

研究論文

가스발생기 연료개폐밸브의 동적 거동

이중엽* · 허환일**†

Dynamic Characteristics for Fuel Shutoff Valve
of a Gas Generator

JoongYoup Lee* · Hwanil Huh**†

ABSTRACT

Fuel shutoff valve of a gas generator controls propellant mass flowrate of a rocket engine, by using pilot pressure and spring force. The developing fuel shutoff valve can be self sustained even though pilot pressure is removed in an actuator. Therefore, it is necessary to analyze the characteristics of the forces with respect to the opening and closing of the valve in order to evaluate its performance. In light of this, the valve has been designed to adjust the control pressure for the opening of the poppet and to determine the working fluid pressure at which the valve starts to close. This paper also has been designed dynamic model using the AMESim and predicted flow coefficient of the valve by Fluent CFD analysis. Various results from the prediction and the analysis have been compared with experiments. Finally, dynamic characteristics of the valve have been verified with experimental results.

초 록

가스발생기용 연료개폐밸브는 파일럿 공압으로 포핏을 열고 스프링 힘에 의해 닫음으로써 로켓엔진의 연료 유량을 제어한다. 현재 개발 중인 가스발생기 연료개폐밸브는 액추에이터에서 압력이 제거되더라도 유로부에 해당 압력이 존재한다면 스스로 열림을 유지하는 방식으로 설계되어 있다. 밸브의 성능을 평가하기 위해 밸브가 열리고 닫히는 특성에 따라 힘 평형 상태를 분석할 필요가 있다. 이를 위하여 밸브의 포핏이 열리기 위한 파일럿 압력과 닫히기 위한 유로부 압력을 힘 평형에 의해 조절되도록 설계하였다. 또한, 사용 소프트웨어 인 AMESim을 이용하여 동적 모델을 구성하였고 Fluent CFD 해석을 통해 밸브의 고유유량계수를 구해보았다. 예측과 해석을 통해 획득 된 결과들은 실험 결과와 비교하였고, 밸브의 동적 거동을 실험을 통해 확인하였다.

Key Words : GFV(가스발생기 연료밸브), Self Sustained(스스로 열림 유지), Force Balance (힘 평형), Liquid Rocket Engine(액체로켓 엔진), Open Cycle(개방 사이클)

접수일 2010. 6. 9, 수정완료일 2010. 7. 8, 게재확정일 2010. 7. 15

* 정회원, 한국항공우주연구원 발사체미래기술팀

** 종신회원, 충남대학교 항공우주공학과

† 교신저자, E-mail: hwanil@cnu.ac.kr

1. 서 론

액체로켓 추진기관용 가스발생기 연료개폐밸브(GFV, Gas generator Fuel shutoff Valve)는 추진기관 엔진공급계에서 가스발생기부로 유입되는 추진제 중 연료 유동 개폐를 목적으로 한다[1]. 가스발생기는 터보펌프(turbo pump unit) 장치의 터빈을 회전시켜 축회전력을 생성하며 동시에 동일한 축선상의 회전력을 얻어 각 펌프로 토크를 전달하는 방식을 이용하는데, 추진기관 부품의 일부인 GFV 또한 액체로켓 개방 사이클(open cycle)방식에 의해 운용된다. 이 때 회전체 펌프에서 추진제가 토출된 유량 및 압력을 요구 사이크로그램(cyclogram)에 따라서 제어할 수 있고 연소기의 점화와 최종 연소를 통해 최종 추력을 얻게 된다. 이러한 추력의 발생을 위해 로켓 엔진 연소 동안 일련의 과정을 거치는데, 여기서 가스발생기로 유입되는 추진제 중 연료 유동의 개방과 차단에 위하여 GFV가 사용된다. 엔진 공급시스템에는 고압 및 고유량의 추진제를 사용하는데, 고압의 추진제를 안정하게 개폐할 수 있도록 하고 밸브의 내부누설이 엄격히 구속되어야 하는 등의 까다로운 조건을 모두 극복할 수 있어야만 액체로켓엔진의 구성품(component)으로 활용할 수 있게 된다.

액체 추진기관에서 이용하는 발사체용 밸브는 일반적인 산업용 밸브에 비해 작동 조건이 매우 극한적이고 제한적이다. 압력손실과 무게를 최소화해야 할 뿐만 아니라, 동시에 요구되는 기밀성을 유지해야 하는 등의 어려움이 있다. 현재 개발 중인 GFV(Fig. 1)는 파일럿 공압이 유입되면 액추에이터가 상승되고 포핏(poppet)이 개방됨과 동시에, 유동이 형성되는 구조로 이루어져 있다. 이 때 시스템의 요구도에 따라 포핏이 개방된 상태에서 액추에이터에 인가된 공압을 제거하게 된다. 비록 공압이 제거되더라도 힘 평형(force balance)에 의해 스스로 열림(self sustained)을 유지하며, 유로부의 정압력의 힘이 스프링에 의한 힘 보다 적을 경우 스스로 닫히게 되는 기계적 특성이 있다[2, 3].

