

再生型びびり振動安定性を向上する

工具形状に関する研究

伊藤 雅敏

目次

第1章	緒論	3
1.1	研究の背景	3
1.1.1	工作機械と時代の流れ	3
1.1.2	IoT時代とびびり振動	4
1.1.3	工作機械メーカーとびびり振動	4
1.1.4	びびり振動の先行研究	5
1.1.5	能率と切削条件	7
1.2	研究の目的	8
1.2.1	研究の対象	9
1.2.2	関連する既存技術について	10
1.3	本論文の構成	11
1.4	参考文献	13
第2章	高能率で滑らかな表面粗さと高びびり安定性の旋削を実現するインサートの新しい幾何学的設計	15
2.1	緒言	15
2.2	新しい旋削インサート形状の提案	16
2.2.1	従来の旋削インサートの概念	16
2.2.2	提案した旋削インサートの概念	18
2.2.3	旋削びびり振動の安定限界を予測するための分析モデル	21
2.3	提案した旋削インサートの解析的および実験的検証	24
2.3.1	使用する旋削回転インサートの仕様	24
2.3.2	比切削抵抗値の測定	25
2.3.3	コンプライアンスの測定	31
2.3.4	提案した旋削インサートを検証するための切削実験	35
2.4	結言	41
2.5	参考文献	42
第3章	新しい刃先形状を用いた高能率で滑らかな切削面と高びびり安定性を両立するフェイスミリング	43
3.1	緒言	43
3.2	フェイスミリングの新しい刃先形状の提案	44
3.2.1	研究の対象と従来の刃先形状の要約	44

3. 2. 2	幾何形状により，高能率，滑らかな表面，高い安定性を実現.....	47
3. 3	正面フライス加工の再生びびり安定限界を予測する解析モデル	51
3. 4	提案する刃先形状の分析的小よび実験的検証	57
3. 4. 1	実験に使うエンドミルの仕様.....	57
3. 4. 2	比切削抵抗値の測定	59
3. 4. 3	コンプライアンスの測定.....	61
3. 4. 4	提案した刃先形状を検証するための切削実験.....	64
3. 5	結言	85
3. 6	付録 実験条件下における切削断面の正確な描画	86
3. 7	参考文献	87
第4章	結論	88
研究業績	90
謝辞	91

第1章 緒論

1. 1 研究の背景

1. 1. 1 工作機械と時代の流れ

工作機械に求められるのは、高剛性、主軸出力、機械ストローク、機械サイズ、位置決め精度、軸速度などの基本性能はもちろんのこと、最近では機械の外見や、実現できる加工アプリケーションの豊富さなど、カタログ上には表れない部分で評価が決まる場面が増えている。剛性、出力などは一定水準で高止まりしており、近年の選定の基準は自動化（無人化）への対応やソフトウェアサービスなどのソリューションに注目が集まっている。最近では、AI や IoT を活用してスマート・マニュファクチャリングの実現を図る取り組みが世界各国で行われている。三次元積層造形技術（Additive manufacturing）も積層プロセスの選択肢が広がり、実用化の段階に入ってきたとはいえ、今まで経験してこなかったような高硬度材、難削材への切削加工が必要となり、自動車の電動化の進展や、航空機産業の成長に伴う難削材需要の増加も切削業界の変化を意味している[1-1]。

加工アプリケーションについて観察してみると、旋盤とマシニングセンタの複合化、多軸化の流れは落ち着き、ギヤ加工機能の制御精度を競争することがトレンドとなっている。一方で、積層造形や研削について複合化する流れも見られ、同時に機内計測技術についてもセンサの進歩とともに開発が進行している。

このような工作機械に対する時代の流れが存在するにせよ、工作機械の用途を簡単に表現すれば「機械部品を、必要とする形状・精度に効率良く加工すること」[1-1]であることは不変であり、加工精度と能率を高めるためには、工作機械は加工中の振動、すなわちびびり振動を発生してはならない[1-2]。

激しいびびり振動が発生すると、工具寿命が不安定になって切削工具の切れ刃の信頼性が失われる。そして、工作機械の精度劣化が加速度的に進行するので、生産設備のメンテナンスの面からも大きな障害になる。この場合には、工作機械や切削工具のどこに欠陥があって、そうした異常なびびり振動が起こるのかを正確にチェックし、工作機械や切削工具のハード面について適切な対策を講ずるのが、最も基本的かつ妥当な解決方法である[1-3]。

1. 1. 2 IoT時代とびびり振動

工作機械の当初は、長い修練とノウハウを体得した熟練者が、びびり振動に対しての唯一の対抗手段であったが、自動加工技術の発達により、同一部品の大量生産が可能となった。次にNC工作機械への進化を遂げ、ベストな切削条件を他人に数字で伝えることが可能となり、その再現も容易になった[1-1]。そして現在はIoTの時代となった。IoTの時代とは、言い換えると、パソコンの処理速度が人間の望むスピードとコストに到達したことであると著者は考えている。IoTはびびり振動への対策方法にも影響を与えている。過去にびびり振動の解析をするには高価なFFTアナライザを購入し、FFTの処理時間に制限があったが、今では手持ちのスマートフォンだけで事足りてしまうまで進化した[1-4]。

工作機械メーカーは各種センサとソフトウェア処理による自動抑制機能の開発を競っている。振動を「見える化」して稼働を監視することにより、工作機械に何かしらの異常振動が発生していることを検知することは容易だが、それが何を原因として発生したかを瞬時に判断する技術は確立されておらず、各メーカーのびびり振動抑制機能に効果があることは事実だとしても、「制限事項」という注意書きの元で成り立っていることも現状である。この最大の原因は機械の振動の原因を切り分けることに対し、その瞬間での加工プロセスの全パラメータをかき集めることが、学術的、コスト的に困難であることが挙げられる。

1. 1. 3 工作機械メーカーとびびり振動

前述の状況下において工作機械の選定基準は、メーカーに対する好き嫌いや、そのサポートと周辺のソリューションが充実しているかどうかで判断されることがほとんどではないのかと思えるほどになっている。

この好き嫌いという感情論に対し、びびり振動は厄介な課題となる。

メーカーの立場でびびり振動のトラブルに向かい合うとき、びびり振動が最も厄介な点は、ユーザはびびり振動が発生した機械に対し、程度は別として、何かしらの不信感を持つことが挙げられる。工作機械のユーザはさまざまな加工形態を持っており、納入した機械がびびり振動のために加工することができないというトラブルは当然のように発生する。多くのユーザは切削速度や切込み深さ等の切削条件を変えたり、工具を変更したりすることによりびびり振動に対処する。しかし一部のユーザは即座に「機械にどこか異常があるのでは？」と疑問を持ち、メーカーに対して不信感を募らせ、不要なトラブルへと発展することがある。この不信感を最も激しく募らせる事例として、所有している過去の同メーカー同型の機械と同じ切削条件を

新しい機械に適用したときに、びびり振動が発生してしまう場合が挙げられる。この場合のフォローアップは初動が大切であり、一刻も早く加工トラブルの原因を判断する必要がある。機械に異常があるのか、機械は正常だが加工アプリケーションの問題なのかを適切に判断するためには、過去に同様の経験をしていない限り困難であると言える。メーカーでさえフィールドでの振動問題に対して、経験と勘によるトライアンドエラーにより対処することがほとんどであることが現実で、たまたま勘が当たったときはその解決への時間が早いものの、真の対策になりえたかどうかがあやふやな場合があったり、勘はずれたりしたときは、結局解決するまでに非常に時間を要する結果となっている。

この状況下でびびり振動の知識が備われば、まずびびり振動の周波数を把握し、その周波数と機械構造系の固有振動数や機械内外に存在する振動源の強制振動の周波数とを対比して、その振動の原因をつきつめることが可能となる。つまり、びびり振動の原因を判断することができれば、メーカーとして大きなアドバンテージを持つことになる。前述のとおり、びびり振動への解決法としては、工作機械に欠陥がある場合には、その欠陥部分の修復を急ぐことが大切であるが、応急措置として、工作機械のハード面の解決を図るまで、切削工具や切削条件の面で対策を講じなければならないことも多い。この場合には、びびり振動の生じにくい切削工具を採用し、あるいは、びびり振動の生じにくい切削条件を設定することによって、トラブルの発生を抑える対策が必要になってくる[1-3]。良い提案ができればトラブルの早期解決とともに、ユーザからの信頼を勝ち取れるものと考えている。

一方で、工作機械メーカーはびびり振動との歴史は長いはずなのに、びびり振動に関わる現場の熟練者、または機械自体の設計者であっても、びびり振動が発生したら主軸回転速度を変更すればよいことを知っている程度で、実際にはどのような原因で振動が励起されるか理解していない場合がほとんどである。

1. 1. 4 びびり振動の先行研究

前節で述べたように、切削加工を行う上でびびり振動は重要な課題であり、基本的なメカニズムや解析モデルは先行研究がなされている。びびり振動はその発生原因により、強制振動と自励振動に大別でき、以下の種類に分類できる[1-5][1-6]。

(1) 強制振動

- ① 力外乱型 — 断続切削や切りくず生成の周期性によるもの
- ② 変位外乱型 — 電動機等の振動や床から伝わる振動によるもの

(2) 自励振動

- ① 再生型 — 1回転前の振動が仕上げ面起伏として再生するもの
- ② モードカップリング型 — 2方向の連成振動に起因するもの

強制振動は振動を発生させる強制的な外乱（振動や動的な力）によって生じるびり振動である。力外乱型については、断続切削による周期的な切削力の変動が強制振動源となる。断続切削の周波数が、機械構造の固有振動数に近づいて共振状態になると、その悪影響が顕著になる。対策は切削力の低減および機械構造の高剛性化が主となる。切削プロセスを定式化することで、エンドミル加工において強制振動を予測するモデルが構築されており、解析モデルの妥当性は実験的に検証されている[1-7, 1-8]。変位外乱型については、モータや歯車、隣接する機械からの振動が、機械構造を周期的に加振することで発生する振動である[1-6]。対策は工作機械の運転に伴う周辺機器の振動源を取り除くことがその基本となる。工作機械の運転状況に関わらず振動するため、発生源を特定できなければ、振動を回避することができないので、主に仕上げ切削において問題となることが多い[1-2]。

自励振動は切削加工プロセスと機械構造の伝達特性が不安定となって発生するびり振動である。再生型については「再生効果」と呼ばれる前加工面の振動が切取り厚さ変動に関与してしまうプロセスであり、ほとんどの切削様式で影響する。切削加工によって発生する切削力は工具や工作物を介して工作機械に作用し、工具や工作物を含む工作機械系を変形、振動させる。これにより工具と工作物の相対的な位置関係が変化し、それによって発生する切削力の変動が再び工具・工作物を介して工作機械系に伝達される[1-9]。モードカップリング型については、複数の振動モードが連成する現象であり[1-10]、主に回転工具を用いる場合で問題となりえる。

いったん発生すると大きな振動に成長することが多いため、実際の加工において大きな障害となるのは強制振動よりも自励振動である場合が多く[1-2]、旋削加工における自励振動は「再生効果」が主な原因となって発生することが明らかにされている[1-11]。

再生型びり振動の安定性は、構造物の剛性と切削条件に依存することはよく知られており、それぞれの影響を小さくするための様々な手段が提案されている。びり振動の再生効果についての研究は2次元切削[1-12]を対象として開始された

[1-13, 1-14, 1-15]. 自励振動を対象とした研究は数多く行われており，切削様式に対応した解析手法[1-11, 1-16]や，不等ピッチ工具による対策[1-17]などが提案されている．一方で，びびり振動の安定性に影響を与える刃先形状を対象にした論文はわずか[1-18]である．

1. 1. 5 能率と切削条件

前述のとおり，工作機械は加工精度と能率が重要であり，単位時間当たりの金属除去量（金属除去率，MMR，Metal Removal Rate，通常 cm^3/min で表される）をできるだけ大きくすることが求められる[1-9]．切削条件の構成要素は，加工形態によって異なることもあるが，一般的には共通するものが多い．その代表的なものとして，切削速度，送り量，切込み量が挙げられる[1-3]．

切削速度は，主として工具の材質と工作物材質の組み合わせで上限が制約されることが多い．切削速度が高いほど切削温度も高くなり，その結果工具摩耗も大きくなって，工具寿命を制限することとなる[1-2]．切削速度と工具寿命の関係は， $VT^n = C$ （ V ：切削速度， T ：工具寿命， n ：べき指数， C ：定数で工具寿命時間1分あたりの切削速度に相当）となり，両対数グラフ上で直線となる．これがV-T線図あるいはテーラーの工具寿命方程式と呼ばれるものである[1-3]．

送り量は，加工精度の要素である表面粗さに直結し，その要求により制限される．Fig. 1-1に示すような旋削加工において，工具刃先のR形状だけで仕上げ面が形成されると仮定する．

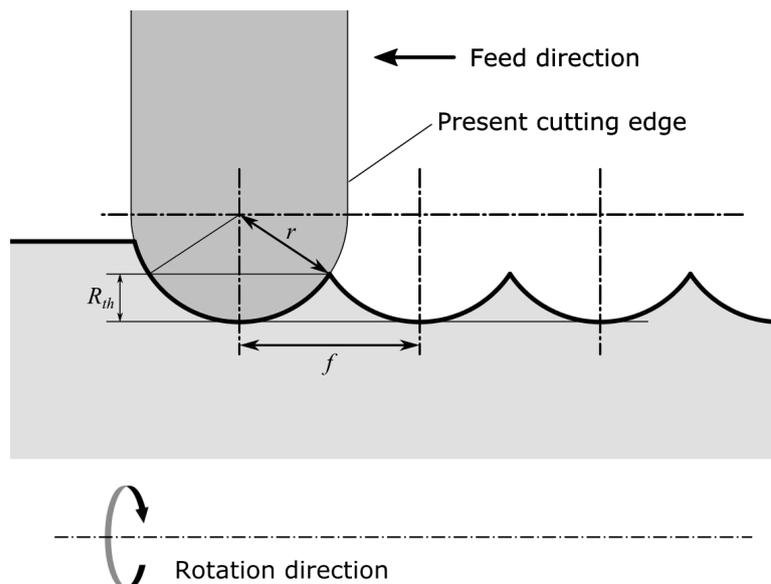


Fig. 1-1 Theoretical surface roughness in turning

工具と工作物には相対振動が存在せず、工具刃先には構成刃先の形成もないという理想的な状態を考える。このとき、加工物の表面には工具刃先の形状が螺旋状に転写されることになるはずである。加工物の軸方向には送りに対応した凹凸が形成され、これが表面粗さとなる[1-2]。この条件下で工具刃先の R 形状の半径を r 、送り量を f として、転写された理論的な表面粗さ（理論的な最大高さ粗さ） R_{th} の関係は次式で与えられる[1-3]。

$$(r - R_{th})^2 + \left(\frac{f}{2}\right)^2 = r^2 \quad (1-1)$$

これを理論的な表面粗さ R_{th} について解けば

$$R_{th} = \frac{2r \pm \sqrt{4r^2 - f^2}}{2} \quad (1-2)$$

$0 < R_{th} < r$ の条件下なので、

$$R_{th} = r - \frac{\sqrt{4r^2 - f^2}}{2} \quad (1-3)$$

一般には、式(1-1)を分解した $r^2 - 2rR_{th} + R_{th}^2 + \frac{f^2}{4} = r^2$ から、 $R_{th} \ll r$ であることを利用し R_{th}^2 の項を無視して、 R_{th} は近似的に次式で与えられる。

$$R_{th} \simeq \frac{f^2}{8r} \quad (1-4)$$

この式から、能率を重視するために送り量を f を大きくすると、表面粗さが要求を満たせなくなることが分かる。

切込み量は、切削速度や送り量に比較して、工具寿命の支配因子としての特性はやや弱く[1-3]、表面粗さにも影響しないので、切込み量を向上させることができれば、デメリットなく能率を向上させることができる。しかしびびり振動は切込み量に強く依存する[1-5]ので、ここで安定性の高い工具が求められる。

能率については、切削抵抗の大きさが工作機械のハード面の限界を超えないように設定することも考慮すべきである[1-3]。

1. 2 研究の目的

前節のとおり、びびり振動の安定性は、構造物の剛性と切削条件に依存することはよく知られているが、刃先の形状に強く依存することはあまり知られていない。従来の工具では、高いびびり安定性を重視すれば、表面粗さが悪くなり、滑らかな表面粗さを得ようとすれば、びびり振動が発生しやすくなることで、この2つを両

立できる工具はないことが分かった。研究の対象を刃先の幾何形状と定め、テーマを『再生型びびり振動安定性を向上する工具形状』とし、刃先の R 部について着目した。提案する工具は、有効再生幅が小さくなるよう検討され、切削面は大きな刃先の R 部で仕上げる刃先形状とする。

本研究の目的として、高いびびり安定性と滑らかな表面粗さを同時に実現する工具刃先を実現することとし、提案する工具形状のコンセプトを旋削加工とミリング加工の双方に適用して分析、および実証実験を行う。

1. 2. 1 研究の対象

本研究では、旋削とミリングに分けて考えるものとする。

旋削では中ぐり加工を対象として、工作物に比べ工具側の動剛性が低い状態を想定する。旋削において、工具剛性が低下する典型例として、Fig. 1-2 のように工具の突き出しが長い内径ボーリング加工が挙げられる。ボーリングバーの動剛性が低い場合、びびり振動はボーリングバーで発生するものと特定できるので、その動特性を求めて安定線図を計算し、安定な切削速度範囲を知って、適切な切削条件を選ぶことができる。



Fig. 1 - 2 Machine tool with special long boring bar[1-19]

旋削インサートは表面粗さのために、市販のインサートは送り量に合わせたノーズ R が存在することが当然となっているが、第 2 章ではノーズ R 部を追加工することで再生型びびり振動の安定性を向上させる手法を提案する。

一方、ミリングでは、航空機産業は薄肉材のミリングにおけるびびり振動を課題としていることから、エンドミルを用いた正面フライス加工を対象とし、薄物工作物のように工作物の動剛性が低い状態を想定する。一概に薄肉材といっても、平板状と立壁状に分けられるし、タービンブレードに代表される自由曲面の工作物も存在するが、今回は形状が単純な平板状と立壁状に限定して考察する。

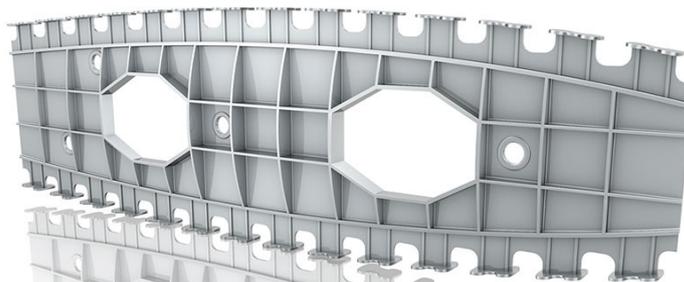


Fig. 1 - 3 Example of wing ribs [1-20]

Fig. 1 - 3に示すウイングリブの底面はラジアスエンドミルで加工することが多いが、これは完成形状の隅Rの大きさに合わせている場合が多く、切削力の方向や加工安定性について考慮したものではない。第3章ではラジアスエンドミルの表面粗さを維持したまま、加工安定性を向上させる刃先形状を提案する。

1. 2. 2 関連する既存技術について

高能率と滑らかな表面粗さを得る工具形状として、刃先にR形状を持たせる手法が広く利用されているが、一般的に切削プロセスの安定性が低く、つまりびびり振動が頻繁に発生する。たとえば旋削加工において、加工状態によって工具インサートのR形状の大きさを選択できるが、安定性向上のためにR形状を小さくすれば、送り量も小さく制限する必要がある。その結果、びびり振動を抑えるためには能率が犠牲になると言える。

高能率と滑らかな表面粗さを得る類似の技術として、刃先のR形状と直線刃の接線部分に大きな円弧状または直線状の副切れ刃「ワイパー」を設けたインサートが市販されている。ワイパーインサートは能率と表面粗さの改善を利点としているが、R形状が大きいことによる、びびり振動に対する影響については言及していない傾向にある[1-21, 1-22]。他にも、多刃のフライスカッタなどにおいて、通常が多刃工具による切削では、表面粗さは複数の切れ刃で形成されるが、装着される複数のインサートの相互間に切れ刃のセット振れが生じてしまう。これにより1つ1つ

の切れ刃のノーズ半径や副切れ刃形状を大きくしても、多刃工具としての切れ刃相互の振れが高精度にセットされていなければ、優れた表面粗さは得られない。この問題を解決するのが、サライ刃とも呼ばれるワイパー刃に関する技術である。このワイパー刃は、副切れ刃の幅を一般刃のそれよりも数倍大きく設計した形状のインサートであり、それが少し飛び出すことにより、1つのワイパー刃が一般刃で切削した被加工面の凹凸を仕上げることになる[1-23]。

結果として、これらの技術はびびり振動の安定性については考慮されていない。言い換えれば、高能率で滑らかな表面粗さと、びびり振動に対する高い安定性を両立できるインサートおよび刃先は、既存のものでは実現できない。

1. 3 本論文の構成

本論文は、全4章から構成される。構成を Fig. 1-4に示す。

第1章では、本論文の「緒論」とし、研究の背景と研究の目的を述べる。工作機械の進化と現状とともに、変わらず発生するびびり振動についての説明、そこから発展した本研究の目的について説明する。

第2章では、旋削において、高能率と滑らかな表面粗さを実現しながら高いびびり振動の安定性を持つ、旋削用インサートの新しい幾何学的設計を提示する。旋削は「理論上の表面粗さ」を基準として、インサートの先端にあるノーズRと呼ばれる円弧部を用いて滑らかな表面粗さを実現する。びびり振動の安定性のためにノーズの半径サイズが制限されているため、言い換えればノーズRの半径が大きいとびびり振動が発生する傾向があるため、旋削面の表面粗さが許容できる値になるように送り量を小さく保つ必要がある。これは能率が制限されることと同義なので好ましくない。本章では新しい旋削インサート形状を提案して、高い能率と滑らかな表面粗さとともにびびり振動高いびびり振動の安定性を実現する。提案したインサート形状は、分析と実験により検証した。

第3章では、新しい正面フライスカッタの形状を提案し、柔軟な薄板に対し、高能率、滑らかな切削面、および高いびびり振動の安定性を実現する新しい技術を紹介する。ラジラスエンドミルは、高能率で滑らかな表面を得る加工に広く利用されているが、一般に切削プロセスの安定性が低く、つまりびびり振動が頻繁に発生する。びびり振動の安定性は、構造物の剛性と切削条件に依存することはよく知られているが、カッタの形状に強く依存することはあまり知られていない。本研究は、ラジラスエンドミルを用いたフライス加工で得られる高い能率と表面の滑らかさを犠牲にすることなく、特に再生型びびり振動の安定性を改善するために、新しい正

面フライスカッタの形状を提案する。提案したカッタ形状を利用した正面フライス加工技術の妥当性は、分析的および実験的に検証する。

第4章では、「結論」として、本研究で得られた成果および結論の総括を行う。

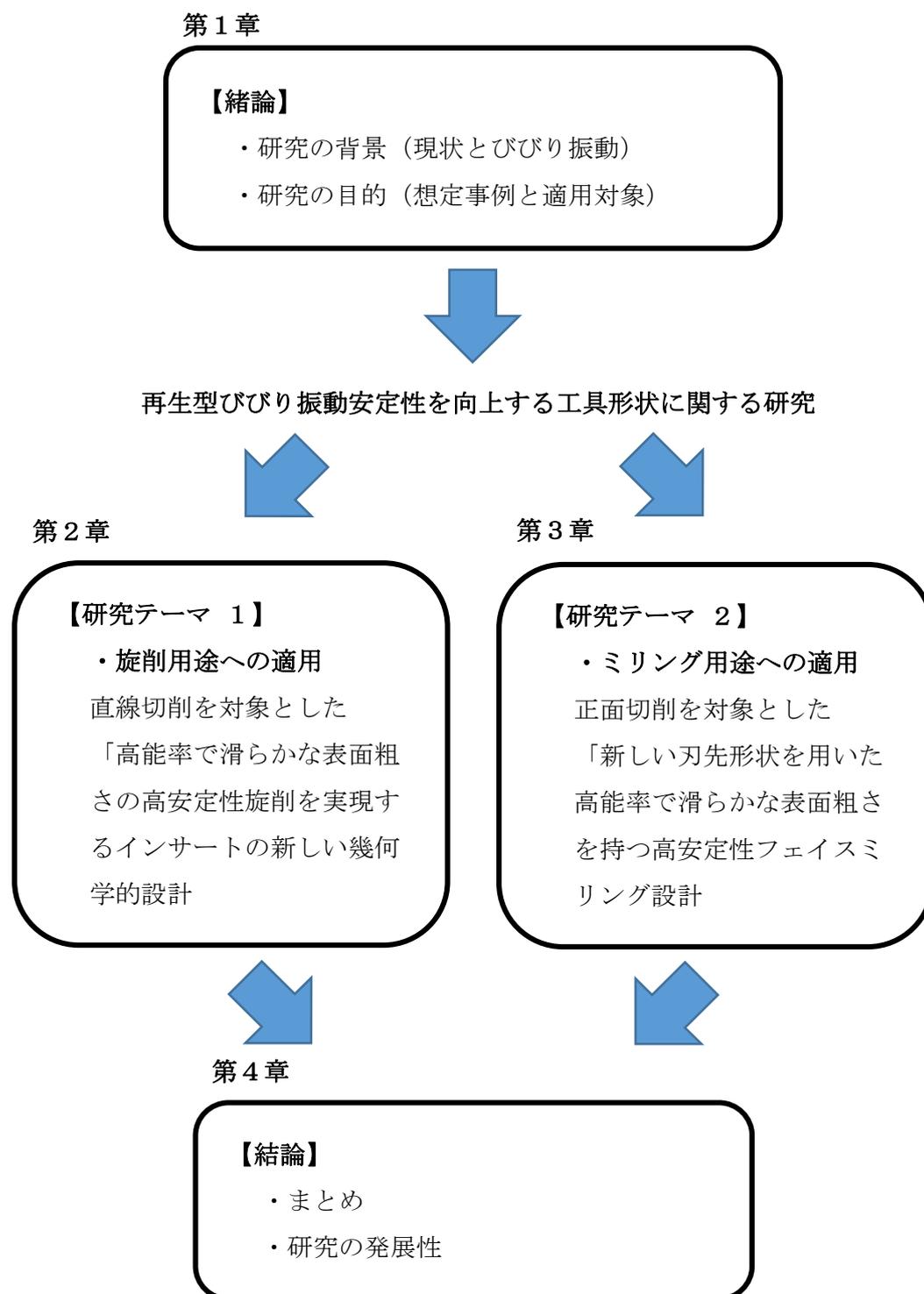


Fig. 1 - 4 Flow chart of this study

1. 4 参考文献

- [1-1] 日本工作機械工業会. 日本の工作機械産業 2019.
- [1-2] 稲崎一郎. 機械加工システム. 養賢堂 2009.
- [1-3] 狩野勝吉. 切削加工のトラブルシューティング. 工業調査会 1996.
- [1-4] The Modal Shop, Inc., ホームページ.
<http://www.modalshop.com/digiducer-333D01?ID=1168>
- [1-5] 社本英二. 日本機械学会講習会－生産加工基礎講座－実習で学ぼう「切削加工, びびり振動の基礎知識」テキスト 2009.
- [1-6] 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 2010; 76(3): 280-284.
- [1-7] 鈴木教和. 切削加工におけるびびり振動 (後編) 精密工学会誌 2010; 77(4): 404-408.
- [1-8] 鈴木教和, 井加田勲, 樋野励, 社本英二. 強制・自励型びびり振動を回避するエンドミル加工条件の統合的検討. 精密工学会誌 2009; 75(7): 908-914.
- [1-9] 森脇俊道. 切削加工大全. 日刊工業新聞社. 2018.
- [1-10] Tlusty J, McNeil P. Dynamics of Cutting Forces in End Milling. *Annals of the CIRP* 1970; 24: 21-25.
- [1-11] Tlusty J. *Manufacturing Process and Equipment*. Prentice Hall 1999.
- [1-12] Altintas Y. *Manufacturing Automation*. Cambridge University Press 2002.
- [1-13] Tlusty J, Polacek M. The Stability of the Machine Tools Against Self-Excited Vibration in Machining, *International research in production engineering*. ASME 1963: 465-474.
- [1-14] Tobias S. A. *Machine Tool Vibration*. Blackie and Sons Ltd. 1965.
- [1-15] Merrit H. E. Theory of Self-Excited Machine Tool Chatter, *Trans. ASME Journal of Engineering for Industry* 1965; 87: 447-454.
- [1-16] Altintas Y and Budak E. Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling. *Annals of the CIRP* 1995; 44(1): 357.
- [1-17] Budak E. An Analytical Design Method for Milling Cutters with Non-Constant Pitch to Increase Stability, Part 1: Theory. *ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering* 2003; 125(2): 29.
- [1-18] Fujimaki S, Shibayama T, Hayasaka T, Shamoto E. Proposal of “Curved-Profile Wiper Turning” for Efficient, Stable, and Smooth Finishing. *Precision Eng.* 2019; 61: 152-159

- [1-19] ヤマザキマザック株式会社, ホームページ.
<https://www.mazak.jp/machines/process/integrex/>
- [1-20] サンドビック株式会社コロマントカンパニー, ホームページ.
<https://www.sandvik.coromant.com/ja-jp/industrysolutions/aerospace/aluminium/pages/wing-rib.aspx>
- [1-21] D'Addona D M, Raykar S J. Analysis of surface roughness in hard turning using wiper insert geometry. *Procedia CIRP* 2016; 41: 841-846.
- [1-22] 三菱マテリアル株式会社加工事業カンパニー, ホームページ.
http://carbide.mmc.co.jp/technical_information/tec_turning_tools/tec_turning_insert/tec_turning_guide/tec_turning_wiper/
- [1-23] 狩野勝吉. データでみる切削加工の最先端技術. 工業調査会 1992.

