

구조 변경을 통한 공조용 압축기의 소음저감

Noise Reduce in the Rotary Compressor for air-conditioner using Structural Modification

김진수† · 이승목* · 하중훈* · 이장우* · 하삼철*

Jinsoo Kim, Seungmock Lee, Jonghun Ha, Jangwoo Lee and Samchul Ha

Key Words : Accumulator(어큐플레이터), Sound intensity(음향 인텐시티), Modal analysis(모드 해석), Operational deflection shape(운전 중 변형 형상), Structural modification(구조 변경)

ABSTRACT

The main noise source of the rotary compressor for air conditioner was analyzed by using the measurement of sound intensity, modal analysis and operational deflection shape(ODS) analysis. In this study, the key noise source of rotary compressor was an accumulator, and noise was sharply increased due to the accumulator's resonance which has a big contribution to the noise. To reduce the excessive noise generated from accumulator, structural modification through ODS analysis were applied. Its validation was conducted by the measurement of noise and vibration on the accumulator's surface. The total noise was significantly reduced by 4.2dB(A).

1. 서 론

고효율과 저소음으로 대표되는 에어컨의 기본 성능은 압축기의 성능에 의해서 결정된다고 해도 지나친 말이 아니다. 특히 정숙성에 대한 시장의 요구가 점점 증가함에 따라 압축기의 소음저감이 절실히 요구된다. 본 연구에서는 운전 중 변형 형상 분석(ODS analysis)을 통해 구조 변경이 필요한 위치를 선정하여, 어큐플레이터의 구조 설계 변경을 통하여 구조 기인 소음을 저감하고자 하였다.

박상영⁽¹⁾은 공조용 로터리 압축기의 어큐플레이터 동특성을 분석한 후, 구조 변경을 통해 방사소음을 실험적으로 저감하였고, 왕세명⁽²⁾은 위상 최적화(topology optimization) 방법을 이용하여, 공조용 압축기의 소음 저감에 관한 연구를 하였다. 김광준⁽³⁾은 고속 주축대를 대상으로 ODS 분석과 구조 변경에 관한 연구를 하였고, 신범식⁽⁴⁾은 ODS 를 이용하여 ATM 기의 진동을 저감하였다.

본 연구에서는 공조용 압축기의 주요 소음원을 찾기 위하여 음향 인텐시티 측정과 충격 실험을 통한 모드해석으로부터 어큐플레이터의 동특성을 관찰하였으며, ODS 해석을 이용하여 구조 변경의 최적 위치를 선정한 후, 방사 소음을 저감할 수 있는 설계

변경 안을 제시하였다. 제시된 설계 변경에 대한 소음 저감 효과를 실험을 통해 검증하였다.

2. 현상 분석

2.1 압축기의 구성 및 동작 원리

본 연구에서 사용된 공조용 로터리 압축기는 밀폐형 용적식 압축기로서 크게 모터와 펌프부로 구성되어 있다. Fig.1 에서 보는 바와 같이 케이스와 상부 베어링은 3 점 용접으로 고정되며, 고정자는 케이스에 원주용접으로 고정되어 있다.

압축기의 동작 원리는 저온저압의 냉매가스가 어큐플레이터를 거쳐 실린더 내부로 유입되며, 유입된 냉매가스는 롤러의 회전 운동에 의해 압축이 된다. 적절한 압력상태에 도달하면 일부는 틈새를 통해 흡입 측으로 역류되어 누설이 발생하지만, 대부분은 토출 유로를 따라 토출되어 케이스 내부는 고온고압 상태가 된다.

2.2 압축기의 소음 주파수 특성

압축기의 소음 주파수 특성 분석과 소음 문제가 되는 주파수를 선정하기 위해, 반무향실에서 ARI 조건(압축기의 흡입, 토출 압력과 흡입 온도를 각각 9.12 kgf/cm², 33.45 kgf/cm² 과 18.3 ℃)으로 압축기의 모든 압력, 온도 조건이 안정화 된 후, Fig. 2 와 같이 두 방향에서 압축기로부터 방사되는 소음을 측정하였다. 압축기 본체와 마이크로폰의 거리는

† 교신저자; LG 전자 AC 연구소

E-mail : jinssu.kim@lge.com

Tel : (010) 5667-0429, Fax : (02) 6915-1068

* 공동저자의 소속 : LG 전자 AC 연구소

30cm 이며, 압축기 본체의 중간 높이에 2 개의 마이크로폰(B&K Type4190)을 위치시켰다. 1 개의 마이크로폰은 accumulator 를 기준으로 반 시계 방향으로 90 도 지점에 위치시켰으며, 다른 1 개의 마이크로폰은 반 시계 방향으로 180 도 지점에 위치시켜 압축기로부터 방사되는 소음을 측정하였다. Fig.3 은 (+)X 방향과 (+)Y 방향에서 측정한 소음 스펙트럼 결과이다. (+)X 방향에서 소음이 (+)Y 방향에 비해 평균 3dB(A) 정도 높게 나타나고 있다. 이는 어큐뮬레이터로부터의 소음 방사와 함께 머플러 토출 홀이 (+)X 방향으로 근접한 위치에 있기 때문에 고온고압으로 압축된 냉매가스가 머플러 홀을 통해 토출될 때, (+)X 방향을 직접적으로 음향 가진 함으로써 상대적으로 (+)X 방향에서 높은 소음이 발생한다.

