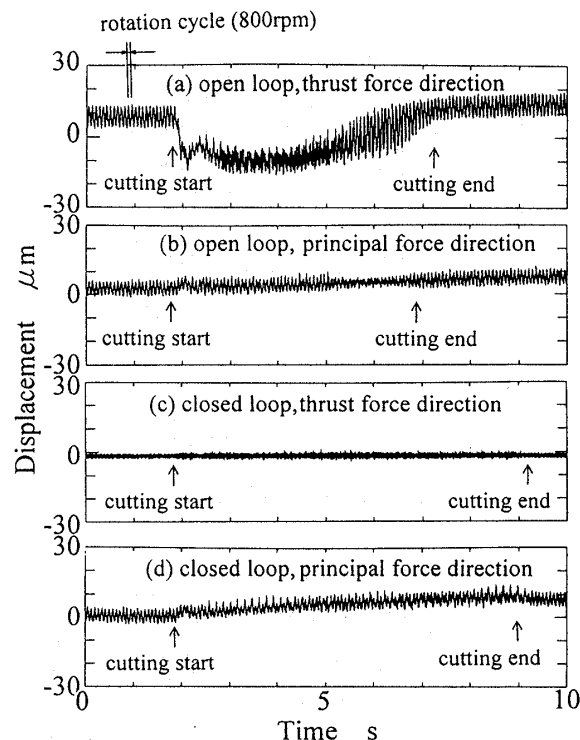


Fig.6 Displacement of workpiece in turning

び静的変位が変化しているのは、引き切りで切削しているので、切れ刃が工作物から抜け出の際に工作物端面の不揃いのため、切削と空転を行っているからであり、本質的なものではない。

これに対して、図 6 (c), (d) に示すように、制御した場合には、切削開始時、切削中、非切削時の何れにおいても、制御方向である背分力方向の振動は両振幅で約  $3 \mu\text{m}$  に低減されている。また、加工前後の工作物の静的変位も見られない。ただし、主分力方向にはフィードバック制御系を構成していないため、約  $8 \mu\text{m}$  で振動している。以上の結果、仕上形状の誤差は制御しない場合に比較して小さくなることが推定できる。

また、時間軸を拡大して図 6 に示した切削時と非切削時の工作物の振動を示すとそれぞれ図 7, 8 のようになる。制御していない場合（各図の (a), (b)）は、背分力方向、主分力方向ともに切削時、非切削時において、主軸回転数の  $800 \text{rpm}$  に相当する  $13 \text{Hz}$  の振動が大きく現れて正弦波的に振動していることが確認できる。

制御した場合（各図の (c), (d)）、背分力方向の振動については  $13 \text{Hz}$  の振動はほとんど認められず、工作物振動がほぼ  $2 \sim 3 \mu\text{m}$  以下に抑制されていることが観察される。また、制御しない場合には背分力方向において、 $13 \text{Hz}$  の振動に重畳している比較的高い周波数の振動振幅が切削時には大きくなっている。

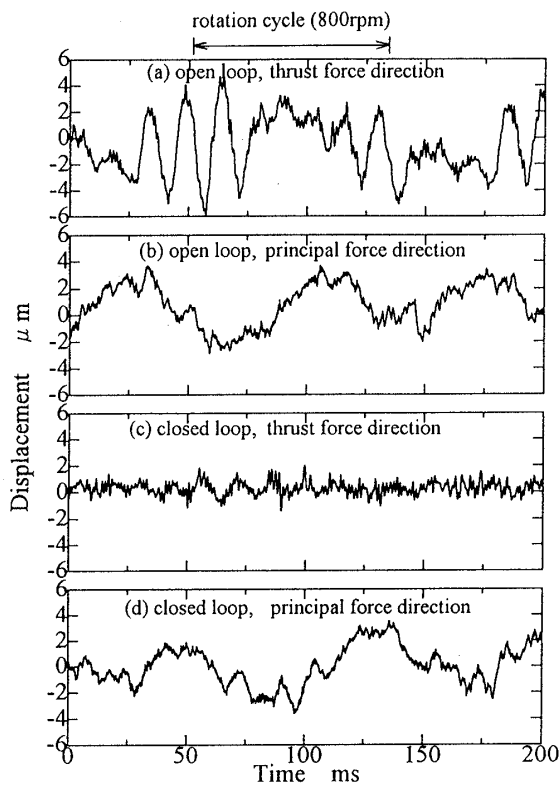


Fig. 7 Vibration of workpiece in cutting

13Hzよりも高い成分について周波数分析したところ、いずれの場合も約70Hz, 315Hz, 715Hz程度の周波数成分が現れている。これらのうち前者2周波数成分は、工作物をチャックで保持し、他端を自由端とした場合の横振動の一次モード共振において、滑り軸受部に相当する質量を付加した場合の共振周波数(約90Hz)と付加しない場合の共振周波数(約350Hz)に相当するものと考えられる。また3番目の周波数成分はアクチュエータ接続部をばねとし、滑り軸受部を質量としたときの共振周波数約750Hzに相当するものと考えられる。