第2章 高能率で滑らかな表面粗さと高びびり安定性

の旋削を実現するインサートの新しい幾何学的設計

2. 1 緒言

びびり振動は、切削中にしばしば一般的に発生し[2-1, 2-2, 2-3, 2-4], 表面の品質を悪化させたり, 工具寿命を極端に短くしたり, さまざまなトラブルを引き起こす。したがって, 振動方向の切削幅は, 臨界幅以下で制限する必要がある, 加工能率が低下する原因となる。たとえば中ぐり工具は深い内部の構造を作り上げるために使用されるので, 長く突き出すツーリングになりがちで, コンプライアンスは大きくなる傾向がある。

一方, この中ぐり工具などを用いる旋削加工では, 使用するインサートに半径が r のノーズ部分が存在し, そのサイズによってびびり振動の安定性と表面粗さが決定される。つまり, ノーズ半径が大きいほど再生幅が大きくなり, 振動しやすい方向に再生型びびり振動が発生する原因となる[2-5, 2-6]。これらにより旋削加工で再生型びびり振動が発生する原因となるので, ノーズ半径は特定のサイズ以下に制限され, 再生幅を小さく保つように経験的に検討されている。

ただし, 理論的な表面粗さは式(1-4)で示したとおり, $R_{th} = f^2/8r$ となるので (ここで f は送り量であり, r はインサート先端のノーズ R の半径値), 送り量は小さく制限する必要がある。その結果, びびり振動を抑えるためには能率が犠牲になると言える。言い換えれば, 高能率で滑らかな表面粗さと, 高いびびり振動の安定性を両立できるインサートは, 既存のものでは実現できていない。

本章では, 高能率, 滑らかな表面粗さ, 高いびびり振動の安定性を一度に実現するために, 旋削インサートの新しい形状を提案する。他の技術とは異なり, 提案する刃先形状は再生幅に焦点を当てており, 複数の刃や異なる軸による再生効果の相殺に焦点を当てたものではない。本章は以下のように構成されている。

1. 提案したインサート形状の概念を紹介
2. 再生型びびり振動に対する安定性の予測モデルの構築
3. 提案したコンセプトを分析と実験を通して検証

2. 2 新しい旋削インサート形状の提案

2. 2. 1 従来の旋削インサートの概念

通常、旋削加工で使用されるインサートは、半径が r であるノーズ部分を備えており、このタイプのインサート先端部の概略図を Fig. 2-1 に示す。

切削中に振動が発生すると、その振動は仕上げ面上に起伏となって残り、1 回転後の切削断面積を変動させる。これが「再生効果」と呼ばれているもので、これによって切削力が変動し、機械構造が加振され、再び振動を生じる。この閉ループのゲインが過大になると振動が成長して再生型びびり振動となる。

ここで、切削断面の中で 1 回転前に切削された部分の端点を結んだ長さ、「再生幅」が大きいほどゲインが大きくなり、安定性が低下する。

細長い中ぐり工具は、一般に工具の半径方向、つまり図中の上下もしくは奥行方向に振動しやすい状態であり、びびり振動の方向を上下方向と仮定すれば、再生効果による切削断面積の変動は、振動方向に見た再生幅と振動変位の積で近似できる。したがって「再生効果」は振動方向に見た再生幅に比例し、びびり振動安定性はその逆数として評価できる。

ここで、この「振動方向に見た再生幅」は「有効再生幅」と呼ばれている。

図中の b_p は現在の切れ刃による、振動が発生する方向に対して垂直な、現在の「有効切削幅」を示す。 b_r は 1 回転前の切れ刃による、振動が発生する原因となる「有効再生幅」である。 f は送り量、 d_r は切込み深さ、 r はノーズ半径、 Ψ はインサートのアプローチ角、 R_{th} は理論的な表面粗さである。

たとえば、Fig. 2-2 に示されているボーリング加工では、通常、工具の突き出し長さが長くなるため、工具のコンプライアンスが悪化して振動しやすくなるが、この種の切削では切込み深さ方向の振動により再生型びびり振動が発生する。したがって Fig. 2-1 に示すように、本研究ではその特定の方向の振動に着目する。

インサートのノーズ部分は工作物を仕上げ、 $f^2/8r$ にほぼ等しい表面粗さ R_{th} を生成するが、必要な粗さの公差により送り量を制限する必要がある。言い換えれば、高能率で滑らかな表面粗さの旋削プロセスを目的とする場合は、大きなノーズ部の半径 r を選択する必要がある。しかし、ノーズ部の半径を大きくすると有効再生幅 b_r が大きくなり、再生型びびり振動が大きくなる場合がある。したがって、従来のインサートでは、高能率、滑らかな表面粗さ、高いびびり振動の安定性を同時に実現することは不可能と言える。

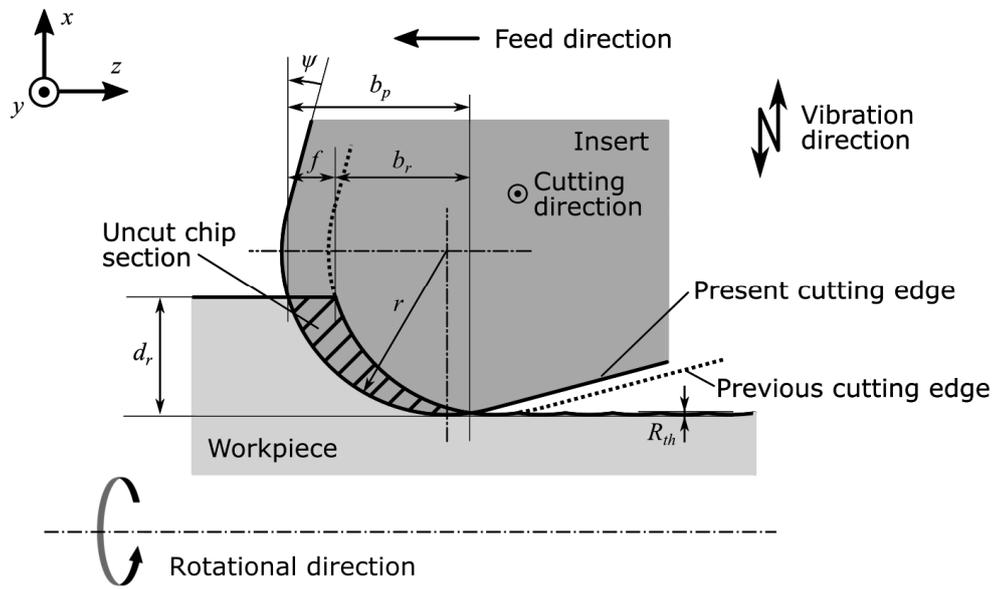


Fig. 2 - 1 Schematic of cutting by conventional turning insert

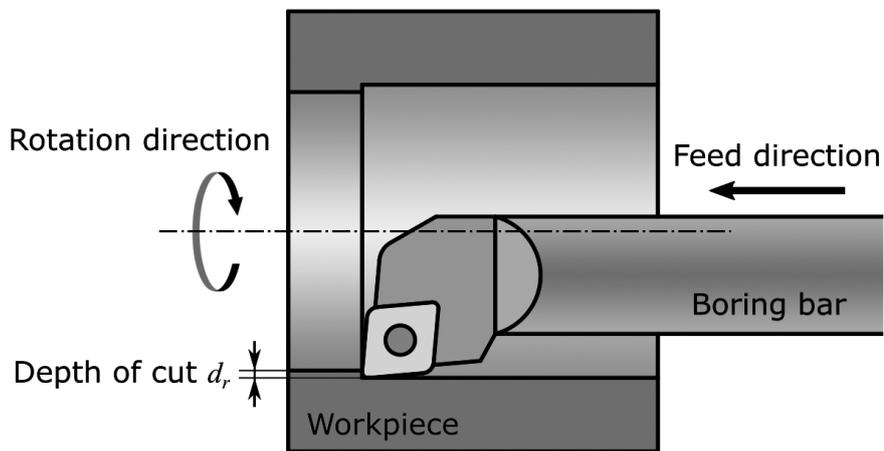


Fig. 2 - 2 Schematic illustration of boring process

2. 2. 2 提案した旋削インサートの概念

高能率で滑らかな表面粗さと高いびり振動の安定性を両立できるように、新しいインサートを提案する。このインサートを「びりレス旋削インサート」と名付け、刃先形状の概略図を異なった3種の送り量を基準として Fig. 2-3 に示す。

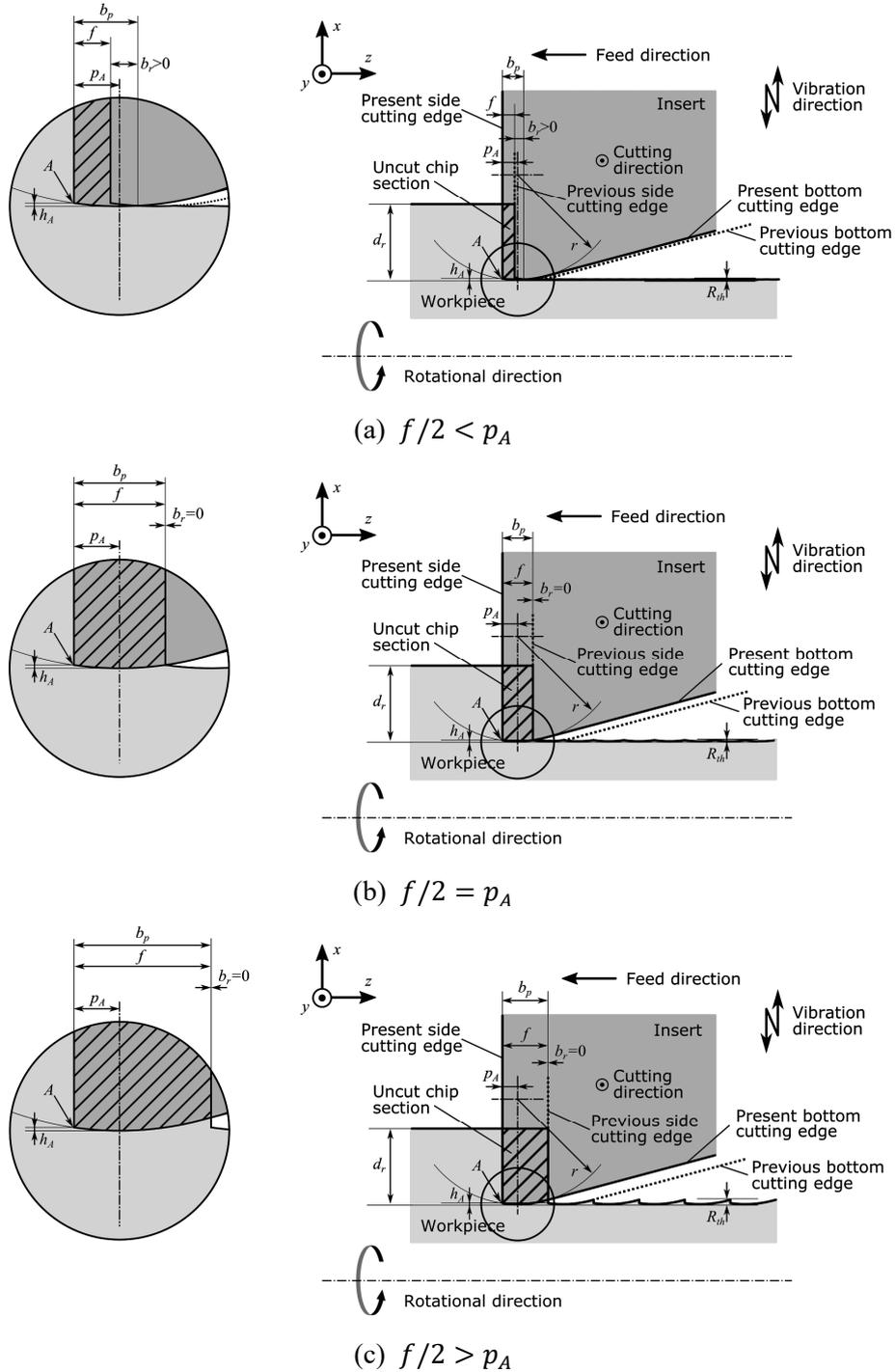


Fig. 2-3 Schematic of cutting by chatter-less turning insert.

以下に「びびりレス旋削インサート」の3つの特性をリスト化する。

(1) 滑らかな表面粗さを実現する大きなノーズ部分

刃先のノーズ部分に採用した、より大きな r により表面を仕上げるので、大きな送り量 f を用いても、より小さな表面粗さ R_{th} を実現できる。したがって提案したインサートを使用すると、高い能率と滑らかな表面粗さが両立可能となる。

(2) びびり振動への高い安定性を実現するための小さな有効再生幅

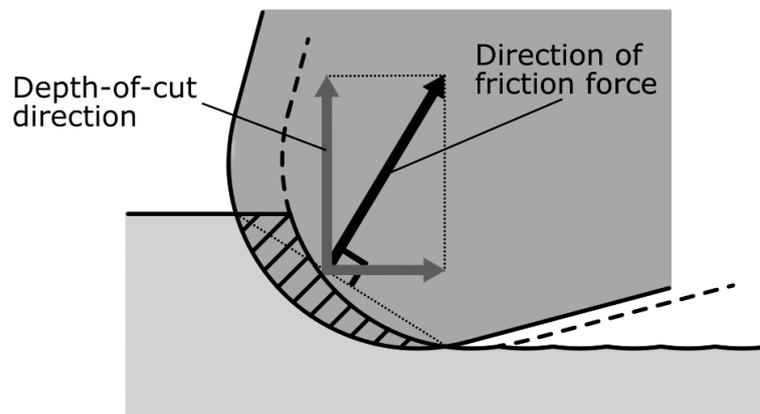
前述のように、有効再生幅 b_r の大きさが再生型びびり振動の安定性を決定することから、提案するインサートでは刃先のノーズ部分の、送り方向側の先端を鋭い終端とすることで、小さな有効再生幅を実現する。つまり刃先はポイント A において x 方向に真っ直ぐ平行に切り上がることになる。ここでこの刃先の切り上がり（横切れ刃角）は、インサートの能力を十分に発揮するために、振動方向と平行である必要がある。ここでノーズ部分の底からの x 方向のポイント A までの幅を h_A と定義しておく。

ノーズ部分の底からの z 方向のポイント A までの幅 p_A は、送り量 f の値によって設計される。 $f/2 = p_A$, $b_r = 0$ の場合 (Fig. 2-3 (b) 参照) 再生型びびり振動は発生しない。 $f/2 < p_A$ の場合 (Fig. 2-3 (a) 参照), 有効再生幅が現れ, $f/2 > p_A$ の場合 (Fig. 2-3 (c) 参照), 先端の R 部分だけでは切削幅が足りなくなり, 結果的に切削面が劣化する。

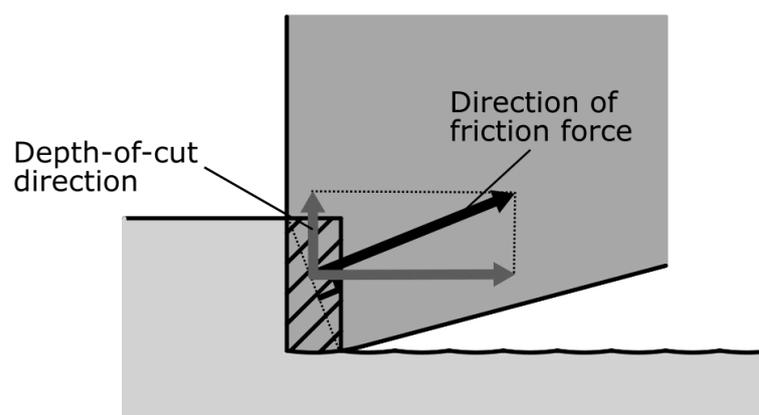
これらの特性により、提案するインサートではびびり振動への高い安定性を実現できる。なおインサートは $b_r = 0$ ぴったりになるように設計可能だが、加工中に何かしらのエラーが発生すると、1回転前の側面切れ刃と今の底刃により切削面が生成され、仕上げ面として望ましくない、わずかにギザギザの面が残ることが考えられる。したがって、ポイント A にマージンを加えて、Fig. 2-3 (a) 寄りの調整をすることで、この問題を回避することとした。

(3) 切込み方向の小さな動的な力成分

切削深さ方向の動的な力成分により再生型びびり振動が発生することから、この成分が小さいほど再生型びびり振動の安定性は高くなる。曲線切れ刃の三次元切削において、切削に関与する切れ刃の両端を結ぶ直線と垂直な方向に切屑は流出するとしてコルウェルの経験則[2-7]を想定して、各インサートに対し、すくい面の摩擦力の方向を Fig. 2-4 に示した。図に示すように、提案した「びびりレス旋削インサート」の切込み方向の力成分は従来の旋削インサートのそれよりも小さい。したがって、提案したインサートを使用すると、びびり振動に対する安定性の向上を実現できる。加えて、切削深さ方向の静的な力成分も、提案されているインサートの方が小さくなるので、提案したインサートでは、加工誤差がより小さくなる。



(a) Conventional turning insert



(b) Chatter-less turning insert

Fig. 2-4 Dynamic force component in depth-of-cut direction in (a) conventional turning insert and (b) chatter-less turning insert.

これら3つの特性により，高能率と滑らかな表面粗さを実現しながら，びびり振動に対して高い安定性を持つ旋削が可能となる．なお再生型びびり振動については3番目より2番目の特性のほうが，影響が強く表れる．

2. 2. 3 旋削びびり振動の安定限界を予測するための分析モデル

旋削における再生型びびり振動の安定性を予測する分析モデルを構築する．

工具（インサート）は，中ぐり加工のように切込み方向に柔軟性があり，送り方向には剛性が十分に高いと仮定する．切削方向（主分力方向）の振動は動的な力を引き起こさないため，考慮する必要はない．

旋削加工のびびり振動の安定性は，Fig. 2-1 と Fig. 2-3 に基づいて次のように予測できる．現在の切れ刃 $x(t)$ による振動は現在の有効切削幅 b_p で発生し，前の切れ刃 $x(t-T)$ による振動は有効再生幅 b_r で残り，現在の切削において主軸回転周期 T で再生する．ここで静的な切削断面は，びびり振動の安定性に影響を与えないため，考慮されないことに注意する．

これらから，動的な切削断面 $A_m(t)$ は次のように定式化できる．

$$A_m(t) = b_r x(t-T) - b_p x(t) \quad (2-1)$$

びびりレス旋削インサートの有効切削幅 b_p と b_r は，次のように計算できる．

i) if $d_r \geq h_A$

$$b_p = \frac{f}{2} + \sqrt{r^2 - (r - h_A)^2} \quad (2-2)$$

$$b_r = -\frac{f}{2} + \sqrt{r^2 - (r - h_A)^2}$$

ii) else

$$b_p = \frac{f}{2} + \sqrt{r^2 - (r - d_r)^2} \quad (2-3)$$

$$b_r = -\frac{f}{2} + \sqrt{r^2 - (r - d_r)^2}$$

一方、従来の旋削インサートの有効切削幅は次のように計算できる。

Fig. 2-1 に示すように、インサートのアプローチ角[2-8] Ψ は反時計回りに正であることに注意する。

i) if $d_r \geq r(1 - \sin \Psi)$

$$b_p = \frac{f}{2} + r \cos \Psi + (d_r - r(1 - \sin \Psi)) \tan \Psi \quad (2-4)$$

$$b_r = -\frac{f}{2} + r \cos \Psi + (d_r - r(1 - \sin \Psi)) \tan \Psi$$

ii) else

$$b_p = \frac{f}{2} + \sqrt{r^2 - (r - d_r)^2} \quad (2-5)$$

$$b_r = -\frac{f}{2} + \sqrt{r^2 - (r - d_r)^2}$$

便宜上、式(2-1)に対しラプラス変換を行い、次のように表すことができる。

$$A_m(s) = (b_r e^{-sT} - b_p)x(s), \quad (2-6)$$

ここで、 s はラプラス演算子であり、これ以降のすべての方程式はラプラス領域で表現する。動的な切削力 $F_d(s)$ は、切込み深さ方向 K_d の比切削抵抗値と動的な切削断面積の積として計算できる。したがって次の式が得られる。

$$F_d(s) = K_d A_m(s) \quad (2-7)$$

次に、動的な切削力により、工具の切削深さ方向に存在するコンプライアンス $G_d(s)$ が励起され、次のように表される振動 $x(s)$ が生じる。

$$x(s) = G_d(s) F_d(s) \quad (2-8)$$

式(2-6), (2-7), (2-8) から以下の式が得られる。

$$x = G_d K_d (b_r e^{-sT} - b_p)x \quad (2-9)$$

旋削プロセスのブロック線図を Fig. 2-5 に示す. 安定性を評価するために, ゲイン余裕 g_m を用いたインデックス[2-6]を導入する. ゲイン余裕 g_m について解くと以下となる. ここで $j\omega_c$, (j は虚数単位, ω_c はびびり周波数) は, システムの振動特性を評価するため s に代入される.

$$g_m = 1 / (G_d K_d (b_r e^{-j\omega_c T} - b_p)) \quad (2-10)$$

このインデックスは実数であり, システムのびびり振動の安定性を定量的に表す. $g_m = 1$ のとき臨界状態となり, 現在と以前の動的な切削断面積は同じ状態となる. つまり, この閉ループを通じて振動が成長したり減衰したりすることはない. $g_m > 1$ の場合, これは減衰を示すのでシステムは安定し, $g_m < 1$ の場合システムは不安定であり, びびり振動が発生する. ゲイン余裕の計算は, $\omega_c = 0 \sim \infty$ が代入され, g_m の虚数部が 0 に等しい周波数が探索される. 最後に, これらの最小値がシステムのゲイン余裕として決定される.

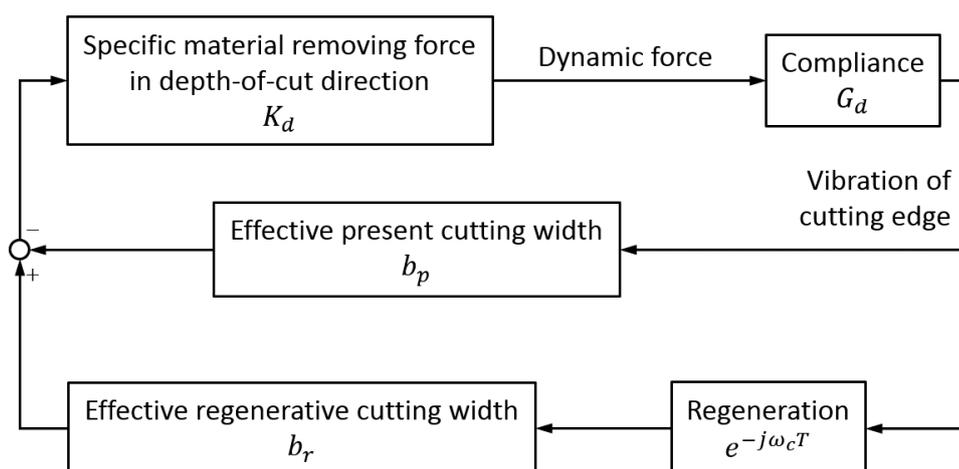


Fig. 2-5 Block diagram of regenerative chatter in turning process.

2. 3 提案した旋削インサートの解析的および実験的検証

提案した「びびりレス旋削インサート」を検証するために分析と実験を行った。特定の材料除去力 K_d およびコンプライアンス G_d が分析に必要であり、事前実験として測定する。次に、実際の切削実験を行ってインサートの安定性を評価して、その分析結果と実験結果を詳細に比較する

2. 3. 1 使用する旋削回転インサートの仕様

分析と実験に使用されるインサートを Fig. 2-6 に示す。従来の旋削インサートは市販のインサート (CCMW09T308, 三菱マテリアル株式会社) を採用し、びびりレス旋削インサートはそれに追加工を施した。 p_A は 0.15 mm になるように設計されている。したがって、最大許容送り量は 0.3 mm となる。

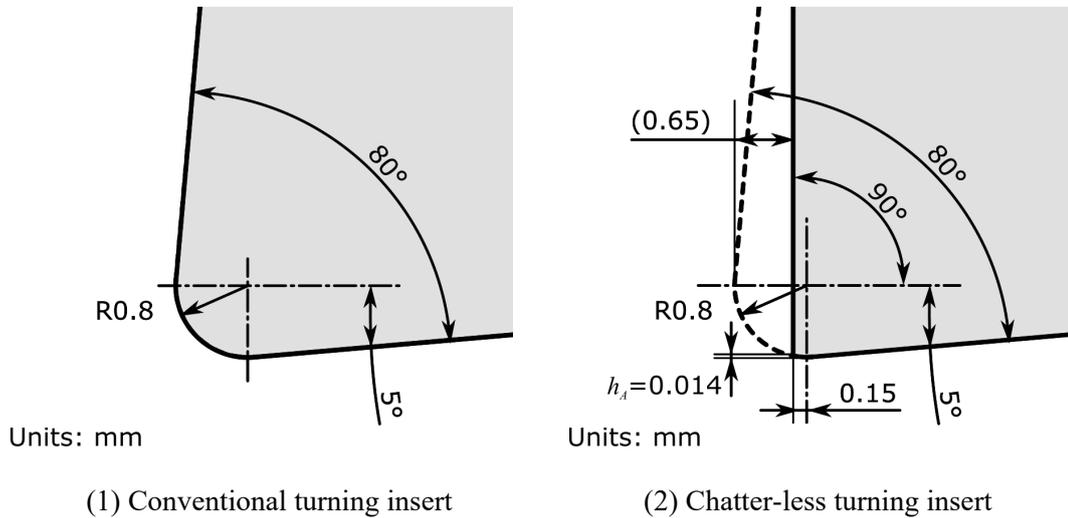


Fig. 2-6 Designs and geometries of turning inserts.

Fig. 2-6 の(2)の形状を施したインサートは、Fig. 2-7 で示すように、ある 1 辺を逃がし角 7 度を維持したまま研削によって薄赤色の面として切断している。

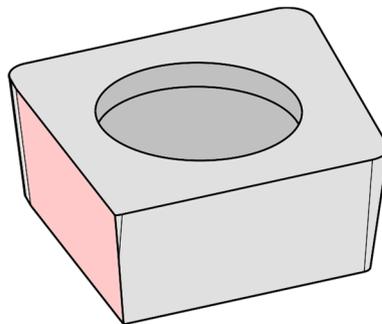


Fig. 2-7 Grinding surface and schematic diagram

2. 3. 2 比切削抵抗値の測定

(1) 切削力の測定

比切削抵抗値は、剛性を確保した構造で切削実験を行うことにより測定できる。実験のセットアップを Fig. 2-8 に、切削条件を Table 2-1 に示す。

実験は、5 軸マシニングセンタ（Hyper-VARIAXIS 630，ヤマザキマザック株式会社）を使用し、ミル主軸側に工作物を取り付け、工具系はテーブル側に固定している。剛性のあるバイトホルダ（SCLCL2525M09，住友電気工業ハードメタル株式会社，追加工なし）が動力計（9272，Kistler Corp.）に取り付けられ、直径 60 mm の円筒状の工作物が回転する。本実験では背分力方向の切削力が重要となるため、工具の勝手と取り付け方が剛性を確保できる方向になるよう注意する。

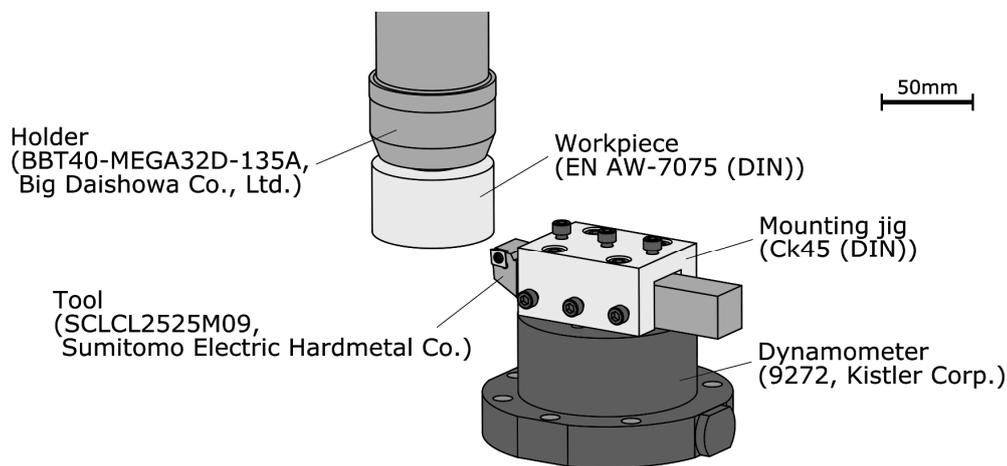


Fig. 2-8 Setup for cutting experiments to measure specific material removing force.

