

# 회전식 압축기의 배기 밸브의 미소 거동 및 유동 특성에 대한 FSI(Fluid-Structure Interaction) 기법을 이용한 수치해석 A Numerical Study of the Characteristics of Fluid Flow and Motion of Discharge Valve in Rotary Compressor with FSI Model

\*채희문<sup>1</sup>, #김창녕<sup>2</sup>, 한형석<sup>3</sup>

\*H. M. Chae<sup>1</sup>, #C. N. Kim<sup>2</sup>(cnkim@khu.ac.kr), H. S. Han<sup>3</sup>

<sup>1</sup> 경희대학교 기계공학과, <sup>2</sup> 경희대학교 테크노공학대학, <sup>3</sup> 삼성전자(주)

Key words : Rotary Compressor, Muffler, Discharge Valve, Pressure Pulsation, Fluid-Structure Interaction

## 1. 서론

에어컨 압축기(compressor)는 증발기에서 증발한 냉매를 흡입하고 압축하여 비교적 높은 온도에서 액화할 수 있는 상태로 만들고 냉매에 순환력을 부여하는 역할을 한다. 회전식 압축기는 로터가 회전하면서 냉매를 압축하는 방식으로 일반적으로 가정용 소형 에어컨에 많이 사용된다. 이러한 가정용 소형 에어컨의 저소음화 및 고효율화를 위해 국내외 가전업체들은 지속적으로 연구를 해왔으며, 앞으로 이 분야에 대한 연구의 필요성이 점차 증대될 것으로 예상된다.

회전식 압축기의 소음<sup>1,2,3</sup>은 소음원, 소음전달구조, 소음방사로 나누어 생각할 수 있다. 소음원은 실린더의 압축과정에서 발생하는 압력맥동에 의한 소음과 압축기 내부 공간에서 공명되는 공명음, 운동부 간의 접촉에 기인하는 기계적인 소음으로 분류할 수 있다. 이러한 소음은 실린더 토출 포트 시스템 설계, 압축기 내부 캐비티 설계, 머플러 설계, 공명기 설계 등의 최적화를 통해 저감할 수 있다.

실린더로부터 방출된 냉매의 압력 맥동의 진폭은 상당히 크며, 일반적으로 냉매가 discharge valve를 통과할 때에 발생하는 소음도 압력 맥동의 진폭에 비례해서 크게 나타난다. discharge valve에서 냉매가 토출될 때에 발생하는 압력 맥동음을 줄이기 위해 머플러는 실린더 위에 설치된다. 머플러는 한 개 또는 복수 개의 토출구를 가지며, 실린더 내부 냉매의 압축 과정에서 발생한 압력 맥동을 갖는 냉매가 discharge valve, 압축기 내부의 유로형상, 머플러를 통과하는 과정에서 냉매의 압력이 시간적인 의미에서 평균화되어 소음저감에 기여할 수 있다.

회전식 압축기의 성능을 향상시키기 위한 연구는 오래 전부터 연구되어 왔으나, 압축기의 소음특성을 파악하기 위한 배기 밸브의 거동 및 유동 특성에 대한 연구는 정확한 측정 및 계산상의 어려움으로 인하여 거의 이루어지지 않았다. 따라서 본 연구에서는 회전식 압축기의 소음특성 해석을 위한 이전 단계로서 FSI 기법을 이용하여 배기 밸브의 거동 특성 및 머플러 형상에 따른 압축기 내의 유동 특성을 파악하고자 한다. 이를 통해 회전식 압축기에서의 소음특성을 해석할 수 있는 기본적인 데이터를 확보하여, 저소음 회전식 압축기의 설계 및 개발을 위한 기초 데이터를 제공하고자 한다.

