

〈論 文〉

압전형 구동기를 갖는 이동기구의 운동해석 및 제어

Motion Analysis and Control of Translation Device Driven
by Piezoelectric Actuator

이석구* · 지원호* · 이종원*
Seok-Ku Lee, Won-Ho Jee and Chong-Won Lee

ABSTRACT

The motion analysis of a translation device driven by a piezoelectric actuator is performed to identify the mechanics of impact drive mechanism and to find the maximum speed waveform. The translation device is modeled as a semidefinite two-degree-of-freedom system. The motion analysis includes effects of friction force between moving mass and contact surface, dynamics of voltage amplifier and piezoelectric elements, and hysteresis of piezoelectric actuator. Base on the model, simulation studies are carried out and then compared with experimental results. It is found that the error between moving distances obtained by analysis and experiment is less than 15% and that the actual motion of moving mass is well predicted by the analytical work. finally, precision positioning experiments are carried out by using a proximity sensor as a feedback sensor. Position control of moving mass is initiated by the maximum speed waveform and finely tuned by the scaled down waveform so that accurate positioning is accomplished within the resolution of the sensor.

1. 서 론

최근 세포 생물학, 광전자학, 측정학, 공작기계 등의 여러 연구 기술분야에서 고속 정밀 위치 제어가 요구되고 있다. 그리고 이러한 경우 소형화도 동시에 요구되는 추세인데, 종래의 전자식 혹은 공압식 액츄에이터로는 소형화에 한계가 있다. 따라서 변위 응답 속도가 빠르며(수십 μs), 소형임에도 불구하고 크기에 비해 상대적으로 발생력이 크며, 복잡한 전달기구 없이 직접 변위가 발생되고, 정밀 변위 제어가 가능한 압전소자를 이용한 위치 제어 기구에 대한 연구가 최근 활발히 진행되고 있다.

이러한 이동기구 중에서 직선 이동 기구에 관해서 살펴 보면, Higuchi⁽¹⁾는 압전소자의 전후에 질량을 부착시키고 충격 구동 방식을 이용하여 마찰면 위에서 직선 이동을 행하는 기구를 실현했고, Emch⁽²⁾는 압전소자의 상하에 질량을 부착시키고 마찰면 위에서 톱니 파형을 가해 전후 방향 이동을 하는 기구를 실현했으며, Pohl⁽³⁾은 톱니파로 구동되는 압전소자의 길이 변화에 따라 운동하는 이동 받침대 위의 이동체를 마찰력을 이용하여 이동시키는 기구를 실현했다. 그리고 이러한 마찰 작용을 대신해서 압전소자들이 고정, 풀림을 반복하고, 그 사이의 또 다른 압전소자를 신장, 수축시켜 이동하는 자벌레(Inchworm)식⁽⁴⁾ 이동 기구도 있다. 이제 회전을 포함하는 이동 기구들을 살펴보면 Moriyama⁽⁵⁾는 파이프형 압전소자를 이용한 초정밀 X-Y 이동 테이블에

*한국과학기술원 기계공학과 소음 및 진동제어연구 센터(NOVIC)

관해 연구하였고, Higuchi^(6,7)는 충격 구동 방식을 1차원 및 3차원 회전 기구에 적용하였으며, Shimizu⁽⁸⁾와 Satake⁽⁹⁾는 자벌레식 직선 이동 기구를 응용한 회전 기구를 개발하였다.

이중에서 Higuchi⁽¹⁾, Emch⁽²⁾, Pohl⁽³⁾의 직선 이동 기구들의 구동 파형들은 마이크로미터 이하 (Submicron)의 정밀 위치 제어를 위해 직관적으로 정해진 것들로서, 압전소자의 변위량이 작음으로 인해 생기는 고속 구동의 제한점을 고려하지 않은 것들이다. 그러므로 이러한 직관적인 파형을 이용하는 대신 이동 기구를 모형화하여 해석함으로써 최적 파형을 찾아 속도 성능을 향상시켜 고속 구동의 제한점을 보완할 수 있을 것으로 사료된다.

이러한 관점에서 보면 Higuchi⁽¹⁾는 이동 기구의 모형화가 가능토록 하는 운동 방정식만을 세워 놓았으며, Emch⁽²⁾, Pohl⁽³⁾은 모형 해석에 관한 언급을 거의 하지 않았다. 따라서 본 연구에서는 Higuchi의 단순 이동 기구를 2자유도 반한정계(Semidefinite System)로 모형화하고, 충격 구동 방식을 이용한 수치 해석 및 실험을 통해 모형의 타당성을 검토한 뒤, 이 모형을 이용해 속도 성능을 극대화하는 최적 인가 파형을 찾아내고 실험을 통해 성능을 확인하였다. 그리고 확인된 모형을 이용한 위치 제어를 실현하였다.

2. 이동기구의 모형화 및 특성

이동기구는 Fig. 1에서 보여주듯이 1차원 이동을 유도하는 V 블록 위에 위치하며, 압전소자에 의해서 이동하는 이동질량과 그 끝에 접착되어진 압전소자 그리고 관성질량으로 구성된다. 압전소자는 최대 구동 전압 100V, 자유 상태에서의 변위량 15 μ m/100V, 변형 제한시의 힘 발생량 350kgf/100V, 정전 용량 6500nF, 변위 방향의 압전상수가 635 $\times 10^{-12}$ m/V이다⁽¹⁰⁾. 이동기구는 압전소자에 인가된 전압에 따라 발생하는 변위에 의해 이동하며, 이러한 인가 전압의 형태를 제어하여 위치 제어를 실현한다. 이 이동기구의 운동 현상 해석을 위한 동력학적인 모형화시 Higuchi⁽¹⁾는 압전소자의 질량을 무시하고 강성과 감쇠만을 고려하여 운동 방정식을 도출했다. 그런데 이동기구가 소형화되는 경우 압전소자의 질량의 크기가 상대적으로 커지므로 압전소자의 질량도 모형화시 고려할 필요가 있다. 따라서 본 논문에서는 압전소자의 질량 효과를 고려하여 운동 방정식을 도출했다. Fig. 2와 같이 이동질량을 M , 관성질량을 m ,

