

研究論文

마찰감쇠기가 있는 블레이드디스크의 강제진동해석

유재한^{*†} · 이인^{**}Forced Response Analyses of a Bladed Disk
with Friction DampersJaehan Yoo^{*†} · In Lee^{**}

ABSTRACT

To reduce the vibration levels, additional dissipation elements such as dry friction dampers are sometimes integrated into bladed disk assembly. In this study, forced response analysis systems for a tuned bladed disk with friction dampers were developed and verified. For the efficient nonlinear vibration analysis, multi-harmonic balanced method and cyclic boundary condition were used. Also, mode shapes obtained using fictitious mass method were used to describe the motion of the structures with the concentrated structural nonlinearity, friction damper. The relative convergence of fictitious mass and traditional unconstrained modes were compared.

초 록

블레이드 디스크에는 진동 저감을 위해 종종 마찰 감쇠기가 같은 부가적인 감쇠 요소가 부착된다. 마찰 감쇠기가 있는 블레이드 디스크의 강제 진동 해석 시스템이 개발 및 검증되었다. 비선형 진동 해석 방법인 다중 조화 방법과 주기 구조물의 효율적인 해석을 위한 주기 경계 조건이 사용되었으며 집중된 구조 비선형성인 마찰 감쇠기가 있는 구조물의 거동을 모사하기 위하여 가상 질량법으로 얻어진 모드 형상이 사용되었다. 이러한 모드와 일반적인 고유 모드의 상대적인 수렴성이 비교되었다.

Key Words: Bladed Disk(블레이드 디스크), Friction Damper(마찰 감쇠기), Macroslip Model(매크로 슬립 모델), Forced Response(강제 응답), Multi-harmonic Balanced Method(다중 조화 방법), Fictitious Mass Method(가상질량법)

1. 서 론

항공우주 분야에서 사용되는 대표적인 터보 기계에는 항공기 제트 엔진과 액체 로켓 엔진의 터보펌프가 있다. 제트 엔진에서 공기는 팬과 압축기를 통과하며 압축이 되고 연소실에서 연료와 섞여 연소를 하게 된다. 연소된 가스의 일부

접수일 2010. 8. 19, 수정완료일 2010. 9. 10, 게재확정일 2010. 9. 16

* 정회원, 한국항공우주연구원 발사체미래기술팀

** 정회원, KAIST 항공우주공학과

† 교신저자, E-mail: tonup@kari.re.kr

는 팬과 압축기를 구동하는 터빈을 회전시키며, 나머지 가스는 항공기를 추진하는데 사용된다. 액체 로켓에서 터보펌프는 연료와 산화제 일부를 연소시켜 노즐을 통해 팽창되는 가스로 터빈을 구동시켜 펌프에 필요한 힘을 공급한다.

터빈은 전후방에 고정된 정익(stator)이나 노즐에 의한 원주 방향 불균일 유동장을 회전하면서 주기적인 가진을 받게 되어 강제 진동 문제가 중요하다고 알려져 있다. 터빈의 실제 설계 시, 강제 진동 문제를 해결하려면 운용 조건에서 충분한 마진을 확보하여 공진 조건을 피하는 것이 중요하다. 그러나 대부분의 경우에 매우 많은 공진 조건이 존재하며 이러한 요구 조건을 만족시키는 것은 매우 어렵다. 이러한 이유로 운용 조건에서 진동 수준을 감소시키고 결과적으로 긴 고주기 피로(high cycle fatigue, HCF) 수명을 얻기 위해 종종 마찰 감쇠를 일으키는 요소가 추가된다. 이러한 마찰 감쇠기(friction damper)는 여러 단점에도 불구하고 과거 오랜 기간 동안 터보펌프뿐만 아니라 항공기 제트 엔진과 같은 터보기계에서 다양하게 사용되어 왔다. 액체 로켓 엔진의 터보펌프 터빈에 실제로 사용된 감쇠기의 예를 들면 일본의 H-II 발사체 LE-7 엔진과 유럽의 Arian 5 발사체의 Vulcain 엔진에 사용되는 산화제 터보펌프 터빈 등이 있다[1,2].

감쇠기의 질량은 운용 조건에서 진동에 의한 응력을 최소화하도록 선정되어야 한다. 감쇠기의 질량이 너무 작게 되면 마찰력이 작아서 진동 에너지를 충분히 감소시키지 못하며 감쇠기의 질량이 너무 크게 되면 마찰면에서 상대적인 운동이 작아져 마찬가지로 진동 에너지를 충분히 감소시키지 못한다[2]. 최적의 감쇠기 설계를 위해 과거 오랜 기간 동안 마찰 감쇠의 모델링, 해석 방법의 개발 및 마찰 감쇠의 최적화 등에 관해 많은 연구가 이루어졌다. 실험을 위한 보조적인 수단과 궁극적으로는 많은 비용이 소요되는 실험을 대체하기 위하여 마찰 감쇠가 있는 블레이드 디스크의 정확하고 효율적인 강제 진동 해석 방법은 필수적이다.

