

技術論文

DOI:10.5139/JKSAS.2010.38.6.612

비선형 유한요소법을 이용한 헬리콥터 로터허브용 탄성체베어링 설계

김현덕*, 류시용**, 박정선**

Design of an Elastomeric Bearing for a Helicopter Rotor Hub by Non-linear Finite Element Method

Hyun-Duk Kim*, Si-Yoong Yoo** and Jung-Sun Park**

ABSTRACT

In this paper, an elastomeric bearing for a helicopter rotor hub is designed using nonlinear finite element method. The elastomeric bearing is the main component of the helicopter rotor hub that acts as a hinge to three motions(flapping, lagging and pitching) of rotor blade. The elastomeric bearing consists of rubber and metal plates. The stiffness design of the elastomeric bearing is important because elastic deformation of rubber is served to hinge. Accordingly, the elastomeric bearing is designed to satisfy the stiffness requirements for rotor hub bearing. In this study, a FE model generation algorithm is developed and stiffness characteristic of a rubber plate is analyzed for an efficient design of the spherical elastomeric bearing. It is proven that the elastomeric bearing satisfies stiffness requirements of the spherical bearing for a helicopter rotor hub.

초 록

본 연구에서는 비선형 유한요소법을 사용하여 헬리콥터용 구형 탄성체베어링을 설계하였다. 탄성체베어링은 헬리콥터 로터허브의 주요부품으로 로터블레이드의 플래핑운동, 래그운동, 피치운동의 힌지 역할을 한다. 탄성체베어링은 고무판과 금속판으로 구성된다. 탄성체 베어링은 고무의 탄성변형을 이용하여 힌지 역할을 하기 때문에 강성설계가 중요하다. 따라서 탄성체베어링은 로터허브 베어링의 강성요구 조건을 만족하도록 설계되어야 한다. 본 연구에서는 구형의 탄성체베어링의 효율적인 설계를 위하여 유한요소모델 생성 알고리즘을 개발하고, 단일 고무판의 강성 특성을 분석을 수행하였다. 끝으로, 본 연구에서 설계한 탄성체베어링의 헬리콥터 로터허브용으로 적합한지 검증하였다.

Key Words : Elastomeric Bearing(탄성체베어링), Non-linear Finite Element Method(비선형 유한요소법), Rotor hub(로터허브), Mooney-Rivlin model

1. 서 론

최근 우리나라도 헬리콥터 개발을 위한 연구가 활발히 진행 중이다. 헬리콥터의 설계개발을 위해서는 성능 및 안전성을 좌우하는 핵심요소인 로터허브시스템의 개발이 우선 되어야 한다. 로터허브 시스템의 역할은 엔진의 회전력을 로터를

† 2010년 1월 12일 접수 ~ 2010년 5월 26일 심사완료

* 정회원, 한국항공대학교 대학원

** 정회원, 한국항공대학교 항공우주 및 기계공학부
교신저자, E-mail : jungsun@kau.ac.kr
경기도 고양시 덕양구 화전동 200-1

레이드에 전달함과 동시에, 헬리콥터의 비행을 위해 각 로터블레이드를 제어하는 것이다. 로터블레이드 제어를 위해서는 블레이드의 자유도를 허용하기 위한 힌지가 필요하다. 전형적인 완전관절형(fully articulated) 로터시스템에서는 로터블레이드 1개당 3개의 힌지 베어링을 사용함에 따라 시스템은 무겁고 복잡한 구조일 뿐만 아니라 헬리콥터의 속도 및 기동성의 한계를 가진다 [1]. 이러한 문제점을 극복하기 위하여 새롭게 개발된 로터시스템 중 프랑스의 Aerospatiale사에서 개발한 Spheriflex 로터시스템은 구형의 탄성체베어링을 사용함으로써 로터허브의 경량화 및 공기역학적 성능 향상을 이룬 방식으로 이는 유로콥터 AS 332에 적용되었다. 뿐만 아니라 탄성체베어링은 Hingeless, Starflex 방식 등 다양한 로터시스템의 핵심부품으로 사용됨에 따라 로터시스템의 설계를 위해서는 탄성체베어링의 설계기술이 반드시 필요하다.

본 연구에서는 요구강성을 만족하는 탄성체베어링의 설계기법을 연구하였으며, ANSYS batch 기능을 사용하여 주어진 요구조건을 만족하는 구형의 적층고무베어링의 형상설계를 수행하였다.