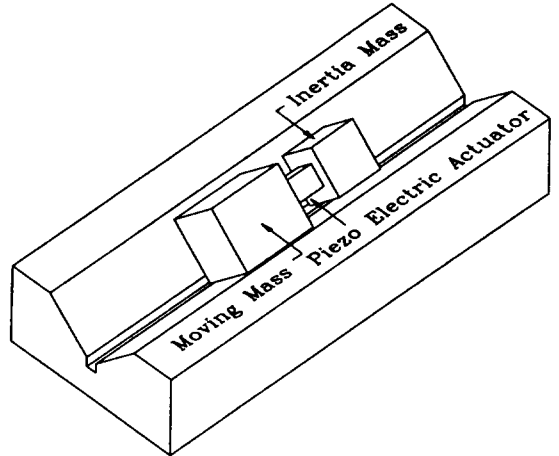


Fig. 1 Configuration of the translation device

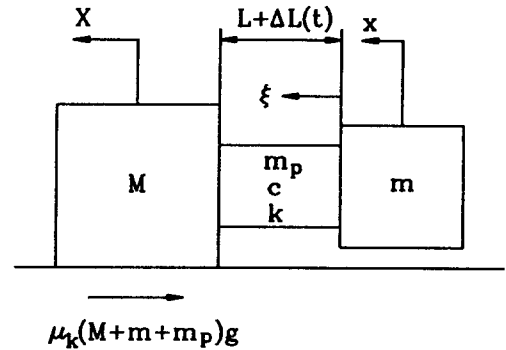


Fig. 2 Idealized Model of the translation device

압전소자의 질량을 m_p , 강성계수를 k , 감쇠계수를 c , 자유장을 L , 인가 전압에 의한 압전소자의 자유장으로부터의 길이 변화량을 $\Delta L(t)$ 라고 하고, 압전소자의 임의의 점 ξ 에서의 변위가 x 와 X 사이에서 선형적인 변화를 한다고 가정한 후, $L \gg \Delta L(t)$ 인 조건을 이용하면 lagrange 방정식으로부터 운동 마찰 상태에서의 운동 방정식은

$$\begin{bmatrix} M + \frac{m_p}{3} & \frac{m_p}{6} \\ \frac{m_p}{6} & m + \frac{m_p}{3} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{x} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c & -c \\ -c & c \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{X} \\ \dot{x} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X \\ x \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} c\dot{\Delta L}(t) + k\Delta L(t) - \mu_k(M+m+m_p)g \operatorname{sign}(\dot{X}) \\ -c\dot{\Delta L}(t) - k\Delta L(t) \end{Bmatrix} \quad (1)$$

이 된다.

그리고 이동이 정지한 상태에서는 이동질량의 속

도와 가속도가 없으므로 고정된 이동질량에 압전소자와 관성질량이 붙어있는 고정단 1자유도계가 된다. 따라서 관성질량의 운동 방정식은 앞의 경우와 같은 방법으로 다음과 같이 유도된다.

$$\left(m + \frac{m_p}{3}\right)\ddot{x} + c(\dot{x} + \Delta\dot{L}(t)) + k(x - X + \Delta L(t)) = 0 \quad (2)$$

그리고 이동질량과 마찰면 사이의 정지 마찰 계수를 μ_s 라 하면

$$|c(\dot{x} + \Delta\dot{L}(t)) + k(x - X + \Delta L(t))| < \mu_s(M + m + m_p)g \quad (3)$$

의 조건 하에서, 이동 질량의 운동 방정식은

$$M\ddot{X} = 0 \quad (4)$$

이다.

이제 충격 구동에 따른 기구 특성을 알아보기 위해 충격 구동 방식(Impact Drive Mechanism)⁽¹⁾을 살펴 보면, 충격 구동 방식은 Fig. 3과 Fig. 4에서 보여 주듯이 급속 변위 방식과 관성 질량 가속 방식의 복합 형태로 이루어진다. 급속 변위 방식에서는 Fig. 4의 (a)와 같은 계단 형태의 인가 전압을 압전소자에 가해 이동을 유발한다. 이 계단 파형은 압전소자 길이의 급격한 신장, 또는 수축을 일으키게 되므로, 이동질량과 관성질량을 서로 반대 방향으로 급격히 이동시키게 된다. 이것은 Fig. 3의 (a), (b)의 1과 2단계에 해당한다. 그리고 관성질량 가속 방식에서는 Fig. 4의 (b)와 같은 형태의 인가 전압 파형을 사용한다. 이러한 파형은 관성질량의 가속도를 제한하여, 이동질량에 작용하는 힘이 정지 마찰력을 이기지 못하도록 Fig. 3의 (a), (b)의 3단계와 같이 압전소자의 길이를 천천히 신장, 또는 수축시킨다. 그리고 이 과정의 끝에서 관성질량을 갑자기 정지시킴으로써 이동질량과의 충돌 효과를 얻게 되고, 이를 이용하여 기구가 이동을 행한다. 실제의 이동은 이러한 두가지 이동 방식을 복합시킨 Fig. 4의 (c)의 인가 전압 형태로 구동되는 복합 구동 방식을 반복함으로써 이루어진다.

이러한 충격 구동 방식을 통한 이동 현상을 해석하기 위해서는 이동기구의 구동과 관련된 여러가지 사항들을 고려해야 한다. 우선 여기서 사용한 압전소자의 구조를 보면 두께가 $115\mu\text{m}$ 인 144층의 압전세라믹과 내부전극들을 번갈아 쌓아 만든 적층형 압전소자로 단일 압전 세라믹으로 이루어진 단순 구조가 아니다. 따라서 수치 해석에 필요한 강성 계수와

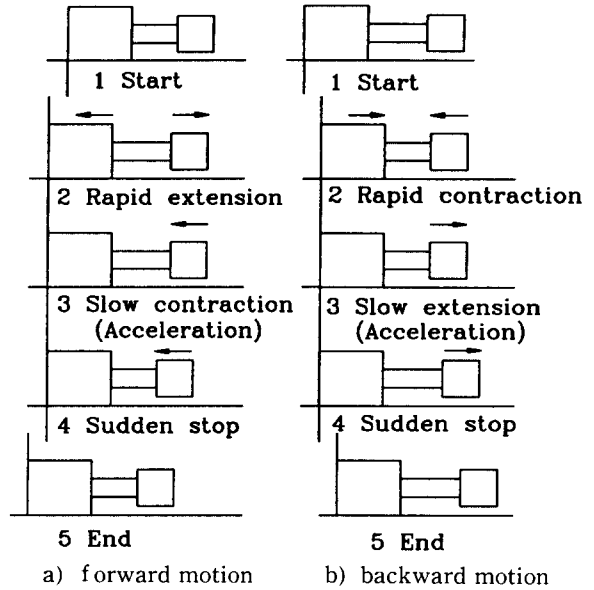


Fig. 3 Impact drive mechanism [1]

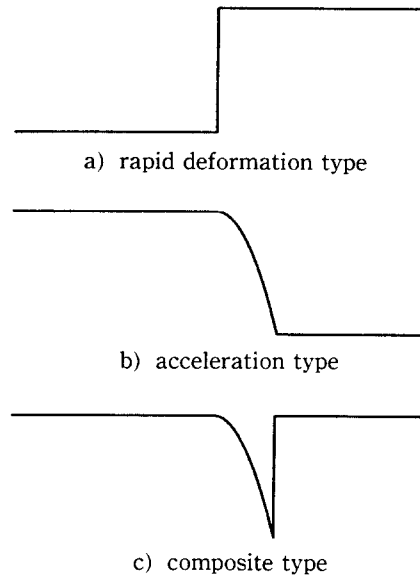


Fig. 4 Command voltage patterns[1]

감쇠계수를 세라믹의 물적 특성에 의한 계산만으로 구할 수 없으므로 실험에 의해 도출해야 한다. 실험은 자유 경계 조건을 얻기 위해 두터운 스폰지 위에 올려 놓은 이동기구의 이동질량 전면에 가속도계를 설치하고, 랜덤 신호를 압전소자에 가해 압전소자 자체를 가진기로 사용하여, 가속도계 출력과 랜덤 입력 신호 사이의 주파수 응답 함수를 구하는 형식으로 행해졌다. 이렇게 구한 주파수 응답 함수를 커브 피팅하여 얻어진 감쇠 고유 진동수 f_n 는 10.732

kHz이고, 감쇠비 ζ 는 0.0542이다.

