

## 차륜용 베어링 유니트의 수명에 대한 설계변수 기여도 해석

안태길 (호서대 기계설계전공), 이상훈\* (두원공대 컴퓨터응용설계과)

### Effects of Geometric Parameters on the Life of an Automotive Wheel Bearing Unit

T. K. Ahn(Mech. Eng. Dept., Hoseo Univ.), S. H. Lee(C. A. D. Dept., Doowon Col.)

#### ABSTRACT

Automotive wheel bearings are one of the most important components to guarantee the service life of a passenger car. The endurance life of a bearing is affected by many parameters such as material properties, heat treatment, lubrication conditions, temperature, loading conditions, bearing geometry, internal clearance and so on.

In this paper, we analyze the relation between loads and deformations of wheel bearing units. On the basis of it, we calculate the endurance life of wheel bearing units and analyze the contribution of bearing geometric parameters on the endurance life by using Taguchi method.

**Key Words** : Automotive wheel bearing unit (차륜용 베어링 유니트), Endurance life (내구 수명), Geometric parameters (형상 변수), Taguchi Method (다구찌 방법)

#### 1. 서론

자동차 구동부의 핵심적인 부분 중 하나인 휠(wheel)의 경우 지금까지 주로 적용되던 테이퍼 혹은 볼 베어링에서 신뢰성 향상, 경량화 및 조립의 간편성 등의 장점으로 인하여 새로운 개념인 유니트 베어링으로의 사용이 증가하고 있는 추세이다. 최근의 경량화, 소형화의 요구를 수용할 수 있는 유니트 베어링의 효율적인 설계기술에 필수적인 것이 내구수명의 예측 및 이를 기반으로 한 적절한 설계 기술이라고 할 수 있다. 휠 베어링의 내구수명은 차륜계의 하중조건, 베어링 내부의 기하학적 형상, 조립 조건, 윤활 조건, 내부틈새, 운전 상태 등 고려해야 할 인자들이 매우 다양하며 서로 복잡하게 연관되어 있어 베어링 내구수명 예측 시 이러한 인자들의 영향에 매우 주의를 기울여야 한다 [1-6].

본 연구에서는 휠 베어링 유니트의 내구수명과 관련된 여러 인자들의 특성을 규명하여 실용적인 관계식을 정립하고 내구수명을 예측하였으며, 이를 근거로 하여 베어링의 형상과 관련된 변수들이 수명에 미치는 영향을 규명하였다.

#### 2. 베어링 유니트의 내구수명 계산

##### 2.1 하중 해석

일반적으로 휠 베어링 유니트는 복렬 앵글러 컨택트 형 베어링을 사용하며(Fig. 1), 타이어에 장착된 개략적인 모습은 Fig. 2 와 같다. 타이어에 작용하는 수직하중  $V_1$  과 수평하중  $L_1$  은 차량의 선회가속도  $acc$  에 따라 다음과 같이 계산된다 [6].

$$V_1 = \frac{1}{2}W + \frac{SHG}{STR} \frac{acc}{g} W \quad (1)$$

$$L_1 = \frac{acc}{g} \left( \frac{1}{2}W + \frac{SHG}{STR} \frac{acc}{g} W \right) \quad (2)$$

여기서  $W$  는 차축당 작용하는 차량하중,  $SHG$  는 차량 무게중심의 높이,  $STR$  은 윤거,  $g$  는 중력가속도이다.

