

## 왕복동식 압축기의 스너버내 맥동압 분포

이 경 환<sup>†</sup>, Mohammad Shiddiqur Rahman\*, 정 한 식<sup>\*\*</sup>, 정 효 민<sup>\*\*</sup>

<sup>\*</sup>경상대학교 정밀기계공학과, <sup>\*\*</sup>경상대학교 정밀기계공학과 해양산업연구소

### Pulsatile Pressure Distribution on the Snubber of Reciprocating Compressor

Gyeong-Hwan Lee, Mohammad-Shiddiqur Rahman, Han-Shik Chung\*, Hyo-min Jung\*

<sup>\*</sup>Graduate School, Department of Mechanical and Precision Engineering, Gyeongsang National University, Tongyeong 650-160, korea

<sup>\*\*</sup>Graduate School, Department of Mechanical and Precision Engineering, Gyeongsang National University, Tongyeong 650-160, korea

**ABSTRACT:** Pulsation is an inherent phenomenon in reciprocating compressors. It interacts with piping to cause vibrations and performance problems. Indiscriminately connecting to a compressor can be dangerous and cost money in the form of broken equipment and piping, poor performance, inaccurate metering, unwanted vibration, and sometimes noise. Piping connected to a compressor can materially affect the performance and response. To minimize these detrimental effects, reciprocating compressor system should be equipped by pulsation suppression system. This study discusses pressure pulsation phenomena occurred in a reciprocating compressor system. An experiment applied air compressor unit, as pulsating pressure generator, has been done. The compressor was connected sequentially to a snubber model and pressure tank. Sensor probes were placed on the inlet and outlet pipes of snubber. Compressor was driven by a motor controlled by a frequency regulator. The experiment was conducted by adjusting the regulator at 40Hz. General information about an internal gas flow can be achieved by numerical analysis approach. Information of the velocity, pressure and turbulence kinetic energy distribution are presented in this paper. Based on this result, the design improvement might be done.

**Key words:** Snubber(스너버), Buffer(버퍼), Reciprocating Compressor(왕복동식 압축기), CFD (전산유체역학), Pulsatile Pressure(맥동압)

---

#### 기 호 설 명

MARS Scheme : Monotone Advection and Reconstruction Scheme

† Corresponding author

Tel.: +82-2-554-8571; fax: +82-2-568-7853

E-mail address: hvac@sarek.or.kr

## 1. 서론

수소에너지는 장차 국가적으로 에너지자원의 대외 의존도를 낮추고 에너지 안보 및 에너지 경제 체제를 확보함과 동시에 교토의정서 발효에 의한 대기오염(SOx, NOx) 및 온실가스를 획기적으로 저감시킬 수 있는 대체에너지로서 범국가적으로 추진하고 있다.

수소에너지 인프라 시스템 구축의 일환으로 자동차용 에너지 발생장치인 연료전지에 수소공급과 자동차 충전용 수소스테이션의 핵심기기인 고압용(35MPa급) 수소압축기를 개발하여 수송에너지에 의한 대기환경 문제를 현저히 줄일 수 있을 것이며, 수소경제 활성화에 적극기여 할 수 있는 막대한 잠재력을 가진 기술이다.<sup>(1, 2)</sup>

수소에너지 인프라 시스템 구축의 일환으로 자동차용 에너지 발생장치인 연료전지에 수소공급과 자동차 충전용 수소스테이션의 핵심기기인 고압용(75MPa급) 수소압축기를 개발하여 수송에너지에 의한 대기환경 문제를 현저히 줄일 수 있을 것이며, 수소경제 활성화에 적극기여 할 수 있는 막대한 잠재력을 가진 기술이다. 현재 수소가스는 반도체 제조 공정, 금속열처리의 환원성분위기 가스, 광섬유 제조 공정, 전자·전기공업, 유리공업, 로켓트 연료, 유지첨가등 국내 산업 전반에 걸쳐 사용 중이며 수소 연료전지 자동차 개발과 함께 수요도 함께 증가할 것이다.<sup>(3, 4)</sup>

