

## 작동하중과 회전속도를 고려한 자동차용 휠 베어링의 수명평가

이 승 표<sup>\*†</sup>

\* ㈜일진글로벌 기술연구소

### Bearing Life Evaluation of Automotive Wheel Bearing Considering Operation Loading and Rotation Speed

Seung Pyo Lee<sup>\*†</sup>

\* R&D Center, ILJIN Global

(Received March 4, 2016 ; Received April 16, 2016 ; Accepted April 25, 2016)

**Key Words:** Automotive Wheel Bearing(자동차용 휠 베어링), Basic Rating Life of Rolling Bearings(구름 베어링의 기본정격수명), Modified Rating Life of Rolling Bearings(구름 베어링의 보정정격수명), Bearing Test Life(베어링의 시험 수명)

**초록:** 자동차용 휠 베어링은 회전운동을 전달하고 차량의 무게를 지지해주는 중요한 부품이다. 최근 CO<sub>2</sub> 배출가스 저감과 연비 규제에 따라서 자동차 경량화 및 소형화 요구는 점점 증가하고 있고, 이에 부응하여 베어링의 수명 평가기술은 더욱 그 필요성이 증가하고 있다. 휠 베어링의 내구수명은 고려해야 할 인자들이 매우 다양하며 이들이 서로 복잡하게 연관되어 있으므로 수명을 예측하는 것이 쉽지 않다. 본 논문에서는 자동차용 휠 베어링의 수명에 영향을 끼치는 많은 인자들 중에서 작동하중과 회전속도를 변화시키면서 수명을 시험하였고, 이를 ISO 국제표준에서 제안하는 이론수명인 기본정격수명과 보정정격수명 결과와 비교하였다. 이들 수명을 비교한 결과, 기본정격수명과 보정정격수명 모두 시험수명과 차이가 존재하며, 기본정격수명 보다 보정정격수명이 시험수명을 상대적으로 잘 예측함을 알 수 있었다.

**Abstract:** An automotive wheel bearing is important part that translates rotating motion and bears vehicle weight. Recently, in accordance with the demands for CO<sub>2</sub> emission reduction and fuel economy regulation, the requirements for the weight reduction and miniaturization of vehicles has increased. Therefore, life evaluation technology of the bearings has increased in necessity. Since the bearing life is affected by many parameters such as bearing geometry, bearing specifications, and vehicle specifications, it is difficult to predict. In this paper, the bearing life was tested by varying the applied load and rotation speed and comparing them with the basic rating life and modified rating life that were suggested in ISO standards. From the results, it was found that there was a difference between the test life and theoretical life and modified rating life than basic rating life was to be relatively well predicted by test life.

### 1. 서 론

자동차용 휠 베어링(automotive wheel bearing)은 차량의 무게를 지지하고 회전운동을 전달하는 중요한 부품이다. 휠 베어링은 1960년대 전륜 구동형 자동차의 개발로 인한 경량화 요구로 유닛

(unit)화가 급속히 진행되었다.<sup>(1,2)</sup> 이로 인하여 휠 베어링의 구조는 단품 베어링으로 구성된 1세대 휠 베어링에서 허브(hub)와 외륜(outer ring)에 각각 플랜지(flange)를 설치한 3세대 휠 베어링의 복잡한 형태로 발전하였다. 베어링이 경량화, 소형화, 복잡화 됨에 따라서 정확한 수명 예측 및 평가 기술이 필요하게 되었다. 특히, 최근들어 CO<sub>2</sub> 배출가스 저감과 연비 규제에 따라서 자동차 경량화 및 소형화의 요구는 점점 증가하고 있고, 이에 부

† Corresponding Author, leeseungpyo@iljin.com

© 2016 The Korean Society of Mechanical Engineers

응하여 자동차의 보안부품 중 하나인 휠 베어링의 수명 평가기술은 더욱 더 그 필요성이 증가하고 있다.

자동차에 사용되는 휠 베어링은 반경 방향 하중(radial directional load)과 축 방향 하중(axial directional load)을 모두 지지해야 하므로 소형차나 중형차의 경우에 복열 각 접촉 볼 베어링(double row angular contact ball bearing)을 사용하는 경우가 많다.<sup>(3)</sup> 휠 베어링의 내구수명은 사용되는 베어링의 종류, 재료 및 그에 따른 열처리 조건, 베어링 내부의 기하학적 형상, 베어링의 열(row) 수, 볼 수, 볼 지름, 접촉각(contact angle) 등의 베어링 제원(bearing specification), 축 하중, 타이어 반경, 차량의 무게중심높이 등의 차량 제원(vehicle specification), 직진, 좌선회, 우선회 등의 운전조건, 윤활조건, 조립조건, 제조공법 등 수많은 인자들이 서로 복잡하게 연관되어 있으므로 베어링의 수명을 예측하는 것은 일반적으로 쉽지 않다.

