

에어컨 팬 BLDC 전동기의 음향공진에 관한 연구

Study on Acoustic Resonance of Air-Conditioner Fan BLDC Motor

이홍주*·김광석*·권중학*·방기창*·황상문†

Hong-Joo Lee, Kwang-Suk Kim, Joong-Hak Kwon, Ki-Chang Bang and Sang-Moon Hwang

Key Words : acoustic noise (소음), acoustic resonance (음향공진), design of experiments (실험계획법), fan motor(팬 전동기)

ABSTRACT

Acoustic noises generated during motor operation in mechanical system are from electromagnetic, mechanical, aerodynamic, and electrical sources. For identification of mechanical noise origins, misalignment, unbalance, fan shape, resonance, and vibration modes have been extensively considered to describe noise behavior. An experiment-based approach as well as a mathematical approach needs to be adopted for a realistic study into noise and vibration of the motor, because motor noise characteristics differ from type to type due to various noise sources. In this paper, a brushless DC motor for air-conditioner fan is analyzed by finite element method to identify noise source, and the analysis results are verified by experiments, and sensitivity analysis is performed by design of experiments.

1. 서론

최근 생활수준의 질적 향상 및 대기오염 등의 이유로 가정이나 사무실 등에 에어컨과 같은 공조설비의 수요가 증가하고 있으며 점차 널리 일반화 되어 가고 있는 추세이다. 특히 실내에서의 생활이 매우 큰 비중을 차지하고 있는 요즘 에어컨은 필수 불가결한 존재로서 인식되고 있으며 생활 필수품으로서 자리를 잡아가고 있다. 에어컨의 기본은 냉방 기능이다. 하지만 요즘은 업체들 간에 냉방 기술 수준이 비슷해지면서 공기정화 능력, 절전 기능, 전문 설비 등 부가적인 요건들이 에어컨 선택의 중요한 기준이 되고 있으며, 여기에서 간과될 수 없는 사항이 진동과 소음 문제이다. 소음에 민감한 사람은 에어컨의 저소음 기능을 고려하여, 조용한 도서관 수준의 소음인 40 dB 이하 제품을 선호한다. 기존에 에어컨의 전동기는 Inner Rotor 를 사용하였고 이 전동기는 전동기 체적이 커서 유로 면적을 줄여 냉각 효율이 떨어지는 문제점이 있었다. 따라서 냉각 효율을 세계 최고의 시스템을 갖추기 위해서 전동기 볼륨을 줄여 유로공간을 확보되어야 하는 동시에 저소음에 대한 연구가 절실히 요구 된다. 에어컨에서의 실내기에 구성하고 있는 것에는 열 교환기와 팬 전동기가 있다. 팬 전동기는 과거에는 유도전동기를 사용하였으나 현재는 고효율, 고출력, 인버터 제어 그리고 소형화하는 추세에 있다. 진동과 소음은 소비자의 생활의 불편을 초래하는 것 외에 시스템의 효과적인 운전과 시스템 수명과도 직접적인 영향이 있으므로, 진동과 소음을 최소화 하는 설계가 반드시 고려되어

야 한다. 특히 가전 기기의 고출력화 및 소형화 추세에 맞춰 이를 구성하는 전동기 또한 높은 출력 밀도가 요구됨에 따라, 이에 부응하는 전동기로서 Outer Rotor BLDC(Brushless DC) 전동기가 각광을 받고 있다. Outer Rotor BLDC 전동기는 영구자석에 의한 자기 토크 (Magnetic torque)를 이용함에 따라 높은 출력 밀도를 가지는 장점이 있으나, 유도기에 비해 더 많은 진동 소음원을 가진다는 단점이 있다. Outer Rotor BLDC 전동기에서 발생하는 진동 소음의 주요 원인은 크게 전자기적인 원인, 기계적인 원인, 그리고 공기역학적인 원인으로 분류할 수 있다. 최근에 에어컨의 소음문제가 대두되면서 팬 전동기에서 의한 진동 소음의 저감 대책에 대한 연구는 미흡한 실정이다. 따라서 본 논문에서는 에어컨 컴프레서용 전동기로서, Outer Rotor BLDC 전동기를 대상으로 발생하는 소음원을 찾아내고 진동과 소음을 저감할 수 있는 설계에 대해서 스위칭주파수, 브라켓 두께, 오버행 등 인자들을 고려하여 검토하고자 한다. 먼저 이미 제작되어 있는 시작기의 소음 성능 평가를 시행하여⁽¹⁾, 소음원을 분석하고⁽²⁾⁻⁽⁴⁾, 실험계획법⁽⁵⁾을 이용해 다른 요인도 검증한다.

