헬리콥터 로터 무베어링 허브 시스템 복합재 구성품 피로 안전수명 해석

김태주*, 기영중**, 김덕관***

Fatigue Safe Life Analysis of Helicopter Rotor Bearingless Hub System Composite Components

Taejoo Kim*, Youngjoong Kee**, Deog-kwan Kim***

Abstract

We designed bearingless rotor hub system which replace mechanical hinge/bearing with composite beam component and conducted fatigue analysis for flexbeam and torque tube. Extension/bending/torsional stiffness was calculated from 2D section analysis using VABS and 2D section structure analysis was applied for strain calculation. S-N curve of each composite material was generated using Wohler equation and fatigue analysis was conducted on weakness section which was decided from static structure analysis. CAMRAD II was used for load analysis and load analysis result was applied HELIX/FELIX standard load spectrum to generate bearingless rotor system load spectrum which was used fatigue safe life analysis.

초 록

기존의 헬리콥터 로터 시스템에서 기계적 힌지/베어링 부품을 복합재 빔 구성품으로 대체하여 중량과 부품수를 줄인 무베어링 허브 시스템을 설계하였으며, 그 중 중요 구성품인 유연보와 토크튜브에 대한 피로 안전수명 해석을 수행하였다. VABS를 이용한 2차원 단면 해석 수행을 통해 인장, 굽힘 및 뒤틀림 강성을 도출하였으며 2차원 탄성 보 모델에 대한 단면 구조해석 방법을 적용하여 각 단면에 발생하는 변형율을 계산하였다. 각 복합재 소재에 대한 S-N 곡선을 Wohler equation을 적용하여 생성하였으며, 정적구조해석을 통해 피로파손에 취약할 것으로 판단되는 영역에 대한 피로해석을 수행하였다. 헬리콥터 운영시 로터 구성품에 발생하는 하중은 CAMRAD II를 통해 계산하였으며, 하중해석 결과를 HELIX/FELIX 표준 하중 스펙트럼에 적용하여 무베어링 로터 허브 시스템의 하중 스펙트럼을 생성한 후, 이를 통해 최종적으로 피로 안전수명을 산출하였다.

키워드 : 무베어링 허브(bearingless hub), 유연보(flexbeam), 토크튜브(torque tube), 피로 안전 수명(fatigue safe life), S-N 선도(S-N Curve)

접수일(2014년 5월 2일), 수정일(1차 : 6월 18일), 게재 확정일(2014년 7월 1일)

* 회전익기술팀/ktj@kari.re.kr ** 회전익기술팀/naltlguy@kari.re.kr ***회전익기술팀/shine@kari.re.kr

1. 서 론

FAR(미 연방 항공규격)-29.571 구조물 피로검증(Fatigue evaluation of structure) 항목에 따르면 비행 중 파손 시 치명적인 결과를 초래하는 구성품은 중요 구조 품목(Principal Structural Elements)로 구분하여 교환주기 혹은 검사주기를 설정하고, 이를 통해 요구되는 운영수명 동안 운영하중 내의 극한의 하중조건에 지속적으로 노출되어도 치명적인 파괴(Catastrophic failure)가 발생하지 않아야 한다고 규정하고 있다.[1] 이에 따라 많은 항공기 설계/제작 업체들은 구성품 개발 과정 중에 피로해석을 수행하고, 그 결과에 따른 구성품을 생산한 후 피로시험을 수행하여 요구수명 만족여부를 검증하는 일을 수행하고 있다.

헬리콥터 구성품 중 로터 시스템은 회전을 통해 양력 및 추력을 발생시킬 뿐만 아니라 항공기 자세제어를 위한 조종력까지 발생시키는 매우 중요한 요소로 구분되며 비행 중 발생하는 다양한 하중에 대해 요구수명 기간 동안 견뎌내야 하는 중요 구조 구성품으로 구분된다. 이러한 로터 시스템은 크게 허브 시스템과 블레이드로 구분되며 허브 시스템은 헬리콥터 개발 초기 시소형 허브 시스템(Seesaw Hub System) 및 전관절형 허브 시스템(Articulated Hub System)에서 시작하여 무힌지 허브 시스템(Hingeless Hub System)을 거쳐 무베어링 허브 시스템(Bearingless Hub System)으로 발전해 나아가고 있다.[2~4]

본 연구에서는 헬리콥터 로터 무베어링 허브의 주요 복합재 구성품인 유연보(Flexbeam)와 토크튜브(Torque tube)에 대한 피로해석 수행내용을 기술하였다.

2. 본 론

2.1 헬리콥터 로터 무베어링 허브 시스템

헬리콥터 로터 허브 시스템은 블레이드와 헬리콥터 동체를 연결시켜주어 엔진에서 발생하는 회전력을 블레이드로 전달해주며, 이와 동시에

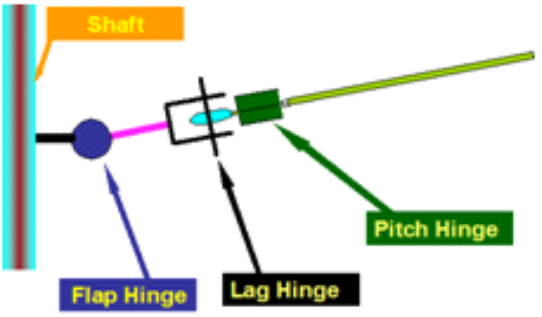

그림 1. 전관절형 로터 허브의 일반적 구조

회전을 통해 블레이드에서 발생하는 양력을 동체로 전달해주는 역할을 한다. 이 과정에서 헬리콥터 로터 허브 시스템은 블레이드의 움직임을 위해 플랩(Flap), 리드래그(Lead-lag), 페더링(Feathering) 3개의 회전운동을 하게 되며, 이러한 움직임을 위해 3축에 대한 힌지를 가지게 된다.

