

<論 文>

충격력에 의한 공작기계 동특성 규명 연구†

신 민 재* · 이 종 원*

(1982년 12월 10일 접수)

A Study on Identification of Machine Tool Dynamics by Impulse Shock

Min-Jae Shin and Chong-Won Lee

Abstract

To evaluate the dynamic characteristics of machine tool system, the system is modelled as a closed-loop system composed of cutting process and improved machine tool structures. The proposed machine tool structure model is constructed in consideration of energy transfer through the system. A new methodology to identify the machine tool dynamics by adopting impulse response and impulse cutting techniques is also proposed. It is shown that the methodology is successfully applied to a machine tool system to identify its dynamic characteristics employing the improved model.

1. 서 론

고도의 생산성과 공작기계의 효율 개선 및 성능향상에 대한 급증하는 요구는 공작기계의 동특성에 대한 정확한 지식을 요구하고 있다. 공작기계의 안정성 및 성능 평가에 대한 자료로 공작기계구조(machine tool structure)와 절삭과정(cutting process)에 대한 동특성을 들 수 있는데 전자의 경우는 이론적으로나 실험적으로 별다른 어려움이 없으나 후자의 경우는 아직도 충분한 연구가 되어 있지 않다⁽¹⁾. 이는 닫힌 루우프 모형(closed-loop model)^(2,3)으로 표현되는 공작기계에서 절삭과정 만을 분리해 내는데 많은 난점이 있기 때문이다.

공작기계계의 동특성을 규명하는 실험적인 방법으로 는 조화 입력시험(harmonic excitation testing)^(4,5), 랜덤가진시험(random excitation testing)^(6,8)을 통한 주파수 특성 규명 방법이 행해져 왔으나 실제 절삭을 하면서 계를 외부에서 가진 시키는데는 어려움이 많고 가진기의 크기에 따른 가진력 적용의 한계와 실제 절삭과정의 영향등의 문제점이 있다⁽⁷⁾. 이러한 문제점을 해결하기 위하여 근자에는 불규칙한 절삭력(random cutting force)이 나타날 수 있도록 공작물을 미리 가공하여 사용^(9,10)함으로써 해결하려는 경향이 있으나 반복되는 실험을 위한 공작물의 제작에 난점이 많다. 또한 Takeyama 등은 Merrit의 모형⁽²⁾을 가정하여 갑작스런 절삭 깊이의 증가로 주어지는 계단함수(step function)의 입력에 의해 발생하는 출력으로 부터 공작기계구조 및 절삭과정의 주파수 특성을 함께 얻는 방식을 시도 하였다⁽¹¹⁾.

본 연구에서 새로운 모형을 도입하고 충격력⁽¹²⁾에

† 1982년도 국내외 한국과학기술자 학술회의 하계 심포지움(1982. 7. 20.)에서 발표

* 정희원, 한국과학기술원 기계공학과

의해 발생하는 출력으로부터 공작기계의 구조 및 절삭과정의 주파수 특성을 규명하고자 했다. 모형화 과정에서는 공작기계 구조의 상호관계를 규명하기 위해 에너지 흐름의 관점에서 세분화 하였으며 절삭력을 측정하는 대신 공작물과 공구의 변위를 측정함으로써 주파수 특성을 밝혔다.

2. 공작기계계의 모형화 및 전달함수

2.1. 모형화

공작기계계의 모형은 일반적으로 Fig. 1에 보인 바와 같이 절삭과정(cutting process) 전달함수 $G_c(s)$, 공작기계 구조(machine tool structure) 전달함수 $G_m(s)$ 로 이루어진 단순한 닫힌 루우프 계(closed loop system)로 다루어져 왔다⁽²⁾. Fig.1에서의 $a(t)$ 또는 $A(s)$ 의 Laplace 변환 $A(s)$ 는 요구되는 절삭깊이(desired depth of Cut)이며 실제절삭 깊이(actual depth of cut) $a_1(t)$ 또는 $A_1(s)$ 는