보편적으로 수소압축기는 왕복동식 2단 압축형태이며 압축기 전후에 각각 2기씩 4개의 스너버(snubber)가 필요하다. 스너버의 역할은 내부의 입출구를 가로지르는 버퍼(buffer)가 설치되어 압축기를 지난 맥동의 성질을 가진 수소가스의 맥동완화 및 수소가스에 포함되어있는 이물질을 제거한다.<sup>(5)</sup>

## 2. 실험장치

### 2.1 실험장치의 구성

압축기에서 생성된 맥동의 압력파를 현재 산업 현장에서 사용되고 있는 스너버와 동일 재질을 사용하여 기하학적 상사 축소 모델을 제작하여 측정하였다. 맥동발생기로 사용될 압축기와 저장탱크는 배기용량을 고려하여 제작하였으며 실험

에서 사용된 스너버는 상용 스너버의 1/2.73 용적을 가진다. 제작된 스너버를 압축기에 설치하고 작동유체가 최종 저장되는 저장탱크에 압축되는 과정까지 실험을 수행하여 스너버의 맥동감쇠특성을 관찰한다.

스너버 출입구 관로에 압력을 측정하기 위해 압력센서를 부착할 탭을 각각 2개를 출입구에서 100 mm, 150mm 위치에 설치하였다. 관로 내부에서 발생하는 맥동압을 측정하기 위해 센서설치용 탭과 내경과의 거리 5 mm의 30% 이하인 직경 1.5 mm의 홀을 내어 압력센서 설치 탭 정중앙부에 일치시켰으며 출입구 관로의 내경은 상용 압축기의 관로의 75%의 직경으로 12 mm, 15 mm로 설계하였다. 또한 압축기 출구와 스너버 입구 관로의 연결시 기밀성을 유지하기 위해 연결부를 제작하였다.

스너버 바디 내부에는 입구 상단 벽면과 출구 하단 벽면에 걸쳐서 버퍼가 설치되어 있다. 입구에서 전달된 맥동의 압력파형은 버퍼의 각도로 인하여 스너버 하부를 거친 다음 상부로 이동되어 출구 관로로 이어진다.

버퍼가 스너버 내부에 설치되면 스너버 벽면과 버퍼사이의 공간으로 작동유체가 유동하게 된다. 버퍼의 각도는 상용 스너버와 동일한 52°이다.

Fig. 1에서 보듯이 (a)는 완성된 스너버이며, 압축기 출구와 스너버 입구의 연결, 스너버 출구와 최종 저장 실린더와의 연결은 고압호스(b)를 사용하여 연결하였다. (c)는 맥동파를 생성하기 위한 수소압축기와 동일한 형식의 왕복동식 공기압축기이다. (d)는 압축기와 스너버를 배관으로 연결시 높이를 일정하게 맞추기 위해 받침대를 제작하였다.

그리고 압축기의 입구와 스너버의 입구부분 높이를 맞추어 실험장치를 설치하였다. 저장탱크로 들어가는 공기의 압력이 일정압력 이상이 되면 공기를 배출시켜 압력을 낮출 수 있도록 안전밸브(e)를 설치하여 안정성을 확보하였다. 이상의 스너버 부분과 압축기부분을 연결한 다음 센서, 센서로 측정된 데이터를 받기 위한 데이터 로거(f)와 P.C(g), Fig. 2의 센서로 측정된 데이터를 증폭시키는 압력증폭기(h), 압축기의 주파수를 조절할 수 있는 가변 주파수 조절기(i)를 차례로 연결하였다. Fig. 1은 위 계측기 및 실험 장비들로 이루어진 완성된 실험장치이다.



- (a) 스너버
- (b) 고압호스
- (c) 왕복동식 공기 압축기
- (d) 밸브
- (e) 안전밸브
- (f) Data logger
- (g) P.C
- (h) 압력측정기
- (i) 가변 주파수 조절기

Fig. 1 Apparatus of experimental system.