이제 여기서 구한 감쇠 고유 진동수 f_d 와 감쇠비 ζ 로부터 수치 해석에 필요한 강성 계수와 감쇠계수를 구하기 위해 식 (1)의 우변을 0(zero)으로 놓고 고유치 문제를 풀면, 강성 계수와 감쇠 계수는

$$k = \frac{\omega_d^2}{1-\zeta^2} \left(\frac{Mm + \frac{1}{3}(M+m)m_p + \frac{1}{12}m_p^2}{M+m+m_p} \right) \quad (10)$$

$$c = \frac{2\zeta\omega_d}{\sqrt{1-\zeta^2}} \left(\frac{Mm + \frac{1}{3}(M+m)m_p + \frac{1}{12}m_p^2}{M+m+m_p} \right) \quad (11)$$

가 된다. 여기서 $\omega_d(2\pi f_d)$ 는 측정된 감쇠 고유 진동수, ζ 는 측정된 감쇠비이다. Table 1의 그 결과치를 보면 강성계수 k 는 자유장으로부터의 길이 변화를 제약한 상태에서 100V 인가시에 발생력이 350kgf $\pm 20\%$ 이고, 자유 상태에서 100V를 인가하는 경우의 자유장으로부터의 길이 변화량은 $15\mu\text{m} \pm 10\%$ 인 압전소자의 사양⁽¹⁰⁾으로부터 계산된 강성계수 $2.29 \times 10^8 \text{N/m}$ 와 상당히 근사하다.

이제 이동질량의 이동시작과 정지에 관해 살펴 보면, 이동질량은 이동질량에 가해지는 힘이 정지 마찰력보다 커지는 순간에 이동을 시작하므로, Fig. 2의 좌표계에서 아래의 조건을 만족하는 순간에 이동을 시작한다.

$$\begin{aligned} \mu_s(M+m+m_p)g &\leq |c(\dot{x} + \Delta\dot{L}(t)) \\ &+ k(x - X + \Delta L(t))| \end{aligned} \quad (7)$$

그리고 이동의 정지는 이동질량의 관성력이 운동 마찰력을 이기지 못하는 조건하에서 이동질량의 속도

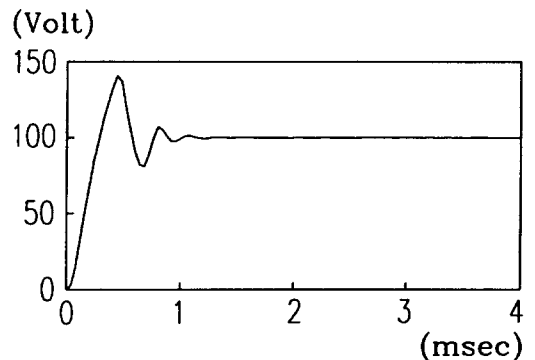
가 0(zero)이 되는 순간에 갑작스럽게 발생한다. 이것은 아래와 같은 조건식으로 표현된다.

$$\begin{aligned} \dot{X} &= 0 \\ \mu_k(M+m+m_p)g &\geq |c(\dot{x} + \Delta\dot{L}(t)) \\ &+ k(x - X + \Delta L(t)) - \frac{m_p}{6}\ddot{x}| \end{aligned} \quad (8)$$

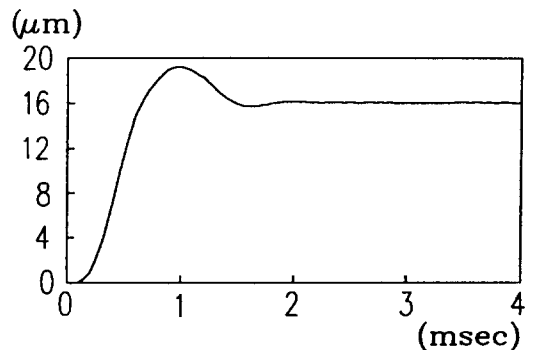
다음으로 고려할 사항은 인가 전압 파형의 형태이다. 충격 구동 방식의 급속 변위 구간에서 이용되는 계단파를 압전소자에 입력하면 전압 증폭기의 응답 특성과 압전소자의 정전용량에 의한 응답 특성에 따라 압전소자에 인가되는 전압이 오버슈트(overshoot) 된다. 이러한 오버슈트가 압전소자의 허용 전압을 크게 넘어설 정도로 과도하면, 압전소자를 장기적으로 사용하는 경우 과부하로 인해 신뢰도에 문제를 일으킬 가능성이 크다. Fig. 5는 100V의 계단 파형을 입력하여 전압증폭기(PZ 350M)⁽⁴⁾의 응답 특성과 압전소자의 자유장으로부터의 길이 변화량을 측정한 결과인데, Fig. 5의 (a)에서 알 수 있듯이 과부하 현상으로 인해 40% 정도의 오버슈트가 생기고, 오버슈트 후의 과도 응답이 주기가 일정하지 않

Table 1 Parameters for numerical analysis

항 목	특 성 치	
이 동 질 량	210.4g	
관 성 질 량	83.0g	
압 전 소 자 질 량	16.0g	
감 쇠 계 수	$4.507 \times 10^2 \text{Nsec/m}$	
강 성 계 수	$2.808 \times 10^8 \text{N/m}$	
정 지 마 찰 계 수	0.34	
등 가 운 동 마 찰 계 수	급속구간	0.29
	가속구간	0.20
급속구간전압변화율	100V/msec	
압전소자자유장변화량	9.1 $\mu\text{m}/70\text{Volt}$	



a) voltage amplifier



b) piezoelectric actuator

Fig. 5 Step response characteristic ($\Delta V : 100\text{V}$)

은 비선형성을 보이므로 모형을 위한 응답 특성을 추출하기가 용이하지 않다. 그리고 Fig. 5의 (b)에서 보면 구동 전압에 따른 압전소자의 자유장으로부터의 길이 변화량도 비선형 응답을 하므로, 전압 증폭기와 압전소자 사이의 응답 특성 및 히스테리시스 특성을 도출해 내기 어렵다. 따라서 이러한 상황을 고려하여 오버슈트가 과도하지 않도록 급속 변위 구간의 파형을 구동 최대 전압까지 100V/msec의 기울기의 1차 곡선으로 인가하는 형태로 변형시켜 사용했다. 이 100V/msec의 기울기는 6500nF의 압전소자 정전 용량 부하하에서의 전압 증폭기 슬루 레이트(Slew Rate) 123V/msec의 80% 수준이다. 그리고 전압 증폭기의 자체 과부하 제한 회로로 인해 정전 용량 부하의 크기가 커질수록 전압 증폭기의 정상 상태 구동 가능 주파수는 낮아지는데, 본 논문에서는 파형의 다양한 길이 변화에 따른 이동 거리 실험을 통해 모형을 검증하기 위해 500Hz까지의 충격 구동 파형을 이용한 이동 거리 측정 실험이 요구되므로, 전압 증폭기의 응답 특성 실험을 통해 500Hz까지 정상 상태 구동이 가능한 70V를 최대 구동 전압으로 정하였다.