II. Spheriflex 로터의 탄성체베어링

Spheriflex 방식에 적용되는 탄성체베어링은 Fig. 1과 같이 로터마스트와 로터허브 슬리브 사이에서 힌지(hinge) 역할을 하며, 허브슬리브에는 로터블레이드가 연결된다. 탄성체베어링은 pitch 방향으로 $\pm 24^\circ$, flap $\pm 8^\circ$, lead-lag $\pm 1^\circ$ 범위 내에서 운동할 수 있도록 설계되며[2], 이를 위하여 신장률 500%이상의 고무가 사용된다[3]. 탄성체베어링은 헬리콥터의 성능 및 안정성을 위하여 Table 1과 같이 강성 요구조건을 가진다. 로터블

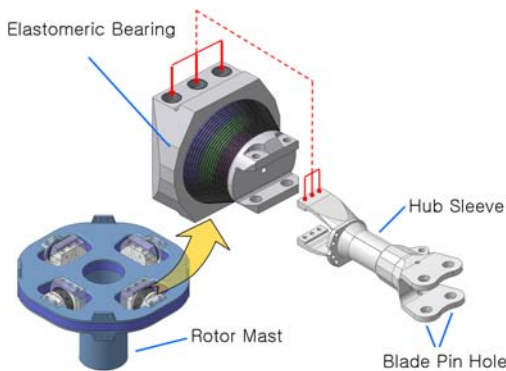


Fig. 1. Spheriflex main rotor assembly

Table 1. Stiffness requirements of Spherical elastomeric bearing[1]

Axis direction		Requirements
z	Compression (K_{comp})	≈ 100 [kN/mm]
	Pitch (K_θ)	< 4 [kN · mm/°]
x, y	Lateral ($K_{lateral}$)	> 10 [kN/mm]
	Flap (K_ϕ)	≈ 10 [kN · mm/°]

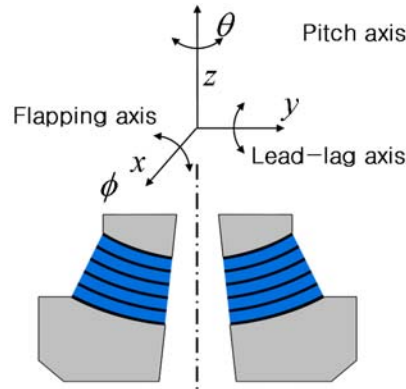


Fig. 2. Coordinate of spherical elastomeric bearing

레이드에서 전달되는 강한 원심력은 허브슬리브를 통하여 탄성체베어링에 압축을 가하는데, 유로콥터 AS 332의 경우 약 280kN의 압축하중이 가해진다. 따라서 탄성체베어링은 압축하중에 대한 변형을 최소화하기 위하여 Fig. 1~2에서와 같이 고무판과 금속판이 교대로 적층된 구조로 설계되어 약 100kN/mm의 압축강성을 가지도록 설계된다. 헬리콥터의 부품은 일반적으로 수천시간 이상의 수명을 설계수명으로 하고 있지만 탄성체베어링은 작동 환경을 고려하여 그 보다 낮은 2000시간을 적용하며, 설계온도는 $-54 \sim 54$ 로 하고 있다[2, 3].

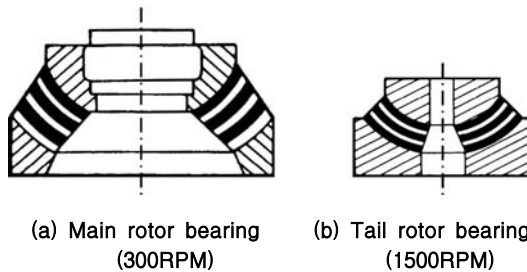


Fig. 3. Standard blade bearing[3]

Spheriflex 방식 로터의 탄성체베어링은 Fig. 3과 같이 main rotor 베어링과 tail rotor 베어링이 있다[3]. 각 베어링의 로터의 회전속도와 그에 따른 압축 하중에 적합하게 설계되는데, 주 로터 베어링은 Fig. 3(a)과 같이 베어링 중앙의 hole이 비교적 크게 설계되며, Fig. 3(b)의 tail rotor 베어링은 상대적으로 작은 hole을 가지고 있다.

III. 단일 고무판의 유한요소해석

구형의 탄성체베어링의 고무판은 강체로 가정할 수 있는 금속판으로 나누어 있기 때문에 단일 고무판의 강성특성은 고무판과 금속판이 적층된 베어링의 설계에 효과적으로 적용할 수 있다. 단일 고무판의 크기 및 두께에 따른 유한요소해석을 위하여 Fig. 4의 고무판의 형상과 하중 및 경계조건에 대한 해석을 수행하였다. 고무판의 형상 및 하중의 범위는 Table 2에 나타내었다.

Table 2의 값은 선행 개발된 유로콥터 AS 332의 주 로터용 탄성체베어링을 참고하여 단일 고무판의 유한요소해석에 적합한 형상 및 압축하중(F_z)과 각 방향의 변위($\delta_z, \delta_x, \theta_{pitch}, \phi_{flap}$)를 설정하였다.

