

# 수소압축기 스너버 관로 내부의 맥동파 특성에 관한 연구 A Study on Gas Pressure Fluctuation Characteristics inside Pipe Line Passing Through a Snubber at Hydrogen Compressor

심규진·이중섭·악바르 완다 알리·정한식·정효민

K. J. Shim, C. S. Yi, Wanda Ali Akbar, H. S. Chung and H. M. Jeong

**Key Words** : Snubber(스너버), Hydrogen compressor(수소 압축기), Buffer(버퍼), FFT(고속 푸리에 변환)

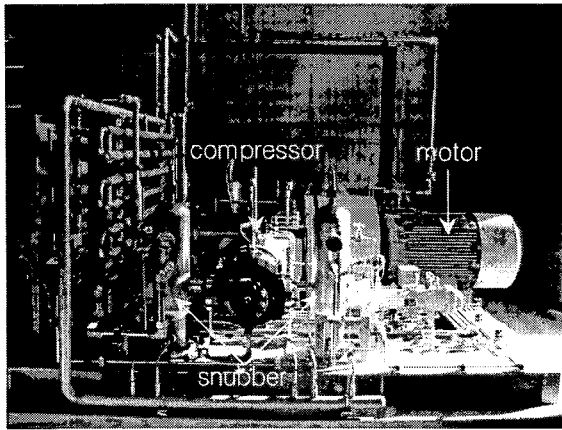
**Abstract** : An experiment to observe reduction of pressure fluctuation in the compressing system utilizing snubber has done. The experiment measured pressure at inlet and outlet of snubber. It used an air compressor as a model of hydrogen one. Snubber with buffer and snubber without buffer were used to get comprehensive comparison between both of that snubber. An analysis by using Fast Fourier Transform (FFT) method was conducted to verify working pressure frequency. With this method pure signal of static pressure was filtered from noisy signal. The experiment was run for several speeds of piston movement. It was controlled by adjustable frequency regulator that controled rotation of actuator motor. This was connected to the piston-reciprocating compressor with V-belt. From result obtained, the fluctuation was increasing proportionally when frequency of driver motor was increased.

## 1. 서 론

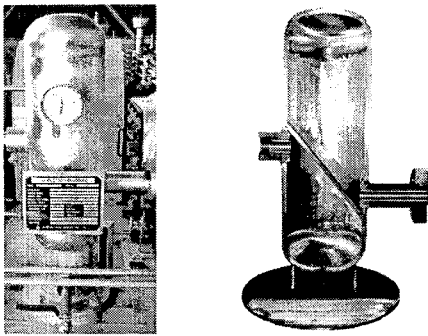
수소에너지는 점차 국가적으로 에너지자원에 대한 대외 의존도를 낮추고, 에너지안보 및 에너지경제 체제를 확보함과 동시에 교토의정서 발효에 의한 대기오염(SOx, NOx) 및 온실가스를 획기적으로 저감시킬 수 있는 대체에너지로서 범국가적으로 추진하고 있다.<sup>1,2)</sup> 수소에너지 인프라 시스템 구축의 일환으로 자동차용 에너지 발생장치인 연료전지에 수소공급과 자동차 충전용 수소스테이션의 핵심기 기인 고압용(75 MPa급) 수소압축기 개발이 진행되어 시험운행 중에 있다. 이러한 노력은 수송에너지에 의한 대기환경 문제를 현저히 줄일 수 있고, 수소경제 활성화에 적극기여 할 수 있는 막대한 잠재력을 가진 기술로 인식되고 있다. 과거 20여 년 전부터 수소시대의 미래를 예측했고, 미국과 유럽 그리고 일본 등은 막대한 예산을 투입하여 수소이용 관련 기술개발에 박차를 가하고 있다. 현재 수소가

