

# ER 유체의 온도상승에 의한 ER 클러치의 성능변화 예측

## Estimation of Performance Variation of ER Clutch due to Temperature Increase of ER Fluid

이규한·심현해·김장호·임윤철\*

한국과학기술연구원 트라이블로지연구센터

\*연세대학교 기계공학과

서울특별시 성북구 하월곡동 39-1 한국과학기술연구원

\*서울특별시 서대문구 신촌동 134 연세대학교

### Abstract

ER clutch is a device using ER fluid, so called "intelligent material" and is a controlled system with electric field strength. Current problem of this device is that the temperature of ER fluid increases when ER clutch is operating and affects the performance of ER clutch. This study was undertaken to estimate this performance variation due to temperature increase of ER fluid. Analytic power transmission relationships and the temperature increase model using the rheological model of ER fluid were developed and the dynamic model of proposed ER clutch system was constructed, also. With this relationships, effects of changing geometric, kinetic parameters of ER clutch and ER fluid properties were described and performance variations due to temperature increases of ER fluid were estimated. In conclusion, compared with neglecting temperature increase effects, a performance of ER clutch was very differential. Therefore, to achieve uniform performance of ER clutch, we have to improve thermal stability of ER fluid with a view point of material development and design carefully ER clutch considering temperature increase effects with a view point of mechanical design skill.

**Key words** - ER fluid, ER clutch, Heat transfer Model, ER fluid temperature, Performance variation.

# 1. 서 론

모든 기계장치는 작동시에 자체에서 발생하는 열량과 그것을 소산시킬 수 있는 능력의 한계를 가지고 있다. 따라서 기계장치의 열전달 특성을 조사하고 이로 인한 성능변화를 고찰하는 것은 기본적인 연구과제가 된다.

전기유변성(electrorheological; 이하 "ER" 이라 칭함) 클러치의 경우, ER 유체의 동적전단(dynamic shear)에 의한 에너지소산(energy dissipation)과 고전압 인가에 의한 전기적 에너지가 열원이 되어 ER 유체의 온도를 상승시키며, 열적 안정성(thermal stability)이 비교적 좋지 않은 ER 유체의 경우, ER 클러치의 전반적인 성능을 저하시키는 주요한 원인이 될 수 있다. 현재까지 제안된 ER 장치들 중, ER 유체의 유동모드(flow mode)를 이용한 ER 밸브와 같은 것들은 유체 순환시에 냉각기(cooling device)를 이용하여 온도상승을 제한 할 수 있지만, 전단모드(shear mode)를 이용한 ER 클러치에서는 ER 유체가 전극사이에 밀폐되어 있기 때문에 자연냉각(natural cooling)법이 유효하게 된다[1].

따라서 본 연구에서는, ER 클러치 작동시에 발생하는 열량과 그 소산특성을 열전달이론을 통하여 모델링하였으며, ER 유체의 온도상승에 의한 성능변화를 기하학적, 운동역학적 파라미터와 연계, 고찰하였다.

## 2. ER 유체의 온도 의존성

ER 유체의 온도 의존성은, 열전달 및 소산(heat transfer and dissipation)이 ER

효과에 미치는 영향이 원인이 되어 발생한다. 즉, ER 유체의 열전달 특성에 의해 결정되는 온도의 변화가 소성 점도(plastic viscosity)를 변화 시키고 절연액체의 절연상수(dielectric constant)와 미시입자의 전기전도도(electric conductivity) 등을 변화 시킴으로서 결국, 동일한 작동조건에서 ER 효과에 의한 정적항복응력(static yield shear stress)의 재연성(repeatability)을 약화시켜 균일한 ER 클러치의 동작을 반복시킬수 없는 원인이 된다[2].

이는 미시적인 관점에서, "전기장 인가시, ER 유체의 전도성 미시입자가 전기분극(polarization) 효과에 의해 두 극성을 모두 가지는 쌍극자(dipole)가 되고 이 쌍극자가 두 전극 사이에서 전기적 인력에 근거한 사슬(chain)을 형성하면서 고체화(solidification)되며 일단 고체화된 ER 유체는 사슬의 전기적 인력에 의해 어떤 일정한 응력(static yield stress; 정적항복응력) 이하의 응력에 대해 저항하는 성질을 갖게 된다." 는 '분극화 - 구조화 - 유변화(polarization-structure-rheology)' 모델로는 설명되지 않으며, 최근에 ER 효과에 대한 에너지 전달과 소산의 역할을 고려한 "분극화 - 소산 - 구조화 - 유변화(polarization-dissipation-structure-rheology)" 모델이 제시되었다. 이 모델은 전기적 에너지에 의한 고체화(또는, 구조화)과정과 기계적 에너지에 의한 유체층의 전단과정에서 에너지소산 메커니즘(energy dissipation mechanism)이 전하 운반자(charge carriers)의 이동에 미치는 영향과 이 운반자의 운동도(mobility)가 ER 유체의 유변학적 거동에 미치는 영향을 중심으로 고찰한 것으로서, 열역학 제 2 법칙을 만족하는 비가역과정으로 구조화가 반복된다는 것을 제시한다[3]. 이러한 온도에 따른 거동은, 활성화제로서 물을 사용

한 수계 ER 유체(water-activated ER Fluid)의 경우 두드러지며 물에 의한 활성화 작용은, 입자표면에 흡착 이후 전도층(conductive layer)을 형성, 국부적인 전하 운반자의 이동도를 증가 시킴으로서 입자 간의 정전기적 인력(electrostatic force)을 향상시켜 ER 효과를 극대화 시키는 것으로 해석된다. 그러나 ER 유체의 온도가 고온까지 상승하게 되면, 기화하거나 다른 성분과 화학반응을 일으켜 ER 유체의 유변학적 성능을 저하시키게 되며, 따라서 고온 환경에서 부반응을 일으키지 않고 기화하지 않는 차세대 고온용 비수계 ER 유체(water-free ER fluid)의 개발, 연구가 활발하게 진행되고 있다[4].

이상과 같은 미시적인 거동모델은 ER 유체가 유변학(rheology)의 견지에서 '온도의 영향을 고려한 빙햄 소성체(bingham plastics)'로 모델링되어야 함을 시사하며 이를 수학적으로 표현하면 식(1)과 같다.

For Slip Mode :  $|\dot{\gamma}| \geq |\tau_y|$

$$\tau = \eta(\theta_{ER}) \dot{\gamma} + \tau_y(\theta_{ER}) \text{sgn}(\dot{\gamma}) \quad (1)$$

For Rigid Mode :  $|\dot{\gamma}| \leq |\tau_y|$

$$\dot{\gamma} = 0$$

여기서  $\tau$  는 ER 유체의 전단응력(shear stress),  $\dot{\gamma}$  는 전단속도비(shear rate),  $\eta$  는 소성점도(plastic viscosity),  $\tau_y$  는 항복전단응력(yield shear stress),  $\theta_{ER}$  는 ER 유체의 온도를 나타낸다.

