

## 다각형 Accumulator의 음향 특성 연구

서원식\* · 공병오\*\* · 김영호† · 남경훈\*\*\*

(원고접수일 : 2009년 2월 6일, 원고수정일 : 2009년 4월 22일, 심사완료일 : 2009년 7월 9일)

### A Study on the Acoustic Transmission Characteristics of Polygon Accumulator

Won Sik Seo\* · Byung O Kong\*\* · Young Ho Kim† · Kyeong Hun Nam\*\*\*

**Abstract :** In order to reduce the noise and oscillation, it is consider a matter in all aspects about the noise stem from accumulator and the characteristic of transmission. Transformation of outside shape has change of noise occurrence at transmission process. Therefore, performed sound numerical analysis and conducted an experiment to examine the birthplace of accumulator's external shape change. In a sound numerical analysis, we can fond out transmission loss between inlet and outlet's sound pressure. In an experiment, we can make out transmission loss by sound wave separation theory through drawing sound pressure inlet and outlet.

**Key words :** Accumulator(어큐뮬레이터), Deep drawing(디프드로잉), Polygon deep drawing (다각형 디프드로잉), Redrawing(재드로잉), Transmission loss(투과손실)

#### 기호설명

$Z_r$  : 방사임피던스(radiation impedance)  
 $P$  : 음압(sound pressure), Pa  
 $v$  : 매질의 속도(particle velocity), m/s  
 $k$  : 파수(wave number)  
 $a$  : 출구단의 반경(radius of outlet), mm  
 $\rho_0$  : 밀도(density) , kg/mm<sup>3</sup>  
 $C$  : 음속(sound velocity), m/s

$TL$  : 투과손실 (Transmission loss)  
 $P_1$  : 출구단의 음압 ( Outlet pressure)  
 $P_2$  : 입구단의 음압 ( Inlet pressure)

#### 1. 서 론

다양한 제품의 개발이 증가될수록 그것으로부터 발생하는 소음이 쾌적한 환경의 욕구를 점차 침해하고 있는 실정이며 가정용 냉장고와 에어컨 등의 전자제품에서 부터 자동차·선박 엔진까지 발생하는 소음원들은 다양하다. 유체가 유동하는 동안 발생

† 교신저자(부산대학교 기계공학부, E-mail:kimyho@pusan.ac.kr, Tel:051-510-2322)

\* 부산대학교 대학원 기계공학부

\*\* 부산대학교 대학원 기계공학부

\*\*\* 엔알텍(주) 대표이사, 김해

되는 소음은 Accumulator의 다양한 전달경로를 통하여 외부로 전달되므로 소음을 감소시키기 위해서는 Accumulator의 구조적 특성에 의한 소음의 발생 특성 및 전달 특성 등에 대하여 고찰할 필요가 있다. 이에 어큐뮬레이터의 소음원로부터 발생된 소음이 전달되는 과정에서 외부형상의 변형은 소음발생의 변화를 가진다.<sup>[1-2]</sup>

따라서 본 연구는 Accumulator의 소음진동부의 취약부를 규명하고 Accumulator의 외관 형상을 변화시켜 기존모델에서 Body 부분의 주름 길이를 Fig. 1과 같이 L= 55mm, 95mm, 125mm로 변화를 주었을 경우와 screen을 추가한 경우의 음향특성을 파악하기 위하여, 음향수치해석 및 실험을 통하여 투과손실을 구하고자 한다.

