

切削加工における
びびり振動の安定性を向上する
工具技術の開発

高橋 亘

目 次

第1章 緒論	1
1. 1 研究背景	1
1. 1. 1 切削加工におけるびびり振動	1
1. 1. 2 本研究に関連する実用化技術と先行研究	2
1. 1. 2. 1 市販されているボーリング工具の分析	3
1. 1. 2. 2 ボーリング加工に利用可能なびびり振動抑制技術の先行研究	5
1. 1. 2. 3 プロセスダンピングを利用したびびり振動抑制効果の先行研究	11
1. 2 研究の目的	13
1. 3 本論文の構成	14
第2章 剛性無限大化を実現する異方性設計理論と FEM を活用したボーリング工具の設計法	16
2. 1 緒言	16
2. 2 ボーリング加工のびびり振動安定限界解析モデル	17
2. 3 剛性無限大化を実現する異方性構造	22
2. 4 システム剛性の無限大化を実現する異方性設計理論	23
2. 5 FEM を活用した工具設計法の提案と解析事例	31
2. 5. 1 ボーリング工具の設計概念	31
2. 5. 2 L/D=4 のボーリング工具の設計	35
2. 5. 3 L/D=10 のボーリング工具の設計	39
2. 6 結言	44
第3章 提案する異方性防振ボーリング工具の実験的・解析的検証	46
3. 1 緒言	46
3. 2 異方性防振ボーリング工具の試作と動特性評価	46
3. 2. 1 L/D=4 の試作ボーリング工具の動特性	46
3. 2. 2 L/D=10 の試作ボーリング工具の動特性	50
3. 3 切削実験による防振効果の検証	54

3. 3. 1	L/D=4 のボーリング工具の防振性能	5 5
3. 3. 1. 1	実験装置と実験条件	5 5
3. 3. 1. 2	比切削抵抗の測定試験	5 6
3. 3. 1. 3	実験結果および考察	5 8
3. 3. 2	L/D=10 のボーリング工具の防振性能	6 2
3. 3. 2. 1	実験装置と実験条件	6 2
3. 3. 2. 2	比切削抵抗の測定試験	6 3
3. 3. 2. 3	実験結果および考察	6 4
3. 3. 2. 4	安定性を改善する指針の解析的検討	6 8
3. 4	結言	7 1

第4章 逃げ面テクスチャ形状の検討と FEM 解析を用いたプロセスダンピング効果の分析

4. 1	緒言	7 2
4. 2	炭素鋼の切削実験による逃げ面テクスチャ工具の課題抽出	7 3
4. 3	新しい逃げ面テクスチャパターンの提案	7 6
4. 4	FEM 解析によるプロセスダンピング効果の推定	7 9
4. 4. 1	FEM による 2 次元切削解析	7 9
4. 4. 2	各テクスチャ形状におけるプロセスダンピング効果の分析	8 0
4. 5	結言	8 6

第5章 切削実験を通じた提案する逃げ面テクスチャ技術の実用性検証

5. 1	緒言	8 7
5. 2	フラット工具を用いた基礎実験	8 7
5. 2. 1	使用した工具の形状	8 7
5. 2. 2	実験方法および実験条件	8 9
5. 2. 3	実験結果およびテクスチャ効果の考察	9 1
5. 3	ノーズ R を持つテクスチャ工具を用いた実験	9 8
5. 3. 1	使用した工具の形状	9 8
5. 3. 1. 1	テクスチャ高さの設計	9 8
5. 3. 1. 2	試作工具	1 0 0
5. 3. 2	実験方法および実験条件	1 0 1

5. 3. 3	実験結果および考察	102
5. 4	結言	106
第6章	異方性防振ボーリング工具と逃げ面テクスチャ工具を併用した内径切削試験	107
6. 1	緒言	107
6. 2	異方性工具とテクスチャ工具の設計・試作	107
6. 2. 1	異方性防振ボーリング工具	108
6. 2. 1. 1	FEM を活用したボーリング工具の設計	108
6. 2. 1. 2	試作ボーリング工具の動特性	109
6. 2. 2	内径加工用逃げ面テクスチャ工具の設計	112
6. 3	比切削抵抗の測定試験	114
6. 4	内径切削試験の結果および考察	116
6. 5	結言	120
第7章	結論	122
参考文献		126
研究業績		135
謝辞		136

第1章

緒論

1. 1 研究背景

1. 1. 1 切削加工におけるびびり振動

機械製造においては、目的の品質の製品を早く、安く、安全につくることが求められる。この観点で、所望の加工を実現する最も適切な方法の選択が重要となる[1-1]。近年、マスカスタマイゼーションの要求が高まっており、加工可能形状に対する柔軟性や加工品質の観点から、切削加工が広く利用されている[1-2]。同時に、切削加工に関する研究の重要性が見直されており、世界的に研究活動が活発化している。切削加工は上述した利点を持つ一方で、不適切な加工条件や加工系の動剛性を選定してしまうと、仕上げ面性状や寸法精度の悪化、工具寿命の低下、工具欠損などを引き起こす問題[1-3]がある。このため、切削加工において適切な切削条件と動剛性の選定は極めて重要である。

切削加工において最も取り扱いが難しい課題の一つにびびり振動がある。びびり振動は切削加工で発生する不安定振動であり[1-4]、工具寿命の劣化、加工面の面性状の悪化、寸法精度の劣化を引き起こす問題として知られている[1-5]。図 1.1 にびびり振動が生じた加工面の事例を示す。図に示すように、びびり振動が生じるとびびりマークと呼ばれる周期的な模様が生じて被削材の面性状が悪化し、加工品質の低下を引き起こす。このため、切削加工においてびびり振動の回避は極めて重要である。本研究では旋削加工において発生するびびり振動を抑制する工具技術に着目する。

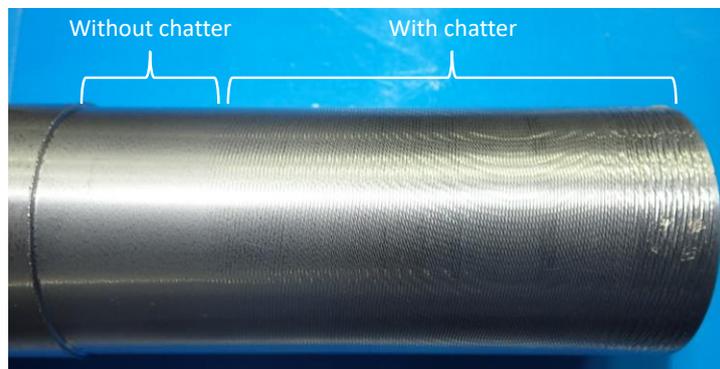


Fig. 1.1 Example of chatter vibration mark on steel workpiece

切削加工中に発生して加工品質に悪影響を及ぼす振動問題は、主に強制振動と自励びり振動に分類される。強制振動は力外乱や変位外乱によって励起される振動問題であり、主に切削機構に関わるものとそれ以外に分類することができる。フライス加工のように切削機構の特性として切取り厚さが周期的に変動するプロセスにおいては、切削力変動を伴うことが多く、力外乱によって強制振動が生じることが多い。その他にも、チタン合金の切削などでよくみられる鋸刃状切りくずの生成を伴うプロセスや、構成刃先の成長と脱落を伴うプロセスにおいても切削力変動を生じて強制振動を生じることがある。また、被削材や工具などを取り付けた回転軸のアンバランスに起因するものや、主軸モータや動力伝達ギヤ、その他の機械要素における振動に起因して生じる強制振動もたびたび見られる。

一方で、自励びり振動（以降、単にびり振動と呼ぶ）は、切削プロセスと機械構造の動的な挙動が相互作用して発生する不安定現象である。この現象を引き起こす主要なメカニズムとして、再生効果とモードカップリングが知られている。再生効果とは、過去に生じた振動が現在のプロセスに影響する現象である。例えば、旋削加工においては、1回転前に加工した面を加工するため、前加工面の切削時に振動が生じると、その振動が加工面に凹凸として転写され、この凹凸が現在の加工に対して切取り厚さ変動を引き起こす。このプロセスの影響で切削力変動が生じると、機械構造が加振されて振動が生じ、再生効果を引き起こす。この加工プロセスと機械構造ダイナミクスが構成するフィードバック系が不安定条件を満たす場合に、びり振動が生じる。また、モードカップリングは、主に回転工具を用いるフライス加工で発生することが多い。フライス加工では工具刃先の回転位置が変化するため、切削力の向きは回転軸に垂直な平面内で変化することができる。同時に、切削力変動を引き起こす振動方向も回転軸に垂直な平面内で変化することができる。このため、機械構造において同一平面内で振動することが可能な2自由度以上の振動モードが存在し、それらの固有振動数が一致する場合、お互いの振動モード間で連成して不安定振動に成長することがある。フライス加工において、主軸や工具の剛性が低い場合は半径方向の2自由度振動モードの固有振動数が一致しやすいため、再生効果とモードカップリングが同時に発現してびり振動に影響する可能性がある。一方、旋削加工においては、一般に刃先の回転位置が変化しないためモードカップリングは生じないと考えられる。

以上で述べたように、加工中に振動を引き起こすメカニズムは単一ではないことから、振動を効果的に抑制するにはそのメカニズムに応じて適切な対処法を選定する必要がある。これら強制振動とびり振動の分類およびメカニズムについては、文献[1-4, 1-5, 1-6]において詳しく解説されている。

1. 1. 2 本研究に関連する実用化技術と先行研究

ここでは、本研究に関連する先行研究について説明する。なお、本論文では、旋削加工に使用する工具系について、インサート (Insert tool)、ホルダ (Tool holder)、工具 (Tool)、

突き出し量 (Overhang) を図 1.2 に示すように定義する[1-1, 1-7]. すなわち, インサートは切れ刃を持つ刃先交換型チップのことをさす. インサートを固定する円筒状の機械部品をホルダと定義する. また, インサートとホルダを合わせた状態を工具 (Tool) と定義する. 刃物台から突き出している工具の長さを突き出し量 (Overhang) とし, 工具の突き出し量とホルダ直径の比を L/D と定義する. また, ボーリング加工に利用する工具をボーリング工具 (Boring tool) と呼称する.

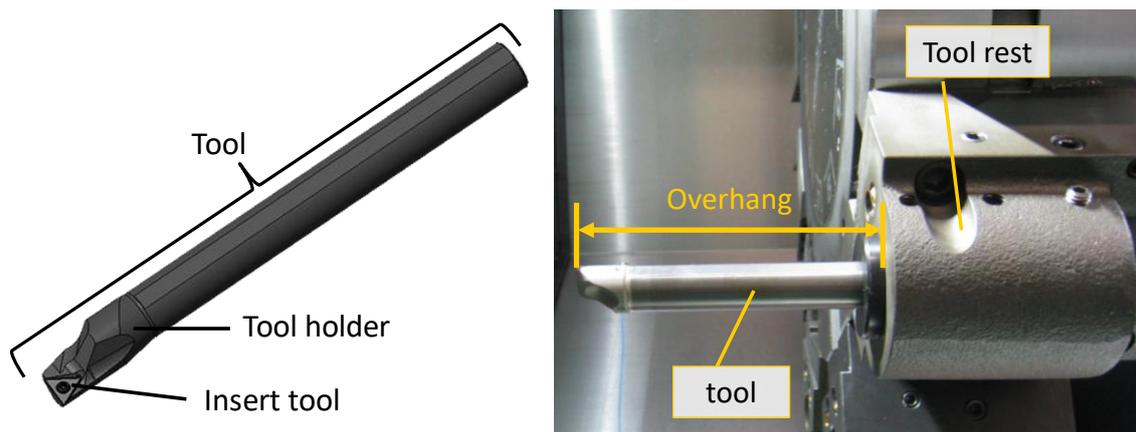


Fig. 1.2 Definitions of the terms used in this thesis

1. 1. 2. 1 市販されているボーリング工具の分析

旋削加工の中でもボーリング加工や, 突き出しの細長いシャフト状被削材の切削加工などでは, 特にびびり振動が生じやすいことが知られている. 本研究では, ボーリング加工を取り上げる. ボーリング加工は, 工具径に依らずに自由に穴径を設定することができ, 高精度な加工を実現することができるため生産現場で多用されている. しかし, ボーリング加工時には, 工具径が加工する穴径より小さく, 突き出し量が加工する穴深さ以上となる工具を用いる必要があるため, 必然的に工具の剛性が低下しやすく, びびり振動が発生しやすい問題がある. ボーリング加工において高い加工能率と加工品質の両立は生産コストの面から極めて重要であることから, びびり振動の回避は生産現場において最も重要な課題の一つである.

びびり振動を回避するための防振技術として, ここではすでに実用化されているボーリング工具の防振技術について取り上げる. 市販されているボーリング加工用のソリッド工具および防振工具を調査した結果を図 1.3 にまとめる[1-3, 1-8, 1-9, 1-10, 1-11, 1-12, 1-13, 1-14, 1-15, 1-16, 1-17, 1-18, 1-19]. 図には各社が発売しているボーリング工具で推奨されている工具突き出し量直径比 (以降, L/D と呼ぶ) の最大値をカタログ等から読み取った値を示す. また, 調査したボーリング工具をホルダ素材および防振技術で分類し, 分類項目ごとに該当するボーリング工具の最大 L/D の平均値を求めた結果を表 1.1 にまとめる. びび

り振動を伴わずに使用できる最大の L/D が大きいほど、防振性能が高いことを意味する。ここで用いたカタログ推奨値は必ずしもその工具においてびびり振動を発生しない最大 L/D を保証するものではなく、販売企業の独自の指標によって定量化された数値として解釈する必要があるが、防振能力を表すラフな指標とみなして市販技術を分析する。

一般に、旋削加工用のホルダ素材には鋼が使用される。鋼製のボーリング工具のうち、防振対策がなされていない汎用的な工具の最大 L/D の平均値は 3.5 であった。一方、工具の自由端側の構造を軽くするなど防振対策が施された鋼製のボーリング工具では最大 L/D の平均値は 4.3 であり、やや防振特性が向上していることが分かる。なお、図 1.3 に示すように、A 社の鋼製ボーリング工具では、防振対策の有無にかかわらず推奨する最大 L/D がともに 5 である。A 社の防振対策がなされていない鋼製のボーリング工具にはクーラント穴が無く、防振対策された鋼製のボーリング工具はクーラント穴付きである。一般に、ボーリング工具にクーラント穴を設けると構造の剛性は低下するが、A 社は防振対策を施すことでクーラント穴のない構造と同程度の剛性を維持するように設計したと考えられる。

次に、ホルダ素材の違いおよび防振対策の有無に着目する。D 社では 3 種の素材（鋼、超硬合金、特殊合金）を用いたボーリング工具を販売しており、鋼、特殊合金、超硬合金の順に最大 L/D が大きくなることが分かる。形状的な防振対策がなされていない超硬合金製のボーリング工具の最大 L/D に関して、5 製品の平均値は 7 であった。一方、3 社が販売している工具先端を軽くするなどの防振対策を施した超硬合金製のボーリング工具の最大 L/D の平均値は 6.7 である。G 社のボーリング工具の最大 L/D が 6 未満であるため、これを除いて平均値をとると防振対策をしたボーリング工具の最大 L/D の平均値は 7.5 となり、防振対策をしていないボーリング工具よりもやや最大 L/D が高くなる。なお、G 社は独自基準において L/D を小さく設定していると思われる。以上より、ホルダ素材を鋼から超硬合金に変更することで、効果的に最大 L/D が向上するのに対し、形状的な工夫の効果はあまり大きくないことが分かる。

また、防振効果として最も効果が高いものはダンパ機構付きのボーリング工具であり、図 1.3 に示されるように L/D の平均値は 9.6 であった。ここで述べるダンパ機構とは動吸振器機構の一種であり、防振機構内にある補助質量に慣性振動が生じることによってボーリング工具の刃先で生じる振動を抑制する機構[1-20]を指す。各社独自の動吸振器構造を採用しており、その性能を単純に比較することはできないが、調査した中では C 社の最大 L/D が 14 と突出して大きい。C 社の最大 L/D が他社に比べて突出して高いのは、ホルダ素材に超硬合金を採用していることに起因していると思われる。また、L 社の資料[1-12]にはダンパの記載はなくシステムとして記載されているが、この L 社のシステムを搭載したボーリング工具は L/D が 10 であることから、ダンパ機構付きのボーリング工具と同程度の性能を持つことが分かる。

以上で述べたように、市販工具においては、ホルダ素材や形状を変更する、あるいは防振ダンパ機構を搭載することで最大 L/D を大きくすることができる。特に、ダンパ機構を

採用することで最も大きな L/D を実現することができる。しかし、ダンパ機構を搭載する場合、慣性体がボーリング工具の内部に組み込まれているため、構造が複雑となりその製造コストが大幅に高くなる。また、ボーリング工具の小径化が困難となり、寸法の小さい内径加工には適用することができない問題点がある。超硬合金素材を用いる場合も、安価な鋼と比較してその製造コストは高くなる。このため、生産現場においては、安価な鋼製のボーリング工具において、L/D10 程度を実現することのできる新技術の開発が求められている。

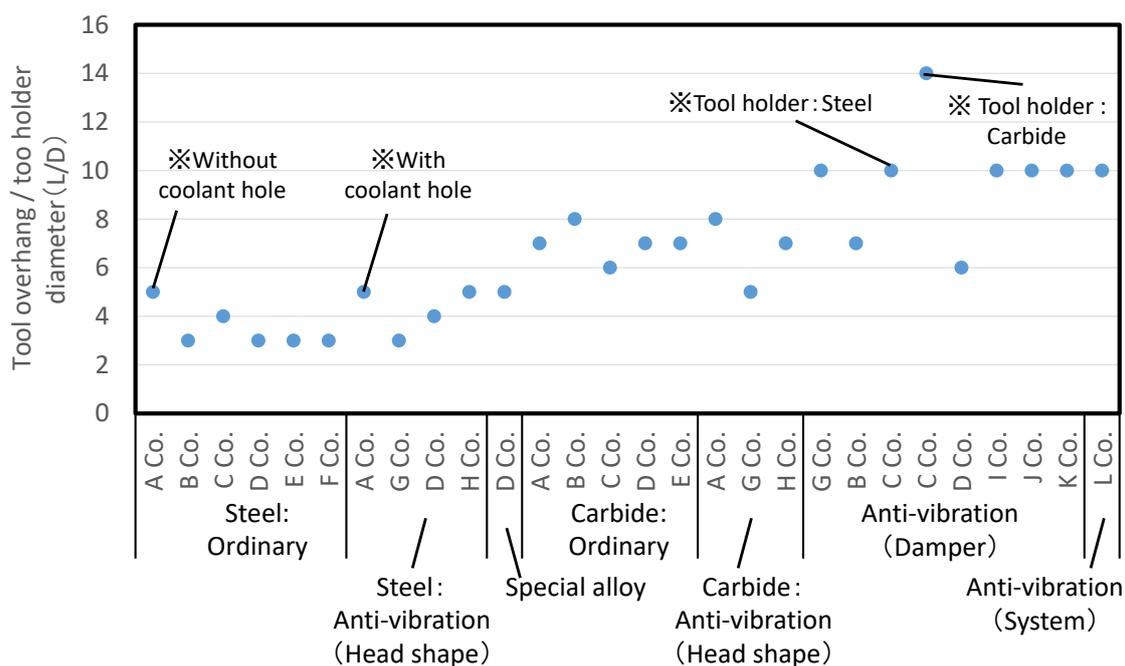


Fig. 1.3 L/Ds of commercially available boring tools

Table 1.1 Average L/D of commercially available boring tools

Boring tool	Steel: Ordinary	Steel: Anti-vibration (Head shape)	Special alloy	Carbide: Ordinary	Carbide: Anti-vibration (Head shape)	Anti-vibration (Damper)	Anti-vibration (System)
Average of L/D	3.5	4.3	5	7	6.7	9.6	10

1. 1. 2. 2 ボーリング加工に利用可能なびり振動抑制技術の先行研究

ここではボーリング加工に利用可能なびり振動の抑制技術や、その解析技術に関する主な先行研究について調査した結果を解説する。切削加工中に発生するびり振動を抑制するには、機械構造の高剛性化が効果的である[1-5]。このため、構造剛性の不足に起因し

てびり振動が生じる場合には、治具などのサポートを利用して加工系の剛性を改善することで安定性が改善される[1-21]。しかし、ボーリング加工においては、加工形状の制約からびり振動の抑制にサポートを利用することはできない。そこで、ボーリング加工を行う際には 1.1.2.1 で述べたように工具ホルダ素材や防振機構に着目したアプローチがよく適用される。これらの技術の一部については、前述した通りすでに市販化されているが、コストが大幅に高くなる問題がある。

びり振動の抑制を実現する先進的な方法として、工具ホルダ素材の一部を変更する技術が提案されている。例えば Thoren らは素材の一部に CFPR を用い、工具ホルダの内部へ CFRP コアを挿入することによって工具の減衰性を高め、構造の機械的な動コンプライアンスの低減を実現している[1-22]。また、硬い材料に挟まれた粘弾性減衰材料[1-23]や、高い減衰特性をもつエポキシグラナイト[1-24, 1-25]を工具ホルダの内部に組み込むことで動剛性を改善する手法が提案されている。その他に、ボーリング工具の外周にマグナマイト黒鉛繊維（グラファイトエポキシ複合材料）を使用する手法[1-26]や、ボーリング工具のシャンク部にリング状のアルミニウムと粘弾性材料の層を設置する手法[1-27]が提案されている。いずれも加工面の表面粗さや安定性が改善されたことが報告されており、このように、鋼以外の様々な素材を利用した材料技術を利用することで安定性向上効果が得られている。ただし、いずれの方法も、鋼と比較するとやはり製造コスト面で高価となる問題がある。

工具ホルダ素材の改善はびり安定性の向上に一定の効果が得られるものの、劇的な安定性改善を実現するのは容易ではないことから、ダンパ機構を付与する先進技術も多く提案されている。先行研究においてボーリング工具に利用された各種ダンパの機構、長所、短所[1-28, 1-29, 1-30, 1-31]、およびこれらを用いた先行研究の文献について、種類ごとに表 1.2 にまとめる。以下に、先行研究の具体的な内容を解説する。

Table 1.2 Mechanism, strengths and weaknesses of damper technologies

ダンパの種類	機構	長所	短所	先行研究
動吸振器	補助質量, ばねなどの要素を利用する	共振周波数での動剛性を向上できる	・振動を抑制する対象物の固有振動が何らかの理由で変化した場合, 振動抑制効果が著しく低下する ・動吸振器の取り付けが困難な場合がある	[1-33, 1-34, 1-35, 1-36, 1-37, 1-38, 1-39]
摩擦ダンパ	素材間の摩擦減衰を利用する	簡易な構造で強力な減衰力が得られ, また温度変化に強い	耐湿性に難点があり, 振動停止後に静止位置がずれる	[1-40, 1-41, 1-42, 1-43]
衝撃ダンパ	複数の鋼球などが容器側面に当たることで得られる運動量変換・エネルギー変換を利用する	安価, かつ温度依存性が低い	衝突で発生する騒音や, 鋼球などが入った容器の損傷が発生する	[1-44, 1-45, 1-46, 1-47, 1-48, 1-49, 1-50, 1-51, 1-52]
ERダンパ	微粒子を分散させた絶縁油を使用する. 外部電場を与えることで, 速度に比例した抵抗力が発生し, みかけ上の液体の粘性が変化する. これにより可変減衰が生じる	可逆的で, 応答性に優れる	粒子の沈殿, 印加電圧の高圧化が発生する	[1-53]
MRダンパ	強磁性粒子が入った絶縁油を利用する. 磁場を作用させることで速度に比例した抵抗力が発生し, みかけ上の液体の粘性が変化する. これにより可変減衰が生じる	ERダンパよりも制振効果が大きい	粒子が沈殿する	[1-54, 1-55]

動吸振器は, 振動する機械構造 (ここではボーリング工具) に対して補助的な慣性体を付与することで, ボーリング工具体体の振動を抑制するように共振を調整する特徴がある [1-28]. 基礎的な設計理論が確立されており, 市販化されているボーリング工具においても最も多く利用されている. ボーリング工具に利用する場合には, 動吸振器を工具外部に取り付けると加工物との干渉の問題が生じるため, 工具ホルダの内部に内蔵する設計が必要になる. 内蔵型の動吸振器の設計手法としては, Rivin らが動的切削力とランダムホワイトノイズ励振下における動吸振器機構の設計について提案している [1-32]. また, 動吸振器付きボーリング工具において, 切削力の負荷でたわむ工具の自由端側 (インサート側) 構造のねじり変形成分も考慮したモデル化が提案 [1-33] されている. 他にも, レイリー法を適用した計算方法 [1-34] や, 3次元有限要素法 (Finite Element Method: FEM) [1-35] を用いる設計手法も報告されている. 内蔵型の動吸振器技術としては, 粘性流体をダンパとして使用する方法 [1-36] や, 一つの大型の動吸振器ではなく多数の小型動吸振器を分散配置して組み込む方法 [1-37], 動吸振器と滑り摩擦ダンパの機能を1つに組み合わる方法 [1-38] が研究されている. 剛性調整が可能な動吸振器機構も提案されており, 動吸振器機構の長さを調整す

ることで L/D が 15 のボーリング工具でもびびり振動が生じないという結果が報告されている[1-39].

また、摩擦ダンパは簡易な構造で強力な減衰力を得られることから比較的手軽なダンパとして様々な分野で用いられており[1-30]、ボーリング工具への応用も研究されている。工具ホルダ内に組み込んだ摩擦ダンパの最適形状の設計方法も提案されている[1-40, 1-41]。びびり振動抑制技術としては、工具内に薄いプレートを挿入させる手法[1-42]や、摩擦ダンパの固定に永久磁石を用いた手法[1-43]が提案されており、減衰比の増加や高周波のびびり振動を抑制する効果が得られることが報告されている。

衝撃ダンパに関しても、Thomas ら[1-44]をはじめとした多くの研究が行われてきた。衝撃ダンパを工具ホルダ外部に取り付ける手法[1-45, 1-46, 1-47, 1-48]と、内部に組み込む技術[1-49, 1-50, 1-51, 1-52]が提案されており、いずれも加工面の表面粗さなどの改善がみられている。衝撃ダンパは、その製造コストが比較的安価であることから実用化が期待されている。

その他にも、機能性流体と呼ばれる Electrorheological (ER)流体や Magnetorheological (MR)流体を利用した制振技術も提案されている。ER ダンパは可逆性があり応答性に優れる。Wang らは、びびり振動をセンサで感知して ER 流体を制御することによりボーリング工具の動特性を向上する方法を提案している[1-53]。また、MR ダンパは ER ダンパと比較して流体中に存在する粒子に大きな抵抗力を与えることができるため、MR ダンパは ER ダンパより制振効果が大きい特徴をもつ。MR ダンパに与える電流を増加させて減衰比を改善する手法[1-54]や、MR 流体によって磁場の強さを変化させることでボーリング工具の剛性を連続的に変化させてびびり振動を抑制させる手法[1-55]が提案されている。しかし、これらの手法は良好な結果が得られている一方で、動吸振器を含むダンパを利用した技術は工具のホルダ構造が複雑となるため小径化が難しく、コスト面の問題も伴う。このため、これらの多くは実用化が容易ではなく、市販化にも成功していない。

構造的なダンパを搭載する方法以外に、センサとアクチュエータを積極的に活用するびびり回避手法が提案されている[1-56, 1-57, 1-58, 1-59, 1-60, 1-61, 1-62]。例えば Matsubara らは、ボーリング工具にセンサと圧電アクチュエータを組み込み、動吸振器として機能するインダクター抵抗 (LR) 回路を形成して、実質的な動コンプライアンスを低減する技術を提案している[1-63]。しかし、この手法ではアクチュエータを含む構造自体が大きくなりやすく、装置の複雑化や、外部からのエネルギー供給と結線が必須となる[1-28]。現実的にはこれらの装置の取り扱いが容易ではなく、装置の取り付け・取り外しに手間もかかることから、現時点の技術レベルでは生産現場での利用は現実的ではないと考える。

付加的な装置やアクチュエータを用いずにびびり振動の抑制を試みた研究も提案されている。Filtered-x Normalized Least Mean Square 法を応用して CNC 工作機械の駆動軸のフィードバック制御設計を拡張する手法[1-64]や、工具ホルダの下に磁場強度 1200 ガウスの永久磁石棒を取り付けた治具を配置してホルダの剛性を補強する手法[1-65]が報告されて

いる。いずれも振動振幅の減少が確認されており、びびり振動の抑制が可能となっている。しかし、このように付加的なアクチュエータを用いない様々な技術が提案されているものの、技術面、コスト面などの観点から汎用技術として使用するには課題が多い。

これまでに述べたいずれの先行研究における方法も限定的な効果が期待できるが、万能で決定的な方法ではない。また、いずれの方法も製造コストが大幅に増加するため、実用上では大きな問題があり、一部の動吸振器構造を除くとほとんど実用化されていない。一方で、製造コストを増加せずにびびり振動の抑制を実現する可能性のある新技術として、機械構造の異方性に着目した手法が期待されている。Suzukiらは、機械構造の異方性が旋削加工時に発生するびびり振動の安定性に大きく影響する特徴的な性質を明らかにしている[1-66]。そして、この特徴的な性質を利用し、意図的に異方性を設計することで切削力変動に対する実質的な動剛性を無限大化する手法を提案している[1-67]。この手法では、工具ホルダに所望の単純な形状を設計して異方性を与えるだけで、加工プロセスにおける実効的な動剛性を改善することができる。すなわち、従来技術のように構造の複雑化や高コスト化をほとんど伴わずに、ボーリング加工のびびり振動回避を実現し得る可能性が示唆されている。しかしながら、その振動抑制効果の定量的な分析は実施されておらず、工具設計時に生じる設計誤差が振動抑制効果に及ぼす影響も明らかにされていない。また、先行研究では振動抑制効果に及ぼす影響は $L/D=4$ のボーリング工具に対して検証されているが、それ以上の L/D に対する効果は未知である。すなわち、異方性設計を利用する防振手法については、実用的な性能に関する検討が不十分である。当該技術を実用化するには、市販品で鋼製の防振ボーリング工具の最大値 ($L/D=10$) 程度での防振効果が期待される。

以上で述べたボーリング工具の防振技術に関する先行研究のうち、ボーリング工具の突き出し量と工具径の比 L/D についてまとめた結果を図 1.4 に示す。図 1.4 の縦軸は、 L/D の値である。さらに、先行研究のボーリング工具を防振技術で分類し、分類項目ごとに該当するボーリング工具の L/D の平均値を求めた結果を表 1.3 にまとめる。各防振技術で参照するデータ数が異なる点に注意する必要があるが、これらの結果からホルダ素材の変更による防振効果 (平均 $L/D=4.8$) は他の防振技術、例えば摩擦ダンパ (平均 $L/D=7.1$) より小さい傾向を読み取ることができる。各技術の中では動吸振器を使用する技術が最も防振効果が高い傾向にあり (平均 $L/D=12.3$)、 $L/D10$ を超える事例も多くみられる。

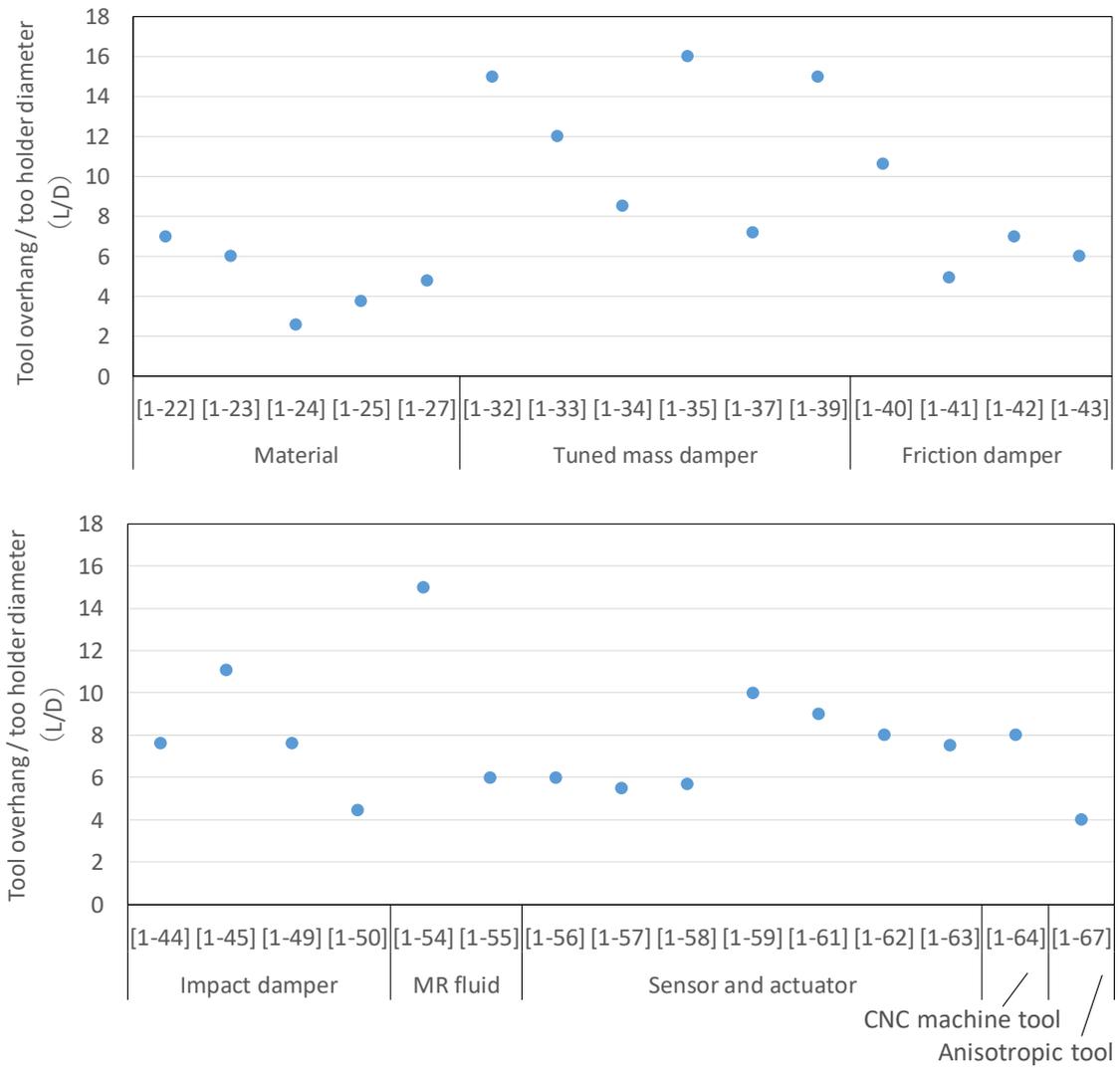


Fig. 1.4 Relationship between chatter vibration suppression methods and L/D in anti-vibration boring tools

Table 1.3 L/D of boring tools using anti-vibration technology

Anti-vibration technology	Average of L/D
Material	4.8
Tuned mass damper	12.3
Friction damper	7.1
Impact damper	7.7
MR fluid	10.5
Sensor and actuator	7.5
CNC machine tool	10
Anisotropic tool	4

以上でボーリング加工におけるびびり振動の防振技術について述べた。びびり振動を理解する上では、その現象のモデル化および安定性解析手法も重要であることから、簡単に触れておきたい。古典的なびびり振動理論の基礎として、Tlusty[1-68], Tobias[1-69], Merrit[1-70]の理論が提唱されている。これらの理論によって再生効果のメカニズムが明らかとなり、突切り切削時のびびり振動発生の基礎が確立された。これらの理論に基づいてプロセスと機械構造の動的特性のモデル化を行い、周波数領域および時間領域で解析を実施することにより、任意の切削条件に対する安定限界を求めることができる。Eynianらは旋削加工プロセスを対象としたモデル化を行い、その安定限界解析手法を提案している[1-71]。Shamotoらはゲイン余裕を用いてボーリング加工の安定性を定量化する手法を提案している[1-72]。本論文においても、これらの先行研究において用いたモデルを利用する。

1. 1. 2. 3 プロセスダンピングを利用したびびり振動抑制効果の先行研究

ここでは切削加工時に発生するびびり振動を回避するための方法として、これまで説明してきた防振手法とは別のアプローチである、プロセスダンピングを利用する技術を取り上げる。プロセスダンピングとは、図 1.5 に示すように、機械構造の振動を生じた際に工具の逃げ面が被削材仕上げ面に接触して減衰効果を生じる現象であり、びびり振動に対する安定性の向上効果を発揮することが知られている[1-6]。単に切削速度を低下させることでプロセスダンピングが発現するため、製造現場で利用しやすい特徴がある。一方で、切削速度の低下は生産性の低下という不利益を伴う。このため、生産性の低下を引き起こすことのない改善策が十分に効果を発揮しない場合に最終手段として用いられることが多い。ただし、ニッケル基耐熱合金やチタン合金などの難削材の加工を行う際には、切削熱を抑えるため切削速度を低く設定する必要がある。プロセスダンピングが発現しやすい。このため、これらの難削材の加工ではプロセスダンピングを積極的に利用した高効率加工の実現が期待されている。

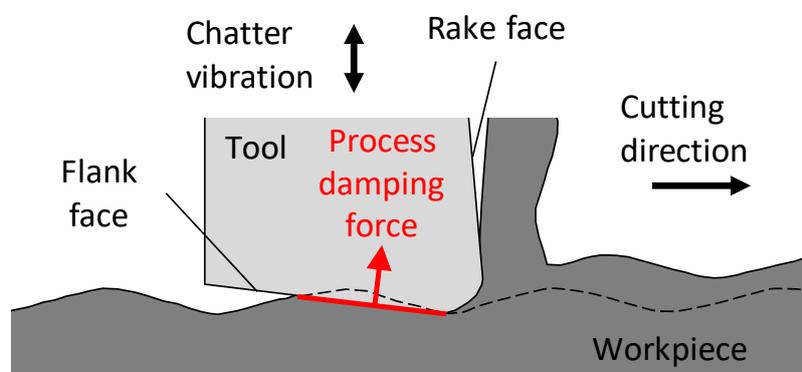


Fig. 1.5 Schematic illustration of process damping

これまでに、プロセスダンピングを考慮したびびり振動の解析モデルが数多く提案されている。Sisson らは、工具の逃げ角や刃先丸み、切削速度の影響を加味してプロセスダンピングをモデル化し、実験的に証明している[1-73]。Wu は、びびり振動が発生した際の工具逃げ面の接触モデルから、プロセスダンピング力を解析的に求める方法を提案している[1-74]。Altintas [1-71, 1-75]らは振動速度および加速度に比例するプロセスダンピングをモデル化し、高速工具サーボ (Fast tool servo) を用いて振動と力変動の関係を直接的に計測する方法や、びびり振動の逆解析を用いてプロセスダンピング係数を同定する手法[1-76]を提案している。また Budak らは工具逃げ面接触の現象を付加的なプロセスダンピング係数としてモデル化し、安定性を推定する手法[1-77]やプロセスダンピング係数を特定するために、実験結果の逆解析を利用する手法[1-78]を提案している。一度、係数を特定した後は、追加の実験を行うことなく任意の逃げ角、固有振動数、刃先の丸み半径の情報を考慮してびびり安定性を予測することに成功している。Oguzhan らは工具逃げ面接触による弾塑性変形をモデル化し、材料物性値と工具形状および相対運動軌跡を考慮してびびり安定性を推定する解析手法を提案している[1-79]。Chiou ら[1-80]は外径旋削加工を 2 次元的にモデル化し、Clancy ら[1-81]は端面旋削加工を 3 次元的にモデル化することで、工具摩耗の影響を考慮したプロセスダンピングモデルを提案し、びびり安定性に対する工具摩耗の影響を分析している。Shawky らは、プロセスダンピングが発現する際の表面粗さの推定方法を提案している[1-82]。Ahmadi らは、びびりのない二次元切削試験から材料依存のプロセスダンピング係数を予測する方法を提案している[1-83]。このように、様々な解析モデルがプロセスダンピングを伴うびびり振動の推定および分析を目的として提案されている。

上記の解析手法はいずれも一般に使用されている工具形状として、逃げ面摩耗を含まない鋭利な刃先形状や、刃先丸みおよび逃げ面摩耗を考慮した形状を前提としている。一方で、Suzuki ら[1-84]は、プロセスダンピングを積極的に利用する新しいびびり振動の抑制手法の一つとして、工具逃げ面にテクスチャを付与する手法を提案している。提案手法では、所定の振幅以上で振動が発生した時に、工具逃げ面の突起が被削材の仕上げ面と接触することでプロセスダンピングが発現し、びびり振動を安定化する効果が期待できる。FEM を利用した解析により、テクスチャの形状や配置がプロセスダンピングの効果に影響することが予測されている。同時に、真鍮の切削実験を通じて、工具逃げ面に単純なテクスチャを付与することでプロセスが安定する効果が確認されている。一方で、この解析と実験の結果より、工具逃げ面側に被削材の凝着や工具欠損が生じる問題が報告されている。すなわち、逃げ面テクスチャの形状と配置は、びびり振動の抑制についてだけでなく、工具欠損や凝着にも大きく影響する。以上の観点から、テクスチャの形状と配置の設計はこの手法において重要だが、先行研究で実験検証されたテクスチャ形状は 1 種類のみであり、振動抑制性能や凝着および欠損に対する効果については十分な評価が実施されていない。

1. 2 研究の目的

前節で述べたように、ボーリング加工のびびり振動抑制技術に関して多くの研究者が解析技術や抑制技術の研究を行ってきた。本研究では、その中でも異方性を与えたボーリング工具を用いた技術に着目する。前述したように、Suzukiらの先行研究[1-67]では、ボーリング加工時に発生するびびり振動の安定性を向上する手法として、ホルダ形状を異方性設計することによって切削プロセスにおける実質的な動剛性を改善する手法を提案している。この方法では、所望の伝達特性を実現することができれば、理論的には無限大の動剛性を与えることができる。しかしながら、先行研究では設計誤差が振動抑制効果に及ぼす影響や振動抑制効果の定量的な分析、市場で要求されている実用レベルのL/Dに対するびびり抑制効果の検討が不足していた。そこで、本研究では、機械構造の異方性を利用した動剛性無限大化技術について、解析と実験の両面から検討を行う。具体的には、機械構造の異方性設計による動剛性無限大化の理論を述べた後、FEMを活用した工具設計法の提案と事例について述べる。さらに、実際の工具の試作を通じてボーリング工具の実用性について検証実験を実施するとともに、実用面での課題を明らかにする。

さらに、プロセスダンピングを積極的に利用してびびり振動を抑制する手法の一つとして、工具逃げ面にテクスチャを設計する手法に着目する[1-84]。先行研究では、工具逃げ面に単純なテクスチャを付与することにより、通常の工具を使用する場合と比較して広い切削速度領域でプロセスが安定する効果が得られることが確認されている。しかし、同時にプロセスダンピング効果に悪影響を及ぼす凝着や欠損が発生する事例も報告されている。これらの問題を解決するには、逃げ面テクスチャの形状と配置についてのさらなる検討が必要である。また、先行研究においては、ノーズRを持つ工具を用いた実用的な評価は実施されていない。そこで、本研究では、インサートの逃げ面にテクスチャを付与し（以後、テクスチャ工具と呼ぶ）、逃げ面テクスチャの形状と配置がもたらす影響について解析と実験の両面から分析を行う。プロセスダンピングの性能に影響を与えると考えられる複数種類のテクスチャ形状を提案し、FEM解析を用いて、振動波長と振動振幅の影響を分析する。さらにこれらの工具を試作して炭素鋼の旋削実験を実施し、提案する逃げ面テクスチャ形状に対する被削材の凝着性や耐欠損性について検討を行う。まず、単純な2つの直線切れ刃を組み合わせた工具を試作し、これを用いた端面旋削の実験結果に基づき、逃げ面テクスチャの設計指針を明らかにする。さらに、ノーズ部を持つテクスチャ付き工具を用いた外径旋削実験を通じて、逃げ面テクスチャの実用性の検証を行う。

最後に、機械構造の異方性を利用した動剛性無限大化技術とプロセスダンピングを発現する逃げ面テクスチャ工具を組み合わせた場合の防振効果について、実験的な検討を実施する。内径加工実験を実施し、これらの技術の加工性能を明らかにするとともに、実用化に向けた技術的な課題と将来の展望を明らかにする。

1. 3 本論文の構成

本論文は全 7 章から構成される。その構成を図 1.6 に示す。また各章の概要は以下の通りである。

第 1 章「緒論」では、本研究を行った背景、本研究に関連する先行研究、本研究の目的について述べる。

第 2 章「剛性無限大化を実現する異方性設計理論と FEM を活用したボーリング工具の設計法」では、ボーリング加工時のびびり振動メカニズムと異方性防振ボーリング工具の基本的な設計指針について説明し、これらを基に行った FEM を活用した工具設計法の提案と設計事例について述べる。

第 3 章「提案する異方性防振ボーリング工具の実験的・解析的検証」では、試作した 2 種類の防振ボーリング工具の特性評価を実施し、加工実験による検証を実施する。

第 4 章「逃げ面テクスチャ形状の検討と FEM 解析を用いたプロセスダンピング効果の分析」では、予備実験を通して炭素鋼に対するプロセスダンピング効果の確認と問題点を確認し、問題を解決する逃げ面テクスチャの形状について提案する。そして FEM 解析を用いてプロセスダンピング効果を予測する。

第 5 章「切削実験を通じた提案する逃げ面テクスチャ技術の実用性検証」では、試作した逃げ面テクスチャ工具を用いて 2 種類の切削試験を行い、プロセスダンピング効果を実用的に検証するとともに考察を述べる。

第 6 章「異方性防振ボーリング工具と逃げ面テクスチャ工具を同時に用いた切削試験」では、異方性防振ボーリング工具と逃げ面テクスチャ工具を同時に使用し、その相乗効果から汎用工具よりも L/D が大きいボーリング工具が実現可能か、内径加工を通じて検証した内容について述べる。

第 7 章「結論」では、本研究で得られた成果について述べるとともに総括を行う。

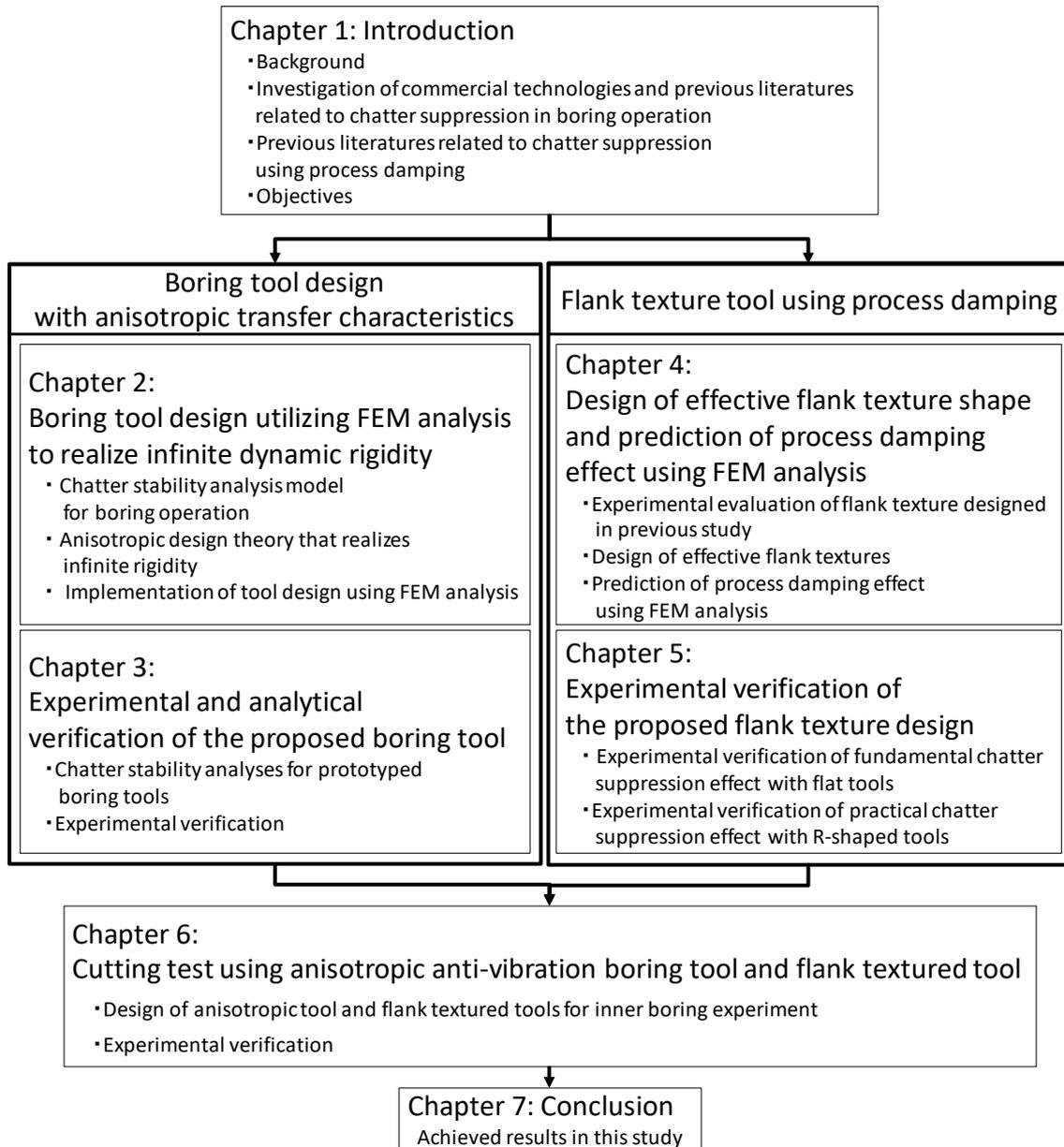


Fig. 1.6 Organization of dissertation

第2章

剛性無限大化を実現する異方性設計理論と FEM を活用した ボーリング工具の設計法

2. 1 緒言

1 章で述べた通りボーリング加工では加工穴形状に対して細長い工具を用いるため、工具ホルダの剛性が低下しやすく、びびり振動が発生して加工精度や工具寿命が低下する問題がある。防振対策がなされていない汎用的な市販ボーリング工具の工具突き出し量直径比 L/D の平均値は 3.5 であり、これを超える加工を実現するには防振対策が必要となる。ボーリング加工においては、加工形状の制約から適用可能なびびり対策に制約があり、主にボーリング工具の剛性を改善する手法が提案されてきた。主な対策としては、工具ホルダの素材として鋼とは異なる素材を使用する手法[2-1]、動吸振器機構を工具ホルダ内に組み込むことで動剛性を向上してびびり振動を抑制する手法[2-2]、アクチュエータを用いて能動的にびびり振動を抑制する手法[2-3]などが挙げられる。様々な防振技術の中で、市販工具においては、工具ホルダの素材を超硬合金に変更する対策や、ボーリング工具に防振機構を搭載する方法が採用されている。これらは、生産現場において扱いやすい特徴を持つ反面、製造コストが高い問題がある。

本研究では、構造の複雑化や高コスト化を伴わずにボーリング加工のびびり振動抑制を実現するため、Suzuki らの提案する異方性設計理論に基づくボーリング工具の設計法に注目する。この手法では、ボーリング工具にホーン形状と切り欠き形状を与えて異方性を持つ伝達特性を設計することで、ボーリング加工プロセスにおける動剛性を向上する[2-4]。しかし、この技術を実用化するには、工具の設計誤差がびびり振動の抑制効果に及ぼす影響の解明が課題とされている。そこで本章は、びびり振動を抑制する異方性防振ボーリング工具の設計理論について詳細な検討を実施する。まず、2.2 節において、ボーリング加工プロセスのモデル化とびびり振動の安定限界解析手法を説明する。2.3 節で、ボーリングプロセスにおける実質的な動剛性の無限大化を実現する異方性設計の基本的な考え方について説明する。2.4 節で、びびり振動を抑制する異方性防振ボーリング工具の基本的な設計指針を述べる。さらに、伝達特性の設計誤差がプロセスの安定化性能に及ぼす影響について解析的に明らかにする。2.5 節で、FEM を活用した工具設計法の提案と 2 種類の形状の設計事例について述べる。最後に 2.6 節に、本章で得られた結論を述べる。なお、本章で述べた内容の一部は[2-5]にまとめている。

2. 2 ボーリング加工のびびり振動安定限界解析モデル

ここでは、本章で用いるボーリング加工プロセスのモデルと、びびり振動の安定限界解析手法について説明する。ボーリング加工プロセスの模式図を図 2.1 に示す[2-6]。ボーリング加工では細長い工具ホルダにインサートを取り付け、回転軸に対して平行に送り運動を与えることで、内径加工を行う。本研究では、被削材が z 軸回りに回転し、ボーリング工具には相対的に z 軸方向に送り運動を与えることを前提とする。工具ホルダは細長く、その軸は z 軸に対して平行である。このため、工具ホルダは径方向 (x 軸方向および y 軸方向) の剛性が低下しやすいため、ボーリング工具は x, y 平面内で振動し、その他の機械構造は振動しないと仮定する。また、切削方向 (y 軸方向) の振動は本質的に切り厚変動には影響しないと考え、本研究では y 軸方向の振動が加工プロセスに与える影響を無視する。加工部の拡大図に示すように、半径方向の切込みを d_r 、1回転あたりの送りを c とする。被削材と接するインサート切れ刃稜線の z 軸方向投影幅を切削幅 b とする。また、被削材と接するインサート範囲のうち、1回転前の切れ刃稜線と被削材との接触領域の z 軸方向投影成分を再生幅 b_d とする。これらの幅は工具振動の影響を無視した見かけの寸法であり、加工条件と工具形状のみから計算することができる。