이제 관성질량 가속 파형에 대해 살펴 본다. 관성 질량 가속 구간에서 원하는 이동 방향과 반대 방향으로의 이동을 유발시키지 않으려면, 압전 소자의 길이 변화에 따라 생기는 관성질량의 관성력에 의해 이동질량에 가해지는 힘이 정지 마찰력을 넘지 말아야 한다. 물론 이 외력이 커서 이동 질량이 이동 반대 방향으로 운동하더라도 관성질량이 얻은 상대적으로 더 큰 속도에 의한 충돌 효과가 더 커서 이동 질량의 파형당 이동 속도가 더 빨라질 수 있다면 속도 성능의 관점에서 더 나은 파형으로 볼 수 있다. 하지만 어떤 임의의 파형이 속도를 극대화 하는지를 도출하는 것이 용이하지 않으므로, 반대 방향으로의 이동을 유발시키지 않는 제한 조건 하에서 최고의 속도를 얻을 수 있는 파형을 도출하여 기준치로 삼았다. 이 경우는 정지 마찰력을 넘어서지 않는 일정 최대 가속도로 관성 질량을 가속시키면 되므로, 압전소자의 길이가 일정한 가속도로 신장, 또는 축소 되도록 인가 파형을 시간에 따른 2차 함수로 하였다. 물론 전압 증폭기와 압전 소자의 응답 특성, 히스테리시스 등에 의해 실제로 얻어지는 가속도가 일정하게 유지되지는 않겠지만 실험 및 수치해석에서 기준 파형으로 사용할 수 있는 근사한 최대 속도 파형을 구할 수는 있을 것이다. 따라서 인가 전압에 의한 압전소자의 길이 변화량이 가속 구간에서 인가

전압에 비례하는 것으로 가정하여 이론적인 가속 파형을 도출했다.

Fig. 2의 좌표계에서 이동질량이 정지하고 있는 상태이므로 $X=0$ 이라고 놓으면, 가속 구간과 관련된 운동 방정식은 아래와 같이 된다.

$$\left(m + \frac{m_p}{3}\right)\ddot{x} = -c(\dot{x} + \Delta\dot{L}(t)) - k(x + \Delta L(t)) \quad (9)$$

그리고 초기 전압에 의해 압전소자가 자유장으로부터 h 만큼 늘어난 상태로 고려하면

$$\begin{aligned} x(0) &= -h \\ \dot{x}(0) &= 0 \end{aligned} \quad (10)$$

의 초기조건을 갖게 된다. 또한 압전소자의 자유장으로부터의 길이 변화는 시간에 따른 2차함수로 가정하였으므로 β 를 관성질량 가속 구간 시간이라고 하면

$$\begin{aligned} \Delta L(t) &= h\left(1 - \frac{t^2}{\beta^2}\right) \\ \Delta \dot{L}(t) &= -\frac{2ht}{\beta^2} \quad (0 \leq t \leq \beta) \end{aligned} \quad (11)$$

가 된다. 여기서 정지 마찰력보다 이동질량에 가해지는 외력이 작아야 하는

$$\left|\left(m + \frac{m_p}{3}\right)\dot{x}\right| \leq \mu_s(M + m + m_p)g \quad (12)$$

인 조건을 고려해야 하는데, 윗 식들과 식 (9)의 해로부터 식 (12)는 근사적으로

$$\frac{4h}{\beta^2} \leq \mu_s \left(\frac{M + m + m_p}{m + \frac{m_p}{3}}\right)g \quad (13)$$

인 조건식이 되어, 가속 구간 끝에서 이동질량을 출발시키지 않는 상태를 유지하면서 관성질량이 최대 속도를 얻으려면

$$\beta = \sqrt{\frac{4h}{\mu_s g} \left(\frac{m + \frac{m_p}{3}}{M + m + m_p}\right)} \quad (14)$$

을 사용하면 된다. 여기서 70Vp-p으로 구동하는 경우 압전소자의 자유장으로부터의 길이 변화량이 9.1 μ m이고, 정지 마찰 계수가 0.34이므로 β 는 1.8 msec이다.

그리고 전압 증폭기와 압전소자의 응답 특성이 이동기구의 이동 성능에 영향을 끼치므로 이와 관련된 특성들에 대한 고려도 필요하다. 이를 위해서 Fig. 6

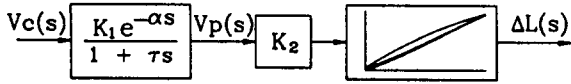


Fig. 6 Block diagram of voltage amplifier and piezoelectric actuator

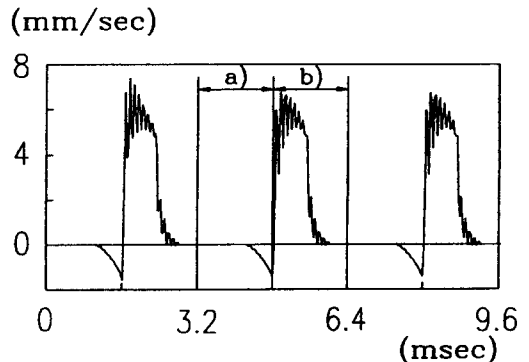
과 같이 압전소자에 걸리는 전압과 인가 명령 전압 파형과의 관계를 시상수 τ 를 갖는 1차 시스템으로 가정하고, 여기에 압전소자의 히스테리시스를 고려하여 인가 명령 전압 파형에 따른 압전소자의 자유장으로부터의 길이 변화량 $\Delta L(t)$ 를 도출하여 수치 해석에 적용했다. Fig. 6의 $V_c(s)$ 는 A/D 변환기의 인가 명령 전압 파형, $V_p(s)$ 는 압전소자에 걸리는 전압, $\Delta L(s)$ 는 압전소자의 자유장으로부터의 길이 변화량이다. K_1 은 전압 증폭기의 이득, 그리고 K_2 는 히스테리시스를 고려하지 않은 경우의 구동 전압과 압전소자 길이의 변화량사이의 비례 상수이며, a 는 압전소자의 응답 지연 시간이다. 여기서 히스테리시스는 전압의 크기에 따라 형태가 변하므로 정해진 함수로 표현하기 힘들고, 시상수 τ 또한 뒤에서 언급될 실험 결과를 보면 인가 전압의 형태에 따라 변화하는 것을 알 수 있다. 따라서 일반적인 모형의 추출은 어려우므로, 주관심사인 최고 속도 파형 근처에서의 특성 변수들을 실험과 커브 피팅을 통해 추출했다. 우선 히스테리시스 곡선은 70Vp-p의 1Hz 정현파를 인가해서 측정된 70Vp-p 히스테리시스 곡선을 커브 피팅하여 사용하였으며, 압전소자의 응답 지연 시간 a 는 실험 결과 관찰된 $80\mu\text{sec}$ 로 사용하였다. 이 응답 지연 시간 a 를 무시하거나 $100\sim 200\mu\text{sec}$ 로 고려하여 커브 피팅하는 경우, 실험에 의해 측정된 곡선과 잘 일치하지 않는 것을 볼 수 있었다. Table 2는 실험 결과를 커브 피팅하여 시상수 τ

