

50 MPa급 대용량 수소압축기 사이클 해석

송병희¹, 명노석¹, 장선준², 권정태^{2*}

¹호서대학교 일반대학원 기계공학과, ²호서대학교 기계공학부

Hydrogen Compressor Cycle Analysis for the Operating Pressure of 50 MPa and High Charging Capacity

Byung-Hee Song¹, No-Seuk Myoung¹, Seon-Jun Jang², Jeong-Tae Kwon^{2*}

¹Department of Mechanical Engineering, Graduate School, Hoseo University

²Division of Mechanical Engineering, Hoseo University

요약 현재 개발되고 있는 수소 압축 사이클에서는 압축기를 통해 초고압으로 압축된 수소를 고압용기 내에 저장하여 사용한다. 이러한 충전과정 중 용기내의 수소의 압력 및 온도 상승으로 인하여 고압용기에서 열응력이 발생할 수 있다. 고압용기의 신뢰성을 확보하기 위해서는 용기내의 수소의 온도를 예측하고 제어하는 것이 중요하다. 본 논문에서는 이러한 고압용기의 신뢰성 해석을 위하여 50 MPa급 수소압축시스템에서 고압용기를 충전하는 과정에서의 압력상승에 따른 용기 내의 수소온도 변화 및 외부와의 열평형까지 걸리는 시간, 감압밸브를 지날 때의 수소온도 변화, 고압용기 냉각을 위한 열교환기의 요구능력 등에 대하여 이론적인 방법과 수치적인 방법으로 해석을 수행하였다. 이론해석 결과, 고압용기의 내부 온도는 충전하기 전에 40 °C에서 충전 후 1st cycle, 2nd cycle에서 평균적으로 126.675 °C, 62.1 °C가 증가하였다. 또한, 고압용기의 충전량은 1st cycle, 2nd cycle에서 각각 7.9 kg, 8.9 kg으로 계산되었다. 본 연구의 결과는 수소 충전소와 같이 수소압축시스템이 필요한 현장의 인프라 설계 및 구축 등에 유용하게 활용 될 것이다.

Abstract In the hydrogen compression cycle, which is currently being developed, hydrogen is compressed to a very high pressure using a compressor, and then stored and used in a high-pressure vessel. This shows that an increase in the temperature of hydrogen in the vessel due to a pressure rise during the filling process and the pressure fatigue due to the repeated cycle may cause problems in the reliability of the vessel. In this paper, for the entire processes in a 50 MPa hydrogen compression system, theoretical and numerical methods were conducted to analyze the following: the temperature increase of hydrogen in the vessel and the time required to reach thermal equilibrium with the surroundings, the change in temperature of hydrogen passing through the pressure reducing valve, and the required capacity of the heat exchanger for cooling the vessel. The results will be useful for the design and construction of hydrogen compression systems, such as hydrogen charging stations.

Keywords : Hydrogen, High Pressure Vessel, Compressor, Heat Exchanger, Pressure Reducing Valve

1. 서론

현대 사회에 있어 에너지원의 확보는 경제 및 산업 발달에 필수적인 핵심요소이며 에너지원의 중요성은 예

지의 소비량의 급속한 증가와 화석 연료의 가채량 한계의 가시화에 의해 더욱 증대되어지고 있다. 이에 따라 대체에너지에 대한 관심이 증가되어지고 있고, 그중 CO나 CO₂를 발생시키지 않으며, 에너지 밀도가 높은 수소는

본 논문은 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술연구원(KETEP)의 에너지기술개발사업으로 지원을 받아 수행된 연구임 (No.2017301004183, No.20183010041940)

*Corresponding Author : Jeong-Tae Kwon(Hoseo Univ.)

email: jtkwon@hoseo.edu

Received December 4, 2019

Revised January 8, 2020

Accepted February 7, 2020

Published February 29, 2020

친환경 무공해 연료로 집중적인 관심을 끌어왔으나 수소 시대의 도래를 위해서는 수소를 직접 사용하는 수소엔진이나, 연료전지 기술과 같은 이용 기술은 물론이고, 수소를 경제적으로 생산 또는 변환 기술, 그리고 생산된 수소를 압축하여 저장 및 분배하는 기술이 함께 개발되어야 하는 기술적 과제가 대두되고 있다[1].