2. 시작기의 소음 평가

팬 장착과 전동기 단품시 소음 비교

현상분석을 위하여 에어컨 팬 전동기의 소음 측정시 전동기에 팬을 부착한 채로 소음을 측정하는 것이 옳으나, 소음이 전동기에 기인한 것인지 확인하기 위해서 팬 장착시와 전동기 단품상태에서의 소음을 모두 측정하였다. 소음을 측정하는 가장 기본 방법은 일정한 위치에서 동일한 조건으로 소음을 측정하는 것으로 둘 이상의 조건에

† 황상문; 부산대학교 기계공학부

E-mail : shwang@pusan.ac.kr

Tel : (051) 510-3204, Fax : (051) 581-3104

* 부산대학교 기계공학부

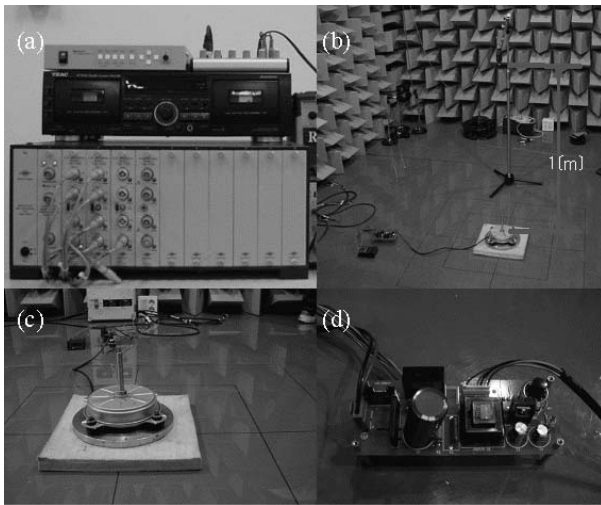


Fig. 1. Test setup; (a)FFT analyzer, (b)anechoic room, (c)test motor, (d)driver

Table I. Test setup of noise and vibration

	noise	vibration
sensor	microphone	accelerometer
sensitivity	62.05 ($\mu\text{Pa}/\text{V}$)	10(mV/g)
average time	500	50
frequency range	0~6.4(kHz)	0~2(kHz)
frequency resolution	1(Hz)	1(Hz)
window function	Hanning	Hanning
weighting function	A-weighting	-

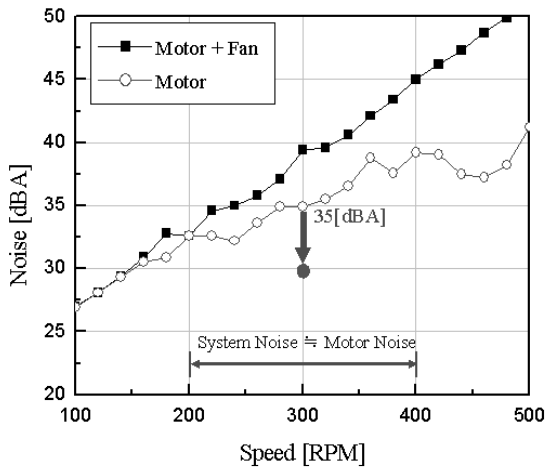


Fig. 2. Total noise of prototype

대한 소음 비교가 가능 하다. 수음거리에 대해서는 정해진 국제 규격이 없으며, 업체별, 제품별로 자체 규정을 가지고 있는 것이 일반적이다. 본 논문에서는 전동기에서 수직으로 1m 떨어진 지점에서 Bruel&Kjaer Microphone Type 2669 을 이용하여 수음을 하였다. 본 실험에서는 전동기를 지그에 고정시킨 상태로 소음을 측정하였으며, Bruel&Kjaer Multichannel Data Acquisition Unit :Type 2816 을

이용하여 소음을 분석하였다. FFT 장비 설정은 아래와 같으며, 그림 1 과 표 1 은 실험에 사용된 모터 및 실험에 대해 나타낸 것이다.

