

연료 벤트/릴리프 밸브의 설계 분석

장제선*, 길경섭**, 한상엽***, 박중호****

Design review of fuel vent-relief valve

Jang, JeSun*, Kil, GyoungSub**, Han, SangYeop***

Abstract

A vent-relief valve performs as a safety-valve assembly for liquid propellant feeding system of space launch vehicle, which relieves pressurant propellant tanks during the filling and the flight. At vent mode, valve is opened and closed by driving pneumatic pressure, and at relief mode, valve is automatically operated to set relief pressure. In this study, we have analyzed a basic layout of vent-relief valve which is designed using foreign LVs(Saturn) to satisfy requirements of Korean Space Launch Vehicle. The simulation model of vent-relief valve is designed by using the AMESim code to verify design parameters and evaluate pneumatic behaviors of valve. In this study, we performed dynamic characteristic simulations on design parameters. And we could predict opening/closing time and pressures, operating performances on design parameters. Using this results, we could suggest detail design and boundary conditions of design.

초 록

우주발사체의 액체추진공급시스템에서 사용되는 연료 벤트/릴리프밸브는 안전밸브의 조 합체로 지상에서 연료를 주입할 때와 비행 중에 추진제 탱크의 과압을 해소하는 역할을 한다. 벤트/릴리프밸브는 구동가스 공급에 의해 벤트밸브를 작동시키는 벤트모드와 설정 된 압력을 유지하기 위해 자동으로 밸브를 개폐하는 릴리프모드로 작동한다. 본 논문에서 는 해외발사체에 사용된(Saturn) 벤트/릴리프밸브 샘플을 이용하여 한국형발사체의 규격에 적용한 밸브 설계를 검토하였다. 또한 설계 검증 및 기본적인 작동 특성을 분석하기 위해 AMESim 상용코드를 이용하여 해석 모델을 구성하였다. 밸브 모델을 이용해서 동특성 해석을 수행하여 설계 변수에 대해 밸브 개폐 작동시간, 작동성능, 개폐압력을 예상하였다. 이를 통해 연료 벤트/릴리프밸브 설계변수에 따른 작동성을 파악하여 시제품 제작 전 의 상세설계 및 설계 경계조건을 제시하였다.

키워드 : 벤트/릴리프 밸브(Vent-relief Valve), 아메심 해석 코드(AMESim), 동특성(Dynamic Characteristics), 연료 탱크(Fuel Tank)

접수일(2012년 9월 17일), 수정일(1차 : 2012년 10월 20일, 2차 : 2012년 10월 23일, 게재 확정일 : 2012년 11월 1일)

* 추진제어팀/aerototoro@kari.re.kr ** 추진제어팀/kgs@kari.re.kr ***추진제어팀/syhan@kari.re.kr

**** 충남대학교/jhpark@cnu.ac.kr

1. 서 론

우주발사체의 액체추진 공급시스템에서 사용되는 연료 벤트/릴리프밸브는 안전밸브의 조합체로 지상에서 연료를 주입할 때와 비행 중에 추진제 탱크의 과압을 해소하는 역할을 한다. 우주발사체에 사용되는 벤트/릴리프밸브는 산업용 밸브에 비해 극한의 환경조건에서 정확한 작동 및 제어가 필요하다.

벤트/릴리프밸브는 추진제의 종류, 발사체의 임무 및 운용 조건 등에 큰 영향을 받는다. 1990년대 후반 미국 NASA의 X-34 추진기관 기본 설계 단계에서 추진제인 액체산소와 RP-1을 1시간 이내에 충전하는 요구조건을 만족하기 위하여 벤트/릴리프 밸브의 유량 성능을 비롯하여 추진제 공급시스템 전체의 성능과 안정성을 고려하는 설계가 수행되었다[1, 2]. 또한 Saturn V, Space Shuttle, Delta II 발사체의 1단 산화제 탱크에 적용되어 얼리지 압력을 조절하였다[3, 4].

벤트/릴리프밸브는 구동가스 공급에 의해 벤트밸브를 작동시켜 탱크 내 가압제를 배출하는 벤트모드와 설정된 압력을 유지하기 위해 자동으로 밸브를 개폐하는 릴리프모드로 작동한다.