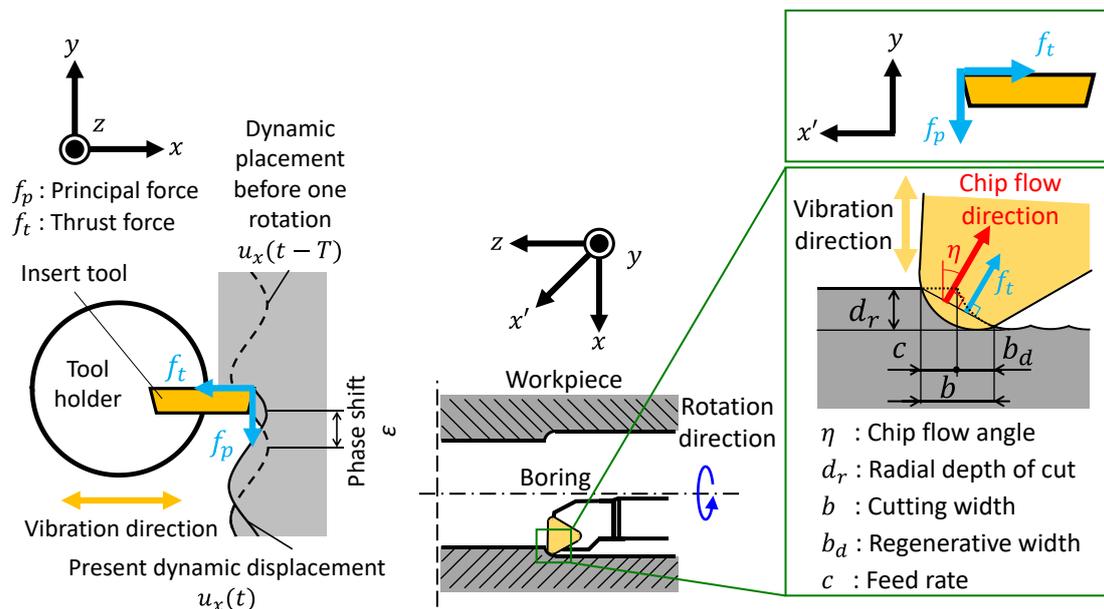


Fig. 2.1 Schematic illustration of the boring process with chatter vibration

次に、図 2.1 に示すプロセスを定式化する。時刻 t における x 軸方向の工具—被削材間の相対変位を $u_x(t)$ とする。主軸の1回転周期を T とすると1周期前の相対変位は $u_x(t-T)$ である。時刻 t の切削断面積の変動量 $\Delta s(t)$ は式(2.1)で表される。

$$\Delta s(t) = bu_x(t) - b_d u_x(t-T) \quad (2.1)$$

さらに、図 2.1 に示すように切りくずは Colwell 則[2-7]に従って被削材と接触するインサート切れ刃範囲の端を結ぶ線に対して垂直方向に流出すると考える。図に示すようにこの切りくず流出方向に平行な x' 軸を定義する。切削力は工具に対してこの切りくず流出方向 ($-x'$ 軸方向) および切削方向 ($-y$ 軸方向) に生じると仮定する。これに基づき、切削方向と切りくず流出方向で定義される 2 次元切削 ($x'y$ 平面) を考える。ただし、 $x'y$ 平面による工具の傾斜角の影響は無視する。2 次元切削における主分力成分を f_p 、背分力成分を f_t とし、各方向の比切削抵抗を K_p, K_t とする。半径切込み方向 (x 方向) の比切削抵抗を $K_f = K_t \cos \eta$ とする。ここで、 η は切りくず流出角である。時刻 t 時の x, y 方向の切削力のうち、振動変位に起因する力の変動成分 $\Delta \mathbf{F}$ は式(2.2)で表される[2-8]。なお、太字体の変数はベクトル量を表す。

$$\Delta \mathbf{F}(t) = \begin{Bmatrix} \Delta F_x(t) \\ \Delta F_y(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -K_t \cos \eta \Delta s(t) \\ -K_p \Delta s(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \\ K_r \cos \eta \end{Bmatrix} \Delta F_x(t) \quad (2.2)$$

$K_r (= K_t/K_p)$ は分力比である。ここでは、エッジフォースの影響は無視する[2-8]。これは、びびり振動が微小であると仮定すると切れ刃の接触範囲がほとんど変化しないため、エッジフォースが切削力変動に与える影響はほとんどないと考えられるためである。式(2.2)に式(2.1)を代入することで、式(2.3)が得られる。

$$\Delta \mathbf{F}(t) = \begin{Bmatrix} \Delta F_x(t) \\ \Delta F_y(t) \end{Bmatrix} = -K_t \cos \eta \begin{Bmatrix} 1 \\ 1/K_r \cos \eta \end{Bmatrix} (bu_x(t) - b_d u_x(t - T)) \quad (2.3)$$

次に、振動変位 \mathbf{u} を考える。ここで、びびり振動は単一の角周波数 ω_c で発生すると仮定する。びびり振動は必ずしも単一の周波数で発生するとは限らないが、単一の周波数を仮定した場合でも、その安定限界解析では大きな誤差は生じないことが知られている[2-8]。特に、加工条件が断続的に変化しない旋削系の加工を行う際には、単一の周波数でびびり振動が発生しやすく、後述する実証実験においてもその傾向を読み取ることができる。びびり振動の角周波数 ω_c を仮定すると、ボーリング工具の 2 自由度系における周波数伝達関数 $\mathbf{G}(i\omega_c)$ は、振動変位 $\mathbf{u}(i\omega_c)$ と切削力変動成分 $\Delta \mathbf{F}(i\omega_c)$ を用いて式(2.4)で表される。

$$\mathbf{u}(i\omega_c) = \begin{Bmatrix} u_x(i\omega_c) \\ u_y(i\omega_c) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{xx}(i\omega_c) & G_{xy}(i\omega_c) \\ G_{yx}(i\omega_c) & G_{yy}(i\omega_c) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta F_x(i\omega_c) \\ \Delta F_y(i\omega_c) \end{Bmatrix} \quad (2.4)$$

びびり振動に影響する振動方向は x 軸方向であることから、 x 軸方向の振動変位 $u_x(i\omega_c)$ に注目する。式(2.4)から、周波数領域での切込み方向の振動変位 $u_x(i\omega_c)$ は、切込み方向の力変動量 $\Delta F_x(i\omega_c)$ を用いて式(2.5)で表すことができる。

$$\begin{aligned}
u_x(i\omega_c) &= G_{xx}(i\omega_c)\Delta F_x(i\omega_c) + G_{xy}(i\omega_c)\Delta F_y(i\omega_c) \\
&= \left(G_{xx}(i\omega_c) + \frac{G_{xy}(i\omega_c)}{K_r \cos \eta} \right) \Delta F_x(i\omega_c) \quad (2.5)
\end{aligned}$$

これは、旋削プロセスにおける切削力変動と切込み方向変位の変動成分を関連づける実質的な運動方程式であり、 x 軸方向の状態量のみを用いて1自由度の運動方程式で表すことができる。すなわち、切削加工においては、主分力方向の力 F_x と背分力方向の力 F_y が独立して変化せずに、加工条件や物性に依存して一定の比を保つ性質がある。この特性を代表する変数を用いてモデル化することで、伝達関数の非対角項の関与を運動方程式に含めて、定式化することができる。この1自由度伝達関数を $\Phi_0(i\omega_c)$ として式(2.6)で表す。

$$\Phi_0(i\omega_c) = G_{xx}(i\omega_c) + \frac{G_{xy}(i\omega_c)}{K_r \cos \eta} \quad (2.6)$$

式(2.6)は、加工プロセスの影響を考慮した動特性が、機械構造の伝達関数の対角項 G_{xx} だけでなく非対角項 G_{xy} の影響も受けることを示唆している。すなわち、機械構造の異方性の影響を受けることを意味する。その影響は切削抵抗の分力比 K_r と切りくず流出角 η に依存する。式(2.5)および式(2.6)を式(2.3)に代入することで、式(2.7)および式(2.8)が得られる。

$$\Delta F_x(i\omega_c) = -K_t(b_d + c - b_d e^{-i\omega_c T})\Phi(i\omega_c)\Delta F_x(i\omega_c) \quad (2.7)$$

$$\Phi(i\omega_c) = \cos \eta \Phi_0(i\omega_c) = \cos \eta G_{xx}(i\omega_c) + \frac{G_{xy}(i\omega_c)}{K_r} \quad (2.8)$$

式(2.8)の $\Phi(i\omega_c)$ は旋削プロセスの、切りくず流出方向と分力比の影響を考慮した1自由度伝達関数であり、本研究では合成伝達関数と定義する[2-4, 2-9]。

ここで、 $\Delta F_x(i\omega_c)$ が非ゼロのときに式(2.7)が成立するには、次式を満たす必要がある。

$$1 + K_t(b_d + c - b_d e^{-i\omega_c T})\Phi(i\omega_c) = 0 \quad (2.9)$$

この切削プロセスの特性方程式を解くことで系の安定限界を得ることができる。なお、 $\Phi (= \cos \eta \Phi_0)$ は系を代表する実質的な動コンプライアンスであり、安定性評価の重要な指標となる。定式化したプロセスのブロック線図を図2.2に示す。

ここでは任意の加工条件に対応する安定性を定量的に評価するために、ゲイン余裕 g_m を導入して式(2.10)を解く[2-10]。

$$1 + g_m K_t(b_d + c - b_d e^{-i\omega_c T})\Phi(i\omega_c) = 0 \quad (2.10)$$

式(2.10)は次式のように変形することができる。

$$g_m = \frac{-1}{K_t(b_d + c - b_d e^{-i\omega_c T})\Phi(i\omega_c)} \quad (2.11)$$

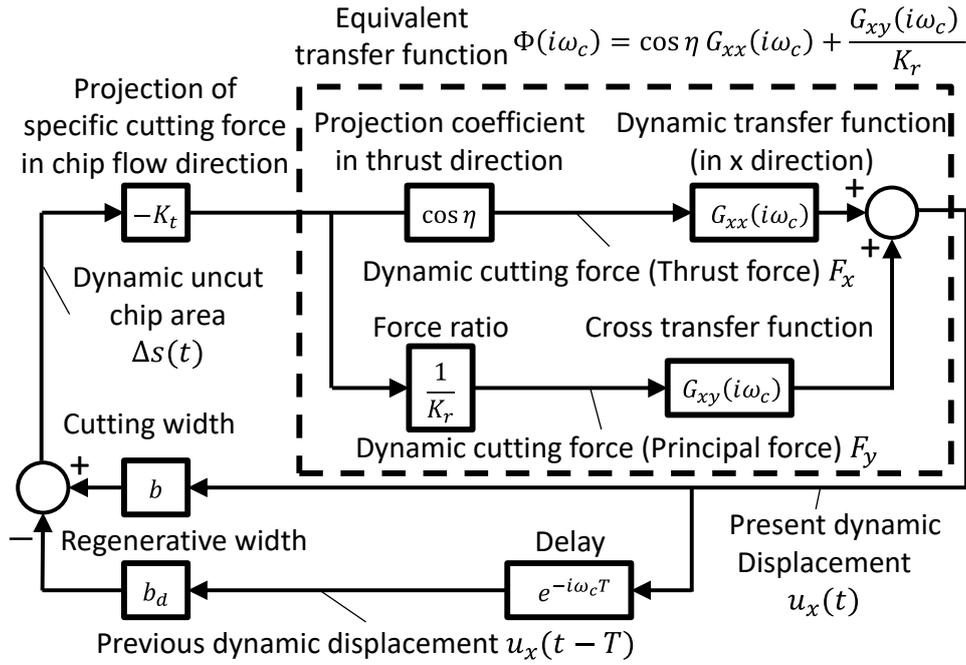


Fig. 2.2 Block diagram of the boring process with chatter vibration

図 2.2 に示すように、 g_m は一巡伝達関数のゲインであり、振動が成長もしくは減衰する条件においては正の実数となる。 $g_m > 1$ のとき安定、 $0 < g_m < 1$ のとき不安定、 $g_m = 1$ のとき安定限界を意味する。式(2.11)から得られる g_m は複素数であり、その虚部が $imag(g_m) = 0$ を満たす g_m の実部 $real(g_m)$ のうち、最も不安定となる正の最小値を求めればよい。インサート切れ刃の円弧領域が被削材に接すると仮定すると、図 2.1 から、再生幅 b_d はインサートのノーズ半径 R を用いて、式(2.12)より幾何学的に求めることができる。

$$b_d = \sqrt{2Rd_r - d_r^2} - \frac{c}{2} \quad (2.12)$$

同様に図 2.1 より、切りくず流出角 η は式(2.13)で近似して求めることができる。

$$\eta \approx \tan^{-1} \frac{d_r}{b} \quad (2.13)$$

また、主軸回転数 n (min^{-1}) より、インサート切れ刃通過周期 $T (= 60/n)$ を求めることができる。よって、初期条件として主軸回転数 n および切込み量 d_r を与え、びびり振動の周波数を系の固有振動数付近（例えば固有振動数の 95～110% の範囲）で走査することで、 $imag(g_m) = 0$ を満たす正の実数であるゲイン余裕 g_m を求めることができる。安定性解析の具体的な手順を示すフローチャートを図 2.3 に示す。

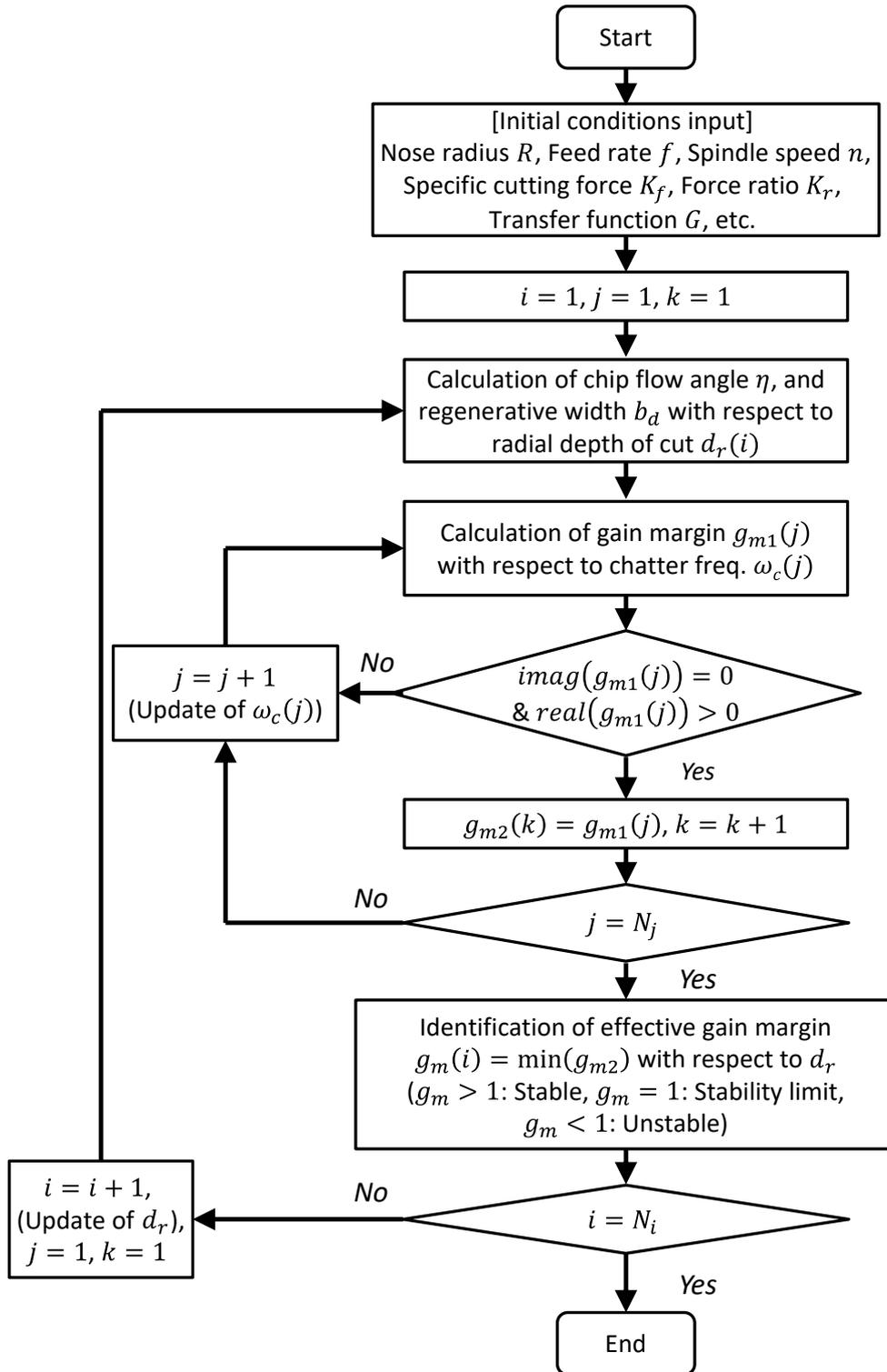


Fig. 2.3 Flowchart of the gain margin calculation for chatter stability analysis

2. 3 剛性無限大化を実現する異方性構造

本節では、加工系の動剛性の無限大化を実現する機械構造の異方性設計の概念[2-4]について概略を説明する。図 2.4 にびびり振動によって切り厚さが変動しながら切削加工する模式図を示す。切り厚さが変動することで、切削力が変動し、主分力・背分力が変動する。この切削力の変動により、工具側構造が加振されてびびり振動が発生する。このとき、2.2 節と同様に切削方向（ y 軸方向）の振動は本質的に切り厚さ変動には影響しないと考え、本研究ではその加工プロセスに対する影響を無視する。ここで、 x 軸方向の工具の変位変動と各方向の切削力変動の関係を図 2.5 に示す。背分力変動 ΔF_x によって生じる工具の x 軸方向の変位変動を u_{x1} 、その伝達関数を G_{xx} とする。また、主分力変動 ΔF_y によって生じる x 軸方向の工具の変動を u_{x2} 、その伝達関数を G_{xy} とする。この $u_{x1}(=G_{xx}F_x)$ と $u_{x2}(=G_{xy}F_y)$ の和がゼロであれば、工具の振動が生じないことを意味する。 u_{x1} と u_{x2} の和は式(2.5)で示したびびり振動の角周波数 ω_c の x 軸方向の振動変位 u_x と等しい。すなわち、式(2.6)で示した 1 自由度関数 Φ_0 がゼロであれば背分力の変動 ΔF_x に依らず x 軸方向の振動変位 u_x はゼロとなる。

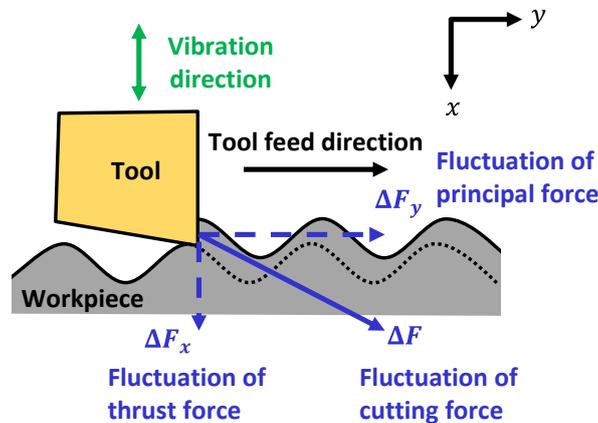
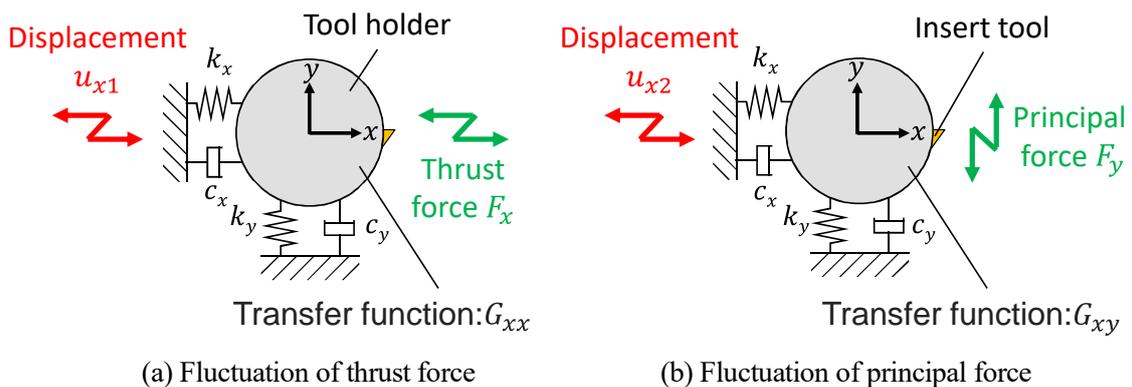


Fig. 2.4 Fluctuation directions of displacement and cutting forces during cutting



(a) Fluctuation of thrust force

(b) Fluctuation of principal force

Fig. 2.5 Displacement of tool holder in the X-axis direction due to fluctuations of cutting forces

式(2.6)で示したように、切削プロセスの1自由度関数 Φ_0 は機械構造の伝達関数の対角項成分だけでなく、非対角項成分と分力比および切りくず流出角の影響を受ける。これは、逆に機械構造の伝達関数の非対角項成分や分力比および切りくず流出角を適切に設計することで、実質的なコンプライアンスを低減し得ることを示唆している。すなわち、機械構造の伝達関数の対角項成分を単に高剛性化することは技術的に困難だが、非対角成分の異方性を利用して、切込み方向振動に与える各切削力方向成分の影響を相殺することにより、実質的な切削プロセスの伝達特性を高剛性化することはできると考える。式(2.6)より非対角成分を利用することで高剛性化を実現することができれば、びびり振動の安定限界を向上することができるはずである。

以上の方法により、1自由度関数 Φ_0 がゼロ、すなわち式(2.8)より合成伝達関数 Φ がゼロとなるように調整することができれば、理論的には切削プロセスにおける実質的な動剛性を無限大化することも不可能ではない。

2. 4 システム剛性の無限大化を実現する異方性設計理論

前節で説明した剛性無限大化を実現する異方性構造の仕組みを踏まえて、ここでは、加工系の動剛性の無限大化を実現するための異方性伝達特性の基本的な設計指針を説明する。その後、設計パラメータ誤差の影響を解析的に検討する。先行研究において、Suzukiらは直交する2軸方向の伝達関数のコンプライアンス比を1からずらし、さらに座標系を回転させることで、任意の異方性を設計する手法を提案している[2-4]。ここで、直交する pq 座標系において、次式で表されるように対角化された2自由度伝達関数を考える。

$${}^{pq}\mathbf{G}(s) = \begin{bmatrix} G_{pp}(s) & G_{pq}(s) \\ G_{qp}(s) & G_{qq}(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\omega_{np}^2/k_p}{s^2 + 2\zeta_p\omega_{np}s + \omega_{np}^2} & 0 \\ 0 & \frac{\omega_{nq}^2/k_q}{s^2 + 2\zeta_q\omega_{nq}s + \omega_{nq}^2} \end{bmatrix} \quad (2.14)$$

ω_n, ζ, k はモーダルパラメータの各方向成分であり、固有振動数、減衰比、ばね剛性を示す。ここでは、 ω_n, ζ は各方向で同一の値($\omega_{np} = \omega_{nq}, \zeta_p = \zeta_q$)であり、 k は異なる値($k_p \neq k_q$)であると仮定する。すなわち、 p 方向と q 方向の伝達関数においては固有振動数とQ値が一致し、周波数に依らずに一定の比 $G_{qq}(s)/G_{pp}(s) = k_p/k_q$ を示す。

次に、図 2.6 に示すように、 pq 座標系を θ 回転した xy 座標系(プロセス座標系)を考える。 xy 座標系における機械構造の伝達関数 ${}^{xy}\mathbf{G}(s)$ は式(2.15)で得られる。

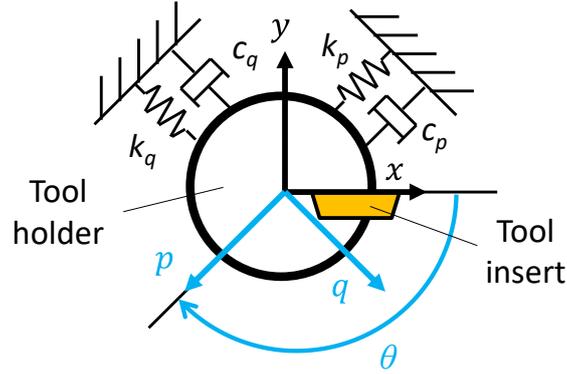


Fig. 2.6 Relative relationship between the xy coordinate system and pq coordinate system

$${}^{xy}\mathbf{G}(s) = \begin{bmatrix} G_{xx} & G_{xy} \\ G_{yx} & G_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta & -\sin \theta \\ \sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} G_{pp} & G_{pq} \\ G_{qp} & G_{qq} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos \theta & -\sin \theta \\ \sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix} \quad (2.15)$$

pq 座標系の伝達関数 ${}^{pq}\mathbf{G}(s)$ の非対角項はゼロであることを仮定すると、次式が得られる。

$$\begin{bmatrix} G_{xx} & G_{xy} \\ G_{yx} & G_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos^2 \theta G_{pp} + \sin^2 \theta G_{qq} & -\sin \theta \cos \theta (G_{pp} - G_{qq}) \\ -\sin \theta \cos \theta (G_{pp} - G_{qq}) & \sin^2 \theta G_{pp} + \cos^2 \theta G_{qq} \end{bmatrix} \quad (2.16)$$

すなわち、 xy 座標系の対角項成分 G_{xx} 及び非対角項成分 G_{xy} は、 pq 座標系での対角成分 G_{pp}, G_{qq} を重み付け合成により構成され、回転角 θ に応じて各成分の重みを調整することができる。この特性を利用して、式(2.8)に示す合成伝達関数 Φ がゼロとなるように調整することができれば、切削プロセスとして実質的な動剛性を理論的には無限大化することができる。合成伝達関数 Φ がゼロとなるように調整するには、 pq 座標系の伝達関数 ${}^{pq}\mathbf{G}(s)$ の対角成分 G_{pp}, G_{qq} がお互いに相似関係にあり、それぞれが相殺する適切な比を調整しなければならない。ここでいう相似とは、任意の周波数に対して周波数伝達関数が一定の比 $G_{qq}(s)/G_{pp}(s) = \text{const}$ を保つことを意味する。合成伝達関数 Φ がゼロとなるように調整できる場合、 G_{xx} と G_{xy} の理想的な比は、式(2.6)から分力比 K_r と切りくず流出角 η を用いて次式で表される。

$$\frac{G_{xy}(i\omega_c)}{G_{xx}(i\omega_c)} = -K_r \cos \eta \quad (2.17)$$

ここで、 xy 座標系の周波数伝達関数の回転角 θ に依存して合成伝達関数 Φ がゼロになることを説明する。まず式(2.16)に基づき、 xy 座標系の周波数伝達関数の回転角 θ 依存性を評価した結果を図 2.7 に示す。この図は、式(2.8)より求めた合成伝達関数を合わせて示している。図 2.7 の右側横軸は周波数、左側横軸は xy 座標系の周波数伝達関数の回転角 θ 、各縦軸は各伝達関数のコンプライアンスを示す。ここでは、各種パラメータを $k_p = 2k_q = 2 \times 10^7$ N/m, $\omega_{np} = \omega_{nq} = 2\pi \times 10^3$ rad/s, $\zeta_p = \zeta_q = 0.03$, $K_r = 0.6$, $\cos \eta = 0.6$ とした。すなわち、 pq 座標系として、固有振動数と減衰比は同一であり、コンプライアンス比 $|G_{qq}|/|G_{pp}|$ は2とした。

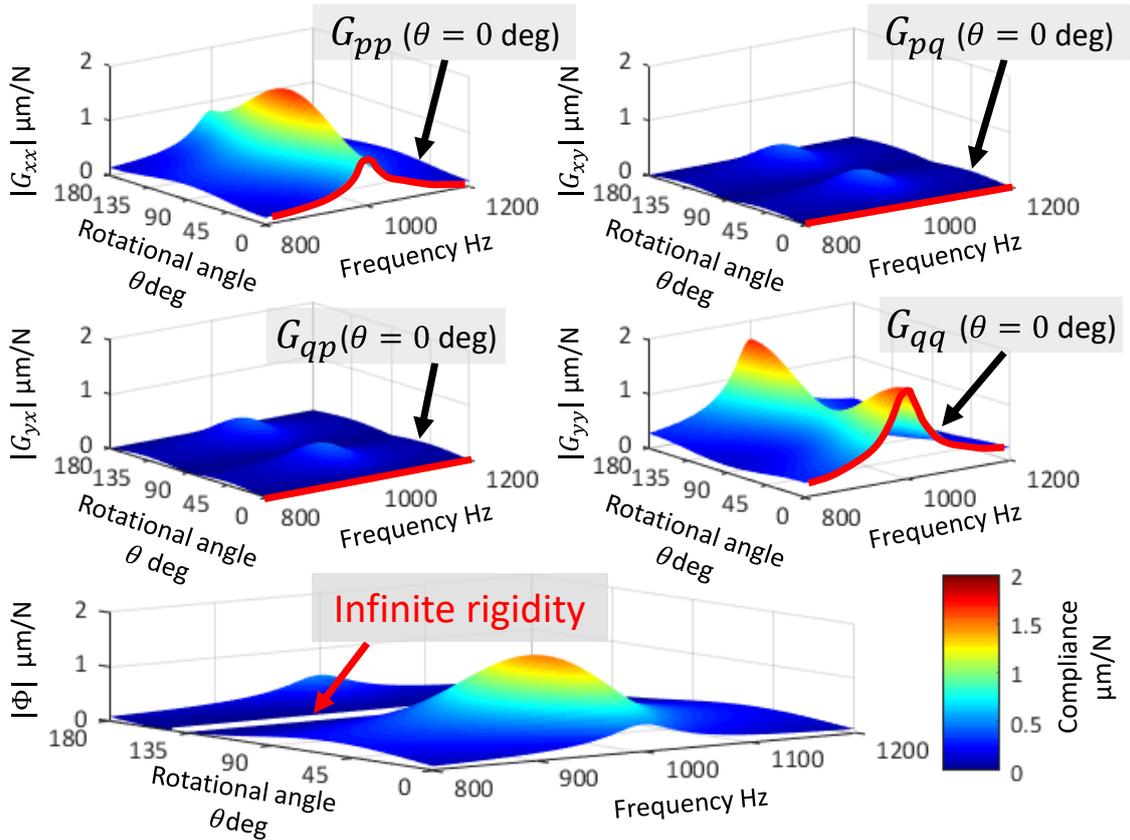


Fig. 2.7 Influence of rotational angle θ on compliance components in the xy coordinate system

回転角 $\theta = 0 \text{ deg}$ のとき、赤線で示すように $G_{xx} = G_{pp}$, $G_{yy} = G_{qq}$ となり、非対角項 G_{xy} , G_{yx} は $0 \text{ } \mu\text{m/N}$ である。図から、回転角 θ に依存して、各成分のコンプライアンスが変化することが分かる。その結果、式(2.8)に示す合成伝達関数 Φ も大きく変動しており、条件によっては合成伝達関数 Φ がゼロ（白線）となり、回転角 θ に依存して共振のピークが減少する角度が存在することが分かる。

ここで、各種パラメータが理想的な設計値から誤差を持つ場合の影響を分析するため、各種パラメータを仮定して合成伝達関数 $\Phi(i\omega_c)$ を計算し、そのコンプライアンスが低減する効果について分析した。主要なパラメータとして、座標系の回転角 θ 、と切りくず流出角 η 、 pq 座標系のコンプライアンス比 $|G_{qq}|/|G_{pp}|$ 、共振周波数のずれ $f_{nq} - f_{np}$ 、分力比 K_r 、減衰比の比率 ζ_q/ζ_p を評価した。以下に詳細を述べる。

まずコンプライアンス比 $|G_{qq}|/|G_{pp}|$ を 2 とし、 xy 座標系の周波数伝達関数の回転角 θ と $\cos \eta$ の影響を評価した結果を図 2.8 に示す。図 2.8 の横軸は xy 座標系の周波数伝達関数の回転角 θ 、縦軸は $\cos \eta$ を示す。ここではびびり振動の安定性の指標として、合成伝達関数の最大負実部 $\max(-\Phi_{re}(i\omega_c))$ を評価した。 $\Phi_{re}(i\omega_c)$ は $\text{real}(\Phi(i\omega_c))$ を意味する。びびり振動の安定限界は最大負実部に直接的に依存するため、最大負実部が小さいほど系が安定化することが知られている[2-8]。すなわち、合成伝達関数の最大負実部 $\max(-\Phi_{re}(i\omega_c))$ は系

の安定性を表していると考えられる。なお、分力比 K_r は工具—被削材間の摩擦特性や工具のすくい角に依存する係数であり、経験的に0.2~1.0の値となることが多いと考え、ここでは $K_r = 0.6$ とした。図2.8より、座標系の回転角 θ と $\cos \eta$ が変化することで、最大負実部が大きく変化することが分かる。特に、白い破線で描く回転角 $\theta = 148 \text{ deg}$ に注目すると、 $\cos \eta = 0.6$ 付近の広い範囲で最大負実部がゼロに近づき、安定化することが分かる。切りくず流出角 η は切削条件に依存するが $0 \leq \cos \eta \leq 1$ となる。このため、提案手法によって安定性を向上し得る可能性があり、適切な回転角 θ は148 deg 付近であることが分かる。逆に回転角 $\theta = 60 \text{ deg}$ 付近のように条件が不適切な場合、その他の回転角度条件と比較して最大負実部 $\max(-\Phi_{re}(i\omega_c))$ が増加してしまい、かえって逆効果となる可能性もある。

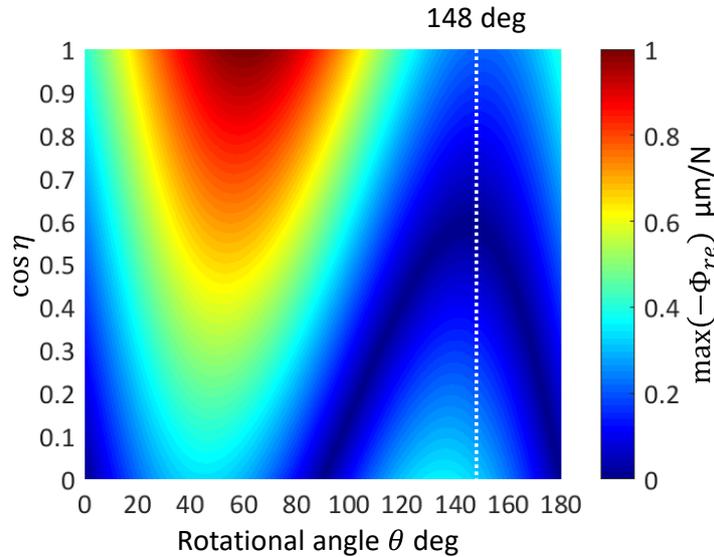


Fig. 2.8 Influence of rotational angle θ and $\cos \eta$ on $\max(-\Phi_{real}(i\omega))$
 $(k_p = 2k_q = 2 \times 10^7 \text{ N/m}, \omega_{np} = \omega_{nq} = 2\pi \times 10^3 \text{ rad/s}, \zeta_p = \zeta_q = 0.03, K_r = 0.6)$

次に、回転角 θ を148 deg に固定し、合成伝達関数 $\Phi(i\omega_c)$ に対するコンプライアンス比 $|G_{qq}|/|G_{pp}|$ の影響について評価を行った結果を図2.9に示す。横軸は pq 座標系のコンプライアンス比 $|G_{qq}|/|G_{pp}|$ 、縦軸は $\cos \eta$ を示す。図から、コンプライアンス比 $|G_{qq}|/|G_{pp}|$ が1以上3以下の領域では合成伝達関数の最大負実部 $\max(-\Phi_{re}(i\omega_c))$ がゼロとなる $\cos \eta$ が存在することが分かる。合成伝達関数の最大負実部 $\max(-\Phi_{re}(i\omega_c))$ がゼロとなる条件は式(2.16)と式(2.17)から、次式で表すことができる。

$$\frac{|G_{qq}|}{|G_{pp}|} = -\frac{K_r \cos \eta \cos^2 \theta - \sin \theta \cos \theta}{K_r \cos \eta \sin^2 \theta + \sin \theta \cos \theta} \quad (2.18)$$

切りくず流出角 η は、工具形状と加工条件に依存して変化する。例えば、ノーズ半径が大きく半径方向切込みが小さい条件では切りくず流出角 η が0 deg に近づき、逆の場合は90 deg

に近づく。すなわち、切りくず流出角 η は作業者が自らの意思である程度調整することができるパラメータである。このため、構造物のコンプライアンス比 $|G_{qq}|/|G_{pp}|$ に対応して、安定性が向上する切りくず流出角 η となるように条件を選択すれば良いことが分かる。また、図 2.9 より、切り込み量が 0~0.5 mm 程度の仕上げ加工などで半径方向切込みが小さい条件を対象とする場合、 $\cos \eta$ は 1 に近い値をとるため、図 2.9 に示すケーススタディではコンプライアンス比 $|G_{qq}|/|G_{pp}|$ が 2.5~3 付近となるように設計するのが望ましいことが分かる。

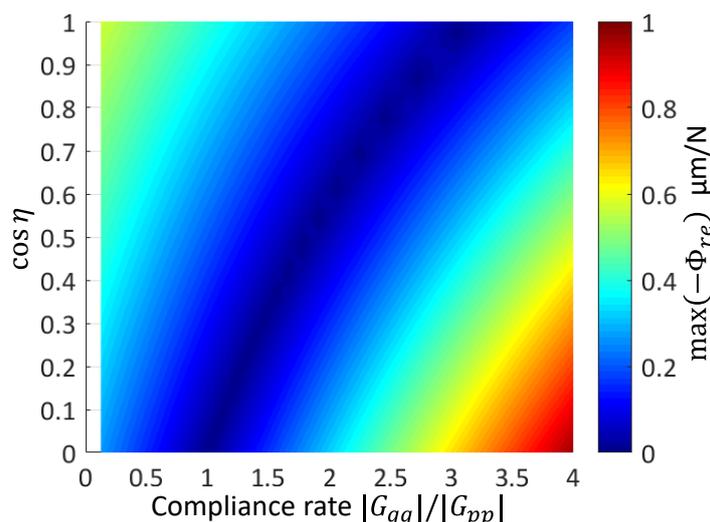


Fig. 2.9 Influence of compliance ratio and $\cos \eta$ on $\max(-\Phi_{real}(i\omega))$
 $(k_p = 2 \times 10^7 \text{ N/m}, \omega_{np} = \omega_{nq} = 2\pi \times 10^3 \text{ rad/s}, \zeta_p = \zeta_q = 0.03, \theta = 148 \text{ deg}, K_r = 0.6)$

次に、 pq 軸方向の共振周波数のずれによる合成伝達関数 $\Phi(i\omega_c)$ の影響を考える。実際に工具を製作すると、寸法誤差などの影響により共振周波数にずれが生じてしまうことが想像できる。このため、共振周波数のずれに対するロバスト設計が要求される。回転角 θ を 148 deg, コンプライアンス比 $\max(|G_{qq}|)/\max(|G_{pp}|)$ を 2 に固定し、 pq 座標系の共振周波数のずれ $f_{nq} - f_{np}$ の影響を評価した結果を図 2.10 に示す。横軸は pq 座標系の共振周波数のずれ $f_{nq} - f_{np}$, 縦軸に $\cos \eta$ を示す。図から共振周波数のずれが 0 Hz のときに最も最大負実部が減少することが分かる。また、共振周波数のずれに対して最大負実部が非対称に変化し、 f_{nq} に対して f_{np} が大きい方が高い安定性が得られることが分かる。特に、 $\cos \eta = 0.6$ 付近で効果が高いことが分かる。

前述した解析結果より、 f_{nq} に対して f_{np} が大きい方が高い安定性が得られる。この非対称性の原因を解明するため、共振周波数のずれを $f_{nq} - f_{np} = \pm 20 \text{ Hz}$ と仮定した時の周波数伝達関数の比較を行った。 G_{pp}, G_{qq} の絶対値および G_{xx}, G_{xy}, Φ の実部の変化を図 2.11 に示

す。また図 2.11(a), (b)の右図の赤丸は合成伝達関数の最大負実部 $\max(-\Phi_{re}(i\omega_c))$ を示している。図 2.11(a), (b)共に、共振周波数のずれ $f_{nq} - f_{np}$ に依存して、周波数伝達関数の実部 $real(G_{xx})$ と $real(G_{xy})$ の曲線が共振点付近で相対的にシフトしていることが分かる。その結果、 $real(\Phi)$ の曲線の形状にも変化が生じる。特に、図 2.11(a)では $f_{np} \leq f_c \leq f_{nq}$ 、図 2.11(b)では $f_{nq} \leq f_c \leq f_{np}$ を満たす周波数 f_c の範囲において、変化が突出して大きくなる。図 2.11(a), (b)の右図より、 f_{np} と f_{nq} の大小関係によって、 $real(\Phi)$ の変化の方向が反転しており、図 2.11(a)の右図から $f_{np} \leq f_{nq}$ のとき、最大負実部が急激に増加してびびり振動に対する系の剛性が低下することが分かる。一方、図 2.11(b)の右図から、 $f_{np} \geq f_{nq}$ のときには、最大負実部の急激な変動は最大負実部に影響を与えていない。このことから、ホルダを製作する場合、 f_{nq} に対して f_{np} がわずかに大きくなるようにホルダを製作するのが良いと考える。ただし、共振周波数のずれは少なくとも半値幅（ここでは 60 Hz）以下となる程度に小さい必要がある。

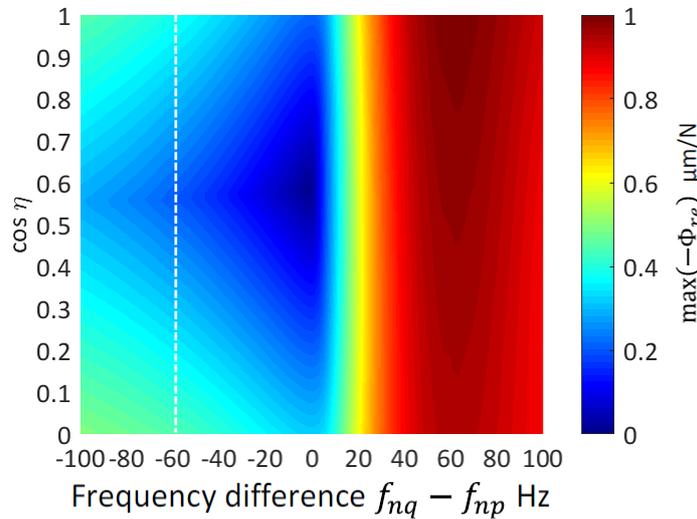


Fig. 2.10 Influence of frequency difference $f_{nq} - f_{np}$ and $\cos \eta$ on $\max(-\Phi_{real}(i\omega))$.
 ($k_p = 2k_q = 2 \times 10^7$ N/m, $\omega_{np} = 2\pi \times 10^3$ rad/s, $\zeta_p = \zeta_q = 0.03$, $\theta = 148$ deg,
 $K_r = 0.6$)

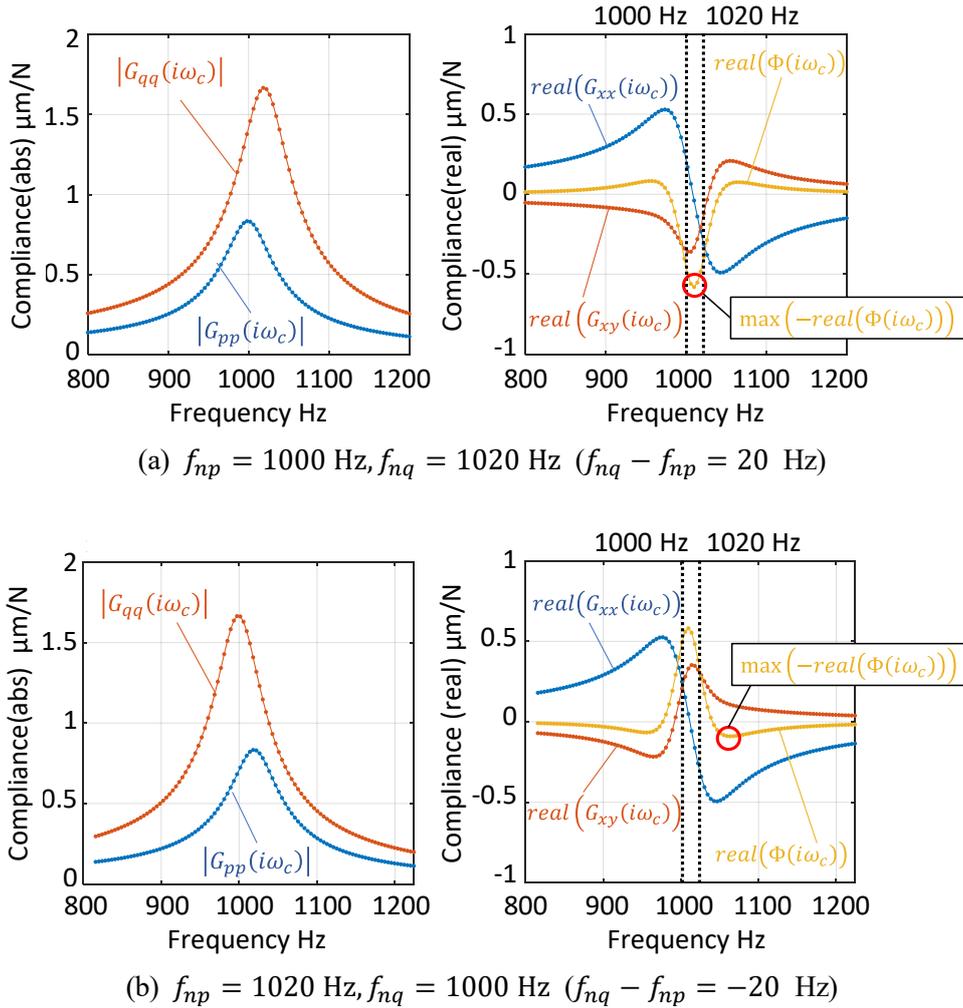


Fig. 2.11 Frequency response functions with inconsistent natural frequencies of f_{np} and f_{nq}

次に、回転角 θ を 148 deg, コンプライアンス比 $|G_{qq}|/|G_{pp}|$ を 2, 共振周波数のずれ $f_{nq} - f_{np}$ をゼロに固定し, 最大負実部に対する切りくず流出角 η と分力比 K_r の影響を評価した結果を図 2.12 に示す. 図 2.12 の横軸は分力比 K_r , 縦軸に切りくず流出角 η を示す. その結果, 分力比 K_r が 0.35 以上の領域で, 最大負実部がゼロとなる切りくず流出角 η が存在することが分かる. この関係は式(2.18)を変形して, 次式により表される. この等式を満たす場合に, 合成伝達関数の最大負実部がゼロとなり, 動剛性が無限大化する.

$$K_r \cos \eta = \frac{\sin \theta \cos \theta \left(1 - \frac{|G_{qq}|}{|G_{pp}|} \right)}{\frac{|G_{qq}|}{|G_{pp}|} \sin^2 \theta + \cos^2 \theta} \quad (2.19)$$

図 2.12 より分力比 K_r が 0.3~0.4 と小さいとき, 切りくず流出角 η が小さい浅切込み条件では安定化し得ると考えられる. 一方, 図より分力比 K_r が大きい場合には, 切りくず流出角 η が 60~70 deg と大きい条件で安定化するため, 切込み量 d_r も大きく取ることができる

考えられる。すなわち、分力比 K_r によって適切な切り込み量 d_r が変化することから、対象とするプロセスの分力比 K_r に合わせて、加工条件もしくはコンプライアンス比 $|G_{qq}|/|G_{pp}|$ を設計すればよい。

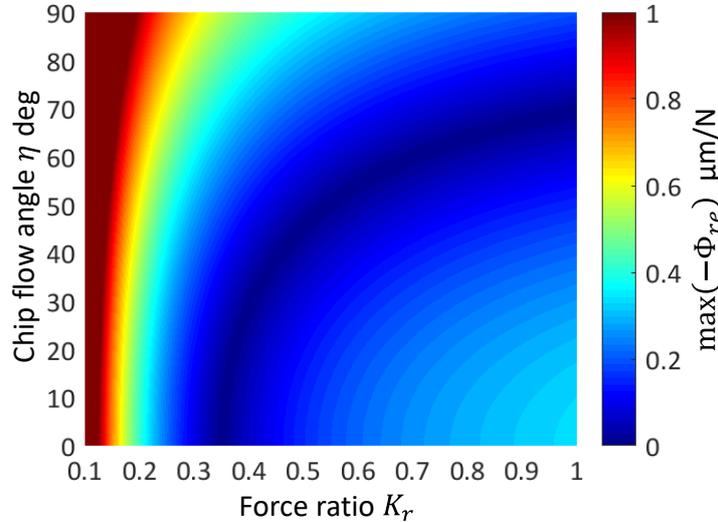


Fig. 2.12 Influence of force ratio K_r and chip flow angle η on $\max(-\Phi_{real}(i\omega))$
 $(k_p = 2k_q = 2 \times 10^7 \text{ N/m}, \omega_p = \omega_q = 2\pi \times 10^3 \text{ rad/s}, \zeta_p = \zeta_q = 0.03, \theta = 148 \text{ deg})$

次に、回転角 θ を 148 deg, 最大コンプライアンス比 $|G_{qq}|/|G_{pp}|$ を 2, 共振周波数のずれ $f_{nq} - f_{np}$ をゼロに固定し、減衰比の比率 ζ_q/ζ_p の誤差の影響を評価した結果を図 2.13 に示す。横軸は減衰比の比率 ζ_q/ζ_p , 縦軸に $\cos \eta$ を示す。まず減衰比の比率 ζ_q/ζ_p が 1 のとき, 式(2.14)より pq 座標系の周波数伝達関数 G_{pp}, G_{qq} は完全に相似となるが, 比率が異なると半値幅が一致しなくなるため, 共振付近で周波数伝達関数 G_{pp}, G_{qq} の相似性が崩れ, 安定性が低下する。このことは図 2.13 より, $\cos \eta = 0.6, \zeta_q/\zeta_p = 1$ のとき, 最大負実部がゼロとなり, 最も安定性が向上することからも確認できる。一方で ζ_q/ζ_p が 1 から増減すると, 最大負実部がゼロではなくなり, 安定性が低下することが分かる。ただし, $\zeta_q/\zeta_p=0.5$ と $\zeta_q/\zeta_p=2$ では最大負実部に違いが見られないことから, 安定性に与える影響について方向依存性はないことが分かる。

以上より、回転角 θ を 148 deg に固定し、実際の加工プロセスの分力比 K_r および切りくず流出角 η に応じてコンプライアンス比 $|G_{qq}|/|G_{pp}|$ を適切に設計することで、比較的ロバストに効果を得ることができると考える。また、 pq 座標系の対角成分の相似性は重要であり、特に共振周波数のずれ $f_{np} - f_{nq}$ と減衰比の比率 ζ_q/ζ_p は、対角成分の相似性を劣化させて動剛性の向上を妨げる可能性がある。

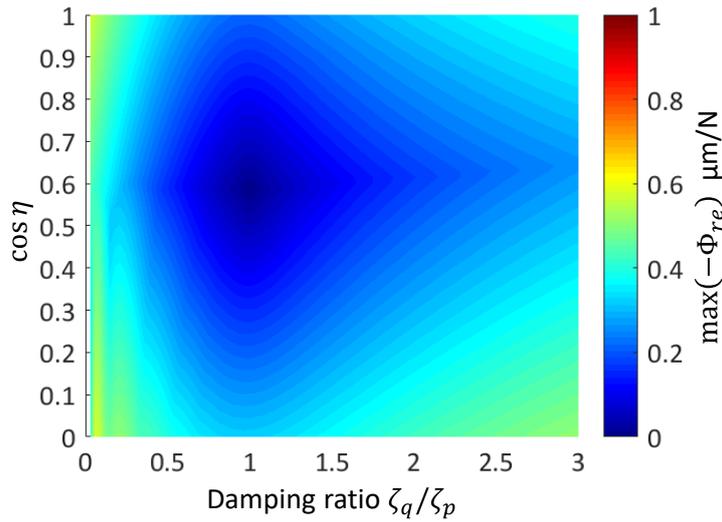


Fig. 2.13 Influence of damping ratio ζ_q/ζ_p and $\cos \eta$ on $\max(-\Phi_{re}(i\omega))$
 $(2|G_{pp}| = |G_{qq}| = 1.067 \times 10^{-6} \text{ m/N}, \omega_p = \omega_q = 2\pi \times 10^3 \text{ rad/s}, \zeta_p = 0.03 \theta = 148 \text{ deg},$
 $K_r = 0.6)$

2. 5 FEM を活用した工具設計法の提案と解析事例

前節では、動剛性無限大を実現する理想的な異方性伝達特性の要件として、 pq 座標系のコンプライアンス比の設定と相似性が重要であることについて説明した。これを基に、2.5.1項では、FEM を活用して所望の伝達特性の設計要件を満たすボーリング工具構造を設計する手法を説明する。2.5.2項では、提案する設計手法に基づき設計した $L/D=4$ のボーリング工具について、びびり安定性と切削条件の関係について考察する。2.5.3項では $L/D=10$ のボーリング工具について同様の考察を実施する。

2. 5. 1 ボーリング工具の設計概念

基本的なボーリング工具の設計手法の概念を図 2.14 に示す。図 2.14(a)に示すように、ボーリング工具は丸棒形状の先端にインサートを取り付け、根元を把持して用いる。丸棒であれば軸対称構造のため、曲げ方向の動特性は等方性を示す。本研究では、ホーン形状によるコンプライアンス拡大効果[2-11]を利用して異方性動剛性を設計する。図 2.14(b)に示すように、丸棒にテーパホーンを設けることで自由端側の質量と剛性が低下し、薄肉方向 (q 方向) の振動振幅は拡大される。一方で、厚肉方向 (p 方向) では振動振幅の拡大効果は小さい。これを利用することで、 pq 座標系でのコンプライアンス比 $|G_{qq}|/|G_{pp}|$ を調整する。同時に、ホーン構造により自由端側の慣性が減少することで固有振動数が増加する。これにより、剛性の高い p 方向の固有振動数が q 方向と比較してやや高くなり、固有振動数の差が生じる。一方で、 p, q 方向の各伝達特性の相似性を向上するには p 方向と q 方向の固

有振動数が一致する必要がある。そこで、この振動数差を補正するため、ボーリング工具の根元付近で、 p 方向に小さな切り欠きを与える。この切り欠きによる剛性の低下を利用して、固有振動数が一致するように微調整を行う。

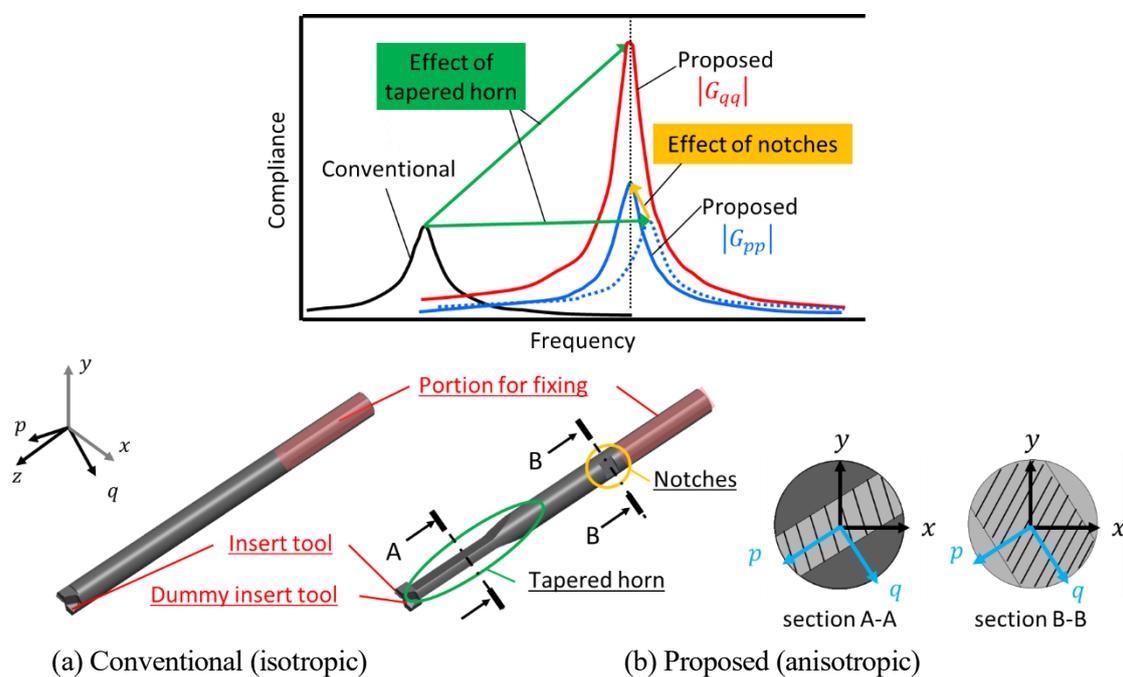


Fig. 2.14 Design method of the bending mode with anisotropy in the orthogonal directions.

