

엔드밀링에서 등가 진동계 모델링

백대균*, 고태조#, 김희솔**

A Modeling Method of Equivalent Vibratory System in End Milling

Dae Kyun Back*, Tae Jo Ko# and Hee Sool Kim**

ABSTRACT

For the analysis of machined surface topography and machine-tool chatter, the cutting system is considered to be a single degree of freedom system. This paper presents a modeling method of equivalent vibratory system for precision cutting in end-milling using an impact test, an Autoregressive Moving Average (ARMA) model and a bisection method. It has been shown that the proposed modeling method provides a good identification of the cutting system. The advantages of the proposed method in comparison to the existing method are that it is very easy and accurate.

Key Words : Equivalent Vibratory System(등가진동계), Modeling(모델링), ARMA, Impact Test(충격실험), Tool Deflection(공구처짐), Chatter(채터)

1. 서론

최근 금형가공 등 밀링작업에서는 생산성을 높이고 납기를 단축하기 위하여 고속밀링 가공을 추구하고 있다. 고속밀링가공은 제품을 단시간에 정밀하게 가공하는 것이 목적이다. 따라서 고속밀링을 이루기 위해서는 고속절삭을 위한 주축계, 정확하고 신속한 이송운동 기구와 NC Controller, 절삭공구 등이 필요하다.

또한, 채터진동이 발생하지 않는 절삭 조건에서 절삭을 수행해야 하고, 때로는 절삭력의 크기에 따라 발생하는 공구의 처짐량을 정확하게 예측하여 공구경로를 보정해야 한다. 그러나 고속밀링

에 가장 많이 사용되고 있는 엔드밀은 외팔보의 구조를 이루고 있으므로 강성이 부족하여 채터진동을 유발하기 쉽고, 절삭력에 의해 공구가 처지게 되어 공작물의 가공 정밀도를 저하시킨다. 이러한 문제점을 해결하기 위하여 Tlusty 등 국내 외에서 많은 연구를 수행하고 있다.¹⁻⁷

이러한 연구결과를 살펴보면 대체로 밀링 절삭시스템을 1 자유도 진동계로 모델링하여 채터와 공구처짐 문제를 연구하고 있다. 그러나 연구의 가장 기본이 되고 핵심이 되고 있는 절삭시스템의 파라미터를 구하는 방법은 미진한 상태이다. 이를 위하여 일반적으로 채택하고 있는 가진기를 이용하는 방법은 실험장비가 많이 필요하고 시간이

접수일: 2003 년 2 월 11 일; 게재승인일: 2003 년 8 월 14 일

* Visiting scholar in Louisiana State University

교신저자: 영남대학교 기계공학부

E-mail: tjko@yu.ac.kr, Tel: (053) 810-2576

** 영남대학교 기계공학부

걸리며 정확도가 떨어진다. 또한, 구조물의 크기에 따라서 가진기의 크기가 달라져야 한다는 큰 불편함을 안고 있다.

이러한 관점에서 본 연구에서는 엔드밀링가공에서 채터해석과 공구의 처짐량을 예측하기 위한 목적으로 절삭시스템을 쉽게 모델링할 수 있는 방법을 제안하고자 한다. 즉, 충격해머와 가속도 센서를 이용하여 엔드밀 공구계를 등가진동계로 모델링하는 방법이다. 따라서 가속도 신호와 충격력을 입력하면 1 자유도 등가 진동계의 질량, 감쇠상수, 스프링상수를 바로 구할 수 있게 된다.

2. 이론해석

2.1 ARMA 모델

시스템이 선형미분방정식이면 ARMA(Autoregressive Moving Average) 모델로 시스템을 모델링할 수 있고 시스템의 고유진동수와 감쇠비를 구할 수 있다.⁸

이산계(Discrete system)에서 샘플링 간격 Δ 로 획득한 데이터로부터 선형미분방정식을 차분방정식으로 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$X_t - \phi_1 X_{t-1} - \dots - \phi_n X_{t-n} = a_t - \theta_1 a_{t-1} - \dots - \theta_m a_{t-m} \quad (1)$$

$$E\{a_t\} = 0$$

$$E\{a_t a_{t-k}\} = \delta_k \sigma_a^2$$

여기서 X_t 는 시스템 응답, δ_k 는 Kronecker delta, E 는 expectation operator, $\phi_1, \phi_2, \dots, \phi_n$ 는 자기회귀 계수(Autoregressive parameters), 그리고 $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_m$ 는 이동평균 계수(moving average parameters)이다.

