

로봇용 정밀 감속기 설계 전문가 시스템 개발

Development of an Expert System for Precision Reducer Design of Robot

박대현* · 남원기* · 장인훈** · 오세훈* · 심귀보**

Dae-Hyun Park, Won-Ki Nam, In-Hun Jang, Se-Hoon Oh, and Kwee-Bo Sim

* 중앙대학교 기계공학부

** 중앙대학교 전자전기공학부

요 약

로봇 시스템에서 사용되는 정밀 감속기 중에 사이클로이드 감속기는 높은 성능을 갖추고 있다. 이러한 사이클로이드 감속기를 설계하는 경우에는 많은 요소들을 고려해야 한다. 우선 기본 개념을 바탕으로 치형의 기하학적 분석이 그려져야만 한다. 그리고 기어의 이에 걸리는 하중과 스트레스, 수정계수를 정확히 계산하여야 한다. 마지막으로 사이클로이드 치의 설계에 활용하기 위한 컴퓨터 소프트웨어는 기하학과 힘의 방정식을 기초로 발전할 필요가 있다. 이 논문에서, 사이클로이드 감속기 설계 전문가 시스템은 비주얼C++를 사용하여 개발되어 진다. 그러므로 가장 중요한 요소는 사용자가 간단한 입력값을 넣음으로써 자동으로 구할 수 있다는 것이다.

Abstract

Among the precision reduction gear drivers for robot system, the cycloid reducer is well known for its high performances. Designing this reducer, there are many factors which must be considered. First, a geometrical analysis of tooth shape must be drawn from the basic concept. Second, loads, stresses and modification factors on tooth should be calculated exactly. Finally, a computer software to optimize the design of cycloid tooth needs developing on the basis of the geometric and force equations. In this research, the expert system to design the cycloid reducer was developed using Visual C++ so, the most important factors can be obtained automatically as the user put the simple input data.

Key Words : Cycloid, Gear, Reduction Drive, Robot

1. 서 론

공장 자동화에 따라 로봇 및 자동화 분야가 급속도로 발전하면서 로봇 및 자동화 장치의 기구부에 대한 중요성이 증가하고 있다. 이러한 로봇 및 자동화 장치의 기구부는 모터, 브레이크, 감속기와 각종 동력 전달 장치로 구성 되어 있다. 그중에서 정확한 위치제어가 요구되는 로봇, 자동화 장치에서는 기구부의 정밀도와 동적 특성이 전체 장비의 정밀도를 결정하기 때문에 감속기는 장비의 정밀도 및 진동 소음 특성에 영향을 미치는 부품으로서 기계적 구성장치의 중추적인 역할을 담당하고 있다[1][2]. 감속기의 기본 용도는 구동부의 속도를 감속시켜 토크를 증가 시키는 것이다. 따라서 일정한 동력에 대하여 회전수를 감소시키면 토크가 증가하게 된다. 이러한 원리를 이용하여 산업계의 여러 분야에서 다양한 감속기가 사용되고 있으며, 서보제어(servo control)가 필요한 경우에는 감속기의 감속비가 커질수록 분해 능력이 좋아져 정밀한 위치제어가 가능하다. 그리고 모터는 고속 회전하는 것이 동력밀도가 크게 되므로 서보제어 시스템에서의 구동부는 모터와 감속기의 조합으로 구성되게 된다. 실제 적용분야에서 살펴보면 산업용 수평 다관절형 로봇에서 사용되는 감

속기의 요구조건으로는 컴팩트한 구조이면서 정밀한 분해능과 아울러 토크 전달력이 우수해야하며, 반도체 제조장비에 사용되는 감속기는 저속에서의 안정된 회전이 요구된다. 공작기계의 경우에는 토크 전달능력이 크면서 정확한 제어가 가능한 정밀한 분해 능력이 요구된다. 이처럼 감속기는 산업의 각 분야별 요구 특성에 따라서 적절하게 사용되고 있으며 치형 가공 기술의 측정, 조립 기술 등의 관련기술의 발전과 반도체 장비, 우주 산업 등의 정밀 제어용 로봇 등 사용되는 분야의 고 기능화 요구에 의하여 전용화 된 형태로 발전해 왔으며, 앞으로도 사용자의 요구에 적합한 형태로 개발될 전망이다[3][4]. 이렇게 발전되어 가는 로봇용 cycloid감속기에서 사용되는 치형의 곡선은, 일반적으로 사용되는 involute 치형이 아니므로 기어관련 서적에서 찾아볼 수 있는 치 관련 유도식이나 하중 특성에 대한 해석을 적용할 수가 없다. 또 로봇용 cycloid 감속기는 위치 제어시의 전달오차를 최소화 해야 하며 또한 관성의 영향을 적게 받도록 감속기 시스템의 강성이 커야 한다. 본 연구에서는 매니퓰레이터용 정밀감속기 중 대표적인 싸이클로이드 감속기의 설계 기술을 연구하고 시작품을 제작하여 특성의 측정 및 분석을 행함으로써 국산화에 기여할 수 있음을 그 목적으로 한다.

