

공작기계기술의 현재와 미래(5)

강 철 희*

Machine Tool Technology;The Present And The Future (5)

C. H. Kahng*

강좌 시리즈 차례

- | | |
|------------------------|----------------------------------|
| (1) 서론 | (11) EDM, Laser 가공 공작기계 |
| (2) 공작기계의 고속화와 고성능화 | (12) CNC 컨트롤의 발전 |
| (3) 고속MC의 Tooling | (13) 공작기계의 새 개념(VARIAX, HEXAPAD) |
| (4) 공작기계의 정밀화 | (14) 측정, Sensing 기술 |
| (5) 공작기계의 동적 특성 | (15) CAD/CAM/CAE 와 공작기계 |
| (6) 공작기계의 열적 특성 | (16) 공작기계의 성능 평가 |
| (7) CNC-선반의 현재와 미래 | (17) Metal Forming 공작기계 |
| (8) 머시닝 센터의 현재와 미래 | (18) 생산시스템(FMC, FMS) |
| (9) CNC 연삭 공작기계 | (19) 미래의 생산(CIM, IMS) |
| (10) 초정밀 가공 공작기계 | (20) 한국 공작기계의 갈 길 |

5. 공작기계의 동적 특성 (Dynamic behavior)

5-1. 서론

공작기계의 정밀도는 정적, 동적 그리고 열적 특성에 좌우된다는 사실은 4장 Fig. 4-3의 예를 들어 충분히 설명한 바 있다. 4장에서는 주로 정적특성(Static behavior)에 대해서 설명한 바 있으나 이번에는 동적 특성에 대해서 논술하고자 한다.

진동문제의 해소는 가공기술의 향상, 공작기계의 진보에 절대적으로 중요한 과제이다. 절삭, 연삭 및 미세

가공에서 진동이 발생하여 가공을 계속할 수 없게 되거나 가공을 했다해도 가공표면에 Chatter mark를 남기게 되어 요구 품질을 만족할 수 없는 경우가 있다.

공작기계는 많은 부품을 조립하여 만든 것이기 때문에 동적현상은 다질량 (Multi-mass) 으로 고려해서 진동을 생각해야겠지만 대부분의 경우 단위 질량 (Single-mass) 으로 생각하여 Fig. 5-1과 같이 그 진동 이론을 종합하고 있다.⁽¹⁾

다음 그림에서는 Time domain (시간영역)을 표시하여 정적, 동적 힘이 진동에서 발생하는 Inertia

* 統一重工業(株) 전문

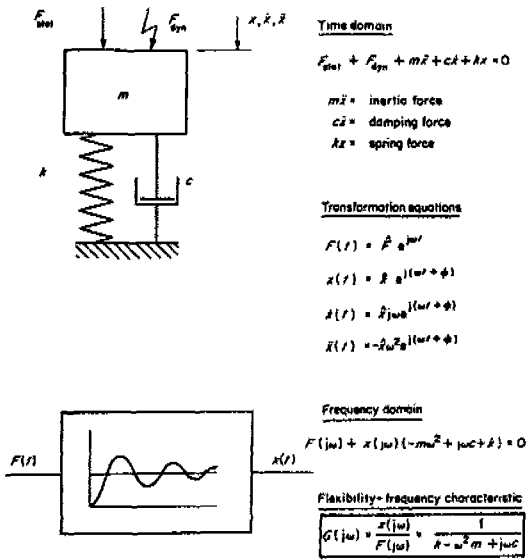


Fig. 5-1 Diagram of principles and transmission function of a single-mass vibrator

force, Damping force, Spring force와 합하면 Zero가 된다는 것을 의미하고 있으며, 증간의 Trans-

formation equation을 $F(t)$ 와 $x(t)$, $\dot{x}(t)$, $\ddot{x}(t)$ 로 표시하고 있으며, Flexibility-frequency characteristic의 수식으로 공작기계의 동적작용 (Dynamic behavior)을 표시하고 있다. 진동에서 일어나는 여러 현상을 도표로 표시한 것이 Fig. 5-2이다. 여기에서 Flexibility ($\frac{x}{F}$), Phase angle $\phi(x/F)$, Polar curve의 성질을 잘 알 수 있다.

공작기계의 진동문제는 1960년부터 1970년 사이에 가장 인기있는 연구과제로서 수많은 이론 논문과 실험 방법 및 그 결과가 발표되어 있다. 여기서는 여러 상이한 수식으로 표현한 진동 이론을 열거하기보다는 공작기계를 설계하는데 있어서 유익하다고 생각되는 것만을 추려서 설명하겠다.

5-2. 진동의 종류와 그 원인

금속을 절삭함에 있어서 Work와 공구 사이에 상호간의 운동이 절삭과 이송운동에 의해서 발생하는데 이때 발생하는 진동을 두 가지로 구별한다. 가공시 외부로부터의 진동 (Externally excited)과 절삭계 내부에서 일어나는 진동 (Self-excited)이 있다.

Fig. 5-3에 정리한 것을 보면 자려진동 (Self-

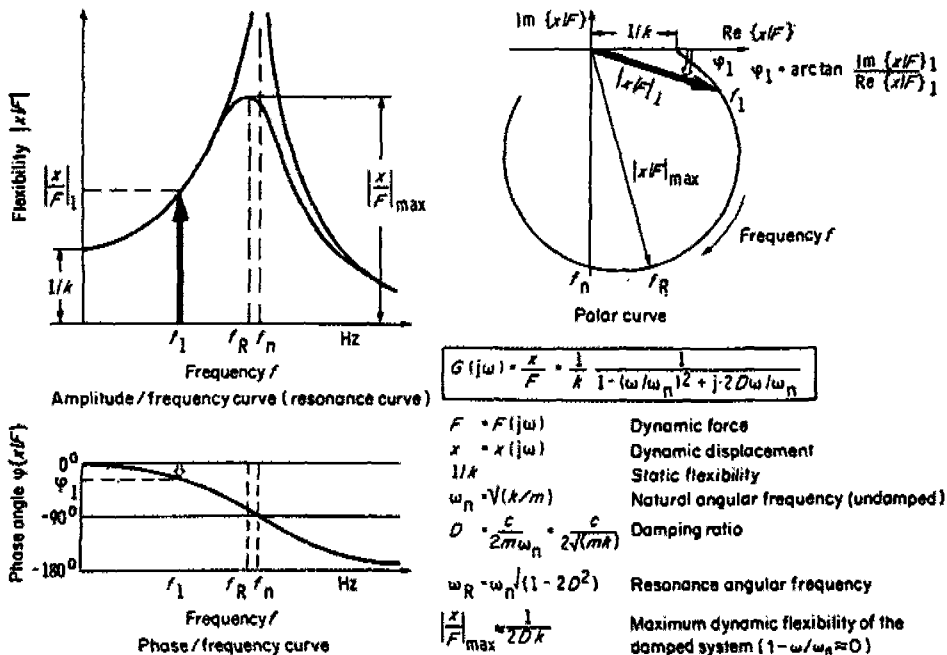


Fig. 5-2 Flexibility-frequency characteristic of a single-mass vibrator

Self-excited	Externally excited
Cutting-force 'background noise' Force inversely proportional to velocity 'Built-up' cutting-edge formation Position of interface Regenerative effect	Interference forces transmitted through foundation Out-of-balance forces, gear-tooth engagement shocks, bearing faults Alternating cutting-force direction Interrupted cutting Cutter contact shock

Fig. 5-3 Vibrations in metal-cutting machine tools

excited vibration)은 가공하는 도중에 자연적으로 에너지가 발생하여 진동이 계속되며 기계구조물 또는 공구, Work에 진동이 전달되는 것을 말한다.

