

조립과정을 고려한 차륜용 베어링의 내부틈새 선정

현준수*, 안태길**, 김성근**

Selection of Internal Clearance for Automotive Wheel Bearings Considering an Assembling Procedure

Jun Soo Hyun*, Tae Kil Ahn**, and Seong Kun Kim**

ABSTRACT

An automotive wheel bearing is 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, geometry, internal clearance and so on. Under the same geometry and loading conditions, the internal clearance is the most effective parameters on the endurance life of a bearing. Generally, bearings have the longest life with a little negative internal clearance. But it is very difficult to measure and modify the internal clearance after a wheel bearing is assembled.

In this paper, we analyze the effect of an assembling procedure on the clearance of wheel bearings and suggest a method to determine optimal clearance for automotive wheel bearings by selecting initial bearing clearance.

Key Words : Automotive wheel bearings (차륜용 베어링), Endurance life (내구수명), Internal clearance (내부틈새), Assembling procedure (조립과정)

1. 서론

자동차의 구동부에 사용되는 회전요소 부품중 차륜용 베어링은 차량의 주행에 의하여 연속적이고 반복적인 부하를 받으며, 주행조건에 따라 진흙이나, 먼지, 모래 등이 많은 환경에서 사용된다. 또한 기계 내부에 장착되어 외부로부터 직접적인 영향을 받지 않는 베어링들과는 다르게 노면과 주행조건에 따라 변화가 심한 외력과 충격력에 노출되어 있다. 따라서 자동차 구동부의 내구수명을 보장하기 위해서는 차륜용 베어링의 안정적인 내구수명

을 확보하는 것이 필수적이다.

베어링의 내구수명에 관련된 인자로는 베어링의 재질, 열처리, 윤활상태, 내부 기하학적 형상, 내부틈새, 운전조건 등 여러 가지가 있으며 이러한 인자들의 영향은 서로 복잡하게 연관되어 있다. 일반적으로 전술한 여러 인자 중 베어링 내부의 기하학적 형상과 외부 하중조건이 동일하다면 베어링의 내구수명에 가장 큰 영향을 미치는 것은 베어링의 내부틈새라 할 수 있다^[1-3]. 베어링의 내부틈새와 수명과의 관계는 개략적으로 Fig.1 과 같이 나타내어진다. 그 특성을 살펴보면 약간의 음의 틈새를

* FAG한화베어링(주)

** 호서대학교 기계공학부

가질 때 베어링의 내구수명이 최대가 되고, 그 점에서 멀어질수록 수명이 감소하며 특히 음의 방향으로서는 더욱 급격히 수명이 감소하는 특성을 보이고 있다. 따라서 운전상태에서 베어링의 내부틈새가 이 최대값을 갖도록 조립하면 최적의 조건이라 할 수 있다. 그런데 현실적으로 가공 및 조립 공차가 있으므로 이론적인 특정값만을 유지하도록 베어링을 제작할 수 없으며 주변부품들과 조립 후 베어링의 내부틈새를 측정하거나 수정하는 것은 매우 어려운 일이다. 그러므로 조립과정이 베어링의 내부틈새에 미치는 영향을 파악하여 조립 후 베어링이 이론적으로 요구되는 최적틈새를 유지하도록 초기 베어링 틈새를 관리하는 것이 경제적이라 할 수 있다.

본 연구에서는 차륜용 베어링이 최적의 내구수명 유지에 필수적인 베어링 내부틈새의 적정한 공차범위를 확보하기 위하여 조립과정이 베어링의 내부틈새 변화에 미치는 영향을 해석하고, 이러한 영향을 고려한 최적의 초기틈새를 선정하는 방법을 제시하였다. 또한 실험을 통하여 그 유효성을 검증하였다.

