

# 로터리 압축기의 토출밸브의 미소 거동 및 유동 특성에 대한 FSI(Fluid-Structure Interaction) 기법을 이용한 수치해석

채희문\*, 김창녕#, 박성관\*\*

## A Numerical Analysis with the FSI Mode on the Characteristics of Flow Field and Discharge Valve Motion in a Rotary Compressor

Hee Moon Chae\*, Chang Nyung Kim# and Sung Kwan Park\*\*

### ABSTRACT

This study has been conducted to investigate the characteristics of flow field and discharge valve motion in a rotary compressor. In this study, a transient three-dimensional numerical analysis using FSI(Fluid-Structure Interaction) model has been employed to analyze the interaction between the discharge valve and the refrigerants in the rotary compressor. It has been observed that two peaks have appeared in the displacement of the discharge valve. The maximum displacement of the discharge valve has been found to be located at the second peak. Also, the input pressure of the refrigerants has been compared with the pressures of the muffler passage and the compressor outlet in the rotary compressor. The pressure has decreased along the pathway in the rotary compressor. And the volume flow rates obtained from the current numerical study have been compared with the experiment at data to verify the validity of the present numerical study. This study may supply the fundamental data for the design of rotary compressors.

**Key Words** : Rotary compressor (로터리 압축기), Muffler (머플러), Discharge valve (토출밸브), Pressure fluctuations (압력 변동), FSI(Fluid-Structure Interaction) (유체-고체 연동)

### 기호설명

|                                |                                   |  |                                     |
|--------------------------------|-----------------------------------|--|-------------------------------------|
| $C$ = damping matrix           | [kg/s]                            | $e_v$ = velocity strain tensor                                   | [1/s]                               |
| $d$ = displacement             | [m]                               | $F'$ = force vector equivalent to the element stresses at time t | [kgm/s <sup>2</sup> ]               |
| $E$ = specific total energy    | [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ] | $f_b$ = body force per unit volume                               | [kgm <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ] |
| $e$ = specific internal energy | [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ] | $\lambda$ = second fluid viscosity                               | [kg/ms]                             |
|                                |                                   | $I$ = diagonal matrix  |                                     |

접수일: 2007년 8월 29일; 게재승인일: 2008년 2월 4일

\* 경희대학교 대학원 기계공학과

# 교신저자: 경희대학교 테크노공학대학

E-mail: cnkim@khu.ac.kr Tel. (031)201-2578

\*\* 삼성전자(주)

|  |                       |
|--|-----------------------|
| $K$ = stiffness matrix   | [kg/s <sup>2</sup> ]  |
| $\mu$ = viscosity  | [kg/ms]               |
| $M$ = mass matrix  | [kg]                  |
| $\rho$ = density   | [kg/m <sup>3</sup> ]  |
| $P$ = pressure   | [kg/ms <sup>2</sup> ] |
| $q$ = heat flux  | [W/m <sup>2</sup> ]   |
| $q_B$ = rate of heat generated per unit volume                         | [W/m <sup>3</sup> ]   |
| $R^{t+\Delta t}$ = external load vector applied at time $t + \Delta t$ | [kgm/s <sup>2</sup> ] |
| $\tau$ = stress tensor   | [kg/ms <sup>2</sup> ] |
| $T$ = temperature  | [K]                   |
| $t$ = time   | [s]                   |
| $U$ = displacement at node   | [m]                   |
| $\overset{\circ}{U}$ = velocity at node                                | [m/s]                 |
| $\overset{\ddot{}}{U}$ = acceleration at node                          | [m/s <sup>2</sup> ]   |
| $v$ = velocity   | [m/s]                 |

### 1. 서론

현대의 인간 생활은 점차 안락한 방향으로 추구하고 있으며, 여름철의 냉방, 겨울철의 난방 등을 비롯하여 생활공간에서 쾌적한 온도를 유지하고자 하는 노력은 인간의 역사를 통하여 끊임없이 이어져 오고 있다. 이러한 목적을 달성하기 위하여 여러 가지 형태의 냉난방 시스템이 개발되어 사무용 건물, 병원, 주거용 건물 등에 도입되고 있으며, 특히 에어컨의 보급은 생활수준의 향상과 더불어 최근 들어 급격하게 늘어나고 있다. 이러한 에어컨에는 냉매를 순환하게 하는 장치로 압축기가 사용된다.

압축기는 압축방식에 따라서 왕복동식 압축기, 스크롤식 압축기, 로터리 압축기로 나눌 수 있다. 왕복동식 압축기는 실린더 내에서 피스톤이 왕복운동을 하면서 냉매가스를 흡입, 압축, 토출하는 방식으로 압축능력이 커서 대부분 중대형 패키지 에어컨에 사용된다. 스크롤식 압축기는 고정 스크롤과 회전 스크롤 사이에 형성된 선회 스크롤이 1회전하는 동안에 흡입, 압축, 토출이 동시에 일어나는 특징을 가지고 있다. 로터리 압축기는 회전자(로터)가 회전하면서 가스를 압축하는 방식으로 일반적으로 가정용 소형에어컨에 사용된다. 이러한 가정용 에어컨의 저소음화 및 고효율화를 위해 국내외의 가전업체들은 지속적으로 연구를 해왔으며, 앞으로 이 분야의 필요성이 증대될 것으로 예상된다.

