

## 허브 베어링 유닛 수명 예측 프로그램 개발

황철하<sup>1)</sup> · 전갑진<sup>1)</sup> · 윤지원<sup>1)</sup> · 박태원<sup>2)</sup> · 김승학<sup>3)</sup> · 이경돈<sup>3)</sup>

아주대학교 대학원 기계공학과<sup>1)</sup> · 아주대학교 기계공학부<sup>2)</sup> · 한국 프랜지 공업 주식회사<sup>3)</sup>

## Development of a Fatigue Life Prediction Program for the Hub Bearing Unit

Chulha Hwang<sup>1)</sup> · Kabjin Jun<sup>1)</sup> · Jiwon Yoon<sup>1)</sup> · Taewon Park<sup>2)</sup> · Seunghak Kim<sup>3)</sup> · Kyungdon Yi<sup>3)</sup>

<sup>1)</sup>Graduate School of Mechanical Engineering, Ajou University, Gyeonggi 442-749, Korea

<sup>2)</sup>Department of Mechanical Engineering, Ajou University, Gyeonggi 442-749, Korea

<sup>3)</sup>Jincheon R&D of Korea Flange Co. Ltd., Ducksan-myun, Jincheon-gun, Chungbuk 365-842, Korea

(Received 21 April 2005 / Accepted 12 July 2005)

**Abstract** : To predict the fatigue life of the Hub Bearing Unit(HBU), preload effect and initial axial clearance have to be considered. Various theory and equations for the HBU design used in the passenger car are well developed in many literatures. But most design hand book for bearings or bearing catalogues do not consider the initial axial clearance and preload effect. So there are limits and difficulties to use those data in actual bearing design. To consider the preload effect and initial axial clearance, complex elliptic integrals and nonlinear equations are involved. These equations are difficult to solve during the design process. In order to solve these problems effectively, a program is developed to solve these equations reliably and to help the designer in obtaining the performance data of the HBU such as load distribution, maximum contact stress and fatigue life.

The preprocessor of the program helps users to prepare the input data through a dialog box and the post processor makes graphical presentation of the result. In this paper, theoretical and numerical background for the prediction of the fatigue life of the HBU is explained. A simple example is presented to show the usefulness of developed program.

**Key words** : Preload(예압), Axial clearance(축 방향 공차), Load distribution(하중 배분), Max. contact stress(최대 접촉 응력), Fatigue life(피로 수명)

### Nomenclature

$R_s$  : dynamic tire radius, mm  
 $s$  : bearing offset, mm  
 $LLP$  : load line position, mm  
 $l$  : loading length, mm  
 $F_{aE}$  : equivalent axial load, N  
 $F_{r1}, F_{r2}$  : radial load, N

$F_{a1}, F_{a2}$  : axial load, N  
 $[K]$  : bearing stiffness matrix  
 $\{\delta\}$  : deflection matrix  
 $\{F\}$  : force matrix  
 $\delta_{r1}, \delta_{r2}$  : radial deflection, mm  
 $\delta_{a1}, \delta_{a2}$  : axial deflection, mm  
 $\delta_{01}, \delta_{02}$  : preload, mm  
 $e_1, e_2$  : load distribution factor  
 $\alpha_1, \alpha_2$  : free contact angle, deg  
 $Q$  : rolling element load, N

\*To whom correspondence should be addressed:  
park@ajou.ac.kr

- $Q_{max}$  : max. rolling element load, N
- $D_a$  : ball diameter, mm
- $d_p$  : pitch circle diameter, mm
- $Z$  : number of balls per row, EA
- $J_r(e)$  : radial load integral
- $J_a(e)$  : axial load integral
- $\sum \rho$  : curvature sum
- $F(\rho)$  : curvature difference
- $r$  : raceway groove curvature radius, mm
- $\kappa$  : elliptic eccentricity parameter
- $\Gamma(\kappa)$  : elliptic integral of 1<sup>st</sup> kind
- $E(\kappa)$  : elliptic integral of 2<sup>nd</sup> kind
- $a$  : semi-major axis of contact area, mm
- $b$  : semi-minor axis of contact area, mm
- $E$  : modulus of elasticity, MPa
- $\nu$  : poisson's ratio
- $J_1(e)$  : integral relating mean load on a rotating raceway to  $Q_{max}$
- $J_2(e)$  : integral relating mean load on a non-rotating raceway to  $Q_{max}$
- $Q_e$  : equivalent rolling element load, N
- $L$  : bearing fatigue life, Km

## 1. 서론

최근의 자동차 산업에서는 소비자의 급속한 선호도 변화에 의해 자동차의 수명 주기(Life Cycle)가 매우 짧아지고 신차 개발기간의 단축이 중요해지고 있다. 차량 개발 기간의 단축 및 개발 비용의 절감을 위해 각 부품의 초기 설계 단계에서 설계 변수 변화에 따른 즉각적인 성능 예측은 설계자의 시간적 손실을 줄여준다. 그 중 차량용 허브 베어링 유닛(Hub Bearing Unit)의 경우 베어링 산업은 이미 매우 오래 전부터 발달해왔기 때문에 차량용 허브 베어링 유닛의 피로 수명, 최대 접촉 응력 등의 성능 예측에 필요한 각종 이론과 수식들은 X. Hernot,<sup>1)</sup> T.A. Harris,<sup>2)</sup> P. Eschmann<sup>3)</sup> 등에 의해 체계적으로 정립되어 있다. 그러나 자체적으로 허브 베어링 유닛 전용 수명 계산 프로그램을 갖추고 있는 베어링 제조 전문 업체<sup>4)</sup>가 아닌 곳에서는 허브 베어링의 수명 예측

을 기술 핸드북이나 제조업체의 제품 카탈로그에서 제공하는 단순한 계산식들에 의존하는 경향이 컸다. 그러나 이러한 식들은 내부 공차의 변화 또는 예압(Preload)이 없는 경우만의 수명식이므로 허브 베어링의 설계에 적용하는 데는 한계가 있다. 실제 차량에 허브 베어링을 장착 할 때는 성능 향상을 위해 일반적인 경우 미리 마이너스 ‘-’의 축 방향 공차(Axial clearance)를 주기 위해 예압을 가하기 때문이다. 하지만 이러한 예압에 의한 효과를 고려하기 위한 이론과 수식들은 상당 부분 비선형 연립 방정식이나 복잡한 타원 적분식을 포함하고 있기 때문에 직접 손으로 계산하거나 단편적인 계산 프로그램(Matlab, Excel 등)을 사용하여 계산할 수가 없었다. 따라서 보다 정확한 성능 예측을 위해서는 정립된 이론과 수식을 바탕으로 수치 해석 기법을 통한 성능 예측 프로그램을 만들어 사용해야 한다. 이러한 프로그램을 사용한다면 설계자가 관련 데이터를 빠른 시간 안에 얻을 수 있게 하며, 데이터의 관리 및 보관이 수월하여 설계자 외 관련 인력들이 해당 데이터를 쉽게 얻어 활용할 수 있을 것이다. 더불어 완성차 업체나 관련 업체에 제출하는 설계 자료 포맷으로 결과물을 출력한다면 보고서 작성의 시간을 줄이는 등 설계 및 해당 업무에 다양한 도움과 더불어 경제적, 시간적 이득이 있을 것으로 예상된다.