### 3. ER 클러치의 열전달 모델링

#### 3-1. 동심원통형 ER 클러치

ER 클러치의 형식은 원판(radial plate)형과 동심원통(concentric cylinder)형으로 구분된다. 본 논문에서는 Fig. 1과 같은 동심원통형 ER 클러치를 다루었고, Fig. 2와 같이 열유체 유동장과 경계조건을 설정하여 정상, 비압축성 빙햄소성체 거동을 해석하였다. 이 해석시 원통의 길이는 반지름에 비해 충분히 길어 유동장이 2차원 유동을 유지한다고 가정하였고 중력의 영향은 무시하였다.

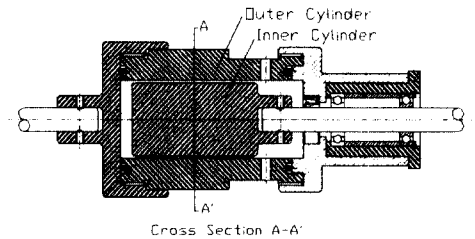


Fig. 1. Concentric type ER clutch

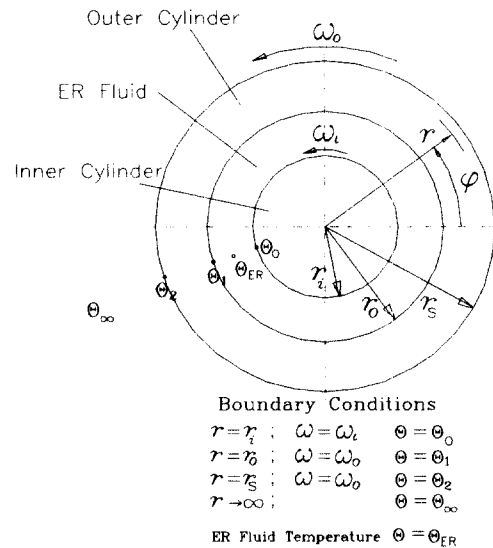


Fig. 2. Flow field of ER fluid and boundary conditions

#### 3-2. ER 유체의 대류열전달

### 3-2.1 ER 유체의 유동모델

Fig. 2와 같은 유동장에서의 빙햄소성체 거동은 항복전단응력  $\tau_y$  에 의해 전단영역 ( $|\dot{\gamma}| \geq \tau_y$ ) 과 강체영역 ( $|\dot{\gamma}| \leq \tau_y$ ) 으로 구분되며 식(2),(3)과 같다[5]-[8].

For slip zone :  $|\dot{\gamma}| \geq \tau_y$

$$\dot{\gamma} = \frac{\tau}{\left[ \eta + \frac{\tau_y}{|\dot{\gamma}|} \right]} \quad (2)$$

$$= r \frac{\partial \omega}{\partial r}$$

For rigid zone :  $|\dot{\gamma}| \leq \tau_y$

$$\dot{\gamma} = 0 \quad (3)$$

한편, 축방향의 작용길이(active length)를  $L$ 이라고 할 때, 전유동장에 걸쳐 전과되는 토크와 전단응력의 평형식은 식(4)로 표현되고 기하학적특성과 접선방향의 운동량방정식으로부터 전달토크는 전유동장에 걸쳐 일정하다[9].

$$T + (2\pi r^2 L)\tau = 0 \quad (4)$$

빙햄소성체의 항복전단응력의 크기에 따라 유동장내의 전단영역 및 강체영역의 분포가 달라지게 되며 식(4)에 의하면 전단응력이 최소가 되는 외원통 표면에서 강체영역이 생성되어 성장하게 된다. 따라서 다음과 같은 두 경우로 나누어 해석된다.

a fully slip zone :  $r_i \leq r \leq r_o$ ,  $|\dot{\gamma}| \geq |\tau_y|$

$$T = -\frac{4\pi\eta L}{\left(\frac{1}{r_i^2} - \frac{1}{r_o^2}\right)} \left[ (w_o - w_i) + \frac{\tau_y}{\eta} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) \right] \quad (5)$$

$$w(r) = w_i + \frac{T}{4\pi\eta L} \left( \frac{1}{r^2} - \frac{1}{r_i^2} \right) - \frac{\tau_y}{\eta} \ln\left(\frac{r}{r_i}\right) \quad (6)$$

a coexistence of slip and rigid zone

i) slip zone :  $r_i \leq r \leq r_y$ ,  $|\dot{\gamma}| \geq |\tau_y|$

$$T = -\frac{4\pi\eta L}{\left(\frac{1}{r_i^2} - \frac{1}{r_y^2}\right)} \left[ (w_o - w_i) + \frac{\tau_y}{\eta} \ln\left(\frac{r_y}{r_i}\right) \right] \quad (7)$$

$$w(r) = w_i + \frac{T}{4\pi\eta L} \left( \frac{1}{r^2} - \frac{1}{r_i^2} \right) - \frac{\tau_y}{\eta} \ln\left(\frac{r}{r_i}\right) \quad (8)$$

ii) rigid zone :  $r_y \leq r \leq r_o$ ,  $|\dot{\gamma}| \leq |\tau_y|$

$$T = -2\pi r_y^2 L \tau_y \quad (9)$$

$$w = w_{rigid} = w_o \quad (10)$$

여기서  $r_y$  는 빙햄소성체의 항복위치를 나타내며, 전유동장에 대해 전달토크는 일정하므로 식(11)의 관계가 성립된다.

$$\left(\frac{r_y}{r_i}\right)^2 - \ln\left(\frac{r_y}{r_i}\right)^2 = 1 + \frac{2\eta}{\tau_y} (w_o - w_i) \quad (11)$$

따라서 외원통 상면에 강체영역이 최초로 생성되는 항복전단응력  $\tau_{yt}$ 은 식(12)와

같다.

$$\tau_{y1} = \frac{2\eta(w_o - w_i)}{\left(\frac{r_o}{r_i}\right)^2 - \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) - 1} \quad (12)$$

한편, 전기장이 인가되지 않은 때는,  $\tau_y = 0$  이며, 전 유동장에 걸쳐 뉴턴 유체(Newtonian fluid)의 전단유동이 된다.

