

점탄성 재료를 이용한 무힌지 로터 감쇠 증대 Damping Enhancement of Hingeless Rotor System Using Viscoelastic Material

김도형* · 고은희** · 송근웅** · 이 욱**

Do-Hyung Kim, Eun-Hee Ko, Keun-Woong Song and Wook Rhee

Key Words : Hingeless Rotor(무힌지 로터), Damping Enhancement(감쇠 증대), Viscoelastic Material(점탄성 재료)

ABSTRACT

Structural damping enhancement of composite flexures and aeroelastic stability of a hingeless rotor system are investigated. Constrained layer damping (CLD) treatments are applied in order to increase structural damping of flexures. Material damping property of viscoelastic layer is modelled as complex modulus. Modal analysis of composite flexures with attached viscoelastic layers and constraining layers are performed using MSC/NASTRAN and the effects of CLD treatments are verified with the modal test results. The composite flexures with CLD are applied to a 4-bladed, 2-meter diameter, Froude-scaled, soft-in-plane hingeless rotor system. The aeroelastic stability is tested at hovering condition and the effects of CLD are investigated. It is shown that the CLD treatment effectively enhance the aeroelastic stability at hover.

1. 서 론

헬리콥터 로터 시스템에 적용되는 대표적 스마트 구조 기술로 뒷전 플랩(trailing-edge-flap, TEF)과 능동 비틀림(active twisting) 등이 있다. TEF를 이용한 BVI(blade vortex interaction)에 의한 소음 및 진동 저감에 관한 연구에 많은 관심이 집중되고 있다. 이러한 능동 제어 기법은 다양한 환경 하에서 뛰어난 제어 성능을 발휘한다. 그러나 시스템 구성 및 제어기 설계 등에 비용이 많이 들고 부가적인 장비들이 필요하게 된다. 또한 제어 시스템의 오작동 시 시스템의 안정성을 저하할 수도 있다. 이에 비해 수동적인 감쇠 증대 기법은 능동 제어에 비해 효과는 미흡하나 기본적인 안정성을 저하시키지 않고 기본 시스템의 감쇠를 증대시킬 수 있다.

수동형 진동 저감은 외란에 의한 공진을 피하고 감쇠 효과를 증진시킬 수 있도록 구조물의 질량, 감쇠, 강성 등 구조물의 특성 조절을 통해 효과를 얻을 수 있다. 대표적인 진동 저감 장치로 TMD(tuned mass damper) 형태의 동흡진기(dynamic absorber)를 들 수 있는데, 이러한 방식은 설계

된 진동수의 외란에 대해 특히 뛰어난 효과를 나타내지만 설계가 최적화 되지 않으면 중량 증가에 비해 감쇠효과가 그다지 크지 않을 수 있다. 이와 달리 고감쇠 특성을 가진 폴리머 계통의 감쇠 재료를 사용하여 중량 증가를 최소화하고 구조물의 구조적 형상에 큰 변화를 주지 않으면서 감쇠 성능을 증대시킬 수 있다. 점탄성(viscoelastic) 특성을 가진 감쇠 재료를 이용한 구조물의 감쇠 처리는 자유 감쇠(unconstrained layer damping, UCLD), 구속 감쇠(constrained layer damping, CLD) 등의 다양한 형태로 연구되어 왔다. 구조물의 표면에 점탄성 층만 부착되는 자유 감쇠 처리는 점탄성 층이 주로 인장 변형을 통해 진동 에너지를 소산하고, 구속 감쇠 처리는 주 구조물과 구속층(constraining layer) 사이에 샌드위치 형상으로 삽입된 점탄성 층이 주로 전단 변형을 통해 에너지를 소산함으로써 감쇠효과를 나타낸다. 두 가지 방법 중 구속 감쇠 처리가 효율적인 것으로 알려져 있고, 이러한 점탄성 재료를 이용한 감쇠 처리 기술은 제트 엔진의 가이드 베인(guide vanes) 및 F-111 스포일러의 진동 저감, 헬리콥터 승무원 실의 소음 제어 등 항공우주분야에서 주로 사용되어왔으며, 자동차, 스포츠 용품, 전자제품 등 다양한 분야에 성공적으로 적용되고 있다.^(1,2)

