

< 기술논문 >

에어컨의 구조 소음 저감을 위한 실내기 모터 브라켓의 설계

심현진* · 이성진* · 강태호** · 이정윤*** · 오재응†
(2005년 7월 8일 접수, 2006년 1월 12일 심사완료)

The Design of the Motor Bracket for Reduction of Structure- Borne Noise in Package Air-Conditioner

Hyoun-Jin Sim, Sung-Jin Lee, Tae-Ho Kang, Jung-Yoon Lee and Jae-Eung Oh

Key Words : Air-Conditioner(에어컨), Sound Intensity(음향 인텐시티), Vibration(진동), Bracket(브라켓), DOE(실험계획), Orthogonal Array(직교배열표)

Abstract

As the economic power is improved and the customer's demand is hard to please, the noise and vibration is the most important yardstick that can determine the quality of the product. Especially, as the air-conditioner's demand increase suddenly, the product of quality and the noise is becoming a decisive factor of determining whether purchase the product or not. Therefore, every manufactory is investing a lot of money and research to cut down the unpleasantness induced from noise and vibration. And they are emphasizing their product's difference by advertising a silence very actively. With these reason, the demand of a silent indoor air-conditioner is the essential research filed when the product is developed. In this study, the noise and vibration is visualized in the space and frequency domain by using experimental methods such as operational deflection shape (ODS), modal testing and sound intensity. Also the location of noise source and its characteristic is analyzed in an acoustical point of view to reduce the structure borne noise that come from the fan motor, and the pertinent control method is suggested. Furthermore, the most suitable shape of the motor bracket is suggested by applying FEM and DOE (Design of experiments) in the noise and vibration point a view.

1. 서론

환경에 대한 문제가 크게 부각되면서 정부의 소음에 대한 규제도 강화되고 있는 상황이며, 이를 해결하기 위한 소음 저감에 대한 연구가 꾸준히 이루어지고 있다.

특히, 경제 수준의 향상 및 생활 의식의 변화로 소비자가 직접 접할 수 있는 가전제품을 중심으로 소음 저감에 대한 기술 개발이 매우 빠르게 진행되고 있다. 또한 업체간의 품질 향상을 통한 시장

점유 경쟁이 치열해지면서 세계 각 메이커들은 이에 대한 연구 개발에 박차를 가하고 있다.

가전 제품 중에서도 최근에는 소비자의 소득 수준 증대와 주택 선호도의 변화 그리고 국내의 기후가 대기 환경 변화에 따른 아열대성 변화 예측에 따라 에어컨에 대한 소비자의 수요가 폭발적으로 증가하고 있다.

이러한 에어컨에 대한 수요 증가와 함께 소비자들이 에어컨 운전 중에 쉽게 느낄 수 있는 소음에 대한 관심이 증가함에 따라, 소음 문제는 고효율화, 절전화 등에 못지않게 제품의 질적 고급화 문제와 연결이 되고 있으며 에어컨의 소음 문제가 제품의 구매에 결정적 요소가 되고 있다.

국내의 경우 최근까지만 해도 룸 에어컨과 패키지 에어컨에 대한 연구는 실내/외기의 열 교환 성능을 향상시키기 위한 내용이 대부분이었으며, 소

† 책임저자, 회원, 한양대학교 기계공학부
E-mail : jeoh@hanyang.ac.kr
TEL : (02)2220-0452 FAX : (02)2299-3153

* 한양대학교 자동차공학과

** 위니아 만도 기술연구부

*** 회원, 경기대학교 기계시스템디자인공학부

음에 대한 관심은 미미했다.

특히, 패키지 에어컨의 대부분이 주변 소음이 낮은 업소를 중심으로 판매됨으로써, 소비자로부터 직접적으로 소음에 대한 민감한 반응을 느낄 수 없었다. 그러나 최근 일반 소비자들의 생활 수준이 향상되어 점차 고가, 고급품을 선호함에 따라 패키지 에어컨이 일반주택 및 아파트 등의 거실용으로 설치되는 비율이 증가하게 되었으며, 따라서 각 에어컨 제조업체에서는 패키지 에어컨의 실내기 소음 저감에 대한 중요성을 인식하게 되었다.

일반적으로 에어컨에서 발생하는 소음은 공기유동에 의하여 발생하는 유동 기인 소음(Air-borne noise)과 구조물의 진동에 의하여 발생하는 구조 기인 소음(Structure-borne noise)으로 분류할 수 있다. 특히 구조 기인 소음은 구조물의 공진, 기구 간섭 등 구조 진동에 의하여 발생되며, 유동 기인 소음보다 낮은 주파수 특성을 갖는다. 이러한 구조 진동의 낮은 주파수 특성으로 인하여, 흡음 및 차음 등의 일반적인 소음 제어 대책으로는 구조 기인 소음을 효과적으로 저감시키기 곤란하며, 궁극적으로 소음의 직접적인 원인이 되는 구조 진동을 제어하는 것이 소음 품질을 개선시킬 수 있는 방법이다. 에어컨의 소음 품질을 개선시키기 위해서는, 유동기인소음을 저감시키는 노력만으로는 한계가 있으며, 팬과 모터의 구조진동에 의하여 야기되는 구조 기인 소음을 제어하기 위한 연구가 필요하다.

