

ER브레이크 작동기를 이용한 능동 장력 제어

최 승 복*, 김 기 우**, 박 우 철**, 정 재 천*

Active Tension Control Using an ER Brake Actuator

S. B. Choi*, G. W. Kim**, W. C. Park** and C. C. Cheong*

ABSTRACT

This paper presents a proof-of-concept investigation on an active tension control using an ER(electro-rheological) brake actuator. Firstly, an ERF (electro-rheological fluid) which has an inherent reversible feature from Newtonian fluid to Bingham fluid upon applying an electric field is composed, and its property is tested to obtain intrinsic parameters of the Bingham model. An appropriate size of the ER brake is manufactured on the basis of the Bingham model, and dynamic characteristics of the brake are experimentally identified. After formulating a governing equation of motion of the tension control system, a sliding mode controller is designed to achieve a certain desired level of tension. Both simulation and experimental works are undertaken in order to demonstrate the efficiency and feasibility of the proposed active tension control method.

Key Words: Electro-Rheological Fluid (전기 유동 유체), ER Brake Actuator (ER브레이크 작동기), Static Yield Shear Stress (정적 항복 전단 응력), Tension Control (장력 제어), Sliding Mode Controller (슬라이딩 모드 제어기)

1. 서 론

최근 고성능, 고부가 가치를 원하는 사용자의 요구에 부응하기 위한 장력 제어 시스템 개발이 각종 제조 산업 분야에서 관심의 대상이 되고 있다. 예를 들면, 냉 압연 (cold roll) 시 정확한 장력의 유지가 매우 절실하게 필요하며⁽¹⁾, 정밀한 와이어 방전 가공 (wire discharge

machining) 을 위해서는 우수한 장력 제어 시스템이 필요하다⁽²⁾. 또한 로봇의 원격 운전시 단말 조작기로 동력을 전달하는 텐던 (tendon) 에서의 장력은 정확한 위치 제어를 위해 반드시 제어되어야 한다⁽³⁾.

테이프, 벨트, 케이블 등과 같은 축간 이동 매체 (axially moving materials) 는 접촉 부분에서의 마찰, 가반 하중 (payload) 등과 같은 외부 요인과 연계되어 불규칙

* 인하대학교 기계공학과(정회원)
 ** 인하대학교 대학원 기계공학과

한 동적 거동을 나타내며, 이송시 외부 외란에 매우 민감한 구조적 특성을 지니고 있다. 이런 특성들은 이동 매체에 심각한 장력 변동을 초래하며 성능 저하 및 불안정성과 같은 유해한 결과를 유발할 수도 있다. 따라서 요구되는 범위 이내로 장력 변동을 제어하고 감시하는 것이 매우 중요하다.

지금까지 이러한 장력 변동 문제를 해결하기 위해 효과적인 장력 제어에 관한 많은 연구가 수행되었다. 이러한 연구는 주로 능동 작동기에 따라 두 가지로 분류할 수 있다. 첫번째 방식은 기계적 또는 마그네틱 클러치를 사용하는 방법이다. 이 방식은 저렴하게 시스템을 구성할 수 있는 반면에 만족스러운 제어 성능을 기대할 수 없다. 관련된 연구로서 Yokoyama 등⁽⁴⁾은 선형 모터로 마찰판을 이동시켜 마찰 토크로 테이프의 장력을 제어하는 방식을 고안하였다. 두번째 방식은 장력 변동이 작동기로 사용되는 모터의 토크 변동에서 유발된다는 점에 착안하여 항상 일정한 토크로 회전하도록 설계된 토크 모터를 사용하거나, 두개 모터의 동기 (synchronous)운전을 통해 장력 변동의 원인이 되는 속도차를 제어하는 방식이다. 그러나 실제적으로 요구되는 제어 성능은 매우 제한된 범위 내에서 만족되며, 경제적으로 값이 비싼 단점을 지니고 있다. 신기현⁽⁵⁾은 연속 공정 시스템의 종방향 운동에 관한 모델링 및 PID 제어에 대하여 연구하였고, Yeung 등⁽⁶⁾은 기존 제어 기법과는 달리 시스템의 불확실성을 보상할 수 있는 퍼지 제어(fuzzy control)를 제안하였다. 그러나 이들 대부분의 장력 제어 연구는 기존 작동기의 응용에 주안점을 두고 있다.

한편, 기존 작동기와는 전혀 다른 방법의 하나로서 전기장에 따라 항복 전단 응력(yield shear stress)이 변화하는 빙햄(Bingham)특성을 지닌 전기 유동 유체(electrorheological fluid, 이하 'ERF'라 칭함)를 장력 제어에 응용할 수 있다. ERF는 전기장에 의한 빠른 반응성, 저전력 소모 등의 장점으로 인해 그 응용 연구에 관한 관심이 고조되고 있으며, 엔진 마운트, 속 압소바 등 다양하고 광범위하게 적용되고 있다⁽⁷⁾. ER 브레이크에 대한 연구로서 김기우 등⁽⁸⁾은 실린더형 브레이크를 제안하여 전기장에 따른 제동 토크 변화 및 온도에 따른 특성 변화에 관한 기본적인 연구를 수행한 바 있다. 한편, Stangroom⁽⁹⁾은 ERF를 이용한 클러치를 제작하여 제직 시스템의 스펴(spool) 장력 제어에 관한 초보적인 연구를 수행하였다.

본 연구에서는 단순한 구조, 능동 제어성, 작동 유연성

등의 장점을 지닌 ERF를 이용한 브레이크(이하 'ER 브레이크'라 칭함)를 작동기로 제안하여 유연 테이프의 능동 장력 제어를 수행하고자 한다. 이를 위해 ERF를 자체 조성하여 빙햄 특성 실험을 수행한 후, 이를 근거로 알맞은 크기의 ER브레이크를 제작하였다. 장력 제어를 위해 ER브레이크 작동기 및 장력 제어의 대상이 되는 이동 매체의 선형 모델을 유도한 후, 외란에 강건한 슬라이딩 모드 제어기(sliding mode controller, 이하 'SMC'라 칭함)를 설계하였다. 제안된 제어 기법의 타당성 및 유용성을 입증하기 위해 간단한 장력 제어 시스템을 구성하여 실험을 수행하였고, 컴퓨터 시뮬레이션 결과와 비교·고찰하였다.

