

돔 로드 가스 압력 레귤레이터 시뮬레이션 모델 개발

Development of a Simulation Model for a Dome-Loaded Gas Pressure Regulator

정동우* · 장지성** †

Dong-Woo Jeong* and Ji-Seong Jang** †

(Received 13 August 2025, Revised 12 November 2025, Accepted 24 November 2025)

초록 : 이 논문에서는 돔 로드 가스 압력 레귤레이터의 비선형 열전달 특성을 반영한 시뮬레이션 모델을 개발하였다. 개발한 시뮬레이션 모델은 AMESim 소프트웨어를 이용해 구현하였고, 가스 시스템으로의 공급 압력을 조절하는 시뮬레이션을 수행하여 레귤레이터 응답 특성을 확인하였다. 또한 개발한 모델을 이용하여 가스 출력 응답의 정적 특성 예측 모델을 도출하고, AMESim을 이용한 비선형 시뮬레이션과의 비교를 통하여 모델의 타당성을 검토하였다. 개발한 시뮬레이션 모델은 돔 로드 가스 압력 레귤레이터의 설계 파라미터 설정 및 성능 예측을 위하여 활용할 수 있다.

키워드 : 돔 로드 가스 압력 레귤레이터, 비선형 열전달, 레귤레이터 출구 압력 정특성

Abstract : This study develops a simulation model of a dome-loaded gas pressure regulator that captures nonlinear heat-transfer effects. The model is implemented in AMESim, and the regulator's dynamic response is examined via simulations that regulate the supply pressure delivered to a gas system. Using the developed model, we further derive a predictor for the regulator's static output characteristics and evaluate its validity by comparison with nonlinear AMESim simulation results. The proposed model provides a practical tool for selecting design parameters and forecasting performance of dome-loaded gas pressure regulators.

Key Words : Dome Loaded Gas Pressure Regulator, Nonlinear Heat Transfer, Static Characteristics of The Regulator Output Pressure

1. 서 론

가스 압력 레귤레이터는 가스를 작동유체로 이용하는 시스템의 공급 가스 압력을 일정하게 유지하는 역할을 한다. 그중, 돔 로드 가스 압력 레

귤레이터(Dome loaded gas pressure regulator)는 응답이 빠르고 대유량 공급이 가능하므로 광범위한 산업 영역에서 사용하고 있고, 이러한 돔 로드 가스 압력 레귤레이터의 성능 개선을 위한 연구가 활발하게 진행되고 있다. 대표적인 연구는 다

**† 장지성(<https://orcid.org/0000-0002-4123-9961>) : 교수, 국립부경대학교 에너지수송시스템공학부 기계시스템공학전공
E-mail : Jangjs@pknu.ac.kr, Tel : 051-629-6196

*정동우(<https://orcid.org/0009-0005-6800-1856>) : 대학원생,
국립부경대학교 기계시스템공학과

**† Ji-Seong Jang(<https://orcid.org/0000-0002-4123-9961>): Professor, Division of Energy Transport Systems Engineering, Major in Mechanical System Engineering, Pukyong National University.
E-mail : Jangjs@pknu.ac.kr, Tel : 051-629-6196

*Dong-Woo Jeong(<https://orcid.org/0009-0005-6800-1856>) : Graduate student, Department of Mechanical Engineering, Pukyong National University.

음과 같다. Kukulka는 Lumped-parameter 기반의 가스 압력 레귤레이터 동적 수치 모델을 개발하였다.¹⁾ Nabi의 연구에서는 Runge-Kutta 기반 수치 해석을 통해 돔 로드 가스 압력 레귤레이터의 동적 해석을 진행하였지만, 열전달 및 온도 변화들은 고려하지 않았다.²⁾ Zafer의 연구에서는 상업용 가스 레귤레이터의 진동 원인을 규명하였고, 일반적인 레귤레이터의 동적 모델을 개발 후 최적화 및 설계 가이드를 제시했다.³⁾ Ramzan의 연구에서는 액체 추진 로켓 탱크 압력을 제어하는 레귤레이터용의 비선형 동적 모델을 개발했다.⁴⁾ Manimaran도 액체 추진계의 압력을 유지하는 돔 로드 가스 압력 레귤레이터의 비선형 동적 모델을 제안했다.⁵⁾ Sharma는 AMESim 소프트웨어를 사용한 동적 모델을 제시하고 최적 설계값을 도출하는 도구로 사용하였다.⁶⁾ 그러나 전술한 다양한 연구에서는 가스의 상태변화를 폴리트로픽 변화로 가정함으로써 비선형 열전달 특성을 반영한 가스 온도변화 특성을 무시하였다.