Table 2-1 Conditions for measurement of specific material removing force.

Workpiece		
Material	EN AW-7075 (DIN)	
Cutting conditions		
Spindle speed	5000	min ⁻¹
Depth of cut	0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8	mm
Feed rate	0.05, 0.1, 0.15, 0.2, 0.25, 0.3	mm/rev
Coolant	Dry	

メモ：

実験のために入手性の良いインサートとバイトホルダの組み合わせを市販品から選定する。切削プロセスの分析を容易に行うために、バイトホルダはインサートのすくい面が0度に取り付けられるものを選択する。もちろん、インサートに複雑な形状のチップブレイカがあるとすくい面の分析が困難となるので、インサートはブレイカが存在しないものを選定する。加えてインサートの条件としてノーズRが標準的な0.8mm以上とする。

これらすべてを満たし、標準在庫品となると、今回の実験で選定した組み合わせ以外、著者には発見することができなかった。

旋削の実験にも関わらずマシニングセンタを採用した理由は、使用可能な機械と動力計の都合もあるが、予備実験として主軸の回転速度を10000回転以上にしてみたかったことと、旋盤では三つ爪チャックの回転による風圧で、加速度計が引っ張られた失敗を踏まえての選定となる。

静的な切削断面に対する切削深さ方向の切削力の勾配（送り量を変化させた場合）が、比切削抵抗値 K_d である。従来の旋削インサートと提案した旋削インサートの静的な切削断面積 A_{stat} は共に、 $A_{stat} \cong f d_r$ で表すことができる。

切削深さ0.3 mmの測定データを例としてFig. 2-9に示す。提案したインサートを用いた場合の切削力は、従来のインサートよりも小さくなっている。

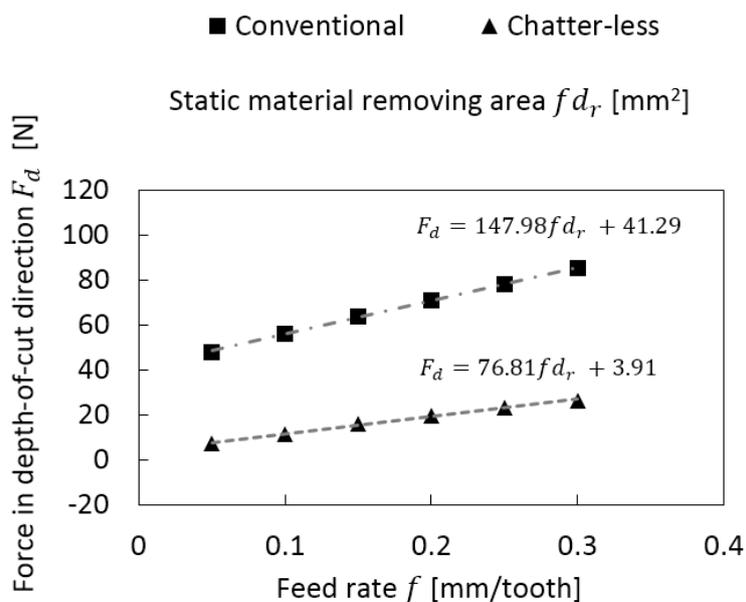


Fig. 2-9 Examples of measured forces against feed rate at depth of cut of 0.3 mm.

同様にすべての切込み深さに対して切削力を測定し、従来のインサートを使用した場合の切削力とその線形近似式を Fig. 2-1 0, 提案したインサートの場合の切削力とその線形近似式を Fig. 2-1 1 に示す.

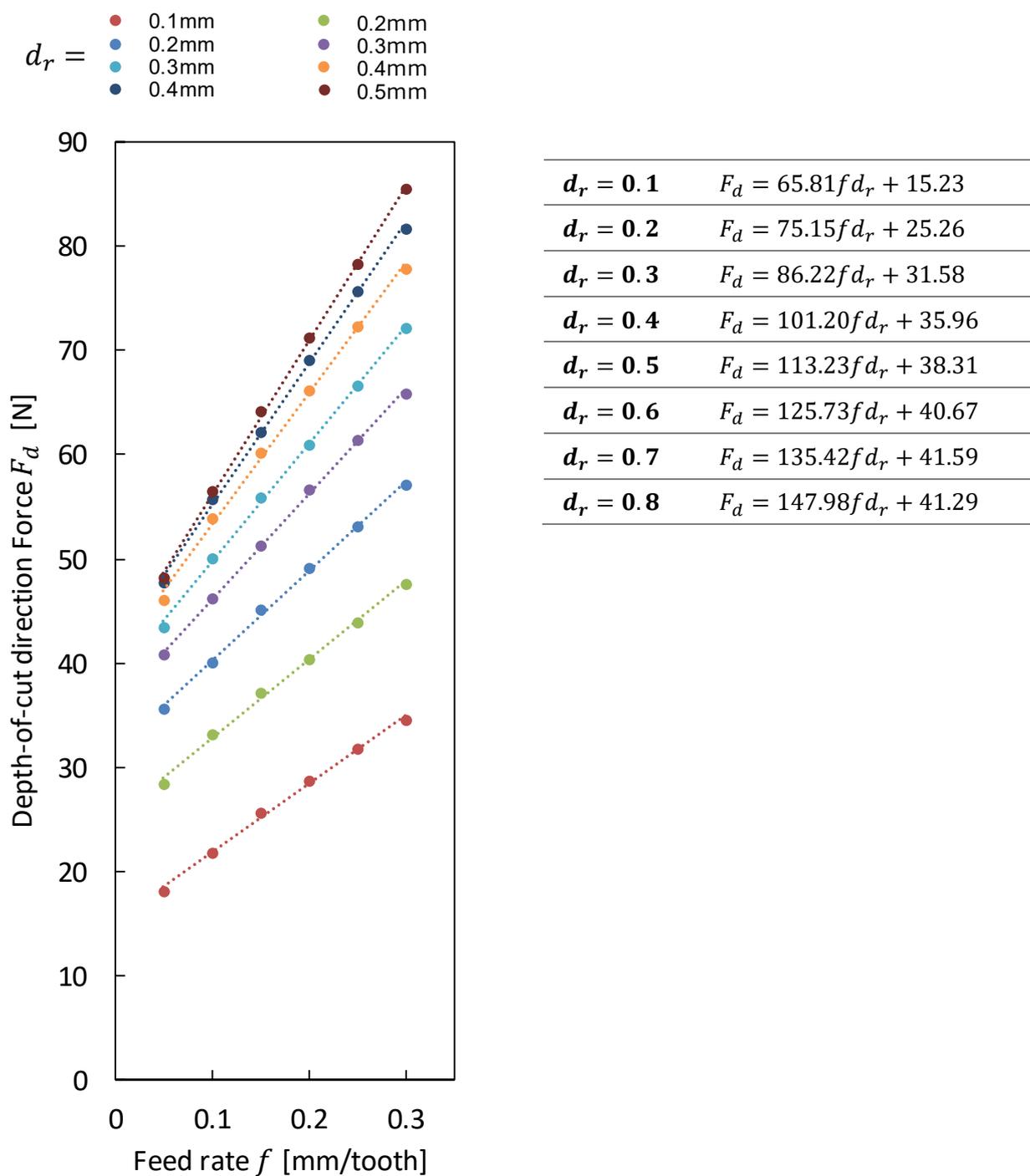
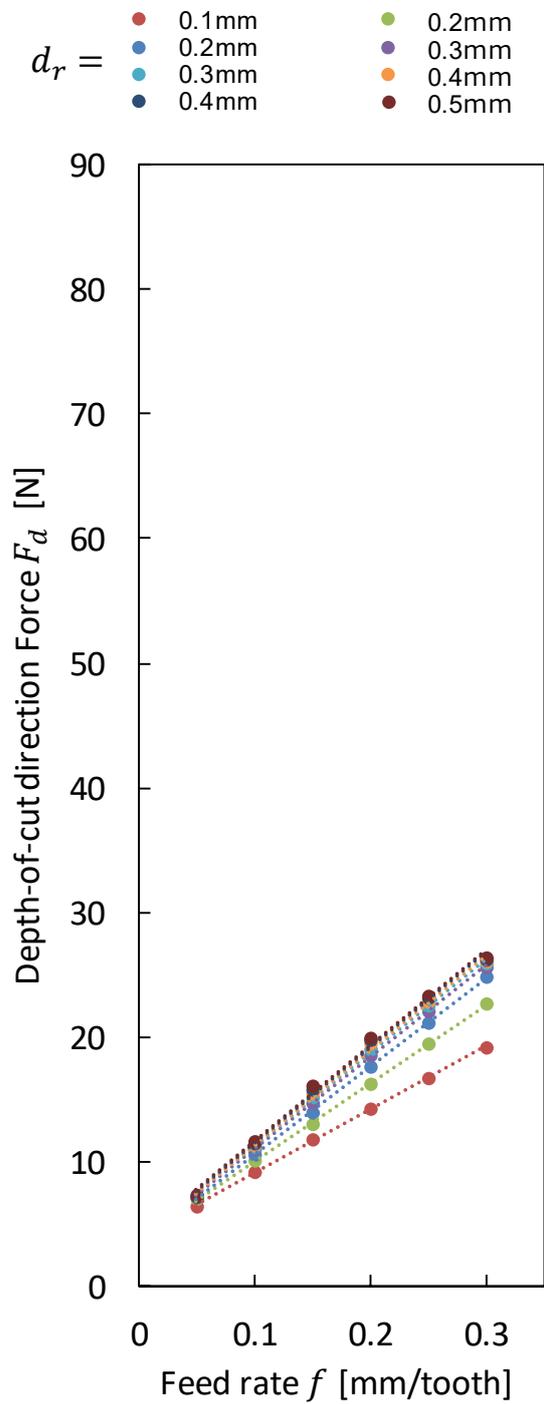


Fig. 2-1 0 Cutting force with conventional turning insert



$d_r = 0.1$	$F_d = 50.97f d_r + 4.01$
$d_r = 0.2$	$F_d = 62.55f d_r + 3.80$
$d_r = 0.3$	$F_d = 70.58f d_r + 3.53$
$d_r = 0.4$	$F_d = 73.54f d_r + 3.64$
$d_r = 0.5$	$F_d = 75.18f d_r + 3.68$
$d_r = 0.6$	$F_d = 76.06f d_r + 3.75$
$d_r = 0.7$	$F_d = 76.43f d_r + 3.87$
$d_r = 0.8$	$F_d = 76.81f d_r + 3.91$

Fig. 2-1-1 Cutting force with chatter-less insert

(2) 比切削抵抗値の計算

前述のように、比切削抵抗値は切削深さ d_r に依存する。

切込みの深さの変化と比較して、送り量を変化させる場合は、エッジフォース成分があまり変化しない。したがって、送り量 f を変化させながら、さまざまな切込み深さで比切削抵抗値を推定する。なお、送り量または切込み深さの変化により、切削断面において同一の切削現象が引き起こされるかどうかは本件に対して重要ではない。

Fig. 2-1 0 及び Fig. 2-1 1 のデータから、切込みの深さを基準として比切削抵抗値 K_d がプロットできる。びびり振動が発生すると、現在の切込み深さが変動することに伴い、切削抵抗が変動することが問題となる。

Fig. 2-1 2に示すように、びびりレス旋削インサートの比切削抵抗値は、すべての切込み深さにおいても、従来の旋削インサートより小さくなっている。

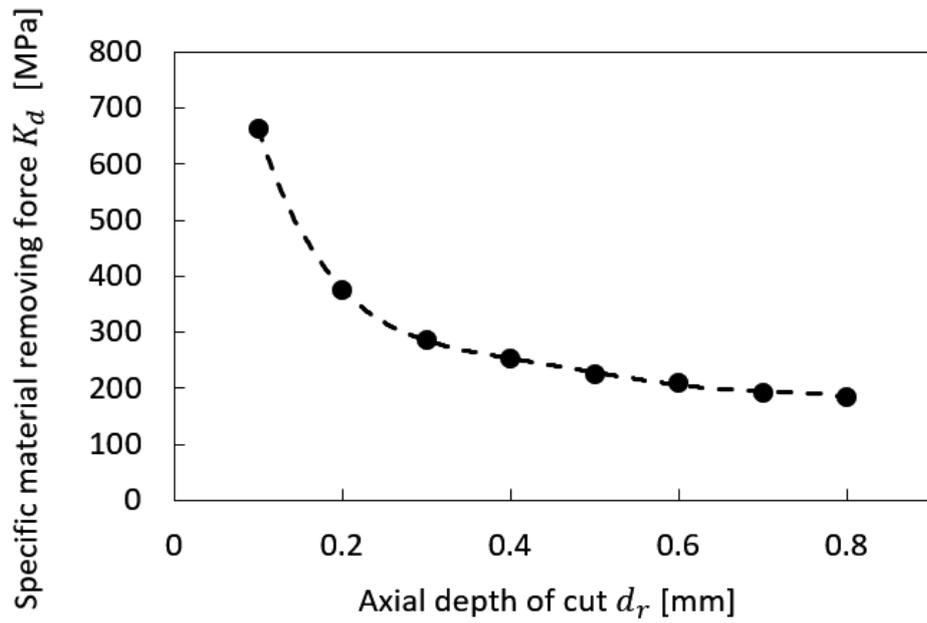
ここで、比切削抵抗値は切込み深さの関数、つまり $K_d \equiv K_d(d_r)$ として定義でき (d_r は mm 単位で計算)、次のように最小二乗法により 5 次多項式関数として推定され、この関数が分析で使用される。

i) for conventional turning insert

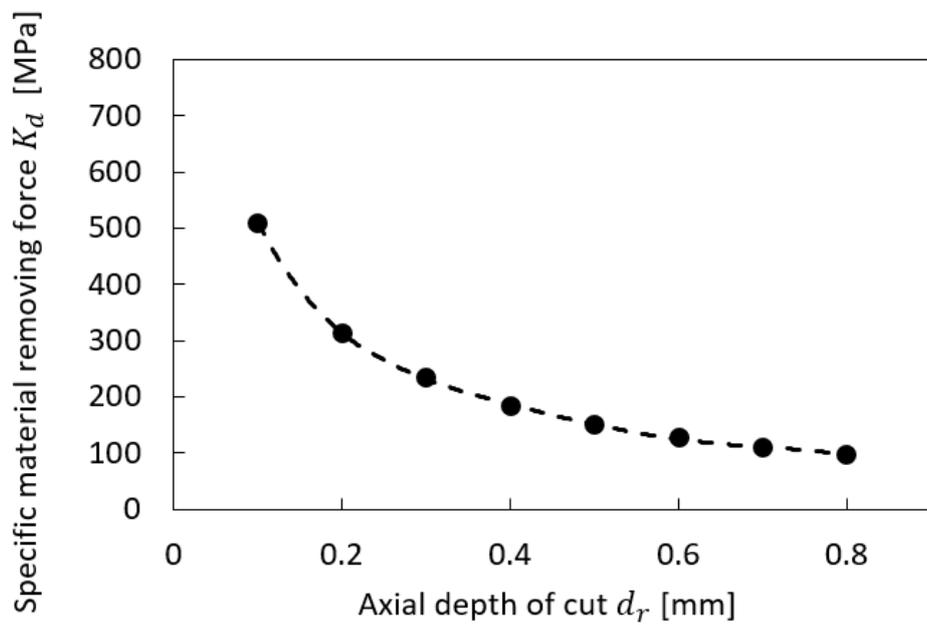
$$K_d(d_r) = -28229(d_r)^5 + 76454(d_r)^4 - 80570(d_r)^3 + 41508(d_r)^2 - 10737d_r + 1395.4 \quad (2-11)$$

ii) for chatter-less turning insert

$$K_d(d_r) = -17973(d_r)^5 + 46847(d_r)^4 - 47655(d_r)^3 + 24107(d_r)^2 - 6491.9d_r + 960.63 \quad (2-12)$$



(a) Conventional turning insert



(b) Chatter-less turning insert

Fig. 2 - 1 2 Measured specific material removing force against depth of cut for (a) conventional turning insert and (b) chatter-less turning insert.

2. 3. 3 コンプライアンスの測定

安定性を評価するための旋削実験のセットアップを Fig. 2-13 に示す。

実験にあたり、細長い中ぐり工具を模擬して、ここでは板ばね式の工具を制作した。Fig. 2-8 中にある旋削バイトホルダと同種で別勝手の物 (SCLCR2525M09, 住友電気工業ハードメタル株式会社) を切断し、その間を板ばねプレートでつなぐことにより、通常よりもびびり振動に弱い工具を制作する。このときのインサートは切削力を測定したものと同一である。

実験は、工作物を主軸側に取り付け、工具をテーブル上のマシンバイスに取り付け、外径旋削を行った。このセットアップのコンプライアンスを測定、および旋削実験中の振動を測定するために、加速度計 (352A21, PCB Piezotronics, Inc.) をバイトホルダの切削点の裏側近くに接着剤で固定した。

インパルスハンマー (086C03, PCB Piezotronics, Inc.) を使用して、コンプライアンスを測定するためにハンマリングを行った。ハンマリングはノイズを取り除くために、10 回の試行が行われ、その結果を平均化している。

この実験では板ばねプレートに垂直な方向のコンプライアンスは $19.3\mu\text{m}/\text{N}$ であるのに対し、平行な方向のコンプライアンスは $3.2\mu\text{m}/\text{N}$ と小さいため本論文では無視する。なお、工作物の先端のコンプライアンスについては、どの方向においても $0.2\mu\text{m}/\text{N}$ 程度と十分に小さく、無視できる。

次に、コンプライアンスのモーダルパラメータを最小二乗法によって同定した。同定したモーダルパラメータを Table 2-2 に示す。

測定およびフィッティングした、板ばねプレートに垂直な方向のコンプライアンスを Fig. 2-14 に示し、水平な方向のコンプライアンスを Fig. 2-15 に示す。

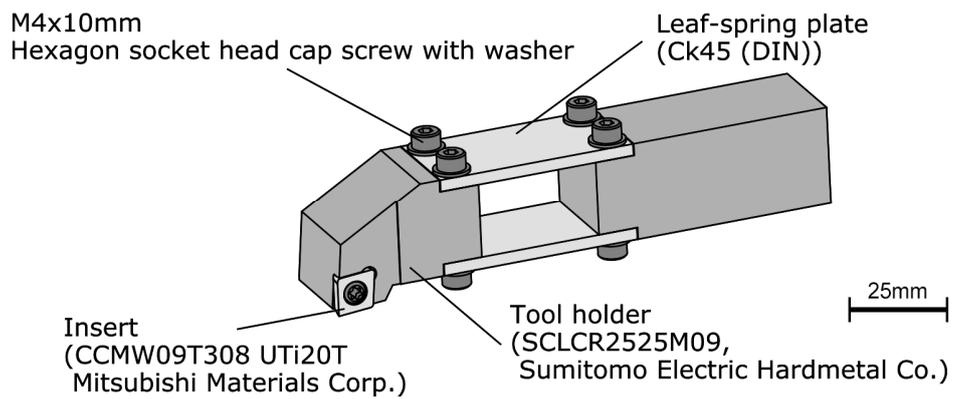
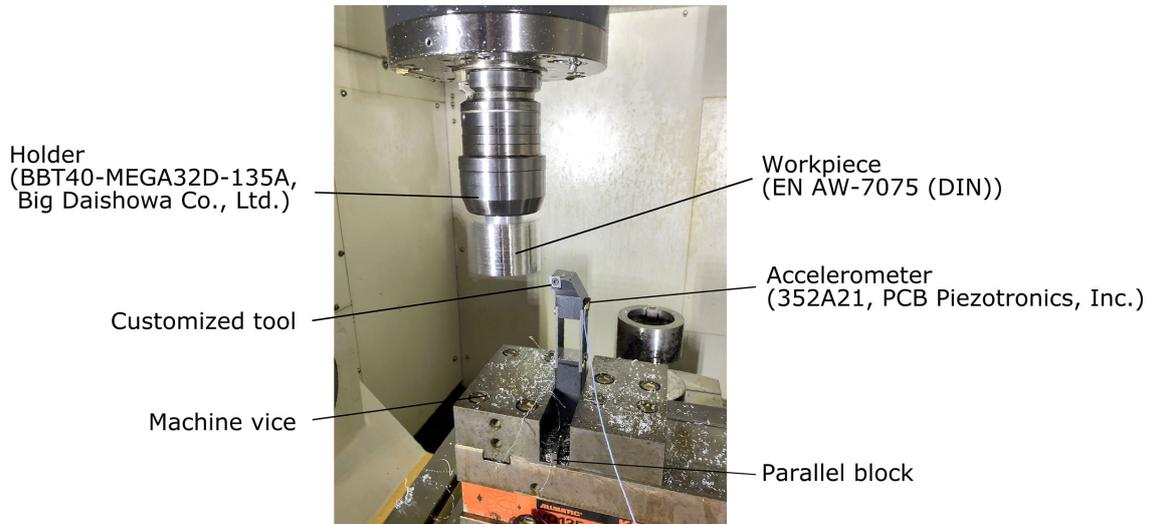


Fig. 2 - 1 3 Setup for compliance measurement and turning experiments.

Table 2 - 2 Identified modal parameters in the direction vertical to the leaf-spring plates

Modal parameters		
Equivalent mass m_d	0.176	kg
Equivalent damping coefficient c_d	10.7	N/(m·s)
Equivalent spring constant k_d	4.12×10^6	N/m

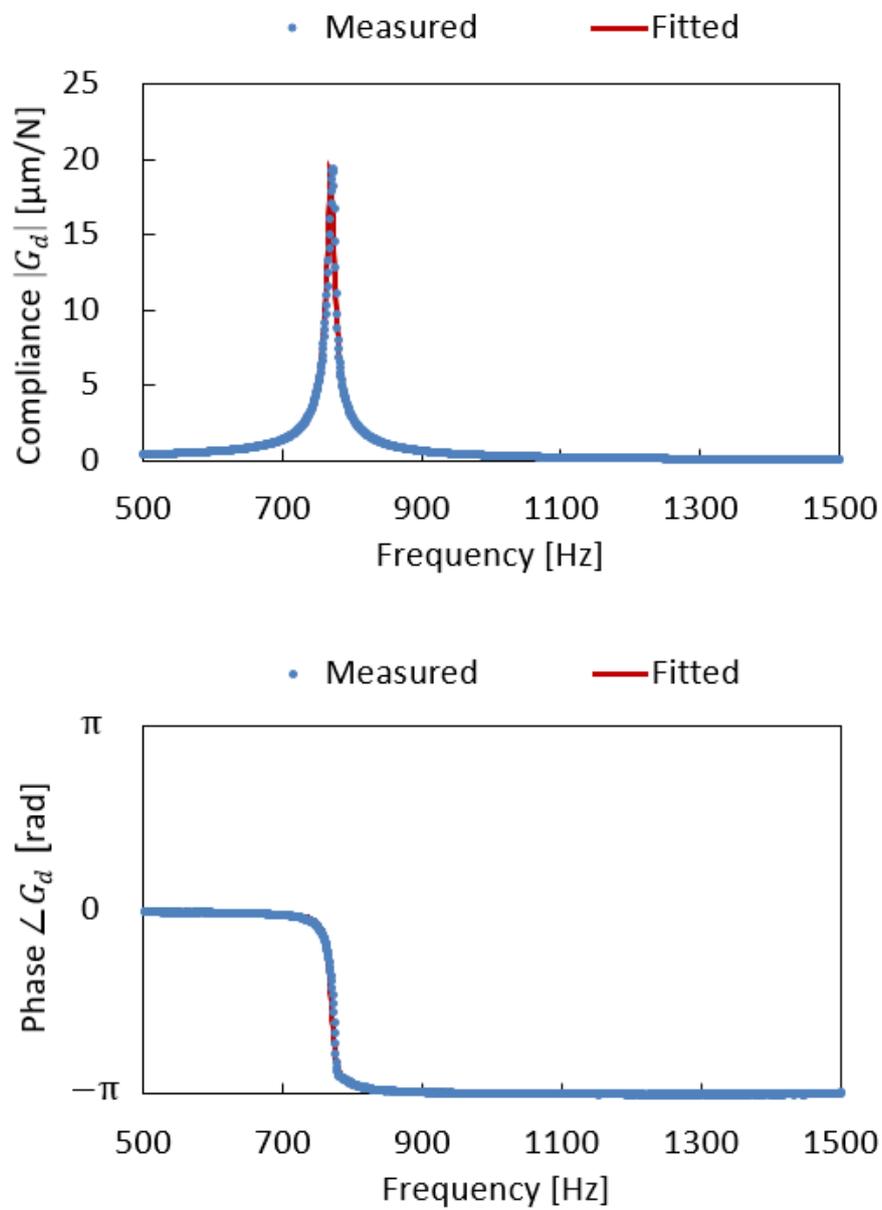


Fig. 2-1 4 Measured and fitted compliances
in the direction vertical to the leaf-spring plates

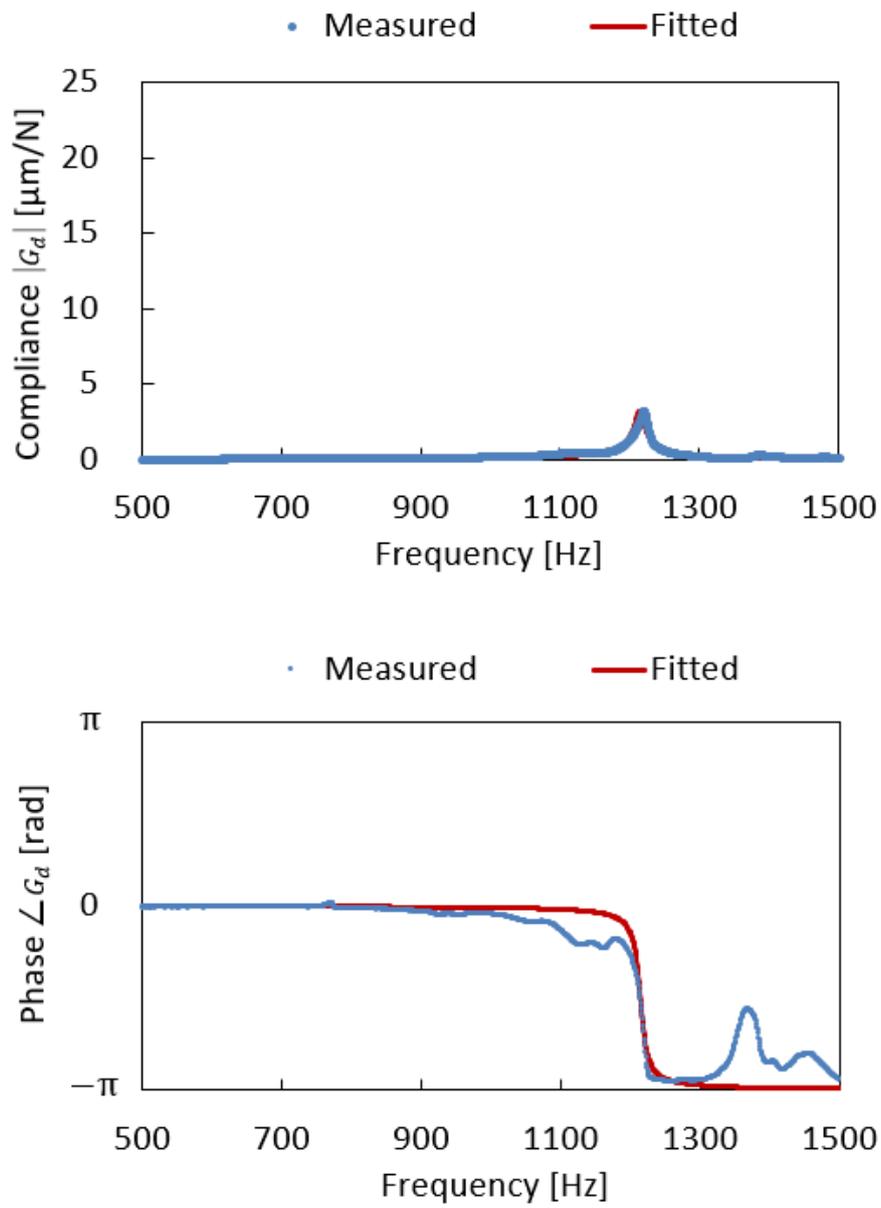


Fig. 2-15 Measured and fitted compliances in the direction parallel to the leaf-spring plates

2. 3. 4 提案した旋削インサートを検証するための切削実験

旋削インサートの安定性を評価するために実験を行った。実験では、切込み深さ d_r と送り量 f を変化させた。切削中の振動加速度は、バイトホルダに設置された加速度計によって測定され、二回積分を行ったものを振動変位として記録する。びびり振動成分 a_{vib} の振幅が $10\mu\text{m}$ 以下の場合、びびりなし (○) と評価し、 a_{vib} が $10\mu\text{m}$ より大きく $20\mu\text{m}$ 以下の場合、わずかなびびり (△) として評価し、そして a_{vib} が $20\mu\text{m}$ より大きい場合、びびり (×) と評価する。

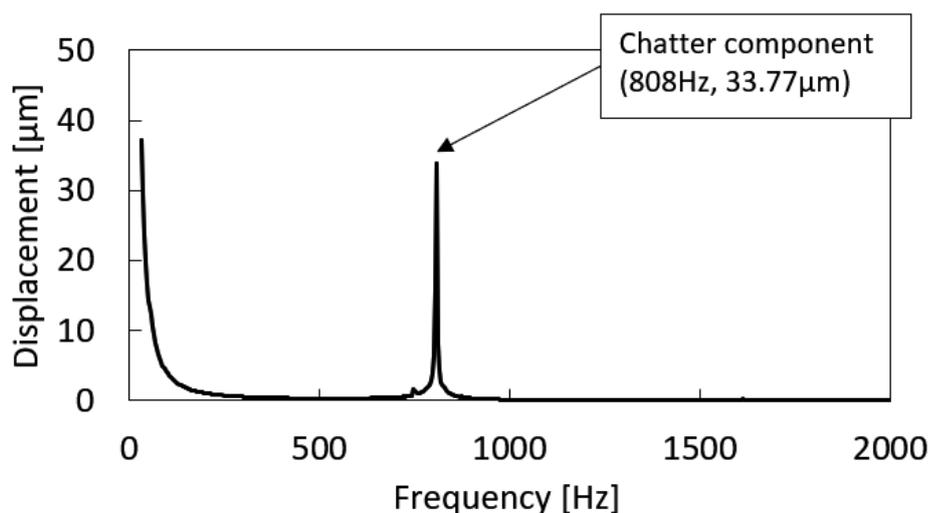
切削条件を Table 2-3 に示す。

Table 2-3 Cutting conditions for evaluation of chatter stability.

