Check for updates

Journal of Hydrogen and New Energy, Vol. 36, No. 6, 2025, pp. 811~822
DOI: https://doi.org/10.7316/JHNE.2025.36.6.811

JHNE
pISSN 1738-7264 • eISSN 2288-7407

천연가스용 정압기의 수소 전용 환경 적용성 평가를 위한 열유동 특성에 대한 수치해석 연구

신홍철 · 서현석 · 박희경 · 장희라 · 황인주†

한국건설기술연구원 환경연구본부/수소인프라센터

A Numerical Study on the Thermo-Fluid Characteristics for Assessing the Applicability of Natural Gas Pressure Regulators in Hydrogen-Only Environments

HONG-CHEOL SHIN, HYEONSEOK SEO, HEE KYUNG PARK, HEE-LA JANG, INJU HWANG†

Department of Environmental Research/Hydrogen Infrastructure Research Center, Korea Institute of Civil Engineering and Building Technology. 283 Goyang-daero, Ilsanseo-gu, Goyang-si, Gyeonggi-do, 10223, Korea

†Corresponding author :
ijhwang@kict.re.kr

Received 13 November, 2025
Revised 12 December, 2025
Accepted 12 December, 2025

Abstract >> This study conducts a computational fluid dynamics analysis to compare the performance of a conventional natural gas pressure regulator when operated with hydrogen and methane, respectively. Using a 3D RANS model and NIST real gas model, internal flow characteristics are simulated. Based on the numerical results, the flow fields for different opening rates are discussed. Then, the results show that overall thermofluid characteristics between methane and hydrogen are similar, while distinct differences are found near the outlet section. Hydrogen flow induces a steeper pressure gradient and higher turbulent kinetic energy compared to methane, implying a higher risk of thermal stress and flow-induced noise within the regulator. While the mass flow rate of hydrogen is lower than methane under the same inlet and outlet pressures and opening rate, the heating energy rate of hydrogen is superior to that of methane with an opening rate of 10%.

Key words : Hydrogen pipeline(수소 배관), Pressure regulator(정압기), Computational fluid dynamics(전산유체역학), Real gas model(실제 기체 모델), Compressible flow(압축성 유동)

1. 서 론

화석연료 고갈과 기후변화 대응에 대한 우려로 세계적으로 수소에너지에 대한 관심이 급증하고 있으며, 기존 석유·석탄 중심의 에너지 체계에서 수소 등 신재생에너지로의 전환이 가속화되고 있다[1,2]. 소위 수소경제 시대의 도래를 위해 여러 국가에서 수소 활용 로드맵을 추진하고 있으며, 수소는 장기적으로

친환경적인 에너지 운반체로서 현행 화석연료를 대체할 것으로 기대된다. 이러한 배경에서 수소의 생산부터 저장·이송·분배에 이르는 전 주기 인프라 구축이 핵심 과제로 부각되고 있다. 특히 대량의 수소를 경제적으로 수송하기 위해서는 배관망을 통한 이송이 효율적인 방안으로 평가되며[3], 향후 수소 전용 배관망의 구축 및 운영이 수소경제의 성패를 좌우할 중요한 인프라로 인식된다. 일례로, 국토교통부는 2024년 11월에 보도한 수소도시 2.0에는 기존 3개의 수소시범도시 외에 추가 12개의 수소 도시 선정과 함께 2040년까지 수소배관 280 km의 확충 계획이 포함되어 있다.

수소 배관망의 구축은 주로 2가지 방식으로 진행중이다. 첫 번째 방법은 기존 천연가스 배관망에 수소를 혼입하는 방안이다[4]. 이미 조성된 광범위한 천연가스 배관망을 수소 이송에 재사용할 경우, 신규 배관 건설에 드는 비용과 시간을 크게 절감할 수 있어 효율적이고 경제적이라는 장점이 있다[5]. 그러나, 관로 재질과 부속 설비의 수소 취성(hydrogen embrittlement) 및 누출 등 여러 기술적 문제가 수반될 수 있다. 두 번째 방법은 수소 전용 배관망의 신규 구축으로, 100% 기체 수소를 대상으로 한다. 초기 투자 비용은 크지만, 수소 전용 설비를 사용하기 때문에 장기적으로 유지보수 및 운전에서 위험성이 낮다는 장점이 존재한다[6].

정압기(Pressure regulator)는 가스 배관망의 압력을 제어하는 핵심 장치이다. 고압으로 이송되는 가스를 소비자 공급 압력까지 낮추어 다운스트림 배관에 일정한 압력을 유지시키는 기능을 수행한다. 예를 들어 천연가스 공급망에서는 수 MPa 수준 고압 가스를 정압기를 통해 수백 kPa 수준으로 감압한 뒤 도시가스 배관망에 안전하게 공급한다[7]. 정압기의 이러한 압력조정 기능은 가스 공급의 안전성과 연속성을 확보하는 데 필수적이며, 대규모 가스 배관망에서 다단계로 설치된 정압기들을 통해 최종 소비단계까지 적정 압력이 유지된다.

천연가스-수소 혼입 배관망 또는 수소 전용 배관망에서도 정압기 자체의 기본 기능은 천연가스 배관망과 동일하게 필요하지만, 수송 유체인 수소의 특성이 메탄 계열의 천연가스와 상당히 다르므로 이를 고려한 운용 및 설계가 이루어져야 한다. 수소는 분자량이 작고 확산성이 큰 기체로서 작은 균열이나 틈을 통해서도 누설될 가능성이 높고, 광범위한 연소범위와 낮은 점화에너지 등으로 인해 안전 관리에도 각별한 주의가 필요하다[8,9]. 앞서 언급한 재료에 대한 영향과 누설에 대한 문제와 함께, 기존 정압기의 적용성에 대한 검토가 요구된다. 특히, 수소 환경에 적용할 때는 유체 물성 차이에 따른 유동 거동의 변화와 제어 성능 영향 등에 대한 분석이 필요하다.

그러나, 기존에 수행된 천연가스 배관망의 수소 이송 적용에 관한 대부분의 연구는 천연가스 배관의 재료에 대한 수소의 영향 조사가 주를 이루고 있다[10-12]. 즉, 정압기에서 천연가스와 수소 간 열유동 특성의 차이를 비교하여 그 적용성에 대한 평가를 수행한 연구는 매우 한정적이다.

