

## 하이포이드 기어의 체적 최소화 최적 설계

이기훈\*, 이근호<sup>+</sup>, 배인호<sup>++</sup>, 정태형<sup>+++</sup>  
(논문접수일 2007. 8. 6, 심사완료일 2007. 9. 10)

### An Optimum Design Method of Hypoid Gear by Minimizing Volume

Ki-Hun Lee\*, Geun-Ho Lee<sup>+</sup>, In-Ho Bae<sup>++</sup>, Tae-Hyong Chong<sup>+++</sup>

#### Abstract

The hypoid gear has advantage for the high reduction ratio and compactness. But, geometry design and strength evaluation of the hypoid gear depend on the machine tool of specific production companies because the geometry design and strength evaluation of the hypoid gear are complex and difficult. This paper proposes the development of the design programs to satisfying the geometry and strength of a hypoid gear through optimization technique using the genetic algorithm. The genetic algorithm is designed to optimize a method for minimizing volume. The existing design of hypoid gear in the forklift truck axle is compared with the results of developed optimum design program.

**Key Words** : gear(기어), hypoid gear(하이포이드 기어), optimum design(최적 설계), genetic algorithm(유전알고리즘), volume minimization(체적 최소화)

### 1. 서론

기어장치는 구동 요소와 피동 요소들 간에 운동이나 동력을 전달하는데 사용되는 기계 장치이다. 특히, 하이포이드 기어는 기계 및 자동차 산업에서 동력을 전달하는데 많이 사용되고 있다. 하이포이드 기어는 스파이럴 베벨 기어와 워 기어의 중간 형태이며 피니언이 기어의 반경방향으로 옵셋(offset)되어 있는 것이 특징이다. 일반적으로 스파이럴 베벨 기어의 가공장비에 의해 가공되고 국내의 경우 글리슨사(Gleason

Works)의 가공장비가 주류를 이루고 있다. 일반적인 특징은 피니언이 옵셋되어 있으므로 공간상의 이점을 가지고, 경우에 따라서는 조립에서 피니언과 기어에 대해서 축의 양쪽을 모두 지지할 수 있는 장점을 가진다. 또한 피니언 옵셋의 방향과 위치에 따라서 적용될 기계장치에 유용하게 설계할 수 있다. 효율 측면에서는 스파이럴 베벨 기어보다는 나쁘지만 워기어 보다 좋은 효율을 보이고, 베벨 기어에 비해 높은 감속비를 가질 수 있는 것이 큰 장점이다.

하이포이드 기어는 제원 설계와 강도 평가 과정이 매우

\* 한국기계연구원  
+ 한국기계연구원  
++ Stech & H  
+++ 교신저자, 한양대학교 기계공학과 (thchong@hanyang.ac.kr)  
주소: 133-791 서울특별시 성동구 행당동 17

복잡한 계산식으로 이루어져 있으므로, 현장에서는 하이포이드 기어의 가공기계 공급업체에서 주는 설계 제원과 강도 평가 결과에 의하여 제작되고 있다. 따라서 가공업체에 의존함으로써 발생하는 시간과 비용 문제의 해결과 강도를 만족하는 최적의 설계를 얻기 위한 프로그램의 필요성이 증대된다.

이에 관련하여 하이포이드 기어의 강도 및 진동 특성등에 관한 연구와 신뢰성 및 치형 설계에 관한 연구가 이루어졌다<sup>(1-4)</sup>. 또한, 최적 설계에 관한 연구도 많이 이루어졌다<sup>(5-7)</sup>. 본 연구에서는 하이포이드 기어장치의 설계시 가장 기본이 되는 제원 설계 및 강도평가에 대해 연구하고, 이를 바탕으로 기어의 강도와 체적을 고려한 최적 설계 수행에 목적을 두며, 유전 알고리즘을 이용하여 최적설계 프로그램의 개발을 수행하였다.

## 2. 하이포이드 기어의 제원 설계

하이포이드 기어의 제원 설계 과정은 가공 프로세스에 따라 달라진다. 가공 프로세스는 크게 페이스 밀링(face milling) 방식과 페이스 호빙(face hobbing) 방식으로 나뉜다. 제원 설계를 위한 계산방법은 ISO 23509의 글리스 방식을 적용하였다<sup>(8)</sup>.

