

산화제 충전/배출 밸브의 설계 검토 및 작동 특성 분석

장제선*, 권오성**, 이경원***, 조인현****

Analysis of operating characteristics and design review of oxidizer fill-drain valve

Je-Sun Jang*, Oh-Sung Kwon**, Kyung-Won Lee***, In-Hyun Cho****

Abstract

A fill-drain valve is operated by provided control gas at the ground for liquid propellant feeding system of space launch vehicle, which fills or drains on-board propellant tanks with a cryogenic oxidizer. We have analyzed and modified the data of fill-drain valve designed by Yuzhnoye. The simulation model of fill-drain valve is designed by using the AMESim code to predict and evaluate the dynamic characteristics and pneumatic behavior of valve. In this study, we performed a dynamic characteristic simulation on design parameter. And we could predict opening/closing time and pressures, operating performances on design parameters. This study will serve as one of reference guides to enhance the developmental efficiency of fill-drain valves with the various operating requirements, which shall be used in the Koreanized Space Launch Vehicle.

초 록

발사체의 추진공급계 시스템에서 사용되는 충전/배출 밸브는 지상에서 작동하며 구동가스 공급에 의해 극저온 산화제를 산화제 탱크에 주입 또는 배출하는 역할을 한다. 유즈노이사에서 설계한 산화제 충전/배출 밸브의 설계 자료를 검토하여 수정하였다. 충전/배출 밸브의 제작에 앞서 설계 검증 및 기본적인 작동 특성을 분석하기 위해 AMESim 상용코드를 이용하여 해석 모델을 구성하였다. 밸브 모델을 이용해서 설계 변수에 대해 동특성 해석을 수행하여 밸브 개폐 작동 시간, 작동 성능, 개방 압력을 예상하였다. 본 연구 결과는 한국형 발사체 추진공급계 충전/배출 밸브의 설계 및 선행 연구에 적용할 수 있을 것으로 판단된다.

키워드 : 충전/배출 밸브(fill-drain valve), 아메심 해석 코드(AMESim), 동특성(Dynamic Characterists), 산화제 탱크(Oxidizer Tank), 플런트 해석 코드(FLUENT)

접수일(2011년 5월 20일), 수정일(1차 : 2011년 6월 7일, 2차 : 2011년 6월 10일, 게재 확정일 : 2011년 7월 1일)

* 추진제어팀/aerototoro@kari.re.kr ** 추진제어팀/oskwon@kari.re.kr ***추진제어팀/lkw@kari.re.kr

**** 추진제어팀/ihcho@kari.re.kr

1. 서 론

우주발사체 추진기관 공급계에 사용되는 산화제 충전/배출 밸브는 추진제 탱크 하단의 주배관에 설치되어 탱크로 극저온의 추진제를 충전하거나 배출하는 역할을 한다. 이러한 밸브는 극한의 운용 환경에서 정확하게 작동해야 한다. 따라서 개발 전에 설계 인자를 검증하고 밸브의 작동 특성을 파악해야 한다. 본 논문에서는 유즈노이(Yuzhnoye)사에서 설계한 산화제 충전/배출 밸브의 설계 검증 및 작동 성능을 분석하기 위해 AMESim 상용코드를 이용하여 밸브 모델을 구성하였다. 밸브 모델을 검증하기 위해 밸브의 개폐 압력, 작동 시간을 수학적 계산 결과와 비교하였다. 이러한 밸브 모델을 이용해서 설계 인자의 검증 및 설계 변수 대해 밸브의 동특성 해석을 수행하였다.

2. 본 론

2.1 산화제 충전/배출 밸브 설계 검토

2.1.1 충전/배출 밸브 설계 규격

충전/배출 밸브의 설계를 위한 초기 규격은 표 1과 같고 압력은 절대압으로 나타내었다. 충전/배출 밸브의 작동 원리를 그림 1에서 간단하게 도식화하였고 그림 2에서 설계 형상을 나타내었다.[1]

표 1 설계 규격

Parameter	Value
Initial position	closed
Type	Poppet valve
Working medium(WM)	LOX, nitrogen
WM temperature, [K]	73~300
WM max inlet/outlet pressure at proof test, [MPa]	1
WM max pressure difference between outlet and inlet in the moment of opening, [MPa]	0.5

WM max inlet/outlet pressure in the moment of closing, [MPa]	0.5
Pilot gas	Helium
Pilot gas pressure, [MPa]	6~8
Branch passage diameter, [mm]	
inlet and outlet	100
drain / pilot	4 / 6
Flowrate(Cv)	300
Action time, [s] at opening	≤0.5
at closing	≤0.4
Mass, [kg]	≤14