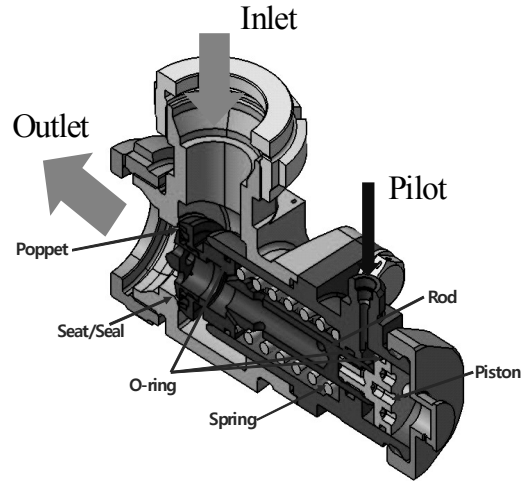


Fig. 1 Sectional model of the GFV

시스템 설계 안에 따라 단품인 GFV의 개폐를 위한 전단과 후단의 압력과 GFV의 개방 시 정격유량, GFV 응답 특성에 따른 입력 조건은 기 설정되어 있고, 이를 기반으로 하는 동특성 검증은 정적상태의 힘 평형 관계식을 통해 최초의 스프링 설계가 이루어진다. 특히 스프링 힘과 플런저(plunger)에 장착된 실(seal)의 마찰력, 유동력(flow force)등에 의하여 닫히려는 힘이 결정되면 액추에이터 피스톤에 가해지는 파일럿(pilot) 공압(pneumatic pressure)을 통하여 포핏이 개방되는 시점의 압력을 구할 수 있다. 그리고 포핏이 완전 열린 시점에서 파일럿 압력과 파일럿의 압력을 제거 후 스스로 열림을 유지하기 위한 GFV의 유로압력, GFV가 완전 닫힘 상태로 유지되는 시점의 압력을 설계할 수 있다.

2. 본 론

2.1 정적 상태의 힘 평형

액추에이터에 파일럿 압력이 입력되면 피스톤 단면적에 피스톤 힘과 스프링 힘 평형의 과도구간을 거친 후 밸브가 열리며 반대로 파일럿 압력이 배출되면 밸브는 닫히게 된다. 그러나 본 GFV 밸브의 힘 평형 설계는 파일럿 압력을 배

출해도 유동에 의한 정압력에 의해 포핏이 스스로 열림을 유지하다가 어느 압력 이하가 되었을 때 닫히게 되는 특징을 보인다[4]. 이러한 힘 평형 형태를 보이는 식을 정리하면 다음과 같다.

포핏이 최초로 움직이기 위한 최대 파일럿 압력은 Eq. 1, Eq. 2와 같다.

$$P_{\max} = \frac{R_{1\max} + T_{1\max} + T_{2\max} + T_{3\max} + P_{emax}(S_4 - S_3)}{S_1 - S_2} \quad (1)$$

$$R_{1\max} = F_{1\max} + (L_1 - H_{1\min})C_1 \quad (2)$$

여기서, $F_{1\max}$ 는 스프링의 초기 최대 압축힘이며, T 는 마찰힘이다. $R_{1\max}$ 은 스프링 초기 압축 길이에서 최대 압축 여유를 포함하는 압축힘이고 5% 여유를 포함했을 경우 설계 시 $R_{1\max}$ 는 약 607 N이다.

포핏이 최초로 움직이기 위한 최소 파일럿 압력은 Eq. 3, Eq. 4와 같다.

$$P_{\min} = \frac{R_{1\min} + T_1 + T_2 + T_3 + P_{emin}(S_4 - S_3)}{S_1 - S_2} \quad (3)$$

$$R_{1\min} = F_{1\min} + (L_1 - H_{1\max})C_1 \quad (4)$$

여기서, $R_{1\min}$ 은 스프링이 초기 압축된 길이에서 최소 압축 여유를 포함하는 압축힘이며, $F_{1\min}$ 는 스프링 초기 최소 압축힘이다.