이러한 측면에서 본 연구에서는 가정에서 쾌적하고 편안한 냉방을 즐길 수 있도록 하기 위하여 에어컨의 소음 진동 품질의 문제점을 구조 기인 소음 제어 관점에서 연구를 진행하였다. 특히 본 연구에서는 제품의 설계 시 실험계획법을 적용하여 에어컨의 모터 브라켓의 저 소음 저 진동 모델을 확립하는데 그 목적을 두고 있다.

2. 에어컨 실내기 진동 소음 특성

2.1 에어컨 실내기의 운전 중 소음 측정

일반적으로 실내기 에어컨 운전 중 발생하는 소음은 냉매 유동음, 열교환기 핀(Pin)떨림음, 팬의 BPF(Blower Passing Frequency)등의 유동기인소음(Air Borne Noise)과 팬 모터에 의한 자체 방사소음, 모터진동에 의한 2f 자기음 및 에어컨 실내기 구조물(Motor Bracket, 캐비닛, 흡입그릴)의 공진, 기구 간섭 등의 구조진동에 의하여 발생하는 구조기인 소음(Structure Borne Noise)으로 분류할 수 있다.

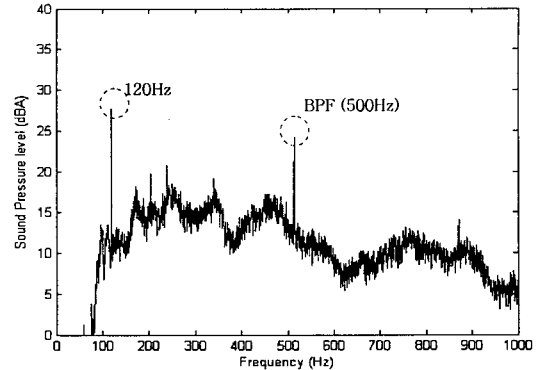


Fig. 1 Sound Pressure level of indoor air-conditioner

Fig. 1 은 무향실에서 에어컨 전면 1m, 높이 1m 지점에서 패키지 에어컨의 실내기의 작동 중 측정된 소음 주파수 스펙트럼이며, 에어컨 실내기 소음의 개략적 주파수 특성을 나타낸다. Fig. 1 에서 볼 수 있듯이 소음 주파수 스펙트럼에서 높은 음압값을 보여주는 주파수는 120Hz 대역과 500Hz 대역이다. 여기서 500Hz 영역에서의 소음은 팬 날개(Fan Blade)와 공기와의 이탈(Cut-off)에 의한 소음으로 Fan 의 날개 수 및 회전 수와 관련된 BPF(Blower Passing Frequency) 소음 성분이다. 또한 팬 날개(fan blade)와 공기와의 이탈(cut-off)에 의한 이산 주파수 소음 및 흡입 및 토출 그릴의 좁은 틈에서 발생하는 소음 등이 약 500Hz~1000Hz 사이에 존재한다.

가장 큰 소음이 발생하는 주파수는 약 120Hz 주변 대역이며, 이는 60Hz 교류전원을 사용하는 팬 구동모터에서 직접 방사되거나, 모터에서 발생된 가진력에 의하여 샤프트 구조물이 진동함으로써 발생하는 구조 기인 소음 성분이다.

팬의 구동 모터는 AC 전원으로 구동되므로 모터 1 회전 당 2 번의 토크 리플이 존재하며 이는 일반 백열등이 60Hz 전원을 사용할 경우 1 초에 120 번 깜박거리는 것과 동일한 현상으로 생각하면 된다. 따라서 에어컨 실내기의 모터 자기음은 120Hz 또는 2nd, 3rd 조화 성분에서 주요한 피크를 가지며 이 피크 성분이 클 때 체감적으로 매우 불편함을 주는 음질 성분으로 문제가 된다. 또한 이들 주파수에서 맥동이 발생할 경우 더욱 불편한 소음을 초래하게 되므로 문제가 될 수 있다.

2.2 에어컨 실내기의 운전 중 인텐시티 측정

음향인텐시티는 임의의 위치에서 단위면적을 통과하는 음향에너지의 시간당 변화율로서 음압과 입자속도의 곱으로 나타나는 벡터 량으로 정의된

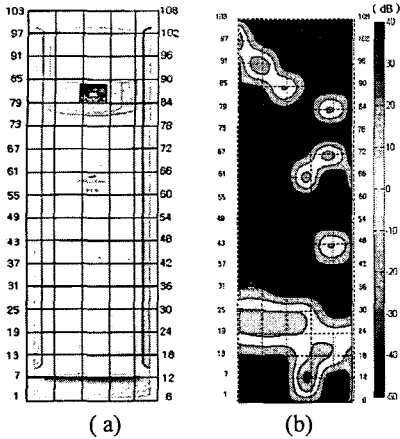


Fig. 2 Sound intensity contour at front cabinet
(a) Measurement point (b) Intensity contour

