Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng., 25(8) : 532~538, 2015
http://dx.doi.org/10.5050/KSNVE.2015.25.8.532

한국소음진동공학회논문집 제 25 권 제 8 호, pp. 532~538, 2015
ISSN 1598-2785(Print), ISSN 2287-5476(Online)

왕복동식 압축기 흡입계 머플러의 유동/음향 특성에 대한 수치적 연구

Numerical Investigation Into Flow and Acoustic Performances of Intake Mufflers in Reciprocating Compressor

김 상 현*·정 철 웅†·박 재 성*·김 해 승*·이 효 재**
Sanghyeon Kim, Cheolung Cheong, Jaeseong Park, Haeseung Kim and Hyojae Lee

(Received May 4, 2015 ; Revised August 4, 2015 ; Accepted August 4, 2015)

Key Words : Acoustics(음향), Compressor(압축기), Flow(유동), Muffler(머플러), Mass Flow Rate(질량유량), Noise Reduction(소음저감), Transmission Loss(투과손실)

ABSTRACT

In a reciprocating compressor, highly impulsive pressure fluctuations induced by a reciprocating piston give rise to serious noise and vibration problems. A muffler is frequently used to reduce this impulsive noise, but also has adverse effects on compressor performance due to additional pressure drop and heat transfer of refrigerants through it. Therefore, the flow and acoustic performances of mufflers used in a compressor should be considered simultaneously. In this study, both of flow and acoustic performances of mufflers are investigated using computational fluid dynamic techniques by solving full three-dimensional compressible Reynolds-Averaged Navier-Stokes equations. For validation purpose, the numerical method is initially applied to predict the transmission loss of a simple expansion muffler, and its predicted results show good agreements with theoretical and experimental results. Then, the flow and acoustic performances of an existing muffler is numerically investigated. On the basis of the analysis results, a new muffler is purposed and its performances are compared with the existing one. Improved performances of the new muffler are confirmed.

1. 서 론

냉장고, 에어컨 등의 가전제품에서 사용하는 압축기는 전력의 대부분을 차지함은 물론이고 제품의 성능 및 소음의 발생에도 큰 영향을 미치기 때문에 가장 중요한 기계부품 중 하나라고 할 수 있다. 일반적으로 많이 사용하는 왕복동 압축기에서는 왕복 운동을 하는 피스톤과 냉매의 출입을 조절하는 흡기밸브의 개·폐에 의해 냉매를 압축·팽창시킨다. 이때 큰 압력 섭동이 발생하게 되는데, 이는 압축기에서 발생하는 주요한 소음원 중 하나이다.

이러한 소음을 저감하기 위해 일반적으로 냉매 흡입부에 머플러를 사용하게 되는데, 압축기 내부의 냉매는 머플러를 통과하면서 추가적인 압력강하 및 열교환을 겪게 되고, 이로 인해 압축기의 전체적인 성능에도 영향을 주게된다. 그러므로, 압축기용 머플러는 음향 특성 뿐만 아니라 유동 특성까지 고려하

† Corresponding Author ; Member, Pusan National University
E-mail : ccheong@pusan.ac.kr
* Pusan National University
** LG Electronics

A part of this paper was presented at the KSNVE 2015 Annual Spring Conference
‡ Recommended by Editor Il Kwon Oh

ⓒ The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

여 설계하여야 한다.

머플러의 성능에 대한 기존의 연구는 대부분 음향과 유동을 따로 분리하여 접근하고 있다. 머플러의 음향 성능에 대한 연구는 BEM/FEM을 활용하여 머플러의 투과손실 또는 삽입손실을 예측하고 있다. Svendsen 등은 BEM을 적용하여 머플러의 삽입손실을 예측하였고, 최적화 알고리듬을 통해 이를 최대화하였다[1,2]. Park 등은 multi-domain BEM을 사용하여 다공성관이 부착된 머플러의 투과손실을 예측하였고, 실험치와 비교하였다[3]. 이 외에도 Chu 등[4], Birari 등[5], Lee 등[6]과 같은 연구도 BEM/FEM을 적용하여 머플러의 음향 성능을 분석하였다. 반면 머플러 유동 성능의 경우 CFD를 활용한 머플러 내 유동장 분석 또는 유량 예측이 주를 이루고 있다. Sarioglu 등은 실험을 통해 얻은 값을 경계조건으로 적용하여 머플러 내부의 유동장을 해석하였고, 머플러 입·출구에서 냉매의 유량, 온도, 밀도 등을 분석하였다[7]. Nakano 등은 머플러 내부를 지나는 냉매의 특성을 분석하기 위해 머플러 내부 여러 지점에서의 시간에 따른 유량과 밀도를 계산하였다[8]. Kim 등은 CFD를 적용하여 해석한 유동장 정보를 바탕으로 최적화 알고리듬을 통한 머플러 최적 형상 개발에 대한 연구를 수행하였다[9]. 이 외에도 Coskun 등[10], Rao 등[11], Morriesen 등[12]과 같은 연구가 수행되었다.