본 연구에서는 축소형 무힌지 로터 시스템의 진동 저감과 공탄성 안정성 향상을 위해 허브 플렉서(flexure)에 구속 감

* 한국항공우주연구원 회전익기그룹
E-mail : dhkim@kari.re.kr
Tel : (042) 860-2286, Fax : (042) 860-2604

** 한국항공우주연구원 회전익기그룹

쇠 처리 기법을 적용하였다. 우선 플렉서 자체의 감쇠 증대를 해석과 실험을 통해 살펴보고, 제자리 비행 시험을 통해 공탄성 안정성 특성 변화를 고찰하였다.

2. 감쇠 모델링 및 해석

감쇠는 모든 물질이 가지고 있는 고유한 성질중의 하나로써 진동과 관련된 에너지 손실 또는 에너지를 소산시킬 수 있는 용량을 말한다. 이때 손실된 에너지는 열에너지로 전환되거나 연결된 인접 구조물이나 주위의 매개물로 전달되기도 한다. 감쇠는 직접적으로 측정될 수 없으나 관심대상에 대한 동적 응답특성으로부터 유추할 수 있다. 따라서 감쇠는 측정 방법에 따라 다양하게 정의될 수 있으며 여러 가지 표현 방법들은 다음의 관계를 가진다.

$$\eta = \frac{\psi}{2\pi} = \frac{E_I}{E_R} = \tan(\gamma) = 2\zeta = \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2\omega_n^2} = \frac{1}{Q} = \frac{\delta}{\pi} \quad (1)$$

여기서, ψ 는 비감쇠용량(specific damping capacity, SDC), γ 는 손실각(loss angle), ζ 는 감쇠비(damping ratio), Q 는 증폭비(amplification factor), δ 는 대수감소율(logarithmic decrement)을 나타내며, ω_n 은 공진주파수이고 ω_1 과 ω_2 는 반대역폭(half power bandwidth)을 나타내는 진동수이다. 보통 등방성재료나 감쇠재료의 경우 2개의 강성에 상응하는 2개의 손실계수를 가지고, 횡 등방성 복합재료의 각 ply는 4개의 독립 강성계수에 상응하는 4개의 손실계수를 가지는 것으로 고려한다.

유한요소 해석에서 구조물의 각 모드별 감쇠 값을 계산하는 방법은 모드 변형을 에너지법과 복소 고유치 계산방법이 있다. 구조물의 각 모드별 감쇠 값을 모드형상(mode shape)을 이용하여 한 주기당 소산 에너지 ΔE 와 최대 변형률에너지 E 의 비($\eta_i = \Delta E/E_i$)로 계산할 수 있다. 이 방법을 모드 변형률에너지(modal strain energy, MSE) 법이라 한다.⁽³⁾ 복소 고유치 계산 방법은 강성계수를 복소수 형태로 표현하여 복소수 강성행렬을 구성하고 복소 고유치 계산을 통해 모드 감쇠값을 구하는 방법이다.

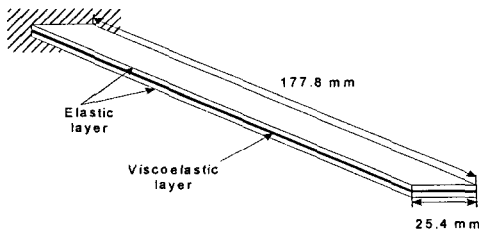


Fig. 1 Sandwich beam with embedded viscoelastic layer.

플렉서의 감쇠 해석을 수행하기에 앞서 Fig. 1과 같은 샌드위치 모델에 대한 감쇠 해석을 수행하였다. 참고문헌 (4)의 계산 결과와 층별변위 판이론(layer-wise plate theory)에 의한 계산 및 MSC/NASTRAN을 이용한 해석 결과를 비교하여 Table 1에 나타내었다. NASTRAN을 이용한 복소 고유치 계산에 의한 손실계수 결과가 타당함을 살펴 볼 수 있다.

