

旋削에서 切削系의 動的安定性 向上에 関한 研究

鄭準基* · 李炯植** · 李東昊***

Dynamic Stability of Cutting System in Lathe Turning

Joon-Ki Chung · Hyung-Sik Lee and Dong-Ho Lee

Abstract

Chatter is a relative vibration between workpiece and tool in machining of metals, and is an important limiting factor of production rate and surface quality, and also reduces the life of machine-tool itself and its tool.

In this study, in order to suppress the machining chatter, the spring and the rubber damper are adopted to the tool post of a lathe.

The results obtained in this experimental study are summarized as follows.

1. The spring and the damper employed in the tool post for the suppression of chatter increase the maximum chatter-free depth of cut and optimum values found for spring constant and compressive strain are 95kg/mm, 0.1954 respectively.
2. On the optimum condition resulting in this experimental study, the modified tool post increased 6 times in the maximum chatter-free depth of cut as compared with the conventional tool post.

1. 緒 論

工作機械의 채터(chatter)振動은 強制振動과 自動振動으로 分類되며, 強制振動은 基礎를 通해 서 傳達되는 振動, 周期的인 衝擊 혹은 機械内部의 回轉質量的 不均衡 등에 依한 振動으로 그 發生原因을 쉽게 찾을 수 있어 除去가 容易하나 自動振動은 切削過程의 動的인 不安定에 依해서 發生되며, 그 動的인 舉動을 完全히 理解하기 前에는 이를 피하기 어렵다. 또한 이러한 채터 振動은 金屬切削에서 製品의 表面精密度 및 工具壽命에 害를 줄 뿐 아니라 生産性을 低下시키는 重要한 原因이 되고 있다. 따라서 채터의 動的인 舉動을 밝히기 위

한 繼續的인 研究가 進行되어 왔으나, 아직 正確한 舉動을 밝히지 못하고 있으며, 近來에 들어서는 채터를 發生抑制 및 制御하는 方向으로 研究되고 있다.

이러한 研究過程의 一環으로 工作機械의 構造에 減衰를 適用시킴으로써 安定性을 向上시키려는 努力이 試圖되었으며, Hahn^{1),2)}은 Lanchester 댐퍼가 채터의 發生抑制에 效果가 있음을 實驗的으로 밝히고, 이의 設計方法을 提示하였다.

Den Hartog³⁾은 스프링 만을 使用한 吸振器(tuned undamped absorber)나 스프링과 粘性減衰가 있는 吸振器(damped absorber)가 工作機械의 振動을 抑制할 수 있음을 理論的으로 提示하였으며, Stone 과 Andrew⁴⁾는 粘性減衰

* 弘益大學校 機械工學科

** 延世大學校 機械工學科

*** 大韓石由公社

代身 부틸 (butyl) 고무를 사용한 吸振器를 밀링 머시인에 適用시켜서 chatter가 發生하지 않고 切削할 수 있는 切削깊이가 7倍 以上 增加함을 實驗적으로 보였다.

DeRo⁵⁾는 主軸의 微小 처짐量을 測定하여 磁氣式 加振器 (magnetic exciter)로 피드백(feed back)시키는 吸振器를 考案하였으며, Kato等⁶⁾과 Slavicek等⁷⁾은 보링바(boring bar)와 같이 긴 오우버행(overhang)을 가진 工具에 댐퍼를 設計附着시켜 切削實驗한 結果, chatter 없이 切削할 수 있는 切削깊이가 2.5倍 增加함을 實驗적으로 보이고, 最適 댐퍼의 設計를 위한 方法을 提示하였다.

한편, Pinotti等⁸⁾은 衝擊 댐퍼를 最適으로 設計하여 自由質量의 衝突에 依한 에너지의 變化가 切削系의 安定性 向上에 效果가 있음을 實驗적으로 보인 바 있다.

近來에 들어 Moriwaki⁹⁾는 고무링(rubber ring)으로 된 댐퍼가 있는 거위목 바이트(damped goose-neck tool)의 chatter 抑制 效果를 理論적으로 解析하고 實驗적으로 밝혔으며, Kura-kake等¹⁰⁾은 磁氣式 吸振器가 附差된 振動系의 解析과 最適效果에 대해 研究하였다.

