

초정밀 듀얼 스테이지를 위한 고댐핑 저진동 제어기 개발

강석일^a, 김정한^{a*}

Development of Low-Vibration Controller for Ultra-Precision Dual Stage

Seok Il Kang^a, Jung-Han Kim^{a*}^a Department of Mechanical System Design Eng., Seoul National University of Science & Technology,
232, Gongneung-ro, Nowon-gu, Seoul 01811, Korea

ARTICLE INFO

Article history:

Received	8	December	2015
Revised	26	January	2016
Accepted	14	February	2016

Keywords:

Dual stage
Low vibration
Velocity loop
Damping control
Master-slave

ABSTRACT

In this study, a cross-damped low vibration controller was developed to reduce vibration in ultra-precision dual stage driven by master/slave principle. In master-slave structure, the master stage leads the driving motion and the slave stage follows it so as to maintain a constant gap between two stages. In this structure, a small perturbation of master stage makes big oscillations in slave servoing stage, so a low damped master stage composed of voice coil motor makes a long vibration in settling area after driving motion profile. In this research, an effective feedback damping algorithm for increase the damping characteristics of the dual stage was developed. The designed velocity damping algorithm improves the system stability and reduces the settling time of the whole system. Simulation and experimental results show that the developed algorithm reduces settling time and improves the regulating performance.

Nomenclature

X : target position
 K_{ci} : coarse stage integrator gain
 K_{cp} : coarse stage proportional gain
 K_{cv} : coarse stage velocity gain
 K_{fi} : fine stage integrator gain
 K_{fp} : fine stage proportional gain
 K_{fv} : fine stage velocity gain
 K_{gv} : gap sensor velocity gain
 Y_{coarse} : coarse stage real position
 Y_{fine} : fine stage real position

 c_c : coarse stage damping ratio c_f : fine stage damping ratio m_c : coarse stage mass m_f : fine stage mass

1. 서론

일반적으로 제품을 생산할 때 사용되는 스테이지는 리니어 모터나 볼 스크류를 이용한 스테이지 같은 단일 스테이지를 많이 사용하지만, 리소그래피 공정과 같은 반도체 장비에서는 매우 빠르고 동시에 정밀한 성능의 스테이지를 필요로 한다. 따라서 최근에 이러한 고속과 고정밀의 상충되는 두 가지 요구조건을 만족하기 위

* Corresponding author. Tel.: +82-2-970-6397

Fax: +82-2-974-8270

E-mail address: hankim@seoultech.ac.kr (Jung-Han Kim).

해, 미동 스테이지와 조동 스테이지의 장점이 결합된 이중 구조의 스테이지가 많이 사용되고 있다. 듀얼 스테이지는 빠르고 제어대역폭이 넓은 미동 스테이지와 긴 스트로크를 가지는 조동 스테이지의 장점을 결합한 스테이지이며 두 개의 스테이지가 서로 물리적으로 결합되어 있고, 스테이지의 용도나 시스템의 환경과 요구되는 성능 조건에 따라 여러 가지 방법으로 제어기가 구성된다.

듀얼 스테이지의 제어방식을 세 가지로 크게 분류하면, 조동 스테이지의 위치 오차를 미동 스테이지가 보상하는 방식과, 스테이지가 각각 다른 주파수 영역에서 구동하는 방식, 그리고 마지막으로 미동 스테이지와 조동 스테이지가 Master-Slave가 되어 구동하는 방식이 존재한다. 조동 스테이지의 위치오차를 미동 스테이지가 보상하는 방식은 제어기의 구성이 간편하다는 장점이 있으며 관련 연구¹⁻⁵⁾에 의해 단일 스테이지보다 정확도가 뛰어난 것이 확인되었다. 그리고 두 개의 스테이지가 서로 다른 주파수 영역에서 구동하는 방식은, 조동 스테이지와 미동 스테이지의 제어 밴드폭이 비교적 많이 차이 나는 경우에 적용되면 효율적이다.

Master-Slave 제어에서는 정밀하고 스트로크가 짧은 미동 스테이지가 구동을 리드하는 마스터 스테이지가 되고, 비교적 긴 스트로크를 가지고 동시에 무거운 조동 스테이지가 슬레이브 스테이지가 되어, 미동 스테이지가 구동을 리드하고, 조동이 일정 간격을 유지하면서 서보잉하는 구조로 구성된다. 이러한 원리의 Master-Slave 듀얼 스테이지는 DISO(double input single output)으로 표현되는 제어 시스템으로써 구동 범위가 넓은 조동 스테이지와 빠르고 정밀하며 넓은 제어 밴드폭을 가지는 미동 스테이지의 장점이 결합되어 단일 스테이지처럼 움직이게 되는데 실제 반도체 장비 등의 산업계에서 널리 사용되고 있어 실용적이며, 더 검증된 방식이라고 할 수 있으며 그 장점으로 인해 많은 연구들이 진행되었다⁶⁻⁸⁾.

그런데 이러한 Master-Slave 구조의 듀얼 스테이지는 상기와 같이 조동이 미동을 서보잉 하도록 설계되어 있기 때문에, 마스터 축인 미동의 조그마한 섭동에도 무거운 조동이 크게 진동하므로 전체 시스템의 정착시간이 길어지고 안정성을 보장받을 수 없게 된다⁹⁾. 그래서 기존의 연구에서는 Master-Slave 방식에서는 마스터 축을 주로 시스템의 댐핑이 높은 피에조 타입의 미동 스테이지를 많이 사용하였다. 하지만 피에조 타입의 스테이지는 피에조가 한 방향으로만 힘을 발생하고 반대방향의 구동은 기구적인 컴플라이언스에 주로 의존하기 때문에 비대칭이며 시간적인 성능에 한계가 존재하고 구동 스트로크가 너무 작은 단점이 있다.

