

인벌류트 스퍼기어 치형 강도에 관한 연구 A Study the Development of Involute Spur Gears Profiles Strength

조성철*
Seong-Cheol Cho*

<Abstract>

Strength Design method for involute spur gears is developed. The developed gear strength design system can design the optimized gear that minimize the number of pinion teeth with face tooth. Method of optimization is matrix form which is developed from this study. Design variables are transmitted power, gear volume, gear ratio, allowable contact stress and allowable bending stress, etc. Gear design method developed this study can be apply to the gears of plants, machine tools, automobiles.

Keywords : Gear strength, Contact ratio, Optimization, Bending stress, Contact stress.

1. 서 론

기어는 산업기계에서 가정용 전동기기에 이르기 까지 여러 시스템에 동력을 전달하는 기계요소로 사용되고 있다. 특히 인벌류트 스퍼기어는 타 기어에 비해 소음이 발생하지만, 제작이 간편하고 제작비가 싸기 때문에 많이 사용되어지고 있다.

기어는 운전 중에 파손이 일어나지 않고 제한된 체적 내에서 제 기능을 발휘하도록 설계 되어져야 한다. 따라서 이러한 조건을 만족 시키려면 간섭, 안전계수, 부하용량을 고려한 굽힘강도와 면압강도를 만족하는 기어 설계가 수행되어야 한다. 그러나 기어의 설계시에 이러한 강도를 만족하는 변수들을 찾기가 매우 어려우며, 설계식 계산도 매우 복잡하다. 이러한 변수들을 만족하기 위한 연구를 살펴보면, D. Waite와 G. Cockerham¹⁾이 스퍼기어와 해리

컬 기어의 컴퓨터이용 기어설계 연구에서, 굽힘강도와 면압강도에 관하여 연구를 수행하였고, J.J. Coy, P. Townsend, Savage²⁾ 등은 스퍼 기어의 최적 잇수에 관한 연구에서 피니언의 지름을 변화시키면서 굽힘강도, 면압강도를 만족하는 최적 기어설계에 대하여 연구 한 바 있다. 또한 정태현, 김민수³⁾는 컴퓨터를 이용한 동력전달용 인벌류트 원통형 치차 설계에 관한 연구에서, 굽힘강도와 면압강도의 안전성 해석을 수행한 바 있다. 그러나 이들 연구는 적용 수식들의 인자들을 생략하거나 선형화한 기어 설계 해석에 국한되었다. 따라서 본 연구는 시스템에 요구된 제한된 체적 내에서 기어의 물림률, 치폭, 접선속도 등의 조건을 만족하면서, 운전시 기어가 파손되지 않고 원활히 운전할 수 있도록 굽힘강도와 면압강도에 대한 최적화 설계 기법에 대하여 연구 하고자 한다.

* 정회원 : 충청대학 소방안전과 교수, 工博
363-792/충북 청원군 강내면 월곡리 330 번지
email : csc11@ok.ac.kr

* Prof. Dept. of Fire Protection and Safety, Chung Cheong University, Dr. Eng.
330 Wolgok-Ri Gangnae-Myun Cheongwon-Gun
Chungcheongbuk-Do Korea 363-792

2. 이론식

2.1. 기어 형상 이론식

인벌류트 기어의 형상은 직선형 호부 (straight sided hob)를 사용하여 가공하였을 때 이끝원부, 인벌류트부, 필렛부, 이뿌리원부로 구분된다.

Fig.1은 2차원 좌표상에서 기어치형의 형상을 나타낸 것이다. 여기서 R_o 는 기어의 이끝원 반지름이고, R 은 피치원 반지름, R_g 는 기초원 반지름과 R_r 은 이뿌리원 반지름, R_i 는 임의의 인벌류트 곡선상에서의 반지름이다. 또 S_c 는 랙의 이 두께이다.

점 a 와 a_1 은 이끝원과 인벌류트 곡선이 만나 형성되는 이끝원 부이다.

점 e' 와 e 는 인벌류트 곡선과 필렛부가 만나는 점이고, f' 와 f 는 필렛 부와 이뿌리원이 만나는 점이다.