로터리 압축기의 소음<sup>1,3</sup>은 소음원, 소음 전달

구조, 소음 방사로 나누어 생각할 수 있다. 소음원은 실린더의 압축과정에서 발생하는 압력맥동에 의한 소음과 로터리 압축기 내부 공간에서 공명되는 공명음, 운동부간의 접촉에 의해 발생하는 기계적 소음으로 분류될 수 있다. 이러한 소음은 실린더 토출 포트 시스템의 설계, 압축기 내부 캐비티 설계, 공명기 설계, 머플러 설계 등을 최적화하여 저감시킬 수 있다. 일반적으로 로터리 압축기에는 머플러(muffler)와 레조네이터(resonator)를 사용하여 소음 및 진동을 저감시킬 수 있다. 토출구 근처에 작은 레조네이터를 설치함으로써 소음을 저감시킬 수 있다는 사실이 Sano<sup>4</sup> 등에 의해 연구되었다. 쌍극자형 머플러를 통해 공간 공명음을 저감시킬 수 있다는 논문이 발표되었으며,<sup>5</sup> 로터리 압축기에 사용되는 머플러와 레조네이터에 대한 음향적 특성과 난류 이론에 입각한 특성이 연구되었다.<sup>6</sup> 또한 머플러의 높이 및 내부 단면적의 변화비, 토출구 형상에 따른 로터리 압축기의 소음 특성에 대한 연구가 진행되었다.<sup>7,8</sup> 그러나 지금까지의 연구의 대부분은 로터리 압축기의 음향적 특성에 기초한 연구였다. 로터리 압축기의 성능향상과 소음개선을 위해서는 냉매의 속도, 압력, 난류를 고려한 연구가 필요하며, 더불어 냉매와 토출밸브 간의 상호작용을 파악하기 위해 FSI(Fluid-Structure Interaction)기법을 이용한 연구가 필요하다.

따라서 본 연구는 48-Frame 로터리 압축기에 대한 FSI(Fluid-Structure Interaction) 기법을 이용한 수치해석으로, 로터리 압축기 내의 냉매의 유동속도 및 압력, 토출밸브의 거동 특성을 규명하여 로터리 압축기의 설계 및 개발을 위한 기초 데이터를 제공하고자 한다.

### 2. 연구내용 및 방법

#### 2.1 로터리 압축기의 구조 및 원리

로터리 압축기는 Fig. 1에 제시된 바와 같이 어큐뮬레이터(accumulator), 실린더(cylinder), 토출밸브(discharge valve), 스톱퍼(stopper), 머플러(muffler), 로터(rotor), 스테이터(stator) 등으로 구성된다. 어큐뮬레이터는 증발기(evaporator)로부터 완전히 증발된 냉매 가스만 압축기로 유입되게 하는 장치이다. 실린더는 로터와 스테이터를 이용하여 로터의 회전력에 의해 편심축이 회전하면서 냉매를 압축하여 냉매가 비교적 높은 온도에서도 액화할 수 있게 하

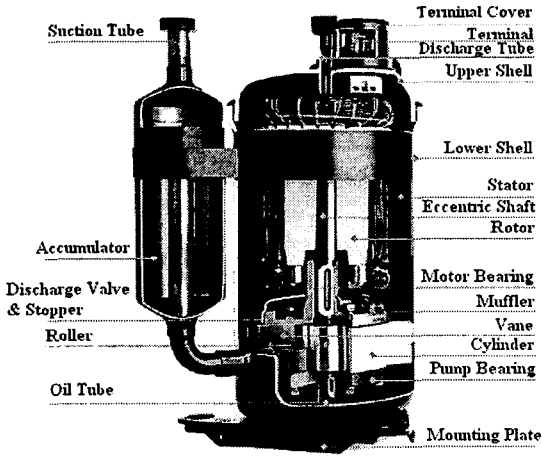


Fig. 1 Structure of the rotary compressor

는 장치이다. 토출밸브는 실린더 내의 냉매의 압축을 돕고 냉매를 실린더로부터 배기시키는 장치이며, 스톱퍼는 토출밸브가 과도하게 열리는 것을 방지하는 역할을 한다. 또한, 머플러는 압축기에서 발생하는 소음과 진동을 저감시키는 장치이다.