이와 같이, 기존의 연구는 유동과 음향을 각각 독립적으로 고려하고 있다. 하지만, 본질적으로 유체내의 음향파와 유동은 같은 방정식에 의하여 지배되기 때문에 유동과 음향의 상호작용을 고려하여야 정확한 성능 평가가 가능하다. 이를 위해 이 연구에서는 비정상 3차원 압축성 Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) 방정식을 풀어 유동장과 동시에 음향파를 수치적 감쇠없이 계산할 수 있는 수치기법을 적용하여 압축기 내부 및 머플러 내 유동장을 해석하였다. 수치해석결과를 바탕으로 대상 머플러의 유동/음향 성능을 분석하고, 이를 개선할 수 있는 새로운 설계안을 제안하였다. 제안한 머플러의 성능해석결과를 기존 것과 비교하여 향상된 성능을 수치적으로 확인하였다.

2. 대상 머플러

가정용 냉장고에서 사용하는 왕복동식 압축기는

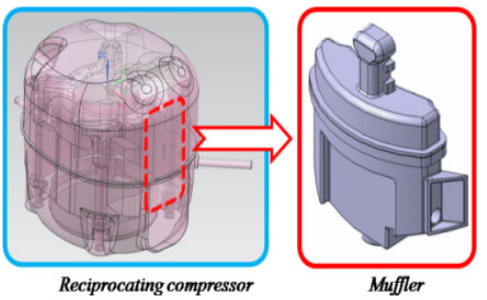


Fig. 1 Schematic view of target reciprocating compressor and the muffler

피스톤과 밸브의 운동으로 냉매를 압축·팽창시키는데, 이 과정에서 큰 소음이 발생하게 된다. 압축기용 머플러는 이러한 소음을 줄이기 위해 압축실 유입로 쪽에 설치되어 냉매의 유동 방향과는 반대로 전파되는 소음을 저감하는 역할을 한다.

Fig. 1은 이 연구의 대상인 압축기 및 머플러의 형상을 나타내었다. 압축기용 머플러는 소음뿐 아니라 압축기의 성능에도 지대한 영향을 미치기 때문에 이 연구에서는 압축기용 머플러의 유동/음향의 상호작용을 고려할 수 있는 수치적 연구를 수행하였다. 실제작동조건을 최대한 구현하기 위하여 머플러뿐 아니라 압축기 내부 형상 또한 함께 고려하였다.

3. 수치해석 방법

3.1 해석 격자

Fig. 2는 대상 머플러의 유동/음향 성능 해석을 위하여 구축한 전체 격자 영역을 나타내고 있다. 압축기 내 압축실에서 피스톤의 움직임에 의한 압력 변동에 따라 머플러를 통과하는 냉매의 유동 현상을 보다 정확히 모사하기 위해, 압축기 내 빈공간의 일정부분을 해석 영역에 포함하였다. 격자 생성은 ICEM CFD를 사용하였으며, 전체 해석 영역은 압축기 내부 공간과 머플러 내부 공간으로 이루어져 있고, 표면을 구성하기 위해 약 20만개의 삼각형 격자를 사용하였고, 부피를 구성하기 위해 약 173만개의 4면체 격자를 이용하였다.