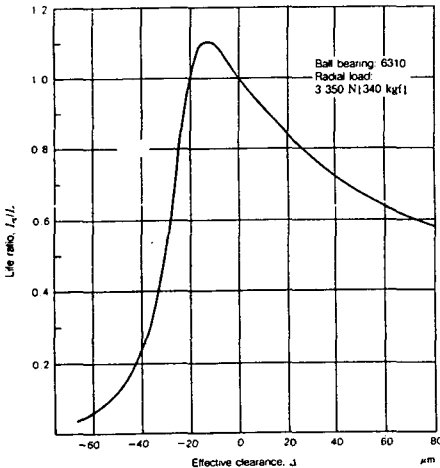


Fig. 1 Relationship between endurance life and internal clearance of a bearing

2. 공차의 수학적 모형

일반적으로 가공물의 치수분포에 대한 수학적

모형은 표준정규분포를 이용하여 표현하며^[4,5] 가공물의 99.7% ($\pm 3\sigma$)가 공차 범위에 든다고 가정하면, 가공치수가 A 라는 치수를 가지고 공차가 $\pm \Delta A$ 라면 가공물은 중앙값이 A 이고 표준편차 σ 는 다음과 같다. (Fig.2)

$$\sigma = \frac{2 \Delta A}{6} \quad (1)$$

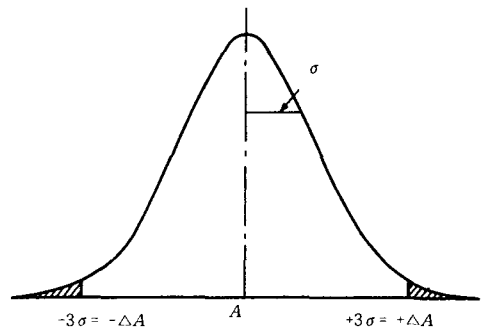


Fig. 2 Normal distribution of a dimension

중앙값이 \bar{A} , \bar{B} 이고 표준편차가 각각 σ_A , σ_B 인 상관관계가 없는 두 부품이 결합되면 조립품의 중앙값과 표준편차는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\overline{AB} = \bar{A} + \bar{B} \quad (2)$$

$$\sigma_{AB} = \sqrt{\sigma_A^2 + \sigma_B^2} \quad (3)$$

3. 차륜용 베어링의 조립에 의한 틈새변화

최근 승용차의 바퀴에 광범위하게 적용되고 있는 베어링은 앵글러 컨택트 베어링(angular contact bearing)이며 그 개략적인 모습은 Fig.3과 같다.

베어링의 내륜은 축에, 외륜은 너클(Knuckle)에 조립되며 조인트에 의하여 축방향으로 고정되어 진다.

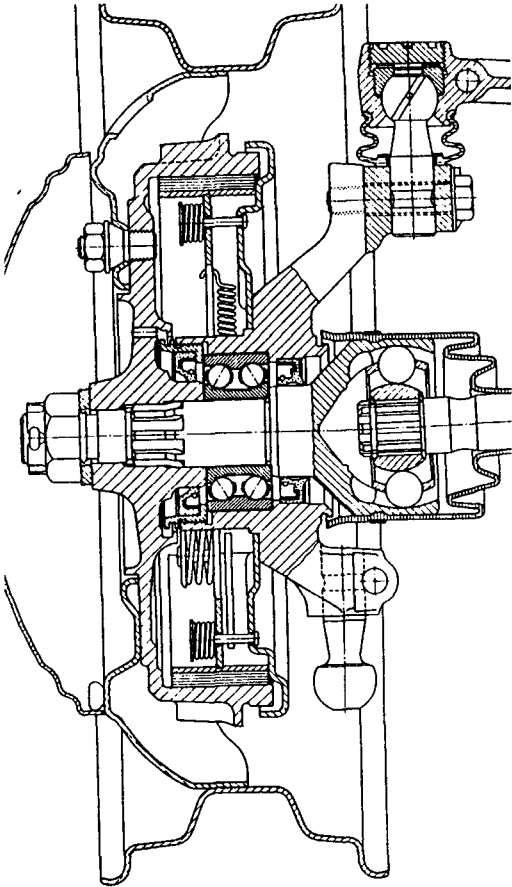


Fig. 3 Schematic diagram of a wheel bearing

3.1 베어링의 조립에 의한 틈새변화

베어링이 축과 너클에 억지 끼워맞춤될 때 발생하는 내륜과 외륜의 경방향 변위는 내, 외륜의 형상을 균일한 원통형으로 단순화하고 축과 너클의 재질이 동일하다고 가정하면 다음과 같이 표현할 수 있으며^[1] 각 끼워맞춤은 독립적이라고 볼 수 있다.^[4,5]