2. ERF의 빙햄 특성

점성을 지닌 비전도성 용매와 전도성 입자로 구성된 ERF는 일반적으로 전기장 인가시 구성 요소간의 분극력(polarization force)의 차이로 인해 체인 형태의 클러스터(cluster)가 형성되어 유동 특성이 변하는 것으로 알려져 있다. Winslow⁽¹⁰⁾가 이러한 ER 효과를 처음 발표한 이래로 이에 대한 미시적, 거시적 규명 연구가 많은 연구자들에 의해 수행되어 오고 있다.

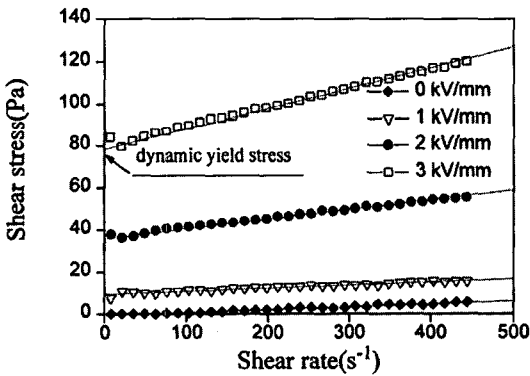
지금까지 많은 실험으로부터 관찰된 ERF의 역학적 거동은 다음과 같은 빙햄 모델로 나타낼 수 있다.

$$\tau = \tau_y(E) + \eta \dot{\gamma}, \quad \tau_y(E) = \alpha \cdot E^x \quad (1)$$

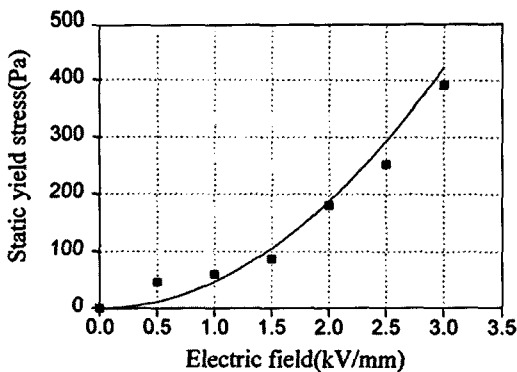
여기서, τ 는 전단 응력, $\tau_y(E)$ 는 항복 전단 응력, η 는 ERF의 점성 계수, $\dot{\gamma}$ 는 전단 속도비를 나타낸다. 이때, 전기장의 함수인 항복 전단 응력은 일반적으로 지수함수 형태로 표현되며, ER현상을 효과적으로 설명할 수 있는 미시적 모델과 이에 따른 이론적 배경이 아직 미흡하기 때문에 계수 α 와 지수 x 는 보통 실험을 통하여 결정한다. 이렇게 구해진 항복 전단 응력은 ERF를 이용한 응용 장치 개발에 있어서 가변 감쇠력, 전달 토크 등을 발생시키는 가장 중요한 설계 요소가 된다⁽¹¹⁾.

ERF의 빙햄 특성을 고찰하기 위해 가장 많이 사용되는 것은 전기점도계(electro-viscometer)이며, 본 연구에서는 상용 전기 점도계(HAAKE, VT500)를 사용하였다. 실험은 상온에서 수행되었으며, 전단 응력(shear stress)과 전단 속도비(shear rate)의 관계를 살펴보면 Fig.1(a)와 같다. 그림에서 보는 바와 같이 전기장 증가

에 따라 동적 항복 응력(dynamic yield stress)이 증가하는 전형적인 빙햄 거동을 나타내고 있다. 그러나, ERF는 일반적으로 고체간의 마찰에서 관찰되는 현상과 유사하게 항복 응력이 두 가지로 구분되며, 유동이 시작되는 순간의 정적 항복 응력(static yield stress)이 동적 항복 응력보다 크게 나타난다⁽¹²⁾. 일반적으로, ERF가 적용되는 메카니즘의 작동 모드에 따라 어느 항복 응력값을 사용할 것인가를 결정한다. 본 연구에서 제안된 ER 브레이크는 두 전극판의 상대 운동이 존재하는 전단 모드(shear mode)로서 전단 속도비가 거의 영(zero)에서 작동된다. 따라서, 정적 항복 응력값의 사용이 보다 타당하며, 이를 측정하기 위해 자체 제작한 정적 미끄러짐형 점도계(static sliding type viscometer)를 사용하였다. 참고 문헌⁽¹³⁾에 상세히 기술되어 있는 실험 절차와 방법에 따라, 조성된 ERF의 정적 항복 응력을 측정하여 Fig.1(b)에 결과를 나타내었으며, 이를 식(1)의 항복 응력 형태로 표현하면 다음과 같다.



(a) shear stress vs. shear rate



(b) static yield stress

Fig.1 Bingham property of the ERF

$$\tau_y(E) = 47E^2 (Pa) \quad (2)$$

본 연구에서 브레이크의 작동 매체로 사용된 ERF의 용매는 0.015Pa·s의 점도를 지닌 실리콘 유 (silicone oil)이며, 입자 중량비는 30 % 이다. 조성된 ERF는 비교적 ER 효과가 크며, 높은 전단 속도비에서 발생하는 불규칙성과 마모에 의한 영향이 작은 특징을 지니고 있다.