Fig. 3(a)에서 2.4kHz 를 중심으로 하는 피크 소음은 다른 주파수 대역의 음압 레벨과 비교했을 때, 최소 10dB 이상의 차이를 보인다. 이러한 현상은 청감에도 좋지 않은 영향을 미친다. 따라서 본 연구에서는 2.4kHz 를 관심 주파수로 선정하였으며, 이 대역의 소음을 저감하고자 하였다.

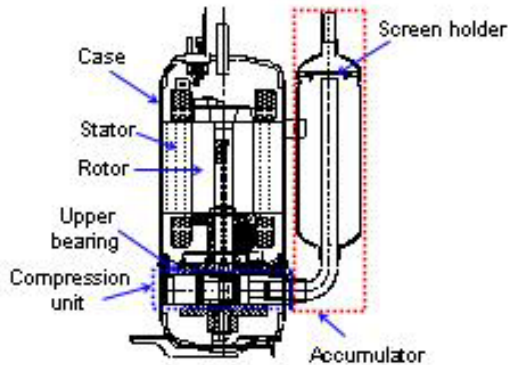


Fig. 1 Cross-sectional view of the rotary compressor for air conditioner

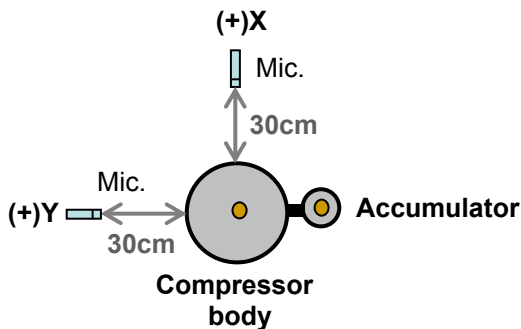
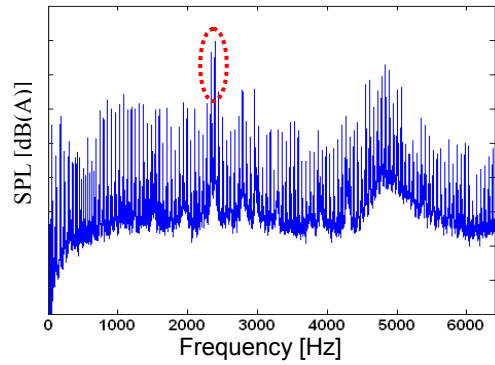
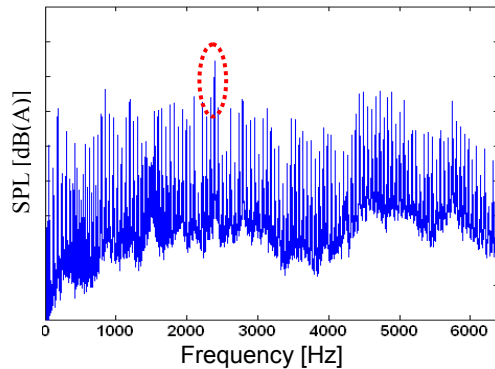


Fig. 2 Position of noise measurement



(a)Noise spectrum measured at (+)X direction



(b)Noise spectrum measured at (+)Y direction

Fig. 3 Noise spectrum of rotary compressor

2.3 음향 인텐시티 측정 결과

음향 인텐시티(Sound intensity)는 단위 시간당 단위 면적을 통과하는 음향 에너지로 정의되며, 주로 음향 파워를 측정하여 소음원 순위를 결정하거나, 음원의 위치를 찾는 데 주로 활용된다.⁽⁵⁾

본 압축기의 소음 관심 주파수는 2.4kHz 로써, 1/3 옥타브 대역으로 중심주파수 2.5kHz 에 해당된다. 따라서 중심주파수 2.5kHz 에 해당하는 소음원의 위치를 찾기 위해 음향 인텐시티 법을 이용하였다. 음향 인텐시티를 측정하기 위한 계측 장비로는 FFT Analyzer(B&K Pulse)와 2 개의 마이크로폰으로 구성된 음향 인텐시티 프로브(probe, B&K type 3547)를 사용하였다.