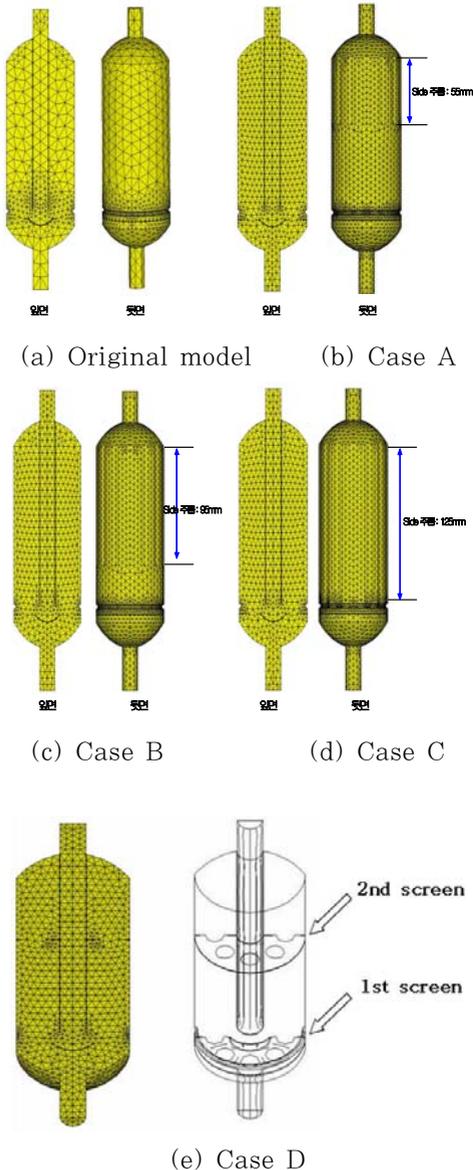
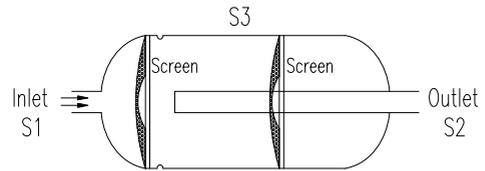


Fig. 1 Prototype modeling according to the length of a polygon accumulator



$$\begin{aligned}
 v &= 1\text{m/s} && \text{on } S_1 \\
 \frac{p}{v} &= Z \text{ or } \frac{v}{p} = A && \text{on } S_2 \\
 v &= 0 && \text{on } S_3
 \end{aligned}$$

Fig. 2 Boundary condition of FEM model

## 2. 수치해석

다각형 압력용기의 외관 형상 변화에 따른 음향 특성을 파악하기 위하여 Fig.2와 같이 유한요소모델을 구성하였다. 해석 대상인 다각형 압력용기의 형상은 XY평면에 대해 대칭이므로 다각형 압력용기의 절반만 모델링 한 후 대칭조건을 주었다. 유한요소모델의 음향 수치해석은 상용 음향해석프로그램 (SYSNOISE)을 이용하였으며, 수치해석에 사용된 가정은 다음과 같다.

- 다각형 압력용기 내부기체의 성질은 균질, 무점성
- 다각형 압력용기 내부기체는 공기(Air)
- 다각형 압력용기 벽은 강체
- 다각형 압력용기 내부유체의 온도는 일정

## 3. 경계조건

수치해석에 사용된 가정을 토대로 Fig. 2과 같

이 경계조건을 적용하여 수치해석을 수행하였다. 입구단(S1)에서는 단위속도  $v = 1m/s$ 로 가정하였고, 출구단(S2)에서는 식(1)를 이용하여 계산된 외부 방사 임피던스 값을 경계조건으로 적용하였다. 또한, 입·출구단을 제외한 경계부분(S3)에서 속도를 영으로 두어 입·출구단은 개방되어 있고, 나머지 부분의 경계는 강제임을 나타내었다.<sup>[3]</sup>

$$Z_r = \frac{p}{v} [0.24(ka)^2 + j0.56ka] \rho_0 C \quad (1)$$

다각형 압력용기 내부온도는 실험 조건을 고려하여 15°C로 균일하다고 가정하고, 15°C에서의 밀도 ( $\rho = 1.225kg/m^3$ )와 음속 ( $C = 340m/s$ )을 입력하여 소음기 내부 기체의 성질을 정의하였다. 유한요소모델의 음향해석에 있어서 주파수 해석범위는 1~2000Hz이고 주파수 해상도 5Hz로 하였다. 다각형 압력용기의 소음저감 특성을 나타내는 투과손실은 해석과정에서 입·출구단의 절점에서의 음압을 도출하여 (2)식으로 계산하였다.<sup>[4-5]</sup>

$$TL = 20 \log \left( \frac{p_1}{p_2} \right) \quad (2)$$

### 4. 해석결과

#### 4.1 기존모델

Fig. 3는 다각형 압력용기의 외관형상을 개선하기 전에 음향수치해석 결과를 나타낸 것으로, 음향 수치해석 범위인 1~2000Hz의 주파수 대역 중에서 Octave band 중심주파수를 기준으로 다각형 압력용기의 내부 음압 변화를 나타낸 것이다

기존모델의 수치해석결과인 Fig. 3에서 다각형 압력용기 입구단의 음압 변화는 Octave band 중심 주파수 16Hz~250Hz까지 점차 감소하다가 500Hz를 지나면서 증가하는 경향을 보이며, 입구단에서의 최대음압과 최소음압은 중심주파수 250Hz, 2000Hz에서 나타내고 있다. 그리고 출구단의 음압변화는 Octave band 중심주파수 16Hz~500Hz까지 감소하다가 1000Hz에서 증가하여 2000Hz를 지나면서 다시 감소하는 경향을

보이며, 출구단에서의 최대음압과 최소음압은 중심 주파수 500Hz, 1000Hz에서 나타내고 있다.