$$a_1(t) = a(t) - y(t) \text{ 또는 } A_1(s) = A(s) - Y(s) \quad (1)$$

로부터 결정 되는데 $y(t)$ 또는 $Y(s)$ 는 공구와 공작물의 상대 변위이다. $p(t)$ 또는 $P(s)$ 는 실제 절삭력으로 절삭과정의 전달함수 $G_c(s)$ 에 실제 절삭깊이 $A_1(s)$ 가 입력되어 발생하는 절삭력이며 이 절삭력에 의해 다시 공작기계 구조가 진동하여 $y(t)$ 또는 $Y(s)$ 를 유발시키게 된다.

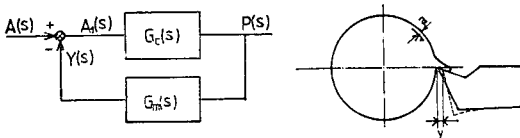


Fig. 1 Machine tool system as a closed-loop system.

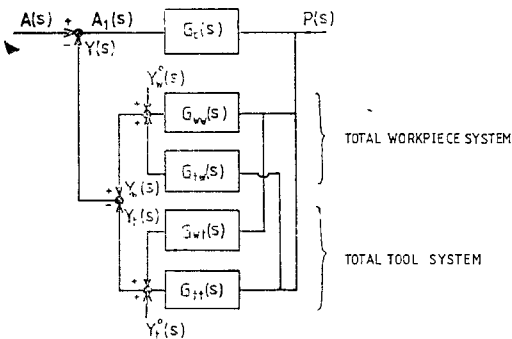


Fig. 2 Block diagram of improved machine tool system.

Fig. 1에서의 $G_m(s)$ 는 공작물과 공작기계 구조 자체의 특성을 나타내기는 하나 절삭력 $P(s)$ 를 입력으로, 공작물과 공구의 상대 변위 $Y(s)$ 를 출력으로 하는 종합적인 에너지 전달의 함수로 이해되어야 하는 단점이 있다. 본 논문에서는 보다 근원적으로 공작기계 구조의 특성을 파악하기 위하여 에너지 흐름의 관점에서 Fig. 2에 보인바와 같이 $G_m(s)$ 를, 공구에 가해지는 절삭력과 공구의 절대 변위 사이의 전달함수 $G_{tw}(s)$, 공구에 가해지는 절삭력과 공작물의 절대변위 사이의 전달함수 $G_{ww}(s)$, 공작물에 가해지는 절삭력과 공구의 절대변위 사이의 전달함수 $G_{wt}(s)$, 공작물에 가해지는 절삭력과 공작물의 절대변위 사이의 전달함수 $G_{mw}(s)$ 로 세분화하여 구성하였다. $Y_w(s)$ 과 $Y_t(s)$ 는 각각 공작물과 공구의 절대변위를 나타내며 $Y_w^0(s)$ 와 $Y_t^0(s)$ 는 각각 실제절삭깊이가 부(-)일 때의 공작물과 공구의 절대 변위로 절삭과는 관계없는 공작물의 편심오차(run-out)에 의한 영향, 공작기계 구동요소의 회전 및 진동에 의한 영향등을 나타낸다. Fig. 2로 부터의 모형에서 다음과 같은 관계식을 유도할 수 있다. 즉,

$$\frac{P(s)}{A(s)} = \frac{G_c(s)}{1 + G_c(s) \{G_{ww}(s) + G_{tw}(s) - G_{wt}(s) - G_{tt}(s)\}} \quad (2)$$