타이어에 작용하는 하중과 휠 베어링 유니트의 각 베어링에 대한 축방향 힘  $F_a$ , 경방향 힘  $F_r$ , 과 모멘트  $M$  의 평형을 고려하면 다음과 같다.

$$L_1 - F_{ao} + F_{ai} = 0 \quad (3)$$

$$V_1 - F_{ro} + F_{ri} = 0 \quad (4)$$

$$M_o - \left( \frac{CL}{2} + Offset \right) V_1 + CL F_{ro} + SRW L_1 - M_i = 0 \quad (5)$$

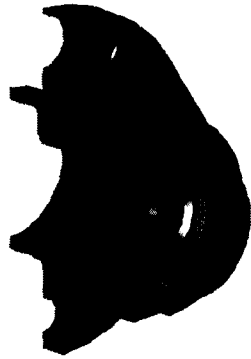


Fig. 1 An automotive wheel bearing unit

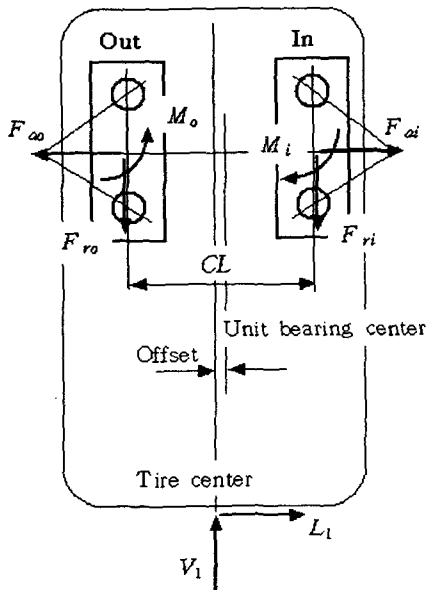


Fig. 2 Forces on the wheel bearing unit

베어링의 볼 개수를  $Z$  라고 할 때, 각 볼의 위치는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\phi_n = \frac{2\pi}{Z}(n-1) \quad (n=1, \Lambda, Z) \quad (6)$$

베어링 유니트에 작용하는 하중과 모멘트는 각 볼의 변형 후의 접촉각  $\alpha$  와 작용하는 하중  $Q$  에 대하여 다음과 같은 관계가 있다 [1].

$$F_a = \sum_{n=1}^Z Q_{\phi_n} \sin \alpha_{\phi_n} \quad (7)$$

$$F_r = \sum_{n=1}^Z Q_{\phi_n} \cos \alpha_{\phi_n} \cos \phi_n \quad (8)$$

$$M = \frac{1}{2} d_m \sum_{n=1}^Z Q_{\phi_n} \sin \alpha_{\phi_n} \cos \phi_n \quad (9)$$

여기서  $d_m$  은 베어링의 피치직경(pitch diameter)이고,  $Q$  와  $\alpha$  는 베어링의 축방향 변위  $\delta_a$ , 경방향 변위  $\delta_r$ , 외륜에 대한 내륜의 기울어짐 각  $\theta$  의 함수이다.

## 2.2 기하학적 구속조건

휠 베어링 유니트에 작용하는 하중을 해석하기 위해서는 각 베어링의 축방향 변위  $\delta_{ao}$ ,  $\delta_{ai}$  와 경방향 변위  $\delta_{ro}$ ,  $\delta_{ri}$  와 기울어짐 각  $\theta_o$ ,  $\theta_i$  의 6 개 변수를 알아야만 한다. 그런데 힘과 모멘트의 평형 조건에서는 3 개의 식만 얻을 수 있으므로, 본 연구에서는 휠 베어링 유니트와 관련하여 다음과 같은 3 개의 기하학적 구속조건을 가정하였다.

우선 휠 베어링의 구조상 각 베어링의 볼 중심 사이의 거리는 하중이 작용하여도 일정하게 유지된다. 따라서 초기에 설정된 베어링 유니트의 축방향 틈새  $\delta_0$  는 하중이 작용한 후에도 동일한 값을 갖는다. 틈새가 음의 값은 내, 외륜에 의하여 볼이 눌러진 것을 의미하며, 이 관계는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\delta_{ao} + \delta_{ai} = \delta_0 \quad (10)$$

또한 휠 베어링 유니트의 경우 축방향 길이가 비교적 짧으므로 유니트의 내륜, 외륜과 결합된 부위를 강체로 가정하면, Fig. 3 과 같이 각 베어링의 외륜에 대한 내륜의 경방향 변위  $\delta_{ro}$ ,  $\delta_{ri}$  와 바깥쪽 베어링의 기울어짐 각  $\theta_o$  사이에는 다음과 같은 관계가 성립한다.