## 2. 연구방법

### 2.1 실린더 및 머플러에서의 유동 특성 해석

본 연구에서 유동에 대한 지배방정식으로 연속방정식, 평균화된 Reynolds Navier-Stokes 방정식, 에너지 방정식, 상태방정식이 고려되었으며, 수치계산에 사용된 각 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\rho}{J} \right) + \frac{\partial}{\partial \xi^j} \left( \frac{\rho U_j}{J} \right) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\rho u_i}{J} \right) + \frac{\partial}{\partial \xi^j} \left( \frac{\rho U_j u_i}{J} \right) = -\frac{1}{J} \frac{\partial \xi^j}{\partial x_i} \frac{\partial p}{\partial \xi^j} + \frac{\partial}{\partial \xi^k} \left[ \frac{\mu}{J} \frac{\partial \xi^k}{\partial x_j} \left( \frac{\partial \xi^j}{\partial x_i} \frac{\partial u_i}{\partial \xi^l} + \frac{\partial \xi^l}{\partial x_i} \frac{\partial u_j}{\partial \xi^l} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial \xi^m} \frac{\partial \xi^m}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\rho C_p T}{J} \right) + \frac{\partial}{\partial \xi^j} \left( \frac{\rho C_p U_j T}{J} \right) = \frac{\partial}{\partial \xi^k} \left[ \frac{k}{J} \frac{\partial \xi^k}{\partial x_j} \left( \frac{\partial \xi^l}{\partial x_j} \frac{\partial T}{\partial \xi^l} \right) \right] \quad (3)$$

$$p = \rho R T \quad (4)$$

여기에서  $\rho$ 는 유체의 밀도  $\mu$ 는 점성계수,  $T$ 는 온도,  $R$ 은 기체상수,  $k$ 는 열전도계수,  $J$ 는 좌표변환 Jacobian,  $u_i$ 는 직교 속도성분,  $p$ 는 압력,  $t$ 는 시간,  $x_i$ 는 절대좌표계,  $\xi$ 는 상대좌표계,  $U_j$ 는  $\xi^j$ 방향 속도성분이다.

### 2.2 배기 밸브의 구조 동특성 해석

회전식 압축기의 소음특성을 파악하기 위해서는 실린더 내의 압력 변화에 따른 배기 밸브의 거동을 정확히 파악하는 것은 매우 중요하다. 이를 위하여 구조 동특성 해석이 수행되어야 하는데, 배기 밸브의 거동을 지배하는 구조역학적 방정식의 유한요소식은 다음과 같다.

$$[M] \{\ddot{q}\} + [C] \{\dot{q}\} + [K] \{q\} = \{F\} \quad (5)$$

여기에서  $\{q\}$ 는 변위 벡터,  $[M]$ 은 질량 매트릭스,  $[C]$ 는 감쇠 매트릭스,  $[K]$ 는 강성 매트릭스이고,  $\{F\}$ 는 실린더 내의 작동유체에 의한 유체역학적 하중과 전단력에 의한 힘 벡터이다.

Newmark's scheme를 이용하여 식 (5)을 풀면, 시간단계 n-1에서  $\{q\}_{n-1}$ ,  $\{\dot{q}\}_{n-1}$ ,  $\{\ddot{q}\}_{n-1}$ 의 기지의 값에 대하여 다음과 같이 서술된다.

$$\{\dot{q}\}_n = \frac{2}{\Delta t} \left( \frac{4}{\Delta t^2} [M] + \frac{2}{\Delta t} [C] + [K] \right)^{-1} \{f\} + \{E\} \quad (6)$$

여기에서  $\{E\}$ 는  $\{q\}_{n-1}$ ,  $\{\dot{q}\}_{n-1}$ ,  $\{\ddot{q}\}_{n-1}$ 의 함수이다.

### 2.3 유체-고체 연동 해석 기법(FSI 기법)

유체역학적 방정식과 구조역학적 방정식을 연결시켜 줄 보조 방정식이 필요하다. FSI 기법을 이용한 수치해석에서 고체 운동의 효과는 유체역학적 방정식의 격자 속도항을 통해 유체영역으로 전달된다. 유체-고체 계면에서 유체의 속도는 고체의 속도와 같으므로, Eulerian-Lagrangian 수식에서 대응하는 속도성분은 항상 "0"이다. 따라서

$$U_j = \frac{\partial \xi^j}{\partial t} + \frac{\partial \xi^j}{\partial x_i} u_i = 0 \quad (7)$$

만약  $\{q\}_b$ 가 유체-고체 계면에서 속도이면, 위 식은 다음과 같이 된다.

$$\{\dot{q}\}_b = -\frac{\partial \xi^j}{\partial t} = \frac{\partial \xi^j}{\partial x_i} u_i \quad (8)$$