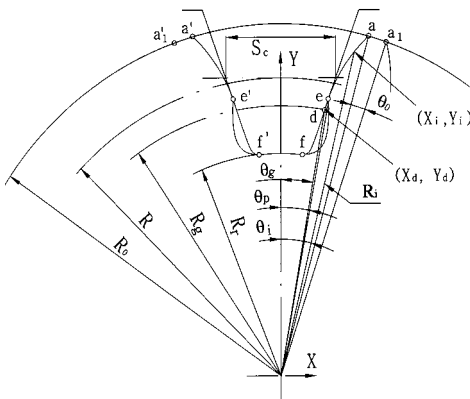


Fig. 1. Geometric drawing of gear tooth profile

(1) 이끝원

기어의 기초원부터 형성되는 이끝원은 이의 양쪽 인벌류트 곡선에 의하여 만나는 교점, 즉 a 와 a_1 사이의 부분이다. 따라서 이끝원부의 좌표값은 다음과 같이 유도된다.

$$X_o = R_o \sin(\theta_o) \quad (1)$$

$$Y_o = R_o \cos(\theta_o) \quad (2)$$

여기서 X_o, Y_o 는 각각 이끝원 부를 형성하는 X 좌표와 Y 좌표, R_o 는 이끝원의 반지름, θ_o

는 이끝원이 양쪽 인벌류트 곡선에 의하여 만나는 교점 사이의 각이다.

(2) 인벌류트 곡선

인벌류트 치형 창성은 랙을 피니언의 접선 방향으로 이동시킬 때 발생한다.

인벌류트 곡선의 개시점은 $d(X_d, Y_d)$ 이며, 여기서 부터 이끝원 까지 인벌류트 곡선 부가 그려지게 된다.

$$X_d = R_g \sin \theta_g \quad (3)$$

$$Y_d = R_g \cos \theta_g \quad (4)$$

여기서 $\theta_g = \theta_p - \tan \alpha_c + \alpha_c$ 이다.

인벌류트 곡선 부는 이 d 점에서 a 점까지이다. 따라서 반경 R_i 인 원 위의 인벌류트 치형의 좌표(X_i, Y_i)는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$X_i = R_i \sin(\theta_g + \tan \alpha_i - \alpha_i) \quad (5)$$

$$Y_i = R_i \cos(\theta_g + \tan \alpha_i - \alpha_i) \quad (6)$$

여기서 $\cos \alpha_i = \frac{R_g}{R_i}$ 이고, X_i, Y_i 는

각각 임의의 점에서 인벌류트 곡선 X, Y 좌표이고 R_i 는 임의의 인벌류트 곡선상의 반지름이다.

(3) 필렛

기초원과 인벌류트 곡선 사이에 형성되는 필렛부는 호브의 날끝에 의하여 형성된다. 호브가 기어 치형을 창성할 때 기초원이나 인벌류트 곡선 부를 깎아 생기게 되는데 이렇게 이뿌리 부를 깎게 되면 기어 이의 강도가 저하된다.

Fig. 2는 필렛 형상을 나타낸 것으로서 중심 좌표(X_j, Y_j)는 다음 식과 같다.

$$X_j = R\theta_j \cos \theta_j - R \sin \theta_j + l \sin(\theta_j + \beta) \quad (7)$$

$$Y_j = R\theta_j \sin \theta_j + R \cos \theta_j + l \sin(\theta_j + \beta) \quad (8)$$

$$l = \sqrt{A^2 + (h'_{kc} - r)^2}, \tan \beta = \frac{A}{(h'_{kc} - r)} \quad (9)$$

이때 X_j 는 필렛의 X좌표이고, Y_j 는 필렛의 Y좌표이다. 포락선은 θ_j 가 소거되지 않기 때문

에 단순화 되지 않는다. 따라서 원 군의 포락선이 근사적으로 M점을 통과하기 때문에 이 원의 중심 좌표를 좁은 간격으로 많이 구하여 다음 식에 의해 필렛의 좌표 M(X_m, Y_m)를 구한다

$$X_m = X_j + r \cos \gamma \quad (10)$$

$$Y_m = Y_j + r \sin \gamma \quad (11)$$

X_m, Y_m은 호브와 이의 접촉부 좌표이다.