$$\theta_o = \tan^{-1} \left( \frac{\delta_{ro} - \delta_{ri}}{CL} \right) \quad (11)$$

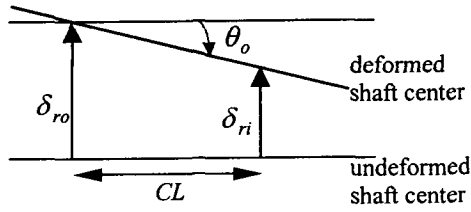


Fig. 3 Wheel shaft model

마지막으로 안쪽 베어링은 바깥쪽 베어링과 마주 보고 있는 형상이므로 안쪽 베어링의 기울어짐 각  $\theta_i$ 는  $\theta_o$ 와 다음과 같은 관계를 가진다.

$$\theta_i = -\theta_o \quad (12)$$

식(7)-(9)를 각각의 베어링에 적용하고 식(3)-(5)와 식(10)-(12)의 6 개의 식으로부터 각 베어링의 변위들을 수치적으로 구할 수 있으며, 이를 이용하여 각 베어링에 작용하는 하중 및 내부 응력분포 등을 구할 수 있다.

### 2.3 내구 수명

베어링의 피로 내구 수명  $L_i$ 는 회전륜인 경우 다음과 같다.

$$L_i = \left( \frac{Q_c}{Q_{ei}} \right)^3 \quad (13)$$

여기서  $Q_{ei} = \left( \frac{1}{Z} \sum_{n=1}^Z Q_{fn}^3 \right)^{\frac{1}{3}}$  이고,  $Q_c$ 는 베어링의 동정격 하중이다.

고정륜인 경우는 다음과 같다.

$$L_o = \left( \frac{Q_c}{Q_{eo}} \right)^3 \quad (14)$$

여기서  $Q_{eo} = \left( \frac{1}{Z} \sum_{n=1}^Z Q_{fn}^{10/3} \right)^{0.3}$  이다.

결과적으로 작용하는 하중에 대하여 회전륜과 고정륜의 수명을 고려한 베어링의 수명  $L$ 은 다음과 같다.

$$L = \left( L_i^{-1.11} + L_o^{-1.11} \right)^{-0.9} \quad (15)$$

승용차용 휠 베어링의 내구수명 계산 시 일반적

으로 적용되는 운전조건은 직진비( $acc=0g$ )가 0.9 이고, 좌, 우회전이( $acc=\pm 0.25g$ )가 각각 0.05 이다. 따라서 주행조건을 고려한 베어링의 수명은 다음과 같다.

$$L_{tot} = \frac{1}{\left( \frac{0.9}{L} \right)_{straight} + \left( \frac{0.05}{L} \right)_{left} + \left( \frac{0.05}{L} \right)_{right}} \quad (16)$$

바깥쪽과 안쪽 베어링의 수명을 고려한 최종적인 휠 베어링 유니트의 내구수명은 다음과 같다.

$$L_{unit} = \left( L_{tot-in}^{-1.11} + L_{tot-out}^{-1.11} \right)^{-0.9} \quad (17)$$

### 3. 설계변수의 기여도 해석

앞에서 살펴본 바와 같이 휠 베어링 유니트의 내구수명은 크게 차량 제원과 베어링 형상과 관련된 변수로 구분할 수 있다. 효과적인 휠 베어링 유니트의 설계는 주어진 차량 제원에 대하여 베어링 유니트의 내구수명을 극대화하도록 베어링의 내부 형상을 설계하는 것이다.

본 연구에서는 베어링의 내부 형상과 관련된 인자들이 내구수명에 미치는 영향을 살펴보기 위하여 최소 실험횟수로 각 인자의 영향을 파악할 수 있는 다구찌방법을 이용하였다. 베어링 형상과 관련된 설계 인자와 수준은 Table 1 과 같으며, 직교배열표는  $L_{27}(3^{13})$ 형을 선택하여 필요한 6 개의 열(1, 2, 5, 9, 10, 12)을 이용하였다 [7].

