

〈論 文〉

# 내접치차의 굽힘강도에 관한 연구

— 피치점 부근의 응력상태 파악을 포함하여 —

정태형\* · 변준형\*\* · 윤성진\*\*\* · 이침신\*\*\*\*

(1993년 7월 9일 접수)

## A Study on the Bending Strength of Internal Gear

— With Investigation of Stress State around Pitch Point —

Tae Hyong Chong, Joon Hyong Byun, Sung Jin Yoon and Chung Shin Lee

**Key Words :** Gear(치차), Internal Gear(내접치차), Bending Strength(굽힘강도), Strength Estimation Formulae(강도평가식), Root Fillet Stress(이뿌리응력), Pitch Point Stress(피치점부근 응력)

### Abstract

When designing an internal gear, the bending strength around pitch point as well as that at tooth root fillet should be considered because the bending stress around pitch point may occur as high as that at tooth root fillet. In this study, including stress state around pitch point, the bending strength (tensile side and compressive side) of internal gear tooth is investigated by the use of the finite element method(FEM) with regarding many influencing factors of cutter and gear geometries. Then, the critical sections around pitch point and at tooth root fillet are determined, and the simple formulae based on nominal stresses (bending, compressive, and shear) are derived for the calculations of actual stresses as the functions of tooth thicknesses and radii of curvatures of involute and fillet curve at those critical sections. The stresses calculated by the formulae agree well with those by the FEM. And the bending stresses around pitch point and at tooth root are easily estimated by the use of those formulae, therefore, those formulae are useful for the purpose of the design or the bending strength estimation of internal gear.

### 기 호 설 명

$P_n$  : 치면법선하중

$b$  : 치폭

$m$  : 모듈

$\alpha$  : 공구압력각

$z_1, z_2$  : 피니언커터 및 내접치차의 잇수

$a$  : 피니언커터의 날끝둥글기계수

$x_1, x_2$  : 피니언커터 및 내접치차의 전위계수

$C_R$  : 이뿌리틈새계수

$\theta$  : 접선각(이뿌리구석살(필렛)곡선의 접선과 이중심선의 사이각)

$\omega$  : 치면하중 작용각(이중심선과 치면하중작용선이 이루는 각의 여자)

$S_t$  : 이끝 현이두께

$S_p, S_f$  : 피치점부근 및 이뿌리구석살부분 위험단면에서의 현이두께

$H_b, H_f$  : 피치점부근 및 이뿌리구석살부분 위험단면

\*정회원, 한양대학교 기계공학과

\*\*정회원, 한양대학교 대학원 기계설계학과

\*\*\*현대자동차(주)

\*\*\*\*대우기전(주)

에서 이끝까지의 이높이  $\rho_p, \rho_f$ : 피치점부근 및 이뿌리구석살부분 위험단면에서의 곡률반경

## 2. 내접치차의 응력해석

### 1. 서 론

치차장치의 소형화, 고속화 추세에 따라 유성치차나 건설기계의 선회장치 등 내접치차를 사용한 치차장치에 대한 요구가 날로 증대되고 있다. 외접치차의 굽힘강도에 대하여는 지금까지 많은 전문적이고도 포괄적인 연구가 수행되어 왔으나 내접치차에 대한 연구<sup>(1~9)</sup>는 소수에 불과하여 내접치차는 외접치차에 준하여 설계하고 있는 실정이다. 또한 이들 연구는 몇가지 형상의 내접치차를 대상으로 연구<sup>(1~5)</sup>되어 산업전반에 걸쳐 매우 다양하게 사용되는 모든 형태의 내접치차에는 적용이 곤란할 뿐 아니라, 이뿌리구석살(fillet)부분의 굽힘강도를 주로 평가<sup>(1,2,6~9)</sup>하였기 때문에 실제 운전시 내접치차의 피치점(pitch point)부근에 종종 발생하는 결손 등의 해석이 불가능하며 그 결과도 적절하지 못한 경우가 많다.

본연구에서는 다양한 형상의 내접치차를 대상으로 피치점부근의 응력상태를 포함한 내접치차의 굽힘응력상태를 유한요소법(FEM)에 의한 응력해석 방법으로 파악하고, 피치점부근과 이뿌리구석살부분의 위험단면을 결정하며, 각 위험단면의 인장축과 압축축의 실응력을 평가할 수 있는 간단한 형태의 실용 굽힘강도 평가식을 작성한다.