음향 인텐시티 측정에서 입자속도의 압력 구배 (pressure gradient)의 근사값에 대한 오차와 위상 부정합(phase mismatching)과 같은 오차가 발생할 수 있다. 관심 주파수 대역이 2.5kHz 이므로 음향 인텐시티 측정에서 발생할 수 있는 오차를 최소화하기 위하여 스페이서(spacer) 길이를 6mm 로 하였으며, 마이크로폰은 1/2 인치를 사용하였다. 또한 인텐시티 측정면적은 공간상의 엘리어싱(aliasing)을 고

려함과 동시에 압축기 면적의 2 배 이상이 될 수 있도록 가로, 세로 5cm 간격으로 측정 간격을 설정하였다. 가로 방향과 세로 방향으로 전체 90 개의 측정 점을 Fig. 4 와 같이 형성하였다.

압축기의 소음이 지배적인 (+)X 방향을 대상으로 압축기 본체로부터 10cm 떨어진 근접음장에서 음향 인텐시티를 측정된 결과를 Fig. 5 에 도시하였다. 압축기의 본체 및 accumulator 는 곡률을 가지고 있는 원통형 형상으로 2 차원 평면상의 음향 인텐시티 등고선도로부터 소음원의 위치를 명확하게 규명하는 것은 쉽지 않으며, 소음원의 위치가 왜곡이 될 가능성이 있다. Fig. 5 의 결과로부터 2.5kHz 대역의 소음원의 위치를 추정하자면, 어큐물레이터 주위의 인텐시티 레벨이 주위의 다른 곳보다 상대적으로 높으며, 소음이 accumulator 주위로부터 방사되고 있는 형태로부터 1/3 옥타브 대역 중심 주파수인 2.5kHz 대역의 주요 소음원의 위치는 어큐물레이터의 하부임을 대략적으로 추정할 수 있다.

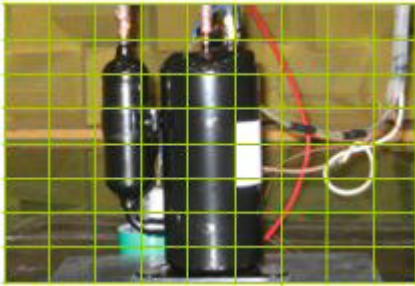


Fig. 4 Grid configuration for sound intensity

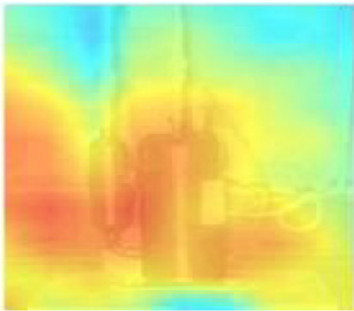


Fig. 5 Sound intensity contour at 2.5kHz band

2.4 소음과 진동의 상관관계 분석

음향 인텐시티 분석 결과, 관심 주파수 2.4kHz 의 소음은 압축기의 어큐물레이터 부근에서 방사되고 있음을 알 수 있다. 어큐물레이터의 구조 진동에 의해 발생하는 구조기인 소음인지, 흡입과정에서 발생하는 이상유동(two phase flow), 압력 맥동 등에 의

한 유동기인 소음인지를 확인하기 위해 Fig. 6 과 같이 accumulator 표면에 28 개의 측정 점을 구성하였다. 표면에 가속도계(B&K type 4393)를 부착하여 가속도 신호를 획득하였으며, 측정된 가속도 신호와 (+)X 방향의 소음과의 상관성을 분석하였다. 분석 방법은 가속도 신호를 기준 신호(reference signal)로 선정하고 소음을 측정된 후, 상호상관 함수(cross-correlation function)를 고속 푸리에 변환(FFT)한 상호 스펙트럼(cross power spectrum)을 이용하여 관심주파수 2390Hz 의 크기만을 추출하여 정규화한 결과를 Fig. 7 에 나타내었다. 어큐물레이터 표면에서 획득한 가속도 신호와 소음 신호의 주파수 분석과 상호 스펙트럼 분석을 통해 관심 주파수 2390Hz 에서 소음 기여도가 큰 진동 위치를 확인할 수 있다. Fig. 7 를 관찰해 보면, 소음의 측정 방향인 X 방향에서 진동과 소음의 상관관계가 Y 방향 보다 상대적으로 크며, (+)X 방향 소음에 영향을 미치는 진동 모드가 존재할 것으로 예상된다. 이와 같은 현상으로 인해 본 압축기의 (+)X 방향의 2.4kHz 및 주변의 peak 소음이 (+)Y 방향에서 보다 지배적이며, 이상의 결과로부터 관심 주파수 2.4kHz 는 accumulator 의 진동으로 인한 구조기인 소음이라고 할 수 있다.