$$A_1(s) = A(s) - Y(s) = \frac{P(s)}{G_c(s)} \quad (3)$$

$$Y(s) = \{Y_w(s) - Y_w^0(s)\} - \{Y_t(s) - Y_t^0(s)\} \quad (4)$$

$$Y_t(s) = Y_t^0(s) + \{G_{tt}(s) + G_{wt}(s)\} P(s) \quad (5)$$

$$Y_w(s) = Y_w^0(s) + \{G_{tw}(s) + G_{ww}(s)\} P(s) \quad (6)$$

(3), (4), (5), (6) 식을 (2)식에 대입하면 절삭과정 $G_c(s)$ 는

$$G_c(s) = \frac{\{Y_w(s) - Y_w^0(s)\} - \{Y_t(s) - Y_t^0(s)\}}{A(s) - [Y_w(s) - Y_w^0(s) - Y_t(s) + Y_t^0(s)]} \times \frac{1}{\{G_{ww}(s) + G_{tw}(s) - G_{wt}(s) - G_{tt}(s)\}} \quad (7)$$

즉, 절삭과정 $G_c(s)$ 는 절삭력 $P(s)$ 를 직접 측정하지 않고도 절삭시 측정되는 진동 신호와 공작기계 구조의 전달함수들로부터 직접 산출할 수 있으며 공작기계 구조의 전달함수들은 비절삭 상태에서 충격 시험 등으로 용이하게 구할 수 있다.

2.2. 전달함수

측정된 입력 및 출력 신호로부터 측정시의 잡음의 영향을 고려한 전달함수의 결정 과정은 다음과 같다. 즉, Fig. 3에서와 같이 입력 $x(t)$ 와 출력 $y(t)$ 는 실제 입력 $u(t)$, 실제출력 $v(t)$ 외에 $n(t)$, $m(t)$ 의 잡음 요소를 포함하고 있다. 즉,

$$\begin{aligned} x(t) &= u(t) + n(t) \\ y(t) &= v(t) + m(t) \end{aligned} \quad (8)$$

이 되며 이때의 측정된 PSD(Power Spectral Density) 함수들은

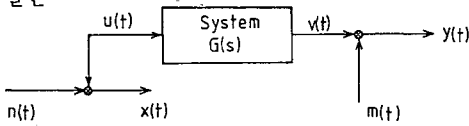


Fig. 3 Input-output relation of a linear stationary process.

$$S_{xx} = S_{uu} + S_{nn} + S_{nu} + S_{un} \quad (9)$$

$$S_{xy} = S_{uv} + S_{nm} + S_{nv} + S_{vm} \quad (10)$$

신호분석기에 의해 측정된 전달함수를 $\hat{G}(f)$ 라 하고 실제의 전달함수를 $G(f)$ 라 할 때 $S_{xy} = \hat{G}(f)S_{xx}$, $S_{uv} = \hat{G}(f)S_{un}$ 의 관계를 고려하면 (10)식은 다음과 같이 쓸 수 있다[13].

$$\hat{G}(s)S_{xx} = G(s)S_{uu} + S_{nm} + S_{nv} + S_{vm} \quad (11)$$

이 식에 (9)식을 대입하면

$$\hat{G}(f)S_{xx} = G(f)(S_{xx} - S_{nn} - S_{nu} - S_{un}) + S_{nm} + S_{nv} + S_{vm}$$

$$\text{즉 } G(f) = \frac{\hat{G}(f)}{1 - \frac{S_{nn} + S_{nu} + S_{un}}{S_{xx}}} - \frac{S_{nm} + S_{nv} + S_{vm}}{1 - \frac{S_{nn} + S_{nu} + S_{un}}{S_{xx}}} \quad (12)$$

이 됨을 알 수 있다.

윗 식에서 일반적으로⁽¹³⁾ 다음과 같은 가정을 할 수 있다.

즉, $S_{un} = S_{nu} = 0$: 실제 입력과 입력 잡음과는 상관 관계가 없다.

$S_{un} = 0$: 실제 입력과 출력의 잡음과는 상관 관계가 없다.

$S_{nv} = 0$: 실제 출력과 입력의 잡음과는 상관 관계가 없다.