따라서 본 논문에서는 상기한 문제점을 해결하고자 Master-Slave 알고리즘¹⁰⁾을 기반으로 한 듀얼 스테이지에서, 마스터 스테이지로 여러 가지 장점이 많은 보이시 코일을 사용한 미동 스테이지를 사용하고, 이때 발생하는 시스템 진동을 줄여주기 위하여 특

별한 속도 피드백 루프를 개발하여 시스템의 전체 댐핑을 높여주는 MSCD(master-slave cross damped) 저진동 제어기를 개발하였다. 미동 스테이지에 보이시 코일 모터를 사용하면 빠른 응답특성과 방향에 따른 대칭성, 그리고 구동의 선형성 등에서 큰 장점이 있어서 본 듀얼 스테이지를 보다 다양한 응용분야에 사용할 수 있다.

2. 듀얼 스테이지 시스템 구조

2.1 보이시 코일을 이용한 듀얼 스테이지

본 연구에서 사용한 듀얼 스테이지는 Fig. 1과 같이 미동과 조동, 두 개의 리니어 스테이지로 구성되어 있으며 두 스테이지는 피에조 타입과는 다르게 베어링으로 구동하기 때문에 스테이지가 분리되어 있어 스프링 계수가 매우 낮으므로 이를 0이라 가정하고 질량-댐퍼 시스템으로 설계하였다. 전술한 바와 같이 상단은 빠르고 넓은 제어 대역폭을 가지고 움직이는 보이시 코일을 이용한 미동 스테이지가 있어 최종적인 절대위치를 도달하기 위해 좁은 범위 내에서 매우 정밀하게 움직이며, 그 밑에는 제어 밴드폭이 상대적으로 낮지만 넓은 구동범위를 가지고 있는 조동 스테이지가 부착되어 미동 스테이지의 비교적 짧은 구동거리를 보완해주는 역할을 한다. 미동 스테이지는 조동 스테이지의 상단에 장착되며, 두 개의 스테이지간에는 정밀한 갭(gap) 센서가 장착되어, 조동과 미동 스테이지의 간격이 일정하도록 지속적으로 조동 모터가 서보잉 해주어 일정한 거리를 유지하도록 제어해 준다. 이러한 구조를 통하여 미동 스테이지와 조동 스테이지는 마치 한 개의 스테이지처럼 움직이며, 미동 스테이지가 마스터(master)가 되며, 이를 추종하는 조동 스테이지가 슬레이브(slave) 스테이지를 구성한다.

듀얼 스테이지의 최종 위치는 Fig. 2에서와 같이 미동 스테이지에 장착된 고해상도 리니어 엔코더로 측정되어 제어되며, 조동 스테이지에는 조동의 커뮤테이션(commutation)을 위한 별도의 저해상도 엔코더가 장착되어 있다.

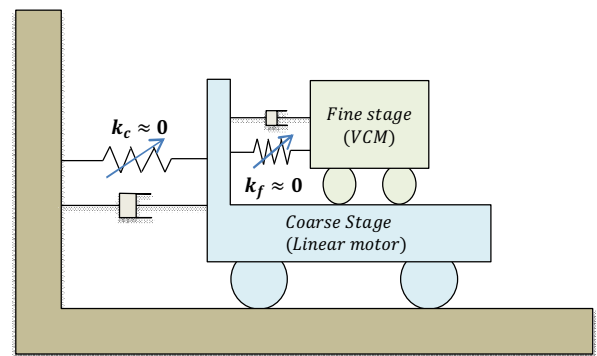


Fig. 1 Single stage controller algorithm

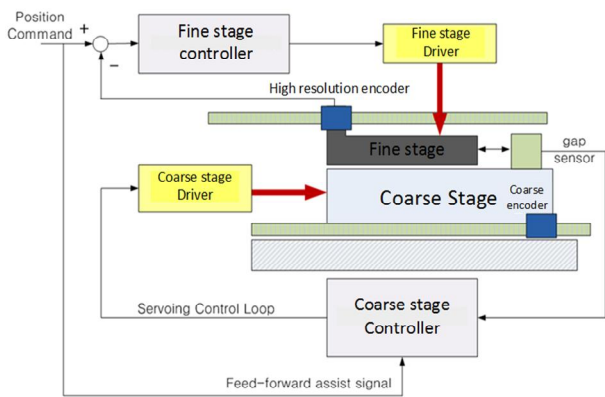


Fig. 2 Ultra precision dual stage structure

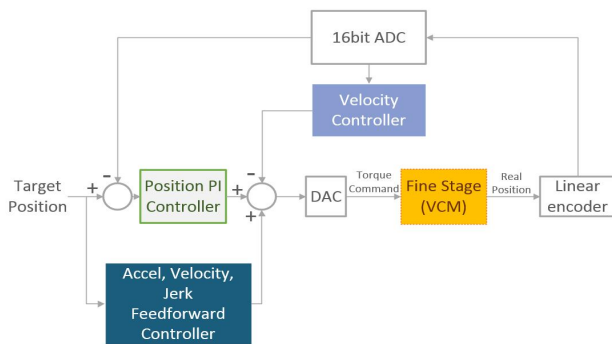


Fig. 3 Single stage controller algorithm

2.2 미동 스테이지의 구동

Fig. 3은 미동 스테이지의 제어 알고리즘 구조를 나타낸 것이다. 구동하고자 하는 모션 프로파일을 통해 계산된 목표위치와 실제 위치의 오차값은 미동스테이지의 PI제어기에 입력된다. 또한 모션 프로파일에서 계산된 가속도, 속도, 저크(jerk) 등이 피드포워드(feedforward) 제어기로써 레퍼런스 토크 명령을 출력하며, 마지막으로 미동 스테이지의 위치를 미분하여 나온 속도를 이용하여 속도제어 루프를 구성하여 나온 값과 함께 위의 모든 입력명령의 합이 종합 토크 명령으로써 스테이지에 입력된다.

