

빌트인 냉장고의 기계실 소음저감에 관한 연구

Method to Reduce the Noise of the Machine Room of a Built-in Refrigerator

윤 준 호* · 김 원 진†
Jun Ho Yun* and Won Jin Kim†

(Received July 5, 2018 ; Revised August 1, 2018 ; Accepted August 1, 2018)

Key Words : Refrigerator Noise(냉장고 소음), Fan Noise(팬 소음), Perforated Panel System(다공판 시스템)

ABSTRACT

This study presents the design and analysis of a perforated panel system(PPS) that is installed in the machine room of a built-in household refrigerator to achieve noise reduction performance. First, the major noise source is found to be a cooling fan inside the machine room. Second, a PPS is proposed to reduce the noise of the cooling fan by using the partial cavity in the machine room. Some sets of design parameters are also tested experimentally by applying them to PPS in the machine room to find the proper sets of parameters that are expected to give the best noise reduction performance. Finally, the evaluation of the PPS, which is adopted in the machine room of the built-in refrigerator, is made in an anechoic room to prove its noise reduction capability. It is found that the noise reduction levels are 1.8 dB and 0.6 dB in the front and rear sides of the refrigerator, respectively.

1. 서 론

빌트인 냉장고는 상대적으로 좁은 공간에 설치된다는 특성 때문에 냉기의 유동구조, 기계실의 위치 등이 기존의 냉장고와는 차이점을 갖는다. 기존 냉장고의 기계실이 냉장고의 하부에 위치하는 반면, 빌트인 냉장고는 열전달과 소비전력 등의 특성 때문에 기계실 상부로 변경되었다. 그러나 기계실의 위치가 냉장고의 하부에서 상부로 변경됨에 따라, 소음원이 전방으로 노출되는 악조건이 되어서 제품을 사용하는 소비자들에게 불쾌감을 준다. 따라서 초기 설계단계에서부터 이에 따른 소음저감에 대한 설계와 대책이 필요하다. 압축기를 냉각시키기 위하여

사용되는 냉각팬은 유량이 중요하기 때문에 축류팬을 사용한다. Fukano⁽¹⁾는 팬의 레이놀즈수를 이용하여 난류소음을 예측하였고, Lee⁽²⁾는 음향상사법과 자유후류 패널법을 이용하여 자동차 엔진 냉각팬의 소음을 예측하였다. 또한 실험 통해 얻은 결과를 실험에 영향을 주는 독립변수들로 모델링하고, 이를 분석하는 일련의 수리 통계적 과정인 반응면 기법을 이용하여 축류팬 소음 최적화의 연구를 수행하였다⁽³⁾. 그 외에 축류팬의 날개형상에 따른 성능 특성 변화에 관한 연구 및 블레이드 통과 주파수 소음예측을 통한 축류팬의 형상을 변경함으로써 수학적·실험적 방법으로 소음을 저감하는 등의 연구가 수행되었다⁽⁴⁻⁶⁾. 하지만 팬의 형상변수는 그 수가 많고, 팬의 형상 변경만으로는 소음저감에 한계가 있다. 또한, 설계에

† Corresponding Author; Department of Mechanical and Automotive Engineering, Keimyung University
E-mail : wjkim@kmu.ac.kr
* Mechanical Engineering, Keimyung University

‡ Recommended by Editor Gi-Woo Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

많은 비용과 시간이 필요하다. 따라서 쉐의 형상을 변경하는 대신 소음 전달경로 차단 및 소음저감 장치를 이용한 방법의 연구가 필요하다.

이 연구에서는 다공판 시스템의 설계를 통하여 빌트인 냉장고 기계실의 소음저감 대책을 수립하였다. 기계실 내부 부품의 소음 기여도 평가를 통하여 소음의 주요 소음원을 규명하고, 주요 소음원인 냉각팬의 소음을 저감하기 위하여 기계실의 공간을 이용한 다공판 시스템을 설계하고 실험적으로 설계변수에 따른 흡음성능을 분석하였다.