本 研究에서는, 旋盤 工具台에 스프링과 댐퍼의 適用이 切削系의 安定性 向上에 미치는 影響을 理論적으로 밝히고, 實際 스프링과 댐퍼를 附着한 工具台를 設計製作하여 旋盤에 附着시킨 狀態에서 切削實驗을 하여 이를 確認하고자 한다.

2. 理 論

2.1. 金屬切削에서의 安定性 限界

chatter의 基本的인 理論을 展開함에 있어 實驗과 經驗에 依해 다음과 같은 單純化한 假定을 할 수 있다.¹¹⁾

- 1) 切削振動系는 線形的이다.
- 2) 切削力의 變化成分方向은 一定하다.
- 3) 切削力의 變化成分은 切削面에 垂直한 方向의 振動에만 左右된다.
- 4) 切削力의 變化成分 값은 振動變位에 比例해서 瞬間적으로 變化한다.

Fig. 1과 같은 切削에 있어서 칩(chip)의 두께 變化 y 와 切削力 F 의 變化는 Fig. 2와 같이

되고, 切削力 F 의 變化와 切削幅 b 의 變化는 線形的인 關係가 있으므로 다음 式이 얻어진다.

$$F = -b \cdot r \cdot y \dots\dots\dots(1)$$

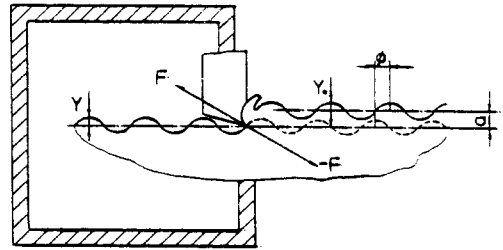


Fig. 1. Cutting an undulated surface

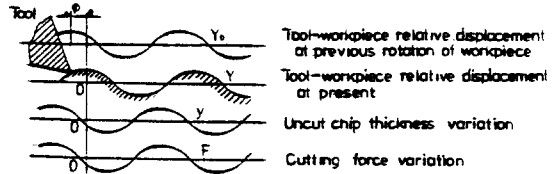


Fig. 2. Tool-workpiece relative displacement and the corresponding cutting force variation

여기서 r 은 切削幅 以外的 切削條件에 따른 係數이다. 再生效果를 考慮해서 앞서의 切削面에 垂直한 方向의 振幅을 Y_0 , 그 다음 切削에서의 振幅을 Y 라고 하면 칩두께 變化는 $(Y - Y_0)$ 가 된다. 여기서 Y 와 Y_0 는 時間 벡터로서 $Y = q Y_0 e^{-j\varphi}$ 이고, φ 는 두 連續波形 사이의 位相角이다. 따라서 實際 切削過程에서 式 1은

$$F = -b \cdot r \cdot (Y - Y_0) \dots\dots\dots(2)$$

와 같이 된다.

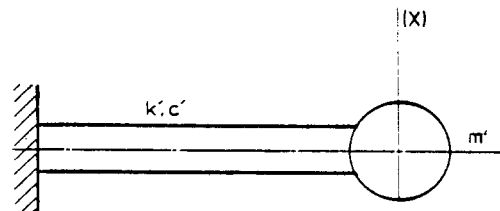


Fig. 3. Single degree-of-freedom system

Fig. 3과 같은 1自由度系에 (X) 方向으로 힘 $f = Fe^{j\omega t}$ 가 作用할 때 系는 $x = Ye^{j\omega t}$ 로 振動하고, 그 때의 振動振幅은

$$Y = \frac{F}{k' \Omega^2 - \omega^2 + 2j\delta\omega} = F \cdot \Phi(\omega) \dots\dots (3)$$

으로 되고, 여기서 $\Omega = \sqrt{k'/m'}$, $\delta = c'/2m'$ 이고 $\Phi(\omega)$ 는 系の 리셉턴스 (receptance)로서 그 實數部 (real part)는

$$\text{Re}(\Phi) = G = \frac{1}{k'} \frac{\Omega^2 (\Omega^2 - \omega^2)}{(\Omega^2 - \omega^2)^2 + (2\delta\omega)^2} \dots\dots (4)$$