최근 Xue 등[5]은 천연가스-수소 혼입이 되는 천연가스용 배관에서 수소의 비율을 최대 100%까지 늘려가면서 정압기의 성능 평가를 수치적으로 수행하였다. 그들은 1.6 MPa의 공급 압력에서 메탄 기체의 질량유량이 약 800 kg/h인 것에 비해, 수소 기체는 약 300 kg/h 정도로 감소하는 것으로 보고하였다. 이는 단위 질량 당 연소에너지를 고려하면 배관망 운영 시 용량 감소로 이어질 수 있는 중요한 차이이다. 그들은 또한 수소는 밀도가 낮아 시스템의 관성이 작아지므로, 정압기의 제어 밸브 응답이 민감해지고 압력 진동이나 과도응답 특성이 달라질 수 있으며, 제어계의 매개변수를 조정해야만 설정 압력 정확도를 유지할 수 있다고 보고하였다. 그러나 이 연구 역시 수소 혼합 기체를 대상으로 거시적 모사에 국한되어 있으며, 정압기 내부의 세부 유동 특성과 밸브 구조상의 이슈는 다루지 못하는 한계가 있다.

이에 본 연구는 현재 천연가스 배관망용 정압기를 수소 배관망에 적용할 경우의 거동을 규명하고, 기존 천연가스용 정압기의 수소배관망 적용 가능성을 평가하는 것을 주요 목적으로 한다. 이를 위해, 정압기의 내부 열유동을 전산유체역학 기법으로 해석한

다. 천연가스를 대상으로 설계·운영 중인 정압기에 대해 수소 기체를 사용한 경우의 성능 변화를 정량적으로 평가하고, 수소 환경이 정압기 내 열유동 특성에 미치는 영향을 파악한다. 본 연구의 결과는 향후 압력 가변형 수소배관망 설계 및 정압기 개발 시 기초자료로 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

2. 수치해석 방법

2.1 지배방정식

본 연구는 상용 소프트웨어인 ANSYS Fluent 2025에서 Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) 기법을 채택하여, 정압기 내 유동 특성에 대한 수치해석을 수행한다. 정상상태에서 작동유체에 대한 질량, 운동량 및 에너지 보존 방정식은 다음과 같다[13].

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij} - \rho u_i' u_j') + \rho F_i \tag{2}$$

$$\begin{aligned} &\frac{\partial}{\partial x_j}[u_i(\rho E + p)] \\ &= \frac{\partial}{\partial x_i}\left(k_{eff}\frac{\partial T}{\partial x_i} - \sum_j h_j J_j + u_j \tau_{ij}\right) + S_h \end{aligned} \tag{3}$$

위 식들에서 ρ, t, p, F_i, k_{eff}, T, J_j, h, S_h는 각각 밀도, 시간, 압력, 체적력, 유효 열전도 계수, 온도, 확산율, 엔탈피 그리고 기타 체적 열원을 의미한다.

Table 1. Thermophysical properties of methane and hydrogen at 20℃

Fluid	Pressure [bar]	Density [kg/m³]	Viscosity [μPa-s]	Thermal conductivity [mW/m-K]	Specific heat [kJ/kg-K]
Methane	13.8	9.32	11.10	34.16	2.30
	1.4	0.92	10.92	33.30	2.22
Hydrogen	13.8	1.13	8.81	185.03	14.32
	1.4	0.12	8.80	183.44	14.29

식 (2)의 $\rho u_i' u_j'$는 레이놀즈 응력이고, τ_{ij}는 응력텐서로 다음과 같이 정의된다.

$$\tau_{ij} = \mu\left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\delta_{ij}\right] \tag{4}$$

식 (3)에서의 E는 단위 질량당 에너지로, 다음과 같다.

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{u_i^2}{2} \tag{5}$$

정압기에서는 입구와 출구 간 큰 압력 차이가 발생할 수 있으며, 내부에 오리피스 구조를 갖는 특징이 있다. 따라서, 작동유체는 압력과 온도에 따라 열역학적 물성이 변한다. 본 연구는 온도와 압력에 따른 작동유체의 물성을 계산하기 위해 National Institute of Standards and Technology (NIST)의 실제 기체 모델(Real gas model)을 적용하였다. 이 모델은 여러 순 물질의 유체에 대해 열역학적 물성을 포함하는 REFPROP 데이터베이스[14]를 기반으로 작동유체의 물성을 특정한다. Table 1은 20°C와 13.8 및 1.4 bar에서의 메탄과 수소의 밀도, 점성, 열전도율, 그리고 비열을 나타낸다.

2.2 수치해석 수행

본 연구의 모든 해석은 정상상태 조건에서 해석된다. 난류 해석을 위해 realizable k-ε 모델과 scalable 벽함수를 채택하였다. 이전 연구들에 따르면 난류 모델에 따른 수치해석 결과 정확도는 정압기의 형상, 작동유체, 개도율 등에 따라 달라질 수 있으나, realizable k-ε 모델이 정확도와 계산 비용 측면에서 권장된다. Zeng 등[15]은 제어 밸브에 대한 연구에서 realizable k-ε와 Shear Stress Transport (SST) 난류 모델을 각각 RANS와 Detached Eddy Simulation (DES)에 적용하고, 해석 결과의 정확도를 확인하였다. 그들은 realizable k-ε 모델을 사용한 DES의 정확도가 가장 높았으며, 특히 realizable k-ε 모델을 사용한 RANS도 5% 이

하의 오차로 높은 정확도를 보임을 보고하였다. Duan 등[16]은 realizable k-ε, SST k-ω 모델 등의 총 6가지 난류모델에 대해 포핏 밸브의 개도율에 따른 수치해석 결과의 정확도를 조사하였다. 그들은 정확도가 모델 간 우열이 개도율에 따라 달라질 수 있지만, realizable k-ε 모델이 전반적으로 가장 낮은 해석 오차를 보임을 확인하였다. Kobielski 등[17]도 체크 밸브에서 standard k-ε, realizable k-ε, standard k-ω, realizable k-ω 모델의 정확도를 확인하였으며, k-ε 모델이 k-ω 모델보다 실험 측정 값을 더 정확히 예측함을 확인하였다.

본 연구에서는 압축성 유동의 해석을 위해 density-based solver를 사용하였다. 또한, 변수 이산화를 위해 formulation, flux, gradient, flow에는 각각 implicit, Roe-FDS, Least Squares Cell Based, Second order upwind를 사용하였으며, 난류 에너지 및 소산율에는 First order upwind를 적용하였다.

수치해석의 수렴 조건은 모든 변수에 대한 잔차가 10^{-4}가 되고, 입구 및 출구의 유량이 일정한 때이다. 수치해석 결과, 약 12,000회 이상의 iteration에서 입구 및 출구의 유량이 일정한 값임을 확인하였다.