2. 냉장고 기계실의 소음특성 분석

2.1 기계실의 소음특성

실험실 환경에서 최대한 암소음의 영향을 배제한 조건에서 소음을 측정하기 위하여 Fig. 1과 같이 기계실 내부에 마이크로폰을 삽입하고, 뒷면 커버가 닫힌 상태에서 음압을 측정하였다. 냉장고 기동 후에 10시간이 경과한 상태에서 냉동실 -20℃, 냉장실 3℃ 온도조건에서 3시간 동안 측정하였다. 기계실의 압축기는 기동 중에 냉장고의 운전조건에 따른 온도 변화로 소음레벨이 일정하지 않다⁽⁸⁾. 기계실 내부의 시간에 따른 소음레벨의 변화를 분석하기 위하여 Table 1과 같이 3시간 동안 10분 간격으로 시간기록 (time record length) 50초로 측정된 소음레벨을 분석하였다. 측정결과를 보면 기계실 내부에서 3시간

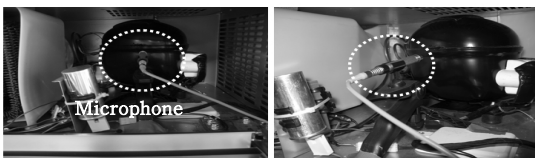


Fig. 1 Photograph of experimental setup in the machine room

Table 1 Noise levels of the machine room for 3 hours

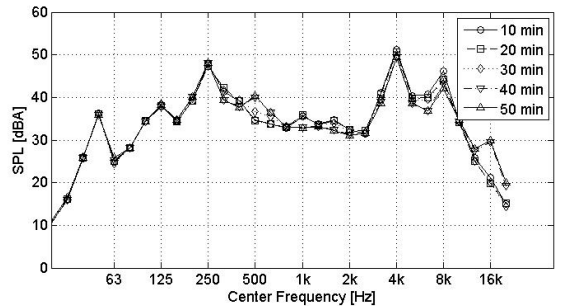
| | | | | | | |
|--------------|------|------|------|------|------|------|
| Time [min] | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 |
| SPL [dBA] | 54.1 | 53.5 | 53.6 | 53.3 | 53.2 | 53.0 |
| Time [min] | 70 | 80 | 90 | 100 | 110 | 120 |
| SPL [dBA] | 53.1 | 53.1 | 53.1 | 52.8 | 52.1 | 53.4 |
| Time [min] | 130 | 140 | 150 | 160 | 170 | 180 |
| SPL [dBA] | 53.2 | 53.4 | 53.2 | 52.9 | 53.4 | 54.6 |
| Max-Min [dB] | 2.5 | | | | | |

동안의 최대·최소 소음레벨이 2.5 dB까지 변동되는 것을 확인할 수 있다. 발생소음의 주파수성분은 Fig. 2와 같이 1시간 동안 10분 간격으로 1/3 옥타브 밴드와 스펙트럼을 이용하여 분석하였다. 기계실 내부의 저주파수 영역에서의 소음은 100 Hz~ 400 Hz, 고주파수 영역에서의 소음은 2 kHz~ 8 kHz가 우세하였다. 하지만 고주파수 영역은 냉장고 외부에서의 소음 기여도가 낮기 때문에 저주파수 영역에서의 소음저감이 필요하다. 이 연구에서는 기계실 소음의 주요 주파수인 100 Hz~ 400 Hz의 저주파수 영역에서의 소음발생 원인 규명 및 소음저감 대책을 수립하고자 한다.

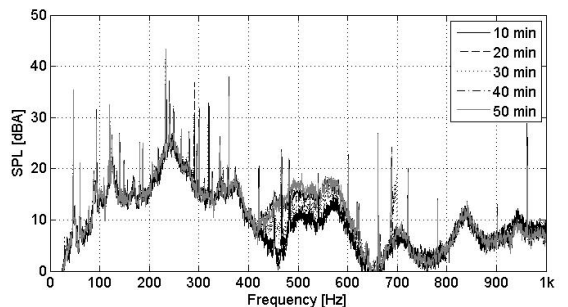
2.2 소음 기여도 평가

기계실 내부에서 소음을 발생시키는 부품은 압축기와 냉각팬이다. 주요 주파수인 100 Hz~ 400 Hz 영역에서의 주요 소음원을 규명하기 위하여 냉장고 기동 중에 각 부품의 전원을 차단시켜서 기계실 내부 부품의 소음기여도를 평가하였다.