로터리 압축기의 동작원리는 다음과 같은 과정으로 작동된다. 증발기에서 증발된 냉매는 흡입 튜브(suction tube)를 통해서 어큐뮬레이터로 흡입되고, 흡입된 냉매는 어큐뮬레이터에서 액상과 기상이 분리된 후 냉매 가스만 실린더로 들어가게 된다. 로터의 회전에 의해 실린더 내부에서 압축된 냉매 가스는 토출밸브를 밀고 통과하게 된다. 이 과정에서 소음과 진동이 발생하게 된다. 이러한 소음과 진동은 머플러에 의해 저감되며, 머플러를 통과한 냉매는 압축기 내부 유로를 통과한 후에 최종적으로 배기관(discharge tube)을 통해 응축기로 흐르게 된다. 본 연구에 사용된 48-Frame 로터리 압축기는 이러한 과정을 1/60 초(60 Hz) 주기로 반복한다.

## 2.2 지배방정식

로터리 압축기에서 냉매는 실린더에서 압축되며, 압축된 고압의 냉매는 토출밸브를 위 방향으로 밀면서 주기적으로 빠져 나오게 된다. 이때 토출밸브의 움직임에 따라 유체유동 영역의 계산 격자의 형태가 변형되므로 이동격자를 사용하였다.

본 연구에서는 유체 유동을 계산하기 위해 연속 방정식, 에너지방정식, 운동량방정식, 상태방정식을

사용하였으며, 토출밸브의 거동을 계산하기 위해 구조역학 방정식을 사용하였다. 수치계산에 사용된 각 방정식들은 다음과 같다.

### 연속방정식

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v) = 0 \quad (1)$$

### 운동방정식

$$\frac{\partial (\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v v - \tau) = f_B \quad (2)$$

### 에너지방정식

$$\frac{\partial (\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v E - \tau \cdot v + q) = f_B \cdot v + q_B \quad (3)$$

$$\text{where } E = \frac{1}{2} v \cdot v + e$$

$$\tau = (-p + \lambda \nabla \cdot v) I + 2\mu e_v$$

### 상태방정식

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

### 구조역학 방정식

$$M \ddot{U}^{* \Delta t} + C \dot{U}^{* \Delta t} + K U' = R^{* \Delta t} - F' \quad (5)$$

유체와 고체 경계면에서의 유체와 고체의 변위 및 압력은 같으므로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$d_f = d_s \quad (6)$$

$$n \cdot \tau_f = n \cdot \tau_s \quad (7)$$

유체의 속도는 위 식으로부터 다음과 같이 된다.

$$v = \dot{d}_s \quad (8)$$

만약, 유체와 고체의 경계면에서 no-slip 조건이면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$n \cdot v = n \cdot \dot{d}_s \quad (9)$$

따라서 유체역학적 방정식을 풀어 유체 영역의 속도, 압력 등을 구한다. 그 다음, 유체역학적 방정식으로부터 계산된 값들을 경계조건으로 사용하여 구조역학 방정식을 푼다. 이와 같은 과정을 매 time step 마다 반복 계산함으로써 유체 유동 및 구조 거동을 해석할 수 있다.

### 2.3 수치해석 모델

수치해석에 사용된 모델은 단일 머플러를 사용하는 48-Frame 로터리 압축기이며, I-deas 12에서 계산 영역을 parasolid 파일로 변환하여 ADINA 8.4로 모델링하였다. ADINA 8.4에서 모델링한 로터리 압축기의 전체 형상, 토출밸브와 스톱퍼, 머플러의 형상이 Fig. 2에 제시되어 있다. 또한, 로터리 압축기 내부에서 냉매의 유동 흐름도가 Fig. 3에 제시되어 있다. 로터의 회전에 의해 압축된 냉매는 토출밸브를 위로 밀쳐내며 실린더로부터 빠져나와 머플러 내부로 흐르게 된다. 머플러 토출구에서 빠져 나온 냉매는 압축기 케이스와 압축기 내부 고체(stator, coil and shaft) 사이를 통과하여 압축기 출구로 흐르게 된다.

### 2.4 R-22 냉매 및 토출밸브의 물성치

로터리 압축기에 사용된 냉매는 R-22( $CHClF_2$ )이며, 냉매의 물성치는 온도와 압력에 따라 변화하며, 2.0 MPa, 55°C 기준에서의 R-22 냉매의 밀도, 점성계수, 비열, 열전도계수, 열팽창계수 값이 Table 1에 제시되어 있다. 토출밸브의 재질은 Sandvik 20C steel이며, 재질의 물성치가 Table 2에 제시되어 있다.