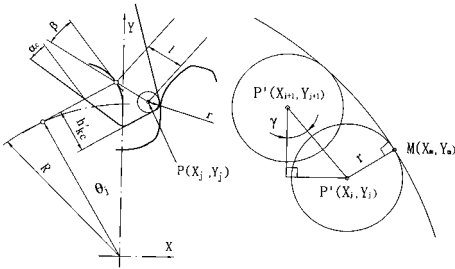


Fig. 2. Geometry of fillet part.

(4) 이뿌리원

이뿌리원부는 호브의 이끝부(tooth tip land)의 평평한 부분에 의하여 가공되며, 이뿌리원부 형성을 위한 좌표식은 다음과 같다.

$$X_r = R_r \sin(\alpha) \quad (12)$$

$$Y_r = R_r \cos(\alpha) \quad (13)$$

여기서 X_r, Y_r는 각각 이뿌리원 부의 X와 Y 좌표이고, R_r는 이뿌리원의 반지름이다. α는 이뿌리부를 이루는 각이다.

2.2 간섭방지를 위한 계산식

(1) 간섭방지를 위한 최소 잇수 계산

기어의 최소 잇수 계산은 강도와 밀접한 관계가 있다. 기어의 잇수가 많으면 물림률이 커져 원활한 회전은 가능하지만 이의 강도가 저하된다. 반면 잇수가 적으면 강도는 증가하나 간섭이 발생하여 이뿌리 부가 깎여 나가기 때문에 이의 부러짐 현상이 발생한다. 따라서 간섭이 없는 기어의 잇수를 계산하는 것은 강도 계산에 있어서 매우 중요하다. 본 논문에서는 간섭 방지를 위한 기어의 최소잇수 계산은

J.J. Coy 등이²⁾ 제시한 수식을 사용하였다.

$$N_{1min} = \left\lceil \frac{\frac{2a_2}{m_g}}{1 - \sqrt{\cos^2 \phi + (\frac{1}{m_g} + 1)^2 \sin^2 \phi}} \right\rceil \quad (14)$$

여기서 N_{1min}은 간섭이 없는 피니언의 최소 잇수, m_g는 기어비, φ는 피치원에서의 기준 압력각이며, a₂는 기어의 어텐덤 비이다.

(2) 물림률

기어가 서로 물리어 회전할 때 이물림 상태가 끝나는 순간, 다음 이의 물림 상태가 유지된다면 동시에 물리는 잇수는 1이상이 된다.

기어는 물림률의 변화에 따른 하중의 변화로 소음 및 진동 발생의 원인이 된다. 따라서 이를 해결하기 위하여 일반적으로 물림률이 1 이상의 범위 내에서 설계가 이루어져야 한다. 물림률 계산식은 기어설계에 많이 사용되는 Carroll 등이⁴⁾ 제시한 식을 사용 한다.

$$m_p = \frac{N_1}{2\pi \cos \phi} \left\{ \begin{array}{l} \sqrt{(1 + \frac{2a_1}{N_1})^2 - \cos^2 \phi} \\ + \sqrt{(m_g - \frac{2a_2}{N_1})^2 - m_g \cos^2 \phi} \\ - (1 + m_g) \sin \phi \end{array} \right\} \quad (15)$$

여기서 m_p는 물림률, N₁은 피니언의 잇수, a₁은 피니언의 어텐덤 비이다.