식 (1)을 ARMA(n,m)모델이라 부른다. 시스템의 자유도가 n 일 때 차분방정식은 ARMA(2n,2n-1)로 모델링할 수 있다.⁷ Back shift operator B ($BX_t = X_{t-1}$)를 사용하여 식 (1)을 다시 쓰면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$(1 - \phi_1 B - \phi_2 B^2 - \dots - \phi_n B^n) X_t = (1 - \theta_1 B - \theta_2 B^2 - \dots - \theta_m B^m) a_t \quad (2)$$

식 (2)를 정리하여 전달함수형태로 쓰면 다음과 같다.

$$X_t = \frac{(1 - \theta_1 B - \theta_2 B^2 - \dots - \theta_m B^m) a_t}{(1 - \phi_1 B - \phi_2 B^2 - \dots - \phi_n B^n)} = \frac{\Theta(B)}{\Phi(B)} a_t \quad (3)$$

이 모델의 특성들은 아래의 특성방정식에 의하여 나타난다.

$$\lambda^n - \phi_1 \lambda^{n-1} - \phi_2 \lambda^{n-2} - \dots - \phi_n = 0 \quad (4)$$

샘플링 간격이 Δ 일 때, 감쇠비 ζ_i , 그리고 고유진동수 $f_n(\text{Hz})$ 는 다음의 식으로 구할 수 있다.

$$f_n = \frac{1}{2\pi\Delta} \sqrt{\frac{\{\ln(\lambda_i \lambda_i^*)\}^2}{4} + \left\{ \cos^{-1} \left(\frac{\lambda_i + \lambda_i^*}{2\sqrt{\lambda_i \lambda_i^*}} \right) \right\}^2} \quad (5)$$

$$\zeta_i = \frac{\sqrt{\{\ln(\lambda_i \lambda_i^*)\}^2}}{\sqrt{\{\ln(\lambda_i \lambda_i^*)\}^2 + 4 \left\{ \cos^{-1} \left(\frac{\lambda_i + \lambda_i^*}{2\sqrt{\lambda_i \lambda_i^*}} \right) \right\}^2}} \quad (6)$$

여기서 λ_i, λ_i^* 는 Complex Conjugate Roots 이다.

2.2 진동계의 시스템 규명

진동계에 충격해머로 충격력을 가진다면 그 시스템은 고유진동수로 진동하면서 시스템의 감쇠비로 진동이 줄어들게 된다. 충격력을 가진하여 가속도 신호를 획득하여 ARMA 모델에 적용하면 식 (5)와 식 (6)으로부터 시스템의 고유진동수와 감쇠비를 구할 수 있다.

따라서 충격실험에서 구해진 고유진동수, 감쇠비 그리고 충격력으로부터 1 자유도계는 아래와 같은 방법으로 구할 수 있다. 먼저 구하고자 하는 시스템의 운동방정식은 다음과 같다고 가정하자.

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = \delta(t) \quad (7)$$

식 (7)에서 보는 것과 같이 구하려고 하는 1

자유도계의 파라미터는 3 개, 즉, m, c, k 이다. 식 (7)과 같이 구성된 진동계에 충격해머를 가진다면 충격력과 가속도 신호를 획득할 수 있다. 획득한 가속도 신호로부터 ARMA(2,1)를 구하고 식 (5)와 식 (6)으로부터 고유진동수와 감쇠비를 구한다. ARMA 모델에서 구한 시스템의 특성치는 2 개이고 구하고자 하는 파라미터는 m, c, k 3 개이다. 그러나 충격력을 이용하면 m, c, k 를 다음과 같이 구할 수 있다. ARMA 모델에서 구해진 고유진동수와 감쇠비로 1 자유도계 운동방정식을 쓰면 다음과 같다.

