

〈논문〉 SAE NO. 2000-03-0128

Wheel Bearing Unit의 구조해석을 위한 경계조건 설정에 관한 연구

Evaluation of Boundary Conditions for Structural Analysis of Wheel Bearing Units

김기훈*, 유영면*, 임종순*, 현준수**
Gihoon Kim, Yungmyun Yoo, Jongsoon Im, Junsoo Hyun

ABSTRACT

The wheel bearing in vehicles has been improved to unit module by joining a bearing to a hub in order to achieve weight reduction and easy assembly. Currently, the contact force between a raceway and balls of a bearing is applied as the external force in order to analyse the structure of the unit type bearings. In this paper, simplified boundary conditions are discussed for structure analysis of wheel bearing unit. From the procedure, the contact conditions of balls and race in wheel bearing unit are considered as equivalent non-linear spring elements. The end node of a spring element is constrained in displacement. And the external force of boundary conditions is applied at the contact point between tire and road. For the evaluation of this analysis, its results for the force of spring elements are compared with contact forces of calculated results. And also maximum equivalent stresses of analysis are compared with results of test at the flange of inner ring. The analysis results with proposed boundary conditions are more accurate than results from analysis which is generally used.

주요기술용어 : Wheel bearing unit(휠 베어링 유니트), 3rd Generation wheel bearing(3세대 휠 베어링), Structural analysis(구조해석), Boundary condition(경계조건), Contact load(접촉 하중), Tire load(타이어 하중)

Nomenclature

L : Lateral load, kgf
V : Vertical load, kgf

Q : Roll body contact load
 ϵ : Parameter of the loaded zone
 δ : Displacement
 ψ : Angular distance

Subscripts

* 회원, 자동차부품연구원
** 회원, FAG한화베어링(주)

a, r : Axial, Radial direction
i, o : Inside, Outside

1. 서론

초기 승용차의 휠 베어링은 단품 형태의 베어링을 복렬로 사용하였으나 에너지 절감의 요구에 의해 구동방식이 후륜에서 전륜 구동방식으로 변화됨에 따라 큰 변화를 겪게 되었다. 또한 안전성과 편리성에 대한 요구 증가로 부가 장치를 장착하게 되어 휠(wheel) 부품은 작아진 공간 속에서 고출력의 동력을 전달하고 지지해야 하는 부담을 안게 되었다. 이와 같은 환경변화와 함께 생산성 향상과 균일 품질의 요구로 휠 베어링은 유니트 형태로 발전하였다.^{1,2)} 이렇게 변화된 휠 베어링 유니트(wheel bearing unit)는 기존의 방식에 대해서 제1세대, 2세대, 3세대 베어링 등으로 구분된다. 제1세대형은 외륜을 공용화함에 의해 일체화 한 것이고, 최근 주로 사용되고 있는 2세대와 3세대는 베어링과 휠 허브를 일체로 한 것이다. 휠 허브가 베어링에 일체화됨에 의해 휠 베어링은 경량화 되고 차량에 간단히 조립할 수 있는 장점을 갖게 되었다.

단품형 베어링을 사용하는 경우와 원통형 1세대 휠 베어링에서 주요한 설계 문제는 베어링 내부 전동체 수와 치수 및 궤도 형상 등의 성능인자를 결정하여 베어링 수명을 최대로 하는 것이다. 그러나 2세대와 3세대 휠 베어링에서는 베어링 성능 인자에 대한 결정 뿐 만 아니라, 베어링에 일체가 된 허브가 차량 주행 시 휠을 지지해야 되므로 구조적 안전성을 고려한 내·외륜의 설계도 중요한 문제가 되었다. 허브와 베어링이 일체화된 플랜지형 내·외륜의 설계에는 형상이 복잡하고 기하학적 차원 단순화가 곤란하여 일반적으로 CAE를 활용한 구조해석(structural analysis) 방법이 사용된다. 현재 3세대형 휠 베어링의 내·외륜에 대한 구조해석은 베어링의 수명계산을 위해 구한 전동체와 궤도 사이의 접촉력(contact load)을 외력으로 하고, 체결위치를 고정하는 방법으로 수행되고 있다. 이 방법은 외력을 구하기 위한 별도의 계산 과정을 필요로 한

다. 또한, 전동체가 궤도와 접촉하는 각각의 위치에 접촉력을 입력하여야 하고, 접촉력이 휠에 작용하는 하중에 따라 다른 형태의 분포를 갖기 때문에 주행조건에 따라 매번 다른 접촉력을 입력하여야 한다. 개선된 방법으로 베어링 전체를 모델링하고 각각의 접촉면을 접촉경계조건으로 설정하여 구조해석을 실시할 수 있으나, 해석 모델이 복잡해지고 접촉경계조건 설정과 계산에 많은 시간이 소요되어 효율적이지 못하다.