본 논문의 2장에서는 싸이클로이드 감속기의 치형 설계에 대한 사항을 기술하고, 3장에서 편에 분배되는 하중, 4장에서 편과 치와의 접촉 응력, 5장에서 베어링에 작용하는 하중, 6

접수일자 : 2006년 10월 3일

완료일자 : 2007년 1월 3일

장에서 싸이클로이드 치형 설계의 최적화, 마지막으로 7장에서 실제 설계 사례에 대해 기술한다.

2. 싸이클로이드 감속기의 치형설계

2.1 편중심의 운동

싸이클로이드 감속기는 외기어의 중심이 내기어의 중심에 대하여 회전을 하기 때문에 피치원 자체가 회전을 하게 된다. 이와 같은 경우에는 두 피치원의 구름운동이 원활하게 이루어 질 수 있는 기구학적 조건으로 치형을 선택하는 것이 기어의 물음법칙을 만족하게 된다. 그림 1에서 하우징에 핀이 위치하였을 경우 피치원의 구름운동을 해석하여 핀의 상대치형 즉, 외기어인 휠의 치형을 구할 수 있다. 실제 운동은 내기어가 고정되기 때문에 피치원 r_1 이 운동을 하게 되나 핀에 상당하는 치형을 구하기 위해서는 r_1 의 원을 고정시키고 r_2 의 원이 회전하는 것으로 생각하도록 한다[그림 2]. 하우징의 반경 r_h 는 r_2 와 동심원을 이루고 동일한 운동을 하고 있으며, 특히 $r_h = r_2$ 의 조건에서 형성된 치형을 비수정치형이라고 한다[1][5].

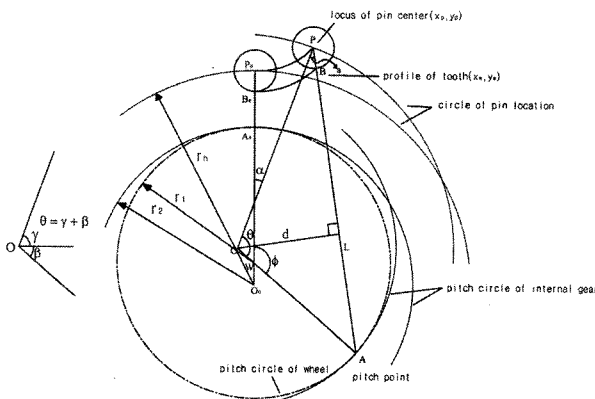


그림 1. 기어의 형태
Fig. 1. Gear tooth profile

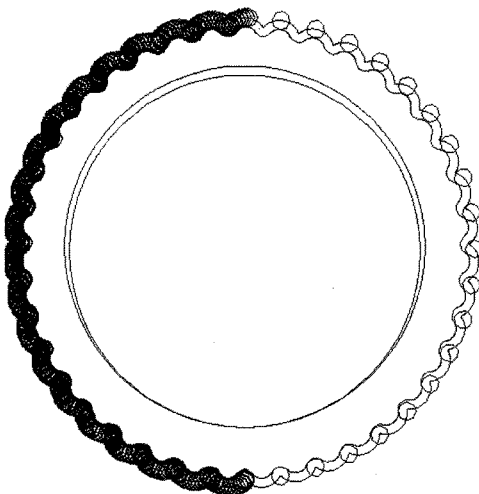


그림 2. 치형의 궤적
Fig. 2. Locus of tooth profile

2.2 치형의 수정

하우징과 내기어 피치원의 반경이 동일한 경우를 비수정치형이라 부르고 있으며, 하우징 반경을 내기어 피치원 반경보다 크게 하였을 때를 수정치형이라 한다[6].