본 프로그램은 Visual C++<sup>8)</sup>을 컴파일러로 사용하였으며, 그래프 부분은 Chart FX 라이브러리<sup>9)</sup>를 사용하였다.

## 2. 베어링 수명 계산 이론

허브 베어링 유닛의 피로 수명 계산을 위한 과정은 다음 Fig. 1과 같다.

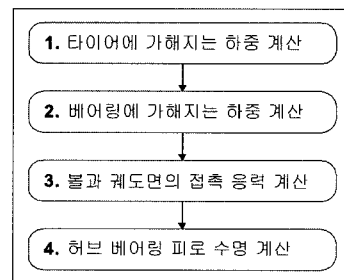


Fig. 1 Flowchart of fatigue life calculation

### 2.1 타이어에 가해지는 하중

차량이 선회 주행에 의해 횡 방향 가속도  $a$ 를 받는 경우 각 타이어에 작용하는 수직, 수평 하중은 차량 차축 하중과 제원으로부터 힘-모멘트 평형 조건을 고려하여 계산 할 수 있다. 차량의 차축 하중이  $W$ 이고, 양 쪽 타이어 중심 간의 거리를  $T$ , 지면에서 무게 중심(CG)까지의 높이를  $H$ 라 하면 타이어에 작용하는 수평하중  $L$ 과 수직하중  $V$ 의 관계는 다음과 같다.

$$L = W \left( \frac{1}{2} \times \frac{|a|}{g} \pm \frac{H}{T} \times \left( \frac{|a|}{g} \right)^2 \right) \quad (1)$$

$$V = W \left( \frac{1}{2} \pm \frac{H}{T} \times \frac{|a|}{g} \right) \quad (2)$$

여기서 괄호안의 '+'부호는 좌회전 시( $a>0$ ) 차량 진행 방향에 대한 오른쪽 타이어의 하중이고 '-'부호는 왼쪽 타이어의 하중이다. 우회전( $a<0$ )인 경우 부호는 반대가 된다.

### 2.2 베어링에 가해지는 하중

앞에서 구한 타이어의 하중이 베어링에 가해지게 되면 이는 각각 경 방향 하중(Radial load)과 축 방향 하중(Axial load)으로 배분된다. 타이어의 작용 하중에서 오른쪽 타이어에 작용하는 하중만을 앞으로의 과정에 적용하기로 한다.

#### 2.2.1 경 방향 하중

Fig. 2는 타이어의 작용 하중이 베어링에 가해졌을 경우 베어링의 하중 배분을 보여 준다. 타이어에 작용하는 수직, 수평 하중과 베어링 작용 하중의 힘-

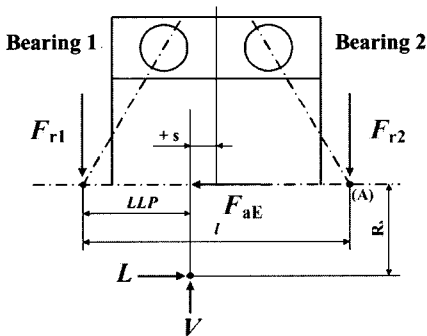


Fig. 2 Loads on the hub bearing ( $a>0$ )

모멘트 평형 조건을 고려하면, 타이어의 작용 하중이 베어링의 경 방향 하중  $F_{r1}$ ,  $F_{r2}$ 와 등가축 방향 하중  $F_{aE}$ (Equivalent axial load)로 다음 식과 같이 배분되는 것을 알 수 있다.

$$F_{r1} = \left| \frac{l-LLP}{l} \times V \mp \frac{R_s}{l} \times L \right| \quad (6)$$

$$F_{r2} = \left| \frac{LLP}{l} \times V \pm \frac{R_s}{l} \times L \right| \quad (7)$$

$$F_{aE} = |L| \quad (8)$$

여기서 괄호 안의 부호는 좌회전 시( $a>0$ )에는 위쪽 부호를 사용하고, 우회전 시( $a<0$ )에는 아래쪽 부호를 사용한다.

#### 2.2.2 축 방향 하중

앞 절에서 계산된 등가 축 방향 하중  $F_{aE}$ 는 또한 각각 베어링 1, 2의 축 방향 하중  $F_{a1}$ ,  $F_{a2}$ 로 나뉘게 되며 식 (9)와 같은 관계를 갖는다.

$$F_{aE} - F_{a1} + F_{a2} = 0 \quad (9)$$

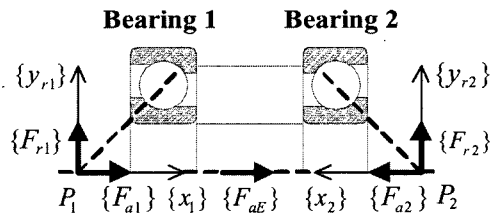


Fig. 3 Coordinates system of the hub bearing

또한 베어링에 Fig. 3의  $x_1$  방향으로 초기 축 방향 공차  $\delta_0$ 를 삽입했을 경우,  $\delta_0$ 를 발생시키기 위한 예압  $F_0$ 와 이에 의한 베어링 1, 2의 변형량  $\delta_{01}$ ,  $\delta_{02}$ 은 각각 다음과 같다.<sup>1)</sup>

$$F_0 = \left( Z \times K_n (\sin \alpha_1)^{n+1} \right)^{\frac{1}{n}} \delta_0^n + \left( Z \times K_n (\sin \alpha_2)^{n+1} \right)^{\frac{-1}{n}} \delta_0^n \quad (10)$$

$$\delta_{01} = \left( Z \times K_n (\sin \alpha_1)^{n+1} \right)^{\frac{-1}{n}} F_0^n \quad (11)$$

$$\delta_{02} = \left( Z \times K_n (\sin \alpha_2)^{n+1} \right)^{\frac{-1}{n}} F_0^n \quad (12)$$