Table 1 Properties of R-22( $CHClF_2$ ) (2.0 MPa, 55°C 기준)

| Variable                        | Value                          |
|---------------------------------|--------------------------------|
| Density                         | 85.9 kg/m <sup>3</sup>         |
| Viscosity                       | 1.522 × 10 <sup>-5</sup> kg/ms |
| Thermal conductivity            | 1.474 × 10 <sup>-2</sup> W/mK  |
| Constant-volume specific heat   | 1077 J/kgK                     |
| Constant-pressure specific heat | 697.1 J/kgK                    |
| Thermal expansion coefficient   | 8.622 × 10 <sup>-3</sup> 1/K   |

Table 2 Properties of Sandvik 20C steel

| Variable                      | Value                  |
|-------------------------------|------------------------|
| Young's modulus               | 85.9 kg/m <sup>3</sup> |
| Poisson's ratio               | 0.3                    |
| Thermal expansion coefficient | 10.4 1/K               |
| Thermal conductivity          | 49 W/mK                |

### 2.5 경계조건 및 초기조건

로터의 회전에 의해 압축되는 냉매의 압력(실험에서 측정된 값)이 입구 경계조건으로 설정되었다. 로터의 회전각도에 따른 입력 압력이 Fig. 4에 제시

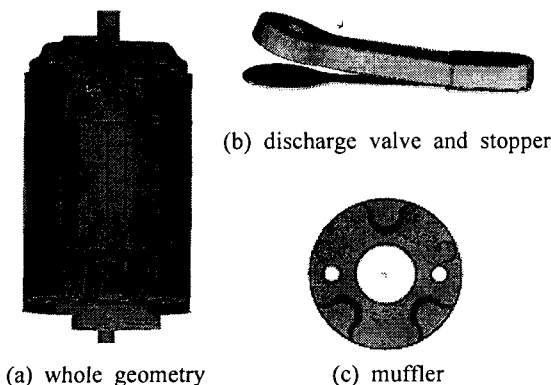


Fig. 2 Model geometry of the rotary compressor

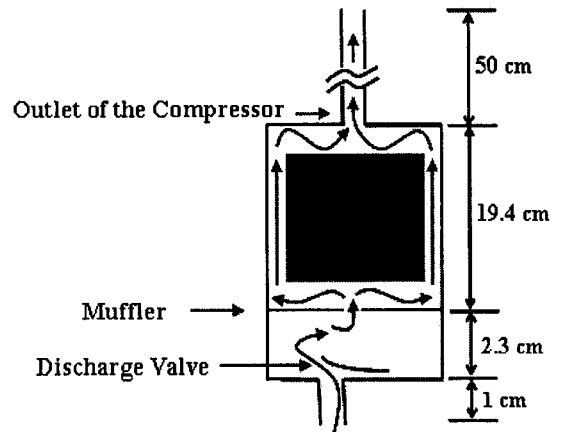


Fig. 3 Flow pattern in the rotary compressor

되어 있으며, 입력 압력 파형 곡선에 두 개의 peak가 있다. Fig. 4에 표시된 P\_min, P\_peak1, P\_peak2의 구체적인 값이 Table 3에 제시되어 있으며, 최대 압력과 최소 압력의 차이는 약 1.85 MPa정도이다.

압축기 내부 전체에서 압력 맥동을 고려하기 위하여 로터리 압축기의 출구에 길이가 0.5 m이고 내경이 0.016m인 파이프가 위에 연결된 수치모델을 고려하였으며, Fig. 3에 나타난 파이프 끝단의 출구 경계면의 압력은 2.1 MPa로 설정하였다.

수치해석에서 로터리 압축기 내부의 초기 조건의 압력은 2.1 MPa, 속도는 0 m/s로 설정하였다. 그리고 유체와 고체의 공통 경계면을 FSI Interface로 설정하였다. 공통 경계면은 토출밸브의 면으로서 토출밸브에서 변위가 나타나는 부분의 표면을 FSI Interface로 설정하였다.

## 2.6 수치해석 방법

본 연구에서는 비정렬(tetra) 격자를 사용하여 수치해석을 수행하였다. 격자의존성을 조사하기 위해 약 91,200 개, 102,800 개, 110,300 개, 124,700 개의 격자를 사용하여 수치해석한 결과, 91,200 개와 102,800 개로 구성된 격자시스템에서는 110,300 개로 구성된 격자시스템의 수치해석 결과와 약간의 차이를 보였다. 반면 110,300 개로 이루어진 격자시스템과 124,700 개로 이루어진 격자시스템은 거의 유사한 수치해석 결과를 보이고 있어서 본 연구에서는 약 110,300 개의 격자를 사용하여 수치해석을 수행하였다.

Time step size 의존성을 파악하기 위해 수치해석에 사용된 한 주기(0.016667 s) 동안의 time step의 총 개수를 180 개, 210 개, 240 개로 나누어 계산하였는데, 180 개와 210 개의 time step 개수를 사용한 경우에는 약간의 수치해석 결과의 차이가 나타난 반면, 210 개와 240 개의 time step 개수를 사용한 경우에는 수치해석 결과의 차이가 매우 미세하여 본 연구에서는 한 주기 동안에 210 개의 time step을 사용하여 수치해석을 수행하였다. 입력 압력 파형에서 340° 이후의 급격한 압력 강하가 일어나기 때문에 이곳에서는 time step size를 더욱 작게 하였다. 따라서 로터의 회전각이 0° 부터 342° 까지는 time step size의 크기를  $8.33 \times 10^{-5}$  s, 342° 부터 360° 까지는  $4.17 \times 10^{-5}$  s로 설정하였다.