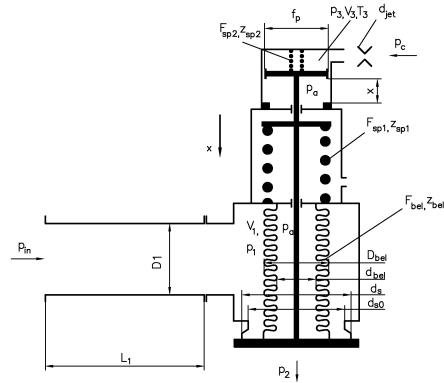


그림 1 Design scheme

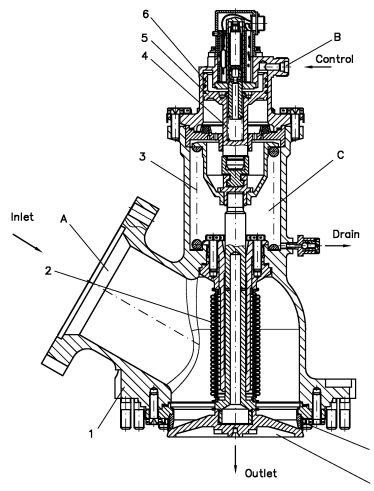


그림 2 Fill - drain valve design

표 2 설계 규격

Parameter	Value
Initial position	closed
Type	Poppet valve
Working medium(WM)	LOX, nitrogen
WM temperature, [K]	73~300
WM max inlet/outlet pressure at proof test, [MPa]	1
WM max pressure difference between outlet and inlet in the moment of opening, [MPa]	0.5
WM max inlet/outlet pressure in the moment of closing, [MPa]	0.5
Pilot gas	Helium
Pilot gas pressure, [MPa]	6~8
Branch passage diameter, [mm]	
inlet and outlet	100
drain / pilot	4 / 6
Flow rate(Cv)	300
Action time, [s] at opening	≤0.5
at closing	≤0.4
Mass, [kg]	≤14

2.1.2 밸브의 최소 유로 검증

주 밸브의 최소 유로는 주어진 유량계수에 의해 결정된다. 유량계수(Cv : 비압축성 유체에 대한 유출계수 Cd를 의미함)는 분당 1 psi의 차압이 걸릴 때, 갤런 단위로 측정되는 물의 유량을 나타낸다. 초기 규격으로 주어진 유량계수는 300 이고 이에 대응하는 물의 질유량은 차압이 $0.0686 \cdot 10^5$ Pa일 때 18.9 kg/s이다. 유량계수를 계산하기 위해 밸브 유동장에 대한 3차원 모델링을 구성하였고, 유한체적법으로 밸브 내부 유동장 해석을 수행하였다. 유즈노이사에 수행한 해석/경계 조건과 동일하게 입/출구의 차압을 0.1 MPa로 유지하여 질유량을 계산하였다. Y사의 해석 결과보다 현재 툴(Fluent)을 이용한 유량계수의 해석 값이 약 10 % 더 낮게 나오는 것을

알 수 있다. Cv값에 대한 결과는 향후 시험을 통해 해석 결과에 대한 검증이 필요할 것으로 판단된다.

표 3 충전/배출 밸브 유량과 유량계수 해석결과 비교

	해석결과 (Fluent)	Yuzhnoye 해석 결과
Flow rate [kg/s]	69.6	79.16
Flow capacity, Cv	294	328

2.1.3 밸브의 스트로크(stroke) 결정

밸브가 개방될 때의 유로 면적이 시트(seat)의 유로 면적보다 커야한다. 로드(rod)를 고려한 밸브 시트의 유로 면적을 비교하여 스트로크를 계산할 수 있다.

$$f_{ef1} = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi}{4} (d_{s0}^2 - D_{bel}^2) \quad (1)$$

$$f_{ef2} = \pi \cdot d_s \cdot x$$

$$d_{s0} = 0.12 m : \text{시트 내부 직경}$$

$$d_s = 0.13 m : \text{시트의 플렉시블 셸(flexible shell) 내부 직경}$$

$$D_{bel} = 0.048 m : \text{벨로우즈 외부 직경}$$

$$f_{ef1} = f_{ef2}$$

$$\therefore x = 0.0232 m$$

계산된 스트로크는 $x = 0.0232 m$ 이다. 따라서 설계된 치수 $x = 0.025 m$ 를 채택하고, 생산 과정에서 허용 오차를 고려해서 스트로크는 $x = (25_{-1.9}^{+1.6}) \cdot 10^{-3} m$ 로 정한다.

