1364 대한기계학회논문집(A) 제21권 제9호, pp. 1364~1372, 1997

〈논 문〉

헬리컬기어의 안내형 단조에 관한 상계해석

최재찬* · 최 영** · 탁성준***

(1996년 3월 25일 접수)

An Upper-bound Analysis for the Guiding Type Forging of Helical Gears

J. C. Choi, Y. Choi and S. J. Tak

Key Words: Forging of Helical Gear(헬리컬기어 단조), Guiding Type Forging(안내형 단조), Upper-bound Analysis(상계해석), Forging Experiment(단조실험)

Abstract

In this paper, the forging of helical gears has been investigated. Punch is tooth-shaped as is the die insert. The punch compresses a cylindrical billet placed in a die insert. As a consequence the material of billet flows into the tooth region. The forging has been analysed by using the upper-bound method. A kinematically admissible velocity field has been developed, wherein, an involute curve has been introduced to represent tooth profile of the gear. Numerical calculations have been carried out to investigate the effects of various parameters, such as module, number of teeth, helix angle and friction factor on the forging of helical gears. Some forging experiments were carried out with aluminum alloy to show the validity of the analysis. Good agreement was found between the predicted values of the forging load and obtained from the experimental results.

기 호 설 명

r, θ, z	: 중심 O의 원주좌표계
$\dot{E}_p$	: 한 피치에 대한 내부에너지 소비율
$\dot{E}_T$	: 기어 전체에 대한 에너지 소비율
N	: 기어의 잇수
r_{rt}	: 이뿌리원 반경
R_p	: 피치원 반경
$r_{inv}(\theta)$	: 중심 O에 대한 인벌류트곡선의 반경
$r_s(t)$	: 가공물의 높이가 t일 때 자유표면의 반경
P_{av}	: 평균 단조압력
θ_z	: 임의의 z에서 축직각 단면이 회전한 각도
$\dot{E}_f$	: 한 피치에 대한 마찰에너지 소비율
$\dot{E}_s$	: 반 피치에 대한 전단에너지 소비율
$\dot{E}_{pj}$	: 펀치 사이의 마찰에너지 소비율
r_m	: 에너지 소비율이 최소로 되는 반경
r_b	: 기초원 반경
r_{od}	: 이끝원 반경
β	: 헬릭스 각

*회원, 부산대학교 정밀정형 및 금형가공 연구센터, 기계설계공학과
**부산대학교 대학원 기계설계공학과
***LG산전(주) 전력연구소 메카닉스 연구팀

1. 서 론

기어는 용도가 대단히 많고, 종류가 다양한 기계부품중의 하나이다. 기어의 제조법으로는 호빙, 셰이빙, 밀링 등과 같은 절삭가공법과 주조, 분말야금, 소성가공 등의 비절삭가공법이 있으며, 정밀도를 요하는 제품은 현재 절삭가공된 기어가 많이 사용되고 있다. 그러나 소성가공에 의해 성형된 기어는 절삭가공된 기어에 비하여 재료 및 비용절감과

강도증가를 기대할 수 있으므로, 최근 기어 제조에서 소성가공에 의한 기어의 성형법 개발과 이에 대한 새로운 해석방법의 연구가 진행되고 있다.

압출공정에 의한 기어 성형에 대한 연구로서 Samanta[1]에 의해서 스퍼어 기어와 헬리컬기어의 냉간압출 공정이 제시되었으며, Choi[2,3] 등은 헬리컬기어의 새로운 냉간압출법을 제안하고, 상계해석, 전극설계 및 금형강도를 평가하였다.

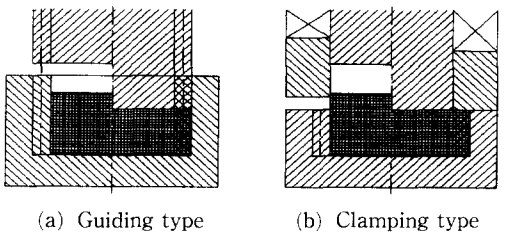
단조공정은 압출공정에 비해 기어의 치폭이 좁은 경우에도 적용하기 유리하고 생산성이 높다. 이러한 단조공정에 의한 헬리컬기어 성형에 관한 연구를 살펴보면, Dohmann과 Traudt[4]는 냉간단조에 의한 헬리컬기어 성형시 금속유동과 공구하중을 슬래브법으로 해석하였다. Lange[5,6] 등은 헬리컬기어의 냉간단조에 대해 3차원 유한요소해석하고 변형해석결과를 이용하여 3차원 금형변형을 경계요소법으로 해석하였다. 또한 Yang 등[7]은 반복경계조건을 이용하여 헬리컬기어의 냉간단조에 대한 3차원 유한요소해석을 하였다. 이러한 헬리컬기어 단조성형에 관한 연구는 원통형 펀치를 사용하여 압축되는 재료가 측방의 치형부로 유동하는 측방압출(radial or lateral extrusion) 형태의 단조에 관한 것이었다.