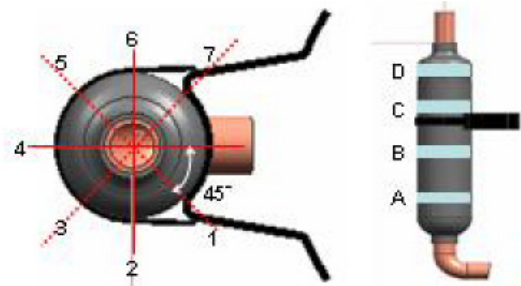


Fig. 6 Measurement position of acceleration on the accumulator's surface

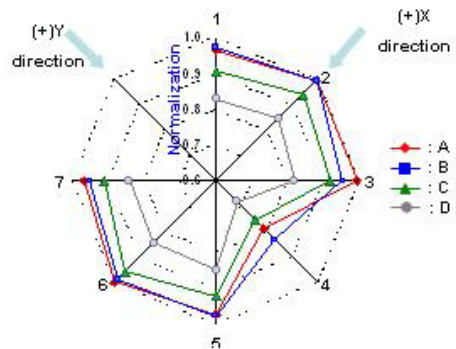


Fig. 7 Correlation between vibration and noise at 2390Hz in the cross power spectrum

3. Accumulator의 동적 특성 분석

3.1 절 모드 해석

관심 주파수 2390Hz에서 피크 소음이 존재하는 원인을 파악하기 위해 압축기 어큐플레이터를 대상으로 상용 프로그램을 이용한 해석과 실험을 통해 어큐플레이터의 동특성을 관찰하고자 하였다. 구조 해석 상용프로그램인 ANSYS Workbench를 통해 해석적으로 구한 고유진동수와 충격 실험(impact test)으로 구한 고유진동수를 비교하였다. 충격 실험에 사용된 압축기는 실제 운전 중의 상태가 아닌 시작품으로 제작된 것이다. 실제 압축기의 운전시 어큐플레이터 내부에는 냉매와 오일이 채워져 있는 상태이므로, 충격 실험 시 무게에 따른 실험 오차를 줄이기 위해 일정량의 냉매와 오일을 채워놓고 분석하였다. ⁽¹⁾ 상용프로그램을 이용한 모드 해석 시 적용한 경계조건(boundary condition)과 재료 물성치를 Fig. 8과 Table 1에 나타내었다.

충격실험에서는 강철 팁(steel tip)이 장착된 충격해머(impact hammer)를 사용하였으며, 고유진동수를 비교적 정확하게 파악하기 위해 충격해머의 주파수 응답이 최대값에서 10dB만큼 감소하는 주파수 영역으로 한정하여 6000Hz까지 분석하였다. 가진점과 응답점은 Fig. 9와 같이 가속도의 응답 위치가 가장 큰 어큐플레이터의 하부 방향에 가속도계를 부착하였으며, 충격해머로 응답점과 동일한 위치를 가진 하였다. 포인트 주파수 응답함수(point FRF)의 신뢰성 향상을 위해 16번 측정하여 평균을 구하였다. ANSYS Workbench를 이용한 고유진동수와 충격실험으로부터 구한 고유진동수를 Fig. 10과 11에 나타내었으며, Table 2에 해석결과와 실험결과를 비교하였다. 해석결과와 실험결과와 오차가 발생하는데, 이는 해석시 경계조건의 부여 방법, 격자크기(mesh size), 부정확한 물성치와 해석을 위한 모델링의 단순화에 기인하기 때문이다.

해석 및 실험적 모드해석 결과, 압축기의 피크 소음 성분에 해당되는 2.4kHz 근처에 어큐플레이터의 고유진동수가 존재함을 알 수 있으며, 어큐플레이터의 공진으로 인하여 압축기의 소음이 증가한 것이다. (+)Y 방향의 소음과 비교하여 (+)X 방향 소음에서 2.4kHz 근처의 피크 소음이 현저한 이유는 어큐플레이터의 모드 형상과 밀접한 경향이 있다. Fig. 11에서 같이 2차 모드는 어큐플레이터의 상, 하부가 동일 위상(in-phase)으로 변형하는 형상이지만, 상대적으로 어큐플레이터의 하부에서의 변형이 큰 모드 형상으로 (+)X 방향의 소음에 영향을 미친다.