이 논문에서는 가스의 비선형 열전달 특성을 반영하여 가스의 상태변화를 특정 프로세서로 가정하지 않는 돔 로드 가스 압력 레귤레이터의 비선형 시뮬레이션 모델을 개발하였다. 개발한 시뮬레이션 모델은 AMESim 소프트웨어를 이용해 구현하였고, 가스 시스템으로의 공급 압력을 조절하는 시뮬레이션을 통하여 레귤레이터 응답 특성을 확인하였다. 또한 개발한 모델을 이용하여 가스 출력 응답의 정적 특성 예측 모델을 도출하고, AMESim을 이용한 비선형 시뮬레이션과의 비교를 통하여 개발한 모델의 타당성을 검토하였다.

2. 수학 모델

Fig. 1은 돔 로드 가스 압력 레귤레이터의 개략도이다. 돔 로드 가스 압력 레귤레이터는 다이어프램 상부 부하력을 생성하는 돔 형태 부하 발생부, 다이어프램(Diaphragm), 메인 밸브(Main valve), 스프링(Spring)으로 구성된 기계적인 부분 및 레귤레이터 내부 가스 체적($V_2 \sim V_3$), 가스 체적과 레귤레이터 입·출구부 사이를 이동하는 가스 유로로

구성되어 있다. 레귤레이터는 입구 포트, 출구 포트, 파일럿 포트, 센싱 포트로 구성된 4개의 포트가 설치되어 있다. 다이어프램은 파일럿 포트에 들어온 가스 압력을 메인 밸브 구동력으로 전환하여 메인 밸브를 움직이게 함과 동시에 밸브 출구 압력을 설정하는 역할을 한다. 스프링은 밸브 출구 압력이 설정 압력에 도달했을 때 입구 포트와 출구 포트 사이의 유로를 차단하여 밸브 출구 압력을 유지함과 동시에 메인밸브 동작의 안정성을 보완하는 역할을 한다. 메인 밸브는 입구 포트와 출구 포트 사이 가스 유동을 제어하는 역할을 하며, 파일럿 포트에 들어온 가스 압력에 따라 밸브 출구 유량을 제어하는 역할을 한다.

Fig. 1에 나타난 메인 밸브의 운동방정식은 식 (1)로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} M \frac{d^2 x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + k_{sp} x &= P_p A_p - P_5 A_5 + P_1 A_1 - \\ &P_2 A_2 + F_f - P_3 A_3 - F_r + Mg - F_s, \\ F_f &= P_4 A_s E_1 \left(1 - E_2 \frac{A_{14}}{A_s} \right), \\ A_{14} &= \pi \delta x \sin \theta (D_h - \delta x \sin \theta \cos \theta) \end{aligned} \quad (1)$$

식 (1)에서, P_p [Pa]는 파일럿 압력, P_1 [Pa]는 입구 압력, P_2 [Pa]는 하부 챔버 압력, P_3 [Pa]는 스프링 챔버 압력, P_4 [Pa]는 제어 압력, P_5 [Pa]는 센싱 챔버 압력, x [m]는 메인 밸브 포핏 변위, A_p [m²]는 파일럿 챔버 수압 면적, A_1 [m²]는