$$\ddot{x}(t) + 2\zeta\omega_n\dot{x}(t) + \omega_n^2x(t) = \delta_0(t) \quad (8)$$

식 (7)의 가진실험과 똑같은 충격력을 식 (8)에 가진다면 고유진동수와 감쇠계수는 서로 같고, 진폭만 다르게 나타난다. 식 (8)은 구하려고 하는 진동계와 특성치는 같으나 시스템을 완전히 모델링한 것은 아니다. 식 (8)에 실제 진동계에서 추정할 수 있는 질량보다 충분히 작은 임의의 값 m_0 을 곱하면 다음과 같다.

$$m_0\ddot{x}(t) + 2\zeta\omega_n m_0\dot{x}(t) + \omega_n^2 m_0x(t) = \delta_1(t) \quad (9)$$

식 (7)의 실험에서 측정한 충격력과 동일한 값을 식 (9)에 가진하여 실험과 동일한 샘플링 주파수로 가속도를 수치적분할 수 있다. 식 (9)에서 수치적분한 가속도 신호의 RMS(Root Mean Square)값과 식 (7)의 실험에서 측정한 가속도 신호의 RMS 값을 서로 비교한다. 수치적분한 가속도 신호의 RMS 값이 더 크면 m_0 를 더 크게 증가하여 다시 수치적분하여 측정치와 비교한다. 질량을 크게 할수록 가속도는 점점 더 감소할 것이다. 이와 같은 방법으로 서로 비교한 RMS 값이 어떤 공차안에 있으면 식 (7)과 식 (9)는 거의 같게 된다. 따라서 구하고자 하는 1 자유도계의 m, c, k 를 구할 수 있다.

식 (9)에서 질량을 크게 증가할수록 수치해석한 가속도 신호의 RMS 는 선형적으로 감소하므로 위와 같은 시행착오법은 Bisection method⁹ 를 이용하면 손쉽게 해결할 수 있다. 이러한 1 자유도계의 모델링 방법을 간략히 나타내면 다음과 같다.

Step 1 : 먼저 Bisection method 에 적용하기 위하여 구하려고 하는 시스템의 질량 m 보다 충분히 작은 값 m_1 과 충분히 큰 값 m_2 를 가정하고 임의의 공차값 t_0 를 결정한다.

Step 2 : 측정한 가속도를 ARMA(2,1)에 적용하여 시스템의 고유진동수와 감쇠비를 구한다.

Step 3 : 측정한 가속도의 RMS, R_{exp} 를 구한다.

Step 4 : $m_0 = (m_1 + m_2) / 2$ 로 질량을 정하고

Step 2 에서 구한 고유진동수와 감쇠비로 식 (9)와 같이 운동방정식을 구성한다. 실험에서 측정한 충격력과 같은 값을 운동방정식에 가진하여 Wilson- θ 법으로 실험에 사용된 것과 똑같은 샘플링 시간으로 가속도를 수치적분한다.

Step 5 : 수치적분한 가속도 신호의 RMS 값 R_{sim} 을 구한다.

Step 6 : 만약 $|R_{exp} - R_{sim}| \geq t_0$ 이면 다음 Step 7 으로

간다. 만약 $|R_{exp} - R_{sim}| < t_0$ 이면 $m = m_0$, $c = 2\zeta\omega_n m_0$, $k = \omega_n^2 m_0$ 로 시스템의 계수를 결정하고 모델링 절차를 마친다.

Step 7 : 만약 $R_{sim} \geq R_{exp}$ 이면 $m_1 = m_0$ 로 하여

Step 4 로 다시 돌아간다. 만약 $R_{sim} < R_{exp}$ 이면 $m_2 = m_0$ 로 하여 Step 4 로 다시 돌아간다.

