

상온기체 블로우다운 방식을 사용한
유도무기용 유압식 구동장치의 공압부에 대한 모델링 및 시뮬레이션
Modeling and Simulation of the Pneumatic Part
in a Cold Gas Blow-Down Type Hydraulic Actuation System
for a Missile

박희승^{1*}

Hee Seung Park

Received: 01 Jun. 2016, Accepted: 04 Jul. 2016

Key Words : Hydraulic Actuation System(유압식 구동장치), Cold Gas Blow-down(상온기체블로우다운), Missile (유도무기)

Abstract: A cold gas blow-down hydraulic actuation system is widely used in missiles that require an actuation system with a fast response time under a limited space with a short operating time and large loads on the actuators. The system consists of a pneumatic part that supplies the regulated high-pressure gas to a reservoir, and a hydraulic part that supplies pressurized hydraulic oil to the actuators by the pressurized gas in the reservoir. This paper proposes a mathematical model to analyze and simulate the pneumatic part of an actuation system that supplies the operating power to the actuators. The mathematical model is based on the ideal gas equation and also considers the models for heat transfer. The model is applied to the pressure vessel and the gas part of the reservoir, and the model for the pneumatic part is established by connecting the two models for the parts. The model is validated through a comparison of the simulation results with the experimental results. The comparison shows that the suggested model could be useful in the design of the pneumatic part of a cold gas blow-down type hydraulic actuation system.

1. 서 론

유압식 구동장치는 전기식 구동장치나 공압식 구동장치에 비해 강성이 크고 응답성이 뛰어난 특성을 가지고 있다. 특히 체적 및 무게 대비 출력이 다른 구동장치에 비해 가장 우수하다는 특성으로 인해, 제한된 무게 및 공간 조건 하에서 부하조건 및 응답성을 만족시켜야 하는 유도무기 시스템에서 다양하

게 활용되고 있다.¹⁾ 유압식 구동장치는 유압유를 사용하는 방식에 따라 한 번 사용한 유압유를 밖으로 배출시키는 블로우다운 방식과 유압유를 계속 순환시켜 사용하는 순환식 방식이 있다. 이 중 순환식 방식은 구동 시간이 긴 경우에 강점을 가지게 되나, 순환을 위한 펌프 등 부속 장비의 부피 및 중량이 커서 단시간의 구동만을 필요로 하는 경우에는 적합하지 않다. 그리고 블로우다운 방식에는 압력을 형성시키는 방법에 따라 연소를 통해 고온, 고압의 기체를 만들어 사용하는 고온기체 방식과 처음부터 고압용기에 고압의 상온기체를 사용하는 방식이 있다. 본 논문에서는 앞서 소개한 다양한 형태의 유압식 구동장치 중, 구동 시간이 수초~수십초 수준으로 짧을 경우에 공간적 측면에서 장점을 가지며, 고온으로 인한 신뢰성 문제가 가장 적게 발생하는 상온기체 블로우

* Corresponding author: heeseungpark@add.re.kr

1 The 1st Research and Development Institute, Agency for Defense Development, Korea

Copyright © 2016, KSFC

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

다운 방식을 사용한 유압식 구동장치를 다루고자 한다.

상온기체 블로우다운 방식 유압식 구동장치 시스템은 크게 Fig. 1의 개념도에서 도시된 바와 같이 고압용기, 압력조절기, 저유기, 구동기, 매니폴드 및 배관으로 구성되어 있다. 본 논문에서는 이 중, 작동유체로 고압의 기체를 사용하는 부분인 고압용기에서 저유기의 기체부 영역에 이르는 부분을 공압부로 정의하며, 유압유가 작동유체로 사용되는 영역인 저유기의 나머지 부분에서부터 유압유가 배출되는 부분까지의 영역을 유압부로 정의한다.