#### 2.1 유한요소법에 의한 응력해석

내접치차가 동력을 전달할 때 치면상에 가해지는 하중은 치폭전체에 걸쳐 균일하게 작용하며 이(tooth)내부에 발생하는 응력은 치폭방향으로 일정하다고 가정함으로써 내접치차 이내부의 응력상태를 유한요소법<sup>(10,11)</sup>의 2차원 탄성응력문제에 취급하여 피치점(pitch point)부근과 이뿌리구석살(fillet)부분의 응력을 해석한다. 또한 내접치차의 응력상태는 치형의 형상에 따라 달라지므로 여기서는 Table 1에 나타낸 바와 같이 치절삭공구인 피니언 커터와 내접치차의 제원을 변화시킴으로서 창성되는 다양한 형상의 내접치차치형<sup>(12,13)</sup>을 대상으로 응력을 해석한다.<sup>(7,14)</sup> 내접치차의 재질은 철강으로서 탄성계수는 206000 MPa, 푸아송비는 0.3을 택하며 하중은 이끝에 단위 치폭당의 법선하중  $Pn/b=9.8$  N/mm를 가한다. 내접치차의 유한요소 모델은 하중의 영향을 거의 받지 않는 이들을 제외하고 하중이 작용하는 이와 인접한 좌우 한개씩의 이를 고려하여 Fig. 1과 같이 삼각형 유한요소를 사용하여 구성한다. 피치점부근과 이뿌리구석살부분의 응력 해석을 위해 이표면요소는 이끝부터 이뿌리까지 모두 같은 크기로 하며 충분한 계산정밀도를 얻기 위해 한번의 길이가 총이높이의 3%인 정삼각형으로 분할하고, 이내부로 갈수록 요소의 크기를 크게 한다. 또한 림(rim)의 두께가 충분히 두꺼운 경우를 고려하며 림두께를 이높이의 3배로 가정하여 림의

Table 1 Data for the calculations of internal gear tooth profiles

Pinion shaped cutter	Module	m	4 mm
	Number of teeth	$z_1$	20, 30, 40, 50
	Pressure angle	$\alpha$	20°, 22.5°, 25°
	Addendum modification coeff.	$x_1$	-0.2, 0.0, 0.2, 0.4
	Tip rounding radius coeff.	a	0.0, 0.13, 0.3
	Clearance coeff.	$C_k$	0.157, 0.25, 0.3
Internal gear	Number of teeth	$z_2$	50, 60, 80, 90, 100, 120, 150, 160, 180, 200
	Addendum modification coeff.	$x_2$	-0.2, 0.0, 0.2, 0.4

Note: The values of coefficients are corresponding to unit module.

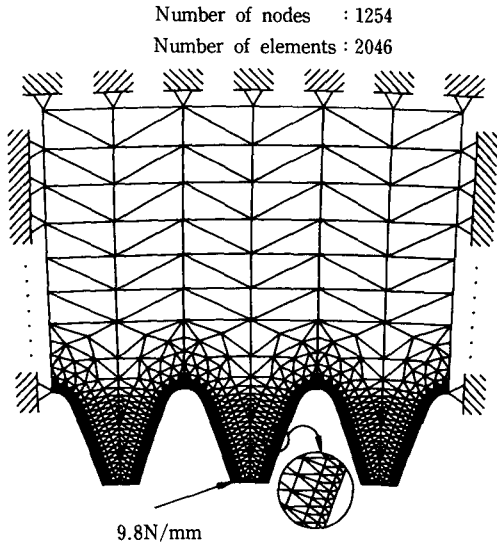


Fig. 1 A FEM model for an internal gear

바깥원주와 모델의 좌우변에 위치한 절점을 고정시킨다.