### 3-2.2 ER 유체의 열전달 모델

ER 유체의 열전달을 정상상태로 가정하고, 전기장에 의한 에너지 생성과 병행소성체(또는 뉴턴유체)의 전단에 의한 소산을 고려하면, 식(13)의 관계가 성립된다.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_\theta + \dot{Q}_i \quad (13)$$

여기서  $\dot{Q}_{cond}$ 는 ER 유체의 열전도도(thermal conductivity)가  $k$ 일 때 전도항(conduction term)이고,  $\dot{Q}_\theta$ 는 ER 유체의 전단에 의한 소산항(dissipation term)이며,  $\dot{Q}_i$ 는 ER 유체의 저항을  $R_i$ 이라 하고, 전류밀도(current density)를  $j$ 라 할 때, 전류  $I_i = j\pi(r_i + r_o)L$ 에 의한 열생성항(heat generation term)이다[10].

내원통은 단열되어 있다고 가정하고, Fig. 2에서 제시한 경계조건을 고려할 때 정상상태 열전달  $\dot{Q}_e$ 는 식(14)와 같다.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_e &= \frac{(\theta_1 - \theta_o)}{\left[ \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k L} \right]} \\ &= T(\omega_o - \omega_i) + I_i^2 R_i \end{aligned} \quad (14)$$

### 3-2.3 ER 유체 유동장에서의 온도분포

ER 클러치의 기하학적 특성을 고려하면, 단위체적당 열전도항은 식(15)와 같은 반경좌표  $r$ 만의 함수가 되며, 소산항의 유도시 식(2)의 병행모델식을 이용하면 식(16)과 같다.

$$\dot{q}_{cond} = -k \left[ \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left( r \frac{d\theta}{dr} \right) \right] \quad (15)$$

$$\dot{q}_\theta = \eta \left( r \frac{d\omega}{dr} \right)^2 + \tau_y \left( r \frac{d\omega}{dr} \right) \quad (16)$$

한편, ER 유체의 체적을  $V_{ERF}$ 라고 할 때, 열생성항  $\dot{q}_v$ 는 식(17)과 같다.

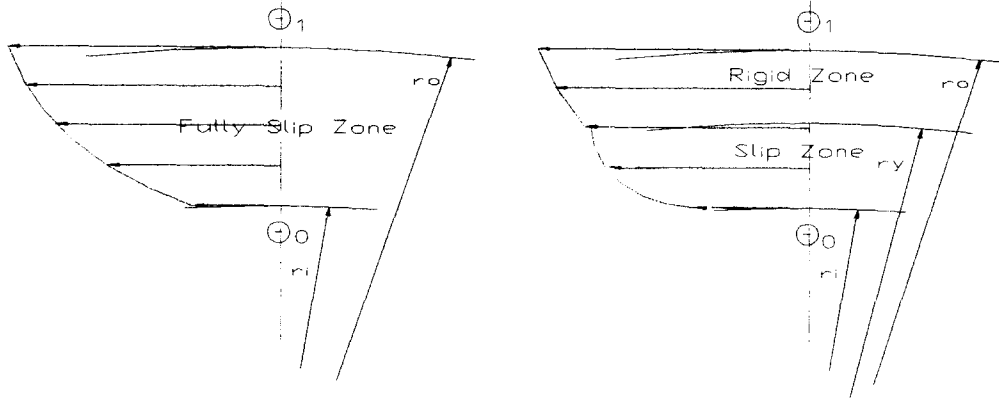
$$\dot{q}_v = \frac{\dot{E}_g}{V_{ERF}} = \frac{I_i^2 R_i}{\pi(r_o^2 - r_i^2)L} \quad (17)$$

따라서 ER 유체의 단위체적당 정상상태 열전달은 식(18)로 표현된다.

$$\begin{aligned} \dot{q}_e &= -k \left[ \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left( r \frac{d\theta}{dr} \right) \right] \\ &= \left[ \eta \left( r \frac{d\omega}{dr} \right)^2 + \tau_y \left( r \frac{d\omega}{dr} \right) \right] \\ &\quad + \frac{I_i^2 R_i}{\pi(r_o^2 - r_i^2)L} \end{aligned} \quad (18)$$

위 식(18)에 대해, 식(8),(10)의 속도분포를 이용하면 유동장 내의 온도분포는 강체영역의 분포조건에 따라 기술되며, ER

유체 유동장에서의 전형적인 온도분포는 Fig. 3과 같다. 간극 ( $h = r_o - r_i$ )이 작은 경우, 온도는 선형적으로 분포하므로 이후의 해석에서 ER 유체의 온도( $\theta_{ER}$ )는 유동장경계의 온도( $\theta_o, \theta_1$ )의 평균치



(a) a fully slip zone (b) a coexistence of slip and rigid zone

Fig. 3 Typical temperature distributions

( $\theta_{ER} = \frac{(\theta_o + \theta_1)}{2}$ )로 산출한다.

### 3-3. ER 클러치 외원통의 전도열 전달

계면에서의 접촉열저항은 없다고 가정하고 Fig. 2에서 제시한 경계조건을 도입하면, 외원통에서의 전도열전달은 열저항 회로법(thermal resistance circuit method)에 의해 식(19)로 유도된다.

$$\dot{Q}_e = \frac{(\theta_1 - \theta_2)}{\left[ \frac{\ln\left(\frac{r_s}{r_o}\right)}{2\pi k_o L} \right]} \quad (19)$$

여기서  $k_o$ 는 ER 클러치 외원통의 열전도도이다.

### 3-4. ER 클러치 외원통 표면과 대기 사이의 열전달

외원통 표면에서 복사열전달은 없다고

가정하고, 대류열전달만을 고려하면 식(20)으로 표현된다.

$$\dot{Q}_e = \frac{(\theta_2 - \theta_\infty)}{\left[ \frac{1}{2\pi U r_s L} \right]} \quad (20)$$

식(20)의 열전달 계수  $U$ 는 외원통 표면에서의 대류열전달 조건에 따라 결정되며, 이는 다음 식(21) 및 식(22)(22a)(22b)에 의해 산출되는 Nusselt수와 공기 흐름(air stream)의 Reynolds수에 의한다.[1]

i) For mixed convection :  $Re < 5 \times 10^4$

$$Nu = 0.18 [ (0.5Re^2 + Gr) Pr ]^{0.315} \quad (21)$$

ii) For forced convection :  $Re > 10^5$

$$Nu = Re Pr \sqrt{\frac{C_d}{2}} \div 5 Pr + 5 \ln(3 Pr + 1) + \sqrt{\frac{2}{C_d}} - 12 \quad (22)$$

For  $Re \sqrt{C_d} > 950$

$$\frac{1}{\sqrt{C_d}} = -1.828 + 1.77 \ln(Re\sqrt{C_d}) \quad (22a)$$

For  $Re\sqrt{C_d} < 950$

$$\frac{1}{\sqrt{C_d}} = -3.680 + 2.04 \ln(Re\sqrt{C_d}) \quad (22b)$$

여기서

$$Re = \frac{4\rho_a\omega_o r_s^2}{\mu_a}, \quad Nu = \frac{2Ur_s}{k_a}$$

$$Pr = \frac{c_p\mu_a}{k_a}, \quad Gr = \frac{8\beta g(\Theta_2 - \Theta_\infty)r_s^3\rho_a^2}{\mu_a^2} \quad \text{로}$$

정의되며,  $\rho_a$ ,  $\mu_a$ ,  $k_a$ ,  $c_p$ ,  $\beta$ 는 각각 공기의 밀도, 점성계수, 열전도도, 정압비열, 체적열팽창계수이고  $g$ 는 중력가속도,  $C_d$ 는 항력계수(drag coefficient)이다.

