高減衰材料によるツールホルダの 動剛性向上に関する研究*

竹山秀彦** 飯島 昇** 西脇信彦** 幸元克彦***

Improvement of Dynamic Rigidity of Tool Holder by Applying High-damping Material

Hidehiko TAKEYAMA, Noboru IJIMA,
Nobuhiko NISHIWAKI and Katsuhiko KOMOTO

Recently various types of high-damping material have been developed. The objective of this study is to investigate theoretically and experimentally how to apply a ferromagnetic type of high-damping material to tool holder aiming at its dramatic improvement of dynamic rigidity in a fashion of quan-

titative and programmable introduction of damping element, which has not been realized hitherto. Analytically it has been revealed that the highest dynamic rigidity of tool holder can be attained by combining the high-damping material and a statically high-stiff material such as sintered carbide approximately half and half in length. Finally, the analytical results have been confirmed through frequency response test and actual cutting test.

Key words: chatter vibration, high-damping material, tool holder, dynamic rigidity.

1. 緒 言

旋削工具系に励起するびり振動の中でも中ぐり加工で発生するびり振動は、中ぐり棒の宿命的ともいえる剛性の弱さから起こるものであり、その防止のためには限界切込みを非常に小さくしなければならないのが現状である。本研究は、最終的には中ぐり棒を指向しながらも一般的ツールホルダを取り上げ、これに磁歪型高減衰材料を適用して動剛性を向上させ、安定切削領域を拡大しようとするものである。ここで、動剛性向上の方法としては、従来のように減衰要素には厳密な考慮を払わず静剛性のみを強くするのでなく、数量的かつ計画的に減衰要素を導入し、それと静剛性を組み合わせるのがねらいである。具体的には、上記高減衰材料と従来の高剛性材料の組合せによる動剛性の向上を目指し、その最適組合せの仕様を理論的に求め、実験的にその有効性を検討するものである。

2. 理 論 解 析

2.1 動剛性の評価基準

本研究においては、ツールホルダの動剛性の評価基準として坂田¹⁾の提唱した切削動特性の評価係数 λ を採用し、工具系の最適化を図った。上記評価係数 λ は式(1)で表される値であり、この値の大きいほどびりに対し

て安定であることを示す。

$$\lambda = k(\zeta + \zeta^2) \quad (1)$$

ただし、 k はツールホルダの静剛性であり、 ζ はツールホルダの減衰比である。

2.2 複合構造としてのツールホルダの評価係数

ツールホルダとして図1に示すように、固定端に近い部分に高剛性材料を、先端に近い部分に磁歪型高減衰材料を使ってつぎ合わせ接合したものを考える。このような複合構造の振動を取り扱う際に、本研究では同図に示すような集中質量系の1次振動モードのみを扱うものとする。

ここで、本解析に用いる記号を次のように定義する。

S : 磁歪型高減衰材料

C : 鋼または超硬合金

E_S : S材料の縦弾性係数

E_C : C材料の縦弾性係数

k_S : S材料の静剛性

k_C : C材料の静剛性

ρ_S : S材料の減衰係数

ρ_C : C材料の減衰係数

Fig.1 Schematic structure of tool holder

* 原稿受付 昭和57年4月19日。昭和55年度精機学会秋季大会学術講演会(昭和55年9月29日)にて発表。

** 正会員 東京農工大学工学部(小金井市中町2-24-16)

*** 正会員 (株)北辰電機製作所(東京都大田区下丸子3-30-1)

ζ_s : S 材料の減衰比

ζ_c : C 材料の減衰比

δ_s : S 材料の対数減衰率

δ_c : C 材料の対数減衰率

E_{eq} : ツールホルダ全体の等価縦弾性係数

I : ツールホルダの断面 2 次モーメント

k_{eq} : ツールホルダ全体の等価静剛性

ρ_{eq} : ツールホルダ全体の等価減衰係数

δ_{eq} : ツールホルダ全体の等価対数減衰率

ζ : ツールホルダ全体の等価減衰比

m : 集中質量

x : 集中質量の位置からの距離

y : 1 次振動モードの変位

z : 部材内の中立軸からの距離

ε : ひずみ

$\dot{\varepsilon}$: ひずみ速度

R : ツールホルダの半径

l_1 : ツールホルダに占める S 材料の長さ

l : ツールホルダの長さ

P : 切削力

図 1 に示すように切削力 P が y 線上に作用したとき、集中質量部はツールホルダの長さに比べ十分短いとすれば、はりのある断面に生じる曲げモーメントは次式によって表される。