본 논문에서는 치가 가공되어 있는 펀치가 내부에 치형을 갖는 다이속으로 안내되어 가공물을 성형하는 단조공정를 연구하였다. 이러한 단조공정에 대해, 금형구조를 제안하고 헬리컬기어의 단조실험을 수행하였다. 또한 성형하중을 예측하기 위해, 저자에 의해 제안된 치형이 인벌류트곡선인 스퍼어기어의 단조에 대한 상계해[8,9]를 이용하여 동적가용속도장을 구성하고, 상계해석하였다.

2. 이론해석

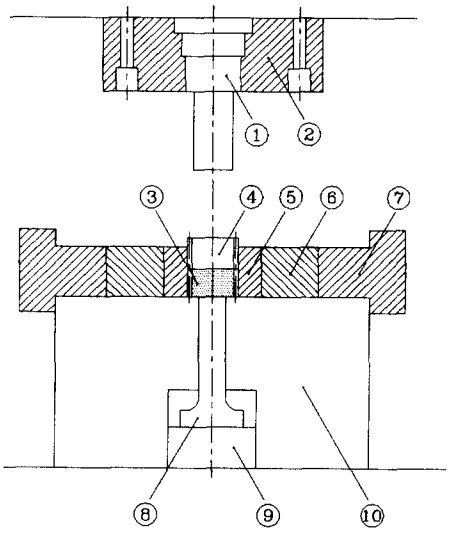
Yang 등[10]은 기어 단조에 대해 Fig. 1과 같이 안내형(guiding type)과 구속형(clamping type)으로 공정을 분류하고, 스퍼어기어에 대해 각각 단조실험하고 비교하였다. Yang 등은 헬리컬기어의 성형은 매우 높은 성형력과 빠른 작업속도때문에 다이속으로 치형을 갖는 펀치의 안내운동이 실현되기 어렵기 때문에 안내형 공정이 아닌 구속형 공정에 대해서 실험과 강소성 유한요소해석을 통해 연구하였다.[7]

Fig. 2에 헬리컬기어를 안내형 공정으로 성형하기 위한 금형구조 개략도를 나타낸다. 복잡한 치공구(jig)를 사용하지 않고 내부에 치형을 갖는 다이로 치가 가공되어 있는 펀치를 안내하도록 하였다. 이를 위해 치가 가공되어 있는 펀치는 치폭이 좁은 헬리컬기어를 사용하였고, 펀치홀더에 고정되는 단순한 원통형의 펀치를 따로 두었다.



(a) Guiding type (b) Clamping type

Fig. 1 Die design schematics for the gear forging[7]



① Cylindrical shaped punch ② Punch holder
③ Workpiece ④ Gear-shaped punch
⑤ Gear-shaped die insert ⑥ Inner shrink ring
⑦ Outer shrink ring ⑧ Ejector
⑨ Ejector seat ⑩ Lower die

Fig. 2 Schematic drawing of die set for helical gear forging

2.1 동적가용 속도장

헬리컬기어의 안내형 단조시 재료유동을 나타내는 속도장을 표현하기 위하여, Fig. 3과 같이 헬리컬기어의 축직각 단면에 대한 반피치를 6개의 영역으로 분할한다. 여기서, r_m은 전체에너지 소비율이 최소로 되는 반경, θ_z는 임의의 z에서 축직각

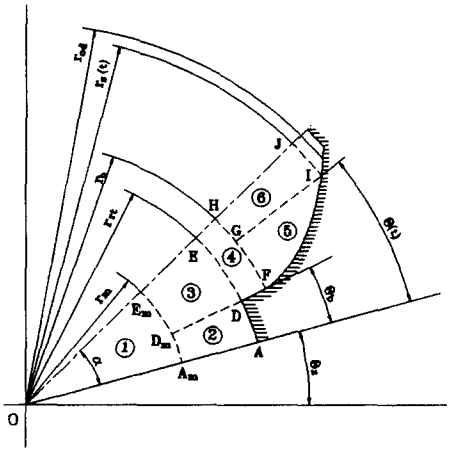


Fig. 3 Assumed deformation regions of helical gear forging

단면이 회전된 각도이다.