2.3 정압기 형상

Fig. 1(a)는 본 연구에서 해석 대상으로 선택한 BelGAS 사의 P627 정압기의 구조를 보여준다. 작동유체는 정압기의 입구로 들어와 오리피스를 통과하여 시트를 밀게 된다. 시트에 전달되는 입구 압력에 의한 힘은 스템, 레버, 푸셔를 통해 다이어프램과 범위 스프링으로 구성된 압력 조정부로 전달된다. 결과적으로 사용자가 설정한 작동 범위에 따라 힘의 평형이 형성된 지점까지 시트가 이동하여 유로가 개방되고, 작동유체는 출구로 이동하게 된다.

본 연구에서는 2가지 개도율에서 메탄과 수소를 작동유체로 하여 총 4개의 케이스를 고려한다. Fig. 1(b)와 (c)는 각각 개도율이 10%와 100%일 때, 시트 및 오리피스 부근의 단면 구조를 보다 상세히 나타낸다. 입구와 출구의 직경은 1인치(25.4 mm)이고, 오리피스의 직경은 0.5인치(12.7 mm)이다. 작동 조건에

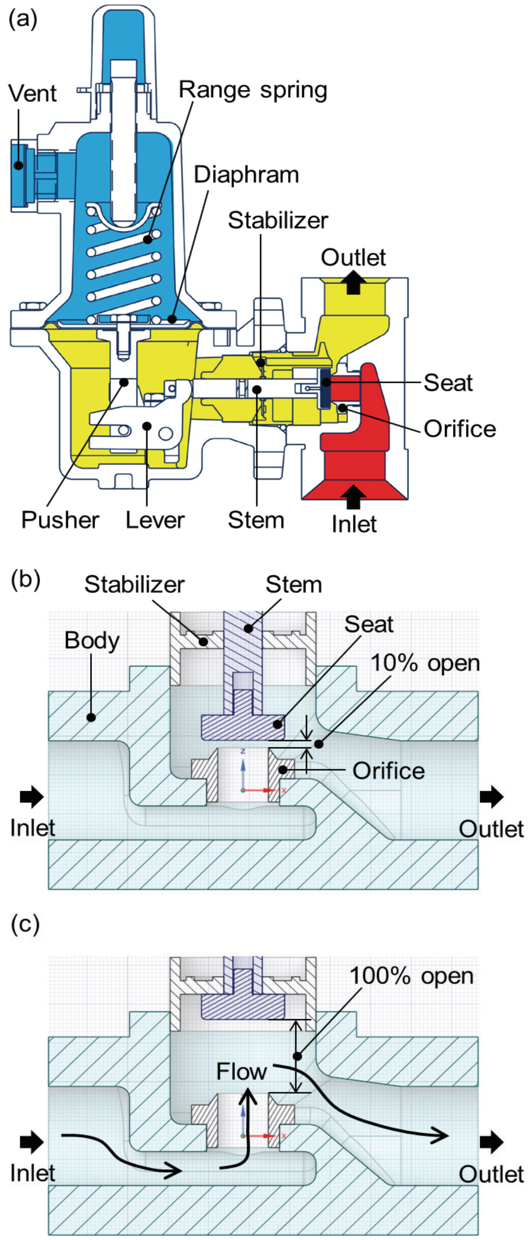

Fig. 1. (a) Structure of natural gas regulator; cross-sectional view near seat with a opening rate of (b) 10% and (c) 100%

따라 시트는 오리피스로부터 이격되는데, stabilizer에 의해 그 운동 범위는 제한된다. Fig. 1(c)에 작동유체의 흐름을 표기하였다. 작동유체는 왼쪽 입구로 유입되어 오리피스를 통과한 뒤, seat에 충돌한다. 그 뒤, stabilizer 아래의 영역을 지나 오른쪽 출구로 흐른다.

2.4 격자시스템 및 경계조건

Fig. 2는 본 연구의 해석에 사용된 격자시스템을 보여준다. 본 연구에서는 계산 비용 절감을 위해 정압기의 절반만 모델링하였으며, 중심에는 대칭 조건을 적용하였다.유동의 복잡성이 크게 발생하는 정압기에는 상당히 조밀한 격자를 부여하였다. 정압기의 입구와 출구에는 각 260 mm(입·출구 직경의 약 10배)의 유로를 추가로 모사하였으며, 이는 정압기 내 유동해석 결과에 대한 입구 및 출구 유동의 영향을 최소화하기 위함이다. 전체 격자는 683,155개이며, 벽면과 좁은 유로 등에 더 미세한 격자를 배치하여 해석 수렴성 및 계산 정확성을 높이도록 하였다.

정압기의 입구와 출구에 있는 유로의 끝 면에 각각 13.8 bar (200 psi)와 1.4 bar (20 psi)으로 pressure inlet과 pressure outlet 조건을 설정하여, 입출구의 압력 차에 따른 유동이 발생하도록 하였다. 입구와 출구의 압력 조건은 제조사로부터 제공된 성능표를 참고하여 선정하였다. 그 외의 벽면에 대해서는 단열 조건을 부여하여, 외부와의 열교환이 없는 상황을 가정하였다.

2.5 격자 독립성 시험

수치해석 결과의 격자 시스템에 대한 독립성을 확인하기 위해 coarse, fine, very fine의 총 3가지 격자

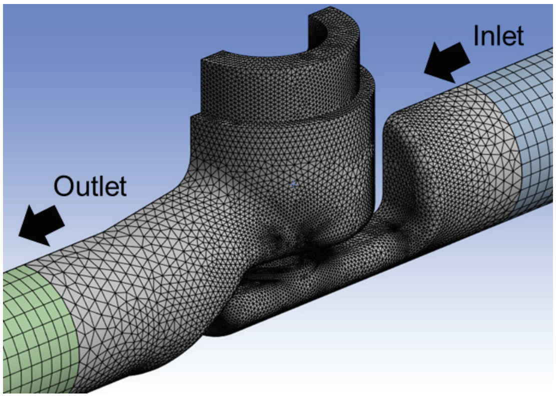

Fig. 2. Fine grid system with 683,155 cells for numerical simulation on regulator

Table 2. Comparison of mass flow rate for coarse, fine, and very fine grid systems

Grid system	Number of cells	Ratio of cell number to fine grid system	Mass flow rate [kg/s]	Relative variation [%]
Coarse	570,975	0.836	0.2278	-
Fine	683,155	1.000	0.2271	0.31
Very fine	1,085,465	1.589	0.2272	0.04

시스템에서 얻은 수치해석 결과를 비교하였다. Table 2는 비교된 세 격자 시스템의 주요 정보와 비교 결과를 요약한 것이다. 이 때, 질량유량은 정압기 출구에서 산출하였다. Coarse 격자 시스템 대비 fine 격자 시스템에서 질량 유량은 0.31% 소폭 감소하였다. 이 후, very fine 격자 시스템에서 질량유량이 fine 격자 시스템 대비 0.04% 증가하였으나, 무시할 수 있을 정도로 작다. 위의 결과로부터, 계산 비용과 수렴의 안정성을 고려하여 본 연구의 수치해석에는 fine 격자 시스템을 채택하였다.