2.3. 강도 계산식

(1) 굽힘강도

굽힘강도의 계산을 위해 사용한 수식은 AGMA 218.01⁵⁾에서 제시한 식을 사용하였으며, 이는 이의 부러짐과 이뿌리부의 균열 방지를 위하여, 기어의 치형에 전달되어 질 수 있는 하중을 결정하기 위해 계산된다.

$$S_{ts} = \frac{W_t K_a}{K_v} \frac{1.0}{F m} \frac{K_s K_m}{J} \quad (16)$$

여기서 S_{ts}는 재료에 대한 계산된 굽힘응력, W_t는 접선하중, K_a는 굽힘에 대한 사용응력, K_v는 굽힘에 대한 동하중계수이다. F는 치폭,

m 은 모듈이다. K_s 는 굽힘에 대한 치수효과계수, K_m 은 굽힘에 대한 하중분포계수, J 는 형상계수이다.

(2) 면압강도 계산

면압강도는 기어가 회전 할 때 기어 이의 접촉면과 면 사이에서 발생하며, 기어의 사용 기간 동안에 이의 파괴적 피팅이 발생하지 않는 부하를 결정하는데 있다. 이 면압강도는 Hertz의 면압강도식을 기초로 하여 유도한 공식을 사용하였다.

$$S_{cs} = C_p \sqrt{\frac{W_t C_a}{C_v} \frac{C_s}{dF} \frac{C_m C_f}{I}} \quad (17)$$

여기서 C_a , C_s , C_m 은 1로 계산되며, C_f , C_v , I 는 AGMA218.01⁵⁾의 수식을 이용하여 계산하였다. S_{cs} 는 재료에 대한 계산된 면압응력, C_p 는 탄성정수계수이다.

W_t 는 피치지름에 전달되는 접선하중, C_a 는 면압에 대한 사용응력, C_v 는 면압에 대한 동하중계수이다. C_s 는 면압에 대한 치수효과계수, d 는 피치원 지름, F 는 치폭계수이다. C_m 은 면압에 대한 하중분담계수, C_f 는 면압에 대한 표면상태계수이며, I 는 면압에 대한 형상계수이다.

3. 최적화 설계식

3.1 목적함수

(1) 목적함수의 구성 배경

기어는 AGMA, JGMA, KS등에서 제공하는 변수들을 사용하여 설계가 수행된다. 그러나 기어설계시 모듈을 크게 하면 기어 이의 강도가 증가하고 잇수가 적어져 가공비는 감소하지만, 물림률이 작아지므로 원활한 회전을 저해하는 원인이 된다. 한편 잇수가 많으면 물림률이 증가하여 원활한 회전을 할 수 있지만 이의 크기가 작아져 강도가 약해진다. 또한 치폭이 크면 이의 강도는 커지나 기어의 체적이 커져 타 부품과 간섭 발생이 쉽고, 재료비가 비싸진다. 따라서 설계시 이 변수들을 잘못 결정하면 생산비가 증가하고, 운전 중 간섭이나 이의 절손 원인이 되기 때문에 이러한 변수들

을 결정하는데 어려운 점이 있다.

본 연구는 기어설계시 이러한 모순을 해결하기 위해 설계 한계값인 제한조건 범위 내에서 설계가 되도록 목적함수를 구성하였다.

(2) 목적함수 식

스퍼기어의 목적함수 유도는 피니언과 기어의 피치원 지름을 이용하여 식(18)과 같이 유도하였다.

$$V_s = \frac{\pi}{4} (d_p^2 + d_g^2) F \quad (18)$$

식(18)의 스퍼기어 체적 V_s 는 서로 접해 있는 두 기어의 피니언의 피치원 지름 d_p 와 기어의 피치원 지름 d_g 를 이용하여 원의 면적을 각각 구하여 합하고, 여기에 치폭 F 를 곱하여 체적 계산식을 구성하였다.

$$d_p = m Z_p, \quad d_g = m Z_g \quad (19)$$

식(19)는 모듈 m 에 피니언의 잇수 Z_p 를 곱하여 구한 피니언의 피치원 지름과 모듈 m 에 기어의 잇수 Z_g 를 곱한 것으로서, 식(19)를 식(18)에 대입하여 식(20)을 구한다.