헬리컬기어의 안내형 단조시 헬리컬기어의 축직각 평면이 변형이 진행되어도 계속 축직각 평면을 유지한다고 가정하면 스퍼어기어의 냉간단조에 대한 속도장에 반경에 비례하는 회전속도를 더하면 동적가용 속도장을 얻을 수 있다. 즉, θ방향으로 소재의 나선형 유동에 대한 회전속도가 추가된다고 가정한다. 저자에 의해 제안된 스퍼어기어의 냉간단조에 대한 속도장[8]을 Table 1에 나타낸다. Table 1의 속도장은 필렛부 형상을 반경방향의 직선으로 가정하고, 스퍼어기어의 두께방향에 대한 변형은 일정하다고 가정한 것이다. 소재의 나선형 유동을 표현하기 위해서, θ방향 경계면으로서 단순하게 정의된 축직각 평면을 도입하여, 이 평면에서의 회전유동($V_{\theta z}$)을 생각한다.[11] 경계면에서 속도경계조건을 만족하도록 추가되는 회전속도는 반경에 비례한다고 가정하며, 모든 영역에 대해 아래와 같이 표현된다.

$$V_{\theta z}=-\frac{u}{t}z\frac{\tan\beta}{R_p}r \tag{1}$$

여기서, r은 반경, β는 헬릭스 각, R_p는 헬리컬기어의 피치원 반경, u는 펀치 하강속도, t는 가공물의 높이이다.

이렇게 구성된 헬리컬기어의 안내형 단조에 대한 동적가용 속도장을 Table 2에 나타낸다.

Table 2에 나타낸 헬리컬기어의 안내형 단조에 대한 속도장은 스퍼어기어의 속도장에 경계면에서 경계조건을 만족하도록 전체적으로 회전속도만을 추가하였고, 식 (1)과 같이 추가되는 회전속도는 r, z만의 함수이므로 체적일정조건이 만족된다. 따라서 제안한 헬리컬기어의 안내형 단조에 대한 속도장은 동적가용속도장이다.

2.2 상계해

각각의 영역에 대한 내부에너지 소비율과 전단에너지 소비율은 Table 2에 나타낸 속도장을 이용하여 수치적으로 계산한다. Table 2의 동적 가용속도장은 반피치에 대한 것이고, 추가되는 회전속도는 Fig. 3에 대칭인 반피치에 대해서 반대부호로 더해지므로 치 한개에 대응하는 에너지 소비율은 대칭인 반 피치에 대해서 각각 계산한다. 치 한개에 대응하는 에너지 소비율은 다음과 같다.

$$\dot{E}_t=\sum\dot{E}_p+\sum\dot{E}_s+\sum\dot{E}_f \tag{2}$$

여기서, $\dot{E}_p$는 치 한개에 대한 내부에너지 소비율, $\dot{E}_s$는 치 한개에 대한 전단에너지 소비율이고, $\dot{E}_f$는 치 한개에 대한 마찰에너지 소비율이다.

헬리컬기어 전체에 대한 에너지 소비율은 펀치에 제공된 동력과 같아야 함으로 헬리컬기어 전체에서의 소비율은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}\dot{E}_T&=N\dot{E}_t\\&=P_{av}\cdot A\cdot u\end{aligned} \tag{3}$$

여기서, N은 헬리컬기어의 잇수이다. 그리고 상대압력에 관한 상계해는

$$\frac{P_{av}}{\bar{\sigma}}=\frac{\dot{E}_T}{\bar{\sigma}\cdot u\cdot A} \tag{4}$$

이다. 여기서 A는 해석하려는 순간의 펀치와 가공물의 접촉면적이다.

3. 헬리컬기어의 단조실험

3.1 소재 물성시험

본 연구에서는 시험용 소재로 상용 알루미늄 합금을 완전 풀림처리하여 사용하였다. 응력과 변형률의 관계식을 결정하기 위해 압축실험을 행하였다. 압축실험을 행하기 위해 직경을 26 mm, 높이를 52 mm, 26 mm, 15 mm, 13 mm의 원통형으로 소재를 가공하였다. 마찰효과를 최소화하는 외삽법(extrapolation method)[12]으로 응력과 변형률의 관계식을 구하였다. 상용 알루미늄 합금의 응력과

Table 1 Kinematically admissible velocity fields for spur gear forging[8]