Table 2. Range of design parameters and loads for the single rubber plate

Radius (R)	100 [mm]
Inner angle (ϕ_{in})	3 ~ 20 [°]
Outer angle (ϕ_{out})	28 ~ 45 [°]
Thickness (t)	1 ~ 1.5 [mm]
Compress load (F_z)	0, 280 [kN]
Compress displacement (δ_z)	0 ~ 0.1 [mm]
Lateral displacement (δ_x)	0 ~ 0.1 [mm]
Pitch angle (θ_{pitch})	0 ~ 1 [°]
Flap angle (ϕ_{flap})	0 ~ 1 [°]

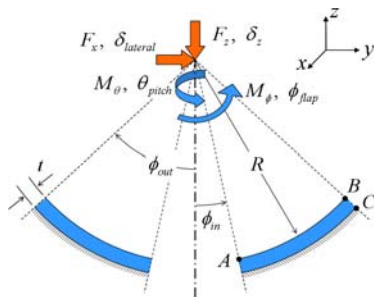


Fig. 4. Shape and loads for the single rubber plate

3.1 Mooney-Rivlin model

Table 1의 강성요구조건을 만족하는 탄성베어링의 설계를 위해서는 강성해석 기법이 필요하다. 적층고무베어링의 강성계산 방법으로 1990년 이전의 연구에서는 탄성역학적인 방법을 주로 사용하였지만[2, 4], 최근에는 유한요소법을 많이 사용한다. 적층고무의 강성해석에서는 고무의 초탄성(hyperelasticity) 거동 특성을 고려한 해석이 수행되어야 한다. 본 연구에서는 이를 위하여 Mooney-Rivlin 모델을 사용하였다.

Mooney-Rivlin 모델은 초탄성이론에 근거한 변형을 에너지 함수(strain energy function)를 사용하며, 단위체적 당 변형을 에너지 함수의 변화율이 응력에 의한 일과 같다는 개념을 이용하여 탄성체의 거동을 나타낸다[5]. 일반화된 Mooney-Rivlin 모델의 경우 수학적 단순성과, 그 계수의 물리적 의미로 인해 많이 사용되고 있으며, 식(1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) \quad (1)$$

여기서 I_1, I_2 는 Cauchy-Green 변형을 불변량으로 다음식과 같으며 $\lambda_i = 1 + \varepsilon_i$ 으로 정의 된다.

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \quad (2)$$

$$I_2 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_1^2 \lambda_3^2 \quad (3)$$

식(4)와 같이 변형을 에너지 함수를 변형을 ε_i 에 대하여 미분하면 응력을 얻을 수 있으며, 이를 이용하면 응력-변형을 관계식을 얻을 수 있다.

$$\sigma_{ij} = \frac{\partial W}{\partial \varepsilon_{ij}} \quad (4)$$

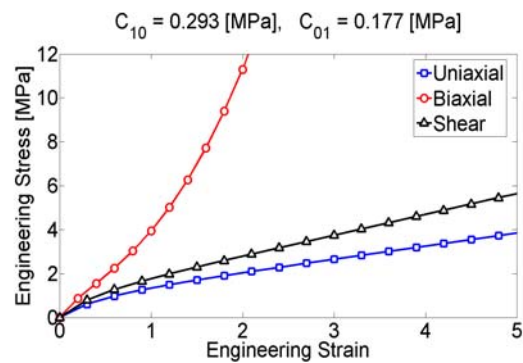


Fig. 5. Strain-stress curve of natural rubber (Mooney-Rivlin model)

본 연구에서 탄성체베어링의 비선형 유한요소 해석에 적용한 재료는 천연고무이다. 천연고무는 기계적 강도, 내마모성, 동적 특성이 합성고무에 비해 우수하여 항공기 부품, 자동차타이어 및 방진부품에 사용된다. 해석에 적용한 천연고무의 Mooney-Rivlin parameter는 $C_{10} = 0.293\text{MPa}$, $C_{01} = 0.177\text{MPa}$ 으로 이에 대한 변형률-응력 선도를 Fig. 5에 나타내었다[6].

3.2 2차원 모델의 유한요소해석

구형의 탄성체베어링의 압축하중을 받을 경우 z축에 대한 축대칭(axisymmetric)을 사용하여 해석을 수행 할 수 있다. 축대칭 조건을 사용하면 큰 변형이 발생하는 모서리 부분을 많은 수의 요소를 사용하여 격자를 생성할 수 있기 때문에 압축하중에 대한 신뢰도 높은 해석을 수행할 수 있다[7].

구형의 단일 고무판이 압축변위 δ_z 를 받을 때의 해석 결과를 Fig. 6에 나타내었으며, Fig. 6에 표기된 치수는 Fig. 4에 정의되었다. 2mm 두께의 고무판이 0.1mm의 압축 변위에서 고무가 양측 끝단으로 밀려나오는 것을 볼 수 있는데, 중앙의 hole 부근의 변형이 비교적 크다. hole 크기가 작을수록 hole 주변 고무의 변형은 더욱 크게 발생하기 때문에 높은 Fig. 3과 같이 main rotor용 탄성체베어링은 tail rotor 베어링 보다 hole의 크기가 큰 형상으로 설계된다.