2.2 유한요소해석 결과

Fig. 2와 Fig. 3은 수많은 내접치차 유한요소해석 결과 중 일부를 나타낸 것으로, Fig. 2는 하중을 받는 이의 이표면요소에 발생한 최대 주응력분포를 대표적으로 나타낸 것이다. 최대응력은 이뿌리구석살부분에서 발생하며 이끝으로 갈수록 감소하다가 피치점부근에서 응력이 커지며 하중선과 이중심선이 만나는 점(A)을 정점으로 하는 포물선이 인벌류트치형에 내접하는 부분(B)에서 이뿌리구석살부분과 비교될 만큼 큰 응력이 발생함을 알 수 있다. Fig. 3은, 이의 굽힘에 의한 절손(breakage)이 주로 인장응력이 발생하는 인장측(tensile side)에 발생하므로, 압력각의 변화에 따른 인장측 최대응력의 변화를 나타낸 것이다. 압력각이 커짐에 따라 피치점부근에서는 인벌류트곡선의 곡률반경이 커지므로 응력이 다소 감소하고, 이뿌리구석살부분에서는 이두께가 두꺼워지므로 응력이 감소하며 감소폭이 피치점부근에서보다 더욱 큼을 알 수 있다. 그러므로 굽힘에 대한 내접치차의 부하능력만을 생각할 때는 고압력각의 치차가 유리하겠지만, Fig. 3에서 압력각이 20°일 때와 25°일 때를 비교하면 압력각이 커짐에 따라 피치점부근과 이뿌리부분의 응력차가 작아져서 피치점부근의 응력크기가 이뿌리

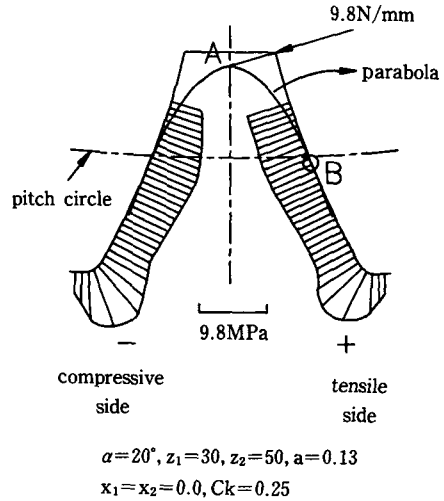


Fig. 2 Stress distribution of an internal gear tooth

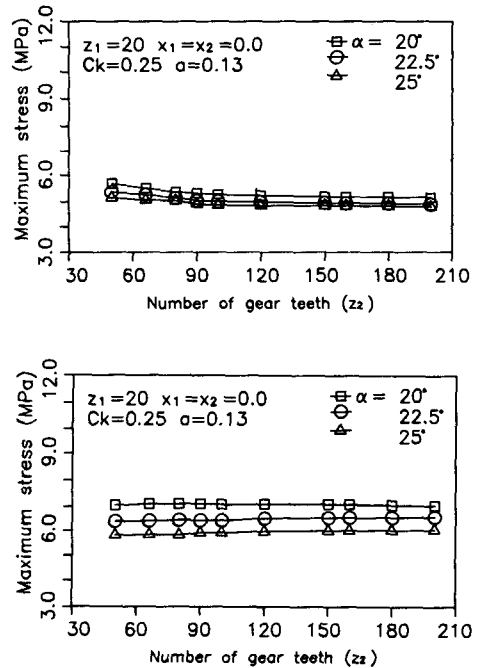


Fig. 3 Influence of pressure angle on maximum stresses (tensile side)

부분과 비슷해지며 ( $z_2 = 50, \alpha = 25^\circ$ 일 때 응력차는 약 0.7 MPa), 응력의 감소폭이 피치점부근보다 이뿌리부분이 크기 때문에 상대적으로 피치점부근의 굽힘강도가 약해질 수도 있다. 따라서, 다양한 형상제원을 갖는 수많은 내접치차 중에는 피치점부근

의 최대응력을 무시할 수 없는 경우도 있음을 알 수 있다.

### 3. 내접치차의 굽힘강도 평가식

#### 3.1 굽힘강도 평가식

내접치차의 치면에 하중이 작용하면 피치점부근과 이뿌리구석살부분의 이단면에는 Fig. 4와 같이 공칭굽힘응력( $\sigma_{(a)nom}$ ), 공칭압축응력( $\sigma_{(b)nom}$ ), 공칭전단응력( $\sigma_{(c)nom}$ )이 발생하고, 이들 공칭응력과 더불어 단면의 형상변화로 인한 응력집중이 생기면서 이들이 복합된 실응력이 실제로 발생한다. 그러므로 이의 굽힘강도를 평가하기 위하여 각 단면에 발생하는 실응력  $\sigma$ 는 다음과 같이 굽힘( $\sigma_{(a)}$ ), 압축( $\sigma_{(b)}$ ) 및 전단( $\sigma_{(c)}$ )의 세가지 응력성분의 합으로 나타낸다.