내륜의 변화량 Δ_s 는(Fig.4)

$$\Delta_s = I_i \left(\frac{D_{ir}}{D_i} \right) \left[\frac{(D_i/D_{is})^2 - 1}{(D_{ir}/D_{is})^2 - 1} \right]$$

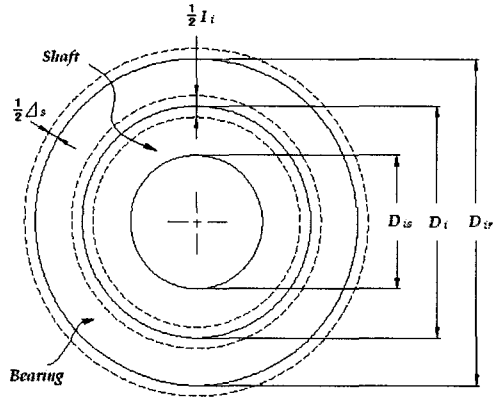


Fig. 4 Fitting between a shaft and inner race of a bearing

$$= \lambda_i I_i \tag{4}$$

외륜의 변화량 Δ_h 는 (Fig.5)

$$\Delta_h = I_o \left(\frac{D_o}{D_{or}} \right) \left[\frac{(D_{oh}/D_o)^2 - 1}{(D_{oh}/D_{or})^2 - 1} \right] = \lambda_o I_o \tag{5}$$

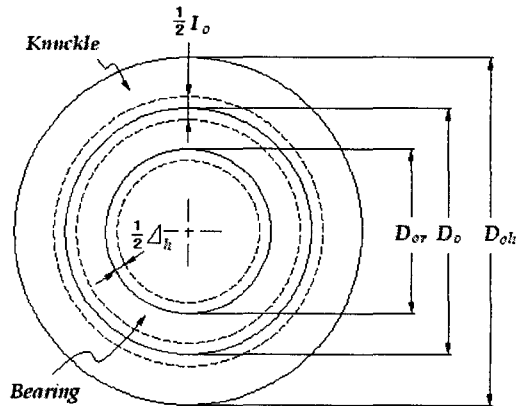


Fig. 5 Fitting between knuckle and outer race of a bearing

내륜조립에 의한 간섭량의 중앙값 I_i 는

$$I_i = m_s - m_i \quad (6)$$

로 주어지며, m_s 는 축 외경의 중앙값이고 m_i 는 내륜 내경의 중앙값이다. 따라서 내륜조립에 의한 경방향 변위의 중앙값 $m_{\Delta s}$ 는 다음과 같다.

$$m_{\Delta s} = \lambda_i I_i \quad (7)$$

또한 경방향 변위의 표준편차 σ_{fi} 는 다음과 같다.

$$\sigma_{fi} = \sqrt{\sigma_i^2 + \sigma_s^2} \quad (8)$$

여기서 σ_s 는 축 외경의 표준편차이고 σ_i 는 내륜 내경의 표준편차이다.

마찬가지로 외륜조립에 의한 간섭량의 중앙값 I_o , 경방향 변위의 중앙값 $m_{\Delta h}$ 와 표준편차 σ_{fo} 는 다음과 같다.

$$I_o = m_o - m_h \quad (9)$$

$$m_{\Delta h} = \lambda_o I_o \quad (10)$$

$$\sigma_{fo} = \sqrt{\sigma_h^2 + \sigma_o^2} \quad (11)$$

- m_o = 외륜 외경의 중앙값
- m_h = 너클 내경의 중앙값
- σ_o = 외륜 외경의 표준편차
- σ_h = 너클 내경의 표준편차

따라서 축과 너클의 조립에 의해 변화된 경방향 틈새의 중앙값과 표준편차는 다음과 같다.

$$m_{\Delta r} = m_{ir} - m_{\Delta s} - m_{\Delta h} \quad (12)$$

$$\sigma_{\Delta r} = \sqrt{\sigma_{ir}^2 + (\lambda_i \sigma_{fi})^2 + (\lambda_o \sigma_{fo})^2} \quad (13)$$

- m_{ir} = 초기 경방향 틈새의 중앙값
- σ_{ir} = 초기 경방향 틈새의 표준편차

3.2 경방향 틈새와 축방향 틈새사이의 관계

앵글러 컨택트 베어링의 기하학적인 형상은 Fig.6 과 같고 경방향 틈새와 축방향 틈새사이에는 다음과 같은 관계가 성립한다^[1,2].