여기서  $K_n$ 는 베어링의 재질과 형상에 따라 달라지는 강성이다. 그리고 축 방향 하중  $F_{a1}, F_{a2}$ 에 의한 베어링 1, 2의 축 방향 변형량  $\delta_{a1}, \delta_{a2}$ 는 각각 다음과 같다.<sup>1)</sup>

$$\delta_{a1} = \delta_a + \delta_{01} \quad (13)$$

$$\delta_{a2} = -\delta_a + \delta_{02} \quad (14)$$

위 식에서  $\delta_a$ 는 등가 축 방향 하중  $F_{aE}$ 에 의한  $x_1$  방향 변형량이며, 경 방향 하중  $F_{r1}, F_{r2}$ 에 의한 변형량을  $\delta_{r1}, \delta_{r2}$ 라 할 때 베어링 1, 2에서 하중과 변형량의 관계를 고려하면 다음과 같은 식이 성립한다.<sup>1)</sup>

$$\begin{bmatrix} K_{11}^{(1)} & K_{12}^{(1)} \\ K_{12}^{(1)} & K_{22}^{(1)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \delta_a + \delta_{01} \\ \delta_{r1} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{a1} \\ F_{r1} \end{Bmatrix} \quad (15)$$

$$\begin{bmatrix} K_{11}^{(2)} & K_{12}^{(2)} \\ K_{12}^{(2)} & K_{22}^{(2)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} -\delta_a + \delta_{02} \\ \delta_{r2} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{a2} \\ F_{r2} \end{Bmatrix} \quad (16)$$

식 (9)의 관계를 이용하면 식 (15), (16)은 다음과 같이 쓸 수 있다.<sup>1)</sup>

$$\begin{bmatrix} K_{11}^{(1)} + K_{11}^{(2)} & K_{12}^{(1)} & -K_{11}^{(2)} \\ K_{12}^{(1)} & K_{22}^{(1)} & 0 \\ K_{12}^{(2)} & 0 & K_{22}^{(2)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \delta_a \\ \delta_{r1} \\ \delta_{r2} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{aE} - K_{11}^{(1)}\delta_{01} + K_{11}^{(2)}\delta_{02} \\ F_{r1} - K_{12}^{(1)}\delta_{01} \\ F_{r2} - K_{12}^{(2)}\delta_{02} \end{Bmatrix} \quad (17)$$

위의 식을 일반적인 형태로 쓰면 다음과 같다.

$$[K] \{\delta\} = \{F\} \quad (18)$$

식 (17)은 식 (19)와 같이 뉴턴-랩슨 방법(Newton-Raphson Method)을 사용하여 계산할 수 있다.<sup>1,6,7)</sup>

$$n[K^{i-1}] \{\Delta\delta^i\} = \{F^{i-1}\} - [K^{i-1}] \{\delta^{i-1}\} \quad (19)$$

(n=1.5 for Ball Bearing)

위에서 계산된 수치 해  $\delta_a, \delta_{r1}, \delta_{r2}$ 를 이용하여 베어링 1, 2의 부하율  $e_1, e_2$ 를 계산한다.

$$e_1 = \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{(\delta_a + \delta_{01}) \tan \alpha_1}{\delta_{r1}} \right) \quad (20)$$

$$e_2 = \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{(-\delta_a + \delta_{02}) \tan \alpha_2}{\delta_{r2}} \right) \quad (21)$$

$e_1, e_2$ 와 경 방향 하중  $F_{r1}, F_{r2}$ 를 다음 식 (22)에 대입하면 축 방향 하중  $F_{a1}, F_{a2}$ 와 전동체(Ball)에 가해지는 최대 전동체 하중  $Q_{max1}, Q_{max2}$ 를 계산할 수 있다.<sup>2)</sup>

$$Q_{max i} = \frac{F_{ri}}{J_r(e_i) Z \cos \alpha_i} = \frac{F_{ai}}{J_a(e_i) Z \sin \alpha_i} \quad (i=1, 2) \quad (22)$$

여기서,

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

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

$$\psi_i = \arccos(1 - 2e)$$

### 2.3 볼과 궤도면의 접촉응력

#### 2.3.1 Curvature Sum & Curvature Difference

베어링의 볼과 궤도면이 접촉하는 순간 점 접촉(Point Contact)을 한다고 가정하면 접촉 면적을 계산하기 위해서 먼저 아래의 식 (23), (24)를 사용하여 Curvature Sum  $\sum\rho$ 와 Curvature Difference  $F(\rho)$ 를 계산해야 한다.<sup>2,3)</sup>

$$\sum\rho = \frac{1}{D_a} \left( 4 - \frac{1}{f} \pm \frac{2\gamma}{1 \mp \gamma} \right) \quad (23)$$

$$F(\rho) = \frac{\frac{1}{f} \pm \frac{2\gamma}{1 \mp \gamma}}{4 - \frac{1}{f} \pm \frac{2\gamma}{1 \mp \gamma}} \quad (24)$$

여기서,

$$f_i = \frac{r_i}{D_a} \quad (i=1, 2), \quad \gamma = \frac{D_a \cos \alpha}{d_p}$$

위의 식 (23), (24)에서 위쪽 부호는 내륜 궤도와 전동체와의 접촉일 경우이며, 아래쪽 부호는 외륜 궤도와 전동체와의 접촉일 경우이다.

2.3.2 타원 이심률 파라미터  $\kappa$

점 접촉 시 접촉면적의 형상은 타원이다. 따라서 타원의 형상을 결정짓는 타원 이심률 파라미터 (Elliptical eccentricity parameter)  $\kappa$ 를 이용하여 앞에서 계산한  $F(\rho)$ 를 다음의 식 (25)로 표현할 수 있고 이를 만족하는 내, 외륜 궤도의  $\kappa$ 를 계산한다.<sup>2,5,6)</sup>

$$F(\rho) = \frac{(\kappa^2 + 1)E(\kappa) - 2\Gamma(\kappa)}{(\kappa^2 - 1)E(\kappa)} \quad (25)$$

여기서,

$$\Gamma(\kappa) = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left[ 1 - \left( 1 - \frac{1}{\kappa^2} \right) \sin^2 \Phi \right]^{\frac{-1}{2}} d\Phi$$

$$E(\kappa) = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left[ 1 - \left( 1 - \frac{1}{\kappa^2} \right) \sin^2 \Phi \right]^{\frac{1}{2}} d\Phi$$

