

수소용 다이어프램 압축기의 오일 분배 홀 패턴에 따른 수치해석

박현우*, 신영일**, 김규보**, 송주헌**, 장영준**, 전충환**[†]

*부산대학교 기계공학부 대학원, **부산대학교 기계공학부

Numerical Analysis on a Hydrogen Diaphragm Compressor with Various Oil Distribution Holes Pattern for Hydrogen Compressor

HYUNWOO PARK*, YOUNGIL SHIN*, GYUBO KIM**, JUHUN SONG**,
YOUNGJUNE CHANG**, CHUNGHWAN JEON**[†]

*Graduate School of Mechanical Engineering, Pusan National Univ.

**School of Mechanical Engineering, Pusan National Univ., RIMT, PC3, Jangjeon-dong, Geumjeong-gu, Pusan 609-735 Korea

ABSTRACT

There are several types of compressors which are appropriate for hydrogen gas station. Diaphragm type of compressor is the one of them and it satisfies the requirements for that purpose in terms of maintaining gas purity and making high pressure over 700 bar. The objective of this study is to find an optimal design of oil distribution hole configuration. The number of holes is changed maintaining total cross-sectional area of holes. Five cases(1 hole, 4, 8,16 and 24 holes) were studied through Fluid Structure Interaction(FSI) analysis method. Gas and oil pressure, the deflection and stress of the diaphragm were analysed during compression and suction process respectively. There is no specific difference among the cases during compression. An additional deflection due to the existence of hole was found during suction for all case. But the highest deflection and stress were found in the 1 hole case. It was seen that 60% decrease of stress in magnitude in 24 hole case compare to the 1 hole case.

KEY WORDS : Hydrogen compressor(수소압축기), Oil distribution holes(오일분배홀), FSI analysis(연성해석)

1. 서 론

현재의 탄소를 기반으로 하는 석탄, 석유 등의 화석연료는 과도한 사용으로 대기오염 및 지구온난화에 많은 영향을 미치고 있으며, 또한 화석연료

는 자원 고갈이라는 문제점을 가지고 있다. 이러한 문제를 해결하고자 풍력, 태양에너지, 수소, 바이오매스 등의 신재생에너지가 주목받고 있다. 그중에서도 수소는 미래의 에너지 시스템에서 주요에너지 담체중 하나로 대두되고 있으며, 2030년경에는 수소를 에너지원으로 사용하는 수소·연료전

[†]Corresponding author : chjeon@pusan.ac.kr

지 자동차는 세계자동차 시장의 60%를 차지할 것으로 전망하고 있다. 국내에서는 수소에너지 인프라 구축의 일환으로 자동차충전용 수소 스테이션을 설치하고, 연료전지 자동차를 운용하는 수송용 연료전지 모니터링사업을 진행하고 있다¹⁻⁴⁾.

수소·연료전지 자동차가 기존의 자동차가 가지는 1회 주입 후 주행 가능거리인 500 km를 만족하도록 하기 위해서는 700 bar정도의 고압 수소 가스를 연료로 사용하여야 하며, 이를 위하여 수소 스테이션의 핵심기기인 수소압축기는 700 bar 보다 높은 압축성능이 필요하다⁵⁾. 다이어프램 수소 압축기는 왕복동식 압축기의 변형된 형태로 왕복동식 압축기보다 압축용량이 작다는 단점이 있지

만 700 bar이상의 고압 압축이 가능하고, 수소·연료전지 자동차가 요구하는 99.9%의 수소 순도를 유지할 수 있다는 장점이 있다.

그림 1은 다이어프램 압축기의 주요 구성요소를 보여주고 있다. 다이어프램 압축기는 hydraulic 구동부, 가스헤드부, 메탈 다이어프램으로 구분할 수 있다. Hydraulic 구동부는 모터, 피스톤, 피스톤 펌프, 오일 체크 밸브, 릴리프 밸브로 구성되어 수소 압축에 필요한 동력을 발생시킨다. 가스헤드부는 가스 체크밸브 및 가스플레이트로 구성되어 수소의 압축 역할을 하며, 메탈 다이어프램은 파손을 대비해 3장의 원형플레이트가 적층되어져 한 장의 플레이트가 파손되어도 가스와 오일의 밀폐를 유지할 수 있게 한다. 그림 2는 현재 상용화 되어있는 다이어프램 압축기이다.