그 원인을 종합하면 1) 절삭속도를 증가시키면 절삭력이 감소되어 가공에 안정을 잃게된다. 2) Built-up edge가 발생한다. 공구 선단에 Chip이 Micro-welding되어 Built-up edge(구성인선)이 발생, 소멸하는 과정을 반복하므로서 절삭력의 증폭이 일어난다. 이러한 원인 때문에 진동이 발생한다. 특수한 재료를 주로 낮은 절삭속도로 절삭할 때 발생하기 쉽지만 절삭조건을 바꾸거나 윤활유를 투입하면 Built-up edge는 소멸된다. 3) Regenerative effect (재생 효과)의 원인

은 전가공시 진동이 발생한 부분에는 가공표면이 Wave형으로 남아 있게 되는데 그 밑을 다시 절삭하게 되면 절삭깊이에 차이가 발생하여 절삭력에 변동이 발생한다. 그 절삭력 변동이 진동의 원인이 된다. Regenerative effect에 대해서는 많은 과학자들이 연구를 하고 있으며 Fig. 5-4에 그 Model을 볼 수 있다. 그림에서 볼 수 있듯이 이 System에 Damping이 불충분하면 시간 t_1 에서 절삭력이 변화하고 Work와 Tool 사이에 고유 진동이 발생하여 t_2 에서 과도형 가공 표면을 남기게 된다. Work가 한바퀴 회전 후의 시간 t_3 에 오면 과도형 Chip을 가공해야 하기 때문에 절삭력이 상하의 변동이 생기며 이 때의 고유 진동수로 진동을 계속하게 되는 것이다. (t_4) 그러나, Tool-work system나아가서는 Spindle/holder/tool/work-System이 높은 강성 (Stiffness)을 보유하거나 Work가 연질이거나 절삭 깊이가 적을 때는 절대 절삭력이 비교적 적으므로 이와 같은 경우는 발생하지 않는다.

외부에서 전달되는 진동 (Externally excited vibration)의 원인을 종합하면 1) 기초 지반(Foundation)이 적합하지 않아 거기에서 발생하는 진동이 전파되거나 2) 기계의 어떤 요소 즉 베어링, 기어의 접촉 불균형이 발생하는 경우 3) 또는 밀링과 같이 지속적이지 않고 단속 (Interrupted cutting) 절삭을 할 때

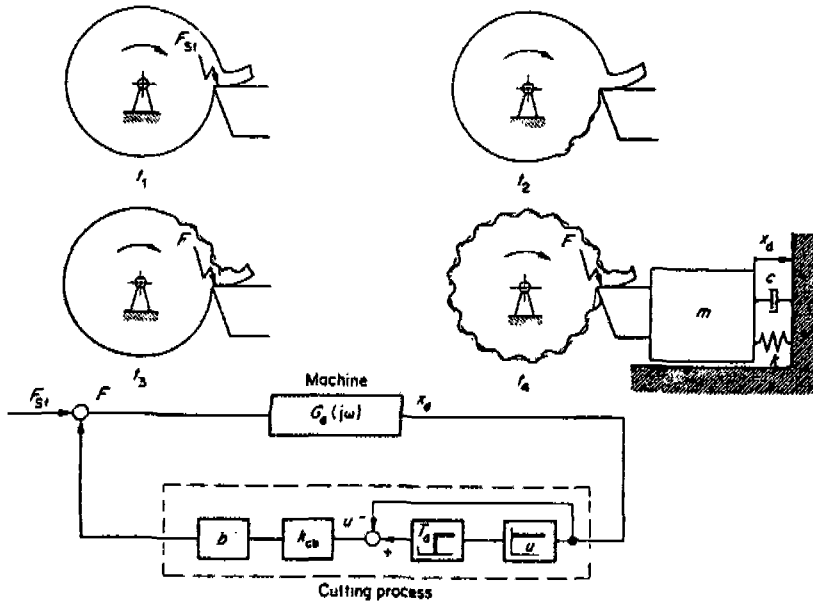


Fig. 5-4 Diagrammatic presentation of the regenerative chatter process

발생하며 그 때의 기계의 진동수는 자극하는 힘의 진동수 (Excitation frequency)와 동일하며 기계의 고유 진동수 (Natural frequency)와 Excitation Frequency가 일치할 때는 공진을 일으켜 큰 진폭 (Amplitude)을 가지게 된다. 4) 동력을 전달하는 Pulley 균형이 잡히지 않아 진동을 발생시키는 경우 5) 회전체의 불균형 6) 유압 시스템의 주기성 힘의 발생 7) 주축 모터의 자장 불균일 때문에 생기는 주기성 힘 등이다.

5-3. Dynamic Flexibility

공작기계를 Control 기술의 관점에서 볼 때 공작기계는 전달(Transmission) 또는 전달 (Transfer) 요소로 취급할 수 있다. 그러므로 기계의 Transfer 성질은 Frequency response curve로 표시할 수 있다. 이 Curve는 Flexibility frequency response curve라고 말한다. Flexibility-frequency response curve는 공작기계 절삭 과정의 Stability (안정성)을 평가하는 기초적인 도구인 동시에 외부에서의 진동 발생을 평가할 수 있는 것이다. Flexibility-frequency response curve를 얻기 위해서는 공작기계의 여러 방향을 바꿔가면서 진동(충격)을 주고 거기에 대응하는 공작기계 각 부위 변위를 측정하는 방법을 말한다. Fig. 5-5에 기본적인 test장치의 구성을 표시하였다. 가진기 (Exciter)는 공작기계에 진동할 부분에 증폭된

힘을 주고 이 때 힘의 측정을 한다. 힘을 측정된 값과 변위 값의 Transfer한 값은 Recording unit로 전달되고 여기서 Fourier analyser에 의해서 진폭과 Phase curve 또는 Polar curve로 그려지며 이 Curve들은 X/Y Plotter형으로 완성된다. 주어지는 Power signal은 여러가지가 있으며 그것을 대별하면 Sinusoidal (사인곡선), Stochartic (확률적), Aperiodic (불규칙적) 등이 있는데 각 Signal마다 적합한 Exciter를 사용해야 한다. 주어진 Power signal과 Exciter의 종류 그리고 고유 진동수, 힘의 관계를 Fig. 5-6에서 볼 수 있다.