일반적으로 주기 대칭적으로 설계되는 팬, 압

축기 및 터빈은 블레이드 디스크로 표현된다. 이런 구조물의 강제 진동 해석은 주기 대칭성을 이용하여, 하나의 블레이드와 이에 해당되는 섹터(sector)의 해석으로 줄어 들 수 있다. 이러한 선형 해석은 약 30 년 전부터 개발 되어 왔으며 많은 연구들이 이루어졌다[4,5]. 현재 사용되는 대부분의 상용 유한 요소 해석 프로그램에서도 주기 경계 조건을 이용한 자유 및 강제 진동 해석을 포함하고 있다.

마찰 감쇠기는 다양한 형태로 모델링 될 수 있으며, 매크로 슬립 모델(macro-slip model)은 기본적인 쿨롱 마찰 모델에 감쇠기 강성을 직렬로 연결한 형태이며, 마찰면 전체가 미끄러지거나 부착된다는 가정이 포함되어 있다. 이러한 매크로 슬립 모델은 마찰 감쇠 연구에 있어서 가장 많이 사용되며 직접적인 방법이다[6].

주파수 영역의 해석은 주로 조화 균형 방법(harmonic balanced method, HBM)을 이용하여 수행된다. 이 방법은 조화 가진을 받는 비선형 시스템의 정상 상태 응답을 근사적으로 구한다. 이 방법을 적용하면 지배 방정식은 비선형 대수 방정식(nonlinear algebraic equation)으로 바뀌며, 이러한 식에 Newton-Raphson 이나 Broyden 방법과 같은 수치 방법을 적용하여 해를 구할 수 있다[7].

최근 매크로 슬립 모델 뿐만 아니라 마이크로 슬립(micro-slip) 모델이 있는 일치(tuned) 및 불일치된(mistuned) 블레이드 디스크의 설계 단계에서 사용될 수 있는 효율적인 해석 방법도 제시되었다[8]. 또한 기존 쿨롱 감쇠 마찰 모델들에 대해 주기 하중 하에서 시험 및 해석을 수행하여 소산 에너지를 비교하기도 하였다[9].

지금까지의 집중된 비선형성인 마찰 감쇠기를 포함한 구조물의 주파수 영역 강제 진동 해석은 공간상의 구조물 진동 형태를 표현하기 위하여 마찰 감쇠기가 없는 상태의 일반적인 자유 진동 해석 모드[10]를 사용하거나 Craig-Bampton의 부분 구조 합성법(Craig-Bampton component mode synthesis, CB CMS)을 이용하여 얻어진 자유 진동 해석 모드를 사용하였다[11]. 전자의

경우, 마찰 감쇠기와 같은 집중된 비선형성이 있는 구조물 진동 형상을 표현하기 위해서는 상대적으로 많은 모드가 사용되어야만 했다. 그러나 후자의 경우는 비교적 작은 크기의 외력에 대해서 상대적으로 적은 수의 모드만을 사용하여도 비교적 구조물의 형상을 잘 표현하는 것으로 알려져 있다. 그러나 이러한 모드를 얻기 위하여는 주기 좌표에서 CB CMS를 적용하므로 비교적 복잡한 수식화 과정을 필요로 할 뿐만 아니라 대부분의 상용 유한 요소 해석 프로그램에서 구현하기 어려운 단점이 있다.

가상 질량법(fictitious mass method)은 CB CMS를 이용하여 얻어진 모드와 유사하게 비교적 적은 수의 모드만으로도 구조물의 형상을 잘 표현할 수 있을 뿐만 아니라 비교적 간단한 수식화 과정만을 필요로 하며 상용 유한 요소 해석 프로그램에서도 쉽게 구현이 가능하다. 이 방법은 공력탄성학 분야에서 지역적으로 큰 변화가 있는 구조물에 모드 접근법을 사용하기 위하여 제시되었다. 따라서 집중된 구조 비선형성을 포함하는 구조물에도 매우 효과적이다[12].

본 연구의 목적은 마찰 감쇠기가 포함된 주기적인 블레이드 디스크의 강제 진동 해석 코드를 개발하는 것이다. 또한 가상 질량법을 적용하여 얻어진 모드를 사용하여 주기 구조물의 진동 형상을 효율적으로 표현하는 것이다.

강제 진동 해석을 위해 비선형 정상 상태를 근사적으로 구하는 다중 조화 균형 방법, 해석적으로 접선 강성 행렬을 구하는 수식화와 Broyden 방법을 사용하였다. 복소수형 주기 경계 조건을 이용하여 전체 블레이드 디스크에 대한 해석을 한 개 섹터만의 자유도에 해당하는 지배 방정식의 해석으로 줄였다. 그리고 감쇠기는 운용 조건에서 원심력에 의한 수직력이 비교적 일정한 값을 가지므로 수직력이 일정한 1차원 매크로 슬립 모델을 이용하여 마찰 감쇠기를 모델링하였다.