구름 베어링(rolling bearing)의 수명 예측을 위한 연구는 대략 백 년 전부터 진행되어 왔다. 1896년 Stribeck<sup>(4)</sup>은 실제 크기의 베어링(full-scale bearings)에 대한 내구시험을 수행하였다. 1912년 Goodman<sup>(5)</sup>은 내구시험 데이터에 기초하여 구름접촉 볼 베어링에 대하여 안전하중(safety load)을 계산하였다. 1924년 Palmgren<sup>(6)</sup>은 피로한도(fatigue limit)의 개념을 도입하였고, 1939년 Weibull<sup>(7)</sup>은 파손(failure)에 대하여 통계적 이론을 도입하였다. 이 개념들을 바탕으로 1947년 Lundberg와 Palmgren<sup>(8)</sup>은 구름 베어링의 기본정격수명(basic rating life of rolling bearings,  $L_{10}$ ) 계산방법을 제안하였다. 위의 이론들을 기본으로 하여 ISO에서는 베어링의 수명을 예측할 수 있는 국제표준(ISO 281:1990)<sup>(9)</sup>을 제정하였다. 이와 같이 제정된 베어링 수명 예측 이론은 최근 들어 생산기술이 발전하여 베어링의 수명이 길어짐에 따라 보다 정확한 수명 계산이 필요하게 되었으며, 이에 따라서 국제 표준이 개정(ISO 281:2007)<sup>(10)</sup>되었다. 개정된 국제 표준은 기본정격 수명뿐만 아니라 보정정격수명(modified rating life of rolling bearings,  $L_{nm}$ )을 예측할 수 있는 방법을 제시하였다.<sup>(11,12)</sup> 그러나, 개정된 보정정격수명은 계산방법이 기본정격수명에 비하여 상대적으로 복잡하여 이에 대한 연구가 거의 없는 실정이다.

본 논문에서는 자동차용 휠 베어링의 이론수명과 시험수명을 평가하였다. 먼저, 베어링의 수명에 영향을 끼치는 많은 인자들 중에서 가장 지배적인

영향을 끼치는 작동하중과 회전속도를 변화시키면서 베어링의 수명을 시험하였다. 즉, 휠 베어링용 내구시험기를 이용하여 수명시험을 수행하였고, 그 결과를 Weibull 이론에 근거하여 신뢰도에 따른 수명을 계산하였다. 또한, ISO 국제표준에서 제안하는 베어링 수명 계산 방법에 근거하여 기본정격수명과 보정정격수명을 계산하기 위한 전용 프로그램을 개발하였다. 이를 이용하여 기본 정격수명과 보정정격수명을 계산하였고, 그 결과를 시험수명의 결과와 비교하면서 작동하중과 회전속도의 영향을 평가하였다.

## 2. 베어링의 이론수명

### 2.1 기본정격수명

레이디얼 볼 베어링(radial ball bearing)의 기본 정격수명( $L_{10}$ )은 식 (1)과 같이 계산할 수 있다.<sup>(9)</sup>

$$L_{10} = \left( \frac{C_r}{P_r} \right)^3 \quad (1)$$

여기서,  $C_r$ 은 기본 동정격하중(basic dynamic load rating)이며, 식 (2)로부터 계산할 수 있다.  $P_r$ 은 동등가하중(dynamic equivalent load)이며, 식 (3)으로부터 계산할 수 있다.

$$C_r = b_m f_c (i \cos \alpha)^{0.7} Z^{2/3} D_w^{1.8}, D_w \leq 25.4$$

$$C_r = 3.64 b_m f_c (i \cos \alpha)^{0.7} Z^{2/3} D_w^{1.4}, D_w > 25.4 \quad (2)$$

$$P_r = X F_r + Y F_a \quad (3)$$

여기서,  $b_m$ 과  $f_c$ 는 베어링 제원에 따라서 결정되는 값이다.  $i$ 는 베어링의 열 수,  $\alpha$ 는 접촉각,  $Z$ 는 단열 베어링의 볼 수,  $D_w$ 는 볼 지름을 의미한다. 또한,  $F_r$ 은 반경 방향 하중을,  $F_a$ 는 축 방향 하중을 나타낸다.  $X$ 와  $Y$ 는 각각 레이디얼 하중 계수(dynamic radial load factor), 액시얼 하중 계수(dynamic axial load factor)를 의미한다.

