한국산학기술학회논문지
Vol. 11, No. 11 pp. 4129-4136, 2010

소형 냉동시스템 소음의 구조와 유동 연성 분석과 저감 방안

김수현[1], 이동연[2], 이무연[3*]
[1]유한대학교 기계설계학과, [2]영남대학교 기계공학부, [3]고려대학교 기계공학과

Analysis and Suppression Plan for Structure and Flow induced Noise in a Small Refrigeration System

Soo-Hyun Kim[1], Dong-Yeon Lee[2] and Moo-Yeon Lee[3*]
[1]**Department of Mechanical Design, Yuhan University**
[2]**School of Mechanical Engineering, Yeungnam University**
[3]**Department of Mechanical Engineering, Korea University**

요 약 본 논문의 목적은 가정용 냉동시스템에서 유발되는 소음 및 진동을 소음 및 진동 분석 방법에 의거하여 파악하여 궁극적으로 소음제어를 통하여 저감하는 것이며 소음저감 방안을 제공하는데 있다. 이를 위하여 다양한 냉동시스템의 작동 조건에서 구조 소음 및 유동 소음을 측정하였으며, 압축기 및 주요 구성부품들에 대한 소음 제어를 통하여 10%의 소음을 저감하였다.

Abstract This paper addresses how to reduce or redesign uncomfortable sound from small refrigerator by modifying some structures in mechanical components or operating conditions. After performing vibration analysis on each component and then sound analysis are carried out. From stepped designed experiments, we could acquire some important results that structure and flow induced vibration assumed to be a major cause to noise level and frequencies. Modifying some mechanical structure and operating conditions, uncomfortable starting noise and beating sound are suppressed. Machinery room located in refrigerator's backside is investigated for vibration and noise suppression, and some ideas for more improvement are suggested

Key Words : Structure Modification, Noise suppression, Refrigeration system, Flow induced Vibration

1. 서론

압축기로 구동되면서 다수의 증발기를 가지는 열장치 시스템은 가정용 냉장고, 김치냉장고, 와인 냉장고 그리고 가정용 냉동고등 다양한 냉동시스템에 광범위하게 사용되고 있다. 이러한 냉동시스템은 음료, 과일 및 야채와 같은 음식들의 장기간 보관과 맛, 향 및 신선도 등 소비자의 취향을 만족시키기 위해 광범위하게 연구가 수행되어 많은 발전을 했다[1-3]. 가정에서 사용되는 냉동시스템의 기계실은 대부분 압축기, 응축기와 순환팬, 1개 이상의 증발기 그리고 솔레노이드 밸브 및 모세관으로 구성된 팽창장치로 구성되어 있다. 이러한 요소들은 초기 기동시와 운전시에 작동소음 및 진동을 유발한다. 특히 현대의 가옥들은 주방과 거실 등이 한 공간에 있는 경우가 많아 가정용 냉동시스템들의 소음 및진동은 인간의 생활에 있어서 적지 않은 영향을 주는 것이 사실이다. 따라서 가정용 냉동시스템의 소음과 진동을 분석하여 사용자가 느끼기에 보다 편안하고 정숙한 개인 생활에 지장을 주지 않도록 소음을 줄이거나, 듣기 좋도록 변경하는 (sound design) 연구가 수행되었다[4-7].

Ohetal.(1991)은 냉장고의 소음을 줄이기 위해 압축기의 진동전달특성을 변경하는 연구를 수행하였다. Chae et

이 연구는 2010학년도 영남대학교 학술연구조성비에 의한 것임.
*교신저자 : 이무연 (kume97@korea.ac.kr)
접수일 10년 10월 12일 수정일 10년 11월 09일 게재확정일 10년 11월 19일

