

# 대형 공작기계 구조물의 진동특성 연구

°이 수 목\*, 안 광 헌\*\*

(Vibration Characteristics of Large Machine-Tool Structures)

(Soo-Mok Lee, Kwang-Hun Ahn)

## 1. 서론

진동계측, 충격실험 및 진동해석등을 통하여 대형 다기능 공작기계 (planomiller) 구조의 진동특성을 규명하고자 하였다. 정상적인 기존 모델에 대해 다양한 운전조건에서의 진동을 계측하여 그 주파수 특성으로부터 실험과 해석의 대상 주파수대역을 선정하고 주된 진동의 성분과 수준을 조사하여 향후 유사공작기계의 개발시 비교평가의 기준으로 삼고자 하였다. 또한 정지상태의 공작기계 구조물에 대한 충격시험을 통하여 실험 주파수응답함수를 구하고 이로부터 공작기계가 가지는 기본적인 고유진동수와 진동모드, 동강성 수준등을 파악하였다. FEM 모델에 대한 진동해석을 수행하여 실험 결과와 비교함으로써 이러한 대형공작기계의 동특성 규명에 대한 해석적 예측의 가능성을 검토하였는데 특히 하부지지조건, 습동면 접촉부의 연결조건 및 감쇠력등이 동특성에 미치는 영향을 고찰하였다.

참고로 대상이 된 공작기계의 기본사양을 표 1에 소개하였다.

표 1. 대상 공작기계 기본사양

모델명	HP-3M planomiller		
칼럼간 유효거리	2,000 mm		
테이블 작업면적	1,500 mm x 4,300 mm		
테이블 최대 적재 중량	6,000 kg		
스핀들 헤드	종류 (기능)	Attachment 부착형	
	노-즈 테이퍼	JIS B6101 no.50	
	스핀들 직경	120 mm	
	회전수	10-2,000 rpm	
이송거리	MOTOR	VAC 22	
	X : 테이블	5,000 mm	
	Y : 스팀들 헤드	2,700 mm	
이송속도	Z : 스팀들 (렘)	750 mm	
	X	급속	9,600 mm/min
		절삭	1-3,000 mm/min
	Y	급속	9,600 mm/min
		절삭	1-3,000 mm/min
	Z	급속	3,000 mm/min
절삭		1-3,000 mm/min	
미세 (X, Y, Z)		MPG	
ATC	공구 수용 능력	60 개	
	공구 생크	MAS BT50	
	Pull Stud	MAS P50T-II	
	최대 공구경	230 mm	
	최대 공구 길이	500 mm	
		최대 공구 중량	25 kg
AAC 수용 능력		2 개	
제어축 수		4 축	

\* 현대중공업(주) 진동소음연구실

\*\* 현대중공업(주) 공작기계개발부

## 2. 진동계측

절삭작업중 공작기계의 구조물에 유기되는 진동의 성분 및 진동수준, 주파수 대역등을 파악하기 위하여 진동계측을 수행하였다. 절삭방향, 절삭깊이, 절삭속도 및 주축회전속도등의 변화에 따른 20여 가지의 부하 및 무부하 조건에 대해 좌우측 칼럼, 새들, 스피indle헤드 및 테이블에서의 X,Y,Z 3방향 가속도를 측정하였다. 날수 10개의 밀링 커터를 수직으로 장착한 상태에서 주철(FC25)시편을 X 및 Y 방향으로 절삭하였다.

