びびり振動抑制のための工具シャンク形状の検討*

— 逆さバイト法によるびびり振動抑制効果 —

熱 田 俊 文** 吉 村 英 徳*** 松 村 隆†

Examination of Tool Shank Structure for the Purpose of Restraint of Chatter Vibration
- Chatter Vibration Suppression Effect by Upside-Down Tool Mounting Method -

Toshifumi ATSUTA, Hidenori YOSHIMURA and Takashi MATSUMURA

In turning by engine lathe, it is empirically known that chatter vibration may be suppressed when the cutting tool is mounted upside down on the tool post (hereinafter, this method called 'upside-down tool mounting method'). This study discusses the suppression mechanism of chatter vibration of this tool mounting in terms of the tool vibration trajectory such as vibration direction and amplitude. Because the translational motion in the height direction of the tool is dominant in upside-down tool mounting, the vibration in the tool axis direction is reduced compared to that of usual tool mounting. The effect suppresses chatter vibration in upside-down tool mounting method. Then, tool shank structures for the normal cutting operations were designed to demonstrate the similar tool vibration trajectory to the cutting operation with the upside-down tool mounting. A parallel leaf spring structure promotes the translational component in the tool height direction to reduce the chatter vibration. The chatter vibration largely depends on the tool vibration trajectory as well as modal parameters of tool clamping.

Key words: chatter vibration, turning, upside-down tool mounting, tool vibration trajectory, cutting force, finite element method, tool shank structure

1. 緒 言

切削加工中に発生するびびり振動は、加工精度や仕上げ面の悪化、工具損傷を招く有害な現象である。このため、びびり振動の発生メカニズムやその抑制について、従来から多くの研究がなされてきた^{1)~5)}。しかしながら、長尺物や薄肉円筒物などの剛性の低い被削材を旋削する際には、現在でもびびり振動の発生が問題となる場合があり、未だ、多くの課題が残されている。

旋削加工におけるびびり振動に対しては、各種振れ止め機構の使用⁶⁾、主軸回転数・切込み量などの切削条件の修正⁷⁾、刃先形状の修正⁸⁾、低速安定効果の利用⁹⁾、ヘルパイトの使用¹⁰⁾などの対策が施されている。ただし、それぞれの作業に対して効果的な方法は異なり、また、多くの場合には、工作機械の稼働停止や段取り時間の増加、加工能率の低下などを伴う。このため、加工現場では、その対策に試行錯誤を強いられている。

一方、加工現場の熟練者は、びびり振動対策として様々な技術的ノウハウを蓄積している。その一つとして、普通旋盤の加工では、刃物台に通常とは上下逆向きに工具シャンクを取付け、被削材を逆回転させて加工する、いわゆる「逆さバイト法」と呼ばれる方法がある。この対策は剛性の低い被削材の旋削作業に適用され、工具シャンクを上向きに取付けた通常の加工（以下、「上向きバイト法」と記す）に比べて、びびり振動の抑制効果が確認されている。ただし実用面では、勝手違いの工具シャンクが必要となり、さらに刃物台と工具の保持的制約により

刃先の芯高調整ができない場合があるため、適用上の課題も残っている。

逆さバイト法を用いる場合にびびり振動安定性が変化する現象については、星の書籍¹¹⁾でも紹介がなされており、近年では鈴木らの研究¹²⁾によって、主分力方向が反転することで機械構造の伝達特性における非対角項の符号が反転することが影響することも明らかにされている。また太田らの研究¹³⁾においても、被削材の二自由度伝達関数の影響で方向依存性が生じることが指摘されている。したがって、逆さバイト法の有用性については、熟練者の技術的ノウハウとしてだけではなく、びびり研究の分野においても一定の解釈が得られている。一方、これらの研究は、切削の方向の違いがびびり振動する機械構造（被削材とその支持系）の振動特性に及ぼす影響を明らかにしようとしたものであるが、工具系（工具シャンクとその支持系）の立場から逆さバイト法のびびり振動抑制効果を検証し、かつその効果を上向きバイト法で再現しようと試みた報告は見当たらない。

