研 究

動的切削力を考慮した再生びり振動の研究*

松原 十三生** 山 本 久 隆** 水 本 洋**

Study on Regenerative Chatter Vibration
with Dynamic Cutting ForceTomio MATSUBARA, Hisataka YAMAMOTO
and Hiroshi MIZUMOTO

This paper deals with the analysis of regenerative chatter vibration in orthogonal and three-dimensional cutting, considering the cutting force due to not only uncut chip thickness but also the displacement velocity of a tool in the direction of the tool shank. Chatter stability limits obtained in the theoretical analysis are verified by some experiments which are carried out to investigate the influence of cutting conditions on the critical

width (or depth) of cut. The results obtained are as follows: (1) Chatter stability limits evaluated by the analysis agrees quantitatively with the experimental value in orthogonal and three-dimensional cutting. (2) There is an unconditional stable region independently of the cutting stiffness and the structural dynamics. (3) By means of a dimensionless factor which is dependent on cutting conditions (e.g. cutting speed, depth of cut and shear angle etc.), it is able to estimate the influence of dynamic cutting force on chatter stability limits.

Key words: regenerative chatter vibration, dynamic cutting force, chatter stability limits, cutting stiffness, structural dynamics.

1. 緒 言

切削加工物の寸法精度, 仕上面品位, さらに切削工具の寿命などに悪影響を及ぼす再生びり振動は, これまで数多く研究されてきた。これらの中には切削過程において未切削切りくず厚さに比例する切削力を仮定して再生びり振動を説明したもの¹⁾, あるいは動的切削力も考慮に入れて解析を行い, 低切削速度域におけるびり安定性などの特性を示したもの^{2)~5)}もあるが, 実験によってそれらの特性を系統的に検証した例はほとんどない。また動的切削力の解析はかなり複雑であり, その解析結果には実験値との定量的相違もみられる。

そこで本研究では, 一つの比較的簡単な2次元切削モデルにより動的切削力を考慮に入れた再生びり振動の理論解析を行い, それによって得られた安定限界切削幅を切削速度, 切込みおよび工具すくい角を変化させた系統的な2次元切削の実験により検証し, さらにこの理論が3次元切削にも適用できるかどうか検討した。

2. 再生びり振動安定限界の解析

2.1 従来の再生びり振動理論

切削力 $F(s)$ は未切削切りくず厚さ $u(s)$ に比例するという最も簡単な切削過程において, 再生びり振動に対する無条件安定条件は切削剛性 k_c と構造の動的コンプ

ライアンス $G_m(s)/k_m$ を用いて次式で表される¹⁾ (ただし, 重複係数 $\mu=1$ のとき)。

$$\operatorname{Re}\left[\frac{k_c}{k_m} G_m(s)\right]_{\min} > -\frac{1}{2} \quad (1)$$

ここで, s はラプラス変換のパラメータである。図1に示した1自由度の振動モデル(質量 m , ばね定数 k および減衰係数 c) で機械構造系を近似したとき, 式(1)より次の安定条件式が得られる。

$$\frac{k_c}{k_m} < 2\zeta(1+\zeta) \quad (2)$$

ここで, ζ は機械構造系の減衰比率で $\zeta=c/2\sqrt{mk}$ である。切削剛性 k_c は静的比切削抵抗と切削幅の積に比例しており, 方向性をもつ静的構造剛性 $k_m (=k/\cos(\theta-\gamma)\sin\theta)$ または減衰比率 ζ を大きくすればびり振動に対してより安定になることが上式より分かる。

Fig. 1 Vibration system with one degree of freedom

* 原稿受付 昭和58年5月16日。昭和57年度精機学会秋季大会学術講演会(昭和57年10月18日)にて発表。

** 正会員 鳥取大学工学部(鳥取市湖山町南4丁目101番地)

Fig. 2 Illustration of dynamic cutting model

Fig. 3 Block diagram of regenerative chatter loop

2.2 動的切削力を考慮した理論

次に前回切削時に生じた被削材表面の起伏を切削工具が切込み方向に振動しながら切削する過程を考える。ここで、せん断面は平面で工具の切込み方向の微小変動に対してせん断角は不変であり、切削力は切削による被削材変形領域の面積に比例するという2次元の切削モデルを仮定する。すなわち、図2に示すように時間 dt の間に工具刃先が点Aから点Bへ移動したとすれば変形した被削材の面積は dA で表され、それに比例して発生する切削力は