하이포이드 기어 장치가 전달하고자 하는 동력과 감속비에 따라 피니언의 잇수, 피치원 지름, 치폭을 결정하고, 피니언 옵셋과 비틀림각과 같은 초기 설계 데이터와 공구 데이터(블레이드 개수, 커터의 반지름)를 고려하여 피치 원뿔 파라미터를 결정한다. 하이포이드 기어 장치의 설계를 위한 초기 설계 데이터는 Table 1과 같다. 피치 원뿔 파라미터로서 피치각(pitch angle), 비틀림각(spiral angle), 원뿔 거리(cone distance)를 계산한다. 이 때, 기어 이의 잇줄방향의 평균 곡률반경과 커터 반지름의 차이를 계산하여 그 차이가 10-7의 오차 범위 안에 있도록 설계한다. 오차 범위를 만족할 때까지 축방향 평면에서 기어의 옵셋각( $\eta$ )을 변화시키면서 반복 계산한다.

두 번째 과정으로 피치 원뿔 파라미터가 결정되면 이높이 계수(depth factor), 이뿌리 틈새 계수(clearance factor), 어텐덤 계수(mean addendum factor), 이두께 계수(thickness factor), 치직각 백래쉬(outer normal backlash)로부터 기어의 상세 제원을 결정한다. 하이포이드 기어의 제원은 Fig. 1에 보이는 바와 같다.

언더컷 검사는 이높이가 잇줄 방향을 따라 일정하거나 그렇지 못한 경우에 대해서 모두 검사하고, 피니언 및 기어의 치폭에 대해서 임의의 점을 선정하여 언더컷 유무를 판별한다. 언더컷의 판별은 치폭에 대한 임의의 점에서 전위계수가 가

Table 1 Initial data for the calculation of hypoid gear dimension

Symbol	Description
$\Sigma$	Shaft angle
$a$	Pinion offset
$z_{1,2}$	Number of teeth in pinion, gear
$m_{et2}$	Outer transverse module
$b_2$	Gear face width
$\beta_{m1}$	Mean spiral angle of pinion
$r_{c0}$	Cutter radius
$z_0$	Number of blade groups

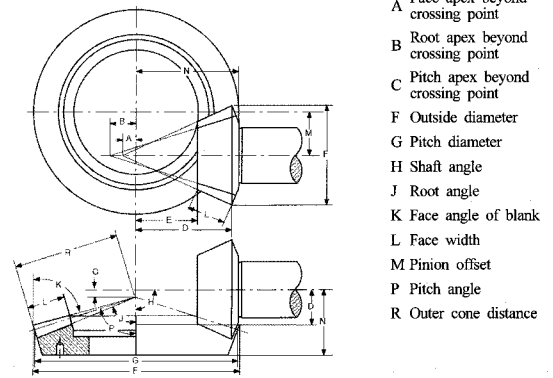


Fig. 1 Hypoid gear nomenclature

능한 최대 전위계수와 최소 전위계수를 얻음으로서 평가할 수 있다. 본 연구에서는 피니언과 기어에 대해 치폭을 따라 여섯 개의 임의의 점을 일정한 간격으로 선정하고 각각의 점에서 언더컷 유무를 판별한다.

## 3. 하이포이드 기어의 강도 평가

하이포이드 기어의 강도 평가는 글리스 방식을 기반으로 제정된 AGMA(American Gear Manufacturers Association)에서 제안하는 방법을 사용하였다<sup>(9-10)</sup>. 하이포이드 기어의 강도 평가는 원통 기어와 마찬가지로 면압 강도와 굽힘 강도로 나누어 계산한다. 면압 강도는 피니언과 기어의 양 치면이 물러 회전할 때, 치면에 발생하는 접촉 응력을 고려한 강도 계산이고, 굽힘 강도는 피니언과 기어의 이뿌리 부분에 발생하는 굽힘 응력을 고려한 강도 평가이다. 강도 평가에