미동 스테이지와 조동 스테이지의 결합으로 이루어진 듀얼 스테이지는 최종 위치가 두 스테이지의 위치의 합으로 나타나며 미동 스테이지는 master로써 입력 레퍼런스가 고해상도 엔코더의 위치 값이 되며 조동 스테이지는 slave로써 두 스테이지 사이의 갭센서 값이 입력 레퍼런스로 사용된다. 사실상 미동 스테이지는 구동영역이 작고 가속능력도 작지만, 이를 따라서 구동하는 조동의 구동영역 확장 효과 덕분에, 먼 거리를 빠르게 이동하는 것이 가능해진다.

3. 고댐핑 저진동 제어기 설계

3.1 Master-Slave 제어기의 기본구조

Fig. 4는 기본적인 Master-Slave 듀얼 스테이지의 블록선도이

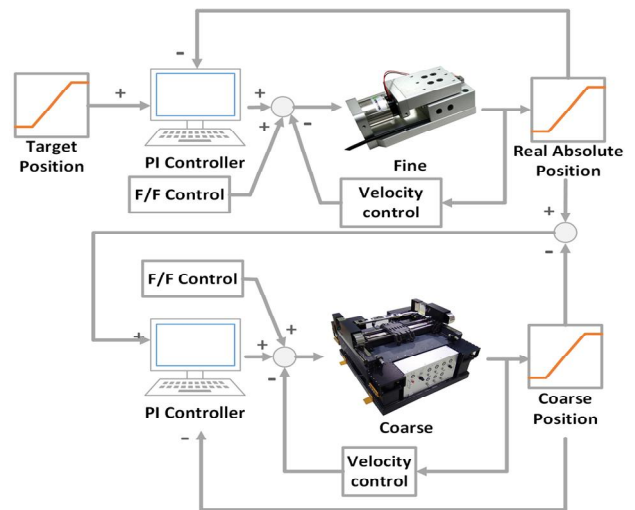


Fig. 4 The master-slave controller algorithm

다. 전체적인 스테이지의 성능은 조동 스테이지와 미동 스테이지 두 개의 제어 루프에 의해서 결정되며, 시스템의 댐핑(damping)은 특별한 기구적인 마찰이 없으므로 기본적으로 각 스테이지의 위치를 미분한 속도제어 루프를 통해 이루어진다.

조동의 서보잉이 정상적으로 작동할 때 미동 스테이지에 입력되는 입력 레퍼런스 X 와 최종 절대 위치 Y_{fine} 사이의 전달함수를 구하면,

$$\left\{ (X - Y_{fine}) \left(K_{fp} + \frac{K_{fi}}{s} \right) - K_{fv} Y_{fine} s \right\} \left(\frac{1}{m_f s^2 + c_f s} \right) = Y_{fine} \quad (1)$$

$$\left(K_{fp} + \frac{K_{fi}}{s} \right) X = \left\{ (m_f s^2 + c_f s) + \left(K_{fp} + \frac{K_{fi}}{s} \right) + K_{fv} Y_{fine} s \right\} Y_{fine} \quad (2)$$

$$H_1(s) = \frac{K_{fp} s + K_{fi}}{m_f s^3 + (c_f + K_{fv}) s^2 + K_{fp} s + K_{fi}} \quad (3)$$

와 같이 정리된다. 식 (1)에서 입력과 출력의 오차는 PI 제어기를 거쳐 속도제어루프와 함께 스테이지에 입력된다. 결과적으로 이를 통해 관찰되는 Y_{fine} 은 미동 스테이지의 최종 위치이며 동시에 절대 위치가 되며 식 (3)과 같은 전달함수로 표현할 수 있다.

3.2 미동 스테이지의 Open Loop 특성

Fig. 5는 미동 스테이지의 위치에 대한 오픈루프(open loop) 주파수 특성을 DSA(dynamic signal analyzer)로 측정된 결과이며, 출력은 미동 스테이지에 장착된 고해상도 엔코더로 측정하였다. 약 70~80 Hz의 저주파 구간에서부터 고주파 진동으로 인해 크기와 위상이 위아래로 진동하는 것을 확인할 수 있다. 이는 시스템의 공진으로 인해 생기는 현상이며 절대 위치 엔코더에는 조동 스테이지 위에 부착된 미동 스테이지의 움직임 뿐만 아니라 다른 기구물의 공진도 함께 관찰되는 것을 알 수 있다.

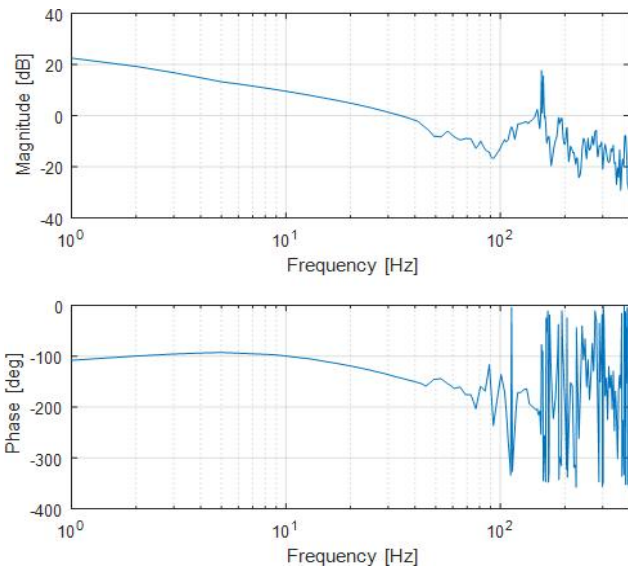


Fig. 5 open loop bode plot of the fine stage

3.3 상대 Velocity Loop를 첨가한 고댐핑 저진동 제어기 설계

서론에서 설명한 바와 같이 Master-Slave 구조의 듀얼 스테이지는 조동과 미동 스테이지에 따로 위치 레퍼런스를 생성해서 보낼 필요가 없고, 스테이지의 제어 구조가 기본적으로 단순해지며, 두 개의 스테이지가 유기적으로 연결되어 하나의 스테이지처럼 동작하므로 상위 제어단에서는 마치 하나의 제어기처럼 생각하고 동작할 수 있는 장점이 있다.