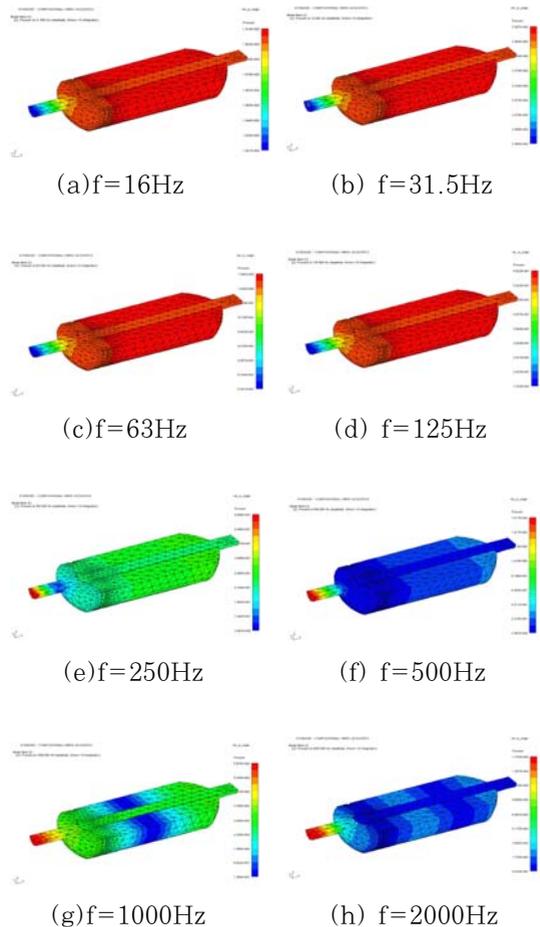


Fig. 3 Numerical analysis result of original model

#### 4.2 개선모델 "A"형(L=55mm)

Fig. 4는 기존모델에서 Body 부분의 주름 길이 L=55mm로 개선했을 경우의 음향수치해석 결과를 나타낸 것으로, 음향수치해석 범위인 1~2000Hz의 주파수 대역 중에서 Octave band 중심주파수를 기준으로 다각형 압력용기의 내부 음압 변화를 나타낸 것이다.

개선모델 "A"형의 수치해석결과인 Fig. 4에서 다각형 압력용기 입구단의 음압 변화는 Octave band 중심주파수 16Hz~250Hz까지 점차 감소하다가 500Hz를 지나면서 증가하는 경향을 보이

며, 입구단에서의 최대음압과 최소음압은 중심주파수 250Hz, 2000Hz에서 나타나고 있다. 그리고 출구단의 음압변화는 Octave band 중심주파수 16Hz~500Hz까지 점차 감소하다가 1000Hz에서 증가하여 2000Hz를 지나면서 다시 감소하는 경향을 보이며, 출구단에서의 최대음압과 최소음압은 중심주파수 500Hz, 1000Hz에서 나타나고 있다.

를 기준으로 다각형 압력용기의 내부 음압 변화를 나타낸 것이다.

개선모델 "B"형의 수치해석결과인 Fig. 5에서 다각형 압력용기 입구단의 음압 변화는 Octave band 중심주파수 16Hz~250Hz까지 점차 감소하다가 500Hz를 지나면서 증가하는 경향을 보이며, 입구단에서의 최대음압과 최소음압은 중심주파수 250Hz, 2000Hz에서 나타나고 있다. 그리고 출구단의 음압변화는 Octave band 중심주파수 16Hz~500Hz까지 점차 감소하다가 1000Hz에서 증가하여 2000Hz를 지나면서 다시 감소하는 경향을 보이며, 출구단에서의 최대음압과 최소음압은 중심주파수 500Hz, 1000Hz에서 나타나고 있다.

