

이 연구는 1988년도 한국 과학재단 기초 연구비 지원에 의하여 이루어졌으며, 이에 감사의 뜻을 표합니다.

chatter 發生抑制를 爲한 旋盤 工具臺의  
改善에 關한 研究

鄭準基\*

Improvement of the Lathe Tool-post for the Suppression of Chatter.

Joon-Ki Chung

Abstract

High speed and heavy cutting performed for improving the surface quality and productivity, are often prevented due to chatter phenomena. Chatter is a violent relative vibration between workpiece and tool in machining of metals, and is an important limiting factor of production rate and surface quality, and reduces the tool life and the dynamic performance of machine tool itself.

In this study, in order to suppress the chatter, a modified tool-post combined with the spring and damper was designd and used in the actual cutting test.

The results of this study are summerized as follows; The spring and damper adopted in the modified tool-post have the suppressing effects of chatter, and there exists an optimum combination between spring constant and damping ratio.

Key Words : dynamic cutting process (동적절삭과정) regenerative effect (재생효과) over-lap factor (중복계수) specific cutting resistance (비절삭저항) dynamic performance (동적수행능력) limit width of cut (한계절삭폭)

\*弘益大學校 工科大學 機械工學科

### 1. 서론

공작 기계는 구조적으로 한정된 강성과 감쇠와 질량을 가질 수 밖에 없고 특히 요구되는 생산성과 정밀도를 위하여 수행되는 고속, 강력절삭 하에서는 동적으로 불안정해지며 절삭 과정에서 chatter를 유발하고, 정밀도와 생산성은 이로 인하여 제약을 받게 된다. [1]

chatter(chatter)는 공작기계의 동적 안정성에 직접 관여하기 때문에 공작기계의 동적 안정성을 연구하는 것이 중요하다. 공작기계의 동적 안정성을 고려할때, 전체 절삭계는 절삭과정과 공작기계 구조로 나누어 해석할 수 있다. [2] 절삭 과정에서는 재생효과로 인하여 절삭력의 변화가 일어나며, 공작기계 구조에서는 절삭력의 변화때문에 진동이 유발되고, 점차 진동이 커지게 된다. [3] 실제에 있어 문제가 되는 것은 거의가 재생효과에 의해 발생하는 자려 chatter이다. [4] 1회전 전에 생긴 작은 파형은 현재 회전에서 절삭할 때 절삭 깊이를 변화시키므로, 절삭력의 변동이 생기게 되며 이 현상이 계속되면 불안정한 절삭과정에 들어가게 되어 큰 진동이 발생하는데, 이것이 재생 효과이다. [5]

chatter 발생 원인과 현상을 규명하기 위한 연구와 더불어 chatter 발생을 억제하기 위한 연구도 다방면에서 수행되어 왔다. 구조적인 댐퍼, 다이내믹 댐퍼와 강성을 증가시키는 등의 수동적인 제어(passive control)나 서어보 기구를 이용한 능동 제어(active control), 또는 적응제어(adaptive control)에 대한 연구가 이들의 대부분을 차지하고 있다. [6, 7] 고댐핑 재질을 이용하고, 전자 흡수기(electro-magnetic absorber)를 사용하여 chatter를 억제하는 것도 이 연구의 일환이며, G. L. Nessler, K. J. Kim등은 점탄성 동흡진기(dynamic absorber)를 공작기계에 적용시켜 그 효과를 보고하는 등, 최근에 기계적인 댐퍼는 점탄성 재료로 대체되고 있다. [8, 9]

점탄성 재료는 온도, 주파수, 기하학적 형상, 화학 성분과 사용하는 환경에 따라 기계적 성질이 크게 변하기 때문에 사용하기가 어려우나, 구조적으로 간단하고, 적용하기 쉬우며, 경제적이라는 큰 장점 때문에 흡진기에 점탄성 재료를 적용시키는 연구가

활발하게 이루어지고 있다. 이 재질은 압축량과 주파수에 따라서도 기계적 성질이 변하기 때문에 설계에 주의가 필요하지만 이 요인들은 간단한 조작을 통하여 최적 조건을 얻는데 쓰일 수 있다. [10]

본 연구에서는 선반 공구대의 탄성과 감쇠가 chatter 발생에 미치는 영향을 연구하기 위하여 공작물측의 강성을 공구대에 비하여 상대적으로 크게함으로써 강체로 가정하고, 공구대의 구조를 1 자유도계(single degree of freedom)에 근접하도록 설계하였다. 구조의 탄성은 판스프링(leaf spring)의 두께를 변화하여 바꾸고, 감쇠는 점탄성 재질을 압축하여 압축 스트레인의 크기를 달리 줌으로써 변화시켰다. 탄성과 구조 댐핑을 변화시킨 여러 조합에서 구조의 동적 거동을 이론적으로 해석하였으며, 계의 동특성을 충격 실험으로 얻어 최적 조합을 구하였다. 수정 공구대의 각 조합들에 대한 한계 절삭폭, chatter 주파수 등을 절삭 실험으로 구하여 안정성 한계에 대한 실험을 수행하고, 최대의 안정성을 이루는 최적 조합을 확인하였다.