$$V_s = \frac{\pi}{4} \{ (mZ_p)^2 + (mZ_g)^2 \} F \quad (20)$$

기어비 m_g 는 기어 잇수 Z_g 와 피니언의 잇수 Z_p 의 비이고, 치폭은 치폭계수와 모듈의 곱으로 나타내므로 다음 식(21)과 (22)로 나타낼 수 있다.

$$m_g = \frac{Z_g}{Z_p} \Rightarrow Z_g = m_g Z_p \quad (21)$$

$$F = K m \quad (22)$$

위의 식(21)과 식(22)를 식(20)에 대입하여 정리하며 목적함수 식(23)을 구할 수 있다.

$$Z_p = Q_{zmin} = \sqrt{\frac{4 V_s}{\pi K (m_g^2 + 1)} \frac{1}{m^3}} \quad (23)$$

3.2 제한조건

기어가 간섭이 없이 잘 설계되었다 하더라도 물림률, 접선속도, 굽힘강도, 면압강도 기어 쌍의 체적이 요구조건에 적합하지 않으면 사용할 수 없다. 따라서 본 연구는 기어가 파손되지 않고 원활하게 회전하기 위한 조건으로 다음과 같은 제한범위 내에서 설계가 이루어지도록 제한조건을 구성하여 적용하였다.

피니언의 잇수 결정은 물림률 m_p 을 고려하여 목적함수로 계산한 잇수 Z_p 가 물림률 제한조건을 만족하는 최소잇수 N_{imin} 보다 많도록 하였다.

기어가 회전할 때 물림률 m_p 는 이와 이의 물림상태가 한개 이상인 1보다 크면 가능하나, 소음이나 진동을 고려하여 한계값 m_{input} 값 이상으로 제한하였다. 이때 물림률 입력값은 1.4로 하였다.

기어 쌍의 체적은 기어가 사용되는 시스템의 타 부품과 간섭을 피하기 위하여 제한하였으며, 계산된 체적이 제한 입력값보다 작도록 하였다.

치폭은 최소값과 최대값을 정하여 그 범위 내에서 정해지도록 하였으며, 치폭계수의 한계 범위는 6~11로 제한하였다.

접선속도는 키보드나 데이터 파일로 부터 입력되는 입력값보다 작도록 제한하였다.

굽힘강도의 제한은 사용굽힘강도가 한계굽힘강도보다 작거나 같도록 하였다.

사용굽힘응력(S_{ts})을 계산하여 사용굽힘강도로 사용하였고, 한계굽힘강도는 굽힘에 대한 수명계수 K_L 를 온도계수 K_T 와 신뢰도계수 K_R 로 나누고 여기에 허용굽힘응력을 곱하여 계산하였다.

$$S_{ts} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{at} \quad (24)$$

면압강도의 한계값 결정은 면압강도 제한조건식이 사용굽힘강도가 한계굽힘강도보다 작거나 같도록 식(25)과 같이 구성하였다. 사용면압응력(S_{cs})을 계산하여 사용면압강도로 사용하였고, 한계면압강도는 면압에 대한 수명계수 C_L 과 경도비계수 C_H 를 온도계수 C_T 와 신뢰도계수 C_R 로 나누고 여기에 허용면압응력을

곱하여 계산하였다.

$$S_{cs} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{ac} \quad (25)$$

위와 같은 제한 조건을 사용하여 목적함수 값을 구하기 위해 사용하였다.

3.3 최적화 방법

목적함수의 최적값을 구하기 위하여 다음의 방법을 사용하였다.

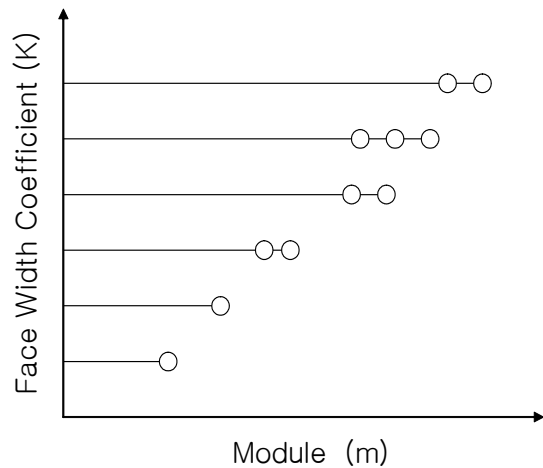


Fig. 3. Search method of face width coefficient, module for minimum gear set volume.