를 구한 값들이다. 측정 결과와 피팅 결과는 서로 잘 일치하였으며, 따라서 전압 증폭기와 압전소자 사이의 응답 특성을 1차 시스템으로 가정하여 해석해도 충분함을 보여주었다. 급속 방식 구동시의 시상수 값을 보면 같은 조건에서 20%~30%의 상대 오차를 나타내고 있다. 이는 시상수의 도출을 위해 커브 피팅된 히스테리시스 곡선을 사용한 것과 무관치 않은 것으로 추정된다. 그리고 가속구간의 실험은 Table 1의 특성치들과 식 (14)에 의해 구해진 가속 시간 1.8msec의 근방인 2.0msec, 1.6msec일 경우를 실험하고, 또한 가능한 넓은 구간에서의 실험과 해석을 통해 모형의 타당성을 검토하기 위해 가속 시간 1.2msec일 경우를 추가적으로 실험하였다. 이는 가속 시간의 변화에 따라 응답 특성이 크게 변화하는지를 알아보기 위해서였다. Table 2에서 그 결과를 살펴보면 70V의 가속 방식 구동에서 가속 시간이 1.2msec인 경우 시상수의 크기가 2.0msec, 1.6msec의 경우에 비해 20% 정도 줄어들기는 하지만, 그 편차가 급속 구간의 편차와 유사하므로 3개 파형에서 구한 시상수의 평균치를 해석에 일괄적으로 적용했다. 여기서 알 수 있는 경향은 전압의 인가 방향에 따라 응답 특성의 차이가 있으며, 파형의 형태 변화에 따라서도 응답 특성의 차이가 있다는 점이다.

마지막으로 해석에 필요한 정지 및 운동 마찰 계수 중 정지 마찰 계수는 V 블록의 경사를 조정하면서 이동기구가 움직이기 시작하는 각도를 측정하여 0.34라는 값을 얻었다. 하지만 운동 마찰 계수의 경우는 Fig. 7의 이동 질량 속도 해석 예에서 볼 수 있듯이 급속 구간에서 가속 구간보다 속도의 변화가 심하고, 속도의 크기 차이가 크므로 등가 운동 마찰

Table 2 System time constant subject to waveforms

실험방식	전압	시상수 (μsec)				평균	
		실험 1	실험 2	실험 3	실험 4		
급속방식 (100V/msec)	70V	58	62	53	68	60	
	-70V	44	51	48	67		
가속방식 β	2.0msec	70V	84	94	96	113	91
	1.6msec		102	105	92	100	
	1.2msec		70	77	75	81	
	2.0msec		-70V	68	58	63	
	1.6msec	59	66	80	74		
	1.2msec	66	78	80	65	68	



a) acceleration stage b) rapid deformation stage

Fig. 7 A typical speed profile of moving mass calculated by numerical analysis

계수를 일정한 값으로 고려하여 해석하는 경우 정확한 모형 추출이 가능하지 않다. 그리고 속도의 변화가 심한 급속 구간에서의 마찰 계수를 측정을 통해 알아내는 것도 용이하지 않다. 따라서 운동 마찰 계수는 급속 구간과 가속 구간에서 서로 크기가 다른 값을 갖는 등가 마찰 계수로 고려하고, 그 값을 변화시켜 가면서 해석하여 실험 결과와 비교함으로써 결정했다.

3. 수치 해석 및 이동 실험과 위치 제어

앞에서 고려한 모형과 특성들을 이용하여 수치 해석을 행하고, 그 결과를 이동 실험 결과와 비교하여 모형을 확정했다. 그리고 확정된 모형을 이용하여 최고 속도 성능을 내는 파형을 찾고, 그 파형의 실험을 통해 모형의 타당성을 확인한 후 위치 제어를 행했다. Fig. 8은 이동 실험과 위치 제어를 위한 실험 장치 구성도이다.

이동 실험은 급속 구간 소요 시간과 가속 구간 소요 시간을 여러가지로 변화시켜 가면서 행하여 해석 결과와의 비교를 통해 모형의 타당성을 확인할 수 있도록 했고, 또한 파형 형태에 따른 비교도 가능하도록 하였다. 그리고 파형당 이동 거리 측정은 Fig. 4의 (c)와 같은 복합 파형을 연속으로 내보내 얻어지는 정상 상태하의 5개 파형의 이동거리를 반복 측정하였다. 이에 따른 실험 결과들의 반복성을 확인한 결과 최대 5% 정도의 상대 오차로 잘 일치하므로 20개 파형의 평균치로 파형당 이동 거리를 산정하였다. Table 3의 실험시의 이동거리 및 이동 속도는 이러한 실험을 통해 얻어진 결과치들이다.