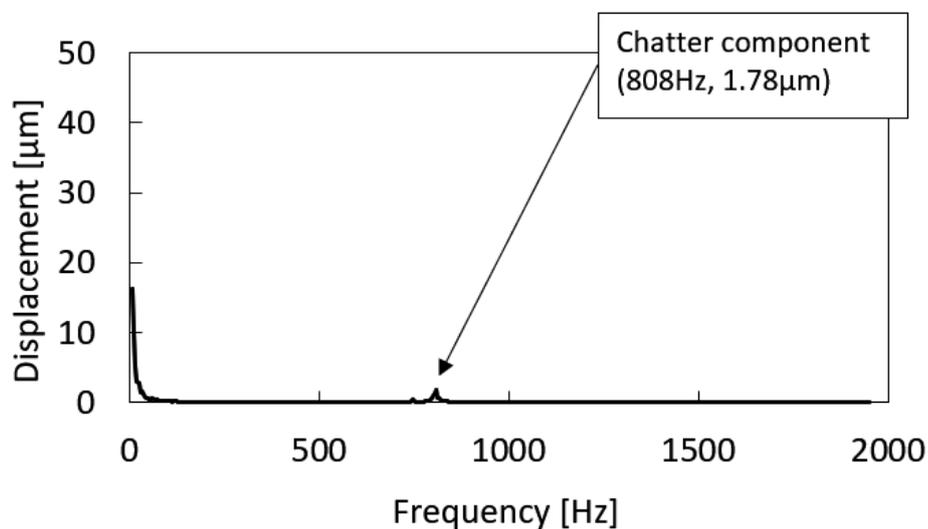
Workpiece		
Material	EN AW-7075 (DIN)	-
Cutting conditions		
Spindle speed	5000	min^{-1}
Depth of cut	0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8	mm
Feed rate	0.05, 0.1, 0.15, 0.2, 0.25, 0.3	mm/rev
Coolant	Dry	-

実験結果の例として、測定した振動の FFT 結果を振動変位としたものを Fig. 2-16 に示す。(a) は、従来の旋削インサートを使用した「びびり振動あり」の結果を示し、(b) は、びびりレス旋削インサートを使用した「びびり振動なし」の結果を示す。どちらも切込み深さ $d_r = 0.8\text{mm}$ 、送り量 $f = 0.3\text{mm/rev}$ で行った結果である。示されているように、びびり振動ありとされる場合は 808Hz のびびり振動の周波数成分が観察できるが、びびり振動なしとされる場合はほとんど観察できない。したがって、提案したインサートによる切削の安定性は、従来からより安定すると言える。双方のインサートによる実験結果の概要は、分析的に得られたゲイン余裕を用いたインデックスとともに Fig. 2-17 に示す。カラーマップはゲイン余裕を用いたインデックスを示し青ければゲイン余裕が高く、安定であり、赤ければゲイン余裕が低く、びびり振動が発生する可能性がある。安定性の限界 ($g_m = 1$) を黒い点線で示す。ここで一般に、送り量 f が大きくなると有効再生幅 b_r が小さくなり、ゲイン余裕が向上する[2-9]。

示されているように、従来の旋削刃先形状については、ほぼすべての切削条件においてゲイン余裕が1を下回り、逆に提案したびびりレス旋削刃先形状については、安定であると試算できる。さらに、分析結果と実験結果は両方のインサートでよく一致しており、安定性を正しく予測できることを示している。これらの結果から、提案されているびびりレス旋削インサートを用いれば、びびり振動の安定性の改善が実現できると言える。

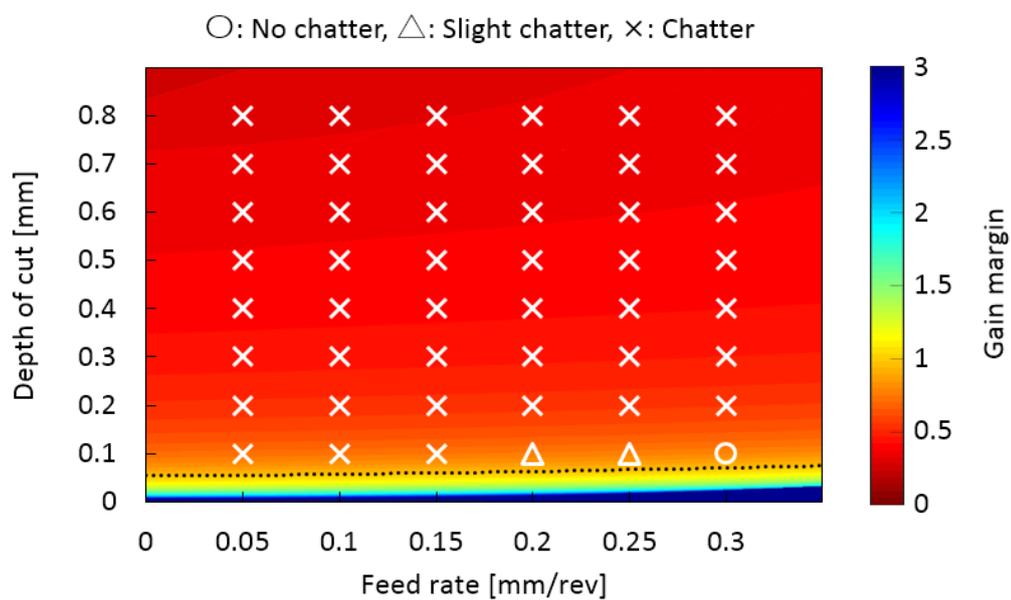


(a) Chatter result by conventional turning insert

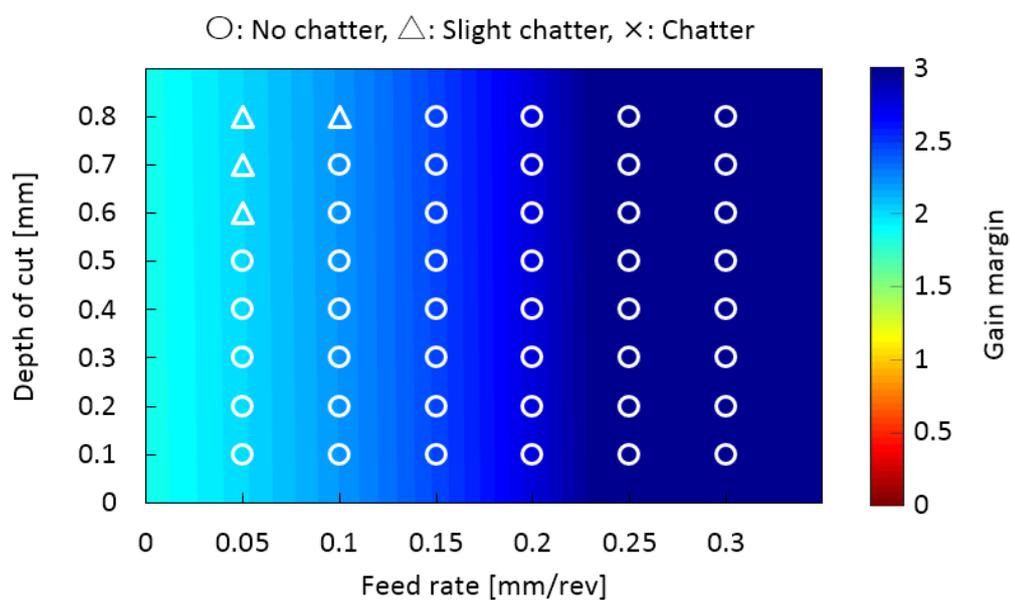


(b) No-chatter result by chatter-less turning insert

Fig. 2-16 Example of measured vibration displacements at $d_r = 0.8$ mm and $f = 0.3$ mm/rev: (a) chatter result by conventional turning insert and (b) no-chatter result by chatter-less turning insert.



(a) Conventional turning insert



(b) Chatter-less turning insert

Fig. 2 - 1 7 Summary of chatter experiments.

Fig. 2-17について、びびり周波数成分のピーク値を一覧として以下にまとめる。
従来の旋削インサートについては Table 2-4に示し、びびりレス旋削インサートについては Table 2-5に示す。

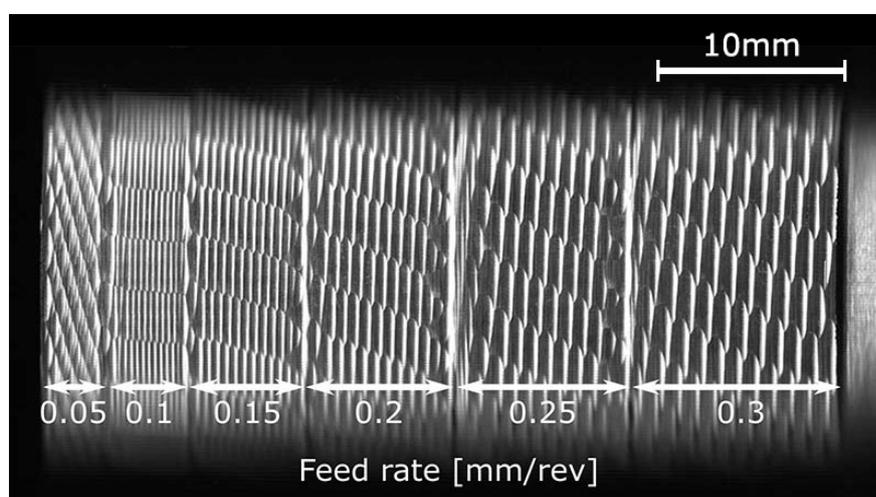
Table 2-4 Chatter component [μm] by conventional turning insert.

Depth of cut [mm]	0.8	×	46.42	×	44.16	×	43.82	×	42.79	×	41.13	×	40.91
	0.7	×	41.98	×	40.39	×	39.5	×	38.71	×	38.31	×	37.1
	0.6	×	38.55	×	37.44	×	36.78	×	35.74	×	34.91	×	34.03
	0.5	×	35.01	×	35.39	×	34.47	×	34.45	×	33.35	×	32.12
	0.4	×	32.3	×	32.59	×	32.51	×	32.28	×	31.27	×	31.5
	0.3	×	29.82	×	29.37	×	29.69	×	29.86	×	29.05	×	29.34
	0.2	×	27.1	×	28.04	×	27.84	×	28.18	×	28.45	×	28.59
	0.1	×	22.65	×	26.21	×	25.51	△	16.28	△	15.89	○	8.58
			0.05		0.1		0.15		0.2		0.25		0.3
			Feed rate [mm/rev]										

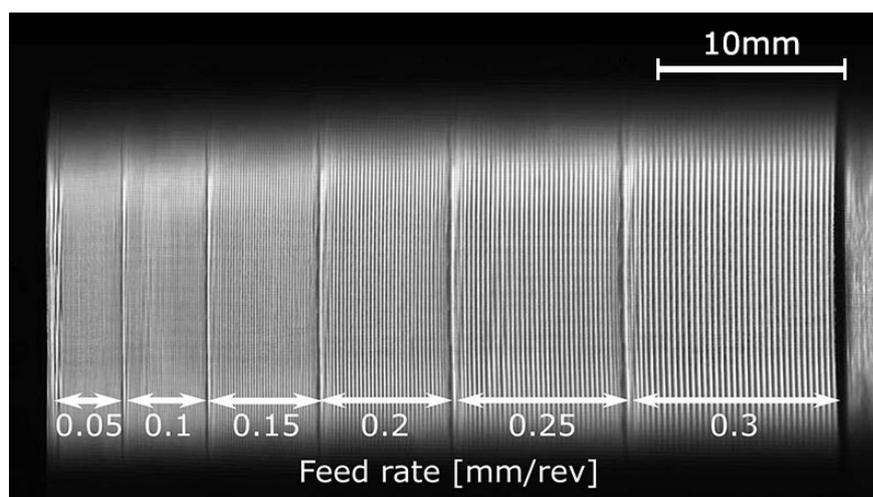
Table 2-5 Chatter component [μm] by chatter-less turning insert.

Depth of cut [mm]	0.8	△	13.21	△	12.22	○	1.74	○	1.81	○	1.70	○	1.78
	0.7	△	12.42	○	5.84	○	3.52	○	2.26	○	2.11	○	1.88
	0.6	△	11.08	○	2.64	○	2.36	○	2.02	○	1.85	○	1.72
	0.5	○	9.52	○	3.71	○	2.72	○	1.89	○	2.25	○	1.74
	0.4	○	9.45	○	3.28	○	2.60	○	2.32	○	1.87	○	1.75
	0.3	○	9.58	○	3.12	○	2.22	○	1.99	○	1.57	○	1.85
	0.2	○	9.12	○	2.54	○	2.42	○	1.79	○	1.60	○	1.86
	0.1	○	9.02	○	2.68	○	2.12	○	1.78	○	1.79	○	1.71
			0.05		0.1		0.15		0.2		0.25		0.3
			Feed rate [mm/rev]										

双方のインサートの $d_r = 0.8\text{mm}$ 、での切削面の例を Fig. 2-1 8 に示す. 示されているように、従来の旋削インサートによる切削結果では激しいびびりマークが観察されるが、びびりレス旋削インサートでは見られない. 切削送りの方向で測定されたラインプロファイルの例を Fig. 2-1 9 に示す. (a) は、 $f = 0.3 \text{ mm/rev}$ での従来の旋削インサートによるびびり面を示し、(b) は、 $f = 0.3 \text{ mm/rev}$ でのびびりレス旋削インサートによるプロファイルである. 写真から観察できるように、びびり振動が発生すると表面粗さは大きく劣化するが、びびりが発生しないと理論粗さ $R_{th} = 14 \mu\text{m}$ と同等の $13\mu\text{m}$ が測定できる.

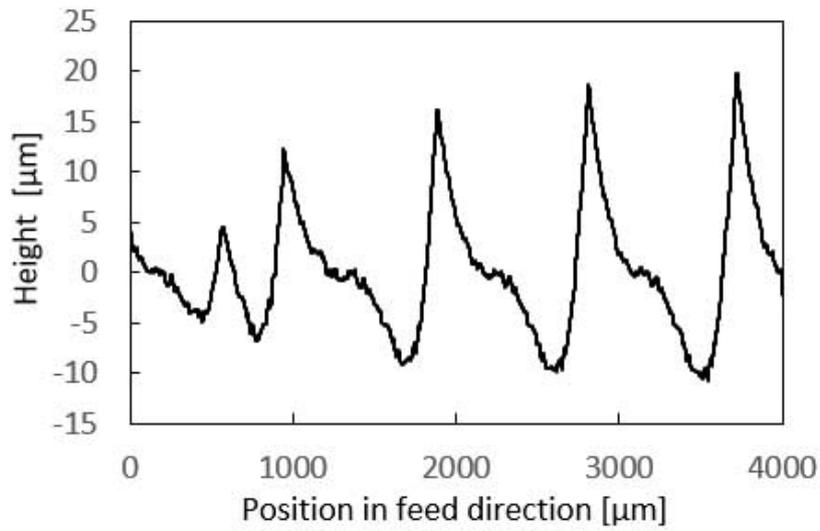


(a) Conventional turning insert

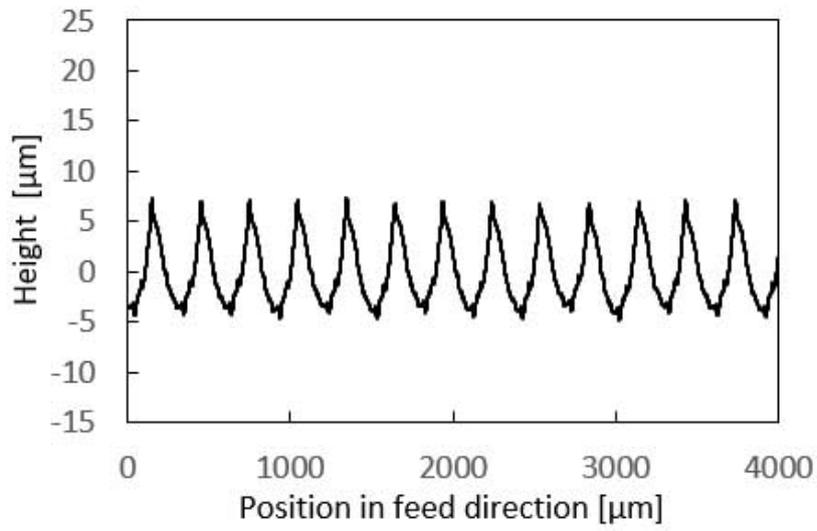


(b) Chatter-less turning insert

Fig. 2-1 8 Photograph of cut surfaces at depth of cut of 0.8 mm: (a) conventional turning insert and (b) chatter-less turning insert.



(a) Conventional turning insert



(b) Chatter-less turning insert

Fig. 2-19 Measured surface roughness in feed direction:
 (a) conventional turning insert and (b) chatter-less turning insert.

参考までに、理論粗さと測定された最大高さ粗さ R_z を Table 2-6 に示す。

Table 2-6 Comparison of theoretical roughness and maximum height roughness R_z at depth of cut of 0.8 mm.

Feed rate f [mm/rev]	Theoretical roughness [μm] (nose radius r is 0.8 mm)	R_z by conventional turning insert [μm]	R_z by chatter-less turning insert [μm]
0.05	0.4	9.6	0.6
0.1	1.5	14.3	1.8
0.15	3.5	18.3	3.9
0.2	6.3	22.9	6.8
0.25	9.8	25.6	9.5
0.3	14.1	31.2	12.8

要約すると、提案した「びびりレスインサート」は高能率で滑らかな表面粗さと、高いびびり振動の安定性を両立する旋削を実現できる。

2. 4 結言

本章では、新しい設計の旋削インサート、つまりびびりのない旋削インサートを提案した。旋削では、高い能率と滑らかな表面粗さのために大きなノーズ半径が必要となるが、この大きなノーズ部分は、再生幅が大きくなるためびびり振動を引き起こす傾向がある。その結果、従来の旋削インサートでは、高能率で滑らかな表面粗さと高いびびり振動の安定性を両立できなかった。提案したインサートは、表面の仕上げのために大きなノーズ半径を持つが、その切れ刃は、切れ刃の前部で真っ直ぐ上に切断されるので、有効再生幅は小さく抑えられている。

従来のインサートおよび提案したインサートによる切削の安定性を予測するための解析モデルが構築され、びびり振動の安定性を評価するためにゲイン余裕を用いたインデックスを利用した。切削深さと送り量を変化させる実験を行い、分析結果と実験結果の両方において提案した旋削インサートの有効性を証明した。

実験時の最大能率時において、提案したインサートを使えば、通常のインサートに比べ、びびり振動の要素の振幅を 1/19 に抑えることができた。

したがって、提案したインサート形状を利用することにより、高能率で滑らかな切削面の高安定性旋削を実現できると結論付ける。

2. 5 参考文献

- [2-1] Tlustý J. Analysis of the State of Research in Cutting Dynamics. *Annals of the CIRP* 1978; 27(2): 583-589
- [2-2] Tobias S A, Fishwick W. *Theory of Regenerative Machine Tool Chatter*. Engineering 1958; London, 258.
- [2-3] Altintas Y, Weck M. Chatter Stability in Metal Cutting and Grinding. *Annals of the CIRP* 2004; 53(2): 619-642.
- [2-4] Budak E, Altintas Y. Analytical Prediction of Chatter Stability in Milling – Part 1: General Formulation. *Transactions of the ASME* 1998; 120(1): 22-30.
- [2-5] Fujimaki S, Shibayama T, Hayasaka T, Shamoto E. Proposal of “Curved-Profile Wiper Turning” for Efficient, Stable, and Smooth Finishing. *Precision Eng.* 2020; 61: 152-159
- [2-6] Shamoto E, Akazawa K. Analytical Prediction of Chatter Stability in Ball End Milling with Tool Inclination. *CIRP Annals – Manufacturing Technology – 2009*; 58(1): 351-354.
- [2-7] Colwell L V. Predicting the Angle of Chip Flow for Single-Point Cutting Tool. *ASME* 1954; 76: 199-204.
- [2-8] サンドビック株式会社コロマントカンパニー, ホームページ.
<https://www.sandvik.coromant.com/ja-jp/knowledge/general-turning/pages/how-to-choose-correct-turning-insert.aspx>
- [2-9] 鈴木教和. 切削加工におけるびびり振動（前編） 2010; 76(3): 280-284.

第3章 新しい刃先形状を用いた高能率で滑らかな切 削面と高びびり安定性を両立するフェイスミリング

3. 1 緒言

びびり振動，すなわち機械加工作業における自励振動は，製造における重大な問題となる．工具の寿命を縮め，表面品質を悪化させ，生産性を低下させ，さらには工作機械を損傷する可能性もある．多くの研究者が長年にわたってびびり振動を調査してきた[3-1, 3-2, 3-3, 3-4]．びびり振動の安定性は，主軸回転速度や切込み深さなどの加工条件に依存することはよく知られている[3-3, 3-4]．再生型びびり振動の原因である再生効果を低減する研究もおこなわれている[3-5, 3-6, 3-7]．ただし，実際にはびびりの安定性に影響を与える，カッタの形状に焦点を合わせた論文はわずかである[3-8]．

典型的な例として，航空機の部品の機械加工[3-9,3-10]，ではびびり振動が問題となることが多く，その構造のほとんどが軽量で柔軟性に富んでいる．びびり振動を回避することができれば，従来は材料を折り曲げて製造されていた，いくつかの薄い部品（例えばシアタイ）の精度に対し，正確に切削加工での製造が可能となる．

部品精度が向上すれば，組み立ての際に時間を要する，部品同士の調整工程を省略できる．さらに，従来では複数の部品であったものを1つの統合された部品として機械加工できれば，生産時間の短縮と部品の軽量化につながる．したがって，びびり振動の原因となるこれらの薄い構造は，航空機部品の製造における基本的なトラブルとして挙げられる．一方，薄い構造のほとんどの形状は，単純な平面で構成されていることにも着目したい．

本章では，カッタの形状に焦点を合わせるにより，表面が平らな薄い構造物に対しての機械加工における，びびり振動を回避する新しい手法を開発した．従来のスクエアエンドミルとラジラスエンドミル（ブルノーズエンドミル）は，実用的な切削でびびり振動が発生しやすいという欠点を有している．有効再生幅が最小限に制御，設計された新しい刃先形状は，高能率と切削面を滑らかにする提案がされながらも，高いびびり振動の安定性を実現できる．今回提案する手法の有効性を証明するために，分析と実験を行った．

3. 2 フェイスミリングの新しい刃先形状の提案

3. 2. 1 研究の対象と従来の刃先形状の要約

航空機の部品は、ほとんどが単純な平面で構成される薄い構造物である。Fig. 3-1はフレームとスキン、およびその周囲のコンポーネントを固定するための一般的な航空機部品であるシアタイの写真を示している。その役割のため、複雑な形状では構成されておらず、ほぼ真っ直ぐでほぼ平らな表面形状を持っている。ここでコンポーネントの切削加工は、コンポーネントの一面が固定されているだけで、加工される平面は支えられていない場合が多いため、びびり振動が課題となる。

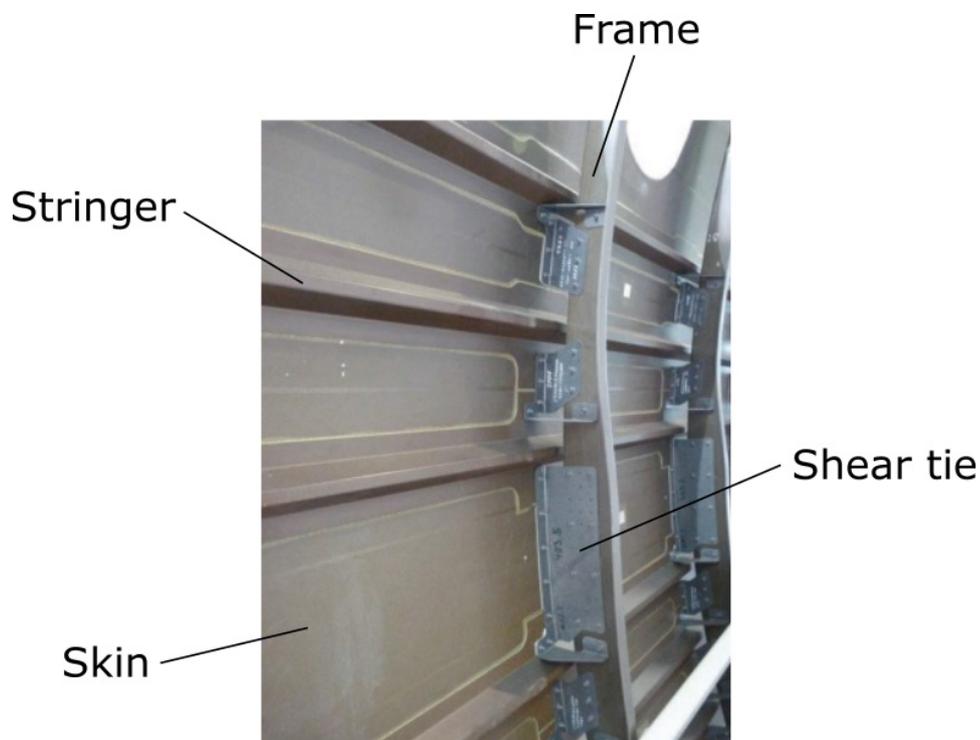


Fig. 3-1 Photograph of shear tie and its surrounding components

(Provided by Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.).