본 논문에서는 해외발사체에 사용된(Saturn) 벤트/릴리프밸브 샘플을 이용하여 한국형발사체에 적용한 밸브 설계를 검토하고 설계에 필요한 스프링 힘과 개방 압력을 계산하였다. 또한 설계 검증 및 기본적인 작동 특성을 분석하기 위해 AMESim (Advanced Modeling Environment for Simulation of Engineering System) 상용코드를 이용하여 해석 모델을 구성하였다. 밸브 모델을 검증하기 위해서 개폐압력을 수학적 계산 결과와 비교하였다. 밸브모델을 이용하여 동특성 해석을 수행하여 설계 변수에 대한 밸브 개폐 작동시간, 작동성능, 개폐압력을 예상하였다. 이를 통해 연료 벤트/릴리프의 설계변수에 따른 작동성능을 파악하여 시제품 제작 전의 상세설계 방향 및 설계 경계조건을 제시하였다.

2. 본 론

2.1 연료 벤트/릴리프밸브 설계 검토

2.1.1 연료 벤트/릴리프밸브 설계 규격

연료 벤트/릴리프밸브의 설계를 위한 초기 규격은 표 1과 같다.

표 1 설계 규격

Parameter	Value
Initial position	closed
Type	Poppet valve
Working medium(WM)	Gas nitrogen, Helium
WM temperature, [K]	200~500
WM max inlet/outlet pressure at proof test, [MPa]	0.8
WM inlet pressure at opening in the vent mode, [MPa]	0.4
WM inlet pressure at closing in the vent mode, [MPa]	0.4
Closing pressure in the relief mode, [MPa]	0.4
Pilot gas	Helium
Pilot gas pressure, [MPa]	10~22
Inlet and outlet passage diameter, [mm]	40
Flowrate (Cv)	33
Action time in the vent mode, [s]	≤2

2.1.2 릴리프밸브의 스프링 힘

연료 벤트/릴리프밸브에 작용하는 힘을 그림 1에서 간단하게 도식화하였다. 연료 벤트/릴리프 밸브에서 릴리프밸브가 0.4 MPa(gauge) 압력에서 열리기 위한 스프링 힘을 계산하였다. 밸브가 닫혀있을 때 플레이트와 시트가 접촉하기 위한 스프링 힘을 구하기 위해 밸브의 작동 파트에 대한 힘평형 방정식을 식 (1)과 같이 나타낸다.

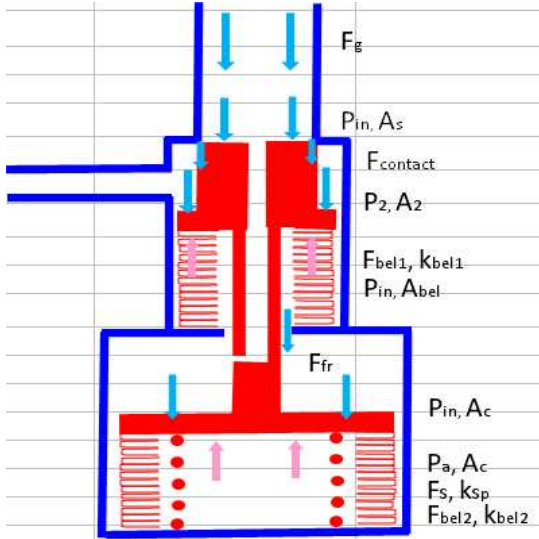


그림 1 릴리프밸브 구성도

$$p_{in} f_s + p_2 f_2 + p_{in} f_c + F_{conta} = p_{in} f_{bel1} \quad (1)$$

$$+ p_a f_c + F_{sp} + F_{bel1} + F_{bel2} + F_{fr}$$

$p_{in} = 0.4 \text{ MPa}$: 릴리프의 입구압력

$f_s = 3.6 \times 10^{-5} \text{ m}^2$ ($d_s = 6.8 \text{ mm}$): 입구시트 면적

$f_c = 20.5 \times 10^{-5} \text{ m}^2$ ($d_c = 16.5 \text{ mm}$, $d_{rod} = 3.3 \text{ mm}$)