추가로 Scalable 벽 함수의 적용성을 검토하기 위해 fine 격자 시스템에서 벽면으로부터 첫 번째 격자의 y^*를 확인하였다. y^*의 정의는 다음과 같다.

$$y^* = \frac{\rho C_\mu^{0.25} k^{0.5} y}{\mu} \tag{6}$$

이때, y는 벽면으로부터 거리이며, C_μ는 0.09이다. Scalable 벽 함수는 y^*가 11.225보다 클 때는 standard 벽 함수를 따르고, y^*가 11.225보다 작을 때는 y^*를 11.225로 제한한다. 본 연구의 모든 케이스에서 벽면 부근 첫 번째 격자 중 대부분의 y^*가 11.225보다 큼을 확인하였다.

2.6 수치해석 기법 검증

수치해석 기법을 검증하기 위해 해석 대상인 정압기의 제작사로부터 제공되는 성능과 수치해석 결과를 비교하였다. Table 3은 동일한 입출구 압력 조건에서 발생하는 질량유량을 출구 면적에서 비교한 것

Table 3. Comparison between flow rates provided by maker and obtained from numerical result

Inlet pressure [bar]	Outlet pressure [bar]	Working fluid	Flow rates [kg/s]		Relative absolute error [%]
			Maker	Numerical result	
13.8	1.4	Methane	0.2261	0.2271	0.44

이다. 상대 절대 오차는 다음의 식으로부터 계산된다.

$$RAE = \frac{|Q_{maker} - Q_{num}|}{Q_{maker}} \times 100\,[\%] \tag{7}$$

Table 3으로부터 본 연구에서 선택한 수치해석 기법이 실제 정압기의 성능을 매우 높은 정확도로 모사하고 있음을 확인할 수 있다.

3. 결과 및 고찰

3.1 개도율에 따른 유동 특성

Fig. 3은 메탄에서 개도율이 각각 100%와 10%인 조건에서 대칭면의 마하수 분포와 유선을 나타낸다. 두 개도율 모두에서 오리피스를 통과한 유체가 seat에 충돌한 뒤 출구로 향하게 되며, 출구 영역에서는 점차 가속되어 초음속이 되었다가 쇼크 발생 이후 아음속이 되는 경향을 보인다. 그러나 오리피스 및 seat 부근에서의 유동은 차이가 있다. 개도율 100%에서는 오리피스를 통과한 유체가 제트 유동을 형성하고, seat에 충돌하기 전에 초음속 영역이 발생한다. 또한 seat 아래의 출구 반대 구역에서 제트에 의한 큰 순환 흐름이 발생하며, seat의 출구 쪽에 있는 cavity에서도 작은 순환 흐름이 관찰된다. 반면, 개도율 10%에서는 낮은 개도율로 인해 유체는 오리피스 통과 후에 제트 유동이 형성하기 전에 seat에 도달한다. 이후 오리피스와 seat 간 좁은 공간을 통과하면서 초음속으로 가속된다. Stem과 seat 부근 영역에서는 출구의 반대 구역에 평상을 따라 비교적 복잡한 순환 흐름이 나타나지만, 출구를 향해서는 부드러운

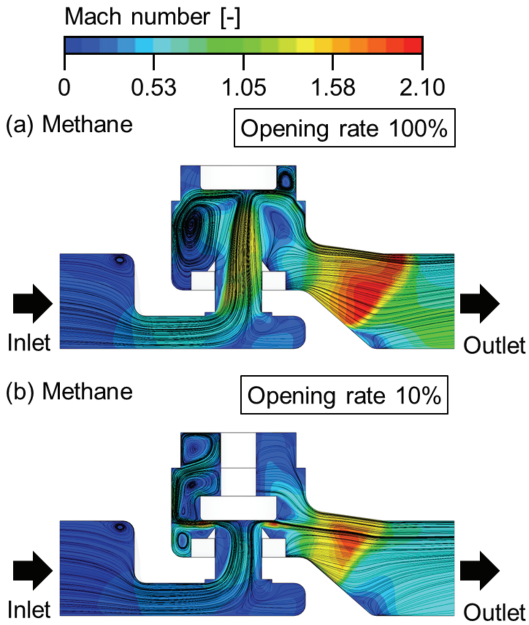

Fig. 3. Mach number and streamline distributions within regulator for methane with an opening rate of (a) 100% and (b) 10%.

유동이 형성된다. 개도율에 따른 유동의 변화는 수소인 경우에도 유사하여, 그림에 포함하지 않았다.

3.2 개도율과 작동유체에 따른 압력, 마하수, 온도 분포

Fig. 4~6은 개도율 100%와 10%에서 메탄 및 수소에 대한 열유동 해석 결과를 나타내며, 각각 압력, 마하수, 온도 분포이다. 개도율에 따른 두 작동유체 간의 결과는 유사하다. Fig. 4에서 개도율이 100%일 때, 압력은 오리피스를 통과하면서 크게 감소하고, 출구영역 직전에 다시 한번 감소한 뒤, 쇼크 이후 소폭 회복하는 경향을 보인다. 개도율이 10%일 때는 오리피스와 seat 간 좁은 간격을 통과하면서 큰 감소를 보이며, 출구 영역에서의 경향은 개도율 100%와 동일하다.

