研 究

旋盤用びりり振動抑制ダンパの試作*

吉 元 弘** 稲 崎 一 郎*** 米 津 栄†

Development of Damper to Suppress Chatter
Vibration in LatheHiroshi YOSHIMOTO, Ichiro INASAKI
and Sakae YONETSU

The purpose of this study is to develop the practical damper which can suppress the regenerative chatter in the lathe. First, based on the stability analysis of the dynamic cutting process, the optimum combination of the damper parameters were theoretically investigated, and then the damper was designed. The rubber roller which serves as the spring as well as the damping element is in con-

tact with the workpiece. The natural frequency of the damper can be changed by moving the added mass along the arm of the damper. This idea made it possible to adjust the damper parameters corresponding to the dynamic characteristics of the main vibration system. The effect of the damper was investigated through the actual cutting tests. It was confirmed that the considerable increase of the critical width of cut was obtained.

Key words: regenerative chatter vibration, dynamic cutting process, damper, critical width of cut.

1. 緒 論

切削加工中にしばしば発生する工具と被削材との間の激しい相対振動は、加工能率および加工精度の低下、表面仕上の劣下、工具寿命の短縮といった実作業に大きな弊害をもたらすものである。これらの振動のうち、最も問題とされているのは動的切削過程そのものに振動発生の原因がある再生型自励びりり振動であり、その抑制対策の確立が強く望まれている。これまでびりり振動の発生機構に関する研究は多くなされ、更にその抑制方法に関しても幾つかの興味ある方式¹⁾が提案されるに至っているが、いずれも費用や操作性などの点において実作業に適しているとは言い難い。

本研究はこのような現状をふまえ、旋削作業における再生型びりり振動を抑制する実用的なダンパを試作することを目的とした。旋盤で切削する場合に被削材の振動が問題となるため、被削材を主系とみなし、この主系にばね要素と減衰要素を介して質量を付加させ、全体の系の減衰を高めるという最も基本的な方式を採用した。また被削材の寸法の相違によって生ずる主系の振動特性の変化に対し、簡単な操作によって最適なダンパ特性が得られるように工夫した。

2. 本研究で提案するダンパの構造

2.1 本ダンパの構造および特徴

本研究で提案するダンパは、次のような特徴を備えている。

- (1) 既存の旋盤に容易に取り付けることが可能である。
- (2) 構造が簡単のため、安価で信頼性が高く、取扱いが容易である。
- (3) 寸法の異なる被削材を加工する場合に、簡単な調整を行うことによって、最適なびりり抑制効果を得ることができる。
- (4) 工具交換や被削材交換、及び旋盤の操作の邪魔にならない。

以上の各条件を考慮し考案したダンパの構造を図1に示す。本体は旋盤の横送り台に固定される。支持ベアリングを支点としたアームの先端にローラが取り付けられ、これが回転する被削材に直接転がり接触する。ロー

Fig. 1 Structure of the damper

* 原稿受付 昭和57年2月26日。昭和56年度精機学会秋季大会学術講演会(昭和56年11月3日)にて発表。

** 学生会員 慶応義塾大学理工学部(横浜市港北区日吉3-14-1)

*** 正会員 慶応義塾大学理工学部

† 正会員 慶応義塾大学理工学部(現、芝浦工業大学; 東京都港区芝浦3-9-14)

Fig. 2 Model of main and damper system

ラの外周部には、ばね要素および減衰要素としての性質を合わせ持たせるためゴムが被覆されている。付加質量としてのおもりはアーム上を移動でき、その固定位置を変えることによってダンパの特性を変化することができる。また、ゴムローラと被削材との接触を保つように、補助ばねによって引張力が与えられる。

また項目 (3) で述べたそれぞれの被削材に対するダンパの簡単な調整は、以下の方法にすればよい。すなわち被削材にダンパを付加させ、被削材にインピーダンスハンマでインパルスを与え、動コンプライアンスの最大負実部を測定する。そしてこの値が最小となるようにダンパを調整すれば、常に最適なダンパ特性を得ることができる。

2.2 パラメータの理論解析および設計

前節で述べたダンパを、主系に付加させた場合の力学的モデルを図 2 に示す。主系に加振力 F が加わった場合の運動方程式は、以下のようである。ここで X 方向は図 1 における工作物中心とローラ中心を結ぶ方向である。

$$\left. \begin{aligned} M_m \ddot{x}_1 + C_m \dot{x}_1 + K_m x_1 + c_d (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_d (x_1 - x_2) &= F \\ m_d \ddot{x}_2 + c_d (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_d (x_2 - x_1) + k_d' x_2 &= 0 \end{aligned} \right\} (1)$$