5-4. 가진기(Exciters)의 종류

공작기계의 동적 특성을 자세히 연구하기 위해서는 가진기의 사용이 필수조건이다. 여기에 여러 종류의 가진기를 설명하고 그 특징, 사용범위를 설명하고자 한다⁽¹⁾

1) Electrodynamic exciter

매우 소형 공작기계의 실험에 쓰인다. 비교적 적은 힘 (30N)만이 사용되고 Frequency는 3000Hz까지 얻을 수 있다. (Fig. 5-7)

2) Electrohydraulic relative exciters

이 Exciter는 거의 모든 Size의 공작기계에 사용될 수 있다는 것과 소형이기 때문에 쉽게 다룰 수 있는 특징이 있다. Fig. 5-8는 그 단면도이다. Oil의 흐름은 Hydraulic control unit에서 공급되는 오일이

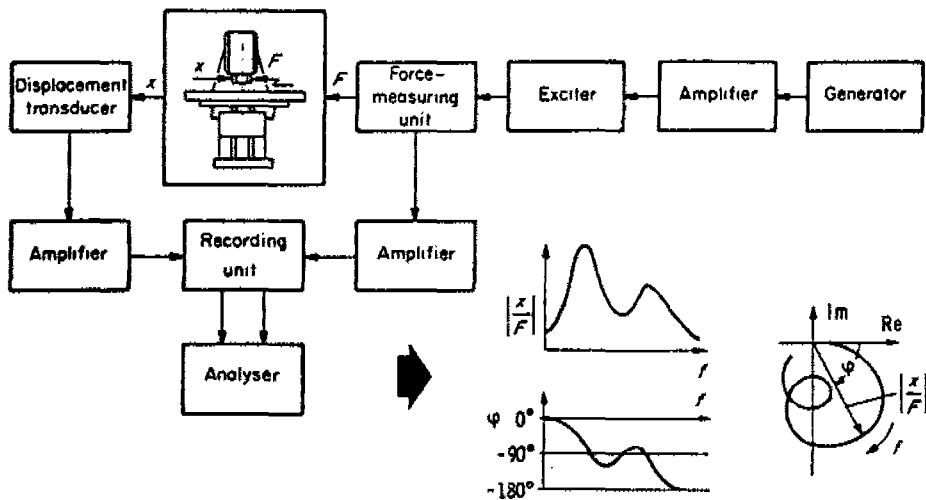


Fig. 5-5 Basic set-up for dynamic flexibility tests on machine tools

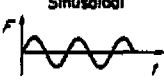
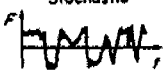
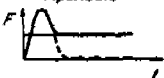
Test power signal forms	Exciter	f_{max} (Hz)	max F_{dyn} (N)	max F_{ster} (N)	Costs		Machine condition	Analysis of weaknesses
					Capital	Running		
Sinusoidal 	Electrodynamic relative absolute exciter	3000	20	70	Low	High	Stationary	By interpreting sinusoidal signals
	Electrohydraulic relative exciter	800	1500	7000				
Stochastic 	Electromagnetic relative exciter	1000	500	200	High (Fourier analyser)	Low	Rotating units	
	Electrohydraulic absolute exciter	300	2000	-			Linear moving units	
Aperiodic 	Impulse hammer	2500	5 Hz ⁻¹	-			Rotating and linear moving units	By modal analysis of stochastic and aperiodic signals
	Intermittent impact generator	(2500)	(5 Hz ⁻¹)	4000			Stationary	

Fig. 5-6 Features and applications of various test signals and methods of excitation

Servo-valve를 거쳐 각 Piston을 누르는데 전기 Signal에 의해서 교류로 움직여준다. 정적인 예압은 뒷면에 있는 Piston에 주어진다. 주어진 힘은 Wire strain gauge로 측정한다. Static preload가 7000N 이하이고, Dynamic load는 1500N 이하이며, 진동수는 0-800Hz까지 측정할 수 있다. (Fig. 5-8)

3) Electromagnetic relative exciter

이 Exciter는 Spindle speed의 영향이 어떻게 Dynamic Flexibility behaviour에 미치는지 그 경향을 결정하는데 쓰여지고 있다. Fig. 5-9는 설계원리

를 나타내고 있다. 전자 Flux가 U자형으로 되어있고, 전자(Electro-magnetic) 회전하는 공구를 통하여 Loop로 구성되어있다. Eddy current의 전력 손실을 적게 하기 위하여 Dummy work 또는 Dummy tool 을 적용하여 만들어져 있다. Magnetic Induction은 두개의 분리된 Coil에서 발생되며 각각 교류와 직류의 전류에 의해서 부가된다. 이것을 정적 또는 동적힘으로 만들어지고 Exciter force는 Piezo-electric load

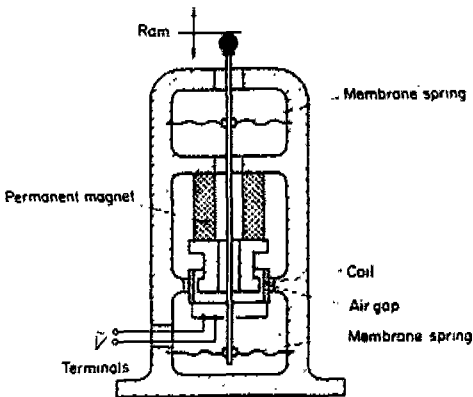
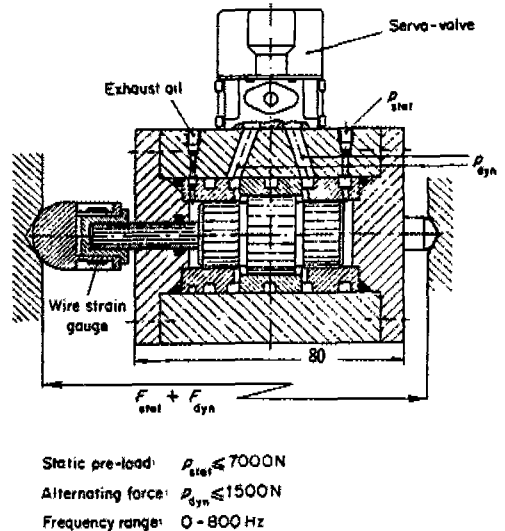


Fig. 5-7 Diagram of an electrodynamic relative exciter



Static pre-load: $P_{ster} \leq 7000N$
 Alternating force: $P_{dyn} \leq 1500N$
 Frequency range: 0 - 800 Hz

Fig. 5-8 Electrohydraulic relative exciter

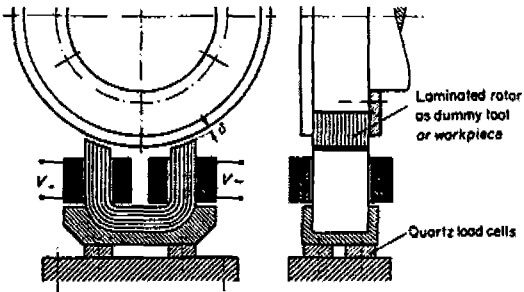


Fig. 5-9 Electromagnetic exciter; power curve based on frequency

cell에 감지되어 (Monitored) 직선적인 변위는 Eddy-current recorder로 측정되지만 전혀 접촉하지 않는다. 이와같은 Exciter는 동력을 130N에서 최고 2000N의 힘을 1000Hz까지의 진동수내에서 발동시킬 수 있다.

4) Impulse hammer

햄머형인 직접적인 Exciter로서 Impulse force (충격적인 힘)를 발생시키는데 사용한다. Piezo-quartz load cell을 이용 Anvil을 교환해 가면서 실험할 목적으로 사용한다. 힘의 측정에는 동일하게 설계된 햄머에 Strain gauge를 사용하여 측정이 가능하다. 여러가지 강도를 지닌 재료로 Anvil을 사용하면 각각 거기에 맞는 시험이 가능하다. (Fig. 5-10)

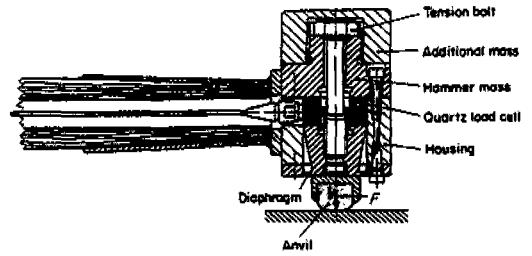


Fig. 5-10 Hammer for producing impulse signals for tests

많은 점으로 좌표를 나타낸다.