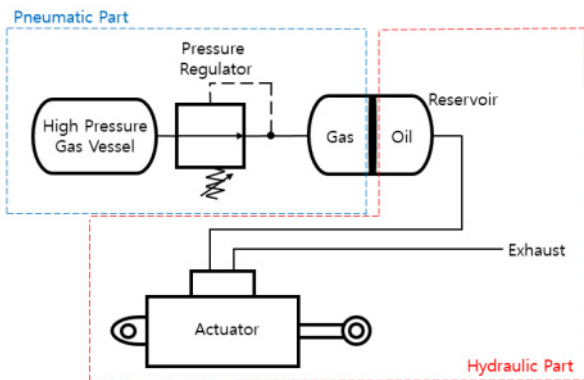


Fig. 1 Schematic of a cold gas blow-down type hydraulic actuation system

상온기체 블로우다운 방식 유압식 구동장치 시스템에서는 고압용기에 저장되어 있던 고압의 기체가 압력조절기를 지나면서 일정한 압력으로 조절되고, 이 기체가 저유기의 기체부에 도달하면 저유기의 유체부에 있는 유압유를 밀게 된다. 그러면 이 유압유가 구동기의 제어밸브로 전달되며, 제어밸브의 제어를 통해 구동기로의 유압유 공급이 조절되어 구동기가 움직이게 된다. 이 때, 공압부 기체의 부피가 변화하면서 기체의 팽창 및 수축에 따른 온도 변화가 발생하게 되고, 이에 따른 외부와의 온도 차이로 인해 외부와의 열교환이 이루어지게 된다. 또한, 기체가 압력조절기를 지나면서 Joule-Thomson 효과가 발생하여 온도가 변하는 등, 공압부에서는 복잡한 온도 양상이 나타나게 된다. 이에 따라 공압부 기체의 압력 또한 온도와 함께 복잡한 형태로 변화하게 된다.

본 시스템에서 공압부는 시스템 전체의 동력원 역할을 하게 되므로 시스템에 안정적인 동력을 공급하기 위해서는 공압부에 대한 설계가 적절하게 이루어져야 한다. 현재, 공압부의 설계에서는 대부분 폴리트로픽 과정을 가정한 후, 실험을 통해 구한 폴리트로픽 지수를 적용하여 기체의 온도 및 압력을 계산

하고 있다.²⁾ 하지만, 이 방법은 시스템의 형상 및 사용 조건에 따라 달라지는 폴리트로픽 지수를 미리 알아야 하며, 전체 시스템이 작동하는 중간과정에 대한 예측이 제대로 이루어질 수 없다는 단점이 있다.

본 논문에서는 이러한 계산 과정의 한계를 극복하고, 비교적 간단하면서도 만족할만한 정확도를 얻을 수 있도록 이상기체 상태방정식 및 각 열전달 모드들이 적용된 수학적 모델을 개발하고자 한다. 또한, 이 모델로부터 계산된 기체의 온도 및 압력을 실제 실험 결과와 비교함으로써, 모델의 타당성을 증명할 것이다. 본 모델은 앞으로 상온기체 블로우다운 방식 유압식 구동장치 시스템을 개발하는데 있어서 공압부 설계의 가이드라인의 역할을 할 수 있을 것으로 기대된다.

2. 수학적 모델링

2.1 지배방정식

상온기체 블로우다운 방식 유압식 구동장치 시스템의 공압부에 대한 수학적 모델링을 위해 Fig. 2와 같은 검사체적을 고려하였다.

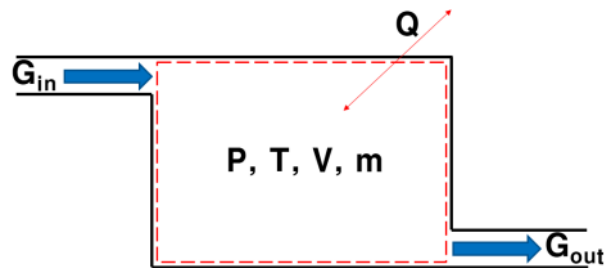


Fig. 2 Schematic for the control volume analysis

Fig. 2의 검사체적에 열역학 제 1법칙을 적용하면 다음과 같은 지배방정식이 나오게 된다.

$$\frac{dE_{CV}}{dt} = \frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} + G_{in}h_{in} - G_{out}h_{out} = 0 \quad (1)$$