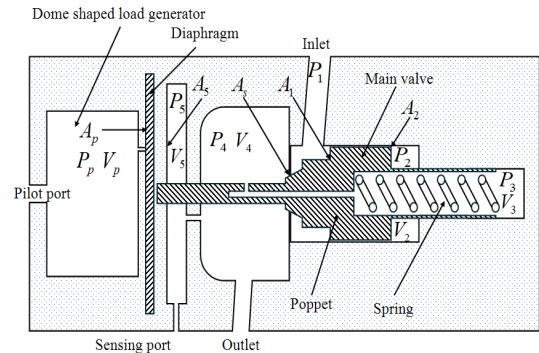


Fig. 1 Sectional of a dome loaded pressure regulator

메인 밸브 입구 압력 수압 면적, A_2 [m^2]는 메인 밸브 하부 챔버 수압 면적, A_3 [m^2]는 메인 밸브 스프링 챔버 수압 면적, A_5 [m^2]는 센싱 챔버 수압 면적, A_s [m^2]는 메인 밸브 포핏 수압 면적, A_{14} [m^2]는 메인 밸브 포핏 유로 단면적, D_h [m]는 메인 밸브 포핏 시트 직경, θ [$^\circ$]는 메인 밸브 포핏 각도, c [$\text{N}/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$]는 메인 밸브 포핏에 작용하는 점성 마찰 계수, E_1 , E_2 는 메인 밸브 포핏에 작용하는 유체력 계수, F_b [N]는 메인 밸브 포핏에 작용하는 초기 힘, F_r [N]은 메인 밸브 정지 마찰력, F_s [N]는 스프링 자유장에 의한 스프링력, g [m/s^2]는 중력 가속도, k_{sp} [N/m]는 스프링 상수, M [kg]은 메인 밸브 가동부 질량이다.

레귤레이터 내부 유로를 통과하는 질량 유량 W_{14} , W_{43} , W_{45} , W_{46} 는 식 (2)로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
 W_{hl} &= \frac{A_{hl} P_h N_{hl}}{\sqrt{T_h}}, \\
 \left(\frac{P_l}{P_h} \right) &> \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\kappa/(\kappa-1)} \\
 N_{hl} &= \left\{ \frac{2\kappa}{(\kappa-1)R} \left[\left(\frac{P_l}{P_h} \right)^{2/\kappa} - \left(\frac{P_l}{P_h} \right)^{(\kappa+1)/\kappa} \right] \right\}^{1/2}, \\
 \left(\frac{P_l}{P_h} \right) &\leq \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\kappa/(\kappa-1)} \\
 N_{hl} &= \left[\frac{\kappa}{R} \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{(\kappa+1)/(\kappa-1)} \right]^{1/2} \quad (2)
 \end{aligned}$$

식 (2)에서, A [m^2]는 유로 단면적, T [K]는 가스 온도, R [$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K}^{-1})$]은 기체 상수, κ 는 비열비, P [Pa]는 압력, W [kg/s]는 유로를 통과하는 질량 유량, 하첨자 h 는 유로 고압측, l 은 유로 저압측을 나타낸다.

레귤레이터 내부 체적의 가스 압력 변화는 식 (3), (4)로 나타낼 수 있다. 식 (3)은 P_2 , P_3 , P_5 , P_6 의 변화를 나타내고, 식 (4)는 P_4 의 변화를 나타낸다.

$$\frac{dP_l}{dt} = \frac{W_{hl} R T_l}{V_l} + \frac{m_l R}{V_l} \frac{dT_l}{dt} - \frac{P_l A_l}{V_l} \frac{dx}{dt} \quad (3)$$

$$\begin{aligned}
 \frac{dP_4}{dt} &= \frac{(W_{14} - W_{43} - W_{45} - W_{46}) R T_4}{V_4} + \\
 &\quad \frac{m_4 R}{V_4} \frac{dT_4}{dt} - \frac{P_4 A_s E_1 (1 - E_2 A_{14}/A_s)}{V_4} \frac{dx}{dt} \quad (4)
 \end{aligned}$$

식 (3), (4)에서 m 은 체적 내부 기체 질량, 하첨자 h 는 유로 고압측, l 은 유로 저압측을 나타낸다.

레귤레이터 내부 체적 가스 온도변화는 식 (5), (6)으로 나타낼 수 있다. 식 (5)는 T_2 , T_3 , T_5 , T_6 의 변화를 나타내고, 식 (6)은 T_4 의 변화를 나타낸다.

$$\begin{aligned}
 W_{hl} &\geq 0 \\
 \frac{dT_l}{dt} &= \frac{1}{C_v m_l} \left[W_{hl} \cdot C_p \cdot T_h - W_{hl} \cdot C_v \cdot T_l - \right. \\
 &\quad \left. P_l \frac{dV_l}{dt} + (T_e - T_l) \cdot h_l \cdot s_{hl} \right], \\
 W_{hl} &< 0 \\
 \frac{dT_l}{dt} &= \frac{1}{C_v m_l} \left[W_{hl} \cdot R \cdot T_l - P_l \frac{dV_l}{dt} + \right. \\
 &\quad \left. (T_e - T_2) h_2 \cdot s_{h2} \right] \quad (5)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 W_a &\geq 0 \\
 \frac{dT_4}{dt} &= \frac{1}{C_v m_4} \left[W_a \cdot C_p \cdot T_1 - W_a \cdot C_v \cdot T_4 - \right. \\
 &\quad \left. P_4 \frac{dV_4}{dt} + (T_e - T_4) \cdot h_4 \cdot s_{h4} \right], \\
 W_a &< 0 \\
 \frac{dT_4}{dt} &= \frac{1}{C_v m_4} \left[W_a \cdot R \cdot T_4 - P_4 \frac{dV_4}{dt} + \right. \\
 &\quad \left. (T_e - T_4) h_4 \cdot s_{h4} \right], \\
 W_a &= W_{14} - W_{43} - W_{45} - W_{46} \quad (6)
 \end{aligned}$$