3. 장력 제어 시스템의 모델링

본 연구에서 제안된 장력 제어 시스템은 Fig. 2 에서 보는 바와 같이 기존의 모터 작동기를 사용하거나 구동원인 모터를 직접 제어하는 방식과는 달리 ER브레이크 작동기를 사용한다. 개략적인 기본 작동 원리를 살펴보면, ER브레이크에 알맞는 제어 전기장을 공급하여 능동적으로 가변 제동 토크를 발생시켜, 구동원의 외란에 의해 발생하는 장력 변동을 조절하는 방식으로 구성되어 있다.

제어기 설계를 위해서 ER브레이크의 제어 성능 및 이동 매체의 수학적 지배 방정식을 유도하였으며, 이때 전체 시스템의 모델링을 간략화 하기 위해 다음과 같은 가정을 도입하였다. 첫째, 이동 매체와 접촉 부분에서의 미끄러짐은 발생하지 않는다. 둘째, 이동 매체는 소성 변형을 일으키지 않는 완전한 탄성체이다. 셋째, 모터의 시변(time-varying) 특성은 외란으로 간주한다.

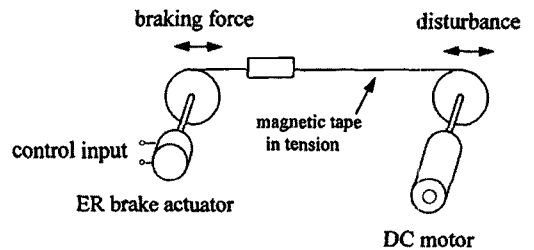


Fig.2 Schematic diagram of tension control system

3.1 작동기 모델링

본 연구에서 제안한 ER브레이크는 관성의 영향을 받는 반응 시간을 감소시키기 위해 실린더형 대신 평판형(plate type)으로 제작되었다. 전체 구조 및 설계 요소를 Fig.3에 나타내었다. 축과 연결된 2개의 판이 바깥 본체와 1mm의 간격을 유지하도록 설계되었으며, 간극 사이에 조성된 ERF가 함유되어 있다.

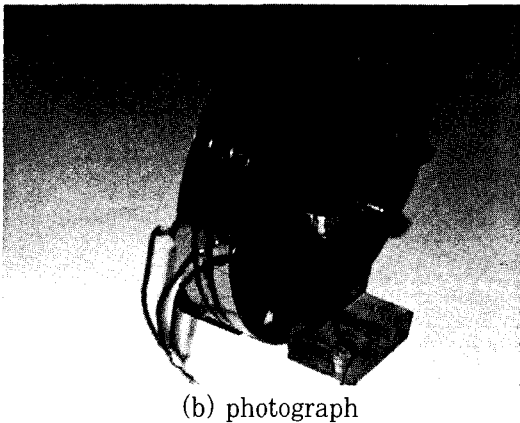
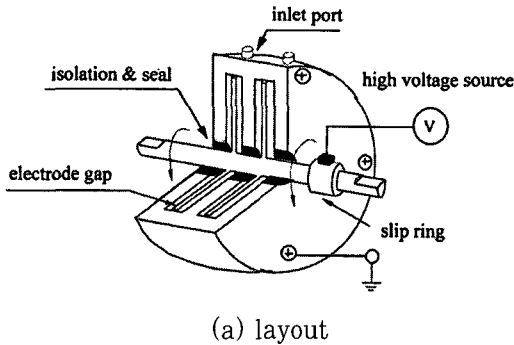


Fig.3 The proposed ER brake actuator

ER브레이크에서 발생하는 제동 토크는 전기장 인가시 항복 응력에 의해 발생하는 제동 토크, 오일의 점성 항력 때문에 발생하는 점성 토크, 그리고 회전하는 접촉부에서 발생하는 마찰 토크의 합으로 나타낼 수 있다⁽¹⁴⁾. 그러나, 낮은 전단 속도비에서는 전기장에 의한 제동 토크가 점성 토크와 마찰 토크보다 매우 크기 때문에 이들 토크를 무시할 수 있다. 따라서 제어 가능한 제동 토크는 전기장 인가시 항복 응력에 의해 발생하는 토크로 설정할 수 있다. 이는 단위 면적당 발생하는 항복 전단 응력을 전체 접촉 면적에 대하여 적분하므로써 얻을 수 있으며 다음과 같다.

$$T(E) = \frac{2}{3} N\pi R^3 \tau_y(E) = K_E E^2 \quad (3)$$

여기서, N 은 간극 수(제한된 ER브레이크의 경우 4 개), R 은 브레이크 판의 유효 반경(35mm), E 는 전기장, 그리고 K_E 는 비례 상수이다.

ER브레이크의 성능을 평가하고 작동기의 동특성을 실험적으로 고찰하기 위해 Fig.4와 같은 실험 장치를 구성

하였다. 이 실험 장치는 임의로 속도를 고정시킬 수 있는 직류 모터와 절연 커플링, 그리고 토크 트랜스듀서로 구성되어 있다. ER브레이크의 제동 토크는 브레이크 판을 회전시키면서 회전축에 부착된 슬립링(slip ring)을 통해 고전압을 인가한 후, 중간 부분에 장착한 토크 트랜스듀서를 통해 측정하였다.

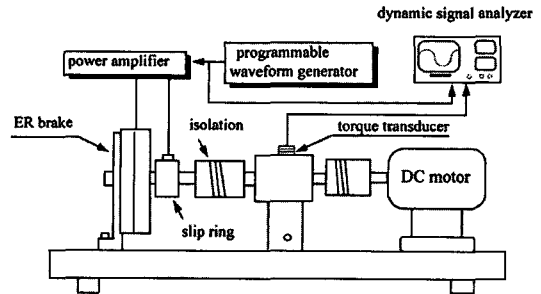


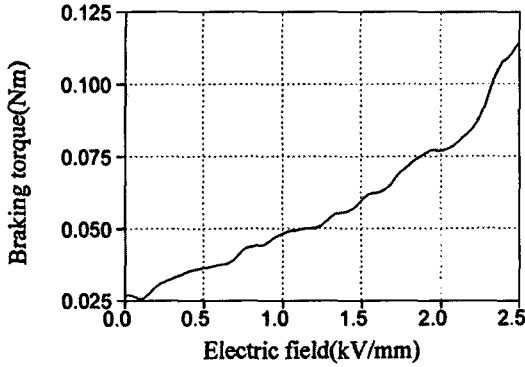
Fig.4 Experimental apparatus for the measurement of braking torque

