

벨 크랭크 구조를 가지는 6 자유도 진동 시험기의 추적 제어 Tracking Control of 6-DOF Shaking Table with Bell Crank Structure

전 득 재† · 박 성 호* · 박 영 진** · 박 윤 식*** · 김 형 의****

Duek-jae Jeon, Sung-ho Park, Youngjin Park, Youn-sik Park and Hyoung-eui Kim

Key Words : Shaking Table(진동 시험기), Bell Crank(벨 크랭크), TDC(시간 지연을 이용한 제어 기법), Acceleration Feedback(가속도 되먹임), Joint Coordinate-based Control(조인트 좌표 기반의 제어)

ABSTRACT

This paper describes the tracking control simulation of 6-DOF shaking table with a bell crank structure, which converts the direction of reciprocating movements. For the joint coordinate-based control which uses lengths of each actuator, the trajectory conversion process, inverse kinematics, is performed. Applying the Newton-Euler approach, the dynamic equation of the shaking table is derived. To cope with nonlinear problems, time-delay control(TDC) is considered, which has been noted for its exceptional robustness to parameter uncertainties and disturbance, in addition to steady-state accuracy and computational efficiency. If the nominal model is equal to the real system, joint coordinate-based control can be very efficient. However, manufacturing tolerances, installation errors and link offsets contaminate the nominal values of the kinematic parameters used in the kinematic model of the shaking table. To compensate differences between the nominal model and the real system, the joint coordinate-based control using acceleration feedback in the Cartesian coordinate space is proposed.

1. 서 론

신뢰성 평가시험은 진동시험, 충격시험, 낙하시험, 인장시험, 항온·항습시험, 복합 환경시험 등 그 종류가 매우 다양하다. 이들 중 생활환경의 발전으로 인간과 제품이 모두 심각한 진동환경에 노출되는 경우가 허다해져 진동시험의 중요성이 더욱 높아지고 있다. 다양한 진동시험을 행하기 위해서는 사용 목적에 맞는 진동 시험기가 필요하다.

현재 사용되고 있는 6 자유도 진동 시험기는 국내에서 자체 제작하지 않고 세계적인 진동 시험기 제작 업체들(MTS, HITACHI, MITSUBISHI)에서 수입해 오고 있는 실정이다. 그러나 신뢰성 기술이 기업 및 국가 경쟁력을 결정하는 핵심 요소를 고려할 때, 수입에 의존하는 것은 장기적으로 국내 신뢰성 기술 인프라를 취약하게 만들 수 있다. 이에 국내에서도 진동 시험기를 자체 개발할 필요를 느끼게 되었다.

본 연구에서는 이후에 개발될 고성능 진동 시험기를 위한 초기 시험 단계의 성격을 가지는 프로토타입(proto-type) 모델의 제어기를 개발하는

데 있다. 기존의 조인트 좌표 기반의 제어(joint coordinate-based control)를 이용하게 되면 공칭 모델(nominal model)과 실제 시스템간의 제작 오차나 설치 오차로 인해 차이가 많이 생기는 경우, 입력 프로파일을 정확히 추종하기가 어렵다. 그래서 모델간의 차이를 보상하기 위해 실제 시스템의 직교 좌표 정보(Cartesian coordinate information)를 이용하는 제어 기법을 제안한다. 본 연구를 통해 6 축 진동 시험기를 이용한 기계류 부품의 신뢰성 평가장비 기반구축 및 신뢰성 평가기술 향상의 효과를 기대할 수 있다.

2. 기구학(Kinematics)

2.1 벨 크랭크 메커니즘(Bell Crank Mechanism)

벨 크랭크 메커니즘은 왕복 운동의 방향을 바꾸기 위해 개발된 구조이다. 본 진동 시험기에서는 액추에이터의 상하 왕복을 크랭크 로드(crank rod)의 좌우 운동으로 변화시킴으로써 횡 방향 운동의 성능을 높이기 위해 사용되고 있다. 또한 설치 면에서도 지상에서의 설치가 용이하기 때문에 공간 측면에서 이전의 진동 시험기와 비교해 상당한 장점을 가지게 된다. Fig. 1에 벨 크랭크 구조를 가지는 진동 시험기가 나타나 있다.

