

냉장고의 소음 저감을 위한 컴프레서 셸 최적설계

Noise Reduction of Reciprocal Compressor by Design Modification of Hermitic Shell

박 종찬*, 왕 세명**, 박 승일***, 이 성태***

Jong chan, Semyung Wang, Sungil Park and Sungtae Lee

ABSTRACT

Sound measurement experiments and Finite Element analysis are carried out to understand the characteristics of the noise propagation and structure of the compressor in this research.

Noises generated from the compressor on various conditions are measured to classify the transmission path of the noise propagation with respect to the sources. The experiment results show that noises attributed to the shell bending resonant modes accounts for a major portion of the spectra and that damping spring of the discharge pipe have a damping effect on some frequency range.

Constructions of the FE model show that the curvature of the upper shell is very important for the resonance of the upper shell. And, present upper shell has a difficult shape to be manufactured.

And, in this research, shape optimization is conducted to increase the strength of the shell for the reduction of the noise. Sound spectrum of noise from the modified compressor verified the sound reduction.

1. 서론

냉장고는 실내에 위치하고 항상 켜져 있기 때문에 가정에서 사용되는 다른 어떤 전자 제품보다 소음에 민감한 제품이다. 더욱이, 최근에 와서는 냉장고 등에 대한 소비자들의 기호도중 소음은 소비전력, 효율보다 더 높은 비중을 차지하고 때문에 냉장고 개발에 있어서 방사소음의 저감은 전자제품 제조업체의 가장 중요한 문제가 되었다.

냉장고의 주요한 소음 발생요인은 냉매를 압축하는 컴프레서이다. 컴프레서는 냉매를 고압으로 압축시키는 과정에서 발생하는 진동으로 냉장고의 다른 구조 부분들을 가진 할 뿐만 아니라 컴프레서 자체로부터 발생 전파되는 소음도 큰 문제가 되고 있다[1,2].

본 연구에서는 현재 생산중인 컴프레서에서 방사되는 소음의 특성을 파악하고 모달 실험의 결과와 비교 함으로써 셸의 특정 공진모드가 소음 방사에 큰 영향을 미친다는 것을 확인하였다. 또한, 본 연구에서는 유한요소 해석과 최적 설계를 이용하여 셸의 구조적거동을 미리 예측하고 이를

설계에 이용하는 CAE를 통하여 compressor shell의 형상을 변경하여 구조적 강성을 증가시킴으로써 컴프레서로부터 방사되는 소음을 저감 시키는 연구를 수행하였다.

2. 컴프레서의 구조와 방사 소음 분석 컴프레서의 구조

냉장고용 왕복동식 컴프레서는 Fig.1과 같이 두께 약 2.8mm의 압출가공 된 steel shell을 용접한 기밀 용기 내에서 냉매를 압축하는 역할을 한다.

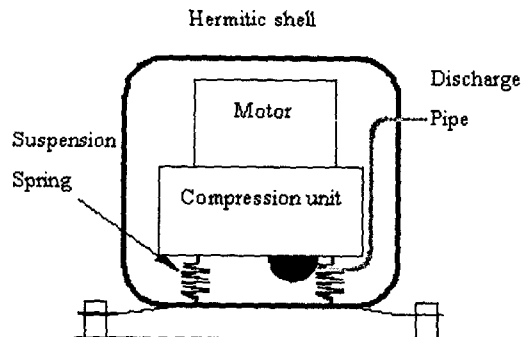


Fig. 1 A reciprocal compressor

* 정희원, 광주과학기술원 기전공학과 박사과정
** 정희원, 광주과학기술원 기전공학과 부교수
*** 삼성 광주전자부

컴프레서내부에 위치한 모터부와 압축부를 함께 실린더 블록 이라고 하는데, 실린더 블록의 압축 과정에서 발생하는 진동에너지는 냉장고의 주된 진동 원이다. 냉장고용 왕복동식 컴프레서는 이러한 불필요한 진동의 절연을 위해서 suspension spring을 사용하고 있다. 그러나 압축된 냉매의 토출을 위해서 discharge pipe가 필요하므로, 실린더 블록의 진동은 suspension spring과 discharge pipe를 통하여 소음 방사의 최종인자 인 헬로 전달된다.