Table 1 Frequency loss factors of sandwich model.

mode no.	Ref. (4)		LWPT		NASTRAN	
	6th-order D.E.		complex modulus		complex modulus	
	f(Hz)	η	f(Hz)	η	f(Hz)	η
$\eta_c = 0.1$						
1	64.075	0.2815	64.278	0.2799	64.252	0.2808
2	296.41	0.2424	297.482	0.2426	297.269	0.2422
3	743.7	0.1540	747.986	0.1546	746.439	0.1538
4	1393.9	0.0889	1413.08	0.0888	1401.48	0.0882
5	2261.09	0.0573	2335.59	0.0563	2278.46	0.0563
$\eta_c = 0.3$						
1	64.43	0.2723	64.617	0.2709	64.304	0.2803
2	297.01	0.2399	297.806	0.2409	297.489	0.2418
3	744.1	0.1538	748.061	0.1545	746.644	0.1537
4	1394	0.0888	1413.14	0.0887	1401.59	0.0882
5	2261.24	0.0572	2335.61	0.0563	2278.53	0.0563

3. 플렉서 감쇠 해석 및 실험

본 연구에서 구속 감쇠처리를 적용하고자 하는 무한지 로터 허브의 경우 플렉서의 주요 부위가 사각형 단면 형상으로 판 이론에 기초한 방법의 적용이 용이하지 않다. 따라서 NASTRAN을 이용한 3차원 유한요소 해석을 수행하였으며 복소 고유치 방법을 적용하였다. 점탄성 감쇠 재료는 3M사의 ISD112(thickness = 0.127 mm)를 사용하였고, 구속층으로는 Aluminum 1050(thickness = 0.2 mm)을 사용하였다. 구속 감쇠 처리는 Fig. 2와 같이 주 구조물위에 감쇠층과 구속층이 차례로 부분 적층된 형태이다. 해석 및 실험 대상인 축소형 무한지 복합재 허브 시스템은 Fig. 3과 같다.



Fig. 2 Constrained layer damping treatment.



Fig. 3 Small-scale hingeless hub system.

플렉서의 형상 및 치수는 Table 2 및 Fig. 4와 같다.

Table 2 Dimension of composite flexure.

Flexures Weight	34.5 g
Steel Ring Weight	1.0 g
a (Tip Weight)	0.931132 g
Flexures Length	151.0 mm
b (uniform section)	110.0 mm



Fig. 4 Configuration of composite flexure.

유한 요소 해석에서는 Fig. 4의 a, b 구간만 고려하였다. 오른쪽 끝단은 구속 경계 조건을 적용하여 고정되어 있는 것으로 가정하였고, 실험 시에도 해당 부위는 구속하여 외팔보 형태로 연구를 수행하였다. 주요 부위는 b 구간으로 사각형 box-beam 형태이고 스킨은 Fig. 5와 같이 foam을 감싸는 UD glass 1 ply와 6 ply의 glass fabric으로 적층되어 있다.

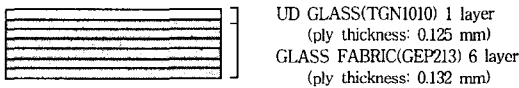


Fig. 5 Flexure skin configuration.

CLD의 길이는 110.0 mm를 기준으로 25 %, 50 %, 75 % 100 % 네 가지 경우(27.5 mm, 55.0 mm, 82.5 mm, 110.0 mm)에 대해 해석 및 실험을 수행하였다. 복소 고유치 해석을 위한 재료의 물성치는 점탄성 재료의 경우 참고 문헌 (1)의 평균 물성치를 사용하였고, 복합재료의 감쇠는 고려하지 않았으며 foam의 손실계수는 0.2로 가정하였다.

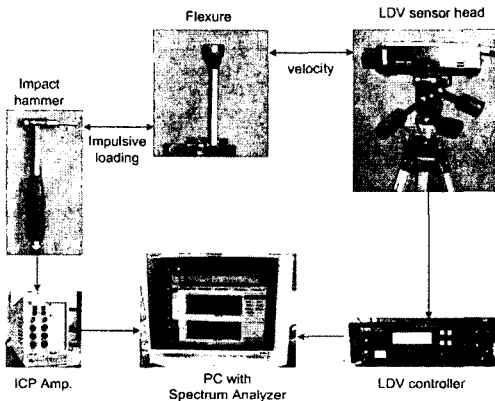


Fig. 6 Experimental setup.