이를 고려하면 (12)식은 다음과 같이 된다.

$$G(f) = \frac{\hat{G}(f) - \frac{S_{nm}}{S_{xx}}}{1 - \frac{S_{nn}}{S_{xx}}} \quad (13)$$

(13)식에서 볼 수 있는 바와 같이 실제 전달함수 $G(f)$ 는 측정입력 $x(t)$ 와 입력잡음 $n(t)$ 의 PSD와 출력 잡음 사이의 CSD (Cross Spectral Density)를 고려하여 비교적 정확히 구할 수 있다.

3. 실험장치 및 방법

선삭 실험용 선반은 Lodge & Shipley의 고속정밀선반(10 kW, DC 구동)을 사용하였으며⁽¹⁴⁾ 충격 반응 실험과 충격절삭 실험을 위하여 유효길이 800 mm, 직경 45 mm의 S45C 재질의 원형봉(arbor)의 중앙에 키홈을 내고 Fig. 4에 보인 동일 재질의 절삭 시편을 제작, 삽입하여 실험을 반복 수행하였다. 이송 속도는 2.74 mm/rev 으로 고정하였으며 3.0 mm 폭의 구루빙(grooving)용 공구(대한중석 GVR-2025)로 한번에 절삭할 수 있도록 시편의 돌기폭을 1.5 mm로 정하여 재생(regenerative) 효과를 방지하였고 Fig. 5에 보인 바와 같이 돌기 사이의 간격을 15 mm로 하여 충격반응 신호가 서로 간섭되지 않도록 하였다. 돌기의 높이는 1.1 mm로 절삭깊이 1.0 mm에서 0.1 mm의 여유를 갖도록 하여 발생된 칩(chip)이 원형봉에 교착되지 않도록 했다. 공구와 공작물의 상대 변위를 측정하기 위하여 Fig. 6에 보인 알루미늄 고정장치를 제작하여 공구대에 장치 하였으며 공구 날끝의 좌우 대칭으로 두 개의 갭센서(gap sensor, Bently Nevada, max. 2mm, 0-10000Hz)를 부착하여 두 신호의 평균을 취해 절삭점에서의 상대변위를 대치했다. 공구의 절대 변위를

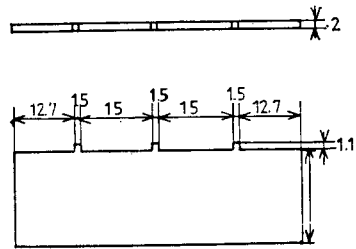


Fig. 4 Specimen.

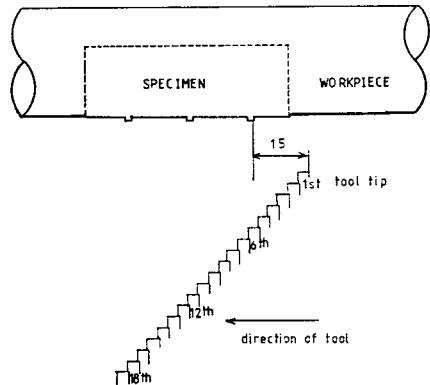


Fig. 5 Relationship between tool tip movement and specimen.

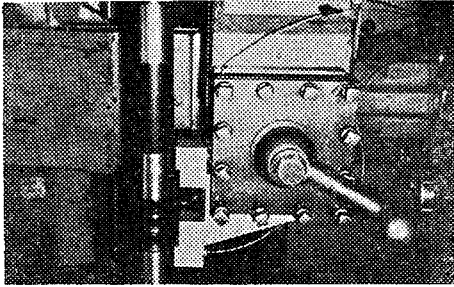


Fig. 6 Gap sensor bracket mounting.

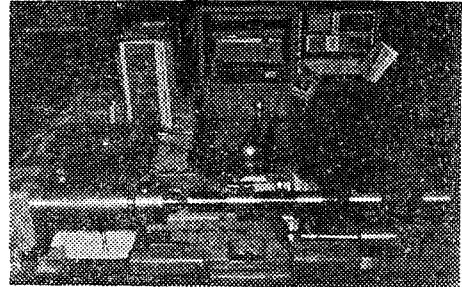


Fig. 8 Experimental set up.