2) 측정 위치를 선정하는데 중요한 부분이지만 측정이 불가능한 경우 가능하면 관심있는 부위 가까이 측정점을 정하도록 한다.

3) 측정 위치가 결정되면 전달 함수를 얻기 위해 가진 (Exciting)을 한다. 이때 전송한 바와 같은 여러 가진기 (Exciter)중에서 해당되는 가진기를 선택하고, 거기에 맞는 가진방법을 사용해야 한다(Fig. 5-6 참조). 이 과정에서 가속도계를 사용하는 것은 속도계나 변위계에 비해 높은 주파수까지 왜곡없이 응답신호를 측정할 수 있기 때문이다.

5-5. 진동의 Mode 해석

컴퓨터의 연산속도와 저장능력의 급속한 발전에 힘입어 이미 오래전부터 이론적으로만 사용 되어진 Mode 해석이 실제로 구조물의 진동해석에 쓰이게 되었다. Mode 해석이란 구조물의 동적 특성을 고유 진동수, 감쇠계수, Mode shape등의 데이터를 이용해서 수학적으로 나타내는 과정이다. 구조물을 선형성의 진동 시스템으로 보고, 측정되는 전달함수가 시간에 따라 변화하지 않는다는 것을 기본으로 한다. Mode의 해석의 주목적은 대상 구조물의 취약부를 분석하여 그 구조물의 고유진동수, 고유진동수에서의 감쇠계수 Mode shape를 통하여 얻어지는 구조물의 질량(M)과 강성(K)의 분포 예측 및 취약부 검색을 하여 공작기계와 같은 조립구조물의 조립상태를 검토하는데 이용할 수 있다. Mode 해석 과정을 Fig. 5-11에 나타내었다.⁽²⁾

1) 대상 공작기계를 삼차원으로 좌표화하여 다수의 점으로 좌표를 나타내고 특별히 주목해야 할 부분에 더

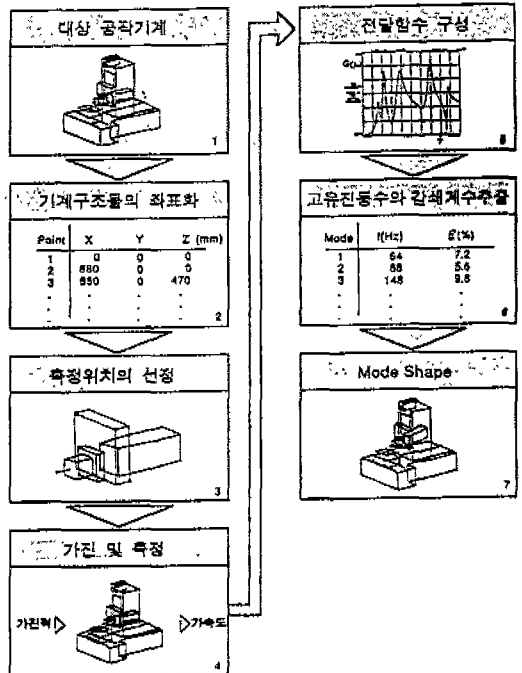


Fig. 5-11 Procedure of vibration mode analysis

4) 가진력을 Force transducer로 측정하고 이 신호를 증폭하여 FFT Analyzer에 입력한다. 가진에 대한 응답 신호는 가속도를 측정하고 증폭해서 FFT Analyzer에 출력으로 넣는다. 전달함수는 $X(j\omega)/F(j\omega)$ 의 관계로 구성되는데 외부로부터의 Noise를 최소한으로 하기 위해 몇 개의 전달함수를 합산하여 평균값을 택한다.

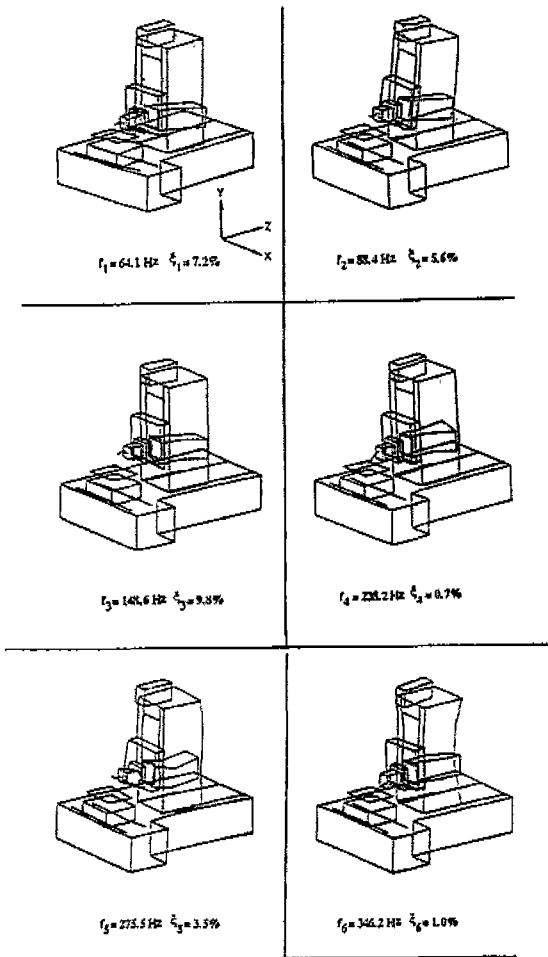
5) FFT Analyzer에서 얻어진 전달함수는 측정번호에 따라 PC에 저장시키고 Model software를 통하여 고유진동수와 감쇄계수를 추출하게 된다.

6) 고유 진동수와 감쇄계수가 추출되면 각 점의 X, Y, Z 방향 전달함수의 Compliance에서 진동 모드들의 진폭을 찾을 수 있다.

7) 이와 같은 방법으로 좌표점의 X, Y, Z 방향 진폭을 결정하고 CRT 상에 움직이는 연상으로 만들어 내면 취약부 해석을 위한 진동 모드드가 완성된다. Mode 해석의 결과는 고유 진동수, 감쇄계수, 진동 Mode로서 이 세가지 Data로 대상 구조물의 동적 특성을 함축성있게 해설할 수 있다.

5-6. Mode 해석의 응용

Mode 해석의 한 예를 통일중공업(주)에서 개발한 머시닝 센터 MCH 30A를 모델로 하여 그 과정과 효과를 설명하겠다. 머시닝센터는 4개의 Component (Bed, Spindle head, Column, 그리고 Pallet)로 나누어 기계 구조물을 분리해서 관찰할 수 있도록 하였다. Model software는 구조물의 동적거동을 여러 각도에서 볼 수 있도록 대상물체의 회전을 허용하고 정면도, 측면도, 평면도에서 관측이 가능하도록 하고 있다. 취약부를 해석할 때는 일단 기계 전체의 동적 거동을 자세히 관찰해서 진동모양의 특징을 찾아내고 주된 진동 모양이 어느 부분의 굽힘으로 생기는지를 관찰한다. 큰 진폭을 만드는 부위 근처가 취약부가 된다. 전달함수를 얻기 위해 가진 실험을 실시하였으며 0-400Hz사이의 주파수에 해당하는 전달함수를 측정하였다. Fig. 5-12에서 6개의 진동 Mode를 볼 수 있다.¹³⁾ Mode 해석에서 고유진동수 및 감쇄계수는 다음과 같이 얻어졌다.