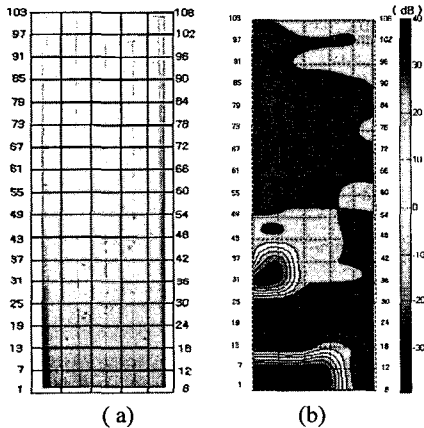


Fig. 3 Sound intensity contour at back cabinet
(a) Measurement point (b) Intensity contour

다. 본 연구에서는 에어컨 캐비닛의 근접장에서의 음향 인텐시티 측정에 의하여 소음원을 가시화함으로써, 소음 측정 시 주요한 소음원이었던 120Hz 대역에서의 소음원의 위치를 파악하고자 한다.

일반적으로 음향인텐시티는 두 개의 마이크로폰을 이용하여 측정하게 되며 본 연구에서는 인텐시티 프르브(B&K3545)를 사용하였고 현재 에어컨의 소음이 1kHz 까지 분석할 필요가 있으므로 1/4" 마이크로폰과 50mm 스페이서를 사용하였다. 측정 위치 및 측정 점은 캐비닛 후면 30cm 지점에서 6*18 지점에 대하여 공간상 에일리어싱(Aliasing)을 고려하여 10cm 간격으로 설정하였고 각 주파수 별 소음원의 발생 위치를 분석하고자 실내기 캐비닛 후면에 대하여 에어컨 구동 상태에서 근접장 방사 음향 인텐시티를 측정하였다.

인텐시티 측정 결과인 등고선도에 대하여 Fig. 2와 Fig. 3에 나타내었다. 각 그림에서 보여주듯이

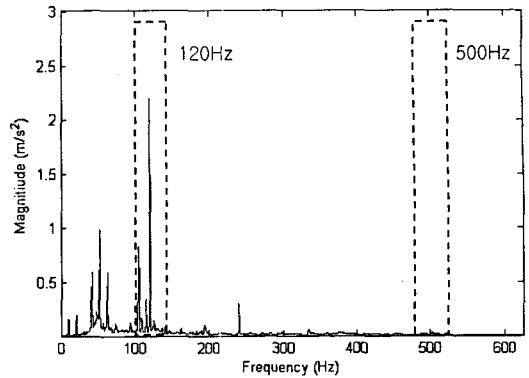


Fig. 4 Vibration Spectrum at the back cabinet

120Hz의 소음에서는 전면의 경우 에어컨의 우상단부분과 흡입그릴 하단부가 주요 소음원이며 뒷면의 경우 에어컨 하단부(모터 장착부)에 주요 소음원이 집중되어 있다. 이는 120Hz 대역의 소음이 주로 모터부에서 나타나고 있음을 보이고 있다.

2.3 에어컨 실내기의 운전 중 변형 형상 측정

실내기 에어컨의 음압 스펙트럼과 음향 인텐시티 분포로부터 음압 레벨을 결정하는 주요 성분을 파악하였으며 이러한 성분들에 대한 진동 패턴을 파악하기 위해 운행 중 변형 형상(ODS)을 측정하였다.

구조물의 대한 모드 형상 측정에서는 구조물의 자유 진동 형상만을 보여주지만 운전 중 변형 형상(ODS) 측정을 통해서서는 가진원에 의한 국부적 진동의 형태까지 잘 설명할 수 있다. 측정은 두 개의 진동센서와 2 채널 주파수 분석기를 이용하면 가능하다. 이러한 ODS의 측정결과는 절대 변위를 구성되어 있으므로 구조물의 실제 운행 중의 거동을 가시화하는데 효과적이다. 또한 음향 인텐시티와 ODS를 연계 분석할 경우 에어컨 캐비닛의 방사소음 성분 및 형태에 대한 좀 더 명확한 정보를 얻어낼 수 있다.

본 실험에서는 두 개의 가속도계 중 하나는 에어컨 뒷면 캐비닛의 진동량을 예비 측정 후 진동량이 가장 많은 곳에 참조 신호로 부착 후 나머지 가속도계의 위치를 옮겨가면서 전달함수를 측정하였다. 관심 있는 주파수 영역에서의 곱힘파를 고려하여 10cm 간격으로 18*5 지점에 대하여 측정하였고 하나의 기준 가속도계에서의 자기스펙트럼과 각 측정 위치 사이의 전달 함수 데이터를 획득하여 분석하였다.

먼저, 실내기 뒷면 캐비닛의 진동 신호의 스펙

트럼 측정 결과 Fig. 1 에서 보는 것과 같이 120Hz 에 높은 진동 값이 존재한다. 이는 Fan Motor 의 가진 주파수와 일치한다.

