

압력조절밸브와 배관 특성을 포함한 유도무기용 기체 블로우다운 시스템의 공압부 모델링에 관한 연구

A Study on Modeling of the Pneumatic Part in a Gas Blow-Down System Including Pressure Regulator and Pipe-Line Characteristics

박영우¹

Youngwoo Park

Received: 10 Apr. 2017, Accepted: 08 Aug. 2017

Key Words : Gas blow-down system(기체 블로우다운 시스템), Pressure vessel(압력용기), Pressure regulator(압력 조절밸브), Pipe-line(배관)

Abstract: In this study, a mathematical model of the pneumatic part in a gas blow-down system is proposed. The mathematical model consists of four major parts: pressure vessel, reservoir, pressure regulator and pipe-line. To ensure accuracy in long-time simulations, heat transfer between gas and pressure vessel is considered. The model is validated by comparing simulation results with experimental data. Experiments are conducted on the ground, where free convection can be assumed. Simulation results indicate the proposed model can accurately describe behavior of a gas blow-down system. Therefore, it may be used for design and analysis of similar systems with a slight modification.

1. 서 론

유도무기용 기체 블로우다운 시스템은 압력용기에 저장된 고압의 가스를 압력조절밸브를 통해 감압, 분출하여 저유기에 저장된 유압유를 가압하는 장치로, 유압식 구동장치, 유압펌프 등에 동력을 공급하는 역할을 수행한다. 유도무기는 설계된 운용시간 동안 작동 후 소멸하는 특수성이 있으므로, 공간 및 중량 측면에서 유리한 기체 블로우다운 시스템이 다양하게 활용되고 있다.

기체 블로우다운 시스템의 구성은 Fig. 1과 같다. 압력용기, 압력조절밸브, 저유기 및 배관이 주요 구

성품이며, 저유기 내 유압유 공간을 제외한 주요 구성품 전체 범위를 기체 블로우다운 시스템의 공압부로 정의할 수 있다.

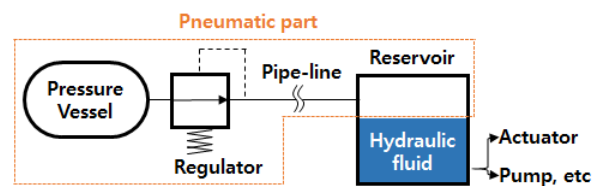


Fig. 1 Schematic of gas blow-down system

기체 블로우다운 시스템은 압력용기에 저장되어있는 제한된 분량의 기체를 이용하므로 압력용기 용량이 적절히 설계되어야 하며, 운용 조건을 만족시키기 위한 압력조절밸브의 설계 및 배관의 선정이 필요하다. 이와 같은 이유로, 시스템의 열역학 및 유체역학적 거동 특성을 해석할 수 있는 수학적 모델을 개발하기 위한 연구가 수행되어 왔다.

이도윤¹⁾은 소형 유압식 구동장치의 모델링에 관한

* Corresponding author: ywpark12@add.re.kr
1 The 1st Research and Development Institute, Agency for Defense Development, Korea
Copyright © 2017, 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.

연구를 통해, 압력용기 내의 열역학적 과정을 폴리트로픽 과정으로 묘사한 비교적 단순한 모델을 개발하여, 짧은 시간 동안의 기체 블로우다운 시스템 거동 특성을 묘사한 연구결과를 제시하였다.

박희승²⁾은 압력용기의 열전달 효과를 고려하여 자연대류 조건에서의 열전달 계수를 산출하고, 장시간 운용 조건에 대한 해석을 수행할 수 있는 수학적 모델을 제시하였으나 압력조절밸브 및 배관 모델이 생략되어 있어, 공급압력 및 유량 조건에 의해 변동되는 조절압력 특성 및 배관압력손실을 묘사할 수 없는 한계점이 있다.

본 논문에서는 압력용기 내 열전달 효과와 압력조절밸브 및 배관 특성을 포함한 기체 블로우다운 시스템의 통합 모델을 개발하여 기존 연구보다 상세한 예측 결과를 도출하고, 실험 결과와 비교하여 타당성을 검증하고자 한다. 연구 대상 기체 블로우다운 시스템은 질소를 작동기체로 하며, 스프링 부하 방식의 직동형 단식 압력조절밸브(Spring loaded, direct acting, single stage pressure regulator)를 사용한다. 스프링 부하 방식의 직동형 단식 압력조절밸브는 가장 기본적인 타입으로 산업현장에서 많이 활용되고 있으며, 비교적 크기가 작고 신뢰성이 높은 장점이 있어 유도 무기에도 적용된다. 개발된 해석 모델은 약간의 수정으로 유사 시스템 설계에 활용 가능할 것으로 판단된다.

2. 수학적 모델링

Fig. 2와 같은 기체 블로우다운 시스템의 공압부를 대상으로 수학적 모델링을 수행하였다. 그림에서 아래첨자 1, 2, 3, 4는 각각 압력용기 내 기체, 압력조절밸브 출구단 기체, 저유기 내 기체, 대기를 의미한다.

