

## 인발가공에 있어서 마찰수식모델에 관한 연구

오 박 군\*

### A Study on the Numerical Friction Model in the Drawing

P. K. Oh

#### 요 약

**Abstract** In order to analyze the shaped drawing process, it is necessary that the friction boundary condition between dies and blanks should be worked out the accurate numerical friction models. But, the existing numerical models of the drawing may be large different from the actual conditions. In this paper, accurate analysis of the drawing process should be subjected. It is to develop accuracy of the numerical friction models and potentialize to apply for the high speed forming work in the drawing process. Therefore, the results should improve the accuracy, cause the energy saving for the drawing process and finally expand the applying areas of the results.

**Key Words** : Drawing, Tribology, Wear

#### 기호설명

$\mu$  : 마찰계수  
 $h$  : 유막두께  
 $P$  : 하 중  
 $\eta$  : 점성계수  
 $\tau$  : 전단응력  
 $\rho$  : 밀도  
 $t$  : 온도  
 $L$  : 다이길이  
 $Y$  : 항복응력

### 1. 서 론

소성가공은 상당히 옛날부터 개발되어 왔지만, 철강 산업이나 자동차 산업 등의 급속한 진전과 함께 획기적인 발전을 이룩한 가공 기술이며, 주조에 의한 것 이외에 대부분의 금속 재료는 소성 가공에 따르지 않으면 목적하는 바를 이룰 수 없기 때문에 금속 제품의 생산량에 점하는 비율은 소성 가공에 의한 것이 훨씬 높다. 또 소성가공에 따르면 매우 단시간에 다량 생산을 할

수 있고 동시에 제품의 성질이나 강도를 개선할 수 있는 이점이 있으며, 재료의 낭비가 적고 재료비도 절감할 수 있기 때문에 올바른 가공 기술에 따르면 현저히 유리하다[1].

소성가공을 하는데 가공 조건(공구 치수나 재료의 변형, 저항 등)과 윤활제를 선정하지만, 윤활제를 어떻게 공급하고 그것을 어떻게 보충되는가를 알고 그 연구를 하는 것이 중요하다.

인발(drawing)은 끝이 가는 테이퍼 다이스에 금속 재료를 넣어 잡아당겨, 다이스 구멍의 형상과 같은 단면의 봉, 선, 관 및 형재를 가공하는 작업이다.

Holm은 마모현상은 두 물체의 접촉시 표면원자의 소멸이라고 제안하였다[2].

Archard는 Holm보다 거시적인 모델로서 두 접촉물체 표면의 미세돌기들(asperities)의 접촉을 고려하여 미세돌기의 붕괴를 마모현상이라고 하였다[3].

Suh와 Sin은 마찰력은 표면 돌기의 변형, 마모입자 및 표면 미세돌기에 의한 연삭 효과와 응착에 의하여 영향을 받으며, 특히 다른 마찰력 성분보다 연삭 마찰 성분이 전체 마찰력에 주된 역할을 한다고 보고하였다.

다이와 가공재 사이의 마찰현상은 접촉부의 응력분포와 연관돼 있으며, 접촉물체의 물성치, 기하학적 형상 및 마찰계수에 따라 변하므로 해석하기에 어려움이 많다.

본 연구에서는 인발공정에서 일어나는 마찰조건을 정확히 수식 모델화하여 접촉부에서 마찰에 의해 낭비

\* 호서대학교 기계공학전공  
E-mail : pakoh@office.hoseo.ac.kr  
TEL : (041)540-5987 FAX : (041)531-1716

되는 에너지 및 시간을 절약하고자 한다.

## 2. 본 론

### 2.1 윤활해석과 마찰의 영향에 대한 고찰

#### 2.1.1 스트리백 곡선과 윤활영역

하중과 속도 그리고 점도를 고려한 스트리백(striebeck) 곡선과 이에 따른 윤활영역을 나타내면 Fig. 1과 같다.

그리고 Fig. 2에서 마찰계수( $\mu$ )는

$$\tau = \eta \frac{U}{h} \quad (1)$$

$$\mu = \frac{\tau}{P} = \frac{\eta U}{P \cdot h} \quad (2)$$

이 성립한다. 이에 의해

$$\mu(\text{마찰계수}) = \frac{\eta(\text{점도}) \times U(\text{속도})}{P_N(\text{하중})} \cdot \frac{1}{h_L(\text{유막두께})} \quad (3)$$

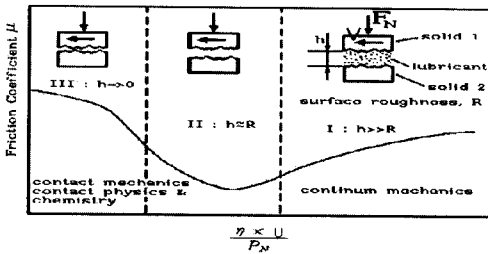
이때

$$P_N = \frac{W}{A} = \frac{\text{하중}}{\text{면적}}$$

이 됨을 알 수 있다.