ラジラスエンドミルを使用してシアタイを加工すれば、面粗さの要件を満たすことができる。この場合、平坦な表面を仕上げるのはエンドミルの底刃を用いることになり、正面フライス加工の工程はエンドミルで行われることとなる。しかしラジラスエンドミルを採用すると、薄いシアタイの振動しやすい方向、すなわち平坦な表面が切削幅に対して主に垂直方向に加振されてしまうため、びびり振動は避けられない問題となっている。本論文では、他の方向の振動が十分に小さいものと仮定して、前述の方向への振動がびびり振動への唯一の原因であるものとしている。

第2章と提案する刃先形状のコンセプトは同じで、第3章はその応用となるが、第2章では工作物が回転して工具は固定で、工具側が振動することを想定し、第3章では工具が回転して工作物は固定で、工作物側が振動することを想定している。どちらも刃先の送り方向に垂直に振動することを想定している。

ここでラジラスエンドミルを含む既存のエンドミルの課題を明確にするために、以下のように特性を検討する。

(1) スクエアエンドミル

スクエアエンドミルの刃先の模式図を Fig. 3-2 に示す。図中の b_p は現在の切れ刃による、振動が発生する方向に対して垂直な方向となる、現在の「有効切削幅」を示す。 b_r は1つ前の切れ刃による、振動が発生する原因となる「有効再生幅」である。 h は半径方向の瞬間的な、これから切削しようとする切りくずの厚さとなり、 d_a は軸方向の切削深さ、 r はエンドミルのノーズ半径、 R_{th} は理論上の粗さである。なお、スクエアエンドミルは理論上、ノーズ半径 r は0のはずだが、実際に製造されたものはコーナ部のノーズ半径は非常に小さいながら存在することに注意が必要である。

図に示すように、スクエアエンドミルは、エンドミルの先端に非常に鋭いコーナーエッジを持つことから、理論面粗さが大きくなり、特に尖度または尖鋭度の上昇を引き起こす。尖度が大きいと、組み立てられた部品の疲労強度が低下するため、航空機の部品には採用できなくなる。一方、有効再生幅 b_r は理論的には0である。つまり、再生型びり振動は成長しないことになる。結果として、スクエアエンドミルはびびりのない加工を提供できるが、表面粗さは非常に悪くなる。

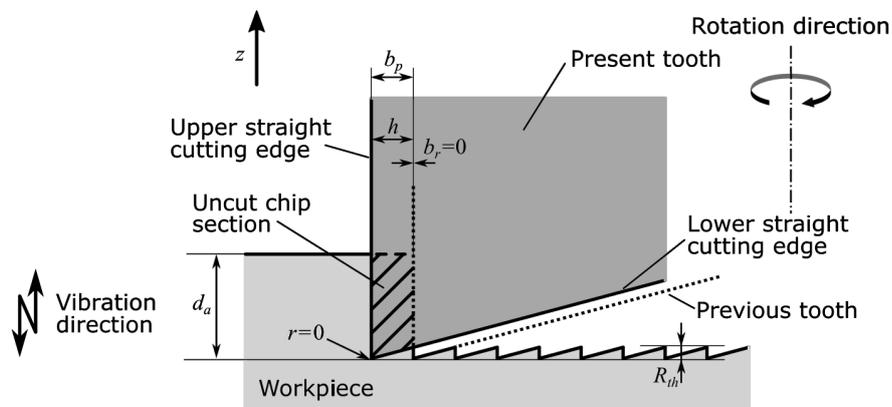


Fig. 3-2 Schematic of cutting by square end mill.

(2) ラジアスエンドミル

ラジアスエンドミルの概略を Fig. 3-3 に示す。スクエアエンドミルと比較してラジアスエンドミルは大きな r を持っているため、表面粗さ R_{th} は比較的小さくなる。ただし、コーナーエッジが鈍いため、有効再生幅 b_r は非常に大きくなる。つまり、以前の切れ刃による振動のほとんどが再生し、再生型びびり振動を引き起こす傾向がある。その結果、ラジアスエンドミルはプロセスが動的に不安定になる傾向にあるが、滑らかな表面粗さを提供できることになる。

なお、本章ではストレート形状のソリッドエンドミルを想定するため、第2章の旋削インサートに存在したアプローチ角 ψ は存在しない。

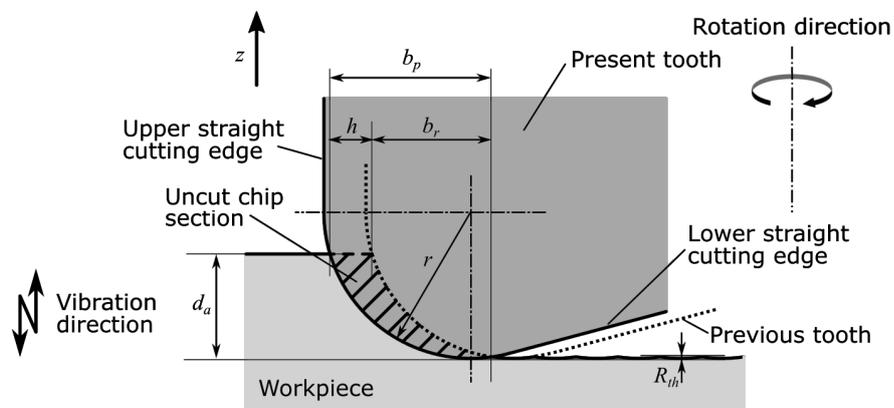
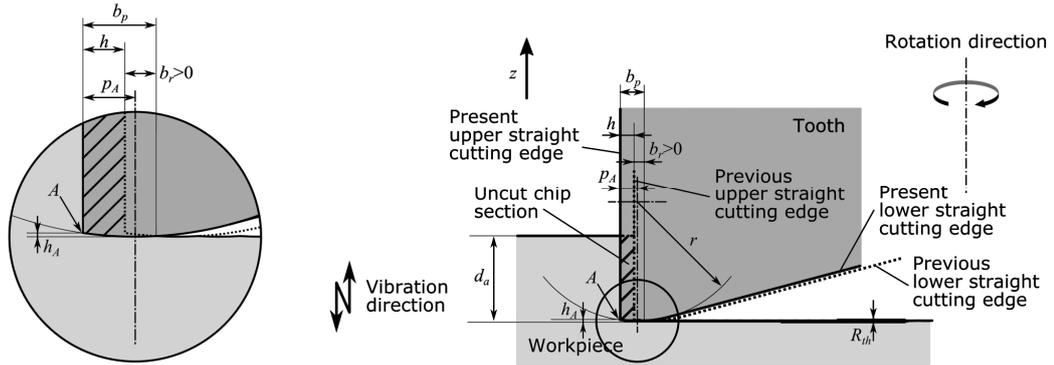


Fig. 3-3 Schematic of cutting by radius end mill.

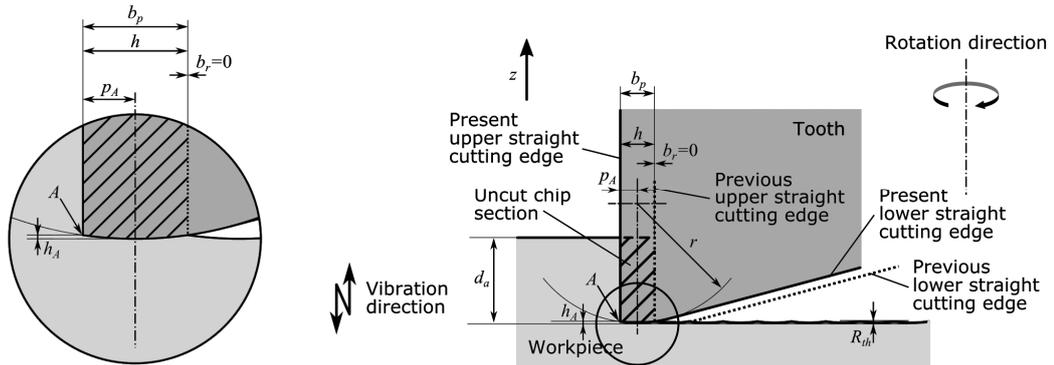
これらのエンドミルはそれぞれの利点欠点を持つことから、一概にどちらが優れていると言えるものではなく、生産現場においても工具選定におけるしばしば重要な課題となっている。マシニング加工においてフェイスミリング（正面フライス加工）は切削工数の大半を占めるものであり、フェイスミリングのびびり振動を解決することはすべての競合産業にとって永遠の課題である。しかし現状では、滑らかな表面粗さと高いびびり振動の安定性を同時に実現できる工具は存在しない。

3. 2. 2 幾何形状により、高能率、滑らかな表面、高い安定性を実現

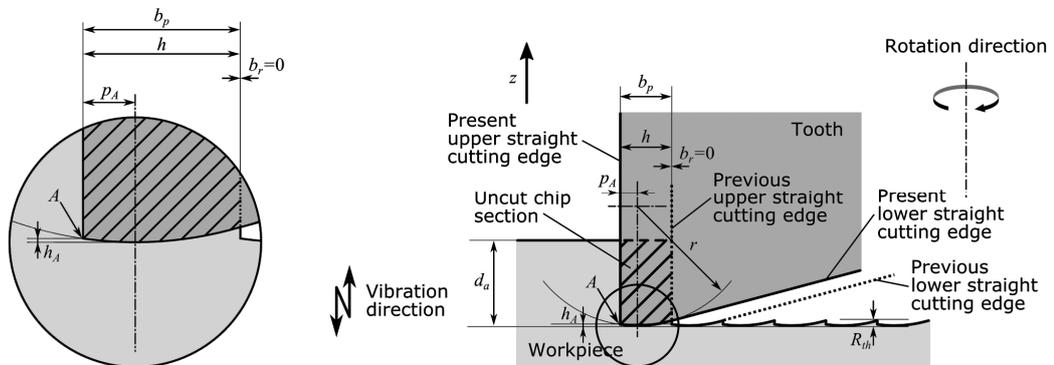
薄板に対し、高能率で滑らかな表面粗さとの高いびびり振動の安定性を実現するミリングが行えるように新しい刃先形状を提案する。このエンドミルを「びびりレスラジラスエンドミル」と名付け、その刃先形状の概略を切り取り厚さに対して場合分けしたものを Fig. 3-4 に示す。



(a) $h/2 < p_A$



(b) $h/2 = p_A$



(c) $h/2 > p_A$

Fig. 3-4 Schematic of chatter-less radius end mill with proposed cutter geometry.

「びびりレスラジアスエンドミル」を特徴づける主要なポイントを3つ挙げる。

(1) 滑らかな表面を実現する大きなノーズ部分

エンドミルの底部にある半径 r のノーズ部分が工作物を仕上げ、理論的には前述のとおり、表面粗さ $R_{th} = f^2/8r$ となるが（ここで f は刃当たりの送りである）、提案する工具は r が比較的大きいため、小さな表面粗さを実現できる。すなわち、ラジアスエンドミルの利点が、提案されている刃先形状に反映されている。

(2) 高いびびり振動の安定性を実現する小さな有効再生幅

Fig. 3-4に示す有効再生幅 b_r は、再生型びびり振動の安定性に直接関係する。つまり、 $b_r = 0$ の場合、再生型びびり振動の安定性は無限となる。有効再生幅が小さくなることを検討すると、エンドミルのコーナーエッジのノーズ部分を鋭く切断することで実現できる。つまり、切れ刃がポイント A において、 z 方向に真っ直ぐに切り上がることである。カッタの安定性を最大限にするには、この切れ刃は振動方向と平行でなければならない。

ノーズ部分の底から見たポイント A の半径方向の幅 p_A は、刃当たりの回転送り f によって決定される切りくずの厚さ h に従って設計される。つまり、 $p_A = h/2$ かつ $b_r = 0$ となる場合が理想で、これは Fig. 3-4 (b) の断面形状となる。 $p_A > h/2$ の場合は Fig. 3-4 (a) に示すとおり有効再生幅が現れ、 $p_A < h/2$ の場合は Fig. 3-4 (c) に示すとおり表面粗さが劣化（突起が現れる）することになる。

p_A は、エンドミル加工において切削角度 θ に対して変化し続ける切り取り厚さ h についてと、切削条件によって決定される最大の切り取り厚さ h_{max} までを考慮する必要がある。つまり $p_A = h_{max}/2 > h(\theta)/2$ の設計に従えば、スクエアエンドミルの利点は提案する刃先形状に反映されることになる。刃先形状は $b_r = 0$ になるように設計できるが、加工中に何らかのエラーが発生すると、1つ前の側面切れ刃と今の底刃により切削面が生成され、仕上げ面として望ましくない、わずかなギザギザの面が残る場合があるので、ポイント A に小さなマージンを設定してこの問題を回避する。

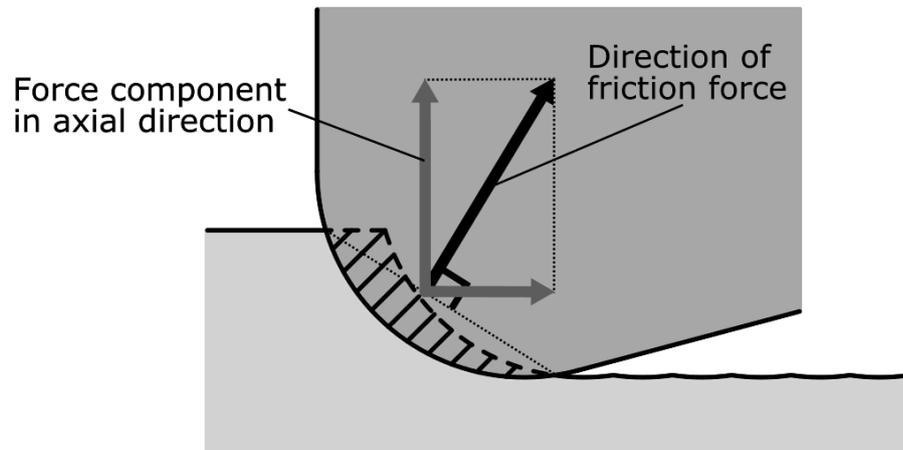
ここでノーズ部分の底からの x 方向のポイント A までの幅を h_A と定義する。

(3) 軸方向の小さな動的力成分

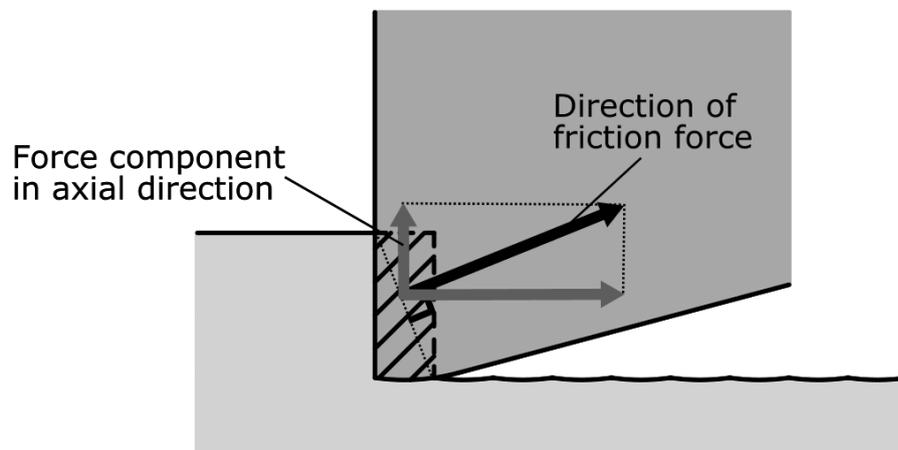
平らな薄板の場合，エンドミルの軸方向の動的な力成分はワークの柔軟な方向に向かい，これは再生型びびり振動を引き起こす．したがって，この要素が小さい場合，再生型びびり振動に対する安定性が高くなる．

例として，びびりレスラジラスエンドミルおよびラジラスエンドミルにおけるコルウェルの経験則[2-7]に基づいた摩擦力の方向，すなわち切りくずの流れ方向の概略図を Fig. 3-5 に示す．提案するびびりレスラジラスエンドミルの軸方向への力は，従来のラジラスエンドミルの軸方向より小さくなる．したがって，提案したエンドミルを使用すると，びびりの安定性を高めることができると言える．

スクエアエンドミルが持つ軸方向への力の成分が小さいという利点は，提案する刃先形状にも反映されている．軸方向への動的な力の成分が小さくなれば，強制振動も小さくなるので，これは提案するエンドミルの追加の利点として挙げられる．さらに，提案するエンドミルの軸方向の静的な力の成分も小さくなり，加工誤差は従来のラジラスエンドミルと比較して低減できることにもなり，これは提案するエンドミルのもう一つの利点である．



(a) Radius end mill



(b) Chatter-less radius end mill

Fig. 3 - 5 Direction of dynamic force in (a) radius end mill and (b) chatter-less radius end mill.

これら3つの特性により、高能率、滑らかな表面、高いびびり振動の安定性を同時に実現可能な刃先形状が設計できる。なお再生型びびり振動については3番目より2番目の特性のほうが、影響が強く表れる。

3. 3 正面フライス加工の再生びり安定限界を予測する解析モデル

再生型びり振動の安定性を予測する解析モデルを構築して、提案するカッタと従来のカッタの安定性を比較できるようにする。工作物は柔軟であるが、その振動しやすい方向はエンドミルの軸方向のみであり、エンドミル自身は軸方向に剛性があると仮定する。モデルは[3-8]に示されているものに基づいて構築されており、単純化のために単一周波数におけるびり振動の成長を想定する。

びりレスラジアスエンドミルによるミリングプロセスの概略図を Fig. 3-6 に示す。

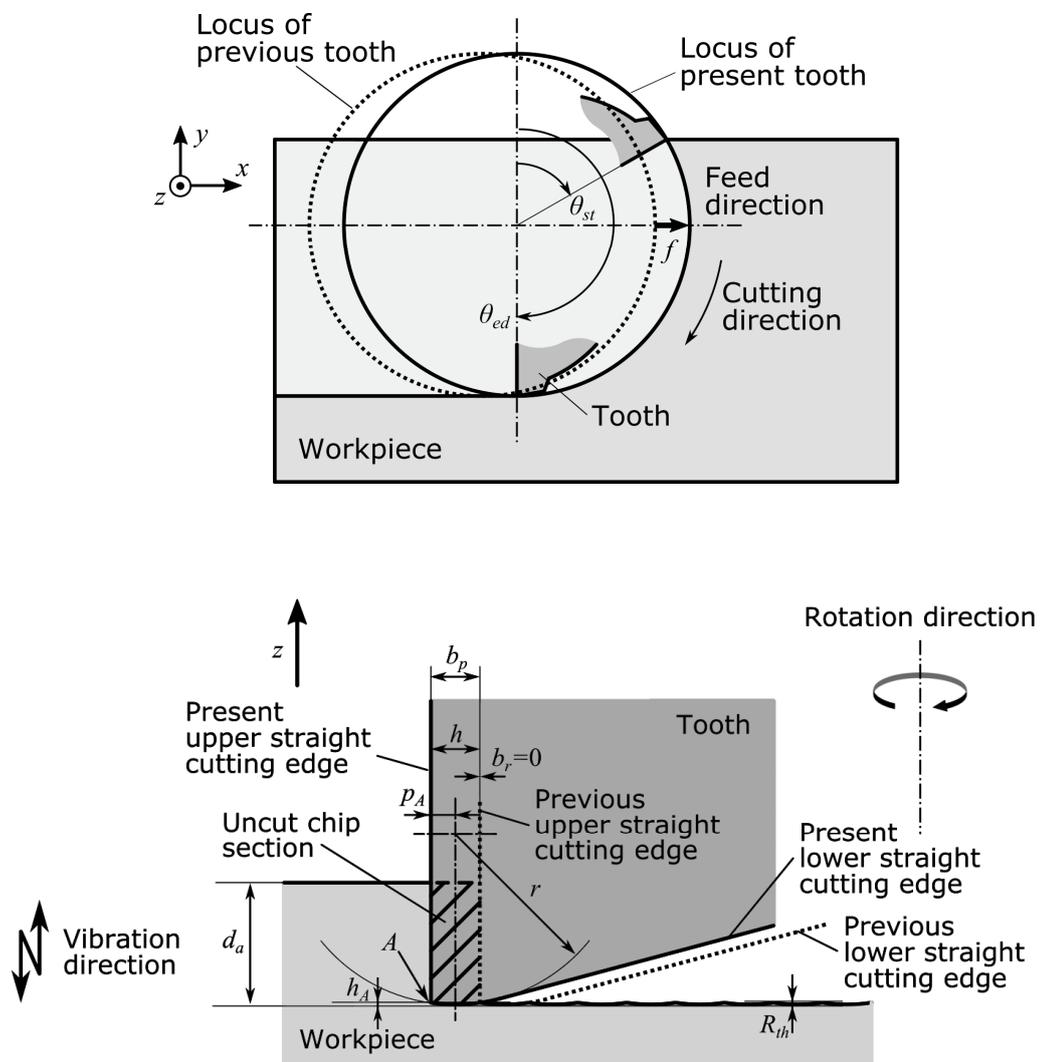


Fig. 3-6 Schematic illustration of milling process.

提案した刃先形状のびびり振動の安定性は、次のように予測できる。現在の切れ刃 $z(t)$ における振動は現在の有効切削幅 b_p で発生し、前の切れ刃 $z(t-T)$ による振動は有効再生幅 b_r に残り、現在の切削において刃先の通過周期 T で再生する。したがって、特定の切削角度 $\theta(t)$ での動的な切削断面積 $A_m(t)$ は、次のように定式化できる。

$$A_m(t) = b_r(\theta)z(t-T) - b_p(\theta)z(t) \quad (3-1)$$

ここで、静的な切削断面積はびびり振動の安定性に影響を及ぼさないため、本論文では考慮しない。

外周すくい角は刃先の通過周期 T において時間遅延として影響するが、実験で使用したソリッドエンドミルでは0度であるため、その影響は無視する。この仮定を伴わない定式化については、たとえば[3-6]で見つけることができる。

瞬間的な切削幅は、瞬間的な切り取り厚さ h を用いて計算できる。瞬間的な切り取り厚さ h を求める図と式を以下に示す。

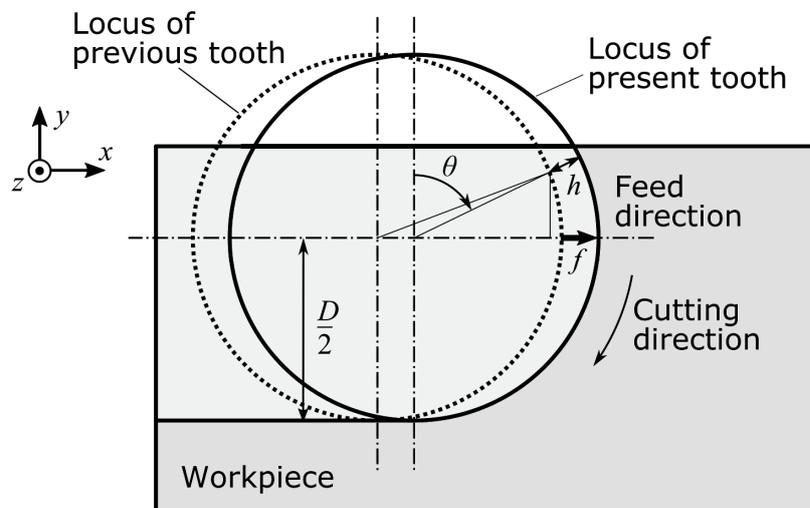


Fig. 3-7 Uncut chip thickness with cutter angles

Fig. 3-7の D は工具（エンドミル）の直径を示し、切削方向と瞬間的な切り取り厚さ h は切削角度 θ に対して変化し続けることになる。ここで、刃先の軌跡はトロコイド曲線を描き、以下の式で表すことができる。

$$X = \frac{D}{2} \sin\theta \pm \frac{f\theta}{2\pi} \quad (3-2)$$

$$Y = \frac{D}{2} (1 - \cos\theta)$$

幾何学的関係より以下の式が成り立つ.

$$\left(\frac{D}{2}\right)^2 = \left\{\left(\frac{D}{2} - h\right) \cos\theta\right\}^2 + \left\{f + \left(\frac{D}{2} - h\right) \sin\theta\right\}^2 \quad (3-3)$$

これを瞬間的な切り取り厚さ h について解けば

$$h = \left(\frac{D}{2} + f \sin\theta\right) - \sqrt{\frac{D^2}{4} + f^2(\sin^2\theta - 1)} \quad (3-4)$$

送り量が微小 ($f \ll D/2$) であるため, 以下のように近似できる.

$$h \approx f \sin\theta \quad (3-5)$$

瞬間的な有効切削幅 $b_p(\theta)$ と $b_r(\theta)$ を瞬間的な切り取り厚さ $h \approx f \sin\theta$ を用いて計算すれば, 以下の式となる.

i) if $d_a \geq h_A$

$$b_p(\theta) = \frac{h}{2} + \sqrt{r^2 - (r - h_A)^2} \quad (3-6)$$

$$b_r(\theta) = -\frac{h}{2} + \sqrt{r^2 - (r - h_A)^2}$$

ii) else

$$b_p(\theta) = \frac{h}{2} + \sqrt{r^2 - (r - d_a)^2} \quad (3-7)$$

$$b_r(\theta) = -\frac{h}{2} + \sqrt{r^2 - (r - d_a)^2}$$

単一の周波数のびびり振動を想定するので、切削プロセスのすべての時系列の要素が平均化される。瞬間的な切削幅 $b_p(\theta)$ と $b_r(\theta)$ は、切削プロセス全体で平均化される。つまり半径方向切込み量の開始角度 θ_{st} から終了角度 θ_{ed} までを通して、次のように平均化される。

$$\begin{aligned}
 & \text{i) if } d_a \geq h_A \\
 \overline{b_p} &= \frac{N_t}{2\pi} \int_{\theta_{st}}^{\theta_{ed}} b_p(\theta) \\
 &= \frac{N_t}{2\pi} \left(-\frac{f(\cos \theta_{ed} - \cos \theta_{st})}{2} + (\theta_{ed} - \theta_{st})\sqrt{r^2 - (r - h_a)^2} \right) \\
 \overline{b_r} &= \frac{N_t}{2\pi} \int_{\theta_{st}}^{\theta_{ed}} b_r(\theta) \\
 &= \frac{N_t}{2\pi} \left(\frac{f(\cos \theta_{ed} - \cos \theta_{st})}{2} + (\theta_{ed} - \theta_{st})\sqrt{r^2 - (r - h_a)^2} \right)
 \end{aligned} \tag{3-8}$$

$$\begin{aligned}
 & \text{ii) else} \\
 \overline{b_p} &= \frac{N_t}{2\pi} \int_{\theta_{st}}^{\theta_{ed}} b_p(\theta) \\
 &= \frac{N_t}{2\pi} \left(-\frac{f(\cos \theta_{ed} - \cos \theta_{st})}{2} + (\theta_{ed} - \theta_{st})\sqrt{r^2 - (r - d_a)^2} \right) \\
 \overline{b_r} &= \frac{N_t}{2\pi} \int_{\theta_{st}}^{\theta_{ed}} b_r(\theta) \\
 &= \frac{N_t}{2\pi} \left(\frac{f(\cos \theta_{ed} - \cos \theta_{st})}{2} + (\theta_{ed} - \theta_{st})\sqrt{r^2 - (r - d_a)^2} \right)
 \end{aligned} \tag{3-9}$$

ここで、 N_t はエンドミルの刃数である。その結果、切削全体の動的な切削断面積の平均値 $\overline{A_m}$ は、次のように表すことができる。

$$\overline{A_m} = \overline{b_r}z(t - T) - \overline{b_p}z(t) \tag{3-10}$$

便宜上、式(3-6)のラプラス変換を使用し、これは次のように表現できる。

$$\overline{A_m}(s) = (\overline{b_r}e^{-sT} - \overline{b_p})z(s), \tag{3-11}$$

s はラプラス演算子であり、これ以降の方程式はラプラス領域で表現される。

動的な切削力の平均値 $\bar{F}_a(s)$ は、軸方向の比切削抵抗値 K_a と動的切削断面積の平均値の積として取得できる。したがって、次の式が得られる。

$$\bar{F}_a(s) = K_a \bar{A}_m(s) \quad (3-12)$$

そして、動的な切削力の平均値は、軸方向の動的コンプライアンスが $G_a(s)$ である薄板を励起し、次のように表される振動 $z(s)$ をもたらす。

$$z(s) = G_a(s) \bar{F}_a(s) \quad (3-13)$$

式(3-7), (3-8), (3-9) から次の式が得られる。

$$z = G_a K_a (\bar{b}_r e^{-sT} - \bar{b}_p) z \quad (3-14)$$

$z = 0$ の自明解以外の解を得るためには、臨界安定性のために次の特性方程式を満たす必要がある。

$$G_a K_a (\bar{b}_r e^{-sT} - \bar{b}_p) = 1 \quad (3-15)$$

正面フライス加工プロセスのブロック線図を Fig. 3-8 に示す。この論文では、半径方向の切削角度 $\theta_{cut} = \theta_{ed} - \theta_{st}$ を変化させて安定限界を見つける。本研究では仕上げ加工をターゲットとしているため、ダウンミリング、つまり $\theta_{st} = \pi - \theta_{cut}$ 及び $\theta_{ed} = \pi$ が採用される。 $j\omega_c$ (j は虚数単位、 ω_c はびびり角周波数) は、システムの振動特性を見るため s に代入される。安定限界を見つけるために、式(3-15)を満たす半径方向の切削角度 λ 、主軸回転速度 $n = 60/(N_t T)$ とびびり周波数 ω_c が探索される。

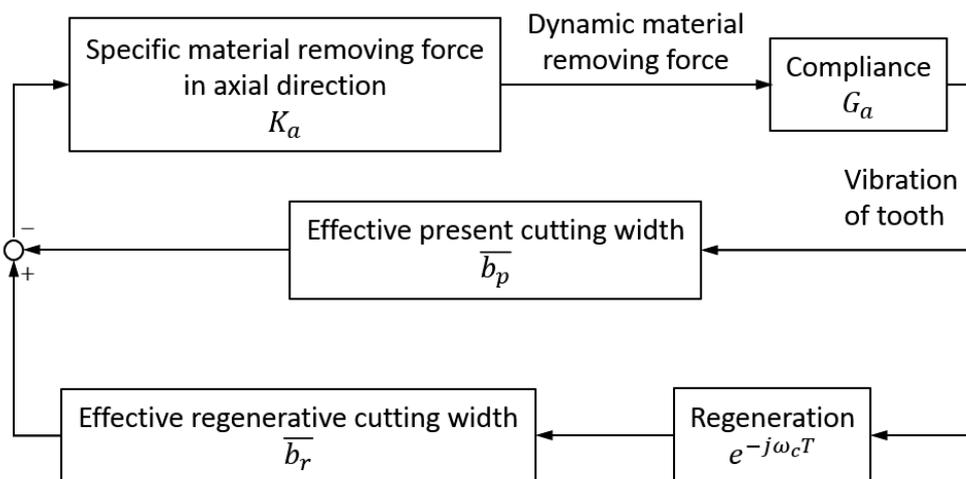


Fig. 3-8 Block diagram of regenerative chatter in face milling of thin plate.