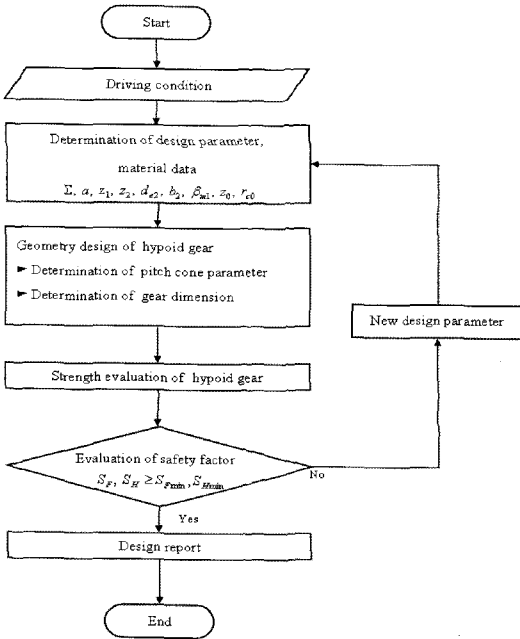


Fig. 2 Strength and durability evaluation process of hypoid gear

활용된 규격은 하이포이드 기어의 면압 강도와 굽힘 강도에 대한 AGMA 932-A05와 베벨 기어의 면압 강도와 굽힘 강도에 대한 AGMA 2003-B97이다. 기본적인 계산식은 하이포이드 기어에 관한 규격에서 제안하는 식을 따르지만, 특정 부분들에 대해서 베벨 기어에 관한 규격을 따른다. 본 규격은 하이포이드 기어의 설계자, 제작자 및 사용자들의 수년간의 축적된 경험으로부터 여러 종류의 관련 계수들을 평가하여 서술되어 있고, 이를 활용하여 하이포이드 기어의 면압 강도와 굽힘 강도를 평가할 수 있는 강도 평가 모듈을 개발하였다. Fig. 2는 하이포이드 기어의 강도 평가 과정을 나타낸다.

### 3.1 면압 강도의 평가

치면에 작용하는 접촉 응력(contact stress)이 허용 한도를 넘으면 반복 하중에 의한 치면 피로 현상인 피팅(pitting)이 발생하여 치면이 손상된다. 면압 강도는 파괴적 피팅이 발생하지 않을 응력 상태에 대한 지표로서 진행성 피팅에 대해서 필요 충분한 안전도를 주기 위하여 규정한 부하 용량이다.

AGMA의 면압 강도식은 기어에서 피팅이 피치점 부근에서 발생할 때의 접촉응력(contact stress number)  $\sigma_H$ 에 의해 평가하는 것으로, 식 (1)과 같이 주어지며, 허용 접촉 응력

(allowable contact stress number)  $\sigma_{HP}$ 는 식 (2)의 관계를 가진다.

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{2000T_2 z_2}{b_2 d_2^2 Z_1 z_1} K_A K_V K_{H\beta} Z_X Z_{XC}} \quad (1)$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim} Z_{NT} Z_W}{K_\theta Z_Z} \quad (2)$$

여기서  $\sigma_H$ 와  $\sigma_{HP}$ 는 각각 면압 강도에 대한 작용 접촉 응력과 허용 접촉 응력을 나타낸다. 작용 응력을 결정하기 위한 계수들은 다음과 같은 특징을 가진다. 과부하 계수( $K_A$ )는 구동 장치와 피동 장치의 충격의 크기에 따라 결정된다. 동적 계수( $K_V$ )는 설계 및 제조의 영향, 전달 오차(transmission error), 동적 응답, 공진 속도(resonance)에 의해 고려된다. 따라서 기어 정밀도 등급과 외측 피치 직경에서 피치선 속도에 의해 결정된다. 하중 분포 계수( $K_{H\beta}$ )는 이의 잇줄 방향에 따라 하중의 분포가 일정하지 않음을 고려하기 위한 계수로서, 마운팅 방법에 의해 값이 차이를 보인다. 면압 강도에 대한 치수효과 계수( $Z_X$ )는 각각 치목과 모듈에 의해 값이 결정된다. 또한  $Z_E$ 는 탄성계수,  $T_2$ 는 출력 토크,  $d_2$ 는 기어의 외측 피치원 지름이다. 기하 계수( $Z_1$ )는 기어 이의 형상에 기초한 것으로 물리고 있는 기어 이의 형상의 곡률반경 등을 평가한다.