2. 이론적 배경

2.1 블레이드 디스크의 운동 방정식

마찰 감쇠기와 같은 집중된 비선형성을 포함하는 블레이드 디스크의 선형 및 비선형 물성치가 주기 대칭인 경우, 섹터의 지배 방정식은 조화 균형 과정(harmonic balance procedure)을 거쳐 주파수 영역에서 아래와 같이 표현될 수 있다.

$$\mathbf{Z}(\omega)\mathbf{Q} + \mathbf{F} = \mathbf{P} \quad (1)$$

여기서,

$$\mathbf{Q} = \{ \mathbf{Q}_0 \ \mathbf{Q}_1^{(c)} \ \mathbf{Q}_1^{(s)} \ \dots \ \mathbf{Q}_n^{(c)} \ \mathbf{Q}_n^{(s)} \} \quad (2a)$$

$$\mathbf{F} = \{ \mathbf{F}_0 \ \mathbf{F}_1^{(c)} \ \mathbf{F}_1^{(s)} \ \dots \ \mathbf{F}_n^{(c)} \ \mathbf{F}_n^{(s)} \} \quad (2b)$$

$$\mathbf{P} = \{ \mathbf{P}_0 \ \mathbf{P}_1^{(c)} \ \mathbf{P}_1^{(s)} \ \dots \ \mathbf{P}_n^{(c)} \ \mathbf{P}_n^{(s)} \} \quad (2c)$$

여기서, \mathbf{Q} , \mathbf{F} , \mathbf{P} 는 각각 섹터 변위 벡터, 마찰 감쇠기에 의한 비선형 힘 벡터, 외부 가진력 벡터를 나타낸다. 그리고 위첨자 (c)와 (s) 및 아래첨자 j 는 섹터 변위의 각각 j 번째 조화 성분에서 \cos 및 \sin 성분의 계수를 나타내며, 아래 첨자 0은 섹터 변위의 상수 계수를 나타낸다. 그리고 진동수 ω 의 함수인 $\mathbf{Z}(\omega)$ 는 마찰 감쇠기를 제외한 구조물의 선형 부분을 나타내는 동적 강성 행렬(dynamic stiffness matrix)이며 근사에 사용된 모든 조화 성분에 대하여 아래와 같이 표현된다.

$$\mathbf{Z} = \text{diag}[\mathbf{Z}_0 \ \mathbf{Z}_1 \ \dots \ \mathbf{Z}_n] \quad (3)$$

여기서,

$$\mathbf{Z}_0 = \mathbf{K} \quad (4a)$$

$$\mathbf{Z}_j = \begin{bmatrix} \mathbf{K} - (m_j\omega)^2\mathbf{M} & m_j\omega\mathbf{C} \\ -m_j\omega\mathbf{C} & \mathbf{K} - (m_j\omega)^2\mathbf{C} \end{bmatrix} \quad (4b)$$

여기서, \mathbf{M} , \mathbf{C} 와 \mathbf{K} 는 각각 섹터 하나의 선형 질량, 감쇠 및 강성 행렬을 나타내며, m_j 는 Fourier 전개를 이용하여 근사할 때 사용된 조화 수(harmonic number)를 나타낸다.

인접한 섹터와의 경계면들이 동일한 진폭과

일정한 위상각 차이를 가진다는 주기 경계 조건은 다음과 같이 복소수 형태로 간단히 표현된다.

$$\begin{Bmatrix} Q_i \\ Q_l \\ Q_r \end{Bmatrix}_j = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ e^{im, \alpha} \mathbf{I} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Q_i \\ Q_l \\ Q_r \end{Bmatrix}_j \quad (5)$$

여기서, 아래 첨자 i, l 와 r 은 각각 섹터의 내부와 왼쪽 및 오른쪽 경계 변위를 나타내며 α 는 한 개 섹터의 각도이다. 그리고 $Q_j(t) = \mathbf{Q}_j^{(c)} + i\mathbf{Q}_j^{(s)}$ 는 복소수 형태로 나타내어진 변위의 j 번째 조화 계수 벡터이다.

2.2 수직력이 일정한 마찰 감쇠기 모델링

원심력이 일정한 정상 상태의 underplatform 감쇠기의 특성을 고려하여 마찰 감쇠 연구에 있어서 가장 많이 사용되는 수직력이 일정한 1차원 매크로 슬립 모델을 이용하였다. 이 모델은 기본적인 쿨롱 마찰 모델에 감쇠기 강성을 직렬로 연결한 형태이며, 마찰면 전체가 미끄러지거나 부착된다는 가정이 포함되어 있다.