2.1.4 밸브 스프링 힘

밸브가 닫혀있을 때 플레이트(plate)와 시트가 접촉하기 위한 스프링 힘을 구하기 위해 밸브가 움직이는 파트에 대한 힘평형 방정식을 다음과

같이 나타낸다.

$$F_{sp1} = F_s + F_{bcl} + F_{sp2} + F_{fr} \quad (2)$$

$F_s = 1539N$: 플렉시블 셸 조립 후 플레이트와 시트가 접촉하기 위해 필요한 힘

$F_{bcl} = 750N$: 벨로우즈 힘

$F_{sp2} = 121.9N$: indicator의 스프링 힘

$F_{fr} = 58.8N$: 액추에이터 피스톤의 쉘 저항력

밸브가 닫혀있기 위해 필요한 스프링 힘은 $F_{sp1} = 2470 N$ 이다. 스프링의 길이가 0.1 m일 때 스프링 힘은 2864 N이다. 표 3에서는 제작 과정 중 스프링 힘의 허용 오차($\pm 290N$)와 허용 길이(${}_{-1.41}^{+2.6} \cdot 10^{-3} m$)를 계산하였다.

$$Z_{sp1}^{min} = \frac{F_1^{min}}{(l_0 - l_1)} = 26187N/m \quad (3)$$

$$Z_{sp1}^{max} = \frac{F_1^{max}}{(l_0 - l_1)} = 32022N/m$$

$$F_{sp1}^{max} = (l_0 - L_{sp1}^{min}) \times Z_{sp1}^{max} = 3195.8N$$

$$F_{sp1}^{min} = (l_0 - L_{sp1}^{max}) \times Z_{sp1}^{min} = 2508.7N$$

표 3에서 제작 공정의 허용 오차를 포함한 스프링의 최소 힘은 2509 N으로 밸브에서 요구되는 $F_{sp1} = 2470 N$ 을 초과한다.

표 4 Spring's marginal forces and lengths

Spring height in valve [m]	Stiffness [N/m]	Force [N]
$L_{sp1}^{min} = 0.0986$	$z_{sp1}^{min} = 32022$	$F_{sp1}^{min} = 3196$
$L_{sp1} = 0.1000$	$z_{sp1} = 29104$	$F_{sp1} = 2864$
$L_{sp1}^{max} = 0.1026$	$z_{sp1}^{max} = 26187$	$F_{sp1}^{max} = 2509$

2.1.5 시트(seat) 설계 분석

시트는 유즈노이사의 경험을 바탕으로 "plate-flexible shell"의 시트를 선택하였다. 그림 3의 플렉시블 셸은 플레이트와의 접촉으로 기밀을 유

지한다.

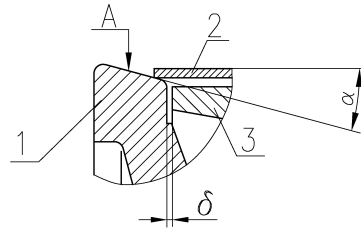


그림 3 Closing of the valve

1 - plate, 2 - deformed flexible shell, 3 - restrictor

Non-jamming 조건

$$\tan \alpha > \mu_f \quad \alpha = 15 \pm 15' : \text{cone half-angle}$$

$$\mu_f = 0.2 \sim 0.25 : \text{마찰계수}$$

$$\tan 15^\circ = 0.267 > \mu_f = 0.2 \sim 0.25$$

: the valve is not jammed

제한장치 3은 플렉시블 셸의 변형을 제한한다. 플레이트의 스트로크는 초기에 플렉시블 셸 접촉 지점에서 $\delta = (0.6 \pm 0.1) \cdot 10^{-3} mm$ 떨어져 있고 셸의 배치 이후 δ 는 0.2 mm까지 감소한다. 셸의 변형에 대한 힘은 다음과 같다. $\delta = 0.2 mm$ 일 때 셸의 총 설계 강성은 $z_s = 7695 \cdot 10^{-3} N/m$ 이다.

$$F_s = z_s \cdot x \quad z_s : \text{셸(shell)의 강성}$$

$$x : 0 \leq x \leq \delta$$

$$z_s = F_s / \delta$$

$$F_{s_0} = 1539 : x = 0 \text{일 때 셸 변형에 필요한 힘}$$

2.1.6 공압 액추에이터 시트 분석

액추에이터의 캐비티는 그림 4와 같이 피스톤의 시트 1과 인서트(insert) 2 사이에 접촉에 의해 기밀이 유지시킨다. 접촉되는 지점의 최대 특정 압력이 허용되는 값을 가지는지 비교하였다.

$$q = \frac{Np}{S\delta} = 85.54 \quad (4)$$

$$Np = p \cdot S_p : \text{시트에 작용하는 힘}$$

$p = 10 \text{ MPa}$: 시험 최대 파일럿 압력
 $S_p = 3.12 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$: 피스톤 면적
 $S\delta = 3.644 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$: 시트의 씰링(sealing)
 돌출부의 최소 면적

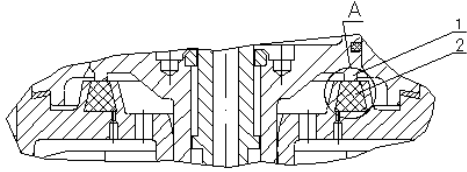


그림 4 Piston's sealing seat
 1 - sealing projection of the seat, 2 - insert.