허용 응력을 결정하기 위한 계수의 특징은 다음과 같다. 먼저 경도비 계수( $Z_W$ )는 피니언 치면의 거칠기와 브리넬 경도로부터 결정되고, 온도 계수( $K_\theta$ )는 작동하는 기어의 블랭크 온도(blank temperature)로부터 결정된다. 응력 사이클 계수( $Z_{NT}$ , 하중반복횟수)는 기어의 전체 설계 수명동안에 요구되는 작동 사이클 수에 따라 결정되며, 103사이클 이상의 범위에서 주어진다. 여기서, 피로 파손에 대한 누적 손상이론은 마이너 법칙(Miner's rule)을 활용한다. 마지막으로, 신뢰성 계수( $Z_Z$ )는 재질의 시험을 통해서 파손에 대한 통계적 분포로부터 결정되고, 면압 강도와 굽힘 강도에 대하여 서로 다른 값을 가진다. 허용 접촉 응력의 경우  $\sigma_{H \lim}$ 는 피팅 저항력에 대한 재질의 허용 응력값이고, 계수들은 신뢰성과 응력 사이클과 같은 한계 작동 조건에 의해 결정된다.

따라서, 면압 강도의 평가는 허용 접촉응력과 접촉응력에 대한 관계로 식 (3)과 같이 안전계수( $S_H$ )의 값으로 평가한다.

$$S_H = \frac{\sigma_{HP}}{\sigma_H} \quad (3)$$

### 3.2 굽힘 강도의 평가

굽힘 강도는 기어 치면에 수직으로 작용하는 반복 하중에 의해 이뿌리 위험 단면에서의 이의 절손(breakage)과 관련된 피로 파손에 대한 안전도를 주기 위해 규정한 부하 용량이다. AGMA 굽힘 강도식은 하이포이드 기어에서 기어 이의 절손이 이뿌리 필릿(fillet)부에서 발생할 때의 굽힘 응력(bending stress number)  $\sigma_F$ 로 평가하며 식 (4) 및 (5)과 같이 피니언과 기어 각각에 대하여 평가한다. 허용 굽힘 응력(allowable bending stress number)  $\sigma_{FP}$ 와의 관계는 식 (6)로 주어진다.

$$\sigma_{F1} = \frac{2000T_1 K_A K_v Y_X K_{H\beta}}{b_1 z_1 m_{e2}^2 Y_\beta Y_{J1}} \quad (4)$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2000T_2 K_A K_v Y_X K_{H\beta}}{b_2 z_2 m_{e2}^2 Y_\beta Y_{J2}} \quad (5)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\lim} Y_{NT}}{K_\theta Y_z} \quad (6)$$

여기서 각각 계수들의 용어 및 특성은 면압 강도에 대한 계수들과 같다.  $Y_X$ 는 굽힘 강도에 대한 치수효과 계수이며,  $Y_\beta$ 와  $Y_J$ 는 각각 잇줄 방향 곡률 계수와 굽힘 강도에 대한 기하계수이다. 굽힘 강도에 대한 기하계수는 이의 형상과 이뿌리 부분에 대한 응력 집중을 평가하므로 면압 강도에 대한 기하계수와는 결정 방법에서 차이가 있다.

허용 굽힘 응력의 결정은 온도계수( $K_\theta$ ), 신뢰성 계수( $Y_z$ ), 그리고 응력 사이클 계수( $Y_{NT}$ )를 고려하여 재질의 굽힘 허용 응력 값( $\sigma_{F\lim}$ )으로부터 결정된다.