따라서 본 연구에서는 전동체와 궤도 사이의 접촉력을 구하는 과정을 생략하고 간단히 휠 베어링의 구조해석을 실시할 수 있는 방법을 검토하였다. 이를 위해 angular contact ball bearing이 사용되는 제3세대 휠 베어링(3rd generation wheel bearing)의 내륜에 대해 구조해석과 응력 측정 시험을 실시하였다. 구조해석의 경계조건은 전동체를 등가의 비선형 스프링 요소로 대체하여 변위 구속을 설정하고, 타이어의 노면 접점에 주행하중을 외력으로 작용시켰다. 이 방법의 타당성을 검증하기 위하여 비선형 스프링 요소에 작용하는 반력을 베어링 설계 식에서 구한 전동체와 궤도 사이의 접촉력과 비교하였다. 또한, 구조해석의 정확성 확인을 위해 구조해석에 의해 구한 최대 응력을 시험을 통해 측정 한 값과 비교하였다.

2. 휠 베어링에서의 하중조건

2.1 구성과 사용환경

구동축에 사용되는 3세대 베어링은 내륜 플랜지가 브레이크 로터와 휠에 결합되어 회전하고, 외륜 플랜지가 너클에 고정되어 휠을 차체에 고정한다. 피동축의 경우에는 외륜 플랜지가 휠과 브레이크 로터에 결합되어 회전하고 내륜 플랜지는 너클에 결합되어 휠 어셈블리를 차체에 고정하는 역할을 한다. 이 구성은 베어링을 차량에 조립할 때 억지 끼워맞춤을 생략할 수 있어 신뢰성을 높여주는 이점이 있다. Fig. 1에 3세대 휠 베

어링의 구성과 자동차에서의 장착 관계를 나타내었다.

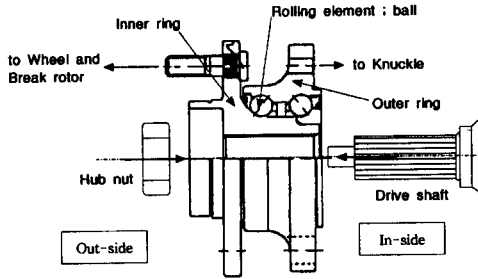


Fig. 1 Configuration of the 3rd generation wheel bearings

일체형 휠 베어링의 설계 및 검증을 위해 사용되는 주행하중 이력은 전체 정상 운영을 대표하는 부하사이클과 과다 하중을 유발할 수 있는 특수한 경우로 구분된다. 정상 운영을 대표하는 부하 사이클은 85%의 직선주행 시간과 15%의 회전주행 시간으로 구성된다. 이 중 회전주행 시간은 다시 10%에 대해서는 횡가속도 0.15G, 5%에 대해서는 횡가속도 0.25G 정도의 회전주행으로 구성된다.²⁾ 그러나 정상 주행 사이클은 차량 운행 중에 발생하는 특수한 상황에 의한 과부하 상태를 포함하지 않는다. 사고 회피 등과 같은 급격한 회전주행에서는 0.5G 정도의 측면 가속도가 발생하고, 차량의 조종성 상실과 같은 최악의 경우에는 0.8G에서 0.9G까지의 횡 방향 가속도가 발생한다고 알려져 있다.³⁾ 따라서 휠 베어링의 설계 검증을 위한 가속(accelerated)내구시험에서 0.6G의 대표 횡가속도를 갖도록 하중 사이클을 구성하기도 한다.⁴⁾

2.2 주행에 의한 타이어 하중

차량이 선회 주행에 의해 횡 방향 가속도 a 를 받는 경우 각 타이어에 작용하는 수직, 수평 하중은 차량 차축 하중과 제원으로부터 힘 평형 상태를 고려하여 구할 수 있다.