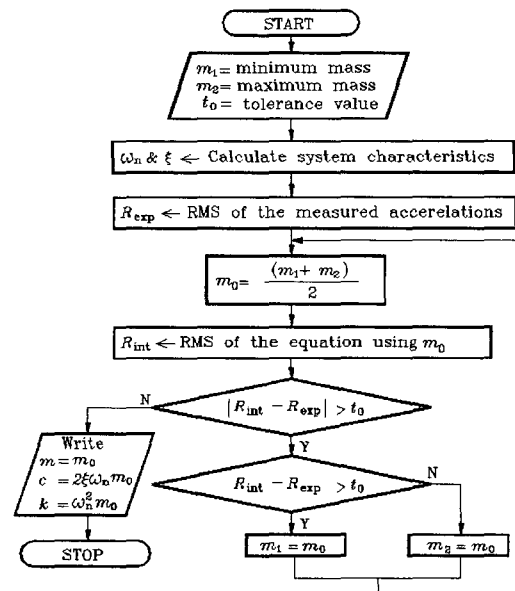


Fig. 1 Flow chart of modeling

위와 같이 모델링 절차가 끝나면 구해진 m, c, k 로부터 가속도 신호를 수치해석하여 RMS 값을 구하고 FFT 를 수행한 후 실험에서 측정된 가속도 신호의 결과와 비교하여 타당성을 검증한다. 위와 같은 모델링 절차를 Fig. 1 에 흐름도로 나타내었다.

3. 1 자유도계 모델링의 시뮬레이션

본 연구에서 제시한 모델링 방법의 타당성을 검증하기 위하여 알고 있는 1 자유도 진동계에 대하여 2 장에서 나타낸 절차를 시뮬레이션 하고자 한다. 먼저 질량을 5 kg , 감쇠상수를 20 Ns/mm , 스프링 상수를 4000 N/mm 으로 가정하여 알고 있는 1 자유도계 운동방정식을 세우면 다음과 같다.

$$5\ddot{x}(t) + 20\dot{x}(t) + 4000x(t) = \delta(t) \quad (10)$$

식 (10)에 충격력 1 N 을 가진하여 가속도를 Wilson- θ 법으로 수치적분하였다. 이때 사용된 샘플링 시간은 0.005 초로서 Nyquist 샘플링 시간 0.0176 초보다 더 짧게 선택하였다. 샘플링 시간은 Nyquist 샘플링 시간보다 짧게 선택하면 ARMA 모델 계수의 정확성이 높아지므로 고유진동수와 감쇠비의 신뢰도가 높아진다. 데이터 개수는 FFT 해석을 위해서 1024 개로 선택하였다. 식 (10)의 수치적분한 가속도 신호를 Fig. 2 에 나타내었고 FFT를 수행하여 Fig. 3 에 나타내었다.

이 수치적분한 가속도 신호와 충격력을 실험에서 측정한 데이터라고 가정하여 2 장의 모델링 절차를 수행하여 m, c, k 를 구하여 식 (10)과 비교하여 보았다. Fig. 1 의 가속도 신호를 ARMA(2,1)에 적용하여 $\phi_1=1.9605, \phi_2=0.9803, \theta_1=0.004$ 를 구하고, 이 계수들로부터 식 (5)와 식 (6)으로부터 고유진동수 4.5078 Hz 와 감쇠비 0.0702 를 각각 구하였다. 식 (10)으로부터 이론적으로 구한 고유진동수는 4.5016 이고, 감쇠계수는 0.0707 이다.

ARMA 계수로부터 구한 시스템의 특성치와 이론적으로 구한 특성치는 비교적 잘 일치함을 알 수 있다. ARMA(2,1)계수로부터 구한 고유진동수와 감쇠계수를 이용하여 시스템의 운동방정식을 세우면 다음과 같다.