† 책임저자: 한국과학기술원(KAIST), 기계공학과
E-mail : dj0420@kaist.ac.kr
Tel : (042) 869-3060, Fax : (042) 869-8220

* * * * * 한국과학기술원(KAIST), 기계공학과

**** 한국기계연구원(KIMM),

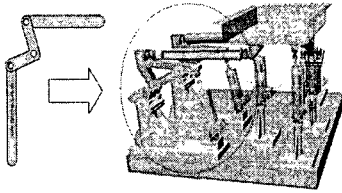


Fig. 1 The 6-DOF shaking table with bell crank structure

2.2 역기구학(Inverse Kinematics)

역기구학은 상판(platform)의 위치가 주어졌을 때, 각 액추에이터의 길이를 구하는 문제로써 백터 계산에 의해 유도될 수 있다.⁽¹⁻²⁾ 상판으로부터 하판(base)으로의 좌표변환은 하판의 좌표계 $A(O, x_A, y_A, z_A)$ 의 원점 O 에서 상판의 좌표계 $B(P, x_B, y_B, z_B)$ 의 원점 P 까지의 위치벡터 P 와 좌표계 A 에서의 x, y, z 각 축에 대하여 α, β, γ 만큼 회전 변환하여 얻어지는 오일러 변환 행렬 ${}^A_B R$ 에 의하여 나타내어질 수 있다. 역기구학 해를 구하기 위해 수직 액추에이터와 벨 크랭크 액추에이터로 나누어 유도해 보았다. 수직 액추에이터와 벨 크랭크 액추에이터가 Fig. 2에 나타나 있다.

수직 액추에이터의 경우 동차 변환을 이용하여 액추에이터 길이에 대한 다음의 식을 유도해낼 수 있다.

$$d_{si} = \sqrt{[{}^A b_{si} - {}^A a_{si}]^T [{}^A b_{si} - {}^A a_{si}]}, \quad i=1,2,3 \quad (1)$$

벨 크랭크 액추에이터의 경우 크랭크 로드의 길이가 L 로 일정하다는 구속조건을 이용하면 아래의

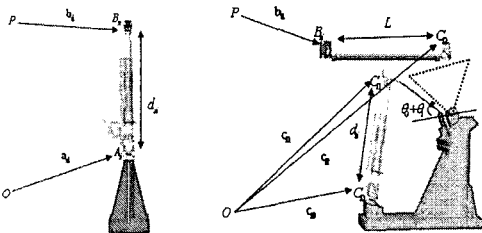


Fig. 2 The straight actuator and bell crank actuator

관계식이 주어진다.

$$L^2 = [{}^A c_{i2} - {}^A b_{i1}]^T [{}^A c_{i2} - {}^A b_{i1}], \quad i=1,2,3 \quad (2)$$

식 (2)와 동차 변환을 이용하여 액추에이터 길이

에 대한 다음의 식을 유도해낼 수 있다.

$$d_{ii} = \sqrt{[{}^A c_{i1} - {}^A c_{i0}]^T [{}^A c_{i1} - {}^A c_{i0}]}, \quad i=1,2,3 \quad (3)$$

3. 동역학(Dynamics)

매니퓰레이터의 운동 방정식 유도 방법 중에서 계산상의 효율을 높일 수 있는 병렬 처리 구조가 용이한 뉴턴-오일러 방법⁽³⁾을 이용하여 진동 시험기의 운동 방정식을 유도하였다. 이를 위해 상판의 각 조인트에 작용하는 3개의 미지수를 가지는 3차원 공간상의 힘을 링크 길이 방향의 힘(directional force)와 이에 수직인 평면에 작용하는 힘(normal force)으로 분리를 하게 된다. 이때 길이 방향의 요소는 크기에 대한 정보만 필요하기 때문에 미지수가 1개이고, 수직인 평면에 작용하는 힘은 미지수가 2개가 된다.