### 2. 이론

#### 2.1 절삭과정 동역학

동적 절삭과정(dynamic cutting process)은 정상 절삭상태(steady state cutting)에 Fig. 1과 같은 변수가 개재되어 있는 상태로써, 절삭과정에서 순간적인 절삭 깊이 (instantaneous uncut chip-thickness)  $u(t)$ 는 다음의 식과 같이 표현할 수 있다.

$$u(t) = u_0 + du(t) \dots\dots\dots (1)$$

여기서  $u_0$ 는 정상절삭에서의 절삭깊이이고  $du(t)$ 는 순간적인 절삭깊이 변화량으로써,

$$du(t) = -x(t) + x(t-T) \dots\dots\dots (2)$$

으로 표현한다. 여기서  $T$ 는 공작물이 1회전하는데 걸리는 시간이고,  $x(t-T)$ 는 1회전 전의 절삭과정에서 생겨난 진동 변위로서, Fig.2에서와 같이 아우터 모듈레이션(outer modulation)의 효과를 나타내며,  $x(t)$ 는 인너 모듈레이션(inner modulation)의 효과를 나타낸다.

절삭과정에서의 절삭력 변동  $dF(t)$ 는,

$$dF(t) = K_a b \{ \mu x(t-T) - x(t) \} \dots\dots\dots (3)$$

로 나타낼 수 있다. 여기서  $K_a$ 는 동적 비절삭저항,  $b$ 는 절삭폭이며,  $\mu$ 는 중복계수로써 전회 절삭에서 생긴 표면이 현재 회전의 절삭에 중복되는 정도를 나타낸다. 공구와 공작물의 상대진동 변위  $x(t)$ 는 지수함수를 이용하면,

$$x(t) = X e^{i\omega t} \dots\dots\dots (4)$$

가 되며, 여기서  $i$ 는 허수단위이다.  $x(t-T)$ 는  $x(t)$ 에 비하여 위상이  $\phi$ 만큼 앞서므로,

$$x(t-T) = X e^{i(\omega t + \phi)} \dots\dots\dots (5)$$

이다.

변동 절삭력  $dF(t)$ 는 식(3), (4), (5)에 의하여,

$$\begin{aligned} dF(t) &= K_a b (\mu e^{i\phi} - 1) X e^{i\omega t} \\ &= K_a b (\mu e^{i\phi} - 1) x(t) \dots\dots\dots (6) \end{aligned}$$

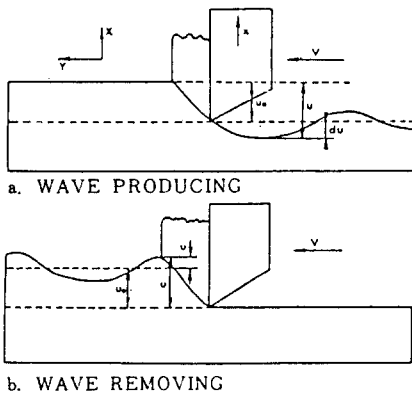
가 된다. 이때의 강성 전달함수  $T_c$ 는,

$$T_c = \frac{dF}{X} = K_a b (\mu e^{i\phi} - 1) \dots\dots\dots (7)$$

가 되므로, 절삭과정의 컴플라이언스 전달함수  $\alpha_c$ 는,

$$\alpha_c = \frac{X}{dF} = \frac{1}{K_a b (\mu e^{i\phi} - 1)} \dots\dots\dots (8)$$

가 된다.



c. VIBRATIONS IN CUTTING SPEED DIRECTION

Fig.1 Variations from steady state orthogonal cutting.

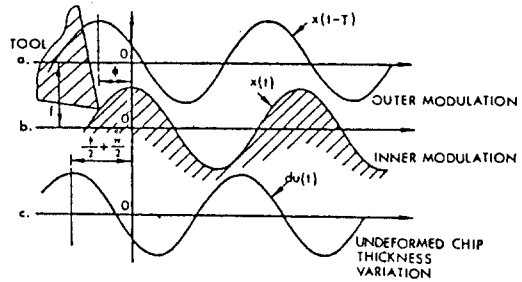


Fig.2 Undeformed chip thickness variation with regenerative effect.

## 2.2 공작기계 구조 동력학

Fig.3은 선반에서의 외경절삭 상태를 공작물 측의 강성이 충분히 크다는 가정 하에 1자유도계로 이상화한 것으로, 모델의 운동 방정식은,

$$m\ddot{x} + k(1 + i\eta)X = dF(t) \dots\dots\dots (9)$$

로 된다. 여기서  $m$ 은 상당질량,  $k$ 는 상당 스프링 상수,  $\eta$ 는 손실율(loss factor)이다.