### 3-5. ER 유체의 온도상승 모델

정상상태 열전달 조건에서 식(23)의 관계가 성립하며, 식(24a)(24b)와 같이 정의되는 온도비(temperature ratio)는 일정하다.

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_g = T(\omega_o - \omega_i) + I_i^2 R_i \quad (23)$$

$$\begin{aligned} \bar{\Theta}_1 &= \frac{\Theta_2 - \Theta_\infty}{\Theta_1 - \Theta_\infty} \\ &= \frac{1}{\frac{Ur_s}{k_o} \ln\left(\frac{r_s}{r_o}\right) + 1} \end{aligned} \quad (24a)$$

$$\begin{aligned} \bar{\Theta}_o &= \frac{\Theta_2 - \Theta_\infty}{\Theta_o - \Theta_\infty} \\ &= \frac{1}{-\frac{Ur_s}{k} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \frac{Ur_s}{k_o} \ln\left(\frac{r_s}{r_o}\right) + 1} \end{aligned} \quad (24b)$$

이 때, 유동장 경계의 온도  $\Theta_1$ 과  $\Theta_o$  및 ER 유체 온도  $\Theta_{ER}$ 은 식(25) ~ (27)가 된다.

$$\Theta_1 = \Theta_\infty + \frac{\Theta_2 - \Theta_\infty}{\Theta_1} \quad (25)$$

$$\Theta_o = \Theta_\infty + \frac{\Theta_2 - \Theta_\infty}{\Theta_o} \quad (26)$$

$$\begin{aligned} \Theta_{ER} &= \frac{\Theta_o + \Theta_1}{2} \\ &= \Theta_\infty + \frac{\dot{Q}_g}{4\pi Ur_s L} \left( \frac{1}{\Theta_1} + \frac{1}{\Theta_o} \right) \end{aligned} \quad (27)$$

따라서, ER 유체의 온도상승은 식(28)(29)(30a)(30b)로 표현된다.

$$\begin{aligned} \Delta\Theta &= \Theta_{ER} - \Theta_\infty \\ &= \frac{\dot{Q}_g}{4\pi Ur_s L} \left[ \frac{2Ur_s}{k_o} \ln\left(\frac{r_s}{r_o}\right) - \frac{Ur_s}{k} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + 2 \right] \end{aligned} \quad (28)$$

For Newtonian Fluid

$$\begin{aligned} \Delta\Theta &= \frac{\eta(\omega_o - \omega_i)^2}{\left(\frac{1}{r_i^2} - \frac{1}{r_o^2}\right)} \\ &\quad \times \left[ \frac{2}{k_o} \ln\left(\frac{r_s}{r_o}\right) - \frac{1}{k} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \frac{2}{Ur_s} \right] \end{aligned} \quad (29)$$

For Bingham Plastics

i) a fully slip zone ;  $|\tau_y| \leq |\tau_{yl}|$

$$\Delta\theta = \frac{\eta(\omega_o - \omega_i)^2 + \tau_y(\omega_o - \omega_i) \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{\left(\frac{1}{r_i^2} - \frac{1}{r_o^2}\right)} + \frac{J^2}{4} \pi(r_i + r_o)^2 LR_l \left[ \frac{2}{k_o} \ln\left(\frac{r_s}{r_o}\right) - \frac{1}{k} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \frac{2}{Ur_s} \right] \quad (30a)$$

ii) a coexistence of rigid and slip zone ;  
 $|\tau_y| \geq |\tau_{yH}|$

$$\Delta\theta = \left[ \tau_y r_y^2 (\omega_o - \omega_i) + \frac{J^2}{2} \pi (r_i + r_o)^2 LR_l \right] \times \left[ \frac{1}{k_o} \ln\left(\frac{r_s}{r_o}\right) - \frac{1}{2k} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \frac{1}{Ur_s} \right] \quad (30b)$$

뉴턴유체인 경우, ER 유체의 온도상승은 작용길이(active length)  $L$ 에 무관하며, 빙햄소성체인 경우, 저항가열에 의한 온도상승향이 작용길이에 영향을 받는다.

## 4. 해석 및 고찰

### 4-1. ER 클러치의 열전달 해석 조건

#### 4-1.1 공기 및 ER 유체의 물성

대류열전달 모드(convection transfer mode)의 해석을 위해, 무차원수들을 산출하는 과정에서 공기의 온도에 따른 물성치가 요구되며, 이를 위해 식(31)과 같이 정의되는 열 경계층 평균온도(thermal boundary layer mean temperature)의 범위  $20^\circ\text{C} \sim 100^\circ\text{C}$ 에 대해 graph fitting을 이용, 수식화 하였다.

$$\theta_m = \frac{(\theta_2 + \theta_\infty)}{2} \quad (31)$$

ER 유체의 온도변화에 따라서, 소성점도(plastic viscosity)  $\eta$ , 항복전단응력(yield shear stress)  $\tau_y$ , 전류밀도(current density)  $J$ 가 변화하게 되며 이 값들의 안정도가 ER 유체의 열적안정성(thermal stability)을 결정하게 된다. 본 논문에서는  $20^\circ\text{C} \sim 100^\circ\text{C}$ 에 대한 ER 유체 물성치의 온도의존성을  $3000(\text{Volt/mm})$  전기장에서 식(32) ~ (34)로 설정하였고 이는 각각 Fig. 4(a)(b)와 같다.[11]

$$\tau_y = -0.005 \theta_{ER}^3 - 0.55 \theta_{ER}^2 + 80.3 \theta_{ER} + 257 \quad (\text{Pa}) \quad (32)$$