4.2 主軸回転数への追従性 図9は本研究で使用した旋盤の最高回転数である1800rpmで工作物を空転させた場合の振動の様子である。チャックへの取付状態によって振幅や波形は異なるが、この場合には、制御しない時は振動振幅がpeak-to-peak値で、背分力方向に約 $10\mu\text{m}$ 、主分力方向に約 $12\mu\text{m}$ である(図9(a)および(b))。制御する時は背分力方向に約 $3\mu\text{m}$ 、主分力方向に約 $13\mu\text{m}$ である。フィードバック制御すると、制振方向である背分力方向の振幅は低減するが、主分力方向の振幅には効果が少ない。逆に13Hzより高い周波数成分については多少の増加が認められる。これはフィードバック制御により主軸回転よりも比較的高い周波数領域の実効コンプライアンスがやや低下したため

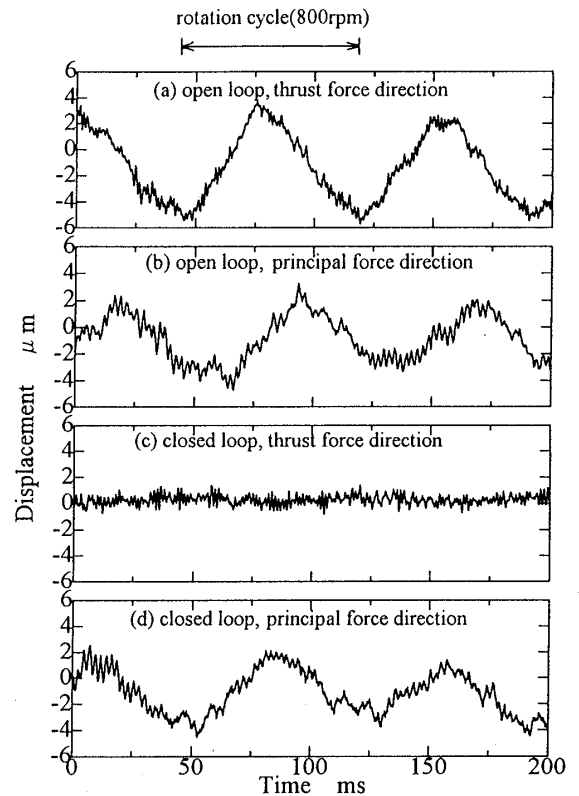


Fig. 8 Vibration of workpiece without cutting

はないかと考えられる。また、ここでは紙面の都合上図示していないが、主軸回転数が低いほど、制振の効果が大きいことを確認している。

4.3 偏心荷重を有する工作物の制振特性 工作物を保持している滑り軸受部端面から主軸方向に沿ってチャック寄り45mmの位置の工作物外周面上に、質量約175g(直径50mm, 高さ11mmの黄銅円柱)の偏心荷重を設置した状態において切削した時の振動を計測した(図10)。切削条件は図6~8と同じである。

この偏心荷重は工作物のチャックからの突き出し部分全体の約45%に相当する質量であるが、背分力方向と主分力方向の振動とも、制御しない時(図10(a)および(b))の振幅は偏心荷重がない場合(図7(a)および(b))の20%程増加した程度である。また、偏心荷重を設置した場合、主軸回転周波数の2倍の周波数成分の振動が主分力方向と非制御時の背分力方向に見られる。しかし制御することにより、背分力方向については偏心負荷を設置していない場合と同様、両振幅で $3\mu\text{m}$ 程度になり、この程度の偏心負荷に関しては、制振性能にほとんど影響がないことが確認される。

4.4 仕上形状 図6より、工作物の背分力方向の振動振幅は、両振幅で $2\sim 3\mu\text{m}$ (制御した時)と $10\sim 20\mu\text{m}$ (制御しない時)である。また、送り量 $0.16\text{mm/rev}$ .