먼저, 작동기의 제동 특성을 고찰하기 위해 전기장을 일정하게 증가시키면서 제동 토크를 측정하였다. Fig. 5 (a)에 나타낸 결과를 살펴보면, 식 (3)에 주어진 바와 같이 전기장에 따라 제동 토크를 가변시킬 수 있다는 중요한 사실을 알 수 있다. 한편, 작동기의 동적 특성을 살펴보기 위해 계단 입력에 대한 과도 응답(transient response) 실험을 수행하였다. Fig. 5 (b)에 나타낸 결과를 살펴보면, ER브레이크는 약 50 msec의 시상수(time constant)를 지닌 선형 1차 시스템의 거동을 보이며, 이러한 응답 속도는 장력 제어에 적합한 비교적 빠른 반응 속도이다. 따라서, 작동기의 동적 특성을 정적 관계(static relationship)로 근사화 하여 전체 시스템의 차수를 감소시킬 수 있다.

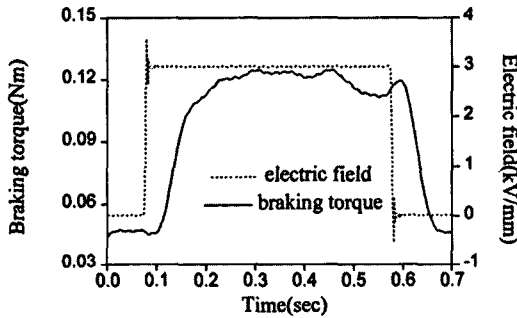
입출력 관계가 지수 함수 형태로 표시되는 작동기의 비선형성은 다음과 같이 선형화 할 수 있다. 즉, 전기장과 제동 토크를 $E(t) = E_0 + \delta E(t), T(E(t)) = T_{E_0} + \delta T(E(t))$ 와 같이 공칭 작동점 (nominal operation point: E_0, T_{E_0}) 과 섭동(perturbation : $\delta E(t), \delta T(E(t))$)으로 정의하고, 테일러 급수에 의해 공칭 작동점에 대해 전개한 후 고차항을 무시하면 다음과 같이 제동 토크를 나타낼 수 있다.

$$\dot{T}(E(t)) = K_a \dot{E}(t) \quad (4)$$

여기서, $\vec{T}(E(t)) = \delta T(E(t))$, $\vec{E}(t) = \delta E(t)$, 그리고 K_a 는 작동기 이득이다.



(a) field-dependent braking torque



(b) step response

Fig.5 Torque responses of the ER brake actuator

3.2 이동 매체 모델링

Fig. 6 (a)에서와 같이 단위 길이당 질량을 지닌 테이프에 장력 $f(x, t)$ 가 작용할 때, 평형 위치에 대한 요소 단면의 상대 변위를 $u(x, t)$ 로 표현하고, 모터와 ER브레이크 사이의 속도 차이에 의한 테이프의 속도 변화가 매우 작으므로 테이프의 속도 변화를 무시하면, 전체 힘의 평형식으로부터 다음식을 유도할 수 있다.

$$\frac{\partial f(x, t)}{\partial x} = \rho \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} \quad (5)$$

여기서, ρ 는 테이프의 단위 길이당 질량을 나타낸다. 한편, 재료 강도학 측면으로부터 장력은 다음과 같이 정의된다.

$$f(x, t) = \sigma A = E_t u_x A \quad (6)$$

여기서, σ 는 x 방향의 단위 응력, A 는 테이프의 균일한 단면적, E_t 는 테이프의 탄성 계수이고, u_x 는 변형율을 나타낸다. 따라서 식 (6)으로부터 장력은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$f(x, t) = E_t A \frac{\partial u(x, t)}{\partial x} = k \frac{\partial u(x, t)}{\partial x} \quad (7)$$

여기서, k 는 테이프의 강성을 나타낸다. 이때 식 (5)를 x 에 대해서, 식 (7)을 시간에 대해 편미분하여 결합한 후, 제어 입력을 포함하는 외력 $F(x, t)$ 를 첨가시키고, 모터와 ER브레이크의 양단에 감겨져 있는 테이프의 양끝단은 구속이 없는 상태의 경계 조건으로 고려할 수 있으므로, 자유단-자유단 (free-free) 경계 조건을 지닌 다음과 같은 편미분 형태의 지배 방정식을 얻을 수 있다.

$$\frac{\partial^2 f(x, t)}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2 f(x, t)}{\partial x^2} = F(x, t), \quad c^2 = \frac{k}{\rho} \quad (8)$$

여기서, c 는 파동 전파 속도를 나타낸다.

잘 알려진 바와 같이 식 (8)은 무한개의 진동 모드를 내포하고 있기 때문에 제어기 설계를 위해서 각 진동 모드가 비연계된 상미분 형태의 지배 방정식으로 바꾸어야 한다. 이를 위해, 모드가정법 (assumed mode method)에 따라 식 (8)의 해인 장력과 외력을 다음과 같이 표현한다.

$$f(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} \Phi_i(x) \cdot q_i(t) \quad (9)$$

$$F(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} \Phi_i(x) \cdot Q_i(t)$$

여기서, $q_i(t)$, $\Phi_i(x)$, $Q_i(t)$ 는 각각 모달 좌표(modal coordinate), 고유 함수(eigenfunction), 그리고 일반화된 힘(generalized force)을 나타낸다.