공구와 공작물의 상대변위  $x(t)$ 와 변동 절삭력  $dF(t)$ 는 지수함수를 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$x(t) = X e^{i\omega t} \dots\dots\dots (10)$$

$$dF(t) = d\bar{F} e^{i\omega t} \dots\dots\dots (11)$$

여기서 식(10), (11)을 식(9)에 대입하면,

$$[(i\omega)^2 m + k(1 + i\eta)]X = d\bar{F} \dots\dots\dots (12)$$

가 된다. 그러므로 공작 기계 구조의 컴플라이언스  $\alpha_m$ 은,

$$\alpha_m = \frac{X}{d\bar{F}} = \frac{1}{k - m\omega^2 + ik\eta} = |\alpha_m| e^{i\phi} \dots\dots\dots (13)$$

가 된다.

식(13)은 다음과 같이 실수부와 허수부로 나누어 나타낼 수 있다.

$$\alpha_m = \alpha_D + i\alpha_Q \dots\dots\dots(14)$$

여기서  $\alpha_D$ 는 실수부 리셉턴스(direct receptance)이고,  $\alpha_Q$ 는 허수부 리셉턴스(quadrature receptance)이며,

$$\alpha_D = (k - m\omega^2) / [(k - m\omega^2)^2 + (k\eta)^2] \dots\dots\dots(15)$$

$$\alpha_Q = -k\eta / [(k - m\omega^2)^2 + (k\eta)^2] \dots\dots\dots(16)$$

로 각각 표현된다.

점탄성 흡진기(viscoelastic absorber)를 이용한 경우에는 큰 댐핑이 있으므로 계의 특성을 계산하는데는 반출력 대역법(half power band-width method)보다 동강성법(dynamic stiffness method)을 이용하는 것이 유용하다. [10-12]

동강성(dynamic stiffness)  $K$ 는

$$K = \frac{1}{\alpha} = K_D + iK_Q = k - m\omega^2 + ik\eta \dots\dots\dots(17)$$

로,  $K_D$ ,  $K_Q$ 는 실수부와 허수부 동강성(direct and quadrature dynamic stiffness)이다. 식(17)에서 실수부와 허수부를 나누어 나타내면,

$$K_D = k - m\omega^2 = \frac{\cos \varphi}{|\alpha|} \dots\dots\dots(18)$$

$$K_Q = k\eta = \frac{\sin \varphi}{|\alpha|} \dots\dots\dots(19)$$

가 된다. 따라서 주파수에 대한  $K_D + m\omega^2$  그래프에서  $k$ 를 직접 구할 수 있으며,  $K_Q / (K_D + m\omega^2)$  그래프에서는  $\eta$ 를 직접 구할 수 있다. 이 방법은  $\eta$ 가 클 때 아주 유용하다.  $k$ 와  $\eta$ 를 구하기 위하여 식(17)을 다시 나타내면,

$$k = K_D + m\omega^2 \dots\dots\dots(20)$$

과,

$$\eta = \frac{K_Q}{K_D + m\omega^2} \dots\dots\dots(21)$$

가 된다.

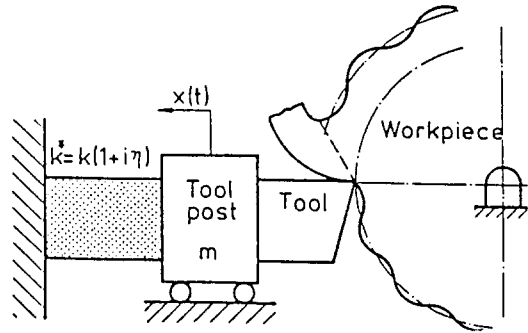


Fig. 3 Idealized model of machine-tool vibration.

### 3.3 안정 한계

재생 채터가 발생하지 않고 절삭할 수 있는 한계 점을 찾기 위하여, 절삭과정과 동작기계구조의 컴플라이언스 전달특성에 대한 나이키스트(Nyquist)경계조건을 이용한다. 재생 채터는 Fig. 4에 표시된 것처럼 동작기계 구조의 전달특성을 통하여 발생한다. 절삭시 발생하는 절삭력이, 상대변위  $x(t)$ 를 발생시키고, 이 변위가 절삭과정의 전달 특성을 통하여 변동 절삭력  $dF(t)$ 가 되어 절삭력에 피드백(feed back)되고, 이 과정이 반복되다가 안정 한계를 넘어가면 채터 진동을 일으킨다. [13]

Fig. 4 a)의 폐 회로계(closed loop system)는 Fig. 4 b)와 같이 그에 상당하는 개 회로계(open loop system)로 나타낼 수 있고, 이 상당 개 회로도(open loop diagram)의 특성 방정식은,

$$1 - G_1(i\omega) G_2(i\omega) = 0 \dots\dots\dots(22)$$

이 되어,

$$\alpha_m(i\omega) = \alpha_c(i\omega) \dots\dots\dots(23)$$

를 만족하는 주파수  $\omega$ 가 존재하는 점이 안정성의 한계가 된다. Fig. 5는 동작기계 구조와 절삭과정의 나이키스트 선도(Nyquist diagram)로서 채터가 발생하는 영역을 보여주고 있다. 이 그림에서와 같이, 절삭과정의 컴플라이언스  $\alpha_c$ 는 항상 허수부 왼쪽에 있으면서 절삭폭  $b$ 와 동적 비절삭저항  $K_d$ 에 의해 실축상을 이동하고, 동작기계 구조의 컴플라이언스  $\alpha_m$ 은 실수축 아래에 있으면서 계의 특성

에 따라 크기가 변하기 때문에,  $\alpha_m(i\omega)$  과  $\alpha_c(i\omega)$  는 상대적인 거리를 갖게된다.