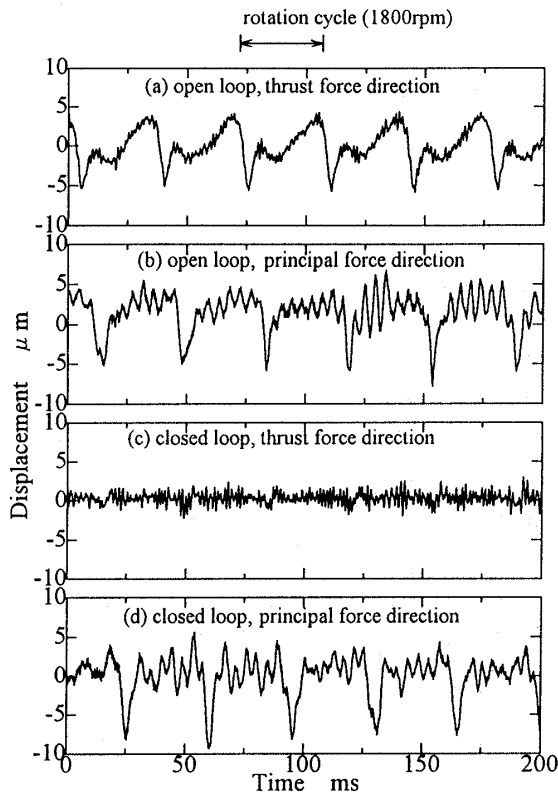


Fig.9 Vibration of workpiece under 1800rpm spindle rotation

とノーズ半径0.4mmから算出される理論粗さは $R_{max}=8\mu\text{m}$ である。粗い見積りではあるが、背分力方向の工作物の振幅と理論粗さが直接加算されて工作物のラジアル方向の形状誤差量になるとすると、真円度はそれぞれ $10\sim 11\mu\text{m}$ 程度（制御時）と $18\sim 28\mu\text{m}$ 程度（非制御時）になると見積られる。実際に工作物の切削加工後の仕上面の真円度を計測してみると、制御した場合と制御しない場合の真円度は最小領域法による計測値でそれぞれ $16\mu\text{m}$ と $27\mu\text{m}$ であり、制振の結果として $10\mu\text{m}$ 程度の真円度の向上が確認される。実測値が計算値よりも多少大きいのは、これは実際の仕上がり形状には主分力方向の工作物の振動、切削工具の振動、制御点と切削点の不一致などの影響が関係しているからだと考えられる。

## 5. 結 言

普通仕上げ程度の旋削加工を対象として、その能率化および高精度化を目指し、主軸回転により励起される工作物の振動を抑制するための能動型振れ止め機構を提案、試作し、制御特性について調査検討した。その結果、本機構に対して以下のような比較的良好な制振特性が得られ、有効性が確認された。

(1) 主軸回転数800rpm, 切込量0.3mm, 送り量0.16

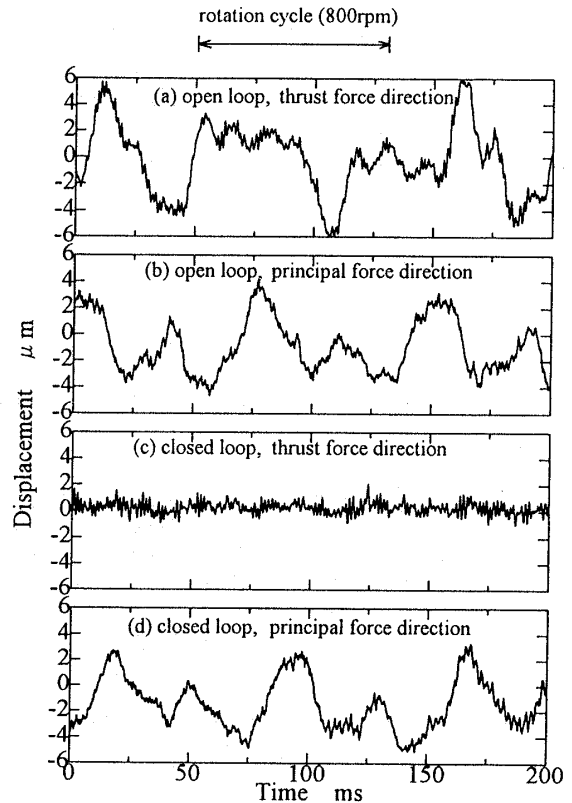


Fig.10 Vibration of workpiece with eccentric load

mm/rev.で加工した場合、制御している背分力方向では、静的変位と動変位を併せると $20\mu\text{m}$ 以上の低減が確認できた。

- (2) 本研究で使用した旋盤の主軸最大回転数1800rpmまでの制振では、空転時の背分力方向の振幅で70%程度の低減が確認された。
- (3) 制御した場合には、工作物の質量の約45%の偏心負荷を与えても背分力方向については悪影響が見られなかった。
- (4) 本機構による制振の結果、 $10\mu\text{m}$ 程度の真円度の向上が確認された。

今後の課題としては、高周波数領域での制振特性を向上すること、制御方向を主分力方向にも拡張して2自由度にすることなどが挙げられる。

本研究の一部は文部省科学研究助費補助金および服部報公会工学研究奨励援助金により助成されて行われた。また本研究の進行に際して、本学卒業生の片山 敦氏、福重貴浩氏および本学大学院生の各務 孝氏にご助力頂いた。ここに謝意を表す。

## 文 献

- (1) 田中・ほか4名, 機論, 59-560, C(1993), 1243
- (2) 辺見・村田, 機講論(IV), (1995-3), 411