그림 1에 예시된 스펙트럼에서 보는 바와 같이 계측된 진동신호의 주파수분석결과 나타난 주된 진동성분은 대개 1000 Hz이하의 날주파수의 조화성분(1, 2, 5 및 10차등)이었다. 날주파수의 조화성분외에 넓은 폭의 주파수 대역을 갖는 진동성분도 나타나는데 스피indle헤드 X방향으로는 250-420 Hz 대역, Y방향으로는 380 Hz 및 630 Hz 전후대역 등에서 나타나며 Z방향은 X방향과 유사한 경향이 있었다. 이러한 광폭 주파수대역의 진동성분은 주로 절삭력의 랜덤한 기진성분에 구조물의 고유모드가 공진되어 발생하는 것으로서 일종의 chattering으로 보인다. 절삭깊이가 깊을수록, 절삭속도가 빠를수록, 즉 절삭력이 커질수록 이러한 기저 광폭성분의 진동이 커지는 경향이 있었다. 또한 이러한 공진대역에 주요 조화성분이 놓이게 되면 그 성분이 더욱 증폭되어 나타났는데 스피indle 회전속도가 변함에 따라 지배적인 날주파수의 진동성분차수가 달라짐을 확인할 수 있었다.

진폭기준으로 보아 날주파수 1차성분이 가장 커서 스피indle헤드 하단의 X방향 및 Y방향의 진동이 대개 반진폭 2-3 micron수준이었고 컬럼구조, 크로스레일, 새들등에서의 진동은 1 micron이하였으며 테이블의 진동은 극히 작았다. 계측방향에 따른 고차성분의 경향이 뚜렷하여 스피indle헤드 하단의 X방향 진동은 날주파수 5차, 10차 성분이 크게 나타나고 Y방향은 2차 성분이 크게 나타났다.

또한 정지상태 및 무부하상태(공회전조건)에서의 계측결과로부터 공작기계 외부에서 전해오는 진동은 계측상 무시될 수 있으며 컬럼과 지면을 통해 테이블에 전달되는 상부구조의 진동은 거의 없음을 각각 확인할 수 있었다.

## 3. 충격 시험

정지상태에서의 공작기계의 동특성을 충격시험을 통하여 파악하였다. 그림 2와 같이 12 개의 위치에 가속도계를 부착하고 힘을 측정할 수 있는 충격해머로 칼럼과 스피indle헤드등의 특정점을 가격하여 힘과 진동간의 전달함수 즉 주파수응답함수(FRF)를 구하였다.

충격력의 스펙트럼으로부터 충격해머의 가격부 및 구조물의 피가격부 강성등에 의해 결정되는 충격력의 유효 가진주파수범위가 500 Hz정도임을 알 수 있었고, 실험의 통계적 안정성을 확인하기 위하여 그림 3에 여러번의 반복적인 충격실험을 통해 얻어진 각각의 FRF를 중첩하여 그렸는데 개별적인 크기의 차이는 다소 있으나 기본적인 주파수특성의 경향을 일관되게 보여주어 평균화된 FRF를 대표적인 실험 FRF로 취하는 데에 신뢰성이 충분하다고 사료되었다.

50 Hz이하의 뚜렷한 peak들은 주로 frame 모드들을 나타내는 것으로서 가격점과 계측점의 방향과 위치, 응답 peak의 주파수와 크기, 위상등을 종합하여 표 2와 같은 실험 고유진동수 및 모드를 파악할 수 있다. 100 Hz이상의 주파수 대역에 대해서는 뚜렷한 공통 peak를 찾기는 어려웠으나 가격 위치나 방향에 따른 진동 전달을 혹은 동강성의 수준을 파악하는데 도움이 되었다.

표 2. 실험 고유진동수 및 모드

no.	고유진동수	진동 모드
1	13.4 Hz	Frame H 모드
2	17.1 Hz	Frame A 모드
3	25.6 Hz	Frame X 모드
4	41.5 Hz	S/Head 1차 모드
5	54.9 Hz	C/Rail 굽힘 모드

#### 4. 진동해석

진동해석을 위한 FEM 모델링은 좌우 킬럼, 크로스 레일, 크로스 빔, 새들 그리고 스피들헤드등 각 부구조(substructure)를 포함하였고 특성상 테이블 및 베드등은 제외하였다. 킬럼하부의 지지조건은 clamping된 절점의 수평방향 변위들을 구속하고 수직방향변위는 spring 지지조건으로 처리하여 하부지지강성변화에 따른 효과를 관찰하고자 하였다. 또한 각 부구조간의 연결조건은 습동면 접점간에 3방향 spring을 부착하여 연결강성에 의한 진동특성의 변화를 보고자 하였다. 구조물은 판재(plate) 요소와 3차원 solid요소로 적절하게 모델링하였고 축, 모터, 기어박스, 유압장치등의 기계장치와 전기 제어장치등은 해당위치에 집중질량으로 배치하였다. 그림 4에 전체 구조에 대한 FEM 모델을 보였는데 모델링에 소요된 총 절점수와 요소수는 각각 3596개와 3828개이다.