망대특성에 대한 S/N 비와 기여율을 계산한 결과는 Table 2 와 같다.

Table 1 Control factors

열	제어인자	수준			비교 (1 기준)
		0	1	2	
1	볼 직경(mm)	11.88	12	12.12	$\pm 1\%$
2	내륜궤도반경(mm)	6.18	6.3	6.42	$\pm 1.9\%$
5	외륜궤도반경(mm)	6.18	6.3	6.42	$\pm 1.9\%$
9	볼 개수	14	15	16	$\pm 1$ 개
10	볼중심간 거리(mm)	13.5	15	16.5	$\pm 10\%$
12	접촉각(deg)	30	35	40	$\pm 14\%$

Table 2 Signal/Noise(S/N) ratios and contributions

제어인자	수준	S/N 비	$\Delta$	기여율(%)
1	0	27.01	6.01	29.8
	1	29.71		
	2	33.02		
2	0	34.02	7.74	38.4
	1	29.44		
	2	26.28		
5	0	30.79	1.78	8.8
	1	29.94		
	2	29.01		
9	0	28.83	2.24	11.1
	1	29.84		
	2	31.07		
10	0	29.47	0.79	3.9
	1	30.00		
	2	30.27		
12	0	29.08	1.60	7.9
	1	29.98		
	2	30.68		
계			20.16	100

결과를 살펴보면, 베어링의 내구수명에 가장 큰 영향을 주는 인자는 내륜 궤도 반경이고, 둘째는 볼 직경, 그 다음은 볼 개수로 나타났다. 볼 중심간 거리는 거의 영향을 주지 않으며, 외륜 궤도 반경과 접촉각의 영향도 비교적 작았다. 또한 수준별 S/N 비를 살펴보면, 내륜 궤도 반경이 작을수록, 볼 직경이 커질수록 내구수명이 증가하는 것을 알 수 있다. 그러나 내륜 궤도 반경이 과도하게 작아지면 윤활에 나쁜 영향을 미치므로, 원활한 윤활을 보장할 수 있는 한도 내에서 궤도 반경을 작게 하여야 한다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 차륜용 베어링 유니트에 적합한 경계조건을 가정하여, 베어링 유니트의 적용조건에 대한 내구 수명을 계산하였다. 이를 기반으로 하여 베어링의 형상 변수들이 베어링의 내구 수명에 미치는 영향을 다구찌방법을 이용하여 해석하였다. 그 결과 베어링의 내구 수명에 가장 큰 영향을 미치는 인자는 내륜 궤도 반경과 볼 직경이며, 볼 중심간 거리는 비교적 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다.

#### 참고문헌

1. T. A. Harris, "Rolling Bearing Analysis," John Wiley & Sons, 1991.
2. T. E. Tallian, "Rolling Bearing Life Prediction Corrections for Material and Operating Conditions Part I: General Model and Basic Life," ASME Journal of Tribology, Vol. 110, pp. 2-12, 1988.
3. P. K. Gupta, T. E. Tallian, "Rolling Bearing Life Prediction Corrections for Material and Operating Conditions Part III: Implementation in Bearing Dynamics Computer Codes," ASME Journal of Tribology, Vol. 112, pp. 23-26, 1990.
4. A. Kiblawi, "Fatigue Life Factors and Dynamic Rating Increase for Tapered, Cylindrical and Ball Bearings," SAE Transactions, Vol. 93, 1984.
5. P. K. Gupta, "On the Geometric Imperfections in Ball Bearings," ASME Journal of Tribology, Vol. 110, pp. 19-25, 1988.
6. 안태길, 이상훈, 현준수, "차륜용 베어링 유니트의 초기 접촉각 선정," 자동차공학회지, 제 10 권, 제 1 호, pp. 162-167, 2002.
7. 이상복, "알기쉬운 다구찌 기법," 상조사, 2000.