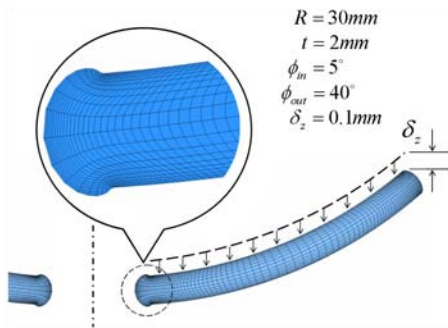
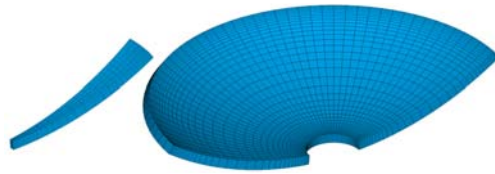


Fig. 6. Rubber distortion under compression

3.3 3차원 모델의 유한요소해석

고무판의 특성분석을 위해서는 각 고무판의 형상 변화에 따른 응력 및 강성해석 결과가 요구된다. 본 연구에서는 ANSYS batch 프로그램을 이용하여 각각의 설계변수에 따른 유한요소모델 생성하고 이에 따른 해석결과(변위, 반력, 응력)를 파일에 저장하고 할 수 있도록 프로그래밍 하



(a) Cyclic symmetric 1 layer model (b) y-z plane symmetric 1 layer model

Fig. 7. FE model of the single rubber plate

였으며, FORTRAN을 사용하여 Table 2의 형상 및 하중에 따른 변위, 반력, 응력, 변형률을 계산하였다. 해석에 적용한 유한요소모델은 Fig. 7과 같다. Fig. 5의 axisymmetric 모델은 압축하중에 대한 해석만 사용할 수 있으며, 플레핑방향 및 피치방향의 하중에 대한 강성해석에 적용할 수 없다. 따라서 탄성체베어링의 강성해석에는 3-D 요소가 사용되어야 한다. 탄성체베어링에 적용되는 하중은 z-축의 회전 변위 또는 y-z평면 내에서의 하중으로 cyclic symmetric 조건 또는 y-z plane symmetric 조건을 사용하면 효율적인 해석을 수행할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 압축방향 및 피치방향의 해석에는 Fig. 7(a)과 같이 cyclic symmetric모델을 사용하고, 플레핑방향 및 lateral방향의 해석에서는 Fig. 7(b)과 같이 y-z plane symmetric 조건을 사용하여 해석을 수행하였다.

3.4 단일 고무판의 강성 특성

Fig. 7의 유한요소모델을 사용하여 Table 2의 해석범위에 대한 유한요소해석을 수행 하였다. 먼저 단일 고무판의 두께 및 각 축방향의 변위의 변화에 따른 힘 또는 모멘트를 알아보기 위하여 해석을 수행하였으며 그 결과를 Fig. 8~11에 나타내었다. 또한 단일 고무판의 두께 및 ϕ_{in} , ϕ_{out} 의 변화에 따른 강성 변화를 알아보기 위한 해석을 수행하였으며 그 결과를 Fig. 12~15에 나타내었다.

Fig. 8~15의 유한요소해석 결과를 통하여 얻은 단일 고무판의 강성 특성을 다음과 같이 정리하였다.

- 단일 고무판의 압축(z축), pitch, flap, lateral 방향 강성은 선형적 관계를 가짐 [Fig. 8~11]
- 압축(z축)방향의 강성
 - 고무판의 두께가 얇아질수록 K_z 는 증가함 [Fig. 8~11]
 - 1.0mm이하 두께에서 K_z 의 증가폭이 큼 [Fig. 8]

- ϕ_{in} 의 감소에 따라 K_z 는 증가함 [Fig. 12]
- ϕ_{out} 의 증가에 따라 K_z 는 증가함 [Fig. 14]
- Pitch방향의 강성
 - 두께에 따른 K_θ 의 변화가 작음 [Fig. 10]
 - ϕ_{in} 에 따른 K_θ 의 변화가 작음 [Fig. 13]
 - ϕ_{out} 의 증가에 따라 K_θ 는 증가함 [Fig. 15]
- Flap방향의 강성
 - Pitch 방향의 강성과 유사한 특성을 가짐 [Fig. 11]
- Lateral방향의 강성
 - 압축방향 강성과 유사한 특성을 가짐 [Fig. 9]