: 캐비티(cavity) 면적

$f_{bel1} = 3.0 \times 10^{-5} \text{ m}^2$

($d_{bel,ff} = 7.01 \text{ mm}$, $d_{rod} = 3.3 \text{ mm}$)

: 벨로우즈1 면적

따라서 탄성요소의 힘은 식 (2)와 같이 계산된다. 이러한 탄성력을 가질 때 밸브가 4 bar(gauge pressure)(5.013 barA)에서 열리게 된다. 초기의 벨로우즈 힘이 0이라고 가정하면 설계에 필요한 스프링 힘은 84.575 N이다.

$$F_{sp} + F_{bel1} + F_{bel2} = 84.575 \text{ N} \quad (2)$$

$$F_{sp} = 84.575 \text{ N}$$

스프링 탄성계수가 $k = 1900 \text{ N/m}$ 이라면 스프링의 초기 압축 길이는 $x = 0.0445 \text{ m}$ 이다.

2.1.3 릴리프모드의 최대 개방 압력

릴리프모드에서 밸브의 초기 개방 압력은 0.4 MPa(gauge)으로 설정하였다. 다음은 릴리프밸브가 최대로 개방될 때의 압력을 계산하면 식 (3)과 같다.

$$p_a = 0, p_2 = 0$$

$$(F_{sp0} + x \cdot k_{sp}) + (x \cdot k_{bel1})$$

$$p_{in} = \frac{(F_{sp0} + x \cdot k_{sp}) + (x \cdot k_{bel1}) + F_g}{(f_s + f_c - f_{bel1})} \quad (3)$$

$$= 0.457 \text{ MPa}$$

스프링의 탄성계수는 $k_{sp} = 1900 \text{ N/m}$ 이고, 벨로우즈의 탄성계수는 정확한 값이 없으므로 $k_{bel1} = 1000 \text{ N/m}$, $k_{bel2} = 1000 \text{ N/m}$ 로 가정하였다.

$$F_g = \alpha \cdot \frac{\gamma}{2g} \cdot \pi d_s x W_{cr}^2 = 4.386 \text{ N}$$

$\alpha = 1 - \frac{2x}{d_s}$: 유체가 포핏과 시트 사이의 스토클

간격을 통과하는 각도를 고려한 계수

$$\alpha = 1 - \frac{2 \times 0.002}{0.0068} = 0.4117$$

$\gamma = \rho \cdot g = 6.2789 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)$

d_s : 릴리프밸브 시트 직경(=6.8 mm)

W_{cr} : 시트를 통과하는 유체의 임계속도

$$W_{cr} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot RT} = 882 \text{ m/s}$$

R : 기체상수 = 2077 $\text{m}^2/(\text{s}^2 \cdot \text{K})$

k : 단열비(adiabatic exponent)

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{5.1928}{3.1166} = 1.666, \text{ at } P(\text{He}) = 4 \text{ MPa}$$

스트로크가 $x = 2 \text{ mm}$ 일 때 릴리프모드의 최대 개방 압력은 0.457 MPa(gauge)(=5.583 barA)이다.

2.1.4 벤트밸브의 스프링 힘

연료 벤트/릴리프밸브에서 밸브의 외부에 압력이 가해지지 않을 경우 벤트밸브의 시트가 1.2

MPa(작동 유체 압력(=0.4 MPa)의 3배)의 압력을 받기 위한 스프링 힘을 식 (4)에서 계산한다.

$$F_s = F_{cont} = p_{cont} \times f_{cont} = 307.32 \text{ N} \quad (4)$$

스프링의 초기 압축 길이를 11 mm로 가정하면 설계에 필요한 스프링의 탄성계수는 27938 N/m로 계산된다.