압축기와 냉각팬의 전원을 각각 차단했을 때의 소음레벨을 기준 소음레벨과 비교하는 방법으로 소음



(a) 1/3 octave band



(b) Spectrum

Fig. 2 Noise spectrum of the machine room

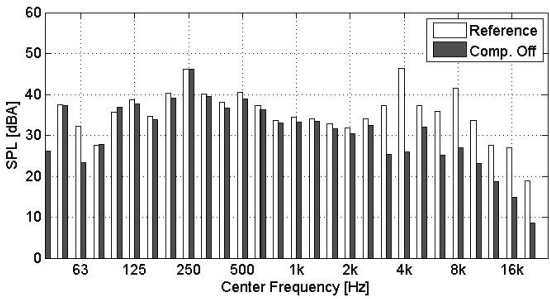
기여도를 평가하고 Table 2와 3에 정리하였다. 20 kHz 이하(1/3 octave band)에서는 압축기의 전원을 차단했을 때 소음저감 레벨이 2.5 dB, 냉각팬의 경우 2.8 dB로 소음 기여도가 유사하였다. 하지만 1 kHz 이하 (spectrum)의 영역에서는 압축기의 전원을 차단했을 때 0.5 dB, 냉각팬의 경우 5.6 dB로 소음레벨이 저감되어 1 kHz 이하의 주파수 영역에서는 냉각팬의 소음 기여도가 매우 높은 것을 확인할 수 있다. Fig. 3에서 보면 압축기의 전원을 차단했을 때는 주요 주

Table 2 Noise contribution level of compressor

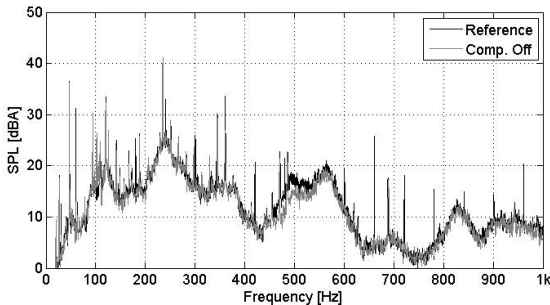
| | Reference [dBA] | Comp. Off [dBA] | Difference [dB] |
|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| 1/3 octave band | 53.2 | 50.7 | 2.5 |
| Spectrum | 51.0 | 50.5 | 0.5 |

Table 3 Noise contribution levels of cooling fan

| | Reference [dBA] | C-Fan Off [dBA] | Difference [dB] |
|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| 1/3 Octave Band | 53.4 | 50.6 | 2.8 |
| Spectrum | 51.1 | 45.5 | 5.6 |



(a) 1/3 octave band



(b) Spectrum

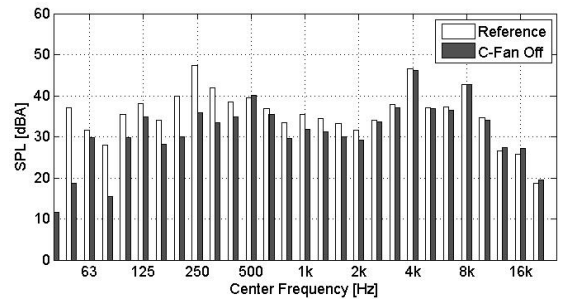
Fig. 3 Noise spectrum when the compressor is off

파수 100 Hz~400 Hz 영역에서는 소음레벨 변화가 없고, 고주파수 2 kHz~8 kHz 영역에서 압축기의 소음 기여도가 큼을 알 수 있다. 반면에 냉각팬의 전원을 차단한 Fig. 4의 결과에서는 100 Hz~400 Hz에서 소음레벨이 현저히 저감되고 기계실 소음에 기여하는 주요 소음원은 냉각팬임을 알 수 있다. 따라서 냉각팬을 대상으로 1 kHz 이하의 주파수 영역에서 소음특성 분석 및 소음저감 대책이 필요하다.