이며, 虛數部 (imaginary part)는

$$I_m(\Phi) = H = -\frac{2}{k'} \frac{\Omega^2 \delta \omega}{(\Omega^2 - \omega^2)^2 + (2\delta\omega)^2} \dots\dots (5)$$

이다. 따라서 式 3의 $\Phi(\omega)$ 는 다음과 같이 된다.

$$\Phi(\omega) = G(\omega) + jH(\omega) \dots\dots (6)$$

式 2와 式 3을 組合하면

$$Y/\Phi = b \cdot r \cdot (Y_0 - Y) \dots\dots (7)$$

를 얻을 수 있고, 式 7은 다시

$$\frac{Y_0}{Y} = \frac{1/br + \Phi}{\Phi} \dots\dots (8)$$

으로 表示할 수 있으며, 式 8에서의 安定性 限界條件은

$$\frac{Y_0}{Y} = \left| \frac{1/br + \Phi}{\Phi} \right| = \left| \frac{1/br + G + jH}{G + jH} \right| = 1 \quad (9)$$

으로 表示된다. 여기서 b와 r은 陽의 實數이므로 $1/br$ 은 陽의 實數가 되고 따라서 式 9의 分母, 分子의 虛數部 jH는 같아진다. 그러므로 다음이 成立한다.

$$\left| \frac{1/br + G}{G} \right| = 1 \dots\dots (10)$$

式 10은 分母, 分子 두 벡터의 實數部 절대치가 같음을 意味하고, 이는 다음의 條件에서만 만족된다.

$$\frac{1}{br} + G = -G$$

또는

$$\frac{1}{2br} = -G \dots\dots (11)$$

式 (11)은 安定性限界條件을 나타내며 最小 安定限界는 切削깊이의 最小값 b_{lim} 에 의해 決定된다.

따라서 限界切削 깊이는

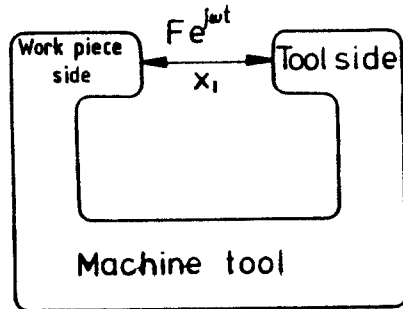
$$b_{lim} = -1/2rG_{min} \dots\dots (12)$$

으로 表示할 수 있으며, 이는 chatter가 일어나지 않고 切削할 수 있는 最大切削幅이 리셉턴스의 實數部의 最小值가 클수록 增加됨을 뜻한다.

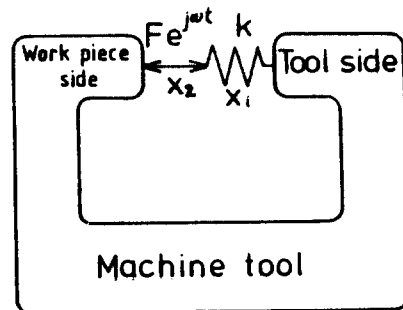
2. 理論解析

2.2.1. chatter 抑制理論

工作機械의 構造를 單純化하여 Fig. 4. a와 같이 나타낼 수 있으며, 工具臺의 스프링에 依한 效果를 考慮하면 Fig. 4. b가 된다.



(a) Original machine tool



(b) Modified machine tool

Fig. 4. Simple models representing machine tool structure.

Fig. 4. a의 傳達函數 G_1 은

$$G_1 = x_1 / Fe^{j\omega t} \dots\dots (13)$$

이 되고, Fig. 4. b에서 스프링 常數 k인 스프링을 通해서 切削力이 作用할 때 切削力은

$$Fe^{j\omega t} = k(x_2 - x_1) \dots\dots (14)$$

이 되어, 式 14는 x_2 와 F 사이에 다음 關係를 지어 준다.

$$x_2 = \frac{k G_1 + 1}{k} F e^{j\omega t} \dots \dots \dots (15)$$

따라서 工具台의 스프링에 의한 效果를 考慮한 工作機械構造의 傳達函數 G_2 는

$$G_2 = G_1 + \frac{1}{k} \dots \dots \dots (16)$$

이 되며, 이는 工具台에 스프링 效果를 考慮한 工作機械構造의 傳達函數 G_2 가 原來 工作機械構造의 傳達函數 G_1 에 比해서 實軸을 따라 陽의 方向으로 $1/k$ 만큼 增加됨을 나타내고, 式 11에 주어진 리셀턴스의 實數部 最小值 G_{min} 을 增加시키므로써 chatter가 일어나지 않고 切削할 수 있는 限界切削幅 b_{lim} 을 增加시키게 된다.