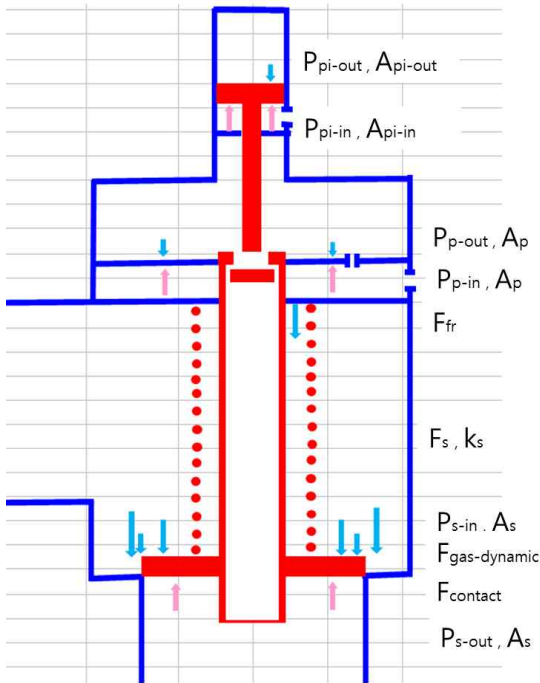


그림 2 벤트밸브 구성도

2.1.5 벤트모드 초기 개방 압력

벤트모드로 초기 개방되는 압력을 힘평형 식 (5)를 이용해서 계산할 수 있다.

$$\begin{aligned} & p_{p(in)}f_p + p_{s(out)}f_s + p_{pi(in)}f_{pi(in)} + F_{cont} \quad (5) \\ & = p_{p(out)}f_p + p_{s(in)}f_s + p_{pi(out)}f_{pi(out)} + F_s \\ & \quad + F_{fr(p_i)} + F_{fr(p)} + F_g \end{aligned}$$

$$p_{s(out)} = 0, p_{pi(out)} = 0, p_{p(in)} = 0, p_{p(out)} = 0$$

$$p_{s(in)} = 0.4 \text{ MPa}$$

$$x = 0 : F_{fr(p_i)} \approx 0, F_g = 0$$

유동이 없을 때 액츄에이터의 마찰력은 매우 작으므로 무시하였고, gas dynamic force는 $x=0$ 일 때는 존재하지 않는다. 액츄에이터 피스톤의 정지마찰력과 운동 마찰력은 유즈노이사에서 설계한 산화제벤트/릴리프밸브에서의 시험 값[5]을 이용하여 마찰면적(약 1/4로 계산됨)에 비례한다고 가정하였다. 정지마찰력 25 N, 운동마찰력 12.5 N으로 계산하였다.

$$x = 0 : F_{fr(p)} = 25 \text{ N} : \text{피스톤의 정지마찰력}$$

$$p_{pi(in)}f_{pi(in)} = p_{s(in)}f_s + F_s + F_{fr(p)} = 819.88 \text{ N}$$

$$f_{pi(in)} = 0.000163 \text{ m}^2$$

$$\therefore p_{pi(in)} = 5.03 \text{ MPa}$$

따라서 벤트모드에서 밸브를 초기 개방하기 위한 파일럿 압력은 5.03 MPa(gauge)(=51.313 barA)으로 계산된다.

2.1.6 벤트모드 최대 개방 압력

벤트밸브의 스트로크가 최대가 될 때의 압력을 힘평형 식(6)을 이용하여 계산할 수 있다.

$$p_{pi(in)}f_{pi(in)} = p_{s(in)}f_s + p_{pi(out)}f_{pi(out)} + F_s \quad (6)$$

$$+ F_{fr(p)} + F_g = 1284.877 \text{ N}$$

$$p_{s(out)} = 0, p_{p(in)} = 0, p_{p(out)} = 0$$

$$p_{s(in)} = 0.4 \text{ MPa}, p_{pi(out)} = 0 \sim 0.2 \text{ MPa},$$

$$F_g = \alpha \cdot \frac{\gamma}{2g} \cdot \pi d_s x W_{cr}^2 = 162.788 \text{ N}$$

$$\alpha = 1 - \frac{2x}{d_s} = 0.5095$$

$$d_s : \text{벤트밸브 시트(seat)직경}(=40.78 \text{ mm})$$

$$\therefore p_{pi(in)} = 7.89 \text{ MPa}$$

벤트모드의 최대 개방 압력은 7.89

MPa(gauge) (=79.913 barA)로 계산된다.