本研究では、逆さバイト法のびびり振動抑制を対象とし、特に工具の振動軌跡の観点から、実験的にその機構について議論した。また、上述の実用面における逆さバイト法の問題点を解決するため、通常の旋削作業における工具シャンクの取付けで、逆さバイト法のびびり振動抑制と同様の効果を再現できる工具のシャンク構造を設計した。また、設計したシャンクを試作し、工具の振動軌跡とびびり安定限界を評価した。

2. 逆さバイト法のびびり振動抑制効果

2.1 びびり安定限界

逆さバイト法のびびり振動抑制に対する有効性を確認するため、びびり安定限界について逆さバイト法と上向きバイト法を比較した。切削試験では普通旋盤（榊澤鉄工所，TAC510-L10）

* 原稿受付 令和元年9月3日

掲載決定 令和2年3月15日

** 正 会 員 香川県産業技術センター（香川県高松市郷東町587-1）

*** 香川大学（香川県高松市林町2217-20）

† 正 会 員 東京電機大学（東京都足立区千住旭町5）

Fig.1 Cutting tools used in experiment

Fig.2 Tool mounting methods

Fig.3 Schematic diagram in cutting tests

Table 1 Cutting conditions

Conditions	(a)	(b)
Cutting speed	85 m/min	
Feed rate	0.1 mm/rev	
Depth of cut	0.4~2.0 mm	1.0 mm
Aspect ratio of workpiece, L/D	6.0~9.0	2.0
Overhang length of tool	28 mm	
Cutting fluid	Dry

Fig.4 Surface finishes in cutting

Table 2 Natural frequencies of workpiece-support system

Aspect ratio of workpiece, L/D	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0
Natural frequency Hz	269	245	223	207	186	162	143

を使用した。工具のシャンクは、図 1 に示すように、16mm 角の炭素鋼 S50C（調質材，HRC30）で右勝手バイトおよびその形状を反転した左勝手バイトを製作し、すくい角 30° 、横切れ刃角 0° 、逃げ角 7° 、ノーズ半径 0.2mm の超硬合金 P20 種のスローアウェーチップを装着した。ここで、図 2(a) に示すように、右勝手のバイトを通常どおり刃物台に取付けて加工する方法が上向きバイト法であり、同図(b)のとおり、左勝手のバイトをそのすくい面が下に向くように刃物台に取付け、主軸を逆回転させて加工する方法が逆さバイト法である。

切削実験は図 3 に示すように旋盤のチャックに炭素鋼 S45C の磨き丸棒（HBW229，直径 $D:45\text{mm}$ ）を取付け、心押し台を使用せず片持ち支持とした。そして、被削材のチャックからの突出量 L によって、アスペクト比（以下、「 L/D 」と記す）を変化させ、支持剛性を調整した。切削の方式は長手外周旋削とし、表 1(a) の切削条件で $L/D \geq 6$ の範囲において、びびり振動が

 Fig.5 Depths of cuts in stable, critical and unstable cutting processes for aspect ratios of workpiece, L/D (Cutting conditions are shown in Table 1(a))

発生しない最大の切込み量を調べた。なお、びびり振動に関する切削状態を以下のように判別した。例として、それぞれの状態における加工面を図 4 に示す。各 L/D での被削材系の共振周波数（一次）は表 2 に示すとおりであり、不安定、臨界となるびびり振動はいずれの実験でも被削材系において発生した。

- ・不安定：被削材の振動が急速に増大し、加工の継続が困難となる。（ $80 \sim 150 \mu\text{mRz}$ 程度）
- ・臨界：被削材端部から長手方向 20mm の切削を安定して行うことが可能であるが、切削面に微かにびびり痕が観察される。（ $25 \sim 40 \mu\text{mRz}$ 程度）
- ・安定：被削材端部から長手方向 20mm の切削を安定して行うことができ、かつ肉眼では切削面にびびり痕が観察されない。（ $10 \sim 15 \mu\text{mRz}$ 程度）

図 5 はそれぞれのアスペクト比に対する切削状態である。同図の破線はびびり振動に対する安定限界線図として、安定と不安定の境界を示し、破線よりも左側の領域はびびり振動が発生しない「安定領域」である。同図より逆さバイト法の場合では、上向きバイト法と比べて、安定領域が広いことが確認できる。