에어컨 실내기의 소음은 팬 소음이 주류를 이루나, 저속으로 갈수록 팬 소음은 감소하고, 전동기의 소음이 부각된다. 이는 에어컨 취침 모드 의 경우 저속으로 운전시 귀에 거슬리는 전동기 소음이 발생한다. 따라서 에어컨의 저속 운전시에 전동기소음의 주요 원인을 도출하고자 한다. 그림 2 는 팬 장착시 전동기의 전체소음과 전동기 단품상태의 전체소음을 비교한 것이다. 여기서 전동기의 운전속도는 100(rpm) 부터 500(rpm)으로 20(rpm)단위로 측정하였고 값은 전체 소음값으로 표시하였다. 여기서 알 수 있는 것은 400(rpm)이하의 영역은 시스템의 소음이 전동기 소음에 의한 소음과 유사함을 알 수 있으며, 전동기 소음이 팬 소음에 비해 커지는 것을 알 수 있다.

전동기 속도에 따른 소음 평가

그림 3 은 공진에 의한 구조적인 원인에 의해 발생하는 소음과 전자기적 Source 에 의해 발생하는 소음이 각각 합쳐져서 전동기 전체의 소음으로 나타남을 설명하고 있다. 전자기력에 의한 소음은 전동기의 운전속도에 비례해 소음의 주파수특성이 변화할 것이나 공진에 의한 소음은 전동기의 운전속도와 소음의 주파수특성이 변화하지 않는다. 본 실험은 이러한 특성을 이용하여 전자기력에 의한 소음과 공진에 의한 소음을 분해하고자 한 것이다. 그림 4 는 전동기의 운전 속도 변화에 따른 소음의 양상을 측정 한 것이다. 운전속도는 100 에서 500rpm 까지 변화시켜가며 1m 떨어진 지점에서 수음한 소음의 크기를 색으로 나타낸 것이다. 이 그림에서 운전속도의 변화와 무관하게 소음이 크게 발생하는 대역 (600~700Hz)이 존재한다. 이 대역에 걸쳐 운전속도의 16X 배의 간격으로 소음이 더 크게 발생하며 이는 속도가 변함에 따라 가진력이 변하기 때문이다. 이런 전자기적 가진력의 변화가 소음의 크기를 변화시키는 원인임을 그림 3 을 통해 이미 설명 하였다. 600~700Hz 에서의 소음은 운전 속도 변화와 무관하고 항상 크게 나타나는 것으로 보아 공진에 의한 것이라고 볼 수 있다. 위의 공진 주파수의 원인을 알아내기 위해 전동기 부품별로 모달 테스트를 병행 할 필요가 있다. 전동기 자체 소음이 어느 대역에서 높은지 정확하게 현상을 분석하기 위하여 그림 5 에서와 같이 전동기 회전수별 소음을 조화 성분만 뽑아서 분석을 해 보았다. 조화 성분의 16X 의 배수이면서 600~700Hz 에 해당되는 고조파 모두가 큰 소음 발생함을 알 수 있다. 이것은 전동기의 소스보다는 공진에 의한 소음이 크게 나오기 때문이다. 전동기의 저속 영역에서 소음원의 주 관심영역은 16X 의 배수이면서 600~700Hz 로 나타 낼 수 있다. 따라서 전동기의 회전수를 300rpm 으로 정하고 이때의 전

동기 소음을 1/3 옥타브 밴드와 리니어 밴드 두가지 조건으로 분석하였다. 이 때 높게 나타나는 부분은 그림 7 에서 보이듯이 16kHz 의 전기적인 스위칭의 부분과 공진이 일어나는 600~700Hz 에서 알 수 있다. 전기적 스위칭주파수와 관련된 소음은 뒤에서

