

論文

J. of The Korean Society for Aeronautical and Space Sciences 45(11), 989-997(2017)

DOI:https://doi.org/10.5139/JKSAS.2017.45.11.989

ISSN 1225-1348(print), 2287-6871(online)

연소기 산화제 개폐밸브 개방 특성

홍문근*

Opening Characteristics of a Main Oxidizer Shut-off Valve

Moongeun Hong*

Launcher Propulsion Control Team, Korea Aerospace Research Institute, Korea
Aerospace System Engineering Department, University of Science and Technology, Korea

ABSTRACT

We study opening transient responses of a self-sustainable poppet valve, which is usually used for the main oxidizer shut-off valve of liquid rocket engines. In order to perform numerical analysis, a pneumatic supply system was simulated as an orifice with a diameter of 3.2 mm and the equations of motion of valve moving part were derived. For the validation of the study, a comparison of numerical predictions and experimental results has been done. As one of the practical applications of this study, the employment of an orifice in a high pneumatic pressure has been presented to control the valve opening time.

초 록

액체로켓엔진용 연소기 산화제 개폐밸브로 사용되는 밸브 개방 자체유지가능형 포핏 밸브의 밸브 개방 특성을 파악하기 위해 밸브 개방 과정에서의 과도 응답 특성에 대한 연구를 수행하였다. 수치해석을 위해 구동가스 공급시스템을 하나의 오리피스로 모델링하고 밸브 행정 위치 및 구동압력 조건에 따라 밸브 무빙파트의 운동방정식을 유도하였다. 상온 및 연소시험에서의 밸브 작동 시험결과와 계산 결과의 비교를 통해 계산 결과의 신뢰성을 검증하였으며, 본 연구의 실제적인 적용 예로써 높은 구동압력에서의 밸브 개방 속도 조절을 위한 오리피스 적용 사례를 소개하였다.

Key Words : Main Oxidizer Shut-off Valve(연소기 산화제 개폐밸브), Transient Response(과도 응답), Equation of Motion(운동방정식), Liquid Rocket Engine(액체로켓엔진)

1. 서 론

액체로켓엔진의 연소기로 산화제 공급을 제어하는 연소기 산화제 개폐밸브는 고압, 고유량, 극저온 조건에서 최소한의 압력 손실과 밸브 무

게뿐만 아니라 신뢰성 높은 성능을 발휘할 수 있어야 한다[1-3]. 한국형발사체에 사용되는 연소기 산화제 개폐밸브는 구동압력을 이용하여 밸브가 개방된 후, 구동압력이 아닌 운용유체(액체산소)의 운용압력으로 밸브 개방이 유지되는

† Received : June 10, 2017 Revised : September 29, 2017 Accepted : October 33, 2017

* Corresponding author, E-mail : conquet@kari.re.kr

Nomenclature

A	: Effective flow area, mm ²	H_c	: Gap for poppet & seat separation, mm
A_a	: Area where P_a is applied, mm ²	k	: Stiffness of spring, N/mm
A_{hd}	: Area where F_{hd} is applied, mm ²	l	: Initial compressed length of spring, mm
A_{hu}	: Area where upward F_h is applied, mm ²	m	: Mass of valve moving part, kg
d	: Effective dia. of solenoid valve, mm	\dot{m}_g	: Mass flow rate of pilot gas, kg/s
D_{a1}	: Outer dia. of actuation chamber, mm	P_a	: Pilot gas pressure, MPa
D_{a2}	: Inner dia. of actuation chamber, mm	P_h	: Passage flow pressure, MPa
D_h	: Seat diameter, mm	P_o	: Supply pressure of pilot gas, MPa
F_a	: Actuation(Pneumatic) force due to P_a , N	R	: Gas constant of pilot gas, J/(kg·K)
F_c	: Reaction force by a deformed seat, N	x	: Valve travel, mm
F_{co}	: Max, reaction force, N	T	: Pilot gas temperature, K
F_f	: Friction force, N	V	: Volume of actuation parts, mm ³
F_h	: Hydraulic force due to P_h , N	V_o	: Initial volume of actuation parts, mm ³
F_{hd}	: Downward hydraulic force, N	γ	: Heat capacity ratio of pilot gas
F_s	: Spring force, N	Δt	: Valve opening maneuvering time, ms
H	: Valve operating stroke, mm		

밸브 개방 자체유지가능형(Self-sustainable) 포핏 밸브이다. 밸브 개방 자체유지가능형 개폐 밸브는 구동부의 누설로 인해 밸브가 닫히는 위험성 없이 운용유체의 압력과 자연스럽게 연동하여 밸브가 작동하기 때문에 밸브 작동 신뢰성이 높다는 장점이 있으나, 운용유체의 압력 변화뿐만 아니라 포핏(Poppet) 등 재순환예냉 배관과 연결되는 밸브 내부 유로 형태에 의해 밸브의 작동 특성이 영향을 받게 된다. 밸브가 닫혀 있는 동안 재순환예냉 유로를 통해 밸브 무빙파트 주위로 운용유체가 흐르기 때문에[4], 밸브 개방 시 밸브 입구 압력이 커짐에 따라 밸브 개방 속도가 증가하는 특성을 가지게 된다.