여기서 E_{CV} , Q , W , G , 및 h 는 각각 검사체적 내 기체의 내부 에너지, 검사체적 내외로의 열전달량, 검사체적 내 기체가 하는 일, 검사체적 경계를 지나 는 기체의 유량, 그리고 검사체적 경계를 지나 는 기체의 엔탈피이다. 또한, 아래첨자 in 과 out 은 각각 검사체적 내로 들어오는 기체와 검사체적 밖으로 나가는 기체를 의미한다. 식 (1)에서 검사체적 내 기체가 이상기체라는 가정을 적용하면 다음과 같이 식을 정리할 수 있다.

$$\frac{dP}{dt} = \frac{x-1}{V} \cdot \left(\frac{dI}{dt} + \frac{dQ}{dt} - \frac{xP}{x-1} \cdot \frac{dV}{dt} \right) \quad (2)$$

여기서 P , V , 및 x 는 각각 검사체적 내 기체의 압력, 부피, 및 비열비이다. 식 (2)에서 각 항들은 다음과 같다.

$$\frac{dI}{dt} = \frac{x \cdot R}{x-1} \cdot G_{in} \cdot T_{in} - \frac{x \cdot R}{x-1} \cdot G_{out} \cdot T_{out} \quad (3)$$

$$\frac{dQ}{dt} = h_{eff} \cdot A \cdot (T_{wall} - T) \quad (4)$$

$$x = \frac{c_p}{c_v} \quad (5)$$

식 (3)~(5)에서 R , T , T_{wall} , A , h_{eff} , c_p , 및 c_v 는 각각 기체상수, 검사체적 내 기체의 온도, 검사체적 외부 벽면의 온도, 열전달 면적, 검사체적 내 기체와 검사체적 외부 벽면 사이의 열전달 계수, 정압비열, 및 정적비열을 의미한다.

식 (4)에서 검사체적 외부 벽면 온도 T_{wall} 도 열교환에 의해 변하게 된다. 벽면이 충분히 얇다고 가정할 경우, 벽면 온도는 아래 식으로 계산할 수 있다.

$$c_{wall}m_{wall} \frac{dT_{wall}}{dt} = \frac{dQ}{dt} + \frac{dQ_{atm}}{dt} \quad (6)$$

위 식에서 c_{wall} , m_{wall} , 및 Q_{atm} 은 각각 벽의 비열, 질량, 그리고 벽면과 외부 대기와의 열교환량을 의미한다.

2.2 공압부 시스템 해석

상온기체 블로우다운 방식 유압식 구동장치 시스템의 공압부를 간단하게 표현하면 Fig. 3과 같다. 여기서 압력조절기를 기준으로 고압용기 쪽 부분을 Volume 1, 압력조절기를 지난 후부터 저유기까지의 부분을 Volume 2로 정의하면 각 Volume에 대해 식 (2)~(5)를 적용할 수 있다.

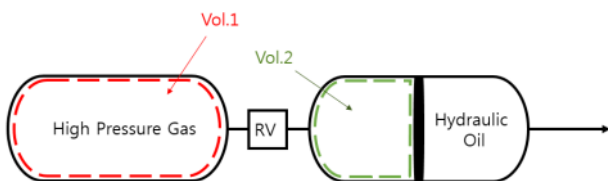


Fig. 3 Schematic of the pneumatic part

Volume 1에서는 검사체적 내로 들어오는 기체는 없고, 부피의 변화도 없으므로 Volume 1에 대한 식은 아래와 같다.

$$\frac{dP_1}{dt} = -\frac{xR}{V_1} \cdot G \cdot T_1 + \frac{x-1}{V_1} \cdot \frac{dQ_1}{dt} \quad (7)$$

위 식에서 Volume 1 검사체적 경계를 거쳐 나온 기체는 모두 Volume 2 검사체적 경계를 통해 유입되므로, 경계를 지나는 유량은 in , out 구분 없이 G 로 표기하였다. Volume 2의 경우, 압력조절기의 성능이 이상적으로 우수하여, 압력이 일정하게 유지된다고 가정하면, 아래와 같은 식이 성립한다.