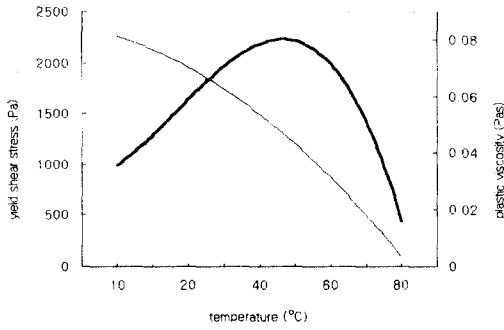
$$\eta = -0.0011 \theta_{ER} + 0.0941 \quad (\text{Pas}) \quad (33)$$

$$J = 0.0005 \theta_{ER}^3 - 0.0052 \theta_{ER}^2 - 0.056 \theta_{ER} + 1.6 \left( 10^{-2} \times \frac{\text{A}}{\text{m}^2} \right) \quad (34)$$

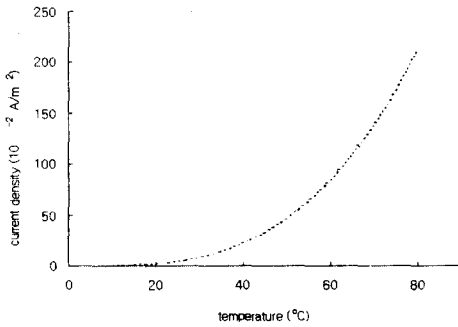
#### 4-1.2 ER 클러치의 작동 조건

Fig. 5(a)와 같은 ER 클러치 시스템의 동작은, 회전방향이 반대이고 회전속도가 같은 모터A와 B의 구동 하에서 플라이휠이 정지상태인  $0 \rightarrow 1$  구간의 ER 유체가 뉴턴유체(전기장 비인가) 또는 빙햄소성체(전기장 인가) 거동을 할 때(각각 Mode 1, Mode 2), ER 클러치 A와 B에 순차적으로 전기장을 ON/OFF 시킴으로서 Fig. 5(b)과 같은 사이클을 이루게 되며 그 순차 메커니즘은 Table. 1에 명시한 바와 같다. 본 논문에서 제시하는 작동형식 Mode 1, Mode 2는 실제 ER 클러치의 동작에 있어서, 발생할 수 있는 가장 극단적인 두





(a) yield shear stress(——) and plastic viscosity(-----)

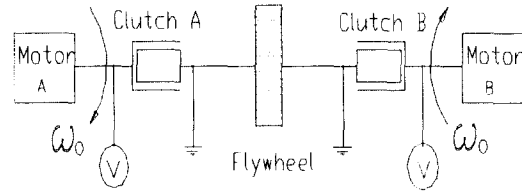


(b) current density

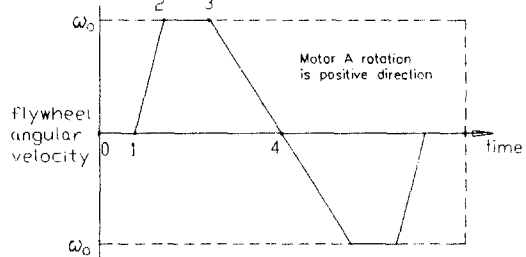
**Fig. 4. Temperature dependency of ER fluid property and plastic viscosity**

작동형식이다.

ER 유체의 온도상승에 따른 성능변화를 조사하기 위해, Fig.5(b)에 명시된 0→1→2→3→4 구간을 해석하며, 플라이휠이 가속되기 전의 0→1 구간은 ER 유체가 정상상태 열전달을 하고 있다고 생각한다.



(a) Layout of ER clutch system



(b) operating cycle of proposed ER clutch system

**Fig. 5. ER clutch system**

**Table 1. Operating mechanism of ER clutch system**

Operating Stage	Mode 1		Mode 2	
	Clutch A	Clutch B	Clutch A	Clutch B
0→1 : zero speed	OFF (Newtonian)	OFF (Newtonian)	ON (Bingham)	ON (Bingham)
1→2 : run-up	ON (Bingham)	OFF (Newtonian)	ON (Bingham)	OFF (Newtonian)
2→3 : constant speed	ON (Bingham)	OFF (Newtonian)	ON (Bingham)	OFF (Newtonian)
3→4 : stopping	OFF (Newtonian)	ON (Bingham)	ON (Bingham)	ON (Bingham)

### 4-1.3 ER 클러치 시스템의 동적모델

일반적으로 ER 클러치에 인가되는 전기장은 제어입력전압(대개 0~10V)을 고전압증폭기(high voltage amplifier)로 증폭시킨 전압(대개 0~5 kV)에 의한 것으로서, 계단제어입력전압(step control input voltage)에 대한 전기장 강도는 간극이  $h$  일 때, 식(35a)(35b)로 표현된다.[12]

$$E(t) = \frac{k_V V_I}{h} \left[ 1 - e^{-\frac{t}{\tau_V}} \right] \quad : \quad \text{ON} \quad (35a)$$

$$E(t) = \frac{k_V V_I}{h} e^{-\frac{t}{\tau_V}} \quad : \quad \text{OFF} \quad (35b)$$

여기서  $k_V$ 와  $\tau_V$ 는 고전압증폭기의 이득(gain)과 시상수(time constant)로서 각각  $300 \left( \frac{1}{mm} \right)$ 과 0.002 (sec)로 설정하였다.

제어입력전압이 계단함수(step function)로 가해지고 고전압증폭기가 식(35a)와 같은 거동을 하므로, 출력로터의 가속은 무한대 가속시간(infinite accelerating time)의 극한조건(limit condition)이 된다. 따라서 출력로터의 가속시간은 입력로터와의 각속도 차이가 0.1% 이내로 되었을 때, 즉 0.1% 정착시간(settling time)으로 정의하고, 시상수는 0.1% 정착시간(settling time)의  $\frac{1}{4}$ 로 정의한다.

한편, ER 유체의 항복전단응력과 전기장강도의 관계는 식(36)으로 기술하며  $A$ ,  $n$ 은 ER 유체의 특성치이다.

$$\tau_y = AE^n \quad (36)$$

전기장  $E$ 의 ON/OFF에 의해 동작하는 ER 클러치 시스템 플라이휠의 동적 모델은 다음과 같은 식(37)로 표현된다.

$$T_A - T_B = I \frac{d\omega}{dt} \quad (37)$$

여기서  $T_A, T_B$ 는 각각 클러치 A,B의 전달토크이며,  $I$ 는 플라이휠이 장착된 출력로터부의 회전질량관성모멘트이고  $\omega$ 는 플라이휠의 각속도이다.