2.2 切削抵抗および工具の振動軌跡

切削抵抗と工具の振動軌跡の観点からびびり振動に対する安定性を議論するため、図 6 の切削試験を実施した。工具のシャンクの下に切削動力計（日本キスラー㈱，9257AU）を設置し、切削背分力 $F(x)$ と主分力 $F(y)$ を測定した。また、シャンクの裏面に加速度センサ（NEC 三栄㈱，9G10S）を取付け、切削時の x 方向の振動加速度 $\text{Acc}(x)$ 、 y 方向の振動加速度 $\text{Acc}(y)$ を測定した。測定結果から、図 7 に示す座標系において工具振動の方向角 θ 、切削抵抗の作用方向角 β を算出した。併せて、振動加速度の 3 秒間の時刻歴データから、加速度ベクトルの x 成分と y 成分をプロットし、これを「刃先の振動軌跡」と定義して比較した。なお、比較を容易にするため、上向きバイト法と逆さバイト法の座標系を統一して表示している。びびり振動に対する安定性には z 方向の振動も影響するが、ここでは主分力方向（ y 方向）が反転することによる違いをみるため、 xy 面内での議論とした。

Fig.6 Measurements of cutting force and vibration acceleration

Fig.7 Definitions of cutting force and tool vibration directions

 Table 3 Cutting forces and directions
Cutting conditions are shown in Table 1(b)

	Upward tool mounting	Upside-down tool mounting
Cutting force	213 N	216 N
Direction: β	81.8°	82.7°

表3は、びり振動が生じない表1(b)の条件で上向きバイト法および逆さバイト法で切削したときの背分力 $F(x)$ と主分力 $F(y)$ の合力の平均値である。いずれの場合も切削抵抗の大きさやその作用方向角 β の差は約1%でほぼ同じであり、被削材の径方向に対する荷重に違いはない。

一方、図8は刃先の振動軌跡であるが、上向きバイト法と逆さバイト法の振動方向角 θ が異なっている。上向きバイト法の方が θ は小さく、 x 方向の振動成分が大きい。すなわち、切込み方向である背分力が変動するため、被削材の径方向の振動変位を増加させる。これに対して、逆さバイト法の場合では θ が大きく、振動の生じる方向が主に y 方向に向いている。切削方向である y 方向に振動が生じることは、切削速度の瞬間的な変化をもたらすが、背分力の変動に及ぼす影響は少ない。したがって、このことが逆さバイト法によってびり振動が抑制される一因であると考えられる。なお、振動の主たる周波数成分（いずれも約6.1 kHz）には違いがみられなかった。

図8で観測された振動の発生機構を工具シャンクの曲げによる切れ刃逃げ面と被削材との干渉によるものとしてとらえ、刃先の振動軌跡について議論する。図9に示すようにシャンク断面形状を $a \times a$ の正方形断面とし、切れ刃は工具シャンクの y 方向の曲げの中立軸より h の位置に取付けられているものとする。刃物台からのシャンクの突出し長さは l とし、シャンクが曲げ振

 Fig.8 Tool vibration trajectories
Cutting conditions are shown in Table 1(b)

Fig.9 Bending vibration modes of cantilevered beam

動するとき、刃先の y 方向の振動振幅を Δy 、 x 方向の振動振幅を Δx とする。刃物台に取付けた工具シャンクを一端固定他端自由の梁と考え、固定端からの距離を x とすると、 n 次の固有振動モードは次式で示される¹⁴⁾。

$$Y_n(x) = (\sin \mu_n x - \sinh \mu_n x) + \frac{\cos \mu_n l + \cosh \mu_n l}{\sin \mu_n l - \sinh \mu_n l} (\cos \mu_n x - \cosh \mu_n x) \quad (1)$$