3.2 지배방정식 및 수치기법

(1) 지배방정식

압축기 및 머플러 내부를 지나는 냉매의 유동을

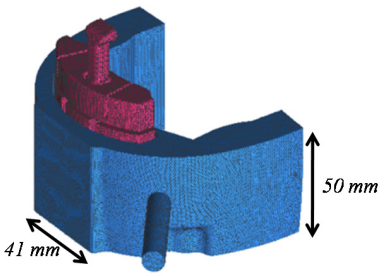


Fig. 2 Computational domain

해석하기 위해 다음과 같은 비정상 3차원 압축성 RANS방정식을 해석하였다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho U_j\right)=0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial\left(\rho U_j\right)}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho U_i U_j\right)=-\frac{\partial p}{\partial x_i}+\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \tag{2}$$

$$\frac{\partial\left(\rho h_{tot}\right)}{\partial t}-\frac{\partial p}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho U_j h_{tot}\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j}\right)+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(U_i \tau_{ij}\right) \tag{3}$$

여기서,

$$\tau_{ij}=\mu\left(\frac{\partial U_j}{\partial x_i}+\frac{\partial U_i}{\partial x_j}-\frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial U_k}{\partial x_k}\right)$$

$$h_{tot}=h+\frac{1}{2}U_i^2$$

식 (1), (2)는 연속 방정식, 운동량 방정식을 나타낸다. Kim 등[10]의 연구에 따르면, 머플러의 성능은 유동 뿐 아니라 내부 온도에 의해서도 그 특성이 크게 달라지게 된다. 그러므로, 이 연구에서는 흡입 밸브에 의한 냉매 압축과정에서 발생하는 큰 압력파 및 냉매의 압축에 의한 영향을 고려하기 위해 식 (3)과 같은 에너지 방정식을 함께 해석하였다. 전체 해석 영역은 유한체적법을 활용하여 이산화하였으며, 2nd order backward Euler scheme, 2nd order up-wind, finite-element shape function approach를 사용하여 해석을 수행하였다. 유체 내 난류의 영향은 k-ε 난류모델을 적용하여 해석하였다. 유동장 해석에는 ANSYS CFX를 사용하였다.

Table 1 Boundary conditions done by Sarioglu et al.[6]

Locations	Boundary conditions	
Compressor inlet	Pressure B.Cs	0.624 bar
Compressor shell	Wall B.Cs	Adiabatic
Muffler surfaces	Wall B.Cs	58.3˚C
Muffler outlet	Pressure B.Cs	Opened period
	Wall B.Cs	Closed period

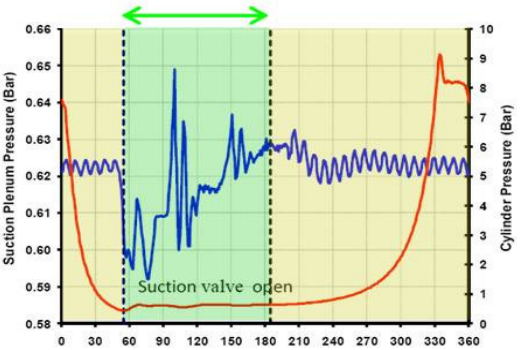


Fig. 3 Time-varying pressure signal at muffler outlet done by Sarioglu et al.[6]

(2) 경계조건

이 연구에서는 Sarioglu 등이 수행한 실험결과[6]를 토대로 경계조건을 설정하였다. Table 1 및 Fig. 3은 이 연구에서 사용한 해석 조건을 간략히 나타내고 있다.

머플러 벽면은 고정된 온도를 가진 벽면 경계조건을 사용하였으며, 압축기 내부로 들어오는 냉매의 경우 실험에서 측정한 압력값을 사용하여 나타내었다. 흡입 밸브가 위치하고 있는 머플러 입구에서는 밸브의 개폐여부에 따라 두 종류의 경계조건을 순차적으로 사용하였다. 즉, 흡입 밸브가 열린 기간 동안에는 실험을 통해 측정한 시간에 따른 압력값을 경계조건으로 사용하였으며, 흡입 밸브가 닫힌 기간 동안에는 벽면경계조건을 적용하였다. 전체 수치해석은 시간에 따른 반복성이 충분히 확보될 때 까지 수행되었으며, 이 연구에서는 압축기 작동 사이클의 6번째까지 해석하였다. 실험 및 수치해석에 사용한 냉매는 R600a이다.