$$F(t) = k_c u(t) - k_a \dot{y}(t) \quad (3)$$

となる。ただし、 k_a は次式で示される動的切削力係数である。

$$k_a = \frac{k_c u_0 (\cot \phi - \tan \gamma)}{V} \quad (4)$$

ここで、 u_0 は設定切込み、 ϕ はせん断角、 γ は切削力方向、そして V は切削速度である。式(3)をラプラス変換すると

$$F(s) = k_c u(s) - k_a s y(s) \quad (5)$$

となる。

式(5)の関係を従来の再生びり振動理論に適用すると図3に示すブロック線図が得られる。この図より従来の理論に新たに $k_a s y(s)$ という切削工具の振動速度に比例する項が加わって切削力に影響を及ぼしていることが分かる。さらに、この項は再生作用を受けないという特徴をもっている。

このように切削力は未切削切りくず厚だけでなく工具の振動速度にも依存しており、この動的切削力を考慮に入れた場合、式(2)の安定条件式は等価減衰比率 ζ^* を用いて次式のように書ける。

Fig. 4 Stability chart predicted by theoretical analysis

$$\frac{k_c}{k_m} < 2\zeta^* (1 + \zeta^*) \quad (6)$$

ただし、 $\zeta^* = \zeta + k_a \omega_n / 2k_m$ および $\omega_n = \sqrt{k/m}$ である。したがって、動的切削力を考慮しない場合に比べて減衰比率が $k_a \omega_n / 2k_m$ だけ大きく、工具の振動速度による動的切削力は再生びり振動に対して減衰作用を及ぼすことが分かる。

式(6)より動的切削力を考慮した場合の安定限界は

$$\frac{k_c}{k_m} = \eta \{ \eta - 1 - 2\zeta \pm \sqrt{1 - 2(1 + 2\zeta)\eta + \eta^2} \} \quad (7)$$

となる。ただし、 $\eta = V / \{ \omega_n u_0 (\cot \phi - \tan \gamma) \}$ である。系の減衰比率 ζ をパラメータとして式(7)で表される安定限界を図4に示す。この図の横軸 η は速度係数と呼ばれる無次元量であり、切削速度 V に比例し設定切込み u_0 に反比例している。速度係数 η が小さくなると安定領域が広がり、そしてある η の値以下ではいかなる剛性比 k_c/k_m に対しても再生びりが発生しなくなり、この領域を切削幅に関する無条件安定領域と呼ぶ。この領域では構造剛性 k_m がいくら小さくても系は不安定にならず、これは従来の理論には見られなかった特徴である。また、条件付安定領域において $\eta = \text{const}$ の直線を見ると、 k_c/k_m の増大に対して二つの安定限界が存在するが、下側の安定限界は主として機械構造系のダンピングに支配されるもので、一方上側の安定限界は動的切削力に起因するダンピングに支配されていることがわかる。しかし、この上側の安定領域を利用するには、非常に広い切削幅が切削可能な工作機械、あるいは非常に低剛性の工具系が必要となり、加工精度などを考慮すると実用的とは言えない。動的切削力を考慮しない場合の安定限界線は速度係数 η に関係なく横軸に平行な直線であり、この場合低切削速度および高切込みにおける安定性は現れない。したがって、 η が十分大きければ動的切削力の影響を無視できるが、 $\eta < 10$ というような切削条件下で

Fig. 5 Schematic diagram of experimental apparatus

Fig. 6 Power spectrum of tool vibration

はこれを考慮する必要があると考えられる。

3. 実験装置および方法

本研究では再生びり振動の安定限界を能率よく求めるために圧力配管用炭素鋼鋼管 (STPG 38, 外径 114.3 mm, 肉厚 6.0 mm) の一端面をテーパ状 (テーパ角 20°) に仕上げ, 切削幅を 0 mm から徐々に増加させる 2 次元切削を行った。また, 3 次元切削では S 55 C の丸棒を被削材に使用した。実験装置の概略を図 5 に示す。工具ホルダは 2 枚の平行板ばねによって 1 自由度振動系として近似できるように, さらに振動モード方向とすくい角が独立に変化できるように作製した。また, 切れ刃の先端は工具ホルダの中心軸に一致させて, ねじり振動の発生を抑えた。実験に使用した工具は超硬 P 10 で, 3 次元切削用工具の形状は (-5, 0, 10, 10, 15, 15, 0.8 mm) である。