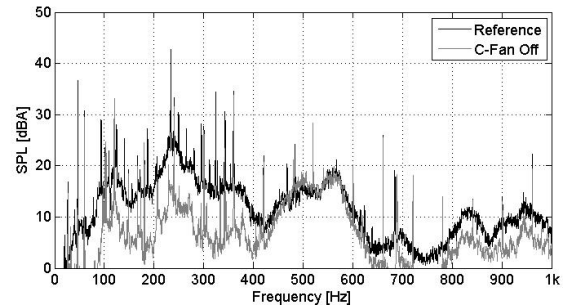
팬에서 발생하는 저주파수 유동소음은 날개 통과주파수(BPF: blade passing frequency)에 의한 영향이 크다⁹⁾. 날개 통과주파수 f_b 는 다음 식으로 계산할 수 있다.

$$f_b = f_r \times N \tag{1}$$

여기서, f_r 은 회전주파수, N 은 팬의 날개 수이다. 냉각팬의 날개는 3개이며, 회전주파수는 26.2 Hz, 날개 통과주파수는 78.5 Hz이다. Fig. 3(b)에서 보면 냉각팬 소음 스펙트럼에서 냉각팬 날개 통과주파수의 회전 조화(harmonics) 7차 성분인 236 Hz 주파수 영역을 포함한 100 Hz~400 Hz에서 우세하다. 따라서 냉각팬만 운전하는 조건에서 날개 통과주파수



(a) 1/3 octave band



(b) Spectrum

Fig. 4 Noise spectrum when the cooling fan is off

의 조화성분의 주요 가진주파수를 포함하는 100 Hz ~ 400 Hz 주파수 영역에서의 소음저감이 필요하다.

3. 다공판 시스템의 실험적 설계

다공판 시스템(PPS: perforated panel system)은 일종의 헬름홀츠 공명기(Helmholtz resonator)로써 압축기나 연소기 같은 열·유체 기기류에서 발생하는 소음을 저감하는데 효과적인 것으로 판에 다수의 구멍을 뚫어 다공판과 공동(cavity)을 조합한 것이다⁽¹⁰⁾. 다공판 시스템은 공극률, 공극지름, 공동의 길이, 다공판의 두께에 따라 흡음 주파수 대역이 달라진다. 여기서는 Fig. 5와 같이 기계실 좌측면과 냉각팬 사이의 공간에 커버를 삽입하여 다공판 시스템을 설계하였다. Fig. 6의 다공판 시스템 모델은 Fig. 5에서 냉각팬과 좌측면의 유동안내면 공간을 표현한 것이다. 다공판의 두께는 냉각팬의 유로가이드와 동일한

두께 2 mm로 설계하고, Table 4에서의 공동의 길이는 식 (2)와 같이 계산된 등가 공동의 길이 l_{eq} 를 사용하였다.

$$l_{eq} = \frac{h_{cavity}}{A_{cavity}} \tag{2}$$

여기서, h_{cavity} 는 공동의 높이, A_{cavity} 는 공동의 면적을 나타낸다. 따라서 공동의 길이와 다공판의 두께는 고정되기 때문에 공극률과 공극지름 두 개의 설계변수에 대한 소음저감 성능이 우수한 다공판을 실험적으로 설계한다.

