Check for updates

Journal of Hydrogen and New Energy, Vol. 36, No. 5, 2025, pp. 520~527
DOI: https://doi.org/10.7316/JHNE.2025.36.5.520

JHNE
pISSN 1738-7264 • eISSN 2288-7407

액화수소 펌프 구조 및 내부 유로 유한요소해석 및 설계

김현세† · 함영복 · 박중호

한국기계연구원 탄소중립기계연구소

Finite Element Analysis and Design of a Structure and an Inner Flow Path of a Liquid Hydrogen Pump

HYUNSE KIM†, YOUNG-BOG HAM, JUNG-HO PARK

Research Institute of Carbon Neutral Energy Machinery, Korea Institute of Machinery and Materials, 156 Gajeongbuk-ro, Yuseong-gu, Daejeon 34103, Korea

†Corresponding author :
hkim@kimm.re.kr

Received 4 September, 2025
Revised 11 October, 2025
Accepted 13 October, 2025

Abstract >> Recently, as climate crisis has arisen, various researches about clean energy are actively performed. One of promising solutions is hydrogen energy, which only emits water when it is used in fuel cell electric vehicles. For carrying and storing them, high pressure pumps are necessary. In this article, a reciprocating liquid hydrogen pump is designed using a finite element method (FEM). Flow analysis results showed that the maximum flow velocity of a Y-type (37° angle) decreased to 1.1 m/s by 38.9% compared to a T-type of 1.8 m/s. Whereas, the maximum pressure of a Y-type (48° angle) decreased to 297.0 Pa by 59.4% compared to a T-type of 731.5 Pa. This result can be applied to design the pump more effectively.

Key words : Liquid hydrogen pump(액화수소 펌프), Finite element analysis(유한요소 해석), Flow analysis(유동 해석), Reciprocating(왕복동), Flow path(유로)

1. 서 론

근래의 기후 변화 위기에 대응하기 위한 청정에너지(Clean Energy)에 대한 연구가 다양하게 이루어지고 있다. 그 중에 자동차 등 운송수단의 화석연료를 대체하기 위한 수소에 대한 관심이 높은 상황이다. 수소를 연료로 사용할 경우 전기를 발생시켜 모터를 구동하므로 배기가스가 없고 물이 발생하여 대기오염을 줄일 수 있는 장점이 있다.

수소를 저장하고 운송할 때 가스 상태의 수소(Gaseous Hydrogen, GH_2), 액체 상태의 수소(Liquid Hydrogen, LH_2), 극저온 압축 기체 수소(Cryo-compressed Hydrogen) 등을 이용한다[1,2]. 특히 수소를 이용하는 연료전지(Fuel-Cell) 자동차는 보다 먼 거리를 주행할 수 있는 연료를 빠른 시간에 충전하는 것이 중요하다[3]. 그러므로 밀도가 좀 더 높은 극저온 압축 기체 수소 방식이 유리하다. 또한 가스 상태보다 액체 상태일 때 부피가 작으므로 저장 장소 및 이

송 탱크 용량을 덜 차지하는 장점이 있다.

가스 상태 수소의 이송 방법으로는 파이프라인(Pipeline)이나 탱크 트레일러(Tank Trailer)를 이용한다. 미국과 같이 땅이 넓은 경우는 파이프라인을 사용하기도 한다. 일반적으로는 튜브 탱크(Tube Tank) 트레일러가 사용된다[4].

액체 수소의 이송 및 저장에 필수적인 부품이 고압 펌프이다[5]. 이러한 고압 펌프는 크게 원심 펌프 (Centrifugal Pump)와 왕복동 펌프(Reciprocating Pump)로 나눌 수 있다. 왕복동 펌프 방식이 90 MPa에 이르는 고압에 더 적합하다[6].

기존에 개발된 액체 수소 펌프로는 Linde 사에서 출시한 제품이 있으며, 최대 압력은 87.5 MPa이며 평균 유량은 93 kg/h이다[6]. 이 회사의 펌프를 이용하여 Petitpas 등은 70 MPa에서 액화수소를 극저온 압력 용기에 456회 저장하는 실험을 수행한 연구를 발표하였다[7].