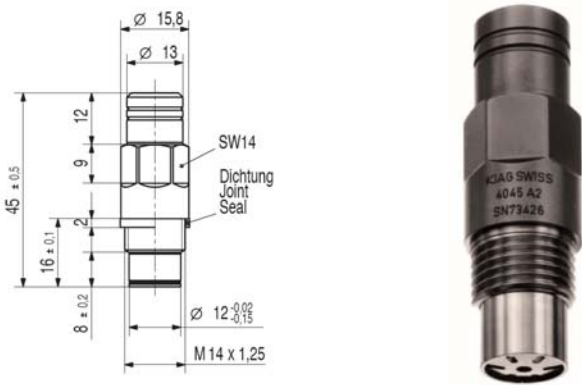


Fig. 2 Pressure sensor for measuring pressure at the snubber.

## 2.2 스너버 압력 측정 결과

본 모델은 실제 운용중인 수소압축기 스너버의 모델을 기하학적 상사로 축소시킨 모델이다. Fig. 3에서 보는 바와 같이 총 4 개의 지점을 측정하였는데 스너버와 출구관로를 포함한 총 길이는 800mm이고 압력센서의 위치는 스너버의 중심에서 각각 150mm씩 떨어진 지점에 위치한다.

Fig. 4는 주파수 가변기에서 주파수를 40hz로 설정하였을 때 센서의 측정된 결과 값에서 한 맥동의 주기를 나타낸 것이다. 최저 119 kPa, 최고 133 kPa의 압력 수치를 보이고 있으며 스너버를 통과한 후의 최고 압력이 입구측 압력보다 낮은 것을 알 수 있다.

Inlet, P-1, P-2, Outlet은 입구 쪽으로부터 출구 측까지의 센서위치를 나타낸다. 이 그림에서 Inlet의 압력을 보면 떨어질 때 불안정하게 보이는 파형이 발생하는 것을 볼 수 있는데 이것은 왕복동식 압축기의 실린더에 장착된 판이 공기를 방출할 때 떨림 현상에서 기인한 것으로 해석된다. 관로와 스너버를 지나면서 압력이 하강하는

부분의 떨림 현상은 감소하는 것을 관찰할 수 있다. 실험을 통해 얻어진 스너버 출입구 압력 정보에서 Inlet 데이터는 수치해석의 입구경계조건, Outlet 데이터는 출구경계조건으로 사용된다.

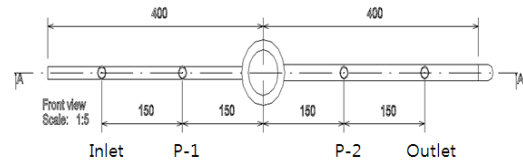


Fig. 3 Pressure sensing position.

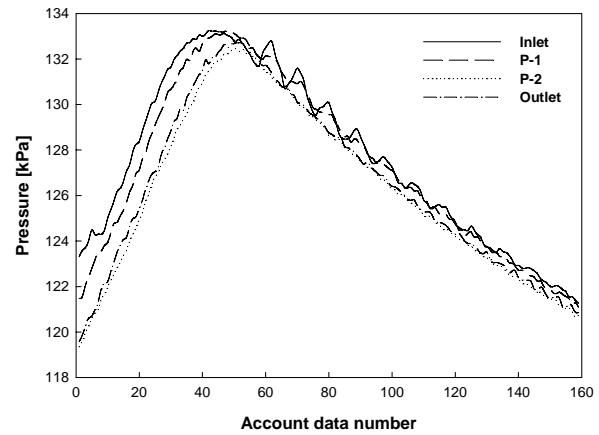


Fig. 4 Pressure fluctuation through snubber at  $f_{set}=40$  Hz.

## 3. 스너버 수치해석 검증

### 3.1 수치기법

수치해석 기법으로 지배방정식의 대류항 차분 도식은 2차 정확도를 가지는 MARS(Monotone Advection and Reconstruction Scheme)기법을 사용하였으며, 본 연구에는 범용 열유체 해석 프로그램인 STAR-CD를 사용하여 계산을 수행하였다.

해석결과를 취득하기 위한 수치해석의 환경은 매 time step시 종속변수들의 수렴판정은 잔차값이  $10^{-4}$ 이하에 도달하면 수렴한 것으로 간주하고 다음 time step으로 넘어가게 된다.