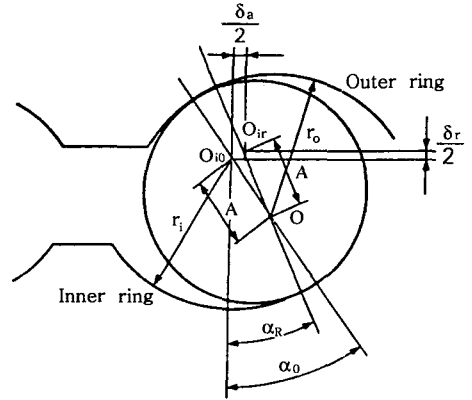


Fig. 6 Geometrical shape of an angular contact bearing

$$\delta_a = 2A \sin \alpha_0 - 2\sqrt{A^2 - (A \cos \alpha_0 + \delta_r/2)^2} \quad (14)$$

$$A = r_i + r_o - D \quad (15)$$

$$P_d = d_o - d_i - 2D \quad (16)$$

$$\alpha_0 = \cos^{-1} \left(1 - \frac{P_d}{2A} \right) \quad (17)$$

- r_i = 내륜 궤도 곡률반경
- r_o = 외륜 궤도 곡률반경
- d_i = 내륜 궤도 직경
- d_o = 외륜 궤도 직경
- D = 볼 직경
- P_d = 피치 직경

식(14)로부터 무차원 변수들인 δ_r/A 에 대한 δ_a/A 의 관계는 Fig.7 과 같으며, 일반적인 차륜용 베어링의 경우 δ_r/A 의 범위가 0.08에서 0.14, 접축각 α_0 는 30° 에서 40° 사이이므로 이 구간에

서 둘 사이의 관계는 선형으로 가정할 수 있다.

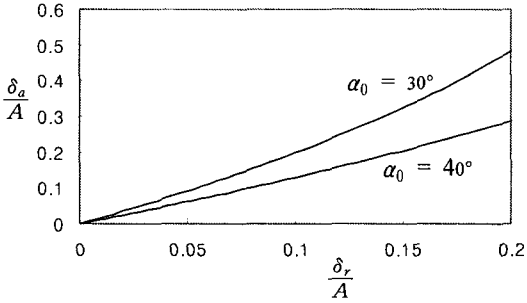


Fig. 7 The relationship between δ_r/A and δ_a/A

경방향 틸새의 변화량에 대한 축방향 틸새의 변화량은 식(14)로부터 다음과 같이 얻어진다.

$$a_i(\delta_r) = \frac{d\delta_a}{d\delta_r} = \frac{A \cos \alpha_0 + \delta_r/2}{\sqrt{A^2 - (A \cos \alpha_0 + \delta_r/2)^2}} \quad (18)$$

또한 $0 \leq \alpha_R \leq 90^\circ$ 이므로 위의 식은 다음과 같이 변환될 수 있다.

$$a_i(\delta_a) = \frac{\sqrt{A^2 - (A \sin \alpha_0 - \delta_a/2)^2}}{A \sin \alpha_0 - \delta_a/2} \quad (19)$$

경방향 틸새의 중앙값과 표준편차가 $m_{\Delta r}$, $\sigma_{\Delta r}$ 이라면 축방향 틸새의 중앙값 $m_{\Delta a}$ 는 식 (14)로부터 계산되어지고 표준편차는 중앙값 근처에서 선형적으로 다음과 같이 가정할 수 있다.