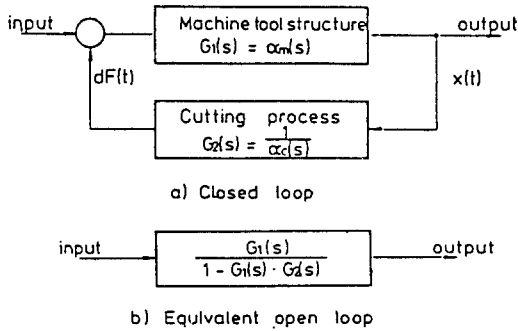


Fig. 4 Block diagrams of self-excited chatter.

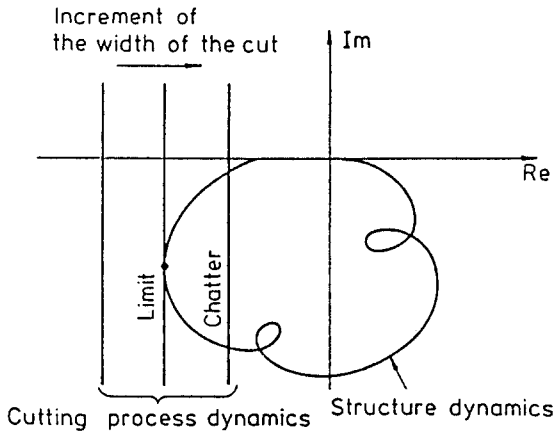


Fig. 5 Stable limit of the regenerative chatter.

### 3. 실험 장치 및 방법

#### 3. 1 실험장치

##### 3. 1. 1. 수정 공구대 (modified tool-post)

공구대의 탄성과 구조감쇠의 역할을 알기 위하여 제작한 수정 공구대는 Fig. 6과 같이 1 자유도계에 근사한 모델로 설계 하였다. 판 스프링이 4곳에서 수정 공구대 구조의 상부와 하부를 연결시켜 주기 때문에 판 스프링의 두께를 변화시킴으로써 수정 공구대의 강성을 변화 시킬 수 있고, 점탄성 재질인 고무 블록이 앞뒤로 3개씩 총 6개가 삽입되어 감쇠

의 역할을 함으로써, 점탄성 재료의 재질을 바꾸거나, 나사로 압축 스트레인의 크기를 달리해서 구조 감쇠의 크기를 변화시킬 수 있다. 고무 블록을 균일하게 압축하기 위하여 양단에 평판을 삽입 하였고, 블록과 평판사이의 마찰에 의한 비틀림을 예방하기 위하여 윤활을 하여주었다.

점탄성 재질로는 합성고무(synthetic rubber)와 폴리우레탄(polyurethane)의 2종류를 사용하였다.

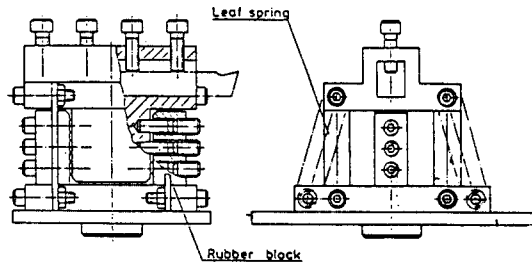


Fig. 6 Configuration of the modified tool-post.

##### 3. 1. 2. 실험장치

###### a) 충격실험 (impulse test)

충격 실험은 수정 공구대의 각 조합에 대한 동적 성질(dynamic property)들을 알기 위하여 수행 하였다. 충격 에너지를 입력으로 주고, 변위를 출력으로 받아 킴플라이언스 전달함수를 구한 후에 여기에서 상당 강성(equivalent stiffness), 손실율(loss factor) 및 고유 진동수와 상당 질량(equivalent mass)을 구한다. 충격 에너지는 충격-해머(impulse hammer)로 주며, 변위는 공구대 후면에 부착된 압전 소자형 가속도계(piezo type accelerometer)에 의해 감지된 신호를 적분계를 통하여 구한다. 각각의 신호를 FFT 분석기에 입력하여 전달함수를 구하고, 그때의 전달함수와 위상각의 그래프는 X-Y 기록계(X-Y recorder)로 기록하였다.

###### b) 절삭 실험 (cutting test)

공구대를 구성하고 있는 탄성과 감쇠의 각 조합에서 절삭 실험을 행하면서 절삭 중의 chatter 거동을 관찰하고 chatter 주파수 및 한계 절삭폭을 구하였다.