2.2 연료 벤트/릴리프밸브 작동특성 해석

2.2.1 연료 벤트/릴리프밸브 모델링

연료 벤트/릴리프밸브의 작동특성을 수치적으로 검증하기 위해 AMESim[6]을 이용해 해석 모델을 구성하였다.

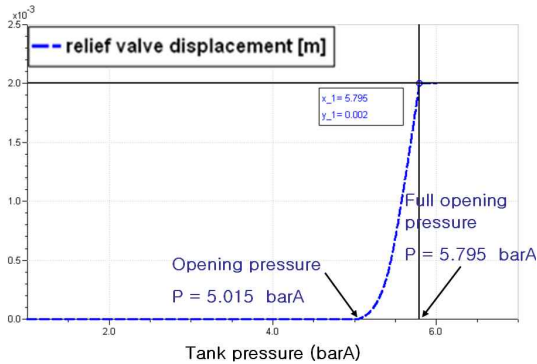


그림 3 릴리프밸브 개방 압력 해석 결과

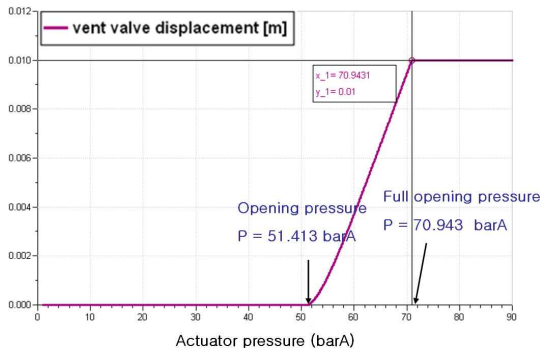


그림 4 벤트밸브 개방 압력 해석 결과

표 2는 AMESim 모델 해석결과(그림 3, 4)와 힘평형 방정식을 이용하여 계산한 값을 비교하였다. 벤트모드와 릴리프모드에서 초기 개방 압력은 계산 값과 해석 값이 거의 동일하였다.

벤트모드의 최대 개방 압력이 AMESim 해석 값과 차이를 보이는 이유는 벤트밸브가 열리면 공기역학적 힘(gas-dynamic force)이 크게 작용하

지만 AMESim 모델에서는 고려되지 않기 때문이다. 실제로 힘평형 계산식에서 공기역학적 힘을 제외시키면 AMESim 해석 결과와 거의 동일한 값(6.99 MPa)으로 계산된다.

표 2 연료 벤트/릴리프밸브 개방 압력

Mode	초기 개방 압력 (barA)		최대 개방 압력 (barA)	
	힘평형	AMESim	힘평형	AMESim
Relief	5.013	5.015	5.583	5.795
Vent	51.313	51.413	79.913	70.943

또한 릴리프모드에서 최대 개방 압력이 약간의 차이를 보이는 것은 힘평형 계산에서는 릴리프밸브만 고려하지만 실제로 AMESim 해석에서는 릴리프밸브가 작동하면 벤트밸브도 작동하기 때문에 최대 개방 압력은 수학적 계산 값이 더 작은 것으로 예상된다.

2.2.2 벤트밸브 설계형상에 따른 작동특성

탱크압력이 4 barA에서 6 barA로 바뀌면 릴리프밸브가 개방되고 동시에 벤트밸브의 피스톤으로 가스가 주입되어 벤트밸브도 개방된다. 이때 피스톤에 위치하는 오리피스 개수에 따라 밸브의 작동특성이 바뀌게 된다. 표 3과 같이 오리피스(직경 1 mm)의 개수가 1개일 때는 피스톤을 상승시키는 하부의 압력이 오리피스의 개수가 많을 때보다 빨리 올라가므로 밸브가 빨리 개방된다. 반면 밸브가 닫힐 때는 피스톤을 상승시키는 압력이 빨리 배출되지 못하므로 천천히 닫히게 된다.