반면 진동 스펙트럼과 소음 스펙트럼의 결과를 비교해 보면 BPF 인 500Hz 에서의 소음은 캐비닛의 진동에 기여하지 않으며, 캐비닛의 진동에 의한 구조기인소음(Structure Borne Sound)과 상관관계가 없음을 알 수 있다. 인텐시티 측정 결과인 Fig. 2 (a)에서도 확인할 수 있듯이 120Hz 에서는 모터의 가진이 캐비닛 전반에 걸쳐 높은 소음으로 영향을 주고 있음을 알 수 있다.

Fig. 5 는 팬 모터의 가진 주파수인 120Hz 에서의 에어컨 캐비닛 뒷면의 운행 중 변형 현상 측정 결과이다. Fig. 5 의 운행 중 변형 형상에서 보이는 것처럼 모터 부위에서 높은 진동량을 보이고 있다. 이는 120Hz 에서의 인텐시티 측정 결과와 비교했을 때 높은 소음이 발생하는 부분과 높은 진동이 발생하는 부분이 일치함을 보여준다.

이는 모터에 의한 가진이 캐비닛의 방사 소음과 진동 모든 면에서 큰 영향을 미치고 있음을 알 수 있으며 소음제어를 위해서 품질이 우수한 모터를 사용하여 음원을 제어하는 법, 진동 절연을 통한 전달계의 제어 그리고 구조물의 구조변경 및 고강성화 설계 등을 이용할 수 있을 것이다.

2.4 모터 브라켓의 모드 시험

에어컨의 모터 브라켓은 모터와 에어컨 실내기의 캐비닛을 고정하는 역할과 진동을 절연하는 기능을 하는 에어컨의 구조적인 부품이다. 브라켓은 모터를 지지하고 있으므로 에어컨의 모터 브라켓

의 동특성은 주로 모터의 진동에 의해 좌우되고 캐비닛에 직접 연결되어 고정되어 있기 때문에 에어컨 모터의 구동 중에 동적 하중을 받고 이를 캐비닛에 전달한다. 이러한 에어컨 모터에 의한 진동은 실내의 소음 문제를 야기 시킬 수 있다.

에어컨 모터 브라켓에 대한 고유 주파수 및 모드 형상을 얻기 위하여 실험을 수행하였다. 실험은 모터 브라켓이 실내기에 조립된 상태의 실제 경계 조건에서 임팩트 해머 충격으로 진동 모드를 구하였다. Fig. 6 은 실험에 사용된 모터 브라켓을 나타낸 것이다. 우측 상단을 가진하고 총 17 점에서의 응답을 측정하였다.

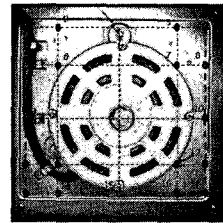


Fig. 6 Configuration of geometry for motor bracket

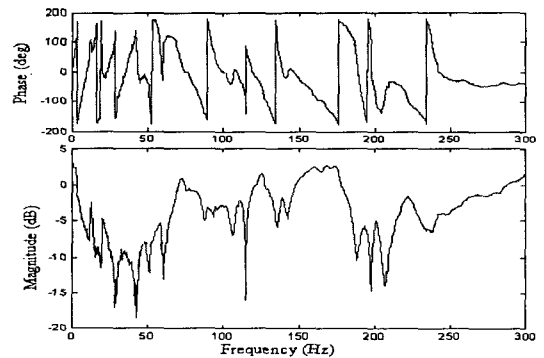


Fig. 7 Transfer function of Motor BKT by experiment

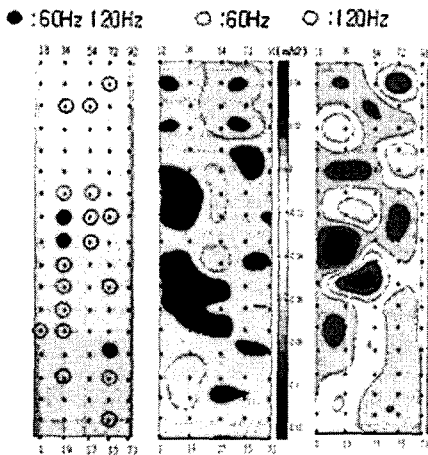


Fig. 5 Operational deflection shape of the back cabinet

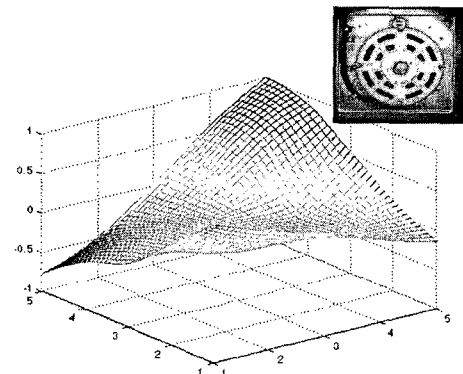


Fig. 8 Mode Shape of Motor BKT at 125.5Hz

실험 장비는 PCB 086C02 충격해머, Rion 사의 PV-90B 가속도계와 Data Physics 사의 주파수 분석기(dp440)을 사용하였다. 측정점 1 에서의 전달함수 선, 고유진동수(Natural frequency) 및 120Hz 대역에서의 모드 형상을 Fig. 7 및 Fig. 8 에 나타내었다. 이를 통하여 현재 모터 브라켓은 125.5 Hz의 고유 진동수를 가지고 있으며, 에어컨 모터의 가진 주파수인 120Hz 에 상당히 근접하여 있음을 알 수 있다.