2.3.3 최대 접촉 응력

허브 베어링의 볼과 내, 외륜 궤도면이 접촉할 때, 접촉 면적의 장, 단축 길이를  $a, b$ 라고 한다면  $a, b$ 는 다음의 식을 통하여 계산할 수 있다.<sup>2,3)</sup>

$$a = a^* \left\{ \frac{3Q_{\max}}{2\Sigma\rho} \left[ \frac{(1-\nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)}{E_2} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (26)$$

$$b = b^* \left\{ \frac{3Q_{\max}}{2\Sigma\rho} \left[ \frac{(1-\nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)}{E_2} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (27)$$

여기서,

$$a^* = \left( \frac{2\kappa^2 E(\kappa)}{\pi} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad b^* = \left( \frac{2E(\kappa)}{\pi\kappa} \right)^{\frac{1}{3}}$$

위에서 접촉 면적의 장, 단축 길이를 계산 하였고, 최대 전동체 하중은 2.2.2절에서 계산하였으므로, 최대 접촉 응력을 계산할 수 있다. 최대 접촉 응력은 아래의 식으로 주어진다.<sup>2,3)</sup>

$$\sigma_{\max} = \frac{3Q_{\max}}{2\pi ab} \quad (28)$$

식 (28)을 사용하여 베어링 1, 2의 볼과 내, 외륜 궤도간의 최대 접촉 응력을 계산한다.

2.4 허브 베어링 피로 수명

2.4.1 베어링의 정격 수명

베어링의 전동체 하중(Rolling element load)  $Q$ 에 의한 일반적인 베어링의 정격 피로 수명식은 다음과 같다.<sup>2,3)</sup>

$$L = \left( \frac{Q_c}{Q_e} \right)^3 \quad (29)$$

위에서  $Q_c$ 는 허브 베어링의 기본 동 정격 접촉력 (Basic dynamic capacity of contact)이다. 그러나 볼과 내, 외륜 궤도면간의 등가 전동체 하중(Equivalent load)  $Q_e$ 는 궤도면의 회전 여부에 따라 달라진다. 그러므로 이에 따라 베어링의 정격 피로 수명 역시 궤도면의 회전 유, 무에 따라 각각 다음과 같이 나뉘게 된다.<sup>2)</sup>

$$Q_{e\mu} = Q_{\max} J_1(\epsilon), \quad L_{\mu} = \left( \frac{Q_c}{Q_{e\mu}} \right)^3 \quad (30)$$

$$Q_{e\nu} = Q_{\max} J_2(\epsilon), \quad L_{\nu} = \left( \frac{Q_c}{Q_{e\nu}} \right)^3 \quad (31)$$

여기서,

$$J_1(\epsilon) = \left\{ \frac{1}{2\pi} \int_{-\psi_1}^{+\psi_1} \left[ 1 - \frac{1}{2e} (1 - \cos \psi) \right]^{4.5} d\psi \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$J_2(\epsilon) = \left\{ \frac{1}{2\pi} \int_{-\psi_1}^{+\psi_1} \left[ 1 - \frac{1}{2e} (1 - \cos \psi) \right]^5 d\psi \right\}^{0.3}$$

2.4.2 구동, 종동 휠의 수명

Fig. 4는 최근 대부분의 차량에 채용되는 방식으로 전륜 구동 휠에 3세대 허브 베어링을 후륜 종동 휠에 2세대 허브 베어링을 장착한 것을 보여준다. 3세대 허브 베어링의 경우 외륜은 차체가 너클 허브가 되고 외륜 프랜지는 너클에 볼트로 체결된다. 또한 내륜은 휠 허브 기능을 가지고 직접 휠에 볼트로 체결 될 수 있도록 구성된다. 따라서 3세대 허브 베어링을 구동 휠에 장착하였을 때는 내륜은 회전하고 외륜은 회전하지 않는다. 반면에 2세대 허브 베어링의 경우 외륜은 휠 허브와 일체를 이루며 내륜은 너클 허브에 끼워지게 되므로, 2세대 베어링을

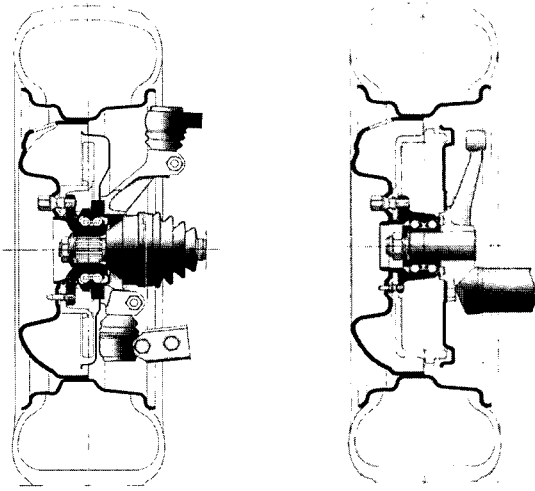


Fig. 4 Driven and non-driven wheel

중동 휠에 장착하였을 경우에는 외륜은 회전하고 내륜은 회전하지 않는다. 따라서 2.4.1절에서 제시한 궤도면의 회전 효과를 고려하면 각각 구동 휠과 중동 휠의 경우, 전동체의 위치에 상관없는 허브 베어링 유닛의 등가 전동체 하중은 다음과 같다.<sup>1,2,3)</sup>

$$Q_{ei} = Q_{e\mu}, \quad Q_{eo} = Q_{ev} \quad (32)$$

$$Q_{ei} = Q_{ev}, \quad Q_{eo} = Q_{e\mu} \quad (33)$$

위에서 계산한 등가 전동체 하중을 이용하면 내, 외륜의 피로수명은 각각 다음과 같이 표현할 수 있다.<sup>1,2)</sup>

$$L_i = \left( \frac{Q_{oi}}{Q_{ei}} \right)^3, \quad L_o = \left( \frac{Q_{oo}}{Q_{eo}} \right)^3 \quad (34)$$

그리고, 내륜의 피로 수명과 외륜의 수명을 통합한 베어링의 피로 수명은 다음과 같다.<sup>1,2)</sup>

$$L = (L_i^{-1.11} + L_o^{-1.11})^{0.9} \quad (35)$$

### 2.4.3 보정 정격 수명

앞에서 제시한 수명 계산식은 수명이 회전 수( $10^6$  rev)로 계산된다. 하지만 차량용 허브 베어링 유닛의 수명은 주행거리(Km)로 나타내는 것이 일반적이다. 이는 다음 식 (36)에 의해 계산된다.