차량의 차축하중이 W_f 이고, 양 쪽 타이어 중

심간의 거리를 t , 지면에서 무게중심(CG)까지의 높이를 h 라 하면 양쪽 타이어에 작용하는 수평하중 L 과 수직하중 V 는 다음과 같다

$$L = W_f \left[\frac{1}{2} \frac{a}{g} \pm \frac{h}{t} \left(\frac{a}{g} \right)^2 \right] \quad (1)$$

$$V = W_f \left(\frac{1}{2} \pm \frac{h}{t} \frac{a}{g} \right) \quad (2)$$

여기서 괄호 안의 '+'부호는 우회전시 차량 진행 방향에 대한 왼쪽 타이어의 하중이고, '-'부호는 진행방향에 대해 오른쪽 타이어에 작용하는 하중이다. 좌회전인 경우 부호는 반대가 된다.

2.3 베어링 전동체의 접촉하중

타이어 주행 하중으로부터 휠 베어링에 작용하는 하중과 베어링 내부 전동체 접촉 하중은 휠에서의 힘 평형 조건, 축방향의 베어링 변형량 조건, 그리고 베어링 내부 최대 접촉력과 베어링 변형량의 관계로부터 구할 수 있다.

타이어에 작용하는 수직, 수평 하중과 베어링 작용 하중의 힘 평형 조건식은 다음과 같다.

$$\Sigma F_y = 0, \quad L_1 - F_{ao} - F_{ai} = 0 \quad (3)$$

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

$$\Sigma M_o = 0, \quad lV_1 - RL_1 - SF_{ri} = 0 \quad (5)$$

S 는 두 베어링 사이의 유효 베어링 폭, l 은 타이어 중심과 휠 베어링 중심 간의 offset를 고려하는 길이이다. 이 식으로부터 베어링에 작용하는 경방향 하중을 구할 수 있다. 그러나 축방향 하중을 구하기에는 조건식이 부족한 부정정 문제가 된다. 하중이 작용하는 중의 베어링의 축방향 변형량의 합은 초기 변형량과 같다는 조건으로부터 다음의 변형량 식을 표현할 수 있다. 여기서 δ_0 는 초기 예압에 의한 축방향 변형량이다.

$$\delta_{ai} + \delta_{ao} = \delta_0 \quad (6)$$

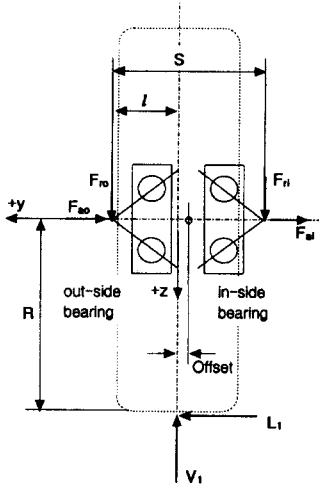


Fig. 2 Free-body diagram on a wheel

Angular-contact ball bearing에서 하중과 축방향 변형량의 관계는 사용한 볼의 직경 D_a , 볼의 수 Z , 베어링 접촉각 α , 베어링 내부에서 접촉 하중이 작용하는 각도 범위 ψ_1 와 부하율 ϵ 으로 하중 작용중에 접촉각이 초기 값을 유지한다고 가정하여 나타내면 식(7)과 같다.^{5,6)}

$$\delta_a = K F_r^{2/3} f(\epsilon) \quad (7)$$

여기서

$$K = \frac{0.002}{D_a^{1/3} Z^{2/3} \sin \alpha (\cos \alpha)^{2/3}}$$

$$f(\epsilon) = \frac{2\epsilon - 1}{2\epsilon J_r^{2/3}(\epsilon)}$$

$$J_r(\epsilon) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\psi_1}^{\psi_1} \left[1 - \frac{1}{2\epsilon} (1 - \cos \psi) \right]^{1.5} \cos \psi d\psi$$

$$\psi_1 = \cos^{-1}(1 - 2\epsilon)$$

이다.

또한 볼 베어링에서 축방향 하중과 경방향 하중과의 관계는 식(8)과 같다.

$$F_a = F_r \frac{J_a(\epsilon)}{J_r(\epsilon)} \tan \alpha \quad (8)$$

여기서

$$J_a(\epsilon) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\psi_1}^{\psi_1} \left[1 - \frac{1}{2\epsilon} (1 - \cos \psi) \right]^{1.5} d\psi$$

이다.