방사 소음 분석

컴프레서로부터 방사되는 주요한 소음원은 기구부의 진동, 압력의 맥동, 밀폐된 내부공간의 공명현상 그리고 고체 투과소음 등 발생원인과 전파현상이 매우 복잡하여 소음 저감 대책을 세우기가 매우 어렵다.

따라서, 본 연구에서는 소음원과 전파경로의 분석을 위해서 컴프레서에서 방사되는 소음을 표.1과 같은 조건에서 측정하였다. 실제 실험의 측정과 유한요소 해석은 compressor shell 전체에 대해서 수행되었지만, 최적 설계의 대상부분이 윗면에 한정되었으므로 본 논문은 윗면에 대해서만 언급하였다.

Table 1. Noise Measurement Conditions

Type	Structural Condition	Operation Condition
A	Discharge Pipe Eliminated	Vacuum
B	Commercial model	Vacuum
C	Commercial model	Refrigerant

표. 1에서 Type A는 discharge pipe를 제거 하고 내부를 진공상태로 하였다. 헬로 전달되는 유일한 가진력의 전달 경로는 suspension spring 뿐이고, 압축과정에서 발생하는 압력맥동, 내부공간에 의한 cavity 성분 등의 영향을 배제한 운전조건 이므로, 측정된 소음은 실린더 블록의 진동이 suspension spring을 통하여 헬을 가진 시킨 것임을 가정할 수 있다.

Fig.2는 Type A의 실험조건에서 컴프레서의 위쪽면에 수직방향으로 음압을 측정하여 주파수 분석한 결과 이다.

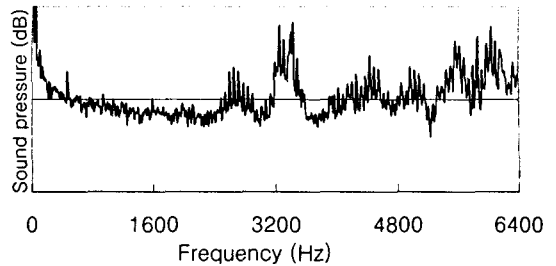


Fig. 2 Sound pressure for Type A

Fig.2에서 소음이 가장 격심한 주파수 영역은 3.2kHz 영역이다. 3kHz 주파수 대역은 사람의 청감에도 가장 민감한 곳이기도 하다.

Fig. 3은 Type B에 대한 측정으로 Type A의 시료에 discharge pipe가 첨가된 경우에 대한 소음 측정 결과이다. 내부는 역시 진공이므로, structure borne noise라고 가정 할 수 있다.

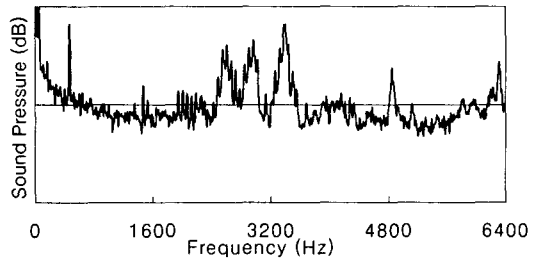
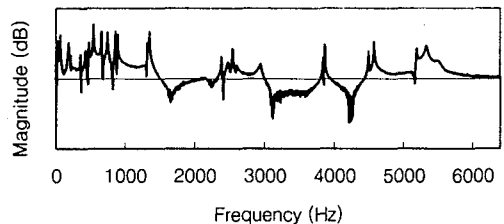


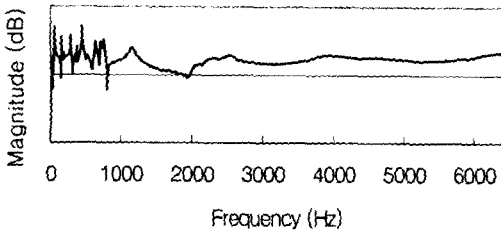
Fig. 3 Sound pressure at to for type B

Fig.2와 Fig.3의 간접비교를 통해서 discharge pipe의 진동전달 특성을 파악할 수 있는데 discharge pipe의 설치로, 4kHz까지는 소음레벨이 증가 하였지만, 5kHz 이상의 주파수 영역의 소음 level이 감소한 것을 알 수 있다. 이러한 현상에 대한 고찰을 위해서 discharge pipe에 대한 연구가 진행되었다.