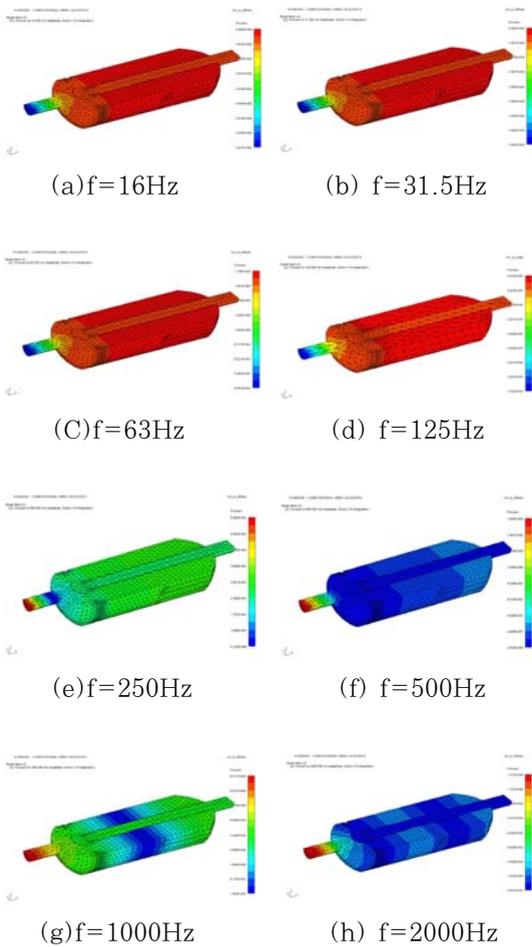


Fig. 4 Numerical analysis result of case A

4.3 개선모델 "B"형(L=95mm)

Fig. 5는 기존모델에서 Body 부분의 주름 길이 L=95mm로 개선했을 경우의 음향수치해석 결과를 나타낸 것으로, 음향수치해석 범위인 1~2000Hz의 주파수 대역 중에서 Octave band 중심주파수

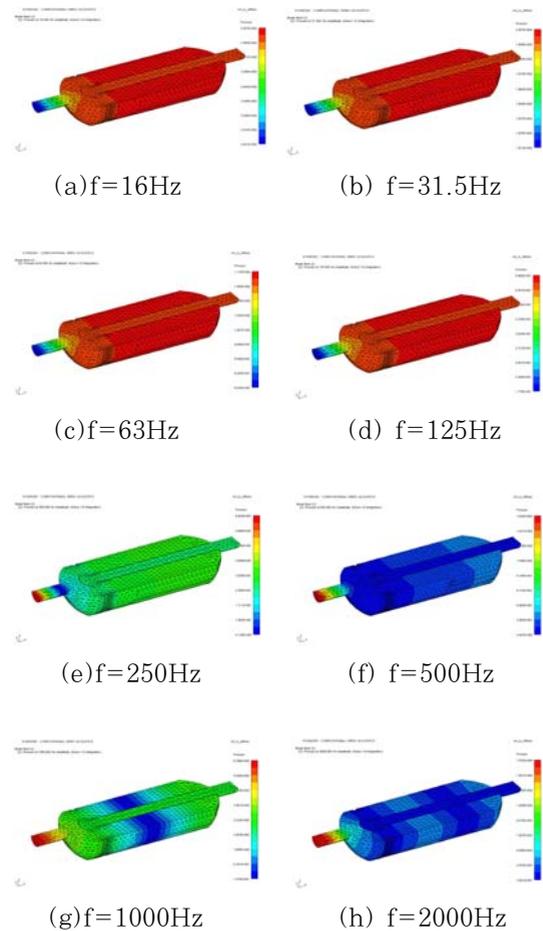


Fig. 5 Numerical analysis result of case B

4.4 개선모델 “C”형(L=125mm)

Fig. 6는 기존모델에서 Body 부분의 주름 길이 L=125mm로 개선했을 경우의 음향수치해석 결과를 나타낸 것으로, 음향수치해석 범위인 1~2000Hz의 주파수 대역 중에서 Octave band 중심주파수를 기준으로 다각형 압력용기의 내부 음압 변화를 나타낸 것이다.