현재 개발 중인 수소 압축 사이클에서는 압축기를 통해 초고압으로 압축된 수소를 고압용기 내에 저장하여 사용한다. 이러한 경우 충전 과정 중 압력상승으로 인하여 용기 내 수소의 온도상승 및 반복 사이클에 의한 압력 피로가 축적되어 고압용기의 안전성에 있어서 문제가 발생할 수 있음을 보여준다.

본 논문에서는 수소를 압축하여 고압용기를 충전하는 과정에서의 압력상승에 따른 용기 내의 온도상승 현상에 대한 수학적 모델을 제시하고, 수치 해석적인 방법을 통하여 용기 내의 온도상승 값을 예측하고, 고압용기에 충전되는 수소의 질량, 주변온도까지 냉각될 때까지의 걸리는 시간, 그리고, 요구되는 열교환기의 성능 등에 대하여 해석하였다.

2. 수소압축기 수학적 모델

2.1 수소압축기 시스템

수소압축기 사이클은 Fig. 1과 같이 18 MPa의 압력으로 수소를 받아 압축기를 통하여 50 MPa ~ 100 MPa 까지 압축하여 고압탱크 내에 압축된 수소를 보관하고, 버퍼탱크를 통하여 압축 사이클을 반복할 수 있도록 하는 시스템이다.

Fig. 1에서 1st stage와 2nd stage는 압축기이며, H/X는 열교환기이다. (2), (8), (14)번은 열교환기, (4), (10)은 고압용기, (6), (12)는 감압밸브이다. (1), (3), (5), (7), (9), (11), (13)은 고압용기, 열교환기, 감압밸브의 입구 및 출구영역이다.

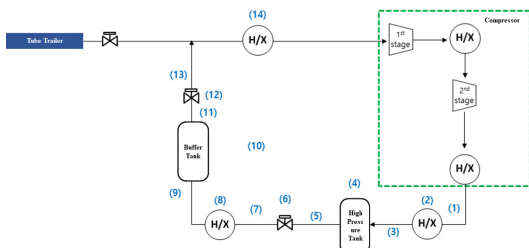


Fig. 1. Hydrogen compressor system

2.2 수소압축기 고압용기 수학적 모델링

수소 압축 시스템에서 압축기를 지나 고압탱크 및 버퍼탱크에서의 충전 후 가스의 온도 및 질량 등을 구하기 위하여 수학적 해석 모델을 Fig. 2와 같이 단순화하여 제시하였다. 목표 압력에 도달하면 수소 공급이 제한된다.

P_i 및 T_i 는 고압용기에 공급되는 수소의 압력 및 온도이며, P_1 , T_1 , m_1 은 고압용기 내의 초기상태이다. P_2 , T_2 , m_2 는 충전이 완료된 고압용기 내의 나중상태이다.

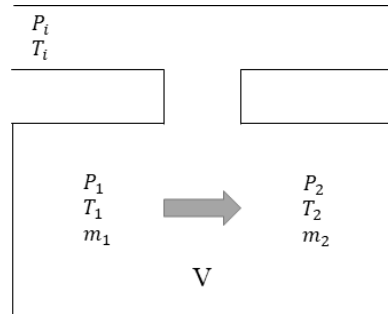


Fig. 2. Modeling of a hydrogen pressure vessel

2.3 수소압축기 감압밸브

Fig. 3은 수소 압축 시스템에서 고압용기를 지난 고압의 수소를 감압시키기 위하여 설치된 감압밸브이다. 감압밸브 지나는 유체는 줄-톰슨 효과(Joule-Thomson effect)에 의해 온도 변화가 생긴다. 일반적으로 유체는 압력이 낮아짐에 따라 온도가 낮아지게 되지만, 네온, 수소, 헬륨은 반전온도(inversion temperature)가 매우 낮아 감압밸브를 지나면서 온도가 상승하게 된다. 감압밸브를 지나는 수소의 온도변화 값을 얻기 위하여 공정 설계 프로그램인 pro/II process engineering program 을 이용하였다.



Fig. 3. Pressure reducing valve

2.4 수소압축기 열교환기

수소 압축 시스템에서 압축기를 지나 고압용기에 들어가기 전 고온인 수소의 온도를 낮춰주기 위하여 설치된 열교환기이다. Fig. 4와 같이 열교환기의 형상을 이중관 열교환기로 하였으며, 로그평균온도차(LMTD: Log Mean Temperature Difference) 법을 이용하여 목표

치의 온도에 도달하기 위한 필요 용량을 구하였다.