Fig.4는 damping spring이 감긴 discharge pipe와 그렇지않은 discharge pipe에 대한 모달 실험의 FRF를 보여주고 있다.



(a) Without damping spring



(b) Damping spring winded
Fig. 4 FRF of the discharge pipe

Fig.4는 한쪽 끝 단을 고정 단으로 실험한 결과로써 damping spring이 특정 주파수 이상에서 진동 저감 효과가 크다는 것을 보여주고 있다.

Fig.5는 실험 조건 Type C에 대한 소음 측정 실험 결과로 실제 냉매가 주입된 상태에서 운전 시킨 컴프레서에서 방사되고 있는 소음을 측정할 것이다. 위의 조건은 실제로 소음을 발생시키는 모든 소음원을 고려한 작동상태 이다.

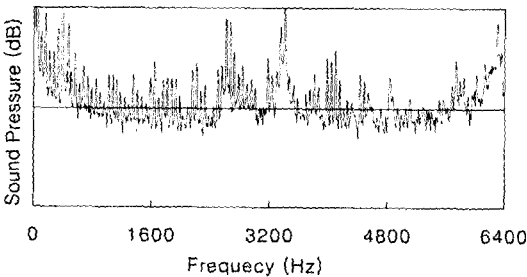


Fig. 5 Sound pressure at top for type C

Fig.5의 소음측정 결과는 모든 소음원을 고려한 작동상태에서 방사되는 소음이 실험 조건 Type A의 경향과 일치하는 것을 보여준다. Type A는 내부가 진공이기 때문에 내부에서 발생할 수 있는 압력맥동, cavity 효과 등을 완전히 배제되었고, 또한 내부의 유체를 매질로 한 투과 소음의 영향을 고려 하지 않게 되므로 완전한 structure born noise 이다.

실험조건 Type A에서 방사되는 소음은 소음방사의 최종인자가 되는 compressor shell의 강제운동과 탄성변형에 의한 표면의 속도에 의존하게 된다.[3] 따라서 본 연구에서는 소음방사에 있어서 지배적인 영향을 미치고 있는 셸에 대한 구조적 거동에 대한 고찰을 함으로써 소음방사와 셸의 구조적 거동의 관계를 보일 것이다.

셸의 구조적 특성

컴프레서 셸은 내압용기로서 내압을 충분히 견딜 수 있어야 한다. 더욱이 셸의 공진모드는 소음

에도 큰 영향을 주기 때문에 셸의 강성을 증가시켜서 소음을 감소하기위한 수 많은 연구가 있어 왔다. 다음 Fig.6은 Top에서 측정된 셸의 FRF 이다.

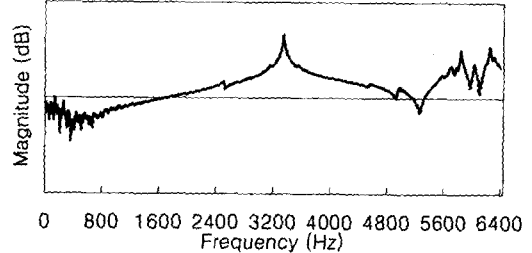


Fig 6. Shell의 FRF

Fig.6의 가장 주요한 공진모드는 3.4kHz대역에서 나타나는 공진 모드로써 앞 절에서 소음 level이 높았던 주파수 영역과 잘 일치하는 것을 보여주고 있다. Fig.6의 결과와 Fig.2의 결과의 비교해보면 셸의 운동성분배에 의한 소음이 지배적이라는 것을 알 수 있다.

Fig.7는 운전중인 컴프레서에 대하여 top에서 표면의 가속도와 음압을 측정할 것이다. 그림의 결과는 소음의 경향이 표면의 가속도를 잘 따른다는 것을 보여 주고있다.

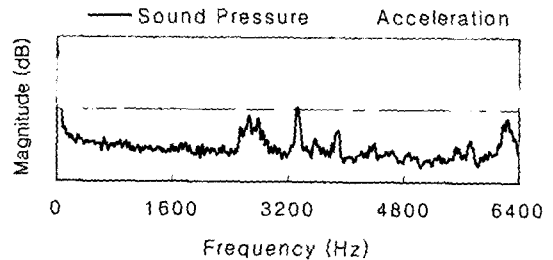


Fig. 7 Sound pressure vs. acceleration

여러 가지 조건에서 수행된 실험값들은 컴프레서의 공진모드가 소음방사에 주요한 부분임을 보여주었다. 또한 discharge pipe에 대한 실험은 5kHz 이상의 주파수 영역에서 damping spring을 감은 discharge pipe의 진동감쇄효과가 좋은 것을 보여주었다. 따라서, 본 연구에서는 CAE를 이용한 최적설계로 셸의 강성을 증가 시킴으로써 소음을 저감하려는 연구를 수행하였다.