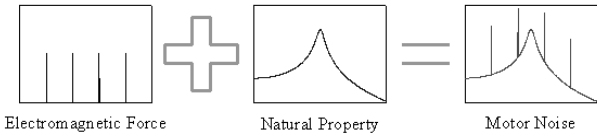


Fig. 3. Outline of motor noise

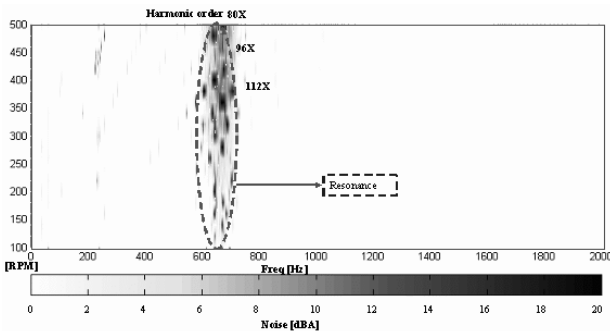


Fig. 4. Noise characteristic according to drive speed

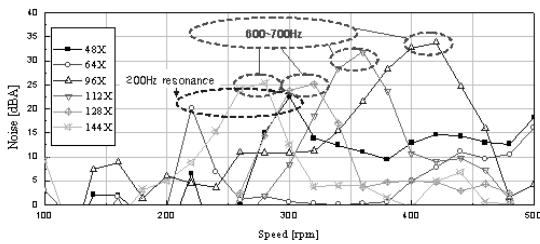


Fig. 5. Noise respect to harmonics order

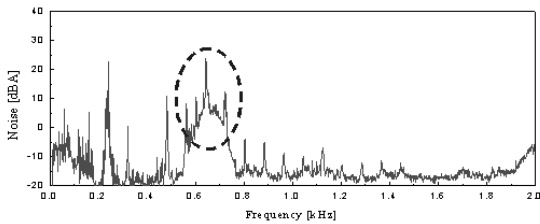


Fig. 6. Narrow band noise at 300rpm

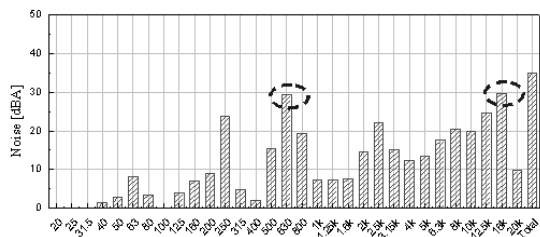


Fig. 7. 1/3 Octave band Noise at 300rpm

다시 다루고자 한다. 300(rpm) 내로우 밴드 조건을 보면 600~700Hz 에서 공진 소음이 발생함을 알 수 있다.

3. 소음 분석

전자기력 분석

본 논문에서 사용된 전동기의 극 수와 슬롯 수는 각각 32 와 24 이며, 전자기력의 주파수 성분은 다음과 같다.

$$f_c = n \cdot lcm \cdot \frac{N}{60}, f_r = 3n \cdot p \cdot \frac{N}{60}, f_s = 3n \cdot p \cdot \frac{N}{60} \quad (1)$$

여기서 f_c, f_r, f_s, n, N, p 및 lcm 은 각각 코깅토크, 출력토크, 국소작용력의 주파수성분, 임의의 자연수, 전동기의 회전속도(rev/min), 극수 및 극수와 슬롯수의 최소공배수이다. 식에서 알 수 있듯이 전동기의 전자기력은 전동기의 회전속도에 비례한다. 이러한 특성은 소음 특성에도 나타난다. 그림 4 에서 보여지는 공진주파수 부근의 대각선이 이에 해당한다.

실험 모드 해석

본 실험의 목적은 앞선 소음실험의 결과로 확인한 시스템 공진주파수(600~700Hz)를 확인하고자 함이다. 전동기를 줄에 매달아서 셰이커(Shaker)로 랜덤 가진한 것을 가속도계로 진동신호를 측정하여 주파수 응답 함수(FRF: Frequency Response Function)를 구하였다. 전동기의 상태에 따라 표 II와 같이 모드 실험을 수행하였다. 그 결과 그림 8 과 같이 600~700Hz 사이에서는 공진주파수가 존재하지 않는 것을 확인하였다. 이는 600~700Hz 에서 발생하는 소음이 공진소음이 아닌 것을 의미한다.