$$L_s = (2\pi \times R_s) \times L \quad (36)$$

위에서 계산된 수명  $L_s$ 에 경도 계수, 온도 계수, 신뢰도 계수 또한 여러 가지 반복된 시험을 통해 얻은 각종 보정 계수를 곱하면 식 (37)과 같이 최종적인 보정 정격 수명이 된다.

$$L = (\text{보정계수}) \times L_s \quad (37)$$

## 3. 프로그램 개발

### 3.1 전처리기

입력 데이터는 차량 제원 데이터, 베어링 형상 데이터, 베어링 물성치 데이터, 예압 데이터, 보정 계수 데이터, 횡 방향 가속도 적용 구간 데이터의 6가지로 구성 되어있다. 이러한 각각의 데이터들은 주로 전처리기의 대화상자를 통해 입력하게 되는 데 이러한 입력 데이터는 문서 편집기를 사용하여 작성한 입력 파일(\*.inp file)을 통해 한 번에 전처리에 삽입할 수 있게 되어 있다. Fig. 5의 좌측은 프로그램의 주 입력 대화상자이며 주로 차량 데이터와 베어링 데이터를 입력하는 부분이다. Fig. 6은 그 외의 입력 데이터를 입력하는 대화상자들로서 주 입력 대화 상자의 오른쪽 하단의 버튼을 통해서 불러온다. 또한, Fig. 5의 우측은 입력 파일로서 이를 이용하여 대화상자를 통하지 않고 모든 입력 데이터를 한 번에 삽입할 수 있다.

### 3.2 해석기

해석기는 전처리기 에서 구성한 입력 데이터를 인식하고, 읽어 들인 변수에 따라 해석을 수행한다. Fig. 1에서 허브 베어링 유닛 수명 계산 과정을 크게 네 단계로 나누었는데 해석기 역시 마찬가지로 구성되어 있다. 다만 별도로 허브 베어링에 축 방향 예압이 토크 혹은 초기 축 방향 공차로 가해질 경우 변화되는 베어링 1, 2의 접촉각을 계산하는 부분이 삽입되어 있는 것을 제외하면 나머지는 앞에서 제시한 수식들로 구성되어 있다. 또한 앞에서 제시된 수식들의 대부분이 복잡한 타원적분 혹은 그러한 적분 식을 포함한 비선형 연립 방정식이므로 이를 계산하기 위하여 뉴턴-랩슨 방법과 복합 심슨 법칙 (Composite Simpson's Rule) 등의 수치해석 기법<sup>4,5)</sup>을 사용하여 해석기를 구현하였고, 이와 같은 방법들

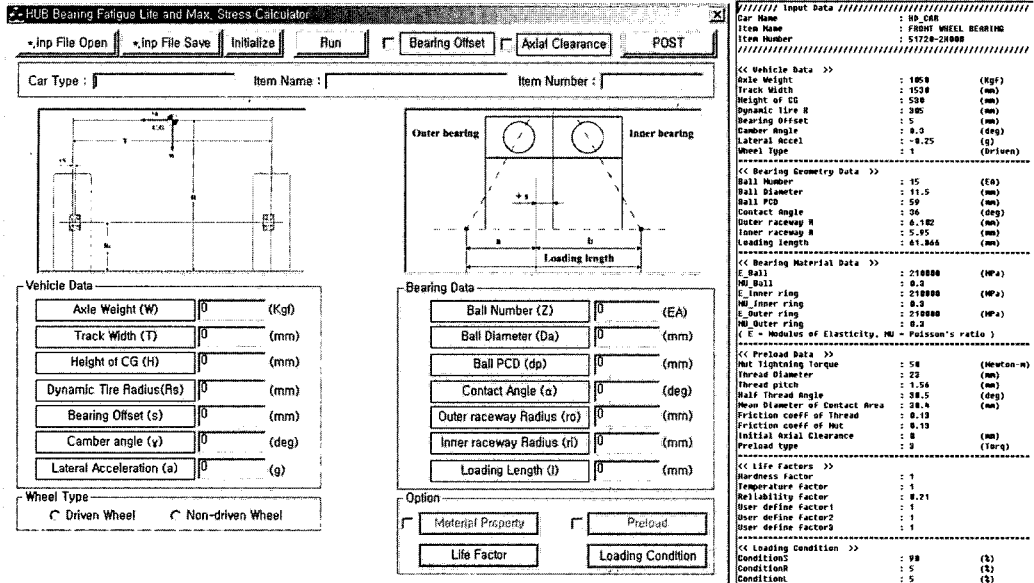


Fig. 5 Main input dialog box and input file(\*.inp)

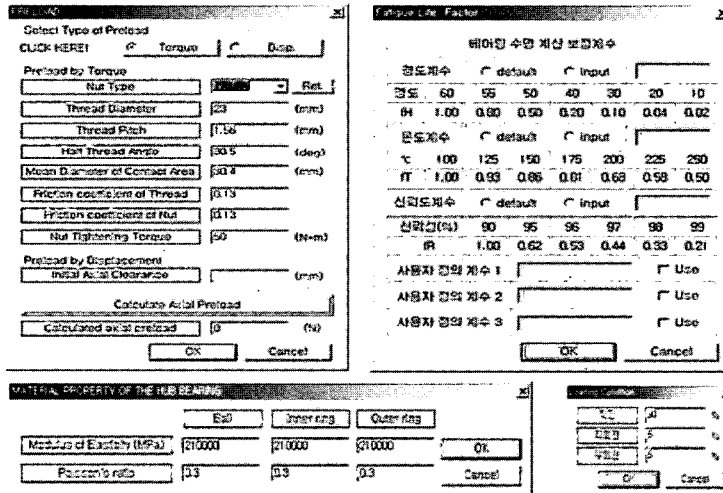


Fig. 6 Sub input dialog box

은 기존 문헌에 나온 여러 수치들을 토대로 시스템 단계별로 상용 프로그램인 Maple 9.0과 Matlab 6.1을 사용하여 검증하였다. 그리고 이를 통해 프로그램의 신뢰성을 확보할 수 있었다.