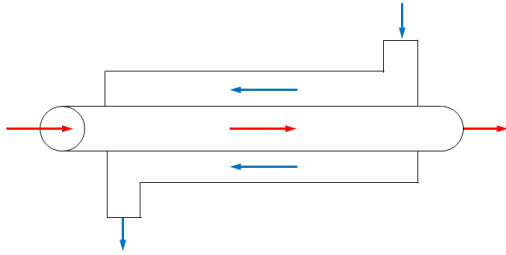


Fig. 4. Counter flow heat exchanger

2.5 수학적 모델 해석

고압으로 수소를 용기 내에 충전시킴으로 인하여 용기 내에 온도가 상승하게 되는데 다음과 같은 가정을 통하여 모델 해석하였다.

- 용기 내로 들어오는 수소의 온도는 일정하다.
- 초기 고압용기 내의 압력과 온도는 일정하다.
- 고압용기의 체적은 일정하다. 이로 인해 압축기를 통하여 고압용기에 수소가 공급되는 위치에너지의 변화 및 고압용기의 운동에너지변화를 무시할 수 있다.
- 압축기를 통하여 고압용기에 수소가 충전되는 과정은 단열 과정이며, 외부와의 열교환은 이루어지지 않는다.

압축기를 통하여 고압이 된 수소를 고압용기에 충전할 경우 수소의 운동에너지 및 위치에너지를 무시하면 초기 진공상태라고 가정하였을 때의 최종온도, 용기 내에 잔압이 있는 경우의 최종온도와 질량 보존 및 에너지 보존 지배방정식은 다음과 같다[2].

질량 보존 방정식

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_i - \dot{m}_e \quad (1)$$

시간에 대해 적분한 형태로 표현하면:

$$m_2 + m_e = m_1 + m_i$$

에너지 보존 방정식

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_i h_i - \dot{m}_e h_e \quad (2)$$

시간에 대해 적분한 형태로 표현하면:

$$W + m_2 u_2 + m_e h_e = Q + m_1 u_1 + m_i h_i$$

상태방정식

$$PV = ZmRT \quad (3)$$

고압용기 내부의 온도 및 압력을 알기 위해서는 식 (1~3)의 방정식을 동시에 풀어야 하며, 방정식을 통하여 구한 값을 이용하여 감압밸브를 지난 수소의 온도 및 열교환기의 용량에 대한 값을 얻어낸다.

3. 수소압축기 이론적 해석 결과

3.1 수소압축기 고압용기 해석

검증하고자 하는 시스템에서의 고압용기에 대한 이론적 해석에서의 초기조건은 다음과 같다.

수소를 용기에 공급하는 과정에서 수소는 압축기를 통하여 압축된 상태로 용기 내부로 공급이 된다. 이때 수소의 유량은 0.008069 m³/s, 압력은 50 MPa, 온도는 30 °C이다. Fig. 5는 고압용기 모델의 개략도이다. 고압용기의 제원으로는 길이 8.8392 m, 내경 0.3697 m, 외경 0.4064 m, 두께 0.0367 m, 열전도도 16.3 W/m·K, 부피 V = 0.343 m³의 값을 이용하였으며, 각각 용기내의 열전달계수는 10 W/m²·K, 대기 열전달계수는 40 W/m²·K의 값을 이용하였다.

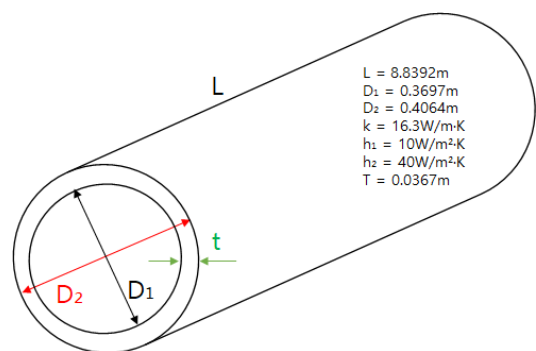


Fig. 5. Schematic diagram of the simplified high pressure vessel model

온도조건으로는 보수적인 결과를 얻기 위하여 여름철을 기준으로 40 °C 즉, 313.15 K의 온도를 적용하였다. 또한 수소의 물성치는 미국표준연구소(NIST: National Institute of Standards and Technology)에서 제작하

여 공급하는 프로그램인 REFPROP을 통해 각각의 조건 별 해당하는 온도 및 압력 값들을 입력하여 물성값들을 구한 후 이용하였다.