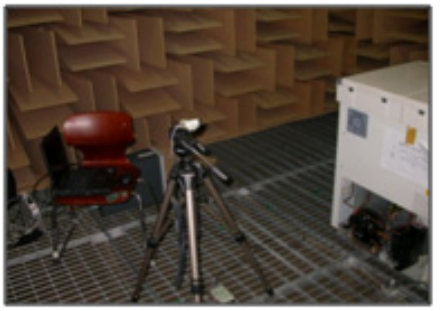
al. (2005)은 압축기 쉘로 부터 방사되는 공기 전달 소음에 관한 연구를 수행하였다. 그들은 냉동시스템에서 중요한 소음원인 압축기 쉘 (shell)에서 방사되는 소음이 시스템 소음의 중요한 부분을 차지하고 있으며 압축기 쉘의 진동 및 압축기로부터 방사되는 소음 특성 사이의 상관관계를 실험적으로 분석하였다. Park et al. (1997)은 냉장고용 왕복동식 압축기의 소음 특성에 관한 연구를 실험적으로 진행하였다. 그들은 왕복동식 압축기의 소음 압력레벨 (sound pressure level)을 측정하여 2개의 주요한 주파수 영역을 찾아내었으며 이것은 압축기의 구동 메커니즘에 의한 것과 구조 진동에서 유발되는 것으로 파악하였으며 소음기를 제작하여 저감할 수 있다고 하였다. Seo and Jung (2002)은 유체 맥동을 고려한 압축기 토출 배관의 진동 응답 특성을 유한 요소법을 이용하여 해석적으로 진행하였고 실제 실험결과와 검증하였다. Octavianty et al. (2007)은 압축기 토출 밸브의 유체-구조 연계 해석 및 충돌에 관하여 해석적으로 접근하였다. 그들은 냉동시스템을 순환하는 냉매 유동과 진동과의 연관성을 찾아 소음을 저감하고 그 영향도를 분석하였다. 현재까지 진행된 냉동시스템 관련 소음 연구들의 대부분은 냉동시스템을 구성하는 압축기 단품에 초점을 맞추어 진행되었고 관련 구성요소 및 냉동시스템을 순환하는 냉매에 의한 유체유동과의 관계를 분석하고 개선하는 연구는 거의 이루어지지 않았다[9,10].

본 연구는 가정용 소형 냉동시스템의 소음제어에 관한 것으로서 냉동사이클을 구성하고 있는 기계실의 진동원과 소음원을 개별적으로 분석하고 유체 유동과의 상관관계를 실험적으로 규명하고자 한다. 냉동시스템을 구성하는 부분 요소들의 구조를 변경하여 구조-유동에 원인을 두고 있는 소음을 저감하고자 한다. 냉동시스템에서 주된 진동 과 소음을 유발하는 부품들에 대하여 진동 및 소음을 저감할 수 있는 방안 및 전체 냉동시스템의 소음을 저감할 수 있는 대책을 마련하고자 한다.

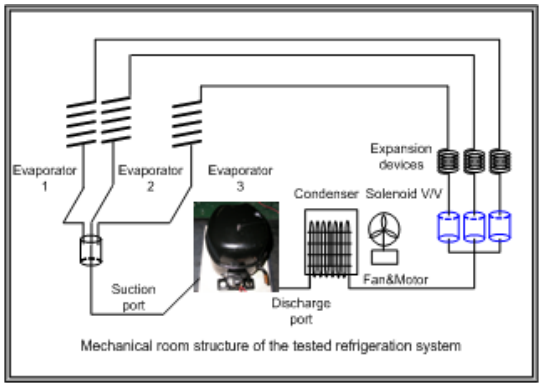
2. 실험 및 분석

본 연구의 목적은 냉동시스템 작동 시 유발되는 소음을 냉동시스템의 효율에 영향을 주지 않는 범위에서 저감코자 하는 것이다. 특히 냉장고의 기동 시 초기에 발생하는 약 1초 간의 저주파에서 고주파에 이르는 소음을 디자인하고 정속 운동 시 발생하는 소음의 레벨을 낮추고자 하는 것이다. 이는 주요 주파수 영역에 걸쳐 평균 음압 레벨을 낮추거나 주파수 영역에 따른 각 음압 레벨을 조정하여 보다 듣기 좋은 소리로 디자인 하는 것이다. 즉 저주파수에서 고주파 성분에 걸쳐 고른 소음분포는 일반적으로 듣기 거슬리게 되므로 소음설계의 향상을 이러한 관점에서 분석하고자 한다. 일반적으로 소음은 진동에 의한 구조물로부터 발생되는 구조 기인 소음 (structure born noise)와 유동 소음 (flow induced noise)로 구분된다. 냉동시스템의 기계실은 압축기, 응축기, 팬과 증발기 관련 배관들, 그리고 팽창장치 및 각종 배관으로 구성되어 있다. 기계실에서의 주된 진동원은 압축기로 외형 쉘에서부터 구조기인 소음을 방사하며 이 밖에 팬과 수십 개의 얽힌 관로 형태의 응축기에서 소음이 발생된다. 더불어 기계실 및 냉동시스템 전체의 소음은 순환냉매의 유동조건과 밀접하게 연동되어 발생하므로 이들간의 상관관계 분석을 위하여 다음과 같이 실험이 진행되었다.