3.3 수치기법의 검증

이 연구에서 적용한 수치해석 방법의 검증을 위해

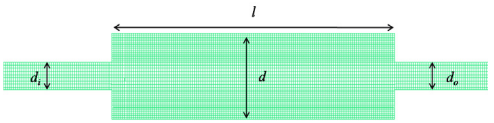


Fig. 4 Computational grid of simple expansion muffler with l/d=3.525

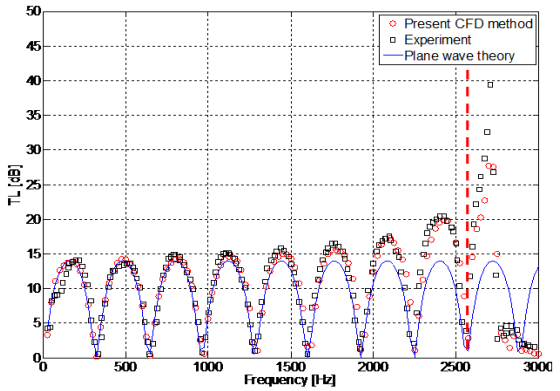


Fig. 5 Comparison of transmission loss between the present CFD method, the experimental result and the plane wave theory for a simple expansion muffler : ○, present CFD method; □, experimental result by Selamet et al.[14]; -, plane wave theory

Fig. 4와 같은 단순 확장관을 고려하였다. 사용된 단순 확장관은 d_i=d_o=48.59 mm, d=153.18 mm, l=540 mm의 크기를 가진다.

$$TL = L_{W_i} - L_{W_t} = 10\log_{10}\left(\frac{S_i P_{i+}^2}{S_t P_t^2}\right) \quad (4)$$

투과손실을 측정하기 위해서는 머플러 입구단에 impulse signal을 가진해 주어야 하지만, 이를 수치적으로 완벽히 구현할 수 없기 때문에, 이 연구에서는 음향 가진을 위해 3,200 Hz의 주파수를 가지는 반 주기의 sinusoidal 함수를 단순 확장관의 입구에 설정하였고, 충분히 긴 출구단 길이를 사용하여 출구단에서 발생할 수 있는 반사파의 영향을 줄일 수 있게 하였다. 단순 확장관 입구단과 출구단에서 예측한 시간에 따른 압력정보를 Fourier transform한 뒤, 식 (4)를 이용하여 투과손실을 예측하였고, 이를 평면파 이론해 및 Selamet 등[14]의 실험결과와 비교하여 Fig. 5에 나타내었다. 이 결과를 통해 현재의 수치해석 방법이 머플러의 투과손실을 정확히 예측하고 있음을 알 수 있으며, 이를 통해 이 연구에서 적용한 수치해석 기법의 적합성을 검증하였다.

4. 해석 결과 및 검증

3절에서 기술한 수치해석 기법을 바탕으로, 대상 머플러의 유동/음향 특성을 분석하였다. 이를 기초로 기존 성능을 개선할 수 있는 설계안을 제시하고 이를 검증하였다.

4.1 유동 성능 평가

먼저, 대상 머플러의 유동 성능을 분석하였다. 성능을 나타내기 위한 인자로 머플러 입·출구에서의 시간에 따른 유량을 선정하였다. Fig. 6은 머플러 입·출구에서의 시간에 따른 유량 변화를 나타내고 있다. 밸브가 닫히는 구간(노란색 박스 영역)에서는 머플러 입구(유동의 출구)쪽 유량이 없는 것을 확인할 수 있다. 반면 머플러 출구(유동의 입구)에서의 유동은 밸브의 개·폐 시각에 약간의 시간 지연을 두고 반응하는 것을 확인할 수 있다. 또한, 머플러 입구가 닫히면서 발생한 힘에 의해 머플러 내부에서 압축기로 유동이 빠져나가는 역류현상이 크게 발생하고 있다. 이는 압축기의 성능을 저하시키는 요인으로 작용하기 때문에, 역류현상을 최소화할 수 있는 머플러를 설계가 필요함을 알 수 있다.