#### 2.1.2 유체막중의 전단응력과 마찰력

윤활 기능의 하나는 마찰력의 경감에 있으나 윤활막이 아무리 두꺼워도 운동에 저항하는 접선력이 남는다. 마찰계수의 현저한 감소는 유체 막을 형성함에 따라 가능하게 되고 전형적으로는 1에서 0.001정도로 작게 할



I : Hydrodynamic lubrication and EHD lubrication  
 II : Partial EHD lubrication or mixed lubrication  
 III : Boundary lubrication

Fig. 1. Striebeck curve and Lubrication region

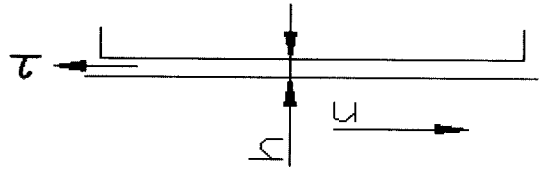


Fig. 2. Friction in Slider

수 있다. 그러나 이렇게 비교적 작은 마찰력으로도 에너지의 소비를 일으켜 기계효율의 손실을 받게 된다. 따라서 설계자의 목적은 이러한 힘을 가능한 한 작은 값으로 감소시키는데 있다. Fig. 3에서 나타난 윤활접촉을 한 고체의 저항을 평가하기 위해 다음 식으로 나타나는 Newton의 점성식을 사용한다.

$$\tau = \eta \frac{du}{dz} \quad (4)$$

여기서  $\tau$  : 표면의 전단응력  
 $\frac{du}{dz}$  : 전단속도

단위 폭당의 저항은 상면과 하면에서 축 길이에 따라 전단응력을 각각 적분하면

$$F_1 = \int_0^L \eta \left( \frac{du}{dz} \right)_{z=0} dx \quad (5)$$

$$F_2 = - \int_0^L \eta \left( \frac{du}{dz} \right)_{z=h} dx \quad (6)$$

마찰력의 방향은 Fig. 3의 시스템을 생각하면 곧 알게 된다.

다시 말해서 축 하면에 작용하는 마찰력  $F_1$ 은 운동의 역방향인  $x$ 의 정방향으로 작용하고 또한 상면에 작용하는 마찰력은 속도의 방향 즉  $x$ 의 (-)방향에 저항하도록 움직인다. Fig. 4에 표시한 속도분포에서 명확하게  $\frac{du}{dz}$ 의 값은 양쪽 경계면에서 반드시 같을 필요는 없다.

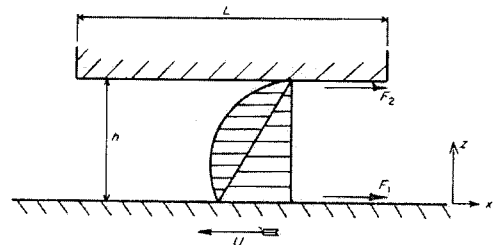


Fig. 3. Force equilibrium on the boundary of Lubrication

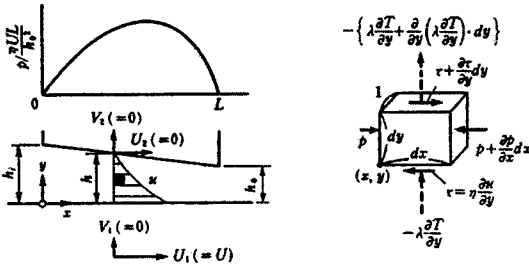


Fig. 4. Pressure distribution in the slider bearing

따라서 양 표면상의 마찰력은 다르다.  $\frac{du}{dz}$  의 값은 유체의 물리적 특성과 축 표면의 종류, 형상, 속도 등에 의존한다.