본 논문과 관련된 종래의 연구를 살펴보면 Mark Sheplak⁶⁾은 고정된 원판의 대변형에 대해 변형하중 및 초기장력에 대해 넓은 범위에서 연구하였다. Mandar Keshpande⁷⁾은 전통적인 박판이론을 기초로 한 해석모델을 적용하여 다층구조의 원형 다이어프램 타입의 piezoelectric actuators에 대해 전압 및 일정압력에 의한 변형에 대해 연구하였다.

본 연구는 상용 유동 및 구조해석 프로그램인 ANSYS를 사용하여 다이어프램 압축기의 연성해석을 수행하고 이로부터 오일분배 홀의 패턴에 따른 압축기에 영향을 미치는 오일과 가스의 압력 및 다이어프램의 응력특성을 살펴보고자 한다. 그림 3은 상용화 되어 있는 다이어프램 압축기의 오일분배 홀 사진이다.

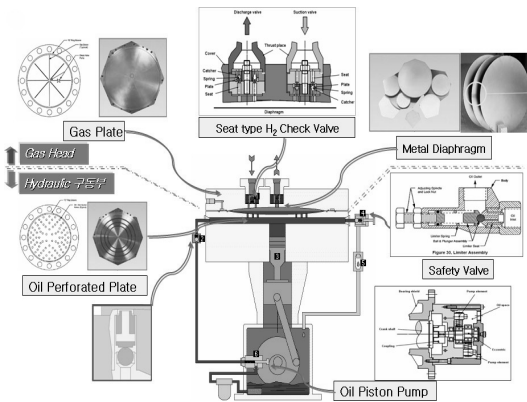


Fig. 1 Main components of diaphragm compressor

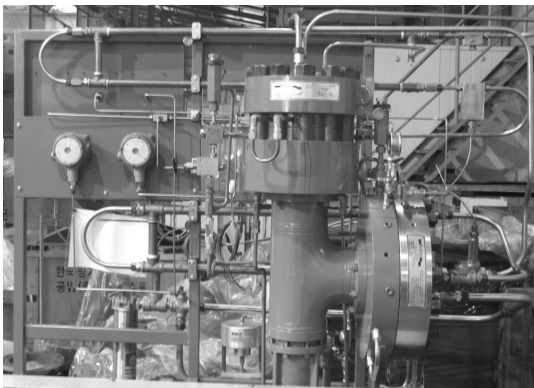


Fig. 2 Commercial hydrogen compressor

2. 수치해석

2.1 경계조건

본 연구에 사용된 해석모델은 53 bar의 수소를 450 bar로 압축하는 시스템이다. 압축기는 500 rpm으로 구동하고, 작동유체로 가스는 수소, 오일은 클리세롤을 사용하였다. 해석의 용이성을 위하여 압축기의 1/2 만을 모델링 하였다. 다이어프램

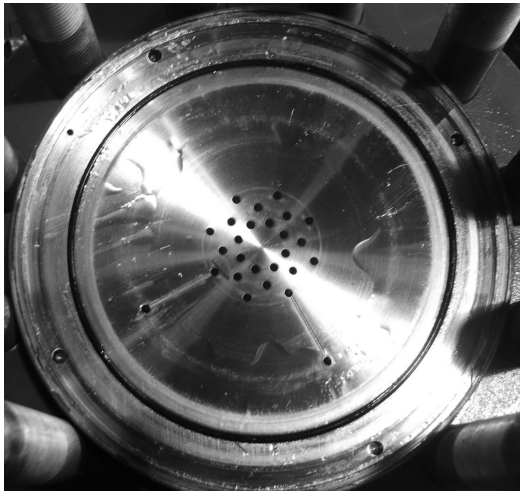


Fig. 3 Oil distribution holes

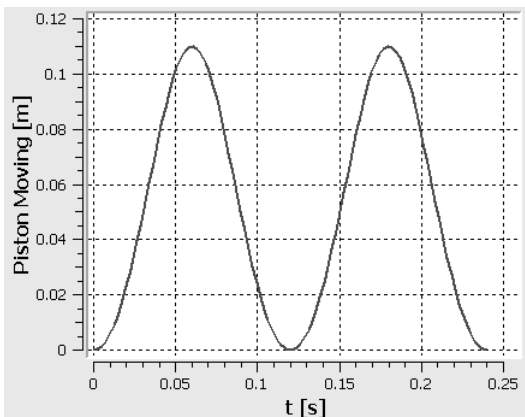


Fig. 4 Piston moving trace

의 재질은 부식과 산화에 뛰어난 특성을 보이는 300계열의 스테인리스 스틸 중에서 301을 사용하였으며⁸⁾, 다이어프램 3장을 적층하여 해석하였다⁹⁾.