これまでに述べた設計方針に基づき、汎用 FEM 解析ソフト (ANSYS™) を利用して、形状設計を実施した。ここでは、 L/D (工具の突き出し量/ホルダ直径) が 4 および 10 となるように設計した。設計した $L/D=4$ のモデルを図 2.15、設計した $L/D=10$ のモデルを図 2.16 および表 2.1 に示す。モデルの形状は $\phi 25$ のボーリング工具で突き出し長さ 100 mm ($L/D=4$) および長さ 250 mm ($L/D=10$) とした。最初に、モーダル解析により pq 座標系の固有振動数差 $\omega_{nq} - \omega_{np}$ がゼロとなる幾何形状を探索して求めた。次に、周波数応答解析によって周波数伝達関数を推定し、コンプライアンス比 $|G_{qq}|/|G_{pp}|$ と相似性を確認した。ここでは、レイリー減衰を仮定し、 Q 値が概ね 50 となるように係数を調整して設定した。この減衰は経験に基づく推測値であって、実際の特性和一致することを保証するわけではないことに注意が必要である。また、振動モードに対する工具固定部の影響も考慮するため、図 2.17 に示すように固定治具についてもモデル化を行った。このモデル化した固定治具は p 方向と q 方向で支持部の剛性が極力変更しないよう、剛性を高めた設計を行っている。また、 $L/D=4$ の治具にはスペーサを使用している。比較のため、 $L/D=4$ では等方性の汎用工具として、市販製品を模擬した汎用ボーリング工具 (S25S-CTFPL16) をモデル化した。 $L/D=10$ は、同じ L/D の市販製品を模擬した 2 枚刃の汎用ボーリング工具をモデル化した。そして、各ホルダに対して周波数伝達関数の解析を行った。得られた周波数伝達関数から、

各モデルのQ値, p 方向の共振周波数 f_{np} , p 方向の最大コンプライアンス $\max(|G_{pp}|)$, pq 方向に対する共振周波数のずれ $f_{nq} - f_{np}$, 最大コンプライアンス比 $\max(|G_{qq}|) / \max(|G_{pp}|)$ を求めた. 解析で用いた材料物性値を表 2.2, 解析条件を表 2.3, 解析結果を表 2.4 にまとめる. 以降に設計の詳細を示す.

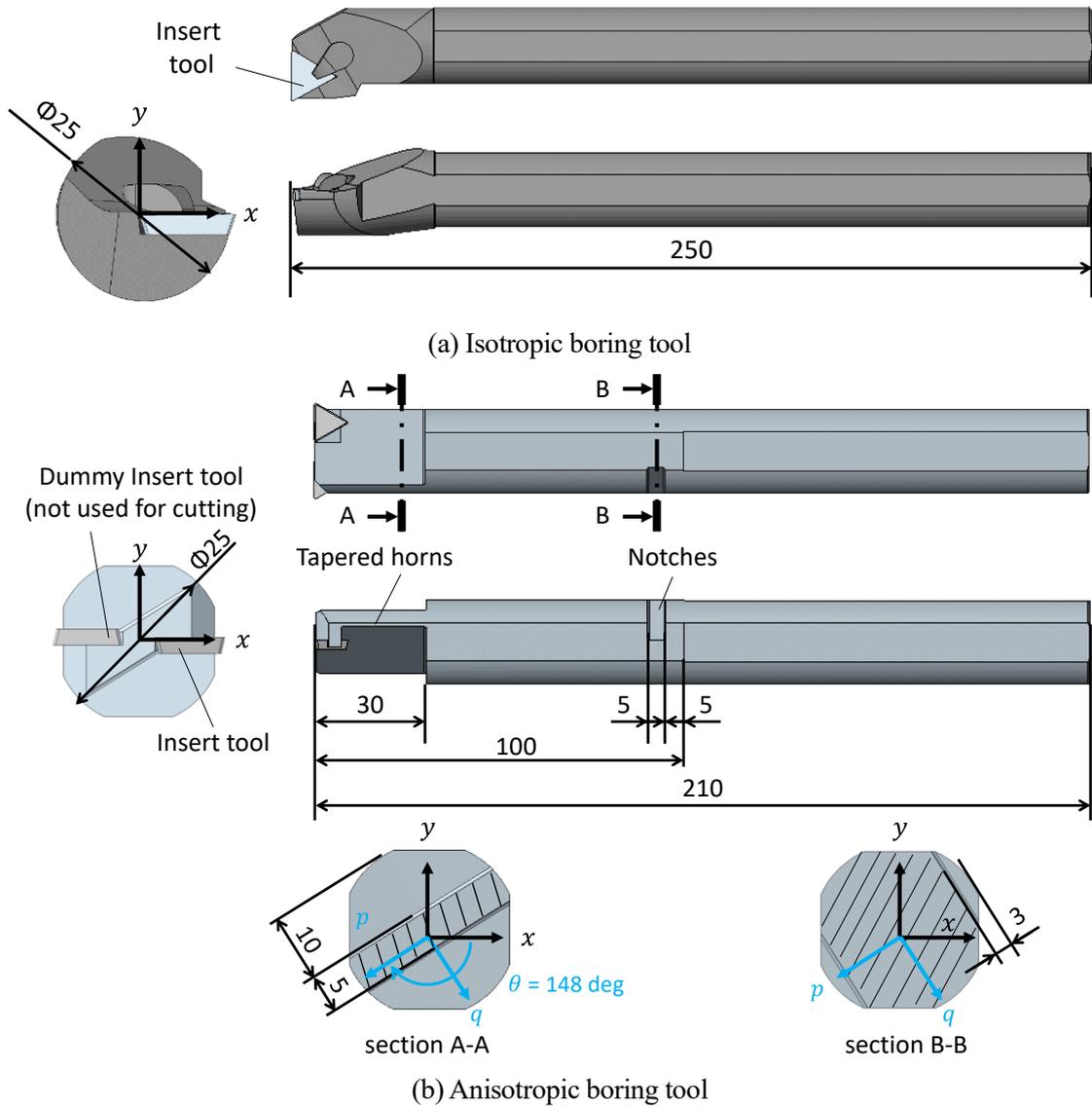


Fig. 2.15 Dimensions of isotropic and anisotropic tools (L/D=4)

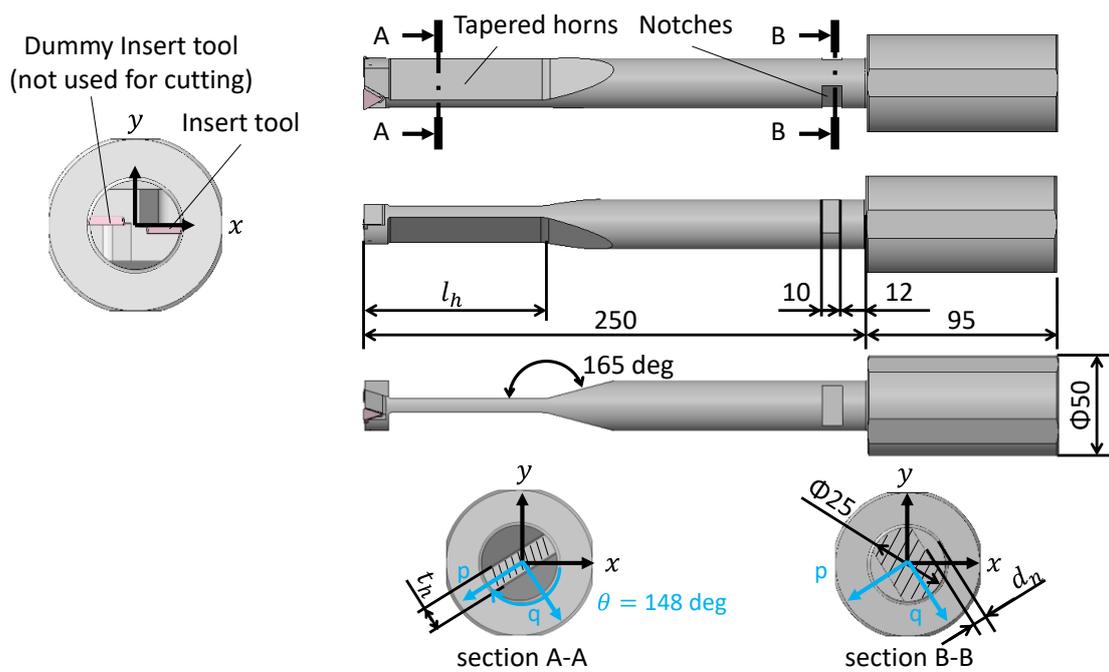


Fig. 2.16 Dimensions of isotropic and anisotropic tools (L/D=10)

Table 2.1 Dimensions of the designed boring tools (L/D=10)

L/D	Structural dynamics	Model	Notch depth d_n mm	Notch Width w_n mm	Horn thickness t_h mm	Horn length l_h mm
10	Isotropic	I10	0	0	-	0
	Anisotropic	A10-1	5	10	6.8	89
		A10-2			8.8	107
		A10-3			8.8	132.8
		A10-4			6.8	89

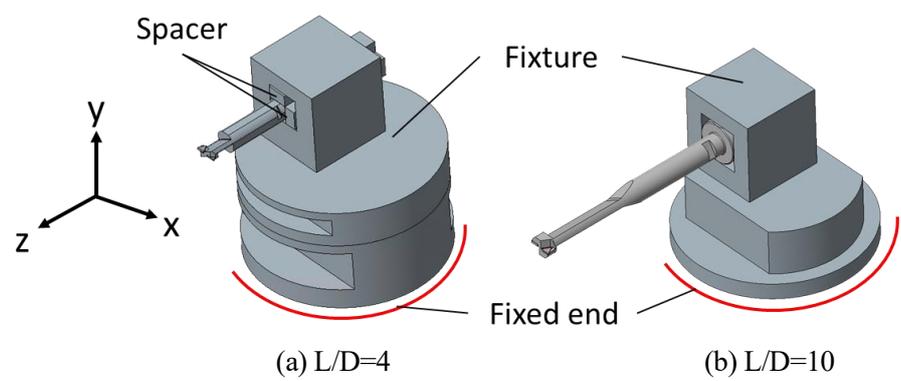


Fig. 2.17 Analysis models with fixtures

Table 2.2 Materials properties of analytical model

L/D	Material	Young's modulus GPa	Poisson's ratio	Density Kg/m ³
4	Steel	193	0.29	7.97
	Cemented carbide	490	0.22	12.6
10	Steel	200	0.3	7.85
	Cemented carbide	580	0.21	14.5

Table 2.3 Analytical conditions

Coefficient of friction		0.04
Frequency resolution	Hz	0.5

Table 2.4 Summary of frequency characteristics of the designed boring tools

L/D	Structural dynamics	Model	Quality factor Q	Natural frequency in p axis f_{np} Hz	Maximum compliance in p axis $\max(G_{pp})$ $\mu\text{m/N}$	Natural frequency difference $f_{nq} - f_{np}$ Hz	Compliance ratio $\frac{\max(G_{qq})}{\max(G_{pp})}$
4	Isotropic	I4	47	1471	6.6	-18.1	0.93
	Anisotropic	A4	52	1813	6.4	-3.4	1.37
	Isotropic	I10	47	273	73.4	0.3	1.0
10	Anisotropic	A10-1	52	323	98.2	0.1	1.67
		A10-2	50	309	98.8	-0.4	1.46
		A10-3	51	313	106.4	-50.4	1.99
		A10-4	146	323	262.2	0.1	1.72

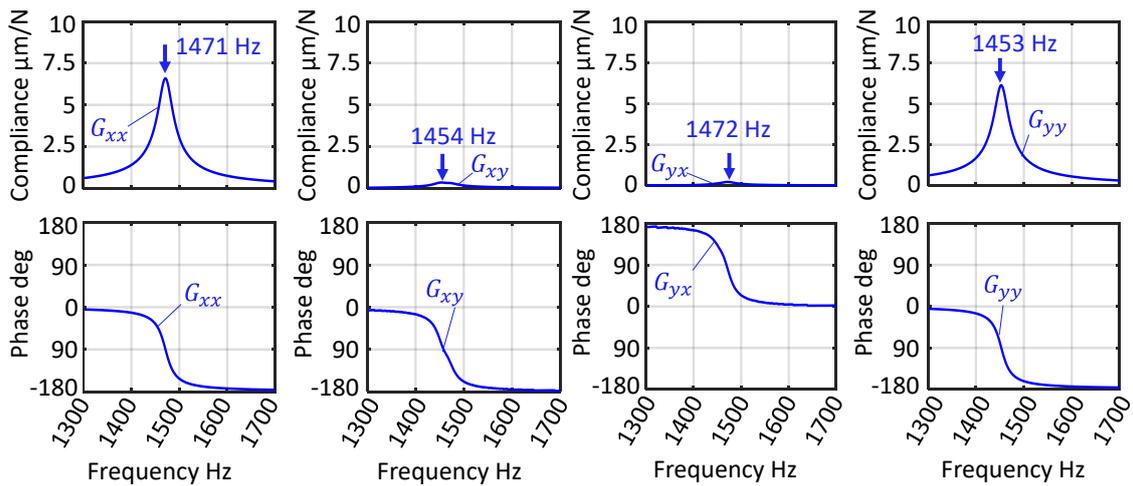
2. 5. 2 L/D=4 のボーリング工具の設計

ここでは、L/D=4 のボーリング工具の詳細形状の設計について説明する。インサートを取り付ける先端部が非対称形状となることで慣性と剛性のバランスが崩れると、所望の振動モードを得にくいと考える。このため、図 2.15 に示すように L/D=4 のボーリング工具の先端部にはインサートの反対側にダミーインサートを配置し、対称構造となるように設計した。ただし、L/D=4 のボーリング工具の中で切欠きとホーン形状が無い汎用工具は、市販の汎用ホルダをモデル化した。このため、ダミーインサートは取り付けない。

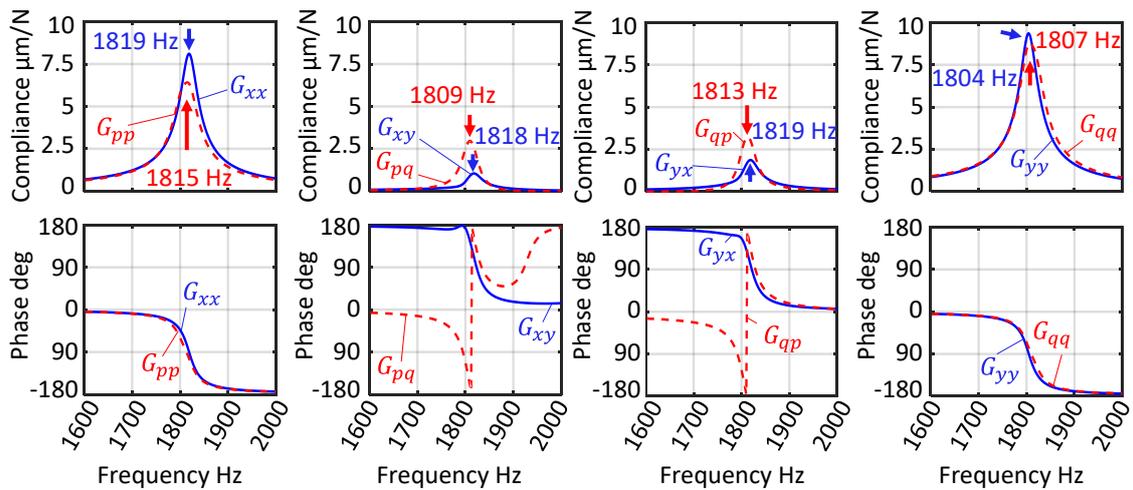
汎用工具と本研究での提案手法により設計した L/D=4 のボーリング工具の周波数伝達関数について、FEM による推定結果を図 2.18 に示す。Model (I4) は汎用工具（等方性）であ

り、Model (A4)は提案する防振ボーリング工具である。また、図 2.18 に周波数伝達関数の各方向成分と、コンプライアンスが最大となる周波数、すなわち減衰固有振動数[2-12]を示す。横軸は周波数、上段の縦軸は各周波数伝達関数のコンプライアンス、下段縦軸は各周波数伝達関数の位相を示す。表 2.4 より、汎用工具 (I4) はコンプライアンス比 $\max(|G_{yy}|) / \max(|G_{xx}|)$ が 0.93 程度と 1 に近い事から、概ね等方性である。また、わずかに非対角成分 G_{xy}, G_{yx} が生じている。これは、治具を含む構造全体が完全な軸対称構造ではないことに起因していると考えられる。汎用工具の非対角成分 G_{xy} は対角成分 G_{xx} と相似に近い形状を示しており、位相は反転していない。このことから、非対角項 G_{xy} は合成伝達関数 $\Phi = \cos \eta G_{xx} + G_{xy}/K_r$ を増加させる方向に影響することが予想される。すなわち、式 (2.8) より異方性は系を不安定化するように機能すると考えられる。

一方で、表 2.4 より、提案工具(A4)は pq 座標系の場合、コンプライアンス比 $\max(|G_{qq}|) / \max(|G_{pp}|)$ が 1.37 程度と 1 よりも大きい事から、異方性を示している。共振周波数のずれは $f_{nq} - f_{np} = -3.4$ Hz となり半値幅 (35 Hz) よりも十分小さく、同時に概ね相似の特性が得られている。ただし、非対角項 G_{pq}, G_{qp} は $2.5 \mu\text{m/N}$ と小さくない。 xy 座標系の場合、非対角項成分 G_{xy} の対角成分 G_{xx} に対するコンプライアンス比 $\max(|G_{xy}|) / \max(|G_{xx}|)$ は 0.13 程度である。また、対角項と非対角項は概ね相似で、位相が反転している。このため、 $K_r \cos \eta$ が 0.13 となるとときに G_{xx} と G_{xy} が相殺して合成伝達関数 Φ が最小となることが予想される。これは、図 2.9 の解析的な分析結果に示した、合成伝達関数 Φ が最小となる場合のコンプライアンス比 $\max(|G_{qq}|) / \max(|G_{pp}|)$ と $K_r \cos \eta$ ($\cong 0.6 \times 0.22$) の関係とも一致する。



(a) I4 (Conventional)



(b) A4 (Proposed)

Fig. 2.18 FRFs of the L/D=4 boring tools in pq and xy coordinate systems estimated by FEM

ここで汎用工具(I4)と提案工具(A4)の系の安定性比較の一例として、 $K_r = 0.6$ 、 $\cos \eta = 0.22$ に設定して求めた合成伝達関数 $\Phi(i\omega_c)$ と周波数伝達関数の対角項 G_{xx} および非対角項 G_{xy} のベクトル線図を図 2.19 に示す。横軸は各周波数伝達関数の実部、縦軸はその虚部を示す。びびり振動の安定限界は最大負実部に直接的に依存し、最大負実部が小さいほど系が安定化することが知られている[2-8]。図から、汎用工具(I4)と比較して、提案工具(A4)ではホーンと切り欠きの影響により、周波数伝達関数の対角項 G_{xx} がやや大きいことが分かる。一方で、合成伝達関数 $\Phi(i\omega_c)$ はs提案工具(A4)の方が小さいことが分かる。特に、赤丸で示した最大負実部を比較すると汎用工具より提案工具の方が約 1.7 倍小さい値であることから、汎用工具より約 1.7 倍安定化することが推測できる。すなわち、提案する設計では工具本来の動剛性はやや低下しびびり振動に対する安定性も低下するが、分力比と切りくず流出角の組合せを適切に選択することで、安定性の向上効果を得ることができる。た

だし、ここでの検討は一例であるため、任意の切削条件下で安定性が向上するかについて、さらに検討を行った。

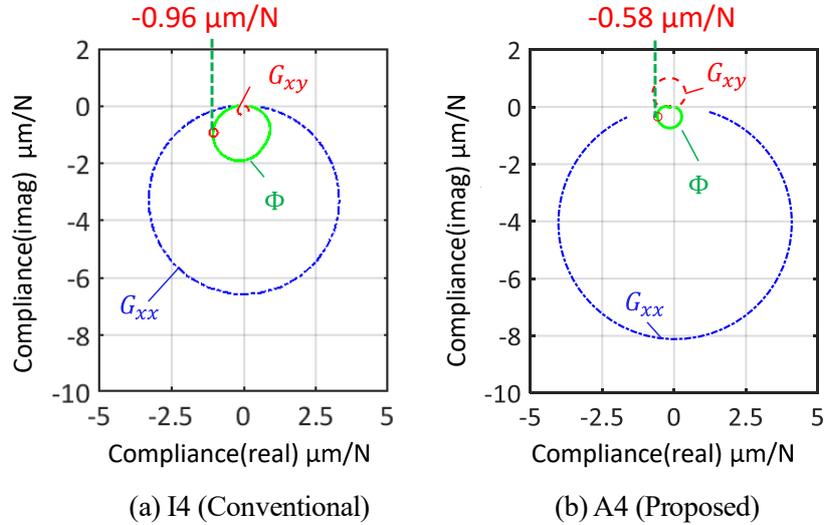


Fig. 2.19 Vector diagrams of the equivalent transfer functions of L/D=4 tools with $K_r = 0.6$ and $\cos \eta = 0.22$

式(2.8)に基づき、合成伝達関数の最大負実部 $\max(-\Phi_{re}(i\omega_c))$ に対する分力比 K_r および切りくず流出角 η の影響を分析した結果を図 2.20 に示す。横軸は分力比 K_r 、縦軸は $\cos \eta$ を示す。なお、汎用工具(I4)と提案工具(A4)の最大負実部の傾向を比較するために、最大負実部 $\max(-\Phi_{re}(i\omega_c))$ が $1 \mu\text{m/N}$ となる境界線を描いている。

図 2.20(a)より、汎用工具(I4)では切りくず流出角 η と分力比 K_r が大きい条件下で最大負実部 $\max(-\Phi_{re}(i\omega_c))$ が減少して実質的な動剛性が向上することが分かる。分析した範囲内では、 $(K_r, \eta) = (1, 89 \text{ deg})$ の条件下において最小の最大負実部 $\min(\max(-\Phi_{re}(i\omega_c))) = 0.26 \mu\text{m/N}$ が得られた。そして、切りくず流出角 η が大きいと、 $\cos \eta$ が小さくなり対角項 G_{xx} の影響が低減する。また、分力比 K_r が大きい場合、非対角項 G_{xy} の影響が低減する。このため、旋削加工では切りくず流出角 η と分力比 K_r が大きい条件で安定化しやすい。一方で、ノーズ半径が大きく切込み量が小さい仕上げ加工の条件下では、切りくず流出角 η を小さくすることはできない。このため、荒加工のような限定的な条件下でのみ安定性が向上する可能性がある。

一方で図 2.20(b)より、提案工具(A4)は、 $(K_r, \eta) = (1, 81.7 \text{ deg})$ の条件下で最小の最大負実部 $\min(\max(-\Phi_{re}(i\omega_c))) = 0.33 \mu\text{m/N}$ が得られた。この最小値は汎用工具(I4)と同等だが、図 2.20(a),(b)に示した境界線から、最大負実部が減少する領域は汎用工具(I4)とやや異なる傾向を読み取ることができる。これに加えて、図より、提案工具(A4)は $K_r \cos \eta = 0.13$ の付近で安定性が効果的に向上している。このため、分力比 K_r との組み合わせ次第では、切りくず流出角 η が大きい条件から小さい条件まで、プロセスを安定化し得る可能性がある。

る。提案工具(A4)は汎用工具(I4)と異なり、切りくず流出角 η が小さい条件で最大負実部が減少するという事は、仕上げ加工の条件でも安定化し得る可能性があることを示唆している。すなわち、提案する手法を搭載したボーリング工具を用いることで、荒加工から仕上げ加工まで安定性を向上する効果が期待できる。

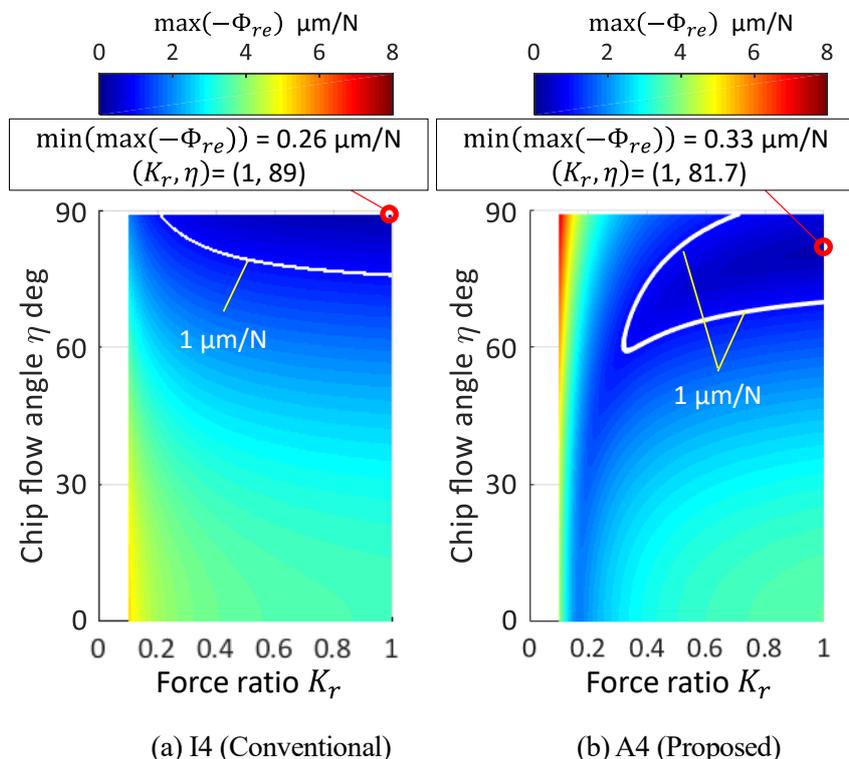


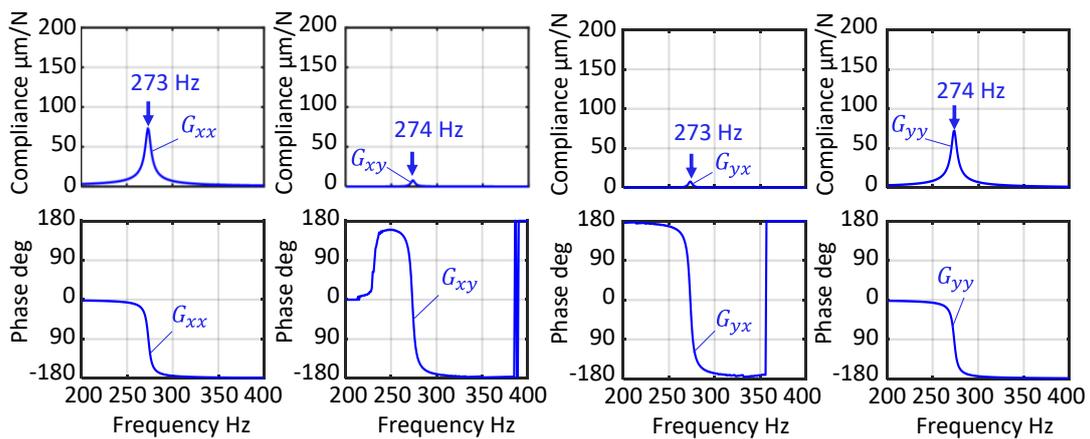
Fig. 2.20 FRFs of the proposed L/D=4 boring tool in the pq and xy coordinate systems

2. 5. 3 L/D=10 のボーリング工具の設計

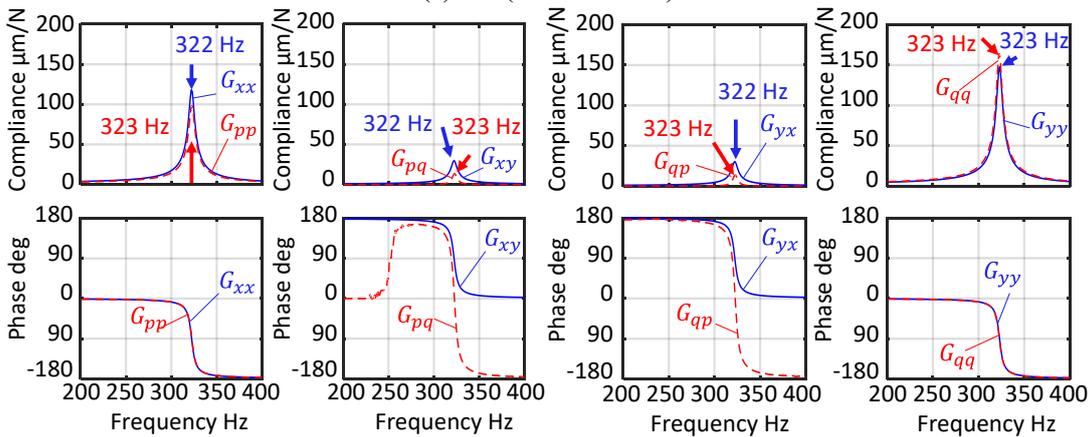
次に、L/D=10の工具設計について分析を行う。表2.4に示す5種類の設計の比較を行った。汎用工具(I10)はテーパや切欠き形状が無い、汎用の等方性設計である。提案工具(A10-1)~(A10-4)は提案手法で設計を行った。提案工具(A10-1)および(A10-2)では、 pq 座標系における対角項のコンプライアンス比 $\max(|G_{qq}|) / \max(|G_{pp}|)$ が、1.67および1.46となるように設計した。また、提案工具(A10-3)では p 方向の減衰固有振動数が50Hz程度大きくなるように設計し、共振周波数のずれの影響を評価した。提案工具(A10-4)は(A10-1)と同一形状であるが、実際の試作ではQ値に変化が生じることを想定し、FEM解析においてQ値が約3倍大きくなるように設計した。その値が150程度となるように設定してQ値の影響について評価した。

図2.21に、各条件でFEMにより求めた周波数伝達関数(G_{xx} と G_{xy})を比較する。図中に周波数伝達関数の各方向成分と、減衰固有振動数を示している。横軸は周波数、上段の

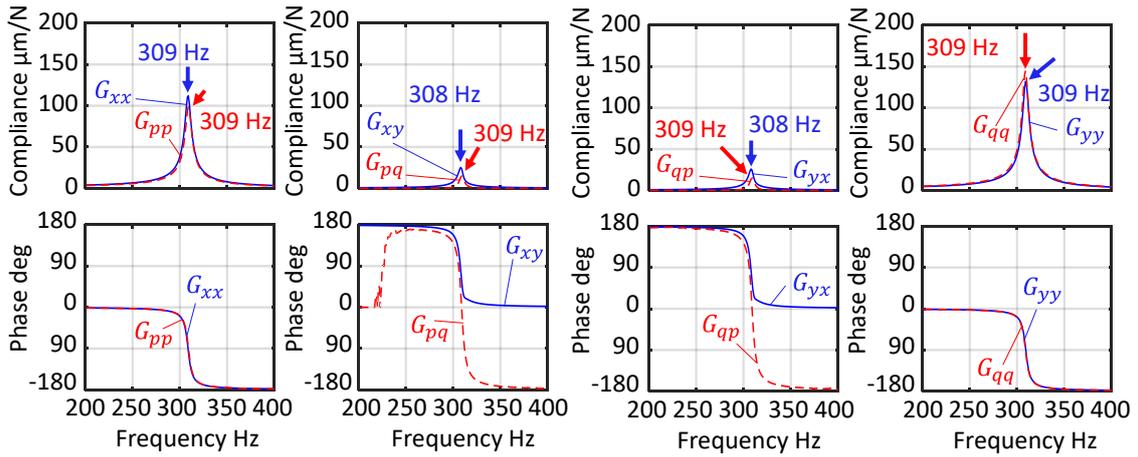
縦軸は各周波数伝達関数のコンプライアンス, 下段縦軸は各周波数伝達関数の位相を示す. 図 2.21(a)に示すように, 汎用工具 (I10)は等方性となるため, 非対角成分 G_{xy} は対角成分 G_{xx} と比較して相対的に小さい. 図 2.21(b)および(c)に示した提案工具 (A10-1)および(A10-2)では, 対角項 G_{xx} と非対角項 G_{xy} がほぼ相似形で位相も反転していることから, 相殺することで合成伝達関数の高剛性化が期待できる. 一方, 図 2.21(d)に示した提案工具 (A10-3)では減衰固有振動数がずれる影響でコンプライアンス比が周波数に依存して変化し, 対角項 G_{xx} と非対角項 G_{xy} は相似形ではないことが分かる. そして, 図 2.21(e)に示した提案工具 (A10-4)は, 図 2.21(b)に示した (A10-1)と同様に対角項 G_{xx} と非対角項 G_{xy} が相似形で位相も反転しているが, Q値の増加に伴い G_{xx} と G_{xy} が4倍程度大きい結果である.



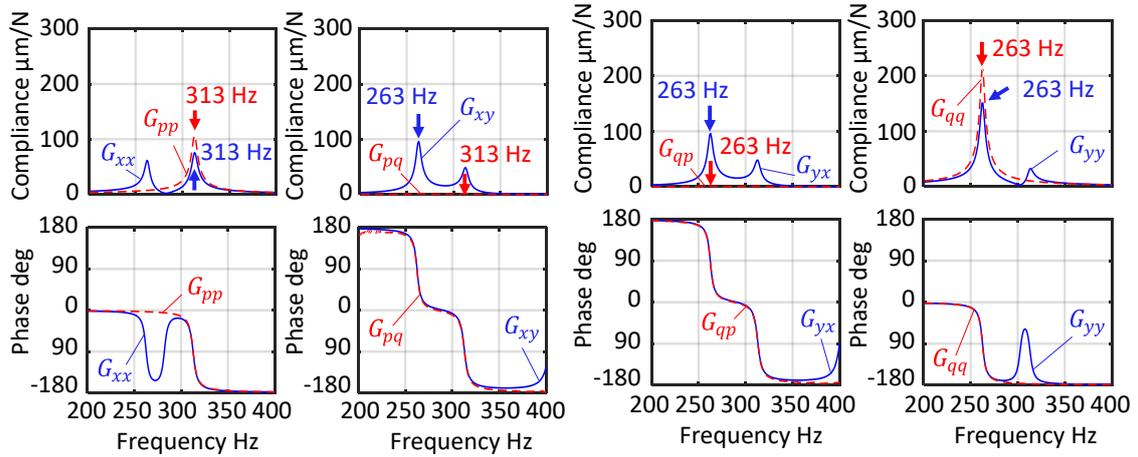
(a) I10 (Conventional)



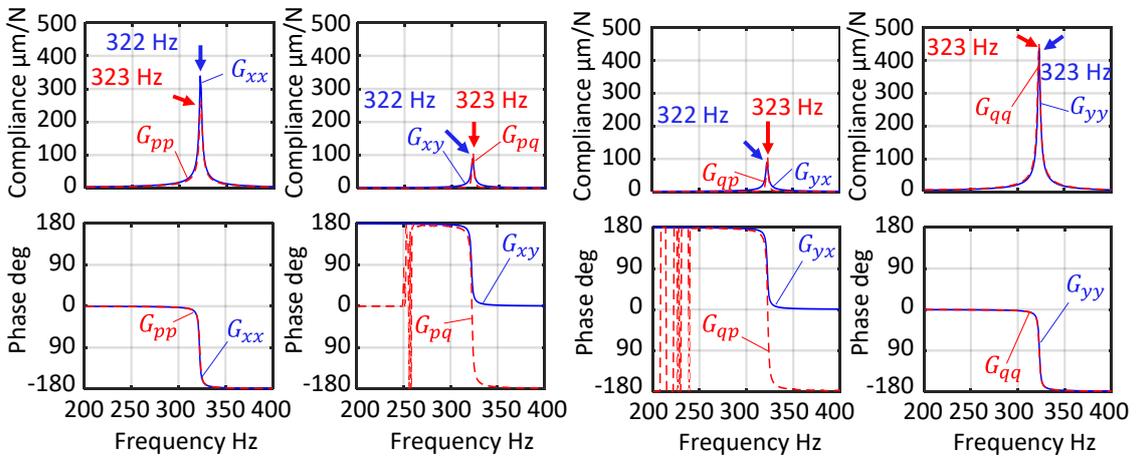
(b) A10-1 (Proposed)



(c) A10-2 (Proposed)



(d) A10-3 (Proposed)



(e) A10-4 (Proposed)

Fig. 2.21 FRFs of the L/D=10 boring tools in pq and xy coordinate systems estimated by FEM

次に、合成伝達関数の最大負実部 $\max(-\Phi_{re}(i\omega_c))$ に対する分力比 K_r および切りくず流出角 η の影響を分析した結果を図 2.22 に示す。横軸は分力比 K_r 、縦軸は切りくず流出角 η を示す。また、図 2.22(a)はカラーバーの範囲を $0 \mu\text{m}/\text{N} \leq \max(-\Phi_{re}(i\omega_c)) \leq 50 \mu\text{m}/\text{N}$ 、図 2.22(b), (c)はカラーバーの範囲を $0 \leq \max(-\Phi_{re}(i\omega_c)) \leq 150 \mu\text{m}/\text{N}$ 、図 2.22(d), (e)はカラーバーの範囲を $0 \mu\text{m}/\text{N} \leq \max(-\Phi_{re}(i\omega_c)) \leq 500 \mu\text{m}/\text{N}$ としている。図 2.22(a)に示した汎用工具(I10)の結果からは、図 2.20(a)に示す $L/D=4$ の結果と同様に、切りくず流出角 η と分力比 K_r が大きい条件で最大負実部 $\max(-\Phi_{re}(i\omega_c))$ が減少して安定性が向上することが分かる。 $(K_r, \eta) = (1, 89 \text{ deg})$ の条件下では最小の最大負実部 $\min(\max(-\Phi_{re}(i\omega_c))) = 1.73 \mu\text{m}/\text{N}$ が得られた。そこで、提案工具 (A10-1)~(A10-4)を示す図 2.22(b)~2.22(e)では最大負実部 $\max(-\Phi_{re}(i\omega_c))$ が $1.73 \mu\text{m}/\text{N}$ となる境界を白線で示している。すなわち、白線の内側の領域では、汎用工具で得られる最も優れた安定性を超えることができる。また提案手法のうち提案工具 (A10-1)は $\cos \eta = 0.25$ 、提案工具 (A10-2)は $\cos \eta = 0.18$ となる条件付近で合成伝達関数のコンプライアンスが低下し、安定性が向上する効果が確認できる。図 2.22(b)に示したように提案工具(A10-1)の場合、最大負実部の最小値 $\min(\max(-\Phi_{re}(i\omega_c)))$ は $0.13 \mu\text{m}/\text{N}$ 程度であり、汎用工具と比較して最大負実部の最小値が約 1/13 になることから、約 13 倍の安定性を改善し得ることが分かる。提案工具(A10-1)での最も改善される条件では、 $L/D=10$ に対しても $L/D=4$ と同程度以上の安定性向上効果が見込まれる。このように、コンプライアンス比 $\max(|G_{qq}|) / \max(|G_{pp}|)$ 、分力比 K_r および切りくず流出角 η の組合せを適切に選択することで、提案手法によって安定性を改善することができる。提案手法 $L/D=10$ は切りくず流出角 η が小さい条件でも汎用工具より安定性が向上することから、 $L/D=4$ の結果と同様、仕上げ加工の場合でも有効であると考えられる。

図 2.22(b)と 2.22(c)に示した結果より提案工具 (A10-1)と(A10-2)を比較すると、傾向は一致するものの提案工具 (A10-2)の方が最大負実部の最小値 $\min(\max(-\Phi_{re}(i\omega_c)))$ が大きく安定性が低い。これは、周波数伝達関数成分 G_{xx} と G_{xy} の相似形状の精度に依存すると考える。そこで図 2.23 に提案工具 (A10-1)と(A10-2)の周波数伝達関数成分 G_{xx} と G_{xy} の実部と、正負のピーク値となる周波数を示す。横軸は周波数、縦軸は各周波数伝達関数の実部を示す。図 2.23 から、提案工具 (A10-1)では実部がゼロとなる共振周波数が G_{xx} と G_{xy} でよく一致している。一方、提案工具 (A10-2)ではわずかにずれが生じていることが分かる。表 2.4 に示すように、 pq 方向の共振周波数のずれ $f_{nq} - f_{np}$ はわずかであり、値にして -0.4Hz であるが、最大負実部の最小値 $\min(\max(-\Phi_{re}(i\omega_c)))$ はこのずれに敏感に影響をされて変化することが分かる。また、図 2.22(d)の結果より、提案工具 (A10-3)では共振周波数がずれる影響で、むしろ汎用工具よりも安定性が低下することが分かる。なお、図 2.22(b), (e)に示されるように、提案工具 (A10-4)では(A10-1)と比較し、提案工具 (A10-4)の方が最大負実部の最小値 $\min(\max(-\Phi_{re}(i\omega_c)))$ が約 6 倍増加していることから安定性としては約 1/6 まで低減し、最大負実部 $\max(-\Phi_{re}(i\omega_c))$ が $1.73 \mu\text{m}/\text{N}$ 以下となる安定領域も縮小している。これは、系が低減衰となることで、 G_{xx} と G_{xy} の相似性が低下したためである。このように、

2つの条件でQ値の影響を評価したところ、概ね同様の現象が確認できた。このことから、実用上はQ値が小さくなるように系を設計することが極めて重要であると考えられる。

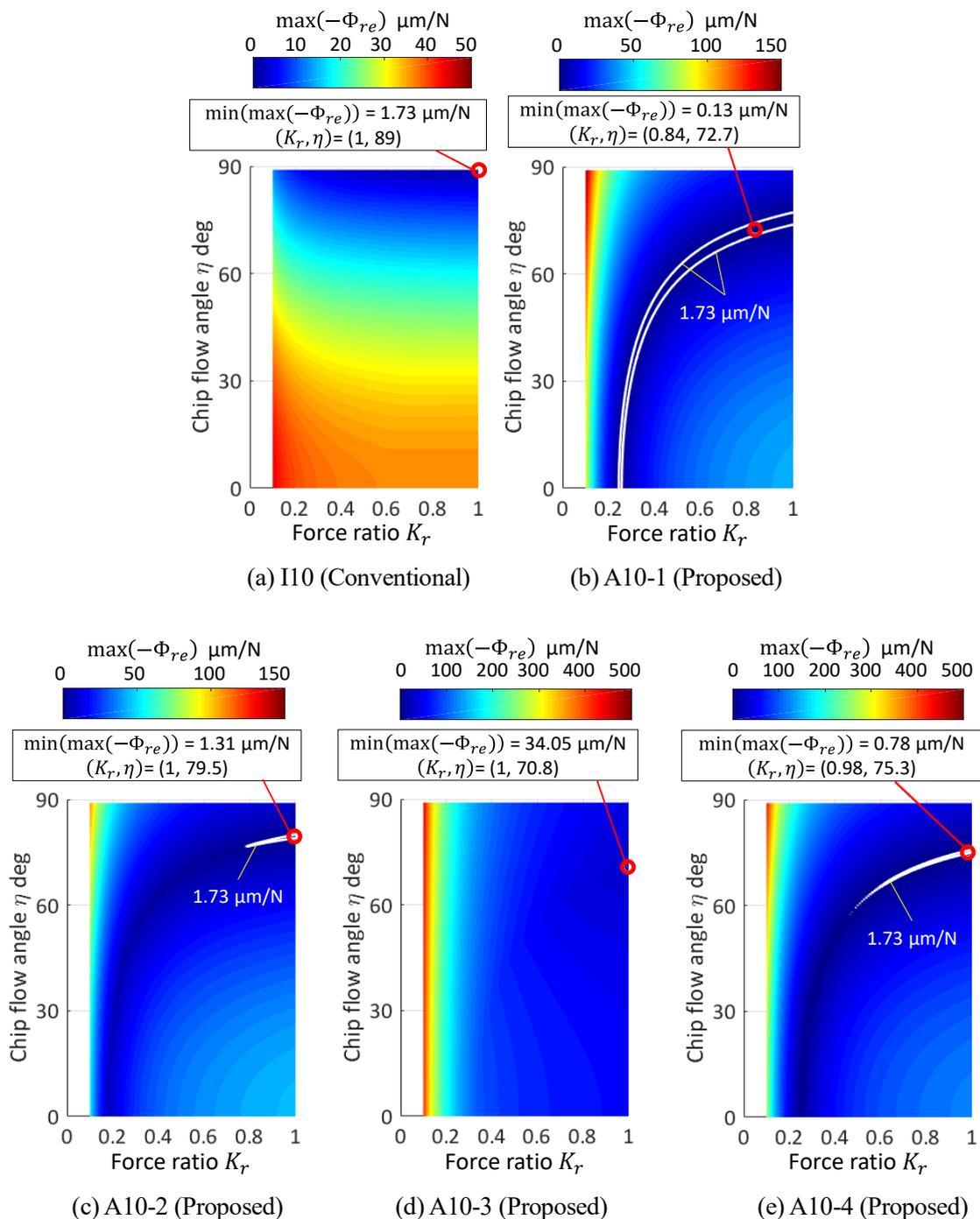


Fig. 2.22 Minimum real part of the equivalent transfer function

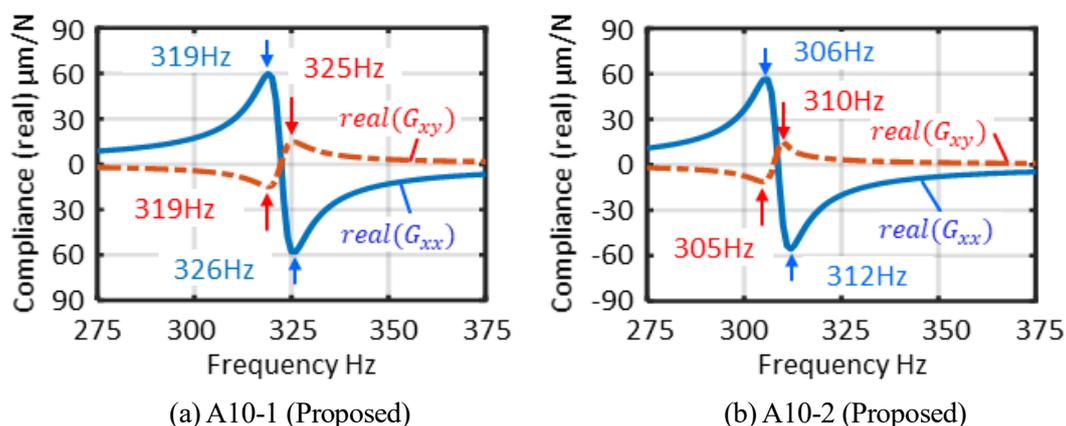


Fig. 2.23 Real parts G_{xx} and G_{xy} of FRFs of the designed boring tools (A10-1) and (A10-2)

以上の検討から、所望のコンプライアンス比と p, q 方向の相似性を満たす伝達特性を実現することができれば、提案手法は $L/D=10$ のボーリング工具に対しても十分な効果を発揮する可能性があることがわかる。その際、安定化を実現するには、所望の分力比と切りくず流出角を実現するように、工具形状と加工条件を適切に選択する必要がある。さらに、機械構造のQ値を小さくするように系を調整するのが望ましい。

2. 6 結言

びびり振動を抑制する新しい防振ボーリング工具の設計手法を提案した。基本的な設計方法を解説し、伝達特性に対する設計誤差がプロセスの安定化性能に及ぼす影響を解析的に明らかにした。また、2種類の形状の設計事例について述べた。本章で得られた主な結論を以下にまとめる。

- (1) 提案手法では、 xy 座標系を $-\theta$ 回転した pq 座標系で p, q 方向の固有振動数 ($\omega_{np} = \omega_{nq}$) が一致し、周波数伝達関数が相似形でコンプライアンス比が1より大きくなる系 ($|G_{qq}|/|G_{pp}| > 1$) を設計する。さらに、プロセス座標系に対するモード座標系の回転角を 148 deg とすることで、切りくず流出角変化に対してロバストに剛性を向上する所望の異方性伝達特性を得ることができる。
- (2) pq 方向で生じる周波数伝達関数が相似性を満たすとき、コンプライアンス比の適正範囲は $1 < |G_{qq}|/|G_{pp}| < 3$ であることを確認した。そして、対象となる加工プロセスの分力比および所望の切りくず流出角に応じて、コンプライアンス比を適切に設計する必要があることを確認した。特に仕上げ加工では、分力比 $K_r = 0.6$ のときコンプライアンス比 $|G_{qq}|/|G_{pp}|$ は $2.5 \sim 3$ 付近が望ましい。
- (3) pq 座標系では、周波数伝達関数の対角成分の相似性は重要である。相似性を向上するには、共振周波数 f_{np}, f_{nq} と減衰比の比率 ζ_q/ζ_p がモード間で一致するように調整する必要があることを確認した。

- (4) 共振周波数のずれ $f_{np} - f_{nq} \leq 0$ の場合、共振周波数のずれの影響を小さく抑えることができることを確認した。
- (5) FEM を利用し、所望の振動特性を実現するための寸法設計手法を考案した。
- (6) FEM を用いた周波数応答解析によって求めた周波数伝達関数を分析した結果、提案工具では所望の分力比および切りくず流出角の組合せを満たす条件下では、安定性が劇的に向上する効果を確認した。
- (7) FEM 解析により、提案工具を用いることで、荒加工から仕上げ加工まで安定性を向上し得る効果を確認した。

第3章

提案する異方性防振ボーリング工具の実験的・解析的検証

3. 1 緒言

2章において、異方性防振ボーリング工具の基本的な設計指針を解説し、伝達特性の設計誤差がプロセスの安定化性能に及ぼす影響について解析的に明らかにした。さらに、所望の伝達特性を実現する異方性構造のボーリング工具を設計し、FEM解析を通じて周波数伝達関数を推定した。FEM解析の結果から、異方性構造を適切に設計することで、汎用工具と比較して大幅にびびり振動に対する安定性を向上し得る可能性があることを確認した[3-1]。本章では、2章で設計した異方性防振ボーリング工具を実際に試作し、インパルス応答試験および切削試験を通じて安定化性能の検証を実施するとともに、実用面における課題を明らかにする。3.2節では、異方性防振ボーリング工具を実際に試作し、インパルス応答試験および切削試験を通じて安定化性能の検証を実施する。3.3節では、外径切削を実施して異方性防振ボーリング工具の実用性について検証する。最後に、3.4節において得られた結論を述べる。なお、本章で述べた主な内容は文献[3-2]にまとめている。

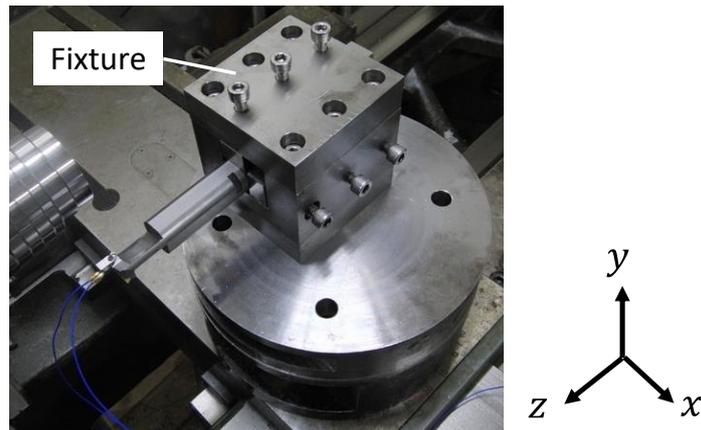
3. 2 異方性防振ボーリング工具の試作と動特性評価

2章で設計したボーリング工具について、3.2.1項では $L/D=4$ の工具を試作し、インパルス応答試験を通じてこれらの工具の動剛性を確認する。3.2.2項では、 $L/D=10$ の試作工具のインパルス応答試験を通じてこれらの工具の動剛性を確認する。そして、インパルス応答試験で得られた周波数伝達関数を利用し[3-3]、合成伝達関数の分析を通じて試作したボーリング工具の安定性を評価する。

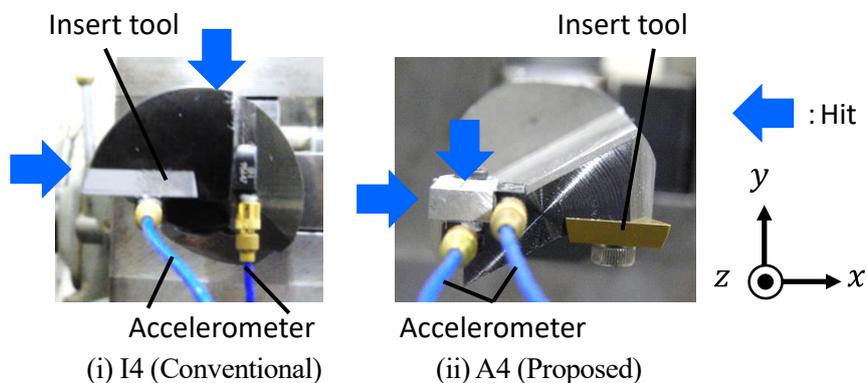
3. 2. 1 $L/D=4$ の試作ボーリング工具の動特性

2章で設計した異方性伝達特性を持つ構造に基づき、 $L/D=4$ の提案工具を試作した。比較のため、 $L/D=4$ の汎用工具には市販の工具ホルダ(S25S-CTFPL16)を使用した。以下、 $L/D=4$ の提案工具をA4、 $L/D=4$ の汎用工具をI4とする。提案工具(A4)の工具ホルダの自由端側に、超合金製の切削用インサートと、ダミーインサートを一つずつボルトで固定した。ただし、汎用工具(I4)については超合金製の切削用インサートのみを固定した。提案工具(A4)を汎用旋盤上の刃物台に固定し、インパルス応答試験を実施して周波数伝達関

数の評価を行った。インパルス応答試験の様子を図 3.1 に示す。図に示すように、汎用旋盤（オークマ製 LS 型）の上に 2 章で設計した治具（図 2.17(a)）を乗せ、インサートもしくはホルダに 1 軸軽量加速度計(PCB PIEZOTRONICS 製 352C23)を固定し、小型インパルスハンマ(PCB PIEZOTRONICS 製 086D80)を用いて xy 軸方向に打撃し、 xy 軸方向に生じる加速度を測定した。これらの実測値から周波数伝達関数を算出した。



(a) Experimental setup for hammering test

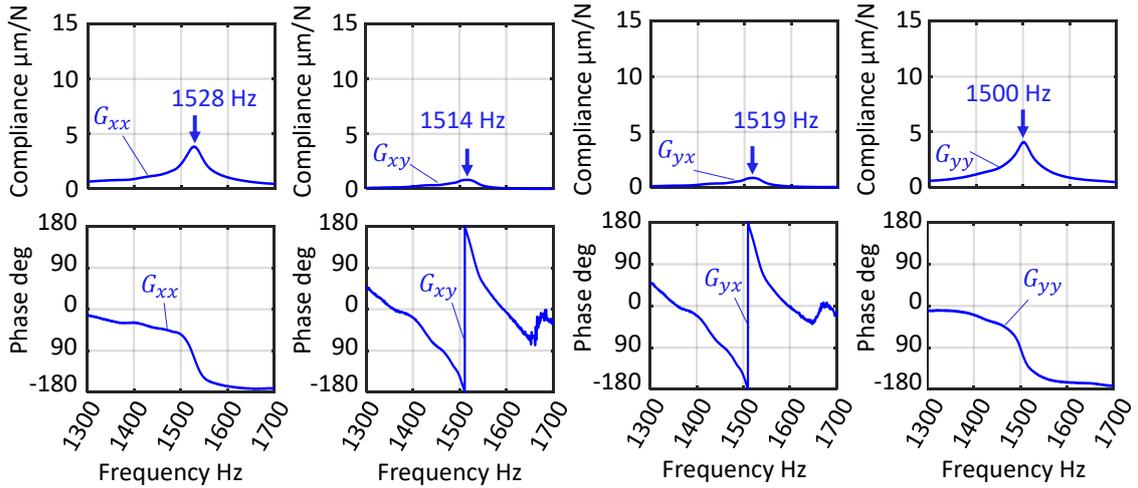


(b) Accelerometer fixing location and hammering position

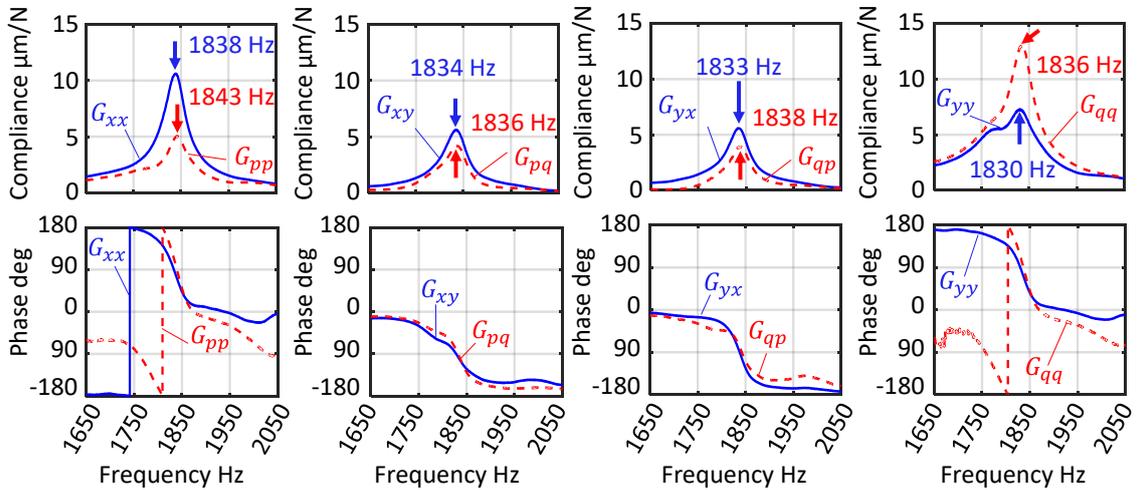
Fig. 3.1 Hammering test ($L/D=4$)

実測した $L/D=4$ のボーリング工具の周波数伝達関数の各方向成分と、減衰固有振動数を図 3.2 に示す。横軸は周波数、上段縦軸は周波数伝達関数のコンプライアンス、下段縦軸は周波数伝達関数の位相を示す。測定の結果を表 3.1 にまとめる。図 3.2(a)に示すように、汎用工具 (I4)においてコンプライアンス比 $\max(|G_{yy}|) / \max(|G_{xx}|)$ は 1 であることから、対角項 G_{xx}, G_{yy} は同程度の大きさである。このとき、非対角項 G_{xy} は対角項 G_{xx} の 21%程度となり、対角項 G_{xx} より小さい。一方で、図 3.2(b)に示すように、提案工具(A4)のコンプライアンス比 $\max(|G_{qq}|) / \max(|G_{pp}|)$ は 2.59 程度であり、 pq 座標系において概ね相似の曲線を描いている。このとき、共振周波数のずれ $f_{nq} - f_{np}$ は 9.8 Hz 程度であった。また図 3.2(b)

より, pq 座標系において非対角項成分 G_{pq} は対角項成分 G_{pp} の82%程度となり, 相対的に小さいとは言えない. ただし, 図 3.2(b)の上段に示すコンプライアンスの波形から, xy 座標系における対角項 G_{xx} と非対角項 G_{xy} の共振周波数のずれは小さく, 概ね相似の特性を示していることが分かる. すなわち, 周波数に依らず G_{xx} と G_{xy} の比は概ね一定の比を保っていると考えられる.