μ_n は固有値であり、 $\mu_1 l = 1.875$ 、 $\mu_2 l = 4.694$ 、 $\mu_3 l = 7.855$ である。シャンク中立軸上のたわみ角は、 $Y_n'(x)$ であらわされる。一次のモードのみを考えると、式(1)より、 $Y_1(l) = 2.724$ 、 $Y_1'(l) = 2.0\mu_1 = 3.75/l$ と計算され、以下の関係式が得られる。

$$\Delta x / \Delta y = (h \sin Y_1'(l)) / Y_1(l) \approx (h Y_1'(l)) / Y_1(l) = 1.38(h/l) \quad (2)$$

$$\theta = \tan^{-1}(\Delta y / \Delta x) \quad (3)$$

式(2)に図8の実験条件での値（シャンク突出し長さ $l = 28\text{mm}$ 、刃先高さ $h = 8\text{mm}$ ）を代入すると、 $\Delta x / \Delta y = 0.39$ となり、工具シャンクが曲げ振動をおこすと、刃先位置では y 方向の振動振幅の0.39倍の振動が x 方向に生じることになる。また式(3)から、振動方向角 $\theta = 68.7^\circ$ となる。

以上のことを考慮して、図8で示された刃先の振動軌跡について考える。上向きバイト法での $\theta (=68.6^\circ)$ および $\Delta x / \Delta y$ （グラフでは加速度で表示されているが、 $\Delta \text{Acc}(x) / \Delta \text{Acc}(y) \approx 0.4$ ）は計算とよく一致しており、この振動が工具シャンクの主分力方向の曲げ振動によるものであることが確認できる。一方、逆さバイト法での $\theta (=78.4^\circ)$ および $\Delta \text{Acc}(x) / \Delta \text{Acc}(y) (=0.25)$ は計算値との乖離が大きい。式(2)、式(3)は、刃物台での工具シャンクの支持を固定端として導いたものであるから、逆さバイト法の場合では、上向きバイト法と異なり、固定端とはみなせない支持状態であることがわかる。

逆さバイト法で θ が大きくなる要因としては、以下のように考えられる。逆さバイト法では主分力の作用する方向が反転し、上向きとなる。これは、刃物台、送り台を含むシャンクの支持構造では剛性の低い方向になる。図10はインパルス応答法によって、工具の先端を下向きに加振した場合（上向きバイト法の状況）と、上向きに加振した場合（逆さバイト法の状況）のシャンク支持系の y 方向の伝達関数を比較したものである。同

Fig. 10 Accelerances in frequency domain (y axis direction)

Fig. 11 Designed tools

図から、上向きに加振した場合では、測定した周波数帯域において応答が2倍程度大きい。ただし、共振点および反共振点の位置は変化しておらず、応答曲線の形状は維持されたまま、応答のみが大きくなっている。このことは、計測・加振位置の違いに起因するところもあるが、逆さバイト法の状況で上向きに加振した場合の方が、y方向への並進運動が大きいことを示している。上向きに加振した場合、加振力を最初に工具固定用のボルト側で支持することになる。これは、系のばね剛性の弱い側であり、かつボルト近傍での局所的な支持となること、刃先からボルトまでが実質的な突出し部となることから、工具シャンクの運動の拘束が弱い。このことが工具シャンクの並進成分の違いとして現れている。実際の切削時には、インパルス加振による減衰自由振動とは異なり、工具シャンクは継続的に加振されることとなるが、主にシャンクを支える側の並進の剛性の違いが及ぼす影響は、定性的には同じである。したがって図8で示された逆さバイト法による振動方向角 θ の増大の一因としては、工具シャンクのy方向への並進が付加された結果であると解釈できる。

3. 工具シャンクの試作と評価

3.1 工具シャンク的设计

前章の議論により、工具振動の方向角 θ を大きく(90°に近づける)する工具シャンクの構造であれば、剛性の低い被削材の旋削において、上向きバイト法でも逆さバイト法と同様のびりり振動抑制効果が期待できる。そこで、前章の右勝手バイトを基準とし、そのシャンク部の構造(以下、「構造A」と呼ぶ)を変えることで、振動方向角 θ を意図的に変化させる。

試作したシャンク構造を図11に示す。構造Bは、 θ を90°に近づけるために、刃先のy方向への並進運動が現れやすいよ

Fig. 12 Deformation modes in beam structure

Fig. 13 Displacement direction angles in static analysis results

うに設計した平行板ばね構造である。これは、シャンク中立軸に対称に配置した二本の板ばねによって、曲げのモーメントがキャンセルされることで、y方向に振動が生じやすい。構造Cは、構造Bとの比較のために設計した、曲げ振動しやすい単板ばね構造である。これは、工具シャンクを長く突出する場合に相当するものであり、刃先の振動軌跡の違いによる影響をより明確にするために設計した。