초기 용기가 진공인 상태에서의 충전과정 해석을 1st cycle 해석이라 하고, 1st cycle 이후 용기에 압력이 남은 상태에서의 충전과정 해석을 2nd cycle 해석이라고 한다.

3.1.1 고압용기 1st cycle 해석

압축기 및 열교환기를 지나 고압탱크로 공급되는 수소의 압력 및 온도는 50 MPa, 30 °C이다. 1st cycle 해석에서의 초기 진공 상태인 고압탱크에 수소를 충전한 후 용기 내의 온도를 T_2 라 하면, 질량 보존 방정식(1) 및 에너지 보존 방정식(2)에 의해 유도된 식(4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$T_2 = kT_i \quad (4)$$

위 식(4)에 의하여 50 MPa로 충전된 고압탱크 내의 온도를 계산한 결과 고압탱크 내의 온도는 155.72 °C로 나타났다.

얻어낸 온도와 압력을 통해 REFPROP에서 압축성인자(compressibility factor)값을 얻은 후 식(3)를 통하여 질량을 계산한 결과 $m_2=7.9004$ kg으로 나타났으며, 충전이 끝난 고압탱크와 외부와의 교환된 총 열량은 13340.05 kJ로 계산되었다.

충전이 완료된 고압탱크 내의 수소와 외부 공기와의 열전달은 고압탱크의 원통과 양 옆면에서 이루어지며 전도 및 대류의 형태로 전달된다. 고압탱크의 표면과 외부와의 온도는 차이가 작을 것으로 예상되어 복사 열전달은 무시하였다[3].

용기의 중심부에서 외부까지의 열전달률은 원통부분에서의 열전달률 \dot{Q}_{cyl} 와 용기의 옆면에서의 열전달률 \dot{Q}_{side} 의 합과 같으며 이는 식(5)에 나타낸 바와 같다. 여기서 ΔT 는 용기 내부와 외부 공기와의 온도 차, R_{cyl} 는 원통에서의 복합 열 저항, R_{side} 는 옆면에서의 복합 열 저항을 나타낸다[2].

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{vessel} &= \dot{Q}_{cyl} + \dot{Q}_{side} \\ &= \frac{\Delta T}{R_{cyl}} + \frac{\Delta T}{R_{side}} \end{aligned} \quad (5)$$

위 식(5)에 의해 구해진 \dot{Q}_{vessel} 은 9.646 kW로 계산되었으며, 열전달이 일어난 시점부터 열평형이 일어나는 시점까지 선형적으로 증가하기 때문에 평균 열전달률 \dot{Q}_{avg} 는 4.823 kW로 나타낼 수 있다. 외부 온도와의 열평형이 이뤄질 때까지 걸리는 시간은 $t = \frac{Q}{\dot{Q}_{avg}}$ 식에 의해 46분 6초가 걸리는 것으로 계산되었다.

Fig. 6은 충전이 끝난 직후의 용기 내 외부의 온도차를 나타낸 개략도이다. 충전이 끝난 직후 용기 내벽과 외벽의 온도는 용기 내 수소와 외부 공기의 온도 차, 용기에서부터 외부까지의 열전달 현상에 의해 구해진다.

$$\frac{T_2 - T_{w1}}{R_{cov1}} = \dot{Q}_{avg}, \quad \frac{T_{w2} - T_{\infty}}{R_{cov2}} = \dot{Q}_{avg} \quad (6)$$

위 식(6)에 의해 내벽의 온도 T_{w1} 은 109.7 °C, 외벽의 온도 T_{w2} 는 50.45 °C로 나타났다.

버퍼탱크에 대한 결과 값은 Table 1에 나타내었으며, 고압탱크에서 구한 방법과 동일한 방법을 이용하여 계산하였다.