한편 액체 수소 펌프는 고압에서 작동하므로, 실린더 내의 피스톤과 벽면 사이의 누설을 줄여 주는 것이 중요하다. 이에 본 연구팀에서는 유한요소법(Finite Element Methods, FEM)을 이용하여 누설량을 예측한 바 있다[8]. 누설을 막기 위해 Baart 등은 펌프에 Radial Lip Seal을 사용한 연구를 진행하였다[9]. Shi 등은 회전(Rotary) Lip Seal을 사용하여 펌프의 성능을 예측하는 이론적인 해석을 수행하였다[10].

그리고 Ko 등은 액체 수소용 이중 진공 단열 저장용기 내부의 유동 해석을 하여 구조 변화에 대한 예측을 하였다[11]. 그러나 FEM을 이용하여 왕복동 펌프의 구조 및 유로해석을 한 경우는 많지 않은 상황이다. 또한 누설을 막는 Seal에 대한 해석도 미진한 편이다.

본 연구에서는 기존의 왕복동 펌프와는 다른 구조이며 90 MPa까지 압축할 수 있는 펌프를 개발하고자 하였다. 이를 위해 상용 소프트웨어인 Ansys (Ansys, Canonsburg, PA, USA)를 이용하여 액화수소 펌프 챔버의 구조 및 Lip Seal의 구조 해석을 수행하였다. 또한 내부 유로의 유한요소해석을 통해 설계를 진행하였다.

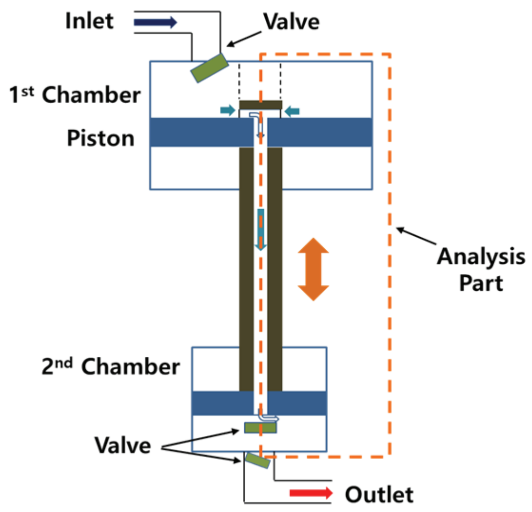


Fig. 1. Liquid hydrogen pump structure

2. 액화수소 펌프 구조 해석

2.1 액화수소 펌프 구조

액화수소 펌프의 구조가 Fig. 1에 나와 있다. 외부로부터 유입된 수소는 체크밸브를 지나 첫 번째 챔버(Chamber)에서 1차 압축된다. 그리고 상승된 압력의 수소는 내부 유로를 지나 다시 2차 챔버에서 재가압되어 90 MPa까지 압력을 올릴 수 있게 된다. 본 압축기는 왕복동 방식이며 1차 챔버와 2차 챔버의 피스톤에 동시에 동력을 전달하는 구조로 되어 있다. 다음 절에서는 2차 챔버의 외벽에 가해지는 압력에 의해 일어나는 변형을 예측하고자 한다.

2.2 펌프 챔버 구조 해석

2차 챔버 구조 해석 모델이 Fig. 2에 나와 있다. 벽면의 일부인 얇은 사각형 쉘(Shell)을 해석하고자 하였다. 해석은 상용 소프트웨어인 Ansys를 사용하였고, 경계 조건이 주어진 모델이 Fig. 3에 나와 있다. 사용한 요소(Element)는 Shell208이었고 사용한 재료는 Stainless (SUS) 316L이고 상온에서의 물성치는 Table 1에 나와 있다[12]. 경계 조건으로 Cap Force,

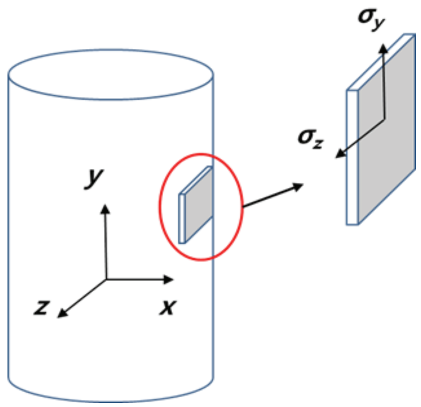


Fig. 2. Structure analysis part of a pump chamber

Table 1. Material properties of SUS 316L at room temperature

Item	Property
Modulus of Elasticity	193 GPa
Poisson Ratio	0.3

즉 원통 형상으로 가정한 챔버 상단의 내부 힘은 아래 식에서 구하였다.