먼저, 냉동시스템의 기계실의 구성 요소들의 단품에 대하여 모드 해석을 수행하고 진동원 및 소음원의 주된 주파수에 대하여 구조 변경을 통한 소음 저감 설계를 하고자 한다. 왜냐하면 각 단품에 대한 동특성을 규명하여 경계 및 감쇠조건에서 진동원에 대하여 전달률을 낮추기 위한 회피설계가 가능하기 때문이다. 이는 냉동시스템의 기동시 발생되는 진동과 소음중에 개별 단품 요소의 영향도 및 원인을 파악하여 필요시 구조 동특성 변경을 위한 것이다. 즉 전체 소음 분석 그리고 소음원 파악 및 소음과 진동과의 관계를 분석하여 진동저감을 위한 부가구조 또는 국부 강성증대 등의 동특성 변경을 하기 위한 것이다. 이후, 각 구성 단품의 동작 시 ODS (operation deflection shape), 진동 응답 스펙트럼을 측정하여, 전체 시스템의 동작 시 소음과 진동 간의 관계 분석을 수행한다. 다음으로 개별 요소들의 기동시 소음을 측정하며 마지막으로 전체 시스템을 동작시키면서 기계실 내부 또는 외부에서 진동과 소음을 측정하여 소음원 규명 및 전파경로를 규명 한다. 그림 1(a)은 가정용 소형 냉장고의 기계실(후면)에서 거리 1m와 높이 1m 에서



(a) 실험 장비



(b) 기계 구조도

[그림 1] 실험 구조도

[표 1] 실험 장비

Measurement system	Sound measurement	Vibration measurement
LMS Cada-x System	BnK Sound Level Meter (Type 2260)	B&K Accelerometer Impact Hammer
Windows NT, Operational Modal Analysis, MIMO FRF Analysis	6.3~20 kHz Real Time 1/3 Octave Band	0.1 ~ 16500 Hz

냉동시스템 기동시 및 정지시의 음압 레벨 (sound pressure level)을 측정하기 위한 장치이다. 그림 1 (b)는 본 연구에서 사용된 가정용 냉동시스템의 기계실을 나타낸다. 표 1은 본 연구에서 사용된 소음과 진동 장비들의 사양을 나타내고 있으며, 마이크로폰 센서의 주파수 한계는 50 에서 8000 Hz 이다.

3. 실험결과

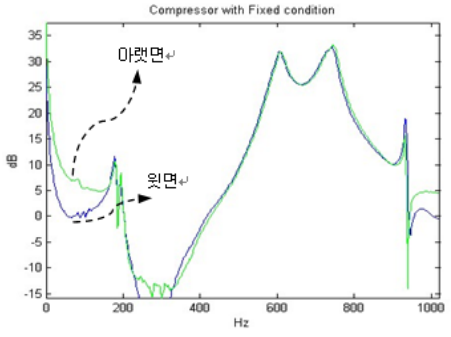
3.1 압축기 구조 해석 실험

감쇠계수 등의 동특성을 얻기 위한 실험으로, 냉동시스템의 소음원 파악과 소음 특성 규명 그리고 기계실의 구조 변경을 통한 소음 저감을 위하여 주요 구성 단품의 모드 해석을 수행하였다. 일반적으로 압축기 기동시의 평균 진동 응답은 모터의 회전속도에 가장 큰 영향을 받게 되고 압축기 구조로 인한 소음원인은 파악하기 어렵다. 이를 분석하기 위하여 압축기를 고정한 상태에서 출력을 윗면으로 하고 입력 지점을 하부, 양 측면, 앞뒤면 등으로 변경하면서 임펄스 응답을 구하였다. 먼저, 압축기 (compressor)와 응축기 (condenser) 세트 그리고 이들을 고정시켜주는 기저판 (base plate)을 분석하였다.

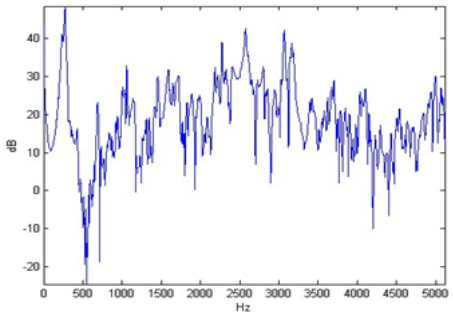
그림 2(a)는 압축기의 하부를 고정하고 입력 임펄스를 윗면(파랑선)과 아랫면(녹색선)에 가했을 경우의 주파수 응답 특성을 나타내며, 그림 2(b)는 응축기의 자유 경계 조건에서의 모드 해석 결과를 나타낸 것이다.