$$\sigma = \sum_{i=a}^c \sigma_{(i)}, \quad (i=a, b, c) \quad (1)$$

또한 굽힘, 압축 및 전단의 응력성분  $\sigma_{(i)}$ 는 각각의 공칭응력성분  $\sigma_{(i)nom}$ 과 단면의 형상에 따른 응력집중을 보상하기 위한 계수  $K_{(i)}$ 의 곱으로 나타낸다.

$$\sigma_{(i)} = K_{(i)} \sigma_{(i)nom}, \quad (i=a, b, c) \quad (2)$$

#### 3.2 위험단면위치 결정

치면하중이 작용할 때 최대응력이 발생하는 위험단면은 외접치차에서는 그 위치결정법이 여러가지가 있으며<sup>(13,15,16)</sup> 실제와도 잘 일치한다. 그러나 내접치차의 경우는 이의 형상이 외접치차와 달라 외접치차의 위험단면 결정법을 그대로 적용할 수 없으며 실제로 잘 맞는 방법도 없다. 본연구에서 Table 1과 같이 다양한 치형을 갖는 내접치차를 대상으로 유한요소법에 의한 응력해석을 수행한 결과, 이뿌리구석살부분에서 최대응력이 발생하는 위치는, 이중심선과 이뿌리구석살부분에 접하는 경사선과의 사이각(접선각,  $\theta$ )으로 위치를 나타낼 때, 접선각  $\theta$ 가 대개  $40^\circ \sim 55^\circ$ 범위의 단면에 위치하였다. 또한 피치점부근은 Fig. 2와 같이 내접포물선이 인벌류트곡선에 접하는 부분에서 최대응력이 발생하였다.

따라서 피치점부근의 위험단면은 Fig. 5(a)와 같이 하중선이 이중심선과 만나는 점을 정점으로 하는 포물선이 인벌류트곡선에 접하는 위치의 단면으로 결정한다.(내접포물선법) 또한 이뿌리구석살부

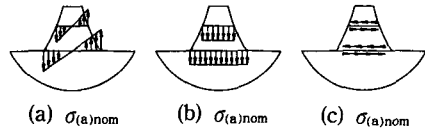


Fig. 4 Nominal stresses around pitch point and at tooth root fillet

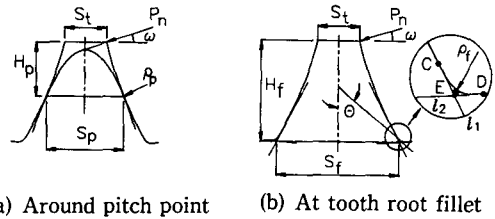


Fig. 5 Dimensions around pitch point and at tooth root fillet in stress calculation formulae

분의 위험단면은 Fig. 5(b)와 같이 인벌류트곡선과 이뿌리구석살곡선이 만나는 점(C)에 접하는 접선( $l_1$ )이, 이뿌리구석살곡선과 이뿌리원이 만나는 점(D)에서 그은 접선( $l_2$ )와 만나는 점(E)이 위치한 단면으로 결정한다.

#### 3.3 공칭응력 계산

내접치차의 피치점부근과 이뿌리구석살부분의 위험단면에서 발생하는 인장축 및 압축축의 공칭응력은 이(tooth)를 외팔보로 가정하여 다음과 같이 나타낸다.

○공칭굽힘응력

① 피치점부근

$$\sigma_{(a)nom} = \pm 6 \frac{P_n}{b S_p^2} (H_p \cos \omega - 0.5 S_t \sin \omega) \quad (3a)$$

② 이뿌리구석살부분

$$\sigma_{(a)nom} = \pm 6 \frac{P_n}{b S_f^2} (H_f \cos \omega - 0.5 S_t \sin \omega) \quad (3b)$$

○공칭압축응력

① 피치점부근

$$\sigma_{(b)nom} = - \frac{P_n \sin \omega}{b S_p} \quad (4a)$$

② 이뿌리구석살부분

$$\sigma_{(b)nom} = - \frac{P_n \cos \omega}{b S_f} \quad (4b)$$

○공칭전단응력

① 피치점부근

$$\sigma_{(c)nom} = \pm \frac{P_n \cos \omega}{b S_p} \quad (5a)$$

② 이뿌리구석살부분

$$\sigma_{(c)nom} = \pm \frac{P_n \cos \omega}{b S_f} \quad (5b)$$

단, 복호중 +는 인장축, -는 압축축에서의 응력을 나타낸다.  $S_p, S_f$  및  $\rho_p, \rho_f$ 는 피치점부근과 이뿌리구석살부분의 위험단면에서 이두께, 곡률반경을 각각 나타내며, 이뿌리구석살부분 위험단면의 곡률반경  $\rho_f$ 는 Fig. 5(b)에 나타난 직선  $l_1$ 과  $l_2$ 의 사이각을 이등분하는 직선이 이뿌리구석살곡선과 만나는 점의 곡률반경으로 한다.