Region 1 $0 \leqq \theta \leqq \alpha$ $0 \leqq r \leqq r_m$	$U_r = \frac{ur}{2t}$
	$U_\theta = 0$
Region 2 $0 \leqq \theta \leqq \theta_b$ $r_m \leqq r \leqq r_{rt}$	$U_r = \frac{u}{2t}\left\{r - \frac{r_{rt}(r-r_m)^2}{(r_{rt}-r_m)^2}\right\}$
	$U_\theta = \frac{u}{2t}\frac{r_{rt}(3r^2-4rr_m+r_m^2)}{(r_{rt}-r_m)^2}\theta$
Region 3 $\theta_b \leqq \theta \leqq \alpha$ $r_m \leqq r \leqq r_{rt}$	$U_r = \frac{u}{2t}\left\{r + \frac{r_{rt}(r-r_m)^2}{(r_{rt}-r_m)^2}\frac{\theta_b}{\alpha-\theta_b}\right\}$
	$U_\theta = \frac{u}{2t}\frac{r_{rt}(3r^2-4rr_m+r_m^2)}{r_{rt}-r_m)^2}\theta_b\frac{\alpha-\theta}{\alpha-\theta_b}$
Region 4 $\theta_b \leqq \theta \leqq \alpha$ $r_{rt} \leqq r \leqq r_b$	$U_r = \frac{u}{2t}\left(r + \frac{\theta_b}{\alpha-\theta_b}\frac{r_{rt}^2}{r}\right)$
	$U_\theta = 0$
Region 5 $\theta_b \leqq \theta \leqq \theta(t)$ $r_b \leqq r \leqq r_{Inv}(\theta)$	$U_r = \frac{u}{2t}\left(r + \frac{\theta_b}{\alpha-\theta_b}\frac{r_{rt}^2}{r}\right)$
	$U_\theta = \frac{u}{2t}\left(\frac{r^2}{r_b} + \frac{\theta_b}{\alpha-\theta_b}\frac{r_{rt}^2}{r_b}\right)\frac{\sqrt{r^2-r_b^2}}{r}$
Region 6 $\theta(t) \leqq \theta \leqq \alpha$ $r_b \leqq r \leqq r_s(t)$	$U_r = \frac{ur}{2t} + \frac{1}{\alpha-\theta(t)}\frac{u}{2t}\frac{\sqrt{(r^2-r_b^2)^3}}{3rr_b} + \frac{u}{2tr}\frac{r_{rt}^2}{\alpha-\theta_b} + \frac{u}{2tr_b}\frac{r_{rt}^2}{\alpha^2-\{\theta_b+\theta(t)\}\alpha+\theta_b\theta(t)} \times \left\{\frac{\sqrt{r^2-r_b^2}}{r} - \frac{r_b}{r}\tan^{-1}\frac{\sqrt{r^2-r_b^2}}{r_b}\right\}$
	$U_\theta = \frac{u}{2t}\left(\frac{r^2}{r_b} + \frac{\theta_b}{\alpha-\theta_b}\frac{r_{rt}^2}{r_b}\right)\frac{\sqrt{r^2-r_b^2}}{r}\frac{\theta-\alpha}{\theta(t)-\alpha}$
Axial velocity component of region 1~region 6 $U_z = -\frac{u}{t}z$	

변형률 관계식은 다음과 같다.

$$\bar{\sigma} = 287.742\ \bar{\varepsilon}^{0.128}(\text{MPa}) \quad (5)$$

마찰상수의 결정을 위해 링압축시험을 행하였다. 시편은 외경 : 내경 : 높이비를 6 : 3 : 2로 가공하고 실제 헬리컬기어의 단조에서 사용되는 소재와 동일하게 윤활피막처리를 하였다. 링압축시험 결과 마찰상수는 0.14이다.

3.2 단조실험

Fig. 2와 같은 금형구조로 헬리컬 기어를 성형하기 위하여 (a) 헬리컬기어 펀치, (b) 원통형 펀치, (c) 펀치홀더와 (d) 다이를 제작하였다. 이를 Fig. 4에 나타낸다.

다이의 방전가공에 사용된 전극과 헬리컬기어 펀치의 제원을 Table 3에 나타낸다.

Fig. 5에 초기시편의 치수는 직경이 26.0 mm, 높이가 25.0 mm인 경우 단조실험결과를 나타내었다. (a) 초기시편, 단조가 진행됨에 따라 얻어진 중간변형제품 (b), (c), (d)와 최종제품 (e)을 나타낸다.

4. 결과 및 고찰

4.1 상계해와 실험결과의 비교

상계해석으로 하중을 예측하기 위해서 먼저 유동응력을 계산한다. 유동응력은 식 (5)로 계산되며, 유효변형률을 아래와 같이 평가한다.