스는 반도체 제조공정, 금속열처리의 환원성 분위기 가스, 광섬유 제조공정, 전기전자공업, 유리공업, 로켓트 연료, 유지첨가 등 국내산업 전반에 걸쳐 사용중이며 수소 연료전지 자동차 개발과 함께 수요도 함께 증가할 것이다. 수소압축기는 일반적으로 다이어프램식 또는 왕복동식을 겸한 하이브리드식을 사용하지만 본 연구는 피스톤 타입 왕복동식 수소압축기에 설치한 스너버(Snubber)에 대한 연구이다. 스너버는 압축기 전후에 각각 2기씩 총 4개가 설치되어 있다. 스너버는 최초 또는 압축기를 지난 맥동의 성질을 가진 수소가스의 맥동완화 및 수소가스에 포함되어있는 이물질질을 제거하는 역할<sup>3,4)</sup>을 수행하고 내부에는 버퍼(buffer)라는 격판이 설치되어있다. 압축기를 통해 고압으로 압축된 수소가 스너버 내부에서 맥동압력이 감쇠되는 현상을 해석하기 위해 버퍼 유무에 따른 FFT 분석과 압력측정실험을 실시하였다. Fig. 1은 국내에 실제 운용중인 20 MPa급의 수소압축기와 스너버 내부구조를 나타내고 있다. 스너버 내부에 설치된 버퍼는 사진 (b)의 좌측 유입구 상부와 우측 유출구 하부에 걸쳐 설치되어있으며, 유입구로부터 유입된 고압의 수소가스는 버퍼로 인하여 복잡한 스너버 내부 유동형상을 갖게 된다.

접수일 : 2006년 10월 24일, 채택확정 : 2006년 11월 5일  
심규진(책임저자) : 경상대학교 대학원  
E-mail : sgc6422@nate.com Tel. 055-646-4766  
이중섭 : 경상대학교 BK21 친환경냉열에너지기계연구사업팀  
Wanda Ali Akbar : 경상대학교 대학원  
정한식, 정효민:경상대학교 기계항공공학부-해양산업연구소



(a) hydrogen compressor



(b) snubber and cutting model

Fig. 1 Commercial hydrogen compressor system.

## 2. 실험 방법 및 장치

### 2.1 맥동 압력

수소압축기 스너버 실험을 수행하기 위해 모터에 의해 회전수가 조절 되는 왕복동식 공기압축기를 사용하여 실제 수소압축기와 유사한 맥동압을 발생시켰다. 모터의 회전수는 속도조절기에 의해 조절되며, 모터의 회전은 식 (1)에 근거하여 모터 회전에 의해 압축기를 기동하게 된다. 또한 풀리로 연결되어 회전하게 되는 압축기와 모터는 식 (2)에 의해 압축기 내부의 실린더가 상하 왕복운동을 하게 된다. 따라서 압축기 풀리 1회전시 압축기는 1-cycle을 마치게 된다. 압축기 회전주파수는 식 (3)과 같이 표현할 수 있다.

$$\omega_{mot} = \frac{f_{set}}{f_{max}} \times \omega_{max} \quad (1)$$

(1)

$$\omega_{comp} = \frac{d_{pulmot}}{d_{pulcomp}} \times \omega_{mot} \quad (2)$$

(2)

$$f_{press} = \frac{\omega_{comp}}{60} \quad (3)$$

여기서,  $\omega_{mot}$ 는 모터회전 각속도[rad/s],  $f_{set}$ 는 동작 주파수[Hz],  $f_{max}$ 는 최대 주파수,  $\omega_{comp}$ 는 압축기회전 각속도,  $d_{pulmot}$ 는 모터풀리 직경,  $d_{pulcomp}$ 는 압축기풀리 직경,  $f_{press}$ 는 압축기 회전 주파수이다. 일반적으로 피스톤의 직선왕복운동은 주기적인 진폭을 형성하게 되는데 식 (4)와 식 (5)에 의해 시간에 따른 압력파형은 Fig. 2와 같이 Sin파 형태의 압력진폭 파형을 나타낼 수 있다.<sup>5)</sup>

$$p = \frac{p_{max} + p_{min}}{2} \quad (4)$$

$$A = \frac{p_{max} - p_{min}}{2} \quad (5)$$

여기서  $p$ 는 압력,  $A$ 는 압력진폭,  $p_{max}$ 는 최고 압력,  $p_{min}$ 는 최저 압력이다.