2.2 윤활의 기초이론

2.2.1 기초식

Fig. 3을 참조하여 간단히 Z방향의 흐름이 없는 2차원 흐름 및 밀도일정(비압축성)의 점성유체로 가정하면 연속의 식 :

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} = 0 \tag{7}$$

힘의 평형식 :

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\partial \tau}{\partial y} = \frac{\partial \tau}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \eta \frac{\partial U}{\partial y} \right) = \eta \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} \tag{8}$$

압력 P를 지배하는 방정식 즉 Reynolds의 식을 얻게 된다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^2 \partial P}{\eta \partial x} \right) = 6(U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 6h \frac{\partial}{\partial x} (U_1 + U_2) + 12(V_2 - V_1) \tag{9}$$

여기서 식(9)는 「점성계수  $\eta$ 는 y에 따라 변화하지 않는다」는 가정을 포함하고 있는 점에 유의하기 바란다. 식(9)를 x에 관해 2회 적분하면 압력분포가 얻어진다. 적분정수를 구하는 경계조건은 Fig. 4의 경우에서  $x=0$ 에서  $P=0$ 과  $x=L$ 에서  $P=0$ 이 된다.

2.2.2 열효과에 따른 윤활해석

유체 윤활에 관한 결론에는 그 근처에 하나의 원리가 있다.

Fig. 3에서 압력은

$$\frac{dP}{dx} = 6\eta U \left( \frac{h-h^*}{h^3} \right) \tag{10}$$

h가 같은 값이므로

$$\frac{dP}{dx} = 0 \tag{11}$$

inlet을 통한 윤활유는 운동의 진행에 의해 열을 받아 온도가 올라감에 따라 점도는 떨어지고 유체의 체적이 증가함에 따라 제한된 체적내에서 압력이 증가된다. 여기에 측면 흐름을 무시하고 Reynolds Eq.<sup>[4]</sup>을 적용하면

$$\frac{d}{dx} \left( \frac{\rho h^3 dP}{12\eta dx} \right) = \frac{d}{dx} \left( \frac{\rho U h}{2} \right) \tag{12}$$

x에 관해 적분하면

$$\frac{\rho h^3 dP}{12\eta dx} = \frac{\rho U h}{2} + A \tag{13}$$

따라서

$$\frac{dP}{dz} = \frac{6\eta U}{h^2} + \frac{12A\eta}{\rho h^3} \tag{14}$$

h는 상수이므로 다시 한번 적분하면

$$P = \frac{6U}{h^2} \int \eta dx + \frac{12A}{h^3} \int \frac{\eta}{\rho} dx + B \tag{15}$$

여기서 A, B는 적분상수 그리고 점도( $\eta$ )와 밀도( $\rho$ )는 운동에 따른 온도상승에 따라 변하므로 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\rho = \rho_i + \alpha_r(t - t_i) + \beta_r(t - t_i)^2 + \dots \tag{16}$$

여기서  $\rho_i$ 는 입구에서의 밀도를 나타내며 3번째항 미만은 무시할 수 있을 정도의 작은 영향을 끼치므로

$$\rho = \rho_i + \alpha_r(t - t_i) \tag{17}$$

여기서 밀도와 온도와의 관계는 선형적이며 베어링에 따른 온도변화 역시 선형적으로 변한다. 그러므로 밀도변화는

$$\rho = \rho_i + \alpha_r(t - t_i) \tag{18}$$

여기서는 출구에서의 밀도값이다.

점도의 경우 온도상승에 따른 저하와 체적의 상승에 따라 압력상승으로 인한 점도상승이 거의 상쇄 되므로 점도는 일정하다고 보면 식(18)에서  $\rho' = \rho_n / \rho_i$ 를 사용하면



Table. 1. Property of Drawing Process

Specific heat at constant pressure	$C_p = 5.86 \times 10^5 \text{ Nmm/kg}^\circ\text{C}$
Density	$\rho = 7.833 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$
Velocity	$v = 8 \text{ m/sec}$
Temperature different	$\Delta T = 20 \sim 270^\circ\text{C}$
Stress-Strain	$\sigma = 527.9\epsilon^{0.171} \text{ Nmm}^2$
Coefficient of friction	$\mu = 0.02280$
Dynamic viscosity of Lubricant	$\nu = 117.8 \text{ cSt}$

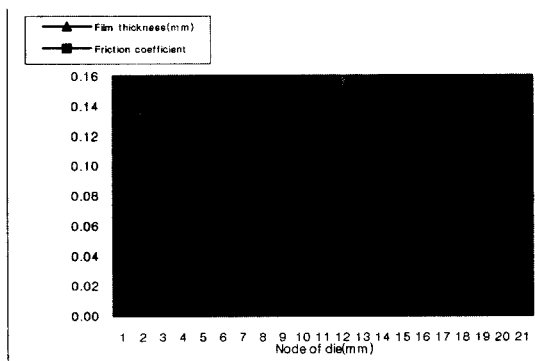


Fig. 7. Film thickness and friction coefficient on location of die length

타당성을 위해 소성가공해석 코드인 ABAQUS/Standard 모듈에 적용하여 인발가공을 해석하였다[5,6].