계산된 값은 유사한 엔진의 밸브에서 구한 값 $q = 130 \text{ MPa}$ 을 초과하지 않으므로 설계치수를 만족한다.

2.1.7 밸브의 초기 개폐 압력 결정

밸브가 초기에 움직이는 순간의 압력과 개방된 상태로 유지시키기 위한 액추에이터의 파일럿 개폐 압력은 스프링 힘과 길이의 제작 오차를 포함해서 결정한다. 플레이트가 시트로부터 떨어지는 순간 밸브의 움직이는 시스템의 모든 힘이 평형을 유지한다고 가정한다.

$$p_3 f_p = p_a f_p - p_1 (f_s - f_{bc1}) - p_a f_{bc1} + p_2 f_s + F_{sp1} - F_{bc1} - F_s - F_{sp2} + F_{fr} \quad (5)$$

p_3 : 액추에이터의 파일럿 압력
 $f_p = 3.117 \times 10^{-3} \text{ m}^2$: 피스톤 면적
 $p_a = 0.1013 \text{ MPa}$: 주변 압력(대기압)
 $p_1 = 0.5 \text{ MPa}$: 밸브 유로에서 작동유체 압력
 $f_s = 0.013 \text{ m}^2$: 밸브 시트 면적
 $f_{bc1} = 0.00132 \text{ m}^2$: 벨로우즈 유효 면적
 p_2 : 밸브 출구 압력
 $F_{sp1} = F_{sp10} + z_{sp1} \cdot x$: 스프링 힘
 $F_{sp2} = F_{sp20} - z_{sp2} \cdot x$: 제한장치의 스프링 힘

$F_{bc1} = F_{bc10} - z_{bc1} \cdot x$: 벨로우즈 강성 힘
 $F_s = F_{s0} - z_s \cdot x$: 플렉시블 셸 강성 힘
 $z_{sp1} = 32022 \text{ N/m}$: 스프링 강성
 $z_{sp2} = 4430 \text{ N/m}$: indicator 스프링 강성
 $z_{bc1} = 25000 \text{ N/m}$: 벨로우즈 강성
 $z_s = 7845000 \text{ N/m}$: 플렉시블 셸 강성
 $F_{fr} = \pi \cdot D_k \cdot l_k \cdot (p_3 - p_a) \cdot \mu_{fr} + F_{fr0} \cdot n_k$
 : 피스톤 씰의 마찰력
 $x_{max} = 26.6 \times 10^{-3} \text{ m}$: 플레이트 이동거리

해석에서 스프링의 강성 및 초기 힘은 최대 값을 고려한다. 시트($x=0$)로부터 플레이트가 움직이는 순간(플레이트 전후의 압력 차는 없음)의 파일럿 압력은 다음과 같이 계산된다.

$$x = 0, p_1 = p_2$$

$$p_3 = \frac{1}{f_p} \left\{ p_a f_p - p_1 (f_s - f_{bc1}) - p_a f_{bc1} + p_2 f_s + F_{sp1} - F_{bc1} - F_s - F_{sp2} + F_{fr} \right\} \quad (6)$$

$$p_3 = 0.5434 \text{ MPa}$$

따라서 플레이트를 들어올리기 위한 파일럿 압력은 약 $p_3 = 0.5 \text{ MPa}$ 이다.

마찰력(F_{fr})을 고려하여 밸브가 개방된 상태로 유지되기 위해서 필요한 파일럿 캐비티 압력은 다음 식에 의해 결정된다.

$$x = x_{max}, F_s = 0, F_{sp2} = 0 \text{에 대해}$$

$$p_3 = \frac{\left\{ p_a f_p - p_1 (f_s - f_{bc1}) - p_a f_{bc1} + p_2 f_s + (F_{sp10} + z_{sp1} \cdot x) - F_{bc10} + z_{bc1} \cdot x - F_{fr} \right\}}{f_p} \quad (7)$$

$$p_3 = 1.514 \text{ MPa}$$

파일럿 가스의 압력이 $p_3 = 1.5 \text{ MPa}$ 이 일 때 밸브가 최대로 열린다. 그리고 입/출구의 차압이 0.5 MPa 이 작용할 때, 플레이트를 들어올리기 위한 파일럿 압력은 2.5 MPa , 열린 상태로 유지하기 위한 압력은 3.5 MPa 이다. 따라서 지정된 파

일련 압력 6 ~ 8 MPa은 밸브 작동에 충분한 안전율을 가진다.

$$\frac{P_3}{P_c} < \beta_{cr}, \quad m_{jet} = \frac{\mu_{jet} \cdot f_{jet} \cdot A}{\sqrt{R \cdot T_c}} \cdot P_c, \quad (10)$$

2.1.8 충전/배출 밸브의 작동 시간 계산

충전/배출 밸브의 열림/닫힘 시간을 결정하기 위해 그림 1의 설계 기법에 따른 시스템의 미분 방정식을 다음의 가정에 따라 구성하였다.