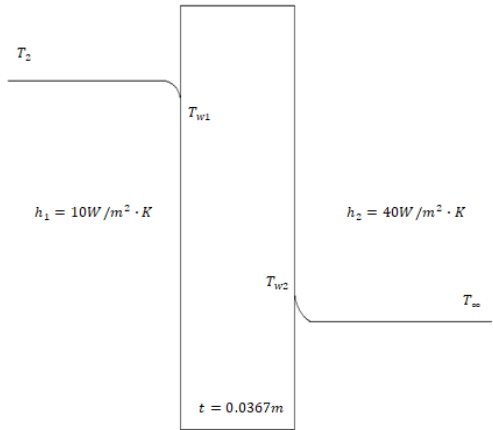


Fig. 6. Difference between the inner and outer wall temperatures of the vessel

Table 1. Results of 1st cycle of high pressure tank and buffer tank

	High pressure tank	Buffer tank
P_2 (MPa)	50	20
T_2 (°C)	155.72	157.63
m_2 (kg)	7.9004	3.5418
Z_2	1.2273	1.0902
Q (kJ)	13340.05	6047.68
\dot{Q}_{avg} (kW)	4.823	4.9025
t (s)	2766	1234
T_{w1} (°C)	109.7	110.85
T_{w2} (°C)	50.45	50.62

3.1.2 고압용기 2nd cycle 해석

1st cycle과 동일하게 압축기와 열교환기를 지나 공급되는 수소의 압력 및 온도는 50 MPa, 30 °C로 같으나, 고압탱크에는 1st cycle 이후 18 MPa의 잔압이 존재한다. 잔압이 있는 고압탱크에 수소를 공급하여 충전하였을 때 용기 내의 온도를 T_2 라 하면, 질량 보존 방정식(1) 및 에너지 보존 방정식(2)에 의해 식(7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$m_2(h_i - u_2) = m_1(h_i - u_1) \quad (7)$$

유도된 식(7)에 식(3)과 $u = C_v T$, $h = C_p T$ 정의를 이용하여 정리하여주면 식(8)과 같다.

$$\frac{P_2 V_2}{Z_2 R T_2} (C_p T_i - C_v T_2) = \frac{P_1 V_1}{Z_1 R T_1} (C_p T_i - C_v T_1) \quad (8)$$

식(8)을 T_2 에 관해서 정리하여주면 다음과 같은 최종 식(9)을 얻을 수 있다.

$$\frac{1}{T_2} = \frac{1}{T_1} \left\{ \frac{C_v T_1}{C_p T_i} \left(1 - \frac{P_1 Z_2}{P_2 Z_1} \right) + \frac{P_1 Z_2}{P_2 Z_1} \right\} \quad (9)$$

위 식(9)에서 T_2 를 구하기 위해서는 Z_2 값을 알아야 하지만 Z 값은 온도와 압력의 함수이므로 T_2 의 값을 가정하였다. 1st cycle에서의 T_2 값인 155.72 °C를 대입한 결과 T_2 의 값이 가정한 값과 다르게 나왔고, 동일한 방

법으로 반복 계산을 한 결과 T_2 의 값을 98.49 °C로 했을 때 가정이 타당하다는 결과를 얻었다.

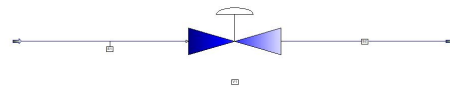
T_2 의 값 외에 다른 값들에 대해서는 1st cycle과 동일한 방법을 통하여 계산을 하였으며, 버퍼탱크에 대한 결과 값은 Table 2에 나타내었으며, 고압탱크와 동일한 방법을 이용하여 계산하였다.

Table 2. Results of 2nd cycle of high pressure tank and buffer tank

	High pressure tank	Buffer tank
P_2 (MPa)	50	20
T_2 (°C)	98.49	85.71
m_2 (kg)	8.8762	4.1916
Z_2	1.2606	1.1058
Q (kJ)	7543.52	2785.07
\dot{Q}_{avg} (kW)	2.438	10905
t (s)	3095	1462
T_{w1} (°C)	75.23	67.53
T_{w2} (°C)	45.28	44.13

3.2 수소압축기 감압밸브 해석

수소는 감압밸브를 통해 압력이 낮아지게 되며, 압력 변화로 인하여 줄-톰슨 효과(Joule-Thomson effect)가 발생하게 된다. 이로 인해 온도 변화가 발생하게 되며, 변화된 온도 값은 pro2를 이용하여 (6)번과 (12)번 각각에 대한 값을 얻었다. Fig. 7은 (12)번 감압밸브를 지나는 수소의 온도변화를 나타낸 것이다. 1st cycle과 2nd cycle에서의 (6)번, (12)번 감압밸브를 지난 수소의 온도변화는 각각 Table 3와 Table 4에 나타내었다.