$$\begin{aligned} \frac{dP_2}{dt} &= \frac{x-1}{V_2} \left[\frac{xR}{x-1} G T_{in} + \frac{dQ_2}{dt} - \frac{xP_2}{x-1} \frac{dV_2}{dt} \right] \\ &= 0 \end{aligned} \quad (8)$$

식 (8)을 정리하면,

$$G = -\frac{x-1}{xRT_{in}} \cdot \frac{dQ_2}{dt} + \frac{P_2}{RT_{in}} \frac{dV_2}{dt} \quad (9)$$

식 (9)에서 T_{in} 은 압력조절기를 지나 온 기체의 온도로, Joule-Thomson 효과를 고려하면 Volume 1,2의 온도 및 압력과 다음과 같은 관계를 갖는다.

$$T_{in} = T_1 + \mu_T(P_2 - P_1) \quad (10)$$

여기서 μ_T 는 Joule-Thomson 계수이다. 그리고 각 Volume에 대해 온도 및 압력은 이상기체 상태방정식에 의해 다음과 같은 관계를 가진다.

$$PV = mRT \quad (11)$$

위 식에서 m 은 검사체적 내 기체의 부피이다.

2.3 열전달 해석

상온기체 블로우다운 방식 유압식 구동장치 시스템의 공압부 해석에서는 열전달 해석이 중요한 부분을 차지한다. 2.2절에서 소개된 수학적 모델에서도 식 (6)~(9)에서 각각 dQ_{wall}/dt , dQ_1/dt , 그리고 dQ_2/dt 에 해당하는 열전달 관련항이 포함되어 있다. 식 (6)~(9)의 열전달을 dQ/dt 는 모두 다음의 대류열 전달 식으로부터 계산할 수 있다.

$$\frac{dQ}{dt} = h_{eff}A(T - T_{wall}) \quad (12)$$

단, 식 (12)의 열전달 계수 h_{eff} 와 열전달 면적 A 는 각 영역마다 차이가 있으므로 각각에 맞는 형태를 사용하여야 한다. Volume 1에서는 유동이 출구 근처에서만 존재하여 자연대류가 지배적이므로 자연대류에 대한 열전달 계수를 사용할 수 있다. 일반적으로 자연대류 조건 하에서 Nusselt 수는 다음과 같이 계산된다.

$$N_{D_1} = h_{eff,1} \frac{D_1}{k} = cRa_{D_1}^n \quad (13)$$

위 식에서 D_1 는 Volume 1의 특성길이를 의미하며, 구형 또는 실린더형의 고압용기를 사용할 경우 이 길이는 고압용기의 지름을 의미한다. 그리고 k 는 기체의 열전도도를 의미한다. Ra 는 Rayleigh 수로, 아래 식과 같이 계산된다.

$$Ra_{D_1} = GrPr = \frac{g\beta(T_{wall} - T)\rho^2 D_1^3 c_p \mu}{\mu^2 k} \quad (14)$$

위 식에서 Gr , Pr , g , β , ρ , 및 μ 는 각각 Grashof 수, Prandtl 수, 중력 가속도, 기체의 체적팽창계수, 밀도 및 점성도이다. 이 중 체적팽창계수 β 는 이상기체의 경우, $1/T$ 로 치환 가능하다.

식 (13)에서 상수 c 와 n 에 대해서는 많은 연구자들이 다양한 값을 실험적으로 제안하였다.³⁾⁻⁵⁾ 본 논문에서는 Woodfield⁵⁾의 연구에서 도출된 결과인 $c = 0.104$, $n = 0.352$ 의 값을 기반으로 하였다. 그런데, Woodfield⁵⁾는 제시된 c 와 n 값은 고압용기에서 기체가 배출되기 시작한 후 일정 시간이 지난 후에만 적용 가능하며, 그 시간 이전에는 열전달 계수가 훨씬 높게 측정이 되었다고 언급하였다. 그리고 실험결과 그래프를 제시하였는데, 그 실험결과에서는 배출 초반의 열전달 계수가 일정시간 이후의 열전달 계수에 비해 2 ~ 4배 정도 높게 측정이 되었다. 본 논문에서 다루는 시스템의 경우, 구동장치가 움직일 때만 유압유가 주로 소모되고, 이 때, 기체가 고압용기에서 빠져나오는 형태이기 때문에 전 영역에서 배출 초반과 같은 형태가 나타난다. 따라서 본 논문에서는 열전달 계수를 구할 때, 배출 초반을 모사하기 위해 Woodfield⁵⁾의 안정화 후 열전달 계수의 3배에 해당하는 값을 사용하였다.