Table 2 Kinematically admissible velocity fields for helical gear forging

Region 1 $\theta_z \leqq \theta \leqq \theta_z + \alpha$ $0 \leqq r \leqq r_m$	$U_r = \frac{ur}{2t}$
	$U_\theta = -\frac{u \tan\beta}{tR_p} rz$
Region 2 $\theta_z \leqq \theta \leqq \theta_z + \theta_b$ $r_m \leqq r \leqq r_{rt}$	$U_r = \frac{u}{2t}\left\{r - \frac{r_{rt}(r-r_m)^2}{(r_{rt}-r_m)^2}\right\}$
	$U_\theta = \frac{u}{2t}\frac{r_{rt}(3r^2-4rr_m+r_m^2)}{(r_{rt}-r_m)^2}(\theta-\theta_z) - \frac{u\tan\beta}{tR_p} rz$
Region 3 $\theta_z + \theta_b \leqq \theta \leqq \theta_z + \alpha$ $r_m \leqq r \leqq r_{rt}$	$U_r = \frac{u}{2t}\left\{r + \frac{r_{rt}(r-r_m)^2}{(r_{rt}-r_m)^2}\frac{\theta_b}{\alpha-\theta_b}\right\}$
	$U_\theta = \frac{u}{2t}\frac{r_{rt}(3r^2-4rr_m+r_m^2)}{r_{rt}-r_m)^2}\theta_b\frac{\alpha-(\theta-\theta_z)}{\alpha-\theta_b} - \frac{u\tan\beta}{tR_p} rz$
Region 4 $\theta_z + \theta_b \leqq \theta \leqq \theta_z + \alpha$ $r_{rt} \leqq r \leqq r_b$	$U_r = \frac{u}{2t}\left(r + \frac{\theta_b}{\alpha-\theta_b}\frac{r_{rt}^2}{r}\right)$
	$U_\theta = -\frac{u\tan\beta}{tR_p} rz$
Region 5 $\theta_z + \theta_b \leqq \theta \leqq \theta_z + \theta(t)$ $r_b \leqq r \leqq r_{Inv}(\theta)$	$U_r = \frac{u}{2t}\left(r + \frac{\theta_b}{\alpha-\theta_b}\frac{r_{rt}^2}{r}\right)$
	$U_\theta = \frac{u}{2t}\left(\frac{r^2}{r_b} + \frac{\theta_b}{\alpha-\theta_b}\frac{r_{rt}^2}{r_b}\right)\frac{\sqrt{r^2-r_b^2}}{r} - \frac{u\tan\beta}{tR_p} rz$
Region 6 $\theta_z + \theta(t) \leqq \theta \leqq \theta_z + \alpha$ $r_b \leqq r \leqq r_s(t)$	$U_r = \frac{ur}{2t} + \frac{1}{\alpha-\theta(t)}\frac{u}{2t}\frac{\sqrt{(r^2-r_b^2)^3}}{3rr_b} + \frac{u}{2tr}\frac{r_{rt}^2}{2}\frac{\theta_b}{\alpha-\theta_b}$ $+ \frac{u}{2tr_b}\frac{r_{rt}^2}{2}\frac{\theta_b}{\alpha^2-\{\theta_b+\theta(t)\}\alpha+\theta_b\theta(t)} \times \left\{\frac{\sqrt{r^2-r_b^2}}{r} - \frac{r_b}{r}\tan^{-1}\frac{\sqrt{r^2-r_b^2}}{r_b}\right\}$
	$U_\theta = \frac{u}{2t}\left(\frac{r^2}{r_b} + \frac{\theta_b}{\alpha-\theta_b}\frac{r_{rt}^2}{r_b}\right)\frac{\sqrt{r^2-r_b^2}}{r}\frac{(\theta-\theta_z)-\alpha}{\theta(t)-\alpha} - \frac{u\tan\beta}{tR_p} rz$
Axial velocity component of region 1~region 6 $U_z = -\frac{u}{t} z$	

상계해를 이용하여 계산되는 평균 유효변형률[13]을 식 (5)에서의 유효변형률로 사용한다. 그 방법은 표면마찰을 무시하면, 외력이 한 일은 모두 소성변형에 소비되므로

$$Ldt = \int_V \bar{\sigma} d\bar{\varepsilon} dV \tag{6}$$

이고, 유효변형률을 전체 변형영역에서의 평균변형률로 가정하면

$$Ldt = V\bar{\sigma} d\bar{\varepsilon}_m \tag{7}$$

이다. 여기서, L은 표면마찰이 0인 단조하중, t는 가공물의 높이, V는 가공물의 체적이다. 그러므로

$$\frac{P_{av}' A\ dt}{\bar{\sigma}} = Atd\bar{\varepsilon}_m \tag{8}$$

이고, 평균 유효변형률은 다음 식으로 수치적으로 계산한다.

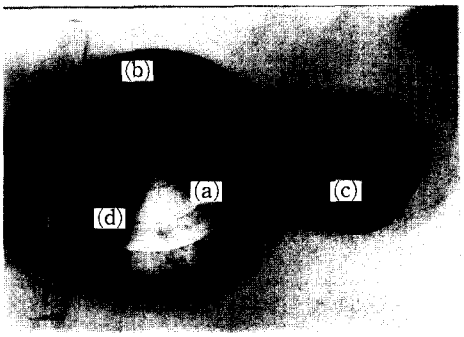
$$\bar{\varepsilon}_m = \int \frac{P_{av}'}{\bar{\sigma}} \frac{dt}{t} \tag{9}$$

여기서, $\frac{P_{av}'}{\bar{\sigma}}$는 마찰에 의한 에너지 소비율을 제외한 전체에너지 소비율로 계산한 상대압력이다.