Stream Name		S1	S2
Temperature	C	157.630	159.911
Pressure	BAR	200.000	100.000
Flowrate	KG-MOL/HR	51878.085	51878.085
Phase		Vapor	Vapor
Thermodynamic system		PR01	PR01

Fig. 7. Hydrogen temperature change at pressure reducing valve

Table 3. Result of 1st cycle hydrogen temperature change through pressure reducing valve

	(6) pressure reducing valve	(12) pressure reducing valve
P_{vi} (MPa)	50	20
T_{vi} (°C)	155.72	157.63
P_{vo} (MPa)	20	10
T_{vo} (°C)	165.537	159.911

Table 4. Result of 2nd cycle hydrogen temperature change through pressure reducing valve

	(6) pressure reducing valve	(12) pressure reducing valve
P_{vi} (MPa)	50	20
T_{vi} (°C)	98.49	85.71
P_{vo} (MPa)	20	10
T_{vo} (°C)	107.834	87.496

3.3 수소압축기 열교환기 해석

Fig. 1에서 열교환기 부분은 (2)번, (8)번, (14)번 이다. (2)번 열교환기는 감압밸브를 지나지 않기 때문에 1st cycle과 2nd cycle에서 필요한 열용량은 동일하다. 반면, (8)번, (14)번 열교환기는 감압밸브를 지난 수소가 열교환기 내로 유입되어 냉각수와 열교환이 일어나며 1st cycle과 2nd cycle에서 유입되는 수소의 온도가 다르기 때문에 필요한 열용량에 차이가 나타난다.

열교환기는 역류타입의 이중관 열교환기를 사용한다. 이중관 열교환기의 바깥관의 내경 ID_a 는 0.0355 m이며, 안쪽관의 외경 OD_p 는 0.01428 m, 내경 ID_p 는 0.0079 m이다. 열교환기로 유입되는 냉각수의 온도 T_{wi} 은 7 °C로 일정하며, 가열된 수소와 열교환 작용 후 열교환기를 지난 냉각수의 온도 T_{wo} 는 12 °C로 일정하다. 수소는 열교환기를 통해 냉각수와 열교환 작용이 일어나며, 열교환기를 지난 수소의 온도 T_{ho} 는 30 °C로 일정하다. 열교환기를 통한 열전달률은 작동유체인 수소와 냉각수에서 동일한 값을 가진다. 열교환기에서의 열전달률은 식(8)을 통해 얻을 수 있다.

$$\dot{Q} = U_0 A_0 \Delta T_{LM} \quad (10)$$

열교환기의 필요 냉동능력을 얻기 위해서는 총열전달 계수인 U_0 가 필요하며, 이는 수소와 냉각수의 열전달 계

수인 h_H 와 h_w 값을 통하여 얻을 수 있다. Fig. 1에서 (2)번 열교환기에 유입되는 수소의 온도 T_{hi} 는 40 °C이다. 수소와 냉각수의 열전달률 동일하고, $\dot{Q} = \dot{m} C_p \Delta T$ 식에 의하여 계산되어진다. 계산되어진 수소의 열전달률 \dot{Q}_H 는 1.207 kW인 것을 계산되어 졌으며, 냉각수의 질량 유량 \dot{m}_w 는 0.0575 kg/s이다. 냉각수의 속도는 $\dot{m} = \rho VA$ 식을 이용하여 0.0693 m/s의 값을 얻었다. 환형관인 냉각수에서의 Re수는 층류와 난류를 판별하기 위하여 수력학적 직경인 D_h 를 이용하여 계산하였다. 계산 결과 1104.93의 값을 갖는 층류 유동으로 나타났다. Nu수는 식(9)로 구해지며, n값은 유체가 냉각될 때는 0.3의 값을, 가열될 때는 0.4의 값을 갖는다.

$$\begin{aligned} \text{층류 : } Nu &= \frac{hD}{k} = 1.86 \left(\frac{D_e Re Pr}{L} \right)^{1/3} \\ \text{난류 : } Nu &= \frac{hD}{k} = 0.023 Re^{4/5} Pr^n \end{aligned} \quad (11)$$