3.4 응력성분 계산

이뿌리구석살부분과 피치점부근에서의 각 응력성분( $\sigma_{(i)}$ )을 계산하기 위해 Fig. 6과 같은 조건의 하중을 이끝에 가하여 유한요소법에 의한 응력해석을 한다. Fig. 6(a)는 피치점부근과 이뿌리구석살부분의 위험단면에 굽힘응력을 발생시키기 위하여 이끝에 모멘트를 가한 것이며, Fig. 6(b)는 압축응력이 발생하도록 압축하중을 가한 것이다. Fig. 6(c)는 각 위험단면에 전단응력이 발생하도록 접선력을 가한 것으로서, 접선력 때문에 발생하는 굽힘응력을 상쇄하여 순수전단응력이 발생하도록 이끝에 접선력과 상쇄모멘트를 동시에 가한 것이다. Table 1에 나타난 치차를 대상으로 피치점부근과 이뿌리구석살부분의 위험단면에서 9.8 MPa의 공칭응력을 발생시키도록 하는 크기의 단위치폭당 하중을 식(3)~식(5)로 계산하고 이를 Fig. 6과 같이 가하여 유한요소해석을 수행하면 굽힘, 압축 및 전단에 대한 응력성분( $\sigma_{(i)}$ )을 계산할 수 있다.

식(2)에서 응력성분  $\sigma_{(i)}$ 와 공칭응력  $\sigma_{(i)nom}$ 의 비로 정의되는 계수  $K_{(i)}$ 는 피치점부근과 이뿌리구석살부분에서 위험단면의 기하학적 형상을 대표하는  $S$ 의 함수로 나타낸다. 피치점부근의 위험단면에 대한  $S$ 는 단면의 이두께( $S_p$ )와 인벌류트곡선의 곡률반경( $\rho_p$ )의 함수로 정의하여 식(6)으로 나타내

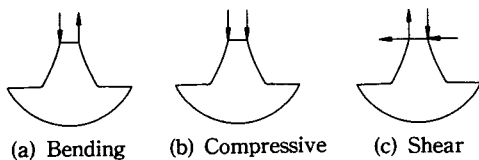


Fig. 6 Loading conditions for the FEM calculations considering nominal stresses

며, 이뿌리구석살부분의 위험단면에 대한  $S$ 는 단면의 이두께( $S_f$ )와 이뿌리구석살곡선의 곡률반경( $\rho_f$ )의 함수로 정의하여 식(7)로 나타낸다.

$$S = 10 \left( \frac{S_p}{\rho_p} \right) \quad (6)$$

$$S = 0.1 \left( \frac{S_p}{\rho_p} \right) \quad (7)$$

Table 2 The values of coefficients  $K_{(i)}$  and  $A_{(i)}$  around pitch point of internal gear

$K_{(a)}$	$A_0$	0.775616
	$A_1$	0.037673
	$A_2$	-0.018477
	$A_3$	0.005477
$K_{(b)}$	$A_0$	0.817876
	$A_1$	-0.011674
	$A_2$	0.004581
	$A_3$	-0.001096
$K_{(c)}$	$A_0$	1.099560
	$A_1$	0.072206
	$A_2$	-0.054571
	$A_3$	0.014627

Table 3 The values of coefficients  $K_{(i)}$  and  $A_{(i)}$  at tooth root fillet of internal gear

$K_{(a)}$	$A_0$	0.547931
	$A_1$	0.975861
	$A_2$	-0.373770
	$A_3$	0.049342
$K_{(b)}$	$A_0$	0.648743
	$A_1$	1.971163
	$A_2$	-0.960391
	$A_3$	0.152111
$K_{(c)}$	$A_0$	1.506893
	$A_1$	2.380943
	$A_2$	-0.979631
	$A_3$	0.134331