본 논문에서는 한국형발사체용 연소기 산화제 밸브 개폐 작동 특성과 관련하여 밸브 개방 특성에 관한 연구 내용을 소개하기로 한다. 밸브 개방은 상온 및 극저온 환경을 오가며 이뤄지는데, 실제 엔진 연소를 위해 극저온 환경에서 개방하는 경우(Wet run)와 엔진 시험 전 밸브의 작동확인을 위해 상온 환경에서 개방하는 경우(Dry run)로 나뉜다. 극저온 액체산소의 압력이 일정 수준 상승한 상태에서 밸브가 개방되는 극저온 환경에서의 밸브 개방 시간은 일반적으로 10~20 ms 수준이며, 밸브 입구 전단 압력이 없는 상온 환경에서의 작동에 비해 상대적으로 빠르게 개방된다. 극저온 환경에서는 밸브 전·후단 압력 차에 의해 밸브 개방에 반하는 힘이 발생하기 때문에 밸브 개방에 필요한 구동압력이 밸브 입구 압력에 비례하여 증가하게 되며, 이후 밸브 전·후단 압력 차에 의한 힘은 밸브 개

방이 시작되면서 순간적으로 감소하고 밸브 입구 압력에 의해 높게 상승해 있던 구동압력으로 인해 밸브 개방이 빠르게 진행된다. 한편 밸브 개방 속도가 과도하게 빠른 경우 구동부 기밀면에서의 발열 및 부품 간 충격 등 상당한 부하가 발생하기 때문에 밸브 개방 시간 등 엔진 체계 차원에서 요구하는 밸브 성능을 만족하는 상태에서 밸브 개방 속도를 적절히 조절할 필요가 있다.

스프링 힘, 마찰력 및 구동압력 공급배관의 오리피스 크기 변화에 따른 밸브 과도 응답 특성에 대한 이전 연구를 통해 밸브 개방 특성 제어를 위해 오리피스가 가장 효과적인 수단이라는 것을 확인한 바 있으나[5], 해당 연구에서 구동압력 공급배관에 대한 해석이 충분치 못하고 밸브 입구 압력이 없는 경우(상온 환경)로 해석이 제한된 바가 있다. 이에 본 논문에서는 구동가스 공급배관을 오리피스로 모델링하고, 밸브 입구 압력이 있는 경우(극저온 환경)까지 포함하여 해석을 수행하기로 한다. 우선 2장에서는 밸브에 작용하는 주요 힘들과 구동압력 모델링에 대한 내용을 소개하고, 이어 밸브 무빙파트의 운동방정식과 수치해석을 통해 해를 구하는 과정을 정리하였다. 이어 3장에서는 밸브 개방 특성과 관련된 수치해석 결과와 시험결과와의 비교를 통해 해석 방법 및 해석 결과를 검증하였으며, 본 연구의 실제적인 활용의 예들의 하나로써 밸브의 구동압력과 연동하여 증가되는 밸브 개방 속도 조절을 위한 오리피스 적용 내용을 소개하였다.

II. 해석 방법

2.1 밸브에 작용하는 주요 힘

밸브 개방 특성에 관한 연구 내용을 소개하기 이전에 밸브 개방 자체유지가능형 연소기 산화제 개폐밸브에 작용하는 주요 힘들에 대해서 알아보기로 하자. 밸브의 작동 성능 및 특성은 밸브의 무빙파트(Moving part, 밸브 운동부, Fig. 1의 밸브 내부 회색 부분)의 운동 특성, 즉 밸브 개방 과정에서 무빙파트에 작용하는 힘들의 특성에 의해 크게 영향을 받게 된다. Fig. 1에서 밸브에 작용하는 주요 힘들을 확인할 수 있는데, 밸브 개방과정에서 구동압력 P_a 와 구동면적 $A_a(=\pi[D_{a1}^2 - D_{a2}^2]/4)$ 의 곱으로 나타내는, 구동가스에 의한 힘 F_a 는 무빙파트를 개방하려는 힘으로 작용하며, 스프링 힘 F_s 와 무빙파트 기밀면에서 발생하는 마찰력 F_f 는 밸브 개방 방향과 반대로 작용하게 된다. 한편, 밸브 개방 시 운용유체 압력 P_h 가 있는 경우, 밸브가 개방되기 직전까지 운용유체에 의한 힘 F_h 는 P_h 와 면적 $A_{hd}(=\pi[D_h^2 - D_{a2}^2]/4)$ 의 곱의 F_{hd} 로 밸브 개방과 반대 방향으로 작용하게 된다. 이후 밸브가 개방되면 F_h 는 작용면적 $A_{hu}(=\pi D_{a2}^2/4)$ 와 P_h 의 곱의 힘으로 밸브를 개방하는 방향으로 전환된다. F_c 는 무빙파트의 포핏이 시트에 끼워있는 상태에서 무빙파트를 밀어내려하는 시트부의 반발력을 의미하며, 밸브 행정 $x(t)$ 가 일정 거리 $H_c(\sim 0.4 \text{ mm})$ 이상이 되면 포핏과 시트가 물리적으로 완전히 분리되면서 F_c 는 사라지게 된다.

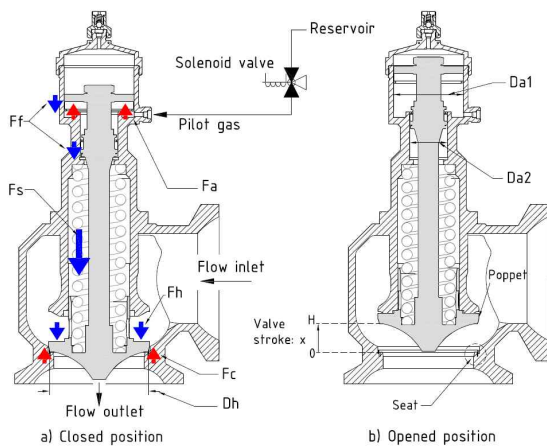


Fig. 1. Forces on the moving part and principal dimensions of the main oxidizer shut-off valve

포핏에 하중이 가해지지 않으면 포핏 하단면은 시트부 상단면에서 0.4 mm 가량 떠 있게 되지만, 스프링 하중이 가해지면 포핏이 시트를 벌리면서 시트 상단면에 안착된다. 이처럼 변형된 시트에 의해 포핏과의 접촉면으로 반발력이 발생하게 되는데, 이 반발력을 활용하여 포핏·시트 간 기밀이 유지된다[3]. $x(t)$ 는 밸브가 닫혀 있을 때의 위치를 0으로 하며 밸브가 완전 개방되었을 때의 행정 H 는 30.3 mm이다(Fig. 1 참조).