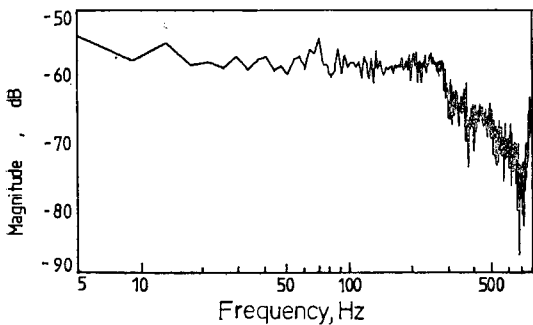


Fig. 7 PSD of impulse cutting force at 450 rpm.

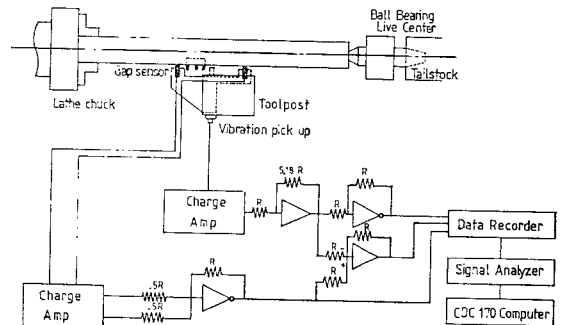


Fig. 9 Data acquisition for impulse cutting test.

측정하기 위하여는 공구대에 변위측정기(IMV-VP 4200, 0-2000 Hz)를 부착 사용하였다.

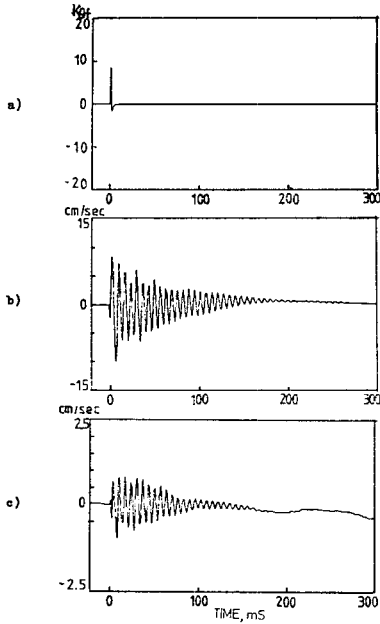
실험을 수행하기전 공작기계체에 충격시험을 수행한 결과 공작봉, 공구대의 고유진동수가 각각 ~150Hz, ~360Hz임을 확인하였다. 또한 시편의 돌기를 절삭할 때 충격력의 특성을 확인하기 위하여 주축대 속도와 시편의 두께를 변화시키며 절삭실험을 수행하였고 이때의 충격력을 공구 동력계(Kyowa TD type, 측정 주분력 500kgf, 0-500Hz)로 측정, 주파수 분석한 결과 주축 대속도 450 rpm, 돌기의 두께 2 mm에서 Fig. 7에 보인바와 같이 주파수 영역과 스펙트럼 크기(power)가 가장 적절함을 알 수 있었다.

충격반응 실험을 위하여는 충격망치(impulse hammer, PCB-208A)로 최대 피이크 10~20 kgf의 충격력을 공구의 날끝 및 원형봉에 삽입된 판재의 돌출부에 가해서 공구가 공작물을 절삭하는 조건과 유사하게 하였다. 모든 실험에서 측정된 신호는 FM 방식으로 녹음기(HP3968A, 8 channel)에 기록 시킨 후 재생시켜 신호분석기(signal analyzer, HP 5420 A)로 주파수 분석을 수행하였으며 이 때 분석한 결과는 0-800 Hz 영역에서 10회 이상 취해 평균 하였다. Fig. 8에는 실험 장치를 Fig. 9에는 충격절삭 실험의 장치 개요도를 보였다.

