

ODS 해석에 의한 ATM 케이스 진동 저감

Operation Deflection Shapes Analysis for Vibration Reduction of ATM Case

신범식*·이승목*·김도현**·최연선†

Bum-Sik Shin, Seung-Mock Lee, Do-Hyun Kim and Yeon-Sun Choi

Key Words : Automated Teller Machine(ATM), Time Domain Analysis(TDA), Impact Test(충격 실험), Modal Analysis(모드 해석) Operational Deflection Shape(ODS).

ABSTRACT

Operation deflection shapes(ODS) is defined as a motion of structure at particular frequency. The ODS is eligible to show any types of structural motions while the modes supply solutions only to linear and stationary motion. The principal vibration source of an auto teller machine(ATM) case was occurred due to resonance which was found by modal analysis. To reduce the vibration of ATM case, the motion of the case was visualized using ODS analysis, which can suggest how to modify the structure. As a result the vibration of the ATM case was greatly reduced with a stiffening bar between the opposite plates.

1. 서론

ATM의 구동부품은 정상 작동 상태에서 진동이 발생되어 케이스를 통하여 다양한 주파수의 형태로 외부로 나타나게 된다. 이러한 상황에서 과도한 진동은 소음을 유발시킴으로써 사용자에게 불쾌감을 줄 수 있다. 이러한 문제점을 해결하기 위해서는 ATM의 진동 발생 원인을 파악하여야 한다. 이를 위해서 본 연구에서는 특정 가진 주파수에서 실제로 움직이는 현상을 보여주는 ODS 해석이 수행되었다.

Pai^[1]는 ODS 해석을 통하여 보에 있는 결합의 위치를 정확히 찾아내는 BED(Boundary Effect Detection) 방법에 대한 연구를 수행하였다. Waldron^[2]은 유한요소해석과 Laser를 이용한 ODS 해석을 적용하여 구조물의 결합을 찾는 방법을 연구하였다. 최연선^[3]은 ODS/TDA 해석을 바탕으로 고속 절단기의 진동 및 소음 저감을 연구하였다. Kappus^[4]는 ODS 해석을 통하여 우주왕복선을 발사대로 옮기는 차량의 거동을 살펴보았다.

본 연구에서는 ATM 케이스의 주요 진동 원인을 찾

기 위하여 주요 구동부인 모터와 베어링의 응답을 측정하여 가진 주파수를 구하였고, 이를 충격실험을 통한 모드해석을 수행하여 구한 고유진동수와 비교해 보았다. 또한, TDA/ODS 해석을 수행하여 ATM 케이스의 동작 상태를 시각화하여 주요 진동 부위를 파악할 수 있었다. 이를 통하여 ATM의 진동을 저감하는 설계 개선안을 제시하였고 실험을 통하여 검증하였다.

2. 모드 해석

고속으로 회전하는 기계에는 모터 회전 주파수, 기어 물림 주파수, 팬의 회전 주파수 등 여러 주파수 성분이 발생하게 된다. 이러한 주파수들은 ATM의 가진 주파수가 될 수 있으며 가진 주파수가 케이스의 고유 진동수와 일치할 경우 공진이 발생하게 된다. 따라서 케이스가 공진을 일으키게 되면 소음과 진동이 커지며 고장의 원인이 되므로 모드 해석을 통하여 ATM 케이스의 고유진동수와 ATM의 가진 주파수의 비교를 통한 진동원을 분석하여야 한다.