2.2 구동압력 모델링

밸브 개방 작동 특성을 예측하기 위해서는 구동가스의 질유량에 대한 계산이 필요하며 질유량은 밸브 구동용 솔레노이드 밸브의 유효 유로면적에 비례하므로 솔레노이드 밸브의 특성 즉 유효 유로면적에 대한 모델링이 필수적이라고 볼 수 있다. 구동가스의 공급 압력과 밸브 구동부 내부 압력을 각각 P_o 와 P_a 라 하면, 구동부 내부로 유입되는 압축성 유체의 질유량 \dot{m}_g 은 초킹(Choking) 조건에 따라 다음과 같이 계산할 수 있다[6].

$$\dot{m}_g = \begin{cases} \frac{AP_o}{\sqrt{RT}} \left[\gamma \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{(\gamma+1)/(\gamma-1)} \right]^{1/2} & \text{for } \frac{P_a}{P_o} < \left(\frac{\gamma+1}{2} \right)^{\gamma/(1-\gamma)} \\ \frac{AP_o}{\sqrt{RT}} \left(\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{P_a}{P_o} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{P_a}{P_o} \right)^{(\gamma+1)/\gamma} \right] \right)^{1/2} & \text{for } \frac{P_a}{P_o} \geq \left(\frac{\gamma+1}{2} \right)^{\gamma/(1-\gamma)} \end{cases} \quad (1)$$

여기서 A 는 구동가스 공급배관의 최소 유효 유로면적으로써 솔레노이드 밸브의 유효 유로면적을 의미한다. T , R 과 γ 는 구동가스의 특성값으로써 각각 구동가스의 온도, 기체상수, 비열비를 나타낸다. 한편 이상기체 상태방정식에 의해 구동부 내부 압력과 기체 질량 사이에는 다음의 관계를 가지게 된다.

$$P_a(t) = \frac{m_g(t)RT}{V(t)} = \frac{m_g(t)RT}{V_o + x(t)A_a} \quad (2)$$

여기서 $V(t)$ 는 구동가스가 채워지는 솔레노이드 밸브 후단 이후부터 밸브 구동부까지의 내부 부피를 의미하며, V_o 는 밸브 작동 전 초기 내부 부피를 나타낸다. 솔레노이드 밸브를 일종의 오리피스로 가정하여 유효 유로면적을 예측하기 위해 식 (1)과 (2)를 이용하여 구동압력 변화를 계산하였다. 실제 시험 측정값과의 비교

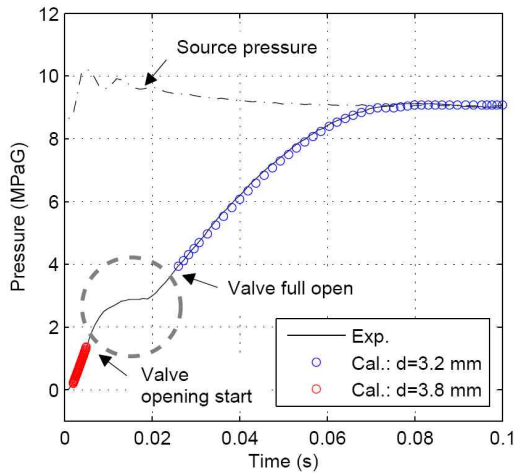


Fig. 2. Calculation of pilot pressure build-up comparing with experimental data

계산의 편의를 위하여 밸브 개방이 시작하기 전까지(Fig. 2에서 $t=0.005$ 초 이전)와 완전히 개방된 이후(Fig. 2에서 $t=0.026$ 초 이후)에서의 구동압력 변화를 계산하였으며 밸브가 움직이는 동안, 즉 밸브 구동부 부피가 증가하는 구간에서의 계산은 우선 제외하였다. 한편, 시험에 사용된 밸브는 밸브 입구 압력이 대기압인 조건일 때 구동압력이 대략 1.2 MPaG일 때 밸브 개방이 시작되며 4.0 MPaG에 도달하면 밸브가 완전 개방된다 [7]. 구동가스 공급압력은 시험 측정값을 사용하였으며, 구동압력에 대한 계산 결과의 시험결과와의 비교는 Fig. 2에서 확인할 수 있다.

Figure 2에서 볼 수 있듯이 솔레노이드 밸브의 유효 유로지름 d 는 구동가스 공급배관 지름인 4.572 mm보다 작은 3.2 mm 수준이라는 것을 예측할 수 있다. 한편 밸브 구동용 솔레노이드 밸브는 개방이 진행되면서 유량계수가 작아지고 동시에 안정화되는 특성을 지니고 있는데, Fig. 2에서도 솔레노이드 밸브 개방 초기에서 유효 유로지름이 3.8 mm로 다소 큰 값으로 유지되다가 구동압력 변화가 미비해지는 과도 구간을 거쳐 구동압력이 대략 3.0 MPaG 이후로는 3.2 mm로 안정화되는 특성을 보이고 있다. Figure 2에서 점선으로 표기된 원 내부의 구동압력 변화는 솔레노이드 자체 특성과 함께 밸브 개방 진행에 따른 구동부 부피 증가로 인한 것이라 볼 수 있다.