### 2.2 보정정격수명

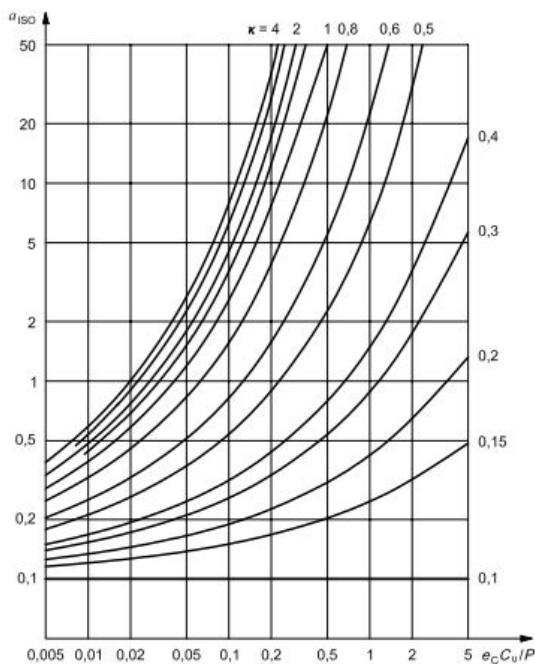
보정정격수명( $L_{nm}$ )은 식 (4)와 같이 계산할 수 있다.<sup>(10-12)</sup>

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10} \quad (4)$$

여기서,  $a_1$ 은 신뢰도(reliability)를 위한 보정 계

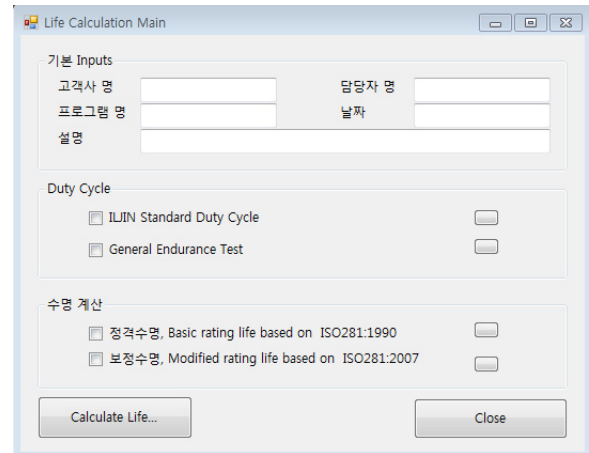
**Table 1** Life modification factor for reliability,  $a_1$

Reliability, %	$L_{nm}$	$a_1$
90	$L_{10m}$	1
95	$L_{5m}$	0.64
96	$L_{4m}$	0.55
97	$L_{3m}$	0.47
98	$L_{2m}$	0.37
99	$L_{1m}$	0.25
99.2	$L_{0.8m}$	0.22
99.4	$L_{0.6m}$	0.19
99.6	$L_{0.4m}$	0.16
99.8	$L_{0.2m}$	0.12
99.9	$L_{0.1m}$	0.093
99.92	$L_{0.08m}$	0.087
99.94	$L_{0.06m}$	0.080
99.95	$L_{0.05m}$	0.077



**Fig. 1** Life modification factor for radial ball bearing

수이며 Table 1로부터 구할 수 있다. 신뢰도가 90%라고 가정하면  $a_1$ 은 1이 되며,  $L_{nm}$ 은  $L_{10m}$ 이 된다. 또한,  $a_{ISO}$ 는 작동온도, 회전속도, 윤활유의 종류, 베어링이 설치되어 있는 장소의 청정도, 베어링 재료의 피로한도(fatigue load limit) 등으로부터 계산되는 값이며, 레이디얼 볼 베어링의 경우 Fig. 1과 같고 이를 수식으로 표현하면 식 (5)와 같이 계산할 수 있다.



**Fig. 2** Developed bearing life calculation program for automotive wheel bearing

$$a_{ISO} = 0.1 \left[ 1 - \left( 2.5671 - \frac{2.2649}{\kappa^{0.054381}} \right)^{0.83} \left( \frac{e_c C_u}{P} \right)^{1/3} \right]^{-9.3}, 0.1 \leq \kappa < 0.4$$

$$a_{ISO} = 0.1 \left[ 1 - \left( 2.5671 - \frac{1.9987}{\kappa^{0.19087}} \right)^{0.83} \left( \frac{e_c C_u}{P} \right)^{1/3} \right]^{-9.3}, 0.4 \leq \kappa < 1$$

$$a_{ISO} = 0.1 \left[ 1 - \left( 2.5671 - \frac{1.9987}{\kappa^{0.071739}} \right)^{0.83} \left( \frac{e_c C_u}{P} \right)^{1/3} \right]^{-9.3}, 1 \leq \kappa \leq 4$$

(5)

여기서,  $\kappa$ 는 점성비(viscosity ratio)이고,  $e_c$ 는 청정도 인자(contamination factor),  $C_u$ 는 피로한도,  $P$ 는 동등가하중(dynamic equivalent load)이다.