이때 각 고유 함수는 직교(orthogonality)조건을 만족하며 정규화할 수 있다. 즉 식 (9)를 식(8)에 대입하고 정규 직교법을 사용한 후, n 개의 모드를 고려하면 식 (8)은 다음과 같은 상미분 형태의 지배 방정식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \ddot{q}_i(t) + 2\xi_i \omega_i \dot{q}_i(t) + \omega_i^2 q_i(t) \\ = \sum_{j=1}^n \Phi_i(x_j) v_j(t) \quad i = 1, 2, \dots, n \end{aligned} \quad (10)$$

여기서, $x_j, j=1...p$ 는 작동기의 위치, $v_j(t)$ 는 식 (4)에 나타난 제동 토크로부터 환산된 제동 작동력을 나타낸다. 또한, ω_i 는 i 번째 모드의 고유 진동수이며, ξ_i 는 i 번째 모드의 감쇠비로서 비례 감쇠항으로 가정하여 첨가하였다.

상태 벡터와 제어 벡터를 식(11)과 같이 정의하면, 식 (10)을 식 (12)와 같은 상태 공간 모델로 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} x(t) &= [q_1 \ \dot{q}_1 \ \dots \ q_n \ \dot{q}_n]^T = [x_1 \ x_2 \ \dots \ x_{2n}]^T \quad (11) \\ u(t) &= [v_1 \ \dots \ v_p]^T = K[\bar{E}_1 \ \dots \ \bar{E}_p]^T \\ \dot{x}(t) &= Ax(t) + Bu(t) + Dd(t) \\ y(t) &= Cx(t) \quad (12) \end{aligned}$$

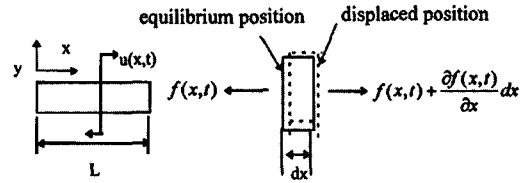
여기서,

$$\begin{aligned} A &= \text{diag}(A_i), \quad A_i = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_i^2 & -2\xi_i\omega_i \end{bmatrix}, \\ B &= \begin{bmatrix} 0 & \dots & 0 \\ \Phi_1(x_1) & \dots & \Phi_1(x_p) \\ \vdots & \dots & \vdots \\ 0 & \dots & 0 \\ \Phi_n(x_1) & \dots & \Phi_n(x_p) \end{bmatrix} \\ C &= [\Phi_1(x) \ 0 \ \dots \ \Phi_n(x) \ 0], \\ D &= [0 \ 1 \ \dots \ 0 \ 1] \end{aligned}$$

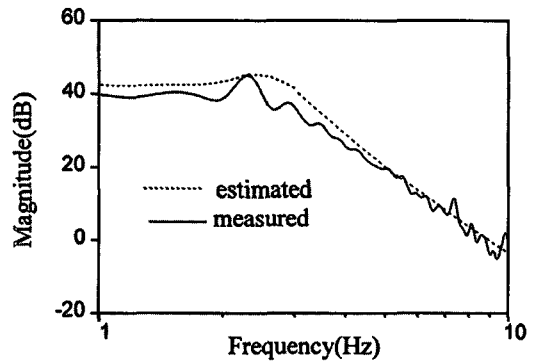
식 (11)에서 K 는 제동 토크에서 제동력으로 변환시 해당하는 작동기 이득이며, 식 (12)에서 $y(t)$ 는 제어 대상이 되는 출력인 장력을 나타내고, $d(t)$ 는 $|d(t)| < D$ 를 만족하는 외란이다.

이와 같은 이론적 모델을 검증하고 주요 변수를 추정하기 위해, 관심 있는 주파수 범위에서 주파수 응답 실험을 수행하여 Fig. 6 (b)에 나타내었다. 테이프는 동적 신호 분석기에서 생성되는 증폭된 랜덤 신호에 의해 가진되며, 이때의 운동을 가속도계를 통해 측정하였다. 그리고 가진에 의한 반응을 측정하기 위해 로드 셀(load cell)을 사용하였다. Fig. 6 (b)에 나타난 전달 함수의 크기 선도를 살펴보면, 낮은 주파수 영역에서는 스프링과 같이 거동하고, 지배적인 첫번째 진동 모드만이 고려된 전형적인 2차 시스템의 특성이 나타나는 것을 알 수 있다. 따라서, 다음 장의 제어기 설계에서는 일반성의 결여 없이 주 작동 모

드인 첫번째 고유 진동수와 감쇠비만을 고려하여, 시스템의 관측기(observer)에 의한 상태변수의 예측이 필요 없이 직접 테이프의 장력인 $y(t)$ 를 측정하여 제어에 이용하였다.



(a) infinitesimal element



(b) Bode magnitude plot

Fig. 6 Dynamic model of the tape as a moving material

4. 제어기 설계

제안된 장력 제어 시스템은 주변 환경과 모터 토크 변동, 시변 반지름에 의한 장력 증가, 편심에서 기인하는 주기적 외란등에 매우 민감한 특성을 나타낸다. 따라서, 이와 같은 영향으로부터 항상 요구되는 제어 성능을 유지하기 위해서는 예상치 못한 외란에 강건한 제어기의 설계가 필요하다. 제안된 슬라이딩 모드 제어기(SMC)는 이러한 강건 제어기의 일종으로, 성능에 비해 설계 및 실험적 구현이 용이한 장점을 지니고 있다⁽¹⁵⁾. 한편, ER브레이크의 회전하는 평판과 고정된 평판 사이의 상대운동에 의하여 ER유체의 온도가 상승하여 항복응력의 크기가 변하는 문제가 발생한다. 이러한 온도의 영향은 임의의 온도에 대한 빙햄특성 실험을 통하여 각각의 온도에 대한 전기장의 크기에 따른 항복응력을 구하고, 이를 각각의 온도에 대한 항복응력의 전기장에 대한 함수식을 제어기에 적용하

여야 하며, 장력 이외의 제어 입력으로 사용해야 한다. 그러나, 본 연구에서는 제어하고자 하는 토크가 크지 않기 때문에 온도상승에 의한 영향은 없다고 가정하였다.