압축기 내부의 유동은 압축성 난류유동으로 가정하였으며, 내부압력을 계산하기 위해서 사용된 지배방정식은 연속방정식과 운동량 및 에너지 보존 방정식이 사용되었다. 난류모델은 압축성 유동을 다루는데 적절하고 이미 공학적으로 타당성을 검증받은 $k-\epsilon$ 모델을 사용하였다.

다이어프램이 변형되지 않는 위치의 상태조건

을 해석의 초기조건으로 하였다. 초기압력을 계산하기 위하여 식 (1)을 사용하여 초기압력을 145 bar로 정하였다¹⁰⁾. 유동해석의 경계조건은 유체의 흡입·토출이 없기 때문에 모두 벽으로 설정하고, 열전달이 없는 단열조건을 적용하였다. 피스톤 헤드에 해당하는 면은 움직일 수 있도록 설정하여, 그림 4와 같은 시간에 따른 위치변화를 따라 움직일 수 있도록 하였다. 구조해석에서는 각 다이어프램 면과 캐비티 곡면이 해석과정 중 접촉하기 때문에 마찰조건으로 설정하였고 가스 및 오일이 접촉하는 다이어프램 면은 유동해석으로부터 압력이 전달될 수 있도록 하며, 다른 영역은 모델이 움직이지 않도록 고정조건으로 하였다. 해석결과는 수치해석 각 단계에서 종속변수들의 잔류값이 10^{-4} 이하에 도달하면 수렴한 것으로 간주하여 다음 단계로 넘어가도록 설정하였다.

$$P_f = \left(\frac{\rho_f}{\rho_i} \right)^k \times P_i \quad (1)$$

격자생성 프로그램인 ICEM-CFD를 이용하여 그림 5, 6과 같이 약 15만개, 5만개의 격자를 생성하여 유동해석과 구조해석에 사용하였다. 연성해석의 용이성을 위하여 구조해석에서의 다이어프램 면의 노드와 이에 접하는 유동해석의 가스 및 오일의 접촉면의 노드를 동일하게 하였다.

2.2 해석조건

압축기 설계에 있어서 많은 변수들이 있지만 본 연구에서는 오일분배 홀의 패턴이 다이어프램 압축기에 미치는 영향의 알아보기 위하여 기본적으로 면적이 316.86 mm^2 으로 동일한 $1(D=20.086 \text{ mm})$, $4(D=10.043 \text{ mm})$, $8(D=7.1 \text{ mm})$, $16(D=5.02 \text{ mm})$, $24(D=4.1 \text{ mm})$ 개의 홀을 가지는 5가지 모델에 대해 수치해석을 수행하였다.