구조물의 고유 주파수가 가진 주파수와 근접하게 존재한다는 것은 외부 가진력이 구조물에 전달될 때 공진현상이 발생하고, 과도한 진동은 소음을 유발하게 된다는 것을 의미한다. . 그러므로 에어컨 모터 브라켓의 공진 주파수는 모터의 가진 주파수 작동 범위를 피할 수 있도록 설계되어야 한다.

3. 실험계획법을 이용한 에어컨 모터 브라켓의 저소음 설계

본 연구에서는 에어컨의 소음 진동 실험을 통하여 얻어진 소음원인 모터 브라켓에 대하여 진동 소음을 저감시킬 수 있는 가장 적합한 설계 안을 도출하고자 한다. 먼저 기존 브라켓 모델을 기반으로 해석 모델을 확립하고 실험을 통하여 실제 브라켓과 캐비닛의 경계 조건을 도출한다. 도출된 경계조건을 기반으로 새로운 모델에 조건을 적용하고, 새로운 모델에서 비드와 홀을 적용하여 다양한 모델을 도출하고, 특히 비드와 홀, 두께를 통한 각 모델을 제작 시 실험계획법을 적용하여 시뮬레이션 회수를 줄이고 가장 영향도가 큰 인자를 선정하였다. 이를 통하여 현재 제품보다 소음 진동 품질 면에서 향상된 개선안을 마련하고자 하였다.

3.1 에어컨 모터 브라켓의 모델링

본 해석에서 모터 브라켓에 사용된 요소는 각

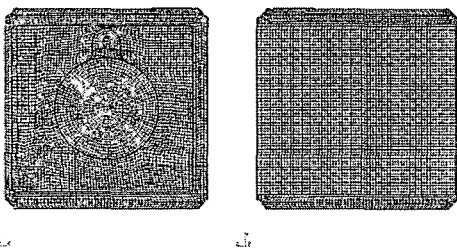


Fig. 9 FE model of motor bracket

노드점에서 6 자유도를 갖는 SHELL63 모델이며, 모터와 브라켓이 접촉되는 부분은 모터의 강체 거동을 고려하여 3 차원 BEAM 요소인 BEAM4 로 모델링하고, 모터는 정하중을 고려하여 MASS21 요소로 모델링 하였다. 유한 요소는 등방성, 등질성, 선형탄성으로 가정하였다.

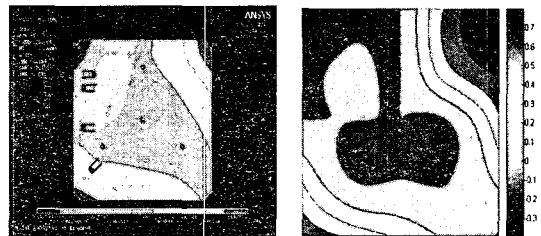
3.2 에어컨 모터 브라켓의 모드해석 및 경계조건 추출

브라켓을 모델링한 후 모터의 하중(4.2kg)을 고려하여 해석을 진행하였다. 예응력(Pre-stress) 해석을 통하여 모달 해석 전 모터의 하중에 의해 브라켓이 받고 있는 정적 변형량을 고려하였다.

모터와 브라켓이 연결되는 부분은 강체 빔 요소로 모터로 가정한 질량체와 연결하였다. 여기서 질량체는 모터의 실제 하중을 입력하여 예응력 해석을 시행 하였다. 예응력 해석 이후 얻어진 각 브라켓 요소의 초기 변위를 가지고 모드 해석이 이루어진다.

모드 해석이 이루어지기 전에 경계 조건을 정하여 한다. 실제 에어컨에서 브라켓과 캐비닛이 연결되는 부분은 5 곳이 리벳으로 연결되어 있기 때문에 리벳 연결 부위를 모델링하기 위해서는 그 5 곳의 경계 조건을 추출하여야 한다. 5 곳의 경계 조건을 추출하기 위하여 리벳 연결부위의 노드 조건을 6 자유도에 대하여 실험 계획법을 통하여 5 곳의 자유도를 변경하여 얻어진 해석 결과와 실험 결과를 비교하여 가장 일치하는 경계 조건을 추출하였다. 추출된 5 곳의 경계 조건을 새로운 모델에 적용하여 개선안을 도출하고자 한다.