(a) I4 (Conventional)



(b) A4 (Proposed)

Fig. 3.2 FRFs of the prototyped L/D=4 boring tools measured by impulse response test

Table 3.1 Experimental results of the frequency characteristics (L/D=4)

Model	Quality factor Q	Natural frequency in p axis f_{np} Hz	Maximum compliance in p axis $\max(G_{pp})$ $\mu\text{m/N}$	Natural frequency difference $f_{nq} - f_{np}$ Hz	Compliance ratio $\frac{\max(G_{qq})}{\max(G_{pp})}$
I4	39	1523	3.9	-24.5	1
A4	46	1842	5	-9.8	2.59

次に、汎用工具(I4)と提案工具(A4)の安定性を比較する。実測した周波数伝達関数から合成伝達関数の最大負実部 $\max(-\Phi_{re}(i\omega_c))$ を算出し、分力比 K_r と切りくず流出角 η に対する関係をマッピングした結果を図 3.3 に示す。横軸は分力比 K_r 、縦軸は切りくず流出角 η を示す。また図 3.3 には、比較の基準として最大負実部 $\max(-\Phi_{re}(i\omega_c))$ が $1 \mu\text{m/N}$ となる境界線を描いている。

図 3.3(a)より、汎用工具 (I4)では、切りくず流出角 η と分力比 K_r が大きい条件で最大負実部 $\max(-\Phi_{re}(i\omega_c))$ が減少して安定性が向上する傾向が得られている。このとき、切りくず流出角 η が 76 deg の条件下で最大負実部 $\max(-\Phi_{re}(i\omega_c))$ の最小値 $0.59 \mu\text{m/N}$ が得られる。2 章の図 2.20(a)で示した FEM に基づく解析結果でもおおむね同様の傾向が得られているが、この FEM 解析の結果からは切りくず流出角 η が 90 deg の条件下で最大負実部 $\max(-\Phi_{re}(i\omega_c))$ の最小値が得られた。すなわち、分力比 K_r と切りくず流出角 η の影響に関して、FEM 解析と実測でわずかに違いが生じている。これは、伝達特性が FEM と実測でわずかに異なることに起因する。特に、汎用工具(I4)においては非対角項 G_{xy} が小さくないため、このような伝達特性のわずかな違いが合成伝達関数に影響したと考えられる。この結果は、非対角項 G_{xy} の影響が大きいことを間接的に示唆していると考えられる。

図 3.3(b)より、提案工具 (A4)においては、 $K_r \cos \eta = 0.5$ (白い破線) 付近で合成伝達関数が最小となることが分かる。2 章の図 2.20(b)で示した FEM に基づく解析結果では $K_r \cos \eta = 0.13$ 付近で最大負実部が最小となったが、この差はコンプライアンス比 $\max(|G_{qq}|)/\max(|G_{pp}|)$ が異なることに起因する。コンプライアンス比 $\max(|G_{qq}|)/\max(|G_{pp}|)$ は、FEM 解析では 2 章の表 2.4 で示したように 1.37 であることに對し、実験では表 3.1 に示すように 2.59 であった。この違いを考慮すると、2 章の図 2.9 で示したコンプライアンス比の影響に関する解析結果より、最大負実部が低減する切りくず流出角 η の条件は、コンプライアンス比の増加と共に減少する。 $K_r \cos \eta$ は解析結果 (図 2.20(b)) と実験結果 (図 3.3(b)) を比較して増加しているものの、傾向が一致している。また、汎用工具 (I4)と提案工具(A4)の最小の最大負実部 $\max(-\Phi_{re}(i\omega_c))$ を比較すると、提案工具(A4)は汎用工具(I4)の約 30%程度まで低減しており、安定性が向上している。

以上の評価から、試作した提案工具(A4)は汎用工具(I4)に対して、最大の安定性が 3.3 倍程度向上することが期待できる。特に、汎用工具(I4)と比較すると、切りくず流出角 η が小さい (=切込み量 d_r が小さい) 条件においても最大負実部が小さくなる条件が得られる。

このため、提案工具(A4)では切込み量の大きい荒加工だけでなく、切込み量の小さい仕上げ加工においても安定性を向上する効果が期待できる。すなわち、切込み条件に対してロバストな安定性向上効果が期待できる。

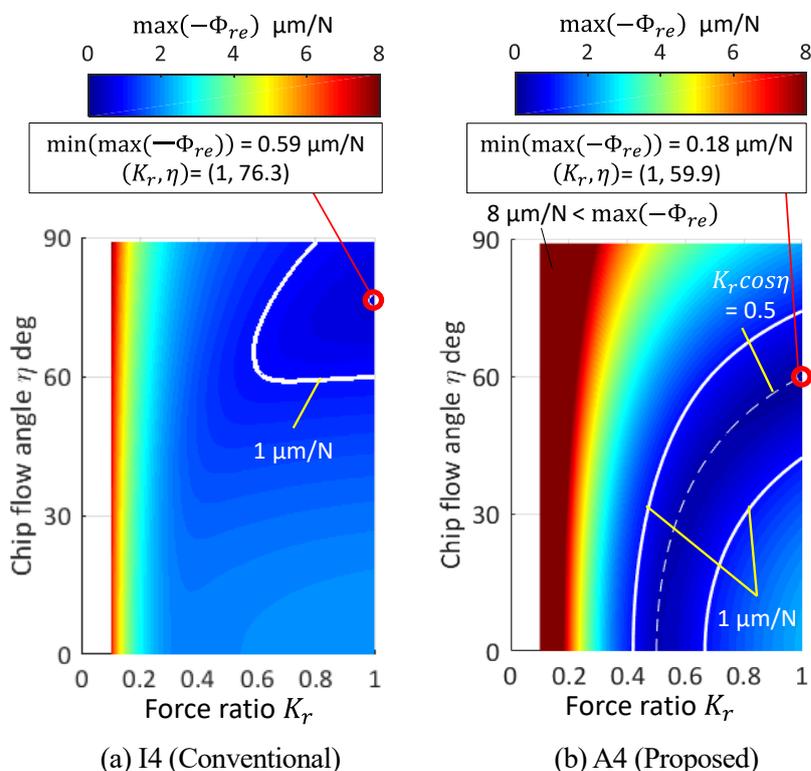
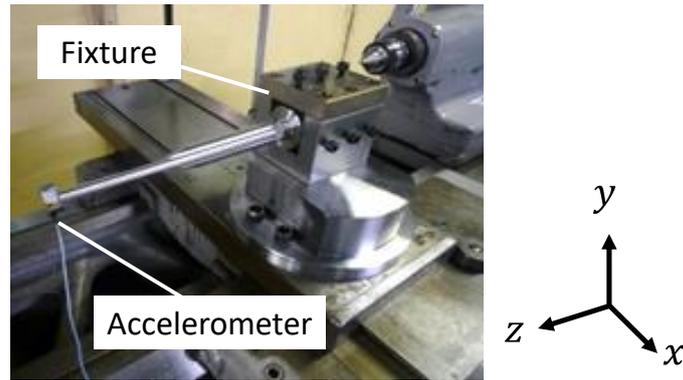


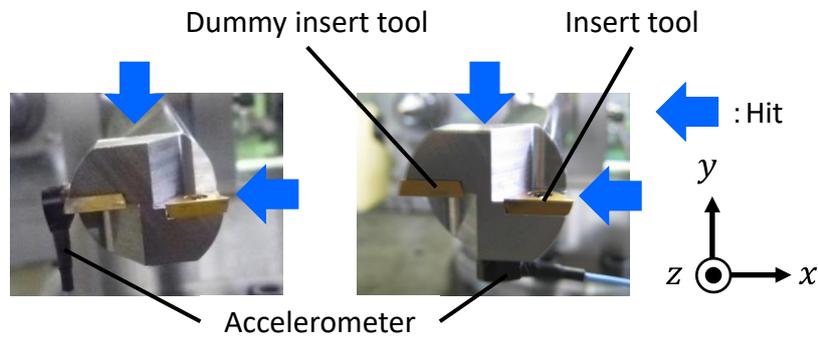
Fig. 3.3 Influence of the force ratio and chip flow angle on the maximum of the negative real part of equivalent transfer function ($L/D=4$)
(Measured FRFs in Fig. 3.2 are used)

3. 2. 2 L/D=10 の試作ボーリング工具の動特性

2章で設計した異方性伝達特性を持つ構造に基づき、 $L/D=10$ の提案工具を試作した。比較のため、 $L/D=10$ の汎用工具については新たに設計したものを試作して用いた。以下、 $L/D=10$ の提案工具をA10-1およびA10-2、 $L/D=10$ の汎用工具をI10とする。提案工具(A10-1)、(A10-2)および汎用工具(I10)の工具ホルダの自由端側に、超硬合金製の切削用インサートとダミーインサートを一つずつねじで固定した。3つのボーリング工具をそれぞれ汎用旋盤上の刃物台に固定し、インパルス応答試験を実施して周波数伝達関数の評価を行った。インパルス応答試験の様子を図3.4に示す。図に示すように、汎用旋盤(オークマ製LS型)の上に2章で設計した治具(図2.17(b))を乗せ、インサートに1軸軽量加速度計(Kistler製8778A500)を固定し、小型インパルスハンマ(Kistler製9722A500)で xy 軸方向に打撃し、 xy 軸方向に生じる加速度を測定した。これらの実測値から周波数伝達関数を求めた。



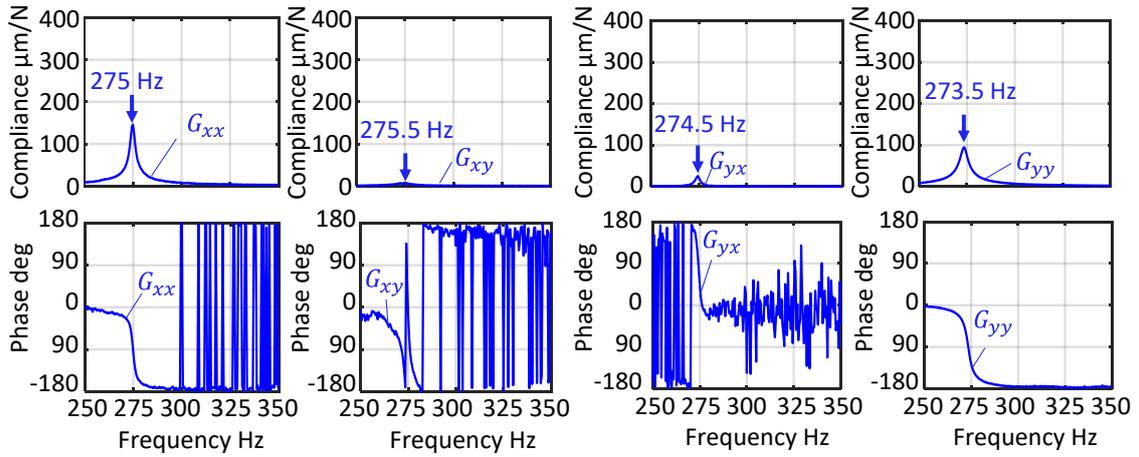
(a) Experimental setup for impulse response test



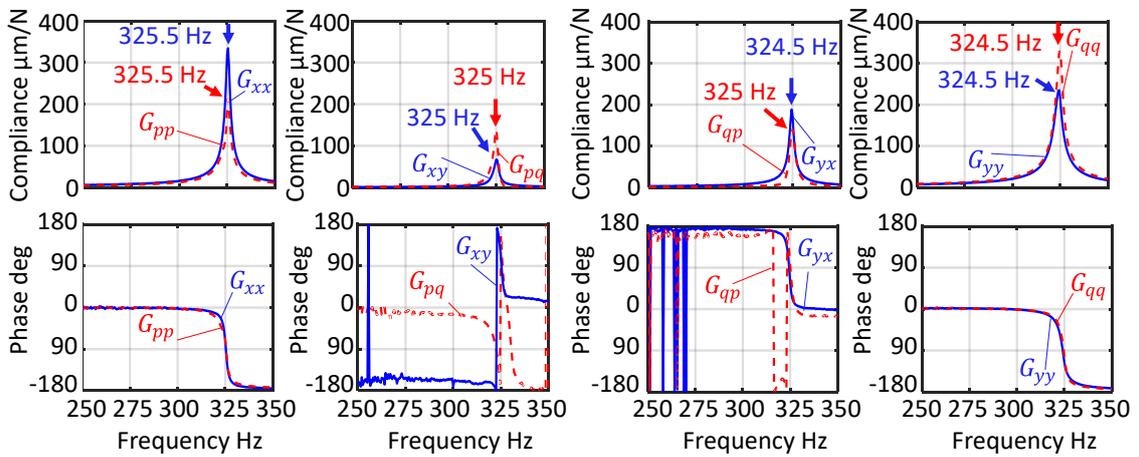
(b) Position of accelerometer and hammering

Fig. 3.4 Impulse response test (L/D=10)

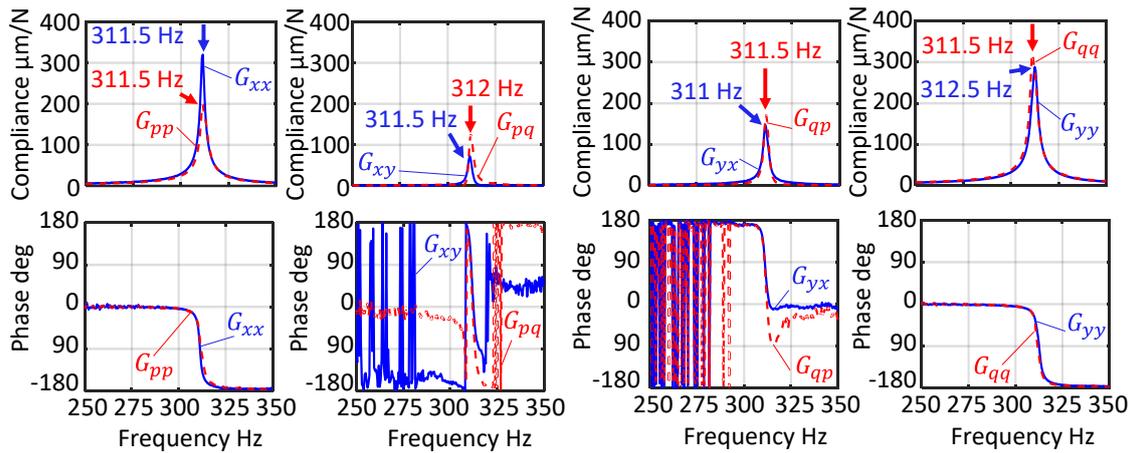
L/D=10 の汎用工具 (I10)および提案工具 (A10-1), (A10-2)について、実測した周波数伝達関数の各方向成分と、減衰固有振動数を図 3.5 に示す。横軸は周波数、上段縦軸は周波数伝達関数のコンプライアンス、下段縦軸は周波数伝達関数の位相を示す。測定の結果を表 3.2 にまとめる。表 3.2 より、いずれの工具においても、 pq 座標系において対角項 G_{pp} , G_{qq} の共振周波数 f_{np}, f_{nq} はほぼ一致する結果が得られた。また、汎用工具 (I10)のコンプライアンス比 $\max(|G_{yy}|) / \max(|G_{xx}|)$ は 1 未満であり、やや異方性が生じている。これは、治具やテーブル構造の剛性が影響したためと考える。ただし、図 3.5(a)より汎用工具 (I10)の非対角項成分 G_{xy} は $6 \mu\text{m}/\text{N}$ と小さく、安定性に対する異方性の影響はほとんどないと考える。一方で、表 3.2 より、設計した提案工具 (A10-1)と(A10-2)ではコンプライアンス比 $\max(|G_{qq}|) / \max(|G_{pp}|)$ が 1.54 および 1.61 程度であり、図 3.5(b),(c)からも概ね相似形状が得られていることがわかる。FEM による提案工具 (A10-1)と(A10-2)のコンプライアンス比 $\max(|G_{qq}|) / \max(|G_{pp}|)$ の推定結果は、2 章の表 2.4 に示した通り 1.67 および 1.46 であり、実測結果とおおむね一致している。また、 pq 座標系での非対角項 G_{pq}, G_{qp} は約 $120 \sim 170 \mu\text{m}/\text{N}$ と小さくないことが分かる。Q値に関しては、2 章の FEM 解析では 50 程度を想定して設定していたが、実測では想定より大きく 150 程度であった。



(a) I10 (Conventional)



(b) A10-1 (Proposed)



(c) A10-2 (Proposed)

Fig. 3.5 FRFs of the prototyped L/D=10 boring tools measured by impulse response test

Table 3.2 Experimental results (L/D=10)

Model	Quality factor Q	Natural frequency in p axis f_{np} Hz	Maximum compliance in p axis $\max(G_{pp})$ $\mu\text{m/N}$	Natural frequency difference $f_{nq} - f_{np}$ Hz	Compliance ratio $\frac{\max(G_{qq})}{\max(G_{pp})}$
I10	113	275	145.7	-1.4	0.65
A10-1	168	325.5	213.5	-0.8	1.54
A10-2	153	312	198.5	-0.1	1.61

次に、汎用工具(I10)と提案工具(I10-1), (A10-2)の安定性を比較する。実測した周波数伝達関数から合成伝達関数 $\Phi(i\omega_c)$ の最大負実部 $\max(-\Phi_{re}(i\omega_c))$ を算出し、分力比 K_r と切りくず流出角 η の影響をマッピングした結果を図 3.6 に示す。横軸は分力比 K_r 、縦軸は切りくず流出角 η を示す。また、比較の基準として $\max(-\Phi_{re}(i\omega_c)) = 20 \mu\text{m/N}$ となる境界線を白い実線で示した。図 3.6(a)より、汎用工具 (I10)では、分力比 K_r および切りくず流出角 η が大きい条件で最大負実部が減少して安定性が向上する。この傾向は、2章の図 2.22(a)に示す FEM 解析に基づく汎用工具 (I10)の結果と一致している。一方で、最大負実部の最小値 $\min(\max(-\Phi_{re}(i\omega_c)))$ は約 $4.5 \mu\text{m/N}$ であり、2章の図 2.22(a)で示した FEM に基づく解析結果と比較して、不安定性が約 2.5 倍増加していることが分かる。これは得られたQ値が 113 と大きく、FEM による解析で用いた値(Q=50)と比較して増加したことにより、コンプライアンスが大きくなったためであると考えられる。

図 3.6(b),(c)より、提案する異方性工具 (A10-1)および(A10-2)は、 $K_r \cos \eta$ が 0.21 および 0.13 付近 (白い破線) で合成伝達関数が最小となることを確認した。この傾向は2章の図 2.22(b),(c)の FEM 解析に基づく合成伝達関数の分析結果である、0.25 および 0.18 とほぼ一致している。一方で、最大負実部の最小値は 8.31 および $10.92 \mu\text{m/N}$ 程度であり、FEM 解析で得られた最大負実部の最小値 0.13 および $1.31 \mu\text{m/N}$ (2章の図 2.22(b),(c)参照) と比較して大きく、安定性が一桁程度低いことが分かる。これは、試作工具の共振周波数のずれが 0 Hz ではないことに加え、Q値が大きく系が低減衰であることに起因して、対角項 G_{xx} と非対角項 G_{xy} の相似性が低下したことが影響していると考えられる。このため、Q値の大きい突き出しの長い構造では、提案する設計手法は効果が弱まることが分かった。これを回避するには、Q値を低減してコンプライアンスを低下させるとともに、対角項 G_{xx} と非対角項 G_{xy} の相似性をさらに向上する必要があると考えられる。また、図 3.6 より汎用工具 (I10)の最大負実部の最小値と比較すると、2種類の提案工具(A10-1)および(A10-2)の方が最大負実部の最小値は大きい。すなわち、最も安定となる条件同士を比較すると、汎用工具(I10)の方が安定性は高い。一方で、2種類の提案工具(A10-1)および(A10-2)は、L/D=4 の提案工具(A4)の結果と同様、小さい切りくず流出角においても最大負実部が小さくなる条件が得られる。すなわち、提案工具(A10-1)および(A10-2)は汎用工具(I10)とは違って切込みの小さい仕上げ

加工でも安定性を向上する効果が期待できる。

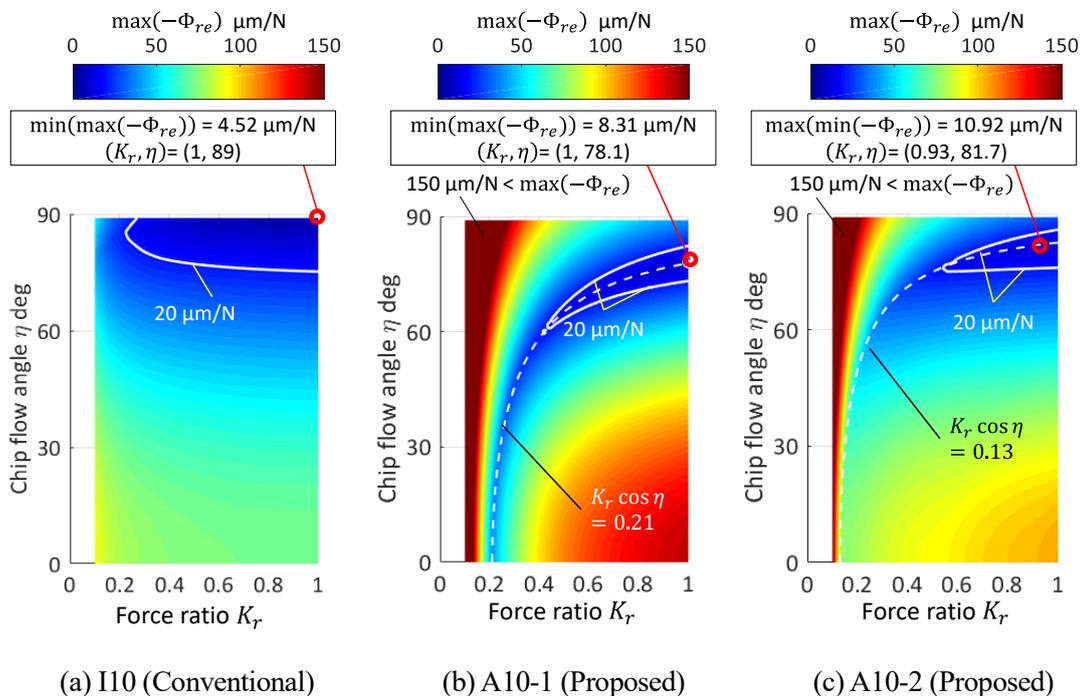


Fig. 3.6 Influence of the force ratio and chip flow angle on the maximum of the negative real part of equivalent transfer function (L/D=10)
(Measured FRFs in Fig. 3.5 are used)

3. 3 切削実験による防振効果の検証

3.2 節において、試作した異方性防振ボーリング工具の動特性を検証した。提案するボーリング工具の周波数伝達関数の計測結果は、荒加工から仕上げ加工の領域でびびり安定性を向上する可能性を示唆した。そこで L/D=4, 10 の試作ボーリング工具を用いて外径切削実験を実施し、提案する防振ボーリング工具の実用性について検証する。なお、ボーリング工具は一般には内径旋削で使用されるが、外径旋削と基本的には切削方法は同じであるため、ここでは測定・評価が容易な外径旋削を採用した。

3.3.1 項では、試作したボーリング工具 L/D=4 の評価結果について述べる。まずボーリング工具 L/D=4 を用いた炭素鋼製被削材の旋削実験の実験装置と実験条件を述べる。次に、2 章で示した安定性解析を実施するため、解析に必要となる切りくず流出方向分力の比切削抵抗 K_t および分力比 K_r を測定する試験を実施した。そして、切削実験の結果と考察を述べる。

次に、3.3.2 項において、試作したボーリング工具 L/D=10 の評価結果について述べる。前項と同様に旋削実験に用いた実験装置と実験条件、そして切りくず流出方向分力の比切

削抵抗 K_t および分力比 K_r を測定する切削試験を説明する。その後、実験結果とその考察を述べる。その後、ボーリング工具 $L/D=10$ の安定性を改善する指針について、解析的な検討を行う。

3. 3. 1 $L/D=4$ のボーリング工具の防振性能

3. 3. 1. 1 実験装置と実験条件

ここでは、2.5 節で示した試作したボーリング工具 $L/D=4$ を用いて炭素鋼の旋削実験を実施し、びびり振動に対する安定性を評価するための実験条件について説明する。図 3.7 に実験装置の外観を示す。切削油は用いずに乾式切削とした。 $L/D=4$ のボーリング工具を用い、外径加工を実施した。汎用工具 (I4)は工具ホルダ側面、提案工具 (A4)はダミーインサート側面に加速度計を取り付け、 x 軸方向（半径方向）における加工中の振動を計測して安定判別を行った。さらに、2 章で示した安定性解析を実施し、実験結果と比較した。主な加工条件を表 3.3 に示す。また使用したインサートは、汎用工具 (I4)では TPGN160304, 超硬合金製, コーティングなし, すくい角 0 deg であり, 提案工具 (A4)では TPMW110204, 超硬合金製, コーティングなし, すくい角 0 deg である。

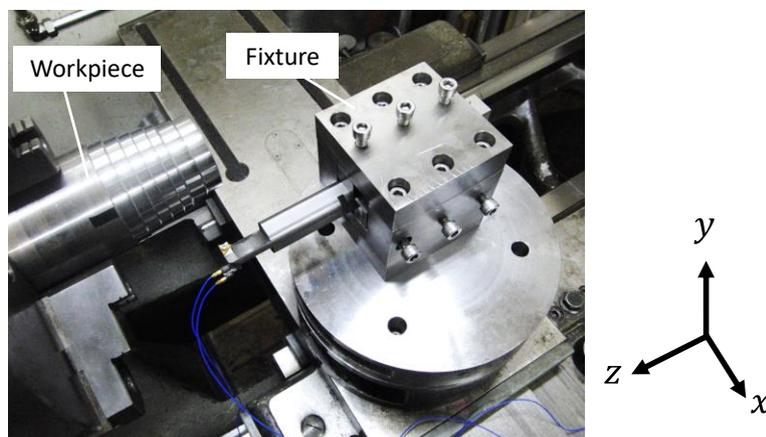


Fig. 3.7 Experimental setup for the peripheral turning tests using the developed boring tools ($L/D=4$)

Table 3.3 Experimental conditions and identified parameters (L/D=4)

Workpiece material		SS400, ϕ 65 ~ 80
Nose radius R	mm	0.4
Tool cutting edge angle	deg	91
Insert included angle	deg	60
Spindle speed	min^{-1}	768
Cutting speed	m/min	150~200
Feed rate	mm/rev	0.2

3. 3. 1. 2 比切削抵抗の測定試験

びびり振動に対する安定性指標であるゲイン余裕 g_m を算出するには、比切削抵抗 K_t と分力比 K_r を同定する必要がある。そこで比切削抵抗 K_t と分力比 K_r を求めるため、切削力測定試験を実施した。比切削抵抗の測定試験の様子を図 3.8 に示す。図に示すように、3.2 節で述べた汎用工具(I4)を切削動力計 (KISTER 製 9257B 型) の上に固定し、炭素鋼製の被削材 (JIS; SS400) の外径切削加工から切削力を測定した。インサート (TPGN160304) は超硬合金製、コーティングなし、すくい角 0 deg のものを使用した。工具の突き出し量を短く設定し、十分に剛性が高い構造でびびり振動を伴わない条件下で実験実施した。また、光ファイバセンサ (キーエンス製 FS-V31M) を用いて、切削中の正確な回転数を測定した。主な切削条件を表 3.4 に示す。

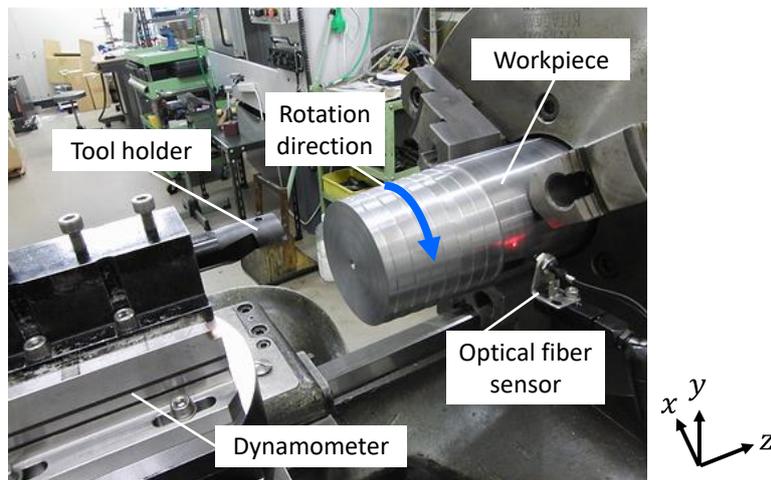


Fig. 3.8 Experimental setup for the measurement of specific cutting forces

Table 3.4 Experimental conditions

Spindle speed	min ⁻¹	767.3
Cutting speed	m/min	174.3
Feed rate	mm/rev	0.20
Depth of cut	mm	0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5

測定した切削力と切削断面積の関係を図 3.9 に示す. 図の横軸は切削断面積, 縦軸は切削力を示す. また図 3.9 には, x, y, z 軸方向の測定値である背分力 F_f , 主分力 F_p , 送り分力 F_n と, 式(3.1)に示す背分力 F_f と送り分力 F_n の合力, すなわち切りくず流出方向分力 F_t を示す[3-4]. 次に, 切削力と切削断面積の関係を最小二乗法により 1 次式に近似し, 直線の傾きから比切削抵抗 K_p , K_t を算出する. さらに, 式(3.2)により分力比 K_r を求めた[3-4]. 切りくず流出方向分力の比切削抵抗 K_t および分力比 K_r の算出値を表 3.5 に示す.

$$F_t = \sqrt{F_f^2 + F_n^2} \quad (3.1)$$

$$K_r = K_t/K_p \quad (3.2)$$

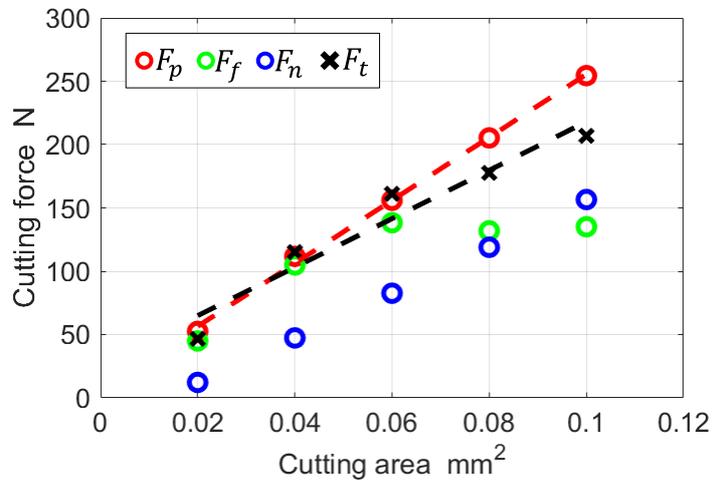


Fig. 3.9 Relationship between cutting force and cutting area (L/D=4)

Table 3.5 Identified specific cutting force and cutting force ratio (L/D=4)

Specific cutting force K_t	GPa	1.92
Cutting force ratio K_r		0.77

3. 3. 1. 3 実験結果および考察

3.3.1.2 で説明した条件を基に炭素鋼の旋削実験を実施し、びびり振動に対する安定性を評価した。初めに安定性の評価としてゲイン余裕 g_m を求め、次にびびり振動の有無について振動振幅と加工面で比較した。最後にびびり安定性に対する分力比 K_r の影響を分析した。

まず、2章で示した安定性解析手法に基づき、3.2.1 項で求めた周波数伝達関数の計測値を用いてゲイン余裕 g_m を求めた。その結果を図 3.10 に示す。図の横軸は主轴回転数 n である。図 3.10(a)の(i), (b)の(i)の縦軸は切込み量 d_r 、図 3.10(a)の(ii), (b)の(ii)の縦軸は切りくず流出角 η を示す。ゲイン余裕 g_m は $0 < g_m < 1$ の領域が不安定、 $g_m > 1$ が安定となる条件であり、安定限界 $g_m = 1$ を黒い実線で示している。また、実験で加工中に計測された加速度信号から、主轴回転数非同期の振動変位成分の振幅が $1 \mu\text{m}$ 以上となった場合にびびり振動が生じたときのみ、x で示している。それ以外の場合は安定条件であるとして o で示す。

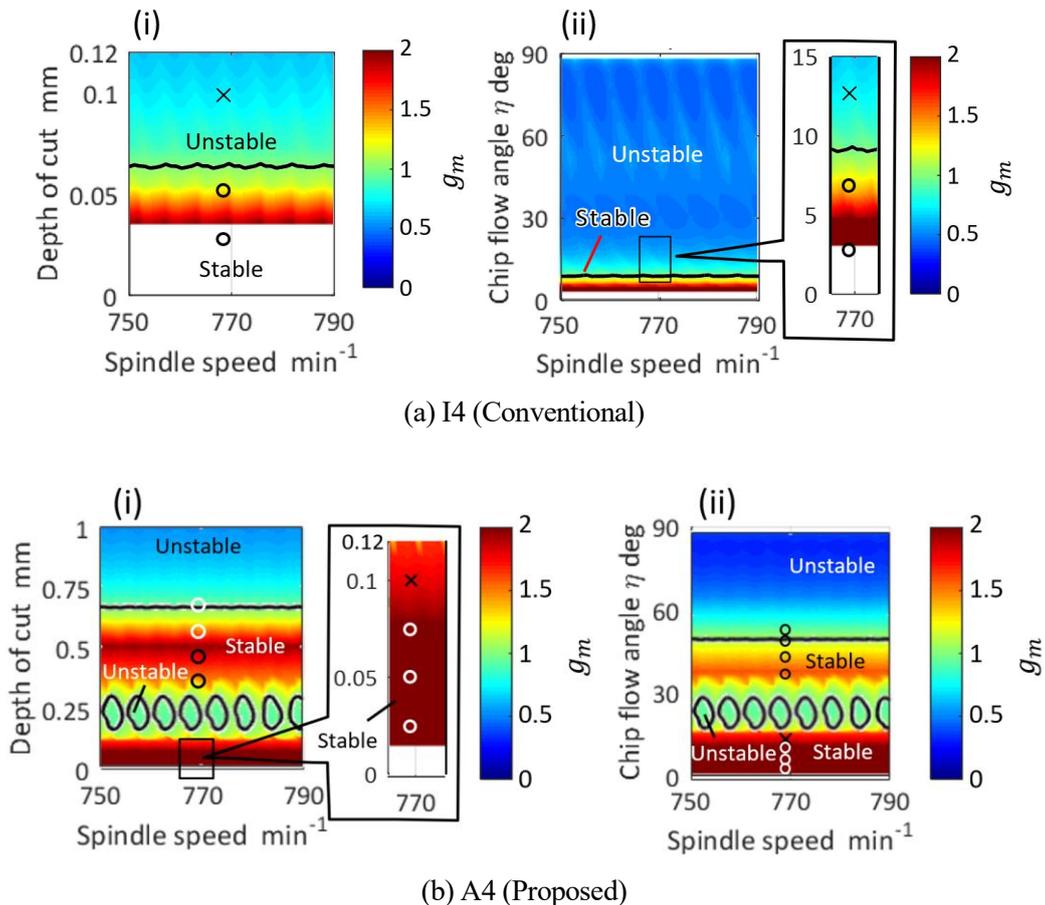


Fig. 3.10 Stability limit diagram for L/D=4 tools (Analysis : color map, Experiment : plots)

(i) Influence of depth of cut (ii) Influence of chip flow angle

図 3.10(a)の(i)から、汎用工具 (I4)では、切込み量 d_r が 0.05 mm 以下の領域でのみ安定化する解析結果が得られており、極めて安定領域が小さい。一方、図 3.10(b)の(i)より、提案工具 (A4)では、切込み量 d_r が 0.15 mm 以下および 0.31~0.65 mm の領域においては、 $g_m > 1$ で安定となる解析結果が得られている。汎用工具 (I4)と比較して、最大の安定限界切込み量は約 13 倍大きく、安定領域が拡大されている。試験で使用したいずれの工具による実験結果においても同様の傾向が得られており、提案手法によって安定性が向上している結果が示されている。そして、図 3.10(b)の(ii)に示した提案工具 (A4)の解析結果から、切込み量 d_r の大きい安定領域 ($g_m > 1$) は切りくず流出角 η の範囲では31~51 deg に相当する。表 3.4 より分力比 K_r が 0.77 であることから、この領域では $K_r \cos \eta$ が 0.48~0.66 となる。図 3.3 より、提案工具 (A4)は $K_r \cos \eta = 0.5$ 付近で合成伝達関数の最大負実部が最小となる。このため、その $K_r \cos \eta$ 付近の条件で安定性が向上したものと考えられ、この傾向は合成伝達関数の最大負実部の分析結果とも一致する。

次に、加工後の仕上げ面の外観写真と加工中に計測された加速度の周波数解析の結果を図 3.11 に示す。図の横軸は周波数、縦軸は振動振幅を示す。図 3.11(a)から、汎用工具 (I4)では切込み量が小さい条件下の場合、 $d_r = 0.05$ mmではびびり振動は生じていないが、図 3.11(b)より $d_r = 0.1$ mmでびびり振動が生じ、顕著なびびりマークの発生を確認した。提案工具 (A4)においても、図 3.11(d)より切込み量が小さい条件($d_r = 0.1$ mm)で、主軸回転数非同期の振動変位成分の振幅が 1 μm 以上の結果が得られ、微小ではあるがびびり振動が生じている。一方、図 3.11(e)より切込み量が大きい安定条件($d_r = 0.7$ mm)においては、主軸回転数非同期の振動変位成分の振幅が 1 μm 未満の結果が得られたことから、びびり振動が発生していないことがわかる。以上の結果から、提案工具によってびびり振動の安定性が改善され、高能率加工を実現し得ることが確認できた。

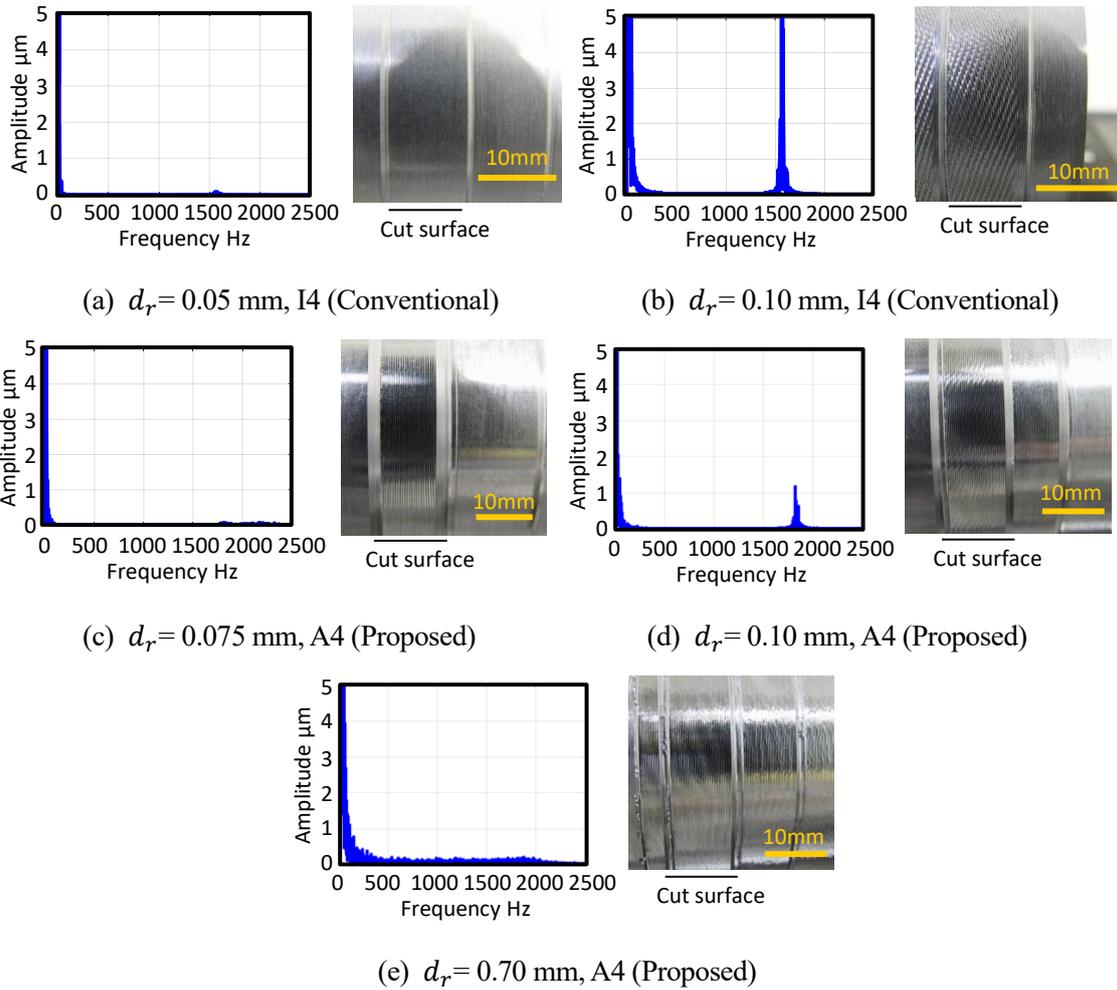


Fig. 3.11 Frequency analysis result of the acceleration measurement and finished surface after cutting ($L/D=4$)

次に、びびり振動の安定性に対する分力比 K_r の影響を分析する。分力比 K_r は被削材や工具素材およびインサート形状に依存して変化する。この性質から、分力比 K_r とびびり安定性の関係は、提案手法の実用性を考える上で重要な情報である。汎用工具(I4)および提案工具(A4)の周波数伝達関数に基づき、回転数 n を 768 min^{-1} として安定性解析を行った結果を図3.12に示す。横軸は分力比 K_r 、縦軸は切り込み量 d_r を示す。また、切り込み量 $d_r=0\sim 1$ mmの範囲でゲイン余裕 g_m を解析した結果を示し、 $g_m=1$ を黒い実線、 $K_r \cos \eta=0.55$ を白い破線で示す。図3.12(a)から、汎用工具(I4)では、 $0.5 \leq K_r$ のときに $d_r < 0.05$ の領域でのみ安定化することが分かる。一方で、図3.12(b)から、提案工具(A4)は、 $0.5 \leq K_r$ のときに $d_r < 0.1$ で安定領域が生じ、同時に $K_r \cos \eta = 0.55$ 付近の領域においても安定化する。また、提案工具(A4)の安定性向上効果を確認するため、汎用工具(I4)のゲイン余裕を $g_{m,I4}$ 、提案工具(A4)のゲイン余裕を $g_{m,A4}$ として、その比 $g_{m,A4}/g_{m,I4}$ を図3.13に示す。横軸は分力比 K_r 、縦軸は切り込み量 d_r を示す。ゲイン余裕比 $g_{m,A4}/g_{m,I4}$ が1となる境界を黒い実線で示して

おり、 $g_{m,A4}/g_{m,I4} > 1$ の領域では提案工具 (A4)の安定性が汎用工具 (I4)よりも高いことを意味する。図 3.13 から、 $K_r \cos \eta = 0.55$ 付近の広範囲において特にゲイン余裕の比 $g_{m,A4}/g_{m,I4}$ が大きくなっている。これは、図 3.3 に示した合成伝達関数が最小となる $K_r \cos \eta = 0.5$ 付近とほぼ同じ傾向である。このように、提案する異方性工具(A4)の安定性は高く、最も差が大きい条件では $\max(g_{m,A4}/g_{m,I4}) = 3.7$ 倍向上する結果が得られた。以上より、コンプライアンス比に応じて適切な $K_r \cos \eta$ を満たすように条件設定をすることで、理論通りに安定性を向上し得る性能が確認された。そのため、実際に使用するワークの分力比 K_r を把握し、それに応じたコンプライアンス比を持つ異方性工具を使用することで、安定した高能率の加工が実現できる。

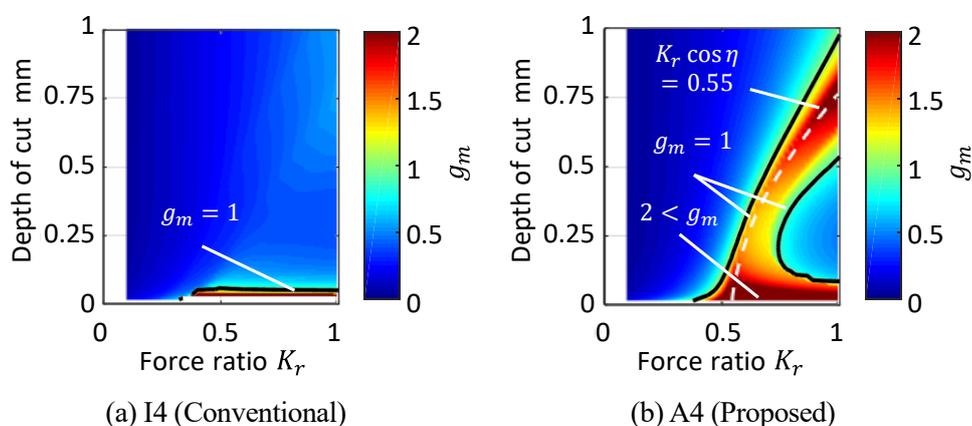


Fig. 3.12 Influence of depth of cut and force ratio on gain margin ($L/D=4$)
(Measured FRFs in Fig. 3.2 are used)

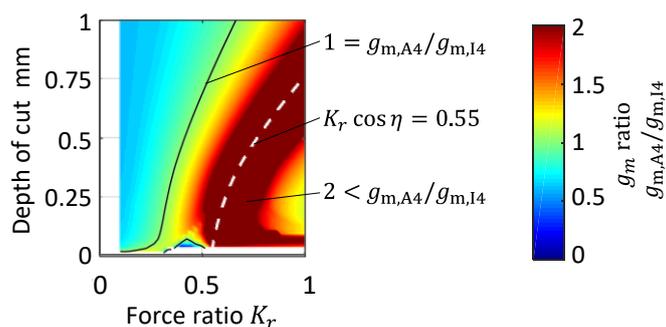


Fig. 3.13 Gain margin improvement ratio of model (A4) to model (I4)
(Measured FRFs in Fig. 3.2 are used)

3. 3. 2 L/D=10 のボーリング工具の防振性能

3. 3. 2. 1 実験装置と実験条件

試作工具 L/D=10 を用いて炭素鋼の旋削実験を実施し，びびり振動に対する安定性の評価を実施した．ここでは，L/D10 の実験で用いた実験装置と実験条件について述べる．図 3.14 に実験装置の外観を示す．切削油は用いずに乾式切削とした．主な加工条件を表 3.6 にまとめる．2章の 2.5 節で示した安定性解析を実施し，実験結果と比較した．なお，汎用工具 (I10)ではブレーカ無しインサートを，提案工具 (A10-1)ではブレーカ付きインサートを使用した．

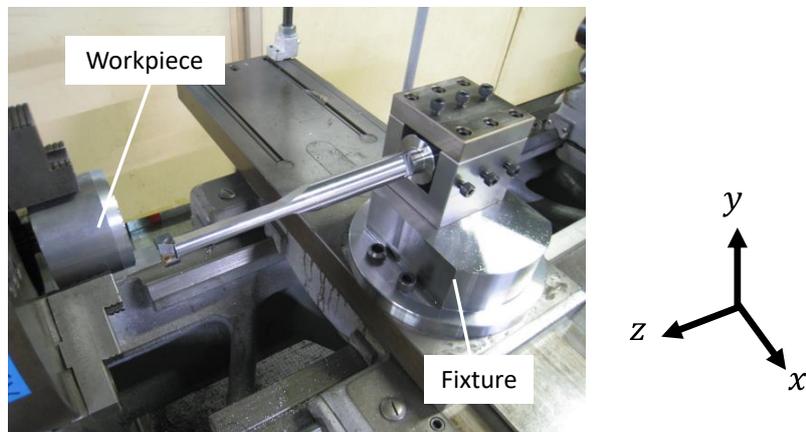


Fig. 3. 14 Experimental setup for the peripheral turning tests using the developed boring tools (L/D=10)

Table 3.6 Experimental conditions and identified parameters (L/D=10)

Workpiece material		SS400, ϕ 65 - 80
Nose radius R	mm	0.4
Tool cutting edge angle	deg	90
Insert included angle	deg	60
Spindle speed	min^{-1}	390
Cutting speed	m/min	104
Feed rate	mm/rev	0.1

3. 3. 2. 2 比切削抵抗の測定試験

ここでは、L/D10 のボーリング工具の評価を実施する上で必要となる比切削抵抗の計測方法について説明する。3.3.1.1 で述べたように、安定性指標であるゲイン余裕 g_m を算出するには、比切削抵抗 K_t と分力比 K_r の同定が必要である。すでに説明した L/D=4 のボーリング工具の試験で使用した被削材と異なるロットの被削材とインサートを使用したため、分力比 K_r が異なると考えられることから、同様に比切削力測定試験を実施して係数を同定した。NC 旋盤 (DMG 森精機 NLX3000) に切削動力計 (KISTER 製 9121 型) を取り付け、ISO ホルダ (STGCL1010E11) を固定した。インサートはブレーカ無し (TCMW110204, 超硬合金製, コーティング無し) とブレーカ付き (TCMT110204-LM, 超硬合金製, コーナー部すくい角 18 deg, 主切れ刃部 8 deg, PVD コーティング) を使用した。炭素鋼製被削材 (JIS; SS400) の外径切削加工を実施して切削力を測定した。切削条件を表 3.7 に、測定した切削力と切削断面積の関係図を図 3.15 に示す。横軸は切削断面積、縦軸は切削力を示す。図 3.15(a),(b)より、ブレーカの有無で得られる切削力が異なることを確認した。これは、ブレーカにより切りくずと工具の接触距離が短くなることで切削力が低下すること[3-5]や、コーティングを施すことで切りくずとインサートの摩擦が減少し、切削力が低下する等の理由が考えられる。

これらの結果から、切りくず流出方向分力の比切削抵抗 K_t および分力比 K_r を同定した。具体的には、各切削パラメータの初期値を与えて、切りくず流出方向や切削断面積、切削力などを計算し、切削力の計算結果と実験結果の誤差を最小化する比切削抵抗 K_t および分力比 K_r を探索的な手法を用いて同定した。算出した切りくず流出方向分力の比切削抵抗 K_t および分力比 K_r の算出値を表 3.8 に示す。得られた同定結果は、表 3.5 に示す L/D=4 の実験における同定結果と比較してやや値が異なる。そのため、L/D=10 のボーリング工具を用いた切削試験では表 3.8 で得られたパラメータを用いる。

Table 3.7 Experimental conditions

Workpiece		SS400, ϕ 80
Spindle speed	min ⁻¹	477
Cutting speed	m/min	120
Feed rate	mm/rev	0.1, 0.15, 0.2, 0.25, 0.3
Depth of cut	mm	0.1, 0.3, 1