냉각수에서의 Re수는 환형관 유동임을 고려한 등가지름 D_e 를 이용하여 계산되어진 값이다. 식(8)에 의해 구해진 Nu는 14.746의 값을 나타냈으며, 열전달계수 h_w 는 115.13 W/m²K의 값으로 나타났다. 수소에서의 열전달계수 또한 냉각수에서와 동일한 방법으로 구해지며, Re 수와 Nu수에서의 직경은 환형이 아니므로 ID_p 값을 이용한다. 식(9)에 의해 구해진 수소의 열전달계수 h_H 는 7148.01 W/m²K으로 나타났다.

$$\frac{1}{U_0} = \frac{1}{h_w} + \frac{1}{h_H} \quad (12)$$

위 식(10)에 의해 계산되어진 총열전달계수 U_0 는 113.305 W/m²K이다. 이중관 열교환기에서 온도차 ΔT 는 양쪽 끝단에서의 두 유체 온도차를 이용한 로그평균온도차 (LMTD: Log Mean Temperature Difference)를 이용하여 구한다.

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (13)$$

위 식(11)에 의해 ΔT_{LM} 의 값은 25.42 K으로 나타났다. 구한 값들을 식(8)에 대입하여 총열전달률 \dot{Q} 을 구하였으며, 0.517 kW의 값을 나타냈다. 이를 냉동능력의 단위로 표현하면 0.1339 RT의 능력을 필요로 한다는 결

과를 얻을 수 있다.

동일한 방법을 이용하여 1st cycle과 2nd cycle에서의 조건을 다르게 하여 (8)번, (12)번 열교환기의 필요한 냉동능력에 대하여 계산하였으며, 각각 Table 5와 Table 6에 나타내었다.

EES(Engineering equation solver) program을 이용하여 동일한 조건을 해석한 결과 ±5 %이내의 결과가 나와 타당하다고 판단된다.

Table 5. Heat exchanger performance required in 1st cycle

	(2) H/X	(8) H/X	(14) H/X
T_{hi} (°C)	40	165.537	159.911
\dot{Q}_H (kW)	1.207	16.07	10.85
\dot{m}_w (kg/s)	0.0575	0.7652	0.623
h_w (W/m ² K)	115.13	2292.09	1674.22
h_H (W/m ² K)	7148.01	7056.48	6967.46
U_0 (W/m ² K)	113.305	1730.114	1349.86
ΔT_{LM} (K)	25.42	68.76	67.116
\dot{Q} (RT)	0.1339	5.5292	4.21

Table 6. Heat exchanger performance required in 2nd cycle

	(2) H/X	(8) H/X	(14) H/X
T_{hi} (°C)	40	107.834	87.496
\dot{Q}_H (kW)	1.207	9.24	6.7628
\dot{m}_w (kg/s)	0.0575	0.44	0.322
h_w (W/m ² K)	115.13	1211.88	1146.27
h_H (W/m ² K)	7148.01	6982.12	6868.358
U_0 (W/m ² K)	113.305	1032.645	982.33
ΔT_{LM} (K)	25.42	51.04	2.01744.167
\dot{Q} (RT)	0.1339	2.4497	2.017

4. 결론

본 논문에서는 50 MPa급 수소압축기 시스템에서의 충전 중 온도상승 현상 및 요구되는 열교환기 성능에 대

하여 수학적 모델을 제시하였고, 수치적인 해석 방법을 통하여 감압밸브를 지나는 수소의 온도 변화 값을 예측하였다.

연구결과 다음과 같은 결론을 도출하였다. 첫째, 이론적인 방법으로 접근한 결과 고압용기의 내부 온도는 1st cycle, 2nd cycle에서 평균적으로 126.675 °C, 62.1 °C가 증가하는 것으로 계산되었다. 둘째, 고압탱크와 버퍼탱크에서의 수소 충전량은 1st cycle에서 각각 7.9004 kg, 3.5418 kg이며, 2nd cycle에서는 각각 4.5546 kg, 1.6814 kg으로 나타났다. 셋째, 충전과정 중 고압용기내의 상승된 수소의 온도가 기준치인 외부온도 40 °C까지 냉각되는데 걸리는 시간은 1st cycle에서 고압탱크에서는 46분 6초, 버퍼탱크에서는 20분 34초로 나타났으며, 2nd cycle에서는 각각 51분 35초, 24분 22초로 계산되었다.