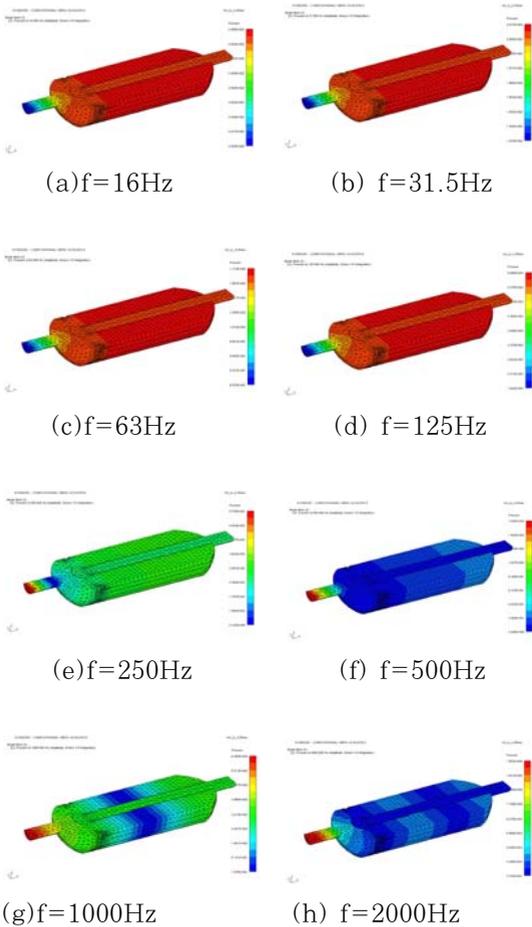


Fig. 6 Numerical analysis result of case C

개선모델 “C”형의 수치해석결과인 Fig. 6에서 다각형 압력용기 입구단의 음압 변화는 Octave band 중심주파수 16~250Hz까지 점차 감소하다가 500Hz를 지나면서 증가하는 경향을 보이며, 입구단에서의 최대음압과 최소음압은 중심주파수 250Hz, 2000Hz에서 나타내고 있다. 그리고 출구

단의 음압변화는 Octave band 중심주파수 16Hz~500Hz까지 점차 감소하다가 1000Hz에서 증가하여 2000Hz를 지나면서 다시 감소하는 경향을 보이며, 출구단에서의 최대음압과 최소음압은 중심주파수 500Hz, 1000Hz에서 나타내고 있다.

4.5 개선모델 “D”형(screen추가)

Fig. 7는 Accumulator의 내부에 기존 Screen과 동일한 Screen을 1개소 더 추가했을 경우 음향수치해석 결과를 나타낸 것으로, 음향수치해석 범위인 1~2000Hz의 주파수 대역 중에서 Octave band 중심주파수를 기준으로 Accumulator의 내부 음압 변화를 나타낸 것이다.

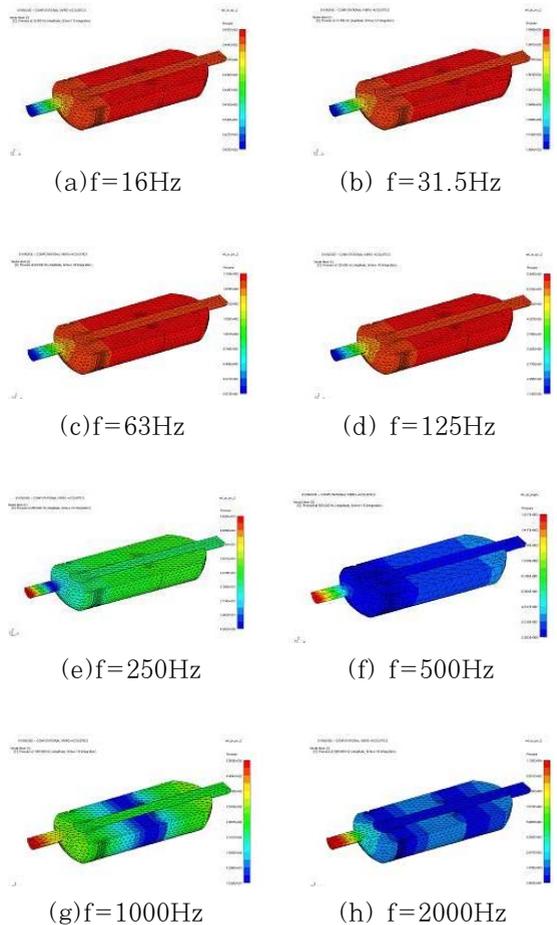
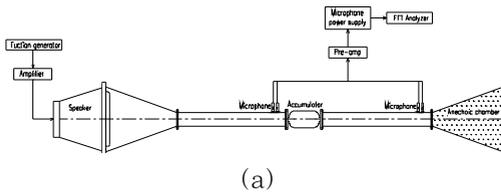
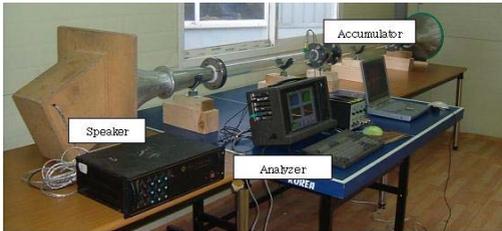