2.1 ATM 가진 주파수

ATM의 구동모터가 주 회전속도인 2530rpm으로 회전할 때, 발생하는 주파수 성분의 계산 결과는 Table 2.1, Table 2.2와 같다. 계산된 발생 주파수 성분을 실험적으로 확인하기 위해 Fig. 2.1(a)와 같이 ATM을

† 책임저자, 성균관대학교 기계공학부
E-mail : yschoi@yurim.skku.ac.kr
Tel: (031)290-7440, Fax : (031)290-5849

* 정회원, 성균관대학교 기계공학과 대학원

** 연구원, 현대자동차

준비하고 모터와 베어링이 있는 구동축 ①, ②, ③ 위치에 가속도계를 부착하여 진동을 측정하였다. 실험 결과, 모터, 좌측 베어링, 우측 베어링의 측정된 가속도 신호에 대한 주파수 스펙트럼은 Fig. 2.2와 같다. 모터의 회전주파수, 기어 물림주파수 등과 일치하는 성분이 확인될 수 있었다. 좌측 베어링 발생 주파수인 9.4 Hz, 103.2 Hz, 103.6 Hz, 3989.7 Hz와 우측 베어링 발생 주파수인 5.5 Hz, 60.4 Hz, 60.6 Hz, 2334.4 Hz 주파수 성분이 확인되었다.

2.2 ATM기 고유 진동수

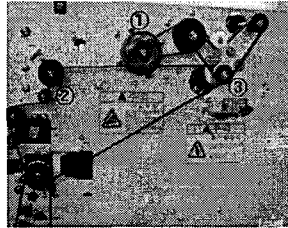
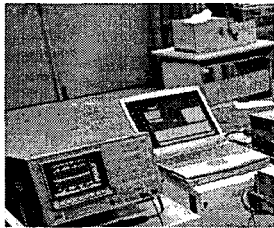
진동계의 고유 진동 측정에는 일반적으로 2가지 방법이 있다. 첫 번째 방법은 기계 혹은 구조물이 동작 상태에 있을 때 진동 응답을 측정하는 것이다. 두 번째 방법으로는 충격해머(impact hammer), 혹은 가진기(exciter)를 이용하여 구조물을 진동시켜 측정하는 것이다.

Table 2.1. Calculated frequencies from the motor (Hz)

freq. (Hz)	Driving freq.	FAN noise freq.	Gear freq.	Motor frequency				
				f ₁	f ₂	f ₃	f ₄	f ₅
	40	320	680	160	480	40	80	80

Table 2.2. Calculated frequencies from the bearing(Hz)

	Left side bearing	Right side bearing
FTF	9.4(Hz)	5.5(Hz)
BPFO	103.2	60.4
BPFI	103.6	60.6
BSF	3989.7	2334.4



(a) Experimental set-up (b) Location of accelometers

Fig. 2.1 Experimental apparatus

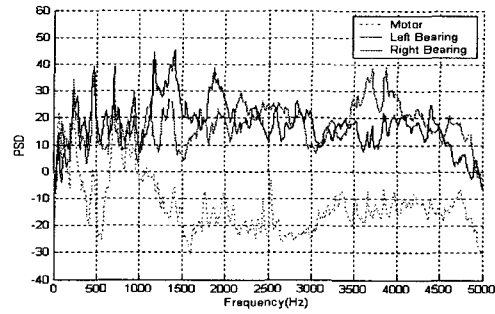


Fig. 2.2 Power spectrum of the motor and bearings

두 번째의 방법을 모드 시험(modal testing)이라 하며, 본 연구에서는 ATM 케이스의 고유진동수, 고유 모드 형상, 모드감쇠 계수 등과 같은 모드 특성을 알아내기 위하여 후자의 방법이 사용되었다.

케이스의 고유진동수를 알기 위해서는 관심 주파수 범위 내의 모든 주파수로 가진하여 주파수 응답함수를 구한 후 모달 변수(modal parameter)를 구하기 위해 곡선추정(curve fitting)이 사용된다. 이 경우 충격해머를 사용하면 넓은 범위의 주파수 가진이 가능하므로 고유진동수를 찾는 데 효과적이다. 충격해머의 팁에는 고무, 플라스틱, 스틸이 있으며 관심 주파수 범위에 따라 적절한 팁이 사용되나, ATM은 작동주파수 영역이 고주파에도 존재하므로 고차 고유 진동수를 파악하기 위하여 스틸 팁을 사용하여 충격실험을 수행하였다. 고유 진동수와 모드 형상을 구하기 위해 SMS(Star Modal System)프로그램¹⁵⁾이 사용되었다. 충격실험을 Fig. 2.3에 나타냈으며, 충격실험을 수행을 위해 ATM 케이스를 Fig. 2.4와 같이 지지대에 매달았다.