따라서, 굽힘 강도의 평가는 허용 굽힘응력과 굽힘응력에 대한 관계로 식 (7)과 같이 안전계수( $S_{F1, F2}$ )의 값으로 평가한다.

$$S_{F1, F2} = \frac{\sigma_{FP}}{\sigma_{F1, F2}} \quad (7)$$

## 4. 최적설계를 위한 알고리즘

하이포이드 기어의 제원 설계와 강도 평가 모듈 및 최적설계 문제를 해결하기 위한 유전 알고리즘 모델을 개발하는 과정은 크게 집단해의 생성, 평가, 재생산 등으로 구분된다. 집단해의 생성은 주어진 문제에 대해 얻고자 하는 해의 형태를 이진코드로 변환하는 과정으로 변수의 상한값과 하한값 및 구하려는 해의 정확도에 따른 이진코드의 길이 등이 결정

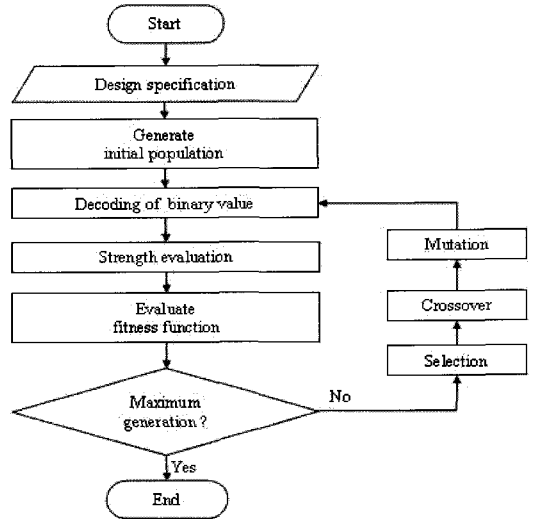


Fig. 3 Genetic algorithm process

된다. 평가과정은 최적화하고자 하는 목적함수에 집단해를 대입하여 각각의 해가 갖는 적합도를 구하는 과정이며, 이 과정에 의해 얻은 각각의 해가 갖는 적합도는 재생산될 해를 선발하는 척도로 사용된다. 재생산과정은 평가과정을 통해 얻은 각각의 해가 갖는 적합도부터 우수한 적합도를 갖는 해를 선발하여 다른 해와의 재생산을 통해 최적해를 탐색하는 과정이다. 일반적인 유전 알고리즘 프로세스는 Fig. 3과 같다.

### 4.1 유전 알고리즘 모델의 초기화 및 적합도 평가

유전 알고리즘을 이용하여 모듈, 잇수, 치폭, 비틀림각 등의 변수값들을 얻기 위해 먼저 각 변수들의 상한값과 하한값을 설정한다. 그리고 각 변수들의 특성(연속, 정수 변수)을 고려하여 각 염색체의 길이를 결정한다. 염색체의 길이를 결정하는 방법은 식 (8), (9)와 같다.

연속변수인 경우:

$$\lambda \geq \log_2 \left( \frac{x_u - x_l}{\epsilon} + 1 \right) \quad (8)$$

정수변수인 경우:

$$2^\lambda = \text{number of integers} \quad (9)$$

여기서,  $\lambda$ 는 이진코드의 길이이고,  $x_u$ 와  $x_l$ 은 각각 설계 변수의 상한치와 하한치이다.  $\epsilon$ 는 연속변수의 정밀도이다.

위에서 정해진 염색체의 길이에 난수적으로 생성된 염색체들을 사용하여 유전 알고리즘의 연산을 거친 후 각 염색체를 다시 십진코드로 변환하여 적합도를 평가한다. 변수값과 이진코드의 변환방법은 식 (10), (11)과 같다.

연속변수인 경우:

$$x_i = x_l + D_b \frac{x_u - x_l}{2^i - 1} \quad (10)$$

정수변수인 경우:

$$x_i = x_l + D_b \quad (11)$$

여기서,  $D_b$ 는 십진수로 변환된 이진코드이다.

이진 코드로 표현된 해는 문제에 따라 적절한 해의 해석과정을 거쳐 평가함수 또는 목적함수에 의해 문제에 대한 해의 적합성이 평가된다. 해석된 변수의 값은 평가함수에 의해 해의 적합성이 판별된다.

구속조건이 있는 문제를 구속조건이 없는 문제로 변환하기 위해 벌칙함수법(exterior penalty function method)을 사용한다.