### 2.3 휠 베어링 수명계산프로그램

2.1장과 2.2장에서 언급한 방법에 근거하여 기본 정격수명과 보정정격수명을 계산할 수 있는 프로그램을 개발하였고, 프로그램의 사용언어는 Visual Basic이다. Fig. 2는 개발된 휠 베어링 수명계산프로그램의 구동 예이다. Fig. 2에서 알 수 있듯이 개발된 프로그램은 정격보정수명과 보정정격수명을 각각 계산할 수 있으며, 특히 다양한 고객의 주행 조건을 입력할 수 있도록 구성되어 있다.

## 3. 베어링의 시험수명

자동차용 휠 베어링의 시험수명을 평가하기 위한 시험기는 Fig. 3과 같다. 이 시험기는 실제 자동차의 주행상황을 묘사할 수 있도록 1개의 회전축과 2개의 유압실린더로 구성되어 있다. 즉, 차량이 직진, 좌선회, 우선회함에 따라서 타이어 접지면으로부터 베어링에 가해지는 힘이 변화하는데

**Table 2** Bearing specification

Description	Dimension
Ball diameter	11.9063 mm
Number of balls	11
Contact angle	35 degree
Pitch circle diameter	49 mm



**Fig. 3** Automotive wheel bearing life tester<sup>(13)</sup>



**Fig. 4** Gen.3 Automotive wheel bearing<sup>(13)</sup>

이를 축 방향 하중과 반경 방향 하중으로 나누어서 각각의 하중이 베어링에 가해지도록 형성되어 있다. 시험이 진행되는 동안 작동하중, 회전속도, 온도, 진동 등을 기록할 수 있으며 특히, 베어링에 부착된 진동 가속도계는 진동을 실시간으로 모니터링 하여 일정 수준 이상의 진동이 발생할 경우 시험을 중단하도록 프로그래밍 되어 있다.

본 논문에서 사용된 휠 베어링은 Fig. 4와 같고 베어링의 내부제원은 Table 2와 같다. 본 논문에서는 베어링의 수명에 영향을 끼치는 많은 인자들 중에서 가장 지배적인 영향을 끼치는 작동하중과 회전속도를 변화시키면서 베어링의 수명을 시험하였다. 작동하중은 Table 3에서 알 수 있듯이 하중비(load ratio)를 선회가속도(cornering acceleration)

**Table 3** Applied load corresponding to the load ratio 100%, 120%

Load ratio	100%	120%
Radial directional load, $F_r$	6576 N	7891 N
Axial directional load, $F_a$	3946 N	4735 N



**Fig. 5** Fatigue spalling in bearing raceway surface<sup>(1)</sup>

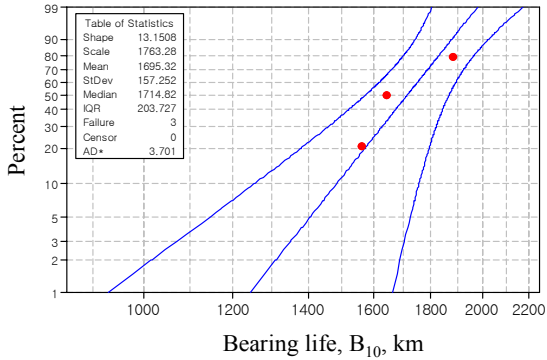
0.6G의 100%, 120%로 변화시키면서 시험을 실시하였고, 회전속도는 500rpm, 1000rpm에 대하여 시험을 수행하였다. 선회가속도를 0.6G로 고정한 이유는 전체 시험 중 접촉각을 동일하게 유지하여 베어링 수명 평가 시 접촉각의 영향을 배제하기 위함이다.<sup>(13)</sup> 베어링에 작용하는 반경 방향 하중( $F_r$ )과 축 방향 하중( $F_a$ )은 각각 식 (6), (7)으로부터 계산할 수 있다.

$$F_r = W \left( \frac{1}{2} + \frac{hG}{t_s} \right) \tag{6}$$

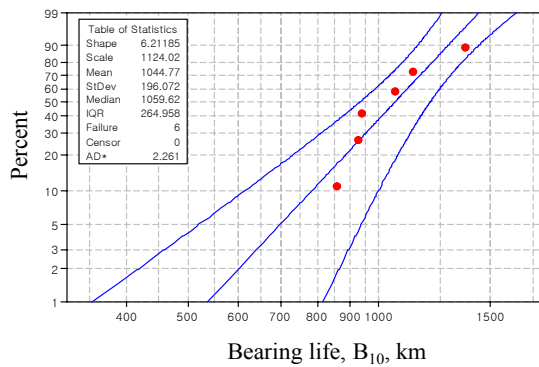
$$F_a = F_r \times G \tag{7}$$

여기서,  $W$  는 차량의 축 하중,  $h$  는 지면에서 차량의 무게중심까지의 높이,  $t_s$  는 타이어 중심 간 거리를 의미한다.