このような構造BとCでは、図中の寸法 h_b 、 h_c によって、板ばね厚さを変え、振動方向角 θ を制御できる。図12に平行板ばね構造および単板ばね構造のはりの端点にy方向に力を加えたときの、はりのたわみの模式図を示す。平行板ばね構造は、はりの端点が力の方向に対して平行に移動するという特徴を持つ。このような設計は、測定器、光学機器などの直線運動案内機構として広く用いられている¹⁵⁾。

刃先の振動方向角 θ は、刃先が受ける静荷重によって突出し部が弾性変形する際の刃先の変位方向とほぼ等しくなるものと仮定し、構造Bの切削バイトについて、Marc2016(MSCソフトウェア(株))によって、その変形挙動の静的解析を行った。解析対象は、シャンク突出し部(突出し量28mm)のみとし、奥行16mmの二次元平面応力状態で解析をした。また、図11(b)の解析モデルで寸法 h_b を変化させ、2.2節の表3の結果に基づき、刃先に215N(作用方向角82°)の荷重境界条件を与えた。そして、刃先から28mmの位置を固定端として、シャンク先端(図6(a)で示した切削試験時の加速度センサ取付け位置)の節点変位を計算した。シャンク材(S50C)の材料定数として、ヤング率を206GPa、ポアソン比を0.3とした。

解析で得られた節点変位から、その変位方向角(以下、「 θ' 」と記す)を算出した結果を図13に示す。 $h_b=0$ の場合は構造Aに相当するが、ここで得られた $\theta'=71.0^\circ$ は図8(a)で得られた $\theta=68.6^\circ$ と概ね一致している。 θ' は切削抵抗の静的成分による刃先の変位方向を示すものであり、 θ はこの静的成分により刃先が変位した状態で、切削抵抗の動的成分に応じて刃先が振動する方向である。したがって、 θ' と θ は実際には若干異なる角度になると思われるが、上記の構造Aにおける結果から、近似的に二つの方向はほぼ等しい。同図より、平行板ばね構造Bでは、 h_b が大きいくほど θ が大きくなることが確認できる。すなわち、平行板ばね部の変形挙動のみで刃先位置が決定づけられる。したがって、強度に支障がない限り、板ばねの厚さを薄く設定することで、 θ を90°に近づけることができるものと思われる。

以上の解析に基づき、板ばねの厚さによる影響を調べるために、構造B1: $h_b=10.5$ ($\theta'=82.7^\circ$)、構造B2: $h_b=12$ ($\theta'=85.0^\circ$)、

Fig. 14 Accelerances of designed tools (y axis direction)

 Table 4 Cutting forces and directions of designed tools
Cutting conditions are shown in Table 1(b)

	A	B ₁	B ₂	B ₃	C	D
Cutting force	213 N	214 N	213 N	210 N	209 N	218 N
Direction: β	81.8°	80.9°	81.1°	82.1°	81.2°	81.9°

構造 B₃ : $h_b=13.5$ ($\theta=87.4^\circ$) の 3 種類を試作した。なお、解析結果によれば、表 3 に示す切削抵抗の静的成分のもとで、それぞれの構造における刃先の変位は、構造 B₁ で $6\mu\text{m}$ 、構造 B₂ で $10\mu\text{m}$ 、構造 B₃ で $26\mu\text{m}$ となった。したがって、切削時も上記の値に応じて切れ刃高さは若干下がった状態になるものと推測される。また、単板ばね構造 C の設計では、構造 B と比較するために、 $h_c=10$ の 1 種類のみを試作した。

一方、構造 B では、基準となる構造 A に対して等価質量 m 、等価減衰 c 、等価剛性 k がすべて低下することになるため、振動が大きくなる懸念がある。そこで、振動を低減させるために、図 11(d) のように構造 B よりも質量部を多く残した平行板ばね構造(構造 D)も試作した。構造 D の板ばね寸法は構造 B₂ と一致させて $h_d=12$ とし、構造 B₂ と構造 D との比較によって、平行板ばね構造としたときの振動の大きさによる影響を調べた。