### 4.2 설계변수 선정 및 평가함수의 구성

설계변수로는 피니언의 잇수, 모듈, 비틀림각, 옵셋, 기어의 치폭으로 정한다. 피니언의 잇수 및 모듈은 얻고자 하는 기어장치의 사용조건으로부터 경협에 의해 상한값과 하한값을 정한다. 피니언 옵셋과 기어의 치폭은 피니언의 잇수와 모듈로부터 계산될 수 있는 최대값과 최소값을 고려하여 상한값과 하한값을 정하고, 피니언의 비틀림각은 통상적으로 사용되고 있는 범위내에서 상한값과 하한값을 정한다. 각 설계변수의 상, 하한값은 Table 2에 나타낸다.

유전알고리즘에 사용되는 파라미터로서 개체수 50, 교배 확률 70%, 돌연변이 확률 5%를 사용하며, 피니언 옵셋과

치폭의 정밀도는 0.1, 비틀림각의 정밀도는 0.01, 모듈은 0.001의 정밀도를 사용하였다. 기어 크기 결정에 관한 유전 알고리즘은 1000번의 세대교체 후 최적 개체가 있을 경우에 종료하도록 설정한다.

구성된 기어 크기 결정에 대한 목적함수는 식 (12)과 같다.

$$F_{obj} = F_{vol} + \sum_{j=1}^n r_j (\max(g_j, 0))^2 \quad (12)$$

여기서,  $F_{obj}$ 은 목적함수로서 체적과 구속조건의 위배량의 합이고,  $F_{vol}$ 은 하이포이드 기어 쌍의 피니언과 기어에 대한 원뿔 체적에서 각각의 치폭 만큼을 평가하며 식 (13)로 나타낸다.  $j$ 는 구속조건의 개수이며,  $r_j$ 는 벌칙계수이다. 체적의 평가는 제원 설계에서 계산되는 값으로부터 계산된다. Fig. 4에서 체적 계산에 사용된 변수를 나타낸다.

$$F_{vol} = \frac{\pi}{24} \left[ \frac{(d_{e1}^3 - d_{i1}^3)}{\tan \delta_1} + \frac{(d_{e2}^3 - d_{i2}^3)}{\tan \delta_2} \right] \quad (13)$$

여기서,  $d_e$ 와  $d_i$ 는 피니언과 기어의 외측 피치원 지름과 내측 피치원 지름이며,  $\delta$ 는 피치각이다.

기어의 크기 결정에 대한 구속조건들을 나열하면 아래의 식 (14)과 같다.

$$\begin{aligned} g_{1-2} : S_H \min - S_H &\leq 0 && \text{면압 강도} \\ g_{3-4} : S_F \min - S_F &\leq 0 && \text{굽힘 강도} \\ g_5 : b_2 - R_{e2} / 3 &\leq 0 && \text{치폭} \\ g_6 : a - d_{e2} / 6 &\leq 0 && \text{피니언 옵셋} \\ g_7 : x_{im \min} - x_{im} &\leq 0 && \text{언더컷} \\ g_8 : x_{im} - x_{im \max} &\leq 0 && \text{언더컷} \\ g_9 : 1 - \epsilon_a &\leq 0 && \text{정면 물림률} \\ g_{10} : 1.75 - \epsilon_\beta &\leq 0 && \text{중첩 물림률} \\ g_{11} : 2 - \epsilon_\delta &\leq 0 && \text{수정 물림률} \end{aligned} \quad (14)$$

Table 2 Setting of design variables for hypoid gear design

	Pinion	Gear
Number of teeth	6~15	
Module	3~10	
Face width [mm]		$\min(R_{e2}/3) \sim \max(R_{e2}/3)$
Pinion offset [mm]	$\min(d_{e2}/6) \sim \max(d_{e2}/6)$	
Spiral angle [deg.]	35~50	

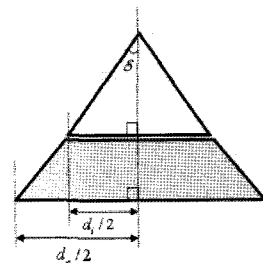


Fig. 4 Evaluation of volume of hypoid gear

여기서  $S_{min}$  은 최소 요구 안전계수이며,  $x_{nm}$  은 전위계수이다. 또한  $\varepsilon_\alpha, \varepsilon_\beta, \varepsilon_o$  는 각각 정면 물림률, 중첩 물림률, 그리고 수정 물림률이다.