2.2.2. 스프링 常數와 減衰係數의 組合

一般的으로 工作機械構造는 Fig. 5. a에 나타나 있는 바와 같이 工作物側과 工具側을 나타내는 2개의 等價質量 M, M' 와 等價스프링 常數 K 및 減衰係數 C 를 가진 振動系로 모델化 시킬 수 있다. 여기서 工具台에 스프링과 減衰의 效果를 考慮하면, 工作機械構造는 Fig. 5. b에서와 같이 工作機械의 工具側을 等價質量 m , 스프링常數 k 및 減衰係數 c 를 가진 振動系로 나타낼 수 있다.

Fig. 5. a로 表示되는 工作機械構造의 傳達函數는 다음의 初期條件을 갖는 運動方程式을 解析함으로써 얻어진다.

$$F = F_1 = -F_2$$

$$X = Y_1 - Y_2, (x_1 = Y_1 e^{j\omega t}, x_2 = Y_2 e^{j\omega t}) \dots \dots (17)$$

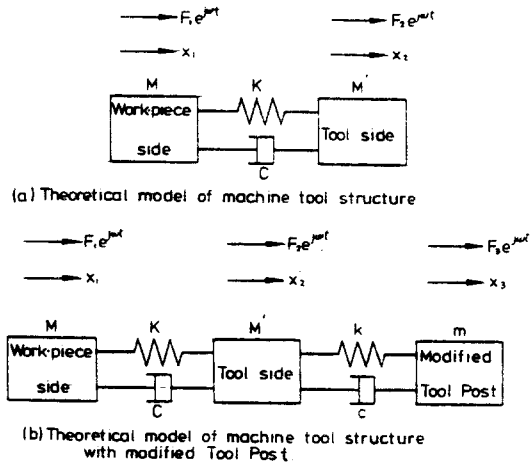


Fig. 5. Theoretical models of machine tool structure and modified tool post

따라서 傳達函數는 다음과 같이 表現된다.

$$\frac{X}{F} = \frac{1}{K + j\omega C - \frac{MM'}{M+M'} \omega^2} \dots \dots \dots (18)$$

Fig. 5. b로 表示되는 工作機械構造의 傳達函數는 다음과 같은 初期條件을 갖는 運動方程式을 解析함으로써 얻어진다.

$$F = F_1 = -F_3, F_2 = 0$$

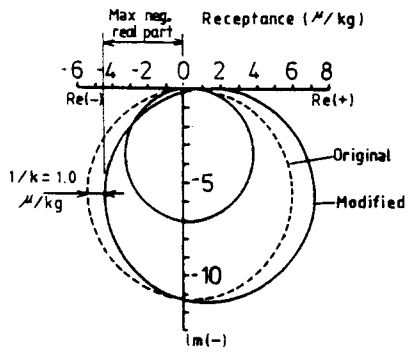
$$X = Y_1 - Y_3 (x_1 = Y_1 e^{j\omega t}, x_3 = Y_3 e^{j\omega t}) \dots \dots (19)$$

따라서 傳達函數는 다음과 같이 된다.