헬리콥터 개발 초기 적용되었던 전관절형 로터는 그림 1과 같이 3개의 힌지가 모두 기계적으로 구현되었다. 이러한 전관절형 허브는 수많은 부품들로 구성되기 때문에 항공기 운영 중 정비에 많은 시간 및 비용이 소요되었으며, 구성품의 대부분을 금속재로 제작하여 중량 또한 매우 무거웠다. 이러한 허브의 단점을 보완하고자 3축에 대한 회전 움직임을 기계적 방법에서 물리적인 방법으로 전환하면서 부품 숫자 및 로터 시스템의 중량을 줄이게 되었다.

무힌지 허브는 기계적인 플랩 힌지와 래그 힌지를 없애고, 복합재를 사용한 플랙셔(Flexure)라는 구성품의 물리적 변형을 통해 플랩 및 리드래그 움직임을 구현하였다. 이는 플랙셔를 설계하면서 재료의 강성특성과 단면 형상 조절을 통해 특정 위치에 대한 플랩 강성과 래그 강성을 조절하여 플랙셔 상에 물리적인 플랩 힌지와 래그 힌지를 구현한 것이다. 그리고 여기에서 한발 더 나아간 무베어링 허브는 기계적인 피치 힌지마저 없애고 유연보(Flexbeam)와 토크 튜브(Torque tube)를 이용하여 3축 회전 움직임을 모두 물리적 변형을 통해 구현한 것이다. 그림 2, 3은 무힌지 허브와 무베어링 허브의 일반적인 구조를 나타내고 있다.

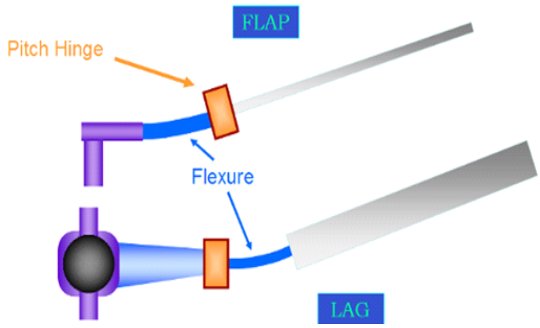

그림 2. 무힌지 로터 허브의 일반적 구조

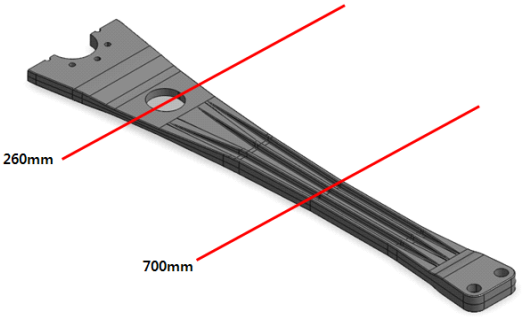

그림. 4. 유연보 형상 및 피로해석 위치

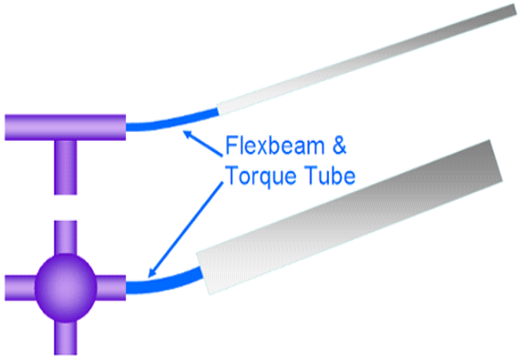

그림 3. 무베어링 로터 허브의 일반적 구조

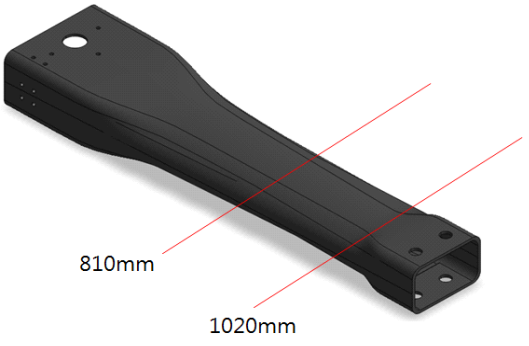

그림 5. 토크튜브 형상 및 피로해석 위치

2.2 무베어링 허브 구성품 피로해석

피로수명 요구도가 8,000시간인 무베어링 허브 구성품 유연보와 토크튜브에 대한 피로해석을 수행하였다. 피로해석 수행을 위한 구조해석 방법으로는 2차원 탄성 보 모델에 대한 단면 구조해석을 적용하였다. 그리고 제작 소재에 대한 S-N 곡선을 도출하여 2차원 단면에 대한 하중별 변형률을 계산하여 각 하중에 대한 피로 손상을 계산한 후 피로 손상의 누적결과를 통해 유연보와 토크튜브의 피로수명을 계산하였다. 헬리콥터 로터 구성품 중 블레이드와 허브 구성품의 경우 원심력 하중과 플랩/래그 굽힘하중이 다른 하중에 비해 매우 크게 작용하므로 무베어링 로터 허브 구성품인 유연보와 토크튜브의 경우 원심력과 굽힘하중에 의한 인장 변형율 계산을 통해 구조해석 수행이 가능하다.[5]