$$F = P \cdot A = P \cdot (\frac{\pi}{4} d^2) \quad (1)$$

여기서 F는 챔버의 Cap Force, P는 내부 압력, d는 지름이다. 1차 챔버의 경우 내부 압력 P_1은 0.6 MPa, 지름 d_1은 0.084 m이며, Cap Force F_1은 식 (1)로부터 3.3 kN이 된다. 마찬가지로 2차 챔버의 경우 P_2는 90.0 MPa, d_2는 0.060 m이며, F_2는 254.3 kN이 된다.

FEM 해석 결과 1차 가압 챔버의 경우 y 방향 응력 σ_{y1} = 1.3 MN/m^2, z 방향 응력 σ_{z1} = 2.5 MN/m^{2}이 나왔다. 그리고 2차 가압 챔버 압력 P_2 = 90.0 MPa 일 때, σ_{y2} = 45.0 MN/m^2, σ_{z2} = 90.0 MN/m^{2}을 얻을 수 있었다.

이제 구한 응력을 이용하여 다음 식들을 이용하여 변위를 계산할 수 있다[13].

$$\epsilon = \frac{\sigma}{E} \quad (2)$$

여기서 ε는 변형률 σ는 응력 E는 탄성계수(Modulus of Elasticity)이다. 1차 가압 챔버의 경우 y 방향 변형률 ε_{y1} = 1.3 MN/m^2 / 193 GPa = 6.7×10^{-6}이 된다. 그리고 z 방향 변형률 ε_{z1} = σ_{z1} / E = 2.5 MN/m^2 / 193 GPa = 13.0×10^{-6}을 얻을 수 있다. 마찬가지로, 2차 챔버의 경우 y 방향 변형률 ε_{y2} = σ_{y2} / E = 450.0 MN/m^2 / 193 GPa= 233.2×10^{-6}이다. 또한 z 방향 변형률 ε_{z2} = σ_{z2} / E = 90.0 MN/m^2 / 193 GPa = 466.3×10^{-6}로 나온다. 다음 식을 이용하여 이 값들을 대입하면 변형량 ΔL을 구할 수 있다[12].

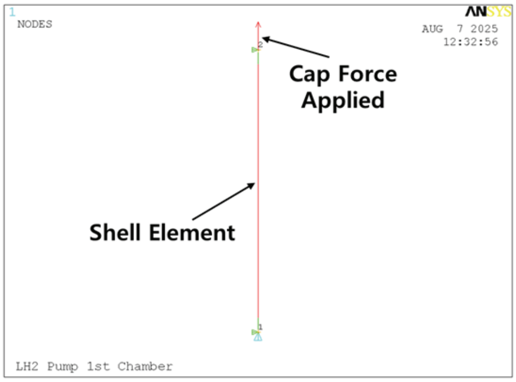


Fig. 3. Analysis model of a shell element

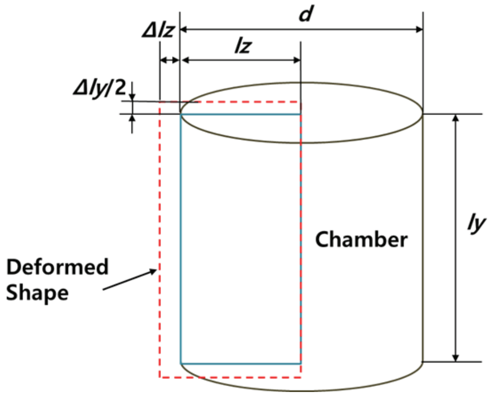


Fig. 4. Parameter definitions for a chamber analysis

$$\Delta L = \epsilon \cdot L \quad (3)$$

여기서 L은 변형 전의 길이이다. Fig. 4에 설계 변수들의 정의가 나와 있다. 1차 가압 챔버의 경우 변형량 Δl_{y1} = l_{y1} × ε_{y1} = 0.150 × 6.7×10^{-5} = 1.0 μm이 나온다. 그리고 Δl_{z1} = l_{z1} × ε_{z1} = d_1 / 2 × ε_{z1} = 0.084 /

$2 \times 13.0 \times 10^{-6} = 0.5$ μm이다. 또한 2차 챔버의 경우 변형량 $\Delta l_{y2} = l_{y2} \times \varepsilon_{y2} = d_2 / 2 \times \varepsilon_{z1} = 0.150 \times 233.2 \times 10^{-6} = 35.0$ μm이다. 또한 $\Delta l_{z2} = l_{z2} \times \varepsilon_{z2} = 0.030 / 2 \times 466.6 \times 10^{-6} = 14.0$ μm임을 알 수 있다.