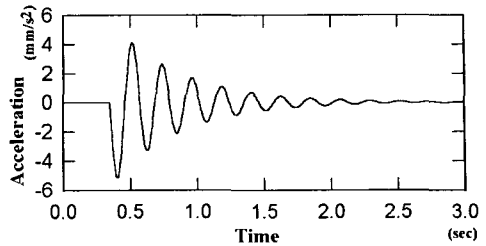


Fig. 2 The acceleration of a vibratory system

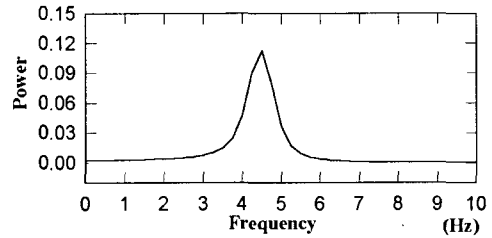


Fig. 3 The FFT of the acceleration

$$\ddot{x}(t) + 3.9766\dot{x}(t) + 802.2177x(t) = \delta_0(t) \quad (11)$$

식 (10)과 식 (11)은 같은 시스템 특성치를 가지고 있으나, 충격력 1 N 에 대해 가속도의 크기만 서로 다르다. 이러한 사실은 식 (10)을 질량 5 kg 로 나누어 보면 알 수 있다.

2.2 절에 나타낸 것과 같이 Bisection method 를 이용하기 위하여 우리가 가정할 수 있는 질량보다 충분히 작은 값 $m_1 = 0.001$ 로 정하고 충분히 큰 값 $m_2 = 1000$ 으로 각각 선정하였다. Fig. 2 의 가속도 신호의 RMS 값이 0.8928 다. 본 시뮬레이션에서는 공차값을 원가속도 신호의 RMS 값의 1%인 $t_0 = 0.0089$ 로 설정하였다. 그 이유는 공차값은 너무 작게 잡으면 수렴하지 못하고 너무 크게 잡으면 정확도가 떨어진다. 위와 같이 초기조건을 설정하고 Fig. 1 과 같이 프로그램을 수행한 결과 12 번의 반복수행에 $m_0 = 5.0059$ 로 수렴하였다. 이 값을 식 (11)에 곱하면 다음과 같다.

$$5.0059\ddot{x}(t) + 19.9064\dot{x}(t) + 4015.7737x(t) = \delta_1(t) \quad (12)$$

모델링이 완성된 식 (12)와 원 시스템 방정식 (10)을 비교해 보면 거의 일치함을 알 수 있다.

4. 실험장치 및 방법

Tobias¹ 등은 공작기계 고유의 m, c, k 와 공구와 공작물의 접촉점에서 발생하는 감쇠상수와 스프링 상수를 이용하여 절삭계를 모델링하여 채터를 해석하였다. 접촉점에서 발생하는 스프링 상수와 감쇠상수는 절삭조건에 따라 변화하므로 실험적으로 구하여 안정성 선도와 한계절삭깊이를 구하였다. Altinta⁵⁻⁷ 등은 공작기계 고유의 m, c, k 를 이용하여 가공후의 표면형상을 예측하였다.

실제 공작기계는 주축이 여러 개의 진동모드를 가지고 있고 척과 공구에 따라 시스템 특성이 변하게 된다. 특히, 척과 공구는 절삭 조건에 따라 바뀌게 되므로 가진기를 이용하여 공작기계의 m, c, k 를 구하는 방법은 실험장비가 많이 필요하고 시간이 걸리며 정확도가 떨어진다. 본 연구에서는 절삭계를 단순화하여 스펙들을 강체라 가정하고 척과 절삭공구의 시스템을 규명하여 제시한 방법의 타당성을 검증하였다.

바이스 위에 Fig. 4 와 같이 엔드밀과 콜릿척을 물리고 가속도계를 각각 부착하였다. 충격해머로 엔드밀을 가진하여 충격력을 증폭기로 증폭하여 A/D 변환기를 통하여 컴퓨터에 저장하고, 동시에 가속도계의 신호를 증폭하여 A/D 변환기를 통하여 컴퓨터에 저장하였다.

밀링 머신의 주축은 강체로 볼 수 있으므로 절삭중에 절삭력의 의한 공구 처짐은 콜릿척과 엔드밀에서 발생한다. 따라서 바이스위에 콜릿척을 고정하고 충격해머로 가진하여 콜릿척의 가속도신호를 분석하였고, 바이스위에 엔드밀을 고정하고 충격해머로 가진하여 엔드밀의 가속도 신호를 분석하였다.