표 3 벤트밸브 피스톤의 오리피스 개수에 따른 벤트밸브의 작동시간

Vent valve piston orifice 개수	Opening time (sec)	Closing time (sec)
1	0.099	0.109
2	0.17	0.084
4	0.25	0.072
8	0.30	0.069
12	0.31	0.068

다음은 탱크압력이 1 barA에서 6 barA로 1초 동안 선형적으로 증가하고, 1초 동안 6 barA를 유지하다가 다시 6 barA에서 1 barA로 감소한다고 가정하였다. 이때 릴리프모드가 작동하면 벤트밸브가 개방되었다가 다시 닫히게 되는데, 오리피스수의 개수에 따라 개방 압력과 닫힘 압력을 비교하였다(그림 5). 오리피스수의 개수가 작을수록 낮은 탱크압력에서 벤트밸브가 열리고 닫힌다(표 4). 오리피스수의 개수가 작으면 벤트밸브의 피스톤을 미는 압력이 낮아도 오리피스를 통과하는 유체가 작으므로 개방시키기 위한 차압이 유지되어 낮은 압력에서도 열린다. 반대로 벤트밸브가 닫히기 위한 시간도 많이 소요되므로 상대적으로 탱크압력이 더 낮아질 때 닫히게 된다.

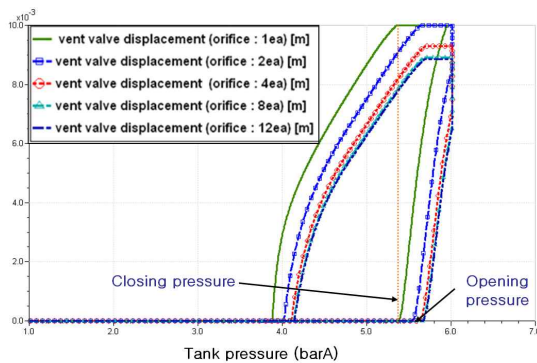


그림 5 벤트밸브 피스톤의 오리피스 개수에 따른 벤트밸브의 개방/닫힘 압력

표 4 벤트밸브 피스톤의 오리피스 개수에 따른 벤트밸브의 개방/닫힘 압력

Vent valve piston orifice 개수	Opening pressure (barA)	Closing pressure (barA)
1	5.378	5.353
2	5.543	5.618
4	5.633	5.698
8	5.653	5.683
12	5.668	5.683

한편 그림 6과 같이 오리피스의 직경이 1 mm 이고 개수가 2개를 초과하면 밸브의 스트로크의

최대값 10 mm에 도달하지 못하였다. 따라서 벤트밸브가 최대로 열리도록 설계하기 위해서는 이 조건에서 오리피스수가 2개 이하가 되어야 한다.

다음은 피스톤의 오리피스 직경에 따른 벤트밸브의 거동을 비교하였다(표 5). 탱크압력은 전과 같은 조건으로 가정하였다. 벤트밸브의 오리피스 직경은 초기 설계와 같이 4개로 두고 직경의 크기를 0.5~3 mm로 변화시켰다. 오리피스 직경이 0.5 mm 일 때는 밸브가 최대로 개방되지만 직경이 커질수록 스트로크가 최대 10 mm에 도달하지 못하고 9.6~8.8 mm까지 개방되었다. 또한 오리피스의 직경에 따라 벤트밸브의 개방 압력도 변화였다(그림 6). 오리피스의 직경이 크면 벤트밸브의 피스톤을 최대로 들어 올리지 못하고 압력이 피스톤 위로 전달되기 때문에 밸브를 개방하기 위한 더 높은 압력이 필요하다.

표 5 벤트밸브 피스톤의 오리피스 직경에 따른 벤트밸브의 스트로크와 개방 압력

Vent valve piston orifice 직경(mm)	Stroke (mm)	Opening pressure (barA)
0.5	10	5.553
0.75	9.615	5.613
1	9.292	5.638
2	8.924	5.668
3	8.849	5.678