Mode	고유진동수(f)	감쇄계수 ξ
1차	64Hz	7.2%
2차	88	5.6
3차	148	9.8
4차	238	0.7
5차	275	3.5
6차	346	1.0

Fig. 5-12 Different mode shapes

6개 Mode 중에서 저주파수의 고유진동이 공작계의 가공정밀도에 상대적으로 큰 영향이 미치는 것을 고려하여 1차, 2차 Mode에 대한 해설을 하면 다음과 같다.

1차 Mode. $f=64\text{Hz}$ 는 Y축 Saddle이 상하로 크게 진동하는 것을 알 수 있고, Y축 Saddle과 결합되어 있는 주축 모터, 주축대도 같은 운동을 한다. 이 때 주축 모터의 무게 때문에 주축대와 모터가 부분적으로 분리가 되고 모터부위에 굽힘이 생긴다. 기계의 베드는 앞과 뒤가 번갈아가며 Y축 방향으로 진동을 하고 이것이

Column에 영향을 미쳐서 안내면 위에서 진동하게 한다. 그러나 기계의 Bed와 Column은 Y축 Saddle에 비해서 작은 진동폭을 갖는다. Column 구조물내의 왼쪽 하부 Linear motion guide는 오른쪽 Guide에 비해 진동폭이 크다. 이것은 조립시에 예하중을 균형있게 주지 못했기 때문이라 생각된다. 그리고 X, Y, Z축의 안내면은 각각 Bed와 Column에 잘 결합되어 있음을 보여주고 있다.

2차 Mode $f=88\text{Hz}$ 는 기계 베드의 상부가 Z 방향으로 약간 진동을 하고 이에 따라 베드위에 놓여있는 테이블과 Column의 영향을 받는다. Column은 Z축 안내면 위에서 앞뒤로 움직이면서 Column에 약간의 굽힘이 생기고 또한 Y축을 중심으로하여 비틀림도 약간 생긴다. 주축 모터는 Z축을 중심으로 회전운동을 보이고 모터의 끝부분은 Y방향으로 크게 움직인다.

Column 상부의 Y축 이송시스템은 체결되어 있지만 약간의 굽힘이 생긴다.

전술한 예와 같이 Mode 해석을 이용해서 취약부에 대한 분석을 충실히 할 수 있고 또한 얻은 결과를 유용하게 사용할 수 있다. 예를들면 임의의 가진점에서 임의의 가진력에 대한 구조물의 진동을 예측할 수 있는 구조진동 Simulation을 할 수 있다. 이것은 머시닝 센터의 경우 밀링 가공시 생기는 단속절삭 즉, 주기성 가진에 대한 기계구조물의 진동상태 특히 주축과 Table 간의 상대진동을 예측할 수 있다. 그리고, 외부의 진동이 지반을 통하여 유입될 때 기계구조물이 어떻게 진동하는지를 알 수 있고, 더 나아가서 가공물에 어떤 영향을 주게 되는지 예상할 수도 있다. 이와 같이 각 점간의 전달 함수를 단지 Mode shape만 가지고 완전히 재현시킬 수 있다. Mode 해석의 결과를 이용할 수 있는 또 다른 것은 구조 변경 Simulation을 만들어 해설할 수 있다는 것이다. 예를 들면 MC의 경우 주축모터의 무게를 반으로 감소시켰을 때 기계의 동적 거동과 고유진동수가 어떻게 변하는지 혹은 Ball screw의 강성을 증가시켰을 때 즉, 지름을 증가시켰을 때 Y축 Saddle의 진동 양상이 어떻게 바뀌는지를 예상할 수 있다.

5-7. Chatter vibration을 제거하는 방법

급속가공중 발생하는 Chatter vibration은 절대 회피해야하며 여러 경험과 연구 결과를 토대로 이것을 막을 수 있다. 그 여러 방법을 Fig. 5-13에 종합하여 정리하였다. 공작기계의 Work와 공구, 그리고 절삭조건

의 세 가지로 구분하여 정리한 것을 보면,

공작기계의 안정조건을 보면 1) 정적 강성을 높일 것 2) 기초지반을 단단하게 하거나 Damping을 가지게 할 것 3) 공작기계 요소가 최적(Optimum)의 위치에 있도록 할 것 4) 가공속도를 변화시켜 Regenerative 효과를 적게 할 것 5) Machine tool-processing system을 Active damper, Passive damper, Damping support, Damping strip을 통하여 Damping을 높이게 한다. 공작기계의 설계측면에서 볼 때는 후자인 Damping system을 공작기계에 채용하면 Chatter vibration을 없애는데 도움이 될 것이다. Fig. 5-14를 보면 여러 Damping 방법과 해당되는 공작기계 종류 및 작용 원리를 설명하고 있다.

5-8. Chatter 진동 제거 방법의 한 예

Thusty 교수가 6차 국제 공작기계 기술자 회의(IMEC, 1994)에서 발표한 Keynote Speech "High Speed Milling"에서 고속 밀링 가공에서 발생할 수 있는 Chatter 진동에 대한 해설은 매우 유익한 연구결과이다.⁴⁰ 여기에 그 요점을 소개하므로써 이 문제를 어떻게 해결해야 하는가를 알 수 있을 것이다. 우선 Process damping의 개념이다. 이 개념은 저속 Turning 할 때 Chip을 매우 넓게 깎을 수 있으며 End milling에 있어서는 (절삭속도가 20m/min 일 때) 공구의 전 길이(Length)로 절삭할 수 있다는 것이다. 그러나, 절삭속도를 상승시키면 큰 Chatter 진동이 발생한다. 그 원인은 Fig. 5-15 위 부분에서 볼 수 있듯이 기존 표면이 Wave형으로 된 것을 깎기 때문에 일어나는 자러 진동(Regenerative chatter)이다. 모든 밀링 공구의 Tooth가 전 가공된 Wave형 표면을 깎은 다음에 또 다시 Wave형 표면을 남겨 놓게된다. 그 때의 진동수 f_c 는 Spindle / holder / tool / work / machine structure의 고유 진동수 f_n 에 의해서 정해지며, f_c 는 f_n 과 매우 가까워지고 절삭속도의 고저에 따라서 변동하지 않는다. 그래서 Wave의 길이 w_n ,

$$w = \pi dn/fc$$

로 표시할 수 있으며 저속에서는 매우 짧은 길이가 될 것이다. 공구의 Flank face의 Relief angle의 변화는 Fig. 5-16 위에서 Process damping의 Diagram을 Fig. 5-15 하부에서 볼 수 있다. Aluminum을 End milling할 때 Chatter가 발생하지 않는 공구의 최대 절삭깊이(b_{lim})와 Spindle의 회전수 판