### 3.3 후처리

후처리는 해석기에 의한 결과 데이터를 이용하여 데이터 편집 및 확인, 그래프 보기, 엑셀 프로그

램으로의 변환이 이루어진다. Fig. 7은 해석 결과 데이터를 확인할 수 있는 출력 대화상자와 보조 출력 대화상자이다. 출력 대화상자는 사용자가 입력한 주요 입력 데이터와 함께 최종적으로 관심 있는 데이터인 접촉부의 최대 응력과 허브 베어링의 피로 수명을 제공한다. 그 외에도 타이어의 작용 하중이 어떻게 허브 베어링에 배분되었는지 자세히 알 수 있도록 허브 베어링의 경 방향 하중과 축 방향 하중

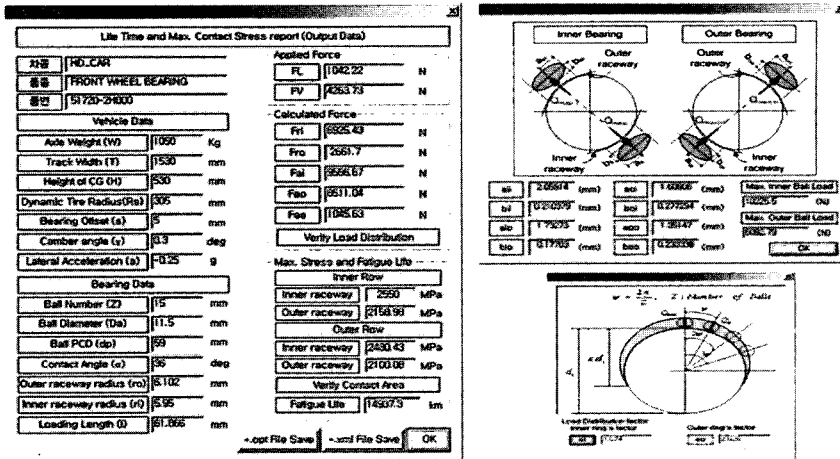


Fig. 7 Output dialog box and sub dialog box

Output Data		Output Data																																																													
<pre> // Output Data // //-----// &lt;&lt; Loads on the Tire &gt;&gt; Vertical Load      : 4263.73 (Newton) Lateral Load      : 1042.22 (Newton) //-----// &lt;&lt; Loads on the Bearing &gt;&gt; Inner ring Radial Load : 6925.43 (Newton) Inner ring Axial Load  : 9556.67 (Newton) Outer ring Radial Load : 2461.7 (Newton) Outer ring Axial Load  : 8515.04 (Newton) Equivalent Axial Load  : 1045.83 (Newton) //-----// &lt;&lt; Load Distribution &gt;&gt; Inner ring's factor    : 1.117 Outer ring's factor    : 2.116 Inner ring's Ball Load : 6319.92 (Newton) Outer ring's Ball Load : 4053.93 (Newton) //-----// &lt;&lt; Defined Contact Area &gt;&gt; Inner ring's a(s)      : 2.07166 (mm) Inner ring's a(o)      : 1.754 (mm) Inner ring's b(s)      : 0.211658 (mm) Inner ring's b(o)      : 0.179203 (mm) Outer ring's a(s)      : 1.61582 (mm) Outer ring's a(o)      : 1.36896 (mm) Outer ring's b(s)      : 0.27898 (mm) Outer ring's b(o)      : 0.236202 (mm) //-----// &lt;&lt; Contact Stress &gt;&gt; Inner ring's Stress(s) : 2550 (MPa) Inner ring's Stress(o) : 2158.38 (MPa) Outer ring's Stress(s) : 2480.43 (MPa) Outer ring's Stress(o) : 2100.08 (MPa) //-----// &lt;&lt; Calculated Fatigue Life &gt;&gt; Fatigue Life           : 14937.3 (km)                     </pre>		<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">Loads on the Tire</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>Vertical Load</td><td>4263.73 (Newton)</td></tr> <tr><td>Lateral Load</td><td>1042.22 (Newton)</td></tr> <tr> <th colspan="2">Loads on the Bearing</th> </tr> <tr><td>Inner Bearing's Radial Load</td><td>6925.43 (Newton)</td></tr> <tr><td>Inner Bearing's Axial Load</td><td>9556.67 (Newton)</td></tr> <tr><td>Outer Bearing's Axial Load</td><td>2461.7 (Newton)</td></tr> <tr><td>Outer Bearing's Axial Load</td><td>8511.04 (Newton)</td></tr> <tr><td>Equivalent Axial Load</td><td>1045.83 (Newton)</td></tr> <tr> <th colspan="2">Load Distribution</th> </tr> <tr><td>Inner Bearing's Factor</td><td>1.117</td></tr> <tr><td>Outer Bearing's Factor</td><td>2.116</td></tr> <tr><td>Inner Bearing's Ball Load</td><td>6319.92 (Newton)</td></tr> <tr><td>Outer Bearing's Ball Load</td><td>4053.93 (Newton)</td></tr> <tr> <th colspan="2">Defined Contact Area</th> </tr> <tr><td>Inner Bearing's a(s)</td><td>2.07166 (mm)</td></tr> <tr><td>Inner Bearing's a(o)</td><td>1.754 (mm)</td></tr> <tr><td>Inner Bearing's b(s)</td><td>0.211658 (mm)</td></tr> <tr><td>Inner Bearing's b(o)</td><td>0.179203 (mm)</td></tr> <tr><td>Outer Bearing's a(s)</td><td>1.61582 (mm)</td></tr> <tr><td>Outer Bearing's a(o)</td><td>1.36896 (mm)</td></tr> <tr><td>Outer Bearing's b(s)</td><td>0.27898 (mm)</td></tr> <tr><td>Outer Bearing's b(o)</td><td>0.236202 (mm)</td></tr> <tr> <th colspan="2">Contact Stress</th> </tr> <tr><td>Inner Bearing's Stress(s)</td><td>2550 (MPa)</td></tr> <tr><td>Inner Bearing's Stress(o)</td><td>2158.38 (MPa)</td></tr> <tr><td>Outer Bearing's Stress(s)</td><td>2480.43 (MPa)</td></tr> <tr><td>Outer Bearing's Stress(o)</td><td>2100.08 (MPa)</td></tr> <tr> <th colspan="2">HUB Bearing's Unified Fatigue life</th> </tr> <tr><td>Calculated Fatigue Life</td><td>14937.3 (km)</td></tr> </tbody> </table>		Loads on the Tire		Vertical Load	4263.73 (Newton)	Lateral Load	1042.22 (Newton)	Loads on the Bearing		Inner Bearing's Radial Load	6925.43 (Newton)	Inner Bearing's Axial Load	9556.67 (Newton)	Outer Bearing's Axial Load	2461.7 (Newton)	Outer Bearing's Axial Load	8511.04 (Newton)	Equivalent Axial Load	1045.83 (Newton)	Load Distribution		Inner Bearing's Factor	1.117	Outer Bearing's Factor	2.116	Inner Bearing's Ball Load	6319.92 (Newton)	Outer Bearing's Ball Load	4053.93 (Newton)	Defined Contact Area		Inner Bearing's a(s)	2.07166 (mm)	Inner Bearing's a(o)	1.754 (mm)	Inner Bearing's b(s)	0.211658 (mm)	Inner Bearing's b(o)	0.179203 (mm)	Outer Bearing's a(s)	1.61582 (mm)	Outer Bearing's a(o)	1.36896 (mm)	Outer Bearing's b(s)	0.27898 (mm)	Outer Bearing's b(o)	0.236202 (mm)	Contact Stress		Inner Bearing's Stress(s)	2550 (MPa)	Inner Bearing's Stress(o)	2158.38 (MPa)	Outer Bearing's Stress(s)	2480.43 (MPa)	Outer Bearing's Stress(o)	2100.08 (MPa)	HUB Bearing's Unified Fatigue life		Calculated Fatigue Life	14937.3 (km)
Loads on the Tire																																																															
Vertical Load	4263.73 (Newton)																																																														
Lateral Load	1042.22 (Newton)																																																														
Loads on the Bearing																																																															
Inner Bearing's Radial Load	6925.43 (Newton)																																																														
Inner Bearing's Axial Load	9556.67 (Newton)																																																														
Outer Bearing's Axial Load	2461.7 (Newton)																																																														
Outer Bearing's Axial Load	8511.04 (Newton)																																																														
Equivalent Axial Load	1045.83 (Newton)																																																														
Load Distribution																																																															
Inner Bearing's Factor	1.117																																																														
Outer Bearing's Factor	2.116																																																														
Inner Bearing's Ball Load	6319.92 (Newton)																																																														
Outer Bearing's Ball Load	4053.93 (Newton)																																																														
Defined Contact Area																																																															
Inner Bearing's a(s)	2.07166 (mm)																																																														
Inner Bearing's a(o)	1.754 (mm)																																																														
Inner Bearing's b(s)	0.211658 (mm)																																																														
Inner Bearing's b(o)	0.179203 (mm)																																																														
Outer Bearing's a(s)	1.61582 (mm)																																																														
Outer Bearing's a(o)	1.36896 (mm)																																																														
Outer Bearing's b(s)	0.27898 (mm)																																																														
Outer Bearing's b(o)	0.236202 (mm)																																																														
Contact Stress																																																															
Inner Bearing's Stress(s)	2550 (MPa)																																																														
Inner Bearing's Stress(o)	2158.38 (MPa)																																																														
Outer Bearing's Stress(s)	2480.43 (MPa)																																																														
Outer Bearing's Stress(o)	2100.08 (MPa)																																																														
HUB Bearing's Unified Fatigue life																																																															
Calculated Fatigue Life	14937.3 (km)																																																														