ここで、以下のような無次元パラメータを用いて主系の動コンプライアンスの実部 $G(\omega)$ を求めると、式 (2) のようになる。

$$\begin{aligned} f &= \omega / \omega_1 = \omega \sqrt{M_m / K_m} && \text{主系の振動数比} \\ \alpha &= \omega_2 / \omega_1 = \sqrt{(k_d + k_d') M_m / K_m \cdot m_d} && \text{固有振動数比} \\ \zeta_1 &= C_m / 2 \sqrt{M_m \cdot K_m} && \text{主系の減衰比} \\ \zeta_2 &= c_d / 2 \sqrt{m_d (k_d + k_d')} && \text{付加系の減衰比} \\ \mu &= m_m / M_m && \text{質量比} \\ A &= k_d / (k_d + k_d'), \quad B = k_d' / K_m && \text{ばね定数比} \end{aligned}$$

$$G(\omega) = \frac{1}{K_m} \cdot \frac{C}{D}$$

ただし、

$$C = \left(1 - \frac{f^2}{\alpha^2}\right) \left[(1 - f^2) \left(1 - \frac{f^2}{\alpha^2}\right) - \mu f^2 A \right]$$

Fig. 3 Definition of improvement rate γ
Improvement rate $\gamma = \frac{[G(\omega)]_{\text{negmax}} - [G(\omega)]_{\text{negmax}}^*}{[G(\omega)]_{\text{negmax}}}$

$$\left. \begin{aligned} &-4\zeta_1 \zeta_2 \frac{f^2}{\alpha} + 4\zeta_2 \frac{f^2}{\alpha} \left[(1 - f^2 + B - f^2 \mu) \frac{\zeta_2}{\alpha} \right. \\ &\quad \left. + \left(1 - \frac{f^2}{\alpha^2}\right) \zeta_1 \right] \\ D &= \left[(1 - f^2) \left(1 - \frac{f^2}{\alpha^2}\right) - \mu f^2 A - 4\zeta_1 \zeta_2 \frac{f^2}{\alpha} \right]^2 \\ &\quad + 4f^2 \left[(1 - f^2 + B - f^2 \mu) \frac{\zeta_2}{\alpha} + \left(1 - \frac{f^2}{\alpha^2}\right) \zeta_1 \right]^2 \end{aligned} \right\} (2)$$

次に、ダンパの最適な各パラメータを計算するにあたって、ダンパの効果の程度を示す指標が必要である。本研究ではこれを改善率 γ と名付け、以下のように定義した。

主系の振動数比 f に対する動コンプライアンスの実部 $G(\omega)$ は、図 3 のようになる。この図において動コンプライアンスの最大負実部 $[G(\omega)]_{\text{negmax}}$ が、ダンパの付加によって減少する割合を次のような式で表す。

$$\text{改善率 } \gamma; \gamma = \frac{[G(\omega)]_{\text{negmax}} - [G(\omega)]_{\text{negmax}}^*}{[G(\omega)]_{\text{negmax}}} \quad (3)$$

ただし、 $[G(\omega)]_{\text{negmax}}$: ダンパを付加しない場合の動コンプライアンスの最大負実部、 $[G(\omega)]_{\text{negmax}}^*$: ダンパを付加した場合の動コンプライアンスの最大負実部。

ところで、ダンパの付加によって増加する限界切削幅の倍率をこの改善率 γ で表すと、 $1/(1-\gamma)$ 倍となる関係がある。

次に、固有振動数比 f に対する改善率 γ の関係を図 4 に示す。主系の減衰比 ζ_1 は解析上一定値 0.05 と仮定した。質量比 μ は、その値が大きいほどびり抑制効果は高まるが、旋盤の横送り台に固定する空間上の制約や被削材へ付加した際に生ずるたわみなどを考慮し、1.2 と仮定した。この図よりダンパの減衰比 ζ_2 を例えば 0.20 と仮定すると、固有振動数比 α は、0.7 付近で改善率 γ が最大となることがわかる。

 Fig. 4 Improvement rate γ vs. frequency ratio α

Fig. 5 The experimental setup

以上の各パラメータを用いてダンパ各部の設計を行った。被削材の寸法によって変化する主系の振動特性に対して、常に上記の最適値を得るには、おもりの位置を変えるほかに、ゴムローラの種類、付加質量の大きさ、補助ばねなどを何種類か用意しておけばよい。本研究では、ゴムローラ、おもり、補助ばねをそれぞれ2種類ずつ製作した。試作したダンパを施盤(滝沢産業(株)製, TSL-550 D)に固定し、被削材に付加させた状況を図5に示す。