계를 Fig. 5-16 하부에 표시하였다. 이 실험 결과가 보여 주는 것은 Cutter의 Dia가 19mm이고 Tool length가 60mm일 때 Width of cut가 Full dia와 같은 경우와 $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{3}$, $\frac{1}{4}$ 의 네 가지 경우의 b_{lim} 와 n 과의 관계가 그림과 같은 관계를 가지고 있다는 것이다. 이 그림에서 알 수 있는 것은 1500rpm일 때, $b=45mm$ 까지, 2500rpm일 때는 $b=5mm$ 이고, 그 이상의 고속일 때 Chatter는 발생하지 않는 안정권(Stabilize)에 들어간 것을 알 수 있다. Fig. 5-16에서 이해한 내용과 같이 고속절삭일 때는 절삭완료한 표면상의 Wave length가 길게 되고, 한 Tooth가 통과한다음 뒤에 오는 Tooth 사이에는 단지 한 개 또는 두 개의 Wave와 만나게 되어 진동은 거의 감소된다. 이와같은 Wave의 위상(Phasing)이 진동에 대한 안전성에 매우 중요한 영향을 주고 있다는 것이 증명되고 있다⁽⁵⁾⁽⁶⁾. 다음은 공작기계 진동 연구 분야에서 매우 중요하게 여기는 소위 Lobbing diagram을 Fig. 5-17에서 볼 수 있다. 이 그림에서는 광범위한 Spindle rpm과 절삭깊이의 한계와 Chatter가 발생한계를 표시하였다. 진동은 단 한가지 Mode만 발생한다는 조건이고, 그늘진 부분의 상부는 Chatter가 발생하는 범위이고 하부는 Chatter가 발생하지 않는 범위를 나타내고 있다. 이 그림에서 매

	Description	Application examples	Functional principles
Passive ↑ energy absorbing	Friction damping (dry friction)	Frame components, fitting of friction plates, leaving sand in cast components	
	Auxiliary mass damper (Lanchester damp)(impact vibration damper)	Machine columns and tables, boring bars, lathes, milling and grinding machine spindles, rams, lathe tools	
	Adjustable auxiliary mass damper	Milling machine and lathe spindles, rams	
	Damping sleeve (squeeze-film effect)	Lathes, milling and grinding machine spindles	
Active ↓ energy producing	Active damper	Machine tables, tool slide, cross beams resilient workpieces	
	Controlled mechanical impedance	Tool holder	

Fig. 5-14 Active and passive damping systems

우 저속인 경우를 보면 Fig. 5-15에서 표시된 Process Damping의 효과가 발생하는 Curve와 유사한 점을 알 수 있다. 고속일 때 Tooth의 진동수 f_t 와 System의 고유 진동수 f_n 과의 관계는,

$$f_t = n * m \text{ (1/sec)} = f_n \text{ (HZ)}$$

Direction of application				
Measures	Machine		Workpiece / tool	Cutting process
	Operating conditions	Directional orientation		
1. Increase in static stiffness	Choice of machining condition so that the resultant cutting force or normal line to the cutting face is perpendicular to the direction of the highest dynamic flexibility of the machine	1. Support of resilient workpieces (steady) 2. Low mass workpiece 3. Rigid mounting of workpiece 4. Effectively damped tool 5. Low mass of tool	1. Choice of work material for low k_{cb} values 2. Minimizing clearance angles 3. Negative rake 4. Stoning of cutting edge 5. Increase of feed rate 6. Choice of low or very high cutting speeds to avoid minimum stability point 7. On multiple cutting-edge tools, choice of uneven number of cutting edges 8. Choice of stable spindle rotation (between chatter peaks)	
2. Stiff foundations or well damped mounting				
3. Choosing optimum positioning of machine components (slides, cross beams, tool-holder positions)				
4. Variation of speeds to minimize regenerative effect				
5. Exploitation of non-linear effects				
6. Improvement of damping of systems: active damper, passive damper, damping support, damping strip				

Fig. 5-13 Measures for reducing chatter tendencies

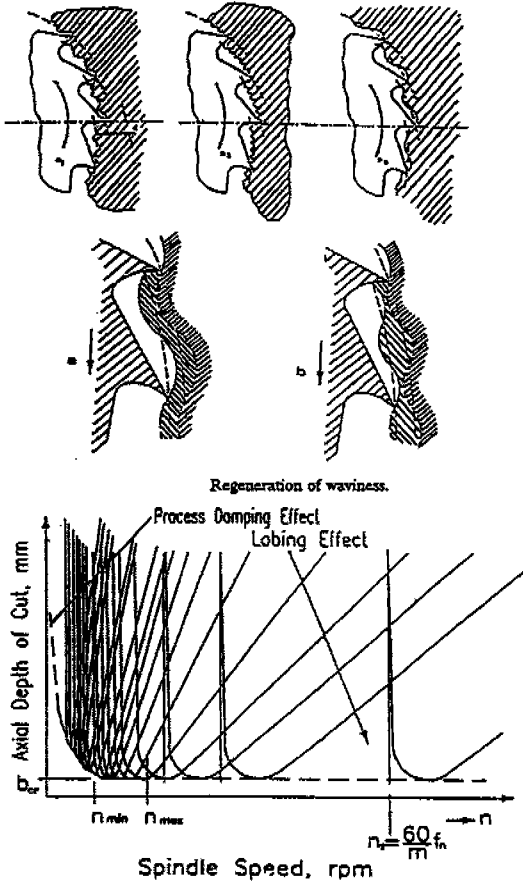


Fig. 5-15 Lobing diagram for a system with a single dominant structural mode.

이다. 저속일지라도 b_{lim} 이 크면 Chatter의 발생은 b_{lim} 을 점점 축소시키면서 안정된 Spindle 속도를 얻을 수 있으며, b_{cr} 이하이면 어떤 속도일지라도 Chatter는 발생하지 않는다.

이 Critical depth of cut(극한 절삭 깊이)는 공작 기계 System의 동적강성(Dynamic stiffness)에 좌우된다⁷⁾.

공구와 Work 사이의 Transfer function이 가장 Flexible mode일 때 최대 Dynamic flexibility는,

$$H = -\frac{1}{2}k\xi$$

여기서 H는 (m/n)이고 k는 Model stiffness (N/M) 그리고 ξ 은 Mode damping ratio이다. 가령

Orientation factor $\mu=0.34$ 이고, Cutting stiffness $K_s=7.5e 8N/m^2$ 이면 Critical depth of cut는,

$$b_{cr}(m) = 6 \frac{k\xi d}{K_s m a}$$

표시할 수 있다. 여기서 d는 cutter dia, a는 Radial depth of cut, m은 number of teeth on the cutter,

Aluminum을 Slotting cutting할 때 ($a/d=1$)이고 k를 $N/\mu m$ 표시하면,

$$b_{cr}(mm) = 8k\xi/m$$

Dynamic flexibility H를 ($\mu m/N$) 단위로 표시할 때,

$$b_{cr}(mm) = 4/Hm$$

이 되고 공릉된 값 $\xi=0.02$ 을 택할 때,

$$b_{cr}(mm) = 0.16k/m$$

로 최종적으로 b_{cr} 을 표시할 수 있다.