먼저 설계변수인 공극률(입사면적에서 공극이 차지하는 비율)에 따른 다공판 시스템의 성능을 평가하였다. 공극지름 3 mm로 고정하고 공극률을 0.7, 1.0, 1.2, 1.7, 2.2 %로 변경하면서 다공판 설치 전·후의 기계실 내부에서 음압레벨을 평가하였다. Table 5의 측

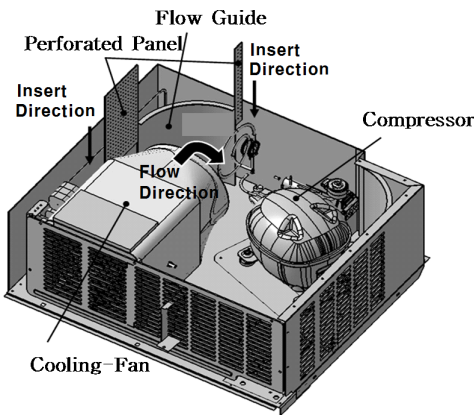


Fig. 5 PPS in the machine room

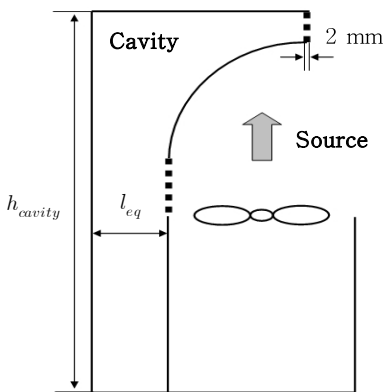


Fig. 6 Designed model of the PPS

Table 4 Dimensions of cavity of the PPS

| Area of cavity [mm ²] | Height of cavity [mm] | Equivalence length of cavity [mm] |
|-----------------------------------|-----------------------|-----------------------------------|
| 37 500 | 500 | 75 |

Table 5 Noise levels for different porosities of the PPS

| | Reference | Porosity [%] | | | | |
|----------------------|-----------|--------------|------|------|------|------|
| | | 0.7 | 1.0 | 1.2 | 1.7 | 2.2 |
| SPL [dBA] | 51.9 | 50.2 | 50.0 | 49.7 | 50.0 | 50.6 |
| Reduction level [dB] | . | 1.7 | 1.9 | 2.2 | 1.9 | 1.3 |

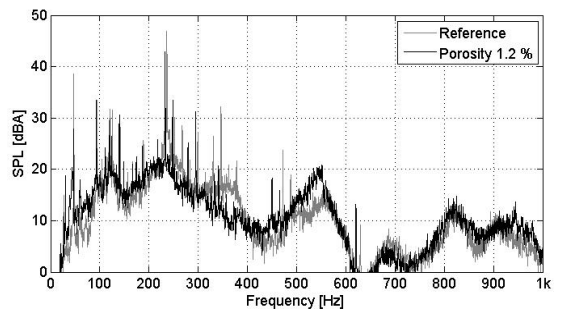


Fig. 7 Comparison of noise spectrums of the machine room with and without the PPS of porosity 1.2 %

정결과에서 주어진 공극지름의 조건에서 흡음능력이 가장 우수한 다공판 시스템은 공극률 1.2%이며, 소음레벨은 49.7 dBA로 기존 대비 2.2 dB의 저감되었다. Fig. 7의 공극률 1.2%의 소음 스펙트럼을 분석해보면 다공판 시스템은 200 Hz ~ 400 Hz의 주파수 영역에서 소음저감 효과가 있으며, 냉각팬의 날개 통과 주파수와 조화성분의 가진주파수의 피크가 저감되는 것을 알 수 있다.

다음은 공극지름에 따른 다공판 시스템의 성능 평가를 위하여 공극률은 소음저감 효과가 상대적으로 우수한 1.2%로 고정하고, 공극지름을 1.5 mm에서 4 mm까지 0.5 mm씩 변경시키면서 다공판 시스템의 성능을 평가하였다. Table 6의 측정결과에서 공극지름에 따라 흡음능력의 차이는 발생하지만 대부분의 다공판이 냉각팬의 소음저감 효과가 있는 것으로 판단된다. 공극지름이 작을수록 소음저감 효과가 좋지만, 공극지름이 가장 작은 1.5 mm의 경우에는 2 mm의 경우보다 소음저감 효과가 감소되므로 공극지름이 너무 작으면 다공판 시스템의 흡음능력이 감소되는 것으로 판단된다. 주어진 공극률 조건에서 흡음능력이 가장 우수한 다공판 시스템은 공극지름 2 mm이며, 49.3 dBA로 기존 대비 2.6 dB의 소

음레벨이 저감되었다. Fig. 8의 공극지름 2 mm의 소음 스펙트럼을 분석해보면 다공판 시스템은 200 Hz ~ 400 Hz의 주파수 영역에서 소음저감 효과가 있으며, 냉각팬의 날개 통과 주파수와 조화성분의 가진주파수의 피크가 저감되는 것을 알 수 있다.