4.2 음향 성능 평가

다음으로 머플러의 음향 성능을 분석하였다. 이를 위해 머플러 입·출구에서의 압력을 이용하여 noise reduction(NR)을 예측하였고, 이를 Fig. 7에 나타내었다. 전체적으로 20 dB 이상의 NR을 나타내고 있으며, 1,600 Hz와 4,200 Hz 부근에 최대 NR값이 예측되었고, 3,500 Hz 부근에서 상대적으로 낮은 NR값이 나타나는 것을 확인할 수 있다.

4.3 성능 개선 모델

앞선 해석결과를 바탕으로 유동/음향 성능을 향상시킬 수 있는 개선모델에 대한 연구를 추가적으로 수행하였다. 이를 위해 Fig. 8과 같이 머플러 목 부분을 수정하여 경사진 형태로 변경하였다. 이는 slit resonator의 형태로 Tam 등의 연구[15,16]에 따르면

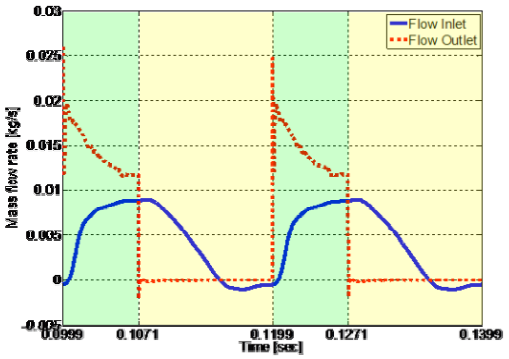


Fig. 6 Predicted time-varying mass flow rate at muffler outlet or flow inlet(blue line) and muffler inlet or flow outlet(red line)

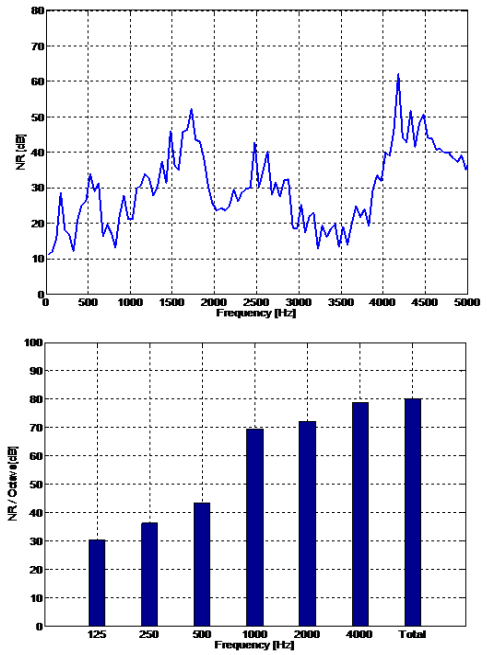


Fig. 7 Predicted noise reduction in narrow band(top) and 1/1 octave band(bottom)

경사진 목 부분을 지나면서 발생한 와류에 의해 acoustic wave가 vortical wave로 바뀜에 따라 소음을 저감시킬 수 있는 구조이다. 또한, 머플러의 경우 유동이 흐르는 방향으로 venturi 구조를 띄게 되므로 유동 성능 또한 향상시킬 수 있는 형태이다.

기존 형상과 제시한 개선모델의 유동/음향 성능을 비교하기 위해 시간에 따른 유량(Fig. 9) 및 NR(Fig. 10)을 비교해 보았다.