Fig. 7 Numerical analysis result of case D

개선모델 "D"형 (screen 추가)의 수치해석결과인 Fig. 7에서 Accumulator 입구단의 음압 변화는 Octave band 중심주파수 16Hz~125Hz까지 점차 감소하다가 250Hz를 지나면서 증가하는 경향을 보이며, 입구 단에서의 최소음압과 최대음압은 중심주파수 125Hz, 2000Hz에서 나타내고 있다. 그리고 출구단의 음압 변화는 Octave band 중심주파수 16Hz~500Hz까지 점차 감소하다가 1000Hz에서 증가하여 2000Hz를 지나면서 다시 감소하는 경향을 보이며, 출구단에서의 최대음압과 최소음압은 중심주파수 16Hz, 500Hz에서 나타내고 있다.



(a)



(b)



(c)

Fig. 8 Schematic picture of experiment device

## 5. 결 과

유한요소의 모델을 검증하고, 음향해석의 타당성을 검증하기 위하여 실험을 수행 하였으며, 실험장치의 구성도는 Fig. 8(a)와 같다. 실험장치는 Fig. 8(b)와 같이 크게 신호 발생부, 측정 및 분석부 그리고 다각형 압력용기로 나누어지며, 신호 발생부에는 신호 발생기, 증폭기 및 스피커, 측정 및 분석부에는 마이크로폰, 전단증폭기(pre-amplifier), FFT Analyzer로 구성되어 있다. 신호 발생기에서는 주파수 대역이 1~6.4kHz인 백색잡음(White noise)을 이용하여 스피커로 다각형 압력용기를 가진한다. 그리고 다각형 압력용기의 입·출구부에 설치된 1/2inch 콘덴서형 마이크로폰을 통해 측정된 신호는 전단증폭기(pre-amplifier)를 거쳐 분석기로 수집되며, FFT Analyzer를 이용하여 주파수 분석을 행하였다. Fig.8(c)는 실제로 제작된 모델이다.

측정된 음압 신호의 반사음의 영향을 배제시키기 위해 끝단에 무반사단을 설치하고 각각 한 쌍의 마이크로폰에서 측정된 신호를 음파분리이론(wave decomposition theory)으로 신호 처리하여 투과손실을 계산하였다.

## 6. 수치해석과 실험의 비교 고찰

### 6.1 수치해석에 의한 투과손실

#### 6.1.1 개선모델 "A", "B", "C"형

Fig. 9는 다각형 압력용기의 형상변화에 따른 수치해석 결과 중에서 입·출구단의 내부 음압을 도출한 후 식(2)를 이용하여 투과손실을 구한 투과손실 곡선으로, 620Hz, 1840Hz 근처에서 최대값을 나타내는 경향을 보이고 있다. 음향수치해석 결과 Body형상을 변경한 다각형 압력용기의 개선모델 "A", "B", "C"형 모두 기존모델과 미세한 차이를 보였다.

#### 6.1.2 실험에 의한 투과손실

Fig. 10는 다각형 압력용기의 형상변화에 따른 실험결과를 나타낸 것으로, 650Hz, 1850Hz 근

처에서 최대값을 나타내는 경향을 보이고 있다. 실험결과 Body형상을 변경한 다각형 압력용기의 개선모델 "A", "B", "C"형 모두 음향수치해석 결과와 마찬가지로 투과손실곡선이 기존모델과 미세한 차이를 보였다.