그리고 앞에서 결정된 물적 특성치, 응답 특성,

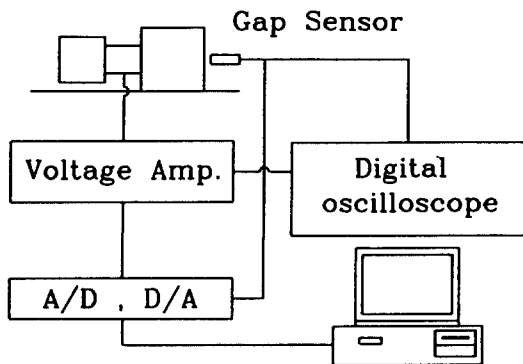
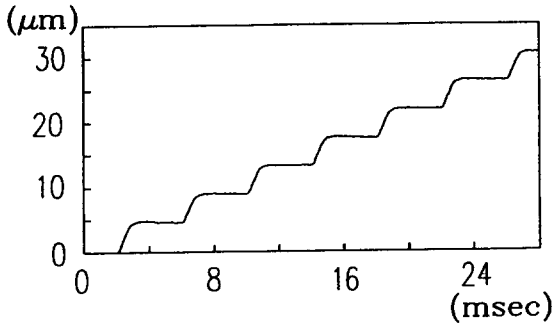


Fig. 8 Schematic of the experimental set-up for motion measurement and control

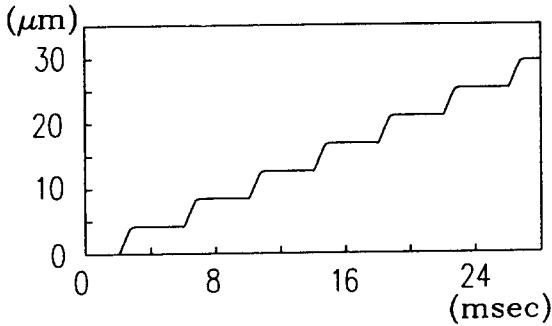
히스테리시스 등을 사용하여 Runge-Kutta 방법으로 이동 질량의 움직임을 해석하였다. 수치 해석에 사용한 특성치들 중에서 Table 1의 등가 운동 마찰 계수는 앞에서 언급되었듯이 실험 결과와 해석 결과의 비교를 통해 정해진 수치이다. Table 3의 해석시의 이동거리를 보면 시험 결과치와 최대 15% 이내의 오차를 보이므로 근사하게 일치함을 알 수 있었고, Fig. 9와 10은 실제의 이동 형태와 해석 결과의 비교 예로써 이동 형태도 잘 일치함을 알 수 있었다. Fig. 11은 위의 과정을 통해 확정된 모형을 이용해 급속

Table 3 Comparison between the analytical and experimental results

가속구간 (msec)	급속구간 (msec)	이동방향	이동거리 (μm)		이동속도 (mm/sec)		
			해석	실험	해석	실험	
2.4	2.0	전 방	4.2	3.9	1.0	0.9	
		후 방	3.5	3.4	0.8	0.8	
	1.6	전 방	4.2	3.9	1.1	1.0	
		후 방	3.5	3.4	0.9	0.9	
	1.2	전 방	4.2	4.0	1.2	1.1	
		후 방	3.5	3.4	1.0	0.9	
	0.7	전 방	4.2	3.9	1.4	1.3	
		후 방	3.4	3.3	1.1	1.1	
	2.0	2.0	전 방	4.2	4.3	1.1	1.1
			후 방	3.9	3.9	1.0	1.0
1.6		전 방	4.2	4.4	1.2	1.2	
		후 방	3.9	3.8	1.1	1.1	
1.2		전 방	4.2	4.2	1.3	1.3	
		후 방	3.9	3.7	1.2	1.2	
0.7		전 방	3.7	3.9	1.4	1.4	
		후 방	3.7	3.6	1.4	1.3	
1.6		2.0	전 방	3.8	4.2	1.1	1.2
			후 방	4.5	4.0	1.3	1.1
	1.6	전 방	3.8	4.0	1.2	1.3	
		후 방	4.5	3.9	1.4	1.2	
	1.2	전 방	3.8	4.0	1.4	1.4	
		후 방	3.8	3.6	1.4	1.3	
	0.7	전 방	3.2	3.3	1.4	1.4	
		후 방	3.4	3.3	1.5	1.4	
	1.2	2.0	전 방	2.8	2.9	0.9	0.9
			후 방	2.6	2.6	0.8	0.8
1.6		전 방	2.5	3.1	0.9	1.1	
		후 방	2.5	2.5	0.9	0.9	
1.2		전 방	2.3	2.5	1.0	1.0	
		후 방	2.3	2.2	1.0	0.9	

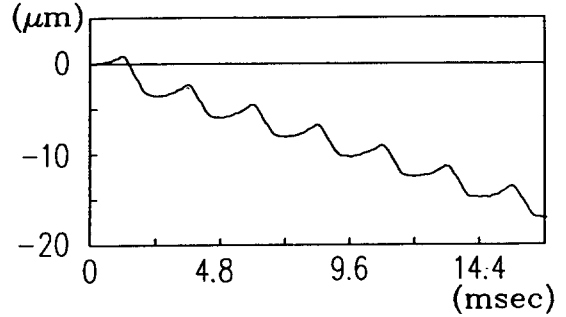


a) measured

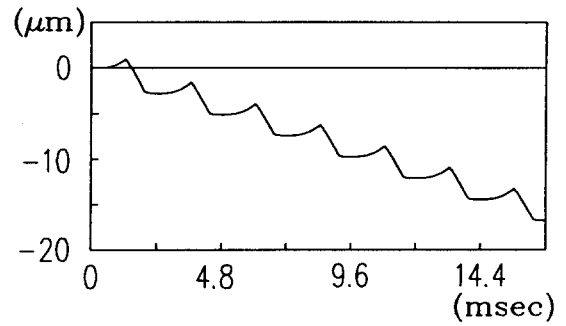


b) computed

Fig. 9 Motion of moving mass
(duration of acceleration : 2.0msec, duration of rapid deformation : 2.0msec)



a) measured



b) computed

Fig. 10 Motion of moving mass
(duration of acceleration : 1.2msec, duration of rapid deformation : 1.2msec)

구간 시간과 가속 구간 시간을 변화시켜가며 해석하여 얻은 파형별 이동 속도이다. Fig. 11에서 Y축, 즉 급속 구간 시간 축을 살펴보면 구간 시간이 2.4 msec에 가까워짐에 따라 속도가 감소하는데, 이는 급속 구간 이동에서 이동질량이 정지하는데 필요한 시간이 2.4msec보다 짧으므로, 정지된 이후의 여유 시간이 파형당 이동 속도를 감소시키는 효과를 내기 때문이다. 그리고 급속 구간이 짧아져서 약 1.0 msec 이하가 되면, 대체적으로 속도가 감소하는 경향을 보인다. 이는 급속 구간 시간이 일정 시간 이하가 되면 이동 질량이 정지하지 못한 상태에서 가속 구간이 시작되므로, 이동 방향과 반대로의 이동이 유발되어 오히려 실제의 이동 거리를 줄이기 때문이다. 이 경향은 X축의 가속 시간이 짧은 경우 더욱 뚜렷한데, 이는 가속 시간이 식 (14)로 구한 시간보다 짧으면 가속 파형 자체도 Fig. 10과 같이 반대쪽 이동을 유발하므로, 파형당 이동 거리를 줄이는 효과가 더욱 커지기 때문이다. 이와 달리 가속 시간이 길어지면 급속 시간이 0.7msec까지 줄어들어도 계속 속도가 증가하거나, 혹은 속도 감소가 매