$$0 \leq x \leq l_1 \text{ のとき } E_s I \frac{d^2 y_s}{dx^2} = Px$$

$$l_1 \leq x \leq l \text{ のとき } E_c I \frac{d^2 y_c}{dx^2} = Px$$

境界条件は、

$$x=l \text{ のとき } \frac{dy_c}{dx} = y_c = 0$$

$$x=l_1 \text{ のとき } \frac{dy_c}{dx} = \frac{dy_s}{dx}, \quad y_c = y_s$$

したがって集中質量の位置での変位は次式で表せる。

$$y_{x=0} = \frac{P(l^3 - l_1^3)}{3E_c I} + \frac{Pl_1^3}{3E_s I}$$

一方、 $y_{x=0} = P/k_{eq}$ の関係があるので両式より、

$$k_{eq} = \frac{3E_c I}{l^3} \left\{ 1 + \left(\frac{E_c}{E_s} - 1 \right) \left(\frac{l_1}{l} \right)^3 \right\}^{-1} \quad (2)$$

更に、 $k_{eq} = 3E_{eq} I / l^3$ の関係から、

$$E_{eq} = E_c \left\{ 1 + \left(\frac{E_c}{E_s} - 1 \right) \left(\frac{l_1}{l} \right)^3 \right\}^{-1} \quad (3)$$

一方、散逸関数²⁾ F は、

$$F \propto \int_0^R \int_0^{l_1} \rho_s \dot{\varepsilon}^2 dx dz + \int_0^R \int_{l_1}^l \rho_c \dot{\varepsilon}^2 dx dz \quad (4)$$

ここで ρ_s および ρ_c は次式のように表されるものと仮

定する。

$$\rho_s = \frac{\rho_{smax}}{\varepsilon_{smax}} \varepsilon, \quad \rho_c = \frac{\rho_{cmax}}{\varepsilon_{cmax}} \varepsilon \quad (5)$$

ただし、 ρ_{smax} および ρ_{cmax} はそれぞれ S 材料および C 材料の減衰係数の最大値であり、 ε_{smax} および ε_{cmax} はそれぞれの最大値を与えるときのひずみである。

いま一次モードの振動のみを考えれば、 $\dot{\varepsilon} \propto \varepsilon \omega x / E$ であるから、式 (4) と式 (5) により散逸関数 F は、

$$F \propto \frac{\rho_{smax}}{\varepsilon_{smax}} \frac{1}{E_s^3} \int_0^{l_1} x^3 dx + \frac{\rho_{cmax}}{\varepsilon_{cmax}} \frac{1}{E_c^3} \int_{l_1}^l x^3 dx \quad (6)$$

複合構造のツールホルダを同一形状、寸法の等価な系に置き換えれば式 (6) の右辺は次のように表される。

$$\begin{aligned} & \frac{\rho_{smax}}{\varepsilon_{smax}} \frac{1}{E_s^3} \int_0^{l_1} x^3 dx + \frac{\rho_{cmax}}{\varepsilon_{cmax}} \frac{1}{E_c^3} \int_{l_1}^l x^3 dx \\ &= \frac{\rho_{eqmax}}{\varepsilon_{eqmax}} \frac{1}{E_{eq}^3} \int_0^l x^3 dx \end{aligned} \quad (7)$$

いま、C 材および S 材に対して、それらの対数減衰率とひずみの関係が直線となる領域を利用し、かつ工具に許しうるたわみから、最大ひずみを設定すれば、 $\varepsilon_{eqmax} = \varepsilon_{smax} = \varepsilon_{cmax}$ となるので、

$$\rho_{eqmax} = \rho_{smax} \left(\frac{E_{eq}}{E_s} \right)^3 \left(\frac{l_1}{l} \right)^4 + \rho_{cmax} \left(\frac{E_{eq}}{E_c} \right)^3 \left(1 - \frac{l_1}{l} \right)^4 \quad (8)$$

式 (8) に式 (3) および

$$\rho_{smax} = \frac{\sqrt{mk_s}}{\pi} \delta_{smax}, \quad \rho_{cmax} = \frac{\sqrt{mk_c}}{\pi} \delta_{cmax}, \quad \frac{k_c}{k_s} = \frac{E_c}{E_s}$$