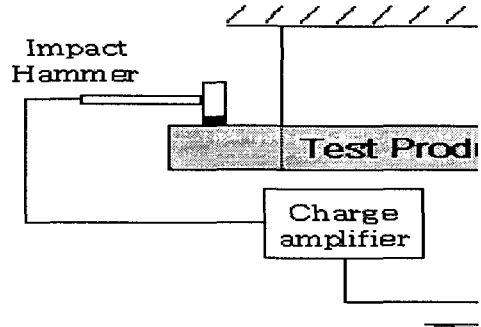


Fig. 2.3 Schematic diagram of impact test

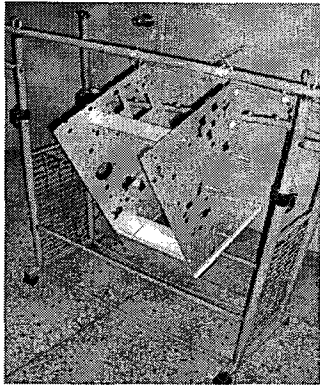


Fig. 2.4 Photo of impact test

충격실험은 ATM 케이스의 형상을 기하학적으로 표현할 수 있을 정도로 Fig. 2.5와 같이 SMS 프로그램에서 모델링한 후, 측정 포인트 순서대로 충격을 가하였다. 본 실험에서는 여러 포인트에서 가진하고 한 포인트에서 응답을 측정하였다. B&K 압전형 가속도계가 응답을 측정하는 센서로 사용되었으며, CF-350 ONOSOKI FFT Analyzer로 FRF(Frequency Response Function)를 측정하였다. 잡음의 영향을 줄이고 측정된 FRF의 신뢰성을 높이기 위해 16번 측정하여 평균을 구하였으며, 결과는 Table 2.3.과 같다.

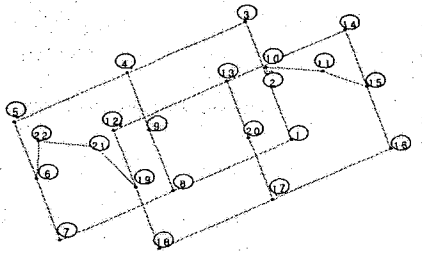


Fig. 2.5 SMS model of ATM case

Table 2.3. Natural and operating frequencies of ATM

mode	Natural frequency(Hz)	Operating frequency(Hz)	ratio (%)
1	637	680	7
2	1838	-	-
3	2392	2334	4
4	3042	-	-
5	3962	3989	1
6	4840	-	-

4, 9번 node 사이의 모터에 장착된 기어의 물림 주파수 680 Hz와 베이스의 1차 고유진동수 637 Hz가 7% 이내로 근접한다. 또한 6번(반대편: 19번) node에 근접한 베어링의 발생 주파수 2334 Hz, 2번(반대편: 15번) node에 근접한 베어링의 발생 주파수 3989 Hz가 3, 5차 고유진동수 2392, 3962 Hz에 각각 4%, 1% 이내로 근접하는 것이 ATM 케이스의 고유진동수를 Table 1과 Table 2에 나타나 있는 모터, 베어링의 발생 주파수와 비교한 결과 확인되었다.

가진 주파수와 ATM 케이스의 고유 진동수가 일치하므로 공진에 의한 ATM 케이스에 진동이 크게 나타날 수 있음을 알 수 있다. 따라서 케이스의 구조 변경이 요구되며, 구조 변경으로 강성을 보강함으로써 가진 주파수와 일치하는 고유진동수를 변화시켜 공진에 의한 진동을 저감할 수 있다.