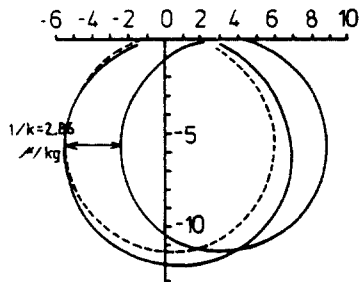
$$\frac{X}{F} = \frac{- (MM' + Mm) \omega^2 + \{ (K + j\omega C) + (k + j\omega c) \} (M + M' + m)}{MM'm \omega^4 - \{ (K + j\omega C) (Mm + M'm) + (k + j\omega c) (MM' + Mm) \} \omega^2 + (K + j\omega C) (k + j\omega c) (M + M' + m)} \dots \dots (20)$$

스프링과 減衰의 效果를 考慮한 工具台가 工作機械의 安定性 向上에 미치는 影響을 알기 위해 複素平面上에 式 17과 式 19를 圖示하면 Fig. 6을 얻을 수 있다. Fig. 6에서 스프링常數 k 는 a) $k = 1000 \text{ kg/mm}$, b) $k = 350 \text{ kg/mm}$, c) $k = 700 \text{ kg/mm}$ 로 變化시키고, 그 밖의 값은 $M = 35 \text{ kg}$, $M' = 121 \text{ kg}$, $K = 700 \text{ kg/mm}$, $C = 0.174 \text{ kg}\cdot\text{s/mm}$, $c = 0.01 \text{ kg}\cdot\text{s/mm}$, $m = 0.05 \text{ kg}$ 을 취하였다. 스프링과 減衰의 效果를 考慮한 構造의 傳達函數를 原來工作機械構造의 傳達函數와 比較해 볼 때 첫번째 軌跡이 實軸에서 陽의 方向으로 $1/k$ 만큼 移動됨을 보여주며, 이 結果는 式 15와 잘 一致하고

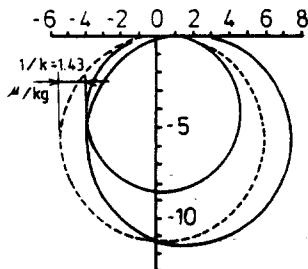
있다. Fig. 6. a~c의 3가지 경우를 比較해 볼 때 스프링常數 k 의 減小는 實軸에서 陽의 方向으로 첫번째 軌跡의 移動量을 增加시킨다. 그러나 同時에 두번째 軌跡의 커지는 原因이 됨을 보여준다. 스프링 및 減衰의 最適組合은 두 軌跡의 最大陰의 實數值가 같을 때 얻어진다. 따라서 Fig. 6. a의 경우 스프링 常數 $k = 1000 \text{ kg/mm}$ 를 固定하고 減衰係數 c 를 變化시키므로써 最適組合이 $c = 0.0077 \text{ kg}\cdot\text{s/mm}$ 에서 이루어짐을 찾을 수 있으며, 이는 Fig. 7. a와 같이 된다. Fig. 6. b의 경우는 $k = 350 \text{ kg/mm}$ 를 固定하고 c 를 增加시켜 最適組合 $c = 0.019 \text{ kg}\cdot\text{s/mm}$ 에서의 Fig 7. b를 얻을 수 있다.



(a) $k = 1000 \text{ kg/mm}$



(b) $k = 350 \text{ kg/mm}$



(c) $k = 700 \text{ kg/mm}$

Fig. 6. Calculated transfer function of machine tool structure

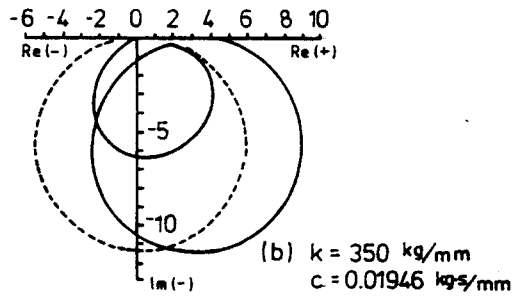
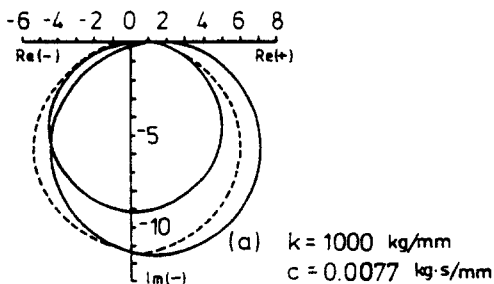


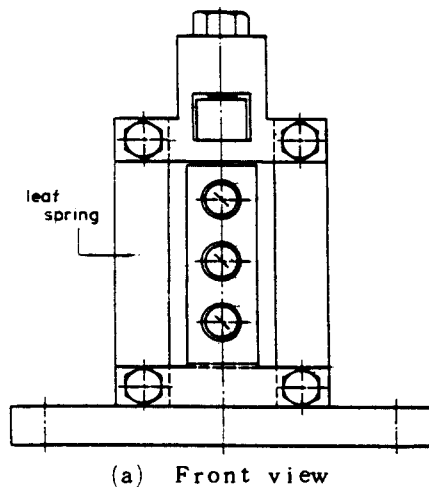
Fig. 7. Calculated transfer function at optimum combination.