を代入して整理すると、

$$\begin{aligned} \rho_{eqmax} &= \frac{\sqrt{mk_s}}{\pi} \delta_{cmax} \left\{ 1 + \left(\frac{E_c}{E_s} - 1 \right) \left(\frac{l_1}{l} \right)^3 \right\}^{-3} \\ &\times \left\{ \sqrt{\frac{E_c}{E_s}} \left(1 - \frac{l_1}{l} \right)^4 + \left(\frac{E_c}{E_s} \right)^3 \frac{\delta_{smax}}{\delta_{cmax}} \left(\frac{l_1}{l} \right)^4 \right\} \quad (9) \end{aligned}$$

式 (1) において、 $\zeta^2 \ll \zeta$ であり、評価係数として k_{eq} ζ_{eqmax} のみをとれば、

$$\lambda_{max} = k_{eq} \zeta_{eqmax} = \frac{1}{2\sqrt{m}} \rho_{eqmax} \sqrt{k_{eq}} \quad (10)$$

式 (10) に式 (2) および式 (9) を代入すると、

$$\begin{aligned} \lambda_{max} &= \frac{3I \delta_{cmax}}{2\pi l^3} \sqrt{E_s E_c} \left\{ 1 + \left(\frac{E_c}{E_s} - 1 \right) \left(\frac{l_1}{l} \right)^3 \right\}^{-\frac{7}{2}} \\ &\times \left\{ \sqrt{\frac{E_c}{E_s}} \left(1 - \frac{l_1}{l} \right)^4 + \left(\frac{E_c}{E_s} \right)^3 \frac{\delta_{smax}}{\delta_{cmax}} \left(\frac{l_1}{l} \right)^4 \right\} \quad (11) \end{aligned}$$

そこで、 λ_{max} を l_1/l に関してプロットすると図 2 のようになる。同図において、曲線 (a) は炭素工具鋼 SK 3 と磁歪型高減衰材料を組み合わせた場合の動剛性の変化を、曲線 (b) は超硬合金 K 20 と同高減衰材料を組み合わせた場合の動剛性の変化を表している。曲線 (a) によれば、高減衰材料のみで出しうる動剛性以上になる組合

Fig. 2 Theoretical relation of performance index λ_{max} and length ratio of high-damping material in reference to total tool holder length l_1/l

せは存在せず、組み合わせるべき相手材料の選択が適切でないことがわかる。それに対して曲線 (b) では、 $l_1/l \approx 0.6$ で動剛性が最高になることから、ツールホルダを、その固定端から約 40% を超硬合金に、その先約 60% を磁歪型高減衰材料にすることにより動剛性を著しく改善できることがわかる。

3. 実験装置および実験方法

3.1 磁歪型高減衰材料の減衰特性

ねじり自由減衰振動および片持ちばりの横自由減衰振動実験から、磁歪型高減衰材料の減衰能のひずみ振幅および初期付加応力依存性について調べた。

ねじり自由減衰振動は、図 3 に示すように試験片中央のフライホイールにインパルスを与えて発生させた。試験片は、接合面での減衰を避けるためフライホイールとフランジを含め一体ものとした。ねじりの変位は、曲げ振動変位を拾わないようにインパルス入力方向と直角方向に設置した非接触式微小変位計により検出し、記録された振動波形からせん断ひずみ振幅と対数減衰率の関係を求めた。

初期付加応力依存性を調べる場合には、端部のフランジに静的ねじりモーメントを加えた状態でフランジを固定し、試料中央にインパルスを与えて同様の測定を行っ

Fig. 3 Setup of torsional vibration test

Fig. 4 Setup of bending vibration test

Fig. 5 Structure of boring bar
 Material A; carbon steel S45C, B; sintered carbide K 20, C; high-damping material

た。

片持ちばりの横自由減衰振動は、図 4 に示すように片持ちばり先端の集中質量上部にインパルスを与えて発生させ、変位は非接触式微小変位計により測定した。本実験では、最大表面ひずみと対数減衰率との関係を求めた。