이때 열은 서로 다른 모듈 행은 치폭계수를 나타낸다.

모듈은 KS규격을 사용하며, 맨 왼쪽이 최소값이고 오른쪽으로 가면서 큰 값을 취한다.

치폭계수는 윗쪽이 최소값이고, 아래로 내려감에 따라 증가 값이 된다.

검색은 최소치폭에 대해 구속조건을 만족하는 목적함수인 최소체적에 대한 모듈을 구하는 것으로부터 시작한다. 먼저 맨 윗쪽의 최소치폭을 취하고 맨 왼쪽의 작은 모듈부터 오른쪽으로 가면서 차례로 목적함수식에 대입하면서 구속조건을 만족하는 최소체적 값인 목적함수 값을 찾는다. 이와 같이 1행에 대한 가능해가 구해지면 다음 행에 대하여 앞행과 같은 방법으로 검색을 하여 제 2행의 치폭계수와

구속조건을 만족하는 최소체적에 해당하는 모듈을 찾는다. 이렇게 모든 행과 열에 대한 검색을 수행하여 모든 행에 대한 목적함수 값을 찾는다. 모든 행의 목적함수 값이 구해지면 이 값들 중에서 가장 작은 목적함수 값을 취하고, 이 목적함수를 계산하는데 사용한 치폭계수와 모듈을 설계에 사용하였다. 이때 O는 만족한 영역, 실선부분은 불만족한 영역을 뜻한다.

4. 결과 및 고찰

고찰은 제시된 기어 설계식을 사용하여 기어설계를 수행하였을 때 기어가 파손되지 않고 안전하게 회전을 할 수 있는 강도를 판정하기 위하여 수행하였다.

설계 수행은 기본 입력값인 기어의 전달동력, 피니언 회전수, 기어비 등을 변화시켜가면서 설계를 수행하여 굽힘응력, 면압응력, 잇수, 치폭, 기어 쌍의 체적 등의 설계값이 어떻게 변화하는가를 고찰하였다.

사용재료는 허용면압응력이 657.73 MPa, 허용굽힘응력은 193.69 MPa인 재료를 사용한다고 가정하였다.

절삭공구 입력자료는 호브의 어텐덤 비는 1.25, 디텐덤 비는 1, 커터의 에지 반경은 0.35, 기준 피치원 상의 압력각 20°인 인벌류트 치형인 표준호브를 사용하였다.

Fig.4 에서와 같이 설계 입력값이 기어비가 3, 피니언의 회전수 2000 rpm, 입력동력 55 kW 일때 설계를 수행하였다.

수행결과 굽힘강도에 있어서 식(24)에 의해 계산된 최대허용굽힘응력이 195.14 MPa로 나타났다.

설계결과 Fig.5에서와 같이 굽힘 사용응력이 약 77.28 MPa로 나타났다. 따라서 본 설계에 있어서 계산된 최대허용굽힘응력보다 설계된 사용응력이 17.86 MPa 더 작기 때문에 굽힘강도는 설계범위 이내에서 설계됨을 알 수 있었다.

면압강도에서도 식(25)에 의해 계산된 최대 허용면압응력은 738.433 MPa이지만 설계된 사용응력은 약 590.03 MPa이므로 계산된 최대 허용면압응력값보다 설계된 사용응력이 148.40 MPa 작으므로 면압강도도 설계범위 내에서

설계가 수행되었음을 알 수 있었다.

또한 물림률의 제한조건은 1.4이상으로 제한하였지만 설계값은 1.60 으로 계산되었기 때문에 물림률에서도 기어가 원활하게 회전할 수 있음을 보여 주었다.