식 (5), (6)에서 C_v [$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$]는 가스 정적비열, C_p [J/kgK]는 가스 정압비열, h [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1})$]는 열

전달계수, s_h [m^2]는 열전달면적, 하첨자 e 는 레귤레이터 주변 대기를 나타낸다.

정상상태에서 레귤레이터 내부 압력은 $P_1 = P_2$, $P_4 = P_3 = P_5$ 이고, 유량이 0이므로 기체 이동에 의한 유체력이 0이 되므로, 식 (1)을 초기상태와 변화량을 구분하여 정리하면 레귤레이터 파라미터 변화에 의한 제어압력 변화를 식 (7)로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \delta P_4 (A_3 + A_5 - A_s) &= \delta P_p A_p - \delta P_1 (A_2 - A_1) - \\ &\left(Ms^2 + cs + P_{40} E_1 E_2 \pi D_h \sin \theta + k_{sp} \right) \delta x + F_b, \\ F_b &= P_{p0} A_p - P_{10} (A_2 - A_1) + P_{40} (\overline{A_{s0}} - A_3 - A_5) \\ &- F_r + Mg - F_s, \quad \overline{A_s} = A_s E_1 (1 - E_2 A_{14} / A_s) \end{aligned} \quad (7)$$

레귤레이터가 정상상태에 도달하면 식 (7)에서 $\delta x = 0$, $F_b = 0$ 이고, 입구 압력 P_1 의 변화가 없다고 가정하면 파일럿 압력 변화에 따른 제어압력 변화를 식 (8)로 나타낼 수 있다.

$$\delta P_4 = \frac{\delta P_p A_p}{(A_3 + A_5 - A_s)} = g_{p4} \delta P_p \quad (8)$$

3. 시뮬레이션 모델

Fig. 2는 식 (2)~(6)을 AMESim으로 구현한 시뮬레이션 모델을 나타낸다. 시뮬레이션 모델에서 레귤레이터 내부를 통과하는 유체로는 공기를 사용하였고, 돔 부하를 생성하는 파일럿 측에는 질소를 사용하였다. 공기와 질소의 공급 온도는 293.15 [K]로 설정하였다. 시뮬레이션 모델에서 입구측 압력 P_1 은 상용 레귤레이터 최대 사용압력 범위에 있는 15.65 [MPa abs]로 설정하였다. 시뮬레이션에 사용한 물리 파라미터를 Table 1에 나타낸다. 레귤레이터 모델에 사용한 각종 물리 파라미터는 상용 레귤레이터의 파라미터 값을 사용하였다. 점성 마찰 계수, 유체력 계수, 메인 밸브 마찰력 계수는 AMESim 모델의 기본값을 사용하였다.