그런데 이러한 구조에서는 무거운 조동 스테이지가 높은 제어 밴드폭을 가지고 미동을 서보잉 하고 있으므로, 만약 미동 스테이지에 조그마한 섭동(perturbation)이 생기면, 조동 스테이지가 큰 진동을 유발하여 진동이 증폭되고 길어지는 경향이 있다. 이러한 특징은 3.2절에서 확인한 시스템의 공진현상의 발생과 트랙킹 제어에서 구동이 끝나고 정지할 때 긴 정착시간이라는 단점으로 나타난다.

따라서 기존의 Master-Slave 구조의 연구에서는 비교적 댐핑이 크고 진동량이 작은 피에조 타입의 미동 스테이지를 많이 사용하였는데, 피에조 타입의 미동 스테이지는 장기간 사용 시 특성의 변화가 크고, 스트로크가 너무 짧고, 성능이 전후 비대칭인 경우가 많은 단점이 존재한다. 본 연구에서는 피에조 미동 스테이지 대신 여러 가지 장점이 있는 보이스코일 미동 스테이지를 사용하여 전체적인 성능을 높이고, 낮은 시스템 댐핑을 가지고 있는 보이스코일 스테이지의 특성을 알고리즘으로 보완하고자 한다.

최종 위치를 결정하는 미동 스테이지는 조동 스테이지 뿐만 아니라 다른 구조물과 결합된 상태이고 고해상도 엔코더는 미동 스테이지의 특성뿐만 아니라 엔코더 글래스(encoder glass)와 분리되어서 발생하는 공진 등 전체 시스템의 공진현상이 함께 관찰된다. 이러한 특성은 저주파 영역에서부터 고주파 영역에 이르기까지 고

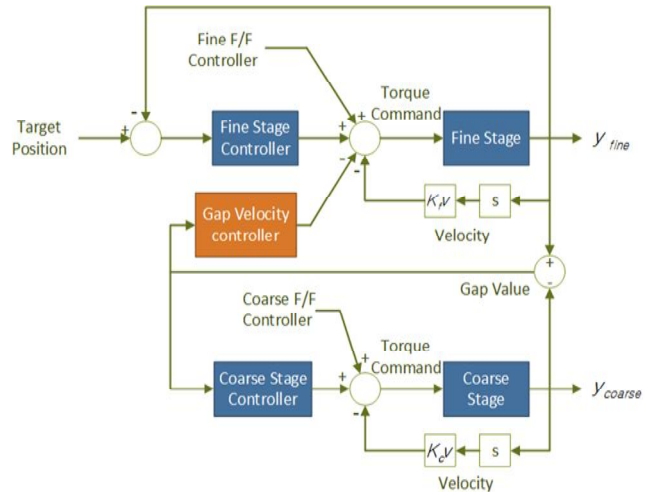


Fig. 6 The master-slave controller algorithm

루 분포해 있는데, 이로 인해 속도의 측정값이 부정확해지고 고주파와 노이즈 성분이 첨가된다. 이렇게 되면 미동 스테이지의 속도 루프는 기구물의 진동 및 노이즈 성분에서 비롯한 불필요한 노이즈 성분의 값이 토크 명령으로 입력되어 시스템의 진동을 일으켜 오차 성분을 키우는 결과를 초래하며, 미동 스테이지의 움직임을 조동 스테이지가 추종하는 Master-Slave 알고리즘의 특성 상 미동 스테이지가 불안정한 출력값을 나타내면 조동 스테이지도 마찬가지로 불안정한 움직임을 보이기 때문에 시스템이 발산할 가능성이 높아진다. 이로 인해 속도 제어기의 게인(gain)값이 제한되고 작은 댐핑값으로 인해 제어 대역폭이 줄어들어 스테이지의 성능이 제한된다. 따라서 본 연구에서는 보이스코일 스테이지의 작은 댐핑값을 보완해 줄 댐핑 알고리즘을 개발하고 시스템을 안정적으로 구동하여, 정착시간과 오버슈트를 경감시켜 생산성을 향상시킬 수 있는 Master-Slave 구조에서의 고댐핑 저진동(master-slave cross damped) 제어기를 제안하였다. Fig. 6에 나와 있는 새로운 듀얼 스테이지 저진동 제어기는 기존의 알고리즘에 두 개의 스테이지의 상대위치를 측정하는 갭센서의 값을 미분하여 나온 속도루프를 첨가하는 형태의 알고리즘을 가지는 제어기이다.

이러한 알고리즘은 미동 스테이지와 이를 추종하는 조동 스테이지 사이의 움직임에 대한 상대 속도 정보를 미동 제어 루프에 제공하는 효과를 가져오며, 전체적으로는 두 개의 스테이지 간의 상대적인 속도 댐핑 제어를 추가하는 효과를 보이게 된다. 새로운 고댐핑 저진동 제어기의 전달함수는 다음과 같이 얻어진다.

$$Y_{coarse} = \left\{ (Y_{fine} - Y_{coarse}) \left(K_{cp} + \frac{K_{ci}}{s} \right) - K_{cv} Y_{coarse} s \right\} \left(\frac{1}{m_c s^2 + c_c s} \right) \quad (4)$$

여기서 $Y_{fine} - Y_{coarse}$ 는 갭센서의 값을 나타내며 입력 레퍼런스

X로부터 최종위치인 $Y_{fine} (= Y_{ab})$ 사이를 나타내기 위해 식 (4)로부터 Y_{coarse} 를 우선적으로 구한다.

$$\frac{Y_{coarse}}{Y_{fine}} = \frac{K_{cp}s + K_{ci}}{m_c s^3 + (c_c + K_{cv})s^2 + K_{cp}s + K_{ci}} \quad (5)$$

$$(Y_{fine} - Y_{coarse}) = \frac{m_c s^3 + (c_c + K_{cv})s^2}{m_c s^3 + (c_c + K_{cv})s^2 + K_{cp}s + K_{ci}} Y_{fine} \quad (6)$$