식(7)과 (8)을 앞의 식(3)과 (6)에 대입하여 정리하면 식(9), 식(10)과 같다.

$$F_{ri} \frac{J_a(\epsilon_i)}{J_r(\epsilon_i)} \tan \alpha_i + F_{ro} \frac{J_a(\epsilon_o)}{J_r(\epsilon_o)} \tan \alpha_o - L_1 = 0 \quad (9)$$

$$K_i F_{ri}^{2/3} f(\epsilon_i) + K_o F_{ro}^{2/3} f(\epsilon_o) - \delta_0 = 0 \quad (10)$$

이 두 식은 inside 베어링의 부하율 ϵ_i 과 outside 베어링의 부하율 ϵ_o 만의 함수이므로 조건을 만족하는 ϵ_i 과 ϵ_o 를 구할 수 있고, 이 결과로부터 각 베어링의 축방향 하중을 구할 수 있다.

베어링 하중과 부하율로부터 볼에 작용하는 최대 접촉력 Q_{max} 는 식(11)과 같다.

$$Q_{max} = \frac{F_r}{Z J_r(\epsilon) \cos \alpha} \quad (11)$$

각 볼에 걸리는 접촉하중 Q_n 은 볼이 위치한 각도를 ψ_n 이라고 하면, $\psi_n \leq \psi_1$ 의 범위 안에서 식(12)와 같다.

$$Q_n = Q_{max} \left[1 - \frac{1}{2\epsilon} (1 - \cos \psi_n) \right]^{1.5} \quad (12)$$

여기서

$$\psi_n = \frac{2\pi}{Z} (n - 1) \quad (n = 1, \dots, Z)$$

이다.

3. 베어링 궤도 룰의 구조해석과 시험

3.1 전동체 하중에 의한 구조해석

산업계에서 유니트 형 베어링의 구조해석은 유한요소법을 사용하는 것이 일반적이다. 3세대 휠 베어링의 경우 전동체에 의한 접촉력을 외력으로 하고 볼트 고정부를 변위 구속함에 의해 경계조

건을 설정하여 구조해석을 실시하고 있다. 이와 같은 방법으로 3세대 휠 베어링의 내륜을 구조해석 하기 위하여 내륜을 3차원 solid model로 구성하고, 볼과 궤도 사이의 접촉점을 확보할 수 있도록 접촉점에 절점을 갖는 유한요소 모델을 생성하였다. 사용한 요소는 탄성영역 내의 해석이고 응력 분포가 급격하지 않으므로 8절점의 brick element를 사용하였다. 경계조건 (boundary condition)은 휠에 고정되는 볼트 부를 변위 고정으로 하고 접촉력을 각각의 볼과 궤도의 접촉점에 가하였다. 작용 접촉력은 0G, 0.25G, 0.6G, 0.8G의 선회 횡 가속도에 대해 앞의 수식을 이용하여 계산한 값을 사용하였다. 유한요소 모델 구성을 위해서 IDEAS S/W를 사용하였고, 응력계산은 ANSYS S/W를 사용하였다.

본 해석에 사용된 휠 베어링의 공칭 접촉각은 35° 이고, 사용된 볼의 수는 각 열에 대해 13 개로 11.1mm의 직경을 갖는다. 차량 제원은 차축 무게 430 kgf, 무게중심 높이 545 mm, 유효 타이어 반경 306 mm, 양 휠 간의 폭 1500mm이다. 사용한 차량 제원은 국산 중형급의 승용차에 해당한다. 내륜의 재질은 고탄소 구조용 강인 SM54C이다. Fig. 4는 대칭면에 대해 3세대 휠 베어링의 1/2 부분을 도시하여 하중 작용을 설명한 것이다.