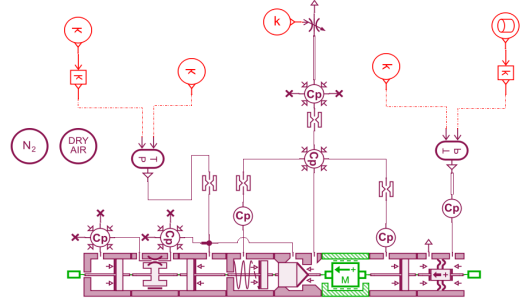


Fig. 2 Simulation model implemented with AMESim

Table 1 Regulator Parameters

Parameter	Value	Unit
Mass of the main-valve moving element	0.07	kg
Pilot-chamber pressurized area	4.076×10^{-3}	m^2
Main-valve poppet pressurized area	1.0×10^{-4}	m^2
Main-valve inlet pressurized area	1.0×10^{-4}	m^2
Main-valve lower-chamber pressurized area	1.5×10^{-4}	m^2
Main-valve spring-chamber pressurized area	1.8×10^{-4}	m^2
Sensing-chamber pressurized area	4.040×10^{-3}	m^2
Spring stiffness	22000	N/m
Pilot-chamber volume	3.70×10^{-4}	m^3
Lower-chamber volume	2.60×10^{-6}	m^3
Spring-chamber volume	1.13×10^{-6}	m^3
Sensing-chamber volume	4.70×10^{-5}	m^3
Diaphragm diameter	70×10^{-3}	m
Poppet diameter	15×10^{-3}	m
Poppet rod diameter	6.4×10^{-3}	m
Poppet half angle	30	°
Damping orifice diameter	5×10^{-3}	m
heat transfer coefficient	3000	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1})$
heat exchange area	0.1	m^2

돔 형태 부하 발생부로 공급하는 파일럿 압력 P_p 는 Fig 3에 나타난 계단형 압력을 인가하였다. 파일럿 압력은 부하 발생부 챔버의 시정수를 고려하여 약 2~3초 간격의 계단 입력으로 인가하였

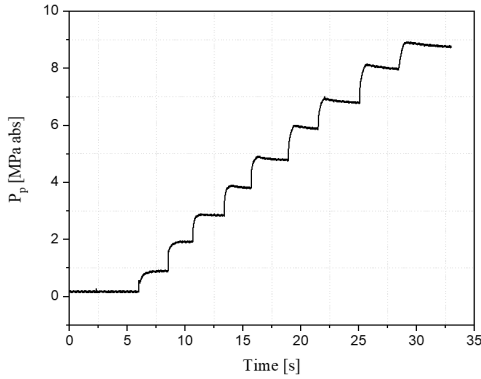


Fig. 3 Pilot pressure supplied to dome-shaped load generator

으며, 최종 압력은 8.73 [MPa abs]이다. 레귤레이터 출구에는 출구 유로 단면적 A_{46} 을 조절할 수 있는 최대 직경 0.02 m인 가변 오리피스 모델을 적용하여 출구 유량을 조절할 수 있게 하였다.

4. 시뮬레이션 결과 및 고찰

Fig. 4는 Amesim 모델을 이용한 레귤레이터 제어 압력 변화 해석 결과를 나타낸다. Fig. 3에 나타난 파일럿이 고압이 되어 감에 따라 Fig 4에 나타난 레귤레이터 모델 제어 압력이 증가함을 알 수 있다. Fig 5는 시뮬레이션 모델에 인가한 파일럿 압력과 시뮬레이션 모델의 제어 압력 해석 결과를 정규화하여 나타난 그래프이다. Fig 5에서 시뮬레이션 모델 제어 압력이 파일럿 압력 변화를 잘 추종하는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 6, 7은 시뮬레이션 모델을 이용한 레귤레이터 메인 밸브 변위 및 메인 밸브 출구 유량 계산 결과를 나타낸다. Fig. 6에서 파일럿 압력 변화에 따라 메인 밸브가 최대 0.025 m 정도 이동함을 알 수 있다. 또한 Fig. 7에 나타난 바와 같이 파일럿 압력이 증가하면 메인 밸브가 이동하여 밸브 출구 유로가 증가하므로 밸브 출구 유량이 발생하고, 파일럿 압력이 일정하게 유지되어 레귤레이터 제어 압력이 목표값에 도달하면 메인 밸브 변위가 0으로 수렴하여 출구 유량이 0이 되는 것을 알 수 있다.