범용 구조해석 program MSC/NASTRAN (ver. 67.5)을 이용하여 동구조물의 고유진동해석을 수행한 결과 0-500. Hz주파수 범위에서 약 100 여개의 모드를 추출하였다. 100 Hz이하의 모드들은 각각 뚜렷한 진동형태를 보였으나 100 Hz이상의 모드들은 각 부구조의 모드들이 복합적으로 연결되어 있는 경우가 일반적이었다. 그림 5에 3가지의 frame 모드 (H, A, X 모드)와 스피들헤드의 1차 모드의 형태 및 고유진동수를 보였고, 그림 6에 하부지지강성에 따른 frame 모드들의 고유진동수 변화를 제시하였는데 실험치와의 비교에 의하여 실험조건을 반영하는 하부지지강성의 개략적인 범위를 알 수 있었다.

습동면 연결부의 강성변화에 의해서도 고유진동수나 진동모드가 영향을 받는데 저차모드보다는 고차모드에 더 큰 영향을 미침을 알 수 있었고 실험 결과와의 비교에 있어서도 모드의 일대일 대응 비교는 불가능하여 강제진동해석 측면에서 분석하기로 하였다.

강제진동해석에서는 고유진동해석결과에 적당한 감쇠계수를 가정하여 모드중첩법에 의한 주파수 응답함수를 계산하였다. 적절한 모드감쇠계수의 결정을 위하여 그림 7과 같이 먼저 각각의 진동모드에 대해 일정한 모드감쇠계수를 적용하여 계산 FRF를 구한 후 실험 FRF와의 비교에 의해 적정

한 모드감쇠계수를 결정하는 간접적 방법을 사용하였다. 저차역에서는 감쇠계수가 크고 고차역으로 갈수록 작아지는 경향임을 파악할 수 있었다. 연결부 강성이 동특성에 미치는 영향 및 적정한 연결부 강성의 결정을 위하여 연결부 강성 변화에 따른 해석 FRF의 변화를 고찰하였다. 가진점과 응답점이 모두 동일 부구조물내에 존재하는 경우 진동이 연결부를 통하지 않으므로 연결강성변화에 따른 FRF변화가 별로 없으나 가진점과 응답점이 서로 다른 부구조물에 있어 몇개의 연결부를 거쳐야 하는 경우는 그림 8과 같이 연결강성이 어느 수준이하일 때 고주파대역에서의 진동전달율이 급격히 떨어짐을 알 수 있었다.

이상에서 고찰된 결과로 부터 선정된 하부지지 강성, 연결부 강성 및 감쇠계수를 사용하여 계산된 해석 FRF를 실험 FRF와 그림 9에 비교하였다. 스피들헤드를 가격한 경우는 대체로 비슷한 수준을 보이지만 칼럼을 가격한 경우는 고차역으로 갈수록 차이가 커진다. 이러한 편차는 실험상의 오차와 해석상의 한계에 의한 것으로 보인다.

#### 5. 결론

대형 공작기계에 대한 일련의 실험과 해석 작업을 통해 공작기계 구조물이 가지는 진동특성을 분석한 결과 기본 frame 모드들은 하부지지조건에 민감하며 부구조간의 진동전달율은 연결조건의 영향을 크게 받는 것으로 밝혀졌는데 실험결과와의 비교로 부터 적정조건의 파악이 가능하였다. 결론적으로 해석과 계측의 차이는 다소 있으나 지지조건, 연결조건 및 감쇠력등을 적절히 산정하면 공작기계 동특성의 해석적인 예측이 가능할 것으로 전망된다.

