

시스템 특성을 고려한 축류팬 저소음화에 대한 연구

윤홍열*, 김창준, 송성배
(LG전자 디지털 어플라이언스 연구소)

Study on Noise Reduction of An Axial Flow Fan According to the System Characteristics

Hong-yeol Yoon, Chang-jun Kim, Sung-bae Song (Digital Appliance Lab., LGE)

ABSTRACT

In this paper, a guideline of axial flow fan design for noise reduction of refrigerators is presented. Refrigerators have components which have a role to screen particular frequency air borne-noise which is generated by an axial flow fan set in them. Effective ways to use the particular characteristic of refrigerators are shown in this study. As a result of application of the methods, we reduced the noise of the target systems by more than 3 dB(A) from the viewpoint of air-borne noise produced by the axial flow fan set.

Key Words : Axial flow fan, Refrigerator, Air-borne noise

Introduction

냉장고의 소음원으로서는 압축기와 냉장고 내의 송풍용 팬, 기계실 냉각용 팬으로 나눌 수 있다. 石橋義弘(1991) 등이 분석한 바에 따르면 아래와 같이 냉장고 소음 발생과정을 요약할 수 있다. 압축기에 의해 발생한 소음은 기계실 공기 중으로 방사되는 것과 방진 마운트, 냉매 배관을 통하여 냉장고 몸체를 통하여 전달되는 것으로 나눌 수 있다. 이러한 압축기 소음은 압축기 모터의 조주파(harmonic frequency) 성분과 압축기 내의 유체 진동에 의한 고주파 성분, 압축기의 냉매 압축 토오크 변동에 기인하는 회전음 성분 등으로 이루어진다. 이에 비해 냉장고 내의 송풍용 팬에 의한 소음은 냉장고 내 공기와 방진 고무에 의해 냉장고 몸체를 통하여 외부

로 유출된다. 냉장고 소음의 특성이라고 하면 냉장고라는 밀폐공간에 배설되기 때문에 냉장고 내의 공명을 동반하는 차음 특성이 더해진 것이라 할 수 있다[3].

따라서 송풍용 팬의 저소음화를 통해 냉장고 소음을 낮추는 것은 크게 두 방향으로 설정할 수 있다. 그 하나는 송풍용 팬 단독 유체소음을 저감하는 것이며 다른 하나는 공명을 동반하는 송풍용 팬의 소음을 낮추는 것이다.

이러한 방향에 따라 본 연구에서는 송풍용 팬의 날개 형상을 변경하여 팬 자체에 의한 발생유체소음을 줄이고 동시에 팬의 BPF(Blade Passage Frequency)를 높이고 유체소음의 주성분을 냉장고의 peak 소음치와 분리하므로써 냉장고가 갖는 차음특성을 최대한 이용하여 냉장고 저소음화를 달성하고자 하였다. 축류 팬 설계 변수는

유동특성변수의 변화와 관련하여 blade vortex interaction 를 줄이고 날개 표면에서의 압력변화를 최소화할 수 있도록 선정되어야 한다.

Design Procedure of Axial Flow Fans for a Refrigerator

G.S. Altshuller[1979]가 제안한 TRIZ 의 System Approach 분석법[5]에 따르면 Noise라는 Harmful Effect가 발생하는 과정을 시간과 공간, System 축에 따라 분석해야 하며 B.Zlotin[1995] 등에 제시된 AFD(Anticipatory Failure Determination)의 시각에서 소음의 발생원인을 추출하여 개선방안을 찾아야 한다. 이러한 TRIZ에 따른 문제분석 및 해결 과정에 따라 냉장고 송풍용 축류 팬을 저소음 설계하는 과정을 Fig. 1에 나타내었다.