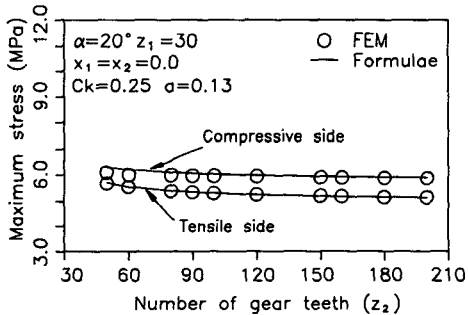
여기에서,  $K_{(i)}$ 를  $S$ 의 3차함수로 가정하고 상수계수  $A_j (j=0,1,2,3)$ 를 도입하면  $K_{(i)}$ 는 다음과 같이 나타낸다.

$$K_{(i)} = A_0 S^3 + A_1 S^2 + A_2 S + A_3 \quad (8)$$

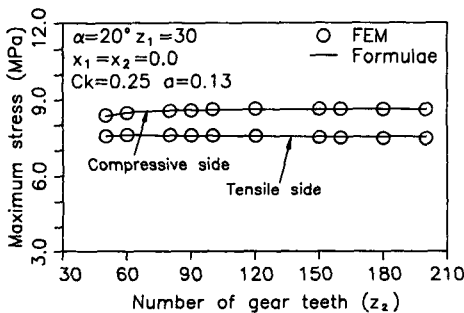
따라서, Table 1에 나타난 다양한 형태의 내접치차를 대상으로 각 치차의 피치점부근과 이뿌리구석살부분의 위험단면에서 계산되는  $S$ 를 식(8)에 대입하고 유한요소법으로 계산된 각 응력성분( $\sigma_{(i)}$ )과 식(8)을 식(2)에 대입하면 미정계수  $A_j$ 에 대한 연립방정식을 얻는다. 이들 연립방정식을 이용하여 계수  $A_j$ 를 최소자승법으로 구하면 피치점부근과 이뿌리구석살부분에 대해  $A_j$ 는 각각 Table 2 및 Table 3과 같이 구해진다. 따라서 구해진 계수  $A_j$ 를 이용하면 식(1)에 의해 굽힘강도를 평가하고자 하는 내접치차의 피치점부근과 이뿌리구석살부분에서 발생하는 최대응력인 실응력을 평가할 수 있다.

#### 4. 굽힘강도 평가식의 검토

Fig. 7, 8 및 Fig. 9는 피치점부근과 이뿌리구석살



(a) Around pitch point

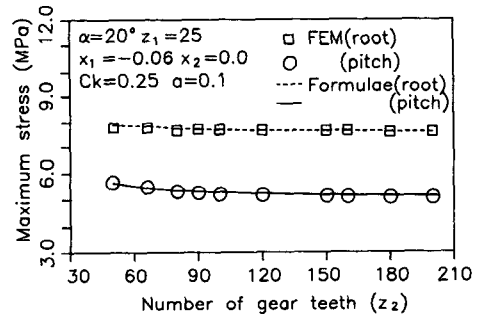


(b) At tooth root fillet

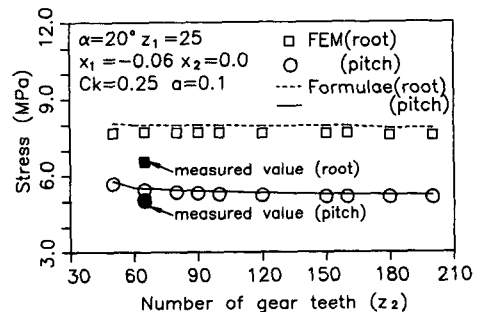
Fig. 7 Comparison of stresses by formulae and FEM

부분의 각 위험단면에 대해 작성된 굽힘강도 평가식으로 계산한 응력과 유한요소법으로 해석한 응력을 비교한 것으로서, Table 1에 나타난 다양한 형태의 내접치차를 대상으로 이끝에 9.8 N/mm크기의 치면하중을 가하여 계산한 결과의 일부를 나타낸 것이다. Fig. 7은 공구압력각 20°, 피니언커터 잇수 30개, 이뿌리틈새 0.25 m, 날끝둥글기 0.13m, 전위량 0인 커터로 내접치차 잇수 50~200개인 표준치차에 대해 인장측과 압축측의 최대응력을 비교한 것으로서, 평가식에 의한 결과와 유한요소법에 의한 결과가 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 8(a)는 임의의 내접치차에서 본 연구의 응력평가식의 계산정밀도를 알아보기 위하여 커터의 잇수를 25개, 전위계수를 -0.06 날끝둥글기를 0.1m으로 한 임의의 내접치차에 대해, 본 연구에서 결정한 위험단면에서 평가식으로 계산한 응력과 유한요소법으로 계산한 최대 인장응력을 비교한 것이다. 그림에서 두 응력은 잘 일치하고 있음을 알 수