スクエアエンドミルとラジラスエンドミルを使用する場合の安定性は、有効切削幅の平均値 \bar{b}_p および \bar{b}_r を次のように計算することで予測できる。

(1) スクエアエンドミル

$$\bar{b}_p = \frac{N_t}{2\pi} \int_{\theta_{st}}^{\theta_{ed}} b_p^s(\theta) = \frac{N_t}{2\pi} (-f(\cos \theta_{ed} - \cos \theta_{st}))$$

$$\bar{b}_r = \frac{N_t}{2\pi} \int_{\theta_{st}}^{\theta_{ed}} b_r^s(\theta) \approx 0$$

(3-16)

(2) ラジラスエンドミル (上部の直線切れ刃のアプローチ角は0度と仮定)

i) if $d_a \geq r$

$$\bar{b}_p = \frac{N_t}{2\pi} \int_{\theta_{st}}^{\theta_{ed}} b_p^r(\theta) = \frac{N_t}{2\pi} \left(-\frac{f(\cos \theta_{ed} - \cos \theta_{st})}{2} + (\theta_{ed} - \theta_{st})r \right)$$

$$\bar{b}_r = \frac{N_t}{2\pi} \int_{\theta_{st}}^{\theta_{ed}} b_r^r(\theta) = \frac{N_t}{2\pi} \left(\frac{f(\cos \theta_{ed} - \cos \theta_{st})}{2} + (\theta_{ed} - \theta_{st})r \right)$$

(3-17)

ii) else

$$\begin{aligned} \bar{b}_p &= \frac{N_t}{2\pi} \int_{\theta_{st}}^{\theta_{ed}} b_p^r(\theta) \\ &= \frac{N_t}{2\pi} \left(-\frac{f(\cos \theta_{ed} - \cos \theta_{st})}{2} + (\theta_{ed} - \theta_{st})\sqrt{r^2 - (r - d_a)^2} \right) \end{aligned}$$

(3-18)

$$\begin{aligned} \bar{b}_r &= \frac{N_t}{2\pi} \int_{\theta_{st}}^{\theta_{ed}} b_r^r(\theta) \\ &= \frac{N_t}{2\pi} \left(\frac{f(\cos \theta_{ed} - \cos \theta_{st})}{2} + (\theta_{ed} - \theta_{st})\sqrt{r^2 - (r - d_a)^2} \right) \end{aligned}$$

3. 4 提案する刃先形状の分析的および実験的検証

提案する刃先形状を検証し、その利点を明らかにするために分析と実験を行う。分析に必要な比切削抵抗値 K_a とコンプライアンス G_a は事前に測定する。その後、切削実験の分析結果と実験結果を比較する。

3. 4. 1 実験に使うエンドミルの仕様

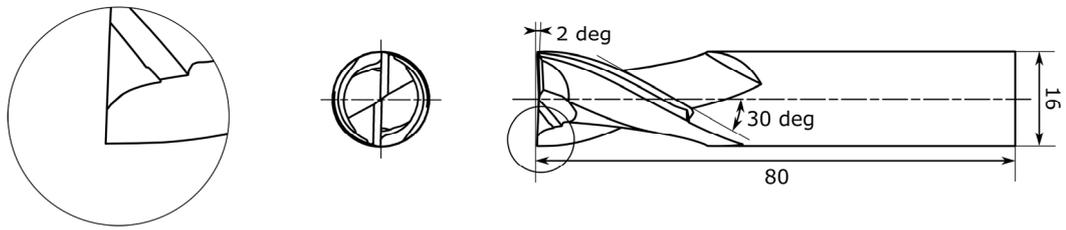
一連の分析と実験では、(1) スクエアエンドミル、(2) ラジラスエンドミル、(3) びびりレスラジラスエンドミルの3種類のエンドミルが使用される。

スクエアエンドミルは市販品 (GSX21600S-2D, 住友電気工業ハードメタル株式会社) を採用する。このエンドミルはシャープコーナ仕様となっており、ノーズ R に類するものはほとんど存在しない。

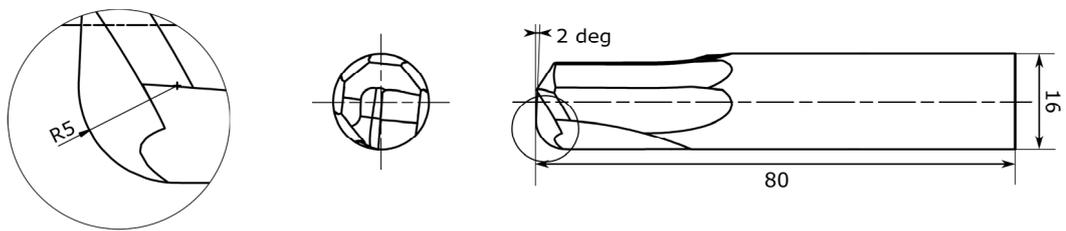
ラジラスエンドミルとびびりレスラジラスエンドミルは、比較を容易にするために特別に設計され、ねじれ角、外周すくい角はともに 0 度としている。

すべてのエンドミルは、切れ刃が1つしか存在しないか、他は研削により除去している。それぞれのエンドミルの設計形状を Fig. 3-9 に示す。

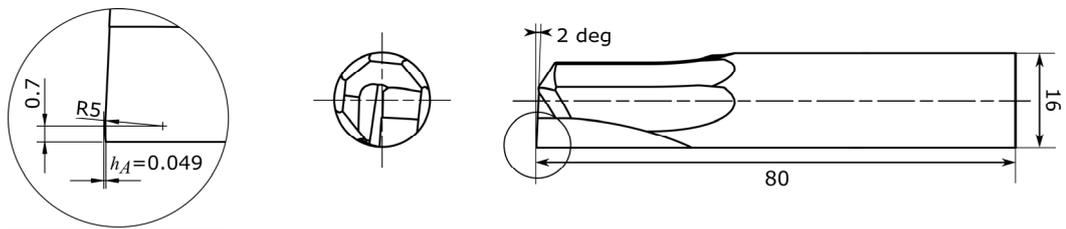
びびり振動の安定性を簡単に比較するためにはそれぞれのエンドミルの主軸回転速度 n を同一に揃える必要がある。しかし実際に工作物を切削する刃先、つまり有効な切れ刃の位置は、スクエアエンドミルとびびりレスラジラスエンドミルを比較して、ラジラスエンドミルは中心軸からの半径が小さくなることに注意せねばならない。言い換えれば、同じ主軸回転速度 n でも周速が異なり、低くなる。しかし、ラジラスエンドミルの切削速度は、実験に用いる最低の主軸回転速度でも周速 100 m/min を超えており、安定性を高めるプロセスダンピング効果は小さいと推測され、無視できると考える。



(1) スクエアエンドミル



(2) ラジラスエンドミル



(3) びびりレスラジラスエンドミル

Fig. 3-9 Designs and geometries of end mills.

3. 4. 2 比切削抵抗値の測定

比切削抵抗値の測定は、剛性を確保した構造上で切削実験を行う。測定実験のセットアップを Fig. 3-10 に示した 5 軸マシニングセンタ (Hyper-VARIAXIS 630, ヤマザキマザック株式会社) を実験全体で使用する。短く突き出たエンドミルが剛性を持つブロック状の工作物を切削し、切削力は動力計 (9272, Kistler Corp.) によって測定される。測定はスロット加工 (溝加工) を行い、1 刃あたりの送り量 f を変化させて比切削抵抗値を推測する。

なお、本章では軸方向の切込み深さは固定とした。エッジフォース成分については、軸方向の切込み深さの変化に伴うものに比べて、1 刃あたりの送り量の変化に伴うものはあまり変動しないので、グラフの切片として表れる。

次に、 $\theta = 90$ 度、つまり $h(\theta) = f$ の条件下で最大切削力となり、これを静的な切削断面積に対してプロットする。各エンドミルの静的な切削断面積 A_{stat} は、次の式で表すことができる。なお、各エンドミルの底逃がし角は 2 度に揃えたが、切削断面積への影響が非常に小さいため、近似として 0 度で計算する。

$$A_{stat} \cong f d_a \quad (3-19)$$

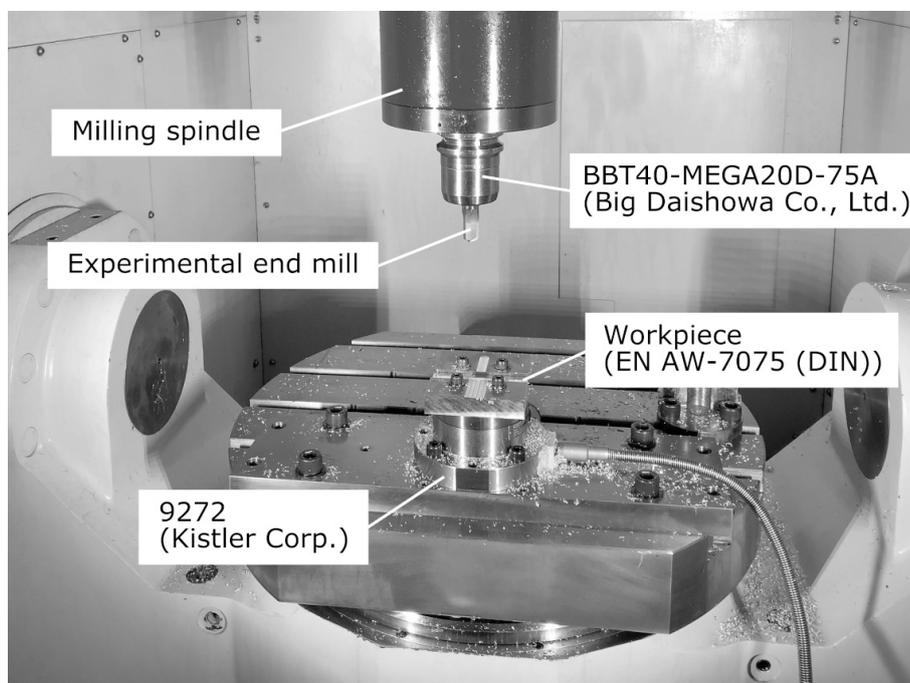


Fig. 3-10 Setup for cutting experiments to measure specific material removing force.

最後に、静的な切削断面積に対する軸方向の切削力の傾斜は、軸方向比切削抵抗値 K_a として定義できる。切削条件を Table 3-1 に、結果を Fig. 3-1 1 および Table 3-2 に示す。切削速度については後述するびびり振動の実験で、安定限界線図がよく観察できるように選択している。

ここで、1 刃あたりの送り量の変化範囲が狭いため、摩擦力の方向はあまり変化しないことに注意する。比切削抵抗値は、グラフを直線的に近似した線によって決定できる。カッタの形状は各エンドミルのそれぞれで異なるため、それぞれ異なる軸方向の比切削抵抗値を持つことになる。示すように、提案したエンドミルの比切削抵抗値は、ラジラスエンドミルのそれよりも小さい。スクエアエンドミルについては、ねじれ角による螺旋形状により負の値となっている。

Table 3-1 Conditions for measurement of specific material removing force.

Workpiece		
Material	EN AW-7075 (DIN)	
Cutting conditions		
Spindle speed n	5600	min^{-1}
Depth of cut d_a	0.5	mm
Feed per tooth f	0.1, 0.2, 0.3, 0.35	mm/tooth
Coolant	Dry	

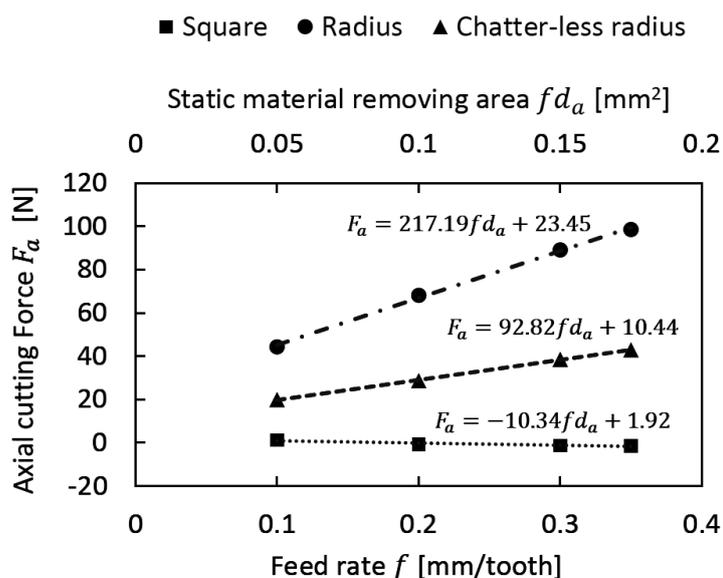


Fig. 3-1 1 Results of cutting force measurements.

Table 3-2 Identified specific material removing forces for different end mills.

Specific material removing force K_a		
For square end mill	-21	MPa
For radius end mill	434	MPa
For chatter-less radius end mill	186	MPa

3. 4. 3 コンプライアンスの測定

安定性の限界を見つけるための切削実験のセットアップを Fig. 3-1 2 に示す。薄く作られた治具プレートは、研究対象を模した柔軟な構造として設計し、動力計にボルトで固定できる。治具プレートは切削条件に合わせてコンプライアンスを切り替えることができるように、3種類の取り付け穴を用意したが、実験では図に示すとおり中間部分を使用する。

工作物は治具にボルトとナットで固定する。加速度計（352A21, PCB Piezotronics, Inc.）を切削点の真下になるよう治具の裏側に接着剤で固定し、コンプライアンスの測定とともに、切断実験中の振動を測定した。インパルスハンマー（086C03, PCB Piezotronics, Inc.）を使用して、柔軟な治具に取り付けられた工作物を加振して、コンプライアンスを測定する。ハンマリングは10回の試行を行い、その結果を平均化して分析に活用する。動的なコンプライアンスのノイズを分析から除外するために、測定されたコンプライアンスに対して最小二乗法によりフィッティングしたものをモーダルパラメータとして分析に使用する。測定およびフィッティングしたコンプライアンスを Fig. 3-1 3 に示し、同定されたモーダルパラメータを Table 3-3 に示す。

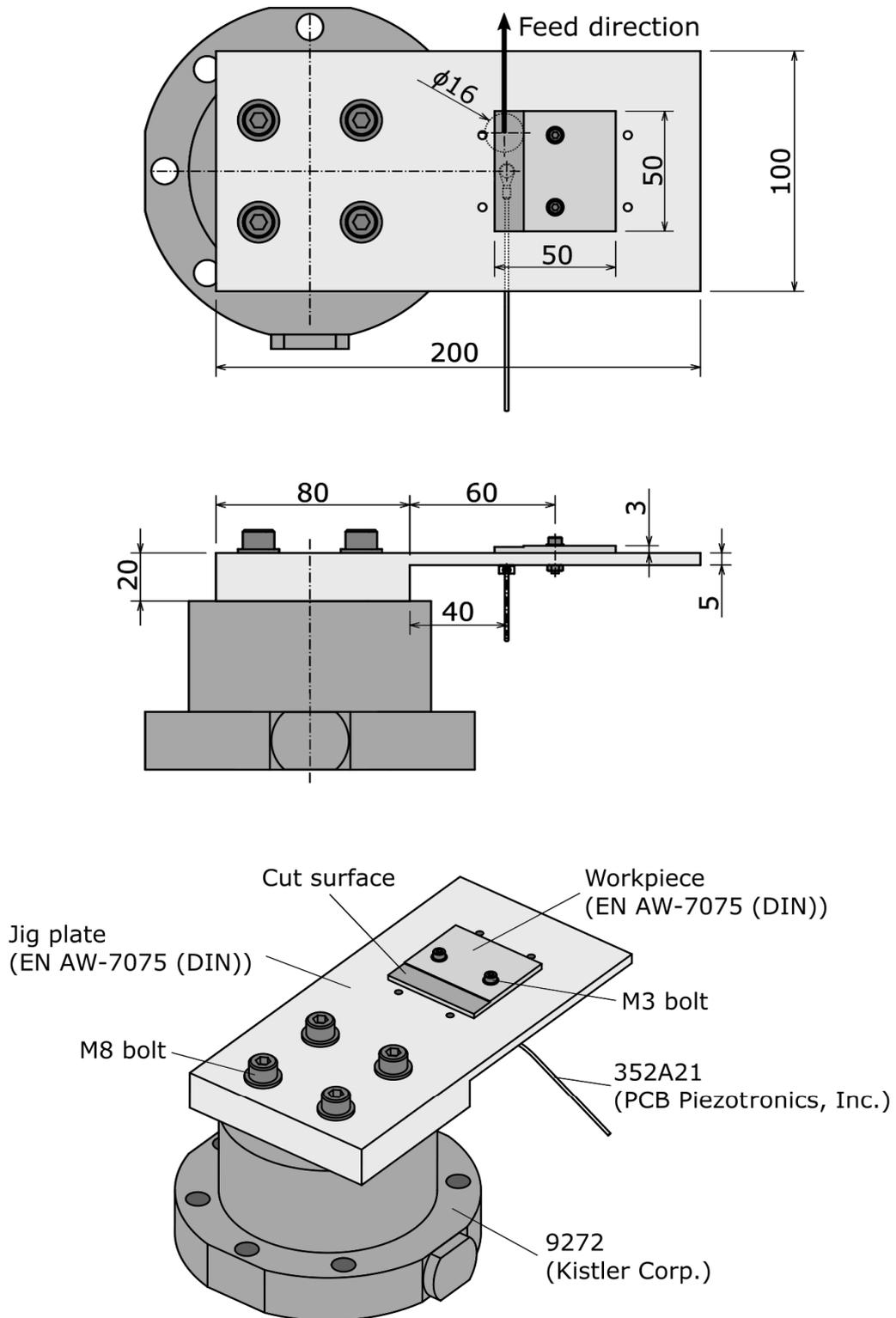


Fig. 3 - 1 2 Setup for compliance measurement and cutting experiments.

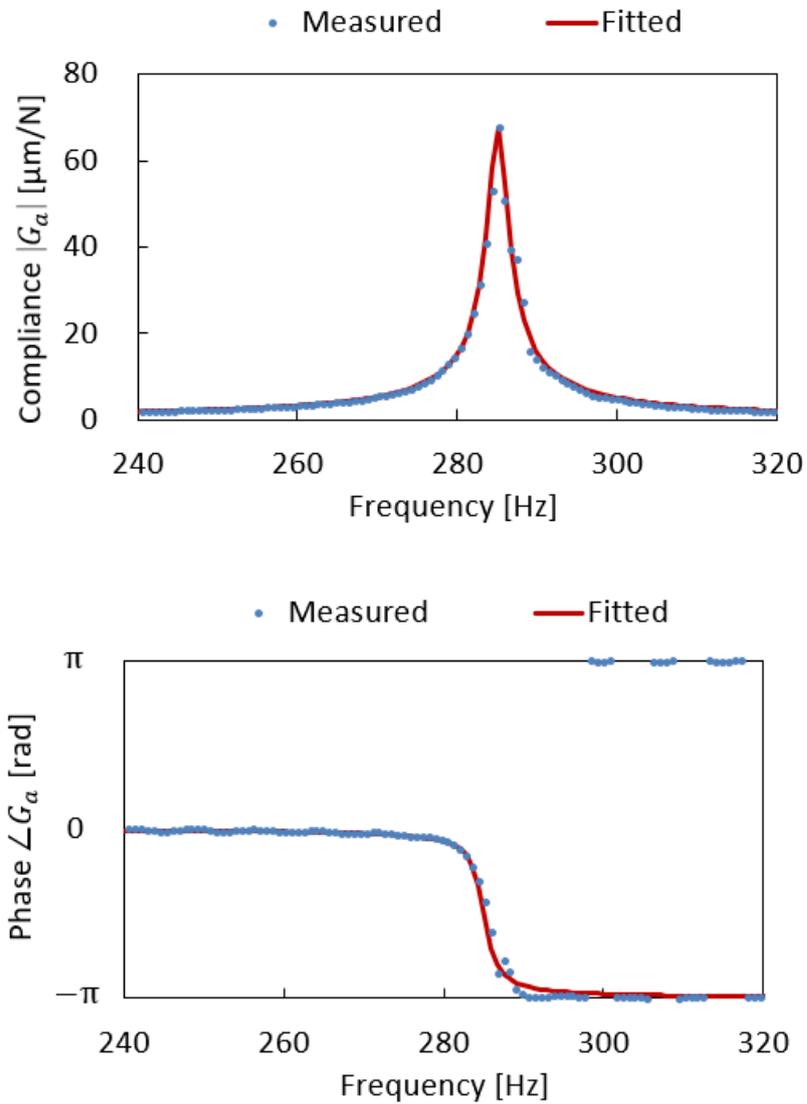


Fig. 3 - 1 3 Measured and fitted compliances.

Table 3 - 3 Identified modal parameters.

Modal parameters		
Equivalent mass m_a	0.5581	kg
Equivalent damping coefficient c_a	8.243	N/(m·s)
Equivalent spring constant k_a	1.791×10^6	N/m

3. 4. 4 提案した刃先形状を検証するための切削実験

提案したカッタの幾何形状を検証するために、2つの切削実験が行われた。

- ・びびりの安定性を評価する実験
- ・表面粗さを評価する実験

まず、びびりの安定性を評価するために切削実験を行う。径方向の切削角度はさまざまであり、臨界切削角度は安定限界として記録される。切削中の振動加速度は、治具の裏側に設置された加速度計によって測定され、二階積分によって振動変位に変換される。

振幅が最大の周波数成分をびびり振動の成分とみなし、振幅 a_{vib} をびびり振動の評価に用いる。ここで $a_{vib} \leq 7 \mu\text{m}$ はびびりなし (○) と評価され、 $a_{vib} > 7 \mu\text{m}$ はびびりあり (×) として評価される。強制振動成分、つまり切れ刃の通過周波数の整数倍は評価から除外する。

切削条件を Table 3-4 に示す。

Table 3-4 Cutting conditions for evaluation of chatter stability.

Workpiece		
Material	EN AW-7075 (DIN)	-
Cutting conditions		
Spindle speed n	4800, 5200, 5600, 6000	min^{-1}
Depth of cut d_a	0.5	mm
Feed per tooth f	0.35	mm/tooth
Set immersion angle λ	30, 60, 90, 120, 150, 180	deg
Coolant	Dry	-

Fig. 3-1 4に、切削プロセスの概略図を示す。図が示すように、工作物に切り込むためのピックフィードが設定されている。ラジラスエンドミルとびびりレスエンドミルについては、切削の軸方向の深さに沿って、径方向の切削角度が変化することと言及する必要がある。つまり、各深さ η での切削角度 $\theta_{im}(\eta)$ は、次のように表すことができる。ここで、 λ は設定された切削角度、 D はエンドミルの直径である。

i) if $\eta \geq r$ (for radius end mill) or $\eta \geq h_A$ (for chatter-less radius end mill)

$$\theta_{im}(\eta) = \lambda \quad (3-20)$$

ii) else

$$\theta_{im}(\eta) = \cos^{-1} \left(1 - (1 - \cos\lambda) \left((D - 2r) + 2\sqrt{2r\eta - \eta^2} \right) / \eta \right) \quad (3-21)$$

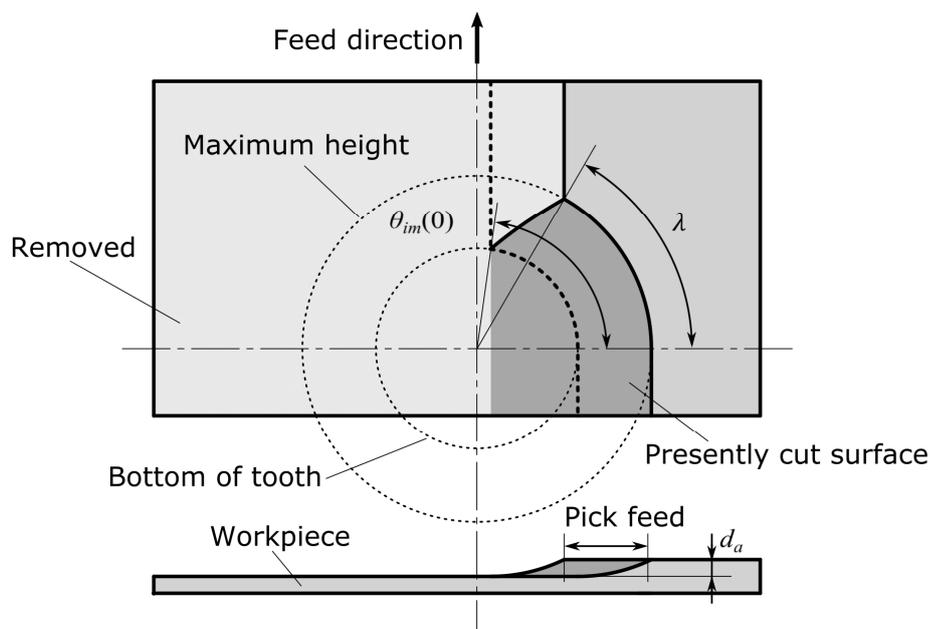


Fig. 3-1 4 Schematic of cutting experiment.