치형의 수정계수 x 를 다음과 같이 정의하면 다음과 같다.

$$x = \frac{r_h - r_2}{r_h} \quad (1)$$

치형의 곡률에 있어서 주목해야 될 사항은 핀 중심 궤적의 곡률이 오목한 경우에는 핀의 반경을 더한 것이 치형의 곡률이 되므로 접촉에 문제가 없지만, 핀 중심 궤적의 곡률이 볼록한 반경을 감한 것이 치형의 곡률이 되기 때문에 경우에 따라 음의 값을 갖는 경우가 있다. 수정계수가 0일 때 이러한 현상이 나타나는 것을 볼 수 있는데 그 의미는 치간섭이 발생하게 되는 것을 뜻한다. 따라서 비수정치형을 사용하면 피치점 인근의 핀은 하중전달을 담당하지 않고 하중담당 부분도 곡률반경이 적기 때문에 접촉응력이 커지고, 하중을 전달하는 핀이 피치점에서 떨어져 있기 때문에 미끄럼 속도와 마찰손실이 크며, 하중을 전달하는 핀의 moment arm이 짧기 때문에 부하능력이 저하된다. 수정계수에 대한 치형 변화는 그림 3에 나타나 있다. 수정계수가 커질수록 치형이 완만해 지고 피치원이 적어지며, 따라서 편심량도 감소하게 된다. 수정계수가 지나치게 커지면 치형은 완만해지고 베어링에 걸리는 하중이 증가하며 부하능력은 감소하며, 편심량이 적어지기 때문에 정밀가공이 어렵게 된다[6][7].

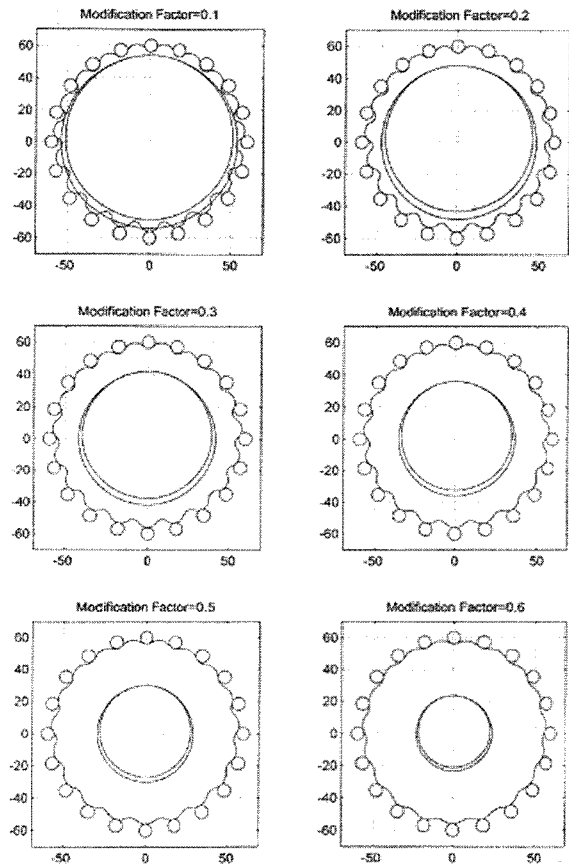


그림 3. 수정계수에 따른 치형 변화
Fig. 3. Teeth shape as Mod factor changes

3. 핀에 분배되는 하중

사이클로이드 감속기는 내기어와 외기어가 전 구간에서 치접촉을 행하고 있으므로 핀에 하중이 분배하게 된다. 이러한 하중 분배 상태는 다음과 같은 단계로 해석을 수행한다.

3.1 힘의 평형 방정식

내기어인 핀에 작용하는 하중은 접촉에 의한 수직방향 하중과 마찰에 의한 접선방향 하중이 있다. 그러나 접촉부위는 윤활상태에 있기 때문에 마찰력은 수직방향 하중에 비해 매우 작으므로 무시하기로 한다. 치형 설계에서 치를 연결한 선상에 위치하게 되므로 그림 4에서 치와 핀의 모든 접촉점에서의 법선은 피치점을 통과하게 된다. 구조적으로 하중은 입력축의 회전과 반대방향으로 피치점을 기준으로 180°이내에 있는 접촉점에서만 분담한다. 각 핀에서 받는 하중을 p_i 라 하고 모멘트 암의 길이를 L_i 라 하면 외기어 중심에서의 회전 모멘트는 다음과 같다.

$$M = \frac{T}{2} = \sum_{i=1}^{\frac{n}{2}} p_i L_i \quad (2)$$

이 식에서 M 은 2개의 휠을 사용하기 때문에 토크 T 의 절반이 된다. 모멘트 암의 길이 L_i 는 피치점에서 핀 중심까지의 거리를 d_i 라 하고 하우징 중심과 핀 중심을 연결한 선이 OW 와 이루는 각을 θ_i 라 하면 다음 식으로 구해진다.