우리는 이 수식으로 Aluminum을 End milling할 때 Chatter가 발생하지 않은 Critical depth of cut b_{cr} 을 산출할 수 있다. 여기서 중요한 것은 k 즉, System의 Modal Stiffness이다. 이 값은 공작기계의

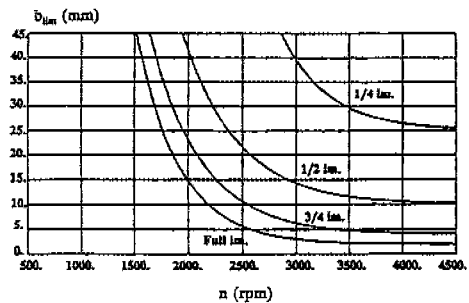
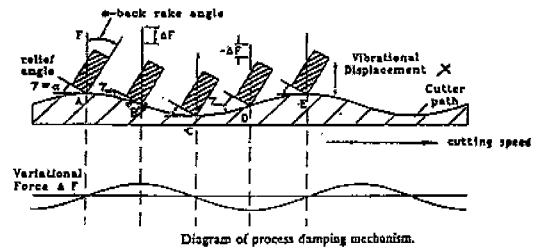


Fig. 5-16 Limit chip width in the range of Process Damping.

b_{lim} is limit depth of cut
n is spindle speed
 $f_n=3,500$ Hz is natural frequency

$$f_i = n m (1/\text{sec}) = f_n (\text{Hz})$$

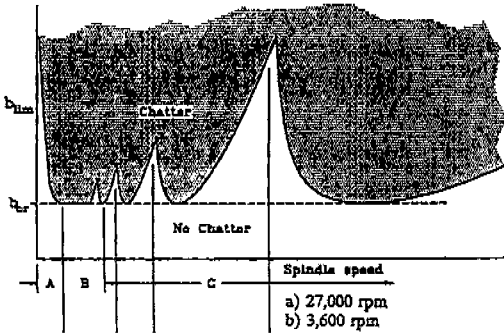


Fig. 5-17 Stability Diagram. a) End mill with $f_n=1880$ Hz and $m=4$; b) Face mill with $f_n=600$ Hz and $m=10$.

설계와 제조 방법에 좌우되는 중요한 값이다. 이 값을 얻기 위해서 Finite element method(FEM)을 사용하여 Transfer function으로 계산한 결과에서 얻어진 여러 Mode에 관한 진동수와 Stiffness를 Fig. 5-18

에 정리하였다. End mill은 Weldon type의 holder를 사용하였고, 최고속도 36,000rpm이고 앞에 있는 Angular contact bearing의 bore는 60mm이다. $d=19\text{mm}$ 이고 Overhang이 30mm인 경우 10개의 진동 Mode를 산출하였으며 최적의 진동 Mode가 Mode 10이었고 이 때 진동수가 7136HZ이고 Stiffness는 $0.733E+08\text{N}/\mu\text{m}$ (그림에 착오로 N/m로 표시되었음)임을 알 수 있다.

이 연구 결과를 자세히 보면 Mode 1, 2, 3은 Spindle/holder/tool system이 Bending mode임을 알 수 있다. 제일 적은 Stiffness는 Mode 2이며 진동수=1102 HZ를 나타내고 있다. Mode 6, 7, 8은 Holder/tool이 일부 진동하고 있는데 반해서 Mode 10에 있어서는 완전한 Tool mode임을 보이고 있으며 $k=73\text{N}/\mu\text{m}$ 이고 진동수는 7136HZ이다.

Fig. 5-19a에서는 $l=65\text{mm}$ 의 경우를 나타내는데 Mode 3이 가장 양호하다. Fig. 5-19b에 있어서는 $l=100\text{mm}$ 일 때이며 Mode 1이 가장 바람직한 경우임을 알 수 있다.

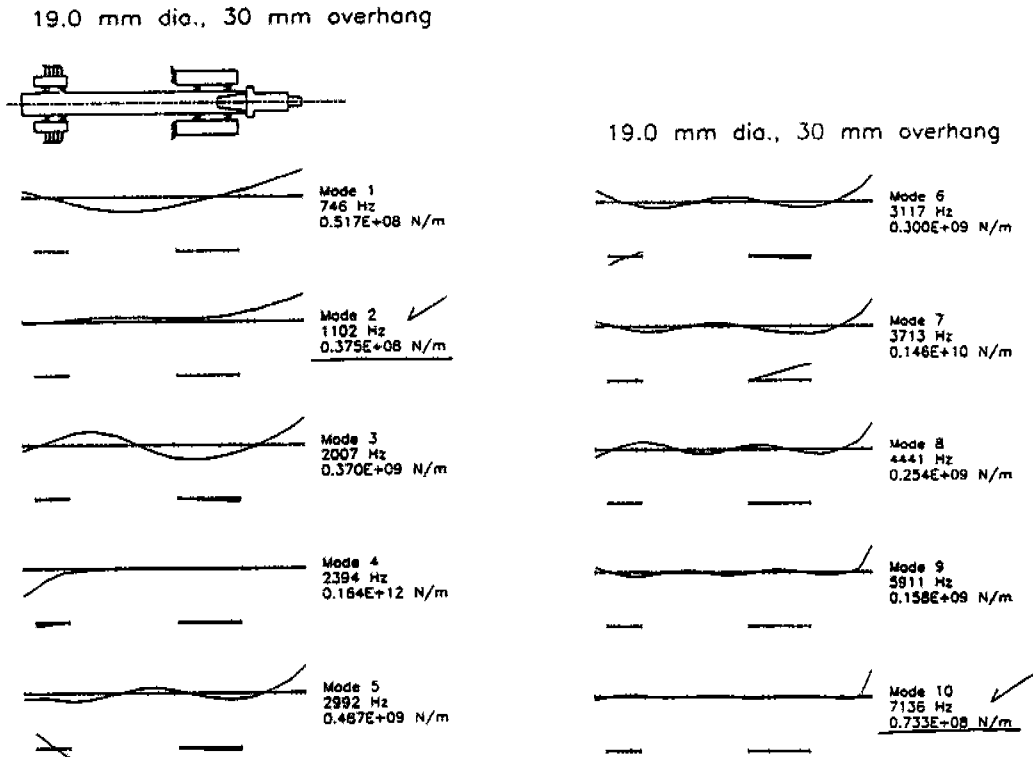


Fig. 5-18 Mode analysis of spindle/holder/tool/work-system for $l=30\text{mm}$

5-9. 기초공사 (Foundation) 방법의 영향

공작기계의 정적 및 동적 특징은 기계를 지상에 설치할 때의 방법에 따라서 매우 큰 영향을 준다. 공작기계를 설치할 때 고려해야 할 세 가지 사항은 1) 공작기계를 완전히 수평하게 (Leveling) 또는 정렬 (Alignment)하게 설치해야 한다. 2) Stiffness를 높일 수 있게 기초 (Foundation)를 해야 한다. 3) 기초를 통해서 기계에 전달될 진동을 Active와 Passive한 단절을 통해야 막을 수 있게 한다.

그러나 기계의 종류, 강성의 성질, 사용용도, 기대되는 정밀도 그리고 그 위치에 대해서 서로 다르지만 기본적인 공작기계 설치방법은 Fig. 5-20에서 볼 수 있는 4가지 방법이 있다.

첫째의 경우는 (그림의 좌측) 소형 공작기계 즉 선반, 밀링, 머신등이며 기계 자체가 매우 강성이 높기 때문에 기초를 통해 Stiffness를 높일 필요가 없다. 이와 같은 공작기계를 공장의 바닥에 설치할 때는 Active와 Passive한 단절 성질을 가지고 있는 탄성 장

비 (Elastic mounting)를 지면과 기계 중간에 삽입하여 설치하면 된다.

그러나, 둘째의 경우 소형 공작기계 (Metal forming machine)인 단조기, Press, Shearing 기계들은 작업할 때 일어나는 Impact energy를 단절시켜 이 진동이 다른 곳으로 전달되지 않게 해야한다. Fig. 5-20의 좌에서 두번째 경우이며 기계에 필요로 하는 지침을 열거하고 있다. 기초 탄성장비, 그리고 흙(soil)을 사용하여 설치할 것을 권하고 있다.