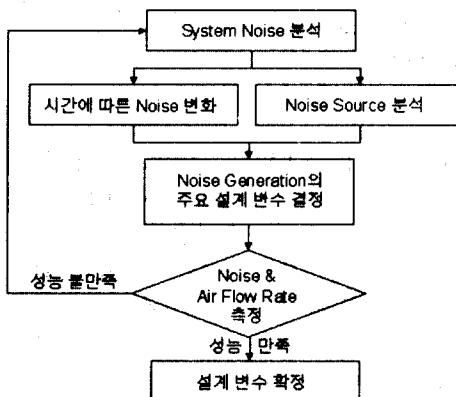


Fig. 1. Design Process

Results and Discussions

1. Noise Source 분석

G.S. Altshuller[1979]에 따르면 어떤 기능을 수행할 수 있는 Resource를 현재 system 내부에서 구해야 한다. 이를 AFD에 따라 실행하면 Noise라는 Harmful Factor를 생성할 수 있는 Resource를 모두 분석해야 한다.

Fig. 2 ~ 4에 기존 System의 각각의 Noise Source 주파수 특성을 나타내었다. 각각 송풍용 팬과 압축기, 기계실 팬의 소음을 주파수에 따라 분리하여 얻었다. Fig. 2에 나타난 바와 같이 송풍용 축류 팬은 2 kHz 이하의 주파수 대역 성분이 주요 소음 성분이 되고 있으며 특히 200 Hz에서 매우 큰 peak가 나타나고 있다.

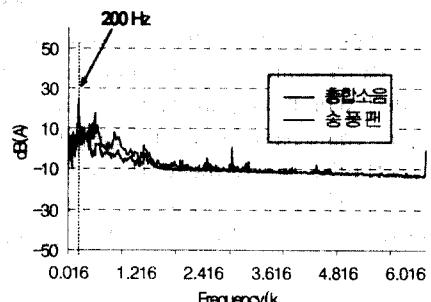


Fig. 2 총합소음과 송풍용 축류 팬 소음 특성 비교

2 kHz 이상의 주파수 대역에서 송풍용 축류 팬으로 인해 가진된 소음이 아닌 성분들이 많이 나타나고 있어 송풍용 축류 팬 저소음화의 효과에 한계가 있음을 예측할 수 있다.

이에 비하여 Fig. 3에서 비교되고 있듯이 압축기는 매우 광범위한 대역에서 큰 소음치를 나타내고 있으며 전체 총합소음의 2 kHz 이상 5 kHz 이하 주파수 영역의 대부분 소음의 원인이 됨을 알 수 있다.

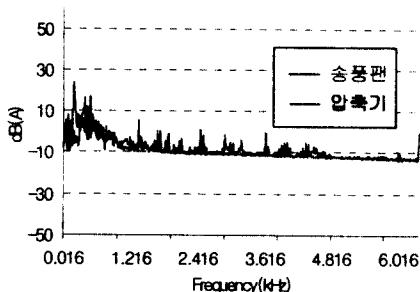


Fig. 3 압축기와 송풍용 축류 팬의 소음 특성 비교

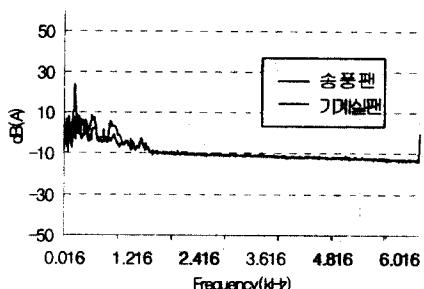


Fig. 4 기계실 팬과 송풍용 축류 팬의 소음특성 비교

Fig. 4에 나타낸 기계실 팬의 특성을 살펴보면 역시 2 kHz 주파수 이하의 소음 영역이 문제가 되고 있다. 따라서 총합소음을 저감하는데는 송풍용 축류 팬만의 성능향상으로 한계가 있으며 송풍용 축류 팬의 소음저감 방향은 발생 소음의 주파수 대역을 고주파수 대역으로 이동시키되 200 Hz 주파수 소음을 가진시키지 않도록 설계해야만 한다.