가정

- : 액츄에이터의 작동 유체는 이상기체임
- : 밸브 벽과 작동 유체와의 열교환이 없음
- : 파일럿 및 유로의 캐비티와 파일럿 라인의 작동유체 온도는 일정함
- : 스프링의 캐비티 압력은 외부 압력과 동일함
- : 오리피스는 파일럿 캐비티 입구에 장착됨
- : 플레이트에 수력학적인 힘은 작용 안함
- : 플레이트의 (+)방향은 밸브가 열리는 방향이고 플레이트 초기 위치는 시트와의 접촉면임

파일럿 캐비티의 압력 변화는 다음과 같다.

$$\frac{dP_3}{dt} = \frac{R \cdot T(\dot{m}_{jet} - \dot{m}_{lk}) - f_p \cdot \frac{dx}{dt} \cdot P_3}{V_{30} + f_p \cdot x} \quad (8)$$

- P_3 : 파일럿 캐비티 내의 기체 압력
- V_{30} : $x=0$ 일 때 캐비티 부피
- T_3 : 파일럿 캐비티 내의 기체 온도
- \dot{m}_{jet} : 파일럿 캐비티로의 유량
- \dot{m}_{lk} : 파일럿 캐비티에서 피스톤 셀을 통과하는 유량
- f_p : 피스톤 면적

입구 오리피스에서 파일럿 캐비티로 들어오는 기체의 유동 방정식은 초킹 유무에 따라 다음과 같이 정의된다.

$$\frac{P_3}{P_c} > \beta_{cr},$$

$$m_{jet} = \mu_{jet} f_{jet} P_c \sqrt{\frac{2k \left\{ \left(\frac{P_3}{P_c} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_3}{P_c} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right\}}{R \cdot T_c \cdot (k-1)}} \quad (9)$$

$$A = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}}$$

p_c : 오리피스 입구 압력

μ_{jet} : 유량 계수

f_{jet} : 오리피스 면적

T_c : 가스 입구 온도

입구 유압 배관에 대한 방정식[2]은 다음과 같다.

$$J \frac{dm}{dt} = p_1 - p_2 - R_1 \cdot m_1 \quad (11)$$

$$C \frac{dp_1}{dt} = \Delta \dot{m}_1 p_1 + \frac{L_1}{a} \cdot \frac{dm_1}{dt} \quad (12)$$

$$J = \frac{L_1}{f_1}$$

\dot{m}_1 : 입구 유압 라인 단면적을 통한 유량

L_1 : 유압 라인의 길이

f_1 : 유압 라인 통과 면적

a : 액체에서의 음속

$R_1 = \lambda \frac{L_1}{D_1} \frac{1}{2f_1^2}$: 유압 배관 저항계수

D_1 : 라인 직경

λ : 배관의 유압손실 계수

$C = \frac{\rho V_1}{E}$: 용량손실계수

ρ : 작동 유체의 밀도

V_1 : 배관의 부피

E : 액체의 탄성율

$\Delta \dot{m} = \dot{m}_1 - \dot{m}_2$: 작동 유체의 유량 변화

밸브와 시트사이 간격으로의 작동 유체의 유동방정식은 다음과 같다.

$$\dot{m}_2 = \mu_{s2} \cdot f_{s2} \cdot \sqrt{2\rho \Delta p} \quad (13)$$

μ_{s2} : 유량계수

f_{s2} : 통과면적

Δp : 플레이트 전후 압력 차

다음은 밸브의 움직이는 시스템의 운동방정식을 나타낸다.

$$\frac{d^2x}{dt^2} \cdot M_{mov} = p_3f_p - p_0f_p + p_1(f_s - f_{bel}) + p_0f_{bel1} - p_2f_s - F_{sp1} + F_{bel} + F_s + F_{sp2} \pm F_{flw}$$
(14)

밸브 개폐 작동 시간은 가장 큰 영향을 주는 설계 변수들의 경계 값을 고려해서 결정하였다. 개방 시간은 다음의 가정으로 결정한다.

- 탱크로부터 액체산소(LOX)가 방출될 때 밸브가 열림
- 액추에이터의 파일럿 캐비티의 최소 입구 압력(6 MPa)을 고려함
- 피스톤 실링(sealing)의 최대 누설을 고려함
- 플레이트 전후의 최대 차압을 고려함
- 스프링의 힘과 강성을 최대로 고려함
- 파일럿 캐비티에서 최고 온도를 고려(입구의 온도와 동일함)

최대 개방될 때 작동 시간은 0.028초(초기 제시된 규격 $\leq 0.5\text{sec}$)로 계산된다.