Figure 1은 이러한 1차원 매크로 슬립 모델을 나타내고 있다. A점의 변위 y 는 마찰 감쇠기의 입력 변위를, y_d 는 마찰 감쇠기의 변위를, k_d 는 마찰 감쇠기의 강성을, F_d 는 마찰 계수(μ)와 수직력(N)의 곱으로 정의되는 미끄럼 힘을 나타낸다. 출력인 A점의 마찰 감쇠기에 필요한 f_{nl} 은 입력 변위 y 와 입력 속도 \dot{y} 의 비선형 함수이며 아래와 같이 표현될 수 있다.

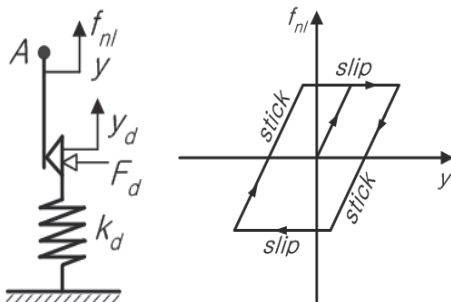


Fig. 1 One-dimension macro-slip model and force transmitted by damper

$$f_{nl} = \begin{cases} k_d y_d & , |y_d| < F_d / k_d, \text{ stick} \\ F_d \text{sign}(\dot{y}) & , |y_d| = F_d / k_d, \text{ slip} \end{cases} \quad (6)$$

변화하는 입력 변위와 속도에 대해 감쇠기의 상태는 부착에서 미끄럼으로 혹은 미끄럼에서 부착으로 변하게 된다. 이러한 천이 조건(transition condition)을 수식적으로 나타내면 아래와 같다.

$$\text{stick to slip} : y_d = |F_d / k_d| \quad (7a)$$

$$\text{slip to stick} : \dot{y} = 0 \quad (7b)$$

이러한 조건들을 해석 코드에 맞게 적용하기 위해서는 다른 형태로의 수정이 필요하다. 위와 같은 미끄럼에서 부착으로의 천이 조건은 입력 변위의 방향이 바뀌는 것으로 해석될 수 있다. 그리고 부착에서 미끄럼으로의 천이 조건은 감쇠기 변위의 절대값이 F_d / k_d 의 값 이상인 것으로 해석될 수 있다.

시간에 따라 변화하는 입력 변위 y 에 대해 f_{nl} 은 시간 영역에서 다음과 같이 계산되어진다. 이전(위첨자 n-1) 시간 스텝이 부착 상태라 가정하면, 주어진 y^{n-1} 과 현재(위첨자 n) 시간 스텝의 y^n 에 대하여 $\Delta y^n = y^n - y^{n-1}$ 이 구해지고 이 값을 이용하여 부착 상태라 가정된 현재 시간 스텝에서의 감쇠기의 변위 $y_d^n = y_d^{n-1} + \Delta y^n$ 가 구해진다. 그리고 Eq. 6을 이용하여 부착 상태의 f_{nl} 을 구하고 시간 적분법을 이용하여 다음 시간 스텝의 입력 변위 y^{n+1} 을 구하게 된다. 그러나 현재 시간 스텝에서 구해진 감쇠기의 변위 y_d^n 의 절대값이 F_d / k_d 보다 크거나 같게 되면, 현재 상태는 미끄럼 상태로 천이가 되며 y_d^n 의 절대값은 F_d / k_d 로, f_{nl} 은 Eq. 6을 이용하여 $F_d \text{sign}(\dot{y}^n)$ 으로 얻어진다. 이 경우에도 다음 시간 스텝의 입력 변위 y^{n+1} 를 마찬가지로 구한다.

현재 시간 스텝이 미끄럼 상태인 경우, 현재 시간 스텝과 다음 시간 스텝에서의 입력 변위의 부호가 바뀌면($y^n y^{n+1} < 0$) 미끄럼에서 부착으로

의 천이를 의미하며 다음 시간 스텝은 부착 상태로 된다. 이 경우 다음 시간 스텝의 y_d^{n+1} 와 f_{dn}^{n+1} 은 앞서 언급한 과정을 거쳐 구하게 된다. 부호가 바뀌지 않은 경우($y^n y^{n+1} > 0$)는 계속 미끄럼 상태임을 의미하며, 다음 상태의 y_d^{n+1} 와 f_{dn}^{n+1} 은 바뀌지 않는다.