직경 70mm, 전체길이 240mm의 원통형 시편을 물림길이 120mm 로 척에 물려서 단면 절삭 실험을 하였다. 시편의 재질은 SM45C이며, 공구는 폐기형

팁 바이트(throw-away tip bit)를 사용하였다. 호울더는 Hertel사의 제품 PTFNR2525P22X 이고, TNMG 220404, P10 재질의 팁으로, 인선반경은 0.4mm이다.

공구대 후면에 부착한 가속도계에서 나온 신호는 증폭기 (amplifier)를 통하여 테이프 데이터 기록계 (tape data recorder)에 저장한 후, 이를 FFT 분석기에 입력하여 스펙트럼을 관찰하며, 채터 주파수를 구하고, 기록계에 기록함으로써 채터거동을 관찰하고 한계 절삭폭을 구하였다. 절삭 실험 장치에 대한 전체적인 개략도는 Fig. 7과 같으며, 모든 실험에 사용된 기계들과 측정 기구들의 명세표는 table 1과 같다.

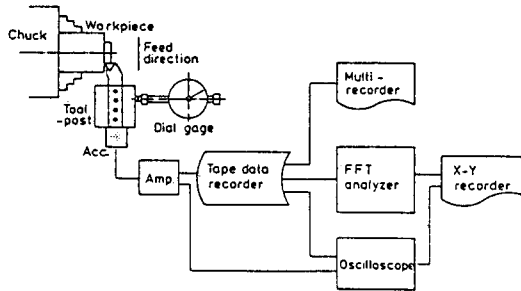


Fig. 7 Experimental set-up for cutting test.

Table. 1 Specifications of the experimental equipments.

Classification	Specification
Lathe	DAEWOO Model :DST 20 (Swing over bed 520mm Max. dist. between centers 1000mm)
Accelerometer	Ono Sokki NP-501S
Accelerometer amp. power supply	Ono Sokki PS-021
Impulse hammer	PCB 086B03 (2. 3mV/g) (Tip medium : Mod No.084B 04)
FFT Analyzer	Scientific-Atlanta SD 375 Dynamic Analyzer II
Digital storage Oscilloscope	HITACHI VC-6015
Tape data recorder	KYOWA RTP-500A
X-Y recorder	San-ei 8U16
Multi-recorder	YOKOGAWA TYPE 3061 - 63 (6 CHANNEL)
Strain amp.	San-ei 6M-47

### 3.2 실험방법

#### 3.2.1. 충격실험(impulse test)

선반에서 본래 공구대(original tool-post)를 분리한 후 그 위치에 수정 공구대(modified tool-post)를 조립한다. 판 스프링은 두께 5, 6, 7, 8, 9mm의 순서로 변화 시키고, 고무 블록은 각각의 판 스프링 두께에 대하여 합성 고무, 폴리우레탄 순서로 조합을 구성하여, 나사로 압축량을 조절 하였다.

각 조합에 대한 충격 실험 결과 수정 공구대의 주파수 응답을 구하였다. 충격 해머로 수정 공구대 후면을 타격하여 가속도계로 출력을 받고, 증폭기로 증폭시킨 후 FFT 분석기로 이너턴스(inertance; (a/F))를 구하였다.

#### 3.2.2. 절삭 실험(cutting test)

한가지 조합의 충격 실험이 끝난후, 그 조합의 상태를 그대로 유지하고 단면 절삭 실험을 하였다. 채터 진동의 영향은 배분력의 영향이 가장 크므로 배분력 방향의 진동을 검출하여 분석하였다.

척(chuck)은 일반적으로 많이 쓰이는 3조오 연동척(3-jaw universal chuck)을 사용하였으며, 공작물 고정 토크는 1300kgf·mm 로 일정하게 하였다. 공구 팁(tip)은 한번 절삭한후 새로운 팁으로 갈아 끼워 공구의 마모, 구성 인선등 기타 영향들이 최소가 되게 하였다. 공작물의 강성을 균일하게 유지하기 위하여 척으로부터 자유단 까지의 거리가 120mm 되게 공작물을 고정하고, 공작물 단면을 0.1mm 정삭한 후에 절삭 실험을 행하였다. 절삭폭을 0.1mm 씩 증가시켜 가면서 절삭을 반복하다가 채터가 일어나는 값을 한계 절삭폭으로 정하였다.

절삭폭을 정확히 맞추기 위하여 선반 베드상에 다이알 게이지를 설치하여 왕복대의 이동량을 측정 하였다.

이송은 0.07mm/rev. 으로 고정 하였고, 주축 회전 속도는 950rpm으로 하였으며, 또한 주축 회전속도를 650rpm, 1400rpm으로 변화시켜 절삭함으로써 절삭속도의 영향도 실험하였다. 또한 각각의 절삭 조건에 대하여, 본래 공구대로써 절삭 실험을 행하여 채터 발생 없이 절삭 할 수 있는 한계 절삭폭도 구하였다.

#### 4. 실험 결과 및 고찰

수정 공구대를 구성하고 있는 스프링의 두께와 고무의 압축 정도를 변화시켜 탄성과 감쇠의 여러 조합을 만든 다음 각 조합의 공구대에 대한 동특성 실험을 행하였고, 그 결과를 절삭 실험에 적용하여 탄성과 감쇠의 역할을 확인하였다.