식 (5)로부터 캡센서 값인 $Y_{fine} - Y_{coarse}$ 를 구할 수 있으며 이를 Y_{fine} 에 대해 나타내면 식(6)으로 표현된다. 이를 속도루프로 표현해 주기 위해 미분하여 기존 식과 함께 표현한다.

$$A = K_{gv}s \frac{m_c s^3 + (c_c + K_{cv})s^2}{m_c s^3 + (c_c + K_{cv})s^2 + K_{cp}s + K_{ci}} Y_{fine} \quad (7)$$

$$\left\{ (X - Y_{fine}) \left(K_{fp} + \frac{K_{fi}}{s} \right) - K_{fv} Y_{fine} s - A \right\} \left(\frac{1}{m_f s^2 + c_f s} \right) = Y_{fine} \quad (8)$$

캡센서 값이 미분되어 나타난 스테이지 상대 속도는 속도게인 K_{gv} 와 미분기 s 가 식 (6)에 곱해져서 표현되며 이는 미동 스테이지의 피드포워드 제어기 출력 값과 자체 속도루프 출력 값과 더불어 최종 토크 명령값에 더해진다.

$$a = K_{fp}m_c, \quad b = K_{fp}c_c + K_{fi}m_c + K_{fp}K_{cv} \quad (9)$$

$$c = K_{fi}c_c + K_{fi}K_{cv} + K_{fp}K_{cp}, \quad d = K_{fi}K_{cp} + K_{ci}K_{fp} \quad (10)$$

$$e = K_{fi}K_{ci} \quad (11)$$

$$f = m_f m_c, \quad g = K_{fv}m_c + K_{cv}m_f + K_{gv}m_c + c_f m_c + c_c m_f \quad (12)$$

$$h = K_{fv}c_c + K_{cv}c_c + K_{gv}c_c + K_{fp}m_c + K_{cp}m_f + c_f c_c + K_{fv}K_{cv} + K_{cv}K_{gv} \quad (13)$$

$$i = K_{fp}c_c + K_{cp}c_f + K_{fi}m_c + K_{ci}m_f + K_{fp}K_{cv} + K_{cp}K_{fv} \quad (14)$$

$$j = K_{fi}c_c + K_{ci}c_f + K_{fi}K_{cv} + K_{ci}K_{fv} + K_{fp}K_{cp} \quad (15)$$

$$k = K_{fi}K_{cp} + K_{ci}K_{fp}, \quad l = K_{fi}K_{ci} \quad (16)$$

$$H_2(s) = \frac{as^4 + bs^3 + cs^2 + ds + e}{fs^6 + gs^5 + hs^4 + is^3 + js^2 + ks + l} \quad (17)$$

제안된 MSCD 제어기의 최종 전달함수 $H_2(s)$ 는 식 (17)과 같이 기존 제어기보다 분모가 3차가 높은 6차식으로 표현된다.

3.4 시뮬레이션 결과

3.1절에서 설명한 MSCD제어기가 포함되지 않은 Master-Slave 듀얼 스테이지 기존 제어기와 본 연구에서 제안된 MSCD 저진동 알고리즘이 포함된 새로운 Master-Slave MSCD제어기의 성능을

Table 1 Simulation gain

Variable	Value
m_f	0.3 kg
c_f	1 kg/s
K_{fp}	3,000
K_{fi}	15
K_{fv}	12
m_c	3 kg
c_c	68.5 kg/s
K_{cp}	3,500
K_{ci}	0.2
K_{cv}	40
K_{gv}	12

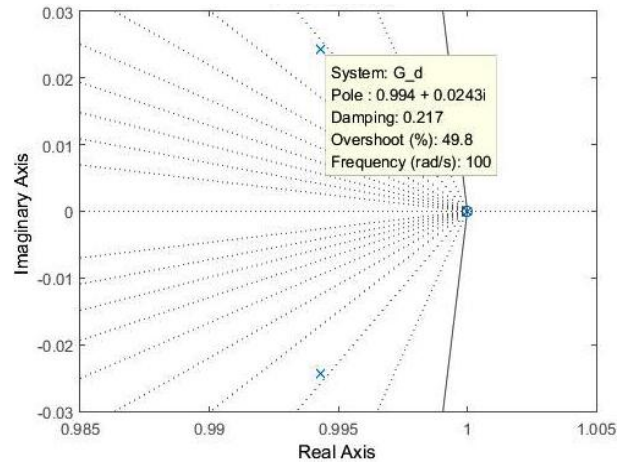


Fig. 7 Pole-Zero map of Existing Controller

비교하기 위해 MATLAB을 사용하여 시뮬레이션을 진행하였다. 스테이지의 플랜트는 질량-댐퍼 시스템으로 가정하였으며 각 변수나 게인 값은 Table 1에 정리하였다. Fig. 7은 기존의 Master-Slave 구조의 폴-제로 맵(pole-zero map)을 나타낸 것이다. 기존의 Master-Slave 방식의 스테이지에서는 시스템의 공진 등에 의해 기존 속도루프의 K_{fv} 게인 값이 제한되며, 이러한 한계로 인하여 전체 시스템의 댐핑이 충분히 적용되지 못하여 극점에서의 댐핑값이 0.217로 상당히 낮은 값을 가지고 있다. 이러한 상황에 대하여 전체 시스템의 포지션 루프의 보드선도를 도시한 것이 Fig. 9에 나와 있다. 이러한 경우 시스템의 댐핑이 모자라기 때문에 공진점에서의 Magnitude가 거의 7~8 dB에 도달하는 것을 알 수 있다. 이는 정착시간이 길어지고 시스템이 불안정해질 수 있는 주요 원인이 된다.