결론적으로 누설에 영향을 주는 z방향 변형량은 1차 챔버의 경우 최대 변형량은 $\Delta l_{z1} = 1.0$ μm, 2차 챔버의 경우 최대 변형량은 $\Delta l_{z2} = 14.0$ μm 로 나와서, 2차 챔버의 누설에 대비한 설계가 필요함을 알 수 있었다.

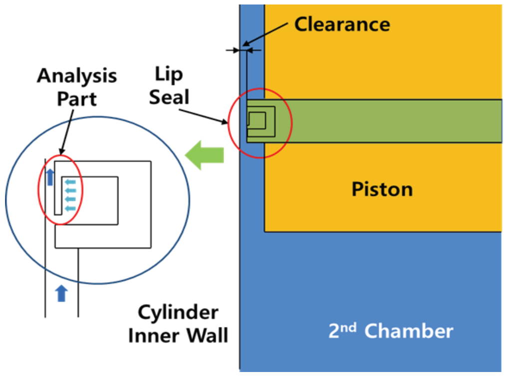
2.3 Lip Seal 구조 해석

앞 절에서 계산한 바와 같이 35.0 μm의 변위가 발생할 경우 누설이 발생할 수 있으므로 적절한 대비책이 필요하다. 그 중에 하나로 밀폐가 가능한 Lip Seal을 선정하였고, 이를 FEM으로 설계하고자 하였다.

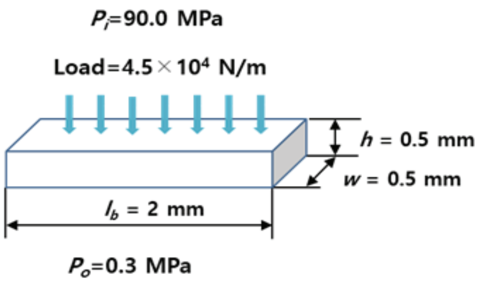
Lip Seal의 해석하고자 하는 부분의 형상이 Fig. 5(a)에 나와 있다. Lip Seal은 내부 벽면과 피스톤 사이에 위치하여, 액화 수소의 누설을 방지하는 역할을 한다. 피스톤에 설치하여 압력이 가해지면 변형이 일어나서 밀착할 수 있게 해주는 역할을 한다. 해석을 위해 빔 형상으로 모델링하였다. 상부 하중 p_i는 90.0 MPa, 하부 하중 p_o는 0.3 MPa이므로 분포하중 p_d는 아래와 같이 구할 수 있다.

$$P_d = \Delta P \cdot w = (P_i - P_o) \cdot w \tag{4}$$

여기서 w는 빔의 폭이다. 그러므로 $p_d = 4.5 \times 10^4$ (N/m)을 얻을 수 있다. 압력과 하중 및 치수가 Fig. 5(b)에 나와 있다. 사용한 요소는 Beam3이고 재료는

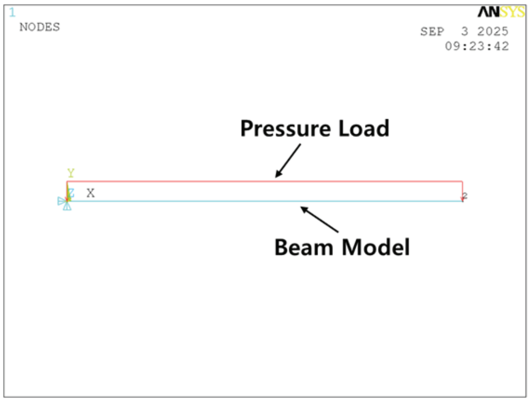


(a)