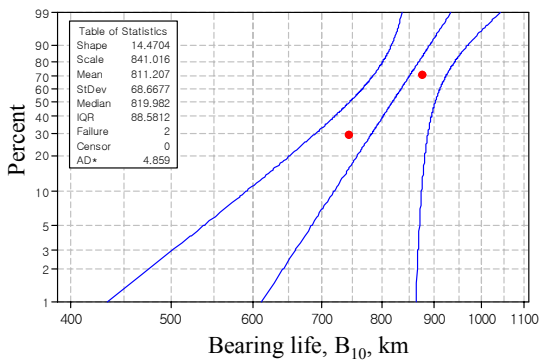
위에서 언급한 방법으로 베어링의 작동하중과 회전속도를 변화시키면서 베어링의 시험수명을 측정하였다. 시험은 베어링 궤도부의 이상 진동이 발생할 경우 중단되었고, 그때까지 회전한 회전을 이용하여 신뢰도 90%의 베어링 시험수명( $B_{10}$ )을 계산하였다. 시험이 종료된 베어링의 궤도부를 살펴보면 Fig. 5와 같이 박리(spalling)가 존재하였다. 신뢰도 90%의 베어링의 시험 수명은 Weibull 이론에 의하여 계산되었고, 이를 위하여 Minitap을 사용하였다. Fig. 6은 Minitap을 이용하여 베어링 시



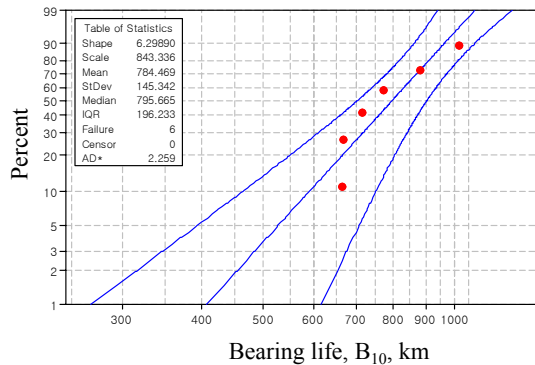
(a) At load ratio 100% and rotation speed 500rpm



(b) At load ratio 100% and rotation speed 1000rpm



(c) At load ratio 120% and rotation speed 500rpm



(d) At load ratio 120% and rotation speed 1000rpm

Fig. 6 Bearing life calculated by Weibull theory

험 수명을 계산한 결과이다.

#### 4. 이론수명과 시험수명의 비교

기본정격수명( $L_{10}$ )과 보정정격수명( $L_{nm}$ )을 계산하고 그 결과를 시험수명( $B_{10}$ )의 결과와 비교하였다. 기본정격수명은 식 (1)~(3)으로부터 계산하였고, 보정정격수명은 식 (4), (5)로부터 계산하였다. 본 논문에서는 보정정격수명으로 신뢰도 90%인  $L_{10m}$ 을 사용하였다. 보정정격수명을 계산하기 위해서 작동하중, 회전속도, 윤활유의 종류, 베어링이 설치된 장소의 청정도, 베어링 재료의 피로한도뿐만 아니라 온도 값이 필요하다. 이를 위하여 회전속도를 변화시키면서 베어링의 온도를 측정하였다. 측정하지 못한 온도는 Microsoft EXCEL의 추세선을 이용하여 예측하였다. Fig. 7은 회전속도에 따른 온도 그래프이다. Fig. 7에서 알 수 있듯이 1000rpm을 제외한 값들은 측정값으로 속이 딱 차있는 원으로 표시하였고, 1000rpm에 대한 온도 값은 추세선에 의한 예측 값으로 속이 비어있는 원으로 표시하였다. 하중비 100%, 120%에 대한 추세선의 함수식은 각각 식 (8), (9)와 같다.

Load ratio 100%;

$$\text{Temperature} = 100.36 \ln(\text{speed}) - 475.33 \quad (8)$$

Load ratio 120%;

$$\text{Temperature} = 93.729 \ln(\text{speed}) - 418.56 \quad (9)$$

식 (8), (9)의 추세선에 대한  $R^2$ 값은 각각 0.9383, 0.9972로 충분히 온도 값을 잘 예측함을 알 수 있다.