한편,  $\{q\}_b$ 는 다음과 같은 형태로 표현할 수 있다.

$$\{\dot{q}\}_b = [IC] \{p\}_b \quad (9)$$

식 (8)을 식 (9)에 적용하면 다음과 같이 된다.

$$\frac{\partial \xi^j}{\partial x_i} u_i = [IC] \{p\}_b \quad (10)$$



Fig. 1 Configuration of a single-muffler

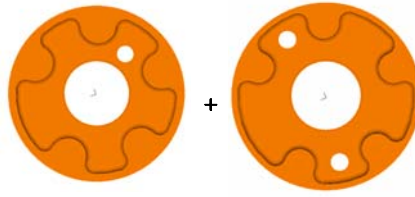


Fig. 2 Configuration of a dual-muffler

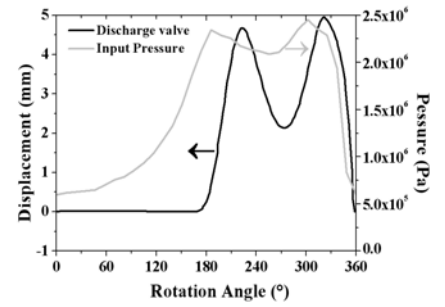


Fig. 3 Displacement of the discharge valve with time

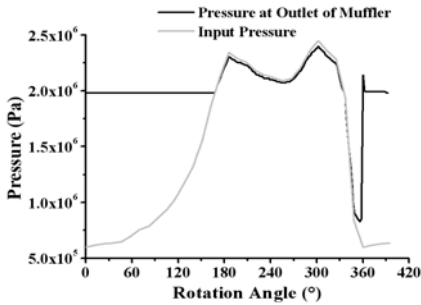


Fig. 4 Pressure at the flow passage of single-muffler

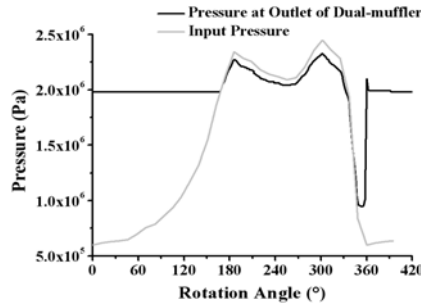


Fig. 5 Pressure at the flow passage of dual-muffler

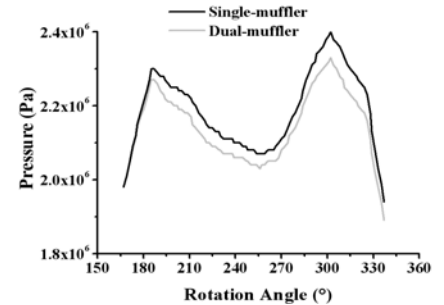


Fig. 6 Pressure at the outlet of compressor

여기에서  $[IC]$ 는 영향계수이며  $\{p\}'_b$ 는 유체-고체 경계에서의 압력이다. SIMPLEC 알고리즘에서 속도와 압력의 coupling에 사용되는 압력-속도방정식의 압력 구배항에 식 (9)을 대입하면, 방정식은 유동변수에만 의존하게 되고, 따라서 유체역학적 방정식을 풀어 유체 영역의 속도, 압력 등을 구한다. 그 다음, 유체역학적 방정식으로부터 계산된 값들을 경계조건으로 사용하여 구조역학적 방정식을 푼다. 이와 같은 과정을 매 time step 마다 반복 계산함으로써 유체유동 및 구조거동을 해석할 수 있다.

### 3. 수치해석 모델 및 결과

본 수치해석에 사용한 모델은 R-22냉매를 사용하여 구동되는 소형 에어컨에 사용되는 압축기이다. 형상이 다른 두 개의 머플러가 장착된 압축기의 discharge valve의 거동, 압축기를 통과하는 냉매의 속도와 압력이 3차원 비정상 압축성 유동에 대한 수치계산을 통하여 해석되었다. 여기에서 약 10만개의 tetra 격자가 사용되었다.