3. 유한요소해석 및 최적 설계 유한요소 모델링

최적 설계를 위해서는 형상변화가 이루어져야 할 기본 모델이 있어야 한다. 또한, 유한요소모델

을 이용한 최적설계의 신뢰성을 검증하고 현재 모델의 소음특성과 대비한 shell 구조적 특성을 파악하기 위해서 기존 모델에 대한 유한요소 모델링 작업이 수행되었고 모달 실험결과와 비교되었다.

현재 삼성에서는 upper shell에 대하여 두 가지 model을 사용하고 있는데, flat top type과 embossing type이다. Embossing type은 상부의 강성증가로 소음을 저감 시키기 위한 모델이다. 본 연구에서는 flat top model을 기본으로 유한요소모델을 구성하였다.

표.2는 현재 제작에 사용중인 도면을 바탕으로 제작한 유한요소 모델과 laser scanning의 geometry를 바탕으로 구성된 모델의 해석 결과를 비교하고 있다. Test 시료는 upper shell로서 상단에 stopper라는 부분품이 없는 상태이다.

Table 2. Modal analysis results comparisons I

Model classification	Drawing	Laser Scanning	Modal test results
1 st top local mode	4137 Hz	3477 Hz	3431 Hz

표.2의 비교 결과는 현재 사용하는 설계도면과 deep drawing후의 실제형상이 많이 다르다는 것을 보여주고 있다. 이러한 생산상의 문제는 컴프레셔 쉘의 공진 모드에 영향이 큰 upper shell의 곡률이 실제 제품과 불일치 하기 때문이다. Fig.8은 stopper를 설치하기 위한 도면 상의 flat 부의 길이가 실제 제품에서 더 길어져서 생산되고 있는 것을 보여 준다. 이러한 현상을 피하기 위해서는 deep drawing 공정을 고려한 설계가 이루어 져야 할 것이다.

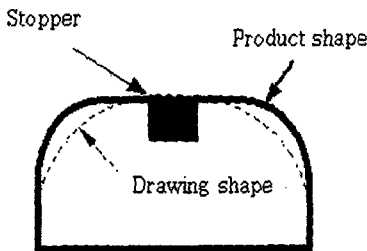


Fig. 8 Discrepancy in drawing and product

Fig.9은 구성된 컴프레셔 모델에 대해 수행된 모달 해석 결과 중 upper shell의 (0,0) 공진모드를 보여 주고 있다.

Fig. 9 Mode shape of upper shell

표.3은 컴프레서 assembly에 대한 모달 실험의 공진주파수와 유한요소해석의 값 비교하고 있다. 이 결과는 유한요소해석을 이용하여 생산될 제품의 성능을 미리 예측하고 제품의 형상을 설계하는 것이 신뢰할 수 있다는 것을 보여준다.

Table 3. Modal analysis results comparison II

Mode number	Experiment	Analysis	Error
1 st	2825 Hz	2857 Hz	1.1%
2 nd	2894 Hz	2920 Hz	1.0%
3 rd	2951 Hz	2987 Hz	1.2%
4 th	3008 Hz	3013 Hz	0.2%
5 th	3103 Hz	3094 Hz	0.3%

형상 최적 설계

최적 설계의 여러 가지 기법 중에서 본 연구에서는 upper shell의 강성을 증가 시키기 위해서 형상최적 설계를 이용하였다. 형상최적 설계란 구조물의 형상을 설계 변수로 하여 최적 설계를 수행하는 것을 의미하는데, 본 연구에서 상부의 곡률을 변경할 수 있는 몇 개의 설계 point들을 설계속도장으로 하였다.[4,5]

본 연구에서는 금형의 변경이 비교적 간단한 upper shell만을 대상으로 형상최적 설계를 하였다.

표. 4는 현재 생산중인 모델과 최적 설계로 구한 모델에 대한 구조 해석 결과를 보여 주고 있다.