본 논문은 충전이 이루어지는 과정동안 단열조건으로 가정하였으며, 충전이 완료된 후 주변과의 열전달 조건은 전도와 대류만을 고려하여 해석을 수행하였다. 단열조건이 아닌 비정상열전달 과정인 것과 복사 열전달을 고려하면 열평형이 이루어지는 시간은 달라질 것으로 판단되어진다. 향후에는 보다 정확한 온도 및 열평형 시간 파악을 위해 위 사항들을 고려하고자 한다. 본 연구 결과는 수소압축시스템이 필요한 산업현장에서 시스템 설계 및 운용 등에 유용하게 활용 될 것이다.

References

- [1] J. Wellnitz, "Hydrogen Storage Systems for Automotive Applications", *International Journal of Sustainable Design*, Vol.1, No.1, pp.93-109, 2008. DOI: <https://doi.org/10.1504/ijdsdes.2008.017059>
- [2] K. M. Jang, S. H. Eom, I. C. Kim, S. C. Choi, C. K. Kim, "A Study on the Temperature Increasing of NGV cylinders during fast filling", *The Korean Society of Mechanical Engineers*, pp.482-485, Nov. 2012.
- [3] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, D. P. Dewitt, "Fundamental of Heat and mass Transfer 7th ed", p.1048, Wiley, pp.8-10.
- [4] H. R. Lee, J. H. Ahn, H. Y. Kim, Y. G. Kim, "A Study on Temperature Characteristics of Automatic Valve for High Pressure Cylinder of FCV", *Journal of the Korean Institute of Gas*, Vol.22, No.1, pp.1-8, Feb. 2018. DOI: <https://doi.org/10.7842/KIGAS.2017.22.1.1>
- [5] S. Y. Kim, B. H. Kang, "Thermal Analysis of a Liquid Hydrogen Vessel", *Journal of the Korean Hydrogen*

Energy Society, Vol.8, No.2, pp.57-65, Jun. 1997.

- [6] C. K. Kim, D. H. Kim, "A Safety Study on the Stress Characteristics of a Composite Pressure Cylinder for a Use of 70MPa Hydrogen Gas Vehicle", *Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers*, Vol.21, No.1, pp.1-6, Feb. 2012.
DOI: <https://doi.org/10.7735/ksmte.2012.21.1.001>

송 병 희(Byung-Hee Song) [준회원]



- 2018년 2월 : 호서대학교 기계공학과 (공학사)
- 2020년 2월 : 호서대학교 기계공학과 (공학석사)

<관심분야>
열전달, 수소에너지시스템, 사이클 해석

명 노 석(No-Seuk Myoung) [준회원]



- 2019년 2월 : 호서대학교 기계공학과 (공학사)
- 2019년 3월 ~ 현재 : 호서대학교 기계공학과 (공학석사과정)

<관심분야>
열유체, 열전달, 수소에너지시스템, 사이클 해석

장 선 준(Seon-Jun Jang) [정회원]



- 1999년 2월 : 연세대학교 기계설계학과 (공학사)
- 2001년 8월 : 연세대학교 기계공학과 (공학석사)
- 2007년 8월 : 연세대학교 기계공학과 (공학박사)

- 2008년 1월 : ~ 2007년 12월 : University of Southampton Visiting Academic
- 2009년 3월 ~ 2010년 2월 : KAIST 건설 및 환경공학과 연수연구원
- 2010년 3월 ~ 2013년 4월 : KIST 도시에너지시스템연구단 Post-doc
- 2013년 4월 ~ 2015년 2월 : 이노베이션케이알 책임연구원
- 2015년 3월 ~ 현재 : 호서대학교 기계공학부 교수

<관심분야>
진동 에너지 하베스팅, 파력발전, 스팀엔진, 기구설계

권 정 태(Jeong-Tae Kwon) [정회원]



- 1988년 2월 : 서울대학교 기계공학과 (공학사)
- 1993년 2월 : 포스텍 기계공학과 (공학석사)
- 1999년 2월 : 포스텍 기계공학과 (공학박사)

- 1999년 3월 ~ 2005년 2월 : 남부대학교 자동차기계공학과 교수
- 2005년 3월 ~ 현재 : 호서대학교 기계공학부 교수

<관심분야>
냉동공조, 열전달, 해수용 열교환기, 수소에너지시스템