피로해석 수행을 위해서 유연보와 토크튜브의 Span 방향에 대한 위치별 2차원 단면 강성을 도출하였으며, 피로해석 위치는 정적구조해석을 통해 상대적으로 취약하다고 판단되는 두 영역에 대해 수행하였다. 그림 4, 5는 유연보 및 토크튜브의 형상 및 피로해석 단면의 위치를 나타내고 있다.

2.2.1 단면 물리량 해석

보 형상에 대한 일반적인 단면 강성은 인장강성 EA(Span 방향 강성 - x방향)과 굽힘 강성 EIy(플랩 방향 강성 - y축 기준 회전) 굽힘 강성 EIz(래그 방향 강성 - z축 기준 회전), 그리고 뒤틀림 강성 GJ(페더링 방향 강성 - x축 기준 회전)로 구분한다. 단면 형상이 원점을 중심으로 대칭인 경우 커플링 현상은 없거나 매우 작으므로 무시한다. 재료 물성치 E, G를 제외한 나머지 계수를 구하는 일반적인 식은 다음과 같다.

$$A = \int_A dA \quad (1)$$

$$I_y = \int_A z^2 dA \quad (2)$$

$$I_z = \int_A y^2 dA \quad (3)$$

$$J = -\frac{4}{\nabla^2 \phi} \iint \phi \, dx dy \quad (4)$$

ϕ: Airy stress function

and $J = \int_A (z^2 + y^2) dA = I_y + I_z$ at circle

본 논문에서는 유연보의 Span 방향 단면별 강성을 구하기 위해 유한요소 해법을 사용하여 단면물리량 해석 수행이 가능한 VABS(Variation Asymptotic Beam Sections)를 사용하였다.[6] 그림 6~7은 해석을 수행한 유연보와 토크튜브의 단면의 형상을 나타내고 있으며, 표 1~2는 토크튜브의 적층 패턴을 나타내고 있다. 그리고 표 3과 표 4~5는 각각 소재 물성치 정보와 단면 해석 결과를 나타내고 있다.

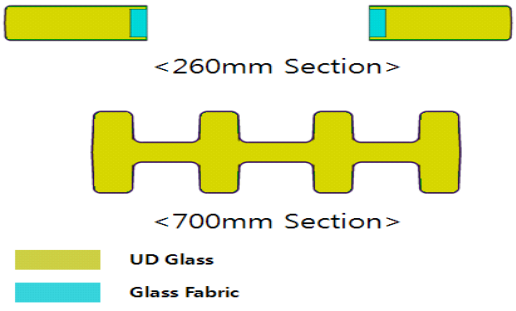

그림. 6. 유연보 해석단면 형상

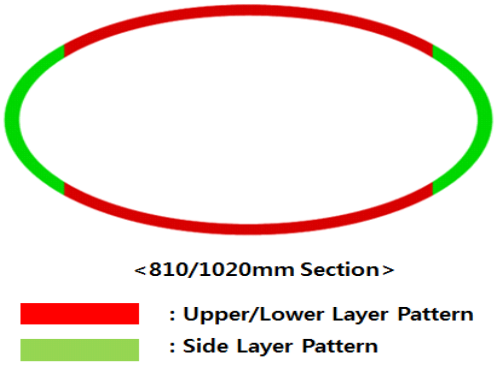

그림 7 토크튜브 해석단면 형상

표 1 토크튜브 적층 패턴 - 상하부

Ply Number	Material	Orientation
1	Glass Fabric	0°
2~22	Carbon Fabric	45°

표 2 토크튜브 적층 패턴 - 측면부

Ply Number	Material	Orientation
1	Glass Fabric	0°
2~5	Carbon Fabric	45°
6	UD Carbon	0°
7~10	Carbon Fabric	45°
11	UD Carbon	0°
12~15	Carbon Fabric	45°
16	UD Carbon	0°
17~19	Carbon Fabric	45°
20	UD Carbon	0°
21~26	Carbon Fabric	45°

표 3 재료 물성치 자료

Material	Properties	
UD Glass	E_{11}	5.1E+04 N/mm^2
	E_{22}	1.5E+04 N/mm^2
	G_{12}	4.8E+03 N/mm^2
Glass Fabric 0/90°	E_{11}	1.9E+04 N/mm^2
	E_{22}	1.9E+04 N/mm^2
	G_{12}	3.3E+03 N/mm^2
UD Carbon	E_{11}	1.3E+05 N/mm^2
	E_{22}	8.2E+03 N/mm^2
	G_{12}	4.8E+03 N/mm^2
Carbon Fabric ±45°	E_{11}	1.3E+04 N/mm^2
	E_{22}	1.3E+04 N/mm^2
	G_{12}	2.4E+04 N/mm^2