연성해석은 압축과정 중 다이어프램이 변형되지 않는 위치에 도달하는 시점부터 시작하여 압축이 끝나는 시점까지 수행하여 가스 및 오일의 압

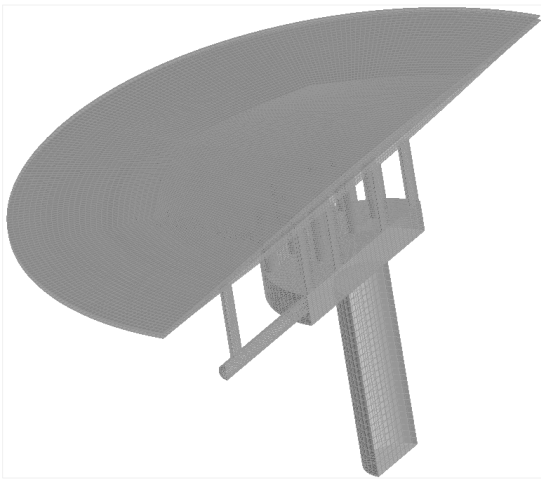


Fig. 5 Computational grid for fluid analysis

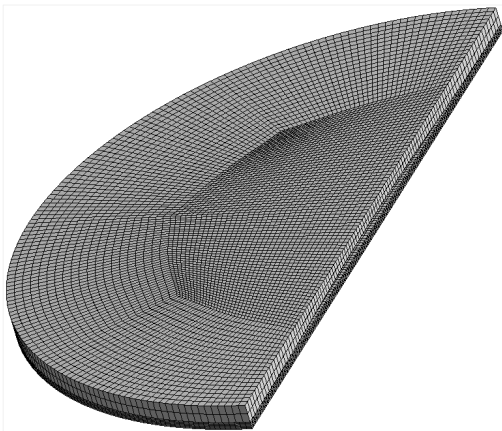
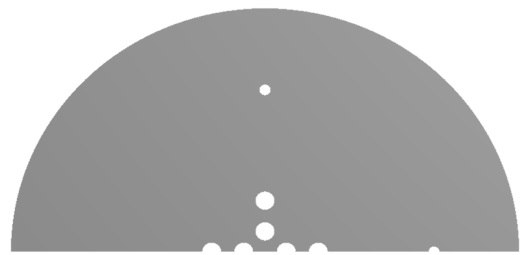


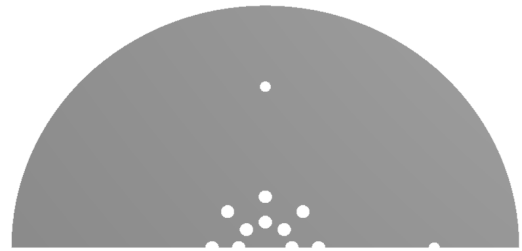
Fig. 6 Computational grid for structure analysis

력, 다이어프램의 수직변위 및 응력을 살펴본다. 또한 실제로 압축기는 목표 압에 도달하면 수소를 토출 하지만 본 연구에서는 토출은 없다고 가정하여 해석을 수행하였다.

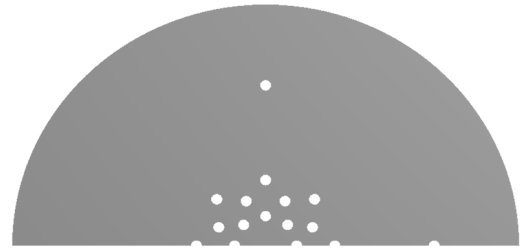
그림 7과 같이 각 모델에 대해 오일헤드 부를 모델링하여 수소 흡입시의 다이어프램에 대한 단순 구조해석을 수행하여, 다이어프램의 수직변위와 응력을 살펴보았다.



(a) 8 Hole



(b) 16 Hole



(c) 24 Hole

Fig. 7 Modeling for structure analysis

3. 수치해석 결과

3.1 연성해석 결과

그림 8은 다이어프램 중심에서의 압축과정 동안의 수직변위를 나타내고 있다. 홀의 개수가 1, 4, 8, 16, 24개인 모델에 대한 결과이며, 수직변위를 가스헤드의 최대높이인 $Y_{0,gas}$ 및 시간을 해석시간으로 나누어 무차원화 하였다. 압축 초기에는 다이어프램 중심에서의 변위가 유사한 변화를 보이며, 압축이 진행될수록 각 모델별로 수직변위의 차이가

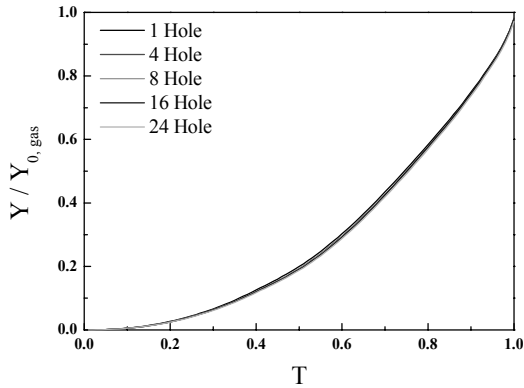
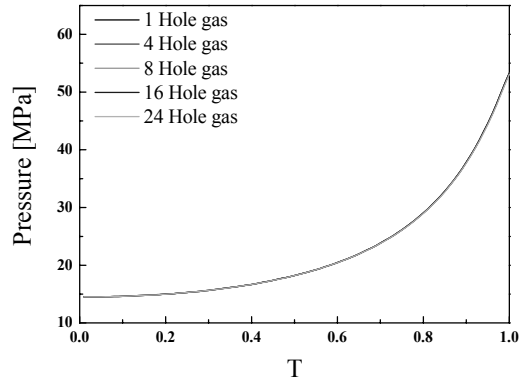