図 14 に、インパルス応答法によって測定したシャンクの y 方向の伝達関数を示す。なお、y 方向に振動しやすい構造 B と曲げ振動しやすい構造 C の振動軌跡を比較するため、C の寸法 h_c は、構造 B₂ と y 方向の m 、 c 、 k がほぼ一致するように決定している。また、構造 D の共振点が、平行板ばね部の厚さが同じである構造 B₂ よりも低下しているのは、シャンク部に残した質量が等価質量に付加されているためである。

3.2 刃先の振動軌跡

びり振動が生じない表 1(b) の条件で、それぞれのシャンクで、通常の上向きバイト法で切削した時の切削合力の平均値を表 4 に示す。いずれの場合も切削抵抗の誤差は 3% 以内、その作用方向角 β の誤差は 1.3% 以内であるため、被削材の径方向に対する荷重条件は同様であるとみなせる。

図 15 はそれぞれの刃先の振動であるが、シャンク部の構造によって、主として工具の振動軌跡のみが変化している。なお、これらの振動は、それぞれ図 14 の伝達関数で示される工具シャンクの共振点近傍の周波数成分を主体としたものである。

まず、曲げ振動しやすい構造 C では、構造 A より θ が小さくなり 45° に近づく。すなわち、被削材の径方向の振動変位を増加させ得る。これに対して、y 方向に振動しやすい構造 B の場合では、板ばねの厚さが薄くなるにしたがって θ は大きくなり、前述の解析で得た θ' と概ね一致している。その中でも構造 B₂ では θ が 90° に近くなることで、刃先がほぼ y 方向にのみ振動し、x 方向の振動成分が小さく抑えられる。したがって、逆さバイト法の場合と同様のびり振動抑制効果が期待できる。板ばねを

 Fig. 15 Tool vibration trajectory in cutting with designed tools
Cutting conditions are shown in Table 1(b)

さらに薄くした構造 B₃ の場合も、 θ は 90° に近い値を示しているが、板ばねの x 方向の強度不足により、刃先が y 軸上で楕円振動するような挙動となり、 θ が 90° に近くても x 方向の振動成分が大きい。したがって、このような現象が生じない範囲で、板ばねの厚さを適当に設定する必要がある。

構造 D の場合では、構造 B₂ と比べて θ はほぼ同じで、振動の大きさのみが小さくなる。このことから、等価質量 m の制御によって、板ばねの厚さで定まる θ を維持したまま、振動の低減を図れる。

3.3 びり安定限界

表 1(a) の切削条件で上向きバイト法により、構造 A (基準)、構造 B₂、構造 D (平行板ばね構造)、構造 C (単板ばね構造) の工具シャンクについて、びり安定限界を調べた。

図 16 はびり安定限界線図を示したものである。いずれの工具シャンクを用いた場合でも、不安定、臨界となるびり振動はすべて被削材系において発生した。同図から、構造 C の場合では、構造 A と比べて安定領域が単純に狭くなっている。これは前節で述べたように、曲げ振動が生じて θ が小さくなると、被削材が振動しやすくなるためである。

構造 B₂ の場合、 $L/D \geq 7.5$ の条件で安定領域が広がる。すなわち θ が大きくなることでびり振動抑制効果が得られている。構造 B₂ の m 、 c 、 k は構造 C とほぼ同じであるから、びり振動の発生がインパルス応答法で得られる動力学パラメータのみで推定できるわけではなく、工具の振動軌跡に依存し、刃先の

並進運動がびびり振動の抑制に効果をもたらすと考えられる。

ただし、構造 B₂については、被削材の支持剛性が比較的高く、切込み量を大きく設定できる $L/D \leq 7.0$ の条件では、逆に構造 A より安定領域が狭くなる。これは、切込み量すなわち切削抵抗が大きくなることで、板ばねの強度が相対的に低下し、x 方向の振動成分が大きくなったためである。

構造 B₂よりも等価質量 m を大きくして振動の低減を図った構造 D の場合では、試験条件のすべての L/D の範囲で安定領域が広がっている。したがって、 θ を大きくして、等価質量を大きくすることで、びびり振動の抑制効果が向上することがわかる。