##### 4.1 베어링 수명에서 하중비의 영향

회전속도 500rpm, 1000rpm 시 하중비 100%, 120%에 대한 기본정격수명, 보정정격수명, 시험수명을 Fig. 8에 나타내었다. Fig. 8(a), (b)에서 알 수 있듯이 시험수명은 기본정격수명과 보정정격수명과 달리 최대값과 최소값의 영역으로 표시된다.

기본정격수명, 보정정격수명, 시험수명 모두 하중비가 100%에서 120%로 증가함에 따라서 수명이 감소함을 알 수 있다. 시험수명과 이론수명을 비교하면, 시험수명 대비 기본정격수명의 오차보다 보정정격수명의 오차가 더 적음을 알 수 있다. 이로부터 기본정격수명과 보정정격수명 모두 시험수명과 차이가 존재하지만 기본정격수명보다 보정정격수명이 시험수명을 더 잘 예측함을 알 수 있다. 그 이유는 보정정격수명은 기본정격수명에서 고려

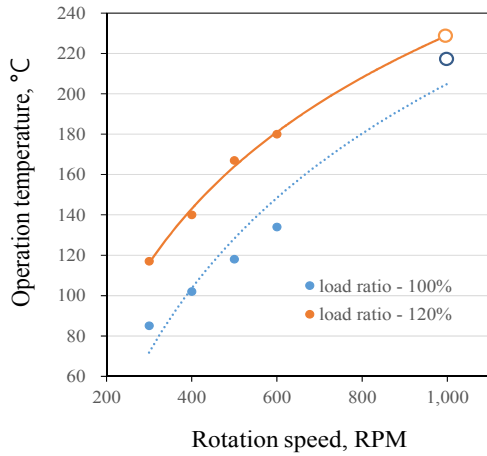
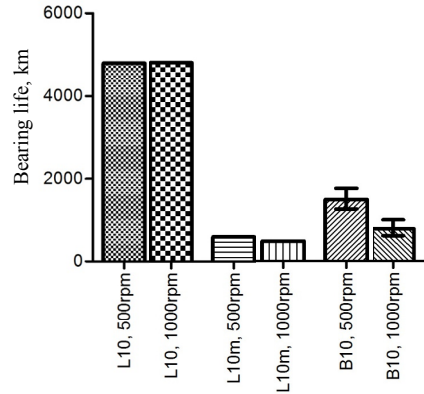
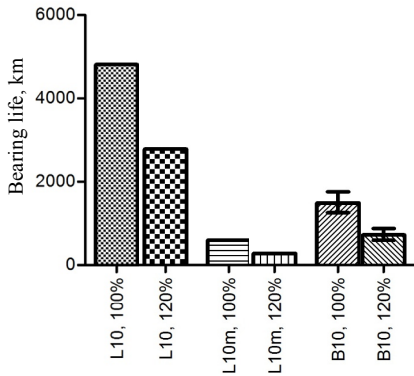


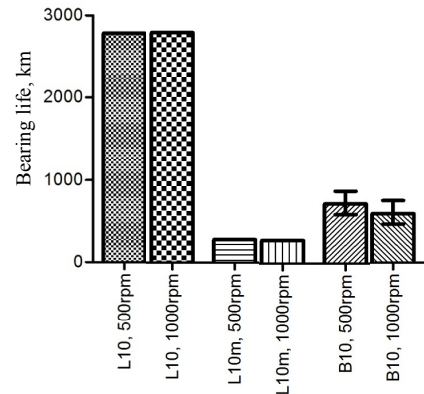
Fig. 7 Measured temperature data corresponding to rotation speed



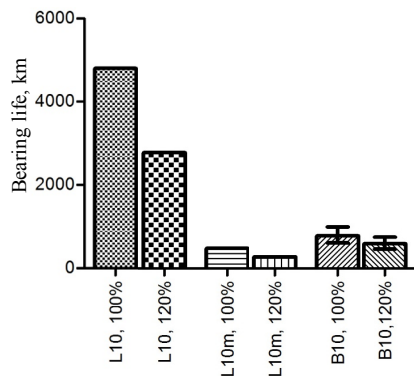
(a) Comparison bearing life among test life( $B_{10}$ ), basic rating life( $L_{10}$ ), and modified rating life( $L_{10m}$ ) corresponding to load ratio 100% and rotation speed 500rpm, 1000rpm



(a) Comparison bearing life among test life( $B_{10}$ ), basic rating life( $L_{10}$ ), and modified rating life( $L_{10m}$ ) corresponding to rotation speed 500rpm and load ratio 100%, 120%



(b) Comparison bearing life among test life( $B_{10}$ ), basic rating life( $L_{10}$ ), and modified rating life( $L_{10m}$ ) corresponding to load ratio 120% and rotation speed 500rpm, 1000rpm



(b) Comparison bearing life among test life( $B_{10}$ ), basic rating life( $L_{10}$ ), and modified rating life( $L_{10m}$ ) corresponding to rotation speed 1000rpm and load ratio 100%, 120%

Fig. 8 Influence of the load ratio in the bearing life

하지 않은 윤활유, 청정도, 피로한도 등을 고려하기 때문으로 판단된다.