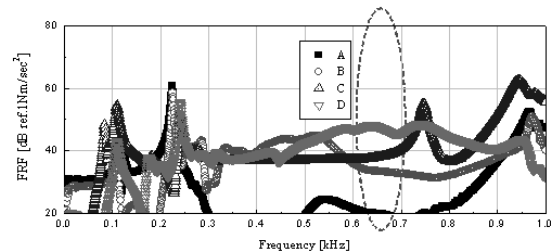


Fig. 8. Frequency response function

Table II. Experimental condition of FRF analysis

item	experimental condition
A	rotor (motor only)
B	bottom bracket (motor only)
C	rotor (combined jig)
D	bottom bracket (combined jig)

음향 모드 해석

본 실험은 600~700Hz 에서 음향 모드가 존재하는지 확인하기 위한 실험이다. 먼저, 회전자 프레임에 구멍을 뚫은 후 한 쪽 구멍에서 혼드라이버를 이용해 주파수에 따라 일정한 음, 다시 말해 랜덤 노이즈를 발생시키고 다른 쪽에서 마이크로 폰을 이용해 음압을 측정하였다. 관심 주파수에서의 소음이 음향 모드에 의한 소음이라면 그 주파수 대역에서 소음이 크게 발생할 것이고, 기구부 공진에 의한 소음이라면 소음이 발생하지 않을 것이다. 그림 10 은 음향 모드 실험 결과이다. 700Hz 와 1200Hz 부근에서 음향공진이 발생하는 것을 확인할 수 있다. 이 실험 결과가 타당한지 확인하기 위하여 유한요소 툴인 Sysnoise 로 해석하였다. 그림 11 은 음향모드를 해석하기 위하여 사용된 모델이며, 그림 12 는 음향 모드 형상을 보여준다. 실험에서의 공진주파수와 해석에서의



Fig. 9. Acoustic modal test set up

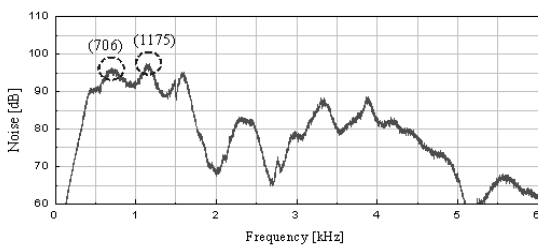


Fig. 10. Result of acoustic modal test

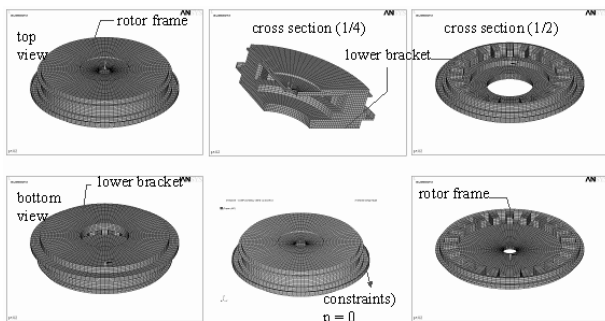


Fig. 11. Airspace model for finite element analysis

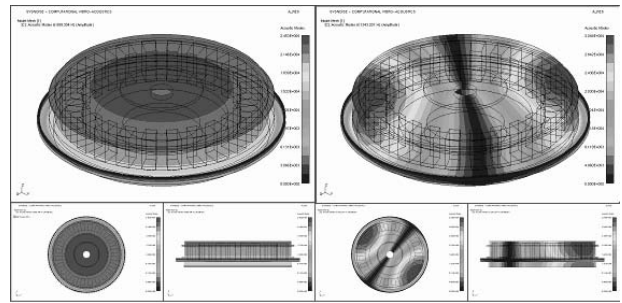


Fig. 12. Acoustic mode shape; (a)first (658Hz), (b) second (1243Hz)

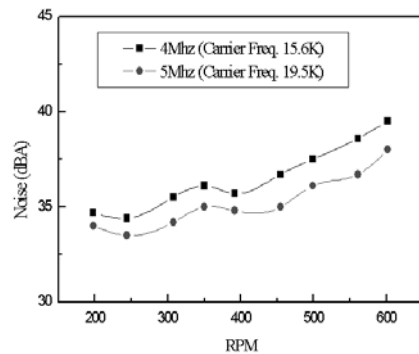


Fig. 13. Total noise respect to switching frequency

공진주파수가 거의 비슷한 대역임을 확인할 수 있으며, 이는 600~700Hz 에서 음향모드가 존재하는 것을 확인할 수 있다.