Table. 4 Modal analysis results comparison III

Model	Top local mode
Flat top	2857Hz
Embossing	3372Hz
1 st version	3872Hz
2 nd version	4653Hz

Fig.10은 형상최적설계를 통해서 upper shell 상부 형상의 미세한 곡률을 조정함으로써 구조적 강성을 증가시킨 것을 과장하여 보여주고 있다.

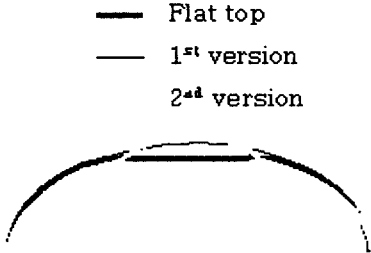


Fig. 10 shape comparisons

Fig.11은 현재 생산중인 두 가지 모델과 1st version 형상최적 설계결과를 가지고 제작한 모델에 대해서 모달 실험을 수행한 결과를 보여 주고 있다. 최적설계결과모델이 Flat top

모델에 대해서 upper shell의 강성을 증가 시킨 embossing 모델보다 더 높은 구조 공진모드를 가지고 있는 것을 보여준다.

Fig.12은 embossing type과 최적 설계모델에 대해 수행한 소음 측정실험의 결과를 보여주고 있다. Fig.11에서 3.4kHz 대역에 존재 하던 peak이 실제로 더 고차로 옮겨진 것을 알 수 있다.

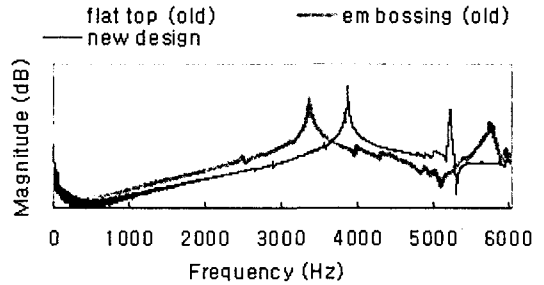


Fig.11 Top local resonant modes

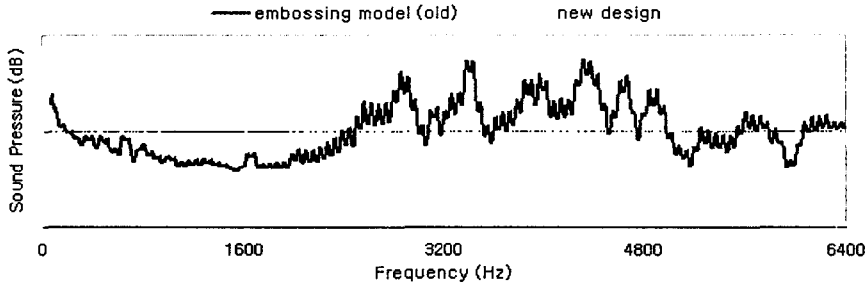


Fig.12 Sound Pressure according to the shell type

4. 고찰 및 결론

운영 중 컴프레서로부터 방사되는 소음은 소음전파의 최종인자가 되는 컴프레서의 셸의 거동에 지배적인 효과를 받는 것을 실험적으로 파악하였다. 또한, 셸로 전달되는 진동성분 중 특정 주파수 성분들은 damping spring을 감은 discharge pipe의 사용으로 감쇄가 된다. 본 연구에서는 설계변경을 통하여 현재 셸의 강성증가로 소음을 저감 시키는 연구를 수행하였다.

후기

이 연구는 2001년도 두뇌한국21사업과 삼성광주 전자에 의하여 지원 되었음.

참고 논문

- [1] G. M. Diehl, "Compressor Noise Control", *Proceedings of the 1972 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp. 60-63.
- [2] D. J. Ingalls, "Understanding Noise Radiation from a Hermitic compressor", *Proceedings of the 1972 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp. 69-73.
- [3] M. P. Norton, "Fundamentals of noise and vibration analysis for engineers", Cambridge University Press S.
- [4] S. Wang, S. Ki, K. Lee, 2001, "Configuration design sensitivity analysis for dynamic systems using CAD-based velocity field," *AIAA journal*, to appear.
- [5] E.J. Haug, K.K. Choi, V. Komkov, 1985, *Design Sensitivity Analysis of Structural System*, Academic press, New York.