모달 테스트 시 플렉서는 한쪽 끝단을 고정 지지시켰고, impact hammer를 이용한 impulse 하중을 가하였다. 진동의 측정엔 플렉서 중앙 끝단으로부터 10 mm 아래쪽 지점에 비접촉식 레이저 센서(LDV)로 속도 성분을 측정하였고, 측정된 신호들을 이용하여 Mobility를 계산하였다. 진동수 및 손실계수는 주파수응답함수(FRF)를 커브 피팅하여 계산하였다. 모달 테스트를 위한 실험 장치의 개략도는 Fig. 6과 같다.

로터 시스템은 래그-모드가 공탄성 안정성에 취약한 모드로서 이는 플렉서 자체를 고려할 경우 래그 방향의 첫 번째 굽힘 모드를 수반하는 진동 형태이다. 따라서 플렉서 자체의 첫 번째 굽힘 모드에 대한 해석 및 실험 결과를 Fig. 7과 Fig. 8에 도식하였다. 고유진동수는 해석과 실험 결과는 CLD = 110 mm인 경우에 1.6 %로 가장 큰 오차를 보이며 거의 일치함을 살펴볼 수 있다. 손실계수의 경우에는 CLD 길이가 작은 경우 구조 감쇠를 고려하지 않은 해석 결과가 실험에 비해 낮은 감쇠 결과를 나타내며 50% 이상의 범위에서는 실험과 해석의 오차가 줄어든다.

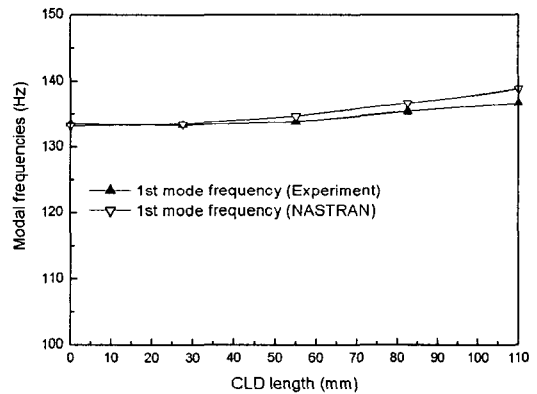


Fig. 7 Modal frequencies vs. CLD length.

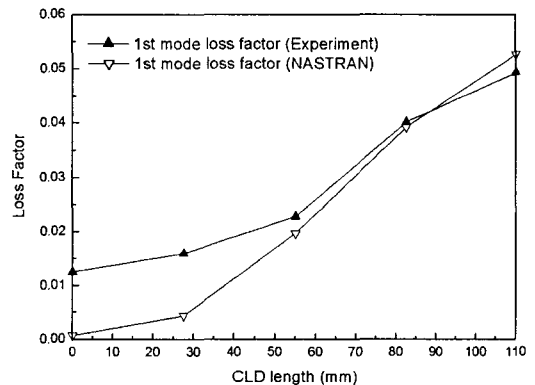


Fig. 8 Modal loss factor vs. CLD length.

Fig. 7과 Fig. 8을 통해 점탄성 재료를 이용한 구속 감쇠 처리는 고유진동수는 크게 변화 시키지 않으면서 손실계수를 400% 이상 증가시킴을 살펴볼 수 있다. 이상과 같이 구속 감쇠 처리된 플렉서를 로터 허브 시스템에 적용할 경우 첫 번째 굽힘 모드의 감쇠 증대효과가 공탄성 안정성의 향상 효과를 나타낼 수 있을 것으로 기대된다.

4. 공탄성 안정성 시험

로터 시스템의 공력탄성학적 안정성 시험은 회전 시 외란에 대해 허브시스템의 응답을 측정하는 것으로 래그-모드가 안정성에 취약한 모드로 주요 관심 대상이다. 안정성 시험은 로터시스템 회전시 래그-모드가 유발되도록 유압가진기로 사이클릭 피치 가진을 실시한다. 가진을 멈춘 후 자유진동 신호를 저장하여 고유진동수와 감쇠계수를 결정한다. 블레이드와 플렉서의 운동을 감지하기 위해 스트레인게이지를 각 모드별로 부착하였으며 full-bridge로 구성하였다. 가진주파수는 progressing/regressing 래그-모드 고유진동수이며, 1차는 해석데이터를 기준으로 실시하며, 이때 측정된 고유진동수로부터 다시 2차 가진을 실시한다. 안정성 시험 장치는 Fig. 9와 같다.