포핏이 완전 열림 시점에서의 최대 파일럿 압력은 Eq. 5 및 Eq. 6과 같다.

$$P_{O\max} = \frac{R_{2\max} + T_1 + T_2 + T_3}{S_1 - S_2} \quad (5)$$

$$R_{2\max} = F_{2\max} + (L_2 - H_{2\min})C_1 \quad (6)$$

$F_{2\max}$ 는 포핏이 최대 스트로크로 열렸을 당시의 스프링의 최대 압축힘이고, 설계 $R_{2\max}$ 는 스프링 운용 압축 길이에서 최소 압축 여유를 포함하는 압축힘이고 약 845 N이다.

포핏이 완전히 열렸을 당시의 최소 파일럿 압력은 Eq. 7과 Eq. 8로 나타낼 수 있다.

$$P_{O\min} = \frac{R_{2\min} + T_1 + T_2 + T_3}{S_1 - S_2} \quad (7)$$

$$R_{2\min} = F_{2\min} + (L_2 - H_{2\max})C_1 \quad (8)$$

포핏이 스스로 열림을 유지하다가 닫히기 시작하기 위한 과도구간의 유동의 최대 압력은 Eq. 9이고, 그 당시 유동의 최소압력은 Eq. 10과 같다.

$$P_{C\max} = \frac{R_{2\max} - T_1 - T_2 - T_3}{S_2} \quad (9)$$

$$P_{C\min} = \frac{R_{2\min} - T_{1\max} - T_{2\max} - T_{3\max}}{S_2} \quad (10)$$

포핏이 스스로 열림을 유지하다가 포핏이 시트(seat) 완전 닫힌 시점에서 유동의 최대 압력은 Eq. 11과 같고 최소압력은 Eq. 12로 나타낼 수 있다.

$$P_{R\max} = \frac{R_{1\max} - T_1 - T_2 - T_3}{S_2} \quad (11)$$

$$P_{R\min} = \frac{R_{1\min} - T_{1\max} - T_{2\max} - T_{3\max}}{S_2} \quad (12)$$

2.2 밸브의 유로부 개념설계

비압축성 유체시스템에서 대부분 오리피스에 의해 유량이 지배적으로 제어되며, 배관부의 면적은 오리피스 면적보다 큰 관계로 유체 속도에 의한 효과를 무시하면 Eq. 13과 같이 체적 유량 형태로 나타낼 수 있다. 단, P_d 는 $P_d \approx P_{vc}$ 로 가정한다[5, 6, 7].

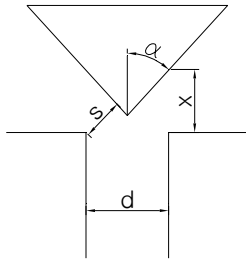


Fig. 2 Schematic of a conical poppet valve

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_u - P_d)} \quad (13)$$

$$A_{eff} = s C = \pi x \sin \alpha (d - x \sin \alpha \cos \alpha) \quad (14)$$

포핏이 안착되어 있는 시트 부분을 오리피스로 가정하고 방출계수(discharge coefficient) 및 요구도에 따른 유량, 밀도, 차압을 이용하면 요구되는 배관내경을 설계할 수 있다.

포핏이 완전히 열린 상태에서 최대 유량을 발생하며 역으로 유동을 차단하기 위해서 포핏이 시트에 접촉하게 되는데, 이때 접촉된 포핏의 단면은 Eq. 14에서 유효 유로 면적으로 나타낼 수 있다. Fig. 2에서 포핏 형상을 개략적으로 나타낸 것이다. 형상 설계를 위한 포핏 형상의 직경과 포핏의 경사각을 Eq. 14에 대입하면 GFV가 갖는 설계 스트로크인 약 7 mm를 얻을 수 있다[8]. 결국, Eq. 13에서는 시트부의 유로면적을 Eq. 14에서는 밸브의 스트로크를 구할 수 있으며, 이것은 밸브 고유유량계수를 확보하기 위한 주요 설계인자가 된다.

23 CFD 해석과 실험결과

GFV 형상 길이에 대한 차압을 Fig. 3과 같이 예측하기 위해 상용 프로그램인 Fluent 12를 이용했다. 유동해석 결과를 통해 고유유량계수의 C_v 를 결정하고 해석을 위한 실험 조건과 근사되도록 배관 길이 및 센서의 위치를 Fig. 4와 같이 선정했다. 해석 시 GFV 전단과 후단의 초기 압력 경계조건은 요구도에 의한 압력차와 정격 유