질량, 운동량 및 에너지 보존에 따라 이러한 압력의 변화에 상응하여 속도 및 온도 변화가 나타난다. Fig. 5의 속도분포는 앞서 3.1 절에서 설명한 것과 동일하다. Fig. 6의 온도는 속도에 반비례하는 특성

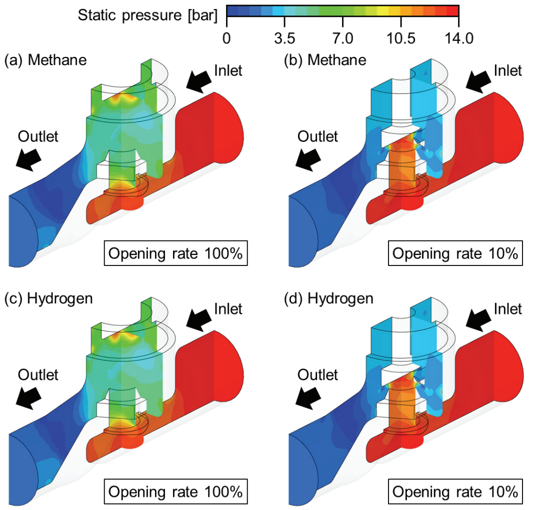

Fig. 4. Pressure distribution within regulator for methane with an opening rate of (a) 100% and (b) 10%; and for hydrogen with an opening rate of (c) 100% and (d) 10%

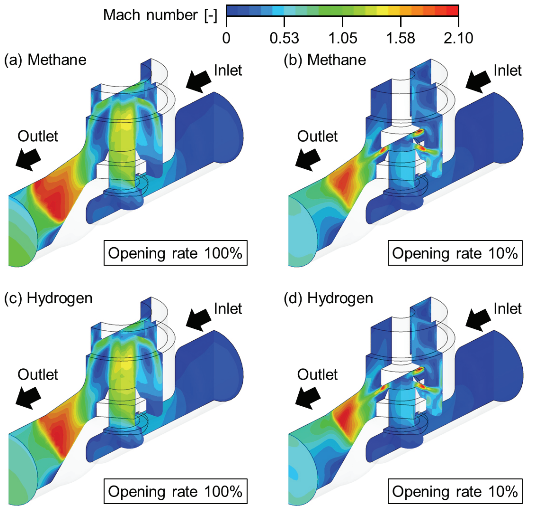

Fig. 5. Mach number distribution within regulator for methane with an opening rate of (a) 100% and (b) 10%; and for hydrogen with an opening rate of (c) 100% and (d) 10%

을 보인다. 개도율이 100%일 때는 출구 영역에서 쇼크 발생 직전에 온도가 급격히 감소한다. 특히, 개도율이 10%인 경우에는 seat와 오리피스 간 간극에서의 초음속 유동에 따른 급격한 온도 저하가 추가로 확인된다. 큰 온도 구배는 재료에 큰 열응력을 인가한다. 특히 금속으로 제작되는 몸체와 달리, seat와

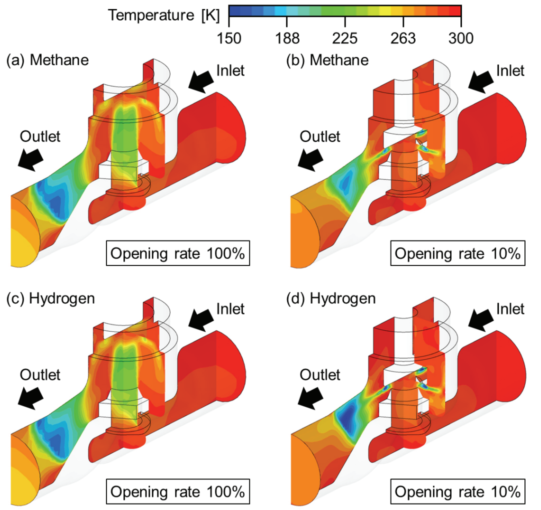

Fig. 6. Temperature distribution within regulator for methane with an opening rate of (a) 100% and (b) 10%; and for hydrogen with an opening rate of (c) 100% and (d) 10%

오리피스는 폴리머로 제작된다. 또한, 오리피스에서 seat와 접촉하는 부분은 응력이 집중될 수 있는 구조를 갖추고 있어, 낮은 개도율에서는 보다 많은 주의가 필요할 것으로 보인다.

Fig. 7은 오리피스 끝단으로부터 정압기의 출구를 향해 뻗은 대칭면 위의 수평선에서의 압력, 마하수, 온도의 분포를 나타낸 것이다. 앞서 Fig. 4~6에서 확인한 바와 같이, 열유동 특성의 분포와 그 값은 개도율에 따라 큰 영향을 받는다.

Fig. 7(a)에서 압력은 개도율이 100%일 때 오리피스 부근에서 약 4.8 bar이고 이후 1 bar 이하로 감소하였다가 출구에서 약 2 bar로 회복한다. 반면, 10%의 개도율에서는 오리피스 부근에서 약 2.2 bar이고, 마찬가지로 1 bar 이하로 감소하였다가, 출구에서 약 1.6 bar로 회복된다. Fig. 7(b)에서 마하수의 경우, 오리피스 부근에서 개도율 100%일 때 0.1이고, 개도율 10%일 때는 0.2이다. 압력과 반대로 1.5 이상으로 가속되었다가 쇼크와 함께 감소하고, 두 개도율과 작동유체에 대해 출구에서는 약 0.55~0.65이다. Fig. 7(c)에서 온도는 오리피스 부근에서 개도율 100%에서 300 K이고, 개도율 10%에서는 290 K이다. 이후, 압력과 유사하게 출구로 감에 따라 감소하