전체적인 동역학 해석 과정이 Fig. 3에 나타나 있다. 먼저 상판의 조인트와 연결되어 있는 구속 링크의 동역학 해석을 거쳐 수직인 평면에 작용하는 힘을 구해내고 이들을 이용하여 상판의 동역학 해석을 거치게 되면, 링크 길이 방향의 힘을 구할 수 있다. 그리고 최종적으로 구해진 링크 길이 방향의 힘을 이용하여 각 액추에이터에 작용하는 힘을 구하게 된다. 위의 과정들을 거치게 되면 다음과 같은 형태의 운동 방정식을 유도할 수 있다.

$$M(\ddot{l}) + V(l, \dot{l}) + G(l) + D(l, \dot{l}) = f \quad (4)$$

식 (4)에서 l 은 액추에이터 길이벡터를 나타낸다.

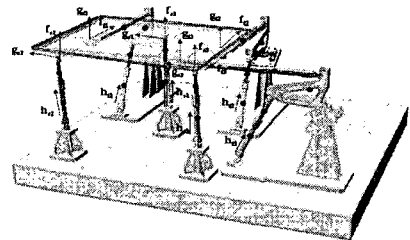


Fig. 3 Dynamics analysis using Newton-Euler method

4. 추적 제어(Tracking Control)

4.1 시간 지연을 이용한 제어 기법(TDC)

시간 지연을 이용한 제어 기법(TDC)⁽⁴⁾은 플랜트의 예측 못한 외란이나 잘 모르는 비선형 동역학을 추정하기 위해 시간 지연 추정(time delay

estimation)을 이용하는 제어 기법이다. 식 (4)의 운동 방정식을 이용하면 시간 지연을 이용한 제어 법칙은 다음과 같이 표현된다.

$$f = f(t-\tau) - \bar{M}\ddot{I}(t-\tau) + \bar{M}[(\ddot{I}_d + K_D(\dot{I}_d - \dot{I}) + K_P(I_d - I)] \quad (5)$$

식 (5)에서 \bar{M}, K_D, K_P 은 대각 상수 행렬을 τ 은 샘플링 시간을 나타낸다.

4.2 진동 시험기 모의 실험(Simulation)

상용 프로그램인 Visual Nastran 을 이용해 만든 6 자유도 비선형 진동 시험기를 대상 플랜트로 하여 모의 실험을 수행하였다. PD 게인을 $K_D = 40$ $K_P = \text{diag}\{K_P\}$, $K_P = 400$ $K_P = \text{diag}\{K_P\}$ 로 설정하여 고유 진동수가 $\omega_n = 20(\text{rad/sec})$ 인 임계 감쇠(critical damping)가 되도록 하였다.

먼저 샘플링 시간의 변화에 따른 응답 특성을 살펴 보기 위해 $\bar{M} = 150I$ where I : identity matrix 과 같이 설정하였다. 시간 영역과 주파수 영역에서 가속도의 응답 특성이 Fig. 4 나타나 있다.

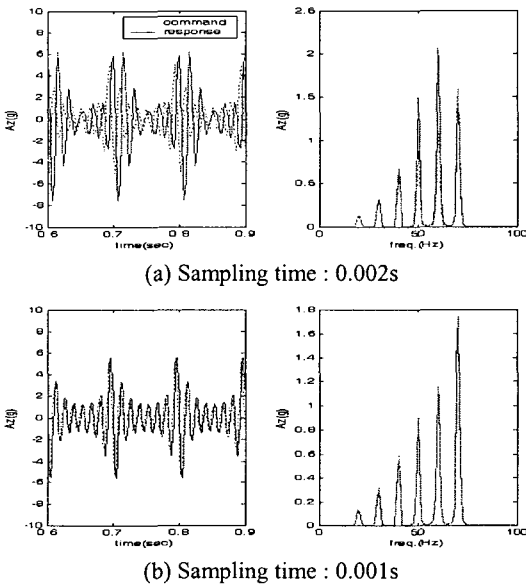
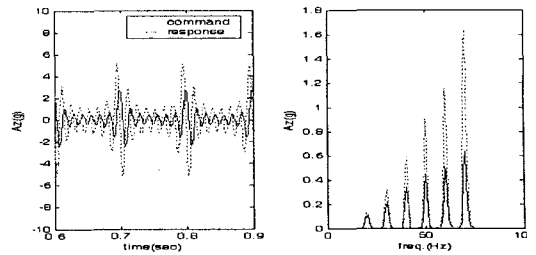
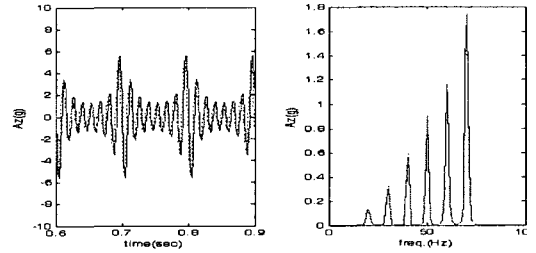