切削の軸方向の深さによって変化する切削角度の平均 $\bar{\theta}_{im} = \frac{1}{d_a} \int_0^{d_a} \theta_{im}(\eta) d\eta$

を、有効平均角と定め、安定限界線図の縦軸として設定する。

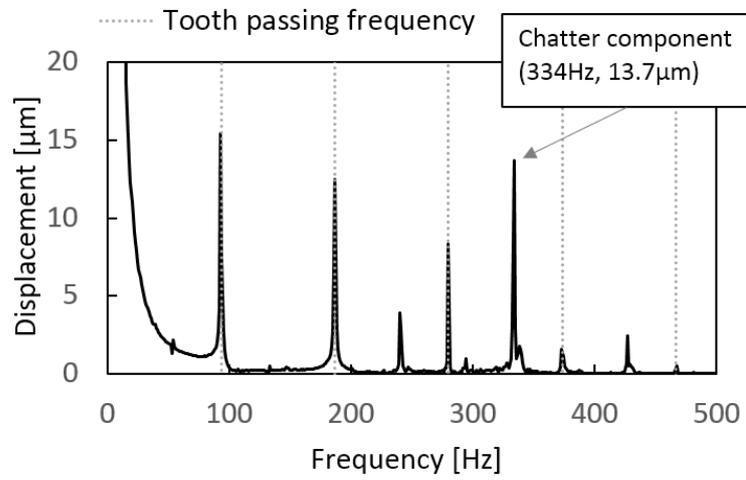
実験結果の例を Fig. 3-15 に示す。測定した振動加速度の FFT 結果を振動変位として示す。(a) は、設定切削角度120度 ($\bar{\theta}_{im} = 142$ 度) および主軸回転速度 5600 回転のラジラスエンドミルによるびびり振動が発生した結果を示し、(b) は設定切削角度 180 度の ($\bar{\theta}_{im} = 180$ 度) および主軸回転速度 5600 回転でのびびりレスエンドミルによる結果を示す。

ラジラスエンドミルによるびびり振動が発生した結果では、周波数 334 Hz で $13.7\mu\text{m}$ の大きなびびり周波数成分が観察されるが、びびりレスラジラスエンドミルによるびびりなしの結果では、強制振動成分のみが閾値 $7\mu\text{m}$ を超えている。びびりレスラジラスエンドミルによる切削中の強制振動成分は、ラジラスエンドミルのそれよりも小さいことを確認できる上に、半径方向の切削角度が大きいことにも注目したい。したがって、提案したびびりレスラジラスエンドミルは強制振動成分も抑制できるという別の利点を確認できる。

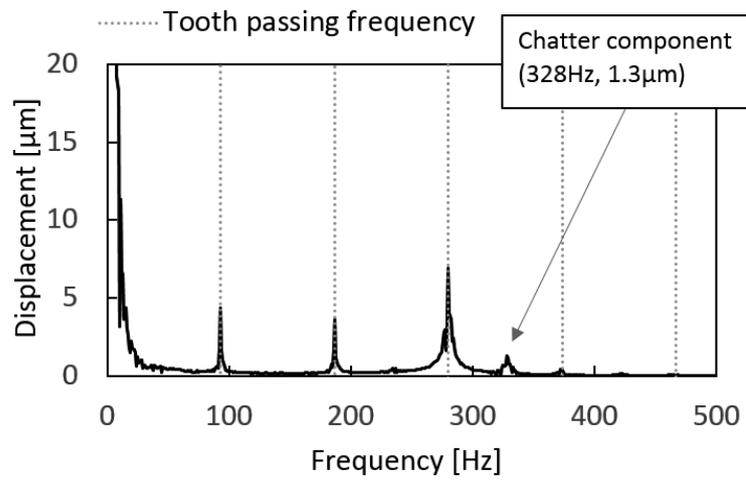
各エンドミルによる実験結果の概要を、分析結果とともに Fig. 3-16 に示す。分析は[3-13]に示される安定限界線図を求める手法が用いられ、びびり振動が起こるか起こらないかの境界条件を示す安定限界は黒の実線で示し、びびり振動が起こらないとする安定領域はグレーの領域として示す。ここで Fig. 3-16 (1) のように、条件下ではすべてが安定領域となり、図中に安定限界が存在しないこともある。ここで、ラジラスエンドミルに比べてびびりレスラジラスエンドミルによる安定性の改善は、分析結果の絶対安定限界だけでも 7.8 倍の向上が観察できる。これは、軸方向の切込み深さが大きいほどさらに差が大きくなる。

一方でスクエアエンドミルは、刃先が鋭いエッジであると想定されているため、安定性は無限となる。ただし、この鋭いエッジによりギザギザの粗い表面粗さとなることは許容できない。これは次の実験で検証する。

各エンドミルの実験結果は、それぞれの分析結果と傾向が一致している。たとえば、びびりレスラジラスエンドミルは 5600 回転で 180 度の切削角度という高い安定性が観察されるが、そもそも全体的にびびり振動の安定性の改善がされており、通常のラジラスエンドミルよりも高い加工能率が想定できる。

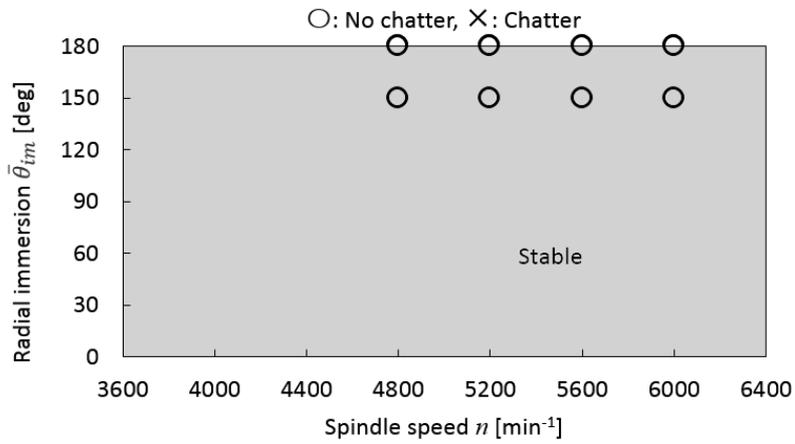


(a) Chatter result by radius end mill at set immersion angle of 120 deg ($\bar{\theta}_{im} = 142$ deg)

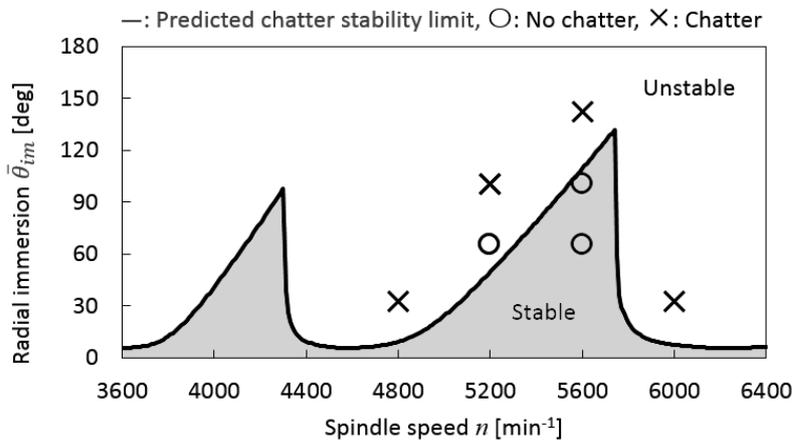


(b) No-chatter result by chatter-less radius end mill at set immersion angle of 180 deg ($\bar{\theta}_{im} = 180$ deg)

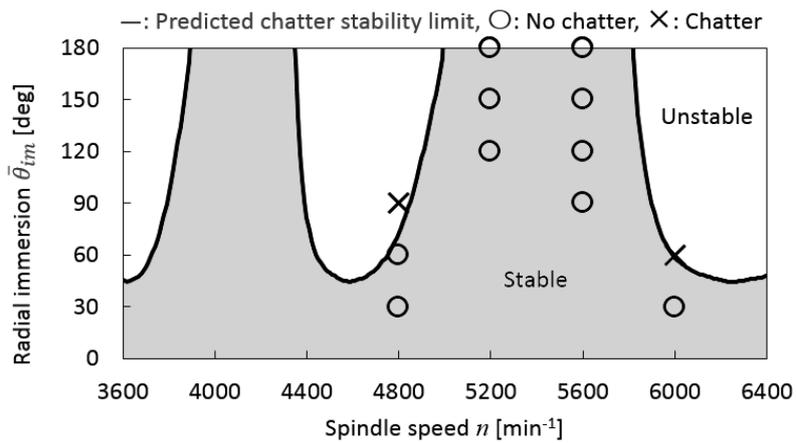
Fig. 3 - 1 5 Example of measured vibration displacements at spindle speed of 5600 min^{-1} : (a) chatter result by radius end mill at set immersion angle of 120 deg ($\bar{\theta}_{im} = 142$ deg) and (b) no-chatter result by chatter-less radius end mill at set immersion angle of 180 deg ($\bar{\theta}_{im} = 180$ deg).



(1) スクエアエンドミル



(2) ラジラスエンドミル

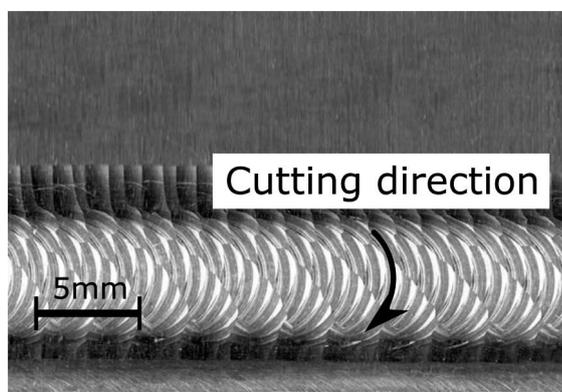


(3) びびりレスラジラスエンドミル

Fig. 3-16 Summary of chatter experiments.

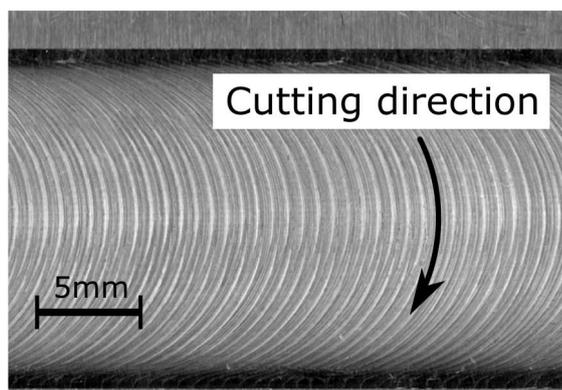
切削面の例を Fig. 3-17 に示す. (a) は設定切削角度120度 ($\bar{\theta}_{im} = 142$ 度) および主軸回転速度 5600 回転でのラジアスエンドミルでびびり振動が発生した結果を示し, (b) は設定切削角度 180 度 ($\bar{\theta}_{im} = 180$ 度) および主軸回転速度 5600 回転でのびびりレスラジアスエンドミルでびびり振動が発生しなかった結果を示す.

切削中にエンドミルによるバックカットが存在したため, 図にはバックカットマークが示されている. 図が示すとおり, びびり振動が存在する場合は, 反復した傾斜マークが観察され, 一方, びびりが存在しない場合, 均一で明確なカットマークが観察される.



← Feed direction

(a) Radius end mill

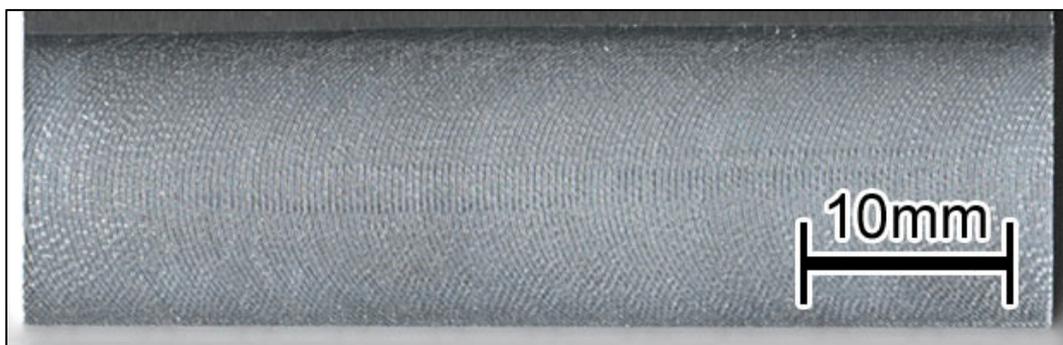


← Feed direction

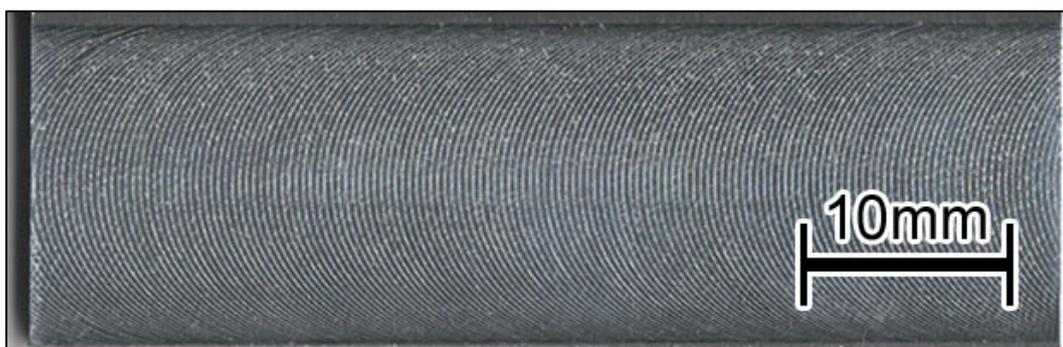
(b) Chatter-less radius end mill

Fig. 3-17 Examples of cut surfaces: (a) chatter surface by radius end mill at set radial immersion of 120 deg and (b) no-chatter surface by chatter-less radius end mill at set radial immersion of 180 deg.

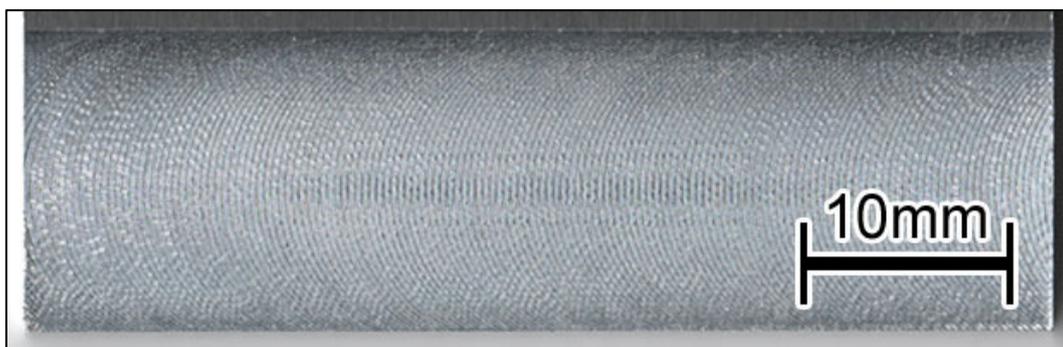
以下 Fig. 3-1 8 にスクエアエンドミルの切削結果を示す.



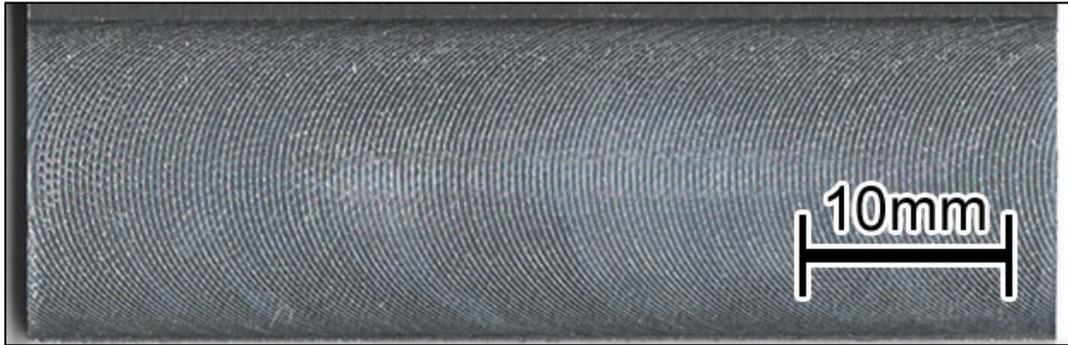
(1) Radial immersion of 150 deg ($\bar{\theta}_{im} = 150$ deg) at spindle speed of 4800 min⁻¹
evaluated as no chatter (○)



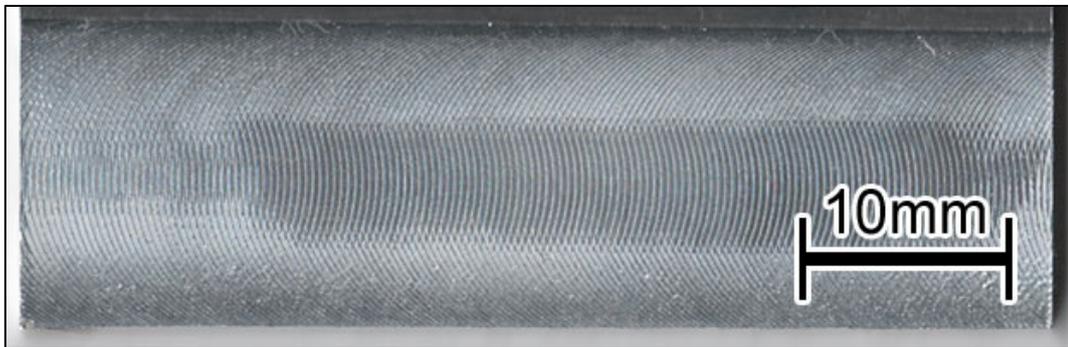
(2) Radial immersion of 180 deg ($\bar{\theta}_{im} = 180$ deg) at spindle speed of 4800 min⁻¹
evaluated as no chatter (○)



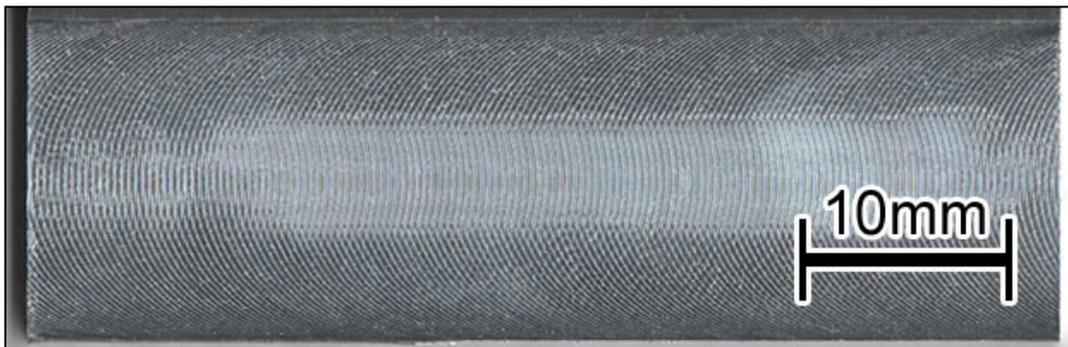
(3) Radial immersion of 150 deg ($\bar{\theta}_{im} = 150$ deg) at spindle speed of 5200 min⁻¹
evaluated as no chatter (○)



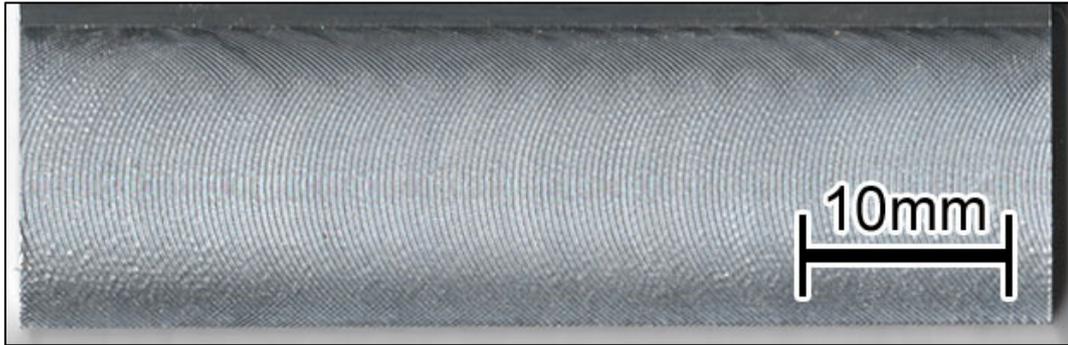
(4) Radial immersion of 180 deg ($\bar{\theta}_{im} = 180$ deg) at spindle speed of 5200 min^{-1}
evaluated as no chatter (○)



(5) Radial immersion of 150 deg ($\bar{\theta}_{im} = 150$ deg) at spindle speed of 5600 min^{-1}
evaluated as no chatter (○)



(6) Radial immersion of 180 deg ($\bar{\theta}_{im} = 180$ deg) at spindle speed of 5600 min^{-1}
evaluated as no chatter (○)



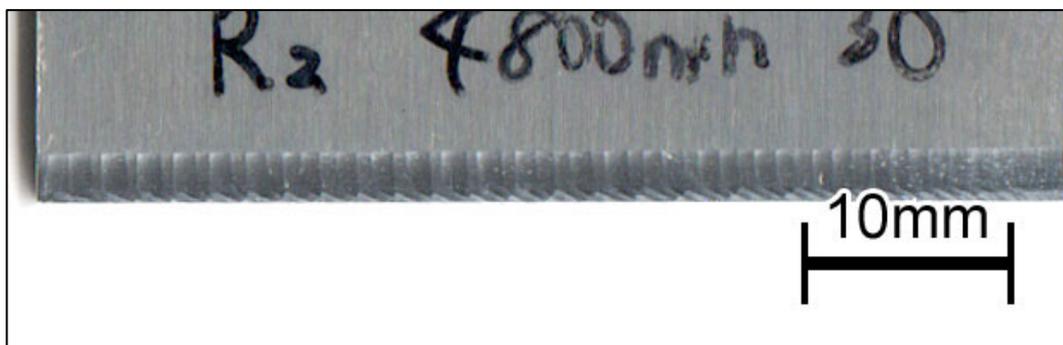
(7) Radial immersion of 150 deg ($\bar{\theta}_{im} = 150$ deg) at spindle speed of 6000 min⁻¹
evaluated as no chatter (○)



(8) Radial immersion of 180 deg ($\bar{\theta}_{im} = 180$ deg) at spindle speed of 6000 min⁻¹
evaluated as no chatter (○)

Fig. 3-1-8 Results of cut surfaces by square end mill

以下 Fig. 3-1 9 にラジラスエンドミルの切削結果を示す.



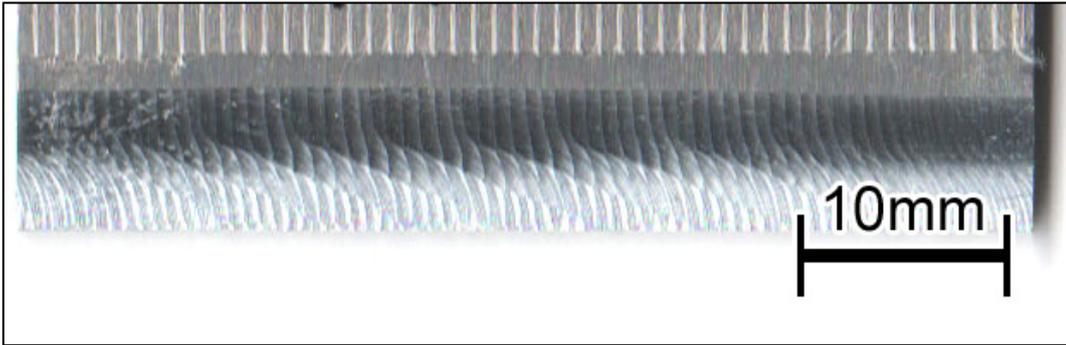
(1) Radial immersion of 30 deg ($\bar{\theta}_{im} = 33$ deg) at spindle speed of 4800 min⁻¹
evaluated as chatter (×)



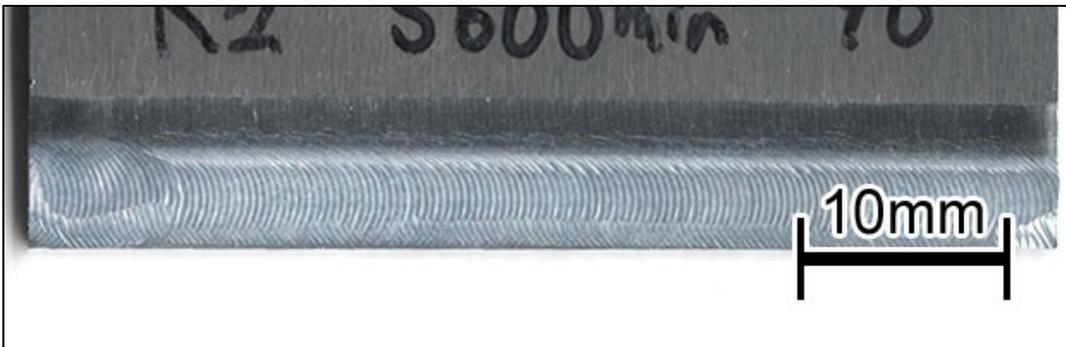
(2) Radial immersion of 30 deg ($\bar{\theta}_{im} = 33$ deg) at spindle speed of 5200 min⁻¹
evaluated as no chatter (○)



(3) Radial immersion of 60 deg ($\bar{\theta}_{im} = 66$ deg) at spindle speed of 5200 min⁻¹
evaluated as no chatter (○)



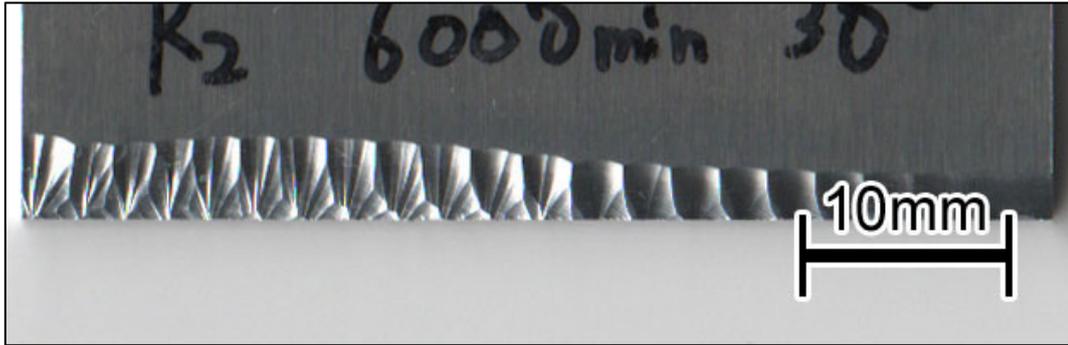
(4) Radial immersion of 90 deg ($\bar{\theta}_{im} = 100$ deg) at spindle speed of 5200 min⁻¹
evaluated as chatter (×)



(5) Radial immersion of 90 deg ($\bar{\theta}_{im} = 100$ deg) at spindle speed of 5600 min⁻¹
evaluated as no chatter (○)



(6) Radial immersion of 120 deg ($\bar{\theta}_{im} = 142$ deg) at spindle speed of 5600 min⁻¹
evaluated as chatter (×)



- (7) Radial immersion of 30 deg ($\bar{\theta}_{im} = 33$ deg) at spindle speed of 5600 min^{-1}
evaluated as chatter (\times) the workpiece has moved

Fig. 3 - 1 9 Results of cut surfaces by radius end mill

以下 Fig. 3-20 にびびりレスラジアスエンドミルの切削結果を示す.



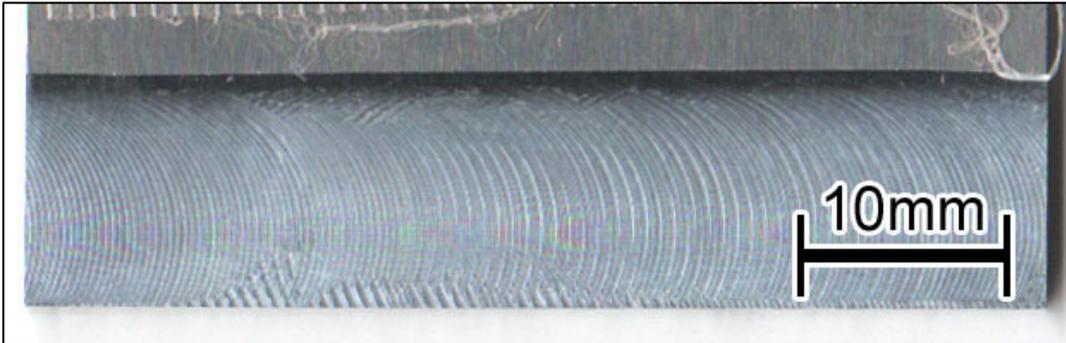
(1) Radial immersion of 30 deg ($\bar{\theta}_{im} = 30$ deg) at spindle speed of 4800 min⁻¹
evaluated as no chatter (○)



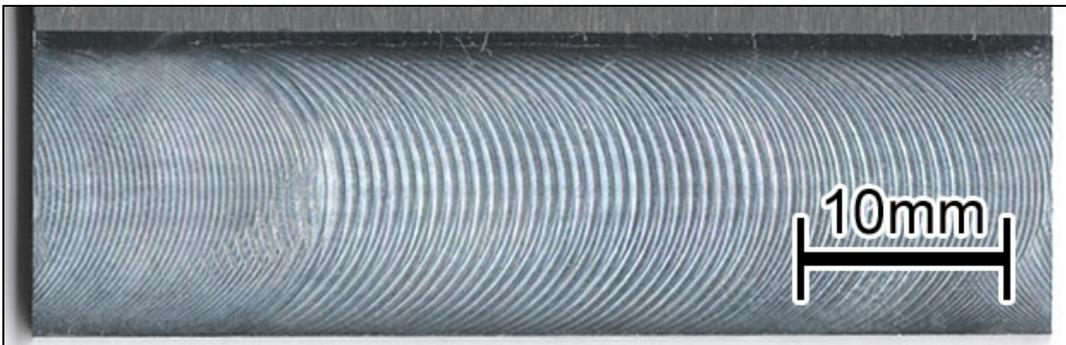
(2) Radial immersion of 60 deg ($\bar{\theta}_{im} = 60$ deg) at spindle speed of 4800 min⁻¹
evaluated as no chatter (○)



(3) Radial immersion of 60 deg ($\bar{\theta}_{im} = 60$ deg) at spindle speed of 4800 min⁻¹
evaluated as chatter (×)



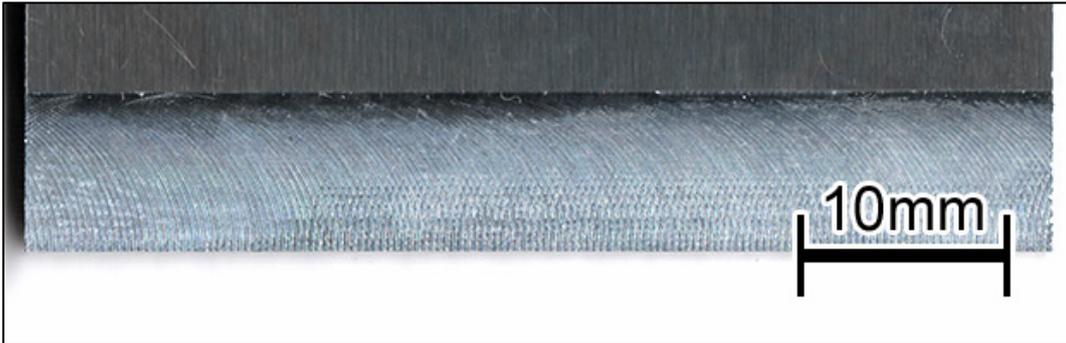
(4) Radial immersion of 120 deg ($\bar{\theta}_{im} = 120$ deg) at spindle speed of 5200 min⁻¹
evaluated as no chatter (○)