본 연구에서는 SIMPLEC 알고리즘을 사용하는 ADINA 8.4를 사용하였으며, 계산의 수렴성을 향상

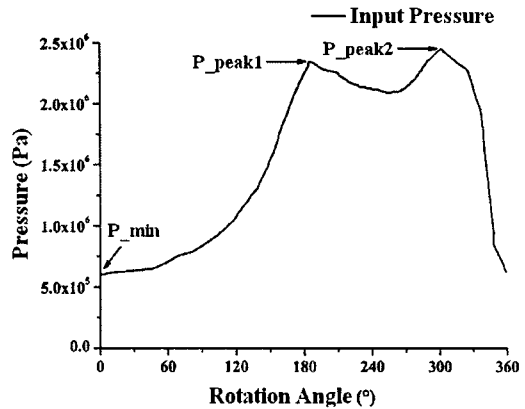


Fig. 4 Input pressure variation in a cycle(Period = 0.016667 s, 60 Hz)

Table 3 Pressure values at several points of the input pressure wave

| Position | Value      |
|----------|------------|
| P_min    | 0.5984 MPa |
| P_peak1  | 2.3446 MPa |
| P_peak2  | 2.4525 MPa |

시키기 위해 force 및 displacement relaxation factor를 각각 0.5로 설정하였다. 계산시간은 Pentium-4 (Dual) 2.8 GHz인 PC를 사용하여 한 주기에 대하여 약 72 시간 정도 소요되었으며, 총 10 주기에 걸쳐 수치해석을 수행하였다.

## 3. 수치해석 결과

### 3.1 토출밸브의 거동

실제 로터리 압축기에 사용된 토출밸브의 고유진동수와 수치해석에서 모델링된 토출밸브의 고유진동수가 유사할수록 수치해석 결과의 정확성이 높아질 수 있다. 따라서 수치해석 결과의 정확성을 높이기 위해 토출밸브의 mesh 형태 및 node 수를 고려하였다. 본 수치해석에서는 격자 한 개 당 10 node를 사용하여 수치해석하였으며, 고유진동수는 191.5 Hz였다. 실제 토출밸브의 고유진동수는 200 Hz 부근이다.

로터의 회전에 따른 토출밸브의 거동이 수치해

석을 통해 파악되었는데, 입력압력에 따른 토출밸브 거동이 Fig. 5에 제시되어 있다. 토출밸브가 열리는 로터의 회전각도는 약 175°였으며, 입력압력 파형으로 인해 토출밸브의 변위 곡선에 두 개의 peak가 발생하였다. 토출밸브의 최대변위는 peak2에서 나타났으며, 각 peak에서의 변위와 그때의 로터의 회전각이 Table 4에 제시되어 있다. 최대변위는 로터의 회전각이 약 338° 일 때 약 3.16mm 정도였으며, 로터의 회전각이 약 338° 이후 급격한 입력압력의 강하로 토출밸브의 변위도 급격히 작아졌다.

### 3.2 속도 및 압력 파형(Pressure waves)

로터의 회전에 따른 유동장의 속도 및 압력이 수치해석을 통해서 계산되었다. 로터내 압축기 내

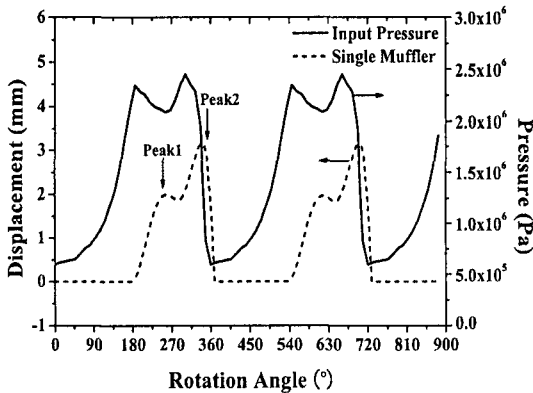


Fig. 5 Motion of the discharge valve with time

부의 속도 및 압력 특성을 파악하기 위해 Fig. 6에 제시된 바와 같이 입구(a), 머플러 토출구(b), 압축기 출구(c)에서의 압력이 고려되었다.

로터의 회전각이 330°, 355° 일 때 토출밸브의 속도장이 Fig. 7에 나타나 있다. 머플러 토출구에서의 속도의 크기도 매우 크게 나타났으며, Fig. 7(b)

Table 4 Displacement of the discharge valve at the peak points

| Position | Rotation angle | Displacement |
|----------|----------------|--------------|
| Peak1    | 257°           | 2.00 mm      |
| Peak2    | 338°           | 3.16 mm      |