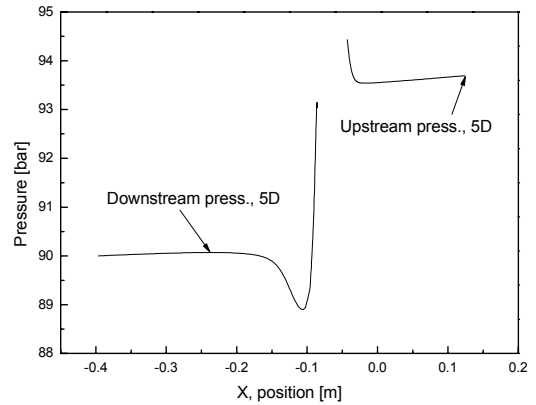


Fig. 3 CFD analysis using Fluent 12

량을 참고했다. 해석과 실험에서 전/후단압력 계측부는 GFV 기준으로 배관 내경 대비 5×d 전과 후에 위치토록 했다. 이것은 Fluent 12의 해석 결과를 근거로 한다. 즉, 5×d 계측 위치는 밸브 후단부 축류부(Vena Contracta)의 유동 후류에서 유동이 완전 발달된 위치에 계측포트가 있고, 밸브 전단부에서는 유속이 크게 작용하여 압력 변화가 크게 발생하는 부분을 피하여 전단 5×d에 위치시켰다.

요구 조건에 따라 자동제어 및 계측이 가능하도록 Fig. 4와 같이 설비를 구축했고, GFV 단품 관련 실험을 수행했으며[9, 10], 당시 실험 저장 주기(sampling rate)는 1 kHz이다. Fig. 3은 해당 유체가 정격유량으로 유동을 발생시켰을 때의 해석 결과이고, Fig. 5는 실제 실험결과이다. 고유유량계수는 체적유량과 GFV에 발생하는 압력차에 의한 식에 의해 결정되는 관계로 실제 실험에서 일정한 한 점의 결과를 찾기는 힘들다. 즉, 측정 센서가 갖는 응답시간과 평균화 시간으로 섭동을 수반한다. 따라서 적절한 고유유량계수 값을 얻기 위해 Fig. 5와 같이 수 초 동안의 실험 결과에 대해 평균값을 도출했고 그 값은 약 25 정도이다. CFD 해석결과에서 예측한 고유유량계수의 오차는 대략 3% 이내이다.

24 AMESim 모델링과 실험결과

GFV의 동특성 모델을 해석하기 위해

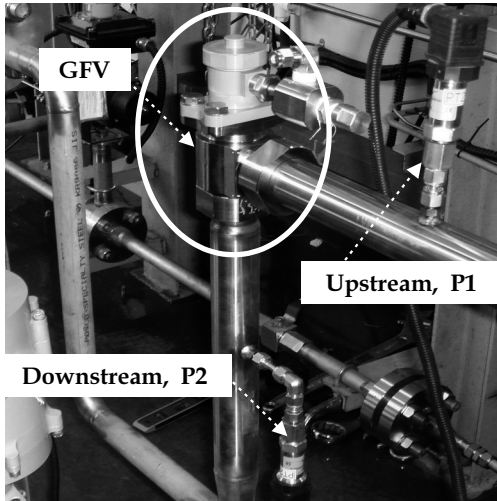


Fig. 4 Equipments for flow test of the GFV

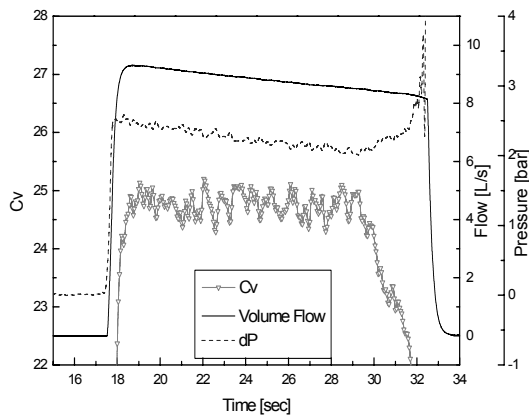


Fig. 5 Test results of flow coefficient

AMESim 4.3.0[11]을 이용했다. 모델링은 크게 3 부분으로 나눠서 각각 물리적인 특성을 검증했다. 정상 시 닫힘(Normal Close)과 스스로 열림 구조의 특성 해석을 위한 피스톤 액추에이터 및 스프링 부분과 힘 평형을 변화시켜 임의의 제어 포핏의 열림을 만들어주기 위한 파일럿 GFV 부분, 유동을 발생시키는 유로부로 구분하여 모델링을 수행하였다.