$$L_i = r_1 \sin \beta_i = \frac{r_1 r_h}{d_i} \sin \theta_i \quad (3)$$

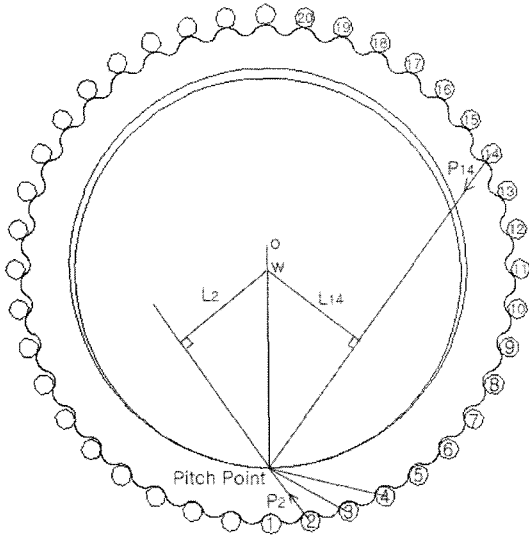


그림 4. 사이클로이드 기어 시스템의 개요도
Fig. 4. A Schematic of cycloid gear system

3.2 변위와의 관계

변위 간의 관계식은 하중을 받아 변형을 일으켰을 때 각 변위들이 만족해야 할 기하학적 상태를 규정하는 것이다. 외기어가 $\delta\theta$ 만큼 회전하였다고 가정하면 각 핀과의 접촉점에서의 변위량 δ_i 는 기하학적으로 다음의 조건을 만족시켜야

한다[8].

$$\delta_i = L_i \delta\theta \quad (4)$$

3.3 하중과 변위의 관계식

내기어에 핀의 접촉점의 탄성변형을 무시하고 원형을 그대로 유지한다고 가정하면 변위는 하중에 비례하게 된다.

$$p_i = K \delta_i \quad (K \text{는 강성계수}) \quad (5)$$

식 (4)의 변위식을 식 (5)에 대입하면 다음과 같으며

$$p_i = K L_i \delta\theta \quad (6)$$

위의 식을 식 (2)에 대입하고 $\delta\theta$ 에 대하여 정리하면 다음과 같다.

$$\delta\theta = \frac{M}{K \sum L_i^2} \quad (7)$$

이 식을 식 (6)에 대입하면 핀에 분배되는 하중이 계산된다.

$$p_i = \frac{M L_i}{\sum L_i^2} \quad (8)$$

위의 식에서 하중은 모멘트 암의 길이에 비례하므로 ($p_m : r_1 = p_i : L_i$), $L_i = r_1$ 일 때 최대의 하중 p_m 을 받게 되며, 각 핀에 작용하는 하중은 다음 식으로 표시할 수 있다.

$$p_i = p_m \frac{L_i}{r_1} \quad (9)$$

따라서 핀에 작용하는 최대 하중과 모멘트의 관계는 다음의 식으로 주어진다.

$$p_m = \frac{M r_1}{\sum L_i^2} \quad (10)$$

각 접촉점에서의 x 방향과 y 방향으로 작용하는 하중은 그림 4에서 법선방향이 연직선과 이루는 각 β 로부터 다음 식으로 구해진다.

$$p_{ix} = p_i \sin \beta_i = \frac{p_m}{r_1} L_i \sin \beta_i \quad (11)$$

$$p_{iy} = \frac{p_m}{r_1} L_i \cos \beta_i$$

방향의 합력을 계산하면

$$p_x = \sum p_{ix} = \frac{p_m}{r_1} \sum L_i \sin \beta_i \quad (12)$$

이 식에 식 (3)과 식 (10)을 대입하면 다음의 식으로 정리되고

$$p_x = M \frac{\sum L_i \sin \beta_i}{\sum L_i^2} = M \frac{\sum r_1 \sin^2 \beta_i}{\sum r_1^2 \sin^2 \beta_i} = \frac{M}{r_1}$$

마찬가지로 y 방향의 합력을 구하면 결과는 다음과 같다.

$$p_y = K_y \frac{M}{r_1} \quad (K_y = \frac{\sum \sin \beta_i \cos \beta_i}{\sum \sin^2 \beta_i}) \quad (13)$$

4. 핀과 치와의 접촉응력

치에 작용하는 하중은 핀과 휠의 접촉 위치에 따라 변하게 된다. 가장 큰 하중을 받게 되는 위치는 그림 4에서 하우징 반경을 r_h , 내기어 피치원의 반경을 r_2 라고 하고 핀 중심에서 피치점까지의 거리를 d 라고 하면 다음의 식이 세워진다.

$$r_h^2 = r_2^2 + d^2 \quad (14)$$

그림 1에서 위의 길이에 대한 관계는 다음과 같이 θ 를 미지각도로 하여 표시된다.