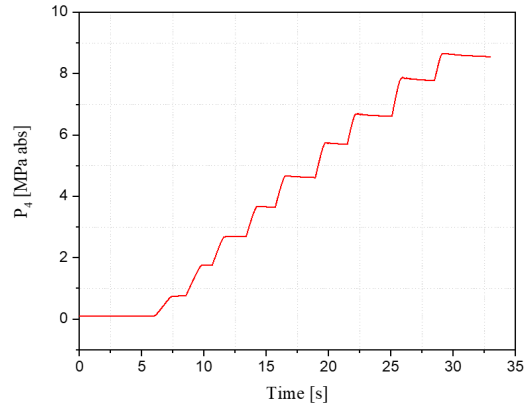


Fig. 4 Simulation results of control pressure using regulator model

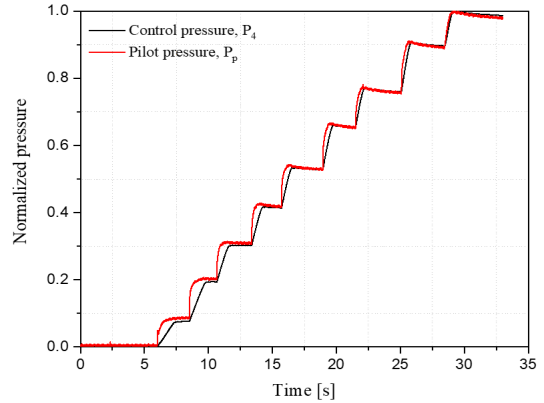


Fig. 5 Normalized pilot pressure vs. control pressure

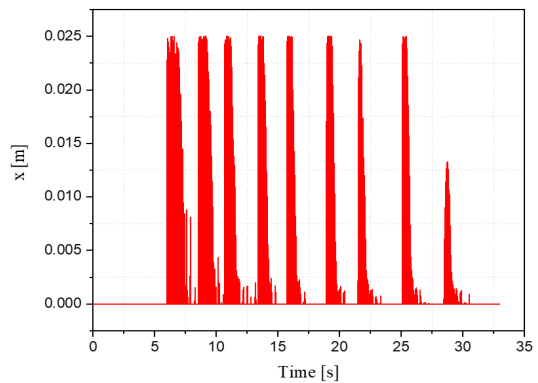


Fig. 6 Simulation results of main valve displacement using regulator model

Fig. 8은 레귤레이터 제어 챔버의 온도 계산 결과를 나타낸다. Fig. 8을 Fig. 4와 비교하면 시뮬레이션 모델의 제어 압력이 변하면 제어 챔버 온도가 변하는 것을 확인할 수 있다. 또한 제어 압력이 증가하면 제어 챔버 내부 기체의 압축으로 인해 제어 챔버 내부 온도가 최대 311 K까지 상승하고, 제어 압력이 정상상태에 도달하여 챔버 내부 기체 압력의 변화가 없으면 레귤레이터 주변 대기와의 열전달에 의하여 제어 챔버 내부 기체 온도가 레귤레이터 주변 온도까지 하강함을 알 수 있다.

Fig. 9는 파일럿 압력을 Fig. 3에 나타난 각 스텝별 최종치로 설정하고, 레귤레이터 출구 측 가변 오리피스를 최대 유로 단면적으로 개방했을 때의 제어 압력과 부하 유량의 관계를 나타낸다.

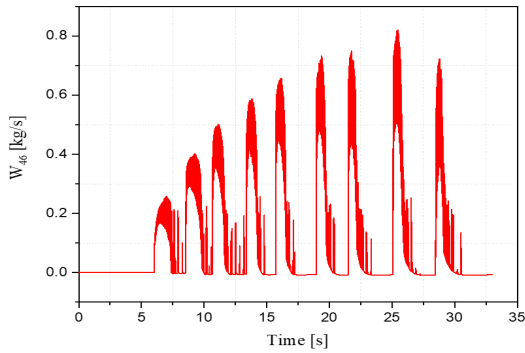


Fig. 7 Simulation results of outlet flow rate using regulator model

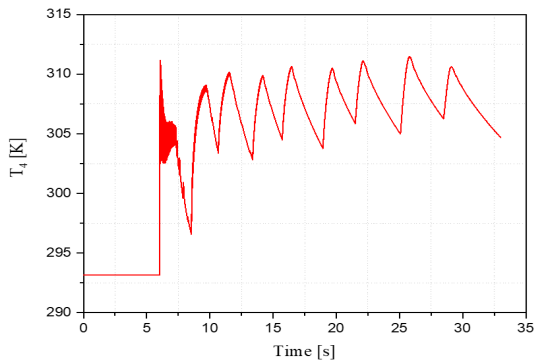


Fig. 8 Simulation results of control chamber temperature using regulator model

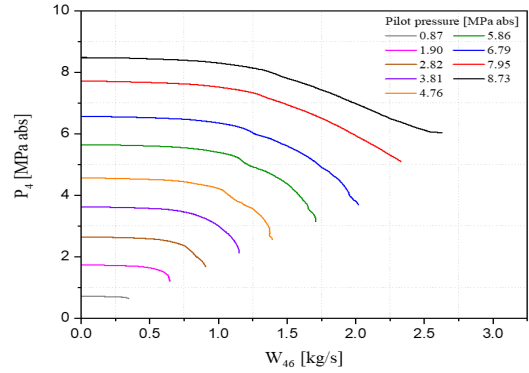


Fig. 9 Simulation results of P-Q curve using regulator model

Fig. 9로부터 부하 유량이 증가하면 제어 압력이 하강하는 레귤레이터의 압력-유량 특성을 확인할 수 있고, 이 결과를 이용하면 설정한 제어 압력을 유지 가능한 최대 부하 유량을 파악할 수 있다.