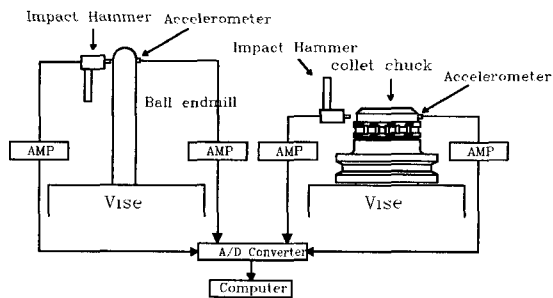


Fig. 4 Experimental set-up

5. 실험결과 및 고찰

엔드밀링 절삭과정 중에 가장 공구처짐이 많이 발생하고 진동이 심한 부분은 엔드밀 공구부분이다. 엔드밀의 파라미터를 구하기 위해 바이스위에 직경 12 mm 볼엔드밀을 길이 80 mm 로 고정하고 충격실험을 수행하였다. Fig. 4 와 같이 충격해머를 볼엔드밀 끝부분에 가진하여 충격력과 가속도를 측정하였다. 측정된 가속도는 Fig. 5 에 나타내었고, FFT 를 한 결과는 Fig. 6 에 나타내었다. 이 때 측정된 충격력은 157 N 이었다.

Fig. 5 의 가속도를 ARMA(2,1)모델에 적용하여 식 (5)와 식(6)으로 고유진동수와 감쇠 계수를 구하였다. 구해진 ARMA 계수와 고유진동수, 감쇠계수는 Table 1 과 같다.

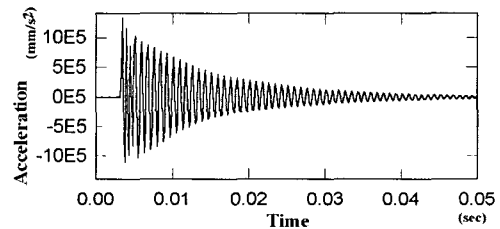


Fig. 5 The acceleration of an end-mill

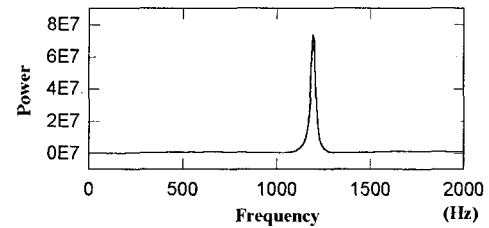


Fig. 6 The FFT of the acceleration

Table 1 The ARMA(2,1) parameters and the characteristics of the end mill

The parameters of ARMA	ϕ_1	ϕ_2	θ_1
	0.6175	-0.9670	-0.0052
Natural Frequency	1195 Hz		
Damping Ratio	0.013		

구해진 고유진동수와 감쇠계수로 식 (8)과 같이 운동방정식을 쓰면 식 (13)과 같다.

$$\ddot{x}(t) + 195.2\dot{x}(t) + 5.6370064 \times 10^7 x(t) = \delta_0(t) \quad (13)$$

완전한 운동방정식을 구하기 위해 Fig. 1 과 같이 Bisection Method 에 적용하였다. 최소 질량은 0.1 kg 으로 하였고 최대 질량은 100 kg 으로 설정하고 공차값 t_0 를 0.001 로 설정하여 수행한 결과 반복회수 17 번만에 엔드밀 공구의 절삭계를 다음과 같이 모델링하였다.

$$0.9\ddot{x}(t) + 175.8\dot{x}(t) + 5.07056987 \times 10^7 x(t) = \delta_1(t) \quad (14)$$

$$\begin{aligned} m &= 0.9 \text{ kg} \\ c &= 175.8 \text{ Ns/mm} \\ k &= 5.07056987 \times 10^7 \text{ N/mm} \end{aligned}$$

모델링한 파라미터의 타당성을 검증하기 위하여 실험에서 측정된 값과 동일한 157 N 을 식 (14) 에 가진하여 가속도를 Willson- θ 법으로 수치적분하여 Fig. 7 에 나타내고 가속도를 FFT 하여 Fig. 8 에 나타내었다. Fig. 7 의 가속도 신호를 ARMA(2,1) 모델에 적용하여 구한 ARMA(2,1)계수, 고유진동수, 감쇠계수를 Table 2 에 나타내었다. Table 1 과 Table 2 를 비교해보면 오차가 별로 없음을 알 수 있다.