$$d^2 = r_h^2 + r_2^2 - 2r_h r_2 \cos \theta \quad (15)$$

식 (14)를 식 (15)에 대입하면 최대 하중을 받는 위치 θ 가 계산되며

$$\theta = \cos^{-1} \frac{r_2}{r_h} \quad (16)$$

기어와 같은 국부 고하중 접촉특성을 지닌 기계요소에서는 접촉부위가 탄성 변형되므로 이를 고려한 접촉응력이 작용하중보다 큰 설계변수가 된다[8][9]. 선 접촉은 외접하는 경우와 내접하는 경우가 있으나 이를 등가반경으로 환산하여 원통과 평판의 접촉으로 다루고 있으며, 최대 접촉응력은 다음과 같은 공식에 의해 계산된다[5].

$$\sigma = \sqrt{\frac{qE}{2\pi R}} \quad (17)$$

$$(q_i = \frac{p_i}{f}, f \text{ 는 외기어 두께})$$

치접촉점의 곡률반경을 ρ 라 하고 핀의 반경과의 등가 반경을 구하면 다음 식으로 주어진다.

$$\frac{1}{R} = \frac{\rho \pm r_p}{\rho r_p} \quad (18)$$

식 (18)을 식 (17)에 대입하면

$$\sigma = \sqrt{\frac{E p_m L}{2\pi f r_1} \frac{1}{R}} \quad (19)$$

이 식에서 상수를 정리하면 다음과 같다.

$$\sigma = C_s \sqrt{\frac{L}{R}} \quad (C_s = \sqrt{\frac{E p_m}{2\pi f r_1}}) \quad (20)$$

따라서 최대 접촉응력이 발생하는 위치는 L/R 이 최대인 점이 되며 접촉응력은 식 (20)으로 계산된다. 여기서 L 은 모멘트 암으로 임의의 θ 에 대하여 식 (3)으로 계산되며, R 은 핀의 반경영향을 고려한 치의 곡률반경과 핀의 반경으로부터 계산된다.

5. 베어링에 작용하는 하중

베어링이 받게 되는 하중은 핀에 작용하는 힘이 모두 베어링에 전달된다. 내기어인 핀과 접촉시 휠에 작용하게 되는 하중은

$$p_x = \frac{M}{r_1}, \quad p_y = K_y \frac{M}{r_1} \quad (21)$$

가 된다.

베어링에 작용하는 하중은 다음과 같이 구해진다.

$$R_b = \sqrt{p_x^2 + p_y^2} = \frac{M}{r_1} \sqrt{1 + K_y^2} \quad (22)$$

하중의 작용방향이 하우징 중심과 휠 중심을 연결한 선으로부터 이루는 각 θ_b 는 다음과 같다

$$\theta_b = \sin^{-1} \frac{p_x}{R_b} \quad (23)$$

이처럼 θ_b 는 정점에서 회전방향 쪽으로 치우쳐 있다. 사이클로이드 감속기에서 베어링은 구조적으로 크기가 제한되고 하중을 받는 부분이 항상 일정한 위치가 되는 특성을 나타내게 되어 가장 손상의 발생 빈도가 높다.

6. 사이클로이드 치형 설계의 최적화

사이클로이드 감속기의 설계 및 특성에 관한 식들은 매우 복잡하고 치형 좌표, 핀의 분배하중, 접촉응력 등은 반복적인 계산을 해야 하므로 설계 software를 제작하여야만 정확한 설계 작업을 수행할 수 있으며 설계시간을 단축할 수 있다.