$$N_{D_1} = 3 \times 0.104 Ra_{D_1}^{0.352} \quad (15)$$

Volume 2의 경우 압력조절기를 지난 기체가 저유기의 기체부로 들어와서 벽면에 도달할 때 까지 유동이 발생한다. 따라서 Volume 2에서는 열전달에 있어서 강제대류가 지배적이라고 볼 수 있고, 이때의 Nusselt 수는 저유기 내의 공간을 단면적이 원형인 관으로 가정하여 아래와 같은 식으로 쓸 수 있다.⁶⁾

$$N_{D_2} = h_{eff,2} \frac{D_2}{k} = 0.023 Re_{D_2}^{0.8} Pr^{0.4} \quad (16)$$

위 식에서 Re_{D_2} 는 Reynolds 수로 아래와 같다.

$$Re_{D_2} = \frac{\rho v D_2}{\mu} \quad (17)$$

위 식에서 v 는 기체의 속도를 의미한다. 식 (16), (17)에서 D_2 는 Volume 2의 특성 길이를 의미하며, 본 논문에서는 저유기의 지름이 특성길이로 사용된다.

식 (6)에서 나타나는 외부와의 열전달은 용기의 형태에 따라서 적절한 Nusselt 수를 적용하여야 한다. 고압용기나 저유기가 실린더형인 경우에는 아래 식을 사용할 수 있다.⁷⁾

$$Nu_{D_{atm}} = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 Ra_{D_{atm}}^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (18)$$

또한, 고압용기나 저유기가 구형인 경우에는 다음 식을 사용할 수 있다.⁸⁾

$$Nu_{D_{atm}} = 2 + \frac{0.589 Ra_{D_{atm}}^{1/4}}{[1 + (0.469/Pr)^{9/16}]^{4/9}} \quad (19)$$

이 외에도 용기의 형태 및 조건이 달라질 경우 적절한 열전달 공식을 사용함으로써, 열전달 해석을 수행할 수 있다.

2.4 계산 방법

식 (7)-(11)에 대해 오일러 방법을 적용하면 Volume 1과 Volume 2 내부 기체에 대한 온도, 압력, 부피 및 질량 계산할 수 있다. 각 Volume에 대해 초기값으로 온도, 압력, 부피, 질량이 주어질 때, 식 (9)를 통해 각 Volume에 대한 질량의 변화량이 계산된다. 이 때, Volume 2의 부피 변화량은 전체 시스템에서 사용한 유압유의 부피 변화량과 동일하다. 그러면, Volume 2의 부피, 질량, 압력이 모두 주어지므로, 식 (11)을 통해 Volume 2의 온도도 계산 가능하

다. Volume 1의 경우 부피는 일정하고, 질량이 식 (9)을 통해 계산 되므로, 이 값들과 이전 시간 스텝의 Volume 1 온도를 식 (7)에 대입하면 Volume 1의 압력이 계산된다. 그 다음, 식 (11)을 통해 Volume 1의 온도도 계산 가능하다. 이 과정을 통해 하나의 시간 스텝에 대해 Volume 1과 Volume 2에 대한 정보가 모두 계산 가능하며, 이 값을 다시 초기값으로 사용하여 다음 시간 스텝에 대해서도 계산이 가능하다.

3. 실험 및 시뮬레이션 결과

앞 장에서 유도한 수학적 모델을 바탕으로 시뮬레이션을 수행하였다. 본 연구의 목적은 시뮬레이션을 통해 상온기체 블로우다운 방식 유압식 구동장치 시스템의 공압부의 거동을 예측하여 설계에 활용하는 것이다. 따라서 수학적 모델 및 시뮬레이션의 타당성을 검증하기 위한 실험을 수행하였으며, 실험 결과를 시뮬레이션 결과와 비교하였다.