일정 두께의 스프링에서 고무를 압축하면, 점탄성 효과에 의해, 컴플라이언스 전달 함수의 이득(gain)은 줄어들고, 공진 주파수는 높아진다. Fig. 8은 두께 5mm인 판스프링과 폴리우레탄을 사용하였을 때의 실험 결과를 도식적으로 나타낸 것으로, 탄성과 감쇠의 변화로 공진곡선이 변화하는 모양을 보여준다.

판스프링과 고무를 변화시킨 각 조합에서 수정 공구대의 이너턴스와 위상(phase)을 FFT 분석기를 통하여 얻은 결과 중, 판스프링 두께가 8mm인 경우의 측정 결과를 Fig. 9에서 보여주고 있다. 그림에서 보면, 스프링 상수와 손실율의 증가에 따라 컴플라이언스 전달 함수의 이득이 줄어들고 있는데 이것은 이론의 결과와 일치함을 보여준다.

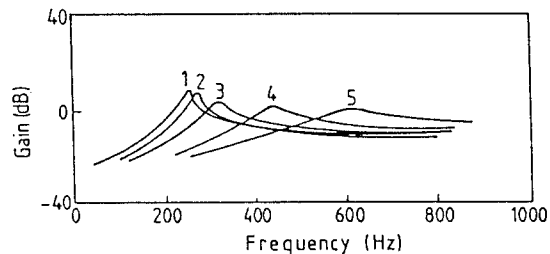
고무를 계속 압축하면 어느 지점에서 스프링 상수는 급격히 증가하나, 감쇠는 오히려 감소하는 경향이 있고, 각 조합에서의 이너턴스 변화를 비교한 결과, 고무의 압축량에는 한계가 있고, 수정 공구대를 구성하고 있는 탄성과 감쇠에는 최적 조합이 있음을 알 수 있었다. 본 실험에서의 최적 조합은 스프링 상수가 6386kgf/mm이고, 손실율이 0.345일 때로, 스프링 두께 8mm에 합성고무를 사용하였을 경우이다. 최적조합의 손실율은 스프링이 8mm이고, 합성고무를 사용한 경우의 0.365 보다 작지만, 스프링 상수가 크게 증가 하였기 때문에 안정 한계는 더 크다. Fig. 10은 스프링 8mm와 합성고무를 사용하였을 때의 Nyquist 선도이다. 이 그림에서 보면 최대 음 실수 값(maximum negative real value)이 압축량에 따라 줄어들어 절삭 과정의 컴플라이언스 전달 함수와 멀어짐을 알 수 있다.

공구대에 적용한 탄성과 감쇠의 각 조합에서 얻은 동특성 실험 결과와 이들에 의한 실제 절삭 실험 결과를 비교 하기 위하여, 각 조합에서 절삭 실험을

행하여 채터없이 절삭 할 수 있는 한계 절삭폭을 구하였으며, 그 결과에 따라 최적 조합을 결정하였다. 또한 본래 공구대로 절삭 실험하여 얻은 한계 절삭폭은 3.3mm였으며, 이 값을 수정 공구대의 각 조합에서 얻은 결과와 비교하였다. Fig. 11, 12는 각 스프링 두께에서 손실율의 변화에 대한 한계 절삭폭의 변화를 나타낸 것으로, Fig. 11은 폴리우레탄 고무, Fig. 12는 합성 고무에 대한 것이며, 각 그림에서 \*표는 본래 공구대의 한계 절삭폭을 표시한 것이다. 같은 스프링에 대하여, 합성 고무의 감쇠가 크기 때문에 한계 절삭폭도 크게 나타난다. 고무를 압축함에 따라 한계 절삭폭이 커지지만, 어느 압축량을 초과하면 스프링 상수는 커지고 뎀핑은 떨어져서 한계 절삭폭이 작아짐을 알 수 있다. 이 현상은 앞의 충격 시험에서 얻은 결과와 일치한다. 한계 절삭폭이 가장 큰 경우의 조합을 최적 조합으로 볼 때, 이 값은 스프링 두께 8mm에서, 스프링 상수 6387kgf/mm, 손실율 0.345로서 동특성 실험에서 얻은 결과와 일치하고 있다. 이 조합에서의 한계 절삭폭은 5.8mm로서, 본래 공구대로 절삭 하였을 경우의 한계 절삭폭 3.3mm에 비하여 약 1.8 배 증가하였음을 알 수 있다.

Fig. 13은 주축 회전 속도와 한계 절삭폭에 대한 실험 결과로 스프링 두께 8mm와 합성고무를 사용하고, 주축 회전도를 650, 950, 1400rpm으로 변화시켰을 때의 결과이다.