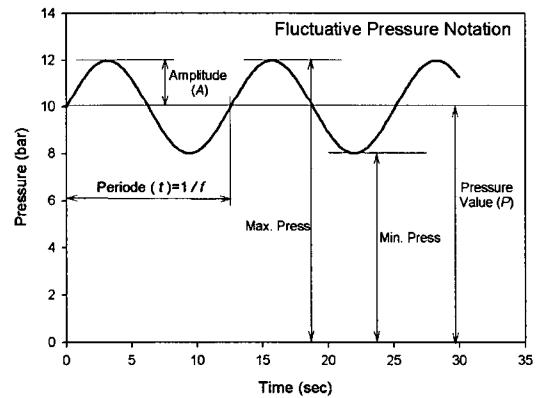


Fig. 2 Notation of fluctuating pressure

### 2.2 스너버 내부 유동파형

스너버를 통과한 유동압력의 감소는 식 (6)에 의해 표현할 수 있으며, 이는 압력손실로 나타내어진다. 또한 압력감소 비율은 식 (7)과 같이 압력손실율로 나타낼 수 있다. 본 연구의 목적은 수소압축기의 최고 압축효율을 위한 압력감소를 최소로 함에 있다.

$$P_{red} = P_{inl} - P_{out} \quad (6)$$

$$P_{red}(\%) = \frac{P_{red}}{P_{inl}} \times 100\% \quad (7)$$

여기서,  $P_{red}$ 는 압력감소,  $P_{inl}$ 은 입구압력,  $P_{out}$ 은 출구압력이다.

앞서 언급했듯이 스너버의 역할은 맥동압 감쇠이므로 맥동압의 진폭과 관련된다. 진폭의 감소관계는 식 (8)로 나타낼 수 있고, 식 (9)는 진폭감소 비율을 나타내고 있다. 이는 최적 스너버 설계를 위한 진폭의 최대 감소에 관여한다.<sup>6)</sup>

$$A_{red} = A_{in} - A_{out} \quad (8)$$

$$A_{red}(\%) = \frac{A_{red}}{A_{in}} \times 100\% \quad (9)$$

여기서,  $A_{red}$ 는 진폭감소,  $A_{inl}$ 은 입구진폭,  $A_{out}$ 은 출구진폭이다.

### 2.3 FFT(Fast Fourier Transform)

FFT는 시간의 함수로 되어있는 파형  $x[t]$ 를 주파수( $f$ )로 변환하는 것이다. FFT는 파동해석, 진동해석에서 중요한 개념으로 본 연구에서는 스너버의 압력측정 데이터 즉, 시간에 따라 변화하는 압력 변동을 주파수에 따른 압력변동으로 변환할 수 있다. 각각의 압력측정지점과 모터의 회전속도(Hz)에 따른 주파수 분석을 실행하였다.

스너버의 압력측정 지점에서의 시간에 따른 압력 변동은  $N$ 개의 점으로 산출 할 수 있다. 이 데이터를 식 (10)을 통해 FFT 변환이 가능하다.<sup>7)</sup>

$$X[f] = \sum_{n=0}^{N-1} x[t] \exp(i2\pi n t / N) \quad (10)$$

$$0 \leq t \leq N-1$$

여기서,  $f$ 는 주파수,  $t$ 는 시간,  $N$  시간에 따른 압력변동을 나타낸다.