실험과 모델링에서는 GFV 구동압력은 질소이고 액추에이터 구동을 위하여 3-Way 솔레노이드 밸브가 존재한다. 본 논문에서는 GFV의 운용

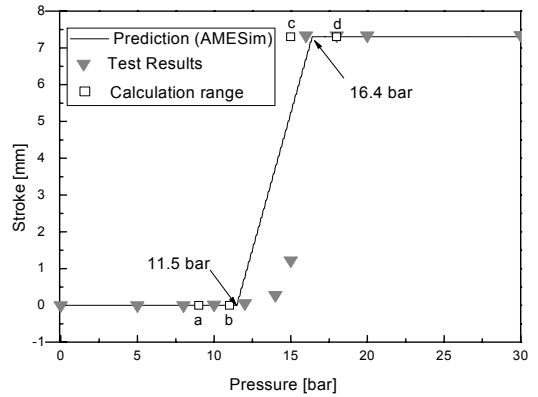


Fig. 6 Stroke transition with pilot pressure of the GFV

시간 제어가 주요 관심사가 아닌 관계로 3-Way 솔레노이드 밸브의 동특성에 대한 자세한 논의는 제외한다. 밸브구동압력은 GFV의 약 4 mm 포트를 통해 질소가스의 가압 및 배출이 이루어진다. 설계 당시 스프링 상수는 약 34 N/mm를 적용했고 초기 압축힘은 약 58 N 이다.

Figure 6의 해석결과와 예측결과에 의하면 힘 평형이 a와 b의 과도 구간에서 GFV의 포핏이 최초로 움직이기 시작하여 c와 d에서 완전 개방됨을 알 수 있다. 여기서, a와 b 구간의 압력은 각각 Eq. 3과 Eq. 1를 통해 구하며, c와 d는 Eq. 7과 Eq. 5에 의해 계산된다. 비록 실제 실험에서는 GFV의 거동을 파악하기 위해 단계별 승압한 결과로 압력 대비 스트로크 특성이 해석과 실험 결과에서 다소 차이를 보일 수 있다. 또한, 스프링에 의한 GFV의 개폐는 복잡한 비선형모델이기 때문에 우선 수학적 모델을 통해 단순화 보다는 과도 응답특성을 AMESim 모델결과를 활용했다.

Figure 7에서는 과도 구간에서 힘 평형을 통해 GFV 스트로크가 최대가 되는 시점의 파일럿 압력과 스프링 힘의 변화를 보였다. Eq. 2에서 스프링 완성품의 F_{1max} 약 570 N이고, Eq. 6에서 F_{2max} 는 약 820 N 임을 감안할 때 제작품 요구된 성능 내에서 운용됨을 알 수 있다. Fig. 7의 시간 x축은 단순 실험과 예측을 위해 GN2 기체를 사용하여 얻어진 결과이고, GFV가 개방 후

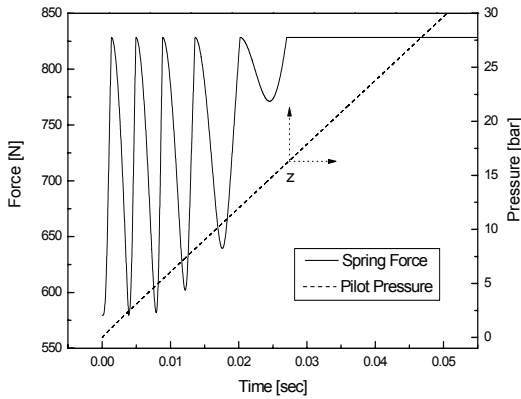


Fig. 7 Transient spring force with pilot actuating (AMESim prediction)

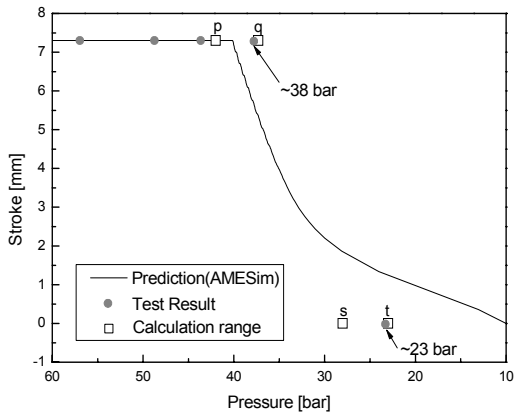


Fig. 8 Closing status with self sustained mode of the GFV

스프링 힘이 정상상태로 도달하는 시간은 약 0.03 sec임을 알 수 있다. Fig. 7의 z 점 위치는 파일럿 압력이 약 16 bar이면서 포켓이 최대로 열린 시점을 표시 한 것이다.