Fig. 9 Influence of the rotation speed in the bearing life

하중비가 100%에서 120%로 증가함에 따라서 500 rpm의 수명은 48%~58%로 감소하고 1000rpm의 수명은 58%~75%로 감소한다. 즉, 500rpm, 1000rpm 모두 수명이 대략 1/2 정도 감소하는데, 500rpm 보다는 1000rpm에서 수명이 상대적으로 덜 감소함을 알 수 있다. 또한, Fig. 8(a), (b)에서 알 수 있듯이 기본정격수명은 시험수명보다 크게 예측되지만, 보정정격수명은 시험수명보다 작게 예측된다. 이와 같이 시험수명 대비 이론수명의 차이가 큰 이유는 최근 들어 설계기술과 함께 생산 및 제조기술의 발전으로 인하여 베어링의 수명이 길어졌기 때문으로 예상된다.

4.2 베어링 수명에서 회전속도의 영향

하중비 100%, 120% 시 회전속도 500rpm, 1000rpm에 대한 기본정격수명, 보정정격수명, 시험수

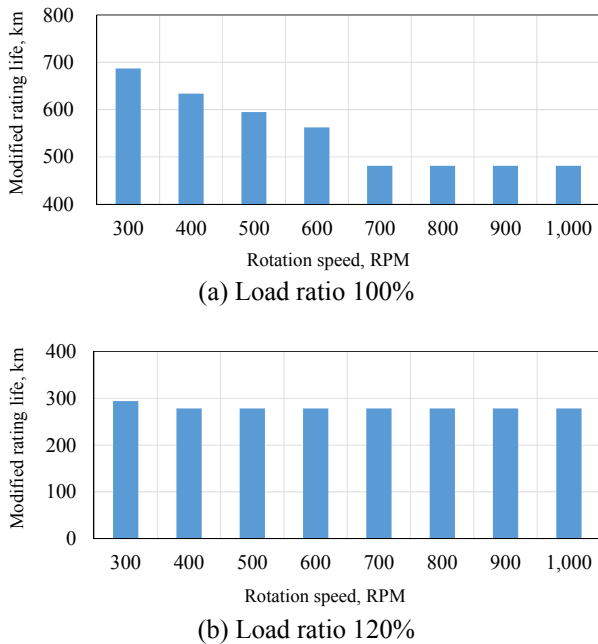


Fig. 10 Modified rating life( $L_{10m}$ ) corresponding to the rotation speed at load ratio 100% and 120%

명을 Fig. 9에 나타내었다. 먼저, Fig. 9(a)에서 알 수 있듯이 보정정격수명과 시험수명은 500rpm에서 1000rpm으로 회전속도가 증가함에 따라서 수명이 감소하는데 반하여 기본정격수명은 회전속도가 증가해도 수명은 동일하다. 이는 기본정격수명은 수명 계산 시 회전속도의 영향을 고려하지 않기 때문이다. 시험수명과 이론수명의 차이를 비교해보면 기본정격수명, 보정정격수명 모두 시험수명과 차이가 있기는 하지만 기본정격수명보다는 보정정격수명이 시험수명을 잘 예측한다. 특히, 기본정격수명은 회전속도가 500rpm에서 1000rpm으로 증가함에 따라서 시험수명과의 차이가 더 증가하지만, 보정정격수명은 시험수명과의 차이가 감소한다. 이는 앞에서 설명한 바와 같이 보정정격수명에서는 수명 계산 시 회전속도의 영향을 고려하기 때문으로 예상된다.

하중비 120%의 경우는 Fig. 9(b)에서 알 수 있듯이 기본정격수명뿐만 아니라 보정정격수명도 회전속도가 증가함에도 불구하고 수명이 동일하다. 이는 보정정격수명이 회전속도를 고려하지 않기 때문이 아니라 회전속도가 증가해도 예측 수명 값이 동일하기 때문이다. 보정정격수명은 식 (5)에서 알 수 있듯이 점성비, 청정도, 피로한도로부터 수명을 계산하는데, 그 계산값이 500rpm과 1000rpm에서 동일하다. 참고로 하중비 100%, 120%에서 회전속도에 따른 보정정격수명의 변화를 보면 Fig. 10과 같다. Fig. 10(a)에서 알 수 있듯이 하중비 100%에

서 300rpm부터 700rpm의 보정정격수명은 변하지만, 700rpm부터 1000rpm의 보정정격수명이 모두 동일하다. 또한, Fig. 10(b)에서 알 수 있듯이 하중비 120%에서 300rpm, 400rpm의 보정수명은 변하지만, 400rpm부터 1000rpm의 보정수명은 동일하다.