2.16 m 길이의 구동가스 공급배관을 통해 고속의 가스가 유입되기 때문에 밸브 구동부 전단에 설치된 압력 센서는 공급배관에서 발생하는 모든 압력손실은 포함하게 된다. 결과적으로 구

동압력 모델링을 통해 실제 솔레노이드 밸브를 포함한 구동가스 공급배관을 하나의 오리피스로 해석한다고 볼 수 있다. 해석상의 편의를 위해 솔레노이드 밸브를 포함한 구동가스 공급배관을 유효 유로지름이 3.2 mm로 일정한 오리피스로 가정하여 모델링하도록 한다. 이러한 경우에, 비록 솔레노이드 밸브 자체의 초기 작동 특성에 따른 다소 복잡한 구동압력 변화를 고려하지는 못하지만, 전반적인 구동압력 모델링에는 무리가 없을 것으로 판단된다(Fig. 3(a) 참조).

2.3 운동방정식

밸브 무빙파트의 운동방정식으로부터 밸브가 개방되는 과정에서의 밸브 행정 $x(t)$ 를 계산할 수 있다. 밸브가 닫혀있을 때($x=0$)부터 시트에서 완전 이탈되기 전까지($x=H_c$) 밸브 무빙파트에 작용하는 힘 $F(t)(=m\ddot{x}(t))$ 은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} m\ddot{x}(t) &= F_a + F_c - F_f - F_s - F_h \\ &= P_a(t)A_a + F_\omega(H_c - x(t))/H_c - F_f \\ &\quad - k \times (l + x(t)) \\ &\quad - P_h A_{hd}, \text{ for } 0 \leq x(t) < H_c \end{aligned} \quad (3)$$

여기서 m , k 와 l 은 각각 밸브 무빙파트의 질량, 스프링 상수와 스프링의 초기 설치 압축 길이를 의미한다. F_ω 는 $x=0$ 일 때의 시트부 최대 반발력으로써, 계산상의 편의를 위해 F_c 가 $x(t)$ 에 선형적으로 반비례한다고 가정하기로 한다. 구동압력 P_a 가 상승하고 그에 따른 F_a 가 증가하여 식 (3)에서 $F_c=0$ 이 되기까지, 즉 포핏이 시트에서 완전히 분리되기까지 시트부의 탄성력 F_c 는 서서히 감소하게 된다. 포핏이 완전히 시트에서 분리되는 순간($x(t)=H_c$), $F_c=0$ 이 되어 밸브 무빙파트에 작용하는 힘은 다음과 같은 관계를 이루게 된다.

$$\begin{aligned} F &= F_a - F_f - F_s - F_h \\ &= P_a(t)A_a - F_f - k \times (l + H_c) - P_h A_{hd} \end{aligned} \quad (4)$$

이후 구동압력이 더욱 증가하여 밸브 행정 $x(t)$ 가 실제적으로 움직이기 시작하는데, 이때 밸브 무빙파트에 작용하는 운용유체 압력에 의한 힘 F_h 의 방향이 전환되면서 밸브 무빙파트에 작용하는 힘 $m\ddot{x}(t)$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} m\ddot{x}(t) &= F_a + F_h - F_f - F_s \\ &= P_a(t)A_a + P_h A_{hu} \frac{x(t)}{H} - F_f \\ &\quad - k(l + x(t)), \text{ for } H_c \leq x(t) < H \end{aligned} \quad (5)$$

밸브가 닫혀있을 때는 F_h 가 밸브 행정방향과 반대로 작용하지만, 밸브의 유로가 열리는 순간 부터 밸브 포핏 후단 압력이 P_h 수준 가까이 급격하게 증가하면서 F_h 는 밸브가 개방되는 방향으로 전환된다. 한편 계산상의 편의를 위해 F_h 가 $x(t)$ 와 선형적으로 비례한다고 가정하기로 한다. 한편 마찰력 F_f 의 경우, 정지마찰력은 운동마찰력에 비해 1.1배 높게 적용하였으며, 운동마찰력은 시험을 통해 측정된 값인 1100 N(3.1, 3.2절)과 2860 N(3.3절)을 사용하였다[7,8].

2.4 수치해석

2.3절에서 정리한 운동방정식 식(3)과 (5)는 시간에 따라 변화하는 3개의 변수, 즉 $x(t)$, $\ddot{x}(t)$, $P_a(t)$ 로 이루어져 있으며, $P_a(t)$ 는 식 (2)에서와 같이 $x(t)$ 로 나타낼 수 있다. 구동압력 계산 관련으로 식 (1)과 (2), 그리고 밸브 무빙파트의 운동방정식을 정리한 식 (3)과 (5)로부터 식 (6)과 같이 3개의 1차 미분방정식으로 정리한 후 Matlab에서 제공하는 Runge-Kutta 4차 방정식으로 미분방정식의 해를 구하였다.

$$X = \begin{bmatrix} x(t) \\ \dot{x}(t) \\ P_a(t) \end{bmatrix}, \quad X' = \begin{bmatrix} \dot{x}(t) \\ \ddot{x}(t) \\ \dot{P}_a(t) \end{bmatrix} \quad (6)$$

식 (6)의 미분방정식은 2.2절과 2.3절에서 소개한 바와 같이 구동압력 값과 밸브 행정 위치에 따라 각각 다른 식을 적용하게 되는데, 우선 밸브 무빙파트의 가속도의 경우는 $x(t)$ 의 위치와 힘평형 조건에 따라 다음과 같이 정리된다.