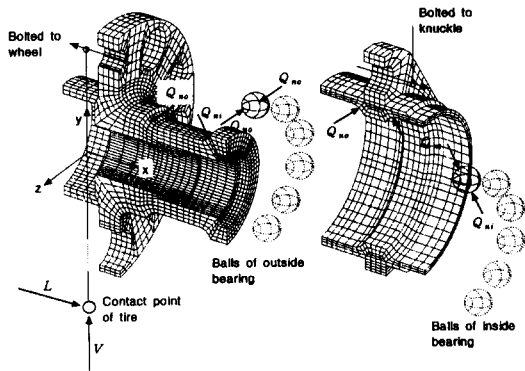


Fig. 4 Force diagram in a wheel bearing

3.2 타이어 하중에 의한 구조해석

타이어 하중을 외력으로 하기 위하여 볼을 비선형 스프링 요소 설정하고 내륜을 유한요소 모델로 구성하였다. 또한 베어링 하중이 작용할 때 부하율에 따라 접촉이 발생하지 않는 볼이 존재하므로 스프링 요소는 compression only 조건을 사용하였다. 또한 볼이 외륜과 접촉하는 부분을 고정하여 변위 조건을 설정하였다. 내륜은 앞에서와 같이 8절점 brick element로 구성하였으며, 휠에 체결되는 볼트 부에서 타이어 접점까지 rigid link로 연결하여 접점위치에서 하중을 가할 수 있도록 하였다. 작용하중은 앞의 경우와 동일한 선회 가속도에서의 노면 반력을 적용하였고, 차량 제원도 동일한 것을 사용하였다. Fig. 5는 위의 조건을 고려해서 구성한 내륜의 3차원 유한요소 모델이다.

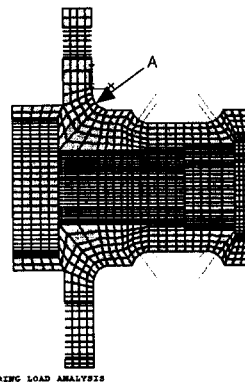


Fig. 5 Finite element model with the nonlinear spring elements

베어링에서 볼과 궤도 사이의 접촉은 작용 하중이 증가함에 따라 접촉면이 커지면서 강성이 증가하는 비선형 거동을 한다. 베어링 전동체의 접촉력과 변위 관계를 구하기 위하여 전동체인 볼을 유한요소 모델로 구성하고 궤도를 강체 면으로 고려하였다. 실제 문제의 경우 궤도 면은 전동체 진행방향 곡률과 축방향 곡률이 다른 3차원 곡면이지만 간단한 2차원 축대칭 모델로 하중-변위 곡선을 구하기 위하여 평면 접촉 형태로 가정하였다. 접촉면을 2차원으로 단순화함에 의해 모

델 구성과 계산시간의 이득을 볼 수 있다. Fig. 6은 이렇게 구한 볼의 하중-변위 곡선이다.

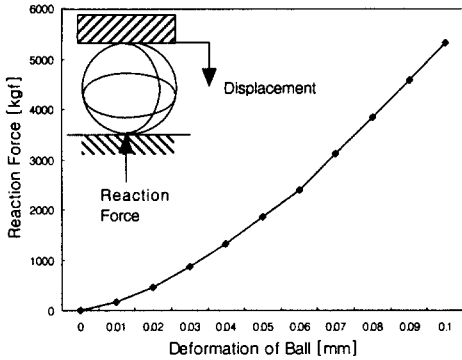


Fig. 6 Nonlinear contact behavior of the ball

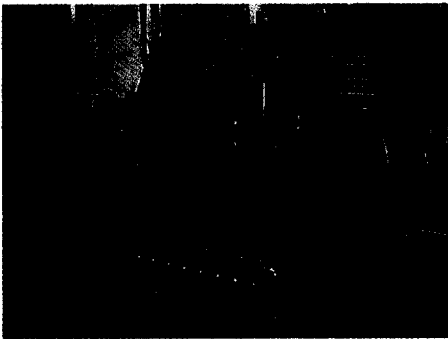


Fig. 7 Photograph of testing apparatus for strain measurement

3.3 응력 검증 시험

구조해석 결과의 검증을 위해 실제 차량 장착 조건과 동일한 상태로 베어링을 설치하고, 타이어 접지면에서 가해지는 하중과 동일한 힘을 유압 actuator로 가하여 응력을 측정하는 시험을 실시하였다. 응력 측정 위치는 구조해석 결과 최대 응력이 발생한 내륜 플랜지의 곡률 부분(Fig. 5의 A부분)이다. 측정면의 형상에 의한 영향을 최소화하기 위해 크기가 충분히 작은 스트레인 게이지를사용 하였으며, rectangular type rosette 형태로 부착하여 변형률을 측정하였다. 측정된 변형률은 탄성범위 안에서의 응력-변형률 관계와 등가응력(equivalent stress) 변환식

을 이용하여 응력값으로 환산하였다. 시험에 사용된 장비는 MTS사의 2.5ton 유압 actuator 2개와 MM사의 strain gage amp. 이다. Fig. 7은 시험을 위해 설치된 베어링과 지그 및 측정장치를 나타낸 것이다.