### 2.4 실험 장치

본 실험은 스너버 내부를 통과하는 유동에 대한 압력을 측정하는 것이다. Fig. 3은 수소압축기 스너버의 압력측정을 위한 실험 장치이다. 스너버의 압력측정을 위해 최대출력이 2.5 kW인 공기압축기를 사용하였으며, 두 개의 압축 실린더 중 하나를 선택하여 압축기 유출구와 스너버 유입구와 연결하였다. 2개의 압력센서를 사용하여 동시에 2개의 포인트 측정점의 압력을 측정하였고, 로터리엔코더에 의해 1°에 해당하는 크랭크 각도에 대한 1-cycle이 종료되는 360°에 대한 압력값을 획득하였다. 압력 데이터

취득을 위한 본 실험은 주파수 증폭기에서 Hz를 조절하여 모터를 구동시키고, 모터와 풀리가 연결된 커넥팅로드를 주파수 증폭기에 의해 조절된 회전수로 정격 회전하게 된다. 따라서 커넥팅로드와 연결된 피스톤에 의해 흡입 압축 왕복운동이 맥동압력을 생성시키게 된다. 그와 동시에 로터리 엔코더는 피스톤 왕복운동에 따른 크랭크 각도에 대한 데이터를 측정하여 데이터 기록계에 전달하게 된다. 압축기의 출구는 스너버 유닛의 입구와 연결되어 맥동압력이 전달되어 스너버 몸체를 지나 대기로 방출되며, 신호증폭기에서는 압력센서에서 측정되진 압력값을 데이터 기록계에 전송한다. 또한 신호증폭기와 로터리 엔코더로부터 얻어진 정보는 데이터 기록계에서 처리되어 PC에 최종 압력정보를 저장한다. 스너버 내부에 장착되어진 버퍼가 스너버 내부 유동에 미치는 영향을 알기 위해 두 가지의 실험모델을 선택하였다. Fig. 4는 첫 번째 스너버 내부에 버퍼가 장착되진 모델을 나타내고 있다. 두 번째 모델은 스너버 내부에 버퍼가 설치되지 않았다. 압력측정을 위해 스너버 출입구 관로에 압력센서  $P-1$ 과  $P-2$ 가 설치되어 있다. 스너버의 직경( $D$ )는 100 mm, 높이( $H$ )는 350 mm, 출입구 관로( $d$ )는 20 mm이며, 버퍼의 각도( $\theta$ )는 45°이다. 본 실험에 사용된 스너버 모델은 실제 운용중인 스너버를 기하학적 상사를 통한 축소모델을 사용하였다.