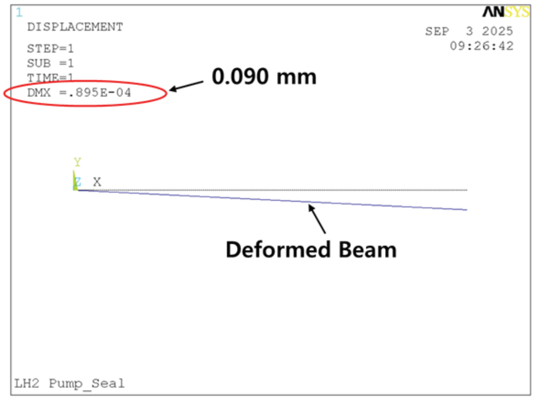


(b)

Fig. 5. (a) Structure and (b) analysis model of a pump lip seal



(a)



(b)

Fig. 6. (a) Analysis model and (b) result of a pump lip seal

역시 SUS 314L로 선정하였다.

분포하중 로드 (Load)를 가한 해석 모델이 Fig. 6(a)에 보여지고 있으며, 해석 결과는 Fig. 6(b)와 같이 끝단이 90 μm 휘어짐을 알 수 있었다. 즉 설계한 Lip Seal이 개발 된다면 펌프 내벽과 실린더 사이에 위치하여, 주어진 압력 차에서 충분한 실링(Sealing) 효과를 낼 수 있다고 보여진다.

본 연구팀은 2-6 μm 크기의 미세한 틈으로 새는 누설량을 해석한 바 있으며, 2 μm의 틈에서 누설유량은 0.09 kg/h, 그리고 6 μm일 때는 2.20 kg/h로 예측되었다. 이때 펌프의 체적효율을 계산한 결과, 2 μm의 경우에는 99.9%, 6 μm일 때는 97.9%로 계산되었으며, 최대한 누설을 줄여 틈이 2 μm 이하는 되어야 바람직하다고 판단된다[8].

3. 유로 유한요소해석

액화 수소 펌프는 고압으로 압축을 해주어야 하므로, 1차와 2차의 가압 과정을 거친다. 1차 가압이 이루어진 후 2차 챔버로 이동하는 유로의 설계가 중요하다. 이에 본 장에서는 T자형 유로의 경우 지름 t_1 = 6 mm일 때와 t_2 = 10 mm인 경우, Y자형의 경우는 기울기가 θ_1 = 37°인 경우와 θ_2 = 48°인 경우 각각 두가지에 대해 해석하고 결과를 비교하였다. Fig. 7(a)에 해석 변수의 정의가 나와 있다.

해석에 사용한 요소는 Fluid141이고 물성치는 Table 2에 나와 있다. 이 물성치는 압력이 90 MPa 온도는 –73℃ (200 K) 일 때의 값이다[14]. 해석 조건은 피스톤의 위치가 바닥면으로부터 50 mm일 때, 그리고 이동 속도는 0.432 m/s일 때로 가정하였다. T자형이며 유로가 Φ 6 mm인 경우의 해석 모델이 Fig. 7(b)에 나와 있다. 이 경우 격자 (Mesh)의 크기는 1 × 1 mm (가로 × 세로)이고, 전체 격자 수는 6810개였다.