3.2 構造物としての減衰特性

理論解析により求められた構造物としての減衰特性あるいは動剛性を立証するため、図 5 に示すツールホルダを製作した。この際、全長にわたって構造用炭素鋼 S

Fig. 6 Setup for measuring frequency response

45 C のみのもの、超合金 K 20 のみのもの、磁歪型高減衰材料のみのもの、および超合金 K 20 と磁歪型高減衰材料を長さ比で 1:1 とし銀ろう付けでつぎ合わせ接合して複合構造にしたものの合わせて 4 種類とした。

3.3 評価係数の算出

各ツールホルダの動剛性を、式 (1) の評価係数 $\lambda = k_c$ を使って調べた。静剛性は、各ツールホルダの先端に静荷重を与えてその変位を非接触式微小変位計で測定することにより求めた。減衰比は、同部分にインパルスを与えて得られる自由減衰振動波形から対数減衰率を求め、その結果から算出した。

3.4 周波数応答の測定

切削におけるびり振動に対する安定性を論ずる場合に重要な工具系のコンプライアンスの最大負実部を求めるために、インパルス応答法により、各ツールホルダの周波数応答を測定した。図 6 にその方法を示す。

ツールホルダを刃物台に取り付け、鉛直方向からツールホルダ先端の刃部に加振器を利用してインパルスを与え、その直下に取り付けた非接触式微小変位計により変位を測定した。一方、負荷力の測定は、インパルスを発生する加振器による磁界の影響を避けるため十分長い加振棒 (130 mm) の先端に取り付けたロードセルによって行った。このようにして測定された力と変位の信号を周波数分析器に入力して伝達関数を求めた。

3.5 切削実験

実切削により各ツールホルダの動剛性を評価するため、図 7 に示す方法と条件で切削実験を行った。被削材は、切りくずの生成に起因するびり振動³⁾を避けるため、高力アルミニウム合金とし、測定の都合で中ぐり加工を外丸長手削りに置き換えた。また、各ツールホルダの動剛性の優劣は、びり振動の生じない切削領域 (切削速度と切込み) の広さで判定し、びり振動発生時の判定は、切削仕上面に生ずるびりマークの有無を観察して行った。

Fig. 7 Setup of cutting test
Cutting speed; 50-250 m/min, Feed rate; 0.05 mm/rev, Depth of cut; 0.05-0.80 mm, Material cut; high strength Al alloy, Tool material; sintered carbide K 20, Tool geometry; $(-7, -7, 7, 5, 30, 0, 0, 3)$

Fig. 8 Dependency of logarithmic decrement on shear strain

4. 実験結果と考察

4.1 磁歪型高減衰材料の減衰特性

磁歪型高減衰材料のねじり自由減衰振動実験の結果を図 8 に示す。初期付加応力がない場合は同図で見られるように、はじめ対数減衰率はせん断ひずみ振幅に比例して増大する。すなわち、このひずみ領域ではひずみ振幅が約 5 倍増加すると対数減衰率は 3 倍増加する。せん断ひずみ振幅の値が $0.6 \sim 0.7 \times 10^{-4}$ になると対数減衰率は一定値に近づく。これは、本高減衰材料の減衰の原因とされている磁区壁の移動により吸収されるエネルギーが、ひずみの増大につれて飽和するためと考えられる。

一方、初期付加応力を増してやるとそれにつれて対数減衰率は次第に低下することがわかる。

片持ちばりの横自由減衰振動実験の結果を図 9 に示す。この場合の対数減衰率の変化の傾向はねじり振動のそれに近い。また、炭素工具鋼 SK 3 について行った実

Fig. 9 Dependency of logarithmic decrement on maximum skin strain

験では、同図に示すように、対数減衰率の変化は直線的であり、測定範囲内では最大値は存在しなかった。なお、炭素工具鋼 SK 3 の対数減衰率が比較的高い値を示しているのは、試験片取付面等における外部減衰が含まれているためと考えられる。

以上の実験結果から、最大ひずみを適正に設定すれば、(5)のように減衰係数とひずみが比例する領域でツールホルダを設計できることがわかる。

4.2 評価係数

ツールホルダの静剛性、自由端での振幅が $30\ \mu\text{m}$ の際、対数減衰率および両者から計算した評価係数の値を表 1 に示す。評価係数の値で比較すると、超硬合金 K 20 と磁歪型高減衰材料を組み合わせたツールホルダが他のツールホルダに比べて動剛性においてもっとも優れていることがわかる。

4.3 周波数応答

それぞれのツールホルダのコンプライアンスをベクトル表示したものを図 10 に示す。Merritt⁴⁾によれば、切削速度にかかわらず無条件にびびり振動を起こさない限界の切削幅は、同図に示したような機械構造系のコンプライアンスと再生効果を含む切削過程のコンプライア