図5に示したように平行板ばねに貼付したひずみゲージによって工具振動を検出し、増幅した後FFT解析器で振動のパワースペクトルを求めた。同時に振動波形も記録し、共にX-Yレコーダに出力した。

図6に切削幅の増加に伴う工具振動のパワースペクトルの変化を示す。得られたスペクトルから振動振幅を計算し、これが急に増加したときをびびり振動の発生とみ

Fig. 7 Influence of rake angle on critical width of cut

なした。そしてこのときの切削幅を実験における安定限界切削幅とした。図中に示されているように実験に使用した工具系の場合、切削幅が約 1.6 mm になると 560 Hz 付近にびびり振動が発生し、その後も切削幅の増加に伴って振動振幅が増大している。

前章で求めた理論限界切削幅を算出するために、切削工具系の振動特性を衝撃応答の曲線適合によって求めた。その結果は固有振動数 $f_n=470$ Hz, 減衰比率 $\zeta=0.078$, 構造剛性 $k=17.4$ kN/mmであった。

4. 実験結果と理論解析の比較検討

4.1 すくい角の影響

第2章で述べた動的切削力を考慮した再生びり振動理論の解析結果と前章の実験方法によって得られた実験結果を比較・検討する.

まず、安定限界切削幅に及ぼす工具すくい角 α の影響を図7に示す。図中の破線は動的切削力を考慮しない場合の理論限界切削幅、実線は動的切削力を考慮した場合、そして○印は実験値を示している。

一般にすくい角を増やすと切削抵抗は減少し、さらに切削力方向 γ の減少により方向性をもつ構造剛性 k_m は増大するので限界切削幅は大きくなる。実験値は右上がりの傾向を示し、 $\alpha = -5^\circ$ から 10° の範囲では理論値と比較的良く一致しているが、 $\alpha = -10^\circ$ では実験値が極端に小さい。これは大きな負のすくい角をとると切りくずの排出性が悪くなり、びびり振動が生じやすくなることに起因していると思われる。

4.2 設定切込みの影響

図 8 に設定切込み u_0 の影響を示す。全般的に実験値は動的切削力を考慮した理論値よりも小さく、 u_0 が 0.08 mm 以下ではむしろ動的切削力を考慮に入れない場合の理論値に近い。しかし u_0 が 0.1 mm 以上になると実験値は上昇しており、高切込みにおける安定領域の広がりには動的切削力を考慮しなければ説明できないということ

Fig. 8 Influence of depth of cut on critical width of cut

Fig. 9 Influence of cutting speed on critical width of cut

がこの図から分かる。

u_0 の増加は前述の速度係数 η の減少を意味し、十分小さな η となる切削条件では安定限界切削幅が増大することは図 4 でも明らかである。

4.3 切削速度の影響

次に切削速度 V の影響を図 9 に示す。動的切削力を考慮しない理論限界切削幅は設定切込みを変化させた場合と同様に一定値になるが、動的切削力を考慮に入ると低切削速度になるほど限界切削幅は増大する。実験値もこの低切削速度安定性を示しており、動的切削力を考慮した理論とほぼ一致している。特に本実験の切削条件の場合、 $V=100$ m/min 以下の切削では動的切削力の考慮が不可欠であると言える。さらに切削速度が低くなれば、いかなる切削幅でもびびり振動が生じない無条件安定領域が存在するようになり、この実験条件では理論上 $V \approx 42$ m/min であった。しかし、実験装置の都合上 5~6 mm の切削幅が限界であり、この領域の確認はできなかった。

4.4 3 次元切削への応用

このように動的切削力を考慮した理論による安定限界は 2 次元切削において実験値と良く一致し、その妥当性が確かめられたと言える。そこで、実際の切削に近い 3

Fig. 10 Influence of feed rate on critical depth of cut

Fig. 11 Influence of cutting speed on critical depth of cut

次元工具を前述の工具ホルダに取り付け、同様の切削実験を行い、本理論が 3 次元切削にも適用可能かどうか検討した。

2 次元切削では安定限界を切削幅で表したが、3 次元切削ではそれに相当するものとして切込みをとる。まず限界切込みに及ぼす送り (2 次元切削における切込みに相当) の影響を図 10 に示す。図中の実験値で矢印が付いたものは、その切込みでもまだびびりが生じなかったことを表している。実験値は送りの増加に伴う限界切込みの増大を示しており、これと動的切削力を考慮に入れた理論限界切込みは良く一致している。