$$\ddot{x}(t) = \begin{bmatrix} 0, & \left\{ \begin{array}{l} \text{if } F_a < F_f + F_s + F_{hd} - F_c \\ \text{or } x(t) \geq H \end{array} \right\} \\ \frac{1}{m} [P_a A_a + F_{co} (H_c - x(t)) / H_c - F_f - k(l + x(t)) - P_h A_{hd}], & \text{for } 0 \leq x(t) < H_c \text{ and } F_a > F_f + F_s + F_{hd} - F_c \\ \frac{1}{m} [P_a A_a + P_h A_{hu} \frac{x(t)}{H} - F_f - k(l + x(t))], & \text{for } H_c \leq x(t) < H \text{ and } F_a > F_f + F_s + F_{hd} \end{bmatrix} \quad (7)$$

$\dot{P}_a(t)$ 는 구동가스의 공급 압력과 밸브 구동부 내부 압력비로 결정되는 초킹 조건에 따라 다음과 같이 계산된다.

$$\dot{P}_a(t) = \begin{bmatrix} \frac{AP_o}{\sqrt{RT}} \left[\gamma \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{(\gamma+1)/(\gamma-1)} \right]^{1/2} \\ \times \frac{RT}{V_o + x(t)A_a} \\ \text{for } \frac{P_a}{P_o} < \left(\frac{\gamma+1}{2} \right)^{\gamma/(1-\gamma)} \\ \frac{AP_o}{\sqrt{RT}} \left(\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{P_a}{P_o} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{P_a}{P_o} \right)^{(\gamma+1)/\gamma} \right] \right)^{1/2} \\ \times \frac{RT}{V_o + x(t)A_a} \\ \text{for } \frac{P_a}{P_o} \geq \left(\frac{\gamma+1}{2} \right)^{\gamma/(1-\gamma)} \end{bmatrix} \quad (8)$$

한편 식 (6)의 미분방정식을 풀기 위한 초기 조건은 다음과 같다.

$$X(0) = [0 \quad 0 \quad 0.101] \quad (9)$$

III. 해석 결과 및 고찰

3.1 상온작동시험

상온작동시험에서 측정된 구동압력과 수치해석으로 계산된 구동압력과 밸브 행정을 Fig. 3에서 확인할 수 있다. Fig. 3(a)에서와 같이 구동가스 압력 선도의 계산값이 시험 측정값과 상당히 잘 일치하는 것을 볼 수 있는데, 결과적으로 지름 3.2 mm의 오리피스를 적용함으로써 구동가스 공급배관을 충실히 모사할 수 있음을 보여준다. 한편 $t=0.01 \sim 0.02$ 초 구간에서 나타나는 수치해석 결과와 시험결과의 차이는 솔레노이드 밸브 자체의 유효 유로면적 변화 특성과 압력 측정 위치에 의한 것으로 짐작된다. 구동압력을 측정하는 압력 센서의 설치 위치가 밸브 구동부 입구 포트로부터 80 mm 떨어진 지점이기 때문에 시험 측정값은 수치해석으로 계산된 구동압력보다 높은 경향을 보인다. 한편 구동압력 공급 배관에 솔레노이드 밸브의 유효 유로면적보다 작은 면적의 오리피스를 설치함으로써 솔레노이드 밸브 자체의 유효 유로면적 변화 특성을 완화할 수 있다.

Figure 3(b)에서 볼 수 있듯이 수치해석으로 예측된 밸브 개방 시간(x 가 H_c mm에서 H mm 까지 도달하는데 걸리는 시간)은 9 ms로써, 상당히 빠르게 개방된다는 것을 알 수 있다. 이는 10 MPaG 구동압력 조건에서의 개방 시간으로써, 구동압력이 22 MPaA 수준으로 승압될 경우에 밸브 개방 시간은 2배가량 빨라질 것으로 예상된다. 구동압력 승압과 관련 내용은 3.3절에서

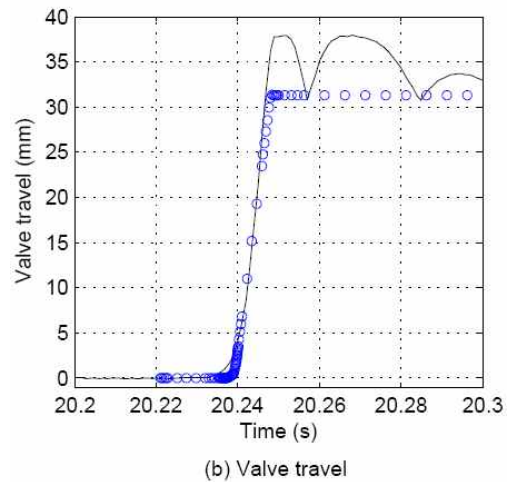
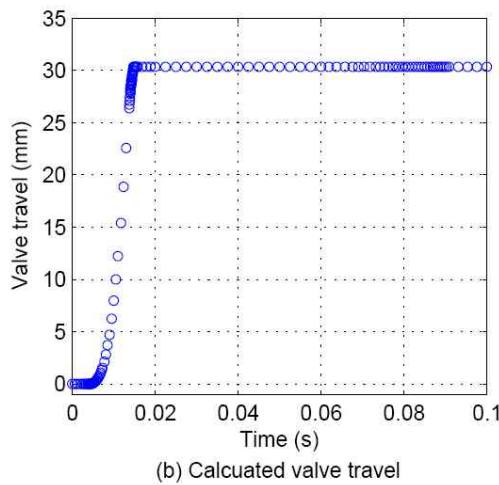
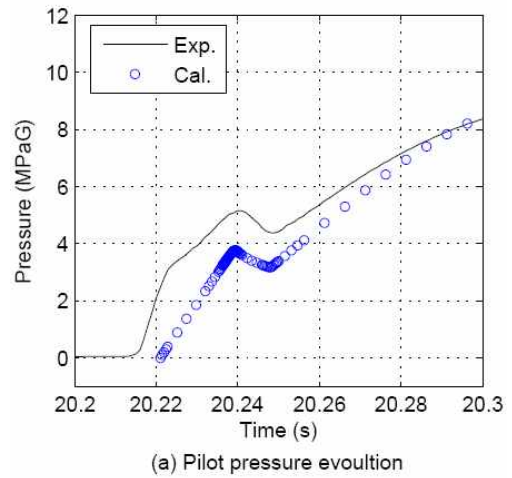
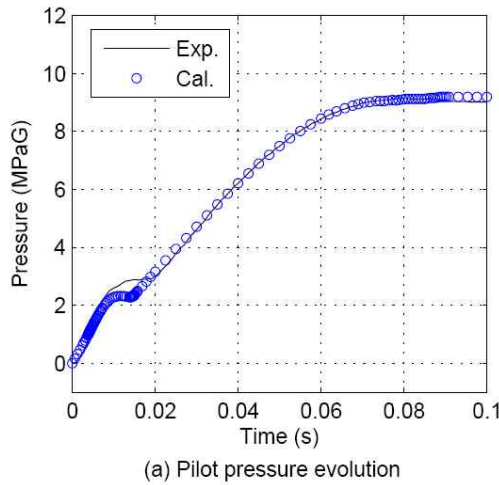