위와 같은 방법을 통하여 브라켓의 실제 모델과 근접한 응답을 줄 수 있는 신뢰성 있는 해석 모델을 선정하여 모달 해석 결과를 실제 실험값과 비교하였다. Fig. 10(a)는 실제 경계조건을 적용하여 FEM 를 통해 얻어진 모드 형상을 나타낸 것이고



(a) FEM analysis result (b) Experimental result

Fig. 10 Comparison of modal analysis using FEM and experimental results of bracket

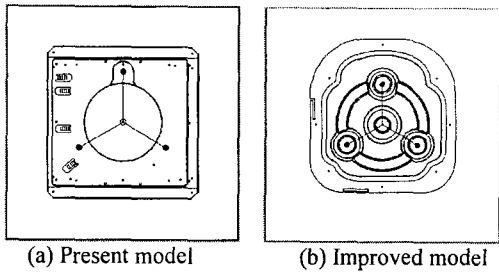


Fig. 11 Comparison of present model and improved Model

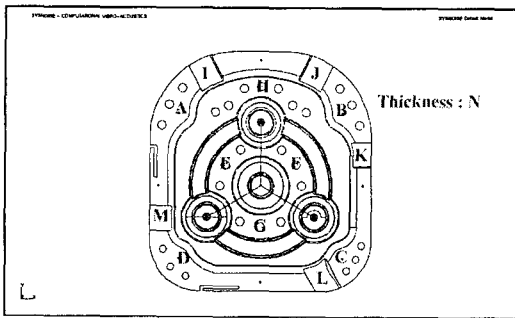


Fig. 12 Overview of motor bracket (factors)

(b)는 실험 결과로부터 얻은 모드 형상을 나타낸 것이다. 해석한 결과와 실제 실험 결과가 거의 일치하는 것을 볼 수 있다.

3.3 에어컨 모터 브라켓의 개선안 모델링

Fig. 11 은 현재 에어컨 실내기에 사용되는 모터 브라켓과 새롭게 개념 설계된 모터 브라켓 모델의 형상이다. 이전 모델에 비해 제조 원가를 절감할 수 있는 모델로 설계하였으며, 모터가 결합되는 부위는 비드를 넣어 강성을 보강하였다. 이전 모델과 같이 모터를 고려하여 모델링하였다. 이 제안된 모델에 대하여 실험 계획법을 이용하여 비드와 홀을 추가하여 모터의 하중을 고려한 모드 해석을 실시하였다.

3.4 실험계획법의 적용

Fig. 12 는 개선안으로 제시된 모델에 비드와 홀을 적용하여 모델링한 결과이다. 비드를 5 곳에 홀을 8 곳에 적용하였다. 여기서 실험계획법을 통하여 120Hz 가진 주파수에서 가장 먼 고유진동수를 갖고 있는 모델을 각 비드와 홀의 최적 조합으로 찾아내는 것이다.

여기서 각 인자는 다음과 같다. A 는 11 시 방향의 홀, B 는 1 시 방향의 홀, C 는 5 시 방향의 홀,

Table 1 Table of orthogonal array $L_{16}(2^{15})$

Exp. No	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N
1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
2	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1
3	-1	-1	-1	1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1
4	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1	1	-1	-1	-1
5	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1
6	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	1	-1	-1	1	1	-1
7	-1	1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	-1
8	-1	1	1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	-1	-1	1
9	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1
10	1	-1	1	-1	1	-1	1	1	-1	1	-1	1	-1	1
11	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	1	-1	1
12	1	-1	1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	-1	1	-1
13	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1
14	1	1	-1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	1	1	-1	-1
15	1	1	-1	-1	-1	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	-1
16	1	1	-1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	-1	1	1	1

Table 2 Response Table for Means

Factor	Effect	
	-1	1
A	77.0293	76.0975
B	76.6216	76.5053
C	76.6271	76.4998
D	76.6101	76.5168
E	75.9424	77.1844
F	76.5755	76.5513
G	76.7061	76.4207
H	76.6118	76.5150
I	76.6647	76.4621
J	77.2671	75.8597
K	82.3834	70.7434
L	76.9417	76.1851
M	76.5893	76.5376
N	69.5095	83.6173

D 는 7 시 방향의 홀, E 는 중앙의 11 시 방향의 홀, F 는 중앙의 1 시 방향의 홀, G 는 중앙의 6 시 방향의 홀, H 는 중앙의 12 시 방향의 홀, I 는 11 시 방향의 비드, J 는 1 시 방향의 비드, K 는 3 시 방향의 비드, L 은 5 시 방향의 비드, M 은 8 시 방향의 비드, 그리고 N 은 브라켓의 두께이다.

본 연구에서는 효율적인 개선안을 마련하기 위해서 실험계획법 중 직교배열표를 도입하였다. 직교배열표를 도입하는 이유는 인자의 조합에 대해 일부 실시법을 사용하여 최소한의 해석 횟수로 전 조합실험시법과 유사한 결과를 얻을 수 있는 장점이 있기 때문이다. 모터 브라켓의 형상 변경 인자는 총 11 개의 변수로 모두 2 수준으로 나타내었다. 2 수준은 비드와 홀은 있을 경우와 없는 경우로 2 수준을 설정하였고, 두께는 1.0mm, 1.2mm 로 2 수준을 설정하였다. 이를 통하여 실험에 맞는 직교

배열표는 $L_{16}(2^{15})$ 를 선정하였다. Table 1 에서 수준 -1 은 비드나 홀이 없는 경우와 두께가 1.0mm 인 경우이고, 수준이 1 인 경우는 비드나 홀이 존재하고 두께가 1.2mm 인 경우이다.