한편, 본 논문에서는 Fig. 5(a)에서 ER 클러치의 외원통을 입력로터(각속도  $\omega_o$ ), 내원통을 출력로터(각속도  $\omega_i$ )로 지정하였으며, 이상과 같은 해석조건에서 ER 유체의 온도상승을 평가하기 위한 컴퓨터 프로그램의 알고리즘은 Fig. 6과 같은 순서도로 요약된다. 해석시 Table. 2와 같은

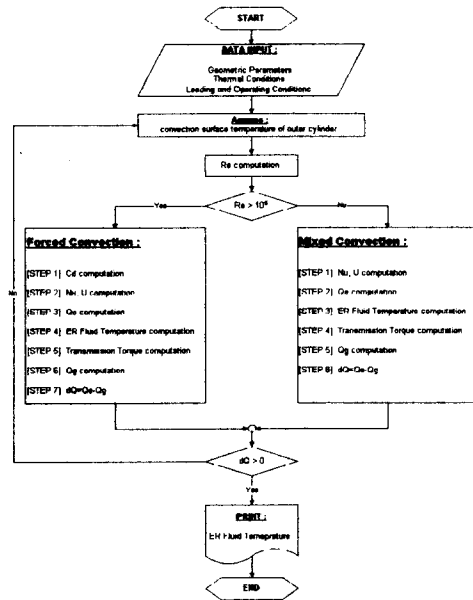


Fig. 6. Computation algorithm of ER fluid temperature

**Table 2. Reference data sheet for heat transfer analysis**

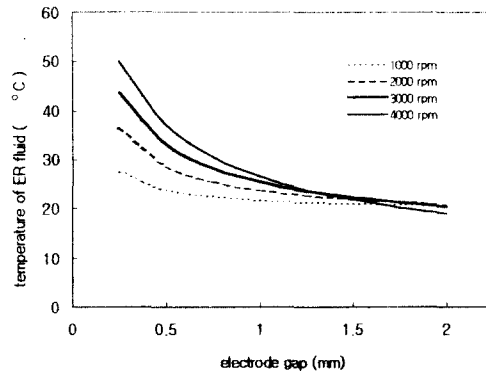
Geometrical parameters	active area of output rotor
	<ul style="list-style-type: none"> <li>- active diameter = 30 mm</li> <li>- electrode gap = 0.5 mm</li> <li>- active length = 55 mm</li> </ul>
Kinetic parameters	outer radius of outer cylinder = 35 mm
	angular velocity of input rotor = 2000 rpm mass moment of inertia of flywheel = $4.3 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ (dia $\times$ width = $10 \times 3$ (cm))
Thermal properties	conductivities
	<ul style="list-style-type: none"> <li>- ER fluid : <math>k = 0.16 \left( \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{C}} \right)</math></li> <li>- outer cylinder : <math>k_o = 170 \left( \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{C}} \right)</math></li> </ul>

기준치를 설정하여 조사되는 파라미터 이외의 값들로 할당하였다.

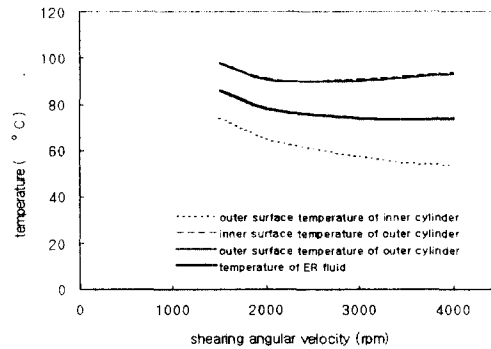
#### 4-2. ER 유체의 온도상승 평가

ER 클러치의 열전달 해석조건에 따른 ER 유체의 온도는 ER 유체층에서의 소산 및 전기적 저항가열에 의한 열생성(heat generation)과 외원통 표면에서 대류열전달에 의한 열방출(heat discharge)이 평형을 이루어 결정되며, 이와 같은 ER 유체의 온도상승은 0→1 구간에서 뉴토니안유체 또는 빙햄소성체로 거동시 Fig. 7(a)(b) ~ Fig. 9(a)(b) 와 같이 평가된다.

ER 유체가 뉴토니안유체 거동을 하는 Fig. 7(a)의 경우, 전단각속도 증가에 대해 결과적인 ER 유체의 온도는 증가하며, 이는 전단각속도 증가에 대해 소산열생성이 증가한 것에 기인한다. 한편 ER 유체가 빙햄소성체 거동을 하는 Fig. 7(b)의 경우는 Fig. 7(a)와 비교할 때, 동일한 전단각속도에서 항복전단응력에 의한 열소산과 저항가열에 의한 열생성이 추가되어 발생



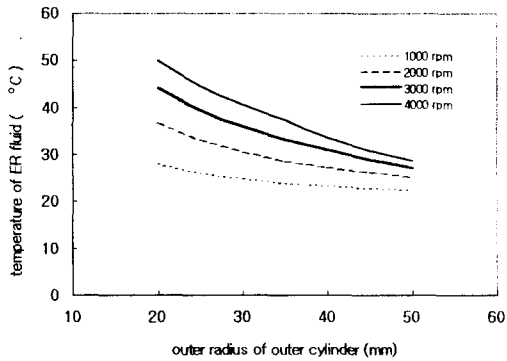
(a) Newtonian fluid with angular velocity



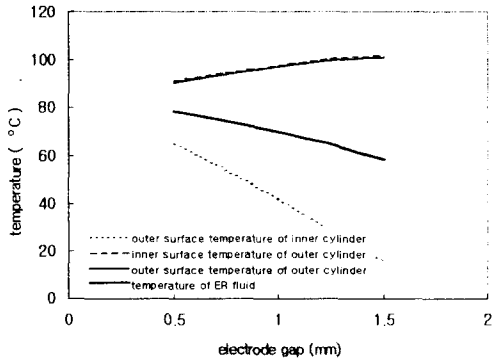
(b) Bingham plastics

**Fig. 7. Temperature variation at ER clutch according to angular velocity**

하므로 뉴토니안유체 거동시 보다 ER 유체의 온도가 더 크게 나타나고, 전단각속도의 증가에 대해서는 정상상태 온도가 감소되는 경향을 보인다. 이것은 Fig. 4(a)에서 도시한 것 처럼 ER 유체의 항복전단응력이 40 °C의 온도 이상에서는 감소하여, Fig. 7(b)처럼 산출된 평형온도 (50 °C~100 °C)에서는 매우 작은값을 갖게 되는 것에 그 이유가 있다.