파일럿 압력에 의한 힘과 스프링 힘의 평형이 불일치되면서 포켓이 닫힘 상태로 바뀌는데, 이것을 Fig. 8을 통해 확인할 수 있다. Fig. 8에서 수치적인 해석 결과에 의하면 p(max)와 q(min) 구간 압력에서 GFV의 포켓이 최초로 움직이기 시작하면서 s(max)와 t(min) 구간에서 GFV의 닫히도록 되어 있다. 여기서, p와 q, s, t 구간의 압력은 각각 Eq. 9와 Eq. 10, Eq. 11, Eq. 12에 의해 계산된다. 단계별 압력 해압을 통한 실험에

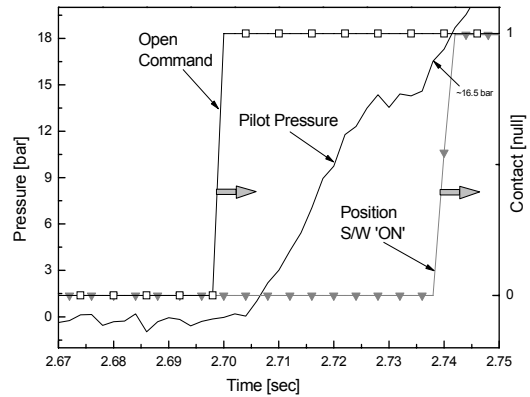


Fig. 9 Test results for a opening response time of the GFV

서는 예측값과 일치됨을 알 수 있으나, AEMSim에 의한 예측에서는 포켓이 시트에 밀착될 압력 지점에서는 일치되지 않음을 알 수 있다. 그 이유는 파일럿 압력을 제거 시 3-way 솔레노이드 밸브를 이용하여 GFV에 의한 해압 조건으로 모델링이 이루어졌기 때문에 솔레노이드 밸브의 오리피스와 질소가스 배출이 주요 지연 원인이라 할 수 있다.

Figure 9는 AMESim에서 동특성 모델로 사용된 3-Way 솔레노이드 밸브를 이용한 운용실험 결과이다. 실험 당시의 샘플링 속도 (sampling rate)은 500 Hz이다. 실험에서 동특성 모델인 솔레노이드 밸브를 이용하여 가압 및 해압이 이루어지도록 했고, 접점스위치(Limit Switch)를 이용하여 포켓의 완전히 개방된 위치 1지점만을 측정할 수 있도록 했다. Fig. 9에서 열림 명령을 내리면 솔레노이드 코일의 자화에 따른 지연이 발생되다가 GFV 액추에이터로 GN2가 가압되는 것을 볼 수 있다. 약 2.73 sec 일 때 압력은 약 15 bar 이므로, 그 당시에 액추에이터가 동작하여 포켓이 열리기 시작하는 최초의 시점임을 알 수 있다. 즉, 일정한 기율기로 압력이 상승하다가 약 13 bar 부근에서 더 이상 압력이 증가하지 않고 유지하는 것을 볼 수 있는데, 이것은 GFV 액추에이터가 힘 평형이 불일치되면서 피스톤 내부의 체적이 급격히 증가하게 되고 제한된 오리피스 면적에서 팽창된 피스톤 내 체적을

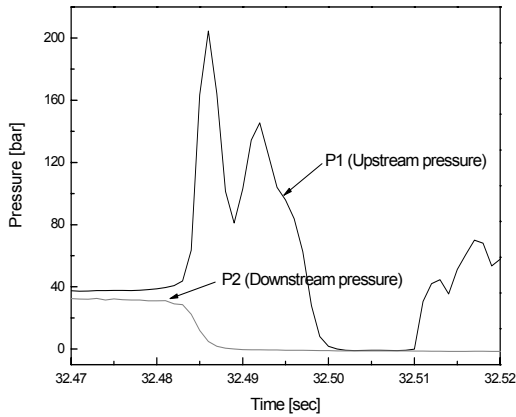


Fig. 10 Test results of transient pressure in self-sustained mode of the GFV

신속히 채우지 못함으로써 발생하는 초킹(choking)에 의한 지연 현상이다. 이 지연시간을 줄일 수 있는 방법으로는 분자량이 작은 기체를 사용하거나 또는 오리피스 면적이 큰 밸브를 적용하면 가능하다. AMESim 예측 값을 나타낸 Fig. 7과 실험결과인 Fig. 9를 비교 시 코일 자화에 따른 지연을 제외할 경우 GFV 열림에 대한 지연시간인 0.03 sec로 일치됨을 알 수 있다.