먼저, SMC의 설계를 위해 작동기 한 개를 말단 ($\Phi_1(0) = 1$)에 위치시켜 구성된 장력 제어 시스템의 첫번째 모드만을 고려한 지배 방정식을 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_1(t) &= x_2(t) \\ \dot{x}_2(t) &= -\omega_1^2 x_1(t) - 2\xi_1 \omega_1 x_2(t) + K\tilde{E}_1(t) + d(t) \\ y(t) &= x_1(t) \end{aligned} \quad (13)$$

여기서, $\tilde{E}_1(t)$ 는 제어 입력이다. SMC를 설계하기 위해서는 먼저 추적 오차(tracking error)를 다음과 같이 설정해야 한다.

$$\begin{aligned} e(t) &= [e_1(t), e_2(t)]^T \\ &= [x_1(t) - x_{d1}(t), x_2(t) - x_{d2}(t)]^T \end{aligned} \quad (14)$$

여기서, x_{d1} 과 x_{d2} 는 장력과 장력 변화율의 요구값(desired value)을 각각 나타낸다. 한편, 모델링 과정에서 작동기의 동적 특성을 정적 관계로 근사화한 영향을 보상하기 위해, 기존에 많이 사용되는 선형 슬라이딩 평면(2차 시스템의 경우)대신 다음과 같은 파라볼릭(parabolic) 슬라이딩 평면을 설정한다⁽¹⁶⁾.

$$\begin{aligned} \sigma(e(t)) &= \lambda \operatorname{sgn}(e_1(t))\sqrt{|e_1(t)|} + e_2(t) \\ &= 0, \quad \lambda > 0 \end{aligned} \quad (15)$$

여기서, λ 는 파라볼릭 슬라이딩 평면의 기울기를 나타내는 계수이며, 안정성을 고려하여 알맞게 선택한다.

Fig. 7 에서 보는 바와 같이 적용된 파라볼릭 슬라이딩 평면은 일반적으로 많이 알려진 선형 슬라이딩 평면과는 달리 제어 대상이 오차 상태 공간의 원점에 수렴시 높은 속도 성분을 가지는 특징을 가지고 있다. 따라서, 제어 작동기에 제어 입력의 증가로인해 상승 시간(rising time)을 단축시켜 기존의 선형 슬라이딩 평면을 사용한 경우보다 제어 성능을 향상시키는 장점을 얻을 수 있다. 한편, SMC의 주 작동모드인 슬라이딩 모드를 발생시킬 조건은 다음과 같다.

$$\sigma(e(t)) \cdot \dot{\sigma}(e(t)) < 0 \quad (16)$$

이 조건을 만족하는 SMC를 설계하기 위하여, 정의된 슬라이딩 평면의 시간에 대한 미분치를 슬라이딩 모드가 가능한 영역 ($e_1(t) < 0, e_2(t) > 0$)에서 구하면 다음과 같다.

$$\dot{\sigma}(e(t)) = \frac{-\lambda e_2(t)}{\sqrt{|e_1(t)|}} + \dot{e}_2(t) = 0 \quad (17)$$

따라서, 식 (13)과 (17)로부터 시스템의 안정성을 보장하면서 슬라이딩 모드 조건식 (16)을 만족하는 불연속 SMC를 다음과 같이 설계할 수 있다.

$$\begin{aligned} \tilde{E}(t) &= \frac{1}{K} [-k_i \operatorname{sgn}(\sigma(t)) + \omega_1^2 x_1(t) + 2\xi_1 \omega_1 x_2(t) \\ &\quad + (\lambda / \sqrt{|e_1(t)|})e_2(t) + \dot{x}_{d2}(t)] \\ k_i &> |d(t)| \end{aligned} \quad (18)$$

여기서, k_i 는 외란의 크기에 따라 결정하는 불연속 제어 이득을 나타낸다. 한편, 불연속 SMC의 실험적 구현시 문제가 될 수 있는 채터링(chattering)을 완화시키기 위해, 부호 함수 대신 다음과 같은 포화 함수를 사용하여 연속화시킬 수 있다.

$$\operatorname{sat}(\sigma) = \begin{cases} \sigma / \varepsilon & |\sigma| \leq \varepsilon \\ \operatorname{sgn}(\sigma), & |\sigma| > \varepsilon \end{cases} \quad (19)$$

여기서, ε 은 슬라이딩 평면의 경계층 두께이다.

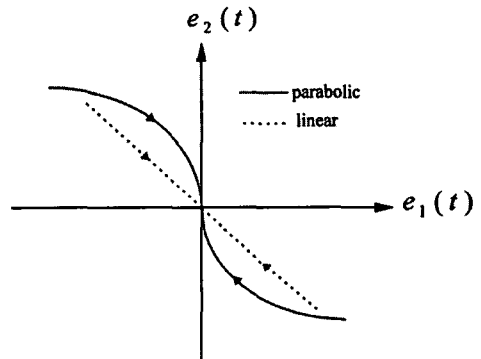


Fig. 7 The parabolic sliding surface

5. 제어 결과 및 고찰

제안된 제어 기법의 효율성 및 실제 시스템 적용 가능

성을 입증하기 위해 컴퓨터 시뮬레이션과 실험을 수행하여 장력제어 성능을 평가하였다. Fig. 8에 나타난 전체 실험 장치는 크게 제어기, 증폭기, 측정 장치, 구동원 및 외란 역할을 하는 모터, 그리고 ER브레이크 작동기로 구성되어 있다. 제어기 실행은 A/D 및 D/A 변환기를 내장한 486 컴퓨터를 사용하였으며, SMC에 의해 연산된 제어 입력은 1000배의 전압 증폭기를 경유하여 ER브레이크 작동기에 공급된다. 장력 측정 장치는 로드 셀 (load cell) 을 사용하여 조립하였다. 모터의 회전수는 180rpm으로 하였으며, 실험은 상온에서 행하였다. 그리고, 장력 센서는 센서 중앙의 하단부에 스프링에 의하여 지지되도록 설치하여 테이프에는 영향을 미치지 않고, 유연하게 장력의 변화를 측정할 수 있게 하였다. 샘플링 주파수는 충분한 계산 시간과 시스템의 대역폭 (bandwidth)을 고려하여 200 Hz로 설정하였다.