세번째의 경우는 정밀한 공작기계를 설치하는 경우이다. 이 경우에는 간접적(Passive)인 단절을 하게 하며 기계설치에 정적 및 동적으로 고려해야 하며 기초에도 탄성장비를 사용해야 한다. 네번째는 중형 대형 공작기계를 설치하는 경우이고 가장 주의를 기울여야 할 경우이다.

설치방법에 따라서 공작기계의 동적 특징이 매우 다르다는 것을 Fig. 5-21에서 볼 수 있다⁸⁾. 책을 쓰는 선반은 세 가지 설치방법 즉 1) 기계를 매우 단단하게

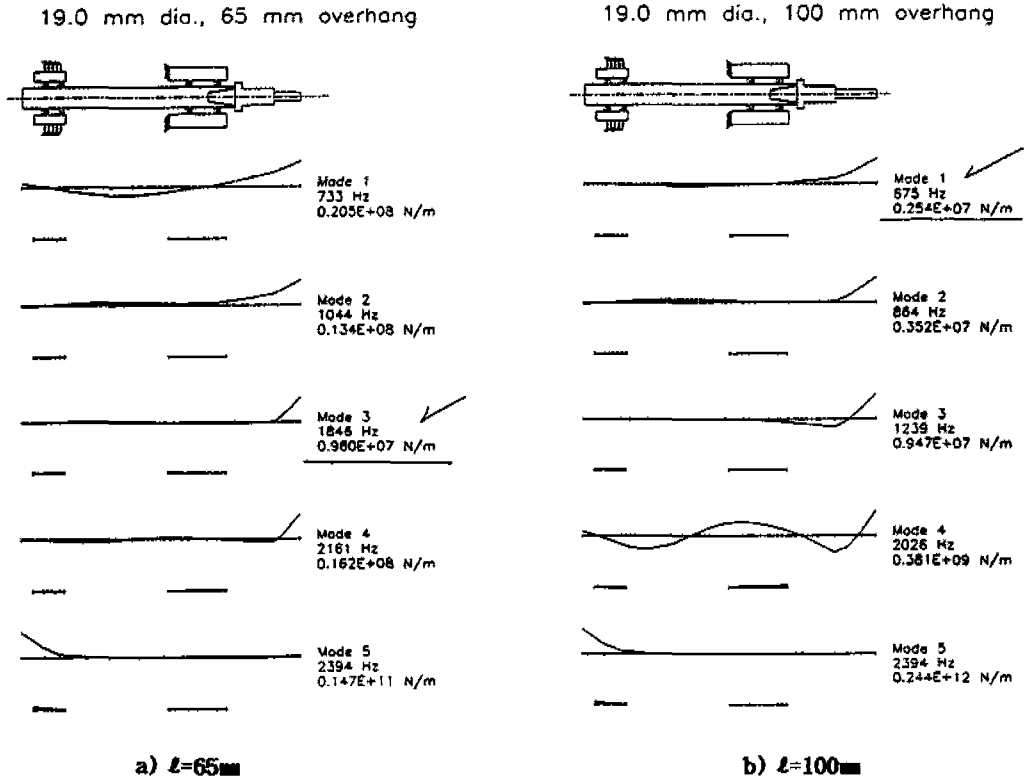


Fig. 5-19 a, b Mode analysis of spindle/holder/tool/work-system

설치한 경우 2) 기초에 Bolt로 기계를 설치하는 경우 3) 부드러운 기초에 기계를 설치한 경우로 구분하여 진동수를 0~400 Hz까지 바꾸어가면서 절삭장소에 Receptance (정적 유연성과 동등)를 측정 한 결과이다. 적은 진동수를 주었을 때는 별 차이가 없으나 높은 진동수가 주어졌을 때 매우 동적 특성이 상이함을 증명하고 있으며 가공 결과가 다르게 된다.

5-10. 결 론

- 1) 공작기계의 정밀도는 정적 특성, 열적 특성과 더불어 동적 특성의 영향을 받는다.
- 2) 공작기계의 가공시 발생하는 진동을 외부진동, 내부진동의 두 종류로 구분할 수 있으며 그 발생원인을 검토하였다.
- 3) 진동의 본질을 규명하려면 여러가지 진동 측정방법이 있는데 그 중 전달함수 측정 방법을 소개하였다.
- 4) 또 공작기계 진동을 연구하려면 기계에 가진을 해야하는데 현재 사용되고 있는 여러 종류의 가진기를 설명하였다.
- 5) 공작기계의 진동 상태를 입체적으로 세밀하게 관찰할 수 있는 기술이 Mode 기술이다. 공작기계 설계

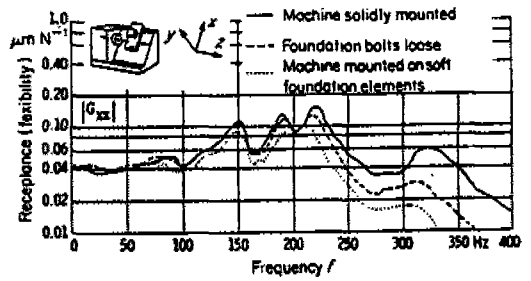


Fig. 5-21 Influence of differing mounting conditions on the dynamic behaviour of a chucking lathe

에 매우 유익한 이 Mode 기술에 대하여 예를 들면서 설명하였다.

- 6) Chatter 진동을 감소시키는 방법을 설명하였다.
- 7) Tlusty 교수의 End milling때 일어나는 Chatter 진동의 성질과 그 제거방법을 소개하였다.
- 8) 공작기계의 설치방법이 진동에 영향을 주고 있으므로 거기에 주의해야할 점을 열거하였다.

Machine tools classified according to their installation				
Type of machine	Small machines: Lathes Milling machines Shaping machines	Forming machines: Presses Blanking presses Forging hammers	Precision machines: Roller grinding machines Precision turning lathes	Medium and heavy machine tools: Planer milling machines Drilling and milling centres
Rigidity of machine	Adequate stiffness	Good stiffness	Inadequate stiffness	Inadequate stiffness
Loading of mounting elements	Minimal loading	Very heavy impact loading	High static loading	Medium to high static loading
Functions of mounting elements	Active and passive isolation alignment	Active isolation	Passive isolation	Stiffening alignment

Mounting criteria	Dynamic		Dynamic	Static	Static
Machine				X	X
Mounting elements	X	X	X	X	X
Foundation		X	X	X	X
Soil		X	X		X

Fig. 5-20 Criteria for the installation of machine tools

참고문헌

1. M. Weck, Handbook of Machine Tools, Vol 4, John Wiley & Sons. 1984.
2. 이찬홍, "진동 모우드 해석을 이용한 공작기계의 구조설계" '92 공작기계 정밀화를 위한 기술 세미나 1992. 5. 2 pp.49-69 한국정밀공학회
3. 한국기계 연구원, "시작품의 취약부 규명 및 대책" 5축 머시닝 센터기술 개발에 관한 연구 (2차년도 중간 보고서) 1994, 상공자원부
4. J. Tlusty, Keynote speach "High Speed Milling" 6th IMEC Session I. pp.35-60, 1994.
5. S. A. Tobias, et al "Theory of Regenerative Machine Tool Chatter" The Engineer, Feb 1958.
6. J. Tlusty, "Stability Lobes in Milling" CIRP Annals, Vol 32/1, 1983. pp.309-313.
7. J. Tlusty, "Machine Dynamics" in High Speed Machining Technology, Chapanan and Hall, 1985.
8. M. Weck and K. Teipel; "Dynamisches Verhalten spanender Werkzeugmaschinen" Springer-Verlag, Berlin, 1977.