실험결과와 모델링 결과를 비교해보기 위해 Fig. 5 와 Fig. 7 의 가속도 신호를 Fig. 9 에 비교하여 나타내었고, Fig. 6 과 Fig. 8 의 FFT 신호는 Fig. 10 에 나타내었다. 모델링 결과와 실험 결과가 잘 일치함을 알 수 있다.

다음은 콜릿척의 시스템 파라미터를 구하기 위해 Fig. 4 와 같이 콜릿척의 끝에 가속도 센서를 붙이고 충격해머로 가진하여 가속도를 측정하였다. 측정된 가속도로 엔드밀 공구와 동일한 방법으로

Table 2 The ARMA(2,1) parameters and the characteristics of the simulated data

The parameters of ARMA	ϕ_1	ϕ_2	θ_1
	0.6192	-0.9676	-0.0266
Natural Frequency	1194 Hz		
Damping Ratio	0.013		

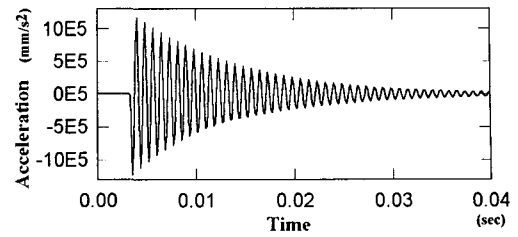


Fig. 7 The acceleration of the modeled system

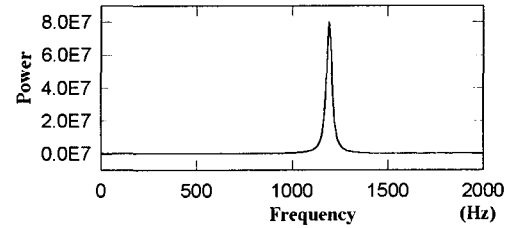


Fig. 8 The FFT of the acceleration

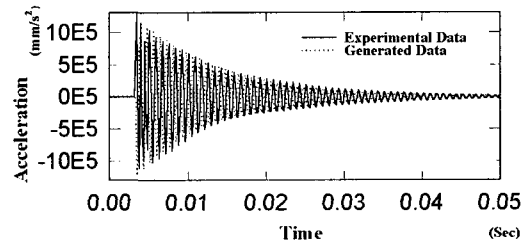


Fig. 9 The Comparison of accelerations

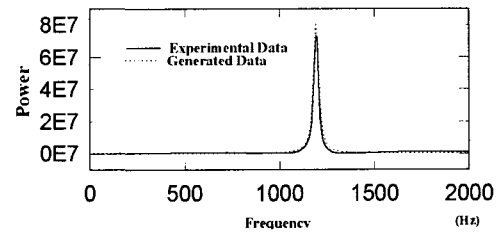


Fig. 10 The comparison of FFT

Table 3 The ARMA(2,1) parameters and the characteristics of the collect chuck

The parameters of ARMA	ϕ_1	ϕ_2	θ_1
	0.6175	-0.9670	-0.0052
Natural Frequency	1195 Hz		
Damping Ratio	0.013		

$$14.8\ddot{x}(t) + 158440\dot{x}(t) + 1.06916679 \times 10^9 x(t) = \delta_1(t) \quad (15)$$

$$m = 14.8 \text{ kg}$$

$$c = 15844.0 \text{ Ns/mm}$$

$$k = 1.06916679 \times 10^9 \text{ N/mm}$$

파라미터를 모델링하였다. 콜릿척의 ARMA 계수, 고유진동수, 감쇠계수는 Table 3 에 나타내었다. 이 결과로부터 Bisection Method 에 적용하여 구한 콜릿척의 운동방정식은 식 (15)과 같다.