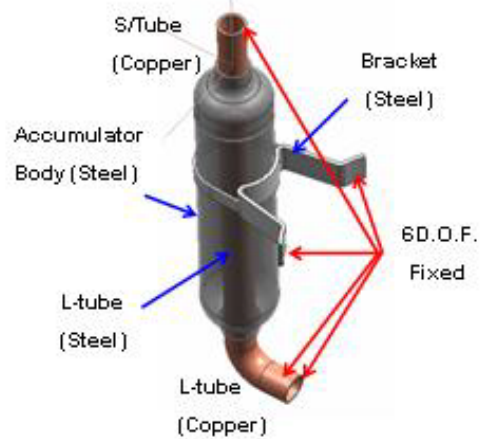


Fig. 8 Boundary condition and materials of accumulator for CAE

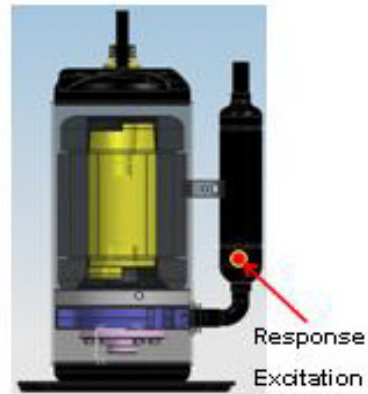
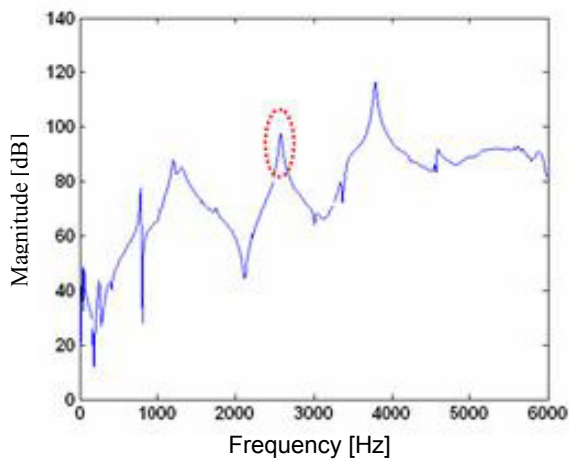


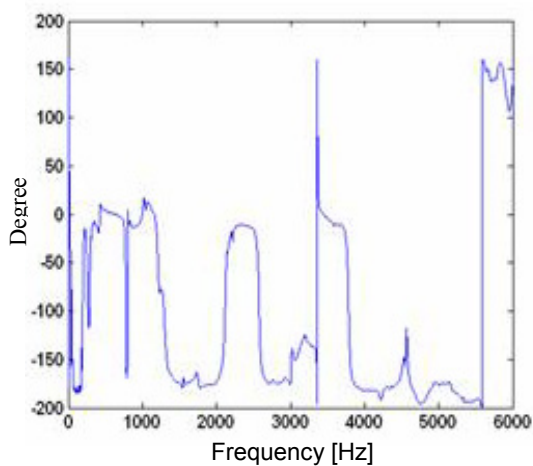
Fig. 9 Measurement point of impact test



Fig. 10 Simulation result of 2nd mode shape



(a) Magnitude of point FRF



(b) Phase of point FRF

Fig. 11 Point FRF extracted by impact test

Table 1 Material properties of accumulator

Material	Young' s modulus [GPa]	Density [kg / m ³]	Poisson' s ratio
Steel	200	7860	0.32
Copper	117	8940	0.29

Table 2 Comparison of the natural frequencies between simulation and experiment

Mode	Simulation (CAE)	Experiment	Error(%)
1st	1523 Hz	1307 Hz	14.2
2nd	2583 Hz	2420 Hz	2.5

1st	1523 Hz	1307 Hz	14.2
2nd	2583 Hz	2420 Hz	2.5

3.2절 운전 중 변형 형상 분석

모드 해석은 계의 입,출력 신호로부터 계의 고유한 동적 특성, 즉 고유 진동수, 모드 형상, 감쇠율(damping ratio)등을 추출하는데 반하여, 운전 중 변형 형상(operational deflection shape, 이하 ODS)은 대상 구조물이 특정 하중 또는 운전 조건하에서 임의의 관심 주파수에서의 실제 변형 형상을 나타내며, 구조물의 동적 거동을 이해하는데 있어서 중요한 해석이라고 할 수 있다.⁽³⁾

본 연구에서는 ODS 분석을 위하여 측정에 의한 신호 대 잡음비(signal to noise, SNR)를 최소화하려는 목적으로 가속도 신호 응답이 가장 큰 곳을 기준점(reference point)으로 설정한 후, 기준점 및 응답점의 자기 파워스펙트럼(auto power spectrum)과 기준점과 응답점의 주파수 응답 함수(FRF)를 이용하였다. 측정 잡음에 의하여 스펙트럼의 크기 및 위상이 왜곡되는 현상을 최대한 배제하기 위해 Fig. 12와 같이 스펙트럼 평균 과정을 거쳤으며, ODS 해석의 편리성을 위하여 상용 프로그램인 SMS(STAR Modal System)⁽⁶⁾을 사용하였다.

STAR Modal 프로그램에서는 ODS를 표현하는데 필요한 응답점에서의 절대적인 진동레벨의 크기와 위상정보를 아래와 같은 계산 과정을 걸쳐 구하게 된다.^{(4),(6)} 응답점의 파워 스펙트럼은 식 (1)과 같이 기준점에서의 파워 스펙트럼의 제곱근에 전달함수의 절대값의 곱으로 계산되며, 이는 응답점의 진동레벨이 된다.

$$\sqrt{G(f)_{response}} = |H(f)| * \sqrt{G(f)_{reference}} \quad (1)$$

이 때, 주파수 응답함수는 기준점의 자기 파워스펙트럼과 기준점과 응답점 사이의 상호 파워 스펙트럼(cross power spectrum)의 관계로부터 식 (2)와 같이 정의된다.

$$H(f)_{n,ref} = \frac{\sum S_n S_{ref}^*}{\sum S_{ref} S_{ref}^*} = \frac{G_{n,ref}}{G_{ref,ref}} \quad (2)$$