닫힘 시간은 다음의 가정을 고려한다.

- 액추에이터의 파일럿 캐비티의 최대 압력(8 MPa)을 고려함
- 피스톤의 실링에 누설이 없다고 가정
- 플레이트 전후의 압력차가 없음
- 밸브 스프링 힘과 강성은 최소로 고려함
- 파일럿 캐비티에서 최저 온도를 고려함

구해진 최대 닫힘 시간은 0.1초이다.(초기 제시된 규격 $\leq 1.1\text{sec}$)

해석의 변수들의 값은 표 4에서 나타낸다. 계산된 열림/닫힘 시간은 선행적인 설계 평가를 위한 것이다. 실제적인 값은 탱크의 충전/배출

표 5 Operating time parameter

Parameter	Unit	Opening	Closing
p_c	MPa	6	8
p_1	MPa	0.1	0.5
p_2	MPa	0.6	0.5
T_3	K	300	73

작동 상태 및 사용하는 설비의 영향을 받는다.

2.2 산화제 충전/배출 밸브 모델링 및 검증

2.2.1 충전/배출 밸브의 모델링

AMESim(Advanced Modeling Environment for Simulation of Engineering System)을 이용한 충전/배출 밸브의 모델링을 수행하였다. AMESim은 유공압 시스템의 모델링을 통해 동특성 시뮬레이션 및 해석에 유용하게 이용할 수 있는 상용 소프트웨어이다. 그림 5와 같이 밸브의 각 부품 특성을 나타내는 구성품의 조합으로 모델링을 수행하였다. 파일럿 압력을 공급하는 공압 파트와 밸브의 유로가 있는 유압 파트를 나누어서 모델링하였다. 주요 부품으로는 벨로우즈와 밸브의 스프링, 플렉시블 셸, 포핏과 시트 등으로 이루어져있다.[3]

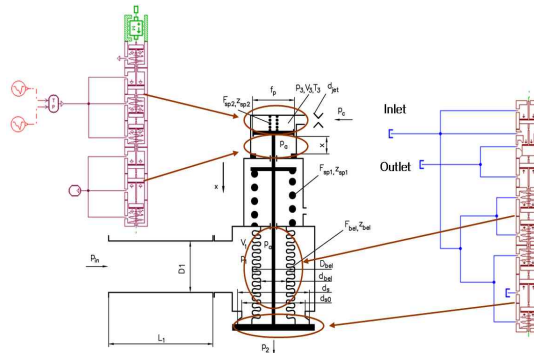


그림 5 Modeling of fill-drain valve for opening pressure

2.2.2 밸브 모델링 검증

(가) 밸브의 작동 압력

충전/배출 밸브의 복잡한 구조와 유공압 회로 매개변수의 다양함으로 인해 수치적 해석의 어려움이 있다. 따라서 간단한 계산식의 결과와 비교를 통해 모델의 정확성을 검증하고, 실제 밸브 시스템의 동작원리, 설계 변수 등을 변화시켜서 해석 결과를 통해 밸브의 설계 검증 및 작동 특

성을 예측할 수 있다.

파일럿 압력에 의해서 밸브가 처음 열리는 순간의 압력은 밸브의 힘평형 방정식 식 (5)에 의해서 계산된다. 초기 개방 압력과 최대 개방 압력 계산 결과와 AMESim 해석 결과를 그림 6에 나타내었고, 표 5에서 비교하였고 잘 일치함을 확인하였다.

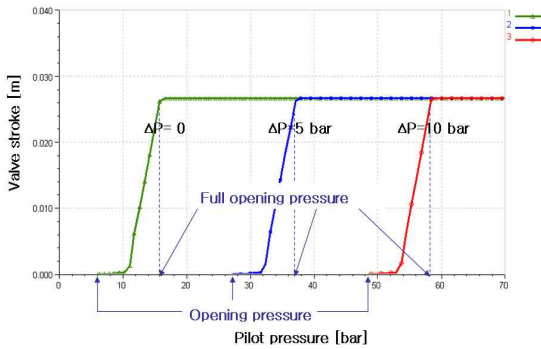


그림 6 Opening pressure of fill-drain valve

표 6 Opening pressure of fill-drain valve

Pressure condition [bar]	Force balance equation [MPa] P(opening) / P(full opening)	AMESim analysis [MPa] P(opening) / P(full opening)
$P_{in}=5, P_{out}=5$	0.54 / 1.562	0.56 / 1.56
$P_{in}=5, P_{out}=10$	2.62 / 3.64	2.68 / 3.68
$P_{in}=5, P_{out}=15$	4.71 / 5.73	4.81 / 5.80

(나) 밸브의 작동 시간

밸브의 열림/닫힘 시간을 계산하기 위해 밸브 작동 과정을 나타내는 미분방정식(식 8~14)의 값과 AMESim 모델을 이용한 해석 결과를 비교하였다.