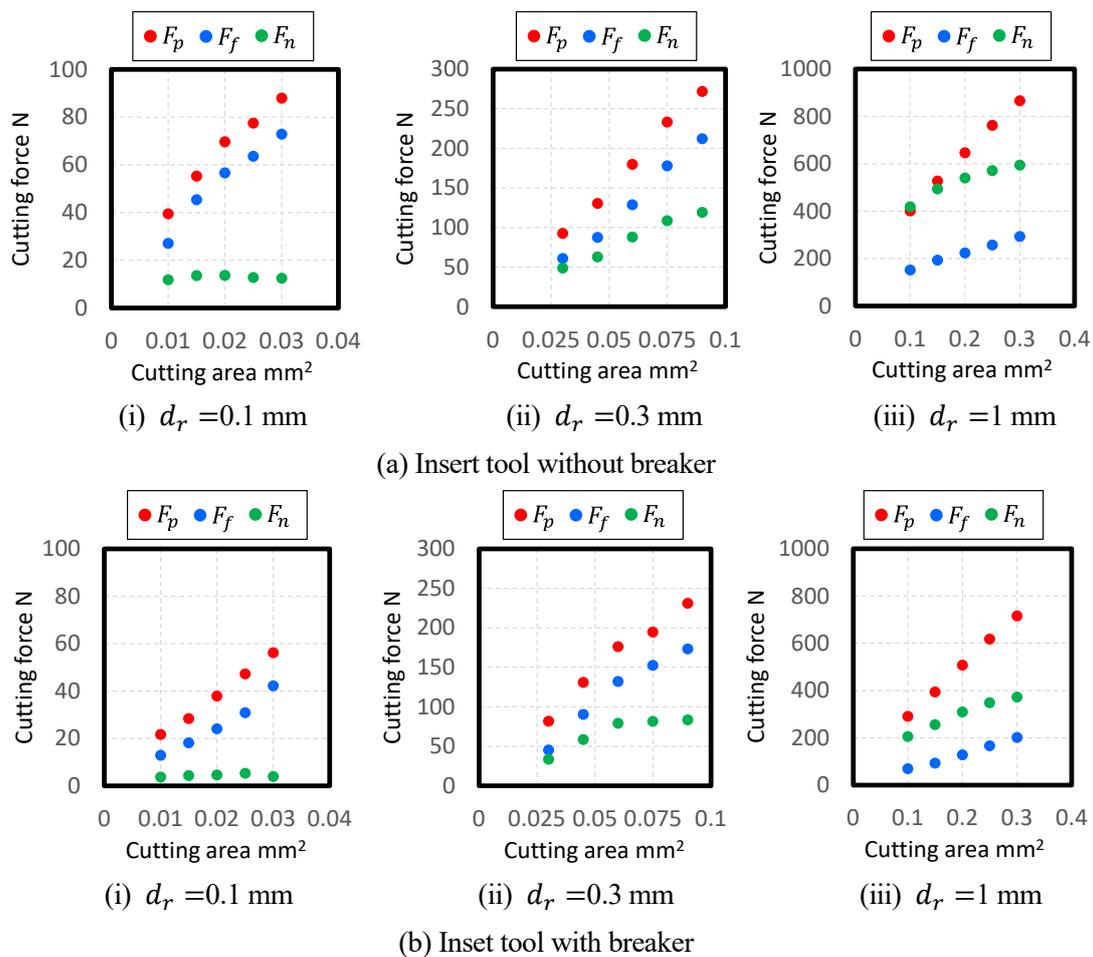


Fig. 3.15 Relationship between cutting force and cutting area (L/D=10)

Table 3.8 Identified specific cutting force and cutting force ratio (L/D=10)

		Without breaker (I10)	With breaker (A10-1)
Specific cutting force K_t	GPa	1.25	1.2
Cutting force ratio K_r		0.61	0.527

3. 3. 2. 3 実験結果および考察

3.3.2.2 で説明した条件に基づき炭素鋼の旋削実験を実施し、びびり振動に対する安定性を評価した。初めにゲイン余裕 g_m を求め、次にびびり振動の有無について加工面から比較を実施した。最後にびびり安定性に対する分力比 K_r の影響を分析した。ただし、汎用工具 (I10)および提案工具 (A10-1)のみを用いて検証実験を行った。提案工具 (A10-2)については安定性解析のみを行った。

3.2.2 項で求めた周波数伝達関数の計測値を用いてゲイン余裕 g_m を求めた。各工具の実

験結果および解析結果の比較を図 3.16 に示す。横軸を主軸回転数 n とし、各図の(i)の縦軸を切込み量 d_r 、(ii)の縦軸は切りくず流出角 η を示す。図中に示す \times は、被削材仕上げ面におけるびりマークがあることを示す。得られた仕上げ面性状の結果を図 3.17 に示す。

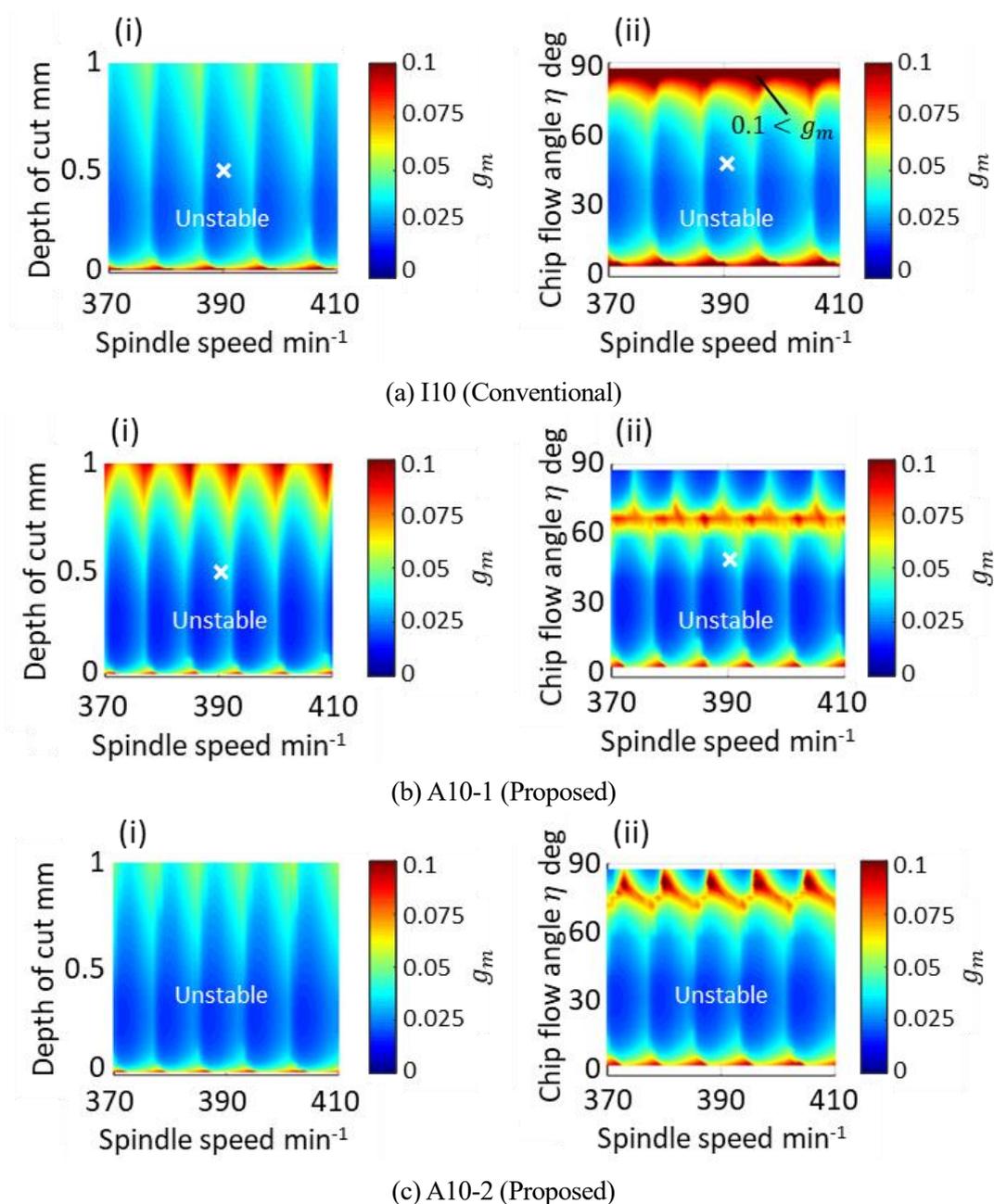
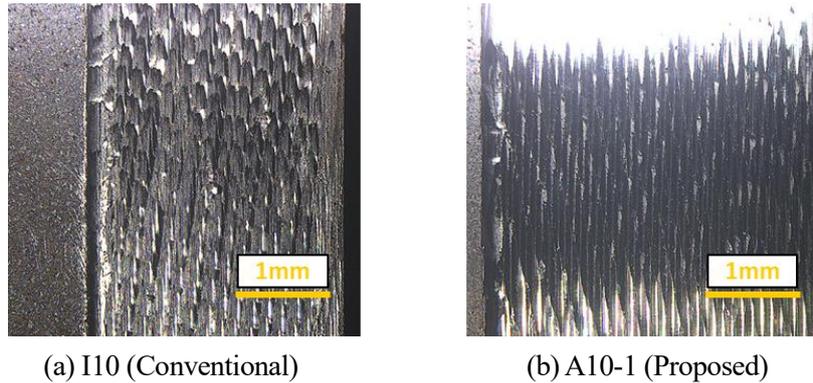


Fig. 3.16 Stability limit diagram for the L/D=10 tools (Analysis: color map, Experiment: plots)

(i) Influence of depth of cut (ii) Influence of chip flow angle



(a) I10 (Conventional)

(b) A10-1 (Proposed)

Fig. 3.17 Finished surface after cutting ($L/D=10$, $d_r=0.50$ mm)

図 3.16 に示すように、実験に用いた工具(I10), (A10-1), (A10-2)のうち、いずれの工具でもゲイン余裕 g_m は1未満となり、安定領域は得られないことを確認した。また図 3.17 より、提案工具の仕上げ面性状は汎用工具と比較してやや良好であるものの、びびり振動は抑制されていない。以上の結果から、提案手法によって安定性はやや向上するものの、びびり振動の抑制効果は不十分であることを確認した。

次に、びびり振動の安定性に対する分力比 K_r の影響を分析した。周波数伝達関数の計測結果に基づき、汎用工具 (I10)および提案工具 (A10-1), (A10-2)におけるゲイン余裕 g_m の解析を行った結果を図 3.18 に示す。横軸は分力比 K_r 、縦軸は切込み量 d_r を示す。なお、図 3.16 の解析結果に示すように、主軸回転数によって安定性がやや変化したため、各工具において比較的広い安定領域が得られる主軸回転数を選択し、主軸回転数 n をそれぞれ 386, 392, 393 min^{-1} として解析を行った。

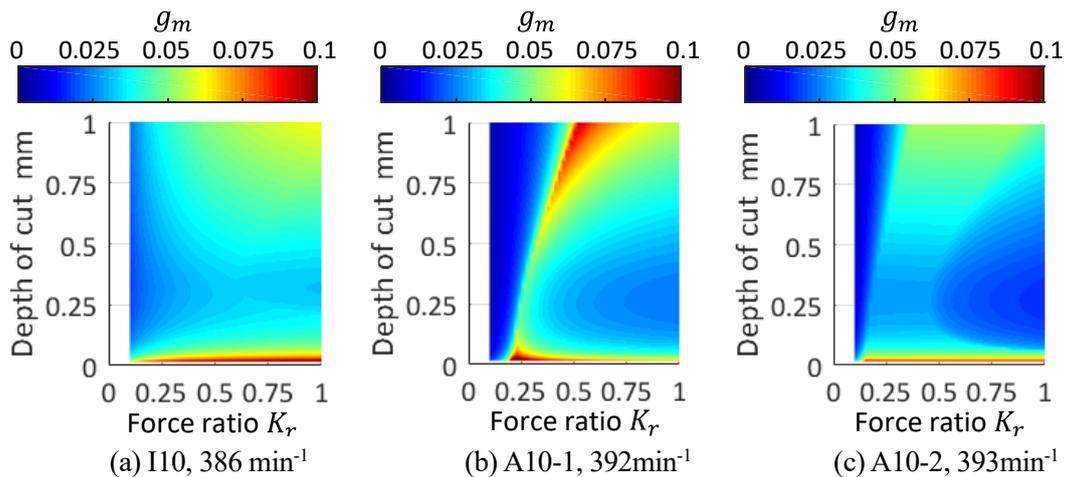


Fig. 3 18 Influence of depth of cut and force ratio on gain margin ($L/D=10$)

(Measured FRFs in Fig.3.5 are used)

図 3.18(a)より、汎用工具 (I10)では、切込み量 d_r が極めて小さい領域、および切込み量 d_r

と分力比 K_r がいずれも大きい条件においてやや安定性は向上するが、全体的にゲイン余裕 g_m は小さい。一方で、図 3.18(b)より、提案工具 (A10-1)では白い破線で示す $K_r \cos \eta = 0.22$ 付近の領域においてゲイン余裕 g_m が増加する傾向が確認できる。これは、図 3.6 に示したインパルス応答試験で得られた傾向とも一致する。図 3.18(c)より、提案工具 (A10-2)でも、同様の領域でゲイン余裕 g_m の増加傾向が確認できるが、図 3.18(b)に示す提案工具 (A10-1)ほどの向上効果は得られないことが分かる。また、実験に用いた工具(I10), (A10-1), (A10-2)のうち、いずれの工具でもゲイン余裕 g_m は 1 以下であり、安定条件は得られないことを確認した。L/D=10 の試作工具ではびびり振動の抑制効果が不十分であると考えられる。

続いて、提案工具(A10-1)および(A10-2)の安定性向上効果を確認するため、提案工具と汎用工具に対するゲイン余裕の比 $g_{m,A10-1}/g_{m,I10}$ および $g_{m,A10-2}/g_{m,I10}$ を比較した結果を図 3.19 に示す。横軸は分力比 K_r 、縦軸は切込み量 d_r を示す。ゲイン余裕の比が 1 となる境界を黒い実線で示した。図 3.19(a)より、提案工具 (A10-1)は、汎用工具 (I10)と比較して $0.19 < K_r \cos \eta < 0.32$ 付近で安定性が向上することが分かる。一方、図 3.19(b)より、提案工具 (A10-2)でも提案工具 (A10-1)と同様の傾向が見えるが、提案工具 (A10-1)ほどの効果は得られていない。これは、図 3.6 に示す最大負実部の解析結果とも傾向が一致する。提案工具 (A10-1)における最大のゲイン余裕比は、 $\max(g_{m,A10-1}/g_{m,I10})=1.8$ である。ここで、図 3.16 に示した実験結果を考える。実験条件において切込み量 $d_r = 0.5$ mm であり、分力比は $K_r = 0.610$ (I10)および $K_r = 0.527$ (A10-1)である。この条件では $g_{m,A10-1}/g_{m,I10} = 1.07$ 程度であり、提案工具(A10-1)の方がやや高い安定性を示す。このため実験で得られた仕上げ面性状がやや改善されたと考える。

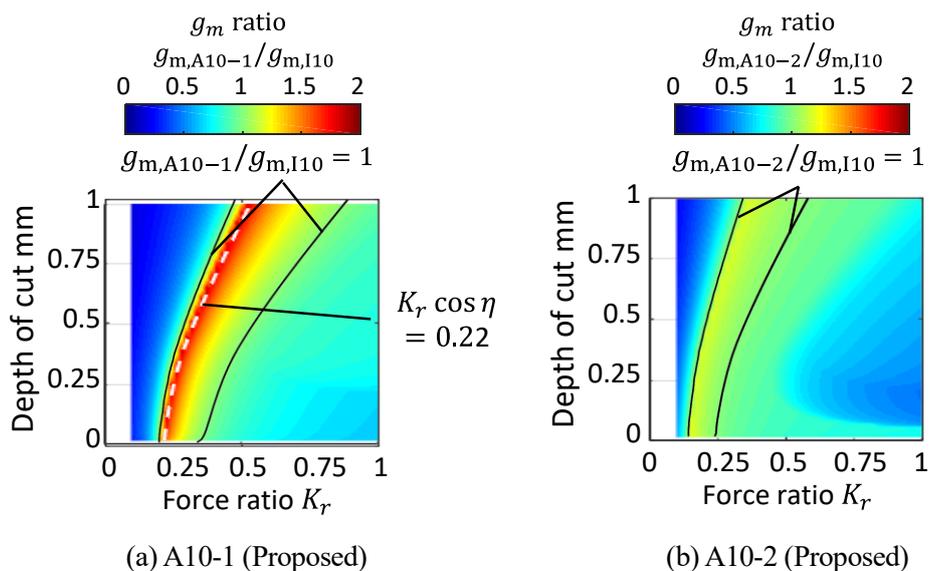


Fig. 3.19 Gain margin improvement ratio of model (A10) to model (I10)
(Measured FRFs in Fig. 3.5 are used)

3. 3. 2. 4 安定性を改善する指針の解析的検討

ここでは、 $L/D=10$ のボーリング工具を用いて安定切削を実現する方法について解析的な検討を行う。3.3.2 項で述べた検討において、提案手法により安定性は向上するものの、試作した $L/D=10$ の提案工具(A10-1)および(A10-2)ではびり振動を抑制する安定条件を実現することはできなかった。そこで、提案工具 (A10-1)において、どのように伝達特性を改善すれば安定条件を実現できるのかについて、解析的な検討を行った。

まず、インパルス応答試験により求めた周波数伝達関数から pq 軸方向のモーダルパラメータ ω_n, ζ, k を算出した。簡単のために非対角項 G_{pq}, G_{qp} はゼロとした。次に、これらのパラメータを修正して安定性解析を実施することにより、各パラメータの影響を分析した。ここでは、主軸回転数 $n=392 \text{ min}^{-1}$ として解析を行った。モーダルパラメータの設定値を表 3.9 に示す。条件 1 は実測した周波数伝達関数から同定して求めたパラメータであり、基準条件とする。条件 2 では、基準条件に対して共振周波数のずれ $f_{nq} - f_{np}$ がゼロとなるように修正した。条件 3 では、基準条件に対して Q 値が $Q_{pp} = Q_{qq}$ となるように修正した。条件 4 では、コンプライアンス $\max(|G_{pp}|)$ を基準条件の 10 分の 1 となるように修正した。条件 5 は条件 2~4 の修正をすべて実施した。

Table 3.9 Parameters used for stability analyses

Condition	Natural frequency in p axis f_{np} Hz	Natural frequency difference $f_{nq} - f_{pp}$ Hz	Quality factor Q_{pp}	$\frac{Q_{qq}}{Q_{pp}}$	Maximum compliance in p axis $\max(G_{pp})$ $\mu\text{m/N}$	Compliance ratio $\frac{\max(G_{qq})}{\max(G_{pp})}$
1 (reference)	325.5	-1	168	0.58	213.5	1.54
2		0				
3		-1		1		
4		-1		0.58	21.4	
5		0		1		

各条件に関して、分力比と切込み量がゲイン余裕 g_m に与える影響を分析した結果を図 3.20 に示す。横軸は分力比 K_r 、縦軸は切込み量 d_r を示す。また図 3.20(a)-(c)はカラーバーの範囲を $0 \leq g_m \leq 0.1$ とし、図 3.20(d), (e)はカラーバーの範囲を $0 \leq g_m \leq 2$ としている。さらに、ゲイン余裕 $g_m=1$ となる境界を黒い実線で示す。図 3.20(a)より、基準条件 (条件 1) においては、 $K_r \cos \eta = 0.4$ 付近でやや安定性が向上するものの全域で $g_m < 1$ となり、不安定を示す解析結果が得られた。同じ周波数伝達関数の非対角項成分を含む実計測データを用いて算出したゲイン余裕 (図 3.18(b)) と比較すると、安定性が向上する $K_r \cos \eta$ の分布がやや異なる。これは、非対角項成分 G_{pq}, G_{qp} の考慮の有無による影響と考えられる。図

3.20 (b), (c)に示す条件 2 および 3 の解析結果より、共振周波数のずれ $f_{nq} - f_{np}$ 、 Q_{qq}/Q_{pp} の修正はゲイン余裕 g_m の増加に対してほとんど効果がないことが分かる。ただし、条件 1 と比較すると安定性が向上する $K_r \cos \eta$ の領域が変化した。このことは、共振周波数のずれ $f_{qq} - f_{pp}$ と減衰比の誤差 ζ_{qq}/ζ_{pp} が $K_r \cos \eta$ の最適条件に影響することを示唆している。図 3.20 (d)に示す条件 4 の解析結果より、コンプライアンス $\max(|G_{pp}|)$ の低減は安定性向上効果が大きいことが分かり、ゲイン余裕 $g_m > 1$ となる安定領域が得られることを確認した。図 3.20(e)より、条件 5 では、さらに広い条件で安定領域が得られることを確認した。このように、コンプライアンスの低減と合わせて共振周波数とQ値のずれを同時に修正することで、高い安定性を実現することが可能となることが判明した。

また、安定性の向上についてゲイン余裕 g_m の比較を行うと、図 3.20(a)より、基準条件(条件 1)では、切込みが 0.2 mm 以上の領域でゲイン余裕の最大値が $\max(g_m) = 0.31$ となる。一方、図 3.20(e)より、条件 5 では広い領域で $g_m \geq 1$ となる安定領域が発現し、切込み変化に対してもロバストな安定化効果が期待できる。ゲイン余裕の最大値を確認しても $\max(g_m) = 385$ となり、劇的な改善効果が確認できた。以上の結果から、L/D=10 の工具において安定領域を得るには、 pq 軸における共振周波数のずれ、およびQ値の一致率を改善すると同時に、コンプライアンスの最大値 $\max(|G_{pp}|)$ の低減を実現する必要があることが確認された。ただし、現実的にここまで精度の高い伝達特性の調整を実現するのは容易ではないと考える。

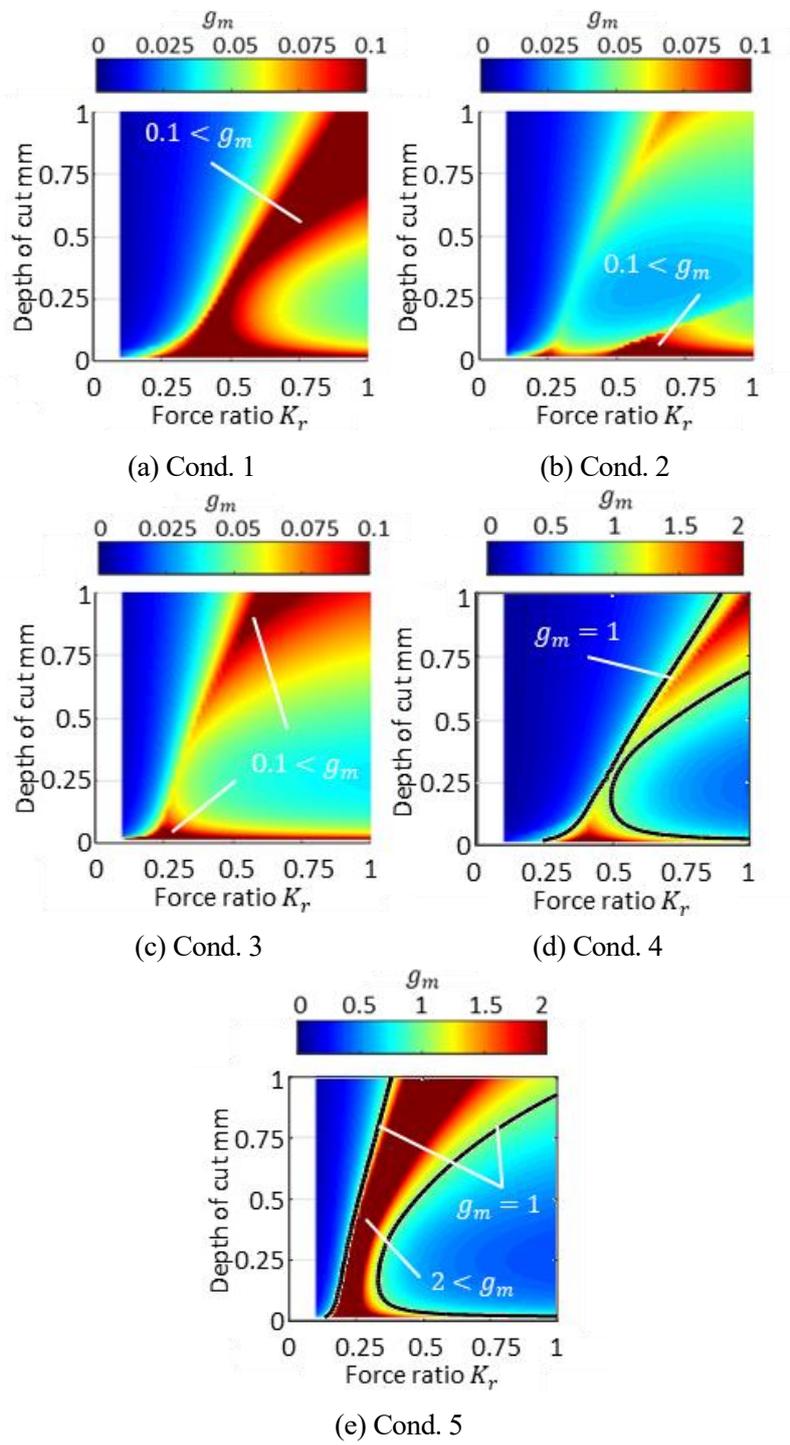


Fig. 3.20 Stable limit region after parameter adjustment in model (A10-1)
(Modal parameters in Table 3.9 are used) ($L/D=10, 392\text{min}^{-1}$)

3. 4 結言

異方性構造を利用したびびり振動を抑制する新しい防振ボーリング工具を2種類試作し、検証実験を通じてびびり振動に対する安定化性能の検証とボーリング加工における実用性を確認した。本章において得られた主な結論を以下にまとめる。

- (1) 試作した $L/D=4$ の提案工具の周波数伝達関数を分析した結果、概ね所望の異方性伝達特性を得ることができ、汎用工具に対して概ね理論通りの安定性向上効果が見込めることを確認した。
- (2) 試作した $L/D=4$ の提案工具で切削実験を実施したところ、安定性の向上が実現でき、汎用工具と比較して安定限界切込みが約 17 倍向上する効果を確認した。
- (3) 試作した $L/D=10$ の提案工具の周波数伝達関数を分析した結果、FEM 解析の結果と比較して Q 値が 3 倍程度大きくなり、大幅な安定化効果は見込めないことが明らかとなった。
- (4) 試作した $L/D=10$ の提案工具で切削実験を実施したところ、汎用工具と比較してやや安定化する効果を確認したが、びびり振動の回避は確認できなかった。
- (5) $L/D=10$ の提案工具において所望する安定領域を得るには、コンプライアンスの最大値 $\max(|G_{pp}|)$ をさらに低減する必要がある。さらに、共振周波数と Q 値がモード間でさらに一致するように調整することが安定化には効果的である。

第4章

逃げ面テクスチャ形状の検討と FEM 解析を用いたプロセスダンピング効果の分析

4. 1 緒言

切削加工におけるびびり振動は、加工中に発生した振動が切削プロセスと機械構造ダイナミクスが形成するフィードバック系で拡大される不安定現象であり[4-1]、古くから生産効率の低下を招く負の要因として知られている。びびり振動を回避するためにプロセスダンピングを利用することができる。プロセスダンピングとは、工具や被削材に振動が発生した際に工具の逃げ面が被削材仕上げ面に接触して減衰効果が生じる現象であり、安定性を向上する効果を発揮することが知られている[4-1]。

先行研究[4-2]において、プロセスダンピング効果を積極的に利用してびびり振動を抑制するために工具逃げ面にテクスチャを設計する手法が提案されている。この提案手法では、所定の振幅以上で振動が発生した時に、突起形状のテクスチャが被削材の仕上げ面と接触することでプロセスダンピングが発現し、びびり振動を抑制する効果が得られる。テクスチャのない通常の工具では低速条件でのみプロセスダンピングは発現するが、その切削速度は一般に適正な切削速度範囲を下回る。提案手法では実用的な高切削速度条件下であってもプロセスダンピングが発現し、積極的にびびり振動を抑制することができる。先行研究においてこの手法の有効性が確認された一方で、テクスチャ付近に被削材の凝着が生じ、工具欠損が生じる問題が報告されている[4-2]。これらの問題は、工具の短寿命化や面精度の悪化に起因するため実用化する上で大きな問題となり得る。また、先行研究では軟質な真鍮製ワークに対する検証が実施されているが[4-2]、産業界においてよく用いられる鉄系素材などに対する実用的な効果は未知数である。本研究では、この提案技術の実用化を目指し、より優れた効果を得る形状や課題の抽出に取り組む。

本章は次のように構成する。4.2 節では、予備検討として炭素鋼の基礎的な端面切削を実施し、テクスチャ工具がテクスチャの無い通常工具よりも、安定となる限界の切削速度が向上することを確認する。4.3 節では、合計 6 種の形状のテクスチャを持つ工具を設計する。4.4 節では、設計した工具のテクスチャ形状の効果について FEM 解析を用いて評価する。最後に、4.5 節に本章で得られた結論を述べる。なお、本章で述べた主な内容は文献[4-3]にまとめている。

4. 2 炭素鋼の切削実験による逃げ面テクスチャ工具の課題抽出

まず、逃げ面テクスチャ工具の基本的な設計概念について説明する。図 4.1 に逃げ面テクスチャ工具における切れ刃断面の概形を示す。図に示すように、工具逃げ面側に突起形状のテクスチャを設ける。加工中に工具や被削材などの機械構造で振動が生じる際に、突起形状のテクスチャ底面が被削材仕上げ面に接触することで、プロセスダンピングが発現し、びびり抑制効果を得ることができる。ここで、切れ刃からテクスチャまでの切削方向の距離（以降、テクスチャ距離と呼ぶ）を l_d 、テクスチャの幅を l_{tx} 、見かけの加工面からテクスチャまでの鉛直方向の距離（以降、テクスチャ高さと呼ぶ）を h 、工具のみかけの逃げ角を γ_n 、テクスチャ底面による有効逃げ角を γ_e と定義する。

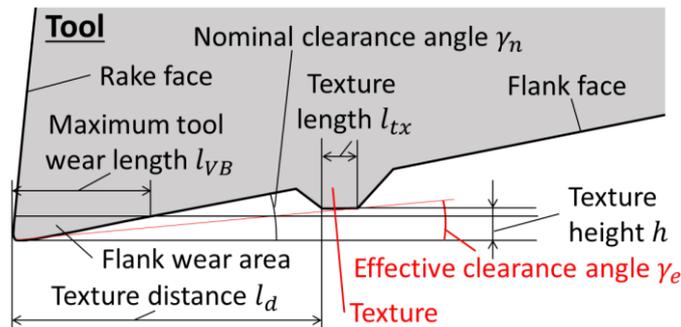


Fig. 4.1 Proposed tool with a texture on the flank face

一般に、工具の使用限度として、工具の寿命は逃げ面摩耗幅が許容限界値 l_{VB} （たとえば0.3 mm[4-4]）以内となるように管理される。正常に摩耗が成長すると、工具寿命に至る過程で刃先の一部が消失する。提案手法ではこの消失部位とテクスチャ部は空間的に分離されるべきと考え、テクスチャ距離 l_d は逃げ面摩耗幅の許容限界値 l_{VB} よりも大きくなるように設計する。また、テクスチャ高さ h は、逃げ面摩耗量 l_{VB} が許容限界値（たとえば0.3 mm）に達したとしても、正となるように設計する。これにより、振動を伴わない正常な加工で使用する場合には、テクスチャが加工面に接触することなく、テクスチャによる加工性能の劣化も引き起こされないと考える。

次に、先行研究によって設計された工具逃げ面テクスチャのびびり抑制効果を確認するため、予備実験検討を行った。先行研究[4-2]では、被削材に真鍮（JIS; C2801）を用いて逃げ面テクスチャ工具の効果が検証されている。本研究では図 4.2 に示すように同じ超硬工具（ l_d : 0.2 mm, l_{tx} : 0.05 mm, h : 8 μ m, γ_n : 7 deg）と実験装置を用い、工業的に需要の高い炭素鋼（JIS; S45C）の端面切削を実施した。この時、工具切れ刃の A-A 断面が図 4.2 に示すテクスチャ形状となる。また図 4.3 に実験装置の外観を示す。工具を固定した構造（工具ホルダ）はz軸方向のみに柔軟であり、固有振動数は 540 Hz である。工具ホルダを切削動力計に固定し、加工中の力変動を計測した。実験条件を表 4.1 に示す。主軸回転数を一

定とし、被削材の外周側から工具に一定送りを与えて徐々に切削速度を低下しながら端面旋削を行うことで、プロセスダンピングによりプロセスが安定化する速度[4-3]（以降、臨界切削速度と呼ぶ）を評価した。図 4.2 に示すように使用した工具は 2 つの直線切れ刃を組み合わせた形状であり、ノーズ半径はゼロである。前切れ刃に対して横切れ刃の逃げ角が小さいため、振動が生じると横切れ刃の逃げ面が被削材に接触する。使用工具では、この横切れ刃の逃げ面に切れ刃に平行なテクスチャを設けている。以降、この 2 直線切れ刃で構成される工具を、フラット工具と呼ぶ。

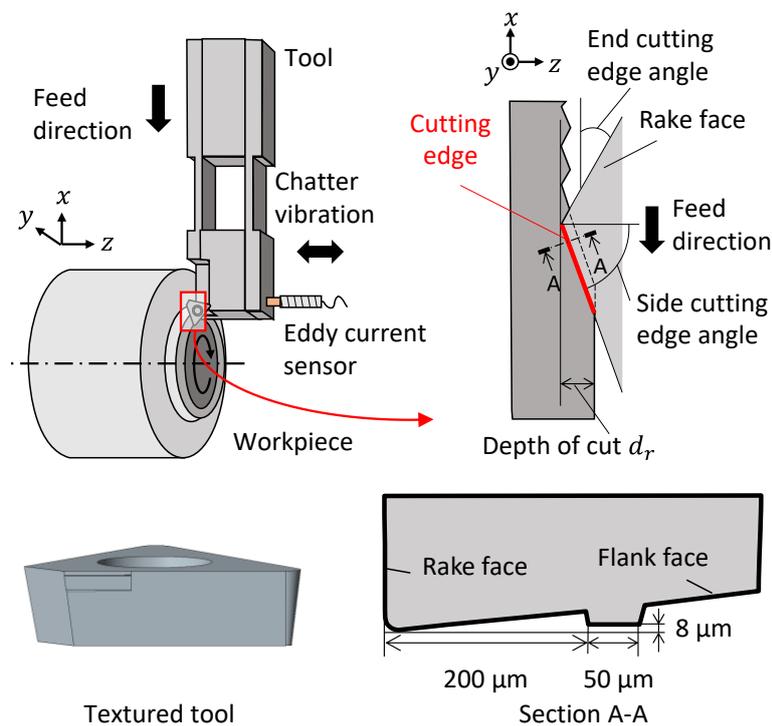


Fig. 4.2 Schematics of experimental setup for the face turning of a carbon steel workpiece (S45C) using tools with/without texture

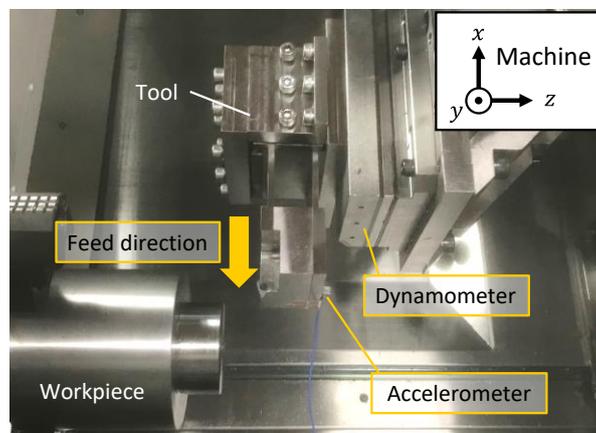


Fig. 4.3 Experimental setup for the face turning

Table 4.1 Experimental conditions for face turning test

Tool		Without texture	With texture
Workpiece		C2801, $\phi 69$	
Cutting speed	m/min	40-132	40-198
Spindle speed	min ⁻¹	600	900
Depth of cut	mm	0.6	
Feed rate	mm	0.5	

切削試験で計測された切削力と切削速度の関係を図 4.4 に示す。図から、切削速度が低下するとともに振動振幅が減少することが分かる。図 4.4 から得られた各工具の臨界切削速度の測定結果を表 4.2 にまとめる。表 4.2 より、テクスチャ工具はテクスチャが無い通常工具よりも、安定となる限界の切削速度が約 2.25 倍に向上することが明らかになった。この結果から、逃げ面テクスチャは真鍮素材だけでなく鋼素材の切削においても効果的にプロセスダンピングを発生していると考えられる。

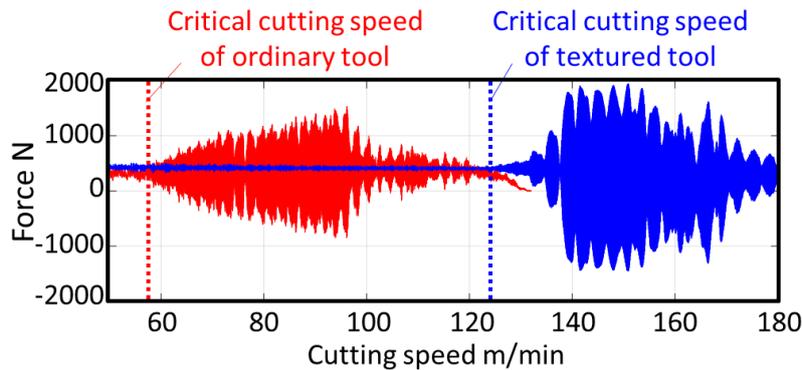


Fig. 4.4 Relationship between the cutting force and the cutting speed

Table 4.2 Experimental results of critical cutting speed

Tool		Without texture	With texture
Critical cutting speed	m/min	56	125

一方で、図4.5に示すようにテクスチャ前方の逃げ面に凝着が生じる課題が確認された。さらに、工具欠損が生じる事例も多発し、炭素鋼の加工においては実用面で大きな問題があることが明らかとなった。これらの問題は、使用した工具のテクスチャ形状に問題があると考えられる。本節の実験で使用した工具のテクスチャ距離 l_d は0.2 mm、テクスチャ高さ h は8 μm である。この形状の場合、65 μm ほどのわずかな逃げ面摩耗が生じてしまうとすぐにテクスチャ高さ h がゼロとなり、常に工具と被削材が接触する状態に遷移してしま

う。また、被削材仕上げ面からテクスチャの間の空間が狭いため、わずかでも凝着物が生じると、すぐに空間が凝着物で充填されてしまい、工具逃げ面での接触幅が大幅に増加する。これらの問題により工具逃げ面で過剰な力が発生して工具欠損が生じた可能性が考えられる。以上の考察から、逃げ面テクスチャ技術を実用的に利用するには、逃げ面凝着や工具欠損を防ぐテクスチャ形状を検討する必要がある。

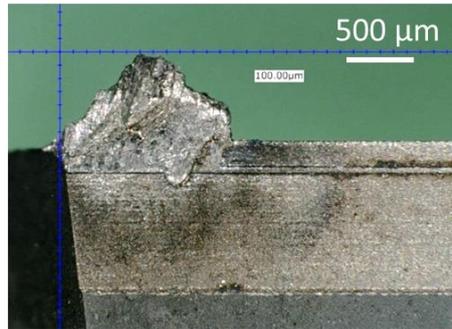
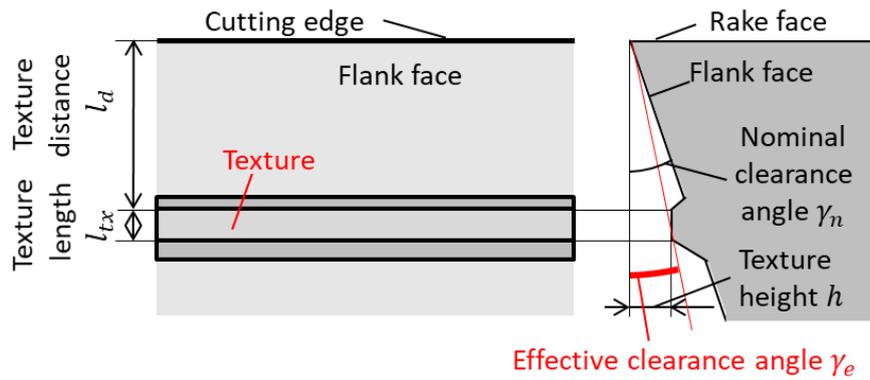


Fig. 4.5 Textured tool after cutting

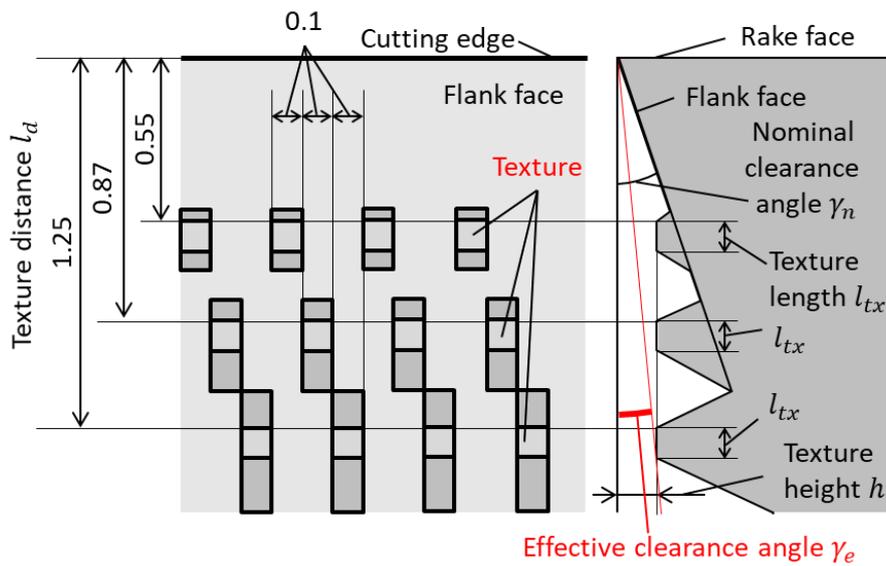
4. 3 新しい逃げ面テクスチャパターンの提案

前節の実験結果を踏まえ、凝着を回避するためにテクスチャ距離を変更した工具と、さらに凝着物の発達を抑制するためにテクスチャを分離した工具の検討を行った。具体的には、切れ刃に平行に連続的なライン状のテクスチャを設けた横ライン型の工具(図4.6(a))、テクスチャを分離したドット型の工具(図4.6(b))、切れ刃に垂直にライン状のテクスチャを設けた縦ライン型の工具(図4.6(c))を設計した。各形状の寸法数値を表4.3に示す。また、各工具において予想される効果を表4.4にまとめる。なお、テクスチャを持たない工具の名称をWOTと定義する。

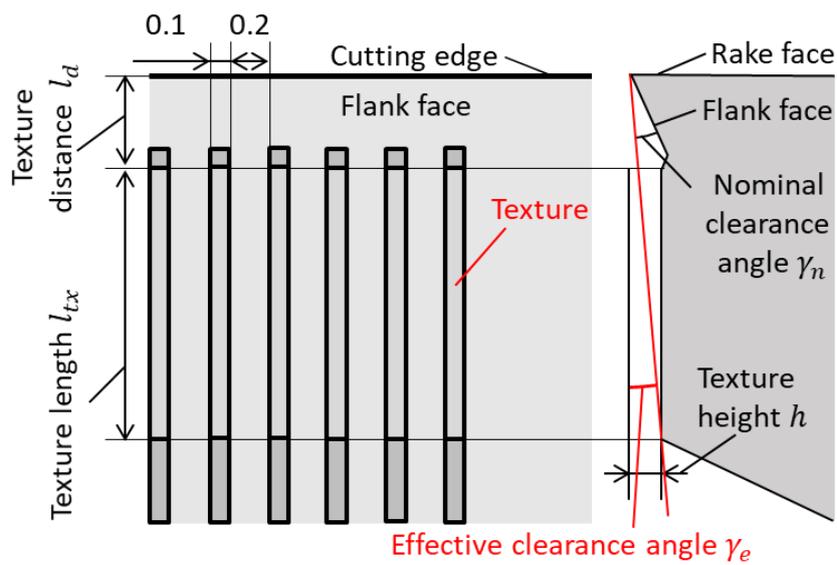
次に、形状の詳細について説明する。凝着を回避するには、テクスチャ距離を増加する必要があると考えられる。一般に、最大の許容逃げ面摩耗幅は0.3 mm以下に設定されることが多い[4-5]ことから、本研究では検討するテクスチャ距離 l_d を0.55, 0.87, 1.25 mmとした。横ライン型のテクスチャ工具についてはこの3種類のテクスチャ距離 l_d を持つ工具をそれぞれ設計し、それらの名称をPL55, PL87, PL125と定義する。ドット型のテクスチャ工具(図4.6(b))では、3種類のテクスチャ距離 l_d のドット状テクスチャを混合して与える。その名称をDTと定義する。縦ライン型のテクスチャ工具(図4.6(c))ではテクスチャ距離 l_d を0.55 mmのみとした。その名称をVLと定義する。なお、ドット型と縦ライン型のテクスチャに関して、切れ刃方向のテクスチャ幅を0.1 mmとし、テクスチャのピッチが0.3 mmとなるように設計した。また、先行研究で用いたテクスチャ距離 l_d 0.2 mmの工具の名称をPL02と定義する。



(a) Parallel line type (PL)



(b) Dot type (DT)



(c) Vertical line type (VL)

Fig. 4.6 Schematics of texture geometries on tool flank face

Table 4.3 Dimensions of the designed textured tool (flat tool)

Texture tool type		Without texture	Parallel line type				Dot type	Vertical line type	
Tool name		WOT	PL 55	PL 87	PL 125	PL 02	DT	VL	
Rake angle	deg	0							
Nominal clearance angle γ_n	deg	7							
Effective clearance angle γ_e	deg	/	3.52	2.36	1.70	1.31	1.70	1.39	
Texture distance l_d	mm		0.55	0.87	1.25	0.20	0.55, 0.87, 1.25	0.55	
Texture length l_{tx}	μm		100			50	100	1099	
Texture height h	μm		40			8	40	40	

Table 4.4 Estimated effect of each texture tool

Texture tool type	Parallel line type	Dot type	Vertical line type
Effect	高いプロセスダンピング効果が期待できる。ただし、凝着物がいったん生じると定着しやすい可能性がある。	幅広い振動波長領域で効果を発現する可能性があり、びびり振動の周波数や切削速度に対してロバストな特性が期待できる。ただし、プロセスダンピング効果はやや劣る可能性がある。	凝着の抑制と同時に、優れたプロセスダンピング効果が期待できる。一方で、逃げ面接触面積が大きくなる可能性がある。

次に、凝着物の発達を抑制する形状について考える。横ライン型のテクスチャ形状は、一旦凝着が生じてしまうと凝着物の逃げ道がないため、脱落せずに定着しやすいと考えられる。そこで前述したドット型テクスチャ工具 DT と縦ライン型テクスチャ工具 VL を提案する。切れ刃と平行な方向に沿ってテクスチャを分離することで、凝着物が成長しにくくなり、その発達を抑える効果が期待できる。ただし、この分離構造の影響で、テクスチャの接触面積が減少して、プロセスダンピング力が低下するため、プロセスダンピングの

効果は、横ライン型と比較して低下することが予想される。

また、テクスチャ距離がプロセスダンピングの効果に与える影響に着目する。先行研究[4-2]では、テクスチャ距離に依存してプロセスダンピングを発現する振動波長領域が異なることが指摘されている。このため、前述したようにテクスチャ距離 l_d を3種の混合としたドット型テクスチャ工具 DT では幅広い振動波長領域で効果を発現する可能性がある。すなわち、びびり振動の周波数や切削速度に対してロバストな特性が期待できる。

一方、テクスチャ長さについては、先行研究[4-2]より、テクスチャ長さが大きい場合、プロセスダンピング効果が向上するとともに、効果的な振動波長領域が増大する効果が確認されている。このため、テクスチャ長さが大きいと、凝着の抑制と同時に、優れたプロセスダンピング効果が期待できる。ただし、テクスチャ長さが大きいことにより、切削力の増大が懸念されることには注意が必要である。テクスチャ長さの影響を検討するため、各工具のテクスチャ長さ l_{tx} を横ライン型テクスチャ工具 PL55, PL87, PL125 およびドット型テクスチャ工具 DT では 100 μm , 縦ライン型テクスチャ工具 VL では約 1.1 mm とした。

4. 4 FEM 解析によるプロセスダンピング効果の推定

切削実験によって振動とプロセスダンピング力の関係を計測するのは容易ではない。そこで、切削実験の代替として、FEM 解析ソフト AdvantEdge™ を用いた炭素鋼の 2 次元切削シミュレーションを行い、プロセスダンピング力と振動の関係を定量的に分析する。4.4.1 項では、FEM 解析によるプロセスダンピング現象のシミュレーションの事例を示す。4.4.2 項では、4.3 節で設計したテクスチャ形状におけるプロセスダンピング効果の分析結果を示し、その特徴を考察する。

4. 4. 1 FEM による 2 次元切削解析

二次元切削におけるプロセスダンピングの解析事例を図 4.7 に示す。図に示すように、工具側に切込み方向振動を与えながら切削シミュレーションを行うことで、被削材の仕上げ面に正弦波状の振動が転写されていることが分かる。この被削材の仕上げ面が、工具逃げ面に備えたテクスチャと干渉することでプロセスダンピングが発現する。FEM 解析を用いることで、このプロセスダンピング力と振動の関係を定量的に分析することが可能となる。FEM 解析の結果の一例を図 4.8 に示す。図 4.8(a)は、テクスチャと被削材の接触距離を示し、横軸は切削時間、縦軸はテクスチャと被削材の接触距離を示す。図 4.8(b)は x, y 軸方向のプロセスダンピング力 F_{pdx} , F_{pdy} およびそれらの合力である $|F_{pd}|$ を示している。横軸は切削時間、縦軸はプロセスダンピング力を示す。図に示すように、テクスチャと被削材が接触する瞬間にプロセスダンピング力が発現していることを FEM 解析で確認することができる。

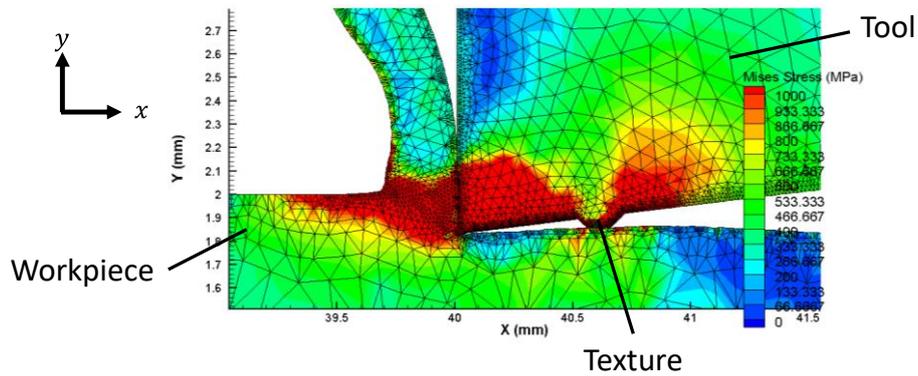


Fig. 4.7 Cutting process simulation with damping using FEM software AdvantEdge™

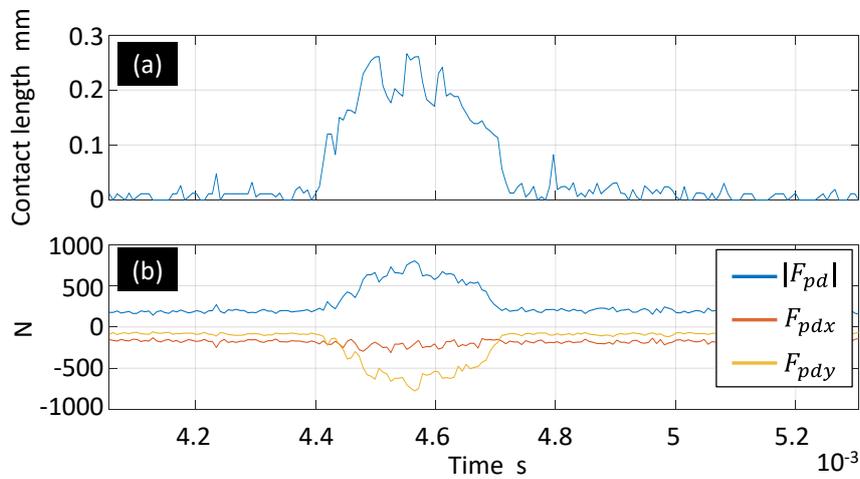


Fig. 4.8 An example of analytical results of process damping

((a) Contact length between tool flank face and workpiece (b) Process damping forces)

4. 4. 2 各テクスチャ形状におけるプロセスダンピング効果の分析

FEM 解析を用いて 4.3 節で設計したテクスチャ形状の効果について分析を行う。ここでは、びびり振動によって生じるプロセスダンピング力と振動の関係に着目する。本研究では、切込み方向のみに単一周波数の振動が生じてプロセスダンピングが発現すると仮定する。すなわち、振動速度は切削速度に対して十分に低いと仮定し、切削方向の振動の影響は無視する。また、断続的なプロセスを伴わない旋削加工においては、単一周波数で振動が生じやすいと考える。周波数領域において、プロセスダンピング力 $F_{pd}(i\omega_c)$ と切込み方向振動変位 $z(i\omega_c)$ の関係を次式で定義する[4-2]。

$$F_{pd}(i\omega_c) = -a(iK_{pdc} + K_{pdk})z(i\omega_c) \quad (4.1)$$

ω_c はびびり振動の周波数、 a は切削幅である。 K_{pdc}, K_{pdk} はプロセスダンピング係数[4-2]であり、それぞれ振動速度および振動変位に同期する成分を示す。ここでは、FEM 解析において振動周波数、振動振幅および切削速度を仮定して振動変位 z のびびり振動を入力して

動的なシミュレーションを行い、切れ刃逃げ面で生じるプロセスダンピング力 F_{pd} を算出する。シミュレーション結果からびびり周波数成分を抽出することにより、任意の振動波長 λ_i および振動振幅 z_i に対応したプロセスダンピング係数 K_{pdc} と K_{pdk} を次式で求めることができる。

$$K_{pdc}(\lambda_i, z_i) = -\frac{1}{a} \text{imag} \left(\frac{F_{pd}(\lambda_i, z_i)}{z} \right), K_{pdk}(\lambda_i, z_i) = -\frac{1}{a} \text{real} \left(\frac{F_{pd}(\lambda_i, z_i)}{z} \right) \quad (4.2)$$

本研究ではテクスチャを持たない通常工具 WOT と横ライン型 PL, ドット型 DT, 縦ライン型 VL のテクスチャ工具を対象に FEM 解析を用いてプロセスダンピング係数 K_{pdc} と K_{pdk} を算出した。主な解析条件を表 4.5 にまとめる。解析には表 4.3 に示すテクスチャ形状の設計値を用いた。なお、刃先丸みは 20 μm とし、逃げ面摩耗がない形状を仮定した。また 2次元切削であることから、 K_{pdc}, K_{pdk} はプロセスダンピング係数の単位は Pa である。