4. 해석 결과

4.1 볼과 궤도 사이의 접촉력 비교

타이어 하중(tire load)을 외력으로 하여 구한 스프링 끝점에서의 반력을 이론식에 의해 구한 볼 접촉력과 0.8G의 횡 방향 가속도 조건에서 비교하였다. Outside 베어링에 대해 Fig. 7에, inside 베어링에 대해서는 Fig. 8에 나타내었다. 그림에서 0° 는 베어링 장착 위치에서 수직선 상의 위쪽 위치이고 180° 의 경우 수직선상의 아래 위치이다. Outside 베어링에서 전체적인 하중의 분포는 모든 볼에서 하중이 작용하여 부하율이 1인 상태로 두 경우가 동일하며, 각각의 볼에 대한 접촉력의 크기 분포는 유사한 경향을 보인다. 단, 중간 위치의 접촉력은 유한요소법으로 구한 결과가 이론식에 의한 값 보다 크게 나왔으며, 아래쪽에 위치하는 볼에서는 이론식에 의한 값이 크게 나왔다. 작은 값의 접촉력을 제외한다면 2 ~ 26%의 오차를 갖는다. Inside 베어링에서는 축 방향 하중이 경방향 하중보다 작아 3개의 볼에서만 접촉이 발생하는 같은 결과가 얻어졌다. 접촉이 발생하는 부하율에 대한 결과는 이론식에 의한 결과와 스프링 요소 유한요소 해석 결과가 일치하였다. 접촉력의 차이가 발생할 수 있는 이유는 하중 작용에 따른 볼과 궤도 사이의 접촉각의 변화를 들 수 있다. 실제 베어링에서 초기 설정 접촉각은 하중에 따라 변화하게 되며 그 변화량은 볼의 직경과 궤도의 곡률, 베어링 재료의 기계적 성질, 부하율, 작용하중 등에 따라 결정된다.⁵⁾ 볼을 스프링 요소로 대체한 경우에는 스프링 요소 절점이 초기의 연결점으로 고정되므로 접촉각 변화의 표현이 정확하지 않다는 단점을

갖게 된다.

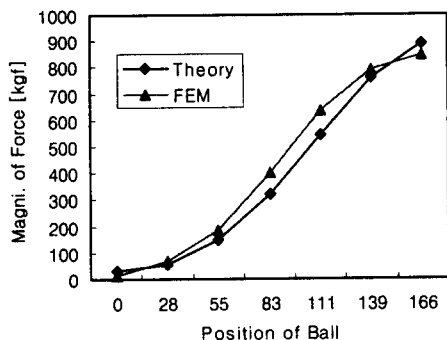


Fig. 8 Ball contact force in out-side row bearing

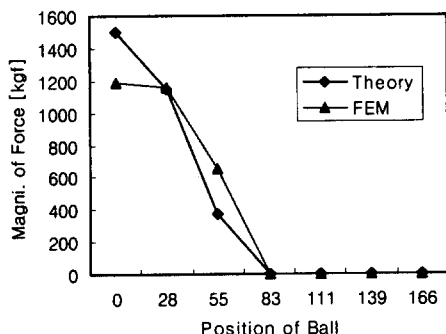


Fig. 9 Ball contact force in in-side row bearing

4.2 응력계산 결과의 비교

제안된 경계조건을 사용하여 구한 응력 해석의 정확성 검증에 위해 시험을 통해 구한 측정값과 비교하였다. 또한 기존의 방법에 의한 결과와도 비교하였다. 내륜의 응력 해석 결과 플랜지와 허브가 만나는 곡률부(Fig. 6에 표시한 A 부분)에서 최대 응력 값을 갖는다. 0.8G의 횡가속도 조건에서 최대 등가응력은 접촉력을 외력으로한 경우 36.28 kgf/mm^2 이고 타이어 하중을 외력으로한 경우에는 28.85 kgf/mm^2 , 시험에 의해 측정된 동일부분의 응력은 27.96 kgf/mm^2 이다. 이들 값은 베어링 내륜으로 사용된 SM53C 강 항복응력에 대해 70 ~ 90%정도 수준이다. 측정값에 대한 각각의 비율은 볼 접촉력을 이용한 구조해석의 경우 130%이고 타이어 하중에 의한 경우