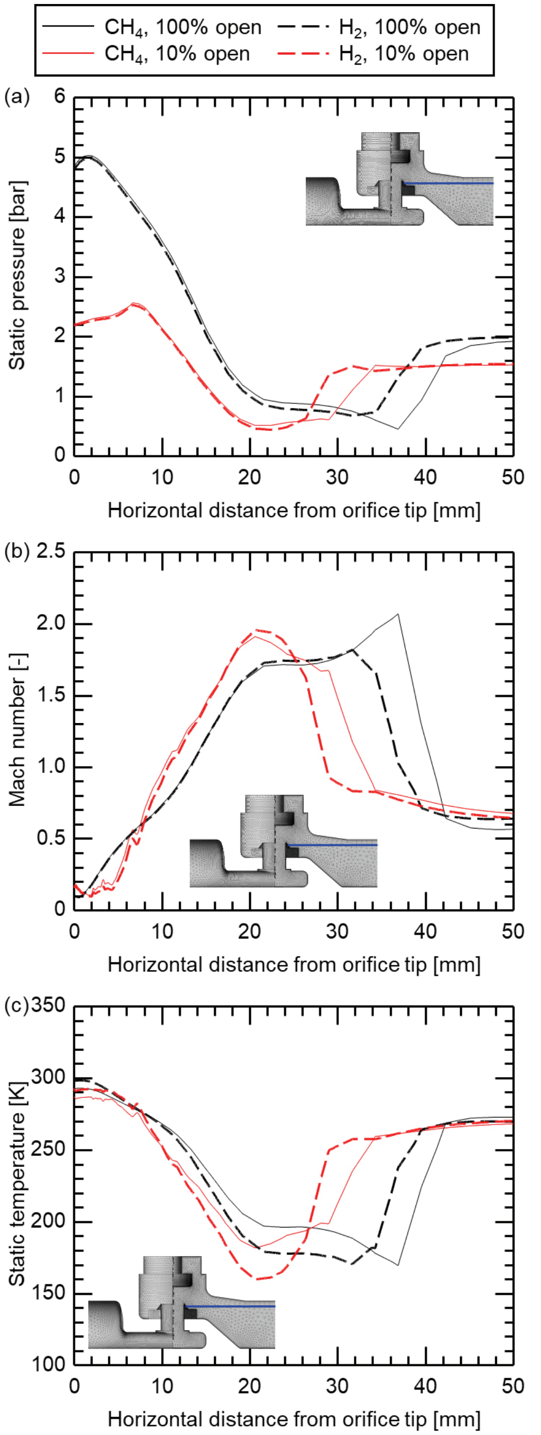

Fig. 7. Comparison of horizontal distributions of thermofluid characteristics between methane and hydrogen for opening rates of 100% and 10% in terms of (a) static pressure, (b) Mach number, and (c) static temperature

다가, 쇼크 이후 증가한다. 두 개도율 모두에서 출구에서는 270 K에 도달한다.

쇼크의 위치는 개도율이 작을수록 상류에서 빠르게 발생한다. 또한, 쇼크의 위치는 작동유체가 메탄일 때보다 수소일 때 오리피스에 더 가까운 위치에서 발생한다. 이는 개도율이 낮을수록 seat와 오리피스 간의 간극이 더 작아지면서 더 많은 유동저항과 그에 따른 질량유량이 감소하였기 때문으로 사려된다. 그러나, 정압기에서 작동유체에 따른 쇼크 발생과 그 구조에 대한 연구가 거의 없기 때문에, 향후 관련 연구가 필요할 것으로 보인다.

3.3 개도율과 작동유체에 따른 난류 에너지 분포

Fig. 8과 9는 각각 작동유체가 메탄과 수소일 때 난류 운동에너지의 분포를 개도율 100%와 10%에 대해 보여준다. 두 그림에서 난류 에너지의 표시 범위가 다름에 주의하라.

난류 운동에너지는 개도율 100%일 때, 출구 영역에서 쇼크 이후에 큰 영역에서 높은 값을 보인다. 또한, seat 아래 영역에서 출구로 향하는 목 부근에서도 벽면을 따라 국소적으로 높은 값을 보인다. 개도율이 10%일 때는 100%일 때보다는 작지만, 여전히 쇼크 이후에 난류 운동에너지가 급격히 상승하는 영역이 존재한다.

Fig. 10은 오리피스 끝단으로부터 정압기의 출구를 향해 뻗은 대칭면 위의 수평선에서의 난류 운동에너지의 분포를 나타낸 것이다. 개도율이 100%일 때는 3번의 국소 최댓값이 관찰된다. 약 3 mm 부근의 난류 운동에너지 증가는 오리피스를 통과한 유체가 상부 벽면에 부딪히기 전의 영역에서 발생한다. 이후 약 19 mm의 최댓값은 목 부근의 상부 벽면을 따라 증가한 난류 운동에너지 영역에 해당한다. 마지막으로 약 38 mm의 최댓값은 쇼크 이 후의 영역이다. 반면, 개도율이 10%인 경우에는 국소 최댓값이 2번 확인된다. 첫 번째 국소 최댓값은 약 8 mm에 있으며, seat와 오리피스 간 좁은 간격을 통해 빠져나가면서 난류 운동에너지가 증가한다. 두 번째 국

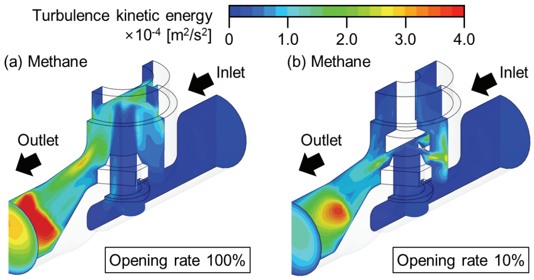

Fig. 8. Turbulence kinetic energy distribution within regulator for methane with an opening rate of (a) 100% and (b) 10%

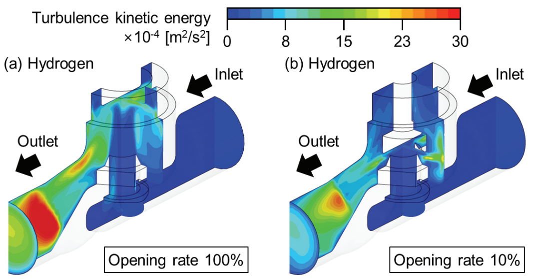

Fig. 9. Turbulence kinetic energy distribution within regulator for hydrogen with an opening rate of (a) 100% and (b) 10%

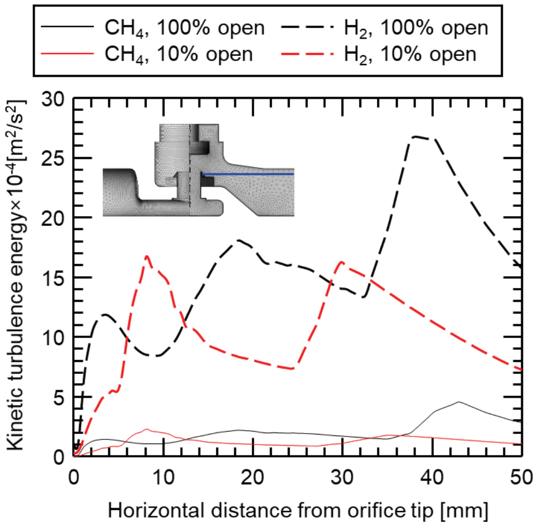

Fig. 10. Comparison of horizontal distributions of turbulence kinetic energy between methane and hydrogen for opening rates of 100% and 10%

소 최댓값은 약 30 mm에 있으며, 쇼크 이후의 영역에 해당한다.

한편, 거리에 따른 난류 운동에너지의 증가 및 감소 경향은 두 작동유체 간에 유사하지만, 그 크기는 상당한 차이를 보인다. 예를 들어, 개도율 100%일 때, 쇼크 직후 난류 운동에너지의 국소 최댓값을 비교하면, 메탄은 45,308 m^2/s^2인 것에 비해, 수소는 267,601 m^2/s^2으로 약 5.9배 크다.