면압 강도와 굽힘 강도에 대한 구속조건은 피니언과 기어에 대해서 각각 평가한다. 기어 크기에 대한 평가함수  $F_{fitness}$  는 적합도에 음의 값이 나타나지 않도록 설정한 적절한 값인  $C_{max}$  에서 앞에서 구한 목적함수를 빼주는 것으로 구성하며, 식 (15)과 같다.

$$F_{fitness} = C_{max} - F_{obj} \quad (15)$$

**Table 3 Specification of existing hypoid gear drive**

Transmitted power	[kW]	55
Input speed	[rpm]	2000
Gear ratio		6.5
AGMA quality number		11
Gear material		Steel (Grade 1)
Heat treatment		Carburized
Hardness		55~64 HRC
Allowable contact stress	[Mpa]	1380
Allowable bending stress	[Mpa]	205
Service life	[cycle]	$6.0 \times 10^8$

**Table 4 Comparison of existing design, optimum design, and modified optimum design**

	Existing design		Optimum design <sup>1)</sup>		Modified optimum design <sup>2)</sup>		
	Pinion	Gear	Pinion	Gear	Pinion	Gear	
Number of Teeth	6	39	11	72	6	39	
Module	[mm]	7.511	4.929		7.444		
Pressure angle	[deg.]	22.5	22.5		22.5		
Pinion offset	[mm]	25.4	11.4		10.9		
Mean spiral angle	[deg.]	45.05	33.63	42.52	38.55	40.63	35.21
Face width	[mm]	45.2	41.3	31.6	30.7	43.4	41.4
Transverse contact ratio		0.848	1.003		0.813		
Face contact ratio		2.103	2.655		2.182		
Modified contact ratio		2.268	2.838		2.328		
Safety factor	Pitting resistance	0.88	0.98	1.0	1.12	0.91	1.02
	Bending strength	1.45	0.98	1.13	1.01	1.48	1.02
Volume	[mm <sup>3</sup> ]	4.5589×10 <sup>5</sup>	4.9975×10 <sup>5</sup>		3.9901×10 <sup>5</sup>		
Volume variation			9.6% Increase		12.5% Decrease		

,note : 1) Optimum design with common design conditions  
 2) Optimum design with existing design conditions

## 5. 하이포이드 기어장치에의 적용 결과

### 5.1 기존 설계 분석

Table 3과 4는 중장비 액슬용으로 사용되는 기존의 하이포이드 기어장치의 설계 명세와 자원이다. 기어장치는 55kW의 전달동력과 2000rpm의 회전 속도를 가지고, 5000시간의 요구수명을 가지므로  $6.0 \times 10^8$  사이클 조건으로 평가하고, 6.5의 감속비를 가진다. 기어의 정밀도 등급은 AGMA 11등급이다. 기어의 재질은 AGMA 규격에 준하여 강을 사용하고, 표면 경도 및 청정도에 대한 지표는 1 등급의 값을 활용한다. 경도는 55~64 HRC로 주어지므로 평균값을 사용한다.

기존 설계의 물림률 및 강도평가 결과는 Table 4에 나타난다. 강도 평가는 중장비임을 감안하여 통상적으로 기어 설계시 현장에서 사용하는 과부하 계수 1.25를 사용한다. 통상적인 설계의 경우 필요로 하는 요구 최소 안전계수가 1 이상이라면 면압 강도는 이를 만족시키지 못하며, 피니언의 굽힘 강도의 안전계수는 1 이상으로, 통상적인 설계 조건을 만족시키지만, 기어의 굽힘 강도가 이를 만족시키지 못하는 것을 확인하였다. 물림률은 정면 물림률이 0.848로 글리슨에서 추천하는 값에 못 미치므로 역시 통상적 설계 조건을 만족시키지 못하는 것을 확인하였다. 그러나 수정 물림률이

2이상이므로 피니언과 기어의 물림은 상대적으로 원만할 것으로 예상된다.