4. 결과 및 고찰

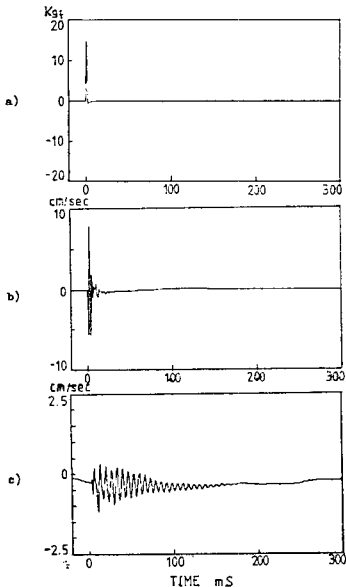
4.1. 전달 함수의 결정

절삭판재 시편을 타격했을 때의 충격신호와 이에 의한 절삭봉 및 공구대의 진동 신호는 Fig. 10에 보인바와 같고, 공구를 타격했을 때의 충격신호와 이에 의한 공구대 및 공작봉의 진동 신호는 Fig. 11과 같다. 이때 가해진 충격력은 10~20 kgf로 10회 이상 반복 실험을 하여 전달함수를 구했다. 충격반응 실험으로부터 구한 G_{ww} , G_{wt} , G_{tw} , G_{tt} 는 Fig. 12에 도시했다. 또한 다항식 형태⁽¹⁵⁾로 실험치로부터 최소 자승법에 의해 결정된 곡선들도 병행해서 도시했다. 실험으로부터 구한 전달함수들은 측정시의 잡음을 고려했고 잡음과 잡음, 잡음과 신호 사이의 상관관계가 없다는 가정하에서 보정된 (13)식을 이용해서 구했다. 충격위치 또는 측정 위치가 공작봉인 경우인 G_{ww} , G_{wt} , G_{tw} 에는 비교적 강성도가 작은 공작봉의 고유 진동수 150 Hz 부근에서 현저한 피이크를 관찰할 수 있고, 측정 위치가 공구대인 경우인 G_{wt} , G_{tt} 에는 강성도가 비교적 큰 공구대의 고유 진동수 360 Hz 부근에서 피이크가 관찰됨을 알 수 있다.



a) Impact force at the workpiece
b) Workpiece velocity
c) Tool post velocity

Fig. 10 Time records from transfer function determination tests at the center



a) Impact force at the tool post
b) Tool post velocity
c) Workpiece velocity

Fig. 11 Time records from transfer function determination tests at the center.

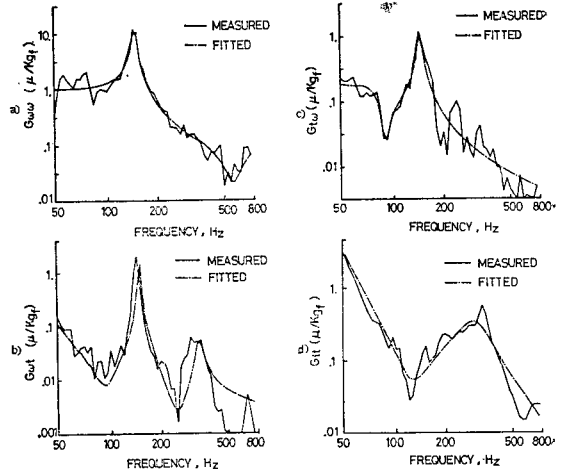


Fig. 12 a) G_w , b) G_{ws} , c) G_{ts} , d) G_{tt} .

4. 2. 절삭 과정의 전달함수 결정

Fig. 14 에는, 충격반응 실험으로 부터 구한 전달함수들과 충격절삭 및 비절삭시 측정된 공작물의 변위 Y_w , Y_w^0 와 공구대의 변위 Y_t , Y_t^0 를 Fig. 8에 주어진 $A(s)$ 와 함께 (7)식에 대입하여 구한 절삭 과정의 전달 함수 G_c 를 도실했다. (7)식의 적용시 Y_t^0 와 Y_w^0 의 위상을 Y_t 와 Y_w 의 위상과 각각 동기시켜 주기 위해서 공작물의 편심(runout)에 의한 위상값을 기준하여, 측정된 Y_t^0 와 Y_w^0 를 보정⁽¹⁵⁾ 했다.