3. TDA/ODS에 의한 ATM 케이스 진동 해석

3.1 TDA/ODS 이론

TDA(Time Domain Analysis)란 구조물이 구동될 때의 실제 거동형상을 시간영역에서 재현할 수 있는 방법으로 ATM 이 작동되는 상태에서의 전체적인 진동형상을 시각화할 수 있으므로, 어느 부분의 진동이 과도한지 쉽게 알 수 있는 분석법이다.

ODS(Operation Deflection Shapes) 해석은 한 기준점에 대한 모든 점들의 상대적인 진폭과 위상을 나타내어 실제 구동 상황을 보여 줌으로써 관심 주파수 영역에서 실제 구조물의 진동을 알 수 있다. 기존의 모드해석은 충격실험으로부터 측정된 전달함수(Frequency Response Function)를 이용하여 고유진동수와 모드형상을 구하는 방법으로 해당모드가 발생할 가능성을 의미할 뿐 실제 구동상황을 의미하지는 않는다. 그리고 모드 해석은 거동형상이 단지 구조물의 질량, 강성 등과 같은 고유 물리량의 변화에 의하여만 달리 표현되는데 비해 ODS는 고유 물리량뿐만 아니라 외부의 가진 요건 등에 의해서도 변화시켜 표현할 수 있다. 즉 기존의 모드 해석은 정적인 구조물에 제한적으로 적용되나 ODS는 거동중인 구조물 해석에 적합하다.

ODS는 기준점의 APS(Auto Power Spectrum)와 기준점, 응답점 사이의 전달함수로 계산된다. 전달함수는 두 점 사이의 입력과 출력 사이의 관계를 나타내는 주파수 함수로서 Fig 3.1과 같은 과정에 의하여 구해진 기준점에 대한 APS와 기준점과 응답점 사이의 CPS(Cross Power Spectrum)의 관계로부터 계산되는 함수로서 식 (1)과 같이 정의된다.

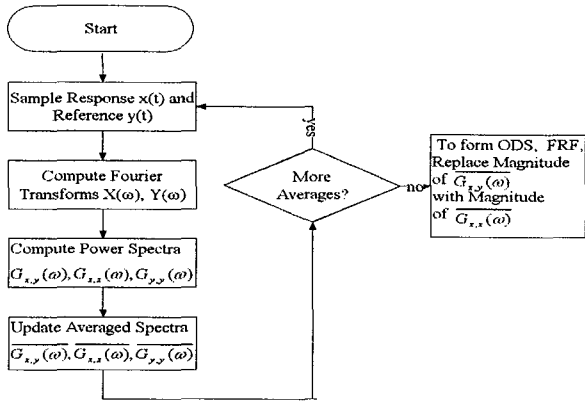


Fig. 3.1 Spectrum averaging to compute ODS

(1)

응답점에서의 파워 스펙트럼은 식 (2)와 같이 기준점에서의 파워 스펙트럼의 제곱근에 전달 함수의 곱으로 계산되며, 이는 응답 데이터의 진동 레벨을 의미한다.

(2)

위상(phase)도 역시 기준점과 응답점 사이로부터 계산될 수 있으며, STAR Modal 프로그램에서는 응답의 크기와 위상이 같이 나타나는 식 (3)과 같은 RDS(response data spectrum)의 응답 측정법의 형식에 의하여 계산된다.



(3)

3.2 TDA/ODS 분석

ODS 해석^[5] 하기 위해서는 먼저 주요 진동원이라고 판단되는 곳을 참조위치(reference point)로 설정하여야 한다. 그리고 ATM기의 작동 상태에서 기준 위치와 각 측정 위치에서 각각 전달함수를 측정해야 한다. 본 연구에서는 TDA/ODS 해석이 SMS를 이용해 수행되었으며, 이를 위해 ATM 케이스를 충격 시험과 마찬가지로 Fig 2.5와 같이 22개의 측정 포인트를 갖는 형상으로 모델링하였다.