표 4. 유연보 단면 해석 결과

Section Stiffness	260mm	700mm
EA(N)	8.2E+07	8.1E+07
EI_y(N·mm^2)	1.3E+10	4.4E+09
EI_z(N·mm^2)	4.9E+11	6.8E+10
GJ(N·mm^2)	1.9E+09	3.2E+08

표 5. 토크튜브 단면 해석 결과

Section Stiffness	810mm	1020mm
EA(N)	4.5E+07	4.1E+07
EI_y(N·mm^2)	4.0E+10	3.1E+10
EI_z(N·mm^2)	2.2E+11	1.6E+11
GJ(N·mm^2)	1.7E+11	1.3E+11

2.2.2 소재 S-N 곡선 생성

무베어링 허브 시스템 구성품인 유연보와 토크튜브 피로해석을 수행하기 위해서 유연보 주요 소재인 Glass Fabric 0/90과 UD Glass, 그리고 토크튜브의 주요 소재인 Carbon Fabric ±45°에 대한 평균 S-N 곡선을 Wohler equation을 통해 생성하였다.[7] 식 5는 Wohler equation을 나타내고 있다.

$$\sigma/\sigma_{A9} = A/N^{\alpha} \quad (5)$$

where A : Material Constant

σ_{A9} : Mean Fatigue Limit

N : Number of Cycle

α : Material Constant

Wohler equation은 N=10,000 이상의 영역에서만 적용되며, 10,000 이하에서는 소재의 극한응력(혹은 변형율) 값에서 직선을 연결하여 S-N 곡선을 완성한다. 이렇게 완성된 평균 S-N 곡선에 대해 안전계수를 적용하여 안전 S-N 곡선을 생성한다. 피로시험을 통한 안전 S-N 곡선 산출은 피로시험을 수행하는 구성품의 개수와 표준편차에 따라 달라지게 되며, 피로시험을 수행하지 않은 피로해석을 위한 안전 계수는 가장 보수적으로 접근하여 0.3을 적용한다. 그리고 안전 S-N 곡선을 생성하기 위한 안전 극한 응력(혹은 변형율)은 안전계수 0.7을 적용한다.[8] 그림 8~10은 Glass Fabric 0/90°와 UD Glass 그리고 Carbon Fabric ±45°의 평균 S-N 곡선 및 안전 S-N 곡선을 나타내고 있다.

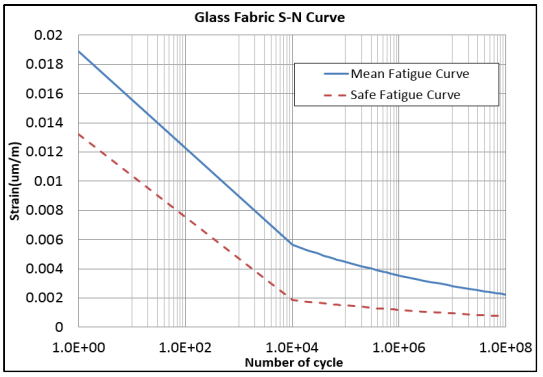

그림 8 Glass Fabric S-N 곡선

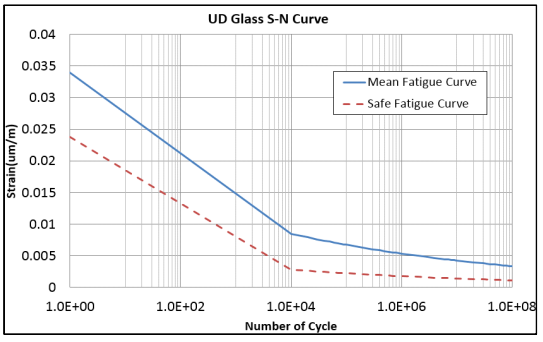

그림 9 UD Glass S-N 곡선

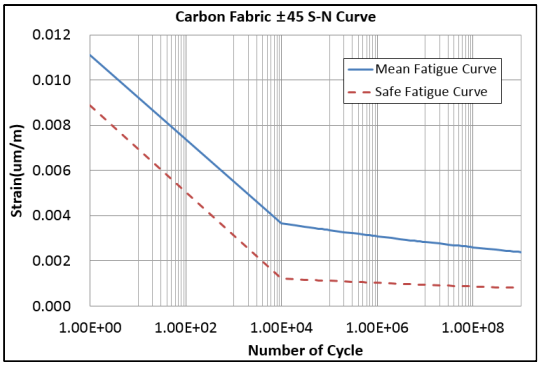

그림 10 Carbon fabric ±45° S-N 곡선

2.3 피로해석 수행을 위한 하중 생성

2.3.1 헬리콥터 무베어링 로터 시스템 하중 생성

무베어링 로터 시스템의 하중 해석을 위해서 상용 프로그램인 CAMRAD II를 사용하였다.[9] 7,000 lb 급 헬리콥터를 기준으로 하여 직경이 11.5m 인 4엽 무베어링 로터 시스템을 구성하였다. 유연보 및 블레이드는 탄성 보 모델로 구성하였으며, 공기력 계산을 위해 블레이드 에어포일의 양력, 항력 및 모멘트 계수를 받음각과 마하수로 표현한 테이블 파일을 구성하여 블레이드 스팬 방향으로 공력 패널을 분포시켰다.[10] 표 6과 그림 11은 각각 무베어링 로터 시스템의 CAMRAD II 모델링에 적용된 주요 설계변수와 모델링 형상을 나타내고 있다.