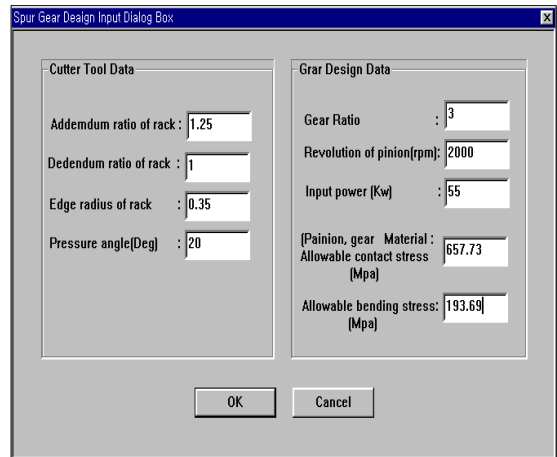


Fig. 4. Input data of spur gear design at gear ratio 3, revolution of pinion 2000 rpm and input power 55 kW.

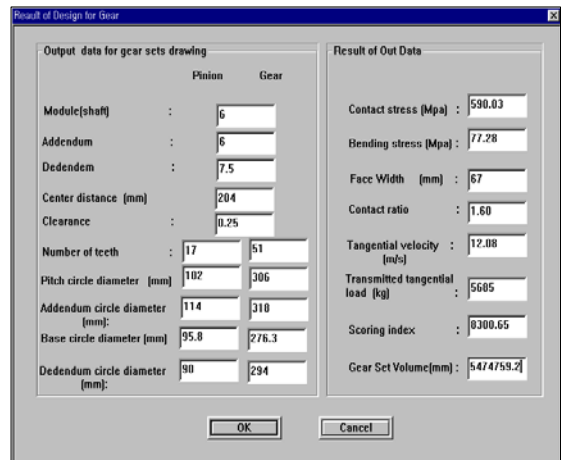


Fig. 5. Output results of spur gear design value at gear ratio 3, revolution of pinion 2000 rpm and input power 55 kW.

기어비가 6, 피니언의 회전수 6000 rpm, 입력동력 65 kW를 입력하여 설계를 수행한 Fig.6의 결과는 다음과 같다.

식(24)에 의하여 계산된 최대 허용굽힘응력이 195.14 MPa이고, 설계후의 값은 약 132.50 MPa로 나타났다. 따라서 계산된 최대 허용굽힘응력이 설계후의 사용굽힘응력보다 62.64 MPa 크게 나타났다.

면압강도에서도 식(25)에 의하여 계산된 최대 허용면압응력값이 738.43 MPa이지만 계산 응력 값은 약 673.92 MPa이므로 계산된 최대 허용면압응력값이 사용면압응력보다 64.51 MPa 크게 나타났다.

물림률의 제한조건도 1.4이상으로 설계조건을 제한하였지만 설계값은 1.67이상으로 계산되었다.

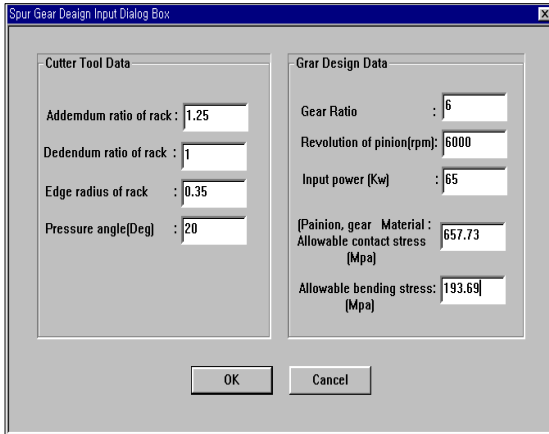


Fig. 6. Input data of spur gear design at gear ratio 6, revolution of pinion 6000 rpm and input power 65 kW.