2.3 ゴムローラが被削材から離脱しない条件

被削材からゴムローラが離脱してはダンパのびりり抑制効果は得られないため、ゴムローラが被削材から離脱しない条件について検討した。ゴムローラに一定の周期を持つ変位外乱が作用するモデルを想定することによって運動方程式を導いた。ローラが被削材から離脱する限界の計算結果を図6に示す。補助ばねのばね定数は、(I)は8.3 N/mm, IIは23 N/mmであり、ここでは(I)を取り付けてある。 ω_0 は被削材の角振動数、 a_0 は被削材の振動振幅、 X は補助ばねの伸びを示し、点線は補助ば

Fig. 6 Limit of contact between damper and work-piece

ねを付けない場合を表す。曲線より下部の領域においてローラと被削材の接触が保たれる。 $\tau=1$ の場合は、被削材とダンパの固有振動数が一致し、共振状態となるため最も離脱しやすい。また当然のことながら、補助ばねの引張力が大きいほど離脱しにくいことがわかる。

2.4 ダンパを被削材に付加させる角度

ダンパを被削材に付加させるときその角度(図1における θ)が問題となる。そこで、実際に切削中に発生するびりり振動の最大振幅方向を測定したところ、本研究の実験範囲では多くの場合垂直方向に対し約 30° であることが確認された。よって、この角度にダンパを付加させれば最もびりり抑制効果を得ることができると考えられる。

3. 試作したダンパの性能試験

3.1 ダンパの各パラメータの測定

試作したダンパの各パラメータの値を測定した。まず、ゴムローラのゴム部の静剛性を、荷重とたわみの測定から求めた。荷重が増大するにつれて静剛性が増大するという非線形特性を示す。測定結果は、ローラ(I)が $3.0 \times 10^2 \sim 6.5 \times 10^2$ N/mm, ローラ(II)が $2.0 \times 10^2 \sim 4.0 \times 10^2$ N/mmであった。

ダンパの減衰比と固有振動数を、剛体にゴムローラを付加させたダンパにインパルスを与えたときの減衰波形から求めた。このときのダンパ各部の組合せを表1に示す。減衰比 ζ_2 の測定値は、それぞれの組合せに対し0.13~0.25であった。図7は、おもりの位置(図1における $R=r_1/r_2$)に対する固有振動数の測定値を示したものである。点線は、ゴムローラと支持ベアリングによって両端支持されたアームを剛体とし、このアーム上のおもりの位置を変えるという力学的モデルから求めた理論曲線である。これらの結果より、おもりの位置を変えること

Table 1 Combination of the damper parts

	1-1	1-2	1-3	2-1	2-2	2-3
Roller	(I)	(I)	(I)	(I)	(I)	(I)
Weight	(I)	(I)	(I)	(II)	(II)	(II)
Auxiliary spring	—	(I)	(II)	—	(I)	(II)

によってダンパの固有振動数を相当変えることが可能であることがわかった。

3.2 ダンパのびり抑制効果を調べる切削試験

試作したダンパの各パラメータが明らかになったところで、びり抑制効果を調べるために切削試験を行った。切削試験は、2通りの方法、(I)、(II)により行った。試験方法(I)は、ダンパの付加による限界切削幅の増加を測定し、改善率を求めることが目的であり、びり抑制効果に対して定量的判断を行うものである。試験方法(II)は、改善率は測定しないが、びり抑制効果に対して定性的判断を行うことを目的として採用した。使用工具は超硬P20系(−5, −6, 5, 6, 45, 45, 0.8)である。

まず試験方法(I)について述べる。テーパ付試験片を切削すると、送りに伴い切削幅が次第に増加していく。変位検出器で工具-被削材間の相対変位を検出し、びり振幅が急激に増大した時点で切削を停止して限界切削幅を測定した。びりの安定限界は再現性があまり良くないためダンパを付加しない場合、および付加したそれぞれの場合に対して、5回ずつ試験を行った。切削速度は約70 m/min (560 rpm)で、送りは0.13 mm/revである。

以上述べた試験を行う前に、ここで用いる試験片(固有振動数222 Hz, 静剛性 3.0×10^3 N/mm)に対して、最もびり抑制効果の高いダンパの組合せを明らかに