직교배열표를 이용하여 인자와 수준에 맞게 모델을 수정하고, FEM 을 이용하여 모드 해석을 실시하였다. (모터의 하중을 고려하여 모드해석진행)

각 실험에 대한 특성치(고유진동수)를 얻어내고 이 특성치가 최소화하는 수준을 찾아낸다. 평균 분석을 통하여 인자의 수준의 최적 조합을 찾아내고, 직교 배열표상의 실험의 특성치와 비교하여 가장 우수한 실험값을 찾아낸다.

Table 2 는 망소 특성인 특성치에 대한 결과로 인자와 수준의 효과를 보여주고 있다. 위의 Table 2 를 통하여 각 인자 별 수준수의 효과를 비교하여 인자, 수준의 최적 조합을 나타내면 다음과 같다.

위에서 얻어진 인자의 수준의 최적 조합은 다음과 같다. E(중앙의 11시 방향의 홀)는 홀을 제거하고, N(브라켓의 두께)는 1.0mm 로 선정하였다. (나머지 비드와 홀은 존재) 얻어진 최적의 수준 조합을 모델링하여 모드 해석을 실시하였다.

설계인자들의 최적 수준 조합하여 모드 해석한 결과 이전 모델의 125.5Hz 의 고유진동수에서 63.6 Hz 의 고유진동수로 변화하였다. 이는 가진 주파수 120Hz 에서 멀리 고유진동수가 존재하여 가진

시 초기 모델보다 진동 절연의 효과가 나타난다.

3.5 개선안의 검증

Fig. 15 는 개선된 모델과 이전모델의 진동 전달을 관계를 보여준다.

개선된 모델의 전달율과 이전 모델을 비교해 봤을 때 브라켓의 형상 변경 후 모터에서의 진동이 모터 브라켓과 캐비닛으로 전달되면서 효과적으로 절연되고 있다.

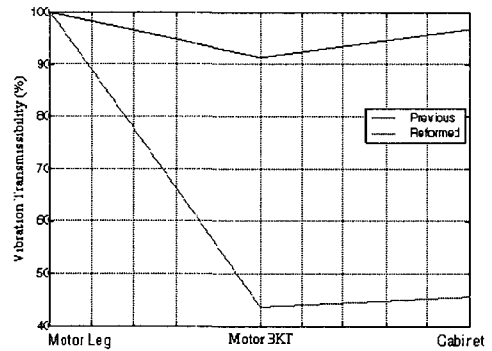


Fig. 15 Vibration transmissibility ratio at 120Hz

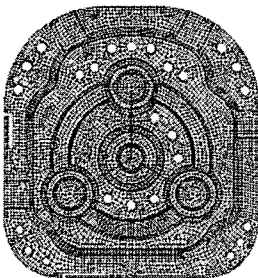


Fig. 13 Improved model using DOE

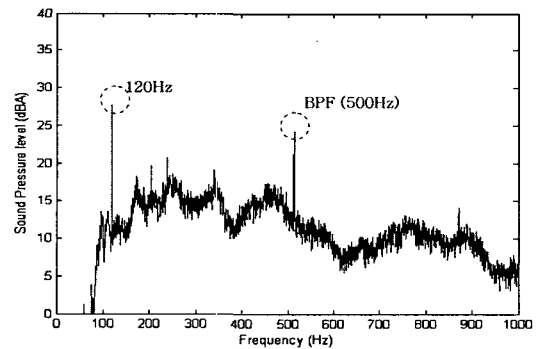


Fig. 16 Sound pressure level of the present model

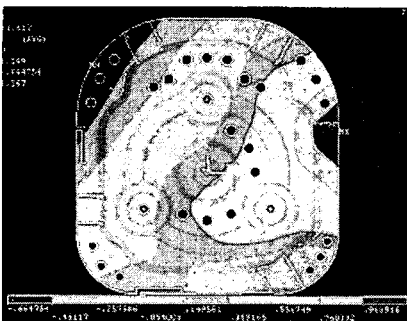


Fig. 14 Modal analysis of improved model

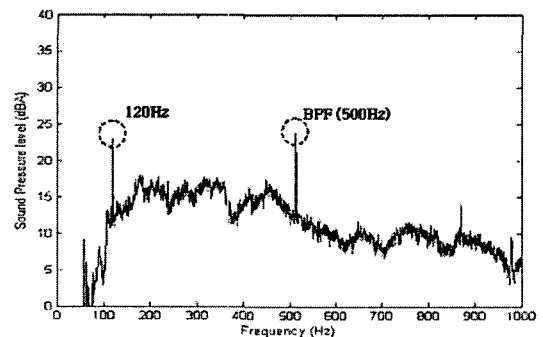


Fig. 17 Sound pressure level of the improved model

Table 3 Sound pressure level

	120Hz
Present Model	27.7 dB(A)
Improved model	23.0 dB(A)
Difference	4.7 dB(A)

Fig. 16 과 Fig. 17 는 개선 전후 에어컨의 소음을 무향실에서 측정된 결과이다. Table 3 은 개선 전후의 결과를 비교한 것이다. 측정결과 120Hz 에서 4.7dB 로 소음 저감 효과를 보이고 있다. 이는 초기 모델에서 나타나던 120Hz 의 높은 소음을 효과적으로 제어한 것으로 고찰된다.