3.2 압축기 동작시 진동응답

냉장고의 가동 시 압축기는 가장 큰 진동과 소음원이다. 본 연구에서는 소음을 줄이기 위해 진동원을 제어하는 데 초점을 맞추고 있으므로, 압축기의 가동 시에 진동 응답을 다양한 조건에서 측정하였다. 그림 3는 압축기 단품을 냉장고 및 연결요소로부터 분리하고, 하부를 고정한 후 전원을 공급하여 가동 상태에서 평균 1분 동안 평균 진동응답을 얻은 결과이다. 동작시 압축기 단품의 주요주파수는 대부분 압축기 모터의 회전주파수 (60 Hz) 배수이며 가장 큰 peak 주파수는 466 Hz 에서 발생하였다. 즉, 가동시 냉매 유동 영향을 배제한 상태에서 60 Hz 를 제외하고 466Hz 성분이 압축기의 구조적 진동이 가장 큰 주파수임을 확인할 수 있었다. 압축기의 내부에 위치한 회전체는 압축기의 쉘 내부에서 철끈에 의해 중앙에 매달려 있는 상태이며 압축기 상부에 다음 그림과 같이 가속도계를 부착하고 압축기를 지지하는 저감제들을 바꿔가면서 실험을 진행하였다. 이는 기관실 구조 내부에서 압축기의 지지조건이 가동시의 진동 특성에 어느 정도 영향을 줄 수 있고, 지지조건의 변경을 통해 소음을 저감할 수 있을 지를 판단하기 위한 실험이다. 그림 4은 하부 지지를 방진 고무판, 스폰지, 10 mm 두께의 흡음판 및 10 mm 두께의 목재 판재로 지지 할 경우 압축기 기동시의 평균 주파수 응답을 나타낸다. 압축기 내부 모터의 회전 주파수인 60 Hz 주파수에서 가장 큰 응답 특성이 나타나는데, 이중 스폰지가 가장 감쇠능력이 크고, 목재판재가 가장 낮음을 알 수 있다.



(a) 고정단 조건에서 컴프레서의 모드 시험

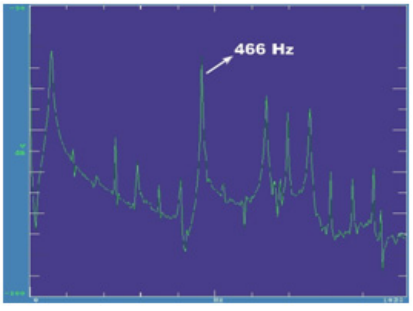


(b) 자유단 조건에서 콘덴서의 모드 시험

[그림 2] 요소부의 진동 시험 결과

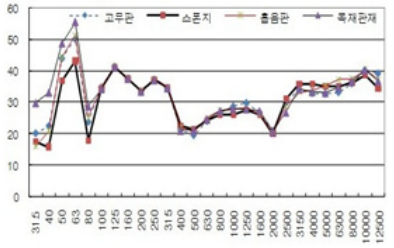
주파수에 따른 응답의 감쇠 정도는 스폰지가 가장 크게 나타나지만, 평균 응답 측면에서는 방진 고무가 가장 낮음을 알 수 있다. 그림 2에서 보는 것 처럼, 응답이 주요하게 높게 나타나는 부분은 600 및 750 Hz 영역과 2400 및 3500 Hz 영역으로서, 동작시의 주파수 응답곡선과 비교할 때 주요한 영역대의 동작 주파수를 회피하고 있으며 충격지점이 다름에도 주파수 응답 특성은 크게 차이가 발생하지 않는다.

따라서 압축기의 쉘 형상 또는 부가구조물 부착 등의 구조변경은 진동 전달 측면에서 개선할 여지가 크지 않다고 판단되며 압축기를 지지하는 지지 조건들의 개선을 통한 소음 및 진동 저감이 효과적이라 판단된다.