Fig. 8 Output file(\*.opt) and excel file(\*.xml)

을 나타내 준다. 또한 보조 대화상자들은 접촉 면적의 장, 단축 길이와 베어링의 부하를 또한 확인할 수 있다. 후처리기에 포함된 그래프는 베어링 오프셋(Bearing Offset), 축 방향 공차(Axial Clearance)의 옵션을 체크 하였을 경우 확인할 수 있다. 이는 각 옵션의 변화에 따른 허브 베어링의 피로 수명과 접촉 응력을 보여준다. 따라서 설계자는 이 그래프를 이용하여 허용 접촉 응력 한도 내에서 가장 피로 수명이 높은 경우의 베어링 오프셋과 축 방향 공차, 즉 최적의 예압량을 찾을 수 있다. 마지막으로 Fig. 8에서 출력 데이터를 각각 출력파일(\*.opt)과 엑셀 파일(\*.xml)로 변환할 수 있음을 확인할 수 있다. 엑셀의 특정 양식은 내부적으로 프로그래밍 되어 있으며, 엑셀 파일로 저장하는 버튼을 누르면 엑셀 프로그램

과 바로 연결하여 출력 데이터를 변환 뒤 파일을 편집할 수 있게 하였다. 이 기능은 설계자가 데이터를 정리하고자 할 때, 발생할 수 있는 실수를 미연에 방지하고, 또한 특정 양식에 맞추어 필요한 자료를 빠르고 정확하게 자동으로 취합할 수 있어 매우 편리한 기능이다.

#### 4. 프로그램 적용 예

본 프로그램의 유용성을 확인하기 위해서 Table 1의 제원을 갖는 허브 베어링 유닛을 적용해 보았다. 먼저 예압을 가하지 않은 상태(축 방향 공차  $\delta_0 = 0\text{mm}$ )에서 오프셋을 변화시켜 가며 수명을 계산한 결과를 Fig. 9에 보였다.

대부분의 베어링 전문 제조업체<sup>4)</sup>들은 일반적인



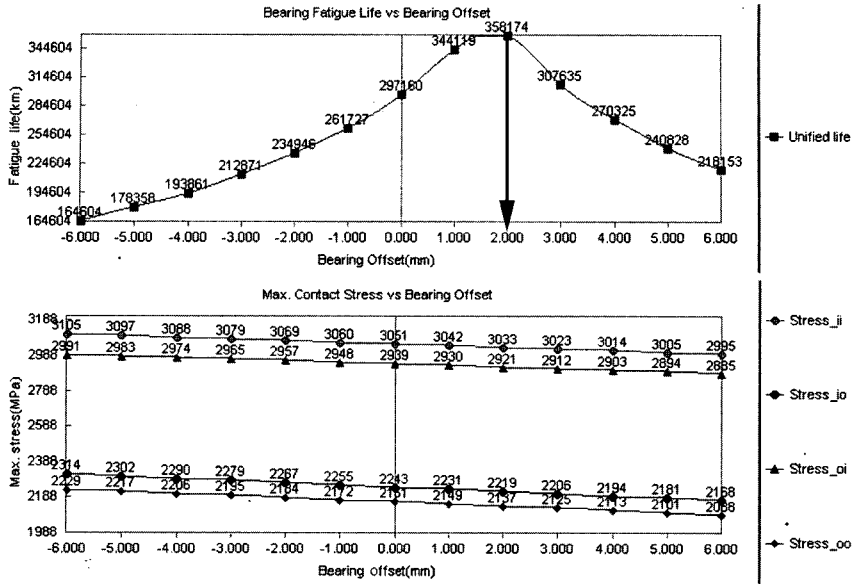


Fig. 9 Graph with bearing offset variation

Table 1 Vehicle and Hub Bearing system specification

Vehicle Data		Unit
Axle Load (PAW)	1,050	Kg
Track Width	1,520	Mm
Height of gravity center	530	Mm
Dynamic tire radius	310	Mm
LLP (load line position)	33.933	Mm
Bearing offset	-5	Mm
Camber Angle	0.3	deg
Driven Wheel	Yes	
Hub Bearing Data		
Number of Balls	15	EA
Ball Diameter	11.6	mm
Pitch circle diameter	59	mm
Free contact angle	38	deg
Outer raceway radius	6.10	mm
Inner raceway radius	5.98	mm
Loading length	61.866	mm
Hub Bearing Material		
Outer ring	FORGED BEARING STEEL 100 Cr6	
Inner ring	FORGED BEARING STEEL 100 Cr6	
Balls	BEARING STEEL 100 Cr6	
Load case	Percentage (%)	Lateral Acceleration (g)
1	5	-0.25
2	90	0.0
3	5	0.25