Fig. 4 Response with respect to sampling time

위의 결과를 통해 알 수 있듯이, 샘플링 시간이 짧을수록 시간 지연 추정 오차가 작아짐에 따라 응답 특성이 향상되는 것을 확인할 수 있다. 다음으로 대각 상수 행렬 \bar{M} 의 변화에 따른 응답 특성을 살펴보기 위해 샘플링 시간을 0.001s 로 설정하고, 입력 프로파일은 이전과 동일한 것을 사용하였다. 응답 특성이 Fig. 5 에 나타나 있다.



(a) $\bar{M} = 50I$



(b) $\bar{M} = 150I$

Fig. 5 Response with respect to \bar{M}

위의 결과에서 알 수 있듯이 \bar{M} 가 증가함에 따라 응답 특성이 향상되는 것을 알 수 있다. 그러나 과도 응답이 점차 불안해 지면서 Fig. 6 과 같이 \bar{M} 가 어느 값 이상이 되면 발산하게 된다.

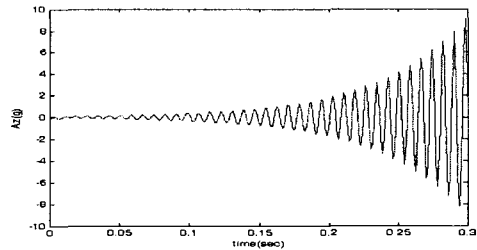


Fig. 6 Divergence with respect to $\bar{M} = 210I$

4.3 상판의 가속도 정보를 이용하는 조인트 좌표 기반의 제어 기법

공칭 모델과 실제 시스템 사이에 차이가 있는 경우, 조인트 좌표 영역(엑추에이터 길이)에서 제어가 잘 수행되었다 할지라도 직교 좌표 영역(상판의 좌표)에서는 제작 오차나 설치 오차로 인한 차이로 인해 입력 프로파일을 정확히 추종하지 못하게 된다. 이러한 문제를 해결하기 위해 비교적 측정이 용이한 일반적인 가속도계 및 각 가속도계를 이용하는 제어 기법을 제안하고자 한다. 개략도는 Fig. 7 과 같다.

PID 보상기 형태가 시스템에 미치는 영향을 살펴보기 위해 식 (6)의 1 자유도 선형 진동

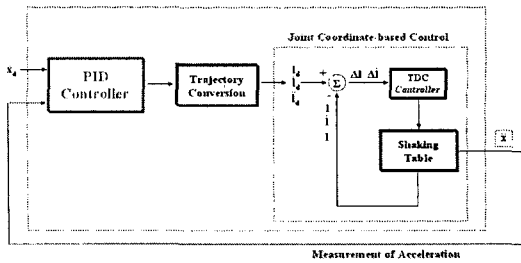
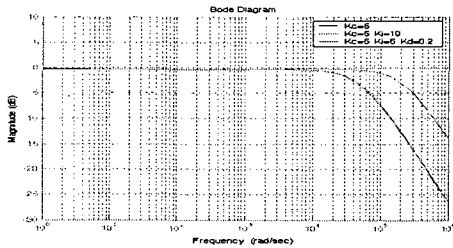