또한 원통형 펀치와 헬리컬기어 펀치와의 마찰에 의한 에너지 소비율을 판마찰(disk friction)식[14]을 도입하여 다음과 같이 계산한다.

Table 3 The specification of helical gear

No. of teeth	20
Normal module	1.343291
Normal pressure angle	20°
Helix angle	23.626°(RH)
Standard pitch circle dia.	29.3237 mm
Whole depth	3.3161 mm



(a) Gear-shaped punch (b) Cylindrical shaped punch
(c) Punch holder (d) Die

Fig. 4 Aspects of helical gear forging

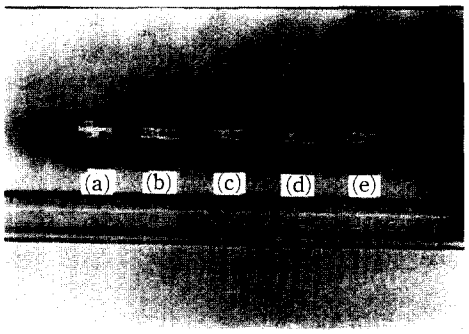


Fig. 5 Cold forged workpieces of helical gear

$$\dot{E}_{pf}=\frac{2}{3}\mu \cdot P \cdot R \cdot \frac{u \tan \beta}{R_p} \qquad (10)$$

여기서, μ는 두 펀치사이의 마찰계수로 0.4, R은 원통형 펀치반경으로 12.5 mm, P는 펀치사이의 마찰을 계산하기 이전의 상계하중이다.

Fig. 6에 상계해석으로 예측한 하중과 실험결과의 비교를 나타낸다. 실험으로부터 얻은 가공력과 상계해석으로 예측된 하중은 좋은 근사를 보이고 있다. 필렛부 형상을 실제 형상과 다르게 반경방향

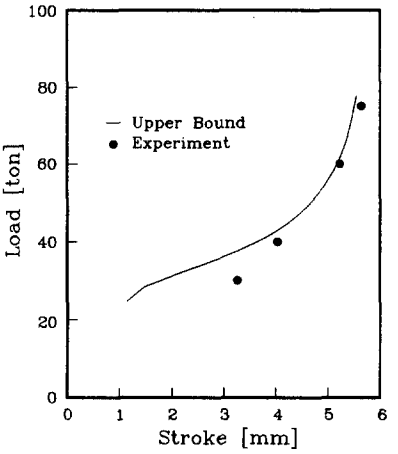


Fig. 6 Comparison of the experimental results with the upper bound solutions

의 직선으로 가정하였기 때문에 단조초기에 상계하중이 높게 평가되었다고 생각되며, 최종단계의 상계하중이 낮은 이유는 제안한 속도장이 재료가 이 끝부에 도달한 후의 유동을 표현하지 못하기 때문이다.

4.2 상대압력

본 연구에서는 치직각 압력각은 20°, 치높이 2.25M의 헬리컬기어에 대해 초기소재 높이를 25 mm로 하여 치직각 모듈, 기어의 잇수, 헬릭스 각과 마찰상수 등에 따라 안내형 단조시의 상대압력을 계산하였다. 또한 초기소재의 직경은 단조되는 기어의 이뿌리원 직경과 같다고 가정하였고, 전위계수는 0으로 선택하였다.

Fig. 7과 Fig. 8은 마찰상수 0.1, 헬릭스 각 23.626°일 때의 해석결과이며, Fig. 8에 에너지 소비율이 최소로 되는 반경변수 r_m을 펀치 압하율에 대해 구한 결과이다.

이 결과에 의하면 펀치행정이 어느 정도 진행된 후에는 r_m/r_{nt}이 거의 일정한 값을 갖는다. 그리고 모듈변화에 따르는 영향은 없다. 또 잇수가 많은 경우가 잇수가 적은 경우보다 r_m/r_{rt} 값이 더 크다.

이와 같이 얻어지는 r_m 값을 해석에 적용한다.

Fig. 8은 압하율에 대한 상대압력을 나타낸 것으로 단조 최종단계에 접근하면 상대압력이 급상승하는 경향을 보이고 있다. 이것은 단조 최종단계에 접근할수록 다이면의 구속이 더 심해져서 축직각

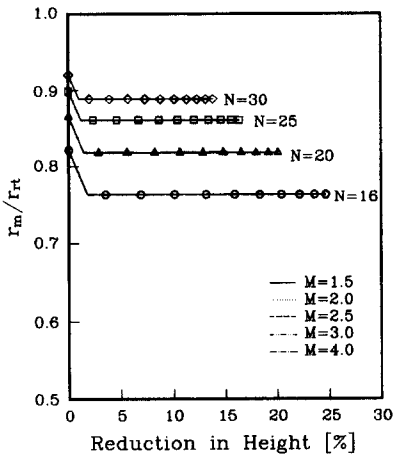


Fig. 7 Variation of the fractional radius with respect to reduction in height for different number of teeth and normal modules (m=0.1, helix angle=23.626°)