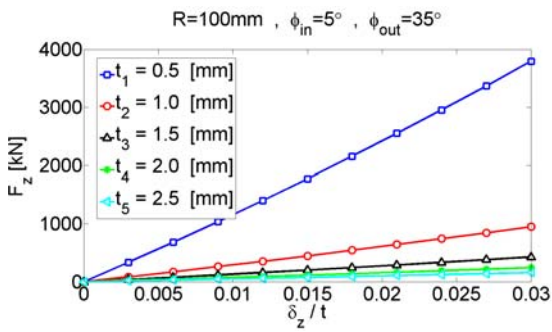


Fig. 8. Load graph of compression direction

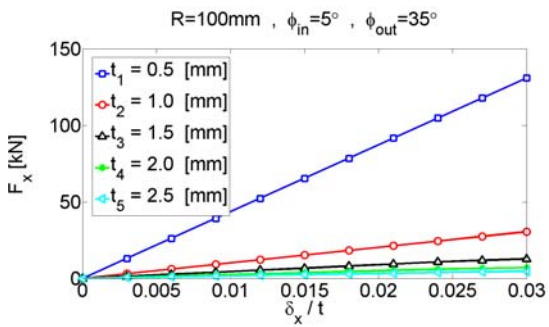


Fig. 9. Load graph of lateral direction

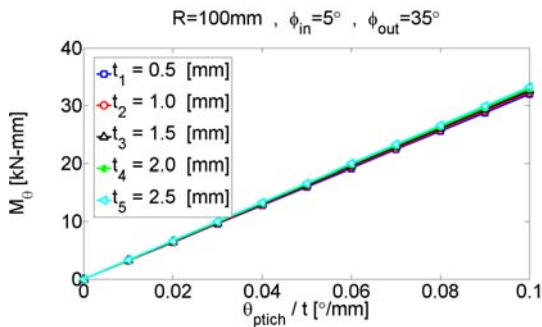


Fig. 10. Moment(M_θ) graph of pitch direction

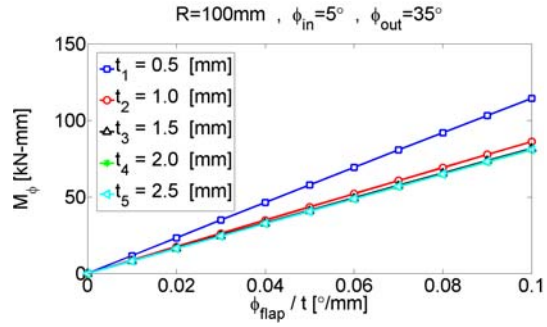


Fig. 11. Moment(M_ϕ) graph of flap direction

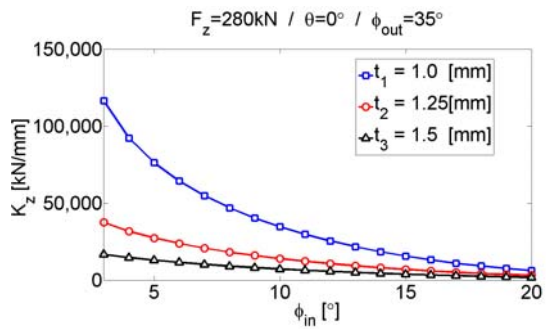


Fig. 12. Compression stiffness - ϕ_{in} graph

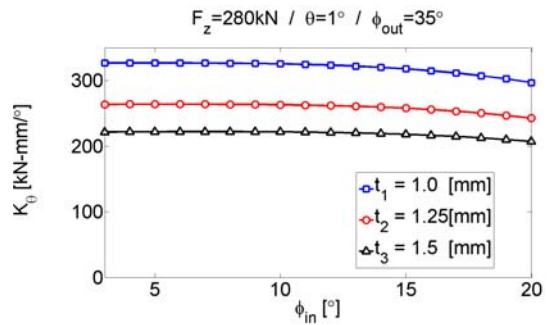


Fig. 13. Torsional stiffness - ϕ_{in} graph

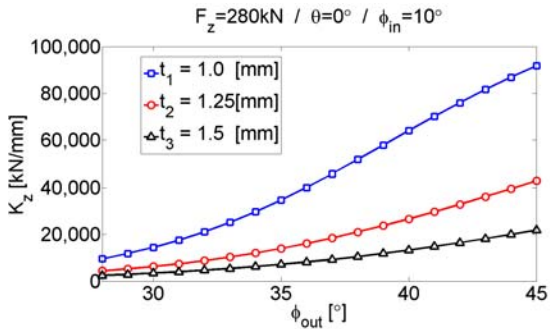


Fig. 14. Compression stiffness - ϕ_{out} graph

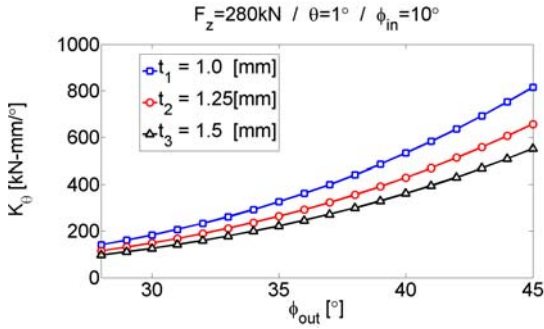


Fig. 15. Torsional stiffness - ϕ_{out} graph

위에서 정리한 강성 특성은 탄성체베어링 설계에 직접 적용할 수 있다. 탄성체베어링의 압축 방향 강성을 증가하기 위한 방법으로는 고무판의 면적을 증가하는 방법과 각 고무판의 두께를 감소하는 방법이 있다. pitch, flap 방향의 강성을 유지하면서 압축방향의 강성을 높이고자 할 때에는 베어링을 구성하는 고무판의 두께의 합을 유지하면서 고무판의 적층 수를 늘려 각 고무판의 두께를 줄이면 된다. 또한 ϕ_{in} 을 줄여서 강성을 증가할 수 있지만 hole에 집중되는 응력을 고려해야 한다.

피치강성 증가를 위해 ϕ_{out} 을 증가 할 수 있다. 여기서 K_z 를 일정히 유지하면서 피치강성만을 증가시키기 위해서는 ϕ_{in} , t 또는 고무판의 수를 증가해야 한다.

IV. 탄성체베어링의 설계

헬리콥터에 로터허브에 사용되는 구형의 탄성체베어링은 고무 재료의 탄성변형으로 힌지 역할을 수행하기 때문에, 베어링의 압축방향, 피치방향, 플래핑방향, 측방향 강성이 Table 1의 강성 요구조건을 모두 만족하도록 설계해야 한다. 이를 위해서는 주어진 형상에 대한 각 측방향의 강성을 계산할 수 있는 프로그램이 필요하며, 본 연구에서는 ANSYS batch 프로그램으로 구현된 유한요소모델 생성 프로그램을 이용하였다.