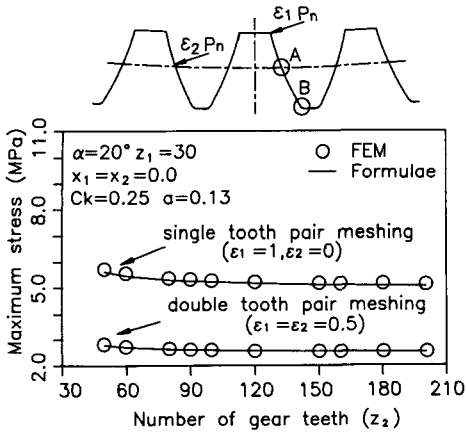


(a) Stresses calculated on the critical sections around pitch point and at tooth root fillet

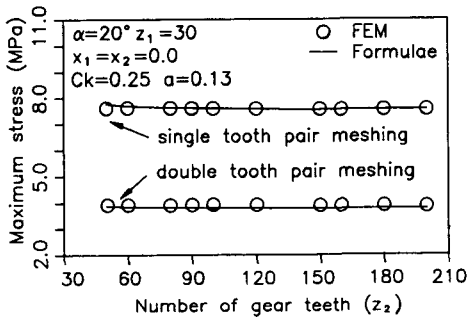


(b) Stresses calculated and measured on the sections at pitch point and at  $\theta=45^\circ$  section of tooth root fillet

Fig. 8 Comparison of stresses calculated in arbitrary teeth (tensile side)



(a) Position A (around pitch point)



(b) Position B (at tooth root fillet)

Fig. 9 Stress comparison considering meshing conditions (tensile side)

있다. Fig. 8(b)는 위험단면을 이중심선과 45°로 경사진 직선이 이뿌리구석살곡선에 접하는 위치의 단면( $\theta=45^\circ$ 접선법)과 피치점에서서의 단면으로 할 때 유한요소법으로 계산한 응력과 동일한 위치의 단면에서 굽힘강도 평가식으로 계산한 응력(인장축)을 비교한 것이다. 평가식에 의한 결과는 유한요소해석의 결과와 잘 일치하지만 이뿌리부분에서 Fig. 8(a)보다는 약간의 차이를 나타낼 뿐이다. 또한 그림 중 하나의 내접치차( $z_2=66$ )를 대상으로 그림에 표시된 것과 똑같은 제원의 치차를 제작(재질 SM45C)하여 동일한 위치에서 스트레인게이지(길이 0.5 mm)로 응력측정된 실험의 결과치와도 비교적 잘 일치함을 알 수 있다. 한편, Fig. 8의 (a)와 (b)의 응력크기를 비교하여도 유한요소해석에 의한 응력이나 평가식에 의한 응력이 거의 같은 크기임을 알 수 있다. 따라서 약간의 오차를 허용한다면 실용상 위험단면위치를 피치점 및  $\theta=45^\circ$  위치로 잡아도 좋을 것이다.

Fig. 9는 치차의 이물림에서 두쌍 이물림( $\epsilon_1=\epsilon_2=0.5$ )과 한쌍 이물림( $\epsilon_2=0$ )을 고려했을 때 유한요소법과 평가식에 의한 최대응력을 비교한 것으로 한쌍 이물림일 때 뿐만아니라, 두쌍 이물림일 때의 하중이 인접한 두 이에 나누어 가해질 때에도 피치점부근과 이뿌리부분의 위험단면에서 두 결과가 잘 일치함을 알 수 있다.

또한 Fig. 3, 7, 9에서 알 수 있는 바와 같이 피치점 및 이뿌리부분에서 응력은 내접치차의 제원변화보다도 커터의 제원변화에 더욱 민감함이 드러났다. 따라서, 같은 제원의 내접치차를 설계제작함에 있어서 고강도의 내접치차를 얻기 위해서는 커터의 제원을 잘 선택하는 것이 바람직하다. 즉, 잇수가 적고, 압력각이 크고, 날끝둥글기가 크고, 정(+)  
전위된 커터를 선택하는 것이 바람직하다.