以上에서 볼 때 스프링 常數가 클 때는 減衰係數를 減小시켜서 리셉턴스의 最大陰實價를 增加시키고 스프링 常數가 작을 때는 減衰係數를 增加시켜서 리셉턴스의 最大陰實價를 增加시킬 수 있음을 알 수 있다.

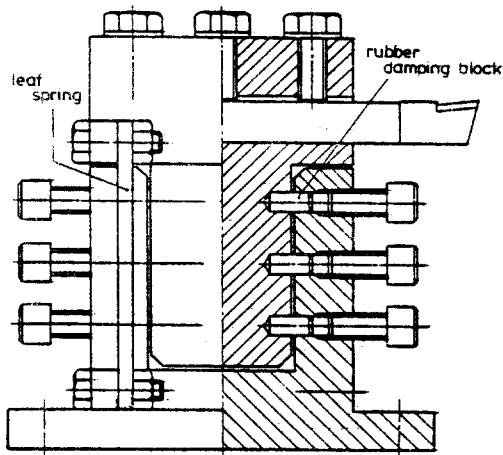
3. 實 驗

3.1. 實驗裝置 및 實驗方法

本 實驗을 위하여 設計製作된 工具台의 構造는 Fig. 8 과 같다. 4 個의 板 스프링이 鋼構造物로 된 上部와 下部를 連結시키고, 減衰는 上下部 사이에 位置하고 있는 6 個의 고무를 볼트로 壓縮해줌에 따라 變化된다. 板 스프링은 두께가 다른 5 種을 選擇하여 5, 6, 7, 8, 9 mm를 취하였으며, 이의 스프링 常數는 各 各 55, 95, 151, 225, 320 kg/mm 이었다. 減衰는 螺



(a) Front view



(b) Side view

Fig. 8. Construction of modified tool post

絲로써 고무를 壓縮하여 壓縮變形率이 0.1465, 0.171, 0.1954, 0.2198 이 되도록 5段階로 變化시켰다. 工具台의 動的舉動을 알기 위해 衝激해머와 加速度計 및 FFT 分析器를 사용하여 스프링과 고무의 壓縮變形率의 各組合에서 共振曲線을 求하였다. Fig. 9는 이 實驗裝置의 構成圖이다.

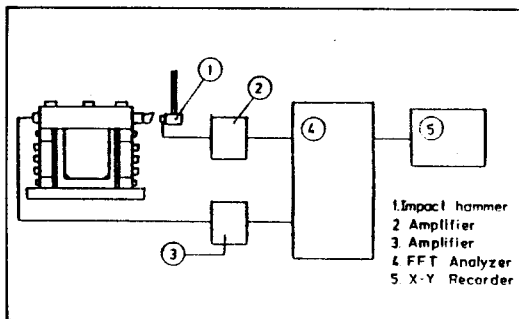


Fig. 9. Block diagram of experimental set-up

實際 旋盤에서의 切削實驗은, 原來의 工具台를 떼내고 새로 設計製作한 工具台를 固定하여 스프링 常數와 고무의 壓縮變形率의 各組合에서 chatter가 發生하지 않고 切削할 수 있는 限界切削길이와 限界切削깊이로써 安定性을 比較하였다. 이때의 切削條件은 Table 1과 같고 本實驗에서 使用한 實驗裝備의 詳細는 Table 2와 같다.