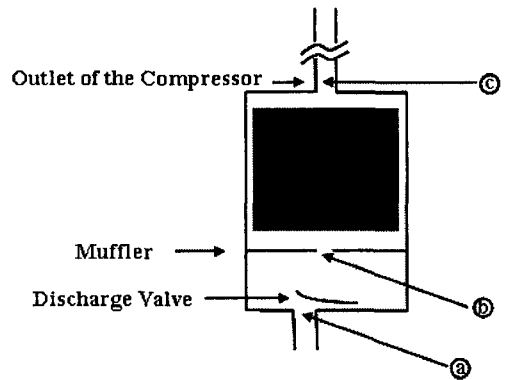
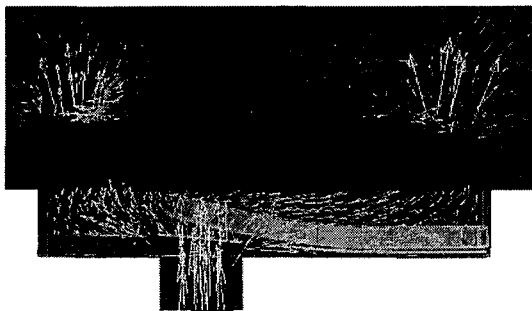
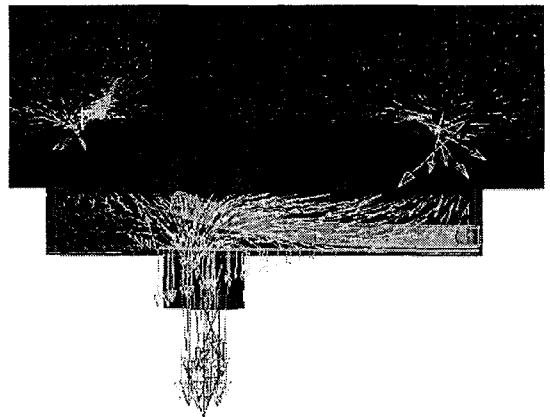


Fig. 6 Positions of the monitored pressure in the rotary compressor



(a) rotation angle = 330°



(b) rotation angle = 355°

Fig. 7 Velocity fields around the discharge valve

에서는 입력압력의 급격한 감소로 인해 냉매의 속도 방향도 아래 방향으로 바뀌었다. 앞에 설명한 압축기 내부 위치에서의 속도가 Fig. 8에 제시되어 있다. 토출밸브를 지난 냉매의 속도는 하류로 갈수록 감소하고 있다. 로터의 회전각이 330° 이후 입력압력의 급격한 감소로 압축기 내부의 속도도 급감하여 음의 속도를 나타내고 있다.

로터의 회전에 따른 각 위치(Fig. 6의 위치 표시 참조)에서의 압력이 Fig. 9에 제시되어 있다. 고압의 냉매가 로터리 압축기를 통과하면서 냉매가 흘러감에 따라 압력이 감소하고 있으며, 로터의 회전각이 330° 이후 입력 압력의 급격한 감소로 인해 머플러 토출구 및 압축기 출구에서의 압력 값도 급격

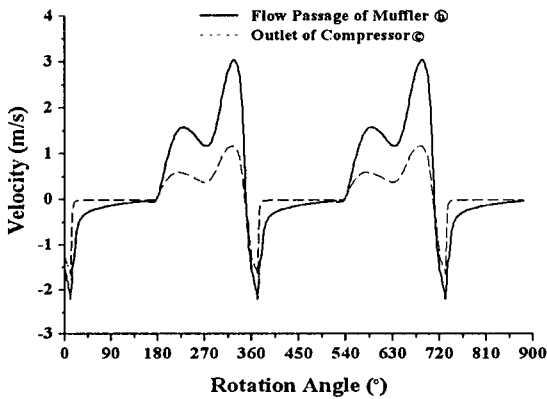


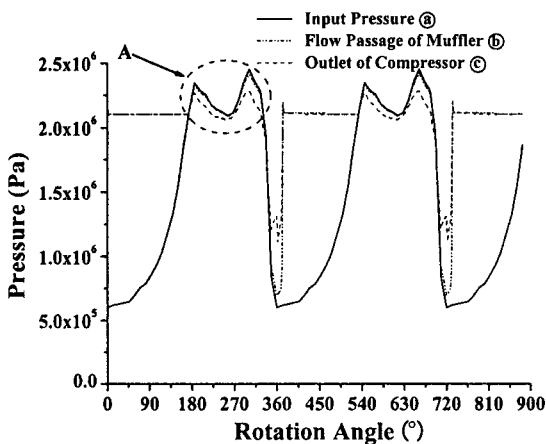
Fig. 8 Velocities at the monitoring points in the compressor

히 감소하였다. 압축기 내부의 각 위치에서 한 주기에 대한 압력의 RMS(Root Mean Square) 값이 Table 5에 제시되어 있다. 로터의 회전에 의해 압축된 냉매는 토출밸브를 위로 밀쳐내면서 빠져나오게 된다. 토출밸브를 밀쳐내기 위해서는 약 2.1 MPa보다 큰 압력이 필요하게 된다. 따라서 압축기 내부에서는 고압의 냉매가 흐르게 되며, 따라서 머플러 토출구와 압축기 출구에서 압력의 RMS 값이 입구 압력의 RMS 값보다 크게 된다.