[그림 3] 작동시의 컴프레서의 진동 시험

(a) 컴프레서 사진

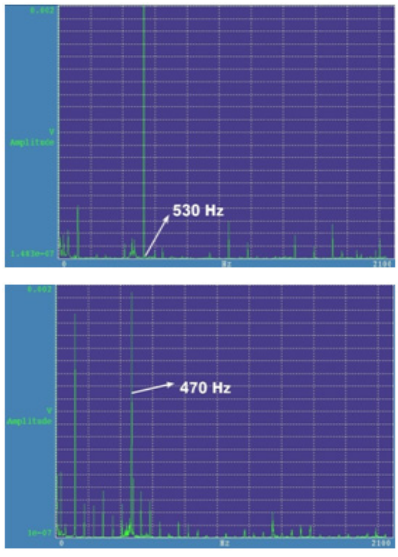


(b) 지지부 재료에 의한 소음 효과

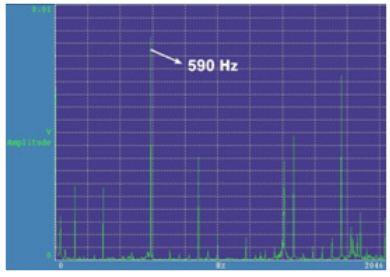
[그림 4] 지지부 재료에 의한 소음 효과 및 컴프레서 사진

3.3 유체유동에 의한 진동 분석

냉매가 냉동시스템을 순환할 때 발생하는 유동 소음과 기계실의 구성 요소에서 발생되는 진동 특성을 분석하고 구성 요소와 상호작용을 고찰하기 위하여 냉장고의 가동 상태에서 기관실 내에 설치된 압축기의 평균 진동 응답 스펙트럼을 분석하였고, 냉동시스템에서의 개선 결과를 인과적으로 분석하였다.



(a) 컴프레서 전면부의 주파수 응답 함수



(b) 컴프레서 후면부의 주파수 응답 함수

[그림 5] 30초 동안의 컴프레서의 평균 주파수 응답 함수

그림 5(a)는 압축기의 앞면과 뒷면 하부에서 기동시 30초 동안의 평균 진동응답 스펙트럼을 나타낸 것이다. 위 그림에서 앞면 하부는 토출관이 위치한 부분으로 측정부위가 토출관에 가까워질수록 토출관부근에서 유동에 의한 진동 영향을확인 할 수 있으며, 흡입관 부근에서 470 Hz 가 토출관 부근에서 530 Hz 로 증가함을 알 수 있었다. 냉장고가 정지 상태에서 가동을 시작할 때, 초기 가동 소음은 가장 듣기 거북하면서도 크다고 할 수 있다. 초기 가동 소음은 압축기의 가동 시에 압축기 내부에서 유체의 흡입 및 토출 과정에서 그 원인을 찾을 수 있다고 가정하고, 초기 가동 시작 후 약 5초간 토출관 부근의 평균 진동 응답을 측정하였다. 결과적으로 그림 5(b)에서 볼 때, 주요한 주파수 응답이 590 Hz 로, 약 30초 동안 평균한 결과인 530 Hz 보다 증가하였음을 알 수 있고, 초기 기동 시의 큰 소음과 토출관에서의 유동이 영향을 미치고 있다고 추정된다.

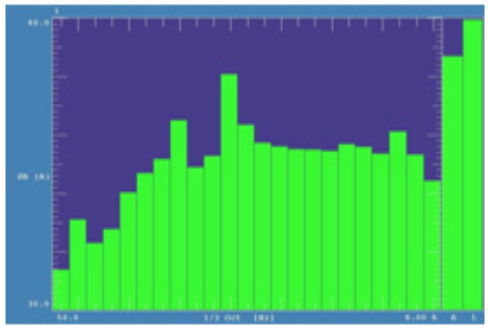
3.4 유체 유동 소음 분석과 제품 소음 분석

본 연구에서는 기계실의 구조를 전체적으로 변경하는 것을 고려하지 않으므로, 압축기와 기저판 연결부의 변경 또는 흡음판등과 관련된 구성요소들을 설치하여 소음을 저감하고자 하였다. Park et al. (1997)은 냉동시스템의 대부분의 소음은 기계실에서 직접 발생하고 있다고 한다. 기관실 내부의 단품 요소들에 의한 소음 영향을 분석하기 위해 냉장고 제품의 전체 소음을 측정하였다.

그림 6은 냉동시스템 작동 시 후면에서 약 3 m 떨어진 far field 에서 소음 레벨을 측정하여 A weighting 함수로 필터링 한 결과를 1/3 octave band 로 표현한 것이다. 그림 7에서 알 수 있듯이, 주파수 470 ~ 482 Hz 영역에서 가장 높은 소음을 나타내고 있으며 이후 236 Hz 영역과 582 Hz 영역순으로 높은 소음도를 나타냄을 알 수 있다. 냉장고 후면에서의 소음과 실제 가정환경에서 들을 수 있는 소음의 차이를 분석하기 위하여 가동 상태에서의 전면과 후면 부의 far field 에서 측정한 평균 10초간 평균하여 나타낸 결과는 다음과 같다. 일반적으로 냉장고의 기관실은 제품의 후면에 위치하고, 사람이 듣는 소음의 질(Quality)과 기관실에서 측정한 소음의 질은 다를 수 있기 때문이다.