Fig. 3. Calculation of pilot pressure build-up and valve travel with an orifice of $d=3.2$ mm (○) comparing with experimental data ($P_h=0$ MPaG, $P_o=10$ MPaG)

Fig. 4. Calculation of pilot pressure build-up and valve travel with a 6 ms time delay (○) comparing with experimental data of the combustion test ($P_h=0.9$ MPaG, $P_o=9.2$ MPaA)

보다 구체적으로 다루기로 한다.

3.2 엔진 연소시험

Figure 4는 엔진의 실제 연소시험에서 측정된 시험결과와 수치해석 결과를 비교한 것이다. 엔진에서 연소기 산화제 개폐밸브의 구동부와 솔레노이드 밸브 사이의 구동압력 공급 배관 길이는 실제 엔진과 같이 1581.8 mm로 계산하였다. 연소시험에서 측정된 밸브 개방 시점은 20.235 초로써, 20.08초에 밸브 개방 명령이 인가된 이후 0.155초가 지난 시점부터 밸브가 개방되기 시작한다. 이때의 구동압력과 밸브 입구 압력은 각각 4.64 MPaG와 0.9 MPaG이다. 한편 밸브가 완전히 개방된 시점은 20.247초로써 밸브가 완전히 개방되는데 소요된 시간은 12 ms이다.

엔진 시험에서 구동압력 측정 위치가 밸브 구동부 입구 포트와 1 m가량 떨어진 지점이기 때문에 구동압력 측정값은 같은 시점에서의 밸브 구동부 내부의 실제 압력보다는 클 수밖에 없는데, 이러한 차이는 구동가스의 초킹 조건에서의 고유량의 구동가스가 공급될 때 더욱 커지게 되며 구동가스 유량이 작아질수록 감소하게 된다 (Fig. 4(a) 참조). 이러한 구동압력 차이를 보정하기 위해 수치해석 결과에서 6 ms의 시간을 늦춰 실제 연소시험 결과와 비교하였다. 6 ms에 해당하는 구동압력 차이는 대략 1 MPa 수준으로써, 동일 시점에서의 압력 센서가 설치된 위치에서의 구동압력과 밸브 구동부 내부의 실제 압력과의 차이로도 간주할 수 있다.

밸브가 개방되기 시작한 시점에서의 구동압력

Table 1. Predicted values and Experimental results of Δt and P_a at valve opening (combustion test)

	Cal.	Exp.
Valve opening maneuvering time, [ms]	9	12
Pilot pressure at valve opening, [MPaG]	3.76	4.64

에 대한 수치해석 결과가 3.76 MPaG(20.239 초)로써 측정값인 4.64 MPaG(20.235 초)에 비해 다소 낮지만, 구동압력 측정 위치를 고려하면 비교적 정확히 예측된 값으로 볼 수 있으며, 밸브 개방 시간에 대한 수치해석 결과는 9 ms로 계산되었다. 수치해석의 오차 원인으로서는 일정한 온도(170 K)로 가정한 구동가스인 헬륨은 실제로는 구동압력 증가와 함께 온도가 변한다는 점과 일정한 값으로 가정한 운용유체 압력 또한 밸브의 행정 위치에 따라 일정하지 않다는 점을 들 수 있다. 그럼에도 불구하고 계산에서 고려되었던 주요 힘들들이 밸브 작동 특성에 있어서 상대적으로 지배적인 영향을 가지기 때문에 본 연구의 수치해석으로 밸브 개방 특성에 대한 예측이 충분히 가능하다고 판단된다. Table 1에서 밸브 개방 시간과 밸브 개방 시점에서의 밸브 입구 전단 압력에 대한 연소시험 측정 결과와 수치해석 결과를 확인할 수 있다.