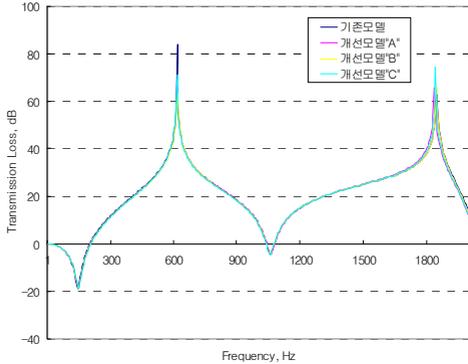


Fig. 9 Transmission Loss (Acoustic numerical analysis) of type A, B, C

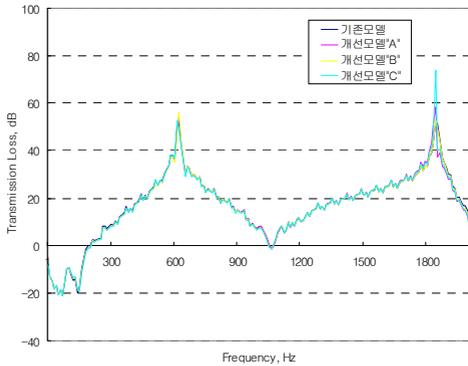


Fig. 10 Transmission Loss (experiment) of type A, B, C

6.1.3 개선모델 "D"형

Fig.11는 Accumulator 내부에 기존 Screen과 동일한 Screen을 1개소 추가한 개선모델 D형을 수치해석 하여 그 결과에서 입·출구단의 내부 음압을 도출한 후 식(2)를 이용하여 투과손실을 구한 투과손실 곡선을 나타낸 것으로, 600Hz, 1760Hz 근처에서 최대값을 나타내는 경향을 보이고 있다.

기존모델과 개선모델 "D"형의 수치해석 결과를

서로 비교 해 보면, 0 ~ 520Hz까지는 투과손실의 차이가 거의 없으며, 600Hz를 지나면서 개선모델 "D"형보다 기존모델의 투과손실 값이 다소 높아지다가 1040Hz기점으로 개선모델 "D"형의 투과손실 값이 현저하게 높아지는 경향을 나타내고 있다. 또한, 개선모델 "D"형의 경우 1760Hz에서 최대 투과손실 값을 나타내고 있으며, 기존모델에 비해 Screen을 삽입한 개선모델 "D"형의 경우 투과손실 곡선이 저주파 쪽으로 다소 이동하는 특성을 보이고 있다.

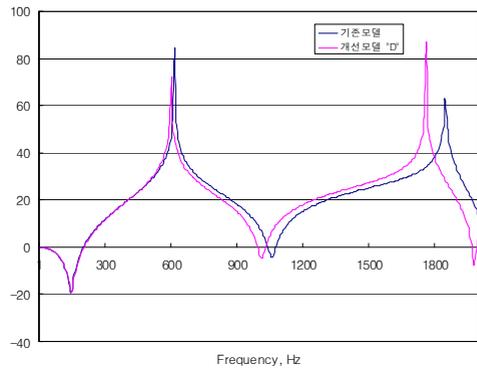


Fig. 11 Transmission Loss (Acoustic numerical analysis) of type D

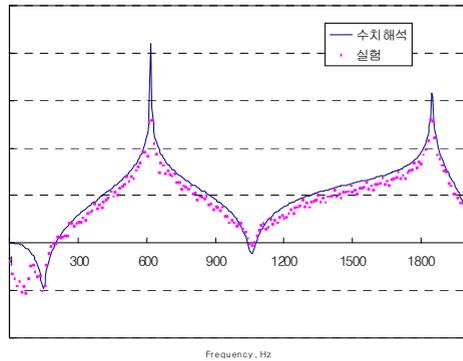


Fig. 12 Comparison between numerical analysis and experimental result of original model

6.1.4 수치해석과 실험결과 비교

기존모델과 개선모델 "A", "B", "C"형의 수치해석 결과와 측정 결과를 비교하여 Fig. 12~15에 나타내었다. Fig.에서 알 수 있듯이 1~2000Hz의

주파수대역에서의 투과손실곡선이 서로 잘 일치 되고 있음을 알 수 있다.