TDA 해석을 SMS 프로그램을 사용하여 수행한 결과는 Fig. 3.2와 같다. 측정 포인트의 RMS 값으로 6,

7, 11, 14, 15, 18번의 진동이 비교적 큰 값을 Fig. 3.3을 통하여 알 수 있었다. ODS 해석을 통하여는 모터에 장착된 기어의 물림 주파수 680 Hz, 베어링의 발생 주파수 2334, 3989 Hz를 ATM의 고유 진동수와 가진 주파수를 비교한 결과인 Table 2.1을 근거로 주요 가진 주파수로 판단하였다.

ATM 케이스의 변형형상을 각각의 주요 가진 주파수에 대한 분석이 수행되었다. 기준점은 구동부 혹은 진동의 원인이 되는 곳으로 추정되는 곳을 선정하였기 때문에 기준점 9번의 680 Hz에서의 변위에 대한 680, 2334, 3989 Hz에서의 각 포인트의 진동 크기의 비를 Fig. 3.4와 같이 나타내었다. 680Hz에서 2, 9, 15번 위치와 2334Hz에서 4, 9, 22번 위치와, 3989Hz에서 7, 9, 12, 15번 위치의 상대 변위가 기준점 9번의 50% 이상인 경우로서 상대적으로 변위가 크다