반면에 Fig. 8은 본 연구에서 제안된 MSCD 고댐핑 캡센서 속도루프를 추가한 새로운 알고리즘을 적용했을 때의 폴-제로 맵이

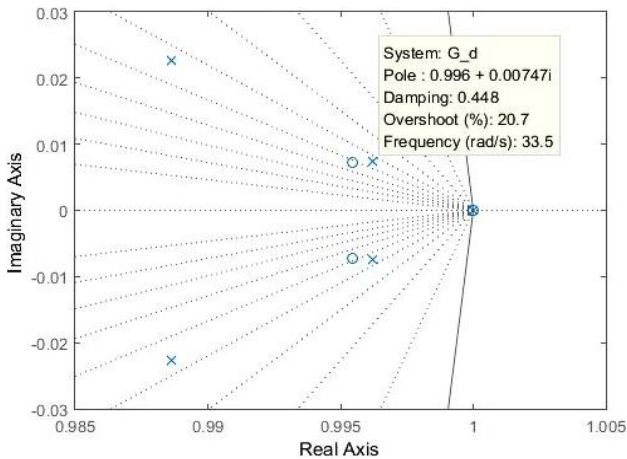


Fig. 8 Pole-Zero map of high damping low vibration controller

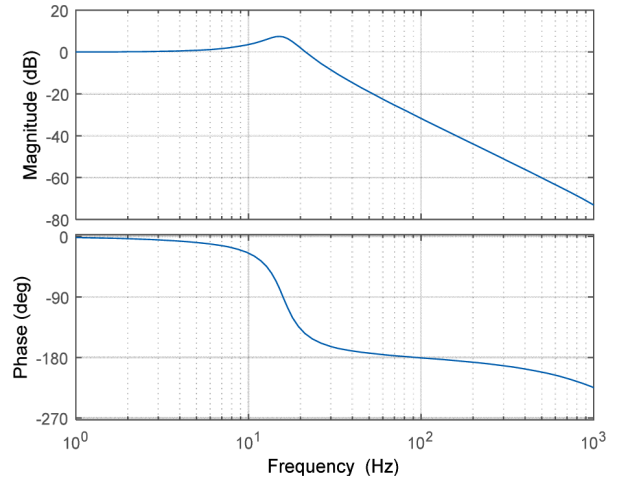


Fig. 9 Bode plot of conventional controller

Table 2 Comparison of simulation result

Controller	Settling time
Existing controller	170.25 ms
Modified low vibration controller	160 ms

다. 새로운 극점과 영점이 생기면서 댐핑이 0.448로 크게 오르고 오버슈트도 49.8%에서 20.7%로 확연하게 줄은 것을 확인할 수 있다. Fig. 10은 제안된 알고리즘의 전체 포지션 제어에 대한 시뮬레이션 결과이며 댐핑이 이전보다 훨씬 많이 가해졌기 때문에 기존보다 공진점에서의 Magnitude가 약 5 dB 정도 감소되어 제어기의 성능이 많이 향상된 것을 알 수 있다.

Table 2는 기존의 제어기와 새로운 저진동 제어기의 정착시간을 MATLAB 시뮬레이션을 통해 측정하고 수치화 하여 비교한 것이다. 기존의 제어기는 정착시간이 170.25 ms이고 저진동 알고리즘의 정착시간은 160 ms로 10.25 ms 단축되어 약 6% 향상되었다. 또한 Fig. 11은 7차 다항식 모션프로파일로 100 ms의 가감속 구간, 5 mm 위치명령을 가지고 기존제어기와 본 연구에서 제안된 MSCD제어기 구동을 시뮬레이션 했을 때 위치 트래킹(tracking)이 끝나는 시점에서의 위치그래프이며, 제안된 MSCD제어기가 기존의 제어기보다 상승시간(rising time)이 빨라지고 정착시간(settling time)과 오버슈트(overshoot)가 확연히 감소된 것을 확인할 수 있다.

4. 실험 결과

4.1 실험 기구 및 실험 방법

제안된 듀얼 스테이지용 MSCD 저진동 제어기의 구현 및 평가를 위해서 테스트용 단축 듀얼 스테이지를 구성하였으며, Fig. 12와 Fig. 13은 실험에 사용된 스테이지의 실제 사진이다. 미동 스테

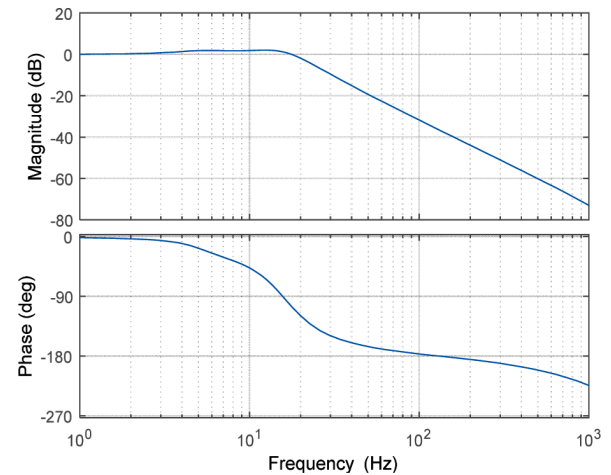


Fig. 10 Bode plot of MSCD controller

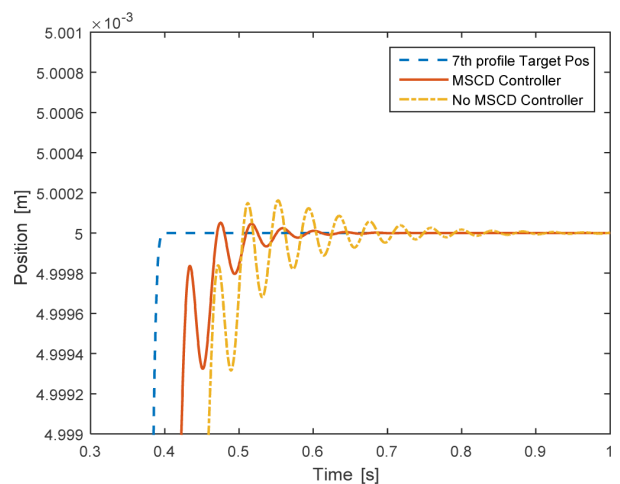


Fig. 11 Comparison of existing controller & MSCD controller

이지는 Akribis사의 MGVS리리즈 Voice coil motor를 사용하였고, 서보팩은 Copley controls사의 제품을 사용하였다. 또한 조동