Table 1. Cutting conditions

Workpiece	Material	SM45C
	Diameter	35 mm
	Length	350 mm
Chucking Length		250 mm
Spindle Speed		715 rpm
Feed Rate		0.19 mm/rev
Depth of Cut		0.3 - 1.8 mm
Tool	Holder	CSDPN 2525-12
	Tip	SPGN 12040S, P10
	Overhang	30 mm

Table 2. Machinery and parts

Classification	Specification
Lathe	TAKISAWA Model TAL 510, Swing over Bed: 510 mm, Max. Distance between Centers: 1,000 mm
FFT Analyzer	ONO SOKKI CF-500, Dual Beam
X-Y Recorder	ONO SOKKI CX-446
Gap Detector	ONO SOKKI VT-102, VS-011 Measuring Range: 0.01-1.01 mm
Linear Corder	WATANABE WR 3101, 6 ch. Inkless Type
Impact Hammer	PCB Model GK 291B

3.2. 實驗結果 및 檢討

Fig. 10은 스프링常數 320 kg/mm에서 고무 壓縮變形率의 各組合에 對한 共振曲線이다. 여기서 고무의 壓縮變形率이 增加됨에 따라 고무의 彈性이 非線形的으로 工具台의 剛性을 增加시킴으로 因하여 工具台의 共振周波數가 增加되며, 減衰가 增加하여 共振曲線의 振幅이 減小됨을 볼 수 있다.

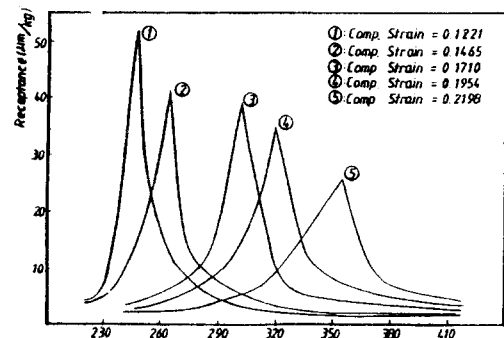


Fig. 10. Measured resonance curve of modified tool post with spring constant 320 (Kg/mm)