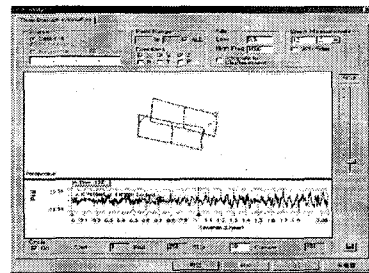


Fig. 3.2 Time domain analysis

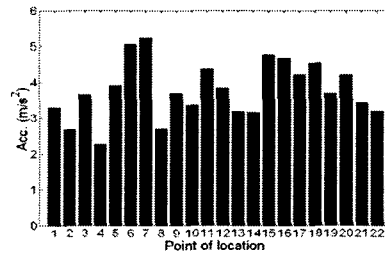


Fig. 3.3 RMS at each point

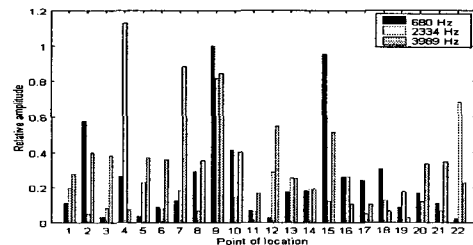


Fig. 3.4 Vibration amplitude ratios at point 9

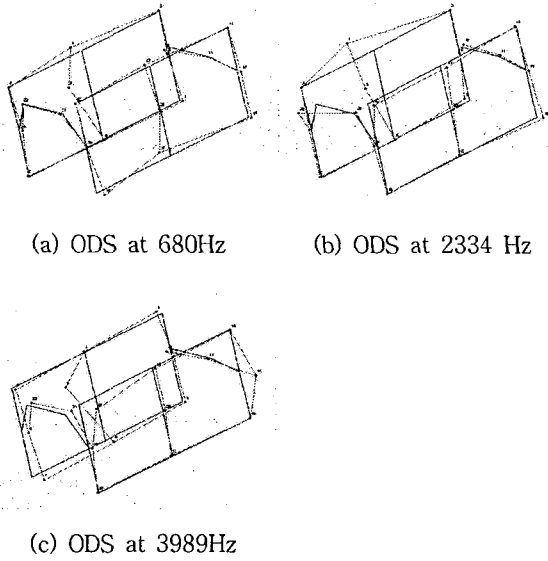


Fig. 3.5 ODS of the original case

공통으로 9번과 15번의 상대 변위가 큰 것을 알 수 있다. 9번 위치는 ATM기의 구동부인 모터와 가장 가까운 부분이기 때문에 각 경우에 진동이 큰 것으로 판단되며, 15번은 맞은 편 2번과 연결되어 있기 때문에 680 Hz에서 2번의 진폭이 큰 것으로 추정된다. 가진 주파수 680 Hz에서의 케이스 변형 형상은 2번과 9번 축을 중심으로 측면에서 굽힘이 발생하며 15번이 2번과 연결되어 유사한 위상으로 진동을 하는 것이 Fig. 3.5(a)를 통해 확인할 수 있고, 가진 주파수 2334 Hz에서의 케이스 변형 형상은 4, 9번 축을 중심으로 측면에서 굽힘이 발생하며, 680 Hz의 굽힘과는 직교 방향인 것이 Fig. 3.5(b)를 통해 확인되었다. 또한, 3989 Hz에서의 케이스 변형 형상은 Fig. 3.5(a), (b)에서 직교해서 나타나는 모드의 복합 형상으로 7, 9, 12, 15번 위치의 변형이 큰 것이 Fig. 3.5(c)를 통해 확인되었다. 따라서 진동 감소를 위해 구동 모터가 위치한 측면 부에 대한 두 모드의 강성 보강을 고려하여야 한다.

3.3 ATM 케이스의 진동 실험 해석 결과

케이스가 구동모터와 베어링 주파수의 공진의 영향으로 인한 진동의 가능성이 충격실험을 통한 모드해석 결과로부터 확인되었다. TDA해석 결과 ATM 구동 부 측면 중 8, 9번의 z 방향 진동과 현금 인출부 10번의 x 방향 진동과 반대편 측면 중 14, 15, 16번의 z 방향 진동이 다른 곳에 비해 상대적으로 크다는 것을 알 수 있었다. 그리고 ATM 모델의 2번, 9번과 15번의 상대 진폭이 각 가진 주파수에 대해 공통으로 큰 값을 보이는 것과, 구동 모터의 기어 물림 주파수

와 각각의 베어링의 특성 주파수에서 ATM 케이스의 진동 형상이 ODS 분석을 통해 확인되었다. 그 결과 구동 모터를 장착한 측면 부에 서로 수직인 굽힘 형상이 발생함을 알 수 있었다. 따라서 케이스의 구조 변경을 통해 고유 진동수와 모드 형상을 변화시키면 공진에 의한 진동을 저감시킬 수 있다. ATM 모델의 2, 9, 15번의 상대 진폭이 공통으로 큰 값을 가지며, 9번 위치를 중심으로 수직과 수평 방향의 굽힘 모드가 있는 것이 ODS 분석에 의해 확인되었다. 그러므로 양쪽 판의 강성을 보강하기 위하여 Fig. 3.6과 같이 9번과 20번 위치를 빔으로 연결하였다. 그 결과 양쪽 판의 변형이 동일 위상이 아닌 반대되는 위상을 갖게 된 것이 보를 보강함으로써 상호 간 반력으로 작용하여 양쪽 판을 고정하는 효과를 볼 수 있도록 케이스의 설계변경을 제시하였다. 보를 보강 후 ODS를 수행한 결과, 진동이 감소했음이 Fig. 3.7을 통해 확인되었다. ATM 케이스의 양판 사이에 보를 설치하여 강성을 보강한 전, 후의 위치별 진동 레벨이 전체적으로 24% 감소한 해석의 결과가 Fig. 3.8에 도시되었다.