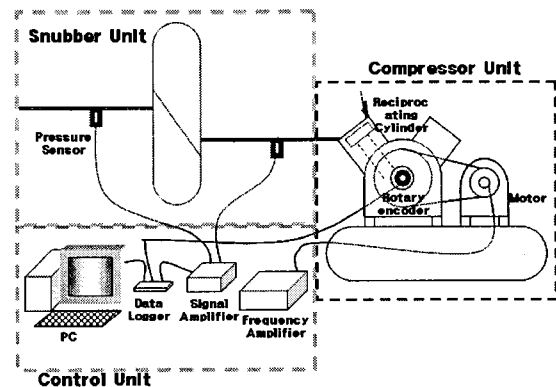


Fig. 3 Scheme experimental setup

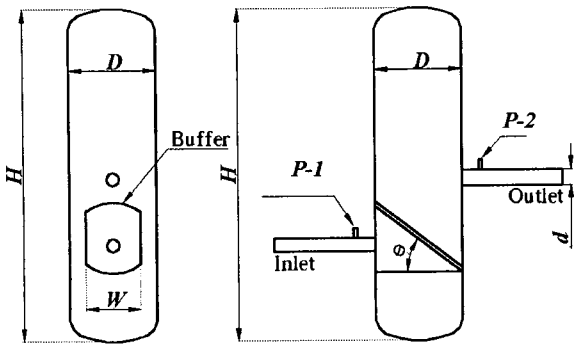


Fig. 4 Snubber model with Buffer

### 3. 실험결과 및 FFT분석

수소압축기의 맥동파를 모사하기 위해 앞서 설명된 방법을 통해 공기압축기를 사용하여 스너버에 유입부와 유출부에 대한 압력측정을 수행하였고, 그 결과 이용하여 FFT분석을 수행하여 획득한 결과에서 Fig. 5와 Fig. 7은 P-1 과 P-2 지점에서 스너버 압력 측정 결과를 나타내고 있다. 압축기 회전수를 10 Hz ~ 60 Hz까지 6단계로 조절하여 실험을 수행한 결과 맥동파형의 반복적인 형태를 보이고 있으며 압축기의 회전수 증가에 따라 압력이 증가하는 것을 확인할 수 있었고, 이를 통해 Fig. 6, Fig. 8과 같은 FFT 분석 결과를 얻을 수 있었다. Fig. 6, Fig. 8은 압축기 모터의 최대 회전속도인 60 Hz일 때 스너버 입출구 지점의 FFT 분석결과를 나타낸다. 유입구의 압력진폭은 버퍼가 없을 때는 0.012를 나타내고 있지만 버퍼 설치시 0.01로 감소하며, 유출구 또한 0.009에서 0.008로 진폭이 감소함을 확인할 수 있었다.

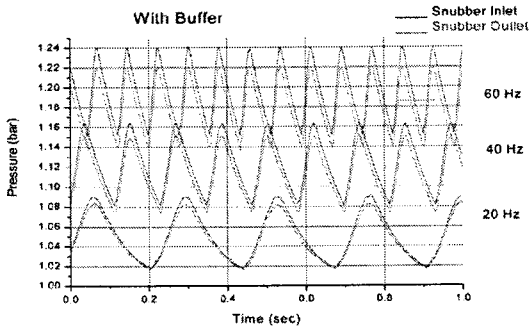
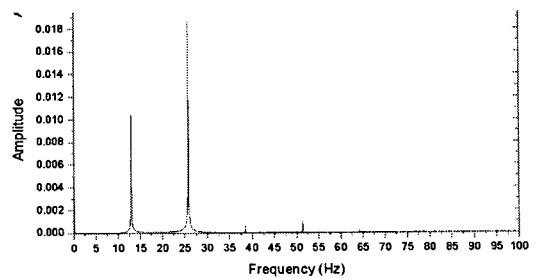
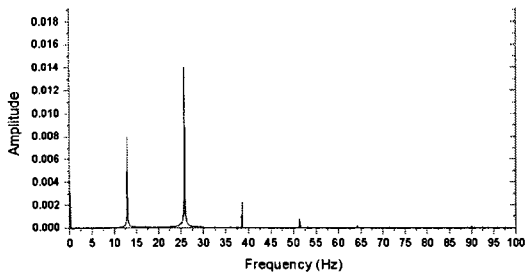


Fig. 5 Pressure fluctuation through with-Buffer Snubber: for motor frequency 10, 30 and 50 Hz (top) and 20, 40 and 60 Hz (bottom)

Fig. 9 ~ 14는 두 가지 스너버 모델의 압력변동 특성을 비교하였다. Fig. 9는 스너버 출입구 압력진폭을 분석한 것이다. 압축기의 회전주파수 증가에 따라 압력 진폭의 증가를 볼 수 있다. 스너버 입구측의 압력이 출구측이 압력보다 크며 버퍼 설치의 유무와 관계없이 압력진폭은 증가한다. 그러나 버퍼를 설치한 스너버가 설치하지 않는 스너버 보다는 압력진폭의 차이가 더 큰 것을 확인할 수 있었다. Fig. 10에서는 압축기 회전수에 따른 입출구 압력진폭 차이를 알 수 있다. 60 Hz의 회전수에서 버퍼를 설치한 스너버가 최고 0.01 bar의 압력감쇠를 보이고 있지만 버퍼를 설치하지 않은 스너버는 40 Hz에서 최고 0.0035 bar이다. Fig. 11은 두 개의 스너버 모델 입구 압력진폭에 대한 출구 압력진폭 감소율을 나타내고 있다. 버퍼를 설치한 모델은 압축기의 회전수가 증가할수록 비례적으로 증가하여 60 Hz에서는 22.5 %의 진폭 감소율을 보이고 있지만 버퍼를 설치하지 않은 스너버는 감소하고 있는 것을 알 수 있다. 진폭의 감소는 수소압축기에서 수행되어지는 압축효율의 증대를 가져와 성능향상을 가져다 줄 것으로 판단된다.