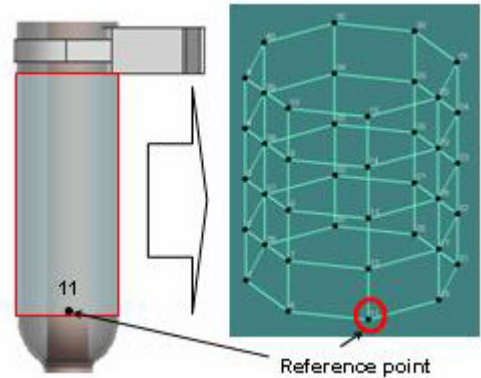
위상(phase)은 기준점과 응답점의 입,출력 사이의 관계를 나타내는 주파수 응답함수로부터 계산이 가능하며, STAR Modal 프로그램에서는 응답의 크기와 위상을 동시에 표현한 식 (3)과 같이 RDS(response

data spectrum)의 응답 측정법으로부터 계산된다.

$$|RDS_{n,ref}| = |H(f)_{n,ref}| * \sqrt{G_{ref,ref}} \quad (3)$$

어큐물레이터의 2 차 고유 진동수, 2.4kHz 에서의 ODS 를 분석하기 위하여, 어큐물레이터의 하부 형상이 기하학적으로 표현될 수 있도록 모델링을 한 후, Fig. 13 과 같이 가속도 신호가 가장 큰 점인 11 번 위치에 기준 신호를 선정하였다. 위에서 언급한 ODS 측정 방법에 따라 기준점(11 번)과 각각의 응답점(11 번을 제외한 1 ~ 40 번)의 자기 파워 스펙트럼과 기준점과 응답점 사이의 상호 파워 스펙트럼을 계산한 후, STAR Modal 프로그램을 이용하여 공진 주파수 2.4kHz 에서의 ODS 결과를 Fig. 14 에 나타내었다.

Fig. 14 를 살펴보면, 어큐물레이터의 ODS 는 X 축 방향으로 변형하는 형상이 지배적이며, 변형 크기는 어큐물레이터 하부로 갈수록 더욱 증가하며, 상대적으로 Y 축 방향의 변형에 비해서 크다. ODS 해석에 사용된 모델의 X 축은 실제 정상상태 운전시, 압축기의 (+)X 방향 소음 측정 방향과 상응한다. 따라서 어큐물레이터의 진동에 의한 방사 소음의 감소를 위해서는 X 축 방향의 진동을 제한하거나 감소시킬 필요가 있다. 이를 위해서는 어큐물레이터 하부 측의 강성 보강 등의 구조 설계변경이 필요하다.



(a) Accumulator (b) Simplified model for ODS analysis

Fig. 13 Model of the lower part of accumulator

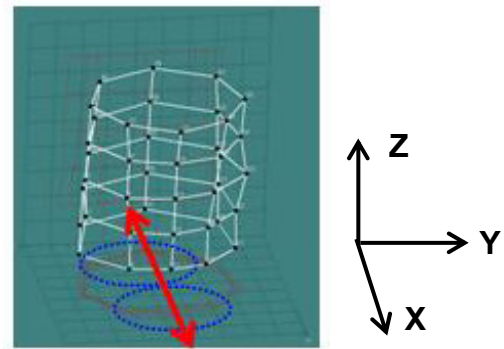


Fig. 14 Operational deflection shape at 2.4kHz

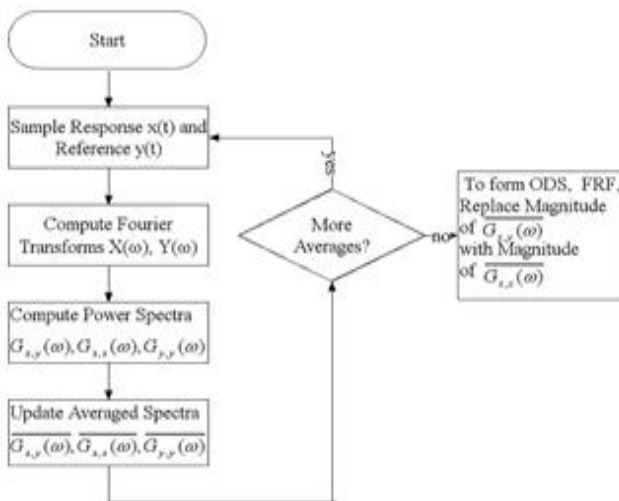


Fig. 12 Process of spectrum averaging to compute operational deflection shape

4. 구조 변경

4.1 구조 변경 방안

어큐물레이터 하부에서 과도하게 발생하는 진동의 제한을 통한 압축기의 소음을 저감하기 위한 방안으로 Fig. 15 와 같은 보조 장치인 홀더(holder)를 추가하는 방안을 마련하였다. 홀더 부착의 목적은 어큐물레이터 하부에서 발생하는 진동을 제한함과 동시에 강성을 증가 시킴으로써 공진을 회피하고자 함이다. 앞 절의 ODS 해석 결과로부터 변형이 가장 심한 부위에 홀더를 부착하였다.