Fig. 10 Compliance of various types of tool holder

ンスとの関係により決定される。この考え方を同図に適用すると、超硬合金 K 20 と磁歪型高減衰材料を組み合わせたツールホルダを使うことにより、炭素鋼 S 45 C のみからなるツールホルダに比べて 4 倍、剛性の極めて高い超硬合金 K 20 のみからなるツールホルダに比べても 2 倍の無条件安定限界切削幅を得ることができる。これと全く同じことが評価係数の値からもいい得る。

4.4 実切削による評価

切削実験の結果を図 11 に示す。この図では、縦軸に切込みを、横軸に切削速度をとり、びびりマークの生じた部分を不安定領域、びびりマークの生じない部分を安定領域として示してある。

ツールホルダに炭素鋼 S 45 C のみを用いた場合は、切込みが増えるとともに不安定領域が広がる傾向があり、不安定領域の広さは他のツールホルダに比べてもっとも広く、加工可能な範囲の狭いことがわかる。これは、静剛性の低いことと減衰能の貧弱なことに起因するものである。

同じくツールホルダに超硬合金 K 20 のみを用いた場合は、切込みの大小にあまり関係なく、ほぼ $200\ \text{m/min}$ の切削速度で不安定になる。減衰能においてあまり差のない炭素鋼 S 45 C に比べ安定領域が広がっているのは、その高い静剛性によるものと考えられる。

高減衰材料のみを用いたツールホルダでは、切込みの小さい領域で不安定となり、

Table 1 Performance index

Material of tool holder	Static stiffness		Logarithmic decrement*	Performance index	
	kN/mm	kgf/mm		N/mm	kgf/mm
Carbon steel S 45 C	4.70	480	0.048	35.9	3.67
S. C. K 20**	8.33	850	0.056	74.2	7.71
HDM***	3.92	400	0.111	69.3	7.07
HDM+S. C. K 20	7.74	790	0.126	155	15.8

* Amplitude of free end; about $30\ \mu\text{m}$

** S. C. ; sintered carbide

*** HDM; high-damping material

Fig. 11 Comparison of cutting stability for different materials of tool holder

これは他のツールホルダの場合には見られない現象である。この原因は、図8と図9に示したように、ひずみ振幅の小さい領域で減衰能が低いという磁歪型高減衰材料固有の性質によるものである。

超硬合金 K 20 と磁歪型高減衰材料を組み合わせたツールホルダでは、他のツールホルダに比べてもっとも安定領域が広がっている。これは、ツールホルダに必要な高い静剛性と高減衰能を兼ね備えた結果によるものである。

以上のように、実切削による評価は評価係数や周波数応答による評価とよい対応をみせており、解析の妥当性

をも立証するものである。

5. 結 論

本研究では、切削系構造に高減衰材料を利用することにより動剛性を向上させる手法を開発するため、ツールホルダを例にとり、理論的ならびに実験的に検討することにより次の結果を得た。

- (1) 磁歪型高減衰材料と汎用の高剛性材料とにより複合化した構造物の動剛性を定量的に把握できる。
- (2) 構造の複合化には動剛性の観点から最適な仕様が存在し、それに従うことにより動剛性を著しく改善できる。
- (3) ツールホルダに上記概念を適用した場合には、その約半分を磁歪型高減衰材料、固定端側の残り半分为超硬合金とすることにより動剛性が著しく改善される。
- (4) 磁歪型高減衰材料の減衰能には、ひずみ振幅および初期付加応力依存性があり、ひずみ振幅の小さい状態および静的な応力に加えられた状態ではその減衰能は低下する。

謝 辞

本研究は昭和55年度および56年度文部省科学研究費補助金により行われたもので厚く謝意を表するものである。また適切な教示を下された東京大学教授神保泰雄氏に感謝する次第である。

文 献

- 1) 坂田興亜：旋削工具に励起するびり振動の研究，機械技術研究所報告，87 (1976) 27。
- 2) 亙理 厚：機械振動，丸善 (1979) 92。
- 3) 星 鉄太郎：びり現象，工業調査会 (1977) 9。
- 4) H. E. Merritt: Theory of Self-excited Machine Tool Chatter, Trans. ASME, Ser. B, 87, 4, (1965) 447。