#### - 참고 문헌 -

1. 박석주 외, "프레스 기계의 진동해석과 동특성의 최적화", 한국박용기관학회지, 제 14권 3호, 1990
2. 이신명, 이장무, "부분구조 합성법을 이용한 비선형 결합부 구조물의 동적 해석", 대한기계학회 논문집, 제 14권 2호, 1990
3. 홍기섭 외, "HF, RB시리즈 플라노밀러 구조해석", HMRI 보고서 90153, 1991
4. 이수목, "계측 및 해석을 통한 HF-3M 플라노밀러의 진동특성 연구", HMRI 보고서 94-03-R042, 1994

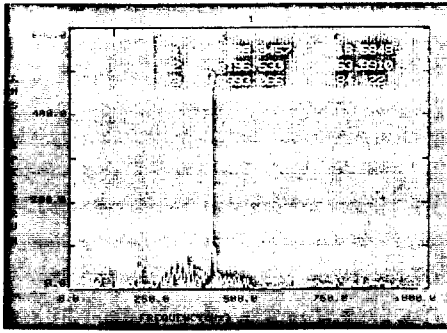


그림 1. 대표적인 진동가속도 스펙트럼

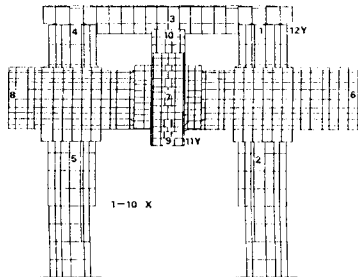


그림 2. 충격시험시의 응답점의 위치 및 방향

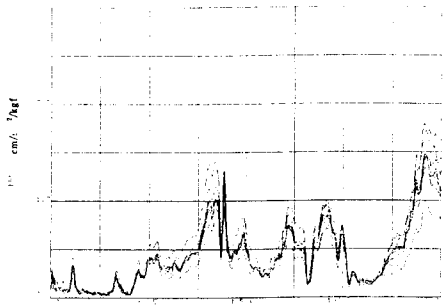


그림 3. 반복시험에 의한 FRF 변화

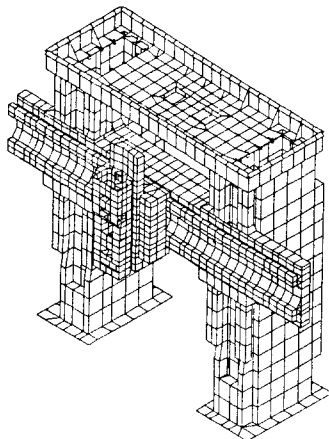
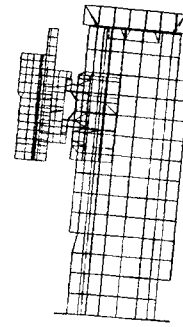
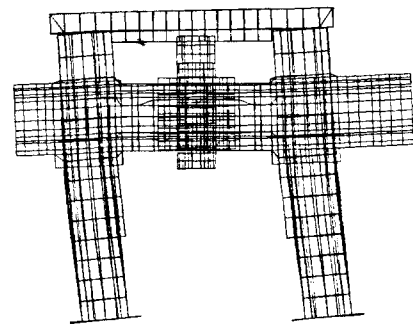


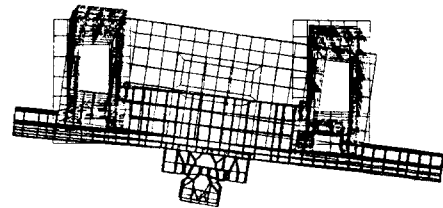
그림 4. FEM 해석 모델



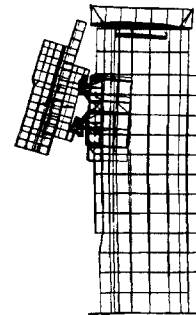
a. Frame H 모드 (13.3 Hz)



b. Frame A 모드 (17.2 Hz)



c. Frame X 모드 (29.2 Hz)



d. 스펀들헤드 1차 모드 (52.9 Hz)