a) inlet



b) outlet

Fig. 6 FFT Analysis of pressure fluctuation through with-Buffer Snubber

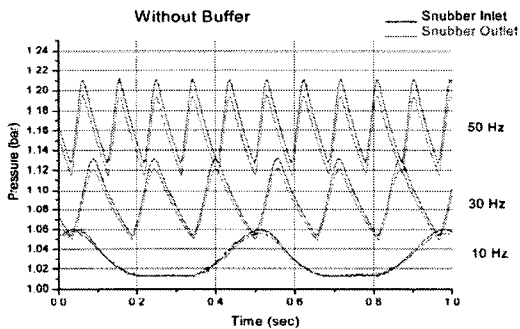
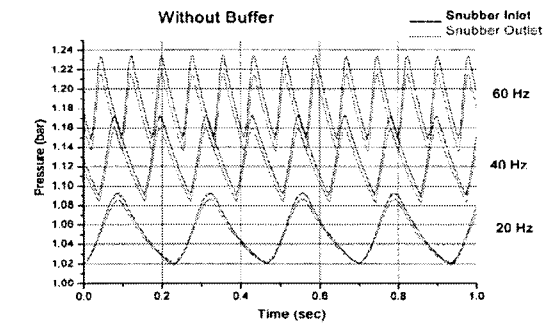
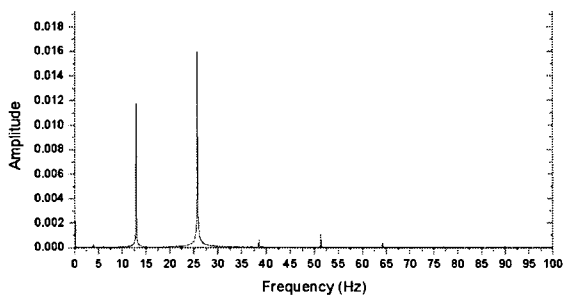
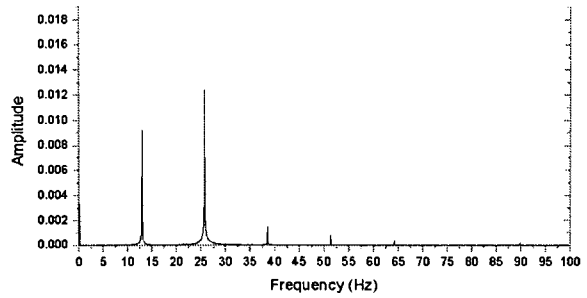


Fig. 7 Pressure fluctuation through without-Buffer Snubber: for motor frequency 10, 30 and 50 Hz (top) and 20, 40 and 60 Hz (bottom)