이상의 공극률과 공극지름의 설계변수에 따른 다공판 시스템의 성능 평가를 통하여 공극률 1.2%, 공극지름 2 mm의 다공판 시스템이 소음저감 효과가 가장 우수하다는 것을 확인하였다.

4. 다공판 시스템의 소음저감 평가

빌트인 냉장고가 정상 운전될 때 무향실에서 소음레벨을 평가하므로 도출된 다공판 시스템 모델의 소음저감 효과를 검증하였다. 무향실에서 냉장고 전방과 후방에서 1 m 거리, 지면에서 높이 1.5 m에 마이크로폰을 설치하고 소음레벨을 측정하였다. 다공판 시스템의 설치 전·후에 따라 소음레벨이 28.5 dBA, 23.6 dBA에서 26.7 dBA, 23.0 dBA로 각각 1.8 dB, 0.6 dB의 소음저감 효과가 나타났다. 냉장고의 후방은 가구장으로 차폐되고, 전방의 소음과 비교했을

Table 6 Noise levels for different hole diameter of the PPS

| | Reference | Hole diameter [%] | | | | | |
|----------------------|-----------|-------------------|------|------|------|------|------|
| | | 1.5 | 2 | 2.5 | 3 | 3.5 | 4 |
| SPL [dBA] | 51.9 | 49.7 | 49.3 | 49.6 | 49.7 | 50.0 | 50.4 |
| Reduction Level [dB] | | 2.2 | 2.6 | 2.3 | 2.2 | 1.9 | 1.7 |

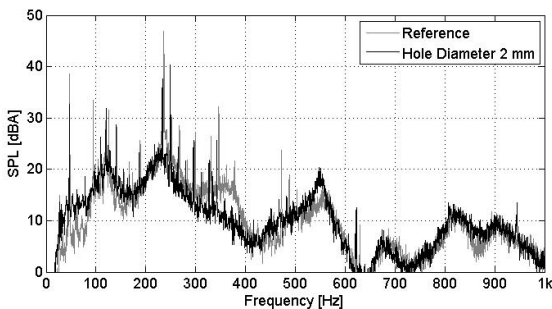
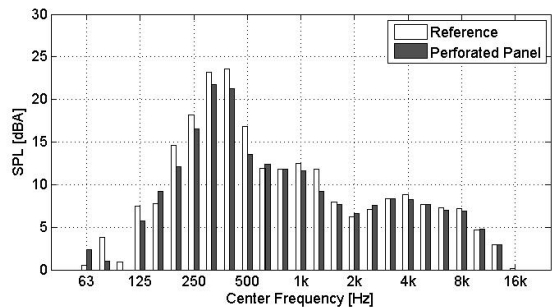
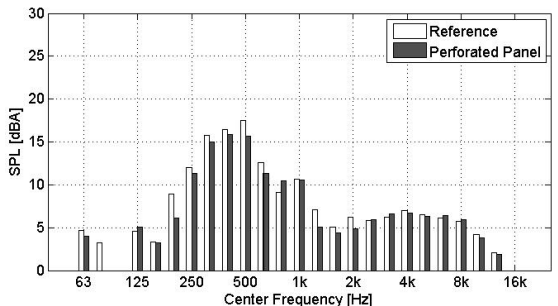


Fig. 8 Comparison of noise spectrums of the machine room with and without the PPS of hole diameter 2 mm



(a) Front side



(b) Rear side

Fig. 9 1/3 octave band of noise spectrums of refrigerator with and without the PPS in the anechoic room

때 상대적으로 소음레벨이 낮기 때문에 소음저감 효과가 낮은 것으로 판단된다.