次に切削速度の影響を示したものが図 11 である。2 次元切削 (図 9) 同様、この図でも低切削速度域における安定性が認められる。2 次元切削の場合、実験値はすべての切削速度で理論値より小さな値であったが、3 次元切削の実験値は $V=120$ m/min で理論値に一致し、さらに低速になると理論値よりも大きな限界切込みを示している。

図 10 および図 11 で 3 次元切削の安定限界に及ぼす送りと切削速度の影響を調べた結果、動的切削力を考慮した理論によって両図に示された実験結果をうまく説明できることが分かった。

4.5 動的切削力を考慮すべき切削条件

前節までは再生びり振動の安定限界に及ぼす各因子の影響について述べてきたが、ここではどのような切削条件のときに動的切削力を考慮しなければならないか検討する。

まずすくい角の影響をみた図7の場合、動的切削力を考慮しない理論でも実験結果の定性的な説明は可能であり、動的切削力の影響は比較的小さいと言える。この図の切削条件では速度係数 η は8.7~12の範囲内にあり、2.2節でも述べたように、これは動的切削力の影響が現れはじめる領域であるから、動的切削力を無視しても差し支えないかもしれない。

しかし、切込みを変化させた図8では、 $u_0=0.08$ mmあるいは0.1 mm以上になると動的切削力の影響が大きくなるので無視できなくなる。このときの速度係数は3.6~4.5である。また切削速度の影響を示した図9では、 $V=100$ m/min ($\eta=4.2$ に相当) 以下になると動的切削力を考慮しなければならない。

さらに3次元切削の場合、図10では $f=0.2$ mm/rev以上 ($\eta=3.7$ 以下)、図11では $V=120$ m/min以下 ($\eta=5.6$ 以下) の切削になると動的切削力を考慮しなければ正確な安定限界が求められないと言える。

以上のことより次のように要約できる。すなわち、びり振動の安定限界を求める場合、 $\eta<10$ となるような切削では動的切削力を考慮に入れた理論を用いることが望ましく、特に $\eta<5$ になるような低切削速度あるいは高切込み(3次元切削では高送り)のときには動的切削力の影響が非常に大きく、これを無視すると再生びりの特徴さえも説明できなくなる。

5. 結 論

再生びり振動の解析において切削力が被削材の変形領域に比例するという2次元の切削モデルを提案し、そ

れによって得られる安定限界を実験により検証した結果、以下のことが明らかになった。

- (1) 動的切削力を考慮した本理論によって得られる安定限界は、実験を行った範囲内では2次元切削のみならず3次元切削においても実験値と良く一致し、低切削速度安定性などの特徴がこの理論で説明できる。
- (2) 切削幅および構造剛性に無関係な再生びりに対する安定領域の存在が理論的に示された。
- (3) 切削速度、切込みなどの関数である速度係数という無次元量を用いると、安定限界に及ぼす動的切削力の影響がどの程度なのか推定できる。

今後、無条件安定領域の存在およびより低い切削速度域における安定領域の広がりなどを、さらに詳細な実験により検証する必要がある。

謝 辞

終わりに、本研究の実験に協力された当時の鳥取大学工学部学生、泉本清司氏、滝本厚氏、法宗幸明氏および宮坂政克氏に深く感謝致します。

参 考 文 献

- 1) H. E. Merritt: Theory of Self-excited Machine-tool Chatter, Trans. ASME, Ser. B, 87, 11, (1965) 447.
- 2) M. K. Das and S. A. Tobias: The Relation between the Static and the Dynamic Cutting of Metals, Int. J. Mach. Tool Des. Res., 7, (1967) 63.
- 3) 星 鐵太郎: びり現象, 工業調査会 (1977) 43.
- 4) M. M. Nigm, M. M. Sadek and S. A. Tobias: Determination of Dynamic Cutting Coefficients from Steady State Cutting Data, Int. J. Mach. Tool Des. Res., 17, (1977) 19.
- 5) V. Grasso, S. Noto La Diega and A. Passannanti: Dynamic Cutting Coefficients in Three-dimensional Cutting, Int. J. Mach. Tool Des. Res., 20, (1980) 235.

正 誤 表

巻 号	ペー ジ	段 行	誤	正
50	6	974	右 4~6	…本実験に協力していただいた超音波工業(株)、並びに同社・石渡昭一氏、日本非晶質金属(株)・小山達蔵氏、…
				…本実験に協力していただいた日本非晶質金属(株)、超音波工業(株)、並びに同社・石渡昭一氏、小山達蔵氏、…