G_c 는 조화입력 실험의 결과^(16,17)와 정성적으로 근사함을 알 수 있는데 50~400 Hz 영역에서는 절삭 과정을 단순한 정적과정으로 취급해도 무리가 없음을 알 수 있다. 즉 이 영역에서는 절삭력과 실제 절삭 깊이 사이에 선형적인 비례 관계가 있음을 알 수 있다. 400 Hz 이상에서는 피크가 절삭조건에 따라 여러개 관찰 되었는데⁽¹⁵⁾ 이는 Fig. 7, 13, 14의 비교에서도 알 수 있듯이 충격입력의 주파수 특성에 의한 잡음의

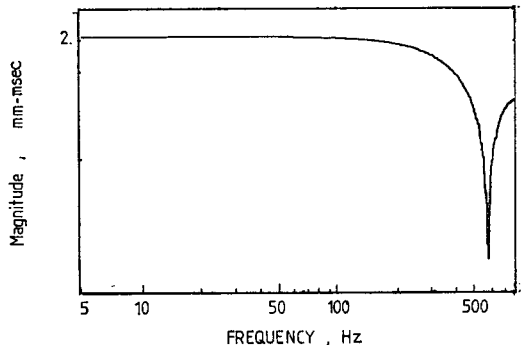


Fig. 13 Linear spectrum $A(s)$ of desired depth of cut.

효과와 밀접한 관계가 있기 때문이며 따라서 이 경우 400 Hz 이상에서의 절삭과정의 정확한 특성 예측은 할 수 없게 된다.

Fig. 13에 보인 $A(s)$ 는 펄스(pulse)로 주어지는 요구되는 절삭깊이 $a(t)$ 의 Laplace 변환이다.

Fig. 15에는 400 Hz 까지의 절삭과정 전달함수 G_c 와 다항식 형태⁽¹⁵⁾로 근사된 곡선을 도시했다.

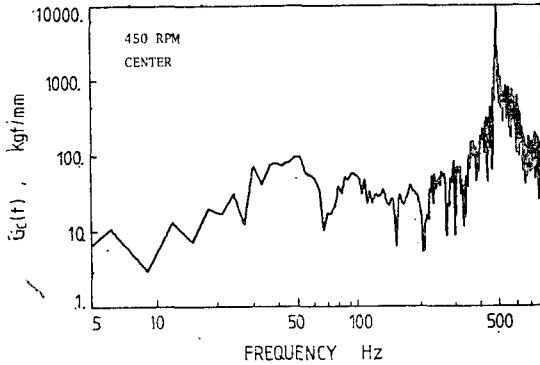


Fig. 14 Cutting process $G_c(s)$.

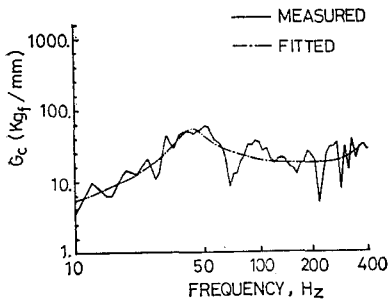


Fig. 15 Cutting process $G_c(s)$.