Table 4.5 Conditions for FEM analysis

Tool name		WOT	PL 55	PL 87	PL 125	PL 02	DT	VL
Workpiece		S45C						
Cutting speed v_w	m/min	100						
Frequency	Hz	300 - 4800	100 - 4200					
Wavelength λ	mm	0.347 - 5.56	0.397 - 16.67					
Amplitude z	μm	20 - 70	20 - 75			5 - 75	20 - 75	
Depth of cut	mm	0.15	0.30					

先行研究[4-2]において、 K_{pdc} がプロセスの安定化に支配的な影響を与える可能性が高いことが報告されている。そこで、本研究では K_{pdc} に注目する。通常工具 WOT を対象とし、振動波長 λ と振動振幅 z がプロセスダンピング係数 K_{pdc} に与える影響について算出した結果を図 4.9 に示す。横軸は振動波長 λ 、縦軸は振動振幅 z を示し、プロセスダンピング係数 K_{pdc} の分布を等高線で表示している。また、振動波長 $\lambda(= 2\pi v_w / \omega_c)$ は切削速度 v_w と振動周波数 ω_c の関数として表される。後述する解析結果と統一するため横軸の振動波長範囲を 0mm から 12mm としているが、振動波長 $\lambda=5.5$ mm 以上の領域では解析を実施していないため、白色で示してある。

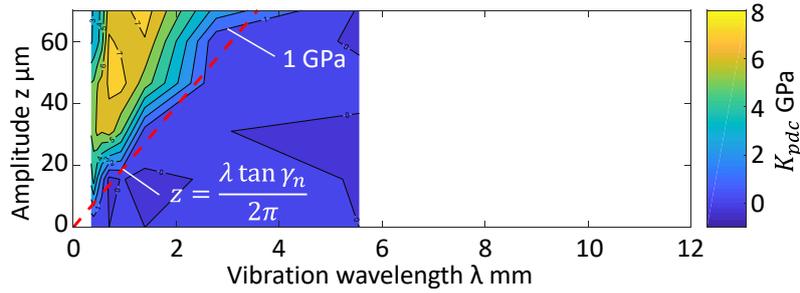


Fig. 4.9 Distribution of process damping coefficient K_{pdc} for untextured tool (WOT)

図 4.9 より，振動波長 λ が短く振動振幅 z が大きい条件下では，プロセスダンピング係数 K_{pdc} が大きくなる傾向が示されている．ここで図 4.10 に示すように，見かけの切削方向に対して工具と被削材の相対的な運動軌跡がなす角度を軌道角 ϕ と定義する．プロセスダンピングは軌道角 ϕ が工具の逃げ角 γ_n を上回ると発現すると考えられる．このため，プロセスダンピング係数 K_{pdc} が増加する境界部では，最大軌道角 $\max(\phi)$ と逃げ角 γ_n が一致するため，振動振幅と振動波長の関係は式(4.3)のように表すことができる．

$$z = \frac{v_w \tan \gamma_n}{\omega_c} = \frac{\lambda \tan \gamma_n}{2\pi} \quad (4.3)$$

式(4.3)を満たす条件を図 4.9 に赤い破線で示す．この赤い破線の上側の領域でプロセスダンピング係数 K_{pdc} が増大していることが分かる．先行研究[4-2]において，プロセスを安定化するプロセスダンピング係数 K_{pdc} は 1 GPa 以上が目安となることが指摘されている．図 4.9 から，破線のすぐ上側の領域でプロセスダンピング係数 K_{pdc} は 1 GPa 以上となることが分かる．一方で，破線の下側の領域ではプロセスダンピング係数 K_{pdc} がほとんどゼロとなっており，振動波長 $\lambda=4$ mm 以上ではプロセスダンピングが発現しないことを確認した．そのため，振動波長 $=5.5\sim 12$ mm の白色部分もプロセスダンピングは発現しないと考えられる．このように，通常工具では軌道角 ϕ と逃げ角 γ_n の関係から，プロセスダンピングが発現する条件を簡易的に推定することができる．

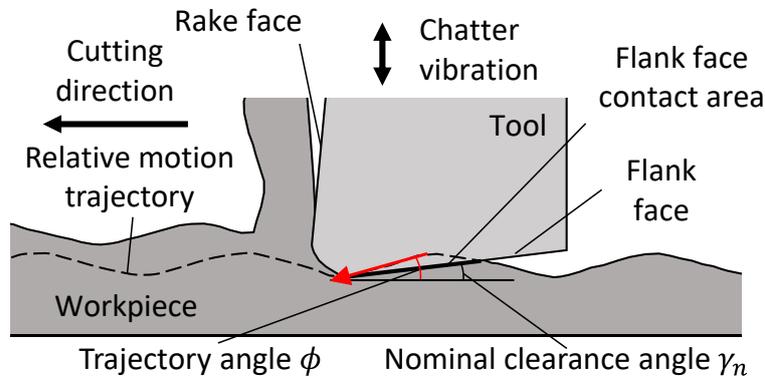


Fig. 4.10 Schematic illustration of trajectory angle

次に、横ライン型テスチャ工具 (PL55, PL87, PL125, PL02) のプロセスダンピング係数 K_{pdc} について分析する。横ライン型テスチャ工具における振動波長 λ と振動振幅 z がプロセスダンピング係数 K_{pdc} に与える影響について算出した結果を図4.11に示す。横軸は振動波長 λ 、縦軸は振動振幅 z を示し、プロセスダンピング係数 K_{pdc} の分布を等高線で表示している。

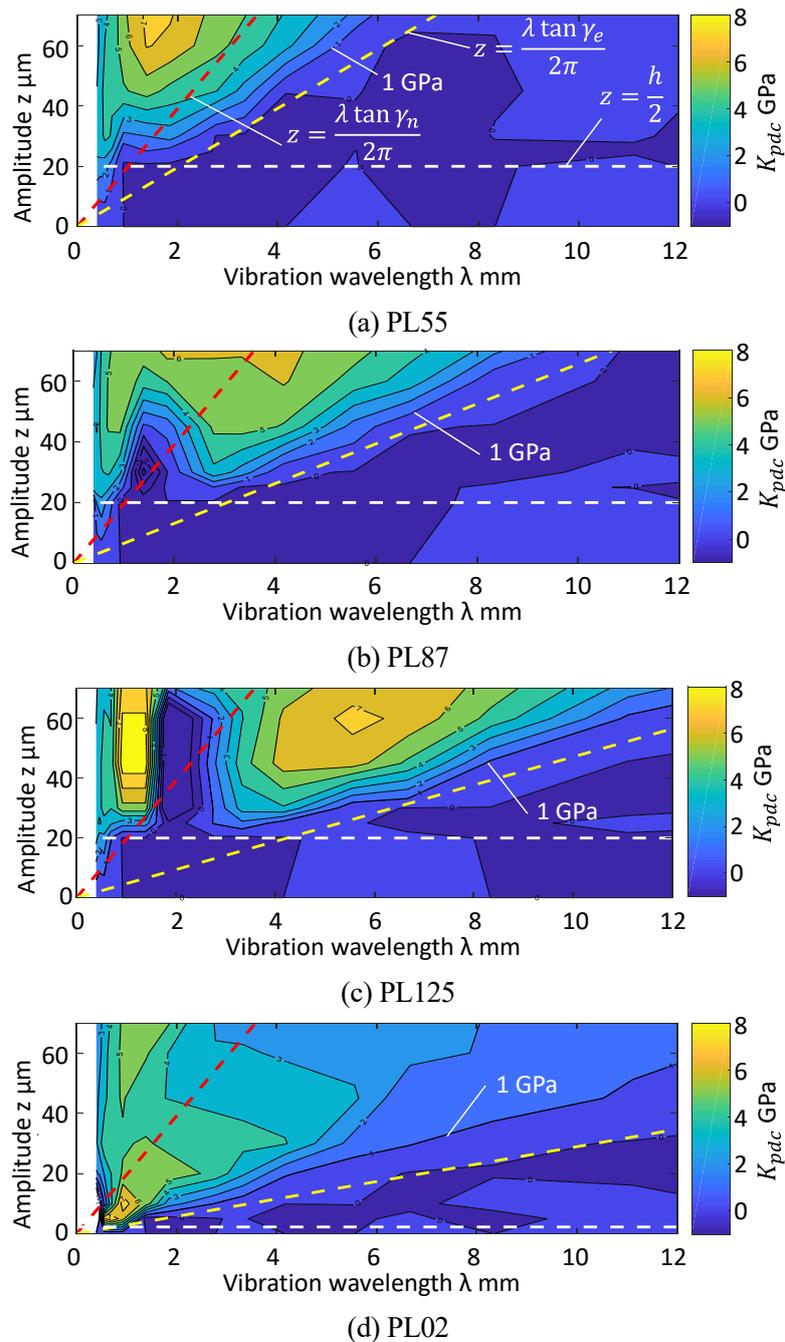


Fig. 4.11 Distribution of process damping coefficient K_{pdc} (PL tools)

テクスチャのない通常工具 WOT と比較して、横ライン型テクスチャ工具ではプロセスダンピング係数 K_{pdc} が増大する領域が拡大する傾向が確認できる。この拡大領域は逃げ面テクスチャが被削材仕上げ面に接触することによってもたらされる。プロセスダンピング係数が増大する境界部では、最大軌道角 $\max(\phi)$ と有効逃げ角 γ_e が一致する。このため、図 4.1 に示すように、式(4.3)を満たす工具のみかけの逃げ角 γ_n をテクスチャ底面による有効逃げ角 γ_e と置き換えることで、振動振幅 z と振動波長 λ の関係式(4.4)が得られる。

$$z = \frac{v_w \tan \gamma_e}{\omega_c} = \frac{\lambda \tan \gamma_e}{2\pi} \quad (4.4)$$

図 4.11 において、式(4.4)を満たす直線を黄色の破線で示す。すなわち、黄色の破線と白色の破線の上側の領域において逃げ面テクスチャが機能的に作用し、プロセスダンピング係数 K_{pdc} が増大する。また、最大軌道角 γ_n が有効逃げ角 γ_e を超えたとしても、テクスチャ高さ h に対して振動振幅 z が大幅に小さい条件では、テクスチャが被削材加工面に接触しないためプロセスダンピング係数は増大しない。図中の白い破線($z = h/2$)で示すように、テクスチャ高さ h に対して、概ね半分程度の振幅が必要であることが分かる。このため、有効逃げ角 γ_e およびテクスチャ高さ h は極めて重要な設計パラメータである。

また、横ライン型テクスチャ工具 (PL55, PL87, PL125) で同一のテクスチャ高さである図 4.11(a)-(c)を比較する。PL55 から PL125 までテクスチャ距離 l_d が長くなるほど、振動波長 λ が長い領域でプロセスダンピング係数が増大する傾向がある。すなわち、テクスチャ距離 l_d が長い場合、高切削速度もしくは低周波振動に対しても効果的であると考えられる。一方で、テクスチャ距離 l_d に対して振動波長 λ が 1.7 倍付近の条件においては、プロセスダンピング係数 K_{pdc} が減少する傾向を読み取ることができる。FEM 解析の結果を分析したところ、図 4.12 に示すように、この波長領域ではテクスチャが被削材を押しつぶす動作が生じずに、テクスチャの前縁が被削材をすくい上げる動作が発現していることを確認した。実際の切削プロセスにおいて同様の現象が発現するかは不明だが、振動波長 λ とテクスチャ距離 l_d の関係において、テクスチャが機能しにくい条件が存在する可能性を示唆している。

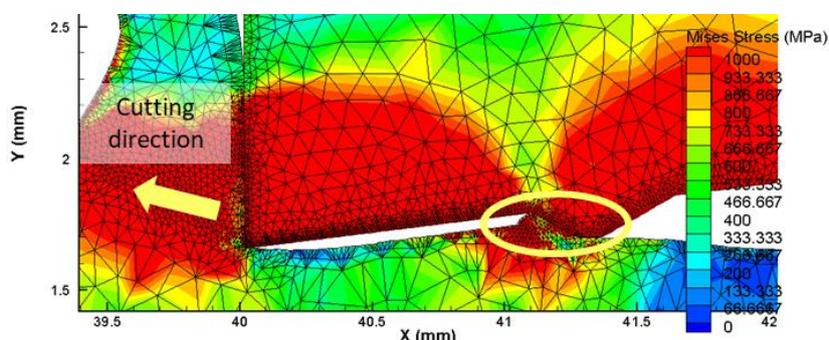


Fig. 4.12 Instantaneous contact of texture leading edge against workpiece

次に、ドット型のテクスチャ工具 DT と縦ライン型のテクスチャ工具 VL を対象として、プロセスダンピング係数 K_{pdc} を推定した。振動波長 λ と振動振幅 z が DT および VL のプロセスダンピング係数 K_{pdc} に与える影響について推定した結果を図 4.13 および図 4.14 に示す。横軸は振動波長 λ 、縦軸は振動振幅 z を示し、プロセスダンピング係数 K_{pdc} の分布を等高線で表示している。なお、これらの工具は切れ刃と平行な方向にテクスチャが分離しているため、二次元切削を前提とした FEM の解析結果をそのまま適用することはできない。両工具とも切れ刃方向に 0.1 mm 幅のテクスチャが 0.3 mm ピッチで繰り返し配置されるため、ドット型テクスチャ工具 DT の場合は、PL55, PL87, PL125 の各プロセスダンピング係数 K_{pdc} を合算した後、算出された値を 1/3 倍にすることによってプロセスダンピング係数 K_{pdc} を推定した。このため、ドット型テクスチャ工具 DT では図 4.11(a),(b),(c) にしめす PL55, PL87, PL125 の結果を平均化した特性が推定されることが分かる。振動波長 λ が 2 mm 付近でプロセスダンピング係数 K_{pdc} が減少する領域が存在するものの、3種類のテクスチャが互いの得意な波長領域を補完しあうことで、横ライン型工具と比較すると K_{pdc} が 1 GPa を超える領域が拡大されている。一方で、全体的にプロセスダンピング係数 K_{pdc} はやや小さくなる。このため、切削速度や振動周波数の変化に対してロバストな性能が得られる可能性はあるが、一方で、プロセスダンピングの性能が低下する傾向を示唆していると考えられる。

一方、縦ライン型テクスチャ工具 VL の場合は、テクスチャ形状を考慮してプロセスダンピング係数 K_{pdc} を推定した後、各テクスチャの幅に応じて WOT 形状の結果と 1 : 2 の重み付き平均をとることによってそのプロセスダンピング係数 K_{pdc} を推定した。図 4.14 より縦ライン型テクスチャ工具 VL においては、DT と比較してプロセスダンピング係数は 1 GPa を超える領域がさらに拡大されて、ロバスト性が向上する傾向を読み取ることができ

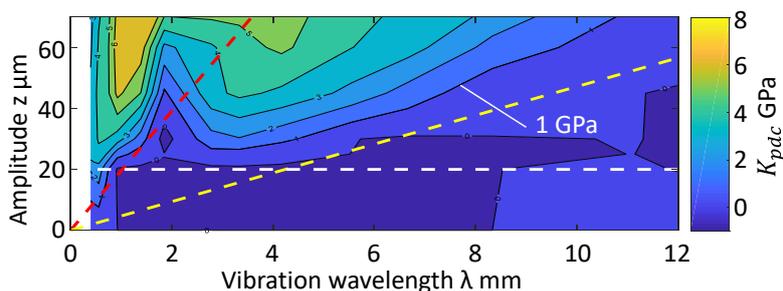


Fig. 4.13 Distribution of process damping coefficient K_{pdc} (DT)

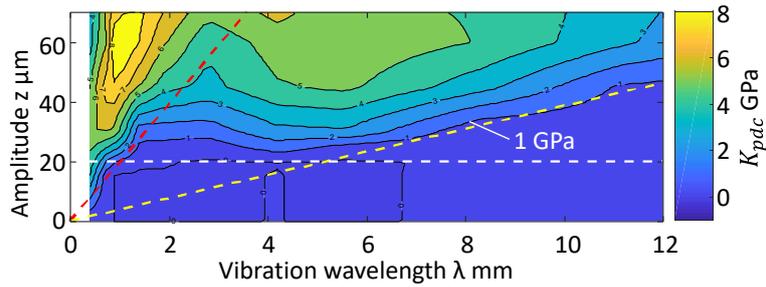


Fig. 4.14 Distribution of process damping coefficient K_{pdc} (VL)

以上より、ドット型 DT および縦ライン型 VL のテクスチャ工具は横ライン型 PL のテクスチャ工具と比較して、幅広い振動波長領域でプロセスダンピング係数が増大するロバストな特性が期待できる。一方で、プロセスダンピングの性能は減少するため、かえって安定化性能が低下する可能性もある。逆に、横ライン型のテクスチャ形状の場合、効果的な振動波長 λ の領域がテクスチャ距離 l_d に依存するため、切削速度 v_w と振動周波数 ω_c に応じてテクスチャ距離 l_d を適切に設計する必要がある。

4. 5 結言

工具逃げ面に突起状のテクスチャを設計し、プロセスダンピングを効果的に発現してびり振動を抑制する新しい工具の設計手法を提案した。さらに、先行研究において設計したテクスチャ距離が短い横ライン型テクスチャ形状を付与した工具を用いて炭素鋼の端面旋削試験を実施した。実験を通じて、高いプロセスダンピング効果が得られる一方で、凝着と欠損が生じる課題を確認した。さらに、プロセスダンピングが発現し、びり振動抑制効果が得られ、凝着がたまらず工具欠損も生じない新しいテクスチャ形状について解析的な検討を行った。本章において得られた主な結論を以下にまとめる。

- (1) 炭素鋼の旋削実験を通して、工具逃げ面にテクスチャを付与することで、テクスチャがない通常の工具よりも臨界切削速度が増加することを確認した。一方で、先行研究で設計した形状では工具逃げ面に凝着がや欠損が生じることを確認した。
- (2) 新しいテクスチャ形状として、横ライン型 PL、ドット型 DT、縦ライン型 VL を提案した。FEM 解析によって、各テクスチャを付与した工具では、テクスチャ距離とテクスチャ高さに依存してプロセスダンピング係数が増加する振動振幅と振動波長の領域が変化する傾向を確認した。
- (3) 横ライン型テクスチャの場合、プロセスダンピング効果を得るには振動波長に合わせて適切にテクスチャ形状を設計する必要があることを確認した。
- (4) ドット型および縦ライン型テクスチャにおいては、横ライン型と比較して振動波長に対する優れたロバスト性を持つが、プロセスダンピング効果は低下する可能性があることを確認した。

第5章

切削実験を通じた提案する逃げ面テクスチャ技術の実用性

検証

5. 1 緒言

4章では、被削材の凝着性および振動波長に対するロバスト性を改善し得るテクスチャ形状（横ライン型、ドット型、縦ライン型）を提案した。また、FEMシミュレーションを実施して、提案するテクスチャ形状におけるプロセスダンピング係数を推定し、その効果を考察した。これらの解析結果に基づき、本章では提案技術の実験検証を行う。5.2節では、前章で提案したテクスチャ形状を持つフラット工具（ノーズRがゼロ）を試作し、基礎的な切削実験を実施して、各テクスチャ形状の振動抑制効果の確認と解析結果との比較を実施する。ただし、フラット工具は工具形状の制約から仕上げ面性状の評価には適さない。そこで、5.3節では、実用性の検証としてノーズRを持つ工具（以後、R工具と呼ぶ）を用いて切削実験を実施する。良好な仕上げ面性状を得ることが可能なR工具のノーズ部の逃げ面にテクスチャを設けた実用工具を試作し、提案する逃げ面テクスチャ工具の効果を実用面から分析する。最後に、5.4節に本章で得られた結論を述べる。なお、本章で述べた主な内容は文献[5-1]にまとめている。

5. 2 フラット工具を用いた基礎実験

試作したフラット工具を用いて基礎的な切削実験を行い、逃げ面テクスチャ形状の効果を確認するとともに、解析結果との比較を実施する。5.2.1項では、試作した工具の形状について述べる。5.2.2項では、フラット工具を用いた実験方法と実験条件について述べる。5.2.3項では、試験結果を述べるとともに、フラット工具に設けた逃げ面テクスチャの効果について考察する。

5. 2. 1 使用した工具の形状

4章で述べたテクスチャを持つ各種工具を試作した。インサートの母材はTCMW16T308を用いた。テクスチャ形状の造形にはレーザー加工を利用した。工具逃げ面全体がレーザー加工面で覆われるため、工具逃げ面の粗さは増加し、テクスチャや刃先の強度はやや低

下している可能性があると考える。また、工具のすくい角は 0 deg で、コーティングは行っていない。一例として横ライン型のテクスチャ工具 PL55 の顕微鏡写真を図 5.1 に示す。図に示すように、横切れ刃の逃げ面のみにテクスチャを設けている。また、試作工具のテクスチャ形状について、レーザー顕微鏡 (OLYMPUS 製 OLS4100) を用いて計測した例 (PL55) を図 5.2 および表 5.1 に示す。表 5.1 より、テクスチャ距離 l_d およびテクスチャ高さ h は設計値に対して大きな誤差がないことを確認した。

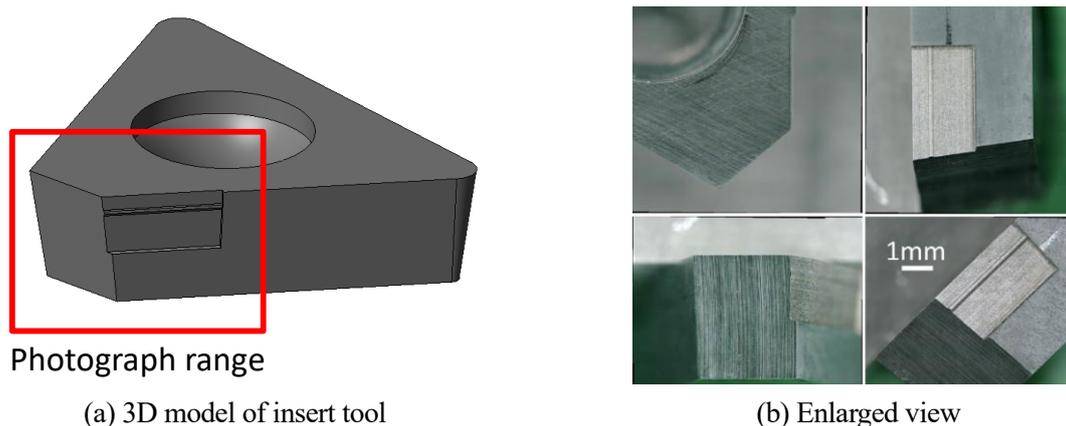


Fig. 5.1 Microphotographs of a prototyped tool (PL55)

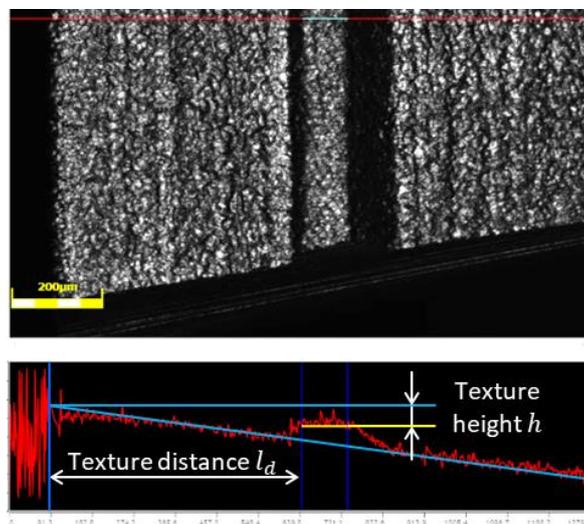


Fig. 5.2 Measured cross-sectional profile of the flank face (flat tool, PL55)

Table 5.1 Comparison of designed and measured dimensions of the textured tools (PL55)

Tool type		Design dimension	Measurement dimension
Texture distance l_d	mm	0.54	0.55
Texture height h	μm	43	40

5. 2. 2 実験方法および実験条件

フラット工具を用いた切削実験の条件を以下に説明する。図 5.3 に示すように端面切削実験を行い，切削中に測定した工具の振動変位 z から切削速度に対するプロセスダンピングの影響を評価した。実験装置は図 4.3 と同様である。主な実験条件を表 5.2 に示す。

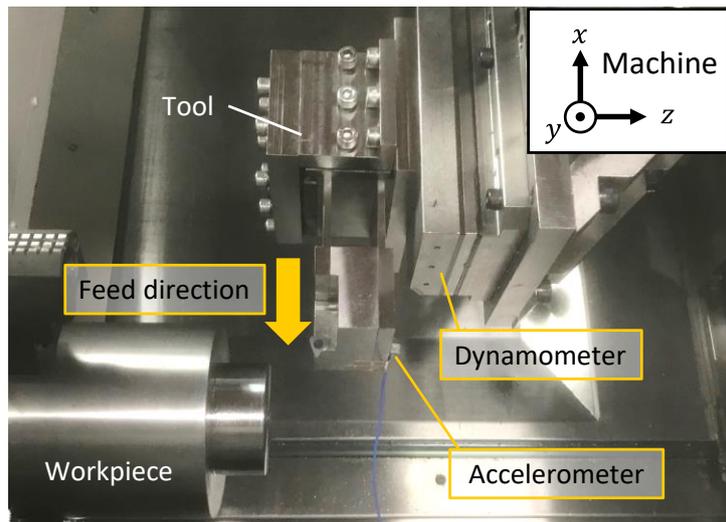


Fig. 5.3 Experimental setup for the face turning

Table 5.2 Experimental conditions for face turning

Tool type		WOT, PL55, PL87, PL125, PL02, DT, VL
Workpiece		S45C, $\Phi 69\text{-}\Phi 10$
Spindle speed	min^{-1}	895
Cutting speed	m/min	28-193
Feed rate	mm/rev	0.1
Depth of cut d_r	mm	0.2, 0.4, 0.5, 0.6
End cutting edge angle	deg	30
Side cutting edge angle	deg	70
Side cutting edge clearance angle	deg	7

図 4.3 に示すように，フラット工具では，横切れ刃に垂直な切削断面形状が変化しないため，近似的に 2 次元切削と同様のプロセスが見込める。このため，4 章における解析結果と本章で得られる実験結果を直接的に比較することができると考えられる。工具シャン

クは平行板バネ構造であり、 z 軸方向（切込み方向）のみに振動しやすい構造を持つ。事前にインパルス応答試験を実施して平行板バネ構造の周波数伝達関数を計測した。計測された各方向の周波数伝達関数を図 5.4 に示す。インパルス応答試験の結果から同定したモーダルパラメータを表 5.3 に示す。インパルス応答の試験結果より、 z 方向（切込み方向）に低剛性のたわみ振動モード（527Hz, $1\mu\text{m}/\text{N}$ ）があり、他の方向におけるモードに対して5倍程度以上剛性が低いことを確認した。使用した被削材（炭素鋼 S45C）は外径 $\phi 69$ 、内径 $\phi 10$ の円筒形状をもつ。被削材側の主軸を一定の回転数で回転し、被削材の端面に外周から内周へ一定速度で送りを与えて端面切削を実施した。このため、外周から内周にかけて切削速度が低下することから、幅広い切削速度変化領域に対する応答を一度の実験で評価することができる。実験中には加速度計を工具シャンクに固定して、工具構造の加速度を計測した。また、切削動力計を用いて工具構造に伝達される力を計測した。なお、びびり振動が生じる状態においては、工具を取り付けた構造体の慣性振動が生じる。この影響で、切削動力計により計測される力には慣性力の影響が含まれるため、切削力とは完全には一致しないことに注意する必要がある。

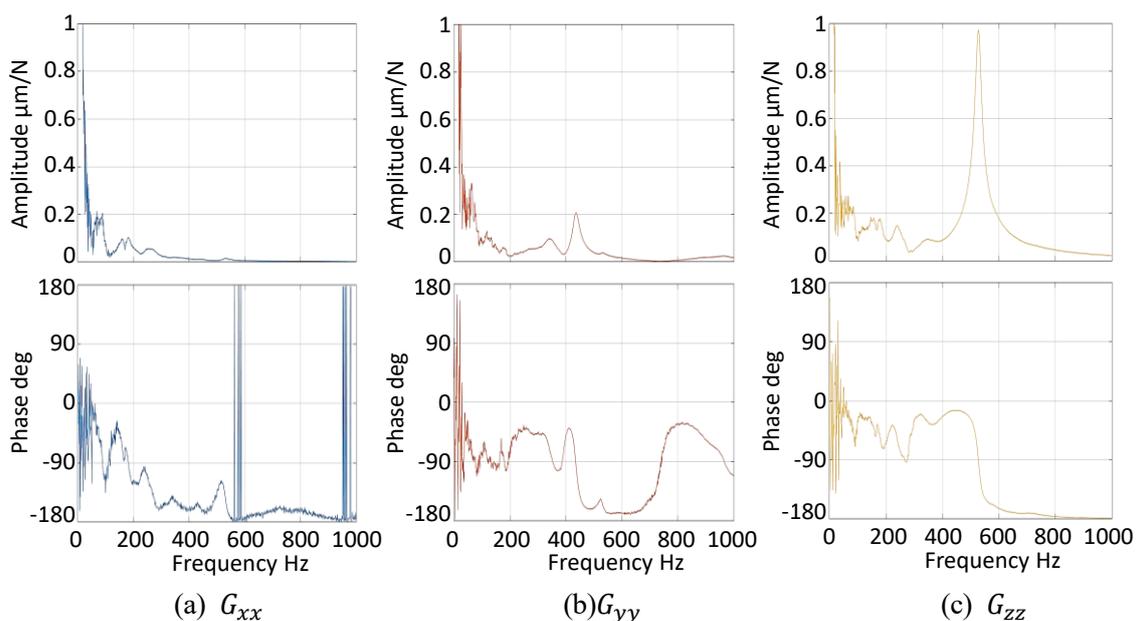


Fig. 5.4 Measured FRFs of tool with parallel spring structure

Table 5.3 Identified modal parameters of the tool structure with parallel leaf spring

Transfer function		G_{xx}	G_{yy}	G_{zz}
Natural frequency	Hz	179.8	435.5	526.7
Maximum compliance	$\mu\text{m}/\text{N}$	0.104	0.207	0.973
Damping ratio		0.184	0.028	0.024

5. 2. 3 実験結果およびテクスチャ効果の考察

表 5.2 に示す条件において実験を実施し、振動を計測した。ここでは、実験結果を分析し、4 章で示した解析結果との比較を行う。まず最初に、一例を取り上げて、通常工具とテクスチャ工具の特徴を比較する。その後、試作したすべてのテクスチャ工具を対象に、主要な特徴量（臨界切削速度、振動振幅、切削力、テクスチャ部分の凝着や欠損）について性能を比較し、その結果を考察する。

まず一例として、切込み量 0.6 mm における、通常工具 WOT と横ライン型のテクスチャ工具 PL87 の実験結果を比較する。切削中に加速度計で計測した工具構造の加速度を短時間フーリエ変換 (STFT) し、STFT 結果から最大振幅成分の振幅を抽出した結果を図 5.5 に示す。横軸は切削速度、縦軸は工具の振幅を示す。この切削実験では高切削速度条件から加工を開始して、徐々に切削速度が低下する。図から、加工開始後にびびり振動が生じたのち、低速側に移行するとプロセスダンピングの影響で振動が低減することが分かる。ここで、振動振幅が 1 μm 以下となり一旦振動が収束したとみなした瞬間の切削速度を臨界切削速度と定義する。実験結果から算出した臨界切削速度と最大到達振幅を表 5.4 に示す。横ライン型テクスチャ工具 PL87 の臨界切削速度は通常工具 WOT より約 1.4 倍増加している。また振動振幅について着目すると、表 5.4 に示した通り、通常工具 WOT より、横ライン型工具 PL87 の方が振動振幅の最大値が小さくなり、全速度領域において振動振幅も抑制されることが分かる。また、横ライン型テクスチャ工具 PL87 の加工中の振動周波数は 505 Hz であり、臨界切削速度 96 m/min に対応する振動波長 λ は 3.2 mm であった。4 章で示した図 4.11(b)より横ライン型テクスチャ工具 PL87 は振動波長 3.2 mm 付近においてプロセスダンピング係数 K_{pac} が大きくなり、優れた効果を発現すると考えられる。

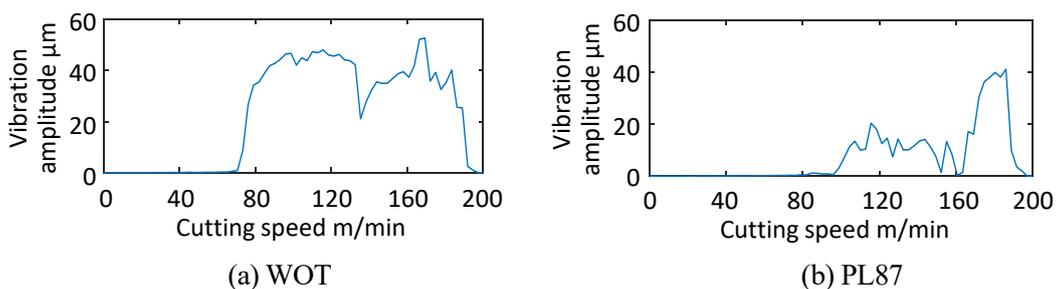


Fig. 5.5 Vibration amplitude vs. cutting speed (d_r : 0.6 mm)

Table 5.4 Experimental results of critical cutting speed and max vibration amplitude

Tool		WOT	PL87
Critical cutting speed	m/min	70	96
Max vibration amplitude	μm	53	41

次に、切削動力計で測定した切削力の主分力成分 (p 方向)、背分力成分 (t 方向)、送り分力成分 (n 方向) を図 5.6 に示す。横軸は切削速度、縦軸は切削力を示す。なお、ここでは動的な変動成分を除外するため移動平均処理を施している。図 5.6(a),(b)より、切削力は切削速度およびびびり振動の発生状態に応じてやや増減しながら変化することが分かる。そこで、切削速度 40~180 m/min の範囲での平均背分力を表 5.5 に示す。表 5.5 より、通常工具 WOT と横ライン型工具 PL87 のいずれにおいても、平均的な切削力の大きさに顕著な違いはないことを確認した。このことから、横ライン型テクスチャ工具 PL87 はテクスチャが被削材に接触してびびり振動を抑制する効果を発現する一方で、テクスチャの接触が切削力に悪影響を及ぼす効果は生じないと考えられる。

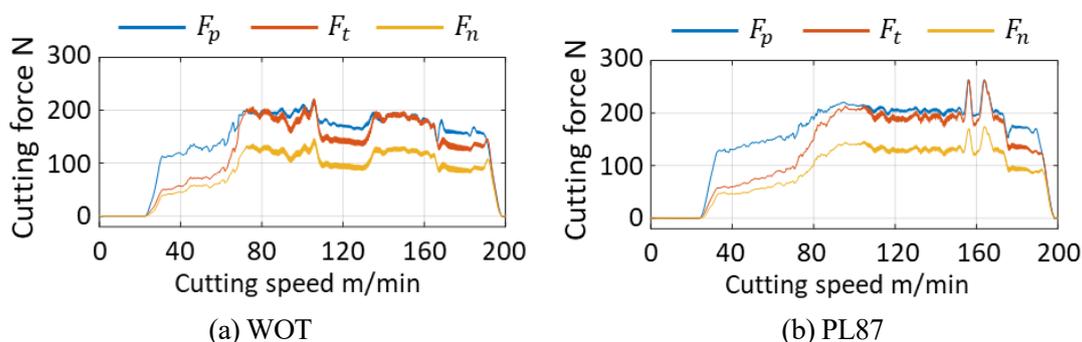


Fig. 5.6 Measured cutting force vs. cutting speed (d_r : 0.6 mm)

Table 5.5 Experimental results of average thrust forces

Tool		WOT	PL87
Average thrust force	N	152	163

次に、加工後の被削材仕上げ面を図 5.7 に示す。通常工具 WOT (図 5.7(a)) と横ライン型工具 PL87 (図 5.7(b)) は共に振動振幅が大きい切削速度領域においてびびりマークが発生している。また、横ライン型工具 PL87 (図 5.7(b)) の加工面においては通常工具 WOT (図 5.7(a)) よりもびびりマークが減少して、加工面品位が向上していることが分かる。

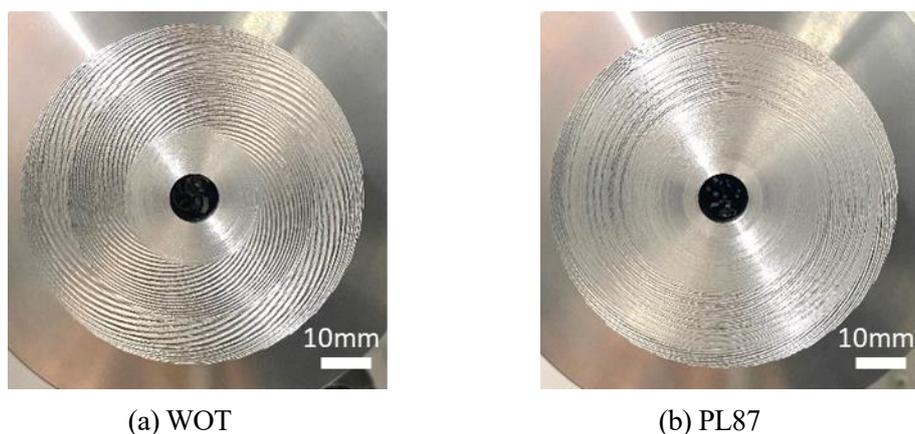


Fig. 5.7 Finished workpiece surfaces (d_p : 0.6 mm)

次に、切削加工後の工具の逃げ面を図 5.8 に示す。図 5.8(b)より、横ライン型工具 PL87 においてテクスチャに顕著な凝着物は生じず、欠損も生じないことが分かった。複数回実験を繰り返したが、同様の結果が得られた。すなわち、凝着と欠損が生じた横ライン型テクスチャ工具 PL02 と比較して、テクスチャ距離が大きくなるように設計することで凝着の成長と欠損を抑制することに成功した。一方で、通常工具 WOT (図 5.8(a)) と横ライン型テクスチャ工具 PL87 (図 5.8(b)) は共に刃先のすくい面に構成刃先状の凝着物が見られた。これは、試作工具はレーザー加工で試作したことや、コーティングが無いこと、乾式切削で行ったことに起因すると考えられる。このため、すくい面側で生じる凝着については、工具の製造方法や油剤の供給方法を変更することで、回避できる可能性が高いと考える。

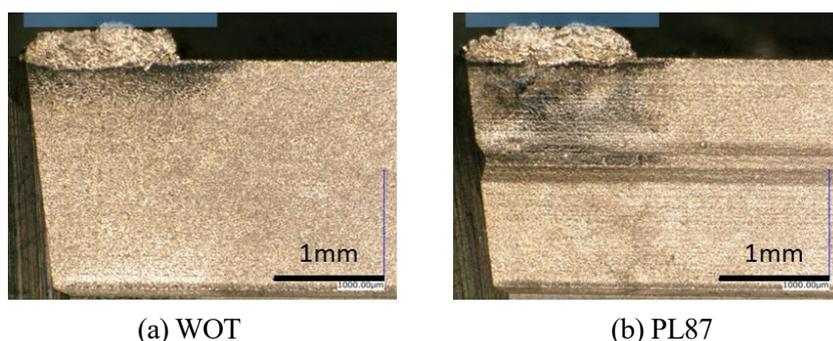


Fig. 5.8 Microphotographs of tool flank faces after cutting (d_p : 0.6 mm)

以上より、横ライン型テクスチャ工具 PL87 のテクスチャ効果について述べた。次に、評価したすべてのテクスチャ形状における実験結果の比較を行う。まず、テクスチャ工具 PL55, PL125, PL02, DT, VL を用いて切込み量 0.6 mm で加工した際に計測された振動のうち、最大振幅成分の振幅を抽出した結果を図 5.9 に示す。横軸は切削速度、縦軸は工具の振幅を示す。図 5.9(a)-(e)に示すように、いずれの工具においても、切削速度が低下する

とプロセスダンピングの影響で振動振幅が低下することが分かる。図 5.5(a)に示す通常工具 WOT の結果と比較すると、いずれのテクスチャ工具においても臨界切削速度が増加していることが分かる。また、振動振幅が一旦 $1\ \mu\text{m}$ 以下となった後は、びびり振動が再び大きく成長することはなかった。ここで、4.4.2 節の解析結果 (図 4.11(c)) に着目する。横ライン型テクスチャ工具 PL125 では、振動波長 λ が約 $2\ \text{mm}$ でプロセスダンピング係数 K_{pdc} が負の値となり、プロセスの安定性が低下する可能性が示唆されていた。本実験においては、切削速度約 $60\ \text{m/min}$ 付近で振動波長 λ が約 $2\ \text{mm}$ となる。図 5.9(b) から、切削速度約 $60\ \text{m/min}$ 付近では振動が再成長していないことが分かる。このため、FEM 解析において懸念されたテクスチャ前縁による被削材のすくい上げによってプロセスダンピング係数が負となり、安定性が低下する現象は発生していないと考える。

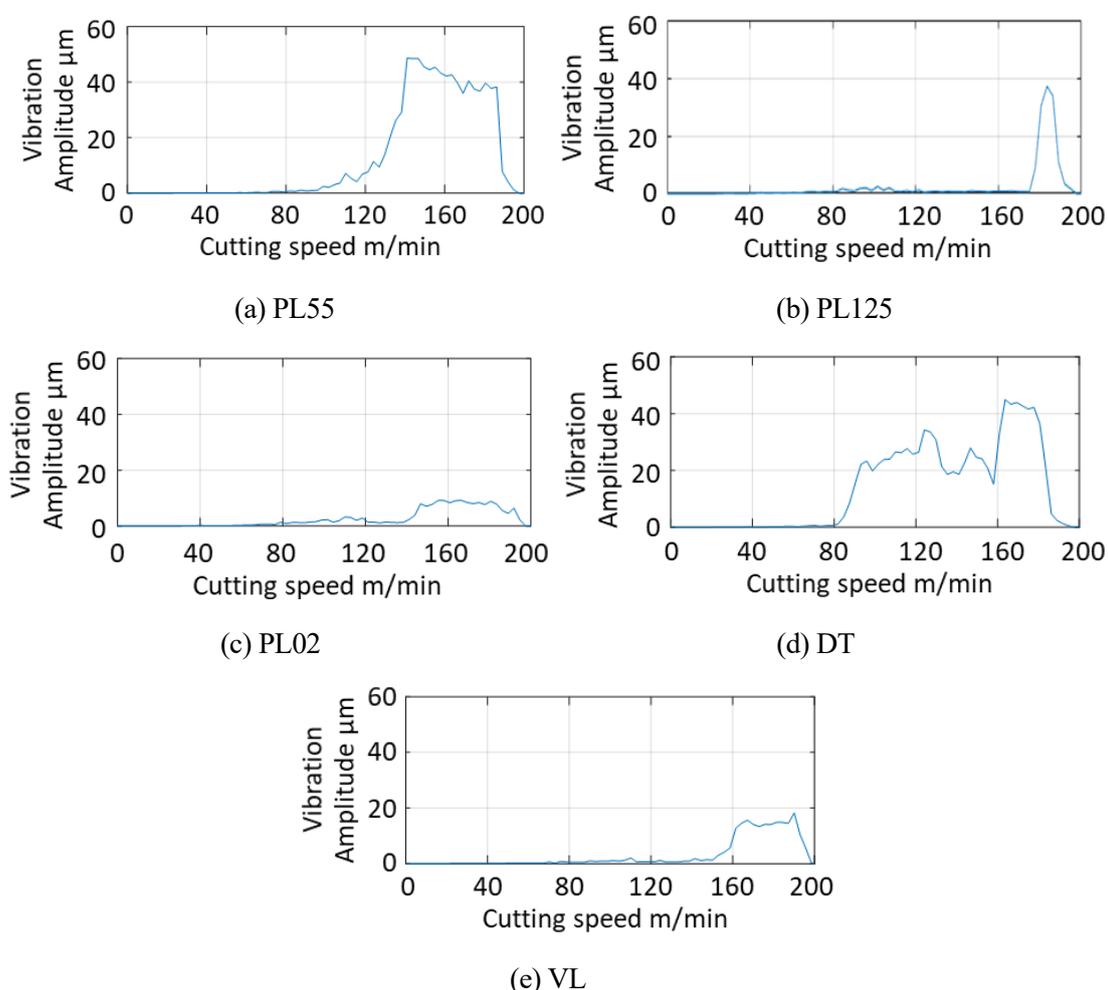


Fig. 5.9 Average amplitude vs. cutting speed ($d_r: 0.6\ \text{mm}$)

次に、各テクスチャ工具の臨界切削速度について比較を行う。実験結果から抽出した臨界切削速度と切込み量の間を関係を図 5.10 に示す。横軸は切込み量、縦軸は臨界切削速度を示

す。なお、加工開始後にびびり振動が生じた後に、振動振幅が $1\ \mu\text{m}$ 以下となり一旦振動が収束したとみなした瞬間の切削速度を臨界切削速度とした。なお、切込み量 $0.2\ \text{mm}$ では通常工具 WOT と縦ライン型テスチャ工具 VL においてのみ微小なびびり振動が発生し、他の工具ではびびり振動が見られなかった。切込み量 $0.4\sim 0.6\ \text{mm}$ の条件においては高切削速度条件において全工具で顕著なびびり振動が発生した。図に示されるように、評価した全ての工具の中では、通常工具 WOT の臨界切削速度が最も低く、全てのテスチャ工具で臨界切削速度が増加した。特に、切込み量が $0.6\ \text{mm}$ と負荷が大きい条件では、横ライン型テスチャ工具 PL125 と縦ライン型テスチャ工具 VL では通常工具 WOT と比較して臨界切削速度が $2\sim 2.5$ 倍向上する優れた結果が得られた。

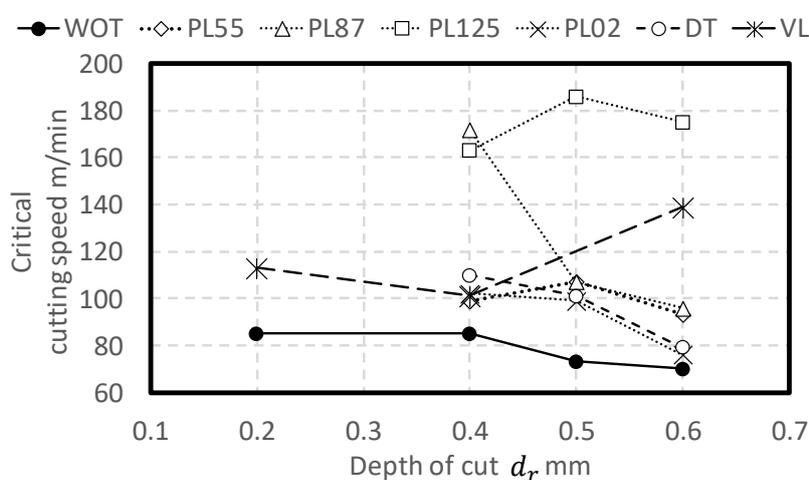


Fig. 5.10 Average thrust force vs. depth of cut

次に、切込み量 $0.6\ \text{mm}$ での実験後のテスチャ工具 PL55, PL125, PL02, DT, VL を図 5.11 に示す。図 5.11 から、いずれの工具においても刃先に構成刃先が生じていることを確認した。ただし、端面加工で被削材の主軸回転数を一定としていることから、加工終了時点での切削速度は $30\ \text{m/min}$ 程度と低くなる。鋼素材の切削においては低速条件で構成刃先が生じやすい傾向があることから、これにより構成刃先が生じた可能性があると考えられる[5-2]。構成刃先が生じると、実質的な工具刃先形状が変化して比切削抵抗や分力比が変化する可能性がある。このことは図 5.6 において切削力が切削速度に依存して変化していることから間接的に読み取ることができる。ただし、その影響はテスチャの有無に依らないと考えられるため、本研究の主目的であるびびり振動に対する効果を実験検証するにあたっては、構成刃先の発生は致命的な影響を与えないと考える。さらに、いずれの工具でも工具逃げ面側に多少の凝着がみられ、特に、横ライン型テスチャ工具 PL02 と PL125 では凝着が顕著であることが確認できた。試作したテスチャ工具の中で図 5.8 に示す横ライン型テスチャ工具 PL87 が最も凝着が少なく、耐凝着性に優れていることが確認できた。また、ドット型テスチャ工具 DT および縦ライン型テスチャ工具 VL で

はテクスチャの一部で欠損が生じることを確認した。このため、切れ刃方向に分離構造を与えるテクスチャは欠損を生じやすい性質があると考えられる。

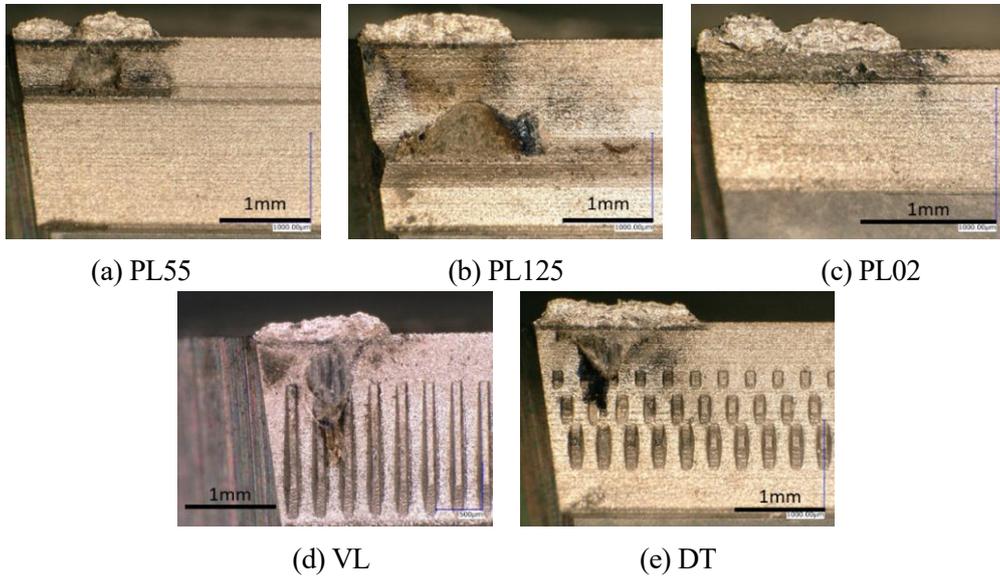


Fig. 5.11 Microphotographs of tool flank face after cutting (d_r : 0.6 mm)

次に、テクスチャ形状が切削力に与える影響を分析した。使用した全工具における平均背分力の測定結果を図 5.12 に示す。図 5.12 の横軸は切込み量、縦軸は平均背分力を示す。ここでは、切削速度 40~180 m/min の範囲で計測された背分力を平均化した。図 5.12 より、横ライン型工具 PL02 と PL125 は他の工具よりも平均背分力が大きい結果が得られた。これは、テクスチャ部で生じた逃げ面凝着の影響で、エッジフォースが増加したためであると考えられる。

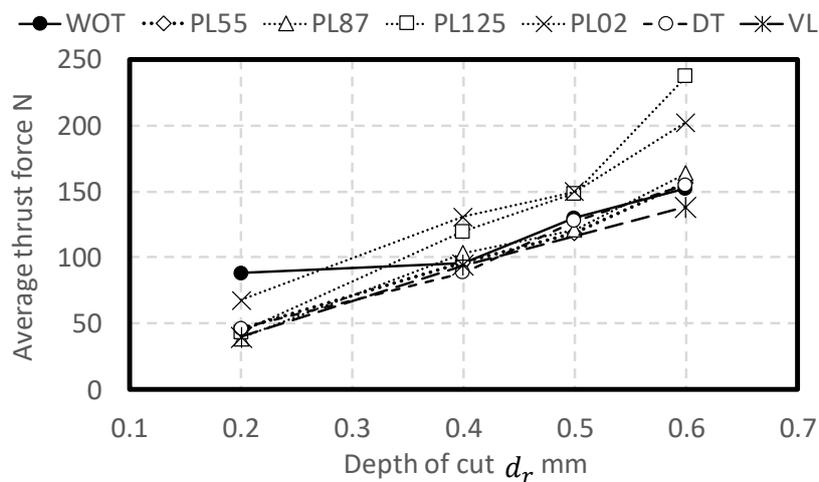


Fig. 5.12 Average thrust force vs. depth of cut

次に、テクスチャ形状と振動抑制効果の関係を比較した。使用した全工具の平均振動振幅の測定結果を図 5.13 に示す。図 5.13 の横軸は切込み量、縦軸は平均振動振幅を示す。ここでは、切削速度 40~180 m/min の範囲で計測された工具ホルダの切込み方向振動のうち、最大周波数成分の振幅を平均化した。テクスチャ工具では、通常工具 WOT と比較して振動振幅が減少する結果が得られた。特に、横ライン型テクスチャ工具 PL87, PL125, PL02 および縦ラインテクスチャ型工具 VL では通常工具 WOT の振動振幅よりも 3 分の 1 以下まで減少する優れた効果を発現した。横ライン型テクスチャ工具 PL02, PL125 は特に優れた振動抑制効果を発現しており、これらの工具では凝着物の影響で見かけの逃げ面形状が変化することでプロセスダンピングの効果が向上した可能性がある。以上の評価結果から、横ライン型テクスチャ工具 PL87 では、優れた振動抑制効果と凝着・欠損の回避を両立し得ることを確認した。

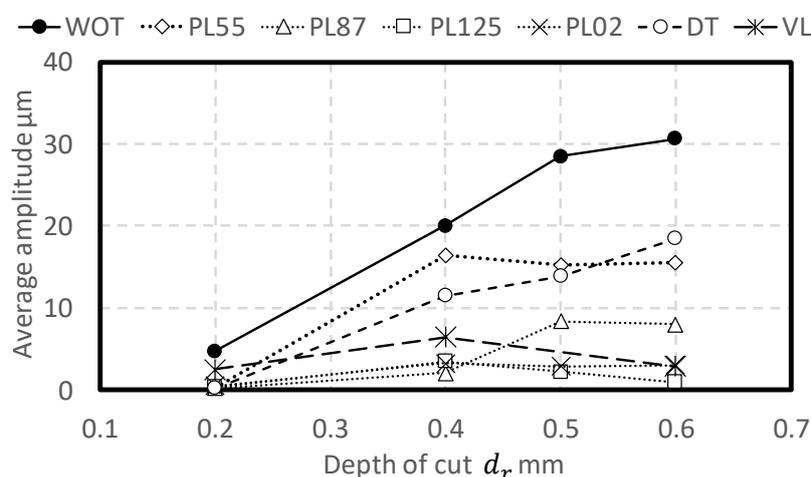


Fig. 5.13 Average amplitude vs. depth of cut

次に、テクスチャ形状と軌道角の関係を分析する。切込み量 0.6 mm の加工における最大軌道角と逃げ角の関係を表 5.6 にまとめる。ここでは、臨界切削速度の直前に発生したびびり振動の周波数と振幅から最大軌道角 $\max(\phi)$ を推定した。表 5.6 より実験で推定される通常工具 WOT の最大軌道角は 4.7 deg となる。また提案するテクスチャ工具では、最大軌道角がさらに減少する効果を確認した。このように、テクスチャ工具では有効逃げ角が見かけの逃げ角に対して小さくなることで、振動振幅の成長を押さえることができると考えることができる。