우 작은 것을 알 수 있다. 이는 가속 시간이 식 (14)로 구한 시간보다 길어지면 파형이 완만하게 되어 가속 구간 속도 획득 성능은 떨어지지만, 그 대신에 이동 질량이 정지할 시간적인 여유를 주게되어 반대 방향으로의 이동을 억제하기 때문이다. 이러한 현상들이 복합적으로 작용하여 최고 속도 파형이 결정되는데, Fig. 11에서 보면 전방 이동의 경우 급속 시간 0.7msec, 가속 시간 2.2msec에서 최고 속도 1.5mm/sec를 가지게 되며, 후방 이동의 경우 급속 시간 0.7msec, 가속 시간 1.8msec에서 최고 속도 1.6mm/sec를 가지게 된다. 파형당 이동 거리는 전방 이동의 경우 4.2 μ m, 후방 이동의 경우 3.6 μ m로 측정되며, 이는 해석 결과인 4.3 μ m, 4.0 μ m와 각각 2%, 10%의 오차로 잘 일치한다. 그리고 실험 결과로 얻은 이동 거리로부터 계산된 전, 후방 이동 속도는 양쪽 모두 1.4mm/sec이며, 이 최고 속도 파형을 위치제어에 적용했다.

앞에서 정한 최고 속도 파형의 파형당 이동 거리가 전방 이동의 경우 4.2 μ m, 후방 이동의 경우 3.6 μ m이므로, 정밀 위치 제어를 위해서는 미소 거

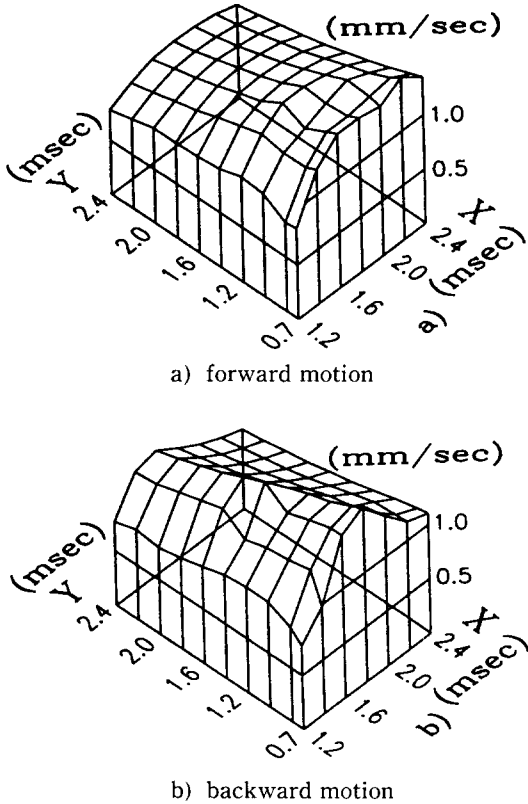


Fig. 11 3 dimensional plot of speed analysis
(X axis : duration of acceleration, Y axis : duration of rapid deformation)

리를 이동하는 파형이 추가적으로 필요하다. 이 미소 거리 파형은 제어 정밀도의 요구 정도에 따라 결정되며, 본 논문에서는 비접촉식 변위계의 해상도인 $0.5\mu\text{m}$ 이내의 정도로 제어코자 하므로 $0.5\mu\text{m}$ 정도의 파형당 이동 거리를 갖는 파형을 정하여 사용했다. 본 논문에서는 4종류의 미소 파형을 사용했는데, 이는 최고 속도 파형으로 제어할 수 없는 미소 거리 제어시 전방 이동 위치 제어와 후방 이동 위치 제어에서 각각 2가지의 미소 파형을 사용하기 때문이다. 이렇게 각각 2가지의 파형을 사용하는 것은 Fig. 13 (a)의 마지막 부분의 미소 위치제어 전압 파형에서 보듯이 제어 목표 방향으로의 미소 이동을 발생시키는 파형과, 제어 목표점을 넘었을 경우에 반대 방향으로의 미소 이동을 발생시키는 파형이 필요하기 때문이다. 이러한 미소 변위 파형의 구동 전압은 전방 이동 위치제어의 경우는 70V와 100V 사이를, 그리고 후방 이동 위치 제어의 경우는 0V와 30V 사이의 범위를 두 범위로 나누어 최대 15Vp-p 을 사용했는데, 이는 압전소자 구동 범위인 100V의

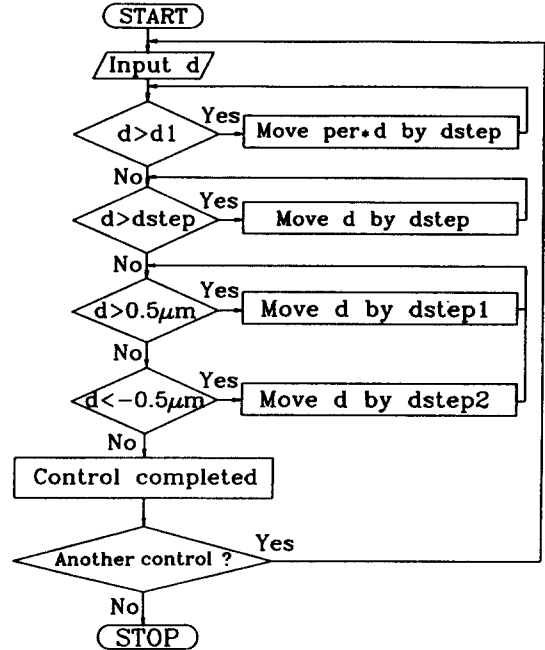


Fig. 12 Flow chart for the position control

영역중에서 최고 속도 파형이 사용하는 15V에서 85V까지의 범위의 나머지 부분인 0V에서 15V 범위와 85V에서 100V 사이의 범위를 모두 유용하게 사용하는 것이다.

위치 제어는 Fig. 12의 흐름도(Flow Chart)에 의해 이루어진다. 처음에 제어 거리와 이동 위치 제어 방향이 정해지고 제어 거리(d)가 입력되면, 그 제어 거리(d)가 1차 위치 제어 기준 거리($d1$)보다 큰지 여부를 확인한다. 여기서 d 로 표현된 제어 거리는 흐름도에서 볼 수 있듯이 단계별 위치 제어에서의 잔여 제어 거리를 의미하는 것이므로, 최초에 입력된 제어 거리도 d 로 표시된다. 만일 제어 거리(d)가 1차 위치 제어 기준 거리($d1$)보다 크면, 먼저 그 방향의 최고 속도 파형을 사용하여 제어 거리(d)의 1차 위치 제어 비율(per)만큼 이동하도록 제어한다. 이러한 1차 위치 제어 비율(per)에 의한 제어는 잔여 제어 거리(d)가 1차 위치 제어 기준 거리($d1$)보다 작아질 때까지 반복된다. 이는 장거리 제어시 이동 기구를 최고 속도 파형당 이동 거리(dstep)로 한번에 목표점까지 이동시키는 경우 목표점을 과도하게 넘어서서 미소 파형으로 반대 방향 이동을 시키는데 많은 시간이 소요될 가능성이 있기 때문이다. 따라서 최고 속도 파형 이동거리의 반복성을 고려하여 이러한 현상이 일어나지 않을 정도의 기준 거리($d1$)와 비율(per)을 정하여 기준 거리($d1$) 부근으