주축 회전 속도가 증가함에 따라 한계 절삭폭이



- ①  $k = 583.4 \text{ kg/cm}$     ②  $k = 864.4 \text{ kg/cm}$     ③  $k = 1055.2 \text{ kg/cm}$   
 $\eta = 0.08$                        $\eta = 0.10$                        $\eta = 0.137$
- ④  $k = 2491.1 \text{ kg/cm}$     ⑤  $k = 4693.4 \text{ kg/cm}$   
 $\eta = 0.198$                        $\eta = 0.269$

Fig. 8 Variation of resonance curve of the modified tool-post. (t=5mm, polyurethane)

감소하고 있음을 알 수 있다. 손실율이 작을 때는, 0.5mm, 손실율이 클 때는 0.3mm 정도의 향상을 가져왔다. 손실율이 작을 때는 스프링의 영향이 아주 크지만, 손실율이 커짐에 따라 고무에 의한 감쇠효과가 커지고, 스프링의 효과는 상대적으로 작아지

므로, 압축량이 클 때 한계 절삭폭의 증가량이 상대적으로 작다. 이러한 결과는 일반적인 외경 선삭에 대해서도 공구대의 구조를 바꿈으로써 채터의 발생을 억제할 수 있음을 보여주고 있다.

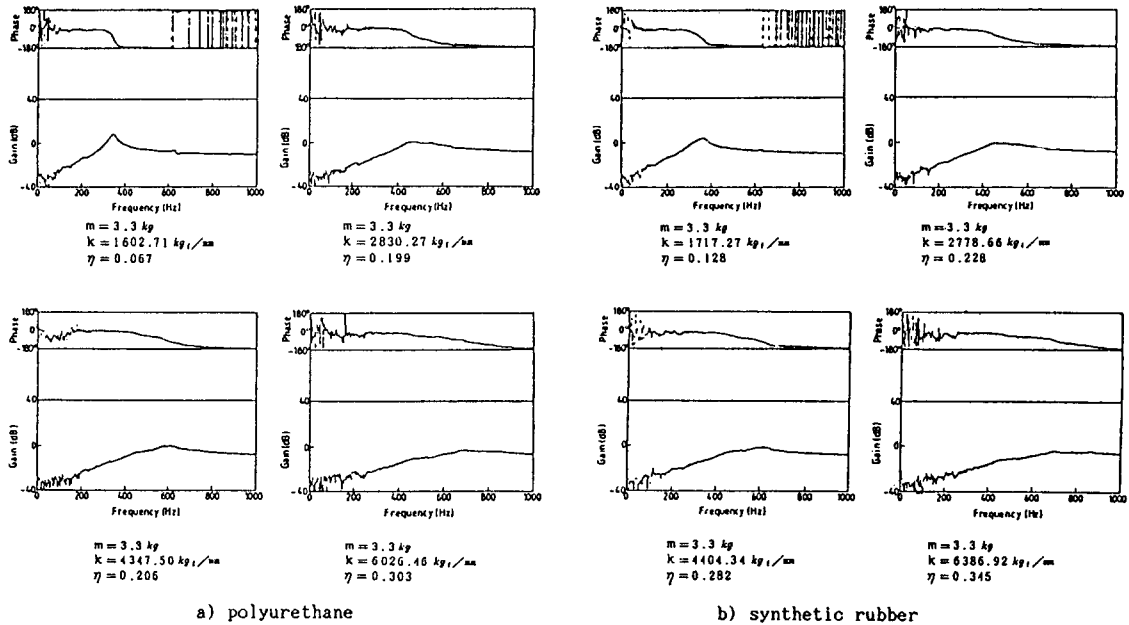


Fig. 9 Inertance of the modified tool-post. ( $t=8\text{mm}$ ) a) polyurethane, b) synthetic rubber

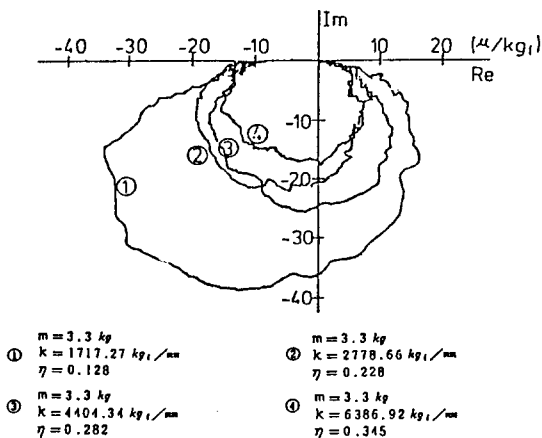


Fig. 10 Compliance transfer function of modified tool-post. ( $t=8\text{mm}$ , synthetic rubber)

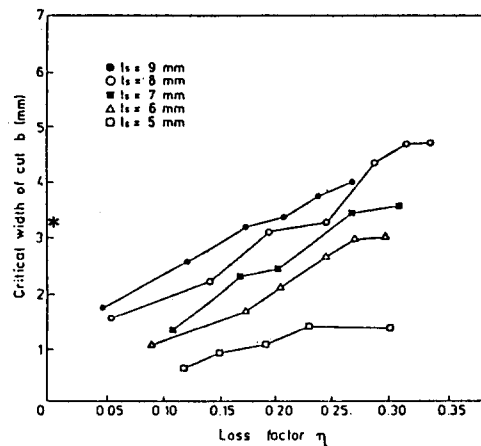


Fig. 11 The relation between the critical width of cut and loss factor. (polyurethane)