표 6. 무베어링 로터 설계 변수

Design Variable	Value
Rotor Radius(m)	5.74
Number of Blades	4
Blade Chord(m)	0.36
Solidity(σ)	0.08
Airfoil Shape	NACA 23012
Blade Twist(deg)	-12
Rotor Speed(RPM)	349

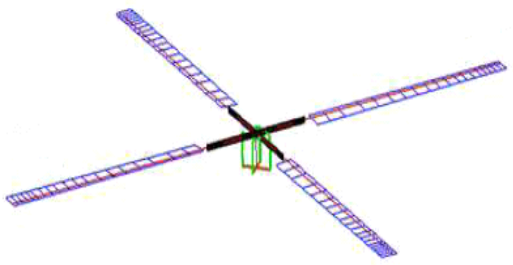

그림. 11. CAMRAD II 해석모델 - 무베어링 로터

하중을 계산하기 위한 비행조건은 이륙, 전진비행, 자동회전 비행 등의 기동 형태를 구분하여 비행 속도에 따라 최대 2.8G의 하중을 받도록 설정하였다. CAMRAD II를 통해 도출되는 하중은 헬리콥터 로터 시스템 스팬 방향의 위치별 하중으로 나타나며, 해석하고자 하는 단면의 하중을 통해 2차원 단면 해석을 수행하였다.

2.3.2 하중 스펙트럼 생성

무베어링 허브 시스템의 구성품 피로수명 평가를 위해 HELIX/FELIX 표준하중 스펙트럼을 적용하여 하중 스펙트럼을 생성하였다.[11] HELIX/FELIX 표준하중 스펙트럼은 영국, 독일, 네덜란드가 참여하여 Sea King, Puma, Lynx 등 총 500여대의 헬기와 4가지 기본 임무에 대한 7,500시간의 운용데이터를 통계적으로 처리하여 만들어진 자료로써 초기 연구단계의 헬리콥터용 하중 스펙트럼으로 응용이 가능하다. 여기서 HELIX는 전관절형 로터에 대한 표준하중 스펙트럼이며, FELIX는 무힌지 로터에 대한 표준하중 스펙트럼을 나타낸다. 무베어링 허브 시스템은 전관절형 로터 허브보다 무힌지 로터 허브에 가까우므로 FELIX를 적용하여 하중 스펙트럼을 산출하였다.

FELIX 하중 스펙트럼은 총 22가지의 기동형태로 구분되어 있으며, 이를 기반으로 훈련비행, 인원 공수, 의무후송 및 산불진화 4개의 비행임무를 분류하였다. 표 7은 22가지의 기동형태를 나타내고 있다.

각 비행임무 별로 기동형태를 조합하여 비행이력을 구분하였으며 이를 통해 단위블록 당 49회의 비행이력이 적용되어 총 68시간의 비행시간을 구성하였다. 그리고 이를 기반으로 8,000 운영시간을 만족하는 43개의 하중으로 구성된 하중 스펙트럼을 생성하였다. 그림 12~17은 피로해석을 수행할 단면 중 유연보 700mm단면과 토크튜브 1020mm 단면에 적용되는 하중 스펙트럼을 나타내고 있으며, 그림 18은 각 하중별 부가 사이클 수를 나타내고 있다.

표 7 기동 헬리콥터 기동 형태

No.	Maneuver Type	No.	Maneuver Type
1	Take-off	12	Sideway flight port
2	FWD flight $0.2V_{NE}$	13	Sideway flight starboard
3	FWD flight $0.4V_{NE}$	14	Rearwards
4	FWD flight $0.6V_{NE}$	15	Spot turns
5	FWD flight $0.8V_{NE}$	16	Auto-rotation
6	FWD flight 0.9~1.1 V_{NE}	17	AR large amplitude
7	Max. power climb 70knot	18	Recoveries from AR
8	Transition to hover	19	Control Reversals 0.4 V_{NE}
9	Hover	20	Control Reversals 0.7 V_{NE}
10	Cruise turns o.4~0.8 V_{NE}	21	Descent
11	Cruise turns o.8~1.0 V_{NE}	22	Landing