a) inlet



b) outlet

Fig. 8 FFT Analysis of pressure fluctuation through without-Buffer Snubber

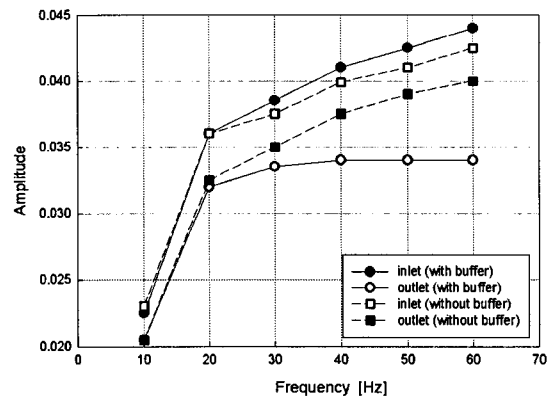


Fig. 9 Comparison of amplitude characteristics of pressure through a Snubber

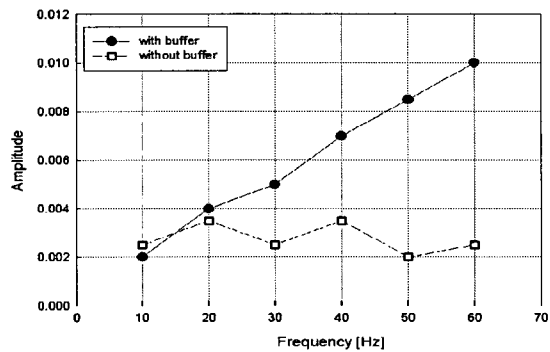


Fig. 10 Comparison of amplitude difference characteristics of pressure through a Snubber

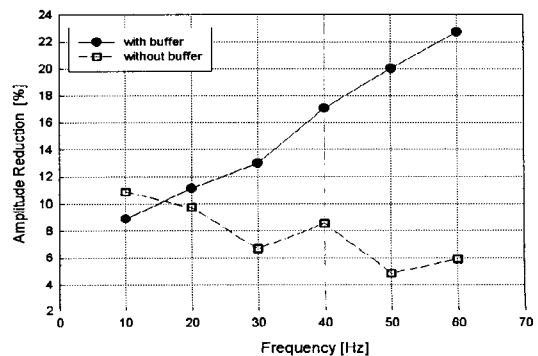


Fig. 11 Comparison of amplitude reduction characteristics of pressure through a Snubber

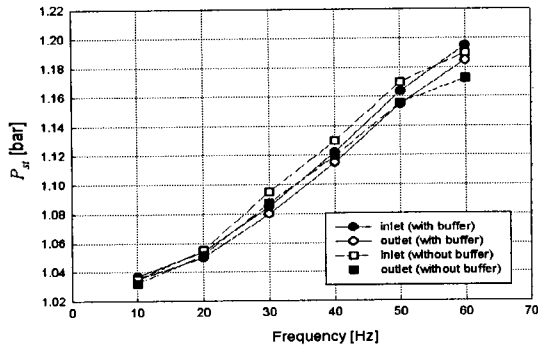


Fig. 12 Comparison of pressure characteristics of through a Snubber

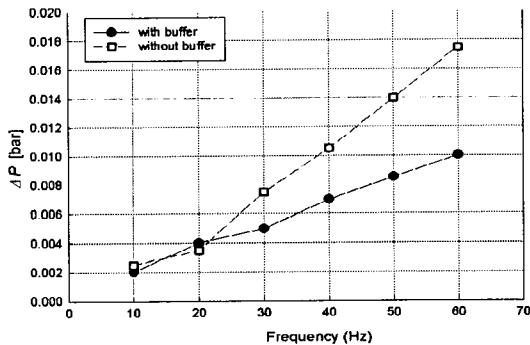


Fig. 13 Comparison of pressure difference characteristics of pressure through a Snubber

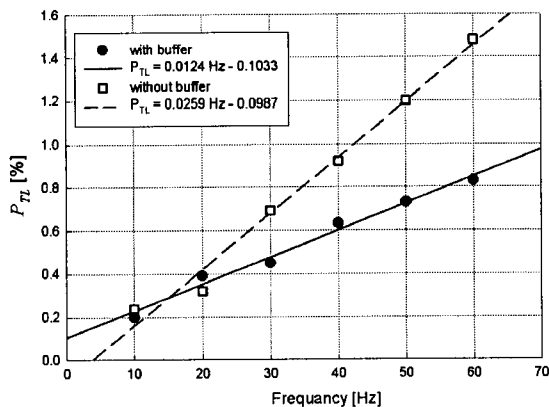


Fig. 14 Comparison of pressure reduction characteristics of pressure through a Snubber

Fig. 12~ Fig. 14에서는 스너버 압력수치의 특성을 볼 수 있다. Fig. 12는 버퍼의 설치 유무와 관계 없이 압축기 회전수에 기인한 압력 값이 거의 동일한 것을 관찰 할 수 있다. 하지만 Fig. 13에서는 스너버 출입구 부분의 압력감소에 대한 정량적인 수치를 보여주고 있으며, 버퍼를 설치한 경우 최고