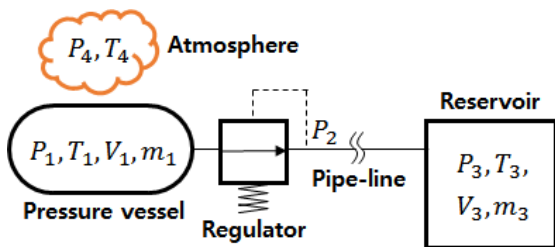


Fig. 2 Schematic of pneumatic part

2.1 압력조절밸브

압력조절밸브는 힘 평형상태에 따라 포펫과 시트 사이의 유로면적을 조절하여 공급압력 P_1 을 출구압

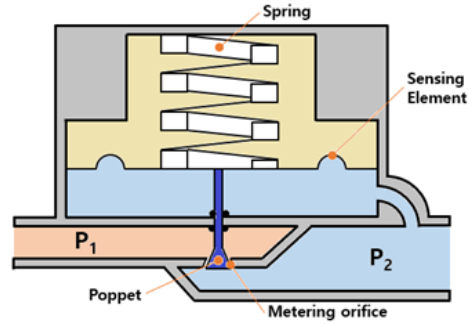


Fig. 3 Schematic of spring loaded, direct acting, single stage pressure regulator

력 P_2 로 감압한다. 본 연구에서 사용한 스프링 부하 방식의 직동형 단식 압력조절밸브 개략도를 Fig. 3에 나타내었다. 스프링은 초기 압축된 상태로 포펫이 열리는 방향으로 힘을 작용시키며, 공급압력 P_1 이 인가되면 감지부에 P_2 가 형성되어 힘 평형에 의해 포펫이 닫히는 방향으로 이동한다. 이 때 포펫의 위치에 따라 스프링의 압축량이 변하므로 출구압력 P_2 역시 변동하게 된다.

포펫 위치 x 는 1자유도 시스템의 운동방정식으로 묘사할 수 있으며, 이와 관련된 자유 물체도를 Fig. 4에 나타내었다.

$$F_k + F_a - P_2 A_s - cx - k_s x = m_p \ddot{x} \quad (1)$$

$$F_k = k_s x_0$$

위 식에서 $F_k, F_a, A_s, c, k_s, m_p, x_0$ 는 각각 스프링 초기 힘, 공급유체에 의한 힘, 감지부 면적, 감쇠 계수, 스프링 상수, 포펫 질량, 스프링 초기 압축 길이를 의미한다. 공급유체에 의한 힘은 공기 유동에 의한 압력분포를 구한 후 적분하여야 하나, 이를 이론적으로 계산하기는 매우 복잡하므로 Tsai와 Cassidy의 실험을 근거로 한 경험식을 이용하였다. 식 (2)에서 d_i 는 유입부 지름, A_{12} 는 미터링 오리피스 면적, E_1 은 보정계수로 원추형 포펫에 대해서는 0.97이 적용된다.³⁾

$$F_a = \left(\frac{\pi}{4} d_i^2 - E_1 A_{12} \right) (P_1 - P_2) \quad (2)$$

본 연구에서 대상으로 하는 압력조절밸브의 경우, 포펫 질량은 0.24 kg, 스프링 상수는 46,000 N/m이므로 고유진동수는 약 70 Hz이다. 여기서 저유기 등 공압 시스템의 주파수 반응 대역이 수 Hz 인 점을 고

려하면, 식 (1)의 관성항 및 점성항은 무시될 수 있으며, 포펫 위치 x 에 관한 수식은 식 (3)과 같이 단순화될 수 있다. 이 때, 포펫은 설계된 행정거리 내에서 움직인다.

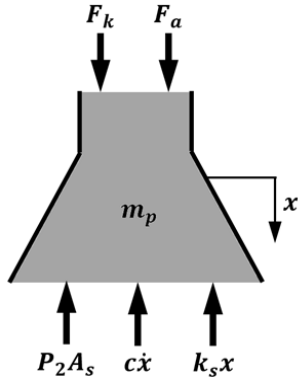


Fig. 4 Free-body diagram of poppet

$$x = (F_k + F_a - P_2 A_s) / k_s, \quad 0 \leq x \leq x_{max} \quad (3)$$

포펫 위치 x 가 결정되면, 미터링 오리피스 면적 A_{12} 는 포펫과 유입부의 기하학적 형상에 의해 식 (4)와 같이 유도된다. 그리고 질량유량은 압축성 기체에 대해 식 (5)와 같이 계산된다.³⁾ 미터링 오리피스 형상은 Fig. 5와 같다.