로 볼 베어링의 최대 허용 응력을 4,200~4,500MPa로 정하고 있다. Fig. 9의 그래프에서 베어링 오프셋이 2mm일 때 약 358174Km로 가장 수명이 높음과 동시에 최대 접촉 응력은 3033MPa로서 허용응력 내에 위치하므로, 이 허브 베어링을 차량에 장착 시에 최적의 베어링 오프셋은 2mm라고 판단할 수 있다. 그리고 서론에서 밝혔듯이 대부분의 베어링은 피로 수명 등의 성능 향상을 위해 예압을 가한다. 따라서 허브 베어링의 최적 예압량을 찾기 위하여 오프셋을 최적값인 2mm로 고정하고, 축 방향 공차  $\delta_0$ 를 변화시켜 가며 계산한 결과를 Fig. 10에 보였다. 결과에서 알 수 있듯이 축 방향 공차  $\delta_0$ 가 0.02mm일 때 수명이 400612Km로 가장 높고 최대 응력 또한 2968MPa로 허용 응력 내에 있으므로 최적의 축 방향 공차라 판단할 수 있다. 실제 베어링에 주는 예압은 공차를 직접 주는 방법보다 휠에 장착할 때 조임너트를 이용하여 축 방향 하중  $F_0$ 를 가하는 방법을 주로 이용하므로 이 하중 역시 계산 되어야 한다. 축 방향 하중  $F_0$ 는 Fig. 11에서 볼 수 있듯이 1585.12N으로 전처리기의 예압 대화상자에서 간단하게 계산되어진다.

앞의 과정에서 베어링 오프셋이 2mm 일 때, 예압

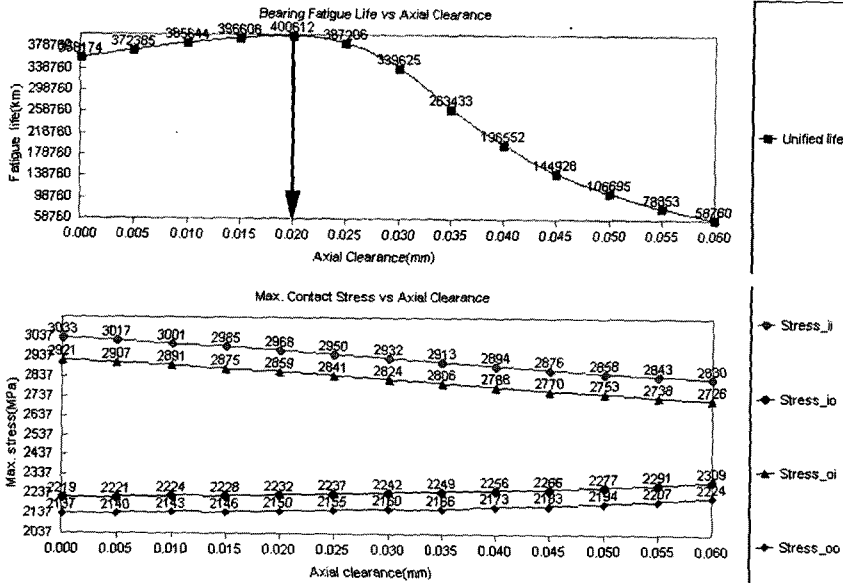


Fig. 10 Graph with axial clearance variation

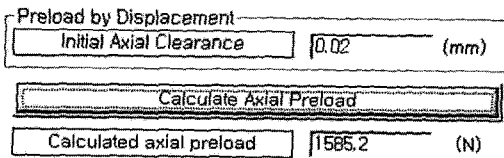


Fig. 11 Calculated axial preload  $F_0$

이 없는 경우의 피로수명은 358174Km으로써 예압을 적용한 경우의 400612Km에 비해 수명이 낮은 것을 알 수 있으며, 최대 접촉 응력 또한 3033MPa으로써 예압을 적용한 것의 2968MPa에 비해 높으므로 적절한 예압을 가했을 경우 허브 베어링의 성능이 향상 되는 것을 알 수 있다.

### 5. 결론

본 프로그램을 통해 허브 베어링 및 차량 제원 데이터만 확보하면 쉽게 허브 베어링 유닛의 피로 수명과 최대 접촉 응력을 계산할 수 있는 것을 보였다. 이는 제품 상세 설계 이전에 설계자가 여러 설계변수(베어링 오프셋, 예압 등)에 의한 피로 수명 변화 특성을 쉽게 알아 낼 수 있으므로, 원하는 성능(피로 수명, 최대 접촉 응력)을 갖춘 허브 베어링 유닛을 설계하는 데 많은 도움이 될 것이다. 또한, 설계자의

편의를 고려한 그래프 기능 및 입, 출력 데이터의 엑셀 파일로의 변경을 통하여 보고서 작성 시간을 단축시킴으로써 업무 능률을 향상시킬 수 있게 하였다.

### References

- 1) X. Hernot, "Calculation of the Stiffness Matrix of Angular Contact Ball Bearings by Using the Analytical Approach," Trans. ASME, Vol.122, pp.83-90, 2000.
- 2) T. A. Harris, Rolling Bearing Analysis, pp.36-420, Wiley, 1991.
- 3) P. Eschmann, Ball and Roller Bearings, pp.101-212, Wiley, 2000.
- 4) NTN, NSK, SKF, etc..
- 5) T. D. Gillespie, "Fundamentals of Vehicle Dynamics," pp.13-43, SAE, 1992.
- 6) W. H. Press, NUMERICAL RECIPES in C, pp.261-269, Cambridge, 1995.
- 7) R. L. Burden, NUMERICAL ANALYSIS, pp.66-619, Thomson, 2001.
- 8) <http://www.msdn.com>
- 9) Software FX, Chart FX Programmer's Guide, 1999.