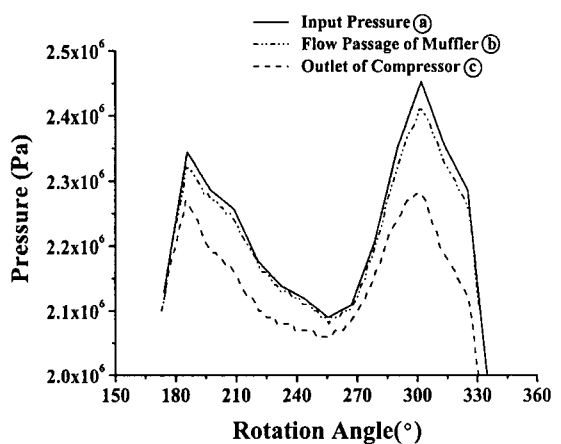
수치계산을 통해 계산된 압력 데이터가 FFT(Fast Fourier Transform)되었으며 주파수에 따른 에너지 스펙트럼이 Fig. 10에 제시되어 있다. 입력 압력 파형의 에너지 스펙트럼이 특히 60 Hz 부근에서 큰 값을 가졌으나, 토출밸브 및 머플러를 통과하면서 60 Hz에서의 에너지 스펙트럼 값이 작아졌으며, 이 값은 120 Hz, 180 Hz의 에너지 스펙트럼 값과 비슷하게 되었다. 또한 이때 고주파수 에너지 성분도 발생하였으며, 압축기 내부 유로를 흐르면서 고주파수 에너지 성분이 대체적으로 작아졌다.

Table 5 Root mean squares of the pressures at different positions

| Position          | RMS       |
|-------------------|-----------|
| Input pressure    | 1.679 MPa |
| Muffler passage   | 2.043 MPa |
| Compressor outlet | 2.035 MPa |

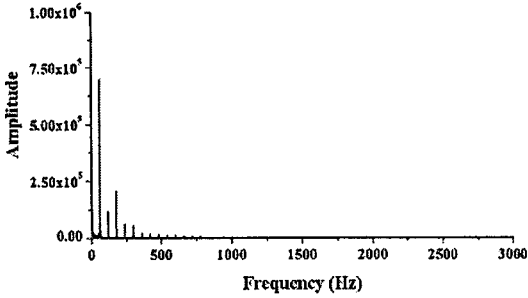


(a) pressure waves at the monitoring points

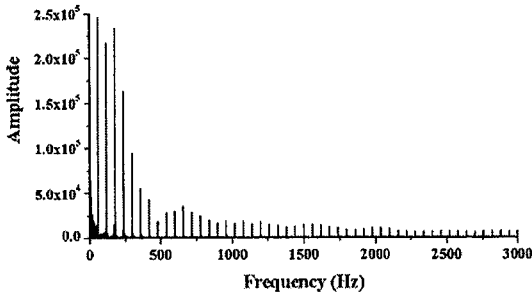


(b) pressure variations in detail of the part A

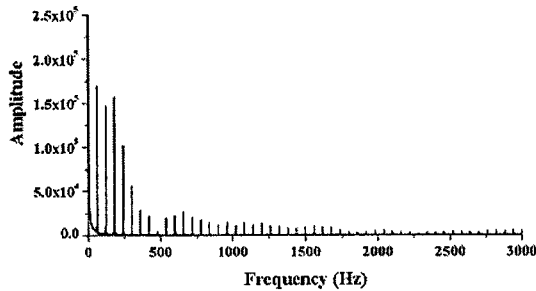
Fig. 9 Pressure waves in the rotary compressor



(a) input pressure



(b) at the flow passage of the muffler



(c) at the outlet of compressor

Fig. 10 FFT of the pressure waves for the compressor

### 3.3 압력 변동 및 유량

시간에 따른 압력의 변동이 로터리 압축기의 소음 특성에 크게 영향을 미칠 것으로 예상된다. 따라서 식 (10)을 이용하여 압축기 출구에서의 압력 변동(standard deviation)이 계산되었는데, 머플러 토출구와 압축기 출구에서 각각  $3.78 \times 10^5$  Pa,  $2.86 \times 10^5$  Pa이었다. 냉매가 머플러를 통과한 후 압축기 출구로 흐르면서 압력 강하가 발생하여, 머플러 토출구에서 보다 압축기 출구에서의 압력 변동 값이

$$\text{Standard deviation}(\sigma) : \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^n (P_k - P_{aver})^2}{n}} \quad (10)$$

약  $9.20 \times 10^4$  Pa정도 작아졌다.