### 5. 결론

본 논문에서는 자동차용 휠 베어링의 수명평가를 수행하였다. 베어링의 수명에 영향을 끼치는 많은 인자들 중에서 작동하중과 회전속도를 변화시키면서 베어링의 수명을 시험하였고, 이를 ISO 국제표준에서 제안하는 이론수명인 기본정격수명과 보정정격수명 결과와 비교하였다. 이에 얻어진 결과는 다음과 같다.

- (1) 베어링 수명에서 작동하중의 영향을 검토한 결과, 기본정격수명, 보정정격수명, 시험수명 모두 하중비 100%에서 120%로 증가함에 따라서 수명이 감소하며, 시험수명 대비 기본정격수명의 오차보다 보정정격수명의 오차가 더 적음을 알 수 있었다.
- (2) 베어링 수명에서 회전속도의 영향을 검토한 결과, 회전속도가 500rpm에서 1000rpm으로 증가함에 따라서 기본정격수명은 일정하며, 보정정격수명은 하중비 100%의 경우는 감소하며 120%의 경우는 일정함을 알 수 있었다.
- (3) 결론적으로, 기본정격수명과 보정정격수명 모두 시험수명과 차이가 존재하며, 기본정격수명보다 보정정격수명이 시험수명을 상대적으로 잘 예측함을 알 수 있었다.

### 참고문헌

(References)

- (1) Lee, S. P., Kim, B. C., Lee, I. H., Cho, Y. G. and Kim, Y. C., 2012, "Distortion Analysis for Outer Ring of Automotive Wheel Bearing," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 36, No. 12, pp. 1613~1618.
- (2) Yoon, K. C. and Choi, D. H., 2000, "A Design of an Automotive Wheel Bearing Unit for Long Life," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 24, No. 2, pp. 319~328.
- (3) Kim, B. C., Lee, I. H., Kim, K. N., Lee, W. Y. and Lee, S. P., 2011, "Development of Stiffness Analysis Model of Automotive Wheel Bearing due to Ball Contact Angle," *Proceedings KSAE Fall conference*, pp. 1019~1020.
- (4) Stribeck, R., 1907, "Reports From the Central Laboratory for Scientific Investigation," *Translation by H.*

- Hess, *ASME Transactions*, Vol. 29, pp. 420~466.
- (5) Goodman, J., 1912, "Roller and Ball Bearings," *Minutes of the Proceedings*, Vol. 189, pp. 82~127.
- (6) Palmgren, A., 1924, "Die Lebensdauer von Kugellagern (The Service Life of Ball Bearings)," *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*, Vol. 68, No. 14, pp. 339~341.
- (7) Weibull, W., 1939, "A Statistical Theory of the Strength of Materials," *Ingeniorsvetenskapsakademins Handlingar*, Vol. 151, Stockholm, Sweden.
- (8) Lundberg, G. and Palmgren, A., 1947, "Dynamic Capacity of Rolling Bearings," *Acta Polytechnica Mechanical Engineering Series*, Vol. 1, No. 10, Stockholm, Sweden.
- (9) International organization for Standardization, 1990, "Rolling Bearings-Dynamic Load Ratings and Rating Life," *ISO281*, Geneva.
- (10) International Organization for Standardization, 2007, "Rolling Bearings-Dynamic Load Ratings and Rating Life," *ISO281*, Geneva.
- (11) Lee, S. P., Lee, N. Y. and Lee, I. H., 2012, "Bearing Life Calculation by Using the ISO281:2007," *Proceedings KSPE Spring Conference*, pp. 903~904.
- (12) Lee, S. P., Lee, N. Y., Cha, C. Y., Lee, I. H., Lee, S. R., Kim, W. I. and Kim, T. W., 2012, "Bearing Life Optimization for Automotive Wheel Bearing using Design of Experiments," *Proceedings KSME Autumn conference*, pp. 281~284.
- (13) Kim, T. W., 2014, "A Study on the Verification of ISO 281:2007 Modified Rating Life and the Lifetime Optimization of the Automotive Wheel Bearing Through Tests," *Ph.D Thesis*, Pusan National University, pp. 20~33.