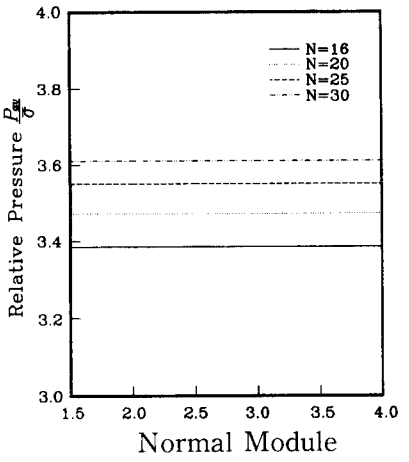


Fig. 9 Variation of the relative pressure with respect to normal module for different number of teeth (m=0.0, helix angle=23.626°)

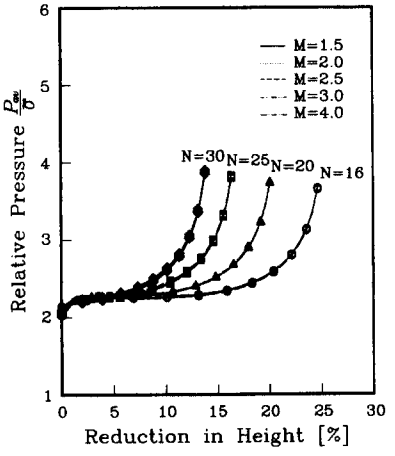


Fig. 8 Variation of the relative pressure with respect to reduction in height for different number of teeth and normal modules (m=0.1, helix angle=23.626°)

단면적 확대에 비해 에너지 소비율이 크게 작용된 것으로 생각된다.

Fig. 9와 Fig. 10은 단조 최종상태에서 해석한 결과이다. Fig. 9는 헬릭스 각이 23.626°일 때, 이상적인 단조조건으로 마찰상수가 0.0인 경우에 대해 해석한 것으로 각각의 잇수에서 치직각 모듈과 상대압력의 관계를 나타낸 것이다. 치직각 모듈의 변화에 대한 상대압력의 변화는 없다.

Fig. 8에 치직각 모듈증가에 따라 상대압력이 미소하게 증가하는데, 이것은 치직각 모듈 증가에 따른 마찰면적의 증가때문이라 생각된다. 또한 잇수가 증가함에 따라 단조 최종상태의 상대압력이 증가함을 Fig. 8과 Fig. 9에서 볼 수 있다.

헬리컬 기어의 냉간단조에서 헬릭스 각의 영향을 살펴보기 위하여 마찰상수 0.1, 잇수 20과 30에 대하여, 헬릭스 각의 변화와 상대압력 변화를 Fig. 10에 나타내었다. 비교를 명확히 하기 위해 각각의 축직각 단면이 동일한 축직각 모듈에 대해 도시하였다. 이 결과에 의하면 헬릭스 각이 작을수록 상대압력이 낮아진다. 이는 헬릭스 각이 작은 헬리컬 기어가 안내형 공정으로 단조하기 유리함을 나타낸다.

Fig. 11은 초기소재 높이의 영향을 살펴보기 위하여 치직각 모듈 2.0, 마찰상수 0.1, 헬릭스 각 23.626°, 초기 소재 높이 15 mm, 20 mm, 25 mm에 대해 해석한 것으로 각각의 잇수에 대해 펀치 압하율에 대해 상대압력을 도시하였다.

5. 결 론

본 연구에서는 치가 가공된 펀치를 사용하는 안내형 공정으로 헬리컬기어를 냉간단조하고, 이를 상계해석하였으며, 상계해를 이용하여 헬리컬기어의 안내형 단조공정에 대한 여러 공정변수의 변화에 대한 상대압력 변화를 고찰하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

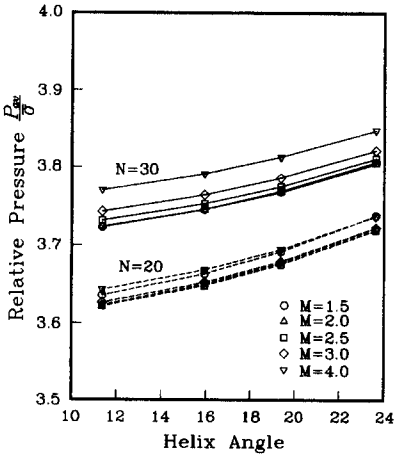


Fig. 10 Variation of the relative pressure with respect to helix angle for different number of teeth and transverse modules (m=0.1)