3.1 실험 과정

실험을 수행하기 위해 Fig. 4와 같이 실험장치를 구성하였다. 400 bar의 Helium이 충전되어 있는 고압용기에 조절압력이 200 bar인 압력조절기를 부착하였다. 그리고 고압용기 내부의 압력을 측정하기 위해 압력 센서를 설치하였으며, 압력조절기 하류쪽 배관 내부에 열전대(Thermocouples)를 부착하여 온도를 측정할 수 있도록 하였다. 두 측정지점을 시뮬레이션의 변수에 대응해 보면, 압력 측정값은 P_1 , 온도 측정값은 T_{in} 에 해당한다.

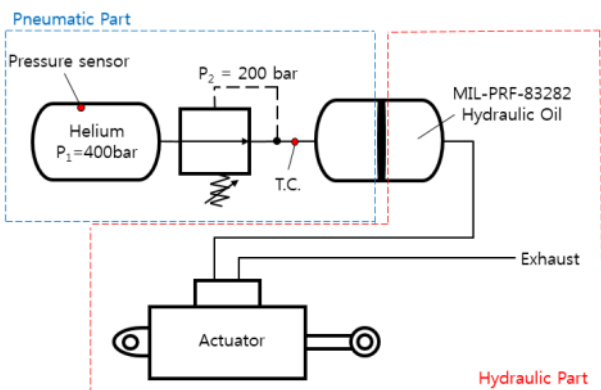


Fig. 4 Experimental apparatus

실험은 고압용기와 압력조절기 사이 배관을 0초 시점에 개방하고, 구동장치를 임의의 프로파일로 움직이는 방식으로 200초간 진행되었다. 이와 동시에

고압용기의 내부 압력과 압력조절기 하류의 온도를 실시간으로 측정하였다.

3.2 시뮬레이션 조건

본 연구에서는 시뮬레이션을 수행하기 위해 2장의 수학적 모델을 Matlab으로 구현하였다. 시뮬레이션은 실험을 모사할 수 있는 조건으로 헬륨을 작동유체로 하여 수행하였으며, 이 때 사용한 변수는 표 1과 같다.

Table 1 Parameters for the simulation

Part	Parameters	Value	Unit
Pressure Vessel	Initial P_1	400	bar
	Initial T_1	15	°C
	Initial V_1	0.016	m ³
Pressure Regulator	Regulated Pressure	200	bar
Reservoir	P_2	200	bar
	Initial T_2	15	°C
	Initial V_2	0	m ³
	Initial m_2	0	kg

본 시스템의 작동기체가 헬륨이므로, 기체상수는 헬륨에 대한 값 $R = 2077 J/kg \cdot K$ 을 사용하였다. 그리고 헬륨의 경우 Joule-Thomson 계수 μ_T 는 일정 영역에서 일정하다고 가정할 수 있으며, 그 값은 다음과 같다.⁹⁾

$$\mu_T \approx -0.06 K/bar @ 150 \sim 400 K \text{ for helium} \quad (20)$$

위 값이 음수인 것은, 헬륨의 경우 밸브를 지나면서 온도가 상승한다는 것을 의미한다.

3.3 결과 및 분석

유압유를 비압축성 유체로 가정하면, 유압부의 유압유 소모량에 대한 부피변화가 공압부 Volume 2의 부피 변화와 일치하게 된다. 따라서 구동장치의 구동 프로파일에 따라 식 (9)의 dV_2/dt 가 달라지며, 이 값은 본 논문의 시스템에서는 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{dV_2}{dt} = \dot{V}_{leakage} + \dot{V}_{actuation} \quad (21)$$

위 식에서 $\dot{V}_{leakage}$ 는 시간에 따라 구동기에서 발생하는 누설에 의한 유압유 유출부피이고, $\dot{V}_{actuation}$

은 구동장치의 구동을 위해 사용하는 시간당 유압유의 사용부피를 의미한다. 유압유를 비압축성 유체로 볼 때, $\dot{V}_{actuation}$ 은 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\dot{V}_{actuation} = A_p \left| \frac{dx_p}{dt} \right| \quad (22)$$

위 식에서 A_p 는 구동기 실린더 내부 피스톤의 유효 단면적, x_p 는 실린더 내부 피스톤의 행정거리를 의미한다. 식 (21)을 통해 구해진 본 실험의 유압유 소모량 dV_2/dt 는 Fig. 5와 같다.