충전/배출 밸브의 작동 시간을 계산하기 위한 모델을 그림 7과 같이 구성하였다. 파일럿 라인

입구에 오리피스를 포함하였고 공압 기밀과 유압 라인의 직경과 길이를 고려하였다. 작동 시간에 대한 결과를 그림 8과 그림 9에 나타내었다. 파일럿 압력이 6 MPa일 경우 최대 열림 시간과, 파일럿 압력이 8 MPa일 경우 최대 닫힘 시간을 계산하였고 표 6, 7과 같이 작동 시간이 잘 일치함을 확인하였다.

이러한 AMESim 모델의 시뮬레이션 결과를 계산식과 비교하여 모델의 정확도를 검증하였다.

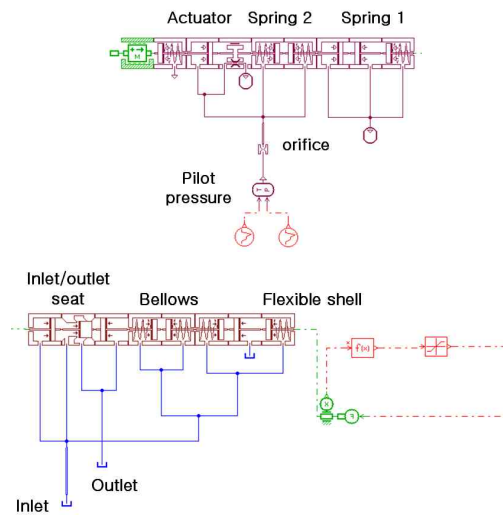


그림 7 Modeling of fill-drain valve for action time

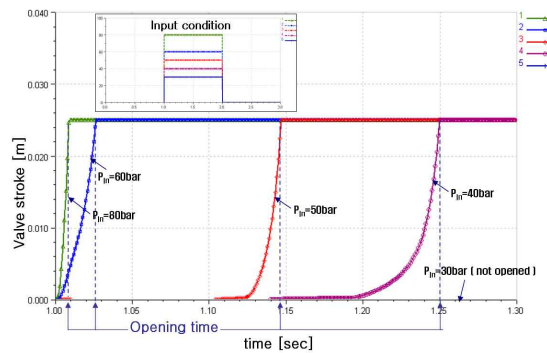


그림 8 Max Opening time of fill-drain valve

표 7 Max Opening time of fill-drain valve

Condition	Opening time	
P1=1 bar, P2=6 bar	Differential eq. of movable system	AMESim analysis
P _(pilot) =6MPa	0.028 sec	0.027 sec
P _(pilot) =8MPa	-	0.010 sec

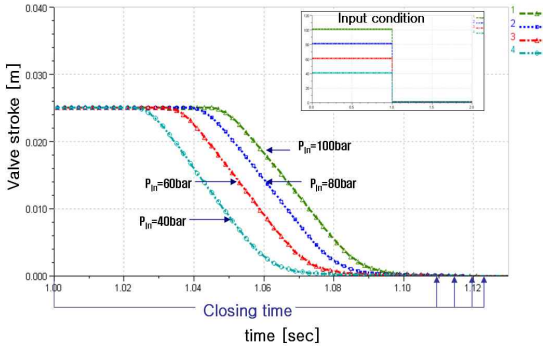


그림 9 Max Closing time of fill-drain valve

표 8 Max closing time of fill-drain valve

Condition	Closing time	
P _{in} =5 bar, P _{out} =5 bar	Differential eq. of movable system	AMESim analysis
P _{pilot} =6 MPa	-	0.115 sec
P _{pilot} =8 MPa	0.10 sec	0.12 sec

2.3 산화제 충전/배출 밸브 작동특성 해석

2.3.1 산화제 충전/배출 밸브의 설계 변수 변화에 대한 해석 결과

충전/배출 밸브의 기밀에 대한 밸브 작동 시간과 밸브 작동성을 예측하였다. 그림 11과 표 9에서 충전/배출 밸브의 파일럿 파트의 기밀 간격에 대한 개방 시간을 계산하였다. 직경 간격이 0.3 mm 이하에서는 개방 시간이 약 0.03초 이내

이지만 0.36 mm 이상에서는 개방 시간이 크게 증가하였다. 한편 액추에이터의 피스톤과 하우징 사이의 기밀은 설계 자료에는 최대 0.31 mm로 설정되어 있다. 해석 결과를 통해서도 알 수 있듯이 밸브의 작동 시간 등을 최적의 상태로 유지하기 위해서는 기밀 직경이 최대 약 0.3 mm로 유지하는 것이 바람직할 것으로 판단된다. 기밀 직경이 0.36mm 이상일 때에는 기밀에서 발생하는 작동 시간 지연이 발생하고, 이로 인해 작동 성능이 떨어질 것으로 예상된다.