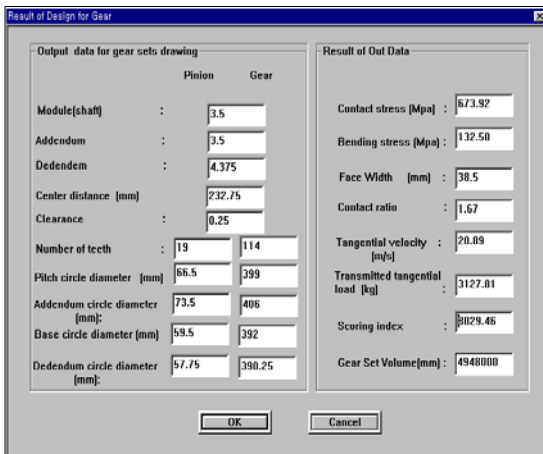


Fig. 7. Output results of spur gear design value at gear ratio 6, revolution of pinion 6000 rpm and input power 65 kW.

5. 결 론

본 연구는 여러 분야에서 많이 사용되어지고 있는 스퍼기어에 대하여 입력조건을 변화

하면서, 기어가 운전 중 파손되지 않고 만족한 운전을 할 수 있는 강도에 관한 연구를 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 입력동력 55 kW, 피니언의 회전수 2000 rpm, 기어비 3의 설계 입력 값으로 설계를 수행하였을 때, 계산된 최대 허용굽힘응력이 195.14 MPa, 굽힘사용응력은 약 77.28 MPa로 나타나, 설계값이 17.86 MPa 더 작고, 면압강도도 계산된 최대 허용면압응력은 738.433 MPa이지만 설계값은 약 590.03 MPa이므로 설계 값이 148.40 MPa 작게 나타났다. 따라서 설계된 강도 값이 모두 제한영역 안에 있으므로 만족한 기어설계가 수행되었음을 알 수 있다.

2) 입력동력 65 kW, 피니언의 회전수 6000 rpm, 기어비 6을 입력하여 설계를 수행하였을 때, 계산된 최대 허용굽힘응력이 195.14 MPa이고, 설계후의 값은 132.50 MPa로 나타나 설계 후의 값이 62.64 MPa 작게 나타났다.

면압강도에서도 계산된 최대 허용면압응력 값이 738.43 MPa이지만 설계 값은 약 673.92 MPa이므로 설계 값이 64.51 MPa 작게 나타났다. 따라서 설계값이 모두 제한조건영역 안에서 설계가 이루어져 기어가 안전하게 회전할 수 있다는 것을 알 수 있었다.

참고문헌

- 1) Waite, D., Cockerham, G. : Computer - Aided - Design of Spur and Helical Gear Train, Computer Aided Design, Vol.8, No.2, pp.84~88, (1976)
- 2) Coy, J. J., Townsend, P., Savage, M. : Optimal Tooth Numbers for Compact Standard Spur Gear sets, Trans. ASME., Journal of Mechanical Design, Vol.104, No.3, pp.749~758, (1982)
- 3) 정태형, 김민수 : 컴퓨터를 이용한 동력전달용 인벌류트 원통치차의 설계, 대한기계학회 논문집, Vol.14, No.3, pp. 594~602, (1990)
- 4) Carroll, R.K., Johnson, G.E. : Optimal Design of Compact Spur Gear Sets, Trans. ASME., Journal of Mechanisms, Trans. and Automation in Design, Vol. 106, pp. 95~101, (1984)

- 5) Dudley, D. W. : Gear Handbook, McGraw-Hill Newyork, (1992)
- 6) Mitchiner. R. G., and Mabie, H. : The Determination of the Lewis Form Factor and the AGMA Geometry Factor J for External Spur Gear Teeth, ASME Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design, Vol. 104, No. 1, pp. 148-158, (1982)
- 7) Lopez, M.A., Wheway, R.T. : A Method for Determining the AGMA Tooth Form Factor from Equations for the Generated Tooth Root Fillet, Trans. ASME, Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design, Vol. 108, No. 85, pp. 270~279, (1986)
- 8) American Gear Manufactures Association : AGMA Standard for Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur and Helical Involute Gear Teeth, AGMA 218.01, (1982)
- 9) 조성철 : 컴퓨터를 이용한 기어설계시스템에 관한 연구, 충남대학교, 박사학위논문, (1998)

(2006년 8월 11일 접수, 2006년 10월 20일 채택)