2. 시간에 따른 Noise 변화

Fig. 5에 시간에 따른 전방 소음의 변화를 나타내었다. 냉장고의 동작시간에 따른 소음 변화 추이를 통해 압축기 기동시 비정상적으로 급격한 소음의 변화가 생긴다는 사실과 안정화에 필요한 시간을 파악할 수 있다. 따라서 소음값의 결정은 정적(靜的)이어선 안되며 시간에 따른 변화의 폭으로 나타내어야 한다.

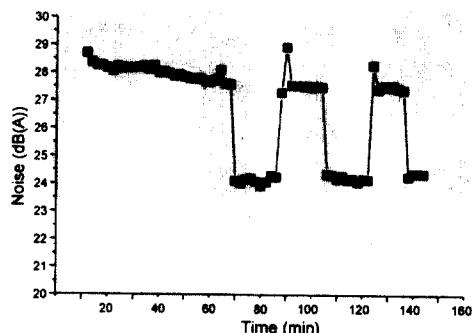


Fig. 5 시간에 따른 전방 소음 변화

3. 설계 변수 결정

축류 팬을 설계할 때 고려해야 하는 주요변수로는 날개 수, 피치각(pitch angle), 스윕각(sweep angle), 레이크 각(rake angle), 허브비(hub ratio), 최대캠버(maximum camber) 등을 들 수 있다.

이 가운데에서 System 분석에 따른 결론과 관련지어 고려해야 할 것은 날개 수, 피치각(pitch angle), 최대캠버(maximum camber)로서 특히 날개 blade tip에서 발생하는 blade vortex interaction을 감소시키고자 tip 중심부를 압력면에서 부압면으로 곡률을 가지도록 설계하였다.

200 Hz의 소음 주파수를 가진 시키지 않도록 하기 위해 홀수의 날개를 가지고도록 설계하였으며 냉장고 문이 갖는 차음효과를 활용하고자 날개 수를 많게 하여 BPF가 기존 팬에 비해 2 배 이상 증가하도록 유도하였다.

또한 기존 쉬라우드가 갖는 소음 및 풍량 특성을 변화시킴으로써 같은 회전수에 대하여 풍량을 증가시킴으로써 자려소음(self-noise)를 감소시키고자 쉬라우드의 outlet 부분의 이차유동을 약화시키도록 재설계하였다.

즉 쉬라우드 outlet 쪽의 빈 공간을 메워줌으로써 후방에서 생성되는 이차유동을 최소화시키고자 하였다.

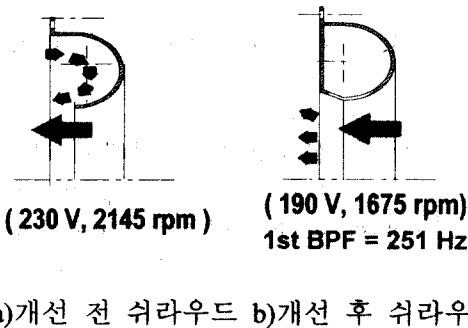
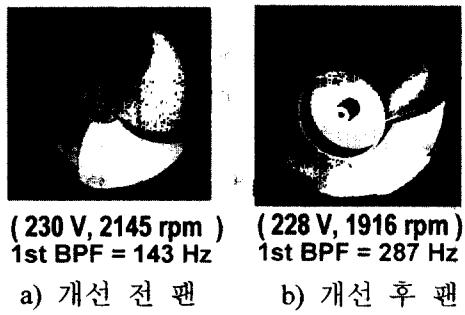


Fig. 6 송풍용 축류 팬과 쉬라우드 개선 전후 형상 비교

이에 따라 재설계한 송풍용 축류 팬과 쉬라우드를 장착하여 측정한 소음결과를 Fig. 7, 8에 각각 나타내었다. 기존 송풍용 축류 팬에 비하여 200 Hz peak 소음치가 크게 작아졌음을 알 수 있다. 특히 송풍 소음의 특성을 보면 1.5 kHz 이하에서 상당히 많은 소음 감소 효과가 나타나고 있다. 이는 self noise 뿐만 아니라 blade vortex interaction 측면에서도 많은 효과를 보았음을 시사해 주는 것이라 생각된다.