5. 결 론

공작기계계의 동특성을 규명하기 위하여 공작기계계를 에너지 흐름의 관점에서 세분화된 모형과 간단한 충격절삭 방법을 도입하여 실제 공작기계에 적용한 결과 성공적이었다. 이 방법의 특징을 요약하면

- 1) 공작기계 구조의 전달함수를 에너지 흐름의 관점에서 규명하여 공작기계계의 특성을 쉽게 파악할 수 있었다.
- 2) 모형이 세분화된 반면 특성규명 과정이 단순·명료하다.
- 3) 공작기계 구조의 전달함수를 구하는 과정에서 적은 에너지의 충격력을 가함으로써 발생하는 잡음의 영향을 최소한으로 줄일 수 있다.
- 4) 충격절삭을 통한 절삭과정의 규명과정에서 절삭력

의 측정이 불필요하며 공작물의 편심등에 의한 절삭과 무관한 잡음을 효과적으로 제거할 수 있다.

References

1. Eman, K.F., Gan, R.C., and Wu, S.M., "Cutting Process Identification from Closed Loop Operating Data", Proc. 9th NAMRC, 1981, pp. 528—531.
2. Merritt, H.E., "Theory of Self-Excited Machine Tool Chatter", J. Eng. for Industry, Vol. 87, 1965, pp. 447—454.
3. Thusty, J., "Analysis of the State of Research in Cutting Dynamics", Annals of CIRP, Vol. 27, No. 2, 1978, pp. 583—589.
4. Long, G.W., and Lemon, J. R., "Structural Dynamics in Machine Tool Chatter", J. Eng. for Industry, Vol. 87, No. 4, 1965, pp. 455—463.
5. Knight, W.A., Sadek, M.M., and Tobias, S.A., "Automatic Determination and Digitization of Machine Tool Frequency Response Data", Preprint of paper presented at the 11th Int. M.T.D.R. Conf., 1970, pp. 1—13.
6. Hanna, N.H., and Kwiatkowski, A.W., "Identification of Machine Tool Receptances by Random Force Excitation", Int. M.T.D. R., Vol. 11, No. 4, 1971, pp. 309—325.
7. Moriwaki, T., and Iwata, K., "In-Process Analysis of Machine Tool Structure Dynamics and Prediction of Machining Chatter", J. Eng. for Industry, Vol. 98, No. 1, 1976, pp. 301—305.
8. Kwiatkowski, A.W., "The Magnetic Vibrator for the Determination of Machine Tool Characteristics", Proc. 9th Int. M.T. D.R. Conf., 1968, pp. 571—590.
9. Opitz, H., and Weck, M., "Determination of the Transfer Function by Means of

- Spectral Density Measurements and Its Application to the Dynamic Investigation of Machine Tools under Maching Conditions", Proc. 10th Int. M.T.D.R. Conf., 1969, pp. 349—378.
10. Al-Samarai, H.M., and Kwiatkowski, A. W., "Identification of Milling Machine Receptances from Random Signals During Cutting", Annals of CIRP, Vol. 16, 1968, pp. 137—144.
 11. Takeyama, H. and Sakata, O., "Analysis of Chatter Vibration Through Step-Function Response", J. Eng. for Industry, ASME, Series B, 1972, pp. 985—990.
 12. Yang, G.P., Zhang, Q.X., and Yang, H.H., "An Investigation on Optimum Control of Metal Cutting Processes Based on Modern Control Theory", Proc. 9th NAMRC, 1981, pp. 589—592.
 13. Bendat, J.S., and Piersol, A.G., Engineering Applications of Correlation and Spectral Analysis, Willey-Interscience, 1980.
 14. Byun, S.W., and Lee, C.W., "Machine Tool Identification Under Actual Cutting Process by DDS Analysis", KSME, Vol. 5, No. 4, 1981, pp. 303—311. (in Korean)
 15. Shin, M.J., "Identification of Machine Tool Dynamics and Cutting Process by Impulse Cutting", M.S. Thesis, KAIST, June 1982 (in Korean)
 16. Moriwaki, T., "Measurement of Cutting Dynamics by Time Series Analysis Technique", Annals of CIRP, Vol. 22, No. 1, 1973, pp. 117—118.
 17. Moriwaki, T., and Hoshi, T., "System Identification on Digital Techniques; New Tools for Dynamic Analysis", Annals of CIRP, Vol. 23, No. 2, 1974, pp. 239—246.