(a) Newtonian fluid with angular velocity

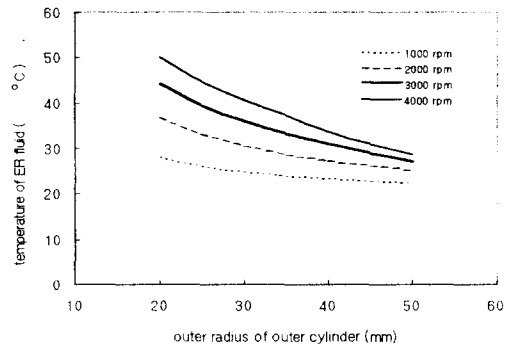


(b) Bingham plastics

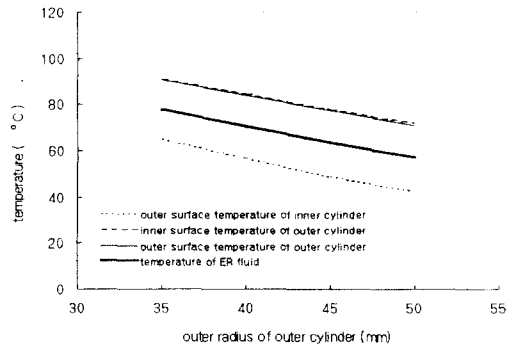
**Fig. 8. Temperature variation at ER clutch according to electrode gap**

전극사이의 간격  $h$ 에 따른 ER 유체 온

도의 변화는 Fig. 8(a)(b)로 나타난다.  $h$  증가( $r_o$  증가)에 대해, 식(5)(7)의 관계에 따르는 전달토크  $T$ 의 감소와 빙햄소성체의 경우 40 °C 이상의 평형온도에 의한 항복전단응력 감소가 소산열량을 감소시켜 결과적으로 ER 유체의 온도를 감소시키는 것으로 해석된다. 또한 간격  $h$  증가에 대해, 대기온도 20 °C로 ER 유체 온도가 수렴하며, 이는 식(14)부터 간극  $h \rightarrow \infty$ 일 때 ( $r_o \rightarrow \infty$ 일 때), 열생성량  $\dot{Q}_g \rightarrow 0$  이 되는 것에 근거한다.



(a) Newtonian fluid



(b) Bingham plastics

**Fig. 9. Temperature variation at ER clutch according to outer radius of outer cylinder**

Fig. 9는 외원통의 외표면 반경  $r_s$  에 따른 ER 유체 온도 변화를 나타내며  $r_s$  증가에 대해 ER 유체의 온도가 감소함을 알수있다. 이는 식(20)으로부터  $r_s$  증가에 대해 열생성 ( $\dot{Q}_g$ )이 감소한다는 사실에 근거하며, 대기온도 20 °C로 ER 유체 온도가 수렴하는 것은 Fig. 8에서의 해석과 유사하게 식(20)으로부터 설명된다.

### 4-3. ER 클러치의 토크 및 각속도 전달성능의 변화

0→1 구간에 대해 평가된 정상상태 ER 유체 온도에서 나타나는 항복전단응력과 소성점도는 출력로터의 가·감속시상수에 영향을 미치게 되며, 이의 해석에서 가속시(1→2)와 감속시(3→4)의 정착시간은 비교적 짧고 2→3 구간에서는 미약한 저항가열만이 존재하므로 1→2→3→4 작동 구간에서의 ER 유체 온도는 0→1 구간의 ER 유체 온도로 유지된다고 가정한다.

Fig. 10과 Fig. 11은 각각, ER 유체가 0→1구간에서 뉴토니안 유체로 거동할 때 (Mode 1), ER 클러치 A와 B의 토크 및 각속도 전달을 나타낸 것으로서, ER 유체의 온도가 각각 대기온도(20 °C), 0→1구간에서의 정상상태 온도(28.8 °C), 최대항복전단응력을 발생시키는 온도(45 °C)일 때를 비교 표현한 것이다. Fig. 4로부터 20 °C ~ 45 °C의 온도범위에 대해서는 ER 유체의 항복전단응력이 증가하므로, 이 범위 안의 온도증가에 대해서는 Fig. 10에 나타난 것처럼 ER 클러치의 전달토크가 증가하게 되고 가·감속시상수는 감소하게 된다. Fig. 11에서 감속시상수가 가속시상수보다 작은 이유는, ER 클러치

A에 의한 가속이 극한조건으로 이루어지는 것과는 다르게 ER 클러치 B에 의한 플라이휠의 각속도 변화가 제동(braking) 상태에서 가속상태로 전이하는 지점(이때 플라이휠 각속도는 0)에서 감속시상수가 정의되기 때문이다.

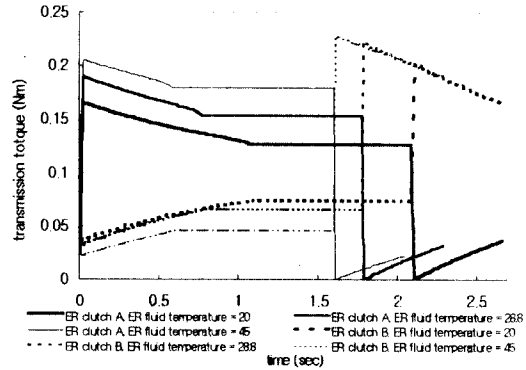


Fig. 10. Torque and angular velocity transmission performance variations of ER clutch ; Mode 1

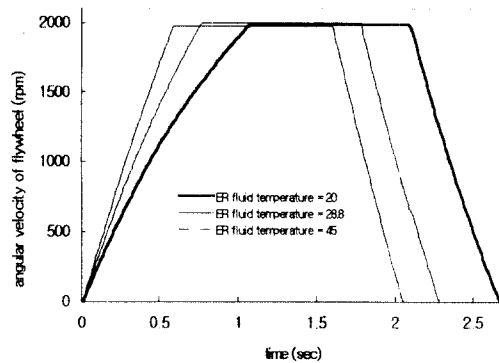


Fig. 11. Angular velocity curve variations of flywheel ; Mode 1

Fig. 12와 Fig. 13은 ER 유체가 0→1구간에서 빙햄소성체로 거동할 때 (Mode 2), ER 클러치 A와 B의 토크 및 각속도 전달을 나타낸 것으로서, 78.3 °C는 0→1구간

에서 평가된 정상상태 ER 유체 온도이다. 45 °C의 ER 유체 온도를 기준으로 45 °C이하와 45 °C이상의 온도 범위에 대해서는 항복전단응력이 약화된다는 것과 20 °C에서의 항복전단응력이 78.3 °C에서의 항복전단응력보다 크다는 사실이 Fig. 12와 같은 결과를 유발시키게 된다. 한편, Fig. 13에서 가속시상수가 지나치게 커지는 현상은, ER 클러치 A가 작동구간 0→1→2→3→4에서 빙햄소성체 상태를 유지하고 있으므로 ER 클러치 B에 의한 감속이 Fig. 12에 나타난 것처럼 전단각속도에 의한 점성마찰토크 만으로 이루어지기 때문이며, 또한 Mode 1의 작동 메커니즘과는 다르게 ER 클러치 B에 의한 감속이 ER 클러치 A처럼 극한조건으로 이루어지기 때문이다.