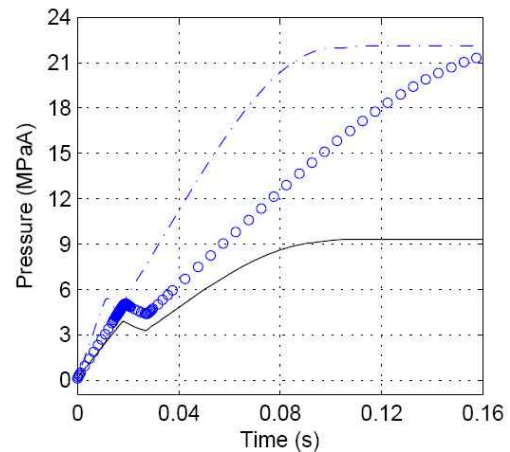
연소시험 환경에서의 밸브 개방의 주요 특성으로써 밸브가 개방되는 시점을 기준으로 F_h 의 방향이 급격히 전환되면서 F_h 와 힘평형을 이루고 있던 F_a 에 의해 밸브가 매우 빠른 속도로 개방된다는 것이다. 결국 밸브 개방 속도는 밸브 개방 시점의 F_h 에 비례한다고 볼 수 있으며 밸브 개방 시간 Δt 와 P_h 는 다음과 같은 관계가 있음을 간단히 예측할 수 있다.

$$\Delta t \sim P_h^{-1} \tag{10}$$

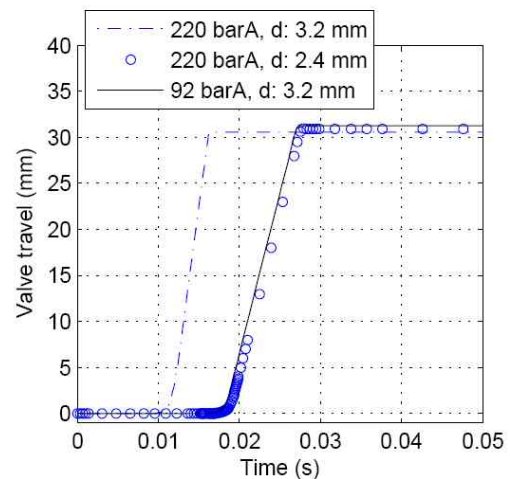
3.3 구동압력 증가에 따른 개방 특성

3.3.1 엔진 연소시험 시 개방 특성

밸브의 구동압력이 증가되면 밸브 개방 특성 또한 변하게 되는데, 구동압력이 22 MPaA로 증가될 경우 구동압력이 9.2 MPaA 경우(Fig. 4)에 비해 밸브 행정속도는 더욱 빨라질 수밖에 없다. Fig. 5에서 보는 바와 같이 구동압력 22 MPaA의 경우, 구동압력 공급배관이 관통되어 있을 때 기존 구동압력 9.2 MPaA에 비해 밸브



(a) Pilot pressure evolution



(b) Valve travel

Fig. 5. Prediction of pilot pressure build-up and valve travel according to the pneumatic supply pressures and the orifice sizes at combustion test ($P_h=0.9$ MPaG)

개방 시점 및 행정속도가 2배가량 빨라지는 것으로 수치해석 결과를 통해 예측된다. 이처럼 과도한 밸브 행정속도는 구동부의 기밀면에 손상을 입힐 수 있을 뿐만 아니라, 밸브 부품 간의 충돌에 의한 충격량이 커지는 문제가 있기 때문에 밸브 성능 요구조건을 만족하는 전제하에서 밸브 행정속도를 최대한 늦추는 것이 바람직하다. 구동압력 공급배관에 적절한 크기의 오리피스를 설치함으로써, 구동압력 9.2 MPaA에서의 밸브 행정속도를 기준으로 하여 구동압력 22 MPaA에서도 이와 유사한 밸브 행정속도와 밸브 개방 시점을 유지할 수 있다. Fig. 5(b)에서 볼 수 있듯이 지름 2.4 mm의 오리피스를 설치하였을 때 구동압력 9.2 MPaA 때와 유사한 밸브 개방 시점과 밸브 행정속도를 가지는 것을

알 수 있다.

3.3.2 상온 환경에서의 개방 특성

엔진 연소시험 전 밸브의 정상 작동을 확인하기 위해 상온 환경에서 작동시험(dry run)을 수행하게 되는데, 오리피스 설치 유무에 따른 밸브 행정속도를 예측해 보기로 하자. Fig. 6에서 구동압력이 9.2 MPaA와 22 MPaA인 경우에 지름이 3.2 mm(관통)와 2.4 mm인 오리피스 적용에서의 구동압력 변화와 밸브 행정속도를 확인할 수 있다. 기존의 9.2 MPaA 구동압력에서의 밸브 개방 시간이 대략 15 ms인데 비해, 추가적인 오리피스 설치 없이 구동압력이 22 MPaA로 증가하게 되면 밸브 개방 시간이 6~7 ms 수준으로 과도하게 짧아지는 것으로 계산된다(Fig. 6(b) 참조). 반면 지름 2.4 mm의 오리피

Table 2. Prediction of Δt according to the pneumatic supply pressures and the orifice sizes

Inlet pressure (MPaG)	Pilot Pressure (MPaA)	Orifice dia. (mm)	Δt (ms)
0.9 (Wet run)	9.2	3.2	9.6
	22	3.2	5.4
	22	2.4	9.5
0 (Dry run)	9.2	3.2	15.2
	22	3.2	6.6
	22	2.4	10.7

스를 설치할 경우에는 행정시간이 11 ms 수준으로 늦춰지면서 빠른 밸브 행정속도로 인해 발생할 수 있는 부하가 완화될 수 있을 것으로 기대된다.