Table 5.6 Comparison of maximum trajectory angle and designed effective clearance angle

Tool type		WOT	PL55	PL87	PL125	PL02	DT	VL
Effective clearance angle γ_e	deg	7 ($\Rightarrow \gamma_n$)	3.5	2.4	1.7	1.3	1.7	1.4
Maximum trajectory angle $\max(\phi)$	deg	4.7	0.7	1.4	1.8	0.3	2.6	0.8

以上より、提案するテクスチャ工具を用いることで、びびり振動が抑制される傾向を確認した。一方で、テクスチャ距離やテクスチャ形状によってプロセスダンピング効果が異なることがわかった。また、テクスチャ形状に依存して凝着やテクスチャ構造の破壊が生じることを確認した。本研究で用いた工具の中では、横ライン型テクスチャ工具 PL87 を用いる場合に凝着がもっと少なくなり、びびり抑制効果を発現することに成功した。すなわち、適切にテクスチャ形状を設計することで、所望のびびり抑制効果を得ることができる。ドット型や縦ライン型は振動波長に対してロバストな特性を持つ可能性があると考えられるが、プロセスダンピング効果の強化し凝着・欠損を抑制する対策が必要である。

5. 3 ノーズRを持つテクスチャ工具を用いた実験

ここでは、試作したR工具を用いて切削実験を行い、逃げ面テクスチャが実用的な加工に与える影響を確認をする。5.3.1項では、試作した工具形状について説明する。5.3.2項では、R工具を用いた実験方法と実験条件について述べる。5.3.3項では、実験結果とR工具に設けたテクスチャの効果について考察する。

5. 3. 1 使用した工具の形状

5. 3. 1. 1 テクスチャ高さの設計

テクスチャ工具の実用化に向けてテクスチャ高さの設計に着目した。5.2節の実験は端面切削であったため、被削材仕上げ面に曲率はない。しかし、外径旋削においては、円筒面を加工するため、図5.14に示すように被削材仕上げ面は曲率をもつ。このような加工の場合、刃先からテクスチャ距離 l_d だけ垂直方向に下がった位置において、被削材仕上げ面とテクスチャ間の距離は曲率の影響を受けてやや広くなる。そのため、テクスチャ距離 l_d が変化してもテクスチャ高さ h の設計値が等しい距離となるように、各インサートでテクスチャー被削材間距離（実効的なテクスチャ高さ） l_{tw} を調整した。この調整によって、テクスチャ高さの違いによるプロセスダンピング効果の影響を除去した。被削材外径を $\phi 70$ として設計したテクスチャ形状の設計値を表5.7に示す。

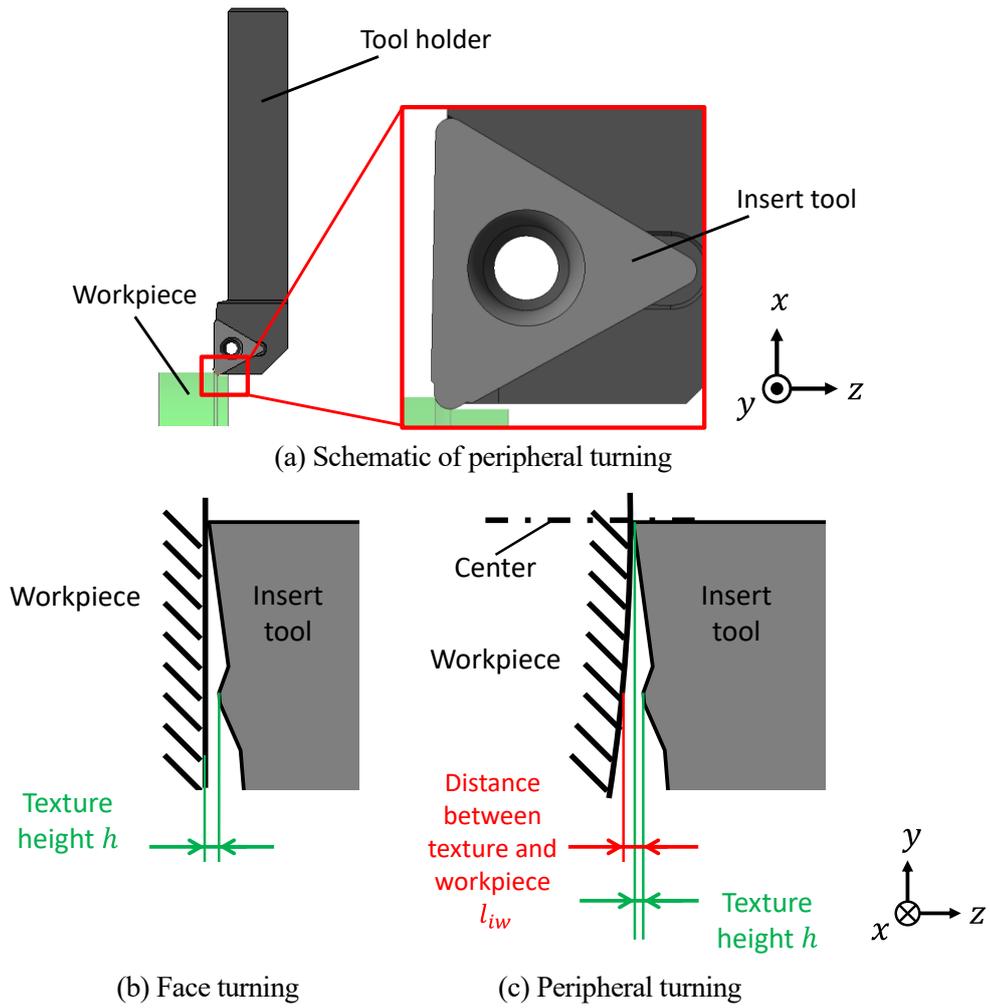


Fig. 5.14 Distance between insert and workpiece of peripheral turning

Table 5.7 Dimensions of the designed textured tool (round tool)

Tool type		WOT	PL87	PL125
Rake angle	deg	0		
Nominal clearance angle γ_n	deg	7		
Texture distance l_d	mm	/	0.87	1.25
Texture length l_{tx}	μm		100	
Texture height h	μm		28	16
Distance between texture and workpiece l_{iw}	μm		40	40

5. 3. 1. 2 試作工具

前章で述べたテクスチャ構造を持つ工具を各種試作した。インサートの母材はTCMW16T308とし、すくい角は0 deg, コーティングは施さない。このテクスチャ形状の造形についてもレーザー加工を用いた。一例として横ライン型のテクスチャ工具の顕微鏡写真 (KEYENCE 製 VR-3000) を図 5.15(b)に示す。図 5.15 に示す工具はR 工具 (PL87) であり、切れ刃と平行に逃げ面にテクスチャを設けている。また試作工具のうち、横ライン型テクスチャ工具 PL87 のテクスチャ形状を計測した例を図 5.16 に示す。また、テクスチャ距離とテクスチャ高さの測定結果を表 5.8 に示す。テクスチャ距離 l_d およびテクスチャ高さ h は設計値に対して大きな誤差はないことを確認した。

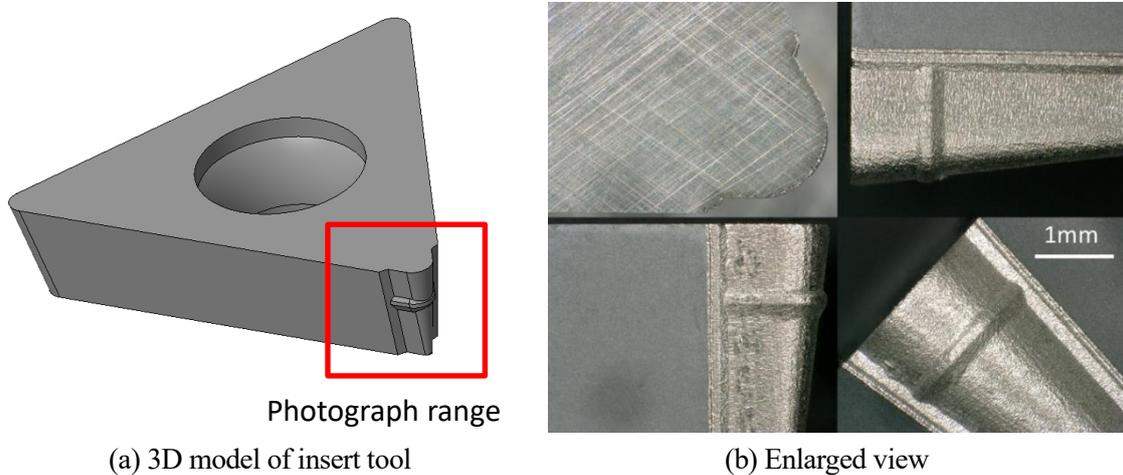


Fig. 5.15 Microphotographs of prototyped tools (round tool, PL87)

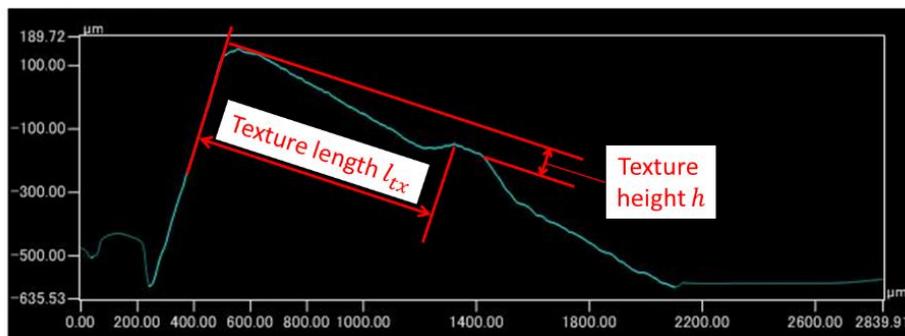


Fig. 5.16 Measured cutting edge profile (round tool, PL87)

Table 5.8 Comparison of designed and measured dimensions of textured tools (PL87)

Tool type		Design dimension	Measurement dimension
Texture distance l_d	mm	0.86	0.87
Texture height h	μm	31	28

5. 3. 2 実験方法および実験条件

R 工具を用いて炭素鋼の外径旋削を行い，提案工具のプロセスダンピング効果と仕上げ面性状への影響を評価した．以下に本節で行う実験の条件を説明する．図 5.17 に実験装置の外観を示す．

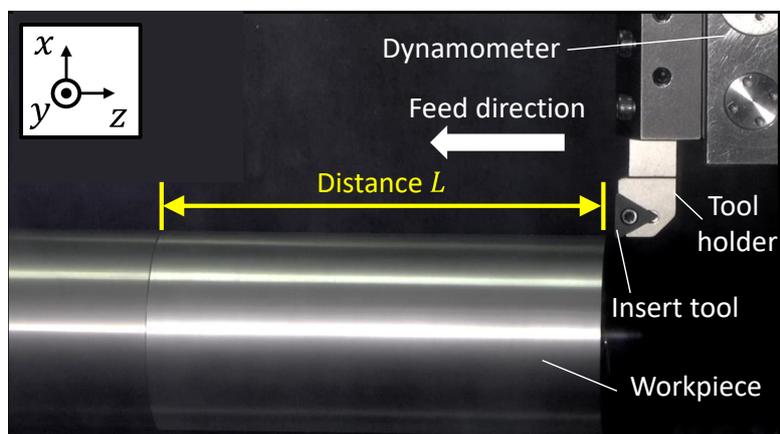


Fig. 5.17 Experimental setup for peripheral turning tests

複合加工機（オークマ製 MULTUS U3000）に取りつけた被削材の突き出し量を 250 mm とし，剛性が低下するように長く突き出して取り付けた．この長い突き出しのため，主軸を含めた被削材の 1 次曲げモードは他の機械構造と比較しても最もコンプライアンスが大きい．ハンマリング試験を実施して FRF 計測を実施し，その結果から同定したモーダルパラメータの一部を表 5.9 に示す．加工は被削材の自由端側から根元の方に 150 mm の z 軸送りを与えて乾式で行い，切削動力計（Kistler 製 TYPE 9129AA）を用いて切削力の計測を行った．表 5.10 に主な実験条件を示す．工具ホルダは汎用の工具ホルダ（STGCL1616H16）を使用した．工具には，テクスチャがない通常工具 WOT と，フラット工具を用いた実験で良好な結果が得られた横ライン型テクスチャ工具 PL87 と PL125 を使用した．

Table 5.9 Identified frequency characteristics of the workpiece

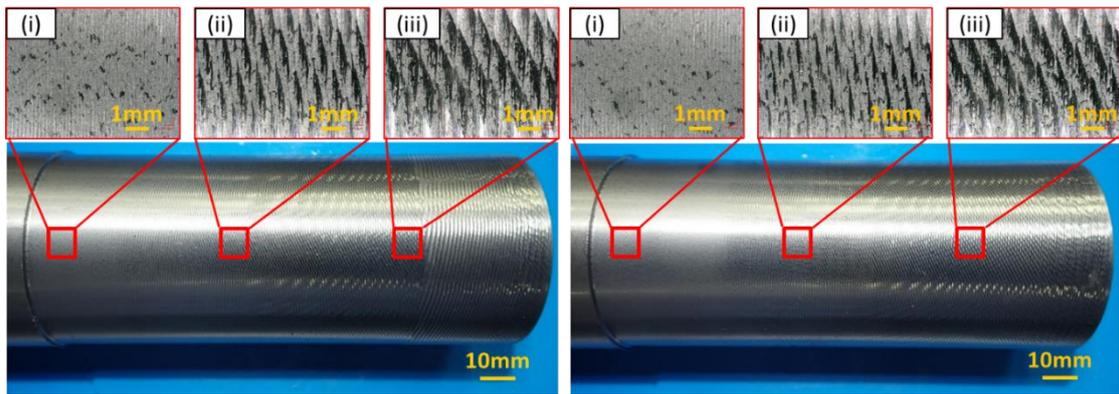
Natural frequency Hz	Maximum compliance $\mu\text{m}/\text{N}$	Damping ratio
240	3	0.013

Table 5.10 Experimental conditions for peripheral turning

Workpiece		S45C, $\phi 68$
Projection length	mm	250
Cutting speed	m/min	110
Spindle speed	min^{-1}	515
Feed rate	mm/rev	0.1
Depth of cut	mm	0.6
Tool cutting edge angle	deg	91

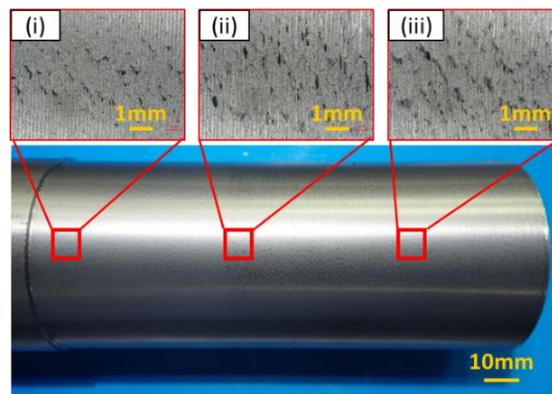
5. 3. 3 実験結果および考察

R 工具を用いた外径旋削を実施し、主要な特徴量（加工後の被削材仕上げ面性状、切削力変動、テクスチャ部分の凝着と欠損）について性能を比較し、その結果を考察した。まず、図 5.18 に、加工後の被削材加工面を示す。図中の(i), (ii), (iii)は被削材端面からの距離 $L=140, 90, 40 \text{ mm}$ の加工面を拡大した図である。図 5.18(a)より、通常工具 WOT では、突き出し長さが長い位置において大きなびびり振動が発生し、剛性が高い被削材根元側でびびり振動は抑制されていることが分かる。図 5.18(b)より、フラット工具の試験結果で最も良好だった横ライン型テクスチャ工具 PL87 においても、びびり振動は抑制されておらず、通常工具 WOT と同様の結果が得られた。一方、図 5.18(c)に示すように、横ライン型テクスチャ工具 PL125 では、切削加工初期にわずかにびびり振動が発生したものの、距離 5 mm の時点でびびり振動が抑制され、その後もびびり振動は発生しない結果が得られた。ここで、びびり振動の周波数と切削速度の関係から、振動波長 λ は約 7 mm となる。4 章の図 4.11(b),(c)に示すように、振動波長 λ が約 7 mm では横ライン型テクスチャ工具は PL87 よりも PL125 の方がプロセスダンピング係数 K_{pdc} は大きい。この影響で、横ライン型テクスチャ工具 PL125 の方がびびり抑制効果が高かったと考えられる。



(a) WOT

(b) PL87



(c) PL125

Fig. 5.18 Finished workpiece surfaces after cutting

((i) $L = 140$ mm, (ii) $L = 90$ mm, (iii) $L = 40$ mm)

次に、加工面の表面粗さの測定結果を図 5.19 に示す。横軸は切削距離 L 、縦軸は表面粗さ R_a を示す。図 5.19 より、通常工具 WOT および横ライン型テクスチャ工具 PL87 においては、びびり振動が発生した箇所表面粗さは $R_a 8 \sim 12 \mu\text{m}$ であった。びびり振動が抑制された被削材根元側の距離 $L=140$ mm 付近では、表面粗さ R_a は約 $2.5 \mu\text{m}$ まで減少した。横ライン型テクスチャ工具 PL125 では、入り口付近からびびり振動が抑制され、全体的に表面粗さ R_a は $2 \sim 3 \mu\text{m}$ 程度であった。すなわち、テクスチャ工具を用いることで、びびり振動が抑制されると同時に、良好な仕上げ面性状を得ることができることが分かる。

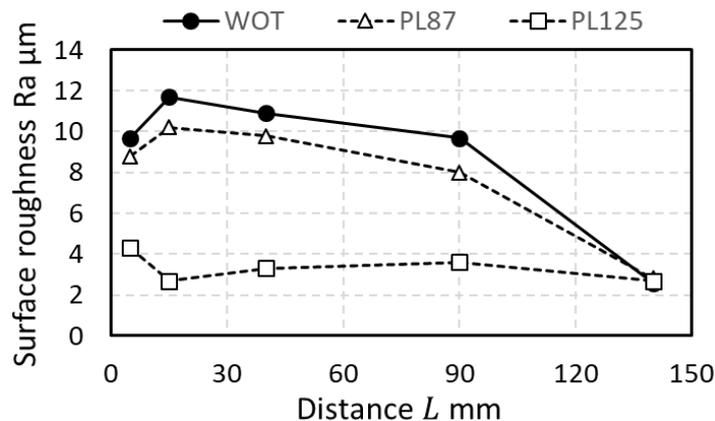


Fig. 5.19 Surface roughness distributions

次に、切削動力計で取得した結果を図 5.20 に示す。得られた切削力から周波数分解能 1 Hz として短時間フーリエ変換 (STFT) を行い、周波数成分を分析した。その中で最も振幅が大きい成分の振幅を青い実線、周波数を赤色の実線で示している。びびり振動が発生すると、系の固有振動数 (240Hz) 付近の周波数でピークがみられる。

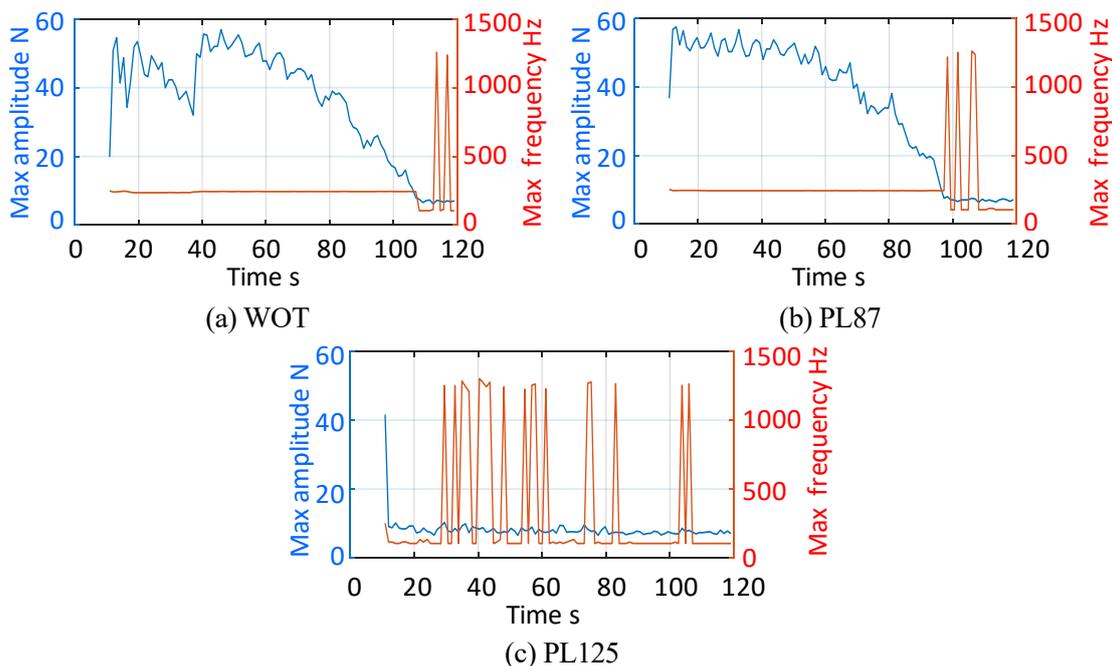


Fig. 5.20 Maximum amplitude and its frequency when chatter vibration occurs

図 5.20(a), (b)より、通常工具 WOT, 横ライン型テクスチャ工具 PL87 において切削力の変動周波数は 245 Hz 程度であった。このことから、被削材構造のたわみモードによってびびり振動が生じたと考えられる。また図 5.20(a)-(c)よりびびり振動が抑制されると、切削力の変動振幅は約 10N 程度まで低下することが分かる。図 5.18(c)より、横ライン型工具 PL125

では加工開始直後にびびり振動が抑制されていることがこの結果からも確認できる。

次に、加工後の工具逃げ面の状態を図 5.21 に示す。図 5.21(a),(b),(c)より、いずれの工具においても工具逃げ面摩耗量は 0.25 mm 程度であり、工具刃先にわずかに凝着が生じていた。また、図 5.21(c)に示したように、横ライン型テクスチャ工具 PL125 ではテクスチャ部にわずかな凝着と擦過痕を確認した。これは、テクスチャ部による被削材への接触が生じてプロセスダンピングが発現していることを間接的に示唆している。凝着の成長は大きくないことから、評価を実施した範囲内では、致命的な問題ではないと考えられる。

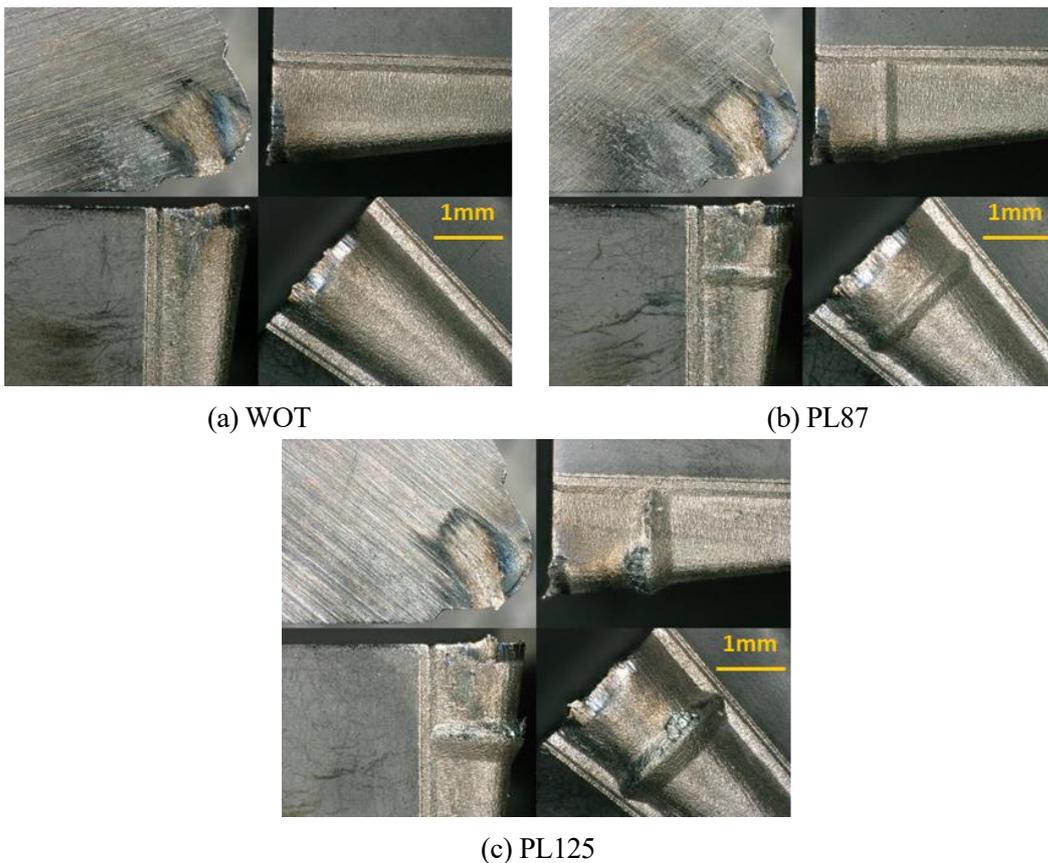


Fig. 5.21 Tool flank faces after cutting

以上の結果から、テクスチャ距離を適切に設計することで、ノーズ R を持つ横ライン型のテクスチャ工具ではプロセスダンピングが効果的に発現するため、実用的な切削加工を実現し得ることを確認した。なお、びびり振動が抑制された加工面では、全体的にむしろよくなると思われる白濁面が得られた。凝着性の高い加工においてこのようなむしろ痕が発生しやすいと考えられる。本実験で用いた工具は、レーザー加工を施した後にコーティングを行っておらず、加工も乾式で実施しており、これがむしろ痕の発生を助長した可能性が考えられる。一方で、これらの問題は工具の製造方法や油剤の供給方法を変更することで、回避できる可能性が高いと考えられる。

5. 4 結言

4 章で設計した逃げ面テクスチャ工具を試作し、2 種類の切削試験を通してその基本的な効果と実用性を明らかにした。本章で得られた主な結論を以下にまとめる。

- (1) フラット工具を用いた端面切削実験の結果、テクスチャがない通常工具と比較して、試作したテクスチャ工具全てで臨界切削速度の向上と平均振動振幅の減少を確認し、振動抑制効果を発現することを確認した。
- (2) フラット工具を用いた端面切削実験を通じて、横ライン型テクスチャは、テクスチャ距離を適切に設計することで、凝着・欠損を抑制しつつ、十分なプロセスダンピング効果を得ることを確認した。
- (3) フラット工具を用いた端面切削実験を通じて、ドット型と縦ライン型テクスチャは、テクスチャ部に被削材の凝着と工具の欠損が生じやすいことを確認した。
- (4) ノーズ R を持つテクスチャ工具を用いた切削実験の結果、適切にテクスチャ距離を設計した横ライン型テクスチャ工具を用いることで、びびり振動を劇的に抑制することに成功した。良好な仕上げ面粗さが得られると同時に、致命的な凝着や欠損は生じないことを確認した。一方で、むしろ痕が発生する課題を確認した。

第6章

異方性防振ボーリング工具と逃げ面テクスチャ工具を併用した内径切削試験

6. 1 緒言

2, 3章では異方性防振ボーリング工具のびびり振動抑制効果について述べた。4, 5章では逃げ面テクスチャ工具のびびり振動抑制効果について検証を実施した。これらの研究によって、提案技術はびびり振動を抑制する上で一定の効果を発現することが明らかとなった[6-1, 6-2, 6-3]。それぞれの技術は別原理に基づく防振効果を発現するため独立して使用することができる。一方で、それぞれの技術を単独で用いた場合に、工業的価値の高いレベルの高アスペクト比 ($L/D > 5$) 形状に対しては、びびり振動の抑制を達成していない。工業的実用性を考慮すると、異方性伝達特性援用と逃げ面テクスチャの両技術を組み合わせることで、さらに高いアスペクト比においてびびり抑制を実現し得る可能性があると考えられる。そこで、本章では、二つの防振技術を同時に採用して切削試験を実施し、それぞれの効果を同時に組み合わせた場合のびびり振動抑制効果について検証する。なお、ボーリング加工における実用性を評価する観点から、本章では内径切削試験を実施する。

本章は以下のように構成する。まず、6.2節では、本章で用いる異方性防振ボーリング工具および取り付けの逃げ面テクスチャ工具の設計について述べる。次に、6.3節では、安定性解析を実施するため、比切削抵抗 K_t および分力比 K_r を求める切削試験について述べる。6.4節では、試作した異方性防振ボーリング工具の動特性について述べる。6.5節では、試作した異方性防振ボーリング工具を用いて炭素鋼の内径旋削を行い、提案工具のプロセスダンピング効果と仕上げ面性状の影響を評価し、その結果と考察を述べる。最後に、6.6節に本章で得られた結論を述べる。

6. 2 異方性工具とテクスチャ工具の設計・試作

本章で用いた異方性防振ボーリング工具および逃げ面テクスチャ工具の設計について述べる。2, 3章で設計・試作した $L/D=10$ のボーリング工具は汎用工具よりも安定性が向上したが、効果が十分ではなく安定領域を得ることができなかった。本章では、 $L/D=10$ よりもやや難易度が低いと思われる $L/D=8$ のボーリング工具を用いて提案手法によるびびり振動の抑制効果を検討する。新たに $L/D=8$ の異方性防振ボーリング工具を設計・試作し、

ハンマリング試験を通じてその伝達特性を確認する。

また、5章で述べた端面旋削および外径旋削と異なり、本章では内径旋削実験を行う。このため、テクスチャ工具のテクスチャ高さについても再設計を行う。この再設計においては、ボーリング工具の剛性を考慮し、切削力によるホルダ先端のたわみ量についてもFEM解析を用いて予測してテクスチャ高さの設計に考慮する。

6. 2. 1 異方性防振ボーリング工具

6. 2. 1. 1 FEM を活用したボーリング工具の設計

本章で用いた異方性防振ボーリング工具の設計について述べる。ここでは新たに $L/D=8$ の異方性防振ボーリング工具を試作した。2章と同様にFEM解析を利用して固定治具を含んだ周波数伝達関数の解析を行い、その解析結果に基づいて形状を微調整した。設計した $L/D=8$ のモデルを図6.1、FEM解析で使用した治具を図6.2示す。図6.1に示すように試作した工具は $\phi 25$ のボーリング工具であり、突き出し長さ 200 mm である。試作した工具ホルダの自由端側には、超硬合金製の切削用インサートとダミーインサートを一つずつねじで固定した。材料の物性値は表2.2に示す $L/D=10$ の工具設計で用いた値を使用した。解析条件は表2.3に示す条件を用いた。周波数応答関数のFEM解析結果を図6.3に示す。横軸は周波数、縦軸は周波数伝達特性のコンプライアンス（上段）と位相差（下段）を示す。図に示すように p 方向と q 方向の共振周波数の誤差はゼロで、コンプライアンス比は 1.7 程度であり、高い相似性を示していることが分かる。

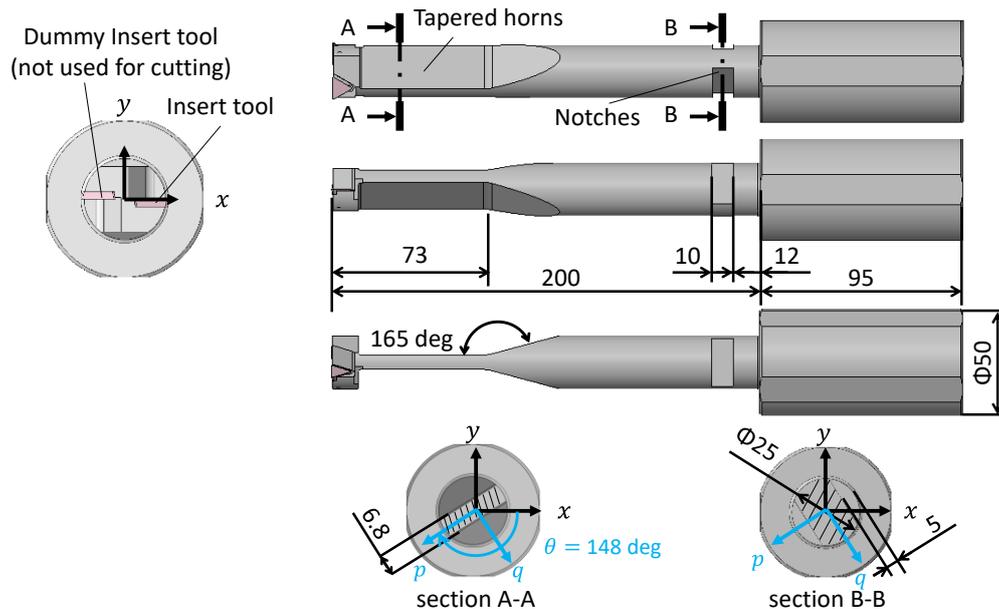


Fig. 6.1 Dimensions of anisotropic boring tool ($L/D=8$)

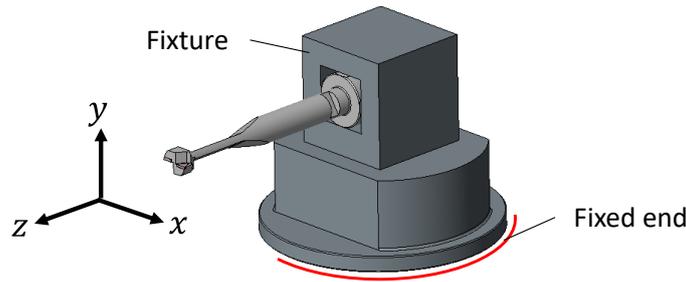


Fig. 6.2 Analysis model with fixture

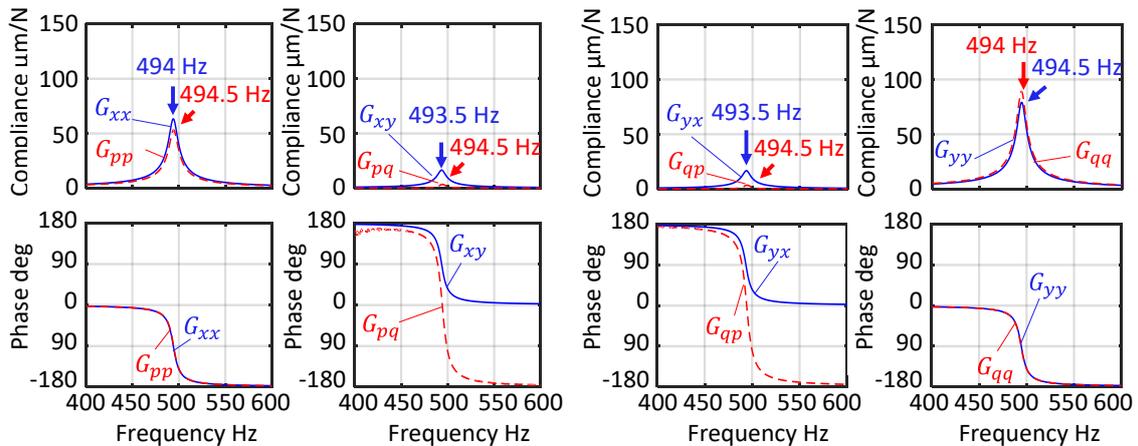


Fig. 6.3 FRFs of the L/D=10 boring tools in pq and xy coordinate systems estimated by FEM

6. 2. 1. 2 試作ボーリング工具の動特性

6.2.1.1 で設計した L/D=8 ボーリング工具を試作した. L/D=8 の提案工具の工具ホルダを汎用旋盤上の刃物台に固定し, インパルス応答試験を実施して周波数伝達関数の評価を行った. インパルス応答試験の様子を図 6.4 に示す. 汎用旋盤 (DMG 森精機製 WASINO LEO-80A) に図 6.2 で示した試作治具を固定した. 工具ホルダに 1 軸軽量加速度計 (Kistler 製 8778A500) を固定し, インパルスハンマ (Kistler 製 9722A500) で xy 軸方向に打撃して, xy 軸方向に生じる加速度を測定した. これらの測定結果を周波数解析して周波数伝達関数を求めた.

周波数伝達関数の測定結果を図 6.5 に示す. 横軸は周波数, 縦軸は周波数伝達関数のコンプライアンス (上段) と位相差 (下段) を示す. 周波数伝達関数の実測結果と FEM による解析結果から求めた特徴量の比較を表 6.1 に示す. 表 6.1 に示す解析結果と実験結果を比較すると, Q 値は解析結果よりも実験結果の方が大きい, 共振周波数のずれ $f_{nq} - f_{np}$ やコンプライアンス比 $\max(|G_{qq}|) / \max(|G_{pp}|)$ がほぼ同等であることから, 概ね設計値通りに試作ができたと考えられる.

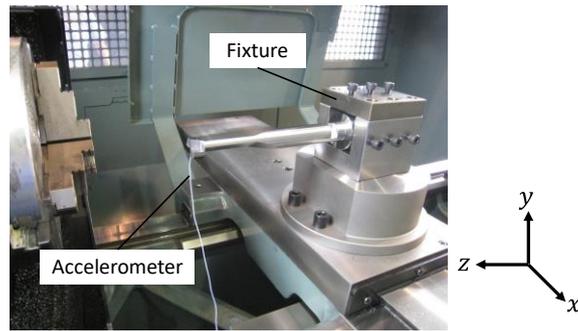


Fig. 6.4 Experimental setup for hammering test on the lathe

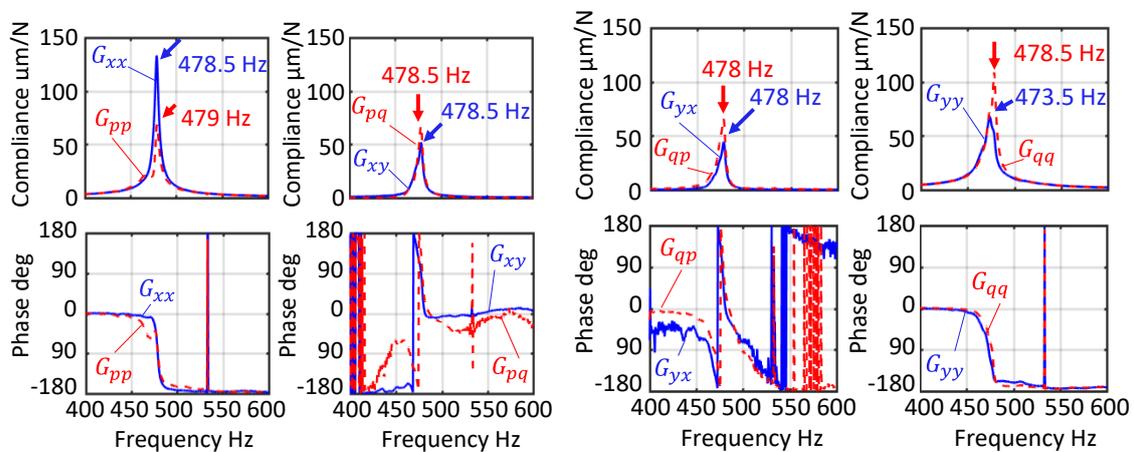


Fig. 6.5 FRFs of the prototyped L/D=8 boring tools measured by hammering test on the lathe

Table 6.1 Comparison of dynamic characteristics of the designed boring tools (L/D=8; lathe).

	Quality factor Q	Natural frequency in p axis f_{np} Hz	Maximum compliance in p axis $\max(G_{pp})$ $\mu\text{m/N}$	Natural frequency difference $f_{nq} - f_{np}$ Hz	Compliance ratio $\frac{\max(G_{qq})}{\max(G_{pp})}$
Analysis	51	494.5	53.2	-0.19	1.68
Experiment	125	479	68.5	-1.7	1.59

次に、試作した L/D=8 を実際の切削実験で使用する複合加工機に取り付け、図 6.6 に示すようにインパルス応答試験を実施して周波数伝達関数の評価を行った。工具ホルダ先端に 1 軸軽量加速度計 (PCB PIEZOTRONICS 製 352C23) を固定し、インパルスハンマ (Kistler 製 9722A500) で xy 軸方向に打撃した。得られた周波数伝達関数を図 6.7 に示す。横軸は周波数、縦軸は周波数伝達関数のコンプライアンス (上段) と位相差 (下段) を示す。また、汎用旋盤と複合加工機での比較を表 6.2 に示す。

表 6.2 より、複合加工機での測定結果は汎用旋盤に対して Q 値が小さい結果が得られた。

また、コンプライアンス比 $\max(|G_{qq}|) / \max(|G_{pp}|)$ が 3.7 と大きく、汎用旋盤に取り付けた場合と大きく異なる周波数特性が得られた。共振周波数のずれ $f_{nq} - f_{np}$ も大きい。図 6.7 から、 G_{pp} と G_{qq} の相似性もよくないことを確認した。使用した工作機械が異なるため、ボーリング工具自身の問題ではなく、その把持機構や工作機械側の機械剛性の影響を受けて周波数特性が変化したと考えられる。

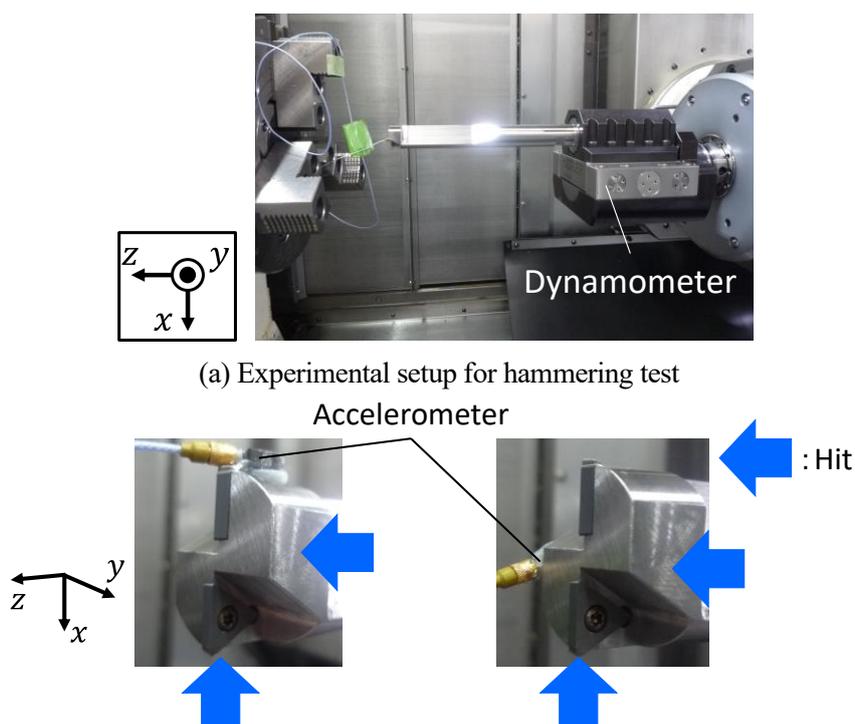


Fig. 6.6 Hammering test on the multi-tasking machine

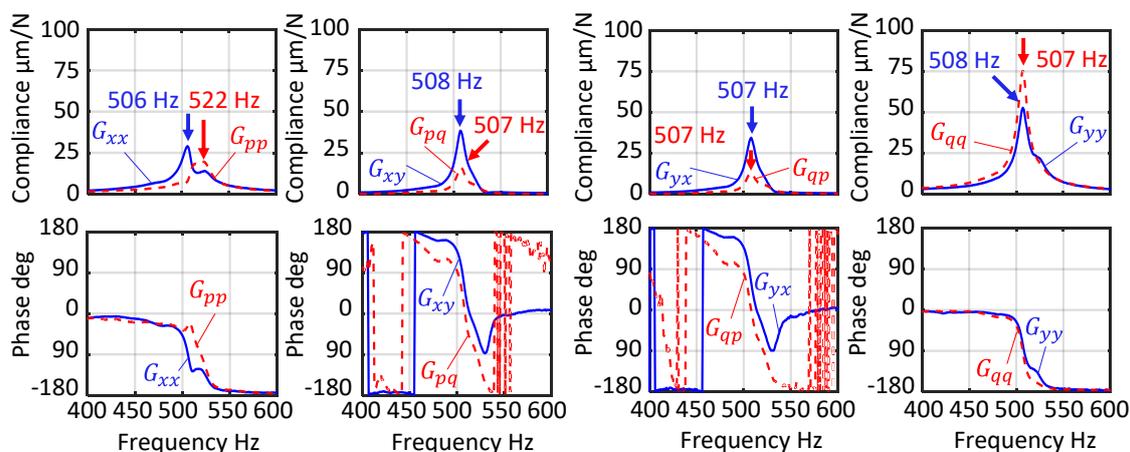


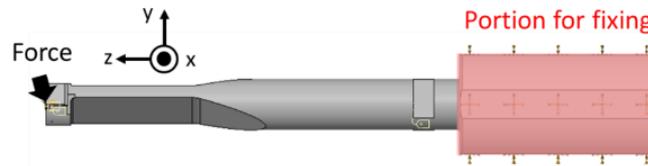
Fig. 6.7 FRFs of the prototyped L/D=8 boring tool measured by hammering test on the multi-tasking machine

Table 6.2 Comparison of identified frequency characteristics of the prototyped boring tool
(L/D=8; lathe and multi-tasking machine)

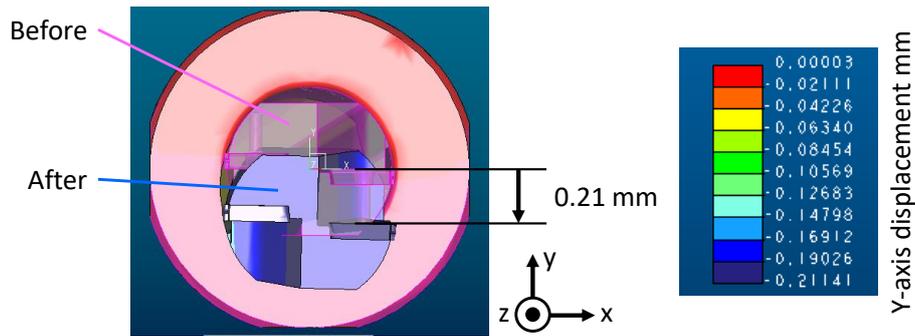
Machine	Q_{pp}	Natural frequency in p axis f_{np} Hz	Maximum compliance in p axis $\max(G_{pp})$ $\mu\text{m/N}$	Natural frequency difference $f_{nq} - f_{np}$ Hz	Compliance ratio $\frac{\max(G_{qq})}{\max(G_{pp})}$
Lathe	125	479	68.5	-1.7	1.59
Multi-tasking	26	522	19.7	-12.7	3.7

6. 2. 2 内径加工用逃げ面テクスチャ工具の設計

ここでは、切削力による異方性防振ボーリング工具の変形の影響を考慮して、内径加工に適したテクスチャ工具を設計する。5.3 節で述べた外径切削試験では工具ホルダの剛性が高く被削材の直径が大きいため、工具や被削材の変形の影響を考慮する必要がなかった。一方で、異方性ボーリング工具を用いる場合はホルダ自体の剛性が低いため、切削力の影響で工具がたわみ、インサートの芯高が下がることが懸念される。内径加工の場合、被削材の内径が小さいことが多いため、インサートの芯高の変化が大きい場合はこれを考慮して所望のテクスチャ高さとなるようにテクスチャ形状を設計する必要があると考える。そこで、3次元のFEM解析(PTC製Pro/ENGINEER Mechanical)を利用して、工具ホルダ先端のたわみ量を計算した。被削材を鋼(JIS;SS400)、最大切込み量を0.3mm、送り量を0.1mmと仮定した。解析の様子と解析結果を図6.8、解析で使用した比切削抵抗[6-4]と加重を表6.3、解析で使用した物性値を表6.4に示す。解析の結果、図6.8(b)に示すように工具ホルダの芯高が0.21mm下がることを確認した。なお、切削試験で使用する被削材内径の直径は32mmであり、工具ホルダの芯高が0.21mm下がったとしても被削材の加工穴に工具ホルダが干渉しないことを確認した。



(a) Analytical model



(b) Estimated displacement in Y-axis direction (scale 40 times)

Fig. 6.8 Displacement analysis

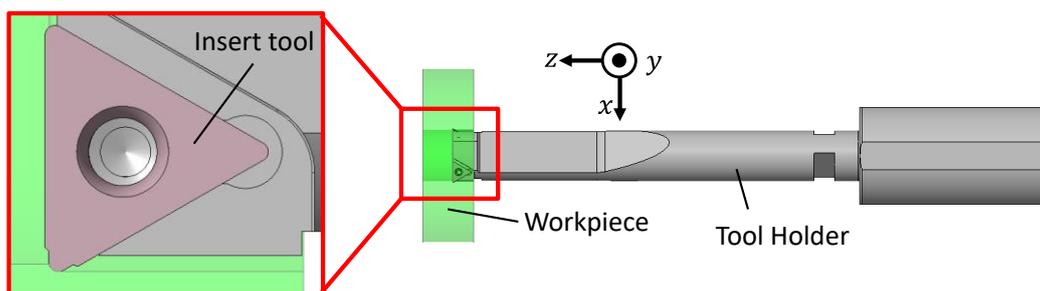
Table 6.3 Assumed specific cutting force and calculated cutting forces

Specific cutting force MPa	Principal force N	Thrust force N	Normal force N
3610	108	18	54

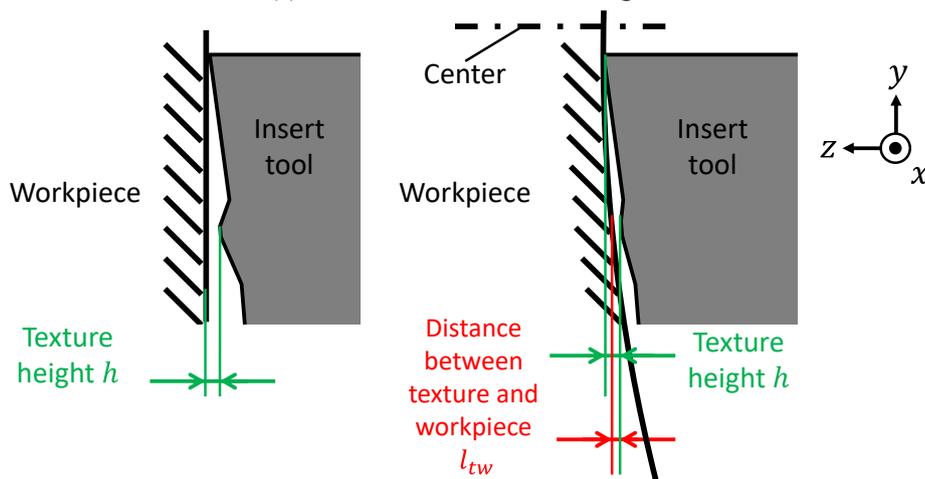
Table 6.4 Materials properties of analytical model

Material	Young's modulus GPa	Poisson's ratio	Density Kg/m ³
Steel	210	0.29	7.85
Cemented carbide	580	0.21	14.5

つぎに、本章で用いる異方性防振ボーリング工具のテクスチャ高さの設計について述べる。内径加工を行うことから、5.3.1.1 で述べた外径加工とは逆の方向にテクスチャ高さ h を調整する必要がある。内径加工時のテクスチャ工具と被削材の関係を図 6.9 に示す。図 6.9(b)は端面加工時の様子を示すが、工具刃先が $-y$ 軸方向に下がってもテクスチャ高さは一定である。一方で図 6.9(c)に示すように、内径加工の場合、刃先からテクスチャ距離 l_d 分 $-y$ 軸方向に下がる位置において、被削材仕上げ面とテクスチャ距離間は、端面加工時よりも狭くなる。前述したように 0.21 mm の芯下がりが見込まれることから、テクスチャ距離 l_d が変化してもテクスチャ高さ h が等しい距離となるように、テクスチャー被削材距離間（実質的なテクスチャ高さ） l_{tw} を各インサートで調整を行った。被削材内径を $\phi 32$ として設計したテクスチャ形状の寸法を表 6.5 に示す。



(a) Schematic of internal cutting



(b) Face turning

(c) Internal turning

Fig. 6.9 Distance between flank texture and workpiece during internal turning

Table 6.5 Dimensions of the designed textured tool (round tool)

Tool name		WOT	PL87	PL125
Rake angle	deg	0		
Nominal clearance angle γ_n	deg	7		
Texture distance l_d	mm	/	0.87	1.25
Texture length l_{tx}	μm		100	
Texture height h	μm		84	116
Distance between texture and workpiece l_{tw}	μm		42	42

6. 3 比切削抵抗の測定試験

本節では、びびり安定性解析を実施するため、比切削抵抗 K_t および分力比 K_r を求める切削力の測定を実施する。複合加工機（オークマ製 MULTUS U3000）に切削動力計（KISTER 製 9129AA）を取り付け、汎用の工具ホルダ（S16MSTFCR11）を固定した。インサートは

試作した横ライン型テクスチャ工具 PL87（母材 TCMW110204，ブレード無し，コーティング無し，すくい角 0 deg）を使用し，被削材 SS400 の内径切削加工から切削力を測定した．実験装置の外観を図 6.10，試験切削条件を表 6.6 に示す．測定した切削力と切削断面積の関係図を図 6.11 に示す．横軸は切削除去量，縦軸は切削力を示す．比切削抵抗 K_t および分力比 K_r の算出値を表 6.7 に示す．なお，比切削抵抗 K_t および分力比 K_r の算出は 3.3.2.1 で説明した手法を用いた．

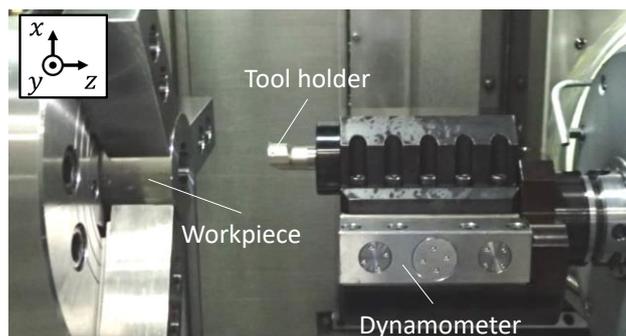


Fig. 6.10 Experimental setup for internal turning tests

Table 6.6 Experimental conditions

Workpiece		SS400 $\phi 70$ - $\phi 32$
Spindle speed	min^{-1}	477
Cutting speed	m/min	120
Feed rate	mm/rev	0.1, 0.15, 0.2, 0.25, 0.3
Depth of cut	mm	0.1, 0.3, 0.6