2.3 주기 구조물에 대한 가상 질량법의 적용

가상 질량법은 집중된 비선형성이 있는 구조물의 거동을 효과적으로 표현할 수 있는 모드 형상과 해당되는 고유 진동수를 구하는 것이 목적이며 크게 2 단계의 자유 진동 해석 과정으로 이루어진다. 첫 번째 단계로 마찰 감쇠기가 없는 주석터의 감쇠기가 연결된 자유도에 다음과 같이 임의의 큰 질량을 가하고 고유치 해석을 수행하면 고유 진동수와 모드 형태가 얻어지게 된다. 이러한 모드 형태는 CB CMS로 얻어진 모드 형태와 매우 유사한 형상을 나타내게 된다. 이렇게 주기 구조물에 가상 질량을 더해 자유 진동 해석을 수행하는 과정은 주기 경계 조건을 적용할 수 있는 상용 유한 요소 해석 프로그램에서 쉽게 구현할 수 있다. 두 번째 단계로 자유 진동을 위한 방정식에서 첫 번째 모드를 포함하는 모드를 선택하여 모드 좌표계로 변환한 후 가상 질량을 제외하고 고유치 해석을 수행하면 최종적인 고유 진동수와 모드 형태가 얻어지게 된다. 일반적인 구조물과 주기 대칭성이 있는 구조물에 가상 질량법을 적용할 때, 과정상에는 큰 차이는 없으며 여기서는 모드 벡터가 복소수 형태가 된다는 점이 다르다.

3. 해석 결과

강제 진동 해석 결과에서는 개발된 코드를 이용하여 1차원 매크로 슬립 모델이 있는 3자유도 보 모델 (3-DOF Beam Model)의 강제 진동 해석을 통해 개발된 주파수 영역 해석 코드를 검증하고 주기적인 블레이드 조립 모델 (36-Beam Assembly Model)을 통하여 가상 질량법을 적용

하고 모드 개수에 따른 해의 수렴성을 비교한다.

3.1 3자유도 보 모델 (3-DOF Beam Model)

Figure 2는 1차원 매크로 슬립 마찰 모델을 포함하는 1차원 보 모델의 기하학적 형상을 보여주고 있다. 부분 구조 합성법을 이용하여 3 자유도로 축소된 보 모델의 질량 및 강성 행렬은 참고문헌[2]의 값을 사용하였다. 감쇠기 강성은 2.4×10^7 N/m, 미끄럼 힘은 246.048 N 이고 외부 조화 가진은 자유 경계인 보의 끝에 가해지며 16.563 N인 경우에 대하여 비교가 수행되었다. 이후 두 개의 모델의 마찰감쇠기도 동일한 감쇠기 강성과 미끄럼 힘이 사용되었다.

Figure 3은 마찰 감쇠기가 연결된 점에서 다중 조화 균형(MHBM) 방법을 통하여 구한 변위의 강제 응답 진폭을 나타낸 것이다. 참고문헌의 결과와도 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 여기서는 20개의 조화성분을 이용하여 주파수 영역 계산을 수행하였다. 20개의 조화 성분 중 조화수 2, 4, 6, ..., 20에 해당되는 응답은 고려된 마찰

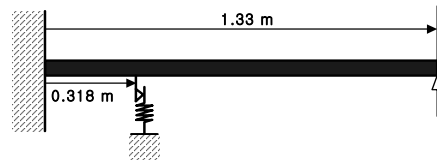


Fig. 2 Geometric configuration of the beam model

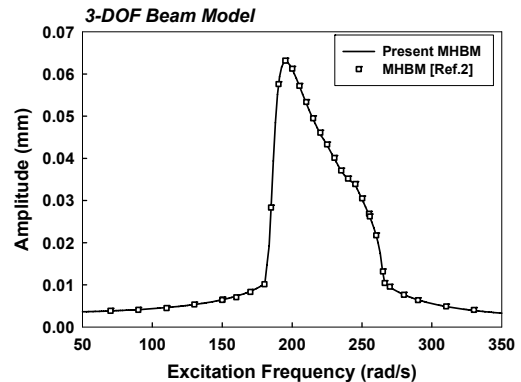


Fig. 3 Comparisons of the displacement amplitudes at the damper location

감쇠기 특성상 모두 0이 된다. 즉, 단일 주파수 조화 가진에서 수직력이 일정한 1차원 매크로 슬립 모델에 의한 비선형 힘을 푸리에 전개로 표현하면 가진 주파수의 짝수배에 해당되는 주파수 성분은 없다.

3.2 유한 요소 보 모델 (FE Beam Model)

이 모델은 앞의 3자유도 보 모델과 동일한 기하학적 형상을 가지며 가진되는 위치와 감쇠기가 부착된 위치 및 그 특성도 같다. 보의 탄성계수 2.0×10^{11} Pa, 포아송 비 0.3, 밀도 7800 kg/m^3 의 물성치를 가진다. 그리고 단면은 0.002 m 의 두께가 있는 직각 튜브 형태로 폭 0.08 m , 두께 0.04 m 이다. 이러한 보 모델을 전단 변형이 고려되는 28개의 1차원 보 요소를 이용하여 모델링을 하였다.