유한요소모델 생성 프로그램을 이용하여 요구되는 강성을 만족하는 탄성체베어링을 설계하기 위해 적절한 설계변수를 프로그램에 입력하고 해석결과 얻어지는 강성을 바탕으로 다시 적절한 설계변수를 선택하는 반복계산과정을 수행하였으며, 이 과정에 단일 고무판의 강성 특성을 적용하였다.

4.1 탄성체베어링의 설계변수 정의

Table 1에서의 강성 요구조건을 만족하는 베어링을 설계하기 위해서는 Fig. 16과 같이 ϕ_{in} , ϕ_{out} , L_{in} , L_{out} , r_1 , r_2 , ..., r_n , $\Phi_{bearing}$ 과 고무판의 수(n)을 설계변수로 정의 하였다. 고무판의 두께 (t_1 , t_2 , ..., t_n)와 구면의 중심점에서 각 고무판까지의 거리(r_1 , r_2 , ..., r_n)은 식(5)의 관계를 가진다.

$$t_n = r_{n+1} - r_n - t_m \tag{5}$$

구형의 탄성체베어링의 경우 lateral방향의 강성이 요구조건과 비교하여 낮을 경우 Fig. 16의 ϕ_{out} 을 증가시키지 않고, 베어링의 pitch 축을 $\Phi_{bearing}$ 만큼 기울여 lateral방향의 강성요구조건을 충족시킨다. $\Phi_{bearing}$ 이 정의 됨에 따라 압축 및 측방향의 강성은 식(6~7)과 같이 정의 된다.

$$K_{comp} = K_z \cos(\Phi_{bearing}) + K_x \sin(\Phi_{bearing}) \tag{6}$$

$$K_{lateral} = K_z \sin(\Phi_{bearing}) + K_x \cos(\Phi_{bearing}) \tag{7}$$

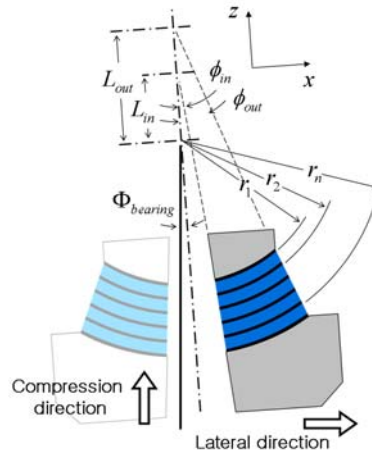


Fig. 16. Design parameter of spherical bearing

4.2 유한요소모델 생성 알고리즘

탄성체베어링의 효율적인 설계를 위한 유한요소모델 생성 프로그램은 설계변수의 값이 바뀌었을 때 그에 따른 유한요소모델도 함께 자동화 되어 변경하고 이에 따른 구조해석을 수행할 수 있도록 프로그래밍 하였다. 개발된 프로그램은 Fig. 17의 알고리즘을 사용하여 탄성체베어링의 치수뿐만 아니라 고무판의 적층 수(n)도 함께 변경할 수 있다. 프로그램에 적용된 탄성체베어링의 설계변수는 Fig. 16에 정의하였다.