0.01 bar의 압력이 감소되었지만 버퍼를 설치하지 않은 스너버는 0.018 bar의 압력이 감소하였다. 이는 Fig. 14에서 나타나듯이 버퍼를 설치하지 않은 스너버의 경우가 버퍼를 설치한 스너버 보다 더 높은 압력 감소를 나타내고 있다. 그 수치는 1.45 % : 0.83 %로 버퍼를 설치하지 않은 스너버가 1.45 %로써 더 높은 압력 감소 비율을 보이고 있으며 식 (11)과 식 (12)와 같이 관계식을 도출하였다.

$$P_{TL} = 0.0124f - 0.1033 \text{ (with buffer)} \quad (11)$$

$$P_{TL} = 0.0259f - 0.0987 \text{ (without buffer)} \quad (12)$$

여기서  $P_{TL}$  는 압력손실,  $f$ 는 압축기의 회전 주파수이다. 수소가 최종 저장되는 단계를 고려한다면 압력의 감소는 수소압축기의 효율을 저하시키는 주된 원인중의 하나가 될 수 있다.

#### 4. 결 론

버퍼 설치 유무에 따른 수소압축기 스너버의 압력 측정과 FFT 분석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 실험결과는 버퍼를 설치한 스너버가 보다 높은 압축효율을 가질 것으로 판단된다.
- 2) 스너버의 역할은 압력진폭 형태의 맥동파형 감소에 있다. 버퍼를 설치한 스너버의 경우 압축기의 최대 회전수 60 Hz에서 최고 22 %의 압력진폭 감소가 관찰 되었다. 반면 버퍼를 설치하지 않은 스너버의 경우 회전수 60Hz에서 6 %의 압력진폭 감소가 있었다.
- 3) 압력진폭의 감소 비율은 버퍼를 설치한 스너버는 증가하는 반면 그렇지 않은 스너버는 감소하는 경향을 보였다. 그리고 압력손실에 있어서도 버퍼를 설치한 스너버가 0.83 %로 1.45 %의 버퍼를 설치하지 않은 스너버보다 낮게 측정 되었다.
- 4) 일반적으로 버퍼를 설치한 스너버의 압력손실 증가는 버퍼를 설치하지 않은 스너버 보다 낮게 나타났다.

#### 후 기

본 연구는 산업자원부 중점기술개발사업(과제번호 10024348100200), 지역혁신인력양성사업(과제번호

호 275)과 2단계 BK21 지원으로 이루어졌으며 이에 감사드립니다.

#### 참고문헌

1. S. A. Heever and I. E. Grossman, 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. S. Shayegan, D. Hart and P. Pearson, 2006, "Analysis of the cost of hydrogen infrastructure for buses in London," *Journal of Power Sources*, Vol. 65.
3. J. D. Kim, 2002, "수소에너지의 기술정책", KISTI, 기술동향분석보고서.
4. D. Y. Sin, 2002, "수소·연료전지 기술개발의 중요성", No. 23, Korea Institute of Energy Research, ETIS 분석지
5. B. J. Gim, T. G. Chuah and T. S. Choong, 2005, "The influence of temperature and inlet velocity on cyclone pressure drop" *Elsevier Science B. V., Amsterdam.*, Vol . 44, No. 1, pp. 7~12.
6. V. V. Solovey, A. I. Ivanovsky and V. I. Kolosov , 1995, "Series of Metal hydride high pressure hydrogen compressors," *Journal of Alloys and Coumpunds*, Vol. 231, pp. 903 ~ 906.
7. D. K. Malsen, and D. N. Rockmore, 2003, "The Cooley-Tuckey FFT and Group Theory" *Modern Signal Processing MSRI Publications*, Vol. 46, No. 5, pp. 281 ~ 300.