$$A_{12} = \pi d_i \sin(\theta) x \quad (4)$$

$$\dot{m}_{12} = \frac{K P_1 C_d A_{12} N_{12}}{\sqrt{T_1}} \quad (5)$$

$$K = \left[\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{(\gamma+1)/(\gamma-1)} \right]^{1/2}$$

$$N_{12} = \begin{cases} \left[\frac{\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}}{\gamma-1} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \right]^{1/2} & (0.5283 < \frac{P_2}{P_1} \leq 1) \\ 1 & (0 \leq \frac{P_2}{P_1} \leq 0.5283) \end{cases}$$

위 식에서 \dot{m}_{12} , C_d , γ , R 은 각각 압력조절밸브 질량유량, 송출계수, 비열비, 기체상수이다. 송출계수 C_d 는 원추형 포펫에 대해 0.72~0.89 범위의 값이 제시되고 있으며, 본 연구에서는 평균값인 0.8을 이용

하였다.³⁾

2.2 배관

배관 유동에 대한 압력손실은 다음과 같이 제시된 식에 의해 계산될 수 있다.⁴⁾

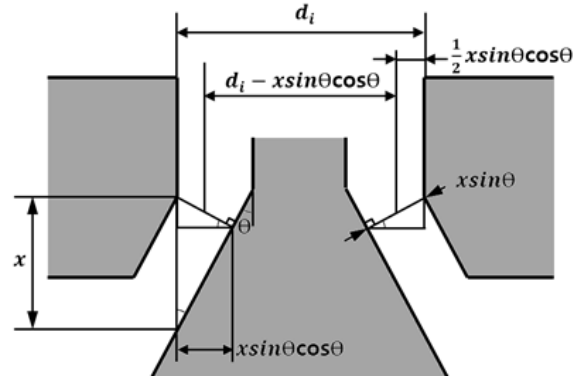


Fig. 5 Geometry of metering orifice

$$\Delta P = \frac{\bar{\rho} u^2}{2} \left(\frac{f L_{pipe}}{d_{pipe}} \right) = \frac{\dot{m}_{12}^2}{2 \bar{\rho} A_{pipe}^2} \left(\frac{f L_{pipe}}{d_{pipe}} \right) \quad (6)$$

$$\dot{m}_{12} = \bar{\rho} A_{pipe} u$$

$$A_{pipe} = \frac{\pi}{4} d_{pipe}^2$$

위 수식에서 ΔP , $\bar{\rho}$, u , f , L_{pipe} , d_{pipe} 는 각각 압력손실, 배관 내 기체 평균밀도, 유속, 마찰계수, 배관 길이 및 직경이다. 여기서 마찰계수는 Moody 차트에서 구할 수 있으나, 배관 조도를 알 수 없거나 곡관 등에 의해 부차적 손실이 추가될 경우 신뢰성을 확보하기 어렵다. 따라서 본 연구에서는 실험을 통해 압력손실을 측정하여 모델에 적용하는 방법을 선택하였다. 식 (6)으로부터 ΔP 에 대한 함수를 마찰계수 비, 밀도 비, 유량 비의 함수로 유도하면 아래와 같다.

$$\Delta P = P_2 - P_3 \quad (7)$$

$$= \Delta P_{ref} \left(\frac{f}{f_{ref}} \right) \left(\frac{\bar{\rho}_{ref}}{\bar{\rho}} \right) \left(\frac{\dot{m}_{12}}{\dot{m}_{12,ref}} \right)^2$$

식 (7)에서 ΔP_{ref} , f_{ref} , $\bar{\rho}_{ref}$, $\dot{m}_{12,ref}$ 는 실험으로 측정한 압력손실, 마찰계수, 밀도, 유량 기준치이다. 기준치 산출을 위한 실험구성을 Fig. 6에 나타내었다.

압력조절밸브를 조절하여 운용 압력과 유사한 조건으로 실험을 수행하였고, 배관 양단에 압력센서를 설치하여 배관 압력손실을 계측하였다. 그리고 니들밸브(Needle valve) 및 유량계를 이용하여 유량을 수동 제어하고, 사용된 기체는 대기로 배출하였다.

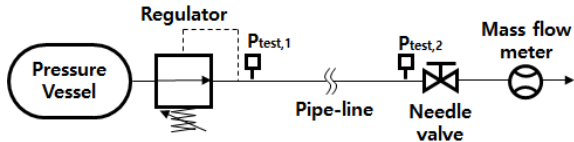


Fig. 6 Experimental apparatus for acquiring reference values of pipe-line model

실험 결과는 Fig. 7과 같다. 실험 유량 $\dot{m}_{12_{ref}}$ 및 밀도 $\bar{\rho}_{ref}$ 는 각각 8.6 g/s, 5.0 kg/m³이며, 이 때 측정된 배관 압력 손실 ΔP_{ref} 는 약 0.4 bar이다. 본 연구에서 사용한 기체 블로우다운 시스템의 운용 유량 범위는 약 0~10 g/s임을 고려하였을 때, 최대 유량 조건에 가까운 실험이라 할 수 있다. 여기서 마찰계수는 유량 조건에 따라 변화할 수 있으나, 8.0 g/s 이상의 유량에서는 Reynolds 수가 20,000 이상으로 난류 영역에 속하여 변동이 적다.⁴⁾ 또한 낮은 유량에서는 압력손실 자체가 작으므로 마찰계수 변동에 의한 오차 영향성은 미미하다. 따라서 본 연구에서는 마찰계수 비 f/f_{ref} 를 1로 가정하였다.