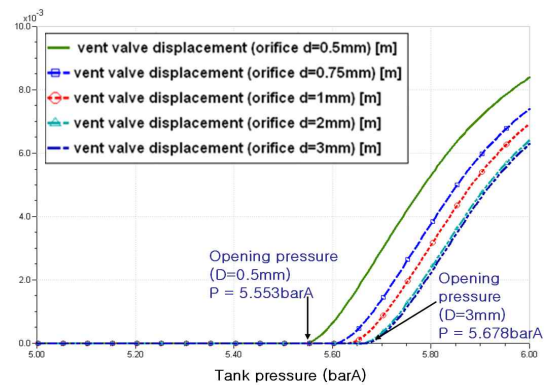


그림 6 벤트밸브 피스톤의 오리피스 직경에 따른 벤트밸브의 개방 압력 비교

벤트밸브의 피스톤이 상승하면 피스톤 아래의 캐비티에서 오리피스로 작동유체가 빠져나가고, 피스톤 위쪽의 캐비티의 가스는 다시 시트링(seat ring)의 홀(hole)을 통해서 밸브 바깥으로 배출된다. 탱크압력을 1초 동안 6 barA를 유지시키고 다음 1초 동안 4 barA로 유지된다고 가정한다. 해석결과 표 6과 같이 시트링의 개수가 많아지면 밸브가 상대적으로 빨리 개방되고 빨리 닫힌다. 그러나 홀이 4개 이상일 때는 밸브의 스트로크가 최대 10 mm까지 도달하지 못하게 된다(그림 7). 즉 가스가 외부로 배출되는 면적이 한계점 이상에서는 밸브가 최대로 개방되지 못한다. 따라서 벤트밸브의 스트로크를 최대로 이용하기 위해서는 시트링을 3개 이하로 유지하여야 한다.

탱크압력이 1 barA에서 6 barA로 1초간 선형적으로 증가하고 1초 동안 6 barA를 유지하다가 다시 1 barA로 감소한다고 가정하였다. 이때 벤트밸브가 시트링(seat ring)의 개수에 따라 개방압력과 닫힘 압력을 비교하였다(표 7). 시트링이 2개일 때 가장 낮은 압력에서 밸브가 개방되었고 가장 낮은 압력에서 닫혔다. 반대로 피스톤 위의 캐비티에서 유동이 바깥(대기압)으로 빠져나가는 홀이 많으면 밸브가 더 높은 압력에서 개방되고 더 높은 압력에서 닫힌다(그림 8). 이는 대기압으로 나가는 유체 면적이 넓어지면 밸브를 개방하는데 더 높은 압력이 필요하고 더 빨리 빠져나가기로 밸브가 높은 압력에서도 닫히게 된다. 따라서 벤트밸브 설계 시에 탱크의 목표압력 구간에 맞도록 시트링의 개수를 설계하여야 한다.

표 6 벤트밸브 시트링의 홀의 개수에 따른 벤트밸브의 작동시간

Vent valve seat ring의 hole 개수	Opening time (sec)	Closing time (sec)
2	0.12	0.106
3	0.164	0.089
4	0.303 (stroke : 8.38mm)	0.072
8	0.336 (stroke : 4.88mm)	0.037

표 7 벤트밸브 seat ring의 hole의 개수에 따른 벤트밸브의 개방/닫힘 압력

Vent valve seat ring의 hole의 개수	Opening pressure (barA)	Closing pressure (barA)
2	5.478	5.383
3	5.563	5.593
4	5.653	5.698
8	5.843	5.648