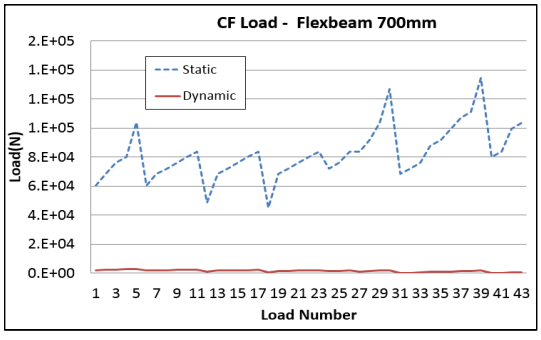

그림 12 원심력 하중 - 유연보 700mm 단면

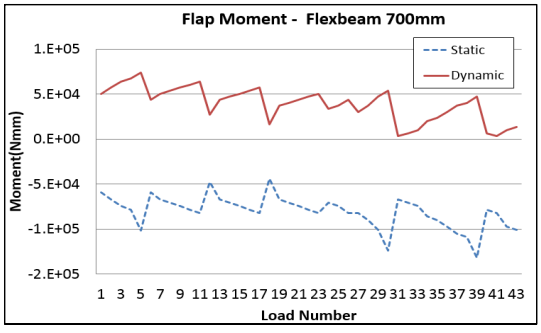

그림 13 플랩 굽힘하중 - 유연보 700mm 단면

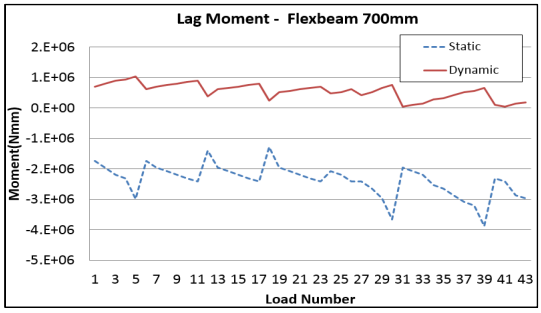

그림 14 래그 굽힘하중 - 유연보 700mm 단면

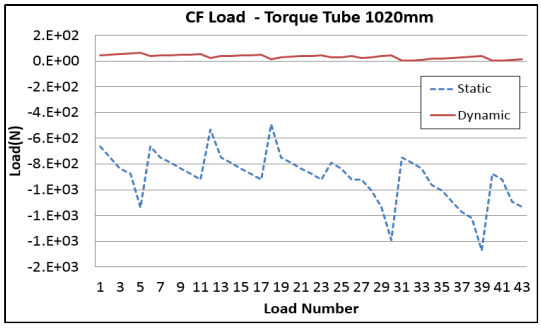

그림 15 원심력 하중 - 토크튜브 1020mm 단면

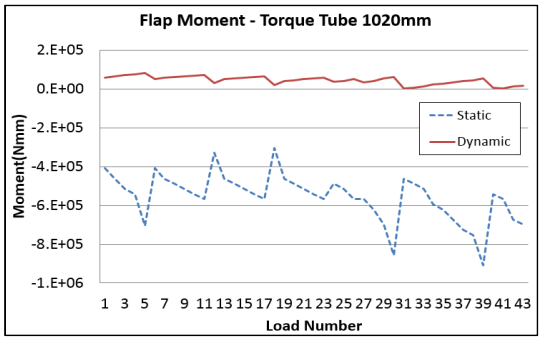

그림 16 플랩 굽힘하중 - 토크튜브 1020mm 단면

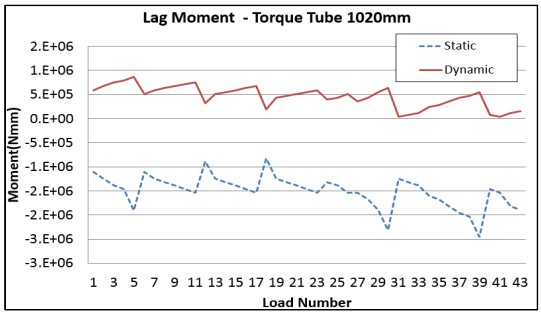

그림 17 래그 굽힘하중 - 토크튜브 1020mm 단면

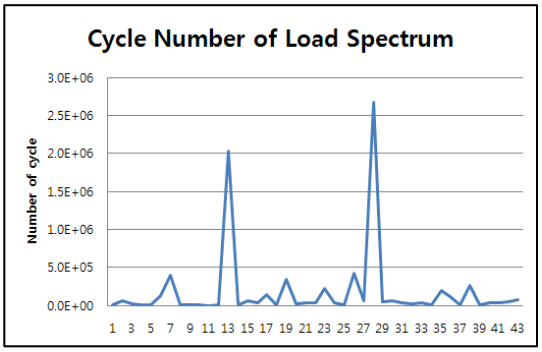

그림 18. 하중 별 부가횟수

2.3.3 등가응력 생성

유연보 및 토크튜브에 적용하는 주요 하중은 원심력 하중(F_x)과 플랩 굽힘하중(M_y), 래그 굽힘하중(M_z)이 있다. 그 외에 플랩 및 래그방향 전단하중과 뒤틀림 하중도 작용하지만 주요 하중에 비해 크기가 미비하거나 하중 대비 높은 강성으로 인해 피로 손상이 매우 작으므로 피로수명 도출을 위한 하중으로 고려하지 않았다. 주요 하중에 대한 각 단면별 응력은 다음의 식 6~9를 통해 도출하였다.