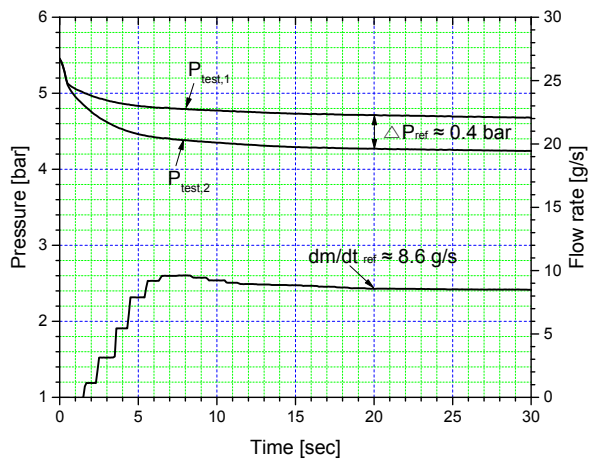


Fig. 7 Pressure loss test result of pipe-line

2.3 압력용기

압력용기에 대한 수학적 모델은 열역학 제 1법칙과 이상기체 상태방정식으로부터 유도된 아래와 같은 수식을 이용하였다.²⁾

$$\frac{dP_1}{dt} = -\frac{\gamma ZRT_1}{V_1} m_{12} + \frac{Z(\gamma-1)}{V_1} \frac{dQ_1}{dt} \quad (8)$$

식 (8)에서 Z , Q_1 은 각각 압축계수, 압력용기 내로의 열전달량을 의미한다. 박희승²⁾의 연구에서는 $Z=1$ 일 때의 수식이 제시되었으나, 본 연구에서는 고압 조건에서의 이상기체 상태방정식을 보정하기 위하여 압축계수를 적용하였다. 압축계수는 기체의 압력과 온도에 따라 달라지므로, Fig. 8과 같은 룩업 테이블(Look-up table)을 적용하여 이중보간법으로 계산하였다. 계산 방법은 식 (9)와 같다.

$$Z(P_1, T_1) = \frac{T_u - T_1}{T_u - T_l} Z(P_1, T_l) + \frac{T_1 - T_l}{T_u - T_l} Z(P_1, T_u) \quad (9)$$

$$Z(P_1, T_l) = \frac{P_u - P_1}{P_u - P_l} Z(P_l, T_l) + \frac{P_1 - P_l}{P_u - P_l} Z(P_u, T_l)$$

$$Z(P_1, T_u) = \frac{P_u - P_1}{P_u - P_l} Z(P_l, T_u) + \frac{P_1 - P_l}{P_u - P_l} Z(P_u, T_u)$$

위 식에서 아래첨자 u , l 은 각각 룩업 테이블에서 해당 압력과 온도에 근접한 상한치, 하한치를 의미한다.

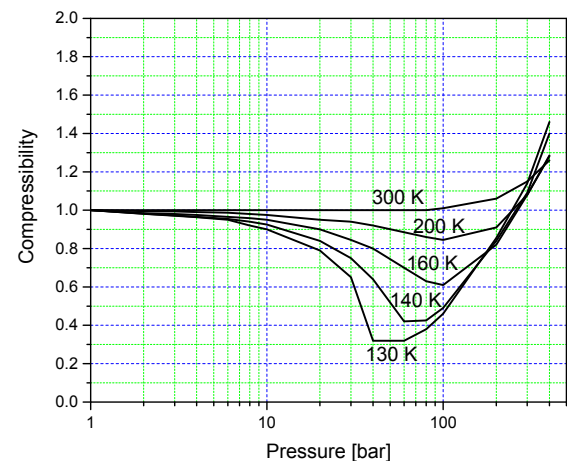


Fig. 8 Compressibility of nitrogen

압력용기에 대한 열전달 효과를 Fig. 9에 도식화하였다. 압력용기에 저장된 기체가 압력조절밸브를 통해 분출됨에 따라 공압부 내부 기체는 팽창효과에 의해 온도가 하강한다. 이 때 내부기체, 압력용기벽면(이하 벽면), 대기 사이에 온도차가 발생하여 열전