Figure 4는 유한 요소 보 모델의 일반적인 모

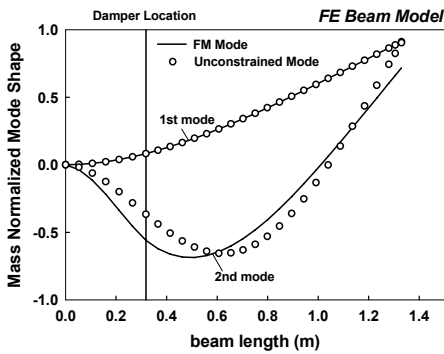


Fig. 4 Comparisons of the FM and UC modes

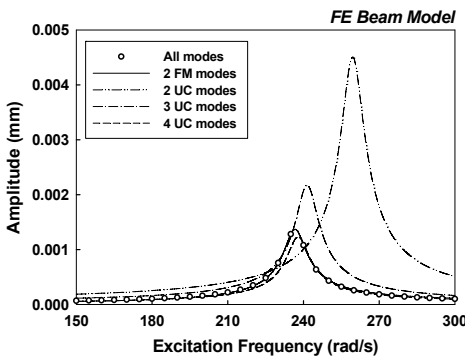


Fig. 5 Comparisons of amplitudes

드 형상(unconstrained mode, UC mode)과 가상 질량법으로 구해진 모드 형상(fictitious mass mode, FM mode)을 보여주고 있다. 여기서 UC 모드를 표현하기 위해 나타난 심볼이 유한 요소 절점을 나타낸다. 가해진 가상 질량은 $2 \times 10^5 \text{ kg}$ 이다. 전체 2개의 모드가 사용되었으며 UC 모드 형상은 마찰 감쇠기가 없는 보만의 자유 진동 해석을 통하여 얻어졌다. 2개의 모드가 사용된 경우, 첫 번째 모드 형상이 동일하며 두 번째 모드 형상이 다르다. Fig. 5에 따르면 모드 형상은 FM 모드가 마찰 감쇠기가 연결된 지점에서 변위가 더 크거나 작게 되며 이러한 모드 형상은 마찰 감쇠기가 있는 보의 구조물의 형상을 더 잘 표현할 수 있게 된다.

Figure 5는 외부 가진력의 진폭이 1 N일 경우에 FM 모드와 일반적인 모드를 이용하여 감쇠기가 연결된 점의 주파수 응답을 비교한 것이다. 2개의 FM 모드만을 사용하여도 전체 모드를 사용한 결과와 잘 일치하나 UC 모드는 4개를 사용하여도 다소 차이가 있는 것을 알 수 있다.

3.3 주기적인 보 조립 모델 (36-Beam Assembly Model)

마찰 감쇠기가 있는 주기 구조물의 강제 진동 특징을 알아보기 위하여 앞선 유한 요소 보 모델을 이용하여 Fig. 6와 같은 블레이드 조립품을 구성하였다. 36개의 유한 요소 보가 끝단에서 연결 강성 10^5 N/m 으로 연결되었으며 이는 슈라우드의 강성 혹은 디스크 연성에 의한 연결 강성을 나타낸다. 각 보에 연결된 마찰 감쇠기는

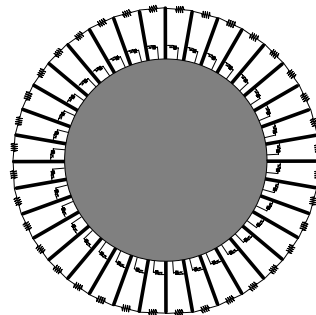


Fig. 6 36 beam, 36-damper, cyclic, coupled beam assembly

앞선 유한 요소 보 모델과 동일한 특징을 가지며 같은 위치에 부착되어 있다.

Figure 7~8은 블레이드 조립품 모델의 노드 직경 수에 따른 첫 번째(1B) 및 두 번째(2B) 집합(Family)의 고유 진동수와 모드 형상을 보여주고 있다. 각각의 집합은 블레이드가 진동하는 형태가 유사하며, 노드 직경이 증가할수록 뿌리가 고정 지지된 블레이드의 모드로 접근하게 된다. 1B 집합은 고유 모드 형태에서 보가 첫 번째 굽힘인 모드를, 2B 집합은 두 번째 굽힘인 모드를, 마지막 숫자는 모드의 노드 직경수를 나타낸다. 노드 직경수가 증가할수록 하나의 집합에서 고유 진동수는 거의 일정한 값을 가지거나 증가하게 된다.

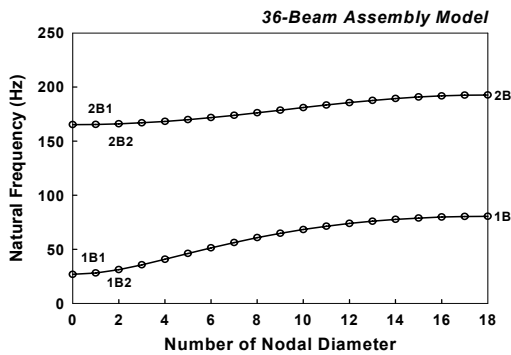


Fig. 7 Natural frequencies of the beam assembly

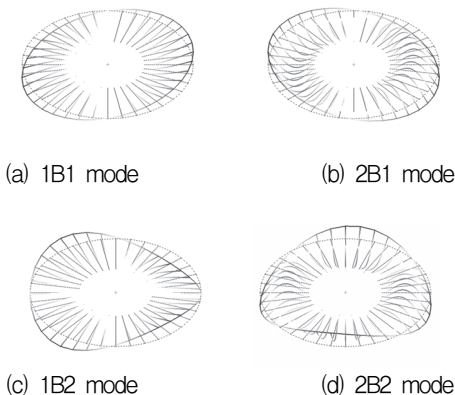


Fig. 8 Free vibration mode shapes of the beam assembly (solid line : deformed, dashed line : undeformed)