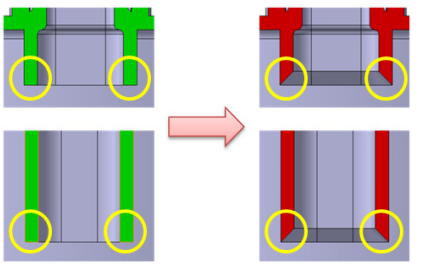


Fig. 8 Design change factor; beveled muffler neck

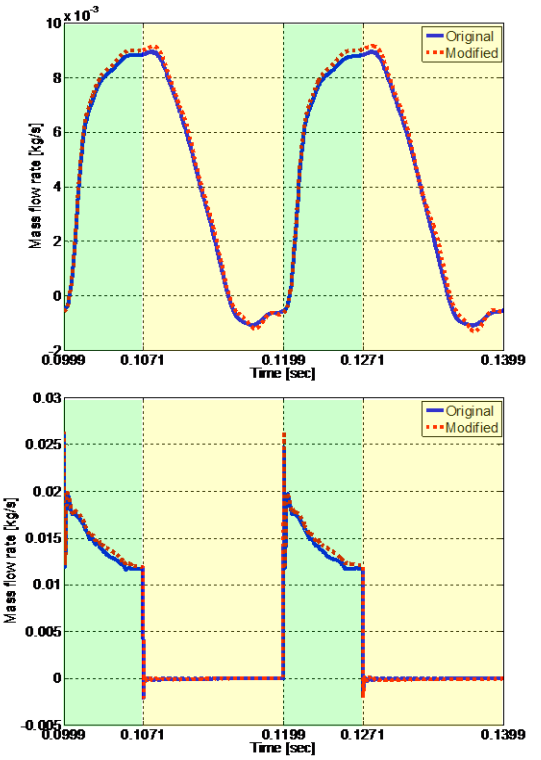


Fig. 9 Comparison of predicted time-varying mass flow rate at muffler outlet(top) and inlet(bottom)

먼저 유동 성능의 경우 전체적인 유량 변동의 특성은 두 경우 모두 큰 변화없이 동일하게 나타났으며, 개선 모델에서 최대 흡입 유량이 증가하여 한 사이클 동안 평균 유량은 약 3.6 % 증가하였다.

음향 성능의 경우 Fig. 10에서와 같이 전 주파수 영역대에서 NR값이 증가한 것을 확인할 수 있다. 특히, 기존 형상에서 상대적으로 낮은 NR값을 나타내던 2,000~4,000 Hz 대역에서 그 값이 크게 증가하는 것을 확인할 수 있다.

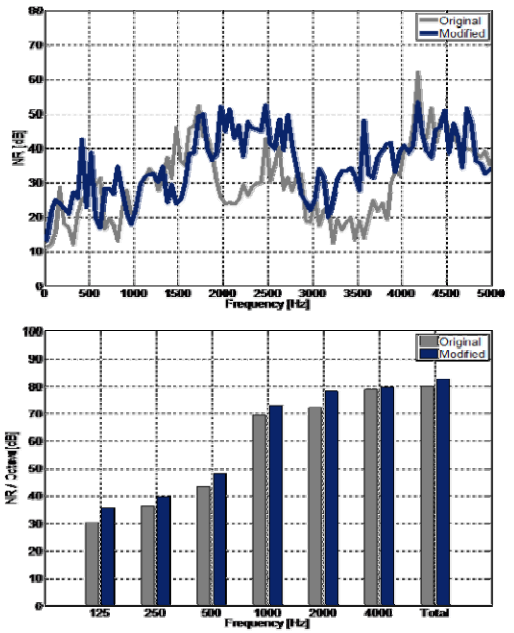


Fig. 10 Comparison of predicted noise reduction

5. 결 론

이 연구에서는 머플러의 유동과 음향 성능을 동시에 고려할 수 있는 해석 수치기법을 바탕으로 대상 머플러의 성능을 분석하였다. 해석결과를 바탕으로 유동 성능을 저하시키는 요인인 역류현상이 발생하고 있는 것을 확인하였고, 또한 특정 주파수 대역에서 NR값이 상대적으로 낮게 나타남을 확인하였다. 이를 보완하기 위하여 덕트의 끝단에 베벨 모양을 도입하여 음향과 유동성능을 동시에 향상시킬 수 있는 개선된 설계안을 제시하였다. 개선된 제시안에 대한 해석결과를 기존 모델과의 비교를 통하여 유동 및 음향 성능 개선을 확인하였다.

후 기

이 연구는 부산대학교 2년 자유과제의 지원을 받아 수행하였습니다.

References

(1) Svendsen, C. and Møller, H., 2005, Acoustic Optimization of Suction Mufflersin Reciprocating Hermetic Compressors, Proceedings of the 12th International Congress on Sound and Vibration, pp. 1~8.

(2) Svendsen, C., Jissen, J. E., Nielsen, S. E. and Bjerre, P., 2008, Suction Pulsations and Flow-induced Noise in Reciprocating Compressors, International Compressor Engineering Conference, Paper 1899.

(3) Park, Y., Ju, H. and Lee, S., 2009, Transmission Loss Estimation of Three-dimensional Silencer by System Graph Approach using Multi-domain BEM, Journal of Sound and Vibration, Vol. 328, No. 4-5, pp. 575~585.