$$\sigma_{\Delta a} = a_i \sigma_{\Delta r} \quad (20)$$

3.3 조임너트에 의한 틸새변화

베어링의 축방향 고정 및 예압을 주기위하여 사용되는 조임너트에 의하여 베어링이 축방향으로 변위하게 되는데, 조임 토크와 축방향 변위사이의 관계는 베어링의 내부형상과 관계된 복잡한 비선형성을 갖는다. 일반적으로 FEM 이나 실험을 통하여 그 관계를 규명하며^[1,2], 본 연구에서는 연구의 특성

상 조임너트에 의한 축방향 변위의 중앙값 ($m_{\Delta n}$) 과 표준편차 ($\sigma_{\Delta n}$)를 알고 있다고 가정하였다.

전술한 조립과정을 통한 차륜용 베어링의 최종 축방향 틸새의 중앙값과 표준편차는 각 조립과정이 독립적이라는 가정으로부터 다음과 같이 주어진다.

$$m_{\Delta af} = m_{\Delta a} - m_{\Delta n} \quad (21)$$

$$\sigma_{\Delta af} = \sqrt{\sigma_{\Delta a}^2 + \sigma_{\Delta n}^2} \quad (22)$$

4. 초기틸새의 선정

베어링의 내구수명을 최적의 상태로 보장하는 조립 후의 축방향 틸새가 선정되어 $m_{\Delta af}$ 와 $\sigma_{\Delta af}$ 가 주어지고 조임너트에 의한 변화, 즉 $m_{\Delta n}$ 과 $\sigma_{\Delta n}$ 가 주어지면 전술한 과정을 역산하여 다음과 같이 초기 축방향 틸새를 선정할 수 있다.

- 베어링이 축과 너클에 조립된 후의 축방향 틸새

$$m_{\Delta a} = m_{\Delta af} + m_{\Delta n} \quad (23)$$

$$\sigma_{\Delta a} = \sqrt{\sigma_{\Delta af}^2 - \sigma_{\Delta n}^2} \quad (24)$$

- 베어링이 축과 너클에 조립된 후의 경방향 틸새

$$m_{\Delta r} = 2\sqrt{A^2 - (A \sin \alpha_0 - m_{\Delta a}/2)^2} - 2A \cos \alpha_0 \quad (25)$$

$$\sigma_{\Delta r} = \frac{\sigma_{\Delta a}}{a_i(m_{\Delta a})} \quad (26)$$

- 베어링이 조립되기 전의 경방향 틸새

$$m_{ir} = m_{\Delta r} + m_{\Delta s} + m_{\Delta h} \quad (27)$$

$$\sigma_{ir} = \sqrt{\sigma_{\Delta r}^2 - (\lambda_i \sigma_{fi})^2 - (\lambda_o \sigma_{fo})^2} \quad (28)$$

따라서 최적 틸새를 위한 초기 경방향 틸새의 범위는 $m_{ir} - 3\sigma_{ir}$ 에서 $m_{ir} + 3\sigma_{ir}$ 로 얻어진다.

5. 조립 공차 실험 결과

Wheel Bearing에 대하여 3개의 축과 3개의 하우징 조합에 대한 조립 공차에 대한 실험을 하여 본문에서 제시된 설계 사양에 의한 초기 틈새 설정의 방법과 비교하였다. 실험에 사용된 베어링 조립에 대한 설계 사양은 Table 1과 같으며 축과 하우징의 사양은 Table 2와 같다. 설계 사양을 이용하여 축과 베어링 내경의 조립에서 발생하는 경방향 간섭 및 틈새 감소를 계산하였으며, 베어링 외경과 너클의 조립에서의 경방향 틈새 변화를 계산하였다. 식 (2), (3)을 사용하여 중앙값 및 표준 편차를 계산하였다.