Figure 9는 10 N의 1 엔진 오더 (EO, Engine Order) 가진에 대하여 Free b.c., Fixed b.c. 및 감쇠기가 있을 때, 다중 조화 균형 방법을 이용하여 감쇠기가 연결된 점에서 변위의 강제 응답 진폭을 구한 것이다. Fixed b.c.는 마찰이 없고 감쇠기 강성이 있는 경우를, Free b.c.는 마찰뿐만 아니라 감쇠기의 강성도 없는 경우를 의미한다. 개발된 코드의 검증을 위하여 주기 경계 조건을 사용하여 비선형 자유도를 1개로 줄인 경우와 주기 경계 조건을 적용하지 않고 36개의 비선형 자유도를 사용한 결과를 비교하였으며, 1, 2 및 3의 조화 성분이 사용되었으며 구조물의 거동을 모사하기 위해 모든 모드를 사용하였다. 감쇠기를 부착한 경우, Free b.c. 및 Fixed b.c. 조건에 비하여 변위의 최대 진폭이 크게 감소된 것을 알 수 있다. 또한 주기 경계 조건을 사용한 결과와 그렇지 않은 것이 잘 일치하는 것을 알 수 있다.

Figure 10은 블레이드 조립에 1~80 N 까지 8 가지 크기의 외력이 가해질 때, 보의 끝단에서의 진폭을 나타내고 있다. 각 응답은 가진력의 크기로 나누어 졌다. 가진력의 크기에 따라 시스템의 특성이 바뀌는 것을 확인할 수 있다. 가진력의 진폭이 작을수록 변위의 진폭이 최대가 되는 주파수는 Fixed b.c.의 고유 진동수에 가까워지며, 감쇠기는 대부분 부착 상태에 있게 된다. 그리고 가진력의 진폭이 커질수록 응답 진폭이 최대가

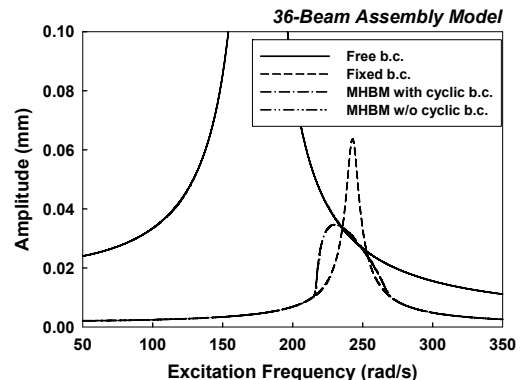


Fig. 9 Comparisons of the displacement amplitudes at the damper location

되는 주파수는 Free b.c.의 고유 진동수에 가까워지며, 감쇠기는 대부분이 미끄럼 상태에 있게 된다. 전체적으로 가진력의 진폭이 20 N 인 경우 최대 진폭이 작게 나왔다. 이는 마찰 감쇠기가 특정한 가진력의 진폭에 대해서만 최적화 될 수 있는 것을 나타낸다.

Figure 11은 블레이드 조립에 1 EO의 1, 20과 50 N의 외력이 가해질 때, 최대 공진이 발생하는 주파수를 비교하여 FM mode와 UC mode의 모드 개수에 따른 수렴성을 비교한 것이다. 여기서는 1개의 조화수가 사용되었다. 앞의 유한 요소 보 모델과 마찬가지로 낮은 외부 가진력의

크기에서 FM 모드가 진동하는 보의 형상을 더 잘 표현하는 것을 알 수 있다. 이는 가상 질량법이 집중된 비선형성을 가진 주기적인 구조물에 도 성공적으로 잘 적용된 것을 나타낸다.

4. 결 론

본 연구에서는 집중된 구조 비선형성인 마찰 감쇠기가 있는 주기 구조물의 효율적인 강제 진동 해석 코드를 개발 및 검증하였다. 주기 경계 조건과 다중 조화 균형 방법을 이용하였고 주기 구조물의 거동을 효율적으로 나타내기 위하여 가상 질량법을 사용하여 얻어진 모드들을 사용하였다. 그리고 마찰 감쇠기는 1차원 매크로 슬립 모델로 표현하였다.