실험에서 측정된 값과 동일한 충격력 1194 N 을 식 (15)에 가진하여 가속도를 수치적분하였다. 실험에서 측정된 가속도와 식 (15)로부터 구한 결과를 비교하여 Fig. 11 에 나타내었다.

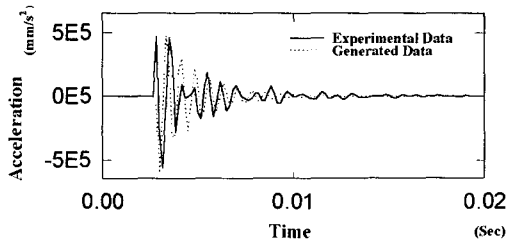


Fig.11 The acceleration of collect chuck

그림에서 보는 것과 같이 콜릿척은 형상이 복잡하고 몇 개의 부품으로 이루어져 완전한 1 자유도계의 특성은 나타나지 않고 있지만, 콜릿척의 특성을 식 (15)와 같이 간단히 1 자유도계로 모델링하여 보았다. 엔드밀의 모델링 결과인 식 (14)와 콜릿척의 모델링결과인 식 (15)를 비교해보면 감쇠상수 뿐만 아니라 스프링 상수도 콜릿척이 훨씬 크다. 단순히 채터를 무시하고 공구치집량을 구하기 위해 절삭력 100 N 을 두 식에 가진해 보았다. 엔드밀의 치집량은 18 μm 로 나타났고, 콜릿척의 치집량은 0.7 μm 로 나타났다. 따라서 본 연구에서는 공구치집은 대부분이 엔드밀에서 발생하는 것을 알 수 있다. 그러나 깊은 밀링가공에서는 콜릿척이 길어지므로 콜릿척의 치집과 채터도 무시할 수 없을 것으로 생각된다.

6. 결론

밀링가공에서 채터진동 해석과 공구의 치집량 등을 예측하기 위하여 절삭시스템을 쉽게 모델링

할 수 있는 새로운 방법을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 기존의 모델링 방법은 가진기를 이용하기 때문에 많은 시간이 필요하고 정확도가 떨어지지만, 본 연구는 한 번의 충격실험으로 비교적 정확히 절삭시스템을 모델링할 수 있다.
2. 가속도 신호와 충격력을 입력하여 ARMA 모델과 Bisection Method 를 이용하여 1 자유도 등가진동계의 질량, 감쇠상수, 스프링상수를 바로 구할 수 있는 방법을 제안하였다.

후 기

본 연구는 과학기술부 · 한국과학재단 지정 창원대학교 공작기계연구센터의 지원에 의한 것입니다.

참고문헌

1. Tobias, S. A., Machine-Tool Vibration, John Wiley and Sons, 1965.
2. Smith, S., Tlusty, J., "Stabilizing Chatter by Automatic Spindle Speed Regulation," Ann. of CIRP, Vol. 41, pp. 433-436, 1992.
3. Tlusty, J., "High Speed Machining," Ann. of CIRP, Vol. 42, pp. 733-738, 1993.
4. Lee, S. Y., Kim, S. G., Lee, J. M., "Analyses of Structural Dynamic Characteristics and End Milling in a Vertical Machining Center," J. of the KSPE, Vol. 14, No. 3, pp. 66-74, 1997.
5. Montgomery, D., Altintas, Y., "Mechanism of Cutting Force and Surface Generation in Dynamic Milling," ASME J. of Eng. for Ind., Vol. 113, pp. 160-168, 1991.
6. Elbestawi, M. A., Ismail, F., Yuen, K. M., "Surface Topography Characterization in Finish Milling," Int. J. Mach. Tools Manufac., Vol. 34, No. 2, pp. 245-255, 1994.
7. Baek, D. K., Ko, T. J., Kim, H. S., "A development of the surface roughness model in face milling operation," J. of the KSPE, Vol. 12, No. 12, pp. 149-156, 1995.
8. Wu, S. M., Pandit, S. M., Time Series and System Analysis with Applications, John Wiley and Sons, 1983.
9. Curtis, F. G., Patrick, O. W., Applied Numerical Analysis, Addison-Wesley Publishing Company, 1989.