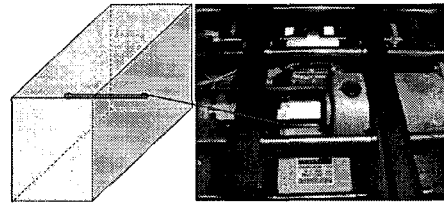


Fig. 3.6 Revised ATM case with a rod

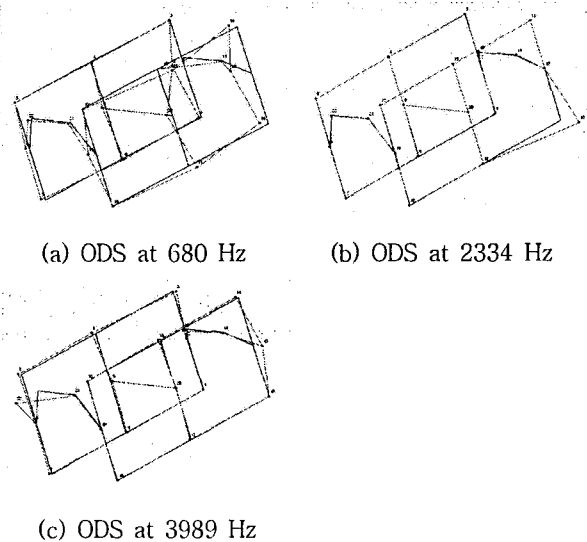


Fig. 3.7 ODS of the revised case

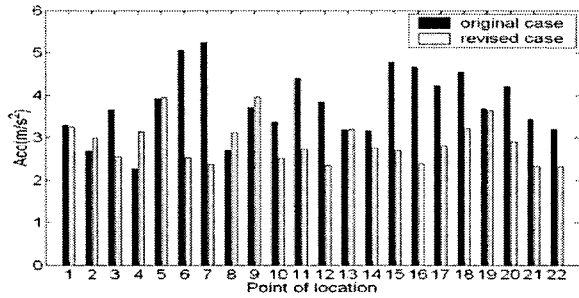


Fig 3.8 RMS for the original and the revised case at each point

4. 결론

본 연구를 통해 ATM 에서 발생하는 진동을 분석한 결과 주요 가진 주파수에 해당하는 기어의 물림 주파수 680 Hz, 베어링의 발생 주파수 2334 Hz, 3989 Hz가 케이스의 1차, 3차, 5차 고유진동수와 거의 일치함을 모드해석을 통하여 확인할 수 있었다. 따라서 ATM 케이스의 진동 저감을 위하여 실제 공진을 일으키고 있는 주파수로 가진하였을 때의 거동 형상을 ODS 해석을 통하여 시각화였다. 시각화된 데이터를 바탕으로 ATM 케이스의 양쪽 판이 반대 위상으로 진동을 함으로써 전체적으로 진동이 커짐을 알 수 있었다. 따라서 양쪽 판 사이에 보를 설치하여 약 24% 정도의 진동을 저감 시킬 수 있었다. 결과적으로 본 연구에서는 ODS 해석은 특정 주파수에서의 구조물의 거동 형상을 살펴보는 데 효율적인 방법으로 구조물의 진동 저감 방안을 수립하는 데에 유용하게 사용될 수 있음을 보였다.

후 기

본 연구는 2003 산자부 부품소재 기술개발산업의 지원을 받아 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

- [1] P. Pai, L.Young, 2001, "Damage detection of beams using operational deflection shapes," Inter Journal of Solids and Structures, 38, 3161-3192.
- [2] K. Waldron, A. Ghoshal, M. Schiulz, M., Sindaresan, F. Ferguson, P. Pai, J. Chung, 2002, "Damage detection using finite element and laser operational deflection shapes," Finite Elements in Analysis and Design 38, 193-226.
- [3] 기호철, 박주표, 차원준, 최연선 2003, "고속절단기의 진동, 소음 저감 연구," 한국소음진동공학회 춘계학술대회 논문집, p.984.

[4] R. Buehrle, K. Kappus, 2005, "Operating Deflection Shapes for the Space Shuttle Partial Stack Rollout," NTRS:NASA TECHNICAL REPORTS SERVER (<http://ntrs.nasa.gov>).

[5] Using STAR MODAL version 6.2, Spectral Dynamics 2002.

[6] J. Kromulski, E. Hojan, 1996, "An Application of Two Experimental Modal Analysis Methods for the Determine of Operational Deflection of Shapes," Journal of Sound and Vibration, 196(4), 429-438.

[7] M. Richardson, 1997, "Is It a Mode Shape, or an Operation Deflection Shape?," Sound & Vibration Magazine 30th Anniversary Issue.