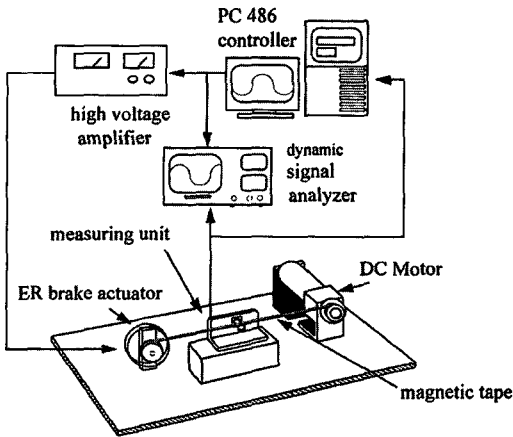


Fig.8 Experimental apparatus for the active tension control

장착 및 추적 제어를 위해 제어 입력 1kV/mm이 작용된 상태에서 초기 장력을 발생시키고 실험을 수행하였다. Fig. 9는 계단 입력에 대한 장력 제어 결과이다. 이때 설정된 제어 변수 값 및 외란은 $\lambda = 2.3$, $\varepsilon = 0.3$, $k_i = 8$, $d(t) = 7 + 0.1\sin(2\pi \cdot 1.2t)$ 로 하였으며, 시뮬레이션과 실험을 위한 시스템 변수 값은 Table 1에 제시하였다. 측정된 제어 결과로부터 오차 상태 궤적이 파라볼릭 슬라이딩 평면을 따라 원점으로 수렴하여 요구 장력 값인 2 N에 매우 근접하게 정착되는 사실을 알 수 있다. 실험의 경우 시뮬레이션 결과와 비교적 양호하게 일치하나 다소 큰 오버 슈트가 발생하였다. 이 원인은 질량이 비교적 큰

로드 셀로 조립된 장력 센서의 특성으로 인해 발생한 것으로 판단된다. 그리고 실험의 경우 수치 미분한 두번째 상태의 잡음(noise)에 의한 영향이 제어 입력에 나타나 있으며, 제어기 구현시 하드웨어의 피할 수 없는 시간 지연 때문에 오차 상태 궤적이 정확히 원점으로 수렴하지 않음을 알 수 있다.

Table 1 System parameters of the tension control system

Parameter	Value	Unit
Tape length	0.6	m
Stiffness	200	N/m
Density	$1.4 \cdot 10^3$	Kg/m^3
1st natural frequency	2	Hz
1st damping ratio	0.3	

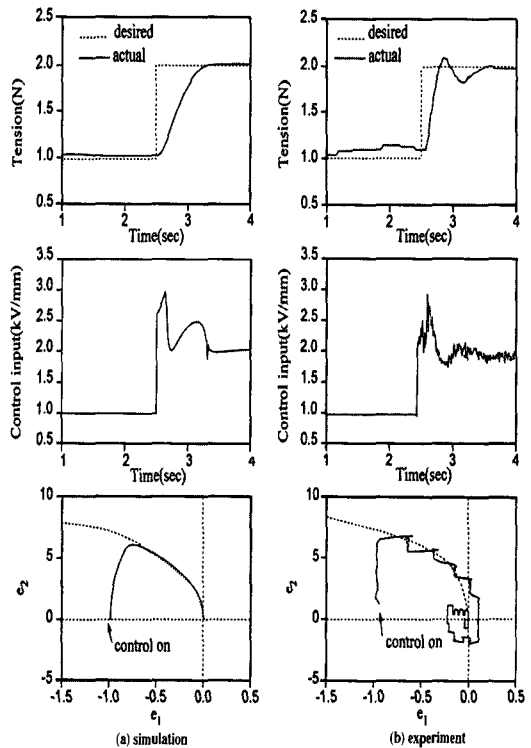


Fig. 9 Step control responses

Fig. 10은 정현파 요구 장력 ($x_{d1} = 1 \pm 0.35\sin(2\pi \cdot 0.5t)$)에 대한 추적 제어 결과이다. 시뮬레이션과 실험의 경우 비교적 양호한 추적이 이루어지고 있으나, 실험 결과에서 약간의 큰 오차가 발생하였다. 이는 작동기의 회전 부

분에서 발생하는 마찰 때문이다. 한편, 보다 강한 외란 존재 시의 장력 변동을 억제하는 정착 제어 실험을 위해, 구동 모터의 풀리에 편심을 주어 실험하였다. Fig. 11은 요구 장력 값인 3N 에 대한 정착 제어 결과이며, 이때 외란은 $d(t) = 7 + 6\sin(2\pi 0.4t)$ 를 추가하였다. 또한 제어 변수는 $\varepsilon = 2$, $k_i = 9$, $\lambda = 10$ 의 값을 적용하였다. 이 실험 결과로부터 모터 불균형과 같은 예상하지 못한 강한 외란이 발생하였을 경우에도 ER브레이크 작동기에 의해 장력 변동을 효과적으로 억제할 수 있다는 사실을 알 수 있다.