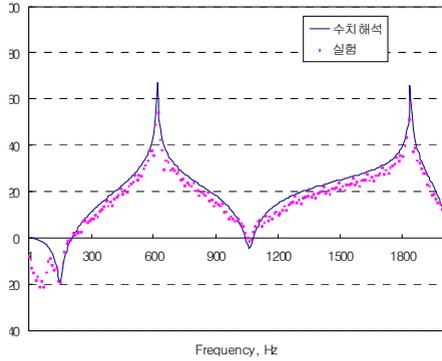


Fig. 13 Comparison between numerical analysis and experimental result of Case A

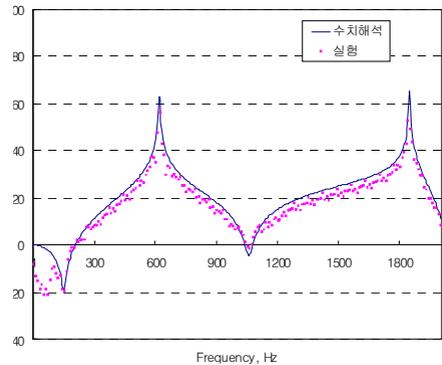


Fig. 14 Comparison between numerical analysis and experimental result of Case B

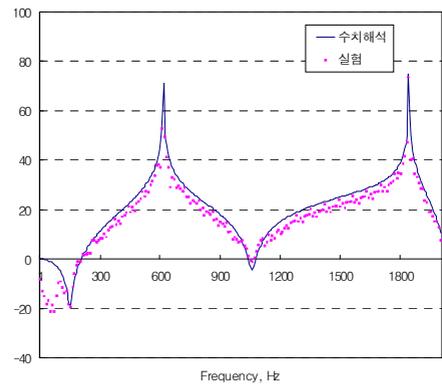


Fig. 15 Comparison between numerical analysis and experimental result of Case C

## 7. 결 론

Accumulator의 외관 형상 변화에 따른 음향특성을 파악하기 위하여 음향수치해석 및 실험을 수행하였다. 음향수치해석에서는 입·출구단 절점에서의 음압을 도출하여 투과손실을 구하였으며, 실험에서는 Accumulator의 입·출구단에서 측정된 음압을 음파분리이론으로 신호 처리하여 투과손실을 구하였다.

기존모델과 외관형상에 변화를 준 개선모델 "A", "B", "C"형의 Accumulator 음향특성을 서로 비교·검토 한 결과 각각의 모델에서 투과손실곡선의 차이가 크게 나타나지 않음을 알 수 있었다.

따라서 본 연구에서 수행되어진 외관 주름을 통한 형상 변화 방법으로는 소음 변화는 있었으나, Accumulator 소음저감효과가 미비하였다.

그러나 Accumulator에 장착되어 있는 Screen을 1개소 더 추가한 개선모델 "D"형의 음향수치해석 결과 1040Hz이상의 고주파에서 소음 저감효과를 얻을 수 있었으며, 1040Hz 이하의 저주파에서는 투과손실이 적거나 동일하게 나타나고 있었다.

따라서 저주파에서 소음 저감효과를 얻고자 한다면, 음향수치해석 및 실험을 통하여 새로운 설계인자를 도출하는 과정이 요구되며, 이를 위해서는 계속적인 연구가 필요 할 것으로 사료된다.

## 후 기

본 연구는 부산대학교 자유 과제 학술 연구비(2년)에 의해 수행된 연구 결과임.

## 참고문헌

- [1] C. T. Molloy, "use of 4-pole parameter in vibration caluation", J. of Acoustical Society of America, Vol. 29, No. 7, 1957.
- [2] Rajendra Sin and W. Soedel, "A Review of Compressor Lines Pulsation Analysis and Muffler Design Research" Proceedings of the 2nd Purdue

Compressor Technology Conference, 1974.

- [3] 김양한 “음향학적 분석을 통한 소음기 설계에 대한 고찰”, 대한기계학회지, 제29권, 제5호, 1989.
- [4] 김병철 “냉장고 압축기의 소음특성에 관한 연구” 서울대학교 석사학위 논문, 1987.
- [5] V. Yee, W. Soedel, “Pressure oscillations during Re-expansion of gases in Rotary-Vane compressors by a modified helmholtz resonator approach”, J. of sound and vibration, Vol. 91, #1, 1983.

**저 자 소 개**



**서원식**  
부산대학교 기계공학부  
석사 졸업



**공병오**  
2007년 부경대학교 기계공학 졸업(공학사), 2009년 부산대학교 공학과 대학원 졸업(공학석사), 현재 (주)디아이씨.



**김영호**  
부산대학교 기계공학 졸업(공학사), 부산대학교 공과 대학원 졸업(공학석사), 경북대학교 공과 대학원 졸업(공학박사), 현재 부산대학교 기계공학부 교수.



**남경훈**  
1992년 부산대학교 기계공학 졸업(공학사), 1994년 부산대학교 공과 대학원 졸업(공학석사), 현재 엔알텍(주) 대표이사.