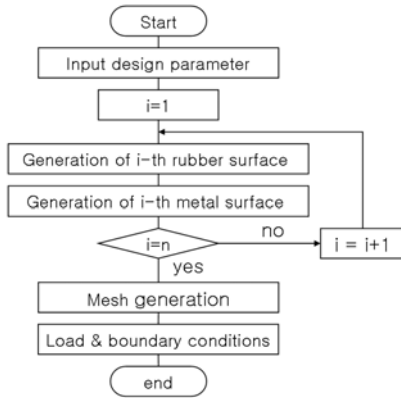


Fig. 17. FE model generation algorithm

유한요소모델 생성 알고리즘을 이용하여 생성된 모델은 Fig. 18(a)과 같이 y-x plane symmetric 모델뿐만 아니라 Fig. 18(b)의 cyclic symmetric 모델을 생성할 수 있으며, 격자의 조밀도 및 각 고무판, 금속판의 두께, 길이, 각도 등을 변화하여 유한요소모델 생성 및 구조해석을 수행할 수 있다.

프로그램에 입력된 탄성체베어링의 고무 재료 물성은 단일 고무판 해석과 같은 값을 적용하였다. 금속판은 스테인리스강(AISI S15500 - H900)을 적용하였으며, 탄성계수는 200GPa, 항복응력은 1275MPa, Poisson's ratio는 0.29이다[8].

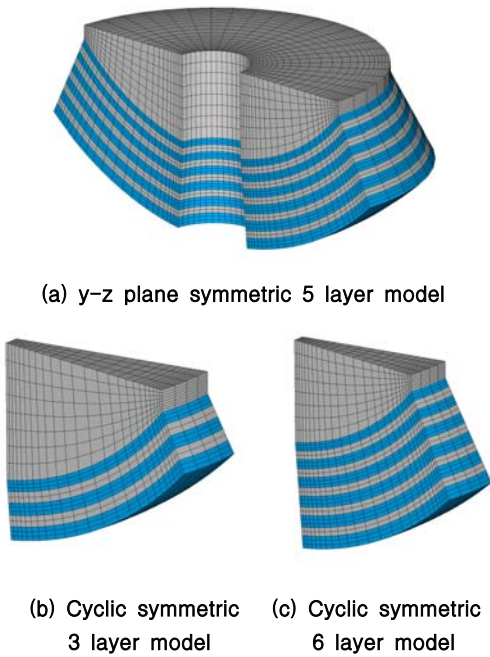


Fig. 18. FE model of spherical bearing

4.3 탄성체베어링 설계결과

본 연구에서 개발한 유한요소모델 생성 code와 단일 고무판의 강성특성을 바탕으로 Table 1의 요구조건을 만족하는 탄성체베어링을 설계하였으며 Table 3~4에 나타내었다. 탄성체베어링의 마지막(n번째) 고무판 아랫면의 절점의 3자유도를 구속하였다. 하중은 첫 번째 고무판에 부착된 금속 블록에 적용하였다. Table 3과 같이 전체 고무판의 수는 25장이며, 모든 금속판의 두께는 1.0mm이다. 각 고무판의 두께는 0.4mm~2.2mm로 Table 4와 같이 반경이 커질수록 두께 또한 증가 한다. 설계된 탄성체베어링으로 계산한 각 축방향의 강성은 Table 5에 나타내었다. 설계된 베어링의 z축 방향 강성은 109.63 kN/mm의 값을 가진다.

이 베어링에 280kN의 압축하중이 적용되었을 경우 압축 변위는 약 2.5mm의 값을 가진다. 따라서 280kN에 대한 구조적 안정성을 평가하기 위하여 2.5mm의 변위에 대한 해석을 수행하였으며 그 결과를 Fig. 19~20에 나타내었다. 탄성체베어링의 최대응력(von-Mises stress)은 로터마스트를 연결하는 금속부위에서 534MPa으로 계산

Table 3. Design results of spherical bearing

Design Parameter	r_1	35[mm]
	n	25
	Rubber $t_1 \sim t_n$	0.4~2.2[mm]
	Metal t_m	1.0[mm]
	ϕ_{in}, ϕ_{out}	11, 13[°]
	L_{in}, L_{out}	30, 25[mm]
	$\Phi_{bearing}$	2.6[°]

Table 4. Thickness of each rubber in spherical bearing

n	t_n [mm]	n	t_n [mm]	n	t_n [mm]	n	t_n [mm]	n	t_n [mm]
1	0.4	6	0.6	11	0.9	16	1.3	21	1.8
2	0.4	7	0.7	12	0.9	17	1.4	22	1.9
3	0.5	8	0.7	13	1.0	18	1.5	23	2.0
4	0.5	9	0.8	14	1.1	19	1.6	24	2.1
5	0.6	10	0.8	15	1.2	20	1.7	25	2.2