### 3.2 지배방정식 및 경계조건

연속의 식

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

x-방향 운동량 방정식

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho U)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho UV)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho UW)}{\partial z} \\ & - \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_{eff} \frac{\partial U}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_{eff} \frac{\partial U}{\partial y} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu_{eff} \frac{\partial U}{\partial z} \right) \\ & = - \frac{\partial P}{\partial x} + S^U \end{aligned} \quad (2)$$

y-방향 운동량 방정식

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho V)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho UV)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho VW)}{\partial z} \\ & - \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_{eff} \frac{\partial V}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_{eff} \frac{\partial V}{\partial y} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu_{eff} \frac{\partial V}{\partial z} \right) \\ & = - \frac{\partial P}{\partial y} + S^V \end{aligned} \quad (3)$$

z-방향 운동량 방정식

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho W)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho UW)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho VW)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W^2)}{\partial z} \\ & - \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_{eff} \frac{\partial W}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_{eff} \frac{\partial W}{\partial y} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu_{eff} \frac{\partial W}{\partial z} \right) \\ & = - \frac{\partial P}{\partial z} + S^W \end{aligned} \quad (4)$$

난류운동에너지 k 방정식

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho Uk)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho Vk)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho Wk)}{\partial z} \\ & - \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} + \mu \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right\} - \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} + \mu \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right\} \\ & - \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} + \mu \right) \frac{\partial k}{\partial z} \right\} \\ & = G_k - \rho \epsilon \end{aligned} \quad (5)$$

난류소산  $\epsilon$  방정식

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U \epsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V \epsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W \epsilon)}{\partial z} \\ & - \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} + \mu \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x} \right\} - \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} + \mu \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial y} \right\} \\ & - \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} + \mu \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial z} \right\} \\ & = C_1 \frac{\epsilon}{k} G_k - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (6)$$

$$G_k = \mu_t \cdot \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right]$$

스너버의 출입구 관로 스너버 내부를 흐르는 유동을 3차원 비정상상태의 난류유동으로 가정하였으며, 스너버 출입구 관로 및 스너버 내부에서의 압력을 계산하기 위해서 사용된 지배방정식은 연속 방정식과 운동량 방정식이 사용되었으며, 난류모델은 이미 공학적으로 타당성을 검증 받은 표준 k-Epsilon 모델(k-Epsilon/High Reynolds Number)을 사용하였다. 열전달 문제는 고려하지 않았기 때문에 에너지 방정식은 계산하지 않았다.

### 3.3 수치해석의 결과

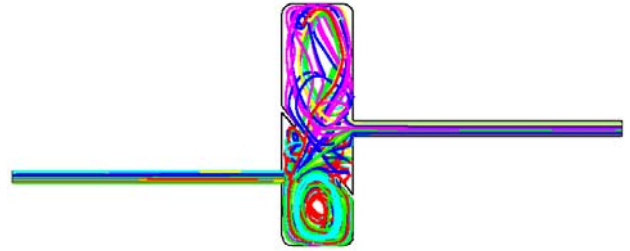


Fig. 5 Pressure fluctuation through snubber at  $f_{set}=40$  Hz.

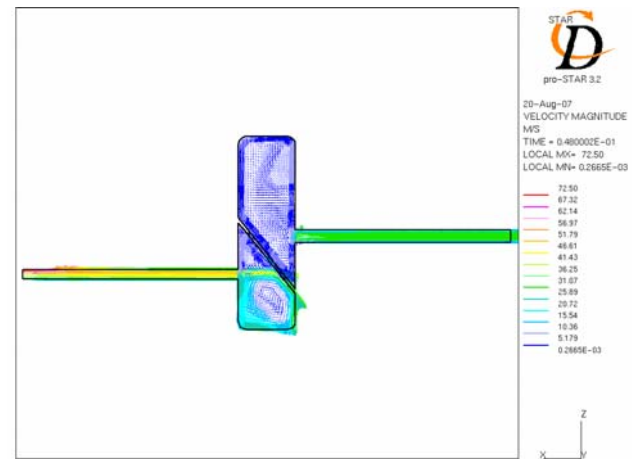


Fig. 6 Pressure fluctuation through snubber at  $f_{set}=40$  Hz.