103%로 타이어 하중에 의한 것이 측정 값에 보다 근접하였다. 이 결과는 접촉력을 사용할 경우 변위 구속이 볼트 체결부에 위치하여 실제보다 내륜의 강성이 증가하게 되고 플랜지 밑단이 상대적으로 취약하게 되어 응력이 과다하게 나타나는 것으로 생각된다. 각각의 횡가속도 조건 0, 0.25, 0.6, 0.8G에 대해 A부분에서 구한 최대 응력을 Table 1에 나타내었다. 또한 Fig. 10에 각각의 결과를 비교하여 그래프로 나타내었다.

Table 1 Comparison of equivalent stress [kgf/mm^2]

Lateral accel. (G)	FEM		Test
	Contact load(A)	Tire load(B)	
0.0	4.11	3.45	2.12
0.25	11.62	9.43	7.42
0.6	26.08	20.84	19.53
0.8	36.28	28.85	27.96

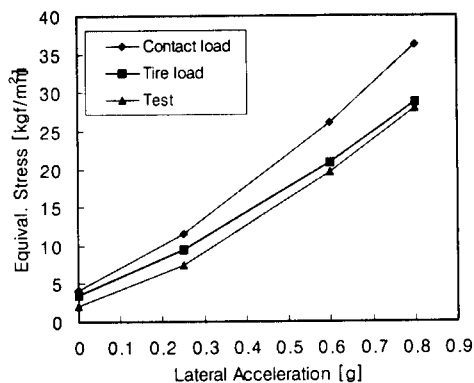


Fig. 10 Comparison of equivalent stress

5. 결론

궤도 룰에 플랜지가 설치된 3세대 휠 베어링의 구조해석에서 볼과 궤도 사이의 접촉조건을 비선형 스프링 요소로 변환하고 타이어 하중을 외력으로 하는 경계조건을 제안하였다.

해석 결과의 정확성을 확인하기 위해 접촉력을 접촉각이 일정하다는 가정의 이론식에 의한 결과와 비교하였으며, 접촉력의 분포와 부하율이 유사하였다. 구조해석을 통해 구한 최대 등가 응력을 시험 결과와 비교한 경우 0.8G에서 제안된 방법이 103%로 기존 방법에 의한 결과 비교 130%보다 정확하였다.

본 연구에서 제안한 구조해석 경계조건은 기존의 볼과 궤도 사이의 접촉력을 외력으로 하고 볼트 체결부를 변위 고정하는 경우보다 외력 조건의 입력이 쉬우며, 하중 또한 간단한 계산에 의해 구할 수 있는 장점을 갖는다. 따라서 휠 베어링의 모듈화 설계에 의해 플랜지를 갖는 형태의 2세대와 3세대 베어링 궤도륜의 구조해석을 위하여 이와 같은 경계조건의 사용이 매우 유용할 것으로 생각된다.

후 기

본 연구를 지원하여 주신 FAG한화베어링(주)께 감사를 표합니다.

참 고 문 헌

- 1) B. J. Cave, H. P. Nixon, "A Family of Tapered Roller Bearings for Front Wheel Drive Vehicles," SAE 810756, 1981.
- 2) G. G. Gilbert, M. R. Hoeprich, H. J. Wasik, "Computerized Bearing System Analysis Tuned for Front Wheel Drive Vehicle", SAE 800006, 1980.
- 3) E. D. Dominik, "Load and Stress Investigation of a New Concept Wheel Bearing Hub", SAE 760362, 1976.
- 4) T. J. Krabill, "Fatigue Life Comparison of Ball and Tapered Roller Bearing under Wheel Bearing Load Conditions", SAE 890869, 1989.
- 5) G. Lundberg, A. Palmgren, "Dynamic Capacity Rolling Bearing", Acta Polytech. Mech. Eng. Ser. 1, R.S.A.E.S., No.3, 1947.
- 6) T. A. Harris, Rolling Bearing Analysis, 3rd ed., John Wiley & Sons, pp. 191~264, 1991.