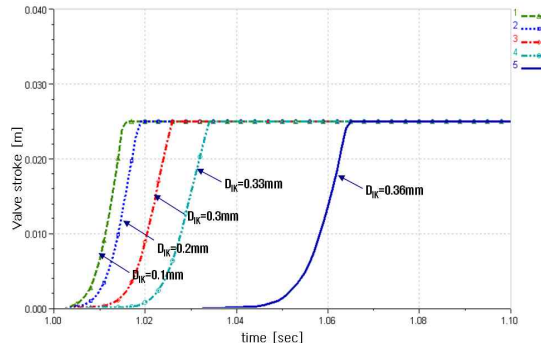


그림 10 Opening time for clearance on diameter

표 9 Opening time for clearance on diameter

Clearance diameter (mm)	Opening time (sec)
0.1	0.016
0.2	0.019
0.3	0.026
0.33	0.034
0.36	0.065

표 10에서 충전/배출 밸브의 파일럿 입구에 위치한 오리피스 직경의 변화에 따른 개방 시간을 계산하였다. 오리피스 직경이 4 mm 이하로 감소시키면 설계 직경이 6 mm일 때 보다 작동 시간이 약 7배 이상 증가하였다. 밸브 설계 자료의 오리피스 직경은 6 mm로 결정되었고 다음과 같은 결과를 통해서 적절한 설계 치수임을 확인할 수 있다.

표 10 Opening time for orifice diameter

Orifice diameter (mm)	Opening time (sec)	Closing time (sec)
4	0.217	0.390
5	0.155	0.261
6	0.030	0.187
7	0.018	0.143
8	0.015	0.113

그림 11에서 충전/배출 밸브의 입/출구 압력 차에 따른 닫힘 시간을 계산하였다. 입구 압력이 1 bar이고 출구 압력이 5 bar로 약 5배의 압력 차이일 때는 닫힘 시간이 0.047초, 입/출구의 압력이 같을 때는 밸브의 최대 닫힘 시간이 0.12초로 크게 증가하였다.

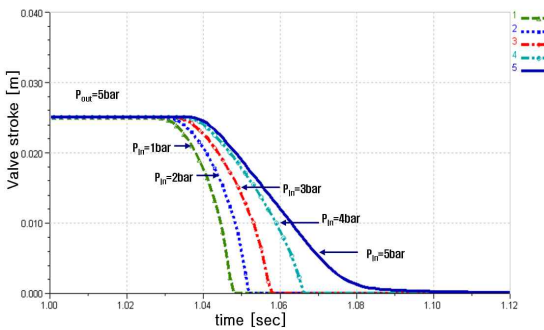


그림 11 Closing time for pressure difference

표 11 Opening time for orifice diameter

Inlet tank pressure (bar)	Outlet tank pressure (bar)	Closing time (sec)
1	5	0.047
2		0.052
3		0.058
4		0.067
5		0.120

4. 결 론

우주발사체의 추진공급계 시스템에서 사용되는 충전/배출 밸브는 지상에서 작동하며 구동가스 공급에 의해 극저온 산화제를 산화제 탱크에 주입 또는 배출하는 역할을 한다.

충전/배출 밸브의 제작에 앞서 설계 검증 및 기본적인 작동특성을 분석하기 위해 AMESim 상용코드를 이용하여 해석 모델을 구성하였다. 힘평형 방정식을 이용하여 밸브의 개폐 압력을 구하였고 이를 해석 모델과 비교하여 결과가 일치함을 확인하였다. 밸브가 개방될 때의 작동 시간을 수학적 계산 결과와 비교하여 모델을 검증하였다. 밸브 모델을 이용해서 설계 변수인 파일럿 압력, 파일럿 부의 기밀 간격, 오리피스 직경 변화, 입/출구 압력차에 대해 밸브의 동특성 해석을 수행하였다. 해석을 통해 밸브 개폐 작동 시간, 작동 성능, 개방 압력을 예상하였다.

본 연구 결과는 한국형 발사체 추진공급계 충전/배출 밸브의 설계 및 선행 연구에 적용할 수 있을 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

1. S.Shevchenko. I. Kuksa, S. Valivakhin, Fill-Drain valve 44.4004.4230.0000.00.0 Analysis P444 - 35/09, KARI - 08 - 0037, 2009, 1 - 20
2. Беляев Е.Н. и др. Математическое моделирование рабочего процесса жидкостных ракетных двигателей, М.: МАИ, 1999
3. AMESim 4.2 User Manual, Pneumatic Component Design Library, Version 4.3 - October, IMAGINE S.A. 1995 - 2005