図 16(d)の構造 D のシャンクによる上向きバイト法の安定領域は、他の構造のものより広がっているものの、図 5(b)の逆さバイト法による切削の安定領域よりは狭い。これは、逆さバイト法では、工具系だけではなく被削材系の振動特性にも方向差が生じて安定性に寄与するためである。このように特性には若干の差はあるものの、シャンク部を平行板ばね構造とし、刃先に y 方向への並進成分を与える構造 D では、逆さバイト法において工具系がびびり振動抑制に及ぼす効果と同様の傾向が得られている。また、本実験で得られた結果から、シャンク構造を適切に設計し刃先の振動軌跡を制御することによって、びびり振動の発生を制御できることがわかる。

4. 結 言

逆さバイト法のびびり振動抑制効果について、刃先の振動軌跡に着目し、工具系の振動特性の観点からその機構について実験的に検討した。さらに、逆さバイト法による刃先の振動軌跡を、上向きバイト法で再現するために、工具のシャンク構造を設計した。以下に本研究で得られた結果を示す。

- (1) 逆さバイト法では、上向きバイト法に対して、工具の高さ方向への並進成分が大きくなり、工具軸方向の振動が低減する。また、逆さバイト法では、被削材系の振動特性も変化するため、両者の効果により、びびり振動が抑制される。
- (2) 工具のシャンク部を平行板ばね構造とし、刃先に工具高さ方向への並進成分を与えることによって、逆さバイト法における工具系からの副次的なびびり振動抑制効果と同様の効果が得られる。
- (3) びびり振動の発生は、刃先の振動軌跡に大きく依存し、その大きさと方向によって、びびり振動に対する安定性を評価し制御できる。

今後は、このような刃先の振動軌跡がびびり振動を生じる被削材系の伝達特性に及ぼす影響について検討し、安定限界解析との比較など理論的側面からの考察を加える予定である。

参 考 文 献

- 1) 星鐵太郎：びびり現象，工業調査会，(1977)。
- 2) 社本英二：切削加工におけるびびり振動の発生機構と抑制，電気製鋼，82，2 (2011) 143。
- 3) 白井英治，木村肇，溝口洋右，松村隆：機械構造の非線形性を考慮した自励びびり振動のシミュレーション解析（第2報）普通旋盤の多自由度連成びびりの場合の解析，精密工学会誌，67，7 (2001) 1190。
- 4) 鈴木教和：切削加工におけるびびり振動（前編），精密工学会誌，76，3 (2010) 280。
- 5) 鈴木教和：切削加工におけるびびり振動（後編），精密工学会誌，76，4 (2010) 404。
- 6) 逸見信彦，村田良司：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，日本機械学会誌(C編)，63，612 (1997-8) 2886。
- 7) 小池綾，柿沼康弘，青山藤詞郎：サーボ情報を応用したびびり振動に対する安定主軸回転数同定，日本機械学会論文集，81，830 (2015)。
- 8) 取手優，山田高三，荒木秀一郎，李和樹：旋削加工による微細軸の

Fig. 16 Depths of cuts in stable, critical and unstable cutting processes for aspect ratios of workpiece, L/D , in cutting with designed tools Cutting conditions are shown in Table 1(a)

- 9) 創成に関する研究（第2報）微細軸加工用工具切れ刃形状の検討，砥粒加工学会誌，52，8，(2008) 466。
- 10) 鳴瀧良之助，森脇俊道：低切削速度におけるびびりの安定性，精密機械，37，8 (1971) 593。
- 11) 鳴瀧良之助，森脇俊道：減衰を有するばねバイトによる自励びびりの防止，精密機械，36，12 (1970) 820。
- 12) 星鐵太郎：機械加工の振動解析，工業調査会，(1990)
- 13) N. Suzuki, K. Nishimura, E. Shamoto and K. Yoshino: Effect of Cross Transfer Function on Chatter Stability in Plunge Cutting, Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, 4, (2010), 5, 883.
- 14) 太田博，近藤英二，山田寿勝：被削材の再生びびり振動の発生，日本機械学会論文集(C編)，54，504 (1988) 1953。
- 15) 岩壺卓三，松久寛：振動工学の基礎，森北出版，(2014)。
- 16) 久曾神煌，佐川大輔，豊山晃：板ばねを利用した直動および回転機構，精密工学会誌，53，7 (1987) 1092。