Table 2. Material Properties of Hydrogen

Item	Property
Density	60 kg/m^3
Viscosity	0.007

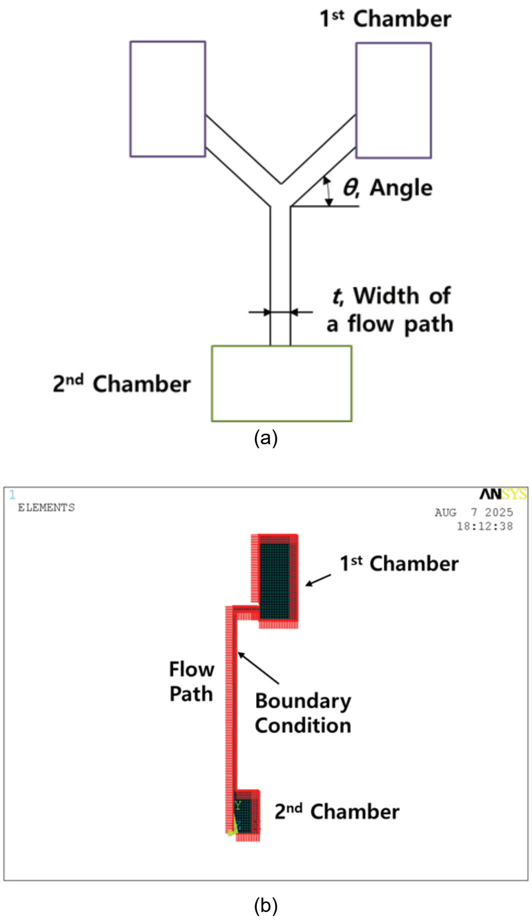
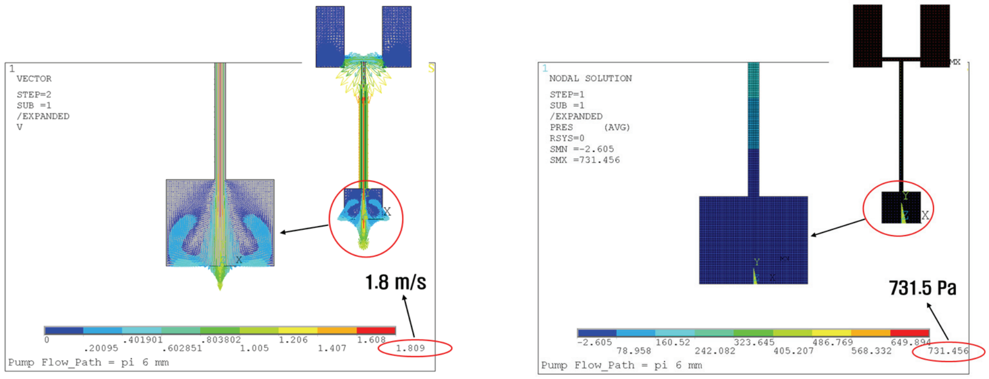


Fig. 7. (a) Parameter definitions of a flow analysis and (b) the analysis model

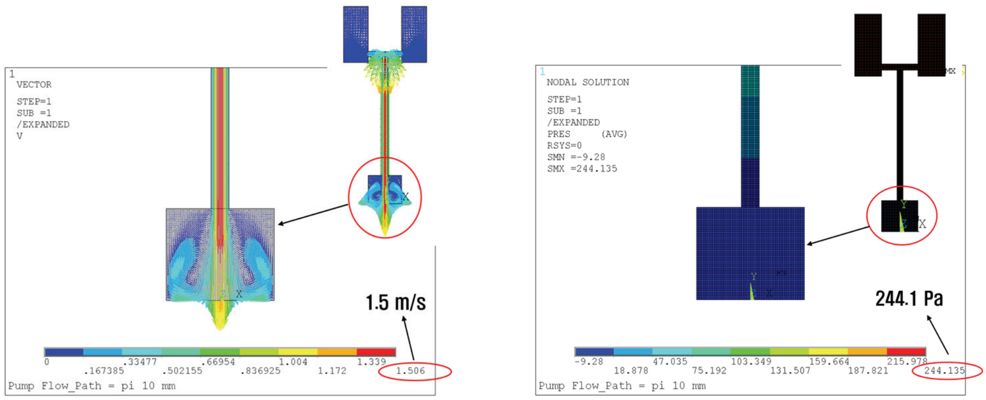
해석 결과가 Figs. 8-11에 보여지고 있다. 우선 유속을 살펴보면 유로가 Φ 6 mm에서 Φ 10 mm로 늘어나게 되면 최대값이 1.8 m/s에 1.5 m/s로 16.7% 감소함을 알 수 있다(Figs. 8(a), 9(a)). 또한 최대 압력은 731.5 Pa에서 244.1 Pa로 66.6%로 확연히 감소하였다(Figs. 8(b), 9(b)). 이 결과는 유로의 폭이 넓어지면 좀 더 낮은 손실 저항을 보여줌을 알 수 있다.

다음으로 T자형과 기울기가 주어진 Y자형의 경우를 살펴보면, 최대 유속은 T형에서 37°로 바뀌게 되면 1.1 m/s로 38.9% 줄어든다(Fig. 10(a)). 그리고 최대 압력은 48°인 경우 297.0 Pa로 59.4%로 감소하였다(Fig. 11(b)). 그러므로 가능한 경우 Y자형으로 설계한다면 유로저항을 줄여 줄 수 있을 것으로 보인다.