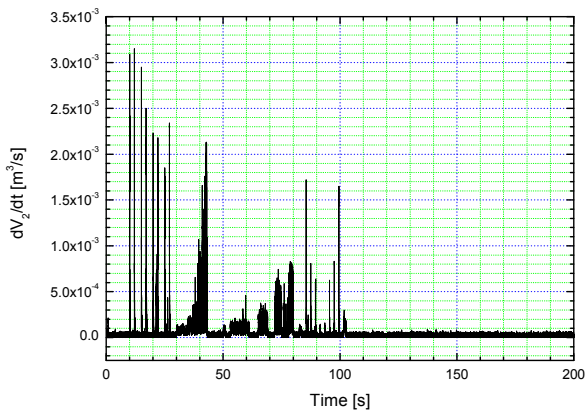


Fig. 5 Consumption rate of the hydraulic fluid

Fig. 5의 유압유 소모량을 식 (9)에 대입하여 시뮬레이션을 수행하였고, 시뮬레이션에서 계산된 P_1 과 T_{in} 을 실험에서 측정된 값과 비교하였다. 그 결과는 Fig. 6과 Fig. 7과 같다.

Fig. 6.과 Fig. 7.에서 시뮬레이션과 실험에 따른 결과가 상당히 일치함을 확인할 수 있다. 하지만 Fig. 7.의 온도에 대한 결과가 Fig. 6.의 압력에 대한 결과에 비해 차이가 크게 나타나는데, 이는 본 논문에서 온도를 고려할 때, 국지적인 온도 편차를 고려하지 않았으며, 몇몇 가정들을 포함하였기 때문에 나타난 현상이다. 하지만, 그 차이는 5°C 이내로, 공학적으로 온도를 예측하는데 충분히 활용 가능할 것으로 판단된다. 압력의 경우에는 시뮬레이션 결과가 전반적으로 실험 결과를 잘 모사하며, 일부에서 약간의 차이가 나는 부분이 있다. 이 차이는 압력조절기 하류의 조절 압력이 이상적으로 일정하지 않기 때문에 일어나는 현상으로, 압력조절기의 특성에 대한 모델을 추가할 경우에는 더 향상된 결과를 얻을 수 있다.

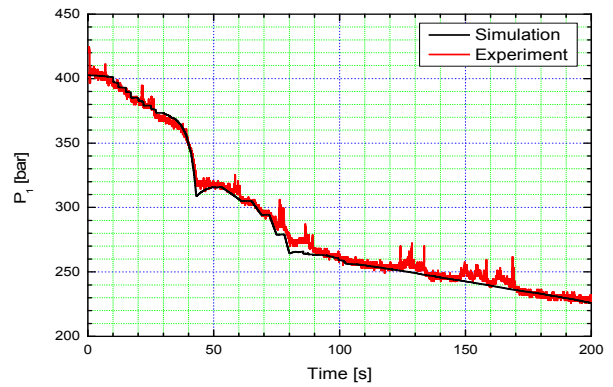


Fig. 6 Simulation and experimental results for the pressure in Vol. 1.