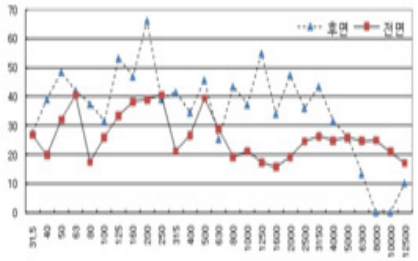
그림 7의 결과에서 보면, 5000 Hz 이내의 영역에서 후면 소음이 고르게 높게 나옴을 알 수 있으며, 두 소음 레벨의 차이가 불규칙적으로 변동폭이 크지 않으므로, 후면 소음을 기준으로 제어 성능을 높이는 것이 제품 소음을 높이는 것으로 판단하였다. 냉동시스템에서 소음을 일으키는 원인을 진동하는 구조물로 가정할 때 기계실에서 압축기와 팬은 주요한 요소라고 할 수 있다. 압축기 내부의 회전주파수와 팬의 회전주파수에 의한 영향 관계를 분석하기 위해 팬 단품에 관한 소음을 측정하였다. 그림 8은 냉동시스템에서 압축기 이외에 주된 소음원을 찾기 위하여 팬 동작 시 측정한 소음값이다. 그림 5 과 8에서 알 수 있듯이, 압축기 소음과 전체 기관실 소음 분석 결과를 비교해 볼 때, 팬 소음은 고주파수 영역에 약간의 영향을 주지만 저주파수 영역에는 거의 영향을 주지 않음을 확인하였다. 압축기는 가장 큰 진동원이면서 동시에 소음원으로 작용하고, 압축기에 연결된 흡입관과 토출관을 통하여 냉매가 흐르면서 유동 소음을 유발한다.

즉 압축기 단품의 진동과 냉매의 흐름에 의한 소음 원인을 규명하는 것이 냉동시스템 전체의 소음과 진동을 저감시키는데 있어 중요한 부분이다. 그림 9은 냉동시스템의 동작 중에 압축기의 흡입관에 연결되는 배관구조물에서 냉매 유동에 의한 소음과 진동 특성을 파악하기 위하여

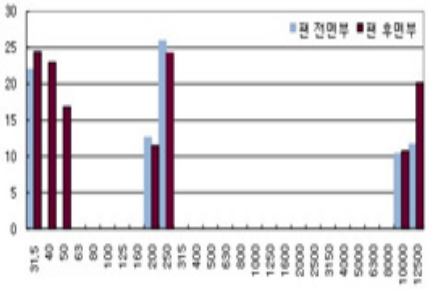


[그림 6] 시험 장치에서 3m 거리에서의 소음 수치 실험 (1/3 octave band center 주파수)

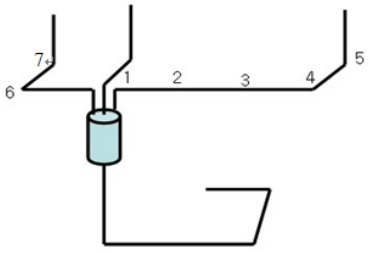
그림과 같이 각 지점에 센서를 부착하고, 가속도계의 신호를 시간 신호(time signal) 로 분석하여 표 2에 나타내었다. 표 2는 각 위치에서 냉동시스템 평균 운전당 (15분 기동 후 1분 정지) 소음 특성을 나타낸다. 실험 시 사용한 냉동시스템의 작동 조건으로는 압축기 토출양 0.000342 m3/s,압축기 토출구의 냉매 속도 17.41 m/s, 그리고 압축기 흡입구의 냉매 속도 9.99 m/s 이다. 가동 중에서 각 지점의 가속도 측정을 통하여 얻은 결론은 분기되었던 관이 합류되는 지점에서 각 지점에서 모이는 유체간의 속도차이와 비동기식(Asynchronous) 결합에 의해 비교적 주기적인 맥동 현상이 발생한다는 것이다. 각 지점에 대한 가속도 레벨 결과는 다음 표와 같다.



[그림 7] 작동중 냉장고의 위치별 소음 실험



[그림 8] 팬의 전후면 소음 실험



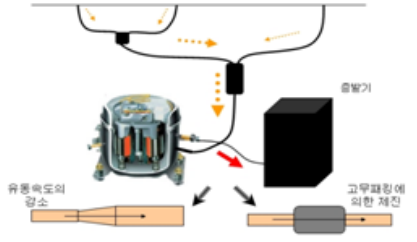
[그림 9] 파이프 가속도 측정 위치

[표 2] 각 지점의 평균 사이클 당 소음 특성

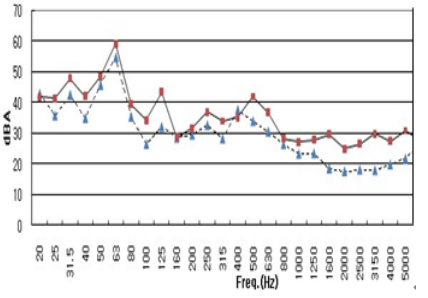
Measurement position	Characteristics
1	156-196 dBA
2	112-140dBA
3	116-176 dBA, 맥동파 잦음(Beat)
4	126-156 dBA, 맥동파 매우 큼(간헐적)
5	124-212 dBA, 매우 불규칙, 맥동파 잦음. 정속 주파수가 안보임,평균 level 은 매우 작으나 맥동파가 매우 잦고 끊임없이 나타난다. 가장 짧은 관(곡선부)
6	200-256 dBA, 정속 주파수 일정, 맥동파 자주발견, peak 간격 넓다.