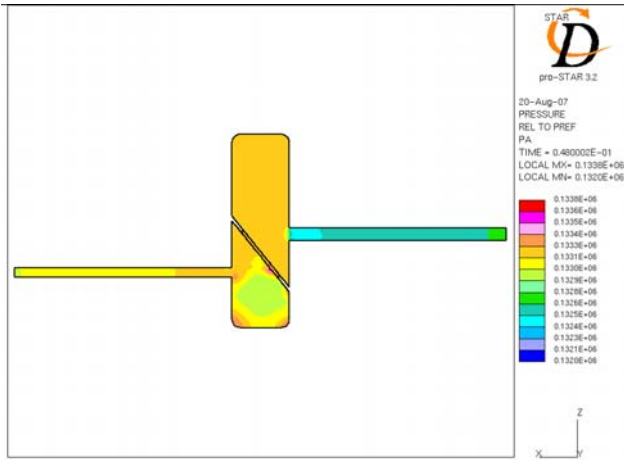


Fig. 7 Pressure fluctuation through snubber at  $f_{set}=40$  Hz.

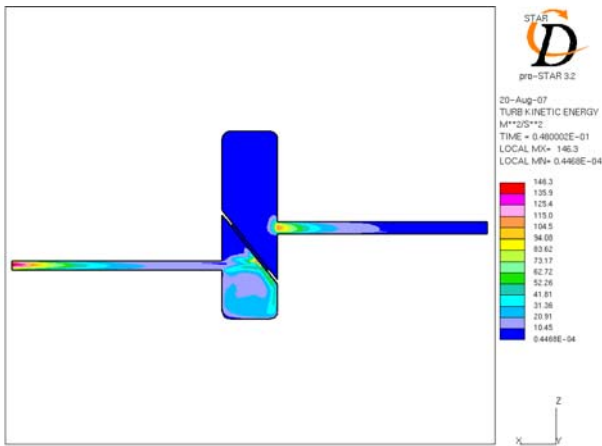


Fig. 8 Pressure fluctuation through snubber at  $f_{set}=40$  Hz.

Fig. 5는 스너버 내부의 유동흐름을 나타내고 있는 Particle track이다. 스너버 내부의 유동은 입구 측으로부터 들어온 공기가 버퍼벽면에 부딪히고 스너버와 버퍼사이의 공간을 통해서 하단부에서 상단부로 올라간 뒤 출구 측으로 나가는 패턴을 보인다.

Fig. 6, Fig. 7, Fig. 8은 스너버 내부의 속도, 압력, 난류에너지 분포를 나타내고 있다.

Fig. 6에서 스너버 내부의 속도를 살펴보면 입구 측에서의 약50m/s의 유체속도가 버퍼에 의해서 감소되어 출구 측으로 나갈 때는 약30m/s정도로 줄어들음을 볼 수 있다.

Fig. 7에서는 스너버 내부의 압력분포를 나타내고 있다. 입구측압력은 133000pa로 다소 약하지만 버퍼의 벽면에서는 133800pa의 높은 압력을

받고 있음을 알 수 있다. 그리고 스너버 하부영역의 각단 모서리 쪽에 133300pa의 다소 높은 압력이 분포함을 눈으로 확인할 수 있다.

스너버의 출입구 압력손실은 난류운동에너지의 증감에 따라 표현할 수 있는데 예를 들면 압력손실이 증가하면 난류운동에너지도 함께 증가한다. Fig. 8에서는 스너버의 난류운동에너지를 나타내고 있다. 난류에너지의 증가하는 지점은 유체가 버퍼에 부딪히는 지점과 스너버 상부의 유체가 좁은 출구측으로 나갈 때라는 것을 눈으로 확인할 수 있다.

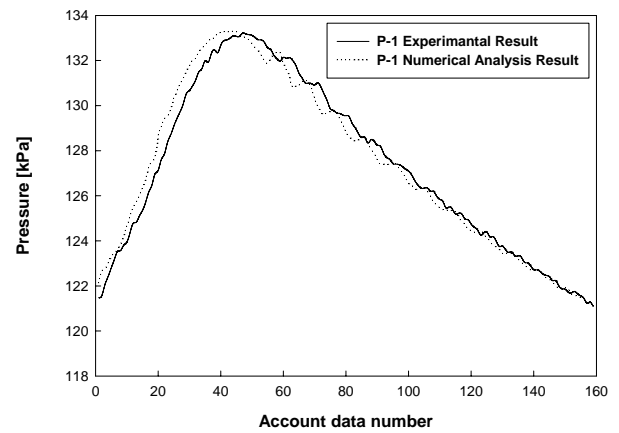


Fig. 9 Pressure fluctuation through snubber at  $f_{set}=40$  Hz.