전기적 스위칭주파수와 소음의 영향 분석

전동기 단품상태에서 발생하는 소음 중에서 600~700Hz 를 제외하면 전기적 스위칭 주파수인 16kHz 에서의 소음이 가장 크다. 일반적으로 스위칭 주파수가 높으면 높을수록 소음이 감소하는 경향이 있으나, 비용이 커지는 단점이 있다. 그리고, 20kHz 이상의 음압은 가청주파수 범위를 넘어서므로 본 실험에서는 스위칭주파수를 프로토타입인 16kHz 와 20kHz 를 비교 분석하였다. 그림 13 은 스위칭 주파수와 전동기 속도별 전체소음을 나타낸 것이다. 전체적으로 2 ~ 3 dB 저감하는 것을 볼 수 있다.

4. 실험계획법을 통한 민감도 분석

실험계획법의 기본이론

여러 가지 공학적 설계 문제 중에서도 특히 소음 저감 설계는 많은 설계 변수들과 그 설계 변수들의 상호작용 그리고 자기적 비선형성 때문에 매우 복잡한 문제라고 할 수 있다. 따라서 이러한 점들을 고려하지 않은 채 설계를 수행한다면 많은 시간과 노력을 필요로 할 것이다. 본 논문에서는 진동 및 소음을 줄이기 위해 보다 효율적이고 객관적인 소음 저감 설계가 되도록 실험 계획법(Design of

Experiment, 이하 DOE)을 이용하였다. DOE 를 간단하게 정의하면 실험에 대한 계획 방법을 의미하는 것으로, 해결하고자 하는 문제에 대하여 실험을 어떻게 행하고 데이터를 어떻게 취하며, 어떠한 통계적 방법으로 데이터를 분석하면 최소의 실험으로 최대의 정보를 얻을 수 있는가를 계획하는 것이다. DOE 의 주요 목적에는 여러 가지가 있다. 첫째, 어떤 인자가 반응값에 유의한 영향을 주고 있는가를 파악하고 그 영향이 양적으로 어느 정도 큰가를 알아내는 것(검정과 추정적 문제). 둘째, 반응값에 영향이 작은 인자들은 어느 정도의 영향을 주고 있으며 측정오차는 어느 정도 인가를 알아내는 것(오차항 추정적 문제). 셋째, 유의한 영향을 미치는 원인들이 어떠한 조건을 가질 때 가장 바람직한 반응을 얻을 수 있는가를 알아내는 것(최적조건의 결정문제)등이 이에 해당한다. 여기서 둘째는 실제 실험을 통해 발생하는 오차를 추정하기 위한 항으로 해석을 바탕으로 하는 본 논문에서는 고려하지 않았다. 그림 21 은 DOE 의 과정을 나타낸 것으로, DOE 를 수행하기 위해서는 첫째, 해결해야 할 문제를 정확하게 파악하고 실험으로부터 얻고자 하는 목적의 명확한 설정이 필요하다. 둘째, 반응 변수 및 입력변수의 선정이 이루어져야 한다. 셋째, 입력변수(인자)의 수준을 선택해야 하며, 넷째, 실험의 목적과 비용 및 시간 등을 고려하여 알맞은 DOE 를 선택한다. DOE 의 종류에는 인자의 수와 DOE 의 목적에 의해 크게 일부요인실험, 완전요인실험 그리고 반응표면실험으로 나누어진다. 일부요인실험은 인자의 수가 많을 때 불필요한 교호작용(한 인자의 효과가 다른 인자 수준의 변화에 따라 변하는 경우 교호작용의 효과가 존재)이나 고차의 교호작용을 구하지 않고 실험의 크기를 작게 할 수 있도록 인자의 조합 중에 일부만을 실험하는 방법으로 반응에 대한 중요 인자의 식별이 목적이다. 완전요인실험은 인자들의 모든 주효과 및 교호작용을 추정할 수 있는 방법으로 인자들의 관계 설명을 목적으로 한다. 반응표면실험은 반응의 최적 조건을 찾는 것을 목적으로 한다. 다섯째, 선택한 DOE 를 이용하여 실험을 수행하고 데이터를 수집하게 된다. 마지막으로 수집된 데이터를 분석하여 원하는 결과를 얻기 위한 방법 등을 제안하게 된다.