Fig. 10의 결과는 메탄일 때보다 수소일 때, 그리고 개도율이 클수록 유동소음이 평균적으로 더 크게 발생할 수 있음을 시사한다. Ng[18]은 유동 소음의 원인 중 하나로 난류 혼합, 난류와 경계층 간 상호 작용 등을 지적하였다. 그는 난류 영역에서 속도와 압력 변동에 따라 acoustic source를 monopole, dipole 그리고 quadrupole로 구분하였다. Jin 등[19]은 다단 압력강하 밸브에서 난류 유동이 quadrupole과 관련 있고, 다른 acoustic source보다 큰 소음을 발생시킴을 수치해석을 통해 확인하였다. Zeng 등[20]은 실험과 수치해석을 비교함으로써, 소음이 밸브 내 불안정한 난류 유동과 연관이 있음을 보였다.

3.4 개도율과 작동유체에 따른 질량유량

Fig. 11은 개도율 100%와 10%에서 작동유체가 메탄과 수소인 경우의 질량유속을 비교한 그래프이다. 동일 개도율에서 질량유량은 수소보다 메탄일 때 더 높다. 개도율 100%와 10%에 대해 메탄은 각각 0.227 kg/s와 0.072 kg/s인 것에 비해, 수소는 0.080 kg/s와 0.052 kg/s이다. 두 작동유체 간 질량유량의 크기를 비교하면, 수소의 질량유량이 메탄의 것에 비해 개도율 100%일 때 64.8%, 개도율 10%일 때 27.8% 감소한다. 이와 같은 변화는 고정된 입구와 출구 압력 조건에서 수소의 밀도가 더 낮기 때문으로 보인다. Xue 등[5]은 천연가스와 수소 간 혼입비율에 따른 정압기의 가능성을 조사하기 위한 동적모델 해석을 수행하였다. 그들은 수소 혼합율이 증가할수록 동일 압력 조건에서 질량유속이 감소함을 확인하였다. 특히, 그들은 수소 혼합율 증가에 따른 질량유속 감소 구배가 서로 다른 압력 조건에서 일정함을 확인하고, 그 원인으로 수소의 낮은 밀도를 지목하였다.

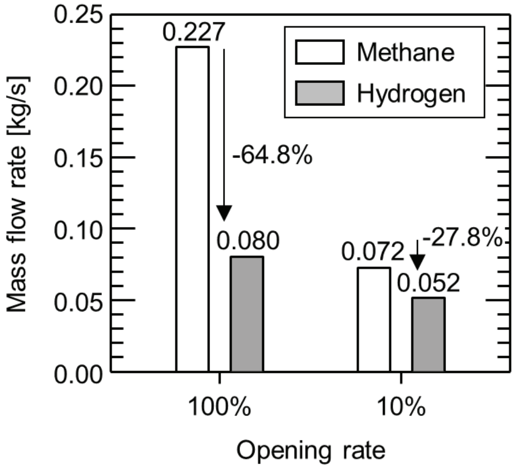

Fig. 11. Comparison of mass flow rates between methane and hydrogen for opening rates of 100% and 10%

비록 수소의 질량유량이 메탄의 것보다 적으나, 공급 열량의 측면에서도 비교할 필요가 있다. 저위 발열량은 메탄의 경우 49.3 MJ/kg이고, 수소의 경우 120.1 MJ/kg이다[21]. 저위 발열량을 고려하면, 개도율 100%에 대해 메탄과 수소는 각각 11.19와 9.61 MJ/s를 공급한다. 한편, 개도율 10%일 때 메탄과 수소의 공급 열량은 각각 3.55와 6.25 MJ/s이다. 즉, 개도율 100%일 때 메탄 대비 수소의 질량유량은 35.2% 수준이지만 공급 열량은 85.9%로 그 차이가 줄어든다. 게다가 개도율 10%인 경우에는 오히려 수소가 더 많은 시간당 열량을 공급할 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 기존 천연가스 배관망에 사용되는 정압기를 대상으로, 수소를 작동유체로 적용할 경우의 성능 변화를 수치해석을 통해 분석하였다. RANS 기반의 실제 기체 방정식을 적용하였으며, 난류모델로 realizable k-ε 모델을 채택하였다. 100%와 10%의 개도율과 수소 및 천연가스를 고려한 총 4가지 경우에서 정압기 내부의 압력, 마하수, 온도 분포, 난류 운동 에너지 및 질량유량을 정량적으로 비교하였다. 주요 결론은 다음과 같다.

1) 개도율에 따른 유동양식은 오리피스와 seat 부근 영역에서 큰 차이를 보였다. 개도율이 큰 경우, seat에 대한 제트 충돌과 seat 아래 영역의 큰 순환 흐름, 그리고 출구로 향하는 비교적 부드러운 유선이 관찰되었다. 반면, 개도율이 작은 경우, seat와 오리피스 간 좁은 간격을 통한 초음속 유동이 특징적이며, 출구 영역의 초음속 영역의 크기도 감소하였다.
2) 출구에서의 쇼크 발생 위치는 개도율과 작동유체에 모두 영향을 받았다. 개도율이 작을수록 쇼크 발생 위치는 상류로 이동하였다. 또한, 메탄보다 수소인 경우, 쇼크 발생이 오리피스에 더 가까이 위치하였다. 이는 질량유량의 차이에 의한 것으로 추측되나, 관련 연구가 부족하여 향후 더 상세한 조사가 필요할 것으로 보인다.
3) 수소인 경우 더 높은 온도구배에 의한 열응력이 예측된다. 두 개도율에서 입구와 출구의 온도는 수소와 메탄이 모두 유사하였으나, 쇼크 발생 직전에 수소가 더 높은 온도구배를 보였다. 특히, 낮은 개도율에서는 seat와 오리피스 간 좁은 간극 유동에 의해 발생하는 급격한 온도구배는 seat와 오리피스의 재료 선택에 주의가 필요함을 시사한다.
4) 난류 운동에너지의 분포로부터 메탄보다 수소일 때 더 높은 유동소음이 예상된다. 두 작동유체 간 난류 운동에너지는 유사한 증가 또는 감소하는 분포를 보였지만, 최댓값을 기준으로 수소가 메탄보다 약 5.9배 큰 난류 운동에너지를 보였다.
5) 메탄일 때에 비해 수소일 때 질량유량은 개도율에 따라 최대 64.8% 감소하였다. 그러나, 시간당 공급열량을 감안한다면, 개도율 100%에서 그 차이는 35.2%로 감소하였으며, 개도율이 10%인 경우에는 수소의 시간당 공급 열량이 더 우수하게 산출되었다.