し、そのときの改善率を理論的に求めた。図8は、図4と同様に、固有振動数比 α に対する改善率 γ を表している。この図から、最も改善率が高くなる組合せは(1-3)(表1参照)であり、更におもりをアームの先端に固定した場合に改善率の最大値(76%)が得られることがわかる。

ダンパの最適な付加角度 θ の測定を行ったことについては先に述べたが、この角度の違いがダンパのびり抑制効果にどのような影響を及ぼすかを切削試験によって調べた。ダンパの組合せは最も抑制効果の高い(1-3)とし、ダンパの付加角度 θ は、14°, 19°, 25°の3通りとし、ダンパを付加しない場合を含めてそれぞれ5回ずつ限界切削幅を測定した。付加角度 θ に対する限界切削幅の測定値の範囲を図9に示す。この図から、先に求めた振動振幅が最大となる方向、つまり30°に近づくほどびり抑制効果が増加していることがわかる。ダンパの付加により θ が25°のとき限界切削幅は1.6倍増加し、改善率にして36%の抑制効果があった。

本ダンパの特徴として、アーム上のおもりの位置を変えることにより、ダンパの特性を簡単に変えることができるという点がある。次にその効果を調べる目的で、おもりの位置が抑制効果に与える影響に関する切削試験を行った。ここで用いる試験片に対して理論上最も改善率が高くなるのは、図8を用いて先に述べたように、おもりがアーム上の最も先端にある場合である。ダンパの組合せは(1-3)、付加角度 θ は25°、おもりの位置 R は0.34, 0.54, 0.74の3通りとした。おもりの位置 R に対する限界切削幅の測定値の範囲を図10に示す。この図から、おもりの位置がアームの先端へ行くに従って、びり抑制効果が増していることがわかり、理論計算と定

Fig. 7 Damper natural frequency vs. position of weight R

Fig. 8 Improvement rate γ vs. frequency ratio α

Fig. 9 Critical width of cut vs. setting angle of damper θ

Fig. 10 Critical width of cut vs. position of weight R

Fig. 11 cutting test (II)

性的に一致する結果が得られた。ダンパの付加により、 R が0.74のとき限界切削幅は1.8倍増加し、改善率にして46%の抑制効果があった。

上述したように、おもりの位置が変わることによりある被削材を切削する際のダンパの効果が変わるということは、アーム上のおもりの位置を変えることによって簡単に寸法の異なる被削材の切削に適応し得るという、本ダンパの特徴が確認されたことを意味している。

次に、切削試験方法(II)について述べる。これは実切削上びり抑制が重要となる、細長い被削材をテールストックを用いて切削した場合のダンパのびり抑制効果に対する定性的判断を行うために行った。一般にびり振動は、主系の剛性が低いほど発生しやすく、被削材を両端支持とした場合、中央付近が最もびりやすいと考えられる。そこで剛性の低い位置からダンパを付加させて切削を開始し、剛性が高くなる方向へ送り、ダンパを除去した後でびりが発生すれば、剛性の低い範囲ではびりがダンパによって抑制されていたことが確認されることになる。

具体的な方法を図11に示す。最も剛性の低い位置(点

Fig. 12 Break out of regenerative chatter

Fig. 13 Chatter mark

A)からダンパを付加させ、剛性の高くなるチャック方向へバイトを送る。軸方向へ25 mm 切削後、ダンパを除去し(点B)、なお切削を中断せず続行する。その後、びり発生の有無を調べた。切削速度70 m/min, 送り0.13 mm/rev, 切込み1.8 mmの条件で切削を行った。

図12は切削中の振動振幅を、図13は試験後の被削材表面を表している。ダンパを除去した後でびりが発生しており、本ダンパのびり抑制効果が確認されている。

本ダンパの付加によって被削材に円筒度誤差が生じる可能性も考えられたが、その量は、特に精密な加工が要求される場合以外は、ほとんど問題とならないことを確認した。

4. 結 論

本研究では、旋削作業における再生型びり振動を抑制する実用的なダンパを試作し、その振動抑制効果を切削試験によって調べた。アーム上のおもりの位置を変えることによって、異なる寸法の被削材の切削にも対応し得るという本ダンパの特長も確認された。

参 考 文 献

- 1) 例えば G. Pahlitzsch & E. O. Cuntze: Reduction of Chatter Vibration during Cylindrical and Plunge Grinding Operation, 6th Int. MTDR Conf., (1965) 507.