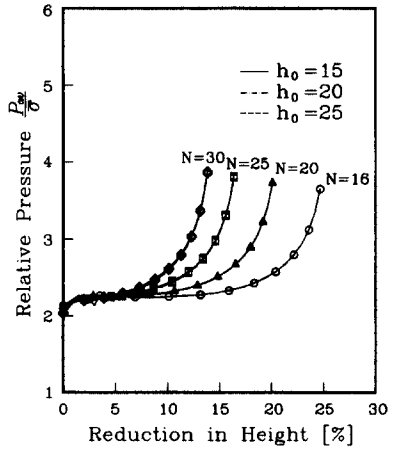


Fig. 11 Variation of the relative pressure with respect to reduction in height for different number of teeth and initial heights (normal module=2.0, m=0.1, helix angle=23.626°)

(1) 원통형 펀치와 치폭이 좁은 헬리컬기어 펀치를 사용하여 다이로 치가 가공된 펀치를 안내하도록 하는 안내형 단조공정으로 헬리컬기어를 성형하였다.

(2) 상계해석결과 헬리컬기어의 잇수가 증가하면 상대압력이 증가하며 치직각 모듈 및 축직각 모듈의 영향은 거의 없다.

(3) 상계해석결과 헬릭스 각이 작을수록 상대압력이 작다. 이것은 헬릭스 각이 작은 헬리컬기어가 안내형 공정으로 단조하기 유리함을 나타낸다.

(4) 실험으로부터 얻어진 가공력과 상계해석으로 예측된 하중은 좋은 근사를 보인다.

후 기

본 연구는 부산대학교 정밀정형 및 금형가공 연구센터를 통한 한국과학 재단 우수연구센터 지원금에 의한 것입니다.

참고문헌

(1) Samanta, S. K., 1976, "Helical Gear: A Noble Method of Manufacturing It," Proc. 4th North American Metalworking Research Conf., Battele's Columbus Labs, OH, USA, Society of Manufacturing Engineers, pp. 199~205.

(2) 최재찬, 조해용, 권혁홍, 이언호, 1992, "헬리컬기어의 새로운 냉간압출법과 상계해석에 관한 연구," 한국정밀공학회지, 제9권, 제3호, pp. 12~28.

(3) Jaechan Choi, Haeyong Cho and Hyukhong Kwon, 1994, "A New Extrusion Process for Helical-gears: Experimental Study," *J. Mater. Process. Technol.*, Vol. 43, pp. 35~53.

(4) Dohmann, F. and Traudt, O., 1987, "Metal Flow and Tool Stress in Cold Forging of Gear Components," *Advanced Technology of Plasticity*, Vol. II, pp. 1081~1088.

(5) Szentmihalyi, V., Lange, K., Tronel, Y., Chenot, J. L. and Ducloux, R., 1994, "3-D Finite -element Simulation of the Cold Forging of Helical Gears," *J. Mater. Process. Technol.*, Vol. 43, pp. 279~291.

(6) Lange, K. and Szentmihalyi, V., 1995, "Optimized Cold Forging of Helical Gears by Fem -Simulation," *Proc. of 9th International Cold Forging Congress*, Solihull, UK, 22-26 MAY, pp. 283~289.

(7) 박용복, 양동열, 1995, "반복경계조건을 이용한 헬리컬기어의 정밀 냉간단조에 유한요소해석" 대한기계학회 춘계학술대회 논문집(I), pp. 296~301.

(8) 최 영, 1995, "스퍼어기어의 냉간밀폐단조에 관한 연구," 석사학위논문, 부산대학교, 부산.

(9) Choi, J. C., Choi, Y., Hur, K. D. and Kim, C. H., "A Study on the Forging of Spur Gears," *Int. J. Mech. Sci.*, Accepted for Publication.

(10) 심상운, 송기섭, 윤두성, 박용복, 양동열, 1995, "자동차용 후진 아이들 기어의 정밀 냉간 단조," 단조기술의 진보, 이동녕・박종진 편, pp. 145～157.

(11) 今井敏博, 木內學, 村松勁, 船田雅, 1988, "鍛造加工汎用シミュレータの開發4 － 螺旋狀部品の押出し・引拔加工の解析 －," 塑性加工學會春季講演會, pp. 573～576.

(12) Hosford, W. F., Caddel, R. M., 1983, *Metal Forming, Mechanics and Metallurgy*, Prentice-Hall International Inc., pp. 61～64.

(13) 최재찬, 허관도, 김창호, 최 영, 1994, "원호 필렛-인벌류트 스퍼어기어의 밀폐단조에 관한 상계해석," 한국소성가공학회지, 제3권, 제1호, pp. 97～109.

(14) Sandor, B. L., 1987, *Engineering Mechanics Statics*, Prentice-Hall, pp. 360.