$$\sigma_{Fx} = \frac{F_x}{A} \quad (6)$$

$$\sigma_{My} = \frac{M_y \times z}{I_y} \quad (7)$$

$$\sigma_{Mz} = \frac{M_z \times y}{I_z} \quad (8)$$

$$\sigma_{total} = \sigma_{Fx} + \sigma_{My} + \sigma_{Mz} \quad (9)$$

where y, z : Max. stress position

일반적으로 헬리콥터 로터 허브 시스템에 적용되는 하중은 정하중(Static load)과 동하중(Dynamic load)의 조합으로 나타난다. 따라서 앞선 과정을 통해 도출된 하중 스펙트럼으로 피로 손상을 계산하기 위해서 각각의 정하중과 동하중을 식 6~9에 적용하여 정응력(Static stress, σ_{sta})과 동응력(Dynamic stress, σ_{dyn})을 계산한 다음 그 결과를 Goodman's law(식 10)를 적용하여 하중 스펙트럼에 대한 등가응력(Equivalent stress, σ_{eq})을 계산하였다.[12]

When $\frac{\sigma_{dyn}}{\sigma_{sta}} > 0.9$, $\sigma_{eq} = \sigma_{dyn}$

else

$$\sigma_{eq} = \sigma_{dyn}\left(1 + \left(\frac{(1.5 \cdot \sigma_{A9safe})}{\sigma_{rmkq}}\right)\left(\frac{\sigma_{sta}}{\sigma_{dyn}} - \frac{1}{R_0}\right)\right) \quad (10)$$

where σ_{A9safe} : Mean Fatigue Limit

σ_{rmkq} : $0.7 \times \sigma_{yield}$

R_0 : 0.9

2.4 피로수명 평가

앞선 과정을 통해 도출된 등가응력에 대해 소재에 대한 온도 계수, 소재 특성 감소 계수, 비행 하중 보정 계수 등의 안전 계수를 적용하여 최종 등가응력을 도출하였다. 그리고 이렇게 도출된 최종 등가응력을 통해서 등가 변형률을 계산하고 이를 안전 S-N 곡선에 대입하여 각 등가 변형률 당 파손 사이클 수를 계산하였다. 이렇게 도출된 결과를 Miner's rule(식 11)을 적용하여 각 하중조건에 대한 손상계수를 도출하여 전체 피로손상을 계산하였다.[13]

$$D = \Sigma D_i = \Sigma \frac{n_i}{N_i} \quad (11)$$

where D = Total damage

D_i = Elementary damage in each load

n_i = Number of cycle in each load

N_i = Failure cycle in each load

그림 19~22는 각각 유연보 260/700mm단면과 토크튜브 810/1020mm 단면에 대한 하중조건별 등가변형률에 대한 부가 사이클 수를 S-N 곡선과 비교하여 나타내고 있다. 이 그래프를 통해 각 하중에 대한 파손 사이클 수 N_i를 확인할 수 있다. 따라서 하중 스펙트럼에서 주어진 각 하중별 부가 사이클 수 n_i와 그림 19~22를 통해 도출된 각 하중별 파손 사이클 수 N_i를 Miner's rule에 적용하여 각 하중별 피로손상 및 전체 피로손상을 계산하였다. 그리고 이를 통해 최종적으로 식 12를 통해 피로수명을 산출하였다. 표 8,9는 각 단면별 8,000시간 운영하중에 대한 피로손상과 이를 통해 도출한 유연보 및 토크튜브의

피로수명을 나타내고 있으며 이를 통해 무베어링 허브 시스템 구성품은 피로수명 요구도 8,000시간을 만족함을 알 수 있다.