Table 1 Design specification of a wheel bearing used for experiments

	Mean (mm)	σ (μ m)	Nominal (mm)	Min - tolerance (μ m)	Max - tolerance (μ m)
bearing inner diameter	37.994	2.00	38	-12	0
bearing outer diameter	79.994	2.00	80	-12	0
inner-raceway diameter	70.627	6.67	70.627	-20	20
outer-raceway diameter	47.425	6.67	47.425	-20	20
ball size	11.5	3.33	11.5	-10	10
outer-groove radius	6.1	6.67	6.1	-20	20
inner-groove radius	5.96	6.67	5.96	-20	20

사양에서 결정된 경방향 틈새를 바탕으로 식 (14), (18)을 사용하여 축방향 중앙값과 표준 편차를 계산하여 실험에서 측정된 축방향 틈새가 이 범위에 포함되는 지를 비교하였으며 그 결과가 Table 3에 나와 있다. 8개의 조립 베어링에 대한 실험 결과 중에서 첫 번째를 제외한 7개의 측정 데이터가 설계에서 예측된 범위 내로 들어올 수 있었다. 가공물의 99.7% ($\pm 3\sigma$)가 공차 범위에 든다는 가정으로 볼 때, 8개 경우가 전부 예측 범위에 들어가는 것이 확률적으로 당연하다고 판단되므로 경우 #1의 실험 데이터는 실험 오류의 원인으로 판단된다. worst case의 min-max 처리 방식을 사용해도 경우 #1의 실험 데이터는 ($\pm 3\sigma$)의 범위 안에

들지 못하였으므로 실험 오류로 판단된다.

Table 2 Design specification of shaft and housing

No.	Shaft			Housing		
	Spec. (mm)	Mean (mm)	σ (μ m)	spec. (mm)	Mean (mm)	σ (μ m)
#1	38.02~38.04	38.03	3.333	79.91~79.94	79.925	5.000
#2	38.01~38.03	38.02	3.333	79.92~79.96	79.940	6.667
#3	38.00~38.02	38.01	3.333	79.94~79.97	79.955	5.000

Table 3 Axial clearance result

Shaft Spec. (mm)	Housing spec. (mm)	Design axial clearance			Measured axial clearance (μ m)
		Mean (mm)	σ (μ m)	Range (μ m)	
38.02~38.04	79.91~79.94	0.127	9.42	99.06~155.56	76
38.02~38.04	79.94~79.97	0.107	10.66	75.29~139.22	86
38.02~38.04	79.92~79.96	0.088	8.57	62.45~113.86	81
38.01~38.03	79.91~79.94	0.113	9.09	85.21~139.73	86
38.01~38.03	79.94~79.97	0.093	10.30	62.23~124.02	66
38.01~38.03	79.92~79.96	0.075	8.30	49.75~99.54	66
38.00~38.02	79.94~79.97	0.080	9.97	49.56~109.36	61
38.00~38.02	79.92~79.96	0.062	8.04	37.42~85.69	56

6. 결론

본 연구에서는 Wheel Bearing의 조립과정에 의하여 내부틈새가 변화하는 과정을 통계이론에 근거하여 살펴보았으며, 이를 기반으로 하여 Wheel Bearing의 최적 내구수명을 유지하기 위한 초기 내부틈새를 도출하는 방법을 제시하였다. 또한 제시된 방법에 의하여 운전상태에 따른 온도의 영향도 고려할 수 있다고 사료되며 베어링이 적용되는 다른 분야에도 광범위하게 적용될 수 있다. 실제 조립 공차에 대한 실험 데이터와 비교하여 이 방법에

의하여 도출되는 초기 내부틈새가 적절하게 설계에 적용될 수 있음을 보였다.

후 기

본 연구는 산업자원부의 산업기반기술개발사업의 일환으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. T.A. Harris, Rolling Bearing Analysis, John Wiley & Sons, 1991.
2. NSK Technical Report, 1990.
3. 안태길, "승용차용 Wheel Bearing Unit의 내구성 평가 소프트웨어 개발," 제1회 중기거점기술 워크샵, pp. 268-275, 1998.
4. S.D. Nigam and J.U. Turner, "Review of Statistical Approaches to Tolerance Analysis," Computer-Aided Design, Vol. 27, pp. 6-15, 1995.
5. T.L. Dresner and P. Barkan, "Optimal Tolerance Allocation for Tolerance Stack-ups," DE-Vol. 65-2, Advances in Design Automation, ASME, pp. 167-174, 1993.