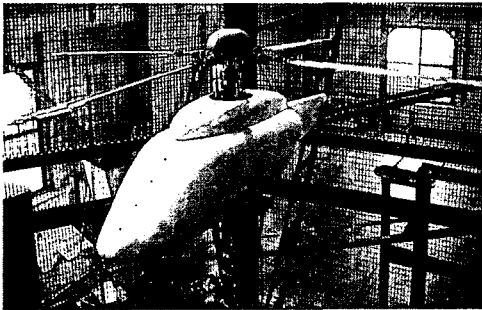


Fig. 9 General small-scaled rotor test system.

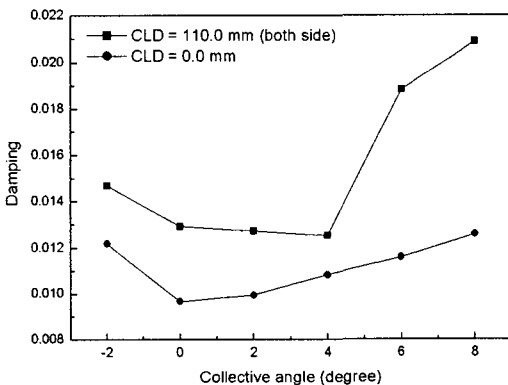


Fig. 10 In-plane damping test results.

공탄성 안정성 시험에서는 구속 감쇠 처리를 하지 않은 경우와 CLD=110 mm를 양면으로 구속 감쇠 처리 경우에 대하여 수행하였고, 측정된 데이터를 MBA (moving block analysis) 방법을 이용하여 감쇠 값을 계산하여 Fig. 10에 나타내었다. 래그-굽힘 방향으로 CLD 처리를 양면으로 하였을 경우 일괄 피치각 -2도 일 경우 래그-모드 감쇠비가 20 % 증가하고, 8도 일 경우 래그-모드 감쇠비가 66% 증가함을 살펴볼 수 있다. 평균 37.6 %의 감쇠 증대 효과를 보여준다.

4. 결론

본 연구에서는 축소형 무힌지 로터 시스템의 진동 저감과 공탄성 안정성 향상을 위해 점탄성 재료를 이용한 구속 감쇠 처리 기법을 적용하였다. 구속 감쇠 처리를 통해 허브 플렉서의 첫 번째 굽힘 모드 감쇠비가 4배 이상 증가됨을 확인하였고, 로터 회전 시험을 통해 제자리 비행 시 공탄성 안정성을 향상시킬 수 있음을 확인 하였다. 이상과 같은 감쇠 처리 기법은 능동제어 기법에 비해 쉽게 적용 가능하고 시스템의 동특성을 크게 변화시키지 않으면서 감쇠를 효과적으로 증가시킬 수 있는 방법이다. 추후 구속 감쇠 처리된 로터 시스템의 해석 기법을 확립하고 실험 결과와의 비교를 수행 하고자 한다.

후 기

본 연구는 공공기술연구회 지원으로 수행중인 한국항공우주연구원 기본연구사업 결과의 일부이며 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) 조기대, 2000, "점탄성 재료 및 ER 유체를 이용한 복합재 구조물의 진동 저감," 박사학위논문, 한국과학기술원.
- (2) Cho, K. D., Han, J. H., and Lee, I., 2000, "Vibration and Damping Analysis of Laminated Plates with Fully and Partially Covered Damping Layers," Journal of Reinforced Plastics and Composites, Vol. 19, No. 15, pp. 1177-1200.
- (3) Johnson, C. D. and Keinholz, D. A., 1982, "Finite Element Prediction of Damping in Structures with Constrained Viscoelastic Layers," AIAA Journal, Vol. 20, No. 9, pp. 1284-12990.
- (4) Rao, D. K., 1978, "Frequency and Loss Factors of Sandwich Beams under Various Boundary Conditions," Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 20, No. 5, pp. 271-282.