실험 결과

오버행은 전동기의 고정자의 코아와 회전자의 마그넷의 자속이 쇄교하는 범위 내에 있지만 단차가 크면 소음에 영향을 미친다. 본 실험은 마그넷의 폭을 변화시켜서 진행하였고, 그림 15 와 표 3 에서 소음의 실험결과를 보면 200rpm 에서는 소음의 차이를 나타나는 것을 확인할 수 있으며 유의한 인자로 볼 수 있다. 그리고, 전동기 하우징에 구멍을 내어 실험을 해보았다. 구멍의 없는 시작기와 구멍의 크

기 및 수량으로 각각 실험 해 보았다. 소음실험을 한 결과를 그림 16 과 표 4 에서 보면 구멍의 크기와 수가 증가할수록 600Hz 의 소음은 감소하는 대신에 2kHz 에서는 오히려 증가하는 경향을 나타냈다. 전

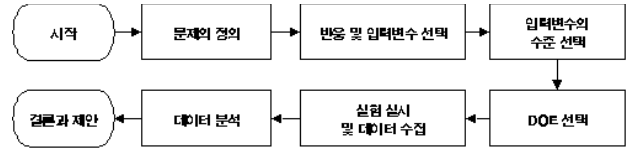


Fig. 14. Procedure of DOE

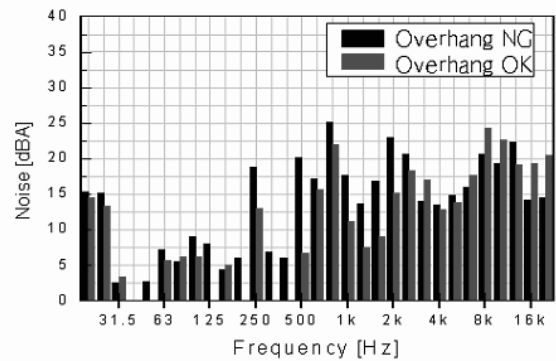


Fig. 15. Noise respect to overhang

Table III. Noise results of overhang

run order	rotor frame thickness (mm)	overhang	noise (dBA)
1	1.2	OK	32.1
2	2	NG	29.8
3	1.2	OK	31.1
4	2	NG	28.8

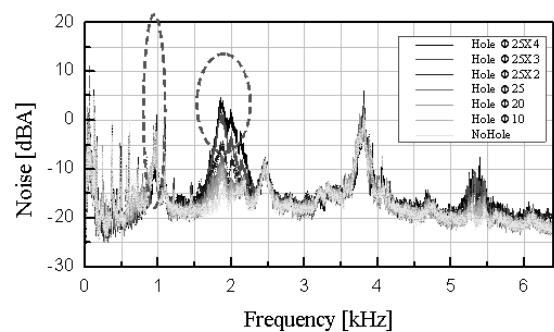


Fig. 16. Noise respect to hole size

Table IV. Noise results of hole size

case	@ 600Hz	@ 2kHz
hole $\Phi 25 \times 4$	-8.35	4.65
hole $\Phi 25 \times 3$	-6.41	2.33
hole $\Phi 25 \times 2$	-6.43	-4.22
hole $\Phi 25$	-3.4	-7.12
hole $\Phi 20$	-2.98	-8.55
hole $\Phi 10$	-2.6	-9.57
no hole	-0.15	-11.85