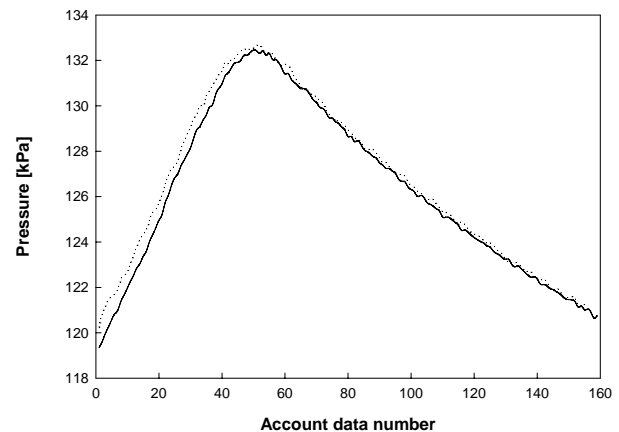


Fig. 10 Pressure fluctuation through snubber at  $f_{set}=40$  Hz.

Fig. 9는 P-1지점과 P-2지점의 실험결과와 수치해석의 결과를 비교한 그래프이다. 그림에서 보듯이 약간의 위상차가 존재하지만 실험과 수치해석의 결과 값이 거의 일치하고 있다는 것을 확

인할 수 있다.

#### 4. 결론

실험장치를 구성하여 Inlet, P-1, P-2, Outlet 지점의 데이터를 얻고, Inlet, Outlet 데이터는 수치해석의 경계조건으로 사용하여 수치해석을 진행하였다. 수치해석의 진행결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 실험에서 얻은 데이터와 수치해석의 결과 값이 거의 일치하였다.
- (2) 스너버 내부의 유동은 입구 측으로부터 들어온 공기가 버퍼벽면에 부딪히고 스너버와 버퍼사이의 공간을 통해서 하단부에서 상단부로 올라간 뒤 출구 측으로 나가는 패턴을 보인다.
- (3) 버퍼의 벽면에서는 상대적으로 높은 압력을 받고 있음을 알 수 있다. 그리고 스너버 하부영역의 각단 모서리 쪽에도 다소 높은 압력이 분포함을 알 수 있다.
- (4) 난류에너지의 증가하는 지점은 유체가 버퍼에 부딪히는 지점과 스너버 상부의 유체가 좁은 출구측으로 나갈 때라는 것을 눈으로 확인할 수 있었다.

#### 후 기

본 연구는 산업자원부 중점기술개발사업(과제번호 10024348100200), 지역혁신인력양성사업과 경상대학교 NURI 사업단, 2단계 BK21지원으로 이루어졌으며 이에 감사드립니다.

#### 참고문헌

1. Heever, S. A, and Grossman I. E., 2003, "A Strategy for the Integration of Production Planning and Reactive Scheduling in the Optimization of Hydrogen Supply Network," Journal of Computers and Chemical Engineering, Vol. 27, pp. 1831~1839.
2. Shayegan, S, Hart, D., Pearson, P, and Joffe, D., 2006, "Analysis of the Cost of Hydrogen Infrastructure for Buses in London," Journal of

Power Sources, Vol. 65.

3. J. W. Kim, 2004 "수소에너지 국내외 정책 및 기술동향과 가스 산업의 역할", The Gas Safety Journal, Special Edition.
4. J. D. Kin, 2002, "수소에너지의 기술정책", KISTI, 기술동향분석보고서.
5. Akbar, W A., Shim, KJ and Yi CS., 2006, "Gas Pressure Fluctuation Characteristics inside Pipe Line Passing through a Snubber for Hydrogen Gas Compressor, "Proceeding of International Conference on Sustainable Energy Technologies, Vicenza, Italy.
6. Methodology Star CD Version 3.24, CD Adapco Group, 2004.