4.2 구조 변경 적용 결과

보조 장치를 적용하기 전, 후의 강성의 변화를 살펴 보기 위해, 3.1 절에서 실시한 해석 조건과 동일하게 한 후의 고유 진동수와 모드 형상을 비교한 결

과를 Fig. 16(a)에 나타내었다. Fig. 16(b)는 동일한 압축기를 대상으로 충격 실험을 수행한 결과인 주파수 응답 함수를 비교한 결과이며, Table 3 에 고유진동수의 변화를 정리하였다. Fig. 16 과 Table 3 의 결과에서 알 수 있듯이 홀더를 적용한 결과, 문제가 되는 2 차 고유진동수는 홀더 적용 이전과 비교했을 때, 대략 20% 정도 증가하였다. 또한 accumulator 하부 진동이 억제 되었으므로 2 차 모드에서의 상대적인 변형량이 감소하였으며, 모드 형상 역시 바뀌었음을 알 수 있다.

압축기 소음에 영향을 미치는 내부 부품의 가공, 제작상의 인자를 배제하기 위하여 2.2 절에서 검토한 압축기를 대상으로 홀더 적용 전, 후의 소음과 accumulator 하부의 진동을 비교하였으며, 그 결과를 Fig. 17 에 나타내었다.

(+)X 방향의 소음 스펙트럼에서 2.4kHz 피크 및 주변 대역의 소음 레벨이 크게 감소 되었음을 알 수 있다. (+)Y 방향에서도 2.4kHz 피크 소음이 10dB 정도 저감되었지만, (+)X 방향에서의 소음 감소 효과보다 미미하다고 할 수 있다.

Fig. 17(a)의 진동 스펙트럼의 비교 결과를 고찰해보면, 홀더 적용에 따라 accumulator 의 강성이 증가함으로써 기존의 공진 주파수 2.4kHz 에서의 가속도 레벨이 크게 감소 되었다. 다만, 2.8~2.9kHz 에서의 진동이 다소 증가하였으나, 압축기의 총합 소음에는 영향을 미치지 않았다. 구조 변경을 통한 accumulator 하부의 진동 감소와 공진 회피 설계로 인하여 accumulator 로부터 방사되는 소음을 저감할 수 있었으며, 그 결과 (+)X 방향, (+)Y 방향의 총합 소음이 각각 4.2dB(A), 1.1dB(A) 저감되었다.

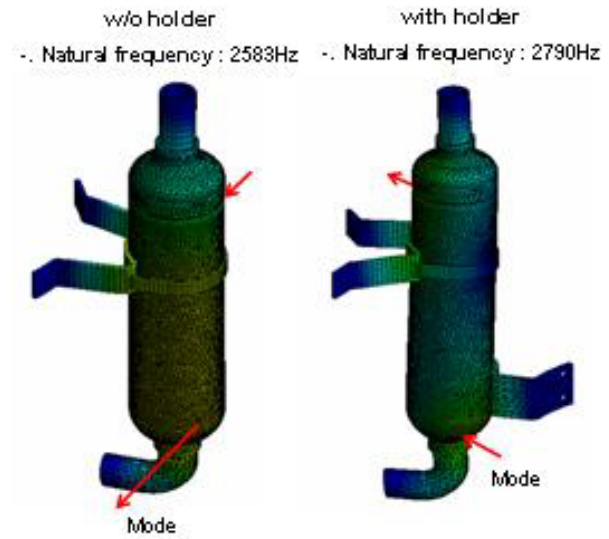


(a) Structure of an holder

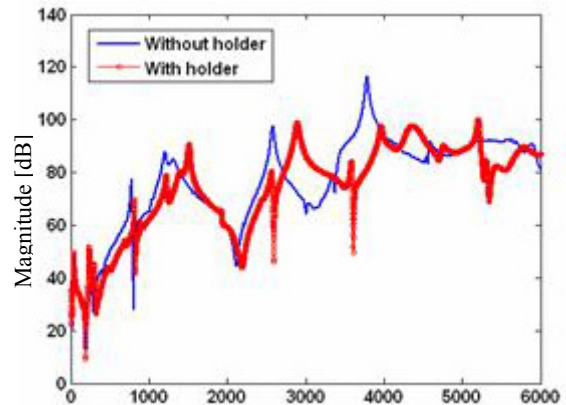


(b) Rotary compressor with holder

Fig. 15 Picture of structural modification



(a) Comparison of simulation results (2nd mode)



(b) Comparison of point FRFs

Fig. 16 Comparison of modal parameters between “without holder” and “with holder”