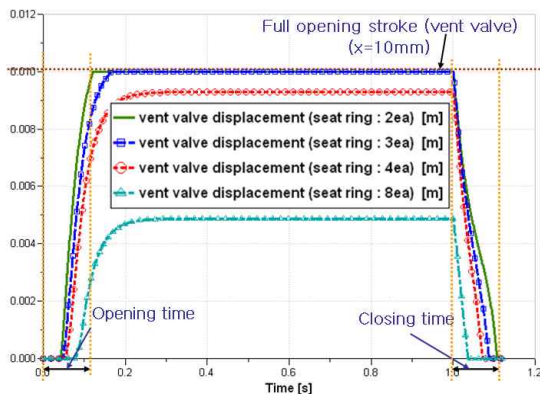


그림 7 벤트밸브 시트링의 홀의 개수에 따른 벤트밸브의 거동

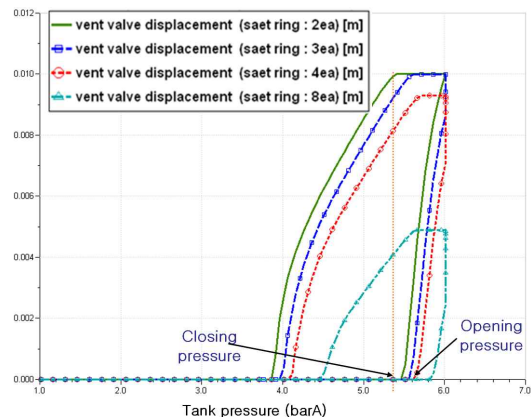


그림 8 벤트밸브 시트링의 홀의 개수에 따른 벤트밸브 개방/닫힘 압력

2.2.3 릴리프밸브 설계형상에 따른 작동특성

릴리프밸브 개폐압력의 차이가 클수록 탱크 내의 압력이 제어되는 범위가 커지게 된다. 따라서 가능한 릴리프밸브의 작동성이 탱크압력에 민감하도록 설계해서 밸브가 항상 릴리프 설정 압력을 유지하도록 작동해야 한다. 현재 설계된 릴리프밸브의 개폐압력 차이를 줄이기 위해 스프링 강성을 변화시키면서 작동압력을 비교하였다(표 8). 스프링 강성이 증가함에 따라 개방되는 압력은 동일하였으나 릴리프밸브가 닫히는 압력은 점차 증가하여 개방 압력에 가까워졌고, 스프링 강성이 8 N/mm 일 때는 개방 압력보다 높은 압력에서 닫히는 것을 알 수 있었다. 또한 릴리프밸브의 스프링 강성이 증가하면 벤트밸브가 빨리 반응하게 되고 밸브가 완전히 닫히는 압력도 높아지므로 탱크압력 제어에 유리하다.

표 8 릴리프밸브 스프링 강성에 따른 벤트밸브의 개방/닫힘 압력

릴리프밸브 스프링 강성 (N/mm)	Opening pressure (barA)	Closing pressure (barA)
1	5.038	4.748
1.9	5.038	4.828
3	5.038	4.918
4	5.038	4.993
8	5.038	5.328

3. 결 론

우주발사체의 추진공급계 시스템에서 사용되는 연료 벤트/릴리프밸브는 지상에서 연료를 주입할 때와 비행 중에 추진제 탱크의 과압을 해소하는 역할을 한다.

연료 벤트/릴리프밸브의 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 결

과가 일치함을 확인하였다. 밸브 모델을 이용해서 설계 변수인 벤트밸브 오리피스 직경 및 개수 변화, 시트링의 홀의 개수, 스프링 강성에 대해 밸브의 동특성 해석을 수행하였다. 해석을 통해 밸브 개폐 작동 시간, 작동 성능, 개방 압력을 예상하였다.

본 연구 결과를 통해 한국형 발사체 추진공급계 연료 벤트/릴리프밸브의 기본 설계를 검토하고 시제품 제작 전의 상세설계 방향 및 구성 파트의 설계 경계조건을 제시하였다.

참 고 문 헌

1. Garlata, P. K. and Winters, B. A., "X-34 Propulsion System Design", 33rd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, Seattle, WA, AIAA-1997-3304, July 6-9, 1997
2. Brown, T. M., McDonald, J. P., Hedayat, A., Knight, K. C., and Champion, R. H., Jr., "Propellant Management and Conditioning within the X-34 Main Propulsion System", 34th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, Cleveland, OH, AIAA-1998-3518, July, 1998
3. Norquist, L., "External Tank for the Space Shuttle Main Propulsion System", 12th American Institute of Aeronautics and Astronautics and Society of Automotive Engineers, Propulsion Conference, Palo Alto, CA, AIAA-1976-595, July, 1976
4. Norquist, L., "External Tank for the Space Shuttle Main Propulsion System", Journal of Spacecraft and Rockets, Vol. 14, No. 6, 1977, pp.358-364
5. 장제선, 이경원, "산화제 벤트/릴리프밸브의 설계 검토 및 작동특성 분석", KARI-PCT-TM-2010-014, 2010, pp.1-31
6. "AMESim 4.2 User Manual", Version 4.3, IMAGINE S.A., 1995-2005