Fig. 8 Normalized vertical deflection at center as a function of time for several pattern of distribution holes



(a) Gas pressure variation

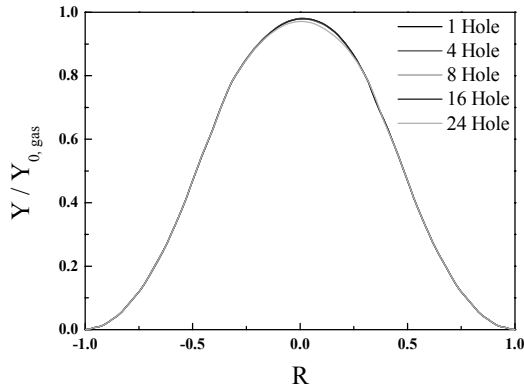
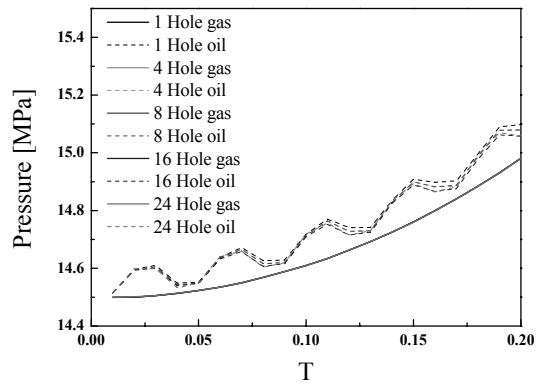


Fig. 9 Normalized vertical deflection along radius as a function of radial distance for several pattern of distribution holes



(b) Oil & gas pressure variation

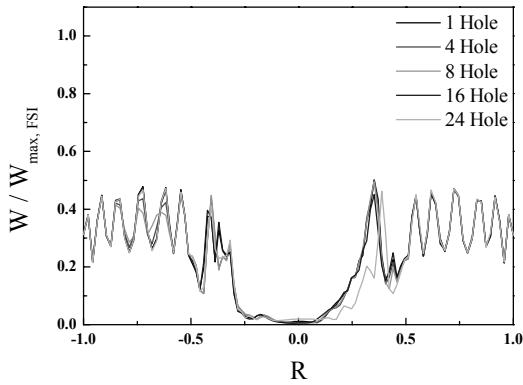
Fig. 10 Pressure variation as a function of normalized time for several pattern of distribution holes

커지다가 압축이 종료되는 시점에서는 다시 줄어드는 것을 볼 수 있다. 이는 피스톤 속도 증가에 의한 홀에 흐르는 유체의 속도 증가와, 홀의 배치에 의한 영향이라고 볼 수 있다. 그림 4와 같이 해석에 사용된 피스톤의 움직임에 의한 피스톤의 최고 속도는 약 2.9 m/s이며, 이때 홀에 흐르는 유체의 속도는 약 5 m/s로 5개 모델에서 유사한 속도 분포를 보여준다. 피스톤의 면적이 약 300 mm²으로 홀의 총 단면적 보다 작지만, 홀에서 벽면과의 마찰 영향으로 유체의 속도가 피스톤의 속도보다 높아진다. 5개 모델에서 유체의 속도가 유사하게 나타나지만, 유체의 힘이 다이어프램 중심에 가장 큰

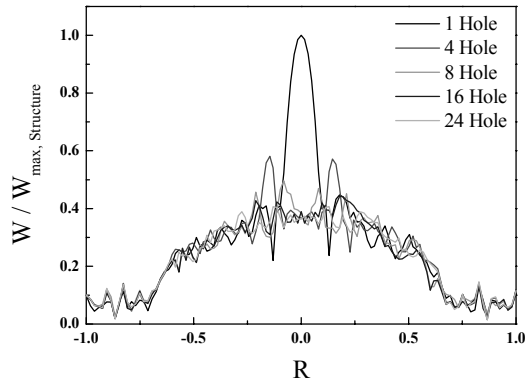
영향을 줄 수 있는 홀의 배치를 가진 1홀 모델에서 해석과정 중에 가장 큰 수직변위를 보여주며, 반대로 가장 작은 영향을 주는 24홀 모델에서 가장 작은 수직변위를 보여준다고 사료된다.