그림 5. 저차 진동모드 및 해석고유진동수

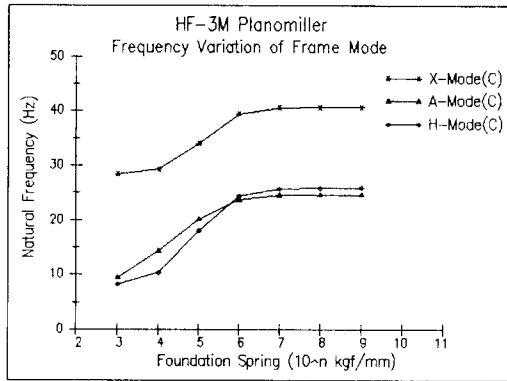
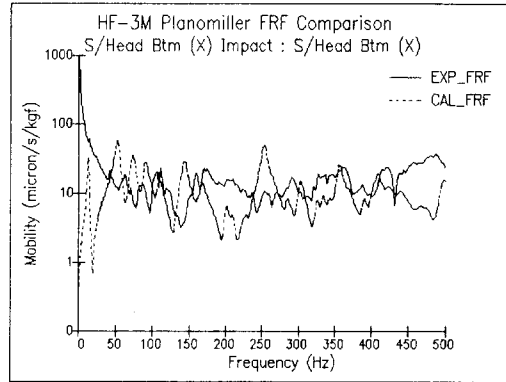


그림 6. 하부지지강성 변화에 따른 frame모드 고유진동수 변화



a. 스핀들헤드를 가격한 경우

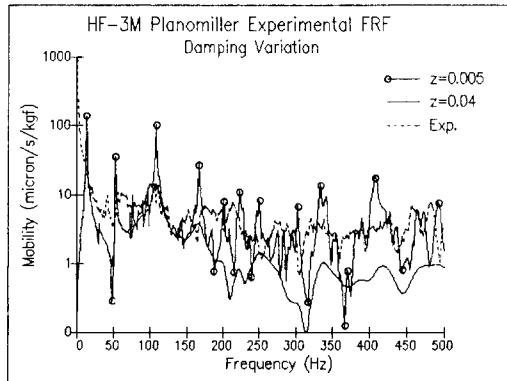
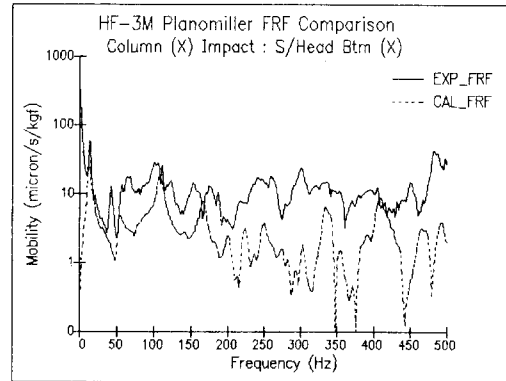


그림 7. 감쇠계수 변화에 따른 FRF 변화



b. 컬럼을 가격한 경우

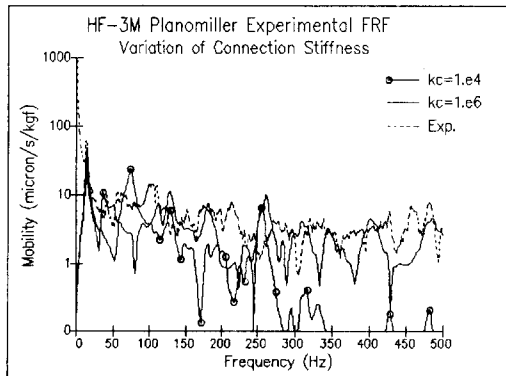


그림 8. 연결강성이 FRF에 미치는 영향

그림 9. 해석 FRF와 실험 FRF의 비교