수치해석에 사용된 두 개의 압축기 모델은 다음과 같다. Fig. 1에 나타난 단일 머플러에는 2개의 토출구가 있다. Fig. 2에 나타난 이중 머플러는 1개의 토출구를 가진 내부 머플러와 2개의 토출구를 가진 외부 머플러로 구성되어 있다.

실린더로부터 방출되는 냉매의 압력과 로터의 회전에 따라 야기되는 discharge valve의 거동이 Fig. 3에 나타나 있다. 실린더 내부의 고압의 냉매가 discharge valve를 밀고 나올 때에 고압 냉매의 압력이 감소하지만, 로터의 회전에 의한 냉매의 압축으로 다시 압력은 상승하게( $\theta = 270^\circ$  부근) 된다.

단일 머플러를 통과하는 냉매의 압력과 실린더로부터 방출되는 냉매의 압력이 Fig. 4에 제시되어 있다. 냉매가 단일 머플러를 통과할 때에 실린더로부터 방출된 냉매의 압력 변동의 폭은 감소되었으나, 후반부에 실린더 내부 압력의 급격한 감소로 인해 머플러를 통과하는 냉매의 압력 값도 급격히 감소하였다.

이중 머플러를 통과하는 냉매의 압력과 실린더로부터 방출되는 냉매의 압력이 Fig. 5에 나타나 있다. 냉매가 이중 머플러를 통과할 때에는 단일 머플러를 사용한 경우의 압력 변동 폭보다 더욱 크게 압력 변동 폭을 감소시켰으나, Fig. 6에 나타난 바와 같이 이중 머플러의 경우에 압축기 최종 출구에서의 냉매의 압력이 작아졌다. 단일 머플러를 대신하여 이중 머플러를 사용하면 소음의 원인이 되는 압력의 변동 폭이 감소되었지만, 유동에 따른 압력 손실이 발생하여 압축기 효율이 낮아졌다.

### 5. 결론

본 연구에서는 유체영역과 고체영역을 별도로 계산하던 기존 연구의 한계를 극복하고 유체와 고체를 연동하여 계산하는 FSI(Fluid-Structure Interaction) 모델을 이용한 3차원 비정상 수치해석을 수행하였다. 로터리 압축기의 소음 저감을 위해서 일반적으로 사용하고 있는 머플러를 변수로 하였으며, 머플러의 형상에 따른 압축기 전체에서 유동과 압력을 수치해석을 통해 계산하였다. 이중 머플러의 경우에 압력 변동의 폭은 작았지만, 압축기 최종 출구에서의 압력 값이 단일 머플러에 비해 낮았다. 소음측면에서 보면, 압력 변동 폭이 작은 이중 머플러의 사용이 유리하겠지만, 압축기 효율면에서 본다면, 단일 머플러의 사용이 권장된다고 할 수 있다.

또한, 로터의 한 사이클 동안 discharge valve의 변위에 큰 섭동(fluctuation)이 발생했다. 이러한 섭동의 진폭을 줄이기 위해서 discharge valve의 재료 및 형상이 섭동의 특성에 미치는 영향을 연구할 필요가 있다.

본 연구는 회전식 압축기의 배기 밸브 부분에서 발생하는 소음에 영향을 미치는 인자 및 소음 특성을 파악하는 것은 저소음 압축기 개발을 위한 기초자료로서 활용될 수 있으므로, 공학적으로도 매우 중요한 의미를 갖는다.

### 후기

본 연구는 2006년도 삼성전자의 산학협력지원에 의하여 연구되었으며, 이에 감사드립니다.

### 참고문헌

1. Sano, K., "Analysis of hermetic rolling piston type compressor noise and counter measurements," Proc. of 1984 International Compressor Conference at Purdue, 242-250, 1984
2. Kawaguchi, S., "Noise reduction of rolling piston type rotary compressor," Proc. of 1986 International Compressor Conference at Purdue, 550~565, 1986.
3. Shige, N., "Prediction & visualization of a three dimensional sound field to reduce the noise of rotary compressor," Proc. of 1986 International Compressor Conference at Purdue, 591-601, 1986
4. 장인선, 김봉준, 윤영, 성춘모, 이승갑, "신규 저소음 및 고효율 머플러 적용 회전식 압축기 개발," 유체기계저널, 2, 23-30, 2005