블레이드 조립모델에 대하여 주기 경계 조건을 적용하여 얻어진 하나의 섹터에 대한 해석 결과와 주기 경계 조건을 적용하지 않고 모든 섹터를 고려하여 얻어진 주파수 영역 해석 결과를 비교하여 주기 구조물에 대한 검증을 수행하였다. 그리고 서로 다른 수식화에 기초한 주파수 및 시간 영역 해석의 결과를 비교하여 두 시스템을 검증하였다.

가상질량법을 주기 좌표계에서 구현하여 집중된 비선형 요소인 마찰 감쇠기가 있는 주기 구조물의 거동을 효율적으로 모사하였다. 우선 보 구조물에 상대적으로 작은 크기의 외부 힘이 가해질 때, 가상 질량법을 이용하여 얻어진 모드가 일반적으로 사용되는 모드에 비해 거동을 잘 표현하는 것을 확인하였다.

참 고 문 헌

1. Holmedahl, K., "Analysis and Testing of the Vulcain 2 LOX Turbine Blades for Prediction of High Cycle Fatigue Life," AIAA-2000-3680, 2000
2. Guillen, J., "Studies of the Dynamics of Dry-Friction-Damped Blade Assemblies",

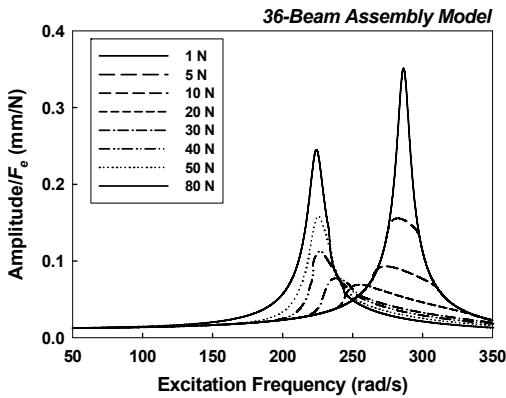


Fig. 10 Comparisons of normalized amplitudes of the beam assembly model

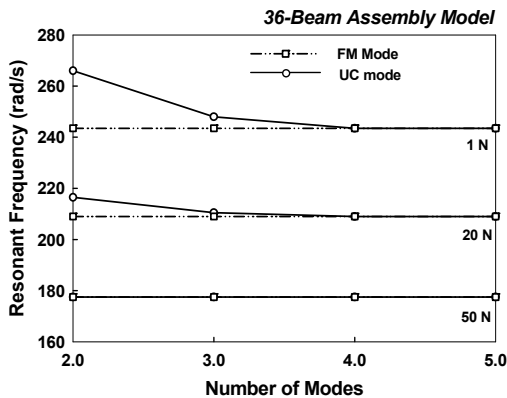


Fig. 11 First resonance frequency vs. number of mode for the beam assembly model

- Ph.D. dissertation, University of Michigan, 1999
3. Ohta, T., Kobayashi, S., and Oguchi, H., "Development of a Turbine for the LE-7 LH2 turbopump," AIAA-1994-3156, 1994
 4. Thomas, D. L., "Dynamics of Rotationally Periodic Structures," International Journal of Numerical Methods in Engineering, Vol. 14, 1979, pp.81-102
 5. Williams, F. W., "An Algorithm for Exact Eigenvalue Calculations for Rotationally Periodic Structures," International Journal of Numerical Methods in Engineering, Vol. 23, 1986, pp.609-622
 6. Sanliturk, K. Y., and Ewins, D. J., "Modeling Two-Dimensional Friction Contact and Its Application Using Harmonic Balance Method", Journal of Sound and Vibration, Vol. 193, 1996, pp. 511-523
 7. Berthillier, M., Cupont, C., Mondal, R., and Barrau, J. J., "Blades Forced Response Analysis with Friction Dampers," Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 120, 1998, pp.468-474
 8. E. Cigeroglu, H. N. Ozguven, "Nonlinear Vibration Analysis of Bladed Disks with Dry Friction Dampers," Journal of Sound and Vibration, Vol. 295, 2006, pp. 1028-1043
 9. I. Lopez, H. Nijmeijer, "Prediction and Validation of the Energy Dissipation of a Friction Damper," Journal of Sound and Vibration, Vol. 328, 2009, pp.396-410
 10. Petrov, E. P., "A Method for Use of Cyclic Symmetry Properties in Analysis of Nonlinear Multi-Harmonic Vibrations of Bladed Disks," Journal of Turbomachinery, Vol. 126, 2004, pp.175-183
 11. O. Poudou, C. Pierre, Hybrid Frequency-Time Domain Methods For the Analysis of Complex Structural Systems with Dry Friction Damping, Proceedings of 44th AIAA/ASME/ASCE/AHS Structures, Structural Dynamics, and Materials Conferences, Norfolk, April 2003, pp.7-10
 12. Yoo, J. H., Park, Y. K. , Lee, I., Han, J. H., "Aeroelastic Analysis of a Wing with Freeplay in the Subsonic/Transonic Regions", JSME International Journal Series B : Fluids and Thermal Engineering, Vol. 48, 2005, pp.208-211