최종적으로, Table. 2와 같이 설정된 작동환경에서 발생하는 ER 유체의 온도범위는 28.8°C(*mild condition*)~78.3°C(*severe condition*)으로 평가되며, 이때 ER 클러치의 성능변화는 0.185(sec)~0.475(sec)의 가속시상수 변화로 예측된다. 한편, 대기온도(20°C)에서의 가속시상수는 0.275 (sec)이고, 최대전단응력을 내는 온도(45°C)에서의 가속시상수는 0.15(sec)이었다.

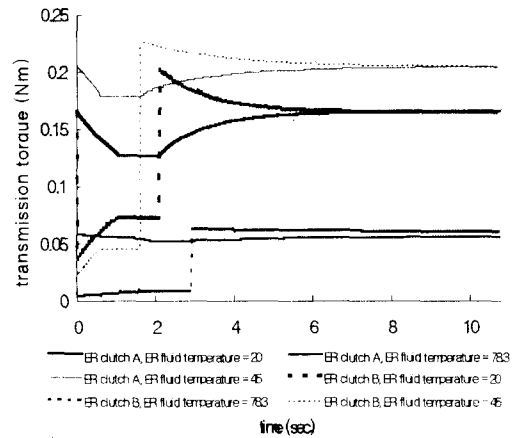


Fig. 12. Torque and angular velocity transmission performance variations of ER clutch ; Mode 2

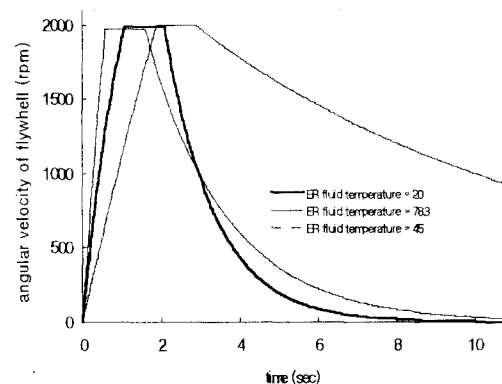


Fig. 13. Angular velocity curve variations of flywheel ; Mode 2

## 5. 결 론

ER 유체의 유변학적 모델을 이용하여 ER 클러치의 동력전달을 수식화하고, 열 전달 모델링 및 동적 모델링을 수행하여, ER 유체의 온도상승에 의한 성능변화를 해석·고찰한 결과, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 뉴토니안유체로 거동 할 경우, ER 유체의 온도상승은 작용길이  $L$ 에 무관하며, 빙햄소성체로 거동 할 경우, 저항가열에 의한 온도상승률이 작용길이에 영향을 받는다. 그러나 저항가열에 의한 온도상승은 소산에 의한 것에 비해 미약하므로 작용길이  $L$ 은 ER 유체의 온도상승에 크게 영향을 미치지 않는다고 결론지을 수 있다.

2. 입,출력로터의 각속도차이( $\omega_o - \omega_i$ )가 증가할수록, 또 전극간격( $h$ )가 감소할수록 ER 유체의 온도는 증가하며, 이는 동적전단에 의한 열생성 증가에 기인한다.

3. 외원통 외표면 반경의 증가에 따라 ER 유체의 온도가 감소하며, 이는 대류열 전달에 의한, 방출열량 증가에 기인한다.

4. 온도에 따른 ER 유체의 항복전단응력 변화를 면밀히 파악하고, 항복전단응력이 감소하기 시작하는 온도보다 작은 온도를 갖도록 적절한 냉각을 수행한다면, ER 클러치의 동력전달 성능은 오히려 향상된다. 그러나 ER 클러치가 시스템 제어용 액추에이터로 사용될 경우, 이와 같은 성능의 변화 자체가 ER 클러치 모델링에 의한 오차를 증폭시키는 근본적인 원인이 된다.

5. 본 논문에서 제시한 ER 유체의 온도상승모델을 이용하여, ER 클러치의 극단적인 두 작동모드에서 온도상승에 의한 성능변화의 범위를 예측하였다. 이 예측모델은 ER 클러치의 설계이나 제어를 위한 모델링 과정에서 유용하게 사용될 수 있을 것으로 생각된다.

## 후 기

이 논문은 과학기술처에서 시행한 특정

연구개발사업(미니기전요소 설계기술)의 연구결과의 일부이며 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참고문헌

1. R Smyth, K H Tan and W A Bullough, "Heat Transfer Modelling Of A Cylindrical ER Catch", Proceedings of the 4<sup>th</sup> International Conference Electrorheological Fluids", pp.657-675, July 1993.
2. Frank E. Filisko, "Rheological Properties and Models of Dry ER Materials", Proceedings of the International Conference Electro-rheological Fluids", pp.116-128, Oct. 1991.
3. Z.Y. QIU, L. HU, M.W. etc, "Temperature Effects of Dielectric Properties of ER Fluid", Proceedings of the 5<sup>th</sup> International Conference Electro-rheological Fluids, Magneto-rheological Suspensions and Associated Technology", pp.486-492, July 1995
4. Thomas C. Halsey & James E. Martin, "Electro Rheological Fluid", Scientific American, Oct, 1993.
5. T.H.LEEK,etc, "Hydrodynamic Pressure Generation With An Electro-Rheological Fluid. PART I-Unexcited Fluid", Proceedings of the 4<sup>th</sup> International Conference Electrorheological Fluids", pp.608

-624, July 1993.

6. T.H.LEEK,etc, "Hydrodynamic Pressure Generation With An Electro-Rheological Fluid. PART II-Excited Fluid", Proceedings of the 4<sup>th</sup> International Conference Electrorheological Fluids", pp.625-642, July 1993.
7. R.J.Atkin, "Two Dimensional Bingham Plastic Flow In A Cylindrical Pressurised Clutch, " Proceedings of the 4<sup>th</sup> International Conference Electrorheological Fluids ", pp.526-537, July 1993.
8. John A. Tichy, "Hydrodynamic lubrication theory for the Bingham plastic flow model", Inc.J. Rheology, 35(4), May 1991.
9. 이상환, 맹주성 & 손병진, "유체역학", 제삼권, pp.626-635, 회중당, 서울특별시, 1992.
10. Frank. P. incropera, " The Fundamentals of Heat and Mass Transfer", 3rd Edition, pp.79-142, 1990
11. BAYER AG. Provisional Production Data - TP AI 3565.
12. 김종식, "선형 제어시스템공학", pp.106-133, 청문각, 서울특별시, 1994.