실험과 수치해석을 통해 얻어진 로터의 한 주기에 대한 냉매의 유량은 각각  $30.66 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rev}$ ,  $34.19 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rev}$ 이며, 수치해석을 통해 계산된 유량은 실험값보다 약 11.50%정도 크게 나타났다. 본 연구에서는 압축기 출구와 연결된 파이프 끝단에서 일정한 압력(2.1 MPa ; 실험에서 얻은 값)이 경계조건으로 주어졌는데 실제 압축기 출구에서의 압력은 일정하지 않고 시간에 따라 변한다. 따라서 본 수치해석의 결과는 실제 압축기에서의 유동장(압력변동과 체적유량)과 약간의 차이를 보일 것으로 여겨진다.

### 4. 결론

본 연구에서는 유체와 고체를 별도로 계산하던 기존의 연구 방법의 한계를 극복하고 유체와 고체를 연동하여 계산하는 FSI(Fluid-Structure Interaction) 기법을 이용하여 시간에 따른 토출밸브의 거동 및 압축기 내부의 유동장 특성을 수치계산을 통해 파악하였다. 압축기 입구에서 시간에 따른 압력 파형이 주어졌는데, 이 압력의 변동에 따라 냉매가 토출밸브를 밀쳐내며 압축기 내부로 흘러가게 된다.

로터의 회전각이 약  $340^\circ$ 를 넘어선 후에 입력 압력이 급격히 감소하게 되는데, 이로 인해 머플러 토출구 및 압축기 출구에서의 압력이 급격히 감소하였다. 또한 입력 압력 파형 곡선에 두 개의 peak가 있어, 이로 인해 토출밸브의 변위 곡선에 두 개의 peak가 발생하였으며, 토출밸브의 최대 변위는 두 번째의 peak에서 발생하였다.

로터의 회전에 따른 압축기 내부의 특정한 위치에서의 압력은 입력압력의 형태와 유사하게 나타났으며, 압축기 출구에 가까울수록 압력의 변동 폭이 감소하였다. 또한, 한 주기 동안의 압력의 RMS 값은 머플러 토출구에서부터 압축기 출구로 흘러가면서 약 8000 Pa정도 감소하였다. 이는 머플러를 통과한 냉매가 압축기 내부로 흐르면서 압축기 부품들과의 마찰에 의한 것이다. 또한 좁은 압축기 케이스와 스테이터 사이로 냉매가 흘러 압축기 출구로



흐르게 되는데 이러한 유로 특성으로 인해 압력 강하를 크게 일으킨 원인이라 여겨진다. 주파수에 따른 에너지 스펙트럼 값을 계산한 결과, 입력 압력 파형에서는 60 Hz에서 높은 에너지 스펙트럼 값을 가졌으나 토출밸브, 머플러, 압축기 내부 유로를 통과하면서 에너지 스펙트럼 값이 작아졌다. 반면에 고주파수 에너지 성분이 발생하였지만, 압축기 내부 유로를 통과함으로써 에너지 스펙트럼 값이 대체적으로 작아졌다.

본 연구에서는 FSI 기법을 이용하여 단일머플러를 사용하는 로터리 압축기에 대한 수치해석을 통해 토출밸브의 거동 특성 및 압축기 내부의 유동 특성 등을 파악하였다. 본 연구에서 행한 FSI 기법을 통한 연구는 압축기뿐만 아니라 유체와 고체가 서로 연동하는 다양한 분야에 응용될 수 있으며, 관련분야에 대한 설계기술 수준을 한 층 더 끌어올리는 견인차 역할을 할 것으로 기대된다.

## 후 기

본 연구는 2005년도 경희대학교 지원(연구년)과 2006년도 (주)삼성전자 지원에 의하여 연구되었으며, 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

1. Sano, K., "Analysis of hermetic rolling piston type compressor noise and counter measurements," Proc. of International Compressor Conference at Purdue, pp. 242-250, 1984.
2. Kawaguchi, S., "Noise reduction of rolling piston type rotary compressor," Proc. of International Compressor Conference at Purdue, pp. 550-565, 1986.
3. Shige, N., "Prediction & visualization of a three dimensional sound field to reduce the noise of rotary compressor," Proc. of International Compressor Conference at Purdue, pp. 591-601, 1986.
4. Sano, K. and Noguchi, M., "Cavity resonance and noise reduction in a compressor," IEEE Trans., Vol. IA-19, No. 6, pp. 1118-1123, 1983.
5. Sano, K., Noguchi, M. and Yamamura, M., "Air conditioning," Proceedings of JSARE Annual

Conference, pp. 96-99, 1981.

6. Ahn, B. H. and Kim, Y. S., "A study on noise reduction of rotary compressor," Journal of Korean Society for Power System Engineering, Vol. 3, No. 3, pp. 60-69, 1999.
7. Jarng, I. S., Kim, B. J., Youn, Y., Sung, C. M. and Lee, S. K., "Development of a low noise and high efficiency rotary compressor with a new muffler," Journal of Fluid Machinery, Vol. 8, No. 2, pp. 23-30, 2005.
8. Kim, B. J., Youn, Y., Jung, C. H. and Lee, S. G., "Noise reduction of a rotary compressor by a new muffler," Proceedings of the KSNVE Autumn Annual Conference, pp. 141-145, 2003.