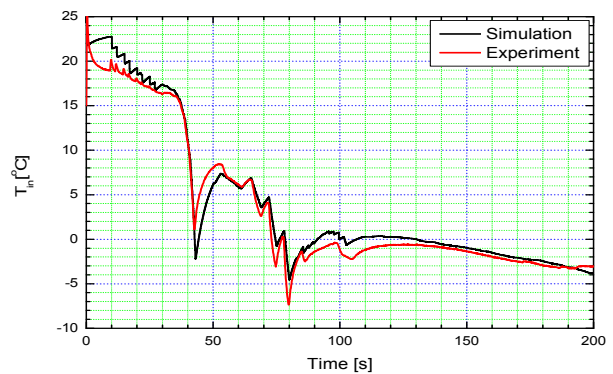


Fig. 7 Simulation and experimental results for the temperature after the pressure regulator

4. 결 론

본 논문에서는 상온기체 블로우다운 방식 유압식 구동장치 시스템의 공압부를 모사할 수 있는, 이상기체 상태방정식을 기반으로 한 간단한 수학적 모델을 소개하고, 이를 실험 결과와 비교하였다. 수학적 모델은 공압부를 크게 압력조절기 상류 부분의 고압용기 부분과 압력조절기 하류의 저유기 공압부로 나누어 구성하였으며, 시뮬레이션 결과는 헬륨을 작동기체로 수행한 본 연구의 실험결과와 약 10% 이내의 오차 범위에서 잘 일치하였다.

본 연구를 통하여 상온기체 블로우다운 방식 유압식 구동장치 시스템의 동력원의 역할을 하는 공압부의 특성을 세밀하게 모사할 수 있게 되었다. 이를 이용하면 설계 시 고압용기 및 저유기의 용량을 온도 변화를 고려하면서 최적화된 형태로 결정을 할 수 있게 되어, 전반적인 시스템의 최적화에도 도움을 주게 될 것이다.

본 연구에서는 간단한 계산을 위해 헬륨을 이상기체로 가정하거나, 압력조절기가 이상적으로 압력을

조절한다는 가정을 적용하였다. 이러한 가정이 포함 되어도 충분히 만족할만한 시뮬레이션이 수행 가능 하지만, 보다 더 정확한 시뮬레이션이 필요할 경우, 이상기체상태방정식 대신 실제 기체에 대한 상태방정식을 적용하거나, 압력조절기의 압력 조절 특성을 모델에 포함시킴으로써 목적을 달성할 수 있다.

향후 연구에서는 이러한 내용들을 포함하여 개선된 수학적 모델을 개발할 예정이며, 고압용기 내 열 전달 계수를 계산하는 더 개선된 모델을 개발 후 포함하여 상온기체 블로우다운 방식 유압식 구동장치 시스템의 공압부 해석 모델을 개선할 예정이다.

References

- 1) Y. Lee, "A Study on the Actuating Device Technology in Guided Weapon System", Journal of information and security, Vol 7, No. 2, pp. 145-154, 2007.
- 2) J.J. Proczka et al., "Guidelines for the pressure and efficient sizing of pressure vessels for compressed air energy storage", Energy Conversion and Management, Vol 65, pp. 597-605, 2013.
- 3) J.D. Means and R.D. Ulich, "Transient convective heat transfer during and after gas injection into containers", Journal of Heat Transfer, Vol. 97, No. 2, pp. 282-287, 1975.
- 4) S. Charton, V. Blet, and J.P. Corriou, "A simplified model for real gas expansion between two reservoirs connected by a thin tube", Chemical Engineering Science, Vol. 51, pp. 295-308, 1996.
- 5) P.L. Woodfield, M. Monde, and Y. Mitsutake, "Measurement of Averaged Heat Transfer Coefficients in High-Pressure Vessel during Charging with Hydrogen, Nitrogen or Argon Gas", Journal of Thermal Science and Technology, Vol. 2, No. 2, pp. 180-191, 2007.
- 6) R.H.S. Winterton, "Where did the Dittus and Boelter Equation come from?", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 41, pp. 809-810, 1998.
- 7) S.W. Churchill, and H.H.S. Chu, "Correlating Equation for Laminar and Turbulent Free Convection from a Horizontal Cylinder," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 18, pp. 1049-1053, 1975.
- 8) S.W. Churchill, "Free Convection Around Immersed Bodies," in Heat Exchange Design Handbook, Hemisphere Publishing. New York, Section 2.5.7, 1983.
- 9) Herbert E. Merritt, "Hydraulic Control Systems," John Wiley & Sons, Inc. USA, pp. 79-87, 1967. Equipments, Vol.9, No.3, pp.23-28, 2012.