Fig. 7 Using acceleration feedback in Cartesian coordinate space

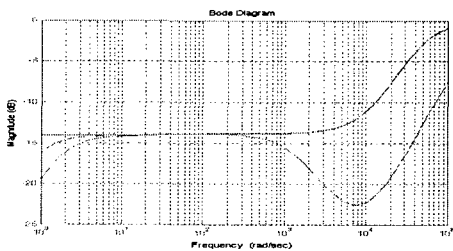
시험기 모델⁽⁵⁾에 이를 적용해 보았다.

$$G(s) = \frac{100}{s^2 + 300s} \quad (6)$$

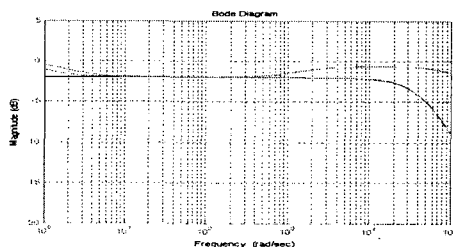
공칭 모델과 실제 시스템간에 20%차이를 부가한 후 명령 추종, 외란 제거 그리고 노이즈 민감도에 대한 성능을 살펴 보았다.



(a) Command following



(b) Disturbance rejection



(c) Sensitivity to noise

Fig. 8 PID controller in Cartesian coordinate space

이상의 결과를 통해 P 제어기 성능과 비교하여 I 계인의 추가는 저주파 영역 응답 특성에 D 계인의 추가는 고주파 영역 응답 특성에 영향을 준다.

5. 결론 및 향후 과제

본 연구에서는 진동 시험기의 기구학 및 동역학을 해석하고 공칭 모델과 실제 시스템간의 오차를 고려한 추적 제어를 위해 새로운 제어 기법을 제안하였다. 먼저 기구학에서는 본 진동 시험기의 특징인 벨 크랭크 메커니즘(bell crank mechanism)에 대해 언급하고, 역기구학 해석을 통해 상판의 좌표를 액추에이터 길이에 대한 좌표로 변환시킬 수 있었다. 동역학에서는 뉴턴-오일러 방법을 이용하여 운동 방정식을 유도하였다. 진동 시험기의 추적 제어를 위해 조인트 좌표 영역에서 시간 지연을 이용한 제어 기법(TDC)를 적용하였으며, 공칭 모델과 실제 시스템간의 차이를 보상하기 위해 적고 좌표 영역에서 상판의 가속도 정보를 이용하는 PID 제어기를 제안하였다.

향후 과제로 제안된 PID 제어기를 시뮬레이션 모델에 적용해 보고, 1 자유도 선형 진동 시험기를 이용해서 구한 이론적인 결과들과 비교해 볼 예정이다. 또한 실험을 통해서 구한 액추에이터 동특성을 시뮬레이션 모델에 반영하고 입력 주파수와 부하 하중의 무게 그리고 관성 모멘트 효과를 고려한 최악의 상황에서 진동 시험기의 성능을 살펴보고자 한다.

후 기

이 논문은 두뇌한국사업(BK21), 국가지정연구실 사업(NRL) 그리고 한국기계연구원(KIMM)의 지원을 받아 연구를 수행하였습니다.

참 고 문 헌

- (1) Shin, J. C., 2003, "Robust Control of Motion System and Estimation of Rider's Action Force for Bicycle Simulator", Ph. D Thesis, KAIST.
- (2) Craig, J. J., 1986, Introduction of Robotics Mechanics and Control, Addison-Wesley, Inc.
- (3) Gosselin, C., 1993, "Parallel Computational Algorithms for the Kinematics and Dynamics of Parallel Manipulator", Proc. of the IEEE Conf., Vol. 1, pp. 883-888.
- (4) Youcef-Toumi, K. et al., 1990, "A Time-Delay Controller for Systems with Unknown Dynamics", Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 112, No.1, pp. 133-142.
- (5) Shimizu, N. et al., 2004, "Control Simulation of Shaking Table with Non-linear Structure", Proc. of the ACMD, pp. 478-485.