### 5.2 통상적 설계법에 의한 최적설계와 기존의 하이포이드 기어장치 설계조건에 의한 최적 설계

본 연구에서는 기존 설계에 대한 결과에 구애됨이 없이 액슬용 하이포이드 기어장치의 운전조건을 만족하는 통상적인 설계법에 의한 최적 설계안과 기존 설계 결과와 비교한다. 또 하나는 기존 설계 결과와 설계 조건이 같은 경우에 대한 최적 설계안을 구하여 비교한다.

강도 평가 및 물림률 등에 대한 결과는 통상적 설계에서 좋은 결과를 보여준다. 체적의 변화는 통상적 설계법에 의한 최적 설계는 체적이 증가하지만, 기존 설계와 설계 조건이 같은 경우에 대한 최적 설계는 체적이 감소하는 경향을 나타낸다.

## 6. 결론

본 연구는 하이포이드 기어장치 설계 시, 체적을 최소화하는 제원 설계 및 강도 평가에 대해 수행한 연구로서 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 복잡한 하이포이드 기어의 제원을 결정하고 강도를 평가할 수 있는 설계 모듈을 개발하였다.
- (2) 하이포이드 기어장치의 체적에 대한 목적 함수를 정의하고, 유전 알고리즘을 활용하여 체적을 최소화하는 최적 설계 시스템을 개발하여 사용 목적에 맞는 최적해를 얻을 수 있다.
- (3) 중장비 액슬용 하이포이드 기어장치의 설계에 적용한 결과 통상적인 설계법에 의한 최적 설계에서 체적은 증가하지만 물림률 및 강도에서 충분히 만족하는 설계해를 얻었다. 또한 기존 설계 조건과 같은 설계에서는 체적을 감소시키는 결과를 얻음으로서 체적을 고려한 하이포이드 기어장치의 설계 기반을 마련하였다.

## 후 기

본 연구는 2005년도 산업자원부 부품소재기술개발사업의 지원으로 수행되었음(과제번호 : 0501-DA1-0011). 연구 지원 관계자 여러분께 심심한 사의를 표합니다.

## 참 고 문 헌

- (1) Chong, T. H., Lee, K. H., Lee, G. H., Bae, I. H., Park, S. H. and Kim, D. S., 2006, "Parameter Analysis of Hypoid Gear Strength and Durability", *Proceedings of KSMTE Spring Conference*, pp. 409~414.
- (2) Kim, Y. B. and Lee, C. W., 1982, "Spectrum Analysis of Hypoid Gear Vibration", *Trans. KSME*, Vol. 6, No. 4, pp. 346~352.
- (3) Kim, T. H., Kim, H. S., Han, S. Y., Kang, H. Y. and Yang, S. M., 1994, "A Study on the Reliability and Life of Hypoid Gear Axle", *Proceedings of KSAE Spring Conference*, pp. 533~538.
- (4) Ito, N. and Takahashi, K., 2000, "Differential Geometrical Conditions of Hypoid Gears with Conjugate Tooth Surfaces", *Trans. ASME, Journal of Mechanical Design*, Vol. 122, pp. 323~330.
- (5) Chong, T. H. and Lee, J. S., 2002, "Optimum Design of Gear Train Systems Using a Genetic Algorithm", *Proceedings of KSMTE Spring Conference*, Vol. A, pp. 654~659.
- (6) Bae, I. H., Chong, T. H., Lee, G. H., Lee, K. H., Park, S. H. and Kim, Y. S., 2006, "Optimum Design of Hypoid Gears", *Proceedings of KSMTE Spring Conference*, pp. 421~425.
- (7) Chong, T. H., Park, J. H. and Lee, J. S., 2006, "Optimum Design of Multi-Stage Gear Drive Considering Volume and Reliability", *Proceedings of KSMTE Autumn Conference*, pp. 368~375.
- (8) ISO 23509, 2006, *Bevel and Hypoid Gear Geometry*, International Organization for Standardization.
- (9) AGMA 932-A05, 2005, *Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Hypoid Gears*, American Gear Manufacturers Association.
- (10) AGMA 2003-B97, 1997, *Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Generated Straight Bevel, Zerol Bevel and Spiral Bevel Gear Teeth*, American Gear Manufacturers Association.