이미 앞서 설명 한 것처럼 본 GFV는 개방 후 유동이 스프링 힘보다 크다면 스스로 열림을 유지되도록 설계되어 있다. 스스로 열림 유지 확인 실험결과를 Fig. 10에서 볼 수 있다. Fig. 10에서와 같이 GFV 초기 구동을 위해 파일럿 압력을 인가하고 GFV가 개방되면 유동이 형성되는데, 파일럿 압력을 제거해도 유동은 계속 발생되면서 GFV는 닫히지 않게 된다. 즉, GFV는 유동의 힘이 스프링 힘보다 크므로 포핏을 지지하여 개방상태를 유지하게 된다. Eq. 9부터 Eq. 12를 이용하여 계산하면 포핏이 닫히기 시작할 때 유로 정압력은 약 37~42 bar이고, 시트에 포핏이 도달할 당시의 압력은 약 23~28 bar임을 Fig. 8에서 확인했다. Fig. 10에서 같이 유동의 압력을 계속 제거하자(압력 분포도만을 이용할 시) 약 8 ms 후에 포핏이 닫혔다. 또한, Fig. 10에서 GFV가 신속히 닫힘으로써 수격(water hammering)이 동반됨을 알 수 있다. GFV의 특성상, 수격의 크기

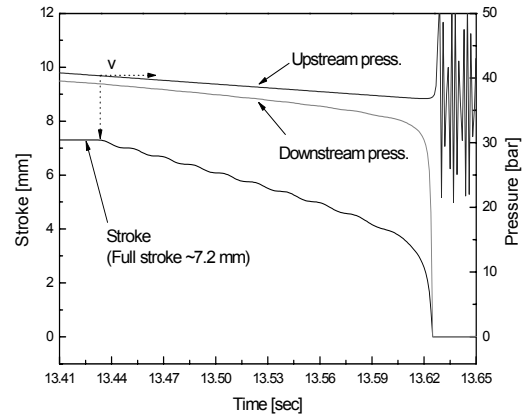


Fig. 11 Transient stroke to pressure with in self-sustained mode of the GFV (AMESim prediction)

는 밸브 전단의 유량에 따라 지배된다.

실험 당시 포핏의 스트로크를 측정하기 위한 변위측정기가 없었으므로 과도 구간의 힘 평형의 변화에 따른 압력 대비 스트로크 길이는 알 수 없다. 그러나 Fig. 11의 AMESim 모델링 결과(저장 주기 1 kHz)를 통해 실험에서 측정할 수 없었던 부분을 예측해본다. Fig. 11에서 GFV의 시트가 스스로 열림 상태를 유지하는 시점은 약 40 bar이며, 40 bar 이후부터 포핏이 닫힘과 동시에 GFV 전후단의 압력차도 일정한 기울기를 그리면서 해압 되는 것을 알 수 있다. GFV 전단의 압력 제거시간이 곧 스스로 닫힘을 위해 소요되는 시스템의 특성 시간이고 해압 조건에 따라 다를 수 있다. Fig. 11의 AMESim의 예측 결과에서는 약 13.60 s까지 161 ms이 소요되었고 13.60 s부터 약 8 ms 동안에 GFV가 닫혔다. 이것은 Fig. 10의 실험 결과와 유사한 특성을 보이는 것이며, 차후 시스템 분석을 위한 모델링 기초로 사용할 수 있다.

3. 결 론

본 논문에서는 동특성 검증을 위해 정적상태의 힘 평형 관계식을 통해 스프링 설계를 수행

했다. 최초로 포핏이 움직일 때의 파일럿 정압력과 포핏이 완전 열린 시점에서 파일럿 압력, 파일럿의 압력을 제거 후 스스로 열림을 유지하기 위한 밸브의 유로압력, 밸브가 완전 닫힘 상태로 유지되는 당시의 압력을 구해 보았다. 밸브의 초기 입력조건을 이용하여 고유유량계수 및 힘 평형 설계 당시 필요한 스트로크를 예측할 수 있었다. 힘 평형 설계에 의하여 정격 파일럿 압력 대비 포핏이 열릴 당시의 압력은 약 23 %이고 닫힐 때의 압력은 33 % 수준이다. 이것은 시스템에서 요구한 밸브 개발조건을 구동 기체의 종류 및 힘 균형을 통해 밸브 응답시간을 결정하게 되지만 밸브마다 요구 응답특성이 다르므로 그 비율 또한 다르다. 이를 위해 최대 스트로크 상태일 때 밸브 형상을 CFD 해석을 통해 밸브가 형상적으로 내포하고 있는 고유유량계수를 계산할 수 있었다. 또한, AMESim 모델링을 이용하여 정적 설계 결과 및 힘 평형 관련 실험 결과의 검증에 대해 비교했고, GFV 동적 거동을 예측하였다. 파일럿 압력을 질소를 사용할 경우 GFV의 개방시간은 약 30 ms이고 비록 유동력에 따라 차이를 보일 수 있으나 당시의 해석과 실험 조건을 동일하게 가져갔을 경우 닫히는데 지연된 시간은 약 8 ms였다. 이러한 힘평형 해석 관련 설계인자의 영향을 예측하고 측정방법을 제시함으로써 향후 개발하는 GFV는 물론, 관련 밸브류의 설계 및 제작에 활용할 수 있을 것으로 기대한다.