달이 발생한다. 대기와 벽면 사이의 대류 열전달률, 벽면과 내부기체 사이의 대류 열전달률은 식 (10), (11)과 같이 나타낼 수 있다.⁵⁾

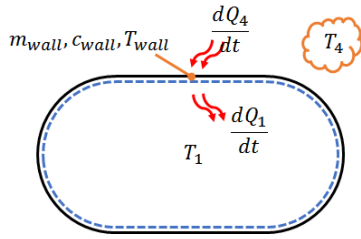


Fig. 9 Heat transfer between atmosphere, pressure vessel and nitrogen

$$\frac{dQ_4}{dt} = h_{eff,4} A_{wall} (T_4 - T_{wall}) \quad (10)$$

$$\frac{dQ_1}{dt} = h_{eff,1} A_{wall} (T_{wall} - T_1) \quad (11)$$

위 식에서 $h_{eff,4}$, $h_{eff,1}$, A_{wall} , T_{wall} 은 각각 대기와 벽면 사이 열전달 계수, 벽면과 내부 기체 사이 열전달 계수, 벽면 면적, 벽면 온도를 의미한다. 그리고 열전달 계수와 Nusselt 수의 관계는 아래와 같이 정의된다. 아래 식에서 κ , D 는 각각 기체의 열전도도, 특성길이이며, 실린더형 용기의 경우 특성길이는 실린더 지름 D_v 를 의미한다.

$$h_{eff} = Nu_D (\kappa / D), \quad D = D_v \quad (12)$$

열전달 해석을 위해서는 각각의 상황에 맞는 열전달 계수를 사용하여야 한다. 본 연구에서는 실린더형 용기에서의 자유대류 상관관계식들을 이용하여 Nusselt 수를 계산하고 열전달 계수를 산출하였다. 대기와 벽면 사이의 자유대류 열전달을 계산하기 위해 Churchill과 Chu에 의해 추천된 다음과 같은 식을 이용하였다.⁵⁾

$$Nu_{D_4} = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 Ra_{D_4}^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr_4} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (13)$$

$$Ra_{D_4} = Gr_4 Pr_4 = \frac{g \beta (T_{wall} - T_4) D_v^3}{\nu^2} \frac{c_p \mu_4}{\kappa_4} \quad (14)$$

위 식에서 Ra_D , Gr , Pr , g , β , ν , c_p , μ 는 각각 Rayleigh 수, Grashof 수, Prandtl 수, 중력 가속도, 기체 체적팽창계수, 동점성계수, 정압비열, 점성계수이다. 다음으로 벽면과 내부 기체 사이의 자유대류 열전달을 계산하기 위해 Morgan에 의해 제시된 아래와 같은 식을 이용하였다.⁵⁾

$$Nu_{D_1} = C \times Ra_{D_1}^n \quad (15)$$

$$Ra_{D_1} = Gr_1 Pr_1 = \frac{g \beta (T_{wall} - T_1) D_v^3}{\nu^2} \frac{c_p \mu_1}{\kappa_1} \quad (16)$$

식 (15)에서 C 와 n 에 관한 여러 가지 상수들이 문헌들을 통해 제시되고 있다. Woodfield는 실린더형 압력용기를 대상으로 질소를 배출시키는 상황에서의 Nusselt 수를 제시하였다. Woodfield의 연구결과에 의해 제시된 C 는 0.104이고 n 은 0.352이다.⁶⁾

식 (13), (15)는 각각 추천되는 Rayleigh 수 범위가 있으며, 본 연구에서 사용한 기체 블로우다운 시스템의 운용 범위에서 Rayleigh 수는 각각의 추천 범위를 만족함을 확인하였다. 최종적으로, 압력용기 벽면 온도는 벽면이 충분히 얇다는 가정 하에 식 (17)과 같이 계산된다.²⁾

$$c_{wall} m_{wall} \frac{dT_{wall}}{dt} = \frac{dQ_4}{dt} - \frac{dQ_1}{dt} \quad (17)$$

2.4 저유기

저유기에 대한 수학적 모델은 압력용기와 마찬가지로의 방법으로 유도될 수 있다. 그러나 본 연구의 지상시험(Ground test) 환경은 저유기의 실제 운용 환경과 상이하여, 열전달 효과를 고려한 상세 모델은 적용하지 않았다. 저유기 내 기체에 대한 열역학적 해석은 이상기체 상태방정식으로 대체할 수 있다. 이때, 열전달 모델이 생략되어 있으므로, 저유기 내 기체 온도 T_3 는 계측치를 사용하여야 한다.

$$P_3 V_3 = m_3 R T_3 \quad (18)$$

위 식에서 저유기 공압부 부피 V_3 는 유압유의 부피유량을 적분하여 계산되며, 저유기 내 기체량은 압력조절밸브 질량유량을 적분하여 계산된다. 각각의 수식은 식 (19), (20)과 같다.

$$V_3(t) = V_{3, initial} + \int_0^t \dot{V}_{fluid} dt \quad (19)$$

$$m_3(t) = m_{3, initial} + \int_0^t \dot{m}_{12} dt \quad (20)$$

지상시험에서는 유압유를 직접 사용하지 않고, 유압유 부피유량에 해당하는 기체의 질량유량을 저유기로부터 배출시키는 방법을 사용할 수 있다. 이 경우, 별도의 유압시설을 갖추지 않아도 되며, 작은 용량의 저유기만을 필요로 하므로 시험을 단순화할 수 있다. 기체의 질량유량은 유압유의 부피유량과 기체 밀도의 곱으로 환산 가능하며, 식 (21)과 같이 나타낼 수 있다. 아래 식에서 $P_{3, expected}$ 는 해당 부피유량과 온도에서 예상되는 저유기 압력이다.