Fig. 9의 1/3 옥타브 밴드 분석에서 다공판 시스템은 200 Hz ~ 400 Hz 영역의 소음을 효과적으로 저감시키는 것을 알 수 있다. 이상의 결과에서 빌트인 냉장고의 기계실에 다공판 시스템을 적용하여 냉장고의 소음저감 효과를 검증하였다.

5. 결 론

이 연구에서는 빌트인 냉장고 운전 중에 기계실에서 발생하는 소음을 대상으로 소음저감 대책을 수립하였다. 기계실 내부 부품의 소음 기여도 평가를 통하여 소음의 주요 소음원을 규명하고, 주요 소음원인 냉각팬의 소음저감을 위하여 냉장고의 기계실에 적용 가능한 다공판 시스템을 설계 및 성능 평가를 실시하였다. 기계실의 소음저감 대책 수립을 위한 주요 연구 방법 및 결과를 정리하면 다음과 같다.

(1) 기계실 소음의 주요 주파수는 100 Hz ~ 400 Hz 영역이고, 기계실 부품의 소음 기여도 평가에서 냉각팬이 기계실의 주요 소음원임이 규명되었다.

(2) 기계실의 여유 공간을 이용하여 다공판 시스템을 설계하고, 공극률과 공극지름의 설계변수에 대하여 흡음능을 분석하였다. 다공판 시스템이 냉각팬의 날개 통과주파수와 조화성분의 가진주파수의 피크를 효과적으로 저감시키는 것을 확인하였다.

(3) 무향실에서 냉장고의 소음레벨을 평가한 결과, 전·후방 각각 1.8 dB, 0.6 dB의 소음저감 효과를 얻을 수 있었다.

References

(1) Fukano, T., Kodama, Y. and Senoo, Y., 1997, Noise Generated by Low Pressure Axial Flow Fans, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 50, No. 1, pp. 63~74.

(2) Lee, J. H., To, K. S. and Lee, S. K., 1999, Analysis of Automotive Engine-cooling Fan Noise Using Tree-wake Panel Method and Acoustic Analogy, *Proceeding of KSNVE Annual Autumn Conference*, pp. 687~699.

(3) Lee, S. K. and Lee, J. H., 2001, Optimization of Axial Fan Noise Using Response Surface Modeling Method, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 11, No. 1, pp. 21~25.

(4) Ham, H. Y., Kim, C. K. and Jun, Y. D., 2002, An Investigation of the Influence of Vane Configuration upon Small-sized Axial Fan Performance, *Proceeding of Summer Conference of the Society of Air-conditioning and Refrigerating Engineers of Korea*, pp. 717~722.

(5) Yoon, H. Y., Him, C. J. and Song, S. B., 2000, Study on Noise Reduction of an Axial Flow Fan According to the System Characteristics, *Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference*, pp. 1381~1385.

(6) Lee, S. Y., Heo, S., Cheong, C. U., Kim, S. R. and Seo, M. Y., 2009, Computation of Internal BPF Noise of Axial Circulating Fan in Refrigerators, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 19, No. 5, pp. 454~461.

(7) KSC9305, 2007, Refrigerator-Freezers and Freezers, *KATS*, 12, 23, pp. 16~17.

(8) Kim, M. C., 2006, Noise Source Identification of Reciprocating Compressor during Start-up, MS Thesis, Keimyung University.

(9) Oh, J. E., Yi, S. J., Lee, S. H., Lee, D. I. and Kim, C. H., 1995, A Study on the Noise Reduction of Axial Fan, *Transaction of the Society of Air-conditioning and Refrigerating Engineers of Korea*, Vol. 7, No. 1, pp. 142~149.

(10) Seo, J. Y., 2010, A Study on Vibration Isolation and Noise Reduction Design of the Small Centrifugal Fan, MS Thesis, Keimyung University.



Won-Jin Kim received his Ph.D. from Dept. of Mechanical Engineering at KAIST in 1993. He has been working for Dept. of Mechanical and Automotive Engineering as a professor since 1997. His research interest includes source and system identification, mechanical system design to reduce noise and vibration.