또한 쉬라우드 형상을 변화시킨 결과, 동일유량 대비 회전수를 낮추었으며 이를 통해 1.5 dB(A)의 소음저감 효과를 거두었다. 본 연구에서 제안한 쉬라우드가 양산에 곤란한 면이 있으나 이러한 효과를 양산성이 확보된 구조에서도 얻어내기 위해 재설계 중이다. 최종적으로 얻은 소음저감 효과는, 송풍시 3.8 dB(A), 냉방시 1.2 dB(A)이다.

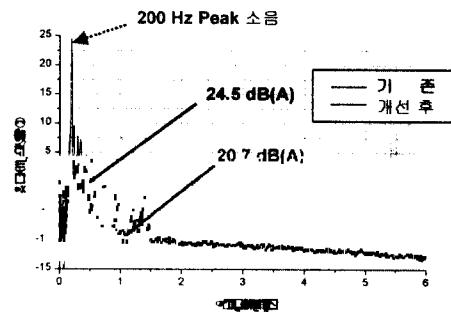


Fig. 7 개선 전후 송풍 소음특성 비교

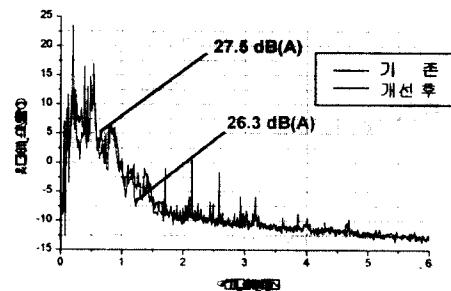


Fig. 8 개선 전후 냉방 소음특성 비교

Conclusions

냉장고 저소음화를 위한 송풍용 축류 팬 설계에 대하여 실험적 연구를 수행하였다. 저소음 축류 팬을 설계하는 기준으로 냉장고 차음특성을 활용하였다. 본 연구에 따른 주요 결론은 다음과 같다.

1. 냉장고 송풍용 축류 팬과 쉬라우드의 저소음 설계를 통하여 냉장고 운전소음을 기존대비 1.2 dB(A), 송풍소음을 기존대비 3.8 dB(A) 낮추었다.
2. 날개 간의 vortex interaction 를 줄이기 위한 날개 tip 의 형상변경에 따른 효과를 확인하였다.
3. 축류 팬 날개 수를 최대한 증가시키므로써 냉장고 문의 차음특성에 따라 기존 대비 소음 peak frequency 의 크기를 크게 줄일 수 있었다.

4. 쉬라우드 Outlet 쪽의 공간을 밀폐시키는 구조는 유량 증가 및 소음감소에 효과가 있음을 확인하였다.

References

- [1] W. Neise, 1992, " Review of Fan Noise Generation Mechanisms and Control Methods ", International INCE Symposium, pp. 45 ~ 56.
- [2] T. Fukano, Y. Kodama and Y. Senoo, 1977, " Noise Generation by Low Pressure Axial Flow Fans ", Journal of Sound and Vibration, Vol. 50, pp. 63 ~ 74.
- [3] 石橋義弘, 猪狩和義, 永野雅夫, 丸山等, 1991, " 冷蔵庫の低騒音化 ", 三麥電機技報, Vol. 65, pp. 33 ~ 38.
- [4] S.E. Wright , 1976 , " The acoustic spectrum of axial flow fan noise ", Journal of Sound and Vibration
- [5] G.S. Altshuller , 1979 , Creativity as an Exact Science, Moscow
- [6] B. Zlotin, A. Zusman, 1995, Ideation Methodology, Ideation International Inc., U.S.A.