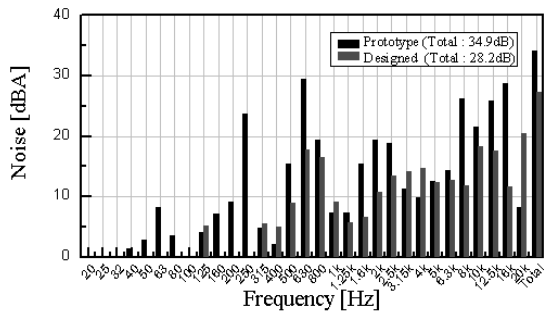


Fig. 17. Results of noise in the final condition

체 소음은 증가하므로 인자로서는 적합하지 않는 것으로 판단되고 인자에서 제외하고, 회전자 프레임 두께/오버행 변화로 두가지 인자를 선정하여 이후 실험계획을 진행하였다. 2 인자 2 수준으로 실험계획을 수립하여 실험을 하였다. 인자 조건은 회전자 프레임 두께를 1.2mm/2.0mm, 오버행의 유무 조건으로 시험결과를 보면 다음과 같다. 실험결과를 보면 조건별로 회전자 프레임 두께가 2.0mm, 오버행이 없는 조건에서 전체 소음이 저감됨을 확인하였다. 주요 인자는 회전자 프레임 두께가 주인자임을 확인하였다. 앞서 도출된 인자들을 실험계획으로 최적조건을 도출하였다. 최종 조건에 시료를 제작하여 시험한 평가 결과를 정리하면 시작기와 최적 설계된 두 조건을 시험한 결과 6.7dB 감소하는 것을 확인하였다.

5. 결론

지금까지 에어컨 실내기의 팬 Outer Rotor BLDC 전동기 소음을 다양하게 해석 및 실험을 실시하였다. 고속영역에서는 팬소음으로 전동기단품의 소음은 크게 영향을 주지 않는다. 본 논문에서는 저속영역에서 전동기 단품의 소음을 줄이기 위해 전기적인 부분과 기계적인 부분을 구분하여 영향을 분석하였다. 전기적인 영역에서는 전동기의 입력단에 해당하는 스위칭 주파수에 따라 전동기 소음이 변하나 가청 소음 영역에서는 두가지 조건을 실험적으로 결과를

전동기 소음이 시스템의 소음과 유사함을 확인했다. 또한 저속영역에서 소음을 저감하기 위해 설계 도출하였다. 그러나 저속영역(200~400rpm)에서는 전동기 소음이 전체소음에 많은 영향을 미치고 있으며, 적인 인자를 선정하여 실험계획을 적용하여 최적조건을 도출하였다. 기구부의 설계인자인 회전자 프레임의 두께, 오버행의 조건, bracket 내에 hole의 수와 크기에 따라 소음이 변함을 실험적으로 확인했고 소음을 줄이기 위해서는 hole은 소음에 직접적인 영향을 주지 않으며, 주요 인자는 전기적인 스위칭 주파수와 회전자 프레임의 두께가 개선 인자임을 확인하였다. 결론적으로 실험에 사용된 전동기의 소음원은 음향공진임을 확인하고 소음 저감을 위한 또 다른 조건을 확인하였다.

후 기

본 연구는 산업자원부와 한국산업기술재단의 지역혁신인력양성사업으로 수행된 연구결과임

참 고 문 헌

- (1) Kenneth, G. M., 1995, Vibration Testing, John Wiley & Sons, Inc., New York.
- (2) Leo, L. B. and Eric, E. U., 1992, Noise and Vibration Control Engineering, John Wiley & Sons, Inc., New York.
- (3) Lee, Y. K., Choi, S. K., Yoon, K. C. and Lee, Y. S., 2003, "NRRO Analysis of 3.5inch HDD Spindle Ball Bearings utilizing the Measured Geometric Imperfection", Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 585~591.
- (4) Jeong, S. W. and Jang, G. H., 2001, "Analytical Theory of Ball Bearing Considering Waviness of Rolling Elements", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering. Vol. 11, No.7, pp.275~286.
- (5) 이광기, 구자겸, "실험계획법/반응표면모델을 이용한 자동차 진동저감", 한국소음진동공학회지, 1226-0924, 10 권 2 호, pp.207-214, 2000