$$\dot{m}_{34} = \dot{V}_{fluid} \times \rho_3 = \dot{V}_{fluid} \times \frac{P_{3, expected}}{RT_3} \quad (21)$$

저유기 내 기체량은 식 (22)와 같이 계산된다. 아래 식에서 \dot{m}_{34} 은 저유기에서 대기로 배출되는 기체의 질량유량이다. 이 때, 저유기 공압부 부피는 초기 부피 V_3 에서 변화하지 않는다.

$$m_3(t) = m_{3, initial} + \int_0^t (\dot{m}_{12} - \dot{m}_{34}) dt \quad (22)$$

2.5 시뮬레이션 방법

본 연구에서는 앞서 제시된 미분방정식들의 수치 해석 기법으로 오일러 방법(Euler's backward method)을 적용하였다. 오일러 방법을 통해 초기값 이후의 상태를 반복적으로 계산함으로써 전체 시간에 대한 시뮬레이션 결과를 얻을 수 있다. 계산 방법을 간략히 설명하면 다음과 같다.

압력용기 및 저유기의 초기값으로 압력, 온도, 질량이 주어지고, 압력조절밸브 출구압력이 주어졌을 때, 식 (5)에 의해 압력조절밸브 유량이 계산된다. 이 때, 배기유량 \dot{m}_{34} 은 주어지는 값이므로, 저유기 내 기체 질량은 식 (22)로부터 계산 가능하다. 저유기 내 기체량이 계산된 상태에서 공압부 부피는 상수이고, 저유기 내 기체온도는 계측치를 사용하므로, 식 (18)로부터 저유기 내 압력을 계산할 수 있다.

해당 시점의 \dot{m}_{12} 및 P_3 가 계산되었으므로, 식 (7)을 통해 압력조절밸브 출구압력을 구할 수 있다. 이 때, 배관 내 기체의 평균밀도는 압력조절밸브 출구와 저유기에서의 기체온도가 동일하다는 가정 하에 아래와 같은 수식으로 계산하였다.

$$\bar{\rho} = (P_2 + P_3)/2RT_3 \quad (23)$$

압력조절밸브는 새롭게 계산된 출구압력을 감지하여 식 (3)에 의해 포핏 위치가 바뀌고, 식 (5)를 통해 유량이 재계산된다. 압력용기는 기체가 사용됨에 따라 지속적으로 압력이 감소하며 이에 대한 계산은 식 (8)을 통해 가능하다. 이 때, 압력용기의 열전달 해석을 위한 식 (10)~(17)을 통해 dQ_1/dt 이 계산되므로, 온전히 식 (8)을 계산할 수 있다.

3. 실험 및 시뮬레이션 결과

2장에서 유도한 기체 블로우다운 시스템의 수학적 모델을 검증하기 위하여, 실험을 수행하고 시뮬레이션 결과와 비교하였다.

3.1 실험 과정

기체 블로우다운 시스템의 지상시험 구성을 Fig. 10에 나타내었다. 압력용기에 압력센서를 설치하였고, 저유기에는 압력센서와 RTD 온도센서를 설치하였다. RTD 온도센서의 계측치는 시뮬레이션 시 T_3 로 활용된다. 지상시험에서는 유압유 부피유량에 해당하는 기체의 질량유량을 대기로 배출하므로, 니들밸브와 유량계를 이용하여 배출 유량을 수동 제어하였다.

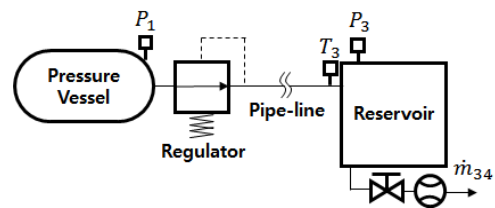


Fig. 10 Experimental apparatus

앞서 언급한 바와 같이, 본 연구에서 사용한 기체 블로우다운 시스템의 질량유량 범위는 0~10 g/s이다. 실험은 5~6 g/s 유량 조건과 9~10 g/s 유량 조건에 대해 수행하였고, 각각의 실험은 중간유량시험(Mid-range flow test) 및 최대유량시험(Maximum flow test)으로 명명하였다.

3.2 시뮬레이션 결과 분석

시뮬레이션 수행을 위한 각 상태의 초기값 및 상수를 Table 1에 정리하였다.