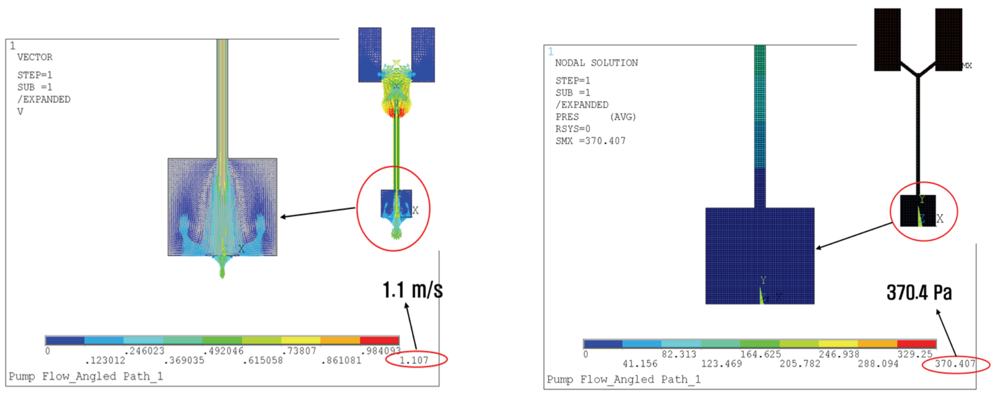
(a) (b)

Fig. 8. Analysis results of a 6 mm path: (a) velocity and (b) pressure



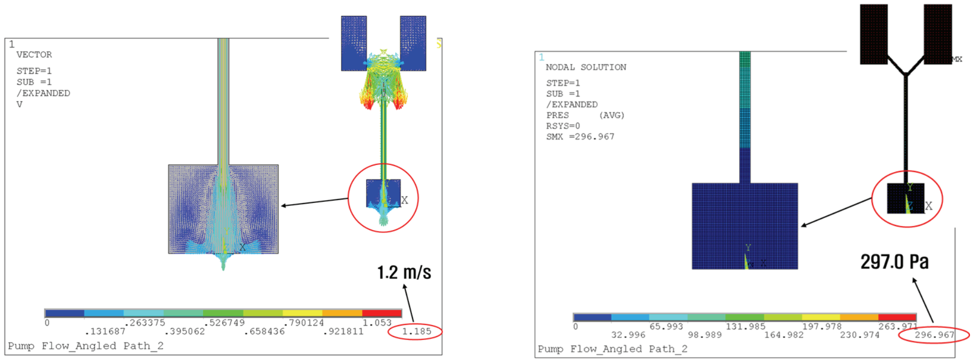
(a) (b)

Fig. 9. Analysis results of a 10 mm path: (a) velocity and (b) pressure



(a) (b)

Fig. 10. Analysis results of an angled path (37°): (a) velocity and (b) pressure



(a) (b)

Fig. 11. Analysis results of an angled path (48°): (a) velocity and (b) pressure

4. 결 론

본 논문에서는 액화수소용 펌프의 챔버 구조와 Lip Seal의 구조 해석을 수행하였다. 또한 내부 유로를 변경해 가면서 유한요소해석을 통해 설계를 진행하였다. 그 결과는 다음과 같다.

(1) 압력이 주어졌을 경우 챔버의 변형량을 계산하였으며, 누설에 영향을 주는 z방향 변형량은 1차 챔버의 경우 최대 변형량은 Δl_{z1} = 1.0 μm, 2차 챔버의 경우 최대 변형량은 Δl_{z2} = 14.0 μm로 구했다. 그러므로 2차 챔버의 누설에 대비한 설계가 필요하게 되었다.

(2) 누설을 막기 위한 Lip Seal을 선정하였고, 이를 FEM으로 설계하였다. 해석 결과 끝단이 90 μm 휘어짐을 알 수 있었고, 펌프 내벽과 실린더 사이에 위치하여, 실링 효과를 기대할 수 있다.