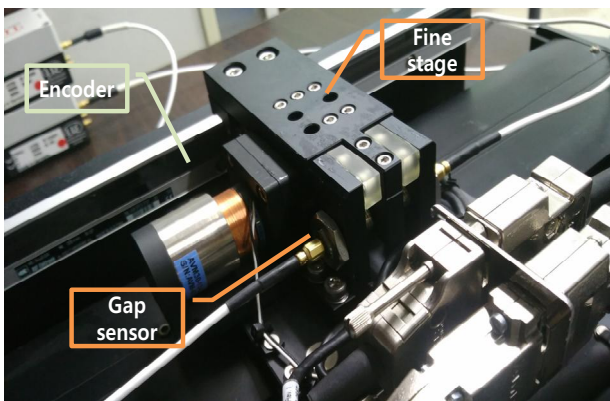


Fig. 12 Fine stage on coarse drive system

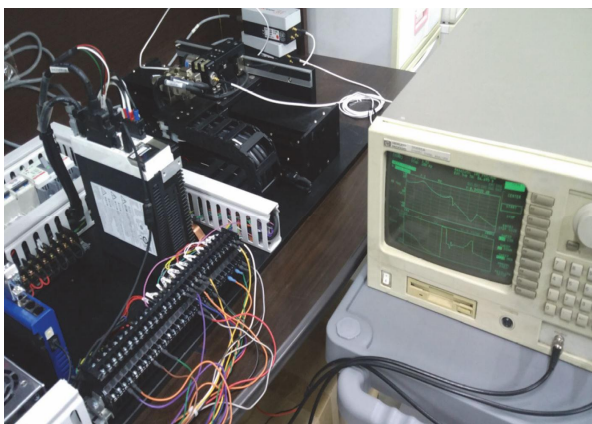


Fig. 13 Test equipment system with DSA

스테이지는 Limos사의 리니어 모터를 사용하였고, 서보팩은 Panasonic사의 Minas계열의 제품을 사용하였다. 제어기는 TI사의 TMS320F28335 DSP를 MCU로 사용하였으며 제어 주파수는 4kHz이고, 갭센서와 절대 위치 엔코더는 각각 Micro-epsilon과 RSF ELEKTRONIK사의 제품을 사용하였다. 사진에서와 같이 조동 스테이지 위에는 미동 스테이지가 적층형(stack)방식으로 부착되며 미동 스테이지에는 엔코더 헤드와 갭센서가 부착되어 각각 듀얼 스테이지의 절대 위치와 미·조동 스테이지 사이의 거리를 측정한다. 실험의 측정값은 TI사가 제공하는 Code Composer Studio의 프로그램과 D/A 변환기능을 통해 오실로스코프로 나타내었다.

실험은 기존의 알고리즘과 본 연구에서 제안된 MSCD 저진동 제어 알고리즘의 오차를 측정하고 정착시간을 비교하는 목적으로 수행되었다. 실험 조건은 두 알고리즘 모두 7차 다항식 모션 프로파일을 구동하면서 측정하는 것으로, 이동거리는 40 mm이며 듀얼 스테이지의 최대 가속도는 15 m/s^2 이고 최대 속도는 0.5 m/s로 설정하였다.

4.2 실험 결과

Fig. 14와 Fig. 15는 각각 기존의 제어기와 새로 개발된 제어기

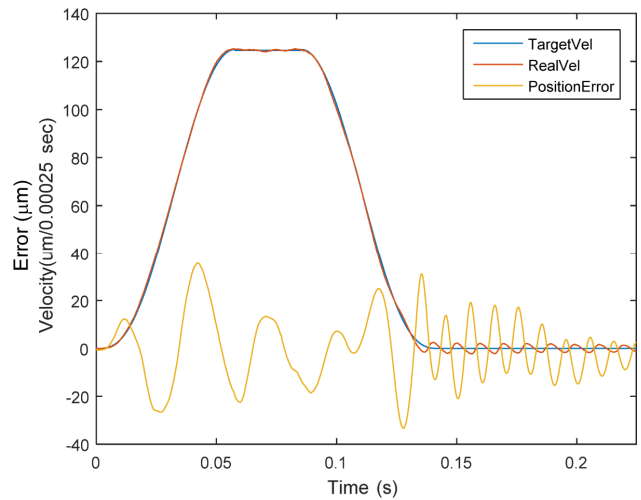


Fig. 14 Velocity & Position error graph of existing controller

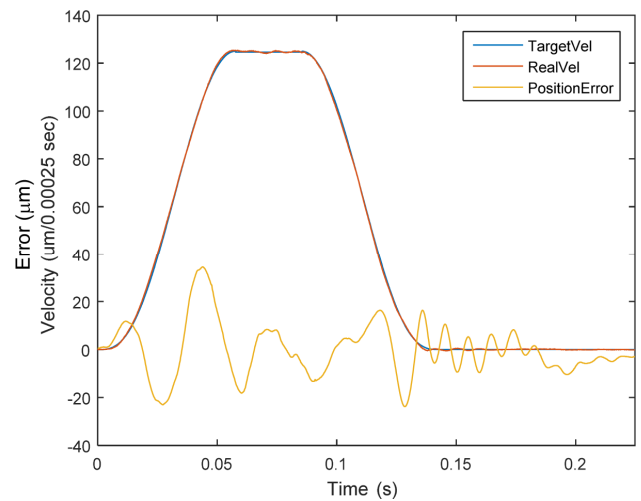


Fig. 15 Velocity & Position error graph of existing controller

로 듀얼 스테이지를 구동한 실험결과 그래프이다. 거의 겹쳐져 보이는 노랑색과 초록색 그래프는 각각 시스템의 속도 명령과 실제 속도 값이며 보라색은 갭센서, 붉은색은 스테이지의 위치 오차 그래프이다. 모션 프로파일을 통해 트래킹이 끝난 후 스테이지가 레귤레이팅(regulating)하는 구간으로 진입할 때를 비교하면, 기존의 제어기로 실험했을 때보다 개발된 제어기로 실험했을 때 정착시의 진동의 크기가 절반 이하로 감소하였으며 이로 인해 위치오차가 확연하게 감소된 것을 확인할 수 있다.