$$Safe\ Life = \frac{Target\ Safe\ Life}{D} \qquad (12)$$

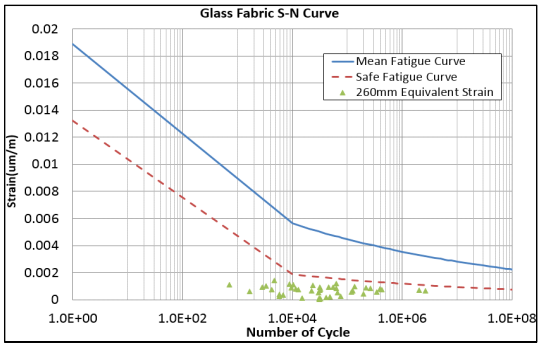

그림 19 Glass Fabric S-N 곡선에 나타낸 등가변형율 당 하중부가 횟수 - 유연보 260mm

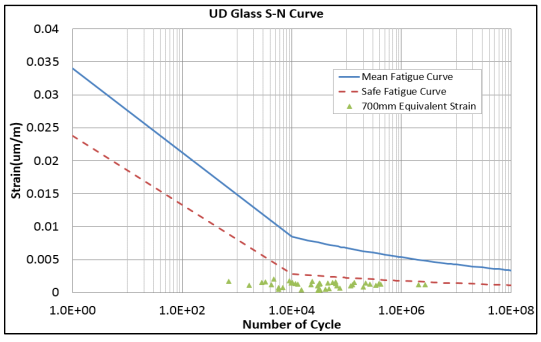

그림 20 UD Glass S-N 곡선에 나타낸 등가변형율 당 하중부가 횟수 - 유연보 700mm

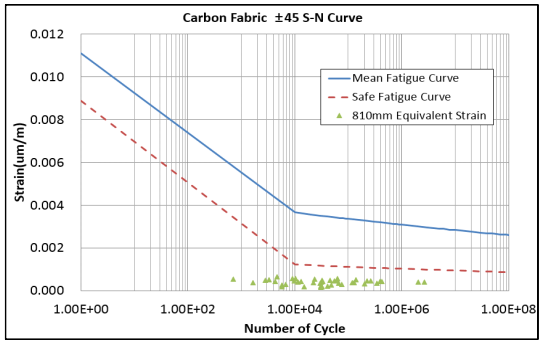

그림 21 Carbon Fabric S-N 곡선에 나타낸 등가변형율 당 하중부가 횟수 - 토크튜브 810mm

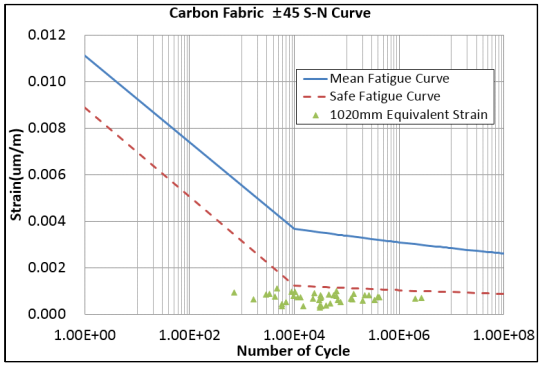

그림 22 Carbon Fabric S-N 곡선에 나타낸 등가변형율 당 하중부가 횟수 - 토크튜브 1020mm

표 8. 유연보 피로해석 결과

Flexbeam Section	Total Damage(D)	Fatigue Life (Hrs)
260mm (Glass Fabric)	0.22495	35,563
700mm (UD Glass)	0.31	25,803

표 9. 토크튜브 피로해석 결과

Torque Tube Section	Total Damage(D)	Fatigue Life (Hrs)
810mm (Carbon Fabric)	2.44E-16	Infinite
1020mm (Carbon Fabric)	3.88E-10	Infinite

3. 결 론

본 연구에서는 헬리콥터 로터 무베어링 허브 복합재 구성품인 유연보와 토크튜브에 대한 피로 안전수명 해석을 수행하였다. 2차원 단면 해석 수행을 위해 유한요소 해석 프로그램인 VABS를 사용하여 2차원 단면 물리량 해석을 수행하였으며, HELIX/FELIX 표준 하중 스펙트럼 생성방법을 이용하여 하중 스펙트럼을 생성하였고,

Wohler equation을 이용한 S-N 곡선을 적용하여 피로 손상을 계산하였다. 그 결과 구조적으로 가장 취약하다고 판단되는 유연보의 두 영역(260mm 단면 Glass Fabric 소재, 700mm 단면 UD Glass 소재)과 토크튜브의 두 영역(810mm 단면, 1020mm 단면 Carbon Fabric 소재)의 피로수명이 모두 요구수명 8,000시간을 만족하는 것으로 확인되었다. 본 해석결과를 기반으로 유연보와 토크튜브의 시제품을 제작하여 피로시험을 수행한 후, 시험결과를 통해 무베어링 허브 시스템 구성품의 피로수명을 최종 평가하게 된다.

참 고 문 헌

1. FAR-29 Airworthiness Standards: Transport Category Rotorcraft
2. Bielewa, R. L., Cheney, M. C., Jr., and Novak, R. C., “Investigation of a Bearingless Rotor Concept Having a Composite Primary Structure”, NASA, 1976, CR-2637
3. Harris, F. D., Cancio, P. A., and Dixon, P. G., “The Bearingless Main Rotor”, Third European Rotorcraft and Powered-Lift Aircraft Forum, 1977
4. Helmut, H., “Will Rotor Hubs Lose Their Bearings, A Survey of Bearingless Main Rotor Development”, The 18th European Rotorcraft Forum, 1992
5. Li, Leihong, "Structural Design of Composite Rotor Blades with Consideration of Manufacturability, Durability, and Manufacturing Uncertainties", Georgia Institute of Technology, 2008
6. Carlos Cesnik, Rafael Palacios, "UM/VABS Release 1.02 Theoretical Manual", Aerospace Dept - The University of Michigan, 2003
7. Wohler A., "Wohler’s experiments on the strength of metals", Engineering, 1867
8. Eurocopter Technical Note
9. Johnson, W., "CAMRAD II Comprehensive Analytical Model of Rotorcraft Aerodynamics and Dynamics", Johnson Aeronautics, Palo Alto, CA, 2007
10. Kee, Y.J., Yun, C.Y., Kim, D.K., and Kim, S.H., "Structural Loads Analysis of Bearingless Helicopter Rotor System", KSAS Fall Conference, 2011, pp 45
11. P.R. Edwards, J. Darts, "Standardized Fatigue Loading sequences for Helicopter Rotors(HELIX and FELIX)", NLR TR 84043 U Part 1 and 2, 1984
12. John Goodman, "Mechanics Applied to Engineering 8th Edition", Longmans Green and Co., 1914
13. M. A. Miner, "Cumulative Damage in Fatigue", Trans. ASME, J. Appl. Mech., Vol 12, 1945, pp159~164