Table 1 Simulation parameters

항목	변수	값	단위
압력용기	초기 P_1	296 (최대유량) 285 (중간유량)	bar
	초기 T_1	300	K
	V_1	4.70×10^{-3}	m^3
	초기 T_{wall}	300	K
압력조절밸브	초기 P_2	1	bar
배관	ΔP_{ref}	0.4	bar
	$\bar{\rho}_{ref}$	5.0	kg/m^3
	$\dot{m}_{12,ref}$	8.6	g/s
저유기	초기 P_3	1	bar
	V_3	10.8×10^{-3}	m^3
대기 및 기타 상수	P_4	1	bar
	T_4	300	K
	R	296.8	J/kg·K
	c_p	1,041	J/kg·K
	γ	1.4	-

압력용기에 저장된 기체의 초기 압력은 약 290 bar 이다. 시험시작 후 60초 까지는 유량 0 g/s를 유지하였고, 이후 두 시험 조건에 맞는 유량으로 블로우다운을 수행하였다.

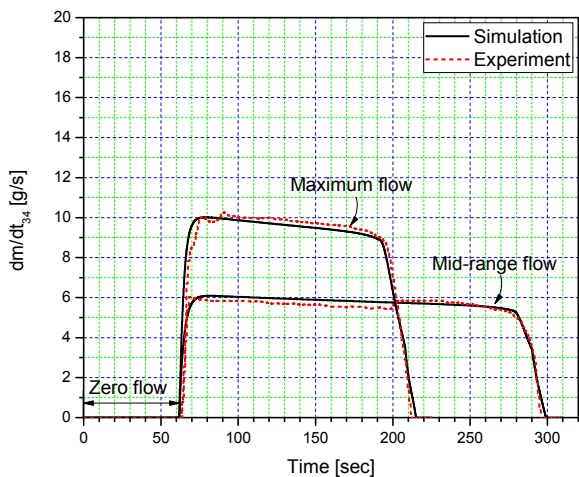


Fig. 11 Simulation and experimental results for the flow rate through needle valve

Fig. 11은 저유기에서 대기로 배출되는 기체의 질량유량을 모사한 결과이다. 중간유량시험과 최대유량 시험에 대해 실험과 시뮬레이션 오차가 0.4 g/s 이내로 유사하게 모사되었음을 확인할 수 있다. 두 시험

조건에 대해, 압력용기 및 저유기의 압력은 Fig. 12, 13과 같은 경향으로 나타난다.

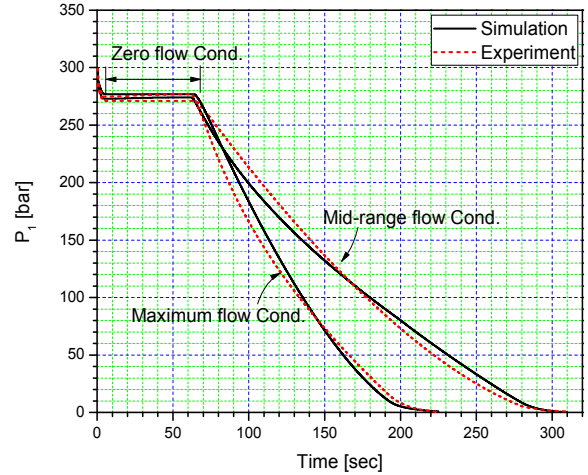


Fig. 12 Simulation and experimental results for the pressure 1 (Vessel pressure)

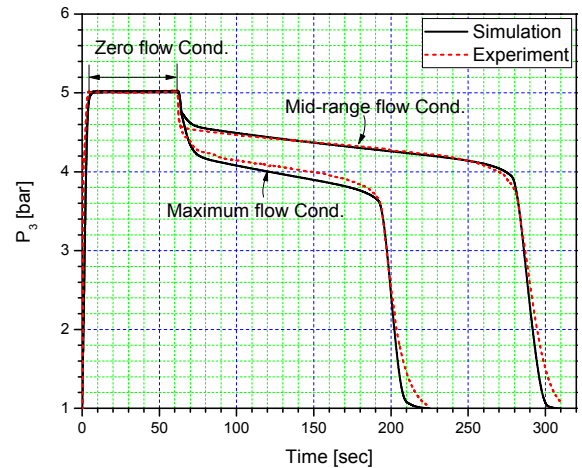


Fig. 13 Simulation and experimental results for the pressure 3 (Reservoir pressure)

압력용기는 유량이 흐름에 따라 내부 기체량이 감소하며, 기체팽창에 의한 온도 감소 효과가 더해져 지속적으로 압력이 감소한다. 저유기 압력은 이상적인 경우 상수가 되어야 하나, 압력조절밸브 특성 및 배관 압력손실에 의해 위와 같이 변동하는 경향을 보인다. Fig. 13에서 유량이 0 g/s인 조건의 저유기 압력을 세팅압력(Setting pressure)이라 하며, 압력조절범위 중 가장 높은 값을 나타낸다. 60초 이후 각 유량 조건에 대해 저유기 압력은 세팅압력보다 낮아지며, 압력용기 압력(이하 공급압력) 감소와 함께 저유기 압력도 동반 하강한다. 이를 공급압력효과(Supply pressure effect)라 한다. 최종적으로 공급압력이 대기

압 수준으로 떨어짐에 따라, 압력조절밸브 내 포켓은 최대 행정 위치에 도달하며, 이후에는 압력 유지를 위한 충분한 유량이 공급되지 않으므로, 저유기 압력이 급격히 떨어지는 것을 볼 수 있다.