그림 9는 압축종료 시점의 다이어프램 반경방향의 수직변위이며, 반경 및 변위를 무차원화 하였다. 다이어프램 반경의 1/3 지점까지는 5개 모델에서 다이어프램이 가스헤드 곡면에 밀착된 상태이고, 이 지점부터 중심까지는 5개 모델에서 헤드 곡면에 밀착하지 않고, 모델별로 변위의 차이를 보여주고 있지만 그 차이는 작은 것을 볼 수 있다.

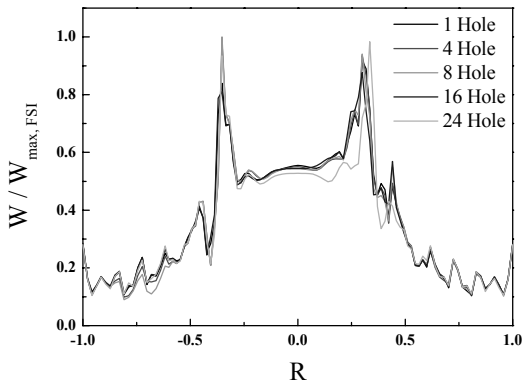
가스 및 오일의 압력 변화를 그림 10에서 보여



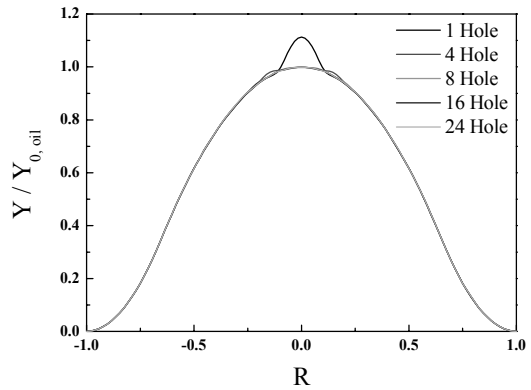
(a) Oil side diaphragm stress



(a) Normalized stress as a function of radial distance for several pattern of distribution holes



(b) Gas side diaphragm stress



(b) Normalized deflection as a function of radial distance for several pattern of distribution holes

Fig. 11 Normalized diaphragm stress as a function of radial distance for several pattern of distribution holes

Fig. 12 Diaphragm stress and deflection with structure analysis

주고 있다. (a)는 가스의 압력변화를 보여주고 있으며, (b)에서는 오일 및 가스의 압축과정 초기의 압력변화를 보여주고 있고 오일의 압력은 가스의 압력보다 큰 값을 가지며, 맥동을 치면서 압력이 상승하는 것을 볼 수 있다.

그림 11은 다이어프램 반경방향에 대한 가스 및 오일 측의 응력을 최대응력 $W_{max,FSI}$ 로 나누어 무차원화 하였다. (a)와 (b)에서 보면 5개 모델이 유사한 응력특성이 나타나는 것을 볼 수 있다. 오일 반경의 1/3 지점에서 응력이 급격히 감소하는 것을 볼 수 있다. 가스 측에서는 응력이 외가에서부터 중심으로 갈수록 커지는 특성을 보이며, 오일

측과는 반대로 반경의 1/3 지점에서 최대응력이 발생하는 것을 볼 수 있다. 이것은 반경의 1/3 지점에서 다이어프램이 헤드 곡면과 분리되는 영향에 의해 이와 같은 응력특성이 나타난다고 사료된다.

3.2 구조해석 결과

그림 12-(a)는 다이어프램 반경방향에 대한 오일헤드에 접하는 면의 응력을 최대응력 $W_{max,Structure}$ 로 나누어 무차원화 하였다. 응력이 다이어프램 외각에서부터 중심으로 갈수록 증가하며 홀의 중심에서 응력집중이 발생한 것을 볼 수 있다. 1홀 모델에서 최대응력이 발생한다. 4홀 모델에서는 40%,

8홀 모델에서는 50%, 16홀과 24홀 모델에서는 각각 55%와 60%정도 응력이 감소한다.