Figure 6(b)에서 볼 수 있듯이 구동압력 및 오리피스 크기 조건에 따라 밸브 개방 과정 중에 밸브 행정의 기울기가 선형 형태로 변하는 지점이 나타나는데, 이는 구동압력에 의한 힘의 증가 수준 및 스프링 힘 등 작용하는 힘들 간의 힘평형과 직접적인 관련이 있다. 일정 수준 상승된 구동압력에 의해 밸브 개방이 시작되고 밸브 구동부 부피가 증가함에 따라 구동압력 상승 정도가 감소하게 되는데, 이때 구동압력 및 오리피스 크기가 작은 경우에 구동부로 유입되는 가스 유량이 적기 때문에 결과적으로 압축된 스프링 힘과 마찰력을 더 이상 이겨내지 못하고 힘들 간의 평형이 이뤄진다. 결국 밸브에 작용하는 힘들의 합이 0에 이르게 되며 이 시점부터 구동압력이 증가한 만큼 스프링이 압축되면서 지속적으로 힘의 평형을 이뤄나가기 때문에 밸브 행정이 선형적인 형태로 나타나게 된다.

한편 Table 2에서 연소시험 환경과 상온환경 조건에서의 구동압력 및 오리피스 변화에 따른 밸브 개방 시간 Δt 에 대한 예측 결과를 확인할 수 있다.

IV. 결 론

액체로켓엔진용 연소기 산화제 개폐밸브로 사용되는 밸브 개방 자체유지가능형 포핏 밸브의 밸브 개방 특성에 관한 연구를 위해 밸브의 과도 응답을 예측하였다. 구동가스 공급시스템을 하나의 오리피스로 모델링하고 밸브 무빙파트에 대한 운동방정식을 유도하여 수치해석을 통해 밸브 개방 과정에서의 과도 응답 특성에 대한

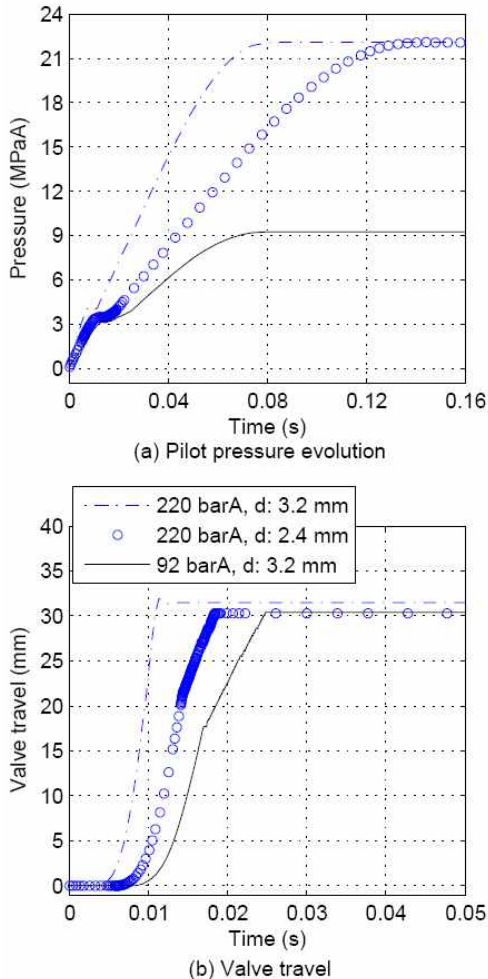


Fig. 6. Prediction of pilot pressure build-up and valve travel according to the pneumatic supply pressures and the orifice sizes at room temperature ($P_h = 0$ MPaG)

연구를 수행하였다. 상온 및 연소시험에서의 밸브 작동 시험결과와 계산 결과와의 비교를 통해 해석 방법 및 계산 결과의 신뢰성을 검증하였으며, 본 연구의 실제적인 적용 예로써 적절한 크기의 오리피스를 적용하여 고압의 구동압력 조건에서 밸브 개방 속도를 조절할 수 있음을 보였다. 향후 밸브 작동 특성에 대한 보다 면밀한 연구를 위해 밸브 행정 위치에 따른 밸브 무빙 파트 주위의 운용유체 압력 분포 변화 및 극저온 환경에서의 밸브 구동부 내부 열전달 현상 등에 대한 연구를 수행할 계획이다.

References

- 1) Jeon, J., Hong, M., Kim, H. and Lee, S. Y., "A Study on the Force Balance of Main Oxidizer Shutoff Valve," *Journal of the Korean Society of Aeronautical and Space Sciences*, Vol. 37, No. 8, 2009, pp. 812~818.
- 2) Kim, D., Kim, E., Kim, S., Park, S., Hong, M. and Lee, S. Y., "A Study on the Pneumatic Part Coatings Characteristics of a Main Oxidizer Shut-off Valve for Liquid Rocket Engines," *Proceeding of The Society for Aerospace System Engineering Spring Conference*, May 2013.
- 3) Kim, D., Hong, M., Park, J. and Lee, S. Y., "Study for the Development of a Main Oxidizer Shut-off Valve for Liquid Rocket Engines," *Journal of the Korean Society of Propulsion Engineers*, Vol. 17, No. 6, 2013, pp. 113~119.
- 4) Hong, M., "Improvement of a Flow Coefficient for the Recirculation Flow in a Main Oxidizer Shut-off Valve," *Proceeding of The Korean Society of Propulsion Engineers Fall Conference*, December 2016.
- 5) Lee, H. and Hong, M., "On the Valve Travel of a Main Oxidizer Shut-off Valve," *Proceeding of the 5th International Symposium on Fluid Machinery and Fluids Engineering*, October 2012.
- 6) John, J. E. A., *Gas dynamics*, 2nd edition, Prentice-Hall, 1984. pp. 42~55.
- 7) Hong, M. "Acceptance Test of Main Oxidizer Shut-off Valve DM03-03 for a 75-tonf Liquid Rocket Engine," KARI-IDMS, L2-TR-00442, 2017.
- 8) Hong, M. "Acceptance Test of Main Oxidizer Shut-off Valve DM05-03 for a 75-tonf Liquid Rocket Engine," KARI-IDMS, L2-TR-00904, 2016.