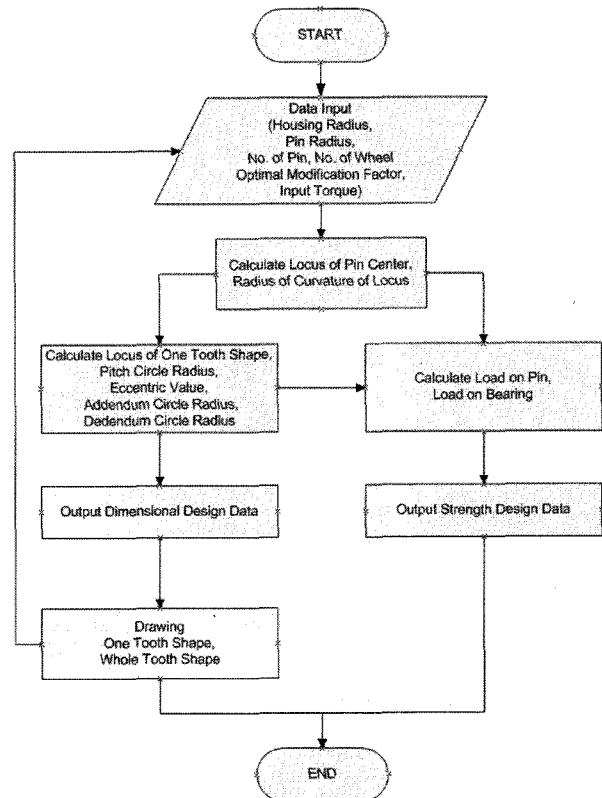


그림 5. 소프트웨어의 흐름도
Fig. 5. Flow chart for Software

6.1 입력 데이터

사이클로이드 감속기의 하우징반경, 핀의 반경, 핀의 개수, 휠의 개수, 수정계수, 강도계산을 위한 모멘트를 입력 데이터로 하였으며 이 중 수정계수는 별도의 프로그램을 통하여 선정을 한 후에 입력값을 정하도록 하였다. 그 밖에 접촉응력 계산시 필요한 휠의 두께, 탄성계수, 프와송비 등은 프로그램의 input routine에 포함시켰다[그림 8].

6.2 수정계수의 계산

수정계수를 0.0에서 1.0까지 0.02간격으로 변화시키면서 치형의 좌표를 계산하고 이때의 치형좌표의 곡률반경을 계산하고 이를 수정계수에 따른 피치원반경과 비교하여 치간섭을 체크하여 간섭이 일어나지 않는 범위에서 피치원과 편심량을 출력하였다.

6.3 치형의 좌표계산

수정계수에 따라 입력데이터를 결정하고 핀 중심의 궤적의 각 점에 대응하는 치형의 좌표를 계산하였으며 치형 각 점에서의 곡률을 구하였다. 그리고 핀과 치형과의 접촉위치를 파악하기 위하여 치저점과 핀이 만나는 점을 기준으로 하고 이 때 다른 핀이 휠이 만나는 점을 계산하였다. 치 회전각을 $2\pi/Z_p$ 씩 증가시키면서 계산하면 핀과 휠이 접하는 위치를 구할 수 있게 된다.

6.4 강도설계

각 핀에 분배되는 하중과 접촉응력, 그리고 베어링에 작용하는 하중을 계산하였다. 여기서 핀에 작용하는 최대하중과 최대접촉응력을 계산하고 베어링에 작용방향을 결정하였다. 계산 시 필요한 모멘트는 우선 특성파악을 위하여 1kgf·m ~ 5kgf·m 까지 변화시키면서 계산하였으며 핀에 분배되는 하중, 핀에 분배되는 최대하중, 최대접촉응력, 베어링에 작용하는 하중, 작용방향이 계산되어 출력된다. 베어링에 작용하는 하중은 식 (22)으로 계산되어 있다. 베어링의 수명은 $L \propto (1/R_b)^{10/3}$ 과 같은 관계에 있으므로 동일 모멘트를 전달하는 조건에서 수정계수를 크게 설계하면 베어링 수명은 급격하게 저하된다. L 은 치간섭이 발생하지 않는 수정계수의 범위에서 베어링의 수명과 수정계수의 관계를 나타낸 것으로 치간섭이 발생하지 않는 최초의 수정계수값 0.2일 때의 베어링의 수명을 100%라고 할 때 각각의 수정계수에 따른 수명을 나타낸 것이다. 그림 6~8은 이를 그래프로 보여주고 있다.