Table. 3 Comparison of natural frequencies between simulation and experiment

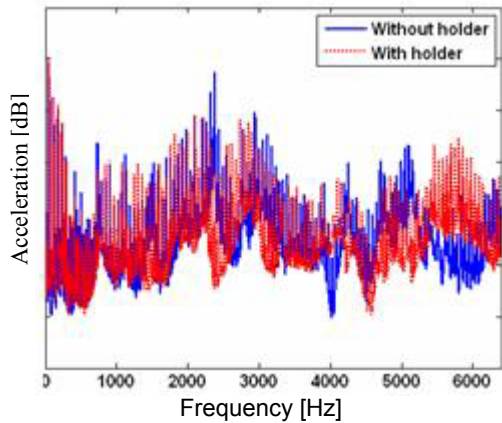
Mode	CAE		Experiment		Error(%)
	w/o	with	w/o	with	
1st	1523	1618	1307	1510	6.7
2nd	2583	2790	2420	2891	3.5

5. 결 론

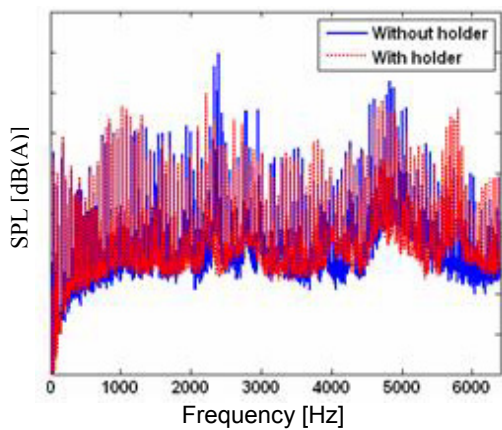
본 연구를 통해 공조용 압축기의 주파수 분석을 통하여, 소음 저감을 위한 관심 주파수를 선정하였다. 음향 인텐시티 측정, 소음과 진동의 상관관계 분석 결과로부터 어큐플레이터 하부에 의한 구조 진동으로 인한 방사소음이 (+)X 방향의 소음에 상당한 기여를 하고 있음을 확인하였으며, 어큐플레이터의 소음 및 진동 특성 개선을 위해 모드 해석과 운전 중 변형 형상 해석(ODS analysis)을 수행하였다. 모드 해석과 실험을 통해 어큐플레이터의 고유 진동수 및 모드 형상을 파악하여 어큐플레이터에서 발생한 공진 특성을 분석하였다. 이를 바탕으로 실제 운전 중 변형 형상(ODS) 해석을 통해 구조 변경 개선안을 도출 하였다. 구조 변경 안은 어큐플레이터 하부에서 발생하는 진동을 제한함과 동시에 강성을 증가시켜 공진 회피를 위한 목적으로 설계되었으며, 실제 공조용 압축기의 어큐플레이터에 적용하여 소음 저감을 확인하였다. 확인 결과, 어큐플레이터 하부의 진동 저감과 함께 (+)X 방향 및 (+)Y 방향에서의 총합 소음이 구조 변경전의 총합 소음과 비교했을 때, 4.2dB(A), 1.1dB(A) 감소하였다.

참 고 문 헌

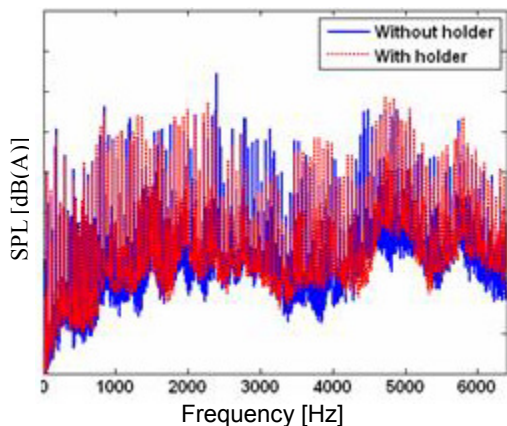
- (1) Park, S. Y., Lee, S. H., Lee, S. I. and Kim, C. J., 1999, "Experimental Reduction of the Noise Radiated by Rotary Compressor", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 9, No. 1, pp.189~195.
- (2) Wang, S. M., Park, J. C., Hwang, I. S. and Kwon, B. H., 2002, "Sound Reduction of Rotary Compressor Using Topology Optimization", Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. C14-4
- (3) Kim, K. J., 1997, "Modal Analysis versus Operational Deflection Shape Analysis and Their Applications", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 1997, No. 1, pp.57~72.
- (4) Shin, B. S., Lee, S. M., Kim, D. H. and Choi, Y. S., 2006, "Operational Deflection Shapes Analysis for Vibration Reduction of ATM Case", Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 232~237.
- (5) Fahy, F. J., 1995, Sound Intensity, E & FN Spon.
- (6) Using STAR MODAL, version 6.2, Spectral Dynamics 2002



(a) Vibration power spectrum



(b) Noise spectrum in the (+)X direction



(c) Noise spectrum in the (+)Y direction

Fig. 17 Comparison of vibration and noise between "without" and "with" holder