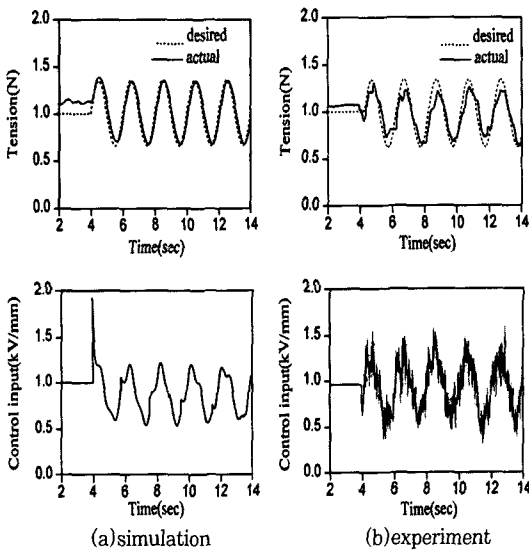


Fig.10 Tracking control responses to a sinusoidal trajectory

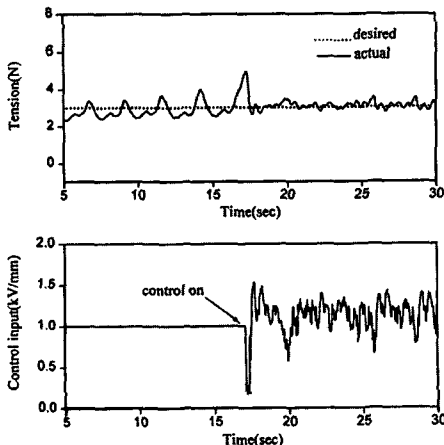


Fig.11 Measured regulating control response in the presence of the strong disturbance

6. 결 론

본 논문에서는 ER브레이크 작동기를 이용한 마그네틱 테이프의 능동 장력 제어 기법을 제안하였다. 이를 위해 브레이크의 작동 매체로 사용된 ERF를 자체 조성하였고, 빙헴 특성을 파악하여 중요 설계 인자인 항복 전단 응력을 도출한 후, 이에 근거한 작동기 및 이동 매체의 시스템 모델을 유도하였다. 그리고, 능동 장력제어를 위해 외란동에 강건한 슬라이딩 모드 제어를 설계하여 컴퓨터 시뮬레이션과 실험적 구현을 수행하였다. 제어 결과로부터 슬라이딩 모드 제어기가 만족스러운 정착 및 추적 제어 성능을 가져왔으며, 예상치 못한 외란도 효과적으로 억제하는 사실을 알 수 있었다. 따라서 유도된 지배 방정식과 제안된 제어 기법의 타당성과 효율성을 입증하였으며, 작동기로 사용된 ER 브레이크가 실제 시스템 장력 제어에 효과적으로 사용될 가능성을 제시하였다. 향후, 보다 정밀한 장력 제어를 위한 새로운 제어기 설계와 ERF의 온도 및 점도 변화에 따른 장력 제어 문제를 계속 연구할 예정이다.

후 기

본 연구의 일부는 1995년도 교육부 학술 연구 조성비 (기계 공학 : ME95-E-9-15)에 의해 수행되었으며, 이에 관계자에게 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. Garimella, S.S "Application of Iterative Control to Coil-to-Coil Control in Rolling", Proceedings of the American Control Conference, Vol. 2, pp.1230~1234, 1995.
2. Dauw, D.F, Sthioul, H, Delpretti, R and Tricarico, C, "Wire Analysis and Control for Precision EDM Cutting", Annals of the CIRP, Vol.38, pp.191~194, 1989.
3. Morita, T and Sagano, S, "Design and Development of a New Robot Joint Using a Mechanical Impedance Adjuster", IEEE International Conference on Robotics and Automation, Vol.3, pp.2469~2475, 1995
4. Yokoyama, E, Nagasawa, M and Mori, K,

- "Precision Tension Control System for VCR Using Moving Tape Guide Actuator", IEEE Trans. Industrial Electronic Eng., Vol.113, No.10, pp. 1170~1176, 1993.
5. 신기현, "연속 공정 시스템에서의 장력의 가변 이득 PID제어", 대한 기계 학회 논문집, 제 19권 제 3 호, pp.724~730, 1995.
 6. Yeung, F and Sum, K. W, "An On-line Intelligent Control Scheme for Tension Control", 1st International Conference on Intelligent Systems Engineering, Vol.1, pp.244~249, 1992.
 7. Weiss, K.D, Carlson, J.D and Coulter, J.P, "Material Aspects of Electro-rheological System", J. of Intelligent Material, Systems and Structures, Vol. 4, pp.13~34, 1993.
 8. 김기우, 박우철, 최승복, 정재천, "전기 유동 유체를 이용한 브레이크 시스템의 성능 고찰", 한국 정밀 공학 회지, 제 12권 제7호, pp.123~130, 1995.
 9. Stangroom, J. E, "Tension Control Using ER Fluids - A Case Study", Proc. of the 2nd International Conference on ER Fluids, Edited by J.D.Carlson, pp.419 ~425, 1990.
 10. Winslow, W. N, "Induced Fibration Suspensions", J. of Applied Physics, Vol.20, pp.1137~1140, 1949
 11. Hartnett, J. P and Hu, R. Y. Z, "The Yield Stress - An Engineering Reality", J. of Rheology, Vol.33, p.671, 1989
 12. Bonnecaze, R. T and Brady, J. F, "Yield Stress in Electro-rheological Fluids", J.of Rheology, Vol.36,pp.73~115, 1992.
 13. 김기우, 박우철, 최승복, 정재천, 서문석, 여문수, 한인식, "ER유체의 정적 항복 전단 응력 측정", 한국 유변 학회 춘계 학술 대회 논문집, pp.69~72, 1994.
 14. Stevens, N. G, Sproston, J. L and Stanway, R, "An Experimental Study of Electro-rheological Torque Transmission", ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol.110, pp.182~188, 1988
 15. Choi, S. B and Park, D. W, "Moving Sliding Surfaces for Fast Tracking Control of Second-Order Dynamical Systems", ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol.116, pp.154~158, 1994.
 16. Jabbari, A, Tomizuka, M and Sakaguch, T, "Robust Nonlinear Control of Positioning Systems with Friction", Proceedings of the American Control Conference, TA4, pp. 1097~1102, 1995.