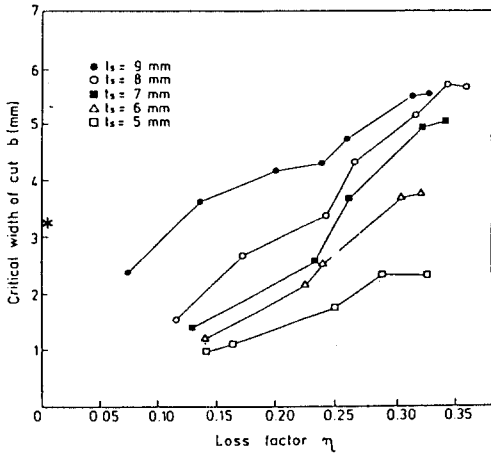


Fig. 12 The relation between the critical width of cut and loss factor. (synthetic rubber)

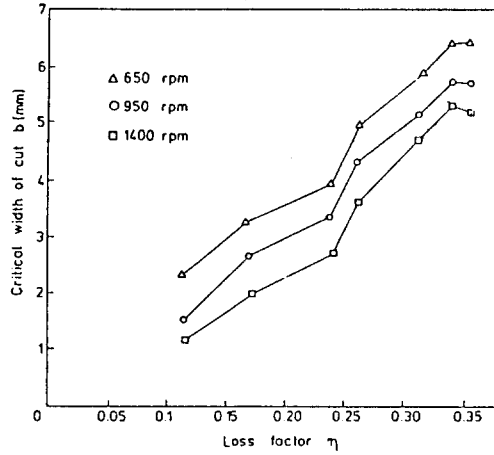


Fig. 13 Effect of the cutting speed on the critical width of cut. ( $t=8\text{mm}$ , synthetic rubber)

### 5. 결론

본 연구는 선반가공시 발생하는 체터의 억제를 목적으로 공구대를 구성하고있는 탄성과 감쇠를 변화시킴으로써 탄성과 감쇠가 체터 발생에 미치는 영향을 조사하였다. 절삭계를 1자유도계로 단순화하여 해석하고 이에 근사한 구조의 공구대를 제작하여 동특성실험과 절삭 실험을 수행함으로써 탄성과 감쇠가 체터에 미치는 영향을 규명하고 이들 사이의 최적 조건을 구하였으며, 이들의 조합에서 본래의 공구대와 비교하는 실험을 한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 공구대에 적용한 탄성과 감쇠는 체터 억제에 큰 효과가 있다.
2. 공구대를 구성하고 있는 탄성과 감쇠의 조합에서 최적 조건이 존재하며, 본 구조에서의 최적 조합은 스프링 상수가 6387 kgf/mm 이고, 손실율은 0.345으로 나타났다.
3. 본 수정 공구대의 구조는 최적조합에서 본래

공구대를 사용하였을 때의 한계 절삭폭 3.3mm에 대하여 5.8mm로써 안정 한계가 약 1.8배 증가 하였다.

### 参 考 文 献

1. Moriwaki, T., "Fundamental Study of Cutting Process Dynamics and Machining Chatter Control", PH.D. Thesis, Kyoto Univ. 1973.
2. Koenigsberger, F. and Tlustý, J., "Machine tool Structures", Vol. 1, Pergamon Press, 1970, pp. 115-339.
3. Weck, M., "Machine-tools", John Wiley, vol. 4, 1984, pp. 46-90.
4. Maddux, K., "Machine-tool vibration", American Machinist Special Report, no. 60, 1973.
5. Hahn, R. S., "Metal Cutting Chatter and Its

- Elimination", Trans. ASME, 1953, pp. 1073-1080.
6. Nachtigal, C.L. and Cook, N.H., "Active Control of Machine tool Chatter", Trans. ASME, 1970, pp. 238-244.
  7. Tanaka, N., Suzuki, N., Iwata, Y., Kanai, A., and Miyashita, M., "Design of Servo-damper Control System", Bull. JSME, vol. 20, 1977, pp. 1269-1276.
  8. Nessler, G.L. et al, "Design of a Visco-elastic Dynamic Absorber for Machine-tool Application", Trans. ASME, 1977, pp 620-623.
  9. Kim, K.J. and Ha, J.Y., "Suppression of Machin-tool Chatter Using a Visco-elastic Dynamic Damper", Trans. ASME, vol. 109, 1987, pp. 58-65.
  10. Nashif, A.D., John, D., and Henderson, P., "Vibration Damping", John Wiley, 1985, pp. 50-168.
  11. John, D., "On the Identification of Multiple Degree of Freedom Systems from Experimental Data", Shock and Vibration Bulletin, pp. 91-106.
  12. Tse, F.S., Morse, I.E., and Hinkle, R.T., "Mechanical Vibrations", 2nd ed. Allyn and Bacon, 1978, pp. 45-60.
  13. 天野知男, "旋削加工の mode 解析と活用", 應用機械工學, 1986, pp. 107-131.