### 5. 결 론

내접치차의 치형형성에 영향을 미치는 제인자의 변화에 따른 다양한 치형의 내접치차를 대상으로 이뿌리구석살부분과 피치점부근의 응력을 유한요소법으로 해석한 결과, 최대응력이 발생하는 위험단면의 위치는 피치점부근에서는 내접포물선이 접하는 단면이나 피치점 위치의 단면, 이뿌리구석살부분에서는 이뿌리구석살곡선이 인벌류트곡선 및 이뿌리원과 만나는 점에서 그은 두 접선이 만나는 점이 위치한 단면 혹은 45°접선법으로 결정되는 단면이다. 또한 위험단면(인장축 및 압축축)에서 발생하는 실응력을 계산할 수 있는 간단한 형태의 굽힘강도 평가식을 공칭굽힘응력, 공칭압축응력 및 공칭전단응력을 이용하여 위험단면의 이두께 및 피치점부근의 인벌류트곡선과 이뿌리구석살곡선의 곡률반경의 함수로 작성하였다. 작성된 평가식에 의한 계산결과는 유한요소 해석에 의한 결과 및 실측치와 잘 일치하였으며, 한쌍이물림일 때 뿐만아니라 두쌍이물림일 때도 잘 일치하였다.

따라서 작성된 굽힘강도 평가식은 내접치차의 설계시 이뿌리구석살부분과 피치점부근의 굽힘강도를 평가하는 데 손쉽게 이용할 수 있으며 설계시 유용하리라 생각된다.

### 후 기

이 연구는 1991년도 한국과학재단 연구비지원

(과제번호 : 911-0908-017-1)에 의한 결과이며 연구 지원에 감사드립니다.

### 참고문헌

- (1) Oda, S. and Miyachika, K., 1986, "Practical Formula for True Root Stress of Internal Spur Gear Tooth," *Bull. JSME*, Vol. 29, No. 252, pp. 1934~1939.
- (2) Oda, S., Miyachika, K. and Shimizu, H., 1988, "Practical Formula for Compressive True Root Stress of Internal Spur Gear Tooth," *JSME International Journal*, Series III, Vol. 31, No. 4, pp. 796~801.
- (3) Castellani, G. and Castelli, V.P., 1981, "Rating Gear Strength," *Trans. ASME, J. of Mechanical Design*, Vol. 103, p. 516.
- (4) Faure, L., 1981, "Analysis of Tooth Root Stresses in Internal Gears with a Boundary Integral Equation Method," *Proc. Int. Symp. Gearing & Transmission*, Tokyo, Japan, Vol. 2, p. 139.
- (5) Ablyaskin, O. I. and Ustinenko, V. L., 1973, "Norminal Bending Stress and Stress Concentration in Straight, Involute, Internal Teeth," *Russian Engng. J.*, 53-5, p. 39.
- (6) 정태형, 1985, "박육림 내접치차의 강도설계," 대한기계학회논문집, 제9권, 제4호, pp. 478~486.
- (7) 정태형, 1984, "내접치차의 강도에 관한 연구," 자동차공학회지, Vol. 6, No. 3, pp. 45~54.
- (8) 鄭泰亨 外, 3人, 1981, "內齒平齒車の曲げ應力," *日本機械學會論文集C編*, 47-420, p.1073.
- (9) ISO, *International Organization for Standardization Technical Committee*, 1975, "Tooth Strength Factor  $Y_F$ ," ISO/TC60/WG6, (Secr. 80), 185-E.
- (10) Bathe, K., J., 1982, *Finite Element Procedures in Engineering Analysis*, Prentice-Hall Inc.
- (11) Zienkiewics, O. C., 1974, *The Finite Element Method in Engineering Science*, McGraw-Hill.
- (12) KSB 3990, 1973, 피니언커티.
- (13) Buckingham. E., 1949, *Analytical Mechanics of Gears*, McGraw-Hill.
- (14) 박영조, 정태형, 1986, "치차의 이뿌리 응력에 미치는 치질삭공구 형상의 영향," 한양대학교 산업과학연구소논문집, No. 23, pp. 594~602.
- (15) Lewis, W., 1893, *Investigation of the Strength of Gear Teeth*, Proc. Engng. Club, Philadelphia.
- (16) 會田俊夫, 1970, "齒車強度論(3)," *機械の研究*, 22-11, p. 74.