Table 1에 나타난 파라미터를 이용하여 식 (8)에 나타난 파일럿 압력-제어 압력 계인 g_{p4} 를 도출하면 0.9893이 된다. 이 결과를 이용하면 파일럿 압력 설정값에 따른 정상상태 제어 압력을 Table 2와 같이 예측할 수 있고, 이 결과는 Fig. 9의 부하 유량이 0일 때의 제어 압력을 잘 나타내고 있음을 알 수 있다.

Table 2 Prediction of regulator steady state control pressure according to pilot pressure change

Pilot pressure [MPa abs]	Steady state control pressure using simulation model [MPa abs]	Steady state control pressure using Eq. (8) [MPa abs]
8.73	8.48	8.64
7.95	7.71	7.86
6.79	6.56	6.72
5.86	5.65	5.80
4.76	4.56	4.71
3.81	3.62	3.77
2.82	2.64	2.79
1.90	1.72	1.88
0.87	0.72	0.86

5. 결 론

이 연구에서는 가스의 비선형 열전달 특성을 반영한 돔 로드 레귤레이터 비선형 해석 모델을 개발하였다. 개발한 비선형 모델은 상용 소프트웨어인 AMESim을 이용해 구현하였고, 파일럿 압력 변화에 따른 레귤레이터 응답 특성을 구하였다.

개발한 시뮬레이션 모델은 파일럿 압력 설정용 기체로는 질소, 레귤레이터로 압력을 제어하는 시스템의 기체로는 공기를 사용하고, 가스의 상태 변화를 특정 프로세스로 가정하지 않으면서 상용 레귤레이터의 파라미터를 적용함으로써 실제 사용 조건에 부합하는 해석을 진행하였다. 그 결과, 가스 동작 범위에 대한 제한 없이 광범위한 압력 변화에 대한 다양한 비선형 응답을 도출할 수 있으므로 돔 로드 가스 압력 레귤레이터의 성능 개선 및 상세설계에 활용할 수 있을 것으로 기대한다.

후 기

이 논문은 부경대학교 자율창의기술연구비 (2025년)에 의하여 연구되었음.

Author contributions

D. W. Jeong; Writing-original draft, Investigation, Software, Data curation, J. S. Jang; Writing- review & editing, Supervision.

References

1. D. J. Kukulka, A. Benzoni and J. C. Mollendorf, 1994, "Digital simulation of a pneumatic pressure regulator", *Simulation*, 63(4), 252-266. (<https://doi.org/10.1177/003754979406300405>)
2. Nabi, E. Wacholder and J. Dayan, 2000, "Dynamic model for a dome-loaded pressure regulator", *J. Dyn. Sys., Meas., Control*, 122(2), 290-297. (<https://doi.org/10.1115/1.482464>)
3. N. Zafer and G. R. Luecke, 2008, "Stability of gas pressure regulators", *Applied Mathematical Modelling*, 32(1), 61-82. (<https://doi.org/10.1016/j.apm.2006.11.003>)
4. M. Ramzan and A. Maqsood, 2016, "Dynamic Modeling and Analysis of a High Pressure Regulator", *Mathematical Problems in Engineering*, 1-8. (<https://doi.org/10.1155/2016/1307181>)
5. A. Manimaran and S. S. Hiremath, 2018, "Mathematical modeling of a pneumatic pressure regulator for aerospace application", *Advances in Materials and Processing Technologies*, 4(1), 39-60. (<https://doi.org/10.1080/2374068X.2017.1367988>)
6. G. Sharma, S. Sunil, D. Venkittaraman and M. Radhakrishnan, 2020, "Development of a Flight Stage Command System Pressure Regulator and Modeling Using LMS IMAGINE AMESIM", Springer, Singapore, 25-46. (https://doi.org/10.1007/978-981-15-1892-8_3)