Nomenclature

d	Diameter of the pipe [m]	F_{1max}	Maximum spring force at preliminary deformation [N]
x	Poppet lift [m]	F_{1min}	Minimum spring force at preliminary deformation [N]
A	Area [m ²]	F_{2max}	Maximum spring force at operating deformation [N]
A_{eff}	Effective flow area [m ²]	F_{2min}	Minimum spring force at operating deformation [N]
C	Average circumference of a frustum $=\pi(d-x\sin\alpha\cos\alpha)$	H_{1min}	Minimum dimension for spring at initial state of the valve with allowance for manufacturing tolerance [mm]
C_1	Stiffness of spring [N/mm]	H_{1max}	Maximum dimension for spring at initial state of the valve with allowance for manufacturing tolerance [mm]
C_d	Discharge coefficient	H_{2min}	Minimum dimension for spring at open state of the valve with allowance for manufacturing tolerance [mm]
		H_{2max}	Maximum dimension for spring at open state of the valve with allowance for manufacturing tolerance [mm]
		L_1	Length of spring at preliminary deformation [mm]
		L_2	Length of spring at operating deformation [mm]
		P_u	Upstream pressure [Pa]
		P_d	Downstream pressure [Pa]
		P_{vc}	Pressure at the Vena Contracta [Pa]
		P_{Cmax}	Maximum pressure of flow at the moment of closing [MPa]
		P_{Cmin}	Minimum pressure of flow at the moment of closing [MPa]
		P_{emax}	Maximum inlet pressure at the moment of opening [MPa]
		P_{emin}	Minimum adopted inlet pressure at the moment of opening [MPa]

$P_{O_{max}}$	Maximum pressure of flow at full open status [MPa]
$P_{O_{min}}$	Minimum pressure of flow at full open status [MPa]
$P_{R_{max}}$	Maximum pressure of flow at full close status [MPa]
$P_{R_{min}}$	Minimum pressure of flow at full close status [MPa]
Q	Volumetric flow rate [m^3/s]
R_{1max}	Compression force including maximum margin at preliminary deformation [N]
R_{1min}	Compression force including minimum margin at preliminary deformation [N]
R_{2max}	Compression force including maximum margin at operating deformation [N]
R_{2min}	Compression force including minimum margin at operating deformation [N]
S_1	Area of piston [mm^2]
S_2	Area of poppet rod [mm^2]
S_3	Area of poppet cylinder [mm^2]
S_4	Area of poppet seal/seat [mm^2]
T_{1max}	Maximum friction force of motion for O-ring(1) [N]
T_{2max}	Maximum friction force of motion for O-ring(2) [N]
T_{3max}	Maximum friction force of motion for O-ring(3) [N]
T_1	Friction force of rest for O-ring(1) [N]
T_2	Friction force of rest for O-ring(2) [N]
T_3	Friction force of rest for O-ring(3) [N]
α	Half poppet angle
ρ	Fluid density [kg/m^3]

참 고 문 헌

1. 전재형, 홍문근, 김현준, 이수용, "산화제 개폐 밸브의 힘평형에 관한 연구", 한국항공우주학회지, 제37권, 제8호, 2009, pp.812-818
2. 홍문근, 이수용, "산화제 개폐밸브의 힘평형", 한국추진공학회 춘계학술대회, 2008, pp. 14-17
3. Cho, T. D., Yang, S. M., Lee, H. Y., Ko, S. H., " A study on the force balance of an unbalanced globe valve", Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 21, 2007, PP.814-820
4. Design documentation, "Technical specification and analyses of the LOX supply system and its components for cryogenic LRE", Brochure 2, 2009
5. D. McCloy, H. R. Martin, Control of Fluid Power : Analysis and Design, 1980
6. Herbert E. Merritt, Hydraulic Control Systems, 1967
7. Philip L. Skousen, Valve Handbook, 1998.
8. 이중엽, 정태규, 정용갑, 김영목, "터보펌프 모사를 위한 압력조절계의 특성에 관한 연구", 한국추진공학회지, 제8권, 제3호, 2004, pp. 27-36
9. 이중엽, 정태규, 한상엽, 김영목, "제어밸브를 이용한 액체로켓엔진 모사시스템 특성", 한국추진공학회지, 제9권, 제3호, 2005, pp.74-84
10. Lee, J. Y., Design memo for test of the GFV, FLT-LJY-2009-004
11. Imagine S. A., Thermal-Hydraulic Library for Component Design, 2003