(3) 마지막으로, 1차 가압이 이루어진 후 2차 챔버로 이동하는 유로의 설계를 진행한 결과, 유로의 폭이 넓어질 때, T자형보다는 Y자형에서 좀 더 낮은 손실 저항을 보여줌을 알 수 있었다.

위의 결과를 활용하여, 향후 수소펌프의 상세설계를 진행한다면, 효율적인 제작이 가능할 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부 한국에너지기술평가원 과제의 지원으로 수행 되었습니다 (과제번호: 2020 3010040020, 제목: 액화수소 충전소용 100 kg/h, 90MPa급 극저온 왕복동 펌프 개발).

References

1. P. Singh, A. K. Agarwal, A. Thakur, and R. K. Sinha, “Challenges and opportunities in green hydrogen production”, Springer, Berlin, Germany, 2024, pp. 498-501, doi: https://doi.org/10.1007/978-981-97-1339-4.
2. M. Klell, H. Eichlseder, and A. Trattner, “Hydrogen in automotive engineering - production, storage, application”, Springer, Berlin, Germany, 2023, pp. 107-114, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-658-35061-1.
3. B. Zohuri, “Hydrogen energy - Challenges and solutions for a cleaner future”, Springer, Berlin, Germany, 2019, pp. 160-163, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-319-93461-7.
4. R. Moradi and K. M. Groth, “Hydrogen storage and delivery: review of the state of the art technologies and risk and reliability analysis”, International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 44, No. 23, 2019, pp. 12254-12269, doi: https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.03.041.
5. J. Li, A. Ramteke, E. Youn, E. Hansen, K. Kratschmar, A. Prakash, J. Stager, and A. Y. Ku, “Liquid pump-enabled hydrogen refueling system for heavy duty fuel cell vehicles: Pump performance and J2601-compliant fills with precooling”, International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 46, No. 42, 2021, pp. 22108-22029, doi: https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2

021.04.043.

6. J. Yang, Y. Wang, J. Wang, J. Wu, H. Wu, W. Li, T. Yu, Y. Han, W. Lu, Z. Xing, J. Jiang, S. Zhu, M. Xue, and C. Zhang, "Liquid hydrogen refueling stations: a review on process layouts, pump technology, and cold energy utilization", International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 137, 2025, pp. 260-280, doi: https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2025.05.130.
7. G. Petitpas and S. M. Aceves, "Liquid hydrogen pump performance and durability testing through repeated cryogenic vessel filling to 700 bar", International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 43, No. 39, 2018, pp. 18403-18420, doi: https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2018.08.097.
8. H. Kim and Y. B. Ham, "Prediction of a leakage in a liquid hydrogen pump using a finite element method", Journal of Hydrogen and New Energy, Vol. 34, No. 3, 2023, pp. 292-296, doi: https://doi.org/10.7316/JHNE.2023.34.3.292.
9. P. Baart, P. M. Lugt, and B. Prakash, "Review of the lubrication, sealing, and pumping mechanisms in oil- and grease-lubricated radial lip seals", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, Vol. 223, No. 3, 2009, pp. 347-358, doi: https://doi.org/10.1243/13506501JET473.
10. A. Gorrino, C. Angulo, and J. Canales, "Theoretical analysis of the pumping effect of rotary hydrodynamic seals with elastomeric lips", Tribology International, Vol. 40, No. 5, 2007, pp. 896-905, doi: https://doi.org/10.1016/j.triboint.2006.09.009.
11. I. Ko, H. Kang, K. Kim, D. Lim, and S. Han, "Structural safety estimation of cryogenic storage vessel under sloshing loads", Journal of Hydrogen and New Energy, Vol. 36, No. 2, 2025, pp. 119-128, doi: https://doi.org/10.7316/JHNE.2025.36.2.119.
12. D. C. William and G. R. David, "Materials science and engineering", Wiley & Sons, New York, USA, 2011.
13. S. H. Crandall, N. C. Dahl, and T. J. Lardner, "An introduction to mechanics of solids: (In SI units)", 2nd ed., McGraw Hill, New York, USA, 1978, pp. 278-279.
14. L. I. Stiel and G. Thodos, "Viscosity of hydrogen in gaseous and liquid states for temperatures up to 5000° K", Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals, Vol. 2, No. 3, 1963, pp. 233-237, Retrieved from https://pubs.acs.org/doi/pdf/10.1021/i160007a014.