Fig. 11~13의 실험 데이터와 시뮬레이션 결과를 비교하였을 때, 결과가 상당히 일치함을 볼 수 있다. 일부 오차가 발생하는 이유는, 수학적 모델을 유도할 때 사용한 가정 및 각 매개변수들의 오차가 누적되어 발생하는 현상으로 판단된다.

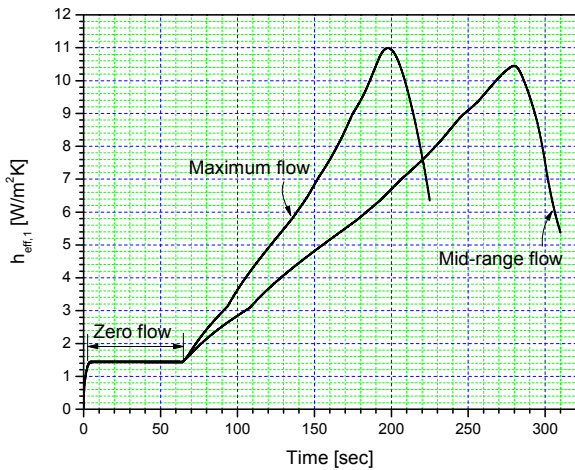


Fig. 14 Simulation results for the temperature 1 (Vessel temperature)

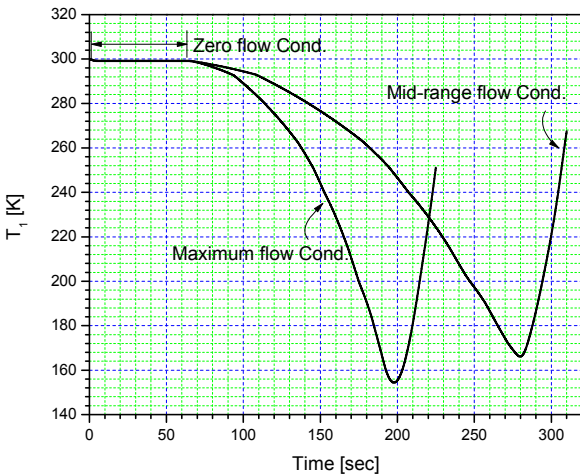


Fig. 15 Simulation results for the heat transfer coefficient (Between vessel & nitrogen)

Fig. 14, 15는 각각 압력용기의 열전달 계수 및 압력용기 내부 기체온도에 대한 시뮬레이션 결과이다. 본 연구에서는 압력용기에 온도센서를 설치할 수 있는 설비가 마련되어 있지 않아 측정이 불가능하였으나, 추후 센서 설치가 가능한 실험설비를 갖추어 추가 비교할 예정이다.

4. 결 론

본 연구에서는 압력조절밸브, 배관 및 압력용기의 열전달 효과를 포함한 유도무기용 기체 블로우다운 시스템의 공압부 모델링을 수행하였다. 간단한 계산을 위하여 일부 가정을 적용하고 수식을 단순화 하였으나, 실험결과와 비교하였을 때 시스템의 거동 특성을 모사하기위한 충분한 정확도를 확보한 것으로 판단된다.

일반적으로 구조가 복잡하고 공간적 제약이 많은 유도무기의 경우, 크기가 작은 직동형 단식 압력조절밸브 및 긴 배관을 적용하는 경우가 많다. 따라서 기체 블로우다운 시스템의 정확한 설계 및 분석을 위해선 본 논문에서 제시한 형태와 같은 통합 모델이 필수적이다.

향후 연구에서는 압력용기 기체온도를 측정하여 본 연구에서의 시뮬레이션 결과와 비교하고, 저유기의 열전달 해석을 포함한 보다 상세한 모델을 개발·검증할 예정이다.

References

- 1) Doyun Lee et al., “Modeling and Simulation of A Small Hydraulic Actuation System for the Tactical Missile”, Journal of the Korean Society for Aeronautical and Space Sciences, Vol.45, No.4, pp349-357, Apr. 2017.
- 2) H. Park, “Modeling and Simulation of the Pneumatic Part in a Cold Gas Blow-Down Type Hydraulic Actuation System for a missile”, Journal of Drive and Control, Vol.12, No.4, pp.1-6, Dec. 2015.
- 3) Blaine W. Andersen, The Analysis and Design of Pneumatic Systems, John Wiley & Sons, Inc. USA, pp.17-88, 1967.
- 4) F.M. White, Fluid Mechanics 6th edition (Korean language edition), McGraw-Hill Korea, Inc. Korea, pp.365-454, 2008.
- 5) F.P. Incropera and D.P. Dewitt, Fundamentals of Heat and Mass Transfer 5th edition, John Wiley & Sons, Inc. New York, pp6-11, pp545-558, 2002.
- 6) 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 pp180-191, 2007.