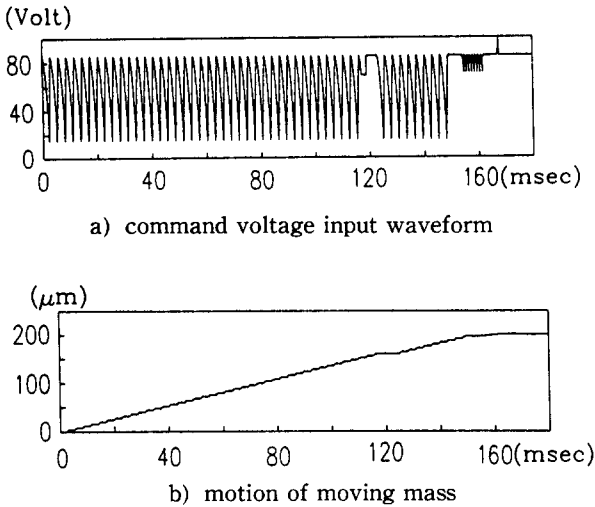


Fig. 13 Results of the position control in forward direction ($200 \pm 0.5 \mu\text{m}$)

로 위치를 이동시킨 후, 남은 거리를 최고 속도 파형당 이동 거리(dstep)와 전방 및 후방 미소 속도 파형당 이동 거리(dstep1, dstep2)를 이용하여 정밀 위치 제어를 행했다. 본 논문에서의 기준 거리($d1$)를 $50 \mu\text{m}$, 비율(per)을 95%로 하여 최대 오차 $0.5 \mu\text{m}$ 이내의 위치제어를 실현하였으며, Fig. 13은 $200 \mu\text{m}$ 의 위치 제어 결과 예를 보여준다. Fig. 13의 전압 파형의 첫단계 제어 파형군의 끝단에 나타나는 한개의 이상 파형은 장거리 이동을 위해 8개의 최고 속도 파형으로 구성된 두개의 버퍼(Buffer)가 반복적으로 연결되어 연속(Continuous) DAC되기 때문에 DAC 정지 명령 처리 시간만큼 버퍼의 일부가 더 DAC되어 나타나는 현상이다.

4. 결 론

본 논문에서는 압전형 구동기를 갖는 이동기구의 운동 해석을 통해 변위량이 작은 압전소자의 단점에 의하여 발생하는 고속 구동의 제한성을 가능한 한 개선하는 최고 속도 파형을 찾아내고, 이를 이용하여 위치 제어를 실현하였다.

이동기구는 2자유도 반한정계로 모형화하였으며, 압전소자 정전 용량 부하하에서의 전압 증폭기의 전압 출력 특성을 1차 시스템으로 고려하고 여기에 히스테리시스를 고려하여 시간에 따른 압전소자의 길이의 변화량을 계산한 후 수치 해석에 적용하였다. 급속 파형은 전압 증폭기의 출력 제한을 고려하여 100V/msec 의 1차 곡선으로 변형하여 사용하였고,

가속 파형은 가속 구간에서 관성 질량의 가속도의 변화가 최소화되도록 2차 함수의 형태를 사용하였다. 그리고 이동 속도의 크기와 속도 파형의 형상이 급속 구간과 가속 구간에서 현격한 차이를 보이므로 두 구간에서의 운동 마찰 계수 크기를 서로 다르게 고려하였고, 속도 파형의 형태가 복잡하여 운동 마찰 계수의 측정이 어려우므로 이동 거리 측정 실험과 수치 해석으로 얻은 결과들을 비교하여 등가 운동 마찰 계수를 결정하였다.

이렇게 하여 구해진 모형의 해석 결과와 이동 거리 측정 결과는 최대 15% 오차 내로 잘 일치하며, 이동질량의 이동 형태도 동일하게 예측하였다. 최대 구동 전압 70V에서 최대 이동 속도는 전방 이동의 경우 1.5mm/sec , 후방 이동의 경우 1.6mm/sec 로 해석 되었으며, 이동 거리 실험 결과는 양쪽 모두 1.4mm/sec 의 결과를 얻어 10% 정도의 오차로 잘 일치하는 결과를 얻었다. 그리고 이렇게 정해진 최대 속도 파형과 $0.5 \mu\text{m}$ 정도의 이동 거리를 갖는 파형을 이용하여 비접촉식 변위계의 해상도 $0.5 \mu\text{m}$ 이내의 위치 제어를 실현하였다.

참고문헌

1. T. Higuchi, M. Watanabe, and K. Kudoh, "Precise Positioner Utilizing Rapid Deformations of a Piezoelectric Element", J. Japan Society of Precision Engineering, Vol. 54, No. 11, pp. 2107~2112, Nov. 1988.
2. N.R. Emch, and P. Descouts, "Simple Piezoelectric Translation Device", Rev. Sci. Instrum. 59(2), pp. 368~369, Jan. 1987.
3. D.W. Pohl, "Dynamic Piezoelectric Translation Device", Rev. Sci. Instrum. 58(1), p. 54~57, Jan. 1987.
4. Burleigh Instrument catalog, Microposition systems.
5. S. Moriyama, T. Harada, and A. Takanashi, "Precision X-Y Stage with a Piezo-driven Fine Tables", Bull. Japan Society of Precision Engineering, Vol. 22, No. 1, pp. 13~17, Mar. 1988.
6. T. Higuchi, Y. Yamadake, K. Frutani, and K. Kudoh, "Precise Positioning Mechanism Utilizing Rapid Deformation of Piezoelectric Elements", Proc. IEEE Micro Electro Mechanical Systems Workshop, Napla Valley, CA, pp. 222~226, Feb.

- 1990.
7. T. Higuchi, Y. Yamadake, K. Kudoh, and K. Iwasaki, "Micro Robot Arm Utilizing Rapid Deformations of Piezoelectric Elements", Proc. Robotics Research The Fifth International Symposium, pp. 37~44, 1990.
 8. H. Shimizu, Y. Takeuchi, H. Inada, and T. Sata, "A Basic Study on the Development of a Highly Accurate Rotational Positioning actuator", Trans. JSME(C), Vol 55, No. 517, pp. 2371~2375, 1989.
 9. A. Satake, H. Sekiguchi, and S. Tsutani, "Development of Rotational Fine Positioning Mechanism with Piezoelectric Actuator", Japan-U.S.A. Symposium on Flexible Automation, A Pacific Rim Conf., Kyoto, Japan, pp. 253~257, 1990.
 10. Tokin Technical Documents, Multilayer Piezoelectric Actuator, 3ed.