4. 소음제어 실험 및 결과

그림 10(a)은 냉동시스템의 기계실 구조를 나타내고 있으며, 그림 10 (b)은 기계실내에서의 소음 분석 결과이다. 먼저 초기의 기동 소음은 압축기 흡입부에서 냉매가 높은 위치까지 올라가기 위한 압력 발생과 이에 따른 난류 발생에 의해 기인하고 있다. 이러한 소음은 압축기 흡입관과 연결관 위치를 높여 압축기 내부의 압력 차이를 최소화 할 수 있도록 하고 응축기로 연결되는 압축기의 토출관 및 응축기 연결부로의 유동 속도를 감소시키기 위하여 토출관의 곡률을 크게 함으로서 기동 및 동작 소음을 낮출 수 있다. 이러한 결과는 표 3에서 확인할 수 있다. 즉, 압축기 쉘 형상 또는 기계실 구성 요소의 배치 변화 없이 냉매의 입출구 관로의 형상과 길이만을 변경함으로서 주요 진동 주파수인 60 Hz 를 제외한 전체 주파수 영역에서 소음레벨이 낮아졌다. 즉 실내에서 측정한 제품을 제어전의 평균 음압 레벨이 37.5 dB 에서 제어 후 33.2 dB 로 10% 의 저감 효율을 얻을 수 있다. 압축기 토출부의 형상을 변화시켰을 경우 냉동시스템의 에너지 효율에 미치는 영향은 거의 없었다. 에너지 효율은 Lee et al. (2008)가 제시한 방법을 참조하여 계산하였고, 그림 11에서 보는 것처럼 압축기 토출구 변경에 따른 에너지 효율의 변화는 유의 수준 0.4% 안에서 동일하게 나타났다. 그림 11는 압축기 토출구 변화에 따른 냉동시스템의 에너지 효율을 나타내고 있다.

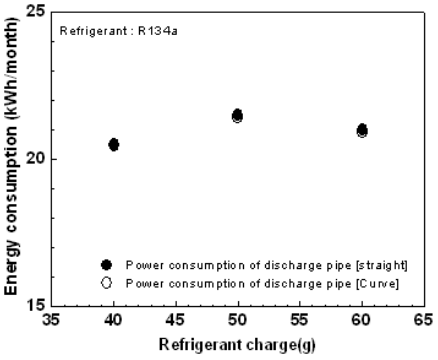


(a) 기계부의 유동 유발 소음 및 진동개요도



(b) 소음 차단 비교

[그림 10] 구조 변경에 의한 소음 차단 결과



[그림 11] 토출구 파이프의 변경에 따른 에너지 소비 실험

[표 3] 토출구 연결관 변경 실험(평균 진동)

지점	앞	뒤	위	아래
구부러진 형상	112	188	192	172
직선형상	118	102	150	135

5. 결론

본 연구에서 수행한 가정용 냉동시스템의 소음 및 진동 저감에 관한 연구를 통하여 냉동사이클을 구성하고 있는 기계실의 진동원과 소음원을 개별적으로 분석하였고 유체 유동과의 상관관계를 실험적으로 규명하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 압축기의 경우 쉘 형상 또는 부가구조물 부착 등의 구조 변경은 진동 전달 측면에서 개선할 여지가 크지 않고 압축기를 지지하는 지지 조건들의 개선을 통하여 소음 및 진동 저감이 효과적이다.

(2) 압축기 소음과 전체 기관실 소음 분석 결과에 의하면, 팬 소음은 고주파수 영역에 약간의 영향을 주지만 저주파수 영역에는 거의 영향을 주지 않는다.

(3) 제품의 처음 기동시의 소음과 주기적인 맥동 소음은 냉매의 유동 관로의 기하학적 형상과 배치에 의한 현상이며, 관로 일부의 구조를 변경함으로써, 유동에 의한 진동과 이로 인한 소음을 저감할 수 있다.

(4) 압축기에서 응축기로 연결되는 압축기의 토출관에서 응축기 연결부로의 유동 속도를 감소시키기 위하여 토출관의 곡률을 크게 해서 난류 발생을 억제하면 기동 및 동작 소음을 낮출 수 있다.