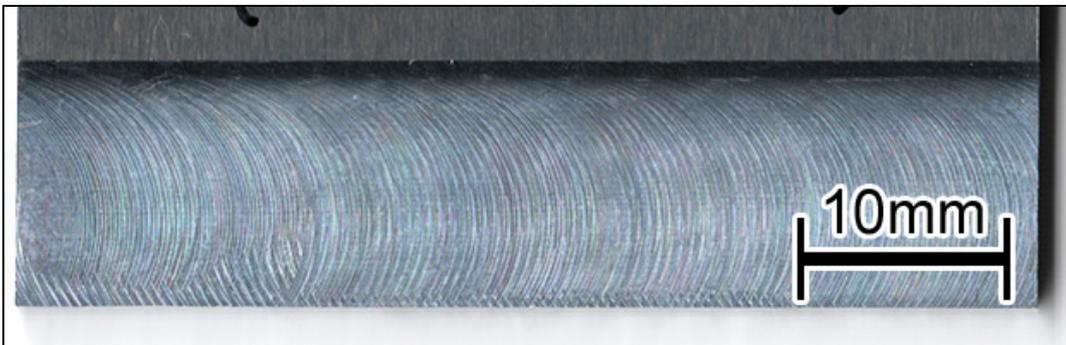
(5) Radial immersion of 150 deg ($\bar{\theta}_{im} = 150$ deg) at spindle speed of 5200 min⁻¹
evaluated as no chatter (○)



(6) Radial immersion of 180 deg ($\bar{\theta}_{im} = 180$ deg) at spindle speed of 5200 min⁻¹
evaluated as no chatter (○)



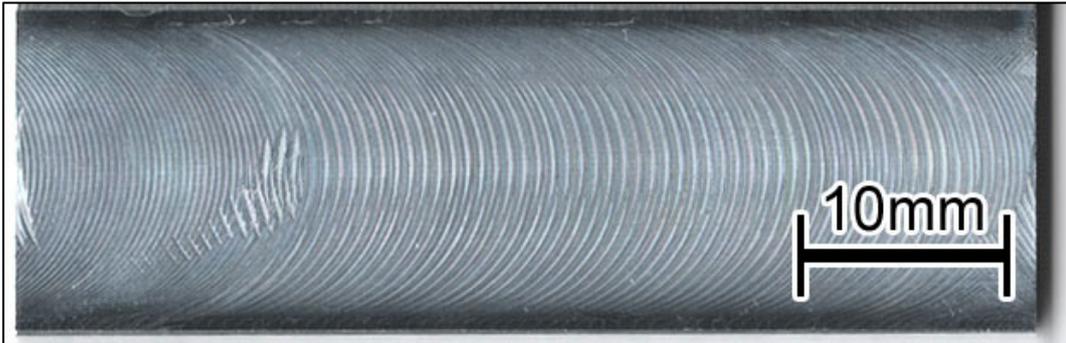
(7) Radial immersion of 90 deg ($\bar{\theta}_{im} = 90$ deg) at spindle speed of 5600 min⁻¹
evaluated as no chatter (○)



(8) Radial immersion of 120 deg ($\bar{\theta}_{im} = 120$ deg) at spindle speed of 5600 min⁻¹
evaluated as no chatter (○)



(9) Radial immersion of 150 deg ($\bar{\theta}_{im} = 150$ deg) at spindle speed of 5600 min⁻¹
evaluated as no chatter (○)



(10) Radial immersion of 180 deg ($\bar{\theta}_{im} = 180$ deg) at spindle speed of 5600 min⁻¹
evaluated as no chatter (○)



(11) Radial immersion of 30 deg ($\bar{\theta}_{im} = 30$ deg) at spindle speed of 6000 min⁻¹
evaluated as no chatter (○)



(12) Radial immersion of 60 deg ($\bar{\theta}_{im} = 60$ deg) at spindle speed of 6000 min⁻¹
evaluated as chatter (×) the workpiece has moved

Fig. 3-20 Results of cut surfaces by chatter-less radius end mill

正面フライス加工でのびびりマークに関して、本題には関係しないが、いくつかの重要な考察を行った。切削面はレーザー顕微鏡（LEXT OLS4100, オリンパス株式会社&株式会社島津製作所）で測定され、びびりマークは切削方向に沿うように円弧方向に測定した。

Fig. 3-2 1 の上図が示すように、2 種類のマークが観察できる。1 つは A マークと呼び、もう 1 つは B マーク呼ぶことにする。

A については、いわゆるびびりマークであり、びびり振動の頻度はマークから次のように計算できる。円弧状の切れ刃の通過方向、つまり表面を仕上げるエンドミルの底部付近の円周に沿った切断面の高さプロファイルを、Fig. 3-2 1 の下図に示す。図が示すとおり、びびり振動による底部の波は残っているが、上部は切り取られていると推測できる。すると 1 つのびびり波の長さ（点線を参照）は 5.25 mm と測定できる。そして、測定部での切削速度 104m/min (1733mm/s) をびびり波の長さ 5.25mm で除算すれば、加速度計による測定結果 334 Hz と、よく一致するびびり周波数として 330Hz が得られる。

B については、これらは底面の A とは異なり、側面にびびりマークのごく一部しか残っていないため、切削プロセスによるびびりマークの、いわゆるエイリアシングから生じたマークであると推測できる。びびり振動の頻度はマークから次のように計算できる。工具送り方向のマークの平均長は 0.83 mm であり、この送り速度は 1960 mm/min (32.67 mm/s) である。したがって、マークの周波数は 39.36 Hz として計算できる。一方、びびり振動は切れ刃の通過周波数、つまり 93.33 Hz ($\cong 5600 \text{ min}^{-1}/60$) でサンプリングされるか、この切削面に残される。したがって、マークの周波数 39.36 Hz は、切断周波数 93.33 Hz によるびびり周波数のエイリアシングから生じていると推測できる。

すなわち、びびり周波数は $f_c = mf_{cut} - 39.36 \text{ Hz}$ (m は 0 より大きい整数) と示せ、 $m = 4$ の場合、測定結果と一致するびびり周波数 $f_c = 334 \text{ Hz}$ と計算できる。

ここで m は事前に決定することができず、びびり周波数（エイリアシングの特性）に対して複数の候補が存在することに注意する必要がある。

Average pitch of aliasing mark $P_a=0.83$ mm

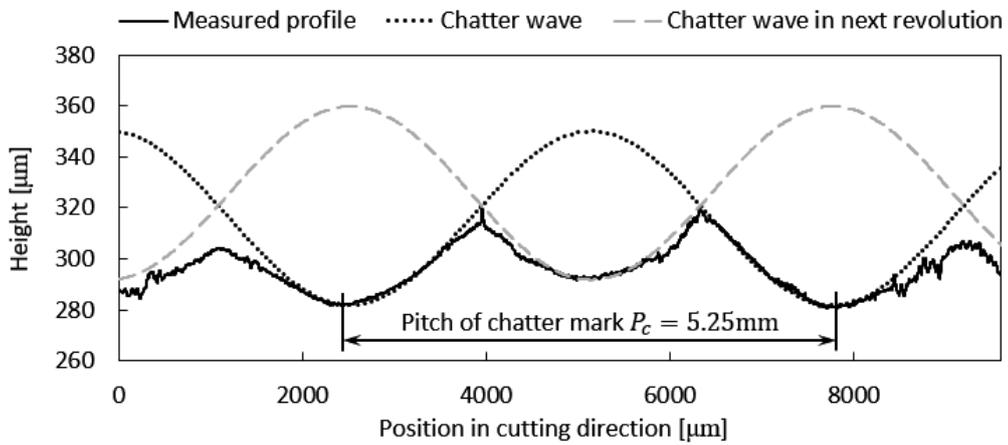
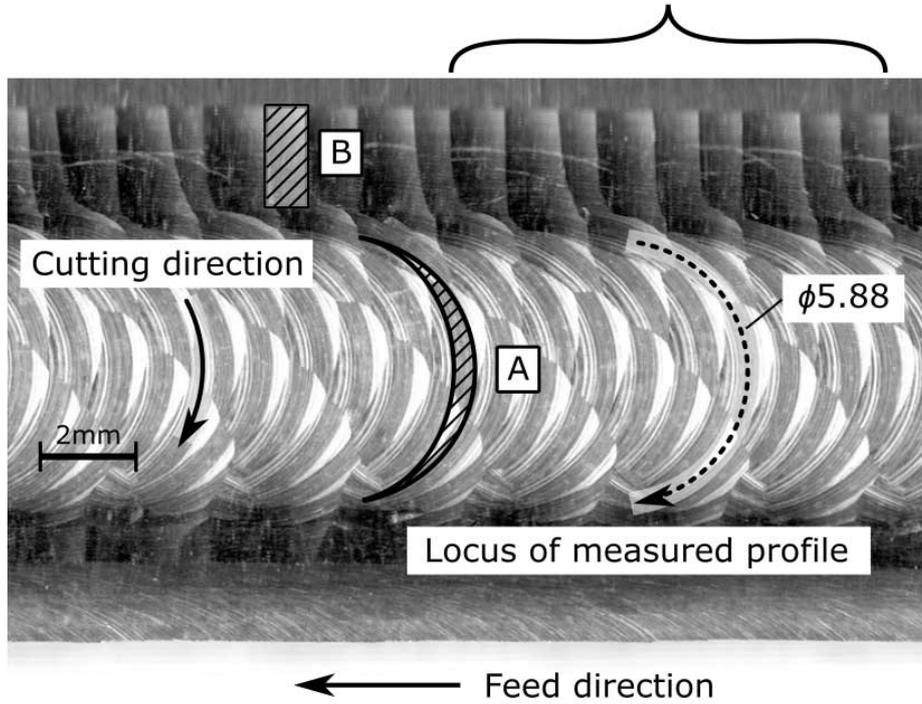


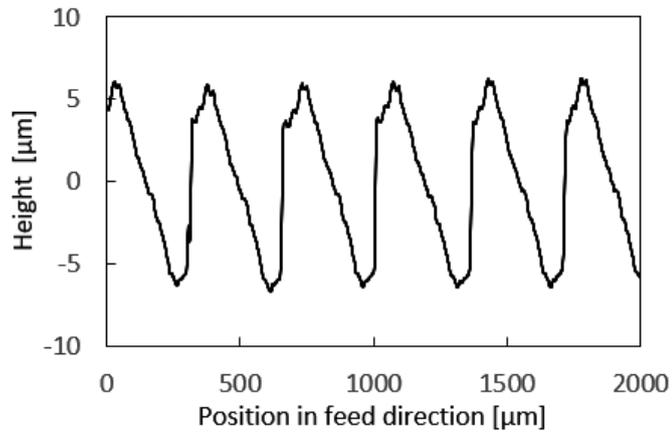
Fig. 3-2 1 Height profile of chatter marks in the cutting direction.

次に、エンドミルと工作物の両方を剛性のある構造に切り替えて、切削実験により表面粗さとカットマークを確認した。この実験の切削条件を Table 3-5 に示す。

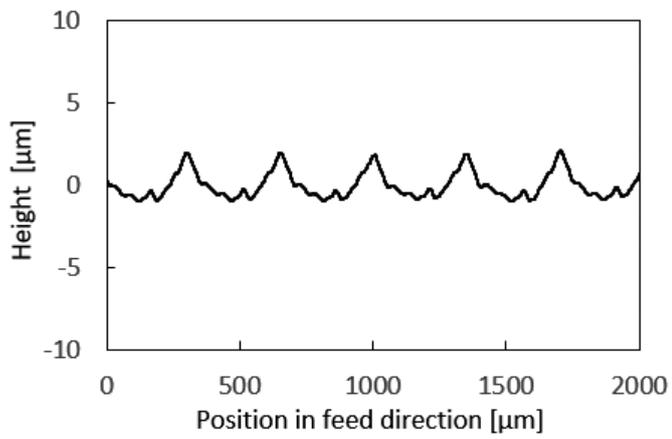
面粗さのプロファイル結果を Fig. 3-2 2 に示し、理論的な表面粗さ R_{th} と測定した表面粗さ R_a および R_z を Table 3-6 にまとめる。

Table 3-5 Cutting conditions for evaluation of surface roughness.

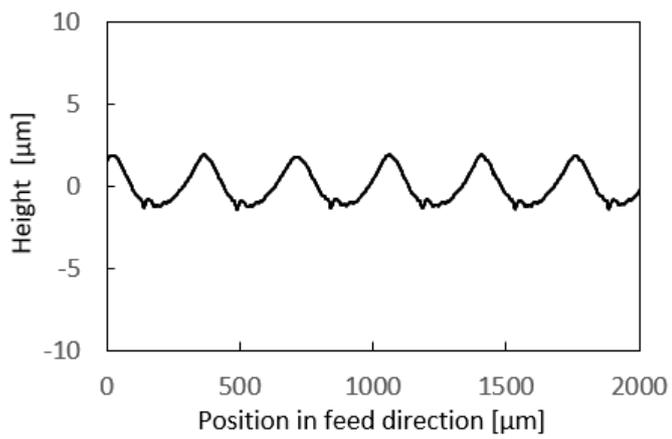
Workpiece		
Material	EN AW-A7075 (DIN)	-
Cutting conditions		
Spindle speed n	5600	min ⁻¹
Depth of cut d_a	0.5	mm
Feed per tooth f	0.35	mm/tooth
Coolant	Dry	-



(1) スクエアエンドミル



(2) ラジラスエンドミル



(3) びびりレスラジラスエンドミル

Fig. 3-2-2 Measured surface roughness in feed direction

Table 3-6 Summary of surface roughnesses.

Square end mill		
Theoretical surface roughness R_{th}	12.22	μm
Arithmetic mean roughness R_a	3.75	μm
Maximum height roughness R_z	13.02	μm
Radius end mill		
Theoretical surface roughness R_{th}	3	μm
Arithmetic mean roughness R_a	0.7	μm
Maximum height roughness R_z	3.5	μm
Chatter-less radius end mill		
Theoretical surface roughness R_{th}	3	μm
Arithmetic mean roughness R_a	0.92	μm
Maximum height roughness R_z	3.2	μm

Fig. 3-2 2 と Table 3-6 が示すとおり，スクエアエンドミルはエッジが鋭いため，他のエンドミルと比較して表面粗さが悪くなる．一方で，ラジラスエンドミルとびびりレスラジラスエンドミルによる表面粗さは許容範囲内であり，刃先のノーズ部を利用して，これより高い送り量を設定できる．

分析および実験結果についてまとめると，刃先形状を特別に設計したびびりレスラジラスエンドミルは，実験に用いた3種のエンドミルの中で唯一，高能率，滑らかな表面，びびり振動への高い安定性を一度に実現できるエンドミルである．

3. 5 結言

新しい刃先形状を持つフェイスミリングカッタ，すなわち「びびりレスラジラスエンドミル」は，平らな表面を持つ薄い部品加工のために，高能率で滑らかな表面と高いびびり振動の安定性を同時に実現するものとして提案した。

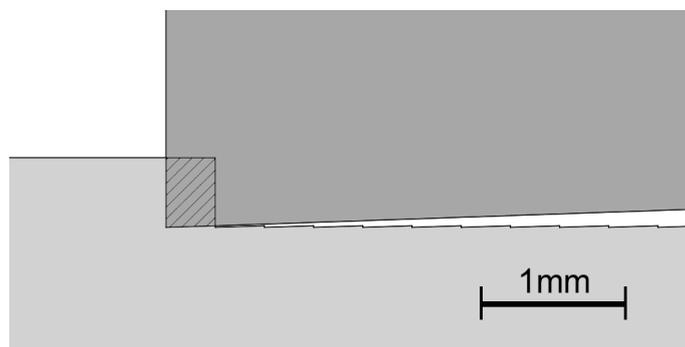
滑らかな表面仕上げには大きなノーズ半径が利用され，そのノーズ部分は有効再生幅が小さくなるように，滑らかさに必要な最小サイズに制限する．これにより提案した刃先形状には，ラジラスエンドミルとスクエアエンドミルの利点が反映されている．加えて，スクエアエンドミルのもう1つの特徴である，薄い部品の振動方向の動的な力を小さくすることも，提案されている刃先形状は有効になっている．

びびりレスラジラスエンドミルの安定性を評価するために分析モデルが構築され，既存のエンドミルに対して，提案したエンドミルの利点を検証するために実験を行った．提案したエンドミルの安定性は，ラジラスエンドミルよりも7.8倍の安定性を持つことが確認されている．実験時の条件下では，びびりレスラジラスエンドミルを用いれば，ラジラスエンドミルに比べ，2倍の能率で切削できることが分かった．表面粗さは，スクエアエンドミルの1/4となり，ラジラスエンドミルとほぼ等しいことが確認できた．

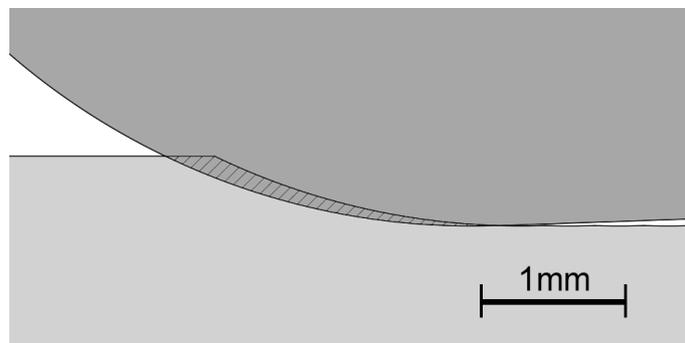
したがって，目的の利点が分析的および実験的に検証されたことにより，提案した刃先形状により，高能率で滑らかな切削面と高びびり安定性を両立するフェイスミリングを実現できることが証明された．

3. 6 付録 実験条件下における切削断面の正確な描画

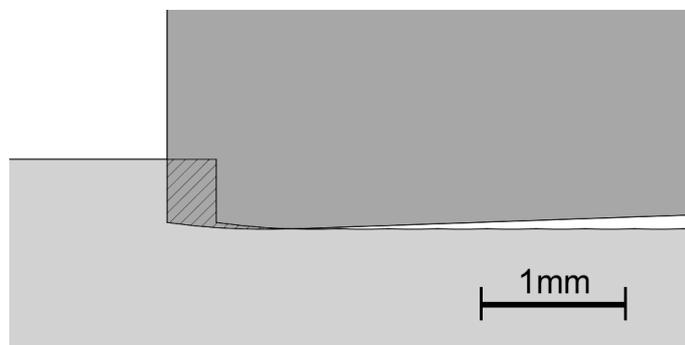
本章の実験の最大能率である，Depth of cut $d_a = 0.5\text{mm}$ ，Feed per tooth $f = 0.35\text{mm}$ の条件下に対して，正確に CAD を用いて検討したものを記載する．網掛けが最大の切り取り厚さ h_{max} 時の切削断面積となり，図の上側濃いグレーが刃先を示し，下側薄いグレーが工作物を示す．ラジアスエンドミルはより一層軸方向に摩擦力が向くように見え，びびりレスラジアスエンドミルは再生幅が残っていることが見える．一方で，面粗さは明らかにスクエアエンドミルが劣ることが分かる．



(1) スクエアエンドミル



(2) ラジアスエンドミル



(3) びびりレスラジアスエンドミル

3. 7 参考文献

- [3-1] Tlustý J. Analysis of the State of Research in Cutting Dynamics. *Annals of the CIRP* 1978; 27(2): 583-589
- [3-2] Tobias S A, Fishwick W. *Theory of Regenerative Machine Tool Chatter*. Engineering 1958; London, 258.
- [3-3] Altintas Y, Weck M. Chatter Stability in Metal Cutting and Grinding. *Annals of the CIRP* 2004; 53(2): 619-642.
- [3-4] Budak E, Altintas Y. Analytical Prediction of Chatter Stability in Milling – Part 1: General Formulation. *Transactions of the ASME* 1998; 120(1): 22-30.
- [3-5] Hayasaka T, Ito A, Shamoto E. Generalized design method of highly-varied-helix end mills for suppression of regenerative chatter in peripheral milling. *Precision Eng.* 2017; 48: 45-59.
- [3-6] Budak E. An analytical design method for milling cutters with non-constant pitch to increase stability, Part 1: Theory. *ASME J. Manuf. Sci. Engg.* 2003; 125(2): 29-34.
- [3-7] Stepan G, Hajdu D, Iglesias A, Takacs D, Dombovari Z. Ultimate capability of variable pitch milling cutters. *CIRP Annals – Manuf. Tech.* 2018; 67(1): 373-376.
- [3-8] Fujimaki S, Shibayama T, Hayasaka T, Shamoto E. Proposal of “Curved-Profile Wiper Turning” for Efficient, Stable, and Smooth Finishing. *Precision Eng.* 2020; 61: 152-159
- [3-9] Smith S, Dvorak D. Tool path strategies for high speed milling aluminum workpieces with thin webs. *Mechatronics* 1998; 8(4): 291-300.
- [3-10] Biermann D, Kersting P, Surmann T. A general approach to simulating workpiece vibrations during five-axis milling of turbine blades. *CIRP Annals – Manuf. Tech.* 2010; 59(1): 125-128.
- [3-11] D’Addona D M, Raykar S J. Analysis of surface roughness in hard turning using wiper insert geometry. *Procedia CIRP* 2016; 41: 841-846.
- [3-12] Shamoto E, Mori T, Sencer B, Suzuki N, and Hino R. Suppression of Regenerative Chatter Vibration in Multiple Milling Utilizing Speed Difference Method. *Precision Eng.* 2013; 37(3): 580-589.
- [3-13] 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. 2011, 電気製鋼 82(2), 143-155.

第4章 結論

第1章では、本論文の緒論とし、工作機械の取り巻く環境と、切削領域においてびびり振動のトラブルを対策することの重要性について説明した。その中で、加工プロセスに起因して発生する再生型びびり振動については、工作機械を使用する上で必ず直面する課題といてよいほどメジャーなものである。びびり振動の研究は工学上重要な研究テーマであるという背景があっても、刃先の形状について語られる論文が少ないことに着目し、本研究を行った。

第2章では、新しい刃先形状の旋削インサートを提案した。旋削のインサートは刃先強度を高めるため、当然のように大きなノーズRを持つが、そのノーズ部分により再生幅が大きくなり、びびり振動を引き起こすことが問題となっている。

従来のインサートおよび提案したインサートによるびびり振動の安定性を予測するために解析モデルを構築し、安定性を評価するためにゲイン余裕を利用した。

高能率で滑らかな表面粗さと高いびびり振動の安定性を両立する旋削を実現するためには、大きなノーズ半径を持つことに加えて、切れ刃はその前部を振動方向へ平行に切断し、有効再生幅を小さく抑える必要があることが明らかになった。

実験からは、従来のインサートを使うとほとんどの切削条件下でびびり振動が発生したが、提案したびびりレス旋削インサートを用いれば能率は8倍となり、そのときの振動振幅は1/5まで抑える結果となった。

研究の発展性を考えると、工作物の材質の違いやインサートのホーニング量による工具寿命への影響についても確認し、提案した工具について負の面が存在するかを確認することを考えている。工具主軸にB軸を持つ工作機械であれば、1つのツールリングだけで、振動方向とB軸をコントロールすれば、提案したインサートの汎用性が増すと考える。工具側で切削力が測定できる仕組みがあれば、その情報をB軸にフィードバックさせることも課題として興味深い。

第3章では、新しい刃先形状のフェイスミリングカッタを提案した。ミリングには平らな表面を加工する用途が多くあり、その中でも薄いがゆえにびびり振動が発生してしまう工作物に着目し、第2章と同様の概念を導入した。

解析からは、ラジラスエンドミルよりも7.8倍の絶対安定性を持つことが確認され、実験時の条件下では、びびりレスラジラスエンドミルを用いれば、ラジラスエ

エンドミルに比べ、2倍の能率で切削できることが分かった。表面粗さは、スクエアエンドミルの1/4となり、ラジラスエンドミルとほぼ等しいことが確認できた。

提案した刃先形状は、ラジラスエンドミルとスクエアエンドミルの利点が両方反映される結果となり、高能率で滑らかな表面の高安定性加工を実現できることが証明された。

この章については、実験の容易さからソリッドエンドミルで検討したが、大径フェイスミリングカッタのインサートについて最適化し、それをを用いた加工実験を行いたいと考える。実際の航空機部品に研究成果を適用するとなると、ツーリングと工作物との干渉問題や、加工の進行に伴い工作物の形状が変わり、固有振動数が変化して想定外のびびりが発生し、再現性が取れない場合が考えられる。

ところで、切削型の工作機械であれば Fig. 4-1 に示すような切削様式が挙げられるが、本研究のターゲットは赤丸で示したような、代表的な切削様式に適用が期待できる。

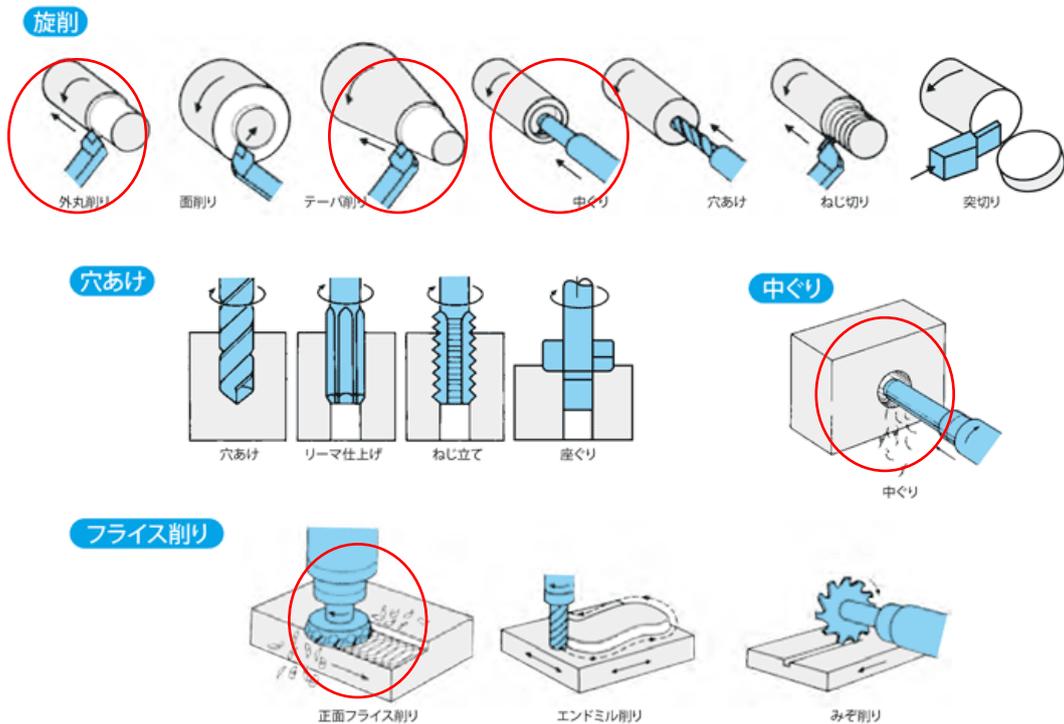


Fig. 4-1 Machining methods for cutting machine tools[1-1]

研究業績

学術雑誌に投稿した論文：2件	
①	Itoh M, Hayasaka T, Shamoto E. Novel geometrical design of turning inserts for high-efficiency smooth-surface high-chatter-stability cutting. <i>Precision Engineering</i>
②	Itoh M, Hayasaka T, Shamoto E. High-efficiency smooth-surface high-chatter-stability machining of thin plates with novel face-milling cutter geometry <i>Precision Engineering</i>

謝辞

本論文は、ヤマザキマザック株式会社に勤務する傍ら、名古屋大学大学院 工学研究科で学ぶ機会を得て、その研究の成果をまとめたものです。本研究がここまでたどり着けたことについて、ご指導ご関係いただいた皆様に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、通常の指導教官以上にご指導いただいたと感じており、切削プロセスの初歩の教示から、プライベートに至るまで、何から何までご指導いただきました。一層深く、感謝の意を表します。

名古屋大学大学院工学研究科 早坂健宏助教には、本研究の方向性を立て直していただきながらも、ご迷惑ばかりお掛けしていたと感じるばかりで、いつか恩返しをと思いながら、感謝の意を表します。

研究室の石原朋子さん、高谷めぐみさんに、普段から精神的、スケジュール的にご支援いただき続けたことに感謝の意を表します。

ヤマザキマザック株式会社では、博士課程に入学するきっかけを作っていただきました長江昭充氏、村木俊之氏に感謝するとともに、上司の堀部和也氏、丸田和正氏、山本博雅氏には、私の活動に対していつも快くご許可いただいたことにお礼申し上げます。

この研究を精神的に支えてくれた妻 真奈と、息子 和晃に感謝します。

なお、第3章については、知の拠点あいち（第2期、PM6）によって部分的にサポートされており、著者は、産業からのニーズに関する議論の点で三菱重工業株式会社およびアイコクアルファ株式会社のエンジニアに深く感謝いたします。

最後に抱負として、工作機械産業を切削の面から盛り上げていくことを挙げさせていただきます。産学連携において結果を出すことが目標です。