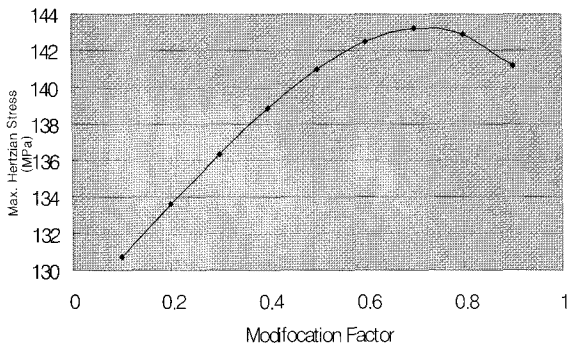


그림 6. 핀에 걸리는 최대 하중의 변화량
Fig. 6. Variation of maximum load on a pin

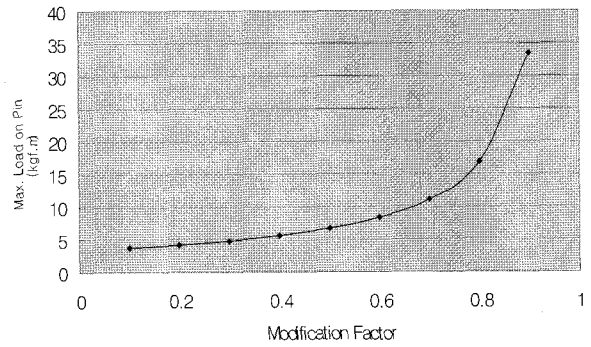


그림 7. 핀에 걸리는 최대 스트레스의 변화량
Fig. 7. Variation of maximum stress on a pin

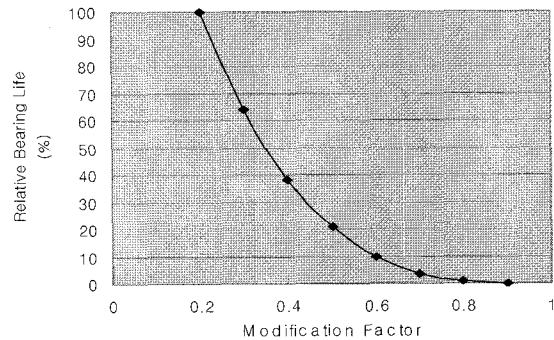


그림 8. 수정계수에 따른 베어링의 수명 변화
Fig. 8. Variation of a life on a bearing according to the modification factors

7. 실제 설계 사례

먼저 치간섭을 피하기 위하여 수정계수는 0.2 이상의 값을 선정해야하고 수정계수가 증가함에 따라 다음과 같은 영향을 받게 됨을 알 수 있다. 핀이 받는 최대하중(p_m) 및 핀에 작용하는 합력(p)이 증가하게 되므로 고정된 하우징이 받는 하중이 증가된다. 치형의 곡률이 커지므로, 즉 핀과 휠이 접촉할 때 선접촉보다는 면접촉에 가깝게 되므로 최대접촉응력은 감소하게 된다. 따라서 수정계수가 0.7 이상이 되면 면압강도 측면은 유리해지고 핀과 휠의 접촉만 고려한다면 부하능력이 향상된다. 베어링에 작용하는 하중(R_b)이 커지며 베어링 수명이 수정계수가 작은 경우와 비교하여 매우 급속히 감소한다. 따라서 베어링 수명의 측면에서는 핀이 받는 하중을 감소시켜야 하며 이는 부하용량을 저하시킨다.

본 연구에서 설계하고자 하는 감속기는 니이들 로울러 베어링을 사용하기 때문에 베어링이 취약하게 되고 치형과 편심량의 정밀가공이 중요한 문제이기 때문에 수정계수를 치간섭이 일어나지 않는 범위에서 되도록 작게 선정하는 것이 바람직하다.

표 1. 설계 요소와 결과값

Table 1. Design factors and Results

항 목	계산결과
최적 수정계수	0.22
편심량	1.5 mm
외기어 피치원반경	60.0 mm
내기어의 피치원 반경	58.5 mm
치선원 반경	75.0 mm
치저원 반경	72.0 mm
핀에 걸리는 합력	30.32 kg.f
핀에 걸리는 최대하중	2.57 kg.f
핀에 걸리는 최대접촉응력	103.36 MPa
베어링에 걸리는 합력	1.84 kg.f
베어링에 걸리는 합력의 작용각	57.8 °

8. 결 론

첫째, 사이클로이드 감속기의 운동특성을 연구하여 사이클로이드 치형 곡선식을 유도하고 수정계수를 정의하여 치간섭이 발생하지 않는 범위에서 치형을 설계하였다. 그리고 치형에 작용하는 하중과 접촉 응력식을 유도하고 베어링에 작용하는 하중을 구하고 수치해석을 행하였다.

둘째, 수치해석 결과 가장 큰 특징은 수정계수의 변화에 의하여 베어링의 수명이 급격히 감소하므로 이를 토대로 치간섭이 발생하지 않는 범위에서 가장 작은 값의 수정계수를 채택해야 한다.

셋째, 치형설계에 있어서 치간섭이 발생하지 않는 범위에서 치형을 설계하더라도 실제 제작에 있어서 하중과 접촉 응력점을 파악하여 하중과 응력이 집중되는 구간의 치형을 핀과 닿지 않도록 절삭하여 하중 및 응력의 분포를 달리 하여 치수명을 길게 할 수 있다.