그림 12-(b)는 수직변위를 오일헤드의 높이 Y_0 , oil로 나누어 무차원화 한 것으로, (a)에서 나타나는 응력특성을 (b)의 결과로 분석가능하다. 오일헤드 곡면에 의해 다이어프램의 수직변위는 결정되고, 중심에서 최대수직변위 $Y_{0,oil}$ 가 나타난다. 하지만 오일헤드에는 홀이 존재하여, 오일헤드 곡면에 의한 변위를 제외한 추가변위가 발생하게 된다. 일반적으로 원형박판의 변형이론에서 힘과, 직경, 변위의 관계에서 변위와 직경이 서로 비례한다는 것을 알 수 있다. 따라서 홀이 오일헤드의 중심에 위치하고 직경이 가장 큰 1홀 모델에서 설계된 최대 수직변위 $Y_{0,oil}(2.37 \text{ mm})$ 보다 큰 변위(2.64 mm)가 발생한다. 이러한 홀에서의 추가적인 변위로 인해 응력집중이 발생한다고 사료된다.

4. 결 론

다이어프램식 수소압축기의 오일분배 홀의 패턴에 따른 다이어프램의 응력, 수직변위 및 가스 및 오일의 압력특성에 대하여 수치해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 오일분배 홀의 패턴에 따라서 피스톤 속도가 증가할 때 다이어프램의 변형에 영향을 주는 것을 볼 수 있었고, 헤드 곡면이 다이어프램의 변형에 가장 큰 영향을 주는 것을 알 수 있었다.
- 2) 다이어프램에 발생하는 응력이 맥동의 형태로 나타난다. 다이어프램 외각에서는 오일 측의 응력이 높게 형성되며, 다이어프램이 헤드 곡면과 분리되는 반경의 1/3 지점에서 가스 측에 응력 집중이 발생하며 이 지점부터는 가스 측의 응력이 오일 측보다 높게 형성되는 것을 볼 수 있었다.
- 3) 1홀 모델에서 가장 큰 추가변위가 생기며, 이에 의해서 1홀 모델에서 최대응력이 발생하는 것을 볼 수 있다. 동일 단면적을 기준으로 홀의 개수가 많아지면 개별 홀의 직경이 줄어들어

추가변위가 작아지며, 따라서 응력의 크기가 줄어드는 것을 알 수 있었다. 이상의 결과들은 다이어프램 압축기를 설계하는데 있어서 중요한 자료로 활용할 수 있을 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 산업자원부의 수소·연료전지사업단 및 2단계 BK21 사업의 지원을 받아 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

- 1) K. J. Shim, C. S. Yi, 2007, "Numerical Analysis on the Pressure Characteristics in a Snubber for Hydrogen Compressor", Journal of Korean Society for Power system Engineering, Vol. 11, No. 1, pp. 76-81.
- 2) S. Shayegan, D. Hart, 2006, "Analysis of the cost of hydrogen infrastructure for buses in London", Journal of Power Sources, Vol. 65, pp. 62-75.
- 3) J. Y. Kim, I. Moon, 2008, "Strategic design of hydrogen infrastructure considering cost and safety using multiobjective optimization", Journal of HYDROGEN ENERGY, Vol. 33, pp. 5887-5896.
- 4) J. Y. Kim, Y. H. Lee, 2008, "Optimization of a hydrogen supply chain under demand uncertainty", Journal of HYDROGEN ENERGY, Vol. 33, pp. 4715-729.
- 5) T. H. Lee, M. J. Kim, 2008, "Experimental and Numerical Study on the Hydrogen Refueling Process", Korean Hydrogen and New Energy society, Vol. 18, No. 3, pp. 342-347.
- 6) M. Sheplak, J. Dugundji, 1998, "Large Deflections of clamped Circular Plates Under Initial Tension and Transitions to

- Membrane Behavior”, *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 65, pp. 107-115.
- 7) M. Deshpande, L. Saggere, 2007, “An analytical model and working equations for static deflections of a circular multi-layered diaphragm-type piezoelectric actuator”, *Sensors and Actuators*, Vol. 136, No. 2, pp. 673-689.
- 8) M. D. Dovanni, 1982, “Flat and Corrugated Diaphragm Design Handbook”, Taylor&francis, pp. 29-40.
- 9) H. P. Bloch, 2006, “A practical guide to compressor technology”, John Wiley, pp. 121-128.
- 10) A. A. Sathe, 2008, “Analytical model for an electrostatically actuated miniature diaphragm compressor”, *Journal of Micro-mechanics and Microengineering*, Vol. 18, p. 11.