(4) Chu, C. I., Hua, H. T. and Liao, I. C., 2001, Effects of Three-dimensional Modes on Acoustic Performance of Reversal Flow Mufflers with Rectangular Cross-section, Computer and Structures, Vol. 79, No. 8, pp. 883~890.

(5) Birari, Y. V. and Nadgouda, M. M., 2007, Noise Reduction of A Reciprocating Compressor by Adding A Resonator in Suction Path of Refrigerant, Proceedings of the 14th International Congress on Sound and Vibration, pp. 3419~3426.

(6) Sarioglu, K., Ozdemir, A. R., Oguz, E. and Kaya, A., 2012, An Experimental and Numerical Analysis of Refrigerant Flow Inside the Suction Muffler of Hermetic Reciprocating Compressor, International Compressor Engineering Conference, Paper 2063.

(7) Lee, J. M., Kim, K., Sohn, D. G., Lee, J. H. and Hwang, Y., 2001, A Research on Characteristics of Semi-active Muffler Using Difference of Transmission Paths, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 11, No. 3, pp. 401~409.

(8) Nakano, A. and Kinjo, K., 2008, CFD Applications for Development of Reciprocating Compressor, International Compressor Engineering Conference, Paper 1842.

(9) Kim, B., Lee, S. and Park, S., 2004, Design of the Suction Muffler of a Reciprocating Compressor Using DOE(Theoretical and Experiment Approach), International Compressor Engineering Conference, Paper 1652.

(10) Coskun, U. C., Gunes, H. and Sarioglu, K., 2013, Numerical Investigation of Suction Muffler in Household Refrigerator Compressor, Proceedings of the

2013 International Conference on Mechanics, Fluids, Heat, Elasticity and Electromagnetic Fields, pp. 85~89.

(11) Rao, V. K., Murthy, M. S., Raja, S. A. and Kumar, D., 2004, Analysis of Refrigerator Compressor Using CFD, International Compressor Engineering Conference, Paper 1695.

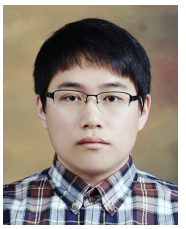
(12) Morriesen, A., Deschamps, C. J., Pereira, E. L. L., Dutra, T. and Ribas Jr., F. A., 2009, Numerical Prediction of Superheating in the Suction Muffler of a Hermetic Reciprocating Compressor, Proceedings of the 20th International Congress of Mechanical Engineering, pp. 1~7.

(13) Kim, H., Kang, S. and Lim, Y., 2014, Muffler Design Using Transmission Loss Prediction Considering Heat and Flow, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 24, No. 8, pp. 600~605.

(14) Selamet, A. and Radavich, P. M., 1997, The Effect of Length on the Acoustic Attenuation Performance of Concentric Expansion Chambers: An Analytical, Computational and Experimental Investigation, Journal of Sound and Vibration, Vol. 201, No. 4, pp. 407~426.

(15) Tam, C. K. W., Ju, H., Jones, M. G., Watson, W. R. and Parrott, T. L., 2005, A Computational and Experimental Study of Slit Resonators, Journal of Sound and Vibration, Vol. 284, No. 3-5, pp. 947~984.

(16) Tam, C. K. W., Ju, H., Jones, M. G., Watson, W. R. and Parrott, T. L., 2010, A Computational and Experimental Study of Resonators in Three Dimensions, Journal of Sound and Vibration, Vol. 329, No. 24, pp. 5164~5193.



Sanghyeon Kim received his B.S. and M.S. degrees in Mechanical Engineering from Pusan National University in 2011 and 2013, respectively. He then continued his study as a Ph.D. candidate in Pusan National University.

Cheolung Cheong received his B.S. in Aerospace Engineering from Seoul National University in 1997. He received his M.S. and Ph.D. degrees in Mechanical and Aerospace Engineering from Seoul National University, Korea, in 1999 and 2003. He is now a professor at the School of Mechanical Engineering, Pusan National University in Busan, Korea. Dr. Cheong's current research interests include fan broadband noise, compressor noise, wind turbine noise, underwater cavitation noise and computational aeroacoustics.