결과적으로, 기존 천연가스용 정압기를 수소 배관

망에 그대로 적용할 경우, 높아진 온도구배에 따른 열응력 상승과 높은 난류 운동에너지에 의한 유동소음의 증가가 우려된다. 반면, 질량유량은 감소할 수 있으나, 개도율의 범위를 조절한다면 오히려 수소가 더 높은 열량을 공급할 수 있음을 확인하였다.

향후 본 연구진은 본 연구의 결과를 기초로 수소 배관망 정압기의 개발을 위해 보다 다양한 압력 경계조건 및 개도율에 따른 정압기의 특성을 정량화하고, 수소의 열역학적 특성에 기반한 적합한 유로 형상과 정압기 설계기준을 제시하고자 한다.

후 기

본 연구는 국토교통부/국토교통과학기술진흥원의 지원을 받아 수행되었으며, 이에 감사드립니다(연구개발과제번호 RS-2023-00245737).

References

1. Ministry of Trade, Industry and Energy, “Hydrogen economy roadmap for Korea”, 2019, Retrieved from https://h2hub.or.kr/.
2. International Energy Agency (IEA), “The future of hydrogen - seizing today’s opportunities”, IEA Publications, 2019, Retrieved from https://www.iea.org/.
3. D. Morgan and V. Stori, “Issue Brief Outlines Hydrogen Transporation Barriers”, Great Plains Institute, 2024, Retrieved from https://betterenergy.org/.
4. J. E. Kim, K. Y. Park, D. Lim, T. H. Kim, and C. H. Yu, “An Analysis of Overseas Cases of Hydrogen Mixed in Urban Gas Piping Network”, Journal of Hydrogen and New Energy, Vol. 35, No. 5, 2024, pp. 583-590, doi: https://doi.org/10.7316/JHNE.2024.35.5.583.
5. Y. Xue, X. Li, Y. Liu, J. Yuan, J. Hua, and Y. Wu, “Adaptability study of pressure regulator in hydrogen-blended natural gas pipelines”, ACS Omega, Vol. 10, No. 42, 2025, pp. 50412-50430, doi: https://doi.org/10.1021/acsomega.5c07755.
6. C. Zhang, Y. Shao, W. Shen, H. Li, Z. Nan, M. Dong, J. Bian, and X. Cao, “Key technologies of pure hydrogen and hydrogen-mixed natural gas pipelines transportation”, ACS Omega, Vol. 8, No. 22, 2023, pp. 19212-19222, doi: https://doi.org/10.1021/acsomega.3c01131.
7. Korea Gas Corporation, “Natural Gas Business - Production & Supply”, Retrieved from https://www.kogas.or.kr/.
8. K. Mazloomi and C. Gomes, “Hydrogen as an energy carrier: prospects and challenges”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 16, No. 5, 2012, pp. 3024-3033, doi: https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.02.028.
9. J. L. Aprea, “New standard on safety for hydrogen systems in spanish: keys for understanding and Use”, International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 33, No. 13, 2008, pp. 3526-3530, doi: https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2008.02.066.
10. W. S. Kim and J. I. Jang, “The effect of hydrogen on mechanical properties of gas pipeline material: I tensile property”, Journal of the Korean Institute of Gas, Vol. 15, No. 3, 2011, pp. 67-73, doi: https://doi.org/10.7842/kigas.2011.15.3.067.
11. H. J. Lee, J. M. Yu, V. H. Dao, J. H. Bae, W. S. Kim, and K. B. Yoon, “A study on hydrogen damage in base metal of API X70”, Transactions of the Korean Hydrogen and New Energy Society, Vol. 31, No. 3, 2020, pp. 284-292, doi: https://doi.org/10.7316/KHNES.2020.31.3.284.
12. J. Baek, Y. Jang, and C. Kim, “Analysis of influence factors on hydrogen embrittlement of pipe steel according to hydrogen pipeline operating conditions”, Journal of Hydrogen and New Energy, Vol. 35, No. 2, 2024, pp. 216-229, doi: https://doi.org/10.7316/JHNE.2024.35.2.216.
13. ANSYS Inc., “ANSYS & Fluent Guide”, release 19.1, 2019.
14. M. L. Huber, E. W. Lemmon, I. H. Bell, and M. O. McLinden, “The NIST REFPROP database for highly accurate properties of industrially important fluids”, Industrial & Engineering Chemistry Research, Vol. 61, No. 42, 2022, pp. 15449-15472, doi: https://doi.org/10.1021/acs.iecr.2c01427.
15. L. Zeng, G. Liu, J. Mao, Q. Yuan, S. Wang, L. Wei, and Z. Wang, “A novel numerical simulation method to verify turbulence models for predicting flow patterns in control valves”, Journal of Fluid Science and Technology, Vol. 10, No. 1, 2015, pp. JFST0007, doi: https://doi.org/10.1299/jfst.2015jfst0007.
16. Y. Duan, C. Jackson, M. D. Eaton, and M. J. Bluck, “An assessment of eddy viscosity models on predicting performance parameters of valves”, Nuclear Engineering and Design, Vol. 342, 2019, pp. 60-77, doi: https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2018.11.036.
17. M. J. Kobielski, W. Skarka, and M. Skarka, “Comparison of pressure-loss evaluation fidelity in turbulent energy dissipation models of poppet check valve using computational fluid dynamics (CFD) software”, Technical Science, Vol. 27, 2024, pp. 19-31, doi: https://doi.org/10.31648/ts.9732.
18. K. W. Ng, “Control valve noise”, ISA Transactions, Vol. 33, No. 3, 1994, pp. 275-286, doi: https://doi.org/10.1016/0019-0578(94)90098-1.
19. H. Jin, J. Zhang, X. Liu, and C. Wang, “Study on flow-induced noise characteristics of multistage depressurization valve in the nuclear power plant”, Nuclear Engineering and Design, Vol. 407, 2023, pp. 112282, doi: https://doi.org/10.1016/j.nu

cengdes.2023.112282.

20. L. Zeng, G. Liu, J. Mao, S. Wang, Q. Yuan, H. Yuan, K. Wang, J. Zhang, and Y. Xu, “Flow-induced vibration and noise in control valve”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 229, No. 18, 2015, pp. 3368-3377, doi: https://doi.org/10.1177/0954406215570386.

21. Y. B. Gu and M. C. Lee, “A HAZOP risk assessment study for the application of hydrogen fuel in a gas turbine combined cycle power plant”, Journal of Hydrogen and New Energy, Vol. 35, No. 5, 2024, pp. 572-582, doi: https://doi.org/10.7316/JHNE.2024.35.5.572.