4. 결론

본 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 에어컨 작동 중 음압 레벨 측정에서 주요한 소음의 주파수는 120Hz 와 500Hz 성분이라는 것을 확인할 수 있었다. 또한 주파수 분석을 통하여 120Hz 성분은 모터의 가진 주파수, 500Hz 성분은 에어컨 팬의 BPF(Blade Passing Frequency)주파수임을 확인하였다.

(2) 에어컨 작동 중 음압 레벨 측정에서 얻어진 주요한 주파수에 관하여 음향 인텐시티 법을 통하여 소음원을 규명하였다. 음향 인텐시티에 의한 에어컨의 소음원 규명에서는 소음에 있어서 120Hz 성분은 에어컨의 하단(모터부위), 상단부 전체에 분포하고 있음을 음향 인텐시티 실험을 통하여 알 수 있었다. 이는 모터의 직접 방사음이 토출구와 흡입구로 배출되었기 때문으로 예측된다.

(3) 에어컨의 진동 및 ODS 를 이용한 동적 거동 측정에서는 모터 부위에서 높은 진동량을 보이고 있다. 이는 120Hz 에서의 인텐시티 측정 결과와 비교했을 때 높은 소음이 발생하는 부분과 높은 진동이 발생하는 부분이 일치함을 보여준다. 또한 모드 실험시 현재 모터 브라켓은 125.5 Hz 의 고유 진동수를 가지고 있으며, 에어컨 모터의 가진 주파수인 120Hz 에 상당히 근접하여 있음을 알 수 있다.

(4) 현재 모델에서 FEM 을 통하여 구조 해석을 수행하여 실험과 비교하여 캐비닛과 결합되는 부분의 경계조건을 추출하였으며, 소음 진동 측면에서 개선된 모델을 찾아내기 위하여 다양한 비드와 홀을 삽입하여 실험 계획법을 통하여 브라켓의 비드와 홀의 최적 조합 사양을 도출하였다. 그 결과 브라켓 형상 변경 후 이전 모델은 모터의 가진 주파수인 120Hz 에 근접하게 브라켓의 고유진동수

(125.5Hz)가 존재하여 이들 고유 진동수에 의한 공진의 가능성이 존재하였지만, 개선된 모델은 고유진동수가 보다 멀리 떨어진 63.6Hz 로써 이전 모델에 비하여 가진 주파수를 많이 회피하여 보다 공진의 가능성을 저감시켰다.

(5) 구조 해석을 수행하여 최종적으로 도출된 개선안을 실제 제작하여 진동 전달량과 음압에 대하여 실험한 결과 진동 전달량은 Fig. 15 과 같이 효과적으로 절연되고 있으며 음압 측정 결과 120Hz 에서 기존 제품 대비 4.7dB(A)의 소음저감 효과를 확인하였다.

후 기

본 연구는 위니아 만도(주)의 “에어컨 실내기 구조물의 방사소음 예측 및 개선에 관한 연구” 로써 관계자 여러분께 깊은 감사를 드립니다.

참고문헌

- (1) Fahy, F. J., 1989, “Sound intensity,” 2nd E&FN SPON.
- (2) Fahy, Frank J., 1977, “Measurement of Acoustic Intensity Using the Cross-Spectral Density of Two Microphone Signals,” *JASA*, Vol. 62, pp. 1057~1059.
- (3) Schultz, T. J., 1975, “Measurement of Acoustic Intensity in Reactive Sound Field,” *JASA*, Vol. 57, pp. 1263~1268.
- (4) Pavic, G., 1977, “Measurement of Sound Intensity,” *JSV*, 51, pp. 533~546
- (5) Chung, J. Y., 1978, “Cross-Spectral Method of Measuring Acoustic Intensity Without Error Caused by Instrument Phase Mismatch,” *JASA*, Vol. 64, pp. 1613~1616.
- (6) Adin Mann, J., 1987, “Instantaneous and Time-Averaged Energy Transfer in Acoustic Fields,” *JASA*, Vol. 82, pp. 17~30.
- (7) Schwarz, Brain J., Richardson, Mark H., 1999, “Introduction to Operating Deflection Shapes,” CSI Reliability Week.
- (8) Havard Vold, Brian Schwarz, Mark Richardson, 2000, “Display Operating Deflection Shapes from Nonstationary Data,” *Sound and vibration*, pp. 14~18.
- (9) Richardson, M.H., 1997, “Is It a Mode Shape of an Operating Deflection Shape?,” *Sound and vibration*, February.
- (10) McHargue, P. L. and Richardson, M. H., 1933, “Operating Deflection Shapes from Time Versus Frequency Domain Measurements,” *Proceedings of the 11th International Modal Analysis Conference*, Kissimmee, Florida, February.
- (11) Ole Dossing, 1988, “Structural Stroboscopy – Measurement of Operational Deflection Shapes,” *Sound and Vibration*, August, pp. 18~26