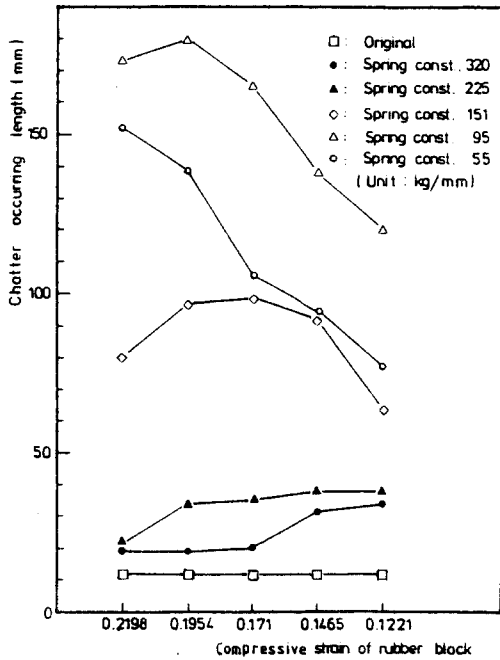


Fig. 11. Experimentally obtained critical length

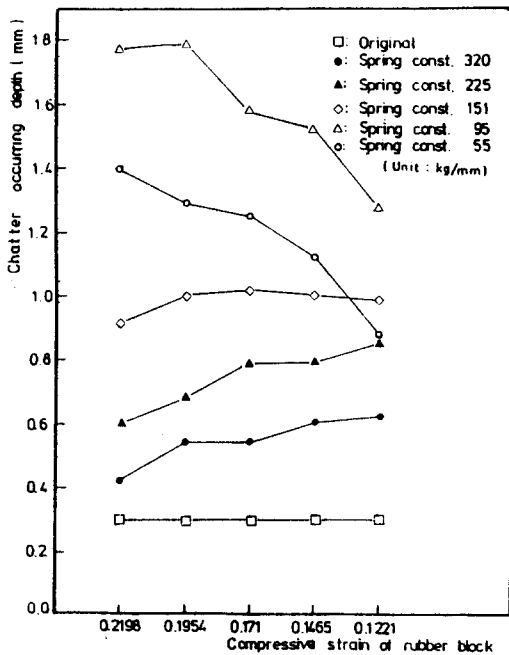


Fig. 12. Experimentally obtained critical depth

Fig. 11 과 Fig. 12는 스프링 常數가 다른 5種

의 스프링과 고무 壓縮變形率의 各 組合에서 chatter가 發生하기 始作하는 點의 工作物 길이와 切削 深이를 測定한 實驗結果이다. 스프링常數가 比較的 큰 225, 320 kg/mm인 경우에는 고무의 壓縮變形率 이 커질수록 chatter 없이 切削할 수 있는 길이와 深이가 減小되나, 스프링 常數가 95, 151 kg/mm인 경우 에는 고무의 壓縮變形率을 增加시키에 따라 chatter 없이 切削할 수 있는 길이와 深이가 增加하며 스프링 常數가 95 kg/mm인 경우에는 고무의 壓縮變形率 이 0.1954 일 때 最大値를 가지고 더 以上の 壓縮 에는 오히려 減小하고, 스프링常數가 151 kg/mm 인 경우에는 變形率이 0.171 일 때 最大値를 가지 며 더 以上の 壓縮에는 오히려 減小한다. 스프링常數 가 55 kg/mm인 경우에는 고무의 壓縮變形率 이 增加할수록 chatter 없이 切削할 수 있는 길이와 深이 가 增加하고 있다. 따라서 本 實驗에서 使用된 스프링 常數와 고무 壓縮變形率의 組合中에서 chatter 없이 切削할 수 있는 길이와 深이를 最大로 하는 組合은 스프링常數 95 kg/mm와 고무의 壓縮變形率 0.1954로서, 이 때 chatter 없이 切削할 수 있는 切削 深이가 원래의 공구대로 切削할 때 보다 6倍 增加하는 것으로 나타났다.

4. 結 論

스프링과 댐퍼를 適用시켜 設計製作한 工具台를 使用하여 스프링 및 댐퍼效果가 工作機械의 動的 安定性 向上에 미치는 影響을 實驗的으로 研究한 結果 다음의 結論을 얻었다.

1. 스프링 및 댐퍼를 부착시킨 工具台는 chatter 抑制에 效果가 있으며, 本 實驗에서는 스프링常數 95 kg/mm, 고무의 壓縮變形率 이 0.1954에서 最適 組合을 갖는다.
2. 스프링과 댐퍼를 부착한 工具台를 製作하여 實驗한 結果 最適組合에서 原來的 工具台보다 chatter 없이 切削할 수 있는 切削深이가 6倍 增加하였다.

Reference

1. Hahn, R. S., "Design of Lanchester Damper for Elimination of Metal-Cutting Chatter," Trans. ASME, vol. 73, 1951, pp. 331-335.

2. Hahn, R. S., "Metal-Cutting Chatter and Its Elimination," *Trans. ASME*, vol. 75, 1953, pp. 1073-1080.
3. Den Hartog, J.P., "Mechanical Vibrations," 4th ed. McGraw-Hill, 1956.
4. Stone, B. J. and Andrew, C., "Vibration Absorbers for Machine-Tools," *Proc. 9th Int. M.T.D.R. Conf.* 1968, pp. 647-657.
5. De Ro, M., "The Magnetic Exciter as Applied to Active Damping of Machine Tools," *Proc. 9th Int. M.T.D.R. Conf.* 1968, pp. 621-632.
6. Kato, S., Marui, E., and Kurita, H., "Some Considerations on Prevention of Chatter Vibration in Boring Operations," *Trans. ASME, J. of Engineering for Industry*, 1969, pp. 717-730.
7. Slavicek, J. and Boillinger, J. G., "Design and Application of a Self-Optimizing Damper for Increasing Machine-Tool Performance," *Proc. 10th Int. M.T.D.R. Conf.* 1969, pp. 71-81.
8. Pinotti, P. C. and Sadek, M. M., "The Design Charts for the Impact Damper," *Proc. 11th Int. M.T.D.R. Conf.* 1970.
9. Moriwaki, T., "Fundamental Study of Cutting Process Dynamics and Machining Chatter Control," Ph.D. Thesis, Kyoto Univ., 1973.
10. Kurakake, Y. and Hara, Y., "Work of Magnetic Dynamic Absorber," *Bulletin of JSME*, 1980.
11. Koenigsberger, F. and Tlustý, J., "Machine Tool Structure," Pergamon Press, 1970.