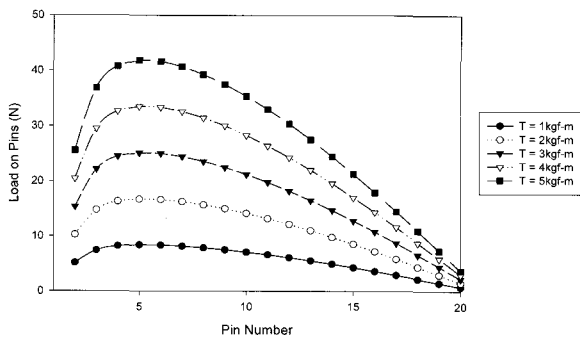


그림 9. 핀 번호에 따른 하중분포
Fig. 9. Load distribution of pin number

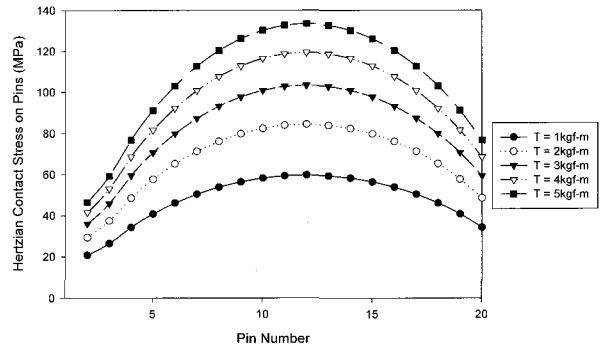


그림 10. 핀 번호에 따른 스트레스 분포
Fig. 10. Stress distribution of pin number

참 고 문 헌

- [1] Teijin Seiki, *RV Series*, Catalog, 1997.
- [2] Peter Lynwander, *Gear Driving Systems*, Marcel Dekker, Inc., 1983.
- [3] Sumitomo Machinery Corp. of America, *SM-Servo-Match Precision Torque Multiplying Component*, Catalog, 2001.
- [4] 日高熙晃, 石田武, 松本和幸, 橋本正孝, " 사이클로이드齒車を用いたK-H-V形遊星齒車裝置の回轉傳達誤差に關する研究(第1報)", *日本機械學會論文集(C編)卷570号*, 1994.
- [5] L. M. Sung and Y. C. Tsai, "A Study on the Mathematical Models and Contact Ratio of Extended Cycloid and Cycloid Bevel Gear Sets," *Mech Mach Theory*, Vol. 32, No 1, pp. 39~50, 1996.
- [6] 한국과학기술원 "Multi-functional Manipulator용 Torque Driver의 개발에 관한 연구," *과학기술처*, 1983.
- [7] Geunho Lee, *Modeling of Multi-Mesh Gear Dynamic Analysis based on Pseudo-Interference Stiffness Estimation*, Thesis of Ph. D., University of Connecticut, 1997.
- [8] Faydor L. Litvin, *Gear Geometry and Applied Theory*, Prentice-Hall, 1994.
- [9] Nicolas P. Chironis, *Gear Design and Application*, McGraw-Hill, pp2~24, 1967.

저 자 소 개

박대현(Dae-Hyun Park)

2000년 : 중앙대학교 기계설계학과 공학사
2002년 : 동대학원 시스템설계 및 제어학과
공학석사
2002년~현재 : 미국 오하이오 주립대 박사과정

Phone : +82-2-820-5314
E-mail : danny918@korea.com



남원기(Won-Ki Nam)

2006년 : 중앙대학교 기계공학부 공학사
2006년~현재 : 동대학원 석사과정

Phone : +82-2-820-5314
E-mail : wonki@wm.cau.ac.kr



장인훈(In-Hun Jang)

1993년 : 중앙대학교 제어계측공학과
공학사
1999년 : 동대학원 제어계측공학과
공학석사
1999년 ~ 2000년 : (주)신도리코
기술연구소 연구원

2000년~현재 : (주)아로마솔루션 기술연구소 책임연구원
2004년~현재 : 중앙대학교대학원 전자전기공학부 박사과정

관심분야 : 지능로봇, 패턴인식, 지능형 홈 및 홈네트워킹
Phone : +82-2-820-5319
E-mail : inhun@wm.cau.ac.kr



오세훈(Se-Hoon Oh)

1981년 : 중앙대학교 기계공학과 공학사
1983년 : 서울대학교 기계공학과 공학석사
1990년 : 영국 IMPERIAL COLLEGE
공학박사
1985년 ~ 1992년 : 한국기계연구원 로봇
공학실 실장
1993년 ~ 현재 : 중앙대학교 기계공학부
교수

Phone : +82-2-817-3134
E-mail : osh@cau.ac.kr



심귀보(Kwee-Bo Sim)

1990년 : The University of Tokyo
전자공학과 공학박사

[제16권 6호 (2006년 12월호) 참조]

1991년 ~ 현재 : 중앙대학교 전자전기공학부 교수
2006년 ~ 현재 : 한국퍼지 및 지능시스템학회 회장

E-mail : kbsim@cau.ac.kr
Homepage URL : <http://alife.cau.ac.kr>