이러한 실험 결과를 수치적으로 비교하기 위하여, 조정밀 스테이지의 성능지표로 많이 활용되고 있는 두 가지 평가 파라미터를 활용하여 트래킹 시작구간부터 정착구간까지의 정량적 평가를 수행하였다. 낮은 주파수 영역의 위치오차를 의미하는 MA(moving average)와 높은 주파수 영역의 위치오차를 의미하는 MSD(moving standard deviation)^[6]를 사용하였다.

Table 3 Comparison of MA & MSD

Controller	MA	MSD
Conventional controller	-0.444 μm	14.16 μm
MSCD controller	-0.188 μm	11.14 μm

Table 4 Comparison of measured experiment data

Controller	Settling time	Overshoot
Conventional controller	220.99 ms	4.99%
MSCD controller	199.81 ms	2.52%

$$MA = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} e(t) dt \quad (18)$$

$$MSD = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} (e(t) - MA)^2 dt} \quad (19)$$

MA는 기준 시간 영역에서의 오차 값의 합이며, MSD는 오차와 MA의 차이의 표준편차 값이다. Table 3에 이를 비교한 실험결과를 정리하였으며, MA는 기존 제어기가 -0.444 μm , 새로운 저진동 제어기가 -0.188 μm 로 약 58% 경감되었으며 MSD 또한 14.16 μm 에서 11.14 μm 로 약 21% 경감된 것을 확인할 수 있다.

Table 4에는 실제 사용 시 매우 중요한 성능지표인 정착시간과 오버슈트(overshoot)량을 측정하여 두 가지 경우에 대하여 정리하였다. 출력이 $\pm 7 \mu\text{m}$ 이내로 들어오는 것을 기준으로 기존 제어기의 정착시간은 220.99 ms이고 새로 개발된 제어기의 정착시간은 199.81 ms로 약 10%정도 경감되었다. 또한 오버슈트도 기존에 비해 절반으로 감소하였다. 이는 시뮬레이션의 결과보다 더 향상된 수치이며, 시뮬레이션에 다 표현할 수 없었던 다른 기구물의 공진이 포함된 결과이다.

5. 결론

본 논문에서는 Master-Slave 구조에서의 초정밀 듀얼 스테이지에서 구조적인 한계 및 공진 현상으로 인한 제한된 댐핑 값을 높이기 위하여, 보이스코일 모터로 이루어진 마스터 스테이지와 조동인 슬레이브 스테이지 사이의 상대속도를 측정하여 별도의 속도루프 개선을 통한 MSCD 저진동 제어기를 개발하였다. 제안된 제어기 알고리즘은 기존의 알고리즘에서 절대 위치를 결정하는 미동 스테이지의 자체 움직임에 추가적인 댐핑 특성을 개선함으로써 전체 시스템에서 발생하는 불필요한 진동을 제거하여 공진현상의 개선 및 동적 에러와 정착시간을 줄여주는 장점이 있다. 시뮬레이션

과 실제 구동실험을 통해서 새로 개발된 제어기가 기존의 제어기보다 정착시간과 오버슈트를 줄여주고 진동을 경감시켜주는 것을 확인하였으며, 이는 스테이지 구동 후 발생하는 정착에 대한 시간지연을 줄여주어 산업용 장비에서 생산성 향상에 기여할 수 있다는 것을 확인하였다.

후 기

본 연구는 2015년도 산업통상자원부의 재원으로 한국산업기술 평가원의 지원을 받아 수행된 연구임 (No.10050532).

References

- [1] Elfizy, A. T., Bone, G. M., Elbestawi, M. A., 2005, Design and Control of a Dual-stage Feed Drive, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 45:2 153-165.
- [2] Kwon, S. J., Chung, W. K., Youm, Y. I., 2001, On the Coarse/Fine Dual-Stage Manipulators with Robust Perturbation Compensator, *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 1 121-126.
- [3] Yang, H. M., Chung, B. M., Ko, T. J., Lee, C., Park, J. K., 2009, Machining Characteristics of Milling Machine Using Dual-stage, *Proceeding of the Spring Conference on the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers*, 20-25.
- [4] Lee, C., 2008, A Study on Improving Cutting Precision of the Micro Milling Machine by using the Dual-stage Feed Drive, A Thesis for a Master, Youngnam University, Republic of Korea.
- [5] Staroselsky, S., Stelson, K. A., 1988, Two-stage Actuation for Improved Accuracy of Contouring, *American Control Conference*, 127-132.
- [6] Butler, H., 2011, Position Control in Equipment (Applications of Control), *IEEE Control Systems Magazine*, 31:5 28-47.
- [7] Chen, X., Zhang S., Bao, X., Zhao, H. 2008, Master and Slave Control of a Dual-stage for Precision Positioning, *Nano/Micro Engineered and Molecular Systems 3rd IEEE International Conference*, 583-587.
- [8] Hou, B. J., Gao, J. S., Zhou, Y. F., 2012, The Development of an Ultra-precision Dual-stage Based on a Master-slave Control System, *International conference on CDCIEM*, 727-730.
- [9] Schroeck, S. J., Messner, W. C., McNab, R. J., 2001, On Compensator Design for Linear Time-invariant Dual-input Single-output Systems, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 6:1 50-57.