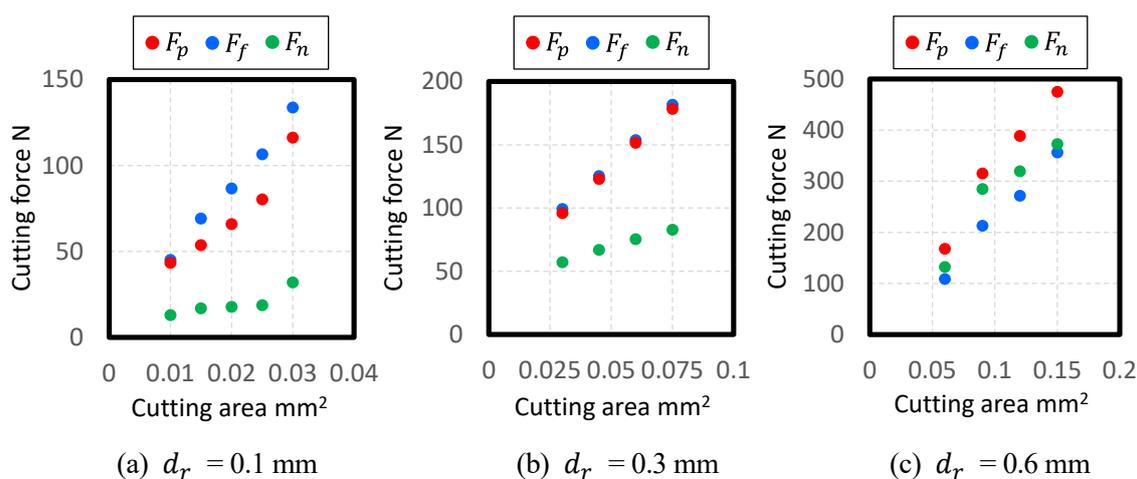


Fig. 6.11 Relationship between cutting force and cutting area

Table 6.7 Identified specific cutting force and cutting force ratio (L/D=8)

Specific cutting force K_t	GPa	3.18
Cutting force ratio K_r		1.01

6. 4 内径切削試験の結果および考察

本節では、試作した異方性防振ボーリング工具と逃げ面テクスチャ工具を用いて炭素鋼の内径旋削を行い、提案工具のプロセスダンピング効果と仕上げ面性状の影響を評価した。図 6.12 に実験装置の外観を示す。L/D=8 の異方性防振ボーリング工具に横ライン型テクスチャ工具を切削動力計 (Kistler 製 TYPE 9129AA) に固定し、内径加工を行う際の切削力の計測を行った。表 6.8 に主な実験条件を示す。テクスチャ工具としては、5.2, 5.3 節の切削試験で良好な結果が得られた横ライン型テクスチャ工具 PL87 と PL125 を使用した。比較のため、テクスチャがない通常工具 WOT でも実験を実施した。

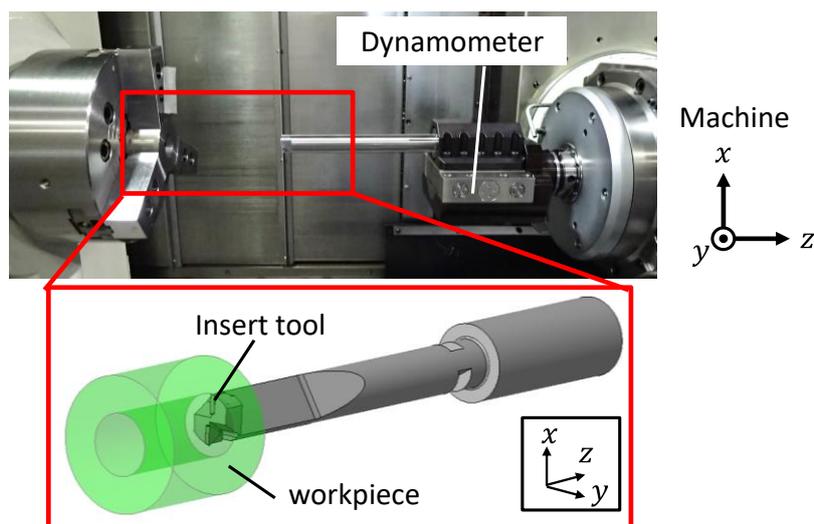


Fig. 6.12 Experimental setup for internal turning tests on the multi-tasking machine

Table 6.8 Experimental conditions for internal turning

Workpiece		SS400, $\Phi 70$ - $\Phi 32$
Cutting speed	m/min	110
Spindle speed	min^{-1}	1094
Feed rate	mm/rev	0.1
Depth of cut	mm	0.1, 0.3
End cutting edge angle	deg	90

切削実験の結果、いずれの条件においてもびびり振動が生じて安定な内径加工を実現することはできなかった。この結果について、びびり振動の抑制効果についてゲイン余裕 g_m による安定性評価と実験結果の比較、仕上げ面性状、工具逃げ面による凝着と擦過痕から検証する。まず、2章で示した安定性解析手法に基づき、6.2節の図6.7で求めた周波数伝達関数の計測値を用いてゲイン余裕 g_m を求めた。ただし、プロセスダンピングの影響については考慮しない。各工具の実験結果および解析結果の比較を図6.13に示す。横軸は被削材の主軸回転数であり、図6.13(a)の縦軸は切り込み量と図6.13(b)の縦軸は切りくず流出角 η を示す。図中に示す x は加工条件を示す。得られた仕上げ面性状の結果を図6.14に示す。

図6.13に示すように、評価した全領域においてゲイン余裕 g_m は1未満となり、安定条件は得られないことが分かる。切削試験における切削速度と振動周波数の関係より、振動波長 λ は3.6 mmである。4.4.2節のプロセスダンピング係数 K_{pac} における解析結果から、PL125と比較してPL87の方が有力と考えられる。一方で図6.14から、テクスチャ工具PL87, PL125共に仕上げ面にはびびりマークが生じておりびびり振動は抑制されていないことが分かる。また切削加工後の工具逃げ面の状態を図6.15に示す。いずれの工具においてもすくい面側に凝着があるだけで、工具逃げ面に凝着は無く、またテクスチャ部分において擦過痕は確認できなかった。

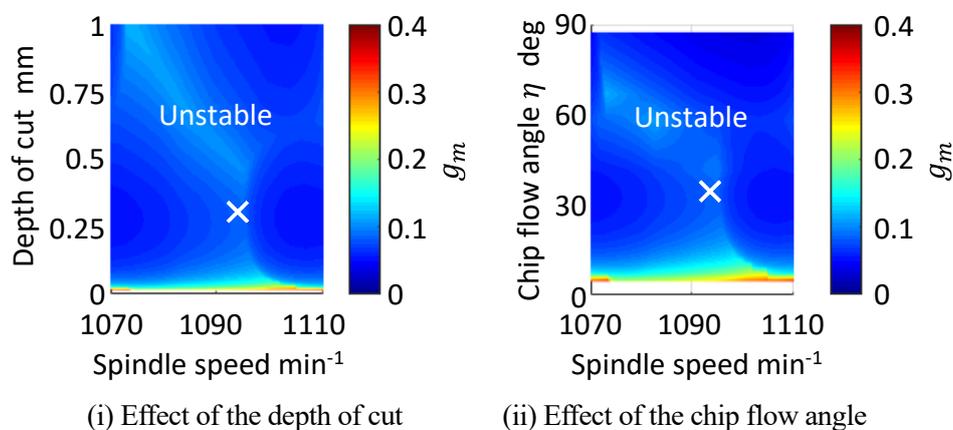


Fig. 6.13 Stability limit diagram for the L/D=8 tools (Analysis: color map, Experiment: plots)

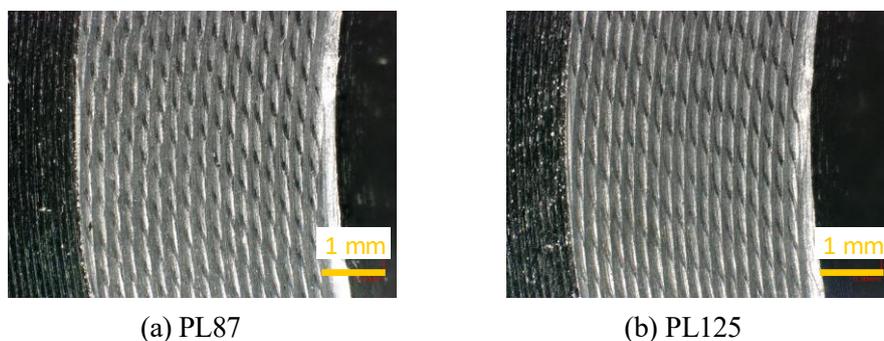


Fig. 6.14 Finished surface after cutting ($d_r=0.3$ mm)

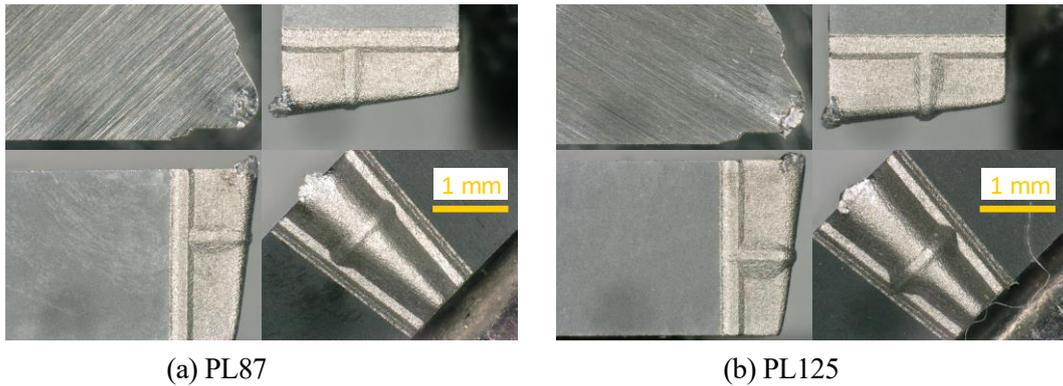


Fig. 6.15 Tool flank faces after cutting

以上で述べたように、異方性防振ボーリング工具と逃げ面テクスチャを同時に使用して内径切削を行ったところ、びびり振動を抑制できるほど動剛性向上効果とプロセスダンピング効果は得られなかった。その原因は三つ考えられる。

一つ目の原因として、6.2 節でも述べたように共振周波数のずれ $f_{nq} - f_{np}$ が大きく周波数伝達関数 G_{xx} , G_{xy} の高い相似性が得られなかったことが考えられる。表 6.2 に示したように、汎用旋盤よりも複合加工機に固定した方が、共振周波数のずれ $f_{nq} - f_{np}$ が大きい。この場合、2.4 節の図 2.10 から明かなように、合成伝達関数 Φ を無限大化することはできない。

二つ目の原因として、コンプライアンス比 $\max(|G_{qq}|) / \max(|G_{pp}|)$ が 3.7 と大きいことが影響していると考えられる。2.4 節の図 2.9 にて、コンプライアンス比は 1 以上 3 以下の領域において最大負実部がゼロとなる $\cos \eta$ が存在し、コンプライアンス比が 3.7 では最大負実部がゼロとなる $\cos \eta$ が存在しないことを述べている。そこで、6.2 節のインパルス応答試験により求めた周波数伝達関数から、2.4 節の図 2.9 と同様に合成伝達関数に対するコンプライアンス比の影響について確認する。 pq 軸方向の周波数伝達関数から求めたモードパラメータ ω_n, ζ, k を表 6.9 に示す。ただし、非対角項成分 G_{pq}, G_{qp} の影響は無視できるとして、強制的にゼロと仮定した。合成伝達関数の最大負実部の計算結果を図 6.16 に示す。横軸はコンプライアンス比 $\max(|G_{qq}|) / \max(|G_{pp}|)$ 、縦軸は切りくず流出角の余弦、すなわち切り込み方向に関連する値を示す。図 6.16(a) は共振周波数のずれを考慮した結果であり、図 6.16(b) は共振周波数のずれを強制的にゼロとして算出した結果である。図 6.16(a) より、共振周波数にずれがある場合、コンプライアンス比 $\max(|G_{qq}|) / \max(|G_{pp}|)$ がおよそ 0.5~2 の範囲で合成伝達関数の最大負実部は $0 \mu\text{m/N}$ に近い値をとることができることが分かる。また、図 6.16(b) より、共振周波数のずれがゼロの場合では、合成伝達関数の最大負実部が $0 \mu\text{m/N}$ に近づくことができるコンプライアンス比 $\max(|G_{qq}|) / \max(|G_{pp}|)$ の範囲がやや広がり、およそ 0.5~3 となる。以上の検討より、コンプライアンス比 $\max(|G_{qq}|) / \max(|G_{pp}|)$ が 3.7 である場合は最大負実部が低下する条件が存在せず、剛性を改善することができないことが分かる。すなわち、適正に剛性伝達関数の最大負実部を

低減するには、コンプライアンス比を低減する必要がある。実際のコンプライアンス比が設計値（1.68）と大きくずれた原因は、ボーリング工具の把持機構や工作機械側の機械剛性の影響を受けた可能性が高いことから、コンプライアンス比を改善するには、複合加工機の剛性に合わせたボーリング工具の固定方法の設計が必要であると考えられる。

Table 6.9 Parameters used for stability analyses

Condition	f_{np} Hz	$f_{nq} - f_{np}$ Hz	Q_{pp}	$\frac{Q_{qq}}{Q_{pp}}$	$\max(G_{pp})$ $\mu\text{m}/\text{N}$
1 (reference)	522	-12.5	26	2.1	19.7
2	522	0	26	2.1	19.7

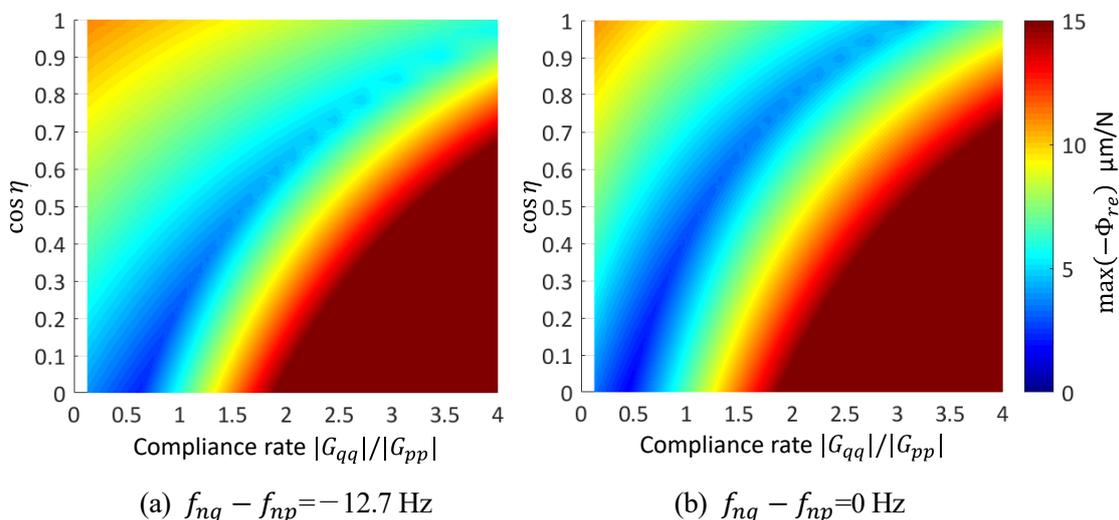


Fig. 6.16 Influence of compliance ratio and $\cos \eta$ on $\max(-\Phi_{real}(i\omega))$

三つ目の原因としてボーリング工具においてホルダ先端が推定値よりも小さくたわんだことが考えられる。切削試験中に得られた切削力の各方向成分の結果を図 6.17 に示す。横軸は切削時間、縦軸は各方向成分の切削力である。切削動力計の出力値を青色、その移動平均値を橙色で示す。切削時間 4~8 秒の主分力/背分力/送り分力の平均切削力はそれぞれ、64/57/23 N であった。これは、6.2 節で示した FEM 解析による工具たわみ量推定で仮定した切削力である 108/18/54 N と異なり、特に主分力が実際にはやや小さくなっていることが分かった。そこで、実測された切削力を入力して再び FEM 解析を実施した。FEM 解析の結果を図 6.18 に示す。図のように、主分力が大幅に減少した結果、芯高の変化量が減少する結果 (0.21mm→0.11mm) が得られた。この結果、テクスチャ-被削材間距離 (実質的なテクスチャ高さ) l_{tw} が大きくなり、実効的なテクスチャ高さが 42 μm から 50 μm まで増加してしまうことを確認した。この影響でテクスチャが被削材に接触しにくくなり、プロセスダンピングの効果が減少して、びびり振動を抑制できなかつた可能性があると考えられる。

える。

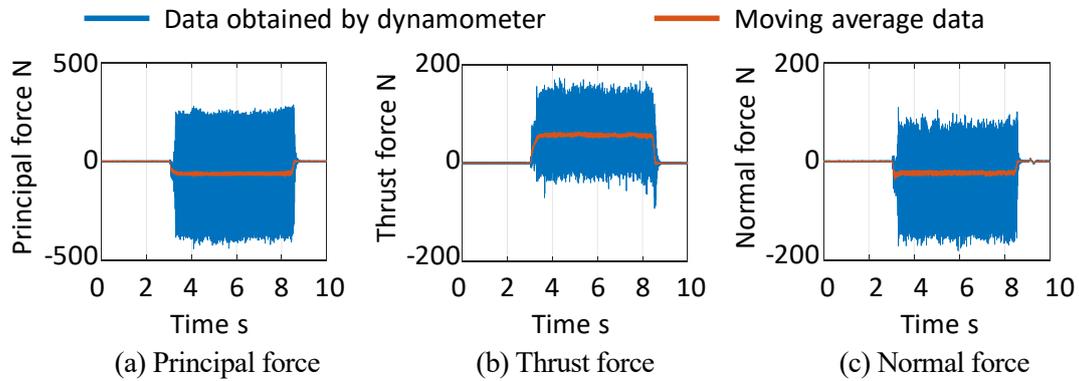


Fig. 6.17 Measured cutting forces (PL87, $d_r=0.3$ mm)

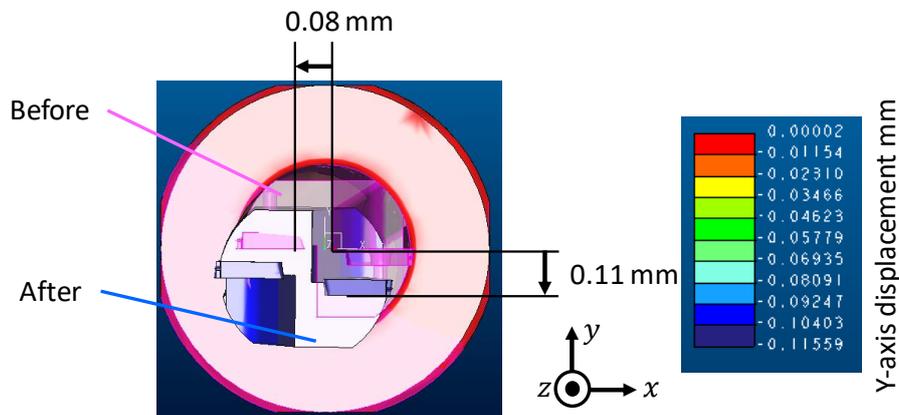


Fig. 6.18 Displacement in Y-axis direction estimated by use of measured forces (scale 40 times)

以上の結果から、本章で使用した $L/D=8$ の異方性ボーリング工具とテクスチャ工具では、十分な防振効果を得ることができなかった。異方性の効果を適正に得るためには、共振周波数のずれを減少すると同時に、コンプライアンス比を3以下にする必要がある。これを実現するには、複合加工機の剛性に合わせたボーリング工具の固定方法を検討する必要があると考えられる。また、テクスチャ工具による適正にプロセスダンピング効果を得るためには、工具たわみやワーク形状の影響を考慮して、適正なテクスチャ高さとなるようにテクスチャ形状を再設計する必要があると考える。

6. 5 結言

異方性防振ボーリング工具と逃げ面テクスチャ工具を同時に用いて内径切削を実施し、びびり振動抑制効果を検証した。本章において得られた主な結論を以下にまとめる。

- (1) 試作した $L/D=8$ の異方性防振ボーリング工具に逃げ面テクスチャ工具を取り付け、

複合加工機を用いて内径加工を実施したが、安定な加工を実現することができなかった。伝達特性と切削力の分析の結果、 pq 座標系における周波数伝達特性の相似性の不一致と、工具のたわみ量が想定と異なることに起因して適正なびびり振動抑制効果を得ることが原因であったと考えられる。

- (2) 異方性防振ボーリング工具は剛性が低いため、切削力の影響でホルダ先端がたわみやすい。逃げ面テクスチャ工具を用いる場合は、被削材の曲率の影響を受けて、工具たわみに応じてテクスチャ高さが変化する。テクスチャ形状の設計においては、この工具たわみと被削材の曲率の影響を考慮する必要がある。
- (3) 異方性ボーリング工具の防止効果を向上するには、コンプライアンスの相似性をさらに向上して、コンプライアンス比 $\max(|G_{qq}|) / \max(|G_{pp}|)$ を下げる必要がある。これを実現するには、複合加工機の剛性に合わせたボーリング工具の固定方法を検討する必要がある。

第7章

結論

切削加工では、高能率、高精度、低コストの実現が常に求められている。そのため、工具寿命の低下や加工面粗さの悪化などを引き起こすびびり振動は生産技術者が直面する大きな問題として挙げられる。本研究では、びびり振動の抑制を実現する実用的な新技術の開発を目的とし、旋削加工で発生するびびり振動の新しい抑制手法を検討した。一つ目に、びびり振動の問題が発生しやすいボーリング加工に着目し、構造異方性を利用して実質的な動剛性を無限大化する防振ボーリング工具の検討を行った。実際の工具設計において生じる異方性伝達特性の誤差がびびり安定性に与える影響を解析的に分析し、検証実験を通じてその実用性を評価した。二つ目に、プロセスダンピング効果を発現する逃げ面テクスチャ工具の検討を行った。実用的な観点から、プロセスダンピング効果に加えて耐凝着性や耐欠損性に優れるテクスチャ形状の検討と検証実験を実施した。最後に、2つの防振技術を同時に採用して切削試験を実施し、その効果を検証した。本章では、本研究によって得られた結果を以下にまとめる。

第1章では、本研究で対象とするびびり振動のメカニズムについて説明したのち、ボーリング加工を対象として、市販技術および先行研究について調査し、その結果を解説した。市販のボーリング工具で利用されている防振技術においては、動吸振器の利用、工具素材の改良、工具形状の工夫の順番で防振効果が高い傾向があり、突き出し長さ直径比 (L/D) で10を超える技術も存在することを確認した。さらに、先行研究を調査し、防振ダンパーをはじめ、様々な防振技術が提案されていることを確認した。先行研究の中でも、構造の異方性を利用する防振ボーリング工具技術とプロセスダンピングを効果的に発現する逃げ面テクスチャ技術は、製造コストの増加を伴わずに防振効果を発現する新技術として期待されることを確認した。

第2章では、先行研究で提案されている異方性構造をもつ防振ボーリング工具技術について、工具設計の基本的な概念と、異方性伝達特性の設計誤差が系の安定化性能に及ぼす影響について述べたのち、設計した工具モデルを対象にその安定性向上効果を解析的に検証した。提案手法では、切削力変動によって生じる切込み方向の振動がゼロとなるように伝達特性を設計する。一般に、ボーリング工具は形状が細長く突き出すため、径方向(2自由度)の剛性が低下する。提案手法では径方向の振動モードにおいて、各軸の固有振動数が一致し、コンプライアンス比が1より大きくなる異方性振動系を設計する。さらにプロ

セス座標系 (xy 座標系) に対して工具形状で特徴づけられた座標系 (pq 座標系) に回転角を与えることで所望の異方性伝達特性を実現することができる。解析の結果、この回転角を 148 deg とすることで、切りくず流出角の変化に対してロバストに動剛性を向上することができる特徴を見出した。さらに、理想の動剛性を実現するには、被削材と工具の組合せによって変化する分力比および切りくず流出角に応じて、コンプライアンス比を適切に設計する必要があることを明らかにした。加えて、設定した座標系における周波数伝達関数の対角成分の相似性は極めて重要であることを確認した。次に、FEM 解析を活用した工具設計法を提案し、 $L/D=4$ と $L/D=10$ の工具設計に関する事例を通じて予想される特性を分析した。提案する異方性ボーリング工具では、切り欠きとホーン形状を与えることで所望のコンプライアンス比を実現する。分析の結果、提案手法では加工プロセスや条件に応じて伝達特性を適切に設計することで、安定性を大幅に向上する効果が得られる可能性があることを確認した。さらに、提案手法は切込み量の変化に対するロバスト性が高く、荒加工から仕上げ加工まで幅広い条件で利用できる可能性があることを明らかにした。

第3章では、第2章で設計した異方性伝達特性をもつ防振ボーリング工具を実際に試作し、動特性評価実験および切削試験を通じてその安定化性能の検証と実用面における課題を分析した。試作した $L/D=4$ の提案工具に対し、インパルス応答試験を実施して周波数伝達関数を分析した結果、概ね FEM 解析通りの振動特性が得られるとともに、荒加工から仕上げ加工まで汎用工具と比較して優れた安定性向上効果が得られることを確認した。また、外径の旋削実験を実施したところ、汎用工具と比較して安定加工が可能な切込み量が約 17 倍向上する効果を確認した。また、試作した $L/D=10$ の提案工具の周波数伝達関数を分析した結果、 $L/D=4$ と同様に荒加工から仕上げ加工に至るまで安定性を向上させる効果が確認された。一方で、びびり振動に対して安定切削を実現できる効果までは見込めないことが明らかとなった。外径の旋削実験においても、 $L/D=10$ の提案工具では汎用工具と比較してやや安定化する効果を確認したが、びびり振動の回避までは至らなかった。更なる解析的な検討を実施した結果、 $L/D=10$ においてびびり振動を回避する効果を得るには、設定した座標系で伝達特性の相似性をさらに向上するとともに、動コンプライアンスの大幅な低減が必要であることを確認した。

第4章では、逃げ面テクスチャ工具の実用性を向上する形状設計について検討を行った。従来研究によって、逃げ面テクスチャがプロセスダンピングを積極的に発現し、びびり振動の安定性を向上する基礎的な効果は明らかにされていたが、凝着や工具欠損を引き起こす問題があり、逃げ面テクスチャを用いた手法はその実用性が解明されていなかった。そこで、プロセスダンピング効果が得られるだけでなく、逃げ面の凝着や工具の欠損の回避が見込まれるテクスチャの形状と配置について解析的に検証した。新しいテクスチャ形状として、横ライン型、ドット型、縦ライン型を提案した。さらに、振動とプロセスダンピ

ング力の関係をモデル化し、FEM 解析を通じて振動振幅と振動波長がプロセスダンピング効果に与える影響を分析した。その結果、横ライン型の場合、工具の刃先からテクスチャまでの距離（テクスチャ距離）に依存して、高いプロセスダンピング効果を発現する振動波長が変化することを明らかにした。ドット型および縦ライン型の場合は、横ライン型と比較して振動波長に対するロバスト性は高いが、その一方で、プロセスダンピング効果が低下する可能性があることを明らかにした。

第5章では、第4章で設計した逃げ面テクスチャ工具を試作し、2種類の旋削試験を実施して、その実用性の評価を行った。まず、設計した逃げ面テクスチャ形状の各種特性（プロセスダンピング効果・切削抵抗・凝着/欠損性）を評価するため、2つの直線切れ刃で構成されるフラット工具に逃げ面テクスチャを与えて、炭素鋼の端面旋削実験を実施した。実験の結果、テクスチャがない通常工具と比較して試作した3種類のテクスチャ工具すべてで振動抑制効果を発現することを確認した。また横ライン型では刃先からのテクスチャ距離を適切に設計することで凝着・欠損を抑制しつつ、十分なプロセスダンピング効果を得ることを確認した。ドット型と縦ライン型では、テクスチャ部に凝着と欠損が生じやすい傾向を確認した。すなわち、ドット型やライン型は振動波長に対するロバスト性に優れる可能性がある反面、凝着性と欠損性に課題がある。次に、実用性の検証を目的として、ノーズRを持つインサート（R工具）の逃げ面にテクスチャを設けた工具で外径旋削実験を行った。その結果、適切なテクスチャ距離に設計された横ライン型テクスチャ工具を用いることで、安定性が向上してびびり振動を抑制することに成功した。実験結果を分析した結果、切削力の増加を伴わずに良好な仕上げ面粗さが得られると同時に、致命的な凝着や欠損は生じないことを確認した。

第6章では、異方性防振ボーリング工具と逃げ面テクスチャ工具を併用する効果について検証を行った。実用性の観点から、 $L/D=8$ のボーリング工具による内径加工を通じて検証を行ったところ、十分なびびり振動の抑制効果を得ることはできなかった。実験結果を分析し、三つの問題があることを明らかにした。一つ目は、異方性防振ボーリング工具の設定した座標系における周波数伝達特性の相似性が不十分であったことである。二つ目は設計したコンプライアンス比（1.68）に対して、実際のコンプライアンス比（3.7）が大きくなりすぎたことである。これらは、実験に使用した工作機械側の剛性の影響を受けたためであると考えられる。三つ目は、主分力と背分力によって工具に静的な変位が生じ、この影響により想定よりも実効テクスチャ高さが大きくなりすぎたことによる。そのため、テクスチャが被削材に干渉せずプロセスダンピング効果が十分に得られなかったと考えられる。これらの結果は、内径加工においては、系の伝達特性や工具のたわみを十分に考慮してホルダや工具を設計しなければならないことを示唆している。

以上のように、異方性防振ボーリング工具と逃げ面テクスチャ工具における総合的な実用性を解析的・実験的に検証した。異方性防振ボーリング工具によるびびり振動の抑制効果は実証できた一方で、 L/D が大きい場合では、設定した座標系における伝達特性の相似性をさらに向上するとともに、動コンプライアンスを大幅に低減させる構造設計が必要となる課題が明らかになった。逃げ面テクスチャ工具においては、ノーズ R 部にテクスチャを設計した工具でもプロセスダンピング効果が得ることに成功した。また、形状設計が極めて重要であることを明らかにした。ここでは、レーザー加工を利用してテクスチャ形状を製作したが、実用化するにあたっては工具の製造方法についてさらなる検討が必要であると考え。今後、更なる検討を経て提案手法の課題が解決され、びびり振動の解決手法として生産現場で利用されることに期待したい。

参考文献

第1章 緒論

- [1-1] 小坂弘道：切削加工の基礎知識，日刊工業新聞社，(2012).
- [1-2] 仁平宣弘，朝比奈奎一：改訂版 機械材料と加工技術，科学図書出版株式会社，(2013).
- [1-3] 三菱マテリアル株式会社：切削工具 2019-2020, C009J1, (2019).
- [1-4] 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) 280-284.
- [1-5] 横山哲男：現場の即戦力機械加工技術 Q&A, 技術評論社, (2011).
- [1-6] 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（特集 塑性加工・切削加工），電気製鋼, 82, 2 (2011) 143-155.
- [1-7] 日本規格協会：JIS ハンドブック 工具，日本規格協会, (2019).
- [1-8] 株式会社タンガロイ：Trun Line STREAMJETBAR,
<https://www.tungaloy.com/wp-content/uploads/357-j.pdf>,（閲覧日：2020年10月20日）.
- [1-9] 株式会社タンガロイ：Trun Line BOREMEISTER,
<https://www.tungaloy.com/wp-content/uploads/517-j.pdf>,（閲覧日：2020年10月20日）.
- [1-10] 住友電気工業株式会社：SEC-防振ボーリングバイト SumiTurn X Bar,
<https://www.sumitool.com/downloads/assets/mt-catalog/IN459.pdf>,（閲覧日：2020年10月20日）.
- [1-11] Sandvik AB：究極の防振工具 Silent Tools,
https://www.sandvik.coromant.com/SiteCollectionDocuments/downloads/jp/brochures/CG-036J-R2_SilentTools.pdf,（閲覧日：2020年10月20日）.
- [1-12] 京セラ株式会社：2020-2021 京セラ切削工具 総合カタログ（内径），
<https://www.kyocera.co.jp/prdct/tool/wp-content/uploads/2020/09/F-2020.pdf>,
（閲覧日：2020年10月20日）.
- [1-13] 日本特殊陶業株式会社：高剛性内径ボーリングバー モーグルバー，
<http://www.ntkcuttingtools.com/jp/product/mogulbar.html>,（閲覧日：2020年10月20日）.
- [1-14] 株式会社日研工作所：eMAC用超硬Xボーリングバイト，
<https://www.nikken-kosakusho.co.jp/product/index.php?seq=153>,（閲覧日：2020年10月20日）.

- [1-15] ISCAR Ltd. : 総合カタログ総合カタログ Ver.1,
https://www.iscar.co.jp/Catalogs/publication-2019/SOGO_catalog_ver_1_201905.pdf, (閲覧日 : 2020 年 10 月 20 日)
- [1-16] Seco Tools AB : TURNING 2020.1,
<https://www.secotools.com/article/84585>, (閲覧日 : 2020 年 10 月 20 日)
- [1-17] 大昭和精機株式会社 : 総合カタログ ツーリング編 Vol.12,
https://www.big-daishowa.co.jp/pdf/v12-t/big_tooling_system.pdf, (閲覧日 : 2020 年 10 月 20 日)
- [1-18] Walter AG : 新製品ハイライト 2020,
<https://www.walter-tools.com/sitecollectiondocuments/downloads/global/catalogues/ja-jp/product-innovations-2020-highlight-jp.pdf>, (閲覧日 : 2020 年 10 月 20 日)
- [1-19] TaeguTec Ltd. : ヘッド交換式内径加工用防振バー HUSH-BORE ハッシュ-ボア,
https://www.taegutec.co.jp/SFEEDTEC/pages/JP/products-2/cutting-tools/turn/turn1_hush-bore.html, (閲覧日 : 2020 年 10 月 20 日)
- [1-20] 一般社団法人 日本機械学会 : 機械工学辞典,
<https://www.jsme.or.jp/jsme-medwiki/13:1009008>, (閲覧日 : 2020 年 11 月 6 日)
- [1-21] S. Zeng, X. Wan, W. Li, Z. Yin, S. Xion : A Novel Approach to Fixture Design on Suppressing Machining Vibration of Flexible Workpiece, International Journal of Machine Tools & Manufacture, 58 (2012) 29-43.
- [1-22] B. Thorenz, M. Friedrich, H. H. Westermann, F. Döpfer : Evaluation of the Influence of Different Inner Cores on the Dynamic Behavior of Boring Bars, Procedia CIRP, 81 (2019) 1171-6.
- [1-23] Q. Song, J. Shi, Z. Liu, Y. Wan, F. Xia : Boring Bar with Constrained Layer Damper for Improving Process Stability, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 83, 9-12 (2016) 1951-1966.
- [1-24] S. Ghorbani, NI. Polushin : Effect of Composite Material on Damping Capacity Improvement of Cutting Tool in Machining Operation Using Taguchi Approach. World Academy of Science, Engineering and Technology International Journal of Chemical, Molecular, Nuclear, Materials and Metallurgical Engineering, 9, 12 (2015) 1222-32.
- [1-25] S. Ghorbani, V. A. Rogov, A. Carluccio, P. S. Belov : The Effect of Composite Boring Bars on Vibration in Machining Process, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 105, 1-4 (2019) 1157-1174.
- [1-26] D. G. Lee, N. P. Suh : Manufacturing and Testing of Chatter Free Boring Bars, CIRP Annals, 37, 1 (1988) 365-368.

- [1-27] L. Daghini, A. Archenti, C. M. Nicolescu : Design, Implementation and Analysis of Composite Material Dampers for Turning Operations. *World Academy of Science, Engineering and Technology*, 53, 4 (2009) 613-620.
- [1-28] 金子成彦, 大熊政明 : 機械力学ハンドブック－動力系・振動・制御・解析－, 朝倉書店, (2015).
- [1-29] 鈴木浩平 : ダンピングと制振の技術－制振材料と新しいダンパの開発－, 計測と制御, 37, 8 (1998) 531-540.
- [1-30] 大亦絢一朗 : 各種ダンパの特徴と実用例, 日本機械学会誌, 110, 1062 (2007) 383-386.
- [1-31] 中野政身 : 機体性流体の現状と今後の展望, 精密工学会誌, 72, 7 (2006) 813-816.
- [1-32] E. I. Rivin, H. L. Kang, L. Kops : Improving Dynamic Performance of Cantilever Boring Bars, *CIRP Annals*, 38, 1 (1989) 377-80.
- [1-33] E. I. Rivin, H. Kang : Enhancement of Dynamic Stability of Cantilever Tooling Structures, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 32, 4 (1992) 539-561.
- [1-34] H. Onozuka, K. Utsumi, T. Kato, H. Takahashi, T. Obikawa : Optimal Design of a Damped Arbor for Heavy-Duty Machining of Giant Parts, *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, 7, 2 (2013) 171-86.
- [1-35] C. Y. Xu, Y. Wang, S. Wu, X. L. Liu, L. J. Liu : Study on Dynamic Properties of Damping Boring Bar with Large Ratio of Length to Diameter, In *Materials Science Forum*, 800 (2014) 489-494.
- [1-36] A. H. Slocum, E. R. Marsh, D. H. Smith : A New Damper Design for Machine Tool Structures: the Replicated Internal Viscous Damper, *Precision Engineering*, 16, 3 (1994) 174-83.
- [1-37] M. Yoshimura : Vibration-Proof Design of Boring Bar With Multidegree-of-Freedom Dampers. *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, 108, 4 (1986) 442-7.
- [1-38] J. H. Lee, E. Berger, J. H. Kim : Feasibility Study of a Tunable Friction Damper. *Journal of Sound and Vibration*, 283, 3-5 (2005) 707-722.
- [1-39] X. Liu, Q. Liu, S. Wu, R. Li, H. Gao : Analysis of the Vibration Characteristics and Adjustment Method of Boring Bar with a Variable Stiffness Vibration Absorber. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 98, 1-4 (2018) 95-105.
- [1-40] S. Kato, E. Marui, H. Kurita : Some Considerations on Prevention of Chatter Vibration in Boring Operations, *Journal of Engineering for Industry*, 91, 3 (1969) 717-729.

- [1-41] B. Denkena, B. Bergmann, C. Teige : Frictionally Damped Tool Holder for Long Projection Cutting Tools, *Production Engineering*, 12 (2018) 715-22.
- [1-42] E. Marui, S. Ema, M. Hashimoto, Y. Wakasava : Plate Insertion as a Means to Improve Damping Capacity of a Cutting Tool System, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 38 (1998) 1209-1220.
- [1-43] E. Edhi, T. Hoshi : Stabilization of High Frequency Chatter Vibration in Fine Boring by Friction Damper, *Precision Engineering*, 25, 3 (2001) 224-234.
- [1-44] M. D. Thomas, W. A. Knight, M. M. Sadek : The Impact Damper Boring Bar and its Performance When Cutting, In *Proceedings of the Thirteenth International Machine Tool Design and Research Conference* (1973) 47-51.
- [1-45] S. Ema, E. Marui : Suppression of Chatter Vibration of Boring Tools Using Impact Dampers, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 40 (2000) 1141-1156.
- [1-46] P. S. Paul, P. Raja, P. Aruldas, S. Pringle, E. Shaji : Effectiveness of Particle and Mass Impact Damping on Tool Vibration During Hard Turning Process, *Journal of Engineering Manufacture*, 232, 5 (2018) 776-86.
- [1-47] G. Lawrance, P. S. Paul, A. S. Varadarajan, A. P. Praveen, X. A. Vasanth : Attenuation of Vibration in Boring Tool Using Spring Controlled Impact Damper, *International Journal on Interactive Design and Manufacturing*, 11, 4 (2017) 903-915.
- [1-48] K. Ramesh, T. Alwarsamy, S. Jayabal, : Investigation of Chatter Stability in Boring Tool and Tool Wear Prediction Using Neural Network, *International Journal of Materials and Product Technology*, 46, 1 (2013) 47-70.
- [1-49] M. D. Thomas, W. A. Knight, M. M. Sadek : The Impact Damper as a Method of Improving Cantilever Boring Bars, *Journal of Engineering for Industry*, 97, 3 (1975) 859-866.
- [1-50] C. V. Biju, M. S. Shunmugam : Investigation into Effect of Particle Impact Damping (PID) on Surface Topography in Boring Operation, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 75, 5-8 (2014) 1219-1231.
- [1-51] V. Prasannavenkadesan, A. Elango, S. Chockalingam : Chatter Suppression in Boring Process Using Passive Damper, *International Journal of Aerospace and Mechanical Engineering*, 9, 11 (2015) 1932-1936.
- [1-52] E. Gourc, S. Seguy, G. Michon, A. Berlioz, B. P. Mann : Quenching Chatter Instability in Turning Process with a Vibro-Impact Nonlinear Energy Sink. *Journal of Sound and Vibration*, 355 (2015) 392-406.
- [1-53] M. Wang, R. Fei : On-Line Chatter Detection & Control in Boring Based on an Electrorheological Fluid, *Mechatronics*, 11, 7 (2001) 779-92.

- [1-54] D. Sathianarayanan, L. Karunamoorthy, J. Srinivasan, G. S. Kandasami, K. Palanikumar : Chatter Suppression in Boring Operation Using Magnetorheological Fluid Damper, *Materials and Manufacturing Processes*, 23, 4 (2008) 329-335.
- [1-55] D. Mei, Z. Yao, T. Kong, Z. Chen : Parameter Optimization of Time-Varying Stiffness Method for Chatter Suppression Based on MR Fluid-Controlled Boring Bar, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 46, 9-12 (2010) 1071-1083.
- [1-56] S. G. Tewani, K. E. Rouch, B. L. Walcott : A Study of Cutting Process Stability of a Boring Bar with Active Dynamic Absorber, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 35,1 (1995) 91-108.
- [1-57] X. Lu, , F. Chen, Y. Altintas : Magnetic Actuator for Active Damping of Boring Bars. *CIRP Annals*, 63, 1 (2014) 369-372.
- [1-58] F. Chen, M. Hanifzadegan, Y. Altintas, X. Lu : Active Damping of Boring Bar Vibration With a Magnetic Actuator, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 20, 6 (2015) 2783-2794.
- [1-59] H. Tanaka, F. Obata, T. Matsubara, H. Mizumoto : Active Chatter Suppression of Slender Boring Bar Using Piezoelectric Actuators, *JSME international journal Ser C Dynamics control robotics design & manufacturing*, 37, 3 (1994) 601-606.
- [1-60] Y. S. Tarng, J. Y. Kao, E. C. Lee : Chatter Suppression in Turning Operations with a Tuned Vibration Absorber, *Journal of Materials Processing Technology*, 105, 1-2 (2000) 55-60.
- [1-61] C. Bak , H. Son : Magnetostrictive Actuator for Chatter Vibration Suppression of Boring Bar, In 2018 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (2018) 103-106.
- [1-62] M. Fallah, B. Moetakef-Imani : Design, Analysis, and Implementation of a New Adaptive Chatter Control System in Internal Turning, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 104, 5-8 (2019) 1637-1659.
- [1-63] A. Matsubara, M. Maeda, I. Yamaji : Vibration Suppression of Boring Bar by Piezoelectric Actuators and LR Circuit, *CIRP Annals*, 63, 1 (2014) 373-6.
- [1-64] M. Fallah, B. Moetakef-Imani : Adaptive Inverse Control of Chatter Vibrations in Internal Turning Operations, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 129, 15 (2019) 91-111.
- [1-65] A. K. M. Nurul Amin, F. M. Abdullah, U. A. K. B. Mohammad, M. D. Arif : Development and Implementation of a Method for Chatter Control in Turning Applying Magnet from Below the Tool, *Applied Mechanics and Materials*, 394 (2013) 205-210.

- [1-66] N. Suzuki, K. Nishimura, E. Shamoto, K. Yoshino : Effect of Cross Transfer Function on Chatter Stability in Plunge Cutting, *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, 4, 5 (2010) 883-91.
- [1-67] N. Suzuki, K. Nishimura, R. Watanabe, T. Kato, E. Shamoto : Development of Novel Anisotropic Boring Tool for Chatter Suppression, *Procedia CIRP*, 1 (2012) 56-9.
- [1-68] J. Tlustý, M. Poláček : The Stability of the Machine Tools Against Self-Excited Vibration in Machining, *International Research in Production Engineering*, ASME, (1963) 465-474.
- [1-69] S. A. Tobias : *Machine Tool Vibration*, Blackie and Sons Ltd, (1965).
- [1-70] H. E. Merritt : Theory of Self-Excited Machine Tool Chatter, *Journal of Engineering for Industry*, 87, 4 (1965) 447-454.
- [1-71] M. Eynian, Y. Altintas : Chatter Stability of General Turning Operations with Process Damping, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 131, 4 (2009) 041005.
- [1-72] E. Shamoto, S. Fujimaki, B. Sencer, N. Suzuki, T. Kato, R. Hino : A Novel Tool Path/Posture Optimization Concept to Avoid Chatter Vibration in Machining-Proposed Concept and its Verification in Turning, *CIRP Annals*, 61, 1 (2012) 331-4.
- [1-73] T. R. Sisson, R. L. Kegg : An Explanation of Low-Speed Chatter Effects, *Journal of Engineering for Industry*, 91, 4 (1969) 951-958.
- [1-74] D. W. Wu : A New Approach of Formulating the Transfer Function for Dynamic Cutting Processes, *Journal of Engineering for Industry*, 111, 1 (1989) 37-47.
- [1-75] Y. Altintas, M. Eynian, H. Onozuka : Identification of Dynamic Cutting Force Coefficients and Chatter Stability with Process Damping, *CIRP Annals*, 57, 1 (2008) 371-374.
- [1-76] Y. Kurata, S. D. Merdol, Y. Altintas, N. Suzuki, E. Shamoto : Chatter Stability in Turning and Milling with in Process Identified Process Damping, *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, 4, 6 (2010) 1107-1118.
- [1-77] E. Budak, L. T. Tunc : Identification and Modeling of Process Damping in Turning and Milling Using a New Approach, *CIRP Annals*, 59 (2010) 403-408.
- [1-78] E. Budak, L. T. Tunc : A New Method for Identification and Modeling of Process Damping in Machining, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 131, 5 (2009) 051019.
- [1-79] O. Tuysuz, Y. Altintas : Analytical Modeling of Process Damping in Machining, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 141, 6 (2019) 061006.
- [1-80] R. Y. Chiou, S. Y. Liang : Chatter Stability of a Slender Cutting Tool in Turning with Tool Wear Effect. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 38, 4, (1998) 315-327.

- [1-81] B. E. Clancy, Y. C. Shin : A Comprehensive Chatter Prediction Model for Face Turning Operation Including Tool Wear Effect, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 42, 9 (2002) 1035-1044.
- [1-82] A. M. Shawky, M. A. Elbestawi : An Enhanced Dynamic Model in Turning Including the Effect of Ploughing Forces, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 119 (1997) 10-20.
- [1-83] K. Ahmadi, Y. Altintas : Identification of Machining Process Damping Using Output-Only Modal Analysis, *Journal of Manufacturing Science & Engineering*, 136, 5 (2014) 051017.
- [1-84] N. Suzuki, W. Takahashi, H. Igeta, T. Nakanomiya : Flank Face Texture Design to Suppress Chatter Vibration in Cutting. *CIRP Annals*, 69 (2020) 93-96.

第 2 章 剛性無限大化を実現する異方性設計理論と FEM を活用したボーリング工具の設計法

- [2-1] Y. Zhang, Y. Ren, J. Tian, J. Ma : Chatter Stability of the Constrained Layer Damping Composite Boring Bar in Cutting Process, *Journal of Vibration and Control*, 25,16 (2019) 2204-14.
- [2-2] E. C. Lee, C. Y. Nian, Y. S. Tarng : Design of a Dynamic Vibration Absorber Against Vibrations in Turning Operations, *Journal of Materials Processing Technology*, 108, 3 (2001) 278-85.
- [2-3] F. Chen, X. Lu, Y. Altintas : A Novel Magnetic Actuator Design for Active Damping of Machining Tools, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 85 (2014) 58-69.
- [2-4] N. Suzuki, K. Nishimura, R. Watanabe, T. Kato, E. Shamoto : Development of Novel Anisotropic Boring Tool for Chatter Suppression, *Procedia CIRP*, 1 (2012) 56-9.
- [2-5] W. Takahashi, N. Suzuki, E. Shamoto : Development of a Novel Boring Tool with Anisotropic Dynamic Stiffness to Avoid Chatter Vibration in Cutting Part 1: Design of Anisotropic Structure to Attain Infinite Dynamic Stiffness, *Precision Engineering*, 68 (2020) 57-71.
- [2-6] 倉田祐輔 : 切削加工における自励びびり振動の解析とその応用, 名古屋大学博士学位論文, (2011).
- [2-7] L. Colwell : Predicting the Angle of Chip Flow for Single-Point Cutting Tools, *Transactions of the ASME*, 76, 199 (1954).

- [2-8] Y. Altintas : Manufacturing Automation : Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design, Cambridge University Press, (2012).
- [2-9] N. Suzuki, K. Nishimura, E. Shamoto, K. Yoshino : Effect of Cross Transfer Function on Chatter Stability in Plunge Cutting, Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, 4, 5 (2010) 883-91.
- [2-10] E. Shamoto, K. Akazawa : Analytical Prediction of Chatter Stability in Ball End Milling with Tool Inclination, CIRP Annals, 58, 1 (2009) 351-354.
- [2-11] 中村健太郎 : 超音波技術, 軽金属, 67, 12, (2017) 634-640.
- [2-12] 金子成彦, 大熊政明 : 機械力学ハンドブックー動力系・振動・制御・解析ー, 朝倉書店, (2015).

第3章 提案するボーリング工具の実験的・解析的検証

- [3-1] W. Takahashi, N. Suzuki, E. Shamoto : Development of a Novel Boring Tool with Anisotropic Dynamic Stiffness to Avoid Chatter Vibration in Cutting Part 1: Design of Anisotropic Structure to Attain Infinite Dynamic Stiffness, Precision Engineering, 68 (2020) 57-71.
- [3-2] W. Takahashi, N. Suzuki, E. Shamoto : Development of a Novel Boring Tool with Anisotropic Dynamic Stiffness to Avoid Chatter Vibration in Cutting Part 2: Analytical and Experimental Verification of the Proposed Method, Precision Engineering, 68 (2020) 20-34.
- [3-3] 金子成彦, 大熊政明 : 機械力学ハンドブックー動力系・振動・制御・解析ー, 朝倉書店, (2015).
- [3-4] Y. Altintas : Manufacturing Automation : Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design, Cambridge University Press, (2012).
- [3-5] 横山明宜 : 元素から鉄鋼材料と切削の基礎知識, 日刊工業新聞社, (2012).

第4章 FEM 解析を用いたプロセスダンピング効果の分析 と効果的なテクスチャ形状の検討

- [4-1] Y. Altintas : Manufacturing Automation : Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design, Cambridge University Press, (2012).

- [4-2] N. Suzuki, W. Takahashi, H. Igeta, T. Nakanomiya : Flank Face Texture Design to Suppress Chatter Vibration in Cutting. CIRP Annals, 69 (2020) 93-96.
- [4-3] W. Takahashi, T. Nakanomiya, S. Norikazu, E. Shamoto : Influence of Flank Texture Patterns on the Suppression of Chatter Vibration and Flank Adhesion in Turning Operations, Precision Engineering, 68 (2020) 262-272.
- [4-4] 三菱マテリアル株式会社：切削工具 2019-2020, C009J1, (2019).
- [4-5] 杉田忠彰, 上田完次, 稲村豊四郎：加工学基礎 1 基礎切削加工学, 共立出版株式会社, (1984).

第 5 章 切削実験を通じた提案する逃げ面テクスチャ技術の実用性検証

- [5-1] W. Takahashi, T. Nakanomiya, S. Norikazu, E. Shamoto : Influence of Flank Texture Patterns on the Suppression of Chatter Vibration and Flank Adhesion in Turning Operations, Precision Engineering, 68 (2020) 262-272.
- [5-2] 杉田忠彰, 上田完次, 稲村豊四郎：加工学基礎 1 基礎切削加工学, 共立出版株式会社, (1984).

第 6 章 異方性防振ボーリング工具と逃げ面テクスチャ工具を同時に用いた切削試験

- [6-1] W. Takahashi, N. Suzuki, E. Shamoto : Development of a Novel Boring Tool with Anisotropic Dynamic Stiffness to Avoid Chatter Vibration in Cutting Part 1: Design of Anisotropic Structure to Attain Infinite Dynamic Stiffness, Precision Engineering, 68 (2020) 57-71.
- [6-2] W. Takahashi, N. Suzuki, E. Shamoto : Development of a Novel Boring Tool with Anisotropic Dynamic Stiffness to Avoid Chatter Vibration in Cutting Part 2: Analytical and Experimental Verification of the Proposed Method, Precision Engineering, 68 (2020) 20-34.
- [6-3] W. Takahashi, T. Nakanomiya, S. Norikazu, E. Shamoto : Influence of Flank Texture Patterns on the Suppression of Chatter Vibration and Flank Adhesion in Turning Operations, Precision Engineering, 68 (2020) 262-272.
- [6-4] 三菱マテリアル株式会社：切削工具 2019-2020, C009J1, (2019).

研究業績

学術論文

1. W. Takahashi, N. Suzuki, E. Shamoto : Development of a novel boring tool with anisotropic dynamic stiffness to avoid chatter vibration in cutting Part 1: design of anisotropic structure to attain infinite dynamic stiffness. Precision Engineering, 68 (2021) 57-71.
2. W. Takahashi, N. Suzuki, E. Shamoto : Development of a novel boring tool with anisotropic dynamic stiffness to avoid chatter vibration in cutting Part 2: analytical and experimental verification of the proposed method. Precision Engineering, 68 (2021) 20-34.
3. W. Takahashi, T. Nakanomiya, S. Norikazu, E. Shamoto : Influence of flank texture patterns on the suppression of chatter vibration and flank adhesion in turning operations. Precision Engineering, 68 (2021) 262-272.

国際学会論文

1. W. Takahashi, N. Suzuki, E. Shamoto : Design of anisotropic boring tools with $L/D = 10$ for chatter free cutting. MSEC, 2928 (2017) V003T04A055.

参考論文

1. N. Suzuki, W. Takahashi, H. Igeta, T. Nakanomiya : Flank face texture design to suppress chatter vibration in cutting. CIRP Annals -Manufacturing Technology, 69 (2020) 93-96.

謝辞

本研究を行うにあたり、多くの方々からご指導やご協力をいただきました。大変恐縮ではございますが、この場を借りて厚く感謝申し上げます。

名古屋大学大学院工学研究科 鈴木教和准教授には、本研究を進める上で不可欠な知識をご教授いただき、また研究の進め方において熱心なご指導を賜りました。そして論文作成にあたり大変多くの時間を割いてご指導いただきましたことに深く感謝の意を表します。

名古屋大学大学院工学研究科 社本英二教授には、研究発表会の際にご助言していただき、また本論文の審査の際には丁寧なご指摘をいただき、私の至らぬ点に気づかせていただきましたことに心より感謝申し上げます。

本論文を審査していただきました名古屋大学大学院工学研究科 井上剛志教授、名古屋工業大学 糸魚川文広教授にお礼申し上げます。

研究を進めるにあたりご助言していただきました三菱マテリアル株式会社加工事業カンパニー加工技術センター旧独創工具開発チームの皆様には感謝の意を表します。

本研究で用いた工具を製作していただきました三菱マテリアル株式会社加工事業カンパニー開発本部インサート工具開発センター加工評価グループの皆様には感謝の意を表します。

本研究での切削試験にご協力くださいました名古屋大学卒業生西潟知之様、名古屋大学大学院修了生中之宮知樹様、名古屋大学坂井孝弘技術員、三菱マテリアル株式会社加工事業カンパニー開発本部インサート工具開発センター加工評価グループ、同加工技術センター技術企画グループ・関東試験グループの皆様には感謝の意を表します。

最後に研究活動を進めるにあたり精神的に支援して下さった家族に改めて感謝いたします。