(5) 냉동시스템의 소음 제어를 하기 전의 평균 음압 레벨은 37.5 dB이고 소음 제어 후에는 33.2 dB로 10%의 저감 효율을 얻을 수 있다.

참고문헌

[1] Lee, M., Kim, S. O. and Kim, Y., “Performance Evaluations of a Residential Small Multi-Refrigeration System Considering the Adiabatic Characteristics,” *Trans. of the KSME*, Vol. 31, No. 10, pp. 868-875, 2007.

[2] Lee, M. and Kim, S. O., “A Study on the Performance of a Domestic Small Multi Refrigerator According to a Capillary Tube,” *Trans. of the KSME*, 2005, Vol. 29, No. 6, pp. 763-771, 2005.

[3] Lee, M. and Kim, S. O., “A Study on Performance Characteristics of Propane/Isobutane Refrigerant Mixtures in a Domestic Small Multi-Refrigeration System,” *Trans. of the KSME*, 2005, Vol. 29, No. 2, pp. 271-278, 2005.

[4] 오재응, “냉장고의 소음진동제어”, 한국소음진동공학회지, 제1권, 제2호, pp. 95-101, 1991.

[5] Chae, S. H., Hwang, W.G., Oh I. K.,, Park, S. W. and Ryu, K. O., “A Study on Noise Radiation of Compressor Shell,” *Proceedings of the KSNVE*, pp. 164-167, 2005.

[6] Park, C. H., Cha, Y. W., Hong, S. C., Joo, J. M., Kim, Y. H. and Pak, Y. S., “An Experimental Study on the Acoustic Characteristics of a Reciprocal Compressor,” *Proceedings of the KSNVE*, pp. 196-201, 1997.

[7] Seo, Y. S. and Jeong, W. B., “Vibration Analysis of Discharge Pipe with Fluid Pulsation in a Rotary Compressor,” *Proceedings of the KSNVE*, pp. 1049-1054, 2002.

[8] Octanvianty, R., Kim, D. H., Park, K. G., Jung, W. H., Ahn, J. W., Moon, K. H., Ko, Y. P. and Kim, H. S., “Flow Structure Interaction 3-D Reciprocating Compressor and Impact Analyses of Compressor Discharge Valve,” *Proceedings of the KSNVE*, pp. 22-31, 2007.

[9] Kwon, J. T., Nahm, T. H., Kim, T. W. and Kwon, Y. C., “An Experimental Study on Pressure Drop and Heat Transfer Coefficient of Laminar Ag Nanofluid Flow in Mini-Tubes,” *Trans. of the KAIS*, Vol. 10, No. 12, pp. 3525-3532, 2009.

[10] Koh, B. K. and Lee, S. C., “An Experimental and Numerical Study on the Fracture Behavior of Air Conditioner Impellers,” *Trans. of the KAIS*, Vol. 10,

No. 12, pp. 3533-3539, 2009.
[11] Lee, M.Y., Lee, D. and Kim, Y., "Performance Characteristics of a Small-Capacity Directly Cooled Refrigerator Using R290/R600a (55/45)," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 31, No. 4, pp. 734-741, 2008.

김 수 현(Soo-Hyun Kim) **[정회원]**

- 2001년 2월 : 고려대학교 기계공학부 (공학석사)
- 2005년 8월 : 한국과학기술원 기계공학부 (공학박사수료)
- 2009년 2월 : 목원대학교 IT학과 (공학박사)
- 2010년 3월 ~ 현재 : 유한대학교 기계설계학과 강의전담교수

<관심분야>
수술로봇, 휴머노이드 로봇

이 동 연(Dong-Yeon Lee) **[정회원]**

- 1999년 2월 : 한국과학기술원 기계공학부 (공학석사)
- 2007년 2월 : 한국과학기술원 기계공학부 (공학박사)
- 2007년 3월 ~ 2008년 8월 : 한국전기연구원 선임연구원
- 2008년 9월 ~ 현재 : 영남대학교 기계공학부 교수

<관심분야>
Nano-mechatrinics, Nano-design, Scanning-Probe Microscope

이 무 연(Lee, Moo-Yeon) **[정회원]**

- 2003년 2월 : 고려대학교 기계공학부 (공학석사)
- 2003년 3월 ~ 2007년 2월 : 만도공조 및 엘지전자 연구소 주임연구원
- 2010년 2월 : 고려대학교 기계공학부 (공학박사)
- 2010년 3월 ~ 현재 : 고려대학교 기계공학과 연구교수

<관심분야>
열및 물질전달, 냉동 공조, 생체유체, 신재생에너지 변환 시스템