Table 5. Stiffness of designed spherical bearing

Stiffness	$[K_z]_{bearing}$	109.63[kN/mm]
	$[K_x]_{bearing}$	10.102[kN/mm]
	$[K_\theta]_{bearing}$	3.971[kN · mm/°]
	$[K_\phi]_{bearing}$	9.358[kN · mm/°]

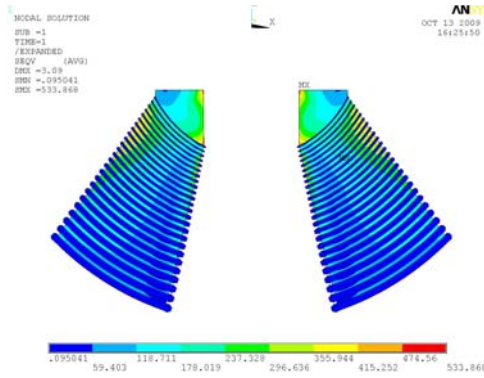


Fig. 19. von-Mises stress by compression displacement 2.5mm

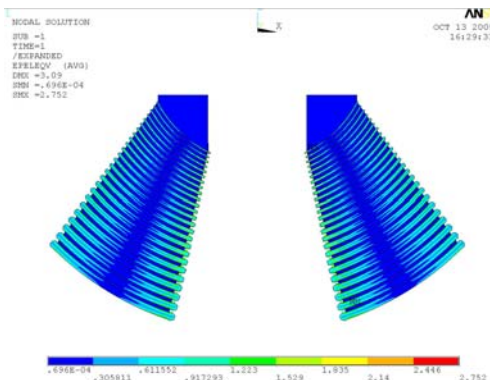


Fig. 20. von-Mises strain by compression displacement 2.5mm

되었다. 탄성체베어링의 해석에서 고무 부분의 응력은 재료 특성상 금속보다 현저히 작다. 따라서 고무 부분에 대한 분석을 위해서는 응력보다 변형률로 비교하는 것이 적합하다. 탄성체베어링의 최대 변형률(von-Mises strain)은 Fig. 20에서와 같이 가장 두께가 얇은 첫 번째 고무판에서 발생하였으며 그 값은 2.752이다. 탄성체베어링에 적용되는 고무의 최소 신장률이 500%이므로 탄성체베어링에 충분한 안전율을 가진다.

V. 결 론

최신 헬리콥터의 로터허브에는 기존의 베어링의 역할을 대신하는 탄성체베어링이 많이 사용되고 있다. 최근 우리나라도 헬리콥터 개발을 위해

많은 연구가 진행 중 이지만 탄성체베어링의 강성 설계에 대한 연구는 활발히 이루어지지 않고 있다. 따라서 본 연구에서는 요구되는 강성을 만족하는 탄성체베어링 설계 방법을 연구하였다.

유한요소해석으로부터 계산된 강성해석 결과를 사용해 탄성체베어링을 설계를 하기 위해서는 요구조건을 만족하는 형상을 찾기 까지 반복해석이 필요하다. 본 연구에서는 반복해석을 효율적으로 수행하기 위하여 ANSYS batch 프로그램으로 구현된 유한요소모델 생성 프로그램을 이용하였다. 또한 프로그램으로부터 계산된 강성값을 이용하여 효율적으로 개선된 형상을 찾기 위해 단일 고무판의 강성 특성을 이용하였다. 이를 이용하여 주어진 요구조건을 만족하는 탄성체베어링 설계를 수행하였으며, 설계된 형상에 대한 유한요소해석을 통하여 구조적 안정성을 확인하였다.

참고문헌

- 1) John Watkinson, The Art of The Helicopter, Elsevier, 2004.
- 2) Donguy, D., "Development of a helicopter Rotor Hub Elastomeric Bearing", Journal of Aircraft, Vol. 17, No. 5, 1980.
- 3) MIL-B-85598, Bearings Elastomeric General Specification For, Jan 4, 1988.
- 4) El-Hawary, Moetaz M. and Herrmann, Leonard R., "Semi-Analytical Finite-Element Study for Elastomeric Composite Solids of Revolution", AIAA Journal, Vol. 27, No. 1, pp. 87-94, 1989.
- 5) Rivlin, R. S., "Large elastic deformations of isotropic materials IV", Further developments of the general theory, Phil. Trans. A, Vol. 241, 1948, pp. 379-397.
- 6) Lindley, P.B., "Compression Characteristics of Laterally-Unrestrained Rubber ORings", J. Instn. Rubb. Ind., Vol. 4, pp. 209-213, 1967.
- 7) Moaveni, S., Finite Element Analysis Theory and Application with ANSYS, 3rd Edition, Prentice-Hall, Upper Saddle River, NJ, 2008.
- 8) <http://www.matweb.com>