적용모델의 알루미늄봉은 직경 100mm, 길이 300mm의 축대칭 모델로 하였으며, 다이각은 40°로 하였고, 전처리는 SolidWorks와 HyperMESH를 이용하여 격자생성을 하였으며 ABAQUS/Viewer 모듈을 이용한 전처리를 Fig. 8에 나타내었다.

처리과정은 ABAQUS/Standard 모듈을 사용하였으며, 후처리는 ABAQUS/Viewer 모듈을 사용하였고 결과로는 열발생에 의한 열분포는 Fig. 9와 폰미세스(Von Mises) 결과는 Fig. 10에 각각 나타내었다.

### 3. 결 론

인발가공에 있어서 재료의 변형 현상은 금형재료와 열처리 및 인발시 사용되는 윤활유 선택과 윤활방법에 큰 영향을 받는다. 특히, 적정 윤활유와 윤활 방법은 인

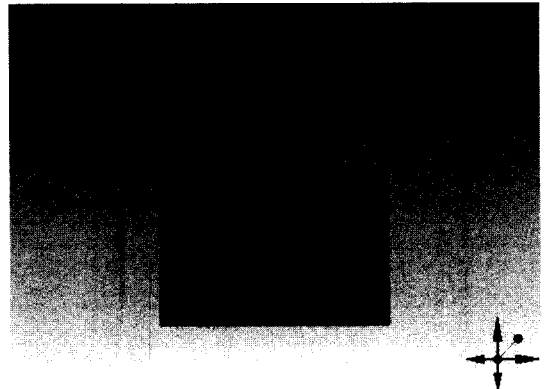


Fig. 8. SolidWorks and preprocessor by using HyperMESH

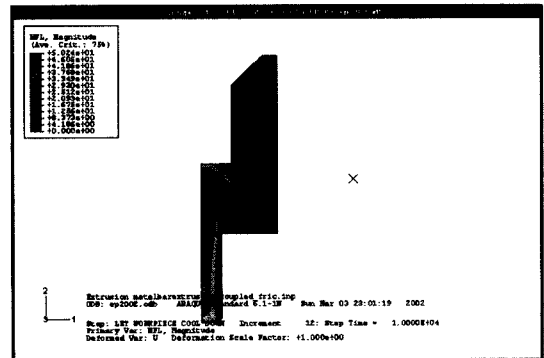


Fig. 9. Distribution of heat generation by Drawing

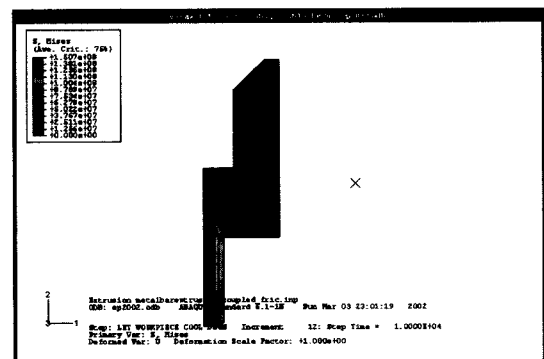


Fig. 10. Von Mises Results

발 한계 및 주름살의 발생조건에 증대한 영향을 끼치며 인발 조건, 형상 등에 따라 크게 다르다. 현재까지 현장에서 사용하는 일률적인 마찰계수 적용을 탈피하고 적절한 마찰계수를 적용함으로써 효과적인 윤활방법을 가공에 적용하여 보다 나은 소성가공 생산 기술을 확립할 수 있다.

본 연구에서는 소재와 공구사이의 마찰계수를 구하는 마찰계수산출 수식 모델을 개발하였으며, 이는 마찰계수를 적용하는데 있어 소성가공의 윤활조건을 효과적으로 적용시킬 수 있도록 도와 줄 것이다.

앞으로 본 모델의 활용을 위해 실험적 검증 연구가 계속 이루어져야 할 것으로 사료된다.

### 참고문헌

- [1] 김박충 편저, “소성가공(I)”, 대광서림, pp. 160-161, 7월, 1995.
- [2] R, Holm. Electric contacts, Almgvist and Wiksells, Stockholm, p. 203, 1946.
- [3] Archard, J. F, 1953, “Contacts and Rubbing of Flat Surfaces”, Appl. Phys, Vol. 24, p. 98, 1988.
- [4] J. Halling, “Principles of Tribology”, Macmillan Press Ltd. p. 237, 1978.
- [5] ABAQUS, User's Manual /Standard/ POST, HKS, 2001
- [6] Hypermesh, User's Manual. Altari Computing, 2001
- [7] Tribology in Deformation process (사) 일본 소성가공학회 발간 (1988), P. 106.